

**İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ISIL SİSTEMLERİN İLERİ EKSERGOEKONOMİK PERFORMANS ANALİZİ  
İÇİN ÖLÇÜTLER GELİŞTİRİLMESİ**



**DOKTORA TEZİ**  
**Turgay KÖROĞLU**

**Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Anabilim Dalı**  
**Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Doktora Programı**

**Eylül 2018**



**İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ISIL SİSTEMLERİN İLERİ EKSERGOEKONOMİK PERFORMANS ANALİZİ  
İÇİN ÖLÇÜTLER GELİŞTİRİLMESİ**

**DOKTORA TEZİ**

**Turgay KÖROĞLU  
(508112007)**

**Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Doktora Programı**

**Tez Danışmanı: Prof. Dr. Oğuz Salim SÖĞÜT**

**Eylül 2018**



İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 508112007 numaralı Doktora Öğrencisi Turgay KÖROĞLU, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “ISIL SİSTEMLERİN İLERİ EKSERGOEKONOMİK PERFORMANS ANALİZİ İÇİN ÖLÇÜTLER GELİŞTİRİLMESİ” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

**Tez Danışmanı :** **Prof. Dr. Oğuz Salim SÖĞÜT** .....

İstanbul Teknik Üniversitesi

**Jüri Üyeleri :** **Prof. Dr. Ahmet DURMAYAZ** .....

İstanbul Teknik Üniversitesi

**Prof. Dr. Osman Azmi ÖZSOYSAL** .....

İstanbul Teknik Üniversitesi

**Prof. Dr. Bahri ŞAHİN** .....

Yıldız Teknik Üniversitesi

**Prof. Dr. Süleyman ÖZKAYNAK** .....

Piri Reis Üniversitesi

**Teslim Tarihi** : **16 Ağustos 2018**

**Savunma Tarihi** : **14 Eylül 2018**





*Mare et Scientia,*





## ÖNSÖZ

Ekserji temelli analizlerin sonuçlarından uygulayıcılar için daha fazla bilgi sağlamak ve sistemlerin iyileştirilmesi için karar vermede yardımcı olmak amacıyla yaptığım bu çalışmada, yol göstericiliği ve desteği için danışmanım Prof. Dr Oğuz Salim Söğüt'e, değerli fikirlerini benden esirgemeyen ve tezin ilerlemesinde yapıcı eleştirel yaklaşımlarıyla çalışmanın daha iyi yerlere gelmesinde yardımcı olan Prof. Dr. Ahmet Durmayaz ve Prof. Dr. Bahri Şahin'e teşekkür ederim.

Tez süresinde maddi, manevi desteklerini lütfeden Doç. Dr. Şebnem Helvacıoğlu ve Prof. Dr. İsmail Hakkı Helvacıoğlu'na, Avusturya'daki araştırmalarım süresince, bana destek olan Prof. Dr. Viktor Hacker'a, araştırma ve analizlerim sırasında kullandığım yazılım için lisans sağlayan Detlef Günzel'e de teşekkürü borç bilirim.

Her daim sabreden, destek olan ve yardımlarını, fikirlerini, tesellilerini esirgemeyen aileme, sevdiklerime, arkadaşlarıma; doktoram süresince hep arkamda duran, aldığım kararların mantık süzgeci eşim Deniz Günel Köroğlu'ya ve istisnasız her gün dua eden anneme teşekkür ederim.

Ağustos 2018

Turgay Köroğlu  
(Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisi)



## İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
<b>ÖNSÖZ</b> .....	<b>vii</b>
<b>İÇİNDEKİLER</b> .....	<b>ix</b>
<b>KISALTMALAR</b> .....	<b>xiii</b>
<b>SEMBOLLER</b> .....	<b>xv</b>
<b>ÇİZELGE LİSTESİ</b> .....	<b>xvii</b>
<b>ŞEKİL LİSTESİ</b> .....	<b>xxi</b>
<b>ÖZET</b> .....	<b>xxv</b>
<b>SUMMARY</b> .....	<b>xxix</b>
<b>1. GİRİŞ</b> .....	<b>1</b>
1.1 Enerji Sektörünün ve Sistemlerinin Dünya Üzerindeki Yeri ve Önemi .....	3
1.2 Gemi Enerji Sistemleri .....	5
1.3 Sistemlerin Enerji Verimliliğinin ve Performans Analizinin Önemi .....	5
1.4 Ekonomik ve Çevresel Analizlerin Sistem Tasarım ve Yenileme Aşamasındaki Yeri ve Önemi .....	6
1.5 Analiz Yöntemleri .....	7
1.5.1 Performans analizi yöntemleri .....	7
1.5.2 Ekonomi analizi yöntemleri .....	8
1.5.3 Çevre analizi yöntemleri .....	8
1.5.4 Yöntemlerin değerlendirilmesi .....	9
1.6 İleri Ekserji Temelli Analizler .....	10
<b>2. TEORİK YÖNTEM</b> .....	<b>13</b>
2.1 Ekserji Temelli Analizler .....	13
2.1.1 Ekserji analizi .....	16
2.1.2 Eksergoekonomi analizi .....	17
2.1.3 Eksergoçevresel analiz .....	19
2.2 İleri Ekserji Temelli Analizler .....	20
2.2.1 İleri ekserji analizi .....	20
2.2.2 İleri eksergoekonomi analizi .....	26
2.2.3 İleri eksergoçevresel analiz .....	29
2.3 İleri Ekserji Temelli Analizler için Literatür Taraması .....	31
2.4 İleri Ekserji ve Eksergoekonomi Analizlerine Dayalı Eksergoekonomik Performans Ölçütleri .....	48
2.5 Genetik Algoritma .....	54
2.6 Analizleri Gerçekleştirmek için Kullanılan Yazılımlar .....	55
<b>3. İLERİ EKSERJİ TEMELLİ ANALİZ UYGULAMALARI</b> .....	<b>57</b>
3.1 Basit bir Rankine Çevrimi Uygulaması .....	57
3.1.1 İleri ekserji analizi uygulaması .....	57
3.1.1.1 İç ve dış kaynaklı ekserji yıkımı hesaplamaları .....	61
3.1.1.2 Önlenebilir ve önlenemez ekserji yıkımı hesaplamaları .....	72
3.1.1.3 Ekserji yıkımlarının kombinasyon hesaplamaları .....	80
3.1.1.4 Sonuçlar, tartışma ve değerlendirme .....	83

3.1.2 İleri eksergoekonomi analizi uygulaması .....	89
3.1.2.1 Yatırım maliyetlerinin bulunması .....	89
3.1.2.2 Ekserji yıkım maliyetlerinin bulunması .....	95
3.1.2.3 Sonuçlar, tartışma ve değerlendirme .....	99
3.2 Gemi Ana Makinesi Egzozu Çıkışına Bağlı Turbojeneratör Uygulaması ...	107
3.2.1 İleri ekserji analizi uygulaması .....	107
3.2.1.1 Sonuçlar ve tartışma .....	111
3.2.1.2 Değerlendirme .....	116
3.2.2 İleri eksergoekonomi analizi uygulaması .....	117
3.2.2.1 Sonuçlar ve tartışma .....	119
3.2.2.2 Değerlendirme .....	125
3.3 Gemi Ana Makinesi Egzozu Çıkışına Bağlı Organik Rankine Çevrimleri Uygulaması .....	126
3.3.1 İleri ekserji analizi uygulaması .....	127
3.3.1.1 Sonuçlar ve tartışma .....	129
3.3.1.2 Değerlendirme .....	135
3.3.2 İleri eksergoekonomi analizi uygulaması .....	136
3.3.2.1 Sonuçlar ve tartışma .....	137
3.3.2.2 Değerlendirme .....	147
3.3.3 İleri eksergoçevresel analiz uygulaması .....	148
3.3.3.1 Sonuçlar ve tartışma .....	149
3.3.3.2 Değerlendirme .....	152
<b>4. SİSTEM TANIMI .....</b>	<b>155</b>
4.1 İncelenen Gemi Hakkında Bilgiler .....	155
4.2 Gemi Buhar Sevk Sistemi .....	155
4.2.1 Literatür çalışması .....	156
4.2.2 Sistem ve özellikleri .....	158
4.3 Gemi Diesel Sevk Sistemi .....	160
4.3.1 Literatür çalışması .....	161
4.3.2 Sistem ve özellikleri .....	163
4.4 Gemi Konsept Organik Rankine Çevrimleri .....	166
4.4.1 Literatür çalışması .....	167
4.4.2 Sistem ve özellikleri .....	172
<b>5. GEMİ BUHAR SEVK TESİSİ ANALİZLERİ .....</b>	<b>177</b>
5.1 Ekserji ve İleri Ekserji Analizleri .....	177
5.1.1 Sonuçlar ve tartışma .....	179
5.1.1.1 Geleneksel ekserji analizi .....	179
5.1.1.2 İleri ekserji analizi .....	182
5.1.2 Değerlendirme .....	187
5.2 Eksergoekonomi ve İleri Eksergoekonomi Analizleri .....	188
5.2.1 Sonuçlar ve tartışma .....	189
5.2.1.1 Ekserji yıkım maliyetleri ve ayrıştırılması .....	189
5.2.1.2 Yatırım ve diğer maliyetlerin ileri eksergoekonomik analizle ayrıştırılması .....	196
5.2.2 Değerlendirme .....	200
5.3 Eksergoçevre ve İleri Eksergoçevre Analizleri .....	201
5.3.1 Sonuçlar ve tartışma .....	203
5.3.1.1 Ekserji yıkımı kaynaklı çevresel etkiler ve ayrıştırılması .....	203
5.3.1.2 Komponent kaynaklı çevresel etkiler ve ayrıştırılması .....	209
5.3.2 Değerlendirme .....	213

5.4 Eksergoekonomik Performans Analizleri .....	214
<b>6. GEMİ DİSEL SEVK TESİSİ ANALİZLERİ.....</b>	<b>223</b>
6.1 Ekserji ve İleri Ekserji Analizleri.....	223
6.1.1 Sonuçlar ve tartışma.....	226
6.1.1.1 Geleneksel ekserji analizi.....	226
6.1.1.2 İleri ekserji analizi.....	229
6.1.2 Değerlendirme.....	236
6.2 Eksergoekonomi ve İleri Eksergoekonomi Analizleri .....	237
6.2.1 Sonuçlar ve tartışma.....	237
6.2.1.1 Ekserji yıkım maliyetleri ve ayrıştırılması .....	238
6.2.1.2 Yatırım ve diğer maliyetlerin ileri eksergoekonomik analizle ayrıştırılması .....	245
6.2.2 Değerlendirme.....	251
6.3 Eksergoçevre ve İleri Eksergoçevre Analizleri.....	253
6.3.1 Sonuçlar ve tartışma.....	254
6.3.1.1 Ekserji yıkımı kaynaklı çevresel etkiler ve ayrıştırılması .....	254
6.3.1.2 Komponent kaynaklı çevresel etkiler ve ayrıştırılması .....	261
6.3.2 Değerlendirme.....	266
6.4 Eksergoekonomik Performans Analizleri .....	266
<b>7. GEMİ KONSEPT ORGANİK RANKINE ÇEVİRİMLERİNİN ANALİZLERİ .....</b>	<b>277</b>
7.1 Egzoz gazı ve Soğutma Suyu ile Oluşturulan Sistemler .....	277
7.1.1 Sonuçlar, tartışma ve değerlendirme.....	277
7.1.1.1 Geleneksel, ileri ekserji ve eksergoekonomik performans analizleri.....	278
7.1.1.2 Geleneksel, ileri eksergoekonomi ve eksergoekonomik performans analizleri.....	283
7.1.1.3 Geleneksel ve ileri eksergoçevre analizleri .....	291
7.2 Süpürme Havası ve Soğutma Suyu ile Oluşturulan Sistemler .....	296
7.2.1 Sonuçlar, tartışma ve değerlendirme.....	297
7.2.1.1 Geleneksel, ileri ekserji ve eksergoekonomik performans analizleri.....	297
7.2.1.2 Geleneksel, ileri eksergoekonomi ve eksergoekonomik performans analizleri.....	303
7.2.1.3 Geleneksel ve ileri eksergoçevre analizleri .....	311
<b>8. SONUÇLAR .....</b>	<b>317</b>
<b>KAYNAKLAR .....</b>	<b>325</b>
<b>EKLER .....</b>	<b>341</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ .....</b>	<b>351</b>



## KISALTMALAR

<b>ASHRAE</b>	: American Society of Heating and Air-Conditioning Engineers (Amerikan Isıtma, Soğutma ve İklimlendirme Mühendisleri Birliği)
<b>AV</b>	: Avoidable (Önlenebilir)
<b>AVEN</b>	: Avoidable Endogenous (Önlenebilir İç Kaynaklı)
<b>AVEX</b>	: Avoidable Exogenous (Önlenebilir Dış Kaynaklı)
<b>BOILER</b>	: Kazan, Buhar Üretici
<b>CDP</b>	: Kondenser Ardı Besi Suyu Pompası
<b>CEPCI</b>	: Chemical Engineering Plant Cost Index (Kimya Mühendisliği Tesis Maliyet İndeksi)
<b>CO</b>	: Karbonmonoksit
<b>CO<sub>2</sub></b>	: Karbondioksit
<b>COGAS</b>	: Combined Gas and Steam Turbine (Bileşik Gaz ve Buhar Türbinleri Çevrimleri)
<b>COMP</b>	: Kompresör
<b>COND</b>	: Kondenser
<b>CWC</b>	: Çeket Suyu Soğutucusu
<b>DEAER</b>	: Hava Ayrıştırıcı
<b>DWT</b>	: Dedveyt Ton
<b>ECDL</b>	: Exergy Cost of Destruction Level (Ekserji Yıkım Maliyeti Seviyesi)
<b>ECON</b>	: Ekonomizer
<b>EDL</b>	: Exergy Destruction Level (Ekserji Yıkım Seviyesi)
<b>EDS</b>	: Enerji Dönüşüm Sistemi
<b>EEDI</b>	: Energy Efficiency Design Index (Enerji Verimliliği Dizayn İndeksi)
<b>EEOI</b>	: Energy Efficiency Operation Index (Enerji Verimliliği Operasyon İndeksi)
<b>EES</b>	: Engineering Equation Solver
<b>EGR</b>	: Egzoz Gazı Resirkülasyonu
<b>EN</b>	: Endogenous (İç Kaynaklı)
<b>ENGINE</b>	: Diesel Ana Makine
<b>EVAP</b>	: Evaporatör
<b>EX</b>	: Exogenous (Dış kaynaklı)
<b>Exh</b>	: Egzoz
<b>FW HX</b>	: Besi Suyu Isı Değiştiricisi
<b>FWGen</b>	: Tatlı Su Üretici
<b>FWMP</b>	: Ana Besi Suyu Pompası
<b>FWP</b>	: Kısmi Besi Suyu Pompası
<b>FWPH</b>	: Besi Suyu Ön Isıtıcısı
<b>GHG</b>	: Green House Gas (Sera Gazı)
<b>GT</b>	: Gaz Türbini
<b>HC</b>	: Hidrokarbon
<b>HEATER</b>	: Akışkan Isıtma Ünitesi, Isıtıcı
<b>HPT</b>	: Yüksek Basınç Türbini

<b>HTFWP</b>	: Yüksek Sıcaklıklı Tatlı Su Devresi Pompası
<b>ICE</b>	: İçten Yanmalı Makine
<b>IMO</b>	: Uluslararası Denizcilik Örgütü
<b>IPT</b>	: Orta Basınç Türbini
<b>Isen</b>	: İzentropik
<b>JW</b>	: Çeket Soğutma Suyu
<b>LCA</b>	: Life Cycle Analysis (Yaşam Döngüsü Analizi)
<b>Li-Br</b>	: Lityum – Bromür
<b>LNG</b>	: Liquified Natural Gas (Sıvılaştırılmış Doğal Gaz)
<b>LOC</b>	: Yağlama Yapı Soğutucusu
<b>LOP</b>	: Yağlama Yağı Pompası
<b>LPT</b>	: Alçak Basınç Türbini
<b>LTFWP</b>	: Düşük Sıcaklıklı Tatlı Su Devresi Pompası
<b>MCR</b>	: Maximum Continuous Rate (Sürekli Maksimum Yük)
<b>ME</b>	: Ana Makine
<b>MECW</b>	: Ana Makine Soğutma Suyu Ünitesi
<b>MELO</b>	: Ana Makine Yağlama Yağı Ünitesi
<b>MEXO</b>	: Mexogenous (Eş Zamanlı)
<b>NBT</b>	: Normal Boiling Temperature (Normal Kaynama Sıcaklığı)
<b>NGL</b>	: Gazlaştırılmış Sıvı Doğal Gaz
<b>NOx</b>	: Azot Oksit
<b>ORC</b>	: Organic Rankine Cycle (Organik Rankine Çevrimi)
<b>OTHRMPS</b>	: Tatlı Su Devresinde Bulunan Diğer Komponentler
<b>PIPE</b>	: Boru Donanımı
<b>PSI</b>	: Akışkan Belirleme İndeksi
<b>R</b>	: Real (Gerçek)
<b>SAC</b>	: Süpürme Havası Soğutucusu
<b>SEEMP</b>	: Ship Energy efficiency Management Plan (Gemi Enerji Verimliliği Yönetim Planı)
<b>SFC</b>	: Specific Fuel Consumption (Özgül Yakıt Tüketimi)
<b>SH</b>	: Aşırı Kızdırıcı
<b>SOx</b>	: Kükürt Oksit
<b>SPECO</b>	: Specific Exergy Costing (Özgül Ekserji Maliyetlendirme Metodu)
<b>ST</b>	: Buhar Türbini
<b>SUP HX</b>	: Aşırı Kızdırıcı Isı Değiştirici
<b>SWP</b>	: Deniz Suyu Pompası
<b>TC</b>	: Turboşarj Ünitesi Türbini
<b>TEU</b>	: Twenty Feet Equivalent Unit (20 Ayak Eşit Birimi)
<b>TH</b>	: Theoretical (Teorik)
<b>UN</b>	: Unavoidable (Önlenemez)
<b>UNEN</b>	: Unavoidable Endogenous (Önlenemez İç Kaynaklı)
<b>UNEX</b>	: Unavoidable Exogenous (Önlenemez Dış Kaynaklı)
<b>VLCC</b>	: Çok Büyük Ham Petrol Taşıyıcı
<b>WHR</b>	: Waste Heat Recovery (Atık Isı Geri Kazanımı)



## SEMBOLLER

$\dot{E}x$	: Ekserji
$ex$	: Spesifik ekserji
$\dot{C}$	: Ekserji maliyeti
$c$	: Birim ekserji başına ortalama maliyet
$\dot{Z}$	: Komponent yatırım maliyeti
$\dot{B}$	: Ekserji akışı kaynaklı çevre etki puanı
$\dot{Y}$	: Komponent kaynaklı çevre etki puanı
$\dot{W}$	: Güç
$\dot{Q}$	: Isı
$\varepsilon$	: Ekserji verimi
$\eta$	: İzentropik verim
$\Delta T$	: Sıcaklık farkı
$\Delta P$	: Basınç farkı
$x$	: Kuruluk derecesi
$k$	: İncelenen sistemdeki incelenen herhangi bir bileşen
$D$	: Yıkım
$F$	: Yakıt
$P$	: Ürün
$max$	: Azami
$hot$	: Sıcak taraf
$cold$	: soğuk taraf
$Circ$	: Sirkülasyon



## ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 3.1 : Basınç kayıpsız Rankine çevriminin verileri. ....	58
Çizelge 3.2 : Rankine çevrimi için komponentlerin yakıt ve ürün ekserjileri. ....	58
Çizelge 3.3 : Teorik Rankine çevrim verileri. ....	65
Çizelge 3.4 : 1. hibrit Rankine çevrimi verileri. ....	67
Çizelge 3.5 : 2. hibrit Rankine çevrimi verileri. ....	69
Çizelge 3.6 : 3. hibrit Rankine çevrimi verileri. ....	70
Çizelge 3.7 : 4. hibrit Rankine çevrimi verileri. ....	71
Çizelge 3.8 : Komponentlerin gerçek ve önlenebilir koşulları. ....	73
Çizelge 3.9 : Önlenebilir çevrimin hal noktalarının özellikleri. ....	78
Çizelge 3.10 : Rankine çevriminin geleneksel ve ayrıklı bileşenli ileri ekserji analizi. ....	85
Çizelge 3.11 : Rankine çevriminin geleneksel ve önlenebilir şartlarda çevrim ile ileri ekserji analizi. ....	85
Çizelge 3.12 : Rankine çevriminin ileri eksergoekonomi analizi yatırım maliyetleri. ....	100
Çizelge 3.13 : Rankine çevriminin ileri eksergoekonomi analizi ekserji yıkımı maliyetleri. ....	100
Çizelge 3.14 : Rankine çevriminin ileri eksergoekonomi analizi toplam maliyetleri. ....	100
Çizelge 3.15 : Çalışma için kullanılan veri. ....	108
Çizelge 3.16 : Ana makinenin özgül yakıt tüketimi, NO <sub>x</sub> ve SO <sub>x</sub> emisyonları. ....	108
Çizelge 3.17 : %100 yük ve 7,5 bar'da çalışan akışkanın hal özellikleri. ....	109
Çizelge 3.18 : Kabul edilen gerçek, teorik ve önlenebilir komponent şartları. ....	110
Çizelge 3.19 : Kütle ve enerji dengesi, yakıt ve ürün ekserji denklemleri. ....	111
Çizelge 3.20 : % 100 yük ve 7,5 bar'da buhar çevriminin ekserji analizi sonuçları. ....	111
Çizelge 3.21 : % 100 yük ve 7,5 bar'da çevrimin ileri ekserji analizi sonuçları. ....	112
Çizelge 3.22 : 7 bar basınçlı sistemin özellikleri. ....	117
Çizelge 3.23 : 8 bar basınçlı sistemin özellikleri. ....	117
Çizelge 3.24 : Atık ısı geri kazanım sisteminin gerçek ve önlenebilir maliyet şartları. ....	118
Çizelge 3.25 : Eksergoekonomik denge denklemleri ve yardımcı denklemler. ....	119
Çizelge 3.26 : 7 bar basınçlı sistem için geleneksel ve ileri eksergoekonomik analiz sonuçları. ....	120
Çizelge 3.27 : 7,5 bar basınçlı sistem için geleneksel ve ileri eksergoekonomik analiz sonuçları. ....	120
Çizelge 3.28 : 8 bar basınçlı sistem için geleneksel ve ileri eksergoekonomik analiz sonuçları. ....	121
Çizelge 3.29 : Sistemlerin toplam gerçek, önlenebilir ve önlenebilir maliyetleri. ....	124
Çizelge 3.30 : Çalışmada kullanılan veriler. ....	127
Çizelge 3.31 : Ana makinenin özgül yakıt tüketimi, egzoz gaz içeriği. ....	128

Çizelge 3.32 : Organik akışkanlar ve durumları.....	128
Çizelge 3.33 : Komponentlerin gerçek ve önlenemez çalışma şartları kabulleri. ...	129
Çizelge 3.34 : Enerji ve ekserji analizi denklemleri.....	130
Çizelge 3.35 : Doymuş buhar ORC için termodinamik verisi.....	144
Çizelge 3.36 : Kızgın buharlı ORC için termodinamik verisi.....	144
Çizelge 3.37 : R141b içeren doymuş buharlı ORC sisteminin ileri ekserji ve eksergoekonomi analizi sonuçları.....	146
Çizelge 3.38 : R113 içeren kızgın buharlı ORC sisteminin ileri ekserji ve eksergoekonomi analizi sonuçları.....	146
Çizelge 3.39 : ORC sistemlerinin eksergoçevresel denge ve yardımcı denklemleri.....	148
Çizelge 3.40 : Doymuş buharlı ORC sisteminin geleneksel ve ileri eksergoçevresel analiz sonuçları.....	150
Çizelge 3.41 : Kızgın buharlı ORC sisteminin geleneksel ve ileri eksergoçevresel analiz sonuçları.....	151
Çizelge 4.1 : Akışların termodinamik özellikleri.....	159
Çizelge 4.2 : Ana makine verileri.....	163
Çizelge 4.3 : Akışların termodinamik özellikleri.....	165
Çizelge 4.4 : İncelenen akışkanlar, özellikleri ve uygunlukları.....	174
Çizelge 4.5 : Genetik algoritmada kullanılan parametreler ve değerleri.....	175
Çizelge 4.6 : Egzoz ve süpürme havası kullanan sistemlerde aseton akışkanına ait termodinamik veriler.....	176
Çizelge 5.1 : Komponentlerin gerçek, teorik ve önlenemez koşulları.....	177
Çizelge 5.2 : İncelenen komponentlerin yakıt ve ürün ekserjileri.....	178
Çizelge 5.3 : İncelenen sistemin geleneksel ekserji analizi sonuçları.....	179
Çizelge 5.4 : Gemi buhar sevk tesisinin ileri ekserji analizi sonuçları [kW].....	183
Çizelge 5.5 : Eksergoekonomik denge denklemleri ve önlenemez maliyet şartları.....	190
Çizelge 5.6 : Geleneksel ve ileri eksergoekonomi analizi sonucu hesaplanan ekserji yıkımı maliyetleri.....	191
Çizelge 5.7 : Geleneksel ve ileri eksergoekonomi analizi sonucu hesaplanan yatırım ve diğer maliyetleri.....	196
Çizelge 5.8 : Eksergoçevresel denge denklemleri ve önlenemez çevre etkisi şartları.....	202
Çizelge 5.9 : Geleneksel ve ileri eksergoçevresel analiz sonucunda ekserji yıkımının çevre etkisi ve ayrıştırması sonuçları.....	205
Çizelge 5.10 : Geleneksel ve ileri eksergoçevresel analiz sonucunda komponent çevre etkileri ve ayrıştırılması.....	209
Çizelge 5.11 : Gemi buhar sevk tesisi için eksergoekonomik performans ölçütleri.....	215
Çizelge 6.1 : Komponentlerin gerçek, teorik ve önlenemez koşulları.....	224
Çizelge 6.2 : İncelenen komponentlerin yakıt ve ürün ekserjileri.....	225
Çizelge 6.3 : İncelenen sistemin geleneksel ekserji analizi sonuçları.....	227
Çizelge 6.4 : Gemi Diesel sevk tesisinin ileri ekserji analizi sonuçları.....	230
Çizelge 6.5 : Eksergoekonomik denge denklemleri ve önlenemez maliyet şartları.....	238
Çizelge 6.6 : Geleneksel ve ileri eksergoekonomi analizi sonucu hesaplanan ekserji yıkımı maliyetleri.....	239
Çizelge 6.7 : Geleneksel ve ileri eksergoekonomi analizi sonucu hesaplanan yatırım ve diğer maliyetleri.....	246

<b>Çizelge 6.8</b> : Eksergoçevresel denge denklemleri ve önlenemez çevre etkisi şartları.....	254
<b>Çizelge 6.9</b> : Geleneksel ve ileri eksergoçevresel analiz sonucunda ekserji yıkımının çevre etkisi ve ayrıştırması sonuçları.....	255
<b>Çizelge 6.10</b> : Geleneksel ve ileri eksergoçevresel analiz sonucunda komponent çevre etkileri ve ayrıştırılması.....	261
<b>Çizelge 6.11</b> : Gemi Diesel sevk tesisi için eksergoekonomik performans ölçütleri.....	267
<b>Çizelge 7.1</b> : Komponentlerin gerçek, teorik ve önlenemez koşulları.....	278
<b>Çizelge 7.2</b> : Komponentlerin enerji dengesi, yakıt ve ürün ekserjileri.....	279
<b>Çizelge 7.3</b> : Geleneksel ekserji analizi sonuçları.....	279
<b>Çizelge 7.4</b> : Sistemlerin ileri ekserji ve eksergoekonomik performans ölçüt analizi sonuçları.....	282
<b>Çizelge 7.5</b> : Eksergoekonomik denge denklemleri ve önlenemez maliyet şartları.....	284
<b>Çizelge 7.6</b> : Geleneksel ve ileri eksergoekonomi analizi sonucu hesaplanan ekserji yıkımı maliyetleri.....	285
<b>Çizelge 7.7</b> : Geleneksel ve ileri eksergoekonomi analizi sonucu hesaplanan yatırım ve diğer maliyetleri.....	287
<b>Çizelge 7.8</b> : Sistemlerin toplam önlenebilir maliyet ve eksergoekonomik performans ölçütleri.....	289
<b>Çizelge 7.9</b> : Eksergoçevresel denge denklemleri ve önlenemez çevre etkisi şartları.....	291
<b>Çizelge 7.10</b> : Geleneksel ve ileri eksergoçevresel analiz sonucunda ekserji yıkımının çevre etkisi ve ayrıştırması sonuçları.....	292
<b>Çizelge 7.11</b> : Geleneksel ve ileri eksergoçevresel analiz sonucunda komponent çevre etkileri ve ayrıştırılması.....	294
<b>Çizelge 7.12</b> : Komponentlerin gerçek, teorik ve önlenemez koşulları.....	297
<b>Çizelge 7.13</b> : İncelenen komponentlerin enerji, dengeleri, yakıt ve ürün ekserjileri.....	298
<b>Çizelge 7.14</b> : İncelenen sistemlerin geleneksel ekserji analizi sonuçları.....	299
<b>Çizelge 7.15</b> : Sistemlerin ileri ekserji ve eksergoekonomik performans ölçüt analizi sonuçları.....	301
<b>Çizelge 7.16</b> : Eksergoekonomik denge denklemleri ve önlenemez maliyet şartları.....	304
<b>Çizelge 7.17</b> : Geleneksel ve ileri eksergoekonomi analizi sonucu hesaplanan ekserji yıkımı maliyetleri.....	305
<b>Çizelge 7.18</b> : Geleneksel ve ileri eksergoekonomi analizi sonucu hesaplanan yatırım ve diğer maliyetleri.....	308
<b>Çizelge 7.19</b> : Sistemlerin toplam önlenebilir maliyet ve eksergoekonomik performans ölçütleri.....	310
<b>Çizelge 7.20</b> : Eksergoçevresel denge denklemleri ve önlenemez çevre etkisi şartları.....	312
<b>Çizelge 7.21</b> : Geleneksel ve ileri eksergoçevresel analiz sonucunda ekserji yıkımının çevre etkisi ve ayrıştırması sonuçları.....	313
<b>Çizelge 7.22</b> : Geleneksel ve ileri eksergoçevresel analiz sonucunda komponent çevre etkileri ve ayrıştırılması.....	315
<b>Çizelge A. 1</b> : Siklopentan'ın iki sistem için termodinamik verileri.....	343
<b>Çizelge A. 2</b> : Dietil Eter'in iki sistem için termodinamik verileri.....	343
<b>Çizelge A. 3</b> : Hekzan'ın iki sistem için termodinamik verileri.....	344

<b>Çizelge A. 4 :</b> İzohexzan'ın iki sistem için termodinamik verileri. ....	344
<b>Çizelge A. 5 :</b> İzopentan'ın iki sistem için termodinamik verileri. ....	345
<b>Çizelge A. 6 :</b> Pentan'ın iki sistem için termodinamik verileri. ....	345
<b>Çizelge A. 7 :</b> R11'in iki sistem için termodinamik verileri. ....	346
<b>Çizelge A. 8 :</b> R113'ün iki sistem için termodinamik verileri. ....	346
<b>Çizelge A. 9 :</b> R141b'nin iki sistem için termodinamik verileri. ....	347
<b>Çizelge A. 10 :</b> R365mfc'nin iki sistem için termodinamik verileri. ....	347
<b>Çizelge A. 11 :</b> R123 ve R245ca'nın ikinci sistem için termodinamik verileri. ....	348
<b>Çizelge A.12 :</b> R1233zD(E) ve RE245fa2'nin ikinci sistem için termodinamik verileri. ....	348



## ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Şekil 1.1: Dünya Enerji Talebi.....	3
Şekil 1.2: Dünya enerji tüketimi öngörüsü.....	4
Şekil 1.3 : Etki puanının oluşturulması.....	9
Şekil 2.1 : Ekserji tanımı.....	13
Şekil 2.2 : Akıya sahip açık termodinamik sistem.....	13
Şekil 2.3 : Sürekli akışlı açık sistemin akı etkileşimi.....	15
Şekil 2.4 : Tsatsaronis'e göre bir termal sistemin k'ncı bileşeninin ekserji yıkımı ve ilk yatırım maliyeti arasında beklenen ilişki.....	24
Şekil 2.5 : Bir termal sistemin k'ncı bileşeninin önlenemez ve önlenebilir ekserji yıkımının grafiksel gösterimi.....	25
Şekil 3.1 : a) İncelenen Rankine çevriminin şeması b)T-s diyagramı.....	58
Şekil 3.2 : Basınç kayıpsız Rankine çevriminin Cycle Tempo modeli.....	62
Şekil 3.3 : Basınç kayıpsız Rankine çevriminin teorik ve hibrit T-s diyagramları.....	63
Şekil 3.4 : Türbin genişlemesi T-s diyagramı.....	64
Şekil 3.5 : Teorik çevrim.....	64
Şekil 3.6 : 1. Hibrit Rankine çevrimi T-s diyagramı.....	66
Şekil 3.7 : 2. hibrit Rankine çevrimi T-s diyagramı.....	68
Şekil 3.8 : 3. hibrit Rankine çevrimi T-s diyagramı.....	69
Şekil 3.9 : 4. hibrit Rankine çevrimi T-s diyagramı.....	71
Şekil 3.10 : Rankine çevriminin ayrıık bileşenli incelendiğinde ekserji yıkımları.....	86
Şekil 3.11 : Rankine çevriminin önlenemez şartlar çevrimi ile incelendiğinde ekserji yıkımları.....	87
Şekil 3.12 : Rankine çevrimi bileşenlerinin kaçınılabilir ve önlenemez yatırım maliyet oranı.....	99
Şekil 3.13 : Rankine çevrimi bileşenlerinin kaçınılabilir yatırım maliyetleri.....	101
Şekil 3.14 : Rankine çevrimi bileşenlerinin iç ve dış kaynaklı yatırım maliyeti oranları.....	102
Şekil 3.15 : Rankine çevrimi bileşenlerinin önlenebilir ve önlenemez ekserji yıkım maliyetleri.....	102
Şekil 3.16 : Rankine çevrimi bileşenlerinin önlenebilir ekserji yıkım maliyetleri... ..	103
Şekil 3.17 : Rankine çevrimi bileşenlerinin iç ve dış kaynaklı ekserji yıkımı maliyeti oranları.....	104
Şekil 3.18 : Rankine çevrimi bileşenlerinin ayrııntılı yatırım maliyetleri.....	104
Şekil 3.19 : Rankine çevrimi bileşenlerinin ayrııntılı ekserji yıkımı maliyetleri.....	106
Şekil 3.20 : Rankine çevrimi sisteminin toplam maliyetleri.....	106
Şekil 3.21 : Tek basınç kademeli kapalı atık ısı geri kazanım buhar çevriminin genel şeması.....	108
Şekil 3.22 : Besi suyu basıncı ve makine yüklerine göre ekserji, yeni ekserji verimleri ve güç çıktıları.....	112

<b>Şekil 3.23</b> : 8 bar'da tüm makine yükleri için tüm komponentlerin ekserji yıkımı oranları.....	113
<b>Şekil 3.24</b> : İleri ekserji analizleri sonuçlarına göre ekserji yıkım yüzdeleri.....	114
<b>Şekil 3.25</b> : İleri ekserji analizleri sonuçlarına göre önlenebilir ve önlenebilir ekserji yıkımlarının payları.....	115
<b>Şekil 3.26</b> : Çevrimden önce ve sonra özgül yakıt tüketimi, egzoz gazının NO <sub>x</sub> , SO <sub>x</sub> , CO <sub>2</sub> içerikleri ve sistemin güç çıktısı.....	116
<b>Şekil 3.27</b> : Önlenebilir ve önlenebilir yatırım maliyetlerinin yüzdeleri.....	123
<b>Şekil 3.28</b> : Önlenebilir ve önlenebilir ekserji yıkımı maliyetlerinin yüzdeleri.....	124
<b>Şekil 3.29</b> : a) Kızgın ve b) doymuş buharlı ORC sistemleri.....	127
<b>Şekil 3.30</b> : Çevrimin enerji verimi ve net gücü.....	130
<b>Şekil 3.31</b> : Tüm çevrimler için genel ekserji verimi, yakıt ekserjisi ve ekserji yıkımları.....	131
<b>Şekil 3.32</b> : Tüm çevrimlerin yeni ekserji verimleri, önlenebilir ve önlenebilir ekserji yıkımları.....	132
<b>Şekil 3.33</b> : R113 için tüm yüklerle göre bileşenlerin ekserji yıkımları.....	133
<b>Şekil 3.34</b> : Tüm makine yüklerinde tüm komponentlerin ekserji yıkımlarının önlenebilir ve önlenebilir kısımları.....	134
<b>Şekil 3.35</b> : ORC'den önce ve sonra özgül yakıt tüketimi, egzoz NO <sub>x</sub> , SO <sub>x</sub> içerikleri, şaft jeneratörü ve ORC güç çıktıları.....	136
<b>Şekil 3.36</b> : Doymuş ve kızgın buharlı ORC sistemlerinin net güç çıktıları, ekserji yıkımları ve ekserji verimleri.....	138
<b>Şekil 3.37</b> : Doymuş ve kızgın buharlı ORC sistemlerinin toplam yatırım maliyetleri, ekserji maliyetleri ve toplam maliyetleri.....	139
<b>Şekil 3.38</b> : Doymuş ve kızgın buharlı ORC sistemleri için ileri ekserji analizi sonuçları.....	140
<b>Şekil 3.39</b> : Doymuş ve kızgın buharlı ORC sistemlerinin ekserji yıkım maliyetlerinin ayrıştırılması.....	141
<b>Şekil 3.40</b> : Doymuş ve kızgın buharlı ORC sistemlerinin toplam yatırım maliyetlerinin ayrıştırılması.....	142
<b>Şekil 3.41</b> : Doymuş ve kızgın buharlı ORC sistemleri için toplam maliyetlerin ayrıştırılması.....	143
<b>Şekil 4.1</b> : Buhar sevk tesisi şeması.....	158
<b>Şekil 4.2</b> : Diesel sevk tesisi şeması.....	164
<b>Şekil 4.3</b> : Genel ORC sistem şeması.....	172
<b>Şekil 4.4</b> : Egzoz ve süpürme havası kullanan sistemlerde aseton akışkanına ait T-s diyagramları.....	176
<b>Şekil 5.1</b> : Türbin kademelerindeki üretilen güçler ve ekserji yıkımları.....	180
<b>Şekil 5.2</b> : FWPH'lerin ekserji yıkımları ve besi suyuna geçen ekserji.....	181
<b>Şekil 5.3</b> : İncelenen komponentlerin ekserji yıkımı yüzdeleri.....	182
<b>Şekil 5.4</b> : Komponentlerin önlenebilir ve önlenebilir ekserji yıkımı yüzdeleri.....	184
<b>Şekil 5.5</b> : Komponentlerin iç ve dış kaynaklı ekserji yıkımı yüzdeleri.....	185
<b>Şekil 5.6</b> : Sistemin ve komponentlerin bileşik ekserji yıkımı yüzdeleri.....	186
<b>Şekil 5.7</b> : Önlenebilir ekserji yıkımında iç ve dış kaynakların payları.....	187
<b>Şekil 5.8</b> : Komponentlerin ekserji yıkımı maliyetleri oranları.....	192
<b>Şekil 5.9</b> : Komponentlerin önlenebilir ve önlenebilir ekserji yıkım maliyetleri yüzdesi.....	193
<b>Şekil 5.10</b> : Komponentlerin ekserji yıkımı maliyetlerinin kaynağına göre yüzdeleri.....	194
<b>Şekil 5.11</b> : Komponentlerin bileşik ekserji yıkımı maliyetlerinin yüzdeleri.....	195



Şekil 5.12 : Komponentlerin yatırım ve diğer maliyetlerinin oranları. ....	197
Şekil 5.13 : Komponentlerin önlenebilir ve önlenebilir olmayan yatırım ve diğer maliyetlerinin yüzdeleri. ....	198
Şekil 5.14 : Komponentlerin yatırım ve diğer maliyetlerinin kaynaklarının yüzdesi. ....	199
Şekil 5.15 : Komponentlerin kombine yatırım ve diğer maliyetlerinin yüzdeleri. ....	200
Şekil 5.16 : Seçili komponentlerin ekserji yıkımı çevre etki puanlarının oranları. ....	204
Şekil 5.17 : Komponentlerin önlenebilir ve önlenebilir olmayan ekserji yıkımı çevre etki değerleri yüzdeleri. ....	206
Şekil 5.18 : Komponentlerin iç ve dış kaynaklı ekserji yıkımı etki değerlerinin yüzdeleri. ....	207
Şekil 5.19 : Komponentlerin bileşik ekserji yıkım çevre etkilerinin yüzdeleri. ....	208
Şekil 5.20 : Komponent kaynaklı çevre etkilerinin oranları. ....	210
Şekil 5.21 : Komponent kaynaklı çevre etkilerinin önlenebilir ve önlenebilir olmayan yüzdeleri. ....	211
Şekil 5.22 : Seçilen komponentlerin önlenebilir çevre etkisi oranları. ....	211
Şekil 5.23 : Komponent çevre etkilerinin kaynaklarının yüzdeleri. ....	212
Şekil 5.24 : Komponent kaynaklı çevre etkisinin kombine ayrışmalarının yüzdesi. ....	213
Şekil 5.25 : Komponentlerin birim iyileştirme maliyetine karşılık kurtarılabilir ekserji yıkımları. ....	215
Şekil 5.26 : Komponentlerin birim verim artışına karşılık gereken yatırım maliyeti. ....	216
Şekil 5.27 : Sistemin ekserji verimine komponentlerin etkisi. ....	217
Şekil 5.28 : Sistemin ekserji verimini artırmak için komponentlere yapılacak yatırım. ....	218
Şekil 5.29: Önlenebilir ekserji yıkımı başına komponentin ömrü boyunca hesaplanmış maliyeti. ....	219
Şekil 5.30 : Komponentlerin maliyet fayda tasarruf potansiyeli. ....	220
Şekil 5.31 : Komponentlerin sağlayabileceği mali tasarruf, fayda maliyeti. ....	221
Şekil 6.1 : İncelenen komponentlerin ekserji yıkımı yüzdeleri. ....	228
Şekil 6.2 : İncelenen komponentlerin önlenebilir ekserji yıkımı oranları. ....	231
Şekil 6.3 : Ekserji yıkımlarının önlenebilir ve önlenebilir olmayan kısımlarının yüzdeleri. ....	232
Şekil 6.4 : Komponentlerin iç ve dış kaynaklı ekserji yıkımı yüzdeleri. ....	233
Şekil 6.5 : Komponentlerin bileşik ekserji yıkımı yüzdeleri. ....	235
Şekil 6.6 : Komponentlerin ekserji yıkımını maliyetleri oranı. ....	240
Şekil 6.7 : Komponentlerin önlenebilir ve önlenebilir olmayan ekserji yıkımı maliyetleri yüzdesi. ....	241
Şekil 6.8 : Komponentlerin ekserji yıkımı maliyetlerinin kaynağına göre yüzdeleri. ....	243
Şekil 6.9 : Komponentlerin bileşik ekserji yıkımı maliyetlerinin yüzdeleri. ....	244
Şekil 6.10 : Komponentlerin yatırım ve diğer maliyetlerinin oranları. ....	246
Şekil 6.11 : Komponentlerin önlenebilir ve önlenebilir olmayan yatırım ve diğer maliyetlerinin yüzdeleri. ....	247
Şekil 6.12 : Komponentlerin yatırım ve diğer maliyetlerinin kaynaklarının yüzdesi. ....	249

<b>Şekil 6.13</b> : Komponentlerin kombine yatırım ve diğer maliyetlerinin yüzdeleri.....	250
<b>Şekil 6.14</b> : Komponentlerin ekserji yıkımı çevre etki puanlarının oranları.....	256
<b>Şekil 6.15</b> : Komponentlerin önlenebilir ve önlenebilir ekserji yıkımı çevre etki puanları yüzdeleri.....	257
<b>Şekil 6.16</b> : Komponentlerin iç ve dış kaynaklı ekserji yıkımı etki puanlarının yüzdeleri.....	258
<b>Şekil 6.17</b> : Komponentlerin bileşik ekserji yıkım çevre etkilerinin yüzdeleri.....	259
<b>Şekil 6.18</b> : Komponent kaynaklı çevre etki oranları.....	262
<b>Şekil 6.19</b> : Komponent kaynaklı çevre etkilerinin önlenebilir ve önlenebilir yüzdeleri.....	263
<b>Şekil 6.20</b> : Komponent çevre etkilerinin kaynaklarının yüzdeleri.....	264
<b>Şekil 6.21</b> : Komponent kaynaklı çevre etkisinin kombine ayrışmalarının yüzdeleri.....	265
<b>Şekil 6.22</b> : Komponentlerin birim iyileştirme maliyetine karşılık kurtarılabilecek ekserji yıkımları.....	268
<b>Şekil 6.23</b> : Seçilmiş komponentlerin birim verim artışına karşılık gereken yatırım maliyeti.....	269
<b>Şekil 6.24</b> : Sistemin ekserji verimine komponentlerin etkisi.....	270
<b>Şekil 6.25</b> : Sistemin ekserji verimini artırmak için komponentlere yapılacak yatırım.....	271
<b>Şekil 6.26</b> : Önlenebilir ekserji yıkımı başına komponentin ömrü boyunca hesaplanmış maliyeti.....	272
<b>Şekil 6.27</b> : Komponentlerin maliyet fayda tasarruf potansiyeli.....	273
<b>Şekil 6.28</b> : Komponentlerin sağlayabileceği mali tasarruf, fayda maliyeti.....	275

## ISIL SİSTEMLERİN İLERİ EKSERGOEKONOMİK PERFORMANS ANALİZİ İÇİN ÖLÇÜTLER GELİŞTİRİLMESİ

### ÖZET

Bu çalışmada ekserji ve ileri ekserji temelli analizler üzerine değerlendirme yapılmış, ileri ekserji temelli analizlerin uygulamaları çeşitli enerji dönüşüm sistemleri için gerçekleştirilmiştir. İleri ekserji ve eksergoekonomi analizlerinin değerlendirmedeği durumlar ve cevaplandırmadığı sorular belirlenmiş, eksergoekonomik performans ölçütleriyle bu eksikliklerin giderilmesi için çalışmalar yapılmıştır. Üretilen ölçütler neticesinde, incelenen sistemler içerisindeki komponentlerin mali faydaları gözetilerek, sistemdeki ekserji yıkımı azaltma ve verimi artırma çalışmalarının ve sistemde komponentlerin iyileştirilmesi neticesinde maliyet tasarruf potansiyelleri ve tasarrufları ortaya çıkarılmıştır. Sistem geneli için tasarlanan ölçütlerin ise benzer sistemlerin karşılaştırılmasında, incelenen sistemlerin ekserji verimlerinin artırılması için gerekli olan yatırım ve yapılan yatırım karşılığında elde edilebilecek tasarruf veya zarar miktarları ortaya konmuştur.

Geleneksel ve ileri ekserji, eksergoekonomi ve eksergoçevre analizleri ile sunulan ölçütler, gemi buhar ve Diesel sevk sistemlerine ve gemi Diesel sevk sisteminden türetilen atık ısı geri kazanımı sistemlerine uygulanarak, ölçütlerin uygulamasının nasıl yapılacağı, sonuçlarının nasıl değerlendirileceği gösterilmiş ve geleneksel ve ileri ekserji temelli analizlere göre sağladığı katkı uygulamalar üzerinden gösterilmiştir.

Üçüncü bölümde ileri ekserji, eksergoekonomi ve eksergoçevresel analizlerin nasıl uygulanacağı ve sonuçlarının nasıl değerlendirileceği, geleneksel ekserji, eksergoekonomi ve eksergoçevresel analizlere göre sonuçlarının ne gibi üstünlükler sağladığı verilmiştir. Öncelikle, ileri ekserji ve ileri eksergoekonomi analizleri detaylı bir şekilde, pompa, kazan, türbin ve kondenser olmak üzere dört komponentten oluşan basit bir Rankine çevrimine uygulanmıştır. Uygulanan her adımın tek tek gösterildiği bu sistemde, analizlerin sonuçları değerlendirilmiş ve yorumlanmıştır. Daha sonra bir geminin ana makinesinin turboşarjler sonrası egzoz çıkışına eklenen bir turbojeneratör sistemine uygulaması verilmiştir. Egzoz gazının 160 C sıcaklığa kadar düşürülmesi kabulüyle, ardından ana makine yükünün dört farklı değerine ve sistemin dört farklı maksimum basıncına göre turbojeneratör sisteminin kabuller dahilinde üretilebilecek maksimum güç üretimi sağlanmış, öncelikle geleneksel ve ileri ekserji analizleri uygulanarak sonuçları değerlendirilmiştir. Daha sonra, turbojeneratör sisteminin katkısı ile ana makinenin özgül yakıt sarfiyatı ve özgül egzoz gazları miktarlarındaki azalmalar tespit edilmiştir. En iyi performansı sağlayan parametreler analizlerin sonuçları yardımıyla belirlenmiştir. Ardından aynı sistemin tam ana makine yükünde üç farklı basınç için eksergoekonomi ve ileri eksergoekonomi analizleri gerçekleştirilmiş ve sonuçları değerlendirilmiştir. Sonuç olarak, eksergoekonomi ve ileri eksergoekonomi analizleri

sonuçlarının vasıtasıyla en uygun çalışma şartları belirlenmiştir. Son olarak, gemi ana makinesinin tam yoldan başlayarak dört farklı konumda olması durumunda, turbojeneratöründe egzoz gazının kullanılmasının ardından kalan yüksek sıcaklıklı atık ısının aşırı kızdırılmış ve doymuş buharlı iki organik Rankine çevrimi ve bu iki çevrimde çalışması için seçilen dört farklı akışkanda geleneksel ve ileri ekserji analizi uygulanmış ve analiz sonucunda en iyi performansın, en düşük özgül yakıt tüketimi ve özgül egzoz emisyonlarının gerçekleştiği yük, sistem ve akışkan analiz sonucunda belirlenmiştir. Dolayısıyla, farklı sistemlerin karşılaştırılmasında ileri ekserji analizinin de nasıl uygulanacağı gösterilmiştir. Peşi sıra ileri eksergoekonomi analizi aynı sistemlere bu sefer tam yol yükte, bir akışkan daha eklenerek, geleneksel ve ileri ekserji ve eksergo ekonomi analizleri uygulanmış, incelenen her iki istemde en iyi performans gösteren akışkanlar belirlenmiş ve bu akışkanları içeren sistemler detaylı olarak karşılaştırılmışlardır ve sonuçta belirtilen analizlere göre en iyi sistem ve akışkan ikilisi belirlenmiştir. Ardından geleneksel ve ileri eksergoçevresel analiz daha önce belirlenen en iyi sistem ve akışkan ikililerine uygulanmış ve ekserji temelli analizlerin tamamlanması sağlanmıştır. Tüm analizlerin sonucunda karşılaştırmaya giren sistem ve akışkanların en iyisi belirlenmiştir.

Dördüncü bölümde, geleneksel ve ileri ekserji temelli analizlerle eksergoekonomik performans ölçütlerinin uygulanacağı sistemler olan, çok büyük ham petrol taşıyıcı gemi için buhar sevk sistemi, Diesel sevk sistemi ve Diesel sistemin atık ısısından faydalanmak üzere, egzoz gazı ve süpürme havasından atık ısı geri kazanan sırasıyla on bir ve on beş farklı akışkanla oluşturulmuş konsept organik Rankine sistemleri tanıtılmış, yapılan çalışmalar derlenmiş, ve sistemlerle alakalı veriler tanımlanmış ve verilmiştir. Ardıl bölümlerde, bahsi geçen sistemlerin analizleri gerçekleştirilmiş sonuçları değerlendirilmiştir.

Beşinci bölümde gemi buhar sevk tesisinin komponentleri üzerine geleneksel ve ileri ekserji temelli analizleri ile eksergoekonomik performans ölçütleriyle analizleri gerçekleştirilmiştir. Uygulama için yapılan kabuller, incelenecek komponentler ve denge denklemleri verilmiş, bunlara uygun olarak analizler yapılmıştır. Geleneksel ve ileri ekserji analizlerin sonuçları değerlendirilmiş ve buradan çıkan yorumlara göre komponentlerin iyileştirme öncelikleri sıralanmıştır. Geliştirilen eksergoekonomik performans ölçütlerinin uygulanması neticesinde çıkan sonuçların nasıl yorumlanacağı, bir mühendisin önceliklerine göre hangi parametrenin önem arz ettiği hakkında bilgiler verilmiş ve bu bilgiler ışığında değerlendirmeler yapılmıştır.

Altıncı bölümde, çok büyük ham petrol taşıyıcı bir gemiye ait Diesel sevk sisteminin incelenmesi için seçilen kısımları ve komponentleri üzerine değerlendirmeler yapılmış, kabuller ve denge denklemleri verilmiş, geleneksel ve ileri ekserji temelli analizlerle birlikte yeni parametrelerle de incelemesi gerçekleştirilmiştir. Gemi buhar sevk sisteminde belirtilen yorumlama yöntemine göre sonuçlar değerlendirilmiş ve komponentlerde ekserji yıkımını iyileştirmek için yapılması gereken yatırımlar üzerine yorumlar yapılmıştır.

Beş ve altıncı bölümlerde incelenen bir sistemin içindeki komponentlerin değerlendirmesi yapılırken, yedinci bölümde geleneksel ve ileri ekserji temelli analizlerle beraber eksergoekonomik performans ölçütlerinin benzer sistemlerin karşılaştırılmasında nasıl kullanılacağı üzerine yoğunlaşmış ve konsept olarak kurulan organik Rankine sistemleri üzerinde uygulamalar yapılmıştır. Bu bölüm iki parçadan oluşmuştur. Birinci parçada, altıncı bölümde incelenen Diesel sevk tesisinin

egzoz gazından atık ısı geri kazanımı konsepti üzerine on bir farklı akışkana sahip on bir sistemin genetik algoritma kullanılarak maksimum net güce optimize edilmesi neticesinde optimum çalışma şartlarına göre genel olarak analizleri gerçekleştirilmiş ve ölçütlerle değerlendirilmesi yapılmıştır. Yapılan analizlerin sonucunda her bir analiz sonuçlarının değerlendirilmek üzere önerdiği sistemler belirlenmiştir. İkinci parçada ise yine altıncı bölümdeki Diesel sevk sisteminin ana makinesi için gerekli olan süpürme havasının kompresörden çıkışında sahip olduğu yüksek sıcaklık ve basınçtaki halinden organik Rankine sistemine enerji geçişi ile atık ısı geri kazanımı sistemi kurulmuştur. On beş farklı akışkan için kurulan on beş farklı sistemin maksimum net güce göre genetik algoritma kullanılarak optimum çalışma şartları belirlenmiş ve belirlenen sistemlerin genel olarak analizleri gerçekleştirilip, ölçütlerle değerlendirmeleri yapılmıştır. Yapılan analizler neticesinde önerilen iş akışkanları ve bunlara bağlı sistemler belirlenmiştir.

Son bölümde ise yapılan çalışmanın değerlendirmesi ile analiz sonuçlarının yorumlanması yapılmış, ileriye dönük daha ne gibi çalışmaların yapılabileceği sunulmuştur.



## **DEVELOPING CRITERIA FOR ADVANCED EXERGOECONOMIC ANALYSIS OF THE THERMAL SYSTEMS**

### **SUMMARY**

In this study, exergy and advanced exergy-based analyses were evaluated and applications of advanced exergy-based analyses were carried out for various energy conversion systems. The situations that the advanced exergy and exergoeconomic analyses did not assess and the questions that they did not answer were determined and studies were done to overcome these deficiencies with the exergoeconomic performance criteria. As a result of the produced parameters, the cost savings potentials and savings have been revealed according to the exergy destruction reduction and efficiency increase efforts in the system and improving the components in the system by considering the financial benefits of the components in the examined systems. The parameters designed for the overall system are utilized for comparison of the similar systems. The savings or loss amounts that can be obtained for the investment and the investment made necessary for increasing the exergy efficiency of the examined systems are revealed.

The parameters presented by conventional and advanced exergy, exergoeconomics and exergoenvironmental analysis are applied to ship steam and diesel propulsion systems and waste heat recovery systems derived from ship diesel propulsion system to demonstrate how to apply the parameters and how to evaluate the results and the contribution of conventional and advanced exergy-based analyses has been shown through applications.

In the third chapter, advanced exergy, exergoeconomics and exergoenvironmental analyses are given and how the results are to be evaluated and the advantages of the results according to traditional exergy, exergoeconomics and exergoenvironmental analyses. Firstly, advanced exergy and advanced exergoeconomics analyses are applied in detail to a simple Rankine cycle consisting of four components: pump, boiler, turbine and condenser. In this system where each step is shown one by one, the results of the analyses are evaluated and interpreted. Then, application of the analyses to a turbo-generator system added the exhaust after turbocharger of the main engine of a ship are presented. Exhaust gas was accepted to be reduced to 160 ° C, then the maximum power production was achieved with four different load of the main engine and four different maximum pressures of the system, traditional and advanced exergy analyses are applied and the results were evaluated. Then, with the contribution of the turbo-generator system, the specific fuel consumption of the main engine and reductions in the specific exhaust gas contents have been determined. The parameters that provide the best performance are determined with the help of the results of the analyses. Afterwards, the same system was used for three different pressures at full load and exergoeconomics and advanced exergoeconomic analyses were carried out and their results are evaluated. As a result, optimum working conditions have been determined through the results of exergoeconomics and

advanced exergoeconomic analysis. Finally, if the ship's main engine is in four different positions starting from the full path, the two high-temperature waste heat after the use of the exhaust gas in the turbocharger is super heated-steamed and saturated-steamed two organic Rankine cycles and four different flows selected for operation in these two cycles and as a result of the analysis, the best performance, lowest specific fuel consumption and the lowest of specific exhaust emissions were determined as a result of system and working fluid analysis. Hence, it has been demonstrated how advanced exergy analysis can be applied in the comparison of different systems. Following, the advanced exergoeconomic analysis is applied to the same systems at the full load of main engine position, a further working fluid was added, conventional and advanced exergy and exergoeconomic analyses were applied, and the best performing fluids were determined in both investigated cases and the systems containing these fluids were compared in detail, the best system and fluid pair was determined according to the analyzes. Then the conventional and advanced exergoenvironmental analyses were applied to the previously determined best system and working fluid pairs and the exergy-based analyses were completed. As a result of all analyses, the best systems and fluids to be compared were identified.

In the fourth chapter, the systems, whom the conventional and advanced exergy based analyses and exergoeconomic performance criteria are applied, are introduced as steam and Diesel propulsion plants for very large crude oil carrier and conceptual organic Rankine cycles which are recovering waste heat of the exhaust gases with eleven different working fluids and recovering waste heat from scavenge air with fifteen different working fluids. Literature surveys of the aforementioned systems are reviewed, systems are described in detail. In the successive sections, the results of the analysis of the mentioned systems are applied and results are evaluated.

In the fifth part, the analysis of the components of the steam-driven propulsion plant was carried out by using conventional and advanced exergy-based analyzes and exergoeconomic performance criteria. The assumptions made for the application, the components to be inspected and the equilibrium equations are given and analyzed accordingly. The results of conventional and advanced exergy analyzes have been evaluated and the priorities for improvement of the components have been ranked according to the comments issued here. In order to interpret the results of applying the developed exergoeconomic performance criteria, information was given about which parameter is important according to the priorities of an engineer, and in light of these information, results were evaluated.

In the sixth chapter, the selected parts and components of the diesel propulsion system of a very large crude oil carrier are evaluated, the assumptions and equilibrium equations are given, and the new parameters are examined with the conventional and advanced exergy based analyzes. The results were evaluated according to the interpretation method specified in the ship's steam drive system and comments were made on the investments that should be made to improve the degradation of the exergy in the components.

In the seventh chapter, the traditional and advanced exergy-based analyzes were used to evaluate the components in the systems examined in the fifth and sixth chapters, and on how to use the exergoeconomic performance criteria in the comparison of similar systems, applications were made on the conceptual organic Rankine systems.



This section consists of two parts. In the first part, eleven systems with eleven different working fluids on the concept of waste heat recovery from the exhaust gas of the Diesel propulsion plant examined in the first section were analyzed and evaluated with optimum parameters according to optimum operating conditions on the basis of optimizing maximum net power using genetic algorithm. As a result of the analyzes carried out, the systems proposed by the results of each analysis are determined. In the second part, a waste heat recovery system with energy transition from the state of high temperature and pressure to the organic Rankine system was established, in which the scavenge air required for the main engine of the Diesel propulsion system in the sixth section had its output from the compressor. Optimum working conditions were determined by using genetic algorithm according to maximum net power of fifteen different systems established for 15 different working fluids and the determined systems were analyzed and evaluated with parameters in general. As a result of the analyzes made, recommended work fluids and related systems have been determined.

In the last part, the evaluation of the work done and the interpretation of the analysis houses were made and it is presented what kind of future works can be done.



## 1. GİRİŞ

Enerji, evrende herhangi bir değişikliğe yol açabilecek etken olarak tanımlanabilir. Eski Yunan dilindeki  $\epsilon\nu$  (en): aktif ve  $\epsilon\rho\gamma\omicron\nu$  (ergon): iş kelimelerinden türemiştir [1]. Doğrudan ölçülemeyen bir yapısı olduğundan aktif iş yapma yeteneğinin hesaplanmasıyla değeri ortaya konabilir. Bu bağlamda, fiziksel olarak, hesaplanabilen bir hal özelliğidir.

Doğal veya yapay bir sistemin işleme, üretme, tüketme vs. için gereken bu olgu, binlerce yıldır insanlığın yaşamını sürdürmesine hizmet etmektedir. Tarihi devirlerden bu yana, insanlar metal eritme, kimyasal çıkartma, ısıyı mekanik güce çevirme gibi çeşitli amaçlarda kullanılmak üzere yüksek sıcaklıkta ısı üretebilmek için odun yakmışlardır. 18. Yüzyılda Birleşik Krallık'ta başlayan sanayi devrimi, madde veya madde olmayan ürün üretiminde insani ve hayvani işgücünün yerine makine işgücünü getirdi. Makine gücü ise kömürün yanı sıra yüksek sıcaklıkta ısı sağlayabilecek başka kaynaklara ihtiyaç duymaya başladı [2]. Bu madde ve/veya madde olmayan ürün (fabrika ürünü, elektrik vs.) ihtiyacındaki artışa istinaden zamanla daha büyük enerji üretim ihtiyacı doğdu. Yani, dünya enerji tüketimi, mekanize üretim yöntemlerinin sunulduğu sanayi devrimiyle hızla artmaya başladı [3]. Bu yüzden enerji, insanlığın en zorlu ihtiyaçlarından biri oldu ve insan refahı için zorunluluk ve gereklilik listesinde birinci sıraya oturdu [4].

Enerji planlaması, verimliliği, yönetimi ve bunların ekonomik ve çevresel bağlantılarının teorik olarak incelenmesi ve optimizasyonu amacıyla yazılacak olan tez, enerji dönüşüm sistemlerini genel ve hayat döngüsü (LCA) olacak şekilde analiz ve optimize etmeyi hedeflemektedir.

Enerji verimliliği, kaynağın korunması ve kirliliğın azaltılmasıyla ilave ekonomik değeri sağlar. Daha az enerji kullanarak aynı veya daha iyi hizmetlerin elde edilmesiyle ilgilidir. Enerji tasarrufu ise, enerjinin daha verimli ve etkin kullanımı demektir [5]. Dolayısıyla, tezin öncelikli amaçlarından biri bahsedilen verimlilik ve tasarruf üzerine çalışmadır.

Enerji yönetimi, genel olarak aynı manaya gelmekle birlikte birkaç tanıma sahiptir. Kaynakları doğaya zarar vermeyecek şekilde insan ihtiyaçları doğrultusunda optimum etkin kullanımı, var olmayı sürdürürken en ekonomik yolu seçme, enerjinin başından sonuna kadar izlenmesi ve ziyan edilmemesi olarak tanımlanabilir [5].

Enerji planlaması ise, uzun veya kısa vadede enerji verimliliği ve yönetiminin düzenlenmesi ve geliştirilmesi olarak tanımlanabilir. Enerji yönetimi ve planlaması, söz konusu enerjinin ilk halinden son tüketiciye gelen durumuna kadar incelenmesi, optimize edilmesi ve geleceğe yönelik planların yapılmasını içerdiğinden tezin bir diğer amacı olarak kabul edilmektedir. Bu amaç biraz özel ifade ile; ekserji yıkımının azaltılması, kaynakların kullanımının azaltılması ve verimli kullanılması, bazı analiz yöntemlerinde göz ardı edilen etkileşimlerin (işgücü, anapara vs) kaynak kullanımı üzerindeki etkilerinin incelenmesi, bunların çevreyle olan etkileşimleri, çevreye verilen zararların azaltılmasına ekserji çerçevesinden bir bakış vs. şeklinde tanımlanabilmektedir.

Tez kapsamı, aşağıda belirtilen şartlar dahilinde enerji dönüşüm sistemlerini (EDS) incelemek hedefindedir [6]:

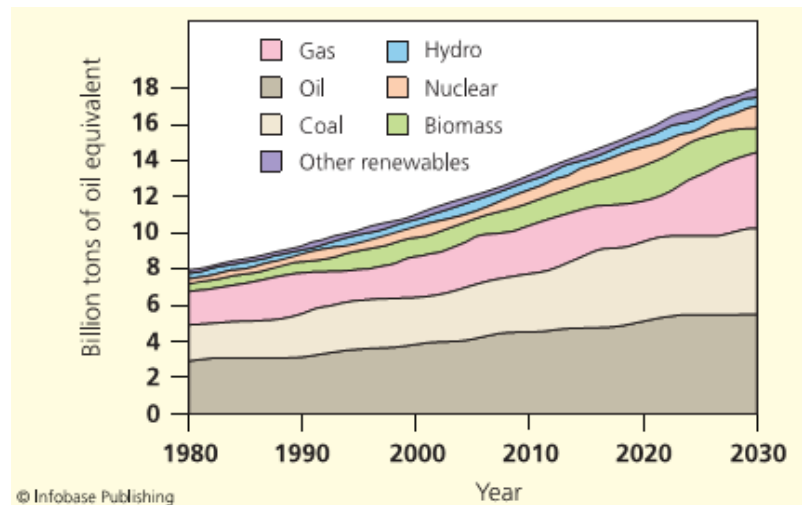
- Bir “enerji dönüşüm sistemi” herhangi bir formdaki enerjiyi (madde ya da madde olmayan) bir diğer forma (madde ya da madde olmayan) dönüştüren doğal ya da yapay herhangi bir sistemdir
- Bir EDS “Ürünü”, üretimi tasarım amaçlarından biri olan her madde veya madde olmayan akımdır
- Bir EDS “Yakıtı” kullanımı tasarım girdisi olan her madde veya madde olmayan akımdır
- Bir EDS “Kaynağı”, sistem sınırına giren herhangi bir madde veya madde olmayan akımdır
- Bir EDS “Atığı”, ürün olmayan herhangi bir madde veya madde olmayan akımdır.

Sürdürülebilir enerji kavramını yukarıdaki EDS şartlarıyla birlikte bütün bir yaşam döngüsü üzerinde uygulamayı hedef edinen tez, bu sayede zamana ve bulunduğu ortama bağlı sonuçlar elde etmeye çalışacaktır.

Bu tezin gerçekleştirilmesi ile, geçen yüzyılın ortalarından beri süre gelen, enerjinin verimli bir şekilde planlanması, yönetilmesi ve sürdürülebilmesi sorunlarının ortadan kalkmasına yardımcı olması beklenmektedir. Ekonomik olarak tahmin edilemeyen bazı kör noktaların açıklığa kavuşması, bu sayede ekonomik analizde gerçekçi sonuçlarla sistemlerin net bir şekilde analiz edilebileceği tahmin edilmektedir. Bu tez, verimliliğin artırılmasından dolayı ekonomik olarak toplumun refah düzeyinin yükseltilmesi için faydalı olacağı düşünülmektedir. Çevreye olan etkilerin detaylı incelenmesi ve etkili analizin sayesinde topluma zarar veren sorunları azaltabilecek önlemler alınması yine bu tezin bir sonucu olabilecektir. Yine, tasarımcıların, tasarım kriterlerini belirlerken daha gerçekçi çözümler üzerinden yola çıkması, hem sistemler, hem çevre hem de insanlar üzerinde olumlu gelişmelere katkı sağlaması beklenmektedir. Enerji verimliliği alanında uç noktada katkı sağlayan çalışmaların değerlendirilmesine istinaden, bu tez, alanında yeni bir yöntem ortaya koyması umulmaktadır.

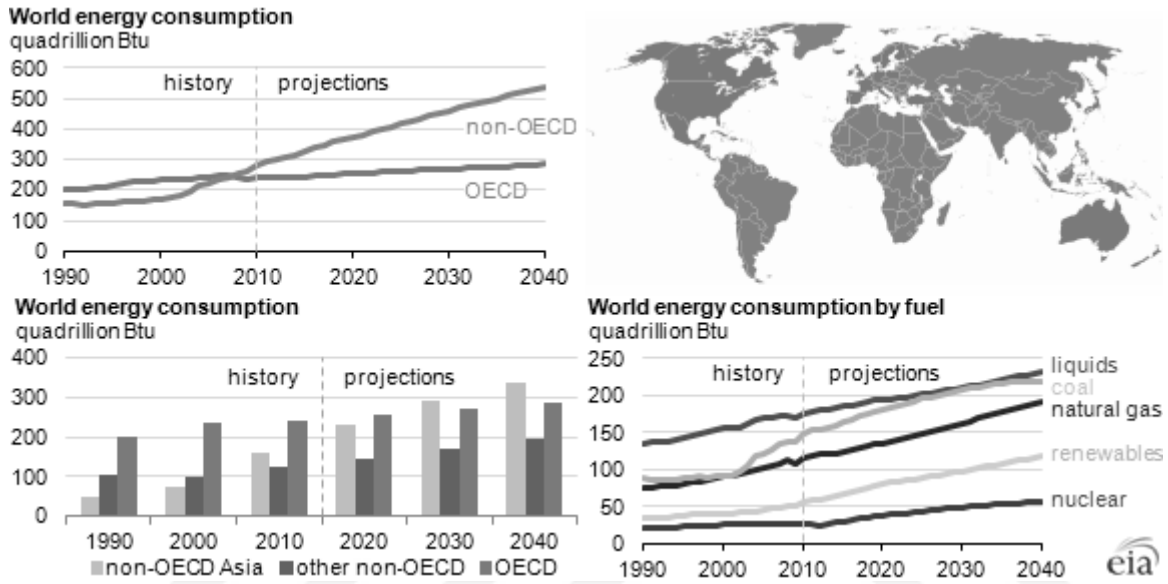
### 1.1 Enerji Sektörünün ve Sistemlerinin Dünya Üzerindeki Yeri ve Önemi

Enerji ihtiyacını karşılamak üzere farklı kaynak ve yöntemlere yönelen insanoğlu sırasıyla, kömür, yağ, petrol ve türevleri, doğal gaz, nükleer ve yenilenebilir enerji kaynaklarını deneme yoluna gitti. Şekil 1.1’de yıllara göre dünya genelinde enerji talebi yıllara göre gösterilmiştir. Petrol, doğal gaz ve kömür sanayi devriminden beri dünya enerji tüketiminin büyük bir bölümünü sağlamaktadır. Fosil olmayan yakıt enerjilerinden, nükleer enerji % 6, biyokütle % 4, hidroelektrik barajlar ise % 3 enerji talebini son zamanlarda karşılamaktadır [3].



Şekil 1.1: Dünya Enerji Talebi [3].

Gelişmiş ve gelişmekte olan ülkelere ve enerji kaynaklarına göre öngörülen dünya genelindeki enerji tüketim miktarı Şekil 1.2’de gösterilmektedir. Güncel yapılmış araştırmalara göre, gelişmekte olan ülkelerin enerji tüketimi gelişmiş ülkelere göre hızla artmakta ve bu artış ileriye dönük çalışmalarla da öngörüldüğü üzere dünya enerji tüketiminin 2040 yılında % 56 artışına kadar devam etmektedir. Aynı çalışmanın şimdiye kadar ve ileriye dönük öngörüsü olarak yakıt kullanımı da artış göstermektedir [7].



Şekil 1.2: Dünya enerji tüketimi öngörüsü [7].

Bu kaynaklar, en çok bulunabildikleri ham hallerindeyken, ihtiyaçları karşılayamamaları söz konusu olduğunda enerji dönüşüm sistemleri devreye girdi. Dönüşüm sistemiyle kullanışlı forma çevrilen bu kaynaklarda zaman içerisinde teknolojiler değişmiş olsa da yüksek sıcaklıktan enerji dönüşüm ilkesi hemen hep sabit kaldı. Kullanıldıkları alanlar ise gün geçtikçe artmaya devam etti. Günümüzde gıda üretimi, tarımda, nakliyyede ve işlemede enerji payını arttırırken; ulaşım, ışıklandırma ve iletişim de yoğun olarak enerjiye bağımlı hale geldi. Endüstriyel üretim ilk zamanlarından beri hala en yüksek tüketimini ise korumaktadır [4].

Bir sistemin üretiminin (enerji ve/veya ürün) enerjiye bağımlı olması kadar bağılı olduğu diğer iki alan ekonomi ve çevredir. Bu üçlü, bir tasarımcıyı sistem tasarım aşamasında öncelikli olarak sistemin enerjetik, ekonomik ve çevresel boyutlarıyla uğraşmasını gerektiren birçok problemle karşılaştırır [5]. Ayrıca, “gelecek nesillerin kendi ihtiyaçlarını karşılamalarına engel olmadan bugünün ihtiyaçlarının karşılanmasına yönelik gelişme” şeklinde verilen Brundland tanımına [6] dayanan

sürdürülebilirlik konsepti, enerji, ekonomi, çevre ve sosyal boyutlar arasında dengeli şartlara ihtiyaç duyar [7]. Sürdürülebilirliğin gereği olarak incelenen boyutlar, birçok modele liderlik etmiş; enerjinin ekonomi ve çevre ile ilişkisi araştırmacılarca ve sivil toplum kuruluşlarınca ortaya koyulmaya çalışılmıştır [3, 7-12].

## 1.2 Gemi Enerji Sistemleri

Gemiler tarih boyunca birçok farklı yöntemle sevk edildiler. Doğal ve insan gücüne dayalı sevklerin ardından buhar gücünün kullanılmasının keşfiyle, düşük verimli ve hantal buhar makineleri 18.yy'dan itibaren gemilerde kullanılmaya başlandı. 1886 yılında Charles Parsons'un buhar türbinini üretmesiyle, buhar türbinleri gemilerde sevk sisteminin önemli bir parçası olarak uygulandı. Günümüzde kendisine uygulama alanını hala bulan buhar türbinleri özellikle LNG tankerlerinde tercih edilmektedir [8].

Rudolph Diesel tarafından 1893 yılında patenti alınan sıkıştırılmalı ateşlemeli içten yanmalı motor, yaratıcısı Diesel'in adıyla anılmaktadır. 1902 yılında bulunan iki stroklu Diesel motoru, Diesel makine tarihinde büyük bir adım olmuştur. İlk ticari kullanımını gemilerde 1903 yılında bulan diesel makineler, günümüzde dünya denizcilik sektöründe bulunan gemilerin %85'inde kendine ana makine olarak yer edinmiştir [8, 9].

Bu iki sistemin dışında gaz türbinleri yakıt hücreleri gibi farklı yöntemlerle de gemilerde güç üretimi ve sevk amacıyla kullanılmaktadır [8].

## 1.3 Sistemlerin Enerji Verimliliğinin ve Performans Analizinin Önemi

Daha önce bahsedildiği üzere, enerji kaynaklarının kullanımı gün geçtikçe artış gösterdiğinden dolayı, sınırlı olan bu kaynakların sistemler tarafından tüketilmesinde cimri davranmak gerekliliği ortaya çıkmıştır. En kaba haliyle verim aşağıdaki gibi tanımlanabilir [1]:

$$verim = \frac{istenen\ çıktı}{gereken\ girdi} \quad (1.1)$$

İstenen çıktı ne kadar az girdi ile sağlanabilirse verimlilik o kadar artış gösterir. Bir sistemin performansını gösteren temel kavram olarak karşımıza çıkan enerji verimliliği bu nedenden ötürü, aynı gücü daha az kaynak girdisiyle sağlayabilmek

için önem arz etmektedir. Her ne kadar kaynakların verimli kullanımı ve bir sistemin performans göstergesi konusunda enerji verimi kavramı yetersiz görülse de [10] etkisini ve kullanımını yaygın olarak görmekteyiz.

Gemilerde enerji verimliliği, Uluslararası Denizcilik Örgütü (IMO) tarafından son yıllarda özellikle gündeme alınmış ve üzerinde birtakım çalışmalar yapılmış kavramdır. 1 Ocak 2013 tarihinden sonra üretilen yeni gemiler için istenen Enerji Verimliliği Dizayn İndeksi (EEDI), kullanımda olan gemiler için istenen Enerji verimliliği Operasyon İndeksi (EEOI) ve Gemi Verimliliği Yönetim Planı (SEMP) kavramları gemilerde taşınan yük başına enerji verimliliği ve sera gazı (GHG) emisyonlarını azaltmaya yönelik göstergelerdir [11, 12].

#### **1.4 Ekonomik ve Çevresel Analizlerin Sistem Tasarım ve Yenileme Aşamasındaki Yeri ve Önemi**

Tasarlanan veya yenilenen bir EDS'nin başarılı addedilebilmesi, temel maliyetlerinin kestirilebilmesine bağlıdır [10]. Bir sistemin verimi çok yüksek olabilir ancak, maliyeti sağladığı getirinin ötesinde ise uygulanabilirliği mümkün değildir. Bununla beraber, EDS yakıt maliyetlerinin sürekli artış göstermesi, armatörler gibi sisteme yatırım yapan kişi ve kurumların maliyet azaltma yöntemlerine yönelmesine neden olduğu da bilinmektedir [13]. Olası sonuçları öngörebilecek ekonomik analizler, tasarım aşamasında işleme alınarak, yapılan sistemin mali açıdan uygunluğunun belirlenmesinde yol gösterici olarak önem arz etmektedir.

1997 yılında Birleşmiş Milletler tarafından, Kyoto, Japonya'da gerçekleştirilen Kyoto Protokolü, iklim değişikliği hakkında atılan önemli bir adımdır [14]. GHG emisyon azaltımları hakkında 2005'te yürürlüğe girmiş, imza atan ülkelerin kotaları ve sorumluluklar üzerine bir uzlaşmadır. Ardından 2015 yılında imzalanan Paris anlaşması ile tüm ulusların GHG salınımı azaltılması ve iklim değişikliğinin önlenmesi hakkında perçinlenmiştir [15]. Uluslararası bu anlaşmalara ek olarak her ülke ve yönetimin hüküm sürdükleri bölgelerde getirmiş olduğu emisyon ve çevre etki sınırlandırmaları bulunmaktadır. Örneğin, Türkiye'de, 11.08.1983 tarihli 18132 numaralı Resmi Gazete'de yayınlanan 2872 sayılı Çevre Kanunu, 17.07.2008 tarihli 26939 sayılı Resmi Gazete'de yayınlanan Çevresel Etki Değerlendirmesi Yönetmeliği, 02.11.1986 tarihli 19269 sayılı Resmi Gazete'de yayınlanan Hava Kalitesinin Korunması Yönetmeliği gibi kararlar alınmıştır [16]. Benzer şekilde,



IMO tarafından ortaya konan EEDI, EEOI ve SEMP kavramları da gemi kaynaklı GHG çevre etkisini azaltmaya yönelik adımlardır. Ulusal ve uluslararası arenalarda alınan kararlar çevresel analizlerin gerekliliğinin önemini meydana çıkarmaktadır.

## 1.5 Analiz Yöntemleri

### 1.5.1 Performans analizi yöntemleri

Sistemlerin performans analizlerini gerçekleştirmek için genel olarak iki yaklaşıma sıklıkla başvurulur. Termodinamiğin temel yasalarından faydalanarak uygulanan bu analiz yöntemlerinden ilki enerji analizi olarak adlandırılır. EDS için, termodinamiğin birinci kanunu kullanılarak yazılan enerji dengesi üzerinden, sistemin ve sisteme dahil olan komponentlerin verimlilikleri hesaplanabilir [1]. Başka bir deyişle güç, çoğunlukla termodinamik süreçlere dayanan güç üretim tesisleri tarafından, Carnot'nun [17] belirttiği gibi sıcak kaynaktan soğuk kaynağa ısı geçerken işin üretilmesine benzer şekilde üretilir. Bu güç üretimi sadece Carnot'nun prensipleriyle açıklamak sistemin gerçek kapasitesini belirlemek için yeterli değildir. Bu sebeple, Clausius'un [18] çalışmasında belirttiği gibi Carnot'nun tanımındaki tersinir süreç, gerçekte hiçbir şekilde ulaşılamayacak bir limittir. Bununla beraber, Clausius, iş üretmek için bir mutlak sıcaklıkta sisteme verilen ısı "the equivalence-value" daha sonraki isimlendirmesiyle "entropi" üretir [18]. Gibbs [19] geometriyi kullanarak israf edilmiş enerjinin yüzeyini belirledi ardından, bu israf edilmiş enerji konseptini en büyük miktardaki mekanik işi bulabilmek için bir cisme uyguladı ve 1873'te "kullanılabilir enerji"yi tanımladı. Gouy (aynı çalışmasında ısının ekserjisini de keşfetti) [20] ve Stodola [21] bireysel olarak Gibbs'in sonucunu geliştirdi ve sırasıyla "faydalınabilir enerji (l'énergie utilisable)" ve "kullanılır iş"i tanımladılar. O zamandan beri, termodinamik süreçleri [22, 23], bu çalışmalar geliştirildi ve birtakım bilim insanları tarafından uygulandı. Keenan tarafından "kullanılabilir enerji", "faydalanılabilir enerji" ve "kullanılır iş" olarak adlandırılan konsept "kullanılabilirlik" [24], Bosnjakovic tarafından "iş potansiyeli (arbeitfaehigkeit)" olarak adlandırıldı. Son olarak konsept, Zoran Rant tarafından "Ekserji (Exergie)" [25] olarak evrensel kullanıma sunuldu. Termodinamiğin birinci kanunu üzerinden yazılan; incelenen sistemdeki tüm enerjilerin kalitesini aynı kabul etmesi ve sistemde gerçekleşen tersinmezliklerin yeri, nedeni ve büyüklüğü hakkında bilgi verememesi nedeniyle, o günden beri ekserji, termodinamik sistemlerin değerlendirilmesinde,

optimize edilmesinde ve tersinmezliklerin belirlenmesinde kullanılan bir araç oldu [10].

### **1.5.2 Ekonomi analizi yöntemleri**

Mühendislik ekonomisi, bir sistemin bileşenlerinin maliyetlerinin ömürleri üzerinden, enflasyon, faiz, maliyet artışı değer kaybetme, bakım, tutum, onarım ve hurda halleri ile yakıt gibi girdilerin ve güç, ürün gibi çıktıların maliyetlerinin tamamı üzerinden gerçekleştirilen analizdir. Genellikle üretilen ürünün maliyeti değerlendirmeye alınan maliyetler üzerinden hesaplanır.

Termoekonomik veya eksergoekonomik analiz ise mühendislik ekonomisi analizinden elde edilen verilerin ekserji analiziyle birlikte kullanılarak, sistemdeki her ekserji akışına bir maliyet atanması ve sonunda tersinmezliklerin de ederinin belirlenmesi usulü olarak açıklanabilir [10]. Bu sayede sistemin ve komponentlerinin ekserji kaybından dolayı neden olduğu ekonomik zarar göz önüne serilebilir. Ekserji ve ekonominin birlikte kullanımı ilk olarak Keenan tarafından dile getirilmiş ve bilinen ilk uygulaması 1949 yılında M. Benedict tarafından yapılmıştır [26]. Termoekonomi ismi ile temelleri, R. B. Evans G. L. Crellin ve M Tribus tarafından 1960'lardaki çalışmalarla atılmış ve "Principles of Desalination" kitabında yöntem prensipleri basılmıştır [27]. Geliştirmeleri 1970'li yıllarda Y.M. El-Sayed ve R. B. Evans tarafından yapılmıştır [28]. 1980'lerde R. A. Gaggioli ve W. J. Wepfer tarafından "Exergy Economics" adıyla adlandırılan yöntem, şu anda bilinen temel formuna kavuşmuştur [29]. 1985 yılında G. Tsatsaronis ve M Winhold tarafından yöntem "Eksergoekonomi" adıyla uluslararası standart bir isme kavuşturulmuş ve uygulamasında yeni bir metodoloji öne sürülmüştür [30]. 1996 yılında A Bejan, M. Moran, G. Tsatsaronis tarafından yazılan kitapta incelenen komponentler için ekserji maliyet katsayılarının ve yardımcı denklemlerin nasıl belirlenebileceği hususunda fikirler beyan edilmiş [10], ve 2006 yılında bu A. Lazzaretto ve G Tsatsaronis tarafından SPECO adı altında bir standarda kavuşturulmuştur [31].

### **1.5.3 Çevre analizi yöntemleri**

Bir sistemin çevreye yaptığı etkiyi değerlendirmek için sıklıkla başvurulan yöntem yaşam döngüsü analizi (LCA) olarak adlandırılır. Sisteme ve sistem komponentlerine üretimleri sırasında giren her girdi için kaynakların çıkarılması, işlenmesi, kullanılması ve yaşamının sonunda kullanım dışı olması, kaynakların işlenmesi ve

sistemin çalışması sırasında kullanılan enerji, yakıt gibi girdiler bir envanter çalışmasıyla ve bu envanterin çevreye olan etkilerinin hesaplanması ve değerlendirilmesiyle [32] yaşam döngüsü analizi gerçekleştirilir [33]. LCA uygulamalarından bir tanesi olan Eco-indicator 99 yaşam döngüsü etkisi değerlendirme metoduna [34] EDS incelemesinde başvurulmaktadır. Eco-indicator 99 metodunda, her malzeme, üretim tekniği, enerji, yakıt gibi olguların kullanılabilir duruma gelene kadar geçirdiği işlemlerin bir etki puanı vardır. Etki puanı, Şekil 1.3'te görüldüğü gibi karar vermede kullanılmak üzere belirli etkilerin belirli ağırlıklarla tek bir puana indirgenmesiyle oluşur ve bu puan da ortalama bir Avrupalı vatandaşın bir yıllık çevresel yükünün binde biri olarak tanımlanır [35].

Yeni bir kavram olarak ortaya atılan eksergoçevresel analiz ise, LCA sonuçlarını, eksergoekonomik analizdeki yaklaşımla, ekserji ile birlikte kullanarak, her ekserji akışına bir spesifik eco-indicator puanının atanmasıyla yapılır [36]. Bu sayede, sistemin ve her komponentinin ekserji yıkımlarından dolayı çevreye olan zararlarının etkileri de değerlendirmeye katılmış olur.



Şekil 1.3 : Etki puanının oluşturulması [35].

#### 1.5.4 Yöntemlerin değerlendirilmesi

Enerji analizi yönteminin sistem hakkında sağladığı bilginin yetersizliğinden dolayı ekserji analizinin kullanıma alınması gerektiği belirtilmişti. Benzer şekilde ekonomik ve çevresel analizlerin yerine eksergoekonomik ve eksergoçevresel analizler, sistemi tasarlayan kişiye daha detaylı bilgiler sağlamaktadır. Bu ekserji temelli bilgilerin, doğru değerlendirilmesi ile sistemin enerji, ekonomi ve çevre açısından en uygun tasarımının ve/veya yenilemesinin yapılması beklenir. Ancak, ekserji temelli analizlerin de eksik kaldığı, yeterli bilgi sağlayamadığı durumlar söz konusu

olmaktadır. İncelenen sistemin ve komponentlerinin ekserji yıkımlarından dolayı sahip oldukları kayıpların iyileştirme potansiyellerinin bilinmesi, ileriye dönük olarak hangi değişikliklerin yapılarak en uygun enerji, maliyet ve çevre etkisi durumunun oluşturulacağı belirlenebilir. Bahsedilen kayıpların, problemin temeline indiğimizde, incelenen komponentin kendisinden mi yoksa sistemdeki diğer komponentlerin etkisinden mi kaynaklandığının bilinmesi de yine tasarım ve yenileme ileriye dönük olarak yenileme çalışmalarında fayda sağlayabilir. Son olarak, beklenen en büyük katkıyı ise, komponentlere ait iyileştirme potansiyellerinin ne kadarının aslında komponentin iyileştirilmesi veya sistemdeki diğer komponentlerin iyileştirilmesi ile olabileceği bilgisi tasarımcıya verecektir.

### 1.6 İleri Ekserji Temelli Analizler

Yöntemlerin değerlendirilmesi sonucunda eksiklikleri görünen durumların giderilmesi için George Tsatsaronis tarafından 1999 yılında ortaya konulmuş, klasik ekserji analizini [10] temel alan teoriye ileri ekserji analizi denir. İleri ekserji analizi, klasik analize göre ekserji yıkımı bölümünün detaylandırılmasına dayanır. Bu yöntemle, aynı sistemin farklı komponentlerinin birbirleri arasında etkileşimleri değerlendirilebilir ve ekserjetik değerlendirme sonuçlarının kalitesi artırılabilir. Literatürde daha önce hiç uygulanmamış olan getirdiği yenilik, sistemin her komponentindeki ekserji yıkımının iç/ dış kaynaklı ve önlenebilir/ önlenemez olarak ayrılmasıdır. Metodun arkasındaki fikir, her bir komponentin çalışma koşullarındaki gerekçeli kabul ve ideal şartlara bağlı olarak, komponentlerde oluşan yıkımların önlenebilir kısımlarının önlenmesi ve bu sayede sistemin veriminde artış ve kullanılan kaynakta azalmaya ulaşmaktır. İç kaynaklı ekserji yıkımı, diğer komponentler ideal olarak çalışırken incelenen komponentin gerçek verimiyle çalışması sırasındaki ekserji yıkımı, dış kaynaklı ekserji yıkımı ise incelenen komponentin kalan elemanlarla arasındaki etkileşim nedeniyle ortaya çıkan yıkımdır. Önlenemez ekserji yıkımı, bulunabilirlik ve malzemelerin ve üretim yöntemlerinin maliyeti gibi teknolojik sınırlandırmalar nedeniyle daha fazla azaltılamayacak ekserji yıkımı, son olarak önlenebilir ekserji yıkımı ise geliştirmelerle kurtarılabilir ve kullanılabilir ekserji miktarını arttırabilecek ekserji yıkımıdır. Bu dört bileşen kendi arasında uygulanabilir ve tasarımcının işine en çok yarayacak olan önlenebilir iç kaynaklı ekserji yıkımı, önlenebilir dış kaynaklı ekserji yıkımı olarak alt türlerini

oluşturur. Yöntemin gelişmişliği burada sınırlı olmayıp her incelenen komponentin her bir komponentle etkileşimleri ayrı ayrı incelenebilir ve bunlar komponentlerin farklı uygulamalarıyla teker teker iyileştirmeye tasarımcıyı yönlendirebilir [37]. Aynı zamanda bu yöntem, sistemin ekonomik ve çevresel etkilerini ortaya koymakta da kullanılır [38].

Tsatsaronis'in bundan önce bir çalışmasında değindiği [39], önlenemez - önlenemez ekserji yıkımı kavramları çok daha öncesinden TJ Kotas [40], daha sonrasında ise Xiao Feng adlı bir araştırmacıya ait kavramlar olarak karşımıza çıkmaktadır. 1985 yılında yazdığı kitapta Kotas [40], ekserji yıkımının önlenemez (avoidable) ve esas (intrinsic) parçaları olduğundan ve nasıl hesap edileceğinden bahsetmiştir. 1996 yılında Feng ve diğerlerinin yapmış olduğu bir çalışmada önlenemez (avoidable) ve önlenemez (inevitable) ekserji kayıplarından bahsetmişlerdir [41]. Çalışma incelendiğinde, ekserji kaybı adı altında kastettiklerinin aslında ekserji yıkımı olduğu anlaşılmaktadır. Bir yıl sonra Feng, "sistem analizi için pratik ekserji metodunu" başka bir sisteme uygulamıştır [42]. Kotas'ın, Feng'in ve Tsatsaronis'in ortaya koyduğu kavramlar felsefe olarak aynı, gösterim olarak farklıdır. Ardından 2007 yılında, G. Tsatsaronis ve T. Morosuk tarafından IMECE kongresinde, iç ve dış kaynaklı ekserji yıkımları ve kombinasyonları ile ileri eksergoekonomi analiz yöntemi literatüre kazandırılmıştır [43]. Bir yıl sonraki kongrede aynı yazarlar, ileri ekserji, ileri eksergoekonomi analizi ile birlikte ileri eksergoçevresel analizin de nasıl uygulanacağına dair bir genel ekserji temelli metot olarak toparlayıp araştırmacılara kaynak olarak sunmuşlardır [44] ve nasıl uygulanacağını da göstermişlerdir [45].

Bu çalışmada gemi enerji dönüşüm sistemleri için ekserji ve ileri ekserji temelli analizler yapılacak, sonuçlar karşılaştırmalı olarak değerlendirilecektir. İleri ekserji analizi ısı sistem ve bu sistemin bileşenlerini ile bunların ekserji yıkımlarını incelemektedir. Bununla beraber, ekserji yıkımlarını önlemeye yönelik yapılan iyileştirmelerin maliyetlendirilmesi ve tasarruf potansiyelini ortaya koyarak, bu sayede teoriye katkıda bulunmak amacını güder. Öneriler yaklaşımların ekonomik temele dayandırılması da tezin içeriğine girmektedir. Örneğin, ekonomik olarak bir sistemin ne kadar karda/ zararda olduğu; bu karın/ zararın, önerilen yöntemlere dayanılarak nerelerden artırılabilir/ azaltılabileceği ve yeni nasıl iyileştirmeler yapılabileceği; aynı şekilde, çevresel etkilerinin sadece son ürün bazında değerlendirilmesinden ziyade, yaşam döngüsünün her komponente bağlı olarak

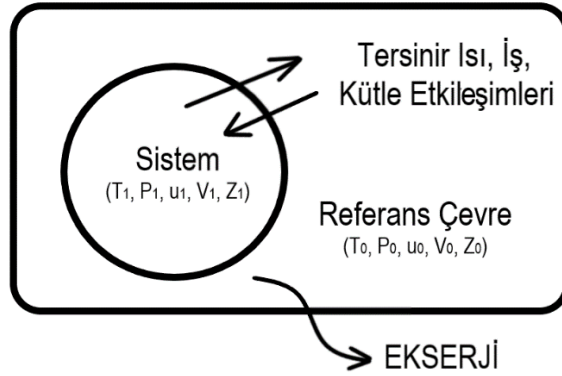
etkilerin ne olduğu; bunları sistemde termodinamik ne gibi değişikliklerle düzeltilebileceği vs. konuları incelenecektir. Bu yöntemlerin verimlilik, ekonomik ve çevre açısından sistemlere sunacağı optimum noktalara ulaşma yolu belirlenecektir. Sistemlerin verimlilik, ekonomi ve çevre boyutları, literatürde farklı biçimlerle ancak yetersiz olarak incelenmiş olup, tezin getirdiği bu yeniliklerle daha uygulanabilir, karmaşık olmayan ve tutarlı sonuç verecek yeni ve türetilmiş metoda ulaşılabilecektir. Bunun dışında bulguların değerlendirilmesine yönelik yaklaşımlar da dâhil edilerek yeni metodun tutarlılığı ve sürdürülebilirliği arttırılacaktır.

Yukarıda verilen bilgilere dayanarak söylenebilir ki bu tezin çözüm üretmeye çalıştığı durum, herhangi bir EDS “ürünün” son aşamaya gelene kadar (hammadde çıkartımı, enerji üretimi, hammadde işleme, taşıma, son ürün üretimi vs.) kullandığı kaynaktan (madde, enerji vs.), ekonomik maliyetten ve zararlı çevre etkilerinden ne kadarının önlenilebileceği/geri kazanılabileceği ve bu kazanç sırasında yapılacak yatırımın ne olması gerektiği ile elde edilebilecek mali tasarruf miktarının ne olduğu sorunsalıdır. Yani, İleri ekserji temelli analiz yönteminin ısıl bir sistemdeki her komponente uyguladığı teoriyi, üretim zincirinin uygulanabilir her bir halkasına uygulamak ve ne gibi değişiklikler vasıtasıyla sistemin geliştirileceğini belirlemek vs.; ayrıca tezinin içerdiği sorunları da daha objektif biçimde uygulanabilir çözümlerle aşmak hedeflenmektedir.

## 2. TEORİK YÖNTEM

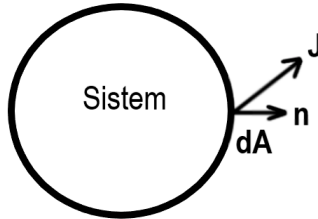
### 2.1 Ekserji Temelli Analizler

Ekserji kavramı, birinci ve ikinci kanunları içeren ve dönüşüm işlemleri sırasında bozulan enerjinin ölçümü için sayısal bir temel sağlayan yapıya sahiptir. Şekil 2.1’de görüldüğü gibi ekserji, genel bir S sisteminden referans çevresi E şartlarına sadece o çevreyle gerçekleştirdiği bir takım tersinir işlemlerle geldiğinde alınabilen yararlı işin miktarıdır [6].



Şekil 2.1 : Ekserji tanımı [6].

Ekserji kavramı, enerjinin yerine sistemin potansiyelini ne kadar verimli kullandığına ölçü olabilecek niteliktedir. Aşağıda fiziksel ekserjinin çıkarılışı Denton (2002) [46], Borgnakke ve Sonntag (2009) [47] ve Kotas (1985) [40] kullanılarak verilmiştir.



Şekil 2.2 : Akıya sahip açık termodinamik sistem [46].

Şekil 2.2’de görüldüğü üzere akı yoğunluğu  $J$  olan herhangi bir miktar, açık sistemden  $dA$  alanından geçmektedir. Birim normal vektörü  $n$  ile tanımladığımızda sistemden çıkan net akının miktarı [46]:

$$\int \mathbf{n} \cdot \mathbf{J} dA \quad (2.1)$$

ile ifade edilir. Gauss diverjans teoremine göre, alan integrali hacim integraline çevrilebilir ve dV hacmi için [46]:

$$\int \mathbf{n} \cdot \mathbf{J} dA = \int \nabla \cdot \mathbf{J} dV \quad (2.2)$$

eşitliği kullanılabilir. Burada dikkat edilmesi gereken nokta, J hacim boyunca termodinamik sistemde değişkenlik gösterebilir. Sistemdeki bu J akısına ilişkin miktarı  $\varphi$  ile tanımlarsak, dV hacminde  $J_\varphi$  akısına sahip olan  $\varphi$  değerinin artış oranı ile dV hacminden dışarı çıkan değer net akısının toplamı dV hacmi içinde  $\varphi$  değerinin net üretimine eşit olmalıdır. Matematiksel olarak aşağıdaki gibi gösterilir [46]:

$$\int \left( \frac{\partial \varphi}{\partial t} + \nabla \cdot \mathbf{J}_\varphi \right) dV = \int \sum_\varphi dV \quad (2.3a)$$

veya:

$$\left( \frac{\partial \varphi}{\partial t} + \nabla \cdot \mathbf{J}_\varphi \right) = \sum_\varphi \quad (2.3b)$$

burada  $\sum_\varphi$  değeri,  $\varphi$  değerinin termodinamik sistem içerisinde  $J_\varphi$  akısıyla ilişkili olarak net üretim miktarını temsil eder. Denklem genel bir denge denklemidir ve termodinamik denge denklemleriyle aşağıdaki gibi ilişkilidir.

### **Enerjinin korunumu**

Bir sistemdeki enerji değişimi, sisteme giren ve sistemden çıkan akılarla ilişkilidir, ve enerji yoktan var edilemez, varken yok edilemez  $\sum_E = 0$ :

$$\left( \frac{\partial E}{\partial t} + \nabla \cdot \mathbf{J}_E \right) = 0 \quad (2.4)$$

burada  $\frac{\partial E}{\partial t}$  sistemdeki zamana bağlı enerji değişimi ve  $\nabla \cdot \mathbf{J}_E$  sisteme giren, sistemden çıkan arasındaki net enerji akısını temsil eder.

### **Kütlenin korunumu**

Bir sistemde kütle üretilmez, korunur  $\sum_m = 0$ :

$$\left( \frac{\partial m}{\partial t} + \nabla \cdot \mathbf{J}_m \right) = 0 \quad (2.5)$$



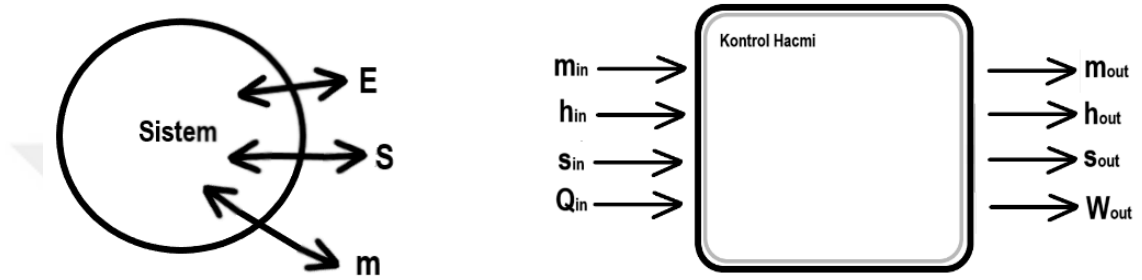
kütle giriş çıkışı olmadığından kapalı sistemler için  $\nabla \cdot \mathbf{J}_m = 0$  olur.

### Entropi üretimi

Bir sistemde entropi üretimi ise şu şekildedir ( $\sum_S = S_{gen}$ ):

$$\left(\frac{\partial S}{\partial t} + \nabla \cdot \mathbf{J}_S\right) = \sum_S \quad (2.6)$$

Düzgün sürekli akışlı açık sistemler özelinde Şekil 2.3'te de görülebileceği üzere sistemi düzenlersek ve potansiyel ve kinetik enerjileri ihmal edersek [1, 47]:



Şekil 2.3 : Sürekli akışlı açık sistemin akı etkileşimi.

$$\left(\frac{\partial E}{\partial t} + \dot{Q} + (-\dot{W}) + \dot{m}_{in}h_{in} + (-\dot{m}_{out})h_{out}\right) = 0 \quad (2.7)$$

$$\left(\frac{\partial m}{\partial t} + \dot{m}_{in} + (-\dot{m}_{out})\right) = 0 \quad (2.8)$$

$$\left(\frac{\partial S}{\partial t} + \frac{\dot{Q}}{T} + \dot{m}_{in}s_{in} + (-\dot{m}_{out})s_{out}\right) = \dot{S}_{gen} \quad (2.9)$$

denklemlerine ulaşırız. Sistemden üretilen entropiden kaynaklanan varsayımsal ısı kullanılamaz kısımdır. Bu da aslında Gouy-Stodola teoremi olarak bilinir [40].

$$\dot{S}_{gen} = \frac{\dot{Q}_0^{rev}}{T_0} \text{ veya } \dot{Q}_0^{rev} = \dot{I} = T_0\dot{S}_{gen} \quad (2.10)$$

entropi üretimi olmadığında ise üretilen iş tersinirdir.

$$\dot{W}^{rev} - \dot{Q}_0^{rev} = \dot{W} \text{ veya } \dot{W}^{rev} = \dot{W} + \dot{I} \quad (2.11a)$$

$$\begin{aligned} \dot{W}^{rev} &= \left(\frac{\partial E}{\partial t} + \dot{Q} + \dot{m}_{in}h_{in} + (-\dot{m}_{out})h_{out}\right) \\ &+ T_0 \left(\frac{\partial S}{\partial t} + \frac{\dot{Q}}{T} + \dot{m}_{in}s_{in} + (-\dot{m}_{out})s_{out}\right) \end{aligned} \quad (2.11b)$$

dolayısıyla bir sistemdeki ekserji,  $\dot{E}_x$ , yani en fazla iş yapabilme kapasitesi:

$$\begin{aligned} \dot{E}x = \dot{W} = \dot{W}^{rev} - T_0 \dot{S}_{gen} = \frac{\partial [E - T_0 \dot{S}]}{\partial t} + \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \\ + \dot{m}_{in} (h_{in} - T_0 s_{in}) + (-\dot{m}_{out}) (h_{out} - T_0 s_{out}) \end{aligned} \quad (2.12)$$

olarak belirlenir.

### 2.1.1 Ekserji analizi

Bir j akışının fiziksel ekserjisi ise spesifik ekserjisine,  $ex_j^{PH}$ , ve çevre hali olan ölü hale, 0 indisi, bağlı olarak aşağıdaki denklemle hesaplanır:

$$\dot{E}x_j \cong \dot{m}_j ex_j^{PH} = \dot{m}_j [(h_j - h_0) - T_0 (s_j - s_0)] \quad (2.13)$$

Kimyasal bileşenleri sistemle dengede olmayan karışım halindeki bir akışın molar spesifik kimyasal ekserjisi ise aşağıdaki denklemle bulunur [40]:

$$ex_j^{CH} = \sum_i x_i ex_i^{CH,0} + RT_0 \sum_i x_i \ln x_i \quad (2.14)$$

Ekserji dengesi ise sınırları çevre şartlarında olan bir sisteme giren ekserjiler toplamı ile sistemden çıkan ekserjiler toplamı arasındaki farkın ekserji yıkımına eşit olması durumuyla açıklanır [1]:

$$\sum \dot{E}x_{in} - \sum \dot{E}x_{out} = \dot{E}x_D \quad (2.15)$$

Ekserji dengesi yakıt-ürün paradigması kullanılarak ifade edildiğinde [6], denklem 2.15, denklem 2.16 şeklinde ifade edilir [10]:

$$\dot{E}x_{D,k} = \dot{E}x_{F,k} - \dot{E}x_{P,k} \quad (2.16)$$

$$\varepsilon_k = \frac{\dot{E}x_{P,k}}{\dot{E}x_{F,k}} \quad (2.17)$$

$$\gamma_{D,k}^* = \frac{\dot{E}x_{D,k}}{\dot{E}x_{D,tot}} \quad (2.18)$$

$\dot{E}x_F$  sisteme giren ekserjileri,  $\dot{E}x_P$  sistemden çıkan ürünleri (sadece ekserji akışları değil) ve  $\dot{E}x_D$  sistemde yıkılan/harcanan/kaybolan ekserjiyi temsil etmektedir. Burada tüm sistemin toplam ekserji yıkımı bileşenlerin ekserji yıkımları toplamına eşittir:

$$\dot{E}x_{D,tot} = \sum \dot{E}x_{D,k} \quad (2.19)$$

Sistemdeki bileşenlerin sınırı çevre şartlarında kabul edildiği durumda tüm sistem için ekserji dengesi, sisteme giren yakıt ekserjisi,  $\dot{E}x_{F,tot}$ , sistemin ürettiği ürün ekserjisi,  $\dot{E}x_{P,tot}$ , toplam ekserji yıkımı ve sistemin ekserji kaybıyla,  $\dot{E}x_{L,tot}$ , aşağıdaki gibi yazılır [48]:

$$\dot{E}x_{F,tot} = \dot{E}x_{P,tot} + \dot{E}x_{D,tot} + \dot{E}x_{L,tot} \quad (2.20)$$

### 2.1.2 Eksergoekonomi analizi

Klasik eksergoekonomik analiz diğer bir ismiyle termoekonomi ekserji analiziyle ekonomik prensipleri birleştirir ve bu sayede mühendise veya tasarımcıya klasik enerji analizi veya ekonomik değerlendirmeye mümkün olmayan bilgiyi sağlar [10]. Ancak eksergoekonomi analizi uygulaması yapılabilmesinden evvel, sistemin her bir komponentinin, sisteme giren yakıt gibi akışların ve sistemden çıkan güç, buhar gibi akışların maliyetlerinin belirlenmesi gerekir. İmkan olduğunda, doğrudan tedarikçiden alınacak, yoksa literatürdeki çeşitli derlemeler, makaleler, özellikle de kitaplardan faydalanılarak hesaplanılacak ilk yatırım maliyeti, C, değerleri belirlenir [49, 50]. Belirlenen maliyet daha önceki yıllara ait verilerden çıkarılmış ise maliyeti bugünkü değerlerine getirmek gerekir. Bunun için bazı maliyet indeksleri kullanılır [10]. Sıklıkla başvurulan indeks ise kimya mühendisliği tesis maliyet indeksi, CEPCI, dir [49, 50]. Günümüzdeki maliyet aşağıdaki gibi hesaplanır [51]:

$$C_{\text{şimdiki yıl}} = C_{\text{referans yılı}} \frac{CEPCI_{\text{şimdiki yıl}}}{CEPCI_{\text{referans yılı}}} \quad (2.21)$$

Bu süreçte, sistem elemanlarının, yıllık faiz, çalışma ömrü, yıllık çalışma süresi, operasyon, bakım ve tutum maliyetleri kalemlerine göre bir saatlik çalışma süresine yansıyan maliyetleri hesaplanır. Bir komponentin bugünkü değeri, C, ile ilk yatırım maliyetinin sistemin ömrü boyunca yıllık sabit ücretler, A, olarak [10]:

$$A = C CRF \quad (2.22)$$

denklemlerle bulunur ve geri kazanım faktörü, CRF, aşağıdaki gibi hesaplanır [10, 52]:

$$CRF = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (2.23)$$

Bir yıl için hesaplanan bu değer ve yıllık ilk yatırımın maliyetinin belirli bir yüzdesi olarak kabul edilen işletme, bakım ve onarım maliyetlerinin,  $\Omega$ , eklenmesinden sonra

yıllık çalışma saatine,  $\tau$ , bölünerek  $k$  komponentinin saatlik maliyeti,  $\dot{Z}_k$ , hesaplanır [53]:

$$\dot{Z}_k = \frac{A(1 + \Omega)}{\tau} \quad (2.24)$$

bir akış, güç veya ısı ekserjisi olma durumundan bağımsız olarak,  $j$  ekserji akışının maliyeti,  $\dot{C}_j$ , spesifik ekserji maliyeti,  $c_j$ , ile ekserjinin çarpımından hesaplanır :

$$\dot{C}_j = c_j \dot{E}x_j \quad (2.25)$$

Tıpkı klasik ekserji analizinde olduğu gibi eksergoekonomik analizde bir maliyet dengesi mevcuttur. Bir sistem için maliyet dengesi sisteme giren ve sistemden çıkan toplam maliyetler arasında kurulur :

$$\sum_e \dot{C}_{e,k} = \sum_i \dot{C}_{i,k} + \dot{Z}_k \quad (2.26)$$

Daha önce bahsedilen yakıt ekserjisi ve ürün ekserjisi konsepti üzerinden yazılan denge ise;

$$\dot{C}_{P,k} = \dot{C}_{F,k} + \dot{Z}_k \quad (2.27)$$

$$c_{P,k} \dot{E}x_{P,k} = c_{F,k} \dot{E}x_{F,k} + \dot{Z}_k \quad (2.28)$$

Burada,  $\dot{C}_{P,k}$ ,  $k$  bileşenin ürün ekserjisine ait maliyet,  $c_{P,k}$  birim ürün ekserjisi başına ortalama maliyet;  $\dot{C}_{F,k}$  yakıt ekserji girdisine ait maliyet,  $c_{F,k}$  birim yakıt ekserjisi başına ortalama maliyetini temsil etmektedir. Maliyet dengesi ile ekserji dengesi  $k$  bileşeni için yazılıp  $\dot{E}_{F,k}$  değeri denklemlerden elenirse [10]:

$$c_{P,k} \dot{E}x_{P,k} = c_{F,k} \dot{E}x_{P,k} + \dot{Z}_k + c_{F,k} \dot{E}x_{D,k} \quad (2.29)$$

Eksergoekonomik analizin gerçekleştirilmesinde, daha önce bahsedildiği gibi, bileşenler için yazılan denklemlere ek olarak yardımcı denklemler oluşturulması gerekebilir.

Ekserji yıkımının maliyeti  $\dot{C}_{D,k}$ , yukarıdaki denklemde bulunan son terim ile ifade edilir. Bir enerji dönüşüm sisteminde gerçek maliyet kaynakları, her bileşenin ilk yatırım maliyeti, operasyon ve bakım maliyetleri, her bileşenin ekserji yıkım maliyeti ve varsa tüm sistemin ekserji kaybı maliyetidir. Denklemden görülebileceği üzere eksergoekonomi yöntemiyle hesaplanabilen ekserji yıkım maliyeti, normal ekonomik yöntemlerle hesaplanamamaktadır.

### 2.1.3 Eksergoçevresel analiz

Klasik eksergoçevresel analizde ekserji ve çevresel etki birlikte değerlendirilir. İncelenen bileşenin bileşenle alakalı (üretim-yapım, işletim, hurda) çevresel etkisi,  $\dot{Y}_k$  tüm hayatı değerlendirilerek hayat döngüsü analiziyle belirlenir. Belirlenmesi sırasında incelenen komponentin çevre etki puanı bulunur ve ömrü boyunca çalıştığı saate bölünür. Bu değer aynı zamanda  $\dot{Y}_k^{CO}$ , yapım-üretim,  $\dot{Y}_k^{OM}$ , bakım tutum ve  $\dot{Y}_k^{DI}$ , hurda durumlarının çevresel etkilerinin toplamıdır [48]:

$$\dot{Y}_k = \dot{Y}_k^{CO} + \dot{Y}_k^{OM} + \dot{Y}_k^{DI} \quad (2.30)$$

Eksergoekonomik analize benzer şekilde, bileşen bazında bir takım denklemler ve korunumlarla ifade edilebilir. İncelenen bileşen için çevresel etki dengesi sisteme giren, sistemden çıkan akışların, bileşenin yaşam döngüsünün, ve bileşenden kaynaklı çevreye zararlı madde oluşumlarının toplamı olarak tanımlanabilir.

$$\sum_{i=1}^l \dot{B}_{i,k} - \sum_{j=1}^m \dot{B}_{j,k} + \dot{Y}_k + \dot{B}_k^{PF} = 0 \quad (2.31)$$

Burada  $\dot{B}_{i/j} = b_{i/j} \dot{E}_{i/j}$ ,  $b$  i/j akışının spesifik çevresel etkisi olmak üzere,  $\sum_{i=1}^l \dot{B}_{i,k}$  sisteme giren  $l$  adet akışın toplam çevresel etkisi,  $\sum_{j=1}^m \dot{B}_{j,k}$  sistemden çıkan  $m$  adet akışın toplam çevresel etkisi ve  $\dot{B}_k^{PF}$  ise üretilen çevre zararlısının çevresel etkisini sembolize eder. Son değer, bileşende zararlı üretimi varsa yani bir kimyasal reaksiyon varsa sistemde oluşan bir durumdur ve aşağıdaki gibi hesaplanır [48]:

$$\dot{B}_k^{PF} = \sum_i b_i^{PF} (\dot{m}_{i,out} - \dot{m}_{i,in}) \quad (2.32)$$

$\dot{m}_{i,in}$  ve  $\dot{m}_{i,out}$  incelenen  $k$  bileşenine giren ve çıkan zararlıların kütle debisidir. Genellikle bu zararlılar CO, CO2, CH4 ve NOx olarak tanımlanırlar.

Yakıt ve ürün ekserjisi konseptine uygun olarak denge denklemi tekrar düzenlendiğinde:

$$\dot{B}_{P,k} = \dot{B}_{F,k} + \dot{Y}_k \quad (2.33)$$

$$b_{P,k} \dot{E}x_{P,k} = b_{F,k} \dot{E}x_{F,k} + \dot{Y}_k \quad (2.34)$$

Burada,  $\dot{B}_{P,k}$ ,  $k$  bileşeninin ürün ekserjisine ait çevre etki puanı,  $b_{P,k}$  birim ürün ekserjisi başına ortalama çevre etki puanı;  $\dot{B}_{F,k}$  yakıt ekserji girdisine ait çevre etki

puanı, burada görülen  $b_{F,k}$  değeri ise incelenen bileşene sağlanan ekserjetik yakıtın spesifik çevre etki puanıdır.

Bu dengeyi oluştururken tıpkı eksergoekonomik analizdeki gibi yardımcı denklemlere ihtiyaç duyulabilir. Öyle bir durumda eksergoekonomide kullanılan yöntemler burada da geçerliliğe sahiptir.

İncelenen bileşenin ekserji yıkımının çevre etki puanı, tıpkı eksergoekonomideki maliyet hesabında olduğu gibi hesaplanır:

$$\dot{B}_{D,k} = b_{F,k} \dot{E}x_{D,k} \quad (2.35)$$

Bahsedilen işlemlerin yapılması için öncelikle bileşen kaynaklı çevresel etkinin ( $\dot{Y}_k$ ) LCA yaşam döngüsü analiziyle belirlenmesi, daha sonra  $b_{i/j}$  ve  $b_i^{PF}$  değerlerinin ise birtakım indikatörler olarak literatürden alınması gerekmektedir.

Eksergoekonomi ve eksergoçevresel analizlerin gerçekleştirilmesinde her madde veya ekserji akışına atanan spesifik katsayıların hesaplanması için, katsayı, akış değeri, ve komponentin maliyet veya çevre etkisi ile yardımcı denklemler vasıtasıyla matrisler oluşturulması gerekmektedir. Oluşturulan matrislerin çözümü vasıtasıyla her akış için katsayı hesaplanmış olur. Büyük çaplı, çok akışlı ve bileşenli sistemlerde oluşturulan katsayı matrisinin, çözüm için kullanılmasında dikkat edilmesi gereken bazı hususlar vardır. Bunlardan en önemlileri, oluşturulan matrisin bir kondüsyon sayısı, sıfırdan farklı bir determinantı ve rankının boyutuyla eşlenik olmasıdır. Bu şartların sağlanması, literatürde belirtilen yöntemlerin [10, 31] uygulanamamasına sebebiyet verebilir. Böyle bir durumda analizcinin, matris şartlarını sağlayacak şekilde, uygun yardımcı denklem oluşturması gerekir.

## 2.2 İleri Ekserji Temelli Analizler

Geleneksel ekserji analizinin sağlayamadığı verileri sağlamak için ortaya atılmış olan ileri ekserji temelli analizler, bu bölümde ileri ekserji analizi ve onun temelindeki ileri eksergoekonomi ve ileri eksergoçevresel analizler olarak incelenecektir.

### 2.2.1 İleri ekserji analizi

İleri ekserji analizi, daha önce de belirtildiği üzere ekserji yıkımının detaylandırılmasına dayanır. Bir bileşenin ekserji yıkımı veya kaybının önemi, yakıt ve ürün ekserjisi akışına göre yerine bağlıdır. Tüm sistemin ürün ekserjisi çıktısına

yakın olan bileşenin ekserji yıkımındaki ve kaybındaki, tüm sistemin yakıt ekserjisi girdisine yakın olan bileşene göre çok daha etkiye sahiptir. Ürün ekserjisi çıktısına yakın bileşenin ekserji yıkımından kaynaklı yakıt ekserjisini sağlayabilmek için, ihtiyacından daha fazlası tüm sistemin yakıtından verilmelidir. Çünkü ihtiyaç duyan bileşene o ekserji gelinceye kadar önceki bileşenlerde bir kısmı harcanacaktır [10]. Dolayısıyla, her bir bileşenin tüm sistemdeki diğer bileşenlere doğrudan ya da dolaylı bir etkisi olduğu söylenebilir. Bir bileşenin ekserji yıkımı hanesine yazılan ekserji yıkımı sadece kendisinden kaynaklı değil, diğer bileşenlerin de etkisi altında kalmasından da kaynaklanmaktadır [10]. Bu bileşenlerin etkisi ortadan kaldırıldığında ise incelenen bileşenin kendisinden kaynaklı olan yani iç kaynaklı ekserji yıkımı bulunabilir. Diğer bileşenlerin etkisinin kaldırılması, o bileşenlerin teorik şartlarda çalışması ile mümkün olur ( $\Delta s_k = 0$ ). Özetle, ekserji yıkımları, bir bileşenin kendi durumundan (izentropik verimi, kayıpları vs.) ve sistemdeki diğer bileşenlerle birlikte uyumlu/uyumsuz çalışmasından kaynaklı olarak üretilir. Bu yüzden, incelenen bileşenin kendi A şartlarında çalıştığı diğer bileşenlerin de teorik şartlarda çalıştığı hibrit çevrimler oluşturularak incelenen k'ncü bileşenin A şartındaki iç kaynaklı ekserji yıkımı hesaplanır. Eğer ekserji yıkımı bileşenin sadece kendi özelliklerinden dolayı oluyorsa buna iç kaynaklı ekserji yıkımı denir. Yine bir ekserji yıkımı, bileşenin sistemin diğer parçalarıyla birlikte çalışmasından dolayı oluyorsa buna dış kaynaklı ekserji yıkımı denir. İç kaynaklı ekserji yıkımı, bileşenin mevcut A şartlarındaki ekserji yıkımının sadece bir parçasıdır. İncelenen k'ncü bileşenin A şartlarındaki ekserji yıkımı ile hesaplanan iç kaynaklı ekserji yıkımı arasındaki fark da diğer bileşenlerin de kendi şartlarında çalıştıklarında incelenen k'ncü bileşene ekstra getirdikleri ekserji yıkımı yani dış kaynaklı ekserji yıkımı olarak adlandırılır [54, 55].

$$\dot{E}x_{D,k,A} = \dot{E}x_{D,k,A}^{EN} + \dot{E}x_{D,k,A}^{EX} \quad (2.36)$$

Bileşenler arasındaki etkileşimi daha iyi anlayabilmek için k'ncü bileşenin dış kaynaklı ekserji yıkımı kendi içinde bölünebilir [56]. Bu bölünme sayesinde incelenen k'ncü bileşene herhangi bir r'ncü bileşenin nasıl etki ettiği bulunabilir. İncelenen k'ncü bileşen ve bu bileşen üzerine etkisi incelenen r'ncü bileşen kendi mevcut şartlarında çalışırken sistemdeki diğer tüm bileşenler teorik şartlarında çalıştığında oluşturulacak olan hibrit çevrim sonucunda bu iki bileşenin hesaplanacak olan ekserji yıkımı iç kaynaklı ekserji yıkımlarından farklı olacaktır. Yani bir hibrit

çevrim oluşturularak iki bileşenin birbirleri üzerindeki etkilerini görmek mümkündür. k'ncı ve r'nci bileşenlerin iç kaynaklı ekserji yıkımları ( $\dot{E}x_{D,k}^{EN}$ ,  $\dot{E}x_{D,r}^{EN}$ ) ile hibrit çevrim sonucu hesaplanan ekserji yıkımları ( $\dot{E}x_{D,k}^{Hibrit}$ ,  $\dot{E}x_{D,r}^{Hibrit}$ ) arasındaki farklar da r bileşeninin k'ya ( $\dot{E}x_{D,k}^{EX,r}$ ) ve k bileşeninin de r'ye ( $\dot{E}x_{D,r}^{EX,k}$ ) etkisini gösterecektir [57].

$$\dot{E}x_{D,k}^{Hibrit} = \dot{E}x_{D,k}^{EN} + \dot{E}x_{D,k}^{EX,r} \quad (2.37)$$

$$\dot{E}x_{D,r}^{Hibrit} = \dot{E}x_{D,r}^{EN} + \dot{E}x_{D,r}^{EX,k} \quad (2.38)$$

Sistemdeki tüm bileşenlerin k'ncı bileşen üzerindeki dış kaynaklı ekserji yıkımı etkilerinin tamamı toplandığında k'ncı bileşenin dış kaynaklı ekserji yıkımından küçük olduğu görülecektir. K'ncı bileşenin dış kaynaklı ekserji yıkımı ile sistemdeki bütün r'nci bileşenlerin k'ncı bileşen üzerindeki etkilerinden oluşan ekserji yıkımlar toplamı arasındaki fark sistemin tüm bileşenlerinin eş zamanlı etkileşiminden kaynaklanan eş zamanlı dış kaynaklı (*mexogenous*,  $\dot{E}x_{D,k}^{mexo}$ ) ekserji yıkımı olarak adlandırılır [56, 57].

$$\dot{E}x_{D,k}^{mexo} = \dot{E}x_{D,k}^{EX,k} - \sum_{\substack{r=1 \\ r \neq k}}^{n-1} \dot{E}x_{D,k}^{EX,r} \quad (2.39)$$

İç kaynaklı ve dış kaynaklı ekserji yıkımının teorisi ve uygulanması hususunda bir anlaşılmazlık veya sorun yaşanmamıştır. Sadece, muhtelif çalışmalarda belirtildiği gibi, iç kaynaklı ekserji yıkımı hesap edilirken incelenen bileşenin kendi mevcut durumu verimi ile sistemin diğer bütün bileşenlerinin ise teorik şartlarda yani entropi üretiminin sıfır olduğu veya sıfır olamayacağı yerlerde minimum olduğu şartlarda hibrit çevrimler oluşturulur [56, 57].

Ancak bu bileşenler buldukları dönemin en iyi performansına sahip olmayabilirler ya da yakın bir dönemde daha iyi şartlara getirilebilirler (aynı özellikte daha yüksek verimli bileşenler gibi). Dizayn için fikir vermek adına da kullanılan ileri ekserji analizinde ekserji yıkımı önlenemez ve önlenemez ekserji yıkımı olarak da ikiye ayrılabilir. Bu ayrım da, bahsedildiği gibi, yakın zamanda eşdeğer bir bileşenin ulaşabileceği azami ekserjetik verimine dayalı olarak hesaplanır. Gerçek olarak ulaşabileceği azami sınır kabul edilen bu ekserji verimine bağlı olarak hesaplanan ekserji yıkımına önlenemez; gerçek ekserji yıkımıyla önlenemez arasında kalan farka

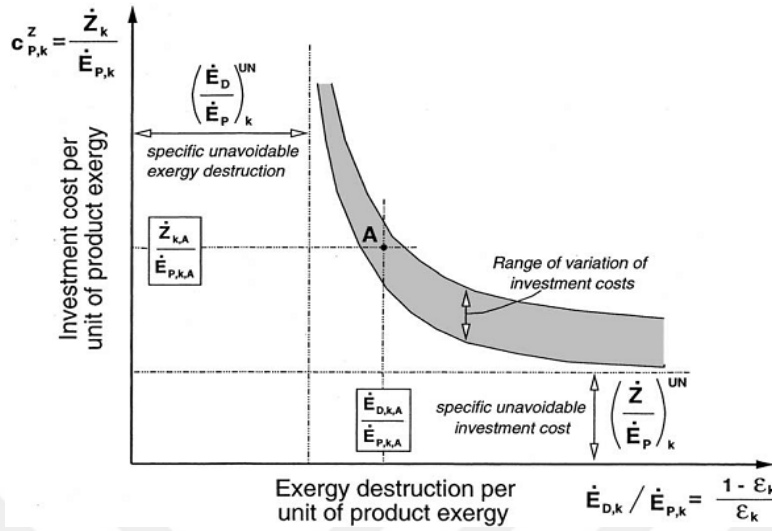


da önlenemez ekserji yıkımı denir. Şöyle ki, bir bileşenin ekserji yıkımının önlenemez kısmı, bütün sistemin her bileşeninin engellenemez termodinamik verimsizlikleriyle çalıştığı kabulüyle hesaplanan ekserji yıkımıdır [14]. Önlenemez ve önlenemez ekserji yıkımları aşağıdaki denklemle gösterilir:

$$\dot{E}x_{D,k,A} = \dot{E}x_{D,k,A}^{UN} + \dot{E}x_{D,k,A}^{AV} \quad (2.40)$$

Önlenemez ekserji yıkımının hesaplanmasında, literatürde çeşitli yaklaşımlar mevcuttur. Bunlardan biri, incelenen k'ncü bileşen tüm sistemden izole ve ayrı haldeyken önlenemez şartlarda çalıştığı kabulü [58]; diğeri ise tüm sistemin içindeki her bileşen kendi önlenemez şartlarında çalışırken bir tane önlenemez çevrim oluşturulmasıdır [54]. Tsatsaronis, yaptığı yaklaşımda, Şekil 2.4'teki gibi bir grafik ortaya koymuştur [59]. Bu grafiğin ordinatına, yöntemi ekonomiye de bağlamak için üretilen ekserji ( $\dot{E}_{P,k}$ ) başına ilk yatırım maliyetini ( $\dot{Z}_k$ ), apsisine ise üretilen ekserji başına ekserji yıkımını ( $\dot{E}_{D,k}$ ) koymuştur. Grafikteki temel yaklaşım, bileşenin ilk yatırım maliyetiyle ekserji yıkımının nonlinear ters orantılı olması kabulüdür. Yani, bir sisteme ne kadar para öderseniz bileşen daha az ekserji yıkımına sebep verir (daha pahalı olan daha verimlidir yaklaşımı). Ancak bir noktadan sonra, ilk yatırım maliyeti sonsuza giderken ekserji yıkımı önlenemez noktasına (teğetine) yakınsar. Bu önlenemez ekserji yıkımı noktası (teğeti), günün ve yakın gelecek zamanın şartları altında yapılmış veya yapılabilecek en verimli (en az ekserji yıkımı = önlenemez şartlar) bileşeni tanımlar  $(\dot{E}_D/\dot{E}_P)_k^{UN}$ . Örneğin, incelenen bileşen bir türbinse, üretililecek en iyi türbin gibi düşünülebilir ve hesaplanırken, incelenen sistemdeki k'ncü bileşenin türbin giriş değeri aynı tutularak hesap edilir. Bu teğete dayanan temel durum, incelenen bir bileşenin birim üretilen ekserji başına önlenemez ekserji yıkımı, olabilecek en verimli bileşenin üretilen ekserji başına ekserji yıkımı oranına eşitliğidir. Önlenemez şartlardaki, olabilecek en verimli bileşen incelenen mevcut şartlardaki bileşenin yerine konulursa bu eşitliğe benzer bir durum beklenebilir. Aşağıda matematiksel olarak bu eşitliliğin bir önceki kabulden çıkarıldığı görülebilir. Yine grafikte görüleceği üzere, ekserji yıkımı artıp sonsuza yaklaştıkça ilk yatırım maliyeti de bir önlenemez ilk yatırım maliyeti noktasına (teğetine) yakınsar  $(\dot{Z}/\dot{E}_P)_k^{UN}$ . Bu, yapılabilecek en ucuz ve en verimsiz bileşeni tanımlar. Aynı şekilde, incelenen bir bileşenin birim ürün ekserjisi başına önlenemez

ilk yatırım maliyeti, olabilecek en verimsiz bileşenin üretilen ekserji başına ilk yatırım maliyeti oranına eşit kabul edilir.



**Şekil 2.4 :** Tsatsaronis'e göre bir termal sistemin k'ncü bileşenin ekserji yıkımı ve ilk yatırım maliyeti arasında beklenen ilişki [59].

Bir A noktası, incelenen k'ncü bileşenin apsis ve ordinatına kendi değerleri denk gelecek şekilde, grafiğin herhangi bir yerinde belirlenmiştir. İncelenen bu A noktası şartlarındaki k'ncü bileşenin önlenemez ekserji yıkımı miktarını hesap ederken aşağıdaki eşitlik kullanılır:

$$\frac{\dot{E}x_{D,k,A}^{UN}}{\dot{E}x_{P,k,A}} = \left(\frac{\dot{E}x_D}{\dot{E}x_P}\right)_k^{UN} \quad (2.41)$$

Şekil 2.5'te bu eşitliğin ne anlama geldiği görselleştirmek amacıyla verilmiştir. Yapılan kabuller altında bu yaklaşımın mühendislik açısından kabul edilebilirliği sorgulanabilir. Grafikte gösterilen bu yaklaşımın ve kabullerin bir başka açıklaması da herhangi bir A noktasındaki k'ncü bileşenin verimine ve ürün ekserjisine bağlı olarak ekserji yıkımını hesap edilmesi istenirse aşağıdaki gibi yapılabilir şeklindedir.

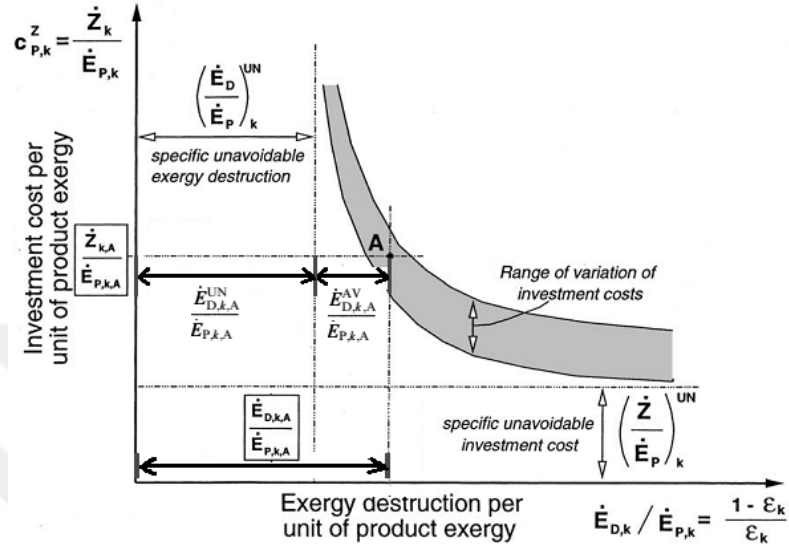
$$\dot{E}x_{D,k,A} = \dot{E}x_{P,k,A} \left(\frac{1}{\epsilon} - 1\right) \quad (2.42)$$

Bir bileşen önlenemez şartlarda çalışan başka bir bileşenin verimine sahip olsaydı, yani teknolojik açıdan o zamana kadar yapılmış veya yakın bir gelecekte yapılabilecek bir bileşen olsaydı, yukarıda verilen denklemdeki ekserji yıkımı A şartlarındaki önlenemez ekserji yıkımını veriyor olacaktır. Şöyle ki:

$$\dot{E}x_{D,k,A}^{UN} = \dot{E}x_{P,k,A} \left(\frac{1}{\epsilon^{UN}} - 1\right) \quad (2.43)$$

$$\varepsilon^{UN} = \left( \frac{\dot{E}x_P}{\dot{E}x_F} \right)_k^{UN} \quad ve \quad \left( \frac{1}{\varepsilon^{UN}} - 1 \right) = \left( \frac{\dot{E}x_D}{\dot{E}x_P} \right)_k^{UN} \quad (2.44a, b)$$

$$\dot{E}x_{D,k,A}^{UN} = \dot{E}x_{P,k,A} \left( \frac{\dot{E}x_D}{\dot{E}x_P} \right)_k^{UN} \quad (2.45)$$



**Şekil 2.5 :** Bir termal sistemin k'nı bileşeninin önlenebilir ve önlenebilir ekserji yıkımının grafiksel gösterimi.

Diğer yaklaşım ise önlenebilir şartlarda oluşturulmuş çevrimde, incelenen komponentin ekserji yıkımının doğrudan önlenebilir ekserji yıkımı olarak alınmasıdır [54].

Önlenebilir ekserji yıkımı kavramına bağlı olarak incelenen komponentin yeni ekserjetik verimi,  $\varepsilon_k^*$ , aşağıdaki gibi tanımlanır [60, 61]:

$$\varepsilon_k^* = \frac{\dot{E}x_{P,k}}{\dot{E}x_{F,k} - \dot{E}x_{D,k}^{AV}} \quad (2.46)$$

Komponentin iyileştirilmesinin neticesinde önlenebilir ekserji yıkımı sabit ürün ekserjisi şartlarında yakıt ekserjisinde azalmaya sebebiyet verir, ve yeni ekserji verimi bu şartlar altındaki verimin komponent bazında bir göstergesidir.

Önlenebilir, önlenebilir, iç ve dış kaynaklı ekserji yıkımları kendi içlerinde kombinasyon yaparak 4 yeni tür ekserji yıkımını meydana getirir. Bunlar, önlenebilir iç kaynaklı, önlenebilir dış kaynaklı, önlenebilir iç kaynaklı ve önlenebilir dış kaynaklı ekserji yıkımlarıdır [54, 56, 62]. Kısaca açıklamak gerekirse, önlenebilir iç kaynaklı ekserji yıkımı, incelenen k'nı bileşen mevcut önlenebilir şartlarda

çalışırken geri kalan tüm bileşenler teorik şartlarda çalıştığında oluşturulan hibrit çevrim veya hesaplanan değerdir.

$$\dot{E}x_{D,k,A}^{UN,EN} = \dot{E}x_{P,k}^{EN} \left( \frac{\dot{E}x_D}{\dot{E}x_P} \right)_k^{UN} \quad (2.47)$$

Burada  $\dot{E}x_{P,k}^{EN}$ , iç kaynaklı ekserji yıkımı için hibrit çevrim oluşturulduğunda incelenen  $k$  bileşenin ürün ekserjisi olduğu ( $\dot{E}x_{P,k,A}^{EN}$ ) tahmin edilmektedir. Bu değer hesap edildikten sonra diğer alt ekserji yıkımları sadece farklar alınarak hesaplanabilir. Önlenebilir iç kaynaklı ekserji yıkımı ise sistemin diğer tüm bileşenleri teorik şartlarda çalışırken ne kadarlık ekserji yıkımının önlenebileceğini gösterir.

$$\dot{E}x_{D,k,A}^{AV,EN} = \dot{E}x_{D,k,A}^{EN} - \dot{E}x_{D,k,A}^{UN,EN} \quad (2.48)$$

Önlenemez dış kaynaklı ekserji yıkımı, sistemin mevcut önlenemez şartlarında çalıştığı durumda diğer bileşenlerin incelenen bileşenin üzerindeki ekserji yıkımı etkisidir.

$$\dot{E}x_{D,k,A}^{UN,EX} = \dot{E}x_{D,k,A}^{UN} - \dot{E}x_{D,k,A}^{UN,EN} \quad (2.49)$$

Önlenebilir dış kaynaklı ekserji yıkımı ise sistemin diğer bileşenlerinin incelenen bileşeni üzerindeki ekserji yıkımı etkisinin önlenebilir kısmıdır.

$$\dot{E}x_{D,k,A}^{AV,EX} = \dot{E}x_{D,k,A}^{EX} - \dot{E}x_{D,k,A}^{UN,EX} \quad (2.50)$$

### 2.2.2 İleri eksergoekonomi analizi

Önlenebilir ve önlenemez ekserji analizi üzerine değerlendirme yapıldığında bahsedilen önlenebilir ve önlenemez ekserji yıkımları bir maliyetle beraber gelecektir.

$$\dot{C}_{D,k,A}^{AV} = c_{F,k} \dot{E}_{D,k,A}^{AV} \text{ ve } \dot{C}_{D,k,A}^{UN} = c_{F,k} \dot{E}_{D,k,A}^{UN} \quad (2.51a, b)$$

Önceki bölümde değinildiği üzere, ilk yatırım maliyeti, bakım işletme ve onarım maliyeti önlenemez koşullara gelebilmesi için incelenen bileşenin olabilecek en ucuz ve dolayısıyla en verimsiz şartları referans alınır. Bu şartlar uygulanırken bileşenlerin sistemden izole olması gerekmektedir. A noktası şartlarında önlenemez ilk yatırım maliyeti Şekil 2.5'e göre aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$\frac{\dot{Z}_{k,A}^{UN}}{\dot{E}x_{P,k,A}} = \left( \frac{\dot{Z}}{\dot{E}x_P} \right)_k^{UN} \quad (2.52)$$

Önlenebilir yatırım, bakım, işletme ve onarım maliyeti ise incelenen bileşenin mevcut A şartlarındaki ekserji yıkımıyla yine aynı şartlardaki hesaplanmış önlenebilir yatırım maliyeti arasındaki farktır.

$$\dot{Z}_{k,A}^{AV} = \dot{Z}_{k,A} - \dot{Z}_{k,A}^{UN} \quad (2.53)$$

Önlenebilir yatırım, bakım, işletme ve onarım maliyeti hesaplanırken literatürde bir başka yöntem daha bulunmaktadır [63, 64]. Bu yöntemde göre ödenen ekipman maliyeti, önlenebilir şartlara istinaden yeniden hesaplanır ve önlenebilir yatırım, bakım, işletme ve onarım maliyeti hesabında kullanılır :

$$\dot{Z}_k^{UN} = \left( \frac{PEC_k^{UN}}{PEC_k^{real}} \right) \dot{Z}_k^{real} \quad (2.54)$$

İç kaynaklı ve dış kaynaklı ekserji yıkımı maliyetinin hesaplanması, önlenebilir ve önlenebilir ekserji yıkımı maliyetlerin benzeridir:

$$\dot{C}_{D,k,A}^{EN} = c_{F,k} \dot{E}x_{D,k,A}^{EN} \text{ ve } \dot{C}_{D,k,A}^{EX} = c_{F,k} \dot{E}x_{D,k,A}^{EX} \quad (2.55a, b)$$

Yatırım maliyetinin iç kaynaklı ve dış kaynaklı kısımlarına ayrılması durumu, boru sistemi gibi dış kaynaklı etmenlerin de yatırım, bakım, işletme ve onarım maliyetlerine eklenmesiyle ortaya çıkıyor olabilir. Kaynaklarda yatırım, bakım, işletme ve onarım maliyetinin iç kaynaklı ve dış kaynaklı bölümleri için verilen bilgi sadece iç kaynaklı yatırım maliyeti hesaplanırken incelenen bileşenin kendi şartlarında diğer bileşenlerin ise teorik şartlarında çalıştığı bilgisidir. Bunun dışında, kaynaklarda son döneme kadar yatırım maliyetinin iç kaynaklı ve dış kaynaklı olarak nasıl ayrılacağına dair bir formülasyon da gösterilmemiştir [48, 63-67]:

$$\dot{Z}_k^{EN} = \dot{E}x_{P,k}^{EN} \left( \frac{\dot{Z}}{\dot{E}P} \right)_k^{real} \quad (2.56)$$

$\left( \frac{\dot{Z}}{\dot{E}P} \right)_k^{real}$  değeri ise incelenen  $k$  bileşenin gerçek çalışma şartlarında gerçek sistemde çalıştığı zamanki yatırım maliyetinin ürettiği ürün ekserjisine oranıdır veyahut birim ürün ekserjisi başına yatırım maliyetidir. İncelenen  $k$  bileşeninde ise mevcut A şartlarına denk gelmektedir. Yani denklem aşağıdaki gibi olur:

$$\dot{Z}_{k,A}^{EN} = \dot{E}x_{P,k}^{EN} \left( \frac{\dot{Z}}{\dot{E}_P} \right)_{k,A} \quad (2.57)$$

Dolayısı ile dış kaynaklı yatırım maliyeti de şu şekilde hesaplanır.

$$\dot{Z}_{k,A}^{EX} = \dot{Z}_{k,A} - \dot{Z}_{k,A}^{EN} \quad (2.58)$$

Bu maliyetler de daha önce ekserji yıkımı için bahsedildiği gibi kendi arasında 4 farklı alt maliyetlere bölünebilirler. Bu bölünme sonucundaki maliyetler, önlenebilir iç kaynaklı, önlenebilir dış kaynaklı, önlenebilir iç kaynaklı ve önlenebilir dış kaynaklı maliyetlerdir. Bu ayırım hem ekserji yıkımı maliyetleri hem de yatırım maliyetleri olarak tezahür edebilir. Ekserji yıkımı maliyetleri her ekserji yıkımının doğrudan birim ekserji başına ortalama maliyet katsayısıyla çarpımından bulunur [55]:

$$\dot{C}_{D,k,A}^{AV,EN} = c_{F,k} \dot{E}x_{D,k,A}^{AV,EN} \quad ve \quad \dot{C}_{D,k,A}^{AV,EX} = c_{F,k} \dot{E}x_{D,k,A}^{AV,EX} \quad (2.59a, b)$$

$$\dot{C}_{D,k,A}^{UN,EN} = c_{F,k} \dot{E}x_{D,k,A}^{UN,EN} \quad ve \quad \dot{C}_{D,k,A}^{UN,EX} = c_{F,k} \dot{E}x_{D,k,A}^{UN,EX} \quad (2.60a, b)$$

Bütün alt segment yatırım maliyetlerini belirlemek için gerekli olan  $\dot{Z}_{k,A}^{UN,EN}$  önlenebilir iç kaynaklı ekserji yıkımını hesaplama yöntemi gösterimi kaynaklara göre değişiklik göstermektedir [48, 55, 64, 66]. Bu çalışmada kullanıma daha uygun olarak düşünülen yaklaşım, önlenebilir iç kaynaklı ekserji yıkımı hesabına benzer olmalıdır; aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\dot{Z}_{k,A}^{UN,EN} = \dot{E}x_{P,k}^{EN} \left( \frac{\dot{Z}}{\dot{E}x_P} \right)_k^{UN} \quad ve \quad \left( \frac{\dot{Z}}{\dot{E}x_P} \right)_k^{UN} = \frac{\dot{Z}_{k,A}^{UN,EN}}{\dot{E}x_{P,k,A}} \quad (2.61a, b)$$

Bundan sonra diğer yatırım maliyeti alt segmentleri aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\dot{Z}_{k,A}^{UN,EX} = \dot{Z}_{k,A}^{UN} - \dot{Z}_{k,A}^{UN,EN} \quad (2.62)$$

$$\dot{Z}_{k,A}^{AV,EN} = \dot{Z}_{k,A}^{EN} - \dot{Z}_{k,A}^{UN,EN} \quad (2.63)$$

$$\dot{Z}_{k,A}^{AV,EX} = \dot{Z}_{k,A}^{EX} - \dot{Z}_{k,A}^{UN,EX} \quad (2.64)$$

Verilen bilgilere istinaden, bir mühendisin esas yönelmesi gereken maliyetler doğal olarak önlenebilir maliyetler olmalıdır. İncelenen bileşende önlenebilir ekserji yıkımı maliyeti ve yatırım, bakım, işletme ve onarım maliyeti toplamı, incelenen bileşenin toplam önlenebilir maliyetini verir [59]:

$$\dot{C}_{tot,k,A}^{AV} = \dot{Z}_{k,A}^{AV} + \dot{C}_{D,k,A}^{AV} \quad (2.65)$$

Daha önce de belirtildiği üzere incelenen bileşenin ürün ekserjisinin maliyetinde söz sahibi olanlar ekserji yıkımı maliyeti ve yatırım, bakım, işletme ve onarım maliyetidir. Bu ikisinde önlenebilecek olan maliyetler daha küçük bütçelerle daha çok işler yapılmasına olanak tanır.

İleri eksergoekonomik analiz ile ilgili olarak, önlenebilir ekserji yıkımı maliyeti ve önlenebilir yatırım, bakım, işletme ve onarım maliyetinin doğrudan toplanması ayrıca dikkate değer bir konudur. Çünkü önlenemez ekserji şartlarında çalışan bir bileşen olabilecek maksimum performansı gösteren bir noktayı referans alırken, önlenemez yatırım, bakım, işletme ve onarım maliyeti şartları olabilecek minimum performansı temel almaktadır.

### 2.2.3 İleri eksergoçevresel analiz

İleri ekserji temelli metotlar arasında en az üzerine düşülmüş olanın ileri eksergoçevresel analiz metodu olduğu söylenebilir. Üzerine en az yayın yapılan da aynı zamanda ileri eksergoçevresel analizdir.

İleri eksergoçevresel analiz de ileri eksergoekonomik analiz gibi bileşen kaynaklı çevresel etkilerin ve ekserji yıkımından kaynaklı çevresel etkilerin önlenebilir, önlenemez, iç kaynaklı ve dış kaynaklı olarak ve bunların kombinasyonlarına ayrılmasından oluşur. Burada dikkat edilmesi gereken nokta bazı yazarlar ve çalışmalar tarafından bileşen kaynaklı çevresel etki için bir ayrıştırma söz konusu olmamasına rağmen (örn:[48]) bazı yazarlarca ayrıştırılmaktadır (örn: [44]). Burada ikisi birlikte verilecektir. Son olarak belirtilmesi gereken nokta ise zararlılardan kaynaklanan çevresel etki de diğerleri gibi ayrıştırılmaktadır.

Bileşenin üretim, bakım tutum, hurda halinin çevresel etkisini en az yapacak şartlarda yapılan toplam bileşen kaynaklı çevresel etkiye önlenemez bileşen kaynaklı çevresel etki denir. A şartlarındaki bir bileşenin önlenemez bileşen kaynaklı çevresel etkisi:

$$\dot{Y}_{k,A}^{UN} = \dot{E}_{P,k,A} \left( \frac{\dot{Y}}{\dot{E}x_P} \right)_k^{UN} \quad (2.66)$$

Kaçınılabılır bileşen kaynaklı çevresel etki ise aşağıdaki gibidir:

$$\dot{Y}_{k,A}^{AV} = \dot{Y}_{k,A} - \dot{Y}_{k,A}^{UN} \quad (2.67)$$

Benzer şekilde iç ve dış kaynaklı bileşen kaynaklı çevresel etki aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\dot{Y}_{k,A}^{EN} = \dot{E}x_{P,k,A}^{EN} \frac{\dot{Y}_k}{\dot{E}x_{P,k,A}} \quad (2.68)$$

$$\dot{Y}_{k,A}^{EX} = \dot{Y}_{k,A} - \dot{Y}_{k,A}^{EN} \quad (2.69)$$

Farklı kombinasyonlarını ise:

$$\dot{Y}_{k,A}^{UN,EN} = \dot{E}x_{P,k,A}^{EN} \left( \frac{\dot{Y}_k}{\dot{E}x_{P,k}} \right)^{UN} \text{ ve } \left( \frac{\dot{Y}_k}{\dot{E}x_{P,k}} \right)^{UN} = \frac{\dot{Y}_{k,A}^{UN}}{\dot{E}x_{P,k,A}} \quad (2.70a, b)$$

$$\dot{Y}_{k,A}^{UN,EX} = \dot{Y}_{k,A}^{UN} - \dot{Y}_{k,A}^{UN,EN} \quad (2.71)$$

$$\dot{Y}_{k,A}^{AV,EN} = \dot{Y}_{k,A}^{EN} - \dot{Y}_{k,A}^{UN,EN} \quad (2.72)$$

$$\dot{Y}_{k,A}^{AV,EX} = \dot{Y}_{k,A}^{EX} - \dot{Y}_{k,A}^{UN,EX} \quad (2.73)$$

Ekserji yıkımlarından kaynaklanan çevresel etkilerin hesaplanması:

$$\dot{B}_{D,k,A}^{UN} = b_{F,k} \dot{E}x_{D,k,A}^{UN} \quad (2.74)$$

$$\dot{B}_{k,A}^{AV} = \dot{B}_{k,A} - \dot{B}_{k,A}^{UN} \quad (2.75)$$

$$\dot{B}_{D,k,A}^{EN} = b_{F,k} \dot{E}x_{D,k,A}^{EN} \quad (2.76)$$

$$\dot{B}_{k,A}^{EX} = \dot{B}_{k,A} - \dot{B}_{k,A}^{EX} \quad (2.77)$$

$$\dot{B}_{D,k,A}^{UN,EN} = b_{F,k} \dot{E}x_{D,k,A}^{UN,EN} \quad (2.78)$$

$$\dot{B}_{k,A}^{UN,EX} = \dot{B}_{k,A}^{UN} - \dot{B}_{k,A}^{UN,EN} \quad (2.79)$$

$$\dot{B}_{k,A}^{AV,EN} = \dot{B}_{k,A}^{EN} - \dot{B}_{k,A}^{UN,EN} \quad (2.80)$$

$$\dot{B}_{k,A}^{AV,EX} = \dot{B}_{k,A}^{EX} - \dot{B}_{k,A}^{UN,EX} \quad (2.81)$$

Zararlılardan kaynaklı hesaplanırken önlenemez koşullarda dikkat edilmesi gereken nokta minimum ekonomik olarak uygulanabilir dönüşüm değeri göz önünde bulundurulmalıdır.[68] ve bahsedilen değer için iki farklı hesaplama yaklaşımı bulunmaktadır[48, 68]:



$$\dot{B}_{k,A}^{PF,UN} = \sum_i b_i^{PF} (\dot{m}_{i,out} - \dot{m}_{i,in})^{UN} \quad (2.82)$$

$$\dot{B}_{k,A}^{PF,UN} = \dot{E}x_{P,k,A} \left( \frac{\dot{B}^{PF}}{\dot{E}x_P} \right)_k^{UN} \quad ve \quad \left( \frac{\dot{B}^{PF}}{\dot{E}x_P} \right)_k^{UN} = \frac{\dot{B}_{k,A}^{PF,UN}}{\dot{E}x_{P,k,A}} \quad (2.83a, b)$$

$$\dot{B}_{k,A}^{PF,AV} = \dot{B}_{k,A}^{PF} - \dot{B}_{k,A}^{PF,UN} \quad (2.84)$$

Benzer şekilde iç ve dış kaynaklı çevresel etki aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\dot{B}_{k,A}^{PF,EN} = \sum_i b_i^{PF} (\dot{m}_{i,out} - \dot{m}_{i,in})^{EN} \quad (2.85)$$

$$\dot{B}_{k,A}^{PF,EX} = \dot{B}_{k,A} - \dot{B}_{k,A}^{PF,EN} \quad (2.86)$$

Farklı kombinasyonlarını ise:

$$\dot{B}_{k,A}^{PF,UN,EN} = \dot{E}x_{P,k,A}^{EN} \left( \frac{\dot{B}_k^{PF}}{\dot{E}_{P,k}} \right)^{UN} \quad (2.87)$$

$$\dot{B}_{k,A}^{PF,UN,EX} = \dot{B}_{k,A}^{PF,UN} - \dot{B}_{k,A}^{PF,UN,EN} \quad (2.88)$$

$$\dot{B}_{k,A}^{PF,AV,EN} = \dot{B}_{k,A}^{PF,EN} - \dot{B}_{k,A}^{PF,UN,EN} \quad (2.89)$$

$$\dot{B}_{k,A}^{PF,AV,EX} = \dot{B}_{k,A}^{PF,EX} - \dot{B}_{k,A}^{PF,UN,EX} \quad (2.90)$$

İncelenen yöntemlerdeki en büyük sorun veri bulunamaması ve birtakım kabullere mahkum kalınmasıdır. Bu problemlerin aşılmasına yönelik olarak alternatif yöntemler ve daha gerçekçi kabuller üzerine araştırma ve çalışmalar yapılmaktadır. Her bileşenin bir indikatör puanı ile değerlendirilebilmesi için örneğin hangi malzemelerden yapılmış olduğu, bu malzemelerin boyut ve oranlarının bileşende ne kadar olduğuna yönelik vs. verilere ihtiyaç duyulmaktadır.

### 2.3 İleri Ekserji Temelli Analizler için Literatür Taraması

Tsatsaronis ve Park (2002) tarafından, termal sistemlerde önlenebilir ve önlenemez ekserji yıkımları ve yatırım maliyetleri üzerine yapılmış çalışmada [59] (1) no.lu denklemin içinde bulunan ekserji yıkımının önlenebilir/ önlenemez olarak ayrılması ve bunun sonucunda önlenebilir yatırım maliyetlerinin ortaya çıkarılması incelenmiştir. Herhangi bir komponentin maksimum ekserji veriminin ne kadar para yatırımı yapılırsa yapılsın geliştirilemeyeceğini öne sürmüş ve açıklamışlar, ortaya

koydukları metodu kojenerasyon sistemine uygulamışlardır. Bu uygulama sırasında gerçek bir gaz türbini sisteminin ayrı ayrı komponentler olarak optimize edilemeyeceğini savunmuşlardır. Yatırım maliyetine uygulanan yöntem, ekserji yıkımına uygulanan yöntemle aynıdır. Bu analizin maliyet kazanımında ve önlenabilir ekserji yıkımında daha gerçekçi bir resim çizdiği ve termodinamik verimliliğinin artırılması potansiyelini gösterdiği belirtilmiştir. Analiz sayesinde, sistemin toplam maliyetinde %45-79 arasında bir geri kazanım olabileceği gösterilmiştir.

Cziesla ve diğ. (2006) dıştan yanmalı kombine çevrimin ekserji ve eksergoekonomik analizleri üzerinden ileri ekserji temelli analizler gerçekleştirmişler; komponentler için önlenabilir ve önlenemez ekserji ve eksergoekonomi analizlerin sonuçlarını yorumlamışlardır [58]. Analizlerin komponent bazında nasıl uygulanabileceğine dair fikirler belirtmişlerdir. Mikser ve hava ayırıştırıcı gibi sistemler için önlenemez ekserji yıkımının sıfır kabul edilmesini tavsiye etmişlerdir.

2007 yılında Tsatsaronis ve Morosuk, ileri eksergoekonomik analiz değerlendirmesi ve sıkıştırmalı soğutma makinelerine uygulamaları üzerine bir çalışma yapmışlar, uygulamada, her bir ileri ekserji temelli analiz için çevrimler oluşturmuşlar ve uygulamaların nasıl yapılması gerektiğini detaylıca anlatmışlardır [43]. Yatırım maliyetlerinin ayrıştırılmasının hesabında ekstra kabuller gerçekleştirmişler, öznel olarak karar verilen durumlar olmasına rağmen, sonuç olarak alınan yaklaşık değerler yorumlamada nesnel etkide bulunur demişlerdir.

