



**GAZ TÜRİNLERİNDE GİRİŞ HAVASININ TERS BRAYTON ÇEVİRİMİ
İLE SOĞUTULMASININ ANALİZİ**

Mehmet Melih BEKLER

**YÜKSEK LİSANS
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

ARALIK 2021

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
 - Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
 - Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
 - Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
 - Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,
- bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Mehmet Melih BEKLER

17/12/2021

GAZ TÜRBİNLERİNDE GİRİŞ HAVASININ TERS BRAYTON ÇEVİRİMİ İLE SOĞUTULMASININ ANALİZİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Mehmet Melih BEKLER

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Aralık 2021

ÖZET

Gaz türbini kullanılan elektrik üretim santrallerinde karşılaşılan en büyük sorunlardan birisi ortam havası sıcaklığının artmasına bağlı olarak sistemden üretilen net gücün azalmasıdır. Sistemden elde edilen güç düşüşünün önlenmesi ve net gücün artırılması için özellikle sıcak iklim koşullarına sahip bölgelerde kullanılan sistemlerde, gaz türbini kompresörünün giriş havasının soğutulması yaygın kullanılan bir uygulamadır. Gaz türbini kompresör giriş havasının soğutulması amacıyla kullanılan yöntemler arasında sisleme, evaporatif soğutma, buhar sıkıştırımlı soğutma ve absorpsiyonlu soğutma sayılabilir. Geleneksel olarak kullanılan bu soğutma tekniklerinin yanında alternatif soğutma teknikleri de denenmektedir. Bu çalışmada, uçaklarda kabin iklimlendirmesi için kullanılan Ters Brayton çevrimi, açık tip gaz türbini çevriminin kompresör giriş havasının soğutulması amacıyla çevrime entegre edilerek termodinamik analizler gerçekleştirilmiştir. Ters Brayton çevrimi entegre edilmiş gaz türbini çevriminin analizleri kompresör giriş havası sıcaklığı, kompresör giriş havası bağıl nemi ve basınç oranı parametrelerine bağlı olarak Engineering Equation Solver (EES) paket programı yardımı ile yapılmıştır. Ayrıca Ters Brayton çevriminin başka bir soğutma yöntemi ile karşılaştırılması için aynı analizler sisleme yöntemi için de yapılmıştır. Çalışmada kullanılan parametreler, dış ortam bağıl nemi %10-90, dış ortam sıcaklığı 10-50°C, gaz türbini basınç oranı 2-13 ve Ters Brayton çevrimi basınç oranı 1,1-1,8 aralığında olacak şekilde incelenmiştir. Sonuç olarak, dış ortam sıcaklığının 45°C, dış ortam bağıl neminin %60, gaz türbini çevrimi basınç oranının 12,2 ve Ters Brayton çevrimi basınç oranının 1,5 olduğu koşullar altında gaz türbini kompresör giriş havasının soğutulması amacıyla Ters Brayton çevrimi entegre edilmiş gaz türbini çevrimin, tek başına gaz türbini çevrimine göre %7,96 güç artışı sağlarken ve termal verimin %0,15 azaldığı gösterilmiştir. Aynı koşullar altında sisleme yöntemi ile soğutma gerçekleştiğinde ise tek başına gaz türbini çevrimine göre %5,52 güç artışı ve %0,7 termal verim artışı sağlamaktadır.

Bilim Kodu : 91436

Anahtar Kelimeler : Gaz türbini, Hava çevrim makinesi, Ters Brayton, Giriş havası soğutma

Sayfa Adedi : 78

Danışman : Doç. Dr. Mustafa Zeki YILMAZOĞLU

ANALYSIS OF INLET AIR COOLING VIA REVERSE BRAYTON CYCLE IN GAS TURBINES

(M. Sc. Thesis)

Mehmet Melih BEKLER

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

December 2021

ABSTRACT

One of the biggest problems encountered in power generation plants using gas turbines is the decrease in the net power produced from the system due to the increase in ambient air temperature. It is a common practice to cool the inlet air of the gas turbine compressor, especially in systems used in regions with hot climates, to prevent power capacity drop from the system and increase the net power. Fogging, evaporative cooling, vapor compression cooling, and absorption cooling are among the methods used for inlet air cooling in gas turbine systems. In addition to these traditionally used cooling techniques, alternative cooling techniques are also being in research. In this study, thermodynamic analyzes were carried out by integrating the Reverse Brayton cycle, which is used for cabin air-conditioning in aircrafts, into the cycle for cooling the compressor inlet air of the open type gas turbine cycle. The analysis of the Reverse Brayton cycle integrated gas turbine cycle was performed with the aid of the Engineering Equation Solver (EES) code, depending on the compressor inlet air temperature, compressor inlet air relative humidity, and pressure ratio parameters. In addition, the same analyzes were performed for the fogging method to compare the Reverse Brayton cycle with another inlet air cooling method. Parameters used in the study are, ambient relative humidity 10-90%, ambient temperature 10-50°C, gas turbine pressure ratio 2-13, and Reverse Brayton cycle pressure ratio 1.1-1.8. As a result, Reverse Brayton cycle integrated gas turbine cycle for the purpose of the inlet air cooling the gas turbine compressor under conditions where ambient temperature is 45°C, ambient relative humidity is 60%, the gas turbine cycle pressure ratio is 12.2, and the Reverse Brayton cycle pressure ratio is 1.5, it has been shown that it provides a 7.96% power increase and 0.15% decrease in thermal efficiency compared to the gas turbine cycle alone. When cooling with the fogging method under the same conditions, it provides a power increase of 5.52% and thermal efficiency increase of 0.7% compared to the gas turbine cycle alone

Science Code : 91436

Key Words : Gas turbine, Air cycle machine, Reverse Brayton, Inlet air cooling

Page Number : 78

Supervisor : Assoc. Prof. Dr. Mustafa Zeki YILMAZOĞLU

TEŞEKKÜR

Tez çalışmam süresince emeğini, bilgisini ve zamanını benden hiçbir zaman esirgemeyen, çalışmamı başından sonuna kadar sabırla yürüten çok değerli danışmanım Doç. Dr. Mustafa Zeki YILMAZOĞLU'na teşekkürlerimi sunuyorum.

Bu süreçte desteğini esirgenmeyen ve her zaman yanımda olan sevgili eşim Cansu BEKLER'e, hayatımın her alanında bana güvenen ve desteklerini her zaman arkamda hissettiğim annem Mernuş BEKLER, babam Ali Rıza BEKLER ve kardeşim Bilge Merve KALAYCI'ya sonsuz teşekkürlerimi sunuyorum.



İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	ix
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	x
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xii
1. GİRİŞ.....	1
2. GAZ TÜRBİNLERİ HAKKINDA GENEL BİLGİLER	5
2.1. Gaz Türbinlerinin Tarihçesi	5
2.2. Gaz Türbinleri	8
2.3. Gaz Türbini Çevrimi	9
3. GAZ TÜRBİNLERİNDE GİRİŞ HAVASININ SOĞUTULMASI.....	15
3.1. Sisleme ile Soğutma	15
3.2. Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemi ile Soğutma	16
3.3. Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi ile Soğutma	17
3.4. Ters Brayton Çevrimi ile Soğutma.....	18
4. MATERYAL VE METOT	21
4.1. Engineering Equation Solver (EES).....	21
4.2. Doğrulama	22
4.3. Ters Brayton Çevrimi İle Giriş Havaasının Soğutulmasının Modellenmesi	22
4.3.1. Gaz türbini çevriminin modellenmesi.....	27
4.3.2. Ters Brayton çevriminin modellenmesi	30
4.4. Sisleme Yöntemi İle Giriş Havaasının Soğutulması	32

	Sayfa
4.5. Maliyet Analizi.....	33
5. BULGULAR VE TARTIŞMA.....	35
6. SONUÇ VE ÖNERİLER	55
KAYNAKLAR	59
EKLER	65
EK-1. EES paket programında tez kapsamında yapılan çalışmalarda kullanılan algoritmalar	66
ÖZGEÇMİŞ	78

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 1. Analiz sonuçlarının doğrulanması	22
Çizelge 2. TBÇ entegre edilmiş GTÇ'nin termodinamik değerleri	50
Çizelge 3. TBÇ entegre edilmiş GTÇ'nin güç değerleri.....	50
Çizelge 4. Farklı ortam sıcaklıklarında çevrimlerden elde edilen net güç ve termal verim değerleri.....	51
Çizelge 5. Farklı ortam bağıl nem değerlerinde çevrimlerden elde edilen net güç ve termal verim değerleri	51
Çizelge 6. Farklı basınç oranları için çevrimlerden elde edilen net güç ve termal verim değerleri.....	52
Çizelge 7. Giriş havasının farklı kütleli debi değerleri için çevrimlerden elde edilen net güç ve termal verim değerleri	52
Çizelge 8. Ekipman Yatırım Maliyetleri.....	53

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2. 1. Charles de Laval'ın geliştirdiği itici buhar türbini	6
Şekil 2. 2. Turbofan gösterimi	7
Şekil 2. 3. Alstom ağır hizmet tipi elektrik üretimi gaz türbini	8
Şekil 2. 4. Açık tip gaz türbini çevrimi	10
Şekil 2. 5. Kapalı tip gaz türbini çevrimi	10
Şekil 2. 6. Kapalı tip gaz türbini çevrimine ait T-s ve P-V diyagramları	11
Şekil 2. 7. Gaz türbini çevriminin basınç oranı ile ilişkisi	13
Şekil 3. 1. Sisleme ile soğutma yönteminin şematik gösterimi	16
Şekil 3. 2. Buhar sıkıştırırmalı soğutma yönteminin şematik gösterimi	17
Şekil 3. 3. Absorpsiyonlu soğutma sistemi	18
Şekil 3. 4. (a) John Gorrie'nin 1844 ekipman şeması, (b) Modern bir ters Brayton çevrimi ekipman şeması	19
Şekil 4. 1. Açık tip gaz türbini çevrimi şeması	23
Şekil 4. 2. Ters Brayton çevrimi entegre edilmiş gaz türbini çevrimi şeması	24
Şekil 4. 3. TBÇ T-s diyagramı	24
Şekil 4. 4. GTÇ T-s diyagramı	25
Şekil 4. 5. TBÇ P-v diyagramı	25
Şekil 4. 6. GTÇ P-v diyagramı	26
Şekil 4. 7. TBÇ'nin psikrometrik diyagramda gösterimi	27
Şekil 4. 8. Sisleme ile soğutma sistemi entegre edilmiş GTÇ şeması	32
Şekil 4. 9. Sisleme yöntemi ile soğutma prosesinin psikrometrik diyagramda gösterimi	33
Şekil 5. 1. Kompresör giriş havası sıcaklığının tek başına GTÇ'nin net güç ve termal verimine etkisi.	35

Şekil	Sayfa
Şekil 5. 2. Kompresör giriş havası bağıl neminin tek başına GTÇ'nin net güç ve termal verimine olan etkisi	36
Şekil 5. 3. Kompresör giriş havası özgül nem değerinin tek başına GTÇ'nin net güç ve termal verimine olan etkisi	37
Şekil 5. 4. Farklı basınç oranlarının tek başına GTÇ'nin net güç ve termal verimine olan etkisi.....	38
Şekil 5. 5. Ortam sıcaklığının TBC entegre edilmiş GTÇ'nin net güç ve termal verimi üzerindeki etkisi	39
Şekil 5. 6. Ortam bağıl neminin TBC entegre edilmiş GTÇ'nin net güç ve termal verimi üzerindeki etkisi	40
Şekil 5. 7. TBC basınç oranının T5 sıcaklığı üzerindeki etkisi	41
Şekil 5. 8. TBC basınç oranının TBC entegre edilmiş GTÇ'nin net güç ve termal verimi üzerindeki etkisi	42
Şekil 5. 9. GTÇ basınç oranının TBC entegre edilmiş GTÇ'nin net güç ve termal verimi üzerindeki etkisi	43
Şekil 5. 10. Ortam sıcaklığının sisleme ile soğutma sistemi entegre edilmiş GTÇ'nin net güç ve termal verimi üzerindeki etkisi.....	44
Şekil 5. 11. Ortam bağıl neminin sisleme ile soğutma sistemi entegre edilmiş GTÇ'nin net güç ve termal verimi üzerindeki etkisi	45
Şekil 5. 12. GTÇ basınç oranının sisleme ile soğutma sistemi entegre edilmiş GTÇ'nin net güç ve termal verimi üzerindeki etkisi	46
Şekil 5. 13. Ortam sıcaklığına bağlı olarak üç çevrimin karşılaştırılması	47
Şekil 5. 14. Ortam bağıl nemine bağlı olarak üç çevrimin karşılaştırılması.....	48
Şekil 5. 15. Basınç oranına bağlı olarak üç çevrimin karşılaştırılması	49

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler

Açıklamalar

c_{pa}	Havanın özgül ısısı (kJ/kg-K)
c_{pg}	Yanma gazlarının özgül ısısı (kJ/kg-K)
f	Yakıt hava karışım oranı
h_w	Su buharının entalpisi (kJ/kg)
k	Özgül ısıların oranı
$\dot{m}_a$	Havanın kütleli debisi (kg/s)
$\dot{m}_f$	Yakıtın kütleli debisi (kg/s)
$\dot{m}_r$	Soğutucu havanın kütleli debisi (kg/s)
$\dot{m}_t$	Türbine giren toplam kütleli debisi (kg/s)
$\dot{m}_v$	Havadaki nemin kütleli debisi (kg/s)
NCV	Net kalorifik (ısı) değeri (kJ/kg)
P	Basınç (kPa)
$\dot{Q}_h$	Sisteme giren ısı miktarı (kJ/s)
$\dot{Q}_{ID}$	Isı değiştiricisinde atılan ısı miktarı (kJ/s)
r_p	Basınç oranı
T	Sıcaklık (K)
v'	Hacimsel debi (m ³ /s)
ω	Özgül nem
$\dot{W}_{el}$	Elektrik motoru gücü (kJ/s)
$\dot{W}_{fan}$	Fan gücü (kJ/s)
$\dot{W}_{kompresör,GT}$	Gaz türbini çevrimi kompresör gücü (kJ/s)
$\dot{W}_{kompresör,TBÇ}$	Ters Brayton çevrimi kompresör gücü (kJ/s)
$\dot{W}_{net,GT}$	Gaz türbini çevrimi net gücü
$\dot{W}_{net,soğutmalı}$	Soğutma sistemli net güç (kJ/s)
$\dot{W}_{net,soğutmasız}$	Soğutma sistemsiz net güç (kJ/s)
$\dot{W}_{net,TBÇ}$	Ters Brayton çevrimi net gücü (kJ/s)
$\dot{W}_{türbin,GT,s}$	Gaz türbini çevrimi türbin gücü (kJ/s)

Simgeler**Açıklamalar** **$\dot{W}_{\text{türbin,TBÇ}}$**

Ters Brayton çevrimi türbin gücü (kJ/s)

Z

Yatırım maliyeti (USD)

 ΔP

Basınç farkı (kPa)

 η_{el}

Elektrik motoru verimi

 η_{komp}

Kompresör termal verimi

 $\eta_{\text{termal,GT}}$

Gaz türbini çevrimi termal verimi

 $\eta_{\text{termal,soğutmalı}}$

Soğutma sistemli termal verim

 $\eta_{\text{termal,soğutmasız}}$

Soğutma sistemsiz termal verim

 $\eta_{\text{türbin}}$

Türbin termal verimi

Kısaltmalar**Açıklamalar****EES**

Engineering Equation Solver

GKO

Güç kazanım oranı

GT

Gaz türbini

GTÇ

Gaz türbini çevrimi

RH

Bağıl nem

TVD

Termal verim değişimi

TBÇ

Ters Brayton çevrimi

1. GİRİŞ

Dünyada her geçen gün daha da artan enerji talebi, fosil yakıt kullanan enerji santrallerinde üretilen elektrik enerjisi miktarının da hızla artmasına neden olmaktadır. Fosil yakıtlar kullanılarak üretilen enerji ise çevre için risk oluşturan emisyonların artmasına neden olarak küresel ısınmayı tetiklemekte ve sürdürülebilirlik açısından bir kısır döngü ortaya çıkarmaktadır. Yenilenebilir enerji alanında yaşanan gelişmeler ile birlikte artan kurulu güç artış gösterse de fosil yakıt kullanan santraller gelecekte bir süre daha önemini korumaya devam edecektir. Her ne kadar Paris anlaşması ile 2050’li yıllarda birçok ülke kömüre bağlı elektrik üretimini azaltacağını ya da sıfırlayacağını garanti etmiş olsa da sürekli artmakta olan nüfusa bağlı elektrik talebi nedeni, dünyanın büyük kesiminde gelişmemiş ülkelerdeki nüfus yoğunluğu ve yenilebilir enerji yatırımlarının devreye alınamaması ilerleyen yıllarda bu hedefe ulaşmada en büyük sorun olacaktır. Bu süre zarfında fosil yakıt kullanan bu santrallerin yüksek verimle işletilmesi oldukça önem arz etmektedir. Termik santrallerde ise her geçen gün artan yakıt maliyetleri ve ortaya çıkan emisyonların yarattığı problemler büyük bir sorun oluşturmaktadır. Dünya genelindeki elektrik talebi, Uluslararası Enerji Ajansı’nın tahminlerine göre her yıl %2,4 artmaktadır (Jonsson ve Yan, 2005). Bu nedenle, elektrik üretim santralleri mevcut sistemlerinin performansını artırmaya odaklanmışlardır. Bulut teknolojisindeki gelişmelerde bu artışın gelecek yıllarda çok daha hızlı tırmanışa geçeceğini göstermektedir.

Elektrik üretim santrallerinde kullanılan sistemlerden bir tanesi de gaz türbinleridir. Basit çevrimli gaz türbinleri pik yük taleplerinin karşılanması amacıyla hızlı devreye girme özelliği nedeni ile tercih edilmektedir. Bununla birlikte, kombine çevrim santrallerinde gaz türbini çıkışındaki atık ısı değerlendirilerek buhar türbini üzerinden de elektrik üretimi sağlanabilir. Kombine çevrim santralleri verim açısından en yüksek verime sahip güç çevrimleridir. Gerek basit çevrimde gerekse kombine çevrimde kullanılsın gaz türbinleri elektrik enerjisi üretiminde ülkemizde en çok tercih edilmekte olan yöntemlerden birisidir. Ancak, son yıllarda artan yenilenebilir enerji yatırımları ve doğalgaz fiyatlarında yükselme ve dışa bağımlılık bu sistemlerin yalnızca pik yüklerde kullanılması ile sonuçlanmıştır. Bununla birlikte, bu sistemlerin verimlerinde yapılacak iyileştirmeler gelecekteki enerji darboğazı problemleri açısından önemi korumaktadır. Gaz türbinleri, iş akışkanı olarak havayı kullanan sabit akış hacimli yanma makineleridir ve çok çeşitli kullanım alanları

bulunmaktadır. Gaz türbinlerinin kullanım alanları arasında havacılık sektöründe kullanılan jet motorları, gemilerin ana ve yardımcı tahrik mekanizmaları, hızlı tren motorları, tank motorları ve enerji üretim santralleri gösterilebilmektedir. Gaz türbini çevriminin temel elemanları kompresör, yanma odası ve türbinden ibarettir. Bunun yanında çevrimin performansını ve termal verimini arttırmak amacıyla birçok yardımcı eleman kullanılmaktadır. Gaz türbini çevriminin çalışma prensibi basit olarak; kompresörde sıkıştırdığı atmosfer havasını yanma odasında yakıt ile karıştırarak yanma sonucu meydana gelen yüksek basınç ve sıcaklıktaki yanma gazlarını türbinde genişleterek iş elde edilmesi şeklinde açıklanabilmektedir.

Gaz türbinlerinin kompaktlığı, düşük kurulum maliyeti, kısa kurulum süresi, hızlı devreye alınabilir olması ve yüksek güç hacim oranı sayesinde enerji santrallerinde güç üretimi için tercih edilmektedir. Gaz türbinlerinin (GT) hızlı devreye alınabilir olması özellikle pik talepler karşısında bir avantaj sağlamaktadır (Wu, 2003; AlFahed vd. 2009; Saghafifar ve Gadalla, 2015). Gaz türbinleri dünya genelinde, sistemde oluşabilecek pik yükleri karşılamak için kullanılsa da ülkemizde baz yük taleplerini karşılamak için kullanılan kombine çevrim santralleri de bulunmaktadır. Pik yüklerin karşılanması sırasında diğer sistemlerin devreye alınma süreleri uzun olduğundan bu yükü karşılayabilmek adına yüksek kapasitelerde devamlı çalışması gerekmektedir. Gaz türbini çevrim santralleri ise hızlı devreye girip çıkabilmeleri sayesinde pik yükler sırasında devreye girerek verimlilik açısından önemli bir avantaj sağlamaktadır. Bunun yanında; gaz türbinlerinin başlıca dezavantajları olarak, kompresörde sıkıştırma için yüksek güç gereksinimi duyması, egzoz gazlarının yüksek sıcaklıkta olması, düşük çevrim verimi ve giriş havası sıcaklığı arttıkça çevrim performansının düşmesi sayılabilmektedir.

Gaz türbinlerinin anma gücü, ISO koşullarına göre 15°C ortam sıcaklığı, %60 bağıl nem ve deniz seviyesi basıncında ISO 3977-2 standardına göre belirlenmektedir (ISO3977-2,1997). Gaz türbinlerinin güç üretim performansını etkileyen en temel parametreler olarak kompresör giriş havası sıcaklığı, kompresör giriş havası bağıl nemi ve basınç oranı sayılabilmektedir. Özellikle, sıcak iklime sahip bölgelerde yaz aylarında sıcaklığın artması ve aynı zamanda enerji talebinde yaşanan artış ile birlikte gaz türbinlerinin performanslarında düşüş yaşanmaktadır (Alhazmy vd., 2006; Yılmazoğlu ve Rahim, 2010; Saghafifar ve Gadalla, 2015; Bhargava ve Meher-Homji, 2002). ISO standartlarında kompresör giriş havası 15°C olarak belirtilmiş olup her 10°C'lik sıcaklık artışında elde

edilen güçte %5-9 arasında düşüş yaşandığı belirlenmiştir. Gaz türbinlerinde kompresör giriş havasının soğutulması performans artırıcı bir özelliğe sahiptir ve kompresör giriş havasının soğutulması için kullanılan çeşitli soğutma teknikleri kullanılmaktadır (Bhargava ve Meher-Homji, 2002; Dawoud vd., 2005; Abdalla ve Adam, 2006; Kakaras, 2006; Jaber vd., 2007; Zaki vd., 2007). Kullanılan soğutma tekniklerinin farklı avantajları, dezavantajları ve limitleri bulunmaktadır. Bu nedenle, santrallerin kurulu olduğu bölgelerin iklim koşulları ve rakım gibi gaz türbini performansını etkileyen çevresel faktörler göz önünde bulundurularak sistemin kurulması ya da iyileştirilmesi gerekmektedir (Dincer ve Rosen, 2002). Sisleme ve evaporatif soğutma sistemlerinde yaş termometre sıcaklığı bu sistemlerin çalışması için limitleyici bir parametre olmaktadır. Buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemleri ise çevrimin iç tüketimini artırmaktadır. Absorpsiyonlu soğutma sistemleri de diğer soğutma sistemlerine göre ilk yatırım maliyetinin çok yüksek olması nedeni ile bir dezavantaja sahiptir.

Ters Brayton çevrimi (TBC), fizikçi John Gorrie tarafından 1844 yılında iki ısı değiştirici ve iki piston kullanarak buz üretmek veya gerek duyulan soğutma ihtiyaçlarını karşılamak amacıyla ortaya koyulmuş ve patenti alınmıştır. Ters Brayton çevrimi, ortamdan alınan havayı ilk pistonda sıkıştırdıktan sonra soğutma suyu yardımı ile tekrar ortam sıcaklığına düşürmektedir. Sonrasında, sıkıştırılmış ve soğutulmuş havayı sistemdeki ikinci piston yardımı ile genişleterek ortam sıcaklığından daha düşük sıcaklıklara ulaştırmaktadır. İkinci pistonda genişlemiş olan soğuk hava kullanılarak soğutma ihtiyacı karşılanmakta ve sonrasında tekrar ilk pistona gönderilerek çevrim tekrarlanmaktadır. (Balmer, 2011). Herhangi bir soğutucu akışkan kullanılmayan bu sistem, günümüzde uçakların kabin havasının iklimlendirilmesinde kullanılmaktadır. Uçaklarda jet motorundan (gaz türbininden) alınan 2 bar civarında basınca sahip ara hava, çeşitli işlemlerden geçirilerek soğutulduktan sonra kabin içerisinden gelen hava ile karıştırılarak istenilen iklimlendirme koşullarında kabin içerisine verilmektedir.

Literatürde yer alan çalışmalar incelendiğinde, Ters Brayton çevriminin gaz türbini giriş havasının soğutulması amacıyla kullanımına yönelik yeterli miktarda çalışmanın olmadığı görülmektedir. Ters Brayton çevrimi, kompakt yapısı sayesinde özellikle kurulu santrallere uygulanması sırasında diğer soğutma sistemlere göre daha az yer kaplamaktadır. Bu durum Ters Brayton çevrimi için önemli bir avantaj oluşturmaktadır. Ayrıca, farklı iklim koşullarında çalışabilmesi, çok düşük sıcaklıklara inme kapasitesi, hızlı devreye alınabilir olması diğer avantajları arasında sayılabilmektedir. Ters Brayton çevriminin gaz türbini

çevrimi kullanan enerji santrallerinin performansının artırılması konusunda literatüre katkı sağlayacağı öngörülmektedir.

Yapılan bu çalışmada, gaz türbini kompresörünün giriş havasının soğutulması amacıyla Ters Brayton çevrimi incelenmiştir. Çalışmada, Ters Brayton çevrimi gaz türbini çevrimine entegre edilerek, dış ortam sıcaklığının çevrimden elde edilen net gücü azaltan etkisinin bertaraf edilmesi amaçlanmaktadır. Literatüre araştırması sonucunda performansı birçok parametreye bağlı olan gaz türbinlerinin çalışma performansını etkileyen önemli parametreleri kompresör giriş havası sıcaklığı, kompresör giriş havası bağıl nemi ve basınç oranı karşımıza çıkmaktadır. Bu bilgiye dayanarak, analizin bu parametreler bağlamında yapılması çalışmanın kısıtını oluşturmaktadır. Çalışmanın bir diğer kısıtını ise birçok soğutma yönteminden Ters Brayton çevriminin kullanılması oluşturmaktadır. Kompresör giriş havası sıcaklığı, kompresör giriş havası bağıl nemi ve basınç oranı parametrelerinin çevrimin ısı verimi ve çevrimden elde edilen güç üzerindeki etkileri Engineering Equation Solver (EES) paket programı kullanılarak analiz edilmiştir.

2. GAZ TÜRBİNLERİ HAKKINDA GENEL BİLGİLER

Bu bölümde; gaz türbinlerinin konsept olarak ortaya koyulduğu ilk günden günümüze kadar olan süreci anlatılmaktadır. Gaz türbinlerinin tarihçesi, gaz türbinleri ve gaz türbini çevrimi hakkında genel bilgiler verilmektedir.

2.1. Gaz Türbinlerinin Tarihçesi

Hareket eden bir sıvının enerjisini faydalı işe dönüştürmenin bilinen ilk konsepti (Heron'un motoru, aeolipile), M.Ö. 130 civarında Yunan matematikçi ve mühendis Heron tarafından tanımlandı (Dixon and Hall, 2013). Makine (aeolipile), kürenin altındaki merkezi su kabının ısıtılması sonucu küreden çıkan buhar tarafından tork üretildiğinde dönen kanatsız radyal bir buhar türbinidir (Kithcart and Klett, 1996). 1629'da Giovanni Branca, düz kanatlı bir çarkın ayrı bir kapta üretilen buharla döndürüldüğü ve bir boru ile kanatlara yönlendirildiği bir buhar türbini tasarladı (Kithcart and Klett, 1996).

Günümüzde kullanılan yanma odasına sahip gaz türbini ile yapısal benzerliğe sahip ilk buhar türbini patenti 1791 gibi erken bir tarihte İngiltere'den John Barber'a verildi (Day, 1980; Giampaolo, 2020). Barber'ın patentini aldığı buhar türbini; odun, kömür, yağ veya diğer yanıcı maddeleri yakarak gaz elde eden döner hareketli bir motor fikrine dayanır. Yanıcı maddelerin yakılması sonucu elde edilen gazlar daha sonra alıcı adı verilen başka bir kaba yönlendirilir ve burada soğutulur. Hava ve gaz karışımı daha sonra silindirlere pompalanır ve ateşlenir. Bu sıcak gaz karışımına su eklenir ve soğutma etkisi, türbini hareket ettirecek kadar güçlü olan buharı üretir (Day, 1980; Gupta, 2020:1; Usher, 2013). Barber'ın konsepti mantıklıydı ancak kullanılabilir iş çıktısı elde edebilecek kadar havayı ve gazı sıkıştırarak yeterli güç olmadığından pratik değildi (Gupta, 2020:1)

1883'te İsveçli mühendis Carl de Laval'ın geliştirdiği buhar türbinlerinin ana sorunu, en küçük rotorların 26.000 rpm hıza ve en büyük rotorların 400 m/s'yi aşan çevresel hızlara ulaşmasından kaynaklanmaktaydı. Bu hatanın farkındalığı ile Sir Charles Parsons, 1891'de 4.800 rpm'de 100 kW güç çıkışı olan 15 kademeli eksenel akışlı bir reaksiyon buhar türbini geliştirdi. Sir Charles Parsons'ın sonrasında geliştirdiği 1.570 kW gücündeki Parsons buhar türbini, 30 metre uzunluğundaki bir gemiye (buhar türbini ile çalışan ilk buhar gemisi,

Turbinia) güç sağlamak için kullanıldı ve yapılan incelemeler sonucunda o dönemin en hızlı gemisi olarak kabul edildi (Davey, 2003; Judge, 1947). Sir Charles Parsons'ın icadı olan reaksiyon buhar türbini ve Charles de Laval'ın Giovanni Branca'nın itici buhar türbini fikrini uygulamaya koymasından sonra türbinler, kullanılabilir birer donanım olarak ortaya çıktı (Usher, 2013; Davey, 1914). Bu noktadan itibaren buhar türbinlerinin tasarımı hızla gelişti (Davey, 2003; Judge, 1947).

