

BİR BUHARLI GÜÇ SANTRALİNİN ENERJİ ve EKSERJİ ANALİZİ

Hilmi Yazıcı^{a,*}, Reşat Selbaş^b

^aPamukkale Üniversitesi, Teknik Eğitim Fakültesi, Makine Eğitimi Bölümü, Denizli

^bSüleyman Demirel Üniversitesi, Teknik Eğitim Fakültesi, Makine Eğitimi Bölümü,
Isparta

Özet

Bu çalışmada, bazı durumlar dikkate alınmayarak (sürtünme kayıpları, basınç kayıpları, kinetik ve potansiyel enerji vb) buharlı güç santralının enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. 500 MW gücündeki buharlı güç santraline termodinamiğin birinci kanunu uygulanarak enerji denklemleri yazılmış, buhar türbininden gerekli gücün elde edilebilmesi için farklı kazan sıcaklıklarında kazana verilen ısı, güç akışkanının debisi, pompa gücü ve yoğuşturucudan soğutma suyuna aktarılan ısı miktarları ayrı ayrı hesaplanmıştır. Buharlı güç santralının ana elemanları olan kazan ve yoğuşturucuya termodinamiğin ikinci kanunu uygulanmış, bu sistem elemanlarının ekserji analizleri yapılmıştır. Sistemin toplam tersinmezliği hesaplanmış ve en fazla tersinmezlik üreten sistem elemanı belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Buharlı güç santrali, Rankine çevrimi, Enerji analizi, Ekserji analizi

ENERGY AND EXERGY ANALYSIS OF A STEAM POWER PLANT

Abstract

In this study, has been made energy and exergy analysis of a steam power plant, some cases have been neglected (friction lost, pressure lost, the kinetic and potential energy etc). The first law of thermodynamics has been applied to write the energy equation of 500 MW steam power plant. Heat given to boiler, the flow of power fluid, pump power, and transferred heat values from condenser to cooling water have been calculated separately able to achieve to necessary power in steam turbine on different

* Sorumlu Yazar. Tel.: +90 258 2963072 Fax: 0258296 3263 E-mail: hyazici@pau.edu.tr

boiler temperatures. The second law of thermodynamics applied for steam boiler and condenser which are the main elements of steam power plant, irreversibility values of these elements have been calculated by exergy analysis. Total irreversibility of the system has been calculated and system component which produce the most irreversibility have been determined.

Keywords: Steam power plant, Rankine cycle, Energy analysis, Exergy analysis

1. Giriş

Enerji, modern yaşamın temel ihtiyaçlarından birisidir. Günlük yaşamda enerjinin kullanılmadığı herhangi bir alan yoktur. Günümüzde enerji kullanımı, toplumlar için bir gelişmişlik ölçüsüdür. Özellikle elektrik ve ısı enerjisinin hayatımızda önemli bir yeri vardır. Sınırlı doğal kaynaklardan elde edilen bu enerjiler, gün geçtikçe talep artışına bağlı olarak daha değerli hale gelmektedir.

Teknolojinin gelişmesiyle birçok farklı kaynaktan elektrik enerjisi elde edilebilmektedir. Bu kaynaklar, fosil kökenli yakıtlar, nükleer enerji, güneş, rüzgâr, jeotermal, dalga vb olarak sıralanabilir. Farklı yöntemlerle bu kaynaklardan elektrik enerjisi üretilebilmektedir. Günümüzde elektrik enerjisinin önemli bir kısmı nükleer enerji ve fosil kökenli yakıtların yakılmasıyla elde edilmektedir. Elektrik enerjisi üretiminde, fosil kökenli yakıtların ağırlıklı konumunu önümüzdeki yıllarda da devam ettirmesi beklenmektedir. Günümüzde elektrik enerjisinin %80'den fazlası nükleer enerjiden ve fosil kökenli yakıtlardan sağlanmaktadır [1, 2].

Enerji kaynağı olarak fosil kökenli yakıtların kullanıldığı santrallere termik santraller, atom parçacıklarını ayıran veya birleştiren fizyon veya füzyon enerjisinin kullanıldığı santrallere ise nükleer santraller denir. Termik ve nükleer santrallerdeki fark, enerjinin açığa çıkarılma biçimidir. Her iki santral çeşidinde de açığa çıkan enerjinin taşıyıcı akışkana (genellikle su) aktarımı ve elektrik enerjisinin elde edilme yöntemi aynı prensiple olmaktadır. Bu prensibe göre çalışan santrallere de buharlı güç santralleri denir. Nükleer ve termik santraller buharlı güç çevrimine göre çalışan santrallerdir.

Buharlı güç santralini oluşturan komponentler, proje aşamasında boyutlandırılırken; santralin gücü, güç akışkanının debisi, pompa gücü ve verimi, kazan verimi, türbin verimi, kondenserden atılan ısının miktarı gibi önemli değerler göz önüne

alınarak boyutlandırma hesapları yapılmalıdır. Bir buharlı güç santralindeki enerji akışı termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarıyla belirlenebilir. Ayrıca halihazırda işleyen santrallere de enerji ve ekserji analizi yapılarak kayıpların nerelerde olduğu tespit edilebilir. Termodinamiğin birinci kanunu enerjinin niceliğinden, ikinci kanunu ise enerjinin niteliğinden bahseder. Birinci kanun analizi enerji analizi, ikinci kanun analizi ise ekserji analizi olarak adlandırılmaktadır.

Kullanılan yakıtın enerjisinin, elde edilmek istenilen enerji türüne en yüksek oranda dönüştürülmesi istenir. Enerji dönüşümünün yüzde yüz olması mümkün değildir. Çevre faktörleri ve dönüşümü gerçekleştiren sistemlerin verimleri düşünüldüğünde yakıtın enerjisinin tamamının mekanik ya da ısı enerjisine dönüştürülmesi imkânsızdır. Bu durumda yakıttan elde edilebilecek maksimum enerji (ekserji) sınırlıdır. Bütün enerji dönüşümleri tersinmezliklerin sebep olduğu bu sınırlar dâhilinde gerçekleşmektedir. Enerji üretim sistemlerinin ve bu sistemleri oluşturan elemanların bu sınırlara göre değerlendirilmesi yapılmalıdır. Bu şekilde yapılan analiz yöntemi ekserji analizi olarak adlandırılmıştır. Ekserji analizi ile, sistem ya da komponentlerin ekserji bozunumu veya ekserji kaybından kaynaklanan tersinmezliklerin miktarı ve yerleri tespit edilir [3].