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerine ileri ekserji analizi ile yaklaşan Morosuk ve Tsatsaronis (2008) [54], önlenabilir/ önlenemez ve iç/ dış kaynaklı enerji yıkımının birleştirilerek uygulamasını gerçekleştirmiş, iç kaynaklı önlenabilir ekserji yıkımının incelenen komponentin veriminin artırılmasıyla, dış kaynaklı önlenebilir kısmın da bütün sistemin yapısal gelişimi veya bütün komponentlerin veriminin artırılmasıyla azaltılabileceğini söylemişlerdir. Söz konusu makalede, bir komponentin ekserji yıkımının sadece kendi verimine dayanması durumunda, sadece iç kaynaklı ekserji yıkımının olduğu; diğer komponentlerin de verimine bağlı olması durumunda hem iç hem dış kaynaklı ekserji yıkımının olduğu savını ortaya koymuşlardır. Birçok önemli bulguya sahiplik eden bu makalede, çevrimlerin ve elemanların tek tek incelenirken, gerçek ve ideal elemanların birlikte olduğu hibrit çevrimlerin üretilmesi gerektiğini; kısımla vanasının hibrit çevrimlerde analiz edilirken ekserji yıkımını sıfır yapabilmek

için bir ideal türbin ile değiştirilmesi gerektiğini; bir komponentin dış kaynaklı önlenemez ve/veya önlenemez ekserji yıkımı hesaplamalar sonucunda negatif çıkarsa, komponentteki bir ekserji yıkımı azalması diğer komponentlerde ekserji yıkımının artmasına sebebiyet vereceğini de savunmuşlardır. İleri ekserjetik değerlendirmenin elemanlar çiftler veya daha geniş gruplar halinde inceleyebileceğine bu sayede bütün sistem elemanlarının termodinamik etkileşimlerinin ortaya çıkarılabileceğine ayrıca yatırım maliyetlerinin de ekserji yıkımı gibi bölümlenebileceğine hükmetmişlerdir.

İki bölümlü çalışmalarında Tsatsaronis ve Morosuk (2008), ekserji temelli maliyet ve çevre etki analizlerini birleştiren metodun teorik gelişimini sunmuşlar [44], ardından bir kojenerasyon tesisine uygulamasını yapmışlardır [45]. Önlenemez çevrim metodu için, önlenemez ekserji yıkımlarının doğrudan çevrimden alınabileceği veya çevrimden alınan değerlerin oranlanarak gerçek şartlardaki önlenemez yıkıma ulaşılabilceğini belirtmişlerdir. Ancak ekonomik ve çevresel analiz için, bileşenlerin sistemden ayrık incelenmesini tavsiye etmişlerdir.

Morosuk ve Tsatsaronis (2009), farklı akışkanlar kullanan soğutma makinelerinin ileri ekserjetik değerlendirmelerini yaptıkları çalışmada [69], çevrim oluşturma metodu kullanmışlar, kısılma işleminin her zaman tersinmez olduğu ve ideal ya da teorik bir yaklaşım sergilenemeyeceğini ve çevrim oluşturulmazsa kısılma vanasının ekserji yıkımının hesaplanamayacağını; her bileşendeki ekserji yıkımının iş akışkanına, ikincil akışkanların sıcaklık ve kütle debilerine, bileşenlerin verimlerine bağlı olduğunu belirtmişlerdir.

Kimyasal reaksiyon gösteren sistemler için ileri ekserji analizi üzerine yaptıkları çalışmada Morosuk ve Tsatsaronis (2009), basit bir açık gaz türbini sistemini incelemişlerdir [56]. Bu incelemede, ileri ekserji analizinin temel rolü mühendislere enerji dönüşüm sistemlerin tasarım ve işletimini geliştirmek için kullanışlı bir ek bilgi olarak tanımlanmıştır. Klasik ekserji analizinin incelenen komponentin ekserji yıkımı üzerinde diğer komponentlerin etkisini ortaya koymada yetersiz kaldığı yönünde görüş beyan etmişlerdir. Diğer komponentlerde ortaya çıkan ekserji yıkımının incelenen komponent üzerindeki etkileri olan dış kaynaklı ekserji yıkımı, her komponentin incelenen komponentle etkileşiminin ayrı ayrı incelenmesiyle daha da irdelenmiştir. Bunun sonucu olarak, etkileşimler sonucu ortaya çıkan, toplam dış kaynaklı ekserji yıkımı ile incelenen komponentin dış kaynaklı ekserji yıkımının

arasında bir fark olduğunu gören yazarlar, bu farkı “mexogenous” ekserji yıkımı olarak adlandırmış ve bütün komponentlerin eş zamanlı etkileşimlerinden kaynaklandığını ileri sürmüşlerdir. Makaledeki diğer önemli nokta ise, incelenen sistemi ikiye bölünmesinden sonra (1, kompresör + yanma odası; 2, gaz türbini) oluşan alt sistemlerin arasında kütle denklığı değil ekserji denklığının korunması esas alınmıştır. Çünkü yazarlara göre, idealleştirme sırasında kütle, enerji ve ekserji dengesi eş zamanlı olarak sağlanamamaktadır ve ekserji kaybının ortadan kalkmasının getirdiği sorunlar kütle debisindeki değişimlerle çözümlenecektir. Sonuç olarak, bütün sistemde %5 değerinde gelişme sağlanabileceği çünkü %70 ekserji yıkımının önlenemez olduğu söylenmektedir. Son olarak, sistem değerlendirmesinin önlenebilir iç ve dış kaynaklı ekserji yıkımı değerlerine göre yapılmasını tavsiye etmişlerdir.

Kelly vd.’nin (2009) yazmış olduğu makalede [70] ekserji yıkımının iç ve dış kaynaklı ayrılmasına yeni yaklaşımlar ortaya konulmuştur ve [71]’in daha da geliştirilmiş bir devamı niteliğindedir. Bu yaklaşımlar, buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi ve gaz türbini çevrimi olmak üzere iki farklı sistemin incelenmesi üzerinden ortaya sürülmüştür; termodinamik çevrimler temelli (hibrit çevrimler oluşturma) yaklaşım, mühendislik yaklaşımı (ideal çevrime kısmi tersinmezlikler eklenerek formül manipülasyonu), ekserji balansı metodu (kimyasal tepkime gerçekleşen elemanlardaki idealleştirme sorununu, komşu komponentleri ideal kabul edip ekserji dengesiyle çözme), eş değer komponent metodu (ideal yanma odası yerine ideal ısı değiştirici yaklaşımı), yapısal teori ve işlev bozukluğu/ uyumsuzluk analizidir. Sistem analizi sonucunda ise, farklı yöntem uygulamalarının yanma odası iç kaynaklı ekserji yıkımının 28.54~35.05 MW arasında değiştiği hesaplanmıştır. Son olarak, termodinamik çevrim yaklaşımı, çevrimin tanımlanabileceği sistemlerde en uygun ve en iyi sonuçları veren, yapısal teori üzerine kurulu sembolik cebirsel yaklaşım ise uygun olmayan yöntem olarak görülmüştür.

Razmara ve Khoshbakhti Saray (2010) yaptıkları çalışmada farklı yakıtlarla çalışan basit bir gaz türbin sistemi ile kojenerasyon sistemi için iç ve dış kaynaklı ekserji yıkımlarının temel alan geliştirmeler üzerine gitmişler [72], ve mühendislik ya da grafik metodu kullanarak [55] analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Her iki çevrimde de yanma odasının iç kaynaklı ekserji yıkımının en büyük değerine sahip olduğu bulunmuştur. Yanma odasının ekserji verimi, gaz türbini sisteminin üç bileşeninin en

düşük değeridir ve doğalgaz yakıtı dizel yakıtla değiştirildiğinde, yaklaşık yüzde 1,76 oranında artmaktadır. Ayrıca, kojenerasyon santrali için, doğal gaz yakıtının dizel yakıtı ile ikame edildiği durumlarda, yanma odasının ekserji veriminin yaklaşık % 1,87 oranında arttığı görülmüştür. Sonuç olarak, basit gaz türbini ve kojenerasyon sistemleri için toplam sistem ekserji verimi sırasıyla % 1,05 ve % 1,6 oranında artmaktadır.

Tsatsaronis ve Morosuk (2010) tarafından, doğalgaz sıvılaştırması için çok kademeli soğutma çevrimine ileri ekserji analizi uygulanmış, sonuçları da hassasiyet analiziyle doğrulanmıştır [73]. Çalışmaya göre piston kompresör yerine, döner kompresör kullanımı ekserji yıkımını azaltır, çalışma koşuluna göre vida tipi kompresör de değerlendirilebilir.

Tsatsaronis ve Morosuk 2010 yılında, konu ile ilgili en önemli makalelerden biri olan, sıvılaştırılmış doğal gazın gazlaştırılması ve elektrik üretimi için yeni bir kojenerasyon sistemi önermişler ve ileri ekserji analizi ile incelemişler ve hassasiyet analiziyle kontrol etmişlerdir [57]. 1970 yılında yapısal katsayı adıyla bir katsayı ortaya koyulmuş, bu katsayı ekserji yıkımı incelenen bileşen ile sistemin diğer bileşenlerinin etkisini ortaya koymaktadır. Hassasiyet analiziyle birlikte kullanılmaktadır. Bir pompa veya kompresörün ısı değiştiricisi üzerindeki etkisini teorik ve hibrit çevrimlerde kaldırmak için tersini adyabatik ısıtıcı yaklaşımı [55] kullanmışlardır. Ara soğutucuda ekserji yıkımı hesabı yaparken soğutulan akışkanın girişindeki ekserji farkını, bu ısı kullanılmadığı için, doğrudan ekserji yıkımı olarak kabul etmişlerdir. Uygulamaların nasıl yapılması gerektiği net şekilde açıklanmıştır. Bir sonraki çalışmalarında ise LNG temelli kojenerasyon sistemlerinin ileri ekserji analizleriyle karşılaştırmalı değerlendirmeleri yapılmıştır [74]. Diğer LNG temelli kojenerasyon çalışmalarında kullanılan sistemle aynı sistemi, sonda bulunan türbinin iptal edilmesiyle değiştirmiş ve alternatif bir durum oluşturmuşlardır. Ölenemez analizler için kabullerin subjektif olduğunu belirtmişlerdir.

Petrakopoulou ve diğ. (2011) karmaşık kombine çevrime ileri eksergoekonomik analiz uygulamışlardır [75]. Çalışmada, ekserji yıkım maliyetleri ile yatırım maliyetleri arasında bir trade-off temel alarak geliştirme stratejileri ortaya kaymaktadır. Türbin pompa gibi komponentler için ölenemez yatırım maliyetleriyle ilgili oranlar verilmiştir. Yanma odası, ikinci en yüksek ölenebilir

yatırım maliyetine ve en yüksek önlenebilir ekserji yıkımı maliyetine sahiptir. Genel olarak, bazı ısı eşanjörleri hariç, bileşenlerin çoğunun yatırım maliyeti önlenebilir. Benzer şekilde, gaz türbini sisteminin genişleticisi ve yüksek basınçlı ve orta basınçlı buhar türbinleri hariç, ekserji yıkımı maliyetinin çoğu önlenebilir. İleri eksergoekonomik analiz, yüksek iç kaynaklı değerler ortaya koymaktadır ki sistemin tümünde iyileşme tek tek bileşenlerin tasarımının iyileştirilmesi ile gerçekleşir ve düşük dış kaynaklı değerler ise bileşenler arası etkileşimin öneminin düşük olduğu anlamına gelir.

Morosuk ve diğ. (2012) düşük basınçtaki akışkan piston alt ölü noktalarda, sabit hacimde iken orta basınçtaki akışkan karıştırıldığında basıncın artması ve ardından bu akışkan karışımının dışarıdan güç ile sıkıştırılması olarak açıklanabilecek olan Voorhees' sıkıştırma prosesi içeren soğutma makinelerinin geleneksel termodinamik ve önlenebilir çevrim oluşturularak ileri ekserji analizlerini gerçekleştirmişlerdir [76].

Vuckovic ve diğ. (2012) gerçek bir endüstri tesisinin termal proseslerinin önlenebilir ve önlenebilir ekserji yıkımı ve eksergo ekonomik değerlendirmesini yapmışlardır [77]. Tüm sistemin toplam ekserji yıkımının %97'si kazandan kaynaklanmaktadır. Bu yıkımın da % 92.34'ü ise önlenebilir.

Wei ve diğ. (2012) önlenebilir ekserji yıkımı ve yatırım maliyetleri üzerinden bir damıtma sisteminin enerji kullanım analizi ve değerlendirmesini yapmışlardır [78]. Komponent maliyetlendirmesinde Seider ve diğ. kitabını [49] kullanmışlardır. Eksergoekonomik analiz değerlendirmesi önem arz eden çalışmada, maliyet artırma potansiyeli indikatörü adı altında toplam önlenebilir maliyetlerin toplam maliyetleri olarak tanımladıkları bir kavram ortaya atmışlardır. Yüksek önlenebilir ekserji yıkımı ve yatırım maliyeti toplamına sahip komponentlerin yüksek enerji tasarrufuna sahip olacağı anlamı çıkarılamaz denmektedir.

Kombine çevrimli güç üretim tesislerine geleneksel ve ileri ekserji analizinin Petrakopoulou ve diğ. tarafından 2012 yılında uygulandığı makalede [79] sistemle yapılmış olan kabuller gelecek uygulamalar için bir kaynak teşkil etmektedir. Makalede belirtilen önemli bir husus ise ekserji yıkımı parçalara ayrılmış ileri ekserji analizinin benzer bir yolla ileri eksergo-ekonomik ve ileri eksergo-ekoloji alanları şeklinde de uygulanabileceğidir. İç / dış kaynaklı ekserji yıkımının hesabında

komponent verimlerinin değişimi bazı noktalardaki basınç, sıcaklık ve debileri değiştireceği ayrıca not edilmelidir. Söz konusu analizde diğer makalelerde de olduğu gibi güç çıktısı hep sabit kabul edilmiştir. Önlenebilir ekserji yıkımında, incelenen eleman, izole ve diğer elemanlardan ayrı tutularak olabilecek en iyi çalışma şartlarında çalıştığı kabul edilerek yapılmış olup, bu durumla ilgili kabuller tamamen tasarımcıya bırakılmıştır. Her tesis elemanının etkisini belirlemek adına iç kaynaklı ve bütün diğer elemanlarla ayrı ayrı hesaplanmış dış kaynaklı önlenebilir ekserji yıkımlarının toplamı esas alınmaktadır; buradan bir elemanın toplam önlenebilir ekserji yıkımının değeri ne kadar yüksekte o elemanın bütün sistem üzerindeki etkisi de o kadar yüksektir sonucuna ulaşmışlardır. Beklendiği gibi tesiste en çok iç kaynaklı ekserji yıkımları gerçekte (%83), dış kaynaklı kısım çok önemli bir rol oynamamıştır. Bu makaledeki önemli noktalardan bir diğeri, bir elemanda dış kaynaklı ekserji yıkımının hesaplama sonucu eksi değer alması iç kaynaklı ve gerçek şartlar arasındaki kütle debisi farkından kaynaklandığı açıklamasıdır. Ayrıca geleneksel analiz sonuçlarının ileri analiz tarafından desteklendiği de yine burada belirtilmiştir.

Geleneksel ve ileri ekserji analiz yöntemleri kullanarak bir güç üretim tesisinin çevresel değerlendirmesinin Petrakopoulou ve diğer. Tarafından 2012 yılında yapıldığı makalede [80], hayat döngüsü değerlendirmesi ve ileri ekserji analizini birleştiren yazarlar, bu sayede bir enerji dönüşüm sisteminin çevresel etkilerinin önlenebilir / önlenebilir, iç / dış kaynaklı parçalara bölünebilmesini ve geliştirme potansiyelini ortaya koymuşlardır. Temel olarak, ekserji yıkımının çevresel etkilerinin ileri ekserji analizine göre belirlenmesinin hayat döngüsü değerlendirmesinden gelen çevresel etkinin (inşa, üretim, ulaşım, kurulum, operasyon ve bakım, bertaraf) toplanmasıyla elde edilen bir formül ile sembolize edilir. Çalışmanın sonucunu, eksergoekonomiden ziyade eksergoçevrenin daha önemli olduğu ve incelenen sistemde iç kaynaklı çevresel etkileri baskın, elemanlar arası etkileşimin etkilerinin ise görece az olduğu belirtilmiş, iyileştirmenin ise komponentlerin daha verimli çalışması ile sağlanacağı tavsiye edilmiştir. Sayısal sonuçlar ise, çevreye yapılan etkilerin toplam önlenebilir kısmı yanma odasında, en yakın eleman olan gaz türbininden 4 kattan daha fazla çıkmıştır (YO:232.16, GT1:58.72 mPts/s). Dolayısıyla yanma odasının iyileştirilmesi için çaba gösterilmesi daha doğrudur.

Morosuk ve diğ. (2012) yapmış oldukları çalışmada LNG gazlaştırma yaparken elektrik üretimini hedefleyen sisteme ileri ekserji temelli analizler uygulanmıştır [81]. Daha önce inceledikleri sistemi önceki çalışmalardan devşirdikleri verilerle komponentlerin inşasının çevre etkisinin hesaplanması için denklemler oluşturmuşlardır. katılmıştır. Makaleye göre komponent kaynaklı maliyet ve çevre etkisi, ekserji yıkımı kaynaklı değerlerden hep çok daha az olarak gözlemlenebilir.

Petrakopoulou ve diğ. (2012) tarafından kimyasal döngülü oksi yakıtlı yanmaya sahip CO<sub>2</sub> yakalama sistemiyle neredeyse sıfır emisyonlu bir güç tesisinin ileri eksergoçevresel analizinin gerçekleştirildiği bu çalışmada, imalat aşamasındaki çevre etkisinin önemsenmeyecek kadar küçük olduğu, çevre etkilerinin ekserji yıkımına daha çok bağlı olduğu ve bunun da büyük kısmının, önlenemez ve iç kaynaklı olduğu sonucuna varılmıştır [82].

Tsatsaronis ve Morosuk (2012), ekserji temelli yöntemlerin yardımıyla bir enerji dönüşüm sisteminin anlaşılması ve geliştirilmesi üzerine yaptıkları çalışmada, geleneksel ve ileri ekserji, eksergoekonomi, eksergoçevresel analizlerin neler oldukları, nasıl uygulanacakları ne işe aradıkları üzerine görüş bildirmiş ve basit bir açık gaz türbini sistemi üzerinde uygulayarak göstermişlerdir [83]. Ardından, ekserji yıkımının önlenebilir önlenemez şeklinde ayrılmasının incelenen bileşenin termodinamik veriminin geliştirilme potansiyeli için gerçekçi bir ölçü; iç ve dış kaynaklı olarak ayrılmasının ise tasarımcının sistem bileşenleri arasındaki etkileşimlerini göz önünde bulundurmasını sağlar denilmektedir [71]. EDS için termodinamik performansın geliştirmesi adına en iyi rehberin önlenebilir iç ve dış kaynaklı yıkımları olacağı belirtilmiştir. Ayrıca çalışmada, sisteme giren yakıt toplam ekserjisi ya sistemden çıkan toplam ürün ekserjisinin sabit tutulması durumlarını incelemişler arada oluşan farkın kütle debisindeki değişimden kaynaklanabileceğini açıklamışlardır.

Wang ve diğ. 2012 yılında yapmış oldukları çalışmada, süper kritik bir güç tesisinin ileri termodinamik analizini gerçekleştirmek için gereken tüm çevrimlerin nasıl oluşturulduğu anlatılmış, ısı değiştiricilerinde sıcaklık farkı tanımlamak yerine, yüksek ve düşük sıcaklık farkları belirlemenin daha doğru olup olmayacağını sorgulamışlar, dış kaynaklı ekserji yıkımı değeri negatif ise diğer komponentlerdeki ekserji yıkımının artışı incelenen komponentin ekserji yıkımını azaltır sonucuna varmışlardır [84].



Boyano ve diğ. Hidrojen üretimi için buhar metan reformasyonu işlemine ileri ekserji analizi uygulamışlardır [85]. Sistemde hidrojen seperatörü olarak membran kullanılmakta, ve teorik ile hibrit çevrim oluşturulmasında sistemin simüle edilebilirliği iki şarta bağlanmaktadır: şemayı alt sistemlere ayırıp enerji ve kütle dengesini sağlama, her ısı değiştiricinin paraleline farazi izentropik ısıtıcı eklemek. Kimyasal tepkimelerin gerçekleştiği komponentler için de bu çevrimlere uygunluk sağlaması açısından kütle ve enerji dengesi ihmal edilerek ekserji dengesi kurulmaktadır. Ardından sistemin, geleneksel ve ileri ekserji çevresel analizlerini gerçekleştirmişlerdir [86]. Komponent kaynaklı çevresel etkiler ekserji yıkımı kaynaklı olanlara göre çok küçük kaldığından ihmal edilebilir denilerek, yanma odası ve reformerda ekserji yıkımı azaltma yöntemleri anlatılmıştır. Önemli bir nokta olarak söylenebilir ki, yaşam döngüsü analizi tek başına gerçekleştirildiğinde elde edilen sonuç ile ekserji çevresel analiz sonucu birbirlerinden tamamen farklı sonuçlara sebep olmakta ve tasarımda ekserji çevresel analiz daha kapsamlı olduğundan değerlendirmelerin ona göre yapılması daha uygun olabilmektedir.

Yang ve diğ. (2013) büyük ölçekli ultra süperkritik, kömür yakıtlı güç tesisi için karşılaştırmalı Ekserji temelli değerlendirme ve parametrik çalışma gerçekleştirmişlerdir [62]. Çalışmada izentropik ısıtıcılar kullanarak önlenemez, teorik ve hibrit çevrimler oluşturulmaktadır. Yakıt tasarruf potansiyeli adına bir yaklaşım ortaya koymuşlar ve gerçek çevrim ile hibrit çevrim yakıt ekserjileri farkından, hibrit çevrimdeki komponentin etkisini incelemişlerdir. ekserji yıkımının ve kayıplarının mekansal dağılımını ayrıntılı olarak ve sistemde yer alan farklı ısı eşanjörleri için üç performans aralığını göstermektedir. Sistem ve bileşen seviyelerinde tek bir bileşenin geliştirilerek enerji tasarrufu potansiyelleri, ekserji yıkımının miktarıyla uyumlu değildir. Farklı bileşenler için iyileştirme stratejileri, iç / dış kaynaklı parçaların önlenabilir ekserji yıkımlarına çeşitli katkıları nedeniyle önemli ölçüde farklılık gösterir. Buhar koşullarında bir artışla, kazanın ekserji yıkımı önemli ölçüde azalır ve bu da sistemin iyileştirilmesine katkıda bulunur. Yakıt tüketimini azaltmak için en etkili ve ulaşılabilir tedbir hala düşük dereceli mevcut sıcaklığın makul kullanımıdır.

Tsatsaronis ve diğ. (2013) yanma prosesindeki kimyasal reaksiyon, ısı transferi, sürtünme ve karışma olaylarından dolayı termodinamik verimsizlikleri anlamak üzerine yaptıkları çalışmada, ileri ekserji temelli yöntemlerden nasıl

faydalanılabileceğini araştırmışlardır [87]. Yanmanın esas amacı kimyasal ekserjiyi fiziksel ekserjiye çevirme olduğundan, yakıt ekserjisi olarak kimyasal ekserjilerin ve ürün ekserjisi olarak fiziksel ekserjilerin değerlendirilmesi gerektiği yorumu yapılmaktadır. Çalışmaya göre, ekserji yıkımına neden olan olgular belirli bir sıra içinde incelenir: basınç düşüşü, sabit basınçta karışma, adyabatik izobarik yanma, izobarik ısı transferi. Önlenemez ve önlenemez ekserji yıkımı analizi için kabullerin subjektif olmasının sonuçların değerlendirmesinde subjektifliği kaldıracak faydaları nedeniyle kabul edilebilir olduğunu belirtmişlerdir.

Morosuk ve diğ. 2013 yılında yapılan çalışmada geleneksel ileri ekserji analizi ile ilgili teorileri ve denklemleri yayınlamış ve açık çevrimli gaz türbin sistemine uygulayarak, nasıl kullanılacağını göstermiştir. Çalışmada akışkan kütleleri sabit tutulmuş dolayısıyla oluşturulan çevrimlerde güç çıktısı serbest bırakılmıştır. Sayısal olarak ise, en yüksek önlenemez iç kaynaklı ekserji yıkımının 31.45 ile yanma odasında en düşüğünün ise 0.75 ile birinci kompresörde olduğu gösterilmiştir [37].

Khoshgoftar Manesh ve diğ. (2013) yapmış oldukları çalışmada, R-eğrisi ile ileri ekserji temelli analizlere dayanarak kojenerasyon sistemlerinin optimum dizayn ve değerlendirmesi için yeni bir prosedür üretmişler ve İran'da bulunan bir kojenerasyon sistemi için uygulayarak, hem uygulamayı göstermiş hem de optimum bir dizayn gerçekleştirmişlerdir [88]. Sistemdeki türbinlerin dizayn dışı çalışma şartlarında verimin değişikliğini ampirik denklemlere bağlamışlardır. Ekserji yıkım seviyesi (EDL), ekserji yıkım maliyeti seviyesi (ECDL), ve ekserji yıkımı çevre etkisi seviyesi (EEDL) olarak adlandırılan ve değerlerin hedef değer, yani komponentlerin ürün ekserjisi, ile oranlanmış seviye değerleri ileri ekserji analiziyle kombine edilmişlerdir.

Soltani ve diğ. (2013) dış yanmalı kombine çevrim güç ve entegre biyokütle gazlaştırma sistemi için ileri ekserji analizi gerçekleştirmişler [89], sistemle ilgili kabulleri net bir şekilde ortaya koymuşlar, ancak bileşenlere ait veriler, ekserji denge denklemleri, verilmemiş ve tüm hesaplamaların başka yerde yapıldığını belirtmişlerdir. Sonuç olarak, sistemin geliştirme potansiyelinin, ekserji yıkımları çok olmasına rağmen yanma odası ve gazlaştırıcıdan ziyade ısı değiştiricilerinin geliştirilmesinden geçtiği ve önlenemez ekserji yıkımlarının her komponent için önlenemez kısımdan fazla olduğunu bildirmişlerdir.

Petrakopoulou ve diğ. 2013 yılında yaptıkları çalışmada kimyasal döngülü yanmalı CO<sub>2</sub> yakalama sistemli bir güç tesisinin ileri eksergoekonomi ile analizini ve değerlendirmesini gerçekleştirmişlerdir [67]. Çalışmaya dayanarak söylenebilir ki, önlenebilir yatırım maliyeti çoğu durumda daha az verimli komponentler kullanılarak önlenebilecek maliyetlerdir. Önlenebilir yatırım maliyeti hesaplamak için ekstra simülasyon yapmak gerekir. Bu simülasyonlarda ısı değiştiriciler için en yüksek basınç düşüşü ve sıcaklık farkı gibi değerler kabul edilip hesaplamalar izole olarak yapılır. Sonuçları değerlendirirken ise ekserji yıkım maliyetinin azaltılması için sistemdeki komponentlerin daha yeni ve daha verimlileriyle değiştirilmesi bir yaklaşım olarak sunulmuştur. İleri ekserji temelli analizlerin en son amacı, bu analizlerin sonuçlarına göre belirtilen değişikliklerin uygulamaya konulmasıyla bir prosesi geliştirmek veya optimize etmektir demişlerdir.

Açıkkalp ve diğ. (2013) Eskişehir’de bulunan Diesel – gaz çift yakıtlı makineye sahip trijenerasyon soğutma tesisinin ileri ekserji analizini gerçekleştirdikleri çalışmada [90], önlenebilir ekserji yıkımının negatif olmasıyla alakalı bir açıklama getirilmeye çalışılmış, en büyük ekserji yıkımının beklenildiği gibi ana makinede, en yüksek ekserji veriminin ise yağlama yağı soğutucusunda olduğunu bildirmişlerdir. Sistemin ekserji yıkımının % 81’i önlenemez, bu önlenemez ekserji yıkımının da %80’i iç kaynaklıdır. Aynı sistemin ileri eksergoekonomik analizinde [91], elektrik üretim maliyetinin 56,249 \$/GJ bulunduğu, komponentler arası etkileşimin güçlü olduğu, yatırım maliyetlerinde dış kaynaklı kısımlar, iç kaynaklıdan daha büyük çıktığı, maliyet azaltmak için ana makine ve turboşarjerin üzerine gidilmesi gerektiği belirtilmiştir.

Mosaffa ve diğ. (2014) geceleri ihtiyaç duyulan soğutmanın depolanıp gündüzleri ihtiyaç halinde kullanıldığı termal enerji depolama sistemine bağlı bir bina iklimlendirme sisteminin ileri ekserji analizini gerçekleştirmişler, gizli ısı termal depolama sisteminin tüm ekserji yıkımının tamamının iç kaynaklı olduğunu bildirmişlerdir [92]. İncelenen sistem düzensiz olarak kabul edilmiş, ve önlenemez yıkım analizi için net açıklanmamış bir çevrim oluşturulmaktadır. Önemli olan nokta ise, ekserji yıkımının önlenemez kısmı hesaplanırken, incelenen komponent önlenemez şartlarda çalışır, diğer bileşenler ise teorik şartlarda çalışırken, çevrim oluşturulur, açıklamasıdır.

Gong ve Boulama (2014) Li-Br absorpsiyonlu soğutma sistemine ileri ekserji analizi uygulayarak ısı kaynağı, ısı kuyusu ve evaporatör çıkış sıcaklıklarına göre parametrik bir çalışma gerçekleştirmişler, analiz için önlenemez çevrim oluşturmuşlardır [93]. Sistemde desorber ve absorber en yüksek ekserji yıkımına ve baskın şekilde iç kaynaklı yıkıma sahiptir. Ve bu yıkımın yüksek miktarı önlenemezdir.

Tan ve Keçebaş (2014), Sarayköy'de jeotermal bölge ısıtma sisteminin ileri ekserji temelli analizleri ile termodinamik ve ekonomik değerlendirmelerini yapmışlar, iki farklı yeni parametre tanımlamışlardır [65]. Bu parametreler, incelenen komponentin geliştirme potansiyeli adı verdikleri, bileşenin önlenemez ekserji yıkımı ve önlenebilir dış kaynaklı ekserji yıkımının toplamının bileşenin yakıt ekserjisine oranı ve toplam maliyet tasarrufu potansiyeli adı ile toplam önlenebilir iç kaynaklı maliyetlerin toplam maliyete oranı şeklindedir. Sistemin ekserji verimini %43,75 ileri ekserji analizi sonucunda ise verim %45,06; geliştirme potansiyeli ve toplam maliyet tasarrufu potansiyeli %2,98 ve %14,05 olarak hesaplanmıştır. Kullanılan yeraltı suyu 125 °C de sisteme girip, 70-75 °C arasında ise kuyuya geri basılmaktadır. Komponentler arası bağ zayıf, pompada ise iyileştirme imkanı zordur şeklinde yorum yapmışlardır.

Açıklı ve diğ. (2014) Eskişehir'de bulunan doğal gaz yakıtlı bir elektrik üretim tesisinin ileri eksergoekonomik analizini gerçekleştirmişler [94], 55 MW güç üreten sistemin ekserji yıkımını 78,242 MW, verimini %40,2 ve üretilen elektriğin maliyetini ise 25,660 \$/GJ olarak hesaplamışlardır. İleri eksergoekonomik analize göre, yanma odası, yüksek basınç buhar türbini ve kondenser yüksek ekserji yıkımlarından dolayı çok yüksek geliştirme potansiyeline sahiptir. İlk yatırım maliyetlerine göre ise atık ısı buhar üretici ve kondenser yüksek geliştirme potansiyeli içerir. Dış kaynaklı değerler yüksek olduğu için, bileşenler arası etkileşim de yüksektir.

Boyagchi ve Molaie (2015), gerçek bir kombine çevrim güç tesisi için ileri ekserji metodunu temel alan bir hassasiyet analizi gerçekleştirmişlerdir [95]. Türbin giriş sıcaklığı, ve sıkıştırma oranına göre parametrik analizler içeren çalışmada, yanma odası sistemin en yüksek ekserji yıkımının gerçekleştiği komponent, ve bu yıkımın da büyük çoğunluğu önlenemez iç kaynaklı olarak hesaplanmıştır. Parametrelerin artışı birçok bileşenin geliştirme potansiyelinde pozitif etki ederken, sistem veriminin

artışını ve toplam ekserji yıkımının azalmasını sağlar. Önemli olan kavram ise negatif değer alan bir önlenebilir ve önlenebilir iç kaynaklı ekserji yıkımının sistemde bulunmasıdır. Bunu için de önlenemez şartlar ekserji yıkımını artırıcı yönde etki yapıyor yorumu yapılmaktadır.

Mehrpooya ve Ansarinasab (2015) üç farklı çok kademeli karışık soğutuculu sistemleri ileri eksergoekonomi analizi yöntemiyle incelemişlerdir [96]. Önlenebilir ekserji yıkımı maliyetine göre sıvılaştırma prosesinde en önemli bileşenler kompresörlerdir; yatırım maliyeti açısından ise çok akışlı ısı değiştiriciler en önemli komponentlerdir. bileşenler arası etkileşim çok güçlü değildir. Bir komponentin verimini artırmak ya da daha verimli bir komponentle değiştirmek, ekserji yıkım maliyetlerinin çoğu iç kaynaklı olduğu için uygundur şeklinde görüş belirtmişlerdir.

Esfahani ve diğ. (2015) çoklu etkili buharlaşmalı absorpsiyonlu ısı pompası tuzsuzlaştırma sisteminin değerlendirmesi ve optimizasyonu için ileri ekserji ve eksergoekonomi yöntemlerini kullanmışlardır [97]. Genetik algoritma kullanarak, tüm sistem için toplam önlenebilir ekserji yıkımı ve toplam önlenebilir maliyetleri amaç fonksiyonu olarak tanımlayıp, ısı eşanjörlerinde sıcaklık farkları, nozul, difüzör ve pompa gibi bileşenler için ise verimleri parametre olarak verip optimizasyonu gerçekleştirmişlerdir. Önlenebilir ekserji yıkımı maliyeti önlenebilir yatırım maliyetlerinden büyük olduğundan ekserji yıkımının azaltılması maliyetleri düşürmek için karar vermede anahtardır. Toplam önlenebilir maliyetlere göre optimal şartlarda toplam üretim maliyeti %33 oranında azalırken, ekserji verimi %4,75 oranında artış göstermektedir.

Gungor ve diğ. (2015) gaz motorlu yiyecek kurutma işleminde kullanılan ısı pompasının ileri eksergoekonomi analizini üç farklı bitki için yapmışlardır [98]. Basit bir ısı pompası çevrimi olan sistemde önlenemez ekserji yıkımlarının maliyeti önlenebilir kısımdan daha küçüktür, toplam önlenebilir maliyetlere göre en önemli bileşenler, kurutma kanalları, kondenser ve genişleme vanasıdır. Bileşen içi değişimler bileşenlerin maliyetlerini hesaplamada daha önemli rol oynamaktadırlar.

Boyaghchi ve Molaie 2015 yılında yayınladıkları makalede gerçek bir kojenerasyon tesisindeki kanal tipi brülörlerde yakıt kütle debisinin ekserji yıkımı üzerine etkisini ileri ekserji analizi yöntemiyle incelemişler [99], kütle debisinin artışıyla önlenebilir ekserji yıkımının sistemde azaldığını buna karşılık önlenemez kısmın ise arttığını

belirtmişlerdir. Ayrıca, kütle debisinin artışı yüksek basınçlı aşırı kızdırıcının, düşük basınçlı buharlaştırıcının ve düşük basınçlı buhar türbininin potansiyel iyileşmesini artırır ve yüksek basınçlı buharlaştırıcının ve brülörün önlenebilir ekserji yıkımını azaltır, önlenemez ekserji yıkımını sadece yüksek basınçlı buhar türbininde ve dağıtıcıda hava ayrıştırıcıda sırasıyla % 8.2 ve % 5 oranında azaltır ve brülörün önlenebilir ekserji yıkımını %166 artırır. Bu, diğer bileşenlerin tersinmezliklerinin brülörün önlenebilir ekserji yıkımı üzerindeki etkisinin arttığını gösterirken, kendi verimsizliğinin önlenebilir ekserji yıkımı üzerinde önemli ölçüde azaltıcı etkisi olduğu anlamına gelir.

Vuckovic ve diğ. (2015) daha önce incelediği sistem olan endüstriyel tesisi ve tesiste bulunan kazanın ekserji yıkımını ileri ekserji analizi yöntemi kullanarak detaylı bir şekilde ayrıştırdığı bu çalışmada [100], Toplam önlenemez ekserji yıkımının % 97.28'i iç tersinmezliklerden gelir,% 2.72'si bileşenlerin etkileşimlerinden gelirken, önlenemez ekserji yıkımının (186.49 kW) % 95.26'sı iç tersinmezliklerden ve% 4.74'ü dış tersinmezliklerden gelmektedir. Buhar üretici için ileri ekserji analizinin nihai sonucu, önlenebilecek gerçek bir potansiyel olarak önlenebilir ekserji yıkımının toplam değeridir. Bileşenin toplam ekserji yıkımının % 16.19'udur. Bu, yalnızca, eşzamanlı ekserji yıkımının varlığından dolayı, ilk ayrışma seviyesinde (186.49 kW) elde edilen verilerden daha azdır.

Şöhret ve diğ. (2015) bir uçak gaz türbinine uyguladıkları ileri ekserji analizi sonrasında Sistemin düşük iyileştirme potansiyeli vardır, çünkü önlenemez ekserji yıkım oranı % 93,55'tir. Ekserji yıkımının % 81.83'ü iç kaynaklı olduğundan, bileşenler arasındaki ilişkiler zayıf sonucuna varmışlardır [101]. Çalışmada, turbofan ve nozül ihmal edilmiş, ve sistem teknolojik gelişim sınırına yakındır.

Fallah ve diğ. (2016) dört farklı gaz türbini sistemini ekserji analizine göre karşılaştırmışlar ve içlerinden evaporatif giriş hava soğutuculu sistemi seçmiş ve maksimum net iş ve maksimum ekserji verimi şartlarına optimize ettikleri sistemi ileri ekserji analiziyle incelemişlerdir [102]. Oluşturulan sistemi literatürle karşılaştırarak doğrulamışlar; sistemi incelerken teorik ve hibrit çevrimlerde yanma odasıyla birlikte izentropik ısıtıcı kullanmışlar, iç kaynaklı ekserji yıkımı için hem hibrit çevrim metodunu hem de mühendislik/ grafik metodunu kullanmışlardır. Önlenemez iç kaynaklı ekserji yıkımı hesabı için hibrit çevrimde önlenemez şartları komponent için uygulayarak hesaplama yapmışlardır. Grafik ve verilere göre aslında,

buhar enjeksiyonlu gaz türbini sistemi gayet yüksek verim ve yüksek güç sağlıyor ve seçtikleri sistem bu sisteme göre çok yüksek bir avantaj sağlamıyor gibi görünmektedir .ayrıca tüm komponentlerde iç kaynaklı yıkımlar dış kaynaklı yıkımlardan daha yüksek çıkmıştır.

Galindo ve diğ. 2016 yılında yapmış oldukları deneyse çalışmada, 2 litrelik turboşarjlı bir motorun ardına gerçek bir organik Rankine sistemini eklemişler ve elde ettikleri veriler üzerinden ileri ekserji analizi gerçekleştirmişlerdir [103]. Akışkan olarak etanol seçmişler, Sonuçlara göre %36,5 oranında ekserji yıkımının önlenebileceğini hesaplamışlardır. Dış kaynaklı ekserji yıkımının negatif çıkmasının nedenlerini açıklamışlar, ancak analizi gerçekleştirirken yöntemin önerdiği gibi sistemin gücünü sabit tutmamışlardır.

Yamankaradeniz (2016), Bursa'da jeotermal bölge ısıtma sisteminin termodinamik performans analizini ileri ekserji analizi kullanarak gerçekleştirmiştir [104]. Konvansiyonel ve ileri analizler için uygulanan ekserji verimleri sırasıyla % 25.24 ve % 26.34'tür. Sistem bileşenlerinin iyileştirilmesi için en yüksek öncelikler önem sırasına göre azalan yönde şu şekilde değişmektedir: geleneksel analiz için ısı dönüştürücüler ve pompalar ve sadece ileri analiz için ısı değiştiriciler. Çalışmada, farklı araştırmacıların çalışmalarına benzer dört farklı parametre ortaya koymuştur. Ve bu oransal parametrelere göre değerlendirmeler yapmıştır. Yeni ekserjetik parametreler, sistemin ne kadar geliştirilebilir ve görünüşte sürdürülebilir olduğunu gösteren temel göstergeler olarak tavsiye edilmiştir. Bu parametrelerin yukarıda verilen sıraya göre sırası sistem için sırasıyla % 4.19, % 16.60, % 33.23 ve % 4.19'dur. Isı değiştiriciler en yüksek ekserji rehabilitasyon oranlarına sahiptir. Bu nedenle, ısı değiştiricilerin iyileştirme öncelikleri vardır denmiştir.

Tesch ve diğ. (2016) Berlin Teknik Üniversitesi'nde geliştirilen LNG gazlaştırmanın kriyojenik bir proses olan hava ayrıştırmasına eklenmesiyle oluşturulan iki farklı sistem dizaynına ileri ekserji analizi uygulamışlardır [105]. Birinci tasarımda ana ısı değiştiricisi ikinci sistemde ise ana ısı değiştiricisi ile birlikte diğer ısı değiştiricilerinin önemi çok yüksektir. Parametre olarak belirlenen, LNG'nin basıncının artması olması durumunda sistemde ekserji yıkımı azalmaktadır. Analizlerin sonucunda ikinci dizaynın daha iyi olduğunu belirtmişlerdir. Önemli nokta ise, önlenemez ekserji yıkımı hesabında mühendislerin bilgilerini, beklentilerini ve deneyimlerini kullanıp bileşen koşullarını tahmin etmesinden dolayı

bir miktar gelişigüzellik vardır ancak, analiz mühendislere kullanışlı sonuçlar veren pratik bir araç olduğu için, ileri ekserji analizinde kesinlik ikinci plandadır ve sübjektif sonuçların üstesinden gelmek adına belirlenen bazı önlenemez koşullar için hassasiyet analizi yapmak gerekebilir.

Fu ve diğ. 2016 yılında yapmış oldukları çalışmada, termal güç sistemlerinin performans azalma tanılarını yapabilmek için ileri ekserji analizini kullandıkları bir makale yayınlamışlardır [106]. İç kaynaklı ve dış kaynaklı şeklinde ayrılan ekserji yıkımında dış kaynaklı kısım performansın azalma sebeplerinin belirlenmesinde en büyük engeli teşkil etmektedir bu yüzden önerdikleri yöntem, iç kaynaklı ekserji parametresiyle tanımlanan komponentlerin nominal şartlardaki iç kaynaklı yıkım ile performans azalması durumundaki iç kaynaklı ekserji yıkımlarını karşılaştırarak, performansında sorun olan komponentleri belirlemeyi önermektedir. Önerdikleri parametre sisteme giren ve çıkan spesifik ekserjilerin farkının sisteme giren ve çıkan entropi üretimlerinin farkına oranıdır. Basit bir mantıkla yaklaşarak bu yöntemi üreten yazarlar, bir bileşenin iç kaynaklı yıkımı, komponentin kendisinde değişim olmadığı müddetçe değişmez, dolayısıyla bir komponentin performansında azalma ya da komponentte arıza var ise bu incelenen komponentin kendisine özgü karakteristiklerini yani iç kaynaklı ekserjiyıkımını değiştirir demektirler. Performans kaybının ekserji indikatörü ile sorunlu komponent tespit edilir ve ardından yapılan ileri ekserji analiziyle kayıp miktarının nominale göre ne kadar olduğu belirlenir. Performans kaybı yaşayan komponentin iç kaynaklı yıkımı artar, diğer komponentler üzerinde de dış kaynaklı yıkımı artırıcı yönde etki eder ve diğer komponentlerin üzerindeki etkisi, bumerang etkisiyle kendi dış kaynaklı ekserji yıkımına etki eder. Komponentin performans kaybını tespit etmek için doğrudan iç kaynaklı ekserji yıkımı hesap edilebilir ancak bu karmaşık ve zaman alıcı bir yaklaşım olduğundan öncelikle termodinamik değerlere dayalı ekserjetik indikatörün hesaplanması basit ve kullanışlı bir yöntem olarak ilk uygulanması tavsiye edilir. Bahsedilen bu yeni yöntemi bir kömür yakıtlı güç tesisinde sistemde bir bileşende arıza olacak şekilde kabuller yapıp uygulamasını göstermişlerdir. Ardından Wang ve diğ. birden fazla arızanın aynı anda gerçekleştiği bir sistemin incelemesini bu yöntemle yapmışlardır [107]. Bu çalışmada belirttikleri bir husus önem taşımaktadır: sistemde aynı anda birçok arıza olduğunda, performans indikatörlerindeki değişimleri karşılaştırarak arızanın yeri ve miktarını tespit etmek imkansızdır.



Dolayısıyla ileri ekserji analizi uygulanması kesin sonucu verecektir. Yine çalışmada, komponentlerde sıklıkla karşılaşılan arızalar da listelenmiştir. Uygulama yaptıkları sistemde, yöntemin uygun şekilde çalıştığı gözlemlenmiştir.

Erol ve diğ. (2017) ileri esergoekonomik analiz basıtasıyla bir buz pateni pisti soğutma sisteminin performansını incelemiştirler [108]. Basit bir amonyaklı soğutma çevriminin kullanıldığı çalışmada, ekserji yıkımının %47'sinin önlenabilir ve %23'ünün dış kaynaklı olduğu, ve tüm sistem komponentlerinin önlenabilir maliyetlerinin iç kaynaklı olduğu sonucu ortaya çıkmıştır.

Ansarinasab ve Mehpooya (2017) LNG ve NGL birlikte üretim sistemlerinin farklı konfigürasyonlarını ileri eksergoekonomi analizi kullanarak değerlendirmişler, ve önlenabilir maliyet için analizin sonuçlarına üç farklı strateji belirlemiştirler [109]. Maliyetlerin azaltılması için belirlenen stratejilere göre, önlenabilir iç kaynaklı kısım için bileşenlerin verimlerinin artırılması, daha verimli bileşenlerle değiştirilmesi; önlenabilir dış kaynaklı kısım için diğer komponentlerin verimlerinin artırılması, tüm sistemin yapısal olarak optimize edilmesi tavsiye edilmiştir. İç kaynaklı ekserji hesaplarında mühendislik/ grafik metodunu kullanmışlar, ve maliyetlerin çok büyük bir bölümünün iç kaynaklı olduğunu ve komponentler arası etkileşimin daha az önemde olduğunu söylemişlerdir.

Ansarinasab ve diğ. (2017) karışık akışkanlı sisteme sahip bir hidrojen sıvılaştırma sisteminin ileri ekserji ve eksergoekonomi analizlerini yapmışlar, sistemde oransal olarak iç kaynaklı ve önlenemez ekserji yıkımının fazla olmasına rağmen önlenabilir ekserji yıkımı miktarının yine de yüksek, maliyet açısından ise ısı değiştiricilerinin önlenabilir maliyetlerinin yüksek olduğunu söylemişler; son olarak türbin ve kompresör basınç oranlarını parametre yaparak bir hassasiyet analizi gerçekleştirmişlerdir [110]. Sistem komponentlerinin maliyetleri literatürde bir kitaptan alınmış, bir önceki stratejiler burada da değerlendirmede kullanılmıştır.

Balli 2017 yılında askeri tip bir uçak için art yakıclı bir turbojet makinanın ileri ekserji analiziyle performans değerlendirmesini gerçekleştirmiştir [111]. Sistem iki kompresör, bir yanma odası, iki türbin ve nozül art yakıclıdan oluşmaktadır ve sistem art yakıcının devrede olup olmamasına göre iki modda çalışmaktadır. Çevrim metodu uygulanan analizde birinci ve ikinci modda %93 ve %98 önlenemez ekserji yıkımı olduğundan dolayı geliştirme potansiyelinin küçük olduğu ortaya çıkmıştır. Benzer

şekilde, sistemdeki bileşenler arasında etkileşim zayıftır ve iç kaynaklı ekserji yıkımları birinci modda %83 iken ikinci modda %94'tür.

2017 yılında, iç ve dış kaynaklı ekserji yıkımlarının özellikle kimyasal tepkimeli sistemlerde hesaplanmasını kolaylaştırmak adına Penkuhn ve Tsatsaronis tarafından dekompozisyon metodu adı ile bir metot oluşturulmuştur [112]. Ekserji kendi doğasından, hal fonksiyonu olmasından, dolayı tek tek diğer komponentlerin idealize edilmesine ihtiyaç duymaz. Onun yerine, bu yöntemde, incelenen komponent yalnız bırakılarak, geriye kalan tüm komponentler birleştirilerek idealize edilir. Her komponenti tek tek incelerken diğer bileşenleri birleştirmek, dolayısıyla incelenen bileşenin diğer sistemlere son ürün üretiminde nasıl bir hizmet sağladığı analiz edilir. İç kaynaklı ekserji yıkımı kütle debisine aşırı derece bağlıdır. Bu yöntemin, nasıl uygulanacağına dair bilgilerin olduğu makalede basit bir sistem ve klasikleşmiş bir kombine gaz ve ısı sistemi üzerinde uygulamaları yapılmıştır. Ardından ortaya koydukları bu yeni yöntemi kimyasal süreçlerin geliştirilmesinde kullanmak üzere ileri ekserji analizi dahilinde tolüenin hidrodealkilasyonu prosesinde uygulamışlardır [113]. Ölenemez iç kaynaklı ekserji yıkımı hesaplamasında farklı bir denklem kullanılmıştır. Sistemde reaktör iyileştirmesi için ısı temelli bir reaksiyon yerine katalizör temelli reaksiyon kullanması hem sıcaklığı düşürür hem de daha verimli tepkimeler sağlar yorumunu yapmışlardır. Daha sonra ise farklı amonyak sentezi döngülerini karşılaştırmak için ileri ekserji analizi dahilinde kendi metotlarını uygulamışlardır [114]. İki farklı sistemin karşılaştırıldığı makalede, iç kaynaklı yıkım değerleri neredeyse tüm ekserji yıkımına eşit olan bileşenleri ana komponent olarak adlandırmışlar, ölenemez ekserji yıkımı hesabında hesaplamaların tamamen mühendislik bilgi, deneyim ve beklentilerine göre hesaplandığını dolayısıyla bir miktar sübjektif değerlendirme gibi görünmesine rağmen genel trendi görmeye yaradığını bildirmişlerdir.

## **2.4 İleri Ekserji ve Eksergoekonomi Analizlerine Dayalı Eksergoekonomik Performans Ölçütleri**

İleri ekserji temelli analizlerin, uygulayıcıya birçok açıdan faydalı bilgiler sağlasa da bazı durumlar için isteklere cevap veremediği gözlemlenmiştir: (i) Bir komponentte yapılan ekserji yıkımının azaltılması doğrultusundaki iyileştirmenin, komponentin ekserji verimi üzerindeki etkisi literatürdeki çalışmalarda verilmiş olmasına rağmen,

bu iyileştirmenin tüm sistemin ekserji verimine etkisinin incelenmediği literatür taraması sonucunda gözlemlenmiştir. (ii) Bir komponentin veriminin artırılması ile ekserji yıkımının bir kısmının önlenebileceği belirtilmiş; bu önlenebilir kısmın sadece ekserji yıkımı maliyetinden kurtarılacak parçası ileri eksergoekonomik yöntemlerle, madde ve ekserji akışlarına göre hesaplanmıştır. (iii) Eksergoekonomik analizde, sistemdeki akışların ekonomik katsayılarının hesap edilmesinde eksergoekonomik denge denklemlerinden faydalanılmış ancak yardımcı denklemler, bir bakıma, analizi gerçekleştirenin değerlendirmesine bırakılmış, subjektif bir durum ortaya çıkmıştır. (iv) Bunun da ötesinde, yapılan yatırım ile önlenebilir ekserji yıkımı arasında doğrudan bir bağ kurulmamıştır. (v) İncelenen bileşenin ekserji veriminin artırılmasında da, % 1'lik artışın, sistemde ne kadar bir maliyete sebep olacağı belirtilmemiştir. (vi) En önemlisi ise sistemde bir komponentin önlenebilir ekserji yıkımını kurtarmanın mali açıdan sistemin ekserji verimine ne kadar etki ettiği, yani sistem veriminin %1'lik artışının incelenen bileşenin iyileştirilmesiyle ne kadara mal olacağı da değerlendirilmemiştir. (vii) Sistemin ömrü boyunca, incelenen komponentte önlenebilecek birim ekserji yıkımı için gerekli olan yatırım, bakım, işletme ve onarım maliyetleri hesaplanmamıştır. (viii) Ekserji yıkımının önlenmesi için sistemin ömrü boyunca ödenen komponent maliyetinin, ekserji yıkımının önlenmesiyle sağlanacak kazanca göre tasarruf potansiyeli göz önünde bulundurulmamıştır. (ix) Sistemdeki bir komponentte yapılacak olan iyileştirmenin, ömrü boyunca sistemde sağlayacağı maddi tasarruf gösterilmemiştir. (x) Benzer sistemlerin karşılaştırılması amacıyla, sistemin veriminin %1 oranında artırılması için sisteme yapılan toplam iyileştirme yatırımı hesaplanmamıştır. (xi) Son olarak, benzer sistemlerin karşılaştırılması amacıyla sistemin ömrü boyunca, tüm komponentlerin ekserji yıkımını önlemek adına yapılan toplam maliyetlerine karşın toplamda önlenebilecek ekserji yıkımından sağlanan tasarruf ile ne kadar kara geçilebileceği gösterilmemiştir.

Bu çalışmada ileri ekserji analizi ile eksergoekonomi yöntemi birleştirilerek, komponentlerin ve sistem üzerindeki etkilerinin maliyet değerlendirmesi üzerine, komponentlerin ileri ekserji analizine dayalı sonuçları ve maliyetlerinden, sistemdeki değişikliklerde karar vermeyi hızlandırması ve sistem değişiklikleri üzerinde doğru yorumlar yapılması amacıyla eksergoekonomik performans ölçütleri ortaya koyulmuştur.

İncelenen bileşenin iyileştirilmesi sonucunda önlenebilir ekserji yıkımı, sabit bir ürün ekserjisi üretimi için bileşenin yakıt ekserjisinin azalmasını sağlar ve yeni ekserji verimi hesabı bu bilgiye dayanarak yapılır. Benzer şekilde tüm sistemde yaklaşım uygulandığında, tüm sistemin yakıt ekserjisinde tüm sistemin ekserji yıkımlarının önlenebilir kısmı kadar bir tasarruf meydana gelecektir. Bu durumda belirlenen yeni ekserji verimi,  $\varepsilon_{tot}^*$ , aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\varepsilon_{tot}^* = \frac{\dot{E}x_{P,tot}}{\dot{E}x_{F,tot} - \sum \dot{E}x_{D,k}^{AV}} \quad (2.91)$$

Dahası, komponent bazında bakıldığında tüm sistem üzerinde de incelenen bileşenin kurtarılan ekserji yıkımı kadar azalma olması matematiksel olarak beklenir. Yani herhangi bir komponentin iyileştirilmesinin sisteme doğrudan sağladığı etkiyi gözlemek için incelenen bileşenin etkisi altında yeni sistem verimi,  $\varepsilon_{tot}^{*,k}$ , tanımlanabilir :

$$\varepsilon_{tot}^{*,k} = \frac{\dot{E}x_{P,tot}}{\dot{E}x_{F,tot} - \dot{E}x_{D,k}^{AV}} \quad (2.92)$$

Tüm sistemin yeni ekserji verimi hesap edilirken, sistemin ürün ekserjisi, sistemin yakıt ekserjisi ile incelenen komponentin önlenebilir ekserji yıkımı arasındaki farka oranlanır Bu yaklaşım, sistemde gerçekleştirilen iyileştirmenin, sistemin yakıt ekserjisini azaltacağı yönünde, yeni ekserji verimi hesabının tüm sisteme uygulanmasıdır.

İncelenen tüm sistemin gerçek şartlardaki verimine göre, iyileştirme yapılan komponentin etkisi ile hesaplanan verimin ne kadar gelişme sağladığını gözlemek açısından genel ekserji verimi iyileştirme yüzdesinin,  $EI$ , tanımlanması faydalı olacaktır:

$$EI = \frac{\varepsilon_{tot}^{*,k} - \varepsilon_{tot}}{\varepsilon_{tot}} \quad (2.93)$$

Komponent birim iyileştirme yatırımı maliyeti başına önlenebilir ekserji yıkımı,  $AEC_k$ , yapılan birim yatırımın karşılığında ne kadarlık bir ekserji yıkımının kurtarılacağını gösterir. Bu sayede, sistemin sahip olduğu komponentler arasında birim maliyet başına en yüksek ekserji yıkımının önlenebildiği komponente yatırım yapmak doğru olacaktır. Bu kriterin hesaplanmasında, ileri ekserji analizi sonucunda ortaya çıkan komponentin önlenebilir ekserji yıkımı, komponentin günümüzden itibaren yakın bir

gelecekteki olabilecek en yüksek ekserji verimi koşullardaki maliyetiyle,  $C_{k,UN}$ , gerçek ekserji verimi şartlardaki maliyetinin,  $C_k$ , farkına; yani iyileştirme yatırımı maliyetine,  $CCI_k$ , oranlanır.

$$AEC_k = \frac{\dot{E}x_{D,k}^{AV}}{C_{k,UN} - C_k} = \frac{\dot{E}x_{D,k}^{AV}}{CCI_k} \quad (2.94)$$

$AEC_k$ , değeri aynı zamanda tüm sistemin yakıt ekserjisinden edilen kârın maliyet olarak da adlandırılabilir. Bunun sebebi de incelenen bileşenin etkisi altında yeni sistem verimi hesabından görülebileceği üzere komponentin iyileştirilmesinin ardından azaltılmış yakıt ekserjisi artı yeni yakıt ekserjisi olarak denklemde yer almaktadır. Bu değer, büyük olması fayda sağlaması açısından önem arz etmektedir. Bileşenlerin karşılaştırılması gereken durumda  $AEC_k$  değerlerini en büyükten en küçüğe göre sıralaması sayesinde gerekli olan tasarruf edici bileşenler belirlenebilir.

Komponent birim ekserji verimi artışı başına iyileştirme maliyeti,  $EIC$ , komponentin verimini % 1 artırmak için gerekli olan yatırımı simgelemektedir. Sistemdeki bileşenlerin kıyaslanmasında, birim ekserji verimi artışının ne kadara mal olacağına hesabı, en yüksek verim artışının en düşük maliyetle yapılması esasına dayanarak önem arz etmektedir. Önerilen karar verme kriterine göre, kendisine ait ekserji verimini en düşük maliyetle artıran komponent iyileştirme için öncelik sahibi olacaktır. Hesabın yapılmasında, iyileştirme yatırımı maliyeti, bileşenin yeni ekserji verimi ile kendi şartlarında çalıştığı ekserji verimine oranlanır.

$$EIC_k = \frac{CCI_k}{\varepsilon_k^* - \varepsilon_k} \quad (2.95)$$

Önem sırasının en başında sayılabilecek kriter ise komponentin iyileştirilmesiyle tüm sistemin ekserji verimini birim oranda artırmak için gereken komponent iyileştirme yatırımı maliyetidir. Bu kriter sayesinde, hem incelenen bileşenin sistemin ekserji verimine doğrudan etkisini hem de bu etkinin maliyetini değerlendirmek mümkün olmaktadır. Sistemde sadece incelenen komponentin iyileştirme yatırımı maliyetinin, iyileştirmesi yapıldığı durumda sistemin hesaplanan yeni ekserji verimi değeriyle,  $\varepsilon_{tot}^{*,k}$ , gerçek şartlardaki ekserji verimi,  $\varepsilon_{tot}$ , arasındaki farka oranı olarak tanımlanmaktadır:

$$EIC_{tot}^k = \frac{CCI_k}{\varepsilon_{tot}^{*,k} - \varepsilon_{tot}} \quad (2.96)$$

Fayda açısından bakıldığı zaman hesaplanan  $EIC_{tot}^k$  değerinin küçük olması beklenmektedir. Bileşenlerin faydalarına göre sıralaması da en büyükten en küçüğe doğru olur.

Bir komponentin yatırım maliyetinin dışında, ömrü boyunca çalışması sırasında bakım, işletim ve onarım maliyetleri de söz konusudur. Bu maliyetlerin tamamı birim zaman başına olarak,  $\dot{Z}_k$  olarak tanımlanmıştır. İncelenen komponentin iyileştirilmesi ve ileri ekserji analizi sonucu hesaplanan önlenebilir ekserji yıkımının geri kazanılması sonucunda birim zamandaki maliyetleri de değişim gösterecek ve en iyi çalışma koşullarında yatırım maliyeti, bakım, işletim ve onarım maliyetleri birim zaman için  $\dot{Z}_{k,UN}$  değerine gelecektir. Birim zaman için bileşenin toplam iyileştirme maliyeti,  $ZCI_k$ , ise en iyi çalışma koşullarındaki maliyeti,  $\dot{Z}_{k,UN}$ , ile kendi çalışma koşulları  $\dot{Z}_k$  arasındaki fark olarak tanımlanabilir. İncelenen komponentin ömrü boyunca hesaplanan iyileştirme yatırımı, bakım, işletme ve onarım maliyetlerinin önlenebilir ekserji yıkımına oranmasıyla, kurtarılabilecek birim önlenebilir ekserji yıkımının komponent ömrüne göre maliyetinin,  $CAV_k$ , hesabı yapılabilir.

$$CAV_k = \frac{\dot{Z}_{k,UN} - \dot{Z}_k}{\dot{E}x_{D,k}^{AV}} = \frac{ZCI_k}{\dot{E}x_{D,k}^{AV}} \quad (2.97)$$

Fayda açısından bakıldığı zaman hesaplanan  $CAV_k$  değerinin küçük olması beklenmektedir. Bileşenlerin faydalarına göre sıralaması da en büyükten en küçüğe doğru olur.

Ekserji yıkımının önlenmesi sayesinde kurtarılabilecek maliyetin spesifik ekserji maliyeti, ileri eksergoekonomi analizi sayesinde hesaplanmıştır. İncelenen komponentin hesaplanan  $CAV_k$  değeri ile eksergoekonomi analizi sonucunda hesaplanan  $c_{F,k}$  değerinin karşılaştırılmasıyla önlenen birim ekserji yıkımı başına maliyet belirlenebilir. Eğer  $c_{F,k}$  değeri,  $CAV_k$  değerinden büyükse, yapılan yatırımın bileşen ve sistem için tasarruf sağlaması beklenir. Eğer  $c_{F,k}$  değeri,  $CAV_k$  değerinden küçükse, yapılan yatırımı karşılayacak bir miktarı sistemde gerçekleşmemiştir. Bu değerlerin birbirine eşit olması durumundaysa yatırım yapmak be yapmamak arasında bir fark yoktur. Aradaki farkın bir değişkenle tanımlandığı durumda, fayda tasarrufu potansiyeli,  $SPP_k$ :

$$SPP_k = c_{F,k} - CAV_k \quad (2.98)$$

Fayda tasarruf potansiyeli, bileşenlerin temelde karşılaştırılmasında fayda sağlamasına rağmen, önlenebilir ekserji yıkımı değerleri olmadan, bileşenlerin sisteme etkisini göstermekte aciz kalmaktadır. Bu nedenle bahsedilen ekserji yıkımlarının da hesaba katılması analiz açısından daha fazla bilgi sağlayabilme potansiyeline sahiptir.  $ZCI_k$  değeri birim ekserji yıkımının önlenebilecek kısmı için yapılması gereken yatırımı gösterirken; ileri eksergoekonomi analizinde hesaplanan  $\dot{C}_{D,k}^{AV}$  değeri ise bahsedilen önlenebilir ekserji yıkımı kurtarıldığında tasarruf edilebilecek maliyet miktarını simgelemektedir. Bu iki değer arasındaki fark ise,  $CP_k$ , yapılan yatırımın kârını gösteren fayda maliyetidir:

$$\dot{C}P_k = \dot{C}_{D,k}^{AV} - ZCI_k = SPP_k \dot{E}x_{D,k}^{AV} \quad (2.99)$$

Bu tanımla birlikte, eğer incelenen bileşenin fayda maliyeti değeri,  $\dot{C}P_k$ , sıfırdan büyükse, yatırım tasarruf sağlar; yatırım sıfırdan küçükse yatırım zarar hanesine yazılır; sıfıra eşitse de yatırımın bir faydası veya zararı bulunmamaktadır denilebilir. Sistemde fayda sağlayacak yatırımın hangi bileşenle daha yüksek olacağını belirlemek için komponentler birbirleriyle karşılaştırıldıklarında ise  $\dot{C}P_k$  değerlerinin büyüklüğüne göre en yüksek faydayı sağlayacağı söylenebilir. Bu şartlar altında, yapılan yatırımın uygunluğu, kurtarılan miktarın yapılan yatırım miktarından fazla olmasıyla ölçülebilir.

Fayda maliyeti benzer sistemlerin karşılaştırılmasında da yararı olan bir kavramdır. Böyle bir karşılaştırmada sistemin tüm komponentlerinin çalışma şartlarının iyileştirilmesine yönelik yapılan yatırımların, ekserji yıkımını önleyerek tüm sistemi kâra geçirip geçirmediği, karşılaştırılan sistemlerden kârlılıkta hangisinin daha iyi olduğu bileşenlerin fayda maliyetlerinin toplanmasıyla, yani sistemin toplam fayda maliyetinin hesaplanmasıyla gösterilebilir:

$$\dot{C}P_{tot} = \sum_k \dot{C}P_k \quad (2.100)$$

Tüm sistem tek seferde incelendiği durumda, sistemin toplam ekserji veriminin, tüm komponent iyileştirmelerinin yapıldığı durumdaki yeni ekserji verimine gelebilmesi için, tüm sisteme yapılması gereken ilk yatırım maliyetinin değeri ile ilişkisi önem arz etmektedir. Benzer sistemlerin kıyaslanmasında, birim ekserji verimi artışının ne kadara mal olacağını hesabı, en yüksek verim artışının en düşük maliyetle yapılması esasına dayanarak önem arz etmektedir. Önerilen karar verme kriterine göre,

kendisine ait ekserji verimini en düşük maliyetle artıran sistem iyileştirme için öncelik sahibi olacaktır. Hesabın yapılmasında, iyileştirme yatırımı maliyeti, sistemin yeni ekserji verimi ile kendi şartlarında çalıştığı ekserji verimine oranlanır Tüm sistemin ekserji veriminin %1 artması için gereken toplam yatırım, yani sistemin birim ekserji verimi artışı başına iyileştirme maliyeti,  $EIC_{tot}$ , aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$EIC_{tot} = \frac{\sum_k CCI_k}{\varepsilon_{tot}^* - \varepsilon_{tot}} \quad (2.101)$$

Bahsi geçen son iki ölçüt, karşılaştırılan benzer sistemlerin, geleceğine dair yorum yapmakta, ekserji yıkımını iyileştirme yatırımının hangi sistemde daha iyi karlılık sağlayacağına ışık tutmakta kullanılır. Dolayısıyla ekserji yıkımını iyileştirme yatırımlarının benzer sistemlerden hangisine yapıldığında daha fazla tasarruf sağlanabileceği ya da verimin artırılabilceği sonucunu verir.

## 2.5 Genetik Algoritma

Mühendislik problemlerinde optimum sonuçlar elde etmek için kullanılan bir yöntem olan genetik algoritma, biyolojik organizmaların genetik süreçlerini temel alır. Charles Darwin tarafından “güçlü olanın yaşaması” olarak adlandırılmış olan doğal seçim prensiplerine göre tüm toplumlar nesiller boyunca evrilirler [115]. Bu sürecin taklit edilmesiyle oluşturulan genetik algoritmalar problem çözümü için oluşturulan popülasyonların evrilmesiyle probleme optimum çözüm sağlarlar.

Genetik algoritmanın temeli olan evrimsel metotlar, 1960’larda birçok bilim insanı tarafından mühendislik problemleri çözmeye kullanılmaya başlanmıştır [116]. Genetik algoritma ise yine aynı tarihlerde John Holland tarafından keşfedilmiş ve 70’lerde Michigan Üniversitesinde kendisinin denetiminde geliştirilmiştir [117]. Ardından birçok araştırmacı tarafından geliştirilmeye devam edilmiştir [115].

Genetik algoritma, tüm isimlendirme ve süreçlerini doğadan almaktadır. Bir popülasyon içindeki bireylerin tümü, mühendislik problemi için olası çözüm olarak kabul edilir. Rasgele olarak belirlenen bireylerin problemi çözmekte ne kadar iyi olduklarına göre bir güçlülük skoru vardır. Çaprazlama, yeniden üretme ve mutasyon ile, toplumdaki bireylerin rasgele ebeveyn olarak eşleşmesi sonucunda, güçlü genler üretilen bir sonraki nesillere geçirilir [116]. Zayıf olan bireyler ise ölmeye



mahkumdur [115]. Bu işlem problem çözümü için belirlenen kriter sağlanıncaya kadar döngü halinde devam eder. En son kalan nesildeki bireyler, problemi çözmekte en başarılı bireyler olarak nitelendirilir.

Çözüme ulaşmakta, popülasyon sayısı, bireylere ait genlerde problem çözümünde kullanılacak parametrelere göre değer aralıkları, ne kadarlık gen aktarılacağı ve gen çaprazlaması olacağı, mutasyon oranı, bir önceki neslin ne kadarının bir sonraki nesille devam edeceği, üretilecek nesil sayısı gibi parametreler belirlenerek lokal optimum değerlerine takılmadan, sonuç şartını sağlayacak optimum çözüm bulunmalıdır.

## **2.6 Analizleri Gerçekleştirmek için Kullanılan Yazılımlar**

Sistemlerin validasyonu, eksik verilerin tamamlanması, sistemlerin çalıştığının gösterilmesi ve hesaplamaların yapılabilmesi açısından birtakım yazılımlar bu tez içerisinde kullanılmıştır. Simülasyon ve validasyon için Epsilon Professional Software 11 [118], Cycle Tempo [119], Engineering Equation Solver (EES) [120], Python programlama dili ve kullanıcı paketleri ile REFPROP 9.1 akışkan veritabanı [121] kullanılmıştır.



### 3. İLERİ EKSERJİ TEMELLİ ANALİZ UYGULAMALARI

Bu bölümde, daha önceki bölümde metodolojisi verilen ileri ekserji temelli analiz yöntemlerinin, nasıl uygulanacağını daha anlaşılır olması amacıyla, uygulamaları yer almaktadır. Basit bir Rankine çevrimi ile başlayan analizler, gemi ana makinasının egzozuna bağlı bir buhar çevrimi ve ardından organik Rankine çevrimleri analizleriyle sonlandırılacaktır. Burada gösterilen uygulamaların bir kısmı uluslararası arenada bildiri ve dergi makalesi olarak yayınlanmışlardır [60, 122-127].

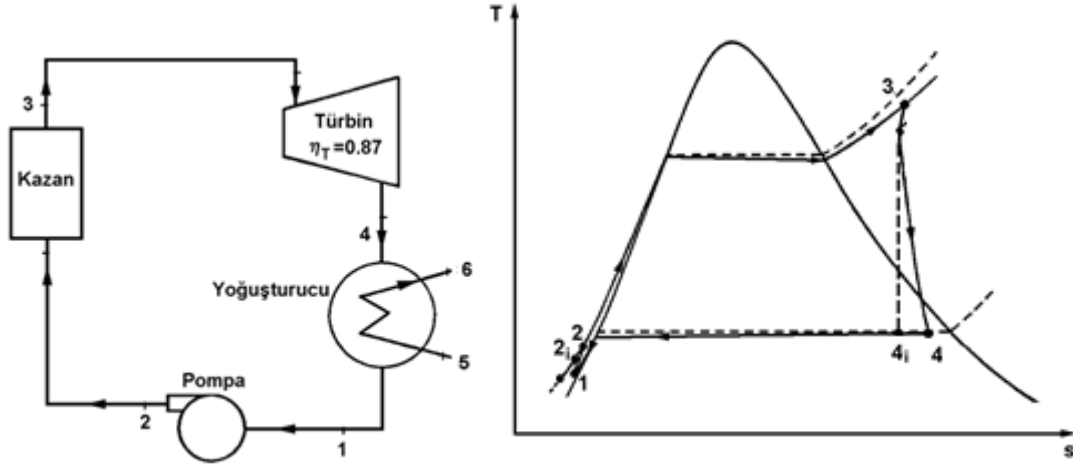
#### 3.1 Basit bir Rankine Çevrimi Uygulaması

2001 yılında ekserji analizi yapılmış olan [128] basit bir Rankine çevriminde basınç kayıpları ihmal edilerek yeniden oluşturulan ve Şekil 3.1’de şeması ve T-s diyagramı verilen Rankine çevrimine uygulanmıştır. Yöntemin uygulanması literatürde geniş çaplı tarandıktan sonra uygulama sırasında yapılan kabullerin sabit olmadığı, sistemden sisteme değişebileceği ve buna bağlı olarak da alınan sonuçların değişebileceği gözlemlenmiştir. Bu sisteme de yöntem EES yazılımı yardımıyla uygulanmış, sistem Cycle-Tempo üzerinde modellenmiştir.

##### 3.1.1 İleri ekserji analizi uygulaması

Sistemin incelenmesinde herhangi bir aşamada *Ex* harfi ekserji miktarını *ex* harfi ise spesifik ekserjiyi temsil etmektedir. Aksi bir durum söz konusu değildir. Enerji ise kütle ve entalpi çarpımı olarak bırakılacaktır. Sistemin verileri Çizelge 3.1’de görülebilir.

Literatürde [37, 38, 48, 54-56, 58, 70, 77, 79-81] incelenen diğer sistemlerden farklı olarak bu Rankine çevriminde kazan ile türbin arasında ve pompa ile kazan arasında bulunan borularda kayıplar tanımlanmıştır. Kazanda ise bir ısı değiştirici gibi sıcak ısı geçişi ya da yakıt girerek yanma tanımlanması yerine sadece akışkana ısının verildiği belirtilmiştir.



Şekil 3.1 : a) İncelenen Rankine çevriminin şeması b) T-s diyagramı.

Bileşenler harflerle şu şekilde kodlanmıştır: B, kazan; T, türbin; C, kondenser; P, pompa. Bu şartlar altında komponentlerin yakıt ve ürün ekserji hesapları Çizelge 3.2’de verilmiştir. Çevre şartları ise 20,6 °C ve 0,1 MPa olarak verilmiştir.

Çizelge 3.1 : Basınç kayıpsız Rankine çevriminin verileri.

Hal Noktası	Hal	$\dot{m}$ (kg/s)	T (°C)	P (MPa)	Entalpi $h$ (kJ/kg)	Entropi $s$ (kJ/kgK)
1	Su	15	38	0,009	159,139	0,54548
2	Su	15	39,95	16	181,407	0,56539
2,i	Su	15		16	175,534	0,54548
3	Kızgın Buhar	15	625	15,2	3644,707	6,74239
4	Islak Buhar	15	45,81	0,01	2331,524	7,35759
4,i	Islak Buhar	15		0,01	2135,301	6,74239
5	Su	723,3	20,6	0,1	86,437	0,30474
6	Su	723,3	31,37	0,1	131,489	0,45536

Çizelge 3.2 : Rankine çevrimi için komponentlerin yakıt ve ürün ekserjileri.

Bileşen	$\dot{E}x_{F,k}$	$\dot{E}x_{P,k}$
Kazan	$\dot{m}_{wf}(h_4 - h_3)$	$\dot{E}_4 - \dot{E}_3$
Türbin	$\dot{E}x_5 - \dot{E}x_6$	$\dot{W}_T$
Kondenser	$\dot{E}x_6 - \dot{E}x_1$	$\dot{E}x_8 - \dot{E}x_7$
Pompa	$\dot{W}_P$	$\dot{E}x_2 - \dot{E}x_1$

Öncelikle her hal noktasına ait entalpi ve entropi değerleri EES programı yardımıyla belirlenmiştir ve Çizelge 3.1’de verilmiştir. Bu verilere göre yapılan hesap, kesme hatasına sahipken işlemlerin EES’te yapılması bu hataların olmasını engellediğinden, işlemler EES yardımıyla yapılmıştır. Dolayısıyla, el ile hesaplama ve EES ile hesaplama sonuçları arasında kabul edilebilir bir hata mevcuttur.

Soğutma suyunun kütlesi yapılan müdahalelerden sonra (boruların iptal edilmesi) değişeceğinden tekrar hesaplanmıştır. Hesaplanma sırasında, kondenserde enerjinin korunumu ilkesinden faydalanılmıştır. Eğer soğutma suyunun kütlesi sabit tutulsaydı kayıplar da söz konusu olurdu.

$$\dot{m}_{cw} = \dot{m}_{wf} \left[ \frac{h_4 - h_1}{h_6 - h_5} \right] = 723,297 \frac{kg}{s} \quad (3.2)$$

Soğutma suyu kütle debisi de hesap edildiğine göre bütün hallerin ekserjileri rahatlıkla bulunabilir; burada öncelikle her akışın spesifik ekserjisini hesaplayıp ardından akışkan kütle debisi ile spesifik ekserji çarpılarak ekserji miktarına ulaşılabılır.  $T_{0,K} = 273 + 20,6 = 293,6 K$  olmak üzere, spesifik ekserjiler:

$$ex_1 = h_1 - h_0 - T_{0,K}[s_1 - s_0] = 2,019 \frac{kJ}{kg} \quad (3.3)$$

$$ex_2 = h_2 - h_0 - T_{0,K}[s_2 - s_0] = 18,443 \frac{kJ}{kg} \quad (3.4)$$

$$ex_3 = h_3 - h_0 - T_{0,K}[s_3 - s_0] = 1668,174 \frac{kJ}{kg} \quad (3.5)$$

$$ex_4 = h_4 - h_0 - T_{0,K}[s_4 - s_0] = 174,369 \frac{kJ}{kg} \quad (3.6)$$

$$ex_5 = h_5 - h_0 - T_{0,K}[s_5 - s_0] = 0 \frac{kJ}{kg} \quad (3.7)$$

$$ex_6 = h_6 - h_0 - T_{0,K}[s_6 - s_0] = 0,829 \frac{kJ}{kg} \quad (3.8)$$

Akış ekserjileri ise:

$$\dot{Ex}_1 = \dot{m}_{wf} ex_1 = 30,287 kW \quad (3.9)$$

$$\dot{Ex}_2 = \dot{m}_{wf} ex_2 = 276,638 kW \quad (3.10)$$

$$\dot{Ex}_3 = \dot{m}_{wf} ex_3 = 25022,609 kW \quad (3.11)$$

$$\dot{Ex}_4 = \dot{m}_{wf} ex_4 = 2615,529 kW \quad (3.12)$$

$$\dot{Ex}_5 = \dot{m}_{cw} ex_5 = 0 kW \quad (3.13)$$

$$\dot{Ex}_6 = \dot{m}_{cw} ex_6 = 599,493 kW \quad (3.14)$$

Türbinde üretilen güç, pompanın ihtiyacı olan güç ve sistemin net gücü aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\dot{W}_T = \dot{m}_{wf}[h_3 - h_4] = 19697,757 \text{ kW} \quad (3.15)$$

$$\dot{W}_P = \dot{m}_{wf}[h_2 - h_1] = 334,014 \text{ kW} \quad (3.16)$$

$$\dot{W}_{net} = [\dot{W}_T - \dot{W}_P] = 19363,743 \text{ kW} \quad (3.17)$$

Ekserji akışları ve güçler hesaplandıktan sonra geleneksel ekserji analizine göre her bileşenin yakıt, ürün ekserjisi ve ekserji yıkımı aşağıdaki gibi hesaplanır, ileride hesaplanan bu değerler incelenen bileşenin gerçek şartlarına “mevcut A şartı” denilerek tekrar kullanılacaktır:

- Kazanda yakıt ekserjisi kazanın akışkana vermiş olduğu ısıya eşit kabul edilmektedir. Ürün ekserjisi ise iş akışkanının kazana giriş ve kazandan giriş hallerindeki ekserji farkıdır. Ekserji yıkımı da yakıt ekserjisi ve ürün ekserjisi arasındaki farktır. Bu farklar, mutlak değerleri temsil etmektedir. Kazanın hesapları aşağıdaki gibidir ve B altsimgesi kazanı temsil eder:

$$\dot{E}x_{F;B} = \dot{m}_{wf}[h_3 - h_2] = 51949,505 \text{ kW} \quad (3.18)$$

$$\dot{E}x_{P;B} = \dot{E}x_3 - \dot{E}x_2 = 24745,971 \text{ kW} \quad (3.19)$$

$$\dot{E}x_{D;B} = \dot{E}x_{F;B} - \dot{E}x_{P;B} = 27203,534 \text{ kW} \quad (3.20)$$

- Türbinde, türbin gücünü üretmek için gereken yakıt ekserjisi türbin giriş ve çıkış ekserjileri arasındaki farktır [10]. Çünkü o fark kadar ekserji türbine verildiğinde istenilen güç üretilir. Türbinin ürün ekserjisi üretilen güce eşittir. Türbin T altsimgesiyle gösterilmektedir:

$$\dot{E}x_{F;T} = \dot{E}x_3 - \dot{E}x_4 = 22407,080 \text{ kW} \quad (3.21)$$

$$\dot{E}x_{P;T} = \dot{W}_T = 19697,757 \text{ kW} \quad (3.22)$$

$$\dot{E}x_{D;T} = \dot{E}x_{F;T} - \dot{E}x_{P;T} = 2709,323 \text{ kW} \quad (3.23)$$

- Kondenserde sistem tarafındaki akış, ısı veren taraf olduğundan yakıt, soğutma suyu akışı ise ısı alan taraf olduğu için ürün ekserjisi olarak tayin edilir [10]. Dolayısıyla iş akışkanının kondenser giriş ve çıkış hallerindeki ekserji farkı yakıt ekserjisi, soğutma suyunun giriş ve çıkış ekserjileri

arasındaki fark ise ürün ekserjisini oluşturur. Kondenser C altsimgesiyle gösterilmektedir:

$$\dot{E}x_{F;C} = \dot{E}x_4 - \dot{E}x_1 = 2585,242 \text{ kW} \quad (3.24)$$

$$\dot{E}x_{P;C} = \dot{E}x_6 - \dot{E}x_5 = 599,493 \text{ kW} \quad (3.25)$$

$$\dot{E}x_{D;C} = \dot{E}x_{F;C} - \dot{E}x_{P;C} = 1985,750 \text{ kW} \quad (3.26)$$

- Pompada iş akışkanını basınçlandırmak için gereken güç yani yakıt ekserjisi dışarıdan tahrikle verilir. Bu verilen güç ise pompa giriş şartındaki iş akışkanını basınçlandırıp ekserjisini değiştirerek çıkış yapmasını sağlar. Pompanın giriş ile çıkış ekserjileri arasındaki fark bu yüzden ürün ekserjisidir. Pompa P altsimgesiyle gösterilmektedir.

$$\dot{E}x_{F;P} = \dot{W}_P = 334,014 \text{ kW} \quad (3.27)$$

$$\dot{E}x_{P;P} = \dot{E}x_2 - \dot{E}x_1 = 246,351 \text{ kW} \quad (3.28)$$

$$\dot{E}x_{D;P} = \dot{E}x_{F;P} - \dot{E}x_{P;P} = 87,663 \text{ kW} \quad (3.29)$$

Bileşenlerdeki basınç düşümü, kazan için B, kondenser için C altsimgesi kullanılmıştır

$$\Delta P_B^R = |P_2 - P_3| = 0,8 \text{ MPa} \quad (3.30)$$

$$\Delta P_C^R = |P_4 - P_1| = 0,001 \text{ MPa} \quad (3.31)$$

Pompa verimi:

$$\eta_P = \frac{h_{2,i} - h_1}{h_2 - h_1} = 0,7363 \quad (3.32)$$

Türbin verimi:

$$\eta_T = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4,i}} = 0,870 \quad (3.33)$$

### 3.1.1.1 İç ve dış kaynaklı ekserji yıkımı hesaplamaları

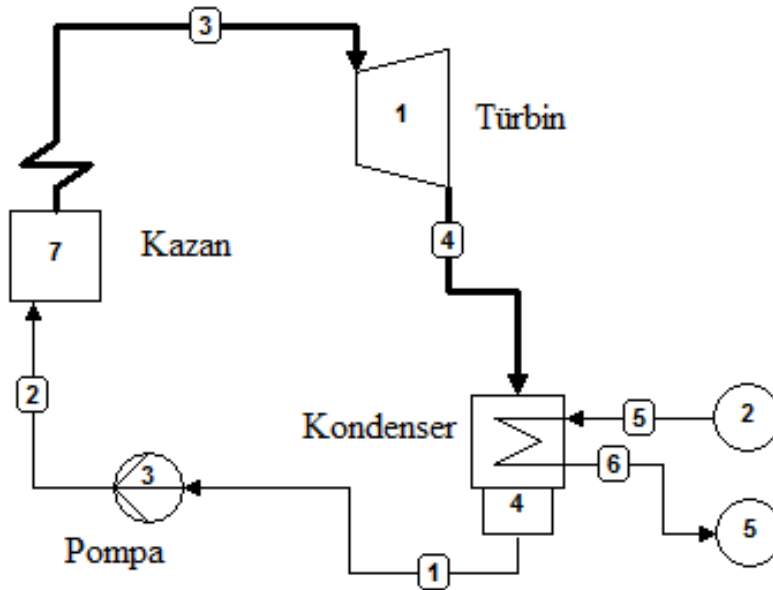
Geleneksel ekserji analizinden sonra ileri ekserji analizi önce iç ve dış kaynaklı ekserji yıkımı, ardından önlenebilir ve önlenemez ekserji analizi olarak hesaplandıktan sonra bu analizlerin kombinasyonları hesaplanmıştır.

İncelenen sistemde analiz boyunca, sisteme olan ekserji girdisi ve sistemden çıkan ekserji ürünü sabit tutulabileceği gibi, sistemde dolaşan iş akışkanının kütle debisi de sabit tutulabilir. Böyle bir durumda sistemden çıkan ürün ekserjisi ve iç kaynaklı ekserji yıkımı eşitliği değişir (denklem 3.1) [37]:

$$\dot{E}x_{D,k}^{EN} = \dot{E}x_{P,tot}^{real} \left( \frac{\dot{E}x_{D,k}}{\dot{E}x_{P,tot}} \right)^{EN} \quad (3.1)$$

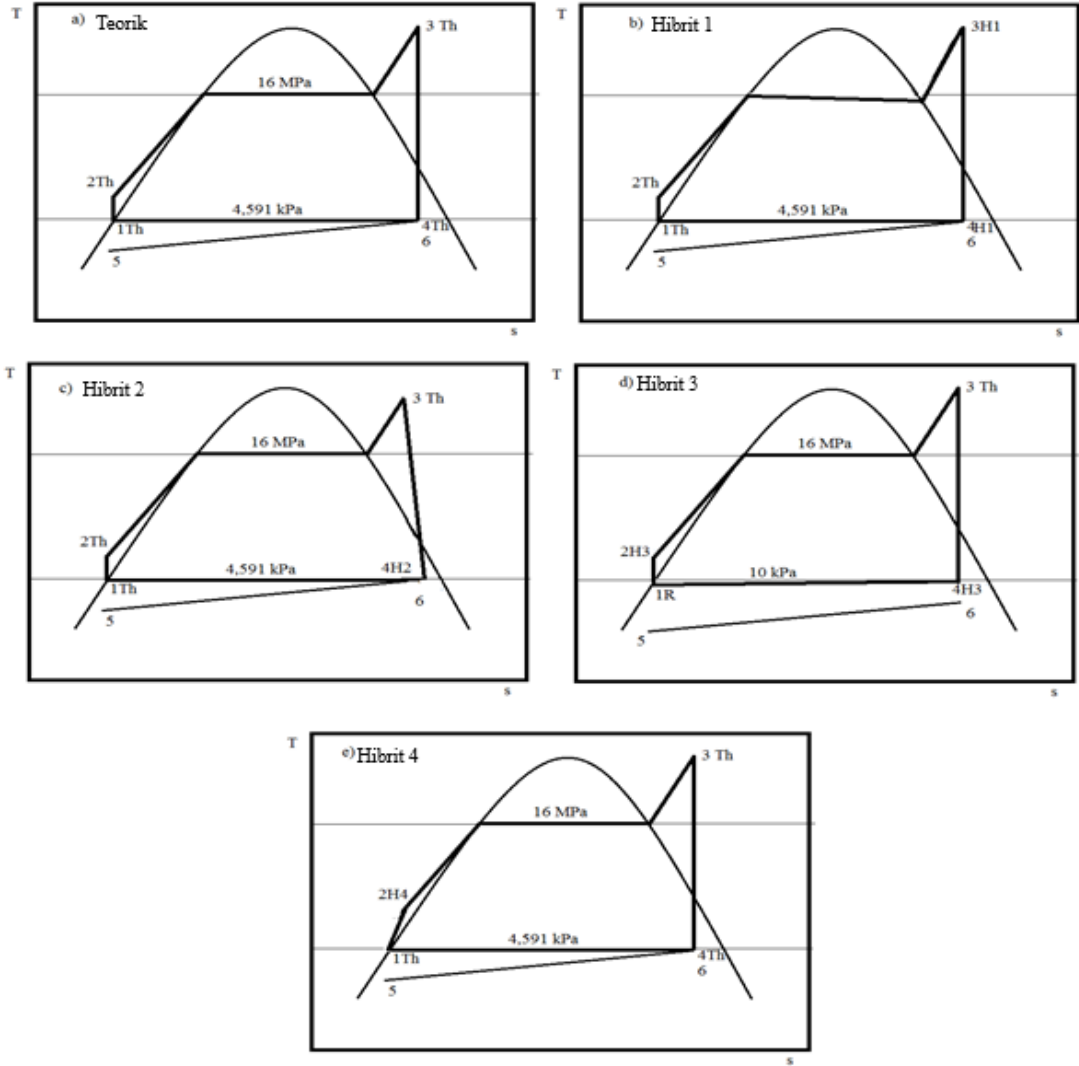
Bu yaklaşım diğer çalışmalardaki önlenemez ekserji yıkımı hesabı yaklaşımına çok benzerdir. Bununla birlikte önlenemez ekserji yıkımı hesabı mantığında bir değişiklik olmaz. Bu çalışmada net güç ( $\dot{W}_{net} = \dot{W}_T - \dot{W}_P$ ) sabit tutulmuştur. Dolayısıyla, kütle serbest bırakılmış, sistem soğutma çevrimine benzetilmiştir.

Model, önce Şekil 3.2’de görüleceği gibi Cycle-Tempo ve EES yazılımları vasıtasıyla klasik ekserji analiziyle incelenmiş ve iki yazılım sonuçlarının tutarlı olduğu görülmüştür. Bu noktadan hareket ile ileri ekserji analizi yapılmaya başlanmıştır. İç ve dış kaynaklı ekserji yıkımlarını hesap edebilmek için bir teorik, dört tane de hibrit çevrim oluşturulmuştur. Bunlar, teorik çevrim, 1Th-2Th-3Th-4Th (Şekil 3.3a); kazan için ( $\dot{E}_{D,B}^{EN}$ ) hibrit 1, 1Th-2Th-3H1-4H1 (Şekil 3.3b); türbin için ( $\dot{E}_{D,T}^{EN}$ ) hibrit 2, 1Th-2Th-3Th-4H2 (Şekil 3.3c); kondenser için ( $\dot{E}_{D,C}^{EN}$ ) hibrit 3, 1R-2H3-3Th-4H3 (Şekil 3.3d); son olarak pompa için ( $\dot{E}_{D,P}^{EN}$ ) hibrit 4, 1Th-2H4-3Th-4Th (Şekil 3.3e)’dir.



Şekil 3.2 : Basınç kayıpsız Rankine çevriminin Cycle Tempo modeli.

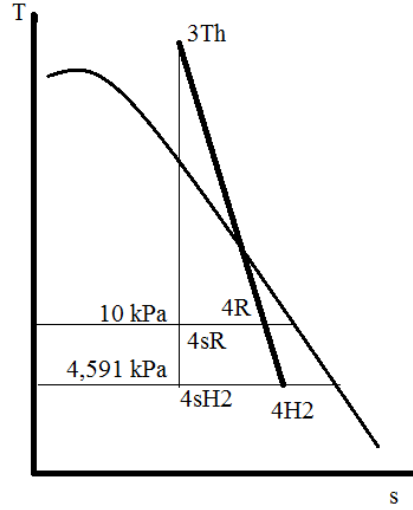




**Şekil 3.3 :** Basınç kayıpsız Rankine çevriminin teorik ve hibrit T-s diyagramları.

İlk olarak, kazandaki iç ve dış kaynaklı ekserji yıkımını hesap etmek için hibrit 1 çevrimi analiz edilmiştir. Öncelikle, her noktanın entalpi ve entropi değerleri bulunmuş ve iş akışkanının kütle debisi hesaplanmıştır. Daha sonra klasik ekserji analizi yapar gibi kazandaki ekserji yıkımı değeri hesaplanmıştır.

Ardından türbindeki iç ve dış kaynaklı ekserji yıkımını hesaplamak için türbinin verimi kullanılarak entalpi ve entropi değerleri ve iş akışkanının kütle debisi bulunmuştur. Daha sonra da iç kaynaklı ekserji yıkımı hesap edilmiştir. Burada iç kaynaklı ekserji yıkımı gerçek ekserji yıkımından daha büyük bir değer almıştır. Bunun sebebi Şekil 3.4'ten de görülebileceği gibi, gerçekte 10 kPa basınca kadar genişleyen iş akışkanının hibrit çevrimde 4,591 kPa değerine kadar genişlemesi ve bu genişleme neticesinde oluşan entropi farkının artmasıdır.

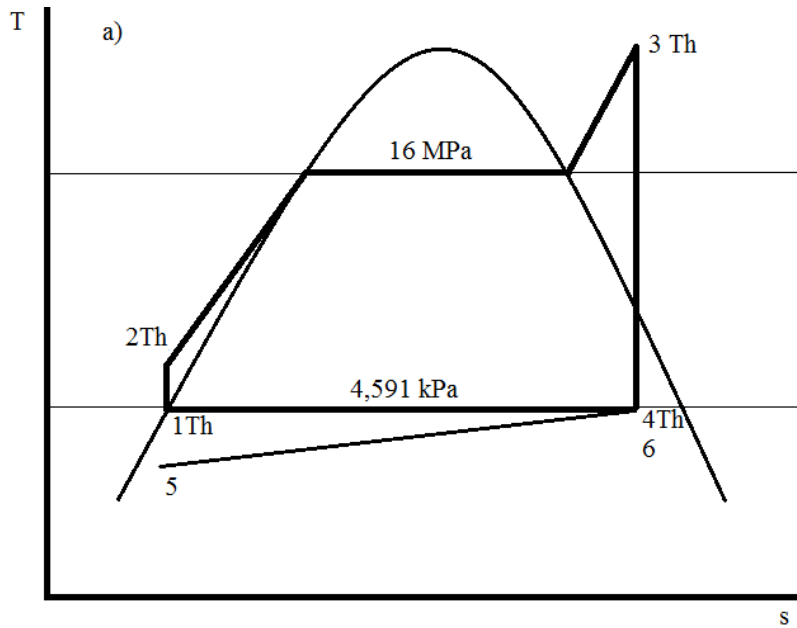


Şekil 3.4 : Türbin genişlemesi T-s diyagramı.

Daha önce bahsedildiği ve Şekil 3.3'te gösterildiği gibi, iç ve dış kaynaklı ekserji yıkımı hesabında incelenen her bir bileşenin kendi şartında diğer bileşenlerin ise teorik şartlarda çalıştığı hibrit çevrimler oluşturulur. Hesaplamalar yapılırken sistemden alınan net güç miktarı sabit tutulmuş, kütle debisi serbest bırakılmıştır ve bu şartlar altında, her çevrim için yeni kütle debileri hesaplanmıştır. Çevrimler hibrit hale getirilirken teorik 1 noktasından başlayarak incelenen bileşenin kendi şartlarında olmasına göre düzenlenmektedir.

- Teorik çevrim:

Hibrit çevrimlere ulaşabilmek için öncelikle Şekil 3.5'te gösterilen teorik çevrim verisi belirlenmiştir. Teorik haller Th alt simgesi ile gösterilmiştir.



Şekil 3.5 : Teorik çevrim.

Kondenserdeki iç ve dış kaynaklı ekserji yıkımını hesap ederken, hibrit 3 çevriminde kondenser yoğuşma basıncı gerçek basınç değerlerine getirilmiş, diğer elemanlardaki benzer işlemler burada da yapıp sonuçlandırılmıştır.

Son olarak pompada hesap yaparken, pompanın gerçek çevrimden verimi hesap edilmiş, bu verim kullanılarak her haldeki entalpi ve entropi değerleri bulunmuştur. Ardından iş akışkanının kütlesi hesaplanmıştır. Son olarak değerler formüllerinde yerlerine konulmuş ve analiz sonuçlandırılmıştır.

Çizelge 3.3'te verilen teorik çevrim verisi belirlenirken, kondenser sıcaklığının soğutma suyu giriş sıcaklığına kadar düşmesi olabilecek tüm tersinmezlikleri giderecektir (bununla birlikte soğutma suyu kütle debisini de arttırmak zorunda kalacaktır). Ancak hem sonlu zaman termodinamiği açısından bakıldığında, hem de daha önce yapılmış bir çalışmada bulunmasına istinaden [70] kondenser sıcaklığı, sabit kabul edilen soğutma suyu çıkış sıcaklığına eşit kabul edilmiştir ( $T_{4,Th} = T_6$ ).

**Çizelge 3.3 :** Teorik Rankine çevrim verileri.

Akış	Hal	T (°C)	p (MPa)	Entalpi $h$ (kJ/kg)	Entropi $s$ (kJ/kgK)
1Th	Su	31,37	$4,591 \cdot 10^{-3}$	139,402	0,45539
2Th	Su	31,75	16	147,419	0,45539
3Th	Kızgın Buhar	625	16	3638,228	6,71309
4Th	Islak Buhar	31,37	$4,591 \cdot 10^{-3}$	2036,997	6,71309
5Th	Su	20,6	0,1	86,437	0,30474
6Th	Su	31,37	0,1	131,489	0,45536

Ayrıca kondenser çıkışı – pompa girişi olan bir halinin, teorik olarak doymuş sıvı fazında olması gerekir. Bu yüzden 1 numaralı halin kuruluk derecesi  $x_{1,Th} = 0$ 'dır. Türbin giriş sıcaklığı kazan sayesinde ulaşılacak maksimum sıcaklık olarak sabit tutulmuştur. Kazanda basınç kaybı teorik şartlarda olmayacağından, pompanın bastığı basınç türbine kadar değişmeyecektir.

Daha önce bahsedildiği üzere üretilen net gücün sabit tutulup kütle debisinin serbest bırakılması durumunu teorik çevrim vasıtasıyla gösterirsek, teorik şartlarda spesifik türbin işi ve spesifik pompa işi arasındaki fark teorik spesifik net işi verir. Sabit tutulan net güç teorik net işe bölüldüğünde ise teorik çevrimin kütle debisi hesaplanır ve bütün hibrit çevrimler için de hesaplanmak zorundadır:

$$w_{T,Th} = h_{3,Th} - h_{4,Th} = 1601,231 \frac{kJ}{kg} \quad (3.34)$$

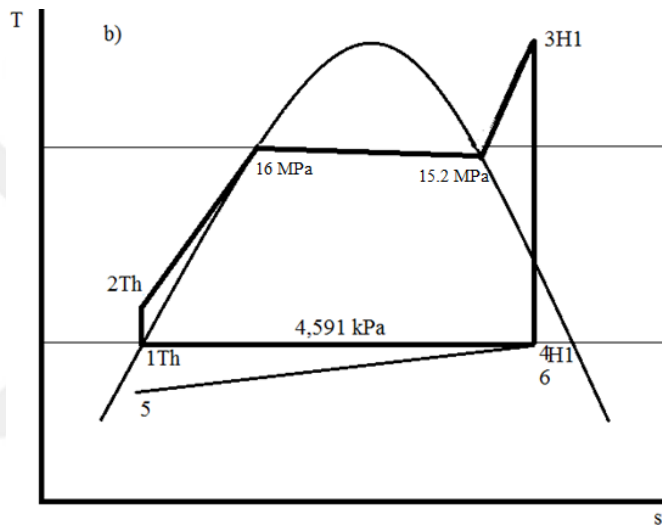
$$w_{P;Th} = h_{2;Th} - h_{1;Th} = 16,017 \frac{kJ}{kg} \quad (3.35)$$

$$w_{net;Th} = w_{T;Th} - w_{P;Th} = 1585,213 \frac{kJ}{kg} \quad (3.36)$$

$$\dot{m}_{wf;Th} = \frac{\dot{W}_{net}}{w_{net;Th}} = 12,215 \frac{kg}{s} \quad (3.37)$$

- 1. hibrit çevrim:

İlk hibrit çevrimde kazan kendi şartlarında çalışırken, diğer bileşenler teorik şartlarında çalışmaktadır ve Şekil 3.6'da görülebilmektedir.



Şekil 3.6 : 1. Hibrit Rankine çevrimi T-s diyagramı.

Kazanda teorik giriş şartları ile çıkışında  $\Delta P_B^R$  kadar basınç kaybıyla hali belirlenir:

$$P_{3;H1} = P_{3;Th} - \Delta P_B^R = 16 - 0,8 = 15,2 \text{ MPa}$$

Kazan çıkış şartındaki gerçek sıcaklığı ve teorik sıcaklığı birbirine eşittir ( $T_{3;H1} = T_{3;Th}$ ). Bu iki özellik kullanılarak 3 halinin entalpi ve entropi değerleri tablolardan belirlenir. Türbin teorik şartında çalıştığından, hibrit çevrimdeki 4 halinin entropisi 3 halinin entropisine eşit olur ( $s_{4;H1} = s_{3;H1}$ ). Basıncı ve entropisi belli olan hibrit çevrimdeki 4 halinin diğer verileri tablolardan okunabilir. Bu şartlar altında 1. Hibrit Rankine çevriminin verileri Çizelge 3.4'te görüldüğü gibidir:

$$w_{T;H1} = h_{3;H1} - h_{4;H1} = 1598,786 \frac{kJ}{kg} \quad (3.38)$$

$$w_{net;H1} = w_{T;H1} - w_{P;Th} = 1582,769 \frac{kJ}{kg} \quad (3.39)$$

**Çizelge 3.4 :** 1. hibrit Rankine çevrimi verileri.

Akış	Hal	T (°C)	p (MPa)	Entalpi $h$ (kJ/kg)	Entropi $s$ (kJ/kgK)
1Th	Su	31,37	$4,591 \cdot 10^{-3}$	139,402	0,45539
2Th	Su	31,75	16	147,419	0,45539
3H1	Kızgın Buhar	625	15,2	3644,707	6,74239
4H1	Islak Buhar	31,37	$4,591 \cdot 10^{-3}$	2045,921	6,74239
5Th	Su	20,6	0,1	86,437	0,30474
6Th	Su	31,37	0,1	131,489	0,45536

$$\dot{m}_{wf;H1} = \frac{\dot{W}_{net}}{w_{net;H1}} = 12,2341 \frac{kg}{s} \quad (3.40)$$

$$\dot{E}x_{F;B}^{EN} = \dot{m}_{wf;H1} [h_{3;H1} - h_{2;Th}] = 42786,140 \text{ kW} \quad (3.41)$$

İki ekserji akışı arasındaki fark alınırken çevre hali durumundaki değerler ( $h_0$  ve  $s_0$ ) birbirlerini götürceğinden aşağıdaki gibi yaklaşılabilir.

$$\dot{E}x_{P;B}^{EN} = \dot{E}x_{3;H1} - \dot{E}x_{2;H1} = \dot{m}_{wf;H1} [h_{3;H1} - h_{2;Th} - T_{0;K} (s_{3;H1} - s_{2;Th})] = 20203,664 \text{ kW} \quad (3.42)$$

Bu çevrimde, kazanda ortaya çıkan ekserji yıkımı, kazanın iç kaynaklı ekserji yıkımı olarak adlandırılır. Geleneksel ekserji analizinde hesaplanan kazan ekserji yıkımı ile kazanın iç kaynaklı ekserji yıkımı arasındaki fark ise kazana ait dış kaynaklı ekserji yıkımını verir.

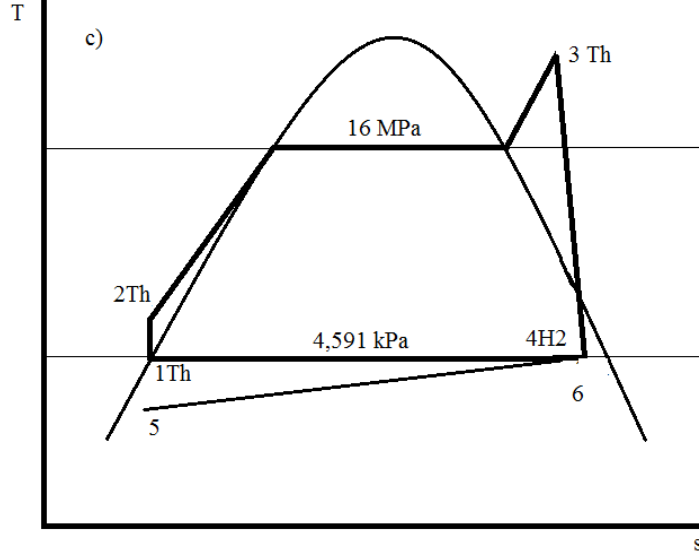
$$\dot{E}x_{D;B}^{EN} = \dot{E}x_{F;B}^{EN} - \dot{E}x_{P;B}^{EN} = 22582,476 \text{ kW} \quad (3.43)$$

$$\dot{E}x_{D;B}^{EX} = \dot{E}x_{D;B}^{EN} - \dot{E}x_{D;B}^{EN} = 4621,058 \text{ kW} \quad (3.44)$$

- 2. hibrit çevrim: bu hibrit çevrimde türbin dışındaki her bileşen teorik şartlarda çalışırken, türbin kendi gerçek şartlarında (örn: izentropik verim) çalışmaktadır. Buna göre oluşturulan çevrim Şekil 3.7’de gösterildiği gibidir.

Hibrit çevrimdeki 4 halinin basıncı bilindiği halde bir başka özelliğinin daha bilinmesine ihtiyaç vardır. Bu diğer özellik, 4 halinin entalpisidir. Türbin kendi veriminde çalışacağı için, izentropik verimi üzerinden aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$h_{4;H2} = h_{3;Th} - \eta_T [h_{3;Th} - h_{4;Th}] = 2245,157 \frac{kJ}{kg} \quad (3.45)$$



Şekil 3.7 : 2. hibrit Rankine çevrimi T-s diyagramı.

Basıncı ve entalpisi bilinen halin entropisi de tablolardan bulunabilir. Bu sayede 2. Hibrit çevrimin verileri Çizelge 3.5'teki gibi olur. Bu şartlarda türbinde üretilen spesifik iş ve hibrit çevrimin kütle debisi aşağıdaki denklemlerde görüldüğü gibi hesaplanır:

$$w_{T;H2} = h_{3;Th} - h_{4;H2} = 1393,071 \frac{kJ}{kg} \quad (3.46)$$

$$w_{net;H1} = w_{T;H1} - w_{P;Th} = 1377,053 \frac{kJ}{kg} \quad (3.47)$$

$$\dot{m}_{wf;H2} = \frac{\dot{W}_{net}}{w_{net;H2}} = 14,062 \frac{kg}{s} \quad (3.48)$$

$$\dot{E}x_{F;T}^{EN} = \dot{E}x_{3;H2} - \dot{E}x_{4;H2} = \dot{m}_{wf;H2} [h_{3;Th} - h_{4;H2} - T_{0;K} (s_{3;Th} - s_{4;H2})] = 22411,096 kW \quad (3.49)$$

$$\dot{E}x_{P;T}^{EN} = \dot{m}_{wf;H2} \times w_{T;H2} = 19588,973 kW \quad (3.50)$$

$$\dot{E}x_{D;T}^{EN} = \dot{E}x_{F;T}^{EN} - \dot{E}x_{P;T}^{EN} = 2822,123 kW \quad (3.51)$$

$$\dot{E}x_{D;T}^{EX} = \dot{E}x_{D;T} - \dot{E}x_{D;T}^{EN} = -112,800 kW \quad (3.52)$$

Dış kaynaklı ekserji yıkımının negatif değerli çıkması, daha önce bahsedildiği gibi ekserji yıkımının azaltılması adına kondenser basıncının düşürülmesi ve bu nedenle üretilen güç artmasına rağmen türbindeki entropi farkının büyümesi ile alakalıdır. Yani, diğer bileşenlerde (burada kondenser) ekserji yıkımını azaltma çalışmaları bu bileşenin ekserji yıkımını arttıracaktır [90, 129].

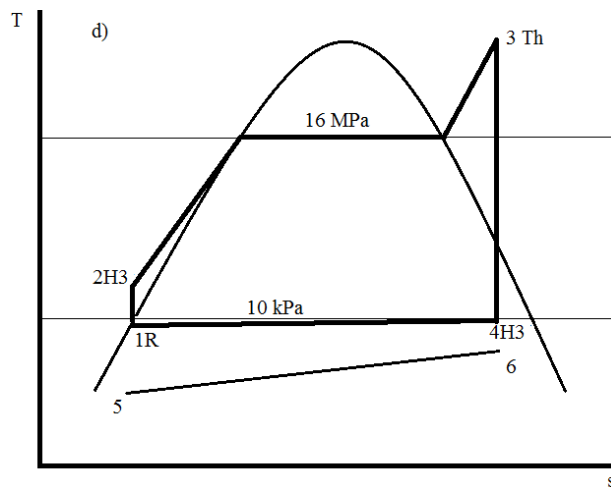
**Çizelge 3.5 : 2. hibrit Rankine çevrimi verileri.**

Akış	Hal	T (°C)	p (MPa)	Entalpi $h$ (kJ/kg)	Entropi $s$ (kJ/kgK)
1Th	Su	31,37	$4,591 \cdot 10^{-3}$	139,402	0,45539
2Th	Su	31,75	16	147,419	0,45539
3Th	Kızgın Buhar	625	16	3638,228	6,71309
4H2	Islak Buhar	31,37	$4,591 \cdot 10^{-3}$	2245,157	7,39666
5Th	Su	20,6	0,1	86,437	0,30474
6Th	Su	31,37	0,1	131,489	0,45536

- 3. Hibrit çevrim: bu çevrimde kondenser dışındaki bütün bileşenler teorik şartlarında çalışırken, kondenser gerçek şartlarında çalışmaktadır. Çevrimin başlangıç noktası 1 noktası olduğundan, gerçek şartlarında çalışan kompresör için bu hibrit çevrimde 1 noktası, gerçek 1 noktası ile çakışmaktadır. Hibrit çevrimin 2 noktası gerçek 1 noktasının entropisine ( $s_{2;H3} = s_1$ ) ve teorik çevrimin basıncına ( $P_{2;H3} = P_{2;Th}$ ) sahip olacaktır. Hibrit çevrimdeki 3 noktası tamamen teorik değerine eşit kalacaktır. Hibrit çevrimin 4 noktası ise, 3 noktasının entropisine ( $s_{4;H3} = s_{3;Th}$ ) ve aşağıda gösterildiği gibi hesaplanan gerçek 4 noktasının basıncına ( $P_{4;H3} = P_4$ ) sahip olacaktır. Aynı şekilde kondenserin diğer tarafı da gerçek değerlerini sağlayacaktır.

$$P_{4;H3} = P_{1;H3} + \Delta P_C^R = 0,01 \text{ MPa} = P_4 \quad (3.53)$$

Bu şartlar altında her noktanın entalpi ve entropi değerleri tablolardan bulunabilir. Çevrimin grafiği ve verileri Şekil 3.8'de ve Çizelge 3.6'da verildiği gibidir.



**Şekil 3.8 : 3. hibrit Rankine çevrimi T-s diyagramı.**

**Çizelge 3.6 :** 3. hibrit Rankine çevrimi verileri.

Akış	Hal	T (°C)	p (MPa)	Entalpi $h$ (kJ/kg)	Entropi $s$ (kJ/kgK)
1R	Su	38	0,009	159,139	0,54548
2H3	Su	38,45	16	175,190	0,54548
3Th	Kızgın Buhar	625	16	3638,228	6,71309
4H3	Islak Buhar	45,82	0,01	2125,997	6,71309
5	Su	20,6	0,1	86,437	0,30474
6	Su	31,37	0,1	131,489	0,45536

Bu durumda türbindeki iş değişimi ile beraber pompada da iş değişimi olacağından spesifik net iş değişecektir.

$$w_{T;H3} = h_{3;Th} - h_{4;H3} = 1512,230 \frac{kJ}{kg} \quad (3.54)$$

$$w_{P;H3} = h_{2;H3} - h_{1;H3} = 16,050 \frac{kJ}{kg} \quad (3.55)$$

$$w_{net;H3} = w_{T;H3} - w_{P;H3} = 1496,180 \frac{kJ}{kg} \quad (3.56)$$

$$\dot{m}_{wf;H3} = \frac{\dot{W}_{net}}{w_{net;H3}} = 12,942 \frac{kg}{s} \quad (3.57)$$

Kondenserdeki değişim doğrudan soğutma suyuna da etki edeceğinden soğutma suyunun debisi de değişecektir:

$$\dot{m}_{cw,H3} = \dot{m}_{wf,H3} \left[ \frac{h_{4,H3} - h_{1;H3}}{h_6 - h_5} \right] = 565,025 \frac{kg}{s} \quad (3.58)$$

$$\dot{E}x_{F;C}^{EN} = \dot{E}x_{4;H3} - \dot{E}x_{1;H3} = \dot{m}_{wf;H3} [h_{4;H3} - h_{1;H3} - T_{0;K} (s_{4;H3} - s_{1;H3})] = 2019,598 \text{ kW} \quad (3.59)$$

Basınç ve sıcaklık değerleri aynı olduğundan dolayı 5 ve 6 noktalarının spesifik ekserji değerleri sabittir. Değişen sadece kütle debisi olduğundan ekserjileri değişir.

Bu sebeple kondenserdeki ürün ekserjisi aşağıdaki gibi hesap edilir:

$$\dot{E}x_{P;C}^{EN} = \dot{m}_{cw,H3} [ex_6 - ex_5] = 468,311 \text{ kW} \quad (3.60)$$

$$\dot{E}x_{D;C}^{EN} = \dot{E}x_{F;C}^{EN} - \dot{E}x_{P;C}^{EN} = 1551,287 \text{ kW} \quad (3.61)$$

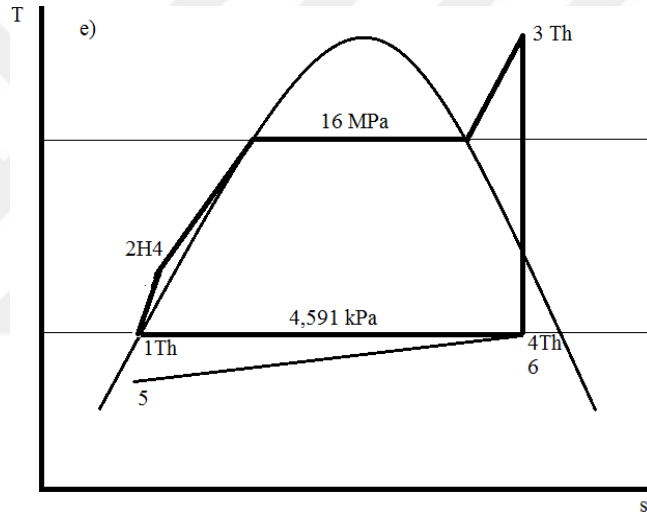
$$\dot{E}x_{D;C}^{EX} = \dot{E}x_{D;C} - \dot{E}x_{D;C}^{EN} = 434,463 \text{ kW} \quad (3.62)$$



- 4. Hibrit çevrim: son olarak oluşturulan bu çevrimde pompa dışındaki bütün bileşenler teorik şartlarında çalışırken, pompa gerçek şartlarında çalışmaktadır ve Şekil 3.9’da görülmektedir.

Pompanın kendi şartlarında çalışması, teorik şartlarda çalışan kondenserden gelen iş akışkanının pompaya teorik şartlarda girmesi ile pompa çıkışı (kazan girişi) hali arasında tersinmezliklere yol açmaktadır. Dolayısıyla 2 hali dışındaki her hal noktası teorik değeriyle aynı noktaya denk düşmektedir. 2 noktası ise enerjinin korunumu ilkesi gereği, entalpisi izentropik verimi üzerinden hesaplandıktan sonra basıncı da bilindiğinden, sıcaklığı ve entropisi bulunacak durumdadır.

$$h_{2;H4} = h_{1;Th} + \frac{[h_{2;Th} - h_{1;Th}]}{\eta_P} = 153,157 \frac{kJ}{kg} \quad (3.63)$$



Şekil 3.9 : 4. hibrit Rankine çevrimi T-s diyagramı.

4. hibrit çevrimin veri tablosu aşağıda Çizelge 3.7’deki gibidir:

Çizelge 3.7 : 4. hibrit Rankine çevrimi verileri.

Akış	Hal	T (°C)	p (MPa)	Entalpi $h$ (kJ/kg)	Entropi $s$ (kJ/kgK)
1Th	Su	31,37	4,591 $10^{-3}$	139,402	0,45539
2H4	Su	33,13	16	153,157	0,47416
3Th	Kızgın Buhar	625	16	3638,228	6,71309
4Th	Islak Buhar	31,37	4,591 $10^{-3}$	2036,997	6,71309
5Th	Su	20,6	0,1	86,437	0,30474
6Th	Su	31,37	0,1	131,489	0,45536

Eldeki veriler doğrultusunda, pompa için gerekli olan spesifik iş hesaplanır. Türbin giriş ve çıkış değerleri teorikle aynı olduğundan türbinin ürettiği spesifik iş teorik

olana eşittir. Aralarındaki fark alınarak hibrit çevrime ait net iş bulunur. Bu sayede sistemin kütle debisi hesaplanır.

$$w_{P;H4} = h_{2;H4} - h_{1;Th} = 21,755 \frac{kJ}{kg} \quad (3.64)$$

$$w_{net;H4} = w_{T;Th} - w_{P;H4} = 1579,476 \frac{kJ}{kg} \quad (3.65)$$

$$\dot{m}_{wf;H4} = \frac{\dot{W}_{net}}{w_{net;H4}} = 12,260 \frac{kg}{s} \quad (3.66)$$

Pompanın yakıt ekserjisi pompaya verilen güç ve ürün ekserjisi, akışkanın aldığı teorik 1 halinden hibrit 2 haline getiren ekserji kadardır.

$$\dot{E}x_{F;P}^{EN} = \dot{m}_{wf;H4} \times w_{P;H4} = 266,704 \text{ kW} \quad (3.67)$$

$$\dot{E}x_{P;P}^{EN} = \dot{E}x_{2;H4} - \dot{E}x_{1;H4} = \dot{m}_{wf;H4} [h_{2;H4} - h_{1;Th} - T_{0;K} (s_{2;H4} - s_{1;Th})] = 199,125 \text{ kW} \quad (3.68)$$

$$\dot{E}x_{D;P}^{EN} = \dot{E}x_{F;P}^{EN} - \dot{E}x_{P;P}^{EN} = 67,579 \text{ kW} \quad (3.69)$$

$$\dot{E}x_{D;P}^{EX} = \dot{E}x_{D;P} - \dot{E}x_{D;P}^{EN} = 20,084 \text{ kW} \quad (3.70)$$

### 3.1.1.2 Önlenebilir ve önlenemez ekserji yıkımı hesaplamaları

Önlenebilir ve önlenemez ekserji yıkımı analizi, klasik ekserji analiz temelli olmasına rağmen iç ve dış kaynaklı ekserji yıkımı analizinden biraz farklılık göstermektedir. Uygulamasında hibrit çevrim oluşturulmayan bu analizde iki farklı yaklaşım vardır. Bunlardan birincisi, bütün bileşenlerin önlenemez verimleriyle çalıştığı bir çevrim oluşturmak, oluşturulan bu çevrimde yine, sisteme ekserji girişini, sistemden ekserji çıkışını veya sistemde dolaşan iş akışkanının kütle debisini sabit tutmakla başlamaktadır. Bütün bileşenler olabilecek en iyi durumlarında çalıştığında, önlenemez süreç tespitinde gereken  $(\dot{E}x_D / \dot{E}x_P)_k^{UN}$  oranı bulunur. Daha sonra ise her bileşenin önlenemez ekserji yıkımı denklem 2.45'le hesaplanır [62].

Diğer yaklaşım ise her bir bileşenin önlenemez ekserji yıkımı hesabı yapılırken izole ve sistemden ayrılmış olarak en iyi çalışma şartlarında çalıştığı varsayılarak işlemlerin gerçekleştirilmesidir [79]. Eğer her bir bileşeni çevrimden ayrı analiz etmek gerekiyorsa, işlem sırasında gerekli bazı verileri gerçek çevrimden almak şartıyla incelenir ve çevrim oluşturmaya gerek kalmaz. Örneğin, türbine giriş noktası

verisi gerçek çevrim verisi iken çıkışına önlenemez ekserji yıkımı şartları etki ettiğinden gerçek çevrimle aynı değer olmayacaktır. Bu çalışmada ikisi ile de işlem yapılmış, bileşenlerin ayrı ayrı incelendiği sistemden daha makul ve beklenen sonuçlar elde edilmiştir.

Önlenemez ekserji yıkımı analizi sırasında kullanılması gereken, görülebilir gelecekte ya da son dönemde ulaşılabilen en iyi çalışma şartları literatürden alınmış [62, 84], bulunmayan değerler ise oransal olarak benzetilerek türetilmiştir ve değerler Çizelge 3.8’de verilmiştir.

**Çizelge 3.8 :** Komponentlerin gerçek ve önlenemez koşulları.

Bileşen	Normal Şartlar	Önlenemez Şartlar
B	$\Delta P_B^R = 0,8 \text{ MPa}$	$\Delta P_B^{UN} = 0,5 \text{ MPa}$
T	$\eta_T^R = 0,87$	$\eta_T^{UN} = 0,92$
C	$\Delta P_C^R = 0,001 \text{ MPa}$ $\Delta T_{Pinch,C}^R = 14,44 \text{ }^\circ\text{C}$	$\Delta P_C^{UN} = 6,25 \cdot 10^{-4}$ $\Delta T_{Pinch,C}^R = 3 \text{ }^\circ\text{C}$
P	$\eta_P^R = 0,7363$	$\eta_P^{UN} = 0,87$

Önlenebilir ve önlenemez ekserji yıkımı hesabında incelenen bileşenler hem sistemden ayrı ve izole hem de bir çevrim oluşturacak şekilde incelenmiştir. Önlenemez şartlarda çalışacak bir bileşenle incelenen bileşen arasında nasıl geçiş yapıldığı daha önce gösterilmiştir. Burada ise o geçişlerin uygulaması yapılacaktır.

Bileşenler ayrı ayrı incelendiğinde, bileşenin girişi veya çıkışında (tercihen girişte) bulunan değerler sistemden doğrudan alınıp sabit kabul edilir ve hesaplamalar aşağıdaki gibi yapılır:

- Kazan için: kazanda görülebileceği üzere, sistemde bir basınç kaybı söz konusudur. Bu basınç kaybının önlenemez olduğu durumda iken kazan tüm yönteme göre sistemden ayrı olarak incelenir. Kazanın çıkış sıcaklığı olan  $T_3$  malzemeden dolayı ulaşılabilecek en yüksek sıcaklık olarak kabul edildiğinden, sıcaklıkla ilgili bir değişiklik ise gerçekleşmemiştir.

$$P_3^{UN} = P_2 - \Delta P_B^{UN} = 15,5 \text{ MPa} \quad (3.71)$$

Basıncı ve sıcaklığı bilinen kazan çıkış halinin diğer özellikleri ise tablolar vasıtasıyla rahatlıkla belirlenebilir.

$$h_3^{UN} = 3642,281 \frac{kJ}{kg} \text{ ve } s_3^{UN} = 6,73125 \frac{kJ}{kgK} \quad (3.72a, b)$$

Önlenemez şartlarda çalışacak bir kazanla incelenen kazan arasında daha önce gösterilen bağıntı kullanılarak önlenemez ekserji yıkımı hesaplanacaktır. İncelenen kazanın kendi şartlarına daha önce bahsettiğimiz gibi *A* şartı dersek, önlenemez şartlarla arasındaki bağıntı kazan (Boiler:B) için:

$$\frac{\dot{E}x_{D,B,A}^{UN}}{\dot{E}x_{P,B,A}} = \left( \frac{\dot{E}x_D}{\dot{E}x_P} \right)_B^{UN} \text{ veya } \dot{E}x_{D,B,A}^{UN} = \dot{E}x_{P,B,A} \left( \frac{\dot{E}x_D}{\dot{E}x_P} \right)_B^{UN} \quad (3.73a, b)$$

kazanın önlenemez şartlarda çalışma durumu eşitliklerin sağ tarafında *UN* (ing:unavoidable) ile gösterilmiştir. Ayrıca  $\left( \frac{\dot{E}x_D}{\dot{E}x_P} \right)_B^{UN}$  gösterimi aslında  $\frac{\dot{E}x_{D,B}^{UN}}{\dot{E}x_{P,B}^{UN}}$  olarak da gösterilebilir.

Ancak aranan olgu ise kendi *A* şartlarında çalışan kazanın önlenemez ekserji yıkımını hesap etmektir. Ona ulaşabilmek için ise önce önlenemez şartlardaki kazanın yakıt, ürün, yıkım ekserjilerinin hesap edilmesi ardından ise *A* şartlarındaki sisteme aradaki geçişin sağlanması gerekir. Önlenemez şartlardaki ekserjiler:

$$\dot{E}x_{F;B}^{UN} = \dot{m}_{wf} [h_3^{UN} - h_2] = 15 [3642,281 - 181,407] = 51913,111 \text{ kW} \quad (3.74)$$

$$\begin{aligned} \dot{E}x_{P;B}^{UN} &= \dot{E}x_3^{UN} - \dot{E}x_2 = \dot{m}_{wf} [h_3^{UN} - h_2 - T_{0,K} (s_3^{UN} - s_2)] \\ &= 24758,586 \text{ kW} \end{aligned} \quad (3.75)$$

$$\dot{E}x_{D;B}^{UN} = \dot{E}x_{F;B}^{UN} - \dot{E}x_{P;B}^{UN} = 51913,111 - 24758,281 = 27154,830 \text{ kW} \quad (3.76)$$

$$\dot{E}x_{D,B,A}^{UN} = \dot{E}x_{P,B,A} \left( \frac{\dot{E}x_D}{\dot{E}x_P} \right)_B^{UN} = \dot{E}x_{P,B,A} \frac{\dot{E}x_{D,B}^{UN}}{\dot{E}x_{P,B}^{UN}} = 27140,689 \text{ kW} \quad (3.77)$$

Bir mühendis için önlenemez ekserji yıkımından ziyade, ne kadar ekserji yıkımını önleyebileceğidir. İncelenen bileşenin *A* şartlarındaki ekserji yıkımından *A* şartlarındaki önlenemez ekserji yıkımı çıkarıldığı zaman arada kalan fark önlenemez ekserji yıkımını (ing: Avoidable “AV”) verir:

$$\dot{E}x_{D;B,A}^{AV} = \dot{E}x_{D,B,A} - \dot{E}x_{D;B,A}^{UN} = 62,845 \text{ kW} \quad (3.78)$$

görülebileceği üzere kazandaki ekserji yıkımı çok büyük olmasına rağmen bunun çok küçük bir parçası geliştirmeye önlenemezdir.

- Türbin için: türbinin önlenebilir şartları olarak, izentropik veriminin %92 olması kabul edilmiştir. Önlenebilir şartı verilen türbinin çıkış hali de buna göre değişecektir. Bu sebepten enerjinin korunumu ilkesi kullanılarak önlenebilir türbin çıkış hali entalpisi hesaplanır. Entalpisi ve basıncı bilinen önlenebilir şartlardaki türbinin çıkış halinin diğer verileri tablolardan bulunur.

$$h_4^{UN} = h_3 - \eta_T^{UN} [h_3 - h_{4,i}] = 2256,053 \frac{kJ}{kg} \text{ ve } s_4^{UN} = 7,12083 \frac{kJ}{kgK} \quad (3.79a, b)$$

daha sonra önlenebilir hale ait yakıt, ürün ve yıkım ekserjileri hesaplanır. Ardından kendi *A* şartlarında çalışan türbinin önlenebilir ekserji yıkımına geçilir.

$$\dot{E}x_{F;T}^{UN} = \dot{E}x_3 - \dot{E}x_4^{UN} = \dot{m}_{wf} [h_3 - h_4^{UN} - T_{0;K} (s_3 - s_4^{UN})] = 22496,447 \text{ kW} \quad (3.80)$$

$$\dot{E}x_{P;T}^{UN} = \dot{m}_{wf} [h_3 - h_4^{UN}] = 20829,812 \text{ kW} \quad (3.81)$$

$$\dot{E}x_{D;T}^{UN} = \dot{E}x_{F;T}^{UN} - \dot{E}x_{P;T}^{UN} = 1666,635 \text{ kW} \quad (3.82)$$

$$\dot{E}x_{D,T,A}^{UN} = \dot{E}x_{P,T,A} \left( \frac{\dot{E}x_D}{\dot{E}x_P} \right)_T^{UN} = \dot{E}x_{P,T,A} \frac{\dot{E}x_{D,T}^{UN}}{\dot{E}x_{P,T}^{UN}} = 1576,056 \text{ kW} \quad (3.83)$$

Kendi *A* şartlarındaki ekserji yıkımıyla, *A* şartlarındaki önlenebilir ekserji yıkımı arasındaki fark ise türbin için önlenebilir ekserji yıkımı olarak bulunur.

$$\dot{E}x_{D;T,A}^{AV} = \dot{E}x_{D,T,A} - \dot{E}x_{D;T,A}^{UN} = 1133,266 \text{ kW} \quad (3.84)$$

- Kondenser için: kondensere giren iş akışkanı 4 haline ve çıkarken de 1 haline sahip olduğundan, giriş şartları olarak 4 hal noktasındaki özellikleri sabit tutulup, önlenebilir koşullardaki şartları uygulandığında 1 noktası değişir. Basıncadaki değişim böyle gösterilirken, kondenserdeki sıcaklık değişiminde de 4 hali sabit olduğundan 6 halinin sıcaklığı önlenebilir sıcaklık farkına göre değişim gösterir. 5 şartı ise doğrudan dışarıdan alındığından ve giriş değeri olduğundan değişim göstermez. Yani, 6 ve 1 çıkış halleri önlenebilir koşullara göre değişirken, 4 ve 5 giriş halleri olduğu gibi kabul edilir.

$$P_1^{UN} = P_4 - \Delta P_C^{UN} = 9,37510^{-3} \text{ MPa} \quad (3.85)$$

herhangi bir kondenserin çıkışında beklenen iş akışkanı kuruluk derecesi sıfır “0”dır. Yani kondensere beklenen, önlenebilir şartlarda sisteme doymuş sıvı fazında iş

akışkanı sağlamasıdır. Bu yüzden 1 noktasına ait bilinen ikinci özellik de budur ( $x_1^{UN} = 0$ ). 6 halinin sıcaklığı ise:

$$T_6^{UN} = T_4 - \Delta T_C^{UN} = 42,81 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.86)$$

6 halinin basıncında ise bir değişiklik olmamaktadır. Bu bilgilerden sonra önlenemez 1 ve 6 noktalarının bütün özellikleri tablolar vasıtasıyla tespit edilebilir:

$$h_1^{UN} = 186,576 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \text{ ve } s_1^{UN} = 0,63274 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \quad (3.87a, b)$$

$$h_6^{UN} = 179,337 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \text{ ve } s_6^{UN} = 0,60960 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \quad (3.88a, b)$$

Diğer hesaplamalarda olduğu gibi, burada da enerjinin korunumunu sağlamak adına, önlenemez şartlarda gerekli olan soğutma suyu kütle debisinin hesaplanması gerekir:

$$\dot{m}_{cw}^{UN} = \dot{m}_{wf} \left[ \frac{h_4 - h_1^{UN}}{h_6^{UN} - h_5} \right] = 346,333 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (3.89)$$

$$\dot{E}x_{F;C}^{UN} = \dot{E}x_4 - \dot{E}x_1^{UN} = \dot{m}_{wf} [h_4 - h_1^{UN} - T_{0;K}(s_4 - s_1^{UN})] = 2557,987 \text{ kW} \quad (3.90)$$

$$\dot{E}x_{P;C}^{UN} = \dot{E}x_6^{UN} - \dot{E}x_5 = \dot{m}_{cw}^{UN} [h_6^{UN} - h_5 - T_{0;K}(s_6^{UN} - s_5)] = 1174,080 \text{ kW} \quad (3.91)$$

$$\dot{E}x_{D;C}^{UN} = \dot{E}x_{F;C}^{UN} - \dot{E}x_{P;C}^{UN} = 2557,987 - 1174,080 = 1383,907 \text{ kW} \quad (3.92)$$

incelenen bileşenin A şartlarındaki önlenemez ve önlenebilir ekserji yıkımları:

$$\dot{E}x_{D,C,A}^{UN} = \dot{E}x_{P,C,A} \left( \frac{\dot{E}x_D}{\dot{E}x_P} \right)_C^{UN} = \dot{E}x_{P,C,A} \frac{\dot{E}x_{D,C}^{UN}}{\dot{E}x_{P,C}^{UN}} = 706,632 \text{ kW} \quad (3.93)$$

$$\dot{E}x_{D;C,A}^{AV} = \dot{E}_{D,C,A} - \dot{E}_{D;C,A}^{UN} = 1279,118 \text{ kW} \quad (3.94)$$

- Pompa için: son olarak, pompanın önlenemez şartlarının etki ettiği 2 halinin basıncı gerçek basıncıyla aynı olmak üzere entalpisi, önlenemez izentropik verim vasıtasıyla hesap edilir, iki özelliği de bilindikten sonra tablolardan entropisi tespit edilebilir:

$$h_2^{UN} = h_1 + \frac{[h_{2;i} - h_1]}{\eta_P^{UN}} = 177,984 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \text{ ve } s_2^{UN} = 0,55444 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \quad (3.95a, b)$$

önlenemez şartlardaki yakıt ürün ve yıkım ekserjileri aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\dot{E}x_{F;P}^{UN} = \dot{m}_{wf} [h_2^{UN} - h_1] = 282,671 \text{ kW} \quad (3.96)$$

$$\dot{E}x_{P,P}^{UN} = \dot{E}x_2^{UN} - \dot{E}x_1 = \dot{m}_{wf} [h_2^{UN} - h_1 - T_{0,K}(s_2^{UN} - s_1)] = 243,217 \text{ kW} \quad (3.97)$$

$$\dot{E}x_{D;P}^{UN} = \dot{E}x_{F;P}^{UN} - \dot{E}x_{P;P}^{UN} = 282,671 - 243,217 = 39,454 \text{ kW} \quad (3.98)$$

incelenen bileşenin mevcut  $A$  şartlarındaki önlenemez ve önlenebilir ekserji yıkımları da aşağıdaki gibidir:

$$\dot{E}x_{D,P,A}^{UN} = \dot{E}x_{P,P,A} \left( \frac{\dot{E}x_D}{\dot{E}x_P} \right)_P^{UN} = \dot{E}x_{P,P,A} \frac{\dot{E}x_{D,P}^{UN}}{\dot{E}x_{P,P}^{UN}} = 39,962 \text{ kW} \quad (3.99)$$

$$\dot{E}x_{D;P,A}^{AV} = \dot{E}x_{D,P,A} - \dot{E}x_{D;P,A}^{UN} = 47,701 \text{ kW} \quad (3.100)$$

*Önlenemez Çevrim Oluşturma:* Bileşenler önlenemez şartlarda oluşturulan çevrim üzerinden incelendiğinde, ayrıık incelemeye benzer sonuçlar almakla beraber, yaklaşım olarak ne kadar doğru olduğu sorgulamaya açıktır. Çünkü tüm bileşenlerin bir çevrim üzerinde önlenemez şartlarda çalışması, önlenemez çevrimin bütün halinde de optimize edilmesini gerektirir. Ancak literatürdeki çalışmalar bu konu hakkında bir bilgi vermemektedir.

Çevrim oluşturulduğunda çevrimin her noktası önlenemez şartlara göre yeniden belirlenir. 1 noktasının kuruluk derecesi önlenemez çevrimde sıfır  $x_1^{UN} = 0$  olarak kabul edilir. İzentropik 2 ve 4 halinin özelliklerinin belirlenmesinde ise, sırasıyla, önlenemez 2 ve 4 noktasının basınçları ve 1 ile 3 noktalarının entropileri kullanılır. 2 ve 4 hallerinin izentropik entalpileri belirlendikten sonra pompanın ve türbinin izentropik verimleri kullanılarak 2 ve 4 hallerinin önlenemez şartlardaki entalpileri hesaplanır. Çıkan sonuçlar, anlamlı rakam, yuvarlama ve kesme hatalarına sahip olmaktadır.

$$h_2^{UN} = h_1^{UN} + \frac{[h_{2;i}^{UN} - h_1^{UN}]}{\eta_P^{UN}} = 153,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (3.101)$$

$$h_4^{UN} = h_3^{UN} - \eta_T^{UN} [h_3^{UN} - h_{4;i}^{UN}] = 2188 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (3.102)$$

Aşağıda belirlenen ve hesaplanan noktalar Çizelge 3.9'da verilmiştir. Bu veriler ışığında, önlenemez evrim için spesifik türbin işi, pompa işi ve net iş hesaplanır. Daha sonrasında bu spesifik işler üzerinden iş akışkanının önlenemez kütle debisi bulunur. İş akışkanının kütle debisi ile kondenserde enerjinin korunumu uygulanarak soğutucu akışkanın önlenemez kütle debisine ulaşılır.

**Çizelge 3.9 :** Önlenezemz çevrimin hal noktalarının özellikleri.

Akış	Hal	T (°C)	p (MPa)	Entalpi $h$ (kJ/kg)	Entropi $s$ (kJ/kgK)
1UN	Su	32,19	$4,809 \cdot 10^{-3}$	134,8	0,4666
2UN	Su	33,15	16	153,2	0,4744
2i;UN	Su		16	150,8	0,4666
3UN	Kızgın Buhar	625	15,5	3642	6,731
4UN	Islak Buhar	34,37	$5,434 \cdot 10^{-3}$	2188	6,143
4i;UN	Islak Buhar		$5,434 \cdot 10^{-3}$	2061	6,731
5UN	Su	20,6	0,1	86,44	0,3047
6UN	Su	31,37	0,1	131,5	0,4554

$$w_T^{UN} = h_3^{UN} - h_4^{UN} = 1455 \frac{kJ}{kg} \quad (3.103)$$

$$w_P^{UN} = h_2^{UN} - h_1^{UN} = 18,42 \frac{kJ}{kg} \quad (3.104)$$

$$w_{net}^{UN} = w_T^{UN} - w_P^{UN} = 1436 \frac{kJ}{kg} \quad (3.105)$$

$$\dot{m}_{wf}^{UN} = \frac{\dot{W}_{net}}{w_{net}^{UN}} = 13,48 \frac{kg}{s} \quad (3.106)$$

$$\dot{m}_{cw}^{UN} = \dot{m}_{wf}^{UN} \frac{h_4^{UN} - h_1^{UN}}{h_6^{UN} - h_5^{UN}} = 614,4 \frac{kg}{s} \quad (3.107)$$

daha sonrasında her hal için spesifik ekserji ve ekserji değerleri hesaplanır. Buna türbin ve pompa gücü de dahildir.

$$ex_1^{UN} = h_1^{UN} - h_0 - T_{0;K} [s_1^{UN} - s_0] = 0,8607 \frac{kJ}{kg} \quad (3.108)$$

$$ex_2^{UN} = h_2^{UN} - h_0 - T_{0;K} [s_2^{UN} - s_0] = 16,98 \frac{kJ}{kg} \quad (3.109)$$

$$ex_3^{UN} = h_3^{UN} - h_0 - T_{0;K} [s_3^{UN} - s_0] = 1669 \frac{kJ}{kg} \quad (3.110)$$

$$ex_4^{UN} = h_4^{UN} - h_0 - T_{0;K} [s_4^{UN} - s_0] = 93,76 \frac{kJ}{kg} \quad (3.111)$$

$$ex_5^{UN} = h_5^{UN} - h_0 - T_{0;K} [s_5^{UN} - s_0] = 0 \frac{kJ}{kg} \quad (3.112)$$

$$ex_6^{UN} = h_6^{UN} - h_0 - T_{0;K} [s_6^{UN} - s_0] = 0,829 \frac{kJ}{kg} \quad (3.113)$$



$$\dot{E}x_1^{UN} = \dot{m}_{wf}^{UN} \times ex_1^{UN} = 11,6 \text{ kW} \quad (3.114)$$

$$\dot{E}x_2^{UN} = \dot{m}_{wf}^{UN} \times ex_2^{UN} = 228,9 \text{ kW} \quad (3.115)$$

$$\dot{E}x_3^{UN} = \dot{m}_{wf}^{UN} \times ex_3^{UN} = 22504 \text{ kW} \quad (3.116)$$

$$\dot{E}x_4^{UN} = \dot{m}_{wf}^{UN} \times ex_4^{UN} = 1264 \text{ kW} \quad (3.117)$$

$$\dot{E}x_5^{UN} = \dot{m}_{wf}^{UN} \times ex_5^{UN} = 0 \text{ kW} \quad (3.118)$$

$$\dot{E}x_6^{UN} = \dot{m}_{wf}^{UN} \times ex_6^{UN} = 509,3 \text{ kW} \quad (3.119)$$

$$\dot{W}_T^{UN} = \dot{m}_{wf}^{UN} \times w_T^{UN} = 19612 \text{ kW} \quad (3.120)$$

$$\dot{W}_P^{UN} = \dot{m}_{wf}^{UN} \times w_P^{UN} = 248,3 \text{ kW} \quad (3.121)$$

bu verilerden sonra hesaplamak ayırık bileşen hesabıyla benzerlik göstermektedir. Tek farkı ise bileşenlerin ayırık incelenmesinde bileşenin giriş (yerine göre çıkış) şartları gerçek çevrimle aynı iken bu incelemede çevrimin tamamı önlenemez şartlardan oluştuğu için giriş (yerine göre çıkış) şartları da önlenemez olarak alınır. Aynı şekilde, sistemdeki kütle debileri de önlenemez olarak hesaplamalarda kullanılır.

- Kazan için:

$$\dot{E}x_{F;B}^{UN} = \dot{m}_{wf}^{UN} [h_3^{UN} - h_2^{UN}] = 47045 \text{ kW} \quad (3.122)$$

$$\dot{E}x_{P;B}^{UN} = \dot{E}x_3^{UN} - \dot{E}x_2^{UN} = 22276 \text{ kW} \quad (3.123)$$

$$\dot{E}x_{D;B}^{UN} = \dot{E}x_{F;B}^{UN} - \dot{E}x_{P;B}^{UN} = 24769 \text{ kW} \quad (3.124)$$

incelenen bileşenin *A* şartlarındaki önlenemez ve önlenebilir ekserji yıkımları:

$$\dot{E}x_{D;B,A}^{UN} = \dot{E}x_{P;B,A} \left( \frac{\dot{E}x_D}{\dot{E}x_P} \right)_B^{UN} = \dot{E}x_{P;B,A} \frac{\dot{E}x_{D;B}^{UN}}{\dot{E}x_{P;B}^{UN}} = 27517 \text{ kW} \quad (3.125)$$

$$\dot{E}x_{D;B,A}^{AV} = \dot{E}x_{D;B,A} - \dot{E}x_{D;B,A}^{UN} = -313,1 \text{ kW} \quad (3.126)$$

- Türbin için:

$$\dot{E}x_{F;T}^{UN} = \dot{E}x_3^{UN} - \dot{E}x_4^{UN} = 21240 \text{ kW} \quad (3.127)$$

$$\dot{E}x_{P;T}^{UN} = \dot{W}_T^{UN} = 19612 \text{ kW} \quad (3.128)$$

$$\dot{E}x_{D;T}^{UN} = \dot{E}x_{F;T}^{UN} - \dot{E}x_{P;T}^{UN} = 1628 \text{ kW} \quad (3.129)$$

incelenen bileşenin  $A$  şartlarındaki önlenemez ve önlenebilir ekserji yıkımları:

$$\dot{E}x_{D,T,A}^{UN} = \dot{E}x_{P,T,A} \left( \frac{\dot{E}x_D}{\dot{E}x_P} \right)_T^{UN} = \dot{E}x_{P,T,A} \frac{\dot{E}x_{D,T}^{UN}}{\dot{E}x_{P,T}^{UN}} = 1635 \text{ kW} \quad (3.130)$$

$$\dot{E}x_{D,T,A}^{AV} = \dot{E}x_{D,T,A} - \dot{E}x_{D,T,A}^{UN} = 1074 \text{ kW} \quad (3.131)$$

- Kondenser için:

$$\dot{E}x_{F,C}^{UN} = \dot{E}x_4^{UN} - \dot{E}x_1^{UN} = 1253 \text{ kW} \quad (3.132)$$

$$\dot{E}x_{P,C}^{UN} = \dot{E}x_6^{UN} - \dot{E}x_5^{UN} = 509,3 \text{ kW} \quad (3.133)$$

$$\dot{E}x_{D,C}^{UN} = \dot{E}x_{F,C}^{UN} - \dot{E}x_{P,C}^{UN} = 743,7 \text{ kW} \quad (3.134)$$

incelenen bileşenin  $A$  şartlarındaki önlenemez ve önlenebilir ekserji yıkımları:

$$\dot{E}x_{D,C,A}^{UN} = \dot{E}x_{P,C,A} \left( \frac{\dot{E}x_D}{\dot{E}x_P} \right)_C^{UN} = \dot{E}x_{P,C,A} \frac{\dot{E}x_{D,C}^{UN}}{\dot{E}x_{P,C}^{UN}} = 875 \text{ kW} \quad (3.135)$$

$$\dot{E}x_{D,C,A}^{AV} = \dot{E}x_{D,C,A} - \dot{E}x_{D,C,A}^{UN} = 1111 \text{ kW} \quad (3.136)$$

- Pompa için:

$$\dot{E}x_{F,P}^{UN} = \dot{W}_P^{UN} = 248,3 \text{ kW} \quad (3.137)$$

$$\dot{E}x_{P,P}^{UN} = \dot{E}x_2^{UN} - \dot{E}x_1^{UN} = 217,3 \text{ kW} \quad (3.138)$$

$$\dot{E}x_{D,P}^{UN} = \dot{E}x_{F,P}^{UN} - \dot{E}x_{P,P}^{UN} = 31 \text{ kW} \quad (3.139)$$

incelenen bileşenin mevcut  $A$  şartlarındaki önlenemez ve önlenebilir ekserji yıkımları da aşağıdaki gibidir:

$$\dot{E}x_{D,P,A}^{UN} = \dot{E}x_{P,P,A} \left( \frac{\dot{E}x_D}{\dot{E}x_P} \right)_P^{UN} = \dot{E}x_{P,P,A} \frac{\dot{E}x_{D,P}^{UN}}{\dot{E}x_{P,P}^{UN}} = 35,1 \text{ kW} \quad (3.140)$$

$$\dot{E}x_{D,P,A}^{AV} = \dot{E}x_{D,P,A} - \dot{E}x_{D,P,A}^{UN} = 52,56 \text{ kW} \quad (3.141)$$

### 3.1.1.3 Ekserji yıkımlarının kombinasyon hesaplamaları

Bu bölümde, iç kaynaklı, dış kaynaklı, önlenebilir ve önlenemez ekserji yıkımlarının kendi aralarındaki farklı kombinasyonları olan, iç kaynaklı önlenebilir, iç kaynaklı önlenemez, dış kaynaklı önlenebilir ve dış kaynaklı önlenemez ekserji yıkımları, incelenen her bileşen için hesaplanacaktır. Kısaca değinilirse, iç kaynaklı önlenemez ekserji yıkımı ilk olarak hesaplanır. Burada yapılan aslında, iç kaynaklı ekserji

yıkımı hesaplanırken oluşturulan hibrit çevrime önlenemez koşulların uygulanmasıdır. Dolayısıyla daha önceden gösterildiği gibi, önlenemez koşullar iç kaynaklı ekserji yıkımının hibrit çevriminde iki oranın birbirine eşitliği olarak denklem 2.47'deki gibi hesaplanabilir.

*Sistemden ayırık* olarak bileşenler incelendiğinde hesaplamalar aşağıdaki gibidir:

- Kazan için: iç kaynaklı önlenemez ekserji yıkımı hesaplandıktan sonra diğer bütün ekserji yıkımları aşağıdaki gibi hesap edilir:

$$\dot{E}x_{D,B,A}^{UN,EN} = \dot{E}x_{P,B}^{EN} \left( \frac{\dot{E}x_D}{\dot{E}x_P} \right)_B^{UN} = 22158,815 \text{ kW} \quad (3.142)$$

$$\dot{E}x_{D,B,A}^{AV,EN} = \dot{E}x_{D,B,A}^{EN} - \dot{E}x_{D,B,A}^{UN,EN} = 423,662 \text{ kW} \quad (3.143)$$

$$\dot{E}x_{D,B,A}^{UN,EX} = \dot{E}x_{D,B,A}^{UN} - \dot{E}x_{D,B,A}^{UN,EN} = 4981,875 \text{ kW} \quad (3.144)$$

$$\dot{E}x_{D,B,A}^{AV,EX} = \dot{E}x_{D,B,A}^{EX} - \dot{E}x_{D,B,A}^{UN,EX} = -360,817 \text{ kW} \quad (3.145)$$

- Türbin için: iç kaynaklı önlenemez ekserji yıkımı hesaplandıktan sonra diğer bütün ekserji yıkımları aşağıdaki gibi hesap edilir:

$$\dot{E}x_{D,T,A}^{UN,EN} = \dot{E}x_{P,T}^{EN} \left( \frac{\dot{E}x_D}{\dot{E}x_P} \right)_T^{UN} = 1567,352 \text{ kW} \quad (3.146)$$

$$\dot{E}x_{D,T,A}^{AV,EN} = \dot{E}x_{D,T,A}^{EN} - \dot{E}x_{D,T,A}^{UN,EN} = 1254,770 \text{ kW} \quad (3.147)$$

$$\dot{E}x_{D,T,A}^{UN,EX} = \dot{E}x_{D,T,A}^{UN} - \dot{E}x_{D,T,A}^{UN,EN} = 8,704 \text{ kW} \quad (3.148)$$

$$\dot{E}x_{D,T,A}^{AV,EX} = \dot{E}x_{D,T,A}^{EX} - \dot{E}x_{D,T,A}^{UN,EX} = -121,504 \text{ kW} \quad (3.149)$$

- Kondenser için: iç kaynaklı önlenemez ekserji yıkımı hesaplandıktan sonra diğer bütün ekserji yıkımları aşağıdaki gibi hesap edilir:

$$\dot{E}x_{D,C,A}^{UN,EN} = \dot{E}x_{P,C}^{EN} \left( \frac{\dot{E}x_D}{\dot{E}x_P} \right)_C^{UN} = 552,006 \text{ kW} \quad (3.150)$$

$$\dot{E}x_{D,C,A}^{AV,EN} = \dot{E}x_{D,C,A}^{EN} - \dot{E}x_{D,C,A}^{UN,EN} = 999,281 \text{ kW} \quad (3.151)$$

$$\dot{E}x_{D,C,A}^{UN,EX} = \dot{E}x_{D,C,A}^{UN} - \dot{E}x_{D,C,A}^{UN,EN} = 154,626 \text{ kW} \quad (3.152)$$

$$\dot{E}x_{D,C,A}^{AV,EX} = \dot{E}x_{D,C,A}^{EX} - \dot{E}x_{D,C,A}^{UN,EX} = 279,837 \text{ kW} \quad (3.153)$$

- Pompa için: iç kaynaklı önlenemez ekserji yıkımı hesaplandıktan sonra diğer bütün ekserji yıkımları aşağıdaki gibi hesap edilir:

$$\dot{E}x_{D,P,A}^{UN,EN} = \dot{E}x_{P,P}^{EN} \left( \frac{\dot{E}x_D}{\dot{E}x_P} \right)_P^{UN} = 32,301 \text{ kW} \quad (3.154)$$

$$\dot{E}x_{D,P,A}^{AV,EN} = \dot{E}x_{D,P,A}^{EN} - \dot{E}x_{D,P,A}^{UN,EN} = 35,278 \text{ kW} \quad (3.155)$$

$$\dot{E}x_{D,P,A}^{UN,EX} = \dot{E}x_{D,P,A}^{UN} - \dot{E}x_{D,P,A}^{UN,EN} = 7,661 \text{ kW} \quad (3.156)$$

$$\dot{E}x_{D,P,A}^{AV,EX} = \dot{E}x_{D,P,A}^{EX} - \dot{E}x_{D,P,A}^{UN,EX} = 12,423 \text{ kW} \quad (3.157)$$

Önlenemez şartlarda çevrim olarak bileşenler incelendiğinde hesaplamalar aşağıdaki gibidir:

- Kazan için: iç kaynaklı önlenemez ekserji yıkımı hesaplandıktan sonra diğer bütün ekserji yıkımları aşağıdaki gibi hesap edilir:

$$\dot{E}x_{D,B,A}^{UN,EN} = \dot{E}x_{P,B}^{EN} \left( \frac{\dot{E}x_D}{\dot{E}x_P} \right)_B^{UN} = 22466 \text{ kW} \quad (3.158)$$

$$\dot{E}x_{D,B,A}^{AV,EN} = \dot{E}x_{D,B,A}^{EN} - \dot{E}x_{D,B,A}^{UN,EN} = 116,7 \text{ kW} \quad (3.159)$$

$$\dot{E}x_{D,B,A}^{UN,EX} = \dot{E}x_{D,B,A}^{UN} - \dot{E}x_{D,B,A}^{UN,EN} = 5051 \text{ kW} \quad (3.160)$$

$$\dot{E}x_{D,B,A}^{AV,EX} = \dot{E}x_{D,B,A}^{EX} - \dot{E}x_{D,B,A}^{UN,EX} = -429,8 \text{ kW} \quad (3.161)$$

- Türbin için: iç kaynaklı önlenemez ekserji yıkımı hesaplandıktan sonra diğer bütün ekserji yıkımları aşağıdaki gibi hesap edilir:

$$\dot{E}x_{D,T,A}^{UN,EN} = \dot{E}x_{P,T}^{EN} \left( \frac{\dot{E}x_D}{\dot{E}x_P} \right)_T^{UN} = 1626 \text{ kW} \quad (3.162)$$

$$\dot{E}x_{D,T,A}^{AV,EN} = \dot{E}x_{D,T,A}^{EN} - \dot{E}x_{D,T,A}^{UN,EN} = 1196 \text{ kW} \quad (3.163)$$

$$\dot{E}x_{D,T,A}^{UN,EX} = \dot{E}x_{D,T,A}^{UN} - \dot{E}x_{D,T,A}^{UN,EN} = 9,031 \text{ kW} \quad (3.164)$$

$$\dot{E}x_{D,T,A}^{AV,EX} = \dot{E}x_{D,T,A}^{EX} - \dot{E}x_{D,T,A}^{UN,EX} = -121,8 \text{ kW} \quad (3.165)$$

- Kondenser için: iç kaynaklı önlenemez ekserji yıkımı hesaplandıktan sonra diğer bütün ekserji yıkımları aşağıdaki gibi hesap edilir:

$$\dot{E}x_{D,C,A}^{UN,EN} = \dot{E}x_{P,C}^{EN} \left( \frac{\dot{E}x_D}{\dot{E}x_P} \right)_C^{UN} = 683,6 \text{ kW} \quad (3.166)$$

$$\dot{E}x_{D,C,A}^{AV,EN} = \dot{E}x_{D,C,A}^{EN} - \dot{E}x_{D,C,A}^{UN,EN} = 867,7 \text{ kW} \quad (3.167)$$

$$\dot{E}x_{D,C,A}^{UN,EX} = \dot{E}x_{D,C,A}^{UN} - \dot{E}x_{D,C,A}^{UN,EN} = 191,5 \text{ kW} \quad (3.168)$$

$$\dot{E}x_{D,C,A}^{AV,EX} = \dot{E}x_{D,C,A}^{EX} - \dot{E}x_{D,C,A}^{UN,EX} = 243 \text{ kW} \quad (3.169)$$

- Pompa için: iç kaynaklı önlenemez ekserji yıkımı hesaplandıktan sonra diğer bütün ekserji yıkımları aşağıdaki gibi hesap edilir:

$$\dot{E}x_{D,P,A}^{UN,EN} = \dot{E}x_{P,P}^{EN} \left( \frac{\dot{E}x_D}{\dot{E}x_P} \right)_P^{UN} = 28,38 \text{ kW} \quad (3.170)$$

$$\dot{E}x_{D,P,A}^{AV,EN} = \dot{E}x_{D,P,A}^{EN} - \dot{E}x_{D,P,A}^{UN,EN} = 39,2 \text{ kW} \quad (3.171)$$

$$\dot{E}x_{D,P,A}^{UN,EX} = \dot{E}x_{D,P,A}^{UN} - \dot{E}x_{D,P,A}^{UN,EN} = 6,73 \text{ kW} \quad (3.172)$$

$$\dot{E}x_{D,P,A}^{AV,EX} = \dot{E}x_{D,P,A}^{EX} - \dot{E}x_{D,P,A}^{UN,EX} = 13,35 \text{ kW} \quad (3.173)$$

#### 3.1.1.4 Sonuçlar, tartışma ve değerlendirme

Önlenemez şartlar altında yapılan analizde, kazan sistemden ayrı düşünülmüş, giriş hali ve kütle debisi gerçek veriyle aynı olacak şekilde tutulmuştur. Önlenemez ekserji yıkımı hesaplanmıştır. Bu noktada, Çizelge 3.8'e göre kazandan çıkan iş akışkanı basıncı gerçekte 15,2 MPa, önlenemez şartlarda 15,5 MPa ve teorik şartlarda 16 MPa basınca ve hepsi 625 °C sıcaklığa sahiptir. Ancak EES yazılımı yardımıyla bulunan entalpi değerleri beklenilenin aksine gerçekte en yüksek ve teorikte en düşük çıkmıştır; yani, 625 °C sıcaklıkta basınç arttıkça entalpide düşüş gözlenmiştir. Türbinde de giriş değerleri gerçekte eş tutulmuştur. Çıkış değeri önlenemez şartlara göre değişmiştir. Ekserji yıkımı hesabı yapılmıştır. Kondenserde iş akışkanının 1 noktasında tamamen doymuş su olduğu kabulü yapılmıştır. Kondenserin giriş şartları gerçek giriş şartı olan 4 noktası olarak alınmıştır. İzole sistem olduğundan ekserji kaybı olmadığı hesap edilmiş ve duruma uygun olarak soğutucu akışkanın kütle debisi hesaplanmıştır. Pompada ise ekstra bir durum oluşmamış, giriş şartı gerçek 1 noktası alınarak, ekserji analizi gerçekleştirilmiştir. Çıkış noktası önlenemez şartlar doğrultusunda değişmiştir.

