

Araştırma Makalesi

Bileşik Güç ve Soğutma Çevriminin Termodinamik Analizi

Havva CEYLAN^{1*}, Tamer YILMAM²

¹Makina Mühendisliği Bölümü, Çorlu Mühendislik Fakültesi, Namık Kemal Üniversitesi, 59860 Tekirdağ, Türkiye.

²AND Uluslararası Denetim ve Gözetim Hizmetleri Tic.Ltd.Şti, 59860, Tekirdağ

Geliş: 12.06.2020

Kabul: 26.07.2020

Özet: Bu çalışmada aynı anda güç ve soğutma elde edilebilen bileşik güç ve soğutma çevriminin termodinamik analizi yapılmıştır. Absorbsiyonlu soğutma çevrimi ile Rankine güç çevriminin birleşimi olan çevrimde çalışma akışkanı olarak kaynama ve yoğunlaşma sürecinde değişken sıcaklık özelliğine sahip amonyak –su karışımı kullanılmıştır. Türbin giriş basıncı ve boiler sıcaklığının net iş ve sistem verimi üzerindeki etkileri belirli soğutma yükleri için incelenmiş ve sistemin net iş üretebildiği basınç aralıkları belirlenmiştir. Net işin soğutma yüküne oranları 120, 110 ve 100 °C boiler sıcaklıklarında sırasıyla 4.696, 4.088 ve 2.978 olarak bulunmuştur.

Anahtar kelimeler: Birleşik çevrim, Güç üretimi, Soğutma

Thermodynamic Analysis of Combined Power and Cooling Cycle

Abstract: In this study, thermodynamic analysis of the combined power and cooling cycle, which simultaneously provide power and cooling, was performed. In the cycle, which is a combination of absorption cooling cycle and Rankine power cycle, ammonia-water mixture with variable temperature feature during the boiling and condensation process was used as the working fluid. The effects of turbine inlet pressure and boiler temperature on net work and system efficiency were examined for certain cooling loads. And the pressure ranges in which the system could produce net work were determined. According to the results obtained, the ratio of net work to cooling load at 120 110 and 100 °C boiler temperatures are 4.696, 4.088 and 2.978, respectively.

Keywords: Combined cycle, Cooling, Power production

* Sorumlu yazar.

E-posta adresi: hceylan@nku.edu.tr (H. Ceylan)

1. Giriş

Dünyada hızla artan enerji talebi nedeniyle jeotermal enerji, güneş enerjisi, endüstriyel atık ısı gibi düşük sıcaklığa sahip enerji kaynaklarına ve bu ısı kaynaklarından faydalanma metodlarına ilgi artmıştır [1]. Düşük sıcaklıktaki ısı kaynağı kullanan organik Rankine güç çevrimi bu metodlardan biridir, fakat termal performansı Rankine buhar çevrimine göre oldukça düşüktür [2]. Çünkü saf çalışma akışkanının sabit sıcaklıkta kaynama ve yoğunlaşma özellikleri buhar jeneratörü ve kondenserde büyük sıcaklık farklılıklarına yol açar ve tersinmezlikleri artırır [1]. Bu olumsuzluk saf çalışma akışkanına göre bazı termodinamik avantajlara sahip karışımların kullanılmasını ile giderilebilir.

Sabit bir basınçta, iki bileşenli bir karışımın kaynama esnasında sıcaklığı artarken yoğunlaşma esnasında sıcaklığı azalır. Bu özellik, sıcaklığı değişen bir ısı kaynağı ile ısı alışverişinde sıcaklık farkını dolayısıyla ekserji tüketimini azaltır [3]. Karışımların bu avantajından yararlanan amonyak su karışımının kullanıldığı ilk güç çevrimi Maloney ve Robertson [4] tarafından önerilmiştir. Amonyak-su karışımı mükemmel termo-fiziksel özelliklere sahip, çevre dostu bir akışkandır [5]. Aynı zamanda küresel ısınma sorunlarının çözümünde CFC'lerin en iyi alternatiftir. Sonraki yıllarda Kalina [5] tarafından birleşik güç çevriminin alt kademesinde amonyak-su karışımı kullanılmıştır. Geleneksel yoğunlaşma işleminin yerine absorpsiyon-yoğunlaşma kullanılması ile daha düşük türbin çıkış basıncı elde edilmiştir.

