

PAPER DETAILS

TITLE: Jeotermal Enerji Kaynakli Ara Isitmali Organik Rankine Çevriminin Konvansiyonel ve İleri Ekserji Analizi

AUTHORS: Abid USTAOGU

PAGES: 783-800

ORIGINAL PDF URL: <https://dergipark.org.tr/tr/download/article-file/946589>



Düzce Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Dergisi

Araştırma Makalesi

Jeotermal Enerji Kaynaklı Ara Isıtmalı Organik Rankine Çevriminin Konvansiyonel ve İleri Ekserji Analizi

 Abid USTAOĞLU^{a,*}

^a Makine Mühendisliği Bölümü, Mühendislik Fakültesi, Bartın Üniversitesi, Bartın, TÜRKİYE

* Sorumlu yazarın e-posta adresi: austaoglu@bartin.edu.tr; abidusta@hotmail.com

DOI: 10.29130/dubited.570330

ÖZET

Ekserji analiz metodu üretilen faydalı işin belirlenmesinde önemli bir araçtır. Ancak sadece ekserji analizi ile çevrimde kullanılan komponentler arasındaki etkileşimin, yani komponentte oluşan ekserji yıkımının komponentin kendisinden mi yoksa etkileşimde bulunduğu diğer komponentlerden mi kaynaklandığını veya sistemin gerçek geliştirilme potansiyelini, yani sistemde ve komponentlerde oluşan ekserji yıkımlarından ne kadarının önlenebileceğini belirlemek mümkün değildir. Bu yüzden ileri ekserji analiz metodu kullanılmaktadır. Bu çalışmada, iş akışkanı olarak R152a kullanan jeotermal destekli ara ısıtmalı organik Rankine çevriminin gerçek geliştirilme potansiyelinin ve çevrimde bulunan komponentler arasındaki etkileşimin belirlenmesi için konvansiyonel ve ileri ekserji analizleri yapılmıştır. Sistemin geliştirme potansiyelini belirlemek için ekserji yıkımının önlenabilir/kaçınılamaz kısımları belirlenmiştir. Komponentler arasındaki etkileşimin detaylıca belirlenmesi için de içsel/dışsal ekserji yıkımları belirlenmiştir. Ayrıca yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcı basınçlarının sistem performansı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Ekserji ve enerji verimleri sırasıyla %50.69 ve %14.04 olarak hesaplanmıştır. İleri analiz sonuçlarına göre sistem çok büyük oranda kaçınılmaz (%95.04) ve içsel (%86.6) ekserji yıkımlarına sahiptir. Buradan sistemin sadece %5’lik bir geliştirme potansiyeli olduğu görülmektedir. Türbinlerdeki tersinmezliklerin tamamı dışsal iken, pompa ve buharlaştırıcıdaki tersinmezlikler bu komponentlerin kendilerinden kaynaklanmaktadır. Toplam içsel ekserji yıkımının en yüksek yüzdesi yaklaşık %93 ile buharlaştırıcıda meydana gelmiştir. En yüksek ekserji yıkımı buharlaştırıcıda olmakla birlikte bu bileşendeki geliştirme potansiyeli sıfırdır. Türbinlerdeki önlenabilir ekserji yıkımı, toplam önlenabilir kısmın %85.34’üne eşittir. Sonuçlar, sistemin performansını geliştirmek için öncelikle odaklanılması gereken komponentlerin alçak ve yüksek basınç türbinleri olduğu göstermektedir.

Anahtar Kelimeler: Jeotermal, Enerji, Ekserji, İleri Ekserji, Ara ısıtmalı, Organik Rankine Çevrimi

Conventional and Advanced Exergy Analysis of Geothermal Energy Powered Reheat Organic Rankine Cycle

ABSTRACT

The exergy method is an important tool that can show the useful work generated through the process. However, it cannot explain the interaction among the components, namely the reason of the exergy destruction arisen from the component’s itself or from the other components or cannot estimate the actual improvement potential,

namely how much part of the exergy destruction falling into the part of avoidable and unavoidable exergy destructions. Therefore, advanced exergy analysis method has been used for the detail evaluation. In this study, conventional and advanced exergy analysis have been carried out on a geothermal powered reheat organic Rankine cycle using R152a as a working fluid. The avoidable/unavoidable parts of the exergy destruction rate was obtained to decide the improvement potential of the system and endogenous/exogenous parts of the exergy destruction rate was decided for carrying out a detail analysis on the interaction among the components. Moreover, the effects of the condenser and evaporator pressures on the system performance were investigated. The exergy and energy efficiencies were calculated to be 50.69% and 14.04%, respectively. According to the advanced exergy analysis results, system has a large share of unavoidable (95.04%) and endogenous (86.6%) exergy destruction rates. It is seen that only a 5% of an improvement potential of the system exists. While whole exergy destruction rate in the turbines is falling into the part of exogenous part, the exergy destruction rates of the pump and evaporator results from the components' themselves. The largest share of the endogenous exergy destruction rate occurs in the evaporator with 93%. In conjunction with that the largest exergy destruction occurring in the evaporator, its improvement potential is zero. The exergy destruction rates in the turbines is equal to 85.34% of the total avoidable part of the destruction. The results show that the low- and high-pressure turbines are the primary components to focus on to improve the system performances.

Keywords: *Geothermal, Energy, Exergy, Advanced Exergy, Reheat, Organic Rankine Cycle*

I. GİRİŞ

Günümüzde teknolojinin gelişimi ve sanayileşme ile birlikte enerjiye olan talep hızla artmaktadır. Bu gelişmelere bağlı olarak karbon salınımını arttıran ve sınırlı miktarda bulunan kömür, petrol ve doğalgaz gibi fosil kaynakların kullanımı gittikçe yaygınlaşmaktadır. Fosil kaynakların kullanımından kaynaklı enerji problemleri artarken, gelişmiş ve gelişmekte olan ülkeler alternatif enerji kaynaklarına yönelmişlerdir. Günümüzde güneş, rüzgâr, dalga, biyokütle ve jeotermal gibi çeşitli yenilenebilir enerji kaynakları güç üretimi ve soğutma çevrimleri gibi birçok termodinamik çevrimde enerji kaynağı olarak kullanılmaktadır. Ülkemiz jeotermal enerji kaynağı olarak dünyadaki en zengin potansiyele ülkelerden biridir. Ancak bu enerjinin büyük bir kısmı sadece sıcak su ihtiyacı ve mesken ısıtmada kullanılmaktadır. Bu ısı kaynağının daha faydalı bir şekilde kullanılması için Rankine çevrimli bir güç santralinin kullanılması uygun bir yaklaşım olacaktır. Organik Rankine çevrimleri düşük sıcaklıktaki enerji kaynaklarının daha etkin kullanılmasıyla avantaj sağlamaktadır [1]. Burada kaynama noktası sudan daha düşük olan çeşitlik organik akışkanlar çevrimde iş akışkanı olarak kullanılmaktadır. Bu sistemlerin verimleri çeşitli yöntemlerle artırılabilir. Organik Rankine çevrimine (ORÇ) ara ısıtmanın eklenmesiyle sistem verimi artmaktadır. İkinci yasa analizi, tersinmezliklerin yerini, miktarı ve kaynağını belirlemek için önemli bir yoldur. Literatürde çeşitli organik rankine çevrimlerinin termodinamiğin birinci ve ikinci yasa analizini içeren birçok çalışma mevcuttur.

Şahin vd. [2] organik Rankine çevriminde farklı tip akışkanların kullanılması durumunda türbin giriş sıcaklığı ve basıncının birinci yasa verimi, ikinci yasa verimi ve bileşenlerin ekserji yıkımları üzerindeki etkisini araştırmışlardır. Yapılan analiz sonucunda en iyi akışkanın R290 olduğu belirlenmiştir. Bunun yanında türbin giriş basıncının ve sıcaklığının sırasıyla 2000 kPa ve 150 °C olması durumunda kuru tip akışkan olan R600a için toplam ekserji yıkımının %90'nın yoğunlaştırıcıda gerçekleştiğini bulmuşlardır. Gogoi ve Talukdar [3] ara ısıtmalı, geri beslemeli birleşik buhar çevrimi ve su/Li-Br absorpsiyonlu sisteminin ekserji analizini yapmışlardır. İkinci yasa analizi sonucunda optimum performansın 150 bar kazan basıncı, jeneratör, yoğunlaştırıcı, buharlaştırıcı ve soğurucu

