

**BİR GAZ TÜRBİNİ ÇEVİRİMİNİN
TERMODİNAMİK ANALİZİ**

Ercan ÖZDEMİR

Yüksek Lisans Tezi

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Uğur AKYOL

2017

T.C.
NAMIK KEMAL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
YÜKSEK LİSANS TEZİ
BİR GAZ TÜRBİNİ ÇEVİRİMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ

Ercan ÖZDEMİR

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

DANIŞMAN: DOÇ. DR. UĞUR AKYOL

TEKİRDAĞ-2017

Her hakkı saklıdır

Doç. Dr. Uğur AKYOL danışmanlığında, Ercan ÖZDEMİR tarafından hazırlanan “Bir Gaz Türbini Çevriminin Termodinamik Analizi” isimli bu çalışma aşağıdaki jüri tarafından Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda Yüksek Lisans tezi olarak oy birliği ile kabul edilmiştir.

Jüri Başkanı: Prof. Dr. Ayşen HAKSEVER İmza:

Üye: Prof. Dr. Kamil KAHVECİ İmza:

Üye: Doç. Dr. Uğur AKYOL İmza:

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu adına

Prof. Dr. Fatih KONUKCU

Enstitü Müdürü

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

BİR GAZ TÜRBİNİ ÇEVİRİMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ

Ercan ÖZDEMİR

Namık Kemal Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Uğur AKYOL

Kullanılabilir enerji kaynaklarının hızla azaldığı günümüzde yeni enerji kaynakları bulununcaya dek mevcut kaynakların en verimli şekilde kullanılması gerekmektedir. Bu nedenle mühendislik sistemlerinin verimleri konusunda yapılan araştırmalar da oldukça büyük bir öneme sahiptir. Bu çalışma İstanbul'da bulunan bir doğalgazlı gaz türbininin, termodinamiğin birinci ve ikinci yasaları kullanılarak analiz edilmesini içermektedir. Çalışma neticesinde gaz türbininin optimum çalışma koşulları belirlenmiş ve verimi artırmak için yapılması gerekenler hakkında bilgiler verilmiştir. Yapılan bu çalışmada, 270 K-303 K aralığındaki kompresör havası giriş sıcaklıklarında, kompresör basınç oranı 10:1 iken türbin işinin ortalama %81,10'ünün, 15:1 iken ortalama %78'inin, 20:1 iken ortalama %76,2'sinin ve 25:1 iken ortalama %75,7'inin kompresörü çalıştırmak için kullanıldığı belirlenmiştir. Çalışma yaptığımız gaz türbinin ısı verim değerlerine baktığımızda, en yüksek değer %41 ile kompresör basınç oranı 25:1 ve kompresör giriş sıcaklığı 270 K'de gerçekleşirken, en düşük ısı verim ise %18,9 ile kompresör basınç oranı 10:1 ve kompresör giriş sıcaklığı 303 K de gerçekleşmiştir. Kompresör giriş sıcaklığındaki 33°C'lik artış kompresör basınç oranı 10:1 iken ısı veriminin %6 oranında, kompresör basınç oranı 25:1 iken %4,8 oranında azalmasına yol açmaktadır. Kompresör giriş hava sıcaklığındaki artış tüm kompresör basınç oranlarında ısı verimini düşürmektedir. Fakat kompresör giriş hava sıcaklığındaki artışın ısı verimini azaltma etkisi, kompresör basınç oranı yükseldikçe azalmaktadır.

Anahtar Kelimeler: Kompresör Basınç Oranı, Enerji Analizi, Ekserji Analizi, Gaz Türbini

2017, 63 sayfa

ABSTRACT

MSc. Thesis

THERMODYNAMIC ANALYSIS OF A GAS TURBINE CYCLE

Ercan ÖZDEMİR

Namık Kemal University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Uğur AKYOL

Nowadays the available energy sources are rapidly decreasing, so it is necessary to use the available resources most efficiently until new energy sources are found. For this reason, researches on the efficiency of engineering systems have a great importance. This study involves analyzing of a natural gas turbine system located in Istanbul by using the first and second laws of thermodynamics. As a result of the study, the optimal operating conditions of the gas turbine were determined and some information was given on what needs to be done to increase the efficiency. It was determined that an average of 81.1% of the energy produced in the gas turbine was consumed in the compressor while the compressor compression ratio was 10:1; also an average of 78% while the compressor compression ratio was 15:1, an average of 76.2% while the compressor compression ratio was 20:1 and an average of 75.7% while the compressor compression ratio was 25:1 at compressor air inlet temperatures between 270 and 303 K. A 33°C increase in compressor inlet temperature leads to a 6% reduction in thermal efficiency when the compressor pressure ratio is 10: 1, and leads to a 4.8% reduction when the compressor pressure ratio is 25: 1. The increase in the compressor inlet air temperature reduces the thermal efficiency at all compressor pressure ratios. However, the effect of reducing the thermal efficiency of the increase in compressor inlet air temperature is reduced as the compressor pressure ratio increases.

Key Words: Compressor Pressure ratio, Gas Turbine, Energy Analysis, Exergy Analyses

2017, 63 page

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET	i
ABSTRACT	ii
İÇİNDEKİLER	iii
ÇİZELGE DİZİNİ	iv
ŞEKİL DİZİNİ	v
SİMGELER VE KISALTMALAR	vi
ÖNSÖZ	viii
1.GİRİŞ	1
1.1 Gaz türbinleri tarihçesi	2
1.2.Gaz türbinleri	3
1.2.1 Kompresörler	3
1.2.2 Türbinler	5
1.2.3 Yanma odaları	6
1.2.4 Kompresör giriş havası soğutma yöntemleri	6
1.2.4.1 Evaporatif soğutma sistemleri	7
1.2.4.2 Kuru yüzeyli soğutma sistemleri	8
1.3 Termodinamiğin birinci kanunu	9
1.4 Gaz türbinlerinin birinci kanun analizi	10
1.4.1 Gaz türbinlerin teorik çevrimleri	11
1.4.2 Sabit basınç (Brayton) çevrimi	11
1.4.3 Rejeneratörlü Brayton çevrimi	144
1.4.4 Kompresör ara soğutmalı Brayton çevrimi	144
1.4.5 Türbin ara ısıtmalı Brayton çevrimi	155
1.5 Termodinamiğin ikinci kanunu	177
1.5.1 Kullanılabilirlik ve ölü hal	177
1.5.2 Tersinir iş ve tersinmezlik	188
1.5.3 Kapalı sistemler	19
1.5.4 Sürekli akışlı açık sistemler	200
1.5.5 Düzgün akışlı açık sistemler	222
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	244
3. MATERYAL VE METOD	29
3.1 Yapılan hesaplamalar	311
4.HESAPLAMALAR, SONUÇLAR VE ÖNERİLER	366
5. KOMPRESÖR GİRİŞ HAVASI SOĞUTMA YÖNTEMİNİN SEÇİLMESİ	455
6. TARTIŞMA	466
7. KAYNAKLAR	477
EKLER	49
ÖZGEÇMİŞ	63

ÇİZELGE DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 1. Çalışma yapılan gaz türbinini özellikleri.....	29
---	----

ŞEKİL DİZİNİ

Sayfa

Şekil 1.1: Carnot çevriminin P-v ve T-s diyagramı	22
Şekil 1.2: Gaz türbini	34
Şekil 1.3: Santrifüj kompresör impelleri	45
Şekil 1.4 (a): Eksenel kompresör	56
Şekil 1.5 (b): Santrifüj kompresör	56
Şekil 1.6: Eksenel türbin	67
Şekil 1.7: Evaporatif Media çalışma prensibi	89
Şekil 1.8: Brayton çevrimi P-v ve T-s diyagramları	123
Şekil 1.9: Gaz türbini	123
Şekil 1.10: Rejeneratörlü Brayton Çevrimi	145
Şekil 1.11: Ara soğutmalı ve ara ısıtmalı Brayton çevrimi	156
Şekil 1.12: Üç kademeli arasoğutmalı, bir kademeli türbin arasııtmalı açık ideal bir Brayton çevrimi	167
Şekil 1.13: Tersinir ve tersinmez süreçlerde ekserji ilişkisi	190
Şekil 3.1: Gaz türbininin şematik gösterimi	290
Şekil 3.2: Caterpillar Tarus Gaz türbini ve ekipmanlarının şematik gösterimi	290
Şekil 3.3: Caterpillar Tarus Gaz türbini ekipmanlarının çalışma esnasındaki şematik gösterimi	301
Şekil 3.4: Caterpillar Tarus Gaz türbininin temel birleşenleri	312
Şekil 3.5: Gaz türbini çevrimi	323
Şekil 4.1: Farklı kompresör basınç oranlarında T_0 sıcaklığına göre kompresörde harcanan enerji	367
Şekil 4.2: Farklı kompresör basınç oranlarında T_0 sıcaklığına göre geri iş oranı	378
Şekil 4.3: Farklı kompresör basınç oranlarında T_0 sıcaklığına göre ısı verim değerleri ...	389
Şekil 4.4: Farklı kompresör basınç oranlarında T_0 sıcaklığına göre W_{net} değerleri	390
Şekil 4.5: Farklı kompresör basınç oranlarında T_0 sıcaklığına göre sisteme verilen ısı enerji değerleri	401
Şekil 4.6: Farklı kompresör basınç oranlarında T_0 sıcaklığına göre kompresör tersinir işi	412
Şekil 4.7: Farklı kompresör basınç oranlarında T_0 sıcaklığına göre kompresör tersinmezlik değerleri	423
Şekil 4.8: Farklı kompresör basınç oranlarında T_0 sıcaklığına göre kompresör ikinci yasa verimi	434

SİMGELER ve KISALTMALAR

A	: Kesit alanı (m^2)
E	: Enerji (kJ)
g	: Yer çekimi ivmesi (m/s^2)
h	: Entalpi (kJ/kg)
I	: Tersinmezlik (kJ)
İ	: Birim zamanda tersinmezlik (kW)
ke	: Kinetik enerji (kJ/kg)
m	: Kütle (kg)
m	: Kütleli debi (kg/s)
pe	: Potansiyel enerji (kJ/kg)
ρ	: Yoğunluk (kg/m^3)
q	: Birim kütle ısı geçişi (kJ/kg)
q_{giren}	: Sisteme verilen ısı enerjisi (kJ/kg)
Q	: Isı geçişi (kJ)
\dot{Q}	: Birim zamanda ısı geçişi (kW)
s	: Entropi (kJ/kg-K)
$S_{üretim}$: Entropi üretimi (kJ/kg-K)
S	: Toplam entropi (kJ/K)
T_0	: Çevre sıcaklığı (K)
U	: İç enerji (kJ)
V	: Akış hızı (m/s)
W	: İş (kJ)
\dot{W}	: Güç (kW)
W	: Birim kütle için iş (kJ/kg)
z	: Yükseklik (m)
H	: Verim
$-W_k$: Kompresörde harcanan enerji (kJ/kg)
w_t	: Türbin işi (kJ/kg)
w_{net}	: Net iş (kJ/kg)
η_{th}	: Isıl verim
GİO	: Geri iş oranı
$w_{k,y}$: Yararlı kompresör işi (kJ/kg)

- $w_{k,tr}$: Kompresör tersinir iş (kJ/kg)
 i_k : Kompresör tersinmezlik (kJ/kg)
 $\eta_{k,II}$: Kompresör ikinci yasa verimi
 β : Kompresör basınç oranı

Alt İndisler

- G : Giren
ç : Çıkan
k : Kompresör
t : Türbin
tr : Tersinir
y : Yararlı
çev : Çevre
ID : Isı değiştiricisi
KO : Karışma odası

ÖNSÖZ

Yüksek lisans tez danışmanlığımı üstlenen, çalışmalarım boyunca değerli görüş ve katkılarıyla yol gösteren danışman hocam sayın Doç. Dr. Uğur AKYOL'a teşekkür ederim.