Son yıllarda soğutma ve güç çevrimlerinin birleşimi ile elde edilen bileşik güç ve soğutma çevrimleri öne çıkmıştır. Her iki çevrimdeki bazı elemanların ortak kullanımı sayesinde ekonomik olarak da cazip olmaktadır. Goswami [6] tarafından absorpsiyonlu soğutma sistemi ile Rankine güç çevriminin birleşimi olan ve amonyak-su karışımı kullanan bir bileşik güç ve soğutma çevrimi önerilmiştir. Daha sonra Xu ve ark. [7] tarafından çevrime rektifiye ve aşırı kızdırma ünitesi eklenerek modifiye edilmiştir. Bu çevrim, karışım çalışma akışkanının ve absorpsiyon-yoğunlaşmanın avantajlarını kullanarak yüksek ısı verimlilik sağlarken, jeotermal enerji ve güneş enerjisi de dahil olmak üzere düşük kaliteli ısı kaynaklarını kullanabilmektedir. [8]. Goswami çevrimi olarak isimlendirilen çevrim üzerinde yapılan kendisi ve diğer araştırmacılar tarafından pek çok çalışma yapılmıştır. Bu çalışmalar, parametrik analiz [7,9-11], çevrimin optimizasyonu [8,12,13], performans değerlendirmesi [14-16] ve kaynak kullanımını iyileştirmek için çevrim modifikasyonu [9,17] gibi alanlarda yoğunlaşmıştır.

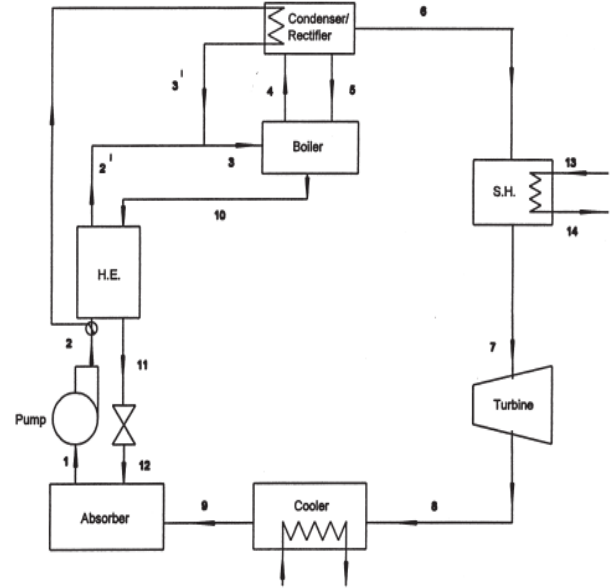
Bu çevrim üzerinde yapılan çalışmalarda genellikle parametrik değerlerin net iş ve soğutma yükündeki değişime etkileri incelenmiştir. Bu çalışmada, soğutma yükünün belirli olması durumunda, sistemin çalışabileceği basınç aralıkları ve sistem verimi belirlenmiştir.

2. Sistem analizi

2.1. Sistem tanıtımı

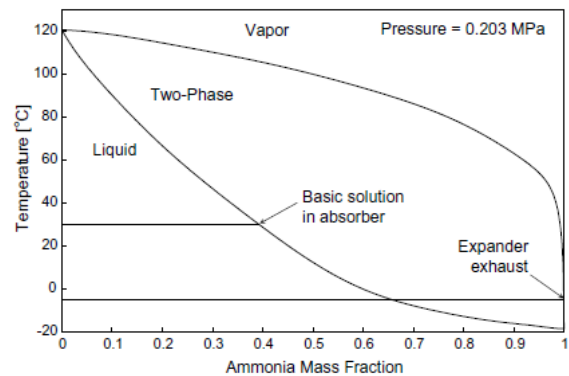
Bu çalışmada bahsedilen bileşik güç ve soğutma çevrimi absorpsiyonlu soğutma çevrimi ile Rankine güç çevriminin birleşmesiyle oluşmuştur. Aynı anda güç ve soğutma çıktısı sağlayan çevrimde amonyak-su karışımı kullanılmaktadır. Şekil 1'de şematik olarak gösterilen sistemde, absorberden çıkan zengin amonyak-su karışımı (1) düşük basınçta pompa yardımıyla yüksek basınçta (2) pompalanır. Burada iki kola ayrılan karışımın bir kısmı ısı değiştiricisinde boylerden dönen fakir karışım (10) vasıtasıyla ısıtılır (2') ve rektifiyeden ısı alan diğer koldaki karışım (3') ile karışarak boylere girer (3). Boylerde ısı kaynağından ısı alan karışım zengin buhar çözelti (4)

