

Toluen İş Akışkanlı Kombine Çevrim Güç Tesislerinin Termodinamik Analizi

Rabi Karaali^{1*} ve Arzu Keven²

¹Makine Müh. Böl. / Müh. Fak., Bayburt Üniversitesi, Türkiye

²Motorlu Araçlar ve Ulaştırma Teknolojileri / Gölçük MYO, Kocaeli Üniversitesi, Türkiye

*rabikar@gmail.com

Özet –Enerjiye talep tüm Dünya’da artmakta, sınırlı fosil kaynaklar ve çevre kirliliği, verimli ve temiz güç enerjisi elde etmeyi önemli ve güncel kılmaktadır. Verimin önem kazanması atık ısıların nasıl değerlendirilmesi gerektiği probleminin önemini artırmıştır. Gaz türbinli güç çevrimleri son yetmiş yılda yüksek verim ve diğer avantajlarından dolayı güç ve elektrik üretiminde büyük yaygınlık kazanmıştır. Gaz türbininden çıkan sıcak egzoz gazları başlangıçta atmosfere atılmakta iken daha sonraları çevrim kojenerasyona (buhar ya da sıcak su üretiminde) ya da trijenerasyona (soğutma ve ısı üretiminde) ya da kombine çevrime çevirme (bu sıcak egzoz gazlarından tekrar güç elde etme) yoluna gidilmiştir. Bunun için gaz türbinli güç çevrimlerine Rankine çevrimi eklenerek kombine çevrimlere dönüştürme ile verim artışı ve enerji tasarrufu sağlanmıştır. Rankine çevrimlerinde kullanılan iş akışkanının cinsi kombine çevrimin verimini ve performansını büyük oranda etkilediğinden en iyi verimi sağlayacak iş akışkanları önem kazanmıştır. Bu çalışmada kombine çevrimde en iyi verim sağlayan iş akışkanlarından tolüenin çevrime sağladığı termodinamik performansı, termodinamiğin 1. ve 2. yasası ile ekserji analizi metotları uygulanarak analiz edilmiştir. Bu amaçla Fortran dilinde bir analiz programı tasarlanarak, çalıştırılmış ve sonuçlar Literatürdeki çalışmalarla karşılaştırılmıştır. Gaz türbinli güç çevrimi ile kombine çevrimin değişen kompresyon oranları- r ve değişen hava fazlalık katsayısı- hfk ’ye göre verim ve diğer performans özelliklerinin değişimleri de karşılaştırılmış, sağladığı üstünlükler ve dezavantajları gösterilmiştir. Ekonomik ya da maliyet analizi yapılmadan performanstaki iyileşmeler incelenmiş ve en iyi performans değerlerini verecek kompresyon oranları- r ve değişen hava fazlalık katsayısı- hfk yani maksimum performans durumları gösterilmiştir ve yorumlanmıştır.

Anahtar Kelimeler – Ekserji, Kombine Çevrim, Rankine Çevrimi, Toluen, Performans

I. GİRİŞ

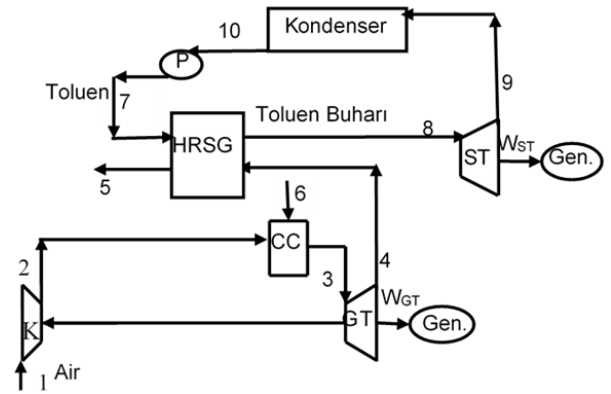
Enerjiye talep tüm Dünya’da artmakta, sınırlı fosil kaynaklar ve çevre kirliliği, verimli ve temiz güç enerjisi elde etmeyi önemli ve güncel kılmaktadır. Bu sebeple verimin artırılması üzerine çalışmalar artmış ve optimizasyon teknikleri ve çalışılması gereken optimum çalışma şartlarının saptanması önem kazanmıştır [1, 2, 3]. Verimin ve optimizasyonun önem kazanması atık ısıların nasıl değerlendirilmesi gerektiği probleminin de önemini artırmıştır [4, 5, 6]. Gaz türbinli güç çevrimleri son yetmiş yılda yüksek verim ve diğer avantajlarından dolayı güç ve elektrik üretiminde büyük yaygınlık kazanmıştır. Gaz türbininden çıkan sıcak egzoz

