

## GAZ TÜRBİNLERİNİN OPTİMAL PERFORMANS ANALİZİ

### OPTIMAL PERFORMANCE ANALYSIS OF GAS TURBINES

**Burhanettin ÇETİN**

*Yıldız Teknik Üniversitesi, Makine Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü*

**ÖZET :** Son yıllarda, gaz türbinlerinin elektrik üretiminde ve kojenerasyon sistemlerinde kullanımı her geçen gün hızla artmaktadır. Gaz türbin performansındaki düşüşler elektrik üretim kapasitelerinin azalmasına ve üretim maliyetlerinin artmasına neden olmaktadır. Bu çalışmada, açık çevrimli gaz türbin modeli alınarak termodinamik analizi yapılmıştır. Performans kriteri olarak net güç ve termik verim alınmış ve kompresör basınç oranı, türbin giriş sıcaklığı, izentropik verimler ve basınç kayıplarının performans üzerine olan etkisi incelenmiştir. Visual Basic programlama dilinde yazılan programla oluşturulan model çözümlenmiş ve maksimum çevrim performansını veren optimum tasarım parametreleri belirlenmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Termodinamik analiz, açık çevrimli gaz türbin.

**ABSTRACT :** *The usage of gas turbines increases rapidly in the electricity production and cogeneration systems in recent years. Decreasing performance of gas turbines causes not only reducing the capacity of electricity production but also increasing production cost. In this study, the thermodynamic analysis of the open cycle gas turbine model is examined. The power output and the thermal efficiency of system are chosen as the performance criteria and the effects of compressor pressure ratio, turbine inlet temperature, isentropic efficiencies and pressure losses on the performance are analyzed. Developed model has been analysed by using a computer program written in Visual Basic language and the design parameters giving maximum power and efficiency are determined.*

**Keywords:** *Thermodynamic analysis, open cycle gas turbine.*

### 1. Giriş

Gaz türbinlerinin kuruluş süreleri kısa ve yatırım maliyetleri diğer sistemlere göre düşüktür. Ayrıca çok kısa sürede devreye girip çıkabilirler. Bu nedenle; özellikle son yıllarda elektrik enerjisi üretiminde ve kojenerasyon sistemlerinde gaz türbinlerinin kullanımı her geçen gün hızla artmaktadır (Çetin 2005, Erdem vd., 2003, Najjar Y.S.H. 2000, Teppenstall T. 1998, Erdem vd., 2004).

Gaz türbinlerinin üç uygulama sahası vardır: Sadece güç üreten açık çevrimli gaz türbin sistemleri, ısı ve gücün birlikte üretildiği kojenerasyon sistemleri ve gaz türbinleri ile buhar türbinlerinin birlikte kullanıldığı kombine çevrim sistemleri. Açık çevrimli gaz türbin sistemlerinin termik verimleri oldukça düşük olmasına rağmen, hızlı devreye girebilmeleri ve yatırım maliyetlerinin diğer sistemlere göre düşük olması nedeniyle, pik yüklerin karşılanmasında tercih edilmektedir (Çetin 2005, Erdem vd., 2004).

Kojenerasyon sistemleri, yakıttan elektrik ve ısı enerjisi üreten sistemlerdir. Kojenerasyon sistemlerinin toplam verimlerinin yüksek olması, kullanım yerinde üretim yaparak elektrik üretim ve dağıtım kayıplarını azaltmaları ve yük değişimlerine hızlı uyum sağlamaları gibi avantajları vardır. Ayrıca, yüksek toplam verimlerinden dolayı yakıt tüketimini düşürerek, hem işletmelerin enerjiye harcadıkları masrafları düşürmekte, hem de çevreye atılan emisyonları azaltmaktadır. Kojenerasyon sistemlerin kullanımları, yukarıda belirtilen avantajlarından ve konvansiyonel elektrik enerjisi ve ısı enerjisi üretim sistemlerine göre sahip olduğu üstünlüklerinden dolayı giderek artmaktadır (Çetin 2005, Erdem vd., 2004).

