

Rekuperatörlü Kombine Güç Çevrimlerinde Toluen İş Akışkanının Performans Analizi

Rabi Karaali^{1*} ve Arzu Keven²

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

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

*rabikar@gmail.com

Özet – Elektrik gücüne talep, Dünya çapında artmakta, sınırlı fosil kaynaklar, bunların verimli ve temiz kullanımı ve doğayı kirletmeyen elektrik enerjisi elde etme sorununu hayati derecede önemli hale getirmiştir. Verimin önem kazanması ile çevrimin verimli dizaynı ve ortaya çıkan atık ısıların Rankine çevrimi ile değerlendirme bu probleme sunulan en iyi çözümlerden biridir. Gaz türbinleri son zamanlarda yüksek verim ve diğer avantajlarından dolayı elektrik ve güç üretiminde ve başka alanlarda büyük oranda kullanılmaktadır. Gaz türbinlerine rekuperatörlerin eklenmesi ile verimleri artırılmış ve çıkan sıcak egzoz gazları, bu gaz türbinli güç çevrimlerine Rankine çevrimi eklenerek yani kombine çevrim elde etme ile verimi daha da artırılmış ve daha çok enerjiden tasarruf etmek mümkün olmuştur. Rankine çevrimindeki iş akışkanının özellikleri ve cinsi Rankine çevriminin de verim ve performansını belirlediğinden en iyi performansı verecek iş akışkanının önemi artmıştır. Rekuperatörlü kombine çevrimlerde en iyi performansı verecek iş akışkanlarından biri olan tolüenin çevrime sağladığı üstün performansı, termodinamiğin 1. ve 2. yasası ile ekserji analizi yöntemleri yolu ile bu çalışmada analiz edilmiştir. Bu analiz için Fortran dilinde bir analiz programı tasarlanmış, çalıştırılmış ve sonuçlar Literatürdeki sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Rekuperatörlü gaz türbinli çevrim ile rekuperatörlü kombine çevrimin değişen kompresyon oranları-r ve değişen hava fazlalık katsayısı-hfk'ye göre ekserji ve yakıt verimleri ve diğer performanslarının değişimi de karşılaştırılarak, sağladığı avantajları ve dezavantajları analiz edilmiştir. Maliyet analizi yapmadan performans ve verimdeki artışlar incelenmiş ve en iyi çalışma koşulları için kompresyon oranları-r ve değişen hava fazlalık katsayısı-hfk değerleri elde edilip gösterilmiştir.

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

I. GİRİŞ

Elektrik gücüne talep, Dünya çapında artmakta, sınırlı fosil kaynaklar, bunların verimli ve temiz kullanımı ve doğayı kirletmeyen elektrik enerjisi elde etme sorununu hayati derecede önemli hale getirmiştir. Her türlü enerji çeşidinin üretimi ve enerji kullanım şekli ile enerji tüketim miktarı gelişmişliğin göstergelerindedir. Modern zamanlarda, verimin önem kazanması ile güç üretim çevrimlerinin verimli dizaynı büyük önem kazanmıştır [1, 2, 3]. Bunun için hem tasarımın hem de çalışma şartlarının optimizasyonu önem kazanmış ve çalışmalar da bu yönde olmuştur [4, 5, 6]. Çeşitli proseslerde ortaya çıkan atık ısıların

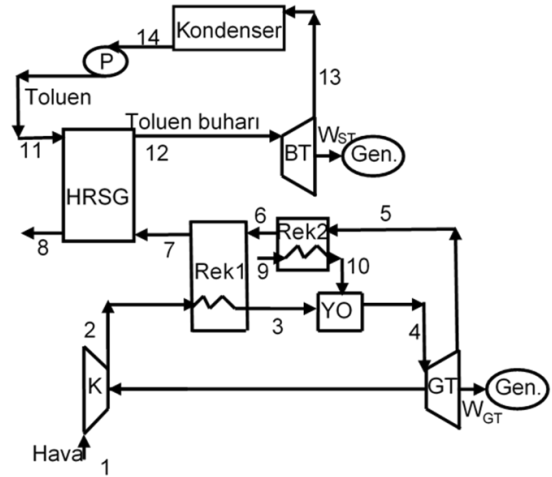
nasıl değerlendirileceği sorununa Rankine çevrimi ile çözüm, bu probleme sunulan en iyi çözümlerden biridir. Gaz türbinleri son zamanlarda yüksek verim ve diğer avantajlarından dolayı elektrik ve güç üretiminde ve başka alanlarda büyük oranda kullanılmaktadır. Gaz türbinlerine rekuperatörlerin eklenmesi ile verimleri artırılmış ve çıkan sıcak egzoz gazları, bu gaz türbinli güç çevrimlerine Rankine çevrimi eklenerek yani kombine çevrim elde etme ile verimi daha da artırılmış ve daha çok enerjiden tasarruf etmek mümkün olmuştur. Rankine çevrimindeki iş akışkanının özellikleri ve cinsi Rankine çevriminin de verim ve performansını belirlediğinden en iyi performansı verecek iş

