

## Rekuperatörlü Kombine Güç Çevrimlerinin Optimum Çalışma Şartları ve Performans Analizi

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

<sup>1</sup>Motorlu Araçlar ve Ulaştırma Teknolojileri /Gölcük MYO, Kocaeli Üniversitesi, Türkiye

<sup>2</sup>Makine Müh. Böl. /Müh. Fak., Bayburt Üniversitesi, Türkiye

\*rabikar@gmail.com

**Özet** – Dünya’da enerji maliyetinin ve talebinin artması, çevre kirliliği ve sınırlı kaynaklar gibi problemlerden dolayı güç üretiminde ve diğer proseslerde ortaya çıkan atık ısıların enerjilerinin atmosfere atılmadan önce nasıl değerlendirilebileceği konusu araştırmacılar için önemli bir konu haline gelmiştir. Proseslerden ya da çeşitli ısı kaynaklarından ortaya çıkan ısı enerjisi ile gaz türbini ya da motorlardan çıkan sıcak egzoz gazlarının ısı enerjisini çeşitli proseslerde kullanmak mümkündür. Bu kullanılmayan atık ısı enerjisi atmosfere atılmadan önce kojenerasyonda (aynı anda güç ve buhar üretimi), trijenerasyonda (güç, sıcak su ve soğutma) ya da başka amaçlarla kullanılması ile verim artışı sağlanabileceği gibi maliyet düşüşleri ve yakıttan tasarrufta sağlanabilir. Gaz türbinli rekuperatörlü güç çevrimlerine buharlı ya da organik Rankine çevrimi ekleyerek gaz türbininden çıkan egzoz gazının ısısından buhar türbini vasıtası ile tekrar güç elde etmek mümkündür. Kombine çevrim denilen bu çevrimlerin hesabı için Fortran dilinde bir program yazılarak Termodinamiğin 1. ve 2. kanunu ile ekserji analizi metotları uygulanmıştır. Elde edilen sonuçlar da Literatürdeki çalışmalarla karşılaştırılarak tartışılmıştır. Gaz türbinli rekuperatörlü güç çevrimi ile gaz türbinli rekuperatörlü kombine çevrimin değişik hava fazlalık katsayılarına ve değişik kompresör sıkıştırma oranlarına göre güç değişimi, ekserji verimi ve diğer performans özellikleri değişimleri karşılaştırılmış ve avantajları gösterilmiştir. Ekonomik ve maliyet analizleri yapılmadan her iki çevrimin birim güç için harcanan yakıt değerleri ve performanstaki artışlar hesaplanmıştır. Optimum performans değerleri için çalışılması gereken hava fazlalık katsayısı ile kompresör sıkıştırma oranları elde edilmiştir.

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

### I. GİRİŞ

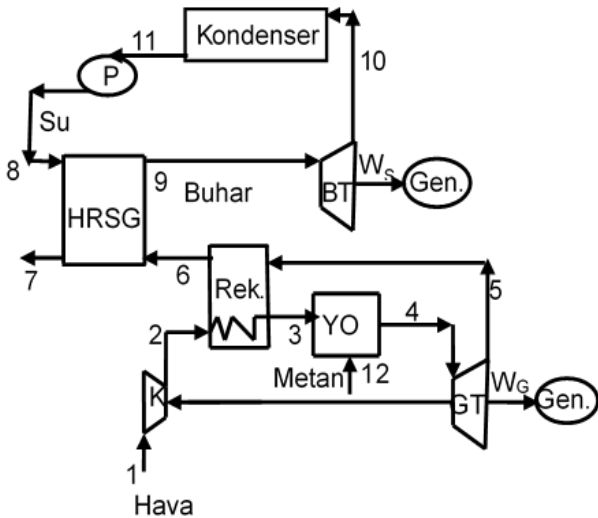
Dünya’da enerji maliyetinin ve talebinin artması, çevre kirliliği ve sınırlı kaynaklar gibi problemlerden dolayı güç üretiminde ve diğer proseslerde ortaya çıkan atık ısıların enerjilerinin atmosfere atılmadan önce nasıl değerlendirilebileceği konusu araştırmacılar için önemli bir konu haline gelmiştir [1]. Proseslerden ya da çeşitli ısı kaynaklarından ortaya çıkan ısı enerjisi ile gaz türbini ya da motorlardan çıkan sıcak egzoz gazlarının ısı enerjisini çeşitli proseslerde kullanmak mümkündür. Bu kullanılmayan atık ısı enerjisi atmosfere atılmadan önce kojenerasyonda (aynı anda güç ve buhar üretimi), trijenerasyonda

