



Araştırma Makalesi / Research Article
**THERMODYNAMIC OPTIMIZATION OF COMBINED CYCLE SYSTEM
WITH GAS TURBINE**

Burhanettin ÇETİN*, Hasan Hüseyin ERDEM, Süleyman Hakan SEVİLGEN,
Murat GÖKÇEK, Ali Volkan AKKAYA

Yıldız Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, Yıldız-İSTANBUL

Geliş/Received: 01.07.2005 Kabul/Accepted: 04.04.2006

ABSTRACT

The liberalization of the electricity power market leads to a stronger competition among electrical utilities. The necessity to reduce pollution due to greenhouse gases, make combined cycle systems one of the best choice to produce energy because of their high efficiency and the use of low carbon content fuels. So, it is of great interest to define a strategy for the optimization of these systems, in order to get greater thermodynamic performance from them. This study presents a thermodynamic optimization of gas turbine combined cycle system. The variable parameters selected for the optimization are the steam turbine efficiency, pinch point and feed water temperature for bottoming cycle (steam turbine cycle), the compressor pressure ratio, turbine inlet temperature and turbine and compressor isentropic efficiencies for topping cycle (gas turbine cycle). The others variables are assumed constant. The thermodynamic expressions are formulated as a function of these decision variables. The optimum design conditions giving maximum combined cycle performance have been determined as final output.

Keywords: Thermodynamic optimization, efficiency, combined cycle.

MSC number/numarası: 80A17, 74A15, 74G65.

GAZ TÜRBİNLİ KOMBİNE ÇEVİRİM SİSTEMİNİN TERMODİNAMİK OPTİMİZASYONU

ÖZET

Elektrik güç piyasasının liberalleşmesi, elektrik üreticileri arasında güçlü bir rekabete yol açmaktadır. Sera gazlarından kaynaklanan kirliliği düşürmedeki gereklilik, kombine çevrim sistemini yüksek verim ve düşük karbon içerikli yakıtların kullanımından dolayı en iyi tercihlerden birisi yapmaktadır. Dolayısıyla, kombine çevrim sistemlerinden daha yüksek termodinamik performans elde etmek için, bu sistemlerin optimizasyonda bir strateji belirlemek oldukça önemlidir. Bu çalışmada, gaz türbinli kombine çevrim sisteminin termodinamik optimizasyonu yapılmıştır. Optimizasyon işlemi, alt çevrim (buhar türbini çevrimi) için buhar türbini verimi, minimum sıcaklık farkı ve besleme suyu sıcaklığı, üst çevrim (gaz türbini çevrimi) için ise kompresör basınç oranı, türbin giriş sıcaklığı ile türbin ve kompresör izentropik verimleri değişken parametre olarak alınmıştır. Diğer değişkenler sabit kabul edilmiştir. Termodinamik ifadeler bu karar değişkenlerinin fonksiyonu olarak formüle edilmiştir. Sonuç olarak, maksimum kombine çevrim performansını veren optimum dizayn şartları belirlenmiştir.

Anahtar Sözcükler: Termodinamik optimizasyon, verim, kombine çevrim.

* Sorumlu Yazar/Corresponding Autor: e-mail/e-ileti: cetin@yildiz.edu.tr, tel: (0212) 259 70 70 / 2727

1. GİRİŞ

Kombine çevrim sistemlerinin daha karlı, daha yüksek verimli ve de daha az çevresel etkilerinin olduğu önceki çalışmalarda vurgulanmıştır [1-5]. Ayrıca; gaz türbin sistemlerinde olduğu gibi, günlük devreye girip çıkabildikleri için pik ve periyodik yükleri karşılamak amacıyla genellikle gaz/buhar kombine çevrim sistemleri kullanılır. Çünkü bunların cevap verme karakteristikleri fosil yakıtlı ve nükleer güç santralleri gibi diğer konvansiyonel enerji üretim sistemlerinden daha iyidir [6].

Elektrik güç piyasasının liberalleşmesi, elektrik üreticileri arasında güçlü bir rekabete yol açmaktadır. Sera gazlarından kaynaklanan kirliliği düşürmedeki gereklilik, kombine çevrim sistemini yüksek verim ve düşük karbon içerikli yakıtların kullanımından dolayı en iyi tercihlerden birisi yapmaktadır [1]. Yüksek verimli kombine çevrim sistemleri sadece yüksek kaliteli ekipmanların kullanımına değil, aynı zamanda komponentlerin optimizasyonuna bağlıdır. Kombine çevrim sistemi üst çevrim (gaz türbini çevrimi) ile alt çevrimin (buhar türbini çevrimi) birlikte kullanıldığı enerji üretim sistemleridir. Kombine çevrim sistemleri, gaz türbin çevrimlerinin üst sıcaklığının yüksek olması ve buhar türbinli çevrimlerin alt sıcaklıklarının düşük olması avantajını birleştirerek, gaz türbinlerini terk eden sıcak gazların, buharlı güç çevriminin ısı kaynağı olarak kullanılmasını sağlarlar [7]. Gaz türbin çevrimi, toplam kombine çevrim gücünün 2/3'ünü üretir. Geri kalan 1/3'ü ise, atık ısı kazanlı (AIK) buhar türbini çevrimi sağlar [1,2]. Dolayısıyla kombine çevrim sistemlerinden yüksek performans elde etmek için, komponentlerin optimizasyonu oldukça önemlidir.

