

TERSİNMEZ BRAYTON ÇEVİRİMİNİN MAKSİMUM GÜÇ VE MAKSİMUM GÜÇ YOĞUNLUĞU ŞARTLARINDA KARŞILAŞTIRMALI PERFORMANS ANALİZİ

*M. Özgün KORUKÇU**
*Muhsin KILIÇ**

Özet:Bu çalışmada, Sonlu Zaman Termodinamiği kullanılarak sabit sıcaklıktaki kaynaklardan ısı alışverişinde bulunan tersinmez Brayton çevriminin maksimum güç ve maksimum güç yoğunluğu şartlarında karşılaştırmalı performans analizi gerçekleştirilmiştir. Maksimum güç ve maksimum güç yoğunluğu için analitik ifadeler çıkarılmış, örnek çalışma parametreleri kullanılarak bulunan sonuçlar karşılaştırmalı olarak değerlendirilmiştir. Optimizasyon parametresi olarak “maksimum güç” yerine “maksimum güç yoğunluğu” kullanılması ile daha küçük hacimde daha yüksek verim elde edilirken daha yüksek çalışma basınç oranı gerektiği görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Maksimum Güç, Maksimum Güç Yoğunluğu, Sonlu Zaman, Brayton Çevrimi, Enerji.

A Comparative Performance Analysis of an Irreversible Brayton Cycle under Maximum Power Density and Maximum Power Conditions

Abstract:This paper presents a comparative performance analysis under the maximum power and the maximum power density for an irreversible closed Brayton cycle coupled to constant-temperature heat reservoirs in the viewpoint of finite time thermodynamics. The analytical formulas for the power and the power density are derived. The influences of some design parameters on the maximum power density are studied by numerical examples, and the results are compared and analyzed. Although, the maximum power density design requires a higher pressure ratio than maximum power design, the power plant design with maximum power density leads to a higher efficiency and smaller size.

Key Words: Maximum Power, Maksimum Power Density, Finite Time, Brayton Cycle, Energy.

1. GİRİŞ

Literatürde Sonlu Zaman Termodinamiği olarak adlandırılan optimizasyon tekniği aslında Entropi Üretimi Minimizasyonu yöntemidir. Entropi üretimi minimizasyonu, gerçek araçların ısı transferi, kütle transferi ve akış tersinmezliklerinden doğan termodinamik kayıplarının modellenmesi ve optimize edilmesi metodudur (Bejan, 1996). Entropi Üretimi Minimizasyonu yöntemi, termodinamik, ısı transferi ve akışkanlar mekaniğinin en temel ilkelerini kapsamaktadır. Optimizasyon çalışmalarının amaçları bir uygulamadan diğerine göre değişebilir, örnek olarak; ısı değiştiricideki entropi üretiminin minimizasyonu, güç santrallerindeki güç üretiminin maksimizasyonu ve maliyetin minimizasyonu bunların başındadır. Optimizasyon çalışmalarının ortak yanı, modeller içerisinde gerçekleşen prosesler sırasında (ısı transferi, kütle transferi ve akışkan akışı), sistemlerin sonlu boyutları, gerçek işlemlerin sonlu zamanları ve sonlu hızlarının kullanılmasıdır. Daha sonra fiziksel kısıtlayıcılara bağlı olarak, sistemin tersinmezliklerini ortaya çıkaran etkenlere optimizasyon uygulanır. Termodinamik ve ısı transferinin birleştiği model, sistemin tersinmezliğinin incelenmesini sağlar. Böyle bir modelin optimizasyonu, başka bir deyişle entropi üretiminin minimizasyonuna ilişkin bir kavram sağlar. Model içerisinde nerede, ne kadar entropi üretildiği ve bunun termodinamik performansı nasıl etkilediği incelenir. Isı makinelerinin, sonlu zaman termodinamiği analizi kullanılarak güç-optimizasyonu çalışmaları ilk olarak Chambadal (1957) ve Novikov (1957) tarafından yayınlandı ve daha sonra Curzon ve Ahlborn (1975) tarafından devam etmiştir (Bejan, 1987). Bu çalışmalardan sonra bu metodu kullanan çok sayıda çalışma yapılmıştır. Değişik tipteki ısı sistemlerinin sonlu za-

* Uludağ Üniversitesi, Mühendislik-Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Görükle, Bursa.

man termodinamiği ve termo-ekonomik analizi uygulamalarına yönelik yapılan çalışmalar devam etmektedir, bu konuda detaylı bir literatür araştırması Durmayaz ve ark. (2004) tarafından yayınlanmıştır.

Şahin ve ark. (1995), çevrimin maksimum özgül hacimdeki güç çıkışı olarak tanımlanan güç yoğunluğunu kullanarak, ısı transferi ve diğer tersinmezlikleri içermeyen, ideal tersinir Brayton çevriminin optimum performans analizini yapmışlardır. Şahin ve ark. (1996a), yeni bir kriter olan güç yoğunluğunu kullanarak, içten tersinir bir Carnot ısı makinesinin maksimum güç yoğunluğu analizini yapmışlardır. Şahin ve ark. (1996b), ısı transferi tersinmezlikleri içermeyen, içten tersinmez bir Brayton çevriminin maksimum güç yoğunluğu performansını incelemişlerdir. Medina ve ark. (1996), ısı transferi tersinmezlikleri olmayan, içten tersinmez bir rejeneratif Brayton çevrimi için maksimum güç yoğunluğu yöntemini uygulamışlardır.

Birleşik ısı güç çevrimi için, Şahin ve ark. (1997) içten tersinir bir kojenerasyon çevriminin ekserji optimizasyonunu yapmışlardır. Bu çalışmada, ekserji optimizasyonu, sonlu zaman termodinamiği kullanılarak içten tersinir bir kojenerasyon çevrimine uygulanmıştır. İçten tersinir bir kojenerasyon çevriminin, maksimum ekserjideki tasarım değişkenlerinin optimum değerleri belirlenmiştir. Modellerinde, sonlu zaman ısı transferi tersinmezlikleri ele almışlar, diğer tersinmezlikleri ihmal ederek çevrimi içten tersinir olarak kabul etmişlerdir.