(güç, sıcak su ve soğutma) ya da başka amaçlarla kullanılması ile verim artışı sağlanabileceği gibi maliyet düşüşleri ve yakıttan tasarrufta sağlanabilir. Gaz türbinli rekuperatörlü güç çevrimlerine buharlı ya da organik Rankine çevrimi ekleyerek gaz türbininden çıkan egzoz gazının ısısından buhar türbini vasıtası ile tekrar güç elde etmek mümkündür [2, 3]. Kombine çevrim denilen bu çevrimlerin hesabı için Fortran dilinde bir program yazılarak Termodinamiğin 1. ve 2. kanunu ile ekserji analizi metotları uygulanmıştır. Elde edilen sonuçlar da Literatürdeki çalışmalarla karşılaştırılarak tartışılmıştır [3, 4, 5]. Gaz türbinli rekuperatörlü güç çevrimi ile gaz türbinli rekuperatörlü kombine çevrimin değişik hava

fazlalık katsayılarına ve değişik kompresör sıkıştırma oranlarına göre güç değişimi, ekserji verimi ve diğer performans özellikleri değişimleri karşılaştırılmış ve avantajları gösterilmiştir. Ekonomik ve maliyet analizleri yapılmadan her iki çevrimin birim güç için harcanan yakıt değerleri ve performanstaki artışlar hesaplanmıştır. Optimum performans değerleri için çalışılması gereken hava fazlalık katsayısı ile kompresör sıkıştırma oranları elde edilmiştir.

## 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 Generator-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 [6].



Şekil 1. Reküperatörlü gaz türbinli Rankine çevrimli kombine güç çevrimi şeması.

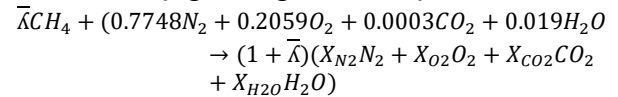
Kondenserden yoğunlaşarak çıkan su pompaya verilerek yüksek basınca çıkarılır ve ısı değiştiricisine buhar elde edilmek üzere verilir. Bu şekilde Rankine çevrimi tamamlanır.

Tablo 1. Rekuperatörlü kombine çevrimi oluşturan cihazların kütle ve enerji dengesi ve entropi denklemleri [4, 6].

Cihaz	Kütle dengesi	Enerji dengesi	Entropi denklemi
<b>Kompresör</b>	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$	$\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{W}_K = \dot{m}_2 \cdot h_2$	$\dot{m}_1 \cdot s_1 - \dot{m}_1 \cdot s_2 + \dot{S}_{\dot{U}R,K} = 0$
<b>Gaz Türbini</b>	$\dot{m}_4 = \dot{m}_5$	$\dot{m}_4 h_4 = \dot{W}_{GT} + \dot{W}_K + \dot{m}_5 h_5$	$\dot{m}_4 s_4 - \dot{m}_5 s_5 + \dot{S}_{\dot{U}R,GT} = 0$
<b>Rekuperatör</b>	$\dot{m}_2 = \dot{m}_3$ $\dot{m}_5 = \dot{m}_6$	$\dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_6 h_6$	$\dot{m}_2 s_2 + \dot{m}_5 s_5 - \dot{m}_3 s_3 - \dot{m}_6 s_6 + \dot{S}_{\dot{U}R,R} = 0$
<b>HRSG</b>	$\dot{m}_6 = \dot{m}_7$ $\dot{m}_9 = \dot{m}_8$	$\dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_8 h_8 = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_9 h_9$	$\dot{m}_6 s_6 + \dot{m}_8 s_8 - \dot{m}_7 s_7 - \dot{m}_9 s_9 + \dot{S}_{\dot{U}R,HRSG} = 0$
<b>Buhar Türbini</b>	$\dot{m}_{10} = \dot{m}_9$	$\dot{m}_9 h_9 = \dot{W}_{BT} + \dot{W}_P + \dot{m}_{10} h_{10}$	$\dot{m}_9 s_9 - \dot{m}_{10} s_{10} + \dot{S}_{\dot{U}R,BT} = 0$
<b>Yanma odası</b>	$\dot{m}_{12} + \dot{m}_3 = \dot{m}_4$	$\dot{m}_{12} h_{12} + \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_4 h_{34} + 0.02 \dot{m}_{12} LHV$	$\dot{m}_{12} s_{12} + \dot{m}_3 s_3 - \dot{m}_4 s_4 + \dot{S}_{\dot{U}R,YO} = 0$
<b>Pompa</b>	$\dot{m}_{11} = \dot{m}_8$	$\dot{m}_8 h_8 = \dot{m}_{11} h_{11} + \dot{W}_P$	$\dot{m}_{11} s_{11} - \dot{m}_8 s_8 + \dot{S}_{\dot{U}R,P} = 0$
<b>Kondenser</b>	$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11}$	$\dot{m}_{10} h_{10} = \dot{m}_{11} h_{11} + \dot{Q}_{Ko}$	$\dot{m}_{10} s_{10} - \dot{m}_{11} s_{11} + \dot{S}_{\dot{U}R,Ko} = 0$
<b>Tüm çevrim</b>		$\bar{h}_i = f(T_i)$ $\bar{s}_i = f(T_i, P_i)$ $\dot{m}_{hava} h_{hava} + \dot{m}_{yakut} LHV_{CH4} - \dot{Q}_{Kayıp,YO} - \dot{W}_{GT} - \dot{W}_{BT} - \dot{Q}_{Kayıp,Ko} = 0$ $\dot{Q}_{Kayıp,YO} = 0.02 \dot{m}_{yakut} LHV_{CH4}$	

