

ÇAYIRHAN TERMİK SANTRALİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Ahmet COŞKUN
Çağlar GEREDELİOĞLU
Ali BOLATTÜRK
Mustafa Yasin GÖKASLAN

ÖZET

20. yüzyılın ikinci yarısından itibaren, güvenilir kaynaklardan enerjiyi sağlama arayışı enerji dünyasının en önemli gündemi haline gelmiştir. Özellikle enerjide ortaya çıkan dar boğaz ile enerjide yeni teknolojilerin kullanılmasını zorunlu hale getirmektedir. Dolayısıyla, elektrik enerjisi üreten mevcut santrallere belirli iyileştirmeler uygulanarak verimleri artırılmalı, kayıpları da en aza indirilmelidir. Bunun sonucu olarak, bu çalışmalarla enerji sorunun çözümünde önemli adımlar atılmış olacaktır.

Bu çalışmada, Türkiye’de faaliyet gösteren Çayırhan termik santralinin enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Termik santralin her bir ünitesinin giriş ve çıkış noktalarının termodinamik özellikleri EES paket programı yardımıyla belirlenmiştir. Elde edilen termodinamik özellikler yardımıyla termik santralin ısı ve ikinci yasa verimleri sırasıyla %38 ve %53 olarak bulunmuştur. Termik santralde en fazla ekserji kayıpları sırasıyla; kazan, türbin grupları, kondenser, ısıtıcı grup ve pompa gruplarında meydana gelmektedir.

Anahtar Kelimeler: Verim, Enerji, Ekserji, Termik santral

ABSTRACT

From the beginning of the second part of the 20th century, seeking for reliable energy sources to produce energy through that way has become the best agenda for the energy world. Especially deficiency of the energy leads us to find new technologies to produce it. Power plants should be improved in order to increase their efficiency and reduce their losses. Eventually, with the help of these studies, every possible step to solve energy problems will be taken.

In this study, energy and exergy analyses of Çayırhan power plant in Turkey was done. With the help of EES software package, thermodynamic properties of each input and output units of thermal power plant are determined. The thermal and second law efficiency of thermal power plant are respectively; %38 and %53 with the help of the thermodynamic properties are obtained. In the thermal power plant the biggest exergy loses successively; boiler, turbine groups, condenser, heater groups and pump

Key Words: Efficiency, Energy, Exergy, Thermal power plant

1. GİRİŞ

Sürdürülebilir bir gelecek için gerekli olan, enerjinin kullanımı değil aynı zamanda enerjinin verimli kullanılmasıdır. Bundan dolayı ekserji terimi ve ekserji analizi insanlık için büyük önem arz etmektedir. Enerji ve ekserji analizi, termodinamiğin birinci ve ikinci kanunlarını birlikte ele alan ve enerjinin maksimum kullanılabilirliğini ifade eden bir analiz şeklidir [1].

Güç santrallerinin performanslarının belirlenmesi ve santraller üzerinde iyileştirmelerin yapılması, üretilen enerjinin boşa harcanmaması açısından önem arz etmektedir. Bunun anlamı, verimliliği arttırmak ve güç üretimini en üst düzeye çıkartmaktır. Santrallerin verim ve güçlerinin iyileştirilmesi için, günümüzde birçok teknolojiler geliştirilmiş ve halen de geliştirilmektedir. Günümüzde yaygın olarak kullanılan santrallerden birisi de termik santrallerdir. Termik santraller; katı, sıvı ve gaz halindeki yakıtlarda var olan kimyasal enerjiyi ısı enerjisine, ısı enerjisini de elektrik enerjisine dönüştüren tesislerdir. Yani termik santraller fosil yakıtların kimyasal enerjisinden elektrik enerjisi elde eden tesislerdir. Fosil yakıtlı santraller kullandıkları yakıtın cinsine göre; katı yakıtlı (Kömür ve Linyit), sıvı yakıtlı (Fuel-Oil), gaz yakıtlı (doğalgaz) olmak üzere üç grupta toplanmaktadır.

Literatürde güç santrallerinin performans analizlerine yönelik birçok çalışma mevcuttur. Rosen ve Dincer (2004), yaptıkları çalışmada ölü hal şartlarını farklı seçerek kömür yakıtlı bir güç santraline enerji ve ekserji analizini uygulamışlardır. Enerji ve ekserji analizini hem tüm sisteme hem de sistemin tüm bileşenlerine ayrı ayrı uygulayarak sonuçları analiz etmişlerdir [2].