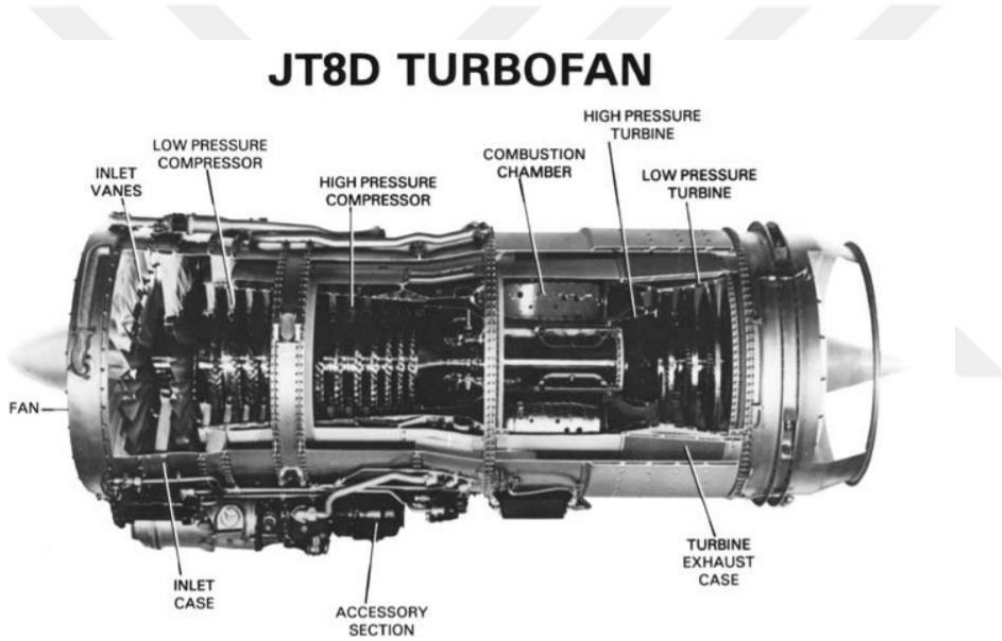


Şekil 2. 1. Charles de Laval'ın geliştirdiği itici buhar türbini (Giampaolo, 2020)

August C. Rateau, Charles Curtis ve Dr. Zoelly, 1895-96'da itici türbininin varyasyonlarını geliştirdi (Giampaolo, 2002). 1903'te Rene Armengaud ve Charles Lemale, Rateau döner kompresörü ve Curtis hızlı bileşik buhar türbini kullanarak başarılı bir gaz türbini geliştirdi. Daha sonra Brown Boveri, her biri seri olarak 25 çarka sahip üç kademeli ve santrifüj kompresörlü 500 beygir gücünde bir gaz türbini inşa etmeye devam etti. 1905'te Brown Boveri, ilk gaz türbini ve kompresör ünitesini inşa etti ve onu Philadelphia yakınlarındaki Sun Oil Company'nin Marcus Hook rafinerisine kurarak toplam 53 kW güç sağladı (Usher, 2013). 1926'da Alan Arnold Griffith, kanatlardan geçen gaz akışının teorisini tanımlayan "Türbin Tasarımının Aerodinamik Teorisi" başlıklı bir makale yayınladı (Meher-Homji, 2000). 1938'de Brown Boveri, İsviçre'deki Neuchatel'de bir elektrik santrali için dünyanın ilk elektrik üreten gaz türbinini de kurdu (Usher, 2013). Temmuz 1949'da, Amerika Birleşik Devletleri'nde Oklahoma Gas & Electric şirketi, Oklahoma City'nin Huey istasyonunda başka bir basit gaz türbini çevrimi kuruldu. 35 kW güç çıktısı verebilen bu çevrim, 15 kademeli bir eksenel kompresöre, iki kademeli bir türbine ve altı düz akışlı yanma odasına

sahipti (Sultanian, 2019). 20. yüzyılın ilk yarısının büyük bölümünde gaz türbininin gelişimi yavaş yavaş devam etti.

İkinci Dünya Savaşı sırasında, turbo makineler oldukça gelişmişti ve 2. Dünya Savaşı'nda turbo şarjlı piston motorlu uçaklar kullanıldı (Giampaolo, 2002). 1930 yılında Birleşik Krallık Hava Kuvvetleri'nde Frank Whittle'nin turbo jet motoru geliştirmesi, gaz türbinleri alanındaki en önemli buluş olarak kabul edildi. 1935 ve 1938 yılları arasında İsviçre'nin Brown Boveri, Sulzer Brothers ve Escher Wyss firmaları, paralel çalışmalarla lokomotif ve hava kuruluşları için gaz türbinleri tasarladı (Langston, Opdyke ve Dykewood, 1997; Jennings ve Rogers, 1953; Kissel, W. 2008).



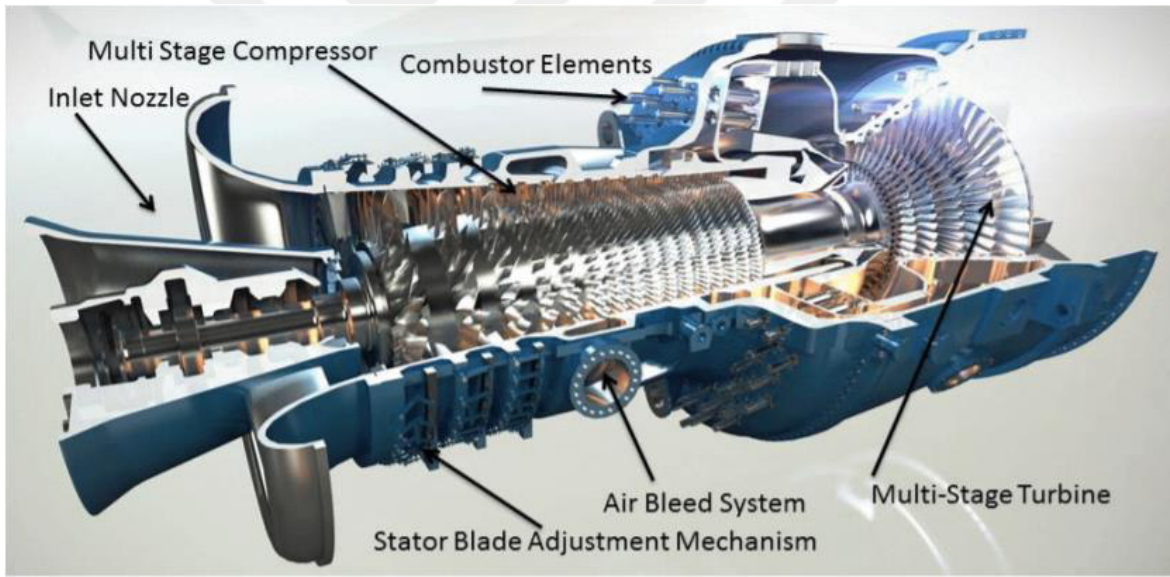
Şekil 2. 2. Turbofan gösterimi (Giampaolo, 2020)

1945'ten sonra yapılan araştırmalar, daha yüksek bileşen verimliliği, basınç oranları, türbin giriş sıcaklığı, baypas oranları, güvenilirlik ve dayanıklılık üzerine yoğunlaşmıştır. Daha düşük özgül yakıt tüketimi ve daha yüksek güç-ağırlık oranları tüm gelişmelerin sonucudur. Üretim ve bakım maliyetinin, gürültünün, egzoz emisyonlarının azaltılması ve bakım aralığının uzatılması son zamanlarda yapılan araştırmaların öncelikli konuları arasına girmiştir (Friedrichs, 1997).

2.2. Gaz Türbinleri

Türbin; buhar, hava, yanma gazları veya diğer herhangi bir gazın kinetik enerjisini kullanan ve tipik olarak kanatlarla donatılmış bir çark veya rotor kullanarak bunu dönme hareketine dönüştüren bir makinedir. Türbin türlerinden bir tanesi de gaz türbinidir.

Gaz türbinleri, yakıtın kimyasal enerjisinin şaft gücü ile mekanik enerjiye veya kinetik enerjiye dönüştürüldüğü motorlardır. Gaz türbinleri tarafından üretilen kinetik enerji bir uçağı iten itme kuvveti üretiminde, üretilen mekanik enerji ise şaft gücü olarak elektrik üretiminde kullanılabilir. Yakıtın kimyasal enerjisinin şaft gücüne veya itici kuvvete dönüştürülmesi, motorun çeşitli bileşenlerinin etkileşimini gerektirmektedir ve her birinin içinde bir enerji dönüşüm zinciri gerçekleşmektedir.



Şekil 2. 3. Alstom ağır hizmet tipi elektrik üretimi gaz türbini (Schobeiri, 2018)

Gaz türbinleri, geleneksel pistonlu motorlara kıyasla yüksek özgül güce ve daha düşük emisyonu sahiptir (Schobeiri, 2018). Gaz türbinleri uyarlanabilir güç kaynaklarıdır ve elektrik enerjisi üretimi, jet motoru, basınçlı hava temini, gaz veya sıvı boru hatları için pompa tahrikleri, kara ve deniz taşımacılığı vb. gibi çeşitli uygulama alanlarında kullanılmaktadır (Saravanamuttoo, Rogers and Cohen, 2001:5).

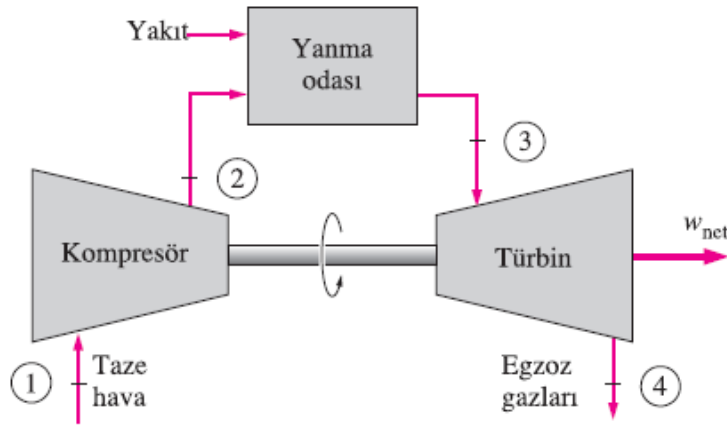
Gaz türbinlerinin kuruluş süreleri kısa ve yatırım maliyetleri diğer sistemlere göre düşüktür. Ayrıca çok kısa sürede devreye girip çıkabilmektedirler. Bu nedenle; özellikle son yıllarda

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).

Elektrik üretimi için kullanılan gaz türbinleri, nispeten küçük mikro türbinlerden enerji üretim santralleri için kullanılan çok büyük türbinlere kadar çok çeşitli kapasite ve konfigürasyonlara sahiptir. Elektrik üretiminde kullanılan yüksek kapasiteli gaz türbinlerinin çoğu, basit bir çevrimde dahi %35-40'lık bir termal verim ile 100 ile 400 MW arasında elektrik gücü üretebilmektedir. Kombine çevrimde kullanıldığında, tek bir gaz türbini %64'e varan bir termal verimle 800 MW'ın üzerinde elektrik gücü üretebilmektedir (İnternet 4). Gaz türbinleri ağır hizmet tipi gaz türbinleri, jet motorları, modern tip gaz gaz türbinleri, küçük gaz türbinleri ve mikro gaz türbinleri olarak sınıflandırılabilir.

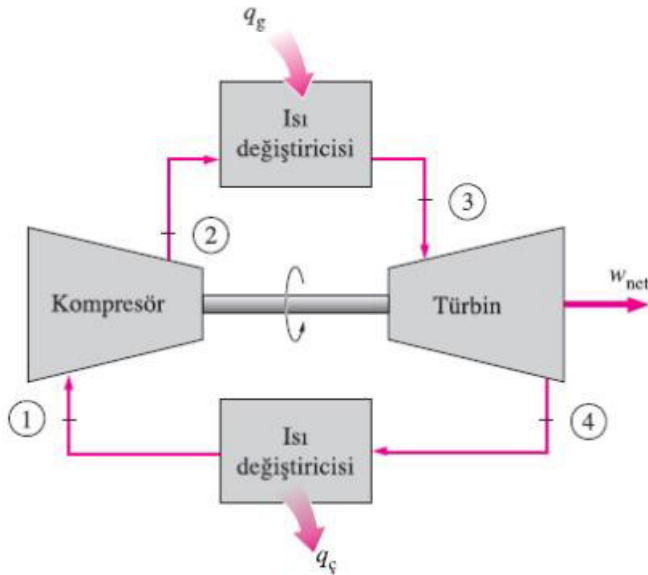
2.3. Gaz Türbini Çevrimi

Gaz türbinleri güç üreten birçok makinede olduğu gibi termodinamiğin kanunlarına bağlı olarak çalışan bir çevrimdir. Gaz türbini çevrimi adını mucidinden alan Brayton çevrimi olarak da bilinmektedir. Gaz türbini çevrimi, periyodik bir prosestir. “Brayton çevrimi iki adet izentropik ve iki adet izobarik prosesten oluşur ve gaz türbinleri genellikle açık çevrimde çalışırlar.” (Çengel-1996). Açık tip gaz türbini çevrimi temel olarak kompresör, yanma odası ve türbinden oluşmaktadır. Kompresörde atmosfer havasını sıkıştırarak, havanın basınç ve sıcaklığını arttırmaktadır. Daha sonra yüksek basınçlı hava, yakıtın sabit basınçta yakıldığı yanma odasında yakıt ile karıştırılarak yanma sağlanmaktadır. Yanma sonucu oluşan yüksek sıcaklıktaki yanma gazları, türbinde atmosfer basıncına kadar genişlerken türbin kanatlarını çevirerek iş üretmektedir. Türbinden çıkan egzoz gazları çevrime tekrar gönderilmeyerek atmosfere atılmaktadır. Açık tip gaz türbini çevrimi sırasında, iş akışkanının hacimsel debisi çevrim boyunca değişmemektedir.



Şekil 2. 4. Açık tip gaz türbini çevrimi (Çengel ve Boles, 1996)

Gaz türbini çevrimi, diğer içten yanmalı güç çevrimleri gibi açık bir sistem olmasına rağmen; termodinamik analiz için egzoz gazlarının içeri alınıp tekrar kullanıldığı farz edilerek kapalı bir sistem gibi analiz edilebilmektedir. Hava standardı kabulleri uygulanarak kapalı bir çevrim olarak da düşünülebilmektedir. Kapalı çevrimde sıkıştırma ve genişleme işlemleri açık tip gaz türbini çevriminde olduğu gibi gerçekleşmektedir. Yanma odasının yerini çevrime sabit basınçta ısı geçişi ve egzoz işleminin yerini de çevreye sabit basınçta ısı atılmasını sağlayan ısı değiştiriciler almaktadır (Çengel ve Boles, 1996).

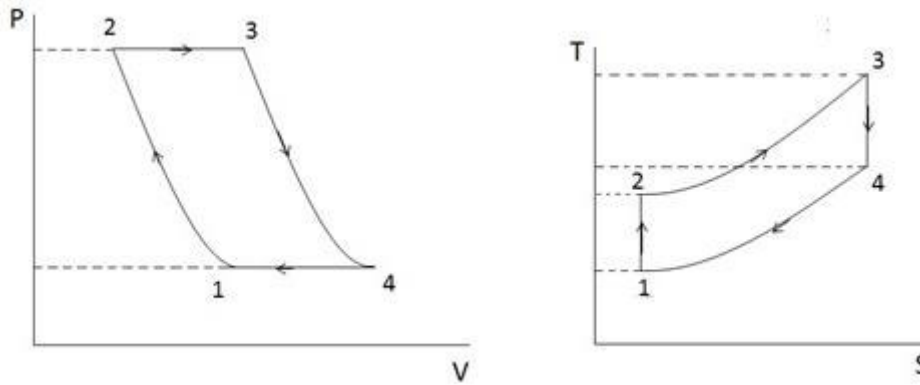


Şekil 2. 5. Kapalı tip gaz türbini çevrimi (Çengel ve Boles, 1996)

Kapalı tip gaz türbini çevrimi, atmosfer koşullarındaki havanın bir kompresör aracılığıyla emilmesi ve sıkıştırılması, ısı değiştiricisinde havanın sabit basınçta ısıtılarak türbinden

geçirilmesi ve ısı değiştiricisinde sabit basınçta soğutularak tekrar kompresöre gönderilmesi işlemlerini kapsamaktadır. Kompresör girişinde hava atmosfer sıcaklığında (T_1) ve atmosfer basıncındadır (P_1). Kompresörde havanın ideal gaz olduğu ve izentropik olarak sıkıştırıldığı kabul edilmektedir.

2 ile 3 arasında, iş akışkanı ısı değiştiricisinde izobarik olarak ısıtılmaktadır. Daha sonra yüksek basınç ve sıcaklıktaki hava türbine girmektedir. Türbin içindeki iş akışkanı izotropik olarak genişleyerek güç üretimi gerçekleştirmektedir. Bu gücün bir kısmı kompresörde tüketilen enerjiyi karşılamak için kullanılmaktadır. 4 ile 1 arasında, iş akışkanı sabit basınçta izobarik olarak soğutulmaktadır. İdeal kapalı tip gaz türbini çevriminde ısı değiştiricilerinde ve boru hatlarında meydana gelen basınç kayıpları dikkate alınmamaktadır. Çevrim sırasındaki aşamalar çevriminin T-s ve P-V diyagramlarında da görülmektedir.



Şekil 2. 6. Kapalı tip gaz türbini çevrimine ait T-s ve P-V diyagramları

Gaz türbini çevriminde temel olarak yer alan kompresör, yanma odası ve türbin dışında sistem performansını arttırmak amacıyla bazı yardımcı elemanlar da kullanılmaktadır. Bu elemanlar arasında; ısı değiştiricisi, ara ısıtma elemanı, su ayırıcı, baypas vanası vb. elemanlar sayılabilmektedir.

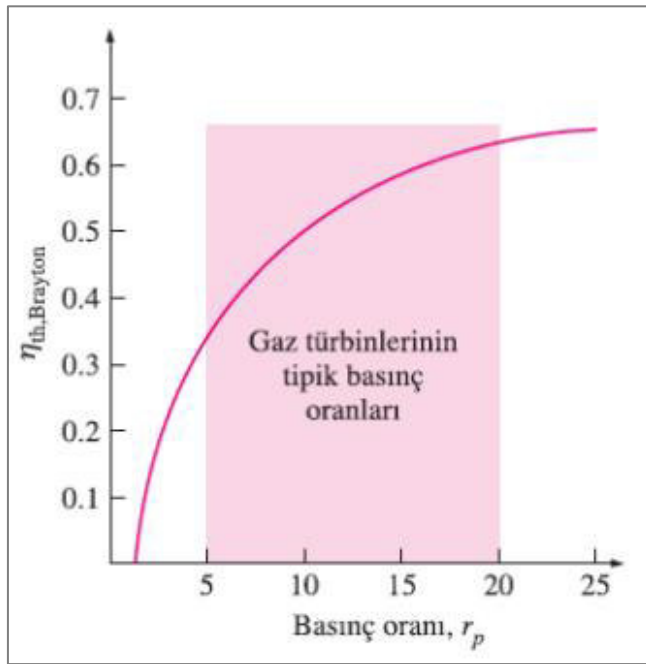
Gaz türbini çevrimlerinin performans kriterlerini net güç çıkışı ve termal verim oluşturmaktadır. Günümüzde performans değerlerine etki eden tasarım parametreleri ise atmosfer sıcaklığı ve bağıl nemi, türbin giriş sıcaklığı ve basınç oranı olarak karşımıza çıkmaktadır. Tasarım parametreleri çevrim performansını en üst seviyede sağlayacak şekilde seçilmesi oldukça önem arz etmektedir. Basınç oranı ve türbin giriş sıcaklığı sistemin çalışması esnasında sabit kalırken, atmosfer sıcaklığı ve bağıl nemi değişmektedir. Termal

verimin veya net iş farklı basınç oranlarında maksimum olmaktadır. Gaz türbinlerinin termodinamik açıdan dizaynı, ya termal verimi veya net işi maksimum yapan basınç oranına göre ya da bu iki değer arasındaki bir basınç oranına göre yapılmaktadır. Çevrimin maksimum sıcaklığının artması, her basınç oranında net işi ve termal verimi artırmaktadır. Ancak çevrimin ulaşabileceği maksimum sıcaklık, gaz türbininde kullanılan malzemeye göre sınırlanmaktadır (Erdem vd., 2003b).

Gaz türbini çevriminin performansına etki eden diğer parametreleri ise çevre koşulları oluşturmaktadır. Çevre koşulları olarak sıcaklık, basınç ve bağıl nem tasarım kriterlerine bağlı olmayan, tamamen gaz türbininin kullanıldığı konuma göre değişen parametrelerdir. Gaz türbinlerinin tasarım kriterlerinde ISO standardına göre çevre koşulları deniz seviyesi basıncı, 15°C atmosfer sıcaklığı ve %60 bağıl nem olarak dikkate alınmaktadır. Çalışma şartlarının bu değerlerden farklı olması çevrimin performansını artırmakta ya da azaltmaktadır. Basınç ve bağıl nem değişiminin çevrim performansı üzerindeki etkisi sıcaklık değişimine göre daha az olmaktadır (Ameri, 2005). Bu nedenle de performans üzerindeki en büyük etki atmosfer sıcaklığının değişimi ile meydana gelmektedir. Özellikle sıcak iklim koşullarına sahip olan bölgelerde sıcaklığın artması, gaz türbinlerinden elde edilen gücü azaltmakta ve termal verimi düşürmektedir. Bu nedenle gaz türbinlerinin yıl boyunca ölçülen performans değerleri, kurulu olduğu bölgedeki ortalama atmosfer sıcaklıklarına doğrudan bağlı olmaktadır. Farklı iklim bölgelerinde gaz türbin tasarım parametrelerinin farklı seçilmesi, daha yüksek performans ile kullanılmasını sağlamaktadır. Böylece çevre koşullarından kaynaklanan performans düşüşü ve üretim kayıpları en aza indirgenmektedir. Gaz türbinlerinin tasarımında, standart çevre koşulları dikkate alınarak belirlenen gaz türbini kompresör giriş sıcaklığına göre en uygun performansı sağlayan basınç oranı belirlenmektedir (Erdem, 2003b).

İdeal bir gaz türbini çevriminin termal verimliliğine etki eden parametreler arasında gaz türbininin basınç oranı ve çalışma akışkanının özgül ısı da bulunmaktadır. Gerçek gaz türbini çevrimleri için de geçerli olan bu parametrelerin her ikisinin de artmasıyla termal verim artmaktadır. Oda sıcaklığında havanın özgül ısı oranı değeri 1,4 için basınç oranında meydana gelen artışın termal verimlilik üzerindeki etkisi Şekil 2.7'de verilmiştir. Çevrimdeki en yüksek sıcaklık, yanma işleminin sonunda meydana gelmektedir ve türbin kanatlarının dayanabileceği maksimum sıcaklık bir sınır oluşturmaktadır. Bu durum aynı zamanda çevrimde kullanılabilecek basınç oranlarını da sınırlamaktadır. Sabit türbin giriş

sıcaklığı için, çevrim başına net iş çıktısı basınç oranının artması ile birlikte azalarak artmaktadır. Bu nedenle, basınç oranı ile elde edilen net iş ve termal verim arasında bir optimizasyon çalışması yapılması gerekmektedir. Doğru seçilmemiş basınç oranları ekonomik olmayan sonuçlara yol açabilmektedir. En yaygın tasarımlara bakıldığında, gaz türbinlerinin basınç oranının 11 ile 16 arasında seçildiği görülmektedir (Çengel ve Boles, 1996).



Şekil 2. 7. Gaz türbini çevriminin basınç oranı ile ilişkisi (Çengel ve Boles, 1996)

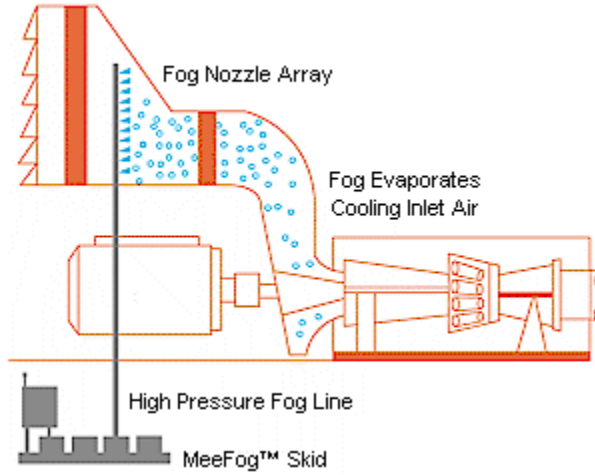
3. GAZ TÜRBİNLERİNDE GİRİŞ HAVASININ SOĞUTULMASI

Gaz türbinleri, genellikle elektrik üretmek için kullanılan motorlardır. Ortam sıcaklığı arttıkça kapasiteleri ve verimleri düşmektedir. Belirli bir şaft hızında ve sabit hacimde iş akışkanı kullanırlar ancak bu tür motorlardan elde edilen güç, sistemde dolaşan iş akışkanının kütleli debisine bağlıdır. Bu durum havanın daha az yoğun olduğu sıcak günlerde elde edilen gücün düşmesine neden olmaktadır. Gaz türbini çevrimi giriş havasını soğutmak için birçok farklı soğutma yöntemi kullanılmaktadır (Al-Ibrahim, Varnham, 2010; Alhazmy, Najjar, 2004; Bacigalupo ve diğerleri, 1993; Bedecarrats, Strub, 2009; Korakianitis, Wilson, 1994; Lucia ve diğerleri, 1994; Lucia ve diğerleri, 1996; Lukas, 1997; Najjar, 1996; Yokoyama, Ito, 2004).

Bu bölümde, gaz türbinleri giriş havasının soğutulmasında kullanılan metodlar 4 başlık altında toplanmış ve aşağıda sunulmuştur.

3.1. Sisleme ile Soğutma

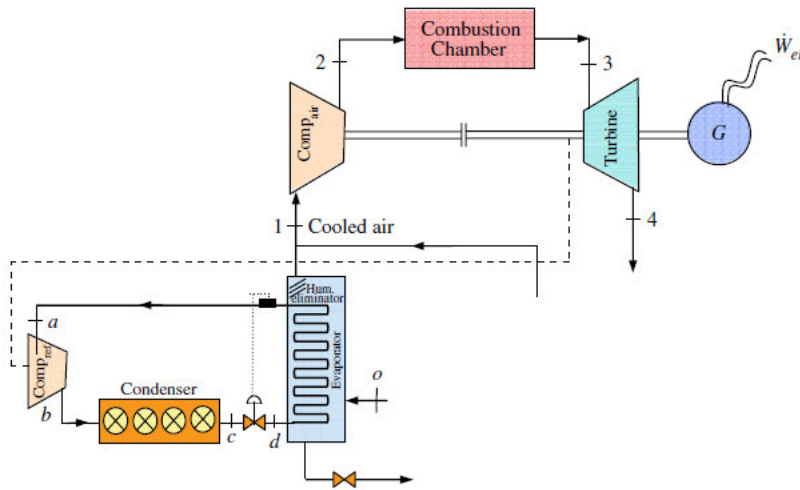
Sisleme sistemi, atomize edilmiş yüksek basınçlı suyun doğrudan kompresör giriş havasına püskürtülmesini sağlamaktadır. Su, diğer evaporatif soğutma yöntemlerinde olduğu gibi, kompresöre giren havadan ısı çekerek buharlaşırken havanın soğumasını sağlamaktadır. Bu sistemde saf su kullanılması son derece önem arz etmektedir. İdeal şartlar altında, sisleme yöntemi ile giriş havası en fazla yaş termometre sıcaklığına kadar soğutulabilmektedir. Ancak, pratikte suyun yoğunlaşma riskini ortadan kaldırmak amacı ile yaş termometre sıcaklığının %90-95'ine kadar soğutulmaktadır. Özellikle, sıcak ve bağıl nemi düşük olan bölgelerde, havanın su tutma kapasitesi fazla olduğundan, daha iyi performans göstermektedir. İlk yatırım maliyetinin düşük olması ve kurulum için küçük alanların yeterli olması, bu yöntemin en önemli avantajları olarak sayılabilmektedir. Su damlacıklarının kompresöre gitmesi durumunda, kompresörde kaviteye sebep olması ve havanın bağıl neminin yüksek olduğu yerlerde uygulanabilir olmaması ise başlıca dezavantajlarını oluşturmaktadır. Genel olarak, sisleme yöntemi ile giriş havasının soğutulmasında 1°C başına %0,9 verim artışı sağlamakta ve havanın içerisindeki her %1'lik sis kütlesi için gaz türbini çevriminin güç çıkışını %5 oranında arttırmaktadır (PATEL, Pankaj K., 2003).



Şekil 3. 1. Sisleme ile soğutma yönteminin şematik gösterimi (Kodituwakku, 2014)

3.2. Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemi ile Soğutma

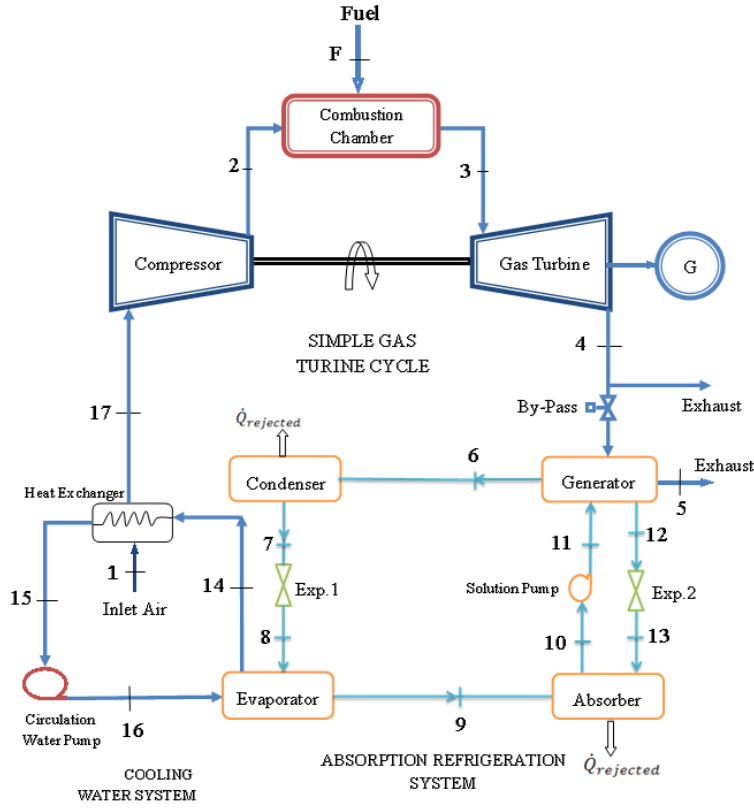
Buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimleri günümüzde en sık kullanılan çevrimlerin başında gelmektedir. Bu sistemde soğutucu akışkan, kompresörde izentropik olarak sıkıştırılarak kızgın buhar haline getirilmektedir. Daha sonra yoğuşturucuya gönderilen soğutucu akışkan ısısını dış ortama atmakta ve doymuş buhar olarak yoğuşturucuyu terk etmektedir. Kısılma vanasından geçerek basıncı ve sıcaklığı düşen soğutucu akışkan buharlaştırıcıda soğutulması istenilen ortamdan ısı çekerek soğutma işlemini gerçekleştirmektedir. Gaz türbini çevriminde giriş havasının soğutulması için atmosfer havası ısı değiştiricisinden (soğutucu sistemin buharlaştırıcısından) geçirilerek soğulmakta ve kompresöre girmektedir. Buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemlerinin soğutma tesir katsayısı yüksek sistemler olması ve düşük sıcaklıklara inebilmesi önemli avantajları arasında gösterilmektedir. Bunun yanında; buhar sıkıştırılmalı soğutma sisteminin temel elemanlarından olan kompresörün ihtiyaç duyduğu gücü sistemden alıyor olması iç tüketimi arttırmakta ve bu durum önemli bir dezavantaj yaratmaktadır.