Burada gaz türbini çevrimi [6] nolu kaynaktan alınmıştır.

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



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’de rekuperatörlü kombine çevrimi oluşturan cihazların kütle ve enerji dengesi ve entropi denklemleri verilmiştir.

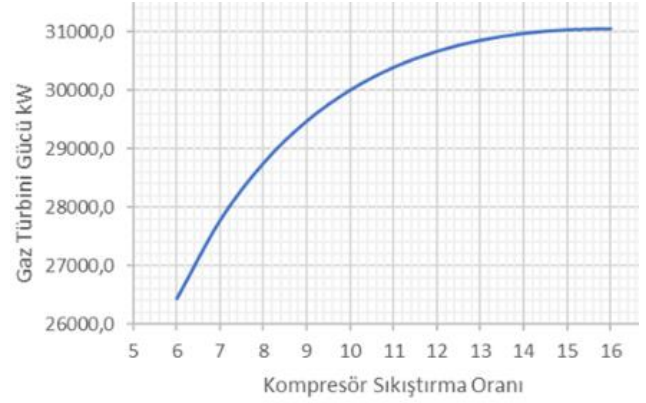
Tablo 2’de rekuperatörlü kombine çevrimi oluşturan cihazların ekserji denklemleri ve ekserji verimi verilmiştir. Her bir cihaz için ekserji verimleri ve ekserji kayıpları değişen kompresör sıkıştırma oranları-r ve değişen hava fazlalık katsayıları-hfk için de hesaplanmıştır.

Tablo 2. Rekuperatörlü kombine çevrimi oluşturan cihazların ekserji denklemleri ve ekserji verimi [4, 6].