sıcaklıklarının sırasıyla 80°C, 37.5°C, 15°C ve 35°C olması durumunda gerçekleştiğini belirlemişlerdir. Ayrıca soğutma sistemindeki ekserji yıkımının en yüksekten aza doğru jeneratör, soğurucu, yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcı şekilde olduğunu bulmuşlardır. Khaliq ve Kaushik [4] ara ısıtmalı Brayton/Rankine birleşik güç sisteminin ikinci yasa temelli termodinamik analizini yapmışlardır. Güç üretimini, enerji verimini, ekserji yıkımını ve ekserji verimini belirlemişlerdir. Basınç oranı, çevrim sıcaklık oranı, ara ısıtmaların sayısı ve çevrim basınç düşüşünün kombine çevrim performansı üzerindeki etkisini araştırmışlardır. Sistemdeki toplam ekserji yıkımının yarısının yanma odasında olduğunu bulmuşlardır. Birleşik çevrim veriminin ve güç çıkışının orta seviyede bir basınç oranında en yüksek değerini alırken, iki ara ısıtma kullanılması durumunda hızla artıp daha fazla ara ısıtma kullanılması durumunda ise hızla azaldığı gözlemlenmiştir. Gang vd. [5] düşük yoğunlaştırma oranına sahip birleşik parabolik yoğunlaştırıcı ve rejeneratörlü organik Rankine çevriminin birinci yasa analizini yapmışlardır. Rejeneratör sıcaklığının toplam kollektör verimi, elektrik verimi ve ORÇ'nin verimi üzerindeki etkisini araştırmışlardır. Analiz sonuçları rejenerasyon yapılması ORÇ'nin verimine pozitif etki yaparken, birinci sıradaki kollektörlerin ortalama çalışma sıcaklığındaki artıştan dolayı kollektör verimine negatif etki yaptığını göstermektedir. Bu nedenle rejenerasyon eklendiğinde toplam elektrik veriminin de değerlendirilmesi gerekir. Rejenerasyonlu ORÇ sisteminin elektrik verimi %8.6 iken (Güneş radyasyonu 750 W/m² için) bu değer rejenerasyonsuz sistemin veriminden yaklaşık %5 daha büyüktür. Konvansiyonel analiz metodu yardımıyla tersinmezliklerin hangi komponentte olduğu ve miktarı belirlenebilir. Fakat bileşenler arasındaki etkileşim açıklanamaz ve gerçek geliştirme potansiyeli belirlenemez. Bu nedenle konvansiyonel yaklaşım, sistemin optimize edilebilmesi eksik bir yaklaşım olabilir. Daha detaylı analiz yapabilmek için ileri ekserji analizi metodu geliştirilmiştir [6]. İleri ekserji analiz metodunda ekserji yıkımları önlenemez/kaçınılamaz ve içsel/dışsal kısımlara ayrılmaktadır. Böylelikle termodinamik sistem daha ayrıntılı olarak incelenmiş olur. [7,8]

İleri ekserji analizi birçok termodinamik çevrime uygulanmıştır. Bunlar, kaskad [9,10] absorpsiyonlu [11,12], ejektörlü [13] ve buhar sıkıştırıcı [14] gibi soğutma sistemleri, düzlemsel güneş kollektörleri [15], birleşik güç sistemleri [16,17], çimento fabrikaları [18], sıkıştırılmış hava kullanılan enerji depolama sistemleri [19], gaz çevrimleri [20] ve Organik Rankine çevrimler [21] gibi sistemlerdir. Ustaoglu vd. [13] atık ısı kaynaklı ejektörlü soğutma sisteminin konvansiyonel ve ileri ekserji analizini yapmışlardır. İş akışkanı olarak kuru (R600a), ıslak (R134a ve R152a) ve izantropik (R290, R141b ve R142b) olmak üzere üç farklı akışkan tipi kullanmış ve sistemin geliştirme potansiyelini tespit edilmiştir. Sonuç olarak, sistemin performansının gelişmesi için hangi komponente öncelik verilmesi gerektiği soğutucu akışkana göre değiştiği gözlemlenmiştir. Soğutucu akışkan R134a kullanıldığı durumda sistemde geliştirilme potansiyeli en yüksek komponent ejektör iken, R600a için jeneratör olduğunu vurgulanmıştır. Petrakopoulou vd. [16] birleşik Brayton/Rankine güç santralinin ileri ekserji analizini yapmışlardır. Brayton çevrimindeki türbin ve buhar çevrimindeki yüksek basınç türbini hariç, santraldeki komponentlerde ekserji yıkımlarının çoğu kaçınılmaz yıkım olarak gerçekleşmiştir. Idrissa ve Boulama [17] birleşik Brayton/Brayton güç çevriminin ileri ekserji analizini yapmışlardır. Yanma odası çıkış sıcaklığının, alt ve üst çevrimin basınç oranlarının sistem performansı üzerindeki etkisini incelemişlerdir. En büyük ekserji yıkımının yanma odasında olduğunu ve bu tersinmezliğin büyük oranda kaçınılmaz ve içsel kısımlara ait olduğunu bulmuşlardır. Ayrıca yanma odası çıkış sıcaklığındaki 600 K'lik artışın toplam ekserji yıkımında bir azalmaya yol açtığını tespit etmişlerdir. Fallah vd. [20] dört farklı gaz türbin sistemini karşılaştırmışlardır. Bunlar basit gaz türbini (SGT), evaporatif hava soğutmalı gaz türbini (EVGT), buhar enjeksiyonlu gaz türbini (STIG) ve buhar enjeksiyonlu, evaporatif hava soğutmalı gaz türbini (ESTIG). Bu karşılaştırmayı konvansiyonel ekserji analiz metodunu kullanarak yapmışlardır ve ESTIG sisteminin dizayn için en uygun sistem olduğuna karar vermişlerdir. İleri ekserji analiz metodunu kullanarak sistemin daha detaylı termodinamik

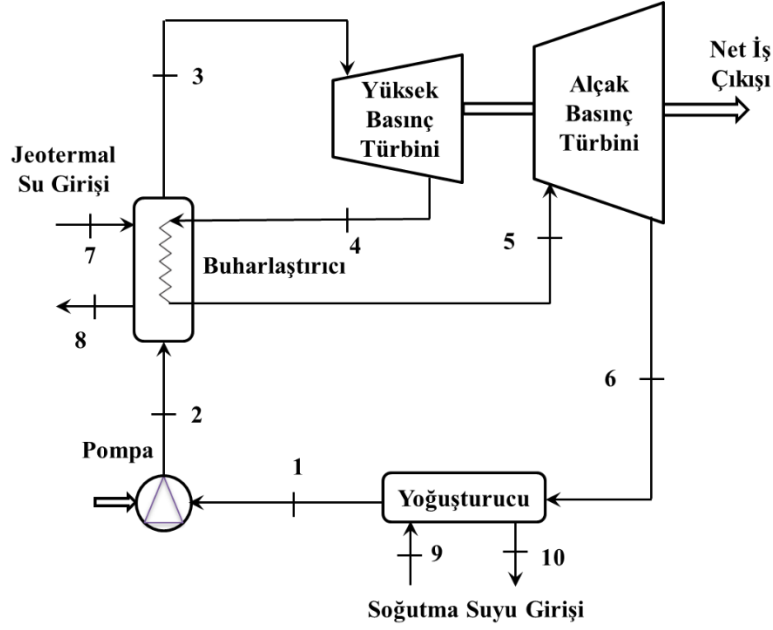
analizini gerçekleştirmişlerdir. Maksimum net iş çıkışı şartlarında optimizasyon önceliğinin sırasıyla türbin, yanma odası, kompresör ve atık ısı buhar jeneratörü şeklinde olduğunu belirtmişlerdir. Ayrıca basınç oranı, bağıl nem ve çevre sıcaklığının sistem performansı üzerindeki etkisini araştırmışlardır. Literatürde organik Rankine çevriminin ileri ekserji analizi ile ilgili sınırlı sayıda çalışma vardır [21-27]. Hepsi de tek bir akışkanın analizini gerçekleştirmişlerdir.

Gökgedik vd. [22] Denizli’de bulunan Bereket Jeotermal Güç Santrali’nin gerçek değerlerini kullanarak ileri ekserji analizini yapmışlardır. Santralde iki ayrı ORÇ olup ikisinde de iş akışkanı olarak n-Pentane kullanılmaktadır. Sonuç olarak türbin hariç bütün komponentlerdeki önlenebilir ekserji yıkımının kaçınılmaz kısımdan daha yüksek olduğunu bulmuşlardır. Ayrıca sistemin ekserji verimini %9.60 olarak hesaplamışlar ve sistemdeki iyileştirmelerle bu verimin yaklaşık %11’e çıkartılabileceğini tespit etmişlerdir. Galindo vd. [28] içten yanmalı bir motorun atık ısını kullanan ORÇ’yi ileri ekserji analiz metodunu kullanarak termodinamik açıdan incelemişlerdir. İş akışkanı olarak etanolü kullanmışlardır. Konvansiyonel ekserji analizine göre sistemdeki en yüksek tersinmezlik kazanda gerçekleşirken, ileri ekserji analizi metoduna göre ise geliştirme önceliğinin sırasıyla türbin, pompa, yoğuşturucu ve kazan şeklinde olduğunu vurgulanmıştır. Nami vd. [21] jeotermal kaynaklı ORÇ sisteminin konvansiyonel ve ileri ekserji analizlerini yapmışlardır. Sistemde iki farklı çevrim olup çevrimlerde izopentan ve izobütan kullanılmıştır. Konvansiyonel ekserji analizine göre en fazla yıkım jeneratörlerde ve yoğuşturucuda olduğu görülmüştür. İleri ekserji analizi sonuçlara göre ise jeneratörlere ve türbinlere yoğunlaştırılması gerektiğini belirtmişlerdir.