Maddi ve manevi destekleri ile her zaman yanımda olan sevgili anneme, abime, ablalarım ve eşime teşekkür ederim. Çalışmalarım boyunca yanımda hissettiğim sevgili babama teşekkür ve minnetlerimi bir kez daha ifade etmek isterim.

Ocak, 2017

Ercan ÖZDEMİR

1. GİRİŞ

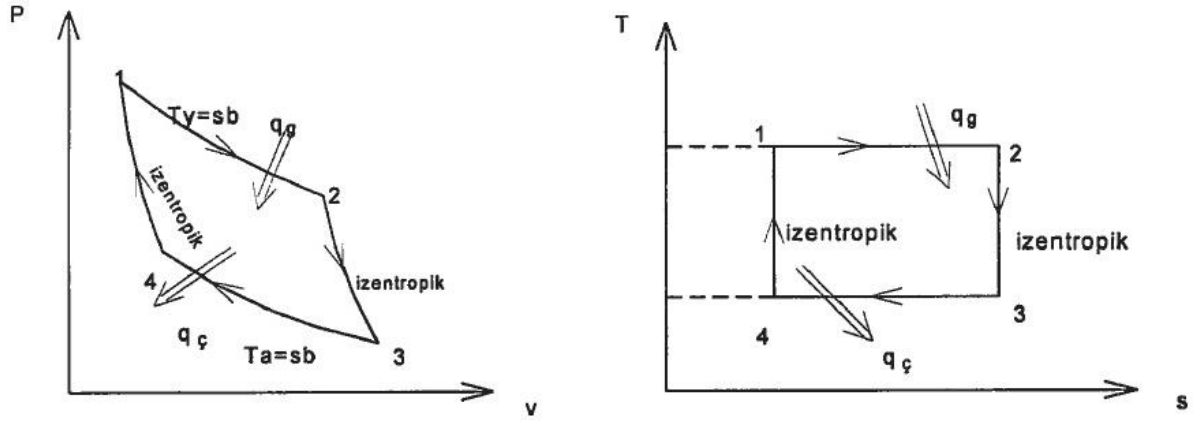
İnsanlar daima ısı enerjisini mekanik enerjiye dönüştüren sistemlerin verimini arttırma çabası içinde olmuşlardır. Bunun temel nedenlerinden biri fosil yakıtların sınırlı ve pahalı olmasıdır. Dünyadaki enerji tüketimi de artan nüfus ile artış göstermektedir. Yenilenemez enerji kaynakları ile tüketim arasındaki açığın gittikçe arttığı görülmektedir. Bu enerji açığını gidermek için, atmosferin kirlenmesi problemini göz önüne alarak bazı politikalar geliştirme zorunluluğu ortaya çıkmıştır. Bu enerji ihtiyacını çözmek için kullanılan sistemlerden biri de gaz türbinleridir. Basit çevrimde çalışan gaz türbinleri günümüzde %35-45 verimlilikte çalışmaktadır.

Gaz türbinleri günümüzde hızla yaygınlaşmaktadır. Bu tesislerle ilgili birçok çalışma, yayın ve araştırma yapılmaktadır. Sistemlerin termodinamik analizlerinden ekonomik analizlerine kadar birçok çalışma mevcuttur. Gaz türbinlerinin termodinamik analizi yapılırken termodinamiğin 1. ve 2. kanunları esas alınır.

Bu çalışmada İstanbul il sınırlarında bulunan bir gaz türbini tesisinin termodinamiğin 1. ve 2. kanun hesaplamaları yapılmıştır. Türbini oluşturan sistemlerin verimleri farklı sıcaklıklar için bilgisayar ortamında hesaplanmıştır. Farklı kompresör basınç oranlarına göre hesaplamalar tekrarlanmış ve analizler yapılarak gaz türbininin en verimli şekilde çalışması için önerilerde bulunulmuştur.

Termodinamiğin birinci kanunu enerjinin niceliği ile ilgilidir ve bir sisteme giren, üretilen, çıkan enerji miktarlarının toplamının sıfır olduğunu ifade eder. Birinci kanun enerjinin niteliği ile ilgili herhangi bir değerlendirme yapmaz. Termodinamiğin ikinci kanunu ise enerjinin niteliği ile ilgili değerlendirmelerin yapılmasını mümkün kılmaktadır.

Termodinamiğin ikinci kanununa göre ısının işe dönüştürülmesi için kullanılacak çevrimler arasında dönüştürme verimi en yüksek olan çevrim Carnot çevrimidir. Carnot çevrimi dört tümenden tersinir hal değişiminden oluşur: Sisteme izotermal ısı geçişi, izentropik genişleme, sistemden izotermal ısı geçişi ve izentropik sıkıştırma. P-v ve T-s diyagramı Şekil 1'de gösterilmiştir. Carnot çevriminin mümkün olan en verimli çevrim olmasının sebebi, tamamen tersinir adımlardan oluşması, yani tümenden tersinir olmasıdır. Adımların hiçbirinde, aralarında sonlu sıcaklık farkı bulunan iki sistem arasında ısı alışverişi gerçekleşmez.



Şekil 1.1. Carnot çevriminin P-v ve T-s diyagramı

Termodinamik sistemlerin analizinde sadece birinci kanun analizi ile elde edilecek sonuçların değerlendirilmesi bazı hatalara neden olabilir. Bu nedenle birinci kanun analizi ile birlikte ikinci kanun analizinin yapılması daha doğrudur. İkinci kanun analizi entropiye veya kullanılabilir enerjiye dayalıdır.

1.1 Gaz türbinleri tarihçesi

Gaz türbinleri için ilk patent 18. yüzyılda alındı ve onun arkasından Dumbell ve Bresson da patent aldılar.

19. yüzyılın hemen başlarında Stirling ve Ericsson sıcak hava makinesinin sabit hacim ve sabit basınçlı çevrimlerini geliştirdiler. Asrın ortalarında ise, Joule, gaz türbinlerinin bugün yararlanılan temel çevrimini buldu.

1902'de Moss (ABD) negatif güç çıkışlı gaz türbini yaptı. Türbinden elde edilen güç, türbini çalıştırmak için gerekli güçten daha azdı.

1904'de Stolze (Almanya) sıcak hava türbini yaptı. Fakat yüksek sıcaklıklara dayanıklı malzeme yokluğu ve aerodinamik konusundaki bilgi yetersizliği nedeniyle istenilen başarı elde edilemedi.

1905 ve 1930 yılları arasında Dr. Holzworth, Dr. Moss, Dr. Böchi ve Dr. Lorenzon aerodinamik ve metalürji dallarındaki gelişmeler sayesinde gaz türbinlerine önemli katkılarda bulundular.

1930 yılında Birleşik Krallık Hava Kuvvetlerinde Frank Whittle'nin turbo jet makinesini geliştirmesi, gaz türbinleri alanındaki en önemli buluş olarak kabul edilmiştir.

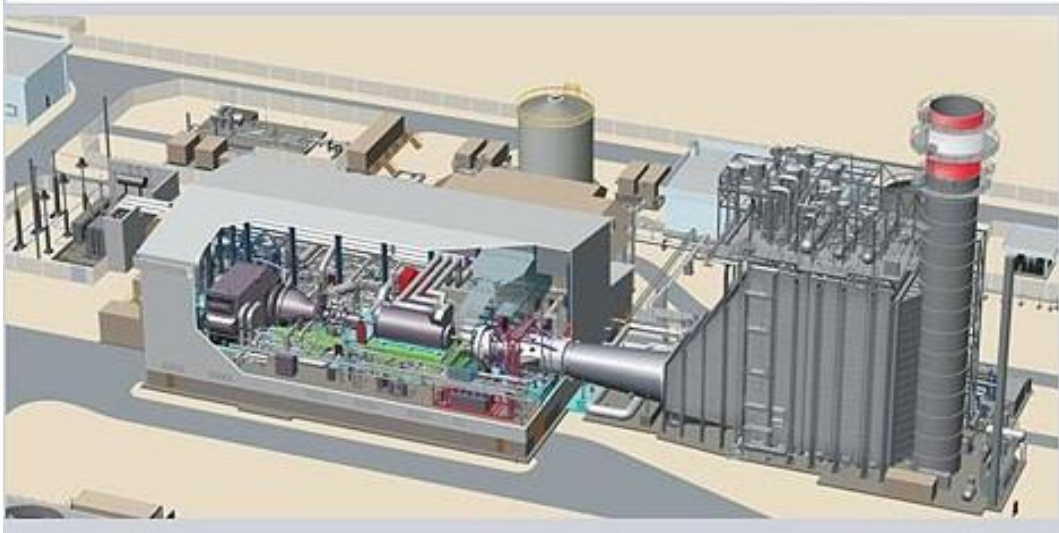
1935 ve 1938 yılları arasında İsviçre'nin, Brown Boveri, Sulzer Brothers ve Escher Wyss firmaları, paralel çalışmalarla lokomotif ve hava kuruluşları için gaz türbinleri tasarlamışlardır.

İkinci Dünya Savaşı'ndan sonra, gaz türbinleri alanındaki çok hızlı gelişmeler günümüzde de halen devam etmekte ve giderek artan sayıda gaz türbini, ticaret ve savaş gemilerine uygulanmaktadır.

1.2 Gaz türbinleri

İçten yanmalı motorlarda reaksiyon ürünleri termodinamik maddenin kendisidir ve bu ürünler ya piston veya türbine etki ederek, ya da bir çıkış lülesinde genişlemeleri sırasında kazandıkları yüksek hızın sağladığı ivme ile iş yapar. Krank milinin dönüşü sırasında yüksek düzensizlikler mevcuttur. Bu olumsuzluk pistonlu içten yanmalı motorlardan yüksek güç elde edilmesini zorlaştırır. Gaz türbinleri ise bu dezavantajlardan arındırılmıştır.

Gaz türbinlerinin temel elemanları Şekil 1.2'de görüldüğü gibi kompresör, yanma odası ve türbindir. Kompresör ve türbin ortak bir mile monte edilmiştir. Yanma odası ise bu iki ünitenin arasındadır ve havanın ısıtılmasında kullanılır.

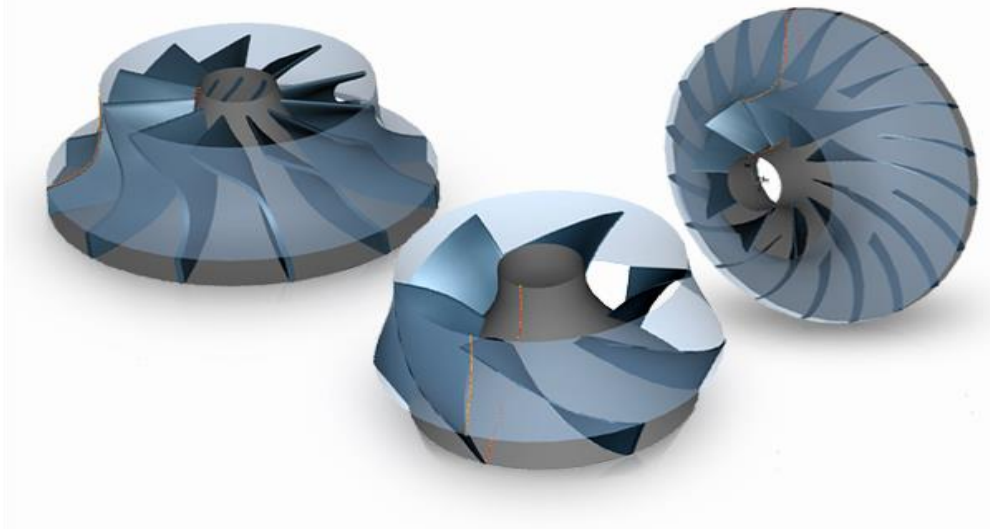


Şekil 1.2. Gaz türbini

1.2.1 Kompresörler

Gaz türbinlerinde kullanılan havanın sıkıştırılması santrifüj veya aksenal kompresörlerle gerçekleştirilmektedir.