Arrieta ve Lora [5], atmosferik basınç, bağıl nem ve yakıt karakteristikleri gibi değişkenleri sabit alarak çevre sıcaklığının kombine çevrim performansı üzerine olan etkisini incelemiştir. Chuang ve Sue [8], kondenser basıncı ve santralin yük faktörünü değişken parametre olarak alarak üç basıncı gaz türbinli kombine çevrim sisteminin performans analizini yapmışlardır.

Bu çalışmada ise, gaz türbinli kombine çevrim sisteminin termodinamik optimizasyonu yapılmıştır. İncelemelerde performans kriteri olarak toplam güç ve toplam verim, değişken parametre olarak buhar türbini verimi (η^*), minimum sıcaklık farkı (MSF), besleme suyu sıcaklığı (BSS), kompresör basınç oranı (P_{rc}), türbin giriş sıcaklığı (TGS) ve türbin ve kompresör izentropik verimleri (η) alınmıştır. Diğer değişkenler ise sabit kabul edilmiştir. Termodinamik ifadeler (toplam güç ve toplam verim) bu karar değişkenlerinin fonksiyonu olarak formüle edilmiştir. Visual Basic programlama dilinde yazılan programla oluşturulan model çözümlenmiş ve her bir parametre için termodinamik açıdan optimum dizayn şartları belirlenmiştir.

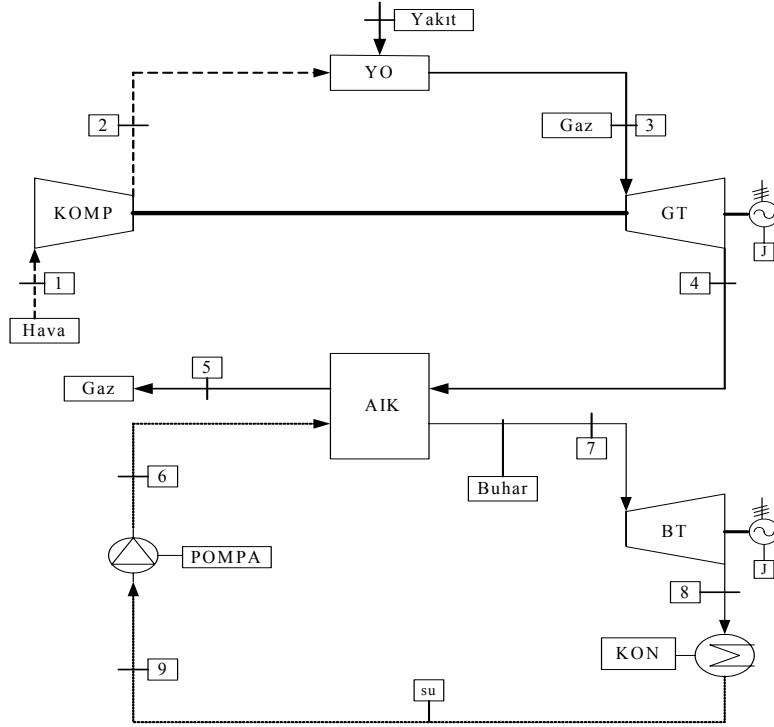
2. TERMODİNAMİK MODEL

Enerji üretim sistemleri çok karmaşık ve kompleks yapıdadırlar. Gerçek bir tesis ele alındığında irili ufaklı birçok komponent vardır. Dolayısıyla, sistem çözümlerinde bazı kabullerin yapılması gerekir. Bu kabuller de analiz sonuçlarını etkilemektedir [1]. Bu çalışmada, tek basıncı gaz türbinli kombine çevrim sistemi model olarak alınmıştır (Şekil 1). Üst çevrimi oluşturan ana elemanlar; kompresör (KOMP), yanma odası (YO), gaz türbini (GT), alt çevrimi oluşturan ana elemanlar ise; atık ısı kazanı (AIK), buhar türbini (BT), kondanser (KON), besleme suyu pompası (POMPA) ve jeneratördür (J).

2.1. Kombine Çevrim Sisteminin Toplam Gücü

Kombine çevrim sisteminin toplam gücü (W_k), gaz türbini çevrimi net gücü (W_g) ve buhar türbini çevrimi net güçlerinin (W_b) toplamından oluşmaktadır (Denkem 1).

$$W_k = W_g + W_b \quad (kW) \quad (1)$$



Şekil 1. Tek basınçlı gaz türbinli kombine çevrim sistemi [1]

Gaz türbini çevrimi net gücü, gaz türbin gücü (W_{GT}) ve kompresör güçlerinin (W_{KOMP}) farkına, buhar türbini çevrimi net gücü ise buhar türbini (W_{BT}) ve pompa güçlerinin (W_{POMPA}) farkına eşittir (Denklem 2 ve 6).

$$W_g = W_{GT} - W_{KOMP} \quad (\text{kW}) \quad (2)$$

$$W_{GT} = \dot{m}_g \cdot [c_{pg}(T_3) \cdot T_3 - c_{pg}(T_4) \cdot T_4] \quad (\text{kW}) \quad (3)$$

$$W_{KOMP} = \dot{m}_h \cdot [c_{ph}(T_2) \cdot T_2 - c_{ph}(T_1) \cdot T_1] \quad (\text{kW}) \quad (5)$$

$$W_b = W_{BT} - W_{POMPA} \quad (\text{kW}) \quad (6)$$

$$W_{BT} = \dot{m}_b \cdot (h_7 - h_{8s}) \cdot \eta^* \quad (\text{kW}) \quad (7)$$

$$W_{POMPA} = \dot{m}_b \cdot v(P_7 - P_8) / \eta_{pompa} \quad (\text{kW}) \quad (8)$$