Cihaz	Ekserji denklemleri	Ekserji verimi
<b>Kompresör</b>	$\dot{E}_{D,K}$ $= \dot{E}_1 + \dot{W}_K - \dot{E}_2$	$\eta_{ex,K} = \frac{\dot{E}_{out,K} - \dot{E}_{in,K}}{\dot{W}_K}$
<b>Türbin</b>	$\dot{E}_{D,T}$ $= \dot{E}_4 - \dot{E}_5 - \dot{W}_K$ $- \dot{W}_{GT}$	$\eta_{ex,GT} = \frac{\dot{W}_{net,GT} + \dot{W}_K}{\dot{E}_{g,T} - \dot{E}_{c,T}}$
<b>Rekuperatör</b>	$\dot{E}_{D,R}$ $= \dot{E}_5 - \dot{E}_6 + \dot{E}_2$ $- \dot{E}_3$	$\eta_{ex,R} = \frac{\dot{E}_{hava,R} - \dot{E}_{hava,R}}{\dot{E}_{g,eg,R} - \dot{E}_{c,eg,R}}$
<b>HRSG</b>	$\dot{E}_{D,HRSG}$ $= \dot{E}_6 - \dot{E}_7 + \dot{E}_8$ $- \dot{E}_9$	$\eta_{ex,HRSG} = \frac{\dot{E}_{buh,HRSG} - \dot{E}_{su,HRSG}}{\dot{E}_{g,eg,HRSG} - \dot{E}_{c,eg,HRSG}}$
<b>Buhar Türbini</b>	$\dot{E}_{D,BT}$ $= \dot{E}_9 - \dot{E}_{10} - \dot{W}_P$ $- \dot{W}_{BT}$	$\eta_{ex,ST} = \frac{\dot{W}_{net,BT} + \dot{W}_P}{\dot{E}_{g,BT} - \dot{E}_{c,BT}}$
<b>Yanma odası</b>	$\dot{E}_{D,YO}$ $= \dot{E}_{12} + \dot{E}_3 - \dot{E}_4$	$\eta_{ex,YO} = \frac{\dot{E}_{c,YO}}{\dot{E}_{g,YO} + \dot{E}_{yakıt}}$
<b>Pompa</b>	$\dot{E}_{D,P}$ $= \dot{E}_{11} + \dot{W}_P - \dot{E}_8$	$\eta_{ex,P} = \frac{\dot{E}_{c,P} - \dot{E}_{g,P}}{\dot{W}_P}$
<b>Kondenser</b>	$\dot{E}_{D,Ko}$ $= \dot{E}_{10} - \dot{E}_{11}$	$\eta_{ex,Ko} = \frac{\dot{E}_{g,Ko}}{\dot{E}_{c,Ko}}$
<b>Tüm çevrim</b>	$\dot{E} = \dot{E}_{ph} + \dot{E}_{ch}$ $\dot{E}_{ph} = \dot{m}(h - h_0 - T_0(s - s_0))$ $\dot{E}_{ch} = \frac{\dot{m}}{M} \left\{ \sum x_k \bar{e}_k^{ch} + \bar{R}T_0 \sum x_k \ln x_k \right\}$ $\eta_{ex} = \frac{\dot{W}_{net,GT} + \dot{W}_{net,BT}}{\dot{E}_{yakıt}}$	

### III. BULGULAR

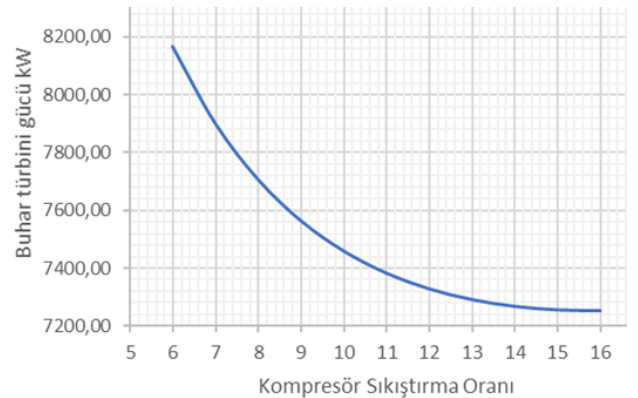
Atmosfer koşulları  $P_0=101.3$  kPa ve  $T_0=25$  °C olarak alınmış olup, kompresör girişi hava kütle debisi  $\dot{m}_{hava}=91,3$  kg/s, yakıtın kütle debisi  $\dot{m}_{yakıt}=1,64$  kg/s alınmıştır. Buhar türbini, gaz türbini ve kompresörün izentropik verimleri  $\eta_{izST}=\eta_{izC}=\eta_{izGT}=0,86$  olarak kabul edilmiştir. Kompresör sıkıştırma oranı  $r=10$ , elde edilen buhar sıcaklığı  $T_{buhar}=485.57$  K ve HRSG’den atmosfere egzoz çıkış sıcaklığı  $T_{eg}=426$  K olarak alınmıştır [6].