akışkanının önemi artmıştır. Reküperatörlü kombine çevrimlerde en iyi performansı verecek iş akışkanlarından biri olan tolüenin çevrime sağladığı üstün performansı, termodinamiğin 1. ve 2. yasası ile ekserji analizi yöntemleri yolu ile bu çalışmada analiz edilmiştir. Bu analiz için Fortran dilinde bir analiz programı tasarlanmış, çalıştırılmış ve sonuçlar Literatürdeki sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Reküperatörlü gaz türbinli çevrim ile reküperatörlü kombine çevrimin değişen kompresyon oranları-r ve değişen hava fazlalık katsayısı-hfk'ye göre ekserji ve yakıt verimleri ve diğer performanslarının değişimi de karşılaştırılarak, sağladığı avantajları ve dezavantajları analiz edilmiştir. Maliyet analizi yapmadan performans ve verimdeki artışlar incelenmiş ve en iyi çalışma koşulları için kompresyon oranları-r ve değişen hava fazlalık katsayısı-hfk değerleri elde edilip gösterilmiştir.

II. MATERYAL VE YÖNTEM

Kombine çevrimlerde Reküperatör, gaz türbini, kompresör, yanma odası kısımlarına gaz türbinli çevrim ya da Brayton çevrimi, pompa, buhar türbini, HRSG ve kondenser kısmına ise Rankine çevrimi denmekte olup Şekil 1'de görülmektedir. Buhar ve gaz türbinlerinin ürettiği mekanik güç birer jeneratör ile elektrik enerjisine dönüştürülmektedir. Gaz türbini çevriminde kompresörde sıkıştırılan ve yüksek basınca çıkarılan hava, yanma odasına girmeden önce reküperatör1'de ısıtılmakta ve reküperatör2'de ısıtılmış yakıt ile yanma odasında yakılarak yüksek sıcaklık ve basınçta egzoz gazları elde edilmektedir. Yanma odasından çıkan bu yüksek basınçtaki ve yüksek sıcaklıktaki egzoz gazı bir gaz türbininde genişletilir ve buradan güç elde edilir. Gaz türbinin çıkışında, düşük basınçta ve 500- 800 °C sıcaklıkta olan egzoz gazı, reküperatör2'de yakıtı ısıttıktan ve reküperatör1'de havayı ısıttıktan sonra Heat Recovery Steam Generator-HRSG'de yani bir ısı değiştiricisinde ısısının çoğunu sıvı haldeki tolüene buhar eldesi için bırakarak çevreye atılır. Buradan elde edilen yüksek sıcaklık ve basınçlı tolüen buharı, bir buhar türbininden genişletilerek güç elde edilir ve bu güçten bir elektrik jeneratörü ile elektrik üretilir. Buhar türbini çıkışındaki düşük basınç ve sıcaklığa sahip tolüen buharı, kondensere verilir ve burada yoğuşma ısısı atılarak daha soğutulur ve yoğuşturulur [7, 8]. Kondenserden yoğuşarak çıkan sıvı tolüen pompaya verilerek yüksek basınca çıkarılır ve ısı değiştiricisine tolüen buharı elde

edilmek üzere verilir. Bu şekilde Rankine çevrimi tamamlanır.



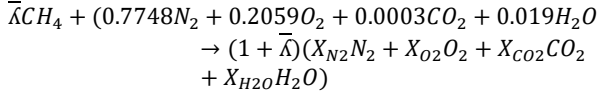
Şekil 1. Reküperatörlü gaz türbinli Rankine çevrimli tolüen iş akışkanlı kombine güç çevrimi şeması.

Tablo 1. Reküperatörlü gaz türbinli Rankine çevrimli tolüen iş akışkanlı kombine güç çevrimini oluşturan cihazların kütle ve enerji dengesi ve entropi denklemleri [4, 6].