Buharlı güç santralinin enerji ve ekserji analiz ile ilgili yapılan çalışmalar incelendiğinde, El-Masri (1987), ekserji analizinin buhar çevrim dizayn ve optimizasyonunda önemli bir yöntem olduğunu belirterek, buhar türbin grubuna ekserji analizini uygulamıştır. Komponentlere kütle, enerji ve bunlara bağlı ekserji denge denklemlerini uygulamış ve ekserji verimlerini çıkartmıştır. Yanma sonucu sıcaklık değişimiyle net iş ve ekserji değişimlerini inceleyerek her bir bileşendeki ekserji bozunumlarını ve kayıplarını, basınç oranı ile net iş arasında da aynı ilişkiyi göstermiştir [4].

Chin ve El-Masri [5], gaz türbin grubunun çıkışına ilave edilen çift basınçlı buhar türbin santraline ekserji analizi yapmışlardır. Analiz neticesinde buhar türbini parametrelerini gaz türbini egzoz gaz sıcaklığının fonksiyonu olarak yazıp optimum şartları tespit etmişlerdir. Daha sonra tek basınçlı türbin ile optimize edilmiş çift basınçlı türbini karşılaştırmışlar ve güçte % 3'lük bir artış egzoz gazından ısı transferindeki tersinmezliklerde % 15 ile %8 arasında azalma olduğunu belirtmişlerdir.

Horlock [6], kapalı sistemlerin termik veriminin; elde edilen net işin verilen ısıya oranı olduğunu, açık çevrimlerde ise elde edilen net işin ideal şartlarda elde

edilebilecek tersinir işe oranı olduğuna vurgulamışlardır. Bu tanımdan hareketle literatürde termik santraller için üç ayrı verim ifadesi olduğunu belirtmişlerdir. Yapılan bu çalışmalara benzer çalışmalar Rosen ve Dinçer [7], Sciubba [8] ve Savruk ve Yeşin [9] gibi çalışmalardır.

Bu çalışmada, 500 MW türbin gücünde basit bir buhar güç dikkate alınmıştır. Kazanda yakılan yakıtın güç akışkanına aktarımı ve güç akışkanı olan suyun kızgın buhar halinde türbine girerek güç elde edilişi hesaplanmıştır. Önce çevrime termodinamiğin birinci kanunu, daha sonra termodinamiğin ikinci kanunu uygulanarak ekserjiler ve tersinmezlikler hesaplanmıştır. Birinci kanun analizinde pompa gücü, türbin gücü hesaplanmış, değişik sıcaklıklarda ve akışkan debilerinde kazana verilen ısı ve yoğuşturucudan atılan miktarları bulunmuştur. İkinci kanun analizinde ise farklı kazan sıcaklıklarında ve akışkan debilerinde, kazan tersinmezliği, türbin tersinmezliği ve farklı soğutma suyu debilerinde yoğuşturucu tersinmezliği hesaplanmıştır.

2. Buharlı Güç Santrali

Basit bir buharlı güç santrali pompa, kazan, türbin ve yoğuşturucudan oluşur. Buharlı güç santralinde güç akışkanı olarak su kullanılmaktadır. Suyun basıncı pompa vasıtasıyla arttırılır ve su basınçlandırılmış bir şekilde kazana gönderilir. Fosil kökenli yakıtlar (kömür, motorin ve doğalgaz) buhar kazanında yakılır. Buhar kazanı bir ocak ile boru demetlerinden oluşmaktadır. Yanma sonucu açığa çıkan ısı enerjisi kazandaki boruların içinde dolaşan suya aktarılır ve suyun kızgın buhar haline gelmesi sağlanır. Kazanda elde edilen yüksek basınçlı kızgın buhar türbine gönderilir. Yüksek basınca sahip kızgın buharın buhar türbini kanatlarına çarpması sonucu buhar türbininden mekanik enerji elde edilir. Türbinin mekanik hareketi sonucu buhar türbini miline bağlı olan jeneratörden elektrik üretimi sağlanır. Buhar türbininden düşük basınçta çıkan çürük buhar yoğuşturucuda yoğuşturularak sıcaklığı düşürülür ve tekrar sıvı hale getirilir. Yoğuşturucudan çıkan düşük sıcaklık ve düşük basınçtaki su pompalanmak üzere tekrar pompaya gelir. Suyun pompadan çıkıp bu aşamalardan geçip, tekrar pompaya dönmesiyle buharlı güç çevrimi tamamlanmış olur. Bu çevrime göre çalışan santrale ise buharlı güç santrali denir. Şekil 1’de bir buhar güç çevrimi gösterilmiştir.

Santralde kullanılan yakıt ister kömür ister doğalgaz veya nükleer enerji olsun, yalnızca yakıtın enerjisinin açığa çıkarılma yöntemi farklı olup, tesisin genel çevrimi ve

çalışma prensipleri aynıdır [10]. Buharlı güç santralleri, kullanılan yakıta ve ısı kaynağına bağlı olarak termik santral, doğal gaz santrali, nükleer santral gibi adlarla bilinirler. Fakat tümünde su buharı aynı temel çevrimde iki sıcaklık sınırı arasında çalışır. Bu nedenle tümü için aynı çözümlene geçerlidir [11].

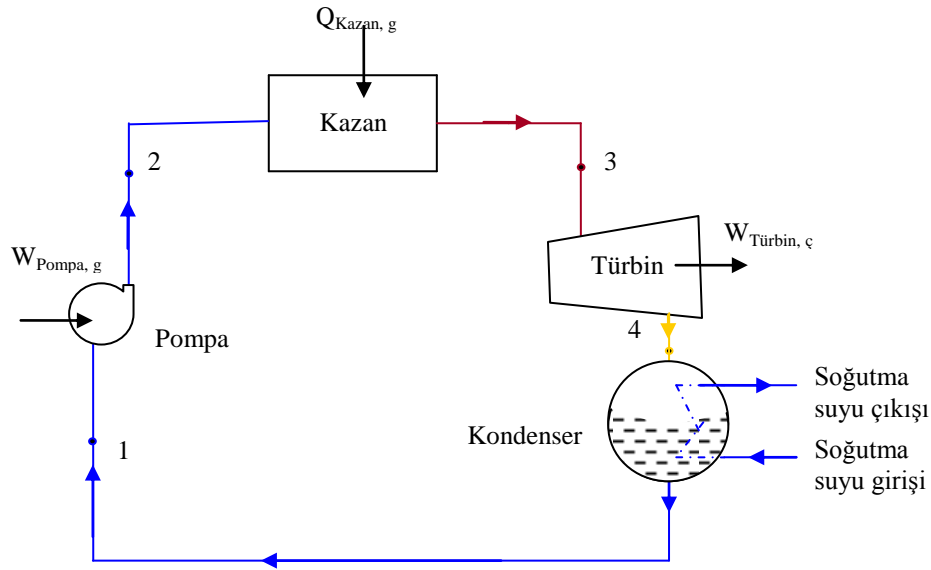
İki sıcaklık sınırı arasında çalışan en yüksek verimli çevrim Carnot çevrimidir. Bu nedenle, buharlı güç santralleri için ideal bir çevrim araştırılırken önce Carnot çevriminin akla gelmesi doğaldır. Eğer uygulanabilirse Carnot çevriminin ideal buharlı güç çevrimi olarak seçilmesi gerekir. Fakat Carnot çevrimi buharlı güç çevrimleri için uygun bir model değildir. Bundan dolayı buharlı güç çevrimleri için ideal olan Rankine çevrimidir. Şekil 1’de gösterilen ideal Rankine çevriminde içten tersinmezliğin olmadığı dört hal değişimi vardır [12].