gazları başlangıçta atmosfere atılmakta iken daha sonraları çevrim kojenerasyona (buhar ya da sıcak su üretiminde) ya da trijenerasyona (soğutma ve ısı üretiminde) ya da kombine çevrime çevirme (bu sıcak egzoz gazlarından tekrar güç elde etme) yoluna gidilmiştir. Bunun için gaz türbinli güç çevrimlerine Rankine çevrimi eklenerek kombine çevrimlere dönüştürme ile verim artışı ve enerji tasarrufu sağlanmıştır. Rankine çevrimlerinde kullanılan iş akışkanının cinsi kombine çevrimin verimini ve performansını büyük oranda etkilediğinden en iyi verimi sağlayacak iş akışkanları önem kazanmıştır. Bu çalışmada kombine çevrimde en iyi verim sağlayan iş akışkanlarından tolüenin çevrime sağladığı

termodinamik performansı, termodinamiğin 1. ve 2. yasası ile ekserji analizi metotları uygulanarak analiz edilmiştir. Bu amaçla Fortran dilinde bir analiz programı tasarlanarak, çalıştırılmış ve sonuçlar Literatürdeki çalışmalarla karşılaştırılmıştır. Gaz türbinli güç çevrimi ile kombine çevrimin değişen kompresyon oranları ve değişen hava fazlalık katsayısı-hfk'ye göre verim ve diğer performans özelliklerinin değişimleri de karşılaştırılmış, sağladığı üstünlükler ve dezavantajları gösterilmiştir. Ekonomik ya da maliyet analizi yapılmadan performanstaki iyileşmeler incelenmiş ve en iyi performans değerlerini verecek kompresyon oranları ve değişen hava fazlalık katsayısı-hfk yani maksimum performans durumları gösterilmiştir ve yorumlanmıştır.

II. MATERYAL VE YÖNTEM

Gaz türbinli kombine çevrimlerde hava kompresöre alınarak yüksek basınca çıkarılmakta ve buradan yanma odasına gönderilerek doğal gaz ile yakılmaktadır. Yanma odasından çıkan yüksek basınç ve sıcaklıktaki egzoz gazı bir gaz türbininde genişletilerek mekanik iş elde edilmektedir. Bu mekanik işten bir elektrik jeneratörü vasıtası ile elektrik elde edilmektedir. Gaz türbininden çıkan sıcak ve düşük basınçtaki egzoz gazı bir ısı değiştiricisinde toluen buharı elde etmek için kullanılmaktadır. Elde edilen sıcak ve yüksek basınçtaki toluen buharı bir buhar türbininden geçirilerek mekanik iş elde edilmektedir. Bir elektrik jeneratörü vasıtası ile de bu mekanik iş elektrik gücüne dönüştürülmektedir. Buhar türbininden çıkan düşük basınç ve sıcaklıktaki toluen buharı kondenserde sıvılaştırılarak yoğuşma ısısı atılmakta ve sıvı olarak pompaya verilerek yüksek basınca çıkarılıp buradan ısı değiştiricisine verilmektedir.



Şekil 1. Toluen iş akışkanlı kombine çevrim güç tesisi şeması

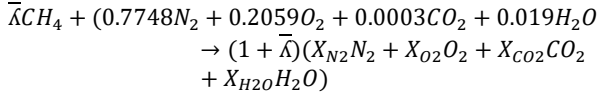
Tablo 1. Toluen iş akışkanlı kombine çevrimi oluşturan elemanların kütle, enerji ve entropi denklemleri [7].