Şekil 3. 2. Buhar sıkıştırırmalı soğutma yönteminin şematik gösterimi (Alhazmy, 2006)

3.3. Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi ile Soğutma

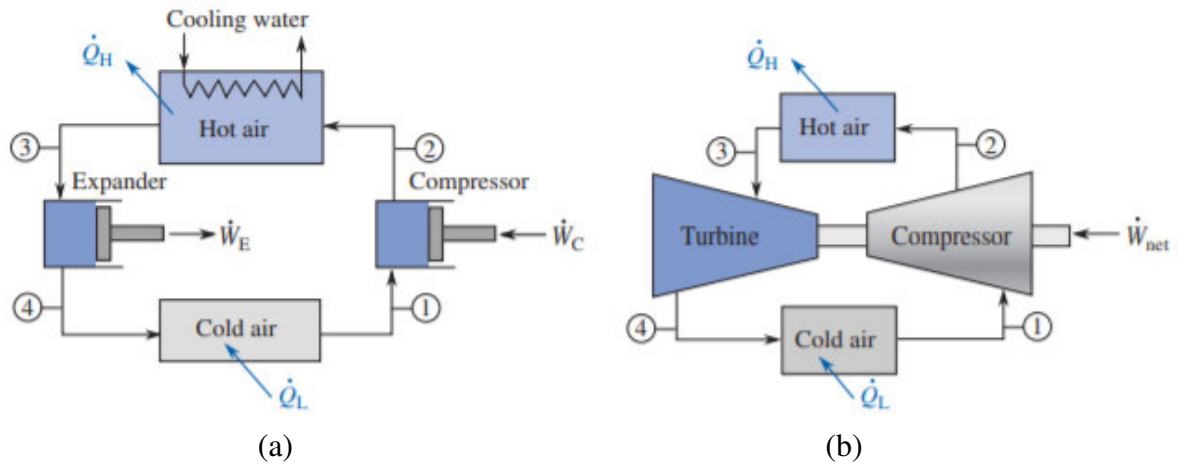
Absorpsiyonlu soğutma sistemleri, LiBr ve su ya da NH_3 ve su iş akışkanları ile çalışmaktadır. LiBr-su iş akışkanı çiftinde soğutucu akışkan su, absorbent LiBr tuzudur. Amonyak-su iş akışkanı çiftinde ise soğutucu akışkan amonyak absorbent sudur. Soğutma, buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminde kullanılan çevrime benzer şekilde buharlaşma ile gerçekleşmektedir. Isıyı aktarmak için ayrı bir soğutulmuş su sistemi de kullanılabilir. Absorpsiyonlu soğutma sistemi, çalışması için mekanik bir girdiye ihtiyaç duymamaktadır (çözelti pompası hariç), bunun yerine çözelti içerisindeki akışkanlardan soğutucu akışkanı buharlaştırmak için jeneratörde ısı girdisine ihtiyaç duymaktadır. İhtiyaç duyulan bu ısı girdisi çevrimin atık ısısından elde edilebilecek olması gaz türbini giriş havasının soğutulmasında bir avantaj oluşturmaktadır. Ayrıca, buharlaşmalı soğutma sistemlerine kıyasla amonyak-su akışkan çiftli absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde daha düşük sıcaklıklar elde edilebilmektedir. Ancak LiBr-su iş akışkanı çiftinde LiBr'ün kristalleşmesi nedeni ile minimum sıcaklık yaklaşık 5°C 'dir. Ek olarak, ilk yatırım maliyetleri sistemin geri ödeme süresi konusunda bir dezavantaj oluşturabilir (Kodituwakku, 2014). Bu nedenle, bu sistemlerde ekonomik fizibilite çalışması oldukça önemlidir.



Şekil 3. 3. Absorpsiyonlu soğutma sistemi (Khrebish ve Sultan, 2019)

3.4. Ters Brayton Çevrimi ile Soğutma

Ters Brayton çevrimi (TBC), 1844 yılında fizikçi John Gorrie tarafından iki piston ve iki ısı değiştirici kullanılarak buz üretmek veya diğer soğutma ihtiyaçlarını karşılamak üzere ortaya konmuştur. Ters Brayton çevrimi, atmosfer havasını birinci pistonda sıkıştırarak soğutma suyu yardımıyla tekrar ortam sıcaklığına getirmektedir. Sonrasında, sıkıştırılmış ve tekrar soğutulmuş olan havayı ikinci pistonda genişleterek ortam sıcaklığından daha düşük sıcaklıklara ulaştırmaktadır. Elde edilen soğuk hava ile soğutma ihtiyacı karşılanarak sonrasında tekrar birinci pistona gönderilmekte ve çevrimi tekrar ettirmektedir (Balmer, 2011).



Şekil 3. 4. (a) John Gorrie'nin 1844 ekipman şeması, (b) Modern bir ters Brayton çevrimi ekipman şeması (Ganesan, 2018)

Herhangi bir soğutucu akışkan kullanmayan bu sistem, uçaklarda kabin havası soğutması için yaygın olarak kullanılmaktadır. Uçaklarda gaz türbininden alınan ara hava (genelde 2 bar civarında basınca sahip), çeşitli işlemlerden geçirilip soğutulduktan sonra kabin içinden gelen hava ile karıştırılıp kabine verilmektedir. TBC'nde soğuma temel olarak havanın türbinde genişletilmesi sırasında sağlanmaktadır. TBC'nin herhangi bir akışkan olarak havayı kullanması, yangın riskini ve soğutucu akışkan maliyetini ortadan kaldırmaktadır. Ayrıca, güç-ağırlık oranı yüksek olan bu sistem, her ağırlığın büyük önem taşıdığı havacılık sektöründe oldukça tercih edilmektedir. Bunun yanında, soğutma tesir katsayısının çok düşük olması ve çevrimde ısının hava tarafından duyulur ısı şeklinde taşınmasından dolayı, diğer sistemlere göre daha fazla kütleli debi gerektirmesi dezavantaj oluşturmaktadır (Ganesan, 2018).

4. MATERİYAL VE METOT

Bu çalışmada, açık tip bir gaz türbini çevrimi (GTÇ) incelenecektir. Kompresör giriş havasının soğutulması ile çevrim performansı iyileştirilebilmektedir (Yılmazoğlu ve Rahim, 2010; Alhazmy vd., 2006; Islam ve Dincer, 2016; Jarzembowski vd., 2016). Bu nedenle kompresör giriş havasının soğutulması için Ters Brayton çevrimi gaz türbini çevrimine entegre edilecektir. Çevrim performansına etki eden parametreler ayrı ayrı analiz edilmiştir.

4.1. Engineering Equation Solver (EES)

Kompresör giriş havası Ters Brayton çevrimi ile soğutulan gaz türbini çevriminin termodinamik analizleri EES paket programı yardımı ile hesaplanmıştır. EES programı, doğrusal ve doğrusal olmayan, matematiksel veya diferansiyel denklemleri çözümlayebilen bir programdır (İnternet 3). Bu matematiksel hesapların temeli ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating, Air-Conditioning Engineers) temel el kitabı içindeki denklemlere dayanmaktadır (Çengel and Boles, 2006).

EES, resmi programlama dillerinde kullanılan atamalar yerine kullanıcının yazdığı denklemleri kullanır ve aynı zamanda eşzamanlı olarak çözülmesi gereken denklemleri otomatik olarak tanımlar ve gruplandırır. Bu çalışma sistemi, süreci kullanıcı için basitleştirir ve kullanıcının optimum verimlilikte çalışacağına dair bir koruma sağlar (İnternet 1). Program aynı zamanda matematik fonksiyonlarının dışında özellikle termodinamik fonksiyonları kapsar ve sahip olduğu kütüphanesi sayesinde kullanıcının ek veri işlemesine olanak sağlar (Çengel and Boles, 2000). EES, kullanıcının ek veri işlemesine üç şekilde izin verir. İlk olarak, tablo verilerinin girilmesi ve enterpolasyonunun yapılması için bir kolaylık sağlanmıştır Böylece tablo verileri doğrudan denklem setinin çözümünde kullanılabilir. İkinci olarak, EES dili, Pascal ve FORTRAN'dakilere benzer, kullanıcı tarafından yazılan İşlev ve Prosedürleri destekler. İşlevler, Prosedürler, Alt Programlar ve Modüller, EES başlatıldığında otomatik olarak okunan kitaplık dosyaları olarak kaydedilebilir. Üçüncüsü, Pascal, C veya FORTRAN gibi yüksek seviyeli bir dilde yazılmış harici işlevler ve prosedürler, Windows işletim sistemine dahil edilen dinamik bağlantı kitaplığı özelliği kullanılarak EES'e dinamik olarak bağlanabilir. İşlevsel ilişkiler eklemenin bu üç yöntemi, EES'nin yeteneklerini genişletmek için çok güçlü araçlar sağlar (İnternet 2).

EES, bir veya daha fazla parametrenin etkilerinin belirlenmesi gereken tasarım problemleri için özellikle yararlıdır. Program, bu özelliği bir elektronik tabloya benzeyen Parametrik Tablosu ile sağlar. Kullanıcı, bağımsız olan değişkenleri tablo hücrelerine değerlerini girerek tanımlar. EES, tablodaki bağımlı değişkenlerin değerlerini hesaplar. Tablodaki değişkenlerin ilişkisi daha sonra yayın kalitesi grafiklerinde görüntülenebilir. EES ayrıca, hesaplanan değişkenlerin belirsizlik tahminlerini sağlamak için deneysel verilerin belirsizliğini yayma yeteneği de sağlar (İnternet 2).

4.2. Doğrulama

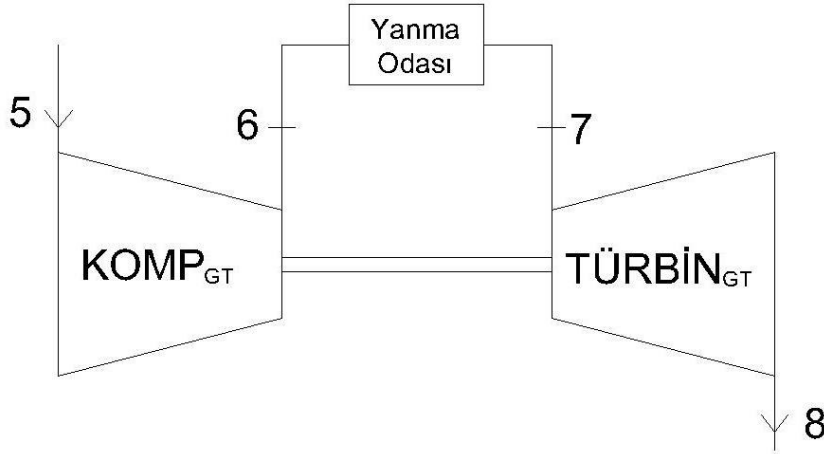
Yapılan analiz çalışmasında EES paket programı kullanılarak, oluşturulan denklem setinin çözülmesi için kod yazılmıştır. Analiz sonuçları, çeşitli soğutma tekniklerinin termodinamik analizinin yapıldığı Alhazmy vd. (2006) çalışmalarındaki sisleme ile soğutma yönteminin sonuçları ile doğrulanmıştır. Doğrulama çalışması sırasında referans çalışmada olduğu gibi; ortam sıcaklığı 40°C, ortamın bağıl nemi %20, dış ortam basıncı 101 kPa ve kompresör ile türbindeki basınç oranı 11 olarak kabul edilmiştir. Yapılan analiz ile elde edilen sonuçlar Alhazmy vd. (2006) çalışmalarında elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Referans çalışma ile çok yakın sonuç edildiği Çizelge 1’de görülmektedir.

Çizelge 1. Analiz sonuçlarının doğrulanması

	Sıcaklık (°C)	Basınç (kPa)	Bağıl Nem (%)	Basınç oranı (r_p)	Güç Kazanım Oranı
Alhazmy vd. (2006)	40	101	20	11	7,70
Doğrulama	40	101	20	11	7,26

4.3. Ters Brayton Çevrimi İle Giriş Havaasının Soğutulmasının Modellenmesi

Yapılan bu çalışmada, açık tip gaz türbini çevrimi (GTÇ) analiz edilmiştir. Basit bir açık tip gaz türbini, havayı sıkıştıran bir kompresör, sıkıştırılmış hava ile beraber yakıtın yakıldığı bir yanma odası ve sıcak yanma gazlarının genişletildiği bir türbinden oluşmaktadır (Şekil 4.1).

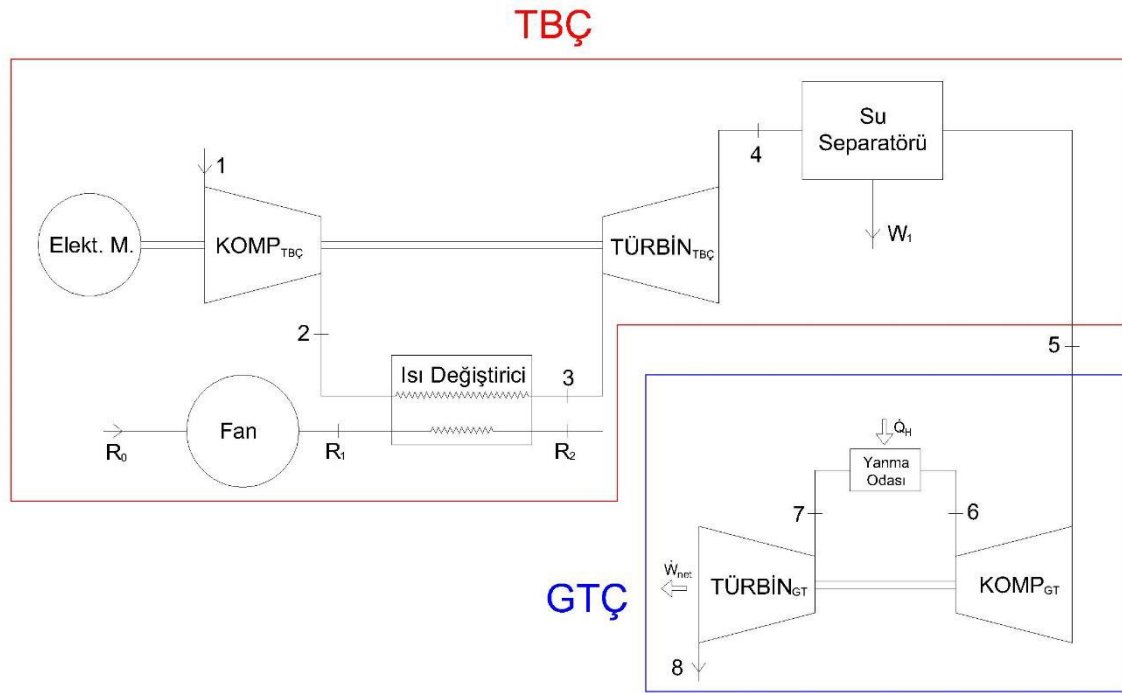


Şekil 4. 1. Açık tip gaz türbini çevrimi şeması

Bu çalışmada incelenen Ters Brayton çevrimi temel olarak, ortam havasını sıkıştıran bir kompresör, sıkıştırılmış havanın ortam sıcaklığına soğutulduğu bir ısı değiştirici ve havanın genişletildiği bir türbin, ısı değiştiricisinden geçen zorlanmış akışın oluşturulması için kullanılan fan, türbin çıkışında sistemdeki suyun ayrıştırılması için kullanılan su seperatörü ve elektrik motorundan oluşmaktadır (Şekil 4.2). Yapılan hesaplamalar sırasında yapılan kabuller maddeler halinde aşağıda verilmiştir.

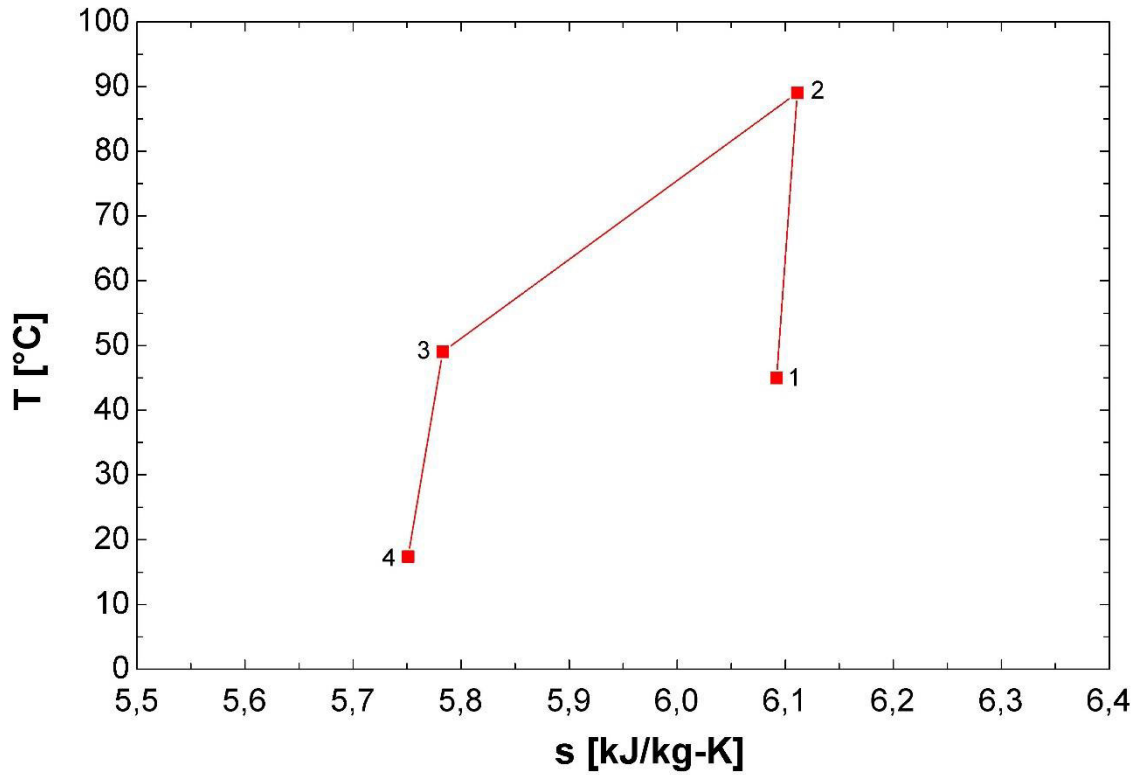
- Ters Brayton çevrimi entegre edilmiş gaz türbini çevriminde giriş havası $1 \text{ m}^3/\text{s}$ olarak kabul edilmiştir.
- Çevrim esnasında ısı değiştiricilerde meydana gelen basınç kayıpları %3 olarak kabul edilmiştir (Logan Jr, 1999; Feidt, 2017).
- Yanma gazları ideal gaz olarak kabul edilmiştir.
- Kompresörlerin izentropik verimi %88,7 olarak kabul edilmiştir.
- Türbinin izentropik verimi %90,5 olarak kabul edilmiştir.
- Fan tarafından ısı değiştiricisine gönderilen havanın ısı değiştiricisi giriş-çıkış sıcaklıkları arasında 40°C 'lik fark olduğu ve kütleli debisinin kompresöre giren havanın kütleli debisinin 3 katı olduğu kabul edilmektedir.
- Sisleme prosesinin ideal koşullar altında gerçekleştiği kabul edilerek, soğuma işleminin %100 bağıl neme ulaşana kadar yani yaş termometre sıcaklığına ulaşana kadar devam ettiği kabul edilmiştir (Ehyaei, Mozafari and Alibiglou, 2011).

Çevrim performansı üzerinde etki gösteren basınç oranı, sıcaklık ve bağıl nem parametrelerinin etkileri analiz edilmiştir.

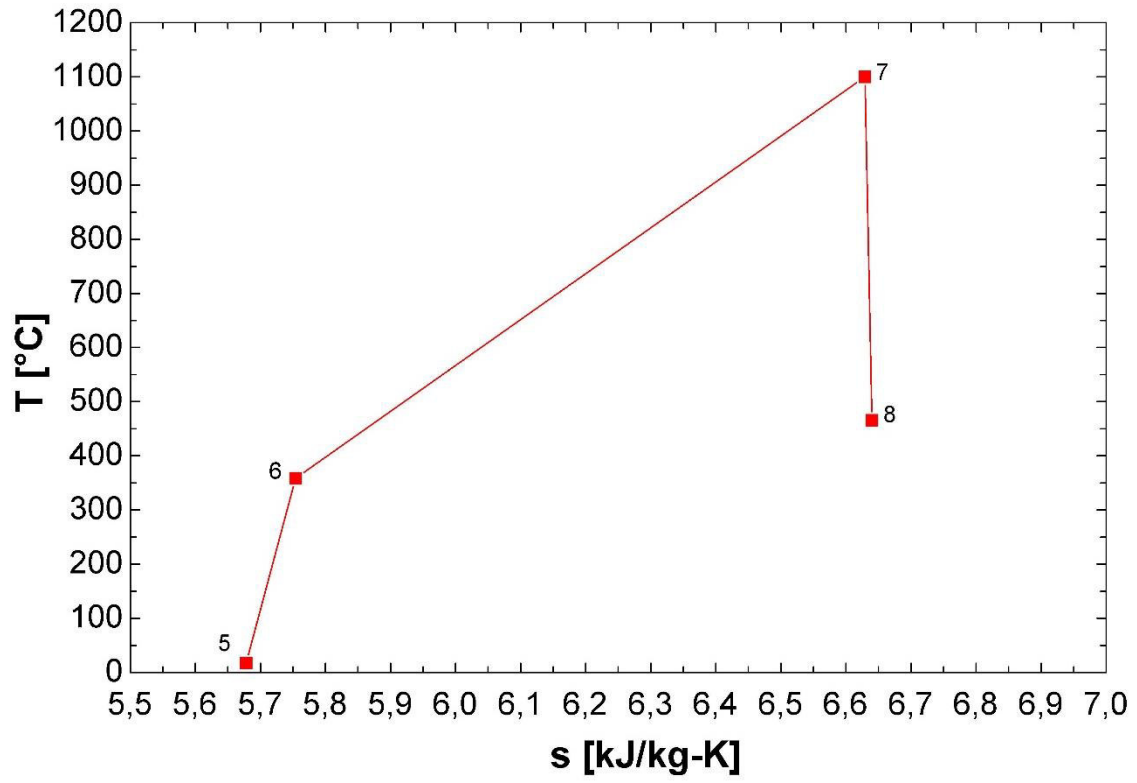


Şekil 4. 2. Ters Brayton çevrimi entegre edilmiş gaz türbini çevrimi şeması

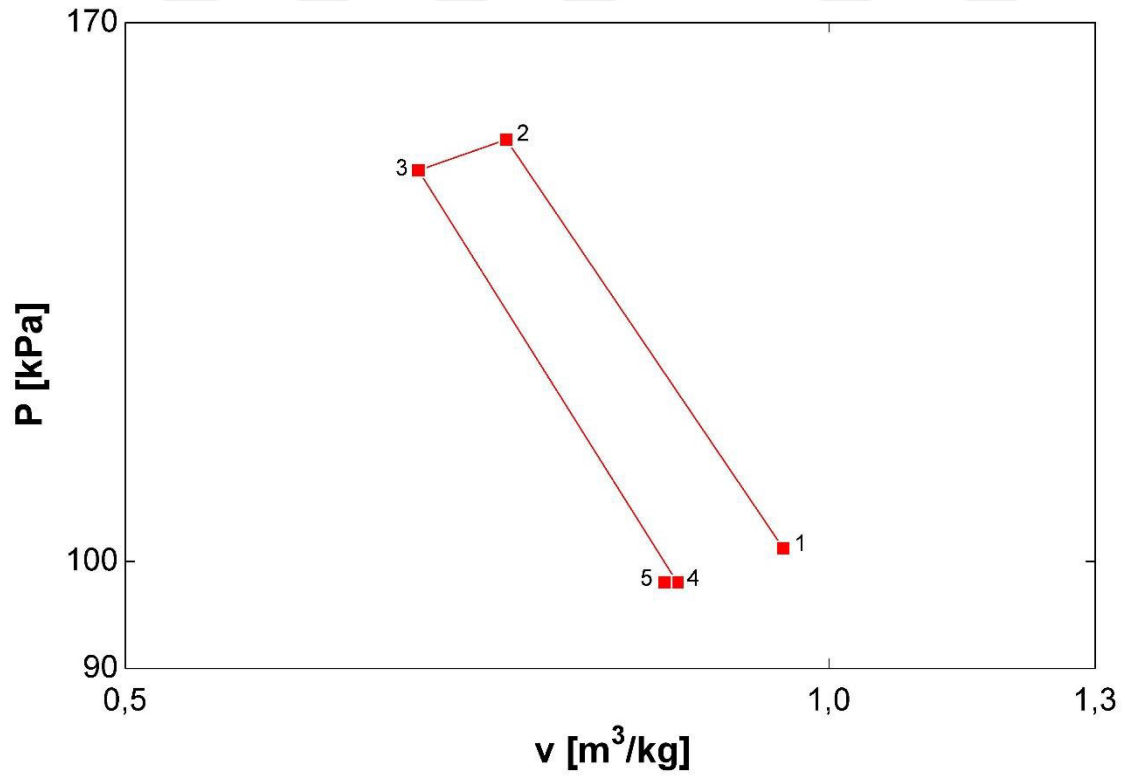
Şekil 4. 2'e ait T-s ve P-v diyagramları TBÇ ve GTÇ için ayrı ayrı olarak Şekil 4.3, Şekil 4.4, Şekil 4.5 ve Şekil 4.6'te verilmiştir.



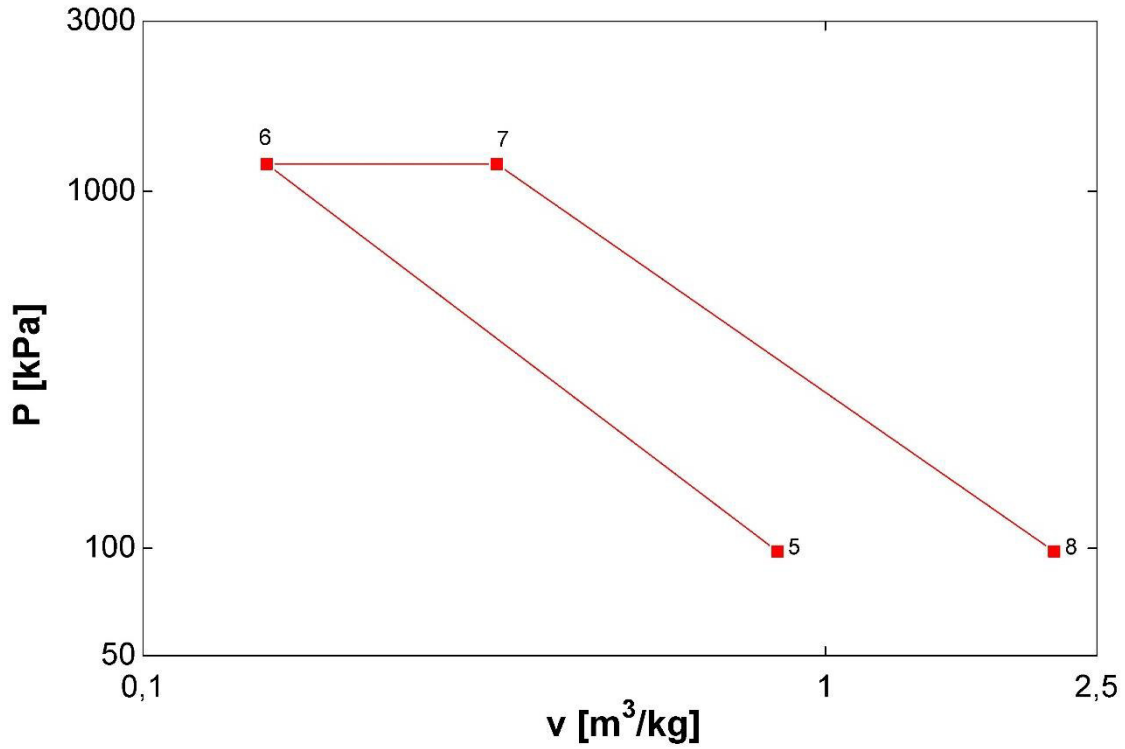
Şekil 4. 3. TBÇ T-s diyagramı



Şekil 4. 4. GTÇ T-s diyagramı

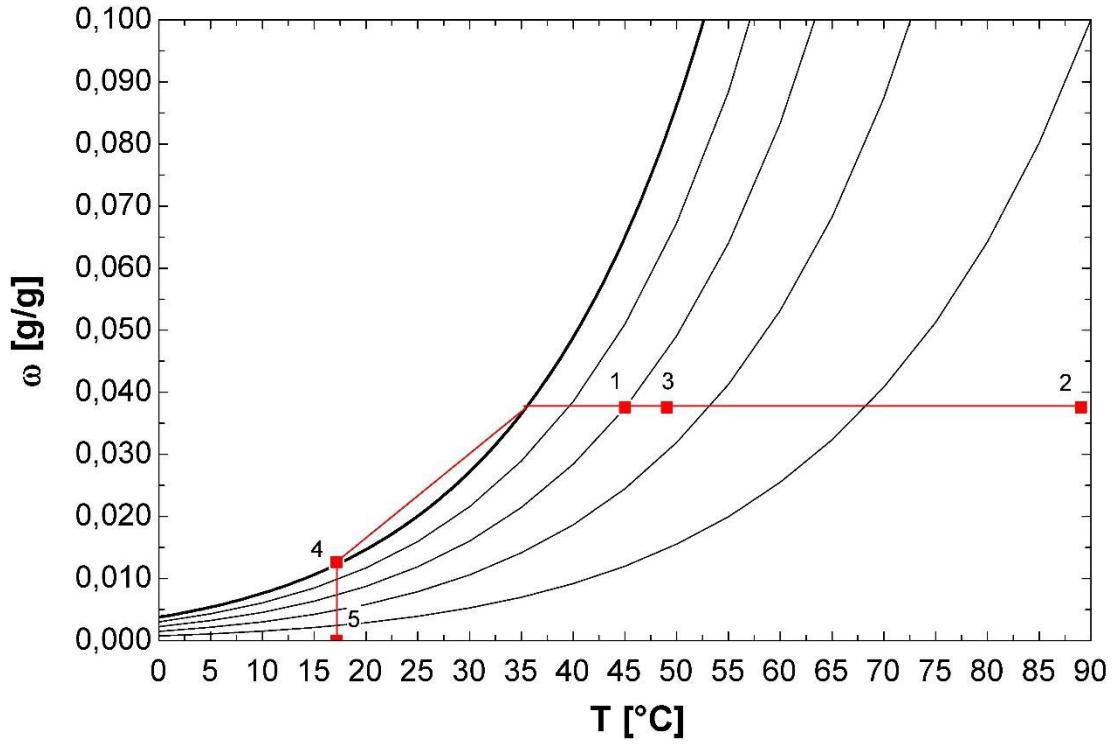


Şekil 4. 5. TBÇ P-v diyagramı



Şekil 4. 6. GTÇ P-v diyagramı

Şekil 4.2’de gösterilen TBC’nin aşamaları Şekil 4.7’de psikrometrik diyagram üzerinde gösterilmektedir. 1 noktasında ortam koşullarında kompresöre giren havanın sıkıştırılması ile hava 2 noktasına kadar sabit bağıl nem değerinde ısınmaktadır. 2 noktasında kompresörden ısınarak çıkan hava, ısı değiştiricisinde fan yardımı ile oluşturulan zorlanmış akış ile birlikte ortam koşullarına yakın bir değere kadar soğutularak sabit bağıl nem değerinde 3 noktasına gelmektedir. Sonrasında türbinden geçen hava genişleme sırasında öncelikle yaş termometre sıcaklığına kadar sabit bağıl nem değerinde daha sonra ise %100 bağıl nem hattı boyunca 4 noktasına gelene kadar doyma eğrisi boyunca soğumaktadır. (Şekil 4.7’de bu proses kodda eğri olarak gösterilemediği için bu şekilde verilmiştir.) Bu aşamada bir miktar su buharının yoğuştuğu görülmektedir. 4 noktasında türbinden çıkan hava, su seperatöründen geçerek sabit sıcaklıkta ve bağıl nem değeri sıfırlanmış şekilde 5 noktasına gelmektedir. Ortam havasının TBC’nden geçirilmesi ile içerisindeki su buharı tamamen alınmış ve soğumuş hava elde edilmektedir.