Santrifüj kompresörler, havaya yüksek hız kazandıran dönen bir çarkı içerisinde barındıran sabit bir muhafaza ile bu muhafazada bulunan ve havayı yavaşlatarak basıncını artıran belirli sayıda genişleyen kanallardan oluşmaktadır. Havaya yüksek hız kazandıran çarka “impeller” denir. Santrifüj kompresör impelleri Şekil 1.3’de gösterilmektedir.



Şekil 1.3. Santrifüj kompresör impelleri

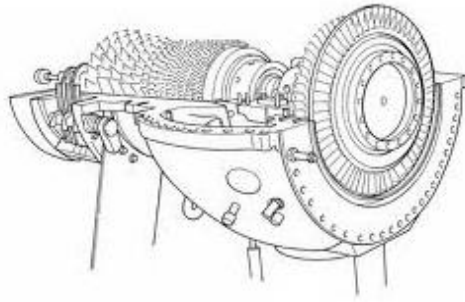
Hava impeller gözüne (merkezine) emilerek, disk üzerindeki kanatçıklar tarafından yüksek hızlara döndürülür. Statik basınç, impeller gözünden kenarına doğru artmaktadır. Geriye kalan basınç artışı ise, impelleri oldukça yüksek hızda terk eden havanın hızının, kesiti genişleyen difüzörde impeller gözüne giriş hızına yakın bir hıza kadar düşürülmesiyle elde edilmektedir.

Santrifüj bir kompresörün boyu Şekil 1.4’de görüldüğü gibi eşdeğerdeki bir aksenal kompresöre oranla daha kısadır. Kirli ortamlarda çalıştığı zaman havanın geçtiği yüzeylerde biriken artıkların sebep olduğu performans kaybına daha az bağlıdır. Herhangi bir dönme hızında ve geniş bir kütle akış aralığında verimli olarak basınç oranının hemen üzerine kadar ulaşabilmektedir. Titanyum gibi malzemeler kullanıldığında basınç oranı 6:1’in üzerine çıkarılabilmektedir. Isıl verimleri %80-84 kadardır (S. Çetinkaya 2009).

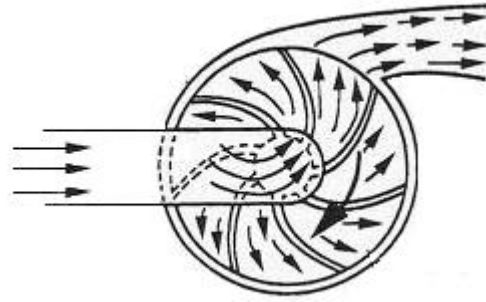
Santrifüj kompresörler, çevrim basınç oranının birden çok sayıda kademenin seri olarak bağlanmasını gerektirdiği endüstriyel gaz türbinleri için uygun değildir. Çünkü hava Şekil 1.4 (b)’de görüldüğü gibi santrifüj kompresörlerin kademeleri arasında fazla yön değiştirmektedir. En fazla iki kademe başarıyla kullanılabilmektedir.

Eksenel kompresörler Şekil 1.4 (a)'da olduğu gibi aynı ekseninde çok sayıda kompresör kademesinin birleştirilmesiyle elde edilir. Eksenel bir kompresör kademesi bir stator ve onu takip eden bir rotor sırasından oluşmaktadır. Çok kademeli kompresörlerdeki kademe sayısı 20 kadar olabilir. Rotor kanatçıkları rotor kasağına, stator kanatçıkları ise muhafazaya monte edilmektedir. Kompresör girişinde bulunan giriş kılavuz kanatçıkları birinci kompresör kademesinin bir bölümü olarak değil, ayrı bir kısım olarak değerlendirilir.

Eksenel kompresörler genellikle uçaklarda tercih edilmektedir. Bunun nedeni ön alanlarının küçük olması ve aynı işi yapan santrifüj kompresörlere oranla %3-4 daha verimli olmalarıdır. Günümüzde eksenel kompresörlerin verimleri %90 ve üzerine, basınç oranları ise 7:1'e kadar yükseltilmiştir (S. Çetinkaya 2009).



Şekil 1.4. (a) Eksenel kompresör



Şekil 1.4. (b) Santrifüj kompresör

1.2.2 Türbinler

Kompresörlerde olduğu gibi türbinlerin de iki esas tipi bulunmaktadır. Bunlar radyal ve eksenel türbinlerdir.

Radyal türbinler görünüş olarak santrifüj kompresörlere benzemektedir fakat dışa doğru akışın yerini içe doğru akış, difüzör kanatçıklarının yerini de lüle kanatçıkları almaktadır. Radyal türbinler gaz türbinlerinin yüksek sıcaklıkları için uygun değildir. Radyal türbinler performansından ziyade derli toplu olmasından, küçük güçlerde daha çabuk kurularak devreye alınmasından dolayı tercih edilmektedir. Küçük güçler dışında eksenel türbinler daha verimlidir. Gaz türbinlerinin hemen hemen hepsinde eksenel türbinler kullanılmaktadır.

Eksenel bir türbin Şekil 1.5'de görüldüğü gibi kademesi sabit bir lüle veya kanatçık ile onun hemen arkasındaki hareketli kanatçık sırasından oluşmaktadır.



Şekil 1.5. Eksenel türbin

1.2.3 Yanma odaları

Gaz türbinlerinin yanma odaları kompresör tarafından sağlanan bol miktarda hava ile yakıtın karıştırılarak yanmasının sağlandığı kısımdır. Açığa çıkan ısı ile genişleyen hava türbin içinde ilerlemektedir. Boyut ve ağırlık kısıtlamaları nedeniyle bu işlemlerin sınırlı bir hacimde minimum basınç kaybı ve maksimum ısı çıkışı ile gerçekleştirilmesi zorunludur.

1.2.4 Kompresör giriş havası soğutma yöntemleri

Kompresör emiş havasını soğutma yöntemlerini başlıca iki ana gruba ayırabiliriz. Birincisi evaporatif soğutmadır ki bu yatırım maliyeti açısından çok cazip bir yöntemdir. Ancak soğutma kapasitesi yaş termometre sıcaklığı ile sınırlıdır. İkincisi ise kuru yüzeyli soğutma sistemidir. Bu yöntemin işletme şekilleri bakımından çok çeşitli tasarımları mevcuttur. Bunlar arasında absorpsiyonlu soğutma yöntemi oldukça tercih edilen bir yöntemdir. Çünkü sistemdeki atık ısıların bu yolla değerlendirilebilmesi ve böylece verimin artırılması mümkündür.

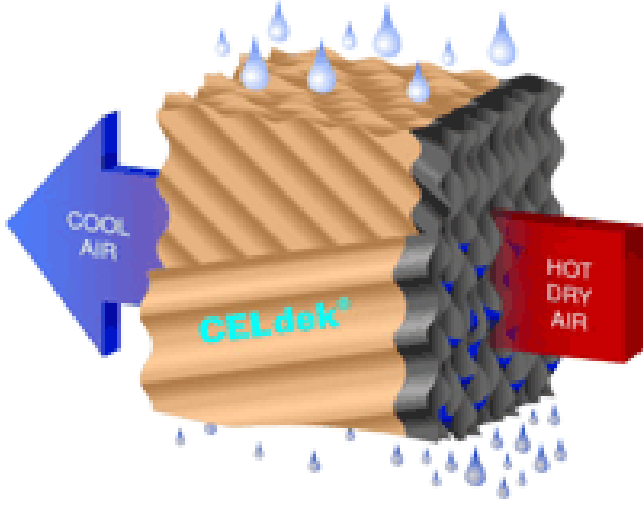
1.2.4.1 Evaporatif soğutma sistemleri

Bu sistemler, kuruluş ve işletme maliyetlerinin düşüklüğü nedeni ile öncelikle değerlendirilen bir sistemdir. Ancak ideal evaporatif soğutma yaş termometre sıcaklığında olup, pratikte yaş termometre sıcaklığı ile kuru termometre sıcaklığı farkının %85-95'i kadar yaklaşmaktadır. Bu sistem hibrit sistemlerle birlikte kullanılabilir.

Bu soğutma yönteminde su, giriş havası ile temas halinde hareket etmektedir. Şekil 1.6'de görüldüğü gibi su, havanın ısını üzerine alarak buharlaşırken akış havası soğutulmaktadır. Sistem kuru iklimlerde çok daha iyi sonuçlar vermektedir. Çünkü kuru iklimlerde havanın absorbe edebileceği su miktarı daha fazla olduğundan havanın yaş termometre sıcaklığı oldukça düşüktür. Bu ise düşük maliyetlerle oldukça iyi bir soğutma yapılabilmesine olanak sağlar. Havanın akış hızına göre nem alıcılar da kullanılabilir. Suyu havaya vermek için iki farklı yöntem kullanılır. Bunlardan birincisi evaporatif medianın dışından su aşağıya doğru süzülürken evaporatif medianın içinden geçen hava bu suyu absorbe eder. Montaj için yeterli alan bulunması durumunda bu sistem tercih edilir. Eğer soğutma sisteminin kurulması için ayrılan alan sınırlı ise bu durumda suyu havaya vermek için spreyleme nozulları kullanılır. Bu spreyleme nozulları hava kışı kısmına karşılıklı olarak yerleştirilir. Hava damlalarının boyutu istenen değerden daha büyük olursa su buharlaşmadan önce kompresör kanatlarına ulaşabilmekte ve bunun sonucu olarak kompresör kanatlarında korozyona neden olmaktadır. Giriş havasına suyu püskürtmek için yüksek basınç nozulları veya ultrasonik nozullardan oluşan sistemler kullanılır.

Yüksek basınç nozulları: Bu sistemde suya yüksek basınç kazandırılır. Su nozullardan geçerken başlangıçtaki basıncı nedeni ile yüksek bir hıza ulaşır. Nozullara gönderilen suyu basınçlandırmak için yüksek basınç pompası kullanılır.

Ultrasonik nozullar: Yüksek basınç nozullarının etkisini artırmak için ultrasonik nozullar kullanılabilir. Ultrasonik bir nozulda basınçlandırılmış hava ve su birlikte nispeten düşük basınçlarda su damlalarının boyutunun küçük kalmasını sağlayabilir. Basınç altındaki suya ultrasonik şok dalgaları uygulanmak suretiyle, su partiküllerinin parçalanarak daha düşük boyutlarda kalması sağlanır.



Şekil 1.6. Evaporatif Media çalışma prensibi

1.2.4.2 Kuru yüzeyli soğutma sistemleri

Kuru yüzeyli soğutma sistemlerinin çok çeşitli tasarım şekilleri vardır. Bunlar absorpsiyonlu soğutma sistemleri, ısı depolamalı soğutma sistemleri ve basit dizayn sürekli soğutma sistemleridir. Bütün bu yöntemlerin de kendi aralarında avantaj ve dezavantajları mevcuttur. Bu yöntemlerin hangisinin kullanılması gerektiği sorusunun cevabı ise soğutma sisteminin kurulacağı işletmenin özellikleri, bölge iklim özellikleri ve işletmenin soğutma ile ulaşmak istediği öncelikli sonuca göre değişebilmektedir. Bu konu ile ilgili daha geniş bilgi soğutma yönteminin seçimi ile ilgili konuda verilmektedir. Bu kriterlere göre ihtiyaca en uygun ve en ekonomik olanı, yapılan ön fizibilite çalışmaları neticesinde belirlenerek tercih yapılmaktadır.

Kuru yüzeyli soğutma yöntemlerinde soğutucu akışkan ile havanın teması yoktur. Kullanılacak soğutucu akışkan sistem dizaynına ve arzu edilen soğutma sıcaklığına bağlı olarak değişiklik gösterebilmektedir. Genel olarak kullanılan soğutucu akışkanlar ise freon gazı çeşitleri ve amonyaktır. Absorpsiyonlu soğutmalarda ise genellikle Li-Br'dür.

