

## Gaz Türbinli Kombine Güç Çevrimlerinin Termodinamik Analizi

Rabi Karaali<sup>1\*</sup> ve Arzu Keven<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Makine Müh. Böl. / Müh. Fak., Bayburt Üniversitesi, Türkiye

<sup>2</sup>Motorlu Araçlar ve Ulaştırma Teknolojileri / Gölcük MYO, Kocaeli Üniversitesi, Türkiye

\*rabikar@gmail.com

**Özet** – Dünya’da enerjiye talebin artması, sınırlı fosil kaynaklar ve çevre kirliliği gibi faktörlerden dolayı temiz ve verimli enerjinin önemini artırmış ve dikkatleri atık ısıların değerlendirilmesine çevirmiştir. Gaz türbininden çıkan sıcak egzoz gazlarının ısı enerjisi atmosfere atılmadan önce ısıtmada kullanılmak üzere sıcak su ya da buhar üretiminde (kojenerasyon), hem ısıtmada hem de soğutmada (absorpsiyonlu) kullanılması (trijenerasyon), güç üretiminde ya da başka amaçlarla kullanılması da mümkündür. Gaz türbinli güç çevrimlerinin atık egzoz gazı ısısından tekrar güç elde etmek için sisteme buharlı ya da organik Rankine çevrimi eklemek son yapılan araştırmalarda en iyi çözümlerden biri olarak ortaya çıkmıştır. Gaz türbinli güç tesisine buharlı Rankine çevrimi eklenerek elde edilen sisteme Termodinamiğin birinci ve ikinci kanunu ile ekserji analizi metotları uygulanarak analiz edilmiştir. Bunun için Fortran dilinde bir program yazılarak çalıştırılmış ve elde edilen sonuçlar Literatürdeki çalışmalarla karşılaştırılmıştır. Gaz türbinli güç çevrimi ile gaz türbinli kombine çevrimin değişen kompresör sıkıştırma oranlarına ve değişen hava fazlalık katsayılarına göre ekserji verimi, güç artışı ve diğer performans özellikleri değişimi karşılaştırılarak avantaj ve dezavantajları ortaya konmuştur. Ekonomik analiz ve maliyet analizi yapılmadan yakıttan elde edilen tasarruf, birim kilo Watt için her iki durumdaki harcanan yakıt miktarları ve performanstaki iyileşmeler gösterilmiştir. En iyi performans değerlerini elde etmek için çalışılması gereken kompresör sıkıştırma oranı ve hava fazlalık katsayısı yani optimum çalışma şartları elde edilerek gösterilmiş ve tartışılmıştır.

**Anahtar Kelimeler** – Kombine Çevrim, Ekserji, Gaz Türbini, Rankine Çevrimi, Performans

### I. GİRİŞ

Karbon emisyonlarına ilişkin çevresel kaygılar, gelişmekte olan ekonomilerin hızla gelişmesiyle elektrik talebindeki artış ve sınırlı fosil yakıt rezervleri, enerji dönüşümlerinde artan verimliliği, yenilenebilir enerji kaynaklarını ve daha önce kullanılmayan enerjilerin geri kazanımını çok önemli hale getirmiştir [1]. Çevreye en az zararlı etki ile elektrik üretimi için kullanılacak alternatif enerji kaynaklarının belirlenmesi gereklidir. Günümüzün çevresel endişeleri, düşük dereceli ısı kaynaklarının geri kazanımı ve kullanımı ile ilgilidir. Ayrıca, çeşitli endüstriyel süreçlerde daha önce 'atık ısı' olarak adlandırılan, düşük sıcaklıktaki ısı enerjisi elektrik üretimi için potansiyel bir kaynak olarak alınmaktadır. CCPP teknolojisi, yüksek verim elde etmek ve kirlenici emisyonlarda azalma sağlamak için iki veya daha fazla güç çevrimi içerir [2, 3]. Enerji üretiminde, gaz

türbini kombine çevrimleri yaygın olarak kullanılmaktadır. Ayrıca, kombine çevrimlerin düşük yatırım, işletme ve bakım maliyetleri, tesis operasyonlarına uygunluk ve talepteki dalgalanmalara karşı esneklik avantajları vardır [4, 5].