Şekil 4. 7. TBC'nin psikrometrik diyagramda gösterimi

4.3.1. Gaz türbini çevriminin modellenmesi

Şekil 4.1'te verilmiş olan gaz türbini çevriminde termal verim Eş. 4.1'deki formül yardımı ile bulunabilmektedir.

$$\eta_{thermal,GT} = \frac{\dot{W}_{net,GT}}{\dot{Q}_h} = \frac{\dot{W}_{turbin,GT} - \dot{W}_{kompresör,GT}}{\dot{Q}_h} \quad (4.1)$$

Tersinmez bir gaz türbini çevriminde Şekil 4.1'te gösterilen 5-6 ve 7-8 adımları tersinmez, 6-7 adımı ise izobarik olarak gerçekleşmektedir. Bununla beraber 5-6s ve 7-8s adımları ideal bir çevrimde izentropik olarak gerçekleşmektedir. 5-6s ve 7-8s adımları için Eş. 4.2'deki formül kullanılarak basınç oranı (r_p) ve özgül ısı oranına (k) bağlı olarak adımların sıcaklıkları arasında geçiş yapılabilir.

$$\frac{T_{6s}}{T_5} = \frac{T_7}{T_{8s}} = \left[\frac{P_6}{P_5} \right]^{(k-1)/k} = r_p^{(k-1)/k} \quad (4.2)$$

Gaz türbini kompresöründe nemli havanın sıkıştırılabilmesi için gereken mekanik güç Eş. 4.3 yardımı ile hesaplanabilmektedir. Burada $\dot{m}_v = \dot{m}_a \omega_5$ eşitliği kullanılarak havanın içerisinde bulunan su buharının kütleli debisi bulunabilmektedir.

$$\dot{W}_{\text{kompresör},GT} = \dot{m}_a c_{pa} (T_6 - T_5) + \dot{m}_v (h_{6,w} - h_{5,w}) \quad (4.3)$$

Gaz türbini kompresöründe gerçekleşen izentropik sıkıştırmanın verim ifadesi Eş. 4.4 yardımı ile elde edilebilmektedir. Eş. 4.2 ve Eş. 4.4 kullanılarak kompresörden çıkan havanın sıcaklığı (T_6), kompresör giriş havası sıcaklığı (T_5) ve basınç oranına (r_p) bağlı olarak Eş. 4.5'teki gibi elde edilebilmektedir. Kompresörün izentropik verimi %88,7 olarak kabul edilmiştir.

$$\eta_{\text{komp}} = \frac{T_{6s} - T_5}{T_6 - T_5} \quad (4.4)$$

$$T_6 = T_5 \left[\frac{r_p^{(k-1)/k} - 1}{\eta_{\text{komp}}} + 1 \right] \quad (4.5)$$

Eş. 4.5, Eş. 4.3 içerisinde yazılıp gerekli işlemler yapıldığında kompresöre giren nemli havanın sıkıştırılması için gereken mekanik güç formülü Eş. 4.6'da görüldüğü gibi elde edilebilmektedir.

$$\dot{W}_{\text{kompresör},GT} = \dot{m}_a \left[c_{pa} \frac{T_5}{\eta_{\text{komp}}} (r_p^{(k-1)/k} - 1) + \omega_5 (h_{6,w} - h_{5,w}) \right] \quad (4.6)$$

Eş. 4.6'da kullanılan c_{pa} , ω_5 , $h_{5,w}$, $h_{6,w}$ değerleri EES paket programı kullanılarak hesaplanmıştır.

Gaz türbini çevriminde yanma odasında meydana gelen, sıkıştırılmış hava ile yakılan yakıtın ortaya çıkarmış olduğu yani sisteme giren ısı güç Eş. 4.7 yardımı ile hesaplanabilmektedir. Burada yanma gazlarının ideal gaz olduğu kabul edilmiştir.

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_f NCV = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) c_{pg} T_7 - \dot{m}_a c_{pa} T_6 + \dot{m}_v (h_{7,w} - h_{6,w}) \quad (4.7)$$

Türbin giriş sıcaklığı olan T_7 , Eş. 4.5'e göre yazıldığında ve Eş. 4.7 düzenlendiğinde yanma odasında sisteme verilen birim zamandaki ısı miktarı Eş. 4.8'deki hali ile yazılabilmektedir.

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_a T_5 \left[(1+f) c_{pg} \frac{T_7}{T_5} - c_{pg} \left(\frac{r_p^{(k-1)/k} - 1}{\eta_{komp}} + 1 \right) + \frac{\omega_5}{T_5} (h_{7,w} - h_{6,w}) \right] \quad (4.8)$$

Yakıt hava karışım oranını ifade eden f Eş. 4.9 (Alhazmy ve Najjar, 2004) yardımı ile bulunabilmektedir.

$$f = \frac{c_{pg}(T_7 - 298) - c_{pa}(T_6 - 298) + \omega_5(h_{7,w} - h_{6,w})}{NCV - c_{pg}(T_7 - 298)} \quad (4.9)$$

Gaz özgül ısısını ifade eden c_{pg} Eş. 4.10 (Çengel ve Boles, 2011) yardımı ile bulunabilmektedir.

$$c_{pg} = (28.11 + 0.1967 \times 10^{-2} T + 0.4802 \times 10^{-5} T^2 - 1.966 \times 10^{-9} T) \quad (4.10)$$

Potansiyel ve kinetik enerjileri ihmal ederek, termodinamiğin birinci kanunu türbin için uygulandığında Eş. 4.11 elde edilebilmektedir. Burada $\dot{m}_t$ türbine giren hava, yanma gazları ve su buharının oluşturduğu gazların toplam kütleli debisini ifade etmektedir.

$$\dot{W}_{türbin,GT,s} = \dot{m}_t c_{pg} (T_7 - T_{8s}) \quad (4.11)$$

$$\dot{m}_t = \dot{m}_a + \dot{m}_v + \dot{m}_f = \dot{m}_a (1 + \omega_5 + f) \quad (4.12)$$

Türbin çıkış sıcaklığı olan T_{8s} Eş. 4.2'den elde edilerek ve türbine giren gazların toplam kütleli debisi olan $\dot{m}_t$ Eş. 4.12'ten elde edilerek Eş. 4.11 içerisinde düzenlendiğinde Eş. 4.13 elde edilebilmektedir. Türbinin izentropik verimi %90,5 olarak kabul edilmiştir.

$$\dot{W}_{türbin,GT} = \left[\dot{m}_a (1 + \omega_5 + f) c_{pg} \eta_{türbin} T_7 \left(1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}} \right) \right] \quad (4.13)$$

4.3.2. Ters Brayton çevriminin modellenmesi

Şekil 4. 2’de akış diyagramı verilmiş olan Ters Brayton çevriminde kullanılan kompresörün nemli havayı sıkıştırması için gereken mekanik güç Eş. 4.14 yardımı ile bulunabilmektedir.

$$\dot{W}_{kompresör,TBÇ} = \dot{m}_a \left[c_{pa} \frac{T_1}{\eta_{komp}} \left(r_p^{(k-1)/k} - 1 \right) + \omega_1 (h_{2,w} - h_{1,w}) \right] \quad (4.14)$$

Ters Brayton çevriminde kompresörden çıkan havanın soğutulması gerektiğinden, bu soğutma işleminin gerçekleşmesi için kompresörden çıkan hava ısı değiştiricisine gönderilmektedir. Isı değiştiricisinde havanın soğutulması için oluşturulan zorlanmış akış fan vasıtası ile oluşturulmaktadır. Fan tarafından ısı değiştiricisine gönderilen havanın ısı değiştiricisi giriş-çıkış sıcaklıkları arasında 40°C’lik fark olduğu ve kütleli debisinin kompresöre giren havanın kütleli debisinin 3 katı olduğu kabul edilmektedir. Isı değiştiricisinde birim zamanda atılan ısı miktarı Eş. 4.15 yardımı ile bulunabilmektedir.

$$\dot{Q}_{ID} = UAx(T_{R_2} - T_{R_1}) \quad (4.15)$$

Isı değiştiricisinde gerekli ısı transferinin sağlanması amacıyla yüksek bir debi ihtiyacı olduğundan soğutucu hava için zorlanmış bir akış oluşturulması gerekmektedir. Bu zorlanmış akışı sağlanmasında gerekli olan fan gücü Eş. 4.16 yardımı ile bulunabilmektedir.

$$\dot{W}_{fan} = \dot{V}_R x (\Delta P_{R1,R0}) \quad (4.16)$$

Isı değiştiricisinden geçen havanın türbinde genişlemesi sonucu elde edilecek mekanik güç Eş. 4.17 yardımı ile bulunabilmektedir.

$$\dot{W}_{türbin,TBÇ} = \left[\dot{m}_a (1 + \omega) c_{pa} \eta_{türbin} T_3 \left(1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}} \right) \right] \quad (4.17)$$

Ters Brayton çevriminde kompresörden çıkan sıkıştırılmış havanın ısı değiştiricisinde soğutulması nedeni ile türbinde havanın genişlemesi sonucu elde edilen güç miktarı, havanın kompresörde sıkıştırılması için gereken güç miktarından az olacaktır. Türbin ile aynı şafta

bağlı olarak çalışan kompresör gerekli gücün tamamını türbinden sağlayamayacağından dolayı ilave olarak bir elektrik motoruna ihtiyaç duyulmaktadır. Gerekli olan elektrik motoru gücü Eş. 4.18 yardımı ile bulunabilmektedir. Elektrik motorunun verimi %93 olarak kabul edilmiştir.

$$\dot{W}_{el} = (\dot{W}_{komp} - \dot{W}_{türbin}) / \eta_{el} \quad (4.18)$$

Ters Brayton çevriminde türbinden çıkan hava, su separatöründen geçirilerek havada bulunan su buharı sistemden uzaklaştırılmaktadır. Sistemden uzaklaştırılan su miktarı çok az olduğundan dolayı bu değer ihmal edilmiştir.

Bu aşamadan sonraki işlemler gaz türbini çevriminin analizinde anlatıldığı gibi devam etmektedir.

$$\dot{W}_{net,TBÇ} = \dot{W}_{türbin,TBÇ} - (\dot{W}_{kompresör,TBÇ} + \dot{W}_{fan} + \dot{W}_{el}) \quad (4.19)$$

Elde edilen sonuçların daha anlaşılır şekilde yorumlanması için Eş. 4.20’de birimsiz olarak güç kazanım oranı (GKO) tanımlanmıştır.

$$GKO = \frac{\dot{W}_{net,soğutmalı} - \dot{W}_{net,soğutmasız}}{\dot{W}_{net,soğutmalı}} \times 100 \quad (4.20)$$

$$\dot{W}_{net,soğutmalı} = \left(\dot{W}_{türbin,TBÇ} + \dot{W}_{türbin,GT} - \dot{W}_{komp,TBÇ} - \dot{W}_{komp,GT} - \dot{W}_{fan} - \dot{W}_{el} \right) \quad (4.21)$$

$$\dot{W}_{net,soğutmasız} = \dot{W}_{türbin,GT} - \dot{W}_{komp,GT} \quad (4.22)$$

Güç kazanım oranı ile beraber termal verimdeki değişim de önemli bir parametre olarak karşımıza çıkmaktadır. Bu nedenle Eş. 4.23’te termal verim değişimi (TVD) sonuçların daha anlaşılır yorumlanabilmesi için birimsiz olarak tanımlanmıştır.

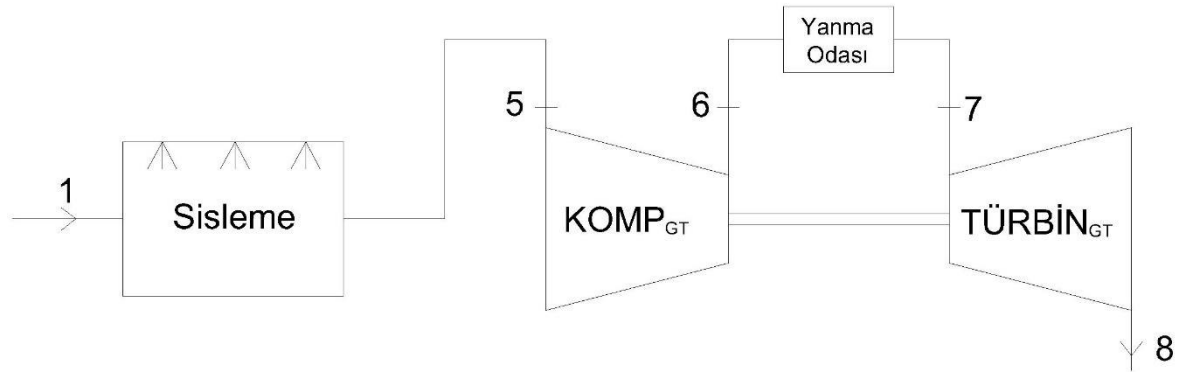
$$TVD = \frac{\eta_{termal,soğutmalı} - \eta_{termal,soğutmasız}}{\eta_{termal,soğutmalı}} \times 100 \quad (4.23)$$

$$\eta_{thermal,soğutmalı} = \left(\frac{\dot{W}_{türbin,TBÇ} + \dot{W}_{türbin,GT} - \dot{W}_{kompresör,TBÇ}}{-\dot{W}_{kompresör,GT} - \dot{W}_{fan} - \dot{W}_{el}} \right) / \dot{Q}_h \quad (4.24)$$

$$\eta_{thermal,soğutmalı} = (\dot{W}_{türbin,GT} - \dot{W}_{kompresör,GT}) / \dot{Q}_h \quad (4.25)$$

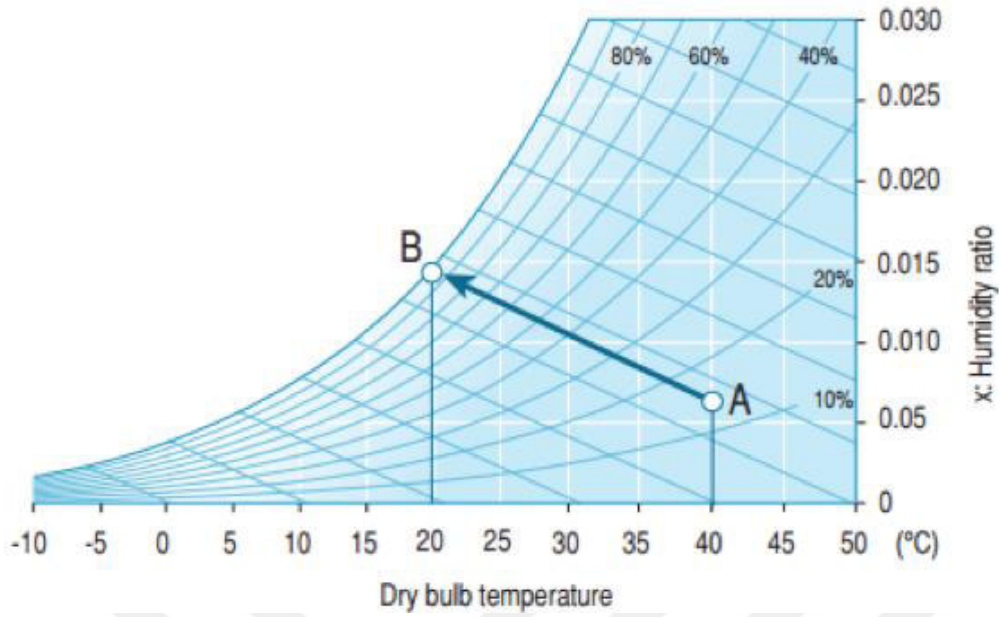
4.4. Sisleme Yöntemi İle Giriş Havaasının Soğutulması

Ters Brayton çevrimi ile giriş havaasının soğutulmasıyla elde edilen sonuçların başka bir yöntem ile karşılaştırılabilmesi için aynı gaz türbini çevriminin giriş havaasının soğutulması sisleme yöntemi ile de analiz edilmiştir (Şekil 4. 8). Çevrim performansı üzerinde etki gösteren basınç oranı, sıcaklık ve bağıl nem parametrelerinin etkileri sisleme yöntemi için de incelenmiştir.



Şekil 4. 8. Sisleme ile soğutma sistemi entegre edilmiş GTÇ şeması

İdeal şartlar altında, sisleme yöntemi ile giriş havaası en fazla yaş termometre sıcaklığına kadar soğutulabilmektedir. Bu çalışmada sisleme prosesinin ideal koşullar altında gerçekleştiği kabul edilerek, soğuma işleminin %100 bağıl neme ulaşana kadar yani yaş termometre sıcaklığına ulaşana kadar devam ettiği kabul edilmiştir (Ehyaei, Mozafari and Alibiglou, 2011). Giriş havaasının sislenmesi sırasında gerçekleşen soğuma prosesi psikrometrik diyagram üzerinde gösterilmiştir (Şekil 4. 9).



Şekil 4. 9. Sisleme yöntemi ile soğutma prosesinin psikrometrik diyagramda gösterimi (İnternet 5)

Sisleme sonrası yaş termometre sıcaklığı ve bağıl nem değeri EES paket programı yardımıyla bulunmuştur. Atmosfer koşullarında bulunan havanın sisleme esnasında yaş termometre sıcaklığına kadar soğutulmuş ve %100 bağıl neme sahip olarak kompresöre gönderilmesi sonrası yapılacak hesaplamalar Eş. 4.1 ile Eş. 4.13 arasında verilmiş olan gaz türbini çevriminin modellenmesi için kullanılan denklem setiyle hesaplanmaktadır.

4.5. Maliyet Analizi

Performans artışı amacı ile TBÇ entegre edilmiş GTÇ'nin, tek başına GTÇ'ne göre getirdiği mali yükü hesaplayabilmek için maliyet analizi yapılmıştır. Bu bölümde yapılan analiz basit bir ekonomik analizdir.

Sistemde kullanılan kompresörlerin yatırım maliyetleri Eş. 4.26 yardımı ile hesaplanabilmektedir (Entezari, Manizadeh ve Ahmadi, 2018).

$$Z_{Kompresör} = \frac{39,5 \dot{m}_a}{0,9 - \eta_{komp}} \times \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \times \ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \quad (4.26)$$

Sistemde kullanılan türbinlerin yatırım maliyetleri Eş. 4.27 yardımı ile hesaplanabilmektedir (Entezari vd., 2018).

$$Z_{Türbin} = \dot{W}_{türbin} x [1318,5 - 98,328 x \ln(\dot{W}_{türbin})] \quad (4.27)$$

Sistemde kullanılan yanma odasının yatırım maliyeti Eş. 4.28 yardımı ile hesaplanabilmektedir (Entezari vd., 2018).

$$Z_{YanmaOdası} = \frac{46,08 x \dot{m}_a}{0,995 - \frac{P_7}{P_6}} x [1 + \exp(0,018 x T_7 - 26,4)] \quad (4.28)$$

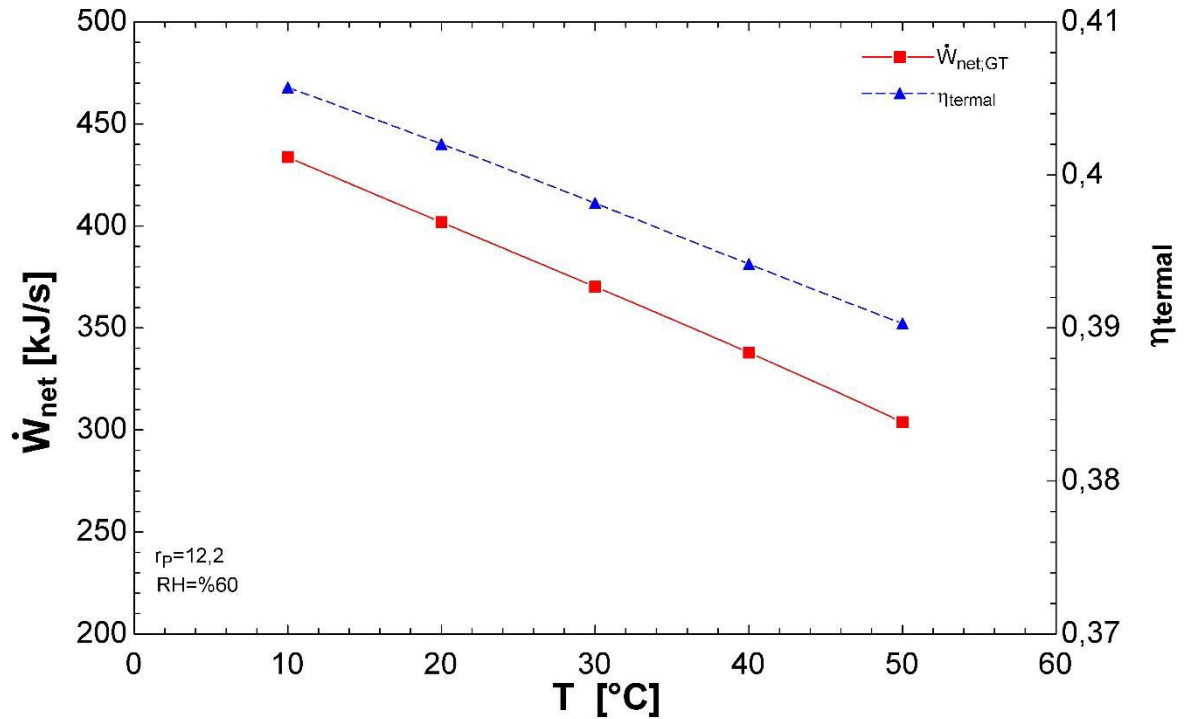
Sistemde kullanılan ısı değiştiricisinin yatırım maliyetleri Eş. 4.29 yardımı ile hesaplanabilmektedir (Entezari vd., 2018). Burada A ısı değiştiricisi yüzey alanını ifade etmektedir.

$$Z_{ID} = 2290 x (A)^{0,6} \quad (4.29)$$

5. BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu çalışmada, açık tip gaz türbini çevrimi giriş havasının Ters Brayton çevrimi yardımı ile soğutulması sonucu meydana gelen, elde edilen net güçteki değişim ve termal verim değişimi analiz edilmiştir. Ayrıca, Ters Brayton çevriminin etkisinin başka soğutma yöntemleri ile karşılaştırmasını görmek amacı ile sisleme yöntemi ile giriş havasının soğutulması analiz edilmiştir. Gaz türbini çevriminin performansı üzerinde etkili olan kompresör giriş havası sıcaklığı, kompresör giriş havası bağıl nemi ve basınç oranı parametrelerinin etkileri ele alınarak, çevrimde meydana gelen elde edilen net güçte ve sistemin termal verimde meydana gelen değişimler incelenmiştir. Tek başına çalışan GTÇ, kompresör giriş havası TBC ile soğutulmuş GTÇ ve kompresör giriş havası sisleme ile soğutulmuş GTÇ karşılaştırılmıştır.

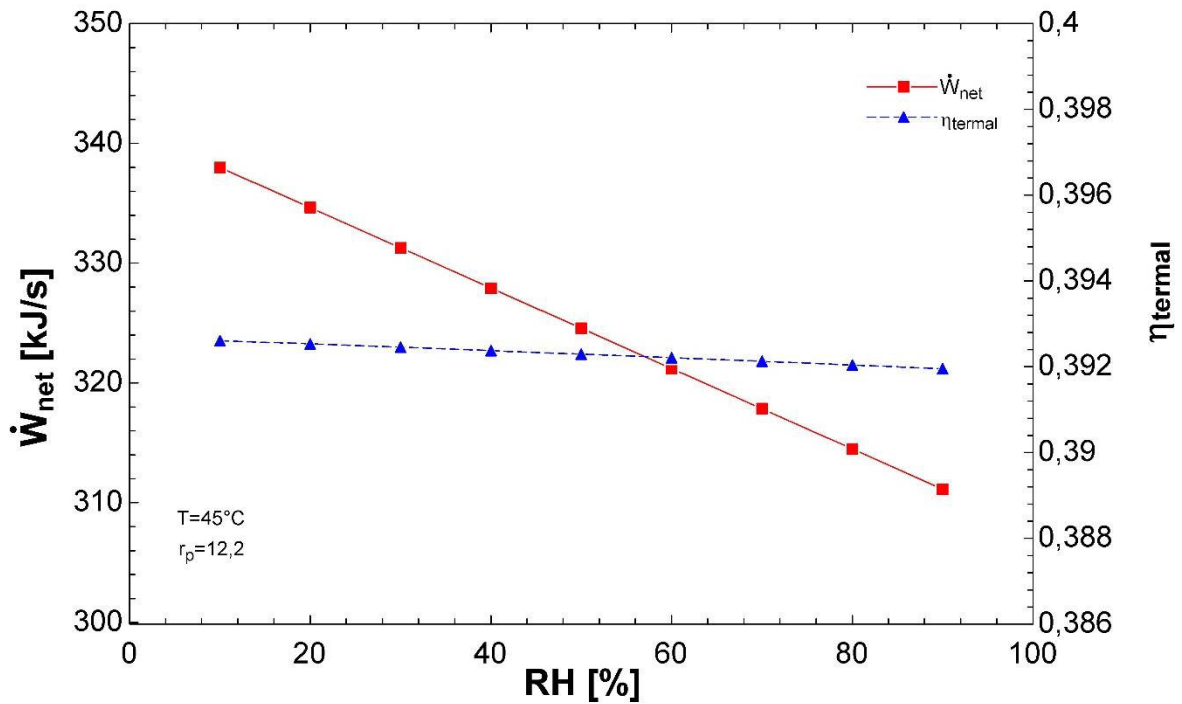
Tek başına GTÇ’nde dış ortamın bağıl nemi %60 ve çevrimin basınç oranı 12,2 kabul edilerek, kompresör giriş havası sıcaklığının çevrimden elde edilen net güç ve termal verim üzerindeki etkisi hesaplanmış ve elde edilen sonuçlar Şekil 5.1’te gösterilmektedir.



Şekil 5. 1. Kompresör giriş havası sıcaklığının tek başına GTÇ’nin net güç ve termal verimine etkisi.

Kompresör giriş havası sıcaklığının artmasıyla birlikte çevrimden elde edilen net gücün ve termal verimin azaldığı görülmektedir. Meydana gelen her 10°C'lik sıcaklık artışında çevrimden elde edilen net gücün %7,4 ile %10,1 arasında azaldığı görülmektedir. Bunun yanında termal verimde meydana gelen azalma her 10°C'lik artış için %1 civarında olmaktadır.

Tek başına GTÇ'nde dış ortam sıcaklığı 45°C ve çevrimin basınç oranı 12,2 kabul edilerek giriş havası bağıl neminin çevrimden elde edilen net güç ve çevrimin termal verimi üzerindeki etkisi hesaplanmış ve elde sonuçlar Şekil 5.2'de gösterilmektedir.

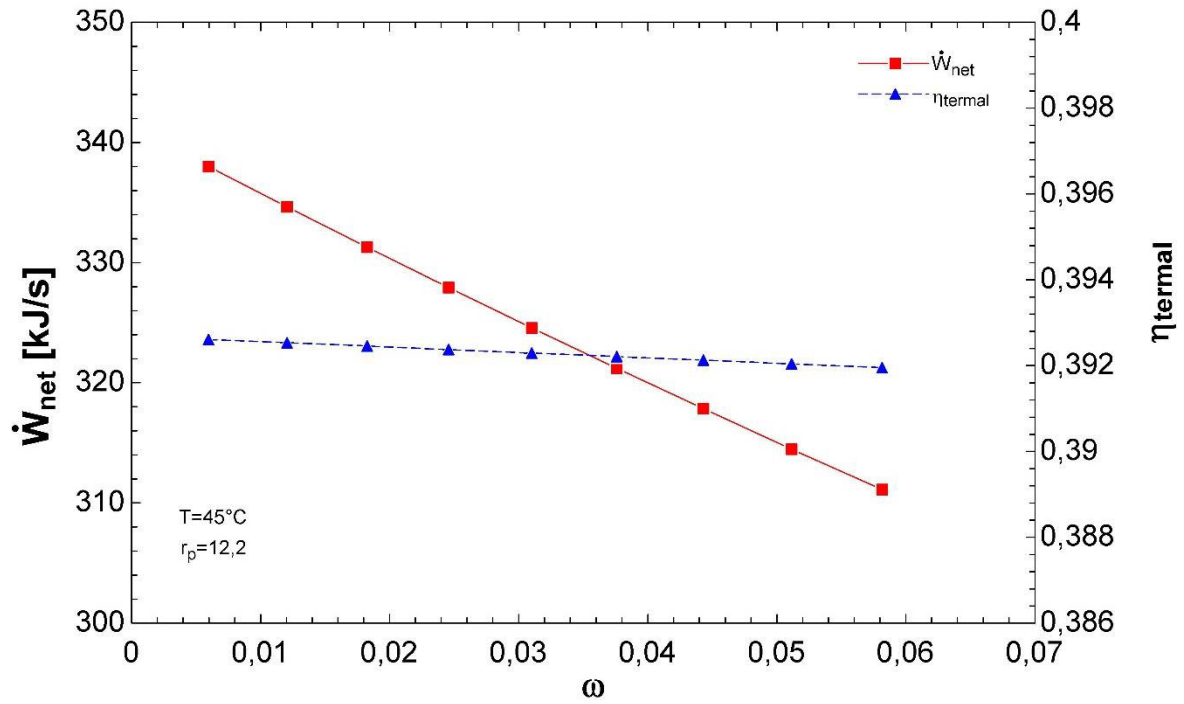


Şekil 5. 2. Kompresör giriş havası bağıl neminin tek başına GTÇ'nin net güç ve termal verimine olan etkisi

Açık tip gaz türbini çevriminde kompresör giriş havasının bağıl nemi ile çevrimden elde edilen net güç arasında ters orantılı bir bağlantı olduğu görülmektedir. Yani kompresör giriş havasının bağıl nemi arttıkça çevrimden elde edilen net güç değerinin azaldığı görülmektedir. Bu durumun başlıca sebebi; bağıl nem oranının artmasıyla beraber kompresörde hava ve su buharının sıkıştırılması için harcanan gücün artmasıdır. Kompresörde sıkıştırma işlemi için gereken güç artış gösterirken, türbinden elde edilen güç bu artış miktarını karşılamamaktadır. Bunun yanında çevrimin termal veriminde bir azalma

olduğu görülmektedir. Bağıl nem değeri %10'dan %90'a çıktığında meydana gelen termal verimdeki değişim yaklaşık olarak %1,9 olmaktadır.

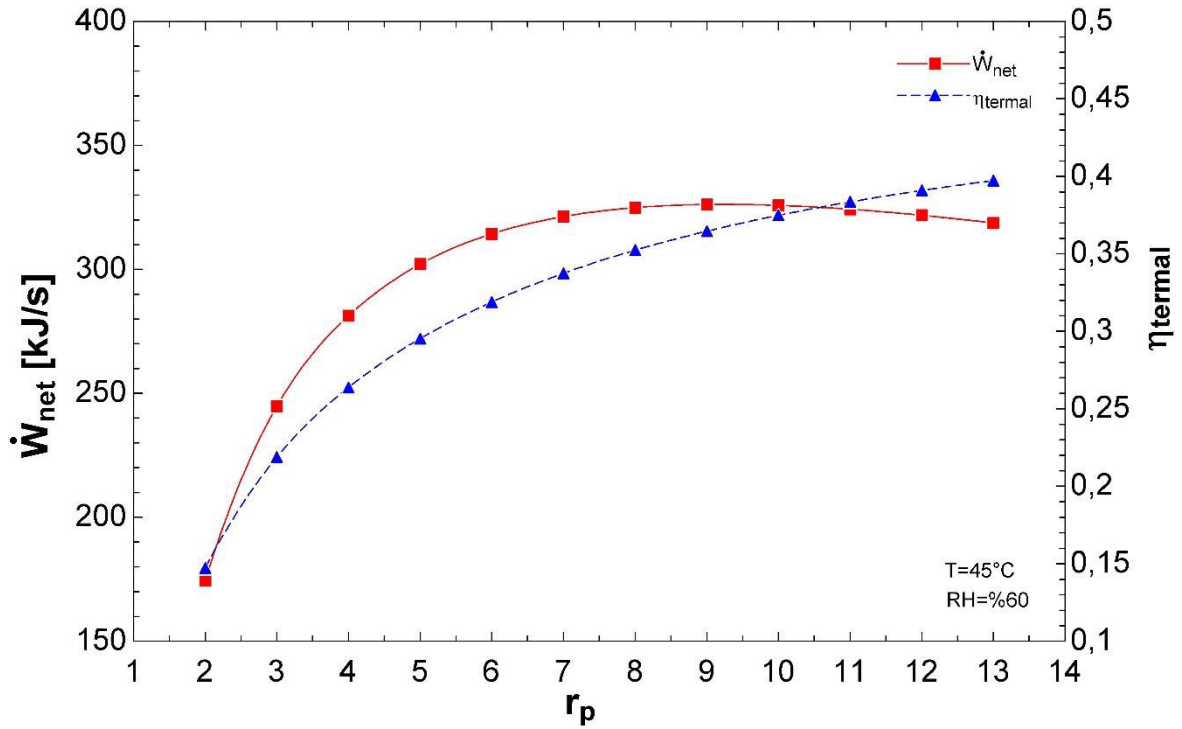
Tek başına GTÇ'nde dış ortam sıcaklığı 45°C ve çevrimin basınç oranı 12,2 kabul edilerek giriş havasının özgül nem değerinin çevrimden elde edilen net güç ve çevrimin termal verimi üzerindeki etkisi hesaplanmış ve elde sonuçlar Şekil 5.3'te gösterilmektedir.