Kuru yüzeyli soğutma yönteminde soğutucu, bataryanın içinde boru içinden geçerken dış kısımdan geçen havanın ısınımasını üzerine alarak buharlaşır. Böylece hava sıcaklığının düşürülmesi sağlanır. Buharlaşan soğutucu akışkan daha sonra kondenserde üzerine aldığı ısıyı vererek yoğunlaşır ve soğutma için tekrar evaporatöre gider. Kondenserde soğutucu akışkanın ısınımasını almak için genelde su kullanılır. Kullanılan bu su, ısıyı soğutucu deltalar vasıtasıyla atmosfere verir veya bu ısı işletmede kullanılır. Soğutucu akışkanın sızması ihtimaline karşın sızıntı algılayıcı detektörler kullanılmalıdır.

1.3. Termodinamiğin birinci kanunu

Termodinamiğin birinci kanunu enerji yoktan var edilemeyeceğini ve var olan enerjinin de yok edilemeyeceğini söyler. Yani birinci kanun, bir sistemde enerjinin bir şekilde diğerine dönüşümü ile ilgilidir. Bu dönüşümler sonucunda sistemin toplam enerjisinin değişmeyeceğini ifade eder. Termodinamiğin birinci kanununun genel ifadesi aşağıdaki şekildedir:

$$Q - W = E \quad (1.1)$$

Termodinamik sistemlerin analizinde sınırları belirlemek çok önemlidir. Belirlenen sistem sınırlarına göre, sistem kapalı veya açık sistem olarak incelenebilir. Sistem sınırlarını uygun bir şekilde belirlemek hesapları kolaylaştırır.

Kütlenin korunumu ilkesine göre:

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_\ç \quad (1.2)$$

Burada g indisi girişi, ç indisi de çıkışı göstermektedir. Mühendislik uygulamalarının birçoğunda sadece bir giriş ve bir çıkış söz konusudur. Bu durumlar için giriş hali 1 indisi ile çıkış hali 2 indisi ile gösterilebilir.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (1.3)$$

$$\rho_1 V_1 A_1 = \rho_2 V_2 A_2 \quad (1.4)$$

Enerjinin korunumu ilkesine göre aşağıdaki denklemler elde edilir.

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_\ç \theta_\ç - \sum \dot{m}_g \theta_g \quad (1.5)$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_\ç \left(h_\ç + \frac{V_\ç^2}{2} + gz_\ç \right) - \sum \dot{m}_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g \right) \quad (1.6)$$

Burada g indisi girişi, ç indisi de çıkışı göstermektedir. Mühendislik uygulamalarının birçoğunda sadece bir giriş ve bir çıkış söz konusudur. Bu durumlar için giriş hali 1 indisi ile çıkış hali 2 indisi ile gösterilebilir.

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}(\Delta h + \Delta ke + \Delta pe) \quad (1.7)$$

Bu denklem m 'e bölünür ve kinetik enerji ile potansiyel enerji değişimleri ihmal edilirse;

$$q - w = \Delta h \quad (1.8)$$

Denklem (1.8) birinci yasanın en basit gösterimidir. Denklem (1.7)'de yer alan terimlerle ilgili bazı açıklamalar aşağıda verilmektedir:

\dot{Q} kontrol hacmi ile çevresi arasında birim zamanda olan ısı geçişi, \dot{W} ise güçtür. $\Delta h = (h_c - h_g)$ bir akışın entalpi değişimidir. Giriş ve çıkış halleri için entalpi değerleri özellik tablolarından bulunabilir.

$$\Delta ke = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2}$$

$$\Delta pe = g(z_1 - z_2)$$

Türbin ve kompresör hesaplamalarında;

$\dot{Q} \cong 0$ Bu makinelerde ısı transferi, eğer bazı kompresörlerde olduğu gibi istenerek soğutma yapılmıyorsa, mil işine göre küçüktür. Çözümlemelerde ısı geçişi için deneysel çalışmalara dayanan yaklaşık bir değer kullanılabilir veya istenerek yapılan bir soğutma yoksa sıfır alınabilir.

$\dot{W} \neq 0$ Bu makinelerin tümünde sınırları geçen dönen mil vardır. Türbinler için üretilen gücü, kompresörler için ise sisteme dışarıdan sağlanan gücü gösterir.

$\Delta ke \cong 0$ Türbin dışındaki bileşenlerde akışkanın hızı çok düşük olduğundan kinetik enerjide önemli değişimlerin olması beklenmez. Türbinlerde ise entalpi değişimlerinin yanında çok küçük kaldığı için ihmal edilebilir.

$\Delta pe \cong 0$ Türbin ve kompresör için geçen akışkanın potansiyel enerjisi değişimi küçüktür ve ihmal edilebilir.

1.4. Gaz türbinlerinin birinci kanun analizi

Tüm gaz türbinleri ve gaz türbinli ısı güç sistemleri Brayton çevrimi ile ifade edilen ısı güç dönüşüm sistemine göre çalışır. Gaz türbininin ısı verimi sabit basınç oranı artışlarıyla orantılıdır. En yüksek çıkış gücü ve en yüksek verimi sağlayan basınç oranı; yanma sıcaklığı

adı verilen parametrenin fonksiyonudur. Basınç oranı kompresör çıkış basıncının kompresör giriş basıncına oranıdır.

1.4.1 Gaz türbinlerin teorik çevrimleri

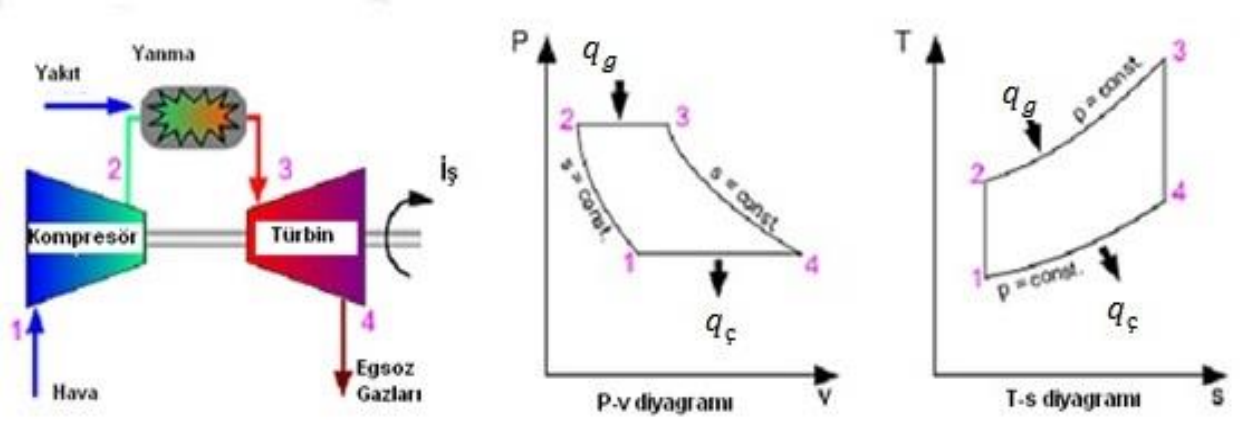
Teorik değerlendirmeler kabul edilebilir hata sınırları içerisinde değerlendirme yapılmasına imkan sağlamaktadır. Yapılan kabuller;

- İş yapan akışkan, özgül ısıları ve kompozisyonu çevrim boyunca değişmeyen ideal havadır.
- Sıkıştırma ve genişleme işlemleri izentropiktir.
- Her bir elemanın giriş ve çıkışı arasındaki kinetik değişimleri enerji ihmal edilir.
- Sistemi oluşturan giriş kanalı, yanma odası, ısı eşanjörü, ara soğutucu ve egzoz kanalı gibi elemanlarda basınç düşüşü olmadığı varsayılır.

1.4.2 Sabit basınç (Brayton) çevrimi

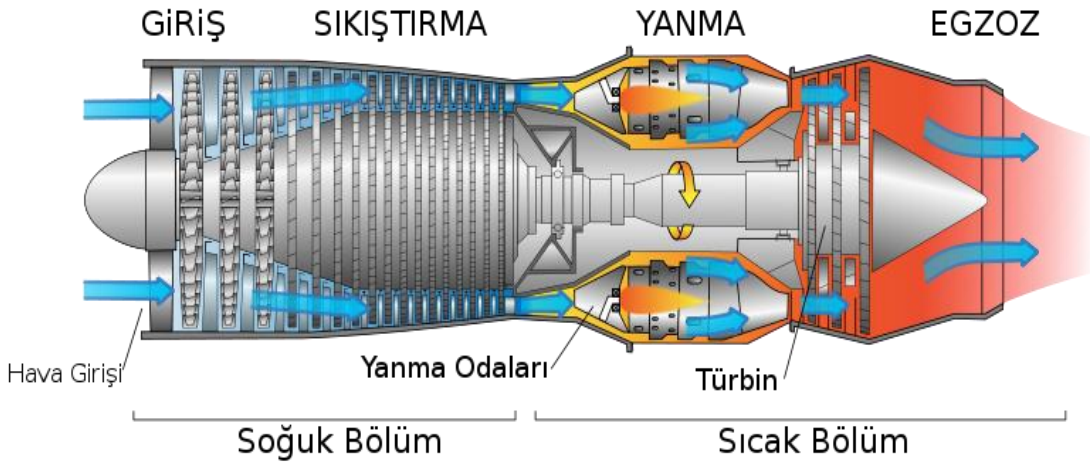
Brayton 1873 yılında, yağ yakıt ile çalışmak üzere, sabit basınçta yanma ve tam genişleme gibi benzersiz özellikleri olan motor geliştirdi. Geliştirilen motorda iki silindir bulunmaktaydı. Birinci silindir hava veya yanıcı karışımı sıkıştırmak için kullanılırken ikinci silindir iş silindiri olarak kullanılmaktaydı. Kompresör karışımı, karışım alıcıya gönderiyor, karışım buradan motora akarken ateşleniyor ve yanması yaklaşık olarak sabit basınçta gerçekleşiyordu.

Brayton motoru çok sayıda üretilmiş ve piyasaya sunulmuştur. Brayton çevrimi sıkıştırma ve genişleme işlemlerinin aksenel kompresör ve türbinle yaptığı günümüz modern gaz türbinlerinin teorik çevrimini oluşturmaktadır. Şekil 4.1'de açık çevrime göre çalışan bir gaz türbini ile P-v ve T-s diyagramları görülmektedir.



Şekil 1.7. Brayton çevrimi P-v ve T-s diyagramları

Basit bir gaz türbini, ortak bir milde monte edilmiş olan kompresör, türbin, yanma odası ve elde edilen işten oluşmaktadır. Şekil 1.7’de görüldüğü gibi hava kompresör tarafından emilerek sıkıştırılır. Basıncı ve sıcaklığı artar. Yüksek basınçlı hava yanma odasına girer ve yüksek basınçlı hava çevre sıcaklığına genişlerken iş yapar. Daha sonra egzozdan atılır. Böylece açık çevrim gerçekleşmiş olur.



Şekil 1.8. Gaz türbini

İş yapan akışkanın kütleli debisi çevrim boyunca değişmez ve ideal hava gibi sabit kompozisyonda bir gaz olarak kabul edilir. İş yapan akışkan daha sonra türbinde izentropik olarak genişleyerek türbine iş transfer eder. Bu işlem, şekildeki 3-4 çizgisi ile gösterilmiştir. 4-1 izobarı ise egzoz gazlarının atmosfere atılmasını gösterir.

Gaz türbinlerindeki işlemler kararlı akış işlemleridir. Hesaplamaların temelini (1.8) denklemi oluşturmaktadır.