Burada, h_7 buhar türbini girişindeki buhar entalpisini, h_{8s} buhar türbini çıkışında izentropik genişleme sonundaki buhar entalpisini, η^* buhar türbini iç verimini, T_1 çevre sıcaklığını, T_2 kompresör çıkış sıcaklığını, T_3 türbin giriş sıcaklığını, T_4 türbin çıkış sıcaklığını, \dot{m}_h hava debisini, \dot{m}_g gaz debisini, \dot{m}_b buhar debisini, P akış noktalarına ait basınç değişimlerini, c_{ph} ve c_{pg} de sırasıyla havanın ve gazların sabit basınçta özgül ısı kapasitelerini göstermektedir.

Kompresör çıkış sıcaklığı T_2 ve türbin çıkış sıcaklığı T_4 ; verimlere ve basınç kayıplarına bağlı olarak Denklem 9 ve 10'dan hesaplanabilir.

$$T_2 = T_1 \cdot \left[1 + \frac{P_{rc}^{(k_h-1)/k_h} - 1}{\eta_{cis}} \right] \quad (K) \quad (9)$$

$$T_4 = T_3 \cdot \left[1 - \eta_{tis} \cdot \frac{1}{P_{rt}^{(k_g-1)/k_g}} \right] \quad (K) \quad (10)$$

Burada; P_{rc} kompresör basınç oranı, P_{rt} türbin basınç oranını, k_h havanın özgül ısı oranını, k_g gazların özgül ısı oranını, η_{cis} kompresör izentropik verimini, η_{tis} türbin izentropik verimini göstermektedir.

$$P_{rc} = \frac{P_2}{P_1} \quad (11)$$

$$P_{rt} = \frac{P_3}{P_4} = P_{rc} \cdot \left(\frac{1 - \varepsilon_{YO}}{1 + \varepsilon_C} \right) \quad (12)$$

$$k_{h,g(T)} = \frac{c_{p,h,g(T)}}{c_{v,h,g(T)}} \quad (13)$$

$$c_{v,h,g(T)} = c_{p,h,g(T)} - R_{h,g} \quad (kJ/kgK) \quad (14)$$

Denklemlerde, c_{vh} ve c_{vg} havanın ve gazların sabit hacim özgül ısısını, R_h ve R_g havanın ve gazların ideal gaz sabitini, ε_{YO} ve ε_C yanma odası ve çıkıştaki basınç kayıp yüzdesini göstermektedir.

Gazların ve yakıtın kütesel debileri, termodinamiğin birinci kanununa göre yanma odasındaki kütle ve enerji dengesinden bulunabilir (Denklem 15-16).

$$\dot{m}_g = \dot{m}_h + \dot{m}_y \quad (kg/s) \quad (15)$$

$$\dot{m}_y = \dot{m}_h \cdot \left[\frac{c_{pg(T_3)} \cdot T_3 - c_{ph(T_2)} \cdot T_2}{H_u \cdot \eta_b - c_{pg(T_3)} \cdot T_3} \right] \quad (kg/s) \quad (16)$$

Burada H_u yakıtın alt ısıl değeri, η_b yanma verimidir. Buna göre yanma odasında verilen ısıl güç (W_{YO}), Denklem 17'den elde edilebilir.

$$W_{YO} = \dot{m}_y \cdot H_u \cdot \eta_b \quad (kW) \quad (17)$$

Havanın ve gazların sabit basınçtaki özgül ısı kapasiteleri c_{ph} ve c_{pg} , sıcaklığın fonksiyonu olarak ifade edilmiş ve denklemlerde de bu kullanılmıştır [1].

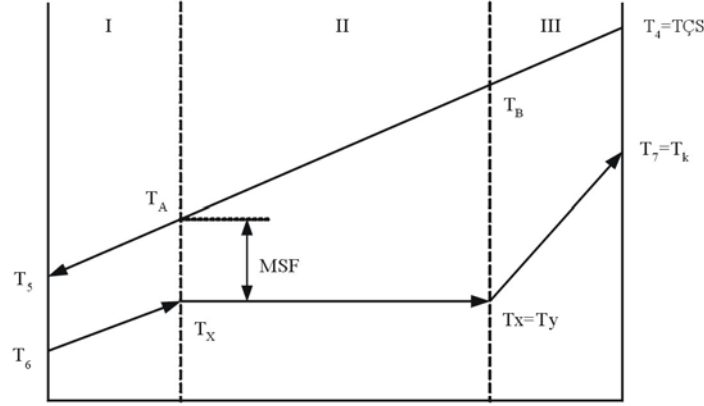
$$c_{ph(T)} = 1,04841 - 0,000383719 \cdot T + \left(\frac{9,45378 \cdot T^2}{10^7} \right) - \left(\frac{5,49031 \cdot T^3}{10^{10}} \right) + \left(\frac{7,92981 \cdot T^4}{10^{14}} \right) \quad (kJ/kgK) \quad (18)$$

$$c_{pg(T)} = 0,991615 + \left(\frac{6,99703 \cdot T}{10^5} \right) + \left(\frac{2,71298 \cdot T^2}{10^7} \right) - \left(\frac{1,22442 \cdot T^3}{10^{10}} \right) \quad (kJ/kgK) \quad (19)$$

