

**T.C.
MANİSA CELAL BAYAR ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE VE İMALAT MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
TERMODİNAMİK VE ISI TEKNİĞİ BİLİM DALI**

**EVAPORATİF SOĞUTMALI BİNARY JEOTERMAL ENERJİ SANTRALİNİN
PERFORMANSININ EKSERJİ ANALİZİ İLE DEĞERLENDİRİLMESİ**

Ali ŞİMŞEK

**Danışman
Dr. Öğr. Üyesi Ayşegül GÜNGÖR ÇELİK**



MANİSA-2025

ALİ ŞİMŞEK

EVAPORATİF SOĞUTMALI BİNARY JEOTERMAL ENERJİ
SANTRALİNİN PERFORMANSININ EKSERJİ ANALİZİ İLE
DEĞERLENDİRİLMESİ

2025

TAAHHÜTNAME

Bu tezin Manisa Celal Bayar Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Makine ve İmalat Mühendisliği Anabilim Dalında etik kurallara uygun olarak yazıldığını ve kullanılan tüm literatür bilgilerinin referans gösterilerek tezde yer aldığını beyan ederim.

Ali ŞİMŞEK



ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

Ali ŞİMŞEK
Manisa Celal Bayar Üniversitesi
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü
Makine ve İmalat Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Ayşegül GÜNGÖR ÇELİK

Jeotermal enerji yenilenebilir ve sürdürülebilir bir kaynaktır; ancak, verimli kullanımı genellikle operasyonel verimsizlikler ve yetersiz sistem yönetimi nedeniyle sınırlıdır. Performansı iyileştirmek ve uzun vadeli sürdürülebilirliği sağlamak için ayrıntılı enerji değerlendirmeleri gereklidir. Bu çalışma, gerçek işletme verilerine dayalı olarak, ekserji analizi kullanarak hava soğutmalı ve evaporatif soğutma konfigürasyonlarını dikkate alarak bir ikili jeotermal enerji santralinin (GPP) performansının karşılaştırmalı bir değerlendirmesini amaçlamaktadır. Genel sistem verimliliğini ve tek tek bileşenlerin performansını değerlendirmek için ekserjik parametreler uygulanmıştır. Ayrıca, çevresel etkiyi değerlendirmek için karbon emisyonu analizi yapılmıştır. Sonuçlar, evaporatif soğutmalı sistemin hava soğutmalı sisteme (48,38%) göre daha yüksek ekserji verimliliği (53,57%) elde ettiğini göstermektedir. Hava soğutmalı sistemde, Kondenser I en yüksek ekserji kaybına (27%) sahipken, evaporatif sistemde Buharlaştırıcı II en yüksek paya (25%) sahiptir. Sonuç olarak, evaporatif soğutma sisteminin uygulanması, kondensere giren havanın sıcaklığını düşürmüştür. Bu düşüş, kondenser yüzeyinde daha düşük bir yoğuşma sıcaklığına yol açarak türbin egzoz basıncını düşürmüş ve sonuç olarak sistemin net güç çıkışını artırmıştır. Ayrıca, evaporatif soğutma sisteminin hava soğutmalı sisteme kıyasla yaklaşık %13 daha az karbon emisyonu ürettiği bulunmuştur, bu da çevresel sürdürülebilirlik açısından avantajını göstermektedir.

Anahtar Kelimeler:(jeotermal enerji santral, organik rankine döngüsü, ekserji analizi, evaporatif soğutma, performans değerlendirmesi)

2025, 66 sayfa

ABSTRACT

M.Sc. Thesis

Ali ŞİMŞEK

**Manisa Celal Bayar University
Graduate School of Education
Department of Mechanical and Manufacturing Engineering**

Supervisor: Dr. Öğr. Üyesi Ayşegül GÜNGÖR ÇELİK

Geothermal energy is a renewable and sustainable resource; however, its efficient use is often limited by operational inefficiencies and poor system management. To improve performance and ensure long-term sustainability, detailed energy assessments are essential. This study aims for a comparative assessment of the performance of a binary geothermal power plant (GPP) considering air-cooled and evaporative cooling configurations using exergy analysis, based on real operating data. Exergetic parameters were applied to evaluate both overall system efficiency and the performance of individual components. Additionally, a carbon emission analysis was conducted to assess environmental impact. The results indicate that the evaporative-cooled system achieved higher exergy efficiency (53.57%) than the air-cooled system (48.38%). In the air-cooled system, Condenser I had the highest exergy destruction (27%), while in the evaporative system, Vaporizer II had the highest share (25%). As a result, the application of the evaporative cooling system reduced the temperature of the air entering the condenser. This reduction led to a lower condensation temperature at the condenser surface, thereby decreasing the turbine exhaust pressure and ultimately enhancing the net power output of the system. Moreover, the evaporative cooling system was found to produce approximately 13% less carbon emissions compared to the air-cooled system, indicating its advantage in terms of environmental sustainability.

Keywords: (geothermal power plant, organic rankine cycle, exergy analysis, evaporative cooling, performance assessment)

2025, 66 pages

TEŞEKKÜR

Çalışmamın her adımında bana sınırsız destek veren, bilgi ve deneyimleri ile yol gösteren, lisansüstü eğitimim boyunca tüm zorlukları aşmamda her yönden yardımcı olan danışman hocam Sayın Dr. Öğr. Üyesi Ayşegül GÜNGÖR ÇELİK'e en içten teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmalarım süresinde bana katkı sağlayan CEO'muz Sayın Can SOYAK'a, İcra Kurulu Üyemiz Sayın Dr. Ayşen Aytekin'e ve Mis Enerji Üretim A.Ş.'deki değerli çalışma arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Eğitim hayatımın bu sürecinde de desteklerini esirgemeyen aileme ve eşime teşekkürlerimi sunarım.

Ali ŞİMŞEK
Manisa, 2025

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

AD	Aktivite seviyesi verileri
CO_{2e}	Karbon eşdeğeri
ex	Spesifik ekserji (kJ/kmol)
E	Enerji (kJ)
EF	Emisyon faktörü
Ėx	Egzerji akış hızı (kW)
f	Ekserjik faktör (%)
Ė	Yakıtın exerji oranı (kW)
h	Entalpi (kJ/kg)
İP	İyileştirme potansiyeli oranı (kW)
m	Kütle akış hızı (kg/s)
P	Basınç (kPa)
P	Ürünün exerji oranı (kW)
RI	Göreceli geri dönüşümsüzlük (%)
s	Özgül entropi (kJ/kg K)
SI	Sürdürülebilirlik indeksi (-)
T	Sıcaklık (K veya o C)
W	İş oranı veya güç (kW)
y	Yakıt Tükenme Oranı
ε	Ekserji (ikinci yasa) verimliliği (%)
0	Ölü (referans) durum
a	Hava
D	Yok olma veya yok edilmiş
F	Yakıt
g	Gaz
i	Herhangi bir (i) gaz
i	Giriş
k	k'inci bileşen
out	Çıkış
P	Ürün

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 1. Hava Soğutmalı Kondenserlerle Donatılmış Mis-1 JES'in şematik akış diyagramı.....	36
Şekil 2. Evaporatif Soğutma Sistemi ile Donatılmış Mis-1 JES'in şematik akış diyagramı.....	41
Şekil 3. Durum I İçin Bileşenler Arasındaki Ekserji Dağılımının Şematik Gösterimi	49
Şekil 4. Durum II İçin Bileşenler Arasındaki Ekserji Dağılımının Şematik Gösterimi	51
Şekil 5. Hava Soğutmalı ve Evaporatif Soğutmalı Koşullar için JES'in Ekserjik Verimliliklerinin Bileşen Bazında Karşılaştırılması	53
Şekil 6. Farklı Yakıtlarla Hava Soğutmalı ve Evaporatif Soğutma Koşullarında JES'in Karşılaştırmalı CO ₂ Emisyon Azaltma Oranı.....	55

TABLO DİZİNİ

	Sayfa
Tablo 1. 1 Temmuz 2022 tarihinde Mis-1 Hava Soğutmalı JES'te (Durum I) Gerçek Çalışma Koşulları İçin Termodinamik Özellikler ve Hesaplanan Ekserji Oranları	38
Tablo 2. 30 Ağustos 2022 tarihinde Evaporatif Soğutma Sistemi ile Donatılmış Mis-1 JES'te (Durum II) Gerçek Çalışma Koşulları İçin Termodinamik Özellikler ve Hesaplanan Ekserji Oranları	38
Tablo 3. JES Bilişenlerinin Ekserji Dengesi ve Ekserji Verimliliği Denklemleri	44
Tablo 4. Hava Soğutmalı JES için Ekserji Analizi Sonuçları ve Bazı Ekserjik Parametreler (Durum I)	48
Tablo 5. Evaporatif Soğutma ile Donatılmış JES'in Ekserji Analizi Sonuçları ve Bazı Ekserjik Parametreler (Durum II)	50
Tablo 6. Farklı yakıt kaynaklarıyla çalışan JES'in CO ₂ emisyonlarının değerlendirilmesi	55

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	II
ABSTRACT.....	III
TEŞEKKÜR.....	IV
SİMGELER VE KISITLAMALAR DİZİNİ.....	V
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	VI
TABLolar DİZİNİ.....	VII
İÇİNDEKİLER.....	VIII
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR TARAMASI.....	6
2.1. Literatür Çalışmasının Amacı ve Kapsamı.....	6
2.2. Tanımlar, Semboller ve Sınırlar.....	10
2.2.1. Sistem Sınırı ve Alt Sistemlerin Kapsamı.....	10
2.2.2. Çevre Hali ve Ölü Hal Sınırı.....	11
2.2.3. Psikrometrik Tanımlar ve Semboller.....	11
2.2.4. Yoğuşurma Tarafı Sınırları ve Yaklaşım (Approach) Tanımı.....	12
2.2.5. Ekserji Denge Denklemleri ve Veri Tanımları.....	12
2.2.6. Ölçüm, Veri İşleme ve Belirsizlik.....	13
2.2.7. Ekonomik ve Çevresel Sözleşmeler (4E).....	13
2.3. Soğutma Stratejileri (ACC vs. Evaporatif/Hibrit).....	13
2.4. Gelişmiş Ekserji ve 4E.....	16
2.4.1. Yöntemsel Çerçeve ve Motivasyon.....	16
2.4.2. Kaçınılabilir/Kaçınılamaz ve Endojen/Eksojen Ayrımı.....	17
2.4.3. Örnek Bulgular (Jeotermal-ORC ve Benzer Sistemler).....	17
2.4.4. Eksergoekonomi (SPECCO) ile Entegrasyon.....	18
2.4.5. Eksergoçevresel Yaklaşım: LCA ile Köprü.....	18
2.2.1. 4E Çok Hedefli Karar Problemi.....	19
2.5. Çalışma Akışkanı Seçimi.....	19
2.5.1. İlke ve Ölçütler.....	19
2.5.2. Hidrokarbonlar ve Jeotermal Bağlam.....	20
2.5.3. Düşük GWP'li HFO'lar.....	20
2.5.4. Topolojiye Koşullu Etkiler.....	21
2.5.5. Zeotropik Karışımlar (Isıl Eşleşme ve Glide Yöntemi).....	21
2.5.6. Termal/Kimyasal Stabilitate ve Malzeme Uyumu.....	22
2.5.7. Düzenleyici Çerçeve (AB F-Gas 2024/573).....	22
2.6. Psikrometrik Modelleme ve Mevsimsellik.....	23
2.6.1. Meteorolojik Veri Kaynakları ve Temsil Gücü.....	23
2.6.2. Yaş Termometre Türetimi.....	23
2.6.3. Evaporatif Ortam Etkisi ve Etkin Yaş Termometre.....	23
2.6.4. Mevsimsellik.....	24
2.6.4. Psikrometri.....	25
2.7. Kirlenme ve Temizlik Periyotları.....	25
2.7.1. Mekanizmalar ve Tipoloji.....	25
2.7.2. ACC-Hava Tarafı Kirlenme Anatomisi.....	25
2.7.3. Evaporatif-İslak Devre Tarafı Kirlenmesi.....	26
2.7.4. Kirlenme Modelleri.....	26
2.7.5. Çevrimiçi İzleme.....	27

2.7.6. Temizlik Periyotları	27
2.8. Yoğuşmayan Gaz Yöntemi (NCG)	28
2.8.1. NCG'nin Termodinamik Etkisi	28
2.8.2. İkili Tesisler (ORC) Açısından Bağlam	28
2.8.3. NCG Giderme Teknolojileri ve Enerji Gereksinimleri	28
2.8.4. Vakum/Degazlama Çizelgelemesi ve Yardımcı Güç	29
2.8.5. Reenjeksiyon.....	29
2.8.6. Tasarım/İşletme Notları	29
2.8.7. Politika ve Gelecek Yönelimler.....	30
2.9. Kabul Testleri, Ölçüm-Doğrulama (M&V) ve Belirsizlik	30
2.9.1. Amaç ve Kapsam.....	30
2.9.2. ACC Kabul Testleri	30
2.9.3. Islak ve Evaporatif Sistemler.....	31
2.9.4. M&V Omurgası	31
2.9.5. Belirsizlik Beyanı	32
2.9.6. Enstrümantasyon ve Yerleşim	32
2.9.7. Test Planı ve Veri Kalitesi.....	32
2.9.8. Koşullara Düzeltme ve Raporlama	33
2.9.9. Özel Durumlar	33
2.9.10. Sık Hatalar ve Azaltım.....	34
2.9.11. Uygulama Akışı	34
3. SİSTEM TANIMI	35
4. MATERYAL VE YÖNTEMLER.....	42
4.1. Ekserji Analizi	42
4.2. Karbon Emisyon Değerlendirmesi	45
5. SONUÇLAR VE TARTIŞMA	46
6. ÖNERİLER	56
KAYNAKLAR	58

1. GİRİŞ

Artan nüfus yoğunluğu ve hızlı teknolojik gelişmeler, enerjiyi hem küresel olarak hem de insan yaşamı için en temel ihtiyaçlardan biri haline getirmiştir. Enerjiye olan talebin artması, bu ihtiyacı zamanla daha da yoğunlaştırmaktadır. Küresel pazardaki mevcut enerji üretim yöntemleri incelendiğinde, fosil yakıt rezervlerinin tükenme riski ve bu kaynakların neden olduğu çevre sorunları, enerji krizlerinin ve ciddi çevre sorunlarının yakın gelecekte kaçınılmaz hale geleceğini göstermektedir [1]. Küresel ısınma, hem gezegenin ekolojik dengesi hem de gelecek nesillerin refahı için ciddi bir tehdit oluşturduğu için en kritik sorunlardan biri olarak kabul edilmektedir. Yenilenebilir enerji kaynaklarına yönelik küresel geçiş ve fosil yakıtlara bağımlılığın kademeli olarak azalması, sürdürülebilir enerji altyapılarının kurulmasına yönelik artan taahhüdü yansıtmaktadır. Bu geçiş, öncelikle iklim değişikliğiyle mücadele, çevresel bozulmanın en aza indirilmesi ve güvenilir ve çevreye duyarlı bir enerji geleceğinin sağlanması için acil ihtiyaçtan kaynaklanmaktadır [2]. Yenilenebilir enerji kaynaklarının, 2050 yılına kadar fosil yakıtları geçerek toplam küresel enerji üretiminin yaklaşık %63'ünü oluş-turacağı tahmin edilmektedir [3]. Güneş ve rüzgar enerjisinin aksine, jeotermal enerji hava koşullarından etkilenmediği için istikrarlı ve sürekli bir elektrik üretim kaynağıdır. Jeotermal enerji, enerji ihtiyaçlarının karşılanması, hava kalitesinin iyileştirilmesi ve enerji sektörünün karbonsuzlaştırılmasının ilerletilmesi için umut verici bir yol sunmaktadır [4]. Jeotermal enerji kapasitesi açısından Avrupa'da birinci, dünyada dördüncü sırada yer alan Türkiye, bu alanda önemli bir potansiyele sahiptir. 2015 ile 2020 yılları arasında, Türkiye tüm ülkeler arasında jeotermal kurulu kapasitede en yüksek artışı kaydetmiştir [5].

Jeotermal enerji, elektrik üretiminin yanı sıra, alan ısıtma ve soğutma, endüstriyel işleme ve sera iklim kontrolü gibi çeşitli doğrudan uygulamalarda da kullanılmaktadır. Genellikle 150°C'yi aşan yüksek entalpi jeotermal kaynaklar, öncelikle elektrik üretiminde kullanılmaktadır. Buna karşılık, orta sıcaklık kaynakları (90–150°C) ve düşük sıcaklık kaynakları (90°C'nin

altında) doğrudan kullanım uygulamaları için daha uygundur [6]. Jeotermal enerji teknolojilerindeki gelişmeler ve enerji verimliliğindeki iyileştirmeler, çevresel sürdürülebilirliği teşvik etmek için önemli bir potansiyel barındırmaktadır. Jeotermal enerji, yaygın olarak benimsenen ve güvenilir bir elektrik üretim kaynağı haline gelmiştir. Bugün itibarıyla, 21 ülkede toplam kurulu kapasitesi 6.000 MW'ı aşan jeotermal enerji santralleri faaliyettedir [7]. 1973 petrol krizinin ardından, jeotermal tesislerin geliştirilmesinde küresel bir artış yaşandı ve bunların çoğu 1970'ler ve 1980'lerde inşa edildi [8]. Enerji kaynaklarını çeşitlendirme ihtiyacı ve jeotermal kaynakların neredeyse maliyetsiz olması, bu dönemde genellikle optimal olmayan tesis tasarımlarına yol açtı [6]. Şu anda üç ana tip jeotermal enerji santrali işletilmektedir: kuru buhar, flaş buhar ve ikili çevrim sistemleri. Bunlar arasında ikili ve hibrit flaş/ikili konfigürasyonlar nispeten yeni teknolojik gelişmelerdir ve daha geniş bir jeotermal kaynak koşulları yelpazesinde daha yüksek verimlilik ve uyarlanabilirlik sunmaktadır [9]. Elektrik enerjisine olan talebin artması ve jeotermal rezervuar kapasitelerinin tükenmesi, jeotermal enerji santrallerinin kapsamlı bir şekilde analiz edilmesi ve optimize edilmesi ihtiyacını ortaya çıkarmıştır. Tasarım metodolojileri, pompalama teknolojileri ve soğutma tekniklerindeki gelişmeler, bu enerji sistemlerinin verimliliğini önemli ölçüde artırmayı mümkün kılmıştır. Bununla birlikte, hedeflenen ve etkili iyileştirmeleri uygulamak için, performans kayıplarından sorumlu bileşenleri doğru bir şekilde belirlemek çok önemlidir. Bu, kapsamlı ve metodolojik olarak sağlam analizler gerektirir. Ekserji analizi, enerji sistemlerini değerlendirmek için iyi kurulmuş ve güçlü bir araç haline gelmiştir ve enerjinin kalitesini ve kullanılabilirliğini hesaba katarak geleneksel enerji analizinden daha derin bir içgörü sağlar. Diğer termodinamik ve mühendislik değerlendirme yöntemleriyle birlikte kullanıldığında, verimsizlikleri belirlemede ve optimizasyon stratejilerine yön vermede özellikle değerli olduğu kanıtlanmıştır [10,11]. Tüm sistem bileşenlerinin ve bunların genel geri dönüşümsüzlüğe bireysel katkılarının bütünsel bir değerlendirmesini mümkün kılan ekserji analizi, enerji kaybının yerlerini, büyüklüklerini ve kök nedenlerini kesin olarak belirlemeyi kolaylaştırır [12].

Literatürdeki çok sayıda çalışma, enerji sektöründe kritik bir teşhis ve tasarım aracı olarak ekserji analizinin önemini vurgulamaktadır. Jeotermal enerji santrallerine uygulanması, karmaşık termodinamik süreçleri ve kaynak kısıtlamaları karşısında verimlilik ve sürdürülebilirliklerini artırma ihtiyacının giderek artması nedeniyle özellikle vurgulanmaktadır. Başoğlu [13], ekserji tabanlı analiz metodolojilerini kullanarak ikili jeotermal enerji santrali üzerine kapsamlı bir çalışma gerçekleştirmiştir. Çalışmanın ana odak noktası, sistemin eksergoçevresel etkilerini değerlendirmektir. Sonuçlar, toplam çevresel etkinin yaklaşık %0,6'sının ekipmana, %1,9'unun kirletici oluşumuna ve %97,5'inin ekserji tahribatına atfedilebileceğini göstermiştir. Ayrıca, tesisin kirletici gaz emisyon seviyelerinin Avrupa ortalamasını aştığı bildirilmiştir. Turgut ve Dincer [2], yeşil metanol (0,019 kg/s), elektrik ve tatlı su ortak üretimi için entegre bir ikili jeotermal sistemi araştırmıştır. Sistem, çift flaşlı jeotermal ünite, organik Rankine çevrimi (ORC), çok etkili tuzdan arındırma (MED) sistemi, alkali elektrolizör ve metanol sentez reaktöründen oluşmaktadır. Toplam enerji ve ekserji verimlilikleri sırasıyla %36,96 ve %39,31 olarak hesaplanmıştır. Flaş basıncı, jeotermal kuyu sıcaklığı ve elektrolizör performansı sistemin çıkışı üzerindeki etkisini incelemek için parametrik çalışmalar yapılmıştır. Prasetyo ve ark. [14], verimliliği artırmak için Endonezya'daki Ulumbu Jeotermal Enerji Santrali'ne Organik Rankine Çevrimi (ORC) entegrasyonu hakkında bir çalışma yürütmüştür. Geri basınç türbinlerinden gelen buharın kullanılması ve ORC tasarımının buhar basıncı ve yoğunlaşmayan gaz (NCG) verileriyle optimize edilmesi sayesinde sistemin performansı iyileştirilmiştir. İki ikili çevrim modelinden R1233zd(E) kullanılan Model 2, termal verimliliği %8,039 artırmış ve 2,006 kW(e) çıkış gücü eklemiştir. Ön finansal ve sera gazı emisyon analizi, bu yaklaşımın teknik ve çevresel olarak uygulanabilir olduğunu doğruladı. Khanmohammadi ve ark. [15], jeotermal enerjiyi kullanarak aynı anda elektrik (684,3 kW), tatlı su (864 m³/gün) ve hidrojen (371,86 kg/gün) üretmek için yenilikçi bir polijenerasyon sistemi hakkında bir çalışma yaptı. Kapsamlı enerji, ekserji, ekserkoekonomik ve eksergoçevresel analizler yapılmış ve NSGA-III algoritması ve TOPSIS yöntemi kullanılarak sistem optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Ters ozmoz (RO) ünitesi 204,8 kW ile en yüksek ekserji yıkım oranını sergilemiştir.

Referans sıcaklığı 320 K'ye yükseltildiğinde enerji verimliliği %39,78'den %55,43'e yükselmiş ve toplam ekserji yıkımı 790,6 kW'dan 396,5 kW'a düşmüştür. Koroneos ve ark. [16], jeotermal enerji dönüşümüne özel önem vererek, termal sistemlerin performansını ve verimliliğini değerlendirmek için temel metodolojik çerçeve olarak ekserji analizini kullanmıştır. Yunanistan'ın Nisyros adasında bulunan bir jeotermal sondaj sahasından toplanan deneysel verilere dayanarak, çalışma elde edilebilecek maksimum işi tahmin etmekte ve önerilen bir jeotermal enerji santralinin verimliliğini değerlendirmektedir. Araştırmacılar, kapsamlı bir değerlendirme yapmak için çeşitli ekserji tahmin yöntemleri ve verimlilik göstergeleri uygulamaktadır. Sonuçlar, %41'lik bir ekserjik verimlilik ve %12,8'lik bir termal verimlilik göstermekte ve böylece önerilen sistemin teknik olarak uygulanabilirliğini kanıtlamaktadır. Ramachandran ve ark. [3], Puga Vadisi'ndeki ikili jeotermal CHP santralinin enerji, ekserji ve ekonomik performansını, R123 içeren bir ORC ve bölgesel ısıtma için atık ısı geri kazanımı kullanarak değerlendirmiştir. Yapay sinir ağları ile birleştirilmiş çok amaçlı gri kurt optimizasyonu, ekserji verimliliği ve maliyet oranına dayalı olarak optimum çalışma parametrelerini belirlemektedir. Tesisin 1,08 MW net elektrik, 4,19 MW termal çıktı, %36,8 ekserji verimliliği ve 33,84 USD/saat maliyet oranı elde ettiğini bildirmişlerdir. Baz senaryoya kıyasla, ekserji kaybı 550 kW azalmış ve 5 MW'lık bir tesis için tasarım gereksinimleri de karşılanmıştır. Makhanlall ve ark. [17], ikili orta dereceli bir jeotermal enerji santralinin ekserji-topolojik analizini gerçekleştirerek, pahalı ileri çalışma akışkanları kullanılmadan yüksek termodinamik verimlilik elde edilebileceğini göstermiştir. Kazan, en yüksek etki katsayısına sahip bileşen olarak belirlenirken, pompalar ve besleme suyu ısıtıcısı minimum etkiye sahiptir. Kondenser, ekserji kayıplarının birincil kaynağı olarak ortaya çıkmaktadır. Kondenser basıncını düşürerek ve besleme suyunun ön ısıtması için uygun bir basınçta jeotermal akışkanın çıkarılmasıyla tesis verimliliğinin artırılmasının mümkün olduğu gösterilmiştir. Nasruddin ve ark. [18], Endonezya'daki bir tesis için ekserji, ekserkoekonomik ve ekserkoçevresel analizlere dayalı olarak izopentan kullanan bir ORC ile amonyak-su karışımı kullanan bir Kalina döngüsünü karşılaştırmıştır. Çalışmada, MATLAB ile Engineering Equation Solver ve genetik algoritma

birlikte kullanılarak üç amaç fonksiyonu optimize edilmiştir. Sonuçlar, ORC sisteminin %82,12 ekserji verimliliği, 8,19 ABD senti/kWh enerji maliyeti ve 282,29 mPt/s toplam çevresel etki ile üstün performans gösterdiğini ortaya koymuştur. Kanoğlu ve ark. [6], genel sistem performansını değerlendirmek ve ekserji kaybının temel kaynaklarını belirlemek için gerçek işletme verilerini kullanarak bir ikili jeotermal enerji santralinin ekserji analizini gerçekleştirmiştir. En büyük kayıplar, tuzlu su geri enjeksiyon işleminde, ısı eşanjöründe ve kondansatörde gözlemlenmiştir. Enerji ve ekserji verimliliklerinin jeotermal su girdisine göre %4,5 ve %21,7, ikili Rankine çevrimine göre ise %10,2 ve %33,5 olduğu bulunmuştur. Türbin giriş basıncı ve sıcaklığı ile kondenser basıncının santral verimliliği, net güç çıkışı ve tuzlu su geri enjeksiyon sıcaklığı üzerindeki etkisi de analiz edilmiş ve tartışılmıştır.