Şekil 5. 3. Kompresör giriş havası özgül nem değerinin tek başına GTÇ'nin net güç ve termal verimine olan etkisi

Şekil 5.2'de bağıl nem artışı ile net güç ve termal verimde meydana gelen azalma, Şekil 5.3'te de görüldüğü üzere özgül nem değerinin artması ile de yaşanmaktadır. Sabit sıcaklık altında bağıl nem değerinin artışı ile özgül nem değerinin de artıyor olması nedeniyle, elde edilen sonuçlara göre oluşturulan grafiklerin aynı çıkması beklenen bir durumdur. Bu nedenle sonraki grafiklerde sadece bağıl neme bağlı grafiklerin incelenmesi yeterli olacaktır.

Tek başına GTÇ'nde dış ortamın bağıl nemi %60 ve dış ortam sıcaklığı 45°C olarak kabul edilerek, basınç oranının çevrimden elde edilen net güç ver termal verim üzerindeki etkisi hesaplanmış ve elde edilen sonuçlar Şekil 5.4'te gösterilmektedir.

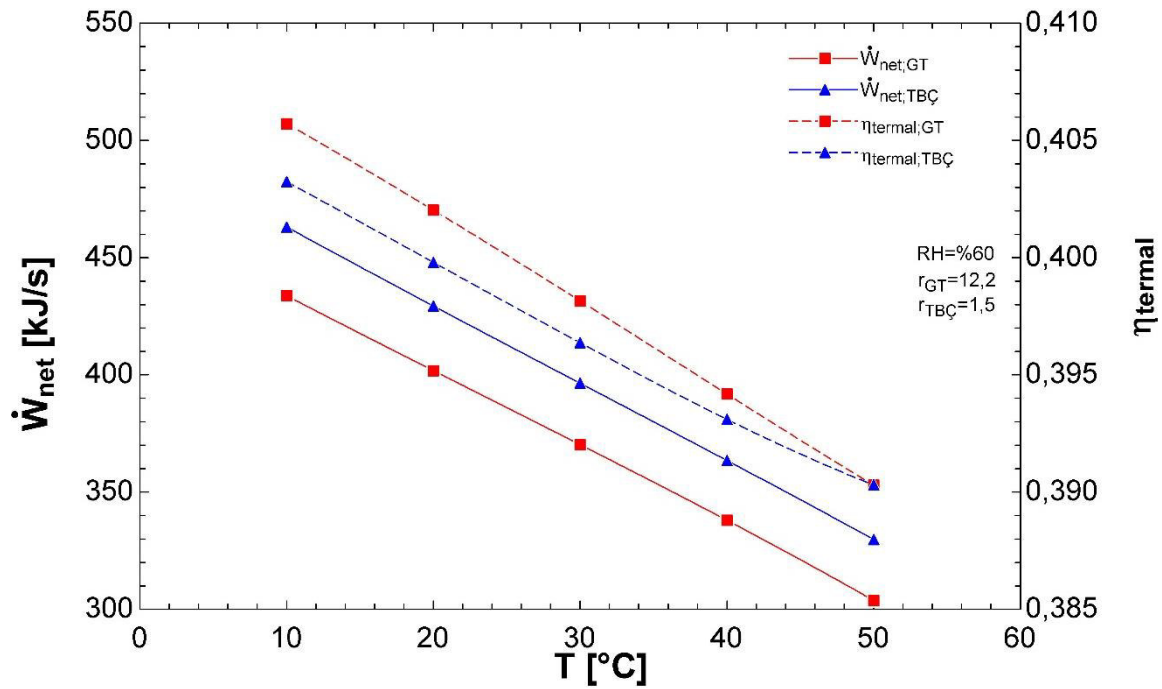


Şekil 5. 4. Farklı basınç oranlarının tek başına GTÇ'nin net güç ve termal verimine olan etkisi

Tek başına GTÇ'inde basınç oranı arttıkça termal verimin doğrusal olmayan bir şekilde arttığı görülmektedir. Bunun yanında basınç oranının artması ile çevrimden elde edilen net güç azalarak artmaktadır ve belirli bir noktadan sonra bir miktar azalma göstermektedir. Kullanılan türbin ve kompresöre göre optimizasyon yapılması gerektiği Şekil 5.4'te açıkça görülmektedir. Elde edilen maksimum net güç noktasına kadar artışın çok fazla olduğu ve tepe noktasından sonra meydana gelen azalışın görece daha az olduğu Şekil 5.4'te görülmektedir.

Açık tip GTÇ'nin kompresör giriş havasının soğutulması için çevrime TBC entegre edilerek analizler yapılmıştır. Açık tip GTÇ'nde olduğu gibi TBC entegre edilmiş GTÇ'nde de kompresör giriş havasının sıcaklığı, kompresör giriş havasının bağıl nemi ve çevrimin basınç oranı çevrimden elde edilen net güç ve termal verim üzerinde etkili olan temel parametrelerdir.

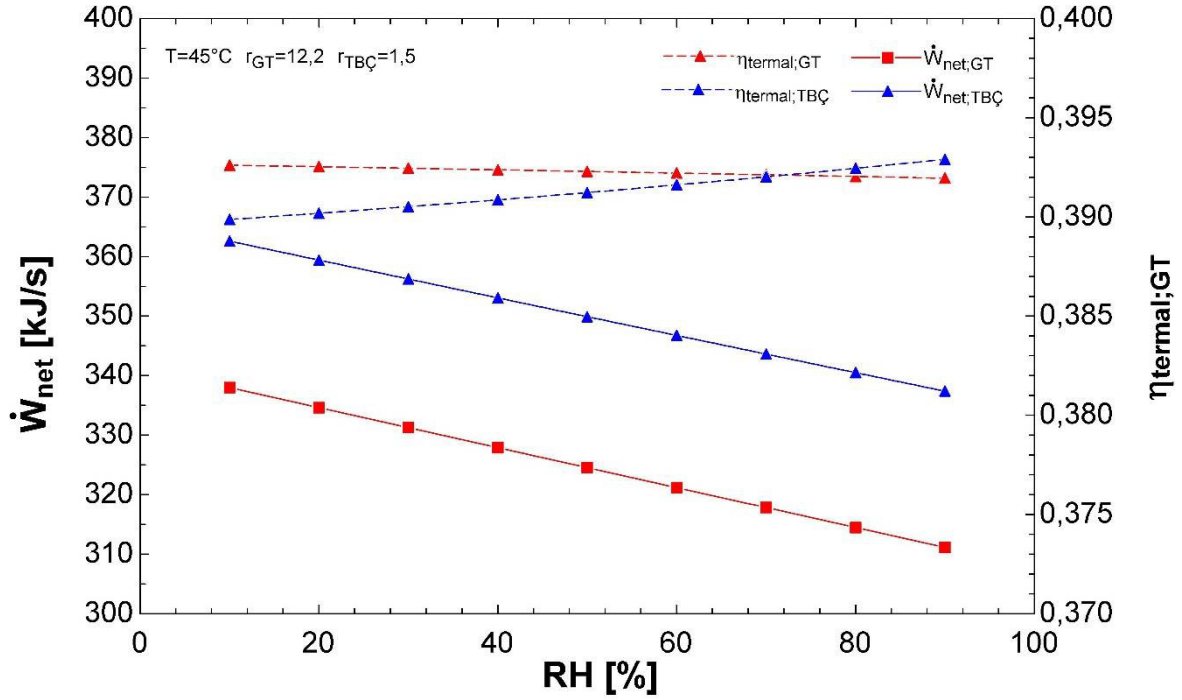
TBC entegre edilmiş GTÇ'nin bağıl nemi %60, GTÇ'nin basınç oranı 12,2 ve TBC'nin basınç oranı 1,5 olacak şekilde farklı giriş havası sıcaklıkları için elde edilen net güç ve termal verim değerleri hesaplanmış ve elde edilen sonuçlar Şekil 5. 5'te gösterilmektedir



Şekil 5. 5. Ortam sıcaklığının TBC entegre edilmiş GTÇ'nin net güç ve termal verimi üzerindeki etkisi

Ortam sıcaklık değerinin artmasıyla birlikte tek başına GTÇ'de olduğu gibi TBC entegre edilmiş GTÇ'nde de net güç ve termal verimde azalma meydana geldiği Şekil 5.5'te görülmektedir. Ancak, sıcaklığın artmasıyla TBC entegre edilmiş GTÇ'nde meydana gelen azalma, tek başına GTÇ'nde meydana gelen azalmadan daha düşük olmaktadır. TBC entegre edilmiş GTÇ'nden elde edilen net güç ile tek başına GTÇ'nden elde edilen net güç arasındaki fark, daha düşük sıcaklıklarda %6,7 civarında olurken daha yüksek sıcaklıklardaki %8,5 civarına çıkmaktadır. Bu durum ortam sıcaklığı arttıkça TBC entegre edilmiş GTÇ'nden elde edilen net güç ile tek başına GTÇ'nden elde net güç arasında farkın arttığı sonucunu göstermektedir. Sıcaklık artışı ile net gücün azaldığı görülse de tek başına GTÇ'ne göre daha fazla net güç elde edilmektedir. Sıcaklık artışı ile birlikte termal verimlerin de azaldığı ancak TBC entegre edilmiş GTÇ'nde meydana gelen azalmanın tek başına GTÇ'nde meydana gelen azalmadan daha az olduğu Şekil 5.5'te görülmektedir.

TBC entegre edilmiş GTÇ'nde dış ortam sıcaklığı 45°C, GTÇ basınç oranı 12,2 ve TBC basınç oranı 1,5 olarak giriş havası bağıl neminin farklı değerleri için elde edilen net güç ve termal verim hesaplanmış ve elde edilen sonuçlar Şekil 5. 6'da gösterilmektedir.

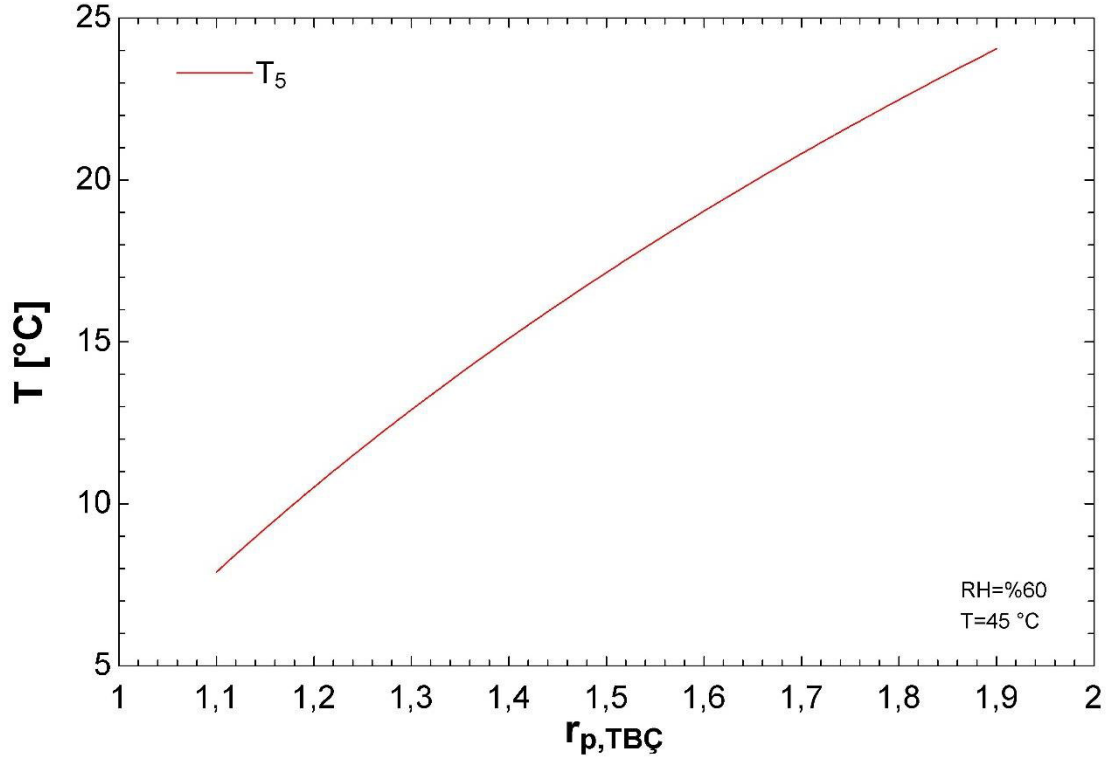


Şekil 5. 6. Ortam bağıl neminin TBC entegre edilmiş GTÇ'nin net güç ve termal verimi üzerindeki etkisi

Ortam bağıl neminin artması ile birlikte tek başına GTÇ'de olduğu gibi TBC entegre edilmiş GTÇ'nde de elde edilen net gücün azaldığı ancak bu azalmanın tek başına GTÇ'nde olduğundan daha az olduğu Şekil 5.6'da görülmektedir. Ayrıca ortamın bağıl neminin arttıkça TBC entegre edilmiş GTÇ'nden elde edilen net güç ile tek başına GTÇ'nden elde edilen net güç arasındaki farkın arttığı görülmektedir. Düşük bağıl nem değerlerinde elde edilen net güçler arasında fark %7,2 civarında iken yüksek bağıl nem değerlerine çıkıldıkça fark %8,5 civarına kadar artmaktadır. TBC entegre edilmiş GTÇ'nde elde edilen net gücün bağıl nem değeri ile ters orantılı olduğu görülse de tek başına GTÇ ile kıyaslandığında daha yüksek net güç edildiği görülmektedir. Tek başına GTÇ'nde termal verim bağıl nemin artması ile beraber çok az miktarda düşmektedir. TBC entegre edilmiş GTÇ'nde ise bağıl nemin artmasıyla birlikte bir artış yaşanmaktadır. Düşük bağıl nem değerlerinde TBC entegre edilmiş GTÇ'nin termal verimi tek başına GTÇ'nin termal verimine göre daha düşük olsa da yüksek bağıl nem değerlerinde daha yüksek termal verime sahip olmaktadır.

TBC entegre edilmiş GTÇ'nde, TBC ile havanın soğutulmasında önemli parametrelerden bir tanesi TBC basınç oranıdır. Dış ortam sıcaklığının 45°C ve ortam bağıl neminin %60 olduğu durumda TBC kompresöründe ve türbininde havanın sıkıştırılması ve genişletilmesi

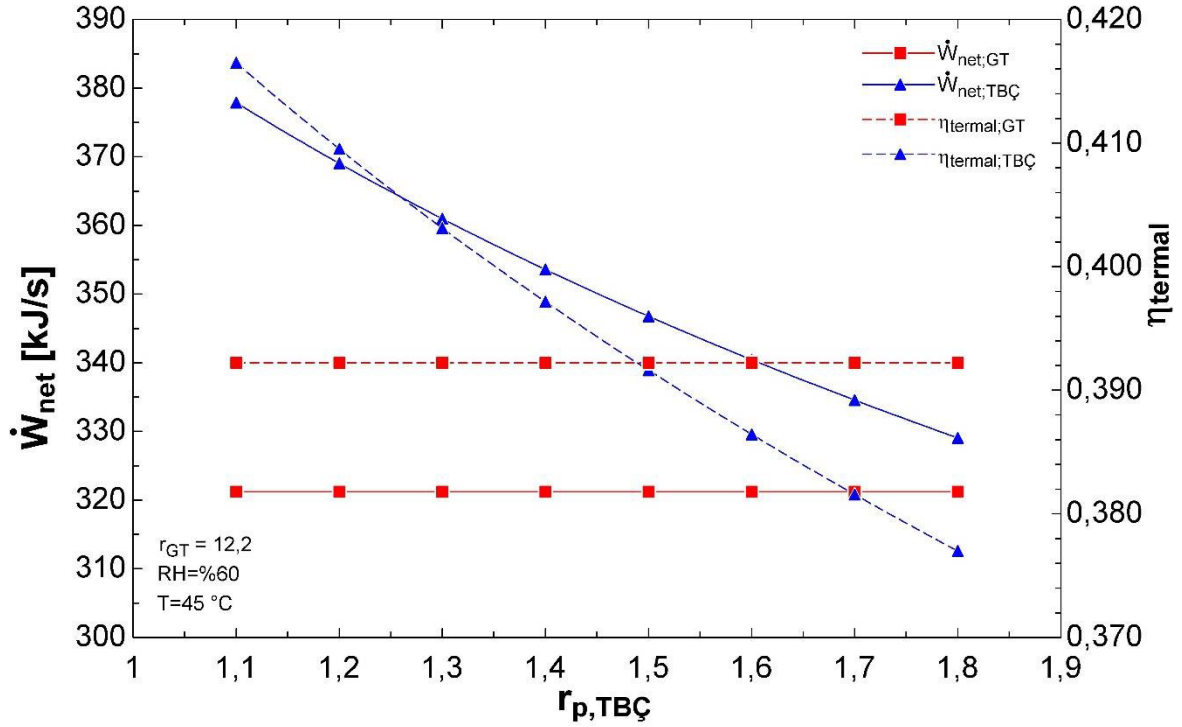
sırasında kullanılan farklı basınç oranlarının T_5 sıcaklığı (TBC entegre edilmiş GTÇ'nin kompresör giriş sıcaklığı) üzerindeki etkisi Şekil 5.7'de gösterilmiştir.



Şekil 5. 7. TBC basınç oranının T_5 sıcaklığı üzerindeki etkisi

Şekil 5.7'de görüldüğü üzere TBC'nin basınç oranı arttıkça T_5 sıcaklığı da artmaktadır. Kompresör ve türbinin izentropik verimlerinin birbirinden farklı olmasından ve ısı değiştiricisinde basınç kaybı meydana gelmesinden kaynaklı olarak; kompresörde meydana gelen sıcaklık artışı, türbinde meydana gelen sıcaklık düşüşünden fazla olmaktadır. Bu durum, TBC basınç oranı arttıkça T_5 sıcaklığının artmasına neden olmaktadır.

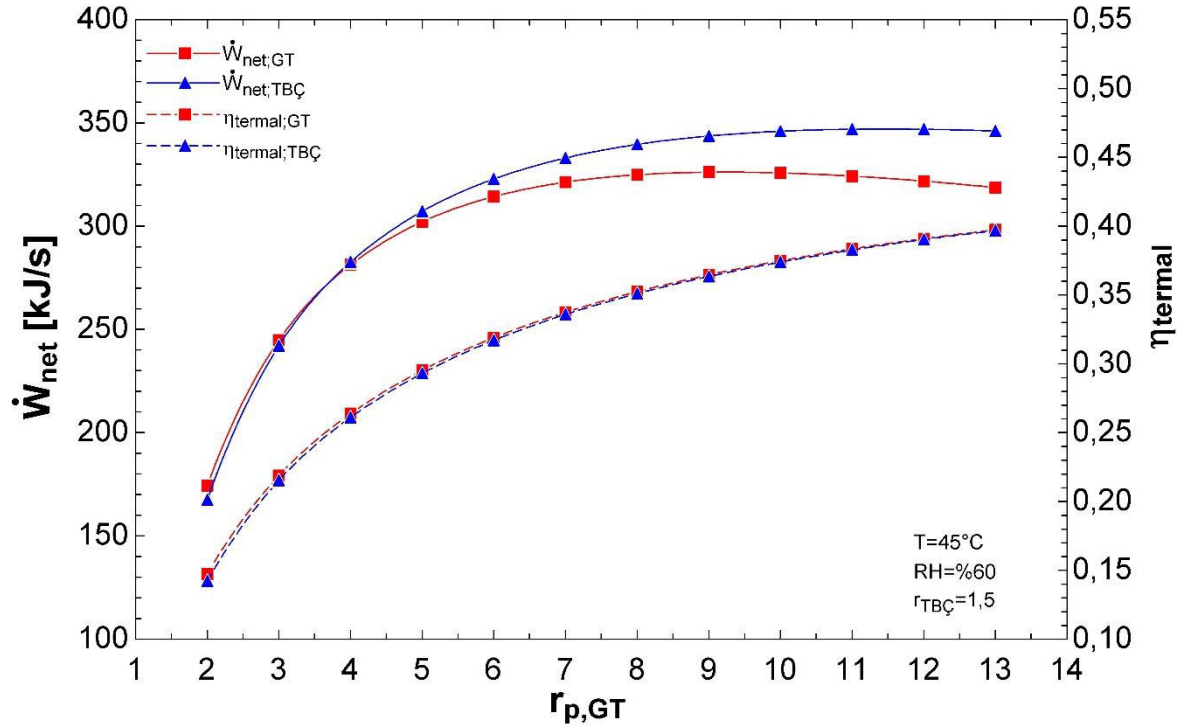
TBC entegre edilmiş GTÇ'nde dış ortam sıcaklığı 45°C, ortam bağıl nemi %60 ve GTÇ basınç oranı 12,2 olacak şekilde TBC basınç oranlarının farklı değerleri için hesaplamalar yapılarak elde edilen net güç ve termal verim üzerindeki etkisi Şekil 5.8'de gösterilmiştir.



Şekil 5. 8. TBC basınç oranının TBC entegre edilmiş GTÇ'nin net güç ve termal verimi üzerindeki etkisi

TBC'nin basınç oranı arttıkça elde edilen net güçte ve termal verimde azalma meydana geldiği görülmektedir. TBC'nde kompresörden çıkan havanın ısı değiştiricisinde soğutulması türbinden elde edilen gücü azaltmaktadır. Bu nedenle TBC'nin kompresöründe havanın sıkıştırılması için gereken güçteki yaşanan artış, türbinde elde edilen güç artışından fazla olmaktadır. Bunun yanında ortam havasının soğutulmasındaki en önemli aşama, TBC türbininde havanın genişletilmesidir. Buradaki basınç oranı ortadan kalktığında türbinde genişleme sağlanamayarak soğutma etkisinden yararlanılamayacaktır. TBC'nin basınç oranındaki artışın, elde edilen net gücü azaltması incelenirken Şekil 5.5'te gösterilen sıcaklıkta meydana gelen düşüşün elde edilen net güç artışına olan etkisi de göz önünde tutulmalıdır. TBC'nin basınç oranının artmasıyla birlikte termal verimde azalma meydana gelmektedir. Şekil 5.8'de de görüldüğü gibi TBC basınç oranının 1,5 olduğu durumda; TBC entegre edilmiş GTÇ'nin termal verimi ile tek başına GTÇ'nin termal verimi kesişmektedir. Bundan dolayı bu çalışmada TBC basınç oranı 1,5 olarak kullanılmıştır. Ayrıca; bu durum TBC basınç oranı seçilirken kullanılan GTÇ göz önüne alınarak bir optimizasyon çalışması yapılması gerektiğini göstermektedir.

TBÇ entegre edilmiş GTÇ'nde dış ortam sıcaklığı 45 °C, ortam bağıl nemi %60 ve TBÇ basınç oranı 1,5 olacak şekilde GTÇ basınç oranlarının farklı değerleri için hesaplamalar yapılarak elde edilen net güç ve termal verim üzerindeki etkisi Şekil 5. 9'da gösterilmiştir.



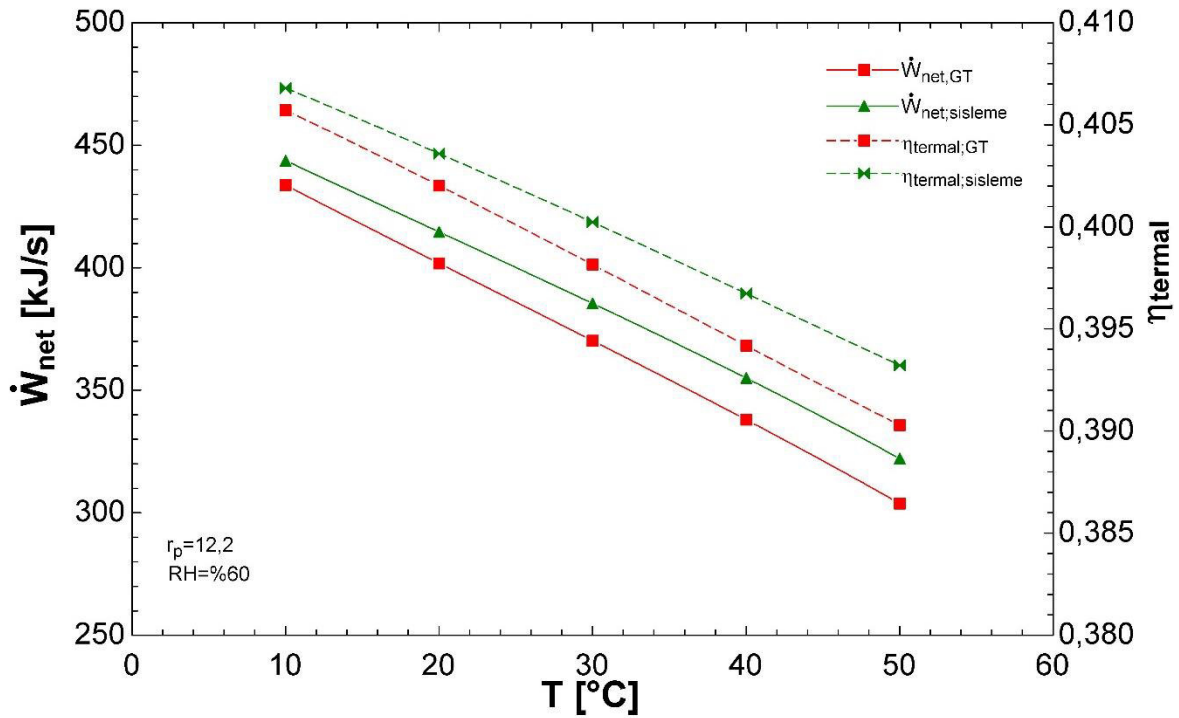
Şekil 5. 9. GTÇ basınç oranının TBÇ entegre edilmiş GTÇ'nin net güç ve termal verimi üzerindeki etkisi

TBÇ entegre edilmiş GTÇ termal veriminde, GTÇ basınç oranının artmasıyla doğrusal olmayan bir artış meydana geldiği Şekil 5.9'da görülmektedir. Ayrıca termal verim tek başına GTÇ'ne göre bütün basınç oranlarında %0,3 daha düşük olmaktadır. Bu fark ihmal edilecek düzeyde olduğundan termal verimde bir değişim meydana gelmediği söylenebilmektedir. GTÇ basınç oranının çok düşük olduğu değerlerde az da olsa tek başına GTÇ'de daha fazla net güç elde edilmektedir. Basınç oranının 4 olduğu noktadan sonra basınç oranında meydana gelen artışın sağlamış olduğu elde edilen net güçteki artış, TBÇ entegre edilmiş GTÇ'nde tek başına GTÇ'ne göre daha fazla olmaktadır. Basınç oranındaki artış sürekli bir net güç artışı sağlamıyor olsa da basınç oranı arttıkça TBÇ entegre edilmiş GTÇ'nde tek başına GTÇ'ne göre daha fazla net güç elde edilmektedir. Basınç oranının 5 olduğu durumda %1,7'lik bir güç artışı sağlanırken, basınç oranının 12 olduğu noktada %6,2'lik bir güç artışı sağlanmaktadır. Net güçte meydana gelen artışın belirli bir basınç

oranından sonra çok az artış sağlıyor olmasından dolayı basınç oranı seçiminde optimizasyon çalışması yapılması gerekmektedir.

Açık tip GTÇ'nin kompresör giriş havası sisleme yöntemi ile soğutulmuş analizler yapılmıştır. Sisleme yöntemi ile soğutulmuş GTÇ'nde ortam havasının sıcaklığı, ortam havasının bağıl nemi ve çevrimin basınç oranı çevrimden elde edilen net güç ve termal verim üzerinde etkili olan temel parametrelerdir.

Sisleme ile giriş havası soğutulmuş GTÇ'nde ortam havasının bağıl nemi %60 ve GTÇ'nin basınç oranı 12,2 olacak şekilde ortam havasının farklı sıcaklıkları için hesaplamalar yapılarak net güç ve termal verim değerleri üzerindeki etkisi Şekil 5.10'da gösterilmektedir.

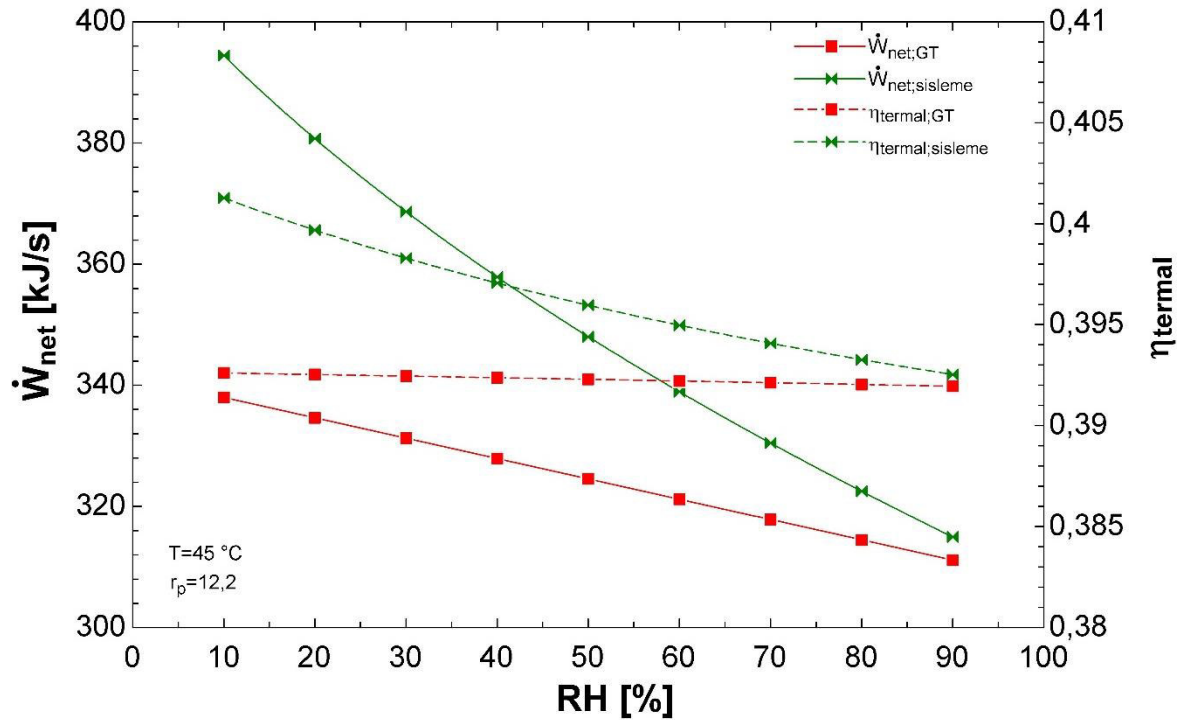


Şekil 5. 10. Ortam sıcaklığının sisleme ile soğutma sistemi entegre edilmiş GTÇ'nin net güç ve termal verimi üzerindeki etkisi

Ortam sıcaklığı arttıkça tek başına GTÇ'nde olduğu gibi sisleme ile giriş havası soğutulmuş GTÇ'nde de net gücün ve termal verimin azaldığı görülmektedir. Ancak sıcaklık artışı ile beraber meydana gelen net güçteki ve termal verimdeki azalış, sisleme ile giriş havası soğutulmuş GTÇ'nde, tek başına GTÇ'ne göre daha az olmaktadır. Ortam sıcaklığı 10°C

iken net güçler arasındaki fark %2,3 olurken, ortam sıcaklığı 50°C'ye geldiğinde net güçler arasındaki fark %6'ya kadar çıkmaktadır.