Buhar debisi, AIK'ndaki sıcaklık diyagramından yararlanılarak bulunabilir (Şekil 2). Şekil üzerindeki II. ve III. bölgeler için enerji dengesi yazılacak olursa buhar debisi

$$\dot{m}_b = \dot{m}_g \cdot \left[\frac{c_{pg(T_4)} \cdot T_4 - c_{pg(T_A)} \cdot T_A}{h_7 - h_x} \right] \quad (kg/s) \quad (20)$$

olarak elde edilir. Burada; h_x kazan basıncında ($P_7=P_k$) doymuş su entalpisini, $T_x=T_y$ kazan basıncında suyun doyma sıcaklığını, MSF atık ısı kazanındaki minimum sıcaklık farkını ve T_A (T_x+MSF) ön ısıtıcı çıkışında duman gazı sıcaklığını göstermektedir. Sıcaklık diyagramında I. bölge için enerji dengesi yazılarak, AIK çıkışında duman gazı sıcaklığı T_5 bulunabilir (Denklem 21).



Şekil 2. Atık ısı kazanı sıcaklık diyagramı

$$T_5 = \frac{\left[\frac{\dot{m}_b}{\dot{m}_g} \cdot (h_x - h_6) - c_{pg(T_A)} \cdot T_A \right]}{c_{pg(T_5)}} \quad (K) \quad (21)$$

h_6 kazan girişinde besleme suyu entalpidir (Denklem 22).

$$h_6 = t_6 \cdot c_{p,su} \quad (\text{kJ/kg}) \quad (22)$$

2.1. Kombine Çevrim Sisteminin Toplam Verimi

Kombine çevrim sisteminin toplam verimi (η_k), toplam kombine çevrim gücünün ısıl güce oranı şeklindedir (Denklem 23). Bu çalışmada atık ısı kazanında ek yanma olmadığı kabul edilmiştir. Dolayısıyla ısıl güç, yanma odasında verilen ısıl güce eşit olmaktadır.

$$\eta_k = \frac{W_k}{W_{YO}} \quad (23)$$

3. TERMODİNAMİK DEĞERLENDİRME

Bu çalışmada; türbin giriş sıcaklığı (TGS), türbin ve kompresör izentropik verimleri (η), minimum sıcaklık farkı (MSF), buhar türbini verimi (η^*) ve besleme suyu sıcaklığı (BSS) değişken parametre olarak alınarak, gaz türbinli kombine çevrim sistem performansı üzerine olan etkileri araştırılmıştır. İncelemelerde amaç fonksiyonu olarak toplam güç ve toplam verimin maksimum yapılması alınmıştır. Parametrik analizlerde, parametre olarak alınan değişken dışındaki tüm termodinamik büyüklükler sabit tutulmuş ve kompresör basınç oranı 2 ile 40 arasında değiştirilerek her bir parametre için termodinamik açıdan optimum dizayn şartları belirlenmeye çalışılmıştır. Analizlerin daha genel olması için kompresör girişinde hava debisi 1 kg/s alınmıştır. Ayrıca, yanma odasında tam yanma reaksiyonunun olduğu, hava ve yanma

ürünlerinin ideal gaz olduğu ve AIK'nda ek yanma olmadığı kabul edilmiştir. İncelemelerde yakıt olarak doğalgaz alınmış ve doğalgazın alt ısı değeri modele dışardan girilen bir değer olarak eklenmiştir. Farklı bir yakıt seçilmesi durumunda model buna da cevap verebilmektedir. Hesaplamalarda kullanılan termodinamik büyüklükler Çizelge 1'de verilmiştir.

Çizelge 1. Termodinamik büyüklükler [1]

$\eta=\eta_{cis}=\eta_{tis}$	0,88	BSS= T_6 (K)	343
η_b	0,98	T_1 (K)	288
η^*, η_{pompa}	0,85	TGS= T_3 (K)	1300
H_u (kJ/kg)	47966	R_a (kJ/kgK)	0,287
P_1 (bar)	1	R_g (kJ/kgK)	0,2968
P_8, P_9 (bar)	0,05	m_a (kg/s)	1
P_7 (bar)	60	$\varepsilon_{YO}, \varepsilon_C$	0,02
T_7 (K)	763	$c_{p,su}$ (kJ/kgK)	4,1868

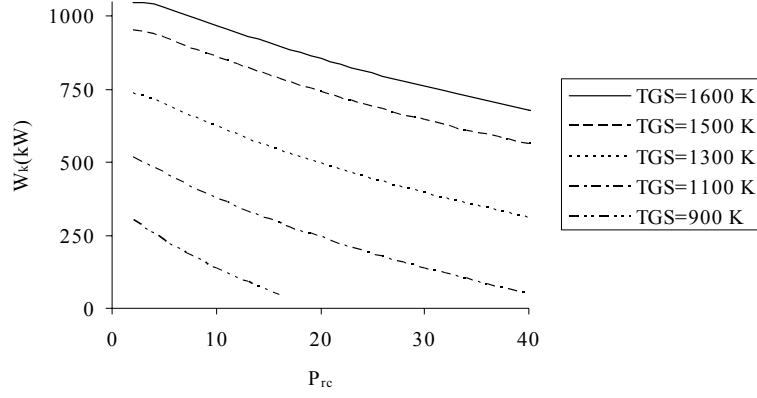
3.1. Türbin Giriş Sıcaklığının Net Güç ve Termik Verime Etkisi

Türbin giriş sıcaklığı (TGS) 900 K ile 1600 K, kompresör basınç oranı 2 ile 40 arasında değiştirilerek kombine çevrim sisteminin termodinamik analizi yapılmış ve elde edilen eğriler Şekil 2-5'de verilmiştir.

