



Thermodynamic and thermoeconomic analyses of an organic Rankine cycle adapted gas turbine cycle using S-CO₂

Alperen Tozlu¹ , Emrah Özahi^{2*} , Ayşegül Abuşoğlu² 

¹Bayburt University, Mechanical Engineering Department, Bayburt, 69000, Turkey

²Gaziantep University, Mechanical Engineering Department, Gaziantep, 27310, Turkey

Highlights:

- Design of an organic Rankine cycle adapted gas turbine cycle using S-CO₂
- Thermodynamic analysis of designed system
- Thermoeconomic analysis of designed system

Keywords:

- Organic rankine cycle
- Gas turbine cycle
- Thermodynamic
- Thermoeconomy

Article Info:

Received: 05.01.2017

Accepted: 09.08.2017

DOI:

10.17341/gazimmfd.416394

Acknowledgement:

This study was supported by TÜBİTAK under the Grant no. of 114M142. The authors thank to both TÜBİTAK and CEV (Clean Energy&Vehicles) company for their supports.

Correspondence:

Author: Özahi E.
e-mail: ozahi@gantep.edu.tr
phone: +90 342 317 2567

Graphical/Tabular Abstract

In this study, a model of an organic Rankine cycle (ORC) adopted gas turbine cycle using supercritical CO₂ (S-CO₂) as working fluid is performed. Thermodynamic analyses of a system are carried out using Aspen Plus and EES programs. As a result of thermodynamic analyses, electricity production capacity, energy and exergy efficiencies of the proposed system are evaluated as 1530.88 kW, 23.30% and 59.60%, respectively. For the thermoeconomic analysis of the system, specific exergy costing method, SPECO, is applied as widely used one among the second law based methods. Unit exergetic cost of electricity production for 1 kWh is found to be 7.28 ¢ and the total cost of electricity production for 1530.88 kWh is found to be 114.43 \$. Annual return from the system of ORC adopted gas turbine cycle using S-CO₂ which has the total investment cost of 3,033,300 \$ is evaluated as 741,146 \$ taking into account the difference between the cost of electricity production and the sale price of electricity. As a result of the thermoeconomic analysis, the payback period of the system is found to be 4.09 years.

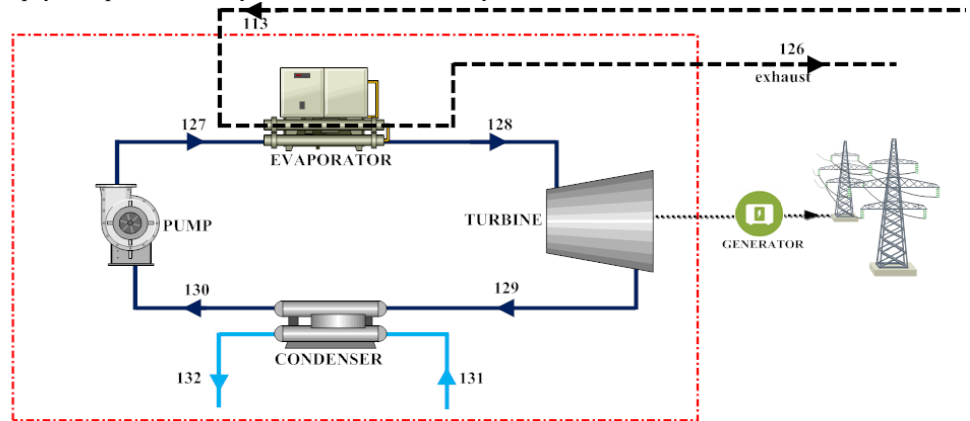


Figure A. The schematic layout of the ORC system

Purpose: To propose a model (an organic Rankine cycle (ORC) adopted gas turbine cycle using supercritical CO₂: S-CO₂) for an existing solid waste power plant in the frame of the heat recovery (Waste-to-energy).

Theory and Methods:

Thermodynamic and thermoeconomic analyses were utilized for the proposed model in order to evaluate the energy and exergy efficiencies.

Results:

The energy and exergy efficiencies of the system were calculated as 23.30 % and 61.60 % respectively. 1 kWh of electricity generated from GT-ORC system is produced to 7.28 ¢. The total electricity production cost of 1530.88 kW-hours was calculated as \$ 111.43.

Conclusion:

The total cost of the developed GT-ORC system is \$ 3,033,300. The difference between the cost of electricity generated from the GT-ORC system and the cost of the electricity sales is expected to be \$ 741,146 annually for the proposed GT-ORC system. As a result of this profit, the payback period of the system was calculated as 4.09 years.



Organik Rankine çevrimi entegre edilmiş S-CO₂ kullanılan bir gaz türbin çevriminin termodinamik ve termoeconomik analizi

Alperen Tozlu¹ , Emrah Özahi^{2*} , Ayşegül Abuşoğlu²

¹Bayburt Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Bayburt, 69000, Türkiye

²Gaziantep Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Gaziantep, 27310, Türkiye

Ö N E Ç İ K A N L A R

- Organik Rankine çevrimi entegre edilmiş S-CO₂ kullanılan bir gaz türbini tasarımı
- Tasarlanan sistemin termodinamik analizi
- Tasarlanan sistemin termoeconomik analizi

Makale Bilgileri

Geliş: 05.01.2017

Kabul: 09.08.2017

DOI:

10.17341/gazimmfd.416394

Anahtar Kelimeler:

Organik Rankine çevrimi,
gaz türbin çevrimi,
termodinamik,
termoeconomik

ÖZET

Bu çalışmada, Organik Rankine Çevrimi (ORÇ) entegre edilmiş süperkritik CO₂'nin (S-CO₂) aracı akışkan olarak kullanıldığı bir gaz türbin çevrimi modeli gerçekleştirilmiştir. Sistemin termodinamik analizleri ASPEN Plus ve EES programları kullanılarak yapılmıştır. Termodinamik analizler sonucunda, önerilen sistemin elektrik üretim kapasitesi, enerji ve ekserji verimleri sırasıyla 1530,88 kW, % 23,30 ve % 59,60 olarak bulunmuştur. Sistemin termoeconomik analizi için ikinci kanuna bağlı maliyet hesabı yöntemleri arasında yaygın olarak kullanılan özgül ekserji maliyetlendirme (SPECO) yöntemi kullanılmıştır. Önerilen sistemde üretilecek elektriğin birim maliyeti 1 kW-saat için 7,28 ¢ ve toplam 1530,88 kW-saat elektrik üretim bedeli için ise 111,43 \$ olarak hesaplanmıştır. ORÇ entegre edilmiş S-CO₂ kullanılan gaz türbin çevrim sisteminin toplam yatırım maliyeti ve üretilecek elektriğin maliyeti ile satış bedeli arasındaki fark dikkate alınarak sistemden elde edilecek yıllık kar 741.146 \$ olarak hesaplanmıştır. Yapılan termoeconomik analiz neticesinde sistemin amortisman süresi 4,09 yıl olarak bulunmuştur.

Thermodynamic and thermoeconomic analyses of an organic Rankine cycle adapted gas turbine cycle using S-CO₂

H I G H L I G H T S

- Design of an organic Rankine cycle adapted gas turbine cycle using S-CO₂
- Thermodynamic analysis of designed system
- Thermoeconomic analysis of designed system

Article Info

Received: 05.01.2017

Accepted: 09.08.2017

DOI:

10.17341/gazimmfd.416394

Keywords:

Organic Rankine cycle,
gas turbine cycle,
thermodynamic,
thermoeconomy

ABSTRACT

In this study, a model of an organic Rankine cycle (ORC) adapted gas turbine cycle using supercritical CO₂ (S-CO₂) as working fluid is performed. Thermodynamic analyses of system are carried out using Aspen Plus and EES programs. As a result of the thermodynamic analyses, electricity production capacity, energy and exergy efficiencies of proposed system are evaluated as 1530.88 kW, 23.30 % and 59.60 %, respectively. For the thermoeconomic analysis of the system, specific exergy costing method, SPECO, is applied as widely used one among the second law based methods. Unit exergetic cost of electricity production for 1 kWh is found to be 7.28 ¢ and the total cost of electricity production for 1530.88 kWh is found to be 114.43 \$. The annual return from the system of the ORC adapted gas turbine cycle using S-CO₂ which has total investment cost of 3,033,300 \$ is evaluated as 741,146 \$ taking into account the difference between the cost of electricity production and sale price of electricity. As a result of the thermoeconomic analysis, the payback period of system is found to be 4.09 years.