Jeotermal enerji sistemleri üzerine kapsamlı araştırmalar yapılmış ve ekserji analizi bu alanda etkili bir araç olarak yaygın olarak kabul görmüştür. Bununla birlikte, yazarların bilgisi dahilinde, farklı soğutma stratejileri ve yakıt türleri altında jeotermal enerji santrallerinin bileşen düzeyindeki performansını, egzersiz analizi ve çoklu eg-zersiz parametreleri kullanarak değerlendiren kapsamlı karşılaştırmalı çalışmalar bulunmamaktadır. Bu çalışma, gerçek işletme verilerini kullanarak hava soğutmalı ve evaporatif soğutma sistemlerinin egzersiz verimliliği üzerindeki etkilerini incelemek ve özellikle evaporatif soğutmanın karbon emisyonlarının azaltılmasındaki rolünü vurgulamak suretiyle bu eksikliği gidermektedir. Evaporatif ve hava soğutmalı koşullar altında ikili bir jeotermal enerji santralinin bileşen bazında ayrıntılı bir ekserji analizi karşılaştırmalı olarak yapılmış ve farklı yakıt türlerinin karbon emisyonları üzerindeki etkisi de değerlendirilmiştir. Bu araştırmanın sonuçlarının, jeotermal enerji santrallerinin tasarım ve işletiminin hem termodinamik hem de çevresel açıdan optimizasyonu için değerli bilgiler sağlaması beklenmektedir.

2. LİTERATÜR TARAMASI

2.1 Literatür Çalışmasının Amacı ve Kapsam

Düşük ve orta entalpili jeotermal sahalarda elektrik üretimi için ikili çevrim (binary) organik Rankine çevrimi (ORC) teknolojileri, son on yılda hem ticari uygulama sayısı hem de yöntemsel olgunluk açısından belirgin bir ivme kazanmıştır. Bu ivmenin arka planında iki eksen bulunmaktadır: (i) ısı kaynağı–çevrim–yoğuşturma alt-sistemlerinin bütünlük optimizasyonu ve (ii) ileri ekserji (advanced exergy) ve 4E (enerji–ekserji–ekonomik–ekolojik) analizlerin yaygınlaşmasıyla, iyileştirme potansiyelinin bileşen ve etkileşim düzeyinde sayısal olarak ayrıştırılabilmesi. Bu literatür çalışmasının amacı, özellikle hava soğutmalı yoğuşturucular (ACC) ile evaporatif/hibrid soğutma stratejilerinin jeotermal ORC performansına etkilerini, ileri ekserji temelli yöntemlerin sağladığı tanısal gücü ve 4E çerçevesinin karar destek değerini bütüncül bir çerçevede derlemek ve sentezlemektir. 2020 sonrası yayınlar ve uygulama raporları önceliklendirilmiş, ancak yöntemsel temelleri oluşturan klasik çalışmalar da kapsam dâhilinde tutulmuştur. Jeotermal sektörün 2020–2023 dönemindeki tesisleşme ve işletme eğilimleri de bağlamsal arka plan olarak değerlendirilmiştir [19–23].

Bu kapsamda birinci alt amaç, jeotermal tahrikli ORC sistemlerinin akışkan seçimi, devre konfigürasyonu (basit, rejeneratif, ikili/paralel, transkritik), eşanjör yaklaşım sıcaklıkları ve yoğuşturma koşulları (kuru hava, ıslak soğutma, hibrid) altında elde edilen verim–güç–LCOE ilişkilerinin sistematik bir envanterini sunmaktır. Loni ve ark. (2021), jeotermal kaynaklı ORC’lerde deneysel ve sayısal çalışmaları birlikte değerlendirerek optimizasyonla %20–30 performans artışının mümkün olabildiğini, polijen(erji) entegrasyonlarının da ekserjetik faydayı artırdığını göstermektedir [24]. Bu bulgu, 2020’ler boyunca yayımlanan çok sayıda ORC derlemesi ve vaka çalışmasıyla da desteklenmektedir [25–27]. Literatürde özellikle yoğuşturucu tarafı ve yakınlaşma (pinch) sıcaklıklarının çevrim dışı (off-design) koşullardaki etkilerine dair ayrıntılı sonuçlar, sahaya

özgü iklim serileri ve su mevcudiyetiyle ilişkilendirildiğinde, tasarım–işletme entegrasyonunun kritik olduğunu göstermektedir.

İkinci alt amaç, soğutma stratejileri boyutunda hava (kuru) soğutma ile evaporatif/ıslak soğutma ve hibrid çözümlerin teknik–ekonomik karşılaştırmasını ortaya koymaktır. Klasik karşılaştırmalar, ıslak soğutma kulelerinin düşük yoğunlaştırma sıcaklıkları sayesinde hem çevrim verimini hem de LCOE’yi iyileştirdiğini; buna karşılık su tüketiminin ve su kalitesine bağlı işletme risklerinin arttığını vurgular. Walraven ve ark. (2015), düşük–orta sıcaklıklı jeotermal ORC’lerde mekanik çekişli ıslak kulelerin ACC’ye göre LCOE avantajı sunduğunu; avantajın özellikle düşük brine giriş sıcaklıklarında belirginleştiğini nicel olarak ortaya koymuştur [28]. Ulusal laboratuvar raporları ise, sıcak havalarda ACC performansındaki düşüşü telafi etmek üzere delüj (deluge) tipi bay-bazlı evaporatif dönüşüm gibi hibrid yaklaşımların, sınırlı saatlik su kullanımıyla %30–50 yoğunlaştırma yükünün evaporatif bölüme taşınabildiğini ve efektif 4–8 °C giriş havası eşdeğer soğutma kazanımı sağlanabildiğini göstermektedir [29,30]. Böylece su kıtlığı koşullarında mevsimsel/saatlik etkinleştirme stratejileriyle güç kayıplarının zirve talep saatlerinde azaltılması mümkün olmaktadır.

Üçüncü alt amaç, ileri ekserji analizlerinin (kaçınılmaz/kaçınılabılır ve endojen/eksojen bileşen ayrışımı) jeotermal ORC’lerde iyileştirme önceliklendirmesine nasıl dönüştüğünü ortaya koymaktır. Morosuk & Tsatsaronis’in (2009; 2019) geliştirdiği metodoloji, klasik ekserji hesabını, bileşenler arası etkileşimleri ve gerçekçi sınırları (kaçınılmazlık) hesaba katan bir çerçeveye genişletir [20,21]. Jeotermal tahrikli çift-akışkanlı bir ORC için yapılan ileri ekserji uygulamasında (Nami ve ark., 2017), kondansatör ve buharlaştırıcı tarafında kaçınılabılır payın nicel olarak ayrılması, tasarım değişkenlerinin (ΔT_{min} , eşanjör alanı, türbin izantropik verimi) öncelik sırasını değiştirmektedir [31]. Gerçek santral verileriyle yapılan çalışmalar, ileri ekserji ile belirlenen iyileştirme potansiyelinin klasik ekserjiye göre daha gerçekçi ve uygulanabilir hedefler ürettiğini ortaya koymuştur [32]. Son dönemde, ileri ekserji–eksergoekonomik birlikte analizleri, bileşen bazında

yatırım maliyeti / ekserji yıkım maliyeti denge eğrileriyle grafiksel optimizasyon yaklaşımına evrilmiştir [33].

Dördüncü alt amaç, 4E çerçevesinin (enerji, ekserji, ekonomik, çevresel) jeotermal ORC kararlarına çok hedefli bir perspektif kattığını göstermektedir. 4E yaklaşımı; (i) enerji/ekserji verimliliği, (ii) maliyet (LCOE, Geri Ödeme Süresi), (iii) çevresel baskı (GWI, su ayak izi, yerel emisyonlar) göstergelerini eşzamanlı iyileştirme problemine dönüştürür. 2020’ler boyunca yayımlanan çalışmalar, tek başına verim maksimizasyonunun su kullanımı ve iklim esnekliği üzerindeki olası olumsuz sonuçlarını, 4E ile dengeler biçimde ele almıştır [25–27,34]. Özellikle hibrid soğutma senaryolarında, su tüketimi–güç üretimi değiş tokuşu (trade-off) mevsimsel ve saatlik aktivasyonla marjinal gelir–marjinal su çifti üzerinden değerlendirildiğinde, 4E tabanlı kararlar daha tutarlı bir optimuma işaret etmektedir [29,30].

Bağlamsal olarak, 2020–2023 döneminde ikili ORC yatırımlarının arttığı; bazı ülkelerde brin optimizasyonu ve mevcut flash sahalara binari entegrasyonu ile kapasite faktörlerinin yükseltildiği görülmektedir. Bu eğilim, düşük/orta sıcaklıklı kaynakların modüler ORC çözümleriyle değerlendirilmesine ve hava soğutmalı tasarımların su kıtlığı olan bölgelerde tercih edilmesine dayanmaktadır [19]. Bu da, tasarım anındaki yoğunlaştırma stratejisi seçiminin, gelecekteki işletme iklimi (sıcak dalgaları) ve su mevcudiyeti belirsizlikleri altında esnek (opsiyonlu) kurgulanmasını gerektirmektedir. Literatürde, ACC performansının yüksek kuru termometre sıcaklıklarında hızlı düşmesi ve bunun fiyatlandırmanın yüksek olduğu saatlere çakışması, mevsimsel/hibrid su kullanımını rasyonelleştiren ana argüman olarak öne çıkmaktadır [29].

Bu çalışma kapsamında değerlendirilecek literatür alt başlıkları şu şekilde sınırlandırılmıştır:

- (i) Jeotermal-ORC mimarileri: Akışkan seçimi (saf/zeotropik), çevrim topolojileri (rejeneratif, iki kademeli, paralel/seri ikili), ısı değiştiricilerde yaklaşım sıcaklıkları ve bileşen alanı–basınç

düşümü etkileşimleri; çevrim dışı davranış ve iklim serileri ile bağlama [24–27].

- (ii) Yoğuşturma ve ısı kaybı: ACC vs ıslak kule ve hibrid (delüj, seri/ paralel konfigürasyonlar), su kalitesi–kireçlenme riskleri ve OPEX etkisi; zirve saatleri ve fiyat eşleştirmesi (revenue stacking) ile mevsimsel kullanım [28–30].
- (iii) İleri ekserji ve 4E: Kaçınılmaz/kaçınılabılır ve endojen/eksojen ayrışımı; bileşen bazlı önceliklendirme, eksergoekonomik/eksergo-çevresel uzantılar ve grafiksel optimizasyon; gerçek santral uygulamaları [20,21,31–33,35].
- (iv) Saha/işletme gerçeklikleri: NCG birikimi, fouling–korozyon ve su yönetimi; izleme–kalibrasyonla ileri ekserji sonuçlarının işletmeye aktarımı [29,30,32,35].

Yöntemsel çerçevede, ileri ekserji çalışmalarının altını çizdiği iki nicel ayırım—kaçınılabılır pay ve endojen/eksojen pay—özellikle yoğuşturucu ve evaporatör gibi ısı değiştirici bileşenlerde, tasarım parametrelerinin ($\Delta T_{\min}$, ısı transfer katsayısı, alan) ve çevresel koşulların (kuru/yaş termometre, bağıl nem) bileşen içi ve bileşenler arası etkisini netleştirmektedir. Jeotermal uygulamalarda kondansatör tarafında kaçınılabılır ekserji yıkımının anlamlı bir kısmı, yoğuşturma sıcaklığının düşürülmesi ve yaklaşımın sıkılaştırılması ile kontrol edilebilmekte; ancak bunun fan gücü–basınç düşümü ve serbest suyun yaşam döngüsü etkileriyle dengelenmesi gerekmektedir [31–33,35]. Bu nedenle 4E çerçevesi, örneğin ACC + delüj bir bay stratejisinde, saatlik aktivasyonla marjinal maliyet–fayda analizini mümkün kılar; literatürde önerilen <1000 saat/yıl su kullanımı sınırı, su ayak izi ve işletme kolaylığı bakımından pragmatik bir politika olarak öne çıkmaktadır [29,30].

Son olarak, literatürün işaret ettiği boşluklar üç başlıkta toplanabilir:

- a) İklim dosyaları (kuru/yaş termometre ve nem) ile çevrim dışı performans verisinin ileri ekserji ayrıştırması ile birlikte ele alındığı saatlik çözünürlüklü çalışmaların sınırlı oluşu;
- b) Hibrid soğutma stratejilerinde hidro-kimyasal riskler (kireçlenme/korozyon) ile eksergoekonomik kazancın birlikte karar değişkeni yapılması;

- c) Saha verisiyle kalibre edilmiş 4E değerlendirmelerinin LCOE–GWI–su kullanımı üçlüsünü eşzamanlı optimize eden çok hedefli modellerde yaygınlaştırılması.

Bu derleme, söz konusu boşlukları adresleyen çalışmaları seçerek, bileşen önceliklendirmesi ve soğutma stratejisi seçimi bağlamında karar vericilere kanıta dayalı bir tablo sunmayı amaçlamaktadır

2.2 Tanımlar, Semboller ve Sınırlar

Bu bölüm, jeotermal kaynaklı organik Rankine çevrimleri (ORC) ve hava/evaporatif yoğunlaştırma alt-sistemlerinin analizinde kullanılan terimleri, sembolleri ve hesap sözleşmelerini tekilleştirir. Tüm nicelikler aksi belirtilmedikçe SI birimlerindedir; psikrometrik büyüklükler nemli hava için, akışkan termofiziksel özellikleri ise en güncel IAPWS–IF97/CoolProp/REFPROP kütüphaneleriyle tutarlı bağıntılardan alınır. [20–22], [36–43]

2.2.1 Sistem Sınırı ve Alt Sistemlerin Kapsamı

Sistem sınırı, jeotermal akışkanın üretim kuyusu başındaki giriş kesitinden, yoğunlaştırıcı fan/pompa elektrik beslemeleri dâhil olmak üzere, atık ısının atmosfere deşarj edildiği hacim ile reinjeksiyon kuyusu başındaki çıkış kesitine kadar tanımlanır. Yardımcı ekipmanlar (kondenser fanları, evaporatif ortam su pompası, kule/medya fanları ve sirkülasyon pompaları) çevrimle birlikte tek bir “üretim adası” olarak modele katılır; böylece net güç W_{net} ve toplam özgül yıkımlar $\dot{E}_D$ bileşen bazında izlenebilir. Bu yaklaşım, yakıt/ürün tanımlarının bileşen düzeyinde sistematikleştirilmesi için SPECO ilkeleriyle uyumludur [20, 21], [44].

Yakıt (F) ve ürün (P) tanımları: türbin, pompalar, ısı değıştiriciler ve yoğunşturucular için, bileşen giriş–çıkış akımlarındaki ekserji farkları ve/veya mil işi göz önüne alınarak yapılır; her bileşen için ekserji dengesi $\dot{E}_F = \dot{E}_P + \dot{E}_D + \dot{E}_L$ şeklindedir (sızıntı/kaçak $\dot{E}_L$ ihmal edilebilir). Eksergoekonomik çalışmalar gerektiğinde birim ekserji maliyetleri (c) SPECO ile tahsis edilir

[26]; alternatif olarak Valero'nun Exergy Cost Theory (ECT) formülasyonu kullanılabilir [45–47].

2.2.2 Çevre Hali ve Ölü Hal Sınırı

Çevre (dead state) 0 alt indis ile gösterilir. Termomekanik çevre, aksi belirtilmedikçe sabit $T_0=298,15$ K, $p_0=101,325$ kPa olarak alınır; nemli hava bileşimi için bağıl nem ϕ_0 saha iklimine göre (uzun dönem ortalamaları) seçilir. Nemli hava özellikleri ASHRAE Psikrometri ve Hyland–Wexler formülasyonlarıyla tutarlı olarak hesaplanır [36, 39–40]. Su/buhar özellikleri IAPWS–IF97 “endüstriyel formülasyon” ile hesaplanır [36–37, 41–42]. Akışkan–karışım özelliklerinde CoolProp (açık kaynak) veya REFPROP 10 (NIST) kullanılabilir; her iki kütüphane de Helmholtz-enerjisine açık denklemler tabanlı güncel EoS'leri uygular [38, 43].

Fiziksel ekserji e^{ph} ve kimyasal ekserji e^{ch} : akışkan ve karışımlar için toplam özgül ekserji $e=e^{\text{ph}}+e^{\text{ch}}$ şeklindedir. Nemli havanın e^{ph} hesabında (T,p,ω) durum değişkenleri; e^{ch} hesabında ise çevresel bağıl nem ve gaz bileşimi kullanılır. Kimyasal ekserji için Szargut yaklaşımı ve türevleri tercih edilir [48–51].

2.2.3 Psikrometrik Tanımlar ve Semboller

- Kuru termometre sıcaklığı T_{db} : güneş/işınım ve su buharından korunmuş kuru termometre ile ölçülen hava sıcaklığıdır.
- Yaş termometre sıcaklığı T_{wb} : adyabatik doygunlaşma sürecinde hava–su karışımının ulaştığı denge sıcaklığıdır (termodinamik yaş termometre). Uygulamada, fitilli psikrometre ile ölçüm WMO–No. 8 rehberine uygundur [39, 52–54].
- Bağıl nem ϕ : $\phi=p_v/p_{\text{ws}}(T_{\text{db}})$. Doyma basıncı p_{ws} için IAPWS/Hyland–Wexler bağıntıları kullanılır [36–37, 39–41].
- Nem oranı ω [$\text{kg}_{\text{su}}/\text{kg}_{\text{da}}$]: $\omega=0,62198 p_v/(p-p_v)$ (ASHRAE).
- Özgül entalpi h_{ma} ve özgül hacim v_{ma} : ASHRAE Psikrometri tablolarına ve/veya eşitliklerine göre hesaplanır [36].

Bu çalışmada evaporatif ortam verimi η_{pad} termodinamik yaş termometre tanımına göre değerlendirilir; etkin yaş termometre $T_{wb, eff} = T_{db, in} - \eta_{pad} (T_{db, in} - T_{wb, in})$. η_{pad} sahada ölçüm veya üretici verisiyle belirlenir; yoksa 0,7–0,9 aralığına duyarlılık analizi yapılır [36, 53].

2.2.4 Yoğuşturma Tarafı Sınırları ve Yaklaşım (Approach) Tanımı

Yoğuşturucu doyumluk sıcaklığı $T_{sat, cond}$ her durumda referans alınır.

- Hava soğutmalı kondenser (ACC) için yaklaşım:
 $\Delta T_{app, ACC} \equiv T_{sat, cond} - T_{db, in}$. Fan sonrası hava çıkış sıcaklığı değil, çevre koşulunu temsil eden giriş $T_{db, in}$ kullanılır; bu seçim meteorolojik seri ile doğrudan eşleştigiinden yıl boyu performans hesaplarını standardize eder [36, 52].
- Evaporatif ortamlı/ıslatmalı ACC için yaklaşım:
 $\Delta T_{app, evap} \equiv T_{sat, cond} - T_{wb, eff}$. Burada $T_{wb, eff}$ §2.3'te tanımlanan etkin yaş termometredir [36].

Yoğuşturma basıncı p_{cond} ve geri-basınç: kondenser doyumluk basıncı, akışkan termofiziksel özelliklerinden $T_{sat, cond}$ ile ilişkilendirilir (IAPWS–IF97/REFPROP/CoolProp). Basınç kayıpları, üretici verisi veya literatür tipik değerleriyle (%1–3) ihmal edilebilirlik analizi yapılarak modele dâhil edilir [37–38, 43].

2.2.5 Ekserji Denge Denklemleri ve Verim Tanımları

Bütün açık sistemler için sabit rejimde:

$$\dot{E}_F = \dot{W}_{Net} + \sum \dot{m}e_{out} - \sum \dot{m}e_{in} + \dot{E}_{ISI, ürün} + \dot{E}_D$$

burada $\dot{E}_D = T_0 \dot{S}_{üretilen}$ ikinci yasa gereği yıkım terimidir. Çevrim ekserji verimi η_x bu çalışmada

$$\eta_x = \frac{\dot{W}_{Net}}{\dot{E}_F}$$

şeklinde, yakıt ekserjisi $\dot{E}_F$ olarak jeotermal akışkanın giriş–çıkış fiziksel ekserji farkı ve/veya ısı kaynağı sınırından alınan ısıнын ekserjisi $(1-T_0/T_{\text{kaynak}})\dot{Q}$ birlikte ele alınarak tanımlanır [20–22], [48–51].

Bileşen bazlı metrikler:

- Ekserji yıkım oranı : $\dot{E}_{D,k}$
- Ekserji yıkım oranı payı : $y_{D,k} = \dot{E}_{D,k} / \sum \dot{E}_D$,
- Gelişim potansiyeli : $G P_k = \dot{E}_{D,k} (1-\eta_x)$.

Gerek duyulduğunda advanced exergy ayrımları (endojen/eksojen; avoidable/unavoidable) [20–22] uygulanır.

2.2.6 Ölçüm, Veri İşleme ve Belirsizlik

Tüm meteorolojik veriler (sıcaklık, bağıl nem, rüzgâr) WMO–No. 8 rehber iyesinde ölçülmüş/işlenmiş kabul edilir; cihaz sınıfları, zaman sabitleri ve doğrulama aralıkları bu kılavuzla uyumlu olmalıdır [52–54]. Belirsizlik propagasyonu JCGM 100:2008 (GUM) esasına dayanır; raporlanan büyüklükler standart belirsizlik u ve gerektiğinde genişletilmiş belirsizlik $U=k u$ ($k=2$) ile verilir [55–57].

2.2.7 Ekonomik ve Çevresel Sözleşmeler (4E)

Düzgünleştirilmiş enerji maliyeti (LCOE): indirgenmiş nakit akışlarına dayalı birim enerji başına maliyet ölçütü olup sermaye (CAPEX), işletme–bakım (OPEX), yakıt (varsa) ve finansman parametrelerini içerir. Denklem ve tanımlar NREL/IRENA sözleşmeleriyle uyumludur; kısıtları ve duyarlılık analizleri ilgili kılavuzlarda detaylandırılmıştır [58–62]. CO₂eşdönüşümü (CO_{2e}): IPCC AR6 GWP₁₀₀ katsayılarıyla dönüştürülür; metan için fosil / fosil–dışı ayrımı AR6’ya göre uygulanır [63–66].