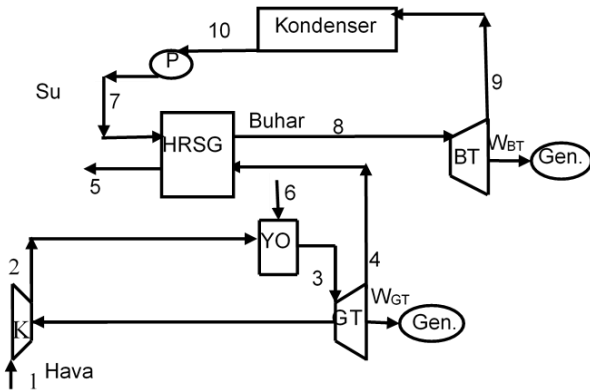
Kombine çevrimler, bir Brayton çevrimi ile bir Organik Rankine Çevriminden (ORC) oluşur ve bu çevrimler iyi performans göstermiştir. Rankine çevrimleri için organik çalışma sıvıları, farklı uygulamalar için önerilmiştir: yenilenebilir enerji için, ısı geri kazanımı için bunlar önerilmekte ve ticari olarak temin edilebilmektedirler [6].

Organik Rankine Çevrimi, sermaye ve işletme maliyetlerini azaltan jeotermal, endüstriyel atık ısı, biyokütle ve güneş gibi düşük sıcaklıklı enerji kaynaklarının kullanımı için geniş çapta araştırılmıştır [6]. Yapım ve çalıştırma kolaylığı, daha küçük ekipman boyutları ve yüksek

modülerlik gibi avantajlara sahiptirler [6]. Literatürde çalışmalar, CCPP'nin toplam verimini artırmaya, gaz türbinlerinin, buhar türbinlerinin ve her iki çevrimin verimlerinin artırılması ve organik akışkanların verim üzerindeki etkisi yönelik çalışmalar hakkındadır.

## II. MATERYAL VE YÖNTEM

Kombine çevrimin kompresör, yanma odası, gaz türbini kısmı Brayton çevrimi olup, buhar türbini, kondenser, pompa ve HRSG kısmı Rankine çevrimi olup Şekil 1'de verilmiştir. Gaz ve buhar türbinleri güç üretmekte olup birer jeneratör ile bu güç elektrik enerjisine dönüştürülmektedir. Brayton çevriminde kompresörde sıkıştırılıp yüksek basınca çıkarılan hava yanma odasında yakıt ile yakılarak yüksek sıcaklık ve basınçta egzoz gazları elde edilir. Yanma odasından çıkan yüksek sıcaklıktaki ve yüksek basınçtaki egzoz gazları gaz türbininde genişletilerek güç elde edilir. Gaz türbininden basıncı düşmüş ve sıcaklığı 500- 800 °C kadar inmiş olan egzoz gazları bir ısı değiştiricisinde (Heat Recovery Steam Generatör-HRSG) ısısını çoğunu suya buharlaşması için bırakarak atmosfere atılır. Elde edilen yüksek sıcaklıktaki basınçtaki buhar, buhar türbininden geçirilerek tekrar güç elde edilir. Buhar türbininden çıkan düşük basınç ve sıcaklıktaki buhar kondensere verilerek burada yoğunlaşma ısısı atılmak suretiyle biraz daha soğutulup yoğunlaştırılır. Kondenserden yoğunlaşarak çıkan su pompaya verilerek yüksek basınca çıkarılır ve ısı değiştiricisine buhar elde edilmek üzere verilir. Bu şekilde Rankine çevrimi tamamlanır. Burada gaz türbini çevrimi [5] nolu kaynaktan alınmıştır.



Şekil 1. Gaz türbinli Rankine çevrimli kombine çevrim şeması.

Burada Termodinamiğin birinci ve ikinci yasaları ile ekserji metodu kullanılarak Fortran'da bir

program yazılıp çalıştırılmıştır. Kullanılan formüller Tablo 1 ve Tablo 2'de verilmiştir.

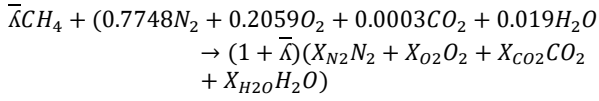
Tablo 1. Kombine çevrimi oluşturan cihazların kütle ve enerji dengesi ve entropi denklemleri [5, 6].