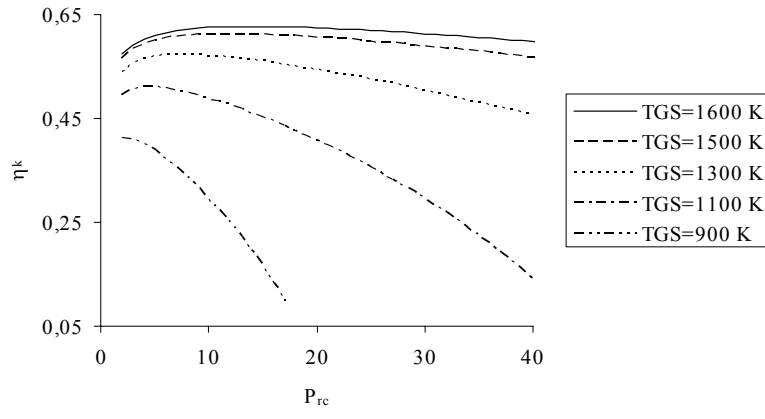
Şekil 2'de, kompresör basınç oranıyla kombine çevrim gücünün değişimi gösterilmiştir. Aynı kompresör basınç oranı için, TGS'nin artmasıyla kombine çevrim gücü de artmaktadır. Belirli bir TGS değeri için ise, kompresör basınç oranının artmasıyla güç sürekli düşmektedir. Dolayısıyla, kombine çevrim gücü için optimum bir nokta yoktur. Kombine çevrim gücünün yüksek olması isteniyorsa, düşük kompresör basınç oranlarında ($P_{rc}=3-5$) ve yüksek türbin giriş sıcaklıklarında çalışılmalıdır.

Şekil 3'de kompresör basınç oranı ile kombine çevrim veriminin değişimi görülmektedir. Belirli bir TGS değeri için, kombine çevrim verimi önce artmakta ve bir maksimumdan geçip sonrada düşmektedir. Dolayısıyla her TGS değeri için, kombine çevrim verimini maksimum yapan optimum bir nokta vardır. Bu noktadaki basınç oranı ise optimum kompresör basınç oranı olarak tanımlanmıştır. Şekil incelendiğinde düşük TGS değerlerinde, kompresör basınç oranındaki belirli bir artış için kombine çevrim veriminin hızla düştüğü görülmektedir. Bu nedenle özellikle düşük sıcaklıklarda optimum noktanın seçimi oldukça önemlidir. Yüksek sıcaklıklarda (1400 K ve üzeri) ise, kompresör basınç oranının artmasıyla kombine çevrim verimindeki düşüş daha yavaş olmakta ve optimum noktadan sonra verim eğrisi yataya yakın gitmektedir. Eğer sadece termodinamik analiz esas alınırsa, yüksek TGS değerlerinde optimum noktanın üzerinde seçim yapılması sonucu çok fazla değiştirmez.

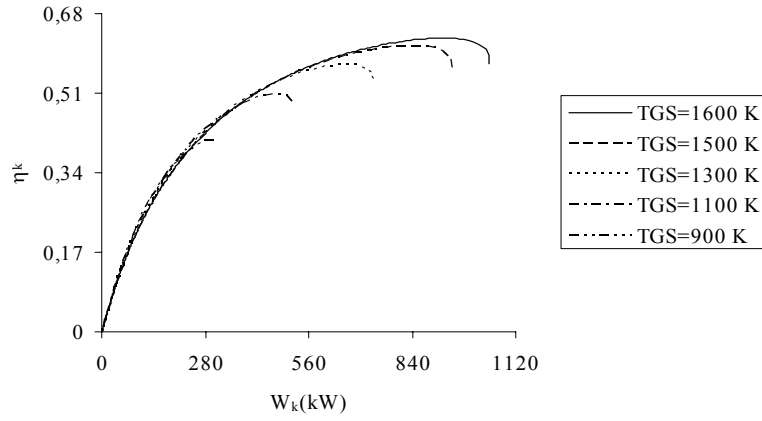
Şekil 4'de, kombine çevrim gücünün verimle değişimi aynı grafik üzerinde gösterilmiştir. Eğri kompresör basınç oranına göre elde edilmiştir. Dolayısıyla her noktadaki basınç oranı birbirinden farklıdır. Şekil 5'de, kompresör basınç oranı ile buhar türbini net gücünün değişimi verilmiştir. Belirli bir TGS değeri için, buhar türbini net gücü kompresör basınç oranının artması ile sürekli düşmektedir. Çünkü, kompresör basınç oranının artması ile atık ısı kazanına gazların giriş sıcaklığı düşmekte, bu da AIK'nda üretilen buhar miktarını azaltarak buhar türbini net gücünün düşmesine neden olmaktadır (Şekil 5).