1–2 Pompayla izantropik sıkıştırma

2–3 Kazanda, sisteme sabit basınçta ($P=\text{sabit}$)ısı geçişi

3–4 Türbinde izantropik genişleme

4–1 Yoğuşturucuda, sistemden sabit basınçta ($P = \text{sabit}$) ısı atılması



Şekil 1. İdeal Rankine çevrimi

3. Materyal ve Metot

Sistem elemanlarının birinci kanun analizi ve ikinci kanun (ekserji) analizi için kullanılacak dizayn parametreleri ve çalışma değerleri Tablo 1’de sunulmuştur.

Tablo 1. Dizayn parametreleri ve çalışma değerleri.

Parametreler	Değerler
--------------	----------

Buharlı güç santrali gücü	500 MW
Kazan suyu çıkış sıcaklığı, T_K	400–1300 °C
Pompa verimi, η_P	%75 - %80
Pompa basıncı, P_P	12,5 MPa
Yoğuşturucu basıncı, P_{Yog}	2,5–10 kPa
Soğutma suyu giriş sıcaklığı, $T_{ss,g}$	15–20 °C
Soğutma suyu çıkış sıcaklığı, $T_{ss,ç}$	25–32 °C
Çevre sıcaklığı, T_o	20 °C

Buhar santralinin çalışması esnasında aşağıda belirtilen kabuller yapılmıştır:

- Pompa ve boru hatlarındaki basınç kayıpları ihmal edilmiştir.
- Pompadaki sıkıştırma adyabatik olarak gerçekleşmektedir.
- Buhar güç santralinde dolaşan güç akışkanının debisi sabittir.
- Sistem elemanlarından dış ortama ısı transferi olmadığı kabul edilmektedir.
- Kazana yoğuşturucudan çıkan su haricinde başka bir kaynaktan su verilmemektedir.
- Yoğuşturucudan dış ortama ısı transferi olmayıp ısının tamamı soğutma suyuna verilmektedir.
- Dış ortamdan kazana ısı transferi olmayıp ısının tamamı yakılan yakıttan alınmaktadır.
- Türbinden dış ortama ısı transferi yoktur.
- Türbindeki basınç kayıpları ihmal edilmiştir.
- Türbindeki hal değişimi izantropiktir.
- Kazan ve yoğuşturucuda iş etkileşimi yoktur.

Birinci ve ikinci kanun analizi bu değerlere ve kabullere bağlı kalınarak yapılmıştır.

3.1. Buharlı Güç Çevriminin Birinci Kanun Analizi

İdeal Rankine çevriminin birinci kanun analizinin yapılmasındaki amaç, kazana verilen ısıyı, yoğuşturucudan atılan ısıyı, türbin verimi ve pompa verimi gibi sistem performansını etkileyen değişkenler ile ısı veriminin bulunmasıdır. Bu nedenle çevrimin her bir elemanına termodinamiğin birinci kanununu uygulanmıştır.

Termodinamiğin birinci kanunu, enerjinin bir şekilde diğerine dönüşebileceğini, bir sistemden diğer sisteme transfer edilebileceğini fakat bu dönüşümler ve transferler sırasında toplamın sabit kalacağını ifade eder. Enerjinin dönüştürülebileceğini ama yok olmayacağını belirten bu kanun deneysel gözlemlere dayanır ve enerjinin korunumu diye adlandırılır. En genel haliyle “sistemle çevrenin etkileşimi sırasında, sistem tarafından kazanılan enerji, çevre tarafından kaybedilen enerjiye eşit olmak zorundadır” şeklinde tanımlanır [12].

3.1.1. Pompa Birinci Kanun Analizi

a) Kütlelerin Korunumu:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_s \quad (1)$$

b) Enerjinin Korunumu:

$$m_1 h_1 = m_2 h_2 - W_p \eta_p \quad (2)$$

$$W_p = \frac{\dot{m}_s (h_2 - h_1)}{\eta_p} \quad (3)$$

3.1.2 Kazanın Birinci Kanun Analizi

a) Kütlelerin Korunumu:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_s \quad (4)$$

b) Enerjinin Korunumu:

$$\dot{Q}_g = h_3 - h_2 \quad (5)$$

$$Q_K = m_s (h_3 - h_2) \quad (6)$$

3.1.3 Türbinin Birinci Kanun Analizi

a) Kütlelerin Korunumu:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_s \quad (7)$$

b) Enerjinin Korunumu:

$$m_3 h_3 = m_4 h_4 + W_T \eta_T \quad (8)$$

$$W_T = \dot{m}_s \eta_T (h_3 - h_4) \quad (9)$$

3.1.4 Yoğuşturucunun Birinci Kanun Analizi

a) Kütlelerin Korunumu :

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_1 = \dot{m}_s \quad (10)$$

$$\dot{m}_{ss1} = \dot{m}_{ss2} = \dot{m}_{ss} \quad (11)$$

b) Enerjinin Korunumu :

$$m_4 h_4 + m_{ss1} h_{ss1} = m_s h_1 + m_{ss2} h_{ss2} \quad (12)$$

$$m_s (h_4 - h_1) = m_{ss} (h_{ss2} - h_{ss1}) \quad (13)$$

3.2 Buharlı Güç Çevriminin İkinci Kanun Analizi

Birinci kanun enerjinin niceliği üzerinde durup, enerjinin bir biçimden diğerine dönüşümü sırasındaki değişimleri sayısal değerlerle ifade eder. Sayısal değer olarak eşit fakat biçim ve kaynak açısından farklı enerjiler arasında ayırım gözetmez. İkinci kanun ise enerjinin niteliğini ve bir hal değişimi sırasında bu niteliğin nasıl azaldığını hesaplamak için somut yöntemler ortaya koyar [13].

Belirli bir ortamda, bütün diğer enerji türlerine dönüştürülebilen enerjiye kullanılabilir enerji veya ekserji adı verilir. Diğer enerji türlerine dönüştürülmesi olanak dışı olan enerji ise kullanılmaz enerji ya da anerji adını alır. Sınırlı olarak dönüştürülebilen enerji, ekserji ile anerjinin toplamından oluşmaktadır [14].