*Sorumlu Yazar/Corresponding Author: ozahi@gantep.edu.tr/ Tel: +90 342 317 2567

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Kapalı çevrim gaz türbinli güç üretim tesisleri geleneksel güç üretim tesisleri ve içten yanmalı (açık çevrimli) gaz motorlu güç üretim tesislerini tamamlayıcı yönde ciddi bir potansiyel oluşturmaktadır. 1950'ler ve 1970'lerde popülerlik kazanan kapalı çevrimli gaz türbinleri daha sonraları yüksek verim ve yüksek ateşleme sıcaklığı gibi etkenlerden ötürü açık çevrimli gaz türbinlerinin gölgesinde kalmıştır. Ancak yakın geçmişte aracı akışkan teknolojilerindeki gelişmeler neticesinde yeniden popülerlik kazanan kapalı çevrim gaz türbinleri güç dönüşüm sistemleri için bir alternatif olarak tekrar çalışmalara konu olmaya başlamıştır [1]. Bütün gaz türbinli sistemler prensip olarak Brayton Çevrimi olarak adlandırılan çevrim ile çalıştırılır ve mekanik güç üretimi yaparlar. Kullanılan akışkanın izlediği yola göre gaz türbinleri açık çevrim (aracı akışkan hava), kapalı çevrim (aracı akışkan hava veya başka bir akışkan) ve yarı açık çevrim olmak üzere sınıflandırılırlar. Kapalı çevrim gaz türbinleri kullanılan ısı kaynaklara ve akışkanlara göre de ayrıştırılabilir. Yapılan çalışmalarda ısı kaynak olarak fosil, nükleer, güneş ve biyokütle kullanılırken, aracı akışkan olarak ise hava, süperkritik CO₂ (S-CO₂), azot, helyum ve diğer soygazlar da kullanılabilir. Gaz türbini ve dizel motorlardan salınan egzoz gazları, düşük sıcaklıklarda atık ısı kaynağı olmaları bakımından, yenilenebilir enerji kaynakları gibi değerlendirildiğinde mevcut küresel enerji ihtiyacını karşılamada önemli bir potansiyele sahiptir [2, 3]. S-CO₂ kullanılan güç çevrimleri [4, 5] düşük kalite ısı kaynakların enerjiiye dönüştürülmesi adına etkili bir yöntem olarak bulunmuştur ve geliştirilmektedir [6, 7]. Aracı akışkan olarak S-CO₂ kullanılan ve 8MW üretim yapabilen atık ısı geri kazanım ünitesi bir güç çevrimi ilk defa 2014 yılında elektrik üretim pazarına girmiş ve bu alanda bir ilk olmuştur [8, 9]. Bununla birlikte, sistem sonuna eklenmiş kapalı çevrim gaz türbin sistemleri ve yüksek sıcaklığa sahip yakıt hücrelerini (sodyum, helyum reaktör vb.) kapsayan sistemlerde [S-CO₂ güç çevrimi çalışmalarına da rastlamak mümkündür [10, 11]. Ahmadi vd. [12] jeotermal bir ısı kaynaktan yararlanarak S-CO₂ güç çevrimi geliştirmişler ve bu çevrimin atık ısıyla doğal gaz sıvılaştırma sistemi tasarlamışlardır; söz konusu sistemin ekserji verimi %20,5 elektriğin yıllık maliyeti ise 263.592 \$ olarak bulunmuştur. Akbari ve Mahmoudi'nin [13] yaptığı çalışmada bir S-CO₂ güç çevrimi tasarlanmış; sistemde kullanılan ara soğutucudaki ısı fark bir organik Rankine çevriminin evaporatörü olarak kullanılmış ve bu sayede sistemin termodinamik verimi artırılmıştır. Kim vd. [14] depo gazının yakıt olarak kullanıldığı bir gaz türbini güç üretim tesisinde, aracı akışkan olarak S-CO₂'nin kullanıldığı sisteme eklenmiş dokuz farklı kapalı çevrim gaz türbin sistemini karşılaştırmalı olarak ele almışlar; termal verimin ve toplam güç üretim değerlerinin değişiminde reküperatörün ara soğutucuya göre daha etkin bir rol oynadığı sonucuna varmışlardır. Nami vd. [15] açık çevrim çalışan bir gaz türbininden kazanılan atık ısı ile S-CO₂ kullanılan bir kapalı çevrim gaz türbini, burada açığa çıkan atık ısıdan ise organik Rankine çevrimi (ORÇ) kullanılmasını önermişlerdir.

Wang ve Dai [16] yaptıkları çalışmada modüler türbin helyum reaktöründen açığa çıkan atık ısıyı iki farklı ısı değiştiricisi ile transkritik CO₂'nin (T-CO₂) aracı akışkan olarak kullanıldığı iki ayrı gaz türbini tasarlamıştır.

Düşük sıcaklıklardaki atık ısıdan elektrik üretiminde tercih edilen ORÇ sistemleri, mevcut egzoz gazı ısısının değerlendirilmesi açısından benzersiz bir imkan sunmaktadır. Su ve yüksek basınçlı buhar yerine, organik akışkan kullanıldığı için böyle adlandırılan çevrimlerde, sudan daha düşük sıcaklıklarda kaynayan, yüksek moleküler ağırlıklı sıvılar kullanılmaktadır. Bu özellik, ekonomik enerji üretimi için, geleneksel olarak çok düşük kabul edilen ısı kaynaklarından ısı elde eden Rankine çevrimine kullanım alanı genişliği sunmaktadır. ORÇ ile sadece egzoz gazı değil, içten yanmalı motorların ceket soğutma suları ısıları da kaynak olarak değerlendirilebilmektedir. Açık literatürde bu alanda pek çok çalışma mevcuttur. Drescher ve Bruggeman [17] biyokütleden enerji elde edilen santraller için farklı organik akışkanlar kullanarak termodinamik açıdan uygunluklarını değerlendiren bir çalışma ortaya koymuşlardır; bu çalışmanın neticesinde, bir biyokütle santrali için sistemdeki maksimum sıcaklığın 573 K, maksimum basınç aralığının da 0,9-1,5 MPa arasında olması gerektiği sonucuna ulaşmışlardır. Hung vd., [18] düşük sıcaklıkta ısı enerjisi kullanılarak tasarlanan bir ORÇ sisteminden yüksek verim elde etmek için muhtelif organik akışkanlar deneyerek uygun akışkan seçimi için bir çalışma ortaya koymuşlardır. Bao ve Zhao, [19] ORÇ sistemleri için kullanılan türbin tiplerinin ve farklı organik akışkanların tasarlanan sistem üzerine etkilerini karşılaştırmış, akışkanların termodinamik ve fiziksel özelliklerini incelemişlerdir. Kaşka [20] atık ısı geri kazanım prensibiyle çalışan bir ORÇ sisteminde gerçek çalışma verilerini kullanarak enerji ve ekserji analizleri yapmıştır. Tchanche vd. [21] farklı tasarlanmış Rankine çevrimlerini tek bir akışkan kullanarak (amonyak-su karışımı) geliştirmeye yönelik bir çalışma yapmışlardır. He vd. [22] düşük sıcaklıklarda ısı kaynakların kullanıldığı ORÇ sistemlerini ısı kaynak sıcaklıkları ve kütleli akış debileri bilinen sistemler olarak iki farklı kategoride incelemeye tabi tutmuşlardır. Di Maria vd. [23] organik atıkların oksijenli/oksijensiz tasfiye edilerek ısı açığa çıkardığı bir sistemde ORÇ için enerji performans analizi yapmış; maksimum hava sıcaklığını 335 - 340 K olarak hesaplamış ve bu sıcaklıkta bir mikro-ORÇ kullanarak % 20 verim elde edilebileceğini iddia etmişlerdir. Galloni vd. [24] Cassino Üniversitesi'nde yaptıkları bir çalışmada R245fa gazının kullanıldığı küçük bir ORÇ sistemi tasarlamışlar; gerçek işletme verileriyle yapılan hesaplar doğrultusunda % 9 verimle çalışan ve 1,2 kW güç üreten bir çevrim elde etmişlerdir. Andreasen vd. [25] düşük kaliteli bir ısı kaynaktan faydalanarak "organik split (bölünmüş) çevrim" adını verdikleri özgün bir ORÇ sistemi tasarlamışlar; sistemin optimizasyonu neticesince, isobutane/pentane karışımı ile sıcak akışkan girişi 90°C seçildiğinde konvansiyonel ORÇ'ye göre % 14,5 daha fazla net güç çıkışı sağlanabileceğini ortaya koymuşlardır. Desai ve

Bandyopadhyay'ın [26] yoğunlaştırıcı güneş kolektörünü ısı kaynak olarak kullandıkları çalışmalarında ORÇ ve buhar Rankine çevrimini birbiriyle mukayese etmiş ve termoekonomik analizini yapmışlardır. Muhammad vd. [27] düşük sıcaklıkta bir ısı kaynak kullanarak, R245fa gazının organik akışkan olarak kullanıldığı küçük ölçekli bir ORÇ (1 kW) sistemi üzerine deneysel bir çalışma ortaya koymuşlardır. Özdil vd. [28] küçük çaplı bir güç üretim tesisinde kullanılan ORÇ sisteminin, ekserji verimi ve sıkışma noktası (pinchpoint) hesaplarını da dikkate alarak termodinamik analizini yapmışlar. Analiz neticesinde, enerji verimi %9,96, ekserji verimi % 47,22 olarak bulunmuş ve düşük ekserji yıkımıyla ters orantılı olarak, sıkışma noktası sıcaklığı azalırken ekserji veriminin arttığını göstermişlerdir. Li vd. [29] EES programı kullanarak yaptıkları bir simülasyon çalışmasında farklı sıcaklık aralıklarında tasarlanan bir ORÇ sistemi için uygun akışkanların seçimine yönelik bir çalışma ortaya koymuşlar; diğer bir çalışmada ise [30] ORÇ sistemlerinde kullanılacak pek çok organik akışkanın termal verim, ekserji yıkımı ve kütleli akış debisi değerlerini karşılaştırmak suretiyle ORÇ sisteminin farklı tasarımlarda kullanımına yönelik bir çalışma gerçekleştirmişlerdir.