Çevrim oluşturma yönteminde, çevrimin ana değerleri, örneğin, kondenser giriş basıncı ve sıcaklığı, kazan giriş basıncı, kazan çıkış sıcaklığı, pompa girişindeki akışkanın kalitesi, değiştirilmemiştir. Bileşenlerin önlenebilir şartları çevrime eklenerek gerçek çevrim bu şartlara göre modifiye edilmiştir.

Yapılan analizin sonuçları tablo halinde verilmiştir. Tabloda önlenebilir ve önlenebilir ekserji yıkımı ve varyasyonları hem çevrim oluşturularak hem de bileşenler ayrı ayrı analiz edildiğinden, Çizelge 3.10, Çizelge 3.11, Şekil 3.10 ve Şekil 3.11'de ona uygun olarak verilmiştir.

Önlenebilir şartlara göre oluşturulan çevrimin analizi yapıldığında kazandaki ekserji yıkımının %83'ü iç kaynaklı ekserji yıkımıdır. Bu, kazanda iyileştirme yapılarak veya kazanı yeni bir tanesiyle değiştirerek çözülebilir. Önlenebilir şartlarda oluşturulan çevrime dayanarak hesaplanan önlenebilir ekserji analizine göre kazan kendi şartlarında en iyi şekilde çalışmaktadır. Önlenebilir ekserji yıkımının eksi değer almasından anlaşılıyor ki diğer bileşenlerin ve/veya kazanın performansının artırılmasının ekserji yıkımının azalmasına etkisi olmayacaktır. Yine kazanın ekserji yıkımının büyük bölümü iç kaynaklı ve önlenebilirdir. İç Kaynaklı önlenebilir kısım kondenser ve türbinden çok daha azdır. Dolayısıyla, kazanın değiştirilmesi önem olarak alt sıralardadır. Önlenebilir dış kaynaklı ekserji yıkımı da eksi değer almıştır. Diğer bileşenlerin ekserji yıkımlarının artışı kazanın ekserji yıkımını azaltıcı yönde etki edecektir. Tıpkı türbin örneğinde olduğu gibi diğer bileşenlerin verimi azaldıkça kazanın verimi artacaktır. Kondenserde iç kaynaklı ekserji yıkımı %78 civarındadır. Bu bileşenin kendi veriminin artırılması karşısında ekserji verimini arttıracak anlamını verir. Ekserji yıkımının %56'lık kısmı önlenebilirdir ve önlenebilir kısmın büyük çoğunluğu (%78) iç kaynaklı önlenebilir ekserji yıkımıdır. Bu kısmı geri kazanmak için bileşenin yeni bir bileşenle değiştirilmesi ya da geliştirecek düzenlemeler yapılması şarttır. Kondenserin diğer bileşenlerle uyumlu çalışmasının sağlanması halinde dış kaynaklı ekserji yıkımı da azaltılabilir. Kondenserin verileri neticesinde söylenebilir ki sistem için pompadan daha fazla önem arz etmektedir. Pompa, sistemdeki en az ekserji yıkımına sahip bileşendir.

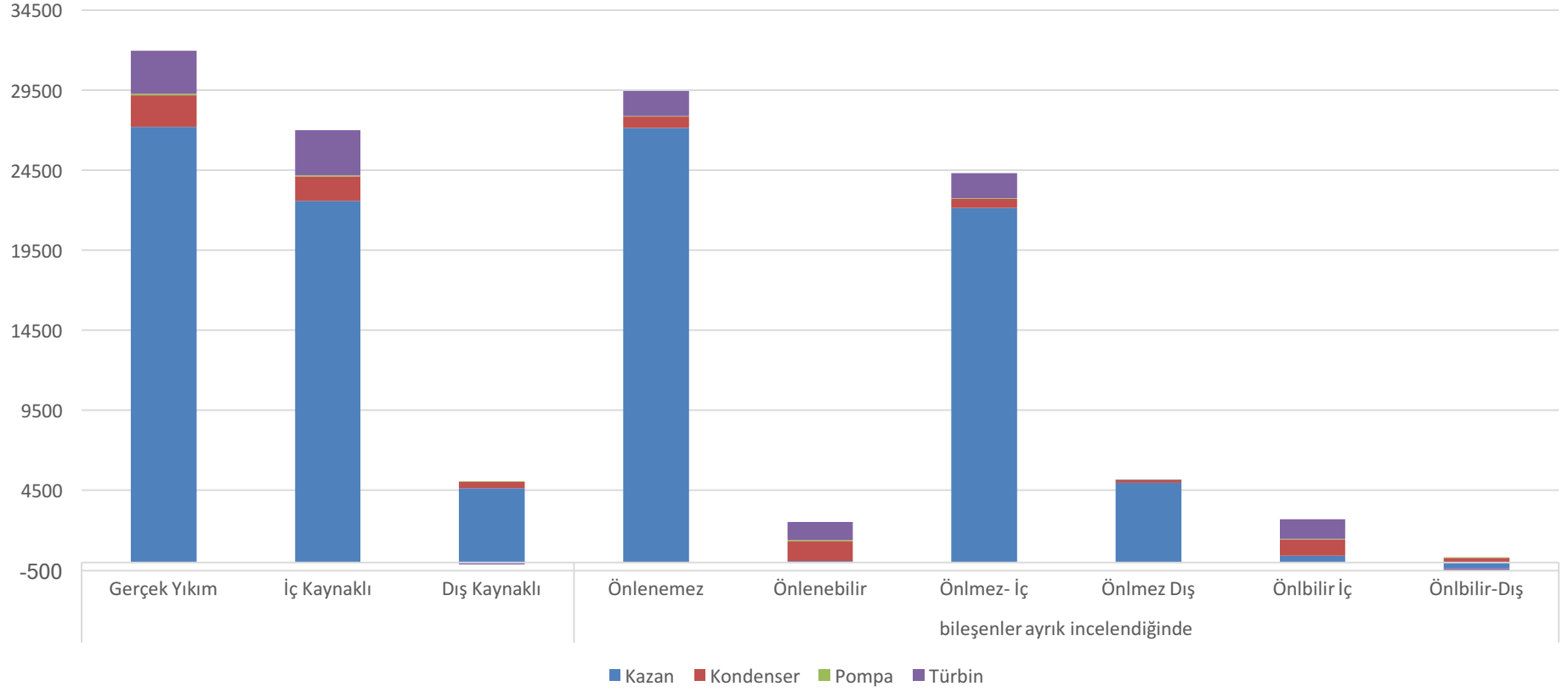
**Çizelge 3.10 :** Rankine çevriminin geleneksel ve ayırık bileşenli ileri ekserji analizi.

Bileşen, $k$	$\dot{E}x_{F,k}$	$\dot{E}x_{P,k}$	$\dot{E}x_{D,k}$	$\dot{E}x_{D,k}^{EN}$	$\dot{E}x_{D,k}^{EX}$	Bileşenler ayırık incelendiğinde ortaya çıkan sonuçlar					
						$\dot{E}x_{D,k}^{UN}$	$\dot{E}x_{D,k}^{AV}$	$\dot{E}x_{D,k}^{UN,EN}$	$\dot{E}x_{D,k}^{UN,EX}$	$\dot{E}x_{D,k}^{AV,EN}$	$\dot{E}x_{D,k}^{AV,EX}$
<i>Kazan</i>	51949,51	24745,97	27203,53	22582,48	4621,058	27140,69	62,845	22158,815	4981,874	423,661	-360,816
<i>Kondenser</i>	2585,242	599,493	1985,749	1551,287	434,462	706,632	1279,117	552,006	154,626	999,281	279,836
<i>Pompa</i>	334,014	246,351	87,663	67,579	20,084	39,962	47,701	32,301	7,661	35,278	12,423
<i>Türbin</i>	22407,08	19697,76	2709,323	2822,123	-112,8	1576,056	1133,267	1567,352	8,704	1254,771	-121,504
<i>Tüm sistem</i>	51949,51	19363,74	31986,27	27023,47	4962,804	29463,34	2522,93	24310,474	5152,865	2712,991	-190,061

**Çizelge 3.11 :** Rankine çevriminin geleneksel ve önlenemez şartlarda çevrim ile ileri ekserji analizi.

Bileşen, $k$	$\dot{E}x_{F,k}$	$\dot{E}x_{P,k}$	$\dot{E}x_{D,k}$	$\dot{E}x_{D,k}^{EN}$	$\dot{E}x_{D,k}^{EX}$	Bileşenlerin önlenemez şartlarında oluşturulan çevrim sonucu					
						$\dot{E}x_{D,k}^{UN}$	$\dot{E}x_{D,k}^{AV}$	$\dot{E}x_{D,k}^{UN,EN}$	$\dot{E}x_{D,k}^{UN,EX}$	$\dot{E}x_{D,k}^{AV,EN}$	$\dot{E}x_{D,k}^{AV,EX}$
<i>Kazan</i>	51949,51	24745,97	27203,53	22582,48	4621,058	27516,65	-313,111	22465,761	5050,884	116,715	-429,826
<i>Kondenser</i>	2585,242	599,493	1985,749	1551,287	434,462	875,03	1110,719	683,555	191,475	867,732	242,987
<i>Pompa</i>	334,014	246,351	87,663	67,579	20,084	35,105	52,558	28,375	6,73	39,204	13,354
<i>Türbin</i>	22407,08	19697,76	2709,323	2822,123	-112,8	1635,316	1074,007	1626,285	9,031	1195,838	-121,831
<i>Tüm sistem</i>	51949,51	19363,74	31986,27	27023,47	4962,804	30062,1	1924,173	24803,976	5258,12	2219,489	-295,316

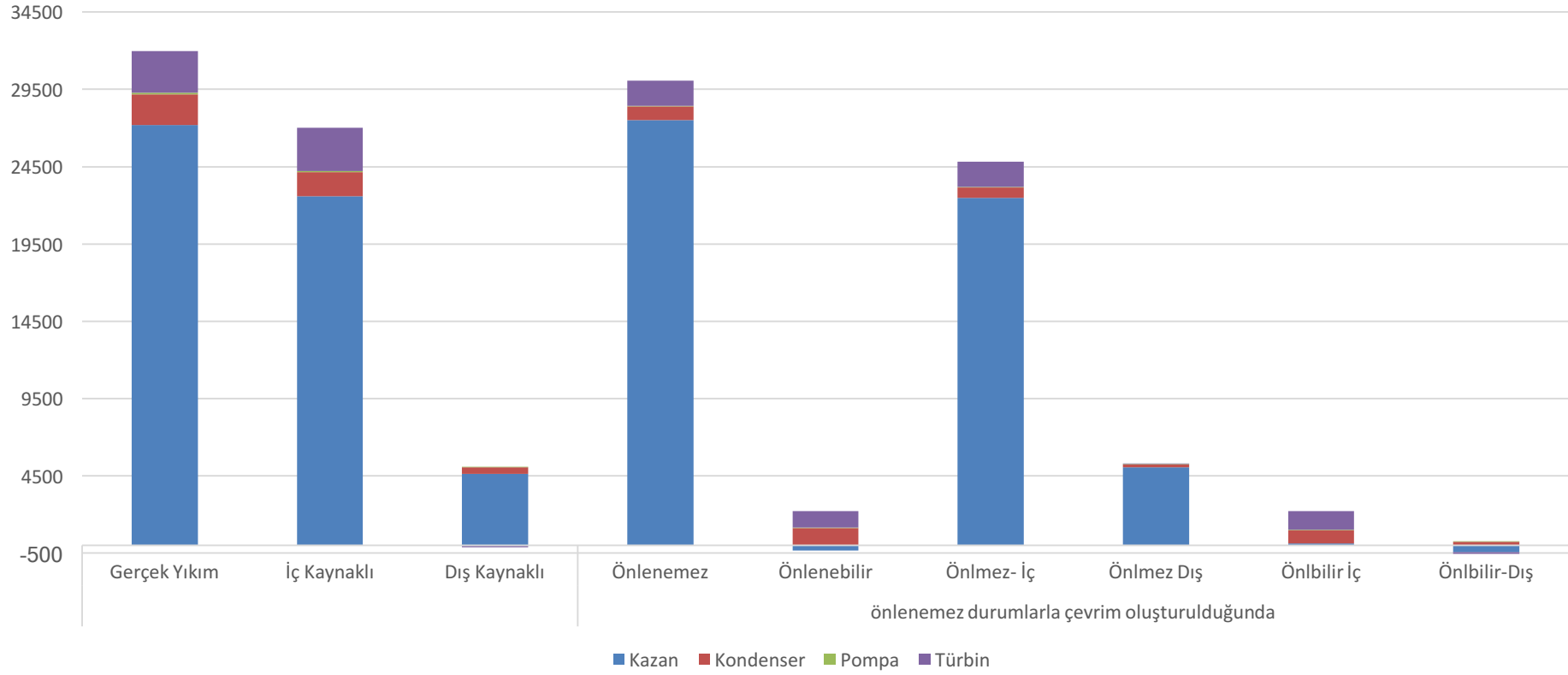
## Ekserji Yıkımları



Şekil 3.10 : Rankine çevriminin ayrıklı bileşenli incelendiğinde ekserji yıkımları.



## Ekserji Yıkımları



**Şekil 3.11** : Rankine çevriminin önlenemez şartlar çevrimi ile incelendiğinde ekserji yıkımları.

Diğer bileşenler gibi iç kaynaklı ekserji yıkımı daha fazladır (%78). Ekserji yıkımının yarısından fazlası da önlenebilir (60%). Bu önlenebilir kısmın %75'i iç kaynaklıdır. Bileşen değişimiyle ekserji yıkımı azaltılabilir. Geriye kalan çeyrek kısım ise diğer bileşenlerin performansına bağlıdır. Türbinde iç kaynaklı ekserji yıkımı gerçek ekserji yıkımından yüksek çıkmıştır. Bunun sebebi kondenser basıncının hibrit çevrimde daha düşük olmasıdır. Türbindeki iş akışkanı daha düşük basınca kadar genişlediğinden entropi üretimi gerçek şartlara göre daha büyük olmaktadır. Ekserji yıkımının %60'ı önlenemez ekserji yıkımıdır. Belirtilen sebeplerden dolayı iç kaynaklı önlenebilir ekserji yıkımı önlenebilir yıkımdan büyük çıkmıştır. Türbinin daha verimli bir türbinle değiştirilmesiyle ekserji verimi artar.

Sistemin tamamında iç kaynaklı ekserji yıkımı, dış kaynaklı ekserji yıkımından daha büyüktür. Önlenemez ekserji yıkımı ise ekserji yıkımının %95'i olmasıyla göze çarpmaktadır. Genel olarak, sistemin %5'lik bir ekserji yıkımı önlenmesi sağlanabilir. Önlenebilecek olan ekserji yıkımı iç kaynaklı önlenebilir ekserji yıkımlarına daha çok bağlıdır. Dış kaynaklı ekserji yıkımı birtakım bileşenlerin geliştirilmesine müsaade etmese de, oranı çok büyük olmadığından önemsizdir.

Bileşenler çevrimden ayrıık şekilde incelendiği zaman, kazanda çok az bir miktar önlenebilir ekserji yıkımı ortaya çıkmaktadır. Bunun sebebi ü, önlenemez şartlarda oluşturulan çevrimde kazan giriş şartlarının gerçek şartlara göre daha düşük sıcaklıkta olmasıdır (33.15 °C UN, 39.95 °C R). Bu duruma da bağlı olarak iç kaynaklı önlenebilir ekserji yıkımının miktarında ve dış kaynaklı önlenebilir ekserji yıkımında artış gözlenmiştir. Kondenserde, önlenemez ekserji yıkımında önlenemez çevrime göre azalma görülmüştür (Çevrim:875,03kW, ayrıık bileşen: 706,632 kW). Bileşenler ayrıık incelendiği vakit pompanın önlenemez ekserji yıkımının önlenemez çevrime göre daha yüksek çıktığı gözlenmiştir. Bunun sebebi pompa giriş verisinin gerçek ve önlenemez çevrimi arasındaki farktır (38 °C R, 32,19 °C UN). Türbinde önlenemez yıkımda azalma, önlenebilir yıkımlarda ise artış görülmüştür. Bununla birlikte dış kaynaklı önlenebilir ekserji yıkımda pek fark görülmemiştir.

İncelenen sistemleri genel olarak yorumlamak gerekirse, önlenemez ekserji yıkımı yaklaşımlarının birbirleriyle tutarsız olmasının asıl sebebi, uygulanış farklılığıdır. Ancak hangisinin daha doğru olduğuna dair literatürde bir bilgi bulunmamaktadır. Bu durum ileri ekserji analizi yönteminin belirttiği yol üzerinden hangisi uygulayıcıya daha uygun geliyorsa onun uygulanmasıyla çözülebilir. Önlenemez

ekserji yıkımı aslında sistemde kullanılan bir bileşen yerine daha verimli bir bileşenin sisteme eklenmesi anlamına gelmektedir. Zaten kullanımda olan bir bileşenin geliştirilmesi bir yana, bileşen kullanıldıkça yıpranacak ve verimsizleşecektir. Bununla birlikte yeni bir bileşenin eski bileşen yerine koymak eski bileşeni geliştirmek olmadığından önlenemez ekserji yıkımı hesabının bu şekilde kullanılması mantık dışı kalmaktadır. Çünkü, yeni ve daha yüksek verimle çalışan bir bileşenin eski bileşen yerine sisteme dahil edilmesi zaten sistemin ekserji yıkımını azaltacaktır ve bu bilinen bir olgudur.

İç kaynaklı ekserji yıkımı analizinde, bileşenin iyileştirilmesi konusu gündeme gelmektedir. Yukarıdaki tartışmalar burada da geçerlidir. Klasik ekserji analizi de ekserji yıkımının büyük olduğu bileşenlerin daha verimlileriyle değiştirilmesinin uygun olacağını söylemektedir.

Son olarak, ön çalışma, tasarım, proje ve planlama aşamalarında bu yöntemin uygulayıcıya bir öngörü vereceği, en çok hangi bileşenlere ağırlık vermesi gerektiği, hangi bileşenlerin birlikte daha iyi çalışabileceği gibi durumlar hakkında bilgi verdiği de söylenmelidir. Bunun dışında, mevcut olan bir sistemde iyileştirme yapılması gerektiğinde, önceliği hangi bileşenin alması gerektiği hakkında da yine yöntem bilgi vermektedir. Analiz yöntemi, daha detaylı uygulamalarla aslında kullanılabilir olduğunu gösterecek kapasitededir.

### **3.1.2 İleri eksergoekonomi analizi uygulaması**

#### **3.1.2.1 Yatırım maliyetlerinin bulunması**

İncelenen sistemin bileşenlerinin maliyetinin hesaplanmasında Bejan [10] tarafından yazılan kitaptaki boyutun bileşen üzerindeki etkisini gösteren aşağıdaki denklem kullanılmıştır:

$$C_{k,Y} = C_{k,W} \left( \frac{X_Y}{X_W} \right)^\alpha \quad (3.174)$$

Burada,  $C_{k,W}$ ,  $X_W$  boyutundaki bileşenin maliyetini,  $X_Y$  ise maliyeti hesaplanmak istenen bileşenin boyutunu,  $\alpha$  boyutlandırma üssünü göstermektedir. Boyutlandırma sonunda bileşenin maliyeti ise  $C_{k,Y}$  olarak tanımlanmıştır. Boyutlandırma üssü genel itibariyle 1 değerinden küçük olmaktadır. Çünkü bir bileşenin boyutunun arttığından daha küçük oranda maliyetinin artması beklenir. Boyutlandırma üssü ve göz önünde

bulundurulması gereken bileşen boyutu, refere edilen kitapta [10] hemen her bileşen için bulunabilir. Herhangi bir yıldaki bileşen maliyeti bu denklemlerle bulunduktan sonra, bu maliyetin maliyet indeksleri vasıtasıyla incelenen zamana getirilmesi gerekmektedir.

İncelenen bileşenin daha önceki yıllara ait maliyeti ve boyutu literatürde bulunabilir. Bu çalışmada 2002 yılında basılmış, 1998 yılına ait verileri içeren bir çalışma kullanılmıştır [130]. Çalışma, kondenser fiyatlandırmasını içermediğinden, kondenser fiyatlandırması başka bir çalışmadan alınmıştır [48].

Maliyetin hesaplanmasının ardından, bileşenin ömrü boyunca sabit olarak yıllık dağıtılmış amortisman değerleri hesaplanarak maliyetin zamana bağlılığı sağlanır. Bileşenin bakım tutum maliyetleri yıllık olarak, yatırım maliyetinin belirli bir kısmı olacak şekilde sabit kabul edilmiştir.

Yatırım maliyetlerinin önlenemez kısmının bulunması ile ilgili olarak literatürde çok fazla bilgi bulunmamaktadır. Genel olarak yapılan kabullerden ilki, incelenen bileşenlerin verimliliği azaldıkça maliyetlerinin düşeceği dolayısıyla olabilecek en düşük verimle çalışan eş değer bileşenlerin maliyetlerinin incelenen A şartlarındaki bileşenlere uygulanması ile önlenemez yatırım maliyetinin hesaplanabileceğidir; diğeri ise bulunan ilk yatırım maliyetinin kabul edilebilir bir yüzdesinin (örn: %90) önlenemez yatırım maliyeti olarak kabul edilmesidir [44, 45, 48, 55, 63, 66]. Bu çalışmada ikisi için de örneklendirme yapılmıştır. Ayrıca, A şartlarındaki değerlere dayalı olarak yapılan önlenemez maliyet hesabında hesaplanan değer doğrudan incelenen bileşenin önlenemez yatırım maliyeti olarak kabul edilir [48].

Sistem için 20 yıllık ömür biçilmiş, yılda 8000 saat çalıştığı varsayılmış, bu sürede faiz oranı %17,47 ve bakım tutum masrafları ise yıllık, ana paranın %1,092'si olarak kabul edilmiştir [55]. 1998 ve 2015 yıllarına ait CEPCI değerleri sırasıyla 389.5, 562.9'dur [131].

Bu bilgiler altında her bir bileşenin yatırım maliyetleri aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$CRF = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} = 0.182 \quad (3.175)$$

$$CRF + \emptyset = 0.19292 \quad (3.176)$$

- Buhar Türbini: buhar türbininin gücü 19697,757 kW=26415,127 hp

$$C_T = \left( \frac{26415,127}{30000} \right)^{0,9} 2230200 \frac{562,9}{389,5} = 2874259,011\$ \quad (3.177)$$

$$\dot{Z}_{T,A} = (0.19292) \frac{2874259.011}{8000} = 69,312 \frac{\$}{h} \quad (3.178)$$

Önlenemez maliyet şartlarında (  $\eta = 0.7$ ) buhar türbininin ürettiği güç = 15848,77 kW = 21253,551 hp

$$C_T = \left( \frac{21253,551}{30000} \right)^{0,9} 2230200 \frac{562,9}{389,5} = 2363452,187 \$ \quad (3.179)$$

$$\dot{Z}_{T,A}^{UN} = (0.19292) \frac{2363452,187}{8000} = 57 \frac{\$}{h} \quad (3.180)$$

Maliyetin kaçınılmaz kısmı ise, gerçek maliyet ile önlenemez maliyet arasındaki fark olarak hesaplanır.

$$\dot{Z}_{T,A}^{AV} = \dot{Z}_{T,A} - \dot{Z}_{T,A}^{UN} = 12,312 \frac{\$}{h} \quad (3.181)$$

iç ve dış kaynaklı yatırım maliyetleri ise:

$$\dot{Z}_{T,A}^{EN} = \dot{E}x_{P,T}^{EN} \left( \frac{\dot{Z}}{\dot{E}x_P} \right)_{T,A} = 68,93 \frac{\$}{h} \quad (3.182)$$

$$\dot{Z}_{T,A}^{EX} = \dot{Z}_{T,A} - \dot{Z}_{T,A}^{EN} = 0,3828 \frac{\$}{h} \quad (3.183)$$

İç ve dış kaynaklı kaçınılmaz ve kaçınılmaz yatırım maliyetleri ise aşağıdaki gibidir:

$$\dot{Z}_{T,A}^{UN,EN} = \dot{E}x_{P,T}^{EN} \frac{\dot{Z}_{T,A}^{UN}}{\dot{E}x_{P,T,A}} = 56,685 \frac{\$}{h} \quad (3.184)$$

$$\dot{Z}_{T,A}^{UN,EX} = \dot{Z}_{T,A}^{UN} - \dot{Z}_{T,A}^{UN,EN} = 0,3148 \frac{\$}{h} \quad (3.185)$$

$$\dot{Z}_{T,A}^{AV,EN} = \dot{Z}_{T,A}^{EN} - \dot{Z}_{T,A}^{UN,EN} = 12,244 \frac{\$}{h} \quad (3.186)$$

$$\dot{Z}_{T,A}^{AV,EX} = \dot{Z}_{T,A}^{EX} - \dot{Z}_{T,A}^{UN,EX} = 0,06799 \frac{\$}{h} \quad (3.187)$$

- Pompa: Pompanın maliyeti hesaplanırken, basıncı arttırılan suyun hacimsel debisi gal/h cinsine çevrilmek durumundadır. Gerçek şartlarda 15 kg/s kütle debisine sahip bir akışın hacim debisi 239,45 gal/min olarak hesaplanır.

$$C_P = \left( \frac{239,45}{250} \right)^{0,76} 4100 \frac{562,9}{389,5} = 5734,25 \$ \quad (3.188)$$

$$\dot{Z}_{P,A} = (0.19292) \frac{5734,25}{8000} = 0,138 \frac{\$}{h} \quad (3.189)$$

Önlenemez maliyet şartlarında (  $\eta = 0.6$ ) pompanın, gerçek şartlardaki verilen güçle pompalayabileceği kütle debisi 12,224 kg/s ve hacim debisi 195,133 gal/min olarak bulunur.

$$C_T = \left( \frac{195,133}{200} \right)^{0,76} 4100 \frac{562,9}{389,5} = 4822,49 \$ \quad (3.190)$$

$$\dot{Z}_{T,A}^{UN} = (0.19292) \frac{4822,49}{8000} = 0,116 \frac{\$}{h} \quad (3.191)$$

Maliyetin kaçınılmaz kısmı ise, gerçek maliyet ile önlenemez maliyet arasındaki fark olarak hesaplanır.

$$\dot{Z}_{P,A}^{AV} = \dot{Z}_{P,A} - \dot{Z}_{P,A}^{UN} = 0,022 \frac{\$}{h} \quad (3.192)$$

iç ve dış kaynaklı yatırım maliyetleri ise:

$$\dot{Z}_{P,A}^{EN} = \dot{E}x_{P,P}^{EN} \left( \frac{\dot{Z}}{\dot{E}x_P} \right)_{P,A} = 0,1115 \frac{\$}{h} \quad (3.193)$$

$$\dot{Z}_{P,A}^{EX} = \dot{Z}_{P,A} - \dot{Z}_{P,A}^{EN} = 0,02645 \frac{\$}{h} \quad (3.194)$$

İç ve dış kaynaklı kaçınılmaz ve kaçınılmaz yatırım maliyetleri ise aşağıdaki gibidir:

$$\dot{Z}_{P,A}^{UN,EN} = \dot{E}x_{P,P}^{EN} \frac{\dot{Z}_{P,A}^{UN}}{\dot{E}x_{P,P,A}} = 0,09376 \frac{\$}{h} \quad (3.195)$$

$$\dot{Z}_{P,A}^{UN,EX} = \dot{Z}_{P,A}^{UN} - \dot{Z}_{P,A}^{UN,EN} = 0,02224 \frac{\$}{h} \quad (3.196)$$

$$\dot{Z}_{P,A}^{AV,EN} = \dot{Z}_{P,A}^{EN} - \dot{Z}_{P,A}^{UN,EN} = 0,01778 \frac{\$}{h} \quad (3.197)$$

$$\dot{Z}_{P,A}^{AV,EX} = \dot{Z}_{P,A}^{EX} - \dot{Z}_{P,A}^{UN,EX} = 0,004217 \frac{\$}{h} \quad (3.198)$$

- Kazan: kazan maliyeti hesaplanırken, kazandan geçen akışkan kütesinin lbs/h cinsinden yazılması gerekmektedir. Gerçek şartlarda 15 kg/s kütle debisine sahip bir akış 119049,62 lbs/h olarak hesaplanır.

$$C_B = \left( \frac{119049,62}{150000} \right)^{0,73} 435400 \frac{562,9}{389,5} = 536436,93 \$ \quad (3.199)$$

$$\dot{Z}_{B,A} = (0.19292) \frac{536436,93}{8000} = 12,94 \frac{\$}{h} \quad (3.200)$$

Önlenemez maliyet şartlarında kazanın, gerçek şartlardaki maliyetinin %90'ı olduğu kabul edilirse:

$$\dot{Z}_{T,A}^{UN} = 0.9 \times 12,94 = 11,65 \frac{\$}{h} \quad (3.201)$$

Maliyetin kaçınılabilir kısmı ise, gerçek maliyet ile önlenemez maliyet arasındaki fark olarak hesaplanır.

$$\dot{Z}_{B,A}^{AV} = \dot{Z}_{B,A} - \dot{Z}_{B,A}^{UN} = 1,294 \frac{\$}{h} \quad (3.202)$$

iç ve dış kaynaklı yatırım maliyetleri ise:

$$\dot{Z}_{B,A}^{EN} = \dot{E}x_{P,B}^{EN} \left( \frac{\dot{Z}}{\dot{E}x_P} \right)_{B,A} = 10,56 \frac{\$}{h} \quad (3.203)$$

$$\dot{Z}_{B,A}^{EX} = \dot{Z}_{B,A} - \dot{Z}_{B,A}^{EN} = 2,375 \frac{\$}{h} \quad (3.204)$$

İç ve dış kaynaklı kaçınılabilir ve kaçınılamaz yatırım maliyetleri ise aşağıdaki gibidir:

$$\dot{Z}_{B,A}^{UN,EN} = \dot{E}x_{P,B}^{EN} \frac{\dot{Z}_{B,A}^{UN}}{\dot{E}x_{P,B,A}} = 9,508 \frac{\$}{h} \quad (3.205)$$

$$\dot{Z}_{B,A}^{UN,EX} = \dot{Z}_{B,A}^{UN} - \dot{Z}_{B,A}^{UN,EN} = 2,138 \frac{\$}{h} \quad (3.206)$$

$$\dot{Z}_{B,A}^{AV,EN} = \dot{Z}_{B,A}^{EN} - \dot{Z}_{B,A}^{UN,EN} = 1,056 \frac{\$}{h} \quad (3.207)$$

$$\dot{Z}_{B,A}^{AV,EX} = \dot{Z}_{B,A}^{EX} - \dot{Z}_{B,A}^{UN,EX} = 0,2375 \frac{\$}{h} \quad (3.208)$$

- Kondenser: Kondenser için yapılan hesapta, daha önce belirtildiği üzere diğerlerinden farklı bir kaynak kullanılmıştır [48]. Bu kaynağa göre kondenser maliyetinin hesaplanmasında kondenserde transferi gerçekleşen ısı değeri MW cinsinden kullanılmak zorundadır. Gerçek şartlarda transfer edilen ısı miktarı 32,586 MW'tır.

$$C_C = \left( \frac{32.586}{2.3} \right)^{0.87} 1.9 \cdot 10^6 \frac{562,9}{390,6} = 534686,69 \$ \quad (3.209)$$

$$\dot{Z}_{C,A} = (0.19292) \frac{534686,69}{8000} = 12,89 \frac{\$}{h} \quad (3.210)$$

Önlenemez maliyet şartlarında kondenserin sıcak taraf giriş sıcaklığı ile soğuk taraf çıkış sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkının 22 C olduğu kabul edilmiştir. buna karşılık gelen transfer edilen ısı miktarı ise 9,712 MW olarak bulunmuştur.

$$C_C = \left( \frac{9.712}{2.3} \right)^{0.87} 1.9 \cdot 10^6 \frac{562,9}{390,6} = 185096,43 \$ \quad (3.211)$$

$$\dot{Z}_{C,A}^{UN} = (0.19292) \frac{185096,43}{8000} = 4,46 \frac{\$}{h} \quad (3.212)$$

Maliyetin kaçınılmaz kısmı ise, gerçek maliyet ile önlenemez maliyet arasındaki fark olarak hesaplanır.

$$\dot{Z}_{C,A}^{AV} = \dot{Z}_{C,A} - \dot{Z}_{C,A}^{UN} = 8,43 \frac{\$}{h} \quad (3.213)$$

İç ve dış kaynaklı yatırım maliyetleri ise:

$$\dot{Z}_{C,A}^{EN} = \dot{E}x_{P,C}^{EN} \left( \frac{\dot{Z}}{\dot{E}x_P} \right)_{C,A} = 10,07 \frac{\$}{h} \quad (3.214)$$

$$\dot{Z}_{C,A}^{EX} = \dot{Z}_{C,A} - \dot{Z}_{C,A}^{EN} = 2,821 \frac{\$}{h} \quad (3.215)$$

İç ve dış kaynaklı kaçınılmaz ve kaçınılmaz yatırım maliyetleri ise aşağıdaki gibidir:

$$\dot{Z}_{C,A}^{UN,EN} = \dot{E}x_{P,C}^{EN} \frac{\dot{Z}_{C,A}^{UN}}{\dot{E}x_{P,C,A}} = 3,484 \frac{\$}{h} \quad (3.216)$$

$$\dot{Z}_{C,A}^{UN,EX} = \dot{Z}_{C,A}^{UN} - \dot{Z}_{C,A}^{UN,EN} = 0,9759 \frac{\$}{h} \quad (3.217)$$



$$\dot{Z}_{C,A}^{AV,EN} = \dot{Z}_{C,A}^{EN} - \dot{Z}_{C,A}^{UN,EN} = 6,585 \frac{\$}{h} \quad (3.218)$$

$$\dot{Z}_{C,A}^{AV,EX} = \dot{Z}_{C,A}^{EX} - \dot{Z}_{C,A}^{UN,EX} = 1,845 \frac{\$}{h} \quad (3.219)$$

### 3.1.2.2 Ekserji yıkım maliyetlerinin bulunması

Ekserji yıkımı maliyetlerinin hesaplanabilmesi için, incelenen bileşenin giriş çıkışlarındaki birim ekserji akış maliyetlerinin ( $c_j$ ) hesaplanması gerekir. Bunların hesaplanabilmesi için her bileşenin maliyet dengesi yazılır ve gerekli olan yardımcı denklemler belirlenir [10, 31]. Sonrasında, hesaplanan birim ekserji akış maliyetlerinden hareketle, birim ortalama yakıt ( $c_{F,k}$ ) ve ürün ( $c_{P,k}$ ) ekserji maliyetleri hesaplanır, ardından da incelenen bileşene ait ekserji yıkım maliyeti bulunur [10].

İncelenen sistemdeki bileşenler için yazılan denklemler sırasıyla pompa, türbin, kazan, kondenser için aşağıdaki gibidir:

$$c_w \dot{W}_P + \dot{Z}_P = c_2 \dot{E}x_2 - c_1 \dot{E}x_1 \quad (3.220)$$

$$c_3 \dot{E}x_3 - c_4 \dot{E}x_4 + \dot{Z}_T = c_w \dot{W}_T \quad (3.221)$$

$$c_3 \dot{m}_3 h_3 - c_2 \dot{m}_2 h_2 + \dot{Z}_B = c_3 \dot{E}x_3 - c_2 \dot{E}x_2 \quad (3.222)$$

$$c_4 \dot{E}x_4 - c_1 \dot{E}x_1 + \dot{Z}_C = c_6 \dot{E}x_6 - c_5 \dot{E}x_5 \quad (3.223)$$

Yukarıda görülebileceği üzere 4 denklem ve 7 bilinmeyen söz konusudur. Dolayısıyla, çözüme ulaşabilmek için 3 tane daha ek denkleme gereksinim vardır. Bu denklemler, referansta [10] bahsedildiği şekilde oluşturulabilir veya dışarıdan da verilebilir. Örneğin, sistemin ürettiği gücün son kullanıcıya satış değeri üzerinden  $c_w$  değeri bulunabilir ve 12/2015 dönemi birim elektrik fiyatı: 0,2537 TL/kWh ve kur: 2,9364TL/\$ olarak kabul edilmiştir.  $\dot{E}_5$  değeri sıfıra tekabül ettiğinden  $c_5$  değerinin hiçbir önemi yoktur; sıfır kabul edilebilir. Literatürde buhar güç çevrimlerinin, birim üretilen güç başına maliyet ve kondenserden verilen birim ısı başına maliyet değerleri bulunabilir [132] ve bulunan bu değerlerin oranı gerekli olan üçüncü yardımcı denklem olarak kullanılabilir. Böylece kalan üç denklem de tamamlanmış olur:

$$c_5 = 0, \quad \frac{c_w}{c_6} = 4, \quad c_w = 0,0864 \frac{\$}{kWh} \quad (3.224a, b, c)$$

gerekli değerler yerlerine konuldukları zaman, denklemler çözülmeye hazır şekilde aşağıdaki gibi olur:

$$0.0864 \times 334.014 + 0.138 = c_2 276.638 - c_1 30.287$$

$$c_3 25022.609 - c_4 2615.529 + 69.31 = 0.0864 \times 19697.757 \quad (3.225)$$

$$15(c_3 3644.707 - c_2 181.407) + 12.94 = c_3 25022.609 - c_2 276.638 \quad (3.226)$$

$$c_4 2615.529 - c_1 30.287 + 12.89 = 0.0216 \times 599.493 \quad (3.227)$$

Sonuç olarak hepsi  $\$/kWh$  olacak şekilde aşağıdaki gibi bulunur:

$$c_1 = 7,298 \quad c_2 = 0,9038 \quad c_3 = 0,07408 \quad c_4 = 0,08453 \quad (3.228a, b, c, d)$$

Sonrasında ise her bileşenin birim yakıt ve ürün ekserji maliyeti aşağıda sırasıyla pompa, türbin kazan ve kondenser için verilen denklemler aşağıdaki gibidir:

$$c_{F,P} \dot{W}_P + \dot{Z}_P = c_{P,P} \dot{E}x_{P,P} \quad (3.229)$$

$$c_{F,T} \dot{E}x_{F,T} + \dot{Z}_T = c_{P,T} \dot{W}_T \quad (3.230)$$

$$c_{F,B} \dot{E}x_{F,B} + \dot{Z}_B = c_{P,B} \dot{E}x_{P,B} \quad (3.231)$$

$$c_{F,C} \dot{E}x_{F,C} + \dot{Z}_C = c_{P,C} \dot{E}x_{P,C} \quad (3.232)$$

Görüüleceği üzere 4 ana denklem içinde 8 bilinmeyen olduğundan 4 yardımcı denkleme ihtiyaç duyulmaktadır. Yardımcı denklemler ise :

$$c_{F,P} = c_{P,T} = c_w, \quad c_{P,C} = c_6, \quad c_{F,B} = (c_3 \dot{m}_3 h_3 - c_2 \dot{m}_2 h_2) / (\dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_2 h_2) \quad (3.233a, b, c)$$

Değerler yerine konulunca 4 denklem çözülmeye hazır halde aşağıdaki gibi olur:

$$0.0864 \times 334.014 + 0.138 = c_{P,P} 246.351 \quad (3.234)$$

$$c_{F,T} 22407.080 + 69.31 = 0.0864 \times 19697.757 \quad (3.235)$$

$$c_{F,B} 51949.505 + 12.94 = c_{P,B} 24745.971 \quad (3.236)$$

$$c_{F,C} 2585.242 + 12.89 = 0.0216 \times 599.493 \quad (3.237)$$

Sonuç olarak hepsi  $\$/kWh$  olacak şekilde aşağıdaki gibi bulunur:

$$c_{F,B} = 0,03062, \quad c_{F,T} = 0,07286, \quad c_{F,C} = 0,000022837, \quad c_{P,P} = 0,1177, \\ c_{P,B} = 0,0648 \quad (3.238a, b, c, d, e)$$

- Buhar Türbini: türbin için ekserji yıkım maliyetleri aşağıdaki gibidir:

$$\dot{C}_{D,T,A} = c_{F,T} \dot{E}x_{D,T,A} = 197,401 \frac{\$}{h} \quad (3.239)$$

$$\dot{C}_{D,T,A}^{AV} = c_{F,T} \dot{E}x_{D,T,A}^{AV} = 82,569 \frac{\$}{h} \quad (3.240)$$

$$\dot{C}_{D,T,A}^{UN} = c_{F,T} \dot{E}x_{D,T,A}^{UN} = 114,831 \frac{\$}{h} \quad (3.241)$$

$$\dot{C}_{D,T,A}^{EN} = c_{F,T} \dot{E}x_{D,T,A}^{EN} = 205,619 \frac{\$}{h} \quad (3.242)$$

$$\dot{C}_{D,T,A}^{EX} = c_{F,T} \dot{E}x_{D,T,A}^{EX} = -8,219 \frac{\$}{h} \quad (3.243)$$

$$\dot{C}_{D,T,A}^{AV,EN} = c_{F,T} = 91,422 \frac{\$}{h} \quad (3.244)$$

$$\dot{C}_{D,T,A}^{AV,EX} = c_{F,T} \dot{E}x_{D,T,A}^{AV,EX} = -8,853 \frac{\$}{h} \quad (3.245)$$

$$\dot{C}_{D,T,A}^{UN,EN} = c_{F,T} \dot{E}x_{D,T,A}^{UN,EN} = 114,197 \frac{\$}{h} \quad (3.246)$$

$$\dot{C}_{D,T,A}^{UN,EX} = c_{F,T} \dot{E}x_{D,T,A}^{UN,EX} = 0,07286 \times 8.704 = 0,634 \frac{\$}{h} \quad (3.247)$$

- Pompa: pompa için ekserji yıkım maliyetleri aşağıdaki gibidir:

$$\dot{C}_{D,P,A} = c_{F,P} \dot{E}x_{D,P,A} = 7,574 \frac{\$}{h} \quad (3.248)$$

$$\dot{C}_{D,P,A}^{AV} = c_{F,P} \dot{E}x_{D,P,A}^{AV} = 4,121 \frac{\$}{h} \quad (3.249)$$

$$\dot{C}_{D,P,A}^{UN} = c_{F,P} \dot{E}x_{D,P,A}^{UN} = 3,453 \frac{\$}{h} \quad (3.250)$$

$$\dot{C}_{D,P,A}^{EN} = c_{F,P} \dot{E}x_{D,P,A}^{EN} = 5,839 \frac{\$}{h} \quad (3.251)$$

$$\dot{C}_{D,P,A}^{EX} = c_{F,P} \dot{E}x_{D,P,A}^{EX} = 1,735 \frac{\$}{h} \quad (3.252)$$

$$\dot{C}_{D,P,A}^{AV,EN} = c_{F,P} \dot{E}x_{D,P,A}^{AV,EN} = 3,048 \frac{\$}{h} \quad (3.253)$$

$$\dot{C}_{D,P,A}^{AV,EX} = c_{F,P} \dot{E}x_{D,P,A}^{AV,EX} = 1,073 \frac{\$}{h} \quad (3.254)$$

$$\dot{C}_{D,P,A}^{UN,EN} = c_{F,P} \dot{E}x_{D,P,A}^{UN,EN} = 2,791 \frac{\$}{h} \quad (3.255)$$

$$\dot{C}_{D,P,A}^{UN,EX} = c_{F,P} \dot{E}x_{D,P,A}^{UN,EX} = 0,662 \frac{\$}{h} \quad (3.256)$$

- Kazan: kazan için ekserji yıkım maliyetleri aşağıdaki gibidir:

$$\dot{C}_{D,B,A} = c_{F,B} \dot{E}x_{D,B,A} = 832,974 \frac{\$}{h} \quad (3.257)$$

$$\dot{C}_{D,B,A}^{AV} = c_{F,B} \dot{E}x_{D,B,A}^{AV} = 1,924 \frac{\$}{h} \quad (3.258)$$

$$\dot{C}_{D,B,A}^{UN} = c_{F,B} \dot{E}x_{D,B,A}^{UN} = 831,049 \frac{\$}{h} \quad (3.259)$$

$$\dot{C}_{D,B,A}^{EN} = c_{F,B} \dot{E}x_{D,B,A}^{EN} = 691,477 \frac{\$}{h} \quad (3.260)$$

$$\dot{C}_{D,B,A}^{EX} = c_{F,B} \dot{E}x_{D,B,A}^{EX} = 141,947 \frac{\$}{h} \quad (3.261)$$

$$\dot{C}_{D,B,A}^{AV,EN} = c_{F,B} \dot{E}x_{D,B,A}^{AV,EN} = 12,973 \frac{\$}{h} \quad (3.262)$$

$$\dot{C}_{D,B,A}^{AV,EX} = c_{F,B} \dot{E}x_{D,B,A}^{AV,EX} = -11,048 \frac{\$}{h} \quad (3.263)$$

$$\dot{C}_{D,B,A}^{UN,EN} = c_{F,B} \dot{E}x_{D,B,A}^{UN,EN} = 678,504 \frac{\$}{h} \quad (3.264)$$

$$\dot{C}_{D,B,A}^{UN,EX} = c_{F,B} \dot{E}x_{D,B,A}^{UN,EX} = 152,545 \frac{\$}{h} \quad (3.265)$$

- Kondenser: kondenser için ekserji yıkım maliyetleri aşağıdaki gibidir:

$$\dot{C}_{D,C,A} = c_{F,C} \dot{E}x_{D,C,A} = 0,045 \frac{\$}{h} \quad (3.266)$$

$$\dot{C}_{D,C,A}^{AV} = c_{F,C} \dot{E}x_{D,C,A}^{AV} = 0,029 \frac{\$}{h} \quad (3.267)$$

$$\dot{C}_{D,C,A}^{UN} = c_{F,C} \dot{E}x_{D,C,A}^{UN} = 0,016 \frac{\$}{h} \quad (3.268)$$

$$\dot{C}_{D,C,A}^{EN} = c_{F,C} \dot{E}x_{D,C,A}^{EN} = 0,035 \frac{\$}{h} \quad (3.269)$$

$$\dot{C}_{D,C,A}^{EX} = c_{F,C} \dot{E}x_{D,C,A}^{EX} = 0,010 \frac{\$}{h} \quad (3.270)$$

$$\dot{C}_{D,C,A}^{AV,EN} = c_{F,C} \dot{E}x_{D,C,A}^{AV,EN} = 0,023 \frac{\$}{h} \quad (3.271)$$

$$\dot{C}_{D,C,A}^{AV,EX} = c_{F,C} \dot{E}x_{D,C,A}^{AV,EX} = 0,006 \frac{\$}{h} \quad (3.272)$$

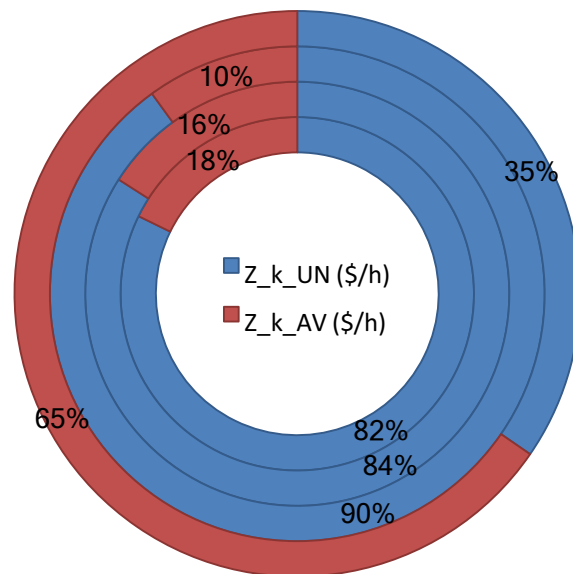
$$\dot{C}_{D,C,A}^{UN,EN} = c_{F,C} \dot{E}x_{D,C,A}^{UN,EN} = 0,013 \frac{\$}{h} \quad (3.273)$$

$$\dot{C}_{D,C,A}^{UN,EX} = c_{F,C} \dot{E}x_{D,C,A}^{UN,EX} = 0,004 \frac{\$}{h} \quad (3.274)$$

### 3.1.2.3 Sonuçlar, tartışma ve değerlendirme

Aşağıda, maliyetlerin tamamı iki tablo halinde verilmiştir. Çizelge 3.12 yatırım ve bakım tutum maliyetlerini ve bu maliyetlerin önlenemez, kaçınılabilir, iç kaynaklı , dış kaynaklı ve bunları kombinasyonlarını göstermektedir. Benzer şekilde izelge 3.13 ise ekserji yıkım maliyetlerini göstermektedir. Son olarak izelge 3.14, toplam maliyetleri göstermektedir.

şekil 3.12, bileşenlerin kaçınılabilir ve önlenemez yatırım maliyetlerinin yüzde oranlarını göstermektedir. İçerden dışarıya sırasıyla halkalar, trbın, pompa, kazan ve kondenserini temsil etmektedir. Kaçınılabilir yatırım maliyeti oranı en yüksek kondenserde görülmektedir. En az kaçınılabilir yatırım maliyeti oranı ise kazanda bulunmaktadır. Komponent bazında bakıldığında sırasıyla kondenser, trbın, pompa ve kazan maliyet açısından geliştirilmesye daha uygundur.



şekil 3.12 : Rankine evimi bileşenlerinin kaçınılabilir ve önlenemez yatırım maliyet oranı.

**Çizelge 3.12 :** Rankine çevriminin ileri eksergoekonomi analizi yatırım maliyetleri.

Bileşen	$\dot{Z}_k$ (\$/h)	$\dot{Z}_k^{UN}$ (\$/h)	$\dot{Z}_k^{AV}$ (\$/h)	$\dot{Z}_k^{EN}$ (\$/h)	$\dot{Z}_k^{EX}$ (\$/h)	$\dot{Z}_k^{UN,EN}$ (\$/h)	$\dot{Z}_k^{UN,EX}$ (\$/h)	$\dot{Z}_k^{AV,EN}$ (\$/h)	$\dot{Z}_k^{AV,EX}$ (\$/h)
T	69,312	57	12,312	68,93	0,3828	56,685	0,3148	12,244	0,06799
P	0,138	0,116	0,022	0,1115	0,02645	0,09376	0,02224	0,01778	0,004217
B	12,94	11,65	1,294	10,56	2,375	9,508	2,138	1,056	0,2375
C	12,89	4,46	8,43	10,07	2,821	3,484	0,9759	6,585	1,845

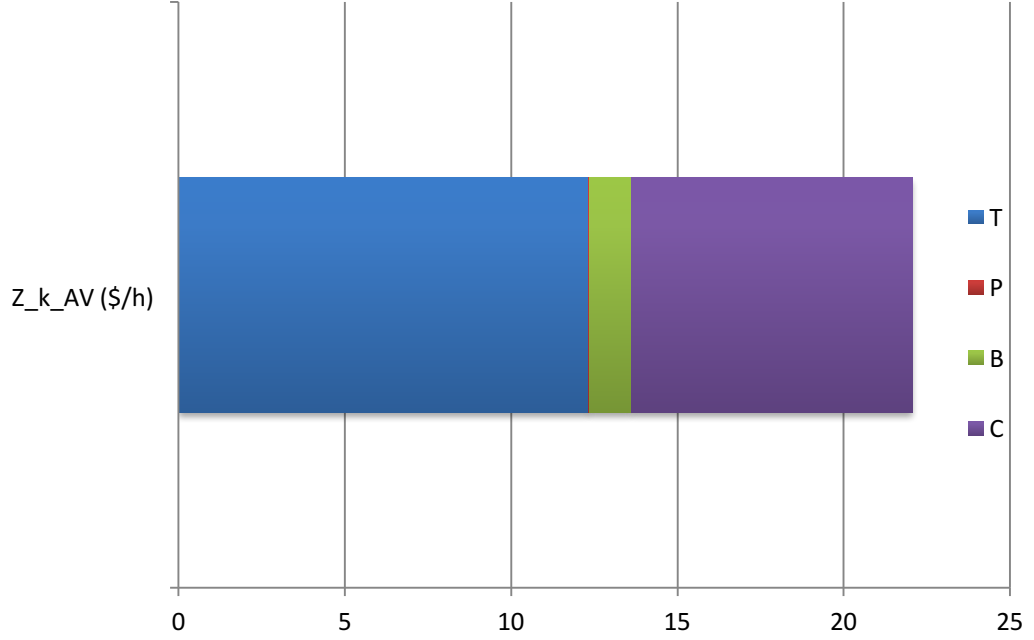
**Çizelge 3.13 :** Rankine çevriminin ileri eksergoekonomi analizi ekserji yıkımı maliyetleri.

Bileşen	$\dot{C}_{D,k}$ (\$/h)	$\dot{C}_{D,k}^{UN}$ (\$/h)	$\dot{C}_{D,k}^{AV}$ (\$/h)	$\dot{C}_{D,k}^{EN}$ (\$/h)	$\dot{C}_{D,k}^{EX}$ (\$/h)	$\dot{C}_{D,k}^{UN,EN}$ (\$/h)	$\dot{C}_{D,k}^{UN,EX}$ (\$/h)	$\dot{C}_{D,k}^{AV,EN}$ (\$/h)	$\dot{C}_{D,k}^{AV,EX}$ (\$/h)
T	197,401	114,831	82,569	205,619	-8,219	114,197	0,634	91,422	-8,853
P	7,574	3,453	4,121	5,839	1,735	2,791	0,662	3,048	1,073
B	832,974	831,049	1,924	691,477	141,947	678,504	152,545	12,973	-11,048
C	0,0045	0,016	0,029	0,035	0,01	0,013	0,004	0,023	0,006

**Çizelge 3.14 :** Rankine çevriminin ileri eksergoekonomi analizi toplam maliyetleri.

Bileşen	$\dot{C}_{D,k} + \dot{Z}_k$	$(\dot{C}_{D,k} + \dot{Z}_k)^{UN}$	$(\dot{C}_{D,k} + \dot{Z}_k)^{AV}$	$(\dot{C}_{D,k} + \dot{Z}_k)^{EN}$	$(\dot{C}_{D,k} + \dot{Z}_k)^{EX}$	$(\dot{C}_{D,k} + \dot{Z}_k)^{UN,EN}$	$(\dot{C}_{D,k} + \dot{Z}_k)^{UN,EX}$	$(\dot{C}_{D,k} + \dot{Z}_k)^{AV,EN}$	$(\dot{C}_{D,k} + \dot{Z}_k)^{AV,EX}$
T	266,713	171,831	94,881	274,549	-7,8362	170,882	0,9488	103,666	-8,78501
P	7,712	3,569	4,143	5,9505	1,76145	2,88476	0,68424	3,06578	1,077217
B	845,914	842,699	3,218	702,037	144,322	688,012	154,683	14,029	-10,8105
C	12,8945	4,476	8,459	10,105	2,831	3,497	0,9799	6,608	1,851

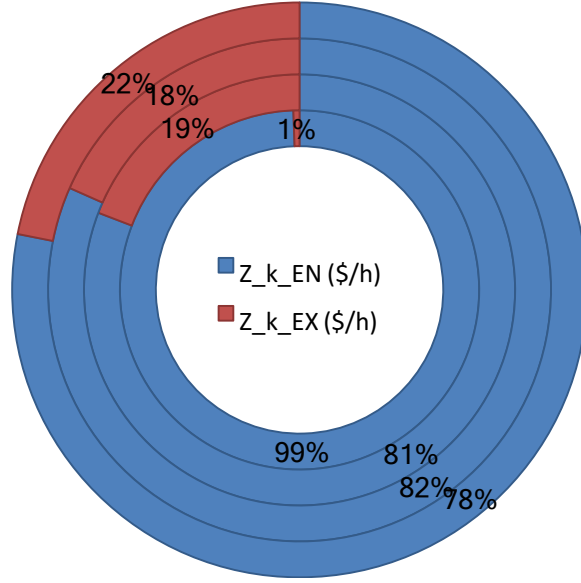
Ancak Şekil 3.13'ün gösterdiği üzere, en yüksek kaçınılabilir maliyet türbinde, sonrasında kondenser, kazan ve pompadır. Dolayısıyla, türbinin ve kondenserin yatırım maliyetini düzeltmeye yönelik yapılacak geliştirmeler sistemde daha yüksek kâr sağlayacaktır.



**Şekil 3.13 :** Rankine çevimi bileşenlerinin kaçınılabilir yatırım maliyetleri.

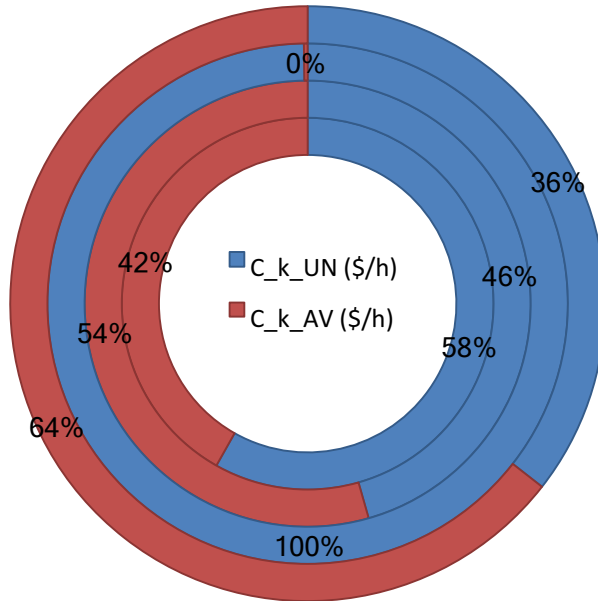
Burada ortaya çıkan görüntü ikilem gibi dursa da Şekil 3.12 bize kondenserde iyileştirmenin potansiyelinin daha yüksek, türbinde ise daha düşük olduğunu, dolayısıyla kondenserde yapılacak iyileştirme türbine göre görece daha kolay olabileceğini ancak bu çabaların karşılığında Şekil 3.13'te görülebileceği gibi harcanan eforda türbinin fazla pay sahibi olmasına rağmen kondenserden daha çok karşılık getireceği sonucunu çıkarabiliriz.

Şekil 3.14'ün gösterdiği üzere, içten dışarıya doğru sırasıyla türbin, pompa, kazan ve kondenser bileşenlerinin yatırım maliyetlerinin çoğunluğu iç kaynaklıdır. Yani, yatırım maliyetlerinde diğer bileşenlerin etkileri çok azdır. En yüksek dış kaynaklı yatırım maliyeti kondenserde, en düşüğü ise türbindedir. Arada ise pompanın dış kaynaklı yatırım maliyeti kazandan daha büyüktür. Bu şeklin sonucunda denilebilir ki sistemin birlikte çalışmasından ve diğer bileşenlerin şartlarından maliyeti en çok etkilenen bileşen kondenserdir.



**Şekil 3.14 :** Rankine çevimi bileşenlerinin iç ve dış kaynaklı yatırım maliyeti oranları.

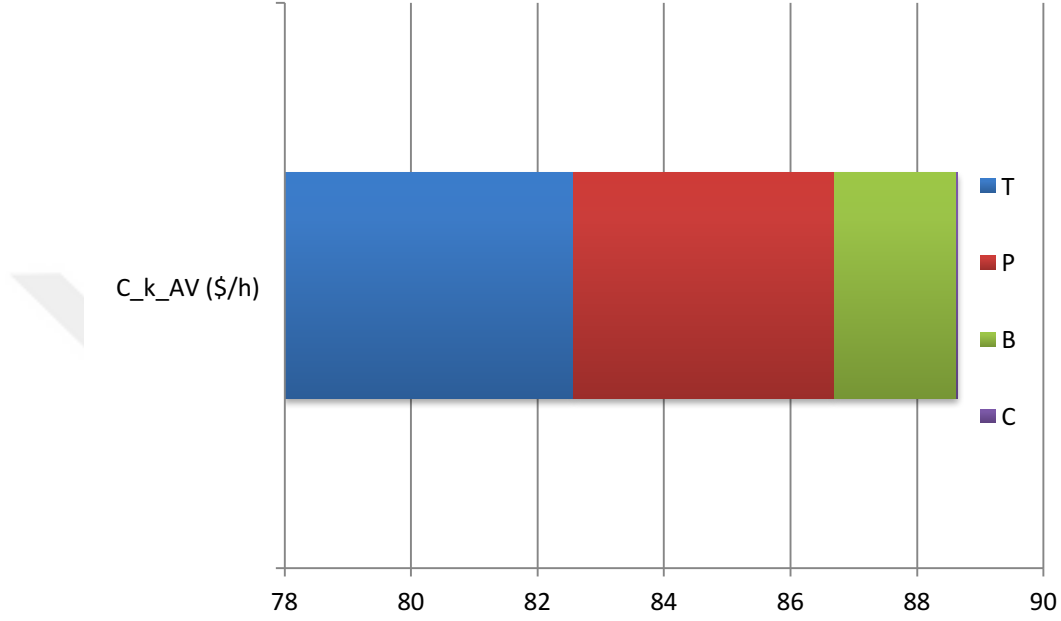
Şekil 3.15'te ekserji yıkım maliyetlerinin kaçınılabilir ve önlenemez kısımlarının oranı içerden dışarıya doğru sırasıyla türbin, pompa, kazan ve kondenser için yüzdeleriyle beraber verilmiştir. Kazanın ekserji yıkım maliyeti neredeyse tamamen önlenemezdir. Dolayısıyla kazanın geliştirilmesi ekserji yıkımı maliyeti açısından bir fayda sağlamayacaktır. En yüksek kaçınılabilir ekserji yıkımı maliyeti oranı %64 ile kondensere aittir sonra ise sırasıyla pompa %54, türbin %42 ve kazandır. Bu bilgiler ışığında söylenebilir ki kondenserin ekserji yıkımının azaltılması, bileşen bazında en çok iyileştirmeyi gösterecektir.



**Şekil 3.15 :** Rankine çevimi bileşenlerinin önlenabilir ve önlenemez ekserji yıkım maliyetleri.



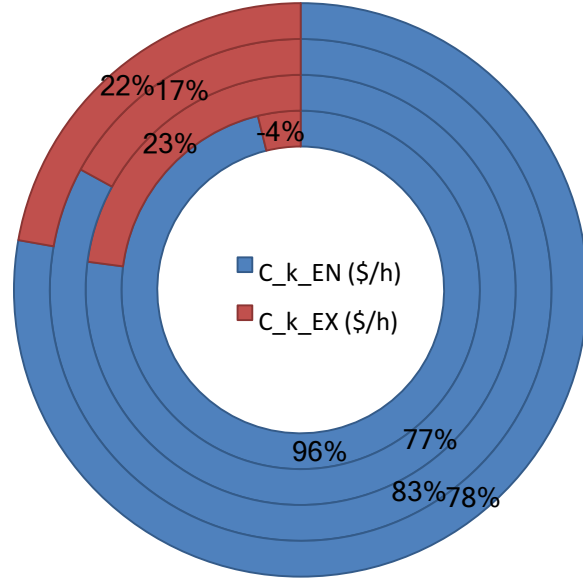
Ancak, Şekil 3.16’da görülebileceği üzere, her ne kadar oransal olarak kaçınılabilir ekserji yıkımı kondensere aitmiş gibi dursa da (Şekil 3.15) ekserji yıkımı maliyetinin kaçınılabilir kısmı 52.569 \$/h ile en yüksek türbindedir. Sonrasında pompa 4.121 \$/h, kazan 1,924 \$/h ve kondenser 0.029\$/h’tir. Türbinin dış kaynaklı ekserji yıkımı maliyeti ekserji yıkımından kaynaklı olarak negatif değere sahiptir.



**Şekil 3.16 :** Rankine çevimi bileşenlerinin önlenebilir ekserji yıkım maliyetleri.

Parasal açıdan en yüksek geri kazanım potansiyeline sahip bileşen açık ara türbin olarak görülmektedir. Kondenserin ekserji yıkım maliyetinin kaçınılabilir kısmı, mukayese edilemeyecek kadar küçük ölçüdedir. Tıpkı yatırım maliyetinde olduğu gibi burada da bileşen içinde en yüksek potansiyel kondenserde görünmesine rağmen, kondensere harcanacak eforun karşılığı diğer bileşenlere göre çok çok küçük kalmaktadır. Ekserji yıkım maliyetinin kaçınılabilir kısmı oranı ikinci en az olarak türbinde olmasına rağmen (Şekil 3.15) en yüksek parasal geri dönüş değeri de türbine aittir.

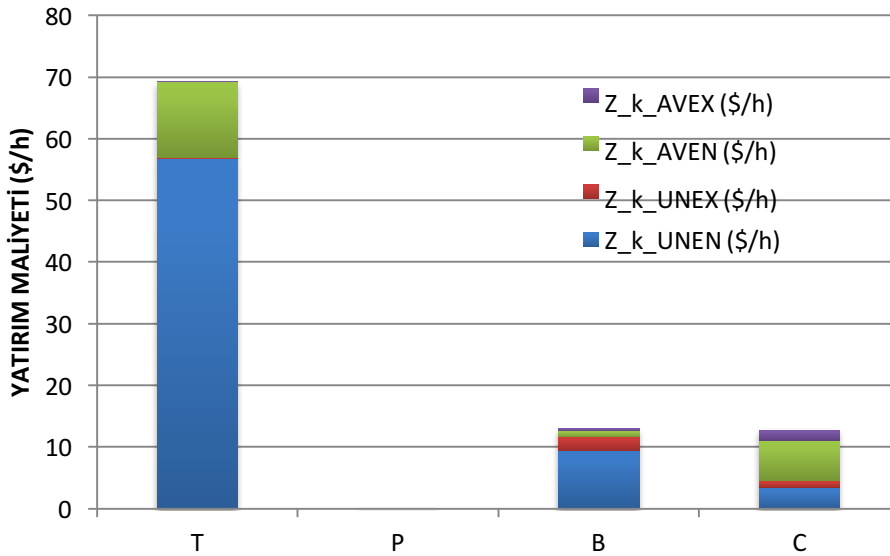
İç ve dış kaynaklı ekserji yıkımı maliyet oranları her bir bileşen için dışarıyla sırasıyla türbin, pompa, kazan ve kondenser için Şekil 3.17’de gösterilmiştir. Türbinin dış kaynaklı ekserji yıkımı maliyeti ekserji yıkımından kaynaklı olarak negatif değere sahiptir.



**Şekil 3.17 :** Rankine çevimi bileşenlerinin iç ve dış kaynaklı ekserji yıkımı maliyeti oranları.

Ekserji yıkımı maliyetlerinin büyük oranda iç kaynaklı ekserji yıkımı maliyetinden oluştuğu Şekil 3.17’de gözlemlenebilir. Diğer bileşenlerin çalışma şartlarından en çok etkilenen bileşen %23 lük oranıyla pompa olmuştur. Devamında kondenser, kazan ve türbindir. Şekil 3.14 ve Şekil 3.17’nin iç ve dış kaynaklı yatırım ve ekserji yıkım maliyetlerinin sıralama konusunda birbirleriyle tutarlılık gösterdikleri de görülmektedir.

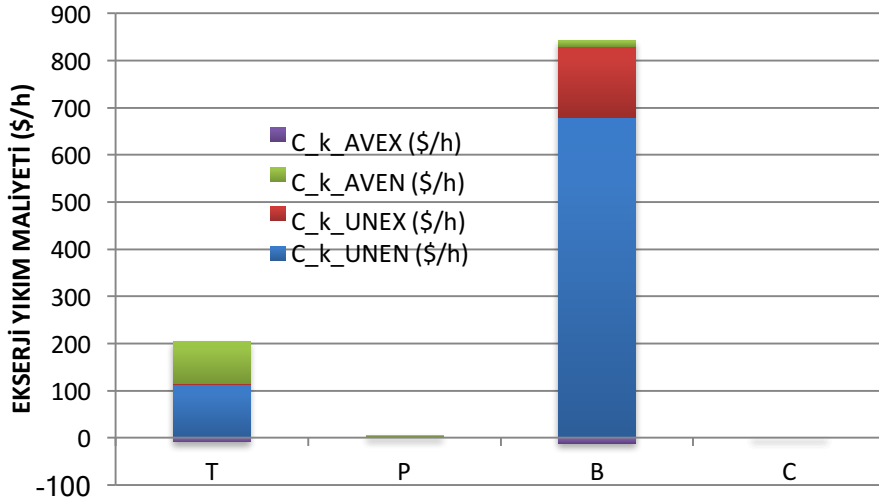
Maliyetler bir kademe daha detaylandırıldıkları zaman, iç kaynaklı, dış kaynaklı, kaçınılabilir ve kaçınılamaz maliyetlerin kombinasyonları devreye girmektedir. Şekil 3.18 yatırım maliyetlerinin detaylarını göstermektedir.



**Şekil 3.18 :** Rankine çevimi bileşenlerinin ayrıntılı yatırım maliyetleri.

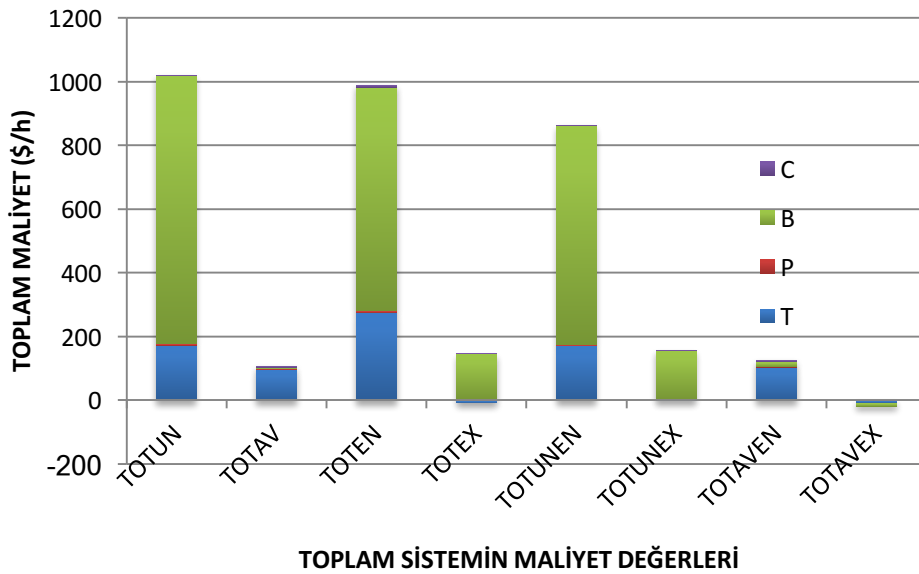
Görülebileceği üzere, en yüksek yatırım maliyeti açık ara türbine aittir. En küçük yatırım maliyeti türbin, pompa ve kazan için kaçınılabılır dış kaynaklı, kondenser için ise kaçınılamaz dış kaynaklı yatırım maliyetine aittir. En yüksek önlenemez iç kaynaklı ekserji yıkımı maliyeti de türbine aittir. Ardından kazan, kondenser ve pompa gelmektedir. Önlenemez dış kaynaklı yatırım maliyetlerinde en yüksek değer kazana, daha sonra ise sırasıyla kondenser, türbin ve pompaya aittir. Yatırım maliyetlerinde en yüksek kaçınılabılır değer türbine, sonrasında ise kondenser, kazan ve pompaya bağlıdır. Dolayısıyla bileşenlerin yatırım maliyetlerinin azaltmaya yönelik çabalarda öncelik türbinde olursa, daha fazla kâr elde edilebilir. Diğer bileşenlerin iyileştirilmesi en çok kondenserin yatırım maliyetine fayda sağlamaktadır.

Şekil 3.19'da ekserji yıkım maliyetlerinin detaylandırılmasını göstermektedir. Ekserji yıkım maliyeti, görülebileceği üzere en yüksek kazandadır. Bu maliyetin ise büyük çoğunluğu önlenemez iç kaynaklıdır. Daha sonra türbin gelmektedir. En yüksek önlenemez dış kaynaklı maliyet de kazana aittir. Diğerleri çok küçük değerler olmasına rağmen ikinci sırada pompa, ardından türbin ve kondenser gelmektedir. Her ne kadar türbinin iç kaynaklı önlenemez ekserji yıkımı maliyeti büyükse de kaçınılabılır iç kaynaklı ekserji yıkımı maliyeti de büyüktür ve diğer bileşenlerinkinden çok daha yüksektir. Kazan kaçınılabılır iç kaynaklı ekserji yıkımı maliyetinde ikinci sıraya sahiptir. Bu ikilinin geliştirilmesi sistemde çok yüksek kâr sağlayabilir. Sonrasında ise kazanın dörtte biri kadar maliyetle pompa ve ardından kondenser gelmektedir. Önlenebilir dış kaynaklı ekserji yıkım maliyetlerinde kazan ve türbin eksi değerlere sahiptir. Bu, diğer bileşenlerin iyileştirilmesinin bu iki bileşenin maliyetlerinde negatif etki edebileceği anlamına gelmektedir. Diğer bileşenler olan pompa ve kondensere göre çok daha büyük kaçınılabılır dış kaynaklı ekserji yıkımı maliyetine sahiptir. Ekserji yıkım maliyetlerinde negatif değerleri gözardı edersek, en küçük değerler kondensere aittir. Bu biraz da birim yakıt ekserjisi başına ortalama maliyet değerinin küçük olmasından kaynaklanmaktadır.



**Şekil 3.19 :** Rankine çevimi bileşenlerinin ayrıntılı ekserji yıkımı maliyetleri.

Şekil 3.20 toplam maliyetlere göre sistemin dağılımını göstermektedir. Tüm sistemin maliyetlerinin en büyük kısmı önlenemez maliyetlerden, çok küçük bir kısmı ise kaçınılabilir maliyetlerden oluşmaktadır. Sistemdeki önlenemez maliyetlerin çoğu kazandan daha sonra ise tübinden kaynaklanmaktadır. Buna karşın tüm sistem incelendiğinde kaçınılabilir maliyetlerin yüksek oranda türbine ait olduğu gözlemlenmektedir. Yine sistemdeki maliyetlerin büyük çoğunluğu iç kaynaklıdır, dış kaynaklı maliyetler çok küçük bir kısmı oluşturmaktadır. İç kaynaklı maliyetlerin büyük çoğunluğunu ve dış kaynaklı maliyetlerin neredeyse tamamını kazan oluşturmaktadır. Sistemdeki önlenemez maliyetlerin en yüksek pay sahibi kazan olmak üzere, önlenemez dış kaynaklı maliyetlerden çok çok büyüktür. Önlenemez dış kaynaklı maliyetlerin de esas sebebi kazan olarak görülmektedir.



**Şekil 3.20 :** Rankine çevimi sisteminin toplam maliyetleri.

Sistemin kaçınılabılır maliyetlerinin büyük oranda bileşenlerin kendisinden kaynaklandığı, yani iç kaynaklı olduğu rahatlıkla görülebilir. Burada dikkat çekici husus, kaçınılabılır iç kaynaklı maliyetlerin kaçınılabılır maliyetlerden sayısal olarak daha büyük görüldüğüdür. Bunu esas nedeni kaçınılabılır dış kaynaklı maliyetlerde daha önce bahsedildiği üzere bazı maliyetlerin negatif değere sahip olmasıdır.

Bir tasarımcının veya sistem geliştiricisinin en çok dikkat etmesi gereken nokta sistemin tamamındaki kaçınılabılır maliyetler; bu maliyetlerin ne kadarının iç kaynaklı ne kadarının dış kaynaklı olduğudur. Kaçınılabılır maliyetler geliştirme ve ilerleme için gerekli olan maliyet alanına sahiptir. Diğer maliyetler ise tasarımcı veya geliştiricinin ufkunu genişletmek ve sisteme müdahale ederken neleri göz önünde bulundurması gerektiğini göstermek için kullanışlıdır. Klasik eksergo-ekonomik analiz bu gibi bilgileri tasarımcıya sağlayamadığından, bu yeni yöntemin kullanımı daha çok fayda sağlayacaktır.

### **3.2 Gemi Ana Makinesi Egzoz Çıkışına Bağlı Turbojeneratör Uygulaması**

Sistem modeli açık bir egzoz sisteminden ve tek basınçlı kapalı bir buhar çevriminden oluşur. Egzoz sisteminin buhar döngüsüyle ortak kullanımda bir ekonomizörü, dramlı bir buharlaştırıcısı ve aşırı kızdırıcısı vardır. Buhar çevrimi, besleme suyu pompası, besleme suyu ön ısıtıcısı, türbin ve kondenser içerir. Özetle, besleme suyu pompalanır, ana makina soğutma suyunun enerjisi kullanılarak besleme suyu ön ısıtıcısında ısıtılır. Daha sonra, ekonomizöre girer ve çıkış doymuş su olana kadar egzoz gazı ile ısıtılır. Evaporatöre, doymuş su girer ve doymuş buhar haline gelir. Aşırı kızdırıcı, evaporatörden doymuş olarak gelen buharı aşırı kızdırılmış hale getirir, daha sonra su buharı türbinde genişler ve genişleme sonunda yoğunlaştırıcı basıncına ulaşır. Çalışma buharı, deniz suyuyla kondenser basıncında doymuş suya yoğunlaştırılır ve çevrim tamamlanır. Sistem modeli, Epsilon Professional Software'de tasarlanmış ve çalıştırılmıştır ve Şekil 3.21'de görülebilir.

#### **3.2.1 İleri ekserji analizi uygulaması**

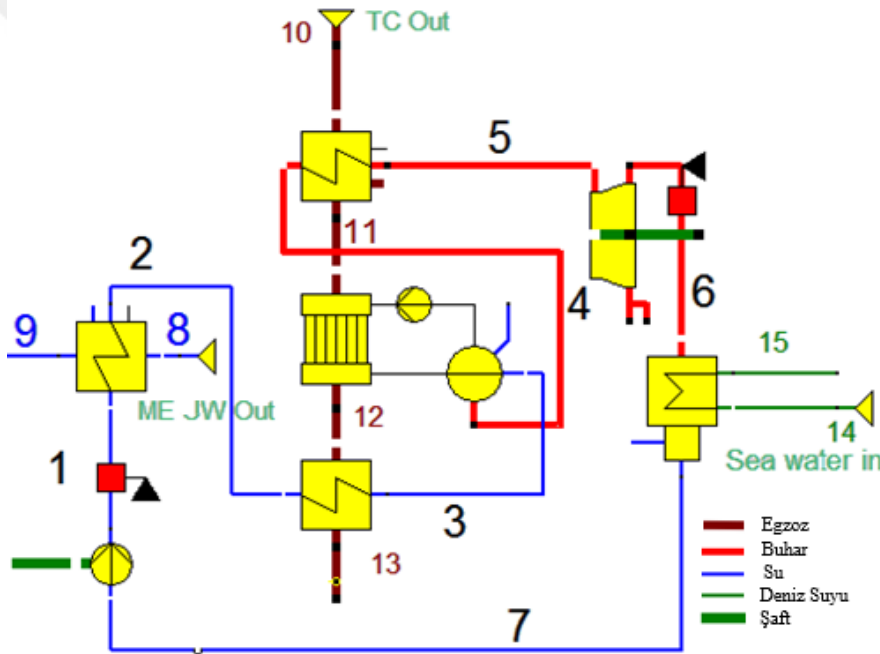
Analiz için kargo, hız, ana makina devri ve güç çıkışı, turboşarj sonrası egzoz gazı vb. ile genel kargo gemisi verileri değerlendirilmiştir.

Seyir halinde tam ana makine yükünden başlayarak, mevcut tüm veriler gemiden % 100,% 75,% 50 ve % 25 ana makine yükleri için alınmıştır. Ancak, bu çalışmada,

sadece Çizelge 3.15'teki ana makina etkin gücü, gemi hızı, ana motor ceket suyu (ME JW) durumu, turboşarj (TC) ve ana makina devirinden sonra egzoz gazı durumu içeren veriler kullanılmıştır. Deniz suyu giriş koşulları da jenerik gemiden alınmış ve tüm analizler için 20 °C ve 1.313 bar olarak sabit tutulmuştur.

**Çizelge 3.15 : Çalışma için kullanılan veri.**

Yük (%)	Makine Devri (RPM)	Gemi Hızı (knts)	Fren Gücü (MW)	TC Çıkış Sıcaklığı (C)	TC Debisi (ton/h)	ME Çıkış Sıcaklığı (C)	JW Basıncı (bar)	ME JW Debisi (ton/h)
100	74	15,37	17,03	240,72	171,65	79,98	3,08	220,45
75	67,1	13,98	12,59	224,33	131,43	80	3,13	224,6
50	49,2	10,03	4,82	232,08	68,54	80,01	3,16	229,46
25	29,6	5,78	0,99	226,36	37,8	80	3,3	191,31



**Şekil 3.21 : Tek basınç kademeli kapalı atık ısı geri kazanım buhar çevriminin genel şeması.**

Sera gazı emisyonları ile ilgili büyük önem, araştırılan geminin ana makinanın spesifik yakıt tüketimine (SFC) ve egzoz gazı içeriğine aittir. Gemi verisi, NO<sub>x</sub>, SO<sub>x</sub> gazları miktarını doğrudan verir, Emisyon değerleri Çizelge 3.16'da bulunabilir.

**Çizelge 3.16 : Ana makinenin özgül yakıt tüketimi, NO<sub>x</sub> ve SO<sub>x</sub> emisyonları.**

Yük (%)	SFC (g/kWh)	NO <sub>x</sub> (g/kWh)	SO <sub>x</sub> (g/kWh)
100	184,44	15,14	12,91
75	181,42	11,47	12,7
50	213,83	11,94	14,96
25	460,56	19,84	32,24

Yük ve ayrıca 6, 7, 7,5, ve 8 bar için kapalı buhar çevriminin besleme suyu basıncı ile parametrik çalışma için parametre olarak kullanılmıştır. Bu dört basınç koşulunun seçilmesinin nedeni, geminin 7.5 bar'da çalışan bir egzoz kazanı olmasıdır. Bu nedenle, bu değer etrafında optimum koşul parametrik çalışması yapılır. Çizelge 3.17'de, % 100 ana makine yükü için ilk tasarlanan gerçek kapalı buhar çevriminin özellikleri bir örnek olarak bulunabilir.

**Çizelge 3.17 : %100 yük ve 7,5 bar'da çalışan akışkanın hal özellikleri.**

Akış	Hal	Debi kg/s	Basınç bar	Sıcaklık °C	Entalpi kJ/kg	Entropi kJ/kgK
1	Sıvı	1,51456	7,5	41,5772	174,787	0,5931259
2	Sıvı	1,51456	7,3	71,9800	301,880	0,9786674
3	Doymuş Sıvı	1,51456	7,15	162,810	687,831	1,9707365
4	Doymuş Buhar	1,51456	7,15	165,810	2763,643	6,6997845
5	Kızgın Buhar	1,51456	7	228,720	2908,488	7,0180578
6	Islak Buhar	1,51456	0,1	45,8076	2291,729	7,2329153
7	Doymuş Sıvı	1,51456	0,08	41,5101	173,852	0,5925315
8	Sıvı	61,2361	3,08	79,98	335,072	1,0749817
9	Sıvı	61,2361	2,88	79,2344	331,929	1,0661291
10	Gaz	47,6806	1,033	240,72	244,378	7,4119299
11	Gaz	47,6806	1,028	236,265	239,777	7,4043300
12	Gaz	47,6806	1,023	172,022	173,844	7,2673981
13	Gaz	47,6806	1,013	160	161,584	7,2423002
14	Sıvı	60,3263	1,313	20	83,4512	0,2968044
15	Sıvı	60,3263	1,013	32,8076	136,623	0,4734929

Ekserji ve ileri ekserji analizleri için, gerçek, teorik ve önlenemez koşulların da tanımlanması gerekmektedir. Kapalı buhar çevrimini oluşturmak için kullanılan bileşenlerdeki veri eksikliğinden dolayı, tüm veriler uzman görüşüne göre kabul edilmiştir. Koşullar Çizelge 3.18'de verilmiştir. Görüldüğü gibi, teorik şartlarda, soğuk sıvı çıkışı ve sıcak sıvı girişi arasındaki minimum üst terminal sıcaklık farkı, 0 yerine 0,1'dir. Sıcaklık farkı olmayan durumda ısı transferi süreçleri sonsuz sürede tamamlanmış olur, ancak küçük bir tersinmezlik, süreçleri sınırlı bir sürede bitirir [10].

Gerçek çevrimler, Çizelge 3.18'de verilen bilgilerden tasarlanmıştır. Ekonomizör, egzoz gazı atık ısısının çoğunu hasat etmek için sadece gerçek çevrimler için düşük sıcaklık korozyon riskinden dolayı [133] ekonomizör çıkışında, gaz sıcaklığı 160 °C de sabitlenir. Her çevrimin üretilen gücü hesaplanır ve diğer oluşturulan döngülerde kullanılmak üzere not edilir.

Gerçek çevrimlerden elde edilen sabit güç çıkışları ile önlenemez çevrimler oluşturulur. Böylece istenen çıkış gücünü korumak için kütle akış hızı ve egzoz gazı çıkış sıcaklığı serbest bırakılır. Ekonomizer çıkışındaki egzoz sıcaklığının 160°C 'ın üzerinde olduğu görülmektedir. Her bir bileşenin önlenemez ekserji yıkımı, her çevrimin ekserji analizleri ile hesaplanır.

**Çizelge 3.18 :** Kabul edilen gerçek, teorik ve önlenemez komponent şartları.

Komponent	Şartlar		
	Gerçek	Teorik	Önlenemez
Pompa	$\eta = 0,8$	$\eta = 1$	$\eta = 0,9$
Besi suyu Önsıtıcı	$\Delta P_{12} = 0,2 \text{ bar}$	$\Delta P_{12} = 0 \text{ bar}$	$\Delta P_{12} = 0,1 \text{ bar}$
	$\Delta P_{89} = 0,2 \text{ bar}$	$\Delta P_{89} = 0 \text{ bar}$	$\Delta P_{89} = 0,1 \text{ bar}$
	$\Delta T_{Min} = 8 \text{ }^\circ\text{C}$	$\Delta T_{Min} = 0,1 \text{ }^\circ\text{C}$	$\Delta T_{Min} = 3 \text{ }^\circ\text{C}$
Ekonomizer	$\Delta P_{32} = 0,15 \text{ bar}$	$\Delta P_{32} = 0 \text{ bar}$	$\Delta P_{32} = 0,1 \text{ bar}$
	$\Delta P_{1312} = 0,01 \text{ bar}$	$\Delta P_{1312} = 0 \text{ bar}$	$\Delta P_{1312} = 0,003 \text{ bar}$
	$x_3 = 0$	$x_3 = 0$	$x_3 = 0$
Evaporatör	$\eta_P = 0,8$	$\eta_P = 1$	$\eta_P = 0,9$
	$\Delta P_{Circ} = 0,1 \text{ bar}$	$\Delta P_{Circ} = 0 \text{ bar}$	$\Delta P_{Circ} = 0,06 \text{ bar}$
	$\Delta P_{1211} = 0,005 \text{ bar}$	$\Delta P_{1211} = 0 \text{ bar}$	$\Delta P_{1211} = 0,003 \text{ bar}$
Aşırı Kızdırıcı	$x_4 = 1$	$x_4 = 1$	$x_4 = 1$
	$\Delta P_{54} = 0,15 \text{ bar}$	$\Delta P_{54} = 0 \text{ bar}$	$\Delta P_{54} = 0,08 \text{ bar}$
	$\Delta P_{1110} = 0,005 \text{ bar}$	$\Delta P_{1110} = 0 \text{ bar}$	$\Delta P_{1110} = 0,003 \text{ bar}$
Türbin	$\Delta T_{Min} = 12 \text{ }^\circ\text{C}$	$\Delta T_{Min} = 0,1 \text{ }^\circ\text{C}$	$\Delta T_{Min} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$
	$\eta_T = 0,9$	$\eta_T = 1$	$\eta_T = 0,92$
Kondenser	$P_6 = 0,1 \text{ bar}$	$P_6 = 0,04 \text{ bar}$	$P_6 = 0,05 \text{ bar}$
	$\Delta P_{67} = 0,02 \text{ bar}$	$\Delta P_{67} = 0 \text{ bar}$	$\Delta P_{67} = 0,01 \text{ bar}$
	$\Delta P_{1415} = 0,3 \text{ bar}$	$\Delta P_{1415} = 0 \text{ bar}$	$\Delta P_{1415} = 0,1 \text{ bar}$
	$\Delta T_{Min} = 13 \text{ }^\circ\text{C}$	$\Delta T_{Min} = 0,1 \text{ }^\circ\text{C}$	$\Delta T_{Min} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$

Gerçek çevrimlerden elde edilen sabit güç çıkışları ile önlenemez çevrimler oluşturulur. Böylece istenen çıkış gücünü korumak için kütle akış hızı ve egzoz gazı çıkış sıcaklığı serbest bırakılır. Ekonomizer çıkışındaki egzoz sıcaklığının 160 °C'nin üzerinde olduğu görülmektedir. Her bir bileşenin önlenemez ekserji yıkımı, her çevrimin ekserji analizleri ile hesaplanır.

Teorik çevrimler, gerçek çevrimlerin aynı miktarda güç çıkışı olan bileşenlerin iç kaynaklı (endojen) ve iç kaynaklı önlenemez ekserji yıkımlarını analiz etmek için ilk önce inşa edilir. Daha sonra, tüm teorik çevrimler, iç kaynaklı ekserji yıkımı ve iç kaynaklı önlenemez ekserji yıkımı için gerek önlenemez koşullara gerçek koşullara sahip olsun, her bir bileşen için tek tek hibridize edilir. Son olarak, her hibrit çevrimin ekserji analizleri ile hesaplanan iç kaynaklı ve iç kaynaklı önlenemez ekserji yıkımları belirlenir.



Tüm çevrimler, her ana makine yükü ve kapalı buhar çevrimi basınç kombinasyonu için oluşturulur. Kütle ve enerji korunum yasaları uygulanır. Toplam 288 çevrim ve tüm bileşenler için ekserji ve gelişmiş ekserji analizleri gerçekleştirilmektedir. Denklemler Çizelge 3.19’da gösterilmektedir. Görüldüğü gibi, ekserji ve ileri ekserji analizleri uygulamak için tüm ekserji akışları hesaplanmalıdır.

**Çizelge 3.19 :** Kütle ve enerji dengesi, yakıt ve ürün ekserji denklemleri.

Komponent	Kütle Dengesi	Enerji Dengesi	Ekserji Analizi	
			$\dot{E}x_F$	$\dot{E}x_P$
Pompa	$\dot{m}_7 = \dot{m}_1$	$\dot{W}_P = \dot{m}_1(h_1 - h_7)$	$\dot{W}_P$	$\dot{E}x_1 - \dot{E}x_7$
Besi suyu	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$	$\dot{m}_1(h_2 - h_1)$	$\dot{E}x_8 - \dot{E}x_9$	$\dot{E}x_2 - \dot{E}x_1$
Önısıtıcı	$\dot{m}_9 = \dot{m}_8$	$= \dot{m}_8(h_8 - h_9)$		
Ekonomizer	$\dot{m}_3 = \dot{m}_2$	$\dot{m}_3(h_2 - h_3)$	$\dot{E}x_{12} - \dot{E}x_{13}$	$\dot{E}x_3 - \dot{E}x_2$
Evaporatör	$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{12}$	$= \dot{m}_{12}(h_{12} - h_{13})$		
	$\dot{m}_4 = \dot{m}_3$	$\dot{m}_3(h_4 - h_3)$	$\dot{E}x_{11} - \dot{E}x_{12}$	$\dot{E}x_4 - \dot{E}x_3$
Aşırı Kızdırıcı	$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12}$	$= \dot{m}_{12}(h_{11} - h_{12})$		
	$\dot{m}_4 = \dot{m}_5$	$\dot{m}_4(h_5 - h_4)$	$\dot{E}x_{10} - \dot{E}x_{11}$	$\dot{E}x_5 - \dot{E}x_4$
Türbin	$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11}$	$= \dot{m}_{11}(h_{10} - h_{11})$		
	$\dot{m}_5 = \dot{m}_6$	$\dot{W}_T = \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_6 h_6$	$\dot{E}x_5 - \dot{E}x_6$	$\dot{W}_T$
Kondenser	$\dot{m}_6 = \dot{m}_7$	$\dot{m}_6(h_6 - h_7)$	$\dot{E}x_6 - \dot{E}x_7$	$\dot{E}x_{15} - \dot{E}x_{14}$
	$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{15}$	$= \dot{m}_{14}(h_{15} - h_{14})$		

### 3.2.1.1 Sonuçlar ve tartışma

Çizelge 3.17’de verilen verilerle tutarlı olmak için, ekserji ve ileri ekserji analizleri sonuçları, % 100 ana makine yükü ve 7,5 bar besleme suyu basıncı için ekserji verimi, ve yeni ekserji verimi ile birlikte Çizelge 3.20 ve Çizelge 3.21’de verilmiştir.

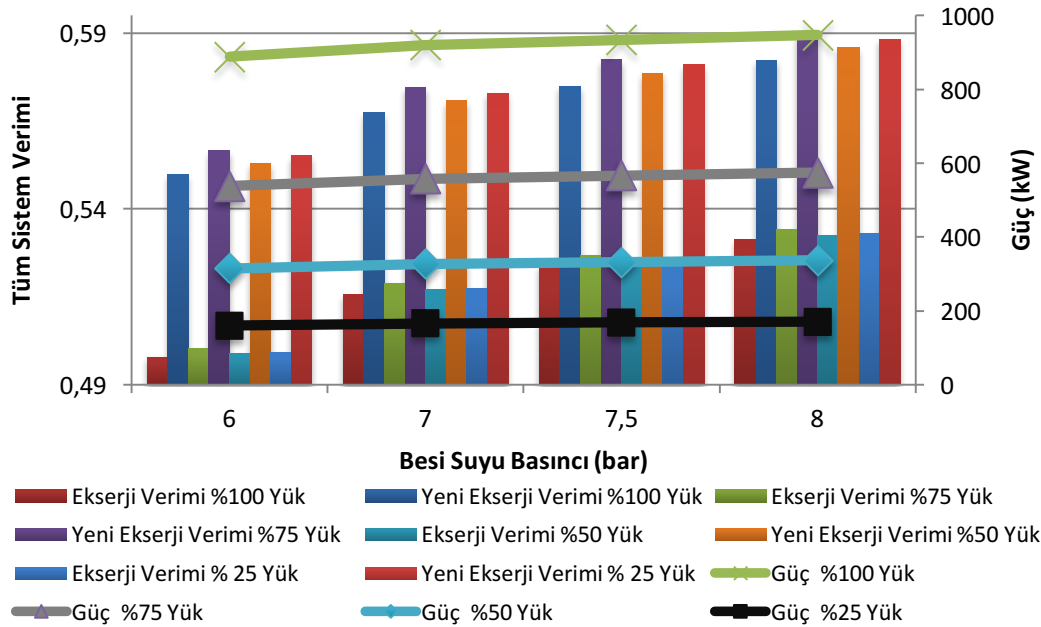
**Çizelge 3.20 :** % 100 yük ve 7,5 bar’da buhar çevriminin ekserji analizi sonuçları.

Komponent	$\dot{E}x_{F,k}$	$\dot{E}x_{P,k}$	$\dot{E}x_{D,k}$	$\varepsilon_k$	$\gamma_{D,k}^*$
Pompa	1,419	1,171	0,249	0,825	0,000
Besi suyu Önısıtıcı	44,415	32,991	11,424	0,743	0,021
Ekonomizer	257,672	174,124	83,548	0,676	0,151
Evaporatör	1360,340	1187,524	172,816	0,873	0,312
Aşırı Kızdırıcı	120,397	87,707	32,690	0,728	0,059
Türbin	1023,005	934,118	88,887	0,913	0,160
Kondenser	460,512	296,157	164,355	0,643	0,297
Tüm Sistem	1782,825	934,118	553,969	0,524	

**Çizelge 3.21 : % 100 yük ve 7,5 bar'da çevrimin ileri ekserji analizi sonuçları.**

Komponent	$\dot{E}x_{D,k}^{UN}$	$\dot{E}x_{D,k}^{AV}$	$\dot{E}x_{D,k}^{EN}$	$\dot{E}x_{D,k}^{EX}$	$\dot{E}x_{D,k}^{EN,UN}$	$\dot{E}x_{D,k}^{EN,AV}$	$\dot{E}x_{D,k}^{EX,UN}$	$\dot{E}x_{D,k}^{EX,AV}$	$\epsilon_k^*$
Pompa	0,100	0,148	0,194	0,054	0,086	0,108	0,014	0,040	0,921
Besisuyu									
Önisıtıcı	17,341	-5,917	15,680	-4,256	15,403	0,277	1,939	-6,195	0,655
ekonomizer	53,971	29,577	76,360	7,188	50,896	25,464	3,075	4,113	0,763
Evaporatör	156,359	16,457	152,987	19,829	145,444	7,542	10,914	8,915	0,884
Aşırı									
Kızdırıcı	21,733	10,957	28,892	3,798	20,283	8,609	1,450	2,348	0,801
Türbin	72,504	16,383	93,844	-4,957	73,443	20,400	-0,940	-4,017	0,928
Kondenser	73,795	90,560	139,674	24,681	65,120	74,555	8,675	16,006	0,801
Tüm Sistem		158,16							0,575

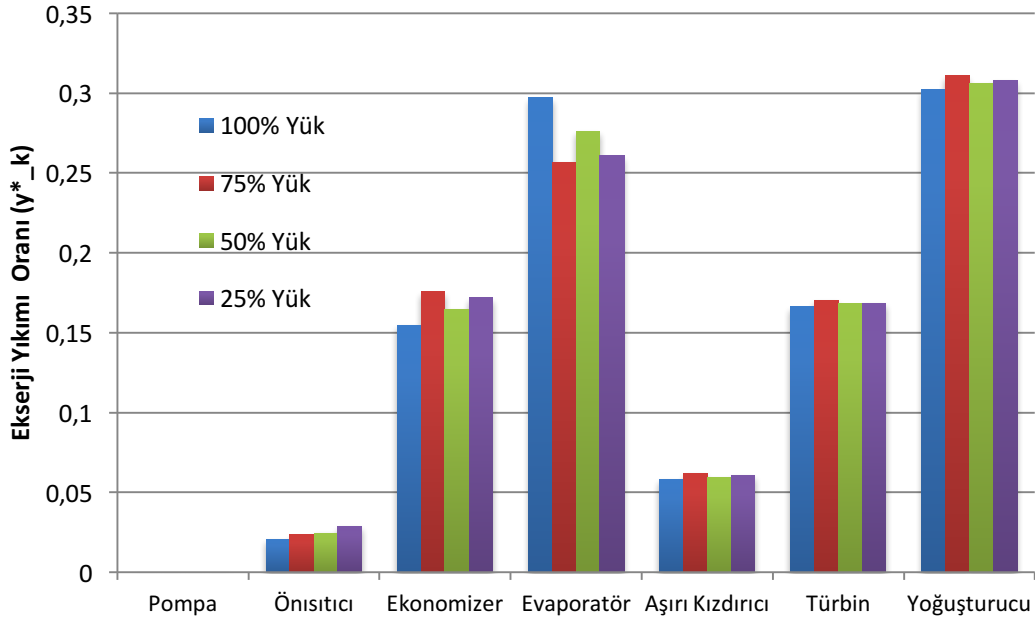
Şekil 3.22,% 75 yükün tüm basınçlar için en iyi ekserji ve yeni ekserji verimliliğine sahip olduğunu göstermektedir. % 100 yükteki güç çıkışları beklendiği gibi en yüksektir. Tüm besleme suyu basınç koşulları için % 75 yük, en yüksek ekserji ve hepsi arasında yeni ekserji verimliliğine sahiptir. Bu, ana makina özelliklerine bağlı olabilir. 8 bar buhar çevrimi güç çıkışlarında, ekserji ve yeni ekserji verimliliği her koşulda en yüksektir. Orijinal egzoz kazan basıncı, 7,5 bar, değiştirilmeli ve çalışmalar 8 bar besleme suyu basıncına odaklanmalıdır. Bu iyileştirmenin ilk adımıdır.



**Şekil 3.22 : Besi suyu basıncı ve makine yüklerine göre ekserji, yeni ekserji verimleri ve güç çıktıları.**

Şekil 3.23, 8 barda tüm ana makine yükleri için ekserji yıkımlarının ekserji analiz sonuçlarını göstermektedir. Pompa ekserji yıkımları içerisinde en düşük paya sahiptir

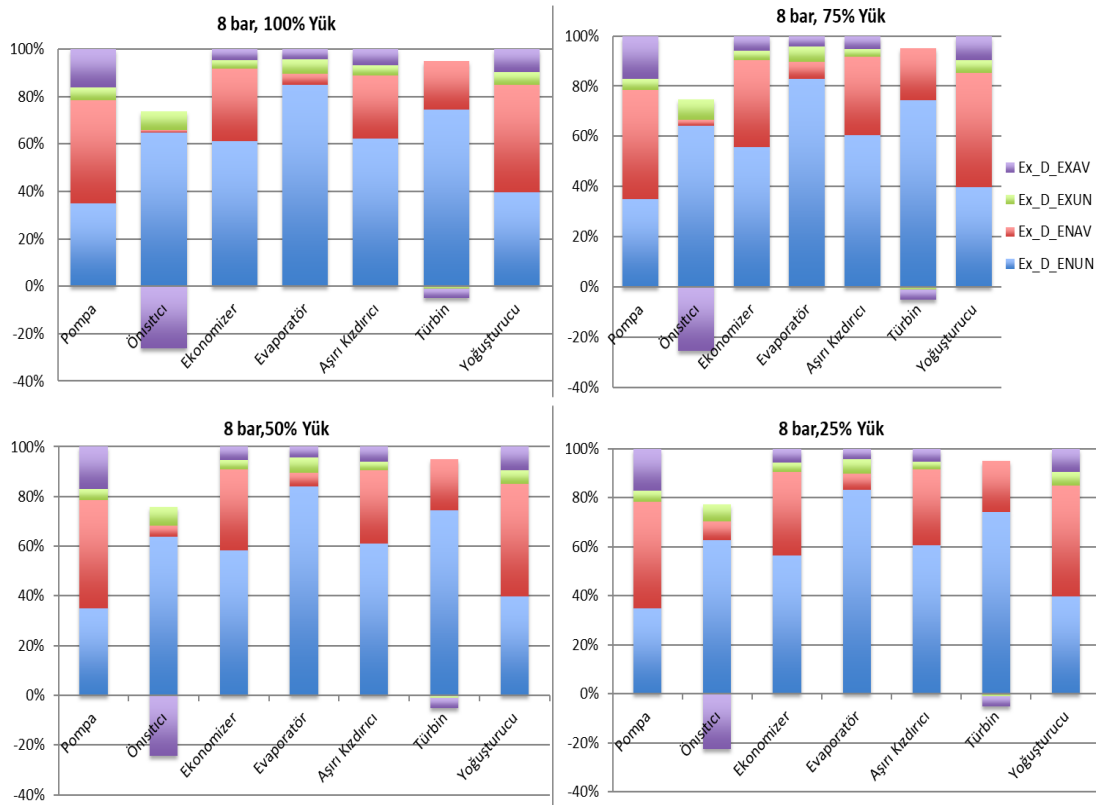
ve kondenser tüm yüklerinde en yüksek değere sahiptir. Evaporatör, ekserji tahribatının en yüksek ikinci hissesine sahiptir. Ekserji yıkımı eğilimleri, yüke göre önemli ölçüde değişmez. Bu şekilde ekserji analizi, iyileştirme çabalarının önce kondenser ve ardından evaporatöre odaklanması gerektiğini ifade etmektedir. En az çaba pompa ve besleme suyu ısıtıcısına yönlendirilmelidir. Bununla birlikte, bu ekserji yıkımının ne kadarının geri kazanılabileceği veya diğer bileşenlerin incelenen bileşen üzerindeki etkisinin ne olduğu hakkında bir bilgi bulunmamaktadır.



**Şekil 3.23 :** 8 bar'da tüm makine yükleri için tüm komponentlerin ekserji yıkımı oranları.

Şekil 3.24, ileri ekserji analizinin uygulanmasından sonra incelenen bileşenlerin ekserji yıkımlarının yüzde kısımlarını göstermektedir. Tüm yüklerinde, besleme suyu ısıtıcısının ve türbinin dış kaynaklı önlenebilir yıkımlarının ve ayrıca türbinin dış kaynaklı önlenebilir ekserji yıkımının negatif olduğunu fark etmek uygun olabilir. Bunun nedeni kondenser basıncındaki değişimdir. Kondenser basıncı, iç kaynaklı, iç kaynaklı önlenebilir hibrit ve önlenebilir çevrimleri daha düşük olduğunda, türbin daha fazla güç üretir, ancak daha fazla ekserji yıkımı da vardır. Ayrıca, giriş akışı (boru 1) düşük kondenser basıncından dolayı daha düşük bir sıcaklığa sahip olacaktır, bu nedenle besleme suyu ön ısıtıcısının yakıt tüketimi ve ekserji oranı artar, dolayısıyla ekserji yok olur. Bunun yanı sıra, incelenen her bir bileşen için tüm koşullar için ekserji yıkımı profillerinin benzer olduğu da gözlemlenebilir. Değerler biraz farklı olsa da, genel değerlendirme sadece bir durum kombinasyonunun, 8 bar, % 100 makine yükü analizi ile yapılabilir. En yüksek pay, tüm bileşenlerin iç

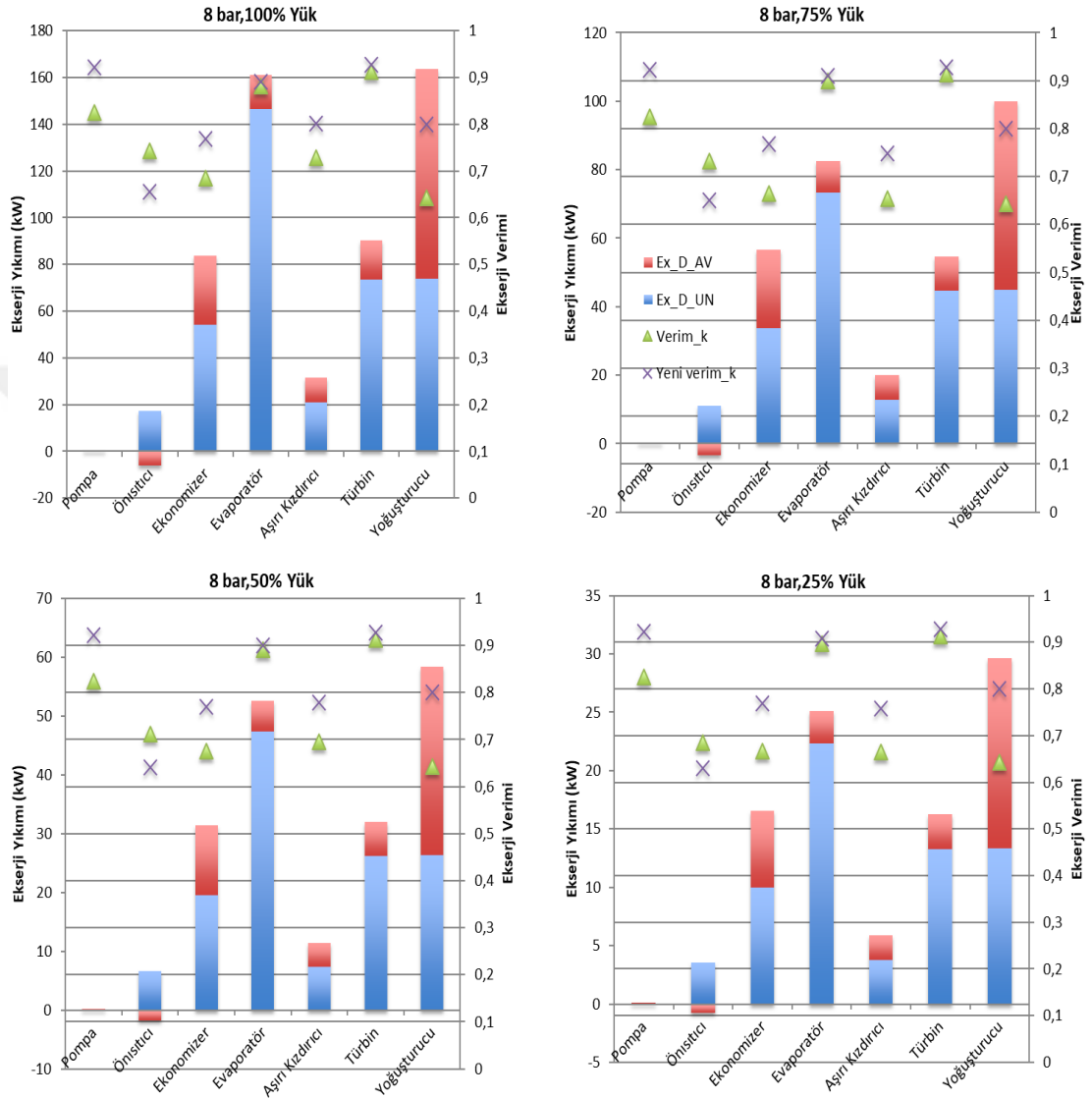
kaynaklı önlenemez ekserji yıkımı, daha sonra iç kaynaklı önlenebilir ekserji yıkımınıdır. Yani, genel sistemin bileşenleri arasındaki etkileşimler zayıftır ve çoğunlukla, iyileştirmek gereken bileşenin kendisidir. Pompa iç kaynaklı önlenebilir ekserji yıkımının en yüksek payına sahiptir, ikincisi kondenser ve üçüncüsü ekonomizördür. Dış kaynaklı önlenebilir ekserji yıkımı da pompada en yüksek, daha sonra da yoğunlaştırıcıdır. Şekil 3.23'teki bilgilerle ilgili olarak, tasarımcı daha fazla ekserji elde etmek için önce kaçınılabilir ekserji yıkımına odaklanacaktır, ikinci olarak, önlenebilir ekserji yıkımlarının bileşenlerini sıralamak için en yüksek yüzdesini karşılaştırarak, sonunda bileşen ya da sistem topolojisi içinde iyileştirmeye başlayacaktır.



**Şekil 3.24 :** İleri ekserji analizleri sonuçlarına göre ekserji yıkım yüzdeleri.

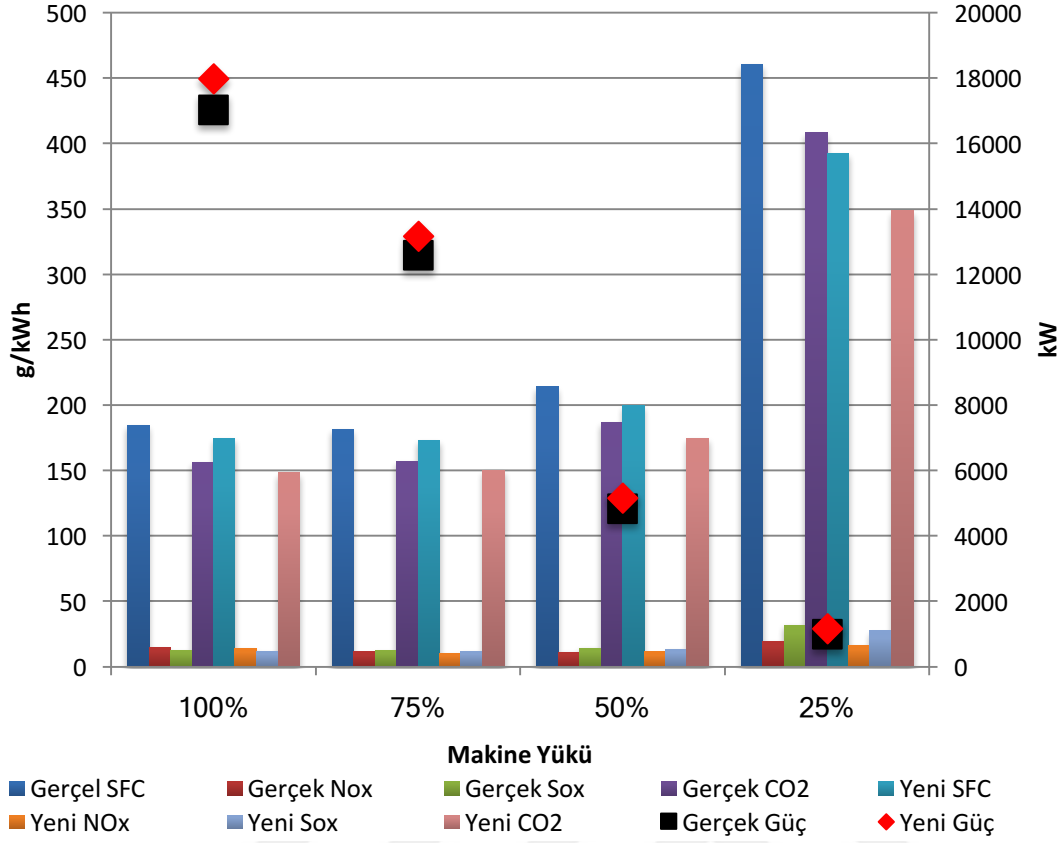
Şekil 3.25, tüm bileşenlerin ekserji yıkımlarının önlenebileceği ve önlenemez parçalarının yanı sıra her bir bileşenin ekserji ve yeni ekserji verimliliğini göstermektedir. Genel olarak, tüm değişkenlerin dağılım eğilimleri tüm koşullar için benzerdir. Kaçınılabilir maksimum ekserji yıkımı kondensere aittir, yani herhangi bir iyileştirme yapılabiliyorsa, ekserji yıkımının yüksek geri kazanılabilirliği nedeniyle kondenser ile başlamalıdır. İkincisi, odaklanmak için ekonomizördür. Evaporatörün en yüksek payı önlenemez ekserji yıkımıdır, önlenebilirlik payı aşırı kızdırıcıdan

daha yüksektir, ancak Şekil 3.24 ile kıyaslandığında, evaporatörün üzerinde iyileştirmek için daha az çaba sarf edilmesi gerektiği ve aynı zamanda pompanın önlenebilir en yüksek oranda ekserji tahribatına sahip olduğu söylenebilir ancak geri kazanılabilir miktarı, hepsinin en küçüğüdür.



Şekil 3.25 : İleri ekserji analizleri sonuçlarına göre önlenebilir ve önlenebilir ekserji yıkımlarının payları.

Şekil 3.26, 8 bar besleme suyu basıncındaki tüm makine yüklerine uygulanan buhar çevriminden önce ve sonra özgül yakıt tüketimini, NO<sub>x</sub>, SO<sub>x</sub> ve CO<sub>2</sub> içeriğini göstermektedir. Ana makina hızı, gemi hızı, yakıt tüketimi sabit ve güç çıkışı artarken tüm değişkenlerin azaldığını gözlemlemek kolaydır. Güç çıkışının artışıyla, dizel jeneratörü ve şaft jeneratörü elektrik üretim ihtiyacı düşer, ve gerektiğinde PTI / PTO dişli takımı ile şaftta fazla güç çıkışı bile eklenebilir. Bu nedenle, bir buhar çevriminin dahil edilmesi büyük bir gelişme olarak ifade edilebilir.



Şekil 3.26 : Çevrimden önce ve sonra özgül yakıt tüketimi, egzoz gazının NOx, SOx, CO2 içerikleri ve sistemin güç çıktısı.

### 3.2.1.2 Değerlendirme

Detaylı bir ileri ekserji analizi, standart ekserji analizine kıyasla, sistemin çalışması ve incelenen bileşenlerin iyileştirme olanakları hakkında daha fazla bilgi vermiştir. Ekserji analizi, kondansatör, evaporatör, türbin, ekonomizer, aşırı kızdırıcı, besleme suyu ısıtıcısı ve pompa üzerinde iyileştirme odağının ve çalışmanın sırasıyla olması gerektiğini ileri sürerken, ileri ekserji analizleri kondenser, ekonomizer, türbin, evaporatör, kızdırıcı, pompa gibi farklı bir sıralama sunmuştur. Ayrıca, diğer bileşenlerin incelenen bileşen üzerindeki etkileri, ekserji yıkımlarının bölünmesiyle elde edilmiştir. Bu bilgi, tasarımcının en iyi çalışma koşullarına ve genel sistemin topolojisine karar vermesine yardımcı olacaktır.

Ana makinadan sonra kapalı bir buhar çevriminin eklenmesi, geminin güç çıkışını artırmıştır. Bu nedenle, jeneratör gerekliliği azaltılır veya tamamen ortadan kaybolur. PTI / PTO dişli ile üretilen güç, gerektiğinde şafta doğrudan kanalizasyon edilebilir. Ayrıca WHR sisteminin eklenmesi, özel yakıt tüketimini, NOx, SOx, CO2 emisyonlarını makine yüklerine göre % 5,25 ila % 14,7 arasında azaltır.

### 3.2.2 İleri eksergoekonomi analizi uygulaması

Sistem %100 makine yüküne göre, maksimum basınca göre çeşitlendirilmiştir. Gerçek basınç 7.5 bar ile beraber, 7 ve 8 bar basınçlı sistemler de tasarlanmıştır. Çizelge 3.22 ve Çizelge 3.23'te 7 ve 8 bar'lık veriler görülebilir. Bir önceki bölümde ve bir yayında sisteme dair detaylı bilgi mevcuttur [60].

**Çizelge 3.22 : 7 bar basınçlı sistemin özellikleri.**

Akış	Hal	P bar	T °C	M kg/s	E kW
1	Sıvı	7	41.57	1.513	19.100
2	Sıvı	6.8	71.98	1.513	52.069
3	Doymuş Sıvı	6.65	159.89	1.513	218.944
4	Doymuş Buhar	6.65	162.89	1.513	1397.87
5	Kızgın Buhar	6.5	228.72	1.513	1488.02
6	Islak Buhar	0.1	45.81	1.513	480.523
7	Doymuş Sıvı	0.08	41.51	1.513	18.010
8	Sıvı	3.08	79.98	61.236	2531.47
9	Sıvı	2.88	79.24	61.236	2487.09
10	Gaz	1.033	240.72	47.681	3381.79
11	Gaz	1.028	236.11	47.681	3257.76
12	Gaz	1.023	171.62	47.681	1893.39
13	Gaz	1.013	160.00	47.681	1643.29
14	Sıvı	1.313	20.00	60.589	177.875
15	Sıvı	1.013	32.81	60.589	475.319

**Çizelge 3.23 : 8 bar basınçlı sistemin özellikleri.**

Akış	Hal	P bar	T °C	M kg/s	E kW
1	Sıvı	8	41.58	1.516	19.289
2	Sıvı	7.9	71.98	1.516	52.303
3	Doymuş Sıvı	7.8	165.57	1.516	233.391
4	Doymuş Buhar	7.8	168.57	1.516	1428.79
5	Kızgın Buhar	7.72	228.72	1.516	1514.10
6	Islak Buhar	0.05	45.81	1.516	476.694
7	Doymuş Sıvı	0.04	41.51	1.516	18.039
8	Sıvı	3.3	79.98	61.236	2531.47
9	Sıvı	3.2	79.23	61.236	2487.03
10	Gaz	1.033	240.72	47.681	3381.70
11	Gaz	1.03	236.41	47.681	3264.68
12	Gaz	1.027	172.40	47.681	1908.17
13	Gaz	1.024	160.00	47.681	1643.29
14	Sıvı	1.313	20.00	60.083	176.391
15	Sıvı	1.213	32.81	60.083	471.354

Önceden tanımlanmış bileşenlerin gerçek çalışma koşullarının yanı sıra ileri eksergoekonomi için önlenemez maliyet koşulları gereklidir. Bu değerler Çizelge 3.24'te bulunabilirler.

Bileşenlerin yatırım maliyetleri, 30 yıllık yaşam süreleri,% 12.75 faiz oranı, akaryakıt fiyatı 161.5 \$ / ton varsayımlarına göre hesaplanmıştır, 6720 saat / yıl çalışma saatleri, işletme ve bakım maliyeti, yatırım maliyetinin% 6'sı kadardır [123]. Son olarak, yakıtın düşük ısı değeri 39.466 MJ / kg'dır [134]. Pompa ve türbin için önlenemez yatırım maliyetinin yüzdesi literatürden alınmıştır [67].

**Çizelge 3.24 :** Atık ısı geri kazanım sisteminin gerçek ve önlenemez maliyet şartları.

Komponent	Gerçek	Önlenemez Maliyet
Pompa	$\eta = 0.8$	$\dot{Z}_k^{UN} = 60\% \dot{Z}_k$
Besi suyu	$\Delta P_{cold} = 0.2 \text{ bar}$	$\Delta P_{cold} = 0.3 \text{ bar}$
Önisıtıcı	$\Delta P_{hot} = 0.2 \text{ bar}$ $\Delta T_{Min} = 8 \text{ }^\circ\text{C}$	$\Delta P_{hot} = 0.3 \text{ bar}$ $\Delta T_{Min} = 11 \text{ }^\circ\text{C}$
Ekonomizer	$\Delta P_{cold} = 0.15 \text{ bar}$ $\Delta P_{hot} = 0.01 \text{ bar}$ $x_3 = 0$	$\Delta P_{cold} = 0.25 \text{ bar}$ $\Delta P_{hot} = 0.02 \text{ bar}$ $x_3 = 0$
Evaporatör	$\eta_P = 0.8$ $\Delta P_{Circ} = 0.1 \text{ bar}$ $\Delta P_{hot} = 0.005 \text{ bar}$ $\Delta T_{App} = 3 \text{ }^\circ\text{C}$ $x_4 = 1$	$\eta_P = 0.6$ $\Delta P_{Circ} = 0.15 \text{ bar}$ $\Delta P_{hot} = 0.01 \text{ bar}$ $\Delta T_{App} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ $x_4 = 1$
Aşırı	$\Delta P_{cold} = 0.15 \text{ bar}$	$\Delta P_{cold} = 0.2 \text{ bar}$
Kızdırıcı	$\Delta P_{hot} = 0.005 \text{ bar}$ $\Delta T_{Min} = 12 \text{ }^\circ\text{C}$	$\Delta P_{hot} = 0.01 \text{ bar}$ $\Delta T_{Min} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$
Türbin	$\eta_T = 0.9$	$\dot{Z}_k^{UN} = 90\% \dot{Z}_k$
Kondenser	$P_6 = 0.1 \text{ bar}$ $\Delta P_{hot} = 0.02 \text{ bar}$ $\Delta P_{cold} = 0.3 \text{ bar}$ $\Delta T_{Min} = 13 \text{ }^\circ\text{C}$	$P_6 = 0.15 \text{ bar}$ $\Delta P_{hot} = 0.03 \text{ bar}$ $\Delta P_{cold} = 0.4 \text{ bar}$ $\Delta T_{Min} = 18 \text{ }^\circ\text{C}$

Bileşenler için yatırım maliyeti verilerinin eksik olması nedeniyle satın alınan ekipman maliyetleri literatür ışığında belirlenmektedir [49]. Her bileşen için, formülasyonlar, güç, akış hızı ve ısı transfer alanı gibi bileşenlerin karakteristik parametrelerine bağlıdır. 30 yıllık ömür içinde bileşenlerin saatlik maliyetlerini hesaplamak için geleneksel ekonomik analiz uygulanır. Geleneksel eksergoekonomik analiz, spesifik yakıt ekserji maliyetlerini belirlemek için yardımcı denklemlerle birlikte eksergoekonomik denge denklemlerleriyle gerçekleştirilmiştir. Yardımcı denklemler, literature göre varsayılmıştır [10]. Egzoz gazlarının ve ceket soğutma



suyunun maliyetlerinin, aynı gemi makinasının yan ürünü olması nedeniyle aynı değere sahip olduğu varsayılmaktadır.

Önlenemez maliyet koşulları, Tablo 3'teki veriler kullanılarak önlenemez yatırım maliyetlerini bulmak için bileşenlere uygulanır. Daha önce de belirtildiği gibi, tüm ısı eşanjörleri için yatırım maliyetlerinin önlenemez kısmı, sistemden izole ve giriş koşulları korunurken hesaplanır. Doğal bir kaynak olduğu için deniz suyu giriş akışının spesifik maliyeti sıfır kabul edilir. Egzoz gazı akışının spesifik maliyeti, yakıtın yakıtın daha düşük ısıl değerine bölünmesiyle hesaplanır. Çizelge 3.25, sistemin eksergoekonomik maliyet dengesini ve yardımcı denklemlerini göstermektedir.

**Çizelge 3.25 :** Eksergoekonomik denge denklemleri ve yardımcı denklemler.

Komponent	Eksergoekonomik Analiz
Pompa	$c_w \dot{W}_P + \dot{Z}_P = c_1 \dot{E}x_1 - c_7 \dot{E}x_7$
Besi suyu Önısıtıcı	$c_8 \dot{E}x_8 - c_9 \dot{E}x_9 + \dot{Z}_{PH} = c_2 \dot{E}x_2 - c_1 \dot{E}x_1$ Aux: $c_8 = c_9 = c_{10}$
Ekonomizer	$c_{12} \dot{E}x_{12} - c_{13} \dot{E}x_{13} + \dot{Z}_{Econ} = c_3 \dot{E}x_3 - c_2 \dot{E}x_2$ Aux: $c_{12} = c_{13}$
Evaporatör	$c_{11} \dot{E}x_{11} - c_{12} \dot{E}x_{12} + \dot{Z}_{Evap} = c_4 \dot{E}x_4 - c_3 \dot{E}x_3$ Aux: $c_{11} = c_{12}$
Aşırı Kızdırıcı	$c_{10} \dot{E}x_{10} - c_{11} \dot{E}x_{11} + \dot{Z}_{Sup} = c_5 \dot{E}x_5 - c_4 \dot{E}x_4$ Aux: $c_{10} = c_{11}$ $c_{10} = 0,01625 \text{ \$/kWh}$
Türbin	$c_5 \dot{E}x_5 - c_6 \dot{E}x_6 + \dot{Z}_T = c_w \dot{W}_T$ Aux: $c_5 = c_6$
Kondenser	$c_6 \dot{E}x_6 - c_7 \dot{E}x_7 + \dot{Z}_{Cond} = c_{15} \dot{E}x_{15} - c_{14} \dot{E}x_{14}$ Aux: $c_6 = c_7$ $c_{14} = 0$

### 3.2.2.1 Sonuçlar ve tartışma

Konvansiyonel ve ileri eksergoekonomik analizlerin sonuçları bu bölümde sunulmaktadır. Çizelge 3.26, Çizelge 3.27 ve Çizelge 3.28 tüm sonuçları sırasıyla 7, 7.5 ve 8 bar olarak farklı sistem basınçlarına göre temsil etmektedir. Ayrıca, incelenen sistemlerin toplam ekserji verimliliği ve güç üretimi 7 bar için% 51,6 ve 919,95 kW, 7,5 bar için% 52,4 ve 934.12 kW, son olarak da 8 bar için% 53,1 ve 947,27 kW'dır [60]. Bu nedenle, genel sistemlerin ekserji yıkımı, ekserji verimliliğindeki artışa bağlı olarak azalmaktadır.

Geleneksel eksergoekonomik analizler, yatırım maliyetleri açısından farklı maksimum basınç seviyesine sahip sistemlerin, bileşenler için aynı sıralamayı gösterdiğini ortaya koymaktadır. Türbin, tüm sistemler için en yüksek yatırım maliyetine sahiptir. Bunun nedeni neredeyse 1 MW güç üreten büyük ve pahalı türbin gereksinimidir. Dolayısıyla, analiz, iyileştirme çabalarının türbin üretmenin daha ucuz yollarını bulmaya odaklanması gerektiğini göstermektedir.

**Çizelge 3.26 :** 7 bar basınçlı sistem için geleneksel ve ileri eksergoekonomik analiz sonuçları.

Komponent	$\dot{E}x_{D,k}$ kW	$\dot{E}x_{D,k}^{UN}$ kW	$\dot{E}x_{D,k}^{AV}$ kW	$\dot{Z}_k$ \$/h	$\dot{Z}_k^{UN}$ \$/h	$\dot{Z}_k^{AV}$ \$/h	$c_{F,k}$ \$/kWh	$\dot{C}_{D,k}$ \$/h	$\dot{C}_{D,k}^{UN}$ \$/h	$\dot{C}_{D,k}^{AV}$ \$/h
Pompa	0,2318	0,0932	0,1386	0,0675	0,0405	0,0270	0,0364	0,0084	0,0034	0,0050
Besi suyu Önisıtıcı	11,4183	17,2844	-5,8661	0,4204	0,4117	0,0087	0,0162	0,1855	0,2809	-0,0953
Ekonomizer	83,2240	53,5502	29,6738	0,0748	0,0746	0,0003	0,0162	1,3523	0,8701	0,4822
Evaporatör	185,4518	167,0194	18,4324	2,5628	2,5017	0,0611	0,0162	3,0134	2,7139	0,2995
Aşırı Kızdırıcı	33,7819	22,4950	11,2869	0,7512	0,6574	0,0938	0,0162	0,5489	0,3655	0,1834
Türbin	87,5393	71,4046	16,1346	10,9354	9,8419	1,0935	0,0224	1,9588	1,5977	0,3610
Kondenser	165,0700	73,8967	91,1733	0,9354	0,7965	0,1389	0,0224	3,6936	1,6535	2,0401
Tüm Sistem	566,7172	405,7437	160,9735	15,7476	14,3243	1,4233		10,7610	7,4851	3,2759

**Çizelge 3.27 :** 7,5 bar basınçlı sistem için geleneksel ve ileri eksergoekonomik analiz sonuçları.

Komponent	$\dot{E}x_{D,k}$ kW	$\dot{E}x_{D,k}^{UN}$ kW	$\dot{E}x_{D,k}^{AV}$ kW	$\dot{Z}_k$ \$/h	$\dot{Z}_k^{UN}$ \$/h	$\dot{Z}_k^{AV}$ \$/h	$c_{F,k}$ \$/kWh	$\dot{C}_{D,k}$ \$/h	$\dot{C}_{D,k}^{UN}$ \$/h	$\dot{C}_{D,k}^{AV}$ \$/h
Pompa	0,2487	0,1003	0,1484	0,0679	0,0407	0,0271	0,0362	0,0090	0,0036	0,0054
Besi suyu Önisıtıcı	11,4239	17,3412	-5,9174	0,4211	0,4117	0,0094	0,0162	0,1856	0,2818	-0,0962
Ekonomizer	83,5481	53,9714	29,5768	0,0773	0,0761	0,0012	0,0162	1,3576	0,8770	0,4806
Evaporatör	172,8157	156,3589	16,4568	2,7098	2,6311	0,0787	0,0162	2,8081	2,5407	0,2674
Aşırı Kızdırıcı	32,6905	21,7335	10,9570	0,7491	0,6540	0,0951	0,0162	0,5312	0,3531	0,1780
Türbin	88,8870	72,5039	16,3831	11,0041	9,9037	1,1004	0,0223	1,9800	1,6150	0,3649
Kondenser	164,3550	73,7948	90,5602	0,9333	0,7948	0,1385	0,0223	3,6610	1,6438	2,0172
Tüm Sistem	553,9688	395,8039	158,1649	15,9625	14,5121	1,4504		10,5324	7,3150	3,2174

Evaporatör, diğer ısı eşanjörlerine kıyasla faz değişimi ve karmaşıklığı nedeniyle ikinci en yüksek yatırım maliyetine sahiptir. Kondenser, yakın çalışma sıcaklıkları nedeniyle diğer ısı eşanjörlerine kıyasla daha fazla ısı transfer alanına sahiptir. Aşırı kızdırıcı maliyeti, ön ısıtıcıdan daha yüksektir ve sırayla dördüncü sıradadır. Aşırı kızdırıcı her iki tarafta gaz fazına sahiptir. Bu nedenle, aşırı kızdırıcının evrensel ısı transfer katsayısı, besleme suyu ısıtıcısından daha küçüktür. Bu, aşırı kızdırıcının daha büyük ısı transfer alanına sahip olmasına neden olur.

**Çizelge 3.28 : 8 bar basınçlı sistem için geleneksel ve ileri eksergoekonomik analiz sonuçları.**

Komponent	$\dot{E}x_{D,k}$ kW	$\dot{E}x_{D,k}^{UN}$ kW	$\dot{E}x_{D,k}^{AV}$ kW	$\dot{Z}_k$ \$/h	$\dot{Z}_k^{UN}$ \$/h	$\dot{Z}_k^{AV}$ \$/h	$c_{F,k}$ \$/kWh	$\dot{C}_{D,k}$ \$/h	$\dot{C}_{D,k}^{UN}$ \$/h	$\dot{C}_{D,k}^{AV}$ \$/h
Pompa	0,2657	0,1073	0,1583	0,0683	0,0410	0,0273	0,0360	0,0096	0,0039	0,0057
Besi suyu Önısıtıcı	11,4294	17,3935	-5,9641	0,4218	0,4117	0,0101	0,0162	0,1857	0,2826	-0,0969
Ekonomizer	83,7941	54,3143	29,4798	0,0781	0,0777	0,0003	0,0162	1,3616	0,8826	0,4790
Evaporatör	161,1076	146,4128	14,6948	2,8889	2,7829	0,1060	0,0162	2,6178	2,3791	0,2388
Aşırı Kızdırıcı	31,7069	21,0382	10,6686	0,7470	0,6506	0,0964	0,0162	0,5152	0,3419	0,1734
Türbin	90,1387	73,5248	16,6139	11,0674	9,9607	1,1067	0,0222	2,0020	1,6330	0,3690
Kondenser	163,6916	73,6919	89,9997	0,9312	0,7932	0,1380	0,0222	3,6356	1,6367	1,9989
Tüm Sistem	542,1340	386,4829	155,6511	16,2026	14,7177	1,4848		10,3275	7,1596	3,1678

En ucuz bileşen, pompalanması gereken küçük akış oranları nedeniyle tüm sistemlerde pompadır. Ekonomizer ikinci en düşük yatırım maliyetine sahiptir. Maksimum basıncın artışı, diğer bileşenlerin yatırım maliyetleri neredeyse aynı iken, evaporatör ve türbin yatırım maliyetlerini doğru orantılı olarak etkiler. Genel sistem yatırım maliyetleri, basınç ve toplam yatırım maliyetinin iyi bir uyum içinde olduğunu, yani sistemin maksimum basıncını artırmanın yatırım maliyetini artırdığını göstermektedir. Ekserji yıkımlarının maliyetleri, yatırım maliyetlerine kıyasla farklı sıralama sonuçları sunar. En yüksek ekserji yıkım maliyeti bile en yüksek yatırım maliyetinden daha küçüktür. Yatırım maliyeti sıralamasında olduğu gibi, ekserji yıkımı maliyetleri tüm sistemler için aynı sıralamayı göstermektedir.

7 ve 7,5 bar basınç sistemlerinde buharlaştırıcılar için ekserji tahribatı en yüksek ve 8 bar basınçlı sistemde ikinci sırada olmasına rağmen, ekserji yıkımının en yüksek maliyeti, yüksek bir spesifik maliyete sahip olması nedeniyle kondansatöre aittir. Bu nedenle, geleneksel eksergoekonomi analizi, iyileştirme çabalarının evaporatörden daha önce kondenser çalışma koşullarına odaklanması gerektiğini göstermektedir. Türbin, ekonomizer, kızdırıcı, besleme suyu ısıtıcısı ve pompa sıralı olarak ekserji yıkımı ile aynı eğilimi göstermektedir. Sistemin maksimum basıncını arttırmak, orantısız olarak buharlaştırıcıyı büyük ölçüde etkiler. Sistemin maksimum basıncı arttığında genel sistemdeki ekserji yıkım maliyetleri azalır.

Genel olarak, yatırım maliyetleri tüm sistemler için ekserji yıkım maliyetlerinden daha yüksektir. Bu sonuç, komponent üretim süreçlerinde iyileştirmenin, geleneksel

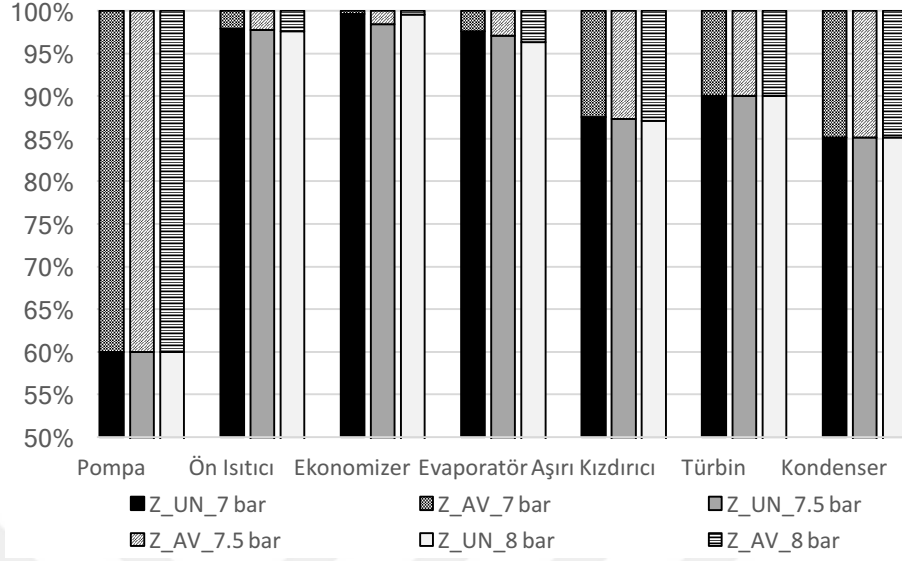
eksergoekonomik analiz çerçevesinde bileşenlerin çalışma koşullarını iyileştirmekten daha önemli olduğunu göstermektedir.

Bir gemi güç tesisi Atık Isı Geri Kazanım sisteminin önlenebilir ve önlenebilir parçalara ayrılması, komponent maliyet parçalarının eğilimlerinin aynı olduğunu ve değişen maksimum basınçla değişmediğini göstermektedir. Türbin önlenebilir yatırım maliyeti, pompa en düşük maliyet seviyesine sahiptir. Ayrıca, evaporatör, bileşenin önlenebilir maliyet koşullarının sadece basınç farklılıklarında küçük değişiklikler olması nedeniyle ikinci en yüksek önlenebilir yatırım maliyetine sahiptir. Kondenser, aşırı kızdırıcı, besleme suyu ısıtıcısı, ekonomizer ve son olarak pompa azalan sıradadır. Ancak, en yüksek önlenebilir yatırım maliyeti de türbine aittir, bu nedenle üretimin iyileştirme çabaları, geleneksel eksergoekonomik analiz ile tutarlı olarak türbin üzerinde olmalıdır. Öte yandan, ikinci en yüksek önlenebilir yatırım maliyeti, konvansiyonel eksergoekonomik analizlere göre ikinci sırada yer alması önerilen evaporatör yerine kondansatöre aittir. Üçüncüsü, 7 bar ve 7,5 barlık maksimum basınç durumları için aşırı kızdırıcıda olmasına rağmen maksimum , 8 bar basınç sistemi için evaporatör üçüncü sıradadır. Önlenebilir en düşük yatırım maliyeti ekonomizöre aittir, ve ekonomizörün üretim sürecini iyileştirmeye çalışmak için anlamlı olmadığını gösterir.

Şekil 3.27'de görülebileceği gibi, tüm önlenebilir yatırım maliyetleri, tüm farklı maksimum basınç sistemlerinin tüm bileşenleri için önlenebilir yatırım maliyetlerinden daha yüksektir. Önlenebilir en yüksek yüzde ön tanımlı olduğundan pompaya aittir. İkincisi sırada olan kondansatör, bu durumuyla diğer komponentler arasında iyileştirme için daha fazla imkana sahip olduğu anlamına gelir. Daha sonra, aşırı kızdırıcı üçüncü sırada yer alır. Ekonomizer, neredeyse % 100 önlenebilir yatırım maliyeti ile en küçük iyileştirme potansiyeline sahiptir.

En yüksek ekserji yıkım maliyeti en yüksek önlenebilir ekserji yıkım nedeniyle evaporatöre aittir. Kondenser, türbinlerden biraz daha yüksek önlenebilir ekserji yıkımı maliyetine sahipken, ekserji yıkımı oranı neredeyse iki katıdır. Bunun nedeni, neredeyse aynı önlenebilir ekserji yıkımlarına sahip olmalarıdır. Gerisi sırasıyla ekonomizör, aşırı kızdırıcı, besleme suyu ısıtıcısı ve pompa olarak sıralanır. En yakın masraftan 4 kat daha yüksek olan önlenebilir ekserji yıkım maliyeti, kondansatöre aittir. Bu aynı zamanda geleneksel eksergoekonomik analiz ile de tutarlıdır. Bununla birlikte, ekonomizör, evaporatör yerine ikinci en yüksek önlenebilir ekserji yıkımı

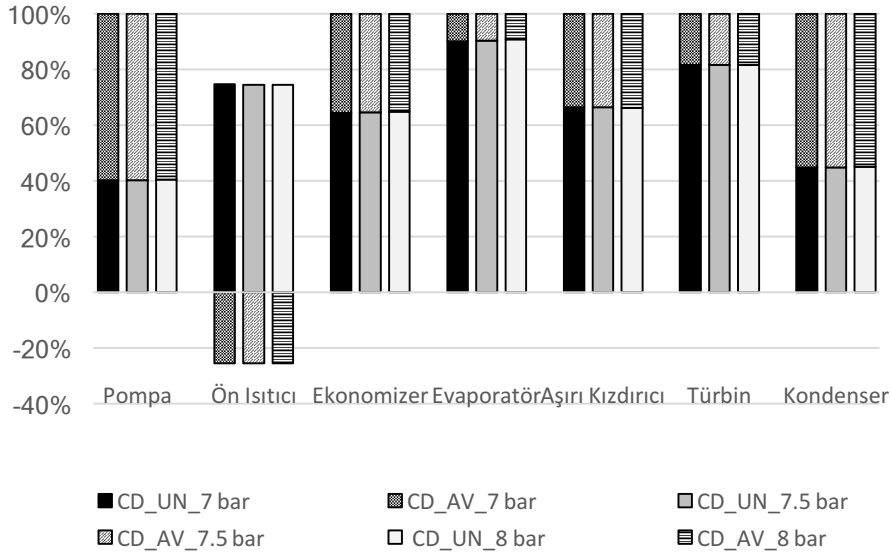
maliyetine sahiptir. Bu bileşenler diğerleri arasında en yüksek önceliğe sahiptir. Çalışma koşulları daha fazla verim almak için ayarlanmalıdır.



**Şekil 3.27 :** Önlenebilir ve önlenebilir yatırım maliyetlerinin yüzdeleri.

Türbin, evaporatör, kızdırıcı ve pompa sırasıyla sıraya konmuştur. Besi suyu ön ısıtıcısının önlenebilir ekserji yıkımı maliyeti ile ilgili ilginç bir nokta, önlenebilir ekserji yıkımının negatif değeri nedeniyle negatif bir değere sahip olmasıdır. Akış 1, düşük kondenser basıncı nedeniyle, önlenebilir şartlarda gerçek koşullardan daha düşük bir sıcaklığa sahip olup kondenserin basıncındaki değişiklikten etki etmesinden kaynaklanır. Bu, ön ısıtıcısının yakıt ve ürün ekserjilerinin önlenebilir ekserji yıkım koşullarında artmasına neden olur. Operasyonel değişikliklere bağlı olarak, besleme suyu ön ısıtıcısının ekserji yıkım maliyetinden kaçınmanın mümkün olmadığı sonucuna varılabilir.

Şekil 3.28, genel olarak önlenebilir ekserji yıkım maliyetlerinin önlenebilir yıkım maliyetlerinden daha yüksek olduğunu göstermektedir. Pompa, iyileştirilecek en yüksek potansiyele sahiptir, daha sonra kondansatör tarafından takip edilir. Besi suyu ön ısıtıcısının yanı sıra ekserji yıkım maliyetinin önlenebilir en düşük yüzdesi evaporatöre aittir. Bu yüzden, iyileştirme için en az fırsata sahiptir. Genel olarak, geleneksel eksergoekonomik analiz, tasarımcıyı yatırım maliyetlerini önemsemeye itmektedir. Genel yatırım maliyetleri genel ekserji yıkım maliyetlerinden daha yüksek olabilir, ancak ekserji yıkım maliyetlerinin yatırım maliyetlerine kıyasla 2 kat daha fazla gelişme potansiyeli vardır. Böylece, üretim süreçlerini geliştirmek yerine işletim koşullarını optimize etmek daha iyi olacaktır.



**Şekil 3.28 :** Önlenebilir ve önlenebilir ekserji yıkımı maliyetlerinin yüzdeleri.

Son olarak Çizelge 3.29’da en ucuz seçeneğin, 7,5 bar’lık Atık Isı Geri Kazanım sistemi olduğu ortaya çıkmıştır. Bununla birlikte, en yüksek toplam önlenebilir maliyet 7 barlı Atık Isı Geri Kazanım sistemine aittir. Ayrıca, diğerleri arasında en düşük toplam önlenebilir maliyete sahiptir. Maksimum 8 bar basınca sahip olan atık ısı geri kazanım sistemi en yüksek güç üretimine ve ekserji verimliliğine sahip olmasına rağmen, en düşük toplam önlenebilir maliyete ve en yüksek toplam maliyete ve toplam önlenebilir maliyetlere sahiptir. 7 barlık maksimum sistem basıncına sahip atık ısı geri kazanım sisteminin, ileri eksergoekonomik nalize göre önlenebilir ve önlenebilir parçalara ayrılma maliyetleri açısından mevcut en iyi seçenek olduğu sonucuna varılabilir.

**Çizelge 3.29 :** Sistemlerin toplam gerçek, önlenebilir ve önlenebilir maliyetleri.

	7 bar	7.5 bar	8 bar
$\dot{Z}_{tot} + \dot{C}_{D,tot}$ (\$/h)	26,50856	26,49497	26,53002
$\dot{Z}_{tot}^{UN} + \dot{C}_{D,tot}^{UN}$ (\$/h)	21,80933	21,82715	21,87734
$\dot{Z}_{tot}^{AV} + \dot{C}_{D,tot}^{AV}$ (\$/h)	4,69923	4,667814	4,652676

Çizelge 3.26, Çizelge 3.27, Çizelge 3.28 ve Çizelge 3.29’da gösterilen sonuçların, çalışma basınçlarının küçük bir farkından dolayı farklı basınç koşulları için biraz farklı olduğu belirtilmelidir. Çalışma basıncının en düşük limiti, düşük verim nedeniyle yaklaşık 6 bardır ve ulaşılabilen maksimum çalışma basıncı 8.3 bardır. Bu nedenle, bu sınırlar arasındaki değişim analiz için seçilmiştir ve bu da sonuçlarda önemli bir değişiklik olmadığını göstermiştir.

### 3.2.2.2 Değerlendirme

Sonuçlar, geleneksel eksergoekonomik analizlerin, incelenen sistemlerin gerçek potansiyelini görmek için yanıltıcı olabileceğini kanıtlamıştır. Konvansiyonel analiz, türbinin en yüksek yatırım maliyetine sahip en önemli bileşen olduğunu ve bunu, evaporatör, kondenser, süper ısıtıcı, besleme suyu ısıtıcısı, ekonomizer ve pompa ile üretimlerini geliştirmek için takip ettiğini ileri sürmüştür. Öte yandan, yatırım maliyetlerini önlenemez ve önlenemez olarak bölmek, türbin sonrasında, sıra sırasının kondenser, aşırı kızdırıcı, evaporatör pompası, besleme suyu ön ısıtıcısı ve ekonomizer olarak değiştiğini ortaya koymuştur.

Ekserji yıkımlarının maliyetleri, iyileştirme odağının önce kondenser, ardından evaporatör, türbin, ekonomizer, aşırı kızdırıcı, besleme suyu ön ısıtıcısı ve pompa üzerinde olması gerektiğini göstermiştir. Bununla birlikte, ekserji yıkım maliyetlerini bölüştürmek, ekonomizörün kondenserdan sonra en yüksek iyileştirme potansiyeline sahip olduğunu ve geri kalanının türbin, evaporatör, aşırı kızdırıcı ve pompa olarak hizalandığını ortaya koymuştur. Besleme suyu ön ısıtıcısı, kondenserlerin önlenemez ekserji yıkım koşullarının doğrudan etkisi altında olması nedeniyle olumsuz gelişme potansiyeline sahiptir.

Maliyetlerin çoğunun önlenemez olduğu, önlenemez maliyetlerin yüzdesinin çoğu bileşen için daha düşük olduğu görülmüştür. Sadece istisnalar, önlenemez parçalardan daha yüksek önlenemez ekserji yıkımı maliyet yüzdelere sahip kondenser ve pompadır.

Genel yatırım maliyetleri, tüm sistem opsiyonları için genel ekserji yıkım maliyetlerinden daha yüksektir, bu nedenle geleneksel eksergoekonomik analiz, operasyonel durum iyileştirmelerinden ziyade, bileşen imalatındaki iyileştirmelere odaklanılmasını önerir. Bununla birlikte, ileri eksergoekonomi analizi, genel ekserji yıkım maliyetlerinin genel yatırım maliyetlerine kıyasla daha fazla gelişme potansiyeline sahip olduğunu ortaya koymuştur.

Son olarak, 7 bar'lık maksimum basınca sahip atık ısı geri kazanım sisteminin, ileri düzey eksergoekonomi analizleri açısından en iyi seçenek olduğu ve en ucuz sistemin 7,5 bar basınca sahip atık ısı geri kazanım sistemi ve en verimli ve güçlü seçeneğin 8 bar basınçta çalışan atık ısı geri kazanım sistemi olacağı bulunmuştur.

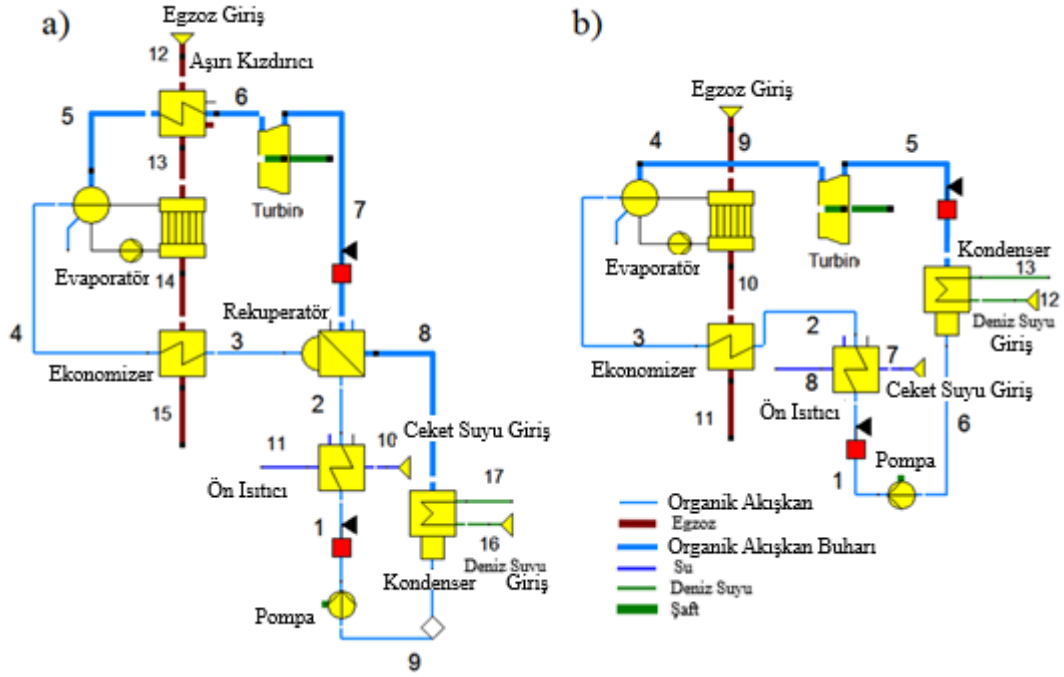
### 3.3 Gemi Ana Makinesi Egzozu Çıkışına Bağlı Organik Rankine Çevrimleri Uygulaması

Sistem modeli, egzoz sistemi, ana makina ceket soğutma suyu sistemi ve kapalı organik Rankine çevrimi (ORC) olmak üzere üç parçadan oluşmaktadır. Egzoz ana makinadan çıkar ve turboşarja girer. Daha sonra, buhar türbini için aşırı ısıtılmış buhar üretmek için egzoz kazanına gider. Bundan sonra, egzoz gazı, egzoz kazanının parçaları olan evaporatör ve ekonomizörde kullanım sıcak suyunu ısıtır. Bu nedenle, incelenen gemide halihazırda bir atık ısı geri kazanım sistemi bulunmaktadır. Ancak, egzoz gazı sıcaklığı, egzoz kazanının ekonomizöründen sonra bulunan organik Rankine çevrimi ile ısıyı geri kazanmak için nispeten yüksektir.

Egzoz sistemindeki kızgın buharlı ORC, kendi ekonomizörüne, pompa ve tamburlu evaporatöre ve aşırı kızdırıcıya sahiptir. Organik Rankine çevrimi, pompa, ön ısıtıcı, rejeneratör, egzoz sistemi ile ortak parçaları, türbin ve kondenser içerir. Organik sıvı pompalanır, ön ısıtıcıda ana makina ceket suyu ile ve ayrıca türbinden sonra kızgın organik akışkan buharı ile rejeneratörde ısıtılır. Daha sonra, ekonomizöre girer ve doyuncaya kadar egzoz gazı ile ısıtılır. Evaporatör, doymuş sıvıyı alır ve egzoz gazlarının enerjisi ile doymuş buhar haline getirir. Aşırı kızdırıcı, buharlaştırıcıdan gelen doymuş buhar olan aşırı kızdırmış buhar üretir. Daha sonra buhar, türbinde genişler ve güç üretir. Genişletilmiş buhar, ön ısıtıcıdan gelen organik sıvıyı ısıtmak için rejeneratöre döner. Kondenser, rejeneratörden gelen buharı deniz suyu yardımıyla yoğunlaştırır ve kapalı çevrimi tamamlamak için yoğunlaştırılmış sıvıyı pompaya gönderir. Sistem modeli Epsilon Professional Software'de [27] tasarlanmış ve çalıştırılmıştır ve Şekil 3.29'da görülebilir.

Doymuş buharlı ORC sistemi ise eksergoekonomik ve ileri eksergoekonomik analiz kısmında, ekserji ve ileri ekserji temelli analizleri uygulanmış olarak bulunmaktadır. Ardından eksergoçevresel ve ileri eksergo çevresel analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu sistemde akışkan buharı evaporatörden çıktığı gibi türbine girer. Dolayısıyla aşırı kızdırıcı ve rekuperatör mevcut değildir.





Şekil 3.29 : a) Kızgın ve b) doymuş buharlı ORC sistemleri.

### 3.3.1 İleri ekserji analizi uygulaması

Bir başlangıç noktası olarak, ana makine tam yükü seçilir ve tüm mevcut veriler % 100,% 85,% 75 ve % 60 makine yükleri için alınmıştır. Ana makinanın ilgili veriler olarak Çizelge 3.30'da makina hızı, gemi hızı, ana makinanın ortalama efektif gücü, egzoz (Exh) sıcaklığı ve kütle debisi, ceket suyu (JW) sıcaklığı, basınç ve kütle debisi, her bir makine yükü için gösterilmektedir.