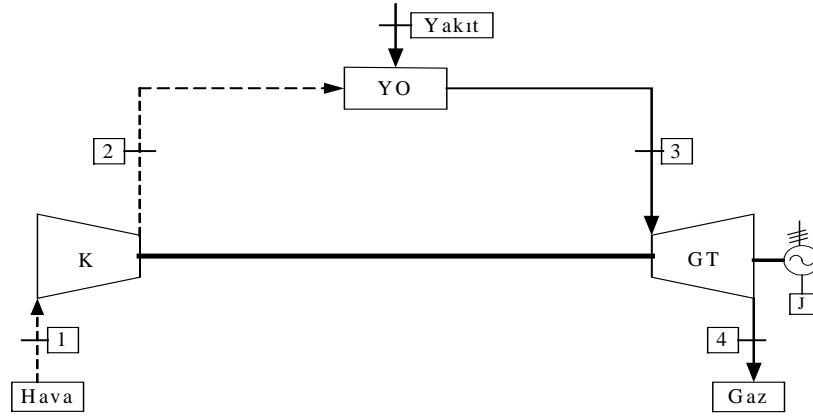
Kombine çevrim sistemleri ise, gaz türbinleri ile buhar türbinlerinin beraber kullanıldığı sistemlerdir. Dolayısıyla kombine çevrim sistemi, gaz türbini çevrimi ile buhar türbini çevriminin birleşmesinden oluşmaktadır. Gaz türbini çevrimleri, buhar çevriminden daha yüksek sıcaklıkta çalışırlar (Horlock, 1997, Çengel ve Boles, 1989). Gaz türbinlerinde yüksek sıcaklıklara çıkmak için türbin kanatlarında etkin soğutma yapılması ve kanatların seramik gibi yüksek sıcaklığa dayanıklı malzemelerle kaplanması gerekir. Gaz türbini çevriminde yüksek sıcaklıklara çıkılabilmemesine rağmen, gazlar türbini çok yüksek sıcaklıklarda terk ettikleri için, yüksek ısı verimlerine ulaşamamaktadır. Bu nedenle gaz türbin sistemlerinin ısı verimleri, genellikle buhar çevrimli sistemlerin ısı veriminden düşüktür (Büyüktür 1985, Cole 1991). 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. Böylece, gaz türbini çevrimde gazların yüksek sıcaklıkta dışarı atılmasıyla ortaya çıkan dezavantaj ortadan kaldırılmış ve %60'lara varan çevrim verimlerine ulaşılmış olur. Kombine çevrim sistemlerinin verimi bir yandan yüksek kaliteli ekipmanlara, diğer yandan bu komponentlerin optimizasyonuna bağlıdır. Gaz türbin çevrimi, toplam kombine çevrim gücünün 2/3'ünü üretir. Geri kalan 1/3'ü ise, atık ısı kazanlı buhar türbini çevrimi sağlar. Dolayısıyla yüksek performans için, komponentlerin optimizasyonu oldukça önemlidir (Casarosa et al., 2004).

Açık çevrimli gaz türbin sisteminin performans kriterleri net güç çıktısı ve termik verimdir. Performans değerlerine etki eden tasarım parametreleri ise çevre sıcaklığı ( $T_1$ ), gaz türbin giriş sıcaklığı (TGS) ve kompresör basınç oranıdır ( $P_{rc}$ ). Tasarım parametreleri çevrim performansını en üst seviyede sağlayacak şekilde seçilmelidir. Kompresör basınç oranı ve gaz türbin giriş sıcaklığı sistemin çalışması esnasında sabit kalırken, çevre sıcaklığı değişmektedir (Erdem vd., 2003).

Bu çalışmada, açık çevrimli gaz türbin sistemi model olarak alınarak, termodinamik analizi yapılmıştır. Çalışmada performans kriteri olarak güç ve verim, değişken parametre olarak ise kompresör basınç oranı, türbin giriş sıcaklığı, basınç kayıpları, türbin ve kompresör izentropik verimleri alınmıştır. Diğer değişkenler ise sabit kabul edilmiştir. Güç ve verim ifadeleri bu karar değişkenlerinin fonksiyonu olarak formüle edilmiştir. Visual Basic programlama dilinde yazılan programla oluşturulan model çözümlenmiş ve termodinamik açıdan optimum dizayn şartları belirlenmiştir.

## 2. Termodinamik Metodoloji

Enerji üretim sistemleri çok karmaşık ve kompleks yapıdadırlar. Gerçek bir tesis ele alındığında irili ufaklı birçok component vardır. Bu nedenle sistem çözümlerinde bazı kabullerin yapılması gerekir (Sevilgen, 2002). Bu kabuller de analiz sonuçlarını etkilemektedir. Şekil 1'de açık çevrimli gaz türbin sisteminin şematik resmi gösterilmiştir. Açık çevrimli gaz türbin sistemini oluşturan ana elemanlar; kompresör (K), yanma odası (YO), gaz türbini (GT) ve jeneratördür (J).



Şekil 1. Açık çevrimli gaz türbin modeli

### 2.1. Net Güç

Açık çevrimli gaz türbin sisteminin net gücü ( $W_{net}$ ), gaz türbin gücü ( $W_{GT}$ ) ve kompresör güçlerinin ( $W_K$ ) farkına eşittir (3).

$$W_{GT} = \dot{m}_g \cdot (h_3 - h_4) = \dot{m}_g \cdot [c_{pg}(T_3) \cdot T_3 - c_{pg}(T_4) \cdot T_4] \quad (\text{kW}) \quad (1)$$

$$W_K = \dot{m}_h \cdot (h_2 - h_1) = \dot{m}_h \cdot [c_{ph}(T_2) \cdot T_2 - c_{ph}(T_1) \cdot T_1] \quad (\text{kW}) \quad (2)$$

$$W_{net} = W_{GT} - W_K \quad (\text{kW}) \quad (3)$$

Burada, h akış noktalarına ait entalpi değişimlerini,  $T_1$  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,  $c_{ph}$  ve  $c_{pg}$  de sırasıyla havanın ve gazların sabit basınçta özgül ısı kapasitelerini göstermektedir.