2.3 Soğutma Stratejileri (ACC vs. Evaporatif/Hibrit)

İkili (binary) ORC santrallerinde ısı kaybı topolojisi, çevrim performansının en yüksek duyarlılığa sahip belirleyicilerinden biridir. Hava

soğutmalı yoğusturucu (ACC) yapılarında yoğusturma sıcaklığı kuru termometre T_{db} ile sınırlanırken, evaporatif/ıslak ve hibrit çözümler yaş termometre (T_{wb}) zarfına yaklaşıp yaklaşım sıcaklığını ($\Delta T_{app}=T_{sat,cond}-T_{hava}$) küçültür; bunun doğrudan sonucu arka basınç (p_{cond}) düşüşü, genleşme oranı artışı ve net iş/ekserji verimi (η_x) iyileşmesidir. Ancak evaporatif/hibrid stratejiler su tüketimi, kimyasal şartlandırma, fouling/kireçlenme ve izin süreçleri gibi ilave operatif ve çevresel sorumluluklar yaratır. Bu bölümde topolojilerin termodinamik/ekserjetik etkileri, yardımcı güç gereksinimleri, su yönetimi ve mevsimsellik altında performans-eşdeğerliği sistematik biçimde tartışılmakta; ayrıca delüj (bay-bazlı ıslatma) ve giriş havası evaporatif ön-soğutmaları gibi hibritleştirme seçenekleri için saha-odaklı nicel bulgular derlenmektedir. Walraven ve arkadaşlarının jeotermal ORC'ler için yaptığı sistematik optimizasyon, WCT (ıslak kule) kullanan tasarımların özellikle düşük brine giriş sıcaklıklarında ACC'ye kıyasla daha düşük LCOE verdiğini; farkın, yoğusturucudaki daha düşük sıcaklık yanında ACC'nin yüksek sermaye ve yardımcı güç maliyetlerinden kaynaklandığını göstermektedir. Buna karşılık su fiyatı ve yerel mevzuat artışı belirli eşiklerin üzerinde olduğunda ACC ekonomik olarak yeniden avantajlı konuma geçebilir. Bu ikili dinamik, iklim ve su kısıtına bağlı "koşullu optimum" kavramını güçlendirmektedir.[163]

ACC — Termal/ekserjetik çerçeve: ACC'de hava tarafı film direnci ve kanat geometrisi belirleyicidir. Yüksek T_{db} saatlerinde ΔT_{app} ,ACC büyür; fan hızı (VFD) artırılarak U_{Aeff} yükseltilebilir fakat P_{fan} artışı net işe karşı gider. Büyük ölçekli santraller için literatürde ACC'li tesislerin su soğutmalı eşdeğerlerine kıyasla %5–10 mertebesinde santral düzeyi verim cezası yaşadığı; bu cezanın hava tarafı ısı dirençlerinin ve yardımcı güç tüketiminin sonucu olduğu raporlanmıştır. Isıl dalgaları sırasında kayıp daha da büyür. Bu ceza, kanat verimini yükselten tasarımlar ve kütleli debi artırımı ile azaltılabilir de, artan basınç kaybı ve aux tüketimi nedeniyle azalan marjinal getiri bölgesine hızla girilir. Hibritleştirme, özellikle pik T_{db} pencerelerinde bu cezayı sınırlamak için kullanılmaktadır. [74]

Evaporatif/ıslak — Termal/ekserjetik çerçeve: Evaporatif/ıslak yapı, adiyabatik doyunlaşma yoluyla giriş havasının T_{wb} 'ye yaklaştırılmasını

sağlar. Doğrudan ped/medya uygulamalarında psikrometrik etkenlik (ϵ) tipik olarak %65–95 aralığındadır; bu aralık medya kalitesi, kalınlığı ve hava hızı ile değişir. Enerji modelleme literatürü ve saha kılavuzları, yaygın tasarımlarda $\epsilon \approx 0,65$ – $0,80$ bandını makul varsayılan olarak raporlamaktadır. Bu etkenlik düzeyi, $T_{db} - T_{wb}$ farkı büyük, sıcak–kuru iklimlerde kondenser yaklaşımını birkaç Kelvin küçülterek p_{cond} düşüşü ve net iş artışı üretir. Nemli/denizel iklimlerde ise psikrometrik kaldırma sınırlı olduğundan kazanç göreceli olarak küçülür; su ve kimyasal tüketimi, drift/blowdown ile OPEX yükü artırır. [67,69,70]

Hibrit (ACC + delüj / seri-paralel ıslak modül): NREL’in jeotermal için yürüttüğü hibrit soğutma programlarında, bay-bazlı delüj ile ACC dizilerinin sınırlı saatlerde ıslatılması, eşdeğer giriş havası sıcaklığını 4 – 8 °C düşürerek yaz pik saatlerinde güç kaybını anlamlı şekilde azalttığı gösterilmiştir. Operasyonel olarak yılda <1000 saat ıslatma penceresi, su kullanımını sınırlarken performansı kritik talep saatlerinde geri kazandıran en düşük maliyetli seçeneklerden biri olarak raporlanır. NREL’in 2011–2013 teknik raporları ayrıca paralel/seri su soğutmalı modüllerle yoğulturma yükünün bir kısmının su tarafına yük aktarımı yoluyla taşınabileceğini, bunun ACC’nin alt-optimum bölgede uzun süre çalışmasını engellediğini ortaya koymaktadır.[67,69]

Yardımcı güç ve sermaye maliyeti etkisi: ACC’de fan özgül gücü ve kanat alanı büyümesi, ıslak kuleye kıyasla aux tüketimini artırır; Walraven çalışması, ACC yardımcısının WCT karşısında belirgin şekilde yüksek seyrettiğini ve ACC ekipman bedelinin ORC özgül yatırımının %80’ine kadar çıkabildiğini göstermiştir. Bu nedenle iskonto oranının LCOE üzerindeki etkisi ACC lehine negatif kaldırma yaratır; iskonto oranı yüksek olduğunda LCOE farkı büyür. Su fiyatı yükseldiğinde ise optimizasyon su tüketimini düşürmek için çevrimi yeniden ayarlar; belirli eşikler aşıldığında ACC ekonomik olarak daha cazip hale gelebilir. Bu sonuçlar, iklim–finans–su üçlüsünde topoloji seçiminin duruma bağlı olduğunu teyit eder. [163]

Su bütçesi; evaporasyon–drift–blowdown: Evaporatif/hibrid kurgularda toplam su kullanımı evaporasyon (E) + drift (D) + blowdown (B) olarak yazılır. Uygulama notları ve mühendislik kılavuzları drift oranını geri dolaşan su debisinin $\sim 0,005$ – $0,01$ ’i seviyesinde ve çoğu hesapta ikincil kabul eder;

blowdown miktarı, döngü sayısı (CoC) ile $B=E/(CoC-1)$ bağıntısından bulunur. Bu yapı, yüksek CoC ile blowdown'ı ve toplam su kullanımını aşağı çeker; ancak $CoC \uparrow \rightarrow$ kireçlenme/biofouling riski $\uparrow$ şeklinde bir karşılık doğurur. Yıllık su tüketimini tek bir tasarım Twb değeri ile hesaplamak aşırı tahmin doğurur; meteorolojik seri üzerinden saatlik hesaplama önerilir.[68,73]

NCG ve film-difüzyon etkileri: Yoğuşmaz gazlar (NCG) varlığında kondenser yüzeyinde kütle transferi kaynaklı ek direnç oluşur; UA_{eff} düşer, ΔT_{app} büyür. Evaporatif modda ısılatma kalitesi ve nozul/ped dağılımı difüzyon tabakası kalınlığını etkileyerek pcond duyarlılığını artırabilir. Bu nedenle hibrit/evaporatif stratejiler NCG zaman serisi ile birlikte ele alınmalı; vakum/degazlama kapasitesi spike saatlerini karşılayacak şekilde seçilmelidir. Bu bütünsel değerlendirme, ileri ekserjinin endo/eksojen ayrımlarıyla kaçınılabılır yıkımın yoğunlaştırıcı ve yardımcı alt-sistemlere dağılımını şeffaflaştırır.

Mevsimsellik ve operasyon politikaları: ACC'de VFD ile fan hızı çizelgelemesi, evaporatifte spray/ped devreye alma takvimi ve su bütçesi yönetimi, gelir zaman profili ile eşleşecek şekilde tasarlanmalıdır. Hibrit uygulamalarda yaz piklerinde delüj/evap etkin, ara mevsimlerde kuru mod; kışın tam kuru politika yaygındır. NREL bulguları, delüjün kapital-ekonomik etkinlik açısından en düşük maliyetli seçeneklerden biri olduğunu, performans kazanımlarının kritik saatlerde yoğunlaştığını göstermektedir. [69]

2.4 Gelişmiş Ekserji ve 4E

2.4.1 Yöntemsel Çerçeve ve Motivasyon

İkili ORC'lerde klasik ekserji analizi, bileşenlerdeki toplam ekserji yıkımını ("nerede, ne kadar?") verir; ancak hangi kısmının gerçekçi olarak azaltılabileceği ve bileşenlerin birbirini nasıl etkilediği sorularını sınırlı yanıtlar. Gelişmiş ekserji (advanced exergy), yıkımı iki eksenle ayrıştırarak bu sınırı aşar: kaçınılabılır/kaçınılamaz (teknolojik sınırlar ve tasarım kusurları) ve endojen/eksojen (bileşen içi köken vs. diğer bileşenlerden gelen

etkileşim). Bu ayırım, iyileştirme kaynaklarını öncelik sırasına koymayı ve yatırım kararlarını bileşenler-arası nedensellikte bağlamlamayı mümkün kılar [20–22]. Jeotermal ORC literatüründe uygulamalar, özellikle buharlaştırıcı–yoğuşturucu hattında kaçınılabılır payın yüksek olabildiğini ve yoğuşurma koşulu ile $UA/\Delta T_{min}$ kararlarının ikinci yasa performansını belirgin biçimde yönlendirdiğini göstermektedir [31].

2.4.2 Kaçınılabılır/Kaçınılmaz ve Endojen/Eksojen Ayırımı

- Kaçınılmaz (unavoidable) yıkım, güncel teknoloji ve makul ekonomik sınırlar altında teorik en iyi bileşen parametreleri ile elde edilen taban yıkımdır (ör. türbin izantropik veriminin üst sınırı, eşanjör tarafında pratik bir ΔT_{min}).
- Kaçınılabılır (avoidable) yıkım, mevcut tasarım ile bu taban arasındaki farktır; potansiyel alan budur.
- Endojen (endogenous) pay, bileşen parametreleri “en iyi” düzeye çekilse bile diğer bileşenler nominal iken oluşan kısmı;
- Eksojen (exogenous) pay ise, diğer bileşenlerin (örn. yoğuşturucunun) kusurlarının bu bileşendeki yıkımı artırdığı etkileşim kısmıdır [20–22].

Pratikte, her bileşen için bir dizi yardımcı senaryo çözdürülür: (i) “tüm bileşenler en iyi”, (ii) “sadece i’nci bileşen en iyi”, (iii) “tüm bileşenler nominal” gibi. Bu senaryolar aracılığıyla endojen/eksojen ve kaçınılabılır/kaçınılmaz parçalar cebirsel olarak ayrıştırılır. Çerçevenin ayrıntıları ve farklı ayrıştırma yaklaşımlarının tutarlılık koşulları Kelly–Tsatsaronis–Morosuk tarafından sistematikleştirilmiştir [20].

2.4.3 Örnek Bulgular (Jeotermal-ORC ve Benzer Sistemleri)

Gelişmiş ekserjinin jeotermal bir çift-akışkanlı ORC üzerindeki tipik çıktıları Nami vd. tarafından raporlanmıştır: yüksek/ düşük basınç buharlaştırıcıları ile kondenser, toplam yıkımın önemli kısmını oluşturmakta; bu bileşenlerdeki kaçınılabılır payın, örneğin ΔT_{min} azaltımı veya eşanjör alan artırımı ile rasyonel biçimde düşürülebileceği; buna karşın türbin tarafında

kaçınılabilirliğin teknolojik sınırlar nedeniyle görece daha düşük olduğu gösterilmiştir [31]. Benzer şekilde, ORC’lerde (jeotermal ve atık ısı) yapılan uygulamalar, gelişmiş ekserjiyle iyileştirme önceliğinin klasik analize göre değişebildiğini, özellikle yoğunlaştırma topolojisi ve UA bütçesinin ikinci yasa performansında birinci kaldıraç olduğunu doğrulamaktadır [42, 79].

2.4.4 Eksergoekonomi (SPECO) ile Entegrasyon

Gelişmiş ekserji tek başına nereden azaltılabileceğini söyler; ne kadara mal olacağını söylemez. Bu nedenle SPECO (Specific Exergy Costing) metodolojisiyle ekserji maliyeti tahsisi yapılır: her bileşenin yakıt/ürün akımları tanımlanır, c - değerleri (birim ekserji maliyeti) akışlar boyunca çözdürülür ve ekserji yıkım maliyeti C_D hesaplanır [44]. Ardından sermaye+O&M’nin ekserji eşdeğeri $\dot{Z}$ olarak modele eklenir; $C_D-\dot{Z}$ dengesi üzerinden marjinal kararlar verilir (örn. UA artırımla $C_D \downarrow$ ama $\dot{Z} \uparrow$). Gelişmiş ekserji ile birleştirildiğinde, kaçınılabılır paya odaklanan hedefli yatırım yapılır: eksojen ağırlıklı bileşenlerde, bazen diğer bileşene yatırım yapmak daha rasyonel olabilir (örn. buharlaştırıcıda iyileştirmenin etkisi yoğunlaştırıcıda daha büyüktür). Bu yaklaşım, son dönemde grafiksel optimizasyon panelleri ve Pareto eğrileri ile raporlanmaktadır [44, 42].

2.4.5 Eksergoçevresel Yaklaşım: LCA ile köprü

Exergoçevresel analiz, bileşen ekserji akımlarını ve ekserji yıkımını yaşam döngüsü değerlendirmesindeki (LCA) etki kategorileri ile ilişkilendirir; sonuç bileşen bazlı çevresel maliyet (örn. $\text{kg CO}_2\text{e/MJ}_{\text{ex}}$) veya özgül çevresel yük olarak ifade edilir. “Gelişmiş” versiyonda, kaçınılabılır yıkıma karşılık gelen azaltılabilir çevresel etkiler ayrı raporlanır; iyileştirme sıralaması ekonomik ve çevresel maliyetlerin birlikte minimize edildiği 4E bağlamına taşınır [76–77]. ORC özelinde doğrudan çalışmalar sınırlı olmakla birlikte, kombine çevrim ve proses uygulamalarındaki ileri exergoçevresel metodoloji jeotermal ORC için de uyarlanabilir: yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcı gibi ısı değiştiriciler ile yardımcı güç (fan/pompa) kalemleri, LCA

envanterinde belirgin iz bırakır; su tüketimi (evaporatif/hibrit) ve kimyasal şartlandırma da yerel kategorilerde ek etkiler doğurur [76–77].

2.4.6 4E Çok Hedefli Karar Problemi

4E yaklaşımı ile enerji/ekserji verimliliği, ekonomik metrikler (LCOE; geri ödeme), çevresel göstergeler (CO_{2e} veya GWI), ve su ayak izi (m³/MWh) eşzamanlı olarak ele alınır. Literatürde çok amaçlı optimizasyon çalışmalarında, LCOE–GWI (CO_{2e}) ve bazen de su kısıdının birlikte kullanıldığı Pareto yüzeyleri, özellikle yoğunlaştırma topolojisi ve UA/ΔT_{min} kararlarını güçlü biçimde etkiler; sıcak–kuru iklim ve pik saat pencerelerinde hibrid stratejilerin marjinal değer üretmesi beklenir [34]. ORC özelindeki 4E temelli tasarım–işletme çalışmalarında, konfigürasyon seçimi ve akışkan taraması MSA/GA/NSGA-II gibi algoritmalarla gerçekleştirilmiş; rejeneratif–recuperatif düzenekler çoğu senaryoda Pareto önünde toplanmıştır [75, 80]. Bu bağlamda gelişmiş ekserjiyle kaçınılmaz yıkım odaklı iyileştirme, 4E düzleminde marjinal maliyet–marjinal fayda dengelemesini hızlandırır.

2.5 Çalışma Akışkanı Seçimi

2.5.1 İlke ve Ölçütler

ORC’de çalışma akışkanı seçimi, yalnızca ısı verimlilik ve net güç çıktısını değil; yoğunlaştırma topolojisi (ACC, ıslak/evaporatif, hibrit), çevrim konfigürasyonu (basit, rejeneratif/recuperatif, iki kademeli, transkritik) ve düzenleyici kısıtlar (GWP/F-Gas, güvenlik sınıfları) altında bütünleşik ele alınması gereken bir karar problemidir. Klasik derlemeler, akışkan seçimini termodinamik kısıtlar (kuru/ıslak/isentropik buharlaşma hattı eğimi, kritik sıcaklık–basınç, ısı eşleşme), ısı değiştirici–türbin tasarımlarıyla eşleşme kalitesi ve güvenlik–çevresel kısıtlar çerçevesinde yapılandırır. Özellikle düşük–orta sıcaklıklı jeotermal kaynaklarda hidrokarbonlar (n-pentan, izobütan/izopentan) ve düşük GWP’li HFO’lar (R1233zd(E), R1234ze(Z/E), R1336mzz(Z)) öne çıkmaktadır. Bu literatür, akışkan–topoloji–iklim

üçgeninde optimumun tekil değil bağlama özgü olduğunu sistematik biçimde göstermektedir. [90]

2.5.2 Hidrokarbonlar ve Jeotermal Bağlam

Jeotermal ORC uygulamalarında n-pentan, izopentan ve izobütan, 120–170 °C brine sıcaklık aralığında yüksek doyma sıcaklıkları ve uygun basınç seviyeleri sayesinde uzun süredir tercih edilir. Stanford Jeotermal Çalıştay’ındaki uygulama raporları ve seçilmiş optimizasyon çalışmaları, basit ve recuperatif çevrimlerde n-pentan/izopentan arasında LCOE–net güç kıyasının sahaya göre değiştiğini; ACC altında artan T_{cond} nedeniyle rekuperasyonun ve daha “kuru” akışkanların avantajlılaştığını; ıslak/evaporatif yoğunlaştırma altında ise daha düşük yoğunlaştırma sıcaklığı sayesinde izobütan/karışımların öne çıkabildiğini göstermektedir. Jeotermal-güneş hibritlemelerinde ise n-pentan, siklopentan ve siloksan (HMDS) alternatifleri, genişletilmiş kaynak zarfında değerlendirilmektedir. Bu sonuçlar, ısı eşleşme ve off-design performansın akışkan seçimini kuvvetle koşulladığına işaret eder.[94,95]

2.5.3 Düşük GWP’li HFO’lar

HFC’lerin (ör. R245fa) GWP baskısı arttıkça, HFO ailesi jeotermal ORC için güçlü alternatifler sunmaktadır. Deneysel ve sayısal çalışmalar, R1233zd(E)’nin R245fa’ya karşı çoğu düşük-sıcaklık uygulamada eşdeğer hatta daha iyi çevrim performansı verdiğini; R1234ze(Z)’nin ısı verimlilikte benzer bir düzey yakaladığını; R1336mzz(Z)’nin ise yüksek kritik sıcaklığı ve A1 (yanmaz) güvenlik sınıfı ile yüksek kaynak sıcaklıklarında avantaj sağladığını raporlamaktadır. Akışkan güvenliği açısından R1233zd(E) ve R1336mzz(Z) A1 (düşük toksisite, yanmaz), R1234ze(Z/E) ise A2L (hafif alevlenir) sınıfındadır; proses tasarımında sızıntı/ havalandırma ve ateşleme kaynakları yönetimi A2L için ayrıca dikkate alınmalıdır. GWP değerleri (100-yıl): $R1233zd(E) \approx 1$, $R1336mzz(Z) \approx 2-3$, $R1234ze(Z/E) \leq 6$ aralığındadır. Bu tablo, AB F-Gas 2024/573 kapsamındaki 2050 HFC tam

aşama-dışı hedefi bağlamında HFO'ların uzun vadeli uygunluğunu güçlendirir.[103,104,106,107,101]

2.5.4 Topoliye Koşullu Etkiler

Akışkan seçimi yoğuşurma topolojisi ile birlikte değerlendirilmediğinde, kısmi yük ve pik T_{db} saatlerindeki performans yanılgılı olabilir. ACC altında yoğuşurma sıcaklığı yükseldikçe (bkz. Bölüm 3), kuru buharlaşma eğimli akışkanlar (n-pentan, R1233zd(E), R1336mzz(Z)) türbin çıkışındaki kuru genleşme ve rejenerasyon imkânı nedeniyle verim kaybını sınırlayabilir; buna karşın daha ıslak akışkanlar (ör. bazı HFC/HFO karışımları) kısmi yükte nemlenme riskini artırabilir. Islak/evaporatif yoğuşurma veya hibrit (ACC+delüj/adiyabatik ön-soğutma) ile T_{cond} düşürüldüğünde, genleşme oranı artışı akışkanlar arası farkları azaltır; bu rejimde A2L sınıfındaki R1234ze(Z/E) gibi akışkanlar da yardımcı güvenlik önlemleri ile rekabetçi hâle gelebilir. Bu koşullu optimum, saha-iklim serileri ve 4E duyarlılıklarıyla (su kullanımı, kimyasal şartlandırma, izin süreçleri) birlikte değerlendirilmelidir.[103,99,100]

2.5.5 Zeotropik Karışımlar (Isıl Eşleşme ve Glide Yöntemi)

Zeotropik karışımlar, buharlaşma/yoğuşma sırasında sıcaklık kayması (glide) sayesinde kaynak-ısı alıcı sıcaklık profillerine daha iyi eşleşme sağlayıp ısı değiştiricilerdeki ekserji yıkımını azaltabilir. Jeotermal ORC üzerinde yapılan kapsamlı çalışmalar, (i) izobütan/izopentan ve R227ea/R245fa gibi karışımlarla buharlaştırıcı-kondenser pinch noktalarının yumuşadığını, (ii) belirli karışım oranlarında net güç ve hatta LCOE iyileşmelerinin elde edilebildiğini; ancak (iii) ısı transfer katsayısının buharlaşma halinde kütle-difüzyon sınırlamaları nedeniyle azalabildiğini ve (iv) fraksiyonlama/kompozisyon kaymasının tasarım ve işletme açısından ek risk oluşturduğunu göstermektedir. Bu nedenle karışım kullanımı, ısı değiştirici alanı, basınç düşümü ve kontrol edilebilirlik (sabitleme stratejileri) ile birlikte optimize edilmelidir. Yeni nesil karışımlar ve çok amaçlı (4E)

optimizasyonlar, glide'ın yoğuşturucu tarafında ACC/evaporatif topolojiye göre farklı marjinal etkiler yarattığını da göstermiştir. [109,97,98]

2.5.6 Termal/Kimyasal Stabilite ve Malzeme Uyumu

Akışkan seçiminin üst sıcaklık sınırı, özellikle rejeneratif/iki kademeli ve transkritik düzeneklerde belirleyici olur. Aromatikler (ör. toluen) yüksek ısı stabiliteye sahip olsa da düşük sıcaklıklı jeotermal kaynaklarda pompalama/yoğuşturma basınçları ve başlangıç maliyeti nedeniyle sınırlı kalabilir. HFO'lar için çalışma üst sıcaklıkları uygulamaya bağlıdır; R1336mzz(Z), yüksek sıcaklıklarda kimyasal stabilite ve A1 güvenlik sınıfı ile öne çıkar; R1233zd(E) ise düşük-orta sıcaklıkta düşük basınç operasyonu ve A1 emniyet profili sunar. R1234ze(Z/E) A2L sınıfında olduğundan yanıcılık yönetimi ve standartlara uygun tasarım (ASHRAE 34/ISO 817) esastır. Malzeme uyumu (elastomer, yağlayıcı) üretici veri sayfaları ve standartlar ışığında doğrulanmalıdır. [105,106,107, 93]

2.5.7 Düzenleyici Çerçeve (AB F-Gas 2024/573)

AB'nin 2024/573 sayılı F-Gaz Tüzüğü, önceki 517/2014'ü yürürlükten kaldırmış ve HFC'lerde 2050'ye kadar tam aşama-dışı yol haritasını belirginleştirmiştir. Güncellenen kota sistemi, yüksek GWP içerikli akışkanların pazara arzını kademeli ve sert biçimde kısıarken, sızıntı/geri kazanım hükümlerini de sıkılaştırmaktadır. Bu çerçevede R245fa gibi yüksek GWP'li akışkanlardan R1233zd(E), R1336mzz(Z), R1234ze(Z/E) gibi ultra-düşük GWP alternatiflere geçiş, uyum ve arz riskini yönetmek açısından stratejik önemdedir. Tesisin ömür boyu akışkan stratejisinde, tedarik sürekliliği ve yetkili servis/kimyasal yönetimi de göz önünde tutulmalıdır. [101]

2.6 Psikrometrik Modelleme ve Mevsimsellik

2.6.1 Meteorolojik Veri Kaynakları ve Temsil Gücü

Isı kaybı topolojisinin (ACC, evaporatif, hibrit) yıl boyu performansını tutarlı biçimde değerlendirebilmek için en az 8760 saatlik (artık yıllarda 8784) kuru termometre (T_{db}), bağıl nem (ϕ) ve tercihen barometrik basınç ($\bar{p}$) serilerine ihtiyaç vardır. Üç ana veri yolu kullanılır: (i) Saha istasyonu ölçümleri (ii) reanaliz (ör. ECMWF ERA5; saatlik, küresel grid); (iii) “tipik meteorolojik yıl” derlemeleri (ör. TMY3). Reanaliz veri setleri (ERA5) uzun periyotlu, uzamsal olarak tam ve tutarlı bir arşiv sağlarken; TMY dosyaları tipik ay seçimiyle “ortalama” koşulları temsil eder, uç olayları (sıcak dalgası kuyrukları) kasten yumuşatır. Dolayısıyla soğutma topolojisi kıyasında: tasarım ve aylık baz için TMY, pik saat/günler ve risk analizleri için saha ölçümü veya ERA5 önerilir. ERA5’in saatlik tek seviye veri kümesi 1940’tan günümüze erişim sunar ve (bazı değişkenlerde) belirsizlik bilgisi sağlar; TMY3 el kitabı tipik ay seçim prosedürü ve sınırlılıklarını ayrıntılandırır. WMO-No. 8 ise sıcaklık–nem ölçümlerinin doğruluk ve kurulum gerekliliklerini tanımlar.[113,114,115]

2.6.2 Yaş Termometre Türetimi

Evaporatif/hibrid soğutmada etkin yaklaşımın belirlenmesi için T_{wb} gereklidir. DB–RH’den T_{wb} ’ye doğrudan kapalı form bir yaklaşım sağlayan Stull (2011) denklemi (deniz seviyesi basıncında, $-20\text{ °C} \leq T_{db} \leq 50\text{ °C}$, $5\% \leq \phi \leq 99\%$) tipik koşullarda $\approx \pm 0,3\text{ °C}$ hata düzeyiyle pratik bir kestirim verir. Ancak yükseklik ve basınç etkilerinin belirgin olduğu sahalarda veya uç nem/sıcaklık kombinasyonlarında, tam psikrometrik çözücü (Hyland–Wexler/IAPWS tabanlı) tercih edilmelidir. Enerji simülasyon motorları (ör. EnergyPlus), $\psi(T, p, \omega)$ ilişkilerini ve ıslak termometre çözümünü barometrik basınçla birlikte sayısal olarak hesaplar. Bu çalışmada, saatlik T_{wb} hesaplarında tam psikrometri temel, Stull denklemi hızlı kontrol/doğrulama amacıyla yan araç olarak kullanılır; veri ön-

işlemede duyarlılık ($\pm 0,2$ kPa basınç, ± 2 %RH) analizleri raporlanır.[111,112]

2.6.3 Evaporatif Ortam Etkisi ve Etkin Yaş Termometre

Doğrudan/ dolaylı evaporatif ön-soğutma veya delüj modülleri için etkin yaş termometre ;

$T_{wb, eff} = T_{db, in} - \eta_{pad}(T_{db, in} - T_{wb})$ şeklinde tanımlanır. Ped/medya etkenliği (η_{pad}) saha ve hız koşullarına bağlı olarak $\approx 0,65-0,80$ (tipik varsayılan) bandında raporlanır; EnergyPlus mühendislik dokümanları 0,67'yi makul varsayılan kabul eder. Tasarım yerine işletme analizi hedeflendiğinden, η_{pad} için ölçüm/üretici verileri esas alınmalı; yoksa 0,65–0,85 aralığında senaryo çalışılmalıdır. Bu tanım, kondenser yaklaşımını ACC için $\Delta T_{app, ACC} = T_{sat, cond} - T_{db}$, evaporatif/hibrid için $\Delta T_{app, evap} = T_{sat, cond} - T_{wb, eff}$ biçiminde standardize eder. [118]

2.6.4 Mevsimsellik

Yıllık seri üzerinde operasyon politika tasarımı için üç temsili gün kümesi önerilir:

- (i) Referans günleri: Ay bazında medyan T_{db} ve T_{wb} çevresindeki günler;
- (ii) Pik günler: Yılın üst %1 T_{db} veya $T_{wb, eff}$ dilimine giren günler (genellikle yaz);
- (iii) Sıcak dalgası kuyruğu: Art arda ≥ 3 gün üst %5 T_{db} (veya ısı endeksi) eşiğinde olan aralıktaki son gün.