Ünal (2009), yaptığı çalışmada Türkiye’de çalışmakta olan bir termik santralin ikinci ünitesine termoekonomik analiz uygulayarak ünite ekipmanlarının her birinin termoekonomik analizini ve değerlendirilmesini yapmıştır. Her ekipmana ayrı ayrı enerji ve ekserji dengeleri kurarak ortalama ekserji maliyetlerini belirlemiş, kayıp ve tahrip olan enerji ve ekserjileri bulmuş, yok olan ekserji oranı belirlenerek eksergoekonomik faktörler çıkarılmıştır. Analiz sonuçları arasında bağlantı kurularak düzeltme yapılabilecek ekipmanlar belirlenerek çözüm önerileri sunulmuştur [3].

Tsatsaronis and Park (2002), yaptıkları çalışmada bir kojenerasyon sistemi üzerinden ısı sistemlerinin termodinamik analizinde ve sistem elemanlarının maliyet analizinde önlenebilir ve önlenebilir ekserji tüketimlerinin etkisini araştırmışlardır. Sistemdeki her komponente ekserji dengeleri kurularak ortalama ekserji maliyetleri belirlenmiş ve eksergoekonomik faktörler çıkartılmıştır. Çalışmada özellikle önlenebilir ekserji tüketiminin üzerinde durulması gerektiğini, ekserji tüketiminin azaltılabileceği bölümlerin belirlenmesi ve tüketimlerin azaltılması sayesinde yatırım maliyetlerinin azaltılabileceğini ifade etmişlerdir [4].

Guarinello Jr. et al. (2000), yaptıkları çalışmada bir gaz türbinli kojenerasyon sistemine termodinamiğin birinci ve ikinci kanunları uygulamışlardır. Santralin her bir ekipmanı için ekserjetik ürün maliyetleri çıkarılarak tüm sistem için ekserji ve maliyet analizi yapılmıştır. Termoekonomik analizler sonucunda sistemden elde edilen elektrik ve buhar üretim maliyetlerini hesaplamışlardır [5].

Kwak et al. (2003), yaptıkları çalışmada 500 MW’lık kombine çevrim santralinin ekserji ve termoekonomik analizini gerçekleştirmişlerdir. Santralin tüm komponentlerine enerji ve kütle korunumu kanunlarını uygulamışlardır. Ayrıca, her bir elemana ve genel olarak sisteme ekserji ve ekserjetik maliyet analizleri yapmışlardır. Çalışmada bilgisayar programı geliştirilerek sisteme ait üretim maliyetleri ve termodinamik performans incelenmiştir [6].

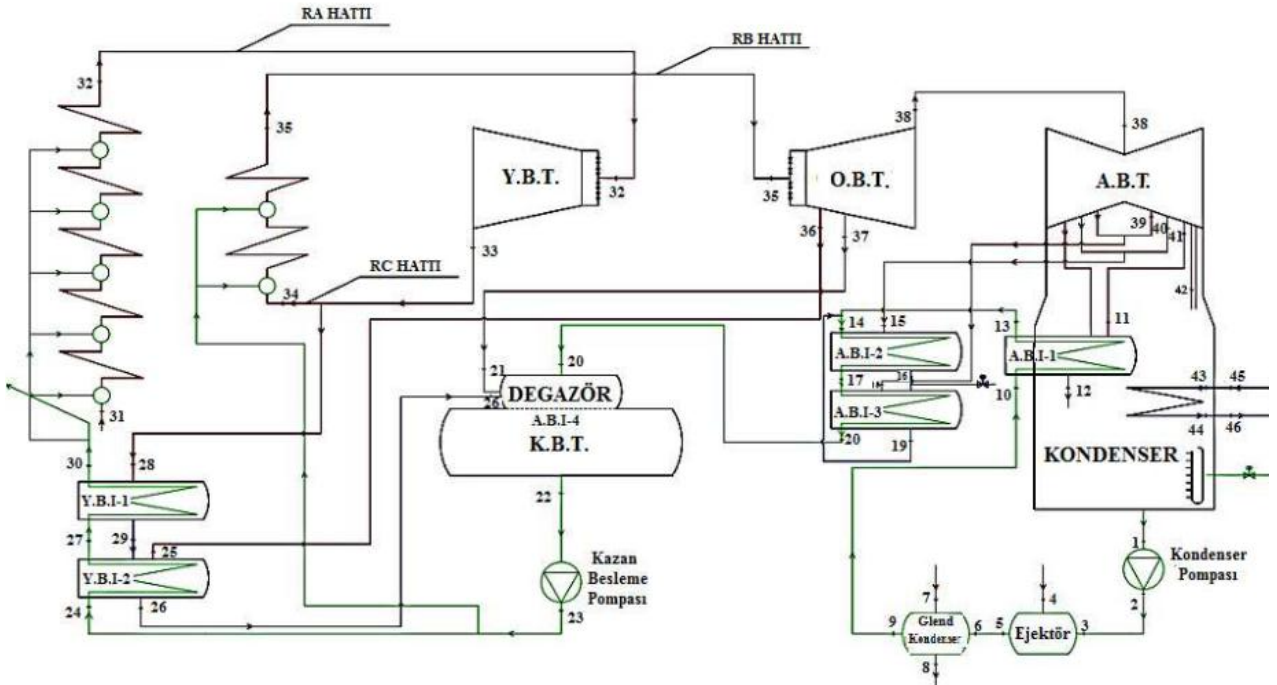
Kaya (2008), yaptığı çalışmada basit Rankine buhar çevrimini ele almıştır. Çevrimin verimli olarak çalışmasını etkileyen parametreleri dikkate alarak, çevrime ekserji analizi uygulamış ve sistemin ekserji verimliliğini belirlemeye çalışmıştır. Çalışmada, kapalı ve adyabatik kabul edilen sistemin termik verim ve ekserjetik verimleri mukayese edilerek sistemin net güç çıktısına etki eden parametreler belirlenmiştir [7].