Çizelge 3.30 : Çalışmada kullanılan veriler.

Yük (%)	Devir (RPM)	Gemi Hızı (knts)	Fren Gücü (MW)	Exh T (°C)	Exh Debisi (ton/h)	JW Out T (°C)	JW P (bar)	JW Debisi (ton/h)
100	74	15,37	17,03	186,68	171,65	79,98	3,08	220,45
85	71,2	14,85	15,04	179,8	153,1	79,97	3,1	223,79
75	67,1	13,98	12,59	175,08	131,43	80	3,13	224,6
60	57,7	11,9	7,86	167,77	96,32	79,96	3,15	228,29

Deniz suyu (SW) giriş sıcaklığı, basınç ve kütle debisi, sırasıyla 20, 4.29 bar, 335.24 t / saat olarak makine yükleri boyunca sabittir. Spesifik yakıt tüketimi ve egzoz gazı içeriği, geminin ve ana makinasının GHG emisyonları üzerinde büyük öneme sahiptir. İncelenen sistem egzozda NO<sub>x</sub>, SO<sub>x</sub> konsantrasyon verisi sağlar. Egzozda CO<sub>2</sub> konsantrasyonu sağlanmamaktadır. Bununla birlikte, CO<sub>2</sub>, korelasyonları nedeniyle SFC tarafından niteliksel olarak değerlendirilebilir. Çizelge 3.31, her bir makine yükü için belirli yakıt tüketimini ve egzoz gazı içeriğini göstermektedir.

**Çizelge 3.31 :** Ana makinenin özgül yakıt tüketimi, egzoz gaz içeriği.

Yük (%)	SFC (g/kWh)	NO <sub>x</sub> (g/kWh)	SO <sub>x</sub> (g/kWh)
100	184,44	15,14	12,91
85	181,03	15,23	12,68
75	181,42	11,47	12,7
60	193,5	11,29	13,54

Yük parametresi dışında, ikinci parametre organik sıvı olarak seçilir. Ana makina verisine istinaden, literatürdeki çalışmalardan sikloheksan [135], izoheksan [87], R141b [136], R601 ve R601a [133], R113 [137] ve en son en çok kullanılan R245fa [133, 135, 136, 138-142] olarak seçilen 7 organik bileşik kullanılmıştır. Hepsisi, sıcaklık ve basınç çalışma aralığına göre EES yazılımında [120] değerlendirilmiştir. Daha sonra, 4 tanesi sistemde kullanılacak uygun sıvılar olarak seçilmiştir. Çizelge 3.32, seçilmiş organik sıvıları, ASHRAE emniyet değerlerini [143], sıvı tipini, pompayı ve türbin çıkış basınçlarını göstermektedir. Analizler boyunca basınçlar sabit tutulur.

**Çizelge 3.32 :** Organik akışkanlar ve durumları.

Akışkan	ASHRAE Güvenlik	Tip	Pompa Çıkış P (bar)	Türbin Çıkış P (bar)
R113	A1	Kuru	10,8	0,5
R245FA	B1	Kuru	24	1,5
R601	A3	Kuru	17	1,2
R601A	A3	Kuru	20	1,5

ASHRAE'ye göre, A ve B sırasıyla düşük ve yüksek toksisiteyi gösterirken, artan sayılar artan yanıcılığı temsil etmektedir [143]. Sıvının tipi, sıvının T-s diyagramı üzerindeki doyma buhar eğrisinin eğimi olarak tanımlanabilir. pozitif ve negatif eğimi, sırasıyla kuru ve ıslak sıvıyı temsil ederken sıfıra yakın olan eğim ise izotropik sıvıyı temsil eder [142].

Koşullar ve parametreler kararlaştırıldıktan sonra, enerji, ekserji ve ileri ekserji analizleri için bileşenlerin gerçek ve önlenemez şartlarının tanımlanmasına ihtiyaç vardır. ORC oluşturmak için kullanılan bileşenler hakkında veri bulmak zordur, tüm veriler uzman görüşü ve çalışma koşulları göz önünde bulundurularak kabul edilir. Çevrim verisi Çizelge 3.33'te bulunabilir. verilen bilgiler kullanılarak gerçek çevrimler tasarlanmıştır. Düşük sıcaklık korozyon riskinden kaçınmak için ekonomizlerden sonra egzoz sıcaklığı 160 ° C'ye sabitlenmiştir [133]. Bu kısıtlama

mümkün olan en yüksek atık ısı hasadı fırsatını verecektir. Türbinün güç çıkışı, her çevrim için, üretilecek diğer çevrimlerde kullanılmak üzere not edilir.

**Çizelge 3.33** : Komponentlerin gerçek ve önlenebilir çalışma şartları kabulleri.

Komponent	Gerçek	Önlenebilir	Önlenebilir Maliyet
Pompa	$\eta = 0.8$	$\eta = 0.9$	$\dot{Z}_k^{UN} = 60\% \dot{Z}_k$
Ön ısıtıcı	$\Delta P_{cold} = 0.2 \text{ bar}$ $\Delta P_{hot} = 0.2 \text{ bar}$ $\Delta T_{Min} = 8 \text{ }^\circ\text{C}$	$\Delta P_{cold} = 0.1 \text{ bar}$ $\Delta P_{hot} = 0.1 \text{ bar}$ $\Delta T_{Min} = 3 \text{ }^\circ\text{C}$	$\Delta P_{cold} = 0.3 \text{ bar}$ $\Delta P_{hot} = 0.3 \text{ bar}$ $\Delta T_{Min} = 11 \text{ }^\circ\text{C}$
Rekuperatör	$\Delta P_{cold} = 0.2 \text{ bar}$ $\Delta P_{hot} = 0.05 \text{ bar}$ $\Delta T_{Min} = 8 \text{ }^\circ\text{C}$	$\Delta P_{cold} = 0.05 \text{ bar}$ $\Delta P_{78} = 0.02 \text{ bar}$ $\Delta T_{Min} = 3 \text{ }^\circ\text{C}$	$\Delta P_{cold} = 0.3 \text{ bar}$ $\Delta P_{78} = 0.08 \text{ bar}$ $\Delta T_{Min} = 11 \text{ }^\circ\text{C}$
Ekonomizer	$\Delta P_{cold} = 0.15 \text{ bar}$ $\Delta P_{hot} = 0.01 \text{ bar}$ $x_3 = 0$	$\Delta P_{cold} = 0.1 \text{ bar}$ $\Delta P_{hot} = 0.003 \text{ bar}$ $x_3 = 0$	$\Delta P_{cold} = 0.25 \text{ bar}$ $\Delta P_{hot} = 0.02 \text{ bar}$ $x_3 = 0$
Evaporatör	$\eta_p = 0.8$ $\Delta P_{Circ} = 0.1 \text{ bar}$ $\Delta P_{hot} = 0.005 \text{ bar}$ $\Delta T_{App} = 3 \text{ }^\circ\text{C}$ $x_5 = 1$	$\eta_p = 0.9$ $\Delta P_{Circ} = 0.06 \text{ bar}$ $\Delta P_{hot} = 0.003 \text{ bar}$ $\Delta T_{App} = 1 \text{ }^\circ\text{C}$ $x_5 = 1$	$\eta_p = 0.6$ $\Delta P_{Circ} = 0.15 \text{ bar}$ $\Delta P_{hot} = 0.01 \text{ bar}$ $\Delta T_{App} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ $x_5 = 1$
Aşırı kızdırıcı	$\Delta P_{cold} = 0.15 \text{ bar}$ $\Delta P_{hot} = 0.005 \text{ bar}$ $\Delta T_{Min} = 8 \text{ }^\circ\text{C}$	$\Delta P_{cold} = 0.08 \text{ bar}$ $\Delta P_{hot} = 0.003 \text{ bar}$ $\Delta T_{Min} = 3 \text{ }^\circ\text{C}$	$\Delta P_{cold} = 0.2 \text{ bar}$ $\Delta P_{hot} = 0.01 \text{ bar}$ $\Delta T_{Min} = 11 \text{ }^\circ\text{C}$
Türbin	$\eta_T = 0.87$	$\eta_T = 0.92$	$\dot{Z}_k^{UN} = 90\% \dot{Z}_k$
Kondenser	$\Delta P_{hot} = 0.02 \text{ bar}$ $\Delta P_{cold} = 0.3 \text{ bar}$	$\Delta P_{hot} = 0.01 \text{ bar}$ $\Delta P_{cold} = 0.1 \text{ bar}$	$\Delta P_{hot} = 0.02 \text{ bar}$ $\Delta P_{cold} = 0.4 \text{ bar}$

İkinci olarak, gerçek çevrimden alınan sabit güç çıkışlarına göre önlenebilir çevrimler oluşturulur. Böylece, kütle debisi ve egzoz sıcaklığı, güç çıkışını karşılayacak şekilde serbest bırakılır. Önlenebilir koşullar uygulandıktan sonra, egzoz yığınının sıcaklığının 160 °Cnin üzerinde hesaplandığına dikkat edilmelidir. Bileşenlerin önlenebilir ekserji yıkımları, her döngünün ekserji analizi ile belirlenir..

Yük ve organik bileşik parametreleri ve bunların kombinasyonlarına istinaden, organik Rankine çevrimleri oluşturulur. Enerji ve kütle korunum yasaları uygulanır. Tüm döngüler ve tüm bileşenler için Çizelge 3.34'te verilen denklemlere göre ekserji ve gelişmiş ekserji analizleri gerçekleştirilmektedir.

### 3.3.1.1 Sonuçlar ve tartışma

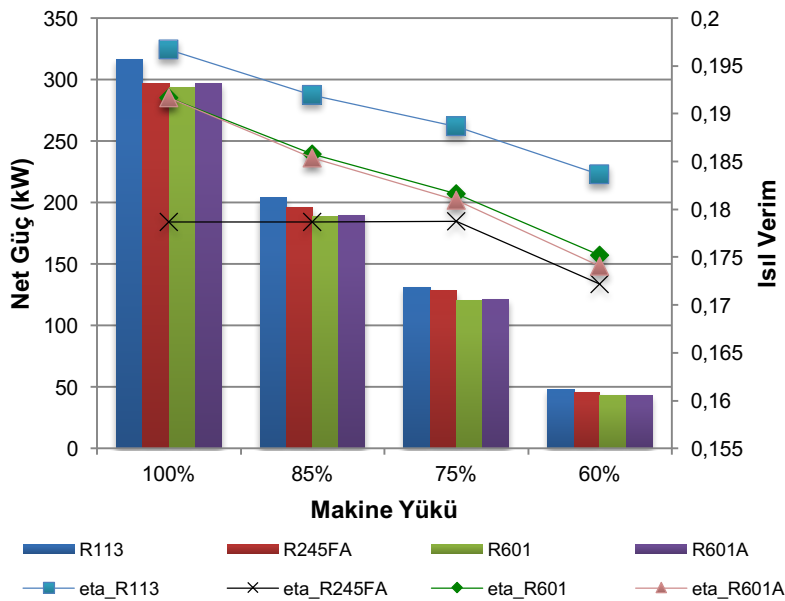
Şekil 3.30'da görülebileceği gibi, 4 farklı yük ve 4 farklı organik akışkanın kombinasyonu olan tüm çevrimlere enerji analizi uygulanması, tüm akışkanlar için maksimum net güç çıkışının % 100 yükte elde edildiğini ortaya çıkarmıştır. Tüm

makine yükleri için, R113 en yüksek net güç çıkışlarına sahiptir. Diğer üç akışkanın biraz farklı net güç çıkışı vardır. Ancak asgari net güç R601'e aittir. R601a, % 100 pozisyonda R245fa'dan biraz daha yüksek (0.42 kW) net güç çıkışına sahiptir, ancak diğer yüklerinde R245fa daha yüksektir.

**Çizelge 3.34 : Enerji ve ekserji analizi denklemleri.**

Komponent	Enerji Dengesi	Ekserji Analizi	
		$\dot{E}x_F$	$\dot{E}x_P$
Pompa	$\dot{W}_P = \dot{m}_1(h_1 - h_9)$	$\dot{W}_P$	$\dot{E}x_1 - \dot{E}x_9$
Ön ısıtıcı	$\dot{m}_1(h_2 - h_1) = \dot{m}_{10}(h_{10} - h_{11})$	$\dot{E}x_{10} - \dot{E}x_{11}$	$\dot{E}x_2 - \dot{E}x_1$
Rekuperatör	$\dot{m}_3(h_2 - h_3) = \dot{m}_7(h_7 - h_8)$	$\dot{E}x_7 - \dot{E}x_8$	$\dot{E}x_3 - \dot{E}x_2$
Ekonomizer	$\dot{m}_3(h_4 - h_3) = \dot{m}_{14}(h_{14} - h_{15})$	$\dot{E}x_{14} - \dot{E}x_{15}$	$\dot{E}x_4 - \dot{E}x_3$
Evaporatör	$\dot{m}_4(h_5 - h_4) = \dot{m}_{13}(h_{13} - h_{14})$	$\dot{E}x_{13} - \dot{E}x_{14}$	$\dot{E}x_5 - \dot{E}x_4$
Aşırı kızdırıcı	$\dot{m}_6(h_6 - h_5) = \dot{m}_{12}(h_{12} - h_{13})$	$\dot{E}x_{12} - \dot{E}x_{13}$	$\dot{E}x_6 - \dot{E}x_5$
Turbin	$\dot{W}_T = \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_7 h_7$	$\dot{E}x_6 - \dot{E}x_7$	$\dot{W}_T$
Kondenser	$\dot{m}_8(h_8 - h_9) = \dot{m}_{16}(h_{17} - h_{16})$	$\dot{E}x_8 - \dot{E}x_9$	$\dot{E}x_{17} - \dot{E}x_{16}$

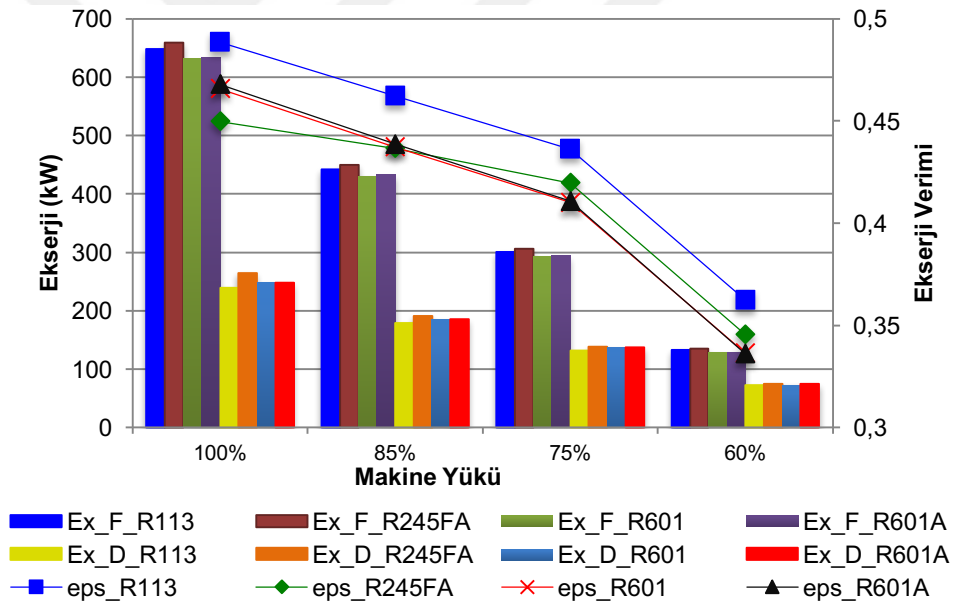
Maksimum enerji verimliliği de % 100 yükte tüm akışkanlar için en yüksek düzeydedir. Net güç çıkışı ile benzer şekilde, enerji verimliliği, tüm makine yükleri için R113 için en yüksektir. Verimlilik eğilimleri R113, R601, R601a sıvılarının üçü için benzerdir ve verimlilikler R601 ve R601a için hemen hemen aynıdır.



**Şekil 3.30 : Çevrimin enerji verimi ve net gücü.**

Tüm verimler yükün artmasıyla birlikte yükselirken, R245fa, yükün % 75'inden başlayarak, yaklaşık olarak birinci kanın verimine sahiptir. R245fa ile ilgili ayrıntılı bir inceleme, akışkanın kütle debilerinin değiştiği, entalpilerin ve entropilerin hemen hemen aynı olduğunu ortaya koymuştur. Son olarak, akışkanların veya makine yüklerinin kombinasyonlarının hiçbirinin % 20 verimlilik sınırını geçmediği açıktır, ancak R113, hem güç çıkışı hem de verimlilik ile diğer akışkanların çok ötesindedir. Bu nedenle, enerji analizi, tasarlanan bu sistem için en iyi sıvının tüm makine yükleri için R113 olduğunu ortaya çıkarmaktadır.

Tüm yakıt ve yıkım ekserjileri, Şekil 3.31'de görülebileceği gibi, yükün düşmesiyle azalan aynı eğilime sahiptir. Yakıt ekserjisi, tüm konumlarda R245fa için en yüksektir. En düşük değer ise, R601a'dan biraz daha düşük olan, R601'dir. Organik Rankine çevrimi tüm akışkanlar için toplam ekserjileri sırasıyla % 100,% 85,% 75 ve % 60 makine yüklerine göre 640 kW, 435kW, 300 kW ve 131 kW'dır.

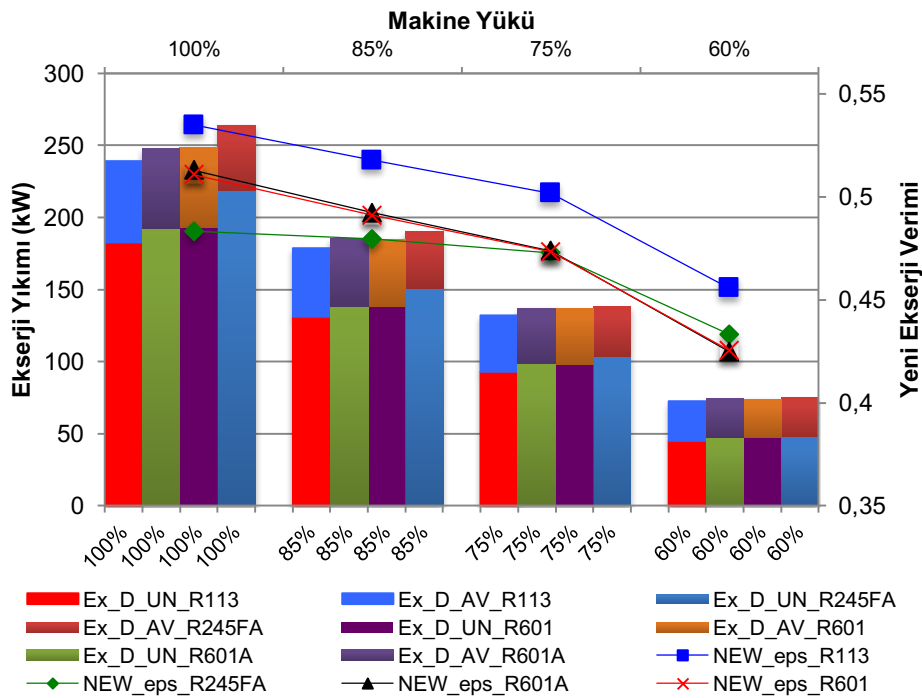


**Şekil 3.31 :** Tüm çevrimler için genel ekserji verimi, yakıt ekserjisi ve ekserji yıkımları.

Şekil 3.31'de, yükün düşürülmesiyle ekserji yıkımlarındaki eğilimlerin yakıt ekserjisi trendine benzer şekilde azaldığı görülmektedir. En yüksek ekserji yıkımı R245fa'ya aittir. R113'te minimum ekserji yıkımı oluşmuştur. R601 ve R601a'nın ekserji yıkımları hemen hemen aynıdır. Organik Rankine çevrimlerinin tüm akışkanlar için toplam ekserji yıkımları sırasıyla % 100,% 85,% 75 ve % 60 lık yükleri için 248 kW, 185 kW, 137 kW ve 74 kW'dır. Tüm çevrimlerin ekserji verimlilikleri, makine yükleri ile azalan bir eğilime sahiptir. Ekserji verimi eğimi diğerlerine göre % 75 ile

% 60 arasında daha diktir. Tüm makine yükleri için maksimum ekserji verimi R113'e aittir. R601 ve R601a değerleri her noktada neredeyse aynıdır. Yük % 100, R601 ve R601a verimleri R245fa'dan daha yüksektir. % 85'lik yükteki bu üçlünün kesişiminden sonra R245fa diğer iki akışkandan daha yüksek verime sahiptir.

Çevrimlerin toplam ekserji yıkımlarının önlenebilir ve önlenebilir parçalara ayrılma sonuçları Şekil 3.32'de gösterilmiştir. En yüksek önlenebilir ekserji yıkımı, tüm yükleri için toplam ekserji yıkımı olarak R245fa'ya aittir. Ekserji yıkımlarının önlenebilir kısımları, R601 ve 601a için neredeyse aynıdır. R113, hepsi arasında en düşük önlenebilir ekserji yıkımına sahiptir.



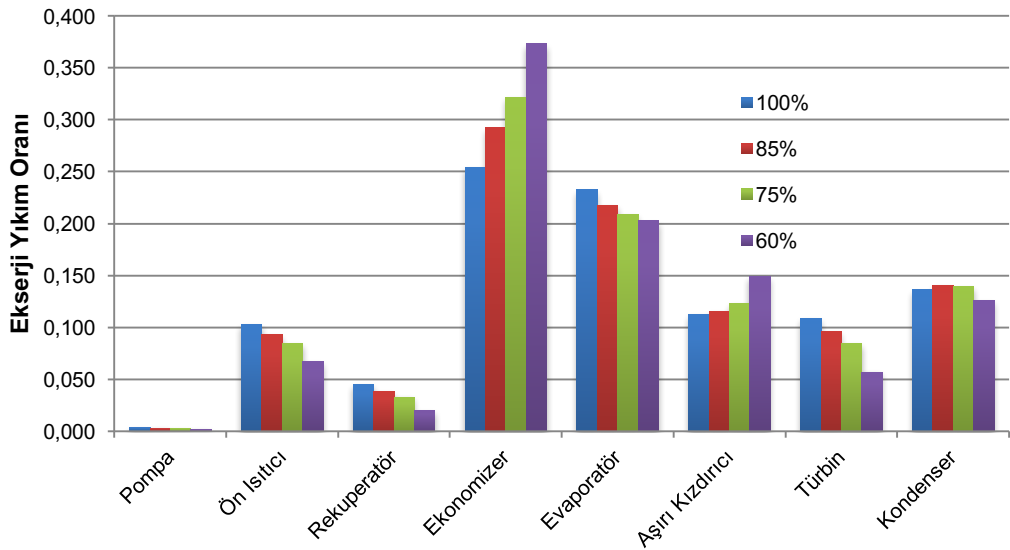
Şekil 3.32 : Tüm çevrimlerin yeni ekserji verimleri, önlenebilir ve önlenebilir ekserji yıkımları.

Önlenebilir ekserji yıkımları, Şekil 3.32'de görüldüğü gibi, R113, R601 ve R601a için yaklaşık olarak aynıdır. Bunların arasında en yüksek R113'tür. Bununla birlikte, R245fa% 100,% 85,% 75 makine yükleri için en az önlenebilir ekserji yıkımına sahiptir, ancak% 60 yük için diğerleri ile benzerdir. R113, ekserji verimi gibi tüm makine yükleri için en yüksek yeni ekserji verimine sahiptir. Bununla birlikte, Şekil 3.31'de en yüksek ekserji verimi 0.48 civarındadır, yeni ekserji verimi,% 100 pozisyonunda R113 için 0,53 veriminin elde edilebildiğini ve bu da ekserji veriminde % 10'luk bir iyileşme olduğunu ortaya koymuştur. R113'ün% 60'lık pozisyonundaki en düşük verimi bile 0.36 civarındadır, yeni ekserji verimi 0.46 civarında olabileceğini

ve verimin artışının % 28 olduğunu göstermiştir. R601 ve R601a'nın yeni ekserji verimleri, ekserji verimleriyle neredeyse aynıdır ve R113'ten daha düşüktür. Ancak,% 100 pozisyonda verimleri Şekil 3.31'de 0.47 civarındayken ve Şekil 3.32'de olduğu gibi, yeni ekserji verimliliği 0,51'dir. Ayrıca, en düşük verimleri 0.33 civarında iken, yeni verimleri 0.42 civarındadır. En düşük yeni ekserji verimliliği % 100 ve % 85 makine yükleri için R245fa'ya aittir. R245fa, R601 ve R601a ile % 75 makine yükünde benzer bir verim değerine sahiptir. % 60 makine yükünde R245fa, R601 ve R601a'dan daha yüksek yeni ekserji verimine sahiptir.

Enerji, ekserji ve gelişmiş ekserji analizleri, tasarlanan ORC için en iyi akışkanın en yüksek enerji, ekserji ve yeni ekserji verimi, net güç çıkışına ve en düşük ekserji ve önlenemez ekserji yıkımlarına göre R113 olduğunu göstermektedir.

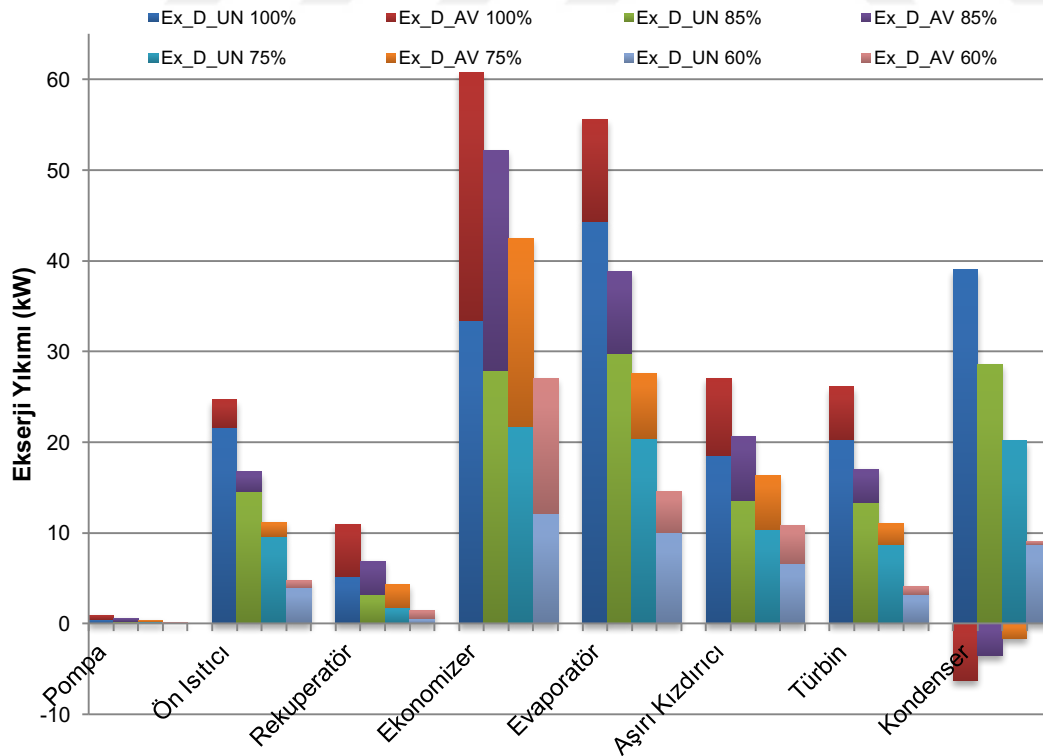
Şekil 3.33, her bir bileşenin ekserji yıkımının, sırasıyla % 100, % 85, % 75, % 60 lık yük için 238.991 kW, 178.436 kW, 132.239 kW, 72.511 kW toplam ekserji yıkımına oranı olarak R113 için bileşenlerin ekserji yıkım oranlarını göstermektedir. Ekonomizer, tüm bileşenler arasında en yüksek ekserji yıkımı oranına sahiptir ve en düşük pompadır. Ekserji analizi, iyileştirme çabalarının öncelikle tüm makine yükleri için ekonomizöre odaklanması gerektiğini söylemektedir. Yükleri için bileşen ekserji yıkımı oranlarında dalgalanmalar vardır. Pompa, ön ısıtıcı, rejeneratör, evaporatör, türbin için yükün azaltılmasına bağlı olarak ekserji yıkım oranlarında azalma görülür. Bununla birlikte, ekonomizör ve aşırı kızdırıcı ekserji yıkım oranları, yüklerinin azalmasıyla artmaktadır.



Şekil 3.33 : R113 için tüm yüklere göre bileşenlerin ekserji yıkımları.

% 100 ve % 85 yükleri için ekserji analizi, iyileştirme çabalarının sırasıyla ekonomizör, evaporatör, kondenser, aşırı kızdırıcı, türbin, ön ısıtıcı, rejeneratör ve pompa üzerinde olması gerektiğini ortaya koymuştur. % 75 yükte, ön ısıtıcı türbine göre daha fazla ekserji yıkımı oranına sahiptir ve diğer tüm bileşenler % 100 ve % 85 pozisyonları ile aynı sıralamaya sahiptir. % 60 yük için, ekonomizör, evaporatör, kızdırıcı, kondansatör, ön ısıtıcı, türbin, rejeneratör ve pompa üzerine odaklanılmalıdır.

Bileşenlerin ekserji yıkımlarının önlenebilir ve önlenebilir kısımları, Şekil 3.34'te görüldüğü gibi, yükün azalmasıyla azalmaktadır. Pompa, beklendiği gibi önlenebilir ve önlenebilir en düşük ekserji yıkımına sahiptir. Önlenebilir en yüksek ekserji yıkımı, tüm yükleri için Ekonomizer'e aittir. Bileşenlerin önlenebilir ekserji yıkımları ile ilgili olarak, iyileştirme çabalarının sırasıyla % 100 yükte ekonomizer, evaporatör, aşırı kızdırıcı, türbin, rejeneratör, ön ısıtıcı, pompa ve kondenser üzerine odaklanması gerektiği söylenebilir. % 85 ve % 75 oranında, sırasıyla ekonomizör, evaporatör, aşırı kızdırıcı, rejeneratör, türbin, ön ısıtıcı, pompa ve kondenser olarak listelenmiştir. Ekonomizör, buharlaştırıcı, aşırı kızdırıcı, rejeneratör, türbin, ön ısıtıcı, kondenser ve pompa, % 60 yük için sırayla geliştirilebilir.



Şekil 3.34 : Tüm makine yüklerinde tüm bileşenlerin ekserji yıkımlarının önlenebilir ve önlenebilir kısımları.

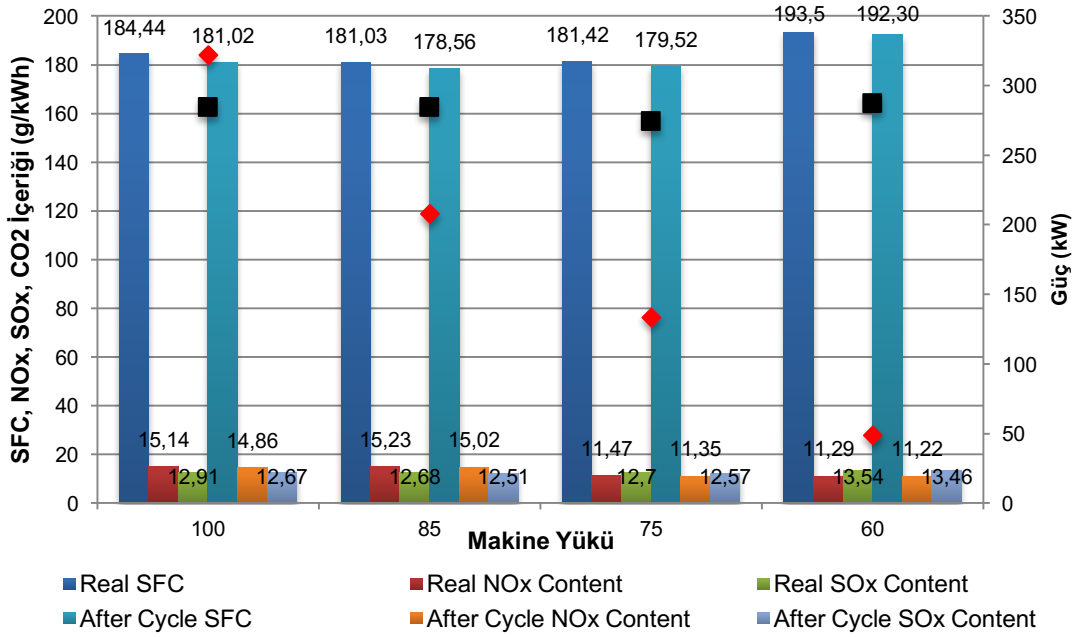


Ayrıca, Şekil 3.34'te olduğu gibi kondensörün önlenabilir ekserji yıkımı için % 100, % 85 ve % 75 makine yüklerinde farklı bir sonuç gözlemlenmiştir; negatif değerler olarak hesaplanmışlardır. Bu durum, önlenemez koşulların kondenser için daha iyi sonuç vermediği anlamına gelir. Bu durum, türbin çıkış basıncını sabit tutmak ve kondenserin önlenemez koşullarının organik akışkanı soğutması için ekstra soğutma yükü getirmesi sebeplerinden kaynaklanır. Bu nedenle, önlenemez ekserji yıkım kısmı, gerçek ekserji tahribatından daha fazla hesaplanır. Bu ekstra yük, sistemdeki bir, iki veya tüm bileşenlerden kaynaklanabilir. Bununla birlikte, ekstra soğutma yükü durumu % 60 lık pozisyonda ortadan kalktığı için önlenebilir ekserji yıkımı pozitif olur.

Şekil 3.35, ORC uygulandıktan önce ve sonra egzoz gazının spesifik yakıt tüketimini, NO<sub>x</sub> ve SO<sub>x</sub> içeriğini göstermektedir. Ana makina hızı, gemi hızı, yakıt tüketimi sabit iken, ayrıntılı bir bakış tüm makine yükleri için iyileştirme sağlandığını ortaya çıkarabilir. ORC eklenmesi, azalan SFC ve GHG'ler nedeniyle geminin iklim değişikliği etkisini azaltabileceği söylenebilir. Gemi makinasının güç çıkışı, ORC'nin güç çıkışı ile artırmıştır. Şaft jeneratörü gemide kullanılmaktadır. Şekil 3.35'te görüldüğü gibi, şaft jeneratörü ve ORC güç çıkışı karşılaştırması, ORC'nin güç çıkışının % 100 yük için şaft jeneratöründen daha yüksek olduğunu göstermektedir. Bu, geminin tam seyir halindeyken, bu da seferin en büyük kısmıdır, elektrik talebini şaft jeneratörü ile karşılayabilmesine gerek kalmadığı belirtmektedir. Böylece, pervane ana motor tarafından üretilen tüm gücü doğrudan kullanabilir. Pervane daha fazla güç gerektirse bile, PTI / PTO dişli ile şafta ORC güç çıkışı eklenir.

### **3.3.1.2 Değerlendirme**

Enerji, ekserji ve ileri ekserji analizleri, en yüksek net güç çıkışı, en düşük ekserji yıkımı, enerji, ekserji ve yeni ekserji verimleri açısından ORC sistemi için en iyi akışkanın R113 olduğunu ortaya çıkarmıştır. Aynı zamanda diğerleri arasında daha düşük toksisite ve yanıcılık ile en uygun sıvıdır. Ayrıca, yeni ekserji veriminin incelenen bileşenin ekserji verimini iyileştirme potansiyelini gösterdiği gözlenmektedir.



**Şekil 3.35 :** ORC'den önce ve sonra özgül yakıt tüketimi, egzoz NOx, SOx içerikleri, şaft jeneratörü ve ORC güç çıktıları.

Bir gemi çoğunlukla tam yol, % 100 yükte seyrederek. Bu durumda ekserji analizi, iyileştirme çabalarının sırasıyla ekonomizör, buharlaştırıcı, kondenser, aşırı kızdırıcı, türbin, ön ısıtıcı, rejeneratör ve pompa üzerine odaklanması gerektiğini ortaya koymuştur. Bununla birlikte, ileri ekserji analizi, odağın sırasıyla ekonomizer, evaporatör, aşırı kızdırıcı, türbin, rejeneratör, ön ısıtıcı, pompa ve kondenser üzerinde olması gerektiğini göstermiştir.

Ana makinanın spesifik yakıt tüketimi, NOx ve SOx emisyonu % 0,62 ile % 1,9 arasında iyileşmeler gözlemlenmiştir. Ayrıca, tam yolda, elektrik talebi ORC güç çıkışı ile yerine getirilebilir. Bu nedenle, diğer yükleri için şaft jeneratörü ihtiyacı azalır.

### 3.3.2 İleri eksergoekonomi analizi uygulaması

İncelenen sistem, geminin tam yük şartlarında çalışmaktadır ve organik akışkan R141B de incelenen sisteme eklenmiştir. Bileşenlerin toplam yatırım maliyetleri, 30 yıllık, % 12,75 faiz oranı, işletme ve bakım maliyeti toplam yatırım maliyetinin % 6'sı, 161.5 \$ / ton yakıt fiyatı, bir yılda 8000 çalışma saati varsayımları ile hesaplanır. Yakıtın alt ısıl değeri 39.466 MJ / kg'dır [134]. Ekonomik varsayımlar, literatürdeki önceki çalışmalardan elde edilen bilgilerle yapılır ve farklı sistem konfigürasyonları için karşılaştırmaya temel teşkil eder. Ayrıca, toplam yatırım maliyetlerinin

hesaplanabilmesi için, ısı eşanjörlerinin üniversal ısı transfer katsayılarını literatürden [144] belirlemek önemlidir.

Türbin güç çıkışı sabit tutularak, ORC'lerin her iki kombinasyonu için önlenemez çevrimler oluşturulur. Bu nedenle, iş akışkanının ve egzoz gazı sıcaklığının kütle debisinin değişmesine izin verilir. Her bileşenin önlenemez ekserji yıkımı, her bir bileşene ekserji dengesi uygulanarak hesaplanır. Ardından önlenebilir ekserji yıkımları belirlenebilir. Daha sonra ekserji ve ileri ekserji analizleri uygulanabilir.

Tüm ORC sistemlerini, eksergoekonomik olarak analiz etmek için, önce satın alınan ekipman maliyetleri, [49]'deki formülasyonlar kullanılarak hesaplanır. Bu maliyetler güç, akış oranı, ısı transfer katsayısı gibi değişkenlere bağlıdır. Ardından, toplam yatırım maliyetleri, 30 yıllık ömrü boyunca sabit bir yıllık değer için hesaplanır. Tablo 5'de gösterildiği gibi toplam yatırım maliyetleri ve yardımcı denklemler ile her bir bileşen için eksergoekonomik maliyet dengeleri oluşturulmuştur. Her bir ekserji akışı için ekserji birimi başına spesifik maliyet hesaplanmaktadır. Bundan sonra, gerçek, önlenemez ve önlenebilir ekserji yıkımlarının maliyetlerini hesaplamak için birim yakıt ekserjilerinin ortalama maliyeti belirlenir. Bileşenlerin önlenemez toplam yatırım maliyetlerini hesaplamak için Tablo'da verilen önlenemez maliyet koşulları uygulanır. Son olarak, önlenebilir yatırım maliyetleri hesaplanıp ileri eksergoekonomik analiz sonuçlandırılır.

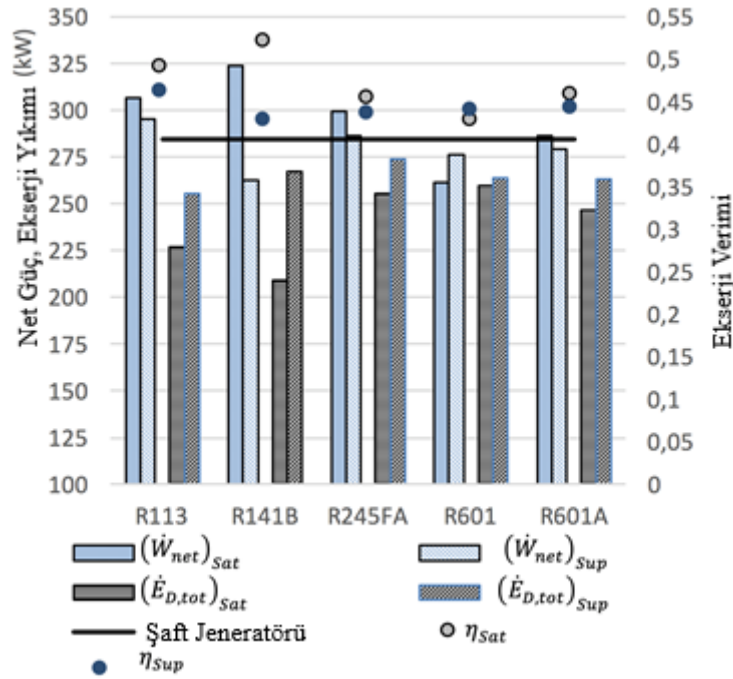
Her bir bileşen için on farklı yatırım maliyeti yaratan on farklı çevrim nedeniyle tüm yatırım maliyetleri verilememiştir. Yani, bileşenlerin yatırım maliyetleri, çevrim ve akışkanın kendisine bağlı olarak değişir.

Yardımcı denklemlere karar vermek, [10]'da olduğu gibi rasgele de olabilir. Ayrıca, aynı bileşen (ana makina) yan ürünü olduklarından egzost ekserji ve ceket suyunun ekserji birimi başına maliyetler eşit kabul edilir [10]. Yakıt fiyatının kullanılmasıyla hesaplanan egzoz gazı spesifik maliyeti, yakıtın daha düşük ısı değerine bölünür. Kondenser deniz suyu giriş ekserjisinin spesifik maliyeti sıfır olarak kabul edilir, çünkü halihazırda teknede kullanılmaktadır.

### **3.3.2.1 Sonuçlar ve tartışma**

Şekil 3.36'da gösterildiği gibi, doymuş ORC'lerin net güç çıkışı, R601 haricinde kızgın buharlı ORC'lerden daha yüksektir. Net güç çıkışının en yüksek değeri 324,02

kW olarak doymuş ORC için R141B'ye ve kızgın buharlı ORC için 295.25 kW'a R113'e aittir.



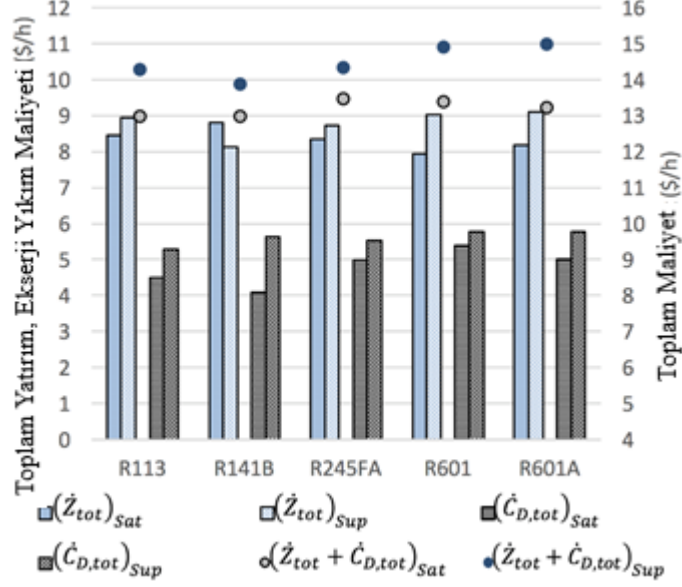
**Şekil 3.36 :** Doymuş ve kızgın buharlı ORC sistemlerinin net güç çıktıları, ekserji yıkımları ve ekserji verimleri.

Net güç çıkışının en düşük değeri, 266,74 kW olarak doymuş ORC için R601'e ve kızgın buharlı ORC için 262.98 kW olarak R141B'ye aittir. Eşik olarak 284,32 kW olan şaft jeneratörünün güç çıkışı ile karşılaştırıldığında; doymuş ORC sisteminde R141B, R113, R245FA ve R601A'nın şaft jeneratöründen daha fazla güç ürettiği gözlenmiştir. Kızgın buharlı ORC'de sadece R113 ve R245FA iş akışkanları şaft jeneratör eşliğinden daha fazla güç üretir.

Doymuş ORC'deki en yüksek genel sistem ekserji verimi, 0.52 ile R141B akışkanı ve en düşük değer 0,438 ile R601 olarak görülmüştür. Kızgın buharlı ORC'de, en yüksek verim 0.459 ile R113'e, en düşük değer ise 0.427 ile R141B'ye aittir. Ekserji verimi, verilen ısı oranının egzoz kazanından aynı olması nedeniyle, incelenen sistemlerin net güç çıkışları ile benzer bir eğilim göstermektedir. Son olarak, toplam ekserji yıkımları, her bir durum için, kızgın buharlı ORC'de, doymuş ORC'den daha yüksektir. En düşük ekserji yıkımı, doymuş ORC'de 209.33 kW ile R141B ve kızgın buharlı ORC'de 263.47 kW ile R601A sistemindedir.

Şekil 3.37'de, doymuş ve kızgın buharlı ORC'lerin genel sistemlerine uygulanan eksergoekonomik analizlerin sonuçları gösterilmiştir. Doymuş ORC'ler için toplam

yatırım maliyeti, R141B hariç, kızgın buharlı ORC'lerden daha düşüktür. Doymuş ORC için toplam yatırım maliyetinin en yüksek değeri R141B'de 8.79 \$/h, en düşük değer ise R601'de 7.94 \$/h'tir. R601A ile kızgın buharlı ORC, toplam yatırım maliyetinin 9.12 \$/h olarak en yüksek değerine sahipken, en düşük seviye ise R141B'de 8.13 \$ / h'tir.

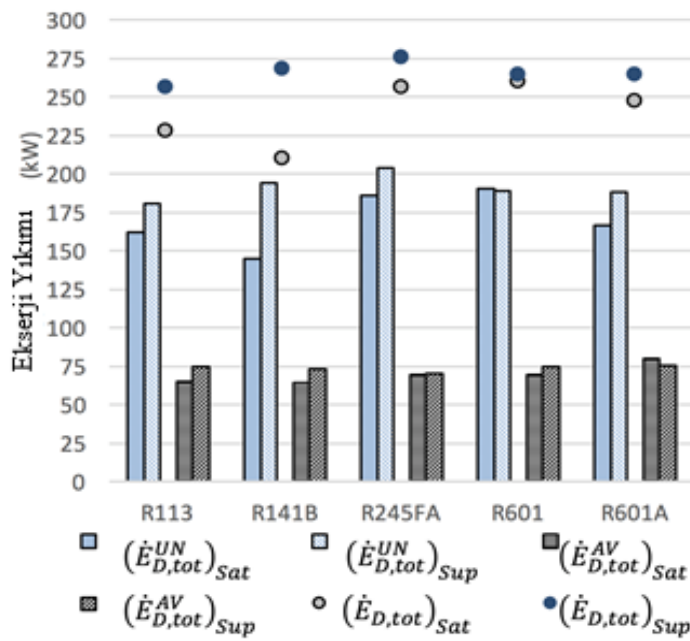


Şekil 3.37 : Doymuş ve kızgın buharlı ORC sistemlerinin toplam yatırım maliyetleri, ekserji maliyetleri ve toplam maliyetleri.

Kızgın buharlı ORC sistemleri, doymuş ORC sistemlerinden daha yüksek toplam maliyete ( $\dot{Z}_{tot} + \dot{C}_{D,tot}$ ) sahiptir. Bununla birlikte, en küçük fark R601A için iken en küçük fark R141B için ortaya çıkar. Üstelik, kızgın buharlı ORC için en yüksek toplam maliyet R601A'ya (14.89 \$/h) ait iken, en düşük ise R141B'ye (13.77 \$/h) aittir. Buna karşılık, doymuş ORC için en yüksek toplam maliyete sahip olan R245FA (13.35 \$/h) 'dir. Ancak, en düşük toplam maliyet de doymuş ORC için R141B (12.89 \$/h) olarak hesaplanmaktadır. Son olarak, ekserji yıkım maliyetleri, kızgın buharlı ORC sistemleri için, doymuş ORC sistemlerinden daha yüksektir. Ekserji yıkım maliyetinin doymuş ORC için en yüksek değeri R601 (5.39 \$/h) iken, en düşük ise R141B'dir (4.1 \$/h). Kızgın buharlı ORC için R601 ve R601A akışkanlarının en yüksek (5.77 \$/h) ve R113'ün en düşük (5,28 \$/h) ekserji yıkım maliyeti vardır.

Her iki sisteme uygulanan tüm organik akışkanlar için ileri ekserji analizlerinin sonuçları Şekil 3.38'de gösterilmiştir. Önlenemez ekserji yıkımları, R601 hariç, kızgın buharlı ORC'de doymuş ORC'den daha yüksektir. Ayrıca, R601 sistemi, her iki

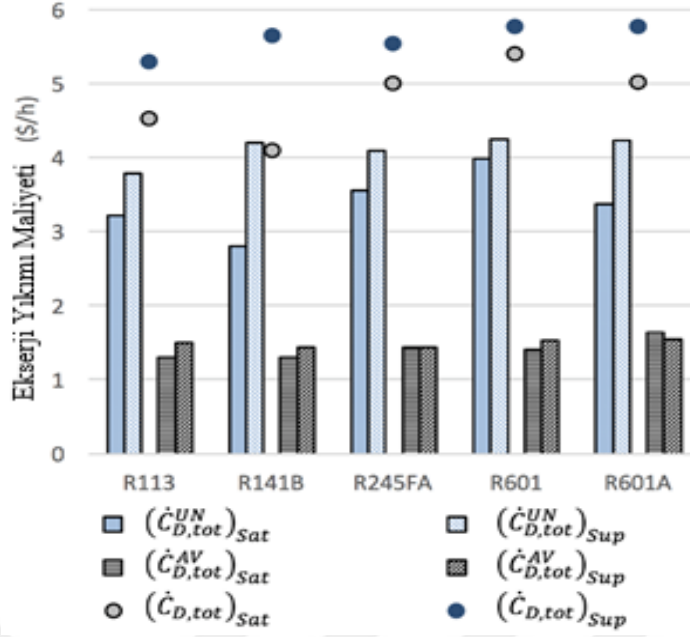
ORC için neredeyse aynı önlenebilir ekserji yıkımlarına sahiptir. Önlenebilir ekserji yıkımının doymuş ORC için en yüksek değeri R601'e (190.11 kW), en düşük ise R141B'ye (144.75 kW) aittir. R245FA akışkanı, her iki ORC sistem kombinasyonları için neredeyse aynı önlenebilir ekserji yıkımı sahiptir. Diğer akışkan çevrimleri, önlenebilir ekserji yıkımlarının yakın değerlerine sahiptir. En yüksek miktarda önlenebilir ekserji yıkımı doymuş ORC sistemleri için R601'de (80.02 kW) ve en düşük ise R141B'de (64.58 kW) gerçekleşmiştir. Kızgın buharlı ORC sistemleri için R601A en yüksek önlenebilir ekserji yıkımına (75.48 kW) sahipken R245FA en düşük (70,1 kW) değere sahiptir.



**Şekil 3.38** : Doymuş ve kızgın buharlı ORC sistemleri için ileri ekserji analizi sonuçları.

Şekil 3.39, ekserji yıkım maliyetlerinin önlenebilir ve önlenebilir parçalara bölünmesini göstermektedir. Önlenebilir ekserji yıkım maliyetleri, kızgın buharlı ORC'lerin tüm sınırları için doymuş ORC'lerden daha yüksektir.

Önlenebilir ekserji yıkım maliyetleri, önlenebilir ekserji yıkımları ile benzer eğilimlere sahiptir. Önlenebilir ekserji yıkım maliyetinin en yüksek değerleri, doymuş ORC için R601A'da 1,63 \$/h ve kızgın buharlı ORC için 1.54 \$/h olarak bulunmuştur. Önlenebilir ekserji yıkım maliyetinin en düşük değerleri, doymuş ORC için R113'e 1,29 \$/h olarak, kızgın buharlı ORC için R245FA 1,45 \$/h olarak hesaplanır.

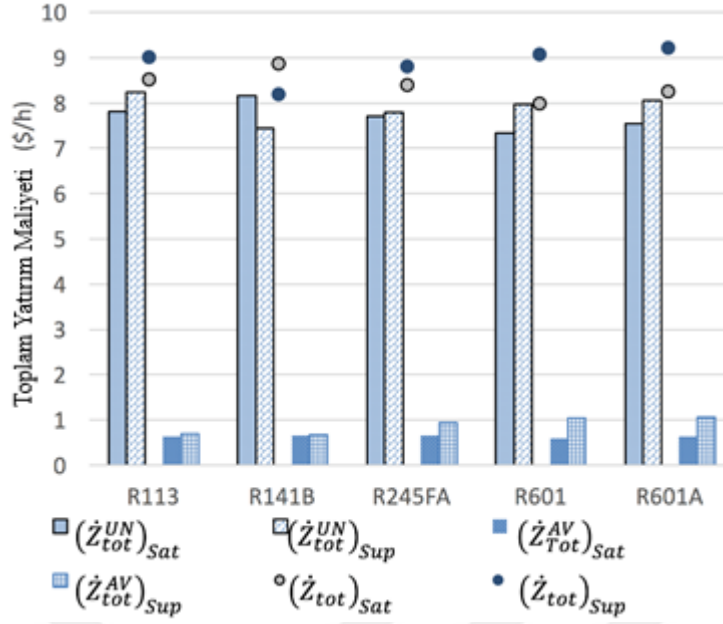


**Şekil 3.39 :** Doymuş ve kızgın buharlı ORC sistemlerinin ekserji yıkım maliyetlerinin ayrıştırılması.

Şekil 3.40, tüm sistem ve akışkan kombinasyonları için toplam yatırım maliyetinin çoğunun önlenebilir olduğunu göstermektedir. Ayrıca, tüm önlenebilir toplam yatırım maliyetleri, tüm sistem ve akışkan kombinasyonları için ekserji yıkım maliyetlerinden daha düşüktür. Yani, iyileştirme çabaları toplam yatırım maliyetlerinden ziyade ekserji yıkım maliyetlerine yönlendirilmelidir.

Her bir ORC sisteminde R245FA için önlenebilir toplam yatırım maliyetleri yaklaşık olarak aynıdır. R141B'nin yanı sıra, tüm akışkanlar, kızgın buharlı ORC'lerde doymuş ORC'lerden daha yüksek toplam önlenebilir yatırım maliyetlerine sahiptir. Üstelik, kızgın buharlı ORC'lerde tüm akışkanlar için önlenebilir toplam yatırım maliyetleri, doymuş ORC'lerden daha yüksektir. En yüksek toplam yatırım maliyeti, kızgın buharlı ORC için ve R601A (1.07 \$/h), doymuş ORC için R245FA (0,66 \$/h) olarak belirlenir. En düşük değeri ise, kızgın buharlı ORC sistemi için R141B (0,68 \$/h) için doymuş ORC için R113'te (0,63 \$/h) meydana gelmiştir.

Son olarak, akışkanların ve sistem kombinasyonlarının önlenebilir ve önlenebilir toplam maliyetleri Şekil 3.41'de gösterilmektedir. Kızgın buharlı ORC'ler için önlenebilir toplam maliyetler, tüm akışkanlar için doymuş ORC'lerden daha yüksektir. En yüksek değer, iki ORC durumu için R601A'ya aittir, en düşük değer ise, doymuş ORC için R113'te ve kızgın buharlı ORC sistemi için R141B'de hesaplanmaktadır.

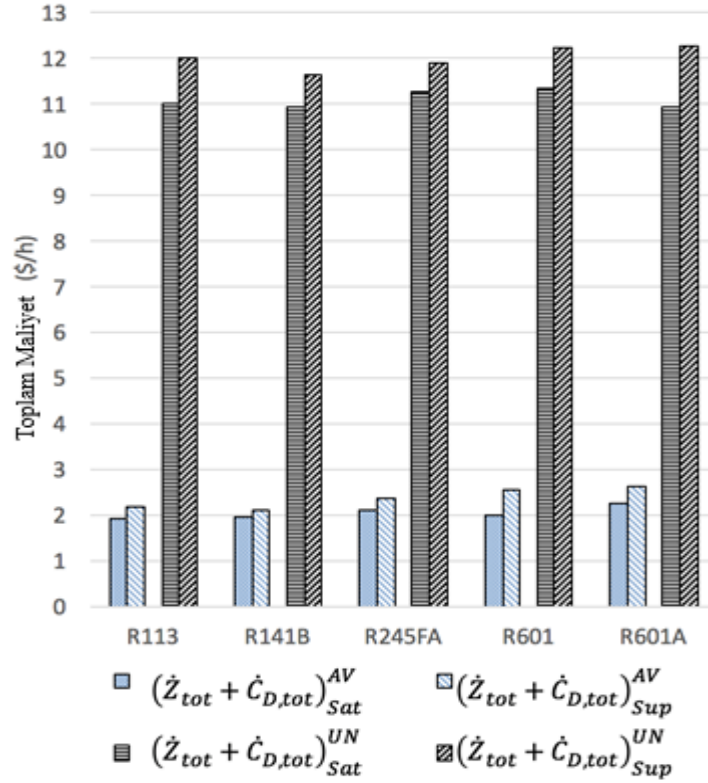


**Şekil 3.40** : Doymuş ve kızgın buharlı ORC sistemlerinin toplam yatırım maliyetlerinin ayrıştırılması.

Hatta, her bir kombinasyon için toplam maliyetin bir kısmını önlemek mümkündür, R601A, aşırı ısıtılmış ORC için en yüksek önlenemez toplam maliyete sahipken, doymuş ORC için R601'dir. Doymuş ORC için en düşük önlenemez toplam maliyet R601A'ya, ikinci en düşük R141B'ye, en düşük önlenemez toplam maliyet ise kızgın buharlı ORC için R141B'ye aittir. Önlenemez toplam maliyet, teknolojik gelişmelerden, materyal üretim tekniklerinden vs. dolayı ortadan elemine edilemeyecek toplam maliyettir.

Analizlerin sonuçlarına göre, analizler arasında bir trade-off olması gerektiği ifade edilebilir. Ekserji analizleri, yüksek ekserji verimi, net güç çıkışı ve en düşük toplam ekserji tahribatı nedeniyle en iyi akışkanın doymuş ORC sistemi için R141B, kızgın buharlı ORC için R113 olduğunu ortaya koymuştur. Ayrıca bazı durumlarda, ORC sistemlerinin bir şaft jeneratörü kullanmadan geminin elektrik ihtiyacını karşılayabileceği gösterilmiştir. Öte yandan, eksergoekonomik analizler R141B'nin en düşük toplam maliyetine göre ORC kombinasyonları için en uygun akışkan olduğunu göstermiştir. İleri ekserji analizleri, en yüksek önlenemez ekserji yıkımları nedeniyle R601A ile ORC'lerin her iki kombinasyonu için daha fazla iyileştirme potansiyelinin olduğunu ortaya çıkarmıştır. Bununla birlikte, minimum ulaşılabilir ekserji yıkımı, doymuş ORC için R141B'ye (144.75 kW) ait olan önlenemez ekserji yıkımıdır.





**Şekil 3.41** : Doymuş ve kızgın buharlı ORC sistemleri için toplam maliyetlerin ayrıştırılması.

Benzer şekilde, ileri eksergoekonomik analizler, R601A için ORC sistemi kombinasyonları için önlenebilir toplam maliyete göre aynı sonucu ortaya koymuştur. Bununla birlikte, net güç çıkışı, kızgın buharlı ORC için şaft jeneratör eşliğinin altında ve doymuş ORC için eşik (286.32 kW) üzerindedir. R141B, yüksek güç çıkışı, verimi ve biraz daha yüksek önlenebilir maliyeti nedeniyle doymuş ORC için en uygun organik akışkan olarak seçilebilir. Ayrıca, R141B aynı zamanda kızgın buharlı ORC için en düşük toplam maliyete sahiptir. R141B ile doymuş buhar ORC'nin termodinamik verileri Çizelge 3.35'te bulunabilir. Ancak, şaft jeneratör eşliğinden daha düşük net güç çıkışı üretmesi nedeniyle uygun bir kombinasyon olarak düşünülemez. İkinci en düşük toplam maliyet, R113 ve kızgın buharlı ORC kombinasyonu ile gerçekleşir. İleri ekserji analizleri, R601A'dan sonra en düşük önlenebilir ekserji yıkımının (180.58 kW) ve ikinci en yüksek düzeyde önlenebilir ekserji yıkımının (75.17 kW) kızgın buharlı ORC için R113'e ait olduğunu ortaya koymuştur. R141B'nin yanı sıra, ileri eksergoekonomi analizleri, R245FA'nın en düşük önlenebilir toplam maliyete sahip olduğunu ve kızgın buharlı ORC için önlenebilir en yüksek üçüncü maliyete sahip olduğunu göstermiştir.

**Çizelge 3.35 : Doymuş buhar ORC için termodinamik verisi.**

Akış	Hal	$\dot{m}_j$ kg/s	$P$ bar	$T$ °C	$h$ kJ/kg	$s$ kJ/kgK
1	Sıvı	3.854	22	26.14	230.73	1.1014
2	Sıvı	3.854	21.7	68.98	281.38	1.2595
3	Doymuş Sıvı	3.854	21.45	155.37	396.92	1.5594
4	Doymuş Buhar	3.854	21.45	160.37	537.72	1.8844
5	Islak Buhar	3.854	0.8	58.659	481.66	1.9427
6	Doymuş Sıvı	3.854	0.77	24.458	227.86	1.0975
7	Su	61.236	3.08	79.98	335.07	1.0750
8	Su	61.236	2.78	79.226	331.88	1.0660
9	Gaz	47.681	1.033	186.68	188.82	7.2977
10	Gaz	47.681	1.023	175.568	177.47	7.2755
11	Gaz	47.681	1.003	166.417	168.13	7.2601
12	Sıvı	93.122	4.29	20	83.730	0.2967
13	Sıvı	93.122	3.89	22.537	94.234	0.3324

Öte yandan, R245FA en düşük önlenebilir ekserji yıkımı ile en yüksek önlenemez ekserji yıkımına sahiptir; güç çıkışı, ekserji verimi düşük ve toplam maliyeti R113'ten daha yüksektir. Sonunda, kızgın buharlı ORC sistemi için R113 kullanılması tavsiye edilebilir. R113 ile doymuş buhar ORC'nin termodinamik verileri, Çizelge 3.36'da bulunabilir.

**Çizelge 3.36 :Kızgın buharlı ORC için termodinamik verisi.**

Akış	Hal	$\dot{m}_j$ kg/s	$P$ bar	$T$ °C	$h$ kJ/kg	$s$ kJ/kgK
1	Sıvı	6.392	10.8	29.24	226.93	1.0913
2	Sıvı	6.392	10.7	76.98	272.03	1.2297
3	Sıvı	6.392	10.65	98.32	293.06	1.2880
4	Doymuş Sıvı	6.392	10.55	141.10	337.48	1.4011
5	Doymuş Buhar	6.392	10.55	142.10	443.80	1.6572
6	Kızgın Buhar	6.392	10.47	183.68	479.58	1.7396
7	Kızgın Buhar	6.392	0.55	109.23	432.49	1.7504
8	Kızgın/Islak Buhar	6.392	0.53	79.98	411.47	1.6948
9	Doymuş Sıvı	6.392	0.52	28.83	226.20	1.0911
10	Su	61.236	3.08	79.98	335.07	1.0750
11	Su	61.236	2.98	78.86	330.36	1.0617
12	Gaz	47.681	1.033	186.68	188.82	7.2977
13	Gaz	47.681	1.03	181.99	184.03	7.2881
14	Gaz	47.681	1.027	168.04	169.78	7.2571
15	Gaz	47.681	1.024	162.20	163.82	7.2444
16	Sıvı	93.122	4.29	20	83.730	0.2967
17	Sıvı	93.122	4.19	23.06	96.448	0.3399

Çizelge 3.37, R141B ile doymuş ORC için sonuçları göstermektedir. Yüksek ısı yüküne sahip olmasından dolayı en yüksek ekserji yıkımı buharlaştırıcıya aittir. İkincisi türbin ve en düşük ekserji yıkımı pompada gerçekleşir. Önlenebilir ekserji yıkımı, en yüksek ekonomizörde, ardından türbindedir. Pompa çoğunlukla önlenebilir ekserji yıkımına sahiptir. Türbin diğer tüm bileşenler arasında en yüksek ekserji verimine sahiptir ve en düşük verim ön ısıtıcıdadır. En pahalı kısım da bu sistemde türbindir ve bu maliyetin çoğu önlenemezdir. Benzer yorumlar, kızgın buharlı ORC sistemindeki ısı eşanjörlerinin gerçek ve önlenebilir toplam yatırım maliyeti üzerinde yapılabilir. Bu çalışma durumunda, ekserji yıkımının en yüksek gerçek, önlenemez ve önlenebilir maliyetleri ekonomizöre aittir. Ekserji yıkımının önlenebilir maliyetleri, türbin dışındaki tüm bileşenler için önlenebilir toplam yatırım maliyetlerinden daha yüksektir. Ekserjetik bakış açısından, iyileştirme çabaları sırasıyla ekonomizör, türbin, evaporatör, kondansatör, ön ısıtıcı ve pompa üzerinde odaklanmalıdır. Bununla birlikte, ileri eksergoekonomik açıdan bakıldığında, iyileştirme çabaları sırasıyla türbin, ekonomizer, evaporatör, kondenser, pompa ve ön ısıtıcı üzerinde odaklanmalıdır.

R113 ile kızgın buharlı ORC'ye uygulanan ileri ekserji ve eksergoekonomi analizlerinin detaylı sonuçları Çizelge 3.38'de gösterilmiştir. Ekserji analizi, en yüksek ekserji yıkımının ekonomizerden sonra evaporatöre ait olduğunu ve en küçük değerini ise pompada göstermektedir. En yüksek ekserji verimi türbinde ve en düşük ekonomizerde hesaplanır. Sistemin en pahalı kısmı, toplam yatırım maliyeti olarak türbindir ve çoğunlukla önlenemezdir. Isı eşanjörü için minimum sıcaklık farkında küçük bir değişiklik tanımlamak, toplam yatırım maliyetini büyük oranda etkilemez.

Ayrıca, komponentlerdeki küçük basınç değişimleri, kondansatör, ekonomizer ve evaporatörde görülebileceği için, bileşenin toplam yatırım maliyeti üzerinde neredeyse hiçbir değişiklik yapmamaktadır. En yüksek toplam yatırım maliyetine sahip olmasından ötürü, türbin diğerlerinin yanı sıra en yüksek önlenebilir yatırım maliyetine de sahiptir. Ekserji yıkımının yanı sıra önlenebilir ve önlenemez parçalarının maliyeti, ekserji yıkımlarının doğrudan etkisi altındadır. Ekserji yıkımının en yüksek gerçek, önlenemez ve önlenebilir maliyetleri, yüksek ekserji yıkımları ve kondansatörün ortalama spesifik yakıt ekserjisi maliyeti nedeniyle kondansatöre aittir. Ekserji tahribatının önlenebilir maliyetleri, türbin dışındaki tüm bileşenler için önlenebilir toplam yatırım maliyetlerinden daha yüksektir.

**Çizelge 3.37** : R141b içeren doymuş buharlı ORC sisteminin ileri ekserji ve eksergoekonomi analizi sonuçları.

Komponent	$\dot{E}x_{D,k}$ kW	$\varepsilon_k$	$y_{D,k}^*$	$\dot{E}x_{D,k}^{UN}$ kW	$\dot{E}x_{D,k}^{AV}$ kW	$\dot{Z}_k$ \$/h	$\dot{Z}_k^{UN}$ \$/h	$\dot{Z}_k^{AV}$ \$/h	$c_{F,k}$ \$/kWh	$\dot{C}_{D,k}$ \$/h	$\dot{C}_{D,k}^{UN}$ \$/h	$\dot{C}_{D,k}^{AV}$ \$/h	$\dot{C}_{D,k}^{AV} + \dot{Z}_k^{AV}$ \$/h
Pompa	2,0164	0,8172	0,0096	0,8452	1,1713	0,0847	0,0508	0,0339	0,0477	0,0961	0,0403	0,0558	0,0897
Ön Isıtıcı	21,8868	0,6593	0,1046	20,3955	1,4913	0,3748	0,3723	0,0025	0,0163	0,3557	0,3314	0,0242	0,0267
Ekonomizer	85,3324	0,6738	0,4077	53,4983	31,8341	0,3784	0,3781	0,0003	0,0163	1,3867	0,8693	0,5173	0,5176
Evaporatör	36,0154	0,8788	0,1721	27,4851	8,5303	1,2960	1,2950	0,0010	0,0163	0,5853	0,4466	0,1386	0,1396
Türbin	43,4403	0,8852	0,2075	25,4640	17,9764	6,0710	5,4639	0,6071	0,0262	1,1360	0,6659	0,4701	1,0772
Kondenser	20,6346	0,8128	0,0986	17,0594	3,5752	0,5895	0,5895	0,0000	0,0262	0,5396	0,4461	0,0935	0,0935

**Çizelge 3.38** : R113 içeren kızgın buharlı ORC sisteminin ileri ekserji ve eksergoekonomi analizi sonuçları.

Komponent	$\dot{E}x_{D,k}$ kW	$\varepsilon_k$	$y_{D,k}^*$	$\dot{E}x_{D,k}^{UN}$ kW	$\dot{E}x_{D,k}^{AV}$ kW	$\dot{Z}_k$ \$/h	$\dot{Z}_k^{UN}$ \$/h	$\dot{Z}_k^{AV}$ \$/h	$c_{F,k}$ \$/kWh	$\dot{C}_{D,k}$ \$/h	$\dot{C}_{D,k}^{UN}$ \$/h	$\dot{C}_{D,k}^{AV}$ \$/h	$\dot{C}_{D,k}^{AV} + \dot{Z}_k^{AV}$ \$/h
Pompa	1.0408	0.8181	0.0041	0.4242	0.6165	0.0685	0.0411	0.0274	0.0509	0.0529	0.0216	0.0314	0.0587
Ön Isıtıcı	22.1294	0.6675	0.0865	18.8088	3.3205	0.3609	0.3578	0.0031	0.0162	0.3596	0.3056	0.0540	0.0571
Rekuperatör	11.5100	0.7430	0.0450	4.7563	6.7536	0.3626	0.3571	0.0055	0.0285	0.3279	0.1355	0.1924	0.1979
Ekonomizer	61.2235	0.6050	0.2394	31.4702	29.7533	0.0564	0.0562	0.0002	0.0162	0.9948	0.5114	0.4835	0.4837
Evaporatör	55.5927	0.8221	0.2174	43.5853	12.0074	0.9887	0.9881	0.0006	0.0162	0.9033	0.7082	0.1951	0.1957
Aşırı Kızdırıcı	27.0436	0.7531	0.1057	18.2415	8.8021	0.8249	0.7400	0.0849	0.0162	0.4394	0.2964	0.1430	0.2279
Türbin	32.5309	0.9025	0.1272	18.8337	13.6972	5.8098	5.2289	0.5810	0.0285	0.9266	0.5365	0.3902	0.9711
Kondenser	44.6799	0.6746	0.1747	44.4577	0.2222	0.4645	0.4645	0.0000	0.0285	1.2727	1.2664	0.0063	0.0063

Ekserji açısından bakıldığında, iyileştirme çalışmaları sırasıyla ekonomizör, türbin, buharlaştırıcı, kızdırıcı, geri kazanım, ön ısıtıcı, pompa ve kondenser üzerine odaklanmalıdır. Bununla birlikte, ileri eksergoekonomik bakış açısında, iyileştirme çabaları sırasıyla türbin, ekonomizer, süper ısıtıcı, reküperatör, evaporatör, pompa, ön ısıtıcı ve kondenser üzerine odaklanmalıdır.

### 3.3.2.2 Değerlendirme

Genel sistemlerin sonuçları, R113'ün kızgın buharlı ORC için en uygun organik akışkan olduğunu göstermektedir. Çevrim kombinasyonlarının detaylı sonuçları da sunulmuştur. Ve türbinin genel sistemin en pahalı kısmı olduğu ve en yüksek ekserji yıkımı maliyetinin kondansatöre ait olduğu ortaya çıkmıştır. R141B, doymuş ORC için en uygun organik akışkandır. R141B ve R601A arasındaki küçük bir fark gözlenmiştir. Türbin ayrıca bu sistemdeki en pahalı bileşendir. Öte yandan, ekonomizör, en yüksek ekserji yıkımı maliyet değerlerine sahiptir. Bu iki ORC sistemi arasındaki karşılaştırma şunu ortaya koymaktadır:

- doymuş ORC'nin net güç çıkışı daha yüksektir
- doymuş ORC'nin ekserji verimi daha yüksektir
- Doymuş ORC'nin önlenebilir ekserji yıkımı daha düşüktür
- Doymuş ORC'nin toplam, önlenebilir ve önlenebilir yatırım maliyetleri daha düşüktür
- Doymuş ORC'nin ekserji yıkımının gerçek, önlenebilir ve önlenebilir maliyetleri kızgın buharlı R113 ORC sisteminden daha düşüktür.

R141B iş akışkanı ile çalıştırılan doymuş ORC'nin gemi güç santrali WHR sistemi için daha iyi bir uygulama olacağı sonucuna varılabilir.

İleri ekserji temelli analizler, yeni bir sistem tasarlandığında veya gerçek bir sistemin iyileştirilmesi için karar kriteri olarak düşünülebilir. Sistem bileşenleri arasındaki etkileşimler nedeniyle bir sistemin ekserji veya ekonomisine göre iyileştirme potansiyelini belirlemek zor olabilir. İleri ekserji temelli analizler, yeni veya gelecekteki uygulamalar için iyileştirme çabalarının bileşenlere veya genel sisteme nasıl yönlendirilmesi gerektiğine karar vermede yardımcı olabilir.

### 3.3.3 İleri eksergoçevresel analiz uygulaması

Bileşenlerin LCA'sı, ekserji analizi yoluyla termodinamik verimsizliklerin belirlenmesinden sonraki ikinci analiz adıdır. Bileşenlerin envanterini tanımlamak için, ağırlıklar, malzemeler, üretim süreçleri vb. ile ilgili boyutlandırma ve veriler hayati önem taşır. Ancak, bir ön ve kavramsal tasarımda, ve karşılaştırma amacıyla da, bileşenler ve bunların envanter verileri üzerinde varsayımlar yapılabilir. Tüm ısı eşanjörlerinin çelikten yapıldığı ve çevresel etki değerinin bir önceki çalışmaya göre belirlendiği varsayılmaktadır [145]. Pompa ve türbin sistemi (dişli kutusu ve jeneratörlü bir türbin) kataloglardan seçilmekte ve kataloglar ile ilgili envanterlerinde malzeme varsayımları yapılmaktadır. İşletme ve bakım ve sökümün çevresel etkileri ihmal edilebilir değerleri nedeniyle hariç tutulur. Çizelge 3.39, her iki sistem için deneysel denge ve yardımcı denklemleri göstermektedir. Literatürdeki önceki çalışmalara göre yardımcı denklemler belirlenmiştir [10, 123].

**Çizelge 3.39 :** ORC sistemlerinin eksergoçevresel denge ve yardımcı denklemleri.

Komponent	Doymuş Buhar ORC Eksergoçevresel Analiz	Kızgın Buhar ORC Eksergoçevresel Analiz
Pompa	$b_w \dot{W}_P + \dot{Y}_P = b_1 \dot{E}x_1 - b_6 \dot{E}x_6$	$b_w \dot{W}_P + \dot{Y}_P = b_1 \dot{E}x_1 - b_9 \dot{E}x_9$
Ön Isıtıcı	$b_7 \dot{E}x_7 - b_8 \dot{E}x_8 + \dot{Y}_{PH}$ $= b_2 \dot{E}x_2 - b_1 \dot{E}x_1$ $b_7 = b_8 = b_9$	$b_{10} \dot{E}x_{10} - b_{11} \dot{E}x_{11} + \dot{Y}_{PH}$ $= b_2 \dot{E}x_2 - b_1 \dot{E}x_1$ $b_{10} = b_{11} = b_{12}$
Rekuperatör		$b_7 \dot{E}x_7 - b_8 \dot{E}x_8 + \dot{Y}_{Recup}$ $= b_3 \dot{E}x_3 - b_2 \dot{E}x_2$ $b_7 = b_8$
Ekonomizer	$b_{10} \dot{E}x_{10} - b_{11} \dot{E}x_{11} + \dot{Y}_{Econ}$ $= b_3 \dot{E}x_3 - b_2 \dot{E}x_2$ $b_{10} = b_{11}$	$b_{14} \dot{E}x_{14} - b_{15} \dot{E}x_{15} + \dot{Y}_{Econ}$ $= b_4 \dot{E}x_4 - b_3 \dot{E}x_3$ $b_{14} = b_{15}$
Evaporatör	$b_9 \dot{E}x_9 - b_{10} \dot{E}x_{10} + \dot{Y}_{Evap}$ $= b_4 \dot{E}x_4 - b_3 \dot{E}x_3$ $b_9 = b_{10}$ $b_9 = 64.12 \text{ mPts/kWh}$	$b_{13} \dot{E}x_{13} - b_{14} \dot{E}x_{14} + \dot{Y}_{Evap}$ $= b_5 \dot{E}x_5 - b_4 \dot{E}x_4$ $b_{13} = b_{14}$
Aşırı Kızdırıcı		$b_{12} \dot{E}x_{12} - b_{13} \dot{E}x_{13} + \dot{Y}_{Sup}$ $= b_6 \dot{E}x_6 - b_5 \dot{E}x_5$ $b_{12} = b_{13}$ $b_{12} = 64.12 \text{ mPts/kWh}$
Türbin	$b_4 \dot{E}x_4 - b_5 \dot{E}x_5 + \dot{Y}_T = b_w \dot{W}_T$ $c_4 = c_5$	$b_6 \dot{E}x_6 - b_7 \dot{E}x_7 + \dot{Y}_T = b_w \dot{W}_T$ $c_6 = c_7$
Kondenser	$b_5 \dot{E}x_5 - b_6 \dot{E}x_6 + \dot{Y}_{Cond}$ $= b_{13} \dot{E}x_{13}$ $- b_{12} \dot{E}x_{12}$ $b_5 = b_6$ $c_{12} = 0$	$b_8 \dot{E}x_8 - b_9 \dot{E}x_9 + \dot{Y}_{Cond}$ $= b_{17} \dot{E}x_{17}$ $- b_{16} \dot{E}x_{16}$ $b_8 = b_9$ $b_{16} = 0$

Egzoz gazının spesifik çevresel etkileri, yapılan varsayımlar ve kirletici maddelerin çevre etki değerlerine [36] göre hesaplanmıştır; ve eksergoekonomik değerlendirmede olduğu gibi egzoz gazı ve ceket suyu ekserji akışlarına tahsis edilmiştir [10]. Deniz suyu giriş ekserji akışının çevresel etkisi sıfır olarak kabul edilir, çünkü doğrudan doğadan alınır.

### 3.3.3.1 Sonuçlar ve tartışma

Bu bölümde, doymuş buhar ORC için R141B ve kızgın buharlı ORC için R113 ile eksergoçevresel ve ileri eksergoçevresel sonuçları sunulmaktadır. Çizelge 3.40 ve Çizelge 3.41, incelenen sistemlerin çevresel etkilerini sırasıyla ayrıntılı olarak göstermektedir. Çevresel etkiler mPts / h biriminde, ekserji yıkımları kW cinsinden ve yakıt ekserjisinin ortalama spesifik çevresel etkileri mPts / kWh cinsindedir.

Çizelge 3.40'tan, pompanın ağırlığı ve materyalleri nedeniyle, minimum bileşenle ilgili çevresel etkiye sahip olduğu, türbin en yüksek bileşenle ilgili çevresel etkiye sahip olduğu kolayca görülebilmektedir. Türbin ağırdır ve bileşen konseptinde dişli kutusu, jeneratör ve elektronik sistem dahil edilmiştir. Isı değiştiricilerin varsayılan çevresel etki hesaplama yöntemi nedeniyle, etkileri ısı transfer alanları ile orantılıdır. Bu nedenle, kondenser ısı değiştiriciler arasında en yüksek çevresel etkiye sahiptir. Bu, yoğunlaştırıcıda küçük sıcaklık farkının sonucudur. Önlenebilir bileşenle ilişkili pompa ve türbin çevresel etki kısımları yüzde olarak verilmiştir. Isı eşanjörleri için, önlenebilir koşullar gerçek çalışma koşullarına yakın olarak belirlenir ve sadece doymuş buhar ORC'deki ön ısıtıcı ayarlanabilir koşul olarak minimum sıcaklık farkına sahiptir. Bu nedenle, ön ısıtıcı en çok önlenebilir bileşenle ilgili çevresel etkiye sahiptir. Ayrıca, ısı değiştiricilerindeki basınç değişimlerinin sıcaklık değişikliklerinden daha az etkili olduğu söylenebilir. Kondenserdeki basınç değişimlerinde bile büyük bir iyileşme bile, önlenebilir bir etki fırsatı yaratmak için çevresel etkileri etkilemez.

Ekserji yıkımının çevresel etkisinin, bileşenle ilgili çevresel etki değerleriyle karşılaştırıldığında daha büyük olduğunu göstermektedir. Bu nedenle, bir sistemdeki bileşenle ilgili çevresel etkinin ihmal edilmesinin, sonuçları etkilemeyeceğini söylenebilir, yine de farklı sistemlerin karşılaştırılmasında yararlıdır. Ekserji yıkımının en düşük çevresel etkisi, pompa, daha sonra ön ısıtıcı, kondenser, türbin ve ekonomizöre aittir.

**Çizelge 3.40** : Doymuş buharlı ORC sisteminin geleneksel ve ileri eksergoçevresel analiz sonuçları.

Komponent	$\dot{Y}_k$	$\dot{Y}_k^{UN}$	$\dot{Y}_k^{AV}$	$b_{F,k}$	$\dot{E}x_{D,k}$	$\dot{B}_{D,k}$	$\dot{B}_{D,k}^{UN}$	$\dot{B}_{D,k}^{AV}$
Pompa	0.08663	0.051978	0.034652	94.760	2.0164	191.078	80.089	110.989
Ön Isıtıcı	0.1111	0.092296	0.018804	64.120	21.8868	1403.383	1307.760	95.623
Ekonomizer	0.1296	0.128312	0.001288	64.120	85.3324	5471.515	3430.311	2041.204
Evaporatör	0.1277	0.127482	0.000218	64.120	36.0154	2309.309	1762.344	546.965
Türbin	5.198	4.6782	0.5198	83.870	43.4403	3643.341	2135.663	1507.678
Kondenser	0.9186	0.9186	0	83.87	20.6346	1730.625	1430.776	299.849
Tüm Sistem	6.5716	5.9969	0.57476		209.3259	14749.250	10146.942	4602.308

Ön ısıtıcının kondansatörden daha fazla ekserji yıkımı yaratmasına rağmen, hala daha düşük ekserji yıkımı çevre etkisine sahiptir. Yoğuşturucudaki yüksek ısı transfer yüküne bağlı olarak giriş ve çıkışlar arasında yüksek sıcaklık farkı, ekserji yıkımı, dolayısıyla bu bileşenin çevresel etkisi en yüksek olarak belirlenmiştir. Sıcaklık farklılıkları ve ısı transfer yükleri, ısı değiştiricilerin çevresel etkilerinin anahtarıdır. Pompa, daha az güç gereksinimine neden olan akışkan R141B'den dolayı en düşük etkiye sahiptir. Ayrıca, pompanın giriş ve çıkışının entropi farkı oldukça küçüktür. Böylece, düşük ekserji yıkımı ve çevresel etki yaratır. Türbin giriş ve çıkışı arasındaki entropi değişimi, farklı sıcaklık seviyeleri ve basınç düşüşünden dolayı çok büyüktür, dolayısıyla çevresel etkisi de yüksektir. Pompa haricinde, her bir bileşenin ekserji yıkımının önlenemez çevresel etkisi önlenemez kısmından daha yüksektir. Çevresel etkilerin önlenemez kısımları, ekonomizör, türbin, evaporatör, kondenser pompası ve ön ısıtıcı olarak en yüksekten en alta doğru hizalanabilir. Genel olarak, konvansiyonel ve ileri eksergoçevresel analizler, bir istisna dışında R141B ile doymuş buhar ORC'si için tutarlıdır. Konvansiyonel analiz, ön ısıtıcıya odaklanmanın, pompanın daha önemli olduğunu ortaya koymaktadır, bununla birlikte, ekserji yıkımının pompadaki çevresel etkisinin ön ısıtıcıdan fazla olmasından dolayı ileri eksergoçevresel analiz tersini önermektedir.

Çizelge 3.41'de, kızgın buharlı ORC sistemindeki pompanın komponent ile ilgili çevresel etkisinin, pompanın kütlelerinin daha hafif olması ve R113'ün yoğunluğunun R141B'den daha yüksek olması ve pompa boyutlandırmasının çoğunlukla iş akışkanının hacimsel debisiyle alakalı olmasından ötürü, doymuş ORC sisteminden daha küçük olduğu gözlemlenebilir. Türbin, aynı türbin paketi seçildiği ve her iki sistemin hesaplanmasında kullanıldığı için, doymuş ORC sistemi, kızgın buharlı ORC sisteminde aynı bileşenle ilgili çevresel etkiye sahiptir. Rekuperatör, ısı transfer



yükünün çoğunu taşır, böylece ekonomizer ve buharlaştırıcı, nispeten düşük ısı yüküne ve dolayısıyla bileşenle ilgili çevresel etkiye doğrudan bağlı küçük bir ısı transfer alanına sahiptir. Yukarıda yapılan açıklamaların yanı sıra, aşırı kızdırıcının nispeten yüksek bir bileşenle ilgili çevresel etkiye sahip olmasının bir başka nedeni, ısı transfer alanının bir tarafında buhar ve diğer tarafındaki gaz nedeniyle düşük bir evrensel ısı transfer katsayısına sahip olmasıdır. Kızgın buharlı ORC sistemindeki kondenser, doymuş ORC sisteminden daha düşük komponentle ilgili çevresel etkiye sahiptir, çünkü sıcaklık farkı daha yüksektir, bu nedenle ısı transfer alanı daha küçüktür. Isı eşanjörlerinin kızgın buharlı ORC sistemindeki komponent ile ilgili önlenebilir çevresel etkileri, evaporatör hariç, doymuş ORC sisteminden daha yüksektir. Evaporatörün nedeni, evaporatörün iş akışkanı tarafındaki girişi ve çıkış arasında neredeyse hiçbir sıcaklık farkı olmamasıdır ve bu bileşenle ilgili önlenemez çevresel etki hesaplanırken de değişmez. Kondenser de, bileşenle ilgili önlenebilir çevresel etkiye sahip değildir.

**Çizelge 3.41 : Kızgın buharlı ORC sisteminin geleneksel ve ileri eksergoçevresel analiz sonuçları.**

Komponent k	$\dot{Y}_k$	$\dot{Y}_k^{UN}$	$\dot{Y}_k^{AV}$	$b_{F,k}$	$\dot{E}x_{D,k}$	$\dot{B}_{D,k}$	$\dot{B}_{D,k}^{UN}$	$\dot{B}_{D,k}^{AV}$
Pompa	0.03512	0.02107	0.0140476	98.476	1.0408	102.489	41.775	60.714
Ön Isıtıcı	0.1173	0.09717	0.020128	64.120	22.1294	1418.898	1205.990	212.908
Rekuperatör	0.1269	0.09252	0.034405	88.854	11.5100	1022.711	422.621	600.090
Ekonomizer	0.06171	0.06039	0.001322	64.120	61.2235	3925.545	2017.816	1907.728
Evaporatör	0.07667	0.07658	0.00009	64.120	55.5927	3564.512	2794.616	769.896
Aşırı Kızdırıcı	1.7515	1.4278	0.323713	64.120	27.0436	1733.988	1169.612	564.376
Türbin	5.198	4.6778	0.51975	88.854	32.5309	2890.517	1673.460	1217.057
Kondenser	0.48803	0.48803	0	88.854	44.6799	3970.006	3950.267	19.739
Tüm Sistem	7.8547	6.9413	0.91346		255.7508	18628.666	13276.158	5352.508

Yine Çizelge 3.41'de, ekserji yıkımlarının çevresel etkilerinin değerlendirildiği ve en düşük ekserji yıkımı ile ilgili çevresel etkinin kızgın buharlı ORC sisteminde pompaya ait olduğu görülebilir. Bu bileşenin ekserji yıkımı, çıkış basıncından dolayı doymuş ORC sisteminden daha düşüktür ve bu nedenle aşılması gereken basınç farkı, kızgın buharlı ORC sisteminde, doymuş ORC sistemine kıyasla daha düşüktür. Kondenser, en yüksek ekserji yıkımı çevresel etkisine sahiptir. Bunun iki ana nedeni vardır: Birincisi, yüksek buhar giriş sıcaklığı ile soğutma yükü yüksektir ve ikincisi, yüksek ortalama spesifik yakıt ekserjisi çevresel etkisine sahiptir. Bu nedenle geleneksel eksergoçevresel analiz, tasarımcıyı önce kondansatörün geliştirmesine

yönlendirir. Ekonomizer, ikinci en düşük bileşenle ilgili çevresel etkiye ve en yüksek ekserji yıkımına sahip olsa da, incelenen sistemdeki ikinci en yüksek ekserji yıkımıyla ilgili çevresel etkiye sahiptir. Ardından, geri kalanı evaporatör, türbin, aşırı kızdırıcı, ön ısıtıcı, rekuperatör ve pompa olarak sıralanır.

Geleneksel eksergoçevresel analizin sonucuna göre, türbin, kızgın buharlı ORC sisteminde, doymuş ORC sistemine kıyasla önemli değildir. Bu, geleneksel eksergoçevresel analiz sonuçlarının yanlış bir öngörüsüdür, çünkü sistemin iyileştirme potansiyellerini doğru bir şekilde ortaya çıkarmaz. Kondenserin ekserji yıkımıyla alakalı önlenabilir çevre etkisi, tüm bileşenler arasında en düşüktür. en yüksek önlenabilir çevresel etki, doymuş ORC'ye benzer şekilde kızgın buharlı ORC sisteminde de ekonomizöre aittir. Rekuperatör ve pompa, önlenemez kısımlarından daha fazla önlenabilir ekserji yıkımı kaynaklı çevresel etkilere sahiptir. Türbin ikinci iyileştirme potansiyeline sahiptir, ardından geri kalanı evaporatör, geri kazanım, kızdırıcı, ön ısıtıcı, pompa ve kondenserdir.

### 3.3.3.2 Değerlendirme

Genel olarak, aşırı ısıtılmış buhar ORC sisteminin toplam bileşenle ilgili çevresel etkisinin, doymuş buhar ORC sisteminden daha yüksek olduğu gözlemlenebilir. Her iki sistem için, en yüksek bileşenle ilgili çevresel etki türbin sistemine aittir. Kızgın buharlı ORC sistemi daha fazla bileşenlerden kaynaklanan önlenabilir çevresel etkiye sahip olmasına rağmen, bileşenle ilgili tüm önlenebilir çevresel etkilerin geri kazanılması, kızgın buharlı sisteme doymuş buhar ORC sistemine göre avantaj sağlamaz. Bunun sebebi, kızgın buharlı sistemin komponentle ilişkili toplam önlenemez çevresel etkisinin, doymuş sistemin komponentle ilişkili toplam çevresel etkisinden daha yüksek olmasıdır ( $\dot{Y}_{tot,Sup}^{UN} > \dot{Y}_{tot,Sat}$ ). R113'lü kızgın buharlı ORC sisteminde ekserji yıkımının çevresel etkisi, R141B'li doymuş ORC sistemi ile daha yüksektir. Ekserji yıkımıyla alakalı çevresel etkilerin hem önlenebilir hem de önlenemez kısımları, kızgın buharlı ORC sistemi için daha yüksektir. Daha az önlenebilir çevresel etki, iyileştirme potansiyelinin küçük olduğunu göstermektedir, ancak her iki sistemin tüm bileşenleri bile önlenemez koşullarında çalıştığında, kızgın buharlı ORC sisteminin ekserji yıkımı kaynaklı önlenemez çevre etkisinin, doymuş ORC sisteminin ekserji yıkımı kaynaklı önlenemez çevre etkisinden daha fazla olacağı açıktır. ( $\dot{B}_{D,tot,Sup}^{UN} > \dot{B}_{D,tot,Sat}^{UN}$ ).

İleri eksergoçevre analizi, geleneksel eksergoçevresel analizin bileşenlerini geliştirme çabalarını yönlendirmek için yanıtıcı olabileceğini ortaya koymuştur. Kızgın buharlı ORC sisteminde, geleneksel eksergoçevre analizi sonuçları, iyileştirme çalışmalarının öncelikle kondenser üzerinde yapılması gerektiğini göstermiştir, ancak ileri eksergoçevresel analiz bu bileşenin küçük bir gelişme potansiyeli olduğunu kanıtlamıştır ve ekonomizer bunun yerine odak iyileştirme noktası olmalıdır. Dahası, doymuş ORC sisteminde, ön ısıtıcıdaki ekserji yıkımının çevresel etkisi, pompaninkinden çok daha yüksektir, ancak ileri eksergoçevre analizleri, pompanın iyileştirme potansiyelinin, ön ısıtıcıdan daha yüksek olduğunu söylemiştir.

Bileşenle ilgili çevresel etkiler, ekserji yıkımının çevresel etkisine kıyasla küçüktür. Bununla birlikte, bu değerlerin, sistemlerin bileşenle ilgili çevresel etkilerini karşılaştırmak için gerekli olduğu ve bir ölçüde daha çevre dostu bir sisteme karar vermek için kullanılabilmesi düşünülmektedir. Dolayısıyla bu değerlerin ihmal edilmesi tavsiye edilmez.

R141B ile çalışan akışkan olarak doymuş buhar ORC sisteminin, R113 ile kızgın buhar ORC sisteminden daha çevre dostu olacağı görülmektedir. Bu sonuç aynı zamanda önceki çalışma ile de uyumludur [123]. Ayrıca, enerji sistemleri için karar kriterleri olarak ileri ekserji tabanlı analizlerin sonuçlarının kullanılabilmesi de gösterilmektedir.



## **4. SİSTEM TANIMI**

Bu bölümde, incelenen çok büyük ham petrol taşıyıcı (VLCC), bahsedilen gemi için sevk tesisleri, bu tesislerin özellikleri, daha önceden yapılmış benzer çalışmalar verilecektir.

### **4.1 İncelenen Gemi Hakkında Bilgiler**

Büyük ve karmaşık araçlar olan gemiler [146], dünya ticaretinin % 95'ini sağlayan ham madde ve ürün taşıyıcılarıdır [147]. Birçok yük tipinin taşınmasında kullanılan gemiler içinden incelenecek olan, rafine edilmemiş ham petrol taşımada son yıllarda sıkça kullanılan, VLCC tipi gemiler, genel itibariyle 180 bin – 320 bin dedveyt ton (DWT) yük taşıma kapasitesine, ve Süveyş kanalından geçebilecek boyutlara sahiptir [148]. Bu çalışmada, 305 metre boyunda 19 metre su çekimine ve 47 metre genişliğe sahip, 17 MW güç gereksinimi olan 180000 DWT'luk bir VLCC tipi gemi kullanılmıştır.

### **4.2 Gemi Buhar Sevk Sistemi**

Genellikle güç santrallerinde kullanılan buhar güç sistemleri, kapalı bir çevrim olması ve buhar üretmek için herhangi bir yakıtın kullanılabilmesi avantajlarına sahiptir [149]. Gemilerde kullanımı ise, titreşim yapmaması ya da çok az yapması, düşük kütlesi, küçük hacim kaplaması, bakım tutum masraflarının düşük olması ve herhangi bir güç isteğine rahatlıkla cevap verebilmesi avantajları sayesinde olmuştur [146].

Bir buhar çevriminde buhar, sürekli olarak mekanik ve termodinamik haller arasında ilerler. Buhar türbinleri, kazanda ve buhar üreticinde, buhara depolanan enerjiyi mekanik işe çeviren aygıtlardır, yüksek sıcaklık ve basınçtaki buharın enerjisi, türbinde genişleyerek daha düşük bir basınç ve sıcaklık seviyesinde kondenserde yoğunlaştırılır [150].

Gemilerde genel olarak kullanılan impals buhar türbinleri karada kullanılan türbinlerden farklıdır. Geminin hareket eden yapısından dolayı pervaneye hareket sağlayan türbinlerin tersine çalışabilir olması da gereklidir. Yüksek ve düşük basınçlı türbin şaftına tornistan kanatçıkları eklenerek, tornistan yapabilmeleri sağlanabilir [146]. Bahsi geçen türbinler yüksek devirli makineler olduklarından ve devir sayılarının değişkenliğinden dolayı redüktör dişlileri kullanılması gerekir [149].

Son zamanlarda gemilerdeki üstünlüğünü dizellere kaptıran buhar sevk sistemleri, tek başına, birincil güç üreticisi olmamasına rağmen diğer güç üreten sistemlerle kombine [8, 151, 152] ya da diesel makinalarında yardımcı güç üretici olarak atık ısı geri kazanımı sistemlerinde turbo-jeneratör görevi görmektedir [13, 153, 154].

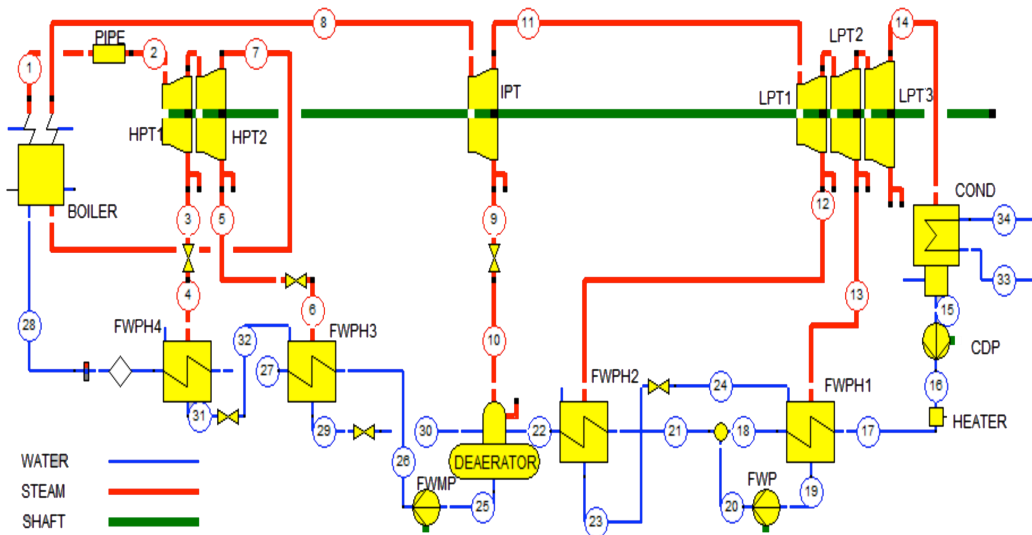
#### **4.2.1 Literatür çalışması**

Ana veya yardımcı gemi buhar sistemlerine çeşitli enerji uygulamaları ve ekserji analizleri yapılmıştır. Poljak ve diğ. (2017) [155] bir LNG taşıyıcısı için şaft hızının varyasyonuna göre ekserji analizi ile bir gemi buhar tesisi araştırmışlar ve şaftın daha düşük hızlarında ekserji akışının hizmetlerde en yüksek olduğunu, ve hıza göre ana türbindeki akış artarken ekserji akışının yavaş yavaş azaldığını ortaya koymuşlardır. Mrzljak ve diğ. (2017) [156] farklı tipteki yakıtlar, farklı motor yükleri ile LNG taşıyıcı buhar sistemlerinin gemi buhar jeneratörleri üzerinde enerji ve ekserji analizleri gerçekleştirmiştir. Buhar jeneratörlerinin enerji ve ekserji verimliliğinin pervane hızına göre küçük bir aralıkta değiştiği ve CO<sub>2</sub> emisyonunun şaft hızının artmasına orantılı olarak azaldığı gösterilmiştir. Mrzljak ve diğ. (2017) [157] ayrıca bu analizleri, türbin tiplerine, ortam sıcaklığına ve şaft hızına göre LNG taşıyıcısına süren turbo jeneratörler ve ana besleme suyu pompasını tahrik eden buhar türbinlerine uyguladı. Turbo jeneratörlerin gücü değişirken, buhar türbininin gücünün neredeyse sabit olduğunu ortaya çıkardılar. Turbo-jeneratörlerdeki verim değişikliği buhar türbininden daha yüksektir. Her iki sistem için ekserji yıkımı, şaft hızına göre yüksek salınımlara sahiptir. Son zamanlarda, enerji ve ekserji analizleri uygulayarak bir gemi buhar sisteminin yüksek basınçlı besleme suyu ısıtıcısını analiz ettiler ve ısıtıcının pervane hızına göre eksterjik güç kaybı ve ısıtıcının gücünün daha fazla değiştiğini, enerji ve ekserji veriminin nispeten küçük bir aralıkta değiştiğini bildirdiler [158]. Attah ve Bucknall (2015) [159] EEDI karşılaştırması yoluyla LNG taşıyıcıları için farklı makina seçeneklerini, EEDI hesaplama yaklaşımı önerileri ile

değerlendirmiş ve sonuçlar, EEDI sınırı ve çift yakıtlı dizel elektrikli tahrik ile karşılaştırıldığında, buhar gücünün EEDI sonuçlarının biraz daha yüksek olduğunu göstermektedir. Olszewski (2011) [160] farklı dizel makinalara dayalı olarak termodinamik açıdan atık ısı geri kazanım sistemi olarak kombine dizel makine - buhar türbini olasılıklarını analiz etmiş ve kombinasyonun verimliliği ve% 5'in üzerinde güç çıkışını artırabileceğini açıklamıştır. Dzida ve Olszewski (2011) [161] gaz türbini - buhar türbini kombinasyon olasılıklarını dizel motor – çift basınçlı buhar türbini karşılaştırmışlar ve gaz türbinleri ve çift basınç sistemi için neredeyse % 50 iyileşme sağlanabileceği sonucuna varmışlardır. Çift basınç sistemi, her iki dizel motor için tek basınç sistemine göre biraz daha fazla güç üretir. Jefferson ve diğ. (2003) [162] dinamik bilgisayar simülasyonu için bir termodinamik modele dayalı kombine gaz ve buhar türbini sisteminin analizi üzerine bir makale yayınlamışlardır. Theotokatos ve Livanos (2013) [154] iki ve dört zamanlı dizel makinaların % 50 ile % 100'ü arasında makina yükünden sonra tek basınçlı atık ısı geri kazanım sistemi için enerji, EEDI ve ekonomik analizler sundular, kuru dökme yük gemilerinin EEDI değerini hesaplamak için bir yaklaşım önerdiler ve atık ısı geri kazanımı buhar çevrimine sahip iki zamanlı makina en iyi seçenek olarak sonuçlandırdılar. Mito ve diğ. (2018) [163] buhar türbini atık ısı geri kazanım sistemlerinin ,yani tek ve çift basınç sistemlerinin, performansını iyileştirmek için süpürme havası soğutucusu ısını kullanmayı düşünmüşlerdir. Enerji, ekserji ve ekonomik analizler, yukarıda bahsedilen sistemlere, işletme basıncı gibi çeşitli parametrelerle uygulanmıştır. Artan işletme basıncına sahip tüm modeller için ekserji yıkımının azaldığı ve tasarruf edilen yakıt maliyetlerinden kar edildiği, buhar üreticisinin maliyeti ve CO2 emisyonunun neredeyse aynı olduğu sonucuna varmışlardır. Ma ve diğ. (2012) [153] 10000 TEU konteyner gemisi için güç türbini ve turbo-jeneratör atık ısı geri kazanım sisteminin kavramsal tasarım ve performans analizini gerçekleştirdi ve sonuçlar önerilen sistemin güç üretim potansiyelinin yaklaşık 5 MW olduğunu gösterdi. Benvenuto ve diğ. (2014) [164] iki stroklu dizel makinalı farklı tesis planlarını ve atık ısı geri kazanım sistemlerini ham petrol taşıyıcısı için ekonomik yönlere, yakıt tasarruflarına ve EEDI'ye göre değerlendirmişlerdir. Ham petrol taşıyıcılarının EEDI'sini hesaplamak için bir yaklaşım önermişler ve sonuçlar, shaft jeneratörü, güç türbini ve turbo-jeneratörü ile sistemin en uygun düzen olduğunu göstermiştir. Haglind (2008) [151] üç bölümlü makalesinde COGAS çalışmalarını derlemiştir.

#### 4.2.2 Sistem ve özellikleri

Bu çalışmada, daha önceden enerji ve ekserji analizi gerçekleştirilmiş, ham petrol gemisine sevk sağlayan 17MW'lık buhar güç üretim sistemi [149] yeniden düzenlendikten sonra incelenecektir. Buhar tesisi, tam yükte tasarım koşullarında değerlendirilmektedir. Sistem, Şekil 4.1'de görülebilir. Üç ana türbin, yani yüksek basınç (HPT), orta basınç (IPT) ve düşük basınçlı türbinler (LPT) vardır. HPT'nin iki tane ve LPT'nin üç kademesi ve çürük buharı alım noktaları vardır. Sistem, tatlı su kondansatörü ve besleme suyu pompası (CDP), besleme suyu pompası (FWP) ve besleme suyu ana pompası (FWMP) olan üç pompaya sahiptir. Sistem, gerçek enerji sisteminin mevcut ve önemli verilerini barındırırken, teorik analizleri kolaylaştırmak için basitleştirilmiştir. Yapılan bazı değişiklikler arasında iki FWPH'nin birleştirilmesi bulunur. İş akışkanında çözülmüş halde bulunan oksijen ve diğer gazların akışkandan ayrıştırılması için bir hava ayrıştırıcı dahildir. Sistem kazanının ayrıca ara ısıtma görevi vardır. Son olarak, sistem basıncının dengesini sağlamak için sisteme birkaç valf eklenmiştir. Sistem, güç sistemlerini tasarlamak, simüle etmek, değerlendirmek ve optimize etmek için kullanılacak ticari bir yazılım olan analizler için Epsilon Professional Software'de yeniden tasarlanmıştır ve simüle edilmiştir.



Şekil 4.1 : Buhar sevk tesisi şeması.

Şekil 4.1'de su, kazan (1) içinde buhar üretmek için ısıtılır ve transfer borusu içinden geçerek, bir miktar enerji kaybeder (2), daha sonra yüksek basınçlı türbinin ilk aşamasında genişler. Buharın (3) çürük kısmı FWPH4'e gönderilir ve geri kalan kısım ikinci kademedeki genişlemeye devam eder. Alınan çürük buharın (5),



kalan buhar, kazan (7) içinde tekrar ısıtılır. Yeniden ısıtılan buhar (8) IPT'de güç üretir ve genişlemeden sonra bir kısmı hava ayrıştırıcıya (9) yönlendirilir ve kalan kısım ilk LPT kademesine (11) gider. Birinci ve ikinci kademelerin sonunda, sırasıyla FWPH2 ve FWPH1, (12) ve (13) 'den buhar alınır ve besi suyunu ısıtmak için kullanılır. Kondenser, LPT üçüncü kademesinden (14) gelen suyu tatlı su kullanarak soğutur. CDP, yoğuşan suyu FWPH1'e (17) pompalar. Bu arada çürük buharı yoğuşurken besi suyunu ısıtır ve FWPH2'nin den gelen kısılmış akışkan ile karıştırır. FWP, doymuş suya güç sağlar ve FWPH2'ye (18) girmeden önce besleme suyu hattına bağlanır. Hava ayrıştırıcı, IPT'den gelen buharı, FWPH2' dan gelen besleme suyunu ve FWPH3'ün kısılmış çıkışını karıştırır ve içerdikleri gazları temizler. FWMP, gazdan arındırılmış besi suyunu FWPH3 ve FWPH4, (26) ve (27) 'den gönderirken, besi suyu bu ısıtıcılarda, HPT'nin birinci ve ikinci kademede alınan buhardan ısı alır ve ardından çevrim tamamlanır. İncelenen sistemin termodinamik verileri Çizelge 4.1'de görülebilir. Burada P, T, ex sırasıyla kütle akış hızı, basınç, sıcaklık ve spesifik ekserji'dir.

**Çizelge 4.1 : Akışların termodinamik özellikleri.**

Akış	Hal	$\dot{m}$	P	T	ex	Akış	Hal	$\dot{m}$	P	T	ex
		kg/s	bar	°C	kJ/kg			kg/s	bar	°C	kJ/kg
1	Buhar	15.593	103	513.00	1497.53	18	Sıvı	10.947	5.2	81.23	28.09
2	Buhar	15.593	101	510.00	1491.73	19	Sıvı	1.491	0.6	85.93	31.43
3	Buhar	1.055	38.7	398.01	1259.32	20	Sıvı	1.491	5.2	85.98	31.93
4	Buhar	1.055	37.7	397.26	1256.02	21	Sıvı	12.438	5.2	81.80	28.54
5	Buhar	1.679	22.6	326.95	1119.12	22	Sıvı	12.438	5.2	119.37	64.75
6	Buhar	1.679	21.2	325.46	1111.01	23	Sıvı	0.808	2.4	126.07	72.23
7	Buhar	12.859	22.6	326.95	1119.12	24	Sıvı	0.808	0.6	85.93	64.97
8	Buhar	12.859	20.3	510.00	1343.40	25	Sıvı	15.593	5.2	153.32	107.74
9	Buhar	0.421	5.6	341.95	975.13	26	Sıvı	15.593	103	155.03	119.28
10	Buhar	0.421	5.2	341.56	965.37	27	Sıvı	15.593	103	210.35	208.33
11	Buhar	12.438	5.6	341.95	975.13	28	Sıvı	15.593	103	241.87	269.56
12	Buhar	0.808	2.4	249.92	774.63	29	Sıvı	2.734	21.2	215.35	210.75
13	Buhar	0.683	0.6	126.97	503.93	30	Sıvı	2.734	5.2	153.32	197.13
14	Buhar	10.947	0.05	32.88	138.53	31	Sıvı	1.055	37.7	246.87	275.44
15	Sıvı	10.947	0.05	32.88	2.13	32	Sıvı	1.055	21.2	215.35	271.57
16	Sıvı	10.947	5.2	32.92	2.66	33	Sıvı	3223.6	3	24.00	0.78
17	Sıvı	10.947	5.2	42.80	5.69	34	Sıvı	3223.6	3	25.90	1.04

### 4.3 Gemi Diesel Sevk Sistemi

İçten yanmalı makinalar, 1876'da Nikolaus Otto tarafından buji ateşlemeli makine geliştirilmesiyle başlar [165]. Yakıtın önceden hava ile karıştırılması ve bundan dolayı vuruntuya neden olması sebebiyle Rudolph Diesel tarafından geliştirilen Diesel makinalar, sıkıştırma prosesinde sadece havayı sıkıştırıp, yakıtın yüksek basıçta sıkışan ısınmış havanın üzerine püskürtülmesiyle tutuşmayı başlatırlar. Bu da, buji ve karbüratör karışımının yerine doğrudan enjektörlerin kullanılması, daha yüksek sıkıştırma oranı, yüksek termal verim alınması, daha az rafine edilmiş yakıt kullanılması gibi avantajlar sağlar [1]. Silindir içinde hareket eden bir pistonun, hareketini krank miline ilemesiyle mekanik iş üreten Diesel makinalar, bir zamanını krank milinin yarım turunda tamamlayacak şekilde dört ve iki zamanlı olmak üzere ikiye ayrılabilirler [146]. İki zamanlı makinalar, verilen makine boyutlarına göre daha yüksek güç üretimini ve daha basit valf dizaynı için geliştirilmişlerdir [165].

Havayı silindir içine aldıkları emme, pistonun yukarı yönlü hareketiyle sıkıştırma, sıkışan havanın üzerine püskürtülen yakıtın tutuşması ve ardından genişlemesiyle güç, ve yanma gazlarının pistonun yukarı yönlü hareketiyle dışarı atılması ile egzoz zamanlarında oluşan bir Diesel çevrimi, pistonun dört hareketiyle tanımlanan 4 zamanlı makinada her zaman kendi süresi içerisinde, pistonun iki hareketiyle tanımlanan iki zamanlı makine de ise emme, süpürme havası portlarından gelen basınçlı hava ile gerçekleştirilirken, egzoz zamanı emmeden gelen yüksek basınçlı havanın itmesi ve aynı zamanda sıkıştırma hareketiyle gerçekleşir. Genişleme zamanında ise, genişleme sürecinin sonuna doğru önce emme portları ardından egzoz valfi açılarak güç üretiminin yanı sıra, egzozun bir kısmının atılması ve havanın içeri emilmesi sağlanır [146, 165].

Gemilerde kullanılan Diesel makinalar genellikle doğrudan pervane şaftına bağlı 60-100 d/d aralığında bulunan düşük devirli iki zamanlı ve bir dişli kutusu vasıtasıyla gücünü pervaneye aktaran 250-750 d/d devirle çeviren orta devirli dört zamanlı makinalar kullanılır. Düşük devirli makinaların gemilerde kullanımında, yardımcı makinalar olarak, pompalar, ısı değiştiriciler, turboşarjler, egzoz gazı kazanları, blöver gibi elemanlar ve yardımcı sistemler olarak yüksek sıcaklık, düşük sıcaklık tatlı su soğutma devreleri, yağlama yağı devresi, yakıt devresi, deniz suyu soğutma devresi gibi devreler vardır [146].

#### 4.3.1 Literatür çalışması

Diesel makine sistemlerinin gemi uygulamaları için analizlerden ziyade genel olarak içten yanmalı makineler kategorisinde çalışmalar yapılmıştır. Kanoğlu ve diğ. (2005) Batman'da kurulu olan gerçek bir Diesel makine güç tesisi için performans karakteristiğini termodinamiğin birinci ve ikinci kanununa göre yapmışlardır [166]. Turboşarj, yağlama gibi birçok alt sistemi içeren tesiste yapılan analizler sonucunda tesisin termal ve ekserji verimleri sırasıyla %47, %44, ve ana makinenin ekserji yıkımının sisteme verilen yakıtta göre oranı % 32 ve tüm ekserji yıkımlarına oranı %57 olarak hesaplanmıştır. Kanoglu ve diğ. (2008) bir önceki çalışmada bahsedilen sistemin daha az komponentli 19 MW'lık bir turboşarjlı sabit Diesel makine sistemini ekserji analiziyle incelemişlerdir [167]. Ana makinenin ekserji yıkımı, kendisine en yakın ekserji yıkımının yedi katı fazladır, tüm ekserji yıkımlarının % 84'ünü kapsar. Sistemde en yüksek ekserji verimi türbin (%85.1), ardından kompresör (%77.8) ve Diesel makinedir (%40.5). Isı değiştiricilerin ekserji verimleri çok düşüktür. Havanın giriş şartlarındaki değişimlere göre sistem bileşenlerinin değişimlerini de bu çalışmada incelemişlerdir. Abuşoğlu ve Kanoğlu (2009) yaptıkları iki bölümlü bir çalışmada, Diesel makineyi temel alan bir kojenerasyon tesisi için ekserji ve eksergoekonomi analizlerinin formüllerini oluşturmuşlar [168], ardından sisteme uygulamasını yapmışlardır [169]. Gaziantep'te bulunan tesisin tamamı ve komponentleri için gerçekleştirilen analizlerde yakıtın kimyasal ekserjisini hesap ederken alt ısı değerine göre literatüre bağlı bir oran üzerinden hesaplama yapılmış ve ana makinadaki ekserji yıkımının toplam yakıt ekserjisinin %45ine denk geldiğini hesaplamışlar üretilen enerji başına ekserji maliyeti ise 10.3 \$/GJ olarak belirlenmiştir. Gökalp ve diğ. (2009) bir 4 zamanlı, tam yükte sabit devirde çalışan bir Diesel makinede standart ve gemi diesel yakıtlarına biyodiesel eklenmesinin, emisyon karakteristikleri, birinci ve ikinci kanun verimlerine etkisini incelemişler, biyodiesel kullanımında verimlerin arttığını ve ekserji yıkımının %100 biyodizel şartlarında minimum olduğunu göstermişlerdir [170]. Caliskan ve diğ. 2010 yılında çeşitli tiplerdeki makinelerin 1963 ile 2008 arasında yapılmış enerji ve ekserji analizleri üzerine derleme makale yazmışlardır [171]. Bourhis ve Leduc (2010) modern 1.6 L Diesel ve benzinli motorların enerji ve ekserji dengeleri üzerine yazdıkları makalede, farklı yüklerde motorları incelemişler, Diesel için ekserji dengesinden, verilen yakıtın %12'sinin geri kazanılabileceğini söylemişlerdir [172].

He ve diğ. (2013) Dalian'da bulunan bir tekneye ait diesel makinenin gerçek verilerinin kullanarak etanol diesel yakıt için enerji, ekserji analizlerini gerçekleştirmişler, analizlerde bir fark oluşmadığını ancak, emisyonda azalma potansiyeli olduğunu söylemişlerdir [173]. Chintala ve Subramanian (2014) yapmış oldukları çalışmada, bir Diesel makine için Diesel yakıtı ile hidrojenin karışımının üretebileceği maksimum işi ekserji analiziyle incelemişlerdir. Hidrojen eklenmesiyle üretilen maksimum işin ve verimin arttığı, HC, CO ve CO<sub>2</sub> emisyonunun azaldığını gözlemlemişlerdir [174]. Açıklalp ve diğ. (2014) ayçiçeği etil ester yakıtlı sıkıştırma ateşlemeli makinenin 10 farklı devir ve 5 farklı yüklerdeki performansını incelemişler, tam yükte maksimum gücü (6.45 kW) 3900 d/d'da, maksimum verimi (0.26) ve maksimum ekserji verimini (0.24) %20 yük ve 1500 d/d'da bulmuşlardır [175]. Reifarh ve diğ. (2015) bir Diesel makinenin farklı durumlar için yüksek basınç ve alçak basınç egzoz gazı resirkülasyonu sistemine enerji ve ekserji analizleri uygulamışlar, ve en yüksek ekserji kaybının yaşandığı komponent EGR soğutucusu ve egzoz borusudur, ardından partikül filtredir demişler ve eğer atık ısı geri kazanımı uygulanacaksa yüksek basınçlı sistemin daha uygun olduğunu ortaya çıkarmışlardır [176]. Shelar ve diğ. (2016) Diesel makineyi temel alan bir trijenerasyon sistemi için enerji ve ekserji, ekonomi ve kendi tanımlarına göre yaşam döngüsü maliyeti analizleri gerçekleştirmişler, farklı yüklerde en yüksek ekserji yıkımları ana makinede hesaplanmış tam yük ve %75 yük şartlarında ekserji yıkımları ana makine için çok yakın sonuçlar vermiştir, verimi ise yük azaldıkça azalma göstermiştir [177]. Mattson ve diğ. (2018) tek silindirli Yanmar deney motorunda Diesel yakıt ve sıkıştırılmış doğal gaz karışımlarının ekserji analizlerini yapmışlar, ve çift yakıt kullanımının genel olarak, özellikle yüksek yük durumlarında, ekserji verimini arttırdığı, ısı transfer kayıplarını azalttığı, silindir içi entropi üretimini baskıladığı, ancak yanma verimini düşürdüğü gibi sonuçlara varmışlardır [178]. Gökalp (2018), metil ester karışimli karosen yakıtlı bir romörkor teknesinin ekserji analizi, egzoz gazı ve performans değerlendirmesini deneysel gerçekleştirmiştir [179]. Metil esterin kullanımında egzoz gazı sıcaklığı karosen kullanılması durumundan daha yüksek çıkmış, dolayısıyla NO<sub>x</sub> değerleri artmıştır buna karşılık CO misyonunda düşüş olduğu, makinenin ekserji veriminde ise karosenin metil esterden yüksek verim sağladığı, verimde çok büyük değişiklikler oluşmadığı gözlenmiştir. Verma ve diğ. (2018) derleme yaptıkları çalışmada, atık lastiklerden üretilen yakıtların Diesel makine performansı ve emisyonlarına etkilerini incelemişler, genel olarak bu

yakıtların verimi artırıcı yönde etkisinin olduğu ancak CO, CO<sub>2</sub> ve NO<sub>x</sub> emisyonu artırıcı yönde etkisinin olabileceğini belirtmişlerdir [180].

#### 4.3.2 Sistem ve özellikleri

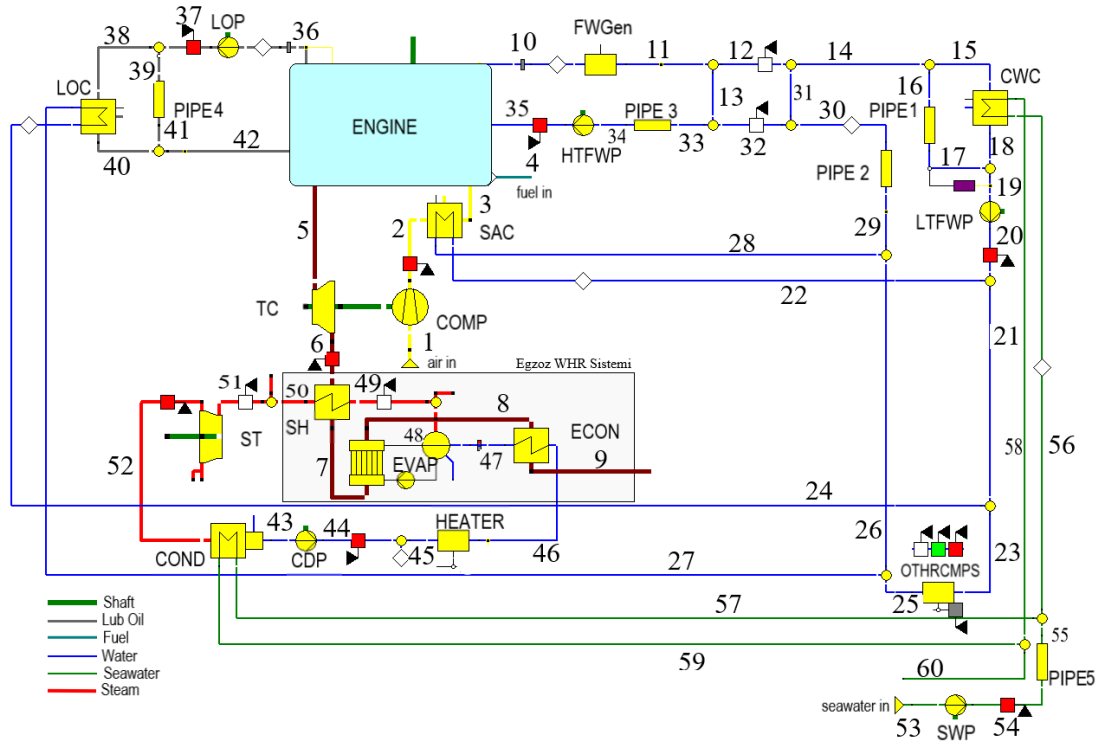
Bu çalışmada, ham petrol gemisine sevk sağlayan 17 MW güç üreten bir Diesel güç sistemi, yeniden düzenlendikten sonra incelenecektir. Diesel tesisi tam yükte çalışma koşullarında değerlendirilmektedir ve ana makine verileri Çizelge 4.2'deki gibidir.

**Çizelge 4.2 : Ana makine verileri.**

Parametre	Değer
Silindir Çapı	90 cm
Strok	292 cm
MCR Gücü	18 MW
MCR Makine Devri	74 RPM
Özgül Yakıt Tüketimi	168 g/kWh

Sistem Şekil 4.2'de görülebilir. Sistemde, 17 MW güce sahip bir Diesel ana makine, yüksek sıcaklık, düşük sıcaklık tatlı su soğutma devresi, yağlama yağı devresi, turboşarj için türbin (GT) ve kompresör (COMP), egzoz kazanı atık ısı geri dönüşümü ve turbojeneratör devresi son olarak da deniz suyu soğutma devresi görülmektedir. Yüksek sıcaklık tatlı su soğutma devresi, bir pompa (HTFWPump), devre üzerinde, hesaplamalara dahil edilmeyen ancak çektiği ısı yansıtılan bir tatlı su üretici, ve enerji kaybına sebebiyet veren bir boru, tatlı soğutma suyu soğutucusu ile çeşitli karışım odaları ve akış ayırıcıları vardır. Düşük sıcaklık tatlı su soğutma devresi, bir pompa (LTFWPump), yağlama yağı soğutucusu (LOC), süpürme havası soğutucusu (SAC) soğutma suyu devreleri, diğer komponentler için sadece ısı alışverişini katılan soğutucu, enerji kaybına sebep olan bir boru ve çeşitli karışım odalarıyla akış ayırıcıları vardır. Yağlama yağı devresinde, bir yağlama yapı pompası (LOPump), yağlama yağı soğutucusu (LOC), ısı kaybı gerçekleşen bir boru ile birer karışım odaları ve akış ayırıcıları vardır. Turbojeneratör devresinde, egzoz kazanı atık ısı geri dönüşüm sisteminin parçaları olarak, bir aşırı kızdırıcı (SH), evaporatör (EVAP), ekonomizör (ECON), ayrıca bir buhar türbini (ST), bir kondenser (COND), bir su pompası (CDP), ve bir ısıtıcı (HEATER) bulunmaktadır. Bu ısıtıcının öncesinde sisteme gemi içinde kullanılan ve soğuyan su, yoğunlaşmış suyla birlikte girer, bir kısmı evaporatörden sonra, bir kısmı da türbinden önce sistemden alınarak gemi içi kullanıma gönderilir. Son olarak, deniz suyu evresinde bir deniz suyu pompası (SWPump), tatlı su soğutma ve kondenser devreleri ile çeşitli karışım

odalarıyla akış ayırıcıları vardır. Sistem, Epsilon Professional Software ile aslının şartlarını sağlayacak şekilde sadeleştirilmiş, simüle edilmiştir.



Şekil 4.2 : Diesel sevk tesisi şeması.

Şekil 4.2’de ve sistemin termodinamik verileri Çizelge 4.3’te görülebileceği üzere, ortamdan alınan hava kompresörde sıkıştırılır, sıkıştırma sonunda ısınan hava volümetrik verimi arttırmak için süpürme havası soğutucusuyla soğutulur. Soğutulan hava ana makinede sıkıştırılır ve ısınır. Ardından üzerine yakıt püskürtülerek yanma gerçekleştirilir. Yanma sonucunda ortaya çıkan enerjinin bir kısmıyla güç üretilir, geri kalanı egzoz gazları, atık ısı olarak soğutma suyu, yağlama yağı devresiyle uzaklaştırılır. Ana makineden çıkan egzoz gazları, turboşarj türbininden geçerek güç üretir ve mil vasıtasıyla bu gücü kompresöre gönderir. Türbinden çıkan, görece yüksek sıcaklığa sahip egzoz gazları, egzoz baca kazanında aşırı kızdırıcıya girer, burada buhar türbinine gönderilmek üzere kızgın buhar üretir. Ardından evaporatöre devam eden egzoz gazları evaporatörde ısısının bir kısmını ekonomizörden gelen doymuş suyun doymuş buhar haline gelmesi için harcar. son olarak bu egzoz gazları, ekonomizörde soğuk besleme suyunu doymuş su haline getirir ve sistemden uzaklaştırır. Turbojeneratör sisteminde, kondenserdan doymuş olarak çıkan besleme suyunun, çalışma basıncına pompalanmasından sonra, gemi içinde kullanılan su ile karışan besleme suyu ısıtıcıda ısıtılır. Belirli sıcaklığa gelmesi sağlanan besleme suyu sırasıyla

ekonomizör, evaporatör ve aşırı kızdırıcıdan geçerek ısı alır ve kızgın buhar haline geçer. Buharın, buhar türbininde kondenser basıncına kadar genişlemesiyle güç üretilir ve çürük buhar kondenserde yoğunlaştırılır.

**Çizelge 4.3 : Akışların termodinamik özellikleri.**

Akış	$\dot{m}$	P	T	ex	Akış	$\dot{m}$	P	T	ex
	kg/s	bar	°C	kJ/kg		kg/s	bar	°C	kJ/kg
1	46,8139	0,9988	39,8300	0,9154	31	182,3972	1,9500	43,8113	5,7418
2	46,8139	3,0466	173,5234	124,7914	32	9,5111	1,9500	43,8113	5,7418
3	46,8139	3,0300	46,7449	93,3324	33	61,3028	1,9500	69,6105	19,3376
4	0,8722	3,0300	120,0000	15,5547	34	61,3028	1,3300	69,6226	19,2843
5	47,6858	2,6800	371,0000	211,9759	35	61,3028	3,0800	69,6532	19,4779
6	47,6858	1,0200	243,9278	64,3921	36	123,6111	3,3100	51,0000	3,5199
7	47,6858	1,0150	241,4410	62,8336	37	123,6111	4,1200	51,0742	3,6027
8	47,6858	1,0100	197,3721	43,3102	38	111,3115	4,1200	51,0742	3,6027
9	47,6858	1,0000	188,4017	38,9282	39	12,2996	4,1200	51,0742	3,6027
10	61,3028	2,4500	80,0000	26,8688	40	111,3115	3,7100	44,3249	2,4545
11	61,3028	1,9500	74,3400	22,6081	41	12,2996	3,7100	51,0742	3,5676
12	9,5111	1,9500	74,3400	22,6081	42	123,6111	3,7100	45,0000	2,5559
13	51,7917	1,9500	74,3400	22,6081	43	0,7861	0,0400	28,9615	1,2746
14	191,9083	1,9500	45,3260	6,3308	44	0,7861	7,5000	29,0618	2,0399
15	114,4820	1,9500	45,3260	6,3308	45	1,0685	7,5000	29,0618	2,0399
16	77,4264	1,9500	45,3260	6,3308	46	1,0685	7,5000	69,4100	19,7534
17	77,4264	1,3500	45,3385	6,2760	47	1,0685	7,4300	167,3721	128,3904
18	114,4820	1,3500	26,3340	0,9437	48	1,0685	7,4300	167,3721	840,0695
19	191,9083	1,3500	34,0000	2,5444	49	0,8000	7,4300	167,3721	840,0695
20	191,9083	4,2800	34,0349	2,8462	50	0,8000	7,4100	235,3208	900,5924
21	72,6694	4,2800	34,0349	2,8462	51	0,7861	7,4100	235,3208	900,5924
22	119,2389	4,2800	34,0349	2,8462	52	0,7861	0,0422	29,9026	109,9460
23	18,0167	4,2800	34,0349	2,8462	53	305,9694	2,6100	20,0000	0,3283
24	54,6528	4,2800	34,0349	2,8462	54	305,9694	4,7500	20,0236	0,5385
25	18,0167	2,4900	41,6394	4,9992	55	305,9694	4,2900	20,0340	0,4944
26	72,6694	2,4900	39,9667	4,4248	56	212,8472	4,2900	20,0340	0,4944
27	54,6528	2,4900	39,4152	4,2429	57	93,1222	4,2900	20,0340	0,4944
28	119,2389	2,4900	46,1361	6,7109	58	212,8472	2,2900	30,7583	1,7887
29	191,9083	2,4900	43,8000	5,7914	59	93,1222	2,2900	24,7449	0,7701
30	191,9083	1,9500	43,8113	5,7418	60	305,9694	2,2900	28,9285	1,4303

Ana makineden çıkan yağlama yağı, sirkülasyonun sağlanması amacıyla, sürtünme gibi etmenlerle kaybettiği basıncını pompa vasıtasıyla geri kazandıktan sonra, bir kısmı yağlama yağı soğutucusuna, bir kısmı ise basınç kaybettiği boruya yönelir. Bu ikiye ayrılmanın sebebi, motora giren yağlama yağının hep aynı sıcaklıkta kalmasını sağlamaktır. 80 °C civarında ana makineden çıkan yüksek sıcaklıklı tatlı soğutma suyu, ilk önce tatlı su üreticisinden geçerek bir miktar ısı kaybeder. Ardından bir akış ayırıcı ile suyun bir kısmı düşük sıcaklıklı tatlı su sisteminden gelen suyla karışarak, ana makinaya giren belirli sıcaklığı sağlayıp, önce borudan geçer, ardından basınç kayıplarını geri kazanmak için ana makineye pompalanır. Suyun diğer kısmı ise yine düşük sıcaklık soğutma sistemi pompası önünde sabit bir sıcaklıkta olması için ikiye ayrılır. Bu ayrılan suyun bir kısmı soğutma suyu soğutucusundan geçerken bir kısmı basınç kaybına uğradığı borudan geçer. Daha sonra basınçlar telafi edilmek üzere diğer ısı değiştiricilerine pompalanırlar. Süpürme havası ve yağlama yağı soğutucularından ve diğer komponentlerden ısı çeken düşük sıcaklıklı tatlı su çeşitli borulardan geçer ve yüksek sıcaklıklı tatlı su ile karışır. Denizden pompalanan deniz suyu bir miktar basıncını borularda kaybettikten sonra, kondenser ve soğutma suyu soğutucusundan çektiği ısıyla ısınır ve tekrar denize basılır.

#### 4.4 Gemi Konsept Organik Rankine Çevrimleri

Bir Rankine çevriminde iş akışkanı olarak organik bir akışkanın kullanılmasından adını alan organik Rankine çevrimleri (ORC) düşük sıcaklık kaynaklarından aldıkları ısı enerjisini güce çevirmeleriyle bilinir [181]. Buharlı Rankine çevrimine göre daha basittir, örneğin buhar dramı ihtiyacı yoktur. Ön ısıtma, buharlaşma ve aşırı kızdırma için tek bir ısı değiştirici yeterlidir, rekuperatör eklenmesiyle verimde artış sağlanabilir [182].

19.yüzyıl başlarında pistonlu buhar makinaları kullanılmaktaydı ve buharın yoğunlaşma sıcaklıkları vakum etkisi yaratılmadığından düşürülemedi. Bu yüzden, üretilen ısı enerjisinin bir bölümü kullanılamıyordu. Davy tarafından bu atık ısının kullanılmasını sağlayacak makine için iş akışkanı kullanılması önerildi [183]. 1826 yılında ise Howard tarafından iş akışkanı olarak eter kullanan bir makinanın patenti alındı [184]. Gemi sevk sistemleri için kullanılan buharın yoğunlaşmasından alınan ısıyla çalışan, eter iş akışkanına sahip ilk ticari sistem Du Trembley tarafından 1953 yılında uygulanmıştır [183].



Pistonlu genişleyiciye sahip nafta iş akışkanlı bir ORC için Ofeldt'in patent aldığı dönemde, 1888 yılında Yarrow da nafta iş akışkanlı ORC sistemlerini geliştirmiş ve sistemi ticari olarak üretmeye ve gemilere satmaya başlamıştır. Ardından, çalışmaların yönü güneş enerjisini kullanan sistemlere yönelmiştir. 1930'larda D'Amelio, gerçek türbin sisteminde organik akışkan kullanmış, ORC sistemlerinin temel prensiplerinin çerçevesini çizmiş, tasarımlarda dikkat edilmesi gereken hususları belirlemiş ve akışkanlara bağlı olarak ORC türbin tasarımı üzerine kriterler ortaya koymuştur. 1960'larda yaptığı çalışmalarla Bronicki ve ekibi, verim açısından türbinlerin pistonlu makinalara üstün olduğunu söylemişler, 12 yıl boyunca tamirat gerektirmeden çalışan sistem üretmişler, ve çevrim verimini artırıcı olarak rekuperatörlü sistemi geliştirmişlerdir. Ardından yakıt fiyatlarının artması ve emisyonların önem arz etmesi nedeniyle makine egzoz gazları gibi atık ısıların geri dönüşümleri gündeme geldi. Angelino ve ekibi bu dönemde, çalışmalar yaptı ve ORC'lerin araştırmalar için bilimsel ve teknik temelini geliştirdi [183, 184]. 1980'lerde Larjola ORC için yeni bir ilerleme kaydetti ve yüksek devirli hermetik turbojeneratörlerin üretilmesine ön ayak oldu. Bu turbojeneratörler, türbin, jeneratör ve pompanın aynı şafta bağlı olması ile gerçekleşti [183]. Ancak o dönemde faizlerin yüksek ve yakıt fiyatlarının görece düşük olmasından dolayı özellikle yerleşik ORC sistemlerinin kurulması ilgi çekici olmaktan çıktı [184].

#### **4.4.1 Literatür çalışması**

Fergani ve diğ. (2016) üç farklı akışkanla ORC atık ısı geri kazanımı sisteminin çok kriterli ekserji temelli optimizasyonunu gerçekleştirmiş ve rekuperatör eklentisinin, eksergoekonomik ve eksergoçevresel performansa negatif etkisi olduğu, sikloheksanın termodinamik ve eksergoekonomik açıdan, benzenin ise eksergoçevresel açıdan üçlü içindeki en iyi akışkanlar olduğunu belirtmişlerdir [145]. Ahmadi ve diğ. (2012) bir trijenerasyon sistemine entegre ORC sistemini eksergoçevresel olarak adlandırdıkları ekserjiyi ve sadece doğaya salınan sera gazlarını hesaba katan bir yöntemle incelemişlerdir [185]. Schuster ve diğ. (2009) ORC sistemi uygulamalarının enerji ve ekonomik analizlerine istinaden bir çalışma yapmışlardır [181]. Birçok farklı uygulamanın bulunduğu çalışmada biyogaz yakıtlı bir içten yanmalı makinenin soğutma suyunun ön ısıtıcıda kullanılması, atık ısı geri kazanımında ara ortam olarak termal akışkan kullanılmasından dolayı ekstra bir güç üretimi sağlamadığını söylemişlerdir. Liu ve diğ. (2013) atık ısı geri kazanımı ORC

sisteminin yaşam döngüsü analiziyle Çin'de kullanılan bir yöntem vasıtasıyla çevre etkisini incelemişler, 7 farklı akışkan için sera gazı etkilerinin geri dönüşüm sürelerini hesaplamışlardır [186]. Quoilin ve diğ. (2013) tarafından yapılan derlemede ORC sistemlerinin teknoekonomik etütleri gerçekleştirilmiş, farklı sistemler ve farklı komponentler için değerlendirmeler yapmışlardır [182]. ORC-WHR sistem uygulamaları ve bu alandaki araştırmaların gözden geçirilmesi içten yanmalı motorlar için literatürde izlenebilir. Sprouse III ve Depcik (2013), içten yanmalı motor (ICE) egzoz WHR sistemleri için ORC'leri, organik akışkanları incelemiş, karşılaştırmış ve % 20'ye varan bir verim artışı elde edilebildiğini göstermiştir [137]. Vaja ve Gambrotta (2010), üç farklı organik akışkanla çalışan ORC ekleyerek, ICE egzoz WHR sistemi üzerinde çalışmış ve iş akışkanı olarak benzen kullanımı ile % 13 civarında verim artışı sağlandığını gösteren termodinamik analiz gerçekleştirmiştir [187]. Srinivasan ve diğ. (2010) egzoz WHR sistemleri ile ilgili bazı çalışmaları gözden geçirmiş ve bir Gelişmiş Düşük Pilot Ateşlemeli Doğal Gaz motorunun ardından bağlanan ORC'yi, verim artırımı ve gaz emisyonları üzerindeki etkilerini görmek için analiz etti [188]. Tian ve diğ. (2012), bazı parametrelere göre çeşitli organik akışkanların termodinamik davranışlarını ve ekonomik yönlerini incelemişler ve akışkanlar içerisinde R141B'nin en yüksek verim ve güç üretim değerleri ile en düşük elektrik üretim maliyeti değerini gösterdiğini ortaya koymuştur [136]. Bazı ekserji analizleri, çeşitli araştırmalar tarafından içten yanmalı motor atık ısı geri kazanımı organik Rankine sistemlerinde de gerçekleştirilmiştir. Zhu ve diğ. (2013) Farklı iş akışkanları ile sadece ICE'nin egzozundan ısınan basit bir ORC üzerinde çalışmış, uyguladıkları enerji ve ekserji analizleri R113'ün diğerler akışkanlar arasında daha iyi bir performans gösterdiğini belirtmişlerdir [189]. Mago ve Chamra (2008), ICE ORC sistemini ekserji topolojik yöntemini kullanarak analiz etmiş ve R113'ün% 10'luk ekserji verim artışı potansiyeli ile diğer akışkanlar arasında en iyi performansı gösterdiğini söylemişlerdir [190]. Wang ve diğ. (2011) 600K egzoz sıcaklığına sahip hipotetik bir ICE için tek bir vida tipi genişleticiye sahip iki farklı 10 kW net güç sınıflandırılmalı WHR ORC sistemi simüle etmiş ve ekserji yıkımı açısından birkaç organik akışkan araştırmışlardır [191]. Wang ve diğ. (2012) ayrıca, bir benzinli motorun arkasına, çift çevrimli ORC yerleştirmiş, termodinamik ve ekserji yıkımı analizlerine göre hem egzoz hem de soğutma sistemlerinden gelen atık ısının geri kazanıldığı bir sistemi analiz etmiştir [192]. Pierobon ve diğ. (2013) bir açık deniz platformuna atık ısı geri

kazanımı ORC sistemi uygulamasını inceleyip çok kriterli optimizasyon önermişler ve uygulamışlardır [193]. Önerdikleri optimizasyon, termal verim, yoğunluk ve bugünkü net değerleri içeren, genetik algoritma kullanan ve ORC dizaynında kullanılan bir yöntemdir.

Chen ve diğ. (2010) yaptıkları derleme çalışmasında, iki farklı ORC konfigürasyonu için potansiyel iş akışkanları için seçim kriterleri oluşturmuşlar ve 35 farklı akışkanı inceleyip akışkan özelliklerinin sistem performansına etkilerini incelemişlerdir, akışkanların doymuş buhar eğrisinin eğimine göre incelenen iş akışkanlarının kuru, ıslak ya da izentropik akışkan olarak sınıflandırmışlardır. Kuru tip akışkanlarda aşırı kızdırma negatif etkide bulunur tavsiye edilmez, ancak ıslak tip akışkanlarda bir gerekliliktir; kuru ve izentropik akışkanlarla türbin kullanılması, akışkanın türbin çıkışında kızgın buhar halinde bulunmasından dolayı tavsiye edilmektedir [142]. Panesar ve diğ. (2013) egzoz gazı resirkülasyonlu makineye eklenen ORC sistemi için iş akışkanı seçimi üzerine yaptıkları çalışmada 15 farklı akışkanı incelemişlerdir [141]. Gizli ısı yüksek olan akışkanlar alınan birim ısıya karşılık daha yüksek net güç üretirler yorumunda bulunmuşlardır. PSI olarak adlandırdıkları bir indeks belirlemişler ve bu indeks arttıkça akışkanın daha uygun olduğunu söylemişlerdir. Larsen ve diğ. (2013) genetik algoritma prensiplerine dayanarak gemi uygulamaları için atık ısı farklı konfigürasyonlardaki ORC sistemlerinin tasarımı ve optimizasyonu üzerine çalışma yapmışlardır [138]. Belirlenen basınç aralığındaki kritik sıcaklık değerlerine göre belirlenen iş akışkanlarını seçmek için net güç çıktısına göre parametrelerin genetik algoritmayla optimize edilmesi gerçekleştirilmiştir. Xu ve Yu (2014) ORC sistemleri için kritik sıcaklık kriteriyle iş akışkanı seçimi üzerine çalışma yapmışlar ve kritik sıcaklığın akışkan seçiminde yeterli kriter olabileceği ve ORC sisteminin sıcak gaz giriş sıcaklığına göre seçilmesi gereken iş akışkanlarının kritik sıcaklık aralığının 20-30 K aşağısı ile 100 K yukarısı arasında seçilmesi gerektiğini, yüksek kritik sıcaklığa sahip akışkanları daha iyi verim sağladığını söylemişlerdir [194]. 57 farklı akışkan arasından çalışma sıcaklık aralıklarına göre seçilebilecek olanları sıralamışlardır. Wang ve diğ. (2015) yapmış oldukları çalışmada, 11 farklı akışkanın işleme alındığı bir atık ısı ORC sistemi için maliyetin geri dönüş süresi tahmini ve parametre optimizasyonu yapmışlar, optimum evaporasyon sıcaklığının, egzoz gazının yeterli derecede sıcak olduğu durumlarda akışkanın kritik basıncına bağlı olduğunu, dolayısıyla egzoz gazı sıcaklığının 20-30

K aşağısından başlayarak yukarıya doğru kritik sıcaklığı olan akışkanların seşilmesini aēıklamaktadır [195]. Düşük ve orta sıcaklıklı ısı kaynağına bağlı ORC'lerin konfigürasyonu ve iş akışkanı seçimi üzerine genel bir çerçeve sunan çalışmalarında Vivian ve diğ. (2015) kritik sıcaklığın akışkan seçiminde en önemli özellik olduğunu belirterek, 27 farklı akışkan, 3 farklı sıcaklıkta ısı kaynağı ve 3 farklı çevrim konfigürasyonunun maksimum güç şartları için yaptığı analizler sonucunda basit ORC için, sıcak kaynakla akışkan kritik sıcaklığı arasındaki farkın 35 K değerine yakın olmasının en iyi verimi sağladığını söylemektedir [196]. Bu sonucunda literatürde bahsedilen, kritik sıcaklığın ısı kaynağı sıcaklığına oranının 0.8-0.9 arasında optimum olması durumuna denk düştüğünü belirtmişlerdir. 2016 yılında gerçekteştirdikleri çalışmada atık ısı ORC sistemine optimal iş akışkanı seçimi için öneriler sunan Hærvig ve diğ. (2016) 26 farklı akışkanı 50-280 °C arasında incelemiş ve maksimum net güç çıktısına göre genetik algoritmayla optimize etmişler, maksimum güç çıktısına göre optimum iş akışkanlarının ısı kaynağın sıcaklığının 30 – 50 K altında kritik sıcaklığa sahip olanlar olduğunu belirlemişlerdir [197]. Kritik sıcaklığın iş akışkanının tipinden daha önemli olduğunu da ortaya koymuşlar, ve eğer aynı kritik sıcaklıkta iki akışkan arasında seçim yapılacaksa ıslak tip akışkanların seçilmesinin uygun olduğunu bildirmişlerdir.

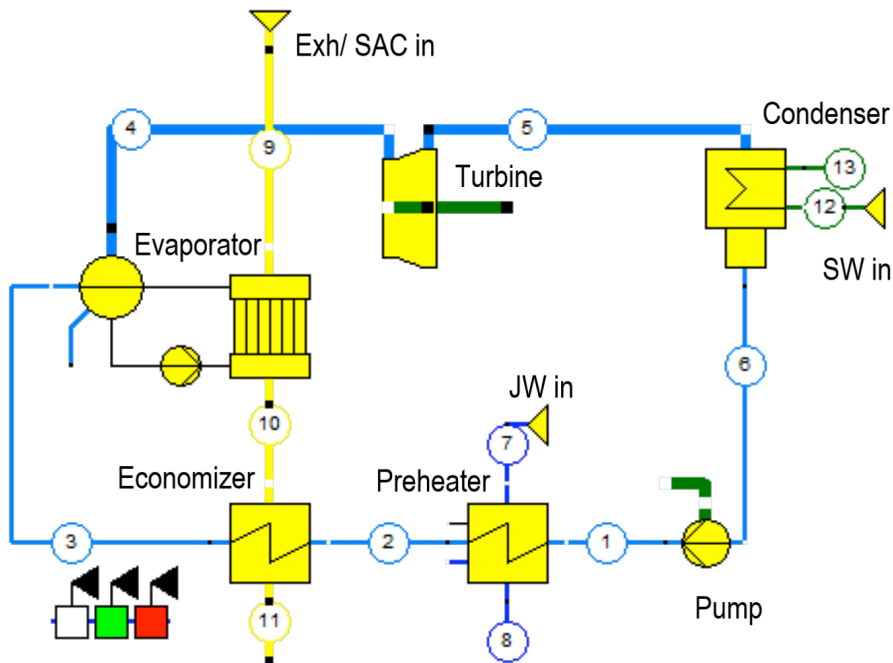
Gemi güç tesisleri için ORC WHR sistemlerinin uygulanması da son dönemde popülerdir. Choi ve Kim, (2013) 6800 TEU konteyner gemisinin egzozunu ısı kaynağı olarak kullanan üst çevrimin trilateral, alt çevrimin bir ORC olduğu çift çevrimli bir WHR çevriminde enerji ve ekserji analizleri yapmışlar, ve sonuçlar sistemin ekserji veriminin yükseldiğini, özgül yakıt tüketimi ve CO2 emisyonunun azaldığını göstermiştir [198]. Yun ve diğ. (2015) bir gemi makinesinin egzoz gazını bölünmüş bir ısı kaynağı olarak kullanarak konfigüre edilebilir çift paralel ORC WHR sistemi önermişler ve iki farklı konfigürasyonun enerji analizinin sonucunu tek bir ORC sistemininkiyle karşılaştırmışlardır. % 50 - 50 konfigürasyonlu çift paralel ORC, tek ORC'den daha fazla güç üretir, bu konfigürasyon ise % 70-30 konfigürasyondan biraz daha az güç üretir şeklinde sonuca varmışlardır [199]. Bellalio ve diğ. (2015) iki adet 2 zamanlı ana makinenin ve iki adet 4 zamanlı jeneratörün 4 farklı çalışma konfigürasyonundan çıkan egzoz gazlarını bir termal akışkan vasıtasıyla R245FA'lı bir ORC'ye ısı kaynağı olarak kullandırmış, ve % 85 yüklü ana motorlar ve % 95 yüklü jeneratörler şeklindeki 1. konfigürasyon daha az

özgül yakıt tüketimi ve GHG emisyonu ile daha fazla güç üretir sonucuna varmışlardır [200]. Song ve diğ. (2015) ısı kaynağı olarak gemi sevk tesislerimde kullanılan sıralı altı silindirli turboşarjlı test makinasının egzoz ve ceket suyu ile iki çevrim ORC'si oluşturmuşlar ve her iki ısı kaynağını kullanan bir çevrim olarak optimize etmişlerdir. Uyguladıkları enerji, ekserji ve ekonomik analizler % 9 civarında verim artışı ve iyileştirilmiş sistemin ekonomik olarak fizibilitesinin yüksek olduğunu göstermiştir [135]. Yang ve Yeh (2014), gemi makinası WHR ORC sistemi üzerine çeşitli çalışmalar yayınladılar: rekupare edilmiş ceket suyu ORC sistemini 6 farklı organik akışkan ile enerji ve ekserji analizleri açısından analiz ve optimize etmişler, R600A'nın en iyi performansı gösterdiğini söylemişlerdir [140]. Daha sonra, 4 farklı organik sıvıya sahip iki farklı ORC sistemi için büyük bir gemi Diesel makinesinin egzoz gazını kullanmışlar ve ekonomik performansı optimize etmek için yeni bir parametre üreterek önerdikleri sisteme termodinamik ve ekonomik analizler yapmışlar, aynı zamanda CO<sub>2</sub> emisyonunun azaltma potansiyelini de göstermişlerdir [201]. Diğer bir çalışmada, büyük bir Diesel ana makinenin egzoz ve ceket suyunu kullanan, ORC sistemini 5 farklı organik akışkan ile termoeconomik olarak analiz etmişlerdir [51]. Yang (2015), 14 silindirli bir gemi Diesel makinesinde kompakt bir WHR ORC üzerine bir çalışma yayınlamış ve egzoz, ceket suyu ve atık hava soğutucuyu ısı kaynakları olarak kullanarak üç çalışma modeli önermiş, ekonomik performanslarını değerlendirmiş ve ayrıca ICE WHR sistemleri hakkında daha önce yapılan çalışmaları incelemiştir [202]. Soffiato ve diğ. (2015) bir LNG gemisi için, 6 farklı akışkan kullanan, basit, rejeneratif ve iki kademeli olmak üzere üç farklı ORC konfigürasyonunu ve bu konfigürasyonların süperkritik ve subkritik hallerini, geminin ana makine sisteminin farklı noktalarından aldıkları ısılarla incelemişler, iki kademeli sistemden 820 kW güç alınabileceğini ve bunun diğer sistemlerin iki katına yakın olduğunu bildirmişlerdir [203]. Kalikatzarakis ve Frangopoulos (2015), büyük bir gemi Diesel makinesi için optimum termoeconomik çözümü elde etmek amacıyla üç farklı ORC sistemi ve 21 çalışma sıvısı üzerinde çalışmıştır [204]. Shu ve diğ (2017). bir geminin 4 haftalık operasyonel verisine dayanarak egzoz atık ısısından faydalanan ORC sisteminin termal ve ekonomik analizlerini gerçekleştirmişler, bu verilere dayanarak, ortalama çalışma koşullarına göre üç tip gemiye elde ettikleri verileri uygulayarak yorumlarda bulunmuşlardır [205]. Son olarak, Mondejar ve diğ. (2018) denizcilik alanında

uygulanan organik Rankine çevrimi güç sistemlerinin kullanımı hakkında detaylı bir derleme makalesi yazmışlardır [206].

#### 4.4.2 Sistem ve özellikleri

Bir önceki bölümde gerçekleştirilen analizlerin ortaya çıkarttığı gibi, doymuş buharlı ORC sistemi, kızgın buharlı ORC sistemine göre daha iyi sonuçlar verdiğiinden, Diesel güç tesisine eklenmesinde karar kılınmıştır. Tesiste, turbojeneratör sisteminin aldığı egzoz gazı ısısından sonra, ekonomizör çıkışına ORC sisteminin evaporatörü ve ardından ekonomizörünün bağlanması ile birinci sistem; ana makineye giren havanın kompresörde sıkıştırılmasının ardından süpürme havası soğutucusuna girmeden önce yüksek sıcaklıktaki ısısını alacak şekilde ORC sisteminin evaporatörü ve ardından ekonomizörünün bağlanması ile ikinci sistem oluşturulmuştur. Birinci sistemde egzoz gazı sıcaklığı, asit oluşumunu engellemek zorunluluğundan dolayı 160 °C civarında olması gerekirken [133], ikinci sistemde havanın volümetrik verimin artması amacıyla soğutulmasında teorik olarak benzer bir sıcaklık sınırı bulunmamaktadır. Birinci sistemde egzoz atık ısısından faydalanma amacı güdülürken, ikinci sistemde süpürme havası soğutucusunun ısı yükü azaltılarak, burada bulunan yüksek sıcaklıktaki ısının faydalı bir şekilde işe dönüştürülmesi amaçlanmıştır. Aşağıdaki Şekil 4.3'te genel sistem planı görülmektedir.



Şekil 4.3 : Genel ORC sistem şeması.

Birinci sistem, bir önceki bölümde incelenen sisteme göre bazı farklılıklar içermektedir. Bu farklılıkların başında, ön ısıtıcıya giren ana makine soğutma suyunun, tatlı su üreticiden sonra sadece 10 kg/s'lik kısmının alınmış olmasıdır. Kondenserde ise soğutma yükünü alan deniz suyu, deniz suyu pompasının ardından alınmış ve kütle debisi serbest bırakılarak, ihtiyaç kadar kütle debisinin kondenserde dolaşmasına izin verilmiştir. Egzoz gazının ve ana makine sisteminden alınan tüm akışkanların sıcaklık ve basınçları simüle edilmiş olan sistemden alınmıştır. Bunların dışında komponentlerin tanımlanan çalışma koşullarında da bir takım değişikliklere gidilmiştir. Örneğin evaporatör ve kondenser için bir minimum sıcaklık farkı tanımlanmıştır.

İkinci sistem ise, esas ısı sağlayıcı değişmiş, dolayısıyla egzoz gazları yerine basınçlı sıcak hava sisteme giriş yapmıştır. Birinci sistemde olduğu gibi burada da sıcaklık ve basınç değerleri ana makinenin kompresörünün ardından alınmıştır.

Genel olarak sistemin çalışması şu şekildedir: kondenserden gelen sıvı akışkanı pompa, gereken türbin giriş sıcaklığı ve basıncını sağlamak üzere pompalar (1). Akışkan, ön ısıtıcıda ceket soğutma suyunun tatlı su üreticiden sonraki sıcaklığıyla 10 kg/s debili kısmı kullanılarak (7) ısıtılır. Ekonomizöre giren akışkan (2) birinci sistem için egzoz, ikinci sistem için süpürme havasının evaporasyon sonrasında kalan (10) ısısından faydalanarak doymuş sıvı haline gelir (3). Evaporatöre giren akışkan yine birinci sistem için egzoz gazı, ikinci sistem için süpürme havasının ilk yüksek sıcaklığı ve ısısıyla (9) buharlaştırıldıktan sonra türbine giriş yapar (4). Türbinde genişleyen akışkan (5) yoğuşmak üzere kondensere gönderilir. Kondenserde deniz suyu (12) kullanılarak kondenser basıncında yoğuşan akışkan pompa önüne gelir (6) ve çevrim tamamlanır.