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_c \left(h_c + \frac{V_c^2}{2} + gz_c \right) - \sum \dot{m}_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g \right) \quad (1.8)$$

Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ile \dot{Q} ihmal edilirse kompresör işi aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$-w_k = h_2 - h_1 \quad (1.9)$$

Yanma odasında sisteme verilen ısı aşağıdaki denklem ile gösterilir:

$$q_s = h_3 - h_2 \quad (1.10)$$

Türbin işi denklem (1.11)'deki gibi yazılabilir:

$$w_t = h_3 - h_4 \quad (1.11)$$

Dışarıya atılan ısıda için aşağıdaki denklem kullanılır:

$$-q_r = h_4 - h_1 \quad (1.12)$$

Sistemin net işi ise aşağıdaki denklem ile elde edilir:

$$w_{net} = w_t - w_k \quad (1.13)$$

Çevrimin ısı verimi aşağıdaki denklem ile elde edilir:

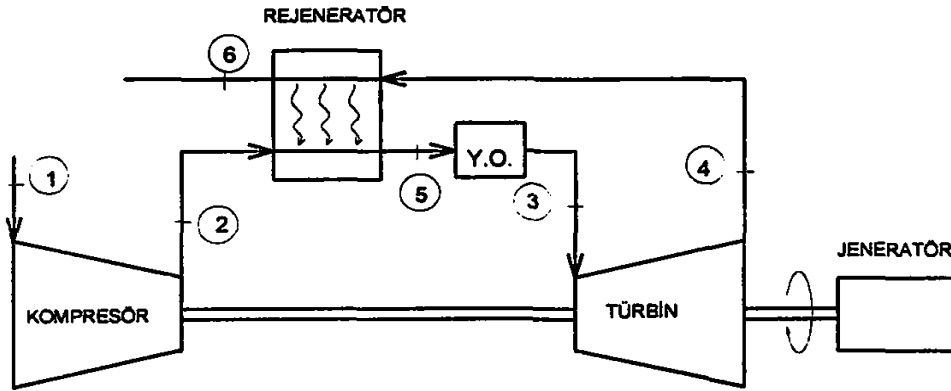
$$\eta_t = \frac{w_{net}}{q_{giren}} \quad (1.14)$$

Gaz türbinleri günümüzde uçaklarda ve elektrik enerjisi üretmekte kullanılmaktadır. Düşük maliyetleri ve çabuk devreye girebilmeleri sebebiyle yerleşik güç santrallerinde kullanılmaktadır. Ülkemizde özellikle elektrik fiyatlarının yüksek olduğu zaman diliminde

oluşan ihtiyacı karşılamak amacıyla kullanılabilirler. Gaz türbinlerinde harcanan enerjinin en önemli kısmı kompresörü çalıştırmak için harcanır.

1.4.3 Rejeneratörlü Brayton çevrimi

Gaz türbinlerinde türbinden çıkan yanma sonucu gazların sıcaklığı genellikle kompresörden çıkan havanın sıcaklığından daha yüksektir. Bu nedenle Şekil 4.3’de görüldüğü gibi kompresörden çıkan yüksek basınçlı hava rejeneratör adı verilen ters akışlı bir ısı değiştiricisi kullanılarak türbinden çıkan yanma sonu gazlarıyla ısıtılabilir.

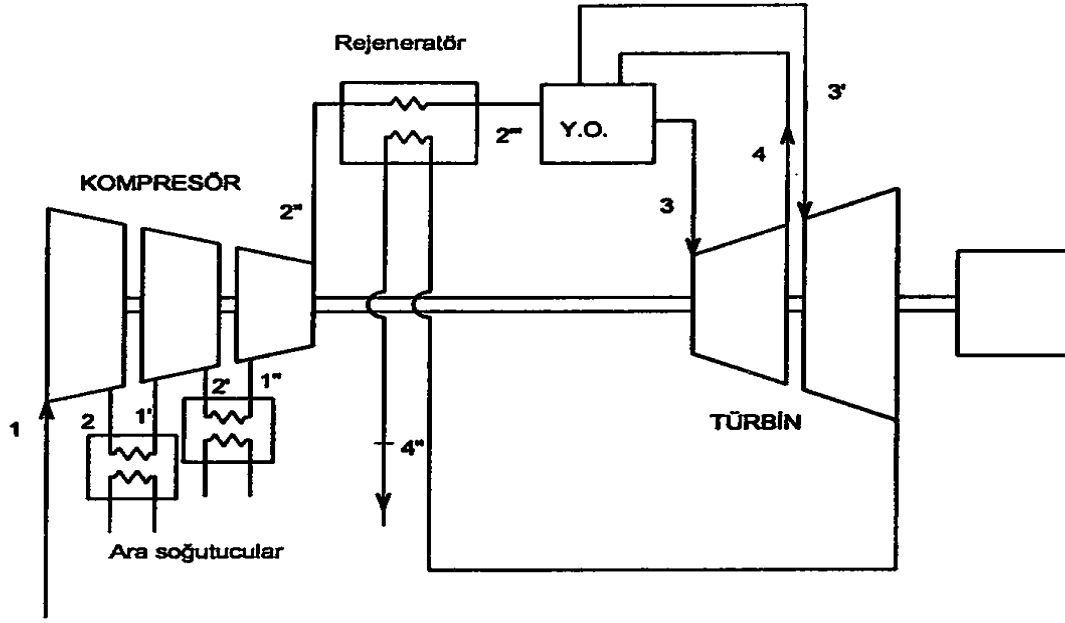


Şekil 1.9. Rejeneratörlü Brayton Çevrimi

Rejeneratör ısı verimi artırır. Rejeneratör, türbin gazlarının çıkış sıcaklığının, kompresör çıkış sıcaklığından yüksek olduğu durumlara işe yarar, tersi durumda ise verimi düşürür.

1.4.4 Kompresör ara soğutmalı Brayton çevrimi

Net işin artışı, türbin işinin artması veya kompresör işinin azalmasıyla sağlanır. Bir gazı sıkıştırmak için gerekli iş, sıkıştırma işlemi kademelerle yaparak ve kademeler arasında gazı soğutarak azaltılabilir. Ara soğutma yapıldığında akışkan basit çevrime oranla kompresörden daha düşük sıcaklıkta çıkar. Verimdeki artışın nedeni kompresör işinin azalmasıdır. Şekil 4.4’de ara soğutmalı bir sistem görülmektedir.

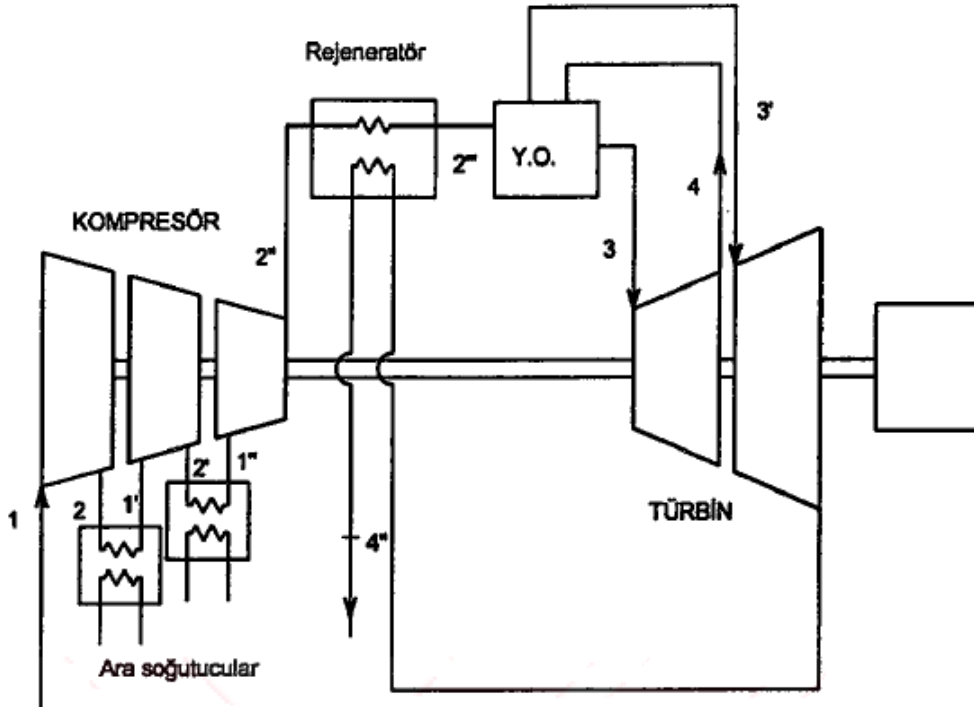


Şekil 1.10. Ara soğutmalı ve ara ısıtmalı Brayton çevrimi

1.4.5 Türbin ara ısıtmalı Brayton çevrimi

Kompresör ara soğutmaya benzer bir şekilde, belirli bir basınç aralığında çalışan bir türbinin yaptığı işi, genişlemeyi kademeler arası yaparak ve kademeler arasını ısıtarak yapabilir. Buna çok kademeli ara ısıtma denir. Kademe sayısı arttıkça genişleme izotermal olarak gerçekleşir.

Sürekli akışlı sıkıştırma veya genişleme işi özgül hacimle ilgilidir. Sıkıştırma sırasında özgül hacim olabildiğince büyük, genişleme sırasında olabildiğince küçük olmalıdır. Ara ısıtma yapıldığında akışkan basit çevrime oranla daha yüksek sıcaklıkta çıkar.



Şekil 1.11. Üç kademeli ara soğutmalı, bir kademeli türbin ara ısıtmalı açık ideal bir Brayton çevrimi

1.5. Termodinamiğin ikinci kanunu

Termodinamiğin birinci kanunu herhangi bir hal değişiminde sistemle çevresi arasındaki alınan ve verilen iş ve ısı ile iç enerjide meydana gelen değişme arasındaki bağıntıyı vermektedir. Fakat bu yasa bize tasarlanan bir hal değişiminin gerçekleşip gerçekleşmeyeceği hakkında bir bilgi vermemektedir. Termodinamiğin ikinci kanunu bize ısı dönüşümlerinin hangi oranda olabileceği hakkında bilgiler verir. İkinci kanuna göre ıslıyı dönüştüren hiçbir güç makinesinin verimi %100 olamaz, yani ısının tamamı işe çevrilemez.

İkinci yasa verimi için ortaya konan bağıntılar iş yapan, iş gerektiren makineler ve ısı değiştiricileri için tanımlanmıştır. Bu tür amaca yönelik olmayan hal değişimlerini de kapsayacak daha genel ikinci yasa veriminin tanımlanmasına gerek vardır. Fakat üzerinde görüş birliği sağlanmış bir ikinci yasa verimi yoktur. Literatürde aynı sistem için farklı ikinci yasa verimi tanımlarına rastlanabilir. İkinci yasa verimini tanımlamadaki asıl amaç tersinir hal değişimlerine hangi ölçüde yaklaşıldığını belirtmektir. Bu durumda ikinci yasa verimi en iyi ihtimalde 1 en kötü durumda 0 olacaktır. Bu düşünceyle;

$$\eta_{II} = \frac{\text{sistemden elde edilebilen kullanılabilirlik}}{\text{sisteme sağlanan kullanılabilirlik}} \quad (1.15)$$

$$\eta_{II} = 1 - \frac{\text{tersinmezlik}}{\text{sisteme sağlanan kullanılabilirlik}} \quad (1.16)$$

Bu nedenle ikinci yasa verimini belirlerken ilk yapılacak işlem hal değişimi sırasında kullanılabilirliğin veya iş yapma olanağının ne kadar tüketildiğini hesaplamaktır.

5.1 Kullanılabilirlik ve ölü hal

Yeni bir enerji kaynağı bulunduğunda bu kaynağın enerji miktarının değil, bu enerjinin iş yapabilme, mesela bir jeneratörü çalıştırma yeteneğine sahip olduğu miktarı önemlidir. Enerjinin geri kalanı atık ısı olarak dışarıya verilecektir. Bu bakımdan belirli bir halde belli bir miktarda enerjiden elde edilebilecek işi veren bir özelliğin tanımlanması çok yararlı olacaktır.

Bir sistemin ölü halde bulunması çevresiyle termodinamik dengede bulunması anlamına gelir. Ölü haldeyken sistem çevre sıcaklığında ve basıncındadır. Yani çevre ile ısıl ve mekanik dengededir. Ayrıca sistemin çevresine göre kinetik ve potansiyel enerjisi değişimi sıfırdır. Ölü haldeyken bir sistemin kullanılabilirliği sıfırdır.