Söz konusu çalışmada yoğunlaşma sıcaklığı ve evaporatör basıncı sabit tutulduğunda organik akışkanın kritik sıcaklığı ne kadar artarsa sistemin termal veriminin de doğru orantılı olarak artacağı belirtilmiştir. Pu vd. [31] düşük sıcaklıkta bir ısı kaynağı kullanarak küçük ölçekli bir ORÇ sistemi ile elektrik üretimi üzerine deneysel bir çalışma yapmışlar; çalışma sonucunda R245fa organik akışkanı ile en fazla 1979 W elektrik üretimi gerçekleştirilirken, HFE7100 organik akışkanı kullanıldığında toplam üretimin 1027 W olduğunu hesaplamışlardır. Açık literatürde mevcut çalışmalara bakıldığında, ORÇ sistemlerinin, bilhassa son yıllarda, atık ısının değerlendirilmesi kapsamında sıklıkla kullanıldığını, gerek tek başına gerekse mevcut gerçek sistemlere entegrasyonu yoluyla pek çok deneysel ve uygulamalı çalışmada tercih edilen bir sistem olduğunu görmek mümkündür. Bu makalede, Gaziantep'te bulunan ve aktif olarak elektrik üretimi yapılan bir katı atıktan enerji üretim tesisinin atık ısıyı kullanarak gerçek işletme verileri doğrultusunda sisteme geri kazanım sağlayabilecek bir model önerilmiş ve önerilen modelin termodinamik ve termoekonomik analizleri gerçekleştirilmiştir [32]. Geliştirilen modelde atık ısı, öncelikle S-CO₂ kullanılan bir gaz türbin çevrimine girerek ısı kaynak olarak kullanılmakta, ardından da, daha düşük sıcaklıkta, gaz türbinli sisteme entegre edilmiş bir ORÇ sistemine girerek tekrar değerlendirilmektedir. Yapılan çalışmanın en önemli özelliği, Gaziantep'te halihazırda çalışır durumda bulunan kentsel katı atıktan elektrik üretimi tesisinin atık ısını değerlendirmeye ve mevcut sistemin elektrik üretim kapasitesini artırmaya yönelik ilk çalışma olmasıdır. Bu bağlamda, geliştirilen modellerin termodinamik ve termoekonomik analizleri yapılarak mevcut sistemin iyileştirilmesi çalışmalarında kullanılacak teknik ve ekonomik performans değerleri elde edilmiştir. Maliyet analizleri, termodinamiğin ikinci kanununa bağlı olarak

geliştirilen birim ekserji maliyeti yardımıyla yapılmış, sistemdeki akış ekserji maliyetleri, alt sistemlerin ekserji yıkım maliyetleri, ilk yatırım ve işletme-bakım maliyetleri göz önüne alınarak her bir alt sistem için geliştirilen maliyet-denge denklemleri yoluyla hesaplanmıştır. Alt sistemlerdeki tersinmezliklere bağlı olarak bulunan ekserji yıkım maliyetlerini göz önüne alarak yaptığımız analiz, birim elektrik üretimi maliyetini hesaplarken sistemlerdeki tersinmezlikleri ihmal eden geleneksel ekonomik analizle karşılaştırıldığında son derece rasyonel bir yaklaşım sergilemektedir. Bu bakımdan geliştirilen modellerin ve yapılan termodinamik ve termoekonomik analizlerin atık ısının geri kazanım çalışmasında mevcut sistem yönetimine son derece faydalı ve kullanışlı olması beklenmektedir. Bu çalışmada termodinamik analizlerde kullanılan eşitlikler Eş. 1'den Eş. 13'e kadar verilmiştir.

$$\dot{\Sigma} m_g = \dot{\Sigma} m_\zeta \quad (1)$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{\Sigma} m_\zeta h_\zeta - \dot{\Sigma} m_g h_g \quad (2)$$

$$\dot{E}x_{ısı} - \dot{W} = \dot{\Sigma} m_\zeta \psi_\zeta - \dot{\Sigma} m_g \psi_g + \dot{E}x_y \quad (3)$$

$$\dot{E}x_{ısı} = \dot{\Sigma} \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \dot{Q} \quad (4)$$

$$\dot{E}x_y = T_0 \dot{S}_a \quad (5)$$

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (6)$$

$$\dot{E}x = \dot{m} \psi \quad (7)$$

$$\eta_t = \frac{w_{ge}}{w_{iz}} = \frac{h_g - h_\zeta}{h_g - h_{\zeta,iz}} \quad (8)$$

$$\eta_k = \frac{w_{iz}}{w_{ge}} = \frac{h_{\zeta,iz} - h_g}{h_\zeta - h_g} \quad (9)$$

$$\eta_{th} = \dot{W}_{net} / \dot{Q}_g \quad (10)$$

$$\varepsilon_t = \frac{w_{ge}}{w_{ter}} = \frac{h_g - h_\zeta}{h_g - h_\zeta - T_0(s_g - s_\zeta)} \quad (11)$$

$$\varepsilon_k = \frac{w_{ter}}{w_{ge}} = \frac{h_\zeta - h_g - T_0(s_\zeta - s_g)}{h_\zeta - h_g} \quad (12)$$

$$\varepsilon_{ID} = \frac{(\dot{E}x_\zeta - \dot{E}x_g)_{so}}{(\dot{E}x_g - \dot{E}x_\zeta)_{st}} = \frac{\dot{m}_{so} [h_\zeta - h_g - T_0(s_\zeta - s_g)]_{so}}{\dot{m}_{st} [h_g - h_\zeta - T_0(s_g - s_\zeta)]_{st}} \quad (13)$$

2. MATERYAL VE METOT (MATERIAL AND METHOD)

Materyal ve metot bölümünde güç üretim sistemlerinin termodinamik ve termoeconomik analizleri yapılırken izlenecek yollar ve gerekli eşitlikler verilmektedir. Termoeconomik analiz için kullanılan ilişkiler detaylı bir biçimde açıklanmış ve yardımcı eşitlikler verilmiştir.

2.1. Termodinamik Analiz (Thermodynamic Analysis)

Sürekli akış sistemleri için kütle, enerji ve ekserji dengeleri Eş. 1 – Eş. 3 ile gösterilmiştir. Eşitliklerde gösterilen, m akışkanın kütle debisini, g ve \dot{c} alt indisleri sisteme giriş ve çıkışı, Q ve W net ısı transferi ve gücü, h özgül entalpiyi, Ex_y ekserji yıkımını, Ex_{isi} ise T sınır sıcaklığına sahip bir sistemden ısıyla transfer edilen ekserji miktarını göstermektedir. ısıyla transfer edilen ekserji ve ekserji yıkımı Eş. 4 ve Eş. 5 ile özgül ekserji akışı ise Eş. 6 ve Eş. 7 ile ifade edilmiştir. Burada görünen "0" alt indis referans çevre koşullarını işaret etmekte S_a ile gösterimi yapılan terim ise her bir sistem bileşeninde işleme bağlı entropi artışını vermektedir.

Eş. 8 ve Eş. 9 türbin η_t ve kompresör η_k için izentropik verim ifadelerini vermekte, eşitliklerde gösterilen w_{iz} ve w_{ge} ifadeleri sırasıyla izentropik ve gerçek özgül işi, alt indis olan "iz" ise izentropik durumu göstermektedir. Organik Rankine çevrimi entegre edilmiş süperkritik CO₂ kullanılan bir gaz türbin çevriminin termal verimi Eş. 10 ile ifade edilmiştir. W_{net} net güç üretimini, Q_g ise sisteme giren net ısıyı ifade etmektedir. Türbin, kompresör ve ısı değiştiricileri için ekserji verimleri ise Eş. 11-13 ile gösterilmiştir. Eşitliklerde kullanılan W_{ter} ile gösterilen simge tersinir işi yani türbinde üretilen gerçek iş ile ekserji yıkımının toplamını vermektedir. Kompresör için ise w_{ter} , pompaya verilen gerçek iş ile ekserji yıkımının farkını göstermektedir. m_{so} ve m_{si} sırasıyla, ısı değiştiricide dolaşan soğuk ve sıcak akışkan kütle debilerini göstermektedir.