Literatür çalışmasında görülebileceği üzere, sistemi oluşturmanın yanında sistemde kullanılacak iş akışkanlarının belirlenmesi de bir problem teşkil etmektedir. Xu ve Yu (2014) [194] ile Hærvig ve diğ. (2016) [197] çalışmalarına istinaden kritik sıcaklık aralığı 400-550 K aralığında belirlenmiş ve kondensere giren deniz suyunun 293 K olmasına istinaden normal kaynama sıcaklığı 278-343 K arasında olan akışkanlar REFPROP 9.1 yazılımı [121] vasıtasıyla belirlenmiş, tipleri tespit edilmiştir. Çalışmaya bir kısım akışkanlar ise Vivian ve diğ.'nin çalışmasından (2015) [196] alınmıştır. Bu akışkanları tamamı için Epsilon Professional yazılımında [118] sisteme uygunluğu araştırılmış ve bazılarının, çalışmadığı bazılarının Epsilon

Professional yazılımı veri tabanında bulunmadığı görülmüştür. Analiz için kullanılması değerlendirilen akışkanları listesi, veri tabanında bulunurluğu, tipi, normal kaynama sıcaklığı, kritik sıcaklığı, kritik basıncı, referansı ve uygunluğu Çizelge 4.4'te verilmiştir.

**Çizelge 4.4 :** İncelenen akışkanlar, özellikleri ve uygunlukları.

Akışkan	EBSILON	Tip	NBT (K)	Tc (K)	Pc (MPa)	Ref.	Uygunluk
Aseton	Evet	Isen	329,22	508,1	4,7	[78]	1, 2
perfloropentan	Hayır	Kuru	302,9	420,56	2,045	[78]	-
siklopentan	Evet	Kuru	322,41	511,72	4,5712	[78]	1, 2
dietil eter	Evet	Kuru	307,6	466,7	3,644	[78]	1, 2
hekzan	Evet	Kuru	341,86	507,82	3,034	[78]	1, 2
izohekzan	Evet	Kuru	333,36	497,7	3,04	[78]	1, 2
izopentan	Evet	Kuru	300,98	460,35	3,378	[78]	1, 2
metanol	Evet	Islak	337,63	512,6	8,1035	[78]	-
neopentan	Evet	Kuru	282,65	433,74	3,196	[78]	-
pentane	Evet	Kuru	309,21	469,7	3,37	[78]	1, 2
1,1,1,2,2,4,5,5,5-nonafluoro-4-(trifluoromethyl)-3-pentanon	Hayır	Kuru	322,2	441,81	1,869	[78]	-
R11	Evet	Isen	296,86	471,11	4,4076	[78]	1, 2
R113	Evet	Kuru	320,74	487,21	3,3922	[78]	1, 2
R123	Evet	Kuru	300,97	456,83	3,6618	[78]	2
R1233zd( E )	Evet	Kuru	291,47	438,75	3,5709	[78]	2
R141b	Evet	Kuru	305,2	477,5	4,212	[78]	1, 2
R21	Evet	Islak	282,01	451,48	5,1812	[78]	-
R236ea	Evet	Kuru	279,32	412,44	3,42	[78]	-
R245ca	Evet	Kuru	298,41	447,57	3,9407	[78]	2
R245fa	Evet	Kuru	288,29	427,16	3,651	[78]	-
R365mfc	Evet	Kuru	313,3	460	3,266	[78]	1, 2
RE245cb2	Evet	Kuru	278,76	406,81	2,8864	[78]	-
RE245fa2	Evet	Kuru	302,4	444,88	3,433	[78]	2
RE347mcc (HFE 7000)	Evet	Kuru	307,35	437,7	2,4762	[156]	-
Bütan	Evet	Kuru	272,66	425,13	3,796	[156]	-
izobütan	Evet	Kuru	261,4	407,81	3,629	[156]	-
R1234yf	Evet	Kuru	243,7	367,85	3,3822	[156]	-
R1234ze	Evet	Isen	254,18	382,51	3,6349	[156]	-
R227ea	Evet	Kuru	256,81	374,9	2,925	[156]	-
R236fa	Evet	Kuru	271,66	398,07	3,2	[156]	-
RC318	Evet	Kuru	267,18	388,38	2,7775	[156]	-

Yazılımda simule edilip denenmiş, verilen şartlara göre iş akışkanlarının sistemde çalışmasına göre, akışkanların analize birinci ve ikinci sistem için uygun olup



olmadığı belirlenmiştir. Dikkat çeken husus, gerçek, önlenemez ve teorik çevrimler için evaporatörde tanımlanan minimum sıcaklık farkının akışkanlar tarafından sağlanamamasından kaynaklı bir uyumsuzluk söz konusudur. Örneğin R245FA akışkanı, bir önceki bölümde bulunan, evaporatör minimum sıcaklık farkının tanımlanmadığı, sıcaklığın serbest bırakıldığı, sistemde iş akışkanı olarak kullanılabilirken bu bölümde bahsi geçen sistemde kullanılmamaktadır.

Verilen listede, Epsilon Professional yazılımını veritabanında olmayanlar ve aşırı kızdırıcı gerektirdiğinden dolayı ıslak tipte olanlar analiz için değerlendirmeye alınmamıştır.

Çizelge 4.4'te görülebileceği üzere, ikinci sistemde çalışabilen akışkan sayısı birinci sisteme istinaden fazladır. Bunun nedeni, daha önce bahsedildiği üzere, süpürme havasının bir minimum sıcaklık sınırının bulunmaması ve sistemlerin daha düşük basınçlarda çalışabilmesidir. Bu da ikinci sistemden, daha büyük bir sıcaklık aralığında ısı çekilebilmesini, dolayısıyla daha fazla akışkanın bu ısıdan faydalanabilmesini sağlar.

Akışkanların sistemde çalışma koşullarının belirlenmesinde literatüre dayanarak [138, 197] maksimum net güç çıktısının Epsilon Professional yazılımının optimizasyon yöntemi olan genetik algoritma ile türbin giriş basıncına doğrudan etki etmesi nedeniyle pompa çıkış basıncı, kondenser basıncı, egzoz çıkış sıcaklığı ve kütle debisi parametrelerine göre optimizasyonu kullanılmıştır. Her akışkanın davranışı kendine has olduğundan dolayı popülasyon boyutu, çaprazlama olasılığı, mutasyon olasılığı, her değişen genin popülasyonun ne kadarlık kısmı olduğu, jenerasyon sayısı ve jenerasyonlar arası mesafe farklı olarak belirlenmek durumunda kalmıştır. Ancak genel olarak, Çizelge 4.5'e bağlı kalmıştır.

**Çizelge 4.5 :** Genetik algortmada kullanılan parametreler ve değerleri.

Parametre	Değer
popülasyon boyutu	60
çaprazlama olasılığı	0,6
mutasyon olasılığı	0,5
Gen değişimi oranı	0,75
jenerasyon sayısı	60
jenerasyonlar arası mesafe	20

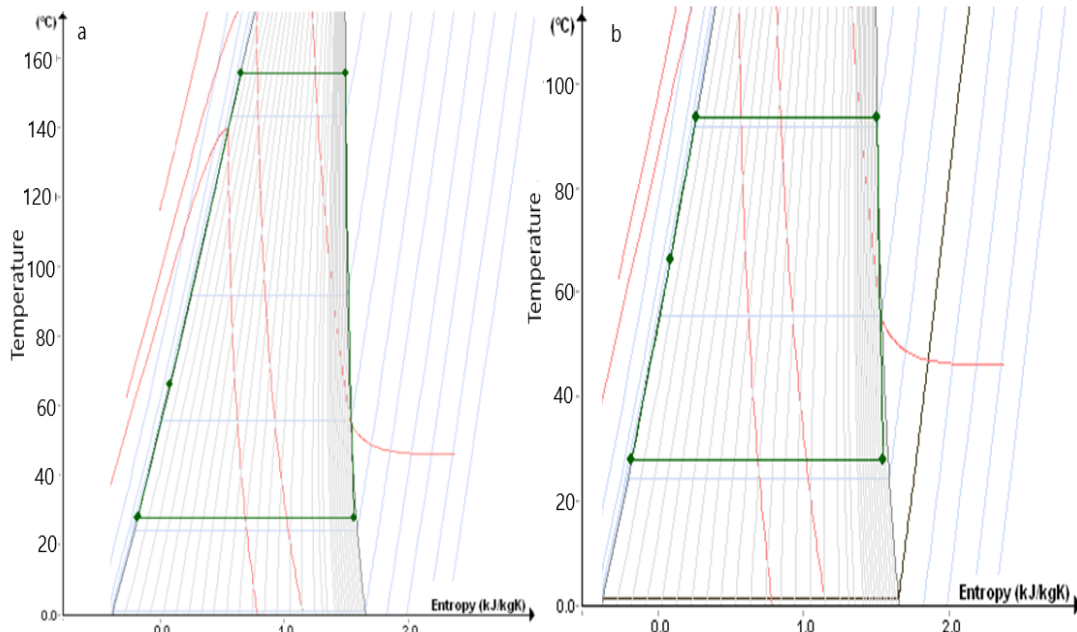
Genetik algoritma ile optimizasyonlar sonucunda sistemlerin akışkanlara göre maksimum net güç çıktısını sağlayan optimum çalışma koşulları belirlenmiştir.

Aseton için akış değerleri iki sistem için aşağıdaki Çizelge 4.6’da diğerleri ise EKte verilmiştir.

**Çizelge 4.6 :** Egzoz ve süpürme havası kullanan sistemlerde aseton akışkanına ait termodinamik veriler.

Birinci Sistem (Exh)				İkinci Sistem (SAC)				Hal		
Akış m	P	T	ex	Akış m	P	T	ex			
kg/s	bar	°C	kJ/kg	kg/s	bar	°C	kJ/kg			
1	2,407	13,056	27,138	2,045	1	6,732	3,524	26,754	0,816	Sıvı
2	2,407	12,856	66,340	10,515	2	6,732	3,324	66,340	9,331	Sıvı
3	2,407	12,706	155,491	64,791	3	6,732	3,174	93,908	21,046	Doymuş Sıvı
4	2,407	12,706	155,491	183,618	4	6,732	3,174	93,908	119,207	Doymuş Buhar
5	2,407	0,349	28,017	23,244	5	6,732	0,349	28,017	23,040	Islak Buhar
6	2,407	0,329	26,625	0,404	6	6,732	0,329	26,625	0,404	Doymuş Sıvı
7	10,000	3,080	74,340	22,720	7	10,000	3,080	74,340	22,720	Su
8	10,000	2,880	69,391	19,283	8	10,000	2,880	60,333	13,694	Su
9	47,686	1,000	188,402	38,205	9	46,814	3,047	173,523	124,791	Gaz
10	47,686	1,000	170,491	31,556	10	46,814	3,047	108,908	104,879	Gaz
11	47,686	1,000	159,692	27,785	11	46,814	3,047	99,851	102,710	Gaz
12	77,110	4,290	20,000	0,506	12	213,685	4,290	20,000	0,506	Sıvı
13	77,110	2,290	24,017	0,703	13	213,685	2,290	24,017	0,703	Sıvı

Asetonun bahsedilen iki sistem için oluşturulan T-s diyagramları Şekil 4.4’te gösterilmiştir.



**Şekil 4.4 :** Egzoz ve süpürme havası kullanan sistemlerde aseton akışkanına ait T-s diyagramları.

## 5. GEMİ BUHAR SEVK TESİSİ ANALİZLERİ

Bu bölümde, bir önceki bölümde tanımlanmış olan gemi buhar sevk tesisi ekserji ve ileri ekserji temelli yöntemler ile analiz edilecek ve değerlendirilecektir.

### 5.1 Ekserji ve İleri Ekserji Analizleri

Ekserji analizleri, basınç düşmesi, sıcaklık farkı, kazan verimi ve izentropik verim gibi çalışma koşullarını belirlemek için 4. Bölümde verilen termodinamik veriler kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Ayrıca, kazan ve ısıtıcıda ağır Diesel yakıtı yakılır. Bahsedilen bileşenlerin verimlerini referans sistemden alınmıştır [149]. Önlenebilir koşullar literatürden tespit edilmiştir ve bazıları uzman görüşüne dayanmaktadır. Teorik koşullar ya sıfır ekserji yıkımı ya da minimum ekserji yıkımı koşullarında verilir [62]. Çizelge 5.1’de gerçek, teorik ve önlenebilir şartlara ait değerler verilmiştir.

**Çizelge 5.1 :** Komponentlerin gerçek, teorik ve önlenebilir koşulları.

Komp	Gerçek	Önlenebilir	Teorik	Komp	Gerçek	Önlenebilir	Teorik
PIPE	$\Delta P = 1$ $\Delta T = 3$	$\Delta P = 1$ $\Delta T = 1$	$\Delta P = 0$ $\Delta T = 0$	FWPH1	$\Delta T = 4.7$	$\Delta T = 2.5$	$\Delta T = 0$
HPT1	$\eta = 0.65$	$\eta = 0.8$	$\eta = 1$	FWP	$\eta = 0.83$	$\eta = 0.91$	$\eta = 1$
HPT2	$\eta = 0.89$	$\eta = 0.92$	$\eta = 1$	FWPH2	$\Delta T = 6.7$	$\Delta T = 4.5$	$\Delta T = 0$
IPT	$\eta = 0.85$	$\eta = 0.9$	$\eta = 1$	FWMP	$\eta = 0.80$	$\eta = 0.87$	$\eta = 1$
LPT1	$\eta = 0.83$	$\eta = 0.88$	$\eta = 1$	FWPH3	$\Delta T = 5$	$\Delta T = 2.5$	$\Delta T = 0$
LPT2	$\eta = 0.83$	$\eta = 0.88$	$\eta = 1$	FWPH4	$\Delta T = 5$	$\Delta T = 2.5$	$\Delta T = 0$
LPT3	$\eta = 0.70$	$\eta = 0.84$	$\eta = 1$	HEATER	$\eta = 0.91$	$\eta = 0.96$	$\eta = 1$
COND	$\Delta T = 6.98$	$\Delta T = 3$	$\Delta T = 0$	BOILER	$\Delta P = 2.3$	$\Delta P = 1$	$\Delta P = 0$
CDP	$\eta = 0.82$	$\eta = 0.87$	$\eta = 1$		$\eta = 0.91$	$\eta = 0.96$	$\eta = 1$

Teorik ve önlenebilir çevrimler Çizelge 5.1’de verilen değerlere göre dizayn edilmiştir. Hibrit çevrimler de teorik ve önlenebilir çevrimler gibi üretilen güç sabit tutulduğu şartlarda simule edilmiştir [60]. İncelenen komponentlerin yakıt ve ürün ekserjileri Çizelge 5.2’de verilmiştir.

Sistemi analiz edebilmek için bazı kabuller yapılmıştır. Komponentlerdeki basınç düşüşleri, çalışmanın aslına bağlı kalınarak ihmal edilmiştir. Yakıtın alt ısıl değeri 43038 kJ/kg [149] ve yakıtın kimyasal ekserjisi, literatürdeki çalışmalara dayanarak alt ısıl değerinin 1.07 [40, 207] katı olarak alınmıştır. Isıtıcı ve kazanda kullanılan yakıtın kütle debisi enerji korunumu yasasından faydalanılarak hesaplanmıştır. Çevre şartları 15°C ve 1 bar olarak kabul edilmiştir [207].

**Çizelge 5.2 :** İncelenen komponentlerin yakıt ve ürün ekserjileri.

Komp	$\dot{E}x_F$	$\dot{E}x_P$
PIPE	$\dot{E}x_1$	$\dot{E}x_2$
HPT1	$\dot{E}x_2 - \dot{m}_2 ex_3$	$\dot{W}_{HPT1}$
HPT2	$(\dot{m}_2 - \dot{m}_3)ex_3 - (\dot{E}x_5 + \dot{E}x_7)$	$\dot{W}_{HPT2}$
IPT	$\dot{E}x_8 - (\dot{E}x_9 + \dot{E}x_{11})$	$\dot{W}_{IPT}$
LPT1	$\dot{E}x_{11} - (\dot{m}_{11} ex_{12})$	$\dot{W}_{LPT1}$
LPT2	$(\dot{m}_{11} - \dot{m}_{12})(ex_{12} - ex_{13})$	$\dot{W}_{LPT2}$
LPT3	$(\dot{m}_{11} - \dot{m}_{12} - \dot{m}_{13})ex_{13} - \dot{E}x_{14}$	$\dot{W}_{LPT3}$
COND	$\dot{E}x_{14} - \dot{E}x_{15}$	$\dot{E}x_{34} - \dot{E}x_{33}$
CDP	$\dot{W}_{CDP}$	$\dot{E}x_{16} - \dot{E}x_{15}$
FWPH1	$(\dot{E}x_{13} + \dot{E}x_{24}) - \dot{E}x_{19}$	$\dot{E}x_{18} - \dot{E}x_{17}$
FWP	$\dot{W}_{FWP}$	$\dot{E}x_{20} - \dot{E}x_{19}$
FWPH2	$\dot{E}x_{12} - \dot{E}x_{23}$	$\dot{E}x_{21} - \dot{E}x_{22}$
DEAER	$\dot{E}x_{10}$	$(\dot{E}x_{22} + \dot{E}x_{30} - \dot{E}x_{25})$
FWMP	$\dot{W}_{FWMP}$	$\dot{E}x_{26} - \dot{E}x_{25}$
FWPH3	$(\dot{E}x_6 + \dot{E}x_{32}) - \dot{E}x_{29}$	$\dot{E}x_{27} - \dot{E}x_{26}$
FWPH4	$\dot{E}x_4 - \dot{E}x_{31}$	$\dot{E}x_{28} - \dot{E}x_{27}$
HEATER	$1.07(\dot{m}_{f,H})LHV_f/\eta_B$	$\dot{E}x_{17} - \dot{E}x_{16}$
BOILER	$1.07(\dot{m}_{f,B})LHV_f/\eta_B$	$(\dot{E}x_1 - \dot{E}x_{28}) + (\dot{E}x_8 - \dot{E}x_7)$

Besi suyu ön ısıtıcılarında, ikincil buhar çıkışları, ya da çürük buhar çıkışları tüm şartlar için doymuş buhar kabul edilmiştir. Hava ayrıştırıcı ve valfler, değişken parametrelere sahip olmadıklarından yitirgen bileşenler olarak kabul edilmişlerdir.

### 5.1.1 Sonuçlar ve tartişma

Bu bölümde geleneksel ve ileri ekserji analizlerinin sonuçları verilecek ve sonuçların sebepleri ile iyileştirme çalışmalarındaki faydaları tartişılacaktır.

#### 5.1.1.1 Geleneksel ekserji analizi

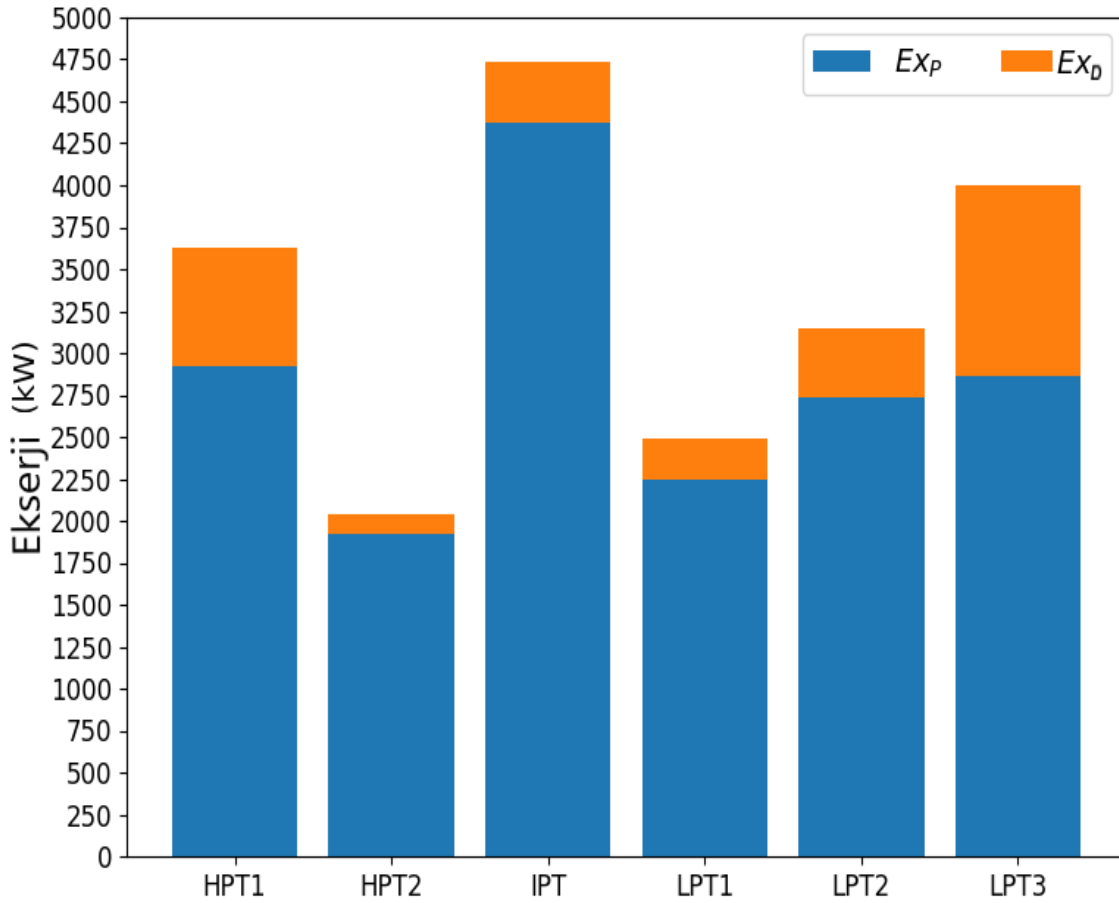
Çizelge 5.3 gemi buhar tesisinin ana bulgularını göstermektedir. Ana ekserji girişi kazandan olduğu için en yüksek yakıt ekserjisine sahiptir. Pompalar ise görece düşük özgül hacme sahip suyu pompaladıkları için en düşük yakıt ekserjisine sahiptir.

**Çizelge 5.3** : İncelenen sistemin geleneksel ekserji analizi sonuçları.

Komponent	$\dot{E}x_F$ [kW]	$\dot{E}x_P$ [kW]	$\dot{E}x_D$ [kW]	$\epsilon$
PIPE	23350,9813	23260,6207	90,3605	0,9961
HPT1	3624,105	2926,0919	698,0131	0,8074
HPT2	2038,2962	1923,9828	114,3134	0,9439
IPT	4735,5722	4368,3473	367,2249	0,9225
LPT1	2493,8974	2243,4578	250,4396	0,8996
LPT2	3148,3307	2737,9678	410,3629	0,8697
LPT3	4000,0383	2862,0504	1137,9879	0,7155
COND	1493,1174	853,0108	640,1067	0,5713
CDP	6,928	5,7408	1,1871	0,8286
FWPH1	350,0118	245,2745	104,7373	0,7008
FWP	0,8504	0,7366	0,1137	0,8662
FWPH2	567,4704	450,31	117,1604	0,7935
DEAER	1750,3775	1680,0085	70,3691	0,9598
FWMP	207,7069	179,9266	27,7803	0,8663
FWPH3	1576,1077	1388,6045	187,5032	0,881
FWPH4	1034,0601	954,7668	79,2933	0,9233
Boiler	49432,6053	22031,6893	27400,916	0,4457
Heater	531,5321	33,1884	498,3438	0,0624
TOPLAM	49964,1374	17061,898	32196,2132	0,3415

Ayrıca sistemdeki en düşük ekserji yıkımları da pompalarda gerçekleşmektedir. Pompalar içinde, en çok iş akışkanı kütle debisini pompaladığı için FWMP en yüksek yakıt, ürün ekserjileri ile ekserji yıkımına sahiptir.

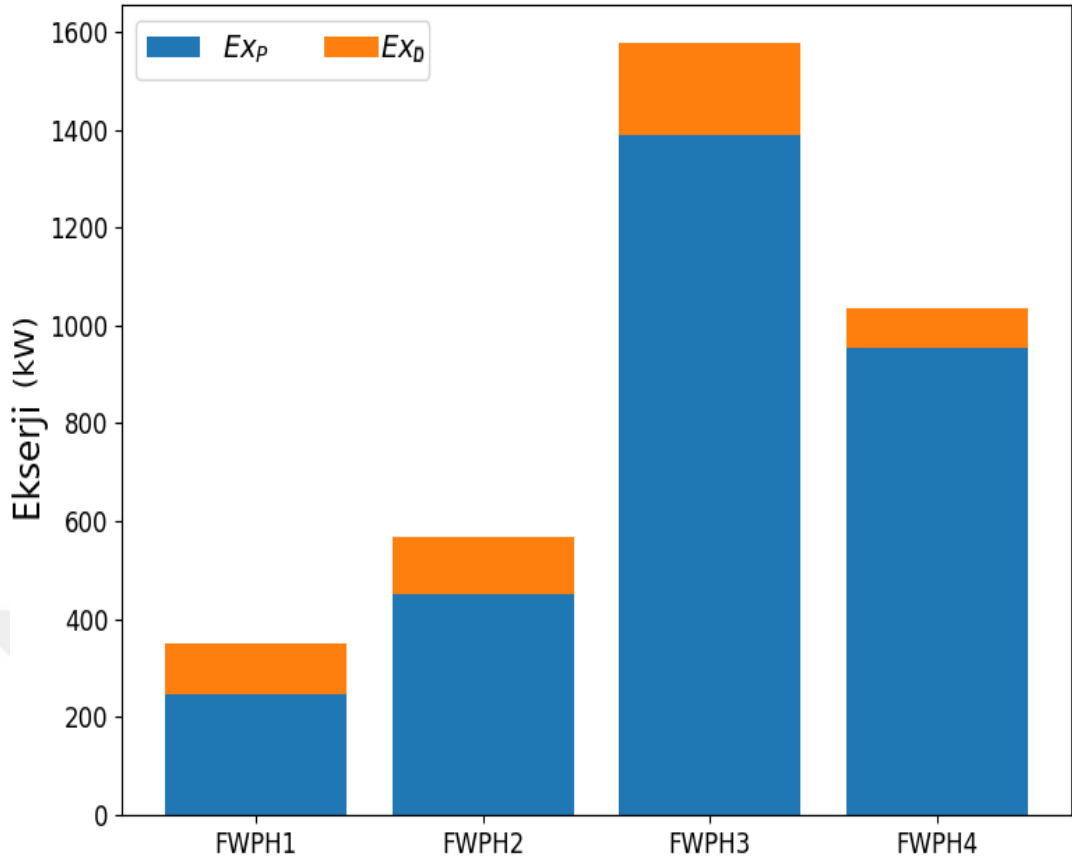
Şekil 5.1, türbin kademelerinin üretilen güç ve ekserji yıkım miktarını yığın olarak göstermektedir. Yığınların üst noktaları, her türbin kademesi için yakıt ekserjisini temsil eder.



Şekil 5.1 : Türbin kademelerindeki üretilen güçler ve ekserji yıkımları.

IPT'nin ortalama ekserji yıkımı ile birlikte en yüksek güç üretimine sahip olduğu açıktır. HPT'lerle karşılaştırıldığında, HPT1'den daha yüksek verime sahiptir ve giriş sıcaklığı, HPT2'den daha düşük verime sahip olmasına rağmen daha yüksektir. LPT3'ün giriş-çıkış basınç oranı en yüksek, dolayısıyla güç üretimi HPT2, LPT1 ve LPT2'den daha yüksektir. Dahası, ekserji yıkımı, daha düşük izentropik verime sahip olmasından dolayı en yüksektir. En düşük izantropik verim HPT1'e ait olmakla birlikte, yüksek kütle debisine, yüksek sıcaklık ve basınçlı buhara sahip olmasından dolayı LPT3'ten biraz daha fazla güç üretir. En düşük ekserji yıkımı, HPT2'ye aittir. Bunun nedeni en yüksek izentropik verime sahip olmasıdır.

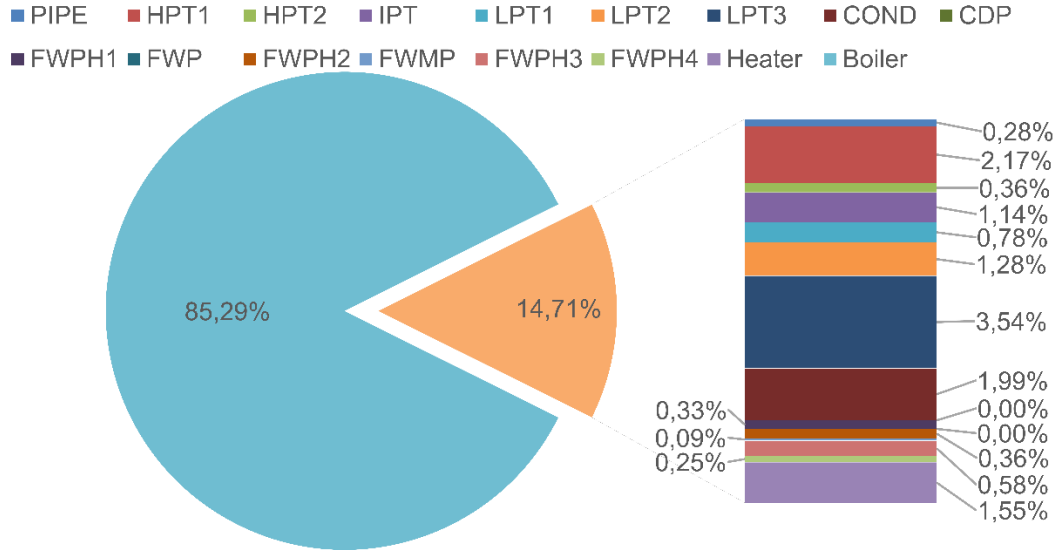
Şekil 5.2, FWPH ağının ürün ekserjisi ve ekserji yıkımını göstermektedir. Yığınların üst noktaları, her FWPH için yakıt ekserjisini temsil eder.



**Şekil 5.2 :** FWPH'lerin ekserji yıkımları ve besi suyuna geçen ekserji.

Besleme suyuna aktarılan ekserji FWPH3'te, besleme suyu sıcaklık değişimlerinden dolayı en yüksektir. Ancak iki ikincil girişin karışması nedeniyle en yüksek ekserji tahribatına sahip bileşendir. FWPH1 en düşük ekserji transferine sahiptir, çünkü iki ikincil girişin karıştırılması gerçekleşir, dolayısıyla ikincil akış girişinin ve birincil akım çıkışının sıcaklık farkı nispeten küçüktür. En düşük ekserji yıkımı, birincil giriş ve çıkış arasındaki en düşük sıcaklık değişimiyle ilgili olarak FWPH4'te ortaya çıkar.

Şekil 5.3, incelenen bileşenlerin ekserji yıkım oranını göstermektedir. Kazan içerisindeki kimyasal reaksiyonlara bağlı olarak % 85 civarında olmasıyla en yüksek ekserji tahribat oranına sahip olduğu açıktır. Düşük kaliteli buharın ve düşük isentropik verime sahip türbinde genişlemesi nedeniyle LPT3 ikinci en yüksek ekserji yıkımı oranı olan % 3,5'e sahiptir. Geri kalanı ise toplam % 11.5 ekserji yıkımı ve en yüksekten sırasıyla HPT1, COND, Isıtıcı, LPT2, IPT, LPT1, FWPH3, FWPH2, HPT2, FWPH1, PIPE, FWPH4, FWMP, CDP ve FWP'dır. CDP ve FWP'nin ekserji yıkım oranları Şekil 5.3'te görülmek için çok küçüktür.



**Şekil 5.3 :** İncelenen komponentlerin ekserji yıkımı yüzdeleri.

Son olarak, en düşük ekserji verimi Isıtıcıda gözlenir. Bunun nedeni doymuş suyun daha yüksek entropiye sahip olması ve ayrıca ısıtıcı verimliliğinin 0.91 olmasıdır. Birinci ve ikinci en düşük ekserji verimliliği arasında büyük bir fark vardır. Kimyasal reaksiyonlara rağmen, Kazan 0.44 ekserji verimliliğine sahiptir. Buharın daha küçük entropisi olduğu gibi aynı akıl yürütme sonucuna varılabilir. Buna karşılık, en yüksek verim, yakıt ekserjisine göre daha küçük ekserji yıkımı nedeniyle boruya aittir. En yüksek izantropik verime sahip olduğu için HPT2 için hesaplanan ikinci en yüksek ekserji verimine sahiptir. Diğer bileşenlerin ekserji verimleri Çizelge 5.3'te görüldüğü gibi 0,57-0,92 arasında değişmektedir. Gemi buhar sevk tesisinin ekserji verimi % 34'tür, bu da iyileştirme için büyük bir alana sahiptir.

### 5.1.1.2 İleri ekserji analizi

Geleneksel ekserji analizlerinin sonuçları, ileri ekserji analizine girdi olarak düşünülebilir. Bu nedenle sırayla uygulanırlar. Çizelge 5.4, gemi buhar sevk sisteminin ileri ekserji analizinin sonuçlarını göstermektedir.

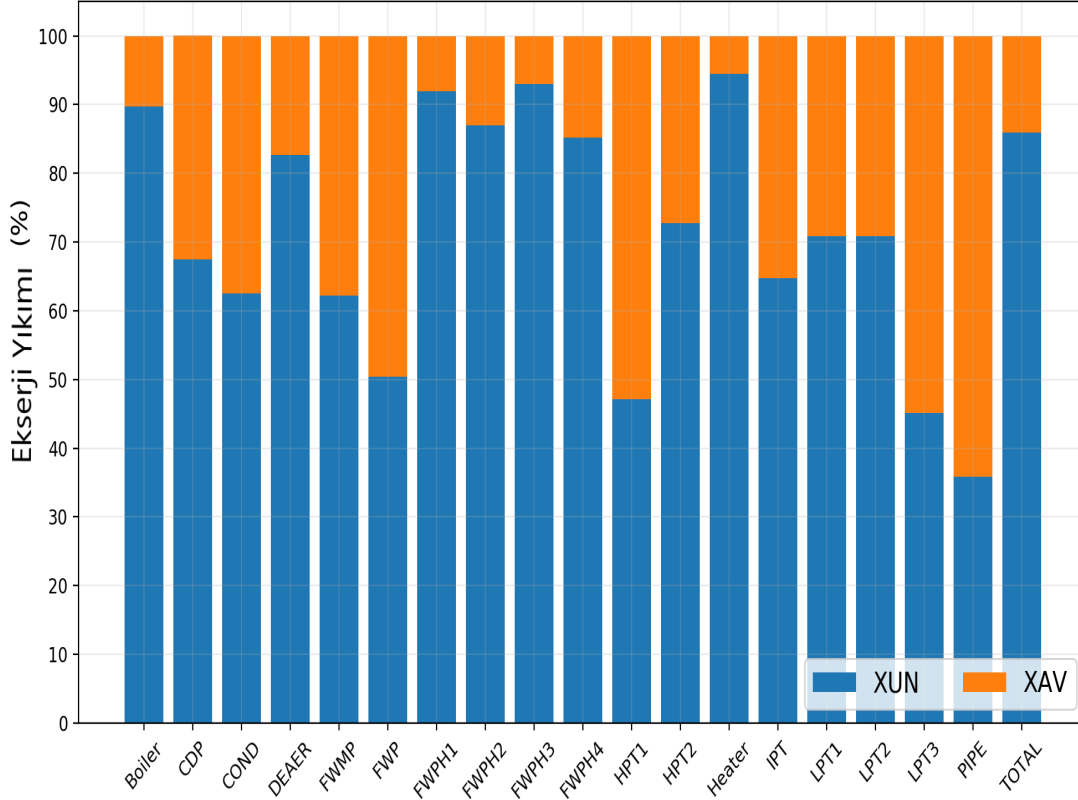
Şekil 5.4, incelenen bileşenlerin önlenemez ve önlenemez ekserji yıkım yüzdelerini göstermektedir. Komponent olarak, boru, HPT1 ve LPT3 dışında hemen hemen tüm ekserji yıkımının önlenemez olduğu görülebilir. Gemi buhar sevk tesisinin toplam ekserji yıkımının sadece % 15'i önlenemez. En yüksek önlenemez ekserji yıkımı yüzdesi ısıtıcıya aittir, bununla birlikte önlenemez ekserji yıkımı hala CDP, FWPHs, FWP ve FWMP olmak üzere diğer yedi bileşenden daha yüksektir.



**Çizelge 5.4 : Gemi buhar sevk tesisinin ileri ekserji analizi sonuçları [kW].**

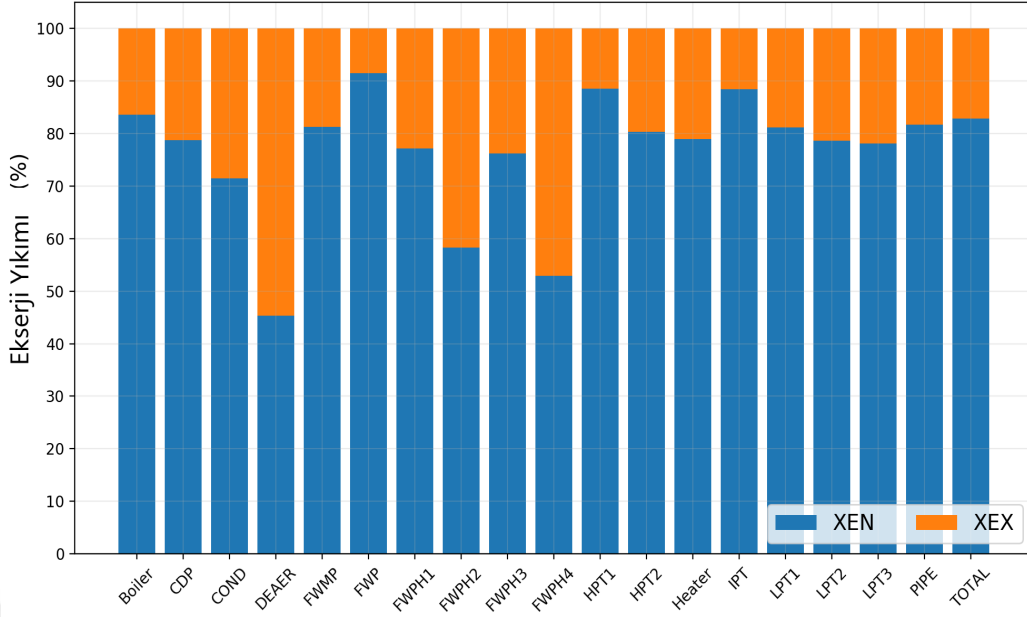
Komp	$\dot{E}x_{D,k}^{UN}$	$\dot{E}x_{D,k}^{AV}$	$\dot{E}x_{D,k}^{EN}$	$\dot{E}x_{D,k}^{EX}$	$\dot{E}x_{D,k}^{UNEN}$	$\dot{E}x_{D,k}^{UNEX}$	$\dot{E}x_{D,k}^{AVEN}$	$\dot{E}x_{D,k}^{AVEX}$
PIPE	32,39	57,9705	73,8451	16,5154	26,47	5,92	47,3751	10,5954
HPT1	328,658	369,3551	618,1388	79,8744	291,0728	37,5852	327,0659	42,2892
HPT2	83,1427	31,1707	91,8219	22,4915	62,5616	20,5811	29,2603	1,9104
IPT	237,8849	129,34	324,7846	42,4403	205,6668	32,2181	119,1178	10,2222
LPT1	177,334	73,1056	203,2466	47,193	133,5402	43,7938	69,7064	3,3991
LPT2	290,8135	119,5494	322,8001	87,5628	211,758	79,0555	111,0421	8,5073
LPT3	513,4042	624,5837	888,8907	249,0972	401,0286	112,3757	487,8621	136,7216
COND	400,4414	239,6653	457,7976	182,309	286,3915	114,0499	171,4061	68,2592
CDP	0,8007	0,3865	0,9353	0,2518	0,6308	0,1698	0,3045	0,082
FWPH1	96,2614	8,4759	80,8047	23,9327	75,9809	20,2805	4,8238	3,6521
FWP	0,0573	0,0564	0,1041	0,0096	0,0525	0,0049	0,0516	0,0048
FWPH2	101,9314	15,229	68,2782	48,8822	73,5372	28,3941	<b>-5,2591</b>	20,4881
DEAER	581292	12,2398	31,9167	38,4524	47,2887	10,8406	-15,372	27,6118
FWMP	17,2692	10,5111	22,5768	5,2035	14,0345	3,2347	8,5423	1,9688
FWPH3	174,3268	13,1764	142,923	44,5802	143,2708	31,056	<b>-0,3478</b>	13,5242
FWPH4	67,5113	11,782	41,9763	37,3171	46,2439	21,2674	<b>-4,2676</b>	16,0497
Boiler	24597,146	2803,77	22919,91	4481,01	20567,39	4029,76	2352,52	451,2495
Heater	470,7534	27,5904	393,7486	104,5952	371,7247	99,0286	22,0239	5,5665
TOTAL	27590,126	4535,718	26652,579	5473,265	22911,351	4678,78	3741,228	794,490

Kazanda benzer bir durum ortaya çıkar, hatta önlenebilir oranı düşük olmasına rağmen, gemi buhar tesisinin toplam önlenebilir ekserji yıkımının yarısından fazlası olan, en yüksek düzeyde önlenebilir ekserji yıkımına sahiptir. Kazan ve ısıtıcı ile ilgili olarak denilebilir ki, kimyasal reaksiyonların kontrol edilmesi kolay bir iş değildir, bu nedenle önlenemez ekserji yıkım yüzdeleri yüksektir. Bununla birlikte, iyileştirme çabaları ilk olarak Kazan'a odaklanmalıdır. FWP, Çizelge 5.4'te görüldüğü gibi en az önlenebilir ekserji yıkımına sahiptir. BORU, önlenebilir en yüksek ekserji yıkımı yüzdesine sahiptir. Gerçekte, incelenen borunun pürüzlülüğünü yalıtım ve düzeltmek suretiyle geri kazanmak için 58 kW'lık bir değere sahiptir. LPT3 ikinci en yüksek iyileştirme potansiyeline sahiptir, bu nedenle çalışma koşullarının iyileştirilmesi, üçüncü en yüksek önlenebilir ekserji yıkımına sahip olan HPT1'den neredeyse iki kat daha fazla iyileşme sağlayacaktır. İyileştirmenin odağı, sırasıyla, COND, IPT, LPT2, LPT1, BORU, HPT2, Isıtıcı, FWPH2, FWPH3, FWPH4, FWMP, FWPH1, CDP ve FWP olarak olmalıdır.



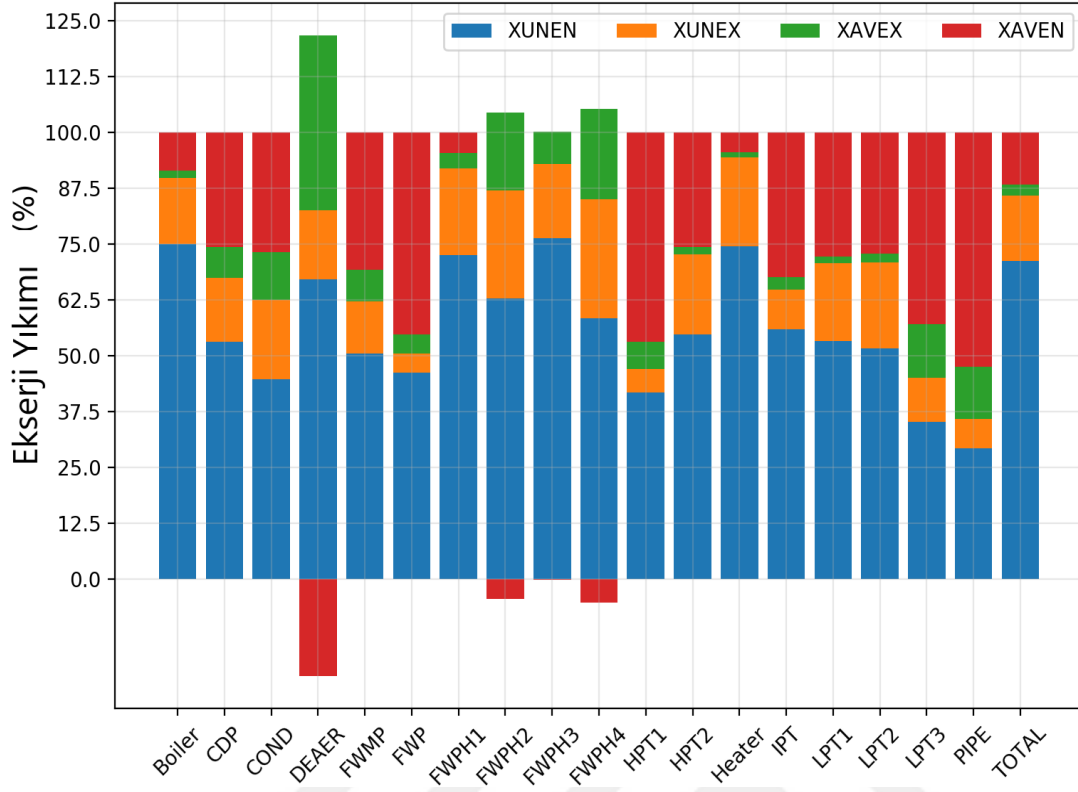
**Şekil 5.4 :** Komponentlerin önlenabilir ve önlenemez ekserji yıkımı yüzdeleri.

Şekil 5.5, incelenen bileşenlerin iç ve dış kaynaklı ekserji yıkımlarının yüzdelerini göstermektedir. Aslında tüm bileşenlerin, dolayısıyla tüm sistemin ekserji tahribatının kaynağının endojen olduğu görülebilir. Bileşenler arasındaki etkileşimler, bileşenler ve sistem üzerinde daha az etkiye sahiptir. FWP en yüksek iç kaynaklı ekserji yıkım yüzdesine (% 91) sahiptir. Aksine, FWPH4 ise en düşüktür (% 52). Kazan üzerine odaklanmak, aynı zamanda, 22920 kW gibi en yüksek oranla endojen ekserji yıkımı da geliştirmeyi önermektedir. Üstelik, en yüksek eksojen ekserji yıkımı, bu bileşene aittir ve en yakın eksojen ekserji yıkımı olan LPT3'ün değerinden yaklaşık 8 kat daha fazladır. İkinci en yüksek iç ve dış kaynaklı ekserji yıkımları LPT3'e aittir. COND, HPT1'den daha az iç kaynaklı ekserji yıkımına sahipken, ikincisinden daha fazla eksojen ekserji yıkımına sahiptir. Bu, COND'in diğer bileşenlerin, özellikle de LPT3'ün, HPT1'den daha fazla etkisi altında olduğu ve HPT1'in ancak Kazan'ın etkisi altında olduğu şeklinde açıklanabilir. Öte yandan FWP, en düşük iç ve dış kaynaklı ekserji yıkımlarına sahiptir.



**Şekil 5.5 :** Komponentlerin iç ve dış kaynaklı ekserji yıkımı yüzdeleri.

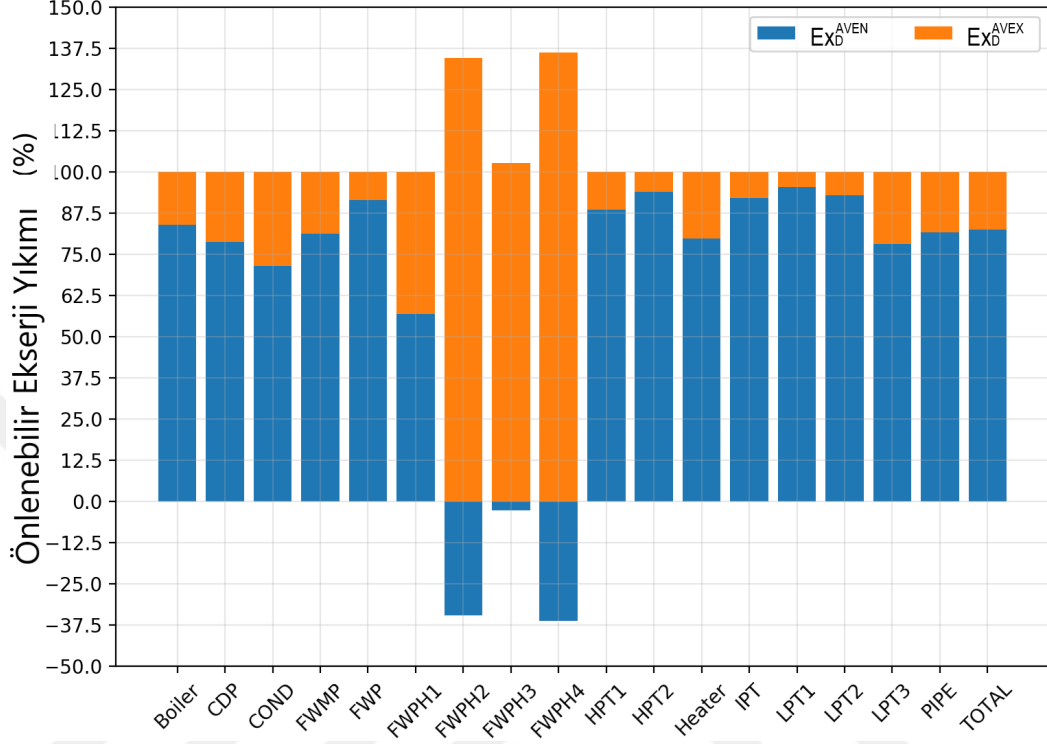
Son olarak, Şekil 5.6, bileşik ekserji yıkımlarını gösterirken, Şekil 5.7, incelenen bileşenlerin ve ayrıca genel sistemin iç ve dış kaynaklı önlenebilir paylarını göstermektedir. Şekil 5.6’da, alternatif sistemlerin karşılaştırması yapılmayacaksa, mühendis, incelenen bileşenlerin ve genel sistemin önlenebilir iç ve önlenebilir dış kaynaklı ekserji yıkımları olan kırmızı ve yeşil çubuklara odaklanmalıdır. Bileşenin kendisinin ve diğer bileşenlerin geri tersinmezliklerin incelenen bileşenin potansiyelini iyileştirme üzerindeki etkilerini temsil eder. Genel sistem için önlenebilir iç kaynaklı ekserji kısmı, diğer bileşenler ile karşılaştırıldığında en küçüktür. Genel olarak, tesis düzenini geliştirmek yerine, bileşenlerin kendilerine odaklanması gerekir. Bu, tesis düzeni en iyi şekilde kabul edilebileceği gibi değerlendirilebilir. Bununla birlikte, gemi buhar tesisi için önlenebilir iç kaynaklı ekserji yıkımının payı, önlenebilir dış kaynaklı kısımlara kıyasla hala daha küçük olmasına rağmen, yine de önlenebilir dış kaynaklı kısımdan daha yüksektir. Komponent olarak, boru diğer tüm bileşenlere kıyasla önlenebilir endojen ekserji yıkımının en yüksek yüzdesine sahiptir. Kazanın borunun üzerinde eksojen ekserji yıkımı yüzdesi olarak önlenebilir etkisi daha küçüktür. Isıtıcıdan, iç ve dış gelişmelerden neredeyse hiçbir şey önlenebilir. FWP'nin isentropik verimliliğinin iyileştirilmesi gibi iç kaynaklı iyileştirmeler, Şekil 5.6’da görüldüğü gibi, ekserji yıkımının yüksek bir yüzdesini telafi edecektir, ancak Çizelge 5.4’e göre, dahili veya harici olarak en küçük iyileştirme potansiyeline sahiptir.



**Şekil 5.6 :** Sistemin ve komponentlerin bileşik ekserji yıkımı yüzdeleri.

Kazan, iyileştirme fırsatlarının nispeten küçük yüzdesine sahip gibi görünse de, diğer bileşenlere daha az etkiye bulunarak, en yüksek oranda endojen ve aynı zamanda eksojen önlenebilir ekserji yıkımına sahiptir, bunların sırasıyla önlenebilir ekserji yıkımı oranları % 82.5 ve % 17.5'tir. LPT ikinci en yüksek oranda önlenebilir iç ve dış kaynaklı ekserji yıkımlarına sahiptir, ayrıca söz konusu bileşenin önlenebilir ekserji yıkımının % 78'i önlenebilirdir. Önlenebilir ekserji yıkımının endojen payı LPT1'de %95'dir. Bileşenler arasındaki etkileşimlerin iyileştirilmesi, LPT1'in ekserji yıkımının sadece % 5'ini kurtaracaktır. FWPH1'in iyileştirilmesi, hem endojen hem de eksojen önlenebilir ekserji yıkımları tarafından neredeyse eşit olarak paylaşılmaktadır. Diğer FWPH'lerin her ikisi de Çizelge 5.4, Şekil 5.6 ve Şekil 5.7'de görülebileceği gibi, negatif önlenebilir iç kaynaklı ekserji yıkımlarına sahiptir. Bu durum, koşullar arasındaki kütle debilerinin değişmesinden kaynaklanmaktadır. Ayrıca, diğer bileşenlerin FWPH'lerin ekserji yıkımlarını kurtarma etkisinin, incelenen bileşeni doğrudan geliştirmelerinden çok daha etkili olduğunu da gösterir. İyileştirme çalışmaları sırasıyla, Kazan, LPT3, HPT1, COND, IPT, LPT2, LPT1, PIPE, HPT2, Isıtıcı, FWMP, FWPH1, CDP, FWP dahili iyileştirme stratejileri üzerinde odaklanmalıdır.

Hava ayrıştırıcıda karışım gerçekleşmesinden dolayı iç kaynaklı ekserji yıkımı ve önlenemez bir ekserji yıkımı olduğu aşıkardır. Önlenebilir ekserji yıkımı ise diğer bileşenlerin etkisiyle gerçekleşecektir.



Şekil 5.7 : Önlenebilir ekserji yıkımında iç ve dış kaynakların payları.

### 5.1.2 Değerlendirme

Geleneksel ekserji analizi, genel sistemin ekserji veriminin % 34 olduğunu ortaya koymuştur. Sistem yaklaşık 32126 kW ekserji yıkımına sahiptir. En yüksek ekserji yıkımı,% 85 gemi buhar sevk sisteminde Kazan'a aittir. Diğer bileşenler yıkımın geri kalan kısmını paylaşmaktadır. Sistemin en yüksek verim BORU'na aittir ve HPT2 % 94 ile bunu takip eder. En kötü ekserji verimi, Isıtıcıda % 6, ikinci en kötü% 44'lük verimle kazandır. İyileştirme çalışmalarının sırasıyla Kazan, LPT3, HPT1, COND, Isıtıcı, LPT2, IPT, LPT1, FWPH3, FWPH2, HPT2, FWPH1, BORU, FWPH4, FWMP, CDP ve FWP üzerine odaklanması gerektiğini göstermektedir.

İleri ekserji analizinin sonuçları, bileşenlerdeki ekserji yıkımının, BORU, LPT3, HPT1 ve FWP dışında önlenemez ağırlıklı olduğunu göstermektedir. Gemi buhar sevk sistemindeki toplam ekserji yıkımının %86'sı önlenemezdir. Kazan en yüksek ekserji yıkımına sahip olması ve kimyasal reaksiyonlar nedeniyle, ekserji yıkımının %89'u önlenemezdir; yine de, hala komponentler arasında en yüksek önlenebilir

ekserji yıkımına sahiptir. Benzer şekilde, LPT3, HPT1 ve COND, sırasıyla ekserji yıkımlarının önlenebilirliğin yaklaşık % 55, % 52 ve % 38'ine sahiptir. Bu sonuçlara göre, bileşenlerin geri kalanıyla karşılaştırıldığında daha fazla önenebilir ekserji yıkımları vardır. Kazan, LPT3, HPT1, COND gibi ilk dört bileşenden sonra, sistemi geliştirmek için mühendisin odak noktası sırasıyla IPT, LPT2, LPT1, BORU, HPT2, Isıtıcı, FWPH2, FWPH3, FWPH4, FWMP, FWPH1, CDP ve FWP olarak önerilmiştir. Ekserji yıkım kaynakları göz önüne alındığında, tüm bileşenler, dolayısıyla genel sistem, dış kaynaklı ekserji yıkımından daha fazla iç kaynaklı yıkıma sahiptir. Toplam ekserji yıkımının % 82'si, incelenen sistemde dahili olarak gerçekleşir. Bu nedenle, bileşenler arasındaki etkileşimler, genel olarak bileşenlerin kendisinden daha az etkiye sahiptir. Mühendis için ilgi konusu, önenebilir iç ve önenebilir dış kaynaklı ekserji yıkımları ile önenebilir ekserji tahribatının kombinasyonlarıdır. önenebilir endojen ekserji yıkımları, iyileştirme çalışmalarının sırasıyla Kazan, LPT3, HPT1, COND, IPT, LPT2, LPT1, PIPE, HPT2, Isıtıcı, FWMP, FWPH1, CDP, FWP olmasını bildirmiştir. FWPH2, FWPH3 ve FWPH4 ise diğer bileşenlerin geliştirilmesiyle dış kaynaklı olarak geliştirilebilir.

Sonuç olarak, ileri ekserji analizinde önenebilir parçanın ve kombinasyonlarının, güç üretim sistemlerini analiz etmek için konvansiyonel ekserji analizinden daha gerçekçi bir yaklaşım sağladığı söylenebilir.

## 5.2 Eksergoekonomi ve İleri Eksergoekonomi Analizleri

Eksergoekonomi analizlerinin uygulanmasından önce bileşenlerin maliyetlerinin belirlenmesi gerektiğinden, maliyet hesaplamaları literatürde verilen denklemler kullanılarak yapılmıştır [50, 208]. Hesaplamalarda borular için bir denklem bulunmadığından, boru için hesap yapılmamıştır. Besi suyu ön ısıtıcılarında, ısıtıcıya giren buhar, çoğunlukla kızgın halde bulunduğundan, ön ısıtıcıların kızgın buharı doymuş buhara besi suyu ile çevirmek için bir ön soğutucu, ardından ise doymuş buharın besi suyuna ısını aktarması için bir ön ısıtıcı olarak modellenmiştir. Sistemdeki tüm ısı değiştiriciler için, türlerine göre birleşik ısı aktarım katsayıları literatüre göre belirlenmiştir [144, 209, 210]. Sistemin ömrü 30 yıl, yıllık faiz oranı %12.75, yıl içinde çalışma süresi 6720 saat, bakım işletme ve onarım maliyeti de yatırım maliyetinin %6'sı olarak kabul edilmiştir. Ağır deniz yakıtının maliyeti ise 378.5 \$/t olarak alınmıştır.

Maliyetlerin hesaplanmasının ardından, Çizelge 5.5'te verilen denklemlere göre eksergoekonomik dengeler kurulur, yardımcı denklemlerin de oluşturulmasının ardından katsayı matrisi oluşturulur. Her bir akış için hesapların yapılabilmesi sonuç matrisi oluşturulur ve son olarak her akış için atanan spesifik ekserji maliyeti değerleri hesap edilir.

İleri eksergoekonomik analiz için, eksergoekonomik analiz sonuçları ile ileri ekserji analizinin kullanılması ile ekserji yıkımlarının maliyetleri hesaplanır. Yatırım maliyetlerinin önlenemez maliyetlerinin hesaplanmasında ise komponentler sistemden ayrı olarak aşağıdaki Çizelge 5.5'te verilen şartlara göre hesap edilir. Isı değiştirici dışındaki bileşenler için verilen önlenemez maliyetlerin oransal yaklaşımı ile hava ayrıştırıcı için bir değer verilemeyeceği literatürden alınmıştır [48].

### **5.2.1 Sonuçlar ve tartışma**

Bu bölümde geleneksel ve ileri ekserji temeli üzerinde yapılan eksergoekonomi ve ileri eksergoekonomi sonuçları verilmiş ve sonuçların sebepleri ile iyileştirme çalışmalarındaki faydaları anlatılmıştır.

#### **5.2.1.1 Ekserji yıkım maliyetleri ve ayrıştırılması**

Eksergoekonomik ve ileri eksergoekonomik analizlere ait sonuçlar aşağıdaki Çizelge 5.6'da verilmiştir. Çizelge 5.6'dan görülebileceği üzere, ilk sütunda bileşenlerin hesaplanan maliyetleri (\$), ikinci sütunda ömürleri boyunca saatlik maliyetleri (\$/h), üçüncü sütunda eksergoekonomik analiz uygulaması sonucunda belirlenen her madde ve enerji akışına atanan spesifik ekserjetik maliyetlerden devşirilmiş spesifik yakıt ekserji maliyetleri (\$/kWh), ve diğer sütunlarda ise ileri ekserji analizinde hesaplanmış olan ekserji yıkımlarının saatlik maliyetleri (\$/h) bulunmaktadır.

Şekil 5.8 ve Çizelge 5.6'dan görülebileceği üzere, en yüksek ekserji yıkım maliyeti, en yüksek ekserji yıkımının olduğu kazanda yine en yüksek ekserji yıkım maliyeti neredeyse % 92 ile ortaya çıkmıştır. Kazana en yakın komponentler sırasıyla LPT3 (%2) ve ısıtıcıdır (%2) ancak kazan bu ikisinden de 50 kattan daha fazla maliyete sahiptir.

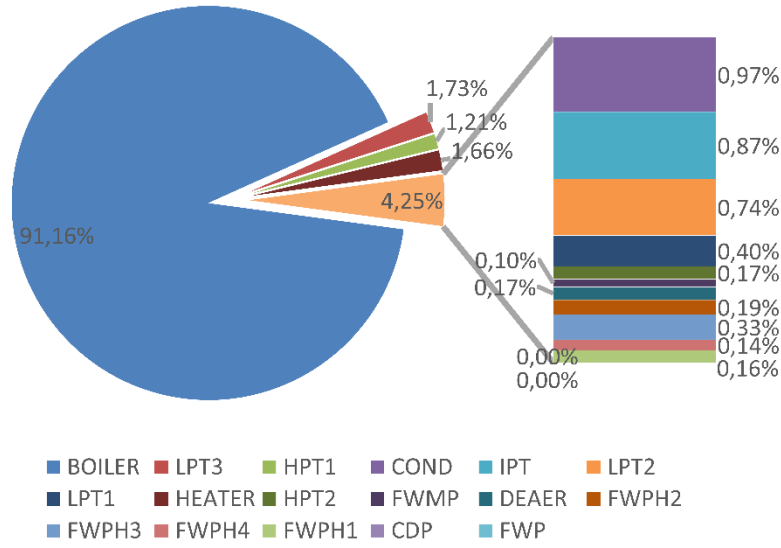
**Çizelge 5.5 :** Eksergoekonomik denge denklemleri ve önlenemez maliyet şartları.

Komponent	$\dot{C}_F$	$\dot{C}_P$	Önlenemez Maliyet
HPT1	$c_2\dot{E}x_2 - c_3\dot{m}_2ex_3$	$c_w\dot{W}_{HPT1}$	$\dot{Z}_k^{UN} = 90\% \dot{Z}_k$
HPT2	$c_3(\dot{m}_2 - \dot{m}_3)ex_3$ $- (c_5\dot{E}x_5$ $+ c_7\dot{E}x_7)$	$c_w\dot{W}_{HPT2}$	$\dot{Z}_k^{UN} = 90\% \dot{Z}_k$
IPT	$c_8\dot{E}x_8 - (c_9\dot{E}x_9$ $+ c_{11}\dot{E}x_{11})$	$c_w\dot{W}_{IPT}$	$\dot{Z}_k^{UN} = 90\% \dot{Z}_k$
LPT1	$c_{11}\dot{E}x_{11} - c_{12}(\dot{m}_{11}ex_{12})$	$c_w\dot{W}_{LPT1}$	$\dot{Z}_k^{UN} = 90\% \dot{Z}_k$
LPT2	$(\dot{m}_{11} - \dot{m}_{12})(c_{12}ex_{12}$ $- c_{12}ex_{13})$	$c_w\dot{W}_{LPT2}$	$\dot{Z}_k^{UN} = 90\% \dot{Z}_k$
LPT3	$c_{13}(\dot{m}_{11} - \dot{m}_{12}$ $- \dot{m}_{13})ex_{13} - c_{14}\dot{E}x_{14}$	$c_w\dot{W}_{LPT3}$	$\dot{Z}_k^{UN} = 90\% \dot{Z}_k$
COND	$c_{14}\dot{E}x_{14} - c_{15}\dot{E}x_{15}$	$c_{34}\dot{E}x_{34} - c_{33}\dot{E}x_{33}$	$\Delta T = 10$
CDP	$c_w\dot{W}_{CDP}$	$c_{16}\dot{E}x_{16} - c_{15}\dot{E}x_{15}$	$\dot{Z}_k^{UN} = 60\% \dot{Z}_k$
FWPH1	$(c_{13}\dot{E}x_{13} + c_{24}\dot{E}x_{24})$ $- c_{19}\dot{E}x_{19}$	$c_{18}\dot{E}x_{18} - c_{17}\dot{E}x_{17}$	$\Delta T = 10$
FWP	$c_w\dot{W}_{FWP}$	$c_{20}\dot{E}x_{20} - c_{19}\dot{E}x_{19}$	$\dot{Z}_k^{UN} = 60\% \dot{Z}_k$
FWPH2	$c_{12}\dot{E}x_{12} - c_{23}\dot{E}x_{23}$	$c_{21}\dot{E}x_{21} - c_{22}\dot{E}x_{22}$	$\Delta T = 10$
DEAER	$c_{10}\dot{E}x_{10}$	$(c_{22}\dot{E}x_{22}$ $+ c_{30}\dot{E}x_{30}$ $- c_{25}\dot{E}x_{25})$	—
FWMP	$c_{10}\dot{W}_{FWMP}$	$c_{26}\dot{E}x_{26} - c_{25}\dot{E}x_{25}$	$\dot{Z}_k^{UN} = 60\% \dot{Z}_k$
FWPH3	$(c_6\dot{E}x_6 + c_{32}\dot{E}x_{32})$ $- c_{29}\dot{E}x_{29}$	$c_{27}\dot{E}x_{27} - c_{26}\dot{E}x_{26}$	$\Delta T = 10$
FWPH4	$c_4\dot{E}x_4 - c_{31}\dot{E}x_{31}$	$c_{28}\dot{E}x_{28} - c_{27}\dot{E}x_{27}$	$\Delta T = 10$
HEATER	$c_B(1.07(\dot{m}_{f,H})LHV_f/\eta_B)$	$c_{17}\dot{E}x_{17} - c_{16}\dot{E}x_{16}$	$\eta = 0.85$
BOILER	$c_B(1.07(\dot{m}_{f,B})LHV_f/\eta_B)$	$(c_1\dot{E}x_1 - c_{28}\dot{E}x_{28})$ $+ (c_8\dot{E}x_8 - c_7\dot{E}x_7)$	$\eta = 0.85$



**Çizelge 5.6 : Geleneksel ve ileri eksergoekonomi analizi sonucu hesaplanan ekserji yıkımı maliyetleri**

Komponent	$C_k$	$c_F$	$\dot{C}_{D,k}^{UN}$	$\dot{C}_{D,k}^{AV}$	$\dot{C}_{D,k}^{EN}$	$\dot{C}_{D,k}^{EX}$	$\dot{C}_{D,k}^{UNEN}$	$\dot{C}_{D,k}^{UNEX}$	$\dot{C}_{D,k}^{AVEN}$	$\dot{C}_{D,k}^{AVEX}$	$\dot{C}_{D,k}^{UN}$
HPT1	1824793,7072	0,0144	10,0432	4,7288	5,3144	8,894	1,1493	4,188	0,5408	4,7059	0,6085
HPT2	1649478,5675	0,0123	1,4015	1,0193	0,3822	1,1257	0,2757	0,767	0,2523	0,3587	0,0234
IPT	1959444,6849	0,0198	7,2629	4,7049	2,5581	6,4236	0,8394	4,0677	0,6372	2,3559	0,2022
LPT1	1717064,5454	0,0134	3,3546	2,3753	0,9792	2,7224	0,6321	1,7887	0,5866	0,9337	0,0455
LPT2	1799063,4216	0,0149	6,1129	4,332	1,7808	4,8085	1,3044	3,1544	1,1776	1,6541	0,1267
LPT3	1816321,9281	0,0126	14,3251	6,4628	7,8623	11,1894	3,1357	5,0482	1,4146	6,1413	1,7211
COND	415246,6265	0,0126	8,0577	5,0408	3,0169	5,7628	2,2949	3,6051	1,4357	2,1577	0,8593
CDP	20209,9145	0,0307	0,0365	0,0246	0,0119	0,0287	0,0077	0,0194	0,0052	0,0094	0,0025
FWPH1	101687,5699	0,0127	1,325	1,2178	0,1072	1,0222	0,3028	0,9612	0,2566	0,061	0,0462
FWP	14087,0339	0,0307	0,0035	0,0018	0,0017	0,0032	0,0003	0,0016	0,0001	0,0016	0,0001
FWPH2	99350,2713	0,0134	1,5693	1,3653	0,204	0,9146	0,6548	0,985	0,3803	-0,0704	0,2744
DEAER	535907,3641	0,0198	1,3918	1,1497	0,2421	0,6312	0,7605	0,9353	0,2144	-0,304	0,5461
FWMP	226082,8319	0,0307	0,8533	0,5304	0,3228	0,6934	0,1598	0,4311	0,0994	0,2624	0,0605
FWPH3	134171,6557	0,0146	2,7458	2,5529	0,193	2,093	0,6528	2,0981	0,4548	-0,0051	0,198
FWPH4	128655,8358	0,0144	1,1409	0,9714	0,1695	0,604	0,5369	0,6654	0,306	-0,0614	0,2309
BOILER	5290055,5898	0,0276	756,6735	679,2477	77,4258	632,9309	123,7426	567,9663	111,2814	64,9646	12,4612
HEATER	1440114,8822	0,0276	13,7617	12,9998	0,7619	10,8733	2,8884	10,2651	2,7347	0,6082	0,1537
TOTAL	19171736,4302	0,3221	830,0592	728,7253	101,3339	690,721	139,3381	606,9476	121,7777	83,7735	17,5604

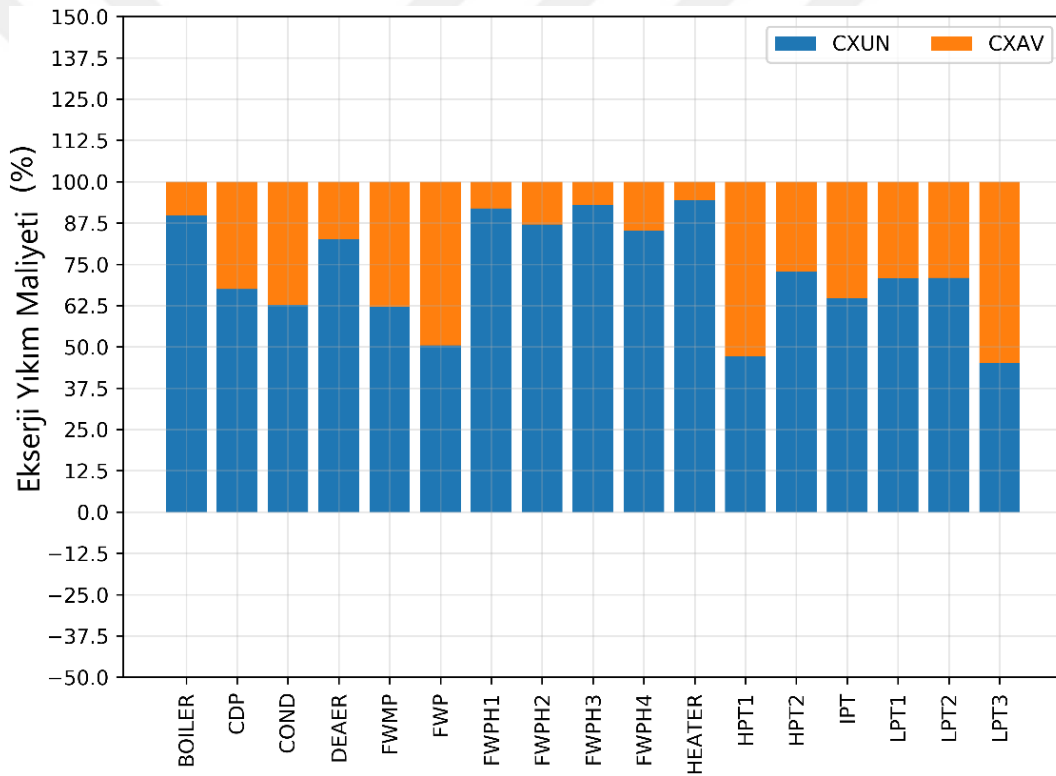


**Şekil 5.8 :** Komponentlerin ekserji yıkımı maliyetleri oranları

En düşük ekserji yıkım maliyeti FWP'ye aittir ve en yakın ekserji yıkımı maliyetine sahip CDPden yaklaşık 10 kat daha düşüktür. Geleneksel eksergoekonomi analizinin sonuçlarına göre ekserji yıkım maliyetleri içerisinde açık ara en büyük olan kazana ait olduğu için geliştirme çalışmaları kazan üzerinde odaklanmalıdır. Geri kalanlar içerisinde ise sırasıyla, LPT3, Isıtıcı, HPT1 saatte 10\$/h ve üzeri; kondenser, IPT, LPT2, LPT1, FWPH3, FWPH2, HPT2, Hava ayırıştırıcı, FWPH1, FWPH4 1\$/h ve üzeri, pompalar ise sırasıyla, FWMP, CDP, FWP 1\$/h'in altındadır. Verilen bilgilerin ışığında söylenebilir ki, geleneksel ekserji analiziyle eksergoekonomi analizi sonuçları birbirinden farklı sonuçlar vermektedir. Ekserji akışlarına maliyet atamasının neticesinde oluşan bu durum, eksergoekonomik kabullerin ışığında gerçekleşmiş ve ekserji analizine göre maliyet içermesinden dolayı daha anlamlı neticeler olarak değerlendirilmiştir.

İleri eksergoekonomi analizinin sonuçlarını değerlendirmek üzere önlenemez ve önlenemez ekserji yıkım maliyetleri Çizelge 5.6'da ve Şekil 5.9'da görülmektedir. LPT3, HPT1 ve FWP hariç, tüm bileşenler için ekserji yıkım maliyetinin büyük kısmı önlenemezdir. FWP'de eşit seviyede önlenemez ve önlenemez ekserji yıkımı maliyeti olmasına rağmen en düşük ekserji yıkım maliyeti bu komponentte gerçekleştiği için önem arz etmemektedir. En düşük önlenemez ekserji yıkım maliyeti oranı ekserji yıkımına benzer olarak ısıtıcıda gerçekleşmesine rağmen miktar olarak sırasıyla HPT2, FWMP, Hava ayırıştırıcı, FWPH2, FWPH3, FWPH4,

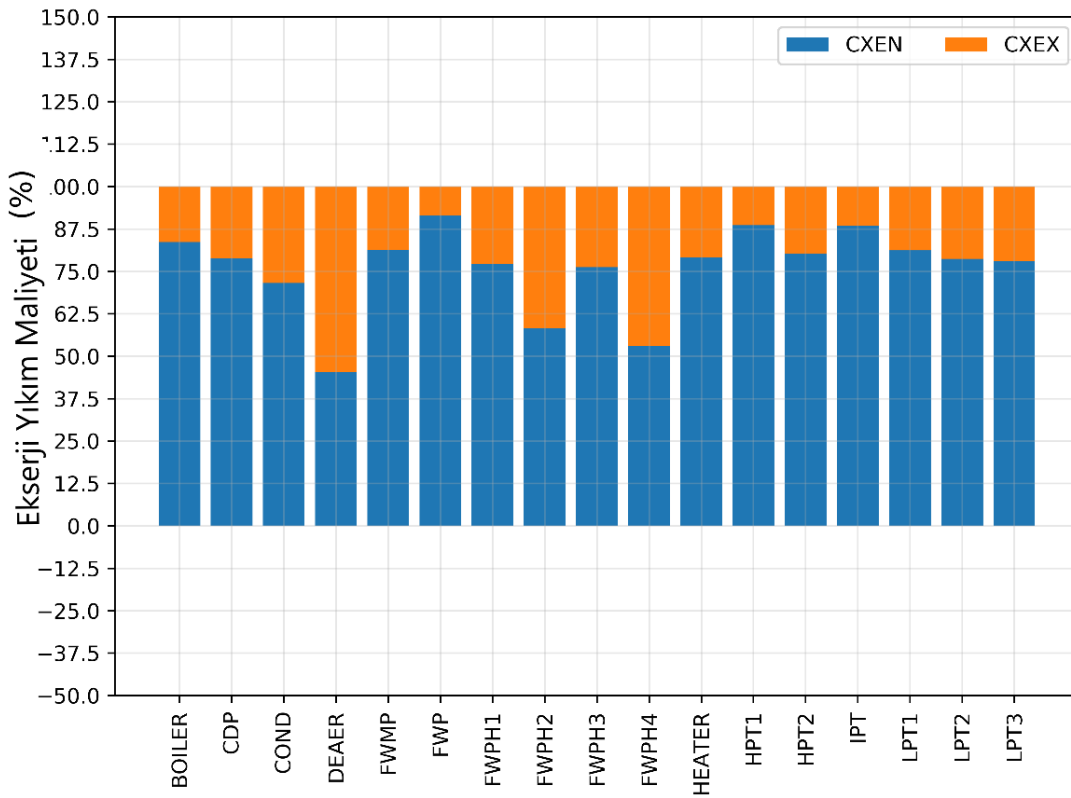
FWPH1, CDP ve FWP dokuz komponentin önlenebilir ekserji yıkım maliyetlerinden daha yüksektir. Genel itibariyle; besi suyu ön ısıtıcılarının önlenebilir ekserji yıkım maliyetleri %85'in üstündedir. Önlenebilir ekserji yıkımı maliyeti yüzdesi %10 civarında olmasına rağmen, kazanın önlenebilir ekserji yıkım maliyeti, ekserji yıkım maliyetinin yüksek olmasından dolayı en yüksektir ve en yakın komponent olan LPT3'ün önlenebilir ekserji yıkımı maliyetinin 10 katıdır. ekserji yıkımlarının düşürülmesi vesilesiyle maliyetlerin azaltılması yolunda sıralama bahsedilen ikisinden sonra ısıtıcıya kadar sırasıyla HPT1, kondenser, IPT, LPT2 ve LPT1'dir. Bilindiği gibi hava ayrıştırıcının ekserji yıkımının önlenebilir kısmı karışımdan kaynaklandığından, bileşene giren akışların durumlarının geliştirilmesi önem arz etmektedir.



**Şekil 5.9 :** Komponentlerin önlenebilir ve önlenebilir ekserji yıkım maliyetleri yüzdesi.

Ekserji yıkım maliyetlerinin kaynaklarının belirlenmesini temsil eden iç ve dış kaynaklı ekserji yıkım maliyetlerinin yüzdeleri Şekil 5.10'da görülebilir. Hava ayrıştırıcı dışında tüm komponentlerin ekserji yıkımı maliyetleri iç kaynaklıdır. Bu nedenle bileşenler arası ekserji yıkımı maliyet etkileşimi düşüktür. Endojenden daha büyük Eksojen ekserji yıkımına sahip hava ayrıştırıcı, daha önce bahsedildiği üzere diğer bileşenlerin daha fazla etkisi altındadır, ancak iç kaynaklı kısmın da olmasının

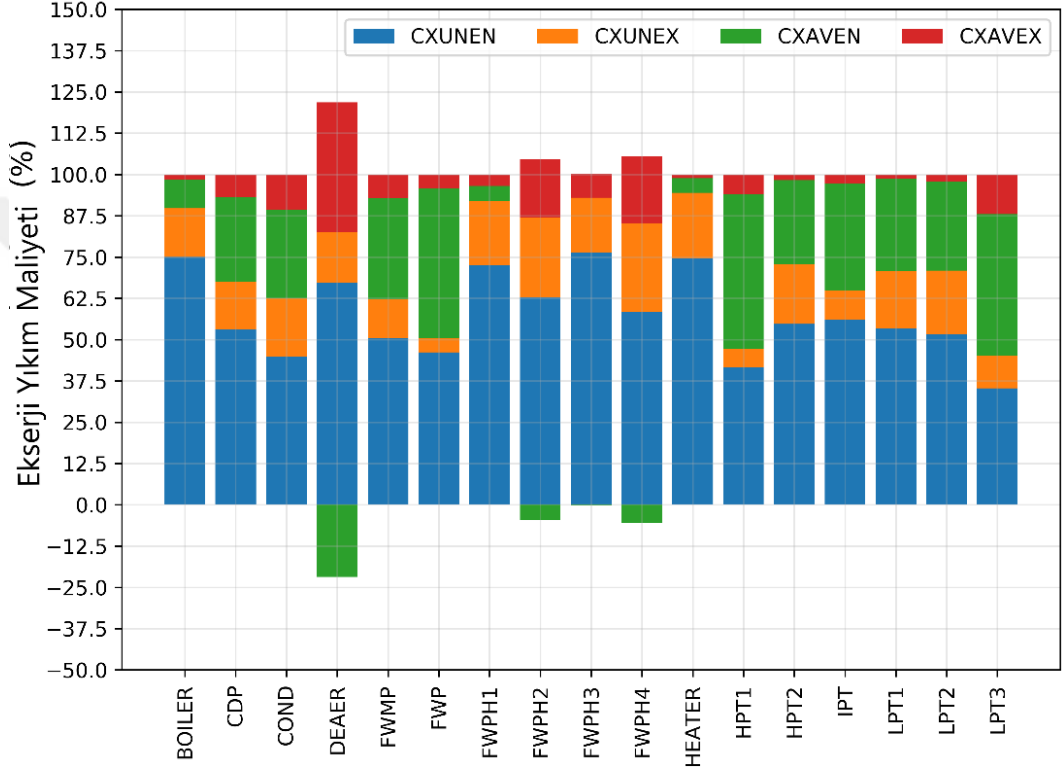
nedeni karışım oluşmasından dolayı ekserji yıkımının gerçekleşmesindedir. Kazanın ekserji yıkım maliyeti incelendiğinde 633 \$/h'lik kısmı iç kaynaklı olup en yakın komponent olan LPT3'ün maliyetinin yaklaşık 60 katıdır. kazan hariç tüm komponentlerin dış kaynaklı ekserji yıkım maliyetleri 4 \$/h'in altında kalmıştır. En yüksek iç kaynaklı ekserji yıkım maliyeti oranı FWP'dedir, HPT1 ve IPT hemen hemen aynı orana sahiptir ve üçüncü sırada ise kazan bulunmaktadır. Oranların komponenti incelemede fayda sağladığı, sistem genelinde toplam ekserji yıkımı maliyetinin iç ya da dış kaynaklı olduğu yorumunu yapmaya yaradığı açıktır.



**Şekil 5.10 :** Komponentlerin ekserji yıkımı maliyetlerinin kaynağına göre yüzdeleri.

Ekserji yıkım maliyetlerinin değerlendirme amacıyla kullanılmasında en önemli kalemlerin bulunduğu, bileşik ekserji yıkım maliyetlerinin değerleri Çizelge 5.6, oranları ise Şekil 5.11'de verildiği gibidir. Önlenebilir ekserji yıkım maliyetinin hava ayrıştırıcı için dış kaynaklı olduğu açıkça görülmektedir. FWPH2 ve FWPH4 de benzer şekilde diğer komponentlerin etkisi altındadır. Maliyet açısından bakıldığında FWPH3, eser miktarda negatif önlenebilir endojen ekserji yıkımı maliyeti yüzdesine sahiptir. Diğer bileşenlerde ise önlenebilir iç kaynaklı ekserji yıkım maliyetleri dış kaynaklı kısımdan daha yüksektir. Önlenebilir endojen ekserji yıkımı maliyeti yüzdeleri de her komponent için önlenebilir eksojen kısımdan daha yüksektir.

Buradan da görülebileceği üzere komponentlerin ekserji yıkımından kaynaklı maliyetlerinin azaltılmasında, daha önce bahsedilen dört komponent hariç, bileşenin geliştirilmesi önemli rol oynamaktadır. Bu açıdan bakıldığında, tahmin edilebileceği üzere en yüksek maliyet değeri 65 \$/h ile kazandadır. Bir sonraki bileşen 6 \$/h'lık önlenebilir iç kaynaklı ekserji yıkımı maliyeti değeriyle LPT3 ve ardından 4,7 \$/h ile HPT1'dir. Önlenebilir endojen ekserji yıkım maliyeti kazan için eksojen maliyetin 5 katından daha fazladır ve yine de en yüksek değere sahiptir.



**Şekil 5.11** : Komponentlerin bileşik ekserji yıkımı maliyetlerinin yüzdeleri.

Sistemin işletilmesi sırasında ekserji yıkımı nedeniyle toplamda kaybedilen miktar 830 \$/h olarak hesaplanmıştır. Bunun, sadece %12.3'lük kısmı önlenebilir maliyet olarak karşımıza çıkmaktadır ve sistemdeki tüm ekserji yıkımlarının önlenmesi saatte 100\$ civarında bir maliyetin önlenmesine tekabül etmektedir. Bu miktarın 83 \$/h'lık kısmı komponentlerin kendi şartlarındaki iyileştirme çalışmalarından, geri kalan kısmı ise bileşenler arasındaki etkileşimden kaynaklanmaktadır. Sonuç olarak, ekserji yıkım maliyetlerinin azalması açısından önem sırasına konmuş komponentlerin üzerine eğilmesi; sistemin eş zamanlı çalışması ve topolojisinin ikinci planda tutulması bir iyileştirme prensibi olarak belirlenebilir.

### 5.2.1.2 Yatırım ve diğer maliyetlerin ileri eksergoekonomik analizle ayrıştırılması

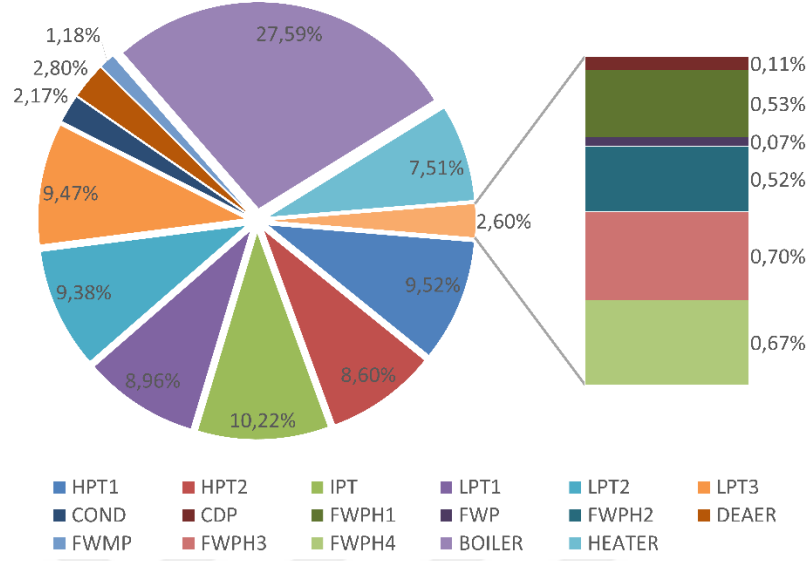
Aşağıdaki Çizelge 5.7’de sistemin ömrü boyunca saat bazlı yatırım maliyetleri ve bu maliyetlerin verilen çalışma koşullarına göre ayrıştırılması verilmiştir. Ayrıca yatırım maliyetlerinin yüzdesel değerleri de Şekil 5.12’de görülebilir.

**Çizelge 5.7 :** Geleneksel ve ileri eksergoekonomi analizi sonucu hesaplanan yatırım ve diğer maliyetleri.

Komp	$\dot{Z}_k$	$\dot{Z}_k^{UN}$	$\dot{Z}_k^{AV}$	$\dot{Z}_k^{EN}$	$\dot{Z}_k^{EX}$	$\dot{Z}_k^{UNEN}$	$Z_k^{UNEX}$	$\dot{Z}_k^{AVEN}$	$\dot{Z}_k^{AVEX}$
HPT1	37,730	33,957	3,773	33,416	4,3148	30,074	3,8833	3,3416	0,4315
HPT2	34,106	30,695	3,4105	25,663	8,4424	23,0967	7,5982	2,5663	0,8442
IPT	40,515	36,463	4,0514	35,027	5,4871	31,5246	4,9384	3,5027	0,5487
LPT1	35,503	31,953	3,5503	26,735	8,7677	24,0617	7,8909	2,6735	0,8768
LPT2	37,198	33,479	3,7198	27,086	10,112	24,3776	9,1009	2,7086	1,0112
LPT3	37,555	33,80	3,7555	29,335	8,2202	26,4015	7,3982	2,9335	0,822
COND	8,5859	6,922	1,6638	6,1405	2,4453	4,9506	1,9715	1,19	0,4739
CDP	0,4179	0,2507	0,1671	0,3292	0,0886	0,1975	0,0532	0,1317	0,0355
FWPH1	2,1025	1,9611	0,1414	1,6596	0,443	1,548	0,4132	0,1116	0,0298
FWP	0,2913	0,1748	0,1165	0,2666	0,0247	0,1599	0,0148	0,1066	0,0099
FWPH2	2,0542	1,9793	0,0749	1,482	0,5722	1,4279	0,5513	0,0541	0,0209
DEAER	11,081	11,081	0,0	9,0143	2,0664	9,0143	2,0664	0,0	0,0
FWMP	4,6746	2,8048	1,8698	3,799	0,8756	2,2794	0,5254	1,5196	0,3502
FWPH3	2,7742	2,6826	0,0916	2,28	0,4942	2,2047	0,4779	0,0753	0,0163
FWPH4	2,6602	2,5529	0,1072	1,8222	0,838	1,7487	0,8042	0,0734	0,0338
BOILER	109,38	93,754	15,626	91,460	17,920	78,3944	15,3598	13,0657	2,56
HEATER	29,777	29,607	0,1694	23,513	6,2639	23,3789	6,2282	0,1338	0,0356
TOPLAM	396,41	354,12	42,29	319,03	77,38	284,84	69,2759	34,1881	8,1003

Çizelge 5.7’ye göre, sisteme giren ekserjinin neredeyse tümünü sağladığından dolayı en yüksek maliyet beklendiği üzere kazana aittir. Ardından türbinlerin ürettikleri güçler dolayısıyla maliyetleri yüksektir. Kendi içlerinde türbinlerin değerlerinin birbirlerine yakın olduğu gözlemlenmektedir. Isıtıcı ise hemen arkalarında bulunmaktadır. Maliyetler türbinler için ürettikleri güç miktarına bağlı olarak hesaplandığından dolayı, en yüksek türbin maliyeti IPT’de ve en düşüğü ise HPT2’de hesaplanmaktadır. Düşük debili FWP ve CDP sırasıyla en düşük maliyetlere sahiplerdir. Hemen üstlerinde ise besi suyu ön ısıtıcıları yer almaktadır. Ön ısıtıcıların sıralaması ise, transfer edilen ısı miktarı, sıcaklık farkı gibi değerlere bağlı olarak oluşmuştur. 40 \$/h ile 10 \$/h arasında maliyetler kazan (%27,6), IPT (%10), HPT1 (%9,5), LPT3 (%9,4), LPT2 (%9,4), LPT1 (%9), HPT2 (%8,6), ısıtıcı (%7,5) ve hava ayrıştırıcı (%2) olarak sıralanmıştır. FWMP’in %1,2 oranda katkı

sunduğu yatırım maliyetlerinin %1'in altında kalan etkiye sebep olan komponentler sırasıyla FWPH3, FWPH4, FWPH1, FWPH2, CDP ve FWP'dir.

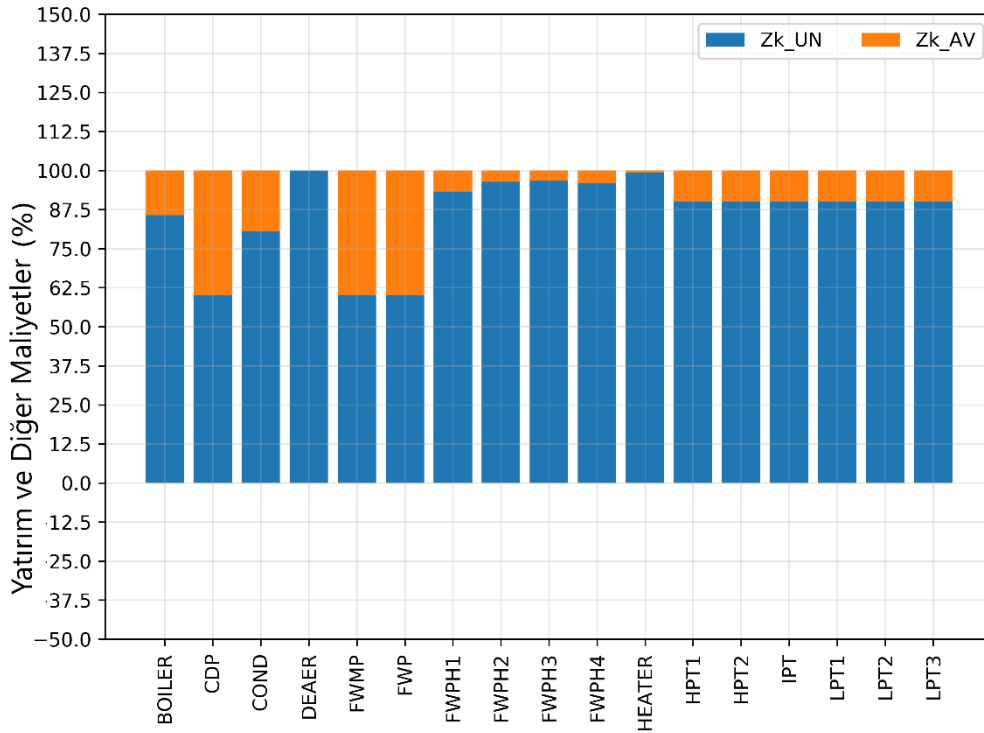


Şekil 5.12 : Komponentlerin yatırım ve diğer maliyetlerinin oranları.

Önlenebilir ve önlenebilir yatırım maliyeti oranları Şekil 5.13'te değerleri ise Çizelge 5.7'de verilmiştir. Görülebileceği üzere, tüm komponentlerde önlenebilir yatırım maliyeti önlenebilir kısımdan daha yüksektir. Hava ayırıştırıcı için tanımlanabilecek herhangi bir parametre bulunmadığı için, maliyeti tamamen önlenebilir olarak değerlendirilmektedir. Pompa ve türbinlerde maliyetler ön tanımlı olduğu için sabit olarak bulunmuş, ısıtıcı için ise neredeyse hiç önlenebilir maliyet çıkmamıştır. Bu halinde bile ısıtıcının önlenebilir yatırım maliyeti birçok bileşenden fazladır. Kazan ve kondenser ise ikisinin arasında kalmaktadır. Kazanın önlenebilir yatırım maliyeti beklenildiği gibi 15.6 \$/h değeriyle en yüksektir. Yüzdelerin sabit olması nedeniyle, tüm türbinlerin önlenebilir yatırım maliyetleri ise 4,5\$/h ile 3,4\$/h arasındadır. Türbinlerin ardından ise önlenebilecek kısım 2 \$/h ile 1.5 \$/h arasında olarak FWMP ile kondensere aittir. Diğer komponentlerde ise saatte sent bazında önlenebilir maliyet söz konusudur. Bu şartlar altında komponentlerde yatırım maliyetlerinin geliştirme potansiyelleri kazan, IPT, HPT1, LPT3, LPT2, LPT1, HPT2, FWMP, kondenser, ısıtıcı, CDP, FWPH1, FWP, FWPH4, FWPH3, FWPH2 olarak sıralanmaktadır.

Yatırım maliyetlerinin kaynaklarının sebeplendirilmesinde ise Şekil 5.14'ten faydalanılabilmektedir. Yatırım maliyetlerinin bütün komponentler için iç kaynaklı olduğu grafikten görünmektedir. En yüksek dış etki yüzdesi FWPH4'te

gözlemlenmektedir. Ardından kondenser, FWPH2, LPT2 gelmektedir. Kazana göre bir değerlendirme yaptığımızda, sadece üç bileşenin, sırasıyla IPT, HPT1 ve FWP daha düşük dış kaynaklı yatırım maliyeti yüzdesine sahip olduğu gözlemlenebilir. Yüzdelerden ziyade değerler üzerinden değerlendirdiğimizde oluşan liste önlenebilir maliyet listesiyle HPT2'den sonra ayrılmaktadır; ısıtıcı, hava ayırıştırıcı, FWMP, FWPH3, FWPH4, FWPH1, FWPH2, CDP ve FWP gelir.

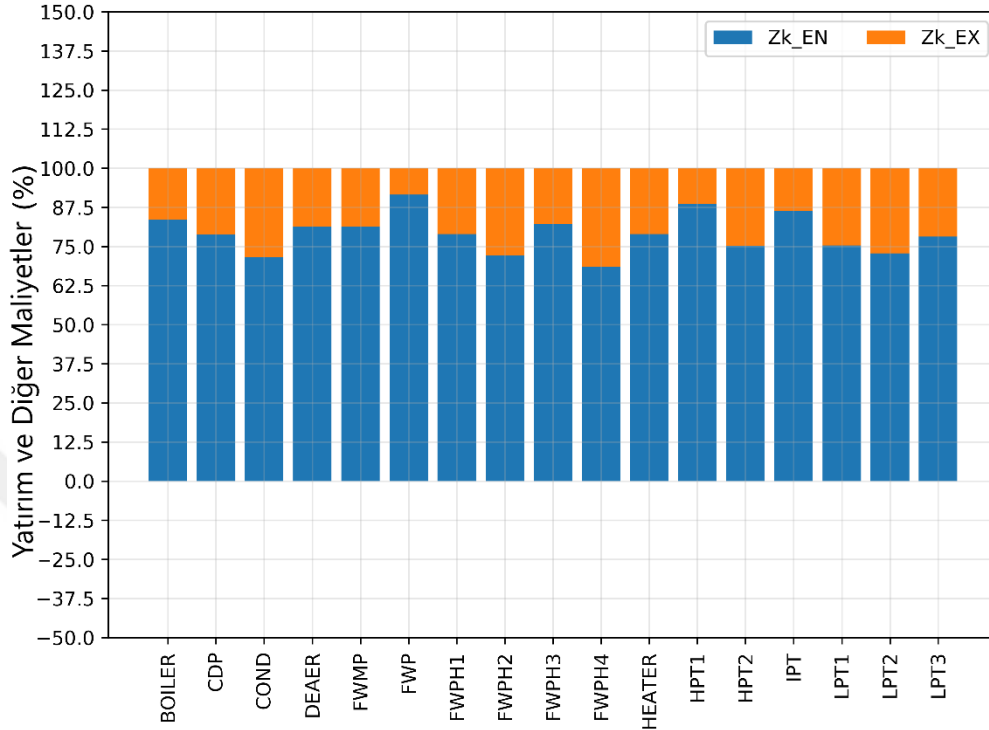


**Şekil 5.13 :** Komponentlerin önlenebilir ve önlenebilir yatırım ve diğer maliyetlerinin yüzdeleri.

Önlenebilir yatırım maliyetlerinin temel sebeplerini belirlemek için yapılan analizde, önlenebilir iç ve dış kaynaklı yatırım maliyetleri önem arz etmektedir. Bahsedilen maliyetlerin ne kadarının ne sebeple ayrıştığına göstergesi olarak Şekil 5.15 incelendiğinde, hava ayırıştırıcı hariç tüm bileşenler için önlenebilir iç kaynaklı yatırım maliyetinin, dış kaynaklı bölümden daha büyük olduğu rahatlıkla gözlemlenebilir. Bu komponentler için önlenebilir iç kaynaklı yatırım maliyeti %68 ve üzeri oranlarda bulunmaktadır. Dolayısıyla yatırım maliyetlerinden kaçınılabilmenin yöntemi esasen sistemdeki bileşenlerin maliyetlerinin düşürülmesinden geçmektedir. Bileşenin durumuna göre değerlendirme yapıldığında da en yüksek önlenebilir endojen yatırım maliyeti beklenildiği gibi en yüksek maliyete sahip komponent olan kazana aittir. %83,6 oranla kazanın önlenebilir maliyeti 13 \$/h olarak kendisinden kaynaklanmaktadır. Ardından 3,5 \$/h ve %86,5



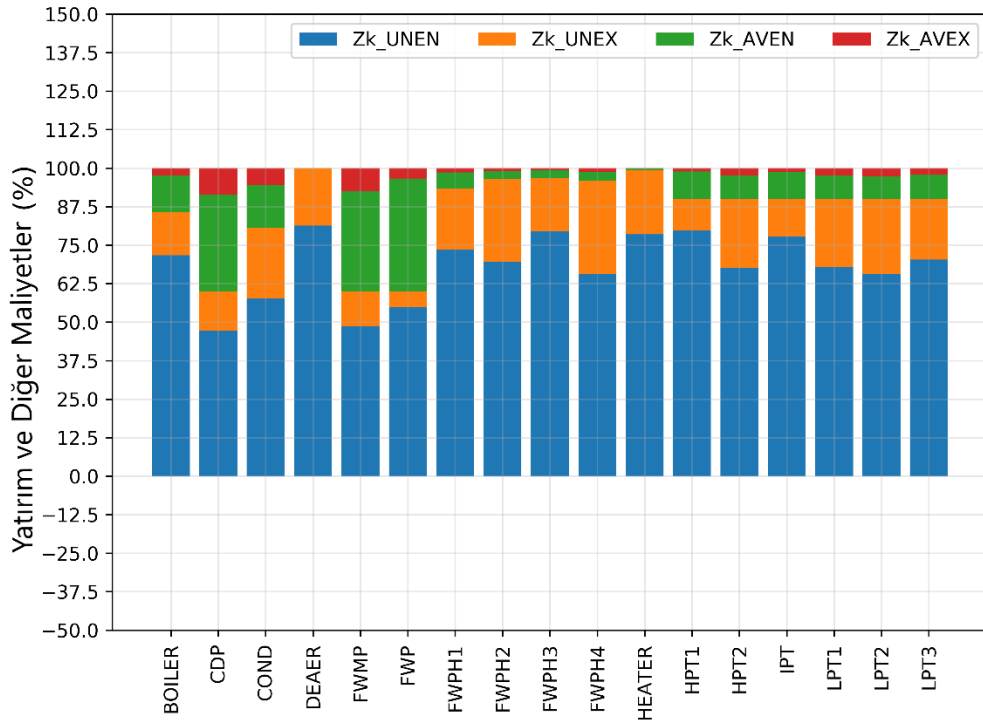
ile IPT ve 3,3 \$/h ve %88,5 ile HPT1 gelmektedir. Ancak oransal olarak en yüksek önlenebilir yatırım maliyeti %91,5 ile FWP'ye aittir ancak maliyeti ise 0,1 \$/h olarak oldukça düşüktür.



**Şekil 5.14 :** Komponentlerin yatırım ve diğer maliyetlerinin kaynaklarının yüzdesi.

En düşük oran ise %68, 5 ile FWPH4'e aittir ayrıca bu komponent önlenebilir iç kaynaklı yatırım maliyeti sıralamasında 0.07\$/h maliyetle sondan ikinci durumdadır. İç kaynaklı yatırım maliyeti baz alındığında, maliyetlerin düşürülmesi için gereken komponent geliştirme sıralaması kazan, IPT, HPT1, LPT3, LPT2, LPT1, HPT2, FWMP, kondenser, ısıtıcı, CDP, FWPH1, FWP, FWPH3, FWPH4, FWPH2 olmuştur. Sistemin tamamı için değerlendirme yapıldığında, tüm sistemin maliyetinin ömrü boyunca saatlik 396,4 \$ olduğu ve toplamda sistem ve komponentlerin karşılaştırılmasında temel olarak kullanılabilir, literatüre dayanan bilgilere göre 19.171.736 \$ yatırım yapılması gerektiği görülmektedir. Yatırım maliyetinin büyük çoğunluğu önlenebilir kısımdan oluşmaktadır. Ancak yatırım maliyetleri üzerine yapılacak bir çalışma ile saatte 42,3 \$ kurtarmanın mümkün olduğu hesaplanmıştır. Bu, toplam maliyetin takribi %11'ine tekabül etmektedir. Sistemin tamamında iç kaynaklı yatırım maliyeti oranı %80,5 ve miktarı 319 \$/h'tir. Bahsedilen önlenebilir maliyetin %81'i ve 34 \$/h'i iç kaynaklıdır. Bu nedenle, sistemin yatırım maliyetlerinin düşürülmesinde komponentlere odaklanmak, sistemin

genel işleyişi ve bileşen etkileşimlerine odaklanmaktan daha doğru bir karar olacaktır.



Şekil 5.15 : Komponentlerin kombine yatırım ve diğer maliyetlerinin yüzdeleri.

### 5.2.2 Değerlendirme

Ekserji yıkımlarının azaltılmasının maliyet açısından fayda sağladığı açıktır. Ancak bu maliyet faydasının büyük çoğunluğunun kazanın veriminin artırılmasına bağlı olduğu net bir şekilde görünmektedir. Diğer komponentlerin bu hususta etkisi çok küçük kalmaktadır. Böyle bir durumda tüm eforun kazanın iyileştirilmesine yönlendirilmesi önemlidir. Ayrıca eksergoekonomik analiz sonuçlarının önerdiği ekserji yıkım maliyetlerinin önlenmesine yönelik sıralama ilk birkaç komponent dışında, ileri eksergoekonomik analizin uygulanmasının ardından farklılaşmıştır. Bu maliyetlerin azaltılmasında öncelik ise komponentlere aittir ve bileşenler arası etkileşim ve genel sistem topolojisi büyük bir etki arz etmemektedir.

Benzer şekilde yatırım maliyetleri açısından da değerlendirildiğinde kazanın dominant karakteri kendini hemen belli etmektedir. Türbin yatırım maliyetlerinin, ısıtıcıyla birlikte birbirlerine çok yakın olduğu gözlemlenmiştir. Ancak burada maliyetlerin ayrıştırılması sırasında türbinlerde ön tanımlı oranlar ile hesaplama yapıldığından kurtarılabilecek miktarlar yine yakınen ısıtıcının maliyeti diğerlerine göre oldukça düşük hesaplanmıştır.

Tüm sistem göz önüne alındığı zaman, yatırım maliyetlerinin önlenebilir kısmı ekserji yıkımından dolayı önlenebilecek olan maliyetten %60 oranında daha düşüktür. İki azaltma yöntemi göz önüne alındığında, ekserji yıkım maliyetleri üzerine gitmenin daha akıllıca bir çözüm olduğu açık olarak görülmektedir. Ancak sistem potansiyelinin değerlendirilmesinde ve karşılaştırılmasında toplam önlenebilir maliyet değerlendirildiği için, sistemde yapılabilecek tüm değişikliklerin 143,5 \$/h kurtarma potansiyelinin olduğu yorumu yapılabilir. Sistemdeki toplam önlenebilir maliyetin 118 \$/h komponentlerdeki ve üretim yöntemlerindeki geliştirmeler ile, sadece 25,6 \$/h'lik kısmı ise komponentlerin etkileşimlerinin ve sistem düzeninin geliştirilmesi ile oluştuğu görülmektedir. Buna karşılık önlenemez toplam maliyet kısmı ise 1082.8 \$/h'dır ve toplam saatlik maliyetin %88,3'ün denk gelmektedir.

### 5.3 Eksergoçevre ve İleri Eksergoçevre Analizleri

Eksergoçevre analizlerinin gerçekleştirilmesinden önce komponentlerin çevre etkilerinin belirlenmesi gerektiğinden, etki hesabı hem literatürden [48, 145] hem de deneyimlerden yararlanarak oluşturulmuş ve hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. Isı değiştiricileri dışında kalan komponentlerin çevre etkilerinin belirlenmesinde gerekli olan kütleler, sistemin ihtiyaçları doğrultusunda ticari bileşen kataloglarından ve buhar türbinleri ise literatürden değerlendirilerek alınmıştır [209]. Borular için hesaplamalar ihmal edilmiştir. Hesaplamalarda gerekli olan, sistem ömrü, yıllık çalışma süresi gibi bilgiler ekonomik analiz değerleriyle aynı alınmıştır. Komponentle ilgili çevre etki puanı hesaplandıktan sonra eksergoekonomi analizine benzer bir şekilde eksergoçevresel denge denklemleri kurulur ve yardımcı denklemlerle desteklenir. Yardımcı denklemleri oluştururken analizin salahiyeti açısından eksergoekonomik yardımcı denklemlerden faydalanılabilir. Yakıt için çevre etki puanı literatürden 180 mPts/kg olarak alınmıştır [34]. Isıtıcı ve kazan için tepkime sonucu oluşan egzoz gazlarının verisi olmadığı için hesaba katılmamıştır.

Aşağıdaki Çizelge 5.8'de görülebileceği üzere, kurulan denge denklemleri sonucunda katsayı matrisi oluşturulur. Her bir akış için hesapların yapılabilmesi sonuç matrisi oluşturulur ve son olarak her akış için atanan spesifik ekserji etki puanı değerleri hesap edilir.

İleri eksergoçevresel analiz için ise eksergoçevresel analiz sonuçları ile ileri ekserji analizlerinin kullanımı ile ekserji yıkımlarının etkileri hesaplanır. Komponentle

alakalı çevre etkilerinin hesaplanmasında ise ısı değıştiriciler için ekonomik analizde yapılan kabuller burada da kullanılır. Diğer komponentler için ise literatürde bir bilgi bulunmadığından, önlenemez bileşen kaynaklı çevre etkisi gerçek değere eşit olarak kabul edilmiştir. Bu kabulün nedenlerinden bir diğeri ise, pompa ve türbin gibi bileşenlerin veriminin veya bileşenden geçen kütle debisinin değışmesine rağmen komponent kütlesinde bir değışiklik olmadan sistemin çalışır durumda kalabilmesidir.

**Çizelge 5.8 :** Eksergoçevresel denge denklemleri ve önlenemez çevre etkisi şartları.

Komponent	$\dot{B}_F$	$\dot{B}_P$	Önlenemez etki
HPT1	$b_2\dot{E}x_2 - b_3\dot{m}_2ex_3$	$b_w\dot{W}_{HPT1}$	—
HPT2	$b_3(\dot{m}_2 - \dot{m}_3)ex_3 - (b_5\dot{E}x_5 + b_7\dot{E}x_7)$	$b_w\dot{W}_{HPT2}$	—
IPT	$b_8\dot{E}x_8 - (b_9\dot{E}x_9 + b_{11}\dot{E}x_{11})$	$b_w\dot{W}_{IPT}$	—
LPT1	$b_{11}\dot{E}x_{11} - b_{12}(\dot{m}_{11}ex_{12})$	$b_w\dot{W}_{LPT1}$	—
LPT2	$(\dot{m}_{11} - \dot{m}_{12})(b_{12}ex_{12} - b_{13}ex_{13})$	$b_w\dot{W}_{LPT2}$	—
LPT3	$b_{13}(\dot{m}_{11} - \dot{m}_{12} - \dot{m}_{13})ex_{13} - b_{14}\dot{E}x_{14}$	$b_w\dot{W}_{LPT3}$	—
COND	$b_{14}\dot{E}x_{14} - b_{15}\dot{E}x_{15}$	$b_{34}\dot{E}x_{34} - b_{33}\dot{E}x_{33}$	$\Delta T = 10$
CDP	$b_w\dot{W}_{CDP}$	$b_{16}\dot{E}x_{16} - b_{15}\dot{E}x_{15}$	—
FWPH1	$(b_{13}\dot{E}x_{13} + b_{24}\dot{E}x_{24}) - b_{19}\dot{E}x_{19}$	$b_{18}\dot{E}x_{18} - b_{17}\dot{E}x_{17}$	$\Delta T = 10$
FWP	$b_w\dot{W}_{FWP}$	$b_{20}\dot{E}x_{20} - b_{19}\dot{E}x_{19}$	—
FWPH2	$b_{12}\dot{E}x_{12} - b_{23}\dot{E}x_{23}$	$b_{21}\dot{E}x_{21} - b_{22}\dot{E}x_{22}$	$\Delta T = 10$
DEAER	$b_{10}\dot{E}x_{10}$	$(b_{22}\dot{E}x_{22} + b_{30}\dot{E}x_{30} - b_{25}\dot{E}x_{25})$	—
FWMP	$b_{10}\dot{W}_{FWMP}$	$b_{26}\dot{E}x_{26} - b_{25}\dot{E}x_{25}$	—
FWPH3	$(b_6\dot{E}x_6 + b_{32}\dot{E}x_{32}) - b_{29}\dot{E}x_{29}$	$b_{27}\dot{E}x_{27} - b_{26}\dot{E}x_{26}$	$\Delta T = 10$
FWPH4	$b_4\dot{E}x_4 - b_{31}\dot{E}x_{31}$	$b_{28}\dot{E}x_{28} - b_{27}\dot{E}x_{27}$	$\Delta T = 10$
HEATER	$b_B(1.07(\dot{m}_{f,H})LHV_f/\eta_B)$	$c_{17}\dot{E}x_{17} - c_{16}\dot{E}x_{16}$	—
BOILER	$b_B(1.07(\dot{m}_{f,B})LHV_f/\eta_B)$	$(b_1\dot{E}x_1 - b_{28}\dot{E}x_{28}) + (b_8\dot{E}x_8 - b_7\dot{E}x_7)$	—

### 5.3.1 Sonular ve tartişma

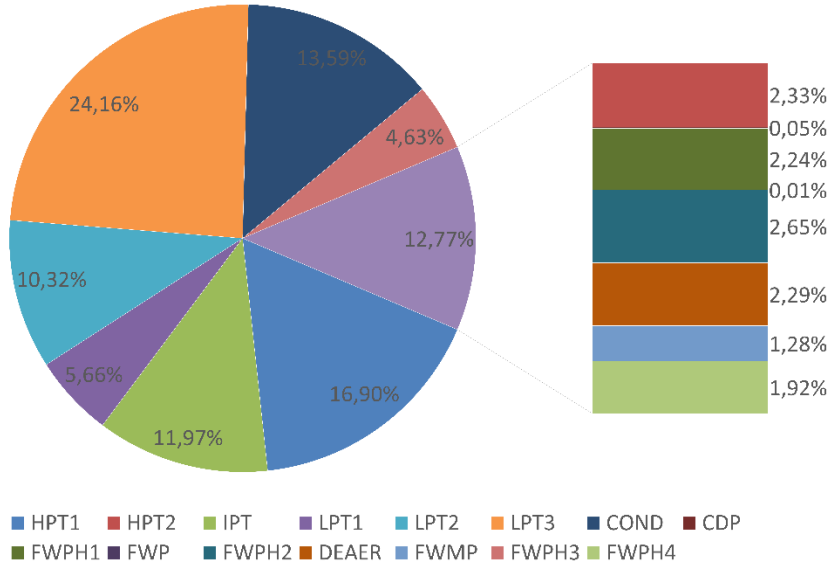
Bu b3l3mde geleneksel ve ileri ekserji temeli 3zerine eksergoekonomik y3ntemin yaklaşımları kullanılarak eksergoçevresel ve ileri eksergoçevresel analizlerin sonuçları verilmiş ve sonuçların iyileştirme çalışmalarındaki faydaları anlatılmıştır.

#### 5.3.1.1 Ekserji yıkımı kaynaklı çevresel etkiler ve ayrıştırılması

Analiz sonularıizelge 5.9’da g3r3lebilmektedir. İlk s3t3n komponent bazında evre etki puanları (mPts), ikinci s3t3nda eksergoçevresel analiz uygulaması sonucunda belirlenen her madde ve enerji akışına atanan spesifik ekserjetik evre etki puanlarından devşirilmif, spesifik yakıt ekserji evre puanı (mPts/kWh), ve diğer s3t3nlarda ise ileri ekserji analizinde hesaplanmış olan ekserji yıkımlarının saatlik evre etki puanları (mPts/h) bulunmaktadır.

Kazan ve ısıtıcıda yakıtın evre etki puanının doğrudan kullanılmasından dolayı en y3ksek spesifik puan, ve en y3ksek ekserji yıkımı evre etkisi bu iki komponente aittir. Diğer komponentler kıyas g3t3rmeyecek şekilde daha az etkiye sahip olarak hesaplanmışlardır. Bahsi geçen bileşenler bir kenara bırakıldığı zaman, şekil 5.16’da g3r3lebileceği 3zere diğer t3m komponentler 3,27 mPts/h ile 1,4 mPts/h arasında sırasıyla LPT3, HPT1, kondenser, IPT ve LPT2 olarak birinci grup; 0,8 mPts/h ile 0 arasında sırasıyla LPT1, FWPH3, FWPH2, HPT2, hava ayrıştırıcı, FWPH1, FWPH4, FWMP, CDP ve FWP olarak ikinci grup şeklinde ayrılabilir.

Birinci ve ikinci grup komponentler için spesifik yakıt ekserji etki değerleri birbirine çok yakın olduklarından dolayı, evre etki puanları doğrudan ekserji yıkımlarına g3re şekillenmektedir denilebilir. Bu durumda %24 oranla ekserji yıkımıyla alakalı evre etki puanı y3zdesi gruplar içinde LPT3’e ait olmakla birlikte, kondenser ve IPT’nin oranları toplamına ya da LPT1den en d3ř3k değere sahip FWP’ye kadar olan t3m komponentlerin oranlarının toplamına eşittir. Geleneksel eksergoçevre analizinin sonucunda ekserji yıkımının evre etki değerleri oluşan geliştirme odağı listesi ileri eksergoçevresel analizde değişiklik g3stermektedir.



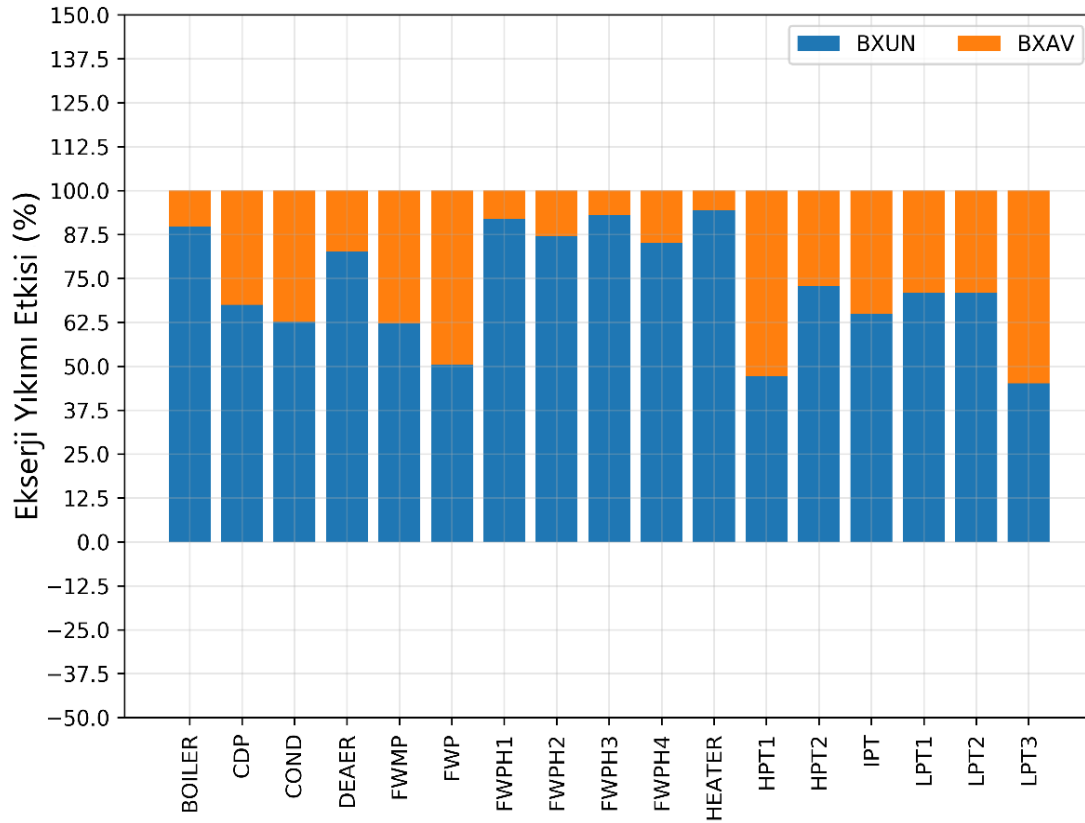
**Şekil 5.16 :** Seçili komponentlerin ekserji yıkımı çevre etki puanlarının oranları.

Ekserji yıkımının önlenmesi dolayısıyla önenebilir ekserji yıkımı ve önlenemez ekserji yıkımı çevre etki değerleri Çizelge 5.9 ve Şekil 5.17’de görülebilir. Neredeyse tüm komponentler için ekserji yıkımı çevre etkisi önlenemezdir. Sadece ileri eksergoekonomik analizi sonuçlarına benzer şekilde LPT3, HPT1 ve FWP bileşenlerinde önenebilir ekserji yıkım çevre etki değerleri yüksek seviyededir. FWP bileşeninde eşit seviyede önenebilir ve önlenemez ekserji yıkımı çevre etki değeri bulunmaktadır ve miktarı son derece düşüktür. En düşük önenebilir ekserji yıkımı çevre etki değeri oranı çok düşük olmasına rağmen puan olarak diğer komponentlerden çok ötededir, benzer durum kazan için de geçerlidir.

Önenebilir puanlar karşılaştırıldığı zaman Şekil 5.17’de de görülebileceği üzere, önenebilir yüzdeleri besi suyu ön ısıtıcıları için çok düşük olduğundan geliştirmeye yönelik çalışmalar, geleneksel eksergoçevre analizinin tavsiyelerine karşı, ısıtıcılar için HPT2, FWMP, hava ayırıştırıcıdan daha az tavsiye edilir. Bu komponentler dışında diğerleri geleneksel analiz sonuçlarıyla benzerlik göstermektedir. Geliştirme potansiyellerine göre komponentler, kazan, ısıtıcı, LPT3, HPT1, kondenser, IPT, LPT2, LPT1, HPT2, FWMP, hava ayırıştırıcı, FWPH2, FWPH3, FWPH4, FWPH1, CDP ve FWP olarak sıralanır. Son olarak, aşağıdaki grafik ileri eksergoekonomik analizin sonuçlarıyla karşılaştırıldığında benzerlik göze çarpmaktadır. Aynı yaklaşımın sadece katsayı farkıyla uygulanmasından kaynaklanan bu durumda ileri eksergoekonomik analizde yapılan yüzdeler hakkındaki değerlendirmeler burada da geçerliliğe sahiptir

**Çizelge 5.9 :** Geleneksel ve ileri eksergoçevresel analiz sonucunda ekserji yıkımının çevre etkisi ve ayrıştırması sonuçları.

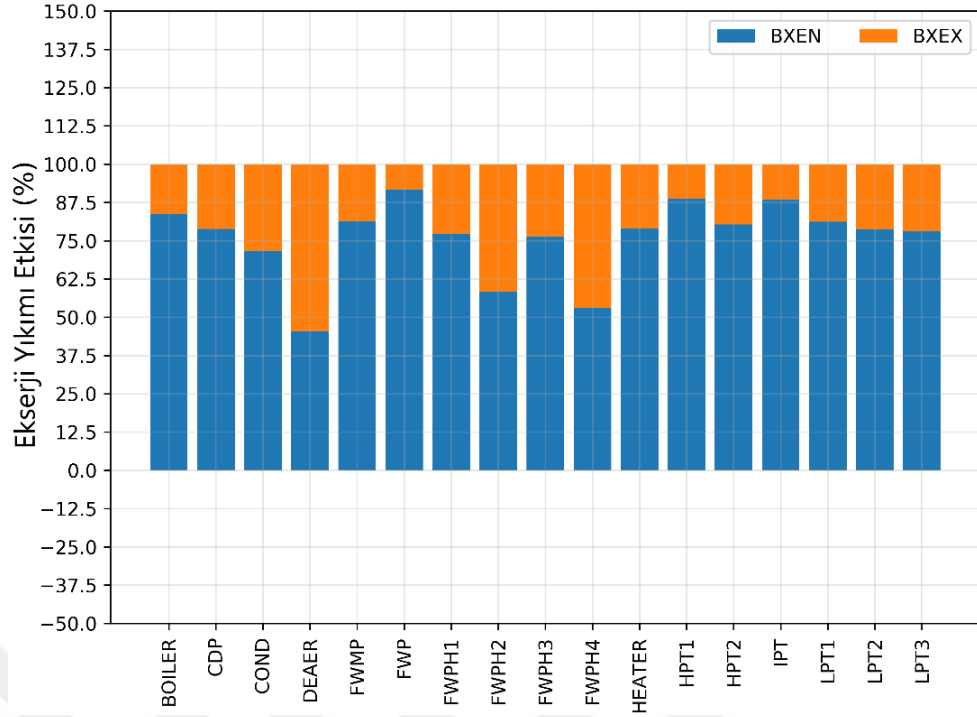
Komponent	$Y_k$	$b_F$	$\dot{B}_{D,k}$	$\dot{B}_{D,k}^{UN}$	$\dot{B}_{D,k}^{AV}$	$B_{D,k}^{EN}$	$\dot{B}_{D,k}^{EX}$	$\dot{B}_{D,k}^{UNEN}$	$\dot{B}_{D,k}^{UNEX}$	$\dot{B}_{D,k}^{AVEN}$	$\dot{B}_{D,k}^{AVEX}$
HPT1	1285034,76	0,0033	2,2839	1,0754	1,2085	2,0225	0,2613	0,9524	0,123	1,0702	0,1384
HPT2	1284028,62	0,0028	0,3151	0,2292	0,0859	0,2531	0,062	0,1725	0,0567	0,0807	0,0053
IPT	1282500,83	0,0044	1,6174	1,0477	0,5697	1,4305	0,1869	0,9058	0,1419	0,5246	0,045
LPT1	1282133,07	0,0031	0,7651	0,5418	0,2233	0,6209	0,1442	0,408	0,1338	0,213	0,0104
LPT2	1281444,14	0,0034	1,3951	0,9887	0,4064	1,0975	0,2977	0,7199	0,2688	0,3775	0,0289
LPT3	1280879,70	0,0029	3,2659	1,4734	1,7925	2,551	0,7149	1,1509	0,3225	1,4001	0,3924
COND	1582002,23	0,0029	1,837	1,1492	0,6878	1,3138	0,5232	0,8219	0,3273	0,4919	0,1959
CDP	7866,6	0,0062	0,0074	0,005	0,0024	0,0058	0,0016	0,0039	0,0011	0,0019	0,0005
FWPH1	64187,4253	0,0029	0,3021	0,2776	0,0244	0,2331	0,069	0,2191	0,0585	0,0139	0,0105
FWP	7117,4	0,0062	0,0007	0,0004	0,0004	0,0006	0,0001	0,0003	0	0,0003	0
FWPH2	57257,0739	0,0031	0,3579	0,3114	0,0465	0,2086	0,1493	0,2247	0,0867	-0,0161	0,0626
DEAER	9890	0,0044	0,3099	0,256	0,0539	0,1406	0,1694	0,2083	0,0477	-0,0677	0,1216
FWMP	103951,5	0,0062	0,1731	0,1076	0,0655	0,1407	0,0324	0,0874	0,0202	0,0532	0,0123
FWPH3	86738,1106	0,0033	0,6251	0,5812	0,0439	0,4765	0,1486	0,4777	0,1035	-0,0012	0,0451
FWPH4	72927,3653	0,0033	0,2594	0,2209	0,0386	0,1373	0,1221	0,1513	0,0696	-0,014	0,0525
BOILER	89198000	15,057	412560,844	370345,985	42214,858	345092,696	67468,148	309672,058	60673,928	35420,638	6794,221
HEATER	202817,200	15,057	7503,294	7087,880	415,414	5928,461	1574,833	5596,859	1491,021	331,602	83,812
TOPLAM	99088776,030	30,171	420077,653	377442,131	42635,522	351031,789	69045,864	315275,421	62166,710	35756,368	6879,154



**Şekil 5.17 :** Komponentlerin önlenabilir ve önlenemez ekserji yıkımı çevre etki değerleri yüzdeleri.

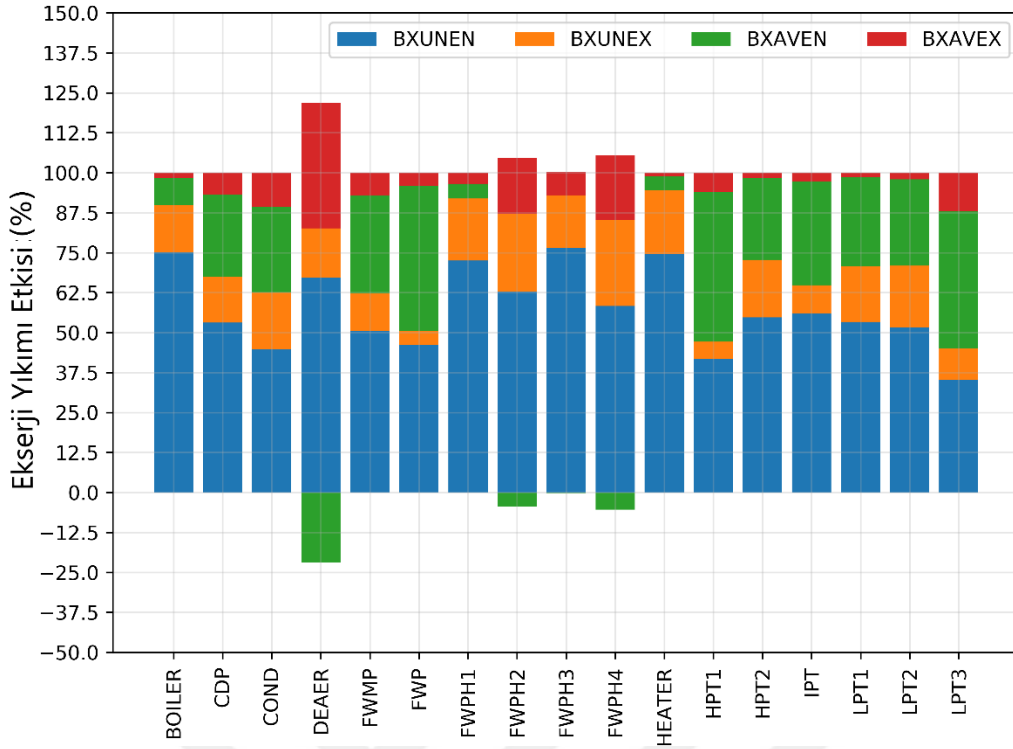
Ekserji yıkımının çevre etki değerlerinin neden kaynaklandığını belirlemek adına yapılan iç ve dış kaynaklı ekserji yıkımı etki değerleri analizinin sonuçları Şekil 5.18’de ve Çizelge 5.9’da görülebilir. Tüm sistem komponentlerinin çevre etki değerleri, hava ayırıştırıcı hariç, komponentin çalışma şartlarından kaynaklanmaktadır. Dolayısıyla sistemin genel olarak ekserji yıkım çevre değerlerinin iç kaynaklı olduğu yorumu yapılabilir. Deaetörün doğrudan diğer komponentlerin çalışma şartlarının etkisi altında olduğu şekilde gözlemlenebilmektedir. En yüksek iç kaynaklı ekserji yıkımı çevre etki değeri yüzdesi FWP’de hesaplanmıştır (0,0006 mPts/h) ve dış kaynaklı kısmın 6 katıdır. Buna karşın, yüzdelerinin görece düşük ama puanının yüksek olması nedeniyle ısıtıcı ve kazan çok yüksek oranda iç kaynaklı puana sahiptir. FWPH4’ün iç kaynaklı ekserji yıkım çevre puanı yüzdesi diğer komponentlerle karşılaştırıldığı zaman düşük olmak la birlikte miktar olarak CDP ve FWP’den yüksektir. Kazan ve ısıtıcı hariç, tüm komponentlerin dış kaynaklı ekserji yıkım çevre etkileri 1mPts/h değerinin altındadır.





**Şekil 5.18 :** Komponentlerin iç ve dış kaynaklı ekserji yıkımı etki değerlerinin yüzdeleri.

Bileşik ekserji yıkım çevre etkilerinin değerleri Çizelge 5.9 ve yüzdeleri ise aşağıdaki Şekil 5.19'da görülmektedir. Araştırmanın esasını teşkil eden önlenebilir iç ve dış kaynaklı ayrımlar incelendiğinde bileşenlerin çoğunluğunda etkilerin önlenmesinin çoğunlukla komponentin çalışma şartlarına bağlı olduğu gözlemlenmektedir. FWPH2, 3 ve 4 ile hava ayırıştırıcı ise diğer komponentlerin etkisi altında kaldıklarından, önlenebilir iç kaynaklı çevre etkisi kısmı negatif çıkmıştır. Kazanda, kendinden kaynaklanan ekserji yıkımının çevre etkisinin önlenebilir kısmı %83,9 ile tüm sistem içinde en yüksek değere sahiptir. Isıtıcı ise %80 oranla önenebilir iç kaynaklı ekserji yıkımı etkisine ve sahiptir ve komponentten kaynaklı kurtarılabilecek kısım kazanın onda biri mertebesindedir. En yüksek yüzdeyle önenebilir iç kaynaklı ekserji yıkımı çevre etki oranı %95,4 ile LPT1'e aittir, ardından %94 ile HPT2 ve %93 ile LPT2 gelir. Ancak bu üçlü geliştirme sıralamasında kazan, ısıtıcı, LPT3, HPT1, IPT ve kondenserden sonra gelmektedir. Kendi aralarında ise LPT2, LPT1 ve HPT2 olarak sıralanırlar. Devamında ise FWMP, FWPH1 CDP ve FWP geliştirme potansiyelleri açısından sıralanır. Negatif iç kaynaklı komponentlerde ise sıralama dış kaynaklı geliştirme potansiyeli yüzdesine göre yapılabilir. Oranlara göre bakıldığında, sistemin tamamı ve diğer komponentlerden en fazla etkilenen hava ayırıştırıcıdır.



**Şekil 5.19 :** Komponentlerin bileşik ekserji yıkım çevre etkilerinin yüzdeleri.

Ardından FWPH4, FWPH2 ve FWPH3 sırayla gelmektedir. Buna rağmen, önlenebilir sış kaynaklı ekserji yıkımı çevre etki değerleri , kazan, ısıtıcı, LPT3, kondenser, ve HPT1'den sonra gelir. Kendi aralarında ise yüzdelerinden farklı olarak hava ayırıştırıcıdan sonra FWPH2, FWPH4 ve FWPH3 gelir. Bu şartlar altında, en yüksek eksojen ekserji yıkımı çevre etkisi yüzdelerine sahip olmalarına rağmen, bu komponentleri önem düzeyi çok yüksek değildir. İki değer de karşılaştırılmasının sonucunda sistemin ekserji yıkımı kaynaklı çevre etkisinin azaltılmasında en önemli komponentler kazan ve ısıtıcıdan sonra LPT3, kondenser ve HPT1 olmaktadır.

Sistemin işletilmesinin sonucu olarak, ekserji yıkımlarından dolayı toplamda çevreye yapılan etkinin puanı 420077,6526 mPts/h olarak hesaplanmıştır. Bu değer sadece 42635,5218 mPts/h'lik kısmı, yani %10'u önlenebilirdir. Komponentlerin etkileşiminden kaynaklı olan ekserji yıkımı kaynaklı çevre etkisi %16 değeriyle, bileşenlerin kendi etkilerinin yanında küçük bir rakama tekabül etmektedir. Sistemin tüm ekserji kaynaklı çevre etkisinin sadece %8,5'i (35756,3679 mPts/h) ve önlenebilir iç kaynaklıdır, bu da önlenebilir etkinin %84'üdür. Dış kaynaklı kısım ise tüm ekserji yıkımı kaynaklı çevre etkisinin sadece

%1,6'sına tekabül etmektedir. Ekserji yıkımının çevre etkisini azaltmakta en çok komponentlerin çalışma şartları üzerine gidilmesi gerekmektedir.

### 5.3.1.2 Komponent kaynaklı çevresel etkiler ve ayrıştırılması

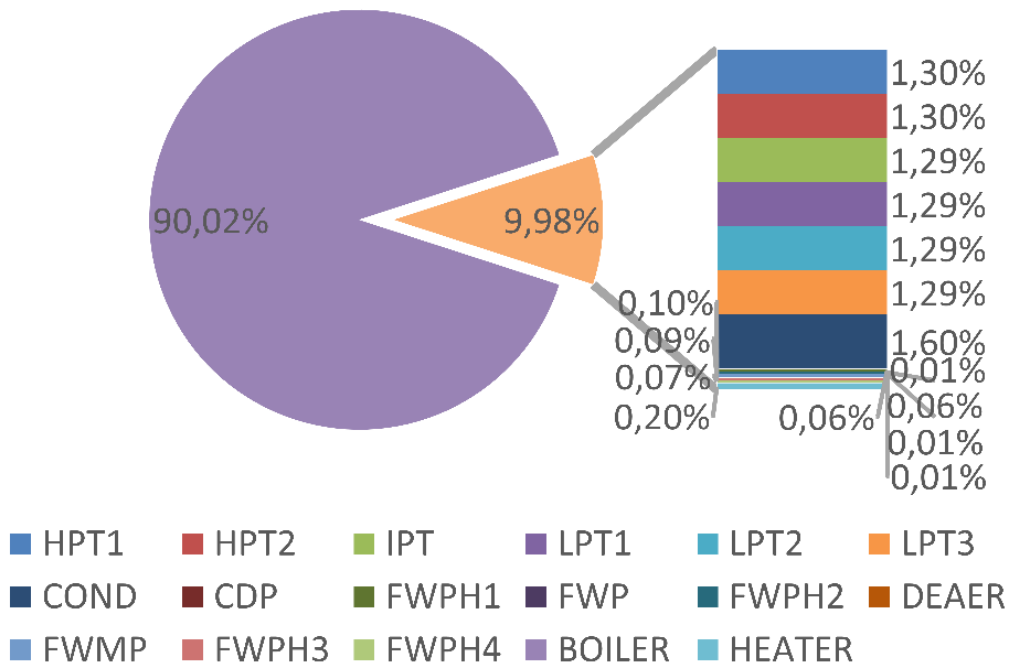
Aşağıdaki Çizelge 5.10, sistemin 30 yıl süresince çalıştığı saatlik zaman dilimi için komponentle alakalı çevre etki değerlerini göstermektedir. Daha önce belirtildiği üzere bazı bileşenlerin önlenemez çevre etki değeri gerçek değeriyle aynı kabul edilmiştir. Çizelge 5.10'daki birinci sütun komponentlerin ömrü boyunca içerdiği materyallerden dolayı oluşan çevre etkisinin saatlik değerlerini vermektedir. Diğer sütunlar ise ileri eksergoçevresel analiz sonuçlarını temsil eder.

**Çizelge 5.10 :** Geleneksel ve ileri eksergoçevresel analiz sonucunda komponent çevre etkileri ve ayrıştırılması.

Komponent	$\dot{Y}_k$	$\dot{Y}_k^{UN}$	$\dot{Y}_k^{AV}$	$\dot{Y}_k^{EN}$	$\dot{Y}_k^{EX}$	$\dot{Y}_k^{UNEN}$	$\dot{Y}_k^{UNEX}$	$\dot{Y}_k^{AVEN}$	$\dot{Y}_k^{AVEX}$
HPT1	6,374	6,374	0,000	5,645	0,729	5,645	0,729	0,000	0,000
HPT2	6,369	6,369	0,000	4,793	1,577	4,793	1,577	0,000	0,000
IPT	6,362	6,362	0,000	5,500	0,862	5,500	0,862	0,000	0,000
LPT1	6,360	6,360	0,000	4,789	1,571	4,789	1,571	0,000	0,000
LPT2	6,356	6,356	0,000	4,628	1,728	4,628	1,728	0,000	0,000
LPT3	6,354	6,354	0,000	4,963	1,391	4,963	1,391	0,000	0,000
COND	7,847	5,612	2,235	5,612	2,235	4,014	1,599	1,598	0,637
CDP	0,039	0,039	0,000	0,031	0,008	0,031	0,008	0,000	0,000
FWPH1	0,318	0,219	0,100	0,251	0,067	0,173	0,046	0,079	0,021
FWP	0,035	0,035	0,000	0,032	0,003	0,032	0,003	0,000	0,000
FWPH2	0,284	0,231	0,053	0,205	0,079	0,167	0,064	0,038	0,015
DEAER	0,049	0,049	0,000	0,040	0,009	0,040	0,009	0,000	0,000
FWMP	0,516	0,516	0,000	0,419	0,097	0,419	0,097	0,000	0,000
FWPH3	0,430	0,375	0,055	0,354	0,077	0,308	0,067	0,045	0,010
FWPH4	0,362	0,299	0,063	0,248	0,114	0,205	0,094	0,043	0,020
BOILER	442,450	442,450	0,000	369,964	72,487	369,964	72,487	0,000	0,000
HEATER	1,006	1,006	0,000	0,794	0,212	0,794	0,212	0,000	0,000
TOPLAM	491,512	489,006	2,505	408,268	83,244	406,465	82,542	1,804	0,702

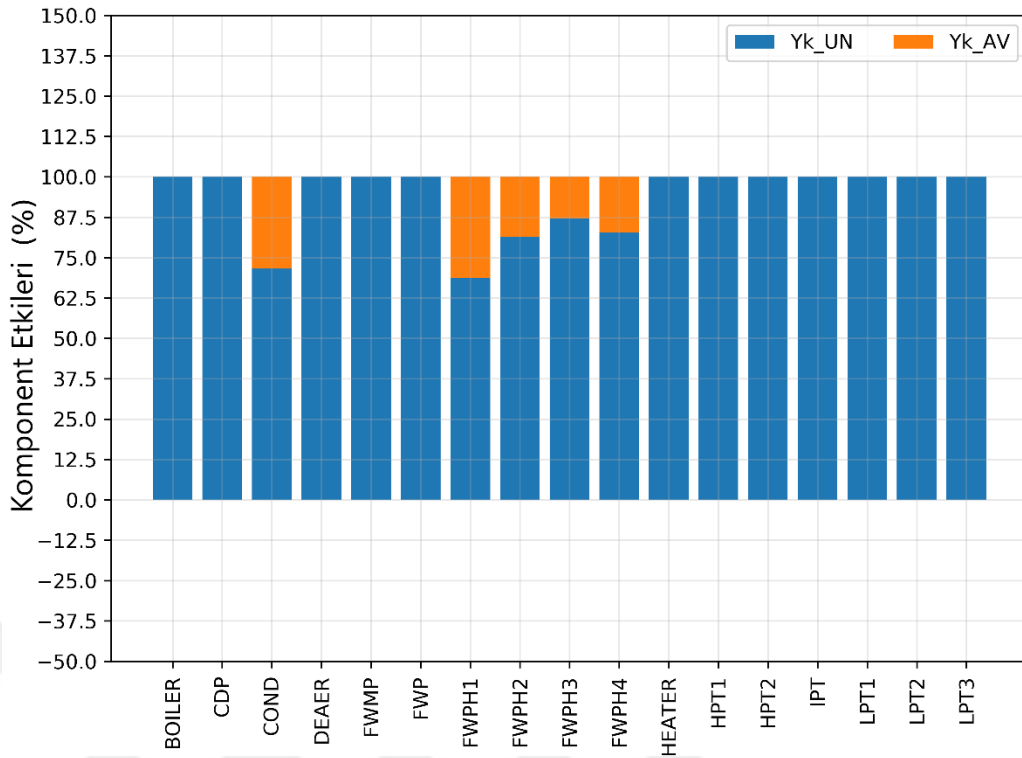
Kazanın baskın karakteri burada da kendini göstermektedir. Açık ara en yüksek değere sahip kazanı ayrı tuttuğumuzda diğer bileşenlerin iki grup olarak toplandığı gözlemlenebilir. Bunlardan ilki 6mPts/h ile 8mPts/h aralığında çevre etki puanlarına sahip, sırasıyla kondenser, HPT1, HPT2, IPT, LPT1, LPT2, LPT3 birinci ve 1mPts/hin altında değerler sahip, sırasıyla ısıtıcı, FWMP, FWPH3, FWPH4,FWPH1, HWPH2, hava ayrıştırıcı, CDP, ve FWP de ikinci gruptur. Birinci grupta bulunan türbinlerin çevre etki değerleri birbirine çok yakındır. Bu, kütlelerinin hesaplanması

için kullanılan denklemden ve denklemden sisteme giren kütle debisinin kullanılmasından kaynaklı bir durum olarak karşımıza çıkar. Şekil 5.20’de görülebileceği üzere kazan tüm etkinin %90’ına tek başına sebep olurken birinci ve ikinci grup komponentler sadece %10’luk bir katkıya sahiptir. Bunların içinde birinci grup komponentleri neredeyse aynı oranda (kondenser için %1,6, türbinler için %1,3, toplamda %9,4) oranlarda etki etmişken, ikinci grup komponentlerinde etkiler binde bir mertebesinden yüz binde yedi mertebesine kadar etki (toplamda %0,6) etmektedir. Bu sebeple ikincil komponentlerin geliştirme potansiyeli geleneksel eksergoçevresel analize göre yok hükmündedir.



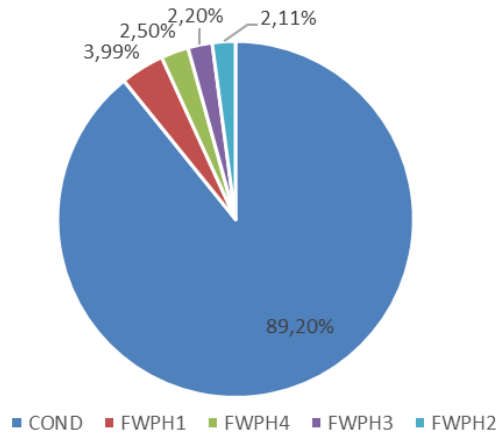
Şekil 5.20 : Komponent kaynaklı çevre etkilerinin oranları.

Bahsedildiği üzere ısı değıştiriciler haricindeki tüm komponentlerin çevre etkileri önlenemez kabul edilmiştir ve Şekil 5.21’de yüzdeleri görülebilir. İncelenen bileşen bazına önlenemez komponent çevre etkisinin en yüksek yüzdesi %31,4 ile FWPH1’de görünmektedir. Ardından %28,5 ile kondenser, %18,6 ile FWPH2, %17 ile FWPH4 ve son olarak %13 ile FWPH3 gelmektedir. Verilen önlenemez şartlara göre hesaplanan komponente ait çevre etkisi yüzdesinin büyüklüğü hesap edilen ısı transfer yüzey alanıyla ilintilidir. Dolayısıyla, FWPH1 için önlenemez şartlara göre hesaplanan yüzey alanı gerçek şartlardaki yüzey alanına oranı diğer komponentlerdekinden daha küçüktür denilebilir.



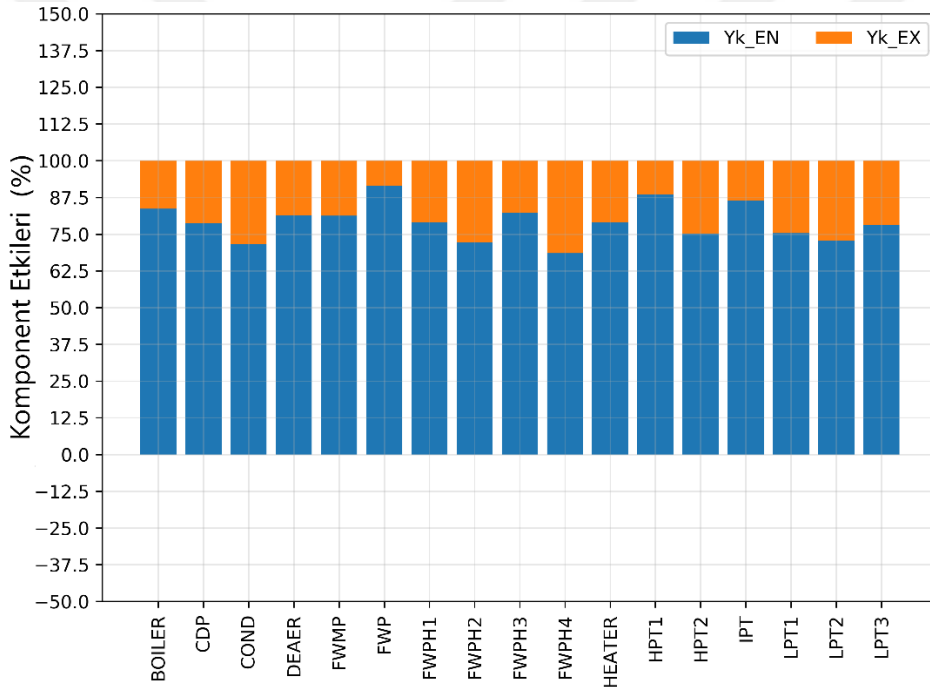
**Şekil 5.21 :** Komponent kaynaklı çevre etkilerinin önlenebilir ve önlenebilir yüzdeleri.

Yine bu komponentlerin sistemin toplam önlenebilir komponent çevre etkisi değerine oranı ise Şekil 5.22’de görülebileceği üzere %89,2’yle en yüksek kondenserde, ardından %4 ile FWPH1,%2,5 ile FWPH4, %2.20 ile FWPH3 ve son olarak %2.10 ile FWPH2’dedir. Bu nedenle söylenebilir ki, iyileştirme potansiyeli en yüksek olduğundan kondenser önceliğe sahiptir. Ancak sistemin tamamında önlenebilir komponent kaynaklı çevre etki değerinin sistemin toplam komponent çevre etki değerine oranı %0,5’tir. Dolayısıyla, tüm sistemin, yapılan kabuller çerçevesinde, önlenebilir komponent kaynaklı çevre etkisi oran olarak %99,5 ve miktarı 489 mPts/h’tir.



**Şekil 5.22 :** Seçilen komponentlerin önlenebilir çevre etkisi oranları

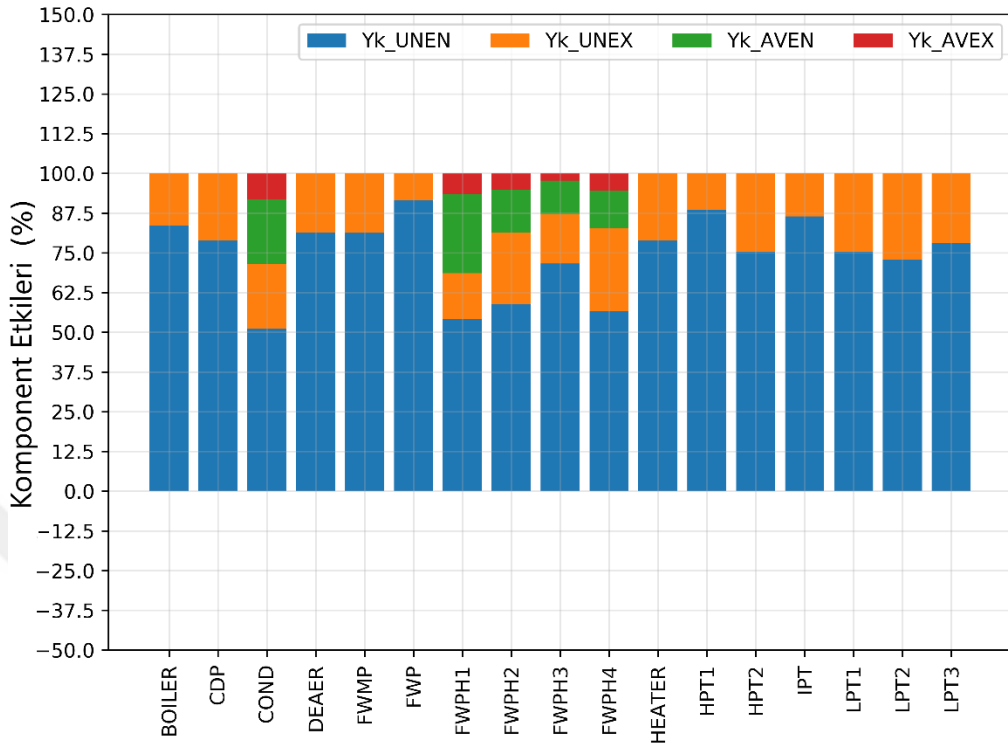
Komponent kaynaklı çevre etkilerinin sebebine inildiğinde, tüm komponentlerin dolayısıyla tüm sistemin iç kaynaklı olduğu Şekil 5.23'te görülmektedir. Dış kaynaklı çevre etkilerinin ise neredeyse tüm komponentler için %30'u geçmediği ve sistemin tamamı için ise %17 olduğu söylenebilir. Bu bilgilere istinaden, komponentlerin birlikte çalışmalarının komponentten kaynaklı çevre etki değerlerine etkileri küçüktür. Yüzde olarak olmasa da, büyüklük olarak diğer komponentlerden en çok etkilenen kazan olduğu Çizelge 5.10'dan açık olarak görülmektedir. En yüksek eksojen etki yüzdesine sahip olmasına rağmen FWPH4, değer açısından kendine sonlara doğru yer bulabilmiştir. Ancak, diğer komponentlerden en çok etkilenen de bu komponenttir denebilir. En az etki altında kalan komponent ise %8.5 dış kaynaklı komponent çevre etkisiyle FWP'dir.



**Şekil 5.23 :** Komponent çevre etkilerinin kaynaklarının yüzdeleri.

Bileşen kaynaklı çevre etkisinin kombine ayrışmalarında beklenildiği üzere, tüm değeri önlenemez kabul edilen komponentlerin sadece önlenemez iç ve dış kaynaklı kısımları mevcuttur. Diğerleri için ise oranlar Şekil 5.24'te görüldüğü gibidir. Komponentlerde önlenemez iç kaynaklı bileşen çevre etki yüzdesi dış kaynaklıdan yüksektir. Komponentlerin üretim prosesleri üzerine eğilimin daha doğru olduğu sonucu çıkarılabilir. FWPH1'in önlenemez iç kaynaklı komponent çevre etki yüzdesi diğer komponentlerden daha fazladır. Sayısal olarak, kondenserle karşılaştırılabilecek düzeyde olmadığı ise Çizelge 5.10'dan görülebilmektedir.

Bileşenlerin çalışma koşullarından en az etkilenen hem yüzde hem de büyüklük olarak FWPH3'tür.



**Şekil 5.24 :** Komponent kaynaklı çevre etkisinin kombine ayrışmalarının yüzdesi.

Sistemin tümü incelendiğinde, toplam komponent çevre etkisi 491,5 mPts/h'tir. Bu değer başat sebebi tahmin edilebileceği üzere kazandır. Kazanın oluşturulmasında kullanılan malzemeler, miktarları ve bunların çevreye olan etki puanları değerlendirildiği zaman beklentinin de bu yönde olacağı aşikardır. Toplam değer 489 mPts/h'lik kısmı önlenemez, geri kalan 2,5 mPts/h'lik kısmı önlenebilir. Önlenebilecek olan kısmın ise büyük oranı doğrudan komponentlerin kendilerinden kaynaklanmaktadır.

### 5.3.2 Değerlendirme

Ekserji yıkımı kaynaklı çevresel etki değerleriyle karşılaştırıldığı zaman komponent kaynaklı çevre etkisinin ihmal edilebilir düzeyde olduğu, literatürde de belirtildiği gibi (örn: [48]) değerlendirilebilir. Daha önce belirtildiği üzere, sistemde komponent kaynaklı çevre etki değerinin önlenebilir kısmı sadece %0,5 olduğundan, yapılan ihmal edilebilirlik yorumunu desteklemektedir. Ayrıca bileşen kaynaklı çevre etkisinin önlenmesi için yatırım yapılmasının, doğru olmadığı bunun yerine

komponentlerin çalışma şartları üzerinde değişikliğe yapılacak yatırımın çevresel açıdan da getirisinin yüksek olacağı söylenebilir.

Kazanın baskın karakteri burada da karşımıza çıkmıştır. En yüksek ekserji yıkımının olduğu komponentin etkisinin düşük olması eşyanın tabiatına aykırıdır. Dolayısıyla, maliyet sonuçlarına uygun olarak eforun kazanın iyileştirmesine harcanması doğru yaklaşım olacaktır. Eksergoçevresel ve ileri eksergoçevresel analiz sonuçları ilk sekiz komponent için aynı sıralamayı vermekle birlikte önlenebilir durumda sonradan farklılaşmıştır. Hatta önlenebilir iç kaynaklı ekserji yıkımı etkisi göz önüne alındığında ilk dört komponentin sıralaması aynı olmasına rağmen sonradan sıralama değişmektedir. Burada analizi gerçekleştiren mühendisin önceliği önem arz etmektedir. Öncelik sırasında ilk birkaç komponentin iyileştirilmesi sonucunda büyük etkiler görülebileceğinden, geleneksel eksergoçevresel analiz de bu sistem için yeterli sayılabilir. Ancak yorumu yapabilmek için ileri eksergoçevre analizinin en azından ekserji yıkımları üzerine uygulanması gerekmektedir.

#### **5.4 Eksergoekonomik Performans Analizleri**

Aşağıdaki Çizelge 5.11’de ileri ekserji ve ekonomi temeline dayanarak hesaplanmış sonuçlar verilmiştir. Çizelge 5.11’de hava ayrıştırıcı için değer verilmemesinin sebebi, hava ayrıştırıcının diğer komponentlere sıkı sıkıya bağlı olması ve bundan ötürü diğer komponentlerin geliştirilmesiyle daha düşük kapasitede bir hava ayrıştırıcı gerekmesinden ötürü geliştirme maliyeti değerinin negatif çıkmış olmasıdır. Çizelge 5.11’deki ikinci sütun komponent bazında önlenebilecek ekserji yıkımı için yapılması gereken maliyeti göstermektedir. Önemli olan birim maliyet başına kurtarılabilecek en yüksek ekserji yıkımı olduğundan, bileşenler arasında yapılan yatırıma karşılık en yüksek ekserjinin LPT3’te kurtarıldığı görülmektedir. Bir dolarlık yatırıma karşılık yaklaşık 10W miktarında ekserji yıkımının kurtarıldığı LPT3’ü takiben 8W ile IPT gelmektedir.