5.2 Tersinir iş ve tersinmezlik

Kullanılabilirlik çözümlemesi, belirli iki hal arasında çalışan mühendislik sistemlerini incelemek için tek başına yeterli değildir. Çünkü kullanılabilirlik çözümlemesinde son hal her zaman ölü haldir, gerçek mühendislik sistemlerinde ise çoğunlukla böyle değildir. Tersinir iş ve tersinmezlik bir hal değişiminin gerçek ilk ve gerçek son haline göre tanımlanan iki büyüklüktür. Şekil 5.1’de görüldüğü gibi tersinir süreçte giren enerji çıkan enerjiye eşit olurken, tersinmez süreçte giren enerji çıkan enerjiden büyük olmaktadır.

Bir hal değişimi sırasında sistemin yararlı işini bulabilmek için sistemin çevreye karşı veya çevrenin sistem üzerinde yaptığı iş olan çevre işini de göz önünde bulundurmak gerekir.

$$W_{\text{çevre}} = P_0(V_2 - V_1) = mP_0(v_2 - v_1) \quad (1.17)$$

$$W_y = W - W_{\text{çev}} \quad (1.18)$$

Tersinir iş, belirli iki hal arasındaki hal değişimi sırasında bir sistemden elde edilebilecek en çok yararlı iş diye tanımlanır ve W_{tr} olarak gösterilir. Bu iş, ilk ve son haller arasındaki hal değişimi tümünden tersinir olarak gerçekleştiği zaman elde edilir. Son hal ölü hal olduğu zaman tersinir iş kullanılabilirliğe eşittir.

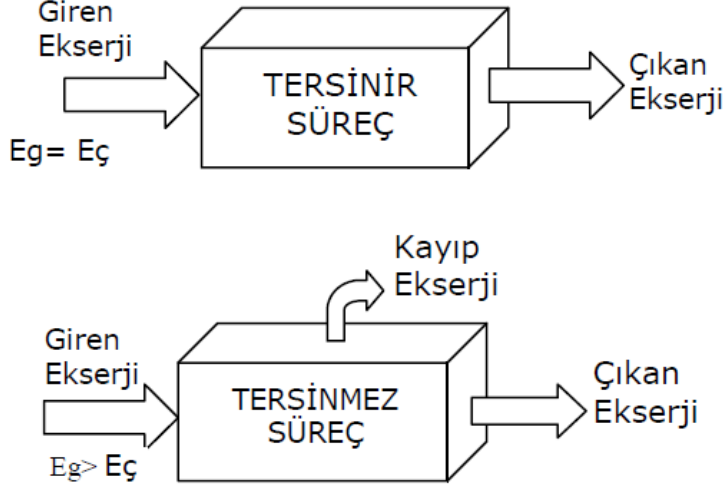
Tersinir iş ile yararlı iş farkı tersinmezlik diye adlandırılır ve I ile gösterilir:

$$I = W_{\text{tr}} - W_y \quad (1.19)$$

Bir hal değişimi sırasında birim zamanda oluşan tersinmezlik ise \dot{I} ile gösterilir:

$$\dot{I} = \dot{W}_{\text{tr}} - \dot{W}_y \quad (1.20)$$

Tümünden tersinir bir hal değişimi için tersinmezlik sıfırdır. Tüm gerçek hal değişimleri sırasında tersinmezlik sıfırdan büyüktür. Çünkü $W_{\text{tr}} > W_y$ olur.



Şekil 1.12. Tersinir ve tersinmez süreçlerde ekserji ilişkisi

5.3 Kapalı sistemler

Sadece çevreyle ısı etkileşiminde bulunan kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edildiği kapalı bir sistem için; l

$$1. \text{ yasa: } Q - W = U_2 - U_1 \quad (1.21)$$

$$2. \text{ yasa: } S_{\text{üretim}} = (S_2 - S_1)_{\text{sistem}} + \frac{Q_{\text{çev}}}{T_0} \quad (1.22)$$

$Q_{\text{çev}} = -Q$ eşitliği 1. Yasa denkleminde yerine yazılırsa denklem (5.9) elde edilir.

$$W = (U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2) - T_0 S_{\text{üretim}} \quad (1.23)$$

W hal değişimi sırasında gerçekleşen toplam iştir. Hal değişimi sırasında sistem hacmi değişirse, bu işin bir bölümü çevreye karşı yapılacaktır.

Hacim değişimi varsa denklemler aşağıda yazıldığı gibi olur.

$$W_y = W - W_{\text{çevre}} = W - P_0(V_2 - V_1) \quad (1.24)$$

$$W_y = (U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2) + P_0(V_1 - V_2) - T_0 S_{\text{üretim}}$$

Kullanılabilirlik belirli bir halde bulunan kapalı sistemden elde edilecek en çok yararlı iş olarak tanımlanır.

$$I = T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} = W_{\text{tr}} - W_y \quad (1.25)$$

5.4 Sürekli akışlı açık sistemler

Birden çok girişi ve çıkışı olan, P_0 basıncında ve T_0 sıcaklığındaki çevre ile ısı alışverişi yapan sürekli akışlı açık bir sistem düşünelim;

$$1. \text{ yasa } \dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_c \left(h_c + \frac{V_c^2}{2} + gz_c \right) - \sum \dot{m}_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g \right) \quad (1.26)$$

$$2. \text{ yasa } \dot{S}_{\text{üretim}} = \sum \dot{m}_c s_c - \sum \dot{m}_g s_g + \frac{\dot{Q}_{\text{çev}}}{T_0} \quad (1.27)$$

$\dot{Q}_{\text{çev}} = -\dot{Q}$ ve $\dot{S}_{\text{üretim}}$, açık sistemin toplam entropi üretimidir. Bu iki denklem kullanılarak ısı geçişi terimi yok edilirse denklem (5.14) elde edilir.

$$\begin{aligned} \dot{W} = \sum \dot{m}_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g - T_0 s_g \right) - \sum \dot{m}_c \left(h_c + \frac{V_c^2}{2} + gz_c - T_0 s_c \right) \\ - T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} \end{aligned} \quad (1.28)$$

Sürekli akışlı açık sistemlerin sınırları sabit olduğundan çevre işi söz konusu değildir. Dolayısıyla yukarıdaki iş gerçek işe ya da yararlı işe eşittir.

Tersinir iş, denklem (5.13)'de toplam entropi terimi $\dot{S}_{\text{üretim}}$ sıfıra eşitlenerek bulunur.

$$\dot{W}_{\text{tr}} = \sum \dot{m}_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g - T_0 s_g \right) - \sum \dot{m}_c \left(h_c + \frac{V_c^2}{2} + gz_c - T_0 s_c \right) \quad (1.29)$$

Sürekli akışlı açık sistemin bir giriş ve çıkış varsa (5.14) denklemi basitleştirilebilir.

$$\dot{W}_{\text{tr}} = \dot{m} \left[(h_g - h_c) - T_0 (s_g - s_c) + \frac{V_g^2 - V_c^2}{2} + g(z_g - z_c) \right] \quad (1.30)$$

Bir akışın en büyük iş potansiyeli akış kullanılabilirliği (θ) diye adlandırılır. Çıkış halini ölü hal olarak ve $V_0 = 0$, $z_0 = 0$ kabul edilerek tek giriş ve çıkışı olan sürekli akış için kullanılabilirlik aşağıdaki şekilde ifade edilebilir:

$$\theta = \left[(h - h_o) - T_o(s - s_o) + \frac{V^2}{2} + gz \right] \quad (1.31)$$

Tersinir iş, akış kullanılabilirliği kullanılarak hesaplanır.

$$\dot{W}_{tr} = \sum \dot{m}_g \theta_g - \sum \dot{m}_\varphi \theta_\varphi \quad (1.32)$$

Tersinmezlik ise (1.33) denklemi ile hesaplanır.

$$\dot{I} = T_o \dot{S}_{\text{üretim}} = \dot{W}_{tr} - \dot{W}_y \quad (1.33)$$

Sürekli akışlı türbin için ikinci yasa verimi aşağıdaki gibi olur.

$$\eta_{t,II} = \frac{\dot{W}_y}{\dot{W}_{tr}} = \frac{h_1 - h_2}{\theta_1 - \theta_2} = 1 - \frac{T_o \dot{S}_{\text{üretim}}}{\theta_1 - \theta_2} \quad (1.34)$$

Sürekli akışlı kompresör için ikinci yasa verimi aşağıdaki gibi olur

$$\eta_{k,II} = \frac{\dot{W}_{tr}}{\dot{W}_y} = \frac{\theta_2 - \theta_1}{h_2 - h_1} = 1 - \frac{T_o \dot{S}_{\text{üretim}}}{h_2 - h_1} \quad (1.35)$$

Akışların karışmadığı adyabatik ısı değiştirgeci için ikinci yasa verimi aşağıdaki gibi olur.

$$\eta_{ID,II} = \frac{\dot{m}_{\text{soğuk}}(\theta_4 - \theta_3)}{\dot{m}_{\text{sıcak}}(\theta_1 - \theta_2)} \quad (1.36)$$

Sıcak bir 1 akışkanı, soğuk bir 2 akışkanın karışarak 3 akışını oluşturduğu adyabatik karışma odası için ikinci yasa verimi aşağıdaki gibi olur.

$$\eta_{KO,II} = \frac{\dot{m}_2(\theta_3 - \theta_2)}{\dot{m}_1(\theta_1 - \theta_3)} \quad (1.37)$$

İkinci yasa veriminin tanımı gereği bu değer %100'ü geçemez.

5.5 Düzgün akışlı açık sistemler

Sürekli akışlı açık sistemler tümüyle zamandan bağımsız sistemlerdir. Uygulamada rastlanan birçok açık sistemde şart gerçekleşemez. Örneğin kapların doldurulması ve boşaltılması sırasında kap içindeki akışkanın kütlesi ve özellikleri zamanla değişir. Bu tür sistemlerin bazılarının matematik incelenmesinde denklemlerde basitlik sağlamak amacıyla aşağıdaki kabuller yapılabilir.

Kontrol hacmi içersin de kalan maddenin miktarı ve özellikleri zamanla değişir. Fakat verilmiş bir anda sistemin her noktasında özelliklerin değeri aynıdır. Sistemin giriş ve çıkış kanalları aracılığıyla kontrol hacmine birim zamanda giren veya kontrol hacminden birim zamanda çıkan akışkanın miktarı zamanla değişebilirse de özellikleri zamanla değişmez.

$$1. \text{ yasa } Q - W = \sum m_{\dot{c}} \left(h_{\dot{c}} + \frac{V_{\dot{c}}^2}{2} + gz_{\dot{c}} \right) - \sum m_{\dot{g}} \left(h_{\dot{g}} + \frac{V_{\dot{g}}^2}{2} + gz_{\dot{g}} \right) + (U_2 - U_1) \quad (1.38)$$

$$2. \text{ yasa } S_{\text{üretim}} = (S_2 - S_1) + \sum m_{\dot{c}} s_{\dot{c}} - \sum m_{\dot{g}} s_{\dot{g}} + \frac{Q_{\dot{c}ev}}{T_0} \quad (1.39)$$

$Q_{\dot{c}ev} = -Q$ eşitliği ile kinetik ve potansiyel enerji değişimlerinin ihmal edilmesiyle açık sistemin gerçek işi bulunur.

$$W = \sum m_{\dot{g}} (h_{\dot{g}} - T_0 s_{\dot{g}}) - \sum m_{\dot{c}} (h_{\dot{c}} - T_0 s_{\dot{c}}) + [(U_1 - U_2) - T_0 (S_1 - S_2)] - T_0 S_{\text{üretim}} \quad (1.40)$$

elde edilir. Bu denklem gerçek işi vermektedir. Gerçek iş ile çevreye karşı yapılan iş arasındaki fark yararlı işi verir ve (5.27) denklemini elde edilir.

$$W_y = W - W_{\dot{c}ev} = W - P_0 (V_2 - V_1) \quad (1.41)$$

Tersinmezlikler yoksa $S_{\text{üretim}} = 0$ 'dır. Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilerek tersinir iş aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$W_{tr} = \sum m_g(h_g - T_0 s_g) - \sum m_c(h_c - T_0 s_c) + [(U_1 - U_2) - T_0(s_1 - s_2) + P_0(V_1 - V_2)] \quad (1.42)$$

Bir giriş ve bir çıkış için denklemleri basitleştirirsek (5.29) elde edilir.

$$W_{tr} = m[(h_g - h_c) - T_0(s_g - s_c)] + [(U_1 - U_2) - T_0(s_1 - s_2) + P_0(V_2 - V_1)] \quad (1.43)$$

Tersinmezlik ise aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$I = T_0 S_{\text{üretim}} = W_{tr} - W_y \quad (1.44)$$

Düzenli akışlı bir açık sistemle çevre ortam dışındaki cisimler arasındaki ısı geçişi, kapalı sistemler ve sürekli akışlı açık sistemler için verilen yöntemle göz önüne alınabilir.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Tarihsel araştırmalar ekserjinin Haywood (1974) tarafından ele alındığını bildirirken ekserji kavramı için en erken gelişmeler Clausius (1865), Tait (1868) ve Thomson (Lord Kelvin)'in katkılarıyla olmuştur. Bu alanda öne çıkan isimler ise Maxwell (1875) ve Gibbs (1873) olmuştur (Tasatsaronis, 1993).