Bu çalışmada, Çayırhan termik santralinin ünitelerinde belirlenen 46 adet düğüm noktasının termodinamik özellikleri EES paket programı ile bulunmuş olup termik santrale termodinamiğin birinci ve ikinci yasası ışığında enerji ve ekserji analizleri uygulanmıştır. Termik santrale uygulanan enerji ve ekserji analizleri sonucunda santralin ısı ve ikinci yasa verimleri, sistemdeki tersinmezliklere bağlı

olarak meydana gelen kayıplar tespit edilmiştir. Elde edilen sonuçlar değerlendirilmiş ve düzeltme yapılabilecek ekipmanlar belirlenerek çözüm önerileri sunulmuştur.

2. TERMİK SANTRALİN TANITIMI

Çayırhan Termik Santrali; Ankara'ya 120 km, Beypazarı'na 22 km ve Nallıhan'a 37 km mesafededir. Çayırhan Termik Santralinin tesis şeması Şekil 1'de gösterilmektedir. Çayırhan Termik Santrali'nde, Nallıhan Yöresindeki kapalı maden ocaklarından çıkarılan düşük kalorili linyitler yakıt olarak kullanılmaktadır. Linyitler bir takım proseslerden sonra, pulverize hale getirilerek yanmak üzere kazana püskürtülür. Sistemin su ihtiyacı Sarıyar baraj gölünden sağlanır. Su, arıtma işleminden geçirildikten sonra kazana verilir. Kazanda yanma sonucunda oluşan ısı ile buhar elde edilir. Türbine verilen buharın türbini döndürmesi ile hareket enerjisi elde edilir. Hareket enerjisi de jeneratörde elektrik enerjisine çevrilir. Türbinde kullanılan buhar, soğutma suyu yardımı ile kondenserde yoğuşturulur ve kazan besleme pompaları ile tekrar kazana verilir. Çevrim bu şekilde tamamlanır.



Şekil1. Çayırhan Termik Santralinin Tesis Şeması

3. TERMİK SANTRALİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Herhangi bir kontrol hacmi için, kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilerek kütle, enerji ve ekserji denklemleri sırasıyla aşağıdaki gibidir.

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

$$\dot{Q} + \dot{W} = \sum \dot{m}_ç h_ç - \sum \dot{m}_g h_g \quad (2)$$

$$\dot{X}_{ısı} + \dot{X}_{iş} = \sum \dot{X}_{küt,ç} - \sum \dot{X}_{küt,g} + \dot{X}_{kayıp} \quad (3)$$

Burada “g” girişi, “ç” çıkışı göstermekte olup, \dot{Q} ve \dot{W} net ısı ve iş girdisi, \dot{m} kütleli debi, h entalpi, $\dot{X}_{\text{kayıp}}$ ekserji kaybıdır. “0” indisi ölü hali simgelemektedir. $\dot{X}_{\text{ısı}}$, T sıcaklığındaki bir ısı kaynağından elde edilen net ekserji transferini belirtmektedir.

$$\dot{X}_{\text{ısı}} = \sum (1 - T_0 / T) \dot{Q} \quad (4)$$

denklemlerle ifade edilmektedir. Özgül ekserji,

$$x = h - h_0 - T_0 (s - s_0) \quad (5)$$

ile verilmektedir. Toplam ekserji ise, özgül ekserjiyle kütleli debinin çarpımıyla,

$$\dot{X} = \dot{m}x \quad (6)$$

bağıntısı ile bulunmaktadır. Türbinin ikinci yasa verimi, türbinden elde edilen yararlı işin, elde edilebilecek en çok işe (tersinir) oranı olarak,

$$\eta_{t,II} = \frac{\dot{W}_t}{\dot{W}_{t,tr}} \quad (7)$$

şeklinde tanımlanmaktadır. Burada, \dot{W}_t gerçek türbin gücüdür. $\dot{W}_{t,tr}$ tersinir türbin gücü olup, $\dot{W}_t + \dot{X}_{\text{kayıp}}$ 'ye eşittir. Pompanın ekserjetik verimi,

$$\eta_{p,II} = \frac{\dot{W}_{p,tr}}{\dot{W}_p} \quad (8)$$

bağıntısı ile ifade edilmektedir. Burada, \dot{W}_p gerçek pompa gücüdür. $\dot{W}_{p,tr}$ tersinir pompa gücü olup, $\dot{W}_p - \dot{X}_{\text{kayıp}}$ 'ye eşittir.