Bu kümeler, kondenser arka basıncının (p_{cond}) pik saatlerde türbin işine etkisini, ayrıca su-kWh takasının (evaporatif/hibrid) gerçek değerini görünür kılar. “Sadece TMY” ile yapılan analizlerde pik saat kayıpları azımsanabileceğinden, en az bir gerçek yıl (veya ERA5) serisiyle çapraz doğrulama yapılır. ERA5’in saatlik doğası ve belirsizlik katmanları, pik olay istatistiklerinin güven aralıklarını da raporlamaya elverişlidir. [113,114]

2.6.5 Psikrometri

Saatlik T_{db} , ϕ ve $\bar{p} \rightarrow$ (tam psikrometri) $\rightarrow T_{wb}$, ardından η_{pad} ile $T_{wb,eff}$ elde edilir. ϵ -NTU çerçevesinde kondenserin UA bütçesi sabit kabul edilirse, yaklaşım sıcaklığı (ΔT_{app}) doğrudan $T_{sat,cond}$ 'u ve dolayısıyla p_{cond} 'u belirler. ACC'de VFD set-point politikaları (fan hızı-aux dengesi) ile evaporatif/hibridte spray/ped aktivasyonu ($m^3 \leftrightarrow kWh$ marjinali) saatlik optimize edilir; sonuçlar net kWh, η_x , P_{aux} ve su tüketimi olarak raporlanır. Isı değiştirici modelinde ϵ -NTU/ ΔT_{min} eşdeğerlemesi ve basınç düşümü etkileri bileşen düzeyi duyarlılıkta ayrı izlenir. [112]

2.7 Kirlenme ve Temizlik Periyotları

2.7.1 Mekanizmalar ve Tipoloji

Jeotermal ORC ısı kaybı zincirinde kirlenme üç ana ekseninde birikir: (i) partikül taşınımı (toz, polen, lif, böcek, yaprak; özellikle ACC kanat yüzeyleri), (ii) kristalleşme/kimyasal çökeltim ($CaCO_3$, $CaSO_4$ vb.; evaporatif/ıslak devre), (iii) biyolojik birikim/biofilm (alg, bakteri; ped/medya ve kule dolgu). Klasik ısı-fouling literatüründe Kern-Seaton çerçevesi birikim-sökülme akıları arasındaki dengeyle asemptotik kirlenme direncine R_f^∞ yaklaşımı öngörür; Epstein ve izleyen derlemeler, mekanizma-bazlı sınıflandırma ve evrim denklemlerini sistematikleştirmiştir. Güncel çalışmalar, terminolojiyi ortaklaştırarak asemptotik ve geçici rejimlerin ayırt edilmesini önermektedir. Bu sonuçlar, ısı değiştiricilerde gözlenen UUU düşüşünün zamanla doyuma varabileceğini ve temizlik planlarının ekonomik optimum etrafında çizilmesi gerektiğini göstermektedir. [146,147]

2.7.2 ACC-Hava Tarafı Kirlenme Anatomisi

ACC'de kanatlı boru demetleri, rüzgâr yönü ve saha koşullarına bağlı toz/polen/organik lif yüküyle hızla kirlenir; bu, hava tarafı ısıl direncini artırır, basınç kaybını yükseltir ve UA_{eff} 'i düşürür. Erken saha raporları, kanat

yüzeylerinin pollen-toz-insect kümeleri, yaprak ve hatta hafif plastik filmle örtülmesinin performansı anlamlı biçimde düşürdüğünü aktarır. Malzeme/kaplama araştırmalarında Ni-P kaplama uygulanmış kanatlı boruların birikim direncini %80+ mertebesinde azalttığı bildirilmiştir; bu, temizlik periyodunu seyrekleştirme ve pik mevsim öncesi temizlik zamanlamasını güçlendirme potansiyeli sunar. Kullanıcı kılavuzları ise pratikte yıllık temizliği genel kural, saha toz yükü ve mevsimsel olaylar (ör. çiçeklenme, hasat) sonrasında ilave temizlikleri önerir; en sıcak dönem öncesi temizlik, pik T_{db} saatlerinde arka basınç cezasını sınırlamak için doğrudan tavsiye edilmektedir.[152,148]

2.7.3 Evaporatif-Isalak Devre Tarafı Kirlenmesi

Kule-ped/medya tarafında çözünmüş katılar ve biyolojik aktivite; dolgu/medya kanallarında tıkanma, damla taşıyıcıda (drift eliminator) verim kaybı ve ısı-kütle transfer alanı daralması üretir. CTI yayınları, sirkülasyondaki suyun çözünmüş-askıda katı ve biyolojik bileşenlerinin dolgu üzerinde ölçeklenme/biofouling doğurduğunu; bunun performans ve basınç kaybı üzerinde belirgin etkileri olduğunu göstermektedir. CoC'nin (döngü sayısı) yükseltilmesi blowdown'u azaltırken ölçeklenme riskini artırır; federal/uygulama kılavuzları 3→6 CoC artışının makyaj suyu ~%20, blowdown ~%50 düşüş getirdiğini; buna karşılık kimyasal rejim ve/veya yan filtrasyon gerektirdiğini not eder. How-to kılavuzlar, dengeli su kimyası ve otomatik blowdown kontrolüyle yüksek CoC'de stabil işletmenin mümkün olduğunu belirtir.[155,156,157]

2.7.4 Kirlenme Modelleri ve $UUU-R_fR_{fR}$ Dinamiği

Kern-Seaton'ın birikim-sökülme dengesi, çok sayıda endüstriyel modelin temelidir; dinamik uygulamalarda $R_f(t)R_{f(t)}R_f(t)$ çoğunlukla asemptotik forma (örn. $R_f = R_f^{\infty}(1 - e^{-bt})$) veya kinetik türevlere (örn. kalınlık-bağımlı sökölme) uydurulur. Güç santrali buhar kondanselerlerinden proses ısı değiştiricilerine uzanan yayınlar, kinetik katsayıların akış rejimi, yüzey pürüzlülüğü ve su kimyasına duyarlı olduğunu; temiz-kirli

genişletilmiş ϵ -NTU modellerinin saha verisine 1–2 °C ıkış sıcaklığı hatalarıyla uyarlanabildiğini göstermektedir. Isı kayıplarını basınç kaybı cezası ile birlikte modelleyen ORC çalışmalarında, ek ısı kazanımı uğruna arttırılan alan/kanal ve kirlenmenin yükselttiği Δp 'nin, aux g üzerinde karşı maliyet doğurduğu özellikle vurgulanmıştır.[150, 149]

2.7.5 Çevrimiçi İzleme ve UA Sağlığı

Saha uygulamalarında evrimii UA kestirimi (ϵ -NTU tabanlı ters problem) ile $R_f(t)$ eğrileri, eşik/uyarı mantığı altında izlenir. Son dönemde işletme verisi + yarı-ampirik yaklaşımlar (RLS/EKF) ile melez (fizik+veri) yöntemler, değişik ısı değiştirici sınıflarında kirlenme ilerlemesini kestirmek üzere kullanılmış; LSTM/hibrit modellerin kirlenme algılama/doğrulama (FDD) başarıları raporlanmıştır. Büyük ısı pompaları ve bölgesel ısıtma eşanjörleri üzerindeki çalışmalar, evrimii fouling izleme çerçevelerinin saha-uygulanabilirliğini göstermektedir; ORC bağlamında aynı çizgiler, kondenser UA'nın mevsimsel toz/biyolojik yük altında nasıl bozulduğunu izlemek için doğrudan aktarılabilir. [160]

2.7.6 Temizlik Periyotları

ACC kullanıcı kılavuzları yıllık temizlik sıklığını tipik kabul eder; toz yükü yüksek sahalarda veya mevsimsel olaylar sonrası ek temizlik önerir ve en sıcak dönem öncesi temizlik zamanlamasına özel vurgu yapar. Son dönem yöntem çalışmaları, temizlik döngüsünün dinamik model ve küresel duyarlılık analiziyle ekonomik optimuma göre ayarlanabileceğini; uygun planlamanın pik dönem kısıtlarını hedefe bağlayabildiğini göstermiştir. Termal santral kondanserlerinde düzenli temizlik ve hava-kaçak yönetiminin verim-CO₂ eşdeğerinde ölçülebilir iyileşmeler getirdiği endüstriyel uygulamalarla doğrulanmıştır.[154,162]

2.8 Yoğuşmayan Gaz Yönetimi (NCG)

2.8.1 NCG'nin Termodinamik Etkisi

Jeotermal akışkanlardaki yoğuşmaz gazlar (çoğunlukla CO₂, eser CH₄, N₂, H₂S) kondansasyon yüzeyinde film difüzyon direnci oluşturur; kısmi basınç etkisiyle yoğuşma sıcaklığı ve arka basınç yükselir, net iş azalır. Klasik ve güncel çalışmalar NCG fraksiyonunun türbin işi ve kondenser performansı üzerindeki cezayı nicel olarak ortaya koymuştur; CO₂'nin NCG içindeki payının genellikle >%95 olduğu sahalar yaygındır. [164,165]

2.8.2 İkili Tesisler (ORC) Açısından Bağlam

Flash/karışık çevrimlerde NCG doğrudan buhar kondanserine taşınırken, ikili ORC'lerde jeotermal brinde çözünmüş CO₂ ısı değiştiricilerde eksolüsyon gösterebilir, degazlama ihtiyacı doğurur ve brin tarafı ısı transferini etkileyebilir. Degazlama/stripper üniteleri ve/veya vakum sistemleri ile brin tarafındaki NCG yönetilir; ORC'nin çalışma akışkanı kondanserine NCG taşınması tipik değildir, ancak vakum sızıntıları ve servis koşulları istisna oluşturabilir. Literatür, NCG artışının yoğuşurma basıncını yükselterek brin-tarafı UA_{eff} 'i düşürdüğünü ve net güç kaybına yol açtığını rapor eder.[166]

2.8.3 NCG Giderme Teknolojileri ve Enerji Gereksinimleri

Başlıca seçenekler: çok kademeli buhar ejektörleri, mekanik kompresörler (tek/çok kademeli, arası soğutmalı), hibrit sistemler (ejektör+kompresör) ve iki fazlı ejektör/edüktör çözümleri. Sistem seçimi NCG debisi ve emme basıncına göre yapılır; spesifik güç tüketimi teknolojiye ve koşullara bağlıdır. Derleme çalışmalar enerji gereksinimini karşılaştırır ve iki fazlı ejektör gibi düşük enerji seçeneklerinin saha uygulanabilirliğini tartışır. Varyant seçiminde, bakım, korozyon, H₂S güvenliği ve rezervuar yönetimi eşzamanlı düşünülmelidir. [167]

2.8.4 Vakum/Degazlama Çizelgelemesi ve Yardım Güç

Operasyonda amaç, vakum sistemi kW'larını arka basınç cezası ile marjinal eşitlikte tutmaktır (Bkz. Bölüm 9). NCG ölçümü (online CO₂, toplam gaz fraksiyonu) ile vakum kademesi sayısı/kompresör hızının saatlik çizelgelenmesi, parasitik tüketimi azaltır. Sıcak dalgası günlerinde (yüksek T_{db}) NCG cezası daha görünür olduğundan, hibrit ısılatma ile kondenser yaklaşımının düşürülmesi ve vakum yükünün dengelemesi birlikte planlanır. Sahaya özgü çalışmalar, NCG artış senaryolarında kondenser performans kaybını ve net güç etkisini ayrıntılandırır. [170]

2.8.5 Reenjeksiyon

NCG reenjeksiyonu, doğrudan salımları azaltır ve uzun vadede rezervuar yönetimi için faydalar sağlayabilir. Te Huka (NZ) ikili santral örneğinde saha, tarihsel olarak NCG'nin ~%81'ini atmosfere salmış; yürütülen programla pasif NCG reenjeksiyonuna geçiş amaçlanmıştır. GRC 2023 bildirisi, CO₂-ağırlıklı NCG akışının reenjeksiyonla emisyon etkisinin azaltılabileceğini ve işletme/rezervuar dengesi açısından uygulanabilir olduğunu göstermiştir. 2025 tarihli model-saha sentez çalışmaları, reenjeksiyonun uzun dönem sürdürülebilirlik ve üretim düşümü kontrolünde faydasını doğrular niteliktedir (parazitik yük dikkate alınarak).[168,169]

2.8.6 Tasarım/İşletme Notları

- Gaz ayırma noktası: Brin hattında eksogaz oluşumuna karşı yüksek sıcaklıklı eşanjör çıkışına yakın degazlama etkin olabilir; çözelti dengesi ve hidrolik kayıplar birlikte değerlendirilmelidir.
- Malzeme/korozyon: CO₂/H₂S kompozisyonuna göre malzeme seçimi ve korozyon inhibitörü kullanımına gidilir.
- Emisyon muhasebesi: NCG salımları, LCA/TEWI'nin doğrudan emisyon bileşenine girer; reenjeksiyon bu bileşeni düşürür (Bkz. Bölüm 13).
- Güvenlik: H₂S iş sağlığı prosedürleri, gaz algılama ve havalandırma interlock'ları zorunludur.

- Veri: Online NCG fraksiyonu, kondenser basıncı, vakum kW ve net iş birlikte kaydedilmeli.

2.8.7 Politika ve Gelecek Yönelimler

Yeni saha raporları, NCG içeriği yüksek sahalarda ikili çevrim + tam reenjeksiyon kombinasyonunun ekserji/çevre ve uyum açısından en güçlü çözümü sunduğunu belirtir. Model-tabanlı kontrol (MPC) ile vakum çizelgelemesi ve hibrit ısılatma birlikte optimize edilerek parasitik yük-emisyon çifti dengeye getirilebilir. Ejektör/edüktör teknolojilerinin enerji verimi iyileştikçe, özellikle orta debili sahalarda OPEX avantajı sunması beklenmektedir.

2.9 Kabul Testleri, Ölçüm-Doğrulama (M&V) ve Belirsizlik

2.9.1 Amaç ve Kapsam

Isı kaybı topolojisinin (ACC, ıslak/evaporatif, hibrit) çevrim performansına etkisini bilimsel olarak teyit etmek için kabul testleri ve ölçüm-doğrulama (M&V) süreçlerinin uluslararası standartlara göre yürütülmesi esastır. Bu bölüm, ASME PTC 30.1 (ACC kabul testi), CTI ATC-105/140 (kule performansı ve drift ölçümü), Eurovent REC 9/12 (evaporatif ekipman verim standardı), ASHRAE Guideline 14 (M&V), ISO 50006 (enerji performans göstergeleri/temelhatları) ve ASME PTC 19.1 (test belirsizliği) ile PTC 19.3-TW (termowell tasarımı) ekseninde uygulanabilir bir iskelet sunar.[171,174,177,174]

2.9.2 ACC Kabul Testleri

Jeotermal ikili santrallerde yaygın mekanik çekişli hava soğutmalı kondenserler (ACC) için ASME PTC 30.1 tekdüze yöntem ve raporlama kuralları tanımlar: vakum altında çalışan ACC’lerde termal performansın kabul testini, izleme metodolojilerini ve rutin testleri ayrıntılandırır. Sözleşmelere doğrudan entegre edilebilecek biçimde “koşullara uyarlama”

(barometrik basınç, ambiyans, rüzgâr etkisi vs.) kuralları da mevcuttur. ASME PTC 30 (air-cooled heat exchangers) kodu ise daha geniş bir sınıf için test ve tasarım koşullarına düzeltme (rating condition correction) yöntemlerini verir; sahadaki ölçülerin garanti koşullarına tarafsız indirgenmesi bu sayede mümkün olur.[172]

2.9.3 Islak ve Evaporatif Sistemler

CTI ATC-105 kabul test kodu, su soğutma kulelerinde performans kabulünü; saha yükünün ≥ 1000 saat işletilmiş olması ve tasarım yaş termometreye yakın (koddaki örnek uygulamada ± 15 °F içinde) koşullarda ölçüm yapılmasını şart koşar. Saha notları, bu bandın ilkbahar-sonbahar pencerelerinde sağlanabildiğini raporlar. CTI ATC-140 ise drift ölçümü için izokinetik numune alma, enstrümantasyon ve veri işleme prosedürlerini tanımlar; drift değerlendirmesi çevresel izin ve sağlık mevzuatıyla doğrudan bağlantılıdır. Eurovent REC 9/12'nin 2025 güncel edisyonu, mekanik çekişli evaporatif ürünlerin enerji verimliliği için sınıflandırma ve hedef düzeyleri belirleyerek, üretici-kullanıcı arasında kıyaslanabilirlik sağlar.[174,175,176]

2.9.4 M&V Omurgası

ASHRAE Guideline 14 (2014/2023), ölçüm noktaları, veri kalitesi, binleme ve tasarruf hesapları için kabul görmüş bir çerçeve sunar; fan izleme, RMS güç, yük frekans dağılımı ve belirsizlik beyanı ile ilişik eklentiler, ısı reddi alt-sistemi gibi “retrofit izolasyon” kapsamındaki uygulamalara doğrudan uyarlanabilir. ISO 50006 ise enerji performans göstergeleri (EnPI) ve enerji temelhatları (EnB) tesis ederek, M&V'nin günlük operasyon panellerine entegre edilmesini tarifler. Bu iki belge birlikte kullanıldığında, VFD set-point değişiklikleri veya delüj/spray aktivasyonuna bağlı net tasarruf ve marjinal kWh $\leftrightarrow$ m³ çıktıları teyit edilebilir hâle gelir.[177,178]

2.9.5 Belirsizlik Beyanı

Kabul testlerinin karar gücü, ölçüm ve model belirsizliği doğru beyan edilmeden sınırlı kalır. ASME PTC 19.1; ölçüm parametreleri, Tip A/Tip B kaynaklar, yayılım (propagation) ve bileşik belirsizlik hesapları için yöntembilimi standardize eder. 2013/2018 güncellemeleri, güç santrali performans testleri için kullanılmak üzere belirsizlik çerçevesini sadeleştirmiştir. Isı reddi bağlamında; psikrometri (T_{db} , ϕ , $\bar{p}$), debi, sıcaklık ve basınç sensör zincirindeki her bir unsurun kalibrasyon izleri ve ölçüm aralığı-çözünürlük ilişkisi PTC 19.1'e göre değerlendirilmelidir. Sonuç ACC kapasitesi, kule yaklaşımı, ΔT_{app} , p_{cond} ve W_{net} için %95 güven düzeyinde belirsizlik bantlarıyla raporlanır.[179]

2.9.6 Enstrümantasyon ve Yerleşim

Termowell ve sıcaklık ölçüm zincirinin akışa mekanik güvenli entegrasyonu için ASME PTC 19.3-TW kriterleri (ör. wake-frequency sınırı, dayanım ve malzeme seçimi) uygulanmalıdır; aksi durumda titreşim kaynaklı arıza riski doğar. Güncel uygulamalar 2016 sürümüne referans verir ve yüksek hız koşullarında konik/tapered veya vorteks termowell mimarilerine yönelir. Ölçüm noktası yerleşimleri (ACC bankası giriş/çıkışı, kule havuzu/dağıtım, spray loop) temsil edilebilirlik ve ölçüm hatası minimize edilerek planlanır; hava tarafı sıcaklık/bağıl nem için ekranlı özdevinimli sensörler ve radyasyon hatası giderimleri önemlidir. [180]

2.9.7 Test Planı ve Veri Kalitesi

- (i) Ön-koşul: Mekanik temizlik/bakım tamamlanmış, UA sağlığı kontrol edilmiş.
- (ii) Koşul eşlemesi: CTI ATC-105 mantığında tasarım T_{wb} 'ye yakın test penceresi seçimi; PTC 30.1 uyarınca barometrik basınç ve rüzgâr düzeltmeleri.
- (iii) Süre ve örnekleme: En az 2–4 saat kararlı yük, ≥ 1 Hz örnekleme (ortalama alma ile), dışlama kuralları önceden tanımlı.

- (iv) Kalibrasyon: İzlenebilir kalibrasyon sertifikaları; ölçüm menzili-doğruluk uyumu.
- (v) Veri bütünlüğü: ASHRAE G14'e göre binleme ve ** boşluk yönetimi**; ISO 50006 ile EnPI/EnB güncellemesi.
- (vi) Belirsizlik: PTC 19.1'e göre toplam belirsizlik tablosu ve karar kriteri (örn. tolerans bandı içinde “geçti/kal” hükmü). [177,178,174]

2.9.8 Koşullara Düzeltme ve Raporlama

Saha testinde ölçülen büyüklükler, PTC 30/30.1'de verilen yöntemlerle garanti koşullarına taşınır: barometrik basınç, ambiyans Tdb/Twb, rüzgâr profili, fan devri, su devri gibi etkiler için düzeltme katsayıları kullanılır. CTI ATC-105 kabulünde merkezi hatalar (psikrometrik etkenlik, drift tahmini) duyarlılık analiziyle açılır; Eurovent REC 9/12 sınıflandırması rapora eklenerek pazar standardı ile kıyas sağlanır. Rapor yapısı:

- (a) Özet tablo (geçti/kal, tolerans sapmaları),
- (b) ölçüm seti (sensör listesi, yerleşim, kalibrasyon),
- (c) ham veri (zaman damgalı),
- (d) düzeltme ve belirsizlik tabloları,
- (e) grafikler (ACC pcond , ΔT_{app} , kule yaklaşımı, drift),
- (f) uyum (sağlık/çevre).[172,174,176]

2.9.9 Özel Durumlar

Hibrit testlerinde “kuru” ve “ıslatılmış” mod ayrı koşullandırılır; spray/ped etkenliği ve su dengesi (E+D+B) eşzamanlı ölçülür. ASHRAE G14 çerçevesi ile retrofit izolasyon yaklaşımı uygulanarak marjinal $\lambda_{H_2O} = \Delta W_{net} / \Delta M$ metrikleri raporlanır; ISO 50006 ile EnPI'ye bağlanır. CTI ATC-140 ölçümleri, drift garantisinin teyidi ve çevre izni için şarttır; Eurovent sınıfı enerji etiketi rolü görür.[177,178,175,176]

2.9.10 Sık Hatalar ve Azaltım

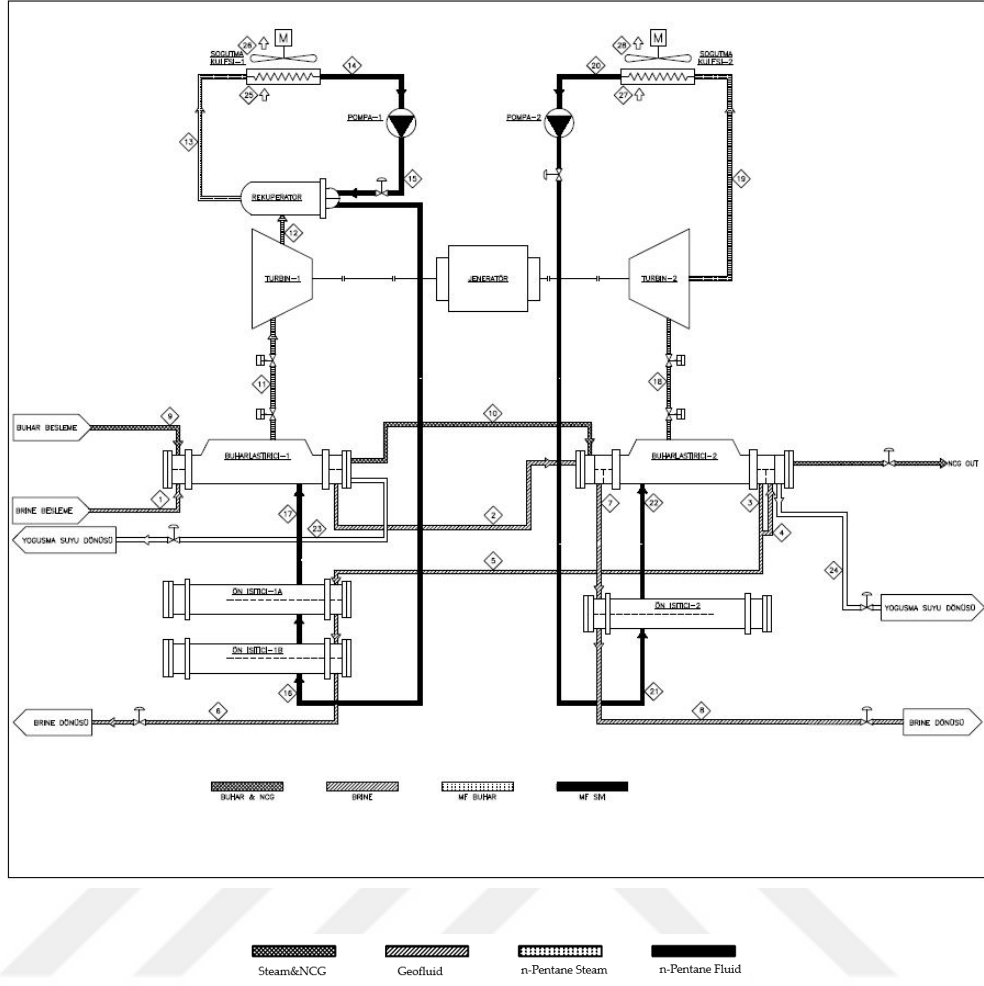
- Belirsizlik beyansız karşılaştırma: PTC 19.1'e göre %95 güven bantları verilmeden "geçti/kal" hükmü anlamlı değildir.[179] ASME
- Termowell yetersizliği: PTC 19.3-TW hesapları yapılmadan yerleştirilen uzun/ince termowelller titreşimle kırılabilir.[180] ASME
- Psikrometrik hatalar: Ekransız sensör ve radyasyon etkisi Tdb/φ okumalarını sistematik bozar; kabul testi yanlış sonuç verir .
- Koşula uygun olmama: ATC-105'te tasarım Twb'den çok sapılmış testler düzeltme yükünü büyütür; test penceresi sezon seçimiyle planlanmalıdır. [174]
- Kuvvetli rüzgâr: ACC giriş akışını bozarak fan kanunları varsayımlarını zedeler; PTC 30.1 düzeltmeleri ve rüzgâr bariyerleri değerlendirilmelidir.[171]