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	$\dot{m}_8 = \dot{m}_9$	$\dot{m}_8 h_8 = \dot{W}_{BT} + \dot{W}_P + \dot{m}_9 h_9$	$\dot{m}_8 s_8 - \dot{m}_9 s_9 + \dot{S}_{\dot{U}R,ST} = 0$
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	$\dot{m}_{10} = \dot{m}_9$	$\dot{m}_9 h_9 = \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{Q}_{K0}$	$\dot{m}_9 s_9 - \dot{m}_{10} s_{10} + \dot{S}_{\dot{U}R,K0} = 0$
Tüm çevrim		$\dot{h}_i = f(T_i)$ $\dot{s}_i = f(T_i, P_i)$ $\dot{m}_{hava} h_{hava} + \dot{m}_{yakut} LHV_{CH4} - \dot{Q}_{Kayıp,YO} - \dot{m}_{eg,\zeta} h_{eg,\zeta} - \dot{W}_{GT} - \dot{W}_{BT} - \dot{Q}_{Kayıp,K0} = 0$ $\dot{Q}_{Kayıp,YO} = 0.02 \dot{m}_{yakut} LHV_{CH4}$	

Tablo 2. Toluen iş akışkanlı kombine çevrimi oluşturan cihazların ekserji eşitlikleri ve ekserji verimi [7].

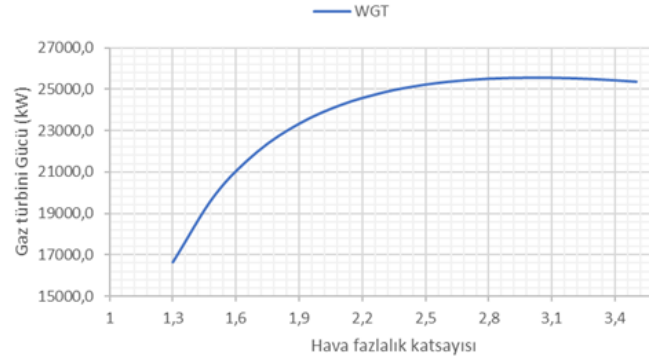
Cihaz	Ekserji denklemi	Ekserji verimi
Kompresör	$\dot{E}_{D,K} = \dot{E}_1 + \dot{W}_K - \dot{E}_2$	$\eta_{ex,K} = \frac{\dot{E}_{out,K} - \dot{E}_{in,K}}{\dot{W}_K}$
Türbin	$\dot{E}_{D,T} = \dot{E}_3 - \dot{E}_4 - \dot{W}_K - \dot{W}_{GT}$	$\eta_{ex,GT} = \frac{\dot{W}_{net,GT} + \dot{W}_K}{\dot{E}_{g,T}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

Yanma odasında yanma sonucu ortaya çıkan ısı enerjisinin bir miktarının çevreye ısı kaybı şeklinde geçtiği kabul edilmiş ve oluşan yanmanın denklemi de şöyle alınmıştır.

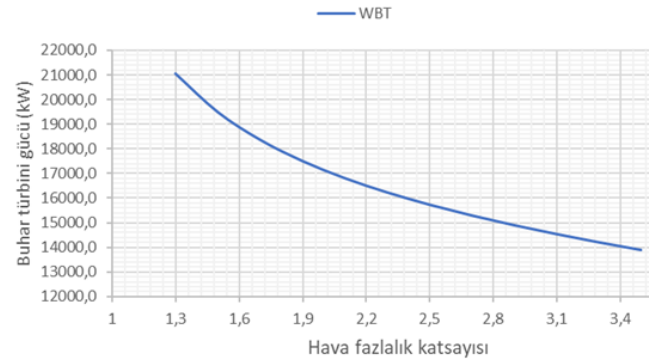


III. BULGULAR

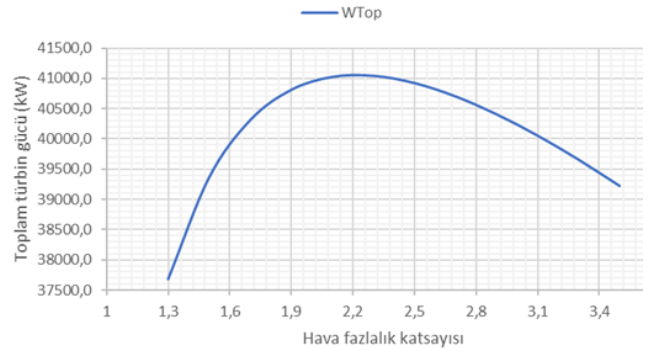
Bu hesaplarda çevre için $P_0=101.3$ kPa ve $T_0=25$ °C olarak alınmıştır. Kompresör giren havanın kütle debisi, $\dot{m}_{hava}=91.3$ kg/s, ve yanma odasına giren yakıtın kütle de $\dot{m}_{yakıt}=1.64$ kg/s olarak hesaba katılmıştır. Buhar ve gaz türbini ile kompresörün izentropik verimi $\eta_{izST}=\eta_{izC}=\eta_{izGT}=0.86$ kabul edilmiştir. Toluen buhar sıcaklığı HRSG çıkışında $T_{buhar}=485.57$ K ve HRSG'den egzozun çıkış sıcaklığı da $T_{eg}=426$ K alınmıştır [7].