Isı değiştiricisi ve kondenser için ikinci yasa verimi ise soğuk akışın ekserjisindeki artışın, sıcak akışın ekserjisindeki azalışa oranlanmasıyla elde edilmektedir.

$$\eta_{II,ID,K} = \frac{(\dot{X}_\text{ç} - \dot{X}_\text{g})_{\text{soğuk}}}{(\dot{X}_\text{g} - \dot{X}_\text{ç})_{\text{sıcak}}} \quad (9)$$

(9) no'lu eşitlikte soğuk ve sıcak, sırasıyla soğuk ve sıcak akışkanı göstermektedir. Denklemlerde pay ve payda arasındaki fark, ısı değiştiricisi ve kondenser için ekserji kaybını ifade etmektedir. Kondenserde sıcak akışkanın verdiği ekserji santraldeki ekserji kayıpları içinde değerlendirilebilir.

Termik santrallerin ısı verimi aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{\text{net}}}{\dot{Q}_{\text{giren}}} \quad (10)$$

Burada \dot{W}_{net} santralin ürettiği net güç olup, \dot{Q}_{giren} ise santrale kazanda verilen ısı miktarıdır. Termik santralin ikinci yasa verimi ise gerçek ısı veriminin aynı koşullarda olabilecek en yüksek (tersinir) ısı verime oranıdır. Ekserji verimi,

$$\eta_{II} = \frac{\eta}{\eta_{tr}} \quad (11)$$

şeklinde ifade edilmektedir.

SONUÇ

Çalışmada, Çayırhan Termik Santralinin enerji ve ekserji analizlerinde ölü hal sıcaklığı ve basıncı sırasıyla 25 °C ve 1 bar olarak alınmıştır. Hesaplamalarda, kazanında kullanılan yakıt linyit olarak alınmış olup, yakıtın debisi ve alt ısı değeri sırasıyla 38.889 kg/s ve 2400 kcal/kg olarak alınmıştır. Santraldeki hava fazlalık katsayısı ise 1.6 olarak kabul edilmiştir.

Santralin enerji ve ekserji analizlerinde, formüller ve kabuller kullanılarak termodinamik özellik fonksiyonlarını içeren bir bilgisayar programı EES (Engineering Equation Solver) kullanılmıştır [8]. Termik santralden alınan 46 adet noktanın dataları doğrultusunda, her bir noktanın termodinamik özellikleri EES paket programında hesaplanmış olup, Tablo 1’de gösterilmiştir.

Santralden alınan datalar ve yapılan hesaplamalar sonucunda, su, besleme suyu pompasına 150.7 °C sıcaklıkta ve 484.9 kPa basınçta gelmekte, 153 °C sıcaklıkta ve 18200 kPa basınçta pompayı terk etmektedir. Bu durumda besleme suyu pompasının ikinci yasa verimi %94.3 civarındadır. Besleme suyu pompasında basıncı artırılan su 290 °C sıcaklıkta kazana girmektedir. Çayırhan Termik Santralindeki kazan, tabii sirkülasyonlu, domlu, su borulu, çift geçişli içten yanmalı, pulverize kömürlü dikey tip bir kazandır. Kazanda yanma sonucu meydana gelen gazlar ısılarını konveksiyon ve radyasyon yolu ile kazanın daha üst kısımlarında bulunan kazan borularına vererek, bu borulardan geçen suyun sıcaklığını artırırlar. Kazanda yakıtın yanmasıyla elde edilen enerji miktarı 390787.8 kJ/s’dir. Bu enerjinin %88’lik kısmı suya aktarılmaktadır. Yapılan hesaplamalar sonucunda kazanın ikinci yasa verimi %73 civarında bulunmuştur.