ve fakir sıvı çözelti (10) şeklinde boylerden ayrılır. Fakir çözelti daha önce bahsedildiği gibi absorberden gelen karışıma ısıyı verdikten sonra (11) genişleme vanasından geçerek absorbere girer (12). Boylerden çıkan zengin çözelti (4) rektifiyede soğutulurak içindeki suyun yoğunlaşması sağlanır. Yoğuşan su (5) boylere geri döner. Konsantrasyonu artan karışım (6) aşırı kızdırılır (7) ve türbinde genişleyerek iş yapar. Türbinden çıkan buhar (8) soğutulacak sıvıdan faz değişimi olmadan ısı alarak absorbere döner (9). Daha sonra kaynatıcıdan gelen zayıf karışımla beraber temel çözeltiyi oluşturmak için absorberde absorblanır (1).



Şekil 1. Bileşik güç ve soğutma sistemi [7].

Bileşik güç ve soğutma sisteminde soğutmanın eldesi çalışma akışkanının bir ikili karışım olmasından kaynaklanmaktadır. Çünkü, sabit basınçta, amonyak açısından zengin buharın yoğunlaşma sıcaklığı, daha düşük konsantrasyonlu sıvının doyma sıcaklığının altında olabilir. Bu şekilde türbin çıkışında elde edilen düşük sıcaklıklı akışkan ile soğutma mümkün hale gelir [15].



Şekil 2. Amonyak-su faz denge diyagramı [15].

Buharın, ortamın altındaki bir sıcaklığa nasıl genişletilebileceği Şekil 2'de gösterilmektedir. Düşük konsantrasyonlu doymuş sıvı durumu, absorberden çıkan temel çözeltiyi; yüksek konsantrasyonlu buhar, türbin egzoz koşullarını temsil etmektedir. Dolayısıyla soğutma elde edilebilmesi için türbin egzozunda yüksek amonyak konsantrasyonunun gerekli olduğu

anlaşılmaktadır[15]. Çevrimden elde edilecek soğutma çıktısı potansiyeli, absorber ve türbin çıkışı arasındaki sıcaklık farkı ile belirlidir [12].

2.2. Termodinamik analiz

Termodinamik analiz için türbin giriş basıncı(P_2) (8-25) bar aralığında; türbin çıkış basıncı (P_1) (2-5) bar aralığında; boyler sıcaklığı (100-120) °C aralığında ve soğutma yükü (5-25) kW aralığında değiştirilmiştir. Termodinamik analiz için yapılan kabuller aşağıda verilmiştir.

Yapılan kabuller:

1. Sistem elamanları sürekli akışlı açık sistem olarak ele alınmıştır.
2. Boru hatlarındaki basınç düşüşleri ve ısı kayıpları ihmal edilmiştir.
3. Türbinin izantropik verimi %90, pompa izantropiktir.
4. Soğutucu çıkışındaki buharın(9) sıcaklığı soğutulan suyun giriş sıcaklığı dikkate alınarak 20 °C olarak sabitlenmiştir.
5. Absorber çıkış sıcaklığı (pompa girişi) pratik bir değer olarak 30°C alınmıştır.
6. Zengin çözelti konsantrasyonu, absorber çıkışındaki doymuş sıvının sıcaklığı ve basıncı ile belirlenmiştir.
7. Boylerden ayrılan zayıf çözelti boyler sıcaklığında (T_{boy}) doymuş sıvı; rektifiyeden ayrılan amonyak bakımından zengin buhar ($T_{boy} -30$) °C sıcaklığında doymuş buhar olarak kabul edilmiştir.
8. Zengin çözeltinin ısı eşanjöründen çıkış sıcaklığı (T_2) boyler sıcaklığından (T_{10}) 10°C düşük seçilmiştir.
9. Soğutulan su soğutucuya 25 °C de girip 15 °C de çıkmaktadır. Soğutucuda ısı transferinin verimli bir şekilde sağlanabilmesi için türbin çıkış sıcaklığı 280 K olarak sınırlandırılmıştır. 280 K' den büyük çıkış değerleri dikkate alınmamıştır.
10. Türbin girişinde aşırı kızdırma türbin çıkış sıcaklığını artırmakta dolayısıyla soğutma çıktısını azaltmaktadır [10]. Bu yüzden aşırı kızdırma ünitesi kullanılmamıştır.