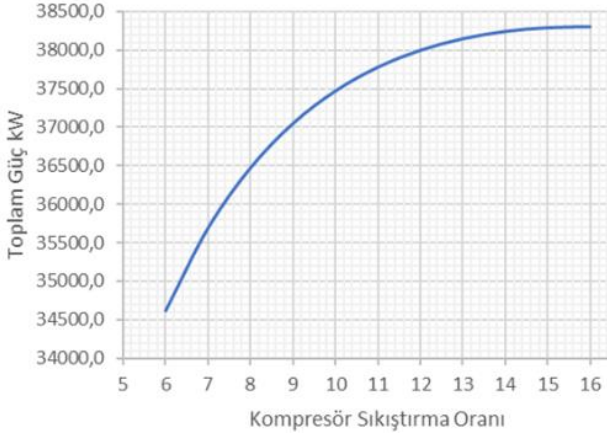
Şekil 2. Rekuperatörlü gaz türbinli kombine güç çevriminde gaz türbini gücünün kompresör sıkıştırma oranı (r) ile değişimi.

Şekil 2’de rekuperatörlü gaz türbinli kombine güç çevriminde gaz türbini gücünün kompresör sıkıştırma oranı (r) ile değişimi verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi sıkıştırma oranı-r 15’e kadar gaz türbini gücü hızla artmakta ancak 15 ve 16’da sabit kalmaktadır.

Şekil 3’te rekuperatörlü gaz türbinli kombine güç çevriminde buhar türbini gücünün kompresör sıkıştırma oranı (r) ile değişimi verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi sıkıştırma oranı-r 15’e kadar buhar türbini gücü hızla düşmekte ancak 15 ve 16’da sabit kalmaktadır.



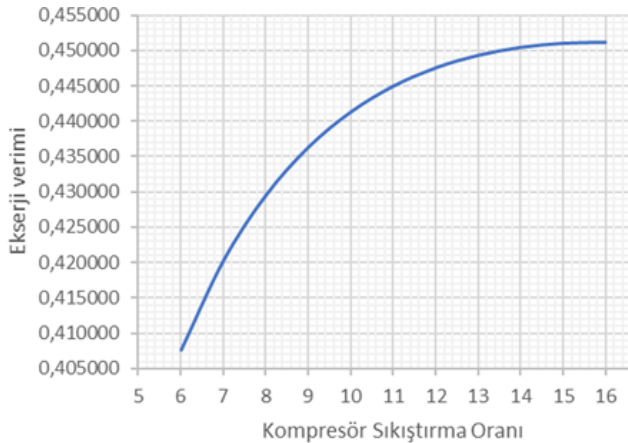
Şekil 3. Rekuperatörlü gaz türbinli kombine güç çevriminde buhar türbini gücünün kompresör sıkıştırma oranı (r) ile değişimi.



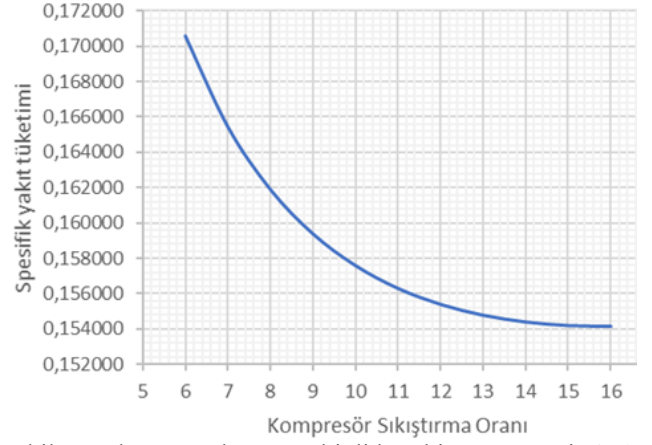
Şekil 4. Reküperatörlü gaz türbinli kombine güç çevriminde çevrimin tüm gücünün kompresör sıkıştırma oranı (r) ile değişimi.

Şekil 4'te reküperatörlü gaz türbinli kombine güç çevriminde çevrimin tüm gücünün kompresör sıkıştırma oranı (r) ile değişimi verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi sıkıştırma oranı-r 15'e kadar buhar türbini gücü hızla artmakta ancak 15 ve 16'da sabit kalmaktadır. Toplam gücün gaz türbini ve buhar türbini net güçlerinin toplamı olduğundan r=15 civarındaki sıkıştırma oranlarında çalışmanın doğru olacağı anlaşılmaktadır.