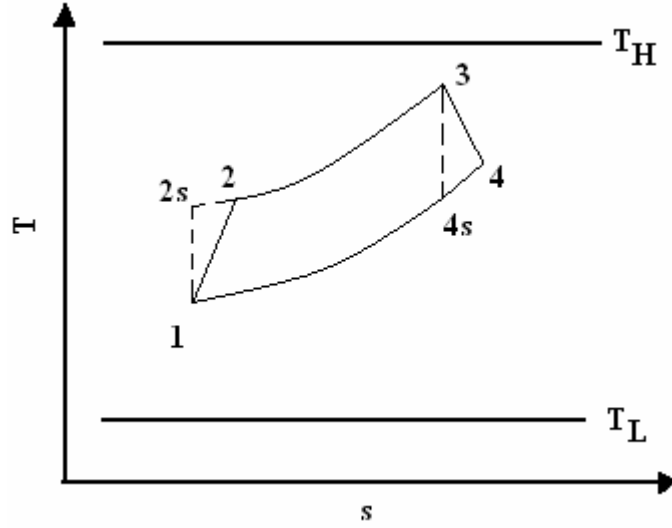
Cheng ve Chen (1997), tersinmez Brayton çevriminin güç optimizasyonu için bir çalışma yapmışlardır. Çalışmalarında, üç tip tersinmezlik içeren gerçek bir model kullanmışlardır. Bu tersinmezlikler; aracı akışkan ile ısı kaynakları arasındaki sonlu ısıl iletkenlikler, kaynaklar arasındaki ısı kaybı ve Brayton çevrimindeki iç tersinmezliklerdir. Isı kayıpları, ısı kaynağı sıcaklıkları oranı ve çevrimin içinde yer alan bileşenlerin veriminin, maksimum güç çıkışı ve ısıl verime olan etkilerini incelemişlerdir.

Şahin ve ark. (1998), ısı transferi tersinmezlikleri içermeyen, içten tersinmez, yeniden ısıtılmalı, rejeneratif bir Brayton çevrimine maksimum güç yoğunluğu yöntemini uygulamışlardır. Kodal (1999), tersinmez kombine Carnot çevrimlerinin maksimum güç yoğunluğu analizini yapmıştır. Kodal ve ark. (2000), tersinmez Carnot çevriminin maksimum güç yoğunluğu ve maksimum güç çıkışı koşullarının performanslarını karşılaştırmalı olarak analiz etmişlerdir. Chen ve ark. (2001a), tersinmez, rejeneratif, kapalı bir Brayton çevriminin güç yoğunluğu optimizasyonunu yapmışlardır. Chen ve ark. (2001b), değişken ısı kaynağı sıcaklıkları içeren, rejeneratif, kapalı bir Brayton çevriminin, güç yoğunluğu analizini ve optimizasyonunu yapmışlardır. Chen ve ark. (2002a), değişken ısı kaynağı sıcaklıkları içeren, içten tersinir, kapalı bir Brayton çevriminin, maksimum güç yoğunluğu ve maksimum güç çıkışı koşulları altındaki performanslarını karşılaştırmışlardır. Chen ve ark. (2002b), tersinmez kapalı bir Brayton çevriminin, maksimum güç yoğunluğu ve maksimum güç durumundaki performans karşılaştırmasını yapmışlardır.

Bu çalışmada, yukarıda verilen literatürün ışığında, Chen ve ark. (2002b) tarafından yapılan çalışma esas alınarak, sonlu zaman termodinamiği yöntemiyle, tersinmez kapalı Brayton çevriminin maksimum güç yoğunluğu ve maksimum güç durumundaki performansı karşılaştırılmıştır. Chen ve ark. (2002b) tarafından sunulan çalışmadaki bazı denklemlerin analitik çıkarımlarında hatalar belirlenmiş ve bu çalışmada bütün denklemler yeniden çıkarılmıştır. Sonuçların bir kısmı Chen ve ark. (2002b)'nin makalesinde sunulan sayısal değerlerden farklı değerler kullanılarak elde edilmiştir. Kullanılan yöntemde, güç yoğunluğu ve basınç oranları arasındaki ilişkilerin analitik formülleri, sıcak-soğuk ısı değiştiricilerinin ısı direnci kayıpları, kompresör ve türbindeki sıkıştırma-genişleme kayıplarından türetilmiştir. Maksimum güç yoğunluğu ve maksimum güç durumu için bulunan analitik formüller yardımıyla, maksimum güç kriteri kullanılarak elde edilen diğer sonuçlar karşılaştırılmıştır. Maksimum güç yoğunluğuna etki eden bazı tasarım parametreleri, sayısal örneklerle desteklenmiş ve maksimum güç yoğunluğunun avantajları ve dezavantajları analiz edilmiştir.

2. TERSİNMEZ BRAYTON ÇEVİRİMİNİN SONLU ZAMAN TERMODİNAMİĞİ ANALİZİ

Bu bölümde, sonlu zaman termodinamiği analizinde kullanılan bağıntı ve denklemler çıkarılmıştır. Bu genel bağıntılar yardımıyla, kapalı Brayton çevriminin, sonlu zaman termodinamiği analizi, farklı akışkanlar, farklı ısı değiştiricisi etkenlikleri, farklı ısı kaynağı sıcaklık oranı ve farklı kompresör, türbin verimleri için genelleştirilebilir.



Şekil 1.
Brayton çevriminin T-s diyagramı

Şekil 1'deki gibi sabit sıcaklıklı ısı kaynaklarına bağlı, kapalı, tersinmez bir Brayton çevrimini ele alalım. Sıcak ısı kaynağı sıcaklığı T_H , soğuk ısı kaynağı sıcaklığı T_L 'dir. 1-2 ve 3-4 izantropik olmayan adyabatik işlemleri, 2-3 ve 4-1 ise sabit basınçta gerçekleşen işlemleri gösterir.

1-2-3-4 ile gösterilen çevrim tersinmezdir, 1-2s-3-4s ile gösterilen çevrim ise içten tersinirdir. Tersinir ve tersinmez çevrimler arasındaki farkı izantropik olmayan sıkıştırma ve genişleme işlemlerinin verimlerini kullanarak anlayabiliriz.

Bir kompresörün verimi aşağıdaki şekilde tanımlanır (Çengel, Boles 2002):

$$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (1)$$

$$\eta_c = \frac{c_p(T_{2s} - T_1)}{c_p(T_2 - T_1)} \quad (2)$$

Özgül ısılar sabit olarak kabul edilirse sıcaklıklar cinsinden kompresör verimi:

$$\eta_c = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (3)$$

Bir türbinin verimi şu şekilde tanımlanır (Çengel, Boles 2002):

$$\eta_t = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (4)$$

$$\eta_t = \frac{c_p(T_3 - T_4)}{c_p(T_3 - T_{4s})} \quad (5)$$

Özgül ısılar sabit olarak kabul edilirse sıcaklıklar cinsinden türbin verimi:

$$\eta_t = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4s}} \quad (6)$$

1-2-3-4 tersinmez çevrimi inceleyecek olursak; ısı değiştiricileri ters akışlı, ısı değiştiricilerinin sıcak-soğuk tarafındaki ısı iletkenlikleri U_H ve U_L (Isı transferi yüzey alanı ve ısı taşınım katsayısının çarpımı), aracı akışkanın ısı kapasitesi C_{wf} (Kütleli debi ve sabit basınçta özgül ısı çarpımı) olsun. Isı transferi işlemlerinin özelliklerinden yararlanarak, sıcak ısı kaynağından aracı akışkana birim zamanda geçen ısı Q_H ve aracı akışkandan soğuk ısı kaynağına birim zamanda geçen ısı Q_L , aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$Q_H = C_{wf} (T_3 - T_2) = C_{wf} E_H (T_H - T_2) \quad (7)$$

$$Q_L = C_{wf} (T_4 - T_1) = C_{wf} E_L (T_4 - T_L) \quad (8)$$

E_H ve E_L , sıcak ve soğuk taraftaki ısı değiştiricilerinin etkenlikleridir ve aşağıdaki gibi tanımlar:

$$E_H = 1 - \exp(-N_H) \quad (9)$$

$$E_L = 1 - \exp(-N_L) \quad (10)$$

Burada N_H ve N_L , sıcak ve soğuk taraftaki ısı değiştiricilerinin ısı transfer birim sayılarıdır. (Kılıç ve Yiğit, 2004)

$$N_H = U_H / C_{wf} \quad (11)$$

$$N_L = U_L / C_{wf} \quad (12)$$

$Pv^k = sbt$ bağıntısını içten tersinir 1-2s ve 3-4s hal değişimlerine uygularsak:

$$T_1 T_3 = T_{2s} T_{4s} \quad (13)$$

$$x = T_{2s} / T_1 = T_3 / T_{4s} = (p_2 / p_1)^{(k-1)/k}$$

Eşitlik (13)'de k özgül ısılar oranıdır.

Çevrimin net gücü ve ısı verimi aşağıdaki gibidir:

$$W = Q_H - Q_L \quad (14)$$

$$\eta = 1 - Q_L / Q_H \quad (15)$$

Sıcak taraftaki ısı değiştiricisi için (3) numaralı eşitlik kullanılarak:

$$T_2 = \frac{T_1 \left(\frac{T_{2s}}{T_1} - 1 + \eta_c \right)}{\eta_c} = \frac{T_1 \beta}{\eta_c} \quad (16)$$

bulunur. Burada $\beta = x - 1 + \eta_c$ 'dir.

Soğuk taraftaki ısı değiştiricisi için (6) ve (8) numaralı eşitlikleri kullanarak:

$$T_1 = T_3 \left[1 - \eta_t + \frac{T_{4s}}{T_3} \eta_t \right] (1 - E_L) + E_L T_L \quad \text{yada} \quad T_1 = T_3 \alpha (1 - E_L) + E_L T_L \quad (17)$$

Burada $\alpha = 1 - \eta_t + x^{-1} \eta_t$ dir. Eşitlik (7) kullanılarak

$$T_3 = E_H T_H + T_2 (1 - E_H) \quad (18)$$

Elde edilir. Eşitlik (18)'i Eşitlik (17)'de yerine yazarsak:

$$T_1 = \{ [E_H T_H + T_2 (1 - E_H)] \alpha (1 - E_L) + E_L T_L \} \quad (19)$$

Eşitlik (16) 'da eşitlik (19) ile bulunan T_1 ifadesi yerine yazılır ve gerekli düzenlemeler yapılırsa:

$$T_2 = \frac{\beta [E_H T_H \alpha (1 - E_L) + E_L T_L]}{\eta_c - \beta \alpha (1 - E_H) (1 - E_L)} \quad (20)$$

Eşitlik (16) ve (8) kullanılarak:

$$T_4 = \frac{\frac{T_2 \eta_c}{\beta} - E_L T_L}{(1 - E_L)} \quad (21)$$

bulunur. Eşitlik (20)'yi Eşitlik (25)'de yerine yazar ve gerekli düzenlemeler yapılırsa:

$$T_4 = \frac{\alpha\{\eta_c E_H T_H + \beta E_L T_L (1 - E_H)\}}{[\eta_c - \beta\alpha(1 - E_H)(1 - E_L)]} \quad (22)$$

$\bar{W} = \frac{W}{C_{wf} T_L}$ boyutsuz güç ifadesi olarak tanımlanır ve eşitlik (14) de terimler yerine yazılarak düzenlenirse.

$$\bar{W} = E_H \tau \left\{ \frac{\eta_c - \beta\alpha(1 - E_L) - \beta E_L \tau^{-1}}{\eta_c - \beta\alpha(1 - E_H)(1 - E_L)} \right\} - E_L \left\{ \frac{\alpha\eta_c E_H \tau - \eta_c + \beta\alpha(1 - E_H)}{\eta_c - \beta\alpha(1 - E_H)(1 - E_L)} \right\} \quad (23)$$

Burada $\tau = T_H/T_L$ çevrimde sıcak ve soğuk ısı kaynakları sıcaklık oranıdır.

Denklem (15) ile verilen çevrimin ısı verimi terimler yerine yazılıp düzenlenirse aşağıdaki gibi bulunur:

$$\eta = 1 - \frac{E_L \{\alpha\eta_c E_H \tau - \eta_c + \beta\alpha(1 - E_H)\}}{E_H \{\tau\eta_c - \beta\alpha(1 - E_L) - \beta E_L\}} \quad (24)$$

Şekil 1'deki sabit basıncıdaki 4-1 hal değişimi kullanılarak:

$$\frac{v_4}{v_1} = \frac{T_4}{T_1} = \left(\frac{T_4}{T_2} \right) \left(\frac{T_2}{T_1} \right) = \left(\frac{\beta}{\eta_c} \right) \left(\frac{T_4}{T_2} \right) \quad (25)$$

T_4 ve T_2 bağıntılarını Eşitlik (25)'de yerlerine yazılırsa:

$$\frac{v_4}{v_1} = \frac{\alpha\{\eta_c E_H T_H + \beta E_L T_L (1 - E_H)\}}{\eta_c [E_H T_H \alpha(1 - E_L) + E_L T_L]} \quad (26)$$

Güç yoğunluğu aşağıdaki gibi tanımlanırsa:

$$P = \frac{W}{v_4}$$

Boyutsuz güç yoğunluğu şu şekilde tanımlanır:

$$\bar{P} = \frac{P}{(C_{wf} T_L / v_1)} \quad (28)$$

Eşitlik (27)'deki boyutsuz güç ifadesini Eşitlik (28)'de yerine yazarsak

$$\bar{P} = \frac{W v_1}{C_{wf} T_L v_4} = \bar{W} \frac{v_1}{v_4} = \left\{ E_H \tau [\eta_c - \beta(1 - E_L)\alpha - \beta E_L \tau^{-1}] - E_L [\alpha\eta_c E_H \tau - \eta_c + \beta\alpha(1 - E_H)] \right\} \times \eta_c [E_H \tau \alpha(1 - E_L) + E_L] \times \left\{ \alpha [\eta_c E_H \tau + \beta E_L (1 - E_H)] \cdot [\eta_c - \beta\alpha(1 - E_L)(1 - E_H)] \right\}^{-1} \quad (29)$$