Cihaz	Kütle dengesi	Enerji dengesi	Entropi denklemi
Kompresör	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$	$\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{W}_K = \dot{m}_2 \cdot h_2$	$\dot{m}_1 \cdot s_1 - \dot{m}_1 \cdot s_2 + \dot{S}_{\dot{U}R,K} = 0$
Gaz Türbini	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4$	$\dot{m}_3 h_3 = \dot{W}_{GT} + \dot{W}_K + \dot{m}_4 h_4$	$\dot{m}_3 s_3 - \dot{m}_4 s_4 + \dot{S}_{\dot{U}R,GT} = 0$
HRSG	$\dot{m}_4 = \dot{m}_5$ $\dot{m}_7 = \dot{m}_8$	$\dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7 = \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_8 h_8$	$\dot{m}_4 s_4 + \dot{m}_7 s_7 - \dot{m}_5 s_5 - \dot{m}_8 s_8 + \dot{S}_{\dot{U}R,HRSG} = 0$
Buhar Türbini	$\dot{m}_8 = \dot{m}_9$	$\dot{m}_8 h_8 = \dot{W}_{BT} + \dot{W}_P + \dot{m}_9 h_9$	$\dot{m}_8 s_8 - \dot{m}_9 s_9 + \dot{S}_{\dot{U}R,BT} = 0$
Yanma odası	$\dot{m}_2 + \dot{m}_6 = \dot{m}_3$	$\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_6 h_6 = \dot{m}_3 h_3 + 0.02 \dot{m}_6 LHV$	$\dot{m}_2 s_2 + \dot{m}_6 s_6 - \dot{m}_3 s_3 + \dot{S}_{\dot{U}R,CC} = 0$
Pompa	$\dot{m}_{10} = \dot{m}_7$	$\dot{m}_{10} h_{10} = \dot{m}_7 h_7 + \dot{W}_P$	$\dot{m}_{10} s_{10} - \dot{m}_7 s_7 + \dot{S}_{\dot{U}R,P} = 0$
Kondenser	$\dot{m}_{10} = \dot{m}_9$	$\dot{m}_{10} h_{10} = \dot{m}_9 h_9 + \dot{Q}_{KO}$	$\dot{m}_9 s_9 - \dot{m}_{10} s_{10} + \dot{S}_{\dot{U}R,KO} = 0$
Tüm çevrim		$\dot{h}_i = f(T_i)$ $\dot{s}_i = f(T_i, P_i)$ $\dot{m}_{hava} h_{hava} + \dot{m}_{yakut} LHV_{CH4} - \dot{Q}_{Kayıp,YO} - \dot{m}_{eg,\zeta} h_{eg,\zeta} - \dot{W}_{GT} - \dot{W}_{BT} - \dot{Q}_{Kayıp,KO} = 0$ $\dot{Q}_{Kayıp,YO} = 0.02 \dot{m}_{yakut} LHV_{CH4}$	

Tablo 2. Kombine çevrimi oluşturan cihazların ekserji denklemleri ve ekserji verimi [5, 6].