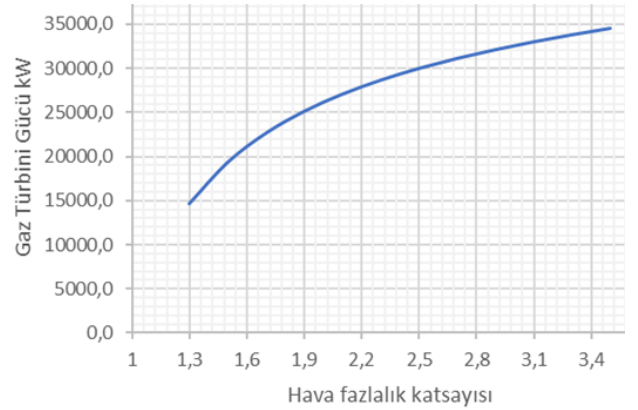
Şekil 5'te reküperatörlü gaz türbinli kombine güç çevriminde ekserji veriminin kompresör sıkıştırma oranı (r) ile değişimi verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi sıkıştırma oranı-r 15'e kadar ekserji verimi hızla artmakta ancak 15 ve 16'da artış düşük kalmaktadır.



Şekil 5. Reküperatörlü gaz türbinli kombine güç çevriminde ekserji veriminin kompresör sıkıştırma oranı (r) ile değişimi.



Şekil 6. Reküperatörlü gaz türbinli kombine güç çevriminde spesifik yakıt tüketiminin (SFC) kompresör sıkıştırma oranı (r) ile değişimi.



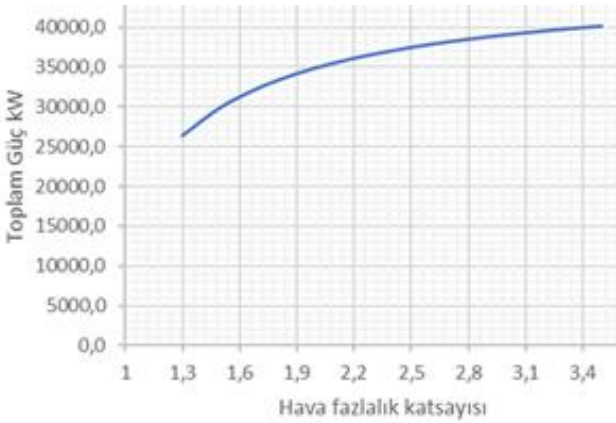
Şekil 7. Reküperatörlü gaz türbinli kombine güç çevriminde gaz türbini gücünün hava fazlalık katsayısı-hfk ile değişimi.

Şekil 6'da reküperatörlü gaz türbinli kombine güç çevriminde spesifik yakıt tüketiminin (SFC) kompresör sıkıştırma oranı (r) ile değişimi verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi sıkıştırma oranı-r=15'e kadar spesifik yakıt tüketiminin (SFC) hızla düşmekte ancak 15 ve 16'da artış düşük kalmaktadır.

Şekil 7'de reküperatörlü gaz türbinli kombine güç çevriminde gaz türbini gücünün hava fazlalık katsayısı-hfk ile değişimi verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi hava fazlalık katsayısı-hfk 1,3'ten 3,5'e çıkarıldığında gaz türbini gücü artmaktadır.



Şekil 8. Reküperatörlü gaz türbinli kombine güç çevriminde buhar türbini gücünün hava fazlalık katsayısı-hfk ile değişimi.



Şekil 9. Reküperatörlü gaz türbinli kombine güç çevriminde çevrimin tüm gücünün hava fazlalık katsayısı-hfk ile değişimi.

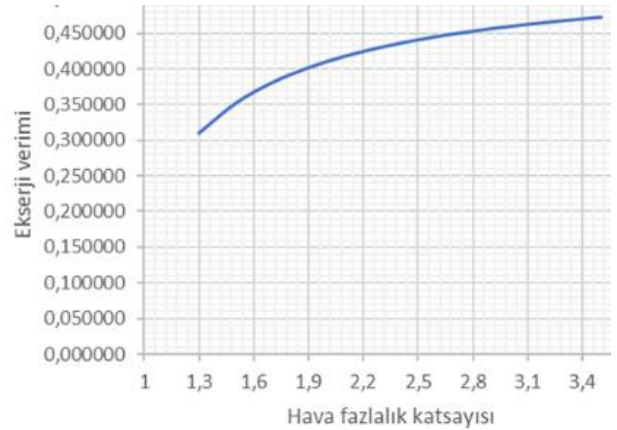
Şekil 8. Reküperatörlü gaz türbinli kombine güç çevriminde buhar türbini gücünün hava fazlalık katsayısı-hfk ile değişimi verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi hava fazlalık katsayısı-hfk 1,3'ten 3,5'e çıkarıldığında buhar türbini gücü düşmektedir.