Eşitlik (29)'da sıcak ve soğuk taraftaki ısı değiştiricilerinin etkenlikleri $E_L = E_H = 1.0$ alınrsa:

$$\bar{P} = \frac{\tau\eta_c - \beta - \alpha\eta_c \tau + \eta_c}{\alpha\eta_c \tau} \quad (30)$$

$$\alpha = 1 - \eta_t + \eta_t x^{-1} \text{ ve } \beta = x - 1 + \eta_c \text{ yerlerine yazılırsa: } \bar{P} = \frac{\left[\eta_t \left(1 - \frac{1}{x}\right) - \frac{1}{\tau\eta_c} (x - 1) \right]}{\left[1 - \eta_t \left(1 - \frac{1}{x}\right) \right]} \quad (31)$$

Eşitlik (31)'deki boyutsuz güç yoğunluğu ifadesini maksimum yapan x değeri için:

$$\frac{d\bar{P}}{dx} = 0 \quad (32)$$

Alınır ve x değeri çözülürse

$$x_{opt} = \frac{\eta_t - \eta_t A}{\eta_t - 1} \quad (33)$$

bulunur, burada

$$A = [1 + (1 - \eta_t)(1 + \tau\eta_c) / \eta_t]^{0,5} \quad (34)$$

Eşitlik (33)'deki optimum x değerini Eşitlik (31)'de yerine yazarsak maksimum boyutsuz güç yoğunluğunu elde ederiz:

$$\bar{P}_{max} = \frac{(\eta_t A - 1)^2}{\tau\eta_c(1 - \eta_t)^2} \quad (35)$$

Eşitlik (31) ve (35) arasındaki denklemler, Şahin ve ark. (1996a) tarafından ideal tersinmez Brayton çevrimi için elde edilen sonuçların aynıdır.

Eğer Eşitlik (31)'deki boyutsuz güç yoğunluğu ifadesinde ısı değiştiricileri etkenlikleri, kompresör ve türbin verimleri $E_L = E_H = \eta_c = \eta_t = 1.0$ alınırsa:

$$\bar{P} = x(1 - \frac{x}{\tau})(1 - \frac{1}{x}) \quad (36)$$

Eşitlik (36)'yı maksimum yapan x değeri için:

$$x_{opt} = \frac{\tau + 1}{2} \quad (37)$$

Boyutsuz güç yoğunluğunun maksimum değeri için, Eşitlik (37)'yi Eşitlik (36)'da yerine yazarsak:

$$\bar{P}_{max} = \frac{(\tau - 1)^2}{4\tau} \quad (38)$$

Eşitlik (37) verim ifadesinde yerine yazılır ve $E_L = E_H = \eta_c = \eta_t = 1.0$ olarak alınırsa maksimum verim:

$$\eta_{max} = \frac{\tau - 1}{\tau + 1} \quad (39)$$

Eşitlik (36) ve Eşitlik (39) arasındaki denklemler, Şahin ve ark.(1995) tarafından ideal tersinir Brayton çevrimi için elde edilen sonuçların aynıdır.

Eğer kompresör ve türbindeki sıkıştırma ve genişleme işlemleri tersinir ($\eta_c = \eta_t = 1.0$) alınırsa, bu durumda $\alpha = 1/x$ ve $\beta = x$ olacaktır ve boyutsuz güç yoğunluğu ifadesi şu şekilde dönüşür:

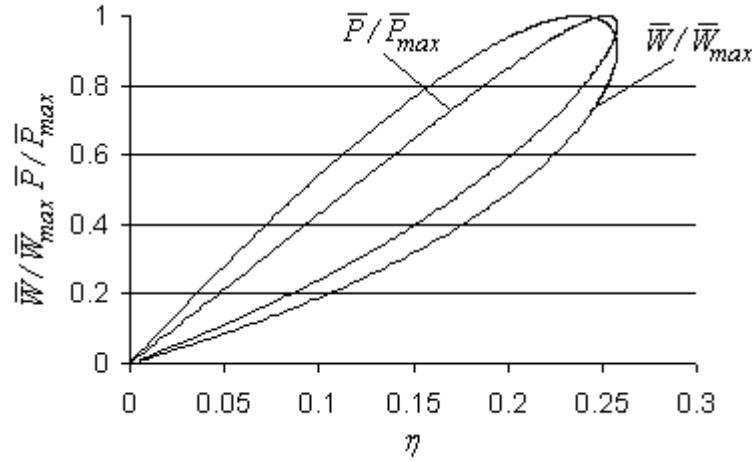
$$\bar{P} = E_H E_L \left[\tau(1 - \frac{1}{x}) - x + 1 \right] [E_H \tau(1 - E_L) + x E_L] \times \{ [E_L + E_H - E_H E_L] [E_H \tau + x E_L (1 - E_H)] \}^{-1} \quad (40)$$

Eşitlik (40), Zheng ve ark.(2001) tarafından ideal tersinir Brayton çevrimi için elde edilen sonucun aynıdır. Eşitlik (40)'da, aracı akışkan ve ısı kaynakları arasındaki ısı transferi ideal olarak alınırsa ($U_H = U_L \rightarrow \infty$) Eşitlik (40), Eşitlik (36)'ya dönüşür.

3. SAYISAL HESAPLAMALAR VE TARTIŞMA

Brayton çevrimi için yapılan hesaplamalarda aracı akışkan hava olarak kabul edilmiş ve $k = 1.4$ alınmıştır. Materyal ve yöntem bölümünde elde edilen eşitlikler kullanılarak, çevrimin performansını etkileyen çevrim ısı kaynakları sıcaklık oranları (τ), kompresör ve türbin verimleri (η_c, η_t) ve ısı değiştiricisi etkenlikleri (E_H, E_L) gibi parametrelerin farklı değerleri için maksimum boyutsuz güç (\bar{W}_{max}), maksimum boyutsuz güç yoğunluğu (\bar{P}_{max}) ve maksimum ısı verim ($\eta_{\bar{P}}, \eta_{\bar{W}}$) değerleri, Excel programı kullanılarak hesaplanmıştır.