Şekil 2. Toluen iş akışkanlı gaz türbinli kombine çevrim gücü tesisinde gaz türbini gücünün hava fazlalık katsayısı-hfk ile değişimi.



Şekil 3. Toluen iş akışkanlı gaz türbinli kombine çevrim gücü tesisinde buhar türbini gücünün hava fazlalık katsayısı-hfk ile değişimi.



Şekil 4. Toluen iş akışkanlı gaz türbinli kombine çevrim gücü tesisinde toplam türbin gücünün hava fazlalık katsayısı-hfk ile değişimi.

Şekil 2'de toluen iş akışkanlı gaz türbinli kombine çevrim gücü tesisinde gaz türbini gücünün hava fazlalık katsayısı-hfk ile değişimi verilmiştir. Burada görüldüğü gibi hava fazlalık katsayısı artırıldığında kombine çevrimin gaz türbini gücünün arttığı görülmektedir.

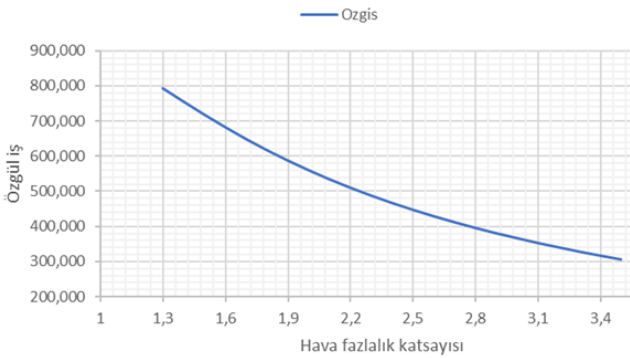
Şekil 3'te toluen iş akışkanlı gaz türbinli kombine çevrim gücü tesisinde buhar türbini gücünün hava fazlalık katsayısı-hfk ile değişimi verilmiştir. Burada görüldüğü gibi hava fazlalık katsayısı

artırıldığında kombine çevrimin buhar türbini gücünün azaldığı görülmektedir.

Şekil 4'te toluen iş akışkanlı gaz türbinli kombine çevrim güç tesisinde toplam türbin gücünün hava fazlalık katsayısı-hfk ile değişimi verilmiştir. Burada görüldüğü gibi hava fazlalık katsayısı artırıldığında kombine çevrimin toplam türbin gücünün hfk=2.2'ye kadar arttığı burada bir maksimum yaptıktan sonra düşmeye başladığı görülmektedir. Çevrimin hava fazlalık katsayısı 2.2 de optimum yaptığı anlaşılmıştır.



Şekil 5. Toluen iş akışkanlı gaz türbinli kombine çevrim güç tesisinde ekserji veriminin hava fazlalık katsayısı-hfk ile değişimi.

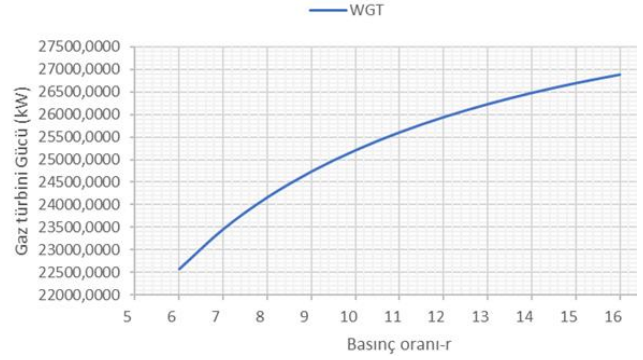


Şekil 6. Toluen iş akışkanlı gaz türbinli kombine çevrim güç tesisinde özgül işin hava fazlalık katsayısı-hfk ile değişimi.