Kütle ve enerji dengesi:

Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilerek sürekli akışlı sürekli açık bir sistem için kütle ve enerji dengeleri Denklem (1)-(3) ile belirlenir.

Kütle dengesi:

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_c \quad (1)$$

Amonyak kütle dengesi:

$$\sum X_g \dot{m}_g = \sum X_c \dot{m}_c \quad (2)$$

Enerji dengesi:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_c h_c - \sum \dot{m}_g h_g \quad (3)$$

Burada m kütle debisi, X amonyak kütle konsantrasyonu, h özgül entalpiyi göstermektedir. Hem güç hem de soğutma çıktısı olan bileşik ısı-güç sistemi için 1. Yasa verimi Denklem 4'teki gibi tanımlanır [14].

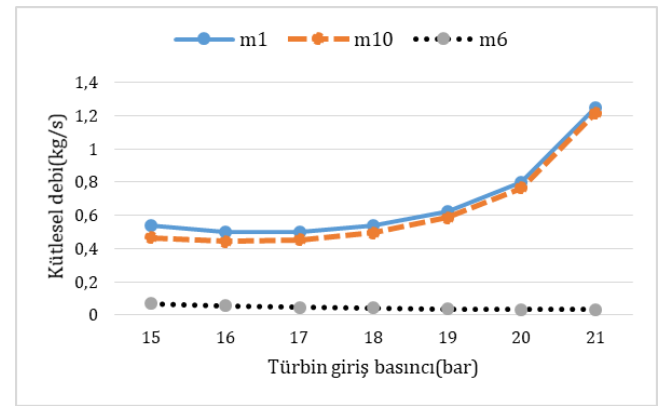
$$\eta_t = \frac{W_{net} + \dot{Q}_{soğ}}{\dot{Q}_{boy}} \quad (4)$$

Burada W_{net} türbinden elde edilen güç ile pompaya harcanan güç arasındaki farktır. $Q_{soğ}$ ve Q_{boy} sırasıyla soğutma yükü ve ısı kaynağından çevrime verilen ısı miktarlarıdır. Akışkan karışımının özellikleri EES programı kullanılarak bulunmuştur.

3. Bulgular ve değerlendirme

3.1. Kütle değişimi:

Şekil 3'te sistemdeki kütleli debilerin türbin giriş basıncı ile değişimi, 2 bar türbin çıkış basıncı, 5 kW soğutma yükü ve 120 °C boyler sıcaklığı için görülmektedir. Sabit türbin giriş sıcaklığında, türbin giriş basıncının artmasıyla, türbin çıkışındaki entalpi değeri azalmakta, soğutucu(cooler) çıkışındaki sıcaklık sabitlendiği için de soğutucudaki entalpi farkı artmaktadır. Dolayısıyla soğutucudan geçen kütle debisi (m_6) türbin giriş basıncının artmasıyla azalmaktadır. Amonyakça zengin ve fakir çözeltilerin kütleli debileri (m_1 ve m_{10}) ise basınç arttıkça önce azalmakta bir minimum değerden sonra artmaktadır. Bunun nedeni önce m_6 daki azalmanın daha sonra da zengin ve fakir eriyikler arasındaki konsantrasyon farklarındaki azalmanın baskın etkisidir. Absorber çıkışında zengin çözeltinin amonyak konsantrasyonu türbin çıkış basıncıyla belirlidir. Boylerden dönen fakir çözeltinin konsantrasyonu türbin giriş basıncı ile artar, dolayısıyla konsantrasyon farkları azalır.