Şekil 9'da reküperatörlü gaz türbinli kombine güç çevriminde çevrimin tüm gücünün hava fazlalık katsayısı-hfk ile değişimi verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi hava fazlalık katsayısı-hfk 1,3'ten 3,5'e çıkarıldığında buhar ve gaz türbinleri toplam gücü artmaktadır. Bu da bize yüksek hava fazlalık katsayılarında çalışılması gerektiğini göstermektedir.

Şekil 10'da reküperatörlü gaz türbinli kombine güç çevriminde ekserji veriminin hava fazlalık katsayısı-hfk ile değişimi verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi hava fazlalık katsayısı-hfk 1,3'ten 3,5'e çıkarıldığında ekserji verimi artmaktadır.

Şekil 11'de reküperatörlü gaz türbinli kombine güç çevriminde spesifik yakıt tüketiminin hava fazlalık katsayısı-hfk ile değişimi verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi hava fazlalık katsayısı-hfk

1,3'ten 3,5'e çıkarıldığında spesifik yakıt tüketimi hızla düşmektedir.



Şekil 10. Reküperatörlü gaz türbinli kombine güç çevriminde ekserji veriminin hava fazlalık katsayısı-hfk ile değişimi.



Şekil 11. Reküperatörlü gaz türbinli kombine güç çevriminde spesifik yakıt tüketiminin hava fazlalık katsayısı-hfk ile değişimi.

#### IV. TARTIŞMA

Reküperatörlü gaz türbinli kombine güç çevrimlerinde kompresör sıkıştırma oranı artırıldığında toplam gücün ve ekserji veriminin arttığı ve spesifik yakıt tüketiminin azaldığı ancak  $r=15$  ve daha yüksek sıkıştırma oranlarında artışın durduğu görülmüştür. Bunun yanında hava fazlalık katsayısının önemi görülmüş olup optimum çalışma şartlarını elde etmek için hava fazlalık katsayısının mümkün mertebe artırılması gerektiği anlaşılmıştır.

#### V. SONUÇLAR

Bu çalışmada gaz türbinli rekuperatörlü kombine çevrimin değişik hava fazlalık katsayılarına ve değişik kompresör sıkıştırma oranlarına göre güç değişimi, ekserji verimi ve diğer performans özelliklerinin değişimleri karşılaştırılmış ve avantaj ve dezavantajları gösterilmiştir. Maliyet analizleri yapılmadan birim güç için harcanan yakıt değerleri ve performanstaki artışlar bulunmuştur. Optimum

performans değerleri için çalışılması gereken hava fazlalık katsayısı ile kompresör sıkıştırma oranları elde edilmiştir. Elde edilen eğriler ve verilerden gaz t¼rbinli rekuperat¼rl¼ Rankine evrimli kombine çevrimlerde kompresör sıkıştırma oranı  $r=15$ 'e kadar artırıldığında toplam g¼c¼n ve ekserji veriminin arttığı ve spesifik yakıt t¼ketiminin d¼řt¼ę¼ g¼r¼lm¼řt¼r. Ayrıca hava fazlalık katsayısının-hfk artırılmasının ¼nemi anlaşılmış olup optimum çalışma şartlarını elde etmek için hava fazlalık katsayısının artırılması gerektiği ortaya ıkmıştır.

## KAYNAKLAR

- [1] 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>
- [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
- [3] 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>
- [4] R. Karaali, A. Keven. Evaluation of Four Different Cogeneration Cycles by Using Some Criteria. Applied Rheology, vol.32. 2022. no:1, pp:122 – 137.
- [5] 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>.
- [6] A. Bejan, G. Tsatsaronis, M. Moran. Thermal Design and Optimization. Danvers, Massachusetts, Wiley Pub. 1996.