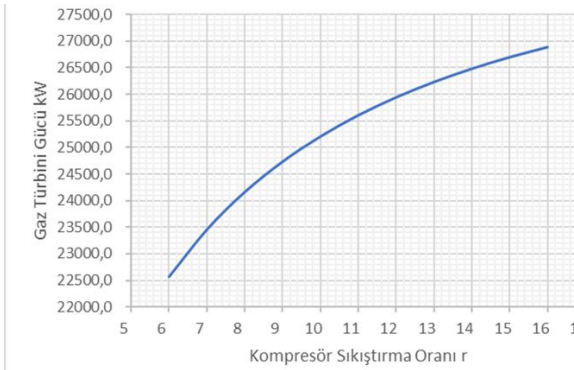
Cihaz	Ekserji denklemi	Ekserji verimi
Kompresör	$\dot{E}_{D,K} = \dot{E}_1 + \dot{W}_K - \dot{E}_2$	$\eta_{ex,K} = \frac{\dot{E}_{out,K} - \dot{E}_{in,K}}{\dot{W}_K}$
Türbin	$\dot{E}_{D,T} = \dot{E}_3 - \dot{E}_4 - \dot{W}_K - \dot{W}_{GT}$	$\eta_{ex,GT} = \frac{\dot{W}_{net,GT} + \dot{W}_K}{\dot{E}_{g,T} - \dot{E}_{c,T}}$
HRSG	$\dot{E}_{D,HRSG} = \dot{E}_4 - \dot{E}_5 + \dot{E}_7 - \dot{E}_8$	$\eta_{ex,HRSG} = \frac{\dot{E}_{buh,HRSG} - \dot{E}_{su,HRSG}}{\dot{E}_{g,eg,HRSG} - \dot{E}_{c,eg,HRSG}}$
Buhar Türbini	$\dot{E}_{D,BT} = \dot{E}_8 - \dot{E}_9 - \dot{W}_P - \dot{W}_{BT}$	$\eta_{ex,BT} = \frac{\dot{W}_{net,BT} + \dot{W}_P}{\dot{E}_{g,BT} - \dot{E}_{c,BT}}$
Yanma odası	$\dot{E}_{D,YO} = \dot{E}_2 + \dot{E}_6 - \dot{E}_3$	$\eta_{ex,YO} = \frac{\dot{E}_{c,YO}}{\dot{E}_{g,YO} + \dot{E}_{yakut}}$
Pompa	$\dot{E}_{D,P} = \dot{E}_{10} + \dot{W}_P - \dot{E}_7$	$\eta_{ex,P} = \frac{\dot{E}_{c,P} - \dot{E}_{g,P}}{\dot{W}_P}$
Kondenser	$\dot{E}_{D,KO} = \dot{E}_9 - \dot{E}_{10}$	$\eta_{ex,KO} = \frac{\dot{E}_{g,KO}}{\dot{E}_{c,KO}}$
Tüm çevrim	$\dot{E} = \dot{E}_{ph} + \dot{E}_{ch}$ $\dot{E}_{ph} = \dot{m}(h - h_0 - T_0(s - s_0))$ $\dot{E}_{ch} = \frac{\dot{m}}{M} \left\{ \sum x_k \bar{e}_k^{ch} + \bar{R} T_0 \sum x_k \ln x_k \right\}$ $\eta_{ex} = \frac{\dot{W}_{net,GT} + \dot{W}_{net,BT}}{\dot{E}_{yakut}}$	

Yanma odasında bir miktar ısı kaybı olduğu farz edilmiş ve meydana gelen yanmanın yanma denklemi de aşağıdaki gibi alınmıştır.

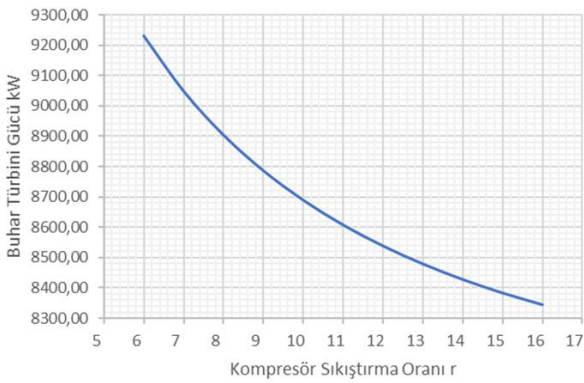


### III. BULGULAR

Burada çevre koşulları  $P_0=101.3$  kPa ve  $T_0=25$  °C olarak alınmıştır. Kompresör giriş havası kütle debisi  $m_{hava}=91.3$  kg/s, ve yakıt kütle debisi  $m_{yakıt}=1.64$  kg/s alınmıştır. Buhar türbini, gaz türbini ve kompresörün izentropik verimleri  $\eta_{izST}=\eta_{izC}=\eta_{izGT}=0.86$  kabul edilmiştir. Kompresör sıkıştırma oranı 10, buhar sıcaklığı  $T_{buhar}=485.57$  K ve HRSG egzoz çıkış sıcaklığı  $T_{eg}=426$  K alınmıştır [5].



Şekil 2. Gaz türbini gücünün kompresör sıkıştırma oranı ile değişimi.



Şekil 3. Buhar türbini gücünün kompresör sıkıştırma oranı ile değişimi.

Şekil 2’de gaz türbini gücünün kompresör sıkıştırma oranı ile değişimi verilmiştir. Kompresör sıkıştırma oranı artırıldığında gaz türbini gücünün 22500 kW’tan yaklaşık 26900 kW’a çıktığı görülmüştür.