Kompresör çıkış sıcaklığı  $T_2$  ve türbin çıkış sıcaklığı  $T_4$ ;

$$T_2 = T_1 \cdot \left[ 1 + \frac{P_{rc}^{(k_h-1)/k_h} - 1}{\eta_{cis}} \right] \quad (\text{K}) \quad (4)$$

$$T_4 = T_3 \cdot \left[ 1 - \eta_{tis} \cdot \frac{1}{P_{tt}^{(k_g-1)/k_g}} \right] \quad (\text{K}) \quad (5)$$

ifadelerinden elde edilebilir. Burada;  $P_{rc}$  kompresör basınç oranı,  $P_{rt}$  türbin basınç oranını,  $k_h$  havanın özgül ısı oranını,  $k_g$  gazların özgül ısı oranını,  $\eta_{cis}$  kompresör izentropik verimini,  $\eta_{tis}$  türbin izentropik verimini göstermektedir (6-11).

$$P_{rc} = \frac{P_2}{P_1} \quad (6)$$

$$P_3 = P_2 \cdot (1 - \varepsilon_{YO}) \quad (\text{bar}) \quad (7)$$

$$P_4 = P_1 \cdot (1 + \varepsilon_C) \quad (\text{bar}) \quad (8)$$

$$P_{rt} = \frac{P_3}{P_4} \quad (9)$$

$$k_h(T) = \frac{c_{ph}(T)}{c_{vh}(T)} \quad (10)$$

$$k_g(T) = \frac{c_{pg}(T)}{c_{vg}(T)} \quad (11)$$

$$c_{vh}(T) = c_{ph}(T) - R_h \quad (\text{kJ/kgK}) \quad (12)$$

$$c_{vg}(T) = c_{pg}(T) - R_g \quad (\text{kJ/kgK}) \quad (13)$$

$c_{vh}$  ve  $c_{vg}$  havanın ve gazların sabit hacim özgül ısılarını,  $R_h$  ve  $R_g$  havanın ve gazların ideal gaz sabitini,  $\varepsilon_{YO}$  ve  $\varepsilon_C$  yanma odası ve çıkıştaki basınç kayıp parametresini göstermektedir.

Gazların ( $m_g$ ) ve yakıtın ( $m_f$ ) kütleli debileri, termodinamiğin birinci kanununa göre yanma odasındaki kütle ve enerji dengesinden bulunabilir (14-15).

$$\dot{m}_g = \dot{m}_h + \dot{m}_y \quad (\text{kg/s}) \quad (14)$$

$$\dot{m}_y = \dot{m}_h \cdot \left[ \frac{c_{pg}(T_3) \cdot T_3 - c_{ph}(T_2) \cdot T_2}{\text{LHV} \cdot \eta_y - c_{pg}(T_3) \cdot T_3} \right] \quad (\text{kg/s}) \quad (15)$$

Burada LHV yakıtın alt ısı değeri,  $\eta_y$  yanma verimidir. Buna göre yanma odasında verilen ısı güç ( $W_{YO}$ ); (16) eşitliğinden elde edilebilir.

$$W_{YO} = \dot{m}_y \cdot \text{LHV} \cdot \eta_y \quad (\text{kW}) \quad (16)$$

Havanın ve gazların sabit basınçtaki özgül ısı kapasiteleri  $c_{ph}$  ve  $c_{pg}$ , sıcaklığın fonksiyonu olarak ifade edilmiştir ve denklemlerde de bu kullanılmıştır (Çetin 2005, Siveira ve Tuna, 2003).

$$c_{ph}(T) = 1,04841 - 0,000383719 \cdot T + \left( \frac{9,45378 \cdot T^2}{10^7} \right) - \left( \frac{5,49031 \cdot T^3}{10^{10}} \right) + \left( \frac{7,92981 \cdot T^4}{10^{14}} \right) \quad (\text{kJ/kgK}) \quad (17)$$

$$c_{pg}(T) = 0,991615 + \left( \frac{6,99703 \cdot T}{10^5} \right) + \left( \frac{2,71298 \cdot T^2}{10^7} \right) - \left( \frac{1,22442 \cdot T^3}{10^{10}} \right) \quad (\text{kJ/kgK}) \quad (18)$$

## 2.1 Termik Verim

Açık çevrimli gaz türbin sisteminin termik verimi ( $\eta_g$ ), net gücün yanma odasında verilen ısıl güce oranı şeklindedir. Buna göre termik verim (19) ifadesinde olduğu gibi yazılabilir.

$$\eta_g = \frac{W_{net}}{W_{YO}} \quad (19)$$

## 3. Uygulama

Kompresör basınç oranı 2 ile 40 arasında değiştirilerek açık çevrimli gaz türbin sisteminin termodinamik analizi yapılmış ve dizayn parametrelerinin net güç ve termik verim üzerine olan etkileri belirlenmeye çalışılmıştır. Analiz için yapılan kabuller ise şöyledir: hava ve yanma ürünlerine ideal gaz prensibi uygulanmıştır, tam yanma reaksiyonunun olduğu düşünülmüştür, sistem düzgün akışlı alınmıştır, analizin daha genel olması için kompresöre girişte hava debisi 1 kg/s kabul edilmiştir, referans çevre sıcaklığı 288 K, referans çevre basıncı 1 bar alınmıştır. 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. Diğer sabit parametreler ise Tablo 1’de gösterilmiştir.