Cihaz	Kütle dengesi	Enerji dengesi	Entropi denklemleri
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	$\dot{m}_4 = \dot{m}_5$	$\dot{m}_4 \cdot h_4 = \dot{W}_{GT} + \dot{W}_K + \dot{m}_5 \cdot h_5$	$\dot{m}_4 \cdot s_4 - \dot{m}_5 \cdot s_5 + \dot{S}_{\dot{U}R,GT} = 0$
Reküperatör1	$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_6 = \dot{m}_7$	$\dot{m}_3 \cdot h_3 - \dot{m}_2 \cdot h_2 = \dot{m}_6 \cdot h_6 - \dot{m}_7 \cdot h_7$	$\dot{m}_2 \cdot s_2 + \dot{m}_6 \cdot s_6 - \dot{m}_3 \cdot s_3 - \dot{m}_7 \cdot s_7 + \dot{S}_{\dot{U}R,R} = 0$
Reküperatör2	$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_5 = \dot{m}_6$	$\dot{m}_{10} \cdot h_{10} - \dot{m}_9 \cdot h_9 = \dot{m}_5 \cdot h_5 - \dot{m}_6 \cdot h_6$	$\dot{m}_9 \cdot s_9 + \dot{m}_5 \cdot s_5 - \dot{m}_{10} \cdot s_{10} - \dot{m}_6 \cdot s_6 + \dot{S}_{\dot{U}R,R} = 0$
HRSG	$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_9 = \dot{m}_8$	$\dot{m}_6 \cdot h_6 + \dot{m}_8 \cdot h_8 = \dot{m}_7 \cdot h_7 + \dot{m}_9 \cdot h_9$	$\dot{m}_6 \cdot s_6 + \dot{m}_8 \cdot s_8 - \dot{m}_7 \cdot s_7 - \dot{m}_9 \cdot s_9 + \dot{S}_{\dot{U}R,HRSG} = 0$
Buhar Türbini	$\dot{m}_{10} = \dot{m}_9$	$\dot{m}_9 \cdot h_9 = \dot{W}_{BT} + \dot{W}_P + \dot{m}_{10} \cdot h_{10}$	$\dot{m}_9 \cdot s_9 - \dot{m}_{10} \cdot s_{10} + \dot{S}_{\dot{U}R,BT} = 0$
Yanma odası	$\dot{m}_{12} + \dot{m}_3 = \dot{m}_4$	$\dot{m}_{12} \cdot h_{12} + \dot{m}_3 \cdot h_3 = \dot{m}_4 \cdot h_{34} + 0.02 \dot{m}_{12} \cdot LHV$	$\dot{m}_{12} \cdot s_{12} + \dot{m}_3 \cdot s_3 - \dot{m}_4 \cdot s_4 + \dot{S}_{\dot{U}R,YO} = 0$
Pompa	$\dot{m}_{11} = \dot{m}_8$	$\dot{m}_8 \cdot h_8 = \dot{m}_{11} \cdot h_{11} + \dot{W}_P$	$\dot{m}_{11} \cdot s_{11} - \dot{m}_8 \cdot s_8 + \dot{S}_{\dot{U}R,P} = 0$
Kondenser	$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11}$	$\dot{m}_{10} \cdot h_{10} = \dot{m}_{11} \cdot h_{11} + \dot{Q}_{KO}$	$\dot{m}_{10} \cdot s_{10} - \dot{m}_{11} \cdot s_{11} + \dot{S}_{\dot{U}R,KO} = 0$
Tüm çevrim		$\dot{h}_i = f(T_i)$ $\dot{m}_{hava} \cdot h_{hava} + \dot{m}_{yakıt} \cdot LHV_{CH4} - \dot{Q}_{Kayıp,YO} - \dot{m}_{eg,\xi} \cdot h_{eg,\xi} - \dot{W}_{GT} - \dot{W}_{BT} - \dot{Q}_{Kayıp,KO} = 0$ $\dot{Q}_{Kayıp,YO} = 0.02 \dot{m}_{yakıt} \cdot LHV_{CH4}$	$\dot{s}_i = f(T_i, P_i)$

Bu çalışmada gaz türbinli çevrim [6] nolu kaynaktan alınmış olup ayrıntılı analizi bu kaynakta bulunabilir.