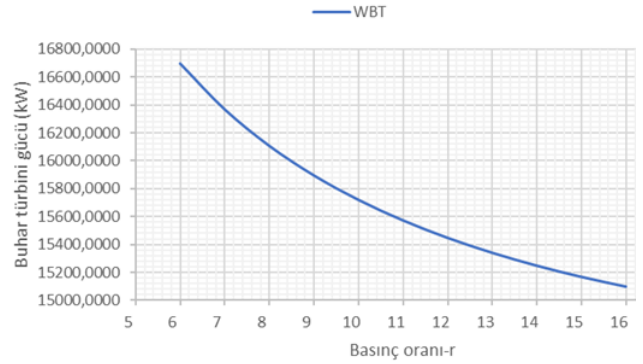
Şekil 5'te toluen iş akışkanlı gaz türbinli kombine çevrim güç tesisinde ekserji veriminin hava fazlalık katsayısı-hfk ile değişimi verilmiştir. Burada görüldüğü gibi hava fazlalık katsayısı artırıldığında kombine çevrimin ekserji veriminin hava fazlalık katsayısı-hfk 2.2'ye kadar arttığı daha sonra düşmeye başladığı görülmektedir. Çevrimin ekserji veriminin maksimum olduğu hava fazlalık katsayısı-hfk 2.2 civarında çalıştırılması gerektiği anlaşılmıştır.

Şekil 6'da toluen iş akışkanlı gaz türbinli kombine çevrim güç tesisinde özgül işin hava fazlalık katsayısı-hfk ile değişimi verilmiştir. Burada

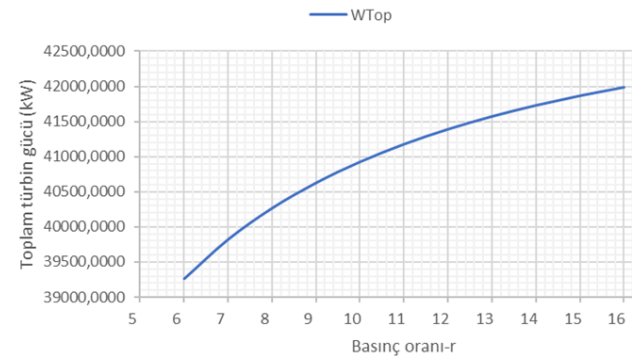
görüldüğü gibi hava fazlalık katsayısı artırıldığında kombine çevrimin özgül işinin azaldığı görülmektedir.



Şekil 7. Toluen iş akışkanlı gaz türbinli kombine çevrim güç tesisinde gaz türbini gücünün basınç oranı-r ile değişimi.



Şekil 8. Toluen iş akışkanlı gaz türbinli kombine çevrim güç tesisinde buhar türbini gücünün basınç oranı-r ile değişimi.

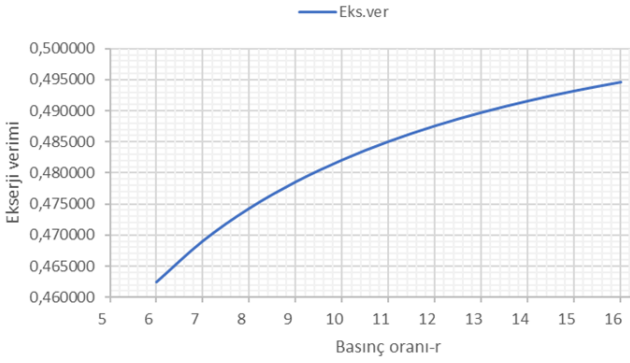


Şekil 9. Toluen iş akışkanlı gaz türbinli kombine çevrim güç tesisinde toplam türbin gücünün basınç oranı-r ile değişimi.

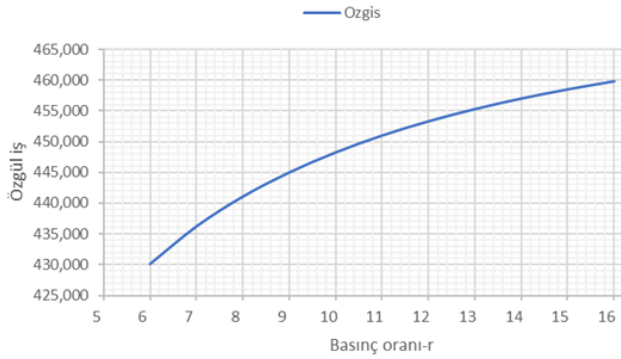
Şekil 7'de toluen iş akışkanlı gaz türbinli kombine çevrim güç tesisinde gaz türbini gücünün basınç oranı-r ile değişimi verilmiştir. Burada görüldüğü gibi basınç oranı-r artırıldığında kombine çevrimin gaz türbini gücünün arttığı görülmektedir.