Gaz türbinleri dünya genelinde, birçok bölgede güç üretimi amacıyla kullanılır. Bu tür sistemlerin kurulum yeri oldukça önem taşımaktadır. Gaz türbinlerinin verimi ve elektrik üretiminin çevre sıcaklığı ve kompresör basınç oranları ile ilgisi oldukça fazladır (Erdem ve Sevilgen, 2005). Farklı coğrafi konumlardan kaynaklanan ortalama çevre sıcaklığı, nem ve ayrıca kompresör girişindeki havanın soğutulması güç üretimi ve türbin verimini arttırmaktadır (Alhazmy ve Najjar, 2004, Caniere, 2006). Yüksek giriş sıcaklıkları kompresörün işini arttırmakla beraber düşük ısıl verimler elde edilmesine sebep olmaktadır. Bu nedenle yüksek sıcaklıktaki iklim bölgelerinde gaz türbinlerini çalıştırmak sadece kapasitenin altında çalışmasına sebep olmayıp aynı zamanda da yüksek yakıt maliyetlerine yol açmaktadır (Awad ve Abdalla). Yapılan bir araştırmada, kış aylarına göre yaz aylarında gaz türbinlerinde güç üretiminin yaklaşık %25-35 ve ısıl oranlarının ise %5-10 arasında düştüğü bunlara bağlı olarak da yakıt tüketiminin %6 gibi bir oranda arttığı belirtilmiştir (McCracken, 1991). Bu nedenle gaz türbinlerinin kurulacağı bölgedeki iklim şartları ve eğer gerekliyse kompresör giriş havasına uygulanacak soğutma sistemi çok büyük önem taşımaktadır (Wang ve Chiou, 2004, Gord ve Dashtebayaz, 2011).

T. Taner ve M. Sivrioğlu (2013), yapmış oldukları çalışmada şeker fabrikalarında enerji ve ekserji analizinin nasıl yapılması gerektiğini incelemişlerdir. Termodinamiğin birinci kanunu ve ikinci kanun analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Tüm üretim proseslerine enerji ekserji analiz yöntemlerini uygulayarak proseslerde harcanan enerji ve enerji kayıplarını incelemişlerdir.

B. Çetin (2006), yapmış olduğu çalışmada gaz türbinlerinin optimal performans analizini gerçekleştirmiştir. Gaz türbinlerinin çalışma koşullarına göre teorik olarak hesaplamalar yapmıştır. Yapılan hesaplamalar sonucunda gaz türbinlerinin çalışma koşulları ile ilgili optimal performans analizlerini yorumlamış ve önerilerde bulunmuştur.

Ü. Ünver, M. Kılıç (2009), bir kombine çevrim güç santralının termodinamik analizini gerçekleştirmiştir. Bu çalışmada doğalgaz yakıtlı bir kombine çevrim güç santralının, performans parametreleri termodinamiğin birinci ve ikinci kanunları kullanarak analiz edilmiştir. Sistemi oluşturan her bir üniteadaki faydalı güç, tersinir güç ve tersinmezlik miktarı tespit edilmiş ve sistemin genel verimi hesaplanmıştır. Sistemin birinci kanun ve ikinci kanun verimi, çevre sıcaklığı 42°C'lik artış gösterdiğinde %4 ve %5 oranında azaldığı hesaplanmıştır. Atmosferik hava sıcaklığındaki artışın sistemin genel verimini olumsuz olarak etkilediği tespit edilmiştir. Sıcaklığın 42°C artması santralin özgül yakıt sarfiyatını %8 oranında arttırdığı saptanmıştır.

O. T. Yenice (2005), çalışmasını kırsal kesimde kurulabilecek doğalgaz yakıtlı otoprodüktör kojenerasyon santralleri üzerine yapmıştır. Bu çalışmada Türkiye'nin elektrik enerjisi üretiminde özel sektör olarak büyük katkısı olan otoprodüktör kojenerasyon santralleri tanıtılmış, kullanılan sistemler akış diyagramları halinde sunulmuş, teknik ve ekonomik değerlendirmelerde bulunulmuştur. Elde edilen verilere göre teknik ve ekonomik analizler yapılmış bilgisayar ortamında simülasyon programı hazırlanmıştır. Simülasyon programı sonuçları gerçek santral verileri ile karşılaştırılmıştır. Ayrıca hazırlanan programın, kojenerasyon santrali fizibilite raporu hazırlanması açısından uygun olduğu belirlenmiştir.

H. Bilen (2000), çalışmasında kombine çevrimli güç santrali tasarımını gerçekleştirmiştir. Kombine çevrimli güç santralleri, gaz akışkanlı bir güç çevrimini buharlı bir güç çevriminin üst çevrimi olarak kullanan bir güç çevrimidir. En yaygın olarak kullanılan Brayton gaz türbin çevrimi ile Rankin buhar türbin çevriminin veriminin ikisinden de yüksek olduğu belirlemiştir. Bu sebeple yakıt, yatırım, personel bakım onarım giderleri, çevre sorunları gibi faktörlerle hem enerji hem de yatırım ve işletme ekonomisi yönünden kombine santrallerinin tek tek gaz ve buhar santrali uygulamasına göre daha ekonomik olduğunu tespit etmiştir. Ayrıca ülkemizin en önemli ihtiyacı olan elektrik enerjisinin üretimi için var olan buhar veya gaz santrallerinin bileşik santrale dönüşümünü önermiştir. Ülkemizin en önemli ihtiyacı olan elektrik enerjisinin üretilebilmesi için kısa vadede en uygun çözüm yönteminin kombine çevrimli güç santralleri olduğu kanısına varmıştır.

A. Kaya, M. M. Duymaz, M. İmal (2016), yaptıkları çalışmada Türkiye'de çalışmakta olan Kahramanmaraş Kağıt San. ve Tic. A.Ş. bünyesindeki Kojenerasyon Tesisinin enerji ve ekserji analizlerini yaparak elde edilen sonuçları değerlendirmişlerdir. Kojenerasyon tesisinde belirlenen otuz bir adet düğüm noktasının termodinamik özellikleri dikkate alınarak enerji ve

ekserji değerlerini hesaplamışlardır. Elde edilen sonuçlara göre ekipmanların ayrı ayrı enerji ve ekserji dengelerini bulmuşlardır. Ortalama kayıp ve yıkıma uğramış olan enerji ve ekserjiler hesaplanmış, kayıp enerji oranı ve yok olan ekserji oranını tespit etmişlerdir. Elde edilen sonuçlara göre; toplam enerji kaybının %42,92'si ile en yüksek enerji kaybı ve toplam yok olan ekserjinin %87,3'ü ile en yüksek ekserji kaybı oranı olan ekipman, kazan olarak bulmuşlardır. Elde edilen termodinamik özellikler yardımıyla Kojenerasyon Sisteminin ısı ve ikinci yasa verimleri sırasıyla %80,15 ve %32,75 olarak hesaplanmıştır.

M. A. Rahim, D. Gündüz (2013), tasarlanan bir ısı güç (kojenerasyon) çevrim sistemine termodinamiğin birinci ve ikinci yasasını (ekserji analizi) uygulanarak, santraldeki kayıpları belirlemişlerdir. Termodinamik açıdan termal sistemlerin performansları, termodinamiğin birinci yasası (enerjinin korunumu-enerji analizi) ve ikinci yasası (kullanılabilirlik-ekserji analizi) ile doğrulanabildiğini göstermişlerdir. Termal sistemlerin enerji ve ekserji verimleri, sistemlerin dizaynında, sistemlerin seçilmesinde ve sistemin çalışma şartlarının belirlenmesinde önemli karar parametreleri olduğunu tespit etmişlerdir.

S. Dazlak (2006), Bursa'da kurulu BOSEN enerji santrali üzerinde atık ısı kazanım tesisinden alınan gerçek işletme verilerini kullanarak enerji ve ekserji analizlerini gerçekleştirmiştir. Santralde her ünitenin giriş ve çıkışlarındaki enerji ve ekserji değerlerini hesaplamıştır. Bu değerlere bağlı olarak kayıp enerji ve ekserji değerlerini belirlemiştir. Ekserji kayıpları akış, yanma ve baca gazlarından olduğu düşünölmüştür. Her bir ünitenin enerji ve ekserji kayıpları birbirleriyle karşılaştırılmıştır. Tesisteki toplam enerji kaybını 2538,84 kW ve toplam ekserji kaybını 17075,91 kW olarak tespit etmiştir. Tesis üzerinde yapılan enerji ve ekserji analizi sonucunda en büyük enerji kaybını buhar türbininde (2781,4 kW), en büyük ekserji kaybını ise yine buhar türbininde (9034,87 kW) olduğunu tespit etmiştir.

C. A. Akçakaya (2009), bira üretimindeki ekserji kayıplarını irdeleyen çalışmasında termodinamiğin 1. ve 2. yasalarının birleştirildiği bir yöntem kullanmıştır. Üretimde kaynatma, süzme, fermantasyon filtreleme ve kutulama prosesleri için ayrı ayrı analizler yapmış ve bunların sonuçlarını yorumlamıştır. Öncelikle sistemlerdeki birim ekserji, daha sonra toplam ekserji ve en son olarak birim saatteki ekserji kaybını hesaplamıştır. Bu noktalardaki giriş ve çıkış ekserjileri hesaplamış ve çizelgeler halinde sunmuştur.

Ö. F. Can (2005), çalışmasında İstanbul ili sınırları içerisinde yer alan Esenyurt Termik Santralinin enerji ve ekserji analizlerini yapmıştır. Çalışmada kojenerasyon tesisinin genel özelliklerini, yararlarını, bu tesislerde kullanılan yakıt çeşitlerini ve bu tip tesislerin ölkemize

kazandırdıklarını ele almıştır. İncelenen santralin ısı ve ekserji analizi sonucunda, birinci kanun verimini, yakıt verimini, güç-ısı oranını ve proses ısı oranını tespit etmiştir. İkinci kanun verimleri hesaplanarak literatürdeki çalışmalar ile karşılaştırmıştır. Ekonomik analizini gerçekleştirerek sistemin kendini 4 yılda amorti ettiğini tespit etmiştir.

T. H. Karakoç, N. Karakoç (2011), yazdıkları kitapta enerji terminolojisi, enerji yönetiminde ölçme ve kontrol, termodinamik temel kavramları, termodinamik ve enerji, sanayide enerji analizi uygulamaları ve temel konularını açıklamışlardır.