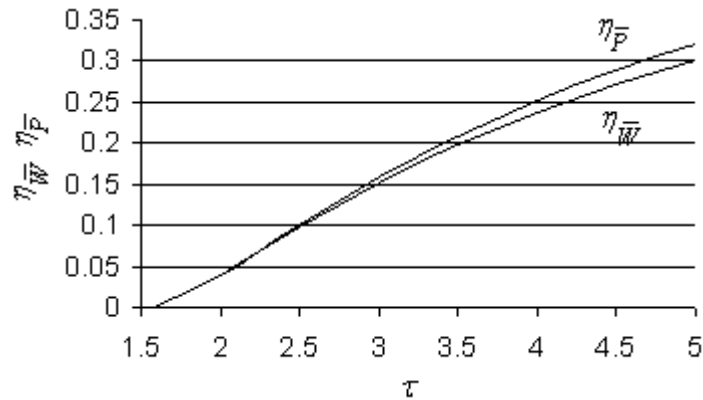
Değişken ısı verimli (η) bir çevrim için, boyutsuz güç (\bar{W}/\bar{W}_{max}) ve boyutsuz güç yoğunluğu (\bar{P}/\bar{P}_{max}) değişimi Şekil 2’de gösterilmiştir. Değerler; $E_H = E_L = 0.9$, $\eta_c = 0.8$, $\eta_t = 0.9$ ve $\tau = 3.0$ olarak alınmıştır.



Şekil 2.
Maksimum güç yoğunluğu tasarımı ve maksimum güç tasarımı ısı verimlerinin karşılaştırılması.

Şekil 2, içten ve dıştan tersinmez Brayton çevrimi ısı veriminin (η), hem maksimum güç tasarımı (\bar{W}_{max}), hem de maksimum güç yoğunluğu tasarımı (\bar{P}_{max}) için kapalı biçimde eğriler olduğunu göstermektedir. Bu grafikte, çevrim çalışma akışkanı sıcaklığı oranı (x) arttıkça, boyutsuz güç (\bar{W}) ve boyutsuz güç yoğunluğu (\bar{P}) değişimi incelenmiştir. Maksimum boyutsuz güç yoğunluğunun (\bar{P}_{max}) ısı verimi (η), maksimum boyutsuz güç (\bar{W}_{max}) değerindeki ısı veriminden (η) daha büyüktür. Ancak, maksimum boyutsuz güç yoğunluğu değerindeki (\bar{P}_{max}) çalışma akışkanı sıcaklığı oranı (x), maksimum boyutsuz güç değerindeki (\bar{W}_{max}) çalışma akışkanı sıcaklık oranından (x) daha büyüktür. Bundan dolayı, maksimum boyutsuz güç yoğunluğu değeri (\bar{P}_{max}), maksimum boyutsuz güç değerinden (\bar{W}_{max}) daha büyük bir sıkıştırma oranı gerektirir.

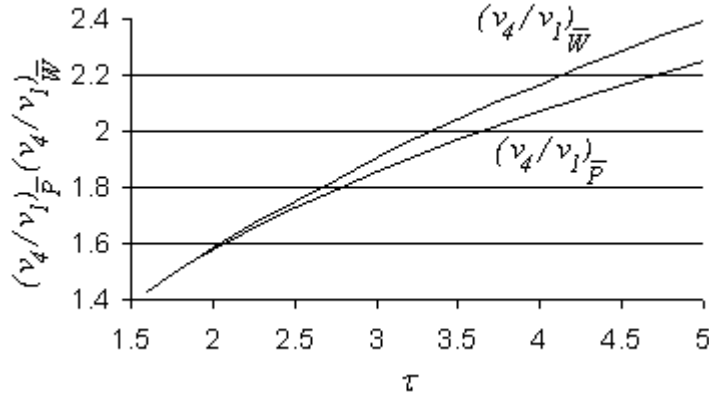
Bu özellikteki bir davranış, ısı direnci, ısı kaybı ve iç kayıplardan dolayı olan tersinmezlikleri içeren bir tersinmez Carnot çevrimi için Chen ve ark. (1999) tarafından elde edilen sonuçlar ile benzerdir.



Şekil 3.
Isı veriminin ısı kaynağı sıcaklıkları oranıyla (τ) değişimi.

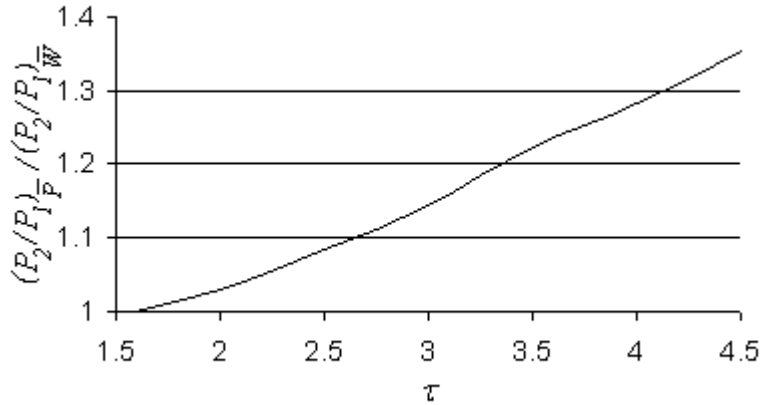
Maksimum güç yoğunluğu tasarımı ısıl verimi ($\eta_{\bar{P}}$) ve maksimum güç tasarımı ısıl verimlerinin ($\eta_{\bar{W}}$), τ ile değişimi Şekil 3’de gösterilmiştir. Burada $E_H = E_L = 0.9$, $\eta_c = 0.8$ ve $\eta_t = 0.9$ olarak alınmıştır. Şekil 3, maksimum güç yoğunluğundaki ısıl verimin ($\eta_{\bar{P}}$), maksimum güçteki ısıl verimden ($\eta_{\bar{W}}$) büyük olduğunu, ısı kaynağı sıcaklık oranı (τ) arttıkça iki ısıl verimin de ($\eta_{\bar{P}}$, $\eta_{\bar{W}}$) arttığını göstermektedir.

Çevrimde maksimum güç yoğunluğundaki boyutsuz maksimum özgül hacim $(v_4/v_1)_{\bar{P}}$ ve maksimum güçteki boyutsuz özgül hacmin $(v_4/v_1)_{\bar{W}}$ τ ile değişimi Şekil 4’de gösterilmiştir. Burada $E_H = (E_L) = 0.9$, $\eta_c = 0.8$ ve $\eta_t = 0.9$ olarak alınmıştır.