Sisleme ile giriş havası soğutulmuş GTÇ'inde ortam havasının sıcaklığı 45°C ve GTÇ'nin basınç oranı 12,2 olacak şekilde ortam havası bağıl neminin farklı değerleri için hesaplamalar yapılarak net güç ve termal verim değerleri üzerindeki etkisi Şekil 5.11'de gösterilmektedir.

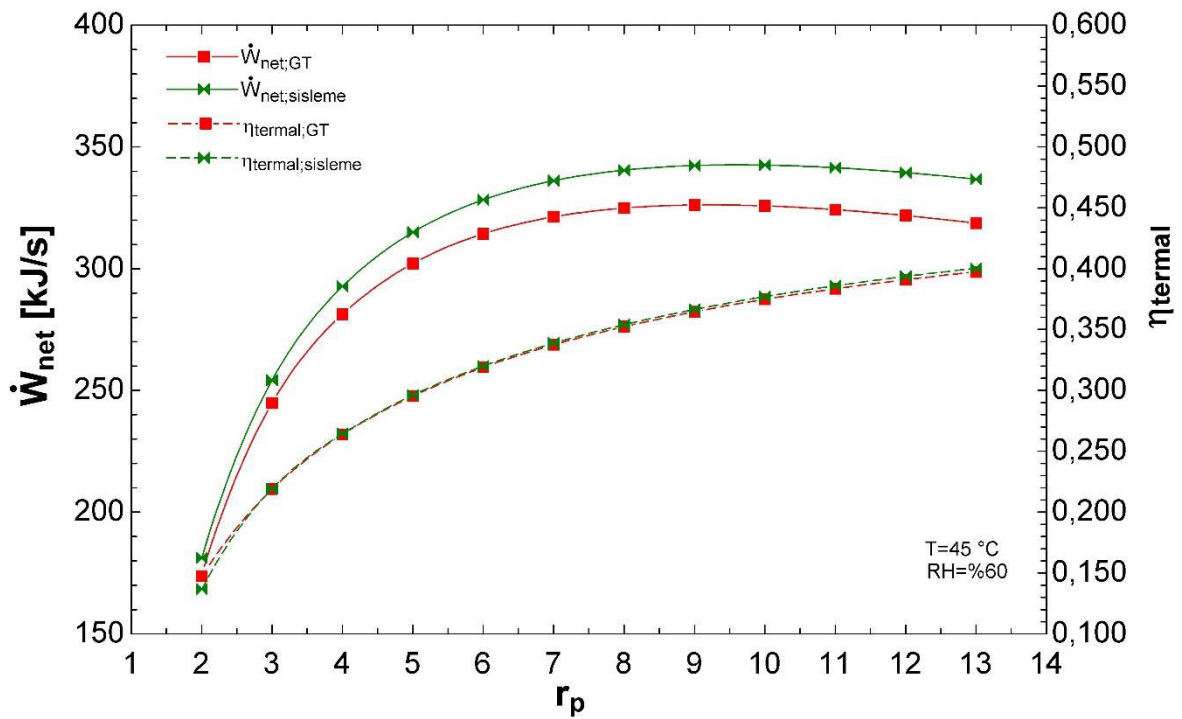


Şekil 5. 11. Ortam bağıl neminin sisleme ile soğutma sistemi entegre edilmiş GTÇ'nin net güç ve termal verimi üzerindeki etkisi

Sisleme ile giriş havası soğutulmuş GTÇ'inde ortam bağıl nemi arttıkça elde edilen net güçte ve termal verimde ciddi bir düşüş yaşandığı Şekil 5.11'de görülmektedir. Sisleme yönteminin temel prensibi giriş havasının bağıl nem değerini artırarak havanın soğutulmasına dayanmaktadır. Bu yöntemle havanın bağıl nemi en fazla %100'e getirilebilmektedir. Sisleme ile soğutma sisteminin yaş termometre sıcaklığı ile sınırlı olması ve aynı ortam sıcaklığında bağıl nem değeri düştükçe yaş termometre sıcaklığının da düşmesi sebebi ile düşük bağıl nem değerlerinde, hava daha düşük sıcaklarda kompresöre verilebilmektedir. Bu nedenle de bağıl nem değeri arttıkça elde edilen net güç azalarak tek başına GTÇ'nin elde ettiği net güç değerine yaklaşmaktadır. Ortam havasının bağıl nemi

%10 iken sisleme ile giriş havası soğutulmuş GTÇ'nde, tek başına GTÇ'ne göre %16,7 civarında net güç artışı olurken, ortam havasının bağıl nemi %90 olduğunda bu değer %1,2'ye kadar düşmektedir.

Sisleme ile giriş havası soğutulmuş GTÇ'inde ortam havasının sıcaklığı 45°C ve ortam havasının bağıl nemi %60 olacak şekilde GTÇ basınç oranlarının farklı değerleri için hesaplamalar yapılarak net güç ve termal verim değerleri üzerindeki etkisi Şekil 5.12'de gösterilmektedir.

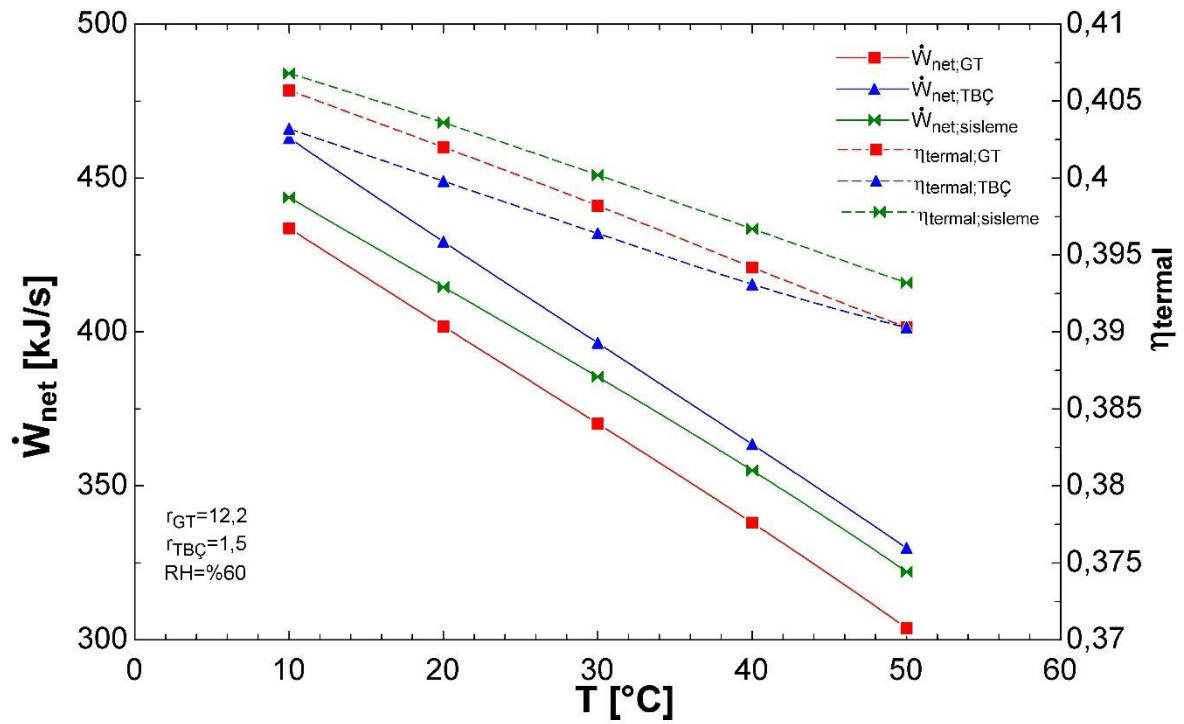


Şekil 5. 12. GTÇ basınç oranının sisleme ile soğutma sistemi entegre edilmiş GTÇ'nin net güç ve termal verimi üzerindeki etkisi

Basınç oranının artmasıyla sisleme ile giriş havası soğutulmuş GTÇ'inde termal verimde çok az miktar artış olduğu görülmektedir. Ancak bu miktar ihmal edilebilecek düzeyde olduğundan sisleme ile soğutma sistemi entegre edilmiş GTÇ'nin termal veriminin, tek başına GTÇ'nin termal verimine göre değişmediği söylenebilmektedir. Basınç oranının artmasıyla sisleme ile giriş havası soğutulmuş GTÇ'inde elde edilen net gücün tıpkı tek başına GTÇ'nde olduğu gibi doğrusal olmayan bir şekilde arttığı görülmektedir. Sisleme ile giriş havası soğutulmuş GTÇ'nde elde edilen net güç ile tek başına GTÇ'nden elde edilen net güç arasındaki fark düşük basınç oranlarında %3,8 iken basınç oranı arttıkça bu fark %5,6'ya kadar çıkmaktadır.

Tek başına GTÇ, TBC entegre edilmiş GTÇ ve sisleme ile giriş havası soğutulmuş GTÇ arasında karşılaştırma yapmak için; çevrimlerden elde edilen net güç ve termal verim üzerinde etkili olan ortam sıcaklığı, oram bağıl nemi ve basınç oranı parametrelerine bağlı olarak analizler yapılmıştır.

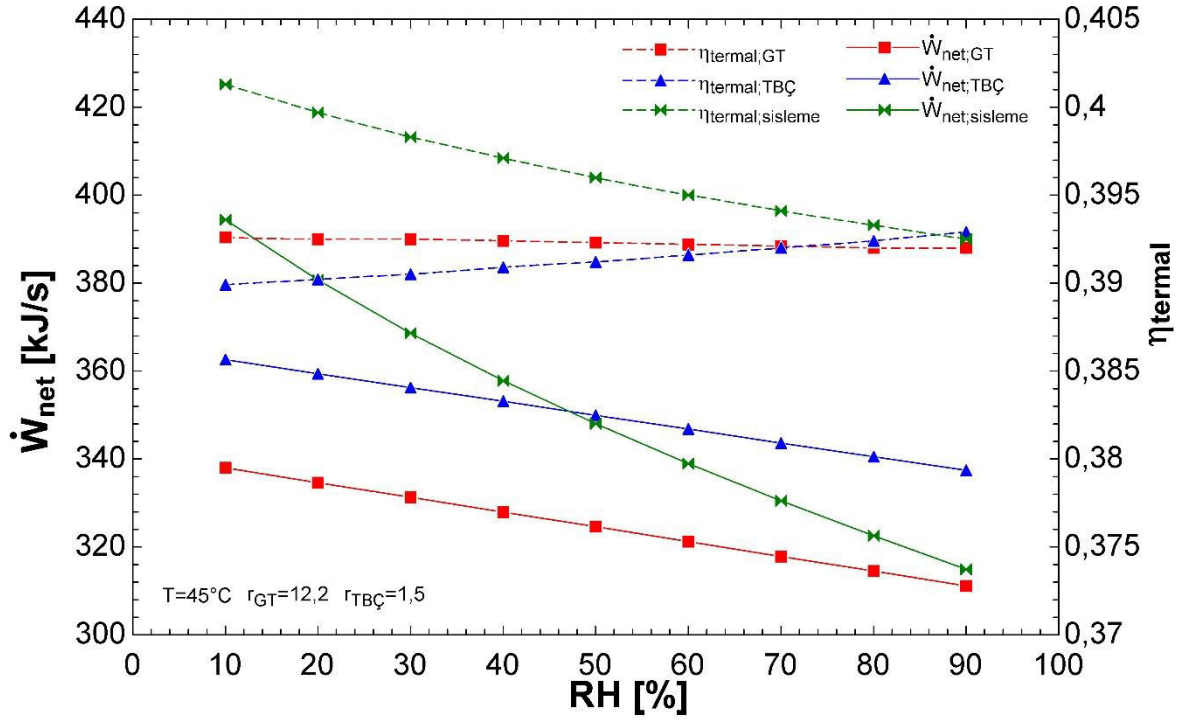
Üç çevrim için de GTÇ basınç oranı 12,2, TBC basınç oranı 1,5 ve ortam bağıl nemi %60 olacak şekilde ortam sıcaklığının farklı değerleri için hesaplamalar yapılarak net güç değeri üzerindeki etkisi Şekil 5.13'te gösterilmektedir.



Şekil 5. 13. Ortam sıcaklığına bağlı olarak üç çevrimin karşılaştırılması

Farklı sıcaklıklar için analizi yapılan üç çevrimin Şekil 5.13'te verilen sonuçları incelendiğinde; sıcaklık artışı ile beraber üç çevriminde de elde edilen net gücün azaldığı görülmektedir. Sıcaklık artışı ile birlikte TBC çevrimi entegre edilmiş GTÇ'nde yaşanan net güç düşüşü, sisleme ile soğutma sistemi entegre edilmiş GTÇ'nde yaşanan düşüşten daha fazla olduğu ancak buna rağmen bütün sıcaklıklarda daha fazla net güç elde edildiği görülmektedir.

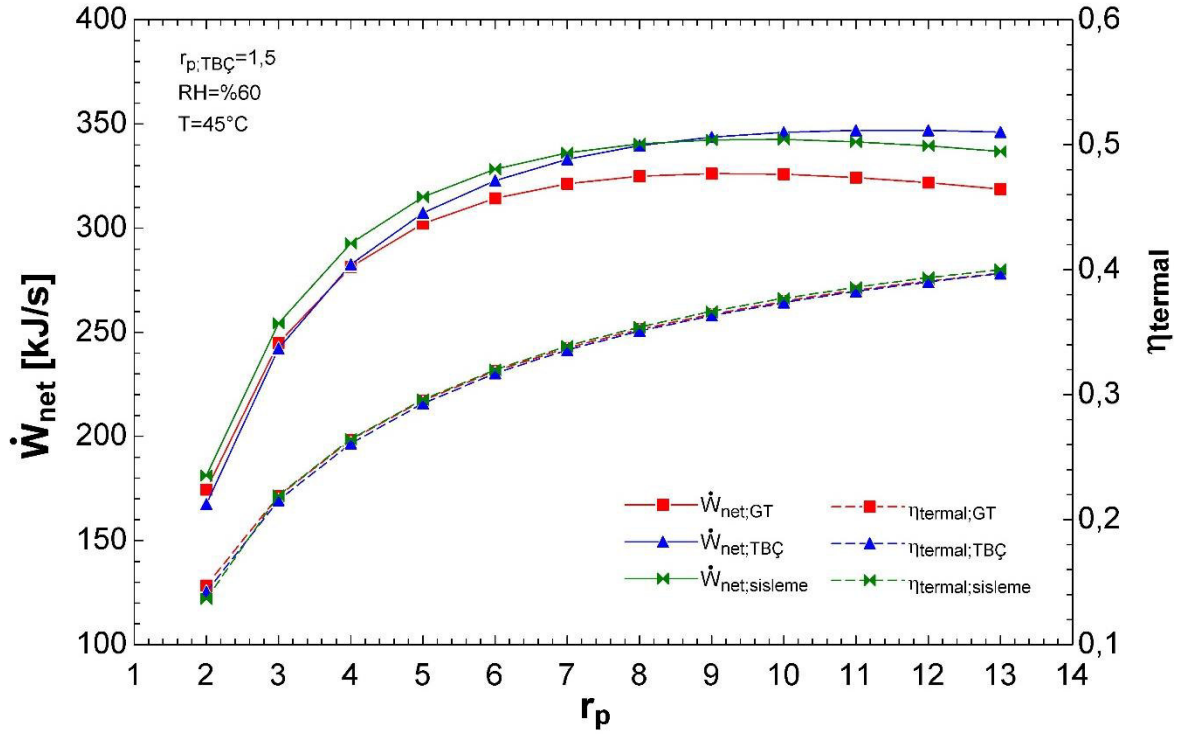
Üç çevrim için de GTÇ basınç oranı 12,2, TBÇ basınç oranı 1,5 ve ortam sıcaklığı 45°C olacak şekilde ortam bağıl neminin farklı değerleri için hesaplamalar yapılarak net güç ve termal verim değeri üzerindeki etkisi Şekil 5.14'te gösterilmektedir.



Şekil 5. 14. Ortam bağıl nemine bağlı olarak üç çevrimin karşılaştırılması

Farklı ortam bağıl nem değerleri için üç çevrim için de yapılan analizler sonucunda Şekil 5.14'te verilen sonuçlar incelendiğinde; bağıl nem oranının %45'in altında olduğu durumlarda sisleme ile soğutma sistemi entegre edilmiş GTÇ'nin, %45'in üzerinde olduğu durumlarda ise TBÇ çevrimi entegre edilmiş GTÇ'nin daha fazla güç artışı sağladığı görülmektedir.

Üç çevrim için de ortam sıcaklığı 45°C, ortam bağıl nemi %60 ve TBÇ basınç oranı 1,5 olacak şekilde basınç oranlarının farklı değerleri için hesaplamalar yapılarak net güç ve termal verim değeri üzerindeki etkisi Şekil 5.15'te gösterilmektedir.



Şekil 5. 15. Basınç oranına bağlı olarak üç çevrimin karşılaştırılması

Farklı GTÇ basınç oranı değerleri için üç çevrim için de yapılan analizler sonucunda Şekil 5.15'te verilen sonuçları incelendiğinde; basınç oranı 2 ile 8 arasında olduğu durumlarda sisleme ile soğutma sistemi entegre edilmiş GTÇ'nin, 8 ile 13 arasında olduğu durumlarda ise TBÇ çevrimi entegre edilmiş GTÇ'nin daha fazla güç artışı sağladığı görülmektedir. Basınç oranının artması ile üç çevriminin termal verimleri arasında bir fark yaşanmadığı görülmektedir.

TBÇ entegre edilmiş GTÇ için ortam sıcaklığı $45^\circ C$, ortam bağıl nemi $\%60$ ve TBÇ basınç oranı 1,5 ve GTÇ basınç oranı 12,2 olacak şekilde hesaplamalar yapıldığında, Şekil 4.2'de gösterilen bütün noktalar için bazı termodinamik özellikler Çizelge 2'de verilmiştir.

Çizelge 2. TBC entegre edilmiş GTÇ'nin termodinamik değerleri

Sıra No	Sıcaklık (°C)	Basınç (kPa)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (kJ/kg-K)	Özgül Nem(g/g)
1	45	101,3	142,2	6,092	0,03759
2s	84,08	151,5	184,6	6,092	0,03759
2	89,04	151,5	189,9	6,111	0,03759
3	49,04	147	146,8	5,783	0,03759
4s	18,08	97,97	33,52	5,783	0,007772
4	17,14	97,97	36,94	5,751	0,007772
5	17,14	97,97	17,25	5,678	0
6s	320,1	1195,2	326,5	5,678	0
6	358,6	1195,2	367,1	5,754	0
7	1100	1195,2	1209	6,629	0
8s	398,8	97,97	409,9	6,629	0
8	465,4	97,97	481,6	6,640	0
R0	45	101,3	142,2	6,092	0,03759
R1	45	131,3	142,5	6,015	0,03759
R2	85	127,30,	185,6	6,152	0,03759

TBC entegre edilmiş GTÇ için havanın hacimsel debisi 136,5 m³/s, ortam sıcaklığı 45°C, ortam bağıl nemi %60, TBC basınç oranı 1,5 ve GTÇ basınç oranı 12,2 olacak şekilde hesaplamalar yapıldığında, Şekil 4.2'de gösterilen şemada üretilen ve tüketilen bütün güç değerleri Çizelge 3'de verilmiştir.

Çizelge 3. TBC entegre edilmiş GTÇ'nin güç değerleri

$\dot{W}_{\text{kompresör,GT}}$ (kJ/s)	48.928
$\dot{W}_{\text{türbin,GT}}$ (kJ/s)	97.659
$\dot{W}_{\text{kompresör,TBC}}$ (kJ/s)	6.754
$\dot{W}_{\text{türbin,TBC}}$ (kJ/s)	5.076
$\dot{W}_{\text{fan}}$ (kJ/s)	12.285
$\dot{W}_{\text{el}}$ (kJ/s)	1.804
GKO (%)	7,96
TVD (%)	-0,15

Ortam bağıl nemi %60, TBC basınç oranı 1,5 ve GTÇ basınç oranı 12,2 kabul edilerek farklı ortam sıcaklıkları için yapılan analizler sonucunda elde edilen çevrimlere ait net güç ve termal verim değerleri Çizelge 4'te verilmiştir.

Çizelge 4. Farklı ortam sıcaklıklarında çevrimlerden elde edilen net güç ve termal verim değerleri

	GTÇ		TBC		Sisleme	
Sıcaklık(°C)	$\dot{W}_{net}(kJ/s)$	$\eta_{termal}(\%)$	$\dot{W}_{net}(kJ/s)$	$\eta_{termal}(\%)$	$\dot{W}_{net}(kJ/s)$	$\eta_{termal}(\%)$
10	433,7	40,57	463	40,32	443,7	40,68
20	401,8	40,2	429,3	39,98	414,6	40,36
30	370,2	39,82	396,4	39,64	385,4	40,02
40	338	39,42	363,5	39,31	355	39,67
50	303,8	39,03	329,8	39,03	322,1	39,32

Ortam bağıl sıcaklığı 45°C, TBC basınç oranı 1,5 ve GTÇ basınç oranı 12,2 kabul edilerek farklı ortam bağıl nem değerleri için yapılan analizler sonucunda elde edilen çevrimlere ait net güç ve termal verim değerleri Çizelge 5'te verilmiştir.

Çizelge 5. Farklı ortam bağıl nem değerlerinde çevrimlerden elde edilen net güç ve termal verim değerleri

	GTÇ		TBC		Sisleme	
Bağıl Nem (%)	$\dot{W}_{net}(kJ/s)$	$\eta_{termal}(\%)$	$\dot{W}_{net}(kJ/s)$	$\eta_{termal}(\%)$	$\dot{W}_{net}(kJ/s)$	$\eta_{termal}(\%)$
10	338	39,26	362,6	38,99	394,4	40,13
20	334,6	36,25	359,4	39,02	380,7	39,97
30	331,3	39,25	356,2	39,05	368,6	39,83
40	327,9	39,24	353,1	39,09	357,8	39,71
50	324,6	39,23	349,9	39,12	348	39,60
60	321,2	39,22	346,8	39,16	338,9	39,50
70	317,8	39,21	343,6	39,20	330,5	39,41
80	314,5	39,20	340,5	39,24	322,5	39,33
90	311,1	39,20	337,4	39,29	314,9	39,25

Ortam bağıl sıcaklığı 45°C, ortam bağıl nemi %60 ve TBC basınç oranı 1,5 kabul edilerek farklı basınç oranları için yapılan analizler sonucunda elde edilen çevrimlere ait net güç ve termal verim değerleri Çizelge 6'da verilmiştir.

Çizelge 6. Farklı basınç oranları için çevrimlerden elde edilen net güç ve termal verim değerleri

	GTÇ		TBÇ		Sisleme	
Basınç Oranı	$\dot{W}_{net}$ (kJ/s)	η_{termal} (%)	$\dot{W}_{net}$ (kJ/s)	η_{termal} (%)	$\dot{W}_{net}$ (kJ/s)	η_{termal} (%)
2	174,4	14,72	167,4	14,22	181,2	13,66
3	244,8	21,89	242,1	21,54	254,2	21,93
4	281,3	26,38	282,6	26,10	292,7	26,44
5	302,1	29,53	307,2	29,31	314,9	29,61
6	314,3	31,89	322,8	31,71	328,3	32
7	321,3	33,74	333	33,58	336,1	33,88
8	324,9	35,23	339,6	35,10	340,4	35,39
9	326,1	36,46	343,6	36,34	342,3	36,35
10	325,8	37,48	345,9	37,38	342,5	37,70
11	324,2	38,35	346,9	38,27	341,4	38,59
12	321,8	39,09	346,9	39,02	339,4	39,36
13	318,7	39,72	346,1	39,68	336,7	40,02

Üç sistem için de kompresör giriş havasının farklı kütleli debileri için sistemden elde edilen net güç ve termal verim değerleri Çizelge 7’de verilmiştir.

Çizelge 7. Giriş havasının farklı kütleli debi değerleri için çevrimlerden elde edilen net güç ve termal verim değerleri

	GTÇ		TBÇ		Sisleme	
Kütleli Debi(kg/s)	$\dot{W}_{net}$ (kJ/s)	η_{termal} (%)	$\dot{W}_{net}$ (kJ/s)	η_{termal} (%)	$\dot{W}_{net}$ (kJ/s)	η_{termal} (%)
1	308	39,22	316,5	38,87	329	39,83
2	615,9	39,22	632,9	38,87	658,1	39,83
3	923,9	39,22	949,4	38,87	987,1	39,83
4	1232	39,22	1266	38,87	1316	39,83
5	1540	39,22	1582	38,87	1645	39,83
6	1848	39,22	1899	38,87	1974	39,83
7	2156	39,22	2215	38,87	2303	39,83
8	1464	39,22	2532	38,87	2632	39,83
9	1772	39,22	2848	38,87	2961	39,83
10	2080	39,22	3165	38,87	3290	39,83

Tek başına GTÇ ve TBÇ entegre edilmiş GTÇ için sistemlerde kullanılan ana ekipmanların yatırım maliyetleri hesaplanmış ve Çizelge 8’de verilmiştir. Hesaplamalar sırasında kütleli debi 142,4 kg/s, GTÇ basınç oranı 12,2, TBÇ basınç oranı 1,5, dış ortam sıcaklığı 45°C ve ortam bağıl nemi %60 olarak hesaplamalar yapılmıştır.

Çizelge 8. Ekipman Yatırım Maliyetleri

Ekipman	Yatırım Maliyeti (\$)
Kompresör (GTÇ)	13.520.000
Kompresör (TBÇ)	269.369
Türbin (GTÇ)	18.750.000
Türbin (TBÇ)	940.374
Yanma Odası	311.228
Isı Değiştiricisi	89.714

Tek başına GTÇ’nde kompresör, yanma odası ve türbinin toplam yatırım maliyeti 32.581.228 \$ olmaktadır. TBÇ’nde kompresör, ısı değiştirici ve türbinin yatırım maliyeti ise 1.299.457 \$ olmaktadır. TBÇ entegre edilmiş GTÇ’nin yatırım maliyeti, tek başına GTÇ’nin yatırım maliyetine göre %3,98 daha fazla olmaktadır.

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

GTÇ santrallerinde özellikle yaz aylarında sıcaklıkların artmasıyla beraber çevrimden elde edilen gücün düşmesinin yanında, elektrik talebinin de bu dönemlerde artıyor olması ile GTÇ performansının iyileştirilmesi için yapılan çalışmalar daha da önem kazanmaktadır. GTÇ'nden elde edilen gücün düşmesinin önüne geçebilmek için GTÇ'nin kompresör giriş havasının soğutulmasına yönelik birçok soğutma tekniği kullanılabilmektedir. Yapılan bu çalışmada kompresör giriş havasının soğutulması için Ters Brayton çevrimi kullanılmıştır. Ayrıca başka bir soğutma sistemi ile karşılaştırma yapılması amacı ile sisleme ile giriş havasının soğutulması da incelenmiştir. Tek başına GTÇ, TBÇ entegre edilmiş GTÇ'nin ve sisleme ile soğutma sistemi entegre edilmiş GTÇ'nin termodinamik analizleri kompresör giriş havası sıcaklığı, kompresör giriş havası bağıl nemi ve basınç oranı parametrelerine bağlı olarak incelenmiştir.

Çalışmada yapılan analizlerden elde edilen sonuçlardan bir tanesi; kompresör giriş havası sıcaklığı arttıkça her iki soğutma yönteminde de elde edilen net gücün azaldığıdır. Ancak her iki soğutma yönteminde de elde edilen net güç, tek başına GTÇ'inde elde edilen net güce göre artmaktadır. Tek başına GTÇ için yapılan analizlerde; kompresör giriş havası sıcaklığı ile GTÇ'nden elde edilen net güç arasında ters orantılı ve doğrusal olmayan bir ilişkinin olduğu görülmüştür. Kompresör giriş havası sıcaklığı arttıkça tek başına GTÇ'nde elde edilen net gücün giderek daha fazla azaldığı tespit edilmiştir. Sıcaklık artışı ile beraber; soğutma yöntemleri kullanılan sistemlerden elde edilen net güçlerin, tek başına GTÇ'nden elde edilen net güce göre daha fazla olmasının temel sebebinin bu ilişki olduğu sonucuna varılmıştır.

Çalışmada yapılan analizlerden elde edilen bir başka sonuç ise; TBÇ entegre edilmiş GTÇ'nde kompresör giriş havasının bağıl nem oranının artmasıyla, elde edilen net gücün azaldığı fakat, tek başına GTÇ'nden elde edilen net güce kıyasla arttığıdır. Tek başına GTÇ için yapılan analiz çalışmalarında kompresör giriş havasının bağıl nem değeri ile çevrimden elde edilen net güç arasında ters orantılı bir ilişki olduğu tespit edilmiştir. Tek başına GTÇ'ne kıyasla, TBÇ entegre edilmiş GTÇ'inde daha fazla güç elde edilmesinin temel nedeni bağıl nem değeri ile net güç arasındaki doğrusal olmayan ters orantılı ilişkiden kaynaklanmaktadır. Bunun yanında sisleme ile soğutma sistemi entegre edilmiş GTÇ'nde

elde edilen net gücün bağıl nemin artmasıyla doğrusal olmayan bir şekilde azaldığı görülmektedir. Bağıl nem arttıkça sisleme ile soğutma sistemi entegre edilmiş GTÇ'nde elde net güç, tek başına GTÇ'ne kıyasla azalmaktadır. Bunun temel nedeni; sisleme ile soğutma yönteminin temel prensibinin havanın bağıl nem oranını arttırarak yaş termometre sıcaklığına kadar soğutuyor olmasıdır. Yüksek bağıl nem değerlerinde soğutma kapasitesi azaldığından elde edilen net güç artışı da daha az olmaktadır.

Yapılan analiz çalışmasından elde edilen sonuçlardan bir diğeri ise; TBÇ'nde basınç oranı arttıkça çevrimden elde edilen net gücün azalmasıdır. TBÇ'nde basınç oranı arttıkça kompresörde nemli havanın sıkıştırılması için gerekli olan güç artarken, türbinden elde edilen güçteki artış kompresörde meydana gelen güç ihtiyacındaki artışı karşılayamamaktadır. Hali hazırda TBÇ'nde türbinden elde edilen güç, kompresörde nemli havanın sıkıştırılması için gereken güçten az olduğundan, aradaki fark için elektrik motoruna ihtiyaç duyulmaktadır. Bu farkın daha da açılması kullanılacak olan elektrik motorunun kapasitesinin artmasına neden olmakta ve bu da elde edilen net gücün azalmasına yol açmaktadır. TBÇ'nde havanın soğutulduğu en önemli aşama, havanın türbinde genişlemesi sırasında soğuması aşamasıdır. Bu etkiden faydalanarak havanın soğutulabilmesi için TBÇ'nde basınç oranı, termal verim ve elde edilen net güç göz önünde bulundurularak optimum olacak şekilde ayarlanmalıdır.

Yapılan analiz çalışmasından elde edilen sonuçlardan bir tanesi de; GTÇ basınç oranı arttıkça çevrimden elde edilen net gücün ve termal verimin doğrusal olmayan bir şekilde azalarak artmasıdır. Çevrimlerden elde edilen net güçler belirli bir basınç oranına kadar artmakta ve sonrasında az da olsa azalma eğilimine girmektedir. Çevrimlerin GTÇ bölümde kullanılacak olan basınç oranının belirli bir seviyeden sonra arttırılması yeteri kadar güç artışı sağlayamaması nedeni ile ekonomik olmayan sonuçlara sebep olacaktır. Basınç oranı çevrim için optimum olacak şekilde ayarlanmalıdır.