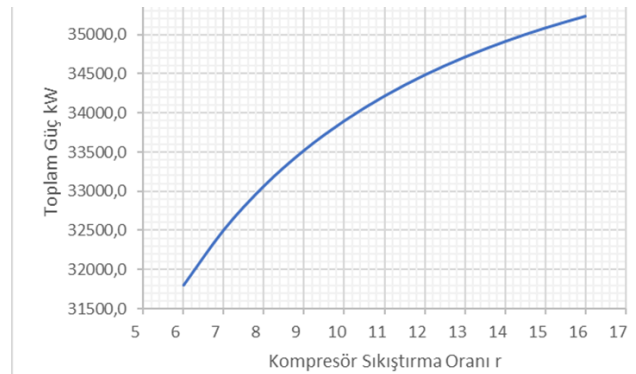
Şekil 3’te buhar türbini gücünün kompresör sıkıştırma oranı ile değişimi verilmiştir. Kompresör

sıkıştırma oranı artırıldığında buhar türbini gücünün 9230 kW’tan yaklaşık 8350 kW’aya düştüğü görülmüştür.

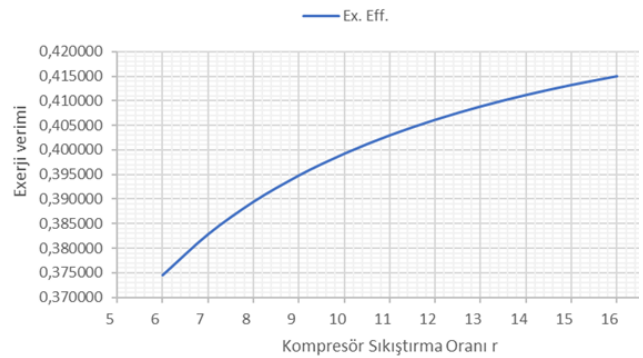
Şekil 4’te çevrimin tüm gücünün kompresör sıkıştırma oranı ile değişimi verilmiştir. Kompresör sıkıştırma oranı artırıldığında gaz türbini gücünün 31700 kW’tan yaklaşık 35300 kW’a yükseldiği anlaşılmıştır.

Şekil 5’te ekserji veriminin kompresör sıkıştırma oranı ile değişimi verilmiştir. Kompresör sıkıştırma oranı artırıldığında ekserji verimi %37,5’tan %41,5’e çıkmaktadır.

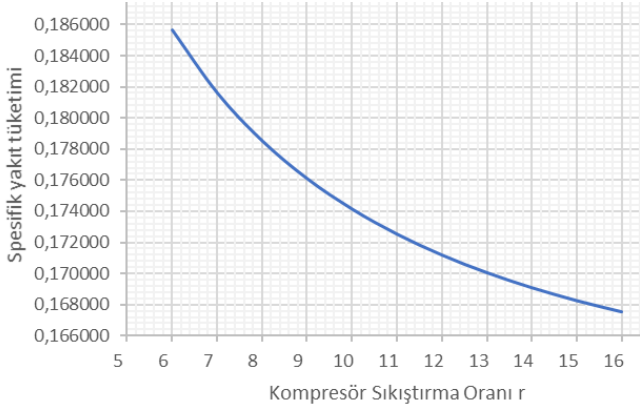
Şekil 6’da spesifik yakıt tüketiminin kompresör sıkıştırma oranı ile değişimi verilmiştir. Kompresör sıkıştırma oranı artırıldığında spesifik yakıt tüketiminin hızla düştüğü görülmektedir.



Şekil 4. Çevrimin tüm gücünün kompresör sıkıştırma oranı ile değişimi.



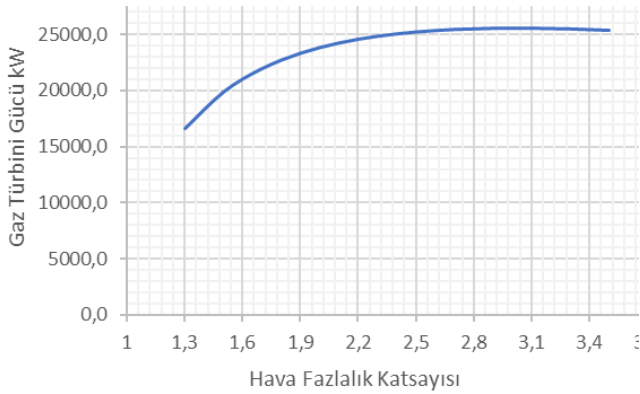
Şekil 5. Ekserji veriminin kompresör sıkıştırma oranı ile değişimi.