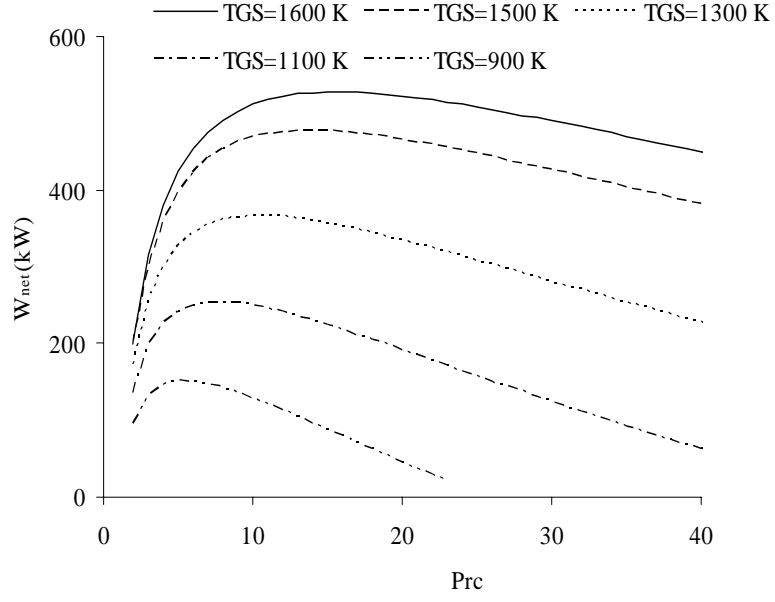
**Tablo 1. Sabit parametreler (Çetin, 2005)**

$\eta_{cis}, \eta_{tis}$	0,88	$T_1$ (K)	288
$\eta_y$	0,98	TGS= $T_3$ (K)	1300
LHV (kJ/kg)	47966	$R_a$ (kJ/kgK)	0,287
$P_1$ (bar)	1	$R_g$ (kJ/kgK)	0,2968
$\epsilon_{YO}, \epsilon_C$	0,02	$m_a$ (kg/s)	1

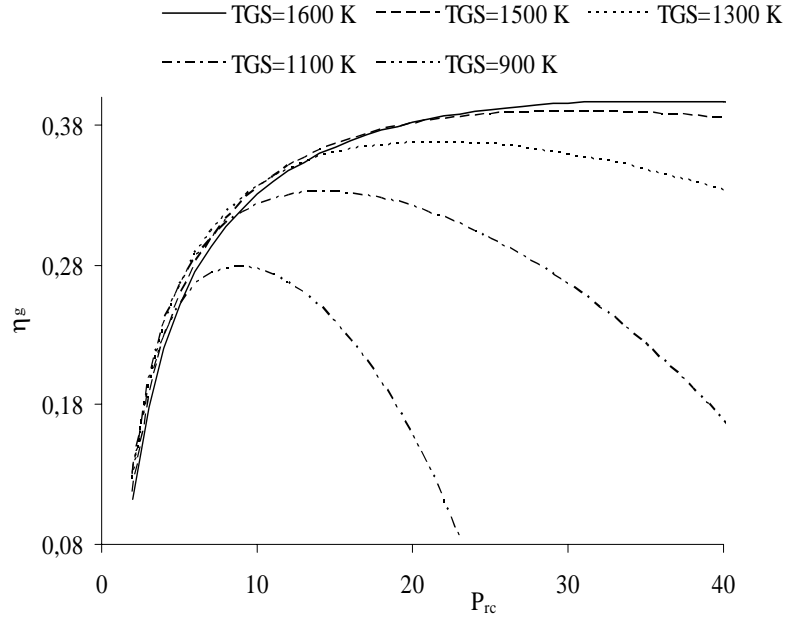
### 3.1 Türbin Giriş Sıcaklığının Net Güç ve Termik Verime Etkisi

Türbin giriş sıcaklığı 900 K ile 1600 K arasında değiştirilerek, performansa olan etkisi incelenmiş ve elde edilen eğriler Şekil 2-5’de verilmiştir. Şekil 2 ve 3’de, kompresör basınç oranıyla net gücün ve termik verimin değişimleri gösterilmiştir. Herhangi bir TGS değeri için, kompresör basınç oranının artması ile net güç ve termik verim önce artmakta ve bir maksimumdan geçip daha sonrada düşmektedir. Dolayısıyla, her TGS değeri için net gücü ve termik verimi maksimum yapan optimum bir kompresör basınç oranı vardır.

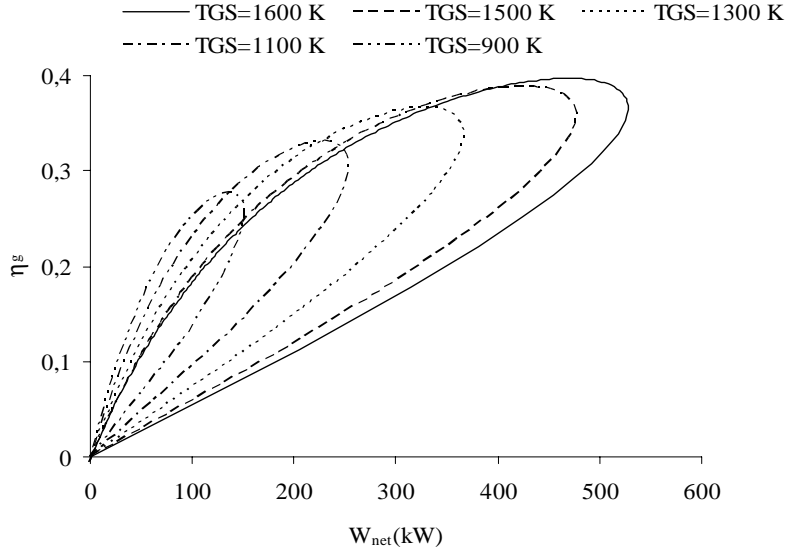
Şekil 4’de ise net gücün, termik verimle değişimi aynı eğri üzerinde gösterilmiştir. Eğri kompresör basınç oranına göre elde edilmiştir. Dolayısıyla, her noktadaki kompresör basınç oranı birbirinden farklıdır. Şekil 2 ve 3’den de açıkça görüldüğü üzere, aynı şartlar için net gücü ve termik verimi maksimum yapan kompresör basınç oranları birbirinden farklıdır. Gaz türbininin termodinamik açıdan optimum çalışma aralığı, bu iki değer arasında olmalıdır. Çünkü bu optimal aralıkta, gaz türbin sisteminin net gücü ve termik verimi maksimum değerler civarında değişmektedir.