Birbiri ile etkileşim halindeki farklı iki sistemden her zaman yararlı iş elde etmek mümkündür. Prensip olarak, bu iki sistem kendi aralarında denge konumuna kadar iş üretirler. Sistemden bir tanesi çevre diye adlandırılan ideal sistem, diğeri de bununla etkileşim halinde bir sistem olursa, sistemler dengeye gelinceye kadar elde edilebilecek teorik maksimum yararlı işe ekserji denilir. Bir başka deyişle, çevre şartlarından belirli bir şarta sistemi getirebilmek için gerekli minimum yararlı işe ekserji denilmektedir [15].

Enerji korunumu kavramının ön plana çıkmasıyla birinci kanunu temel alan analiz teknikleri geliştirilmiştir. Özellikle de ekserji kavramı belirginlik kazanmıştır. Enerji ile ekserji arasında bazı temel farklılıklar vardır. Enerji, kütle akışına bağlı ve çevreden bağımsızken, ekserji çevre şartlarına da bağlıdır. Enerji, hareket ya da hareket meydana getirme kabiliyeti olarak tanımlanabilirken, ekserji iş ya da iş yapabilme kabiliyeti olarak tanımlanmaktadır. Enerji miktarla ölçülen nicel bir kavramken, ekserji hem miktara hem de niteliğe bağlı bir kavramdır. Enerjinin değeri hiçbir şartta sıfır olmazken ekserjinin değeri çevre şartlarında sıfırdır. Enerji birinci kanun gereği korunur ve yok olamaz, hâlbuki ekserji sadece tersinir proseslerde korunur, tersinmez proseslerde kullanılır yani azalır [16,17].

Sürekli akışlı açık sistemin ekserji analizi yapılırken, tüm ünitelerde aşağıdaki temel denklemler kullanılır:

$$\dot{E}_Q = \dot{Q} \left(\frac{T - T_0}{T} \right) \quad (14)$$

$$\dot{E}_W = \dot{W} \quad (15)$$

Ekserji denkliği:

$$\dot{E}_Q - \dot{E}_W = \sum_{\text{çıkan}} \dot{m} \varepsilon - \sum_{\text{giren}} \dot{m} \varepsilon + T_0 S_{\text{üretim}} \quad (16)$$

Burada \dot{E}_Q ve \dot{E}_W sırasıyla ısı transferi ve mekanik enerjiye karşılık gelen birim zamandaki ekserjileri, ε , özgül ekserjiyi, T_0 , çevre sıcaklığını ve $S_{\text{üretim}}$, entropi üretimini temsil etmektedir. Çıkan alt indisi çıkışı, giren alt indisi ise girişi göstermektedir.

Sistemdeki her bir bileşenin tersinmezlik değerleri belirlendikten sonra sistemin toplam tersinmezliği aşağıdaki denklemlerle hesaplanır:

$$I = T_0 S_{\text{üretim}} \quad (17)$$

Burada I, birim zamanda kaybolan ekserjiyi, yani tersinmezliği ifade etmektedir. Ekserji genellikle termomekaniksel ve kimyasal ekserjilerin toplamı olarak değerlendirilir. Termomekaniksel ekserji, herhangi bir durum (T, P) ile çevrenin sadece sıcaklığı (T_0) ve basıncı (P_0) ile dengede olan bir durum arasındaki ekserjidir. Termomekaniksel ekserji, kimyasal ekserji terimleri ihmal edilerek aşağıdaki şekilde belirlenir [15]:

$$E = \dot{m} \varepsilon \quad (18)$$

$$\varepsilon = (h - T_0 s) + \frac{1}{2} v^2 + gZ - (h_0 - T_0 s_0) \quad (19)$$

Denklem (19)'daki potansiyel ve kinetik enerji terimleri ihmal edilirse fiziksel özgül ekserji aşağıdaki gibi olur;

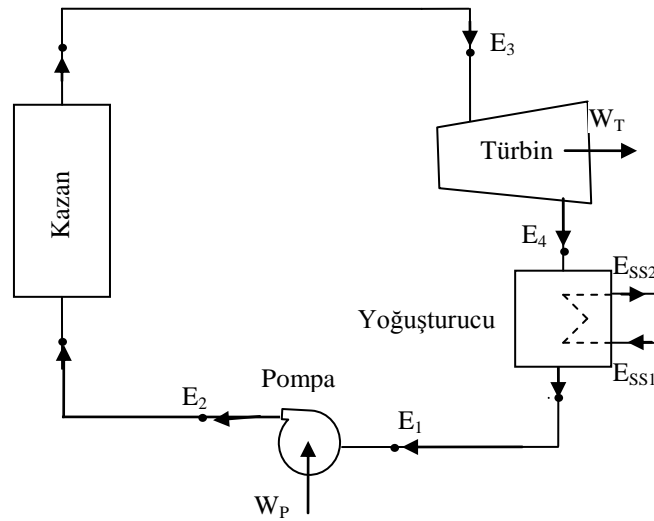
$$\varepsilon = (h - T_0 s) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (20)$$

Buharlı güç çevriminde belirtilen elemanlarının tersinmezliklerinin hesaplanabilmesi için, her bir eleman için giren ve çıkan ekserji miktarlarının hesaplanması gerekir. Bunun için denklem (16) düzenlenirse;

$$\dot{W} = \sum \dot{E}_Q + \sum_{\text{giren}} \dot{m} \varepsilon - \sum_{\text{çıkan}} \dot{m} \varepsilon - I \quad (21)$$

Buharlı güç santralindeki tüm elamanların tersinmezliklerinin hesaplanmasında denklem (21) kullanılmıştır.

Bu bölümde Şekil 2’de ekserji akışı verilen buharlı güç santrali elemanlarından kazan ve yoğuşturucunun ekserji analizleri yapılarak tersinmezlikleri belirlenmiştir. Buharlı güç santralinin ekserji akışında önemli rol oynayan kazan ve yoğuşturucu tersinmezliklerine ek olarak sistemin toplam tersinmezliği hesaplanarak değişken sistem parametreleriyle toplam tersinmezliğin nasıl değiştiği incelenmiştir.