Şekil 8'de toluen iş akışkanlı gaz türbinli kombine çevrim güç tesisinde buhar türbini gücünün basınç oranı-r ile değişimi verilmiştir. Burada görüldüğü gibi basınç oranı-r artırıldığında kombine çevrimin buhar türbini gücünün azaldığı görülmektedir.

Şekil 9’da toluen iş akışkanlı gaz türbinli kombine çevrim güç tesisinde toplam türbin gücünün basınç oranı-r ile değişimi verilmiştir. Burada görüldüğü gibi basınç oranı-r artırıldığında kombine çevrimin toplam türbin gücünün arttığı görülmektedir. Buradan basınç oranı-r artırıldığında gaz türbin gücündeki artışın buhar gücündeki azalıştan çok fazla olduğu, bu nedenle basınç oranı-r artırıldığında toplam gücün arttığı anlaşılmaktadır.



Şekil 10. Toluen iş akışkanlı gaz türbinli kombine çevrim güç tesisinde ekserji veriminin basınç oranı-r ile değişimi.



Şekil 11. Toluen iş akışkanlı gaz türbinli kombine çevrim güç tesisinde özgül işin basınç oranı-r ile değişimi.

Şekil 10’da toluen iş akışkanlı gaz türbinli kombine çevrim güç tesisinde ekserji veriminin basınç oranı-r ile değişimi verilmiştir. Burada görüldüğü gibi basınç oranı-r artırıldığında kombine çevrimin ekserji veriminin arttığı görülmektedir.

Şekil 11’de toluen iş akışkanlı gaz türbinli kombine çevrim güç tesisinde özgül işin basınç oranı-r ile değişimi verilmiştir. Burada görüldüğü gibi basınç oranı-r artırıldığında kombine çevrimin özgül işin arttığı görülmektedir.

IV. TARTIŞMA

Bu çalışmada toluen iş akışkanlı gaz türbinli kombine çevrim güç tesisinin termodinamiğin 1. ve 2. Kanun ve ekserji analizi yapılarak değişen hava yakıt ve basınç oranlarında türbin güçleri, ekserji verimi ve özgül iş değişimi incelenmiş ve en uygun

hava yakıt katsayısı ve basınç oranı-r bulunmuştur. Tesisin 2.2 yakıt hava katsayısında ve 16 basınç oranında çalıştırılmasının en uygun çalışma şartlarını sağlayacağı anlaşılmıştır.

V. SONUÇLAR

Bu çalışmada toluen iş akışkanlı gaz türbinli kombine çevrim güç tesisi, termodinamiğin 1. ve 2. Kanun ve ekserji analizi yapılarak incelenmiştir. Değişen hava yakıt ve basınç oranlarında türbin güçleri, ekserji verimi ve özgül iş değişimleri hesaplanarak incelenmiş ve maksimum ekserji verimi ve gücü veren hava yakıt katsayısı ve basınç oranı-r bulunmuştur. Tesisin 2.2 yakıt hava katsayısında ve 16 basınç oranında çalıştırılmasının optimum çalışma şartlarını sağlayacağı sonucuna ulaşılmıştır.

KAYNAKLAR

- [1] H. Xi, M. Li, Y. He, W. 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, p:296-313. 2018. <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* 144:1799–1814. 2021 <https://doi.org/10.1007/s10973-020-10357-y>
- [5] E. Mengi, A.S. Omar, T.I. Zohdi. Crop-driven optimization of agrivoltaics using a digital-replica framework. *Smart Agricultural Technology* 4. 2023 100168 <https://doi.org/10.1016/j.atech.2022.100168>
- [6] R.S. Isied, E. Mengi, T.I. Zohdi. A digital-twin framework for genomic-based optimization of an agrophotovoltaic greenhouse system. *Proc. R. Soc. A* 478: 20220414. 2022. <https://doi.org/10.1098/rspa.2022.0414>
- [7] A. Bejan, G. Tsatsaronis, M. Moran. *Thermal Design and Optimization*. Danvers, Massachusetts, Wiley Pub. 1996.