ORÇ’nin ileri ekserji analizi ile ilgili çalışmalar basit ORÇ ve rejeneratörlü sistemlere yoğunlaşmıştır. Ara ısıtmalı ORÇ sisteminin ileri ekserji analizin değerlendirilmesiyle ilgili herhangi bir çalışmaya rastlanmamıştır. Bu çalışmada, jeotermal kaynaklı ara ısıtmalı organik Rankine çevriminin teorik incelemesi gerçekleştirilmiştir. Sistemin konvansiyonel ve ileri ekserji analizleri ıslak tip akışkan olan R152a için yapılmıştır. Yoğuşturucu basıncı, buharlaştırıcı basıncı ve türbin giriş sıcaklığının toplam ekserji yıkımı, sistemin enerji ve ekserji verimleri üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Ayrıca komponentlerin önlenebilir/kaçınılamaz ve içsel/dışsal ekserji yıkımları hesaplanmıştır. Çalışmanın ana amacı, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı basıncı gibi parametrelerin sistem performansı üzerindeki etkisini araştırmak, komponentlerin geliştirme potansiyellerini belirlemek ve komponentler arasındaki ilişkiyi ortaya koymaktır.

II. SİSTEM TANITIMI

Şekil 1.’de çalışmada incelenen sistemin şematik görünümü verilmiştir. Termofiziksel, çevresel (düşük küresel ısınma potansiyeli, sıfır ozon inceltme potansiyeli) ve yanıcılık-parlayıcılık (düşük yanıcılık ve parlayıcılık) özelliklerinden dolayı bu çalışmada iş akışkanı olarak R152a seçilmiştir [29]. 1 noktasındaki doymuş sıvı fazındaki iş akışkanı pompa yardımıyla yoğuşturucu basıncından buharlaştırıcı basıncına sıkıştırılmaktadır. Buharlaştırıcıdan geçen akışkan jeotermal kaynak suyundan ısı alıp kızgın buhar fazında yüksek basınç türbinine girer. Yüksek basınç türbininden ara ısıtma basıncına kadar genişletilen iş akışkanı tekrar buharlaştırıcıya girer ve burada ısı alarak alçak basınç türbinine gönderilir (5 ve 3 noktasındaki sıcaklıklar aynıdır). R152a sonrasında alçak basınç türbininde yoğuşturucu basıncına genişletilir ve yoğuşturucuya girer. Yoğuşturucudan geçerken ısını soğutma suyuna vererek doymuş sıvı fazında pompaya girer. Böylece çevrim tamamlanmış olur.



Şekil 1. Ara ısıtmalı organik Rankine çevriminin şematik görünümü

III. TERMODİNAMİK ANALİZ

Tüm çalışma boyunca Şekil 1’de gösterilen ara ısıtmalı organik Rankine çevrimi (AIORÇ) göz önünde bulundurulacaktır. Bu sistemin ana elemanları yoğuşturucu, pompa, buharlaştırıcı, alçak ve yüksek basınç türbinleridir. Çevrimin termodinamik analizi Mühendislik Denklem Çözücüsü (EES) yardımıyla yapılmıştır. Ayrıca analizde şu kabuller yapılmıştır:

- 1-) Bütün prosesler kararlı şartlardadır.
- 2-) Çevreden ve çevreye olan ısı transferleri, sistem boyunca akışkanın dolaştırıldığı bağlantı boruları, buharlaştırıcı ve yoğuşturucudaki basınç kayıpları ihmal edilmiştir.
- 3-) Pompa girişindeki organik iş akışkanı doymuş sıvı fazındadır.
- 4-) Potansiyel ve kinetik enerji değişimleri ihmal edilmiştir.
- 5-) Ölü nokta sıcaklığı ve basıncı sırasıyla 101.325 kPa ve 27 °C olarak kabul edilmiştir.

A. KONVANSİYONEL EKSERJİ ANALİZİ

Jeotermal enerji kaynaklı AIORÇ sistemi termodinamiğin birinci ve ikinci yasası dikkate alınarak modellenmiş ve bu yasalar sistemdeki her bir bileşene uygulanmıştır. Kinetik ve potansiyel enerjilerin ihmal edildiği durumda genel kütle, enerji ve ekserji denge denklemleri şu şekilde ifade edilebilir: [30], [31]

$$\sum \dot{m}_{giren} = \sum \dot{m}_{çıkan} \quad (1)$$

Termodinamiğin birinci yasası enerjinin korunumu olarak ifade edilir. Aşağıdaki denklemde sürekli akışlı açık sistemler için enerji korunumu denklemi gösterilmiştir [32,33].

$$\dot{Q} + \sum (\dot{m}h)_{giren} = \dot{W} + \sum (\dot{m}h)_{çıkan} \quad (2)$$

Kimyasal, kinetik ve potansiyel ekserjilerin ihmal edildiği durumda kararlı bir proses için bir kontrol hacmindeki ekserji denklığı şu şekilde yazılabilir: [31-34]

$$\dot{E}x_Q - \dot{E}x_W = \sum(\dot{m}\varepsilon)_{\text{çıkan}} - \sum(\dot{m}\varepsilon)_{\text{giren}} + \dot{E}x_{\text{yıkım}} \quad (3)$$

Burada;

$$\dot{E}x_{\text{yıkım}} = T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (4)$$

Ayrıca $\dot{E}x_Q$, $\dot{E}x_W$ ve ε sırasıyla ısının ekserjisi, işin ekserjisi ve termomekanik ekserjiyi (akış ekserjisi) göstermektedir. Bu ifadeler şöyle gösterilebilir: [30]

$$\dot{E}x_Q = \dot{Q} \left(\frac{T - T_0}{T} \right) \quad (5)$$

$$\dot{E}x_W = \dot{W}_{\text{net,çıkan}} \quad (6)$$

$$\varepsilon = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (7)$$

$$\dot{S}_{\text{giren}} + \dot{S}_{\text{üretim}} = \dot{S}_{\text{çıkan}} \quad (8)$$

Burada 0 alt indisi referans şartlarını göstermektedir. Sistemin birinci (termal) ve ikinci yasa (ekserji) verimleri şu şekilde hesaplanmıştır. [35]

$$\eta_I = \frac{\dot{W}_{\text{net,çıkan}}}{\dot{Q}_{\text{giren}}} \quad (9)$$

burada;

$$\dot{W}_{\text{net,çıkan}} = \dot{m}[(h_3 - h_4) + (h_5 - h_6)] \quad (10)$$

$$\dot{Q}_{\text{giren}} = \dot{m}[(h_3 - h_2) + (h_5 - h_4)] \quad (11)$$

$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}x_{\dot{W}_{\text{net,çıkan}}}}{\dot{E}x_{\dot{Q}_{\text{giren}}}} \quad (12)$$

burada;

$$\dot{E}x_{\dot{W}_{\text{net,çıkan}}} = \dot{W}_{\text{net,çıkan}} \quad (13)$$

$$\dot{E}x_{\dot{Q}_{\text{giren}}} = \dot{Q}_{\text{giren}} \left(\frac{T - T_0}{T} \right) \quad (14)$$

Ürün ve yakıt ekserjisi kullanılarak incelenen her bir bileşen için genel ekserji balansı Denklem 15’de sunulmuştur. Ayrıca ekserji verimi, yakıt ekserjisi ve incelenen komponentteki ekserji yıkımının toplam ekserji yıkımına oranı aşağıdaki denklemlerde sırasıyla verilmiştir:

$$\dot{E}_{Y,k} = \dot{E}_{Ü,k} + \dot{E}_{D,k} \quad (15)$$

$$\varepsilon_k = \left(\frac{\dot{E}_{Ü,k}}{\dot{E}_{Y,k}} \right) = 1 - \left(\frac{\dot{E}_{D,k}}{\dot{E}_{Y,k}} \right) \quad (16)$$

$$y_{D,k} = \left(\frac{\dot{E}_{D,k}}{\dot{E}_{F,k}} \right) \quad (17)$$

$$y_{D,k}^* = \left(\frac{\dot{E}_{D,k}}{\dot{E}_{D,toplam}} \right) \quad (18)$$

burada $\dot{E}_{Y,k}$, $\dot{E}_{Ü,k}$ ve $\dot{E}_{D,k}$ sırasıyla incelenen bileşendeki yakıtın ekserjisi, ürünün ekserjisi ve ekserji yıkımıdır. ε_k , ekserji verimini göstermektedir. $y_{D,k}$ ve $y_{D,k}^*$ ise sırasıyla yakıt ekserjisi ve toplam ekserji yıkımı başına olan ekserji yıkım oranlarıdır.

Üstteki eşitlikler sisteme uygulanmış ve her bir komponent için enerji ve ekserji denge denklemleri Tablo 1.'de sunulmuştur.