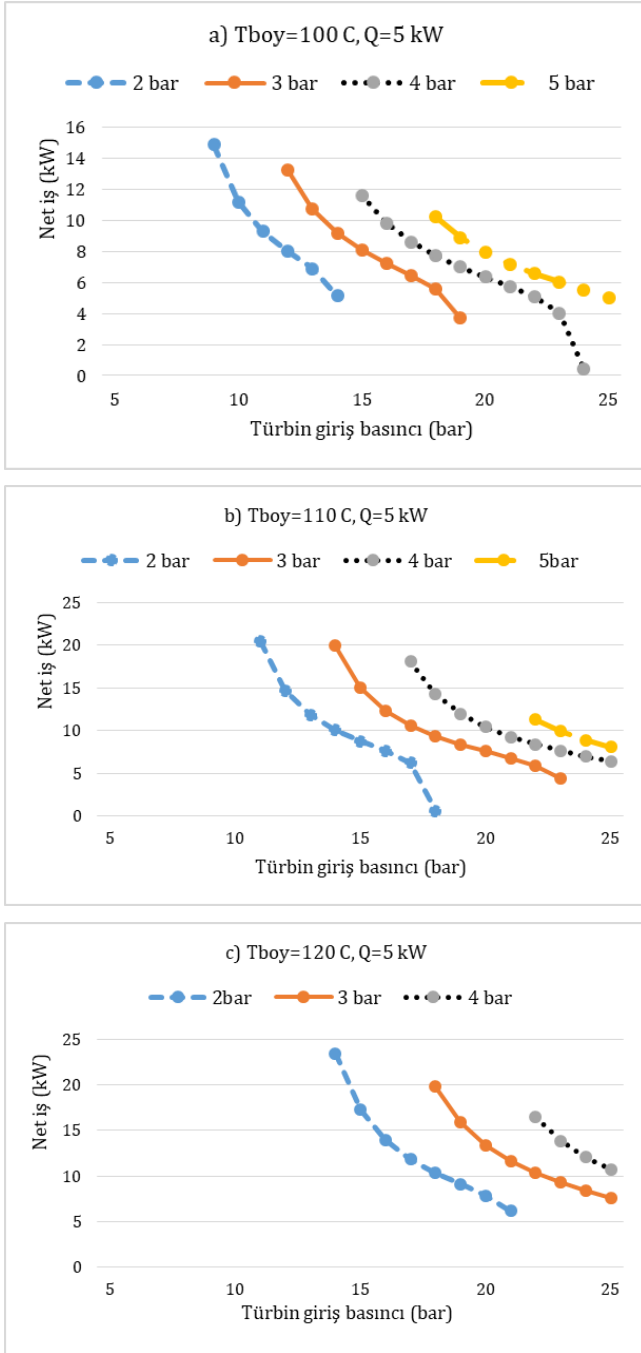


Şekil 3. Kütle debilerinin türbin giriş basıncına göre değişimi ($Q_{soğ}=5kW$, $T_{boy}=120^{\circ}C$, $P_2=2Bar$).

3.2. Net işin değişimi

Farklı türbin çıkış basınçları için net işin türbin giriş basıncıyla değişimi Şekil 4a, 4b ve 4c'de sırasıyla 100, 110 ve 120 °C boyler sıcaklıkları için gösterilmiştir.

Şekil 4'e göre net iş türbin giriş basıncının artmasıyla azalmaktadır. Basınç oranı arttıkça türbin boyunca entalpi düşüşünün arttığı bilinmektedir. Ancak artan basınç oranı ile entalpi kazanımı, buhar üretimindeki azalma nedeniyle olan düşüşü telafi edemez, bu nedenle türbin iş çıkışı ve net iş azalır. Pompa işindeki artış da net işi azaltacak yönde etki yapar. Şekil 4'te görülen ani düşüşler buhar üretimindeki hızlı azalmanın sonucudur. Net iş değişimi farklı boyler sıcaklıklarında aynı eğilimdedir. Boyler sıcaklığındaki artış buhar üretimini dolayısıyla net işi artırmaktadır. Ayrıca türbin çıkış basıncındaki artış aynı türbin giriş basıncı için net iş miktarını artırmaktadır. Sistemde soğutma elde etmek için iki kısıtlama mevcuttur. Birincisi soğutulan suyun sıcaklığı ile belirli türbin çıkış sıcaklığı, ikincisi boylerde buharın üretilmediği duruma karşılık gelen üst basınç sınıridir. Buharın üretilmediği durumda zengin ve fakir çözelti konsantrasyonları arasındaki fark sıfırdır. Bu kısıtlar nedeniyle, Şekil 4'te görüldüğü gibi belirli bir türbin çıkış basıncı için, türbin giriş basınçlarının tüm değerlerinde net iş üretilmemektedir. Örneğin, 100 °C boyler sıcaklığı ve 2 bar türbin çıkış basıncı için, 9 bar'dan daha düşük türbin giriş basınçlarında türbin çıkış sıcaklığındaki sınırlama nedeniyle, türbin giriş basıncının 14 bar'dan büyük olduğu değerlerde ise zengin ve fakir



Şekil 4. Net işin türbin giriş basıncına göre değişimi.