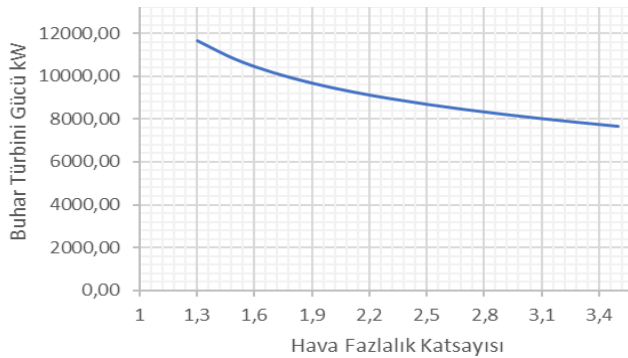
Şekil 6. Spesifik yakıt tüketiminin kompresör sıkıştırma oranı ile değişimi.

Şekil 7’de gaz türbini gücünün hava fazlalık katsayısı ile değişimi verilmiştir. Hava fazlalık katsayısı artırıldığında gaz türbini gücünün hava fazlalık katsayısının 2.8-3 civarında maksimum yaptığı anlaşılmıştır.

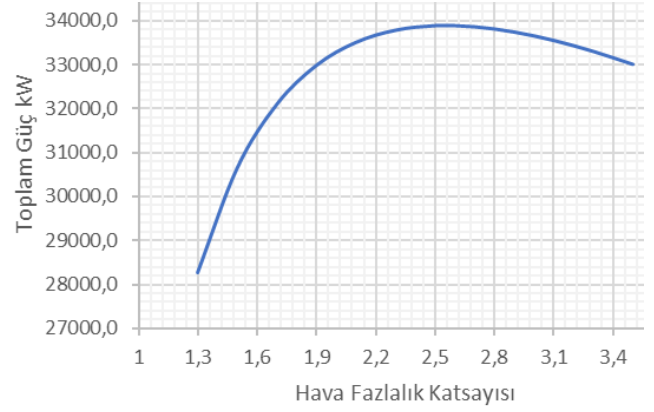
Şekil 8’de buhar türbini gücünün hava fazlalık katsayısı ile değişimi verilmiştir. Hava fazlalık katsayısı artırıldığında buhar türbini gücünün de düşüş yaptığı anlaşılmıştır.



Şekil 7. Gaz türbini gücünün hava fazlalık katsayısı ile değişimi.

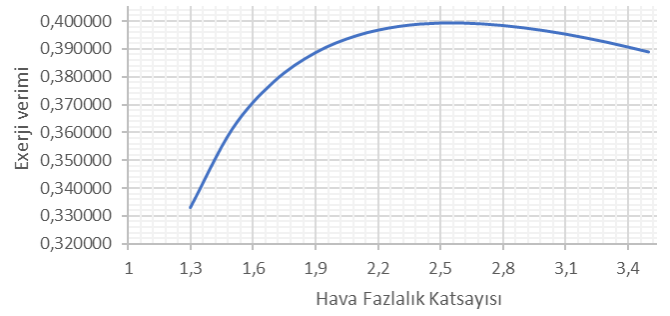


Şekil 8. Buhar türbini gücünün hava fazlalık katsayısı ile değişimi.

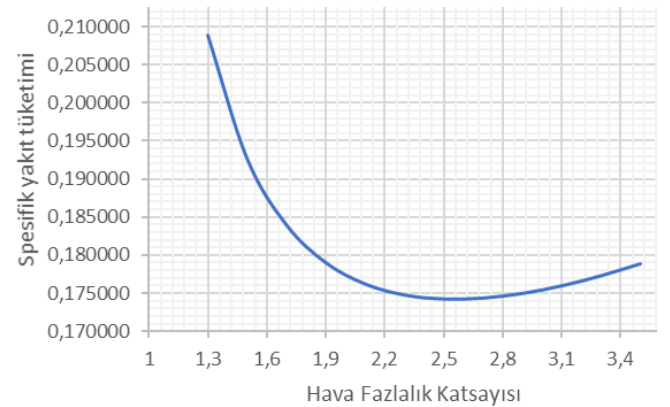


Şekil 9. Çevrimin tüm gücünün hava fazlalık katsayısı ile değişimi.