2.2. Termoeconomik Analiz (Thermoeconomic Analysis)

Mühendislik temelli tüm sistemlerinin birbirleriyle mukayese edilmesi, bilimsel ve teknik sonuçlarla beraber ekonomik kriterlere dayanan karşılaştırmalar yapılması uygulanabilirlik ve sürdürülebilirlik açısından son derece önemlidir. Bu anlamda tüm güç üretim tesislerinde olduğu gibi Gaziantep Katı Atıktan Enerji Üretim Tesisi'nde de kullanımının araştırılmasında hem termodinamik hem de termoeconomik analizler gerçekleştirilmelidir. Bir sistemin maliyetinin belirlenmesi mühendislik ekonomisinin temel konusudur. Belli bir projenin toplam maliyetini bulmak veya farklı opsiyonların maliyetini karşılaştırmak için farklı zamanlarda oluşacak maliyetlerin basit bir şekilde toplanması doğru değildir. Bunun nedeni paranın sürekli artan ve enflasyonla değişen faiz değerlerinin maliyeti doğrudan etkileme kuvvetine sahip olmasıdır. Paranın mevcut değeri P , gelecekteki değeri F , periyodik miktarı U ,

periyot sayısı n ve faiz oranı i ile ifade edilecek olursa, bu parametreler arasındaki ilişkiler Eş. 14-16'da olduğu gibi gösterilebilir. Bu eşitlikler yardımıyla, bir sistemin ömür döngüsü içindeki tüm maliyetlerini hesaplayabilmek ve ortak bir temelde ifade edebilmek mümkün olur. Termoeconomik, ikinci kanuna bağlı olarak yapılan ekserji analizi ile geleneksel ekonomik prensipleri birleştiren bir disiplindir. Böylece geleneksel enerji ve ekonomik analizlerle elde edilemeyecek olan rasyonel bir maliyet yapısı elde etmekte son derece kullanışlı bir yöntemdir. Gerçekçi bir maliyet analiziyle, işletme sahibi hammaddeyi nihai ürüne kadar geçen süreçte işletmesinin maliyet yapısını ve bunun hem sistem çıkışındaki finansal değerlere etkisini hem de pazardaki rekabet koşullarını rahatlıkla öngörebilir.

$$F = P(1+i)^n \quad (14)$$

$$U = P \left[\frac{i}{1 - (1+i)^{-n}} \right] \quad (15)$$

$$F = U \left[\frac{(1+i)^n - 1}{i} \right] \quad (16)$$

$$\dot{C}_g = c_g \dot{E}_g = c_g (\dot{m}_g \psi_g) \quad (17)$$

$$\dot{C}_\zeta = c_\zeta \dot{E}_\zeta = c_\zeta (\dot{m}_\zeta \psi_\zeta) \quad (18)$$

$$\dot{C}_w = c_w \dot{W} \quad (19)$$

$$\dot{C}_q = c_q \dot{E}_q \quad (20)$$

$$\sum_\zeta (c_\zeta \dot{E}_\zeta)_k + c_{w,k} \dot{W}_k = c_{q,k} \dot{E}_{q,k} + \sum_g (c_g \dot{E}_g)_k + \dot{Z}_k \quad (21)$$

$$f_k = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + c_{f,k} \dot{E}_{D,k}} \quad (22)$$

$$r_k = \frac{c_{p,k} - c_{f,k}}{c_{f,k}} \quad (23)$$

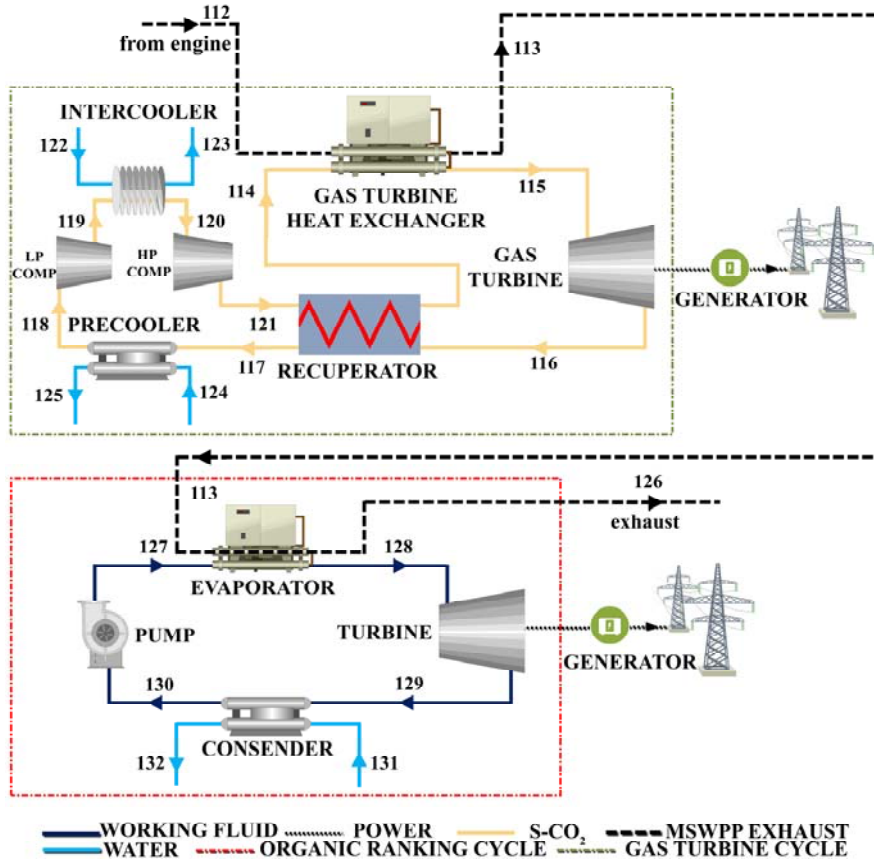
Ekserjiye bağlı maliyetlendirme yaklaşımında, sistemdeki her bir akımın mali bir değeri mevcuttur; böylelikle, sisteme kütle, ısı ve işle giren ve çıkan tüm ekserji hareketleri sırasıyla maliyet denge denklemlerine oturtulabilir. Sisteme kütle, iş ve ısı ile giren ve çıkan ekserji hareketleri sırasıyla Eş. 17-20 ile, ayrıca sistemde ısı alan ve iş üreten bir bileşen için ekserji hareketi Eş. 21 ile gösterilmiştir. Burada c birim ekserji maliyetini, C ise ekserjiye bağlı maliyet oranını ifade etmektedir. Bu eşitlik, sistemden çıkan ekserji akımlarının toplam maliyetinin, sisteme giren ekserji akımlarının, yatırım ve işletme ve bakım maliyetlerinin toplamına eşit olduğunu söylemektedir. Maliyet denge eşitlikleri,

genellikle bütün terimler pozitif değer olacak şekilde yazılır. Genel olarak, söz konusu bir sistem bileşeninden “ n ” sayıda akış ekserjisi çıkıyorsa, sistemin “ n ” sayıda bilinmeyen karşılık yalnızca bir eşitliği, yani maliyet denge eşitliği vardır. Böylelikle, “ $n-1$ ” adet yardımcı eşitliğe ihtiyaç vardır. Bu yapı termoeconomik yönteminin öngördüğü yakıt (F) ve ürün (P) prensipleri uygulanarak oluşturulmaktadır. Sistemin bütünlük düzeyi, sonuçların doğruluğunu etkilemesi bakımından en düşük düzeyde tutulmaktadır [33]. Birim ekserjiye bağlı maliyetlendirme metodu uygulandığında, sistem bileşenlerinin performansları tanımlanabilir ve buradan hareketle alt sistemlerde meydana gelen ekserji kayıplarına bağlı maliyet akışları işletmenin maliyet geçmişine gözönüne alınarak hesaplanabilir.

Sistemdeki termoeconomik performans değerlendirmelerini rahatlıkla yapabilmek amacıyla tanımlanan termoeconomik faktör, f_k , Eş. 22 ile, bir diğer termoeconomik değerlendirme değişkeni olan bağıl maliyet farkı r_k ise Eş. 23 ile gösterilmiştir. Burada $c_{f,k}$ ve $c_{p,k}$ sırasıyla herhangi bir sistem bileşenine ait yakıt ve ürün akışının birim ekserji maliyetini, Z_k ise toplam yatırım harcamalarının bir değere getirilmiş maliyetini göstermektedir. Bağıl maliyet farkı, sistem bileşenlerinin değerlendirilmesi ve iyileştirilmesinde işlevsel olarak yer alan oldukça faydalı bir değişkendir.