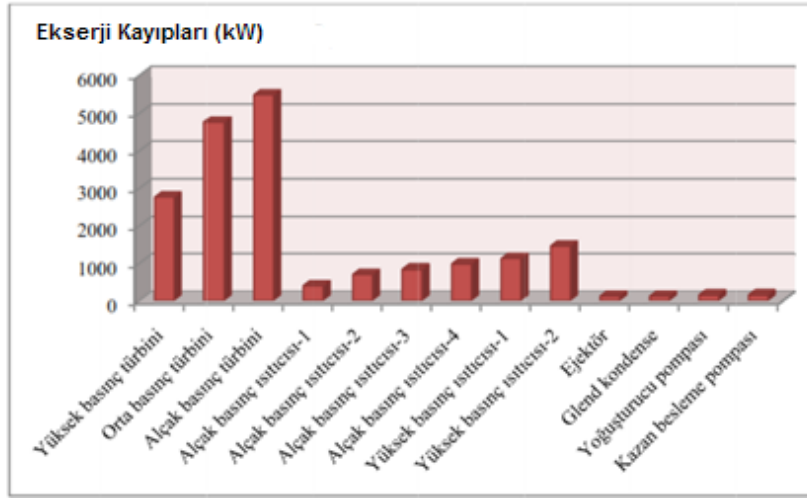
530 °C sıcaklık ve 13500 kPa basınçta kazandan ayrılan kızgın buhar, yüksek basınç türbinine girmektedir. Buhar, türbinin içerisinde ilerlerken iş meydana getirir ve hacmi genişler. Yapılan hesaplamalarda yüksek basınç türbininde birim zamanda elde edilen iş 39838.4 kW’tır. Yüksek basınç türbininin ikinci yasa verimi ise %93.5 civarındadır. Yüksek basınç türbininden ayrılan buhara kazanda ara ısıtma işlemi uygulanarak buharın kuruluk derecesinin azalması önlenmektedir. Kızdırma işlemi sonucunda sıcaklık tekrar yükseltilerek buharın kullanılabilirliği artırılmaktadır. 530 °C sıcaklıkta ve 3600 kPa basınçta orta basınç türbinine giren kızgın buhar, 280 °C sıcaklıkta ve 500 kPa basınçta türbini terk etmektedir. Yapılan hesaplamalarda orta basınç türbininde birim zamanda elde edilen iş 54322.9 kW’tır. Orta basınç türbininin ekserji verimi ise %92 civarındadır. Alçak basınç türbininde ise birim zamanda elde edilen iş 59661.4 kW olup, alçak basınç türbininin ikinci yasa verimi %91 civarındadır. Türbinden kullanılabilirliği oldukça düşük olarak gelen buhar 40.79 °C sıcaklıkta ve 7.7 kPa basınçta kondensere girmekte, 40 °C sıcaklıkta ve 7.7 kPa basınçta kondensere çıkmaktadır. Yapılan hesaplamalara göre kondenserin ikinci yasa verimi %51 civarında bulunmuştur. Kazan besleme suyunun kazana girmeden önce türbin kademelerinden alınan ara buharların gönderildiği ön ısıtıcılarda ısıtılmasıyla sıcaklığının yükselmesi, kazanın verimini artırmakta dolayısıyla da santralin verimi artmaktadır. Analizler sonucunda, santralin ısı verimi ve ikinci yasa verimi sırasıyla %38 ve %53 olarak bulunmuştur.

Tablo 1. Noktaların Termodinamik Özellikleri [9]

	Basınç (kPa)	Sıcaklık (°C)	Entalpi (kJ/kg)	Debi (kg/s)	Entropi (kJ/kgK)	Kuruluk derecesi	Ekserji (kW)
0	100	25	104.9	-	0.3669	-	-
1	7.7	40	167.5	104.2	0.5724	-	138.6
2	1800	40.4	170.8	104.2	0.577	-	339.6
3	1800	40	169.1	104.2	0.5717	-	328.9
4	100 5	99.61	441.8	5	1.368	-	192.3
5	1760	43	181.6	109.2	0.6115	-	412.1
6	1760	42.7	180.4	109.2	0.6076	-	407.7
7	150	143	2759	4	7.387	-	2244
8	150	124	2326	4	6.115	-	2036
9	1760	46.5	196.2	109.2	0.658	-	508.5
10	1760	46	194.1	109.2	0.651	-	490.8
11	33.4	71.6	2512	5	7.393	0.95	1561.3
12	33.4	57.1	239.4	5	0.796	-	31.9
13	1760	70.9	298.2	109.2	0.965	-	1631.7
14	1760	74	311.2	126.1	1.003	-	2117.4
15	145	110.3	2649	6.1	7.124	0.98	3237
16	145	104	439.5	6.1	1.361	-	232.9
17	1760	99.5	418.3	126.1	1.3	-	4429.1
18	328	225	2916	5.8	7.376	-	4207.9
19	328	85	546.3	16.9	1.666	-	757.9
20	1760	124.2	522.7	126.1	1.572	-	7397.7
21	850	316	3089	5.6	7.263	-	5158.2
22	484.9	150.7	635.1	148.7	1.849	-	13148.5
23	18200	153	656.1	148.7	1.853	-	16091.7
24	18200	152	651.8	141.4	1.843	-	15114.5
25	1640	401	3256	5.8	7.231	-	6445.5
26	468.5	149.4	629.7	18.055	1.836	-	1567.4
27	18200	184	789.4	141.3	2.155	-	21403.2
28	3930	350	3070	12.2	6.554	-	13693.7
29	3930	223	967.8	12.2	2.566	-	2571.8
30	18200	225	971.1	141.4	2.535	-	31074.6
31	15600	290	1284	125.3	3.132	-	44434.2
32	13500	530	3413	125.3	6.521	-	184566.4
33	3930	350	3095	125.3	6.594	-	141939.9
34	3930	350	3095	113.1	6.594	-	128150.1
35	3600	530	3519	113.1	7.232	-	154580.8
36	1681	401.8	3257	5.8	7.221	-	6466.2
37	871	318.1	3093	5.6	7.259	-	5184.9
38	500	280	3023	101.7	7.388	-	83852.5
39	346	225.2	2916	5.8	5.833	-	4249.4
40	150	111.3	2651	6.1	7.113	0.98	3266.9
41	35.4	72.95	2515	5	7.375	0.95	1602.5
42	7.7	40.79	2383	84.7	7.628	0.92	9591.1
43	160	31	130.1	2986.1	0.451	-	821.2
44	120	37.3	37.3	2986.1	0.536	-	2756.2
45	160	31	130.1	2986.1	0.451	-	821.2
46	120	37.3	156.3	2986.1	0.5362	-	2756.2