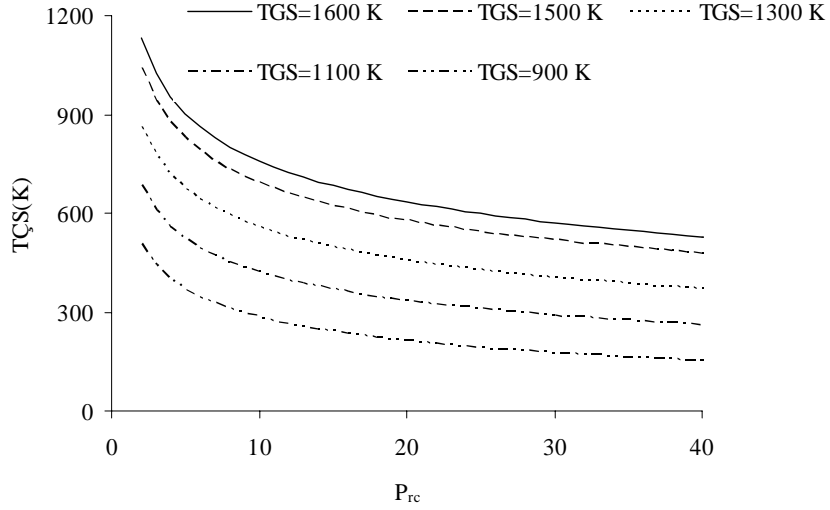
Şekil 2. Kompresör basınç oranı ile net gücün değişimi



Şekil 3. Kompresör basınç oranı ile termik verimin değişimi



**Şekil 4. Net gücün termik verimle değişimi**

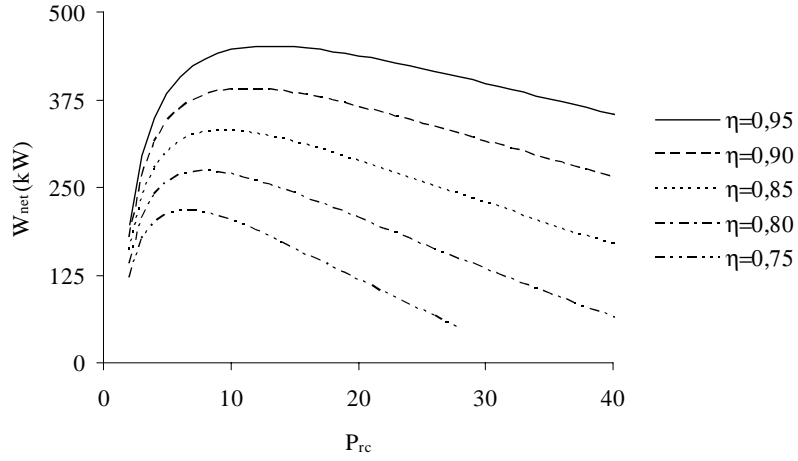


**Şekil 5. Kompresör basınç oranı ile türbin çıkış sıcaklığının (TÇS) değişimi**

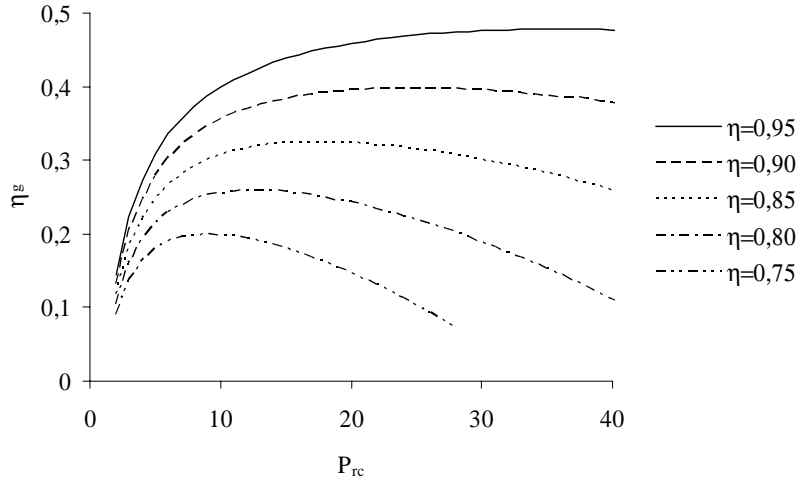
Şekil 5'de kompresör basınç oranı ile gaz türbini çıkış sıcaklığının (TÇS) değişimi gösterilmiştir. Herhangi bir TGS değeri için, kompresör basınç oranının artmasıyla türbin çıkış sıcaklığı düşmektedir. Aynı kompresör basınç oranında, TGS artışına bağlı olarak türbin çıkış sıcaklığı da artmaktadır.