3. SONUÇLAR VE TARTIŞMALAR (RESULTS AND DISCUSSIONS)

Organik Rankine çevrimi entegre edilmiş süperkritik CO₂ kullanılan gaz türbin çevrimi, Gaziantep Katı Atıktan Enerji Üretim Tesisi'nin gerçek atık ısı değerleri kullanılarak tasarlanmış, Eş. 1'den Eş. 23'e kadar verilen termodinamik ve termoeconomik ilişkiler yardımıyla analizleri yapılmıştır. ORÇ entegre edilmiş S-CO₂ kullanılan gaz türbin çevriminin şematik görünümü Şekil 1'de gösterilmektedir. Söz konusu sistemin tasarlanmasındaki amaç, hem enerji içeriği hem de çevresel termal kirlilik değerleri yüksek egzoz gazlarının atık ısını kullanarak elektrik üretimi yapmak, kombine bir çevrim dizayn etmek yoluyla da elektrik üretim miktarını verimli bir şekilde artırırken, çevresel kirlilik değerlerini düşürmektir. Gaz türbin çevrim sisteminin tasarımına düşük basınçlı kompresörün giriş şartları belirlenerek başlanmıştır. Sistemde kullanılan akışkanın ($P_{crit}=73,8$ bar ve $T_{crit}=30,98^{\circ}C$) kritik değerleri dikkate alınarak [12-14] 118 nolu akışkanın kritik basınç ve sıcaklık değerlerinin üzerinde olan $40^{\circ}C$ ve 74 bar kabul edilmiştir. Sistemdeki akışkanın basınç sınır şartları ise, en düşük 74 bar en yüksek ise 200bar olarak belirlenmiştir [15, 16]. Sistemdeki akışkanın basınç sınır şartları dikkate alınarak kompresörler için belirlenen sıkıştırma oranı 2,703 olarak hesaplanmıştır. Sistem bileşenlerinden olan ısı değıştiricilerinin tamamının



Şekil 1. ORÇ entegre edilmiş S-CO₂ kullanılan bir gaz türbin çevrimi (ORC adapted a gas turbine cycle using S-CO₂)

etkenlikleri 0,85, kompresörlerin ve türbinin izentropik verimleri ise sırasıyla 0,85 ve 0,92 olarak kabul edilmiştir. Gaz türbin ısı değiştiricisinde ısı kaynak olarak kullanılan egzoz gazının sıcaklığı 567°C'den 382°C'ye kadar düşürülmektedir. Şekil 1'de 113 no'lu hal ile gösterilen gaz türbini ısı değiştiricisinden çıkan egzoz gazı, bu kez ORÇ'nin evaporatörü için ısı kaynak olarak kullanılmış ve sıcaklığı 180°C'ye düşürülmüştür. Yapılan çalışmalar neticesinde organik Rankine çevrimi için aracı akışkan olarak n-Hexane

seçilmiştir [34]. Organik Rankine çevrimi ile alakalı birçok çalışma bulmak mümkündür [35]. Bunun yanı sıra açık literatürde bu çevrimlerle alakalı termoekonomik analizlere de rastlanmaktadır [36, 37]. Bir çalışmada ise süprekritik S-CO₂ kullanılan bir çevrim için termoekonomik analiz çalışması yapılmıştır [38]. Bu çevrimlerin yanı sıra soğutucu çevrimlerde de termodinamik analizler çalışılmaktadır [39, 40]. EES programı kullanılarak modellenen ORÇ entegre edilmiş S-CO₂ kullanılan gaz türbin çevriminin alt

Tablo 1. ORÇ entegre edilmiş S-CO₂ kullanılan bir gaz türbin çevrimi alt bileşenlerinin enerji ve ekserji denklemleri
(Energy and exergy equations of an ORC adapted a gas turbine cycle using S-CO₂)

	$\dot{m}_{120} = \dot{m}_{121} = \dot{m}_{CO_2}$
YB KOMPRESÖR	$\dot{W}_g = \dot{W}_{YBkomp,ge} = \dot{m}_{120}(h_{121} - h_{120})$ $\dot{W}_g = \dot{W}_{YBkomp,iz} = \dot{m}_{120}(\psi_{121} - \psi_{120})$ $\dot{E}x_{y,YBkomp} = \dot{W}_{YBkomp,ge} - \dot{W}_{YBkomp,iz}, \epsilon_{YBkomp} = \dot{W}_{YBkomp,iz} / \dot{W}_{YBkomp,ge}$
SOĞUTUCU	$\dot{m}_{122} = \dot{m}_{123} = \dot{m}_{Su}, \dot{m}_{119} = \dot{m}_{120} = \dot{m}_{CO_2}$ $\dot{m}_{119}(h_{119} - h_{120}) = \dot{m}_{122}(h_{123} - h_{122})$ $\dot{E}x_{y,SO} = \dot{m}_{119}(\psi_{119} - \psi_{120}) - \dot{m}_{122}(\psi_{123} - \psi_{122})$ $\epsilon_{SO} = \dot{m}_{119}(\psi_{119} - \psi_{120}) / \dot{m}_{122}(\psi_{123} - \psi_{122})$
EVAPORATÖR	$\dot{m}_{113} = \dot{m}_{126} = \dot{m}_{egz}, \dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_{n-Hex}$ $\dot{m}_{113}(h_{113} - h_{126}) = \dot{m}_{127}(h_{128} - h_{127})$ $\dot{E}x_{y,EVP} = \dot{m}_{113}(\psi_{113} - \psi_{126}) - \dot{m}_{127}(\psi_{128} - \psi_{127})$ $\epsilon_{EVP} = \dot{m}_{113}(\psi_{113} - \psi_{126}) / \dot{m}_{127}(\psi_{128} - \psi_{127})$
ORÇ-TÜRBİN	$\dot{m}_{128} = \dot{m}_{129} = \dot{m}_{n-Hex}$ $\dot{W}_\zeta = \dot{W}_{TURB,ge} = \dot{m}_{128}(h_{128} - h_{129})$ $\dot{W}_\zeta = \dot{W}_{TURB,ter} = \dot{m}_{128}(\psi_{128} - \psi_{129})$ $\dot{E}x_{y,TURB} = \dot{W}_{TURB,ter} - \dot{W}_{TURB,ge}, \epsilon_{TURB} = \dot{W}_{TURB,ter} / \dot{W}_{TURB,ge}$
KONDENSÖR	$\dot{m}_{129} = \dot{m}_{130} = \dot{m}_{n-Hex}, \dot{m}_{131} = \dot{m}_{132} = \dot{m}_{Su}$ $\dot{m}_{129}(h_{129} - h_{130}) = \dot{m}_{131}(h_{132} - h_{131})$ $\dot{E}x_{y,KON} = \dot{m}_{129}(\psi_{129} - \psi_{130}) - \dot{m}_{131}(\psi_{132} - \psi_{131})$ $\epsilon_{KON} = \dot{m}_{129}(\psi_{129} - \psi_{130}) / \dot{m}_{131}(\psi_{132} - \psi_{131})$
POMPA	$\dot{m}_{127} = \dot{m}_{130} = \dot{m}_{n-Hex}$ $\dot{W}_g = \dot{W}_{POMPA,ge} = \dot{m}_{127}(h_{127} - h_{130})$ $\dot{W}_g = \dot{W}_{POMPA,ter} = \dot{m}_{127}(\psi_{127} - \psi_{130})$ $\dot{E}x_{y,POMPA} = \dot{W}_{POMPA,ge} - \dot{W}_{POMPA,ter}$ $\epsilon_{POMPA} = \dot{W}_{POMPA,ter} / \dot{W}_{POMPA,ge}$

Tablo 2. ORÇ entegre edilmiş S-CO₂ kullanılan gaz türbin çevrimi için enerji ve ekserji sonuçları
(Energy and exergy results of an ORC adapted a gas turbine cycle using S-CO₂)

Bileşen	\dot{Q} (kW)	\dot{W} (kW)	\dot{E}_F (kW)	\dot{E}_P (kW)	\dot{E}_D (kW)	ε (%)
GT ısı değ.	2728,7	0,0	1947,8	1634,8	313,0	83,9
Gaz türbini	0,0	1721,3	1784,4	1721,3	63,1	96,5
Rekuperatör	5372,5	0,0	2292,6	2211,2	81,3	96,4
Ön soğutucu	850,9	0,0	88,9	21,3	67,5	24,0
DB komp.	0,0	272,4	272,4	238,0	34,4	87,3
YB komp.	0,0	161,8	161,8	138,8	22,9	85,8
Soğutucu	1929,8	0,0	219,7	55,3	164,4	25,1
Evaporatör	3360,0	0,0	1563,5	317,4	1246,1	20,3
ORÇ türbini	0,00	251,0	294,0	251,0	43,0	85,3
Kondensör	3115,8	0,0	32,9	21,4	11,4	65,2
Pompa	0,0	7,1	9,4	7,1	2,3	75,1
Enerji verimi					23,3	
Ekserji verimi					61,6	

bileşenlerinin enerji ve ekserji denklemleri Tablo 1'de verilmiştir. Tablo 2'de ise sistemdeki alt bileşenler için geliştirilen enerji ve ekserji denklemleri kullanılarak yapılmış olan analiz sonuçları verilmiştir. Sistemden elde edilen toplam güç üretimi 1530,88 kW olarak hesaplanmıştır. Gaz türbini ve ORÇ için ayrı enerji verimleri sırasıyla %40,10 ve %7,26 olarak, ekserji verimleri ise %61,83 ve %56,06 olarak hesaplanmıştır. Geliştirilen sistem modelinin bütüncül enerji ve ekserji verimleri sırasıyla %23,30 ve %61,60 olarak hesaplanmıştır. Sistemde, ekserji yıkımının en fazla olduğu alt bileşenlerin evaporatör ve gaz türbin ısı değiştiricisi olduğu açıkça görülmektedir. Bu durum ısı değiştiricilerine giren ve çıkan akışkanların debileri, sıcaklık ve faz farkları ile açıklanabilir. Sistemdeki diğer ısı değiştiricileri olan ön soğutucu, soğutucu ve kondensöre de bakıldığında, sistemdeki diğer alt bileşenlere göre daha düşük ekserji verimlerine sahip oldukları görülmektedir.