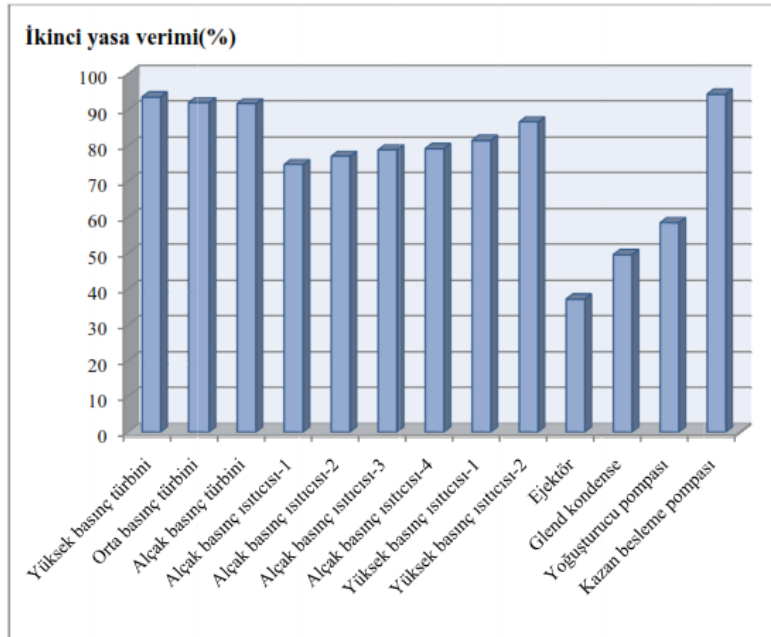
Yapılan enerji ve ekserji analizleri sonucunda, santraldeki ünitelerin ekserji kayıpları Şekil 2'de sunulmaktadır. Şekil 2'den görüleceği üzere en fazla ekserji kaybı alçak basınç türbininde meydana gelmektedir. Daha sonra sırasıyla orta basınç ve yüksek basınç türbininde meydana gelmektedir. Ejektör, glend kondenser, yoğuşturucu pompası ve kazan besleme pompasının ekserji kayıpları

türbinlere nazaran oldukça düşüktür. Türbinlerde buharın enerjileri önce kinetik enerjiye daha sonra mekanik enerjiye dönüşmektedir. Yüksek basınç türbininden alçak basınç türbinine doğru enerji dönüşümü arttığı için, ekserji kaybı da artmaktadır.



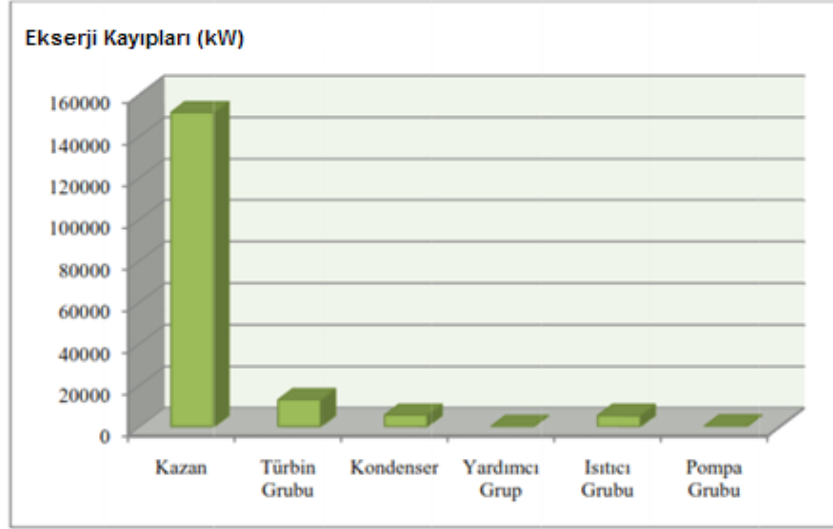
Şekil 2. Ünitelerin Ekserji Kayıpları [9]