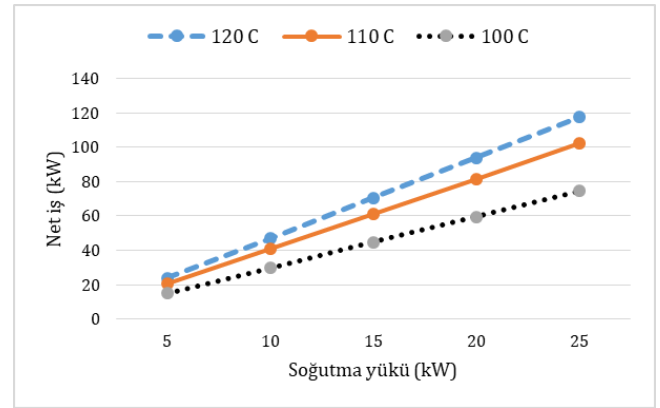
eriyik arasındaki konsantrasyon farkının negatif olmasından (buhar üretiminin olmaması) dolayı pozitif net iş üretilmemektedir.

Tablo 1’de net işin maksimum değerinin farklı boyler sıcaklıklarında hangi basınç aralığında elde edildiği görülmektedir. Boyler sıcaklığının artması ile sistemin çalışma basınç değerleri ve basınç oranları artmaktadır. Maksimum net iş 120 °C boyler sıcaklığında 2 ile 14 bar çalışma basınçlarında elde edilmiştir. Maksimum net işin elde edildiği basınç oranları ise 120, 110 ve 100 °C boyler sıcaklığında sırasıyla 7, 6.5 ve 4.5’dir.

Tablo 1. Maksimum net işin elde edildiği çalışma parametreleri.

P_1 (bar)	P_2 (bar)	T_{boy} (°C)	W_{net}
2	14	120	23.48
2	11	110	20.44
2	9	100	14.89

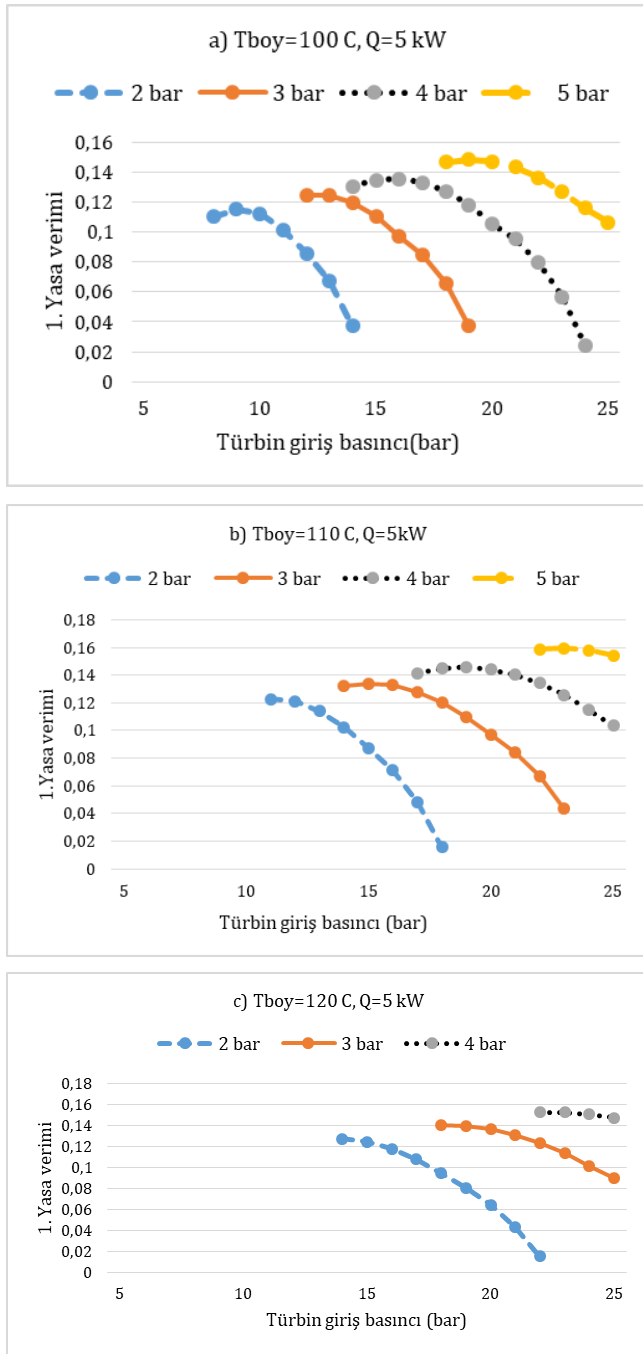
Şekil 5’de maksimum net işin soğutma yükü ile değişimi farklı boyler sıcaklıkları için görülmektedir. Şekilden görüldüğü gibi tüm boyler sıcaklıklarında maksimum net iş soğutma yüküyle lineer bir şekilde artmaktadır. Bunun sebebi soğutma yüküne uygun olarak kütle debisinin artmasıdır. Elde edilen sonuçlardan soğutma yükünün değişiminin çalışılan basınç aralıklarını değiştirmedeği görülmüştür. 120, 110 ve 100 °C boyler sıcaklıklarında elde edilen net işin soğutma yüküne oranları sırasıyla 4.696, 4.088 ve 2.978 olarak bulunmuştur.