Bir başka ısı değiştiricisi olan rekuperatörün ekserji veriminin yüksek olması ise rekuperatöre giren ve çıkan akışkanların aynı faz ve debide olmaları ve akışkanların sıcaklık farklarının yüksek olmaması ile izah edilebilir. Gaziantep'te bulunan katı atıktan enerji üretim tesisinin atık ısı, ORÇ entegre edilmiş S-CO₂ kullanılan gaz türbin çevrimi modeline ısı kaynak olacak şekilde tasarlanmıştır. Termodinamik yasaları kullanılarak hesaplanan ifadelerin ekonomik veriler ile ilişkilendirilerek ortaya konulması, ürün maliyetlerinin rasyonel olarak belirlenmesi açısından son derece önemlidir. Bu sebeple, önerilen sistem için hem termodinamik hesaplamalar gerçekleştirilmiş hem de ekonomik veriler ikinci kanuna bağlı maliyetlendirme yaklaşımı ile ilişkilendirilerek üretimi yapılacak olan elektriğin maliyet değeri gerçeği bir şekilde ortaya konmuştur [12]. Önerilen sistem için matematiksel maliyet hesabı yöntemleri arasında en çok kullanılan özgül ekserji

maliyetlendirme (SPECO) yöntemi kullanılmış ve sistemin termoekonomik analizleri bu doğrultuda gerçekleştirilmiştir [13, 14]. Sisteme ait her bir alt bileşen için ekserjiye bağlı maliyet denklemleri ve yardımcı eşitlikler Tablo 3'te gösterilmektedir. Aktif olarak elektrik üretimi gerçekleştiren Gaziantep Katı Atıktan Enerji Üretim Tesisi atık ısı, ısı kullanarak geliştirilen ORÇ entegre edilmiş S-CO₂ kullanılan gaz türbin çevrimi için ilk yatırım ve kurulum maliyetleri açık literatürden yararlanılarak öngörölmüş ve toplam 3.033.300 USD (\$) olarak hesaplanmıştır; işletme giderleri ise tesisteki her bir alt bileşenin % 20'si olarak belirlenmiştir [15, 16]. Öngörölen yatırım maliyetleri ve diğer giderler Tablo 4'te verilmiştir.

Sistemin ekonomik ömrü 10 yıl, çalışma saati ise toplam çalışma saati olan 8760 saat üzerinden tam kapasiteyle çalışması halinde 8040 saat olarak düşünölmüştür. Toplam çalışma saati ile gerçek çalışma saati arasındaki 720 saatlik fark sistemin periyodik bakımı için ayrılan zamandır. Böylelikle sistemin ortalama kapasite faktörü (τ) 0.918 olarak hesaplanmıştır. Sistemin tüm alt bileşenleri için ilk yatırım maliyetleri ve işletme ve bakım maliyetleri ile ilişkili maliyet oranları hesaplanmış ve Tablo 5'de verilmiştir. Şekil 1'de şematik gösterimi yapılan sistemin alt bileşenlerinin ekserji ve maliyet akımları ve sistemdeki temel kütle akışlarının birim ekserji maliyetleri, Tablo 5'te verilen ekserjiye bağlı maliyet denklemlerinin çözölmüş sonucu bulunmuş ve Tablo 6'da gösterilmiştir. ORÇ entegre edilmiş S-CO₂ kullanılan gaz türbin çevrim sisteminin alt bileşenlerinin ekserjiye bağlı maliyet parametrelerinin gösterimi de Tablo 7'de yapılmıştır. Bu tabloya göre her bir alt bileşen için ekserjiye bağlı ürün (P) ve yakıt (F) maliyetleri Tablo 6'da verilen akım maliyet değerleri ve Tablo 4'te verilen ilk yatırım (IC) ve işletme ve bakım maliyetleriyle (OM) ilişkili maliyet oranları ile toplam maliyet oranı dikkate alınarak hesaplanmıştır.

Tablo 3. ORÇ entegre edilmiş S-CO₂ kullanılan bir gaz türbin çevrimi alt bileşenlerinin ekserjiye bağlı maliyet denklemleri ve yardımcı eşitlikler (Cost rates related to exergy and auxiliary equations of an ORC adapted a gas turbine cycle using S-CO₂)

GAZ TÜRBİN ISI DEĞİŞTİRİCİSİ	$c_{112}\dot{E}x_{112} + c_{114}\dot{E}x_{114} + \dot{Z}_{GTID} = c_{113}\dot{E}x_{113} + c_{115}\dot{E}x_{115}$	$c_{112} = c_{113}$
GAZ TÜRBİNİ	$c_{115}\dot{E}x_{115} + \dot{Z}_{GT} = c_e\dot{W}_{GT} + c_{116}\dot{E}x_{116}$	$c_{115} = c_{116}$
REKÜPERATÖR	$c_{121}\dot{E}x_{121} + c_{116}\dot{E}x_{116} + \dot{Z}_{REK} = c_{114}\dot{E}x_{114} + c_{117}\dot{E}x_{117}$	
ÖN SOĞUTUCU	$c_{117}\dot{E}x_{117} + c_{124}\dot{E}x_{124} + \dot{Z}_{ÖNSO} = c_{118}\dot{E}x_{118} + c_{125}\dot{E}x_{125}$	$c_{124} = c_{125} = 0$
DB KOMPRESÖR	$c_e\dot{W}_{DBkomp} + \dot{Z}_{DBkomp} = c_{119}\dot{E}x_{119} - c_{118}\dot{E}x_{118}$	$c_{118} = c_{119}$
YB KOMPRESÖR	$c_e\dot{W}_{YPkomp} + \dot{Z}_{YPkomp} = c_{121}\dot{E}x_{121} - c_{120}\dot{E}x_{120}$	$c_{120} = c_{121}$
SOĞUTUCU	$c_{119}\dot{E}x_{119} + c_{122}\dot{E}x_{122} + \dot{Z}_{SO} = c_{120}\dot{E}x_{120} + c_{123}\dot{E}x_{123}$	$c_{122} = c_{123} = 0$
EVAPORATÖR	$c_{113}\dot{E}x_{113} + c_{127}\dot{E}x_{127} + \dot{Z}_{EVP} = c_{126}\dot{E}x_{126} + c_{128}\dot{E}x_{128}$	$c_{113} = c_{126}$
ORÇ-TÜRBİN	$c_{128}\dot{E}x_{128} + \dot{Z}_{TURB} = c_e\dot{W}_{TURB} + c_{129}\dot{E}x_{129}$	$c_{128} = c_{129}$
KONDENSÖR	$c_{129}\dot{E}x_{129} + c_{131}\dot{E}x_{131} + \dot{Z}_{KON} = c_{130}\dot{E}x_{130} + c_{132}\dot{E}x_{132}$	$c_{131} = c_{132} = 0$
POMPA	$c_e\dot{W}_{Pumpa} + \dot{Z}_{POMPA} = c_{127}\dot{E}x_{127} - c_{130}\dot{E}x_{130}$	$c_{127} = c_{130}$

Tablo 4. ORÇ entegre edilmiş S-CO₂ kullanılan bir gaz türbin çevrim sisteminin toplam yatırım maliyetleri (Total investment costs of an ORC adapted a gas turbine cycle using S-CO₂)

	x 10 ³ \$
I. Sabit Sermaye Yatırımı	
A. Direk Maliyetler	
1. Yerde Maliyetler	
Satın Alınmış Bileşen Maliyetleri	
GT ısı değiştiricisi	113,83
Gaz Türbini	1231,86
Rekuperatör	112,02
Ön soğutucu	1,74
DB Kompresör	527,96
YB Kompresör	530,37
Soğutucu	122,34
Evaporatör	119,39
ORÇ Türbin	14,61
Kondensör	0,35
Pompa	0,347
Diğer tesis giderleri	19,196
Toplam Satın Alınmış Bileşen İlk Yatırım Maliyetleri (PEC)	2794,03
Bileşenlerin Kurulumu	10,818
Aletler ve Kontrol	42,492
Elektrik Cihazları ve Malzemeleri	7,134
Toplam Yerde Maliyetler	60,444
2. Tesis Dışı Maliyetler	
İnşai ve Mimari Faaliyetler	138
Servis Hizmetleri	40
Toplam Tesis Dışı Maliyetler	178
Toplam Direk Maliyetler	3032,47
II. Diğer Harcamalar	0,83
TOPLAM YATIRIM MALİYETİ	3033,3