Santraldeki ünitelerin ikinci yasa verimleri Şekil 3'te gösterilmektedir. En yüksek ikinci yasa verimi sahip ünite, kazan besleme pompasıdır. Kazan besleme pompasını sırasıyla yüksek basınç ve orta basınç türbini izlemektedir. Türbinler kıyaslandığında, yüksek basınç türbininden alçak basınç türbinine doğru bir azalma görülmektedir. Bu durum, yüksek basınç türbininde enerjiden daha fazla faydalandığını göstermektedir. Isıtıcılar kıyaslandığında, alçak basınç ısıtıcılarından yüksek basınç ısıtıcılarına doğru bir artış görülmektedir. Yüksek basınç ısıtıcısı-2'nin ikinci yasa verimi %86.5 iken, alçak basınç ısıtıcısı-1'in ikinci yasa verimi %74.6 olarak hesaplanmaktadır. Yüksek basınç ısıtıcısı-2'deki sıcak ve soğuk akışların sıcaklık farkı alçak basınç ısıtıcısı-1'e göre daha fazladır. Bu sebeple yüksek basınç ısıtıcısı-2'nin ikinci yasa verimi daha yüksektir.



Şekil 3. Ünitelerin İkinci Yasa Verimleri [9]

Santraldeki ünitelerin grup olarak ekserji kayıpları ise Şekil 4'te sunulmaktadır. Santralde en fazla ekserji kaybının olduğu ünite grubu kazandır. Yardımcı ve pompa gruplarının ekserji kayıpları oldukça düşüktür. Kazanda ekserji kaybının yüksek çıkması, bu üniteye iyileştirme yapılmasının gerekliliğini göstermektedir. Kazanda iyileştirmeler yapıp, verim artırılmalıdır. Kazandan sonra sırasıyla türbin grubu ve kondenserde ekserji kaybının yüksek olduğu görülmektedir. Kondenserde soğutma suyuna verilen enerji kayıp olarak gözükebilir. Ancak pompaya giren akışkanın sıvı olma şartından dolayı bu kayıp, zorunlu bir kayıp olmaktadır.



Şekil 4. Santraldeki Ünite Gruplarının Ekserji Kayıpları [9]

Genel olarak, enerji ve ekserji analizleri değerlendirildiğinde, kazandaki ekserji kaybının azaltılması santralin performansını da etkileyecektir. Kazanda ekserji kaybının artmasına sebep olan etkenler iyi bir şekilde incelenmelidir. Bu sebeplerden birisi, kazanda borular arasındaki ısı geçişi olabilir. Borulardaki ısı geçişine engel olan yüzeydeki tabakaların oluşması engellenmelidir. Kazanda optimum yanma sağlanmalıdır. Bunun için kazandaki taze hava fanları sürekli kontrol edilmeli ve tüm yanma işlemleri optimum hava fazlalık katsayısında yapılmalıdır. Isıtıcılardaki ekserji kayıpları kazan ve türbinlere kıyasla daha düşüktür. Kazan girişinde yapılabilecek küçük düzeydeki iyileştirmeler santralin veriminin artmasını sağlayacaktır. Türbin gruplarında yapılabilecek iyileştirmeler türbin kademelerinden alınan buharların ekserjilerini ve dolayısıyla ön ısıtıcıların verimlerinin artmasına sebep olacaktır. Kondenserdeki ekserji kaybı ise diğer gruplara kıyasla daha düşüktür. Kondenser içerisindeki ısı geçişinin artırılması kayıpların azalmasına neden olacaktır. Bunun için, kondenser içerisindeki boruların periyodik olarak temizlenmesi hem kondenserin hem de santralin verimini arttıracaktır.

Yapılan analizler enerji ve ekserji analizlerin önemini göstermektedir. Analiz sonuçlarına göre yapılacak iyileştirmeler santralin performansını olumlu yönde etkileyecek olup, kullanılan yakıt miktarını da düşürecektir. Aynı zamanda daha az yakıtın yanmasıyla, yanma sonucunda oluşacak çevreye zararlı gazlar minimum seviyeye inmiş olacaktır. Bu sebeple, yeni kurulacak santrallerde ekserji analizleri proje aşamasında mutlaka yapılmalı, santralin performansı en iyi değerlere çıkarılmalıdır.