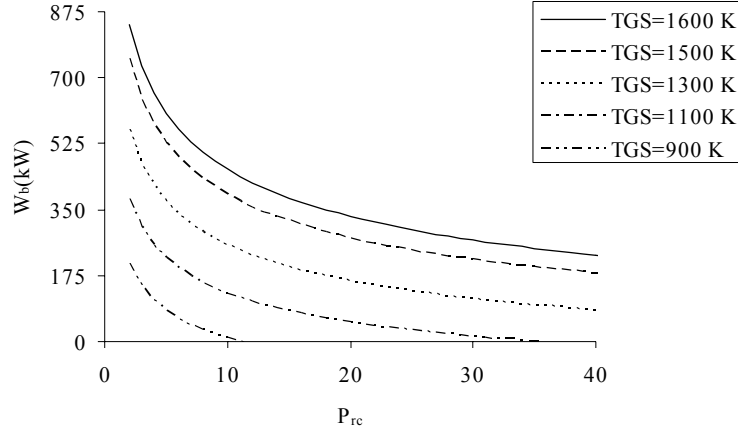
Şekil 2. Kompresör basınç oranı ile kombine çevrim gücünün değişimi



Şekil 3. Kompresör basınç oranı ile kombine çevrim veriminin değişimi



Şekil 4. Kombine çevrim gücünün verimle değişimi

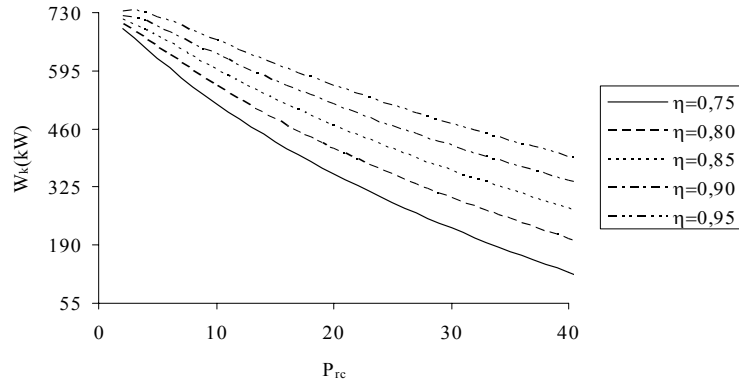


Şekil 5. Kompresör basınç oranı ile buhar türbini net gücünün değişimi

Çizelge 2. TGS için optimum değerler

TGS (K)	$\eta_{k,max}$	$P_{rc,opt}$
900	0,4135	3
1100	0,5091	5
1300	0,5689	9
1500	0,6071	13
1600	0,6205	16

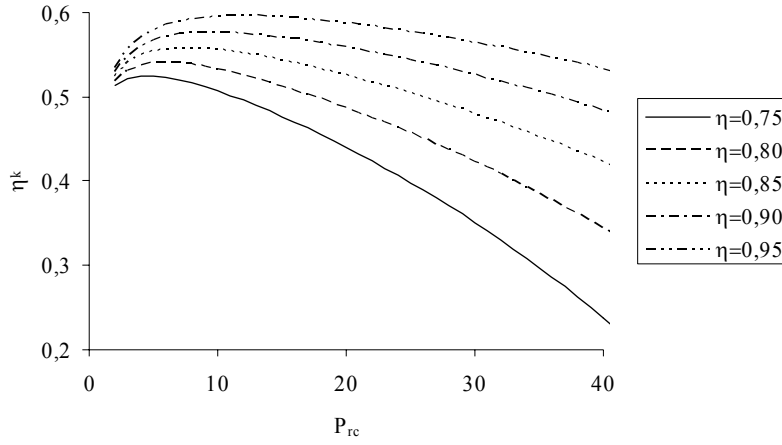
TGS parametre alındığında, kombine çevrim verimini maksimum yapan optimum değerler Çizelge 2’de verilmiştir. Türbin giriş sıcaklığının artması ile kombine çevrim verimi yükselmektedir. Buna göre kombine çevrim veriminin yüksek olması isteniyorsa, TGS mümkün olduğu kadar yüksek seçilmelidir. Fakat; TGS’yi belirleyen de gaz türbinlerinde kullanılan malzemenin ısı dayanım sınırındır ve çok fazla artırılmaz.



Şekil 6. Kompresör basınç oranı ile kombine çevrim gücünün değişimi

3.2. İzentropik Verimlerin Kombine Çevrim Performansına Etkisi

Türbin ve kompresör izentropik verimleri 0,75 ile 0,95 arasında değiştirilerek kombine çevrim sisteminin termodinamik analizi tekrarlanmış ve elde edilen eğriler Şekil 6 ve 7’de verilmiştir.



Şekil 7. Kompresör basınç oranı ile kombine çevrim veriminin değişimi

Belirli bir izentropik verim değeri için, kombine çevrim gücü kompresör basınç oranı artışı ile sürekli düşmektedir (Şekil 6). Kombine çevrim verimi ise basınç oranı ile önce artmakta ve bir maksimumdan geçtikten sonra da düşmektedir (Şekil 7). Dolayısıyla, TGS’de olduğu gibi her izentropik verim değeri için kombine çevrim verimini maksimum yapan optimum bir kompresör basınç oranı vardır (Çizelge 3).