Yanma odasındaki ısı kaybı Tablo 1’de verilmiş olup yanmanın yanma denklemi de şöyle alınmıştır.



Bu çalışmada Termodinamiğin 1. ve 2. yasaları ile ekserji metodu kullanılmış ve Fortran’da bir bilgisayar programı yazılıp çalıştırılmıştır. Kullanılan eşitlikler ve denklemler Tablo 1 ve Tablo 2’de verilmiştir. Tablo 1’de reküperatörlü gaz türbinli Rankine çevrimli toluen iş akışkanlı kombine güç çevrimini oluşturan cihazların kütle ve enerji dengesi ve entropi denklemleri verilmiştir.

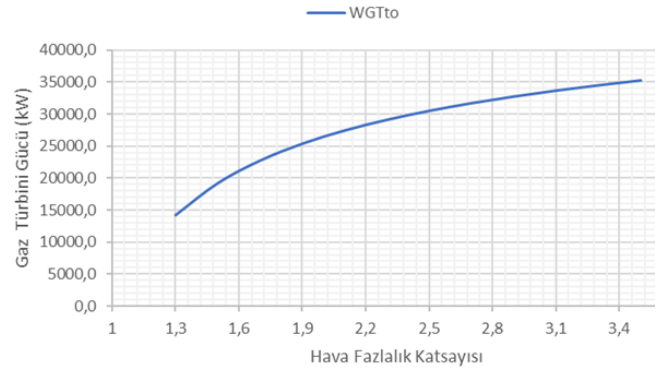
Tablo 2’de Reküperatörlü gaz türbinli Rankine çevrimli toluen iş akışkanlı kombine güç çevrimini oluşturan cihazların ekserji denklemleri ve ekserji verimi denklemleri verilmiştir. Her bir cihaz için ekserji verimleri ve ekserji kayıpları değişen kompresör sıkıştırma oranları-r ve değişen hava fazlalık katsayıları-hfk için de hesaplanmıştır.

Tablo 2. Reküperatörlü gaz türbinli Rankine çevrimli toluen iş akışkanlı kombine güç çevrimini oluşturan cihazların ekserji denklemleri ve ekserji verimi denklemleri [4, 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	$\dot{E}_{D,T} = \dot{E}_4 - \dot{E}_5 - \dot{W}_K - \dot{W}_{GT}$	$\eta_{ex,GT} = \frac{\dot{W}_{net,GT} + \dot{W}_K}{\dot{E}_{g,T} - \dot{E}_{c,T}}$
Reküperatör	$\dot{E}_{D,R} = \dot{E}_6 - \dot{E}_7 + \dot{E}_2 - \dot{E}_3$	$\eta_{ex,R} = \frac{\dot{E}_{hava,R} - \dot{E}_{hava,R}}{\dot{E}_{g,eg,R} - \dot{E}_{c,eg,R}}$
HRSG	$\dot{E}_{D,HRSG} = \dot{E}_6 - \dot{E}_7 + \dot{E}_8 - \dot{E}_9$	$\eta_{ex,HRSG} = \frac{\dot{E}_{buh,HRSG} - \dot{E}_{su,HRSG}}{\dot{E}_{g,eg,HRSG} - \dot{E}_{c,eg,HRSG}}$
Buhar Türbini	$\dot{E}_{D,BT} = \dot{E}_9 - \dot{E}_{10} - \dot{W}_P - \dot{W}_{BT}$	$\eta_{ex,ST} = \frac{\dot{W}_{net,BT} + \dot{W}_P}{\dot{E}_{g,BT} - \dot{E}_{c,BT}}$
Yanma odası	$\dot{E}_{D,YO} = \dot{E}_{12} + \dot{E}_3 - \dot{E}_4$	$\eta_{ex,YO} = \frac{\dot{E}_{c,YO}}{\dot{E}_{g,YO} + \dot{E}_{yakıt}}$
Pompa	$\dot{E}_{D,P} = \dot{E}_{11} + \dot{W}_P - \dot{E}_8$	$\eta_{ex,P} = \frac{\dot{E}_{c,P} - \dot{E}_{g,P}}{\dot{W}_P}$
Kondenser	$\dot{E}_{D,Ko} = \dot{E}_{10} - \dot{E}_{11}$	$\eta_{ex,Ko} = \frac{\dot{E}_{g,Ko}}{\dot{E}_{c,Ko}}$
Tüm çevrim	$\dot{E} = \dot{E}_{ph} + \dot{E}_{ch}$ $\dot{E}_{ph} = \dot{m}(h - h_0 - T_0(s - s_0))$ $\dot{E}_{ch} = \frac{\dot{m}}{M} \left\{ \sum x_k \bar{e}_k^{ch} + \bar{R}T_0 \sum x_k \ln x_k \right\}$ $\eta_{ex} = \frac{\dot{W}_{net,GT} + \dot{W}_{net,BT}}{\dot{E}_{yakıt}}$	