Kompresör giriş havası sıcaklığının 45°C, kompresör giriş havası bağıl neminin %60, TBÇ'ne ait basınç oranının 1,5 ve GTÇ'ne ait basınç oranının 12,2 olduğu kabul edildiğinde; TBÇ entegre edilmiş GTÇ'nde, tek başına GTÇ'ne göre %7,96 güç artışı ve %0,15 termal verim düşüşü gerçekleşmektedir.

Kompresör giriş havası sıcaklığının 45°C, kompresör giriş havası bağıl neminin %60, ve GTÇ'ne ait basınç oranının 12,2 olduğu kabul edildiğinde; sisleme ile soğutma sistemi entegre edilmiş GTÇ'nde, tek başına GTÇ'ne göre %5,52 güç artışı ve %0,7 termal verim artışı gerçekleşmektedir. Diğer parametreler sabit kalmak koşulu ile bağıl nem değeri %30 olarak kabul edildiğinde ise %11,28 güç artışı ve %1,48 termal verim artışı gerçekleşmektedir.

Elde edilen sonuçlara bakıldığında; TBÇ kullanılarak GTÇ giriş havasının soğutulmasının sıcak ve yüksek nemli iklim bölgelerinde daha yüksek güç artışı sağladığı söylenebilmektedir. Bunun yanında sisleme yöntemi kullanılarak GTÇ giriş havasının soğutulmasının sıcak ve düşük nemli bölgelerde daha yüksek güç artışı sağladığı söylenebilmektedir.

Tek başına GTÇ'nin performansını arttırmak için sisteme TBÇ entegre etmenin maliyeti yaklaşık olarak 1.300.000 \$ olmaktadır. Bu değer tek başına GTÇ'nin yatırım maliyetinin %3,98'ine denk gelmektedir. TBÇ entegre edilmiş GTÇ'nin, tek başına GTÇ'ine göre %7,96 oranında net güç artışı sağlıyor olması nedeniyle sistem bir süre sonra bu yatırım maliyetini karşılamış olacaktır.

Her geçen gün artan enerji talebi, enerji santrallerinden salınan sera gazları ve yakıt fiyatları düşünüldüğünde; gaz türbini çevrim santrallerinin performansının artırılmasının kritik olduğu görülmektedir. Ters Brayton çevriminde küresel ısınmaya neden olan veya ozon tabakasına zarar verme potansiyeli bulunan herhangi bir soğutucu akışkan kullanılmaması nedeni ile gaz türbini çevriminin kompresör giriş havasının soğutulmasında sürdürülebilir bir alternatif oluşturabileceği gösterilmiştir.

Bu konuda yapılan analizler ile devam edecek çalışmalarda sistemin ekserji analizi, detaylı ekonomik analizleri ve fizibilite çalışmaları gerçekleştirilebilir.

KAYNAKLAR

- Abdalla, K. N. and AM Adam, Z. (2006). Enhancing gas turbine output through inlet air cooling, *Sudan Engineering Society Journal*, 52, 7-14
- Akyurt, M., Lamfon, N. J., Najjar, Y. S. H., Habeebullah, M. H. and Alp, T. Y. (1995). Modeling of waste heat recovery by looped water-in-steel heat pipes. *International journal of heat and fluid flow*, 16(4), 263-271.
- Al-Ibrahim, A. M. and Varnham, A. (2010). A review of inlet air-cooling technologies for enhancing the performance of combustion turbines in Saudi Arabia. *Applied thermal engineering*, 30(14-15), 1879-1888.
- Alhazmy, M. M. and Najjar, Y. S. (2004). Augmentation of gas turbine performance using air coolers. *Applied thermal engineering*, 24(2-3), 415-429.
- Alhazmy, M. M., Jassim, R. K. and Zaki, G. M. (2006). Performance enhancement of gas turbines by inlet air-cooling in hot and humid climates. *International journal of energy research*, 30(10), 777-797.
- Ameri M. and Hejazi S. H. (2004), The Study of Capacity Enhancement of the Chabahar Gas Turbine Installation Using an Absorption Chiller, *Applied Thermal Eng.*, 24, 59-68
- Bacigalupo, E., Tasso, L. and Zinnari, R. G. (1993). Power augmentation using an inlet air chilling system in a cogenerative power plant equipped with a heavy duty gas turbine. *ASME, NEW YORK, NY(USA)*, 8, 1-10.
- Balmer, R. T. (2011). *Modern engineering thermodynamics-textbook with tables booklet* (1st Edition). USA: Academic Press., 535-590.
- Bédécarrats, J. P. and Strub, F. (2009). Gas turbine performance increase using an air cooler with a phase change energy storage. *Applied Thermal Engineering*, 29(5-6), 1166-1172.
- Bhargava, R. and Meher-Homji, C. B. (2002). Parametric analysis of existing gas turbines with inlet evaporative and overspray fogging. In *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, 36096, 387-401.
- Çengel A. Y. ve Boles A. M. (1996). *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik*. Literatür Yayıncılık, İstanbul, 423-429.
- Çengel, Y. A., Boles, M. A. and Kanoglu, M. (2011). *Thermodynamics: an Engineering Approach*, New York: Mcgraw-Hill, 5, 445, 907.
- Davey, N. (2003). *The Gas Turbine-Development and Engineering* (1st Edition). New York: Watchmaker Publishing.
- Davey, N. (1914). *The Gas Turbine* (1st Edition). New York: D. Van Nostrand Company.

- Day, J. R. (1980). *Engines: the search for power* (First Edition). New York: St. Martin's Press.
- Dawoud, B., Zurigat, Y. H. and Bortmany, J. (2005). Thermodynamic Assessment Of Power Requirements And Impact Of Different Gas-Turbine Inlet Air Cooling Techniques At Two Different Locations In Oman. *Applied Thermal Engineering*, 25(11-12), 1579-1598.
- De Lucia, M., Bronconi, R. and Carnevale, E. (1994). Performance And Economic Enhancement Of Cogeneration Gas Turbines Through Compressor Inlet Air Cooling. *ASME. J. Eng. Gas Turbines Power*; 116(2), 360–365.
- De Lucia, M., Lanfranchi, C. and Boggio, V. (1996). Benefits Of Compressor Inlet Air Cooling For Gas Turbine Cogeneration Plants. *ASME. J. Eng. Gas Turbines Power*; 118(3), 598–603.
- Dincer, I., and Rosen, M. (2002). *Thermal Energy Storage: Systems and Applications* (Third Edition). Canada, USA: John Wiley and Sons.
- Dixon, S. L. and Hall, C. (2013). *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery* (Seventh Edition). Oxford, UK: Butterworth-Heinemann.
- Ehyaie, M. A., Mozafari, A. and Alibiglou, M. H. (2011). Exergy, economic & environmental (3E) analysis of inlet fogging for gas turbine power plant. *Energy*, 36(12), 6851-6861.
- Entezari, A., Manizadeh, A. and Ahmadi, R. (2018). Energetical, exergetical and economical optimization analysis of combined power generation system of gas turbine and Stirling engine. *Energy Conversion and Management*, 159, 189-203.
- Erdem H.H., Sevilgen S.H., Çetin B., Akkaya A.V. ve Dağdaş A. (2003b). *Gaz Türbin Sistemlerinde Çevre Sıcaklığının Performansa Etkisi*, 14. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Isparta
- Feidt, M. (2017). *Finite Physical Dimensions Optimal Thermodynamics I: Fundamentals*. Elsevier, 169-214.
- Friedrichs, S. (1997). *Endwall Film-Cooling in Axial Flow Turbines*. Doctoral Dissertation, University of Cambridge. Cambridge, UK.
- Ganesan, V. (2018). *Thermodynamics: Basic and Applied*. McGraw-Hill Education, 661
- Giampaolo, T. (2002). *Gas Turbine Handbook: Principles and Practice* (Second Edition), New York: River Publishers.
- Giampaolo, T. (2020). *Gas Turbine Handbook: Principles and Practice*. ABD: CRC Press.

- Gupta, G. (2020). *Detailed Study of Flow and Surface Heat Transfer Enhancement Mechanism in the Presence of Dimples and/or Protrusions*, Doctoral dissertation, University of Central Florida, 3-6.
- ISO 3977-2 (1997). Gas turbines, Procurement, Part 2: Standard reference conditions and ratings (First Edition), ISO 3977, 3
- İnternet 1: Klein, S. A. (2003). *Engineering Equation Solver for Microsoft Windows Operating Systems Commercial and Professional Versions*, URL: https://www.academia.edu/24571079/Engineering_Equation_Solver_for_Microsoft_Windows_Operating_Systems_Commercial_and_Professional_Versions_F-Chart_Software, Son Erişim Tarihi: 17.01.2022
- İnternet 2: Klein, S. A. and Alvarado, F. L. (2008). EES-Engineering Equation Solver for Microsoft Windows Operating Systems. *F-chart Software*. URL: <https://www.fchartsoftware.com/ees/>, Son Erişim Tarihi: 17.01.2022
- İnternet 3: Klein, S. and Nellis, G. (2012). Mastering EES. *f-Chart software*. URL: <http://fchart.com/assets/downloads/Mastering-EES-Chapter1.pdf>, Son Erişim Tarihi: 17.01.2022
- İnternet 4: Millas, T., (2017). *HA Technology Now Available at Industry-First 64 Percent Efficiency*. URL: <https://www.ge.com/news/press-releases/ha-technology-now-available-industry-first-64-percent-efficiency>, Son Erişim Tarih: 13.08.2021
- İnternet 5: Simonetti R. (2016). Evaporative Cooling for Chillers and Dry Coolers. Url: <https://coolingbestpractices.com/technology/dry-coolers/evaporative-cooling-chillers-and-dry-coolers>, Son Erişim Tarihi: 14.12.2021
- Jaber, Q. M., Jaber, J. O. and Khawaldah, M. A. (2007). Assessment of Power Augmentation From Gas Turbine Power Plants Using Different Inlet Air Cooling Systems. *Jjmie*, 1(1), 7-15.
- Jennings, B. H. and Rogers, W. L. (1953). *Gas Turbine Analysis and Practice*. McGraw-Hill.
- Jonsson M, and Yan J. (2005). Humidified Gas Turbines Review of Proposed and Implemented Cycles. *Energy*. 30(7), 1013–78.
- Judge, A. W. (1947). *Modern Gas Turbines: With Special Reference to Stationary, Aircraft, Locomotive, and Marine Types and to The Supercharging of Internal Combustion Engines*. UK: Chapman & Hall.
- Kakaras, E., Doukelis, A., Prelipceanu, A., and Karellas, S. (2005). Inlet Air Cooling Methods for Gas Turbine Based Power Plants." *ASME. J. Eng. Gas Turbines Power*. 128(2), 312–317.
- Khrebish, H. and Sultan, H. (2019). Thermo-economic Impact From Using Exhaust Gases Heat Lost For Powering an Absorption Refrigeration System Used for Inlet Air Cooling of Compressor. *Kufa Journal of Engineering*, 10(3), 114-133.

- Kissel, W. (2008). The Development of Jet and Turbine Aero Engines. *Air and Space Power Journal*, 22(3), 123-125.
- Kithcart, M. E., and Klett, D. E. (1996). Heat Transfer and Skin Friction Comparison of Dimpled Versus Protrusion Roughness. *Journal of Enhanced Heat Transfer*, 3(4).
- Kodituwakku, D. R., Senanayake, N. S. and Abeyweera, R. (2014). Effect of Cooling Charge Air on the Gas Turbine Performance and the Feasibility of Using Absorption Refrigeration. *Journal of Sri Lanka Energy Managers Association*, 17.
- Korakianitis, T. and Wilson, D. G. (1994). Models For Predicting The Performance of Brayton-Cycle Engines. *ASME. J. Eng. Gas Turbines Power*; 116(2), 381–388.
- Langston, L. S., Opdyke, G. and Dykewood, E. (1997). Introduction to Gas Turbines for non-engineers. *Global Gas Turbine News*, 37(2), 1-9.
- Logan Jr, E. (1999). *Thermodynamics: Processes and Applications*. ABD: CRC Press.
- Lukas, H. (1997). Power Augmentation Through Inlet Cooling. *Global Gas Turbine News*, 37(3), 12-15.
- Meher-Homji, C. B. (2000). *The Historical Evolution of Turbomachinery*. In: Proceedings of the 29th turbomachinery symposium, Texas.
- Najjar, Y. S. (1996). Enhancement of Performance of Gas Turbine Engines By Inlet Air Cooling and Cogeneration System. *Applied Thermal Engineering*, 16(2), 163-173.
- Pankaj, K. P. (2003). *Better Power Generation From Gas Turbine Along With Improved Heat Rate*. In: Proceedings of The 2003 Powergen International Conference, Atlanta, 1(3), 1-6.
- Saghafifar, M., and Gadalla, M. (2015). Analysis of Maisotsenko Open Gas Turbine Power Cycle with A Detailed Air Saturator Model. *Applied Energy*, 149, 338-353.
- Saravanamuttoo, H. I., Rogers, G. F. C. and Cohen, H. (2001). *Gas Turbine Theory*. Pearson Education (Seventh Edition).
- Schobeiri, M. T. (2018). *Introduction, Gas Turbines, Applications, Types*. In: Gas Turbine Design, Components and System Design Integration. Springer, Cham. 1-30.
- Sultanian, B. (2019). *Logan's Turbomachinery: Flowpath Design and Performance Fundamentals* (Third Edition). Boca Raton: CRC Press.
- Suryan, A., Kim, D. S. and Kim, H. D. (2010). Experimental study on the inlet fogging system using two-fluid nozzles. *Journal of Thermal Science*, 19(2), 132-135.
- Usher, A. P. (2013). *A History of Mechanical Inventions* (Reversed Edition). USA: The Maple Press Company

- Yılmazoğlu, M. Z., and Rahim, M. A. (2010). Gaz Türbinli Santrallerde Çevre Sıcaklığı Ve Basıncının Santral Performansına Etkileri. *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 25(3).
- Yokoyama, R. and Ito, K. (2004). Effect Of Inlet Air Cooling By Ice Storage On Unit Sizing of A Gas Turbine Cogeneration Plant. *J. Eng. Gas Turbines Power*, 126(2), 351-357.
- Zaki, G. M., Jassim, R. K., and Alhazmy, M. M. (2007). Brayton Refrigeration Cycle for Gas Turbine Inlet Air Cooling. *International Journal of Energy Research*, 31(13), 1292-1306.





EK-1. EES paket programında tez kapsamında yapılan çalışmalarda kullanılan algoritmalar

```

EES Equations Window

"Tek Başına Gaz Türbini Çevrimi"

"GT Kompresor"

T_A=45
T_A_K=T_A+273,15
P_A=101
RH_air_GT=60
r_GT=12,2
h_A_GT=Enthalpy(AirH2O;T=T_A;r=RH_air_GT/100;P=P_A)
k_air_GT=1,4
v_dot_air_GT=1
P_B=r_GT*P_A
T_Bs=T_A_K*(r_GT^((k_air_GT-1)/k_air_GT))
T_Bs_C=T_Bs-(273,15)
eta_komp_GT=0,8873
T_B_K=T_A_K*(((r_GT^((k_air_GT-1)/k_air_GT)-1)/eta_komp_GT)+1)
T_B=T_B_K-273,15
rho_air_GT=Density(AirH2O;T=T_A;r=RH_air_GT/100;P=P_A)
m_dot_air_GT=rho_air_GT*v_dot_air_GT
c_pa_A=Cp(AirH2O;T=T_A;r=RH_air_GT/100;P=P_A)
omega_A_GT=HumRat(AirH2O;T=T_A;r=RH_air_GT/100;P=P_A)
h_B_water_GT=Enthalpy(Water;T=T_B;P=P_B)
h_A_water_GT=Enthalpy(Water;T=T_A;P=P_A)
h_B_GT=Enthalpy(AirH2O;T=T_B;w=omega_A_GT;P=P_B)
s_B_GT=Entropy(AirH2O;T=T_B;w=omega_A_GT;P=P_B)
W_dot_komp_GT=(m_dot_air_GT*c_pa_A*T_A_K/eta_komp_GT)*(r_GT^((k_air_GT-1)/k_air_GT)-1)

"Yanma Odası"

P_C=P_B*1
NCV_GT=50047
T_C=1100
T_C_K=1100+273,15
h_C_water_GT=2501,3+1,8723*T_C
c_pa_B=Cp(AirH2O;T=T_B;w=omega_A_GT;P=P_B)
c_pq_GT=(28,11+0,1967*10^(-2)*T_C_K+0,4802*10^(-5)*T_C_K-1,966*10^(-9)*T_C_K)/28,97
  
```

X Line: 3 Char: 15 Wrap: On Insert Caps Lock: Off SI C kPa kJ mass deg Warnings: On Unit Chk: Auto

Şekil 1. 1. Tez kapsamında GTÇ için EES programında kullanılan algoritmaların dökümü

EK-1. (devam) EES paket programında tez kapsamında yapılan çalışmalarda kullanılan algoritmalar



```

EES Equations Window

"Yanma Odası"

P_C=P_B*1
NCV_GT=50047
T_C=1100
T_C_K=1100+273,15
h_C_water_GT=2501,3+1,8723*T_C
c_pa_B=Cp(AirH2O;T=T_B;w=omega_A_GT;P=P_B)
c_pg_GT=(28,11+0,1967*10^(-2)*T_C_K+0,4802*10^(-5)*T_C_K-1,966*10^(-9)*T_C_K)/28,97
f_GT=(c_pg_GT*(T_C_K-298)-c_pa_A*(T_B_K-298)+omega_A_GT*(h_C_water_GT-h_B_water_GT))/(
NCV_GT-c_pg_GT*(T_C_K-298))
Q_dot_h_GT=m_dot_air_GT*T_A_K*(((1+f_GT)*c_pg_GT*T_C_K/T_A_K)-(c_pa_A*(((r_GT^((k_air_GT-1)/
k_air_GT)-1)/eta_komp_GT)+1)))+(omega_A_GT/T_A_K*(h_C_water_GT-h_B_water_GT)))
h_C_GT=Enthalpy(AirH2O;T=T_C;w=omega_A_GT;P=P_B)

"Türbin"

eta_tur_GT=0,905
T_Ds_K=T_C_K/(r_GT^((k_air_GT-1)/k_air_GT))
T_Ds_C=T_Ds_K-(273,15)
T_D_K=T_C_K-eta_tur_GT*(T_C_K-T_Ds_K)
T_D=T_D_K-273,15
P_D=P_C/r_GT
h_C_GT=Enthalpy(AirH2O;T=T_C;w=omega_A;P=P_C)
h_D_GT=Enthalpy(AirH2O;T=T_D;w=omega_A_GT;P=P_D)
W_dot_t_GT=m_dot_air_GT*(1+omega_A_GT+f_GT)*c_pg_GT*eta_tur_GT*T_C_K*(1-((1/(r_GT^((k_air_GT-
1)/k_air_GT))))

"Soğutma Sistemi Olmadan Termal Verim"
|
eta_termal_GT=(W_dot_t_GT-W_dot_komp_GT)/Q_dot_h_GT

"Tek Başına GTÇ'de Net İş"

W_dot_net_GT=(W_dot_t_GT-W_dot_komp_GT)

```

X Line: 64 Char: 1 Wrap: On Insert Caps Lock: Off SI C kPa kJ mass deg Warnings: On Unit Chk: Auto

Şekil 1. 2. Tez kapsamında GTÇ için EES programında kullanılan algoritmaların dökümü (devam)

EK-1. (devam) EES paket programında tez kapsamında yapılan çalışmalarda kullanılan algoritmalar



```

EES Equations Window

"Tek Başına Gaz Türbini Çevrimi"

"GT Kompresor"

T_A=45
T_A_K=T_A+273,15
P_A=101
RH_air_GT=60
r_GT=12,2
h_A_GT=Enthalpy(AirH2O;T=T_A;r=RH_air_GT/100;P=P_A)
k_air_GT=1,4
v_dot_air_GT=1
P_B=r_GT*P_A
T_Bs=T_A_K*(r_GT^((k_air_GT-1)/k_air_GT))
T_Bs_C=T_Bs-(273,15)
eta_komp_GT=0,8873
T_B_K=T_A_K*(((r_GT^((k_air_GT-1)/k_air_GT)-1)/eta_komp_GT)+1)
T_B=T_B_K-273,15
rho_air_GT=Density(AirH2O;T=T_A;r=RH_air_GT/100;P=P_A)
m_dot_air_GT=rho_air_GT*v_dot_air_GT
c_pa_A=Cp(AirH2O;T=T_A;r=RH_air_GT/100;P=P_A)
omega_A_GT=HumRat(AirH2O;T=T_A;r=RH_air_GT/100;P=P_A)
h_B_water_GT=Enthalpy(Water;T=T_B;P=P_B)
h_A_water_GT=Enthalpy(Water;T=T_A;P=P_A)
h_B_GT=Enthalpy(AirH2O;T=T_B;w=omega_A_GT;P=P_B)
s_B_GT=Entropy(AirH2O;T=T_B;w=omega_A_GT;P=P_B)
W_dot_komp_GT=(m_dot_air_GT*c_pa_A*T_A_K/eta_komp_GT)*(r_GT^((k_air_GT-1)/k_air_GT)-1)

"Yanma Odası"

P_C=P_B*1
NCV_GT=50047
T_C=1100
T_C_K=1100+273,15
h_C_water_GT=2501,3+1,8723*T_C
c_pa_B=Cp(AirH2O;T=T_B;w=omega_A_GT;P=P_B)
c_pg_GT=(28,11+0,1967*10^(-2)*T_C_K+0,4802*10^(-5)*T_C_K-1,966*10^(-9)*T_C_K)/28,97

```

X Line: 36 Char: 43 Wrap: On Insert Caps Lock: Off SI C kPa kJ mass deg Warnings: On Unit Chk: Auto

Şekil 1. 3. Tez kapsamında TBÇ için EES programında kullanılan algoritmaların dökümü

EK-1. (devam) EES paket programında tez kapsamında yapılan çalışmalar kullanılan algoritmalar



```

"Yanma Odası"

P_C=P_B*1
NCV_GT=50047
T_C=1100
T_C_K=1100+273,15
h_C_water_GT=2501,3+1,8723*T_C
c_pa_B=Cp(AirH2O;T=T_B;w=omega_A_GT;P=P_B)
c_pg_GT=(28,11+0,1967*10^(-2)*T_C_K+0,4802*10^(-5)*T_C_K-1,966*10^(-9)*T_C_K)/28,97
f_GT=(c_pg_GT*(T_C_K-298)-c_pa_A*(T_B_K-298)+omega_A_GT*(h_C_water_GT-h_B_water_GT))/(
..NCV_GT-c_pg_GT*(T_C_K-298))
Q_dot_h_GT=m_dot_air_GT*T_A_K*(((1+f_GT)*c_pg_GT*T_C_K/T_A_K)-(c_pa_A*(((r_GT^((k_air_GT-1)/
..k_air_GT)-1)/eta_komp_GT)+1)))+(omega_A_GT/T_A_K*(h_C_water_GT-h_B_water_GT)))
h_C_GT=Enthalpy(AirH2O;T=T_C;w=omega_A_GT;P=P_B)

"Türbin"

eta_tur_GT=0,905
T_Ds_K=T_C_K/(r_GT^((k_air_GT-1)/k_air_GT))
T_Ds_C=T_Ds_K-(273,15)
T_D_K=T_C_K-eta_tur_GT*(T_C_K-T_Ds_K)
T_D=T_D_K-273,15
P_D=P_C/r_GT
h_C_GT=Enthalpy(AirH2O;T=T_C;w=omega_A;P=P_C)
h_D_GT=Enthalpy(AirH2O;T=T_D;w=omega_A_GT;P=P_D)
W_dot_t_GT=m_dot_air_GT*(1+omega_A_GT+f_GT)*c_pg_GT*eta_tur_GT*T_C_K*(1-((1/(r_GT)^((k_air_GT-
..1)/k_air_GT))))

"Soğutma Sistemi Olmadan Termal Verim"

eta_termal_GT=(W_dot_t_GT-W_dot_komp_GT)/Q_dot_h_GT

"Tek Başına GTÇ'de Net İş"

W_dot_net_GT=(W_dot_t_GT-W_dot_komp_GT)

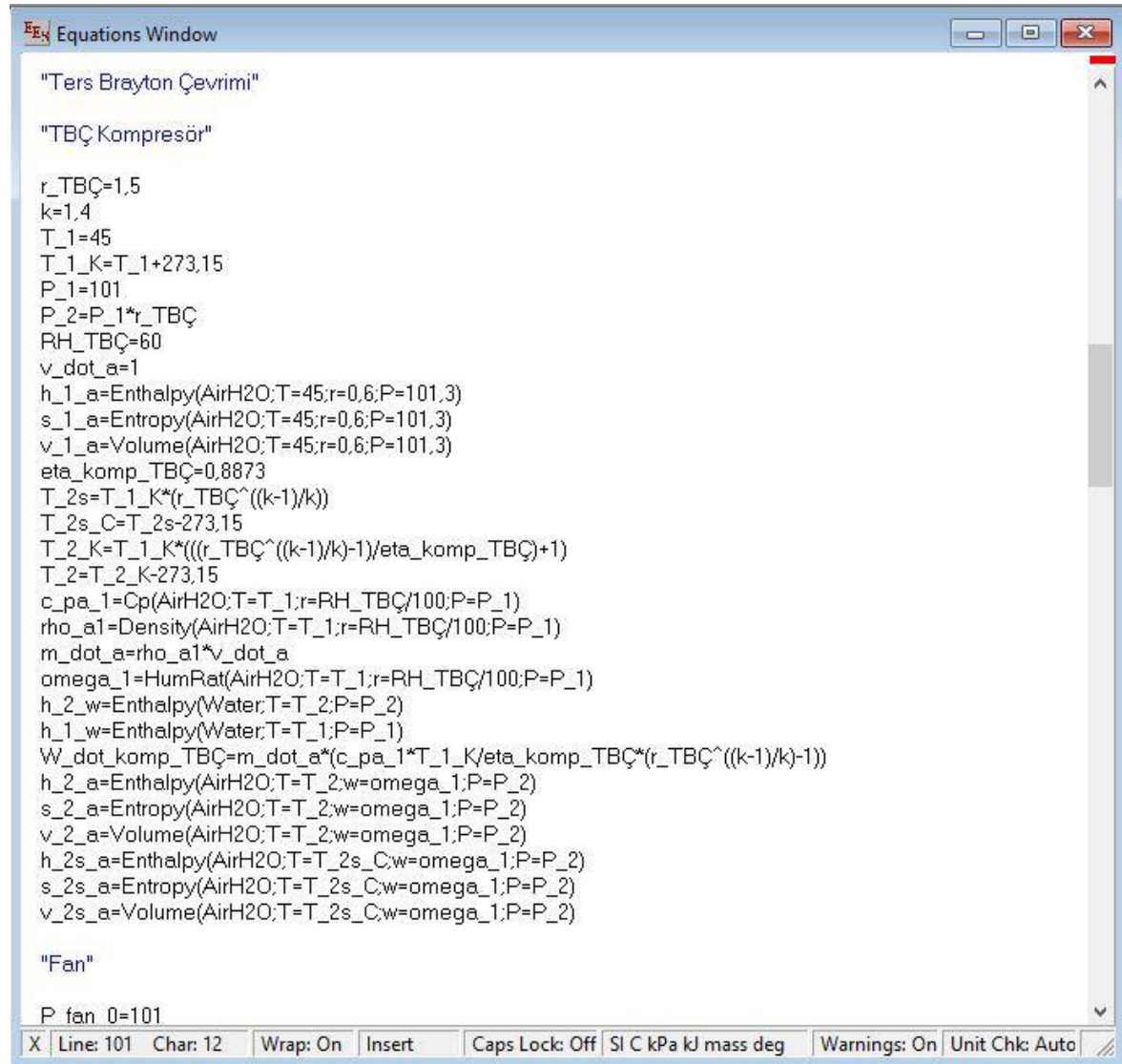
"Ters Brayton Çevrimi"

```

X Line: 63 Char: 21 Wrap: On Insert Caps Lock: Off SI C kPa kJ mass deg Warnings: On Unit Chk: Auto

Şekil 1. 4. Tez kapsamında TBC için EES programında kullanılan algoritmaların dökümü (devam)

EK-1. (devam) EES paket programında tez kapsamında yapılan çalışmalar kullanılan algoritmalar



```

Equations Window

"Ters Brayton Çevrimi"

"TBÇ Kompresör"

r_TBÇ=1,5
k=1,4
T_1=45
T_1_K=T_1+273,15
P_1=101
P_2=P_1*r_TBÇ
RH_TBÇ=60
v_dot_a=1
h_1_a=Enthalpy(AirH2O;T=45;r=0,6;P=101,3)
s_1_a=Entropy(AirH2O;T=45;r=0,6;P=101,3)
v_1_a=Volume(AirH2O;T=45;r=0,6;P=101,3)
eta_komp_TBÇ=0,8873
T_2s=T_1_K*(r_TBÇ^((k-1)/k))
T_2s_C=T_2s-273,15
T_2_K=T_1_K*(((r_TBÇ^((k-1)/k))/eta_komp_TBÇ)+1)
T_2=T_2_K-273,15
c_pa_1=Cp(AirH2O;T=T_1;r=RH_TBÇ/100;P=P_1)
rho_a1=Density(AirH2O;T=T_1;r=RH_TBÇ/100;P=P_1)
m_dot_a=rho_a1*v_dot_a
omega_1=HumRat(AirH2O;T=T_1;r=RH_TBÇ/100;P=P_1)
h_2_w=Enthalpy(Water;T=T_2;P=P_2)
h_1_w=Enthalpy(Water;T=T_1;P=P_1)
W_dot_komp_TBÇ=m_dot_a*(c_pa_1*T_1_K/eta_komp_TBÇ*(r_TBÇ^((k-1)/k)-1))
h_2_a=Enthalpy(AirH2O;T=T_2;w=omega_1;P=P_2)
s_2_a=Entropy(AirH2O;T=T_2;w=omega_1;P=P_2)
v_2_a=Volume(AirH2O;T=T_2;w=omega_1;P=P_2)
h_2s_a=Enthalpy(AirH2O;T=T_2s_C;w=omega_1;P=P_2)
s_2s_a=Entropy(AirH2O;T=T_2s_C;w=omega_1;P=P_2)
v_2s_a=Volume(AirH2O;T=T_2s_C;w=omega_1;P=P_2)

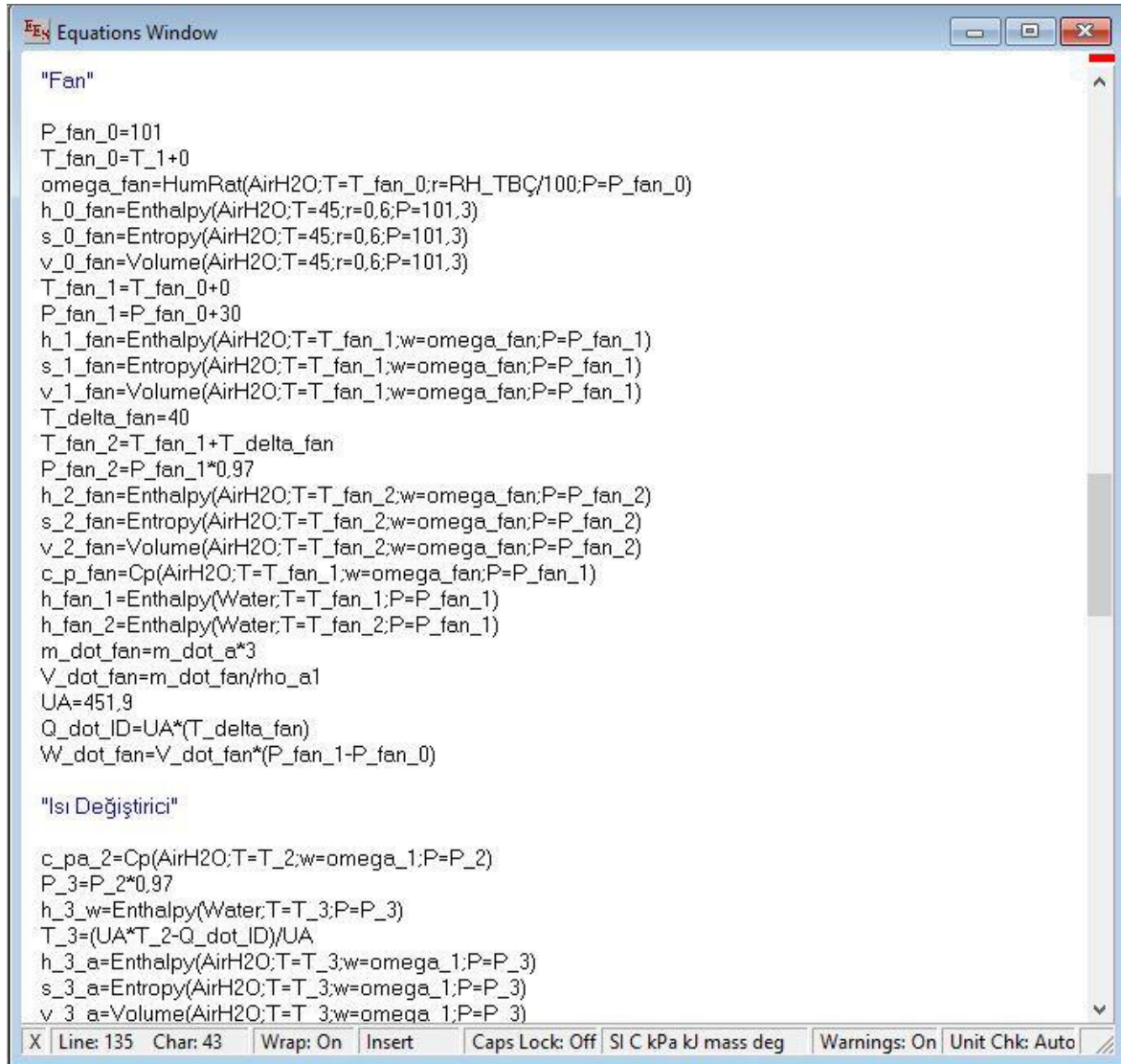
"Fan"

P_fan_0=101
  