### 3.2 İzotropik Verimlerin Net Güç ve Termik Verime Etkisi

Türbin ve kompresör izotropik verimleri 0,75 ile 0,95 arasında değiştirilerek, termodinamik analizler tekrarlanmıştır. Şekil 6'da kompresör basınç oranıyla net gücün, Şekil 7'de ise kompresör basınç oranıyla termik verimin değişimleri gösterilmiştir. Türbin giriş sıcaklığında olduğu gibi, her izotropik verim değeri için de net gücü ve termik verimi maksimum yapan optimum bir kompresör basınç oranı vardır.

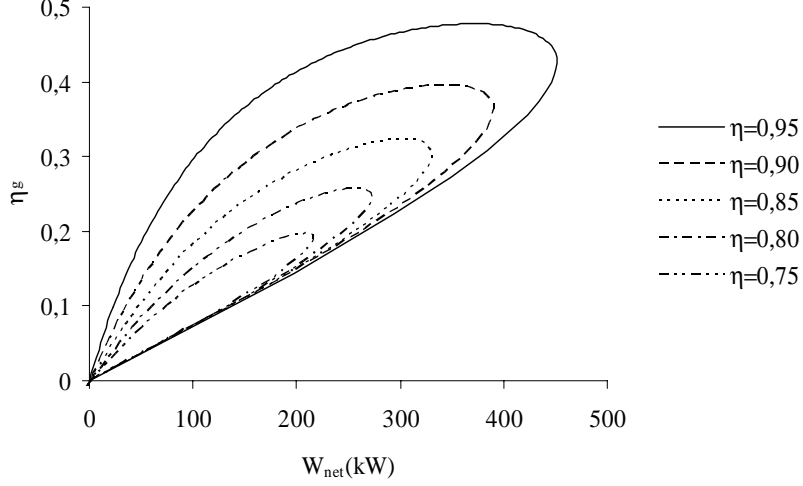


Şekil 6. Kompresör basınç oranı ile net gücün değişimi

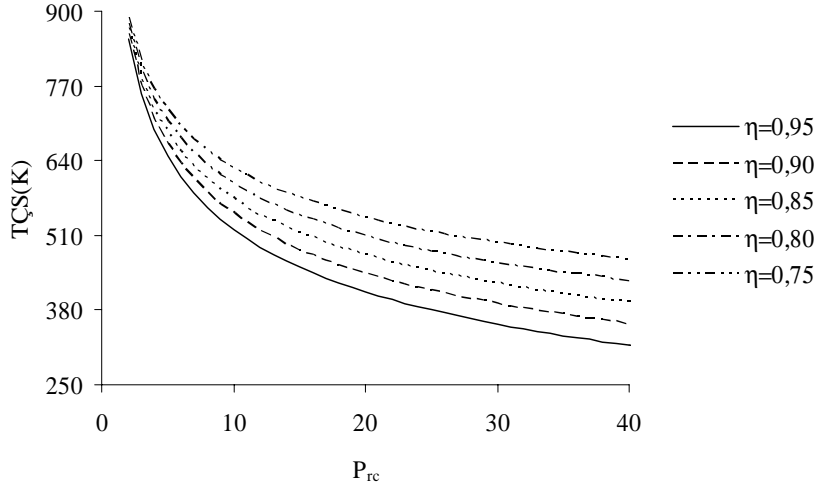


Şekil 7. Kompresör basınç oranı ile termik verimin değişimi





Şekil 8. Net gücün termik verimle değişimi



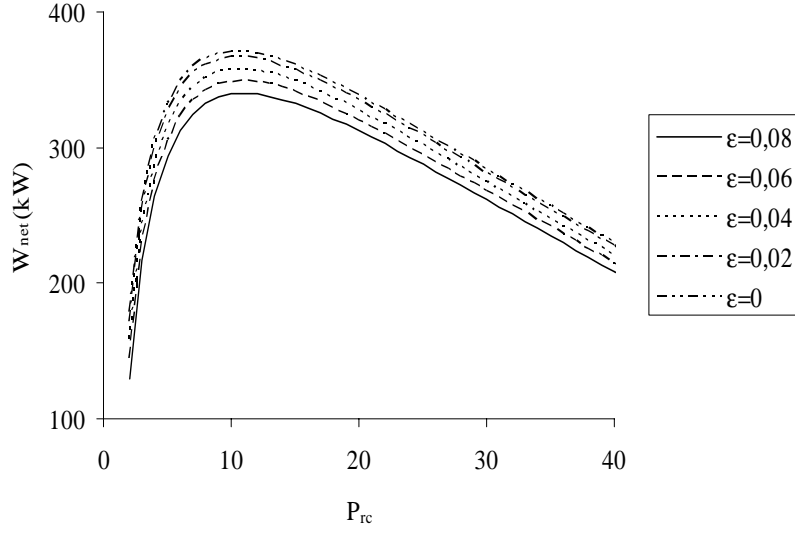
Şekil 9. Kompresör basınç oranı ile türbin çıkış sıcaklığının (TÇS) değişimi

Şekil 8’de net gücün termik verimle değişimi aynı eğri üzerinde gösterilmiştir. Eğri üzerinde her noktadaki kompresör basınç oranı birbirinden farklıdır. Şekil 9’da ise kompresör basınç oranı ile gaz türbin çıkış sıcaklığının değişimi verilmiştir.