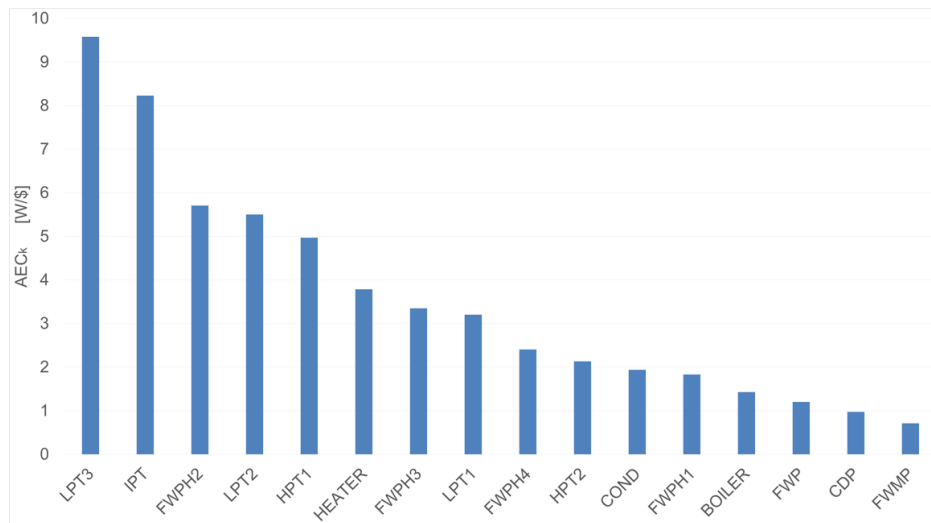
Bileşenlerin birim iyileştirme maliyetine karşılık kurtarılabilecek ekserji yıkımları sırasıyla Şekil 5.25’te görülebilir. Listenin üçüncü sırasında FWPH2 ve ardından LPT2 ve HPT1 sırasıyla 5,7W, 5,5W, ve 5W ile birbirlerine yakın değerlerle sıralanmaktadır. Yapılan yatırımın karşılığında en çok geri dönüşümün sağladığı ilk beş bileşen içinde dördünün türbin olması düşündürücüdür.



**Çizelge 5.11 :** Gemi buhar sevk tesisi için eksergoekonomik performans ölçütleri.

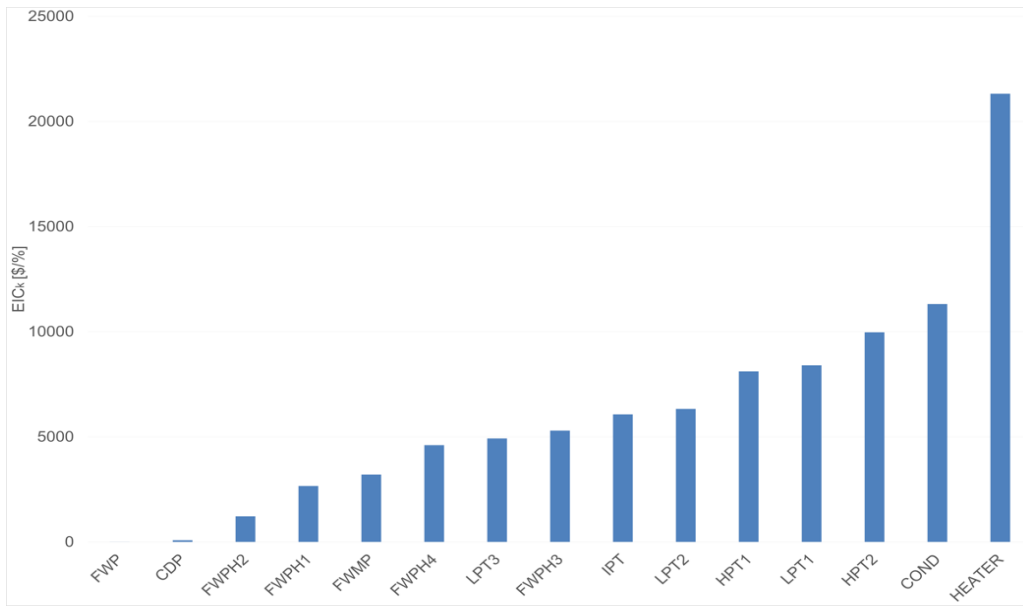
Komp	$AEC_k$ [W/\$]	$EIC_k$ [\$/%]	$\varepsilon_{tot}^{*,k}$ [%]	$EI$ [%]	$EIC_{tot}^k$ [\$/%]	$CAV_k$ [\$/kWh]	$SPP_k$ [\$/kWh]	$CP_k$ [\$/h]
HPT1	4,9688	8113,0234	34,4026	0,7447	292293,6153	0,0042	0,0102	3,7774
HPT2	2,1323	9972,3983	34,1696	0,0624	685768,2998	0,0097	0,0026	0,0799
IPT	8,2279	6068,9008	34,2369	0,2595	177366,9325	0,0025	0,0173	2,233
LPT1	3,203	8401,4851	34,1983	0,1465	456132,9908	0,0065	0,0069	0,5073
LPT2	5,5017	6330,2785	34,2302	0,2398	265308,9823	0,0038	0,0111	1,3316
LPT3	9,5782	4925,3271	34,5806	1,2659	150848,9165	0,0022	0,0104	6,514
COND	1,9385	11318,2367	34,3129	0,482	751160,5641	0,0107	0,0019	0,4606
CDP	0,9735	81,0943	34,1486	0,0008	1503035,048	0,0212	0,0095	0,0037
FWPH1	1,832	2660,3889	34,1541	0,017	798535,4373	0,0113	0,0014	0,0116
FWP	1,202	7,6252	34,1483	0,0001	1217239,886	0,0172	0,0135	0,0008
FWPH2	5,7066	1219,5029	34,1587	0,0305	256318,1357	0,0036	0,0098	0,1488
FWMP	0,7103	3204,8685	34,1555	0,021	2059468,282	0,0291	0,0016	0,0169
FWPH3	3,3485	5297,7385	34,1573	0,0264	436835,7755	0,0062	0,0085	0,1116
FWPH4	2,4039	4605,851	34,1563	0,0236	608526,3079	0,0086	0,0058	0,0682
BOILER	1,4279	732718,172	36,1785	5,9452	967219,2327	0,0145	0,0131	36,8248
HEATER	3,786	21317,789	34,1672	0,0553	386249,4297	0,0055	0,0222	0,6112

Bunun temelinde ekserji yıkımlarının önlenebilir kısmının yüksekliği ve diğer komponentlere göre geliştirme maliyetlerinin düşük olması vardır denilebilir. Pompalar ise birim geliştirme maliyetine karşılık 1W ekserji yıkımı dolayısıyla en düşük öneme sahip bileşenlerdir. Kazan ise en yüksek önlenebilir ekserji yıkımına sahip olmasına rağmen birim iyileştirme maliyetine göre 1,4W geri kazanım sağladığı için mali açıdan sondan dördüncü sırada kendisine yer bulabilmiştir. Dolayısıyla denilebilir ki, kazan yapılan yatırıma karşılık beklenen performansı verememektedir.



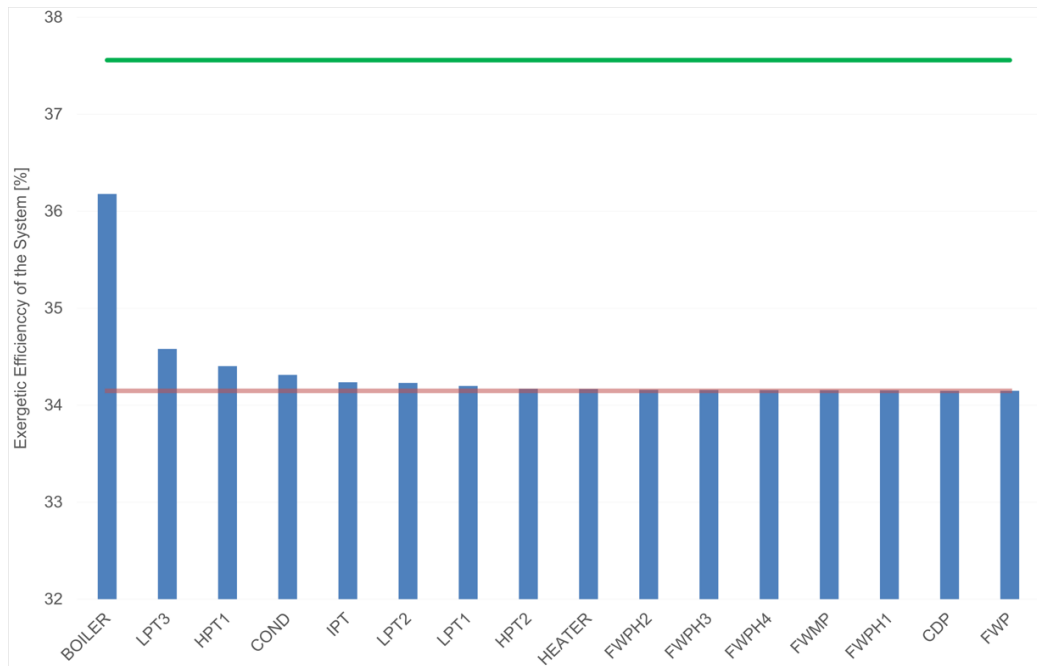
**Şekil 5.25 :** Komponentlerin birim iyileştirme maliyetine karşılık kurtarılabilecek ekserji yıkımları.

Eğer bileşenin veriminin artırılması daha çok önem arz etmekteyse, Çizelge 5.11'deki üçüncü sütun, incelenen komponentin bir birim verim artışına karşılık gereken yatırım maliyetini vermektedir. Bu durumda, birim verim artışı için en düşük maliyetin olması faydalıdır. Bu açıdan bakıldığında, FWP, açık ara birim verim artışı başına 7,6\$ maliyetle en önde gelmektedir. En yakın bileşenden yaklaşık on iki kat daha düşük maliyete sahip bu bileşende, verimi artırmak için yapılacak yatırım ucuz olduğundan bu bileşene yönelmek mantıklı olabilir. Ardından CDP 81\$ maliyetle ikinci sırada gelmektedir. Dikkat çekici bir husus, FWP ve CDP arasındaki uçurumun CDP ve üçüncü sırada bulunan 1219,5\$ maliyetli FWPH2 ile daha da açılmış olmasıdır. Kazana bakıldığı zaman birim verim artışı için en yüksek maliyet 732718,2 \$ ile kazanda gerçekleşmektedir ve bu değer en yakın bileşenin 34 katından büyüktür. Böyle bir durumda kazanın ekserji veriminin artırılması için yatırım yapmak akıllıca bir çözüm gibi durmamaktadır. Arada kalan tüm komponentlerin sıralaması Şekil 5.26'da verilmiştir. Bu şartlar altında bakıldığı zaman, ısıtıcı verimini artırmak çok maliyetlidir. Kendisine en yakın bileşen olan kondenser bir ısı değiştirici olarak yarısı kadar maliyetle verimi geliştirilebilir görünmektedir. Isıtıcı ve kazanın bu kadar yüksek değerlere sahip olması tesadüf olarak görülememektedir. Temelde benzer işleri yapmalarından dolayı ikisi içinde maliyet denklemleri içerdikleri yakma, ısı değiştirici gibi karmaşık sistemlerden dolayı daha yüksek sonuçlar vermektedir.



Şekil 5.26 : Komponentlerin birim verim artışına karşılık gereken yatırım maliyeti.

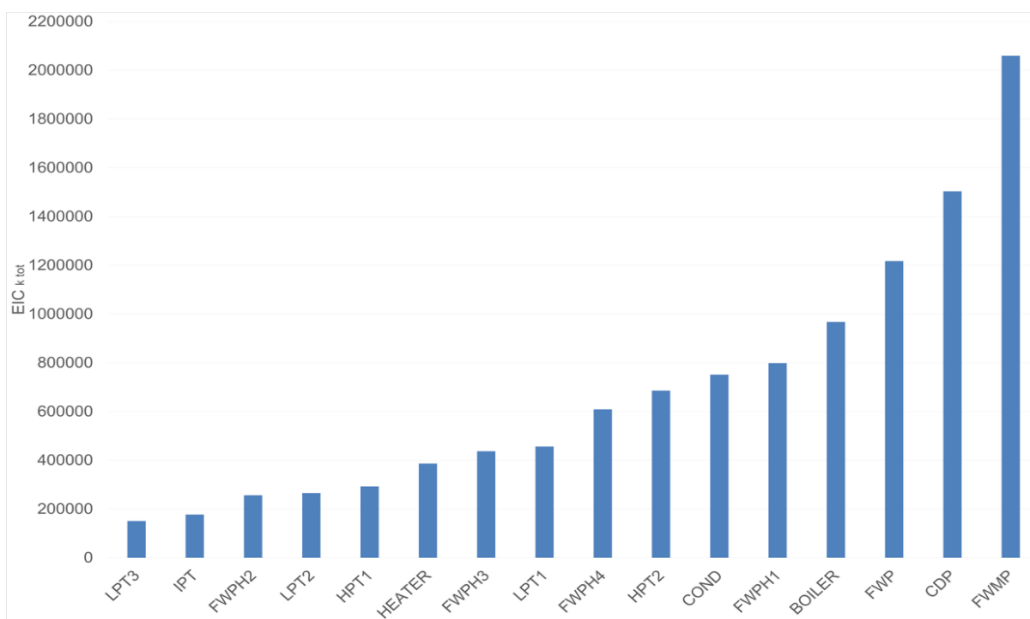
Sistemin ekserji verimine her komponentin yaptığı etki Çizelge 5.11’de yeni ekserji verimi olarak dördüncü sütunda ve Şekil 5.27’de verilmiştir. Şekilde görülen kırmızı düz çizgi eşik değeri olan sistemin gerçek ekserji verimini; yeşil çizgi ise tüm ekserji yıkımlarının kurtarıldığı durumda sistemin ulaşabileceği en yüksek ekserji verimini temsil etmektedir. Bu değerlerin Çizelge 5.11’deki beşinci sütun olan ekserji veriminin yüzde artışıyla değerlendirilmesi daha uygun olacaktır. Sistemde ulaşabilecek en yüksek verim ile gerçek verim arasında yaklaşık %10’luk bir artış potansiyeli mevcuttur. En yüksek verim artışını kazan, tüm önlenebilir ekserji yıkımının geri kazanılmasıyla %6 ile sağlayarak sistemin verimini %34,1483 değerinden %36,1785 değerine çekebilecek potansiyele sahiptir. Açık ara bu farkla diğer kopponentlerin önüne geçerken kendisini %1,27 ile tüm önlenebilir ekserji yıkımı önlendiğinde LPT3 takip etmektedir. Sadece kazan ve LPT3 olabilecek maksimum verim artışının %73’ünü birlikte sağlarlar. Geri kalan bileşenler ise sadece %27’lik bir verim geliştirme potansiyeline sahiptir. HPT1 ve devamında ısıtıcı, FWPH’lar, ve pompalar verimin artışına çok etki etmemektedirler. Azalan sırayla verim artışına katkı sağlayan bileşenler azalan sırayla HPT1, kondenser, IPT, LPT2 ve LPT1 olarak dizilirler. Verilen bu sıralama, önlenebilir ekserji yıkımının büyüklüğüne göre ileri ekserji analizi sonuçlarının verdiği sıralamayla aynıdır. Ancak burada, sistemin verimine ne kadar etki ettiği net bir şekilde görülebilmektedir.



Şekil 5.27 : Sistemin ekserji verimine komponentlerin etkisi.

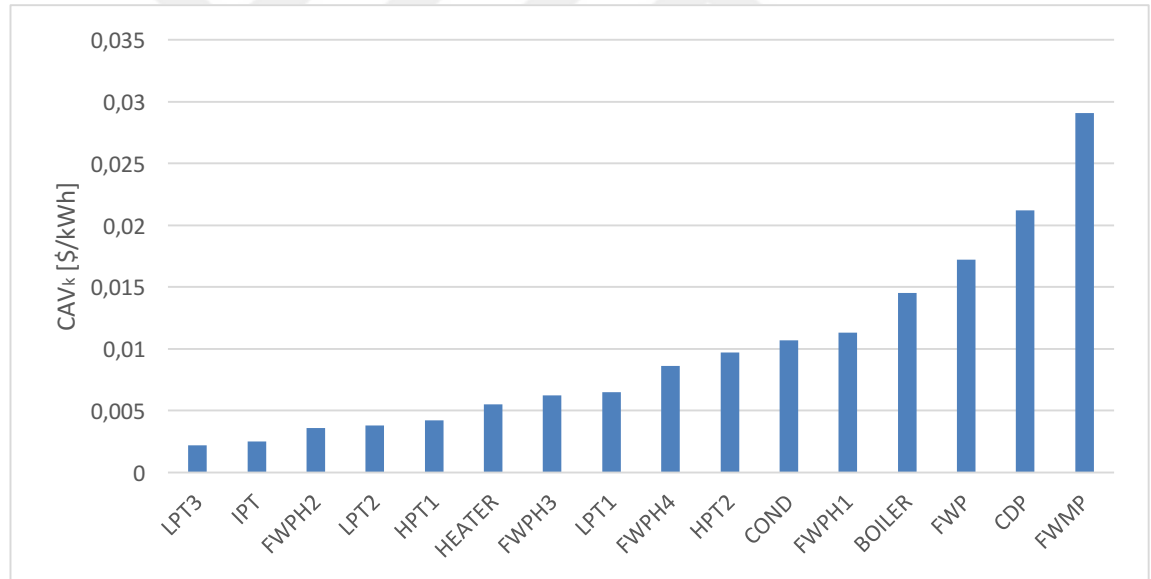
Ardından, Çizelge 5.11'in altıncı sütununda bulunan tüm sistemin veriminin birim artışı için gereken iyileştirme maliyeti değerleri bulunmaktadır. Burada dikkat edilmesi gereken husus birim verim artışı yüzdesi için verilen bu değerlerin önlenebilir ekserji yıkımları miktarıyla sınırlandırılmış olmasıdır. Dolayısıyla sistemin veriminin bir komponent ile artırılabilmesi en yüksek değer bellidir ve daha fazla yatırım yapıyor olmak o sınırı geçmeyi sağlamaz. Birim verim artışı yüzdesi burada tüm bileşenlerin aynı tabanda karşılaştırılmasını sağlamak için kullanılmıştır.

Tüm sistemin verim artışına en düşük iyileştirme maliyetiyle sebep olan komponent Şekil 5.28'de de görülebileceği üzere LPT3'tür. Ardısıra IPT gelmektedir ve değerleri 200000\$'in altındadır. Bu iki komponent görece yüksek verim artışını daha düşük maliyetle sağlayabilmektedir. Sistemin birim ekserji verimi başına en yüksek maliyet ise FWMP'tadır. Pompaların görece yüksek birim ekserji verimi yüzdesi artışı başına maliyetlerinin olmasını, sistemin ekserji verimini çok az miktarda artırmasına da bağlamak mümkündür. En yüksek önlenebilir ekserji yıkımı değeri kazanda olmasına rağmen, birim ekserji verimi artışı için kazana yapılması gereken maliyet en yüksek dördüncü maliyettir. FWPH1 için denilebilir ki verime katkısı FWMP'tan düşük olmasına rağmen iyileştirme maliyetinin düşük olmasından ötürü pompalar ve kazandan daha düşük  $EIC_{tot}^k$  değerine sahiptir. Kondenser ise daha yüksek verim artışı sağlayabilmesine rağmen, iyileştirme maliyetinin yüksek olmasından dolayı kendine sonlara doğru, görece yüksek maliyetle yer bulabilmiştir.



Şekil 5.28 : Sistemin ekserji verimini artırmak için komponentlere yapılacak yatırım.

Birim önlenebilir ekserji yıkımı başına komponentin ömrü boyunca hesaplanmış birim zaman maliyeti  $CAV_k$  değerleri Çizelge 5.11'in yedinci sütununda ve Şekil 5.29'da verilmiştir. Önemli olan husus ise bu değerlerin en küçüğüne sahip olmaktır. Birim ekserji yıkımı başına yapılan yatırımın en düşük olması anlamına gelen yaklaşımla değerlendirilen verilere göre, en düşük değer LPT3'te hesaplanmıştır. Dolayısıyla, bu komponent yatırım açısından en cazip olan olarak görünmektedir. Ardından çok küçük bir farkla IPT gelmektedir ve bu iki komponentin önemini yaklaşık eşit kabul etmek mümkündür. Üçüncü sırada yer alan FWPH2 ile ardından gelen LPT2 arasındaki fark da ilk iki komponent gibi olmakla birlikte ilk iki komponentin maliyetlerinin neredeyse 1,5 katıdır. Birim önlenebilir ekserji yıkımı başına en yüksek birim zamandaki maliyet FWMP'tadır. Bu yüzden kurtarılabilecek ekserji yıkımına karşılık en yüksek birim zamandaki iyileştirme maliyetine bu bileşen sahiptir ve değeri LPT3'ün 13 katından fazladır. Kazan ise sıralamada sondan dördüncü olarak, sadece pompaların iyileştirme maliyetlerinden daha iyidir.

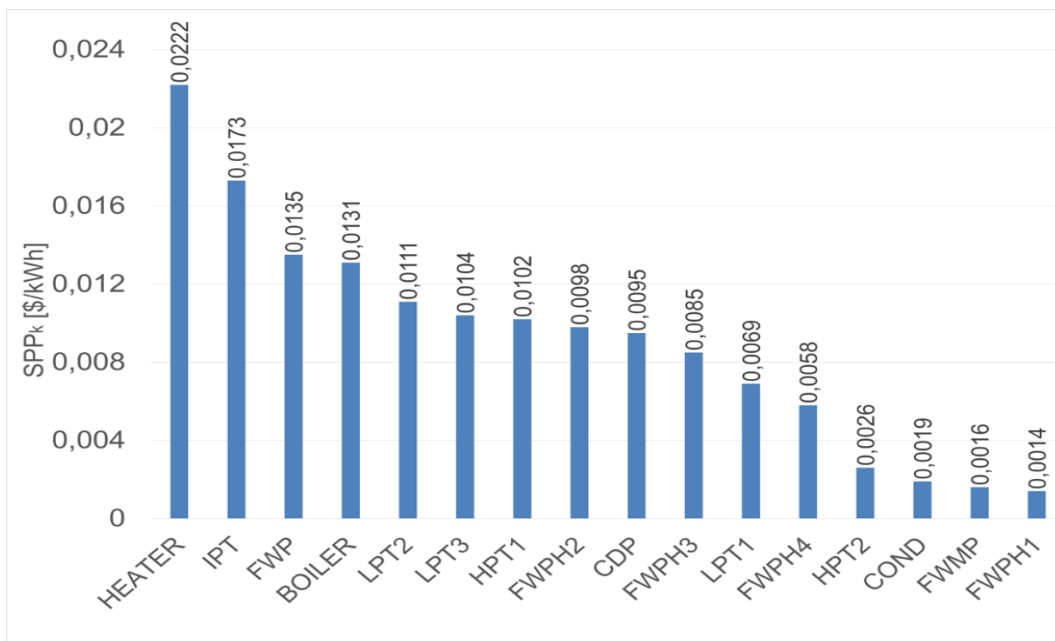


**Şekil 5.29** Önlenebilir ekserji yıkımı başına komponentin ömrü boyunca hesaplanmış maliyeti.

Burada dikkat çeken husus,  $EIC_{tot}^k$  ve  $AEC_k$  değerlerinin sıralaması ile  $CAV_k$  değerlerinin sıralamasının aynı olmasıdır. Temelde, aynı önlenebilir ekserji yıkımı ve komponentin iyileştirme maliyeti değerleri iki denklemde de kullanıldığından sonuçların benzer çıkması da beklenmelidir.

Ekserji yıkımının önlenebilir kısmına göre hesap edilen maliyet fayda tasarruf potansiyeline,  $SPP_k$ , ait sonuçlar Çizelge 5.11'de sekizinci sütun ve Şekil 5.30'da verilmiştir. Görülebileceği üzere en yüksek tasarruf potansiyeli ısıtıcıdadır. Bunun

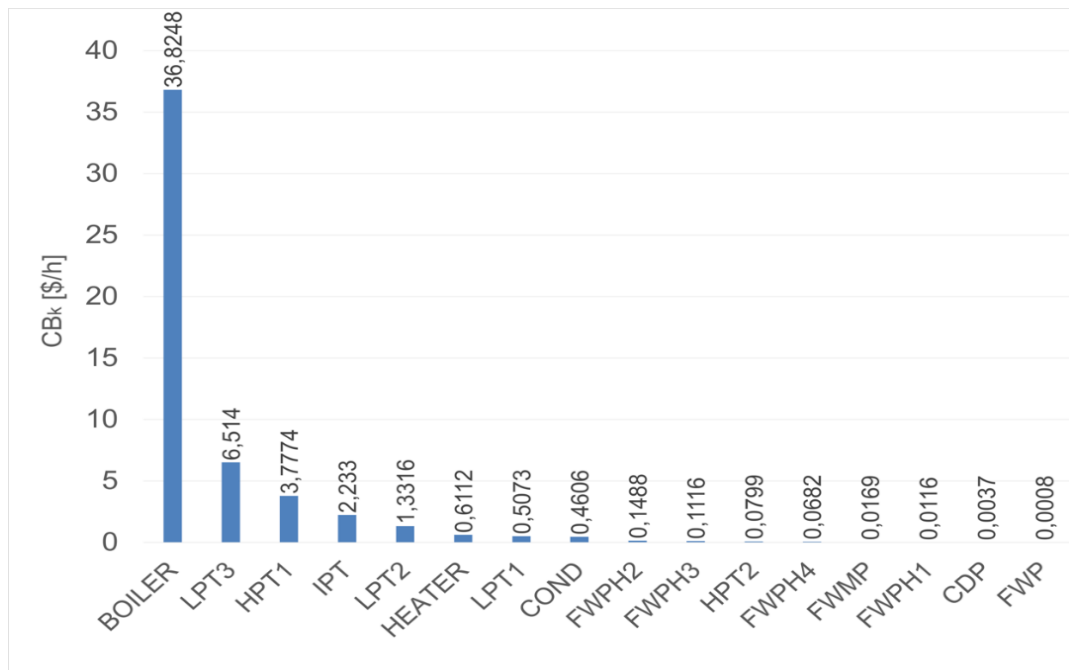
başlıca nedeni, ısıtıcı için spesifik yakıt ekserjisi maliyeti ağır dizel yakıtı maliyetinden doğrudan gelmesi, ve yapılacak iyileştirme yatırımı birim zamndaki maliyetinin görece düşük olmasından kaynaklanır. Kazanda da yakıt maliyeti doğrudan etki etmesine rağmen birim ekserji yıkımı maliyeti yüksek olduğundan dolayı maliyet tasarruf potansiyeli sıralamasında dördüncü sırada kendisine yer bulabilmiştir. İlgi çekici olan, FWP'nin hesaplanan spesifik yakıt ekserjisi doğrudan üretilen gücün spesifik maliyetine ( $c_w$ ) eşit kabul edildiğinden, birim önlenebilir ekserji yıkımı maliyetinin yüksek olmasının etkisi azalmış ve ekserji yıkımının önlenmesinde tasarruf potansiyeli kazana göre daha yüksek olarak hesaplanmıştır. IPT diğer parametrelere benzer şekilde, ikinci sıradan en yüksek potansiyelli bileşen olarak belirlenmiştir, buna neden olan durum, en düşük ikinci birim ekserji yıkımı başına maliyete ve görece yüksek spesifik yakıt ekserjisine sahip olmasıdır. Birim önlenebilir ekserji yıkımı bazında bakıldığında 0,01\$ dan büyük tasarruf potansiyeli olan yedi, küçük olan da dokuz komponent vardır. FWPH1 ise en düşük potansiyele sahip bileşen olarak listede sonuncu sırada yer almaktadır, birim önlenebilir ekserji yıkımı maliyetiyle yakıt ekserjisi maliyeti birbirine çok yakındır. Yakın bir değer olarak 0,0002 \$/kWh farkla bir öncesinde FWMP en yüksek birim önlenebilir ekserji yıkımı başına maliyete sahip olduğundan; 0,0005 \$/kWh farkla da kondenser bulunmaktadır. Fayda tasarruf potansiyelinin bir sonraki adımda kullanılarak, bileşenlerin sisteme dair faydasını göstermek daha tüm sistem hakkında daha fazla bilgi sağlayacaktır.



Şekil 5.30 : Komponentlerin maliyet fayda tasarruf potansiyeli.

Çizelge 5.11'in son sütunu ve Şekil 5.31 fayda maliyetleri görülebilmektedir. Kazanın potansiyeli ısıtıcı, IPT, ve FWP'den düşük olmasına rağmen, en yüksek önlenebilir ekserji yıkımına sahip olduğundan dolayı bu bileşende yaklaşık 36,8\$/h ile en yüksek tasarruf söz konusu olmaktadır. Kendisine en yakın komponent olan LPT3'ün yaklaşık altı katı kadar bir değere sahiptir. LPT3 ise tasarruf fayda potansiyeli kazandan da düşük olduğu halde, yine önlenebilir ekserji yıkımının büyüklüğünden dolayı ikinci sıraya yerleşmiştir. İlk beş komponent olarak, kazan, LPT3, HPT1, IPT, LPT2 1\$/h değerinin üstünde tasarruf sağlayabilmektedir. Bu özellikleriyle, ilk üç komponent ileri ekserji analizi sonucunda önlenebilir ekserji yıkımı ve önlenebilir ekserji yıkımı maliyeti sıralamalarıyla aynıdır. Toplamda, tüm bileşenlerin iyileştirilmesiyle, sistemde 52,7\$/h tasarruf edebilmek mümkündür. Bu değer %70'i sadece kazana aittir. Diğer dört bileşen %12,3, %7, %4, ve %2,5 oranlarına sahiptir.

En yüksek üçüncü tasarruf fayda potansiyeline sahip olmasına rağmen çok küçük önlenebilir ekserji yıkımına sahip olmasından dolayı FWP en düşük fayda maliyetine sebep olmuştur. Genel bir kanı olarak, türbinler ısı değiştiricilere göre daha yüksek fayda maliyetine, yani tasarrufa sahiptir. bu durumun istinası olan tek bileşen HPT2, kondenser, FWPH2 ve 3'ün arkasından gelmektedir. Bunun sebebi ise en düşük  $SPP_k$  değerlerinden birine ve görece düşük önlenebilir ekserji yıkımına sahip olmasıdır.



Şekil 5.31 : Komponentlerin sağlayabileceği mali tasarruf, fayda maliyeti.

Sonuçlar göz önüne alındığında tasarımı gerçekleştiren mühendisin öncelikleri önem arz etmektedir. Sistemin ekserji veriminin artırılmasını maliyetin önünde tutan bir mühendis,  $EI$  değerinin en yüksek olduğu, yani sistem veriminin artışına en çok etki eden komponentlerin iyileştirilmesi için çaba göstermelidir. Maliyetin ön planda olduğu durumda ise mühendisin, yatırım yaptığı birim iyileştirme maliyeti başına maksimum önlenebilir ekserji yıkımını geri kazanmaya ya da sistemdeki birim verim artışı için gerekli olan minimum yatırım maliyetini sağlayan bileşenlerin iyileştirilmesine öncelik vermelidir. Komponentlerin minimum maliyetle verimlerinin artırılması eğer amaç ise bu sefer mühendis  $EIC_k$  değerlerini göz önünde bulundurarak geliştirme yaklaşımlarına yönelmelidir.  $CAV_k$  değerleri  $EIC_{tot}^k$  ve  $AEC_k$  ile benzer sonuçlar vermektedir, ancak birim önlenebilir ekserji yıkımı başına birim zamanda maliyetin önemli olduğu durumlarda bu ölçütün kullanılması uygundur. Her bileşenin tasarruf potansiyeli, çalışma şartlarına ve maliyetlerine bağlıdır.  $SPP_k$  değerleri, komponentlerin potansiyel olarak ne kadar tasarruf ettirebileceğini gösterdiği için önemli bir kavram olarak mühendisin karşısına çıkar. Ancak her bileşenin potansiyel tasarrufu, önlenebilir ekserjisi ile sınırlı olduğundan fayda maliyetleri,  $CP_k$ , bir komponentin sistem için maksimum sağlayabileceği tasarrufu sembolize eder. Tasarrufun öneminin en yüksek olduğu koşullarda mühendis, sırayla en yüksek tasarrufu sağlayabilecek bileşenden en düşüğe doğru, yatırım, bakım, işletme ve onarım maliyetlerine göre yatırımları kanalize etmeyi değerlendirmelidir.



## 6. GEMİ DİSESEL SEVK TESİSİ ANALİZLERİ

Bu bölümde, üçüncü bölümde tanımlanmış olan diesel sevk sistemi ekserji ve ileri ekserji yöntemleri ile analizleri gerçekleştirilmiş ve sonuçları değerlendirilmiştir.

### 6.1 Ekserji ve İleri Ekserji Analizleri

Gerçek sistem değerleri üzerinden tüm sistem komponentlerinin, karakteristik parametreleri belirlenmiştir. Buhar sevk sistemine benzer şekilde ısıtıcı ve ana makinada ağır Diesel yakıtı kullanılır. Bileşenlerin önlenemez şartları, literatürde bulunan çalışmalar ve deneyimlere göre şekillendirilmiştir. Teorik şartlar için ise ekserji yıkımının sıfır; gerçekleştirilemediği zamanlarda ise minimum değerine göre kabuller yapılmıştır. Bileşenlerin çalışma şartlarına ait bilgiler aşağıdaki Çizelge 6.1’de görülebilir.

Ana makinanın her koşulunda, üretilen güç miktarı sabit tutularak, enerjinin aktarıldığı diğer sistemler için enerji oranı gerçek enerji oranına eşit olarak dağıtılmıştır. Diğer yandan, ana makine yağlama yağı (MELO) ve soğutma suyunun (MECW) giriş çıkış yaptığı makine bloğunda basınç kayıplarının ve ısı transferinin gerçekleşmesi nedeniyle bu bölümler ekserji ve ileri ekserji analizi sırasında farazi komponentler olarak değerlendirilmiş ve bu kabule uygun olarak şartları belirlenmiştir. Daha önce de belirtildiği gibi çalışmanın analiz menziline dışarda kalan tatlı su üretici, sistem soğutucuları gibi bazı komponentler analize dahil edilmemiştir. Bahsi geçen bileşenlerin yerlerine jenerik ısı sağlayıcı, ve tatlı su üretici için basınç ve ısı kaybına neden olan bir komponent modellenmiştir.

Sistemin içerisinde bulunan kondenser, ekonomizer ve evaporatörle ilgili olarak yapılan kabullerde, her zaman için kondenser ve ekonomizer çıkışı doymuş su, evaporatör çıkışı ise doymuş buhar olarak değerlendirmeye alınmıştır. Birbirine paralel bağlı komponentlerdeki basınç düşüşleri herhangi bir durumda akış ilerleme yönünün değişmemesi ve sürekli akışın sağlanması adına aynı kabul edilmiştir.

İncelenen bileşenlerin ekserji dengesi için oluşturulan yakıt ve ürün ekserjileri aşağıdaki Çizelge 6.2’de verilmiştir.

**Çizelge 6.1** : Komponentlerin gerçek, teorik ve önlenebilir koşulları.

Komponent	Gerçek	Önlenebilir	Teorik
COMP	$\eta = 0.8713$	$\eta = 0.92$	$\eta = 1$
SAC	$\Delta T = 12.71$	$\Delta T = 8$	$\Delta T = 0.01$
	$\Delta P_{CW} = 1.799$ $\Delta P_{Air} = 0.016559$	$\Delta P_{CW} = 1.38$ $\Delta P_{Air} = 0.007$	$\Delta P_{CW} = 0$ $\Delta P_{Air} = 0$
TC	$\eta = 0.865$	$\eta = 0.9$	$\eta = 1$
	$\Delta T = 8.607$	$\Delta T = 5$	$\Delta T = 0.009$
SH	$\Delta P_{SH} = 0.02$	$\Delta P_{SH} = 0$	$\Delta P_{SH} = 0$
	$\Delta P_{Exh} = 0.005$	$\Delta P_{Exh} = 0$	$\Delta P_{Exh} = 0$
EVAP	$\Delta T_{PP} = 30$	$\Delta T_{PP} = 10$	$\Delta T_{PP} = 0.009$
	$\Delta P_{Exh} = 0.005$	$\Delta P_{Exh} = 0$	$\Delta P_{Exh} = 0$
ECON	$\Delta T_{PP} = 30$	$\Delta T_{PP} = 10$	$\Delta T_{PP} = 0$
	$\Delta P_{EC} = 0.07$	$\Delta P_{EC} = 0.03$	$\Delta P_{EC} = 0$
	$\Delta P_{Exh} = 0.01$	$\Delta P_{Exh} = 0.005$	$\Delta P_{Exh} = 0$
MECW	$\Delta P = 0.63$	$\Delta P = 0.2$	$\Delta P = 0$
FWGen	$\Delta P = 0.5$	$\Delta P = 0.18$	$\Delta P = 0$
PIPE 1	$\Delta P = 0.6$	$\Delta P = 0.2$	$\Delta P = 0$
CWC	$\Delta T = 6.3$	$\Delta T = 4$	$\Delta T = 0.009$
	$\Delta P_{SW} = 2$	$\Delta P_{SW} = 1$	$\Delta P_{SW} = 0$
	$\Delta P_{FW} = 0.6$	$\Delta P_{FW} = 0.2$	$\Delta P_{FW} = 0$
LTFWPump	$\eta = 0.7187$	$\eta = 0.78$	$\eta = 1$
OTHRMPS	$\Delta P = 1.79$	$\Delta P = 1.38$	$\Delta P = 0$
ENGINE	$\eta = 0,4526$	$\eta = 0.47$	$\eta = 0.49$
PIPE 2	$\Delta P = 0.54$	$\Delta P = 0.2$	$\Delta P = 0$
PIPE 3	$\Delta P = 0.62$	$\Delta P = 0.3$	$\Delta P = 0$
HTFWPump	$\eta = 0.6593$	$\eta = 0.7$	$\eta = 1$
MELO	$\Delta P = 0.4$	$\Delta P = 0.2$	$\Delta P = 0$
LOPump	$\eta = 0.6438$	$\eta = 0.7$	$\eta = 1$
LOC	$\Delta T = 10.29$	$\Delta T = 6$	$\Delta T = 0.009$
	$\Delta P_{FW} = 1.79$	$\Delta P_{FW} = 1.38$	$\Delta P_{FW} = 0$
	$\Delta P_{LO} = 0.41$	$\Delta P_{LO} = 0.22$	$\Delta P_{LO} = 0$
PIPE 4	$\Delta P = 0.41$	$\Delta P = 0.22$	$\Delta P = 0$
CDPump	$\eta = 0.68$	$\eta = 0.75$	$\eta = 1$
Heater	$\eta = 0.91$	$\eta = 0.87$	$\eta = 1$
ST	$\eta = 0.736$	$\eta = 0.8$	$\eta = 1$
COND	$\Delta T = 5.158$	$\Delta T = 2.5$	$\Delta T = 0.01$
	$\Delta P_{SW} = 2$	$\Delta P_{SW} = 1$	$\Delta P_{SW} = 0$
	$\Delta P_{CD} = 0.00223$	$\Delta P_{CD} = 0$	$\Delta P_{CD} = 0$
SWPump	$\eta = 0.7263$	$\eta = 0.78$	$\eta = 1$
PIPE 5	$\Delta P = 0.46$	$\Delta P = 0.2$	$\Delta P = 0$

**Çizelge 6.2 :** İncelenen komponentlerin yakıt ve ürün ekserjileri.

Komponent	$\dot{E}x_F$	$\dot{E}x_P$
COMP	$\dot{W}_{COMP}$	$\dot{E}x_2 - \dot{E}x_1$
SAC	$\dot{E}x_2 - \dot{E}x_3$	$\dot{E}x_{28} - \dot{E}x_{22}$
TC	$\dot{E}x_5 - \dot{E}x_6$	$\dot{W}_{TC}$
SH	$\dot{E}x_6 - \dot{E}x_7$	$\dot{E}x_{50} - \dot{E}x_{49}$
EVAP	$\dot{E}x_7 - \dot{E}x_8$	$\dot{E}x_{48} - \dot{E}x_{47}$
ECON	$\dot{E}x_8 - \dot{E}x_9$	$\dot{E}x_{47} - \dot{E}x_{46}$
MECW	$(\dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_{35} h_{35})$	$\dot{E}x_{10} - \dot{E}x_{35}$
FWGen	$\dot{E}x_{10}$	$\dot{E}x_{11}$
PIPE 1	$\dot{E}x_{16}$	$\dot{E}x_{17}$
CWC	$\dot{E}x_{15} - \dot{E}x_{18}$	$\dot{E}x_{58} - \dot{E}x_{56}$
LTFWPump	$\dot{W}_{LTFWP}$	$\dot{E}x_{20} - \dot{E}x_{19}$
OTHRCMPS	$(\dot{m}_{25} h_{25} - \dot{m}_{23} h_{23})$	$\dot{E}x_{25} - \dot{E}x_{23}$
PIPE 2	$\dot{E}x_{29}$	$\dot{E}x_{30}$
PIPE 3	$\dot{E}x_{33}$	$\dot{E}x_{34}$
HTFWPump	$\dot{W}_{HTFWP}$	$\dot{E}x_{35} - \dot{E}x_{34}$
MELO	$(\dot{m}_{36} h_{36} - \dot{m}_{42} h_{42})$	$\dot{E}x_{36} - \dot{E}x_{42}$
LOPump	$\dot{W}_{LOP}$	$\dot{E}x_{37} - \dot{E}x_{36}$
LOC	$\dot{E}x_{38} - \dot{E}x_{40}$	$\dot{E}x_{27} - \dot{E}x_{24}$
PIPE 4	$\dot{E}x_{39}$	$\dot{E}x_{41}$
CDPump	$\dot{W}_{CDP}$	$\dot{E}x_{44} - \dot{E}x_{43}$
Heater	$1.07(\dot{m}_{f,H})LHV_f/\eta_H$	$\dot{E}x_{46} - \dot{E}x_{45}$
ST	$\dot{E}x_{51} - \dot{E}x_{52}$	$\dot{W}_{ST}$
COND	$\dot{E}x_{52} - \dot{E}x_{43}$	$\dot{E}x_{59} - \dot{E}x_{57}$
SWPump	$\dot{W}_{SWP}$	$\dot{E}x_{54} - \dot{E}x_{53}$
PIPE 5	$\dot{E}x_{54}$	$\dot{E}x_{55}$
ENGINE	$[1.07(\dot{m}_{f,E})LHV_f + \dot{E}x_4 + \dot{E}x_3]$	$\dot{W}_{ENGINE}$

Yakıt ve çevre şartlarıyla ilgili bir önceki bölümde yapılan kabuller burada da alt ısı değer, referans çevre sıcaklığı ve basıncı olarak kabul edilmiştir. Isıtıcıda kullanılan kütle debisi, enerji ve kütle korunumu kanunundan hesaplanmıştır.

Ana makinenin enerji dengesi kurulduğunda, bir kısım enerjinin ısı olarak çevreye atılmakta olduğu gözlenmiştir. Bu kısım kayıp olarak kabul edilmiştir. İç kaynaklı

ekserji yıkımlarının hesaplanmasında, ana makinenin verimi, tüm sistemdeki enerji dengelerinin kurulabilmesi açısından en yüksek %49 olarak sabitlenmiştir.

### **6.1.1 Sonuçlar ve tartışma**

Bu bölümde geleneksel ve ileri ekserji analizlerinin sonuçları verilmiş ve sonuçların sebepleriyle iyileştirme çalışmalarındaki faydaları tartışılmıştır.

#### **6.1.1.1 Geleneksel ekserji analizi**

Analiz sonuçları aşağıdaki Çizelge 6.3'te verilmiştir. Beklenildiği üzere, sisteme neredeyse tüm ekserji girişi ana makineden gerçekleştiği için en yüksek yakıt ekserjisi ana makineye aittir. Pompalar ve aşırı kızdırıcı en düşük ekserji yakıtına sahiplerdir. Pompalarda bu durum pompalanan debi ve basınç farkıyla doğrudan alakalı olduğu için düşüktür. Sistemde en yüksek ekserji girişine ana makineden sonra turboşarj ünitesinin türbini ve ardından da ünitenin kompresörü gelmektedir. Ana makinenin ihtiyacı olan havanın çok yüksek debiyle sıkıştırılmasından kaynaklanan bu durum, turboşarj bileşenlerinin verimlerinin yüksek olması nedeniyle aşırı yüksek ekserji yıkımlarına sebep olmamaktadır. Kompresörün ardından, ana makineden ısı çekmekle görevli olan tatlı suyun çektiği enerji miktarı çok yüksek olarak karşımıza çıkmaktadır. Verilen ekserjinin en yüksek geri dönüşü ise, boruları saymazsak, %91,85 ekserji verimi ile turboşarj türbinindedir. Ardından yüksek verimle çalışan ünitenin diğer bileşeni olan kompresör gelmektedir. %10 ekserji veriminin altında verimle çalışan üç bileşen sistemde yer alır; bunlar sırasıyla ana makinenin yağlama yağı ünitesi, ısıtıcı ve diğer komponentlerden kaynaklı ısı geçişi sistemidir. Verimlerinin düşük olması ise, verilen ısının kullanılabilir sıcaklıklarının çok düşük olması gösterilebilir. Örneğin ısıtıcıda hem kimyasal tepkime gerçekleşmesinde dolayı verimde düşüklük söz konusudur hem de yakılan yakıtın ekserjisinden düşük sıcaklıktaki suyu ısıtmak için faydalandığından ve suyun entropisinin yüksek olmasından dolayı yüksek ekserji yıkımı oranı vardır. Boruların ekserji verimleri, giren ve çıkan akışlara bağlı olarak çok yüksektir. Verimlerin artırılması görece düşük olan ekserji yıkımlarının, boruların temizlenip pürüzsüzleştirilerek basınç düşüşünü engellemek ve yalıtımı artırarak ısı kaybının önüne geçmekle kurtarılmasına bağlıdır. Diğerlerine nazaran 5 numaralı borunun ekserji veriminin düşük olması ise aşırı miktarda deniz suyu kütle debisinin dolayısıyla da bu debiyle taşınan ekserjinin yüksek olmasına bağlıdır. Tüm sistemin

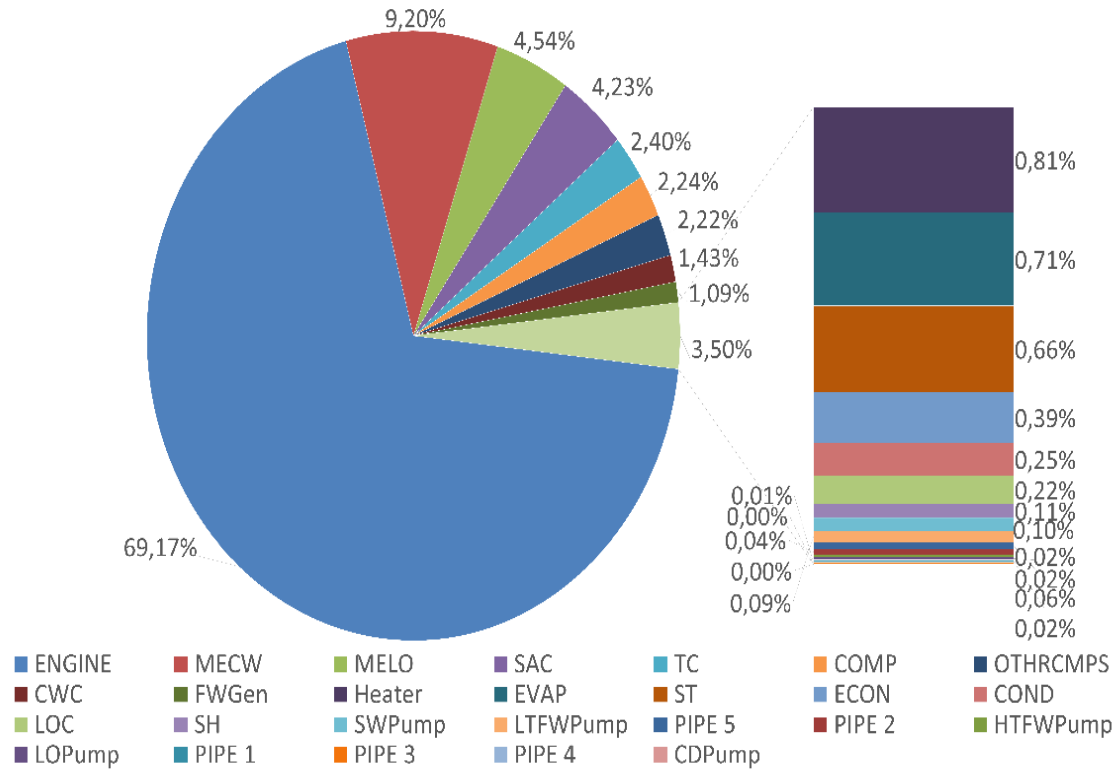
ekserji verimine bakıldığında, sistemin ana makine tarafından domine edildiği görülmektedir. Sistemden talep edilen çıktı olan ana makinenin ürettiği güç, ve sisteme verilen ekserjinin ana makinede baskın olması nedeniyle verim değerleri benzerdir.

**Çizelge 6.3** : İncelenen sistemin geleneksel ekserji analizi sonuçları.

Komponent	$\dot{E}x_F$	$\dot{E}x_P$	$\dot{E}x_D$	$\varepsilon$
COMP	6335,5539	5799,1189	536,435	0,9153
SAC	1472,7156	460,8223	1011,8932	0,3129
TC	7037,6422	6464,1913	573,4509	0,9185
SH	74,3212	48,4183	25,9028	0,6515
EVAP	930,9851	760,4434	170,5417	0,8168
ECON	208,9602	116,0808	92,8793	0,5555
MECW	2655,2526	453,078	2202,1746	0,1706
FWGen	1647,1295	1385,941	261,1885	0,8414
PIPE 1	490,1712	485,9261	4,2451	0,9913
CWC	616,7211	275,4912	341,2299	0,4467
LTFWP	78,6735	57,913	20,7604	0,7361
OTHRMPS	569,5581	38,79	530,7682	0,0681
PIPE 2	1111,4097	1101,9007	9,509	0,9914
PIPE 3	1185,4461	1182,1792	3,2669	0,9972
HTFWP	16,6371	11,8723	4,7647	0,7136
MELO	1204,8661	119,165	1085,7011	0,0989
LOP	14,9733	10,2281	4,7452	0,6831
LOC	127,8057	76,3371	51,4686	0,5973
PIPE 4	44,3116	43,8801	0,4315	0,9903
CDP	0,8658	0,6016	0,2642	0,6948
Heater	211,8663	18,9273	192,939	0,0893
ST	621,5359	463,4659	158,07	0,7457
COND	85,4278	25,6747	59,7531	0,3005
SWP	87,9782	64,3076	23,6706	0,7309
PIPE 5	164,7629	151,2643	13,4986	0,9181
ENGINE	44549,2307	17036	16559,1564	0,3824
TOTAL	44761,097	17036	23938,7085	0,3806

Sistem bileşenlerine ait ekserji yıkımlarının yüzdeleri Şekil 6.1’de verilmiştir. Ana makine dışındaki bileşenler sistemdeki toplam ekserji yıkımının sadece %31’ini oluştururlar. Ana makinadaki ekserji yıkımı, kimyasal tepkimelerin oluşması, piston sürtünmeleri, makinedeki kaçaklar, yıpranmalardan kaynaklı olarak en yüksektir. Yine makinenin ısısının aktarıldığı bölgelerde, soğutma suyuna ısı geçişi ve basınç düşüşü nedeniyle ekserji yıkımı en yüksek ikinci; yağlama yağına ısı geçişi ve basınç

düşüşü nedeniyle en yüksek üçüncü ekserji yıkımları da detay olarak görülebileceği üzere ana makinede gerçekleşir.



**Şekil 6.1 :** İncelenen komponentlerin ekserji yıkımı yüzdeleri.

Kompresörde sıkıştırılan hava, çok yüksek sıcaklık mertebelerine ulaşmaktadır. Bu havanın soğutulmasında ise yüksek debili düşük sıcaklıklı tatlı su kullanımından dolayı yüksek miktarda ekserji yıkımı meydana gelir. Turboşarjer ünitesinde de yüksek seviyedeki egzoz gazının ekserjisinin büyük bir kısmı güce çevrilir ve kompresörde kullanılırken, izenropik verimleri büyük olmasına rağmen, enerji miktarının yüksekliğinden dolayı görece yüksek ekserji yıkımına sahiptirler ve bu ünite toplam ekserji yıkımının %4,5'ine sebep olur. Diğer komponentlerden çekilen ısı miktarı düşük sıcaklıklı tatlı suyun enerjisini yükseltmiş olsa da, tatlı suyun giriş ve çıkışları arasındaki sıcaklık farkı yüksek debi nedeniyle çok artmadığından ve suyun entropisinin yüksek olmasından dolayı yakıt ekserjisinin çok yüksek oranı ekserji yıkımı olarak kendini göstermektedir. Isı değiştiricilerinde genel olarak, yüksek sıcaklıklı ısı kaynağından çekilen ısının daha düşük sıcaklıklı ortama atılmasından, ve iki akışkan arasındaki sıcaklık farkının yüksek olmasından, ayrıca basınç kayıplarının da yüksekliğinden ötürü daha önce bahsi geçen bileşenlerden daha düşük ekserji yıkımları gerçekleşir ve özellikle turbojeneratör sistemindeki ısı değiştiricilerinden geçen iş akışkanı olan suyun debisi de küçük olduğundan dolayı

ekserji yıkımları da görece düşüktür. En düşük ekserji yıkımları pompalar ve borularda meydana gelir. Borularda kaybedilen ekserjiler sıcaklıktan dolayı basınca bağlı olduklarından, ve basıncın ekserji yıkımında sıcaklığa göre daha düşük etkisi gözlemlendiğinden bu beklenen bir sonuçtur. Sistemde, turbojeneratör, CDP, ve deniz suyu ünitesindeki pompalar hariç, diğer pompalar kaybedilen basıncı yeniden sağlamaya yönelik pompalar olduklarından kaybedilen basınç azlığı ve görece iyi izentropik verimleri nedeniyle düşük ekserji yıkımlarına sahiptir. Deniz suyu pompası, SWP, deniz suyunun basıncını artırmak için kullanıldığından ve yüksek debi ile akışkanı pompaladığından pompalar içinde en yüksek ekserji yıkımına sahiptir. Benzer şekilde düşük sıcaklık tatlı su devresi pompası, LTFWP, en yüksek akışkan debisini pompaladığından, ikinci en yüksek, düşük sıcaklık tatlı su devresi pompası, HTFWP, yağlama yağına pompasına, LOP, göre neredeyse yarısı kadar daha düşük debi pompalamasına rağmen çıkış basıncı daha yüksek olduğundan neredeyse aynı ekserji yıkımına sahiptir. En yüksek basınç artışını sağlayan CDP ise en düşük debiyi pompalamasından ötürü en düşük ekserji yıkımına sahiptir.

Geleneksel ekserji analizinin gösterdiği sonuç, komponentlerde en çok ilerlemenin kaydedilebileceği elemanların başında ana makinenin geldiği, ardından ise turboşarjer ünitesi, diğer komponentlerden ısı geçişi, soğutma suyu soğutucusu CWC, tatlı su üretici FWGen, Isıtıcı, evaporatör, buhar türbini, ekonomizer, kondenser, ile turbojeneratör ünitesi, yağlama yağı soğutucusu LOC, aşırı kızdırıcı SH, SWP, LTFWP, 5 ve 2 numaralı borular, HTFWP, LOP, 1, 3, ve 4 numaralı borular ile en son CDP'nin önem arz ettiği ve geliştirmelerin bu sırayla yapılmasının iyi olacağı yönündedir.

#### **6.1.1.2 İleri ekserji analizi**

Aşağıdaki Çizelge 6.4'te verildiği üzere, incelenen komponentlerin ekserji yıkımlarında önlenebilir kısım açısından en yüksek değer 857,6 kW ile ana makineye aittir. Ana makine geleneksel ekserji analizinde değinilen noktaların iyileştirilmesi ve veriminin artırılması neticesinde öngörülen kurtarılabilir miktar olarak adlandırılacak bu ekserji yıkımı toplam önlenebilir ekserji yıkımının %51'ini oluşturmaktadır. Turboşarj ünitesi kompresör ve türbin olmak üzere önlenebilir sırasıyla 211 kW ve 153 kW olarak hesaplanmıştır.

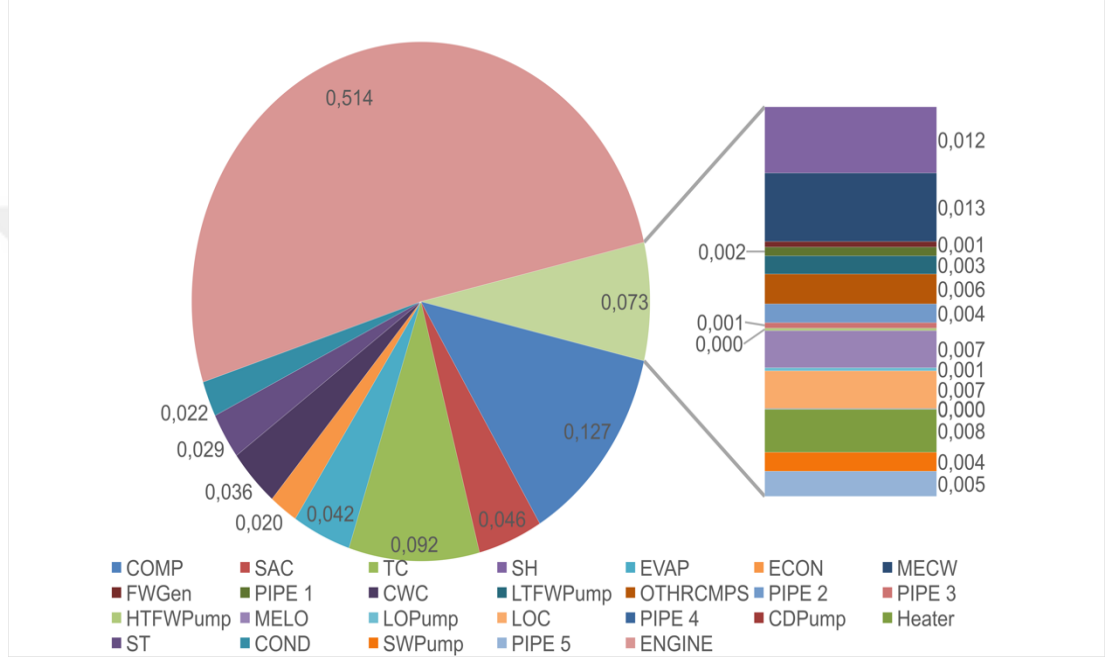
**Çizelge 6.4 : Gemi Diesel sevk tesisinin ileri ekserji analizi sonuçları.**

Komponent	$\dot{E}x_{D,k}^{UN}$	$\dot{E}x_{D,k}^{AV}$	$\dot{E}x_{D,k}^{EN}$	$\dot{E}x_{D,k}^{EX}$	$\dot{E}x_{D,k}^{UNEN}$	$\dot{E}x_{D,k}^{UNEX}$	$\dot{E}x_{D,k}^{AVEN}$	$\dot{E}x_{D,k}^{AVEX}$
COMP	325,139	211,296	493,480	42,955	298,576	26,563	194,904	16,392
SAC	935,739	76,154	756,145	255,748	703,632	232,107	52,514	23,641
TC	419,750	153,701	530,069	43,382	368,148	51,602	161,922	-8,221
SH	5,073	20,830	18,968	6,935	1,311	3,762	17,657	3,173
EVAP	101,224	69,318	18,814	151,728	1,091	100,133	17,723	51,595
ECON	59,130	33,750	57,975	34,904	36,607	22,523	21,369	12,381
MECW	2180,628	21,547	1848,702	353,473	1852,740	327,887	-4,038	25,585
FWGen	259,430	1,759	261,147	0,042	261,402	-1,973	-0,256	2,015
PIPE 1	1,471	2,774	6,258	-2,013	2,005	-0,534	4,253	-1,479
CWC	280,523	60,707	296,117	45,113	209,429	71,094	86,688	-25,981
LTFWP	15,061	5,700	0,000	20,760	0,000	15,061	0,000	5,700
OTHRMPS	521,374	9,394	530,820	-0,052	520,676	0,698	10,144	-0,750
PIPE 2	3,621	5,888	9,539	-0,030	3,454	0,167	6,086	-0,198
PIPE 3	1,535	1,732	3,254	0,013	1,643	-0,108	1,611	0,121
HTFWP	3,994	0,771	0,000	4,765	0,000	3,994	0,000	0,771
MELO	1074,033	11,669	915,390	170,311	884,800	189,233	30,591	-18,922
LOP	3,733	1,012	0,000	4,745	0,000	3,733	0,000	1,012
LOC	39,667	11,802	45,022	6,446	31,579	8,087	13,443	-1,641
PIPE 4	0,237	0,195	2,954	-2,522	1,534	-1,298	1,419	-1,224
CDP	0,188	0,077	0,219	0,045	0,156	0,031	0,063	0,014
Heater	179,399	13,540	115,438	77,501	108,730	70,669	6,707	6,833
ST	110,170	47,900	126,595	31,475	88,232	21,938	38,364	9,536
COND	22,735	37,018	43,744	16,009	16,668	6,067	27,076	9,942
SWP	17,746	5,925	18,956	4,715	14,211	3,535	4,744	1,180
PIPE 5	5,591	7,908	10,809	2,690	4,464	1,127	6,345	1,563
ENGINE	15701,59	857,568	16792,66	-233,498	15701,59	0,000	1091,07	-233,50
TOPLAM	22268,78	1669,93	22903,07	1035,64	21112,68	1156,10	1790,39	-120,46

Şekil 6.2’de görüleceği üzere bu iki değer ise sırasıyla %12,7 ve %9,2’ye denk gelmektedir. Kompresörün veriminin artırılması, havanın kompresörde soğutulmak suretiyle sıkıştırılması ile geri kazanılabilir. Türbinde ise izentropik verime doğrudan etki eden türbin geometrisi gibi faktörlerin optimize edilmesiyle önlenebilir ekserji yıkımı kurtarılabilir. Toplam önlenebilir ekserji yıkımının %73’ü sadece ana makine ve turboşarj ünitesinden sağlanabilmektedir. Süpürme havası soğutucusu %4,6 ve 76 kW ile dördüncü sıradan en yüksek önlenebilir ekserji yıkımına sahiptir. Bu değer azaltılması, sıcak ve soğuk kaynak arasındaki sıcaklık farkının azaltılması ile çözülebilir. Benzer yorumları diğer ısı değiştiricileri için de söylenebilir. Örneğin, turbo-jeneratör ünitesinde bulunan evaporatör ve ekonomizeri için verilen en düşük sıcaklık farkının 30C’den daha düşük olması sistemin ısı geçişinde yıkılan ekserjinin bir kısmının geri kazanılmasını sağlayacağı açıktır. Buhar türbininde, uygun türbin



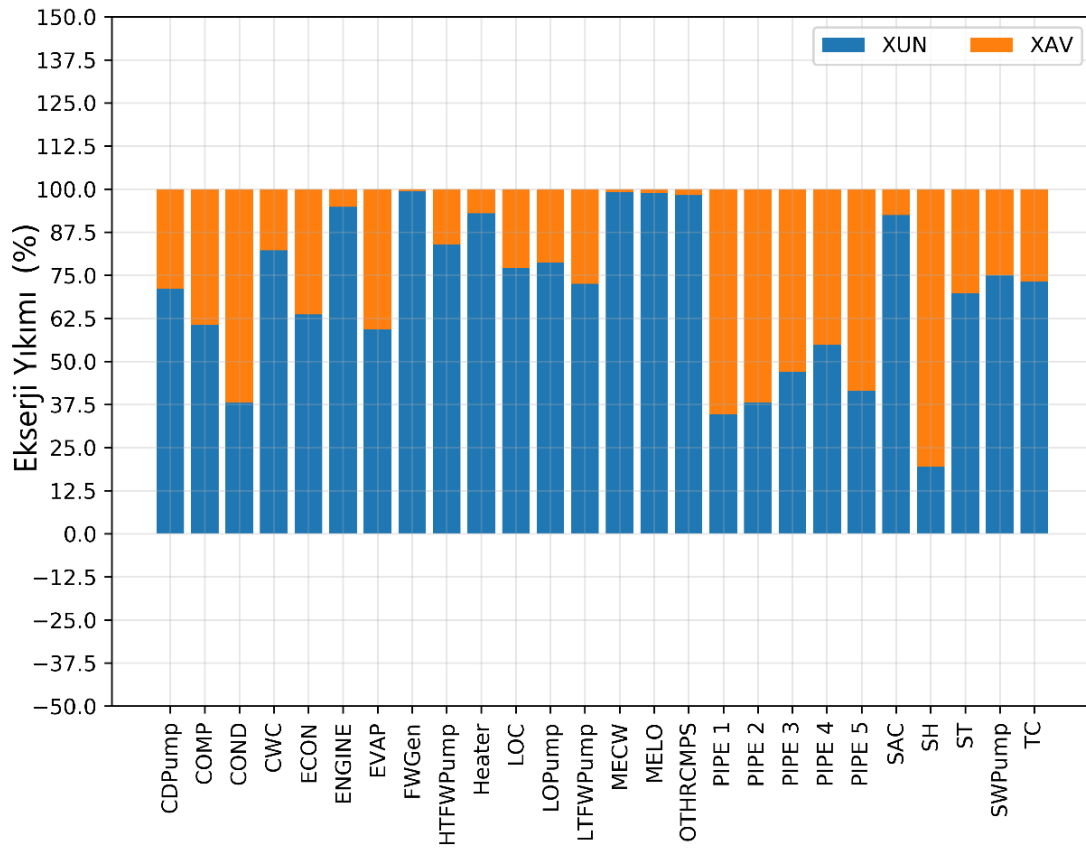
geometrisi ve buhar kaçaıklarının önlenmesiyle önlenebilecek ekserji yıkım miktarı %2,9 ve 48 kW'tır. Pompalar değerlendirilmeye alındığında, SWP'nin ekserji yıkımı LFWP'tan büyük olmasına rağmen kurtarılabilecek ekserji yıkımları birbirlerine neredeyse eşittir. Diğer pompalarda ise ekserji yıkımları çok düşük olduğundan önlenebilir kısımları da ona göre düşük hesaplanmaktadır. Borularda ise gerekli olan pürüzsüzlük ve yalıtım yapıldıktan sonra ekserji yıkımlarının azaltılabilmesi ön görülebilir.



**Şekil 6.2 :** İncelenen komponentlerin önlenebilir ekserji yıkımı oranları.

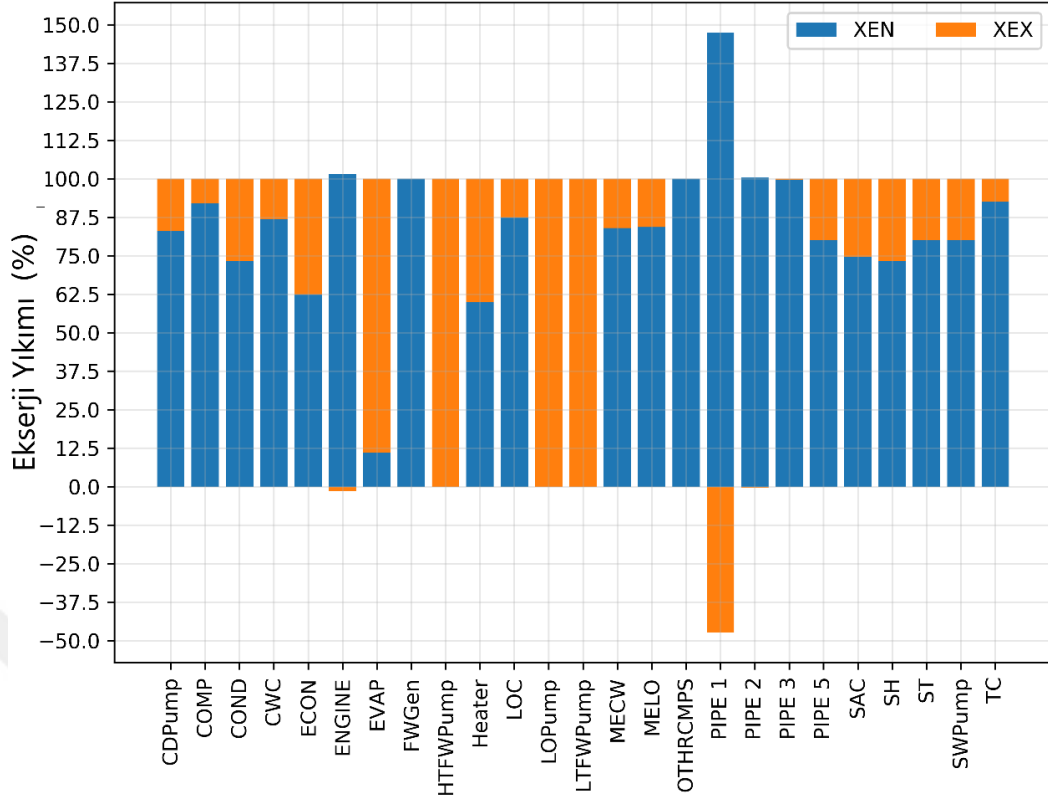
Ekserji yıkımlarının önlenebilir ve önlenebilir olmayan kısımlarının yüzdeleri Şekil 6.3'te görülebilir. Dört numaralı boru hariç, borularda önlenebilir kısım önlenebilir olmayan kısımdan daha büyük olarak hesaplanmıştır. Kondenser ve aşırı kızdırıcıda da benzer durum görülmektedir. Bunun sebebi olarak, önlenebilir şartlarda bu komponentlerden geçen debi miktarı az olduğundan ısı yükünün az olduğu söylenebilir. Genel olarak turbojeneratör ünitesinde önlenebilir şartlarda çalışan tüm sistem gözünden bakıldığında ana makinenin atacağı atık ısı miktarı düşeceğinden ve turboşarj ünitesi türbinini daha verimli çalışması neticesinde aşırı kızdırıcıya giren egzoz gazının sıcaklığı düşeceğinden, geçen ısı miktarı düşecektir. Benzer yaklaşımla buhar türbininin daha verimli çalışması daha düşük entalpide buharın kondensere girmesi dolayısıyla transfer edilen ısı miktarının azalmasına yol açacaktır. Önlenebilir ekserji yıkımlarının önlenebilirlerden çok fazla olduğu komponentler ise ana makine ve kısımları (MELO, MECW), ısıtıcı ve ısı geçişi ile

basınç düşüşü olarak modellenen diğer komponentlerdir. Buna rağmen, bahsedildiği üzere oransal olarak az görünse de kurtarılabilecek en yüksek ekserji yıkımı daha önce bahsedildiği üzere ana makinededir. Pompa ve türbinlerde önlenemez kısım beklenildiği üzere daha büyük çıkmıştır. Önlenebilir - önlenemez ekserji yıkımı ayırımına göre bileşenlerin iyileştirme çalışmaları sıralaması, ana makine, turboşarj ünitesi, süpürme havası soğutucusu, evaporatör, soğutma suyu soğutucusu, buhar türbini, kondenser, ekonomizer, MECW, aşırı kızdırıcı, ısıtıcı, LOC, MELO şeklinde sıralanır. Kalan bileşenlerin önlenebilir ekserji yıkımı miktarları ise 10 kW değerinin altındadır.



**Şekil 6.3 :** Ekserji yıkımlarının önlenebilir ve önlenemez kısımlarının yüzdeleri.

Ekserji yıkımının kaynağına göre ayrıştırılması Şekil 6.4'te verilmiştir. Dört numaralı boruya ait değerler, hibrit çevrimin debi değişimi, diğer bileşenlerin minimum ekserji yıkımı şartları gibi doğasından ötürü, diğer komponentlerin tamamen etkisi altında kaldığından Çizelge 6.4'te görülebileceği gibi uç değerler verdiği için grafikten çıkarılmıştır. Devirdaim pompaları olarak da adlandırılabilir LOC, HTFWP ve LTFWP bileşenleri, kaybedilen basıncı sağlamak üzere kullanıldıkları için, teorik ve hibrit çevrimlerde basınç kaybı oluşmadığı için tamamen diğer komponentlerin etkisi altındadır.

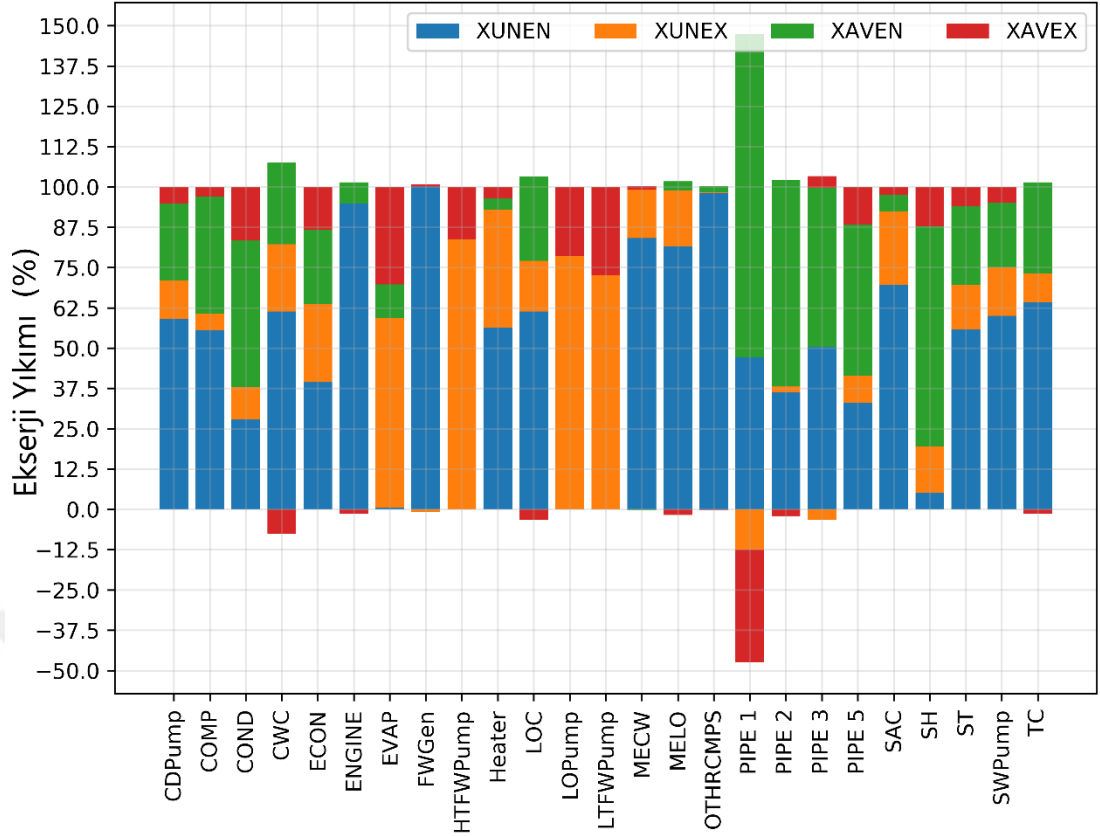


**Şekil 6.4 :** Komponentlerin iç ve dış kaynaklı ekserji yıkımı yüzdeleri.

Dolayısıyla, pompalardaki ekserji yıkımının önlenebilirliği, komponentin çalışma şartından değil, diğer komponentlerin iyileştirilmesiyle gerçekleşmektedir denilebilir. Ana makinenin diğer komponentlerin, özellikle süpürme havası soğutucusunun etkisi altında kaldığı söylenebilir. Bunun nedeni şöyle açıklanabilir; hibrit çevrimde SAC, minimum ekserji yıkımı şartında çalışırken, ana makineye giren havanın sıcaklığı gerçek şartlara göre daha düşüktür, dolayısıyla taşıdığı enerji değeri de ona göre düşük olduğundan ters orantılı olarak etki etmektedir. Benzer şekilde ancak oransal olarak daha büyük oranda diğer komponentlerden ters şekilde etkilenen bileşen ise bir numaralı borudur. Negatif dış kaynaklı diğer bileşenler için değerler gözlemlenemeyecek kadar çok küçük orandadır. Evaporatörün ekserji yıkımında, kendi çalışma şartlarından ziyade diğer komponentlerin etkisi çok daha ağır basmaktadır. Hibrit çevrimde debinin daha az olması, ve kendinden önceki bileşenlerin egzoz gazından minimum ekserji şartlarında daha fazla faydalanıyor olmasından ötürü, iç kaynaklı ekserji yıkımı düşük çıkmıştır çıkarımı yapılabilir. Komponentlerin çoğunda beklendiği üzere ekserji yıkımı iç kaynaklıdır. Değer olarak bakıldığı zaman, en yüksek ekserji yıkımının gerçekleştiği ana makinede iç kaynaklı ekserji yıkım da en büyüktür. MECW ve MELO'nun ardından, süpürme

havası soğutucusu hem iç hem dış kaynaklı ekserji yıkımı değerleri olarak en büyüktür.

Son olarak, komponent bazında bileşik ekserji yıkımları yüzdeleri Şekil 6.5'te verilmiştir. Karar vermede önemli olan önlenebilir iç ve dış kaynaklı ekserji yıkımı oranları incelendiğinde baskın olan kısım hakkında kesin yargıya varmak zordur. Ana makine için önlenebilir iç kaynaklı kısım yüksektir ve önlenebilir dış kaynaklı kısmın olmadığı, dolayısıyla dış kaynaklı ekserji yıkımının tamamen önlenebileceği söylenebilir. Turboşarj ünitesinde kompresörün de türbinin de ekserji yıkımı ziyadesiyle kendinden kaynaklıdır ve kendilerinde yapılacak iyileştirmeler vasıtasıyla yüksek oranda geri dönüş alınabilir. Türbinin dış kaynaklı ekserji yıkımı negatif değer vermiş bulunmaktadır. Türbine etki eden bileşenlerin ekserji yıkımlarındaki artış, cüzi miktarda türbinin ekserji yıkımında azalmayı sağlar. CWC için baktığımızda, iç kaynaklı önlenebilir kısım yüksektir ve turboşarj türbininde olduğu gibi dış kaynaklı ekserji yıkımı, kendisini etki altına alan komponentlerdeki ekserji yıkımının artışıyla düşebilir. Evaporatörde ekserji yıkımının en yüksek oranı önlenebilir dış kaynaklıdır. Yine baskın olarak önlenebilir kısım da diğer komponentlerin etkisi altındadır. Bu duruma bakıldığında evaporatörün çalışma şartlarının ekserji yıkımının engellenmesinde çok büyük bir rol oynamadığı söylenebilir. SAC değerlendirilmeye tabi tutulduğunda, cüzi bir oranda olan geliştirme potansiyeli yüzdesinin çoğunluğu bileşenin kendisindeki iyileştirmelerle kurtarılabilir durumdadır. Yüzde olarak komponentlere bakıldığı zaman en yüksek önlenebilir iç kaynaklı ekserji yıkımı aşırı kızdırıcıda bulunmaktadır. Ancak sayısal değerinin bu yüksekliği karşılamadığı da Çizelge 6.4'te görülmektedir. Devirdaim pompalarında önlenebilir dış kaynaklı ekserji yıkımları, önlenebilir kısımdan daha fazladır. Diğer komponentlere nazaran, evaporatör hariç diğer komponentlerin iyileştirilmesi neticesinde yüzde olarak en fazla ekserji yıkımı bu bileşenlerde gerçekleşir. Ancak Çizelge 6.4'e göre miktar açısından bu durum farklıdır. Diğer pompalarda da ekserji yıkımının büyük çoğunlukla bileşenin verimine bağlı olarak önlenebileceği ortaya çıkmıştır. Boruların hepsinde önlenebilir ekserji yıkımlarının çoğunluğu iç kaynaklıdır. Geleneksel ekserji analizi sonuçlarında belirtilen önlemler ile önlenebilir ekserji yıkımının büyük çoğunluğunun geri kazanılabileceğini söylemek yanlış olmayacaktır.



**Şekil 6.5 :** Komponentlerin bileşik ekserji yıkımı yüzdeleri.

Önlenebilir iç kaynaklı ekserji yıkımlarının miktarları üzerinden değerlendirme yapılacak olursa; en yüksek değer sıralaması daha öncekilere benzer şekilde, ana makine, turboşarj ünitesinin kompresörü ve türbini, soğutma suyu soğutucusu CWC, süpürme havası soğutucusu SAC, buhar türbini, kondenser, ekonomizer, evaporatör, aşırı kızdırıcı, yağlama yağı soğutucusu olarak verilebilir. Diğer bileşenlerin önlenebilir iç kaynaklı ekserji yıkımları 10 kW değerinin altındadır. Buna karşılık bu komponentlerin bir kısmının önlenebilir dış kaynaklı ekserji yıkımlarının negatif olmasından dolayı miktarlarının artış gösterdiği gözlemlenmiştir. Önlenebilir dış kaynaklı ekserji yıkımına göre değerlendirildiği zaman, evaporatör diğer komponentlerin iyileştirilmesi ile en çok ekserji yıkımının geri kazanılabileceği komponent olarak en yakın bileşen olan süpürme havası soğutucusunun iki katı değeriyle öne çıkmaktadır. İkisinin arkasında turboşarjlerin kompresörü, ekonomizer, kondenser, buhar türbini ve LTFWP gelmektedir. Bahsi geçen komponentlerin hepsi kendilerini etkisi altına alan komponentlerin ekserji yıkımlarının azaltılması sayesinde ekserji yıkımını geri kazanabilirler. Diğer yandan sırasıyla, ana makine, CWC, turboşarj türbini, LOC ise kendisini etkileyen

komponentlerin ekserji yıkımlarının artırılmasıyla önlenebilir dış kaynaklı ekserji yıkımında azalma sağlanabilir.

### 6.1.2 Değerlendirme

Geleneksel ekserji analizi sonucunda sistemin ekserji veriminin %38,06 olduğu hesaplanmıştır. Sistem 24 MW değerine yakın bir ekserji yıkımına sahiptir. En yüksek ekserji yıkımı beklenildiği üzere %69 olarak toplam ekserji yıkımına oranla ana makineye sahiptir. Ardından %4,5 oranla turboşarj ünitesi gelmektedir. Geri kalan oranı ise diğer tüm komponentler içermektedir. Sistemdeki en yüksek ekserji verimleri borulara ve turboşarj ünitesine aittir. İlk dört boru donanımı %99 üzerinde ardından gelen komponentler boru ve turboşarj bileşenleri ise %91 seviyesinde ekserji verimine sahiptir. En düşük ekserji verimleri ise %10 değerinin altında olan MELO, ısıtıcı ve diğer soğutucuları sembolize eden bileşendir. Gemi Diesel sevk sisteminin ekserji yıkımının sadece %7'si önlenebilirdir. Bu da sistemin yeterince iyi dizayn edildiği yorumunu sağlamaktadır. Önlenebilir ekserji yıkımları içerisinde kendi ekserji yıkımının sadece %4'ü önlenebilmesine rağmen en yüksek pay ana makinenindir. Ardından gelen turboşarj ünitesinin elemanlarından kompresörün önlenebilir ekserji yıkımı oranı %39,4 ve türbinin %26,8'dir. İlginç bir şekilde SAC'ın önlenebilir ekserji yıkımı değeri sıralamada dördüncüdür ve ekserji yıkımının sadece %7,5'i önlenebilirdir. Bu bileşenlerin ardından üzerine eğilinmesi gereken bileşenler evaporatör, CWC, buhar türbini, kondenser ve ekonomizördür. Ekserji yıkımının kaynağına bakıldığında, tüm sistem için bir genelleme yapmanın uygun olmadığı görülmüştür. Ancak toplam ekserji yıkımının %95,67'si komponentlerin kendilerinden kaynaklı olarak görünmektedir. Ancak, devridaim pompaları gibi bazı bileşenler diğer komponentlerin çok fazla etkisinde kalmaktadır. Yine ana makine de kendisini etkileyen bileşenlerin ekserji yıkımlarının artırılmasıyla dış kaynaklı ekserji yıkımında en yüksek oranda azalma gösterebilir. Önlenebilir iç ve dış kaynaklı ekserji yıkımı değerleri komponent bazında ilginç sonuçlar ortaya koymuştur. Sistem bazında bakıldığında, önlenebilir dış kaynaklı ekserji yıkımı tüm sistemin toplamı sonucunda negatif değer almıştır. Buradan çıkarılabilecek genel sonuç sistemdeki dış kaynaklı ekserji yıkımının azaltılmasının bazı bileşenlerin ekserji yıkımının artırılmasıyla gerçekleştirilebileceği yönündedir. Bu nedenle bileşenlerin tek tek incelenerek diğer komponentlerin etkisi altında kalan bileşenler belirlenmelidir. Önlenebilir iç kaynaklı ekserji yıkımlarına göre ana

makine, COMP, TC, CWC, SAC, ST, COND, ECON, EVAP, SH, LOC sırasıyla komponent içi iyileştirme ile ekserji yıkımının geri kazanılmasını sağlarken, EVAP, MECW, SAC, COMP, ECON, COND, ST, ısıtıcı kendilerini etkileyen bileşenlerin geliştirilmesiyle; ana makine, CWC, MELO, TC ve LOC ise etkisi altında kaldıkları komponentlerin ekserji yıkımlarının artmasıyla dış kaynaklı ekserji yıkımlarını kurtarabilirler.

## 6.2 Eksergoekonomi ve İleri Eksergoekonomi Analizleri

Bileşenlerin maliyetleri daha önceki bölümde de belirtildiği gibi, piyasa bilgilerinin paylaşılmaması ve karşılaştırmada temel teşkil etmesi açısından ötürü literatüre göre hesaplanmıştır [50]. Borular için bir maliyet hesabı bulunmamaktadır. MECW, MELO adlı bileşenler ana makineye dahil olduğundan, FWGen ve düşük ısı tatlı su soğutma sistemindeki diğer komponentler ise sistemin kapsamı dışında kaldıklarından işlemlere katılmamışlardır. Isı aktarım katsayıları, literatüre ve daha önceki bölümdeki değerlere göre belirlenmiştir [144, 209, 210]. Sistemin ömrü 30 yıl, yıllık faiz oranı %12,5, yıl içinde çalışma süresi 6720 saat, bakım işletme ve onarım maliyeti de yatırım maliyetinin %6'sı olarak kabul edilmiştir. Ağır deniz yakıtının maliyeti ise 378.5 \$/t olarak alınmıştır. Hesaplanan maliyetler, aşağıdaki Çizelge 6.5'te verilen denklemlerle kurulan eksergoekonomi denklemlerinde Bölüm 2' de belirtildiği gibi yerleştirilir ve yardımcı denklemlerle beraber her akışın spesifik ekserji maliyetini hesaplamak adına katsayılar matrisi oluşturulur ve denklemler çözülerek spesifik ekserji maliyetleri hesap edilir.

İleri eksergoekonomik analizde, bileşenlerin yatırım maliyetlerinin ayrıştırılması için önlenemez yatırım maliyeti hesabında kullanılacak değerler de aşağıdaki Çizelge 6.5'te görülebilmektedir. Oransal yaklaşımlar literatürden alınmıştır [48]. Daha önceki çalışmalarda basınçtaki değişimin sıcaklık değişiminin yanında etkisinin önemsiz olduğu Bölüm 3'te verildiğinden değişimler sadece sıcaklık üzerinden verilmiştir.

### 6.2.1 Sonuçlar ve tartışma

Bu bölümde eksergoekonomi ve ileri eksergoekonomi sonuçları sebepleri ile verilmiş ve iyileştirme çalışmalarındaki faydaları anlatılmıştır.

**Çizelge 6.5 :** Eksergoekonomik denge denklemleri ve önlenemez maliyet şartları.

Komponent	$\dot{C}_F$	$\dot{C}_P$	Önlenemez Maliyet
COMP	$c_w \dot{W}_{COMP}$	$c_2 \dot{E}x_2 - c_1 \dot{E}x_1$	$\dot{Z}_k^{UN} = 60\% \dot{Z}_k$
SAC	$c_2 \dot{E}x_2 - c_3 \dot{E}x_3$	$c_{28} \dot{E}x_{28} - c_{22} \dot{E}x_{22}$	$\Delta T = 16$
TC	$c_5 \dot{E}x_5 - c_6 \dot{E}x_6$	$c_w \dot{W}_{TC}$	$\dot{Z}_k^{UN} = 90\% \dot{Z}_k$
SH	$c_6 \dot{E}x_6 - c_7 \dot{E}x_7$	$c_{50} \dot{E}x_{50} - c_{49} \dot{E}x_{49}$	$\Delta T = 14$
EVAP	$c_7 \dot{E}x_7 - c_8 \dot{E}x_8$	$c_{48} \dot{E}x_{48} - c_{47} \dot{E}x_{47}$	$\Delta T = 40$
ECON	$c_8 \dot{E}x_8 - c_9 \dot{E}x_9$	$c_{47} \dot{E}x_{47} - c_{46} \dot{E}x_{46}$	$\Delta T = 40$
CWC	$c_{15} \dot{E}x_{15} - c_{18} \dot{E}x_{18}$	$c_{58} \dot{E}x_{58} - c_{56} \dot{E}x_{56}$	$\Delta T = 10$
LTFWPump	$c_w \dot{W}_{LTFWP}$	$c_{20} \dot{E}x_{20} - c_{19} \dot{E}x_{19}$	$\dot{Z}_k^{UN} = 60\% \dot{Z}_k$
HTFWPump	$c_w \dot{W}_{HTFWP}$	$c_{35} \dot{E}x_{35} - c_{34} \dot{E}x_{34}$	$\dot{Z}_k^{UN} = 60\% \dot{Z}_k$
LOPump	$c_w \dot{W}_{LOP}$	$c_{37} \dot{E}x_{37} - c_{36} \dot{E}x_{36}$	$\dot{Z}_k^{UN} = 60\% \dot{Z}_k$
LOC	$c_{38} \dot{E}x_{38} - c_{40} \dot{E}x_{40}$	$c_{27} \dot{E}x_{27} - c_{24} \dot{E}x_{24}$	$\Delta T = 15$
CDPump	$c_w \dot{W}_{CDP}$	$c_{44} \dot{E}x_{44} - c_{43} \dot{E}x_{43}$	$\dot{Z}_k^{UN} = 60\% \dot{Z}_k$
Heater	$c_4 [1.07(\dot{m}_{f,H})LHV_f / \eta_H]$	$c_{46} \dot{E}x_{46} - c_{45} \dot{E}x_{45}$	$\eta = 0.85$
ST	$c_{51} \dot{E}x_{51} - c_{52} \dot{E}x_{52}$	$c_w \dot{W}_{ST}$	$\dot{Z}_k^{UN} = 90\% \dot{Z}_k$
COND	$c_{52} \dot{E}x_{52} - c_{43} \dot{E}x_{43}$	$c_{59} \dot{E}x_{59} - c_{57} \dot{E}x_{57}$	$\Delta T = 7$
SWPump	$c_w \dot{W}_{SWP}$	$c_{54} \dot{E}x_{54} - c_{53} \dot{E}x_{53}$	$\dot{Z}_k^{UN} = 60\% \dot{Z}_k$
ENGINE	$[1.07c_4(\dot{m}_{f,E})LHV_f + c_4 \dot{E}x_4 + c_3 \dot{E}x_3]$	$c_w \dot{W}_{ENGINE}$	$\dot{Z}_k^{UN} = 90\% \dot{Z}_k$

### 6.2.1.1 Ekserji yıkım maliyetleri ve ayrıştırılması

Çizelge 6.6'dan görülebileceği üzere, ilk sütunda bileşenlerin hesaplanan yatırım maliyetleri (\$), ikinci sütunda ömürleri boyunca saatlik olarak hesaplanmış yatırım, bakım, işletme ve tamir maliyetleri (\$/h), üçüncü sütunda eksergoekonomik analiz uygulaması sonucunda belirlenen spesifik yakıt ekserji maliyetleri (\$/kWh), ve diğer sütunlarda ise ileri ekserji analizinde hesaplanmış olan ekserji yıkımlarının saatlik maliyetleri (\$/h) bulunmaktadır.

Çizelge 6.6'dan ve Şekil 6.6'da görülebileceği üzere, beklenildiği gibi en yüksek ekserji yıkımı maliyeti tüm ekserji yıkım maliyetleri toplamına yaklaşık %72 oranıyla ve 542,72 \$/h ana makinede hesaplanmıştır. Bu değer en yakın değere sahip bileşen olan süpürme havası soğutucusunun 6,7 katı büyüklüğündedir. Spesifik yakıt



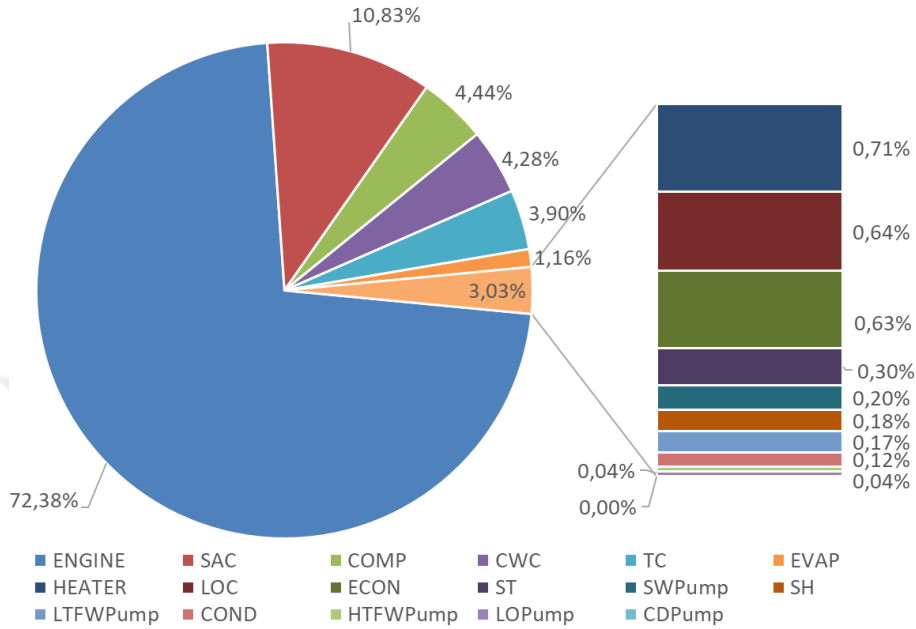
ekserjisi değeri süpürme havasının çok altında olmasına rağmen ekserji yıkımının yüksekliği ana makinede bu sonucun sebebidir.

**Çizelge 6.6 :** Geleneksel ve ileri eksergoekonomi analizi sonucu hesaplanan ekserji yıkımı maliyetleri.

Komp	$C_k$	$c_F$	$\dot{C}_{D,k}$	$\dot{C}_{D,k}^{UN}$	$\dot{C}_{D,k}^{AV}$	$\dot{C}_{D,k}^{EN}$	$\dot{C}_{D,k}^{EX}$	$\dot{C}_{D,k}^{UNEN}$	$\dot{C}_{D,k}^{UNEX}$	$\dot{C}_{D,k}^{AVEN}$	$\dot{C}_{D,k}^{AVEX}$
COMP	3662736,22	0,062	33,27	20,17	13,10	30,61	2,66	18,52	1,65	12,09	1,02
SAC	1008282,60	0,080	81,18	75,07	6,11	60,66	20,52	56,45	18,62	4,21	1,90
TC	2051003,82	0,051	29,21	21,38	7,83	27,00	2,21	18,75	2,63	8,25	-0,42
SH	108724,85	0,051	1,32	0,26	1,06	0,97	0,35	0,07	0,19	0,90	0,16
EVAP	2294929,60	0,051	8,69	5,16	3,53	0,96	7,73	0,06	5,10	0,90	2,63
ECON	176114,65	0,051	4,73	3,01	1,72	2,95	1,78	1,86	1,15	1,09	0,63
CWC	414081,89	0,094	32,09	26,38	5,71	27,85	4,24	19,70	6,69	8,15	-2,44
LTFWP	64007,27	0,062	1,29	0,93	0,35	0,00	1,29	0,00	0,93	0,00	0,35
HTFWP	27964,06	0,062	0,30	0,25	0,05	0,00	0,30	0,00	0,25	0,00	0,05
LOP	26747,45	0,062	0,29	0,23	0,06	0,00	0,29	0,00	0,23	0,00	0,06
LOC	144724,43	0,094	4,82	3,72	1,11	4,22	0,60	2,96	0,76	1,26	-0,15
CDP	14095,43	0,062	0,02	0,01	0,00	0,01	0,00	0,01	0,00	0,00	0,00
HEATER	1684897,70	0,028	5,33	4,95	0,37	3,19	2,14	3,00	1,95	0,19	0,19
ST	956218,26	0,014	2,28	1,59	0,69	1,83	0,45	1,27	0,32	0,55	0,14
COND	120383,58	0,014	0,86	0,33	0,53	0,63	0,23	0,24	0,09	0,39	0,14
SWP	68786,68	0,062	1,47	1,10	0,37	1,18	0,29	0,88	0,22	0,29	0,07
ENGINE	8227240,35	0,033	542,72	514,61	28,11	550,37	-7,65	514,61	0,00	35,76	-7,65
TOPLAM	21050938,82	0,933	749,87	679,16	70,71	712,43	37,44	638,39	40,77	74,04	-3,33

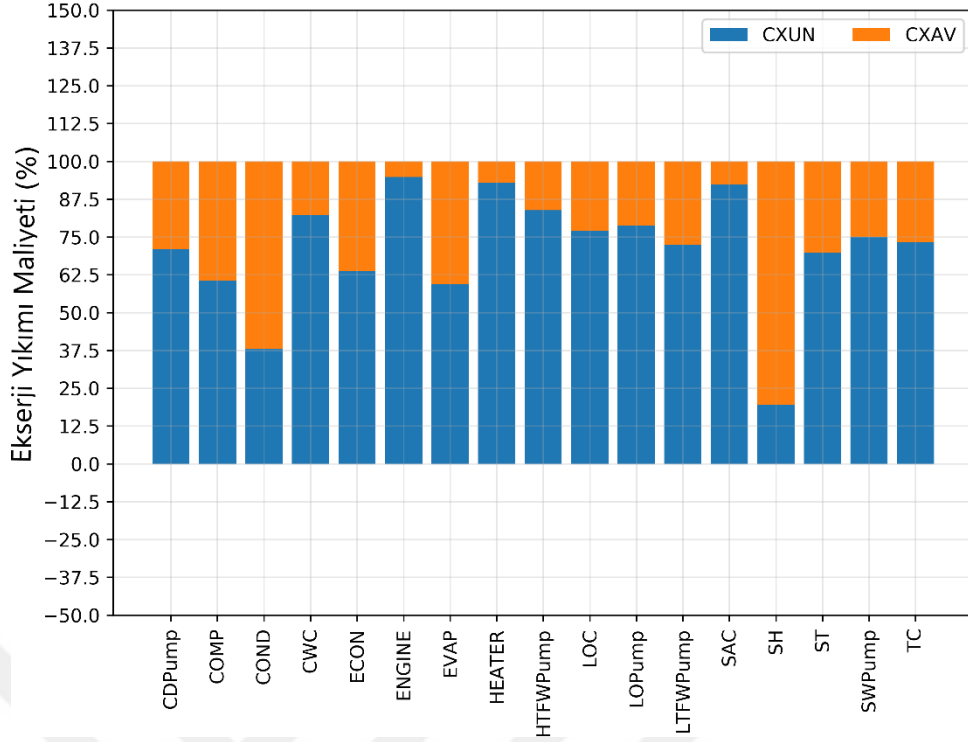
Kompresör ve soğutma suyu soğutucusunun değerleri de birbirine yakındır ve kompresörün ekserji yıkımının fazla olmasından kaynaklanır. Turboşarjer ünitesinin türbini beşinci sırayı az bir farkla CWC'nin arkasından 29 \$/h değeriyle alırken, geriye kalan komponentlerin ekserji yıkımı maliyetleri 10\$/h değerinin altındadır. İkinci grup olarak adlandırılabilir bu bilşenler, geleneksel eksergoekonomi analizine göre birinci grupta bulunan beş komponentin geliştirilmesinden sonra önem kazanmaktadır. Bu grupta, evaporatör, ısıtıcı, yağlama yağı soğutucusu, ekonomizer, buhar türbini, deniz suyu pompası, aşırı kızdırıcı ve LTFWP vardır. Liste içerisinde ortalama bir değere sahip olan EVAP bu grubun liderliğini almışken, evaporatörün yarısı kadar spesifik yakıt ekserjisi maliyetine sahip ısıtıcı kendisinin üç katından fazla spesifik yakıt ekserjisi maliyetine sahip olan yağlama yağı soğutucusunun üstünde bir öneme sahiptir. Burada, ısıtıcının kimyasal reaksiyon içermesinden dolayı ekserji yıkımının fazla olması en büyük etkidir. Deniz suyu pompası yüksek debili olduğu için ekserji yıkımı maliyeti diğer pompalara göre fazla çıkmıştır. Ancak en yakın pompayla arasında sadece 0,12 \$/h fark vardır. 1\$/h değerinin altında ise

sırasıyla kondenser, HTFWP, LOP ve CDP bulunmaktadır. Tüm pompalar için yakıt ekserjisinin spesifik maliyeti üretilen gücün spesifik maliyetine eşit olduğundan, ekserji yıkımları sıralamayı belirlemektedir ve burada en düşük debiyi pompalayan eleman CDP'dir.



**Şekil 6.6 :** Komponentlerin ekserji yıkımını maliyetleri oranı.

İleri eksergoekonomi analizi sonuçlarına göre, ekserji yıkım maliyetleri önlenemez ve önlenebilir olarak ayrılmış, bileşen bazında bu kısımların yüzdeleri Şekil 6.7'de yer alırken değerleri de Çizelge 6.6'da bulunmaktadır. Genel itibariyle, kondenser ve aşırı kızdırıcı olarak iki bileşen hariç bütün komponentlerin ekserji yıkımı maliyetlerinin oransal olarak çoğunluğunun önlenemez olduğu açıktır. En yüksek oran ise %95 ile ana makine, %93 ile ısıtıcı ve %92,5 ile süpürme havası soğutucusundadır. Ana makine ve ısıtıcı beklenildiği gibi kimyasal reaksiyon gerçekleşmesi ve makededeki sürtünmelerden kaynaklı olarak yüksektir. SAC için ise denilebilir ki, soğuk ve sıcak akışlar arasındaki sıcaklık farkını düşürmek, soğutucuya giren havanın sıcaklığının çok yüksek olmasından dolayı ekserji yıkımını azaltmada çok fazla katkı sağlayamadığından önlenemez ekserji yıkım maliyeti yüksektir. En yüksek bileşen önlenebilir ekserji maliyeti oranlarına sahip olan aşırı kızdırıcı ve kondenser, ekserji yıkımının önlenebilir kısmının yüksek olması nedeniyle bu durumdadır. Ekserji yıkımlarının ayrıştırılmasının gösterildiği grafikte benzer sonuçlar burada gözlemlenmektedir.



**Şekil 6.7 :** Komponentlerin önlenebilir ve önlenebilir ekserji yıkımı maliyetleri yüzdesi.

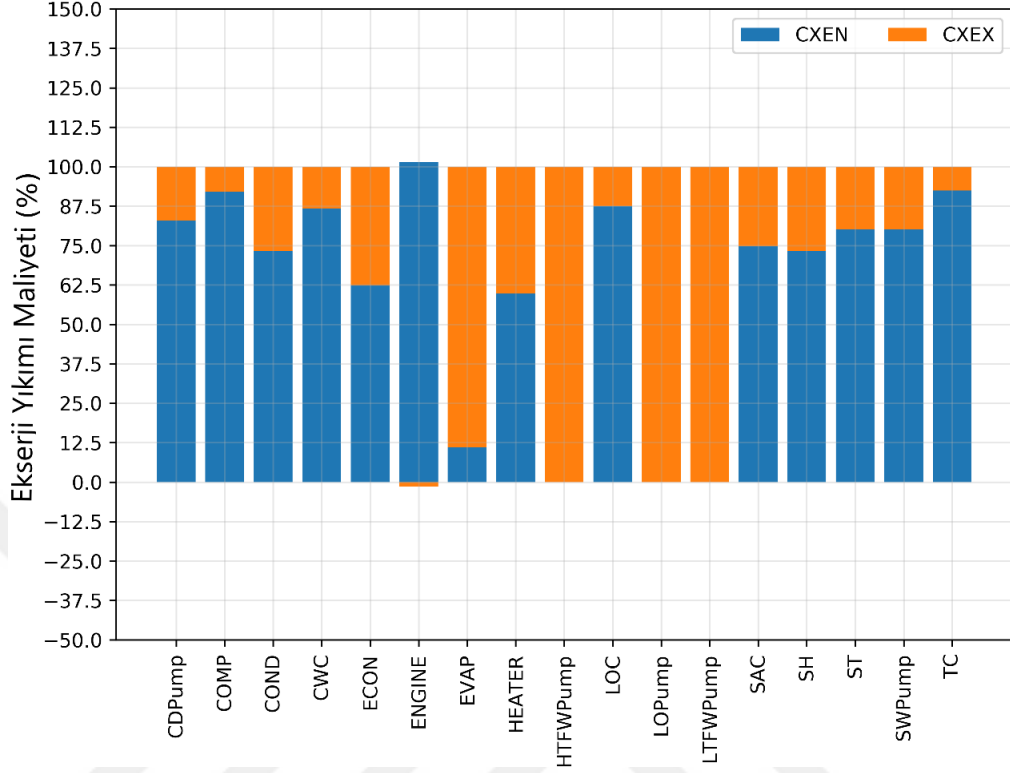
Değerler açısından bakıldığında ise, iki katından biraz fazla fark ile ana makine, kompresörün kurtarılabilir ekserji yıkımı maliyetinden fazladır. Böyle bir durumda ana makineye yapılacak iyileştirme yatırımının maliyeti önem kazanmaktadır. Eğer kompresöre çok daha düşük oranda yatırım yapılarak ana makinenin önüne geçmesi sağlanırsa iyileştirmenin kompresöre öncelik verilmesi durumunda daha mantıklı olacağı görülmektedir. Ancak ileri eksergoekonomi analizi önceliğin ana makinede ardından kompresörde olduğunu söylemektedir. Ardından gelen en yakın bileşen olan, turboşarj türbini, diğer bileşenin yarısından biraz fazla bir önlenebilir maliyet değeriyle (7,9\$/h) karşımıza çıkmaktadır. Peşi sıra SAC ve CWC yer almaktadır ve değerleri birbirine yakındır. Burada yatırımın yapılması gereken bileşen, sistemin içinden geçen debiler ve ısı transferi yüzey alanlarına bağlı olarak değerlendirilmelidir. Bu değerlerin gösterdiği gibi yüzdesel olarak düşük bir orana sahip olsalar da, bu bileşenlerden sağlanabilecek fayda diğerlerinden fazladır. Evaporatör, ekonomizer, LOC, aşırı kızdırıcı 1\$/h değerinin üstünde sıralanmaktadır. Evaporatörün önlenebilir değeri, ekonomizerin iki katıdır. Ekserji yıkımının önlenebilmesinde ikisinin de sıcaklık farkı ve yakıt ekserjisinin spesifik maliyeti eşit olmasına rağmen önlenebilir ekserji yıkımının evaporatörde iki katından fazla olduğu için benzer şekilde maliyetlere yansımıştır. Kondenser ve aşırı kızdırıcı komponent

bazında en yüksek önlenebilir ekserji yıkımı maliyetine sahip olmalarına rağmen Çizelge 6.6'da görüldüğü üzere kurtarılabilecek değerleri 1\$/h ve 0,5 \$/h civarındadır ve LOC arkasından gelir. Sistemin tüm pompaları kendilerine en sonda yer bulabilmiştir. İzentropik verimlerinin artırılmasına rağmen bu sonuç ekserji yıkımlarının düşük ve bu nedenle düşük önlenebilir ekserji yıkımlarına sahip olmalarından kaynaklanır. Son olarak, ileri eksergoekonomik analizlerin sonucunda ekserji yıkımının önlenebilir maliyetine göre sıralama yapıldığı zaman sırasıyla bileşenlerin iyileştirilmesi sonucunda kurtarılabilecek maliyetler ana makine, kompresör, turboşarj türbini, SAC, CWC, EVAP, ECON, LOC, SH, ST, COND, ısıtıcı, SWP, LTFWP, LOP, HTFWP ve CDP olarak sıralanır.

Geleneksel eksergoekonomi analizine göre SAC, ikinci sırada bulunurken önlenebilir ekserji yıkımı maliyetlerine göre dördüncü sırada kendine yer bulmuştur. Üçüncü sıradaki COMP ise ikinci sıraya yükselmiştir. TC, CWC'nin önüne geçerek üçüncü sıradadır. Özetle, geleneksel eksergoekonomi analizinin bir mühendise önerdiği, odaklanılması gereken geliştirme sıralaması ile ileri eksergoekonomi analizinin önerdiği sıralama birbirinden farklıdır. Bu yüzden bir mühendisin sistemde tasarruf etmek, diğer bir deyişle maliyetleri azaltmak amacıyla ileri eksergoekonomi analizinde önlenebilir ekserji yıkımının verdiği sıralamaya yönelmesi ve iyileştirmeleri yapmayı planlaması gerekir.

Şekil 6.8, komponentlere ait iç ve dış kaynaklı ekserji yıkımı maliyetlerinin yüzdeleri verilmiştir. Ekserji yıkımının ayrıştırılmasında bahsedildiği gibi, ekserji yıkımı maliyetlerinde de sirkülasyon pompalarının ekserji yıkımı maliyetleri dış kaynaklıdır. Evaporatör ise, ekserji yıkımında diğer bileşenlerden, özellikle egzoz gazının atık ısısını kullanan kendisinden önceki bileşenlerden çok fazla etkilenmektedir. Diğer komponentlerde ise ekserji yıkımı maliyeti yüksek oranlarla iç kaynaklıdır. Ana makine mikar olarak en yüksek iç kaynaklı ekserji yıkımı maliyetine 550,4 \$/h'le sahiptir. Bu haliyle değeri, kendisine en yakın komponent olan SAC'ın dokuz katıdır. Ayrıca ana makinede dış kaynaklı ekserji yıkımı maliyetinin, kendisini etkileyen, özellikle öncül komponentlerin ekserji yıkımının artırılmasıyla azaltılması mümkündür. SAC ise en yüksek dış kaynaklı ekserji yıkımı maliyetine sahiptir. Değerler incelendiği zaman, ana makine, SAC, COMP, CWC, TC 27\$/h'in üzerinde geri kalan bileşenler ise 5 \$/h'in altında kalmıştır. Diğer yandan, dış kaynaklı ekserji

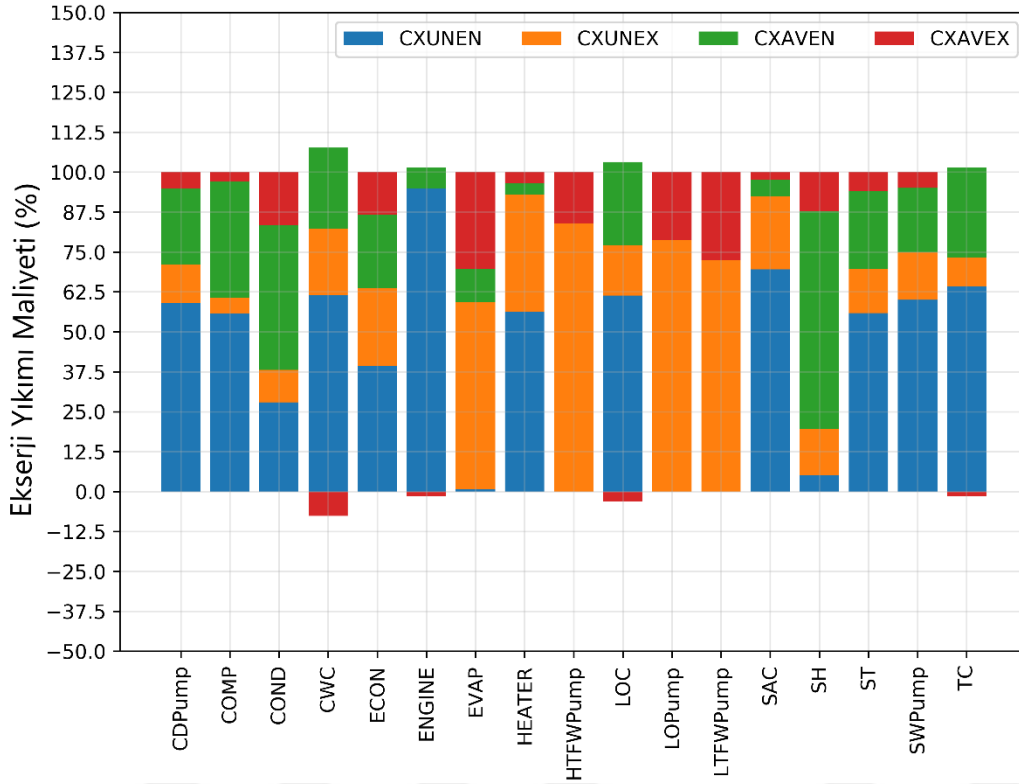
yıkımı maliyetlerinde SAC'dan sonraki bileşen olan EVAP için 7,73 \$/h hesaplanmıştır. Ardından tüm bileşenler 5\$/h değerinin altında kalmıştır.



**Şekil 6.8 :** Komponentlerin ekserji yıkımı maliyetlerinin kaynağına göre yüzdeleri.

Bileşik ekserji yıkımı maliyetleri Çizelge 6.6'da ve bileşen bazında yüzdeleri Şekil 6.9'da verilmiştir. Bileşenlerin genelinde önlenebilir iç kaynaklı ekserji yıkım maliyetleri önlenebilir dış kaynaklı ekserji yıkım maliyetlerinden yüksektir. Bu durumun istisnaları ise, evaporatör, çok az bir farkla ısıtıcı ve tamamen dış kaynaklı maliyetlere sahip olan devridaim pompalarıdır. Dolayısıyla bileşenlerin ekserji yıkımından dolayı tasarruf sağlanmasında, incelenen komponentlerin iyileştirilmesi kendilerine etki eden komponentlere yapılacak müdahalelerden daha önemli ve dolayısıyla önceliklidir. Önlenebilir dış kaynaklı ekserji yıkımlarında ise genel itibariyle diğer komponentlerde yapılan iyileştirmeler incelenen komponentleri iyi yönde etkilemektedir. İstisnalar ise, CWC, ana makine, LOC ve turboşarj ünitesinin türbinidir. Bu dört komponentin ekserji yıkımı maliyetlerinde tasarruf diğer bileşenlerin çalışma koşullarının daha kötü şartlara gelmesiyle gerçekleştirilebilir. Oransal olarak, komponent bazında en yüksek iç kaynaklı ekserji yıkımı maliyeti aşırı kızdırıcıda görülmektedir. Ardından kondenser ve kompresördeki oranlar gelmektedir. Buna rağmen aşırı kızdırıcının önlenemez dış kaynaklı ekserji yıkımı maliyeti değeri birçok komponentteki oranlardan çok daha yüksektir. En yüksek

önlenebilir dış kaynaklı ekserji yıkımı maliyeti oranına evaporatör sahiptir. Ardından LTFWP ve LOP gelmektedir. Ana makinede dış kaynaklı ekserji yıkımının tamamı önlenebilmektedir.



**Şekil 6.9 :** Komponentlerin bileşik ekserji yıkımı maliyetlerinin yüzdeleri.

Değerler açısından bakıldığında zaman, oransal olarak çok düşük olsa da önlenebilir iç kaynaklı ekserji yıkımı maliyeti ana makinededir. Bu bileşeni takiben, komponentin geliştirilmesiyle önlenebilecek en yüksek ikinci maliyet 12 \$/h ile kompresörüdür. TC ve CWC birbirlerine yakın değerlerle COMP'u takip etmektedir. Ardından gelen bileşenlerin hepsi 5\$/h değerinin altında kalmaktadır ve bu grubun sıralaması şu şekildedir: SAC, LOC, ECON, EVAP, SH, ST, COND, SWP, ısıtıcı, ve CDP. Bahsi geçen bileşenlerin tamamında incelenen bileşenlerin geliştirilmesi verilen sırayla önem arz etmektedir. Oransal olarak SH, COND ve COMP diğer komponentlerden yüksek olmasına rağmen, değerlerinin birçok komponentten daha düşük olduğu açıktır. Evaporatör 2,6 \$/h ile en yüksek dış kaynaklı ekserji yıkımı maliyeti değerine sahiptir buna rağmen iç kaynaklı ekserji yıkımı maliyetlerinin bir kısmından hala çok düşüktür. Ardından SAC 1,9 \$/h ile gelmektedir. Son olarak kompresör ise 1\$/h önlenebilir dış kaynaklı ekserji yıkımı maliyetine sahiptir ve geri kalan tüm komponentler bu değer altındadır. Sıralaması ise ECON, LTFWP, ısıtıcı, SH, COND, ST, SWP, LOP, HTFWP, CDP şeklindedir. Burada dikkat çeken husus, en

yüksek orana sahip EVAP liste başı olmuşken, diğer iki bileşen olan LTFWP ve LOP iyileştirme odak listesinde daha aşağılardadır. Diğer yandan, diğer bileşenlerin kötüleşmesiyle tasarruf sağlaması beklenen bileşenler ise sırasıyla ana makine, CWC, TC ve LOC'dır.

Sistemin çalışmasında yıkılan ekserji nedeniyle kaybedilen toplam miktar bir saatte 750\$'dır. Bu değer %9,5 kadarı önlenibilme potansiyeline sahiptir ve bu önlenibilen kısım 70\$/h olarak hesaplanmıştır. Genel çerçevede, önlenilecek bu kısmın komponentlerdeki gelişmelerden kaynaklanır. Tüm bileşenler gözönüne alındığında dış kaynaklı ekserji yıkımından kaynaklanan tasarruf potansiyeli bileşenlerin şartlarının iyileştirilmesinden negatif yönde etkilenmektedir. Buhar sevk sistemindeki gibi ekserji yıkım maliyetlerinin azalması açısından önlenibilir iç kaynaklı ekserji yıkımı maliyetine dayanan önem sırasına konmuş komponentlerin üzerine eğilimi sistemin eş zamanlı çalışması ve topolojisinin ikinci planda tutulması iyileştirme gerçekleştirilmesi için tavsiye edilmektedir.

#### **6.2.1.2 Yatırım ve diğer maliyetlerin ileri eksergoekonomik analizle ayrıştırılması**

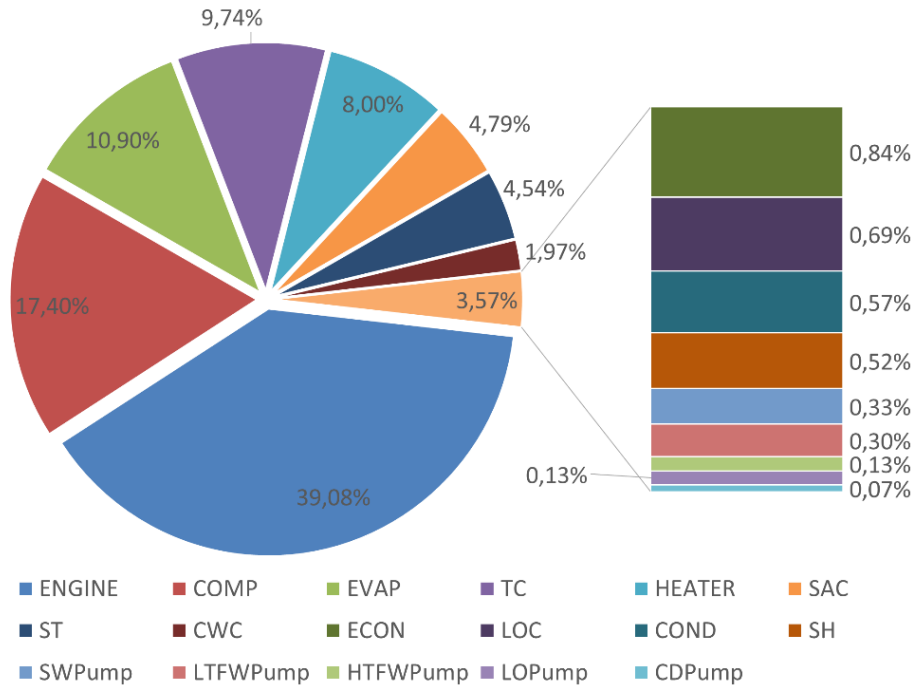
Yapılan analiz neticesinde elde edilen bulgular sistemin ömrü boyunca saat bazlı yatırım, bakım, işletme ve onarım maliyetleri olarak aşağıdaki Çizelge 6.7'de ve toplam maliyetlere göre yüzdeleri de Şekil 6.10'da verilmiştir. En yüksek maliyet %39 oranla ve 170 \$/h değeriyle, üretilen gücün yüksekliği ve makinenin özelliklerinden ötürü beklenildiği gibi ana makineye aittir. Ardından toplamda turboşarjer ünitesi; özelde ise ikinci sırada kompresör 75,7 \$/h değeri ve %17 oranı ve dördüncü sırada 42,4 \$/h ve %10 oranıyla türbin gelmektedir. Araya giren ve üçüncü sırayı alan bileşen ise %11 oran ve 47,5 \$/h değeri ile evaporatördür.

Hem brülör hem de ısı değiştirici içeren ısıtıcı maliyet açısından %8 oranı ve 34 \$/h değerine sahiptir. Birbirine yakın değerlere sahip iki bileşen 20\$/h civarındaki değerleriyle SAC ve ST gelmektedir. Ardındaki bileşenlerin hepsinin maliyetleri 10 \$/h değerinin altında CWC (%2), ECON (%0,8), LOC (%0,7), COND (%0,6), SH (%0,5), SWP (%0,3), LTFWP (%0,3) ve 1 \$/h değerinin altında HTFWP (%0,1), LOP (%0,1) ve CDP (%0,07) gelmektedir. Dikkat çekici bir durum ise CWC'den sonraki 9 komponentin toplam maliyeti sistem maliyetininin sadece %3,6'sını oluşturmaktadır

**Çizelge 6.7 :** Geleneksel ve ileri eksergoekonomi analizi sonucu hesaplanan yatırım ve diğer maliyetleri.

Komponent	$\dot{Z}_k$	$\dot{Z}_k^{UN}$	$\dot{Z}_k^{AV}$	$\dot{Z}_k^{EN}$	$\dot{Z}_k^{EX}$	$\dot{Z}_k^{UNEN}$	$\dot{Z}_k^{UNEX}$	$\dot{Z}_k^{AVEN}$	$\dot{Z}_k^{AVEX}$
COMP	75,733	45,440	30,293	69,546	6,187	41,727	3,712	27,818	2,475
SAC	20,848	19,132	1,716	15,677	5,171	14,386	4,746	1,290	0,426
TC	42,408	38,167	4,241	37,194	5,213	33,475	4,692	3,719	0,521
SH	2,248	2,121	0,127	0,581	1,667	0,548	1,573	0,033	0,094
EVAP	47,451	40,708	6,743	0,511	46,940	0,439	40,270	0,073	6,670
ECON	3,641	3,299	0,342	2,254	1,387	2,043	1,257	0,212	0,130
CWC	8,562	6,262	2,300	6,392	2,170	4,675	1,587	1,717	0,583
LTFWP	1,323	0,794	0,529	0,000	1,323	0,000	0,794	0,000	0,529
HTFWP	0,578	0,347	0,231	0,000	0,578	0,000	0,347	0,000	0,231
LOP	0,553	0,332	0,221	0,000	0,553	0,000	0,332	0,000	0,221
LOC	2,992	1,977	1,016	2,382	0,610	1,574	0,403	0,809	0,207
CDP	0,291	0,175	0,117	0,243	0,049	0,146	0,029	0,097	0,020
HEATER	34,838	34,259	0,579	21,115	13,723	20,764	13,495	0,351	0,228
ST	19,771	17,794	1,977	15,834	3,937	14,251	3,543	1,583	0,394
COND	2,489	2,387	0,102	1,825	0,664	1,750	0,637	0,075	0,027
SWP	1,422	0,853	0,569	1,139	0,283	0,683	0,170	0,456	0,113
ENGINE	170,111	153,100	17,011	170,111	0,000	153,100	0,000	17,011	0,000
TOPLAM	435,260	367,146	68,114	344,803	90,457	289,560	77,587	55,244	12,870

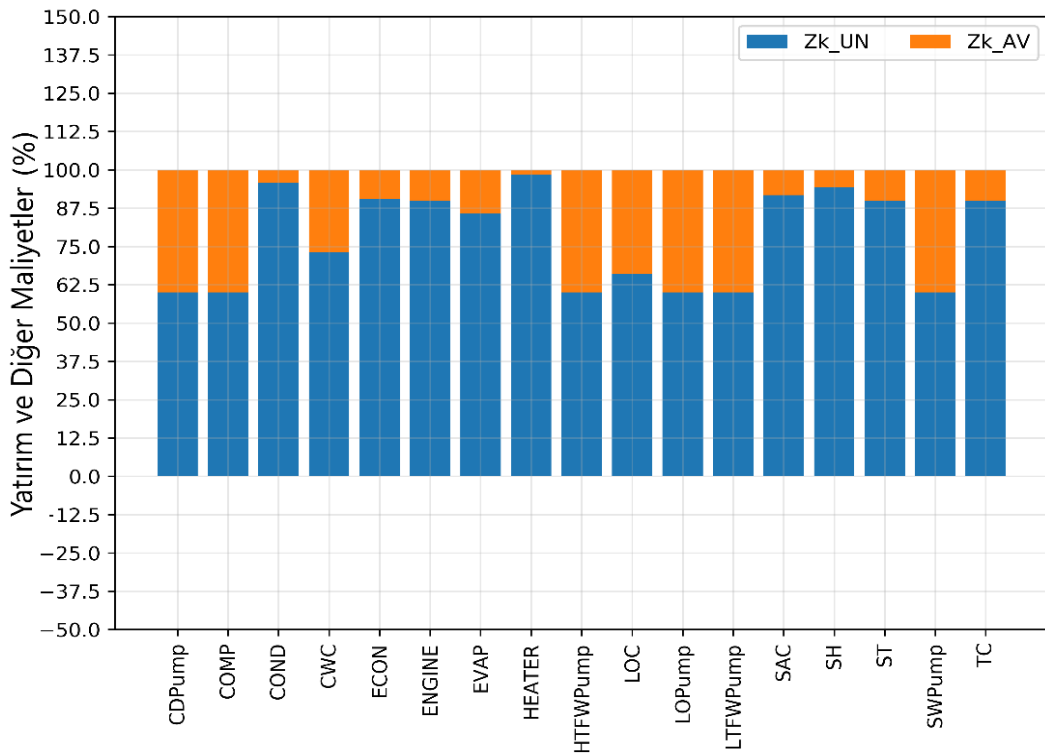
Birim zamanda yatırım, bakım, işletme ve onarım maliyetlerinin önlenebilir ve önlenemez olarak ayrılması sonucunda bileşen bazındaki oranlar Şekil 6.11’de verilmiştir. Türbinler, ana makine, pompalar ve kompersör için sabit değerler verildiğinden, bu değerlerini korumaktadırlar.



**Şekil 6.10 :** Komponentlerin yatırım ve diğer maliyetlerinin oranları.



Isı değiştiriciler ise ürün ekserjisi ve önlenmez maliyet şartlarına göre şekillenmişlerdir. Net bir şekilde görülebileceği üzere bütün komponentlerde önlenemez maliyet önlenebilir maliyetin üstündedir. Önlenebilir yatırım, bakım, işletme ve onarım maliyetlerinin en yüksek olduğu durum pompalar ve kompresörde ön tanımlı olan %40 değeridir. En düşük önlenebilir oranın %1,7 ile ısıtıcıda gözlemlenmiştir. Yanma veriminin düşük olması ısıtıcıda çok büyük bir maliyet farkı yaratmamaktadır denilebilir. Ardından kondenser ikinci sırada %4 ile gelmektedir. Buradaki özel husus, kondenserin sıcaklık farkının deniz suyu etmeninden dolayı belirli seviyenin üzerine çıkarılamamasıdır. Bu sıcaklık farkı da gerçek şartlara oldukça yakın olduğundan, hesaplanan maliyet miktarı da ona uygun şekilde, yüksek oranda önlenemez olarak hesaplanmıştır. En yüksek önlenebilir oran %34 ile LOC ve ardından %26 ile CWC yer almaktadır. Bu bileşenlerde sıcaklık farkının yaklaşık 5 birim artırılması maliyet makasını diğer bileşenlere göre daha fazla açmaktadır. Bunun ardında yatan etmen, önlenemez maliyet şartlarında geçen ekserji miktarına göre ekserji yıkımının daha düşük olması düşük olması ve LOC için soğutucu olarak giren ve çıkan suyun sıcaklık farkının çok düşük olmasıdır. Evaporatör için maliyetinin önlenebilir kısmı %14 çıkmıştır. Diğer ısı değiştiricilere ait maliyetlerin %10'dan daha azı önlenebilirdir.

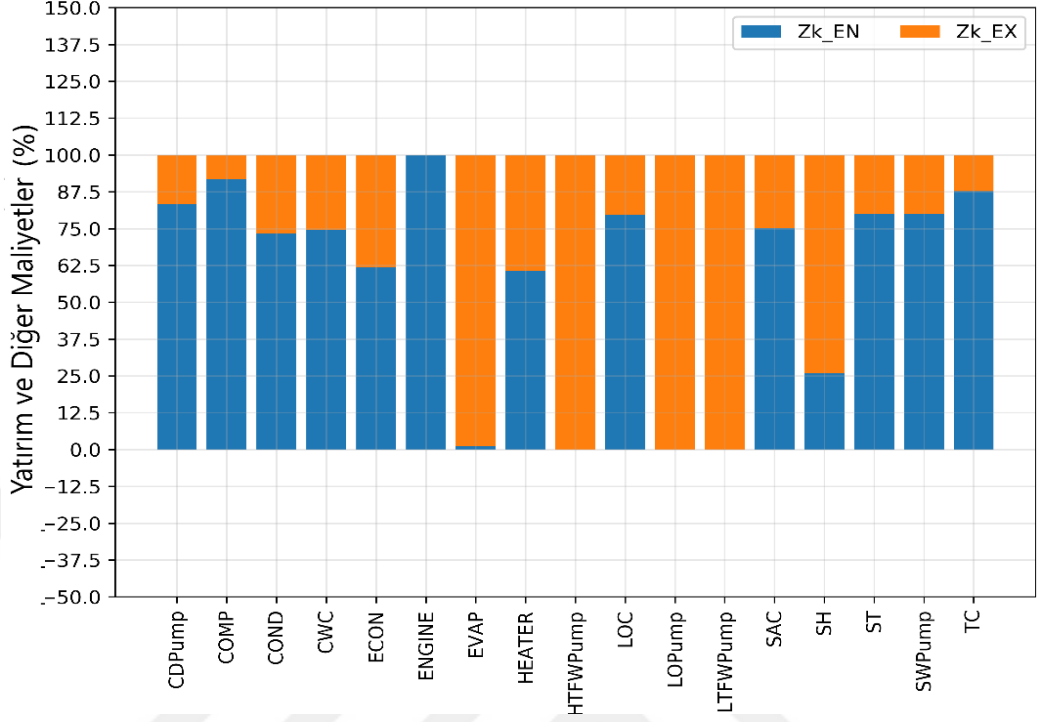


**Şekil 6.11 :** Komponentlerin önlenebilir ve önlenemez yatırım ve diğer maliyetlerinin yüzdeleri.

Değerler açısından bakıldığında ise, maliyetinin görece yüksekliğinden ve öntanımlı oranından dolayı en yüksek önlenebilir maliyet 45\$/h ile kompresördedir. En yüksek yatırım, bakım, işletme ve onarım maliyete sahip ana makine kompresörün yarısından biraz fazla bir değerle, 17 \$/h ile ikinci sıraya gerilemiştir. Diğer bileşenlerin değeri açık ara daha az ve 7 \$/h değerinden düşüktür. Evaporatör 6,7\$/h ile takip ederken turboşarj ünitesinin diğer elemanı olan türbin 4,2 \$/h'lı bir kazanç salama potansiyeline sahiptir. Literatüre dayanarak yapılan kabullere göre toplamda bakıldığında, turboşarj ünitesi üretim prosesi en yüksek geliştirme potansiyeline sahip olarak görülmektedir. Tasarruf potansiyeli sıralamasına bakıldığında, kompresör, ana makine, EVAP, TC, CWC,ST, SAC, LOC, ısıtıcı, SWP, LTFWP, ECON, HTFWP, LOP, SH, CDP ve COND olduğu görülebilir. Bu sıralamada evaporatörü takip eden bileşenlerin tamamından edilcek tasarruf toplamı 14\$/h değeriyle sadece ana makineden edilecek tasarrufun altında kalmaktadır. Açıkça görülmektedir ki, komponent bazında önlenebilir maliyet yüzdesi küçük olduğu halde, en yüksek maliyete sahip olmasından ötürü ana makinenin önlenebilir maliyet değeri yüksektir.

Maliyetlerin kaynaklarına Şekil 6.12'de bakıldığı zaman ekserji yıkımı maliyetlerini andıran bir durum özellikle devridaim pompalarında mevcuttur. Bu bileşenlere, basınç kaybı olmadığı durumda teorik olarak gerek duyulmayacağından, maliyetleri tamamen diğer bileşenlerden kaynaklı görünmektedir. Yüksek oranda diğer bileşenlere bağımlı olduğu görülmüş olan EVAP'ta da maliyetin neredeyse tamamı (%99) dış kaynaklıdır. SH için ise beklenmedik seviyede yatırım ve diğer maliyetlerinin değeri dış kaynaklı çıkmıştır. Burada göz önünde bulundurulması gereken nokta, turbojeneratör ünitesi ana makineye, özellikle egzoz gazlarına ve bu gazların kendinden önceki geçtiği bileşenlere doğrudan bağlıdır, ve bu etkiyi, sıralamada egzoz gazını gaz türbininden sonra ilk karşılayan bileşen olarak aşırı kızdırıcı çok görmektedir. Bu sebepten, hibrit çevrimlerde, türbin ve ana makinenin minimum ekserji yıkımı şartlarında çalışmasından dolayı alabileceği ekserji miktarı etkilendiğinden ve bu da iş akışkanının debisini değiştirdiğinden çıkan sonuç beklentiler dahilindedir. Bu etki ekonomizerde görülebileceği üzere en aza inmiştir. Ancak evaporatördeki durum için söylenmesi gereken bir gerçek daha vardır. Evaporatör, ekstra olarak ekonomizer ve aşırı kızdırıcının da etkisi altında çok kalması beklenen bir bileşendir, çünkü evaporatör egzoz gazlarından alınacak ısıya

göre akışkan debisini belirleyen elemandır. Bu da bahsedilen ünite için diğer bileşenlerin etkisinin en fazla görüldüğü bilşen olmasını açıklamaktadır.



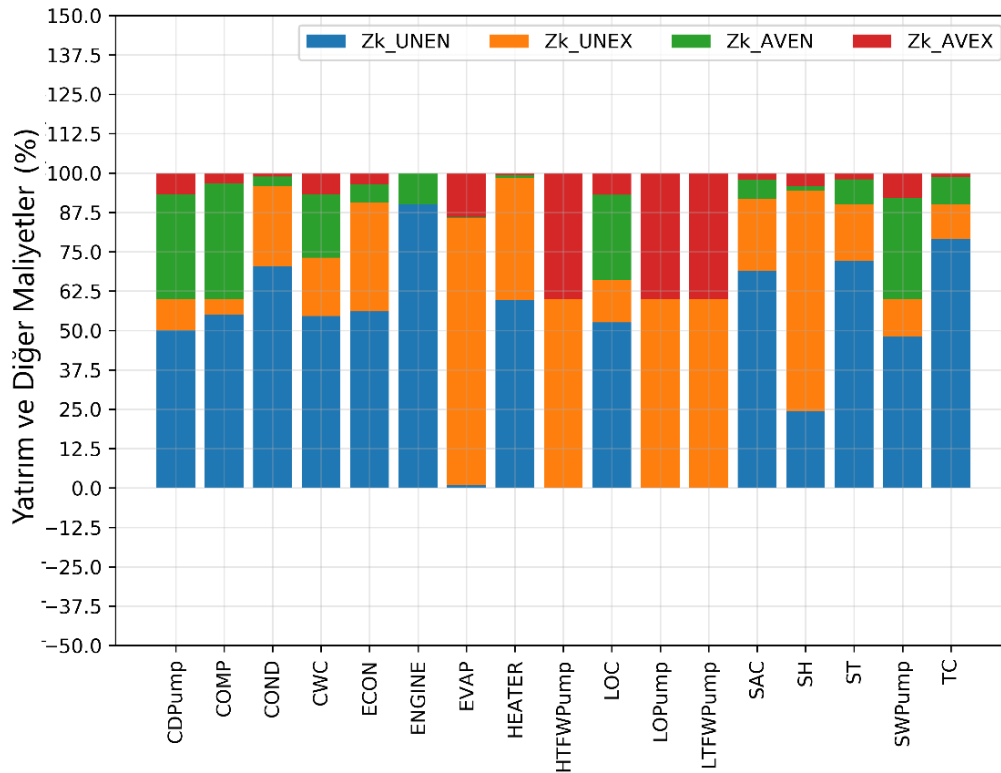
**Şekil 6.12 :** Komponentlerin yatırım ve diğer maliyetlerinin kaynaklarının yüzdesi.

Yine de komponentlerin 12 tanesinde maliyetlerin kaynağı kendileridir. Geri kalan sadece 5 komponent diğer bileşenlerin çalışma koşullarından yüksek seviyede etkilenmektedir. Ayrıca, ana makinenin maliyetinin tamamı iç kaynaklı olarak ortaya çıkmıştır. Bu durumun temel nedeni, ürettiği gücün hibrit çevrimlerde de gerçek çevrimdeki değeriyle aynı kabul edilmesidir. Daha sonra ise kendisinden önce bir bileşen olmayan kompresör yaklaşık %92 oranla kendisinden kaynaklı bir maliyete sahiptir. Yine en üçünü oranla aynı ünitenin diğer parçası olan türbin %88 ile gelmektedir.

Yatırım, bakım, işletme ve onarım maliyetlerinin değerlendirmelerinde kullanılan iç ve dış kaynaklı tabirleri, şu şekilde de değerlendirilebilir: eğer bileşenin kendi çalışma koşullarında daha düşük parametre değerlerine sahip bir bileşen aynı işi daha uyguna yapabilir ya da incelenen bileşen diğer bileşenlerin o kada etkisi alındadır ki, diğer bileşenler daha iyi şartlarda çalışsa daha uygun maliyetli bileşen burada kullanılabilir.

Şekil 6.13'te maliyetlerin önlenebilir, önlenemez, iç ve dış kaynaklı kombinasyonları görülmektedir. Odak noktası önlenebilir maliyetlerin iç ve dış kaynaklı olarak

ayrılması olduğundan, değerlendirmenin bu değerlere göre yapılması uygundur. Yüksek oranda önlenebilir maliyetinin iç kaynaklı olduğu görülen kompresörde 27,8\$/h değerindeki kısım önlenebilirdir ve bileşenin maliyetinin %36'sını; ve tüm sistemin önlenebilir maliyetinin %41'ini sağlamaktadır. İkinci sırada önlenebilir maliyetinin tamamının iç kaynaklı olduğu görünen ana makine bulunmaktadır ve kendi maliyetinin %10'u, tüm sistemin önlenebilir maliyetinin %25'inin 17 \$/h ile sebebidir. Ardından gelen bileşenlerin tüm sisteme göre önlenebilir maliyete oranları komponent başına %5,5 ve altındadır. Bu komponentlerin değerleri ile ilk iki komponent arasında maliyet açısından da çok büyük bir fark oluşmuştur. TC'de kendi maliyetinin sadece %8'i önlenebilir olmasına rağmen tüm sistemdeki %5,5'lik payıyla ve 3,7 \$/h önlenebilir iç kaynaklı maliyetle üçüncü sırada yer almıştır. Ardından tüm sisteme önlenebilir iç kaynaklı maliyetleriyle %2,5, %2,3, %1,9 ve %1,1 oranlarıyla katkı sağlayan, kendi maliyetlerine göre ise %20, %8, %6,2, %27 ve 1,7 \$/h, 1,6 \$/h, 1,3 \$/h, 0,8 \$/h önlenebilir iç kaynaklı yatırım, bakım, işletme ve onarım maliyetlerine sahip CWC, ST, SAC, ve LOC gelmektedir. Bu bileşenlerden sonrak her bileşenin tüm önlenebilir iç kaynaklı maliyetlerde %1 oranından ve 0,5 \$/h değerinden az olmaktadır ve bu bileşenlerin sıralaması da SWP, ısıtıcı, ECON, CDP, COND, EVAP, SH şeklinde olmaktadır.



Şekil 6.13 : Komponentlerin kombine yatırım ve diğer maliyetlerinin yüzdeleri.

Önlenebilir dış kaynaklı, yatırım, bakım, işletme ve onarım maliyetlerine göre değerlendirme yapıldığı durumda, en yüksek değer 6,7 \$/h ile tüm sistemin önlenebilir maliyetinin %10'u ve kendi maliyetinin %14'ü ile EVAP'tadır. İkinci sırada EVAP'ın değerinin yarısından daha az bir değere, 2,5 \$/h, sahip COMP gelmektedir ve sistemin önlenebilir maliyetinin %3,6'sı ile kendi maliyetinin %3,3'üne tekabül eder. Diğer bileşenlerin etkisinin değerlendirildiği durum için en önemli iki bileşen bunlardır ve diğerlerinden çok yüksek değerlere sahiptirler dolayısıyla eğer dış kaynaklı önlenebilir maliyetlerin azaltılması isteniyorsa öncelik bu iki komponente etki eden bileşenlerin iyileştirilmesine verilmelidir. Ardından gelen tüm önlenebilir dış kaynaklı maliyetler 0,6 \$/h değerinin altında ve tüm sistemin önlenebilir maliyetine göre %1'in altında kalmaktadır. Geride kalan bu bileşenlerin sıralaması ise CWC, LTFWP, TC, SAC, ST, HTFWP, ısıtıcı, LOP, LOC, ECON, SWP, SH, COND, ve CDP şeklindedir. Dikkat çekici husus, devridaim pompalarının kendilerini diğer yaklaşımlarda geçmiş birçok komponentin bu sıralamada önüne geçmiş olmalarıdır.

Sistemin tamamında değerlendirme yapıldığında, literatürdeki bilgilere göre tüm sistemin ilk yatırım maliyeti 21.050.939 \$ ve ömrü boyunca hesaplanan yatırım, bakım, işletme ve onarım maliyetleri 435,3 \$/h olarak hesaplanmıştır. Yatırım maliyetleri büyük oranda önlenebilir. Ancak önlenebilir kısım %15,6 oranıyla, saatte 68,1 \$'lık bir yatırımın kurtarılacağı hesaplanmıştır. Sistemin tamamında %79,2 oranla ve 344,8\$/h değeriyle yatırımlar iç kaynaklıdır. Önlenebilir maliyetlerin %81'i ve 55,2 \$/h'i incelenen komponentlerden kaynaklı; 12,9\$/h'i ise diğer komponentler ve sistemin topolojisine bağlıdır. Bu nedenle, sistemin yatırım, bakım, işletme ve onarım maliyetlerinde geri kazanım sağlamak ile ilgili olarak öncelikle bileşenlerin kendilerine yönelinmesi, ardından sistemin topolojisi ve bileşenler arasındaki etkileşimlerin tekrar değerlendirilerek geliştirmelere dahil edilmesi tavsiye edilebilir.

### **6.2.2 Değerlendirme**

Ekserji yıkımlarının azaltılması maliyet açısından doğal olarak bir fayda sağlamaktadır. Beklenildiği gibi, ekserji yıkımının büyüklüğüne oranla, ekserji yıkımından kurtarılacak önlenebilir ekserji yıkımı maliyeti en yüksek değeri ana makineye aittir. Hemen arkasında kompresör yer almaktadır. Bu iki bileşen

diğerlerine göre daha yüksek oranda önlenebilir maliyete sahip olduğundan iyileştirmede öncelik ikisine verilmelidir. Diğer bir açıdan söylenmesi gereken, geleneksel eksergoekonomi analizi sonuçlarının önerdiği sıralama ile burada verilen mühendisin iyileştirme yapabilmesi için odaklanması gereken sıralama farklı olduğudur. Burada ileri eksergoekonomik nalizin daha doğruya yakın yorumlar yapılabilmesine katkı sağladığı söylenebilir. Komponentleri ekserji yıkımı maliyetlerinde genel olarak deınlebilir ki, komponentlerin kendi etkileri daha yüksektir. Ancak bu kaideyi bozan birkaç komponent vardır. Dikkat çekici husus, devridaim pompalarının tamamen diğer bileşenler yzünden ekserji yıkımı maliyetleri oluşturduğudur ve önlenebilmesini yolunun da diğer bileşenlerin daha iyi şartlarla çalışmasıdır.

Yatırım, bakım, işletme ve onarım maliyetleri açısından değerlendirme yapıldığı zaman, beklentilerin dışında bir durum ortaya çıkmıştır. Bu maliyetlerde en yüksek önlenebilir maliyet açık ara kompresörde gerçekleşmiştir. Peşi sıra ana makine takip etmektedir ancak değeri COMP'un yarısından biraz fazladır. Dolayısıyla genelde maliyet açısından ana makinenin bir dominantlığından bahsetmek doğru olmamaktadır. Bu iki bileşenin diğer bileşenlere göre çok daha yüksek değerleri oluşu da belirtilmelidir ve bu sıralamayı iç kaynaklı önlenebilir maliyetlerde de korumaktadırlar. Diğer bir husus da ana makinenin dış kaynaklı maliyetinin olmamasıdır. Dış kaynaklı maliyetlerde pencere bambaşka sonuçlar göstermektedir. Bu sınıfta evaporatör en yüksek değere sahiptir ve zaten kendisinin maliyeti büyük oranda dış kaynaklı olarak hesaplanmıştır. Arsdındaki bileşen ise önlenebilir iç kaynaklı maliyette birinci sıradan odaklanması gereken COMP olmuştur.

Tüm sistem değerlendirildiğinde, yatırım ve diğer maliyetlerinin önlenebilir kısmı, ekserji yıkımından kaynaklanan maliyetlerin önlenebilir kısmından 2,6 \$/h daha küçük hesaplanmıştır. Bu yöntemlerin ikisi üzerinde yorum yapıldığı zaman yatırım ve diğer maliyetlerinden ziyade ekserji yıkımlarının önlenmesi üzerine mesai harcamak daha uygun bir yaklaşım olarak değerlendirilebilir. Ancak aradaki farkın küçüklüğü, toleranslar dahilinde diğer yöne yönelinmesine de yol göstermektedir. Sistem potansiyelini değerlendirilmesi için toplam önlenebilir maliyetler önem arz ettiği değerlendirilmektedir. Bu bakış açısıyla bakıldığında, sistemde yapılabilecek tüm değişikliklerin toplamda 188,8 \$/h'lik bir kurtarma potansiyeli olduğu söylenebilir. Bu değer in çok büyük oranı komponentlerin kendilerindeki

geliştirmeler sayesinde gerçekleştirilebilir. Buna karşın önlenemez toplam maliyet ise 1046,3 \$/h değerine sahiptir ve bu değer toplam saatlik 1185\$ maliyetinin %88,28'lik kısmını oluşturmaktadır.

Net bir şekilde ortaya koyulduğu üzere geleneksel analiz ile ileri eksergoekonomi analizi birbirinden farklı şekilde iyileştirmenin odaklanması gereken sıralamalara sahiptir.

### 6.3 Eksergoçevre ve İleri Eksergoçevre Analizleri

Bileşenlerin çevre etki puanlarının hesabında hem literatür hem de kabuller neticesinde oluşturulan enklemler sonucunda hesaplamalar gerçekleştirilmiştir [48, 145]. Isı değiştiriciler için ısı transfer yüzey alanlarına göre hesap yapılarak, diğer bileşenler için ise değişken parametrelerine göre kataloglardan kütleleri tespit edilerek hesap yapılmış, buhar türbini için literatüre dayanan kütle hesabıyla işlemler gerçekleştirilmiştir [209]. Sistem ömrü, yıllık çalışma saati verileri ekonomi analiziyle aynı kabul edilmiştir. Hesaplanan değerler, eksergoekonomi analiziyle benzerlik gösterecek şekilde kurulan eksergoçevresel denge denklemlerinde kendine yer bulur ve çözüm kümesini oluşturulabilmesi, her ekserji akışına bir etki değeri atanabilmesi için yardımcı denklemlerle desteklenir. Denge denklemleri aşağıdaki Çizelge 6.8'de verilmiştir.

Yakıtın çevre etki puanı literatürden 180 mPts/kg olarak alınmıştır [34]. Isıtıcının verisi bulunmadığı, ana makinenin tepkime sonucu oluşan egzoz gazlarının verisi eksik olduğu ve ayrıca buhar sevk sistemiyle karşılaştırma yapılabilmesi için kimyasal tepkime kaynaklı çevre etkisi hesaba katılamamıştır. Eksergoçevresel analiz sonuçlarından hareketle, ekserji yıkımlarının çevre etki puanı hesaplanır ve bu değerler, ileri eksergoçevresel analizde ekserji yıkımından kaynaklı çevre etkilerinin ayıştırılmasıyla önlenebilecek miktar ve bu miktarın kaynağı belirlenir.

Komponentlerle ilgili önlenemez çevre etkilerinin önlenemez kısımlarının hesabında bazı bileşenlerin kabullerle ilgili olarak literatürde bilgi bulunamadığından bu bileşenlerin önlenemez çevre etkisi gerçek değerlerine eşit kabul edilmiş; sadece ısı değiştiricilerin komponent kaynaklı önlenemez çevre etki puanı hesabı yapılmış ve kabuller ileri eksergoekonomi analizindeki kabullerle aynı değerlendirilmiştir. Bu

yakaşımında özellikle, makine, pompa ve türbin gibi bileşenlerin debileri değişse de aynı bileşenin toleransla çalışabilmesi göz önünde bulundurulmuştur.

**Çizelge 6.8 :** Eksergoçevresel denge denklemleri ve önlenemez çevre etkisi şartları.

Komponent	$\dot{B}_F$	$\dot{B}_P$	Önlenemez Etki
COMP	$b_w \dot{W}_{COMP}$	$b_2 \dot{E}x_2 - b_1 \dot{E}x_1$	$\dot{Z}_k^{UN} = 60\% \dot{Z}_k$
SAC	$b_2 \dot{E}x_2 - b_3 \dot{E}x_3$	$b_{28} \dot{E}x_{28} - b_{22} \dot{E}x_{22}$	$\Delta T = 16$
TC	$b_5 \dot{E}x_5 - b_6 \dot{E}x_6$	$b_w \dot{W}_{TC}$	$\dot{Z}_k^{UN} = 90\% \dot{Z}_k$
SH	$b_6 \dot{E}x_6 - b_7 \dot{E}x_7$	$b_{50} \dot{E}x_{50} - b_{49} \dot{E}x_{49}$	$\Delta T = 14$
EVAP	$b_7 \dot{E}x_7 - b_8 \dot{E}x_8$	$b_{48} \dot{E}x_{48} - b_{47} \dot{E}x_{47}$	$\Delta T = 40$
ECON	$b_8 \dot{E}x_8 - b_9 \dot{E}x_9$	$b_{47} \dot{E}x_{47} - b_{46} \dot{E}x_{46}$	$\Delta T = 40$
CWC	$b_{15} \dot{E}x_{15} - b_{18} \dot{E}x_{18}$	$b_{58} \dot{E}x_{58} - b_{56} \dot{E}x_{56}$	$\Delta T = 10$
LTFWPump	$b_w \dot{W}_{LTFWP}$	$b_{20} \dot{E}x_{20} - b_{19} \dot{E}x_{19}$	$\dot{Z}_k^{UN} = 60\% \dot{Z}_k$
HTFWPump	$b_w \dot{W}_{HTFWP}$	$b_{35} \dot{E}x_{35} - b_{34} \dot{E}x_{34}$	$\dot{Z}_k^{UN} = 60\% \dot{Z}_k$
LOPump	$b_w \dot{W}_{LOP}$	$b_{37} \dot{E}x_{37} - b_{36} \dot{E}x_{36}$	$\dot{Z}_k^{UN} = 60\% \dot{Z}_k$
LOC	$b_{38} \dot{E}x_{38} - b_{40} \dot{E}x_{40}$	$b_{27} \dot{E}x_{27} - b_{24} \dot{E}x_{24}$	$\Delta T = 15$
CDPump	$b_w \dot{W}_{CDP}$	$b_{44} \dot{E}x_{44} - b_{43} \dot{E}x_{43}$	$\dot{Z}_k^{UN} = 60\% \dot{Z}_k$
Heater	$b_4 [1.07(\dot{m}_{f,H})LHV_f / \eta_H]$	$b_{46} \dot{E}x_{46} - b_{45} \dot{E}x_{45}$	$\eta = 0.85$
ST	$b_{51} \dot{E}x_{51} - b_{52} \dot{E}x_{52}$	$b_w \dot{W}_{ST}$	$\dot{Z}_k^{UN} = 90\% \dot{Z}_k$
COND	$b_{52} \dot{E}x_{52} - b_{43} \dot{E}x_{43}$	$b_{59} \dot{E}x_{59} - b_{57} \dot{E}x_{57}$	$\Delta T = 7$
SWPump	$b_w \dot{W}_{SWP}$	$b_{54} \dot{E}x_{54} - b_{53} \dot{E}x_{53}$	$\dot{Z}_k^{UN} = 60\% \dot{Z}_k$
ENGINE	$[1.07b_4(\dot{m}_{f,E})LHV_f + b_4 \dot{E}x_4 + b_3 \dot{E}x_3]$	$b_w \dot{W}_{ENGINE}$	$\dot{Z}_k^{UN} = 90\% \dot{Z}_k$

### 6.3.1 Sonuçlar ve tartışma

Eksergoçevresel ve ileri eksergoçevresel analizlerin sonuçları, bu sonuçlara neden olan etmenler ve iyileştirme önerileri bu kısımda anlatılmıştır.

#### 6.3.1.1 Ekserji yıkımı kaynaklı çevresel etkiler ve ayrıştırılması

Yapılan analizlerin sonuçları Çizelge 6.9’da görülebilir. İlk sütun bileşenlere göre çevre etki puanları (mPts), ikinci sütunda eksergoçevresel analiz uygulaması sonucunda hesaplanmış spesifik yakıt ekserji çevre puanı (mPts/kWh), ve diğer



sütunlarda ise ileri ekserji analizinde hesaplanmış olan ekserji yıkımlarının saatlik çevre etki puanları (mPts/h) bulunmaktadır.

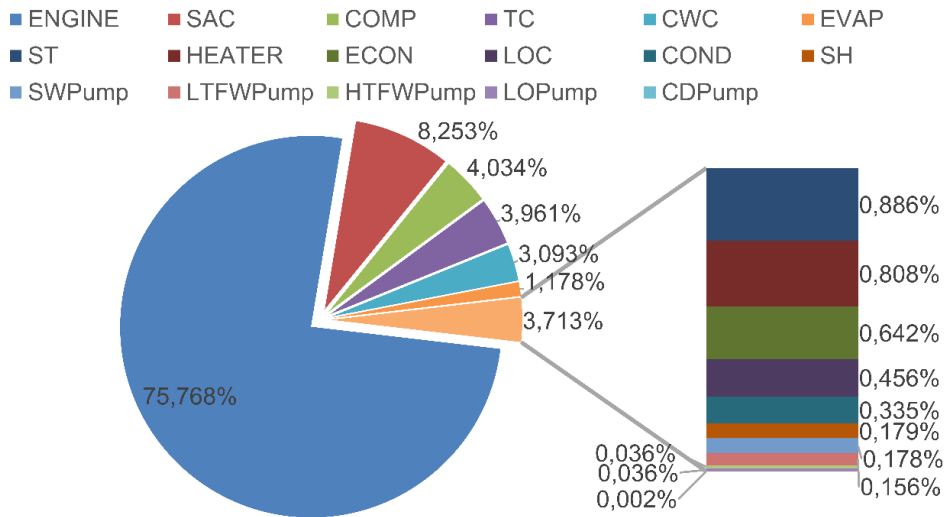
**Çizelge 6.9** : Geleneksel ve ileri eksergoçevresel analiz sonucunda ekserji yıkımının çevre etkisi ve ayrıştırması sonuçları.