Şekil 2. Buharlı güç çevriminde ekserji akışının şematik gösterimi

3.2.1. Kazan Ekserji Analizi

Kazanda yanma ürünlerinden, kızdırıcıdan, ekonomizerden ve tersinmezliklerden kaynaklanan birçok ekserji formu oluşmaktadır. Her özel durum için kazanda toplam tersinmezliğin hangi oranda olduğunu belirlemek prensip olarak mümkün değildir. Çünkü çok sayıda yanma ürünü vardır. Ancak proses adyabatik olarak dikkate alınırsa ekserji durumlarını ve şartlarını belirlemek mümkün olur. Kazanda gerçekleşen yanma sonucu oluşan ürünlerin ekserjilerini belirlemek ayrı bir çalışma konusudur. Bu nedenle yanma ürünlerinden, ekonomizerden, kızdırıcıdan kaynaklanan ekserjiler bu çalışmaya dâhil edilmemiştir. Yalnızca yakıtın yakılması sonucu açığa çıkan ısı enerjisinin suya aktarıldığı kabul edilmiştir. Kazana giren ve kazandan çıkan güç akışkanının kütle miktarlarının değişmediği kabul edilerek, sürekli şartlarda çalışan buhar kazanının ekserji dengesi Eşitlik 22-29’da sunulmuştur,

$$E_2 + E_Q = E_3 + I_K \quad (22)$$

$$\varepsilon_2 = (h_2 - T_0 s_2) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (23)$$

$$s_0 = \frac{s_{s,0} - s_{f,0}}{s_{sf,0}} \quad (24)$$

$$s_2 = \frac{s_{s,2} - s_{f,2}}{s_{sf,2}} \quad (25)$$

$$\varepsilon_3 = (h_3 - T_0 s_3) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (26)$$

$$s_3 = \frac{s_{s,3} - s_{f,3}}{s_{sf,3}} \quad (27)$$

$$E_Q = \dot{m}_s Q_K \left(1 - \frac{T_0}{T_K} \right) \quad (28)$$

$$I_K = \dot{m}_s T_0 \left((s_3 - s_2) - \dot{Q}_K \frac{1}{T_K} \right) \quad (29)$$

3.2.2. Yoğuşturucu Ekserji Analizi

Yoğuşturucuya giren soğutma suyunun kütlesi sabittir. Bunu göz önünde bulundurarak yoğuşturucunun ekserji dengesi, Eşitlik 29-35'te gösterilmiştir,

$$E_4 + E_{ss1} = E_1 + E_{ss2} + I_{Yog} \quad (30)$$

$$\varepsilon_1 = (h_1 - T_0 s_1) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (31)$$

$$\varepsilon_4 = (h_4 - T_0 s_4) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (32)$$

$$\varepsilon_{ss1} = (h_{ss1} - T_0 s_{ss1}) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (33)$$

$$\varepsilon_{ss2} = (h_{ss2} - T_0 s_{ss2}) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (34)$$

$$I_{Yog} = \left[\begin{array}{l} \dot{m}_s (h_4 - h_1) - \dot{m}_s T_0 (s_4 - s_1) \\ + \dot{m}_{ss} (h_{ss1} - h_{ss2}) - \dot{m}_{ss} T_0 (s_{ss1} - s_{ss2}) \end{array} \right] \quad (35)$$

3.2.3. Buharlı Güç Çevriminin Toplam Tersinmezliği ve Toplam Verimi

Buharlı güç santralının, kazan ve yoğuşturucu tersinmezlik değerleri belirlendikten sonra sistemin toplam tersinmezliği denklem 36-39 ile hesaplanır.

$$I_{Top} = \sum I_{Sistem\ Elemanlar} \quad (36)$$

$$I_{Top} = I_K + I_{Yog} \quad (37)$$

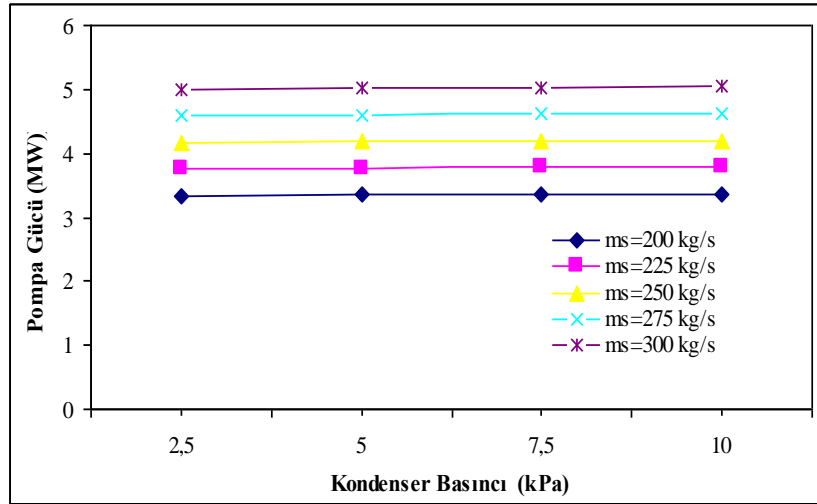
$$I_{Top} = \left[\begin{array}{l} \dot{m}_s (h_2 - h_3) - \dot{m}_s T_0 (s_2 - s_3) + \dot{m}_s (h_4 - h_1) - \dot{m}_s T_0 (s_4 - s_1) \\ + \dot{m}_{ss} (h_{ss1} - h_{ss2}) - \dot{m}_{ss} T_0 (s_{ss1} - s_{ss2}) + \dot{Q}_K \left(1 - \frac{T_0}{T_K} \right) \end{array} \right] \quad (38)$$

$$I_{Top} = T_0 \left[\dot{m}_{ss} (s_{ss2} - s_{ss1}) - \dot{m}_s \frac{\dot{Q}_K}{T_K} \right] \quad (39)$$

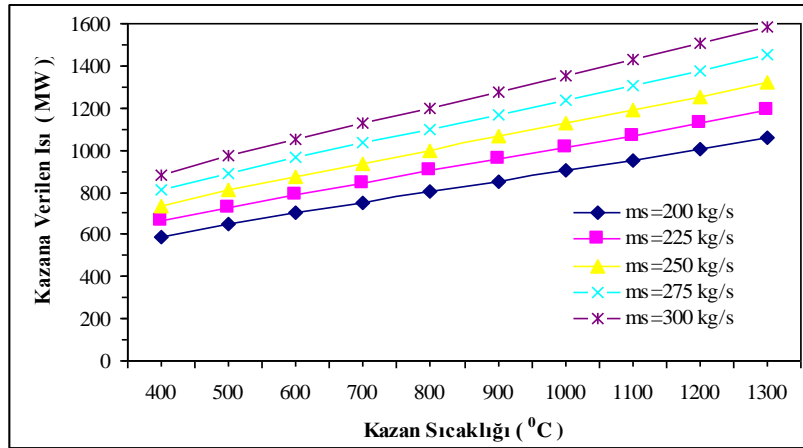
4. Bulgular

Şekil 3'te farklı akışkan debilerine bağlı olarak $\eta_p=0,75$, $P_p=12,5$ MPa ve farklı yoğuşturucu basınçları ile pompa gücü hesaplanmıştır. 500 MW güç elde etmek için akışkan debisi 200–300 kg/s alınarak pompa gücü incelenmiştir. 200 kg/s akışkan debisi ve 2,5 kPa yoğuşturucu basıncında pompa gücü 3,33 MW, 5 kPa'da 3,34 MW 10 kPa'da ise 3,36 MW bulunmuştur. 250 kg/s debi 5 kPa yoğuşturucu basıncında 4,17 MW, 10 kPa'da ise 4,2 MW bulunmuştur. Bulunan sonuçlara göre, akışkan debisi arttıkça pompa için gerekli gücün de arttığı tespit edilmiştir.