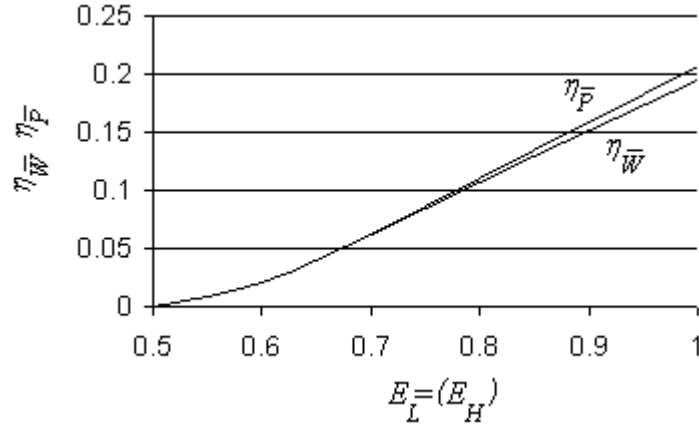
Şekil 4.
Boyutsuz özgül hacmin ısı kaynağı sıcaklıkları oranıyla (τ) değişimi.

Çevrimde maksimum güç yoğunluğundaki basınç oranı $(P_2/P_1)_{\bar{P}}$ ve maksimum güçteki basınç oranının $(P_2/P_1)_{\bar{W}}$ τ ile değişimi Şekil 5’de gösterilmiştir. Burada $E_H = E_L = 0.9$, $\eta_c = 0.8$ ve $\eta_t = 0.9$ olarak alınmıştır.



Şekil 5.
Basınç oranlarının ısı kaynağı sıcaklıkları oranıyla (τ) değişimi.

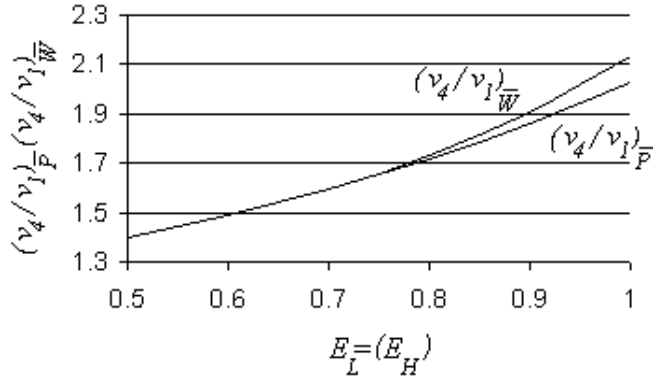
Çevrimde maksimum güç yoğunluğundaki ısıl verim ($\eta_{\bar{P}}$) ve maksimum güçteki ısıl verimin ($\eta_{\bar{W}}$) ısı değiştiricileri etkenlikleri ile $E_H = E_L$ değişimi Şekil 6’da gösterilmiştir. Burada $\tau = 3.0$, $\eta_c = 0.8$ ve $\eta_t = 0.9$ olarak alınmıştır.



Şekil 6.

Çevrimin ısı veriminin ısı değiştiricileri etkenlikleri $E_H = (E_L)$ ile değişimi.

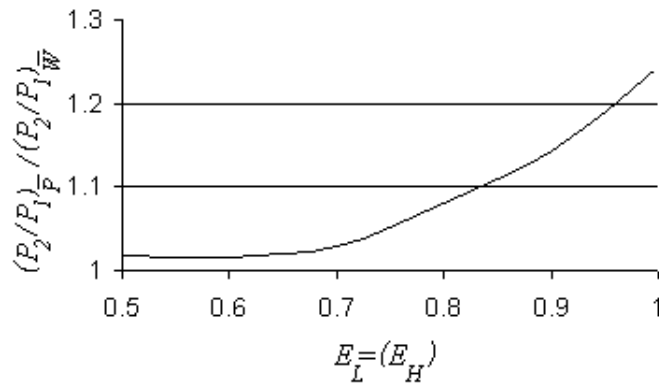
Çevrimde maksimum güç yoğunluğundaki boyutsuz maksimum özgül hacim $(v_4/v_1)_{\bar{P}}$ ve maksimum güçteki boyutsuz özgül hacmin $(v_4/v_1)_{\bar{W}}$ ısı değiştiricileri etkenlikleri ile $E_H = (E_L)$ değişimi Şekil 7'de gösterilmiştir. Burada $\tau = 3.0$, $\eta_c = 0.8$ ve $\eta_t = 0.9$ olarak alınmıştır.



Şekil 7.

Boyutsuz özgül hacmin ısı değiştiricileri etkenlikleri $E_H = (E_L)$ ile değişimi.

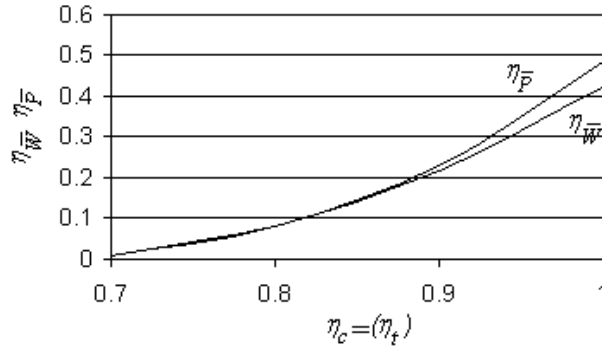
Çevrimde maksimum güç yoğunluğundaki basınç oranı $(P_2/P_1)_{\bar{P}}$ ve maksimum güçteki basınç oranının $(P_2/P_1)_{\bar{W}}$ ısı değiştiricileri etkenlikleri $E_H = (E_L)$ ile değişimi Şekil 8'de gösterilmiştir. Burada $\tau = 3.0$, $\eta_c = 0.8$ ve $\eta_t = 0.9$ olarak alınmıştır.



Şekil 8.

Basınç oranlarının ısı değiştiricileri etkenlikleri $E_H = (E_L)$ ile değişimi.

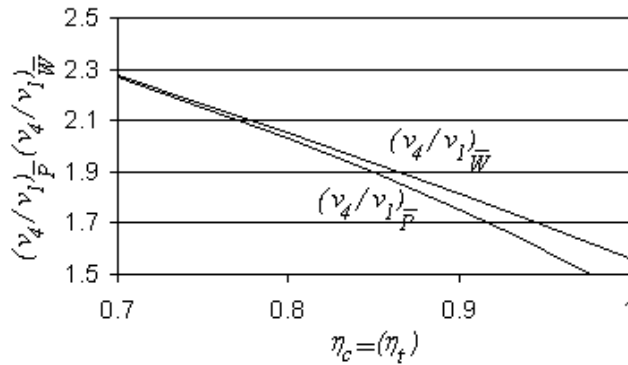
Çevrimde maksimum güç yoğunluğundaki ısı verim ($\eta_{\bar{P}}$) ve maksimum güçteki ısı verimin ($\eta_{\bar{W}}$) türbin ve kompresör verimleri $\eta_c = (\eta_t)$ ile değişimi Şekil 9'da gösterilmiştir. Burada $\tau = 3.0$, $E_H = (E_L) = 0.9$ olarak alınmıştır.