SEMBOLLER

- A.B.I Alçak basınç ısıtıcısı
A.B.T Alçak basınç türbini
 h Entalpi (kJ/kg)

$K.B.T.$	Kazan besleme tankı
$O.B.T$	Orta basınç türbini
s	Entropi (kJ/kgK)
T	Sıcaklık (°C)
$Y.B.I$	Yüksek basınç ısıtıcısı
$Y.B.T$	Yüksek basınç türbini
\dot{Q}	Isı (kW)
\dot{W}	Güç (kW)
\dot{m}	Kütleli debi (kg/s)
\dot{X}	Ekserji (kW)
x	Özgül ekserji (kJ/kg)
$\dot{X}_{\text{kayıp}}$	Ekserji kaybı (kW)
η	Verim

İndisler

0	Ölü hal
g	Giriş
ç	Çıkış
t	Türbin
p	Pompa
tr	Tersinir
ID	Isı değiştiricisi
K	Kondenser
II	İkinci yasa
th	Isıl

KAYNAKLAR

- [1] ÇOMAKLI, K., KARSLI, S., ÇOMAKLI, Ö., YILMAZ, M., “Termal Sistemlerin Ekserjetik analizi”, Termodinamik, Sayı 137, 2004.
- [2] ROSEN, M.A., DİNCER, I., “Effect of Varying Dead-state Properties on Energy and Exergy Analyses of Thermal Systems”, International Journal of Thermal Sciences, 43, 121-133, 2004.
- [3] ÜNAL, F., “Bir Termik Santralin Ekserji Analizi”, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul, 2009.
- [4] TSATSARONIS, G., PARK, M., “On Avoidable and Unavoidable Exergy Destructions and Investment Costs in Thermal Systems”, Energy Conversion and Management, 43, 1259-1270, 2002.
- [5] GUARINELLO, Jr., F., CERQUERIA, S.A.A.G., NEBRA, S.A., “Thermoeconomic Evaluation of a Gas Turbine Generation System”, Energy Conversion and Management, 41, 1191-1200, 2000.
- [6] KWAK, H. Y., KIM, D. J., JEON, J. S., “Exergetic And Thermoeconomic Analysis Of Power Plants”, Department Of Mechanical Engineering, ChungAng University, Seoul 156-756, South Korea, 2003.
- [7] KAYA, M., “Buharlı Güç Çevrim Veriminin Ekserji Analiziyle Belirlenmesi”, CBÜ Soma Meslek Yüksekokulu Teknik Bilimler Dergisi, Cilt:1, Sayı:9, Soma, 2008.
- [8] KLEIN, S.A., Engineering Equation Solver (EES), Academic Commercial V8.208, F-Chart Software, www.fChart.com, 2008.
- [9] GEREDLİOĞLU, Ç., “Çayırhan Termik Santralinin Enerji ve Ekserji Analizi”, Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Isparta, 2011.

ÖZGEÇMİŞ

Ahmet COŞKUN

1980 yılı Antalya doğumludur. 2001 yılında SDÜ Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünü bitirmiştir. 2005 yılında aynı Üniversitede yüksek lisansını, 2011 yılında doktorasını tamamlamıştır. 2012 yılından itibaren SDÜ Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünde Yardımcı Doçent olarak görev yapmıştır. görev yapmaktadır. Güç çevrimleri, ekserji ve jeotermal güç santralleri, soğutma konularında çalışmaktadır.

Çağlar GEREDELİOĞLU

1986 yılı Ankara doğumludur. 2009 yılında SDÜ Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünü bitirmiştir. 2011 yılında SDÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalında yüksek lisansını tamamlamıştır.

Ali BOLATTÜRK

1969 yılı İskenderun doğumludur. 1990 yılında Akdeniz Üniversitesi Isparta Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünü bitirmiştir. Aynı üniversitede 1992 yılında yüksek lisansını ve 1997 yılında Süleyman Demirel Üniversitesinde doktorasını tamamlamıştır. 1997-2008 yılları arasında Süleyman Demirel Üniversitesinde Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünde Yardımcı Doçent olarak görev yapmıştır. 2008 yılında Doçent ünvanını almıştır. Yalıtım, enerji yönetimi ve tasarrufu, ekserji, jeotermal enerji konularında çalışmaktadır.

Mustafa Yasin GÖKASLAN

1989 yılı Isparta doğumludur. 2012 yılında Niğde Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünü bitirmiştir. 2012 yılında SDÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalında yüksek lisans eğitimine başlamıştır.