Kazanda güç akışkanına verilen ısı hesaplanmış $P_p=12,5$ MPa, 400 °C sıcaklık ve 200 kg/s debide 587,6, 250 kg/s'de 734,5 ve 300 kg/s'de ise 881,4 MW bulunmuştur. 900 °C sıcaklık 200 kg/s debide 850,2, 250 kg/s de 1062,8 ve 300 kg/s'de ise 1275,4 MW, 1300 °C sıcaklık 250 kg/s debide 1320 MW olarak hesaplanmış ve Şekil 4'te gösterilmiştir.



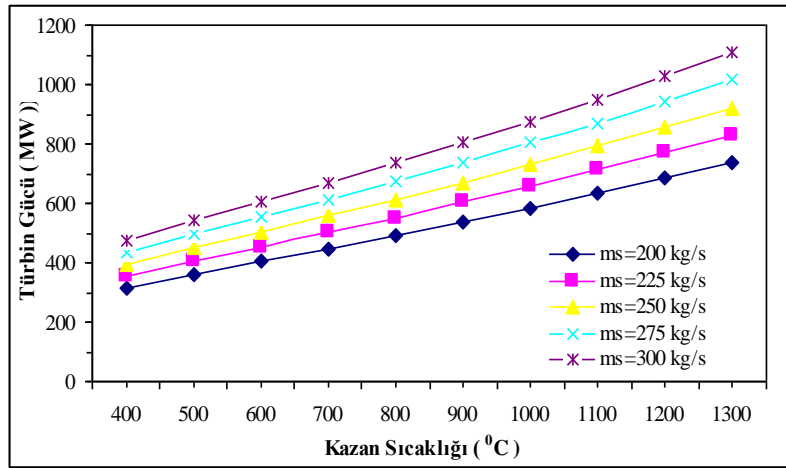
Şekil 3. Pompa gücünün farklı akışkan debilerine bağlı olarak yoğuşturucu basıncı ile değişimi.



Şekil 4. Suya kazanda aktarılan ısının farklı akışkan debilerine göre kazan sıcaklıkları ile değişimi.

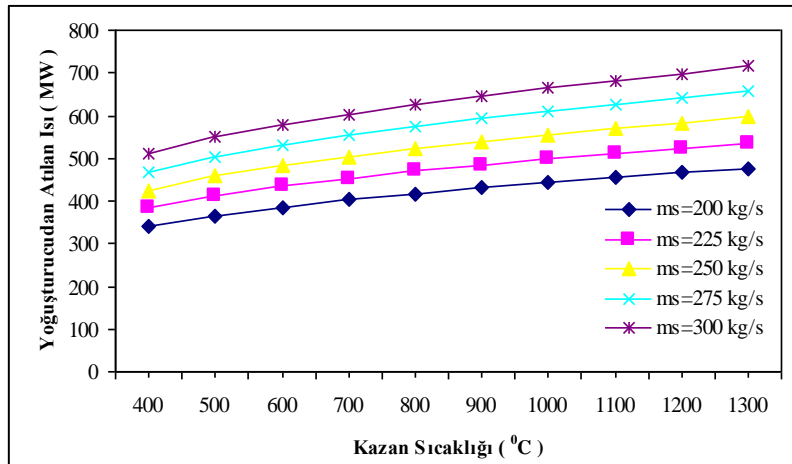
Türbin gücünün farklı akışkan debilerine bağlı olarak kazan sıcaklıkları ile değişimi Şekil 5'te sunulmuştur. Türbin gücü sıcaklığa, türbin verimine ve yoğuşturucu basıncına göre hesaplanmış ve aşağıdaki sonuçlar tespit edilmiştir:

$P_p=12,5$ MPa, $\eta_T=0,94$, $P_{Yog}=5$ kPa, 400 °C sıcaklık ve 200 kg/s debide $269,4$ MW, 250 kg/s debide $336,8$ MW ve 300 kg/s'de ise $404,2$ MW bulunmuştur. 900 °C sıcaklık 250 kg/s'de $570,6$ MW ve 1300 °C sıcaklık 250 kg/s debide 785 MW bulunmuştur. Yapılan hesaplamalarda türbin verimi arttıkça türbin gücünün azaldığı görülmüştür.



Şekil 5. Türbin gücünün farklı akışkan debilerine bağlı olarak kazan sıcaklıkları ile değişimi

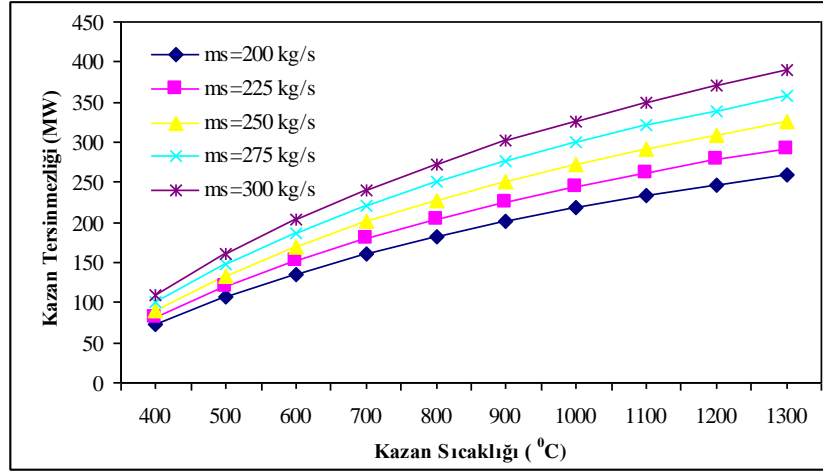
Sabit kazan basıncı ve sıcaklığında yoğuşturucudan atılan ısının debiye bağlı olduğu görülmüştür. Yoğuşturucudan atılan ısının farklı akışkan debilerine bağlı olarak kazan sıcaklıkları ile değişimi Şekil 6’da gösterilmiştir. $P_p=12,5$ MPa, $\eta_T=0,94$ ve 5 kPa yoğuşturucu basıncında akışkan debisi arttıkça yoğuşturucudan atılan ısının da arttığı, sabit kazan sıcaklığında da akışkan debisi arttıkça atılan ısının arttığı saptanmıştır.