Şekil 9’da çevrimin tüm gücünün hava fazlalık katsayısı ile değişimi verilmiştir. Hava fazlalık katsayısı artırıldığında toplam türbin gücünün hava fazlalık katsayısının 2,5 civarında optimum yaptığı görülmüştür.



Şekil 10. Ekserji veriminin hava fazlalık katsayısı ile değişimi.



Şekil 11. Spesifik yakıt tüketiminin hava fazlalık katsayısı ile değişimi.

Şekil 10’da ekserji veriminin hava fazlalık katsayısı ile değişimi verilmiştir. Hava fazlalık katsayısı artırıldığında ekserji veriminin hava fazlalık katsayısının 2,5-2,6 civarında optimum yaptığı görülmüştür.

Şekil 11’de spesifik yakıt tüketiminin hava fazlalık katsayısı ile değişimi verilmiştir. Hava fazlalık katsayısı artırıldığında spesifik yakıt tüketiminin hava fazlalık katsayısının 2,5-2,6 civarında minimum yaptığı görülmüştür.

#### IV. TARTIŞMA

Gaz türbinli Rankine çevrimli kombine çevrimlerde kompresör sıkıştırma oranı artırıldığında toplam gücün ve ekserji veriminin arttığı ve spesifik yakıt tüketiminin azaldığı bulgusu elde edilmiştir. Bunun yanında hava fazlalık katsayısının önemi görülmüş olup optimum çalışma şartlarını elde etmek için hava fazlalık katsayısının 2,5 ile 2,8 arasında olması gerektiği anlaşılmıştır.

#### V. SONUÇLAR

Bu çalışmada güç üretiminde giderek yaygınlık kazanan ve düşük sıcaklıktaki ısı enerjisinden de güç elde etmemizi sağlayan organik Rankine çevriminin Brayton çevrimine eklenmesi ile elde edilen kombine çevrimin artan kompresör sıkıştırma oranları ve artan hava fazlalık katsayısına göre performans karakteristikleri ve değişimi elde edilmiştir. Elde edilen veriler ve eğrilerden gaz türbinli Rankine çevrimli kombine çevrimlerde kompresör sıkıştırma oranı artırıldığında toplam gücün ve ekserji veriminin arttığı ve spesifik yakıt tüketiminin azaldığı bulgusu ortaya çıkmıştır. Bunun yanında hava fazlalık katsayısının önemi görülmüş olup optimum çalışma şartlarını elde etmek için hava fazlalık katsayısının 2,5 ile 2,8 arasında olması gerektiği anlaşılmıştır.

#### KAYNAKLAR

- [1] Huan Xi, Ming-Jia Li, Ya-Ling He, Wen-Quan Tao. A graphical criterion for working fluid selection and thermodynamic system comparison in waste heat recovery. *Applied Thermal Engineering* 89 (2015) 772-782 <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.06>.
- [2] R. Chacartegui, D. Sánchez, J.M. Muñoz, T. Sánchez. Alternative ORC bottoming cycles FOR combined cycle power plants. *Applied Energy* 86 (2009) 2162–2170 [doi:10.1016/j.apenergy.2009.02.016](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2009.02.016)
- [3] K. Braimakis, S.Karellas. Exergetic optimization of double stage Organic Rankine Cycle (ORC) *Energy* 149, 2018,p:296-313 <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.02.044>
- [4] A. Haghghi1, M.R. Pakatchian, M. El H. Assad, V. N. Duy, M. A. Nazari. A review on geothermal Organic Rankine cycles: modeling and optimization. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry* (2021) 144:1799–1814 <https://doi.org/10.1007/s10973-020-10357-y>

- [5] A. Bejan, G. Tsatsaronis, M. Moran. *Thermal Design and Optimization*. Danvers, Massachusetts, Wiley Pub. 1996.
- [6] R. Karaali, A. Keven. Evaluation of Four Different Cogeneration Cycles by Using Some Criteria. *Applied Rheology*, vol.32. 2022. no:1, pp:122 – 137.