Çizelge 3. İzentropik verimler için optimum değerler

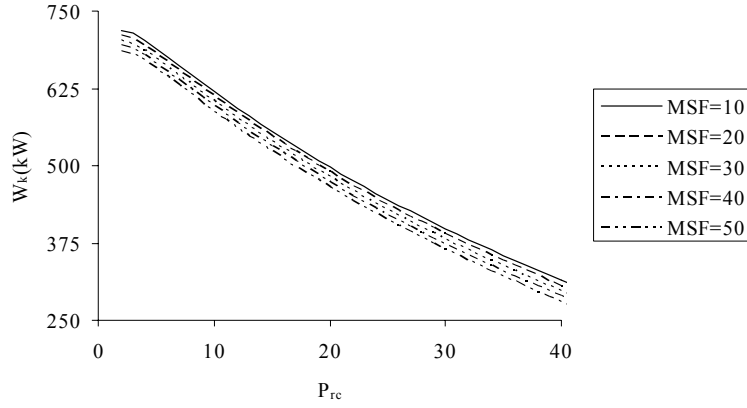
$\eta = \eta_{cis} = \eta_{tis}$	$\eta_{k,max}$	$P_{rc,opt}$
0,75	0,5252	4
0,80	0,5406	6
0,85	0,5577	8
0,90	0,5765	10
0,95	0,5963	12

3.3. MSF’nin Kombine Çevrim Performansına Etkisi

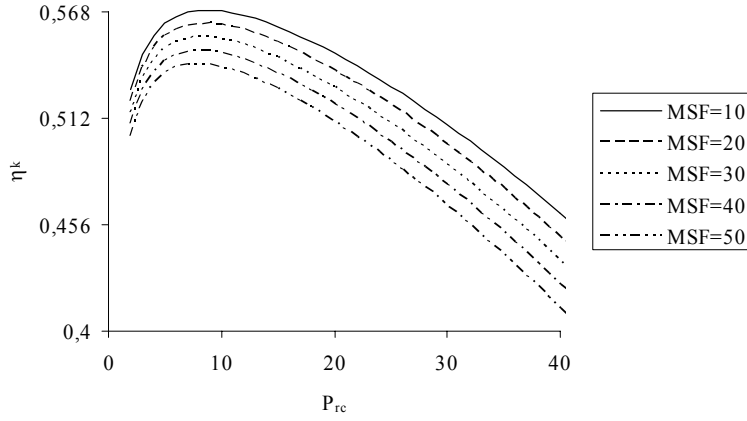
Bu kısımda minimum sıcaklık farkı (MSF) 10 K ile 50 K arasında değiştirilerek, kombine çevrim sistem performansı üzerine olan etkisi incelenmiştir.

Şekil 8’de kompresör basınç oranının kombine çevrim gücüyle değişimi, Şekil 9’da ise kompresör basınç oranı ile kombine çevrim veriminin değişimi gösterilmiştir. Kombine çevrim gücünün ve veriminin yüksek olması isteniyorsa, MSF mümkün olduğu kadar düşük seçilmelidir. Fakat MSF’nin belirli bir değerin altında olması pek uygun olmaz. Çünkü, MSF’nin düşmesi atık ısı kazanı boyutlarını artırarak maliyetin büyümesine neden olacaktır. Bu yüzden maliyetin etkisi de dikkate alındığında daha gerçekçi değerlendirme yapmak mümkün olacaktır.

Minimum sıcaklık farkı parametre alındığında, kombine çevrim verimini maksimum yapan optimum değerler Çizelge 4’de verilmiştir. Çizelge 4 ve Şekil 9 incelendiğinde, MSF’nin optimum noktanın yeri üzerine çok fazla etkisinin olmadığı, verimin sadece değer olarak değiştiği görülmektedir.



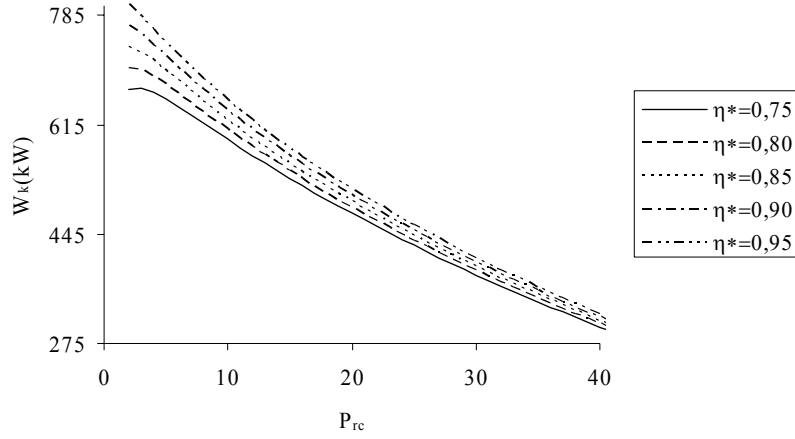
Şekil 8. Kompresör basınç oranı ile kombine çevrim gücünün değişimi



Şekil 9. Kompresör basınç oranı ile kombine çevrim veriminin değişimi

Çizelge 4. MSF için optimum değerler

MSF (K)	$\eta_{k,max}$	$P_{rc,opt}$
10	0,5689	9
20	0,5617	9
30	0,5547	8
40	0,5476	8
50	0,5405	8