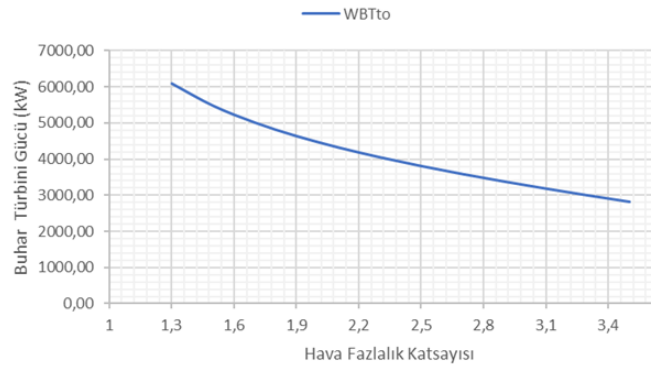
III. BULGULAR

Bu çalışmada çevre şartları $P_0=101.3$ kPa ve $T_0=25$ °C olarak alınmış, kompresörün girişindeki havanın kütle debisi $m_{hava}=91,3$ kg/s, yakıtın yanma odasına giren kütle debisi $m_{yakıt}=1,64$ kg/s kabul edilmiştir. Ayrıca buhar ve gaz türbinleri ve kompresör için izentropik verimler $\eta_{izST}=\eta_{izC}=\eta_{izGT}=0,86$ olarak alınmıştır. Elde edilen toluen buharının sıcaklığı $T_{toluenbuhar}=485.57$ K ve HRSG’den çevreye egzo gazları çıkış sıcaklıkları da $T_{eg}=426$ K olarak alınmıştır [6].



Şekil 2. Toluen akışkanlı reküperatörlü gaz türbinli kombine güç çevriminde gaz türbini gücünün hava fazlalık katsayısı-hfk ile değişimi.

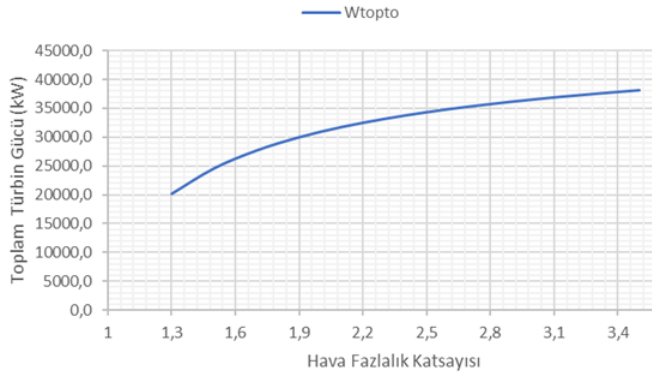
Şekil 2’de toluen akışkanlı reküperatörlü gaz türbinli kombine güç çevriminde gaz türbini gücünün hava fazlalık katsayısı-hfk ile değişimi verilmiştir. Şekilde de görüldüğü gibi hava fazlalık katsayısı artırıldığında gaz türbininden elde edilen güç artmaktadır.



Şekil 3. Toluen akışkanlı reküperatörlü gaz türbinli kombine güç çevriminde buhar türbini gücünün hava fazlalık katsayısı-hfk ile değişimi.

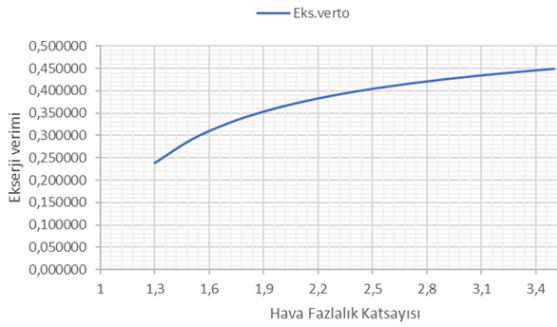
Şekil 3’te toluen akışkanlı reküperatörlü gaz türbinli kombine güç çevriminde buhar türbini gücünün hava fazlalık katsayısı-hfk ile değişimi verilmiştir. Şekilde de görüldüğü gibi hava fazlalık katsayısı artırıldığında buhar türbininden elde edilen güç azalmaktadır. Kombine çevrimde toplam güç,

gaz ve buhar türbinlerinin toplam gücünden oluşmaktadır.