Şekil 6. Yoğuşturucudan atılan ısının farklı akışkan debilerine bağlı olarak kazan sıcaklıkları ile değişimi

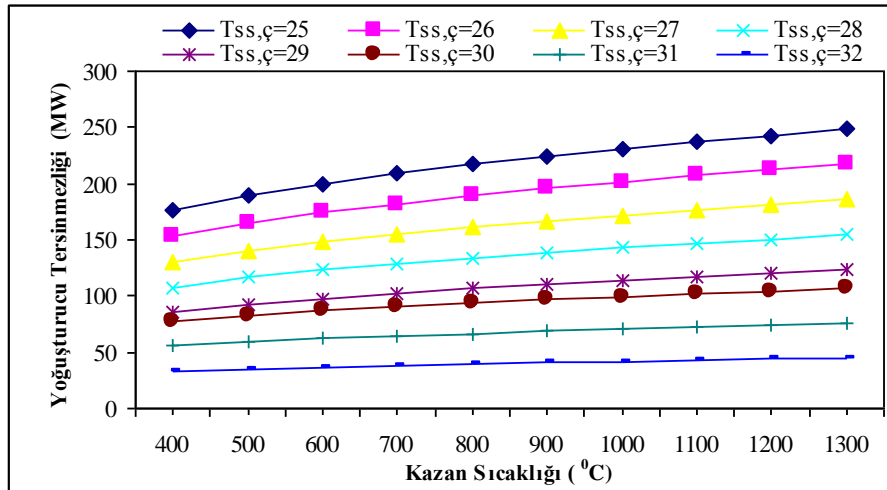
Kazan tersinir işi ve kazan tersinmezliği yoğuşturucu basıncı ve akışkan debilerine bağlı olarak kazan sıcaklıkları ile değişimi incelenmiş ve Şekil 7’de sunulmuştur. Sabit kazan sıcaklığında akışkan debisi arttıkça, kazan tersinir işinin ve kazan tersinmezliğinin arttığı görülmüştür. Sabit kazan sıcaklığı ve sabit akışkan

debisinde yoğuşturucu basıncı arttıkça, kazan tersinir işi ve kazan tersinmezliği azaldığı tespit edilmiştir.



Şekil 7. Kazan tersinmezliğinin farklı akışkan debilerine bağlı olarak kazan sıcaklıkları ile değişimi

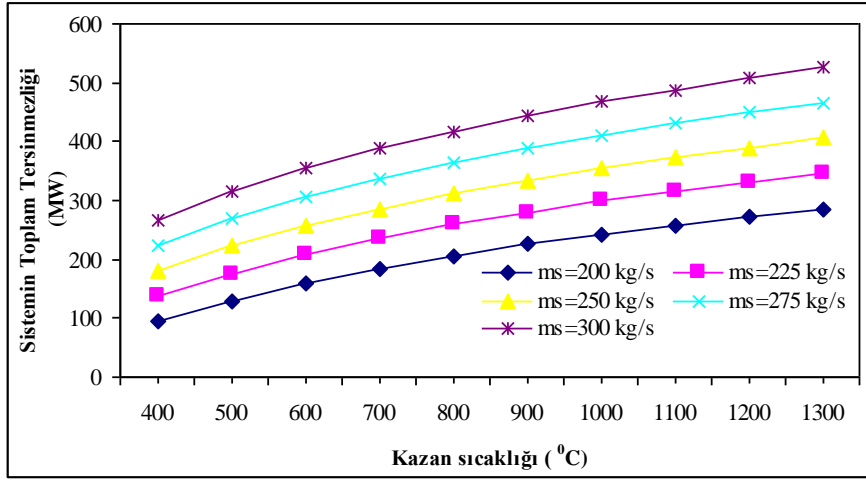
Şekil 8’de yoğuşturucu tersinmezliğinin $P_K=12,5$ MPa, $T_0=20$ °C, $P_0=0,1$ MPa, $m_s=250$ kg/s, $T_{ss,\zeta}=32$ °C, $P_{Yog}=5$ kPa ve farklı soğutma suyu çıkış sıcaklıklarına bağlı olarak kazan sıcaklıkları ile değişimi görülmektedir. Soğutma suyu çıkış sıcaklığı arttıkça, yoğuşturucu tersinmezliğinin azaldığı görülmüştür. Soğutma suyunun debisi, giriş sıcaklığı ve çıkış sıcaklığı, yoğuşturucu tersinmezliğini önemli derecede etkilediği tespit edilmiştir.



Şekil 8. Yoğuşturucu tersinmezliğinin farklı soğutma suyu çıkış sıcaklıklarına bağlı olarak kazan sıcaklıkları ile değişimi

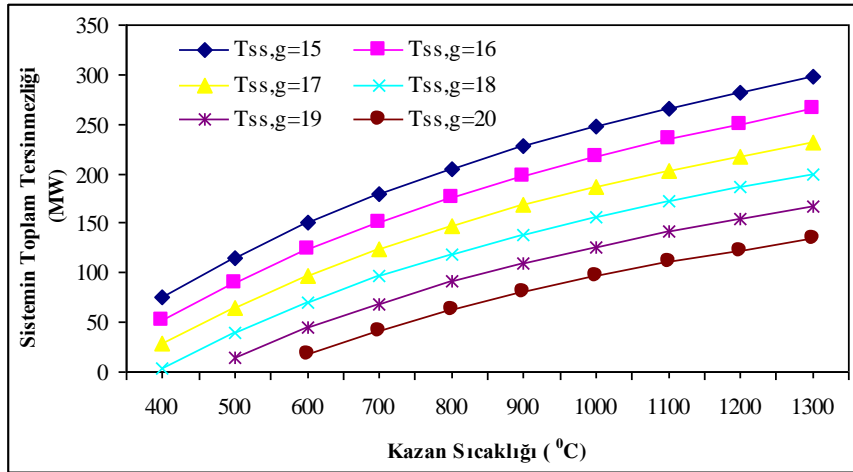
Akışkan debisine bağlı olarak, sistemin toplam tersinmezliği incelenmiş, akışkan debisi ve kazan sıcaklığı arttıkça sistemin toplam tersinmezliğinin arttığı görülmüştür.

Şekil 9’da sistemin toplam tersinmezliğinin farklı akışkan debilerine göre kazan sıcaklıkları ile değişimi verilmiştir.



Şekil 9. Sistemin toplam tersinmezliğinin farklı akışkan debilerine göre kazan sıcaklıkları ile değişimi

$P_K=12,5$ MPa, $T_0=20$ °C, $P_0=0,1$ MPa, $T_{ss,g}=32$ °C, $m_{ss}=5000$ kg/s, $P_{Yog}=5$ kPa çalışma değerlerinde soğutma suyu giriş sıcaklıklarına göre sistemin toplam tersinmezliği hesaplanmış ve Şekil 10’da sistemin toplam tersinmezliğinin farklı soğutma suyu giriş sıcaklıklarına göre kazan sıcaklıkları ile değişimi verilmiştir. Soğutma suyu giriş sıcaklığı azaldıkça, sistemin toplam tersinmezliğinin arttığı görülmüştür.