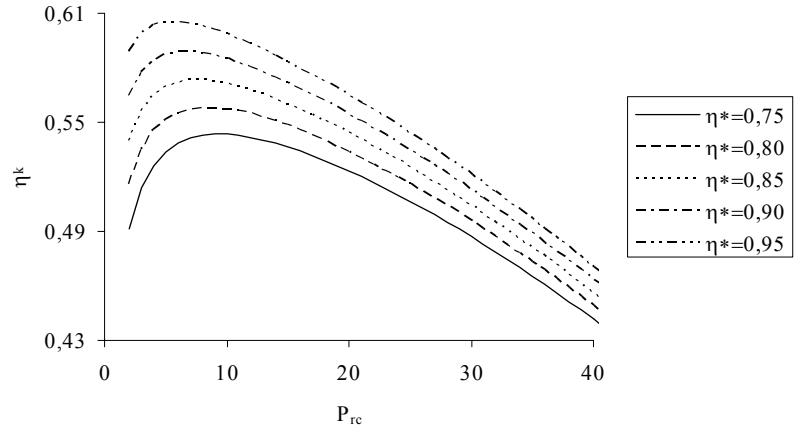


Şekil 10. Kompresör basınç oranı ile kombine çevrim gücünün değişimi

3.4. Buhar Türbini Veriminin Kombine Çevrim Performansına Etkisi

Buhar türbini verimi 0,75 ile 0,95 arasında değiştirilerek, termodinamik performansa etkisi analiz edilmiş ve elde edilen eğriler Şekil 10 ve 11’de verilmiştir.

Şekil 10’da kompresör basınç oranı ile kombine çevrim gücünün, Şekil 11’de ise kompresör basınç oranı ile kombine çevrim veriminin değişimi görülmektedir. Kombine çevrim gücünün ve veriminin yüksek olması isteniyorsa buhar türbini verimi mümkün olduğu kadar yüksek seçilmelidir (Çizelge 5).



Şekil 11. Kompresör basınç oranı ile kombine çevrim veriminin değişimi

3.5. Besleme Suyu Sıcaklığının Kombine Çevrim Performansına Etkisi

Besleme suyu sıcaklığı da 303-383 K arasında değiştirilerek termodinamik analizler tekrarlanmıştır. Analiz sonucunda besleme suyu sıcaklığı kombine çevrim performansı üzerinde çok fazla etkisinin olmadığı, kombine çevrim veriminin sadece değer olarak değiştiği, optimum kompresör basınç oranının ise sabit kaldığı görülmüştür.

Çizelge 5. Buhar Basıncı için optimum değerler

η^*	$\eta_{k,max}$	$P_{rc,opt}$
0,75	0,5411	10
0,80	0,5548	10
0,85	0,5689	9
0,90	0,5835	8
0,95	0,5986	7

4. SONUÇ VE ÖNERİLER

Gaz türbinli kombine çevrim sisteminin termodinamik analizinden elde edilen sonuçlar şöyledir:

- Kombine çevrim gücü ve verimi üzerinde en önemli etkiye sahip olan parametrelerin türbin giriş sıcaklığı olduğu belirlenmiştir.
- Minimum sıcaklık farkı ve besleme suyu sıcaklığının kombine çevrim verimi üzerinde daha etkin olduğu, kombine çevrim gücü üzerinde ise fazla etkisinin olmadığı görülmüştür.
- Türbin giriş sıcaklığı ve izentropik verimlerin artmasıyla kombine çevrim verimi ve optimum kompresör basınç oranı yükseldiği belirlenmiştir.
- Buhar türbini veriminin artmasıyla kombine çevrim veriminin arttığı, optimum kompresör basınç oranının ise düştüğü tespit edilmiştir.
- Minimum sıcaklık farkı ne kadar küçük seçilirse, kombine çevrim verimi de o kadar yüksek olmaktadır.
- Kombine çevrim sisteminde her bir parametre için verimi maksimum yapan optimum bir kompresör basınç oranı bulunmasına rağmen, güç için optimum bir nokta bulunamamıştır.
- Termodinamik analiz bir sistemin sadece performansını değerlendirir. Maliyetleri ise dikkate almaz. Dolayısıyla termodinamik analizle sistem performansı iyileştirilmeye çalışılırken, sistemin toplam maliyeti çok artabilir. Benzer şekilde sadece maliyetler dikkate alındığında, bu seferde sistem performansı çok düşebilir. Bu nedenle, enerji üretim sistemleri analiz edilirken maliyetlerin etkisi de dikkate alınmalıdır. Çünkü, bu şekilde daha anlamlı sonuçlar elde edilebilir.

KAYNAKLAR

- [1] Çetin B., “Çok Amaçlı Enerji Üretim Sistemlerinin Termoeconomik Optimizasyonu”, Doktora Tezi, YTÜ, 2005.
- [2] Casarosa C., Donatini F., Franco A., “Thermoeconomic Optimization of Heat Recovery Steam Generators Operating Parameters for Combined Plants”, Energy, 29, 389-414, 2004.
- [3] Franco A., Russo A., “Combined Cycle Plant Efficiency Increase Based on the Optimization of the Heat Recovery Steam Generator Operating Parameters”, International Journal of Thermal Sciences, 41, 843-859, 2002.
- [4] Çetin B., Erdem H.H., Sevilgen S.H., Akkaya A.V., “Parametric Analysis of Combined Cycle System Performance”, Second International Conference on Applied Thermodynamic, İstanbul. 2005.
- [5] Arrieta F.R.P., Lora E.E.S., “Influence of Ambient Temperature on Combined-Cycle Power-Plant Performance”, Applied Energy, 80, 261-272, 2005.
- [6] Kim T.S. “Comparative Analysis on the Part Load Performance of Combined Cycle

- Plants Considering Design Performance and Power Control Strategy”, *Energy*, 29, 71-85, 2004.
- [7] Çengel Y.A., Boles M.A. “Thermodynamics an Engineering Approach”, McGraw-Hill. 1989.
- [8] Chuang C.C., Sue D.C. “Performance Effects of Combined Cycle Power Plant with Variable Condenser Pressure and Loading”, *Energy*, 30, 1793-1801, 2005.