Şekil 9.

Çevrimin ısı veriminin türbin ve kompresör verimleri $\eta_c = (\eta_t)$ ile değişimi.

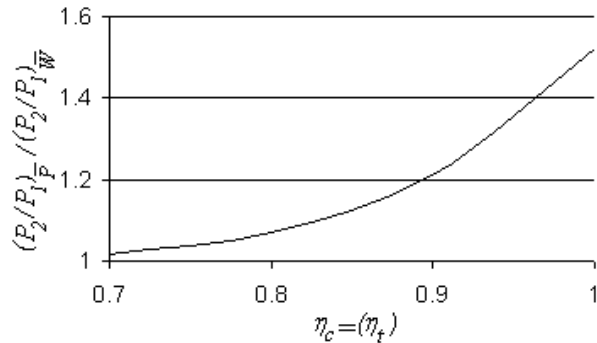
Çevrimde maksimum güç yoğunluğundaki boyutsuz maksimum özgül hacim $(v_4/v_1)_{\bar{P}}$ ve maksimum güçteki boyutsuz özgül hacmin $(v_4/v_1)_{\bar{W}}$ türbin ve kompresör verimleri $\eta_c = (\eta_t)$ ile değişimi Şekil 10'da gösterilmiştir. Burada $\tau = 3.0$, $E_H = (E_L) = 0.9$ olarak alınmıştır.



Şekil 10.

Boyutsuz özgül hacmin türbin ve kompresör verimleri $\eta_c = (\eta_t)$ ile değişimi.

Çevrimde maksimum güç yoğunluğundaki basınç oranı $(P_2/P_1)_{\bar{P}}$ ve maksimum güçteki basınç oranının $(P_2/P_1)_{\bar{W}}$ türbin ve kompresör verimleri $\eta_c = (\eta_t)$ ile değişimi Şekil 11'de gösterilmiştir. Burada $\tau = 3.0$, $E_H = (E_L) = 0.9$ olarak alınmıştır.



Şekil 11.

Basınç oranlarının türbin ve kompresör verimleri $\eta_c = (\eta_t)$ ile değişimi.

Şekil 4, maksimum güç yoğunluğunda çalışan bir motorun, maksimum güçte çalışan bir motordan daha küçük olduğunu gösterir, çünkü maksimum güç yoğunluğunda çalışan motorun maksimum özgül hacmi, maksimum güçte çalışan bir motorun maksimum özgül hacminden hep daha küçüktür.

Şekil 5, maksimum güç yoğunluğu tasarımının, maksimum güç tasarımından daha yüksek bir sıkıştırma oranı gerektirdiğini gösterir.

Şekil 6 ve Şekil 9'da, çevrimin maksimum güç yoğunluğundaki ısı verimi ($\eta_{\bar{P}}$) ve maksimum güçteki ısı veriminin ($\eta_{\bar{W}}$), ısı değiştiricileri etkenlikleri $E_H = (E_L)$ ve ısı kaynakları sıcaklık oranı (τ) ile değişimi incelenmiştir. Çevrimde, ısı değiştiricileri etkenlikleri $E_H = (E_L)$ ve ısı kaynakları sıcaklık oranı (τ) arttıkça, ısı verimlerin ($\eta_{\bar{P}}, \eta_{\bar{W}}$) arttığı gözlenmiştir.

Şekil 4 ve Şekil 7 ve Şekil 10'da, çevrimin maksimum güç yoğunluğundaki boyutsuz maksimum özgül hacmi (v_4 / v_1) $_{\bar{P}}$ ve maksimum güçteki boyutsuz özgül hacminin (v_4 / v_1) $_{\bar{W}}$, sırasıyla ısı kaynakları sıcaklık oranı (τ), ısı değiştiricileri etkenlikleri $E_H = (E_L)$ ve türbin-kompresör verimleri $\eta_c = (\eta_t)$ ile değişimi incelenmiştir. Çevrimde, ısı değiştiricileri etkenlikleri $E_H = (E_L)$ ve ısı kaynakları sıcaklık oranı (τ) arttıkça, iki maksimum özgül hacim de artmaktadır, ancak maksimum güç yoğunluğundaki boyutsuz maksimum özgül hacimdeki artış daha az olmaktadır. Türbin-kompresör verimleri $\eta_c = (\eta_t)$ arttıkça iki maksimum özgül hacim oranı da azalmaktadır, fakat maksimum güç yoğunluğundaki maksimum özgül hacim oranındaki azalma daha fazla olmaktadır.

Şekil 5, Şekil 8 ve Şekil 11'de, maksimum güç yoğunluğundaki basınç oranı (P_2 / P_1) $_{\bar{P}}$ 'nin maksimum güçteki basınç oranına (P_2 / P_1) $_{\bar{W}}$ bölümünün, sırasıyla ısı kaynakları sıcaklık oranı (τ), ısı değiştiricileri etkenlikleri $E_H = (E_L)$ ve türbin-kompresör verimleri $\eta_c = (\eta_t)$ ile değişimi incelenmiştir. Çevrimde, ısı değiştiricileri etkenlikleri $E_H = (E_L)$ ve ısı kaynakları sıcaklık oranı (τ) ve türbin-kompresör verimleri $\eta_c = (\eta_t)$ arttıkça, maksimum güç yoğunluğundaki basınç oranı (P_2 / P_1) $_{\bar{P}}$ 'nin maksimum güçteki basınç oranına (P_2 / P_1) $_{\bar{W}}$ 'ye göre daha fazla arttığı görülmektedir.

Maksimum özgül hacim, iki tasarım için de E_H , E_L ve τ arttıkça artar, η_c , η_t azaldıkça azalır. Ancak, E_H , E_L ve τ arttıkça, maksimum güç yoğunluğu tasarımının maksimum özgül hacmi, maksimum güç tasarımının maksimum özgül hacmine göre daha yavaş artar.

Bu çalışmada $E_H = E_L = 1.0$ için elde edilen analitik sonuçlar, Şahin ve ark.(1996) tarafından dış ısı transferi tersinmezlikleri olmayan bir Brayton çevrimi için bulunan sonuçları tekrarladığını gösterir.

Bunun yanısıra, $E_H = E_L = 1.0$ ve $\eta_c = \eta_t = 1.0$ için elde edilen analitik sonuçların tamamı, Şahin ve ark.(1995) tarafından hiç tersinmezlik içermeyen bir Brayton çevrimi için bulunan sonuçların aynısı olacaktır.

Ayrıca, $\eta_c = \eta_t = 1.0$ için elde edilen analitik sonuçların tamamı, Zheng ve ark.(2001) tarafından elde edilen dış ısı transferi tersinmezlikli, içten tersinir bir Brayton çevrimi için alınan sonuçların aynısıdır.