Tablo 1. Her bir sistem elemanının enerji ve ekserji denge denklemleri

Sistem bileşenleri	Enerji denge denklemleri	Ekserji denge denklemleri
Pompa (POM)	$\dot{W}_{POMPA} + \dot{m}_1 h_1 = \dot{m}_2 h_2$	$\dot{E}x_1 + \dot{W}_{POMPA} = \dot{E}x_2 + \dot{E}x_{yıkım,POMPA}$
Buharlaştırıcı (BUH)	$\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7 = \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_8 h_8$	$\dot{E}x_2 + \dot{E}x_4 + \dot{E}x_7 = \dot{E}x_3 + \dot{E}x_5 + \dot{E}x_8 + \dot{E}x_{yıkım,BUH}$
Yüksek basınç türbini (YBT)	$\dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_4 h_4 + \dot{W}_{YBT}$	$\dot{E}x_3 = \dot{E}x_4 + \dot{W}_{YBT} + \dot{E}x_{yıkım,YBT}$
Alçak basınç türbini (ABT)	$\dot{m}_5 h_5 = \dot{m}_6 h_6 + \dot{W}_{ABT}$	$\dot{E}x_5 = \dot{E}x_6 + \dot{W}_{ABT} + \dot{E}x_{yıkım,ABT}$
Yoğuşturucu (YOĞ)	$\dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_9 h_9 = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_{10} h_{10}$	$\dot{E}x_6 + \dot{E}x_9 = \dot{E}x_1 + \dot{E}x_{10} + \dot{E}x_{yıkım,YOĞ}$

B. İLERİ EKSERJİ ANALİZİ

Kimyasal reaksiyonlar, sonlu sıcaklık farkında ısı transferi, maddelerin karışımı, sürtünmeler ve sonsuz genleşme gibi tüm gerçek işlemler tersinmezdir [16]. Konvansiyonel ekserji analizi, ekserji yıkım oranının miktarını ve herhangi bir komponentteki tersinmezliğin ne kadar olduğunu belirlemeye yarar. Bununla birlikte, bu yöntemle komponentler arasındaki etkileşim açıklanamaz ve gerçek geliştirme potansiyeli tahmin edilemez. Komponentleri birbirleriyle etkileşim içinde olan termodinamik sistemlerde, komponentler arasındaki etkileşim dikkate alınmaksızın sistemin optimizasyonunu yapmak için konvansiyonel yaklaşımın kullanılması uygun değildir. Bunun için son yıllarda geliştirilen ve ileri ekserji analizi olarak adlandırılan detaylı bir analize ihtiyaç vardır. İleri ekserji analizi, kaçınılmaz-önlebilir ve içsel-dışsal olmak üzere iki farklı kısma ayrılmaktadır [36].

Önlenebilir/Kaçınılamaz: Ekserji yıkımı $\dot{E}_{D,k}$ önlenebilir $\dot{E}_{D,k}^{\text{ÖN}}$ ve kaçınılamaz $\dot{E}_{D,k}^{\text{KAÇ}}$ kısımlara ayrılabilir [16], [37]. Herhangi bir komponentteki ekserji yıkımı, önlenebilir ve kaçınılamaz kısımların toplamına eşittir. Bir sistemin bütün elemanları kaçınılamaz şartlarda çalıştırıldığında her bir eleman için bulunan ekserji yıkımı o elemanın kaçınılamaz ekserji yıkımını göstermektedir. Önlenebilir ekserji yıkımı ise, herhangi bir komponentin gerçek durumda elde edilen ekserji yıkımı değerleriyle kaçınılamaz şartlarda elde edilen ekserji yıkım değerinin farkına eşittir (Eşitlik 20)

$$\dot{E}_{D,k} = \dot{E}_{D,k}^{\text{KAÇ}} + \dot{E}_{D,k}^{\text{ÖN}} \quad (19)$$

Ekserji yıkımının önlenebilir ve kaçınılamaz kısımları, komponentlerin geliştirme potansiyelini belirlemek için oldukça gerçekçi bir yaklaşım sağlar. Malzeme özelliklerinden, bulunabilirliğinden ve ayrıca malzeme ve üretim maliyetlerini içeren teknolojik kısıtlamalardan dolayı herhangi bir komponentteki kaçınılamaz ekserji yıkımı azaltılamaz. Komponentteki ekserji yıkımının geri kalanı önlenebilir ekserji yıkımı olarak adlandırılmaktadır. Bu kısım, komponentin dizaynı geliştirilerek azaltılabilir.

Dışsal/İçsel: Diğer yaklaşım ise ekserji yıkımlarının içsel $\dot{E}_{D,k}^{\text{İÇ}}$ ve dışsal $\dot{E}_{D,k}^{\text{DİŞ}}$ kısımlara ayrılmasıdır [36]. Ekserji yıkımının içsel ve dışsal kısımları, herhangi bir komponentteki ekserji yıkımının kendinden ya da diğer komponentlerden kaynaklandığını ifade eder. İçsel ekserji yıkımı şöyle bulunur: içsel ekserji yıkımının hesaplanacağı komponent gerçek şartlarda, geri kalanlar ise ideal şartlarda çalıştırıldığında söz konusu komponent için bulunan ekserji yıkımı o bileşenin içsel ekserji yıkımıdır. Dışsal ekserji yıkımı, o komponentin gerçek şartlardaki ekserji yıkımı ile içsel ekserji yıkımının farkına eşittir. (Eşitlik 19) Bu yaklaşım, çevrimdeki tüm komponentlere uygulandığında bütün içsel ve dışsal ekserji yıkımları bulunabilir. Dışsal ekserji yıkımı, söz konusu komponentteki tersinmezliklerin diğer komponentlerden kaynaklandığını, içsel ekserji yıkımı ise kendinden kaynaklandığını ifade eder. Bu ekserji yıkımlarının bulunmasıyla çevrimde hangi komponentlere, hangi seviyede odaklanılmasını gerektiğini ortaya koyar.

$$\dot{E}_{D,k} = \dot{E}_{D,k}^{\text{İÇ}} + \dot{E}_{D,k}^{\text{DİŞ}} \quad (20)$$

IV. ARAŞTIRMA BULGULARI

Hesaplamalar, Mühendislik Denklem Çözücüsü (EES) yazılımının yardımıyla yapılmıştır. Çevre sıcaklığı ve basıncı sırasıyla 27 °C ve 101.325 kPa olarak alınmıştır. Yoğuşturucu ($P_1 = P_6$), buharlaştırıcı ($P_2 = P_3$), ara ısıtma ($P_4 = P_5$) ve jeotermal su basınçları sırasıyla 500 kPa, 3000 kPa, 1500 ve 600 kPa olup pompa ve türbinlerin izantropik verimleri %85 olarak kabul edilmiştir [5]. Akışkanın çalışma basınçları kritik basıncın altında seçilmiştir [38]. ORÇ'deki akışkanın kütleli debisi 10 kg/s, yüksek ve alçak basınç türbini giriş sıcaklıkları ise 130°C olarak belirlenmiştir. Soğutma suyunun yoğuşturucuya giriş ve çıkış sıcaklığı sırasıyla 20°C ve 25°C, jeotermal suyunun buharlaştırıcıya giriş ve çıkış sıcaklıkları ise 145°C ve 75°C'dir.

Tablo 2'de sistemdeki her bir komponent için gerçek, ideal ve kaçınılamaz şartlardaki çevrim değerleri sunulmuştur. Gerçek ve kaçınılamaz şartlar, ileri ekserji analizindeki önlenebilir/kaçınılamaz kısımlarını bulmak için kullanılır. Gerçek ve ideal şartlar ise içsel/dışsal kısımları bulmak için

kullanılır. Kaçınılamaz çevrim şartları gerçek ve ideal şartlar arasındadır. Kaçınılamaz durumun hesaplanmasındaki değerler ideal durumdakine yakın alınır. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucunun gerçek ve kaçınılamaz basınç farkı değerleri (ΔP_{BUH} ve $\Delta P_{YOĞ}$) ideal durum ile arasındaki farka işaret etmektedir.

Tablo 2. Gerçek, ideal ve kaçınılamaz şartlardaki çevrim değerleri

Bileşen	Parametre	Gerçek	İdeal	Kaçınılamaz
Pompa	η_{POMPA}	%85	%100	%95
Buharlaştırıcı	ΔP_{BUH}	%0.8	İzantropik	%0.5
Yüksek basınç türbini	η_{YBT}	%85	%100	%90
Alçak basınç türbini	η_{ABT}	%85	%100	%90
Yoğuşturucu	$\Delta P_{YOĞ}$	%1.6	%0	%1

Tablo 3-5 sırasıyla gerçek, ideal ve kaçınılamaz çalışma şartlarında ORÇ'nin farklı noktalarındaki termodinamik özellikleri göstermektedir. Buharlaştırıcıdaki ve yoğuşturucudaki basınç düşüşü hem gerçek hem de kaçınılamaz çevrimde göz önüne alınmıştır. Gerçek, ideal ve kaçınılamaz şartlar Tablo 2'de belirtilen değerler kullanılarak hesaplanmıştır. Spesifik ekserjinin negatif değeri, hesaplama şartlarının referans sıcaklığından daha düşük bir sıcaklığa sahip olduğundan kaynaklanmaktadır. Tablolardaki son iki sütun, çevrimin her bir noktasındaki ekserji değerlerini göstermektedir.