Şekil 10. Sistemin toplam tersinmezliğinin farklı soğutma suyu giriş sıcaklıklarına göre kazan sıcaklıkları ile değişimi

5. Sonuçlar ve Tartışma

500 MW’lık türbin gücü elde etmek için farklı kazan sıcaklıkları için değişik debiler için hesaplamalar yapılmıştır. Öncelikle, kazan besleme suyu pompasının gücü

bulunmuştur. Kazan besleme suyu pompasının gücü; 5 kPa yoğuşturucu basıncı, 12,5 MPa pompa basıncında ve 0,75 pompa veriminde basınç kayıpları ve diğer kayıplar ihmal edilerek 250 kg/s akışkan debisinde 4,17 MW, 300 kg/s akışkan debisinde ise 5.08 MW bulunmuştur. Sonra, farklı sıcaklıklarda, güç akışkanına aktarılan ısı hesaplanmış, 12,5 MPa pompa basıncı ve 200 kg/s akışkan debisinde 400 °C 587,65 MW, 900 °C'de 850,29 MW ve 1300 °C'de ise 1056,07 MW bulunmuştur. 250 kg/s debide ise 1000 °C, 1125,69 MW bulunmuştur.

Soğutma suyu giriş sıcaklığına bağlı olarak tersinmezlik incelenmiştir. Soğutma suyu giriş sıcaklığı arttıkça, yoğuşturucu tersinmezliği artmaktadır. Soğutma suyu debisine bağlı olarak incelendiğinde ise, soğutma suyu debisi arttıkça yoğuşturucu tersinmezliğinin arttığı görülmüştür.

Soğutma suyu çıkış sıcaklığı arttıkça, yoğuşturucu tersinmezliğinin arttığı görülmüştür. Yoğuşturucu basıncı ile tersinmezliğin değişimi incelendiğinde ise yoğuşturucu basıncı arttıkça, tersinmezlik azaldığı tespit edilmiştir. Bağımlı değişkenlerden, yoğuşturucu tersinmezliğine en fazla etki edenler, kazan sıcaklığı, güç akışkanı debisi ve soğutma suyu debisidir. Soğutma suyunun debisi, giriş sıcaklığı ve çıkış sıcaklığı, yoğuşturucu tersinmezliğini önemli derecede etkilemektedir.

Sistemde en fazla tersinmezliğin yoğuşturucuda, meydana geldiği görülmüştür. Bunun nedeni, türbinden atılan çürük buharı yeniden sisteme verilmesi için yoğuşturulmasıdır. Yoğuşturucuda meydana gelen tersinmezlik değerleri azaltılarak, sistemin toplam tersinmezliği azaltılabilir. Bulunan bu sonuçlar bir buhar güç santralinin kazan ve yoğuşturucusunda, meydana gelen tersinmezlikleri saptamıştır. Bu çalışmada bulunan değerler buhar güç santralinin termoeconomik optimizasyonu için kullanılabilir.

Semboller

E	Ekserji (kJ)	S	Entropi (kJ/kg.K)
ϵ	Özgül ekserji (kJ/kg)	P	Basınç (Pa)
h	Özgül entalpi (kJ/kg)	T	Sıcaklık (°C)
I	Tersinmezlik (kJ)	t	Zaman (s)
\dot{m}	Akışkan debisi (kg/s)	W	İş (kW)
		v	Akış hızı (m/s)
Q	Isı (kW)		

Z	Referans seviyeden yükseklik (m)	ç	Çıkış
		g	Giriş
ΔT	Sıcaklık farkı ($^{\circ}C$)	K	Kazan
η	Verim	Yoğ	Yoğuşturucu
		P	Pompa
Alt İndisler		s	Güç akışkanı
ç	Çıkış	sis	Sistem
g	Giriş	ss	Soğutma suyu
K	Kazan	T	Türbin
Yoğ	Yoğuşturucu	0	Çevre şartları
P	Pompa		

Kaynaklar

- [1] Elektrik üretimi sektör raporu, Ankara, 2008
- [2] Karababa AO. Kömürle Çalışan Termik Santraller ve Sağlık etkileri. Çevre ve Mühendis, sayı:31, 2009
- [3] Lenti F, Massardo A, Satta A. Thermoeconomic Optimization of Simple Thermal Power Plant Using Mathematical Minimization Algorithms, CH2781-3/89/0000-1725, IEEE, Usa, 1989.
- [4] El-Masri MA. Exergy analysis of combined cycles: Part 1 – Air cooled Brayton cycle gas turbine, ASME J. Eng. Gas Turbine Power 109 (1987) 228–236.
- [5] Chin WW,. El-Masri MA. Exergy analysis of combined cycles: Part 2 – Analysis and optimization of two-pressure steam bottoming cycle, ASME J. Eng. Gas Turbine Power 109 (1987) 237–243
- [6] Harlock JH. Combined power plants-past, present and future. J. Eng. Gas Turbines Power, 117:608, 1995
- [7] Rosen M. A., Dinçer, İ. Thermoeconomic Analysis Of Power Plants: An Application To Coal Fired Electrical Generating Station. Elsevier Science Ltd., Canada, 2003
- [8] Sciubba E. Beyond Thermoeconomics? The Concept of Extended Exergy Accounting and Its Application to the Analysis and Design of Thermal Systems. Exergy, An International Journal, 1(2), 68-84, 2001

- [9] Savruk N. Yeşin T. Gaz/Buhar Kombine Çevrim Enerji Santrallerinin Performans Analizi. Isı Bilimi Ve Tekniği Dergisi, 2001
- [10] Derbentli T. Isıl Sistemlerin Termoekonomik Çözümlemesi. 14. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Isparta, 2003
- [11] Kocaman, A., Termik Santraller, 2003
- [12] Çengel AY. Boles AM. Thermodynamics: An Engineering Approach. McGraw-Hill, New York, 1994.
- [13] Çengel AY. Boles AM. Thermodynamics: An Engineering Approach. McGraw-Hill. New York, 2000
- [14] Büyüktür AR. Termodinamik Cilt 1 ,2, Uludağ Üniversitesi Basımevi, Bursa, 1986
- [15] Bejan A. Advanced Engineering Thermodynamics. John Wiley and Sons, New York, 1997
- [16] Valero FPJ. Conant, W.C., Meywerk, J., Observations Versus Models. J. Climate, 10, 1874-1884, 1997
- [17] Rosen MA. Dinçer, İ., Thermoeconomic Analysis Of Power Plants: An Application To Coal Fired Electrical Generating Station. Elsevier Science Ltd., Canada, 2003