4. SONUÇ

Bir Brayton çevriminin termodinamik performansı sonlu zaman termodinamiği yöntemi kullanılarak analiz edilmiştir. Isı transferi tersinmezlikleri, kompresör ve türbinde tersinmez sıkıştırma ve genişleme işlemleri içeren, sabit sıcaklıktaki iki ısı kaynağı arasında çalışan tersinmez bir Brayton çevriminin performansı, güç yoğunluğu amacıyla optimize edilmiş ve analitik ifadeleri çıkarılmıştır.

Bulunan analitik ifadeler yardımıyla değişik ısı kaynakları sıcaklık oranları (τ), değişik kompresör ve türbin verimleri (η_c, η_t) ve değişik ısı değiştiricisi etkenlikleri (E_H, E_L) için maksimum boyutsuz net iş (\bar{W}_{\max}), maksimum boyutsuz güç yoğunluğu (\bar{P}_{\max}) ve maksimum ısı verim ($\eta_{\bar{P}}, \eta_{\bar{W}}$) değerleri kullanılarak Brayton çevriminin performans değerlendirilmesi yapılmıştır.

Sonuç olarak, maksimum güç yoğunluğu performansı ve maksimum güç performanslarının karşılaştırılması yapılmıştır. Maksimum güç yoğunluğu tasarımı, daha küçük boyutlara ve daha yüksek verim avantajlarına sahiptir, ancak maksimum güç yoğunluğu tasarımı, maksimum güç tasarımından daha yüksek basınç oranını gerektirdiği gösterilmiştir.

Bu çalışmada sunulan analitik ifadeler kullanılarak, değişik kompresör ve türbin verimleri (η_c, η_t), değişik ısı değiştiricisi etkenlikleri (E_H, E_L) ve değişik ısı kaynağı sıcaklık oranı (τ) alınarak kapalı tersinmez bir Brayton çevriminin analizini yapmak mümkündür.

5. KAYNAKLAR

1. Bejan, A. (1987) *Advanced Engineering Thermodynamics*, Wiley-Interscience Publication, New York. 758 s.
2. Bejan, A. (1996) Entropy Generation Minimization: The New Thermodynamics of Finite-Size Devices and Finite Time Processes, *Journal of Applied Physics*, 79 (3):1191–1218.
3. Chambadal, P. (1957) in: *Les Centrales Nucleaires*, Armand Colin, Paris, pp. 41–58.
4. Chen, L., Sun, F., Wu, C., (1999) Effect of Heat Transfer Law on the Performance of a Generalized Irreversible Carnot Engine, *J. Phys. D: Appl. Phys.* 32 (2): 99–105.
5. Chen, L., Zheng, J., Sun, F., Wu, C. (2001a) Power Density Optimization for an Irreversible Regenerated Closed Brayton Cycle, *Physica Scripta Online*, 64 (3): 184-191.
6. Chen, L., Zheng, J., Sun, F., Wu, C. (2001b) Power Density Analysis and Optimization of a Regenerated Closed Variable-Temperature Heat Reservoir Brayton Cycle, *Journal of Physics D: Applied Physics*, 34: 1727-1739.
7. Chen, L., Zheng, J., Sun, F., Wu, C. (2002a) Performance Comparison of an Endoreversible Closed Variable Temperature Heat Reservoir Brayton Cycle Under Maximum Power Density and Maximum Power Conditions, *Energy Conversion and Management*, 43: 33-43.
8. Chen, L., Zheng, J., Sun, F., Wu, C. (2002b) Performance Comparison of an Irreversible Closed Brayton Cycle Under Maximum Power Density and Maximum Power Conditions, *Exergy, an International Journal*, 2: 345-351.
9. Cheng, C. and Chen, C. (1997) Power Optimization of an Irreversible Brayton Heat Engine, *Energy sources*, 19: 461-474.
10. Çengel Y.A. and Boles, M.A.. (2002) *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik*, McGraw-Hill-Literatür, İstanbul, 867s.
11. Curzon, F.L. and Ahlborn, B. (1975) Efficiency of a Carnot Engine at Maximum Power Output, *Amer. J. Phys.*, 43 (1), 22–24.
12. Durmayaz, A., Sogut, O.S., Sahin, B., Yavuz, H. (2004) Optimization of Thermal Systems Based on Finite-Time Thermodynamics and Thermoeconomics, *Progress in Energy and Combustion Science*, 30, 175-217.
13. Kılıç, M. ve Yiğit, A. (2004) *Isı Transferi*, Alfa Basım Yayım Dağıtım Şirketi, Bursa, 467s.
14. Kodal, A. (1999) Maximum Power Density Analysis for Irreversible Combined Carnot Cycles, *Journal of Physics D: Applied Physics*, 32: 2958-2963.
15. Kodal, A., Şahin, B., Yılmaz, T. (2000) A Comparative Performance Analysis of Irreversible Carnot Heat Engines Under Maximum Power Density and Maximum Power Conditions, *Energy Conversion and Management*, 41: 235-248.
16. Medina, A., Roco, J.M.M., Hernandez, A. C. (1996) Regenerative Gas Turbines at Maximum Power Density Conditions, *Journal of Physics D: Applied Physics*, 29 (11): 2802-2805 .
17. Novikov, I.I. (1957) The efficiency of atomic power stations (a review), *Atom.Energ.*, 3 (11), 409.
18. Şahin, B., Kodal, A., Yavuz, H. (1995) Efficiency of a Joule-Brayton Engine at Maximum Power Density. *Journal of Physics D: Applied Physics.*, 28: 1309-1313.
19. Şahin, B., Kodal, A., Yavuz, H. (1996a) Maximum Power Density for an Endoreversible Carnot Heat Engine. *Energy*, 21(12): 1219-1225.
20. Şahin, B., Kodal, A., Yılmaz, T., Yavuz, H. (1996b) Maximum Power Density Analysis of an Irreversible Joule - Brayton Engine, *Journal of Physics D: Applied Physics*, 29: 1162-1167.
21. Şahin, B., Kodal, A., Ekmekçi, İ., Yılmaz, T. (1997) Exergy Optimization for an Endoreversible Cogeneration Cycle. *Energy*, 22: 551-557.
22. Şahin, B., Kodal, A., Kaya, S. S. (1998) A Comparative Performance Analysis of Irreversible Regenerative Reheating Joule-Brayton Engines Under Maximum Power Density and Maximum Power Conditions, *Journal of Physics D: Applied Physics*, 31: 2125-2131.
23. Zheng, J., Chen, L., Sun, F., Wu, C. (2001) Power Density Analysis of an Endoreversible Closed Brayton Cycle, *Internat. J. Ambient Energy*, 22 (2), 95–104.