Tablo 3. Sistemin gerçek şartlar altındaki termodinamik özellikleri

Nokta	T(°C)	P(kPa)	h(kJ/kg)	$\dot{m}$ (kg/s)	s (kJ/kgK)	e (kJ/kg)	$\dot{E}$ (kW)
1	19.13	500	233.4	10	19.13	500	233.4
2	20.62	3000	236.6	10	20.62	3000	236.6
3	130	3000	617.9	10	130	3000	617.9
4	96.16	1500	595.2	10	96.16	1500	595.2
5	130	1500	643.3	10	130	1500	643.3
6	86.96	500	602.5	10	86.96	500	602.5
7	160	600	2759	1.756	160	600	2759
8	75	600	314.4	1.756	75	600	314.4
9	20	101.3	83.93	176.5	20	101.3	83.93
10	25	101.3	104.8	176.5	25	101.3	104.8

Tablo 4. Sistemin ideal şartlar altındaki termodinamik özellikleri

Nokta	T(°C)	P(kPa)	h(kJ/kg)	$\dot{m}$ (kg/s)	s (kJ/kgK)	e (kJ/kg)	$\dot{E}$ (kW)
1	19.64	508	234.3	10	1.12	64.89	648.9
2	20.87	3024	237.1	10	1.12	67.64	676.4
3	130	3024	617.5	10	2.194	125.8	1258
4	92.9	1500	590.5	10	2.194	98.86	988.6
5	130	1500	643.3	10	2.331	110.4	1104
6	81.82	508	596	10	2.331	63.11	631.1
7	160	600	2759	1.772	6.766	733.8	1300
8	75	600	314.4	1.772	1.015	15.03	26.62
9	20	101.3	83.93	172.9	0.2962	0.3468	59.98
10	25	101.3	104.8	172.9	0.3669	0.028	4.842

Tablo 5. Sistemin kaçınılmaz şartlar altındaki termodinamik özellikleri

Nokta	T (°C)	P (kPa)	h (kJ/kg)	m (kg/s)	s (kJ/kgK)	e (kJ/kg)	Ė (kW)
1	19.32	502.9	233.7	10	1.118	64.9	649
2	20.62	3009	236.6	10	1.119	67.63	676.3
3	130	3009	617.8	10	2.195	125.8	1258
4	95.06	1500	593.6	10	2.203	99.43	994.3
5	130	1500	643.3	10	2.331	110.4	1104
6	85.25	502.9	600.4	10	2.345	63.44	634.4
7	160	600	2759	1.762	6.766	733.8	1293
8	75	600	314.4	1.762	1.015	15.03	26.48
9	20	101.3	83.93	175.3	0.2962	0.3468	60.8
10	25	101.3	104.8	175.3	0.3669	0.028	4.908

Tablo 6’da ideal, gerçek ve kaçınılmaz durumlar için net güç, ısı, enerji verimi ve ekserji verimi gösterilmiştir. Tablodan görüldüğü gibi, türbinin izantropik veriminin diğer şartlara göre daha düşük olmasından dolayı gerçek çevrimdeki net iş çıkışı da düşük olmaktadır. Hem enerji verimi (Net iş çıkışının ısı girişine bölümü olarak adlandırılır) hem de ekserji verimi (Net iş çıkışının buharlaştırıcıdaki yakıt ekserjisine bölümü olarak adlandırılır) ideal çevrimde en yüksek değerine sahiptir. İdeal durumda enerji verimi %16.51 iken kaçınılmaz şartlarda teknolojik engeller nedeniyle verim %14.9 değerini almıştır. Gerçek çevrimde ise bu verim değeri %14.04 olmuştur.

Konvansiyonel ekserji denklemleri her bir komponente uygulanıp ve aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir. Toplam yakıt ekserji oranı buharlaştırıcıya giren jeotermal suyun ekserjisiyle çıkan R152a’nın ekserjileri arasındaki farka eşittir. Toplam ürün ekserji oranı ise, türbinlerdeki net iş çıkışına eşittir. Tablo 7-9’da AIORÇ sisteminin sırasıyla gerçek, ideal ve kaçınılmaz şartlar altında konvansiyonel ekserji analizinin sonuçları sunulmuştur. Gerçek şartlardaki konvansiyonel analizden elde edilen sonuçlara göre (Tablo 7) komponentlerdeki ekserji yıkımları en yüksekten düşüğe doğru sırasıyla şu şekilde gerçekleşmiştir: buharlaştırıcı (574.6 kW), yüksek basınç türbini (60.48 kW), yoğunlaştırıcı (43.9 kW), yüksek basınç türbini (32.71 kW) ve pompa (5.019 kW). Sistem verimi arttırmak için ekserji yıkım oranının azaltılması gereklidir. Konvansiyonel analizinden tersinmezliklerin diğer komponentler mi yoksa komponentin kendisinden mi kaynaklandığını tespit etmek mümkün değildir. Bu nedenle sistem komponentleri arasındaki etkileşimi ve her bir komponentin gerçek geliştirme potansiyelini belirlemek için ileri ekserji analizi yapmak gereklidir [14].

Tablo 6. İdeal, kaçınılmaz ve gerçek çevrimlerin güç ve verimleri

	İdeal	Kaçınılmaz	Gerçek
$\dot{W}_{POMPA}$ (kW)	27.58	28.89	32.19
$\dot{W}_{TÜRBİN}$ (kW)	742.8	671	635
$\dot{W}_{NET}$ (kW)	715.2	642.1	602.81
$\dot{Q}_{BUH}$ (kW)	4332	4308	4294
$\dot{Q}_{YOĞ}$ (kW)	3617	3666	3692
$\dot{E}_{BUH}$ (kW)	1274	1267	1262
η_{sistem} (%)	16.51	14.9	14.04
ε_{sistem} (%)	56.15	50.69	47.75

Tablo 7. Gerçek şartlar altında konvansiyonel ekserji analizi sonuçları

Komponent	$\dot{E}_F$ (kW)	$\dot{E}_P$ (kW)	$\dot{E}_Y$ (kW)	ε (%)	Y_k (%)	Y_{k^*} (%)
Pompa	681.3	676.2	5.019	99.26	0.7368	0.7011
Buharlaştırıcı	2962	2388	574.6	80.6	19.4	80.26
Yüksek Basınç türbini	1257	1224	32.71	97.4	2.602	4.569
Alçak basınç türbini	1104	1044	60.48	94.52	5.477	8.447
Yoğuşturucu	697.1	654	43.1	93.82	6.182	6.02
Sistem	1262	602.8	715.9	47.75	56.71	100

Tablo 8. İdeal şartlar altında konvansiyonel ekserji analizi sonuçları

Komponent	$\dot{E}_F$ (kW)	$\dot{E}_P$ (kW)	$\dot{E}_Y$ (kW)	ε (%)	Y_k (%)	Y_{k^*} (%)
Pompa	676.5	676.4	0.08502	100	0.01	0.01
Buharlaştırıcı	2965	2389	576.2	80.57	19.43	93.91
Yüksek Basınç türbini	1258	1258	0	100	0	0
Alçak basınç türbini	1104	1104	0	100	0	0
Yoğuşturucu	691.1	653.8	37.29	94.6	5.40	6.08
Sistem	1274	715.2	613.6	56.15	48.18	100

Tablo 9. Kaçınılamaz şartlar altında konvansiyonel ekserji analizi sonuçları

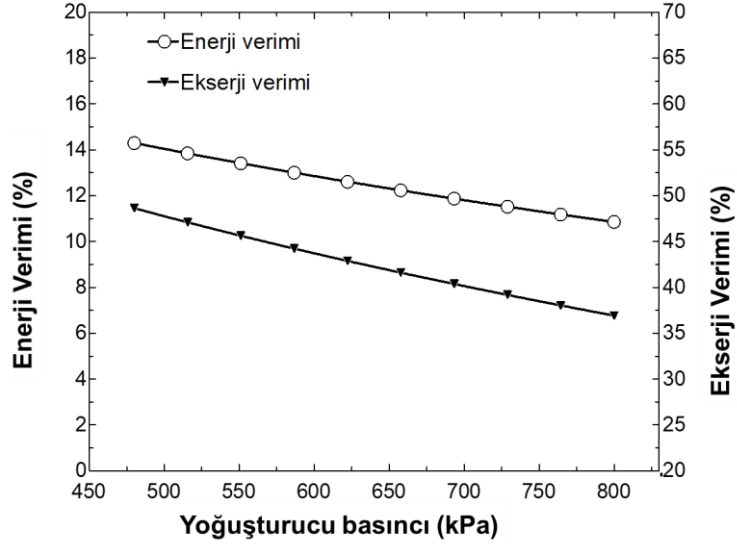
Komponent	$\dot{E}_F$ (kW)	$\dot{E}_P$ (kW)	$\dot{E}_Y$ (kW)	ε (%)	Y_k (%)	Y_{k^*} (%)
Pompa	677.9	676.3	1.56	99.77	0.2301	0.2293
Buharlaştırıcı	2964	2388	575.5	80.58	19.42	84.58
Yüksek Basınç türbini	1258	1236	21.91	98.26	1.743	3.221
Alçak basınç türbini	1104	1064	40.19	96.36	3.64	5.907
Yoğuşturucu	695.2	653.9	41.25	94.07	5.934	6.062
Sistem	1267	642.1	680.4	50.69	53.72	100