2.9.11 Uygulama Akışı

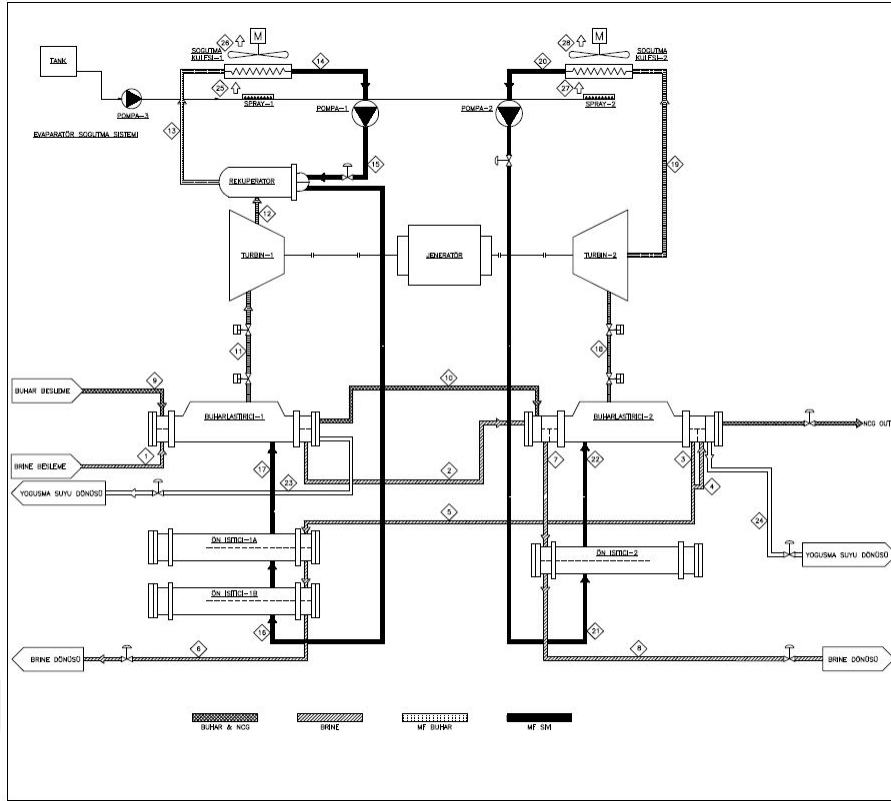
- 1)Test türü: ACC (PTC 30.1) / Kule (ATC-105) / Drift (ATC-140) seçimi.
- 2) Plan: Tasarım Twb penceresi ve meteoroloji.
- 3) Enstrümantasyon: PTC 19.3-TW uygun termowell; izlenebilir kalibrasyon.
- 4) Toplama: G14'e göre veri kalitesi ve binleme.
- 5) Düzeltme: PTC 30/30.1 koşul düzeltmeleri.
- 6) Belirsizlik: PTC 19.1; %95 güven.
- 7) Rapor: Eurovent sınıf, drift garantisi, EnPI/EnB (ISO 50006).

3. SİSTEM TANIMI

İkili çevrim enerji santralleri, sıvı ağırlıklı jeotermal rezervuarlardan çıkarılan jeotermal sıvıyı (tuzlu su) kullanır. Bu sistemler, nispeten düşük kaynama noktasına sahip izobütan, n-pentan, izopentan veya R-114 gibi ikincil (ikili) çalışma sıvısı kullanır. İkili akışkan, jeotermal tuzlu sudan elde edilen termal enerji kullanılarak bir ısı eşanjörü (buharlaştırıcı) içinde tamamen buharlaştırılır ve genellikle aşırı ısıtılır. Ortaya çıkan buhar daha sonra bir türbin aracılığıyla genişlererek elektrik üretir. Genleşmenin ardından buhar, hava soğutmalı veya su soğutmalı kondansatörler kullanılarak yoğuşur. Yoğuşan akışkan daha sonra basınçlandırılır ve buharlaştırıcıya geri dolaştırılarak kapalı devre Rankine çevrimini tamamlar. Bu çalışma, Türkiye'nin Manisa ilinin Alaşehir bölgesinde bulunan Mis-1 İkili Jeotermal Enerji Santrali'nin (GPP) performans değerlendirmesine odaklanmaktadır. Mis-1 GPP, 1 üniteden oluşur ve 12,3 MW kurulu güce sahiptir. Hava soğutmalı kondansatörlerle donatılmış olan ve durum 1 olarak adlandırılan santralin ilk konfigürasyonu, Şekil 1'de gösterilen şematik akış diyagramında gösterilmektedir. Şekil 2, mevcut güç çevrimine bir evaporatif soğutma sisteminin entegrasyonunu yansıtacak şekilde revize edilmiş olan Durum 2'nin şematik akış diyagramını göstermektedir.



Şekil 1. Hava soğutmalı kondensерlerle donatılmış Mis-1 JES'in şematik akış diyagramı.



Şekil 2. Evaporatif soğutma sistemi ile donatılmış Mis-1 JES'in şematik akış diyagramı.

İlk durumda, Mis-1 Jeotermal Enerji Santrali (GPP) hava soğutmalı ikili organik Rankine çevrimi ile çalışmaktadır. Mis-1 GPP, 2008 yılında bu konfigürasyonla özel olarak ta-sarlanmış ve kurulmuştur. Şekil 1'de gösterildiği gibi, sistem Buharlaştırıcı I, Buharlaştırıcı II, Ön Isıtıcı I-A, Ön Isıtıcı I-B, Ön Isıtıcı II, Rekuperatör, Türbin I, Türbin II, Kondenser I, Kondenser II, Pompa I, Pompa II ve Jeneratörden oluşmaktadır ve birinci ve ikinci çalışma seviyelerine dağıtılmıştır. Isı, her biri yaklaşık 2000 ila 2500 metre derinliğe ulaşan üç artezyen kuyusundan çıkarılan jeotermal sıvılar aracılığıyla sisteme aktarılır. Bu üretim kuyuları, 155–160 °C sıcaklık aralığında, 7–9 bar basınç aralığında ve saatte 750–800 ton akış hızı aralığında çalışır. Her kuyunun tepesinde, iki fazlı akışı buhar ve sıvı tuzlu suya ayırmak için dikey ayırıcılar kullanılır. Üretim kuyuları, faz ayırıcılar, kontrol ve güvenlik otomasyon sistemleri, yeniden enjeksiyon kuyuları ve tüm ilgili boru ve mekanik bağlantı parçaları dahil olmak üzere üretim

altyapısı bu araştırmanın kapsamı dışındadır. Jeotermal akışkan, hem sıvı hem de buhar fazında enerji santraline girdikten sonra ORC devreye girer ve yüksek (Seviye I) ve düşük basınç (Seviye II) döngülerinde eşzamanlı olarak çalışır. Seçilen gün için, döngünün sıcaklığı, basıncı, kütle akış hızları ve termodinamik özellikleri, karşılık gelen hesaplanan ekserji akış hızları ile birlikte Şekil 1'de gösterilen durum noktası numaralandırma şemasına göre Tablo 1'de tablo halinde verilmiştir.

Tablo 1. 1 Temmuz 2022 tarihinde Mis-1 hava soğutmalı JES'te (Durum I) gerçek çalışma koşulları için termodinamik özellikler ve hesaplanan ekserji oranları.

Nokta	Akışkan	T (°C)	P (kPa)	$\dot{m}$ (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	ex (kJ/kg)	$\dot{E}_x$ (Kw)
0	Brine	20	101,325	-	83,915	0,2965	-	-
0	n-Pentan	20	101,325	-	102,5	0,3776	-	-
0	Hava	20	101,325	-	42,29	-	-	-
1	Geo Fluid	154,9	681	209,72	653,4	1,891	102,05	21403,68
2	Brine	125,3	670	209,72	526,3	1,585	64,66	13560,89
3	Brine	103,5	630	209,72	434,3	1,346	42,72	8960,18
4	Brine	103,5	620	69,91	434,3	1,346	42,72	2986,72
5	Brine	103,5	590	139,81	434,3	1,346	42,72	5973,45
6	Brine	85,9	540	139,81	359,8	1,145	27,14	3795,58
7	Geo Fluid	99,1	610	69,91	415,4	1,297	38,18	2669,65
8	Brine	78,8	590	69,91	330	1,061	21,97	1535,99
9	Brine	153,4	618	3,61	2750	6,807	757,53	2735,53
10	Geo Fluid	132,1	609	1,07	2723	7,006	672,19	718,87
11	n-Pentan	131,8	1141	99,00	648,24	1,839	117,33	11615,72
12	n-Pentan	84,8	187	98,69	583,31	1,8509	48,91	4827,31
13	n-Pentan	69,8	187	98,69	554,54	1,7714	43,44	4287,99
14	n-Pentan	53,9	187	98,69	183,95	0,64	4,52	446,83
15	n-Pentan	55,6	1370	98,69	188,1	0,641	8,38	827,47
16	n-Pentan	68,8	1305	98,69	220,66	0,749	9,28	916,28
17	n-Pentan	101,1	1154	98,69	304,26	0,981	24,87	2454,83
18	n-Pentan	101,9	626	63,00	601,21	1,7736	89,47	5636,77

1	n-Pentan	71,7	171	61,00	559,09	1,794	41,37	2523,71
20	n-Pentan	51,4	171	62,63	177,88	0,621	4,02	252,22
2	n-Pentan	52,2	745	62,63	179,82	0,6211	5,93	371,89
22	n-Pentan	86,9	698	62,63	266	0,87	19,15	1199,54
23	Brine	132,1	609	2,54	555,3	1,657	72,55	184,40
24	Brine	101,3	600	1,07	424,7	1,322	40,15	42,94
25	Hava	3	101,325	4270,00	84,123	-	0,98	4193,56
26	Hava	42	101,325	4270,00	92,68	-	1,48	6349,49
27	Hava	3	101,325	3202,00	84,123	-	0,98	3144,68
2	Hava	40,5	101,325	3202,00	91,294	-	1,38	4423,563

Jeotermal akışkan, 154,9 °C sıcaklık, 681 kPa basınç ve 209,72 kg/s kütle akış hızında Buharlaştırıcı I'e girer ve burada çalışma akışkanı olan n-pentana ısı aktarır. Ardından akışkan, Seviye II'de bulunan Buharlaştırıcı II'ye akar ve n-pentan ile ısı değişim sürecine devam eder. Bu noktada, jeotermal akışkanın sıcaklık ve basıncının düşmesi nedeniyle, ayırıcılardan elde edilen ek bir akış sisteme entegre edilir. Buharlaştırıcı II içinde, jeotermal sıvı ve buhar fazları karışmadan geçer. Buharlaştırıcı II'den çıktıktan sonra, yoğunlaşmayan gazlar (NCG'ler) atmosfere tahliye edilirken, yoğunlaşmış jeotermal akışkan, yeraltına yeniden enjeksiyon için yeniden enjeksiyon pompaları aracılığıyla basınçlandırılır. Daha sonra, jeotermal sıvı, daha fazla ısı geri kazanımını kolaylaştırmak için Ön Isıtıcı I ve Ön Isıtıcı II'den geçer. Ön ısıtıcılarından 85,40 °C ve 540 kPa sıcaklıkta çıkan jeotermal sıvı, yoğunlaşmış jeotermal sıvı ile birlikte yeniden enjeksiyon kuyularına pompalanır. Şekil 1'de gösterildiği gibi, n-pentan, Seviye I'deki Evaporatör I'de ısıtıldıktan sonra, 131,8 °C ve 1141 kPa (nokta 11) sıcaklığında aşırı ısıtılmış buhar olarak Türbin I'e gönderilir ve burada türbini tahrik etmek için kullanılır. Türbin I'den 84,8 °C ve 187 kPa (nokta 12) sıcaklığında çıkan n-pentan, geri kazanım cihazına gönderilir ve burada kalan ısı, Pompa I'den gelen sıvıyı ön ısıtmak için kullanılır. Reküperatörden çıktıktan sonra n-pentan, 69,8 °C sıcaklıkta (nokta 13) hava soğutmalı kondensere (Kondenser I) girer ve burada 53,9 °C sıcaklıkta ve 187 kPa basınçta doymuş sıvıya yoğunlaştırılır (nokta 14). Sıvı daha sonra Pompa 1 tarafından 1370 kPa'ya

basınçlandırılır ve geriye geri dönüşüm cihazına (nokta 15) yönlendirilir, burada artık ısıyı emer. Bu ön ısıtma, aşağı akış ısı eşanjörleri Ön Isıtıcı IA-IB ve Buharlaştırıcı I'nin termal verimliliğini artırır. Akışkan, Ön Isıtıcı IA-IB (nokta 16) ve Buharlaştırıcı I (nokta 17) boyunca ilerleyerek Seviye I organik Rankine çevrimini (ORC) tamamlar. Sistem performansını artırmak için, Seviye II'de ikinci bir ORC çalışır. Burada, n-pentan Buharlaştırıcı II'de 101,9 °C ve 626 kPa'ya (nokta 18) ısıtılır ve Türbin II'den geçerek genişler. Egzoz buharı, Kondenser II'de 71,7 °C'de (nokta 19) yoğunlaşır ve Pompa II tarafından 51,4 °C'de 171 kPa'ya (nokta 20) pompalanır. Basınçlı akışkan daha sonra Ön Isıtıcı II ve Buharlaştırıcı II'den (nokta 21 ve 22) geçerek Seviye II döngüsünü tamamlar. Son olarak, Türbin I ve Türbin II tarafından üretilen mekanik enerji, Şekil 1'de gösterildiği gibi ortak bir jeneratör aracılığıyla elektrik enerjisine dönüştürülür. Her iki türbin de ortak bir şaftta monte edilmiştir ve enerji ekstraksiyonunu optimize etmek için zıt yönlerde dolaşan n-pentan ile çalışır. Jeotermal enerji santrallerinde, enerji dönüşüm verimliliği, Rankine çevriminde kritik bir bileşen olan kondenserin performansına büyük ölçüde bağlıdır. Kondenser basıncının düşürülmesi, türbinden çıkan buharın daha düşük bir doyma basıncında yoğunlaşmasını sağlar, böylece türbin egzozu ile yoğunlaşma koşulları arasındaki entalpi düşüşü artar. Bu, şebeke çıkışının artmasına ve çevrim verimliliğinde genel bir iyileşmeye neden olur. Bu tür performans artışlarını kolaylaştırmak için, evaporatif soğutma sistemleri kondenser ünitelerine giderek daha fazla entegre edilmektedir. Bu sistemlerde, püskürtme nozulları suyu ince damlacıklar halinde atomize eder ve bu damlacıklar ortam havasıyla temas ettiğinde buharlaşarak yerel hava sıcaklığını düşürür ve ısı transferini artırır. Bu yaklaşım, kondenserin özellikle yüksek ortam koşullarında daha düşük çalışma basınçlarını korumasını sağlar, bu da jeotermal enerji üretiminde verimliliği sürdürmek için çok önemlidir [181]. Vaka II, hava soğutmalı kondensere bir evaporatif soğutma sisteminin entegre edilmesinin genel sistem performansı üzerindeki etkisini incelemeye odaklanmaktadır. Sistem, 25 °C ve 25 bar basınçta belediye suyu kullanarak çalışmaktadır. Su tüketim oranları, Kondenser I için saatte 10,2 ton ve Kondenser II için saatte 7,8 ton olarak kaydedilmiştir. Tablo 2, evaporatif soğutma sistemi ile donatılmış Vaka II'nin her bir düğümünde gerçek çalışma koşulları altında ölçülen

termodinamik özellikleri göstermektedir. Bu ölçümlere dayanarak, sistemin performansını ayrıntılı olarak değerlendirmek için ilgili termodinamik parametreler ve ekserji akış hızları hesaplanmıştır.

Tablo 2. 30 Ağustos 2022 tarihinde evaporatif soğutma sistemi ile donatılmış Mis-1 JES'te (Durum II) gerçek çalışma koşulları için termodinamik özellikler ve hesaplanan ekserji oranları.

Nokta	Akışkan	T (°C)	P (kPa)	$\dot{m}$ (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	ex (kJ/kg)	$\dot{E}x$ (Kw)
0	Brine	20	101,325	-	83,91	0,30	-	-
0	n-Pentan	20	101,325	-	102,50	0,38	-	-
0	Hava	20	101,325	-	293,00	5,73	-	-
1	Geo Fluid	154,9	681	209,72	653,40	1,89	102,06	21404,74
2	Brine	124,9	670	209,72	525,00	1,58	64,83	13596,71
3	Brine	102,3	630	209,72	429,30	1,33	41,54	8711,87
4	Brine	102,3	620	69,91	429,30	1,33	41,54	2903,96
5	Brine	102,3	590	139,81	429,20	1,33	41,44	5793,93
6	Brine	83	540	139,81	348,00	1,11	25,32	3540,02
7	Brine	96,8	610	69,91	406,10	1,27	36,52	2552,69
8	Brine	75,3	590	69,91	315,70	1,02	19,99	1397,39
9	Geo Fluid	153,4	618	3,61	2750,00	6,81	757,54	2735,55
10	Geo Fluid	132,1	609	1,07	2723,00	7,01	672,20	718,88
1	n-Pentan	131,8	1141	98,69	648,24	1,84	117,33	11579,79
12	n-Pentan	80,7	156	98,69	578,81	1,86	43,18	4261,68
13	n-Pentan	66,3	156	98,69	549,59	1,77	37,53	3703,99
14	n-Pentan	47,2	153	98,69	167,67	0,59	2,90	286,70
15	n-Pentan	48,9	1370	98,69	171,80	0,59	6,74	665,37
16	n-Pentan	63,6	1305	98,69	207,76	0,71	7,44	733,87
17	n-Pentan	100,2	1154	98,69	301,83	0,97	24,35	2403,07
18	n-Pentan	101,9	626	62,63	601,21	1,77	89,47	5603,66
19	n-Pentan	64,7	138	62,63	547,53	1,78	33,45	2094,81
2	n-Pentan	44,3	138	62,63	160,68	0,57	2,36	148,07

21	n-Pentan	45,2	700	62,63	162,85	0,57	4,24	265,62
22	n-Pentan	83,6	660	62,63	258,18	0,86	15,44	966,82
23	Brine	132,1	609	2,54	555,30	1,66	72,56	184,42
24	Brine	97,6	600	1,07	409,40	1,28	37,18	39,76
25	Hava	33,5	101,325	4270,00	115,36	-	2,69	11486,30
26	Hava	39,44	101,325	4270,00	123,09	-	3,25	13856,15
27	Hava	33,5	101,325	3100,00	115,36	-	2,69	8339,00
28	Hava	39,46	101,325	3100,00	124,20	-	3,15	9758,80

4. MATERYAL VE YÖNTEMLER

4.1 Ekserji Analizi

Termodinamiğin birinci yasası, enerjinin miktarına odaklanır ve enerjinin yaratılamayacağını veya yok edilemeyeceğini belirtir. Buna karşılık, ikinci yasa enerjinin kalitesiyle ilgilenir ve dönüşüm süreçleri sırasında enerji bozulması, entropi ve geri dönüşümsüzlükleri ele alır. Termodinamiğin ikinci yasası, karmaşık enerji sistemlerinin performansını iyileştirmek için önemli bir araçtır. Bu yasaya dayanan ekserji analizi, enerjinin nerede israf edildiğini belirlemeye yardımcı olur ve enerji kullanımını azaltmak, çevresel etkiyi düşürmek ve kaynakları daha verimli kullanmak için önerilerde bulunur [182].

Bu çalışma, hava soğutmalı (Durum I) ve evaporatif soğutmalı (Durum II) koşullarda çalışan bir ikili jeotermal enerji santralinin karşılaştırmalı performans analizini, birincil değerlendirme yöntemi olarak ekserji analizini kullanarak sunmaktadır. Termodinamik performans değerlendirmesi, kütle, enerji ve ekserji denge denklemleri uygulanarak gerçekleştirilmiştir. Bu denklemler, ısı ve iş etkileşimlerinin ve ekserji yok olma oranlarının (sistem geri dönüşümsüzlüklerini temsil eden) belirlenmesini sağlamıştır.

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \quad (1)$$

$\dot{m}$ (kg/s) kütle akış hızını ifade eder; burada 'in' ve 'out' sırasıyla giriş ve çıkış koşullarını belirtir.

Egzergi dengesi için genel ifade, hız formunda şu şekilde verilmiştir:

$$\sum \dot{E}x_f = \sum \dot{E}x_p + \sum \dot{E}x_d \quad (2)$$

Ekserji analiz, her bir sistem bileşenine ayrı ayrı ekserji denge denklemleri uygulanarak gerçekleştirilir. Bileşen düzeyinde, ürün ekserji oranı ($\dot{E}x_p$), birim zaman başına yararlı ekserji çıkışıdır, yakıt ekserji oranı ($\dot{E}x_f$) ise bu çıkışı üretmek için gereken ekserji girdisidir. Kinetik ve potansiyel ekserji katkılarını ihmal ederek, spesifik ekserji, çevreye göre spesifik entalpi ve entropi farkı olarak tanımlanabilir:

$$ex = [(h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0)] \quad (3)$$

Bir akışkan akışının ekserji oranı, özgül ekserjisi ile kütle akış hızının çarpılmasıyla belirlenebilir.

$$\dot{E}x = \dot{m} \times ex \quad (4)$$

Egzerjik (veya ikinci yasa) verimlilik, genellikle toplam egzergi çıkışı ile toplam enerji girdisinin oranı olarak tanımlanır ve girdi enerjisinin ne kadar etkili bir şekilde yararlı işe dönüştürüldüğünün bir ölçüsüdür.

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}x_p}{\dot{E}x_f} \quad (5)$$

Tablo 3. JES bileşenlerinin ekserji dengesi ve ekserji verimliliği denklemleri.

Bileşen	Ekserji ilişkileri	Ekserji verimliliği
Buharlaştırıcı I	$\dot{E}x_{D,VAPI} = (\dot{E}x_1 - \dot{E}x_2) + (\dot{E}x_9 - \dot{E}x_{10} - \dot{E}x_{23}) - (\dot{E}x_{11} - \dot{E}x_{17})$	$\varepsilon_{VAPI} = (\dot{E}x_{11} - \dot{E}x_{17}) / (\dot{E}x_1 - \dot{E}x_2) + (\dot{E}x_9 - \dot{E}x_{10} - \dot{E}x_{23})$
Ön ısıtıcı I	$\dot{E}x_{D,PREHE I} = (\dot{E}x_5 - \dot{E}x_6) - (\dot{E}x_{17} - \dot{E}x_{16})$	$\varepsilon_{PREHE I} = (\dot{E}x_{17} - \dot{E}x_{16}) / (\dot{E}x_5 - \dot{E}x_6)$
Buharlaştırıcı II	$\dot{E}x_{D,VAPII} = (\dot{E}x_2 - \dot{E}x_3) + (\dot{E}x_4 - \dot{E}x_7) + (\dot{E}x_{10} - \dot{E}x_{24}) - (\dot{E}x_{18} - \dot{E}x_{22})$	$\varepsilon_{VAPII} = \frac{(\dot{E}x_{18} - \dot{E}x_{22})}{(\dot{E}x_2 - \dot{E}x_3) + (\dot{E}x_4 - \dot{E}x_7) + (\dot{E}x_{10} - \dot{E}x_{24}) - (\dot{E}x_{18} - \dot{E}x_{22})}$
Ön ısıtıcı II	$\dot{E}x_{D,PREHE II} = (\dot{E}x_7 - \dot{E}x_8) - (\dot{E}x_{22} - \dot{E}x_{21})$	$\varepsilon_{PREHE II} = (\dot{E}x_{22} - \dot{E}x_{21}) / (\dot{E}x_7 - \dot{E}x_8)$
Kondenser I	$\dot{E}x_{D,CON I} = (\dot{E}x_{13} - \dot{E}x_{14}) - (\dot{E}x_{26} - \dot{E}x_{25})$	$\varepsilon_{CON I} = (\dot{E}x_{26} - \dot{E}x_{25}) / (\dot{E}x_{13} - \dot{E}x_{14})$
Kondenser II	$\dot{E}x_{D,CON II} = (\dot{E}x_{19} - \dot{E}x_{20}) - (\dot{E}x_{28} - \dot{E}x_{27})$	$\varepsilon_{CON II} = (\dot{E}x_{28} - \dot{E}x_{27}) / (\dot{E}x_{19} - \dot{E}x_{20})$
Türbin I	$\dot{E}x_{D,TURB I} = (\dot{E}x_{11} - \dot{E}x_{12}) - \dot{W}_{TURB I}$	$\varepsilon_{TURB I} = \dot{W}_{TURB I} / (\dot{E}x_{11} - \dot{E}x_{12})$
Türbin II	$\dot{E}x_{D,TURB II} = (\dot{E}x_{18} - \dot{E}x_{19}) - \dot{W}_{TURB II}$	$\varepsilon_{TURB II} = \dot{W}_{TURB II} / (\dot{E}x_{18} - \dot{E}x_{19})$
Pompa I	$\dot{E}x_{D,PUMP I} = \dot{W}_{PUMP I} - (\dot{E}x_{15} - \dot{E}x_{14})$	$\varepsilon_{PUMP I} = (\dot{E}x_{15} - \dot{E}x_{14}) / \dot{W}_{PUMP I}$
Pompa II	$\dot{E}x_{D,PUMP II} = \dot{W}_{PUMP II} - (\dot{E}x_{21} - \dot{E}x_{20})$	$\varepsilon_{PUMP II} = (\dot{E}x_{21} - \dot{E}x_{20}) / \dot{W}_{PUMP II}$

Tablo 3, jeotermal enerji santralinin tek tek bileşenleri için ekserji dengesi denklemlerini ve ilgili ekserji verimliliği formülasyonlarını göstermektedir.