Şekil 5. Maksimum net işin farklı boyler sıcaklıklarında soğutma yüküne göre değişimi.

3.3.1. Yasa veriminin değişimi

1. Yasa veriminin türbin giriş ve çıkış basınçlarına göre değişimi Şekil 6a, 6b ve 6c’de sırasıyla 100, 110 ve 120 °C lik boyler sıcaklıkları için gösterilmiştir. Diyagramlar daha önceden bahsedildiği gibi pozitif net işin üretildiği türbin giriş basınçları için çizilmiştir. Şekillerden, 1. Yasa veriminin belli bir türbin çıkış basıncında, türbin giriş basıncı arttıkça önce arttığı maksimum bir değerden sonra ise azaldığı görülmektedir. Soğutma yükünün sabit olması nedeniyle, verimdeki bu değişim net iş ve boylere verilen ısının ortak etkisi nedeniyleledir. Fakat 120 °C boyler sıcaklığında maksimum değer görülmemekte, 1. Yasa verimi giriş basıncı ile sürekli azalmaktadır. Bunun nedeni maksimum noktanın net işin üretildiği değerler dışında kalmasındandır.



Şekil 6. Birinci Yasa veriminin farklı türbin çıkış basınçlarında türbin giriş basıncına göre değişimi.

Türbin çıkış basıncındaki ve boiler sıcaklığındaki artma maksimum 1.Yasa verimini artıracak yöndedir. En yüksek verim 23 bar giriş basıncı, 5 bar çıkış basıncı ve 110°C boiler sıcaklığında meydana gelmiştir ve değeri 0.1594'dir. Bu noktada elde edilen net iş 9.898 kW'dır. Maksimum net iş ise 14 bar giriş basıncı, 2 bar çıkış basıncı ve 120°C boiler sıcaklığında meydana gelmiştir değeri 23.48 kW dır. Bu noktada 1.Yasa verimi 0.1274 dür. Maksimum net iş ve maksimum verim noktalarının farklı olması boiler sıcaklığının artmasıyla çevrime ısı girişinin artması nedeniyledir.

4. Sonuç

Bu çalışmada, literatürden alınan bileşik güç ve soğutma çevrimi için çalışma basınçları ve boiler sıcaklığının net iş ve sistem verimi üzerindeki etkileri belirli soğutma yüklerinde incelenmiştir.

İncelenen basınç aralıklarındaki tüm basınçlar için net iş üretilmediği görülmüştür. Bu çalışmadaki koşullar altında 100, 110 ve 120 °C boiler sıcaklıkları için sırasıyla 9,11 ve 14 bar'ın altındaki türbin giriş basınçları için net iş elde edilememektedir. Elde edilen net iş, sabit türbin çıkış basıncında türbin giriş basıncının artmasıyla azalmakta; sabit türbin giriş basıncında türbin çıkış basıncının artmasıyla artmaktadır. Boiler sıcaklığındaki artış çevrimin maksimum net işini artırmaktadır. Soğutma yükü arttıkça fark daha fazla olmaktadır.