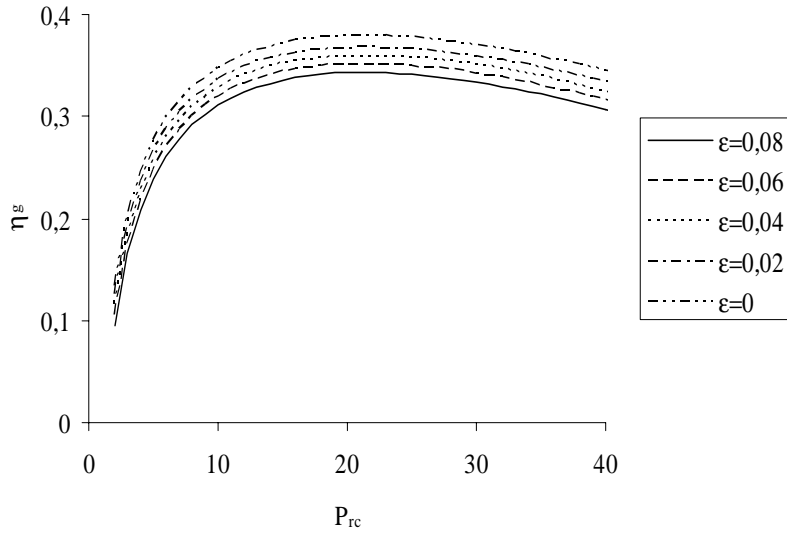
### 3.3 Basınç Kayıplarının Net Güç ve Termik Verime Etkisi

Bu kısımda, basınç kayıp parametresi 0 ile 0,08 arasında değiştirilerek, performansa olan etkisi incelenmiştir. Analiz sonucunda optimum kompresör basınç oranı değeri açısından, basınç kayıp parametresinin net güç ve termik verim üzerine çok fazla

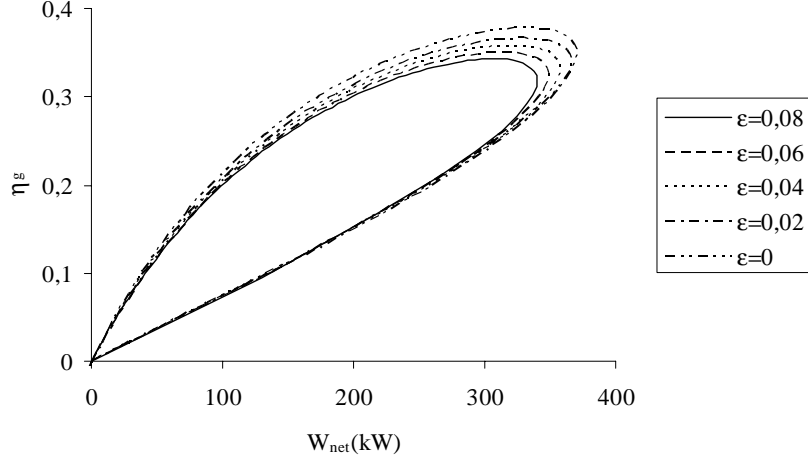
etkisinin olmadığı görülmüştür. Optimum noktalar değişmemekte, net güç ve termik verim sadece değer olarak değişmektedir (Şekil 10-12).



Şekil 10. Kompresör basınç oranı ile net gücün değişimi



Şekil 11. Kompresör basınç oranı ile termik verimin değişimi



Şekil 12. Net gücün termik verimle değişimi

Şekil 12’de net gücün termik verimle değişimi aynı eğri üzerinde gösterilmiştir. Eğriler kompresör basınç oranına göre çizilmiştir. Dolayısıyla her noktadaki kompresör basınç oranı birbirinden farklıdır.

#### 4. Tartışma ve Öneriler

Bu çalışmada, açık çevrimli gaz türbin sistemi için net güç ve termik verim performans kriteri olarak alınarak kompresör basınç oranı, türbin giriş sıcaklığı, basınç kayıpları, türbin ve kompresör izentropik verimlerinin performans üzerine olan etkisi analiz edilmiştir.

Türbin giriş sıcaklığı için, net güç ve termik verimi maksimum yapan optimum değerler Tablo 2’de gösterilmiştir. Türbin giriş sıcaklığının artmasıyla net güç ve termik verim ile bunları maksimum yapan optimum kompresör basınç oranları yükselmektedir. Örneğin; türbin giriş sıcaklığı 900 K alındığında net gücün ve termik verimin maksimum değerleri sırasıyla 151,2 kW ve 0,2787; bu noktadaki optimum kompresör basınç oranları ise 5 ve 9 olmaktadır. Türbin giriş sıcaklığı 1600 K alındığında ise, net gücün ve termik verimin maksimum değerleri sırasıyla 527,7 kW ve 0,3971; bu noktadaki optimum kompresör basınç oranları ise 16 ve 35 olarak elde edilmiştir.

Tablo 2. TGS için optimum değerler

TGS (K)	$W_{net,max}(kW); P_{rc,opt}$	$\eta_{g,max}; P_{rc,opt}$
900	151,2 ; 5	0,2787 ; 9
1100	254,2 ; 8	0,3224 ; 14
1300	366,6 ; 10	0,3677 ; 21
1500	477,4 ; 14	0,3900 ; 30
1600	527,7 ; 16	0,3971 ; 35

Tablo 3’de, türbin ve kompresör izentropik verimleri için net güç ve termik verimi maksimum yapan optimum değerler verilmiştir. Analizlerden, izentropik verimin artmasıyla net güç ve termik verimin yükseldiği görülmüştür. Örneğin; izentropik verim 0,75 alındığında net gücün ve termik verimin maksimum değerleri sırasıyla 217 kW ve 0,1990; bu noktalardaki optimum kompresör basınç oranları ise 5 ve 9 olmaktadır. İzentropik verim 0,90 alındığında ise, net gücün ve termik verimin maksimum değerleri sırasıyla 391 kW ve 0,3976; bu noktalardaki optimum kompresör basınç oranları ise 11 ve 25 olarak elde edilmiştir.