Ekserji analizinde, tek tek bileşenlerin genel sistem performansı üzerindeki etkisini kapsamlı bir şekilde değerlendirmek için, geleneksel ekserji verimliliğine ek olarak, iyileştirme potansiyeli oranı (IP), ekserjik faktör (f), yakıt tükenme oranı (y), göreceli geri dönüşümsüzlük (RI) ve

sürdürülebilirlik indeksi (SI) gibi birkaç gelişmiş ekserji tabanlı parametre kullanılır. Bu göstergeler, sistem verimsizlikleri, optimizasyon fırsatları ve enerji dönüşüm süreçlerinin çevresel sürdürülebilirliği hakkında daha derin bir içgörü sağlar [183].

$$IP = (1 - \varepsilon)(\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out}) \quad (6)$$

$$f = \frac{\dot{E}x_{F,k}}{\dot{E}x_{F,total}} \times 100 \quad (7)$$

$$y = \frac{\dot{E}x_{D,k}}{\dot{E}x_{F,total}} \times 100 \quad (8)$$

$$RI = \frac{\dot{E}x_{D,k}}{\dot{E}x_{D,total}} \times 100 \quad (9)$$

$$SI = \frac{1}{1 - \varepsilon} \quad (10)$$

4.2 Karbon Emisyon Değerlendirmesi

Son yıllarda, sera gazı emisyonları, özellikle karbondioksit (CO₂) kaynaklı iklim değişikliği, kritik bir küresel çevre sorunu olarak ortaya çıkmıştır. Buna yanıt olarak, karbon emisyonlarının azaltılması, atmosferdeki sera gazı konsantrasyonlarını azaltmak ve iklim değişikliğinin ilerlemesini yavaşlatmak için gerekli bir önlem olarak uluslararası alanda geniş bir konsensüs kazanmıştır [184]. Jeotermal enerji santrallerinde, enerji ve ekserji verimliliğinin artırılması, genel sistem performansını iyileştirmek ve çevresel etkiyi azaltmak için kritik bir yol oluşturmaktadır. Enerji ve ekserji analizleri, özellikle ısı çekme, dönüştürme ve yeniden enjeksiyon süreçlerinden kaynaklanan bileşen düzeyinde ve sistem genelindeki verimsizlikleri değerlendirmek için titiz termodinamik değerlendirme araçları sunmaktadır [185]. Ekserji kaybını en aza indirerek ve jeotermal kaynakların kullanımını optimize ederek, bu iyileştirmeler, üretilen elektrik birimi başına spesifik enerji tüketimi ve buna bağlı CO₂ emisyonlarında önemli azalmalara yol

açabilir. Enerji talebinin azaltılmasının karbon emisyonları üzerindeki potansiyel etkisini değerlendirmek için, Hükümetlerarası İklim Değişikliği Paneli (IPCC) tarafından özetlenen Emisyon Faktörü Yöntemi kullanılabilir [186]. Bu yaygın olarak kabul edilen yaklaşım, aşağıdaki hesaplama çerçevesini kullanarak karbon emisyonlarını nicelendirir.

$$E = \sum AD_i \times EF_i \quad (11)$$

Burada, CO₂ emisyonları (E), faaliyet seviyesi verileri (AD) ile ilgili emisyon faktörü (EF) çarpılarak hesaplanır [184]. Faaliyet seviyesi verileri, konutlarda elektrik kullanımı, yeşil alanların genişliği ve benzeri göstergeler gibi sera gazı emisyonlarına yol açan eylemleri veya süreçleri temsil eder. Emisyon faktörü, faaliyet birimi başına salınan CO₂ miktarını ifade eder. Uygulamada bu, emisyonların belirli AD'ye (örneğin, tüketilen elektrik miktarı) uygun EF'yi uygulayarak tahmin edildiği anlamına gelir. Emisyon faktörlerinin, kullanılan fosil yakıtın türüne ve elektrik üretiminde kullanılan santral-lerin işletme verimliliğine göre değiştiğini vurgulamak önemlidir.

5. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Bu çalışmada, hava soğutmalı ve evaporatif soğutmalı kondenser sistemleri ile çalışan ikili jeotermal Organik Rankine Çevrimi (ORC) enerji santrali için karşılaştırmalı bir termodinamik performans analizi gerçekleştirilmiştir. Aynı enerji santrali ilk olarak hava soğutmalı kondenserler kullanılarak çalıştırılmış ve daha sonra evaporatif soğutma sistemi entegre edildikten sonra değerlendirilmiştir. Geçerli bir karşılaştırma sağlamak için, veri toplama için ortam hava sıcaklıklarının aynı olduğu günler seçilmiştir, böylece sistem bileşenleri arasında tutarlı sıcaklık ve basınç ölçümleri yapılabilmiştir. Hava soğutmalı konfigürasyon için veriler, ortam sıcaklığının 33 °C olduğu 1 Temmuz 2022 tarihinde kaydedilmiştir. Evaporatif soğutmalı konfigürasyon için ölçümler, aynı ortam sıcaklığı koşulları altında 30 Ağustos 2022 tarihinde yapılmıştır. Sistemin

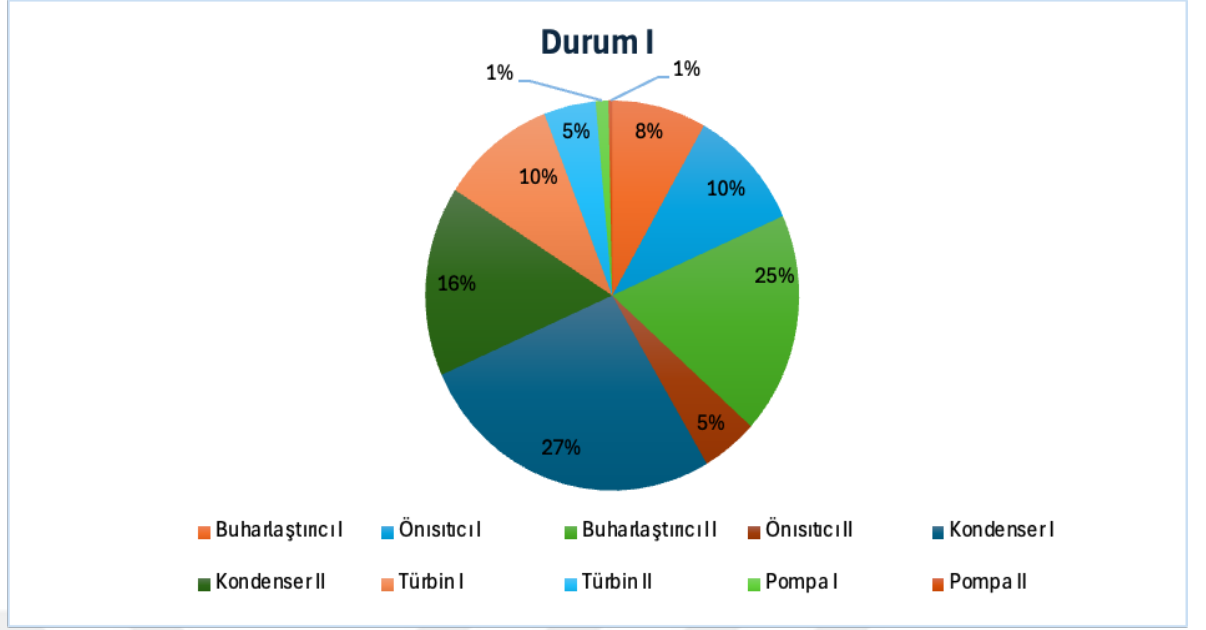
performansını değerlendirmek için ekserji analizi kullanılmıştır. Ayrıca, daha kapsamlı ve analitik olarak anlamlı veriler elde etmek için çeşitli ekserjik parametreler kullanılmıştır. Ekserji analizine ek olarak, enerji santralinin her iki işletme durumu (Durum I ve Durum II) için karbon emisyonu analizi de yapılmıştır. Bu amaçla, sistem bileşenlerinin giriş ve çıkış hatlarındaki akış hızı, basınç ve sıcaklık değerleri gibi gerçek işletme verileri, önceden belirtilen tarihlerde mevcut jeotermal enerji santralinin kontrol paneli sisteminden toplanmıştır. Metodoloji bölümünde özetlenen metodolojiye göre, Şekil 1 ve 2'de gösterilen durum noktalarına karşılık gelen işletme verileri Tablo 1 ve 2'de derlenmiştir. Bu veriler ve ilgili termodinamik denklemler kullanılarak, Durum I ve Durum II için ekserji analizleri yapılmıştır. Hem Durum I hem de Durum II için, enerji ürünü, yakıt ve yıkım değerleri; yakıt tükenme oranları; göreceli geri dönüşümsüzlük değerleri; enerji faktörleri; iyileştirme potansiyeli değerleri ve sürdürülebilirlik göstergeleri, santralin her bir bileşeni ve genel sistem için Tablo 4 ve 5'te listelenmiştir. Durum I'de, tüm bileşenler arasında Kondenser I en yüksek ekserji yıkımını sergilemiş, onu Buharlaştırıcı I ve Kondenser II izlemiştir. Bu durum, döngünün ısı atma aşamalarında önemli bir geri dönüşümsüzlük olduğunu göstermektedir. Evaporatif soğutmanın uygulandığı Durum II'de, en yüksek ekserji yıkımı gösteren bileşen Buharlaştırıcı II'dir, bunu Kondenser I ve Ön Isıtıcı I izlemektedir. Bu, evaporatif soğutma koşullarında geri dönüşümsüzlüğün ana kaynaklarının ısı değişimi ve buharlaşma süreçleriyle ilişkili olduğunu göstermektedir.

Şekil 3'te gösterildiği gibi, hava soğutmalı koşullar altında sistem bileşenleri arasında ekserji yıkımının dağılımı, Kondenser I'in en büyük paya (27%) sahip olduğunu, onu buharlaştırıcı II (25%) ve kondenser II (16%)'nin izlediğini göstermektedir. Ayrıca, Türbin I ve Ön Isıtıcı I %10'ar, Buharlaştırıcı I %8, Türbin II ve Ön Isıtıcı II %5'er katkı sağlarken, Pompa I ve Pompa II %1'er ile en düşük etkiye sahiptir. Evaporatif soğutma koşullarında, ekserji yıkımına göreceli katkılar Şekil 4'te gösterildiği gibi değişir. Buharlaştırıcı II %25 ile en baskın kaynak olmaya devam ederken, Kondenser I %21'e düşer, ardından Ön Isıtıcı I (%11), Kondenser II (%10), Buharlaştırıcı I (%9), Türbin I (%8), Türbin II (%5) ve yine Pompa I ve

Pompa II %1 ile gelir. Bu bulgular, evaporatif soğutmanın uygulanmasının Kondenser I içinde exerji tahribatında kayda değer bir azalmaya yol açtığını ve kondenser termodinamik performansında bir iyileşme olduğunu göstermektedir. Bu, Durum II'de kondenser sıcaklığının düşürülmesi ile elde edilen gelişmiş ısı atma verimliliğine atfedilebilir. Tesisin exerjik verimliliği, hava soğutmalı kondenser koşullarında %48,38 olarak hesaplanmıştır. Buna karşılık, kondensere evaporatif soğutma uygulandığında ekserjik verimlilik %53,57'ye yükselmiştir. Bu iyileşme, özellikle ısı atma sürecinde geri dönüşümsüzlükleri azaltmada evaporatif soğutmanın termodinamik avantajını vurgulamakta ve böylece güç döngüsünün genel performansını artırmaktadır.

Tablo 4. Hava soğutmalı JES için ekserji analizi sonuçları ve bazı ekserjik parametreler (Durum I).

Bileşenler	$\dot{E}x_F$ (kW)	$\dot{E}x_P$ (kW)	$\dot{E}x_D$ (kW)	ε (%)	γ (%)	RI (%)	IP (kW)	f (%)	SI
Buharlaştırıcı I	9675,04	9160,89	514,15	94,69	2,77	5,36	27,32	52,07	18,82
Ön ısıtıcı I	2177,87	1538,56	639,32	70,64	3,44	6,67	187,67	11,72	3,41
Buharlaştırıcı II	5593,71	4437,23	1156,48	79,33	6,22	12,06	239,10	30,11	4,84
Ön ısıtıcı II	1133,66	827,65	306,01	73,01	1,65	3,19	82,60	6,10	3,70
Kondenser I	3841,17	2155,92	1685,24	56,13	9,07	17,57	739,37	20,67	2,28
Kondenser II	2271,48	1278,88	992,61	56,30	5,34	10,35	433,75	12,23	2,29
Türbin I	6788,41	6160,00	628,41	90,74	3,38	6,55	58,17	36,54	10,80
Türbin II	3113,06	2830,00	283,06	90,91	1,52	2,95	25,74	16,75	11,00
Pompa I	450,00	380,65	69,35	84,59	0,37	0,72	10,69	2,42	6,49
Pompa II	140,00	119,67	20,33	85,48	0,11	0,21	2,95	0,75	6,89
Seviye I	11852,92	6160,00	5692,92	51,97	30,64	59,36	2734,29	63,79	2,08
Seviye II	6727,37	2830,00	3897,37	42,07	20,98	40,64	2257,87	36,21	1,73
Seviye II	18580,29	8990,00	9590,29	48,38	51,62	100,00	4950,06	100,00	1,94
Toplam Tesis									



Şekil 3. Durum I için bileşenler arasındaki ekserji dağılımının şematik gösterimi.

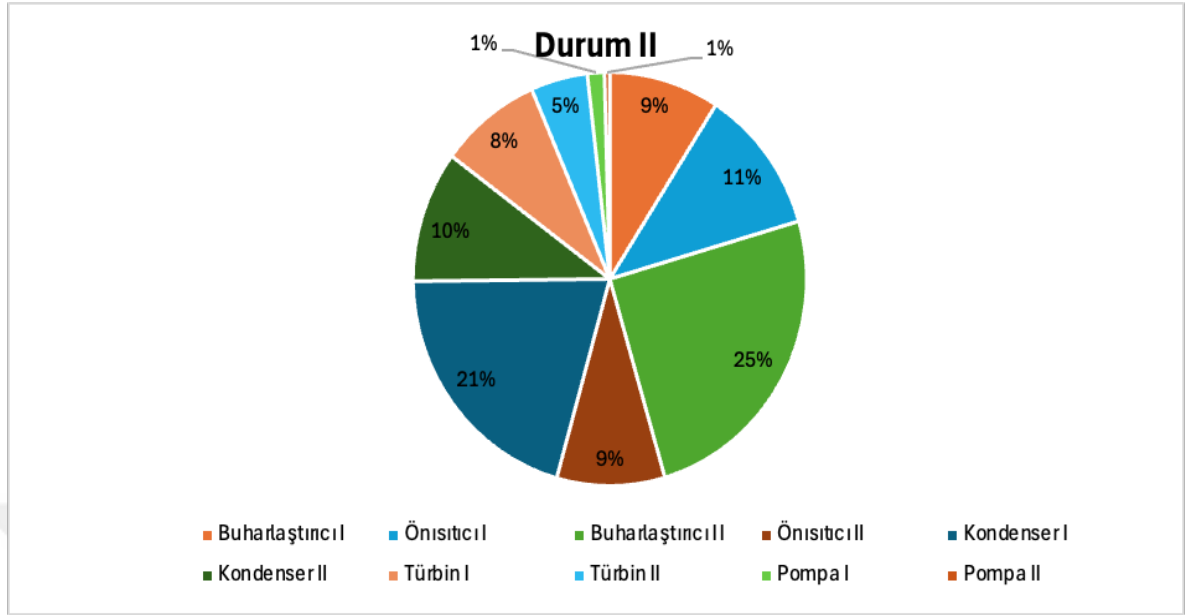
GPP'nin tüm bileşenlerinin ekserjik verimlilik değerleri, hava soğutmalı durum (Durum I) ve evaporatif soğutmalı durum (Durum II) için Şekil 5'te sunulmuştur. Isı eşanjörleri ile ilgili olarak, hava soğutmalı sistemde Kondenser I ve II'nin ekserjik verimlilikleri sırasıyla %56,13 ve %56,30 olarak hesaplanırken, evaporatif soğutmalı sistemde bu değerler sırasıyla %69,35 ve %72,93 olarak belirlenmiştir. Buharlaştırıcı I ve II'nin ekserjik verimlilikleri, Durum I'de sırasıyla %94,69 ve %79,33, Durum II'de ise %95,19 ve %78,39 olarak bulunmuştur. Elde edilen ekserjik verimlilik değerleri, yüksek bir performans seviyesini yansıtmakta ve ısı değişim sisteminin etkili bir şekilde çalıştığını göstermektedir. İkili jeotermal enerji santrallerinde ısı eşanjörleri hayati bir rol oynamaktadır ve bunların bireysel verimliliği, santralin genel termodinamik performansı üzerinde önemli bir etkiye sahiptir [6].

Hava soğutmalı konfigürasyonda, Türbin I ve Türbin II'nin ekserjik verimlilikleri sırasıyla %90,74 ve %90,91 olarak hesaplanmıştır. Evaporatif soğutmanın uygulanmasıyla bu verimlilikler sırasıyla %94,15 ve %93,19'a yükselmiştir. Bu iyileşme, öncelikle Türbin I'de türbin egzoz sıcaklıklarının

84,8 °C'den 80,7 °C'ye ve Türbin II'de 71,7 °C'den 64,7 °C'ye düşmesi ile sonuçlanan türbinlerin termodinamik performansının artması ve türbinler içindeki ekserji kaybının azalmasına atfedilebilir. Evaporatif soğutmalı enerji santralının bileşenlerinin ekserji verimlilikleri Şekil 5'te gösterildiği gibi değerlendirilmiştir. Buharlaştırıcı I, maksimum ekserji verimliliğini sergilemektedir. Ekserji verimliliği %95,19'dur. Bunu %94,15 ile Türbin I ve %93,19 ile Türbin II izlemektedir. Öte yandan, Ön Isıtıcı II'nin ekserji verimliliği %60,69 ile en düşük seviyededir. Hava soğutmalı sistemdeki bileşenlerin ekserji verimlilik değerleri incelendiğinde, bileşenlerin sırasının değişmediği görülmektedir. Bunlar arasında, Kondenser I ve Kondenser II, sırasıyla %56,13 ve %56,30 değerleriyle en düşük ekserji verimliliğine sahip bileşenler olarak öne çıkmaktadır. Bu değerler, Durum II'deki değerlere kıyasla belirgin şekilde daha düşüktür ve mevcut konfigürasyonda performansın düştüğünü göstermektedir.

Tablo 5. Evaporatif soğutmalı ile donatılmış JES'in ekserji analizi sonuçları ve bazı ekserjik parametreler (Durum II).

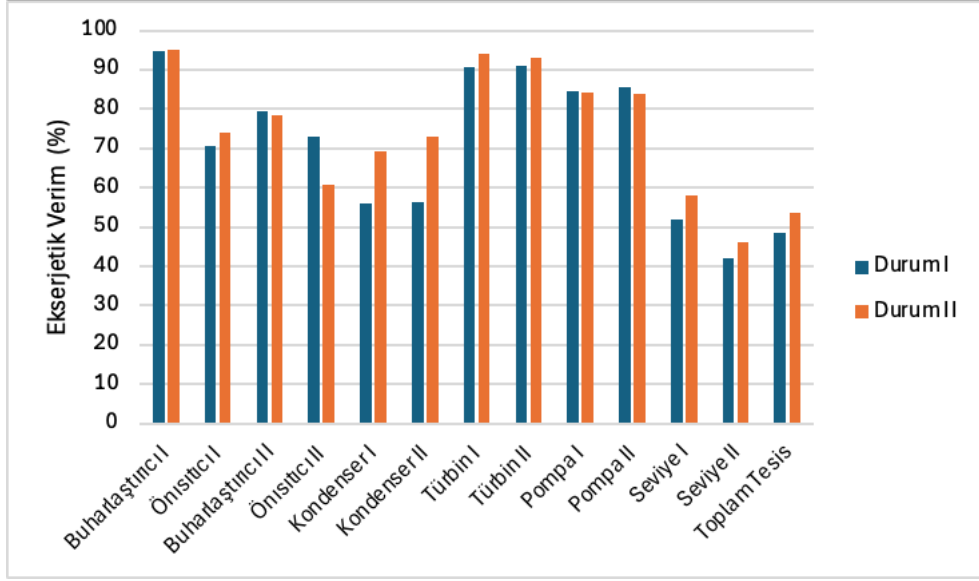
$\dot{E}x_F$ 'da bileşenler	(kW)	$\dot{E}x_P$ (kW)	$\dot{E}x_D$ (kW)	ϵ (%)	γ (%)	RI (%)	IP (kW)	f (%)	SI
Buharlaştırıcı I	9640,28	9176,72	463,56	95,19	2,44	5,26	22,29	50,83	20,80
Ön ısıtıcı I	2253,91	1669,20	584,71	74,06	3,08	6,64	151,69	11,88	3,85
Buharlaştırıcı II	5915,23	4636,84	1278,38	78,39	6,74	14,52	276,28	31,19	4,63
Ön ısıtıcı II	1155,30	701,20	454,10	60,69	2,39	5,16	178,49	6,09	2,54
Kondenser I	3417,29	2369,85	1047,44	69,35	5,52	11,90	321,05	18,02	3,26
Kondenser II	1946,74	1419,80	526,94	72,93	2,78	5,98	142,63	10,27	3,69
Türbin I	7318,11	6890,00	428,11	94,15	2,26	4,86	25,04	38,59	17,09
Türbin II	3508,85	3270,00	238,85	93,19	1,26	2,71	16,26	18,50	14,69
Pompa I	450,00	378,67	71,33	84,15	0,38	0,81	11,31	2,37	6,31
Pompa II	140,00	117,55	22,45	83,96	0,12	0,26	3,60	0,74	6,24
Seviye I	11894,19	6890,00	5004,19	57,93	26,39	56,84	2105,39	62,72	2,38
Seviye II	7070,53	3270,00	3800,53	46,25	20,04	43,16	2042,85	37,28	1,86
Seviye II	18964,72	10160,00	8804,72	53,57	46,43	100,00	4087,75	100,00	2,15
Toplam Tesis									



Şekil 4. Durum II için bileşenler arasındaki ekserji dağılımının şematik gösterimi.