1. Yasa verimi sabit türbin çıkış basıncında türbin giriş basıncının artmasıyla önce artmakta maksimum bir değerden sonra azalmaktadır. Boiler sıcaklığındaki artış net iş miktarını aynı zamanda boilerlere verilen ısı miktarını artırmaktadır. 1.Yasa verimindeki değişim bunların ortak etkisidir. En yüksek verim 23 bar giriş basıncı, 5 bar çıkış basıncı ve 110°C boiler sıcaklığında meydana gelmiştir ve değeri 0.1594'dir. Bu noktada elde edilen net iş 9.898 kW soğutma yükü için 9.898 kW'dır. Maksimum net iş ise 14 bar giriş basıncı, 2 bar çıkış basıncı ve 120°C boiler sıcaklığında meydana gelmiştir değeri 23.48 kW dır. Bu noktada 1.Yasa verimi 0.1274 dür.

Bileşik güç ve soğutma sistemi düşük sıcaklıklı ısı kaynaklarının kullanımına uygun olması sebebiyle enerji kaynaklarının verimli kullanılması yönünde tercih edilen bir sistemdir. Sistem kullanım alanının belirlenmesinde üretilen net işin soğutma yüküne oranının belirleyici bir rolü vardır. 120, 110 ve 100 °C boiler sıcaklıklarında elde edilen net işin soğutma yüküne oranları sırasıyla 4.696, 4.088 ve 2.978 olarak bulunmuştur.

5. Kaynaklar

- [1] Kim KH, Han CH, Kim K. (2012). Effects of ammonia concentration on the thermodynamic performances of ammonia-water based power cycles, *Thermochimica Acta*, 530, 7– 16.
- [2] Kumar U, Karimi MN, Asjad M. (2016). Parametric optimisation of the organic Rankine cycle for power generation from low-grade waste heat, *International Journal of Sustainable Energy*, 35(8), 774–792. <http://dx.doi.org/10.1080/14786451.2014.950962>
- [3] Dejfors C, Svedberg G. (1999). Second Law Analysis of Ammonia-Water Power Cycle for Direct-Fired Cogeneration Application, *Int. J. Applied Thermodynamics*, 2(3), 125-131.
- [4] Maloney JD, Robertson RC. (1953). Thermodynamic study of ammonia-water heat power cycles, Oak Ridge National Laboratory Report, CF-53-8-43.
- [5] Kalina AI. (1984). Combined cycle system with novel bottoming cycle, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 106(4), 737-742.
- [6] Goswami DY. (1996). Solar thermal power technology: Present status and ideas for the future, *Energy Sources Journal*, 20,137–45.
- [7] Xu F, Goswami DY, Bhagwat SS. (2000). A Combined Power/Cooling Cycle, *Energy*, 25, 233–246.

- [8] Lu S, Goswami DY. (2003). Optimization of a novel combined power/refrigeration thermodynamic cycle, *Journal of Solar Energy Engineering*, 125(2),212–217.
- [9] Padilla RV, Demirkaya G, Goswami DY, Stefanakos E, Rahman MM. (2010). Analysis of power and cooling cogeneration using ammonia-water mixture, *Energy*, 35, 4649-57.
- [10] Goswami DY, Xu F. (1999). Analysis of a new thermodynamic cycle for combined power and cooling using low and mid temperature solar collectors, *Journal of Solar Energy Engineering*, 121,91–7.
- [11] Yılmam, T. Bileşik güç ve soğutma sistemlerinin enerji ve ekserji analizi kullanılarak incelenmesi,(2019). Yüksek Lisans Tezi, Namık Kemal Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü. Tekirdağ.
- [12] Demirkaya G, Padilla RV, Goswami DY, Stefanakos E, Rahman MM. (2011). Analysis of a combined power and cooling cycle for low-grade heat sources. *International Journal of Energy Research*, 35, 1145-57.
- [13] Zare V, Mahmoudi SMS, Yari M, Amidpour M. (2012). Thermoeconomic analysis and optimization of an ammonia–water power/cooling cogeneration cycle, *Energy*, 47(1), 271–83.
- [14] Vijayaraghavan S, Goswami DY. (2003) On evaluation efficiency of a combined power and cooling cycle, *Journal of Energy Resources Technology*, 125, 221–7.
- [15] Sadrameli SM, Goswami DY. (2007). Optimum operating conditions for a combined power and cooling thermodynamic cycle, *Applied Energy*, 84(3), 254–65.
- [16] Martin C, Goswami DY. (2006). Effectiveness of cooling production with a combined power and cooling thermodynamic cycle, *Applied Thermal Engineering*, 26 (5–6), 576–82.
- [17] Vijayaraghavan S, Goswami DY. (2006). A combined power and cooling cycle modified to improve resource utilization efficiency using a distillation stage, *Energy*, 31(8–9),177–96.