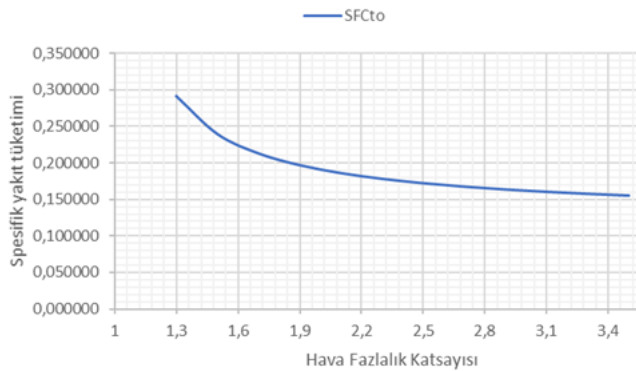


Şekil 4. Toluene akışkanlı reküperatörlü gaz türbinli kombine güç çevriminde toplam türbin gücünün hava fazlalık katsayısı-hfk ile değişimi.

Şekil 4'te toluene akışkanlı reküperatörlü gaz türbinli kombine güç çevriminde toplam türbin gücünün hava fazlalık katsayısı-hfk ile değişimi verilmiştir. Şekilde de görüldüğü gibi hava fazlalık katsayısı artırıldığında kombine çevrimden elde edilen toplam güç artmaktadır.



Şekil 5. Toluene akışkanlı reküperatörlü gaz türbinli kombine güç çevriminde ekserji veriminin hava fazlalık katsayısı-hfk ile değişimi.

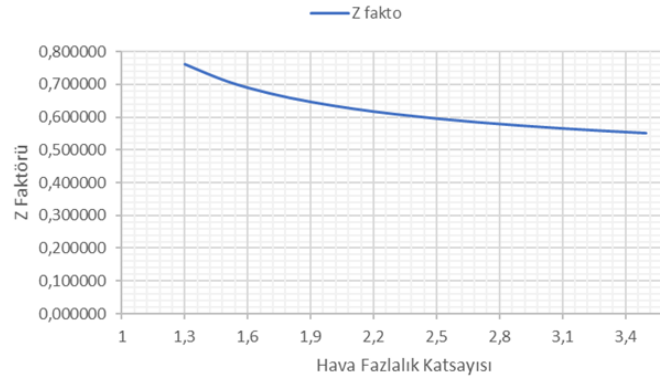


Şekil 6. Toluene akışkanlı reküperatörlü gaz türbinli kombine güç çevriminde spesifik yakıt tüketiminin hava fazlalık katsayısı-hfk ile değişimi.

Şekil 5'te toluene akışkanlı reküperatörlü gaz türbinli kombine güç çevriminde ekserji veriminin hava fazlalık katsayısı-hfk ile değişimi verilmiştir.

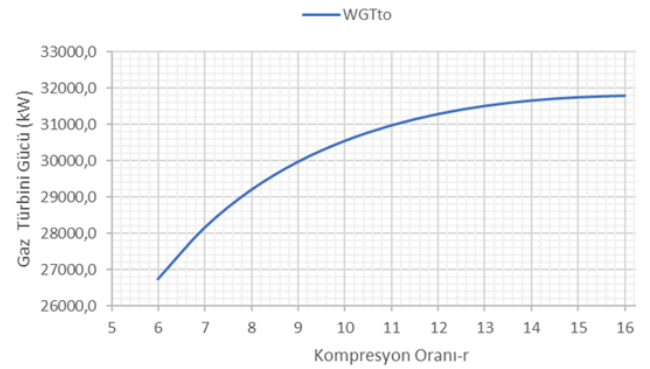
Şekilde de görüldüğü gibi hava fazlalık katsayısı artırıldığında kombine çevrimin ekserji verimi de artmaktadır.

Şekil 6'da toluene akışkanlı reküperatörlü gaz türbinli kombine güç çevriminde spesifik yakıt tüketiminin hava fazlalık katsayısı-hfk ile değişimi verilmiştir. Burada görüldüğü gibi hava fazlalık katsayısı artırıldığında kombine çevrimin spesifik yakıt tüketiminin azaldığı dikkat çekmektedir.