```

X Line: 101 Char: 12 Wrap: On Insert Caps Lock: Off SI C kPa kJ mass deg Warnings: On Unit Chk: Auto

Şekil 1. 5. Tez kapsamında TBÇ için EES programında kullanılan algoritmaların dökümü (devam)

EK-1. (devam) EES paket programında tez kapsamında yapılan çalışmalar kullanılan algoritmalar



```

"Fan"

P_fan_0=101
T_fan_0=T_1+0
omega_fan=HumRat(AirH2O;T=T_fan_0;r=RH_TBÇ/100;P=P_fan_0)
h_0_fan=Enthalpy(AirH2O;T=45;r=0,6;P=101,3)
s_0_fan=Entropy(AirH2O;T=45;r=0,6;P=101,3)
v_0_fan=Volume(AirH2O;T=45;r=0,6;P=101,3)
T_fan_1=T_fan_0+0
P_fan_1=P_fan_0+30
h_1_fan=Enthalpy(AirH2O;T=T_fan_1;w=omega_fan;P=P_fan_1)
s_1_fan=Entropy(AirH2O;T=T_fan_1;w=omega_fan;P=P_fan_1)
v_1_fan=Volume(AirH2O;T=T_fan_1;w=omega_fan;P=P_fan_1)
T_delta_fan=40
T_fan_2=T_fan_1+T_delta_fan
P_fan_2=P_fan_1*0,97
h_2_fan=Enthalpy(AirH2O;T=T_fan_2;w=omega_fan;P=P_fan_2)
s_2_fan=Entropy(AirH2O;T=T_fan_2;w=omega_fan;P=P_fan_2)
v_2_fan=Volume(AirH2O;T=T_fan_2;w=omega_fan;P=P_fan_2)
c_p_fan=Cp(AirH2O;T=T_fan_1;w=omega_fan;P=P_fan_1)
h_fan_1=Enthalpy(Water;T=T_fan_1;P=P_fan_1)
h_fan_2=Enthalpy(Water;T=T_fan_2;P=P_fan_1)
m_dot_fan=m_dot_a*3
V_dot_fan=m_dot_fan/rho_a1
UA=451,9
Q_dot_ID=UA*(T_delta_fan)
W_dot_fan=V_dot_fan*(P_fan_1-P_fan_0)

"Isı Değiştirici"

c_pa_2=Cp(AirH2O;T=T_2;w=omega_1;P=P_2)
P_3=P_2*0,97
h_3_w=Enthalpy(Water;T=T_3;P=P_3)
T_3=(UA*T_2-Q_dot_ID)/UA
h_3_a=Enthalpy(AirH2O;T=T_3;w=omega_1;P=P_3)
s_3_a=Entropy(AirH2O;T=T_3;w=omega_1;P=P_3)
v_3_a=Volume(AirH2O;T=T_3;w=omega_1;P=P_3)

```

X Line: 135 Char: 43 Wrap: On Insert Caps Lock: Off SI C kPa kJ mass deg Warnings: On Unit Chk: Auto

Şekil 1. 6. Tez kapsamında TBÇ için EES programında kullanılan algoritmaların dökümü (devam)

EK-1. (devam) EES paket programında tez kapsamında yapılan çalışmalar kullanılan algoritmalar

```

EES Equations Window

"Isı Değiştirici"

c_pa_2=Cp(AirH2O;T=T_2;w=omega_1;P=P_2)
P_3=P_2*0.97
h_3_w=Enthalpy(Water;T=T_3;P=P_3)
T_3=(UA*T_2-Q_dot_ID)/UA
h_3_a=Enthalpy(AirH2O;T=T_3;w=omega_1;P=P_3)
s_3_a=Entropy(AirH2O;T=T_3;w=omega_1;P=P_3)
v_3_a=Volume(AirH2O;T=T_3;w=omega_1;P=P_3)

"TBÇ Türbin"

T_3_K=T_3+273.15
c_pa_3=Cp(AirH2O;T=T_3;w=omega_1;P=P_3)
eta_tur_TBÇ=0.905
T_4s_K=T_3_K/(r_TBÇ^((k-1)/k))
T_4s_C=T_4s_K-273.15
T_4_K=T_3_K-eta_tur_TBÇ*(T_3_K-T_4s_K)
T_4=T_4_K-273.15
omega_4=0.01267
P_4=P_3/r_TBÇ
W_dot_tur_TBÇ=m_dot_a*(1+omega_1)*c_pa_3*eta_tur_TBÇ*T_3_K*(1-(1/(r_TBÇ^((k-1)/k))))
h_4_a=Enthalpy(AirH2O;T=T_4;w=omega_4;P=P_4)
s_4_a=Entropy(AirH2O;T=T_4;w=omega_4;P=P_4)
v_4_a=Volume(AirH2O;T=T_4;w=omega_4;P=P_4)
h_4s_a=Enthalpy(AirH2O;T=T_4s_C;w=omega_4;P=P_4)
s_4s_a=Entropy(AirH2O;T=T_4s_C;w=omega_4;P=P_4)
v_4s_a=Volume(AirH2O;T=T_4s_C;w=omega_4;P=P_4)

"Elektrik Motoru"

eta_el=0.93
W_dot_el=(W_dot_komp_TBÇ-W_dot_tur_TBÇ)/eta_el
W_dot_TBÇ=W_dot_tur_TBÇ-W_dot_komp_TBÇ-W_dot_fan-W_dot_el

"Su Ayırıcı"

```

X Line: 128 Char: 1 Wrap: On Insert Caps Lock: Off SI C kPa kJ mass deg Warnings: On Unit Chk: Auto

Şekil 1. 7. Tez kapsamında TBÇ için EES programında kullanılan algoritmaların dökümü (devam)

EK-1. (devam) EES paket programında tez kapsamında yapılan çalışmalar kullanılan algoritmalar

```

"Su Ayırıcı"

m_dot_water=omega_4*m_dot_a
T_5=T_4+0
T_5_K=T_4+273,15
P_5=P_4+0
h_5_a=Enthalpy(AirH2O;T=T_5;w=0;P=P_5)
s_5_a=Entropy(AirH2O;T=T_5;w=0;P=P_5)
v_5_a=Volume(AirH2O;T=T_5;w=0;P=P_5)

"TBÇ Gaz Türbin Çevrimi"

"Kompresör"

r_TBÇ_GT=12,2
P_6=r_TBÇ_GT*P_5
T_6s_K=T_5_K*(r_TBÇ_GT^(((k-1)/k)))
T_6s_C=T_6s_K-273,15
eta_komp_TBÇ_GT=0,8873
T_6_K=T_5_K*(((r_TBÇ_GT^(((k-1)/k))-1)/eta_komp_TBÇ)+1)
T_6=T_6_K-273,15
omega_5=0
c_pa_5=Cp(AirH2O;T=T_5;w=omega_5;P=P_5)
W_dot_komp_TBÇ_GT=m_dot_a*((c_pa_5*T_5_K/eta_komp_TBÇ_GT)*(r_TBÇ_GT^(((k-1)/k))-1))
h_6_a=Enthalpy(AirH2O;T=T_6;w=0;P=P_6)
s_6_a=Entropy(AirH2O;T=T_6;w=0;P=P_6)
v_6_a=Volume(AirH2O;T=T_6;w=0;P=P_6)
h_6s_a=Enthalpy(AirH2O;T=T_6s_C;w=0;P=P_6)
s_6s_a=Entropy(AirH2O;T=T_6s_C;w=0;P=P_6)
v_6s_a=Volume(AirH2O;T=T_6s_C;w=0;P=P_6)

"Yanma Odası"

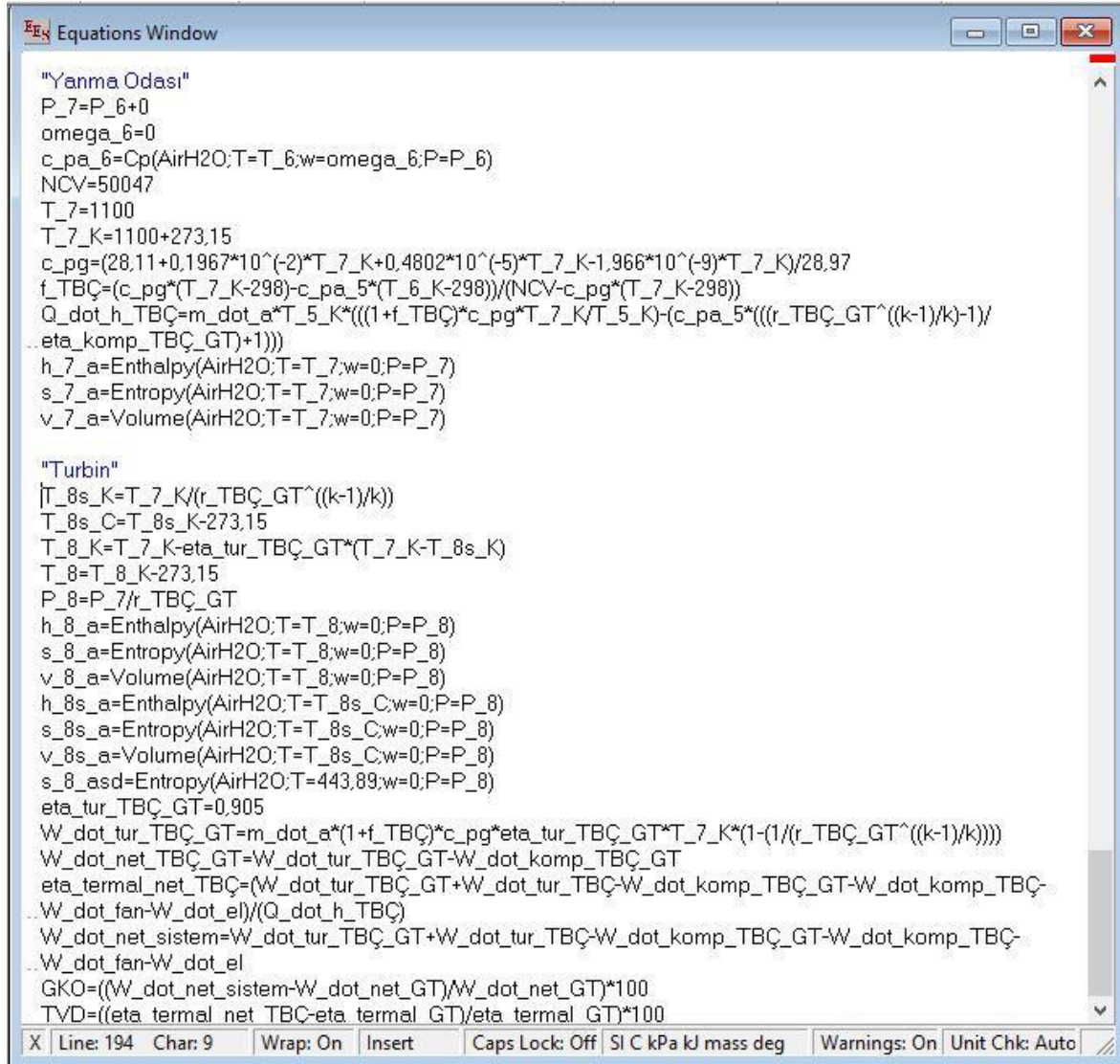
P_7=P_6+0
omega_6=0
c_pa_6=Cp(AirH2O;T=T_6;w=omega_6;P=P_6)
NCV=50047

```

X Line: 163 Char: 1 Wrap: On Insert Caps Lock: Off SI C kPa kJ mass deg Warnings: On Unit Chk: Auto

Şekil 1. 8. Tez kapsamında TBÇ için EES programında kullanılan algoritmaların dökümü (devam)

EK-1. (devam). EES paket programında tez kapsamında yapılan çalışmalar kullanılan algoritmalar



```

EES Equations Window

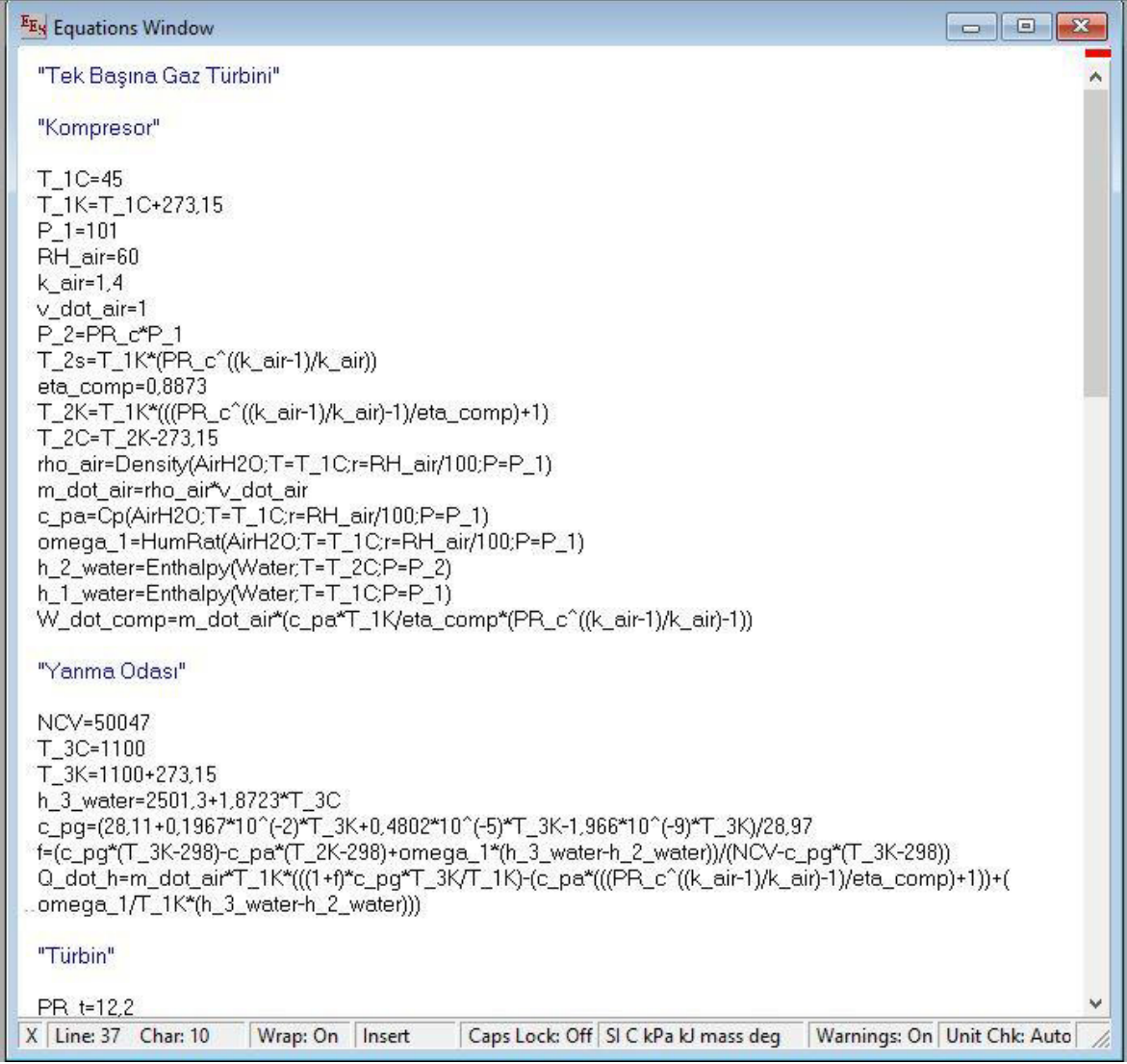
"Yanma Odası"
P_7=P_6+0
omega_6=0
c_pa_6=Cp(AirH2O;T=T_6;w=omega_6;P=P_6)
NCV=50047
T_7=1100
T_7_K=1100+273,15
c_pg=(28,11+0,1967*10^(-2)*T_7_K+0,4802*10^(-5)*T_7_K-1,966*10^(-9)*T_7_K)/28,97
f_TBÇ=(c_pg*(T_7_K-298)-c_pa_5*(T_6_K-298))/(NCV-c_pg*(T_7_K-298))
Q_dot_h_TBÇ=m_dot_a*T_5_K*(((1+f_TBÇ)*c_pg*T_7_K/T_5_K)-(c_pa_5*(((r_TBÇ_GT^((k-1)/k))-1)/
eta_komp_TBÇ_GT+1)))
h_7_a=Enthalpy(AirH2O;T=T_7;w=0;P=P_7)
s_7_a=Entropy(AirH2O;T=T_7;w=0;P=P_7)
v_7_a=Volume(AirH2O;T=T_7;w=0;P=P_7)

"Turbin"
T_8s_K=T_7_K/(r_TBÇ_GT^((k-1)/k))
T_8s_C=T_8s_K-273,15
T_8_K=T_7_K-eta_tur_TBÇ_GT*(T_7_K-T_8s_K)
T_8=T_8_K-273,15
P_8=P_7/r_TBÇ_GT
h_8_a=Enthalpy(AirH2O;T=T_8;w=0;P=P_8)
s_8_a=Entropy(AirH2O;T=T_8;w=0;P=P_8)
v_8_a=Volume(AirH2O;T=T_8;w=0;P=P_8)
h_8s_a=Enthalpy(AirH2O;T=T_8s_C;w=0;P=P_8)
s_8s_a=Entropy(AirH2O;T=T_8s_C;w=0;P=P_8)
v_8s_a=Volume(AirH2O;T=T_8s_C;w=0;P=P_8)
s_8_asd=Entropy(AirH2O;T=443,89;w=0;P=P_8)
eta_tur_TBÇ_GT=0,905
W_dot_tur_TBÇ_GT=m_dot_a*(1+f_TBÇ)*c_pg*eta_tur_TBÇ_GT*T_7_K*(1-(1/(r_TBÇ_GT^((k-1)/k))))
W_dot_net_TBÇ_GT=W_dot_tur_TBÇ_GT-W_dot_komp_TBÇ_GT
eta_thermal_net_TBÇ=(W_dot_tur_TBÇ_GT+W_dot_tur_TBÇ-W_dot_komp_TBÇ_GT-W_dot_komp_TBÇ-
W_dot_fan-W_dot_el)/(Q_dot_h_TBÇ)
W_dot_net_sistem=W_dot_tur_TBÇ_GT+W_dot_tur_TBÇ-W_dot_komp_TBÇ_GT-W_dot_komp_TBÇ-
W_dot_fan-W_dot_el
GKO=((W_dot_net_sistem-W_dot_net_GT)/W_dot_net_GT)*100
TVD=((eta_thermal_net_TBÇ-eta_thermal_GT)/eta_thermal_GT)*100
X Line: 194 Char: 9 Wrap: On Insert Caps Lock: Off SI C kPa kJ mass deg Warnings: On Unit Chk: Auto

```

Şekil 1. 9. Tez kapsamında TBÇ için EES programında kullanılan algoritmaların dökümü (devam)

EK-1. (devam). EES paket programında tez kapsamında yapılan çalışmalar kullanılan algoritmalar



```

"Tek Başına Gaz Türbini"

"Kompresör"

T_1C=45
T_1K=T_1C+273.15
P_1=101
RH_air=60
k_air=1.4
v_dot_air=1
P_2=PR_c*P_1
T_2s=T_1K*(PR_c^((k_air-1)/k_air))
eta_comp=0.8873
T_2K=T_1K*(((PR_c^((k_air-1)/k_air))/eta_comp)+1)
T_2C=T_2K-273.15
rho_air=Density(AirH2O;T=T_1C;r=RH_air/100;P=P_1)
m_dot_air=rho_air*v_dot_air
c_pa=Cp(AirH2O;T=T_1C;r=RH_air/100;P=P_1)
omega_1=HumRat(AirH2O;T=T_1C;r=RH_air/100;P=P_1)
h_2_water=Enthalpy(Water;T=T_2C;P=P_2)
h_1_water=Enthalpy(Water;T=T_1C;P=P_1)
W_dot_comp=m_dot_air*(c_pa*T_1K/eta_comp*(PR_c^((k_air-1)/k_air)-1))

"Yanma Odası"

NCV=50047
T_3C=1100
T_3K=1100+273.15
h_3_water=2501.3+1.8723*T_3C
c_pg=(28.11+0.1967*10^(-2)*T_3K+0.4802*10^(-5)*T_3K-1.966*10^(-9)*T_3K)/28.97
f=(c_pg*(T_3K-298)-c_pa*(T_2K-298)+omega_1*(h_3_water-h_2_water))/(NCV-c_pg*(T_3K-298))
Q_dot_h=m_dot_air*T_1K*(((1+f)*c_pg*T_3K/T_1K)-(c_pa*(((PR_c^((k_air-1)/k_air))/eta_comp)+1)))+(
omega_1/T_1K*(h_3_water-h_2_water)))

"Türbin"

PR_t=12.2

```

Şekil 1. 10. Tez kapsamında sisleme sistemi için EES programında kullanılan algoritmaların dökümü

EK-1. (devam). EES paket programında tez kapsamında yapılan çalışmalar kullanılan algoritmalar

```

EES Equations Window

"Türbin"
PR_t=12.2
eta_tur=0.905
W_dot_t=v_dot_air*rho_air*(1+omega_1+f)*c_pg*eta_tur*T_3K*(1-(1/(PR_t^((k_air-1)/k_air))))

"Soğutma Sistemi Olmadan Termal Verim"
eta_cy_soğutmasız=(W_dot_t-W_dot_comp)/Q_dot_h

"Net İş"
W_dot_net_soğutmasız=(W_dot_t-W_dot_comp)

"Sisleme ile Soğutma"
T_0C=45
T_0K=T_0C+273.15
P_0=101
RH_0=60

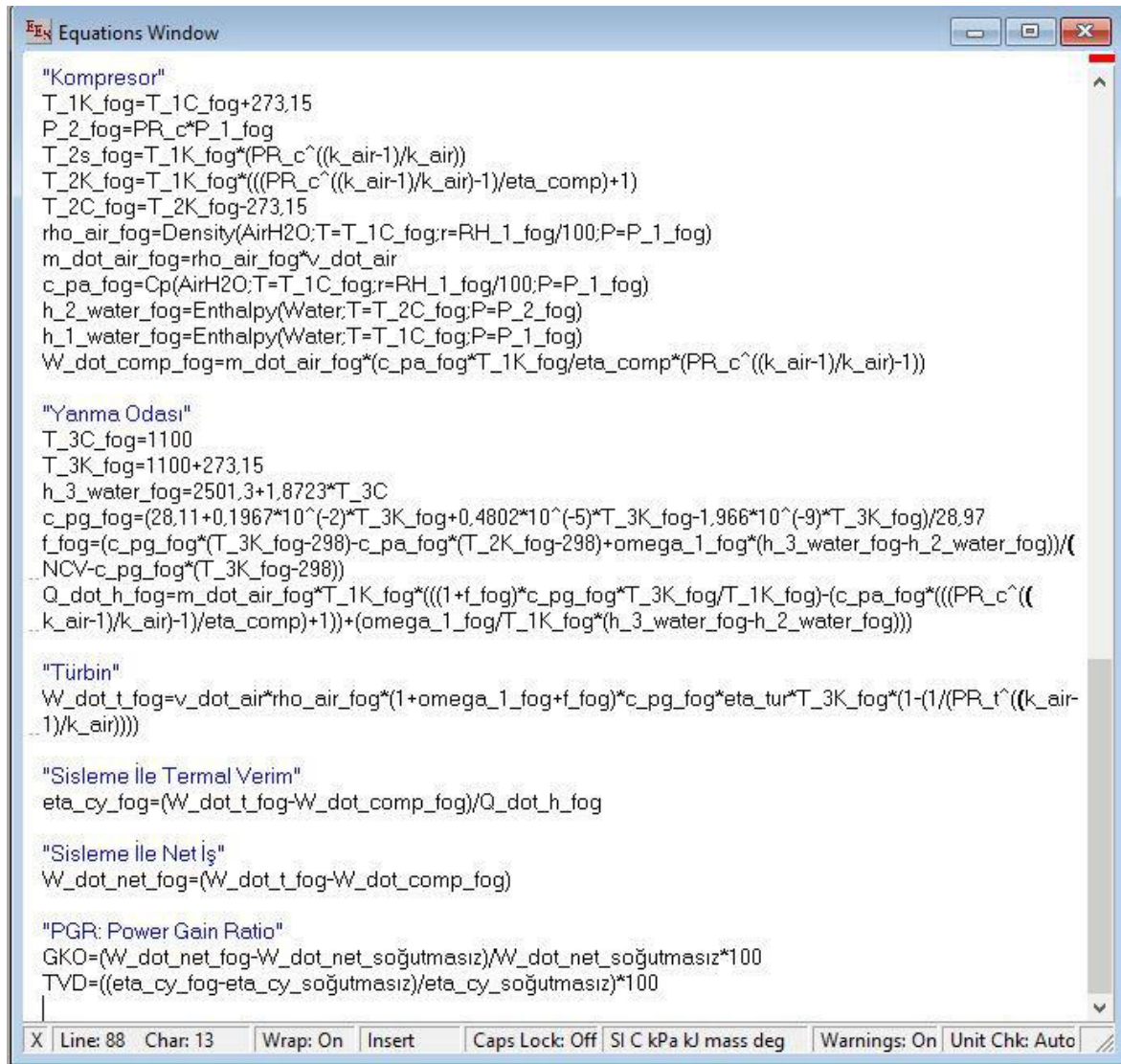
"Sisleme"
T_1C_fog=WetBulb(AirH2O;T=T_0C;r=RH_0/100;P=101)
P_1_fog=101
RH_1_fog=100
omega_1_fog=HumRat(AirH2O;T=T_1C_fog;r=RH_1_fog/100;P=P_1_fog)

"Kompresor"
T_1K_fog=T_1C_fog+273.15
P_2_fog=PR_c*P_1_fog
T_2s_fog=T_1K_fog*(PR_c^((k_air-1)/k_air))
T_2K_fog=T_1K_fog*(((PR_c^((k_air-1)/k_air)-1)/eta_comp)+1)
T_2C_fog=T_2K_fog-273.15
rho_air_fog=Density(AirH2O;T=T_1C_fog;r=RH_1_fog/100;P=P_1_fog)
m_dot_air_fog=rho_air_fog*v_dot_air
  
```

X Line: 35 Char: 9 Wrap: On Insert Caps Lock: Off SI C kPa kJ mass deg Warnings: On Unit Chk: Auto

Şekil 1. 11. Tez kapsamında sisleme sistemi için EES programında kullanılan algoritmaların dökümü (devam)

EK-1. (devam). EES paket programında tez kapsamında yapılan çalışmalar kullanılan algoritmalar



```

"Kompresor"
T_1K_fog=T_1C_fog+273,15
P_2_fog=PR_c*P_1_fog
T_2s_fog=T_1K_fog*(PR_c^((k_air-1)/k_air))
T_2K_fog=T_1K_fog*(((PR_c^((k_air-1)/k_air)-1)/eta_comp)+1)
T_2C_fog=T_2K_fog-273,15
rho_air_fog=Density(AirH2O;T=T_1C_fog;r=RH_1_fog/100;P=P_1_fog)
m_dot_air_fog=rho_air_fog*v_dot_air
c_pa_fog=Cp(AirH2O;T=T_1C_fog;r=RH_1_fog/100;P=P_1_fog)
h_2_water_fog=Enthalpy(Water;T=T_2C_fog;P=P_2_fog)
h_1_water_fog=Enthalpy(Water;T=T_1C_fog;P=P_1_fog)
W_dot_comp_fog=m_dot_air_fog*(c_pa_fog*T_1K_fog/eta_comp*(PR_c^((k_air-1)/k_air)-1))

"Yanma Odası"
T_3C_fog=1100
T_3K_fog=1100+273,15
h_3_water_fog=2501,3+1,8723*T_3C
c_pg_fog=(28,11+0,1967*10^(-2)*T_3K_fog+0,4802*10^(-5)*T_3K_fog-1,966*10^(-9)*T_3K_fog)/28,97
f_fog=(c_pg_fog*(T_3K_fog-298)-c_pa_fog*(T_2K_fog-298)+omega_1_fog*(h_3_water_fog-h_2_water_fog))/(
NCV-c_pg_fog*(T_3K_fog-298))
Q_dot_h_fog=m_dot_air_fog*T_1K_fog*(((1+f_fog)*c_pg_fog*T_3K_fog/T_1K_fog)-(c_pa_fog*(((PR_c^((k_air-1)/k_air)-1)/eta_comp)+1)))+(omega_1_fog/T_1K_fog*(h_3_water_fog-h_2_water_fog))

"Türbin"
W_dot_t_fog=v_dot_air*rho_air_fog*(1+omega_1_fog+f_fog)*c_pg_fog*eta_tur*T_3K_fog*(1-(1/(PR_t^((k_air-1)/k_air))))

"Sisleme ile Termal Verim"
eta_cy_fog=(W_dot_t_fog-W_dot_comp_fog)/Q_dot_h_fog

"Sisleme ile Net İş"
W_dot_net_fog=(W_dot_t_fog-W_dot_comp_fog)

"PGR: Power Gain Ratio"
GKO=(W_dot_net_fog-W_dot_net_soğutmasız)/W_dot_net_soğutmasız*100
TVD=((eta_cy_fog-eta_cy_soğutmasız)/eta_cy_soğutmasız)*100

```

X Line: 88 Char: 13 Wrap: On Insert Caps Lock: Off SI C kPa kJ mass deg Warnings: On Unit Chk: Auto

Şekil 1. 12. Tez kapsamında sisleme sistemi için EES programında kullanılan algoritmaların dökümü (devam)



GAZİ GELECEKTİR..