Tablo 5. ORÇ entegre edilmiş S-CO₂ kullanılan bir gaz türbin çevrim sisteminin alt bileşenleri için ilk yatırım (IC) ve işletme ve bakım maliyetleriyle (OM) ilişkili toplam maliyet oranları

(Total cost rate related to first capital investment and operation and maintenance costs for the subcomponents of an ORC adapted a gas turbine cycle using S-CO₂)

Bileşen	PEC (x 10 ³ \$)	\dot{Z}_k^{CI} (\$/h)	\dot{Z}_k^{OM} (\$/h)	\dot{Z}_k^T (\$/h)
GT ısı değiştiricisi	113,833	1,416	0,283	1,699
Gaz Türbini	1231,862	15,322	3,064	18,38
Rekuperatör	112,024	1,393	0,279	1,672
Ön soğutucu	1,742	0,022	0,004	0,026
DB Kompresör	527,96	6,567	1,313	7,880
YB Kompresör	530,372	6,597	1,319	7,916
Soğutucu	122,342	1,522	0,304	1,826
Evaporatör	16,762	0,208	0,042	0,250
ORÇ Türbin	119,388	1,485	0,297	1,782
Kondensör	14,613	0,182	0,036	0,218
Pompa	0,347	0,004	0,001	0,005
Toplam satın alınmış bileşen ilk yatırım maliyetleri (PEC)	2791,25	34,71	6,94	41,66

Tablo 6. ORÇ entegre edilmiş S-CO₂ kullanılan bir gaz türbin çevrim sisteminin alt bileşenleri için ekserji ve maliyet akımları ve temel kütle akışlarının birim ekserji maliyetleri

(Exergy flow rates, cost flow rates and unit exergy costs for the subcomponents of an ORC adapted a gas turbine cycle using S-CO₂)

Hal no	Akışkan	\dot{E}_x (kW)	\dot{C} (\$/h)	c (\$/GJ)
112	Egzoz	4902,72	97,41	5,52
113	Egzoz	2954,83	58,71	5,52
114	CO ₂	5231,04	219,85	11,67
115	CO ₂	6865,90	260,25	10,53
116	CO ₂	5081,45	192,61	10,53
117	CO ₂	2870,18	169,39	16,39
118	CO ₂	2781,25	169,41	16,92
119	CO ₂	3019,31	183,91	16,92
120	CO ₂	2799,52	185,74	18,43
121	CO ₂	2938,39	194,95	18,43
122	Su	0,00	0,00	0,00
123	Su	55,33	0,00	0,00
124	Su	0,00	0,00	0,00
125	Su	21,35	0,00	0,00
126	Egzoz	1391,26	27,64	5,52
127	n-Hexane	328,50	71,69	60,63
128	n-Hexane	34,48	103,01	829,80
129	n-Hexane	1,57	4,69	829,80
130	n-Hexane	11,03	2,41	60,63
131	Su	0,00	0,00	0,00
132	Su	21,46	0,00	0,00
Gaz Türbini		1721,30	86,02	13,88
DB Kompresör		272,48	13,62	13,88
YB Kompresör		161,82	8,09	13,88
ORÇ Türbin		251,00	100,10	110,79
Pompa		7,11	69,28	2708,60
GT-ORÇ Sistem		1530,88	111,43	20,22

Tablo 7. ORÇ entegre edilmiş S-CO₂ kullanılan gaz türbin çevrim sisteminin alt bileşenlerinin ekserjiye bağlı ürün ve yakıt maliyetleri, ekserji yıkım maliyetleri,

eksergoekonomik faktörleri ve toplam yatırım maliyetleri (The unit exergetic costs of fuel and product, cost rate of exergy destruction, exergoeconomic factors and total cost rate for the subcomponents of an ORC adapted a gas turbine cycle using S-CO₂)

Bileşen	$c_{f,k}$ (\$/GJ)	$c_{p,k}$ (\$/GJ)	r (%)	f (%)	\dot{D}_D (\$/h)	\dot{Z}^T (\$/h)
GT ısı değ.	5,52	10,53	47,5	21,4	6,22	1,699
Gaz Türb.	10,53	13,88	24,1	88,4	2,39	18,38
Reküp.	10,53	11,67	9,8	35,1	3,09	1,672
Ön soğut.	0,00	16,92	100	100	0,00	0,026
DB Komp.	13,88	16,92	17,9	82,1	1,72	7,880
YB Komp.	13,88	18,43	24,6	87,3	1,15	7,916
Soğutucu	16,92	0,00	100	15,4	10,02	1,826
Evap.	5,52	829,80	99,3	1,0	24,76	0,250
ORÇ Türb.	829,80	110,79	86,6	1,3	128,5	1,782
Kondensör	0,00	60,63	100	100	0,00	0,218
Pompa	2708,6	60,63	97,76	0,02	22,96	0,005

4. SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

Bu çalışmada, Gaziantep'te bulunan katı atıktan enerji üretim tesisinin atık ısısı kullanılarak, ORÇ entegre edilmiş S-CO₂ kullanılan gaz türbin çevrim sistemi modeli gerçekleştirilmiştir. Yapılan çalışmada, ASPEN Plus ve EES programları kullanılmış ve öncelikli olarak termodinamik analizler yapılmıştır. Termodinamik analizi tamamlanan modele özgül ekserji maliyetlendirme modeli olan SPECO metodu uygulanmış ve termoekonomik analiz tamamlanmıştır. Yapılan çalışma sonucunda elde edilen sonuçlar aşağıda sıralanmaktadır:

Yapılan termodinamik analiz neticesinde, sistemden elde edilen toplam güç üretimi 1530,88 kW olarak hesaplanmıştır. Ayrıca, sistemin enerji ve ekserji verimleri sırasıyla %23,30 ve %61,60 olarak hesaplanmıştır. Sistemde ekserji yıkımının en fazla olduğu alt bileşenler 1246,1 kW ile evaporatör ve 313 kW ile gaz türbin ısı değiştiricisi olarak bulunmuştur. Isı değiştiricilerine giren ve çıkan akışkanların fazları, debileri ve sıcaklık farkları ekserji yıkımının yüksek olmasında kritik rol oynamaktadır. Sistemdeki diğer ısı değiştiricileri; ön soğutucu, soğutucu ve kondensör de sistemdeki diğer alt bileşenlerle kıyaslandığında daha düşük ekserji verimlerine sahiptir. Bu durum ısı değiştiricilerinde kullanılan akışkanların hem birbirinden farklı kütle debilerinde hem de farklı fazlarda olmaları ile açıklanabilir. Yalnızca rekuperatörün ekserji veriminin yüksek olması bileşende kullanılan akışkanların aynı, sıcaklık farklarının da düşük olması sonucudur. Sistemde üretilen her 1 kW elektrik için, 0,188 m³ CO₂ ve 0,028 m³ n-Hexane akışı tasarlanmış, 1530,88 kW-saat elektrik üretimi için CO₂'nin ve n-Hexane'nin toplam tüketim maliyetleri sırasıyla 172,82 \$, 698,49\$ olarak bulunmuştur. GT-ORÇ sisteminden üretilen elektriğin 1 kWsaat'i 7,28 ¢'e üretilmektedir. Toplam 1530,88 kW-saat elektrik üretim bedeli ise 111,43 \$ olarak hesaplanmıştır. GT-ORÇ sisteminde ekserji yıkım maliyeti en yüksek olan bileşen 128,50 \$/saat ile ORÇ türbini olarak

bulunmuştur. ORÇ sisteminde kullanılan akışkanın birim ekserji maliyetinin yüksek olması bu durumun temel sebebi olarak görülmektedir. Geliştirilen GT-ORÇ sisteminin toplam maliyeti 3.033.300\$'dır. GT-ORÇ sisteminden üretilen elektrik maliyeti ile elektriğin satış bedeli arasındaki fark sonucu kurulması önerilen GT-ORÇ sisteminin yıllık 741.146 \$ kar edeceği görülmektedir. Bu kar neticesinde sistemin amortisman süresi 4,09 yıl olarak hesaplanmıştır.