Tablo 10. İleri ekserji analizi sonuçları (kW)

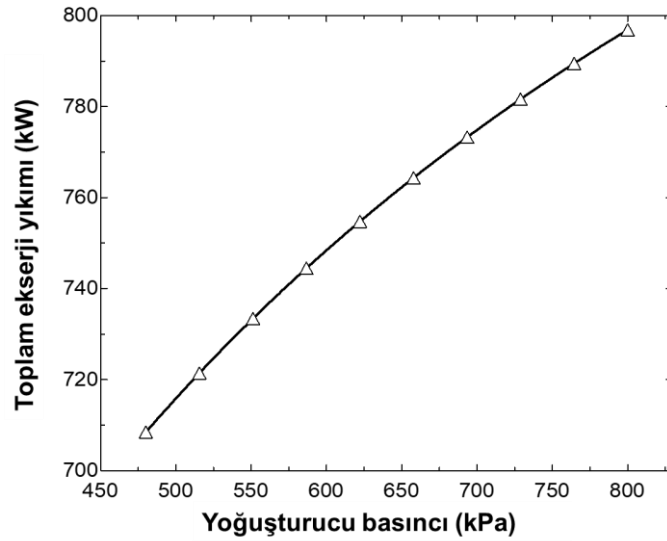
Komponent	$\dot{E}_Y$	$\dot{E}_Y^{iç}$	$\dot{E}_Y^{dış}$	$\dot{E}_Y^{kac}$	$\dot{E}_Y^{on}$
Pompa	5.02	5.02	0	1.56	3.46
Buharlaştırıcı	574.6	574.6	0	574.6	0
Yüksek Basınç türbini	32.71	0	32.71	21.91	10.8
Alçak basınç türbini	60.48	0	60.48	40.19	20.29
Yoğuşturucu	43.1	37.29	5.81	41.25	1.85
Sistem	715.9	620	95.92	680.4	36.4

Tablo 10’da ileri ekserji analizi sonuçları verilmiştir. Konvansiyonel ekserji analizi sonuçlarına göre toplam ekserji yıkımının yaklaşık %89’u buharlaştırıcı ve alçak basınç türbininde meydana gelmiştir. Geri kalan ekserji yıkımı pompa, yoğuşturucu ve yüksek basınç türbininde gerçekleşmiştir. Bununla birlikte buharlaştırıcıdaki ekserji yıkımının tamamı kaçınılmaz kısmına aittir. Türbinler hariç diğer komponentlerde içsel ekserji yıkımları dışsal kısımdan daha büyüktür. Bu nedenle her bir

komponentin ekserji yıkımına en büyük etkiyi, komponentin kendi içindeki tersinmezliklerden kaynaklandığı söylenebilir. En yüksek içsel ekserji yıkımına sahip komponent %92.7 ile buharlaştırıcıdır (574.6 kW). Bundan dolayı, buharlaştırıcının verimindeki artış, bu elemanın ekserji yıkımını azaltır ve dolayısıyla toplam sistem veriminde bir iyileşme sağlar. Ayrıca tüm sistem büyük oranda içsel (%86.6) ve kaçınılmaz (%95) ekserji yıkımlarına sahiptir.



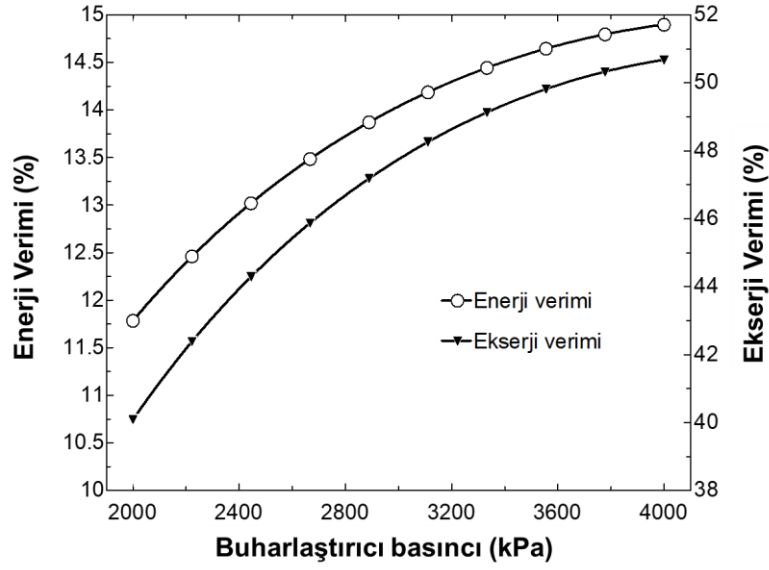
Şekil 2. Yoğuşturucu basıncının enerji ve ekserji verimi üzerindeki etkisi



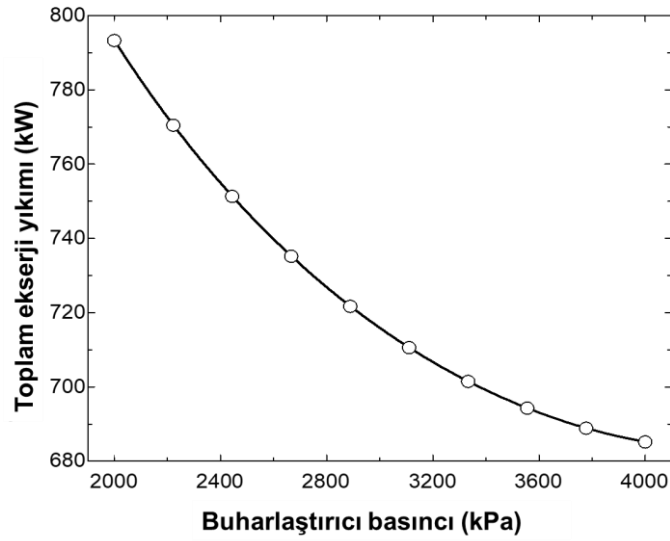
Şekil 3. Yoğuşturucu basıncının toplam ekserji yıkımı üzerindeki etkisi

Şekil 2-5'te sırasıyla yoğuşturucu ve buharlaştırıcı basınçlarının enerji ve ekserji verimleri ile toplam ekserji yıkımı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Bu sonuçlar, konvansiyonel ekserji analizinin parametrik çalışma sonuçlarıdır. Şekil 2 ve 3'te yoğuşturucu basıncının bahsedilen etkisi görülmüştür. Şekil 2'de görüldüğü gibi yoğuşturucu basıncının artmasıyla verimler azalırken ekserji yıkımı artmaktadır. Basıncıdaki 320 kPa'lık bir artış enerji ve ekserji veriminde sırasıyla %3.45 ve %11.72'lik azalmaya neden olmuştur. Ekserji verimindeki azalış, enerji verimine göre daha hızlıdır. Basınç 480 kPa iken enerji ve ekserji verimleri sırasıyla %14.3 ve %48.63, basınç 800 kPa olduğunda sırasıyla %10.85 ve

%36.91 değerlerini alır. Basıncın 480 kPa'dan 800 kPa'a çıkmasıyla toplam ekserji yıkımında 88.3 kW'lık bir artış meydana gelmiştir.

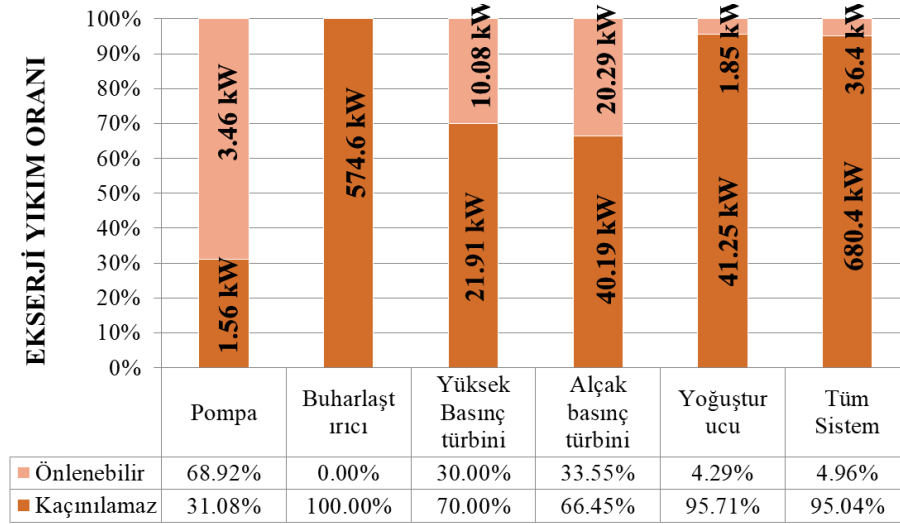


Şekil 4. Buharlaştırıcı basıncının enerji ve ekserji verimi üzerindeki etkisi



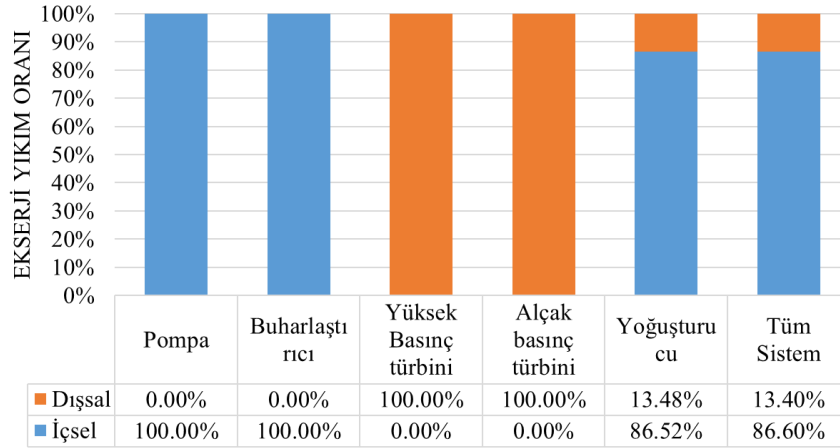
Şekil 5. Buharlaştırıcı basıncının toplam ekserji yıkımı üzerindeki etkisi