Şekil 7. Toluene akışkanlı reküperatörlü gaz türbinli kombine güç çevriminde Z faktörünün hava fazlalık katsayısı-hfk ile değişimi.

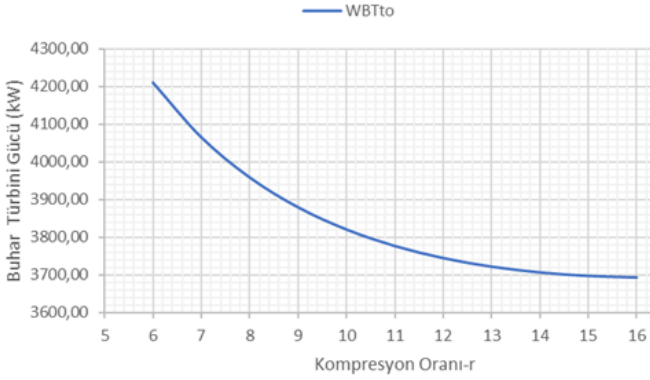
Şekil 7'de toluene akışkanlı reküperatörlü gaz türbinli kombine güç çevriminde Z faktörünün hava fazlalık katsayısı-hfk ile değişimi verilmiştir. Burada görüldüğü gibi hava fazlalık katsayısı artırıldığında kombine çevrimin Z faktörü yani yıkıma uğrayan ekserjinin faydalı ekserjiye oranı azaldığı görülmektedir.



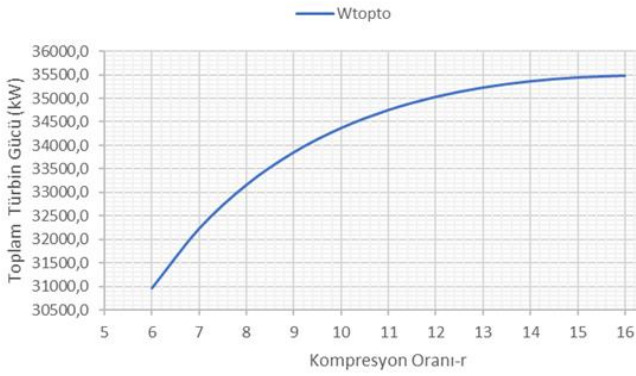
Şekil 8. Toluene akışkanlı reküperatörlü gaz türbinli kombine güç çevriminde gaz türbini gücünün kompresyon oranı-r ile değişimi.

Şekil 8'de toluene akışkanlı reküperatörlü gaz türbinli kombine güç çevriminde gaz türbini gücünün kompresyon oranı-r ile değişimi verilmiştir. Burada görüldüğü gibi kompresyon oranı-r artırıldığında kombine çevrimin gaz türbini gücü de artmaktadır.

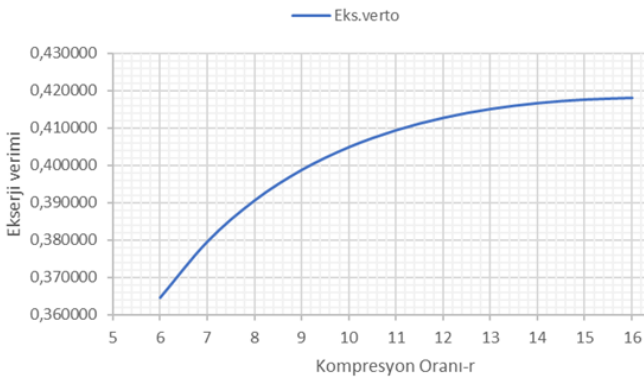
Şekil 9’da toluen akışkanlı reküperatörlü gaz türbinli kombine güç çevriminde buhar türbini gücünün kompresyon oranı-r ile değişimi verilmiştir. Burada görüldüğü gibi kompresyon oranı-r artırıldığında kombine çevrimin buhar türbini gücü azalmaktadır.



Şekil 9. Toluen akışkanlı reküperatörlü gaz türbinli kombine güç çevriminde buhar türbini gücünün kompresyon oranı-r ile değişimi.



Şekil 10. Toluen akışkanlı reküperatörlü gaz türbinli kombine güç çevriminde toplam türbin gücünün kompresyon oranı-r ile değişimi.