Komp	$Y_k$	$b_F$	$\dot{B}_{D,k}$	$\dot{B}_{D,k}^{UN}$	$\dot{B}_{D,k}^{AV}$	$\dot{B}_{D,k}^{EN}$	$\dot{B}_{D,k}^{EX}$	$\dot{B}_{D,k}^{UNEN}$	$\dot{B}_{D,k}^{UNEX}$	$\dot{B}_{D,k}^{AVEN}$	$\dot{B}_{D,k}^{AVEX}$
COMP	288998	27,0	14509,5	8794,4	5715,1	13347,6	1161,8	8075,9	718,5	5271,8	443,4
SAC	5160203	29,3	29682,4	27448,5	2233,9	22180,4	7502,0	20640,0	6808,5	1540,4	693,5
TC	192665	24,8	14246,8	10428,2	3818,5	13169,0	1077,8	9146,2	1282,0	4022,8	-204,2
SH	84396	24,8	643,5	126,0	517,5	471,2	172,3	32,6	93,5	438,7	78,8
EVAP	1712221	24,8	4236,9	2514,8	1722,1	467,4	3769,5	27,1	2487,7	440,3	1282
ECON	336482	24,8	2307,5	1469,0	838,5	1440,3	867,2	909,5	559,6	530,9	307,6
CWC	1575346	32,6	11125,4	9146,1	1979,3	9654,5	1470,9	6828,2	2317,9	2826,4	-847,1
LTFWP	56939	27,0	561,5	407,4	154,2	0,0	561,5	0,0	407,4	0,0	154,2
HTFWP	47574	27,0	128,9	108,0	20,9	0,0	128,9	0,0	108,0	0,0	20,9
LOP	74920	27,0	128,3	101,0	27,4	0,0	128,3	0,0	101,0	0,0	27,4
LOC	211321	31,9	1640,5	1264,4	376,2	1435,1	205,5	1006,6	257,8	428,5	-52,3
CDP	8429	27,0	7,1	5,1	2,1	5,9	1,2	4,2	0,8	1,7	0,4
HEATER	192425	15,1	2905,0	2701,1	203,9	1738,1	1166,9	1637,1	1064,0	101,0	102,9
ST	1275058	20,2	3186,5	2220,9	965,6	2552,0	634,5	1778,7	442,3	773,4	192,2
COND	970028	20,2	1204,6	458,3	746,2	881,8	322,7	336,0	122,3	545,8	200,4
SWP	72111	27,0	640,2	480,0	160,2	512,7	127,5	384,4	95,6	128,3	31,9
ENGINE	154.10 <sup>6</sup>	16,5	272509	258397	14113	276352	-3843	258397	0,0	17955	-3843
TOPLAM	166.10 <sup>6</sup>		359664	326070	33594	344208	15456	309203	16867	35005	-1411

Çizelge 6.9'da, ekserji yıkımlarının çevre etki değerinin hesaplanmasında kullanılacak olan, her bir bileşene ait spesifik yakıt ekserjisi çevre etki değerleri yüksek çıkmıştır. Hassasiyet kontrolü neticesinde, bu durumun hem ana makineye giren yakıtın kimyasal ekserjisi hem de yakıtın birim kütle başına çevre etki değerindeki değişimlere hassas olmasından kaynaklanmaktadır. Spesifik yakıt ekserjisi çevre etki değerlerinin yakıtın hem kimyasal ekserjisi hem de çevre etki değerini büyüklüğüne göre büyüdüğü gözlemlenmiştir. Bahsi geçen huusun, komponentlerin kendi içerisinde karşılaştırılmasında etkisinin olmadığı söylenebilir.

Şekil 6.14'te, her bileşenin ekserji yıkımından kaynaklı çevre etkilerinin yüzdelik dilimleri ve değerleri bulunmaktadır. Ekserji yıkımından dolayı çevreye olan etki en yüksek değeriyle ana makinede gerçekleşmektedir. En yüksek ekserji yıkımının olduğu ana makine için bu beklenen bir durumdur ve tüm ekserji yıkımı kaynaklı çevre etkisinin %75,8'i bu bileşene aittir. İkinci sırada yüksek ekserji yıkımına sahip olan SAC, çevre analizinde de ekserji yıkımından kaynaklı çevre etkisi sıralamasında ikinci sıradadır. Kompresör, ekserji yıkımı TC'den daha düşük olmasına rağmen,

çevre etkisinde TC'nin önüne geçmiştir. Isıtıcı, hesaplanan değerlere göre, daha büyük ekserji yıkımına sahip olmasına rağmen çevre etkisinde EVAP ve ST'nin arkasında kalmıştır. Altı bileşenin çevre etkisi toplamı, sistemin %96,3'ünü oluşturmaktadır. Tüm pompalar, ekserji yıkımına benzer şekilde en sonda sıralanmışlardır. Ekserji yıkımlarının diğer bileşenlerle karşılaştırıldığında çok küçük olması bu durumun meydana gelmesinde en büyük etkendir.

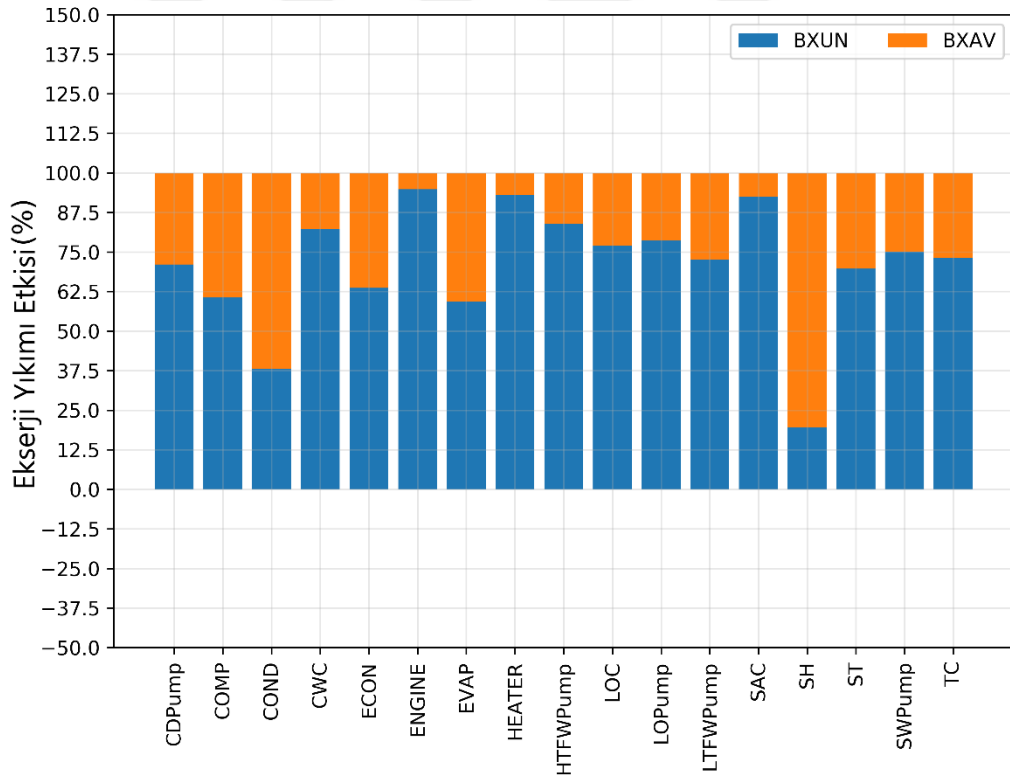


Şekil 6.14 : Komponentlerin ekserji yıkımı çevre etki puanlarının oranları.

Geleneksel ekserji çevre analizlerinin sonucunda ekserji yıkımlarının çevre etkileri değerlendirilmesinde, çevreye en az etkiyi yapan bileşenin en iyi olduğu sonucu çıkarılır. Ancak, komponentlerin ekserji yıkımının azaltılması yönünde geliştirilmesinde ise tersine, en yüksek değere sahip olan komponentin geliştirilmesine ihtiyaç duyulduğundan bu sıralama, Ana makine, SAC, COMP, TC, CWC, EVAP, ST, HEATER, ECON, LOC, COND, SH, SWP, LTFWP, HTFWP, LOP ve CDP olarak oluşmuştur.

Ekserji yıkımlarının önlenemez ve önlenemez kısımlarından kaynaklı olan çevre etkilerinde, önlenemez çevre etki değeri, incelenen komponentin daha yüksek verimle çalışması sayesinde kurtarılabilir kısımları temsil etmektedir. Her bileşenin, ekserji yıkımından kaynaklı çevre etkisinin yüzde olarak ne kadarının önlenilebileceği ve önlenemeyeceğine dair bilgi Şekil 6.15'te görülebilir. Ana makinenin ekserji yıkımından kaynaklı çevre etkisinin çok yüksek miktarı önlenemezdir. Buna rağmen miktar olarak en yüksek önlenemez çevre etkisi yine bu komponentin iyileştirilmesiyle kurtarılabilir. SAC, daha yüksek ekserji yıkımı çevre etki değerine sahip olmasına rağmen oransal olarak düşük önlenemez çevre etki değerine

sahip olduğu için, turboşarjer ünitesi komponentleri COMP ve TC, daha yüksek önlenebilir ekserji yıkımı kaynaklı çevre etki değerine sahiptir. Dolayısıyla COMP ve TC'nin ekserji yıkımını azaltmak için yapılacak çalışmalar SAC'a göre daha uygundur. SH, en yüksek önlenebilir ekserji kaynaklı çevre etkisi oranına bileşendir. Ancak, ekserji yıkımı çevre etkisi değeri düşük olduğu için öncelik olarak sıralamada yer bulabilmiştir. Bener bir duru sıralamada hemen üstünde bulunan COND için de geçerlidir. COND'un diğer komponentlere göre önlenebilir ekserji yıkımı çevre etkisi oranı yüksek olmasına rağmen, değeri düşük kalmaktadır. Bu iki komponent hariç sistemin tüm bileşenlerinin ekserji yıkımı kaynaklı önlenebilir çevre etkisi oranı önlenemez kısmından daha düşüktür. Önlenebilir çevre etkisine göre, ekserji yıkımına yönelik iyileştirme yapılması tavsiye edilen bileşenler ana makine, COMP, TC, SAC, CWC, EVAP, ST, ECON, COND, SH, LOC, ısıtıcı, SWP, LTFWP, LOP, HTFWP ve CDP olarak sıralanır. Sıralamada görülebileceği üzere aa makine ve turboşarjer ünitesinden sonra, ısı değiştiriciler, listenin sonunda ise pompalar gruplanmışlardır.

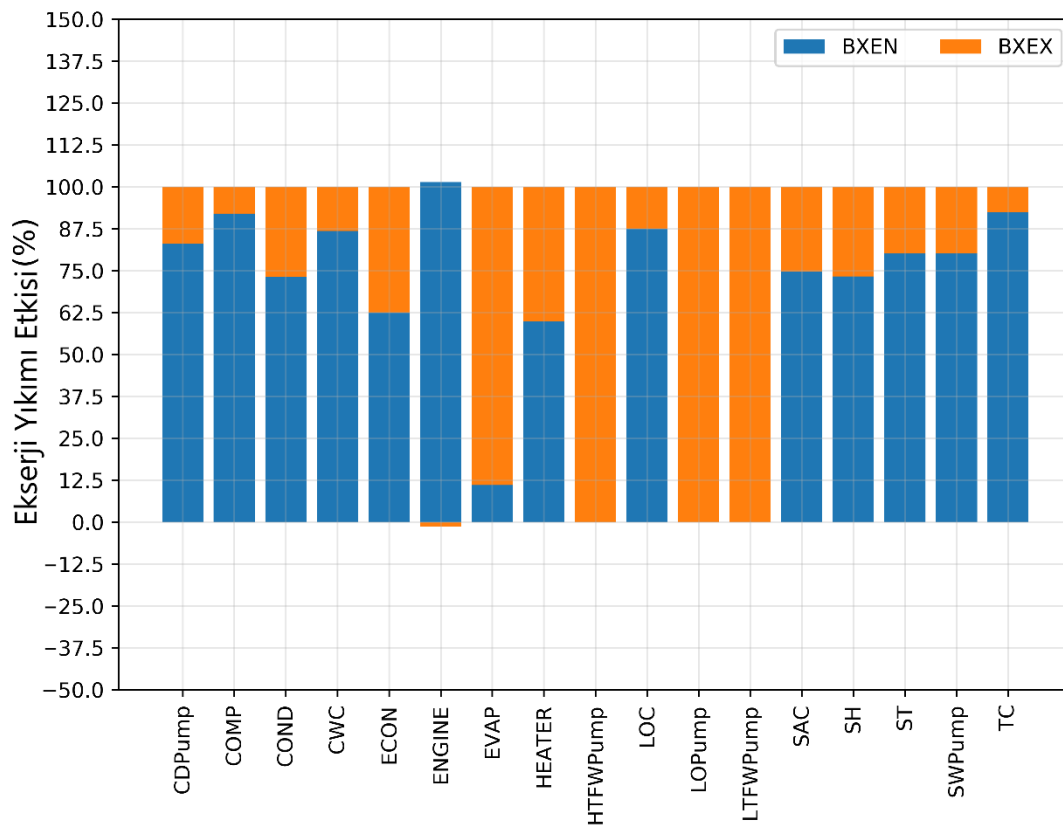


**Şekil 6.15 :** Komponentlerin önlenebilir ve önlenemez ekserji yıkımı çevre etki puanları yüzdeleri.

Ekserji yıkımı çevre etkilerinin kaynağına bakıldığında, bileşenin kendisinden veyahut diğer bileşenlerin incelenen bileşen üzerindeki etkilerinden olup olmadığı

değerlendirilebilir. Şekil 6.16'da her bir bileşenin diğer bileşenlerden ne oranda ve nasıl etkilendiği yorumlanabilir.

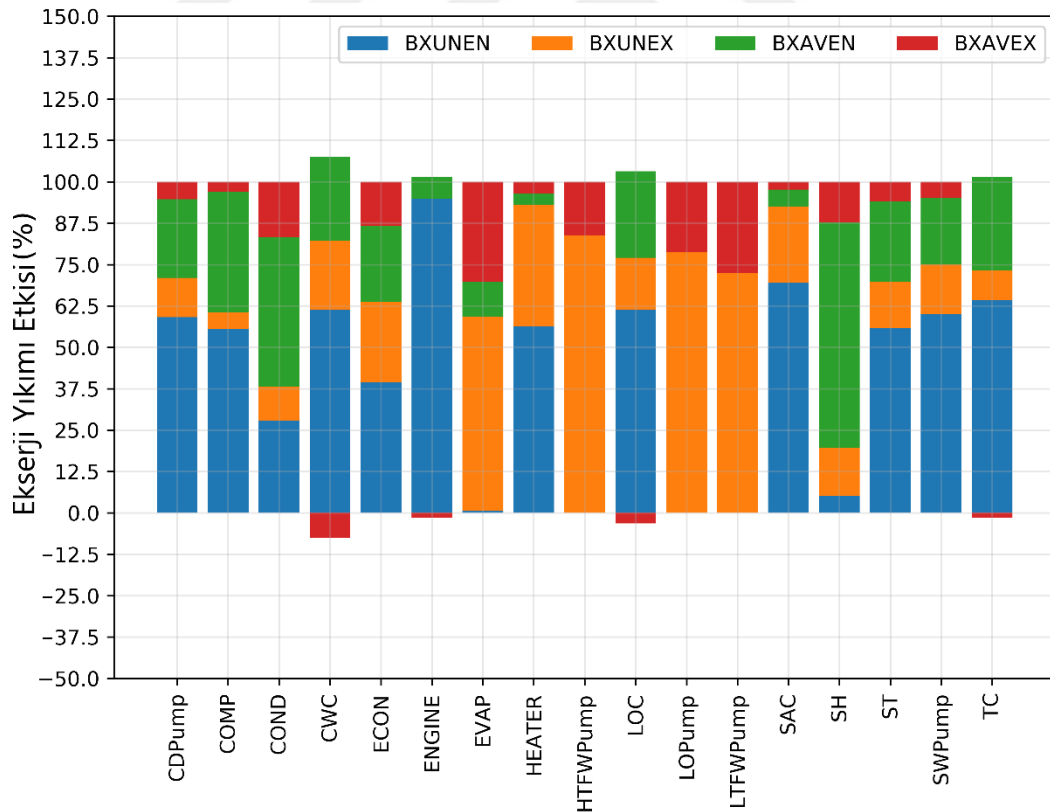
Önceki analizler olan ileri ekserji ve eksergoekonomi analizleri sonuçlarına benzer şekilde, birkaç komponent hariç sistemdeki tüm komponentlerin ekserji yıkımı kaynaklı çevre etkileri incelenen komponentlerden kaynaklanmaktadır. Sirkülasyon pompaları ve EVAP bu durumun dışında kalmaktadır. Ana makinede ise diğer bileşenlerden negatif bir yönde etkilenme mevcuttur. Sirkülasyon pompalarına, sistemin basınç kaybı olmadığı durumda teorik olarak ihtiyaç duyulmayacağından, ekserji yıkımından kaynaklanan tüm çevre etkisi dış kaynaklıdır.



**Şekil 6.16 :** Komponentlerin iç ve dış kaynaklı ekserji yıkımı etki puanlarının yüzdeleri.

Ekserji yıkımlarının çevre etkilerinde önlenebilecek miktarın ne kadarının incelenen komponentteki iyileştirmelerden ne kadarının ise sistemde ki diğer komponentlerin durumundaki değişikliklerden olacağını gösteren, ekserji yıkımı önlenebilir iç ve dış kaynaklı çevre etkilerinin komponent bazında oranları Şekil 6.17'de ve değerleri Çizelge 6.9'da görülebilir. Dört bileşende, değerlerine göre sırasıyla ana makine, CWC, TC ve LOC diğer bileşenlerin daha düşük verim ve şartlarla çalışması neticesinde daha fazla ekserji yıkımından kaynaklı çevre etkisi azaltılabilmektedir.

Ana makinenin daha düşük verimle çalışması halinde, ana makine egzozundan çıkan sıcaklık ve ısı bir miktar artacaktır. Bu da aynı şartlarda çalışan TC'nin daha fazla güç üretmesini sağlar. Bu sayede ekserji yıkımı azalır ve ekserji yıkımından kaynaklanan çevre etkisi düşürülebilir. Aynı şekilde SAC'da akışkanlar arası sıcaklık farkı artarsa, ana makineye giren havanın taşıdığı ısı miktarı artacaktır. Sirkülasyon pompalarında, ekserji yıkımından kaynaklı çevre etkisinin önlenememesinin nedeni, bunlara etki eden bileşenlerde basınç düşüşünü sıfırlayamamaktır evaporatörde, iç kaynaklı ekserji yıkımı önlenemez çevre etkisi kısmı önlenemez kısımdan çok büyüktür. Dolayısıyla bu bileşende yapılacak iyileştirme, ekserji yıkımından kaynaklanan çevre etkisini azaltacaktır. Buna rağmen EVAP'ta diğer bileşenlerin etkisi yadsınamayacak kadar büyüktür. Ve önlenemez çevre etkisinin büyük kısmı bu sebeptendir. Diğer bileşenlerde ise, önlenemez çevre etkisi değerleri büyük oranda bileşenlerin durumlarından kaynaklanmaktadır. Verimlerinin artırılması, ısı değiştiricileri için sıcaklık farklarının düşürülmesi ekserji yıkımından kaynaklanan çevre etkilerini büyük oranda düşürecektir.



**Şekil 6.17 :** Komponentlerin bileşik ekserji yıkım çevre etkilerinin yüzdeleri.

Değerler açısından yorumlandığında, ana makinenin çevreye olan iç kaynaklı ekserji yıkımı kaynaklı etkisinin önlenebilecek kısmı, COMP'un üç katından fazla

olmaktadır. Dolayısıyla, ekserji yıkımının bu bileşende önlenmesi için iyileştirmelerin yapılması, büyük orada çevreye olan zararları azaltmaya yarayacaktır. turboşarjer ünitesi ise toplamda, ana makinenin yarısı kadar ekserji yıkımı kaynaklı önlenbilir çevre etkisine sahiptir. CWC ve SAC, turboşarjer bileşenlerinin ardından gelmektedir. Turbojeneratör ünitesinin türbini ve ısı değiştiricileri grup halinde SAC'dan sonra yer almaktadır. Komponentlerin kendi durumlarındaki iyileştirmelerle önlenilecek ekserji yıkımı sayesinde azaltılabilecek çevre etkisi sıralaması ana makine, COMP, TC, CWC, SAC, ST, COND, ECON, EVAP, SH, LOC, SWP, ısıtıcı ve CDP olarak verilebilir.

En yüksek dış kaynaklı ekserji yıkımından kaynaklanan önlenbilir çevre etki değeri EVAP'tadır. Değeri, SAC'ın neredeyse iki ve COMP'un üç katıdır. büyük oranda turbojeneratör ünitesinin ısı değiştiricileri ve türbini en yüksek dış kaynaklı ekserji yıkımı önlenbilir çevre etkisine sahiptir. Bu husus, turbojeneratör ünitesinin tüm enerjisini ana makinenin ürettiği ve turboşarjerin bir kısmını kullandığı egzoz gazından alması dolayısıyla diğer bileşenlere bağlı olması sebebiyle gerçekleşmektedir. Devridaim pompaları her ne kadar doğrudan diğer bileşenlere bağlı ekserji yıkımı kaynaklı çevre etki değerlerine sahip olsalar da kendilerine, LTFWP hariç, dış kaynaklı ekserji yıkımı önlenbilir çevre etki değerleri sıralamasında yine sonlarda yer bulabilmişlerdir. Dolayısıyla, diğer bileşenlerin çalışma şartlarının ve verimlerinin iyileştirilmesiyle azaltılabilecek çevre etkileri sıralaması, EVAP, SAC, COMP, ECON, COND, ST, LTFWP, ısıtıcı, SH, SWP, LOP, HTFWP ve CDP olarak hesaplanmıştır.

Sistemin işletilmesi sonucunda çevreye verilen ekserji yıkımı kaynaklı tüm zararın %90, 7'si önlenemezdir. Önlenbilir kısmının ise çoğunluğu iç kaynaklıdır. Toplamda bakıldığı zaman sistemin toplam dış kaynaklı ekserji yıkımı kaynaklı çevre etkisi negatif olmaktadır. Bu durum, sistemde ekserji yıkımı açısından baskın bir bileşenin kendisini etkileyen bileşenlerin çalışma koşulları ve verimlerinin daha kötü olması sonucunda çevreye olan etkisini azaltmanın mümkün olduğunu söylemektedir. Detaylı analiz ise bu ekserji yıkımı nedeniyle baskın olan bileşeni ortaya koymak ve her bileşenin ne gibi yaklaşımlarla dış kaynaklı ekserji yıkımı önlenbilir çevre etki değerlerinin geri kazanılabileceğini belirlemek açısından gereklidir.

### 6.3.1.2 Komponent kaynaklı çevresel etkiler ve ayrıştırılması

Sistemin ömrü boyunca çalıştığı saatlik zaman dilimi için bileşenlerle alakalı çevre etki değerleri aşağıdaki Çizelge 6.10'da verilmiştir. Daha önce belirtilen bileşenlerin önlenemez çevre etki değerleri gerçek şartlarda hesaplanan değerlerine eşit kabul edilmiştir. İncelenen bileşenlerin çevre etkileri ekserji yıkımlarından bağımsız olarak hesaplanmaktadır.

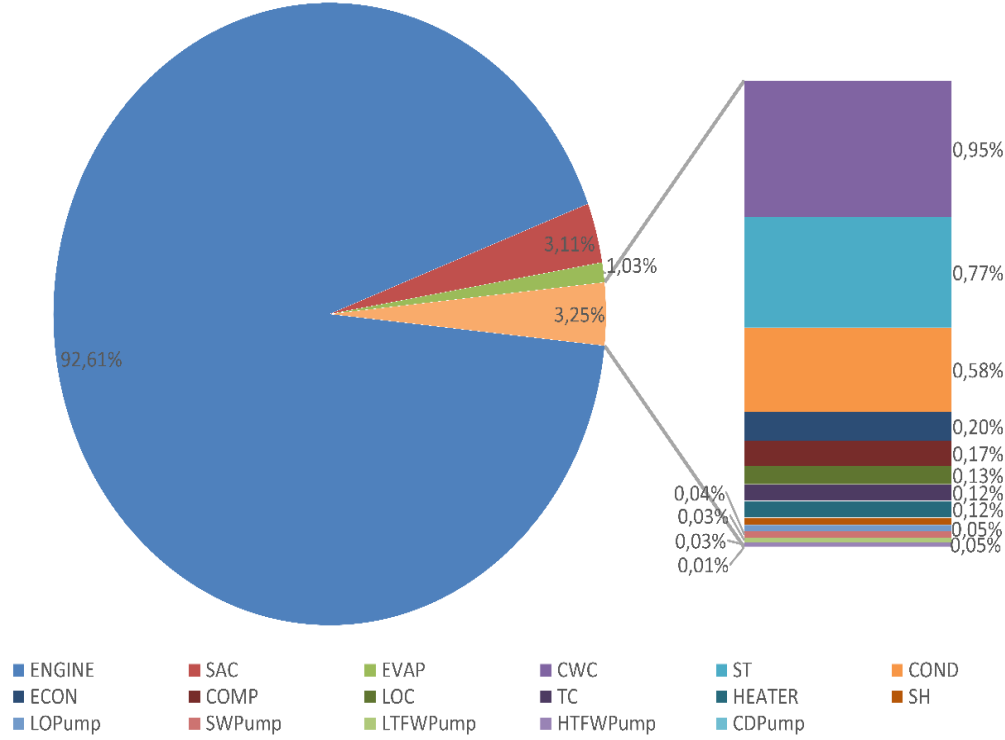
Ana makine, içerdiği malzemeden kaynaklı, ve büyük ölçekli olmasından dolayı sistemdeki en yüksek değeriyle çevreye en fazla zarar veren bileşendir ve açık ara 761,9 mPts/h değeri ile en öndedir. Bu bileşenin üretim aşamalarında alternatif malzemeler kullanımı, çevreye duyarlı üretim teknikleri gibi yapılacak geliştirme, çevre etki puanının azaltılması için fayda sağlayabilir.

**Çizelge 6.10 :** Geleneksel ve ileri eksergoçevresel analiz sonucunda komponent çevre etkileri ve ayrıştırılması.

Komponent	$\dot{Y}_k$	$\dot{Y}_k^{UN}$	$\dot{Y}_k^{AV}$	$\dot{Y}_k^{EN}$	$\dot{Y}_k^{EX}$	$\dot{Y}_k^{UNEN}$	$\dot{Y}_k^{UNEX}$	$\dot{Y}_k^{AVEN}$	$\dot{Y}_k^{AVEX}$
COMP	1,434	1,434	0,000	1,316	0,117	1,316	0,117	0,000	0,000
SAC	25,596	23,071	2,525	19,247	6,349	17,348	5,723	1,899	0,626
TC	0,956	0,956	0,000	0,838	0,118	0,838	0,118	0,000	0,000
SH	0,419	0,326	0,092	0,108	0,311	0,084	0,242	0,024	0,069
EVAP	8,493	5,700	2,793	0,092	8,402	0,061	5,639	0,030	2,763
ECON	1,669	1,327	0,342	1,033	0,636	0,822	0,506	0,212	0,130
CWC	7,814	4,759	3,056	5,834	1,980	3,553	1,206	2,281	0,774
LTFWPump	0,282	0,282	0,000	0,000	0,282	0,000	0,282	0,000	0,000
HTFWPump	0,236	0,236	0,000	0,000	0,236	0,000	0,236	0,000	0,000
LOPump	0,372	0,372	0,000	0,000	0,372	0,000	0,372	0,000	0,000
LOC	1,048	0,230	0,819	0,835	0,214	0,183	0,047	0,652	0,167
CDPump	0,042	0,042	0,000	0,035	0,007	0,035	0,007	0,000	0,000
HEATER	0,955	0,955	0,000	0,579	0,376	0,579	0,376	0,000	0,000
ST	6,325	6,325	0,000	5,065	1,259	5,065	1,259	0,000	0,000
COND	4,812	0,531	4,281	3,528	1,284	0,389	0,142	3,138	1,142
SWPump	0,358	0,358	0,000	0,286	0,071	0,286	0,071	0,000	0,000
ENGINE	761,905	761,905	0,000	761,905	0,000	761,905	0,000	0,000	0,000
TOPLAM	822,714	808,806	13,907	800,701	22,013	792,465	16,342	8,236	5,672

Ardından gelen SAC 25,6 mPts/h değeriyle ikinci sıraya yerleşmiştir. Ardından gelen bileşenlerin hepsi 10 mPts/h değerinin altında kalmaktadır. Şekil 6.18'de de görülebileceği üzere komponent kaynaklı çevre etkisinin %92,6'sı sadece ana makineden kaynaklanmaktadır. SAC ise %3,11 ile ikinci sırada ve neredeyse on beş bileşenin toplamına eşittir. 10 mPts/h değerinin altında bulunan bileşenler olarak,

üçüncü sırada bulunan EVAP 8,5 mPts/h değerle dördüncü sırada CWC 7,8 mPts/h, ST 6,3 mPts/h, COND 4,8 mPts/h, ECON 1,67 mPts/h, COMP 1,4 mPts/h ve LOC 1,04 mPts/h değerleriyle sıralanır. Geri kalanlar ise 1 mPts/h değerinin altındadır. Bu sıralama geleneksel eksergoçevresel analizin, bileşenlerin üretiminde sistemin çevreye olan etkisinin azaltılması açısından geliştirilmesi tavsiye edilen sıralamadır.

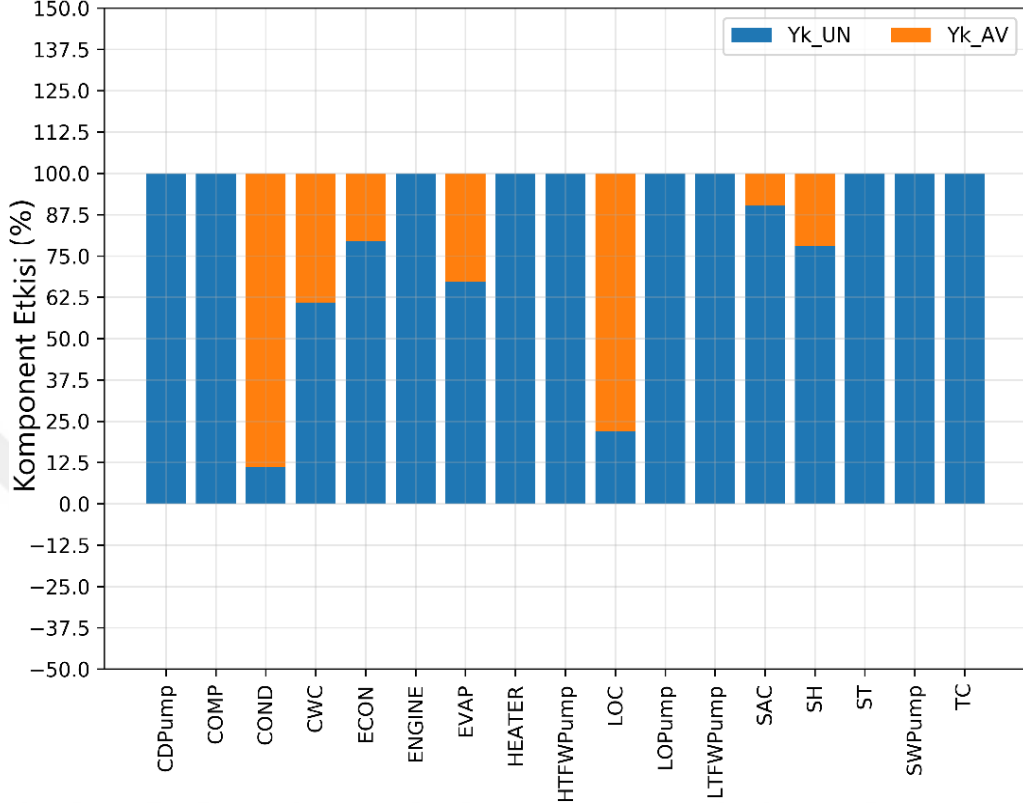


Şekil 6.18 : Komponent kaynaklı çevre etki oranları.

Bahsedildiği üzere, ısı değiştiricilerin komponent kaynaklı önlenemez ve önlenemez çevre etkilerinin değerleri Çizelge 6.10'da verilmiş olup komponent bazında yüzdeleri Şekil 6.19'da görülmektedir. Önlenemez komponent kaynaklı çevre etkisi hem komponent bazında yüzde olarak %89 hem de değer olarak 4,28 mPts/h ile COND en ön sıradadır. CWC ise komponent kaynaklı çevre etkisinin sadece %39'unun önlenemesine rağmen değer olarak 3,05 mPts/h değeriyle ikinci sıradan kendine geliştirme sıralamasında yer bulmuştur. CWC'ye yakın bir değere sahip EVAP'ün komponent kaynaklı önlenemez çevre etkisi, en yüksek üçüncü çevre etki değerinin %32'siyle ve 2,8 mPts/h değeriyle üçüncü sırada yer almaktadır. Toplam komponent kaynaklı çevre etkisinde göre EVAP'tan yukarıda olan SAC ise, çevre etkisinin sadece %10'u azaltılabildiğinden EVAP'tan sonra gelmektedir ancak değeri 2,5 ile EVAP'a yakındır. LOC, oransal olarak komponent kaynaklı çevre etkisinin %78'inin önlenemez olması ancak çevre etkisinin görece düşük olması nedeniyle

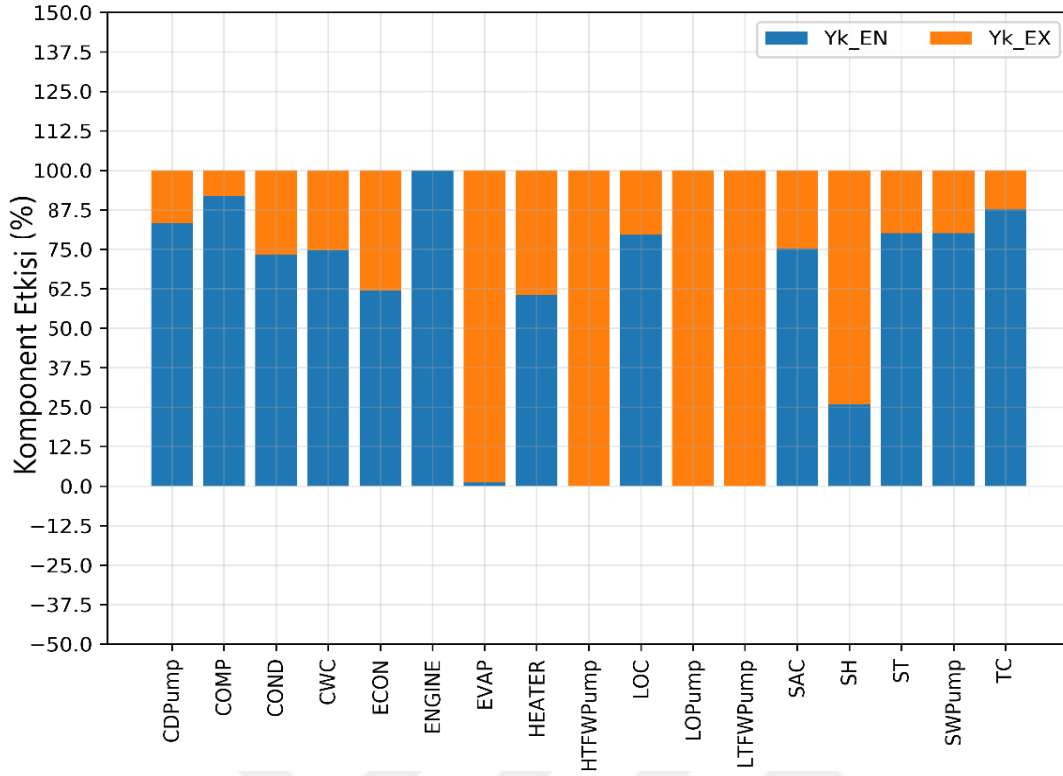


0,82 mPts/h çevre etki puanına sahip olarak LOC'tan sonra gelmektedir. Eson iki bileşen ise ECON ve SH olarak belirlenmiştir. Bu sıralamaya göre, bileşenlerde yapılacak geliştirme, sistemin çevre etkisinin azaltılması için tavsiye edilmektedir.



**Şekil 6.19 :** Komponent kaynaklı çevre etkilerinin önlenebilir ve önlenebilir yüzdeleri.

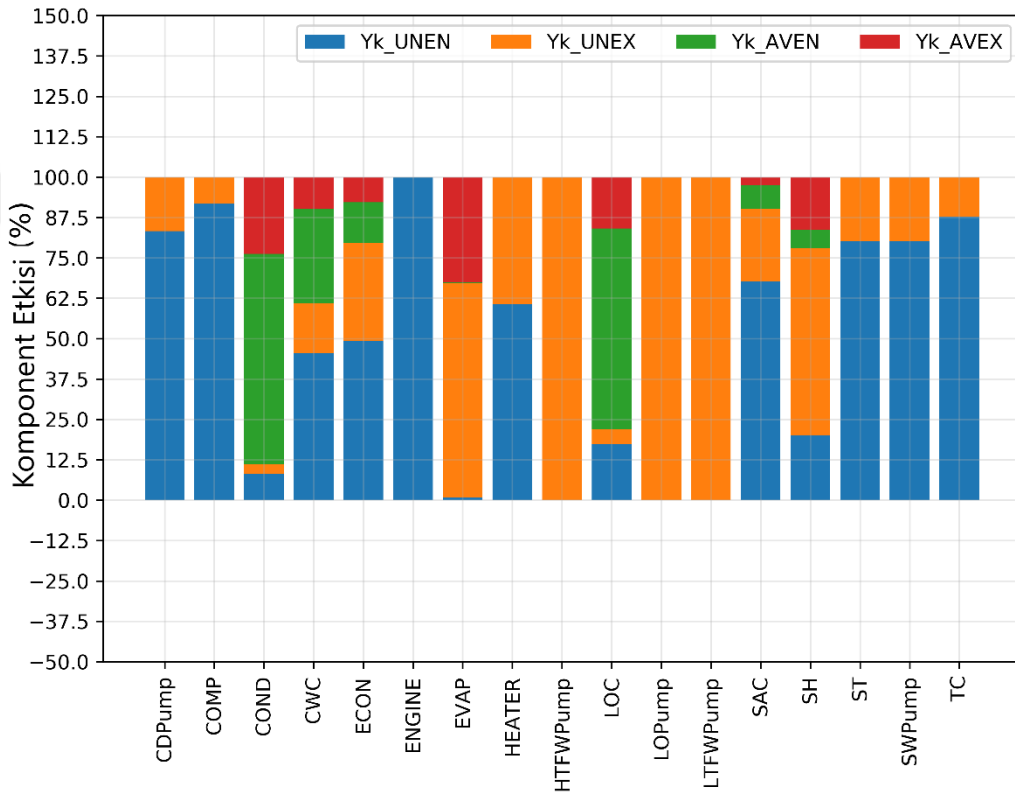
Diğer komponentlerdeki çalışma koşullarının etkisinde, ihtiyaçlara göre üretilmiş veya seçilmiş olan bileşenlerin çevreye yapmış oldukları etkilerin ne kadarının diğer komponentlere bağlı olduğunu görmek açısından iç ve dış kaynaklı olarak çevre etki puanları ayrıştırılmış ve Çizelge 6.10'da değerleri, Şekil 6.20'de ise komponent bazında yüzdeleri verilmiştir. Ana makinenin komponent kaynaklı çevre etkisinin tamamı kendisinden kaynaklanırken, sirkülasyon pompalarının tamamı ve evaporatörün neredeyse tamamı diğer komponentler nedeniyledir. Diğer analizlerde olduğu gibi SH için de komponent kaynaklı çevre etkisinin büyük çoğunluğu dış kaynaklı çıkmıştır. Bahsedilen komponentler dışında kalanların hepsinde çevreye olan komponent kaynaklı zararlar komponentlerin kendilerinden kaynaklanmaktadır. Dolayısıyla komponentlerin üretim prosesleri üzerinde iyileştirme yapılması çevreye olan olumsuz etkilerin azaltılmasında büyük rol oynamaktadır.



**Şekil 6.20 :** Komponent çevre etkilerinin kaynaklarının yüzdeleri.

Önlenebilir kaynaklı çevre etkilerine sahip komponentlerde evaporatör hariç diğer bileşenlerin hepsinde komponentlerin kendisinden dolayı olan çevre etkisi Şekil 6.21’de görülebileceği üzere daha yüksektir. COND ve LOC en yüksek iç kaynaklı önlenebilir komponent çevre etkisi yüzdelerine sahipken, COND puan olarak da 3,13 mPts/h değeri ile, LOC dördüncü sırada 0,65 mPts/h değeriyle en yüksek iç kaynaklı önlenebilir komponent çevre etkisine sahiptir. SAC en düşük üçüncü önlenebilir iç kaynaklı komponent çevre etkisi yüzdesine sahip olmasına rağmen, puanının yüksek olması nedeniyle önlenebilir kısmı büyük hesaplanmıştır ve üçüncü sırada kendisine yer bulmuştur. SAC’dan sonraki bileşenlerin önlenebilir iç kaynaklı komponent çevre etkisi değerleri 1 mPts/h değerinin altındadır. En yüksek dış kaynaklı önlenebilir komponent çevre etkisine 2,76 mPts/h değeriyle sahip olan EVAP, çok küçük oranda önlenebilir iç kaynaklı kısmının olmasına rağmen puan olarak SH’nin iç kaynaklı önlenebilir komponent çevre etkisi puanının üzerindedir. EVAP’tan sonra, diğer bileşenlerin çalışma koşullarından en fazla etkilenen bileşen COND olarak hesaplanmıştır. Kendisini etkileyen bileşenlerin koşullarının iyileştirilmesi, deniz suyuna atılması gereken ısı miktarını azaltacağından dolayı yüzey alanı küçülecek, dolayısıyla daha az malzeme kullanılmasından dolayı çevreye olan zararı da azalacaktır. Ardından gelen tüm bileşenlerin önlenebilecek dış

kaynaklı komponent çevre etkileri 1 mPts/h değerinin altında hesaplanmıştır. SH'nin iki durumda da en düşük önlenebilir komponent kaynaklı çevre etkisinin olması tamamen, çevre etkisinin küçük olmasından kaynaklanmaktadır. Bu şartlar altında, sistemin çevreye etkisinin azaltılması yönünde ısı değiştiricileri üzerinden sistem iyileştirmesi yapılması gerekiyorsa komponentlerden kaynaklı önlenebilir kısım için COND, CWC, SAC, LOC, ECON, EVAP ve SH ve diğer bileşenlerin altına kalmalarından dolayı EVAP, COND, CWC, SAC, LOC, ECON ve SH olarak değerlendirilmeleri gerekir.



**Şekil 6.21 :** Komponent kaynaklı çevre etkisinin kombine ayrışmalarının yüzdeleri.

Sistemin tamamı incelendiği zaman, toplam komponent kaynaklı çevre etkisi 822,7 mPts/h olarak hesaplanmıştır. Bu değer tamamina yakını ana makineden kaynaklanmaktadır. Ana makinenin içerdiği karmaşık yapı, kullanılan malzemeler ve bu malzemelerin cevher halinden son raddeye gelene kadar gördüğü işlemler göz önüne alındığında bu beklenen bir durumdur. Toplam değer 808,8 mPts/h ile %98,3'ü önlenemez ve sadece %1,7'si ısı değiştiricilerinde yapılabilecek iyileştirmeler sayesinde önlenebilir. önlenebilir komponent kaynaklı çevre etkisinin %59'u komponentlerin kendi üretimlerinden, geri kalan kısmı ise diğer bileşenlerin etkisi altında gerektirdikleri özel durumlardan kaynaklanmaktadır.

### 6.3.2 Değerlendirme

Öncelikle, ekserji yıkımından kaynaklı çevre etkisinin sonuçları kurulan denge denklemleriyle hesaplanmış ve yüksek seviyede sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Literatürde de karşılaşılan bu durum, normal olarak addedilir. Ekserji yıkım ile komponent kaynaklı çevre etkilerini karşılaştırılmasında bir önceki bölümde de bahsi geçtiği üzere, literatürde belirtildiği gibi komponent kaynaklı çevre etkileri ihmal edilebilir düzeyde olduğu görülmektedir. Bununla beraber, sadece %1,7 oranında komponent kaynaklı çevresel etki iyileştirmesi yapılabileceği de ihmal edilebilirliği destekleyici bir unsurdur.

Ana makine hem ekserji yıkımından hem de komponent kaynaklı çevresel etkilerin en yüksek değerlerine sahip olmakla sistemi domine eder durumdadır. Eksergoçevresel analiz sonuçları ile ileri eksergo çevresel analiz sonuçları karşılaştırıldığı zaman ortaya çıkan tablo birbirinden ayrılmaktadır. Bu nedenle ileri eksergoçevre analizlerinin sonuçları, çevreye etki göz önüne alındığı zaman komponentlerde yapılacak verim artışı, çalışma koşulları iyileştirmelerinde daha yerinde sonuçlar vermektedir.

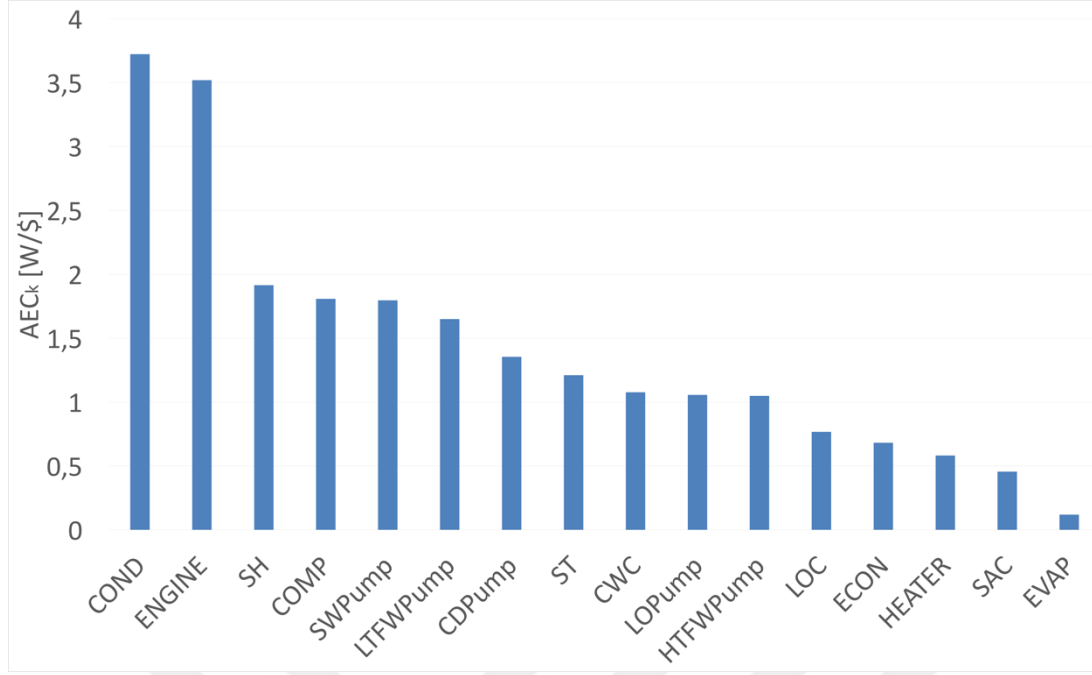
### 6.4 Eksergoekonomik Performans Analizleri

İleri ekserji ve eksergoekonomiye dayanarak hesaplanan ölçütler aşağıdaki Çizelge 6.11'de verilmiştir. Çizelge 6.11'de birinci sütun incelenen bileşenleri temsil ederken, ikinci sütunda birim yatırım başına önlenebilecek ekserji yıkımını göstermektedir. İstenen, birim yatırım başına kurtarılabilir en yüksek ekserji yıkımı olduğundan mütevellit hesaplanan sistemde turboşarjer ünitesinin türbini açık ara birim maliyet başına 22,7 W ekserji yıkımı kurtarabilmesiyle en ön sıradadır. Türbinde hesaplanan bu yüksek değer sebebi, maliyetleri incelemek için literatürden alınan [50] ve kullanılan denklemin eksponansiyel olarak, güç arttıkça yapılacak yatırım eğrisini belirli bir sabite yaklaştırmasından kaynaklanmaktadır. Peşinden altı kat daha az değere sahip kondenser, kondenserle arasında sadece ve 0,2W/\$ farkla ana makine gelmiştir. Ardışık bileşenler ise 2W/\$ değerinin altında kalmıştır. Böyle bir durumda, açık ara en önemli potansiyel türbindedir; ardından ise kondensere yönelik yatırım ana makineye yapılacak yatırımdan daha çok fayda sağlar denilebilir.

**Çizelge 6.11 : Gemi Diesel sevk tesisi için eksergoekonomik performans ölçütleri.**

Komp	$AEC_k$ [W/\$]	$EIC_k$ [\$/%]	$\varepsilon_{tot}^{*,k}$ [%]	$EI$ [%]	$EIC_{tot}^k$ [\$/%]	$CAV_k$ [\$ kWh]	$SPP_k$ [\$ kWh]	$CP_k$ [\$/h]
COMP	1,8083	37000,078	38,2404	0,4743	647299,79	0,0114	0,0506	10,689
SAC	0,4562	97844,6509	38,1247	0,1704	2573866,37	0,0453	0,0349	2,6575
TC	22,6579	3307,7308	38,191	0,3446	51727,32	0,0009	0,05	7,6895
SH	1,9154	428,6777	38,0776	0,0466	613727,44	0,0108	0,0401	0,8362
EVAP	0,1195	88270,5157	38,1189	0,1551	9825641,76	0,173	-0,1221	-8,462
ECON	0,6818	4625,7724	38,0886	0,0755	1723562,40	0,0303	0,0206	0,6958
CWC	1,0768	11559,5062	38,1115	0,1358	1090728,69	0,0192	0,0749	4,544
LTFWP	1,6499	600,8331	38,0647	0,0127	712712,66	0,0125	0,0495	0,2821
HTFWP	1,0489	211,9703	38,0605	0,0017	1121230,81	0,0197	0,0423	0,0326
LOP	1,0562	193,5081	38,0607	0,0023	1113497,14	0,0196	0,0424	0,043
LOC	0,7669	2532,4273	38,0699	0,0264	1533096,79	0,027	0,0668	0,788
CDP	1,3543	8,3861	38,0599	0,0002	868393,13	0,0153	0,0468	0,0036
HEATER	0,582	38146,8492	38,0714	0,0303	2020258,38	0,0355	-0,0079	-0,107
ST	1,2103	6356,3575	38,1006	0,1071	970716,06	0,0171	-0,0026	-0,127
COND	3,7235	432,595	38,0913	0,0828	315592,54	0,0056	0,0089	0,3289
SWP	1,7967	624,8063	38,0649	0,0132	654501,98	0,0115	0,0505	0,2993
ENGINE	3,5196	324625,71	38,8033	1,9533	327751,19	0,0059	0,0269	23,069

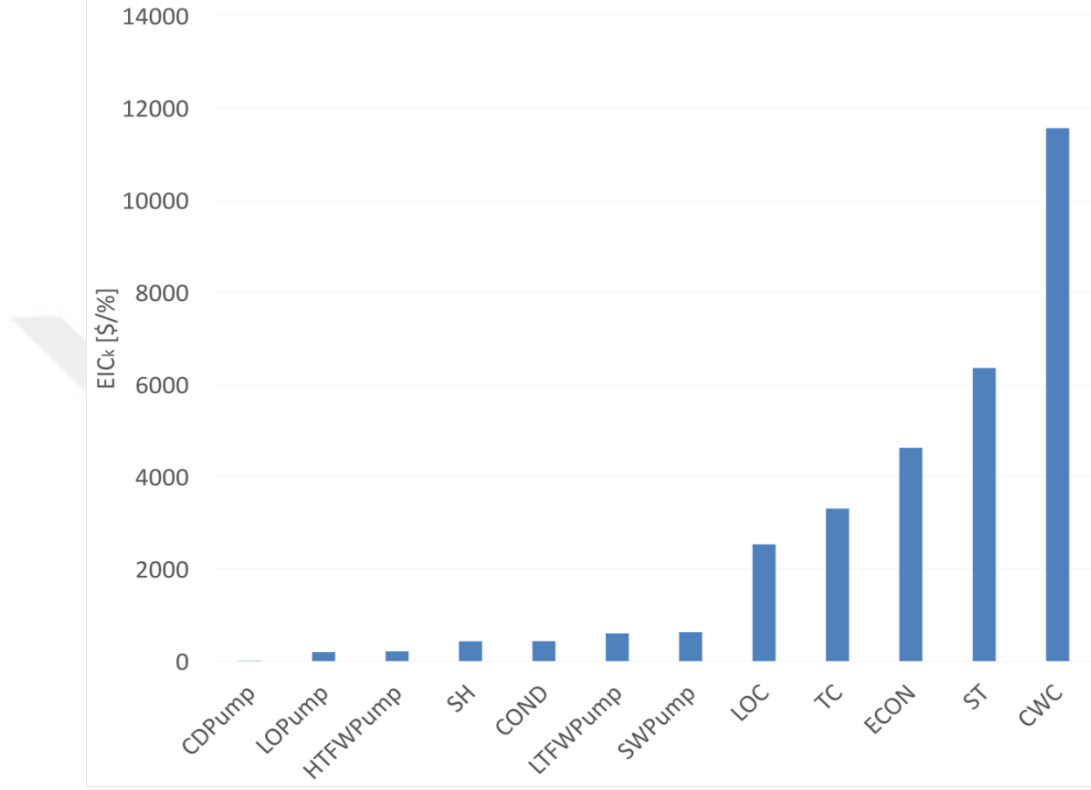
Şekil 6.22’de, turboşarjler türbini haricindeki bileşenlerin birim iyileştirme maliyetine karşılık kurtarılabilir ekserji yıkımları sırasıyla görülebilir. Kondenserde yapılacak maliyet yatırımı ile önlenecek ekserji yıkım, çevre şartlarından dolayı sıcaklık farkı aşırı değişmediği için en yüksektir. Ana makinenin en yüksek önlenbilir ekserji yıkımına sahip olmasına karşın, yapılacak iyileştirme yatırımının yüksek olması, bu bileşeni kondenserin gerisine atmaktadır. Ana makineden sonraki bileşen olan aşırı kızdırıcı yaklaşık 2 W/\$ değeri ile dördüncü sırayı alırken, COMP ve SWP sırasıyla benzer değerlerle yer almaktadır. En dikkat çekici husus, pompalardan LTFWP ve CDP ile birlikte üçü, birçok bileşene göre birim maliyet başına daha yüksek ekserji yıkımının önlenildiği komponentler olarak öne çıkmıştır. Hatta, sırasıyla arada bulunan buhar türbini ve CWC’nin ayrı tutulmasında diğer iki pompa olan LOP ve HTFWP; COND, SH ve CWC dışındaki tüm ısı değiştiricilere göre daha yüksek geri dönüşe sahip görünmektedir. Bu pompalara yapılacak iyileştirme yatırımı 1W/\$ sınırının üstünde olmakla diğer bileşenlere göre daha iyi yatırım olarak değerlendirilebilir. Açık ara en kötü performansı ise evaporatör en yakın bileşen olan SAC’dan 4 kat küçük yatırıma karşılık iyileştirme potansiyeliyle göstermiştir. Burada temel sebep, evaporatörün normal şartlardaki sıcaklık farkı çok büyük olduğundan, sıcaklık farkını yarıyarıya azaltma durumunda en çok masrafın bu bileşende gerçekleşmesidir.



**Şekil 6.22 :** Komponentlerin birim iyileştirme maliyetine karşılık kurtarılabilecek ekserji yıkımları.

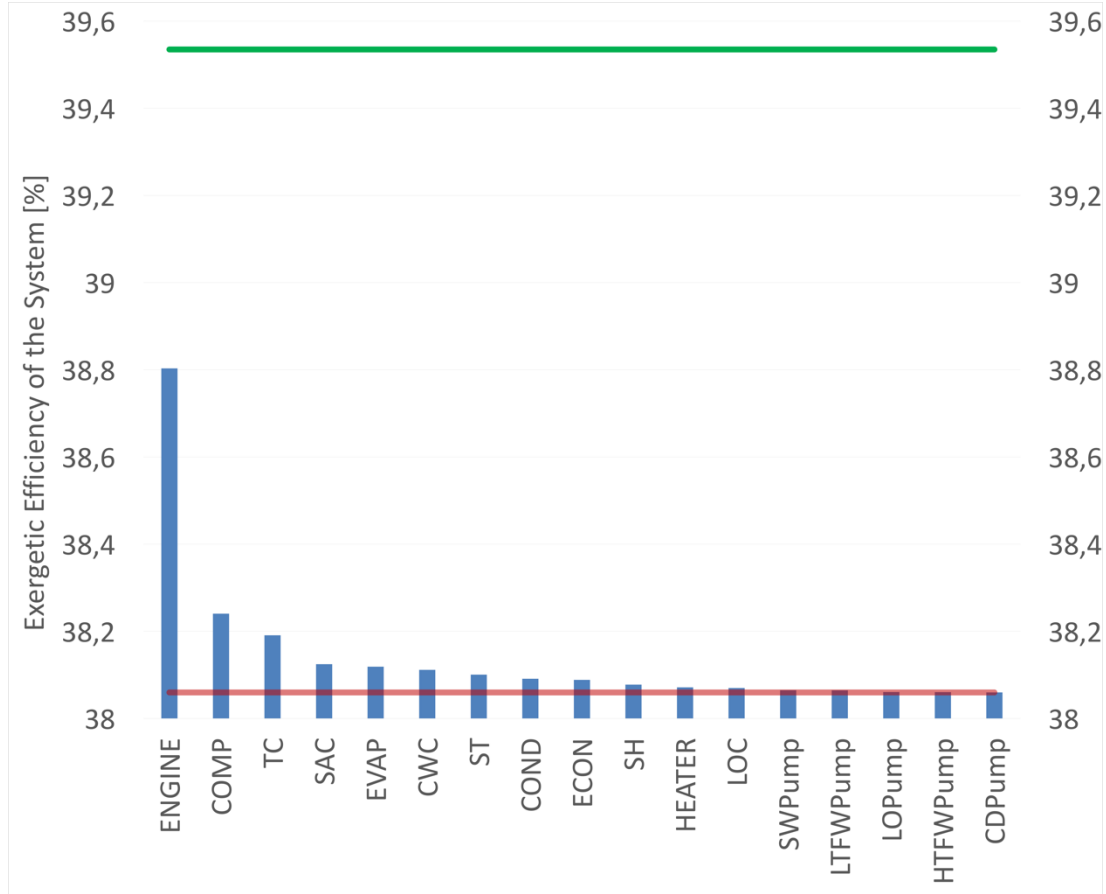
Bileşenlerin ekserji verimindeki artışın, yapılan iyileştirme yatırıma karşılık değerlendirilmesi Çizelge 6.11’de üçüncü sütunda verilmiştir. Birim verim artışı için en düşük maliyet burada esas amaç olduğundan, çok büyük farkla, en düşük maliyet 8,4 \$/% değeriyle CDP ye aittir ve en yakın bileşen olan LOP, yirmi üç kat büyük olarak 193,5 \$/% değerine sahiptir. Pompalar, CDP, LOP, HTFWP ve LTFWP ile SWP sıralamasıyla ekserji verimi artışı başına maliyette baskın olarak gözlemlenmektedir. Sadece sırasıyla aşırı kızdırıcı ve kondenser, 428,7 \$/% ve 432,6 \$/% birbirlerine çok yakın değerlerle HTFWP ve LTFWP arasında sıralamaya girmiştir. Yapılan yatırıma göre verim bu bileşenlerde daha fazla artış göstermektedir ve LOC 2532,4 \$/% değeriyle, SWP’nin dört katı büyüklüğünde değere sahip olarak arkalarından gelmektedir. Verim artışı için ödenmesi gereken en yüksek miktar ise 324625,7 \$/% ile beklenildiği gibi ana makinededir. Kimyasal reaksiyonun gerçekleşmesi, hareketli parçalara sahip olması ve karmaşık bir yapıda bulunması verim artışının maliyetinin yüksek olmasındaki en önemli etkidir. Dolayısıyla, ana makinenin ekserji verimini artırmak için yatırım yapmanın uygun bir yaklaşım olmadığı sonucuna varılabilir. Bu değer bir üstündeki bileşen olan SAC’ın üç katından daha fazladır. Evaporatör ile SAC birim verim artışı başına 9574\$’lık bir yatırım farkı bulunmaktadır. Görece az miktarda ekserji geçişinin yaşandığı ısıtıcı ise, evaporatörden iki kattan daha az bir maliyetle verim artırmada diğer üç bileşene

göre avantajlı olsa da yine kimyasal reaksiyon, hem ısı değiştirici hem brülör gibi bileşenlerden meydana gelmesi nedeniyle 38146,85 \$ değerıyla oldukça yüksek maliyete sahiptir. Birim ekserji verimi artışı başına maliyetler genel olarak gruplar halinde kümelenmiştir. En yüksek maliyetli, bahsedilen bileşenler haricinde, verimi artışı için tavsiye edilen sıralama Şekil 6.23'te verilmiştir.



**Şekil 6.23 :** Seçilmiş komponentlerin birim verim artışına karşılık gereken yatırım maliyeti.

Sistemin ekserji veriminde, bileşenlerin iyileştirmesi neticesinde beklenen artış Çizelge 6.11'de dördüncü sütunda ve sırasıyla Şekil 6.24'te verilmiştir. Şekildeki kırmızı eşik, sistemin gerçek ekserji verimi olan %38,06; yeşil eşik işe tüm bileşenlerin önlenebilir ekserji yıkımı kurtarıldığında ulaşabileceği en yüksek ekserji verimini, %39,54, temsil etmektedir. Değerlendirmede, Çizelge 6.11'deki beşinci sütunda verilen ekserji veriminin yüzde olarak artışıyla değerlendirilmelidir. Sistemin ekserji veriminin yüzdesel artış potansiyeli %3,88'dir. Bu artışın en yüksek değeri, %1,95 ile toplam geliştirme ekserji verimi potansiyelinin %50,4'ü ana makineye aittir. Geri kalan %1,93 ise diğer tüm bileşenlerin iyileştirilmesi ile sağlanabilmekte ve bu nedenle denilebilir ki, tüm sistemin ekserji verimini artırmak için gerekli olan iyileştirme ana makineye uygulanırsa daha doğru yaklaşım olabilir.



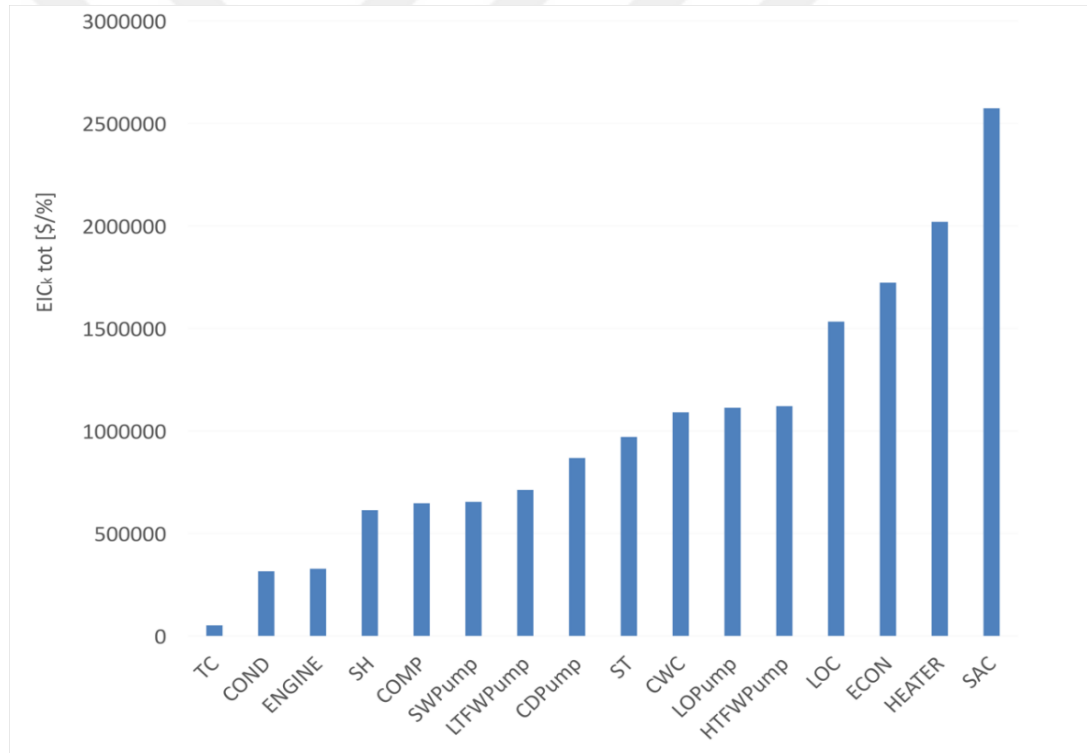
**Şekil 6.24 :** Sistemin ekserji verimine komponentlerin etkisi.

Ana makinenin arkasından gelen turboşarjer ünitesi, toplam ekserji geliştirme potansiyeli yüzdesinin %21,1'ini sağlamaktadır. Ana makine ve turboşarjerin birlikte geliştirilmesi, tüm sistemin verimini %71,5 artırma potansiyelini karşılamaktadır. SAC, EVAP, CWC ve ST olmak üzere dört komponent ise bu geliştirme potansiyelinin grup halinde %14,7'sini sağlar. Listenin sonlarında pompaların tümü bulunmaktadır. Önlenebilir ekserji yıkımları düşük olan bu bileşenlerin sistemin ekserji verimini artırmadaki etkisi de o derecede düşüktür.

Sistemin ekserji veriminin artışı sağlamak adına birin ekserji verimi artışı için yapılması gereken iyileştirme yatırımının değerleri Çizelge 6.11'de altıncı sütunda verilmiştir. Birim ekserji verimi artış yüzdesi başına en yüksek maliyet evaporatörde heplanmıştır. Kendisine en yakın bileşen olan SAC ile karşılaştırıldığında 3,8 kat daha yüksek maliyete sahip olduğu görülmektedir. Yapılan yatırım karşılığında geri azanılan ekserji yıkımının düşük olması neticesinde bu durum meydana gelmiştir. Bileşenlerin, birim ekserji verimi yüzdesi artışı için en düşük yatırım miktarına göre sıralaması Şekil 6.25'te verilmiştir. Bu sıralamaya göre, en düşük maliyetle tüm sistemin ekserji verimini artırmaya en uygun bileşen 51727\$ ile turboşarjer türbini



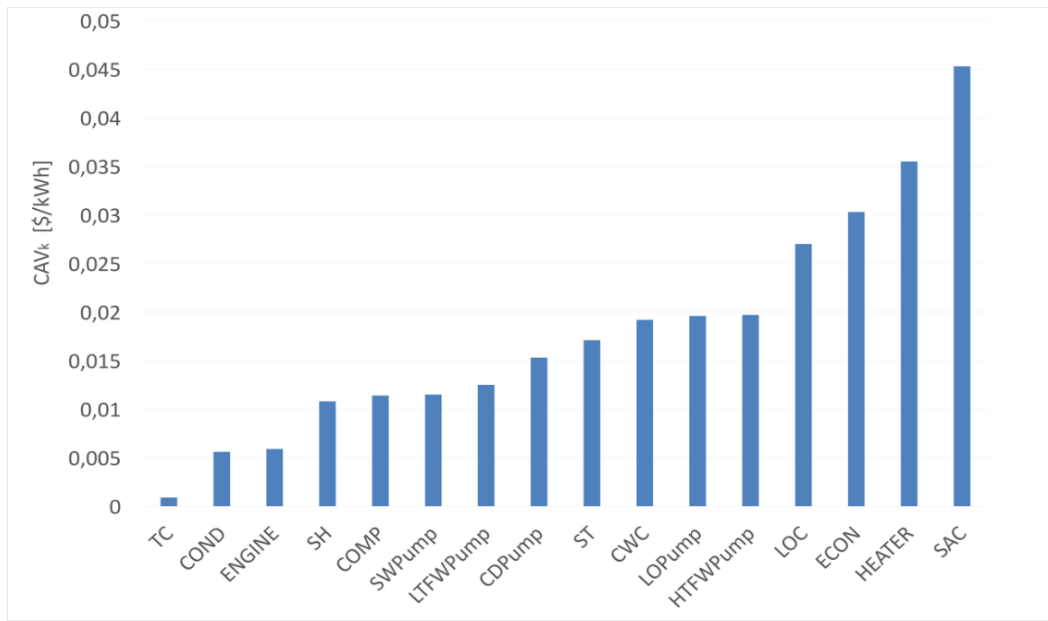
olarak bulunmuştur. Burada, dikkat edilmesi gereken husus, bir önceki ölçüt ile sınırlandırılmış olan en yüksek verim artışının üzerine yapılan yatırımla çıkılmamasına rağmen, birim verim artışı yüzdesi, bileşenleri aynı anda karşılaştırmak amacıyla kullanılmaktadır. En yüksek önlenebilir ekserji yıkımına sahip ana makine, kondenserin hemen arkasından, en düşük üçüncü iyileştirme maliyetine sahiptir. Ana makinede yapılacak iyileştirmenin, tüm sistemin verimine daha fazla etki ettiği daha önce belirtildiği üzere, sistemin verimini artırmak için ana makineye yatırım yapmak da doğru bir çözüm olarak görünmektedir. Isıtıcı, doğrudan sistemin yakıt ekserjisine etki eden bileşen olmasına rağmen, sistemin veriminin artırılmasına karşılık maliyeti en yüksek üçüncü komponent olarak değerlendirilmektedir. Pompalar ise orta değerlere sahipken, ısı değiştiriciler için genel bir yorum yapmak imkanı yoktur.



**Şekil 6.25 :** Sistemin ekserji verimini artırmak için komponentlere yapılacak yatırım.

Çizelge 6.11'in yedinci sütunu birim önlenebilir ekserji yıkımı başına komponentin ömrü boyunca hesaplanmış birim zaman yatırım, bakım işletme ve onarım maliyetini  $CAV_k$  göstermektedir. kWh başına en düşük maliyet değerine sahip olmak amaçtır. Bu şartlar altında en düşük değer 0,0009 \$/kWh ile TC'ye aittir. Cazip bileşen bu şartlar altında TC olmaktadır. Ardında ise kondenser ve ana makine birbirlerine yakın değerlerle yer almaktadır ve TC'nin 6 katı değerlere sahiplerdir. Birim

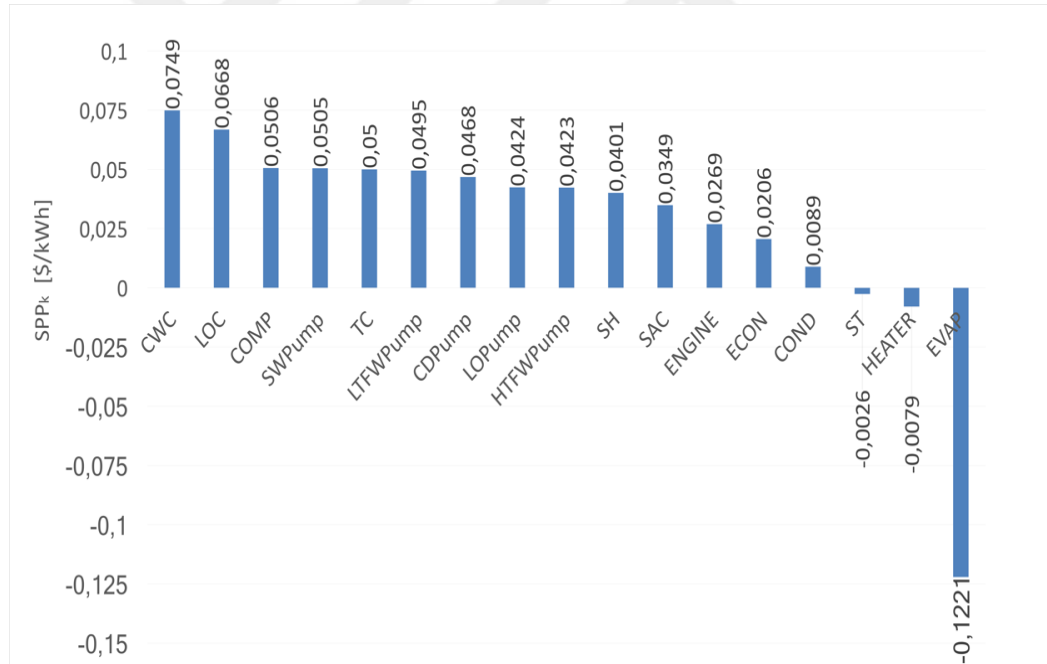
önlenebilir ekserji yıkımı başına yatırım ve diğer maliyetlerde en yüksek değer 0,173 \$/kWh ile evaporatörde olmakla birlikte, SAC değerinden 3,82 kat daha yüksektir. Şekil 6.26'da bileşenlerin Çizelge 6.11'deki değerlerine göre sıralaması bulunmaktadır. Görülebileceği üzere, COMP ve SWP 0,0114 ve 0,0115 \$/kWh; LOP ve HTFWP ise 0,0196 ve 0,0197 \$/kWh değerleriyle neredeyse eşit deviyede öneme sahiplerdir. Ancak, kompresör turboşarjer ünitesinde geliştirme yapmanın TC'den dolayı uygun olması nedeniyle bu eşitlikte öne geçmektedir. Diğer tarafta ise, LOP, HTFWP'den daha fazla kütle debisini pompaladığından dolayı HTFWP'nin geliştirilmesi uygun olabilir.



**Şekil 6.26 :** Önlenebilir ekserji yıkımı başına komponentin ömrü boyunca hesaplanmış maliyeti.

Maliyet fayda potansiyelleri her komponent için Çizelge 6.11'de sekizinci sütunda ve sıralaması da Şekil 6.27'de verilmiştir. Sistemde en yüksek tasarruf potansiyeli CWC'dedir. Ortalama bir  $CAV_k$  değerine karşılık en yüksek  $c_{F,k}$  değerine sahip olması nedeni ve 0,0749 \$/kWh değeriyle liste başı olan bu bileşene en yakın tasarruf potansiyeli 0,0668 \$/kWh değeriyle LOC'dur. LOC görece yüksek  $CAV_k$  değerine ve en yüksek ikinci  $c_{F,k}$  değerine sahip bileşendir. Kompresörden başlayarak, SWP, TC, LTFWP ve çok az farkla CDP birbirlerine çok yakın tasarruf potansiyellerine sahiptir ve 0,05 \$/kWh civarındadır. Bileşenlerin tasarruf potansiyeller arasında CWC ve LOC ile EVAP dışarıda bırakıldığında azalan yönde sıralanma olduğu gözlemlenebilir. En düşük tasarruf potansiyeli ise kondenserde meydana gelmektedir ve en yakın potansiyele sahip komponent olan ECON'un yarısından daha az

potansiyeli vardır. Buradaki sebep, kondenserin sipesifik yakıt ekserjisi maliyetinin düşük olmasıdır ve ST ile birlikte en düşük değere sahiplerdir. Ana makinede görece düşük seviyede tasarruf potansiyeli olduğu gözlemlenmektedir. Burada dikkat edilmesi gereken husus, ana makineye giren yakıtın dışında havanın da maliyeti hesaba katıldığından spesifik yakıt ekserjisi maliyetinin sadece yakıttan gelen değerden daha yüksek olmasıdır. Ekserji yıkımı için kötü bir duum olarak değerlendirilen bu olgu, ekserjinin önlenmesinde karı artıran bir etkiye sahip olmaktadır. Bu nedenler, yapılan yatırımların, sistemi kara geçirmesi açısından ana makineye yatırım yapmanın da uygun olabileceği görüşünü doğurur. Pompalarda ve kompresörde, üretilen gücün spesifik maliyeti, spesifik yakıt maliyeti olarak kabul edildiğinden hepsinde sabittir. Tasarruf potansiyeli sıralamaları bu yüzden doğrudan  $CAV_k$  değerleriyle ilintilidir. Benzer şekilde, egzoz gazının enerjisinden faydalanan TC, SH, EVAP ve ECON için de spesifik yakıt maliyetleri eşit ve sıralamalarına etki eden değer doğrudan bu bileşenlere ait  $CAV_k$  değerleridir.



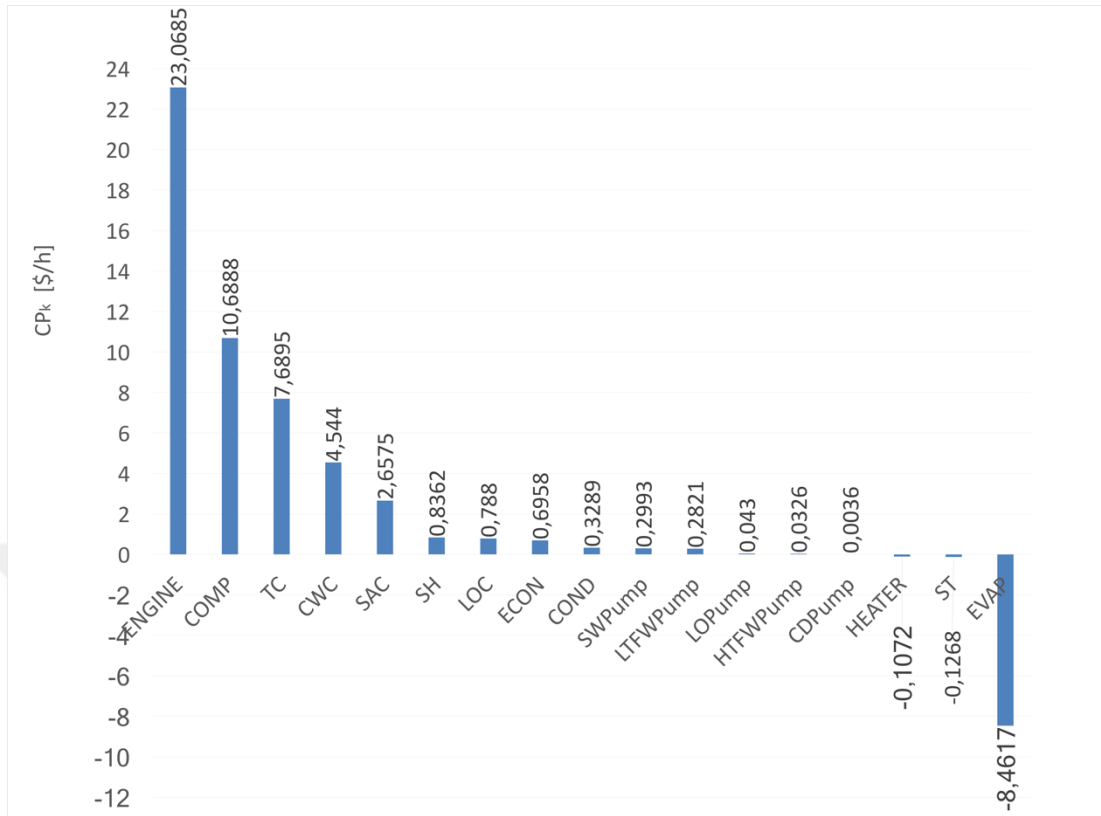
**Şekil 6.27 :** Komponentlerin maliyet fayda tasarruf potansiyeli.

Evaporatör, yapılan yatırımın karşılığında tasarruf potansiyeli olmayan, diğer bir deyişle en çok zarar ettirme potansiyeline sahip bileşendir. Bunun arkasında, en yüksek  $CAV_k$  değerinin bu bileşende gerçekleşmesi vardır. Dolayısıyla, bu bileşene yatırım yapılmasının gereği yoktur. Benzer şekilde, sırayla ısıtıcı ve turboşarjer türbininde de tasarruf potansiyeli negatif olduğundan, bu bileşenlere yapılan yatırım da zarar hanesine yazılacaktır. Isıtıcı özelinde tartışılırsa, spesifik yakıt ekserjisi

maliyeti  $c_{F,k}$ , doğrudan ağır dizel yakıtının maliyetinden gelmektedir ve önlenebilecek ekserjinin maliyeti de yakıtın maliyeti olarak hesaplanmaktadır. Ancak, ısıtıcının iyileştirilmesi ve bahsedilen ekserji yıkımının önlenmesi için gereken maliyet çok daha büyüktür.

Çizelge 6.11'deki son sütun, fayda tasarruf potansiyelinin temelinde, bileşenlerin sisteme dair ekonomik faydasını veya zararını gösterirken, sıralaması da Şekil 6.28'de verilmiştir. Her ne kadar tasarruf potansiyeli birçok bileşenden sonra gelerek, sonlara doğru kendine yer bulsa da ana makinenin en yüksek önlenebilir ekserji yıkımına sahip olması, en büyük tasarrufun bu bileşenin geliştirilmesiyle ve açık ara farkla görülmektedir. Saatte 23 \$, kar sağlama potansiyeline sahip bu bileşeni takiben gelen COMP ise en yüksek üçüncü tasarruf potansiyeline sahip olmasının yanında yüksek önlenebilir ekserji yıkımıyla kendisine 10,7 \$/h değeriyle ikinci sırada yer bulmuştur. Yine aynı turboşarjer ünitesinin diğer bileşeni olan TC ise iki pompa ve bir ısı değiştiriciden daha düşük tasarruf potansiyeline rağmen, üçüncü sıraya, yüksek ekserjiyle çalışması ve kompresöre güç sağlaması nedeniyle yüksek ekserji yıkımı ve benzer şekilde yüksek önlenebilir ekserji yıkımıyla listenin üçüncü sırasına 7,7\$/h ile girmiştir. Ardından, 4,5 \$/h tasarrufla CWC ve 2,7 \$/h tasarrufla yine ana makineyi besleyen SAC gelmektedir. Ana makine ve ana makineye en yakın bileşenlerin görüldüğü üzere sistemin tasarrufunda büyük rol oynadığı açıktır. Doğrudan ana makineyle iletişimde olan bileşenlerin dışında, dolaylı olarak etkileşimde olan CWC'nin kendine bulduğu yer incelenmeye değerdir. CWC tasarruf potansiyellerinin listelendiği üstteki şekilden görülebileceği üzere, en yüksek potansiyele sahip elemandır. Kendisine en yakın potansiyele sahip LOC'tan ise daha büyük önlenebilir ekserji yıkımına sahiptir. Buna neden olan etken, LOC'ta transfer edilen ısı görece yüksek sıcaklıktaki akışkana geçerken, CWC'de daha düşük sıcaklıktaki akışkana geçmekte dolayısıyla yüksek ekserji yıkımına sebep olmaktadır. Bu da, önlenebilir ekserji yıkımının azaltılan sıcaklık farkına göre daha yüksek olmasına sebebiyet verir. Diğer tüm bileşenler 1\$/h değerinin altındadır.

Evaporatöre yapılacak yatırımın, zarar ettirme potansiyeline sahip olduğu bir önceki ölçüt olan,  $SPP_k$  ile belirtilmişti. Burada ise yapılan yatırıma karşılık sistemin 8,5 \$/h zarar edeceği görülmektedir, çünkü ekserji yıkımının önlenmesi sayesinde kurtarılacak maliyet, yapılan yatırımı karşılayamamaktadır. Potansiyeli zarar gösteren diğer iki bileşende ise daha düşük 0,1\$/h değerine yakın zarar vardır.



**Şekil 6.28 :** Komponentlerin sağlayabileceği mali tasarruf, fayda maliyeti.

Sonuçlar göz önüne alındığında, sistemin ekserji veriminin artmasını diğerlerine göre daha fazla sağlayan bileşenler, benzer bir şekilde daha yüksek tasarruf edilmesini sağlamaktadır. Ancak, ekserji yıkımının önlenmesi için yapılacak iyileştirmelerin odaklanması gereken bileşenlerin sıralaması, sistemin ekserji verimi ve ekonomik tasarruf ölçütleri için ilk üç bileşen, ana makine, COMP ve TC hariç değişmektedir. Hem verimi artırmak hem de tasarruf sağlamak amacıyla üzerine en çok eğilimi gereken bileşenler bunlardır. EVAP'ta yapılacak ekserji yıkımını önlemeye yönelik çalışmalar, ekonomik yönden bakıldığında zarar ettirse de, sistemin ekserji verimine birçok komponente göre daha fazla fayda sağlamaktadır. Mühendis için ekserji verimi önemliyse, diğer komponentlerin sağladığı tasarrufun bir kısmı EVAP'ın doğurduğu zararı telafi edebileceğinden, bu bileşende ekserji yıkımının önlenmesi yönelik iyileştirmeler yapılabilir. Benzer bir durum ST için de geçerlidir. ST de zarar eden bileşen olmasına rağmen, hem zararının düşük olması hem de sistemin ekserji verimine görece büyük katkı sağlamasından dolayı ekserji yıkımını önlemek amacıyla geliştirmeye açıktır.



## **7. GEMİ KONSEPT ORGANİK RANKINE ÇEVİRİMLERİNİN ANALİZLERİ**

4. bölümde bilgisi verilen, egzoz gazı ve ceket soğutma suyu enerjilerinden faydalanılarak kurulan birinci sistem ile süpürme havası ve ceket soğutma suyu enerjilerinden faydalanılarak kurulan ikinci sistemin analizleri, bu bölümde öncelikle birinci ve ikinci sistem başlıkları altında verilmiştir. Konsept sistemlerde en iyi performans veren akışkanların bulunması bu başlıklar altında gerçekleştirilmiştir.

### **7.1 Egzoz gazı ve Soğutma Suyu ile Oluşturulan Sistemler**

Ön ısıtma için ceket suyunun tatlı su üreticiden sonra, 10 kg/s'si ve buhar türbininde güç üretiminde gerek duyulan buharlaşma için kullanılan egzoz gazının turbojenratör sisteminden sora doğaya atılan ısısının bir kısmını kullanarak oluşturulan sistemde, aseton, siklopentan, dietil eter, hekzan, izohekzan, izopentan, pentan, R11, R113, R141b ve R365mfc organik akışkanları kullanılmıştır. Sistemdeki bileşenlerin, basınç düşüşü, sıcaklık farkı miktarları, verimleri gibi operasyonel durumları her akışkan için aynı kabul edilmiştir. Akışkanlara göre, sistemdeki termodinamik özellikler değişmektedir. Tüm sistemler ve bileşenleri için geleneksel ve ileri ekserji temelli tüm analizler ile analizlere dayalı olarak geliştirilen eksergoekonomik performans ölçütleri hesaplanmış ve incelenmiştir. İncelemenin genel sonuçlarına dayanarak tavsiye edilebilecek iş akışkanları belirlenmiştir.

#### **7.1.1 Sonuçlar, tartışma ve değerlendirme**

Bu bölümde öncelikle seçilmiş olan iş akışkanları için sistemlerin genel sonuçları üzerinden değerlendirmeler yapılacak, yapılan değerlendirme ve karşılaştırmalar sonucunda en iyi performans gösteren iş akışkanları belirlenmiştir. Her kısmın değerlendirmesi kısım sonunda yapılmıştır.

### 7.1.1.1 Geleneksel, ileri ekserji ve eksergoekonomik performans analizleri

Sistemlerin ekserji analizlerinin gerçekleştirilmesinde, basınç düşüşleri, sıcaklık farkı, izentropik verim gibi çalışma koşulları aşağıdaki Çizelge 7.1’de verilmiştir. Önlenemez koşullar daha önceki çalışmalardan ve deneyimlerden faydalanılarak oluşturulmuş, teorik koşullar için komponentlerde sıfır veya minimum ekserji yıkımı oluşacak şekilde tespit edilmiştir [62]. Teorik şartlarda ısı transferinin sağlanabilmesi adına sıcaklık farkı 0,1 °C olarak kabul edilmiştir. Evaporatör ve ekonomizer çıkışları, komponentlerin özelliklerinden dolayı doymuş buhar ve doymuş sıvı olarak sabitlenmiştir.

**Çizelge 7.1 :** Komponentlerin gerçek, teorik ve önlenemez koşulları.

Komponent	Çalışma Şartları		
	Gerçek	Önlenemez	Teorik
Pompa	$\eta = 0,8$	$\eta = 0,9$	$\eta = 1$
Ön Isıtıcı	$\Delta P_{12} = 0,2 \text{ bar}$	$\Delta P_{12} = 0,1 \text{ bar}$	$\Delta P_{12} = 0 \text{ bar}$
	$\Delta P_{78} = 0,2 \text{ bar}$	$\Delta P_{78} = 0,1 \text{ bar}$	$\Delta P_{78} = 0 \text{ bar}$
	$\Delta T_{Min} = 8 \text{ }^\circ\text{C}$	$\Delta T_{Min} = 2,5 \text{ }^\circ\text{C}$	$\Delta T_{Min} = 0,1 \text{ }^\circ\text{C}$
Ekonomizer	$\Delta P_{32} = 0,15 \text{ bar}$	$\Delta P_{32} = 0,1 \text{ bar}$	$\Delta P_{32} = 0 \text{ bar}$
	$\Delta T_{Min} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$	$\Delta T_{Min} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$	$\Delta T_{Min} = 0,1 \text{ }^\circ\text{C}$
	$x_3 = 0^\dagger$	$x_3 = 0^\dagger$	$x_3 = 0^\dagger$
Evaporatör	$\Delta T_{Min} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$	$\Delta T_{Min} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$	$\Delta T_{Min} = 0,1 \text{ }^\circ\text{C}$
	$x_4 = 1^\dagger$	$x_4 = 1^\dagger$	$x_4 = 1^\dagger$
Türbin	$\eta_T = 0,87$	$\eta_T = 0,92$	$\eta_T = 1$
Kondenser	$\Delta T_{Min} = 4 \text{ }^\circ\text{C}$	$\Delta T_{Min} = 2 \text{ }^\circ\text{C}$	$\Delta T_{Min} = 0,1 \text{ }^\circ\text{C}$
	$\Delta P_{56} = 0,02 \text{ bar}$	$\Delta P_{56} = 0,01 \text{ bar}$	$\Delta P_{56} = 0 \text{ bar}$
	$\Delta P_{1213} = 0,3 \text{ bar}$	$\Delta P_{1213} = 0,1 \text{ bar}$	$\Delta P_{1213} = 0 \text{ bar}$

Teorik ve önlenemez çevrimlerin oluşturulmasında Çizelge 7.1’de verilen değerler kullanılmıştır. Teorik, önlenemez ve hibrit çevrimler üretilen gücün sabit tutulduğu şartlarda simule edilmişlerdir [60]. Egzoz gazının ekonomizer sonrasında çıkış sıcaklığı gerçek çevrimlerde 160 civarında sabitlenmiş, diğer çevrimler için serbest bırakılmıştır. Analizlerin gerçekleştirilmesi için gerekli olan incelenen bileşenler için oluşturulan enerji dengeleri, yakıt ve ürün ekserjileri aşağıdaki Çizelge 7.2’de verilmiştir.

Her akışkan için kurulan sistemlerin analizinin sonucunda, sistemin geneli için ortaya çıkan sonuçlar aşağıdaki Çizelge 7.3’te verilmiştir. Genetik algoritma kullanılarak her çevrim için en yüksek net güç çıktısının üretilmesi optimizasyonu sırasında, akışkanlar, yakıt ekserjisi olarak 530 – 550 kW aralığında ısı ekserjisini ceket soğutma suyu ve egzoz gazlarından çekmişlerdir.



**Çizelge 7.2 :** Komponentlerin enerji dengesi, yakıt ve ürün ekserjileri.

Komponent	Enerji Dengesi	Ekserji Analizi	
		$\dot{E}x_F$	$\dot{E}x_P$
Pompa	$\dot{W}_P = \dot{m}_1(h_1 - h_6)$	$\dot{W}_P$	$\dot{E}x_1 - \dot{E}x_6$
Ön Isıtıcı	$\dot{m}_1(h_2 - h_1) = \dot{m}_7(h_7 - h_8)$	$\dot{E}x_7 - \dot{E}x_8$	$\dot{E}x_2 - \dot{E}x_1$
Ekonomizer	$\dot{m}_3(h_3 - h_2) = \dot{m}_{10}(h_{11} - h_{11})$	$\dot{E}x_{10} - \dot{E}x_{11}$	$\dot{E}x_3 - \dot{E}x_2$
Evaporatör	$\dot{m}_4(h_4 - h_3) = \dot{m}_9(h_9 - h_{10})$	$\dot{E}x_9 - \dot{E}x_{10}$	$\dot{E}x_4 - \dot{E}x_3$
Türbin	$\dot{W}_T = \dot{m}_4h_4 - \dot{m}_5h_5$	$\dot{E}x_4 - \dot{E}x_5$	$\dot{W}_T$
Kondenser	$\dot{m}_6(h_5 - h_6) = \dot{m}_{12}(h_{13} - h_{12})$	$\dot{E}x_5 - \dot{E}x_6$	$\dot{E}x_{13} - \dot{E}x_{12}$

Sistemin ürün ekserjisi olarak ise her bir akışkan için sistemin net gücü kabul edilmiştir. Net güce etki eden faktörler içerisinde, üretilen türbin gücü dolayısıyla, kütle debisi, giriş basıncı ve sıcaklığı, pompa çıkış basıncı etkindir. Türbinde üretilen güç miktarı fazla olsa da, pompanın akışkan için gereken debiyi gereken basınca çıkartması için harcayacağı güç fazla ise, net güç çıktısı da fazla düşecektir. Optimizasyon sonucunda sistemin üretilen en düşük net güç miktarı 306,22 kW ile izoheksanda, en yüksek net güç üretimi ise 332,9 ile asetonda ortaya çıkmıştır. Net güç açısından en yüksek ikinci performansı ise 331,42 ile siklopentan göstermiştir. R141b ve R11 benzer net güç üretimleriyle 330,61 ve 329,12 kW değerleriyle peş peşe gelmektedirler. R11'den sonra gelen en yüksek net güç 4 kW daha az olarak, 325,04 kW ile R113'te ve ardından ise 5 kW daha düşük olarak 320,39 kW ile dietil eter gelmektedir.

**Çizelge 7.3 :** Geleneksel ekserji analizi sonuçları.

Akışkan	$\dot{E}x_{F,k}$	$\dot{E}x_{P,k}$	$\dot{E}x_{D,k}$	$\varepsilon_k$
Aseton	530,1008	332,9098	182,1132	0,628012
Siklopentan	531,6146	331,4207	190,1045	0,623423
Dietil Eter	543,3694	320,3927	218,7107	0,589641
Hekzan	540,3346	312,1544	214,4629	0,577706
İzoheksan	537,961	306,2209	219,4008	0,569225
İzopentan	547,178	315,9326	231,1928	0,577385
Pentan	544,7402	318,806	224,7773	0,585244
R11	537,6791	329,1198	194,2072	0,612112
R113	542,9032	325,0413	213,633	0,59871
R141B	538,3657	330,6101	195,8779	0,6141
R365mfc	550,2293	314,902	234,1264	0,572311

Net güç çıktısı aralığına bakıldığında görülen, bu sistemlerin rakibinin gemi Diesel güç tesisinin şaft jeneratörü olduğudur. Şaft jeneratörü, 284,32 kW [124, 125] güç

üretmektedir ve konsept ORC sistemlerinin tamamı bu eşik seviyesinin üzerinde net güç üretimine sahiptir.

Geleneksel ekserji analizinin sonucu olarak ekserji yıkımlarına bakıldığında, net güç üretimine benzer bir sıralamayla karşılaşılmaktadır. En düşük ekserji yıkımı 182,11 kW ile asetonda, ardından 190,11 kW ile de siklopentanda gerçekleşmektedir. Ancak, R141b, R11'den daha fazla ekserji yıkımına sebep olduğu ortaya çıkmıştır. En düşük net güç izohekzan için hesaplanmış olmasına rağmen, ekserji yıkımında izohekzan 219,4 kW değeriyle sıralamalarda ortada yer almış ve en sonda R365mfc 234,13 kW ile kendine yer bulabilmiştir. Net güç üretiminde ortalarda sıralanan pentan, izopentan ve R365mfc sırasıyla 224,78 kW, 231,19 kW ve 234,13 kW değerleri ile büyüyen şekilde en sonda yer bulmuşlardır.

Sistemin ekserji verimi sisteme giren toplam yakıt ekserjisine, net güç çıktısının oranı olarak değerlendirildiği zaman en yüksek verim, en yüksek net güç ve en düşük ekserji yıkımında ilk iki sırayı işgal eden asetona ve siklopentan tarafından %62,80 ve %62,34 değerleriyle yer almıştır. Sistemlerin verimleri birbirine yakın olmakla beraber, en yüksek ve en düşük verimler %62,80 ve %56,92'dir. En düşük verim, en düşük net gücün de gerçekleştiği izohekzanda hesaplanmıştır. Asetondan başlayarak en yüksekten düşüğe doğru net güç ve ekserji verimi sıralaması, siklopentan, R141b, R11, R113, dietil eter, pentan olurken, bu noktadan sonra net güç ve ekserji verimi sıralamaları ayrılmaktadırlar. Pentandan sonra en yüksek net güç sıralaması izopentan, R365mfc, hekzan ve izohekzan olurken, en yüksek verim sıralaması hekzan, izopentan, R365mfc ve izohekzan olmaktadır.

Sonuç olarak, geleneksel ekserji analizinin sonuçlarına göre değerlendirme yapıldığında, optimal konsept sistemlerin iş akışkanı olarak asetona, siklopentan kullananları en iyi iki sistem olarak karşımıza çıkmaktadır.

Ekserji yıkımlarının ayrıştırılmasına dayanan ileri ekserji analizi sonuçlarını içeren Çizelge 7.4 aşağıdadır. Ekserji yıkımını azaltıcı olarak belirlenen operasyonel değişiklikler Çizelge 7.1'de verildiği üzere her sistem için aynı kabul edildiğinden, incelenen sistemlerin operasyon şartlarında, ekserji yıkımını azaltmak için alınacak tedbirler uygulandığı zaman, en yüksek önlenebilir ekserji yıkımı 123,89 kW ile izopentan için hesaplanmıştır. Ardından çok küçük bir farkla 123,67 kW ile R365mfc takip etmektedir. Buradan hareketle, ekserji yıkımını izopentan ve R365mfc iş

akışkanlı sistemde yapılacak olan iyileştirmelerin en çok ekserji tasarrufu sağlama potansiyeli olduğu söylenebilir. Pentan 117,87 kW ve dietil eter 106,91 kW önlenebilir ekserji yıkımlarına sahip olarak üçüncü ve dördüncü sırada yer alırken geri kalan iş akışkanlarına sahip sistemlerin önlenebilir ekserji yıkımları 100 kW değerinden düşüktür. Verimi en düşük olan izopentan ve R365mfc adlı iki akışkanın önlenebilir ekserji yıkımının yüksek çıkması, tüm sistemlere benzer yakıt ekserjisi girdiği için ve bu akışkanlara sahip sistemlerin ekserji yıkımının en yüksek olmasından dolayı beklenen bir durumdur. En iyi verim ve ekserji yıkımı şartlarına en uzak iki sistem bu sistemlerdir. En düşük önlenebilir ekserji yıkımına sahip sistem asetonu iş akışkanı olarak kullanan sistemdir ve 75,86 kW önlenebilir ekserji yıkımına sahiptir. Siklopentan ise 84,65 kW önlenebilir ekserji yıkımıyla kendine sonlara doğru yer bulabilmiş bir sisteme sahiptir. Önlenebilir ekserji yıkımı, gerekli tüm geliştirmelerin sistemdeki tüm bileşenlere uygulandığı durumda, daha da azaltılmayacak ekserji yıkımı olarak önümüze çıkmaktadır. Dolayısıyla, tüm geliştirmelerin yapılması halinde, en düşük önlenebilir ekserji yıkımına sahip olan sistemler, olabilecek en iyi çalışma şartlarına ulaşmış, en iyi sistemler olarak değerlendirilebilir. Bu açıdan bakıldığında siklopentan en düşük önlenebilir ekserji yıkımına 105,45 kW değeri ile sahipken, ardı sıra 106,25 kW değeriyle aseton gelmektedir. En yüksek önlenebilir ekserji yıkımı değeri 124,71 kW ile izoheksana aittir ve izoheksan iş akışkanlı sistemde daha da ekserji yıkımının azaltılamayacağı, dolayısıyla en iyi şartlarda bile en yüksek ekserji yıkımının bu sistemde olacağı değerlendirilmektedir. Çok küçük bir farkla izoheksanı, heksan takip etmektedir ve önlenebilir ekserji yıkımı değeri 124,27 kW'tır. Önlenebilir ve önlenebilir ekserji yıkımlarının birlikte değerlendirilmesinde izopentan en yüksek önlenebilir ekserji yıkımına ve en düşük dördüncü ekserji yıkımına sahipken, pentan her iki durumda da üçüncü sırayı almıştır. Önlenebilir ve önlenebilir ekserji yıkımları açısından değerlendirildiğinde burada bir trade-off olduğu görülmektedir.

Önlenebilir ve önlenebilir ekserji yıkımları açısından bakıldığında dikkat çekici diğer husus üç akışkan haricindeki tüm akışkanları içeren sistemler için önlenebilir ekserji yıkımı önlenebilir ekserji yıkımından fazladır. Bu durumun istisnası olan üç akışkan ise izopentan, pentan ve R365mfc'dir.

**Çizelge 7.4 :** Sistemlerin ileri ekserji ve eksergoekonomik performans ölçüt analizi sonuçları.

Akışkan	$\dot{E}x_{D,tot}$	$\dot{E}x_{D,tot}^{UN}$	$\dot{E}x_{D,tot}^{AV}$	$\dot{E}x_{D,tot}^{EN}$	$\dot{E}x_{D,tot}^{EX}$	$\dot{E}x_{D,tot}^{UNEN}$	$\dot{E}x_{D,tot}^{UNEX}$	$\dot{E}x_{D,tot}^{AVEN}$	$\dot{E}x_{D,tot}^{AVEX}$	$\epsilon_k^*$	EI[%]
Aseton	182,11	106,26	75,86	137,45	44,67	99,05	7,21	38,40	37,46	0,73	16,70
Siklopentan	190,10	105,45	84,65	140,77	49,33	98,41	7,04	42,36	42,29	0,74	18,94
Dietil Eter	218,71	112,52	106,19	176,02	42,69	111,80	0,72	64,22	41,97	0,73	24,29
Hekzan	214,46	124,27	90,19	172,50	41,97	113,93	10,34	58,57	31,63	0,69	20,04
İzoheksan	219,40	124,71	94,69	176,70	42,70	115,03	9,68	61,67	33,02	0,69	21,36
İzopentan	231,19	107,31	123,89	185,58	45,61	113,81	-6,50	71,77	52,11	0,75	29,27
Pentan	224,78	106,91	117,87	180,25	44,53	105,96	0,95	74,29	43,58	0,75	27,61
R11	194,21	113,54	80,67	163,17	31,04	111,81	1,72	51,36	29,31	0,72	17,65
R113	213,63	108,52	105,11	170,91	42,72	103,36	5,16	67,55	37,56	0,74	24,01
R141B	195,88	112,01	83,87	160,28	35,60	107,91	4,10	52,36	31,50	0,73	18,45
R365mfc	234,13	110,46	123,67	187,33	46,80	116,84	-6,39	70,49	53,18	0,74	28,99

İleri ekserji analizinin sonuçlarının gösterdiği üzere sistemlerin hepsinde iç kaynaklı ekserji yıkımları dış kaynaklı ekserji yıkımlarından daha yüksektir. Dolayısıyla, sistemdeki komponentlerin kendi aralarındaki etkileşimleri ve sistemin topolojisi ekserji yıkımında daha az etki sahibidir. Önlenebilecek ekserji yıkımlarının da tüm sistemler için dış kaynaklı ekserji yıkımından fazla olduğu görülmektedir. Ayrıca önlenebilir dış kaynaklı ekserji yıkımları sistemlerin hepsinde pozitif değerlidir. Bu sebeplerden ötürü sistemlerdeki bileşenlerde yapılacak iyileştirme hem iç hem de dış kaynaklı önlenebilir ekserji yıkımlarının geri kazanılmasında büyük pay sahibidir. Önemli olarak görülen husus da siklopentan ve aseton için iç ve dış kaynaklı önlenebilir ekserji yıkımlarının neredeyse eşit olmasıdır. Bu nedenle sistemdeki komponentlerin iç kaynaklı ekserji yıkımı etkileri ile diğer komponentler üzerindeki etkileri dengededir denilebilir.

Önlenebilecek tüm ekserji yıkımları geri kazanıldığında, tüm sistemin yeni ekserji verimleri ve verim artışı potansiyelinin yüzdesi incelendiğinde, verimi yüksek olma potansiyeline sahip sistem %74,69 ekserji verimine ulaşabilecek, %27,61 artışla toplamda en yüksek üçüncü verim artışı yüzdesine sahip pentan iş akışkanlı sistemdir. İzopentan ise %0,05 farkla pentanı takip etmektedir, ve veriminde neredeyse üçte birine tekabül eden %29,27 artışa sahiptir. İyileştirmelerden sonra verimi %74 civarında olan diğer bileşenler R113, siklopentan, R365mfc ve asetonur. %29 verim artışı sağlayana R365mfc'nin %16,7 ile en düşük verim artışı potansiyeline sahip aseton ve %18,94 verim artışı potansiyeline sahip siklopentanın arasında kaldığı gözlemlenmiştir. Asetonun ekserji eriminin artışında en düşük

yüzdeye sahip olması, yine bu akışkana sahip sistemin olabilecek en yüksek verime en yakın bileşen olduğu anlamına gelmektedir. En düşük yeni ekserji verimi beklenildiği üzere izohekzan ve hekzandadır, %20 civarında verim artış potansiyellerine rağmen %69 civarında yeni verime sahiptir. Bu sonuçlardan hareketle, gerçek şartlarda çalışan konsept sistemlerin en iyi ekserji verimine iki iş akışkanı aseton ve siklopentan olmasına rağmen, iyileştirmeler sonucunda en iyi verime sağlayabilecek akışkanlar ise pentan ve izopentandır. Hatırlatılması gereken nokta, yeni ekserji verimi hesabı yapılırken, üretilen net güç sabit tutulmuş ve önlenabilir ekserji yıkımı, yakıt ekserjisini azaltmaya yönelik bir tasarruf olarak ortaya konulmuştur. Ancak konsept olarak, atık ısının geri kazanılması nedeniyle her sistemin net güç ürettiğinden bahisle, verim artışının, yakıt ekserjisinin azaltılmasından ziyade üretilen net gücün artırılmasına ne kadar katkı sağladığının değerlendirilmesi daha uygun olacaktır.

İleri ekserji analizi sonuçlarına göre, bir sistemde önlenemez en düşük ekserji yıkımı o sistemin üretebileceği en düşük ekserji yıkım olacağından [124, 125], siklopentan ve aseton en iyi iki akışkandır. Ekserji yıkımının önlenabilir kısmı açısından bakıldığında ise, tüm komponentlerin en iyi şartlarda çalışması şartıyla en çok ekserji geri kazanımı izopentan ve R365mfc'de gerçekleşir. Sistemin veriminin artırılması öncelik olduğunda pentan ve izopentan, komponentlerin hepsi en iyi şartlarında çalışırken ekserji verimi en yüksek olacak sistemleri sağlar. Ancak siklopentan, en iyi yeni ekserji verimine sahip pentandan sadece %0,5 daha az, ve aseton ise %1,3 daha azdır. Tek kriterin ekserji yıkımı ve verimi olduğu durumun, mühendisi optimal bir çözüme götürmekten uzak olduğu maliyetlerle de desteklenmesi gerektiği açıktır. Bu yüzden tüm sistemlerin eksergoekonomi, ileri eksergoekonomi analizlerinin yapılması, performans ekonomi ölçütleriyle de değerlendirilmesi daha uygundur.

#### **7.1.1.2 Geleneksel, ileri eksergoekonomi ve eksergoekonomik performans analizleri**

Eksergoekonomi analizlerinin yapılabilmesi için gereken bileşenlerin yatırım maliyetleri literatüre göre hesaplanmıştır [50]. Isı değiştiricileri için ısı aktarım katsayıları daha önceki bölümlere ve literatüre göre belirlenmiştir [124, 125, 144]. Diesel güç tesisinde kullanılan değerler burada da kullanılmış, sistem ömrü 30 yıl, yıllık faiz oranı %12,5, yıl içindeki çalışma süresi 6720 saat, bakım işletme ve

onarım maliyetleri yatırım maliyetinin %6'sı olarak kabul edilmiştir. Hesaplanan bu maliyetler Çizelge 7.5'te verilen eksergoekonomi denklemlerinde kullanılır ve her ekserji akışının spesifik maliyeti yardımcı denklemler vasıtasıyla hesaplanır. Evaporatöre ve ön ısıtıcıya giren, Diesel sevk sisteminden gelen egzoz ve ceket soğutma suyu akışlarının spesifik ekserji maliyet değerleri diesel sevk sistemindeki hesaplanan değerlerden doğrudan alınmıştır.

İleri eksergoekonomik analizde bileşenlerin önlenemez yatırım ve diğer maliyetlerinin hesaplanması için ısı değiştiricilerinde literatürde bahsedildiği üzere varsayılan en kötü çalışma koşulları, pompa ve türbin için ise belirli oranlar alınmıştır [48]. Daha önceki çalışmalarda basınçtaki değişimin sıcaklık değişiminin yanında etkisinin önemsiz olduğu Bölüm 3'te verildiğinden burada da değişimler sadece sıcaklık üzerinden verilmiştir. Isı değiştiriciler sistemden izole olacak şekilde hesaplamaları yapılmıştır.

**Çizelge 7.5 :** Eksergoekonomik denge denklemleri ve önlenemez maliyet şartları.

Komponent	$\dot{C}_F$	$\dot{C}_P$	Önlenemez Maliyet
Pompa	$c_w \dot{W}_P$	$c_1 \dot{E}x_1 - c_6 \dot{E}x_6$	$\dot{Z}_k^{UN} = 60\% \dot{Z}_k$
Ön Isıtıcı	$c_7 \dot{E}x_7 - c_8 \dot{E}x_8$	$c_2 \dot{E}x_2 - c_1 \dot{E}x_1$	$\Delta T = 12$
Ekonomizer	$c_{10} \dot{E}x_{10} - c_{11} \dot{E}x_{11}$	$c_3 \dot{E}x_3 - c_2 \dot{E}x_2$	$\Delta T = 20$
Evaporatör	$c_9 \dot{E}x_9 - c_{10} \dot{E}x_{10}$	$c_4 \dot{E}x_4 - c_3 \dot{E}x_3$	$\Delta T = 20$
Türbin	$c_4 \dot{E}x_4 - c_5 \dot{E}x_5$	$c_w \dot{W}_T$	$\dot{Z}_k^{UN} = 90\% \dot{Z}_k$
Kondenser	$c_5 \dot{E}x_5 - c_6 \dot{E}x_6$	$c_{13} \dot{E}x_{13} - c_{12} \dot{E}x_{12}$	$\Delta T = 6$

Analiz sonucunda hesaplanan değerler, önceki bölümlerde olduğu üzere ekserji yıkımı maliyetleri ve yatırım, bakım, işletme onarım maliyetleri ile bu maliyetlerin ayrıştırılmaları şeklinde ikiye ayrılmıştır. Aşağıdaki Çizelge 7.6'da, iş akışkanlarına göre sistemlerin toplam ilk yatırım maliyetleri, toplam ekserji yıkımı maliyetleri ve ileri eksergoekonomik analiz sonuçlarına göre, ekserji yıkımı maliyetlerinin önlenemez ve önlenebilir kısımları, ekserji yıkım maliyetlerinin kaynağı, önlenebilir ve önlenemez ekserji yıkımı maliyetlerinin kaynakları verilmiştir. İlk yatırım maliyetleri açısından değerlendirme yapıldığında, en düşük yatırım maliyeti 1279189\$ ile en düşük net güç üretimine sebep olan izohekszanda hesaplanmıştır. En yüksek yatırım maliyeti ise 1345754\$ ile R11 içindir. En yüksek net gücü veren, ekserji analizinde en iyi akışkanlar olarak belirlenen iki akışkan aseton ve

siklopentan en düşük üçüncü ve dördüncü sırada 1309634\$ ve 1314779\$ ilk yatırım maliyeti değerleriyle yer almaktadır.

**Çizelge 7.6 : Geleneksel ve ileri eksergoekonomi analizi sonucu hesaplanan ekserji yıkımı maliyetleri.**

Akışkan	$C_k$	$\dot{C}_{D,k}$	$\dot{C}_{D,tot}^{UN}$	$\dot{C}_{D,tot}^{AV}$	$\dot{C}_{D,tot}^{EN}$	$\dot{C}_{D,tot}^{EX}$	$\dot{C}_{D,tot}^{UNEN}$	$\dot{C}_{D,tot}^{UNEX}$	$\dot{C}_{D,tot}^{AVEN}$	$\dot{C}_{D,tot}^{AVEX}$
Aseton	1309634	12,395	7,052	5,343	9,756	2,639	6,510	0,542	3,246	2,097
Siklopentan	1314779	13,081	6,964	6,117	10,050	3,031	6,430	0,534	3,620	2,497
Dietil Eter	1339148	15,736	7,482	8,253	12,838	2,897	7,297	0,186	5,542	2,711
Hekzan	1280518	15,006	8,366	6,640	12,243	2,763	7,550	0,816	4,693	1,947
İzohekzan	1279189	15,503	8,419	7,085	12,674	2,829	7,638	0,781	5,036	2,049
İzopentan	1345170	16,869	7,028	9,842	13,676	3,193	7,273	-0,246	6,403	3,439
Pentan	1334808	16,192	6,991	9,201	13,160	3,032	6,820	0,170	6,340	2,861
R11	1345754	13,727	7,737	5,989	11,766	1,961	7,480	0,258	4,286	1,704
R113	1326112	15,135	7,156	7,979	12,276	2,859	6,731	0,425	5,545	2,434
R141B	1338266	13,758	7,543	6,215	11,449	2,309	7,155	0,387	4,293	1,922
R365mfc	1336559	17,032	7,255	9,777	13,747	3,285	7,477	-0,222	6,271	3,506

İleri ekserji analizinde yüksek önlenebilir ve görece düşük önlenemez ekserji yıkımlarıyla belirlenen izopentan R11'in ardından 1345170\$ değerle en yüksek ilk yatırım maliyetine sahipken pentan ise 1334808\$ değeriyle en düşük ilk yatırım maliyetine sahip altıncı sistemdir.

En düşük ekserji yıkımı ve en yüksek verim sayesinde aseton 12,4 \$/h ekserji yıkımı maliyetiyle en düşük ekserji yıkımı maliyetine sahiptir. Hemen ardından 13,08 \$/h ekserji yıkımı maliyetiyle siklopentan gelmektedir. Siklopentanı takip eden R11 ve R141b birbirlerine çok yakın ekserji yıkımı maliyeti değerlerine sahiptir. İlk dört akışkanın ekserji yıkımı maliyetlerine göre sıralanması ekserji yıkımlarına göre sıralamaya uygundur. Ancak hekzan, ve izohekzan, ilk yatırım maliyetlerinin düşük olması ve sırasıyla R113 ve dietil eterin ekserji yıkımlarına yakın değerlere sahip olması nedeniyle, ekserji yıkımı maliyetlerinde birer basamak yukarı çıkmış ve sırasıyla R113 ile dietil eterin ekserji yıkımı maliyetlerinden daha düşük ekserji yıkımı maliyetlerine sahip olmuşlardır. En yüksek üç ekserji yıkımına sahip iş akışkanları olan pentan, izopentan ve R365mfc, benzer şekilde en yüksek ekserji yıkımı maliyetlerine sahip olarak en son üç sırada kendilerine yer bulmuşlardır. R365mfc asetona göre sistemi neredeyse 5\$/h daha fazla zarar ettirmektedir. Geleneksel eksergoekonomi analizine göre görece düşük ilk yatırım maliyeti ve ekserji yıkımı nedeniyle en düşük mali zararın gerçekleştiği aseton ve siklopentan tavsiye edilebilecek iki akışkandır.

En yüksek ekserji yıkımı maliyetlerine sahip izopentan, R365mfc ve pentan, bu nedenle en yüksek önlenebilir ekserji yıkımı maliyetlerine de sırasıyla 9,84 \$/h, 9,78 \$/h ve 9,20 \$/h değerleriyle sahiptir. Aseton, 5,34 \$/h değeriyle en düşük önlenebilir ekserji yıkımı maliyetine sahiptir. Verim ve üretilen güç açısından en yüksek noktada bulunan asetonun, en iyiye en yakın sistemi sağlaması nedeniyle bu değer in düşüklüğü beklenebilir bir sonuçtur. Benzer şekilde R11, 5,99 \$/h değeriyle en düşük ikinci; siklopentan 6,96 \$/h ile en düşük üçüncü; R141b ise 7,54 \$/h ile en düşük dördüncü sıradadır. Bu sıralama ekserji ve ileri ekserji analizi sonuçlarının verdiği sıralama ile örtüşmektedir. Diğer yandan, önlenemez ekserji yıkımı maliyeti, sistemdeki ekserji yıkımını önleyebilecek tüm önlemler alındıktan sonra hala ekserji yıkımından dolayı kaybedilen para miktarını temsil eder. Bu miktarı azaltmanın yolu artık yoktur ve sistemlerin karşılaştırılmasında büyük rol oynar [125]. Önlenemez ekserji yıkımı maliyeti en yüksek, beklenildiği üzere izohekzan ve hekzan için hesaplanmıştır. İlginç bir şekilde birçok durumda görece iyi performans gösteren R11 ve R141b, yüksek önlenemez ekserji yıkımı maliyetleriyle hekzanın ardından sıralanmaktadır. Ekserji yıkımı maliyetinin önlenemeyen kısmı pentan ailesinde en düşüktür. Sırasıyla siklopentan, pentan ve izopentanın ardından aseton yer almaktadır ve değerleri 6,96 \$/h, 6,99 \$/h, 7,03 \$/h ve 7,05 \$/h olarak birbirlerine çok yakındır. Önlenemez ekserji yıkımı maliyetine bağlı olarak siklopentan ve asetonun da pentan ve izopentan yanında tavsiye edilebilirliği görülmektedir. Pentan ve izopentan en yüksek önlenebilir ve en düşük önlenemez ekserji yıkımı maliyetleriyle ileri eksergoekonomi analizinde öne çıkan akışkanlar olmuştur. Yani, bu akışkanlarla kurulan sistemlerdeki komponentlerin verimlerinin iyileştirilmesi ve sıcaklık farklarının düşürülmesi sayesinde daha fazla tasarruf sağlanabilir ve hala zarar hanesine yazılan önlenemez ekserji yıkımı maliyeti diğer akışkanlara göre düşüktür. Ancak, bu gaye güdülürken üretilen net güç miktarları, verim ve ilk yatırım maliyetleri, mühendis açısından önemli ise, göz önünde bulundurulması gerekir.

Önlenebilir ve önlenemez ekserji yıkımı maliyetlerine bakıldığı zaman on bir akışkan için tasarlanan on bir sistemden beşinde önlenebilir ekserji yıkımı maliyeti önlenemez ekserji yıkımı maliyetinden yüksek çıkmıştır. Bu akışkanlar dietil eter, izopentan, pentan, R113 ve R365mfc'dir

Tüm iş akışkanları için sistemlerdeki ekserji yıkımı maliyetlerinin büyük oranı, sistemlerin içerdiği komponentlerin kendilerinden kaynaklanmaktadır. Sadece cüzi



miktarlarda ve oranlarda, komponentlerin birlikte çalışmaları ve etkileşimleri nedeniyle maliyet oluşmaktadır. Benzer şekilde önlenebilir ekserji yıkımı maliyetlerinin de büyük oranı komponentlerin çalışma koşullarının etkisi altında kalmıştır. Komponentlerin çalışma şartlarında, verimlerinde ve sıcaklık farklarında yapılacak iyileştirme çalışmaları, tüm akışkan sistemleri için önlenebilir dış kaynaklı ekserji yıkımı maliyetleri pozitif olduğundan, komponentlerin etkileşimi ve birlikte çalışması nedeniyle ortaya çıkan ekserji yıkımı maliyetlerinin önlenmesinde de büyük rol oynayacaktır. Nitekim önlenebilir dış kaynaklı ekserji yıkımı maliyeti sistemlerde %41'e varan büyük oranlarda hesaplanmıştır ve en düşük oran%28,5'tir.

Diğer yandan sistemdeki komponentlerin, yatırım, bakım, işletme ve onarım maliyetleri ile bu maliyetlerin, önlenebilir ve önlenemez kısımları, sebepleri için yapılan ileri eksergoekonomik analiz sonuçları ile aşağıdaki Çizelge 7.7'de verilmiştir.

Ömrü boyunca sistemlerin yatırım, bakım onarım işletme maliyetlerine bakıldığında birbirlerine yakın oldukları gözlemlenmektedir. En düşük değer olan izohekzana ait 26,45 \$/h ile en yüksek değere sahip R11 arasında 1,38 \$/h'lik bir fark bulunmaktadır. İlk yatırım maliyetlerinin düşük olması nedeniyle izohekzan ve hekzan ilk iki sırayı alırken arkalarından 27,08 \$/h ve 27,19 \$/h değerleriyle aseton ve siklopentan gelmektedir. Ekserji ve ileri ekserji analizleri tarafından üçüncü ve dördüncü sırada önerilen R11 ile R141b maliyetler açısından en sonlarda yer edinmişlerdir ve değerleri 27,83 ile 27,67 \$/h olarak hesaplanmıştır.

**Çizelge 7.7 :** Geleneksel ve ileri eksergoekonomi analizi sonucu hesaplanan yatırım ve diğer maliyetleri.

Akışkan	$\dot{Z}_k$	$\dot{Z}_{tot}^{UN}$	$\dot{Z}_{tot}^{AV}$	$\dot{Z}_{tot}^{EN}$	$\dot{Z}_{tot}^{EX}$	$\dot{Z}_{tot}^{UNEN}$	$\dot{Z}_{tot}^{UNEX}$	$\dot{Z}_{tot}^{AVEN}$	$\dot{Z}_{tot}^{AVEX}$
Aseton	27,079	24,761	2,317	25,372	1,706	23,141	1,620	2,231	0,087
Siklopentan	27,185	24,886	2,299	25,419	1,766	23,203	1,682	2,215	0,084
Dietil Eter	27,689	25,312	2,377	26,256	1,433	23,936	1,377	2,320	0,057
Hekzan	26,477	24,322	2,155	24,885	1,592	22,792	1,530	2,093	0,062
İzohekzan	26,449	24,291	2,158	24,877	1,572	22,780	1,511	2,098	0,061
İzopentan	27,813	25,441	2,373	26,609	1,204	24,270	1,171	2,340	0,033
Pentan	27,599	25,252	2,348	26,096	1,504	23,810	1,442	2,286	0,062
R11	27,826	25,376	2,450	26,464	1,362	24,074	1,302	2,390	0,060
R113	27,419	25,083	2,336	25,784	1,635	23,526	1,557	2,258	0,078
R141B	27,671	25,260	2,410	26,147	1,524	23,810	1,450	2,337	0,074
R365mfc	27,635	25,316	2,319	26,476	1,159	24,177	1,140	2,299	0,020

İleri eksergoekonomi analizi sonuçlarına bakıldığında, belirlenen iş akışkanlarına göre kurulan sistemlerde sistemlerin ömrü boyunca önlenebilir yatırım ve diğer maliyetler, toplam maliyetlerin %10'undan daha küçük oranda kalmaktadır. En yüksek yatırım ve diğer maliyetlerin meydana geldiği R11'de en yüksek önlenebilir yatırım ve diğer maliyetler 2,45 \$/h olarak hesaplanmıştır. Akışkanın özelliklerinin ön planda olduğu bu analizde R141b ise ikinci sırada en yüksek önlenebilir maliyetlere 2,41 \$/h değeriyle sahiptir. En düşük toplam maliyetlere sahip heksan ve izoheksan önlenebilir kısımlarda da neredeyse aynı değerlerle en düşük iki akışkan iken, peşlerinden siklopentan ve aseton 2,30 ve 2,31 \$/h değerleriyle gelmektedir. Önlenebilir yatırım ve diğer maliyetler açısından bakıldığı zaman ilk yatırımın maliyetinin düşüklüğünden kaynaklı olarak, en düşük yatırım, bakım, işletme ve onarım maliyetleri izoheksan ve heksanda neredeyse aynı değerle hesaplanmış ardından çok yakın değerlerle aseton ve siklopentan gelmiştir. Bu dört akışkana sahip sistemlerin sırasıyla değerleri 24,29 \$/h, 24,32 \$/h, 24,76 \$/h ve 24,89 \$/h'dir. En yüksek önlenebilir yatırım ve diğer maliyetlere sahip akışkanlar ise 25,44 \$/h ile izopentan ve 25,38 \$/h ile R11'dir. Dolayısıyla, yapılan yatırımların azaltılması yönünde R11 en iyi akışkan olarak görülse de, önlenebilir maliyeti bu durumda bile en yükseklerden olduğu için kullanıma en uygun akışkan olarak tavsiye edilememektedir. Buna karşın, R141B ikinci sırada yüksek önlenebilir ve yedinci sırada görece düşük önlenebilir yatırım ve diğer maliyetler açısından uygun olabilir. R113 ve pentan ise iki durumda da kendilerine ortalarında beşinci ve altıncı sıralarda yer bulmuşlardır. Mevkileri görece düşük olsa da tutarlılıklarından ötürü değerlendirilebilirler. Dikkat edilmesi gereken husus, önlenebilir yatırım ve diğer maliyetlerde aseton ve siklopentan daha düşük değerler gösterirken, önlenebilir maliyetlerde R113 ve pentana daha yakın değerlere sahip olduklarından bu iki akışkan da analizin sonucu olarak tavsiye listesine girmektedir. Ancak, ekserji yıkımı maliyetlerindeki gibi yüksek oranlı bir trade-off durumundan burada söz etmek mümkün değildir. Bu sebepten, iki analizin birlikte kullanımı daha iyi değerlendirme imkanı sunabilir.

Sistemlerin ömrü boyunca hesaplanmış yatırım bakım, işletme ve onarım maliyetlerinin yüksek oranda sistemlerin içerdikleri bileşenlerin çalışma şartlarından olduğu görülmektedir. Burada da sistem komponentlerinin birbirlerinin yatırım maliyetleri üzerindeki etkilerinin az olduğu görülmektedir. Önlenebilir yatırım ve

diğer maliyetlerin de komponentlerin kendi çalışma şartlarının etkisi altında kaldığı söylenebilir. Tüm sistemler için komponentlerin etkileşimlerinden dolayı önlenebilecek yatırım ve diğer maliyetler 0,1\$/h değerinin altındadır ve hepsi pozitifdir. Dolayısıyla sistemlerin içerdiği komponentlerde yapılacak geliştirmeler, komponentlerin etkileşimlerinden kaynaklanan maliyetleri de azaltıcı yönde etki edecektir.

Aşağıdaki Çizelge 7.8, sistemin ekserji yıkımının geri kazanılması ve sistemdeki komponentlerin yatırım, bakım, işletme ve onarım maliyetlerinden önlenebilecek kısımlarından oluşan toplam önlenebilir maliyetleri, sistemin toplam ekserji yıkımının azaltılması sonucunda ekserji verimini %1 artırmak için gerekli olan yatırım miktarını ve sistemin ekserji yıkımının önlenmesi durumunda sistemin edeceği tasarrufu göstermektedir.  $EIC_{tot}$  ve  $\dot{C}P_{tot}$  değerleri konsept sistemlerin ileriye dönük iyileştirmelerine yönelik projeksiyon sağlayan kavramlardır. Sistemin ekserji yıkımının bir kısmının önlenmesi ve sistem içindeki komponentlerin maliyetlerinin bir kısmının düşürülebilmesi neticesinde en yüksek potansiyel tasarruf 12,21 \$/h değeriyle izopentandır. Pentan ise 11,55 \$/h değeriyle üçüncü sırada yer edinmiştir. Aseton ve siklopentan içeren sistemlerde yapılacak olan iyileştirmeler gelecekte sırasıyla maksimum 7,66 \$/h ve 8,42 \$/h tasarruf sağlar. R11 ve R141b siklopentanın üzerinde sırasıyla 8,42 ve 8,63 \$/h değerleriyle ileride toplam tasarruf potansiyeline sahiptir.

**Çizelge 7.8 :** Sistemlerin toplam önlenebilir maliyet ve eksergoekonomik performans ölçütleri.

Akışkan	$\dot{Z}_{tot}^{AV} + \dot{C}_{D,tot}^{AV}$	$EIC_{tot}$	$\dot{C}P_{tot}$
Aseton	7,660	7708,131	3,671
Siklopentan	8,417	6513,486	4,527
Dietil Eter	10,630	5501,488	6,624
Hekzan	8,795	5688,668	5,279
İzohekzan	9,243	5379,511	5,732
İzopentan	12,214	4734,312	8,187
Pentan	11,549	4813,252	7,593
R11	8,439	8240,043	4,149
R113	10,316	5237,140	6,423
R141B	8,626	7255,247	4,515
R365mfc	12,096	4807,095	8,128

Sistemin ekserji veriminin bir birim artırılması için yapılması gereken yatırımlara,  $EIC_{tot}$ , bakıldığında, görece düşük ekserji veriminden yüksek ekserji verimine çıkma potansiyeline sahip izopentan bir birim verim artışı için 4734,31 \$'lık yatırıma ihtiyaç duymaktadır. En düşük değer in makbul olduğu bu değerlere göre, iyileştirme yatırımı yapılması açısından en cazip sistem de bu sistem olmaktadır. Pentan ise ikinci sırada bulunan R365mfc'ye göre küçük bir yatırım farkıyla 4813,23 \$/% değeriyle üçüncü sıradadır. Sistemin ekserji verimini artırmak için yapılması gereken yatırım miktarı en yüksek R11'de çıkmıştır. Değeri izopentanın 1,75 katıdır. Kendisine en yakın akışkan olan aseton 7708,13 \$/% değeriyle bir üstünde, siklopentan ise 6513,49 \$/% değeriyle daha yukarıda bulunmaktadır.

İncelenen sistemlerin tümünde yapılacak ekserji yıkımını azaltmaya yönelik iyileştirme yatırımlarına göre en yüksek tasarruf,  $\dot{C}P_{tot}$ , yine izopentanda 8,19 \$/h değeriyle hesaplanmıştır. Sistemin ömrü boyunca önlenabilir ekserji yıkımının sağladığı tasarrufa karşılık yapılan yatırım, bakım, işletme ve onarım maliyetleri arasındaki farkı simgeleyen  $\dot{C}P_{tot}$ , değerlere göre gelecek projeksiyonunda en az kâr sağlanan sistem ise asetonun iş akışkanı olarak belirlendiği sistemdir ve toplam fayda maliyeti, yani tasarruf miktarı 3,67 \$/h'tir. İzopentanın ardından R365mfc 8,13 \$/h değeriyle ikinci sırayı alırken, pentan 7,59 \$/h ile üçüncü sıradadır. Siklopentan, R141b ve R113 sırasıyla, 4,53 \$/h, 4,52 \$/h, ve 4,15 \$/h toplam fayda maliyeti değerleriyle asetonun hemen üstünde yer almaktadırlar.

Egzoz gazının turbojeneratör sonrasında kalan kısmından ve ceket soğutma suyundan faydalanılarak organik Rankine çevrimleriyle ek güç üretimi için oluşturulan 11 konsept sistemlerin, geleneksel ekserji ve eksergoekonomi analizleri neticesinde en iyi akışkanların aseton ve siklopentan olduğu, sistemde yapılması düşünölen ekserji yıkımının azaltılmasına yönelik tüm iyileştirmelerin neticesinde izopentan ve pentanın geliştirmeye daha açık sistemler sağladığı görölmüştür. İleri ekserji ve eksergoekonomi analizlerine dayanan eksergoekonomik performans ölçütleri de en yüksek ekserji verimi potansiyeli, birim ekserji verimi artışı başına maliyet ve sistemi toplam tasarruflarıyla da izopentan ve pentanın iyileştirmelere en iyi tepkileri verdiği gösterilmiştir.

### 7.1.1.3 Geleneksel ve ileri eksergoçevre analizleri

Eksergoçevre analizlerinin yapılabilmesi adına öncelikle analiz yapılan sistemdeki tüm komponentlerin içerdiği malzemelere göre yaşam döngüsü boyunca çevreye olan etkisinin puanı hesaplanmalıdır. Isı değiştiricilerin içerdiği malzemeler ve etki puanı hesaplaması literatüre göre yapılmıştır [127, 145]. Diğer bileşenler için katalog verilerine göre değerlendirme yapılmıştır. Diesel güç sistemi ve eksergoekonomi analizine uygun olarak sistemlerin ömrü 30 yıl ve yıl içindeki çalışma süresi 6720 saat olarak kabul edilmiştir. Evaporatöre ve ön ısıtıcıya giren, Diesel sevk sisteminden gelen egzoz ve ceket soğutma suyu akışlarının spesifik çevre etki puanları Diesel sevk sistemindeki hesaplanan değerlerden doğrudan alınmıştır. Komponentlerle ilgili önlenemez çevre etkilerinin önlenemez kısımlarının hesabında daha önceden de belirtildiği üzere bazı bileşenlerin kabulleriyle ilgili olarak literatürde bilgi bulunamadığından bu bileşenlerin önlenemez çevre etkisi gerçek değerlerine eşit kabul edilmiştir. Isı değiştiricilerin komponent kaynaklı önlenemez çevre etki puanı hesabı ileri eksergoekonomik analizdeki kabullere göre yapılmıştır. Bu yaklaşımda özellikle, pompa ve türbin bileşenlerin debileri bir miktar değişse de toleransla çalışabilmesi göz önünde bulundurulmuştur. Aşağıdaki Çizelge 7.9'da yakıt ve ürün ekserjilerine göre denklem parçaları ve kabuller verilmiştir.

**Çizelge 7.9** : Eksergoçevresel denge denklemleri ve önlenemez çevre etkisi şartları.

Komponent	$\dot{B}_F$	$\dot{B}_P$	Önlenemez Etki
Pompa	$b_w \dot{W}_P$	$b_1 \dot{E}x_1 - b_6 \dot{E}x_6$	–
Ön Isıtıcı	$b_7 \dot{E}x_7 - b_8 \dot{E}x_8$	$b_2 \dot{E}x_2 - b_1 \dot{E}x_1$	$\Delta T = 12$
Ekonomizer	$b_{10} \dot{E}x_{10} - b_{11} \dot{E}x_{11}$	$b_3 \dot{E}x_3 - b_2 \dot{E}x_2$	$\Delta T = 20$
Evaporatör	$b_9 \dot{E}x_9 - b_{10} \dot{E}x_{10}$	$b_4 \dot{E}x_4 - b_3 \dot{E}x_3$	$\Delta T = 20$
Türbin	$b_4 \dot{E}x_4 - b_5 \dot{E}x_5$	$b_w \dot{W}_T$	–
Kondenser	$b_5 \dot{E}x_5 - b_6 \dot{E}x_6$	$b_{13} \dot{E}x_{13} - b_{12} \dot{E}x_{12}$	$\Delta T = 6$

Analiz sonucunda ortaya çıkan değerler, ekserji yıkımının çevre etkisi ve komponentlerin çevre etkisi ve bunların ayrışmaları şeklinde ayrılmıştır. Sistemlerin toplam çevre etki puanları, ekserji yıkımından kaynaklı çevre etki puanları ve ileri eksergoçevresel analiz sonucunda hesaplanan ekserji yıkımından kaynaklı çevre etki puanlarının önlenemez ve önlenemez kısımları, bu puanların kaynaklarının neler olduğu, ekserji kaynaklı önlenemez ve önlenemez çevre etki puanlarının ne kadarının

sistemdeki komponentlerden ne kadarının birlikte çalışmaları ve etkileşimlerinden kaynaklandığı verilmiştir.

Çizelge 7.10'a göre, sistemlerin komponentlerden kaynaklanan çevre etki puanı en düşük asetonda hesaplanmıştır. Dolayısıyla sistemin oluşturulmasında çevreye en düşük zarar 1817452 mPts ile aseton içeren sistemde gerçekleşir. R365mfc ise 1921548 mPts değeri ile çevreye en çok zarar sisteme sahiptir. Hekzan 1826231 mPts ile çevre etki puanı en düşük ikinci sırayı alırken ardından siklopentan 1831255 mPts değeriyle gelmektedir. R11 ve R141b tüm sistemler içinde çevreye görece ortalama zarar verirken, izopentan ve pentan içerdiği komponentler nedeniyle en yüksek ikinci ve üçüncü çevreye zarar veren sistemler olarak sırasıyla 1919848 mPts ve 1908317 mPts değerlerine sahiptir.

**Çizelge 7.10 :** Geleneksel ve ileri eksergoçevresel analiz sonucunda ekserji yıkımının çevre etkisi ve ayrıştırması sonuçları.

Akışkan	$Y_k$	$\dot{B}_{D,k}$	$\dot{B}_{D,tot}^{UN}$	$\dot{B}_{D,tot}^{AV}$	$\dot{B}_{D,tot}^{EN}$	$\dot{B}_{D,tot}^{EX}$	$\dot{B}_{D,tot}^{UNEN}$	$\dot{B}_{D,tot}^{UNEX}$	$\dot{B}_{D,tot}^{AVEN}$	$\dot{B}_{D,tot}^{AVEX}$
Aseton	1817452	5140,15	2957,95	2182,20	3958,37	1181,79	2745,98	211,98	1212,39	969,81
Siklopentan	1831255	5396,44	2927,65	2468,79	4067,04	1329,40	2720,18	207,47	1346,86	1121,93
Dietil Eter	1901442	6355,88	3130,80	3225,08	5144,98	1210,89	3085,41	45,39	2059,58	1165,50
Hekzan	1826231	6173,49	3498,85	2674,64	5000,94	1172,55	3184,79	314,05	1816,14	858,50
İzohekzan	1834387	6344,35	3513,88	2830,46	5147,52	1196,83	3216,75	297,13	1930,77	899,69
İzopentan	1919848	6765,12	2958,32	3806,80	5448,88	1316,24	3104,93	-146,61	2343,95	1462,85
Pentan	1908317	6541,38	2948,85	3592,53	5276,44	1264,95	2903,98	44,87	2372,46	1220,07
R11	1843933	5558,24	3189,06	2369,19	4710,97	847,27	3113,90	75,15	1597,07	772,12
R113	1890979	6169,48	3010,51	3158,97	4967,17	1202,31	2852,87	157,65	2114,31	1044,66
R141B	1850351	5603,58	3133,45	2470,14	4619,59	983,99	2998,14	135,31	1621,45	848,68
R365mfc	1921548	6858,24	3054,44	3803,80	5502,82	1355,42	3194,27	-139,83	2308,55	1495,25

Sistemlerin toplam ekserji yıkımlarından kaynaklanan çevre etki puanları en düşük 5140,15 mPts/h ile asetonda ardından da 5396,44 mPts/h değeriyle siklopentanda gerçekleşmektedir. Buradan hareketle, eksergoçevresel analiz sonucunda ekserji yıkımlarının da hesaba katılmasıyla en düşük çevre zararı gösteren sistemlerin bu iki akışkana sahip sistemler olduğu açıkça görülmektedir. Ardından R11 ve R141b ekserji yıkımı kaynaklı çevre etki puanlarıyla aseton ve siklopentan ikilisini takip etmektedir. En son üçlü ise, küçükten büyüğe sırasıyla pentan, izopentan ve R365mfc olarak sıralanmıştır. R365mfc içeren sistem 6858,24 mPts/h değeriyle çevreye ekserji yıkımı nedeniyle en çok zarar veren sistem olarak belirlenmiştir. İzopentan ve pentanın değerleriyse sırasıyla 6765,12 mPts/h ve 6541,38 mPts/h

olarak hesaplanmıştır. Bu değerlere istinaden R365mfc, izopentan ve pentanın eksergoçevresel analiz sonucunda tavsiye edilemeyeceği açıktır.

Ekserji yıkımlarının en yüksek olduğu izopentan, R365mfc ve pentan, en yüksek ekserji yıkımı çevre etkilerine de sahip olduklarından, ileri eksergoçevresel analiz sonuçlarına göre en yüksek ekserji yıkımından kaynaklı önlenebilir çevre etki puanlarına sahip olmaları da beklenen akışkanlardır ve bu üç akışkana sahip sistemlerin ekserji kaynaklı çevre etkilerinin önlenebilecek kısımları sırasıyla 3806,80 mPts/h, 3803,80 mPts/h ve 3592, 53 mPts/h olarak hesaplanmıştır. Aseton 2182,20 mPts/h değeriyle en düşük ekserji yıkımı kaynaklı önlenebilir çevre etkisine sahipken, onu 2369,18 mPts/h değeriyle R11 takip etmiştir. Ekserji yıkımı ve önlenebilir ekserji yıkımının düşük, ekserji veriminin ise yüksek olmasından dolayı aseton için bu durum gerçekleşmektedir. Siklopentan ise en düşük üçüncü ekserji yıkımı kaynaklı önlenebilir çevre etkisine sahiptir ve R141b sadece 2 mPts/h daha büyük önlenebilir değeriyle hemen üstündedir. İleri eksergoekonomi analizinde de olduğu gibi, ekserji yıkımı kaynaklı önlenemez çevre etki puanları sistemde her türlü iyileştirmenin yapılmasının ardından hala çevreye olan zarar olarak kalan kısımdır. Azaltılamaz ve sistemlerin karşılaştırılmalarında kullanılır [127]. Bu bakış açısıyla yaklaşıldığında en düşük ekserji yıkımı kaynaklı önlenemez çevre etki değeri 2927,65 mPts/h ile siklopentanda hesaplanmıştır. Pentan grubu en düşük önlenemez ekserji yıkımı çevre etkisi sıralamasında ilk dörde girmiştir. En düşük ikinci değer 2948,85 ile pentan ve en düşük dördüncü değer ise izopentanda gerçekleşmiştir. Aseton, izopentandan sadece 0,4 mPts/h değer küçük olarak 2957,95 mPts/h ile üçüncü sıradadır. Bundan dolayı, ileri eksergoçevre analizinin ekserji yıkımı ile ilgili kısmında, pentan ve izopentanın yanı sıra siklopentan ve aseton da önerilebilir olarak kabul edilebilir. En kötü performans sergileyen sistemler ise en yüksek önlenemez ekserji yıkım çevre etki puanlarına sahip izohekzan ve hakzandır ve değerleri sırasıyla 3513,88 mPts/h ve 3498,85 mPts/h olarak hesaplanmıştır. R11 ile R141b ise hekzan grubunun hemen üzerinde yer almaktadır.

Önlenebilir ve önlenemez ekserji yıkımı kaynaklı çevre etkilerine bakıldığı zaman onbir akışkan için tasarlanan on bir sistemden beşinde önlenebilir ekserji yıkımı kaynaklı çevre etkisi, önlenemez ekserji yıkımı kaynaklı çevre etkisinden yüksek çıkmıştır. Bu akışkanlar ileri eksergoekonomi analizindeki sonuçlarla uyumlu olarak dietil eter, izopentan, pentan, R113 ve R365mfc'dir

Tüm iş akışkanları için sistemlerin ekserji yıkımı kaynaklı çevre etki puanlarının büyük oranı, iç kaynaklıdır. En yüksek oranda komponentlerin etkileşimi ve eş zamanlı çalışmasından kaynaklanan ekserji yıkımı çevre etkisi, %24,64 ile siklopentan ve %23 ile asetonda gerçekleşmektedir. Bununla beraber, ekserji yıkımı kaynaklı çevre yapılan zararın önlenebilecek kısmının da oransal olarak daha büyük kısmının komponentlerin çalışma koşullarında, verimlerinde ve sıcaklık farklarında yapılacak değişikliklerle iyileşeceği ve bu yapılan iyileştirmenin de dış kaynaklı önlenebilir çevre etkilerinin pozitif olması nedeniyle dış kaynaklı önlenebilir ekserji yıkımı çevresel etkisinin azaltılabileceği söylenebilir. Dikkat çekici husus, önlenebilir dış kaynaklı ekserji yıkımı çevre etkilerinin %46'lara varan oranlarda hesaplanmış olmasıdır. Dolayısıyla önlenebilir dış kaynaklı kısım da yadsınamayacak büyüklüktedir.

Diğer yandan, sistemdeki komponentlerin ömrü boyunca hesaplanmış çevre etki puanları, bu puanların önlenebilir ve önlenebilir olmayan kısımları, kaynağının araştırılması için yapılan analiz sonuçları aşağıdaki Çizelge 7.11'de verilmiştir. Sistemlerin komponentlerinden kaynaklı çevre etkisinin ömrü boyunca hesaplanmış değerleri incelendiğinde, değerlerin ekserji yıkımından kaynaklanan çevre etkilerinin çok altında olduğu hemen göze çarpmaktadır. Bu sebeple daha önce de belirtildiği gibi çevreye verilen toplam zarara ihmal edilebilir düzeyde katkısı vardır denilebilir.

**Çizelge 7.11 : Geleneksel ve ileri eksergoçresel analiz sonucunda komponent çevre etkileri ve ayrıştırılması.**

Fluid	$\dot{Y}_k$	$\dot{Y}_{tot}^{UN}$	$\dot{Y}_{tot}^{AV}$	$\dot{Y}_{tot}^{EN}$	$\dot{Y}_{tot}^{EX}$	$\dot{Y}_{tot}^{UNEN}$	$\dot{Y}_{tot}^{UNEX}$	$\dot{Y}_{tot}^{AVEN}$	$\dot{Y}_{tot}^{AVEX}$
Acetone	9,0151	8,5157	0,4995	8,4114	0,6037	8,0245	0,4911	0,3869	0,1126
Cyclopentane	9,0836	8,6163	0,4673	8,4708	0,6128	8,1065	0,5099	0,3643	0,1029
Diethyl Ether	9,4318	8,9170	0,5147	8,8272	0,6046	8,4107	0,5063	0,4165	0,0982
Hexane	9,0587	8,6642	0,3945	8,5054	0,5533	8,1871	0,4771	0,3183	0,0762
Isohexane.	9,0991	8,6963	0,4028	8,5477	0,5515	8,2214	0,4750	0,3263	0,0765
Isopentane	9,5231	9,0129	0,5101	8,9356	0,5874	8,5170	0,4959	0,4186	0,0915
Pentane	9,4659	8,9668	0,4990	8,8465	0,6194	8,4431	0,5237	0,4034	0,0956
R11	9,1465	8,6391	0,5074	8,5762	0,5703	8,1701	0,4689	0,4060	0,1014
R113	9,3799	8,8784	0,5014	8,7429	0,6369	8,3432	0,5352	0,3997	0,1017
R141B	9,1783	8,6718	0,5065	8,5804	0,5979	8,1781	0,4937	0,4023	0,1042
R365mfc	9,5315	9,0444	0,4871	8,9532	0,5783	8,5519	0,4925	0,4014	0,0858

Komponentlerin içerdiği materyal, üretim teknikleri gibi durumlardan kaynaklanan çevre zararı en düşük asetona iş akışkanı olarak kullanan sistemde 9,02 mPts/h değeriyle gerçekleşmektedir. Pompa ve türbinin toleranslı çalışmasından dolayı tüm



sistemler için aynı olması durumunda oluşan farkların tamamen ısı değiştiricilerden kaynaklandığı düşünülürse, en düşük toplam ısı değiştirici yüzey alanına sahip sistemin de aseton olduğu söylenebilir. Çünkü ısı transfer yüzeyleri, ısı değiştiricilerin çevreye olan etkisine doğrudan etki eden değişkendir. Asetonu takiben çok küçük bir farkla, 9,05 mPts/h değeriyle hekzan ve üçüncü sırada aynı farkla 9,08 mPts/h değeriyle siklopentan gelmektedir. İzohekzan ise siklopentandan sadece 0,02 mPts/h daha büyük değere sahiptir. R365mfc kullanan sistemin komponentlerinden dolayı çevreye verdiği zararın ölçüsü 9,53 mPts/h'dir ve çevreye komponent kaynaklı en çok zarar veren sistemdir. İzopentan bu sıralamada, R365mfc'den sadece 0,01 mPts/h daha az çevreye etki eden sistem olarak hesaplanmıştır. Pentan ise izopentana göre görece iyi bir sonuçla, 9,47 mPts/h değeriyle sondan üçüncü sıradadır. R11 ve R141b ortalama değerlere sahiptirlerdir.

İleri eksergoçevresel analizin göstermiş olduğu sonuçlara göre komponentlerin çevre etkilerinden önlenebilecek kısım en yüksek dietil eterde hesaplanmıştır ve değeri 0,52 mPts/h'dir. En yüksek önlenebilir çevre etki puanı bile komponent kaynaklı toplam çevre etkileri değerlendirildiğinde çok düşük kalmaktadır. Dietil eteri, 0,51 mPts/h değeriyle izopentan takip etmektedir. R11 ve R141b'de de izopentana yakın değerler hesaplanmıştır. En düşük önlenebilir komponent kaynaklı çevre etkisi 0,40 mPts/h ile hekzan ve çok az bir farkla daha iyi olan izohekzanda olduğu görülmüştür. Siklopentan, sondan üçüncü sırada 0,47 mPts/h değeriyle kendine yer bulurken, aseton, pentanla neredeyse aynı değere sahip olarak 0,499 mPts/h ile ortalarda yer alabilmiştir. Diğer analizler ve sonuçlarında olduğu gibi karşılaştırmada, burada da önlenemez kısmın düşük olması önem arz etmektedir. Bu açıdan bakıldığında, en düşük önlenemez komponent kaynaklı çevre etkisi 8,52 mPts/h değeriyle aseton için ve ardından 8,62 mPts/h değeriyle siklopentan için hesaplanmıştır. En yüksek değerler ise küçük farklarla, R365mfc, izopentan ve pentan için sırasıyla, 9,04 mPts/h, 9,01 mPts/h ve 8,97 mPts/h olarak hesaplanmıştır. Önlenebilecek maksimum değer dietil eter için hesaplanmış olsa da hala, önlenemez olarak kalan kısım yüksek seviyelerde, pentanından biraz daha az olarak 8,92 mPts/h bulunmuştur. Dolayısıyla önlenebilir komponent kaynaklı çevre etkisinin tek başına değerlendirilmesinin yetersiz olduğu anlaşılmaktadır. R11 en yüksek önlenebilir ve en düşük önlenemez komponent kaynaklı çevre etkisi sıralamasında üçüncü sırada bulunan puanlarıyla en iyi performansı gösteren akışkan olarak karşımıza çıkmıştır.

Sistemlerdeki komponentlerden kaynaklanan çevre etkilerinin tüm sistemler için sadece %6 civarındaki kısmı dış kaynaklıdır, yani diğer komponentlerin çalışma koşullarının etkisi altında kalmaktadır. Komponent kaynaklı önlenebilir çevre etkisi incelendiğinde ise tüm sistemler için önlenebilir kısmın %20 civarı kısmı komponentlerin etkileşimlerine bağlıdır ve birbirlerine olan etkisine bağlıdır. Dış kaynaklı önlenebilir komponent çevre etkilerinin pozitif olması nedeniyle sistemlerde bulunan komponentlerin çalışma şartlarının iyileştirilmesi, etkilenen komponentlerdeki dış kaynaklı önlenebilir çevre etkisinin azaltılmasında fayda sağlayacaktır.

Sonuç olarak, eksergoçevresel analiz sonuçlarına göre ekserji yıkımı kaynaklı ve komponent kaynaklı çevre etkilerinin beraber değerlendirilmesinde komponent kaynaklı kısım önemsenmeyecek kadar küçük olduğundan, ekserji yıkımı kaynaklı çevre etkisi analiz sonuçlarını domine etmektedir. Geleneksel eksergoçevresel analiz sonuçlarına göre en iyi iki akışkan aseton ve siklopentan olarak görülmektedir. İleri eksergoçevresel analiz ise yapılacak olan iyileştirmeler neticesinde önlenebilir ve önlenemez ekserji yıkımı çevre etkisi birlikte göz önünde bulunduğu en iyi performans verebilecek akışkanların pentan ve izopentan olduğu gözlemlenmiştir. Buna karşın siklopentan ve aseton da en düşük önlenemez ekserji kaynaklı çevre etkisi nedeniyle iddiasını sürdürmeye devam etmektedir.

## **7.2 Süpürme Havası ve Soğutma Suyu ile Oluşturulan Sistemler**

Makine dairesi ortamından ana makinede yanmanın gerçekleşmesi için gereken havanın turboşarjer kompresöründe sıkıştırılmasının ardından, yüksek sıcaklığa erişen basınçlı havanın süpürme havası soğutucusuna, SAC, girmeden önce ORC sisteminin evaporatör ve ekonomizerinden geçirilerek sahip olduğu ısının bir kısmını kullanmak vesilesiyle oluşturulan sistemde aseton, siklopentan, dietil eter, heksan, izoheksan, izopentan, pentan, R11, R113, R123, R141b, R245ca, R365mfc, R1233zd(E) ve RE245fa2 organik akışkanları kullanılmıştır. Bir önceki konsept sistemlerde olduğu gibi ön ısıtma için ceket suyunun tatlı su üreticinden sonra, 10 kg/s'si bu sistemlerde de kullanılmıştır. Sistemdeki komponentlerdeki basınç düşüşü, sıcaklık farkı miktarları, verimleri gibi işletim koşulları her akışkan için aynı kabul edilmiştir. Akışkanlara göre, incelenen sistemlerdeki kütle debileri ve termodinamik özellikler değişmektedir. Tüm sistemler ve komponentleri için geleneksel ve ileri ekserji

temelli tüm analizler ile analizlere dayalı olarak geliştirilen eksergoekonomik performans ölçütleri hesaplanmış ve incelenmiştir. İncelemenin genel sonuçlarına dayanarak en iyi performans sergileyen iş akışkanları belirlenmiştir.

## 7.2.1 Sonuçlar, tartışma ve değerlendirme

Bu kısımda seçilmiş iş akışkanlarının oluşturulan sistemlerdeki performanslarına ve analiz sonuçlarına göre sistem bazında genel sonuçları üzerinden değerlendirmeler yapılmış ve karşılaştırmaların sonunda en iyi sonuçlara sahip akışkanlar belirlenmiştir. Her kısmın değerlendirmesi kısım sonunda yapılmıştır.

### 7.2.1.1 Geleneksel, ileri ekserji ve eksergoekonomik performans analizleri

Konsept sistemlerin ekserji ve ileri ekserji analizlerinin uygulanması için kurulmasında kullanılan basınç kayıpları, sıcaklık farkları ve izentropik verimler aşağıdaki Çizelge 7.12’de verilmiştir. Egzoz gazı ile oluşturulan konsept sistemlerde olduğu gibi önlenemez koşullar daha önceki çalışmalardan ve deneyimlerden faydalanılarak oluşturulmuş, teorik koşullar için komponentlerde sıfır veya minimum ekserji yıkımı oluşacak şekilde tespit edilmiştir [62]. Teorik şartlarda ısı transferinin gerçekleşebilmesi için sıcaklık farkı 0,1 °C olarak kabul edilmiştir. Evaporatör ve ekonomizer çıkışları, komponentlerin özelliklerinden dolayı doymuş buhar ve doymuş sıvı olarak sabitlenmiştir.

**Çizelge 7.12 :** Komponentlerin gerçek, teorik ve önlenemez koşulları.

Komponent	Çalışma Şartları		
	Gerçek	Önlenemez	Teorik
Pompa	$\eta = 0,8$	$\eta = 0,9$	$\eta = 1$
Ön Isıtıcı	$\Delta P_{12} = 0,2 \text{ bar}$	$\Delta P_{12} = 0,1 \text{ bar}$	$\Delta P_{12} = 0 \text{ bar}$
	$\Delta P_{78} = 0,2 \text{ bar}$	$\Delta P_{78} = 0,1 \text{ bar}$	$\Delta P_{78} = 0 \text{ bar}$
	$\Delta T_{Min} = 8 \text{ }^\circ\text{C}$	$\Delta T_{Min} = 2,5 \text{ }^\circ\text{C}$	$\Delta T_{Min} = 0,1 \text{ }^\circ\text{C}$
Ekonomizer	$\Delta P_{32} = 0,15 \text{ bar}$	$\Delta P_{32} = 0,1 \text{ bar}$	$\Delta P_{32} = 0 \text{ bar}$
	$\Delta T_{Min} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$	$\Delta T_{Min} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$	$\Delta T_{Min} = 0,1 \text{ }^\circ\text{C}$
	$x_3 = 0^\dagger$	$x_3 = 0^\dagger$	$x_3 = 0^\dagger$
Evaporatör	$\Delta T_{Min} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$	$\Delta T_{Min} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$	$\Delta T_{Min} = 0,1 \text{ }^\circ\text{C}$
	$x_4 = 1^\dagger$	$x_4 = 1^\dagger$	$x_4 = 1^\dagger$
Türbin	$\eta_T = 0,87$	$\eta_T = 0,92$	$\eta_T = 1$
Kondenser	$\Delta T_{Min} = 4 \text{ }^\circ\text{C}$	$\Delta T_{Min} = 2 \text{ }^\circ\text{C}$	$\Delta T_{Min} = 0,1 \text{ }^\circ\text{C}$
	$\Delta P_{56} = 0,02 \text{ bar}$	$\Delta P_{56} = 0,01 \text{ bar}$	$\Delta P_{56} = 0 \text{ bar}$
	$\Delta P_{1213} = 0,3 \text{ bar}$	$\Delta P_{1213} = 0,1 \text{ bar}$	$\Delta P_{1213} = 0 \text{ bar}$

Teorik ve önlenemez çevrimlerin oluşturulmasında Çizelge 7.12’de verilen değerler kullanılmış ve teorik, önlenemez ve hibrit çevrimlerde üretilen güç sabit tutularak

simülasyonlar yapılmıştır [60]. Egzoz gazındaki gibi, asit ve korozyon oluşumu nedeniyle sıcaklığın sabit tutulmasına ihtiyaç duyulmadığından, sistem genetik algoritma sonucunda maksimum net gücü verecek şekilde süpürme havasından ısı çekmektedir. Sistemlerdeki komponentlerin enerji dengeleri ve ekserji analizi için yakıt ve ürün ekserjileri, analizlerde kullanılmak üzere aşağıdaki Çizelge 7.13'te verilmiştir.