Şekil 4 ve 5'te buharlaştırıcı basıncının enerji verimi, ekserji verimi ve toplam ekserji yıkımı üzerindeki etkisi sunulmuştur. Buharlaştırıcı basıncıyla verimler doğru orantılıyken ekserji yıkımı ters orantılıdır. Enerji ve ekserji verimlerinin artış eğilimleri birbirlerine çok benzerdir. Buharlaştırıcı basıncı 2000 kPa iken enerji ve ekserji verimleri sırasıyla %11.79 ve %40.09 değerlerini alır. Basıncı 4000 kPa olduğunda verimler sırasıyla %14.9'a ve %50.68'e yükselir. Buharlaştırıcının basıncının 2000 kPa artmasıyla sistemdeki toplam ekserji yıkımında yaklaşık %14'lük bir azalma meydana gelir ki bu da sistemin ekserji veriminin %10.59 artmasını sağlar. Sistemdeki en yüksek ve en düşük ekserji yıkımı sırasıyla 793.3 kW ve 685.3 kW olarak gerçekleşmiştir.



Şekil 6. Önlenebilir ve kaçınılamaz ekserji yıkımlarının her bir komponentteki yüzdesi

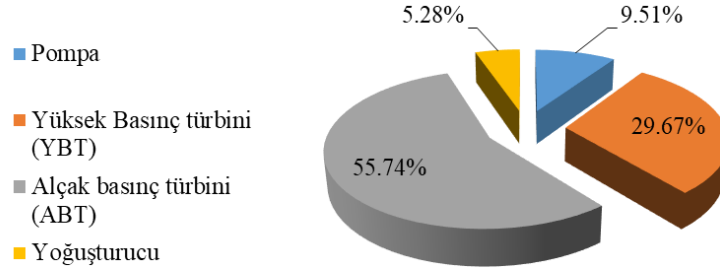
Şekil 6’de farklı komponentlerdeki önlenebilir ve kaçınılamaz ekserji yıkımların yüzdesi ve miktarı karşılaştırmalı olarak sunulmuştur. Sistemdeki ekserji yıkımı çok büyük oranda (%95.04) kaçınılamazdır. Bu nedenle sistem verimini iyileştirmek için komponentlerden hangisine, hangi oranda odaklanılması gerektiği çok büyük önem arz etmektedir. Buharlaştırıcı en yüksek ekserji yıkım oranına sahip olmasına rağmen, ekserji yıkımının tamamı kaçınılamaz kısmına aittir. Diğer bir deyişle, buharlaştıracıdaki geliştirme potansiyeli sıfırdır. Türbinlerdeki ekserji yıkımı, toplam ekserji yıkımının %12.9’una eşit olmasına rağmen, bu komponentlerdeki önlenebilir kısımlar toplam önlenebilir kısmın %84.6’üne sahiptir (yüksek basınç türbini – 10.08 kW ve alçak basınç türbini – 20.29 kW). Pompadaki önlenebilir kısım %68.92 olmasına rağmen miktarı çok düşüktür (3.46 kW).



Şekil 7. İçsel ve dışsal ekserji yıkımlarının her bir komponentteki yüzdesi

Şekil 7’de farklı komponentlerdeki içsel ve dışsal ekserji yıkımlarının yüzdesi ve miktarı karşılaştırmalı olarak sunulmuştur. Tüm sisteme bakıldığında içsel ekserji yıkım yüzdesinin %86.60 olduğu görülmektedir. Pompa ve buharlaştıracıdaki ekserji yıkımlarının tamamı içsel kısma aittir. Yoğuşturucudaki ekserji yıkımının içsel kısmının yüzdesi, dışsal kısımdan çok daha büyüktür (%86.52 ve %13.40). Yüksek basınç ve alçak basınç türbinlerindeki ekserji yıkımlarının tamamı dışsal kısma

aittir. Yani pompa, buharlaştırıcı ve yoğuşturucudaki iyileştirme sistem veriminde olumlu etki yapacaktır.



Şekil 8. Toplam önlenebilir ekserji yıkımı miktarındaki her bir komponentin yüzdesi

Şekil 10’da toplam önlenebilir ekserji yıkım miktarındaki her bir komponentin yüzdesi gösterilmiştir. Toplam önlenebilir kısımda en yüksek yüzdeye sahip komponent alçak basınç türbini olduğu için, sistem performansını geliştirmek için ilk olarak odaklanılması gereken komponent budur. Bu komponenti %29.67’lik oranla yüksek basınç türbini takip etmektedir. Bu iki komponentin geliştirme potansiyeli, toplam önlenebilir kısmın %85.41’ine eşittir. Yoğuşturucudaki tersinmezlik (43.1 kW) pompadaki (5.02 kW) oranla çok daha büyük olmasına rağmen, pompadaki önlenebilir kısım (3.46 kW- %9.51) yoğuşturucudakinden (1.85 kW- %5.28) daha fazladır.

IV. SONUÇLAR

Bu çalışmada, jeotermal kaynaklı ara ısıtmalı organik Rankine çevriminin konvansiyonel ve ileri ekserji analizleri gerçekleştirilmiştir. Analizler Mühendislik Denklem Çözücüsü (EES) yardımıyla yapılmış olup iş akışkanı olarak R152a kullanılmıştır. Çalışmada öncelikle konvansiyonel analiz yapılmış, buharlaştırıcı ve yoğuşturucu basınçlarının enerji verimi, ekserji verimi ve toplam ekserji yıkımı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Ayrıca, sistemdeki komponentlerin birbiri arasındaki etkileşimi ve sistemin geliştirilme potansiyelini belirlemek için ileri ekserji analizi yapılmıştır. Bunları belirlemek için de ekserji yıkımları içsel/dışsal ve önlenebilir/kaçınılmaz kısımlara ayrılmıştır. Aşağıdaki maddeler çalışmayı özetlemektedir.

1. Yoğuşturucu basıncının artması sistem verimi üzerinde olumsuz etkiye sahipken buharlaştırıcı basıncının artmasıyla verimler de artar. Basınçlar, toplam ekserji yıkımları üzerinde ise ters etkiye sahiptir.
2. En yüksek ekserji yıkımı buharlaştırıcıda meydana gelmiştir ve bunu alçak basınç türbini takip etmektedir. Bu iki komponentteki ekserji yıkımı toplam ekserji yıkımının %89’una eşittir. Ekserji yıkımları en yüksekten düşüğe doğru sırasıyla buharlaştırıcı (574.6 kW), yüksek basınç türbini (60.48 kW), yoğuşturucu (43.9 kW), yüksek basınç türbini (32.71 kW) ve pompa (5.019 kW) şeklinde gerçekleşmiştir.
3. 500 kPa yoğuşturucu ve 3000 kPa buharlaştırıcı basıncında sistemin enerji ve ekserji verimleri sırasıyla %14.04 ve %50.69 olarak bulunmuştur.
4. Tüm sistem büyük oranda içsel (%86.6) ve kaçınılmaz (%95.04) ekserji yıkımlarına sahiptir. Diğer bir deyişle sistemin yaklaşık sadece %5’lik bir geliştirme potansiyeli olduğu söylenebilir.

5. Tüm sistemin büyük bir kısmının (%86.60) içsel ekserji yıkımına sahip olduğu görülmektedir. Ayrıca, pompa ve buharlaştırıcıdaki tersinmezliklerin tamamı içsel iken, türbinlerdeki tersinmezliklerin tamamını diğer komponentlerden kaynaklanmaktadır.
6. Buharlaştırıcının içsel ekserji yıkımının toplam içsel kısımdaki oranı %92.7'dir (574.6 kW). Bu nedenle buharlaştırıcının modifikasyonu ile sistem veriminde gelişme sağlanabilir.
7. En yüksek tersinmezliğe sahip komponent buharlaştırıcı olmasına rağmen, bu komponentteki tersinmezliklerin hepsi kaçınılmaz kısmına aittir.
8. Türbinlerdeki ekserji yıkımı düşük olmasına rağmen bu komponentlerdeki önlenebilir kısım en yüksek orana sahiptir.
9. Alçak ve yüksek basınç türbinlerinin toplam önlenebilir ekserji yıkımındaki yüzdeleri sırasıyla %55.74 ve %29.6'dır. Bu nedenle bu komponentlerin tersinmezliklerindeki azalma sistem veriminde artışa sebep olabilecektir.