Ayrıca, sistemin daha kapsamlı bir değerlendirmesini sağlamak için çeşitli ekserjik performans göstergeleri kullanılmıştır. İyileştirme potansiyeli oranı (IP), azaltılabilen ekserji yıkımının oranını ifade eder ve sistem içinde verimlilik artışlarının en çok nerede mümkün olduğunu gösterir. Vaka I için elde edilen IP değerlerine göre, Kondenser I 739,37 kW ile en yüksek iyileştirme potansiyeline sahiptir, bunu Kondenser II (433,75 kW) ve Buharlaştırıcı II (239,09 kW) izlemektedir. Bu bulgular, özellikle hava soğutmalı konfigürasyonda bu bileşenlerde hedeflenen iyileştirmelerin, sistemin genel ekserji verimliliğinin artırılmasına önemli ölçüde katkıda bulunabileceğini göstermektedir. Tersine, Pompa II (2,95 kW), Pompa I (10,68 kW), Türbin II (25,73 kW) ve Buharlaştırıcı I (27,32 kW) en düşük iyileştirme potansiyeline sahiptir. Genel ekserji kaybına katkıları nispeten düşük olduğundan, bu bileşenleri hedefleyen optimizasyon çabalarının anlamlı verimlilik artışları sağlaması beklenmemektedir ve sistem iyileştirme kapsamında ge-reksiz kabul edilebilir. Evaporatif soğutmanın uygulandığı

Durum II'de, en yüksek iyileştirme potansiyelleri sırasıyla Kondenser I (321,05 kW), Buharlaştırıcı II (276,28 kW) ve Ön Isıtıcı II (178,49 kW) bileşenlerinde tespit edilmiştir. Özellikle, Kondenser I ve Kondenser II'nin iyileştirme potansiyellerinin, hava soğutmalı koşullardaki muadillerine kıyasla yaklaşık %50-60 daha düşük olduğu bulunmuştur. Bu sonuç, evaporatif soğutmanın genel sistem performansı üzerindeki olumlu etkisini açıkça göstermektedir. Durum I için sistem bileşenleri arasındaki ekserjik faktör dağılımlarının analizi, en yüksek değerlerin sırasıyla Buharlaştırıcı I (52,07%), Türbin I (36,53%) ve Buharlaştırıcı II (30,10%)'de gözlemlendiğini ortaya koymaktadır. Egzerjik faktör, sistemdeki her bir bileşene sağlanan toplam egzerji yakıtının oranını gösterir ve bileşenin genel egzerji kullanım sürecine göreceli katkısını yansıtır. Buharlaştırıcı I, sistemin egzerji yakıtının önemli bir kısmını alır ve yüksek egzerjik verimliliği ve nispeten düşük egzerji yıkımı ile etkili bir kullanım sergiler. Buna karşılık, yüksek ekserjik faktörüne rağmen, Buharlaştırıcı II, önemli ekserji yıkım oranı (1156,48 kW) nedeniyle, sağlanan ekserji yakıtını verimli bir şekilde kullandığı söylenemez. Durum II'de de benzer bir dağılım eğilimi gözlemlenmektedir. Buharlaştırıcı I, sisteme sağlanan toplam ekserji yakıtının %50,83'ünü oluşturarak en yüksek ekserjik faktöre sahiptir. Bunu %38,58 ile Türbin I ve %31,19 ile Buharlaştırıcı II izlemektedir. Öte yandan, en düşük ekserjik faktör değerlerine sahip bileşenler Ön Isıtıcı II (%6,09) ve Kondenser II (%10,26)'dır. Genel ekserjik yakıt dağılımındaki nispeten küçük payları göz önüne alındığında, bu bileşenler daha ileri optimizasyon çalışmaları için kritik öneme sahip değildir.



Şekil 5. Hava soğutmalı ve evaporatif soğutma koşulları için JES'in ekserjik verimliliklerinin bileşen bazında karşılaştırması.

Jeotermal enerji santrallerinde, sistemin genel verimliliğini artırmak için ekserji kaybının en yüksek olduğu bileşenleri belirlemek çok önemlidir. Bu bağlamda, her bir bileşene atfedilebilen toplam ekserji kaybının oranını nicel olarak ifade eden Göreceli Tersinirlik (RI) indeksi değerli bir göstergedir. Hava soğutmalı konfigürasyonda (Durum I), en yüksek RI değeri Kondenser I'de gözlemlenmiş ve toplam sistem ekserji kaybının %17,57'sini oluşturmuştur. Bu, Kondenser I'in bu durumda termodinamik tersinmezliklere en fazla katkıda bulunduğunu göstermektedir ve bu bileşende hedeflenen iyileştirmelerin sistem performansını önemli ölçüde artırabileceğini düşündürmektedir. Bu sonucu doğrulamak için evaporatif soğutmalı konfigürasyon (Durum II) analiz edilmiştir. Kondenser I'in RI değeri %11,89'a düşerek, evaporatif soğutmanın hem bileşen düze-yinde hem de genel sistem performansı üzerinde olumlu etkisini doğrulamıştır. Bu karşılaştırma, evaporatif soğutmanın jeotermal enerji santrallerinde tersinmezlikleri azaltma ve enerji verimliliğini artırma potansiyelini açıkça göstermektedir. Durum I'de, Kondenser I'den sonra en yüksek Göreceli Tersinirlik (RI) değerlerine sahip bileşenler %12,05 ile Buharlaştırıcı II, %10,35 ile Kondenser II ve %6,66 ile Ön Isıtıcı I idi. Bu sonuçlar, Kondenser I'e ek olarak, bu bileşenlerin de toplam ekserji kaybına önemli ölçüde katkıda

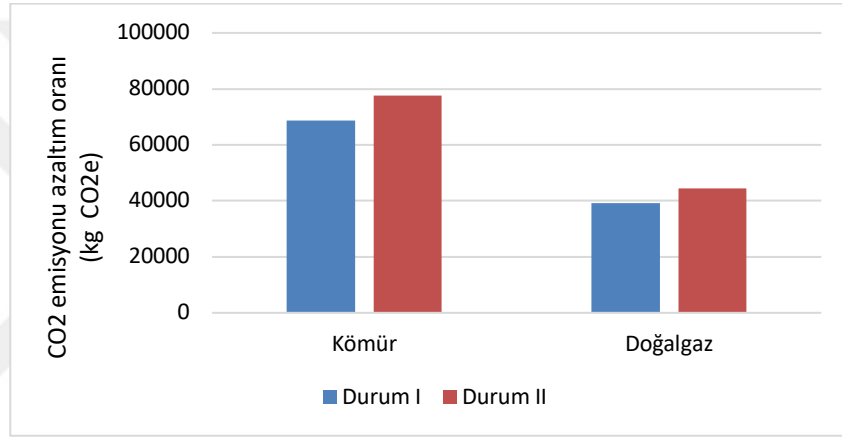
bulunduğunu ve performans iyileştirme için potansiyel hedefler olabileceğini göstermektedir. Durum II'de, en yüksek RI değerine sahip bileşen, toplam ekserji kaybının %14,51'ini oluşturan Buharlaştırıcı II'dir. Bunu %11,89 ile Kondenser I ve %6,64 ile Ön Isıtıcı I izlemektedir. Bu bulgular, sistem konfigürasyonunun (özellikle evaporatif soğutmanın uygulanması) sistem bileşenleri arasındaki geri dönüşümsüzlük dağılımını nasıl etkilediğini daha da vurgulamaktadır.

Sürdürülebilirlik endeksinin, kaynakların yararlı çıktıya dönüştürülmesinin kalitesinin bir göstergesi olan ekserji verimliliği ile yakından bağlantılı olduğu açıktır. Daha yüksek ekserji verimliliği, ekserji yıkımına göre ekserjinin daha iyi korunmasını yansıtan daha yüksek bir sürdürülebilirlik endeksine karşılık gelir. Bu endeks, birincil enerji kaynaklarının tükenmesiyle de ilişkilidir. Daha yüksek bir sürdürülebilirlik endeksi, öncelikle doğal kaynakların tüketiminin ve tükenmesinin azalması nedeniyle daha sürdürülebilir bir sistem anlamına gelir. Bu bağlamda, Durum I için en yüksek sürdürülebilirlik indeksi değerlerine sahip bileşenler sırasıyla Buharlaştırıcı I (18,82), Türbin II (11,00) ve Türbin I (10,80) olarak hesaplanmıştır. Durum II için sıralama benzer kalmakla birlikte, evaporatif soğutmanın geliştirilmesi bileşenlerin sürdürülebilirliğinde bir iyileşmeye yol açmıştır. Buna göre, güncellenen sıralama Buharlaştırıcı I (20,80), Türbin I (17,09) ve Türbin II (14,69) şeklindedir.

Tablo 6, farklı yakıt türleri için ikili jeotermal enerji santraline ilişkin karbon emisyonlarının karşılaştırmalı bir değerlendirmesini sunmaktadır. Ayrıca tablo, evaporatif soğutma sisteminin entegrasyonu ile enerji ve ekserji verimliliklerinde elde edilen iyileştirmeler sayesinde emisyon azaltma potansiyelini göstermektedir. Hava soğutmalı kondansatörlerin kullanıldığı durumda (Durum I), ikili jeotermal enerji santralinin net güç çıkışı 8990 kW olarak hesaplanmıştır. Ancak, evaporatif soğutma kullanıldığında (Durum II), net güç çıkışı 10160 kW'a yükselir. Bu iyileşme, öncelikle sistemin ekserji verimliliğindeki artışa atfedilebilir.

Tablo 6. Farklı yakıt kaynaklarıyla çalışan JES'in CO₂ emisyonlarının değerlendirilmesi.

Yakıt Türü	Durum I			Durum II			Enerji verimliliği ve CO ₂ azaltımı verimlilik		
	AD (kWh/gün)	EF (kg CO ₂ e/kWh günde)	E (kg CO ₂ e)	AD (günde kWh)	EF (kg CO ₂ e/kWh günde)	E (kg CO ₂ e)	AD (günde kWh)	EF (kg CO ₂ e/kWh günde)	E (kg CO ₂ e)
Doğal Gaz	214646,7	0,182	39237,42	242581,9	0,1828	44343,96	27935,12	0,1828	5106,539
Kömür	214646,7	0,32013	68714,86	242581,9	0,32013	77657,73	27935,12	0,32013	8942,868



Şekil 6. Farklı yakıtlarla hava soğutmalı ve evaporatif soğutma koşullarında JES'in karşılaştırmalı CO₂ emisyon azaltma oranı.

Tablo 6'da AD değerleri bir günlük çalışma aralığına göre hesaplanmıştır. Buna göre, 8990 kW ve 10160 kW net güç çıkışları sırasıyla 214646,74 kWh/gün ve 242518,90 kWh/güne karşılık gelmektedir. Evaporatif soğutma sayesinde enerji verimliliğinin artmasıyla elde edilen 1170 kW'lık güç artışı, günde 27935,11 kWh'lik ek enerji verimi sağlar. Tablo 6'da gösterildiği gibi, evaporatif soğutma kullanan ikili jeotermal enerji santrali, hava soğutmalı konfigürasyona kıyasla her iki yakıt türü için de daha düşük karbon emisyonlarına yol açmaktadır. Karbon emisyonlarında en büyük azalma, 8942,87 kg CO₂e'lik bir düşüşle endüstriyel kömür yakıt türünde gözlemlenmiştir. Şekil 6, kömür ve doğal gaz yakıtları için evaporatif

soğutma ile hava soğutma arasında elde edilen karbon emisyonu azaltımlarının karşılaştırmalı bir gösterimini sunmaktadır.

6. ÖNERİLER

Bu çalışma, iki farklı soğutma konfigürasyonu altında (hava soğutmalı (Durum I) ve evaporatif soğutmalı (Durum II)) bir ikili jeotermal enerji santralinin (GPP) kapsamlı bir ekserjik performans analizini sunmaktadır. Bulgular, evaporatif soğutmanın entegre-yonunun hem bileşen düzeyinde hem de genel sistem performansını önemli ölçüde iyileştirdiğini açıkça göstermektedir.

- Sonuçlar, evaporatif soğutmalı kondenser sisteminin uygulanmasının enerji santralinin termodinamik performansını önemli ölçüde iyileştirdiğini göstermiştir. Özellikle, ekserjik verimlilik hava soğutmalı sistemde %48,38 iken, evaporatif soğutmalı durumda %53,57'ye yükselmiştir. Bu iyileşme, özellikle Kondenser I'de gözlenen ekserji kaybının azalmasına bağlanabilir, bu da kondenser sıcaklıklarının düşmesi nedeniyle ısı atma kapasitesinin arttığını göstermektedir.
- Kondenser I ve II'nin ekserjik verimleri, Durum I'de %56,13 ve %56,30'dan Durum II'de sırasıyla %69,35 ve %72,93'e önemli ölçüde artmıştır, bu da gelişmiş ısı atma kapasitesi nedeniyle ekserji kaybında önemli bir azalma olduğunu göstermektedir. Benzer şekilde, Türbin I ve II de performansında iyileşme göstermiş ve ekserjik verimlilikleri sırasıyla %90,74 ve %90,91'den %94,15 ve %93,19'a yükselmiştir. Bu iyileşmeler, öncelikle evaporatif soğutma altında türbin egzoz sıcaklıklarının düşmesine bağlanabilir.
- Tüm bileşenler arasında, Buharlaştırıcı I her iki konfigürasyonda da %94'ü aşan en yüksek ekserjik verimliliğe ulaşmıştır, bu da etkili ısı transferi ve minimum geri dönüşümsüzlüklerdeki kritik rolünü yansıtmaktadır. İyileştirme potansiyeli (IP) oranı, her iki durumda da Kondenser I'i en yüksek optimizasyon potansiyeline sahip bileşen olarak belirlemiştir; ancak IP değerleri Durum II'de önemli ölçüde daha düşüktü, bu da evaporatif soğutmanın verimsizlikleri etkili bir şekilde azalttığını göstermektedir.

- Ekserjik faktörün dağılımı, Ekserjik I ve Türbin I'in genel ekserji kullanım sürecindeki baskın rolünü vurgulamıştır. Yüksek ekserji girdisine rağmen, Ekserjik II'nin, özellikle hava soğutmalı durumda, önemli ölçüde ekserji kaybı olduğu tespit edilmiştir, bu da hedefe yönelik tasarım iyileştirmelerinin gerekli olduğunu göstermektedir.
- Göreceli geri dönüşümsüzlük (RI) değerlendirmesi, evaporatif soğutmanın olumlu etkisini daha da doğrulamıştır. Durum I'de, toplam ekserji kaybının en yüksek oranından (17,57%) Kondenser I sorumluyken, Durum II'de bu değer %11,89'a düşmüş ve Buharlaştırıcı II geri dönüşümsüzlüğün ana kaynağı haline gelmiştir. Bu değişim, soğutma stratejilerinin sistem bileşenleri genelinde termodinamik kayıpları nasıl etkilediğini göstermektedir.
- Ek olarak, buharlaşmalı soğutmalı konfigürasyonda tüm ana bileşenlerde sürdürülebilirlik endeksi değerleri iyileşti, bu da daha yüksek ekserji verimliliği ile iyileştirilmiş sürdürülebilirlik performansı arasındaki korelasyonu yeniden teyit etti. Buharlaşmalı soğutmanın entegrasyonu, net güç çıkışının 8990 kW'dan 10160 kW'a yükselmesine yol açarak günlük 27935,11 kWh ek enerji verimi sağladı.
- Son olarak, karbon emisyonu analizi, iyileştirilmiş sistemin çevresel faydalarını ortaya koymuştur. En büyük azalma kömür bazlı işletmede gözlemlenmiş olup, günlük emisyonlar 8942,87 kg CO₂e'ye kadar azalmıştır. Bu bulgular, evaporatif soğutmanın ikili jeotermal enerji santrallerinin termodinamik performansını artırmakla kalmayıp, emisyon azaltımına ve sürdürülebilir enerji üretimine de önemli katkıda bulunduğunu doğrulamaktadır.

KAYNAKLAR

- [1] Alayi, R.; Ahmadi, M.H.; Visei, A.R.; Sharma, S.; Najaf, A. Technical and environmental analysis of photovoltaic and solar water heater cogeneration system : a case study of Saveh City. *Int J Low Carbon Technol.* 2021,16(12), 447–453.
- [2] Turgut, H.S.A.; Dincer, I. Assessment of a new binary geothermal based methanol synthesis plant with power, hydrogen and freshwater. *Energy Conversion and Management.* 2023, 294, 117576.
- [3] Ramachandran, S.; Bhogilla, S.S.; Vijayan, P.K. Techno-Economic Analysis and Optimization of a Binary Geothermal Combined District Heat and Power Plant for Puga Valley, India. *Renewable Energy.* 2024, 234, 121223. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2023.121223>.
- [4] Kubota, H.; Hondo, H.; Hienuki, S.; Kaieda, H. Determining Barriers to Developing Geothermal Power Generation in Japan: Societal Acceptance by Stakeholders Involved in Hot Springs. *Energy Policy.* 2013, 61, 1079–1087. <https://doi.org/10.1016/j.enpol.2013.05.084>.
- [5] Korucan, A.; Derin-Gure, P.; Celebi, B.; Baker, D.; Vander Velde, M. Opportunities and Challenges of Geothermal Energy in Türkiye. *Energy for Sustainable Development.* 2024, 79, 101417. <https://doi.org/10.1016/j.esd.2023.101417>.
- [6] Kanoglu, M.; Bolatturk, A. Performance and Parametric Investigation of a Binary Geothermal Power Plant by Exergy. *Renewable Energy.* 2008, 33, 2366–2374. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2008.01.006>.
- [7] DiDippo, R. Geothermal energy electricity generation and environmental impact. *Energy Policy.* 1991,19(8),798–807.
- [8] Kanoğlu, M. Exergy Analysis of a Dual-Level Binary Geothermal Power Plant. *Geothermics.* 2002, 31, 709–724. [https://doi.org/10.1016/S0375-6505\(02\)00014-8](https://doi.org/10.1016/S0375-6505(02)00014-8).
- [9] Phair, K.A. Getting the Most out of Geothermal Power. *ASME Mechanical Engineering* 1994, 116(9), 76–80.
- [10] Restrepo, Á.; Miyake, R.; Kleveston, F.; Bazzo, E. Exergetic and Environmental Analysis of a Pulverized Coal Power Plant. *Energy.* 2012, 45(1), 1–8. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.01.028>.
- [11] Yang, Y.; Wang, L.; Dong, C.; Xu, G.; Morosuk, T.; Tsatsaronis, G. Comprehensive Exergy-Based Evaluation and Parametric Study of a Coal-Fired Ultra-Supercritical Power Plant. *Applied Energy.* 2013, 112, 1087–1099. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.01.061>.
- [12] Ersayin, E.; Ozgener, L. Performance Analysis of Combined Cycle Power Plants: A Case Study. *Renewable and Sustainable Energy Reviews.* 2015, 43, 832–842. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.11.082>.
- [13] Başoğlu, Y. Environmental Assessment of a Binary Geothermal Sourced Power Plant Accompanied by Exergy Analysis. *Energy Conversion and Management.* 2019, 195, 492–501.
- [14] Prasetyo, B.T.; Agustina, L.; Suyanto, S.; Guardi, A.; Sutriyanto, H.; Pujowidodo, H.; Harmadi, R.; Cahyadi, C.; Ifanda, I.; Anugia, Z.; Mustika, D. The Integrative Use of Binary Cycle Technology to Improve Thermal Efficiency and Efficiency in Geothermal Power Plants: A Case Study of Ulumbu Geothermal Power Plant in Indonesia. *Energy Conversion and Management.* 2024, 321, 119033. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2024.119033>.
- [15] Khanmohammadi, S.; Moradi, K.; Khanjani, S. Comprehensive Analysis of a Geothermal-Based Poly-Generation Plant to Achieve Optimal Exergy, Economic, and Environmental Performance. *Energy.* 2025, 315, 134338. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2024.134338>.

- [16] Koroneos, C.; Polyzakis, A.; Xydis, G.; Stylos, N.; Nanaki, E. Exergy Analysis for a Proposed Binary Geothermal Power Plant in Nisyros Island, Greece. *Geothermics*. 2017, 70, 38–46. <https://doi.org/10.1016/j.geothermics.2017.06.005>.
- [17] Makhanlall, D.; Zhang, F.; Xu, R.; Jiang, P. Exergy-Topological Analysis and Optimization of a Binary Power Plant Utilizing Medium-Grade Geothermal Energy. *Applied Thermal Engineering*. 2015, 88, 459–463. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.07.031>.
- [18] Nasruddin, N.; Saputra, I.D.; Mentari, T.; Bardow, A.; Marcelina, O.; Berlin, S. Exergy, Exergoeconomic, and Exergoenvironmental Optimization of the Geothermal Binary Cycle Power Plant at Ampallas, West Sulawesi, Indonesia. *Thermal Science and Engineering Progress*. 2020, 19, 100625. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2020.100625>.
- [19] Gutiérrez-Negrín, L.C. (2024). Evolution of worldwide geothermal power 2020–2023. *Geothermal Energy*. <https://doi.org/10.1186/s40517-024-00290-w>. SpringerOpen
- [20] Kelly, S., Tsatsaronis, G., Morosuk, T. (2009). Advanced exergetic analysis: separating avoidable and unavoidable exergy destructions. *Energy*, 34(3), 384–391. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2008.12.007>. IDEAS/RePEc
- [21] Morosuk, T., Tsatsaronis, G. (2019). Advanced exergy-based methods used to understand and improve energy-conversion systems. *Energy*, 169, 238–246. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.11.123>. IDEAS/RePEc
- [22] Tsatsaronis, G. (2024). The future of exergy-based methods. *Energy*. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2024.130330>. ScienceDirect
- [23] Fergani, Z., Morosuk, T. (2023). Advanced Exergy-Based Analysis of an Organic Rankine Cycle (ORC) for Waste Heat Recovery. *Entropy*, 25(10), 1475. <https://doi.org/10.3390/e25101475>. MDPI
- [24] Loni, R., Mahian, O., Najafi, G., vd. (2021). A critical review of power generation using geothermal-driven organic Rankine cycle. *Thermal Science and Engineering Progress*, 25, 101028. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2021.101028>. repository.up.ac.za
- [25] Jiménez-García, J.C., vd. (2023). A Comprehensive Review of Organic Rankine Cycles. *Processes*, 11(7), 1982. <https://doi.org/10.3390/pr11071982>. (Jeotermal-ORC sentezlerine atıflar içerir.) MDPI
- [26] Song, J., vd. (2020). Thermo-Economic Optimization of Organic Rankine Cycle for Geothermal Power Plants. *Frontiers in Energy Research*, 8, 6. <https://doi.org/10.3389/fenrg.2020.00006>. Frontiers
- [27] Bellos, E., vd. (2023). Thermodynamic investigation of a novel ORC configuration (jeotermal uygulamalara referanslı). *Thermal Science and Engineering Progress*. (Jeotermal-ORC literatürüne çapraz atıf içerir.) ScienceDirect
- [28] Walraven, D., Laenen, B., D’haeseleer, W. (2015). Minimizing the LCOE from low-temperature geothermal sources with ORCs: Water or air cooled? *Applied Energy*, 142, 144–153. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.12.078>. IDEAS/RePEc
- [29] NREL (2013). Hybrid Cooling for Geothermal Power Plants: Final ARRA Project Report. NREL/TP-5500-58024. (Delüj tipi hibrid yaklaşım, su kullanımı <1000 h/yıl önerisi). docs.nrel.gov
- [30] NREL (2011). Innovations in Air Cooling for Geothermal Power Plants (Arka plan bulguları ve hibrid seçenekler). (Rapor serisine atıf; ayrıntılar 2013 raporunda derlenmiştir.) docs.nrel.gov
- [31] Nami, H., Nemati, A., Jabbari Fard, F. (2017). Conventional and advanced exergy analyses of a geothermal-driven dual-fluid ORC. *Applied Thermal Engineering*, 122, 59–70. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.05.011>. Aalborg Universitets forskningsportal
- [32] Gökgedik, H., Yürüsoy, M., Keçebaş, A. (2016). Improvement potential of a real geothermal power plant using advanced exergy analysis. *Energy*, 112, 254–263. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.06.079>. IDEAS/RePEc

- [33] Fergani, Z., Morosuk, T. (2023). Advanced exergy–exergoeconomic graphical optimization yaklaşımı (uygulamalı örnekler). *Entropy*, 25(10), 1475. <https://doi.org/10.3390/e25101475>. PMC
- [34] Gkousis, S., vd. (2025). Multi-objective optimization of medium-enthalpy geothermal ORC units (LCOE & GWI). *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 210, 136403. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2024.136403>. (Erken çevrimiçi duyuru). IDEAS/RePEc
- [35] Zhao, Y., vd. (2022). Energy, Conventional and Advanced Exergy Analyses of ORC Systems (ileri ekserji uygulamalarına kapsamlı atflar içerir). *Energies*, 15(10), 3487. <https://doi.org/10.3390/en15103487>. MDPI
- [36] ASHRAE, 2021 ASHRAE Handbook—Fundamentals, Chapter 1 “Psychrometrics” ve Chapter 2 “Thermodynamics and Refrigeration Cycles”, Atlanta, 2021. (İçerik özeti ve dizin). ASHRAE+1
- [37] IAPWS, “R7-97(2012): Revised Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam,” 2012. (Resmî yayınlar sayfası ve sürüm notları). IAPWS
- [38] Bell, I. H., Wronski, J., Quoilin, S., Lemort, V., “Pure and Pseudo-Pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp,” *Ind. Eng. Chem. Res.*, 53(6), 2498–2508, 2014. DOI: 10.1021/ie4033999. Welcome to DTU Research Database
- [39] Hyland, R. W., Wexler, A., (1983a, 1983b) nemli hava ve doymuş nemli hava termodinamik özellik bağıntıları; güncellemesi için bkz. Herrmann, S. vd., “Thermodynamic Properties of Real Moist Air, Dry Air, Steam, Water and Ice (RP-1485),” *HVAC&R Research* (2009). DOI: 10.1080/10789669.2009.10390874. Taylor & Francis Online
- [40] WMO, Guide to Meteorological Instruments and Methods of Observation (WMO-No. 8), son sürüm kapsamı ve bölümler. community.wmo.int
- [41] Wagner, W., Kretzschmar, H.-J., “The IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam,” (erişilebilir türev PDF). CiteSeerX
- [42] IAPWS, “Revised Releases and Supplementary Releases for IF97,” (geri/ileri bağıntılar ve bölge denklemleri). IAPWS
- [43] NIST, REFPROP v10 – Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties, yazılım ve atıf notları; ayrıca Huber, M. L. vd., “The NIST REFPROP Database for Highly Accurate Properties of Industrially Important Fluids,” *Ind. Eng. Chem. Res.*, 2022. DOI: 10.1021/acs.iecr.2c01427. REFPROP DocsACS PublicationsPMC
- [44] Lazzaretto, A., Tsatsaronis, G., “SPECOA: A Systematic and General Methodology for Calculating Efficiencies and Costs in Thermal Systems,” *Energy*, 31(8), 1257–1289, 2006. DOI: 10.1016/j.energy.2005.03.011. Semantic Scholar
- [45] Lozano, M. A., Valero, A., “Theory of the Exergetic Cost,” *Energy*, 18(9), 939–960, 1993. ScienceDirect
- [46] Valero, A., Lozano, M. A., Muñoz, M., “Application of the Exergy Cost Theory to the CGAM Problem,” *Energy*, 19(3), 1994. ScienceDirect
- [47] Torres, C. vd., “The Exergy Cost Theory Revisited,” *Energies*, 14(6), 1594, 2021. DOI: 10.3390/en14061594. MDPI
- [48] Szargut, J., Morris, D. R., Steward, F. R., *Exergy Analysis of Thermal, Chemical, and Metallurgical Processes*, Hemisphere, 1988. (Bibliyografik kayıt). Google Kitaplar
- [49] Szargut, J., “Chemical Exergies of the Elements,” *Applied Energy*, 32, 269–285, 1989. ScienceDirect
- [50] Szargut, J., *Exergy Method: Technical and Ecological Applications*, WIT Press, 2005. (Yayın sayfası). witpress.com
- [51] Song, G. vd., “A Unified Correlation for Estimating Specific Chemical Exergy of Solid and Liquid Fuels,” 2012. (açık erişim PDF). nec-pku.github.io