**Çizelge 7.13 :** İncelenen komponentlerin enerji, dengeleri, yakıt ve ürün ekserjileri.

Komponent	Enerji Dengesi	Ekserji Analizi	
		$\dot{E}x_F$	$\dot{E}x_P$
Pompa	$\dot{W}_P = \dot{m}_1(h_1 - h_6)$	$\dot{W}_P$	$\dot{E}x_1 - \dot{E}x_6$
Ön Isıtıcı	$\dot{m}_1(h_2 - h_1) = \dot{m}_7(h_7 - h_8)$	$\dot{E}x_7 - \dot{E}x_8$	$\dot{E}x_2 - \dot{E}x_1$
Ekonomizer	$\dot{m}_3(h_3 - h_2) = \dot{m}_{10}(h_{11} - h_{11})$	$\dot{E}x_{10} - \dot{E}x_{11}$	$\dot{E}x_3 - \dot{E}x_2$
Evaporatör	$\dot{m}_4(h_4 - h_3) = \dot{m}_9(h_9 - h_{10})$	$\dot{E}x_9 - \dot{E}x_{10}$	$\dot{E}x_4 - \dot{E}x_3$
Türbin	$\dot{W}_T = \dot{m}_4h_4 - \dot{m}_5h_5$	$\dot{E}x_4 - \dot{E}x_5$	$\dot{W}_T$
Kondenser	$\dot{m}_6(h_5 - h_6) = \dot{m}_{12}(h_{13} - h_{12})$	$\dot{E}x_5 - \dot{E}x_6$	$\dot{E}x_{13} - \dot{E}x_{12}$

Genetik algoritmayla maksimum net güce göre optimize edilmiş sistemlerin geleneksel ekserji analizine göre sonuçları, aşağıdaki Çizelge 7.14'te verilmiştir. Akışkanlar, süpürme havası ve ceket soğutma suyundan yakıt ekserjisi olarak 1121 – 1245 kW aralığında ekserji çekmişlerdir. Sistemlerin ürün ekserjisi olarak, türbinde üretilen güçten pompada gereken gücün kullanılması sonucunda kalan net güç kabul edilmiştir. Net güce göre optimizasyon sonucunda, sistemlerden alınan net güçler 649 – 563 kW aralığında bulunmuştur. En yüksek net güç çıktısı, ve en yüksek yakıt ekserjisi RE245fa2 kullanılan sistemde, en düşük net güç çıktısı ve en düşük yakıt ekserjisi miktarı ise aseton kullanılan sistemde hesaplanmıştır. En yüksek ikinci net güç çıktısını sağlayan sistem 642 kW ile R365mfc'nin kullanılan sistem olduğu görülmektedir. Benzer net güç üretimleriyle R245ca ve izopentan aralarında sadece 2 kW farklar bulunarak üçüncü ve dördüncü en yüksek değerlere sahiptir. Dietil eter ve pentan neredeyse aynı net gücü benzer yakıt ekserjileriyle 629 kW olarak üretmektedirler. Pentandan hemen sonra gelen R123 ile aralarında 12 kW gibi görece büyük bir fark vardır. Asetonun kötü performansından sonra açık ara bir farkla R11 ve siklopentan, sırasıyla 583,8 ve 584,38 kW değerleriyle asetonun net gücünden 20 kW'ın üzerinde net güç üretimleriyle kendilerine sonlarda yer bulmaktadırlar.

Üretilen güçlere bakıldığında 284,32 kW [124, 125] güç üreten şaft jeneratöründen ziyade

**Çizelge 7.14 :** İncelenen sistemlerin geleneksel ekserji analizi sonuçları.

Akışkan	$\dot{E}x_{F,tot}$	$\dot{E}x_{P,tot}$	$\dot{E}x_{D,tot}$	$\epsilon_k$
Aseton	1121,219	562,9826	516,4549	0,502117
Siklopentan	1144,397	584,3751	531,4114	0,51064
Dietil Eter	1215,007	629,6831	572,7287	0,518255
Hekzan	1202,264	602,1992	559,6932	0,500888
İzohekzan	1215,463	609,7896	568,7303	0,501693
İzopentan	1230,339	638,1133	592,0689	0,518648
Pentan	1217,133	629,184	584,5301	0,516939
R11	1150,032	583,7987	526,1456	0,507637
R113	1199,104	614,1606	572,5967	0,512183
R123	1193,295	617,1509	545,7141	0,517182
R141B	1157,517	593,1236	530,9314	0,51241
R245ca	1227,375	640,0871	561,8828	0,521509
R365mfc	1242,085	642,0535	596,4384	0,516916
R1233zd(E)	1209,44	632,9338	539,7097	0,523328
RE245fa2	1245,057	649,1175	576,1805	0,521356

Diesel sevk tesisindeki 463,47 kW güç üreten turbojeneratör sistemindeki türbinin üstünde veya sistem incelemesi dışında tutulan Diesel jeneratörler kadar güç üretilbileceği değerlendirilmektedir.

Geleneksel ekserji analizi sonuçlarına göre, sistemlerde ortaya çıkan toplam ekserji yıkımları incelendiğinde en yüksek ve en düşük ekserji yıkımları arasında 80 kW olduğu ve skalanın en düşük 516,46 kW ile asetondan başlayıp en yüksek 546,44 kW ile R365mfc ile son bulan bir sıralamaya sahip olduğu görülmektedir. Asetonun ardından gelen R11 asetondan 10 kW daha fazla toplam ekserji yıkımına sahiptir. Üçüncü ve dördüncü en düşük ekserji yıkımlarına sahip R141b ve siklopentan için birbirlerine çok yakın değerler hesaplanmıştır. Ekserji yıkımının en yüksek olduğu R365mfc'nin hemen altında izopentan ve pentan sırasıyla 592kW ve 584,53 kW değerleriyle bulunmaktadır. Sistemlerin toplam ekserji yıkımlarıyla yakıt ekserjileri ve ürettikleri net güç arasında güçlü bir bağ olmadığı görülmektedir.

İncelenen sistemlerin ekserji verimleri, üretilen net gücün sisteme verilen toplam yakıt ekserjisine oranı olarak tanımlanmasıyla ortaya çıkan en yüksek verim %52,33 ile R1233zd(E) ve ardından %52,15 ile R245ca ve %52,14 ile RE245fa2 kullanılan sistemlerde hesaplanmıştır. Sırasıyla izopentan, dietil eter, R123, pentan, R265mfc

%51,87, %51,83, %51,82, %51,69 ve % 51,69 değerleriyle nerdeyse aynı ekserji verimlerine sahiptirler. En kötü ekserji verimi ise %50,08 ile hekzan içeren sistemde hesaplanmıştır. Ardından ise %50,17 ile izohekzan ve %50,21 ile aseton gelmektedir. Görülebileceği üzere sistemlerin ekserji verimleri birbirlerine çok uzak olmamakla birlikte %52,33 ile %50,08 aralığına sıkışmışlardır. Bu durum, sistemleri ekserji verimine göre değerlendirip en iyi verim sağlayan sisteme karar vermekte zorluk oluşturmakta ve üretilen net gücün değerinin önemini göstermektedir.

Geleneksel ekserji analizine göre değerlendirme yapıldığı zaman RE245fa2 açık ara en yüksek net gücü sağlayan sisteme sahip olduğu ve yüksek ekserji verimi için görece yüksek ekserji yıkımına sahip olmasına rağmen tavsiye edilebilir en iyi performans sağlayan akışkan, R245ca'nın ise R365mfc'den sadece 2 kW daha güç üretmesine karşın daha yüksek verim sağlaması ve daha düşük ekserji yıkımına sebep olmasından dolayı R365mfc'ye alternatif olabilecek akışkan olarak öne çıktığı görülmektedir.

İleri ekserji analiziyle incelenen sistemlerin toplam ekserji yıkımlarının ayrıştırılması neticesinde ortaya çıkan sonuçları içeren Çizelge 7.15 aşağıdadır. Tüm sistemlerde uygulanan iyileştirme yaklaşımları aynıdır. Bu şartlar altında en yüksek önlenebilir ekserji yıkımı izopentanda 398,44 kW değeriyile hesaplanmıştır. R365mfc ise ikinci sırada 394,35 kW önlenebilir ekserji yıkımıyla bulunmaktadır. En yüksek ekserji yıkımına sahip iki akışkan olmalarından dolayı da en yüksek önlenebilir ekserji yıkımları bu iki akışkana sahip sistemlerde çıkmıştır denilebilir. Ekserji yıkımını azaltacak iyileştirmeler uygulandığında en yüksek geri kazanım bu iki akışkanda gerçekleşme potansiyeline sahiptir. Daha sonra, yine yüksek ekserji yıkımına sahip pentan ekserji yıkımındaki sıralamasıyla aynı sırada, 385,05 kW ile üçüncü sırada yer alırken, dietil eter, R113 ve RE245fa2 pentana göre yaklaşık 25 kW daha düşük önlenebilir ekserji yıkımıyla birbirlerine son derece yakın önlenebilir ekserji yıkımı değerleriyle dört, beş ve altıncı sıradadır. R245ca 341,05 kW ile ortalarda yer almış ve 360 kW ekserji yıkımı değerine sahip RE245fa2'nin hemen ardındadır. Toplam ekserji yıkımının büyüklüğüne göre RE245fa2 dietil eter ve R113'ten çok az büyük ekserji yıkımına sahip olmasına rağmen, önlenebilir ekserji yıkımında bu iki akışkana sahip sistemlerle neredeyse sahip olmuştur. Burada, komponentlerde uygulanan iyileştirme aynı olduğundan, oluşan bu önlenebilir ekserji yıkımı değerleri akışkanın özelliklerinden kaynaklanmaktadır. Aseton 300 kW önlenebilir

ekserji yıkımının altında kalan tek akışkan olmakla birlikte, en düşük önlenebilir ekserji yıkımına 296 kW değeriyle sahiptir. Asetonun ardından en düşük ekserji yıkımının önlenebilir kısmı değerlerine sahip akışkanlar ise R11, hekzan, R141b ve siklopentandır ve sırasıyla 304 kW, 308,71 kW, 310,26 kW ve 316,34 kW değerlerine sahiptir. Bu sıralamada ise hekzan hariç diğer dört akışkana sahip sistemler geleneksel ekserji analizi sonucunda en düşük ekserji yıkımına sahip sistemlerdir. Hekzan ise, ortalama bir ekserji yıkımına sahip olmasına rağmen, akışkan özellikleri nedeniyle, ekserji yıkımını önlemeye yönelik uygulamalar neticesinde beklenenden daha az önlenebilir ekserji yıkımına sahiptir. Önlenebilir ekserji yıkımı, tüm ekserji yıkımını azaltıcı önlemlerin alınmasının ardından, daha fazla düşürülemeyecek olan ekserji yıkımıdır, bu nedenle sistemlerin karşılaştırılmasında önemli bir yer tutar. Önlenebilir ekserji yıkımının düşük olması sistem karşılaştırmasında istenen bir durumdur.

**Çizelge 7.15 :** Sistemlerin ileri ekserji ve eksergoekonomik performans ölçüt analizi sonuçları.

Akışkan	$\dot{E}x_{D,k}$	$\dot{E}x_{D,tot}^{UN}$	$\dot{E}x_{D,tot}^{AV}$	$\dot{E}x_{D,tot}^{EN}$	$\dot{E}x_{D,tot}^{EX}$	$\dot{E}x_{D,tot}^{UNEN}$	$\dot{E}x_{D,tot}^{UNEX}$	$\dot{E}x_{D,tot}^{AVEN}$	$\dot{E}x_{D,tot}^{AVEX}$	$\epsilon_k^*$	EII[%]
Aseton	516,45	220,46	295,99	310,32	206,14	188,67	31,79	121,65	174,34	0,68	35,87
Siklopentan	531,41	215,07	316,34	320,42	210,99	187,62	27,45	132,80	183,54	0,71	38,20
Dietil Eter	572,73	211,27	361,46	365,96	206,77	194,41	16,86	171,55	189,91	0,74	42,35
Hekzan	559,69	250,99	308,71	360,75	198,94	212,17	38,81	148,58	160,13	0,67	34,55
İzohekzan	568,73	251,12	317,61	372,51	196,22	214,10	37,02	158,42	159,20	0,68	35,37
İzopentan	592,07	193,89	398,18	385,44	206,63	186,25	7,64	199,19	198,99	0,77	47,85
Pentan	584,53	199,48	385,05	375,97	208,56	187,09	12,38	188,88	196,18	0,76	46,28
R11	526,15	222,14	304,00	323,01	203,13	195,53	26,62	127,48	176,52	0,69	35,93
R113	572,60	212,49	360,10	358,87	213,73	190,98	21,51	167,89	192,21	0,73	42,92
R123	545,71	221,60	324,12	342,71	203,00	200,94	20,66	141,77	182,35	0,71	37,29
R141B	530,93	220,67	310,26	326,72	204,21	194,27	26,40	132,45	177,81	0,70	36,62
R245ca	561,88	220,83	341,05	362,68	199,20	206,95	13,89	155,74	185,31	0,72	38,48
R365mfc	596,44	202,09	394,35	392,22	204,22	191,08	11,01	201,14	193,20	0,76	46,52
R1233zd(E)	539,71	219,07	320,64	352,26	187,45	220,77	-1,69	131,49	189,15	0,71	36,08
RE245fa2	576,18	216,19	359,99	377,11	199,07	208,22	7,97	168,90	191,10	0,73	40,67

Yapılan analizler neticesinde en düşük önlenebilir ekserji yıkımı incelenen sistemler içinde 193,89 kW ile izopentanda çıkmıştır. Pentan, R365mfc, dietil eter ve R113, sırasıyla 199,48 kW, 202,09 kW, 211,27 kW ve 212,49 kW değerleriyle tıpkı önlenebilir ekserji yıkımı sıralamasında olduğu gibi liste başıdır. RE245fa2 ve R245ca sistemleri, 216,18 kW ve 220,83 kW değerleriyle ortalarda yer alırken, açık ara en yüksek önlenebilir ekserji yıkımına sahip akışkanlar 251,11 kW ve 250 kW

değerleriyle izohekzan ve hekzandır ve en yakın akışkan olan R11'den yaklaşık 30 kW daha fazla önlenemez ekserji yıkımına sahiplerdir. Önlenebilir ve önlenemez ekserji yıkımları birlikte değerlendirildiğinde net bir şekilde izopentan en yüksek önlenebilir ve en düşük önlenemez ekserji yıkımında listenin başına oturmaktadır. Ardından ikinci sırada tavsiye edilebilir akışkan ise R365mfc olarak pentana yakın önlenemez ekserji yıkımı değeri ve pentandan neredeyse 10 kW daha büyük önlenebilir ekserji yıkımıyla gelmektedir. R365mfc'nin sonuçlarının geleneksel ekserji analizi sonuçlarıyla görece örtüşen bir durumu olduğu, dolayısıyla iki analizin birlikte değerlendirilmesi sonucunda, tavsiye edilebilir bir akışkan olduğu görülmektedir. Geleneksel ekserji analizinin önerdiği sonuçlardan RE245fa2 daha yüksek net güç üretimine ve daha düşük ekserji yıkımına sahip olmasına rağmen, ortalama ancak kendince tutarlı bir önlenebilir ve önlenemez ekserji yıkımı performansı göstererek, tavsiye listesinde ortalarda yer bulabilmiştir.

Önlenebilir ve önlenemez ekserji yıkımları incelendiğinde, tüm akışkanlar için önlenebilir kısmın önlenemez kısımdan daha büyük olduğu, dolayısıyla hepsinin hala ekserji yıkımının önlenmesi geliştirme potansiyellerinin bulunduğu ve optimal tasarıma görece uzak olduğu söylenebilir.

Ekserji yıkımlarının nedenlerine bakıldığı zaman sistemlerdeki ekserji yıkımlarının %60'ından fazlası komponentlerin kendi çalışma şartlarından kaynaklanmaktadır. Ekserji yıkımında sistem dizaynı ve komponent etkileşimlerinin etkisi görece yüksek olmasına rağmen, %40'ı geçmemektedir. Buna karşın, önlenebilir ekserji yıkımları incelendiği zaman, hemen hemen tüm sistemlerde ekserji yıkımının önlenmesi için sistem dizaynı, topolojisi, sistemlerin içerdiği komponentlerin eş zamanlı çalışması ve birbirleri ile olan etkileşimlerindeki iyileştirmeler ekserji yıkımının azaltılmasında %50'nin üzerinde rol oynarlar. Ayrıca iç kaynaklı ekserji yıkımlarının da önlenmesi üzerine yapılacak çalışmalar sistemlerin etkileşimlerini değiştireceğinden önlenebilir dış kaynaklı ekserji yıkımının geri kazanılmasında da fayda sağlar. İzopentanda iç ve dış kaynaklı önlenebilir ekserji yıkımları birbirine eşit, R365mfc'de ise %51 oranında önlenebilir ekserji yıkımı iç kaynaklıdır.

Sistemlerdeki tüm önlenebilir ekserji yıkımlarının yapılan iyileştirmeler neticesinde önlenmesiyle hesaplanan yeni ekserji verimi ve verim artışı potansiyellerinin yüzdesi incelendiğinde, %76,68 verime ulaşabilecek izopentan, %47,85 artışla ilk sıradadır. Hemen ardından gelen R365mfc yaklaşık %1 daha düşük, %75,74 yeni maksimum



ekserji verimine önlenebilir ekserji yıkımlarının tamamı önlendiğinde sahip olabilir ve, verimindeki artış %46,52'ye tekabül eder. Pentanın ekserji yıkımının önlenmesiyle ulaşabileceği maksimum ekserji verimi ise R365mfc'ye göre %1daha düşük olacaktır ve bu veriminde %46,28 artışa denk gelir. İleri ekserji analizi sonuçlarına göre beklenebilir sonuçlar olarak bu sıralama göze çarpmaktadır. RE245fa2 tüm önlenebilir ekserji yıkımı geri kazanıldığında %40,67 verim artışıyla maksimum %73,34 ekserji verimine ulaşır. Verim artışının ve yeni verimin en düşük olarak hesaplandığı sistemler ise sırasıyla, heksan, izoheksan, aseton, R11 olarak belirlenmiştir ve ulaşabilecekleri maksimum ekserji verimleri sırasıyla %67,39, %67,92, %68,22 ve %69'dur. Daha önce değinildiği gibi yeni ekserji verimi hesabı yapılırken, üretilen net güç sabit tutularak önlenebilir ekserji yıkımı, yakıt ekserjisini azaltmaya yönelik bir tasarruf olarak ortaya konulmuştur. Atık ısı geri kazanım konseptinde her sistemin net güç ürettiğinden bahisle, verim artışının, yakıt ekserjisinin azaltılmasından ziyade üretilen net gücün artırılmasına ne kadar katkı sağladığının değerlendirilmesi uygun olabilir.

Geleneksel ve ileri ekserji analizleri birlikte değerlendirildiğinde, R365mfc hem yüksek net güç üretimi ve verimi hem de ekserji yıkımının önlenmesi amacıyla yapılan iyileştirmeler sonucunda yüksek önlenebilir ve düşük önlenemez ekserji yıkımı değerleri, yüksek verim artışı potansiyeli ve yüksek yeni ekserji verimiyle caziptir. İzopentan, ileri ekserji analizi temelinde iyi performans sergilerken, geleneksel ekserji analizi RE245fa2'yi daha ziyade öneren bir sonuç ortaya koymuştur. Buradan elde edilen sonuçların, geleneksel ve ileri eksergoekonomi analizleriyle desteklenip desteklenilmediğinin kontrolü yatırım tavsiyesi yapılabilmesi için önem arz etmektedir.

#### **7.2.1.2 Geleneksel, ileri eksergoekonomi ve eksergoekonomik performans analizleri**

Diğer tüm sistemlerde olduğu gibi, incelenen sistemlerin eksergoekonomi analizlerinin gerçekleştirilebilmesi için, sistemlerin içerdiği komponentlerin ilk yatırım maliyetlerinin hesaplanması gerekmektedir ve bu hesaplamalar literatüre göre yapılmıştır [50]. Isı değiştiricilerin maliyetlerinin hesaplanmasında gerekli olan yüzey alanlarının belirlenmesi için gerekli olan ısı transfer katsayıları daha önceki çalışmalara ve literatüre göre yapılmıştır [124, 125, 144]. Diesel sevk sistemine ek

olarak geliştirilen konsept sistemler için ekonomik analizde kullanılması gereken sistem ömrü, yıllık faiz oranı, yıl içerisindeki çalışma saati, bakım, işletme, onarım maliyetlerinin yatırım maliyetine oranı değerleri Diesel sisteminden alınmıştır. Komponentlerin maliyetlerinin belirlenmesinin ardından eksergoekonomi denklemlerinde yardımcı denklemlerin de yardımıyla her ekserji akışının spesifik ekserji maliyetleri hesaplanır. Evaporatör ve ön ısıtıcıya giren, Diesel sisteminden alınmış akışların spesifik ekserji maliyetleri de yine aynı sistemden alınmıştır. İleri eksergoekonomik analizde kullanılmak üzere belirlenen, sistemlerin içerdiği komponentlerin önlenebilir yatırım ve diğer maliyetlerinin hesaplanmasında literatüre uyularak, ısı değiştiricileri için kötü çalışma koşulları ve pompa ile türbin için ise yine literatürde verilmiş belirli oranlar kabul edilmiştir [48]. Basıncıdaki değişimlerin önemi daha önceki bölümlerde tartışılmıştı. Burada önlenebilir maliyetlerin hesabında sadece sıcaklıklar üzerinden şartlar verilmiştir ve ısı değiştiricilerin önlenebilir maliyet hesapları sistemden ayrı olacak şekilde yapılmıştır. Aşağıdaki Çizelge 7.16’da sistemlerin içerdiği her bir komponent için yakıt ve ürün ekserjisi maliyetleriyle, önlenebilir maliyet hesapları için yapılan kabuller verilmiştir.

**Çizelge 7.16 :** Eksergoekonomik denge denklemleri ve önlenebilir maliyet şartları.

Komponent	$\dot{C}_F$	$\dot{C}_P$	Önlenebilir Maliyet
Pompa	$c_w \dot{W}_P$	$c_1 \dot{E}x_1 - c_6 \dot{E}x_6$	$\dot{Z}_k^{UN} = 60\% \dot{Z}_k$
Ön Isıtıcı	$c_7 \dot{E}x_7 - c_8 \dot{E}x_8$	$c_2 \dot{E}x_2 - c_1 \dot{E}x_1$	$\Delta T = 12$
Ekonomizer	$c_{10} \dot{E}x_{10} - c_{11} \dot{E}x_{11}$	$c_3 \dot{E}x_3 - c_2 \dot{E}x_2$	$\Delta T = 20$
Evaporatör	$c_9 \dot{E}x_9 - c_{10} \dot{E}x_{10}$	$c_4 \dot{E}x_4 - c_3 \dot{E}x_3$	$\Delta T = 20$
Türbin	$c_4 \dot{E}x_4 - c_5 \dot{E}x_5$	$c_w \dot{W}_T$	$\dot{Z}_k^{UN} = 90\% \dot{Z}_k$
Kondenser	$c_5 \dot{E}x_5 - c_6 \dot{E}x_6$	$c_{13} \dot{E}x_{13} - c_{12} \dot{E}x_{12}$	$\Delta T = 6$

Geleneksel ve ileri eksergoekonomi analizleri neticesinde hesaplanan sonuçlar ekserji yıkımı maliyetleri iş akışkanlarına göre sistemlerin ilk yatırım maliyetleri, önlenebilir, önlenebilir kısımları ile maliyetlerin sebepleriyle birlikte aşağıdaki Çizelge 7.17’de verilmiştir. İlk yatırım maliyetleri göz önünde bulundurulduğunda en düşük yatırım maliyeti en düşük net güç üretiminin gerçekleştiği aseton içeren sistemde 1734826 \$ olarak hesaplanmıştır. En yüksek yatırım maliyeti ise en yüksek net gücün üretildiği RE245fa2 akışkanını içeren sistemde 1934973 \$ olarak bulunmuştur. İlk yatırım maliyeti sıralamasının sistemlerin net güç üretimiyle ters

orantılı bir şekilde sıralandığı görülebilir. Yine de birtakım farklılıklar da mevcuttur. Örneğin ikinci en düşük net güç üretiminin gerçekleştiği R11, 1792101 \$'lık ilk yatırım maliyetiyle üçüncü en düşük yatırım maliyetine sahipken, üçüncü en düşük net güç üretimine sahip siklopentan, en düşük ikinci ilk yatırım maliyetine sahip olarak hesaplanmıştır ve maliyeti 182230 \$'dır.

**Çizelge 7.17 :** Geleneksel ve ileri eksergoekonomi analizi sonucu hesaplanan ekserji yıkımı maliyetleri.

Akışkan	$C_k$	$\dot{C}_{D,k}$	$\dot{C}_{D,tot}^{UN}$	$\dot{C}_{D,tot}^{AV}$	$\dot{C}_{D,tot}^{EN}$	$\dot{C}_{D,tot}^{EX}$	$\dot{C}_{D,tot}^{UNEN}$	$\dot{C}_{D,tot}^{UNEX}$	$\dot{C}_{D,tot}^{AVEN}$	$\dot{C}_{D,tot}^{AVEX}$
Aseton	1734826	49,92	21,54	28,38	31,19	18,73	18,18	3,36	13,00	15,38
Siklopentan	1782230	51,65	20,77	30,88	32,28	19,37	17,91	2,86	14,37	16,51
Dietil Eter	1888530	56,39	20,06	36,33	37,26	19,13	18,29	1,76	18,97	17,36
Hekzan	1819542	54,62	24,68	29,94	36,57	18,05	20,44	4,24	16,13	13,80
İzohekzan	1841353	55,67	24,66	31,01	37,90	17,77	20,60	4,06	17,30	13,71
İzopentan	1919945	58,72	18,01	40,71	39,58	19,13	17,27	0,74	22,31	18,39
Pentan	1894788	57,77	18,62	39,16	38,48	19,29	17,40	1,21	21,07	18,08
R11	1792101	51,25	21,80	29,45	32,74	18,51	18,92	2,88	13,82	15,63
R113	1859609	56,32	20,11	36,20	36,53	19,79	17,96	2,16	18,57	17,63
R123	1860200	53,41	21,54	31,87	34,72	18,69	19,24	2,30	15,48	16,39
R141B	1803329	51,72	21,44	30,28	32,99	18,73	18,64	2,80	14,35	15,93
R245ca	1909923	55,21	21,41	33,81	36,80	18,42	19,70	1,71	17,10	16,71
R365mfc	1926631	59,03	18,84	40,18	40,14	18,88	17,73	1,11	22,42	17,77
R1233zd(E)	1895166	52,92	21,56	31,36	35,67	17,25	21,08	0,48	14,59	16,77
RE245fa2	1934973	56,80	20,86	35,94	38,34	18,46	19,69	1,17	18,65	17,29

Benzer şekilde pentan ile dietil eter ve izopentan ile R245ca da sıralamada yer değiştirmişlerdir. R365mfc 1926631 \$ değeriyle en yüksek ikinci yatırım maliyetine sahip sistemde kullanılan akışkandır. R245ca ise 190993 \$ ile en yüksek dördüncüdür. Bu sonuçlardan hareketle, sistemlerin yatırım maliyetleriyle ürettikleri güçler arasında bir bağ bulunduğu, ancak akışkanların özelliklerinin de bu bağda etkili olduğu söylenilebilir.

Toplam ekserji yıkımlarıyla ekserji yıkımı maliyetleri arasında da bir bağ olduğu açıktır. Yine bu bağ da sistemde kullanılan akışkanın özelliklerine göre bazı değişiklikler gösterebilmektedir. En düşük ekserji yıkımının gerçekleştiği sistem olan asetonla kurulan sistemin toplam ekserji yıkımı maliyeti 49,92 \$/h olarak hesaplanmıştır. Tıpkı ekserji yıkımı sıralamasında olduğu gibi en düşük ikinci toplam ekserji yıkım maliyetine R11 51,25 \$/h ile sahiptir. Siklopentan ekserji yıkımı R141b'den 1 kW kadar daha düşük olmasına rağmen, ekserji yıkımı maliyeti 0,07 \$/h farkla daha yüksek çıkmıştır. Bunun dışında toplam ekserji yıkımı maliyetlerinin

sıralaması, toplam ekserji yıkımı sıralamasıyla örtüşmektedir. Sistemlerin analizi sonucunda görülebileceği üzere en düşük ve en yüksek ekserji yıkımı maliyetleri arasında 10,9 \$/h fark vardır. En yüksek ekserji yıkımı maliyeti R365mfc'de 59,02 \$/h ile gerçekleşir. Peşi sıra izopentan 58,72 \$/h ve pentan 57,77 \$/h ile gelirken en yüksek dördüncü ekserji yıkımı maliyetiyle RE245fa 56,80 \$/h değerine sahiptir. R245ca ise ekserji yıkımı maliyetleri sıralamasında 55,22 \$/h değeriyle kendisine ortalarda yer bulabilmektedir. Geleneksel eksergoekonomi analizine göre görece düşük ilk yatırım maliyeti ve ekserji yıkımı nedeniyle en düşük mali zararın gerçekleştiği aseton ve R11 tavsiye edilebilecek iki akışkandır.

Önlenebilir ekserji yıkımı sıralamasıyla uyumlu olarak önlenebilir ekserji maliyet sıralamasında en yüksek değer izopentana aittir ve 40,71 \$/h olarak hesaplanmıştır. Arkasından ise yaklaşık 0,5 \$/h farkla R365mfc 40,15 \$/h önlenebilir ekserji yıkımı maliyetiyle ikinci sırada bulunmaktadır. Pentan, dietil eter, R113'ü takiben RE245fa2 kullanan sistemde toplam önlenebilir ekserji yıkımı maliyeti 35,94 \$/h değerindedir. En düşük önlenebilir ekserji yıkımı maliyetleri sırasıyla aseton, R11 ve hekzanda sırasıyla 28,38 \$/h, 29,45 \$/h ve 29,94 \$/h olarak hesaplanmıştır. Bu sonuçlara dayanarak incelenen sistemler için önlenebilir ekserji yıkımının fazla olduğu sistemde önlenebilir ekserji yıkımı maliyeti de istisnasız olarak fazladır denilebilir. Diğer yandan, benzer şekilde önemli bir kavram olan ve ekserji yıkımını önlemek amacıyla yapılan iyileştirmelerin sonucunda daha fazla azaltılamayacak olan önlenemez ekserji yıkımı maliyetleri değerlendirildiğinde en düşük önlenemez ekserji yıkımı maliyetlerinin sırasıyla izopentan 18,01 \$/h, pentan 18,61 \$/h ve R365mfc 18,84 \$/h olarak ilk üçü oluşturduğu söylenebilir. RE245fa2 kullanan sistem ise 20,86 \$/h değeriyle yedinci sırada kendine yer bulabilmiştir. Bu sıralama toplam önlenemez ekserji yıkımı sıralamasıyla uyumludur. Ancak RE245fa2 akışkanından sonra sıralama, akışkanların özelliklerine bağlı olarak değişmiştir. R245ca 21,41 \$/h değeriyle sıralamayı ilk bozan akışkandır. En yüksek önlenemez ekserji yıkımına sahip akışkanlar olarak hekzan 24,69 \$/h, izohekzan 24,66 \$/h ve 21,8 \$/h değeriyle R11'in de sıralaması önlenemez ekserji yıkımı sıralamasıyla aynıdır. Önlenemez ekserji yıkımı maliyetleri göz önünde bulundurulduğunda izopentan, pentan ve R35mfc'nin tavsiye edilebilir olduğu görülmektedir. Pentan ve R365mfc'nin yüksek önlenebilir ve düşük önlenemez ekserji yıkımı maliyetleri sayesinde eksergoekonomi analizi sonucunda öne çıkan akışkanlar olmuştur. Bu

akışkanları kullanarak kurulan sistemlerde ekserji yıkımını düşürecek geliştirmeler yapılması ekserji yıkımından dolayı edilen zarardan daha fazla kısmının kurtarılmasına önayak olacaktır.

Önlenemez ve önlenebilir ekserji yıkımı maliyetleri incelendiğinde tük sistemler için önlenebilir ekserji yıkımı maliyetlerinin daha fazla olduğu, dolayısıyla sistemlerdeki komponentlerin iyileştirilmesinin edilen zararın yükünü hafifletebileceği söylenebilir.

İncelenen sistemlerdeki ekserji yıkımı maliyetlerinin büyük oranı, iç kaynaklıdır yani sistemin içerdiği komponentlerin çalışma şartlarından kaynaklanır. Komponentlerin birlikte çalışması ve sistemin genel topolojisi %30-40 arasında ekserji yıkımı maliyetlerine etki etmektedir. Ancak önlenebilir ekserji yıkımı maliyetleri değerlendirildiğinde bazı sistemlerin sistemdeki komponentlerin çalışma şartlarının iyileştirilmesi ile daha yüksek oranda ekserji yıkımı maliyetlerinin önlenebileceği yani iç kaynaklı kısmının büyük olduğu; bazı sistemlerde ise daha ziyade komponentlerin etkileşimleri, eş zamanlı çalışması ve sistemin topolojisinin ekserji yıkımı maliyetini önlemede daha yüksek etkisinin bulunduğu yani dış kaynaklı olduğu görülmektedir. Dış kaynaklı ekserji yıkımı maliyetinin yüksek olduğu sistemler, aseton, R1233zd(E), siklopentan, R11 ve R141b'dir. Ancak tüm sistemler için önlenebilir dış kaynaklı ekserji yıkımı maliyetleri pozitif değerlere sahip olduklarından, sistemde ekserji yıkımını azaltmaya yönelik komponentlerde yapılacak geliştirme ve iyileştirmeler dış kaynaklı ekserji yıkımlarının da bir kısmını önlemeye yardımcı olacaktır.

Sistemlerin içerdiği komponentlerin yatırım, bakım işletme ve onarım maliyetleri ile bu maliyetlerin ayrıştırılması sonucu ortaya çıkan önlenebilir, önlenemez, ve kaynağına göre ayrıştırılan değerleri aşağıdaki Çizelge 7.18'de mevcuttur.

Sistemlerin ömrü boyunca hesaplanan yatırım, bakım, işletme ve onarım maliyetlerine bakıldığı zaman genel itibariyle gruplar halinde birbirlerine yakın değerler olduğu gözlemlenmektedir. En yakın sistem olan siklopentan içeren sistemin maliyetinden 1 \$/h daha küçük olan aseton en düşük maliyetle ilk sıradadır ve değeri 35,87 \$/h'tir. En yüksek değerlere sahip sistemlerden ilk ikisi ise 40,01 \$/h ile RE245fa2 ve 39,84 \$/h ile R365mfc olarak hesaplanmıştır. Yatırım ve diğer maliyetlerine ait değerlerin 35 - 40 \$/h aralığında değiştiği sistemlerde izopentan

39,7 \$/h değeriyle en yüksek üçüncü maliyete sahip sistem olurken, hemen ardında 39,49 \$/h ile R245ca bulunmaktadır.

**Çizelge 7.18 :** Geleneksel ve ileri eksergoekonomi analizi sonucu hesaplanan yatırım ve diğer maliyetleri.

Akışkan	$\dot{Z}_k$	$\dot{Z}_{tot}^{UN}$	$\dot{Z}_{tot}^{AV}$	$\dot{Z}_{tot}^{EN}$	$\dot{Z}_{tot}^{EX}$	$\dot{Z}_{tot}^{UNEN}$	$\dot{Z}_{tot}^{UNEX}$	$\dot{Z}_{tot}^{AVEN}$	$\dot{Z}_{tot}^{AVEX}$
Aseton	35,870	32,442	3,428	33,074	2,796	29,925	2,518	3,150	0,278
Siklopentan	36,850	33,257	3,593	33,842	3,008	30,555	2,702	3,288	0,306
Dietil Eter	39,048	35,214	3,834	36,017	3,031	32,403	2,811	3,614	0,220
Hekzan	37,622	34,053	3,569	34,578	3,044	31,230	2,824	3,348	0,220
İzoheksan	38,073	34,420	3,653	35,040	3,033	31,606	2,814	3,435	0,218
İzopentan	39,698	35,740	3,958	36,715	2,983	32,975	2,765	3,740	0,218
Pentan	39,178	35,273	3,905	36,117	3,060	32,465	2,808	3,653	0,252
R11	37,054	33,399	3,655	34,330	2,725	30,929	2,470	3,401	0,255
R113	38,450	34,676	3,774	35,204	3,246	31,711	2,964	3,493	0,282
R123	38,462	34,622	3,840	35,689	2,774	32,070	2,553	3,619	0,221
R141B	37,287	33,652	3,635	34,370	2,917	30,990	2,662	3,380	0,255
R245ca	39,491	35,530	3,961	36,950	2,540	33,139	2,391	3,812	0,149
R365mfc	39,836	35,818	4,018	36,777	3,059	32,994	2,824	3,783	0,235
R1233zd(E)	39,185	35,216	3,969	38,005	1,181	34,033	1,183	3,972	-0,003
RE245fa2	40,009	35,954	4,055	37,673	2,336	33,736	2,218	3,937	0,118

Yatırım ve diğer maliyetlerin önlenebilir ve önlenemez şeklinde ayrıştırılması durumu incelendiğinde, sistemlerin ömrü boyunca önlenebilir yatırım, bakım, işletme onarım maliyetleri toplam maliyetin %10 civarında bir kısmına tekabul etmektedir. En yüksek toplam maliyetlere sahip RE245fa2 ve R365mfc en yüksek önlenebilir kısımlara da sırasıyla 4,05 \$/h ve 4,02 \$/h değerlerine sahiptir. Akışkanların zelliklerine bağlı durumların olduğu, en yüksek üçüncü önlenebilir yatırım ve diğer maliyetlerin 3,97 \$/h değeriyle R1233zd(E) akışkanını içeren sistemde hesaplanmasıyla söylenebilir. R245ca hem en yüksek dördüncü maliyet değerine hem de en yüksek dördüncü önlenebilir maliyete 3,96 \$/h değeriyle sahiptir. En düşük önlenebilir yatırım, bakım, işletme ve onarım maliyetleri sırasıyla 3,43 \$/h ile aseton, 3,57 \$/h ile hekzan ve 3,59 \$/h ile siklopentanda hesap edilmiştir. Önlenemez yatırım ve diğer maliyetler değerlendirildiği zaman, en düşük önlenemez maliyetler 32,44 \$/h ile aseton ve 33,26 \$/h ile siklopentanda en düşüktür. Sistemin toplam maliyetinin düşük olduğu bu iki akışkan için ve genel olarak, toplam yatırım ve diğer maliyetlerin büyüklüğüne göre önlenemez komponent maliyetleri sıralanmıştır. En yüksek yatırım, bakım, işletme ve onarım maliyetleri de beklenildiği üzere RE245fa2 ve R365mfc’de hesaplanmıştır ve değerleri sırasıyla 35,95 \$/h ve 35,82 \$/h’tir. R113

ve R123 ile pentan ve R1233zd(E) sadece sıralamada toplam maliyete göre yerleri kendi aralarında değişmiş halde bulunmaktadır. Önlenemez koşullara akışkanların gösterdiği etkileşimler bu durumun oluşmasına sebeptir ve değerler birbirlerine çok yakındır. En yüksek önlenebilir ve en düşük önlenemez bileşen maliyetleri arasında bir denge durumunun oluşmadığı görülmektedir. Buradan elde edilen sonuçların ekserji yıkımı maliyetleri ile kullanılması daha iyi sonuçlar sunabilir.

Yatırım ve diğer maliyetlerin komponent ömrü boyunca hesaplanmasının sonucunda bu maliyetlerin tüm sistemlerde, baskın şekilde iç kaynaklıdır. Komponentlerin çalışma koşulları maliyetlerin oluşmasında %3-8 arasında etki göstermektedir. Önlenebilir maliyetlerin neden kaynaklandığının araştırılması sonucunda maliyetlerin oluşmasındaki gibi önlenmesinde de tüm komponentlerde iç kaynaklı durum ortaya çıkmaktadır. Sistemlerin hemen hepsinde önlenebilir dış kaynaklı maliyetler pozitif olduğundan, iç kaynaklı iyileştirmeler dış kaynaklı maliyetlerin de azalmasını sağlayabilecekken sadece R1233zd(E) akışkanına sahip sistemde negatif önlenebilir dış kaynaklı maliyet değeri, komponentlerde yapılacak olan maliyet iyileştirme işlemlerinden kötü yönde etkileneceğini göstermektedir.

Ekserji yıkımının önlenebilir kısmının ve sistemdeki komponentlerin yatırım, bakım, işletme ve onarım maliyetlerinin geri kazanılması neticesinde toplam önlenebilir maliyet, sistemin toplam ekserji yıkımını %1 artırmak için gereken yatırım miktarı ve sistemin ekserji yıkımının önlenmesi durumunda edilecek tasarruf aşağıdaki Çizelge 7.19'da verilmiştir.

Ekserji yıkımından kaynaklı önlenebilecek maliyet değeri, komponent yatırımı, bakımı, işletmesi ve onarımından önlenebilecek olan maliyet değerinden çok daha fazla olduğu için toplam önlenebilir maliyette baskınlığı görülebilmektedir. En yüksek önlenebilir toplam maliyet değeri 44,66 \$/h ile izopentada hesaplanmıştır. Maliyet azaltmaya yönelik yaklaşımlar en çok izopentanda karşılık bulmuş, arkasından R365mfc 44,20 \$/h değeriyle gelmiştir. RE245fa2 ve R113 neredeyse aynı 39,99 \$/h maksimum tasarruf potansiyeline sahip olarak hesaplanmışlardır. Aseton ve R11 ise en düşük 31,81 \$/h ve 33,11 \$/h değerleriyle en son sırada bulunmaktadırlar. Dolayısıyla, ilk yatırım maliyetleri ve ekserji yıkımı kaynaklı düşük olmasına karşılık en düşük değerlere sahip oldukları söylenebilir.

**Çizelge 7.19 :** Sistemlerin toplam önlenebilir maliyet ve eksergoekonomik performans ölçütleri.

Akışkan	$\dot{Z}_{tot}^{AV} + \dot{C}_{D,tot}^{AV}$	$EIC_{tot}$	$\dot{C}P_{tot}$
Aseton	31,809	7872,542	25,450
Siklopentan	34,476	7078,993	28,027
Dietil Eter	40,165	6825,539	33,234
Hekzan	33,506	6633,257	27,564
İzohekzan	34,664	6653,422	28,570
İzopentan	44,664	6073,495	37,590
Pentan	43,060	6075,042	36,150
R11	33,105	8339,218	26,305
R113	39,979	6243,215	33,367
R123	35,710	7788,719	28,764
R1233zd(E)	35,324	8846,776	27,902
R141B	33,912	7939,392	27,197
R245ca	37,770	7923,940	30,521
R365mfc	44,203	6036,722	37,183
RE245fa2	39,994	7173,898	32,794

Sistemlerin ekserji verimlerinin %1 artırılması için yapılması gereken yatırım miktarları,  $EIC_{tot}$ , değerlendirildiğinde, en az yatırım maliyetiyle ulaşılabileceği en yüksek verime gelecek sistemin R365mfc akışkanını kullanan sistem olduğu görülmektedir ve değeri 6036,72 \$/% olarak hesaplanmıştır. Yapılan yatırıma karşılık verim artışının en uygun değerinin yakalandığı bu akışkanı içeren sisteme yatırım yapmanın uygun olduğu kesinlikle söylenebilir. İkinci ve üçüncü sırayı izopentan ve pentan almaktadır ve R365mfc'ye göre 36 \$/%'den daha büyük farkla 6073,5 \$/% ve 6075 \$/% değerleriyle almışlardır. RE245fa2 akışkanına sahip sistem tüm sistemler içerisinde değerlendirildiğinde ortalarda yer alan 7173,9 \$/% değeriyle yatırım için görece makul denilebilir ancak en düşük sisteme göre hala birim ekserji verimi artışı için 1130\$'dan fazla yatırım gerektirir. R245ca ise sonlara doğru birim ekserji verimi artışı başına 7923,94 \$ değeriyle verimini artırmak için yüksek bir mablağ gerektirirken, birim verim artışı için en yüksek yatırımı gerektiren sistem 8846,78 \$/% değeriyle R1233zd(E) akışkanına sahip olan olarak hesap edilmiştir. En yakınında bulunan, en yüksek ikinci birim ekserji verimi artışı başına ilk yatırım maliyeti gerektiren R11 akışkanlı sistemden 500 \$/%'dan fazla yatırım gerektirir.

Sistemlerdeki toplam ekserji yıkımlarının önlenebilecek kısmını kurtarmak için yapılması gereken toplam yatırımla sistemin önlenebilir ekserji yıkımının kurtarılması sayesinde edilebilecek kâr arasındaki fark, diğer bir deyişle fayda



maliyeti ya da tasarruf,  $\dot{C}P_{tot}$ , açısından bakıldığında en çok tasarrufu sağlayan sistem izopentan akışkanın kullanan sistemdir ve fayda maliyeti miktarı 37,59 \$/h'tir. Çok küçük bir fark ile takip eden ve ikinci sırayı alan akışkan ise R365mfc'dir ve yapılan yatırımlar neticesinde ömrü boyunca edilebilecek tasarruf 37,18 \$/h olarak kayıtlara geçmiştir. Pentan ise R365mfc'ye göre saatte 1\$ daha fazla kayıpla gelmektedir. Fayda maliyeti açısından bakıldığı zaman en düşük tasarrufu sağlayan akışkan sistemleri ise 25,45 \$/h değeriyle aseton ve 26,31 \$/h ile R11 olarak hesaplanmıştır.

Süpürme havasının kompresörün ardından edindiği yüksek enerji ve ekserjinin değerlendirilmesi amacıyla süpürme havası ve ceket soğutma suyunu kullanarak kurulan 15 konsept organik Rankine sistemlerinin geleneksel ekserji analizlerinin sonucunda RE245fa2 en yüksek net güç ve yüksek ekserji verimi ile liste başı olurken R245ca ise R365mfc'den kısmen düşük güç üretmesine karşın yüksek verimi ve düşük ekserji yıkımı ile R365mfc'ye alternatif olabilir durumdadır. Geleneksel eksergoekonomi analizine göre ise en düşük ilk yatırım maliyeti, ömrü boyunca yatırım, bakım, işletme ve onarım maliyeti ile düşük ekserji yıkımı maliyetleri nedeniyle aseton ile R11 tavsiye edilebilir görünmektedir. İleri ekserji analizi sonuçlarında ise izopentan en yüksek önlenebilir ve en düşük önlenebilir ekserji yıkımı ile ilk sırada yer alırken, R365mfc de ikinci sırada yer almaktadır. Bu iki akışkana sahip sistemlerdeki komponentlerin tamamında önlenebilecek ekserji yıkımları geri kazanıldığında ise sistemlerin ekserji verimleri en yüksek olarak izopentan için %76,68, R365mfc için ise %75,74 olmaktadır. İleri eksergoekonomi sonuçları da önlenebilir toplam maliyetler aracılığıyla aynı iki akışkanı tavsiye ederken,  $EIC_{tot}$ , ikinci sırada izopentanı ve birinci sırada R365mfc'yi tavsiye etmektedir. Ancak ekonomik tasarruf için  $\dot{C}P_{tot}$ , göz önüne alındığında bu iki akışkanın birbirlerine yakın değerlere sahip oldukları gözlemlenmiştir. Sonuç olarak, yapılan analizlerin tamamında önde gelen akışkan bu aşamaya kadar R365mfc olarak belirlenmiştir denilebilir.

### 7.2.1.3 Geleneksel ve ileri eksergoçevre analizleri

Sistemlerin sahip olduğu komponentlerin, yaşam döngüsü boyunca içerdiği malzemelerden dolayı çevreye olan etkisinin değerlendirilebilmesi adına çevre etki puanları hesaplanması gerekmektedir. Sistemlerdeki ısı değiştiricilerin içerdiği

malzemeler ve etki puanı hesaplaması literatüre belirlenmiştir [127, 145]. Türbin ve pompa için kataloglara göre değerlendirme yapılmış ve sistemlerin ömrü 30 yıl ve yıl içindeki çalışma süresi 6720 saat olarak kabul edilmiştir. Diesel sevk sisteminden alınan ve evaporatör ile ön ısıtıcıda kullanılan akışların spesifik çevre etki puanı da Diesel sisteminden alınmıştır. Isı değiştiricilerin önlenemez komponent kaynaklı çevre etkisi hesabında, eksergoekonomik analizde de kullanılan kötü şartlar burada kullanılırken, pompa ve türbin için literatürde bir bilgi bulunmamasından dolayı, önlenemez çevre etki değeri komponentin gerçek çevre etki değerine eşit kabul edilmiştir. Aşağıdaki Çizelge 7.20’de yakıt ve ürün ekserjisi çevre etkisi hesapları ile önlenemez çevre etkisi için yapılan kabuller bulunmaktadır.

**Çizelge 7.20 :** Eksergoçevresel denge denklemleri ve önlenemez çevre etkisi şartları.

Komponent	$\dot{B}_F$	$\dot{B}_P$	Önlenemez Etki
Pompa	$b_w \dot{W}_P$	$b_1 \dot{E}x_1 - b_6 \dot{E}x_6$	–
Ön Isıtıcı	$b_7 \dot{E}x_7 - b_8 \dot{E}x_8$	$b_2 \dot{E}x_2 - b_1 \dot{E}x_1$	$\Delta T = 12$
Ekonomizer	$b_{10} \dot{E}x_{10} - b_{11} \dot{E}x_{11}$	$b_3 \dot{E}x_3 - b_2 \dot{E}x_2$	$\Delta T = 20$
Evaporatör	$b_9 \dot{E}x_9 - b_{10} \dot{E}x_{10}$	$b_4 \dot{E}x_4 - b_3 \dot{E}x_3$	$\Delta T = 20$
Türbin	$b_4 \dot{E}x_4 - b_5 \dot{E}x_5$	$b_w \dot{W}_T$	–
Kondenser	$b_5 \dot{E}x_5 - b_6 \dot{E}x_6$	$b_{13} \dot{E}x_{13} - b_{12} \dot{E}x_{12}$	$\Delta T = 6$

Uygulanan analiz sonucunda elde edilen değerler, ekserji yıkımından ve komponentlerden kaynaklı çevre etkileri olarak ikiye ayrılmıştır. İncelenen sistemlerin komponentlerinden dolayı toplam çevre etki puanları, ekserji yıkımından kaynaklı çevre etki puanları ve bu değerlerin önlenebilir, önlenemez, iç kaynaklı ve dış kaynaklı olarak ayrılmaları aşağıdaki Çizelge 7.21’de verilmiştir.

Aseton içeren sistem en düşük toplam çevre etki puanına sahip olarak, 3157720 mPts değeriyle ilk sırada yer almaktadır. Çevreye verilebilecek zararların en düşüğü aseton içeren sistem kurulduğunda verilir denilebilir. İkinci en düşük çevresel etki puanına sahip olan akışkan ise R11 olarak hesaplanmıştır. Kurulduğunda çevreye en çok zarar veren sistem ise 3710467 mPts puanıyla R365mfc akışkanına sahip sistemdir. En yüksek değere sahip ikinci sistem ise 3671084 mPts puanı ile RE245fa2, üçüncü 3665319 mPts puanıyla izopentan ve beşinci 3578021 mPts R245ca içeren sistemlerdir.

**Çizelge 7.21 : Geleneksel ve ileri eksergoçevresel analiz sonucunda ekserji yıkımının çevre etkisi ve ayrıştırması sonuçları.**

Akışkan	$Y_k$	$\dot{B}_{D,k}$	$\dot{B}_{D,tot}^{UN}$	$\dot{B}_{D,tot}^{AV}$	$\dot{B}_{D,tot}^{EN}$	$\dot{B}_{D,tot}^{EX}$	$\dot{B}_{D,tot}^{UNEN}$	$\dot{B}_{D,tot}^{UNEX}$	$\dot{B}_{D,tot}^{AVEN}$	$\dot{B}_{D,tot}^{AVEX}$
Aseton	3157719,6	17563,8	7550,9	10012,9	10888,9	6674,8	6394,7	1156,2	4494,2	5518,7
Siklopentan	3285612,7	18131,8	7284,1	10847,8	11249,7	6882,2	6301,5	982,6	4948,2	5899,6
Dietil Eter	3567229,7	19665,3	7025,9	12639,4	12889,9	6775,4	6425,7	600,3	6464,2	6175,2
Hekzan	3373205,0	19134,2	8618,6	10515,7	12713,0	6421,3	7171,6	1447,0	5541,3	4974,3
İzohekzan	3436718,1	19473,9	8604,6	10869,3	13150,5	6323,4	7222,2	1382,4	5928,3	4941,0
İzopentan	3665319,2	20419,6	6326,0	14093,6	13646,5	6773,0	6075,0	251,0	7571,5	6522,0
Pentan	3607613,7	20138,8	6543,0	13595,8	13304,0	6834,9	6128,0	415,0	7175,9	6419,9
R11	3267309,2	17937,0	7605,3	10331,7	11350,8	6586,1	6619,1	986,2	4731,7	5600,0
R113	3520893,3	19689,3	7063,9	12625,4	12674,4	7015,0	6321,6	742,3	6352,8	6272,6
R123	3450208,7	18638,0	7510,5	11127,5	12008,0	6630,0	6730,9	779,6	5277,0	5850,4
R141B	3305397,7	18107,3	7495,8	10611,5	11453,2	6654,2	6535,6	960,2	4917,5	5693,9
R245ca	3578020,8	19211,5	7451,0	11760,5	12689,0	6522,5	6884,8	566,2	5804,2	5956,3
R365mfc	3710466,6	20547,5	6617,5	13930,0	13860,9	6686,6	6240,3	377,2	7620,5	6309,4
R1233zd(E)	3489461,3	18389,1	7470,3	10918,8	12267,2	6121,9	7350,4	119,9	4916,8	6002,0
RE245fa2	3671084,2	19736,7	7261,6	12475,2	13205,1	6531,7	6887,1	374,5	6318,0	6157,2

Sistemler arasında, toplam ekserji yıkımından kaynaklı çevre etki puanı en düşük olan sistem aseton içeren sistemdir. Ardından ise yine R11 gelmektedir. Bu iki akışkan, geleneksel ekserji analizi sonucunda en düşük toplam ekserji yıkımına sahip sistemler tarafından kullanılmaktadırlar. Genel itibariyle sistemlerin toplam ekserji yıkımlarıyla, ekserji yıkımlarından kaynaklı çevre etkileri arasında bir benzerlik olduğu açıkça görülebilir. Sadece dietil eter ve R113 akışkanlarına sahip sistemlerin ekserji yıkımından kaynaklı çevre etki değerleri, ekserji yıkımlarıyla karşılaştırıldığında yer değiştirmişlerdir. Toplam ekserji yıkımından kaynaklı en yüksek çevre etki puanına sahip akışkan R365mfc ve ikinci olarak da izopentandır. Buradan çıkarılabilecek sonuç, güç üretmesi sonucunda çevreye en çok zarar verecek olan R365mfc içeren sistemdir. RE245fa2 içeren sistem en yüksek dördüncü ekserji yıkımı kaynaklı çevre etki puanına sahip olduğu için, R365mfc ile karşılaştırıldığında görece tavsiye edilebilir olarak değerlendirilir. R245ca'lı sistem ise kendisine ortalarda yer bularak hem R365mfc hem de RE245fa2 akışkanlı sistemlerden operasyonel anlamda daha az çevreye zarar vermektedir.

İleri eksergoçevresel analiz sonuçlarına göre, ekserji yıkımı kaynaklı önlenabilir çevre etkileri değerlendirildiğinde izopentan en büyük önlenabilir puanla ilk sırayı işgal etmektedir. Diğer ileri ekserji temelli analizlerde olduğu gibi R365mfc hemen ardından ikinci sırada gelmektedir. Özetle, toplam ekserji yıkımının önlenabilir kısmı geri kazanıldığı zaman daha çok çevre verilen zarar bu iki akışkanı içeren

sistemlerde azaltılabilir. RE245fa2 ve R245ca çevreye yapılan zararın azaltılması yönünde birbirlerine yakın değerleriyle sırasıyla altıncı ve yedinci sıralarda yer almaktadırlar. Çevreye olan zararın, sistemdeki komponentlerin çalışma şartlarının iyileştirilmesi neticesinde azaltılan ekserji yıkımına bağlı olarak en düşük suretle geri kazanıldığı sistemler ise sırasıyla aseton ve R11'dir. Ne kadar tedbir uygulanırsa uygulansın bir sistemin işletilmesinden doğan çevreye zararları belirli bir seviyenin altına indirmeni yolu yoktur. Ekserji yıkımı kaynaklı önlenemez çevre etkisi olarak adlandırılan bu değer de sistem karşılaştırmalarında yadsınamaz bir yeri vardır. Ekserji yıkımı kaynaklı önlenemez çevre etkisinin en düşük değeri izopentanda hesaplanmıştır. Pentan ve R365mfc birbirlerinden çok da uzak olmayan değerlerle ikinci ve üçüncü sırada en düşük önlenemez puanlara sahiptir. En kötü performansı ise ekserji yıkımı kaynaklı en yüksek önlenemez çevre etki puanlarına sahip heksan, izohexan ve aseton içeren sistemler sahiptir. Ekserji yıkımının önlenebilir ve önlenemez çevre etkilerine bakıldığında, açık ara tüm sistemler için önlenebilir kısmın daha yüksek olduğu görülmektedir. Bu da sistemlerin, ekserji yıkımını azaltmaya yönelik geliştirilmek için çok fazla imkanı olduğu anlamına gelmektedir.

Sistemlerde operasyonel olarak çevreye verilen zararın çoğu iç kaynaklıdır. Sistem içindeki komponentlerin genel anlamda birbirlerinden etkilenmesinin bu zarardaki payı daha azdır. Ancak ekserji yıkımından kaynaklı önlenebilir çevre etkisi kısımları incelendiğinde bazı sistemlerde komponentlerin birbirleriyle olan etkileşimlerinin, eş zamanlı çalışmalarının ve sistemin kurulum düzeninin etkisinde daha fazla kaldığı açıktır. Bu akışkanlar en küçük oranda etkilenenden en büyüğe sırasıyla R245ca, R123, R141b, R11, siklopentan, R1233zd(E) ve asetonur. Tüm sistemlerde toplam önlenebilir dış kaynaklı ekserji yıkımı çevre etkisi pozitif olduğundan sistemlerin genelinde, komponentlerin kendinden kaynaklı ekserji yıkımı çevre etkisini azaltmak için alınacak her önlemin, komponentlerin dış kaynaklı ekserji yıkımı önlenebilir çevre etkisinden bir kısmı da kurtaracağı söylenebilir.

Sistemlerin içermiş olduğu komponentlerin ömrü boyunca hesaplanmış çevreye zararları, ne kadarlık kısmının önlenebileceği ve sebeplerinin neler olabileceğine dair ileri eksergoçevresel analiz sonuçları aşağıdaki Çizelge 7.22'de verilmiştir.

Kurulan sistemlerin komponentlerinin yapıldığı materyaller ve çalışma koşulları nedeniyle özel üretilme durumları gibi sebeplerden dolayı ömrü boyunca saatlik

çevreye olan etkiler incelendiğinde aseton 15,66 mPts/h değeriyle en düşük zarara, ardından da R11 16,21 mPts/h en düşük ikinci zarara sebebiyet veren akışkanlardır.

**Çizelge 7.22 :** Geleneksel ve ileri eksergoçecresel analiz sonucunda komponent çevre etkileri ve ayrıştırılması.

Akışkan	$\dot{Y}_k$	$\dot{Y}_{tot}^{UN}$	$\dot{Y}_{tot}^{AV}$	$\dot{Y}_{tot}^{EN}$	$\dot{Y}_{tot}^{EX}$	$\dot{Y}_{tot}^{UNEN}$	$\dot{Y}_{tot}^{UNEX}$	$\dot{Y}_{tot}^{AVEN}$	$\dot{Y}_{tot}^{AVEX}$
Aseton	15,663	14,365	1,298	12,742	2,921	11,937	2,428	0,805	0,493
Siklopentan	16,298	14,869	1,428	13,186	3,111	12,283	2,586	0,903	0,525
Dietil Eter	17,695	16,157	1,537	14,381	3,314	13,325	2,833	1,056	0,481
Hekzan	16,732	15,412	1,320	13,744	2,988	12,836	2,576	0,907	0,413
İzohekzan	17,047	15,660	1,387	14,013	3,034	13,048	2,612	0,966	0,421
İzopentan	18,181	16,540	1,641	14,786	3,395	13,638	2,902	1,148	0,492
Pentan	17,895	16,258	1,637	14,520	3,375	13,400	2,858	1,120	0,516
R11	16,207	14,788	1,419	13,188	3,018	12,278	2,510	0,911	0,508
R113	17,465	15,917	1,548	14,085	3,379	13,061	2,856	1,024	0,524
R123	17,114	15,565	1,549	13,950	3,164	12,908	2,657	1,042	0,506
R141B	16,396	15,003	1,393	13,334	3,061	12,431	2,572	0,903	0,490
R245ca	17,748	16,131	1,617	14,571	3,177	13,427	2,703	1,144	0,474
R365mfc	18,405	16,657	1,748	14,975	3,430	13,755	2,902	1,219	0,529
R1233zd(E)	17,309	15,712	1,597	14,484	2,825	13,305	2,407	1,179	0,418
RE245fa2	18,210	16,492	1,718	14,997	3,212	13,753	2,739	1,244	0,474

Burada dikkat edilmesi gereken husus, sistemlerdeki ısı değıştiricilerin kullanılan akışkanların özelliklerine göre yüzey alanlarında değışiklik olması, türbin ve pompada çalışma aralığındaki toleranslardan dolayı tüm sistemler için benzer kabul edildiğidir. R365mfc içeren sistem, 18,41 mPts/h değeriyle kurulumu çevreye en çok zarar veren sistem iken, peşinden RE245fa2 ve izopentan neredeyse aynı değerlere (18,20 mPts/h) sahip olarak gelmektedirler. R245ca ise 17,75 mPts/h değeriyle ortalarda bir yere sahiptir. En yüksek ve en düşük çevreye verilen zarar puanları arasında 2,8 mPts/h kadar fark vardır. Ekserji yıkımı kaynaklı çevreye verilen zararlar göz önünde bulundurulduğunda, komponentlerden kaynaklanan değerlerin ihmal edilebilecek kadar küçük olduğu burada da görülmektedir.

İleri eksergoçevre analizlerinin gösterdiği sonuçlara göre, komponentlerin çevre etkilerinden kurtarılabilir kısım en yüksek R365mfc içeren sistemde 1,75 mPts/h değeriyle hesaplanmıştır. Kurtarılabilir en yüksek rakam ise çevreye yapılan zararın %10'undan daha az bir değere sahiptir. Peşisıra RE245fa2 kullanan sistem 1,72 mPts/h gibi çok yakın bir değerle gelmektedir. En düşük önlenebilir komponent kaynaklı çevre etkisinin asetonunda 1,3 mPts/h ile hesaplandığı, ardından ise hekzan ve izohekzanın sırasıyla 1,32 ve 1,39 mPts/h değerlerine sahip olduğu görülebilir. Öte

yandan, önlenemez komponent kaynaklı çevre etkilerine bakıldığında en küçük değerler tıpkı toplam komponent kaynaklı çevre etkisinde olduğu gibi aseton ve R11de hesaplanmıştır. En yüksek değerler ise sırasıyla R365mfc, izopentan ve RE245fa2 akışkanlarını içeren sistemlerde bulunmuştur. R245fa Önlenemez komponent kaynaklı çevre etkilerinin, önlenebilir kısımdan kat be kat fazla olduğu açıktır.

Sistemlerdeki toplam komponent kaynaklı çevre etkilerinin baskın bir şekilde iç kaynaklı olduğu açıkça görülmektedir. Komponentlerin çalışma koşullarının birbirleri üzerindeki etkisi bu puanlarda %19'dan fazla etki etmemektedir. Ancak komponent kaynaklı önlenebilir çevre etkileri değerlendirildiği zaman, sistemdeki komponentlerin etkileşimleri daha fazla önem kazanmaktadır ve %29'dan %38'e varan oranlarla etkisini göstermektedir. Yine de komponentlerin kendileri daha baskın olarak önlenebilir komponent kaynaklı çevre etkilerinde karşımıza çıkmaktadır. Yine tüm dış kaynaklı önlenebilir komponent çevre etkileri pozitif olduğundan, iç kaynaklı kısımların azaltılması, dış kaynaklı önlenebilir çevre etkisinde de bir miktar azalmaya sebep olacaktır.

Komponent kaynaklı çevre etkilerinin ileri eksergoçevresel analiz vasıtasıyla ayrıştırılmasında uzlaşılacak bir akışkan bulunamadığı ortadadır. Ancak, çevre etkisinde baskın olan ekserji yıkımı kaynaklı çevreye zarar verme puanları değerlendirildiğinde izopentan ve R365mfc en düşük önlenemez ve en yüksek önlenebilir ekserji yıkımı kaynaklı çevre etki puanlarıyla önerilmektedir. Diğer yandan geleneksel eksergoçevresel analiz aseton ve R11'i iyi akışkanlar olarak nitelendirmektedir.

## 8. SONUÇLAR

Temelleri 1985'te T. J. Kotas [40] ile atılan ve sürekli gelişmeye devam eden ileri ekserji analizi ile yaklaşık yirmi yıl sonra ortaya konulan ileri eksergoekonomik [59] ve eksergoçevresel [44] analizlerin sistemlerin komponent ve ekserji yıkımı açısından iyileştirilmesine yönelik karar vermede etkisi yadsınamaz ve kabul görmüş bir gerçektir. Son yıllarda yapılan ve ikinci bölümdeki literatür özetinde verilmiş birçok yayın bu durumu destekler niteliktedir. Yine de, belirtilen yöntemin tam olarak tüm sorulara ve ihtiyaçlara cevap verdiği söylenemez. Yapılan değerlendirmeler sonucunda sistem tasarlayan, olan bir sistemi yenileyecek olan bir mühendisin işine yarayacak bilgilerin başkaca belirlenecek değerlendirme yöntemleri ve ölçütlerle sunulması gerekliliği doğmuştur. Bu çalışmada öne sürülen eksergoekonomik performans ölçütleri, ileri ekserji ve eksergoekonomi analizlerini sırtını dayayan, ancak bu analizlerin ötesinde sağlanacak bilgileri tasarımcıya, mühendise vermeyi amaçlamaktadır. İkinci bölümde değinilen, incelenen enerji dönüşüm sistemlerinin durum değerlendirmesi için gerekli olan on bir maddenin karşılanması ihtiyacından doğan eksergoekonomik performans ölçütleri, incelenen sistem içindeki komponentlerin ve benzer sistemlerin karşılaştırılmasında, yapılacak yatırımların ne yönde doğru olacağı ve iyi sonuçlar verip tasarruf sağlayabileceği konularında kullanılabilir yapıdadır.

Öncelikle, birkaç ileri ekserji temelli analiz uygulaması sonucunda, analizlerin nasıl uygulanacağı verilmiş, basit bir Rankine çevriminden başlayarak ileri ekserji temelli analizlerin uygulamasının gösterimi, adım adım daha karmaşık bir sistem olan turbojeneratör devresine ve oradan da bir çok büyük hampetrol taşıyıcı geminin buhar sevk sistemine evrilerek gelişme kaydedilmiştir. Ardından konsept olarak tasarlanan organik Rankine çevrimlerinin temel değerlendirmesi bu analizlere göre yapılmıştır. Bu analizler neticesinde ORC ile ilgili olarak, değerli bilgiler elde edilmiş ve bu bilgilerden faydalanılarak konsept sistemler kurulmuş ve genetik algoritmayla maksimum net güç çıktısına göre optimize edilmiştir.

Basit bir Rankine çevriminin ileri ekserji analizi sonuçlarına göre en büyük ekserji yıkımı kazanda gerçekleşmiştir, büyük oranda önlenemezdir ve iç kaynaklıdır. Kazanın dış kaynaklı değeri negatiftir dolayısıyla kazanda gerçekleşen ekserji yıkımına diğer komponentlerin ters orantılı etkisi vardır. Sistemde çok az bir oranda önlenebilir ekserji yıkımı mevcuttur ve iç kaynaklı önlenebilir ekserji yıkımı oranı yüksektir. Sistemin önlenemez şartları iki farklı yaklaşımla incelenmiştir. Yaklaşımların birbirlerine göre farklılıkları belirtilmiştir. Ardından ileri eksergoekonomi analizi gerçekleştirilmiştir. En yüksek önlenebilir yatırım ve yatırım, bakım işletme ve onarım maliyetleri türbinde çıkmıştır.

Gemi ana makine egzozundan atık ısı geri kazanımı sistemi olarak kurulan turbojeneratör ünitesinin farklı maksimum basınç ve yük ölçütleriyle değerlendirilen ileri ekserji analizleri neticesinde geleneksel ekserji analizinden farklı sonuçlar ortaya çıkmıştır. Yüke göre egzoz emisyonlarında ileri ekserji analizine göre belirlenen değişiklikler yapıldığında %5-%15 arasında azalma meydana gelebileceği gözlemlenmiştir. Aynı sistemin ileri eksergoekonomi analizinde ise sabit ana makine yükünde farklı maksimum sistem basınçlarına göre değerlendirmeler yapılmıştır. Ekserji yıkımı maliyetlerinde azalma sağlanması için ekserji yıkımının azaltılmasına yönelik iyileştirmelerin geleneksel eksergoekonomi analizinin tavsiyesinden farklı olarak öncelikle ekonomizde gerçekleştirilmesi gerektiği sonucu ortaya çıkmıştır. 7 bar maksimum basınca sahip sistemin diğer seçeneklere göre en iyi toplam önlenebilir maliyet ile tavsiye edilebilir olduğu gözlemlenmiştir.

Gemi ana makine egzozundan atık ısı geri kazanımı sistemi olarak kurulan kızgın ve doymuş buharlı organik Rankine sistemlerinin dört farklı yüke göre dört farklı akışkanla ileri ekserji analizleri gerçekleştirilmiştir. Sonuçta, R113'ün diğer akışkanlar arasından bu sistemler için uygun akışkan olduğu söylenebilir. Uygulama neticesinde shaft jeneratörüne duyulan ihtiyacın azaltılabildiği ve ana makineden kaynaklı egzoz emisyonlarında %0,60 ile %1,9 azalma sağlanabileceği gösterilmiştir. Ardından sabit yük için 5 farklı akışkana sahip kızgın ve doymuş buharlı iki atık ısı geri kazanımı organik Rankine çevrimi sisteminin ileri ekserji ve eksergoekonomi analizleri geleneksel analizlerle birlikte yapılmıştır. Sonuç olarak, doymuş buharlı ORC sisteminin kızgın buharlı sisteme göre daha avantajlı olduğu ve belirtilen şartlarda en iyi performans veren akışkanın da R141b olduğu belirtilmiştir. Son olarak en iyi akışkanları belirlenen kızgın ve doymuş buharlı atık ısı geri kazanımı



ORC sistemlerinin geleneksel ve ileri eksergoçevresel analizleri gerçekleştirilmiştir ve çıkan sonuçlar neticesinde bir önceki analizde olduğu gibi doymuş buharlı sistemin çevreye daha az zarar verdiği görülmüştür.

Buraya kadar yapılan analizler neticesinde, ileri ekserji temelli analizlerin geleneksel ekserji temelli analizlere göre sistemlerin durumunun iyileştirilmesi için önemli ve detaylı bilgiler verdiği, ileri ekserji temelli analizlerin uygulanmasının komponentler arası yatırım ve çevre etkisi göz önüne alındığında karar vermede kullanılmasının doğru olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

Ardından, gemi buhar sevk tesisine geleneksel ve ileri ekserji temelli analizler uygulanmış, analizlerin sonuçları arasındaki farklılıklar verilmiştir. Geleneksel ve ileri ekserji analizi neticesinde, sistemin ekserji verimi %34 olarak hesaplanmıştır. Sistemdeki ekserji yıkımlarının büyük çoğunluğu önlenemezdir ve iç kaynaktır. Kazan ekserji yıkımının ve önlenemez ekserji yıkımının en yüksek olduğu komponenttir. Ardından ise LPT3, HPT1 ve kondenser gelmektedir. Geleneksel ve ileri eksergoekonomi analizleri ekserji yıkımından kaynaklı maliyetin kazandaki ekserji yıkımının azaltılmasıyla büyük oranda önlenebileceği ortaya konmuştur. Tüm sistem için yatırım maliyetlerinin önlenemez kısmı ekserji yıkımından kaynaklı önlenemez maliyetten daha düşük olduğu gözlemlenmiştir ve sistemde toplamda 143,5 4/h'lik bir maliyetin önlenebileceği hesaplanmıştır. Eksergoçevre ve ileri eksergoçevresel analizlerin neticesinde komponent kaynaklı çevre etkilerinin ekserji yıkımı kaynaklı etkilere göre ihmal edilebilir seviyede olduğu gözlemlenmiştir. Eksergoekonomik performans ölçütlerinin ilk uygulaması burada yapılmıştır. Uygulamanın nasıl yapılacağı ve nasıl değerlendirileceği üzerine yorumlar bu kısımda mevcuttur. Bu ölçütlerle sistemin değerlendirilmesinde ise kazandaki ekserji yıkımının önlenmesiyle sistemde 36 \$/h değerinde bir tasarruf meydana gelebileceği ortaya konmuştur. Sistemdeki tüm komponentlerde ekserji yıkımını azaltıcı yatırımlar neticesinde zarar ettiren hiçbir komponent bulunmamaktadır. Tüm ekserji yıkımları önlendiğinde sistemin ekserji veriminin %36'ya ulaşması beklenmektedir ve bu artışa en büyük etkiyi kazan yapmaktadır.

Daha sonra gemi Diesel sevk tesisi üzerine analizler uygulanmıştır. Analiz sonucunda sistemin ekserji verimi %38 çıkmış ve toplam ekserji yıkımı da 24 MW olarak hesaplanmıştır. Ana makine ekserji yıkımında en yüksek paya sahiptir. Sistemin toplam ekserji yıkımından sadece cüzi bir miktarı önlenelirdir, bu açıdan

bakıldığında sistem yeterince iyi tasarlanmış denilebilir. Toplam önlenebilir ekserji yıkımı incelendiğinde, negatif dış kaynaklı toplam ekserji yıkımının olduğu görülmektedir. Buna göre genel olarak komponentlerin çalışma şartlarında yapılacak kötüşmeler sistemde çoğunlukla dış kaynaklı ekserji yıkımın kurtarılmasını sağlar. Önlenebilir iç kaynaklı ekserji yıkımına göre ana makine, COMP, TC ve CWC sıralamasıyla ekserji yıkımını önleyici iyileştirmeler yapılabilir. Eksergoekonomi ve ileri eksergoekonomi sonuçları değerlendirildiğinde ekserji yıkımından kurtarılabilir en yüksek maliyet ana makinededir. Yatırım, bakım, işletme ve onarım maliyetlerinde ise kompresör daha fazla önem arz etmektedir. Sistemde toplam ekserji yıkımı ve yatırım ve diğer maliyetler incelendiğinde değeri 1185 \$/h'tir ve bu değerin %88'i 1046 \$/h ile önlenemezdir. Geleneksel ve ileri eksergoçevre analizleri neticesinde, hem ekserji yıkımı hem de komponent kaynaklı çevre etkilerinde ana makine birinci sıradadır. Yeni ölçütlerle yapılan analizler sonucunda sistemin ulaşabileceği en yüksek ekserji verimi %39,5 olarak hesaplanmıştır ve en büyük pay sahibi ana makinedir. Sistemde en büyük karı ise yine ana makine 23 \$/h değeriyle sağlamaktadır. Isıtıcı, ST ve evaporatöre yapılacak ekserji yıkımını önlenemeye yönelik yatırımlar ise sistemi zarar ettirecektir.

Genetik algoritmayla en yüksek net güç üreten optimum konsept organik Rankine sistemlerinin egzoz gazının atık ısıyla oluşturulan on bir çevriminin geleneksel ve ileri ekserji analizleri ile değerlendirilmesi ve karşılaştırılması neticesinde, aseton ve siklopentan en yüksek net güç, en düşük ekserji yıkımı, en yüksek ekserji verimi, en düşük önlenemez ekserji yıkımı değerlerine sahipken, izopentan, pentan ve R365mfc en yüksek önlenebilir ekserji yıkımlarına sahiptir. Pentan, ulaşılabilir maksimum ekserji verimi değerini sağlarken, ardından izopentan gelmektedir. Verim artışı potansiyelleri de bu iki akışkan için yüksektir. Geleneksel ve ileri eksergoekonomi analizlerine göre en düşük yatırım maliyeti izoheksanda gerçekleşmesine rağmen en düşük ekserji yıkımı maliyetleri aseton ve siklopentanda gerçekleşmiştir. Sistemlerin ömrü boyunca yatırım, bakım, işletme ve onarım maliyetleri ekserji yıkımı maliyetlerine göre ihmal edilebilir seviyelerdedir. İzopentan, R365mfc ve pentan en yüksek önlenebilir ekserji yıkımı maliyetleri ile karşımıza çıkmakta iken, en düşük önlenemez ekserji yıkımı maliyetleri sırasıyla siklopentan, pentan ve izopentanda gerçekleşmiş ardından aseton gelmiştir. Eksergoekonomik performans ölçütlerine göre sistemler arasında en yüksek maliyet tasarrufunu sağlayan sistem akışkanları

12,21 \$/h ile izopentan, 11,55 \$/h ile pentandır. Verimlerin bir birim artırılması için yapılması gereken minimum yatırımlarda ise izopentan 4734 \$ değeriyle birinci sırada, ardından ise birbirlerine yakın değerlerle R365mfc ve pentan gelmektedir. Geleneksel ve ileri eksergoçevre analizlerinin sonuçlarına göre sistemlerin içerdiği komponentlerden dolayı çevreye en düşük seviyede zarar asetonda gerçekleşir ardından üçüncü sırada siklopentan yer alır. Ekserji yıkımlarından kaynaklanan çevre etkilerinde de aseton ve siklopentan en düşük değerlere sahiplerdir. En yüksek ekserji yıkımı kaynaklı çevre etkisine sahip akışkanların en yüksek önlenebilir kısma da sahip oldukları gözlemlenmiştir. En düşük ekserji yıkımı kaynaklı önlenebilir çevre etkisi siklopentanda, üçüncü sırada da asetonda hesaplanmıştır. Sistemlerin ömürleri boyunca komponentlerinden kaynaklanan çevre etkileri ekserji yıkımından kaynaklanana çevre etkilerinden oldukça düşük oldukları için ihmal edilebilirlerdir.

Genetik algoritmayla en yüksek net güç üreten optimum konsept organik Rankine sistemlerinin süpürme havası atık ısıyla oluşturulan on beş çevriminin geleneksel ve ileri ekserji analizleri ile değerlendirilmesi ve karşılaştırılması neticesinde en yüksek net güç çıktılarını değerleriyle birlikte RE245fa2 649 kW, R365mfc 642 kW ve R245ca 640kW olarak bulunmuştur. Buna karşın en düşük ekserji yıkımları aseton ve R11'de hesaplanmıştır. Ekserji verimleri açısından en yüksek verim %52,33 ile R1123ze(E), %52,15 ile R245ca ve %52,14 ile RE245fa2'de hesaplanmıştır. %0,5 daha düşük verimle R365mfc ortalarında kendisine yer bulmuştur. En yüksek önlenebilir ekserji yıkımı izopentanda, ardından ise R365mfc'de bulunmuştur. En düşük önlenebilir ekserji yıkımları ise izopentan, pentan ve R365mfc'de çıkmıştır. İzopentan, maksimum %76,68 ekserji verimine ulaşabilecek akışkan olmakla birlikte %75,74 verim değeriyle R365mfc yüksek bir ekserji verimi artışı potansiyeline sahiptir. Geleneksel ve ileri eksergoekonomi analizlerine göre en düşük ilk yatırım maliyeti asetonlu sistemde en yüksek ise RE245fa2 içeren sistemde olduğu kaydedilmiştir. R365mfc en yüksek ikinci ilk yatırım maliyetine sahiptir. Sistemlerdeki toplam ekserji yıkımıyla, toplam ekserji yıkımı maliyetleri arasında organik bir bağ vardır. En düşük ekserji yıkımı maliyeti 49,92 \$/h değeriyle asetonda iken en yüksek değer 59 \$/h değeriyle R365mfc içeren sistemde gerçekleşmiştir. Geleneksel eksergoekonomi analizi aseton ve R11'i uygun akışkanlar olarak niteler. Önlenebilir ekserji yıkımı maliyetleri açısından bakıldığında ise en yüksek önlenebilir ekserji yıkımı maliyetleri 40,71 \$/h ile

izopentan, 40,15 \$/h ile R365mfc'de hesaplanmıştır. En düşük önlenemez ekserji yıkımı maliyetleri de izopentan, pentan ve R365mfc'de bulunmuştur. Komponentlerden kaynaklı maliyetlerin önlenebilir kısmı çok küçük seviyelerde olduklarından sadece toplam önlenebilir maliyette önem arz etmektedirler. Eksergoekonomik performans ölçütlerine göre en az yatırımla en yüksek verime ulaşabilecek sistemin birim ekserji verimi artışı başına 6036 \$ ile R365mfc olduğu belirlenmiştir. Tasarruflar açısından bakıldığında ise izopentan 37,59 \$/h değeriyle en çok tasarruf sağlayacak sistemken ardı sıra R365mfc 37,18 \$/h tasarruf değeriyle gelmektedir. Geleneksel ve ileri eksergoçevre analizleri neticesinde kurulumundan sökülümüne kadar komponentlerinden dolayı çevreye en az zararı aseton ve R11 verirken en yüksek zarar ise R365mfc içeren sistem vermektedir. Ekserji yıkımından kaynaklı çevre etkilerinde de aseton ve R11 en düşük seviyelerdeyken en yüksek zarar neden olan da yine R365mfc'dir. Ancak, ekserji yıkımının çevre etkisinin önlenebilir kısmı göz önünde bulundurulduğunda izopentan ve R365mfc en yüksek önlenebilir kısma sahiplerdir. En düşük önlenemez ekserji yıkımı kaynaklı çevre etkileri de yine bu iki akışkanı içeren sistemlerdedir. Komponent kaynaklı çevre etkileri ekserji yıkımına göre ihmal edilebilecek kadardır.

Konsept sistemlerin sonuçları, egzoz gazından atık ısı geri kazanımından ziyade, süpürme havasından ısı çekilerek kurulacak sistemlerin daha maliyetli olmalarına karşın iki katına yakın seviyelerde daha fazla net güç üreteceği, ve tasarruf açısından da yapılan ekserji yıkımını azaltmaya yönelik iyileştirmelerin daha fazla fayda sağlayacağı görülmüştür.

Sonuç olarak tasarımcının öncelikleri eksergoekonomik performans ölçütlerinin sonuçlarını değerlendirmede önemlidir. Sistemin ekserji veriminin artırılmasının maliyetten önemli olduğu durumda, sistem veriminin artışına en çok etki eden, yani  $EI$  değerinin en yüksek olduğu komponentlerin iyileştirilmesi yapılmalıdır. Maliyetin daha önem arz ettiği durumda ise, sistemdeki birim verim artışı için gerekli olan asgari yatırım maliyetini sağlayan bileşenlerin iyileştirilmesine ya da yatırım yapılan birim iyileştirme maliyeti başına maksimum önlenebilir ekserji yıkımını geri kazanmaya önem verilmelidir. Eğer amaç komponentlerin en az maliyetle verimlerinin artırılması ise  $EIC_k$  değerleri göz önünde bulundurularak geliştirme yaklaşımlarına yönelinmelidir.  $CAV_k$  değerleri  $EIC_{tot}^k$  ve  $AEC_k$  ile benzer önem sıralaması vermektedir, ancak birim önlenebilir ekserji yıkımı başına birim zamanda

maliyetin önemli olduğu durumlarda bu ölçütün kullanılması uygundur. Her komponentin sağlayacağı tasarruf potansiyeli, çalışma şartlarına ve maliyetlerine bağlıdır.  $SPP_k$  değerleri, komponentlerin potansiyel olarak ne kadar tasarruf ettirebileceğini gösterdiği için önemli bir kavramdır. Buna rağmen her bileşenin potansiyel tasarrufu, önlenebilir ekserjisi ile sınırlı olduğundan fayda maliyetleri,  $\dot{C}P_k$ , bir komponentin sistem için sağlayabileceği en yüksek tasarrufun göstergesidir. Tasarrufun öneminin en yüksek olduğu koşullarda, sırayla en yüksek tasarrufu sağlayabilecek komponentten en düşüğe doğru, yatırım, bakım, işletme ve onarım maliyetlerine göre yatırımlar yönlendirilmelidir. Benzer sistemlerin karşılaştırılmasında ise sistemlerin ekserji verimlerinin artırılması için yapılacak toplam yatırım,  $EIC_k$ , miktarlarından en düşüğü önemli iken, yapılan iyileştirmeler sonucunda en yüksek tasarrufu,  $\dot{C}P_{tot}$ , sağlayan sistem tavsiye edilir niteliktedir. Yapılan uygulamaların neticesinde, tanımlanan eksergoekonomik performans ölçütlerinin ileri ekserji ve eksergoekonomi analizlerinin sonuçlarını daha öteye taşıdığı, karar verme açısından özellikle sistem verimine katkı ve ekonomik tasarruf değerlendirmelerinin daha çok fayda sağladığı görülmektedir.

Gelecek çalışmalarda, benzer sistemlerin karşılaştırılması amacıyla yeni ölçütlerin oluşturulması ve eksergoekonomik performans ölçütlerine benzer şekilde performans-çevre ölçütlerinin tanımlanması, uygulamada çevreye olan etkiden sağlanabilecek tasarrufu göstermesi açısından fayda sağlayacaktır.



## KAYNAKLAR

- [1] **Cengel, Y.A. and M.A. Boles**, (2015). *Thermodynamics : an engineering approach*. New York: McGraw Hill.
- [2] **Dinçer, İ. and C. Zamfirescu**, (2011). *Sustainable energy systems and applications*. Springer.
- [3] **Maczulak, A.E.**, (2010). *Renewable energy: sources and methods*. Infobase Publishing.
- [4] **Ghoniem, A.F.**, (2011). Needs, resources and climate change: clean and efficient conversion technologies. *Progress in energy and combustion science* **37**(1): p. 15-51.
- [5] **Hepbaşlı, A.**, (2010). *Enerji Verimliliği ve Yönetim Sistemleri: Yaklaşımlar ve Uygulamalar*. Schneider Electric Enerji Verimliliği Serisi 1. Vol. 1. İstanbul.
- [6] **Rocco, M.V., E. Colombo, and E. Sciubba**, (2014). Advances in exergy analysis: a novel assessment of the Extended Exergy Accounting method. *Applied Energy* **113**(0): p. 1405-1420.
- [7] **U.S. Energy Information Administration**. EIA projects world energy consumption will increase 56% by 2040. 2013; <http://www.eia.gov/todayinenergy/detail.cfm?id=12251>.
- [8] **Morsy El-Gohary, M.**, (2013). Overview of past, present and future marine power plants. *Journal of Marine Science and Application* **12**(2): p. 219-227.
- [9] **Wärtsilä**, (2010) Solution for merchant vessels, W.r. Corporation, Editor.
- [10] **Bejan, A., M.J. Moran, and G. Tsatsaronis**, (1996). *Thermal design and optimization*. Wiley. com.
- [11] **Buhaug, Ø., J. Corbett, Ø. Endresen, V. Eyring, J. Faber, S. Hanayama, . . . A. Markowska**, (2009). Second IMO GHG Study. *International Maritime Organization (IMO), London, UK*.
- [12] **Smith, T., J. Jalkanen, B. Anderson, J. Corbett, J. Faber, S. Hanayama, . . . L. Aldous**, (2014). Third IMO GHG Study 2014. *International Maritime Organization (IMO), London*.
- [13] **MAN Diesel&Turbo**, (2014) Waste heat recovery system (WHRS) for reduction of fuel consumption, emissions and EEDI, in *Copenhagen, Denmark*. MAN Diesel, Augsburg, Germany.
- [14] Kyoto Protocol to the United Nations Framework Convention on Climate Change. 1998 Erişim Tarihi:[26/12/2017]; <http://unfccc.int/process-and-meetings/the-kyoto-protocol>.

- [15] Paris Agreement. 2015 Erişim Tarihi:[26/12/2017]; <http://unfccc.int/process-and-meetings/the-paris-agreement>.
- [16] T.C. Resmi Gazete. Erişim Tarihi:[16/10/2015]; <http://www.resmigazete.gov.tr/>.
- [17] **Carnot, S., H. Carnot, and W.T.B. Kelvin**, (1890). *Reflections on the motive power of heat and on machines fitted to develop this power*. J. Wiley.
- [18] **Clausius, R.**, (1867). *The mechanical theory of heat: with its applications to the steam-engine and to the physical properties of bodies*. J. van Voorst.
- [19] **Gibbs, J.W., H.A. Bumstead, R.G.V. Name, and W.R. Longley**, (1928). *The collected works of J. Willard Gibbs: In two volumes*. Longmans, Green and Company.
- [20] **Gouy, M.**, (1889). Sur l'énergie utilisable. *Journal de physique* **8**: p. 501-518.
- [21] **Stodola, A. and L.C. Loewenstein**, (1905). *Steam turbines: with an appendix on gas turbines and the future of heat engines*. D. Van Nostrand Company.
- [22] **Lucia, U.**, (2013). Entropy and exergy in irreversible renewable energy systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* **20**: p. 559-564.
- [23] **Sciubba, E. and G. Wall**, (2007). A brief commented history of exergy from the beginnings to 2004. *International Journal of Thermodynamics* **10**(1): p. 1-26.
- [24] **Keenan, J.**, (1941) Thermodynamics. John Wiley.
- [25] **Rant, Z.**, (1956). Exergie, ein neues Wort für 'Technische Arbeitsfähigkeit'. *Forschung auf dem Gebiet des Ingenieurwesens A* **22**(1): p. 36-37.
- [26] **George, T.**, (1996). Exergoeconomics: Is it only a new name? *Chemical Engineering & Technology* **19**(2): p. 163-169.
- [27] **Evans, R.B., G.L. Crellin, and M. Tribus**, (1966). Chapter 2 - Thermoeconomic Considerations of Sea Water Demineralization, in *Principles of Desalination*, K.S. Spiegler, Editor. Academic Press. p. 21-76.
- [28] **El-Sayed, Y.M. and R.B. Evans**, (1970). Thermoeconomics and the Design of Heat Systems. *Journal of Engineering for Power* **92**(1): p. 27-35.
- [29] **Gaggioli, R.A. and W.J. Wepfer**, (1980). Exergy economics: I. Cost accounting applications. *Energy* **5**(8): p. 823-837.
- [30] **Tsatsaronis, G. and M. Winhold**, (1985). Exergoeconomic analysis and evaluation of energy-conversion plants—I. A new general methodology. *Energy* **10**(1): p. 69-80.
- [31] **Lazzaretto, A. and G. Tsatsaronis**, (2006). SPECO: A systematic and general methodology for calculating efficiencies and costs in thermal systems. *Energy* **31**(8): p. 1257-1289.
- [32] **International Standardization Organization**, (2006). Environmental management - Life cycle assessment - Principles and framework. ISO 14040:2006(E), Geneva, Switzerland



- [33] **International Standardization Organization**, (2006). Environmental management — Life cycle assessment — Requirements and guidelines. ISO 14044:2006(E), Geneva, Switzerland
- [34] **Goedkoop, M. and R. Spriensma**, (2000) Eco-indicator 99 Manual for designers: The Hague, The Netherlands.
- [35] **Goedkoop, M. and R. Spriensma**, (2000) The Eco-indicator 99 a damage oriented method for life cycle impact assessment, Methodology report and manual for designers. PRé Consultants: Amersfoort, Netherlands.
- [36] **Meyer, L., G. Tsatsaronis, J. Buchgeister, and L. Schebek**, (2009). Exergoenvironmental analysis for evaluation of the environmental impact of energy conversion systems. *Energy* **34**(1): p. 75-89.
- [37] **Morosuk, T., G. Tsatsaronis, and M. Schult**, (2013). Conventional and Advanced Exergetic Analyses: Theory and Application. *Arabian Journal for Science and Engineering* **38**(2): p. 395-404.
- [38] **Petrakopoulou, F., G. Tsatsaronis, A. Boyano, and T. Morosuk**, (2011). Exergoeconomic and exergoenvironmental evaluation of power plants including CO<sub>2</sub> capture. *Chemical engineering research and design* **89**(9): p. 1461-1469.
- [39] **Tsatsaronis, G.**, (1999). Strengths and Limitations of Exergy Analysis, in *Thermodynamic Optimization of Complex Energy Systems*, A. Bejan and E. Mamut, Editors. Springer Netherlands. p. 93-100.
- [40] **Kotas, T.J.**, (1985). *The exergy method of thermal plant analysis*. Butterworth Publishers, Stoneham, MA. Medium: X; Size: Pages: 344.
- [41] **Feng, X., X. Zhu, and J. Zheng**. (1996). A practical exergy method for system analysis. in *Energy Conversion Engineering Conference, 1996. IECEC 96., Proceedings of the 31st Intersociety*. IEEE.
- [42] **Feng, X. and X.X. Zhu**, (1997). Combining pinch and exergy analysis for process modifications. *Applied Thermal Engineering* **17**(3): p. 249-261.
- [43] **Tsatsaronis, G. and T. Morosuk**. (2007). Advanced exergoeconomic evaluation and its application to compression refrigeration machines. in *ASME 2007 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*. American Society of Mechanical Engineers.
- [44] **Tsatsaronis, G. and T. Morosuk**. (2008). A General Exergy-Based Method for Combining a Cost Analysis With an Environmental Impact Analysis: Part I—Theoretical Development. in *ASME 2008 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*. American Society of Mechanical Engineers.
- [45] **Tsatsaronis, G. and T. Morosuk**. (2008). A General Exergy-Based Method for Combining a Cost Analysis With an Environmental Impact Analysis: Part II—Application to a Cogeneration System. in *ASME 2008 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*. American Society of Mechanical Engineers.

- [46] **Denton, J.C.**, (2002). Thermal cycles in classical thermodynamics and nonequilibrium thermodynamics in contrast with finite time thermodynamics. *Energy conversion and management* **43**(13): p. 1583-1617.
- [47] **Borgnakke, C. and R.E. Sonntag**, (2009). *Fundamentals of thermodynamics*. Wiley New York.
- [48] **Petrakopoulou, F.**, (2010) Comparative evaluation of power plants with CO<sub>2</sub> capture: thermodynamic, economic and environmental performance, in *Institut für Energietechnik*. Technische Universität Berlin: Berlin.
- [49] **Seider, W.D., J.D. Seader, and D.R. Lewin**, (2003). *Product and Process Design principles, Synthesis, Analysis and Evaluation*. 2nd Ed. ed. New York: John Wiley & Sons.
- [50] **Turton, R., R.C. Bailie, and W.B. Whiting**, (2012). *Analysis, Synthesis, and Design of Chemical Processes*. 4th Ed. ed.: Prentice Hall.
- [51] **Yang, M.-H. and R.-H. Yeh**, (2015). Thermo-economic optimization of an organic Rankine cycle system for large marine diesel engine waste heat recovery. *Energy* **82**: p. 256-268.
- [52] **Stoecker, W.F.**, (1980). *Design of thermal systems*. McGraw Hill Book Company.
- [53] **Kim, S.-M., S.-D. Oh, Y.-H. Kwon, and H.-Y. Kwak**, (1998). Exergoeconomic analysis of thermal systems. *Energy* **23**(5): p. 393-406.
- [54] **Morosuk, T. and G. Tsatsaronis**, (2008). A new approach to the exergy analysis of absorption refrigeration machines. *Energy* **33**(6): p. 890-907.
- [55] **Kelly, S.**, (2008) Energy systems improvement based on endogenous and exogenous exergy destruction, in *Energietechnik und Umweltschutz*. Technische Universität Berlin: Berlin.
- [56] **Morosuk, T. and G. Tsatsaronis**, (2009). Advanced exergy analysis for chemically reacting systems—application to a simple open gas-turbine system. *International Journal of Thermodynamics* **12**(3): p. 105-111.
- [57] **Tsatsaronis, G. and T. Morosuk**, (2010). Advanced exergetic analysis of a novel system for generating electricity and vaporizing liquefied natural gas. *Energy* **35**(2): p. 820-829.
- [58] **Cziesla, F., G. Tsatsaronis, and Z. Gao**, (2006). Avoidable thermodynamic inefficiencies and costs in an externally fired combined cycle power plant. *Energy* **31**(10): p. 1472-1489.
- [59] **Tsatsaronis, G. and M.-H. Park**, (2002). On avoidable and unavoidable exergy destructions and investment costs in thermal systems. *Energy Conversion and Management* **43**(9): p. 1259-1270.
- [60] **Koroglu, T. and O.S. Sogut**. (2015). Advanced exergy analysis of a Marine Diesel Engine waste heat recovery system. in *International Conference on Shipping in Changing Climates*. Glasgow: University of Strathclyde.

- [61] **Vučković, G.D., M.M. Stojiljković, M.V. Vukić, G.M. Stefanović, and E.M. Dedeić**, (2014). Advanced exergy analysis and exergoeconomic performance evaluation of thermal processes in an existing industrial plant. *Energy Conversion and Management* **85**: p. 655-662.
- [62] **Yang, Y., L. Wang, C. Dong, G. Xu, T. Morosuk, and G. Tsatsaronis**, (2013). Comprehensive exergy-based evaluation and parametric study of a coal-fired ultra-supercritical power plant. *Applied Energy* **112**: p. 1087-1099.
- [63] **Petrakopoulou, F., G. Tsatsaronis, T. Morosuk, and A. Carassai**, (2012). Advanced exergoeconomic analysis applied to a complex energy conversion system. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* **134**(3).
- [64] **Keçebaş, P., H. Gökgedik, M.A. Alkan, and A. Keçebaş**, (2014). An economic comparison and evaluation of two geothermal district heating systems for advanced exergoeconomic analysis. *Energy Conversion and Management* **84**(0): p. 471-480.
- [65] **Tan, M. and A. Keçebaş**, (2014). Thermodynamic and economic evaluations of a geothermal district heating system using advanced exergy-based methods. *Energy Conversion and Management* **77**: p. 504-513.
- [66] **Keçebaş, A. and A. Hepbasli**, (2014). Conventional and advanced exergoeconomic analyses of geothermal district heating systems. *Energy and Buildings* **69**(0): p. 434-441.
- [67] **Petrakopoulou, F., G. Tsatsaronis, and T. Morosuk**, (2013). Evaluation of a power plant with chemical looping combustion using an advanced exergoeconomic analysis. *Sustainable Energy Technologies and Assessments* **3**: p. 9-16.
- [68] **Boyano, A., T. Morosuk, A.M. Blanco-Marigorta, and G. Tsatsaronis**, (2012). Conventional and advanced exergoenvironmental analysis of a steam methane reforming reactor for hydrogen production. *Journal of Cleaner Production* **20**(1): p. 152-160.
- [69] **Morosuk, T. and G. Tsatsaronis**, (2009). Advanced exergetic evaluation of refrigeration machines using different working fluids. *Energy* **34**(12): p. 2248-2258.
- [70] **Kelly, S., G. Tsatsaronis, and T. Morosuk**, (2009). Advanced exergetic analysis: Approaches for splitting the exergy destruction into endogenous and exogenous parts. *Energy* **34**(3): p. 384-391.
- [71] **Tsatsaronis, G. and T. Morosuk**. (2012). Advanced thermodynamic (exergetic) analysis. in *Journal of Physics: Conference Series*. IOP Publishing.
- [72] **Razmara, N. and R. Khoshbakhti Saray**, (2010). A simple gas turbine system and co-generation power plant improvement based on endogenous and exogenous exergy destruction. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* **224**(3): p. 433-447.

- [73] **Tsatsaronis, G. and T. Morosuk**, (2010). Advanced exergetic analysis of a refrigeration system for liquefaction of natural gas. *International Journal of Energy and Environmental Engineering* **1**(1): p. 1-17.
- [74] **Morosuk, T. and G. Tsatsaronis**, (2011). Comparative evaluation of LNG – based cogeneration systems using advanced exergetic analysis. *Energy* **36**(6): p. 3771-3778.
- [75] **Petrakopoulou, F., G. Tsatsaronis, T. Morosuk, and A. Carassai**, (2012). Advanced exergoeconomic analysis applied to a complex energy conversion system. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* **134**(3): p. 031801.
- [76] **Morosuk, T., G. Tsatsaronis, and C. Zhang**, (2012). Conventional thermodynamic and advanced exergetic analysis of a refrigeration machine using a Voorhees' compression process. *Energy Conversion and Management* **60**: p. 143-151.
- [77] **Vučković, G.D., M.V. Vukić, M.M. Stojiljković, and D.D. Vučković**, (2012). Avoidable and unavoidable exergy destruction and exergoeconomic evaluation of the thermal processes in a real industrial plant. *Thermal Science* **16**(suppl. 2): p. 433-446.
- [78] **Wei, Z., B. Zhang, S. Wu, Q. Chen, and G. Tsatsaronis**, (2012). Energy-use analysis and evaluation of distillation systems through avoidable exergy destruction and investment costs. *Energy* **42**(1): p. 424-433.
- [79] **Petrakopoulou, F., G. Tsatsaronis, T. Morosuk, and A. Carassai**, (2012). Conventional and advanced exergetic analyses applied to a combined cycle power plant. *Energy* **41**(1): p. 146-152.
- [80] **Petrakopoulou, F., G. Tsatsaronis, T. Morosuk, and C. Paitazoglou**, (2012). Environmental evaluation of a power plant using conventional and advanced exergy-based methods. *Energy* **45**(1): p. 23-30.
- [81] **Morosuk, T., G. Tsatsaronis, A. Boyano, and C. Gantiva**, (2012). Advanced exergy-based analyses applied to a system including LNG regasification and electricity generation. *International Journal of Energy and Environmental Engineering* **3**(1): p. 1-9.
- [82] **Petrakopoulou, F., G. Tsatsaronis, and T. Morosuk**, (2012). Advanced exergoenvironmental analysis of a near-zero emission power plant with chemical looping combustion. *Environmental science & technology* **46**(5): p. 3001-3007.
- [83] **Tsatsaronis, G. and T. Morosuk**, (2012). Understanding and improving energy conversion systems with the aid of exergy-based methods. *International Journal of Exergy* **11**(4): p. 518-542.
- [84] **Wang, L., Y. Yang, T. Morosuk, and G. Tsatsaronis**, (2012). Advanced thermodynamic analysis and evaluation of a supercritical power plant. *Energies* **5**(6): p. 1850-1863.
- [85] **Boyano, A., A.-M. Blanco-Marigorta, T. Morosuk, and G. Tsatsaronis**, (2012). Steam methane reforming system for hydrogen production: advanced exergetic analysis. *International Journal of Thermodynamics* **15**(1): p. 1-9.

- [86] **Boyano, A., T. Morosuk, A. Blanco-Marigorta, and G. Tsatsaronis**, (2012). Conventional and advanced exergoenvironmental analysis of a steam methane reforming reactor for hydrogen production. *Journal of Cleaner Production* **20**(1): p. 152-160.
- [87] **Tsatsaronis, G., T. Morosuk, D. Koch, and M. Sorgenfrei**, (2013). Understanding the thermodynamic inefficiencies in combustion processes. *Energy* **62**: p. 3-11.
- [88] **Khoshgoftar Manesh, M.H., P. Navid, A.M. Blanco Marigorta, M. Amidpour, and M.H. Hamed**, (2013). New procedure for optimal design and evaluation of cogeneration system based on advanced exergoeconomic and exergoenvironmental analyses. *Energy* **59**: p. 314-333.
- [89] **Soltani, S., M. Yari, S.M.S. Mahmoudi, T. Morosuk, and M.A. Rosen**, (2013). Advanced exergy analysis applied to an externally-fired combined-cycle power plant integrated with a biomass gasification unit. *Energy* **59**: p. 775-780.
- [90] **Açikkalp, E., H. Aras, and A. Hepbasli**, (2014). Advanced exergy analysis of a trigeneration system with a diesel–gas engine operating in a refrigerator plant building. *Energy and Buildings* **80**: p. 268-275.
- [91] **Açikkalp, E., H. Aras, and A. Hepbasli**, (2014). Advanced exergoeconomic analysis of a trigeneration system using a diesel-gas engine. *Applied Thermal Engineering* **67**(1): p. 388-395.
- [92] **Mosaffa, A., L.G. Farshi, C.I. Ferreira, and M. Rosen**, (2014). Advanced exergy analysis of an air conditioning system incorporating thermal energy storage. *Energy*.
- [93] **Gong, S. and K. Goni Boulama**, (2014). Parametric study of an absorption refrigeration machine using advanced exergy analysis. *Energy* **76**: p. 453-467.
- [94] **Açikkalp, E., H. Aras, and A. Hepbasli**, (2014). Advanced exergoeconomic analysis of an electricity-generating facility that operates with natural gas. *Energy Conversion and Management* **78**: p. 452-460.
- [95] **Boyaghchi, F.A. and H. Molaie**, (2015). Sensitivity analysis of exergy destruction in a real combined cycle power plant based on advanced exergy method. *Energy Conversion and Management* **99**(Supplement C): p. 374-386.
- [96] **Mehrpooya, M. and H. Ansarinassab**, (2015). Advanced exergoeconomic analysis of the multistage mixed refrigerant systems. *Energy Conversion and Management* **103**: p. 705-716.
- [97] **Janghorban Esfahani, I., S. Lee, and C. Yoo**, (2015). Evaluation and optimization of a multi-effect evaporation–absorption heat pump desalination based conventional and advanced exergy and exergoeconomic analyses. *Desalination* **359**: p. 92-107.

- [98] **Gungor, A., G. Tsatsaronis, H. Gunerhan, and A. Hepbasli**, (2015). Advanced exergoeconomic analysis of a gas engine heat pump (GEHP) for food drying processes. *Energy Conversion and Management* **91**: p. 132-139.
- [99] **Boyaghchi, F.A. and H. Molaie**, (2015). Investigating the effect of duct burner fuel mass flow rate on exergy destruction of a real combined cycle power plant components based on advanced exergy analysis. *Energy Conversion and Management* **103**: p. 827-835.
- [100] **Vučković, G.D., M.M. Stojiljković, and M.V. Vukić**, (2015). First and second level of exergy destruction splitting in advanced exergy analysis for an existing boiler. *Energy Conversion and Management* **104**: p. 8-16.
- [101] **Şöhret, Y., E. Açıkkalp, A. Hepbasli, and T.H. Karakoc**, (2015). Advanced exergy analysis of an aircraft gas turbine engine: Splitting exergy destructions into parts. *Energy* **90**(Part 2): p. 1219-1228.
- [102] **Fallah, M., H. Siyahi, R.A. Ghiasi, S.M.S. Mahmoudi, M. Yari, and M.A. Rosen**, (2016). Comparison of different gas turbine cycles and advanced exergy analysis of the most effective. *Energy* **116**(Part 1): p. 701-715.
- [103] **Galindo, J., S. Ruiz, V. Dolz, and L. Royo-Pascual**, (2016). Advanced exergy analysis for a bottoming organic rankine cycle coupled to an internal combustion engine. *Energy Conversion and Management* **126**(Supplement C): p. 217-227.
- [104] **Yamankaradeniz, N.**, (2016). Thermodynamic performance assessments of a district heating system with geothermal by using advanced exergy analysis. *Renewable Energy* **85**: p. 965-972.
- [105] **Tesch, S., T. Morosuk, and G. Tsatsaronis**, (2016). Advanced exergy analysis applied to the process of regasification of LNG (liquefied natural gas) integrated into an air separation process. *Energy* **117**: p. 550-561.
- [106] **Fu, P., N. Wang, L. Wang, T. Morosuk, Y. Yang, and G. Tsatsaronis**, (2016). Performance degradation diagnosis of thermal power plants: A method based on advanced exergy analysis. *Energy Conversion and Management* **130**: p. 219-229.
- [107] **Wang, L., P. Fu, N. Wang, T. Morosuk, Y. Yang, and G. Tsatsaronis**, (2017). Malfunction diagnosis of thermal power plants based on advanced exergy analysis: The case with multiple malfunctions occurring simultaneously. *Energy Conversion and Management* **148**: p. 1453-1467.
- [108] **Erol, G.O., E. Açıkkalp, and A. Hepbasli**, (2017). Performance assessment of an ice rink refrigeration system through advanced exergoeconomic analysis method. *Energy and Buildings* **138**: p. 118-126.

- [109] **Ansarinasab, H. and M. Mehrpooya**, (2017). Evaluation of novel process configurations for coproduction of LNG and NGL using advanced exergoeconomic analysis. *Applied Thermal Engineering* **115**: p. 885-898.
- [110] **Ansarinasab, H., M. Mehrpooya, and A. Mohammadi**, (2017). Advanced exergy and exergoeconomic analyses of a hydrogen liquefaction plant equipped with mixed refrigerant system. *Journal of Cleaner Production* **144**: p. 248-259.
- [111] **Balli, O.**, (2017). Advanced exergy analyses to evaluate the performance of a military aircraft turbojet engine (TJE) with afterburner system: Splitting exergy destruction into unavoidable/avoidable and endogenous/exogenous. *Applied Thermal Engineering* **111**: p. 152-169.
- [112] **Penkuhn, M. and G. Tsatsaronis**, (2017). A decomposition method for the evaluation of component interactions in energy conversion systems for application to advanced exergy-based analyses. *Energy* **133**: p. 388-403.
- [113] **Mathias, P. and T. George**, (2017). Application of Advanced Exergetic Analysis for the Improvement of Chemical Processes. *Chemie Ingenieur Technik* **89**(5): p. 607-619.
- [114] **Penkuhn, M. and G. Tsatsaronis**, (2017). Comparison of different ammonia synthesis loop configurations with the aid of advanced exergy analysis. *Energy* **137**: p. 854-864.
- [115] **Beasley, D., D.R. Bull, and R.R. Martin**, (1993). An overview of genetic algorithms: Part 1, fundamentals. *University computing* **15**(2): p. 56-69.
- [116] **Altay, A.**, (2007) Genetik Algoritma ve Bir Uygulama, in *Endüstri Mühendisliği*. İstanbul Teknik Üniversitesi: İstanbul. p. 123.
- [117] **Mitchell, M.**, (1998). *An introduction to genetic algorithms*. MIT press.
- [118] **STEAG**, (2015) EBSILON®Professional. STEAG Energy Services GmbH: Essen, Germany.
- [119] **Asimptote**, (2014) Cycle Tempo. Asimptote BV: Heeswijk-Dinther, The Netherlands.
- [120] **F-Chart Software**. Engineering Equation Solver. 2015 Erişim Tarihi:[10/08/15]; <http://www.fchart.com/ees/>.
- [121] **Lemmon, E., M. Huber, and M. McLinden**). NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 9.1., 2013. *National Institute of Standards and Technology, Standard Reference Data Program, Gaithersburg*.
- [122] **Koroglu, T. and O.S. Sogut**. (2015). Advanced exergy analysis of an organic Rankine cycle waste heat recovery system of a marine power plant. in *International Conference on Energy Systems* Istanbul, Turkey.

- [123] **Koroglu, T. and O.S. Sogut**, (2016) Advanced Exergoeconomic Analysis of Organic Rankine Cycle Waste Heat Recovery System of a Marine Power Plant in *The 29th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems*: Portoroz, Slovenia.
- [124] **Koroglu, T. and O.S. Sogut**, (2017). Advanced exergy analysis of an organic Rankine cycle waste heat recovery system of a marine power plant. *Journal of Thermal Engineering* **3**(2): p. 1136-1148.
- [125] **Koroglu, T. and O. Sogut**, (2017). Advanced Exergoeconomic Analysis of Organic Rankine Cycle Waste Heat Recovery System of a Marine Power Plant. *International Journal of Thermodynamics* **20**(3): p. 140-151.
- [126] **Koroglu, T. and O.S. Sogut**. (2017). Splitting costs of a marine diesel engine waste heat recovery system into avoidable and unavoidable parts. in *The International Maritime Association of the Mediterranean 2017 Conference*. Lisbon, Portugal: CRC Press, Taylor & Francis Group.
- [127] **Koroglu, T. and O.S. Sogut**. (2017). Avoidable Exergoenvironmental Impact of Organic Rankine Cycle Waste Heat Recovery System of a Marine Power Plant. in *The 30th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems* San Diego, CA, USA.
- [128] **Durmayaz, A.** (2001). Elektrik Enerjisi Üretimi Amaçlı Isıl Güç Tesislerinin Ekserji Analizi ve Önemi. in *2. Çevre ve Enerji Kongresi*. İstanbul: TMMOB Makina Mühendisleri Odası
- [129] **Açikkalp, E., H. Aras, and A. Hepbasli**, (2014). Advanced exergy analysis of an electricity-generating facility using natural gas. *Energy Conversion and Management* **82**: p. 146-153.
- [130] **Loh, H., J. Lyons, and C.W. White III**, (2002) Process Equipment Cost Estimation, Final Report; FINAL. National Energy Technology Lab., Pittsburgh, PA (United States).
- [131] Chemical Engineering Plant Cost Index. Chemical Engineering Magazine 2015; <http://www.chemengonline.com/>.
- [132] **Rohrer, A.**, (1996). Comparison of combined heat and power generation plants. *ABB Review* **3**: p. 24-32.
- [133] **Deniz, C.**, (2015). Thermodynamic and Environmental Analysis of Low-Grade Waste Heat Recovery System for a Ship Power Plant. *International Journal of Energy Science* **5**(1): p. 23-34.
- [134] **Boundy, B., S.W. Diegel, L. Wright, and S.C. Davis**, (2011). *Biomass Energy Data Book: Edition 4*. Oak Ridge National Laboratory.
- [135] **Song, J., Y. Song, and C.-w. Gu**, (2015). Thermodynamic analysis and performance optimization of an Organic Rankine Cycle (ORC) waste heat recovery system for marine diesel engines. *Energy* **82**: p. 976-985.



- [136] **Tian, H., G. Shu, H. Wei, X. Liang, and L. Liu**, (2012). Fluids and parameters optimization for the organic Rankine cycles (ORCs) used in exhaust heat recovery of Internal Combustion Engine (ICE). *Energy* **47**(1): p. 125-136.
- [137] **Sprouse III, C. and C. Depcik**, (2013). Review of organic Rankine cycles for internal combustion engine exhaust waste heat recovery. *Applied Thermal Engineering* **51**(1–2): p. 711-722.
- [138] **Larsen, U., L. Pierobon, F. Haglind, and C. Gabriellini**, (2013). Design and optimisation of organic Rankine cycles for waste heat recovery in marine applications using the principles of natural selection. *Energy* **55**: p. 803-812.
- [139] **Tumen Ozdil, N.F., M.R. Segmen, and A. Tantekin**, (2015). Thermodynamic analysis of an Organic Rankine Cycle (ORC) based on industrial data. *Applied Thermal Engineering* **91**: p. 43-52.
- [140] **Yang, M.-H. and R.-H. Yeh**, (2014). Analyzing the optimization of an organic Rankine cycle system for recovering waste heat from a large marine engine containing a cooling water system. *Energy Conversion and Management* **88**: p. 999-1010.
- [141] **Panesar, A.S., R.E. Morgan, N.D.D. Miché, and M.R. Heikal**, (2013). Working fluid selection for a subcritical bottoming cycle applied to a high exhaust gas recirculation engine. *Energy* **60**: p. 388-400.
- [142] **Chen, H., D.Y. Goswami, and E.K. Stefanakos**, (2010). A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* **14**(9): p. 3059-3067.
- [143] **ASHRAE**, (2013) Designation and Safety Classification of Refrigerants ANSI/ASHRAE Standard 34-2013.
- [144] **Stephan, P., S. Kabelac, M. Kind, H. Martin, D. Mewes, and K. Schaber**, (2010). *VDI Heat Atlas*. 2 ed. VD-Buch. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg. XLII, 1584.
- [145] **Fergani, Z., D. Touil, and T. Morosuk**, (2016). Multi-criteria exergy based optimization of an Organic Rankine Cycle for waste heat recovery in the cement industry. *Energy Conversion and Management* **112**: p. 81-90.
- [146] **Taylor, D.A.**, (1996). *Introduction to marine engineering*. Elsevier.
- [147] **Tupper, E.**, (2004). *Introduction to Naval Architecture: Formerly Muckle's Naval Architecture for Marine Engineers*. Butterworth-Heinemann.
- [148] **Türk Armatörler Birliği**. Ham Petrol Gemisi. Sıvı Yük Gemileri 2018 Erişim Tarihi:[18/05/2018]; <http://www.armatorlerbirligi.org.tr/bilgi-ve-egitim/gemi-bilgisi/gemi-tipleri/amaclarina-gore-gemi-turleri/yuk-tasiyan-gemiler/sivi-yuk-gemileri/>.
- [149] **Çiçek, A.N.**, (2009) Exergy analysis of a crude oil carrier steam plant, in *Naval Architecture and Marine Engineering*. Istanbul Technical University: Istanbul. p. 123.

- [150] **Sarkar, D.**, (2015). *Thermal power plant: design and operation*. Elsevier.
- [151] **Haglund, F.**, (2008). A review on the use of gas and steam turbine combined cycles as prime movers for large ships. Part II: Previous work and implications. *Energy Conversion and Management* **49**(12): p. 3468-3475.
- [152] **Somes, A.D.**, (1961). Advances in Steam Turbines for Marine Propulsion. *Journal of Engineering for Power* **83**(1): p. 108-118.
- [153] **Ma, Z., D. Yang, and Q. Guo**, (2012). Conceptual design and performance analysis of an exhaust gas waste heat recovery system for a 10000 TEU container ship. *Polish Maritime Research* **19**(2): p. 31-38.
- [154] **Theotokatos, G. and G. Livanos**, (2013). Techno-economical analysis of single pressure exhaust gas waste heat recovery systems in marine propulsion plants. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part M: Journal of Engineering for the Maritime Environment* **227**(2): p. 83-97.
- [155] **Poljak, I., V. Mrzljak, and S. Blažević**. (2017). Change of exergy motion in the marine steam plant with main shaft speed variation. in *XXV International Scientific Conference trans & MOTAUTO'17*. Burgas, Bulgaria.
- [156] **Mrzljak, V., I. Poljak, and V. Medica-Viola**, (2017). Dual fuel consumption and efficiency of marine steam generators for the propulsion of LNG carrier. *Applied Thermal Engineering* **119**(Supplement C): p. 331-346.
- [157] **Mrzljak, V., I. Poljak, and T. Mrakovčić**, (2017). Energy and exergy analysis of the turbo-generators and steam turbine for the main feed water pump drive on LNG carrier. *Energy Conversion and Management* **140**(Supplement C): p. 307-323.
- [158] **Mrzljak, V., I. Poljak, and V. Medica-Viola**, (2017). Thermodynamical analysis of high-pressure feed water heater in steam propulsion system during exploitation. *Brodogradnja* **68**(2): p. 45-61.
- [159] **Ekanem Attah, E. and R. Bucknall**, (2015). An analysis of the energy efficiency of LNG ships powering options using the EEDI. *Ocean Engineering* **110**(Part B): p. 62-74.
- [160] **Olszewski, W.**, (2011). Possible use of combined Diesel engine/steam turbine systems in ship power plants. *Zeszyty Naukowe/Akademia Morska w Szczecinie*: p. 88-94.
- [161] **Dzida, M. and W. Olszewski**, (2011). Comparing combined gas turbine/steam turbine and marine low speed piston engine/steam turbine systems in naval applications. *Polish maritime research*: p. 43-48.
- [162] **Jefferson, M., P. Zhou, and G. Hindmarch**, (2003). Analysis by computer simulation of a combined gas turbine and steam turbine (COGAS) system for marine propulsion. *Journal of Marine Engineering & Technology* **2**(1): p. 43-53.

- [163] **Mito, M.T., M.A. Teamah, W.M. El-Maghlany, and A.I. Shehata**, (2018). Utilizing the scavenge air cooling in improving the performance of marine diesel engine waste heat recovery systems. *Energy* **142**(Supplement C): p. 264-276.
- [164] **Benvenuto, G., U. Campora, and A. Trucco**, (2014). Comparison of ship plant layouts for power and propulsion systems with energy recovery. *Journal of Marine Engineering & Technology* **13**(3): p. 3-15.
- [165] **Heywood, J.B.**, (1988). *Internal Combustion Engine Fundamentals*. New York: McGraw-Hill.
- [166] **Kanoğlu, M., S. Kazım Işık, and A. Abuşoğlu**, (2005). Performance characteristics of a Diesel engine power plant. *Energy Conversion and Management* **46**(11): p. 1692-1702.
- [167] **Kanoglu, M., I. Dincer, and M.A. Rosen**, (2008). Exergetic performance investigation of a turbocharged stationary diesel engine. *International Journal of Exergy* **5**(2): p. 193-203.
- [168] **Abusoglu, A. and M. Kanoglu**, (2009). Exergetic and thermoeconomic analyses of diesel engine powered cogeneration: Part 1 – Formulations. *Applied Thermal Engineering* **29**(2): p. 234-241.
- [169] **Abusoglu, A. and M. Kanoglu**, (2009). Exergetic and thermoeconomic analyses of diesel engine powered cogeneration: Part 2 – Application. *Applied Thermal Engineering* **29**(2): p. 242-249.
- [170] **Gökalp, B., H.S. Soyhan, H.İ. Saraç, D. Bostan, and Y. Şengün**, (2009). Biodiesel Addition to Standard Diesel Fuels and Marine Fuels Used in a Diesel Engine: Effects on Emission Characteristics and First- and Second-Law Efficiencies. *Energy & Fuels* **23**(4): p. 1849-1857.
- [171] **Caliskan, H., M.E. Tat, and A. Hepbasli**, (2010). A review on exergetic analysis and assessment of various types of engines. *International Journal of Exergy* **7**(3): p. 287-310.
- [172] **Bourhis, G. and P. Leduc**, (2010). Energy and Exergy Balances for Modern Diesel and Gasoline Engines. *Oil Gas Sci. Technol. – Rev. IFP* **65**(1): p. 39-46.
- [173] **He, M.Y., H.T. Gao, Y.H. Wang, W. Yan, Q. Yin, and J. Dong**, (2013). Thermodynamic Analysis of Ethanol Diesel-Oil Alternative Fuel. *Advanced Materials Research* **724-725**: p. 1005-1008.
- [174] **Chintala, V. and K.A. Subramanian**, (2014). Assessment of maximum available work of a hydrogen fueled compression ignition engine using exergy analysis. *Energy* **67**: p. 162-175.
- [175] **Açikkalp, E., H. Yamik, and Y. İçingür**, (2014). Performance of a compression ignition engine operated with sunflower ethyl ester under different engine loads. *Journal of Energy in Southern Africa* **25**: p. 81-90.
- [176] **Reifarth, S., N. Tillmark, and H.-E. Ångström**, (2015). Exergy and energy analysis of high-pressure and low-pressure exhaust gas recirculation system of a diesel engine. *International Journal of Exergy* **17**(3): p. 313-334.

- [177] **Shelar, M.N., S.D. Bagade, and G.N. Kulkarni**, (2016). Energy and Exergy Analysis of Diesel Engine Powered Trigeneration Systems. *Energy Procedia* **90**: p. 27-37.
- [178] **Mattson, J., C. Langness, and C. Depcik**, (2018). Exergy Analysis of Dual-Fuel Operation with Diesel and Moderate Amounts of Compressed Natural Gas in a Single-Cylinder Engine. *Combustion Science and Technology* **190**(3): p. 471-489.
- [179] **Gökalp, B.**, (2018). Exergy analysis and performance of a tug boat power generator using kerosene fuel blended with aspire methly ester. *Fuel* **229**: p. 180-188.
- [180] **Verma, P., A. Zare, M. Jafari, T.A. Bodisco, T. Rainey, Z.D. Ristovski, and R.J. Brown**, (2018). Diesel engine performance and emissions with fuels derived from waste tyres. *Scientific Reports* **8**(1): p. 2457.
- [181] **Schuster, A., S. Karellas, E. Kakaras, and H. Spliethoff**, (2009). Energetic and economic investigation of Organic Rankine Cycle applications. *Applied Thermal Engineering* **29**(8): p. 1809-1817.
- [182] **Quoilin, S., M. Van Den Broek, S. Declaye, P. Dewallef, and V. Lemort**, (2013). Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* **22**: p. 168-186.
- [183] **Bronicki, L.Y.**, (2017). 2 - History of Organic Rankine Cycle systems, in *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems*. Woodhead Publishing. p. 25-66.
- [184] **Colonna, P., E. Casati, C. Trapp, T. Mathijssen, J. Larjola, T. Turunen-Saaresti, and A. Uusitalo**, (2015). Organic Rankine Cycle Power Systems: From the Concept to Current Technology, Applications, and an Outlook to the Future. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* **137**(10): p. 100801-100801-19.
- [185] **Ahmadi, P., I. Dincer, and M.A. Rosen**, (2012). Exergo-environmental analysis of an integrated organic Rankine cycle for trigeneration. *Energy Conversion and Management* **64**: p. 447-453.
- [186] **Liu, C., C. He, H. Gao, H. Xie, Y. Li, S. Wu, and J. Xu**, (2013). The environmental impact of organic Rankine cycle for waste heat recovery through life-cycle assessment. *Energy* **56**: p. 144-154.
- [187] **Vaja, I. and A. Gambarotta**, (2010). Internal Combustion Engine (ICE) bottoming with Organic Rankine Cycles (ORCs). *Energy* **35**(2): p. 1084-1093.
- [188] **Srinivasan, K.K., P.J. Mago, and S.R. Krishnan**, (2010). Analysis of exhaust waste heat recovery from a dual fuel low temperature combustion engine using an Organic Rankine Cycle. *Energy* **35**(6): p. 2387-2399.
- [189] **Zhu, S., K. Deng, and S. Qu**, (2013). Energy and exergy analyses of a bottoming Rankine cycle for engine exhaust heat recovery. *Energy* **58**: p. 448-457.

- [190] **Mago, P.J. and L.M. Chamra**, (2008). Exergy analysis of a combined engine-organic Rankine cycle configuration. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* **222**(8): p. 761-770.
- [191] **Wang, E.H., H.G. Zhang, B.Y. Fan, M.G. Ouyang, Y. Zhao, and Q.H. Mu**, (2011). Study of working fluid selection of organic Rankine cycle (ORC) for engine waste heat recovery. *Energy* **36**(5): p. 3406-3418.
- [192] **Wang, E.H., H.G. Zhang, Y. Zhao, B.Y. Fan, Y.T. Wu, and Q.H. Mu**, (2012). Performance analysis of a novel system combining a dual loop organic Rankine cycle (ORC) with a gasoline engine. *Energy* **43**(1): p. 385-395.
- [193] **Pierobon, L., T.-V. Nguyen, U. Larsen, F. Haglind, and B. Elmegaard**, (2013). Multi-objective optimization of organic Rankine cycles for waste heat recovery: Application in an offshore platform. *Energy* **58**: p. 538-549.
- [194] **Xu, J. and C. Yu**, (2014). Critical temperature criterion for selection of working fluids for subcritical pressure Organic Rankine cycles. *Energy* **74**: p. 719-733.
- [195] **Wang, X.-Q., X.-P. Li, Y.-R. Li, and C.-M. Wu**, (2015). Payback period estimation and parameter optimization of subcritical organic Rankine cycle system for waste heat recovery. *Energy* **88**: p. 734-745.
- [196] **Vivian, J., G. Manente, and A. Lazzaretto**, (2015). A general framework to select working fluid and configuration of ORCs for low-to-medium temperature heat sources. *Applied Energy* **156**: p. 727-746.
- [197] **Hærvig, J., K. Sørensen, and T.J. Condra**, (2016). Guidelines for optimal selection of working fluid for an organic Rankine cycle in relation to waste heat recovery. *Energy* **96**: p. 592-602.
- [198] **Choi, B.C. and Y.M. Kim**, (2013). Thermodynamic analysis of a dual loop heat recovery system with trilateral cycle applied to exhaust gases of internal combustion engine for propulsion of the 6800 TEU container ship. *Energy* **58**: p. 404-416.
- [199] **Yun, E., H. Park, S.Y. Yoon, and K.C. Kim**, (2015). Dual parallel organic Rankine cycle (ORC) system for high efficiency waste heat recovery in marine application. *Journal of Mechanical Science and Technology* **29**(6): p. 2509-2515.
- [200] **Bellolio, D.S.A., V. Lemort, and P. Rigo**. (2015). Organic Rankine cycles systems for waste heat recovery in marine applications. in *International Conference on Shipping in Changing Climates*. Glasgow: University of Strathclyde.
- [201] **Yang, M.-H. and R.-H. Yeh**, (2015). Thermodynamic and economic performances optimization of an organic Rankine cycle system utilizing exhaust gas of a large marine diesel engine. *Applied Energy* **149**: p. 1-12.

- [202] **Yang, M.-H.**, (2015). Thermal and economic analyses of a compact waste heat recovering system for the marine diesel engine using transcritical Rankine cycle. *Energy Conversion and Management* **106**: p. 1082-1096.
- [203] **Soffiato, M., C.A. Frangopoulos, G. Manente, S. Rech, and A. Lazzaretto**, (2015). Design optimization of ORC systems for waste heat recovery on board a LNG carrier. *Energy Conversion and Management* **92**: p. 523-534.
- [204] **Kalikatzarakis, M. and C.A. Frangopoulos**, (2015). Multi-criteria selection and thermo-economic optimization of Organic Rankine Cycle system for a marine application. *International Journal of Thermodynamics* **18**(2): p. 133-141.
- [205] **Shu, G., P. Liu, H. Tian, X. Wang, and D. Jing**, (2017). 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**: p. 107-123.
- [206] **Mondejar, M.E., J.G. Andreasen, L. Pierobon, U. Larsen, M. Thern, and F. Haglind**, (2018). A review of the use of organic Rankine cycle power systems for maritime applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* **91**: p. 126-151.
- [207] **Szargut, J., D.R. Morris, and F.R. Steward**, (1988). *Exergy analysis of thermal, chemical, and metallurgical processes*. Hemisphere.
- [208] **Wang, L.**, (2016) Thermo-economic Evaluation, Optimization and Synthesis of Large-scale Coal-fired Power Plants, in *Institut für Energietechnik*. Technische Universität Berlin: Berlin.
- [209] **Coleman, M.J.**, (2013) Ship Weight Reduction and Efficiency Enhancement Through Combined Power Cycles. Florida State University: Tallahassee, Florida.
- [210] **Çengel, Y.A. and A.J. Ghajar**, (2015). *Heat and mass transfer : fundamentals & applications*.

## **EKLER**

**EK A:** ORGANİK AKIŞKANLARIN KULLANILDIKLARI SİSTEMLERE GÖRE  
TERMODİNAMİK VERİLERİ

**EK B:** ISI DEĞİŞTİRİCİ YÜZEY ALANLARININ HESAPLANMASI







**EK A : ORGANİK AKIŞKANLARIN KULLANILDIKLARI SİSTEMLERE  
GÖRE TERMODİNAMİK VERİLERİ**

Gemi konsept organik Rankine çevrimlerinde birinci sistem, egzoz gazını (Exh) ana ısı kaynağı olarak kullanmaktadır. İkinci sistem ise süpürme havasını (SAC) ana ısı kaynağı olarak kullanmaktadır.

**Çizelge A. 1 : Siklopentan'ın iki sistem için termodinamik verileri.**

Birinci Sistem (Exh)				İkinci Sistem (SAC)					
Akış m	P	T	ex	Akış m	P	T	ex		
kg/s	bar	°C	kJ/kg	kg/s	bar	°C	kJ/kg		
1	2,844642	13,58626	26,76375	2,09709	1	8,643472	4,006834	26,30086	0,789428
2	2,844642	13,38626	66,34	9,560317	2	8,643472	3,806834	66,34	8,298077
3	2,844642	13,23626	156,9329	62,15904	3	8,643472	3,656834	94,6013	19,33163
4	2,844642	13,23626	156,9329	155,2766	4	8,643472	3,656834	94,6013	95,48645
5	2,844642	0,462582	60,93911	20,93973	5	8,643472	0,462582	38,3353	17,72391
6	2,844642	0,442582	26,12806	0,30278	6	8,643472	0,442582	26,12806	0,30278
7	10	3,08	74,34	22,7198	7	10	3,08	74,34	22,7198
8	10	2,88	69,18369	19,14581	8	10	2,88	58,45284	12,64397
9	47,68576	1	188,4017	38,20509	9	46,81389	3,046559	173,5234	124,7914
10	47,68576	1	171,9329	32,07334	10	46,81389	3,046559	109,6013	105,0514
11	47,68576	1	159,6961	27,7867	11	46,81389	3,046559	98,70383	102,4477
12	95,84591	4,29	20	0,506237	12	271,8816	4,29	20	0,506237
13	95,84591	2,29	23,26533	0,611991	13	271,8816	2,29	23,26533	0,611991

**Çizelge A. 2 : Dietil Eter'in iki sistem için termodinamik verileri.**

Birinci Sistem (Exh)				İkinci Sistem (SAC)					
Akış m	P	T	ex	Akış m	P	T	ex		
kg/s	bar	°C	kJ/kg	kg/s	bar	°C	kJ/kg		
1	3,084379	22,08064	26,86303	3,476407	1	9,94002	6,450304	26,16803	1,247537
2	3,084379	21,88064	66,34	12,76947	2	9,94002	6,250304	66,34	10,64016
3	3,084379	21,73064	161,431	80,18704	3	9,94002	6,100304	96,96567	25,37082
4	3,084379	21,73064	161,431	143,9454	4	9,94002	6,100304	96,96567	90,62762
5	3,084379	0,760345	70,58723	22,63853	5	9,94002	0,760345	49,77229	17,61768
6	3,084379	0,740345	25,91218	0,432467	6	9,94002	0,740345	25,91218	0,432467
7	10	3,08	74,34	22,7198	7	10	3,08	74,34	22,7198
8	10	2,88	67,35889	17,95381	8	10	2,88	51,33998	9,02863
9	47,68576	1	188,4017	38,20509	9	46,81389	3,046559	173,5234	124,7914
10	47,68576	1	176,431	33,7077	10	46,81389	3,046559	111,9657	105,6484
11	47,68576	1	159,7156	27,79334	11	46,81389	3,046559	95,46796	101,7227
12	128,1416	4,29	20	0,506237	12	378,4557	4,29	20	0,506237
13	128,1416	2,29	22,61604	0,539653	13	378,4557	2,29	22,61604	0,539653

**Çizelge A. 3 : Hekzan'ın iki sistem için termodinamik verileri.**

Birinci Sistem (Exh)					İkinci Sistem (SAC)				
Akış	m	P	T	ex	Akış	m	P	T	ex
	kg/s	bar	°C	kJ/kg		kg/s	bar	°C	kJ/kg
1	2,820209	9,298826	25,92019	1,700922	1	9,544642	2,548913	25,61446	0,660559
2	2,820209	9,098826	66,34	10,86044	2	9,544642	2,348913	66,34	9,855037
3	2,820209	8,948826	159,0598	73,95487	3	9,544642	2,198913	95,64248	23,55463
4	2,820209	8,948826	159,0598	156,5805	4	9,544642	2,198913	95,64248	92,09387
5	2,820209	0,226409	89,93638	30,66454	5	9,544642	0,226409	56,83278	20,19834
6	2,820209	0,206409	25,50803	0,29938	6	9,544642	0,206409	25,50803	0,29938
7	10	3,08	74,34	22,7198	7	10	3,08	74,34	22,7198
8	10	2,88	67,96865	18,34824	8	10	2,88	52,56663	9,611381
9	47,68576	1	188,4017	38,20509	9	46,81389	3,046559	173,5234	124,7914
10	47,68576	1	174,0598	32,84228	10	46,81389	3,046559	110,6425	105,3129
11	47,68576	1	159,5757	27,74571	11	46,81389	3,046559	95,78837	101,7935
12	90,22354	4,29	20	0,506237	12	265,9397	4,29	20	0,506237
13	90,22354	2,29	23,66876	0,659831	13	265,9397	2,29	23,66876	0,659831

**Çizelge A. 4 : İzohexzan'ın iki sistem için termodinamik verileri.**

Birinci Sistem (Exh)					İkinci Sistem (SAC)				
Akış	m	P	T	ex	Akış	m	P	T	ex
	kg/s	bar	°C	kJ/kg		kg/s	bar	°C	kJ/kg
1	2,901835	11,20494	26,3628	2,035133	1	10,08613	3,147131	25,98969	0,780535
2	2,901835	11,00494	66,34	11,13703	2	10,08613	2,947131	66,34	9,927106
3	2,901835	10,85494	160,0012	75,84503	3	10,08613	2,797131	96,06724	23,91728
4	2,901835	10,85494	160,0012	151,207	4	10,08613	2,797131	96,06724	88,60538
5	2,901835	0,312463	92,19927	30,74658	5	10,08613	0,312463	58,38469	19,61547
6	2,901835	0,292463	25,85699	0,335867	6	10,08613	0,292463	25,85699	0,335867
7	10	3,08	74,34	22,7198	7	10	3,08	74,34	22,7198
8	10	2,88	67,87242	18,28574	8	10	2,88	51,59445	9,14811
9	47,68576	1	188,4017	38,20509	9	46,81389	3,046559	173,5234	124,7914
10	47,68576	1	175,0012	33,18486	10	46,81389	3,046559	111,0672	105,4203
11	47,68576	1	159,7914	27,81917	11	46,81389	3,046559	95,08134	101,6376
12	95,2231	4,29	20	0,506237	12	285,4456	4,29	20	0,506237
13	95,2231	2,29	23,47717	0,636835	13	285,4456	2,29	23,47717	0,636835

**Çizelge A. 5 : İzopentan'ın iki sistem için termodinamik verileri.**

Birinci Sistem (Exh)				İkinci Sistem (SAC)					
Akış	m	P	T	ex	Akış	m	P	T	ex
	kg/s	bar	°C	kJ/kg		kg/s	bar	°C	kJ/kg
1	3,152172	23,35782	26,88809	4,10635	1	10,46395	7,178702	26,03355	1,452821
2	3,152172	23,15782	66,34	13,32556	2	10,46395	6,978702	66,34	10,79179
3	3,152172	23,00782	162,6269	85,49442	3	10,46395	6,828702	97,42288	26,06168
4	3,152172	23,00782	162,6269	141,9578	4	10,46395	6,828702	97,42288	87,85937
5	3,152172	0,960892	78,15189	24,18311	5	10,46395	0,960892	53,82282	17,34933
6	3,152172	0,940892	25,70071	0,42856	6	10,46395	0,940892	25,70071	0,42856
7	10	3,08	74,34	22,7198	7	10	3,08	74,34	22,7198
8	10	2,88	67,28128	17,90388	8	10	2,88	50,27891	8,538456
9	47,68576	1	188,4017	38,20509	9	46,81389	3,046559	173,5234	124,7914
10	47,68576	1	177,6269	34,14739	10	46,81389	3,046559	112,4229	105,7652
11	47,68576	1	159,5191	27,72644	11	46,81389	3,046559	94,47962	101,5057
12	147,8976	4,29	20	0,506237	12	440,1859	4,29	20	0,506237
13	147,8976	2,29	22,30065	0,506594	13	440,1859	2,29	22,30065	0,506594

**Çizelge A. 6 : Pentan'ın iki sistem için termodinamik verileri.**

Birinci Sistem (Exh)				İkinci Sistem (SAC)					
Akış	m	P	T	ex	Akış	m	P	T	ex
	kg/s	bar	°C	kJ/kg		kg/s	bar	°C	kJ/kg
1	2,972772	19,62731	26,56263	3,467815	1	9,803141	5,844956	25,87115	1,228211
2	2,972772	19,42731	66,34	12,83551	2	9,803141	5,644956	66,34	10,69006
3	2,972772	19,27731	161,2473	82,78769	3	9,803141	5,494956	96,66492	25,56469
4	2,972772	19,27731	161,2473	149,8982	4	9,803141	5,494956	96,66492	91,86452
5	2,972772	0,719092	78,27631	25,06875	5	9,803141	0,719092	52,68487	17,95864
6	2,972772	0,699092	25,61103	0,391303	6	9,803141	0,699092	25,61103	0,391303
7	10	3,08	74,34	22,7198	7	10	3,08	74,34	22,7198
8	10	2,88	67,53862	18,06967	8	10	2,88	51,42735	9,069566
9	47,68576	1	188,4017	38,20509	9	46,81389	3,046559	173,5234	124,7914
10	47,68576	1	176,2473	33,64034	10	46,81389	3,046559	111,6649	105,5719
11	47,68576	1	159,5577	27,73959	11	46,81389	3,046559	95,2102	101,6659
12	141,4686	4,29	20	0,506237	12	418,2209	4,29	20	0,506237
13	141,4686	2,29	22,37676	0,514447	13	418,2209	2,29	22,37676	0,514447

**Çizelge A. 7 : R11'in iki sistem için termodinamik verileri.**

Birinci Sistem (Exh)				İkinci Sistem (SAC)					
Akış m	P	T	ex	Akış m	P	T	ex		
kg/s	bar	°C	kJ/kg	kg/s	bar	°C	kJ/kg		
1	7,11778	24,62997	28,64151	1,846625	1	20,0525	7,816819	27,69143	0,692692
2	7,11778	24,42997	66,34	5,249784	2	20,0525	7,616819	66,34	4,150328
3	7,11778	24,27997	158,4214	29,14058	3	20,0525	7,466819	95,46394	9,299551
4	7,11778	24,27997	158,4214	63,23281	4	20,0525	7,466819	95,46394	41,95867
5	7,11778	1,16924	35,07707	8,151579	5	20,0525	1,16924	32,51115	8,055318
6	7,11778	1,14924	27,31211	0,234788	6	20,0525	1,14924	27,31211	0,234788
7	10	3,08	74,34	22,7198	7	10	3,08	74,34	22,7198
8	10	2,88	68,58024	18,74778	8	10	2,88	57,61176	12,18698
9	47,68576	1	188,4017	38,20509	9	46,81389	3,046559	173,5234	124,7914
10	47,68576	1	173,4214	32,61076	10	46,81389	3,046559	110,4639	105,2679
11	47,68576	1	159,5948	27,75219	11	46,81389	3,046559	98,71736	102,4508
12	83,97785	4,29	20	0,506237	12	234,5723	4,29	20	0,506237
13	83,97785	2,29	23,81365	0,677551	13	234,5723	2,29	23,81365	0,677551

**Çizelge A. 8 : R113'ün iki sistem için termodinamik verileri.**

Birinci Sistem (Exh)				İkinci Sistem (SAC)					
Akış m	P	T	ex	Akış m	P	T	ex		
kg/s	bar	°C	kJ/kg	kg/s	bar	°C	kJ/kg		
1	7,373887	14,67161	26,21811	1,055065	1	23,59621	4,262619	25,70785	0,383129
2	7,373887	14,47161	66,34	4,693842	2	23,59621	4,062619	66,34	4,047113
3	7,373887	14,32161	159,0605	28,77597	3	23,59621	3,912619	95,39308	9,322283
4	7,373887	14,32161	159,0605	60,37529	4	23,59621	3,912619	95,39308	37,08854
5	7,373887	0,477564	73,52757	9,462743	5	23,59621	0,477564	50,37868	7,221224
6	7,373887	0,457564	25,52045	0,137384	6	23,59621	0,457564	25,52045	0,137384
7	10	3,08	74,34	22,7198	7	10	3,08	74,34	22,7198
8	10	2,88	67,72763	18,19187	8	10	2,88	52,84382	9,745442
9	47,68576	1	188,4017	38,20509	9	46,81389	3,046559	173,5234	124,7914
10	47,68576	1	174,0605	32,84256	10	46,81389	3,046559	110,3931	105,2501
11	47,68576	1	159,5749	27,74545	11	46,81389	3,046559	96,22035	101,8893
12	126,853	4,29	20	0,506237	12	370,5527	4,29	20	0,506237
13	126,853	2,29	22,61702	0,539758	13	370,5527	2,29	22,61702	0,539758

**Çizelge A. 9 : R141b'nin iki sistem için termodinamik verileri.**

Birinci Sistem (Exh)				İkinci Sistem (SAC)					
Akış	m	P	T	ex	Akış	m	P	T	ex
	kg/s	bar	°C	kJ/kg		kg/s	bar	°C	kJ/kg
1	5,420243	21,09931	27,83779	1,920465	1	15,89914	6,517539	27,09961	0,724409
2	5,420243	20,89931	66,34	6,436883	2	15,89914	6,317539	66,34	5,292882
3	5,420243	20,74931	158,3604	37,61486	3	15,89914	6,167539	95,8547	12,16782
4	5,420243	20,74931	158,3604	82,55347	4	15,89914	6,167539	95,8547	53,25957
5	5,420243	0,859866	49,32407	10,92812	5	15,89914	0,859866	37,47047	10,06767
6	5,420243	0,839866	26,81052	0,258443	6	15,89914	0,839866	26,81052	0,258443
7	10	3,08	74,34	22,7198	7	10	3,08	74,34	22,7198
8	10	2,88	68,45503	18,66566	8	10	2,88	56,67196	11,68562
9	47,68576	1	188,4017	38,20509	9	46,81389	3,046559	173,5234	124,7914
10	47,68576	1	173,3604	32,58868	10	46,81389	3,046559	110,8547	105,3665
11	47,68576	1	159,5945	27,75211	11	46,81389	3,046559	98,45164	102,3904
12	93,06154	4,29	20	0,506237	12	262,2057	4,29	20	0,506237
13	93,06154	2,29	23,45547	0,634263	13	262,2057	2,29	23,45547	0,634263

**Çizelge A. 10 : R365mfc'nin iki sistem için termodinamik verileri.**

Birinci Sistem (Exh)				İkinci Sistem (SAC)					
Akış	m	P	T	ex	Akış	m	P	T	ex
	kg/s	bar	°C	kJ/kg		kg/s	bar	°C	kJ/kg
1	5,570361	21,7139	26,45349	1,920858	1	18,64535	5,875597	25,76537	0,650115
2	5,570361	21,5139	66,34	7,41785	2	18,64535	5,675597	66,34	6,204292
3	5,570361	21,3639	162,6307	48,20295	3	18,64535	5,525597	97,50458	15,05944
4	5,570361	21,3639	162,6307	80,14393	4	18,64535	5,525597	97,50458	49,72142
5	5,570361	0,6	80,42151	14,28855	5	18,64535	0,6	55,60515	10,147
6	5,570361	0,58	25,53337	0,224827	6	18,64535	0,58	25,53337	0,224827
7	10	3,08	74,34	22,7198	7	10	3,08	74,34	22,7198
8	10	2,88	66,83564	17,61844	8	10	2,88	48,668	7,819127
9	47,68576	1	188,4017	38,20509	9	46,81389	3,046559	173,5234	124,7914
10	47,68576	1	177,6307	34,14879	10	46,81389	3,046559	112,5046	105,7861
11	47,68576	1	159,4867	27,71544	11	46,81389	3,046559	93,96268	101,3931
12	145,2052	4,29	20	0,506237	12	434,7078	4,29	20	0,506237
13	145,2052	2,29	22,37771	0,514545	13	434,7078	2,29	22,37771	0,514545

**Çizelge A. 11 : R123 ve R245ca'nın ikinci sistem için termodinamik verileri.**

İkinci Sistem (SAC) R123				İkinci Sistem (SAC) R245CA					
Akış m	P	T	ex	Akış m	P	T	ex		
kg/s	bar	°C	kJ/kg	kg/s	bar	°C	kJ/kg		
1	21,50623	7,720866	27,04204	0,699699	1	18,29538	9,369431	26,86316	0,918879
2	21,50623	7,520866	66,34	4,732513	2	18,29538	9,169431	66,34	6,385498
3	21,50623	7,370866	97,17195	11,11116	3	18,29538	9,019431	98,63597	15,54734
4	21,50623	7,370866	97,17195	41,23058	4	18,29538	9,019431	98,63597	50,58847
5	21,50623	0,992267	43,02419	7,931955	5	18,29538	1,083302	49,51992	10,04308
6	21,50623	0,972267	26,68992	0,232932	6	18,29538	1,063302	26,51734	0,312924
7	10	3,08	74,34	22,7198	7	10	3,08	74,34	22,7198
8	10	2,88	53,2173	9,927458	8	10	2,88	49,93246	8,381216
9	46,81389	3,046559	173,5234	124,7914	9	46,81389	3,046559	173,5234	124,7914
10	46,81389	3,046559	112,172	105,7011	10	46,81389	3,046559	113,636	106,0769
11	46,81389	3,046559	96,73122	102,0031	11	46,81389	3,046559	94,94428	101,6075
12	294,3982	4,29	20	0,506237	12	334,58	4,29	20	0,506237
13	294,3982	2,29	23,24748	0,609925	13	334,58	2,29	23,00591	0,582398

**Çizelge A. 12 : R1233zD(E) ve RE245fa2'nin ikinci sistem için termodinamik verileri.**

İkinci Sistem (SAC) R1233 ZD( E )				İkinci Sistem (SAC) RE245FA2					
Akış m	P	T	ex	Akış m	P	T	ex		
kg/s	bar	°C	kJ/kg	kg/s	bar	°C	kJ/kg		
1	19,62779	10,69302	27,5737	1,082881	1	20,07497	8,428529	26,57076	0,825465
2	19,62779	10,49302	66,34	5,937204	2	20,07497	8,228529	66,34	6,121313
3	19,62779	10,34302	99,64134	14,46402	3	20,07497	8,078529	99,18212	15,21218
4	19,62779	10,34302	99,64134	46,87864	4	20,07497	8,078529	99,18212	47,01684
5	19,62779	1,416111	43,43955	9,156756	5	20,07497	0,923026	54,00707	9,623749
6	19,62779	1,396111	27,08005	0,336629	6	20,07497	0,903026	26,23774	0,276055
7	10	3,08	74,34	22,7198	7	10	3,08	74,34	22,7198
8	10	2,88	51,30136	9,010562	8	10	2,88	48,29047	7,654909
9	46,81389	3,046559	173,5234	124,7914	9	46,81389	3,046559	173,5234	124,7914
10	46,81389	3,046559	114,6413	106,3375	10	46,81389	3,046559	114,1821	106,2182
11	46,81389	3,046559	96,09377	101,8612	11	46,81389	3,046559	93,90177	101,3799
12	280,7922	4,29	20	0,506237	12	368,5013	4,29	20	0,506237
13	280,7922	2,29	23,48366	0,637606	13	368,5013	2,29	22,80444	0,56005

## EK B : ISI DEĞİŞTİRİCİ YÜZEY ALANLARININ HESAPLANMASI

Isı değiştircilerin yüzeyleinin hesaplanmasında, ısı değiştirciler karşı akışlı olarak kabul edilmiştir. Üniversal ısı iletim katsayıları hesaplamann geręekleřtirildięi bölümlerde belirtildiği üzere literatürden alınmıştır. Logaritmik ortalama sıcaklık farkı,  $\Delta T_{LM}$ , yaklaşımla yüzey alanları hesabı yapılmıştır [210]:

$$A = \frac{\dot{Q}}{U \Delta T_{LM}} \quad (B1.1)$$







## ÖZGEÇMİŞ

**Ad-Soyad** :Turgay Koroğlu  
**E-posta** : koroglu-t@hotmail.com

### ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2010, Yıldız Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği
- **Lisans** : 2008 - 2009 Erasmus değişim öğrenciliği, University of Strathclyde, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği,
- **Doktora** : 2016 - 2017 Erasmus değişim öğrenciliği, *Graz University of Technology*, Institute of Chemical Engineering and Environmental Technology, Graz, Avusturya

### MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 2010 – 2011, Araştırma Görevlisi – Gemi Makine İşletme Mühendisliği, Zirve Üniversitesi
- 2011 – 2012, Araştırma Görevlisi – Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Müh, Balıkesir Üniversitesi
- 2012 - 2015, Araştırma Görevlisi - Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Müh, İstanbul Teknik Üniversitesi
- 2015 – 2018, Araştırma Görevlisi – Denizcilik Fakültesi, İstanbul Teknik Üniversitesi
- 2018 – , Araştırma Görevlisi - Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Müh, Bandırma Onyed Eylül Üniversitesi
- Türk Loydu Vakfı Bursu
- TÜBİTAK 2217 Yaz Okulu Burs Programı (İki kez)
- Lloyd's Register Foundation Araştırma Bursu
- TÜBİTAK 2237 Proje Eğitimleri Burs Programı
- 2016- 2017, *Doktora Araştırması*, *Graz University of Technology*, Institute of Chemical Engineering and Environmental Technology, Graz, Austria
- 2013-2013, *Doktora Araştırması*, University of Southampton, Southampton, UK

## DOKTORA TEZİNDEN TÜRETİLEN YAYINLAR, VE SUNUMLAR:

- **Koroglu,T.**, Sogut, O.S., Conventional and Advanced Exergy Analyses of a Marine Steam Power Plant, *Energy*, 2018, Volume: 163 (15 November 2018), pp:392-403 <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.08.119>.
- **Koroglu,T.**, Sogut, O.S., Advanced Exergoeconomic Analysis of Organic Rankine Cycle Waste Heat Recovery System of a Marine Power Plant, *International Journal of Thermodynamics*, 2017, Vol. 20 (No. 3), pp. 140-151, doi: 10.5541/eoguijt.336700
- **Koroglu,T.**, Sogut, O.S., Advanced exergy analysis of an Organic Rankine Cycle waste heat recovery system of a marine power plant, *Journal of Thermal Engineering*, 2017, Volume: 3, Issue: 2, (APR 2017), pp:1136-1148 DOI: 10.18186/thermal.298614
- **Koroglu,T.**, Sogut, O.S., Splitting costs of a marine diesel engine waste heat recovery system into avoidable and unavoidable parts, *The International Maritime Association of the Mediterranean 2017 Conference*, 09-11 October 2017, Lisbon, Portugal, pp:1015-1022
- **Koroglu,T.**, Sogut, O.S., Avoidable Exergoenvironmental Impact of Organic Rankine Cycle Waste Heat Recovery System of a Marine Power Plant, *The 30th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems*, 02-06 July 2017, San Diego, California USA, pp. 410:420
- **Koroglu,T.**, Sogut, O.S., Advanced Exergoeconomic Analysis of Organic Rankine Cycle Waste Heat Recovery System of a Marine Power Plant , *The 29th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems*, 19-23 June 2016, Portorož, Slovenia
- **Koroglu,T.**, Sogut, O.S., Advanced exergy analysis of a Marine Diesel Engine waste heat recovery system, *International Conference on Shipping in Changing Climates 2015*, 24-26<sup>th</sup> November 2015, Glasgow UK, pp. 521:533
- **Koroglu,T.**, Sogut, O.S., Advanced exergy analysis of an Organic Rankine Cycle waste heat recovery system of a marine power plant, *International Conference on Energy Systems 2015*, 23-25<sup>th</sup> December 2015, Istanbul Turkey, pp. 209:218

## DİĞER YAYINLAR VE SUNUMLAR:

- S Chakraborty, A S Dzielendziak, **T Köroğlu**, K Yang (writers); R A Sheno, P A Wilson, S S Bennett (Ed.), "Evaluation of smart eco-friendly public transport options in coastal cities: Towards a green future for the city of Southampton", 9/2013, Vol. 2, ISBN: 978-0-854-32969-4, Southampton: University of Southampton
- **Koroglu,T.**, Karakurt A.S., Gunes U., Performance Analysis of a Steam Power Plant with District Heating, *The 29th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems*, 19-23 June 2016, Portorož, Slovenia

- **Koroglu,T.**, Hacker V., Exergy analysis of a polymer electrolyte fuel cell (PEFC), 3rd International Workshop on Hydrogen and Fuel Cells in 10th International Summer School on Advanced Studies of Polymer Electrolyte Fuel Cells, 20-25<sup>th</sup> August 2017, Yokohama, Japan, pp. 45-46