V. KAYNAKLAR

- [1] A. Ustaoglu, J. Okajima, X. R. Zhang, ve S. Maruyama, "Assessment of a solar energy powered regenerative organic Rankine cycle using compound parabolic involute concentrator," *Energy Convers. Manag.*, vol. 184, pp. 661–670, Mar. 2019.
- [2] R. Şahin, S. Ata, ve A. Kahraman, "Organik Rankine Çevriminde Farklı Tip Akışkanlarda Türbin Giriş Sıcaklığı ve Basıncının Sistem Bileşenlerindeki Tersinmezlik Değerlerine Etkisinin Belirlenmesi Determination of Impact of Turbine Input Temperature and Pressure on the Irreversibility Values," *Çukurova Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Derg.*, vol. 33, no. June, pp. 225–236, 2018.
- [3] T. K. Gogoi ve K. Talukdar, "Exergy based parametric analysis of a combined reheat regenerative thermal power plant and water-LiBr vapor absorption refrigeration system," *Energy Convers. Manag.*, vol. 83, pp. 119–132, 2014.
- [4] A. Khaliq ve S. C. Kaushik, "Second-law based thermodynamic analysis of Brayton/Rankine combined power cycle with reheat," *Appl. Energy*, vol. 78, no. 2, pp. 179–197, 2004.
- [5] P. Gang, L. Jing, ve J. Jie, "Design and analysis of a novel low-temperature solar thermal electric system with two-stage collectors and heat storage units," *Renew. Energy*, vol. 36, no. 9, pp. 2324–2333, 2011.
- [6] F. Petrakopoulou, G. Tsatsaronis, T. Morosuk, ve A. Carassai, "Conventional and advanced exergetic analyses applied to a combined cycle power plant," *Energy*, vol. 41, no. 1, pp. 146–152, 2012.
- [7] A. Gungor, A. Hepbasli, ve H. Gunerhan, "Enhanced exergy analyses of a gas engine heat pump (GEHP) dryer for medicinal and aromatic plants," *Int. J. Exergy*, vol. 18, no. 1, pp. 1–21, 2015.
- [8] E. Bozoglan, Z. Erbay, A. Hepbasli, ve H. Gunerhan, "Splitting the exergy destructions of an olive oil refining plant into avoidable and unavoidable parts based on actual operational data," *Int. J. Exergy*, vol. 21, no. 3, p. 277, 2016.
- [9] V. Jain, G. Sachdeva, ve S. S. Kachhwaha, "Comparative performance study and advanced exergy analysis of novel vapor compression-absorption integrated refrigeration system," *Energy Convers. Manag.*, vol. 172, no. June, pp. 81–97, 2018.

- [10] E. Gholamian, P. Hanafizadeh, ve P. Ahmadi, "Advanced exergy analysis of a carbon dioxide ammonia cascade refrigeration system," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 137, pp. 689–699, 2018.
- [11] T. Morosuk ve G. Tsatsaronis, "A new approach to the exergy analysis of absorption refrigeration machines," *Energy*, vol. 33, no. 6, pp. 890–907, 2008.
- [12] S. Gong ve K. Goni Boulama, "Parametric study of an absorption refrigeration machine using advanced exergy analysis," *Energy*, vol. 76, pp. 453–467, 2014.
- [13] A. Ustaoglu, M. Alptekin, M. E. Akay, ve R. Selbaş, "Enhanced exergy analysis of a waste heat powered ejector refrigeration system for different working fluids," *Int. J. Exergy*, vol. 24, no. 2–4, 2017.
- [14] T. Morosuk ve G. Tsatsaronis, "Advanced exergetic evaluation of refrigeration machines using different working fluids," *Energy*, vol. 34, no. 12, pp. 2248–2258, 2009.
- [15] A. Mortazavi ve M. Ameri, "Conventional and advanced exergy analysis of solar flat plate air collectors," *Energy*, vol. 142, pp. 277–288, 2018.
- [16] F. Petrakopoulou, G. Tsatsaronis, T. Morosuk, ve A. Carassai, "Conventional and advanced exergetic analyses applied to a combined cycle power plant," *Energy*, vol. 41, no. 1, pp. 146–152, 2012.
- [17] A. K. Mossi Idrissa ve K. Goni Boulama, "Advanced exergy analysis of a combined Brayton/Brayton power cycle," *Energy*, vol. 166, pp. 724–737, 2019.
- [18] S. Fellaou ve T. Bounahmidi, "Analyzing thermodynamic improvement potential of a selected cement manufacturing process: Advanced exergy analysis," *Energy*, vol. 154, pp. 190–200, 2018.
- [19] Z. Wang, W. Xiong, D. S. K. Ting, R. Cariveau, ve Z. Wang, "Conventional and advanced exergy analyses of an underwater compressed air energy storage system," *Appl. Energy*, vol. 180, pp. 810–822, 2016.
- [20] M. Fallah, H. Siyahi, R. A. Ghiasi, S. M. S. Mahmoudi, M. Yari, ve M. A. Rosen, "Comparison of different gas turbine cycles and advanced exergy analysis of the most effective," *Energy*, vol. 116, pp. 701–715, 2016.
- [21] H. Nami, A. Nemati, ve F. Jabbari Fard, "Conventional and advanced exergy analyses of a geothermal driven dual fluid organic Rankine cycle (ORC)," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 122, pp. 59–70, 2017.
- [22] H. Gökgedik, M. Yürüsoy, ve A. Keçebaş, "Improvement potential of a real geothermal power plant using advanced exergy analysis," *Energy*, vol. 112, pp. 254–263, 2016.
- [23] A. Keçebaş ve H. Gökgedik, "Thermodynamic evaluation of a geothermal power plant for advanced exergy analysis," *Energy*, vol. 88, pp. 746–755, 2015.
- [24] O. Özkaraca, A. Keçebaş, ve C. Demircan, "Comparative thermodynamic evaluation of a geothermal power plant by using the advanced exergy and artificial bee colony methods," *Energy*, vol. 156, pp. 169–180, 2018.
- [25] T. Koroglu ve O. S. Sogut, "Conventional and advanced exergy analyses of a marine steam power plant," *Energy*, vol. 163, pp. 392–403, 2018.

- [26] H. Khosravi, G. R. Salehi, ve M. T. Azad, "Design of structure and optimization of organic Rankine cycle for heat recovery from gas turbine: The use of 4E, advanced exergy and advanced exergoeconomic analysis," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 147, pp. 272–290, 2019.
- [27] J. Galindo, S. Ruiz, V. Dolz, ve L. Royo-Pascual, "Advanced exergy analysis for a bottoming organic rankine cycle coupled to an internal combustion engine," *Energy Convers. Manag.*, vol. 126, pp. 217–227, 2016.
- [28] J. Galindo, S. Ruiz, V. Dolz, ve L. Royo-Pascual, "Advanced exergy analysis for a bottoming organic rankine cycle coupled to an internal combustion engine," *Energy Convers. Manag.*, vol. 126, pp. 217–227, 2016.
- [29] ASHRAE, "Designation and Safety Classification of Refrigerants, Addendum r to ANSI/ASHRAE Standard 34-2013," *ANSI/ASHRAE Standard 34-2010*. 2015.
- [30] Ö. Kaşka, "Energy and exergy analysis of an organic Rankine for power generation from waste heat recovery in steel industry," *Energy Convers. Manag.*, vol. 77, pp. 108–117, 2014.
- [31] L. Garousi Farshi, A. H. Mosaffa, C. A. Infante Ferreira, ve M. A. Rosen, "Thermodynamic analysis and comparison of combined ejector-absorption and single effect absorption refrigeration systems," *Appl. Energy*, vol. 133, pp. 335–346, 2014.
- [32] Y. a. Çengel, "Thermodynamics: An Engineering Approach," *McGraw-Hill*, 2004.
- [33] A. Bejan, *Advanced Engineering Thermodynamics*. 2016.
- [34] E. K. Akpınar ve A. Hepbaslı, "A comparative study on exergetic assessment of two ground-source (geothermal) heat pump systems for residential applications," *Build. Environ.*, vol. 42, no. 5, pp. 2004–2013, 2007.
- [35] M. A. Rosen ve I. Dincer, "Exergy as the confluence of energy, environment and sustainable development," *Exergy, An Int. J.*, vol. 1, no. 1, pp. 3–13, 2001.
- [36] T. Morosuk, G. Tsatsaronis, ve C. Zhang, "Conventional thermodynamic and advanced exergetic analysis of a refrigeration machine using a Voorhees' compression process," *Energy Convers. Manag.*, vol. 60, pp. 143–151, 2012.
- [37] F. Czesla, G. Tsatsaronis, ve Z. Gao, "Avoidable thermodynamic inefficiencies and costs in an externally fired combined cycle power plant," *Energy*, vol. 31, no. 10–11, pp. 1472–1489, 2006.
- [38] E. W. Lemmon, M. L. Huber, ve M. O. McLinden, "NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties (REFPROP), Version 9.0," *Phys. Chem. Prop. ...*, 2010.