TEŞEKKÜR (ACKNOWLEDGEMENT)

Bu çalışma, TÜBİTAK (Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu) tarafından desteklenen 114M142 kod nolu "Biyobozunur Katı Atık Tesislerinin Termodinamik, Termoekonomik Analiz ve Optimizasyonları Çerçevesinde Yenilenebilir Enerji Potansiyellerinin Araştırılması ve Sıfır Atık Yaklaşımıyla Sürdürülebilir Modellerin Geliştirilmesi", isimli proje kapsamında hazırlanmıştır. Yazarlar, TÜBİTAK'a ve CEV (Clean Energy&Vehicles) Enerji'ye desteklerinden dolayı teşekkür ederler.

KAYNAKLAR (REFERENCES)

1. Olumayegun O., Wang M. ve Kelsall G., Closed-cycle gas turbine for power generation: A state-of-the-art review, *Fuel*, 180, 694-717, 2016.
2. Traverso A., Massardo A.F. ve Scarpellini R., Externally fired micro-gas turbine: modeling and experimental performance, *Applied Thermal Engineering*, 26, 1935-1941, 2006.
3. Wang J., Sun Z., Dai Y. ve Ma S., Parametric optimization design for supercritical CO₂ power cycle using genetic algorithm and artificial neural network, *Applied Energy*, 87, 1317-1324, 2010.
4. Casella F. ve Colonna P., Development of a Modelica dynamic model of solar supercritical CO₂ Brayton cycle power plants for control studies, 2011.
5. Garg P., Kumar P. ve Srinivasan K., Supercritical carbon dioxide Brayton cycle for concentrated solar power, *Journal of Supercritical Fluids*, 76, 54-60, 2013.
6. Muto Y., Aritomi M., Ishizuka T. ve Watanabe N., Comparison of supercritical CO₂ gas turbine cycle and Brayton CO₂ gasturbinefor solar thermal power plant, 2014.
7. Manente G. ve Lazzaretto A., Innovative biomass to power conversion systems based on cascaded supercritical CO₂ Brayton cycles, *Biomass Bioenergy*, 69, 155-168, 2014.
8. Reuters Echogen Power Systems, Waste heat recovery system available as turnkey solution 1, 2014-2015.
9. Sánchez D., Muñoz de Escalona J.M., Chacartegui R., Muñoz A. ve Sánchez T., A comparison between molten carbonate fuel cells based hybrid systems using air and supercritical carbon dioxide Brayton cycles with state of the art technology, *Journal of Power Sources*, 196, 4347-4354, 2011.
10. Bhinder F.S., Calay R., Mustafa M.Y., Al-Zubaidy S. ve Holdo A.E., A hybrid power plant to moderate carbon emissions, *International Journal of Research Review and Application Science*, 6, 124-131, 2011.
11. Munoz D.E., Jose M., Chacartegui R., Sánchez D. ve Sánchez T., The potential of the supercritical carbon dioxide cycle in high temperature fuel cell hybrid systems, 2011.
12. Ahmadi M.H., Mehrpooya M. ve Pourfayaz F., Exergoeconomic analysis and multi objective optimization of performance of a Carbon dioxide power cycle driven by geothermal energy with liquefied natural gas as its heat sink, *Energy Conversion and Management*, 119, 422-434, 2016.
13. Akbari A.D. ve Mahmoudi S.M.S., Thermoeconomic analysis & optimization of the combined supercritical CO₂ (carbon dioxide) recompression Brayton/organic Rankine cycle, *Energy*, 78, 501-512, 2014.
14. Kim M.S., Ahn Y., Kim B. ve Lee J.I., Study on the supercritical CO₂ power cycles for land fill gas firing gas turbine bottoming cycle, *Energy*, 111, 893-909, 2016.
15. Nami H., Mahmoudi S.M.S. ve Nemati A., Exergy, economic and environmental impact assessment and optimization of a novel cogeneration system including a gas turbine, a supercritical CO₂ and an organic Rankine cycle (GT-HRSG/SCO₂), *Applied Thermal Engineering*, 110, 1315-1330, 2017.
16. Wang X. ve Dai Y., An exergoeconomic assessment of waste heat recovery from a Gas Turbine-Modular Helium Reactor using two transcritical CO₂ cycles, *Energy Conversion and Management*, 126, 561-572, 2016.
17. Drescher U. ve Brüggemann D., Fluid selection for the organic Rankine cycle (ORC) in biomass power and heat plants, *Applied Thermal Engineering*, 27, 223-228, 2007.
18. Hung T. C., Wang S. K., Kuo C. H., Pei B. S. ve Tsai K. F., A study of organic working fluids on system efficiency of an ORC using low-grade energy sources, *Energy*, 35, 1403-1411, 2010.
19. Bao J. ve Zhao L., A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 24, 325-342, 2013.
20. Kaşka Ö., Energy and exergy analysis of an organic Rankine for power generation from waste heat recovery in steel industry, *Energy Conversion Management*, 77, 108-117, 2014.
21. Tchanche B. F., Pétrissans M. ve Papadakis G., Heat resources and organic Rankine cycle machines, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 39, 1185-1199, 2014.
22. He C., Liu C., Zhou M., Xie H., Xu X., Wu S. ve Li Y., A new selection principle of working fluids for subcritical organic Rankine cycle coupling with different heat sources, *Energy*, 68, 283-291, 2014.
23. Di Maria F., Micale C. ve Sordi A., Electrical energy production from the integrated aerobic-anaerobic treatment of organic waste by ORC, *Renewable Energy*, 66, 461-467, 2014.

24. Galloni E., Fontana G. ve Staccione S., Design and experimental analysis of a mini ORC (organic Rankine cycle) power plant based on R245fa working fluid, *Energy*, 90, 768-775, 2015.
25. Andreasen J.G., Larsen U., Knudsen T. ve Haglind F., Design and optimization of a novel organic Rankine cycle with improved boiling process, *Energy*, 91, 48-59, 2015.
26. Desai N. B. ve Bandyopadhyay S., Thermo-economic analysis and selection of working fluid for solar organic Rankine cycle, *Applied Thermal Engineering*, 95, 471-481, 2016.
27. Muhammad U., Imran M., Lee D.H. ve Park B., S., Design and experimental investigation of a 1 kW organic Rankine cycle system using R245fa as working fluid for low-grade waste heat recovery from steam, *Energy Conversion and Management*, 103, 1089-1100, 2015.
28. Özdil N.F.T., Segmen M.R. ve Tantekin A., Thermodynamic analysis of an Organic Rankine Cycle (ORC) based on industrial data, *Applied Thermal Engineering*, 91, 43-52, 2015.
29. Li D., Zhang S. ve Wang G., Selection of organic Rankine cycle working fluids in the low-temperature waste heat utilization, *Journal of Hydrodynamics*, 27, 458-464, 2015.
30. Li G., Organic Rankine cycle performance evaluation and thermoeconomic assessment with various applications part I: Energy and exergy performance evaluation, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 53, 477-499, 2016.
31. Pu W., Yue C., Han D., He W., Liu X., Zhang Q. ve Chen Y., Experimental study on organic Rankine cycle for low grade thermal energy recovery, *Applied Thermal Engineering*, 94, 221-227, 2016.
32. Tozlu A., Özahi E. ve Abuşoğlu A., Waste to Energy Technologies for Municipal Solid Waste Management in Gaziantep, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 54, 809-815, 2016.
33. Abuşoğlu A. ve Kanoğlu M., Exergetic and thermoeconomic analyses of diesel engine powered cogeneration: Part1 – Formulations, *Applied Thermal Engineering*, 29, 234-241, 2009.
34. Tozlu A., Özahi E. ve Abuşoğlu A., Energetic and Exergetic Analyses of a Solid Waste Power Plant using Aspen Plus, *International Journal of Energy*, 10, 44-47, 2016.
35. Özahi E., Tozlu A. ve Abusoglu A., Thermodynamic performance assessment of different fluids in a typical organic Rankine cycle for usage in municipal solid waste power plant, *Acta Physica Polonica A*, 132 (3/II), 807-812, 2017.
36. Tozlu A., Abuşoğlu A. ve Özahi E., Thermoeconomic analysis and assessment of Gaziantep Municipal Solid Waste Power Plant, *Acta Physica Polonica A*, 132 (3), 513-517, 2017.
37. Özahi E., Tozlu A. ve Abuşoğlu A., Thermoeconomic multi-objective optimization of an organic Rankine cycle (ORC) adapted to an existing solid waste power plant, *Energy Conversion and Management*, 168, 308-319, 2018.
38. Tozlu A., Abuşoğlu A. ve Özahi E., Thermoeconomic analysis and optimization of a Re-compression supercritical CO₂ cycle using waste heat of Gaziantep Municipal Solid Waste Power Plant, *Energy*, 143, 168-180, 2018.
39. Oruç V. ve Devocioğlu A.G., Effect on the thermodynamic performance using N₂O and R444B refrigerants instead of R22 in a vapor compression refrigeration system, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 31 (4), 859-869, 2016.
40. Ünal Ş., Erdinç M.T. ve Kutlu Ç., Thermodynamic analysis of a refrigeration system with double evaporators and ejector, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 31 (4), 1039-1047, 2016.