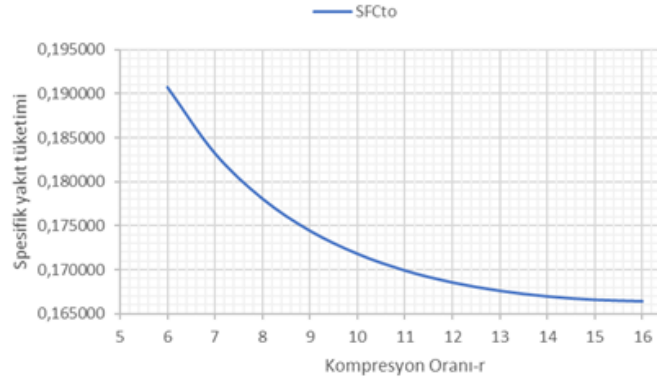


Şekil 11. Toluen akışkanlı reküperatörlü gaz türbinli kombine güç çevriminde ekserji veriminin kompresyon oranı-r ile değişimi.

Şekil 10’da toluen akışkanlı reküperatörlü gaz türbinli kombine güç çevriminde toplam türbin gücünün kompresyon oranı-r ile değişimi verilmiştir. Burada görüldüğü gibi kompresyon

oranı-r artırıldığında kombine çevrimin toplam türbin gücü artmaktadır.

Şekil 11’de toluen akışkanlı reküperatörlü gaz türbinli kombine güç çevriminde ekserji veriminin kompresyon oranı-r ile değişimi verilmiştir. Burada görüldüğü gibi kompresyon oranı-r artırıldığında kombine çevrimin ekserji verimi de artmaktadır.



Şekil 12. Toluen akışkanlı reküperatörlü gaz türbinli kombine güç çevriminde spesifik yakıt tüketiminin kompresyon oranı-r ile değişimi.



Şekil 13. Toluen akışkanlı reküperatörlü gaz türbinli kombine güç çevriminde Z faktörünün kompresyon oranı-r ile değişimi.

Şekil 12’de toluen akışkanlı reküperatörlü gaz türbinli kombine güç çevriminde spesifik yakıt tüketiminin kompresyon oranı-r ile değişimi verilmiştir. Burada görüldüğü gibi kompresyon oranı-r artırıldığında kombine çevrimin spesifik yakıt tüketimi azalmaktadır.

Şekil 13’te toluen akışkanlı reküperatörlü gaz türbinli kombine güç çevriminde Z faktörünün kompresyon oranı-r ile değişimi verilmiştir. Burada görüldüğü gibi kompresyon oranı-r artırıldığında kombine çevrimin Z faktörü azalmaktadır.

IV. TARTIŞMA

Bu çalışmada toluen akışkanlı reküperatörlü gaz türbinli kombine güç çevrimine termodinamiğin 1. ve 2. yasa ve ekserji analizi metotları uygulanmıştır. Değişen hava fazlalık katsayılarında ve basınç oranlarında türbin güçleri, ekserji verimi, spesifik yakıt tüketimi ve Z faktörü incelenerek en iyi çalışma şartları elde edilmiştir.

V. SONUÇLAR

Bu çalışmada toluen akışkanlı reküperatörlü gaz türbinli kombine güç çevriminin analizi termodinamiğin 1. ve 2. yasa ve ekserji analizi metotları ile yapılmıştır. Değişen hava fazlalık katsayılarında ve basınç oranlarında türbin güçleri, ekserji verimi, spesifik yakıt tüketimi ve Z faktörü değişimleri hesaplanarak optimum çalışma şartları elde edilmiştir. Hava fazlalık katsayısını ve basınç oranlarını artırmanın türbin güçlerini ve ekserji verimini artıracığı ve spesifik yakıt tüketimi ve Z faktörünü azaltacağı sonucu elde edilmiştir.

KAYNAKLAR

- [1] 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>
- [2] A. Haghighi1, 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>
- [3] 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>
- [4] 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>
- [5] 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
- [6] A. Bejan, G. Tsatsaronis, M. Moran. Thermal Design and Optimization. Danvers, Massachusetts, Wiley Pub. 1996.
- [7] 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>
- [8] R. Karaali, A. Keven. Evaluation of Four Different Cogeneration Cycles by Using Some Criteria. Applied Rheology, vol.32. no:1, pp:122 – 137. 2022.