**Tablo 3. İzentropik verim için optimum değerler**

$\eta$	$W_{\text{net,max}}(\text{kW}); P_{\text{rc,opt}}$	$\eta_{\text{g,max}}; P_{\text{rc,opt}}$
0,75	217 ; 5	0,1990 ; 9
0,80	273 ; 8	0,2588 ; 13
0,85	331 ; 9	0,3249 ; 17
0,90	391 ; 11	0,3976 ; 25
0,95	451 ; 16	0,4779 ; 36

Net güç ve termik verimin yüksek olması isteniyorsa, türbin giriş sıcaklığı ve izentropik verimler mümkün olduğu kadar yüksek seçilmelidir. Fakat türbin giriş sıcaklığını belirleyen, gaz türbinlerinde kullanılan malzemelerin ısı dayanım sınırındır. Bu da ekonomiyle ilgilidir ve sistem maliyetlerini çok artırabilir. Benzer şekilde izentropik verim değerleri, tamamen üretici firmanın belirlediği değerlerdir ve değiştirilemez.

Sonuç olarak termodinamik analiz bir sistemin sadece performansını değerlendirmektedir ve maliyetleri dikkate almamaktadır. Dolayısıyla, termodinamik performans maksimum yapılmak istendiğinde, sistemin toplam maliyeti çok yüksek olabilir. Ya da tam tersi olarak, sadece maliyetler minimum yapmak istendiğinde sistem performansı çok düşebilir. Bu nedenle, maliyetlerin etkisi de dikkate alınmalıdır. Bu şekilde daha anlamlı sonuçlar elde edilebilir.

## 5. Sonuçlar

Açık çevrimli gaz türbin sisteminin termodinamik analizinden elde edilen sonuçlar:

1. Açık çevrimli gaz türbin sisteminin net gücü ve termik verimi üzerinde en önemli etkiye sahip olan parametrenin türbin giriş sıcaklığı ile türbin ve kompresör izentropik verimlerinin olduğu, basınç kayıplarının ise çok fazla etkisinin olmadığı belirlenmiştir.
2. Her parametre için, net gücü ve termik verimi maksimum yapan iki farklı kompresör basınç oranının olduğu görülmüştür. Gaz türbininin basınç oranı bu iki değerden biri ya da arasında bir değer olmalıdır. Çünkü bu aralıkta net güç ve termik verim maksimum değerler civarında değişmektedir.
3. Aynı türbin giriş sıcaklığı için, termik verimi maksimum yapan optimum kompresör basınç oranı, net gücü maksimum yapan değerinden daima büyük çıkmaktadır.

4. Türbin giriş sıcaklığının ve izentropik verimlerin artmasıyla termik verim ve net gücün arttığı ve buna bağlı olarak da optimum kompresör basınç oranının yükseldiği belirlenmiştir.

### Referanslar

- BÜYÜKTÜR, A.R. (1985). *Termodinamik:Cilt 2*. Uludağ Üniversitesi Basımevi.
- CASAROSA, C., DONATINI, F. & FRANCO, A. (2004). Thermoeconomic optimization of heat recovery steam generators operating parameters for combined plants. *Energy*, 29, 389-414.ss.
- COLE G, H.A. (1991). *Thermal power cycles*. London, E. Arnold.
- ÇENGEL, Y. & BOLES, M.A. (1989). *Thermodynamics an engineering approach*. McGraw-Hill.
- ÇETİN, B. (2005). *Çok amaçlı enerji üretim sistemlerinin termoeconomik optimizasyonu*. Yayınlanmış Doktora Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- ERDEM, H.H., SEVİLGİN, S.H., ÇETİN, B. & AKKAYA, A.V. (2004). Kojenerasyon sistemlerinin yakıt fiyatların ve birim yakıt maliyetlerinin analizi. *Sigma Mühendislik ve Fen Bilimleri Dergisi*, sayı 1, 128-138.ss.
- ERDEM, H.H., SEVİLGİN, S.H., ÇETİN, B., AKKAYA A.V. & DAĞDAŞ, A. (2003). Gaz türbin sistemlerinde çevre sıcaklığının performansa etkisi. *14. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi*, Isparta.
- HORLOCK, J.H. (1997). Aero-engine derivative gas turbines for power generation : thermodynamic and economic perspectives. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 119, 119-123.ss.
- NAJJAR, Y.S.H. (2000). Gas turbine cogeneration systems : a review of some novel cycles. *Applied Thermal Engineering*, 20, 179-197.ss.
- SEVİLGİN S.H. (2002). *Enerji üretim sistemlerinin ekserjoekonomik analizi*. Yayınlanmış Doktora Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- SILVEIRA, J.L & TUNA, C.E. (2003). Thermoeconomic analysis method for optimization of combined heat and power systems : part I. *Progress in Energy and Combustion Science*, 29, 479-485.ss.
- TEPPENSTALL, T. (1998) Advanced gas turbine cycles for power generation : a critical review. *Applied Thermal Engineering*, 18, 837-846.ss.