- [52] WMO–No. 8 (ölçüm yöntemleri; psikrometre uygulamaları), örn. 2008 ve 2021 baskıları. Ulusal Hava Servisi amc.namem.gov.mn
- [53] CIBSE, Guide A / Practical Psychrometry, psikrometrik tanımlar ve uygulama örnekleri. ierga.com/cibse.org
- [54] WMO, “Chapter 4—Measurement of Humidity,” (psikrometre ayrıntıları). vortex.plymouth.edu
- [55] JCGM 100:2008, Evaluation of measurement data — Guide to the expression of uncertainty in measurement (GUM). bipm.org
- [56] JCGM GUM-6:2020, Developing and Using Measurement Models. bipm.org
- [57] ISO/BIPM GUM çevrimiçi sürümler ve giriş sayfaları. iso.org+1
- [58] NREL ATB, “Definitions – LCOE ve ilgili parametreler.” ATB
- [59] IRENA, Renewable Power Generation Costs (metodoloji eki—LCOE formülü). *Connaissance des Énergies*
- [60] NREL, Cost Benchmark ve Standard Scenarios raporlarında LCOE tanımı ve sınırları. docs.nrel.gov+1
- [61] Trinomics, Final Report: Cost of Energy (LCOE) — metodolojik kısıtlar ve duyarlılıklar. Trinomics
- [62] IRENA 2024/2025 güncellemesi (yöntem sürekliliği). Tecsol blog
- [63] IPCC AR6 WG1, Bölüm 7 (emisy on metrikleri; GWP100_{100}100). IPCC
- [64] IPCC AR6 WG1 SPM ve ek tablolar (GWP özetleri). IPCC
- [65] GHG Protocol, “Global Warming Potential Values (Aug 2024)” (AR6 GWP kullanım kılavuzu). GHG Protocol
- [66] IPCC, 2019 Refinement to the 2006 Guidelines, yöntem ve kapsam ilkeleri. ipcc-nggip.iges.or.jp
- [67] Ashwood, A.; Bharathan, D. (2011). Hybrid Cooling Systems for Low-Temperature Geothermal Power Production. NREL/TP-5500-48765. (Evaporatif ön-soğutma ve paralel/seri ıslak modül seçenekleri.) docs.nrel.gov
- [68] SPX Cooling Technologies (2019). Evaporation and Water Usage — Basic Theory and Practice. Uygulama notu AE-AS-24: $\text{drift} \sim 0.005\text{--}0.01$; $B = E / (\text{CoC} - 1)$ $B = E / (\text{CoC} - 1)$ ilişkisi ve saatlik TwbT_{wb} duyarlılığı. SPX Cooling Technologies
- [69] NREL (2013). Dew Point Evaporative Comfort Cooling — Appendix on Media Effectiveness. Tipik ped etkenliği: %65–78. docs.nrel.gov
- [70] EnergyPlus Engineering Reference (v8–v8.2). Evaporative Coolers. Modelleme çerçevesi ve varsayılan etkenlik (≈ 0.67) tartışması. bigladdersoftware.com
- [71] Galieti, L. (2024). Techno-Economic Comparison of Different Air-Cooled Condensers for Geothermal Plants. Stanford Geothermal Workshop. (ACC alternatifleri ve kontrol kolaylığı.) pangea.stanford.edu
- [72] “Numerical studies of an air-cooled condenser as part of the binary geothermal power plant ...” (2025, Case Studies in Thermal/Process Engineering makalesi—erken çevrimiçi). ACC ısı transferi ve basınç kaybı sayısal analizi. ScienceDirect
- [73] PDH Online (2022). Cooling Towers — Basic Calculations. Blowdown = $\text{Evaporation} / (\text{CoC} - 1)$ ve temel su bütçesi denklemleri. pdhonline.com
- [74] Bustamante, J. G. vd. (2016). Achieving near-water-cooled power plant performance with air-cooled condensers. (ACC verim cezası ve azaltma yöntemleri.) Penn State
- [75] Küçük, E.Ö., & Karellas, S. (2023). Exergoeconomic analysis and multi-objective optimization of ORC configurations. *Energies*, 16(9), 3956. (Açık erişim). PMC
- [76] Petrakopoulou, F., et al. (2012). Environmental evaluation of a power plant using advanced exergoenvironmental analysis. *Energy*, 45, 23–31. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.01.024>. ScienceDirectAdsabs

- [77] Morosuk, T., & Tsatsaronis, G. (2012). Advanced exergy-based analyses applied to a system. *International Journal of Exergy*, 3, 1–20. <https://doi.org/10.1186/2251-6832-3-1>. SpringerLink
- [78] Zare, V. (2019–2021 arası çeşitli makaleler). Comparative exergoeconomic analysis of different ORC configurations for binary geothermal power plants. (Derleme ve karşılaştırmalı çalışmalar). ResearchGate
- [79] Wang, Y., et al. (2021). Conventional and advanced exergy analyses of an organic Rankine cycle (waste heat integration). *Energy Science & Engineering*. <https://doi.org/10.1002/ese3.980>. scijournals.onlinelibrary.wiley.com+1
- [80] Zhou, T., et al. (2023). Energy–exergy–economic–environmental (4E) analysis and optimization framework (örnek uygulama). *Applied Thermal Engineering*, 222, 120136. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.120136>. ScienceDirect
- [81] Kanoglu, M. (2002). Exergy analysis of a dual-level binary geothermal power plant. *Geothermics*, 31(6), 709–724. [https://doi.org/10.1016/S0375-6505\(02\)00032-9](https://doi.org/10.1016/S0375-6505(02)00032-9). AdsabsPMC
- [82] Ganjehsarabi, H., Güngör, A., Dincer, I. (2012). Exergetic performance analysis of Dora II geothermal power plant in Turkey. *Energy*, 46(1), 101–108. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.02.039>. ScienceDirect
- [83] Yılmaz, C. (2018). Thermoeconomic cost analysis and comparison of methodologies for Dora II binary geothermal power plant. *Geothermics*, 75, 48–57. <https://doi.org/10.1016/j.geothermics.2018.04.002>. ScienceDirectAdsabs
- [84] Ünverdi, M., Cerci, Y. (2013). Performance analysis of Germencik Geothermal Power Plant. *Energy*, 52, 192–200. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.12.052>. IDEAS/RePEc
- [85] Kahraman, M., Olcay, A. B., Sorgüven, E. (2019). Thermodynamic and thermoeconomic analysis of a 21 MW binary type air-cooled geothermal power plant and determination of the effect of ambient temperature variation on the plant performance. *Energy Conversion and Management*, 192, 308–320. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.04.041>. ScienceDirectAdsabs
- [86] DiPippo, R. (2004). Second Law assessment of binary plants generating power from low-temperature geothermal fluids. *Geothermics*, 33(5), 565–586. <https://doi.org/10.1016/j.geothermics.2003.10.003>. ScienceDirectResearchGate
- [87] Koroneos, C., Polyzakis, A., Xydis, G., Stylos, N., Nanaki, E. (2017). Exergy analysis for a proposed binary geothermal power plant in Nisyros Island, Greece. *Geothermics*, 70, 38–46. <https://doi.org/10.1016/j.geothermics.2017.05.007>. ScienceDirect
- [88] Gökgedik, H., Yürüsoy, M., Keçebaş, A. (2016). Improvement potential of a real geothermal power plant using advanced exergy analysis. *Energy*, 112, 254–263. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.06.112>. ScienceDirect
- [89] Altun, A. F., Kılıç, M. (2020). Thermodynamic performance evaluation of a geothermal ORC power plant. *Renewable Energy*, 148, 261–274. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.11.147>. ScienceDirect
- [90] Bao, J., Zhao, L. (2013). A review of working fluid and expander selections for ORC. *Renew. Sustain. Energy Rev. ScienceDirect*
- [91] Wang, E.H., vd. (2011). Study of working fluid selection of ORC. *Energy. ScienceDirect*
- [92] Vivian, J., vd. (2015). A general framework to select working fluid and cycle configuration. *Appl. Energy. ScienceDirect*
- [93] Dai, X., vd. (2019). Review of the Working Fluid Thermal Stability for ORC. *Int. J. Miner. Metall. Mater. SpringerLink*
- [94] Hidayah, A.N., vd. (2020). Optimum working fluid and cycle configuration for geothermal ORC. *Stanford Geothermal Workshop. pangea.stanford.edu*
- [95] Venomhata, H.D.V., vd. (2023). Working fluid selection for geothermal–solar hybrid ORC. *Geothermal Energy. PMC*

- [96] Heberle, F., Brüggemann, D. (2015). Thermo-economic evaluation using zeotropic mixtures. *Energies* 8(3):2097. MDPI
- [97] Liu, Q., vd. (2014). Effect of condensation temperature glide on ORC. *Appl. Energy*. ScienceDirect
- [98] Yue, C., vd. (2015). Thermal matching with zeotropic mixtures in geothermal ORC. *Renew. Energy*. IDEAS/RePEc
- [99] ASHRAE (2022). Refrigerant Designations & Safety Classification (Std. 34). (Özet ve sınıflar). ASHRAE
- [100] ASHRAE (2022). New Refrigerants Designations and Safety—Factsheet. (A1/A2L açıklamaları). ASHRAE
- [101] Regulation (EU) 2024/573 on fluorinated greenhouse gases (20 Feb 2024; 11 Mar 2024 yürürlük). Eur-Lex
- [102] European Commission—Climate Action. F-gas legislation overview (HFC aşama-dışı hedefleri). Climate Action
- [103] Eyerer, S., vd. (2016). Experimental study of an ORC with R1233zd(E). *Energy*. ScienceDirect
- [104] Yang, J., vd. (2018). R1233zd(E) as drop-in replacement to R245fa—optimization guidance. *Appl. Therm. Eng.*. ResearchGate
- [105] Longo, G.A., vd. (2019). Boiling of R1234ze(Z): A2L ve düşük GWP verileri. *Int. J. Refrig.* ScienceDirect
- [106] Kontomaris, K., vd. (2014). HFO-1336mzz(Z): high-temperature stability & GWP≈2. *IRACC Proc.* Purdue e-Pubs
- [107] Honeywell—Solstice® zd (R-1233zd) teknik sayfası (GWP≈1; A1). advancedmaterials.honeywell.com
- [108] Khan, M., vd. (2023). Condensation & properties of R1336mzz(Z). *Int. J. Refrig.* ScienceDirect
- [109] Zhao, Y., vd. (2022). RORC with R1336mzz(Z) vs ORC kıyası (jeotermal). *Energies* 15(17):6230. MDPI
- [110] Brilian, V.A., vd. (2022). Separated brine heat recovery with n-pentane ORC. *Stanford Geothermal Workshop*. pangea.stanford.edu
- [111] Stull, R. (2011). Wet-Bulb Temperature from Relative Humidity and Air Temperature. *J. Appl. Meteor. Climatol.* 50(11):2267–2269. <https://doi.org/10.1175/JAMC-D-11-0143.1>. American Meteorological Society Journals+1open.library.ubc.ca
- [112] EnergyPlus – Engineering Reference (v22.1/v24.1, “Psychrometrics”, “Evaporative Coolers”). U.S. DOE/NREL. (Islak termometre ve varsayılan etkenlik ≈0,67; psikrometrik rutinler.) energyplus.net+1eta-publications.lbl.gov
- [113] Wilcox, S. (2008, rev.). Users Manual for TMY3 Data Sets. NREL/TP-581-43156. DOI:10.2172/928611. (Tipik ay seçimi, sınırlılıklar.) docs.nrel.govNational Renewable Energy LaboratoryOSTI
- [114] Copernicus/ECMWF. ERA5 Hourly Data on Single Levels (1940–present) — veri kümesi ve indirme sayfası. (Saatlik, küresel grid; belirsizlik bilgisi). cds.climate.copernicus.eu
- [115] WMO–No. 8. Guide to Instruments and Methods of Observation (Nem/sıcaklık ölçümü; psikrometre uygulamaları; kurulum/kalibrasyon ilkeleri). [community.wmo.int/library.wmo.intwgms.ch](https://community.wmo.int/library/wmo.intwgms.ch)
- [116] ERA5-Land Hourly — veri kümesi tanıtımı (yüksek çözünürlüklü kara reanalizi; saatlik). Google for Developers
- [117] NCEI/NOAA. TMY veri setleri ve TMY3’e geçiş (kısa not). (TMY’nin amaç ve kapsam notları). Ulusal Çevre Bilgileri Merkezleri
- [118] EnergyPlus – Engineering Reference (Big Ladder excerpt). Evaporative Coolers – varsayılan etkenlik ve psikrometrik bağıntılar. bigladdersoftware.com+1

- [119] EPA WaterSense at Work – Section 6.3 Cooling Towers (2023). Döngü sayısı (CoC), kimyasal kontrol ve su tasarrufu etkileri. US EPA
- [120] USGS SIR 2013-5188 – Methods for Estimating Water Consumption for Thermoelectric Power Plants (ısı-su bütçesi yaklaşımları). USGS Yayınları
- [121] EPRI (2025) – Viability and Impacts of Implementing Various Power Plant Cooling Technologies (ıslak/kuru/hibrit su kullanımı karşılaştırmaları). restservice.epri.com
- [122] WRI Aqueduct 4.0 – yöntem ve risk göstergeleri; su stresi ve kıtlık/kuraklık göstergeleri. wri.org+1
- [123] Eurovent (2023) – Drift Eliminator Programme New Thresholds; isokinetik drift test (ECP-14-DE, CTI ATC-140'ya referans). eurovent-certification.com
- [124] Marley MCW datasheet – üretici garantisi; drift $\leq 0,005$ örneği. lenntech.com
- [125] CDC (2025) – Controlling Legionella in Cooling Towers (şok oksidasyon, pH/oksidan sınırları; temizlik). CDC
- [126] ChemTreat – Cooling Water System Fundamentals (B ve M denklemleri; pratik su dengesi). ChemTreat
- [127] Delta Cooling – Water Loss FAQ (blowdown formülü ve su bütçesi eşitlikleri; sanayi uygulama özeti). deltacooling.com
- [128] Scanlon, B. R., vd. (2013). Controls on Water Use for Thermoelectric Generation (Teksas vaka çalışması; su-enerji kontrol etmenleri). PNAS Nexus/PMC. PMC
- [129] NREL (2013). Hybrid Cooling for Geothermal Power Plants (Final ARRA Project Report) – delüjün düşük maliyetli olduğu, <1000 h/yıl aktivasyon ile pik saat kayıplarının azaltılabildiği bulguları. docs.nrel.govNational Renewable Energy LaboratoryUNT Digital Library
- [130] NREL (2011). Hybrid Cooling Systems for Low-Temperature Geothermal Power Production – evaporatif ön-soğutma ve paralel/seri ıslak modüllerle yük bölme. docs.nrel.gov
- [131] Trane Engineers Newsletter (2013). The Impact of Variable-Speed Drives on HVAC Components – fan/pompa affinity laws ve VFD etkileri. trane.com
- [132] Energy Code (2013/2020). Air-cooled condenser fan control: continuously variable speed & minimum condensing temp setpoint $\leq 70^{\circ}\text{F}$ – uygulama kılavuzları. energycodeace.comCalifornia Energy Commission
- [133] Liu, X. vd. (2017). Model Predictive Control of an Organic Rankine Cycle – LMPC/NMPC tasarımı ve deneysel/benzetim sonuçları. ScienceDirectpangea.stanford.edu
- [134] Pili, R. (2019). MPC tuning for ORC via multi-objective optimization – sistematik MPC ayarı. mediatum.ub.tum.de
- [135] Michaelides, E.E. (1982). Influence of non-condensable gases on net work & extraction – NCG'nin performans üzerindeki etkisi. ScienceDirect
- [136] Khaghani, A. vd. (2013). Sustainable removal of NCGs from geothermal plants – NCG alma/enerji gereksinimleri derlemesi. ScienceDirect
- [137] Richardson, I. vd. (2023). NCG Reinjection at Te Huka – saha kompozisyonu ve reinjeksiyon yaklaşımı. publications.mygeoenergynow.org
- [138] Bharathan, D. (2001). Evaluation of an Absorption Heat Pump to Mitigate Plant Backpressure – ACC arka basınç cezasını sınırlamak için AHP seçeneği. docs.nrel.gov
- [139] Wendt, D.S. (2010). Air-Cooled Condensers for Next-Generation Geothermal – UA tanımı ve tasarım/saha verisi bağlama. indigitallibrary.inl.gov
- [140] Ding, X. (2009). Hybrid condenser model for real-time applications – gerçek zamanlı hibrit modelleme yaklaşımları. ScienceDirect
- [141] EPA WaterSense (2023). Cooling Towers – Blowdown Control – otomatik blowdown ve su tasarrufu. US EPA

- [142] Sansana, J. vd. (2024). Hybrid monitoring & forecasting of heat-exchanger fouling — melez (fizik+veri) yöntemlerle RUL/fouling öngörüsü. ACS Publications
- [143] Mohammadi, M. vd. (2025). Data-driven ACC pressure prediction in a real power plant — veri-türevli ACC basınç kestirimi. ScienceDirect
- [144] Chen, Z. vd. (2023). Review of data-driven FDD for HVAC — SCADA temelli FDD çerçevesi ve en iyi uygulamalar. eta-publications.lbl.gov
- [145] Power Engineering (2014). Condenser Performance — assigning monetary losses to BP — BP cezası → verim & gelir eşlemesi (endüstri uygulaması). Power Engineering
- [146] Bott, T. R., Heat Transfer Fouling: 50 Years After the Kern and Seaton Model, Heat Transfer Eng. 32(1):1–13 (2011). DOI:10.1080/01457632.2010.505127. ResearchGate
- [147] Epstein, N., General Thermal Fouling Models (kitap bölümü; Kern–Seaton ve türevleri; taksonomi). SpringerLink
- [148] Zhao, B., vd. (2023). Modeling the Cleaning Cycle Dynamics for Air-Cooling Condensers — temizlik planı ve duyarlılık. JIC. sciopen.com
- [149] Nebot, E., vd. (2007). Model for fouling deposition on power plant steam condensers — kinetik model. Int. J. Heat Mass Transf. ScienceDirect
- [150] CET (2016). Development of a Dynamic Fouling Model for a Heat Exchanger — ϵ -NTU + Kern–Seaton temelli dinamik model. AIDIC
- [151] Purdue IRACC (Derleme). Air-side Heat Exchanger Fouling in HVAC&R — kanatlı boruda partikül birikimi. Purdue e-Pubs
- [152] Putman, R. E. (2002). Impact of Air-Cooled Condensers on Plant Design and Operations — ACC hava-tarafı kirlenme örnekleri. conco.net
- [153] Zhao, B., vd. (2021). Reduction of Dust Deposition in ACC via Ni–P Coatings — %83,3 fouling direnci azalması. discovery.dundee.ac.uk
- [154] ACC Users' Group (2018). Guidelines for Finned Tube Cleaning in Air-Cooled Condensers — zamanlama ve yöntem. acc-usersgroup.org
- [155] CTI Journal (2012, Kış). Fouling/Scaling in Cooling Tower Fill — mekanizmalar ve etkiler. assets.speakcdn.com
- [156] DOE–FEMP. Best Management Practice #10 — Cooling Tower Management — 3→6 CoC: makyaj ~%20↓, blowdown ~%50↓. The Department of Energy's Energy.gov
- [157] AWE (2022/2024). Cooling Tower How-to Guide — yüksek CoC'de dengeli su arıtımı ve kontrol. allianceforwaterefficiency.org
- [158] ChemTreat. Corrosion, Scale & Biofouling Control in Cooling Systems — uygulama temelleri. ChemTreat
- [159] Cooling Technology Institute / CA Water Boards (2013). Seawater Cooling Tower Feasibility — blowdown kompozisyonu ve uyum. Kaliforniya Su Kaynakları Kontrol Kurulu
- [160] Sansana, J. vd. (2023–2024). Data-driven/Hybrid Monitoring & Forecasting of Heat Exchanger Fouling. Energy; Ind. Eng. Chem. Res. ScienceDirectACS Publications
- [161] H&C Heat Transfer / LV-Soft. Typical Fouling Resistance Values — tasarım için tipik bandlar. hcheattransfer.comlv-soft.de
- [162] Conco / POWER Mag. Economics of Regular Condenser Maintenance — temizlik→verim/gelir ilişkisi. conco.netPOWER Magazine
- [163] Walraven, D. (2015). *Minimizing LCOE of ORC (ACC vs WCT)*, **Applied Energy**. (preprint). [Departement Werktuigkunde \(WTK\)](#)
- [164] Michaelides, E.E. (1982). Influence of NCG on net work & efficiency. Geothermics. Astrophysics Data System
- [165] World Bank (2016). Greenhouse Gases from Geothermal Power Production — NCG bileşimi (>95% CO₂). World Bank
- [166] Wang, S. (2024). Effects of NCG on thermodynamic performance. Energy. ScienceDirect

- [167] Khaghani, A. (2013). Sustainable removal of NCGs from geothermal waters — teknoloji ve enerji gereksinimi derlemesi. *Renew. Sustain. Energy Rev. ScienceDirect*
- [168] Richardson, I. et al. (2023). NCG Reinjection at the Te Huka Geothermal Power Plant. *GRC Transactions* 47. publications.mygeoenergynow.org
- [169] Murphy, J. (2025). Quantifying the Benefit of NCG Reinjection. Seequent white paper. Seequent
- [170] Merbecks, T. (2024). Thermo-economic performance with NCG (Stanford Geothermal Workshop). pangea.stanford.edu
- [171] ASME PTC 30.1 — Air-Cooled Steam Condensers: Performance Test Code (ACC kabul testi; koşullara düzeltme, izleme ve rutin test rehberi). ASME
- [172] ASME PTC 30 — Air-Cooled Heat Exchangers (genel hava soğutmalı eşanjörlerde test ve tasarım koşullarına düzeltme metodolojisi). ASME
- [173] ASME PTC 12.2 — Steam Surface Condensers (referans çerçeve; yoğunlaştırıcı test pratiği ve alternatif kabul testi). [ASMEintertekinform.com](https://www.asmeintertekinform.com)
- [174] CTI ATC-105 (2019) — Acceptance Test Code for Water Cooling Towers (kabul testi; tasarım $T_{wb} \pm 15^\circ\text{F}$ yakınında test vb.). [Temiz Havaenergycodeace.com](https://www.temizhavaenergycodeace.com)
- [175] CTI ATC-140 (2011) — Drift Test Code (izokinetik örnekleme ile drift ölçümü; enstrümantasyon ve prosedür). [Accuris Standards StoreNRC Web](https://www.nrc.gov/standards/accuris)
- [176] Eurovent REC 9/12 (2025, 2. baskı) — Performance Efficiency Standard for Evaporative Cooling Equipment (enerji verim sınıfları, hedef düzeyler). Eurovent
- [177] ASHRAE Guideline 14 (2014/2023 notları) — Measurement of Energy, Demand, and Water Savings (M&V; binleme, ölçüm zinciri, tasarruf hesapları). [ashrae.org](https://www.ashrae.org) (اب گرین گروید)
- [178] ISO 50006:2014 — Energy performance measurement, monitoring and baselines (EnPI/EnB). ISO
- [179] ASME PTC 19.1 (2013/2018) — Test Uncertainty (Tip A/Tip B, yayılım ve bileşik belirsizlik; güç santral testlerine uyarlanmış yöntem). [ASMENorms.com](https://www.asmenorms.com)
- [180] ASME PTC 19.3-TW — Thermowell Design (titreşim/girdap uyarımlı kırılma riskine karşı tasarım kriterleri; 2016 güncellemesi). [ASMETempsens](https://www.asmetempsens.com)
- [171] DiPippo, R. *Geothermal Power Plants: Principles, Applications, Case Studies and Environmental Impact*, 3rd ed.; Butterworth-Heinemann: Oxford, UK, 2012.
- [172] Çengel, Y.A.; Boles, M.A. *Thermodynamics: An Engineering Approach*, 3rd ed.; McGraw-Hill: New York, NY, USA, 1998.
- [173] Rosen, M.A.; Dincer, I.; Kanoglu, M. Role of Exergy in Increasing Efficiency and Sustainability and Reducing Environmental Impact. *Energy Policy*. 2008, 36(1), 128–137. <https://doi.org/10.1016/j.enpol.2007.09.006>.
- [174] Luo, X.; Ren, M.; Zhao, J.; Wang, Z.; Ge, J.; Gao, W. Life Cycle Assessment for Carbon Emission Impact Analysis for the Renovation of Old Residential Areas. *Journal of Cleaner Production*. 2022, 367, 132930. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2022.132930>.
- [175] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE). *ASHRAE Handbook—Refrigeration*; ASHRAE Inc.: Atlanta, GA, USA, 2010.
- [176] Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC). *IPCC Guidelines for National Greenhouse Gas Inventories*; Institute for Global Environmental Strategies: Kanagawa, Japan, 2006; pp. 1–20.