H. M. Şahin, A. Acır, E. Baysal, E. Koçyiğit (2006), çalışmalarında Kayseri Şeker Fabrikası 2002–2003 yılı verilerini kullanarak şeker üretim süreçleri için termodinamiğin birinci kanun (enerji analizi) ve ikinci kanun (ekserji analizi) analizlerini yapmışlardır. Termodinamik açık sistem olarak ele alınan şeker üretim süreçlerine giren ve çıkan her bir durum için enerji ve ekserji analizi sonuçlarını elde etmişlerdir. Bu sonuçlara bağlı olarak şeker üretim süreçlerinin birinci ve ikinci kanun verimlerini tespit etmişlerdir.

H. Kurt, Z. Recebli, E. Gedik (2009), tarafından yapılan çalışmada ideal açık çevrimli gaz türbini sisteminde termodinamik analizlerden faydalanarak kompresör ve türbin giriş sıcaklığı, kompresör basınç oranı gibi bazı parametrelerin gaz türbini üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Yaptıkları çalışma sonucunda türbin performansını arttırmak için kompresör giriş sıcaklığının mümkün olduğu kadar düşük, türbin giriş sıcaklığının ise mümkün olduğu kadar yüksek seçilmesi gerektiğini belirtmişlerdir.

Ü. Ünver, M. Kılıç (2005), tarafından yapılan çalışmada, gaz yakıtlı bir kombine güç çevrim santralinin çevre sıcaklığına bağlı olarak performans parametrelerinin değişimi ve değişim miktarlarını, termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarını kullanarak analiz etmişlerdir. Çalışmada sistemi oluşturan her bir üniteye faydalı güç, tersinir güç ve tersinmezlik miktarlarını tespit etmiş ve sistemin genel verimini hesaplamışlardır. Sistemin birinci kanun verimi ve ikinci kanun veriminin çevre sıcaklığının 42°C'lik artışında sırasıyla %4 ve %5 oranında azaldığını belirtmişlerdir. Atmosferik hava sıcaklığındaki artışın sistemin genel verimini olumsuz olarak etkilediği, sıcaklığın 42°C'ye kadar çıkması santral net güç çıkışını %22 oranında azalttığı ve özgül yakıt sarfiyatını %9 oranında arttırdığını belirtmişlerdir.

M. Z. Yılmazoğlu, M. A. Rahim (2010), yaptıkları çalışmada Adana ve Ankara illerinde çalıştırılması planlanan, gaz türbinli bir santralde, çevre sıcaklığı, basıncı ve bağıl nem oranının santral verimi, elektrik üretimi ve yakıt tüketimine etkilerini incelemişlerdir. Bunun yanı sıra

kompresöre giren havanın nemlendirme yöntemi ile soğutulmasının sistem performansına etkisini de incelemişlerdir. Ekonomik analizler sonucunda geri ödeme süresi, Ankara ilinde 257, Adana ilinde ise 281 gün olarak tespit etmişlerdir.

Alhazmy, Najjar (2004), yaptıkları çalışmada, kompresöre giren havanın soğutularak gaz türbin performansının artırılmasına yönelik bir araştırma yapmışlardır. Çalışmalarında iki farklı tip soğutucu kullanmışlardır. Bunlar su püskürtmeli ve soğutma serpantinli soğutuculardır. Yaptıkları deneyler sonucunda sıcak ve kurak iklim şartlarında su püskürtmeli soğutucunun türbin verimini arttırabileceğini ve bu sistemin maliyetinin ucuz olduğunu fakat soğutma serpantini kullanılarak daha fazla verim elde ettiklerini ve kompresör giriş şartlarını tamamen kontrol altında tutabildiklerini belirtmişlerdir.

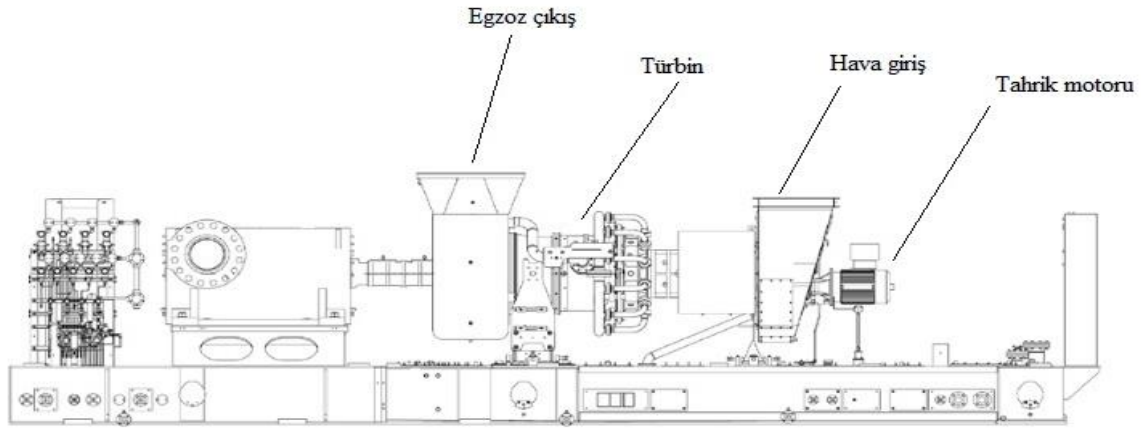
F. Basrawi, T. Yamada, K. Nakanishi (2011), soğuk iklim koşullarında mikro gaz türbinli sistemin performansına çevre sıcaklığının etkisini incelemişlerdir. Çalışma sonucunda elde edilen sonuçlara göre, soğuk iklim şartlarında sistemin yıllık yakıt tüketiminde 30.000-80.000 m³/yıl, CO₂ emisyonunda 35-94 ton/yıl aralığında azalma olduğunu tespit etmişlerdir.

3. MATERYAL VE METOD

Gaz türbini olarak Şekil 7.1’de yerleşimi gösterilen Caterpillar Tarus marka 5,7 MW gücünde, doğalgaz ile çalışan bir sistem incelenmiştir.

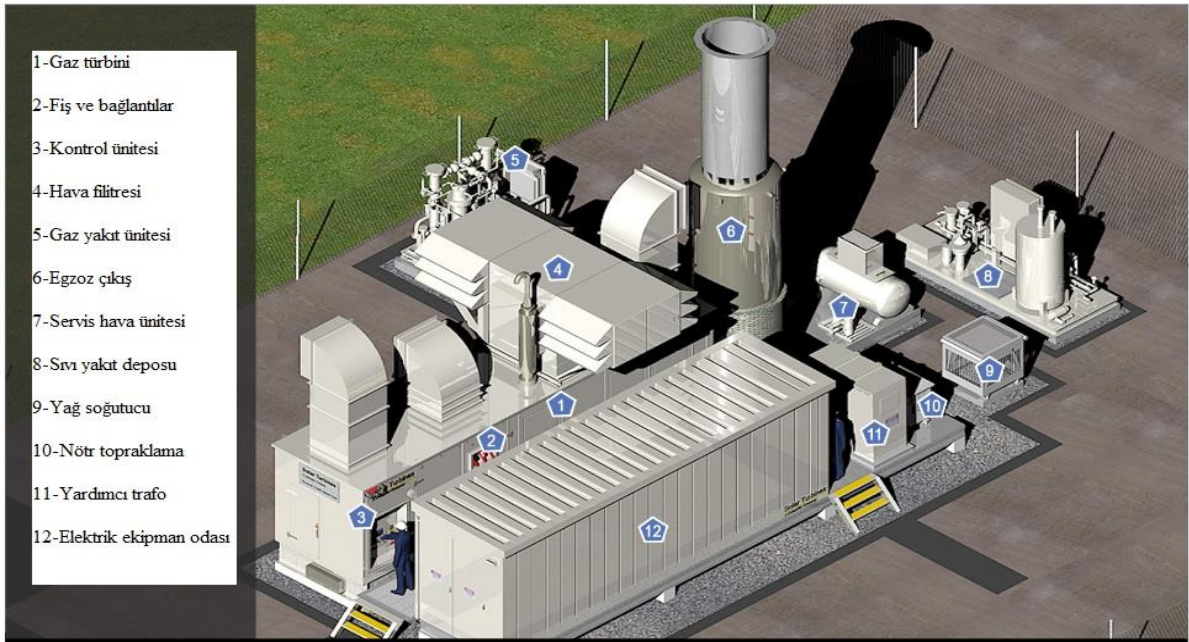
Çizelge 1. Çalışma yapılan gaz türbinini özellikleri.

Makine markası	Kurulu güç	Uzunluk	Genişlik	Yükseklik	Ağırlık
Caterpillar Tarus	5,7 MW	9,8 metre	2,5 metre	2,9 metre	32,8 ton



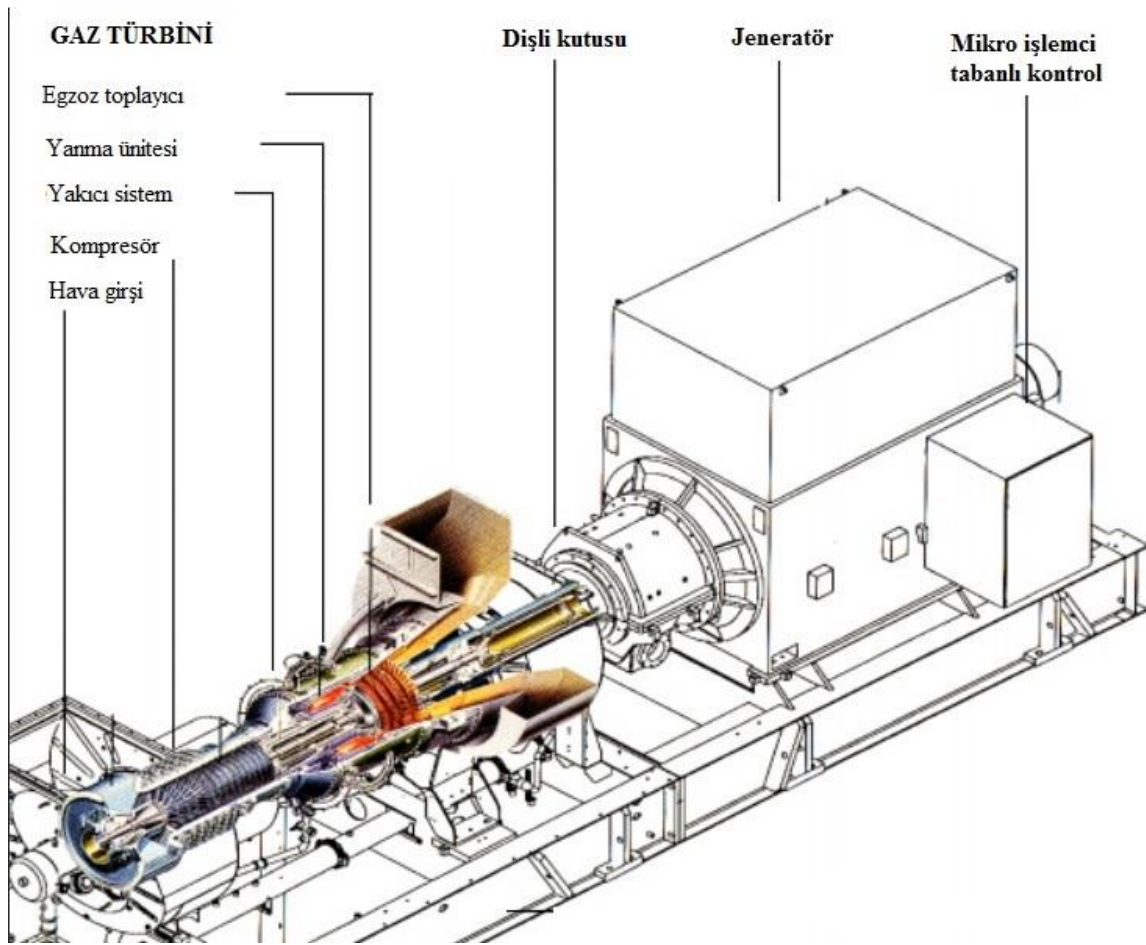
Şekil 3.1. Gaz türbininin şematik gösterimi

Gaz türbininin işletmedeki montajlanmış hali şekil 7.2’de gösterilmiştir.



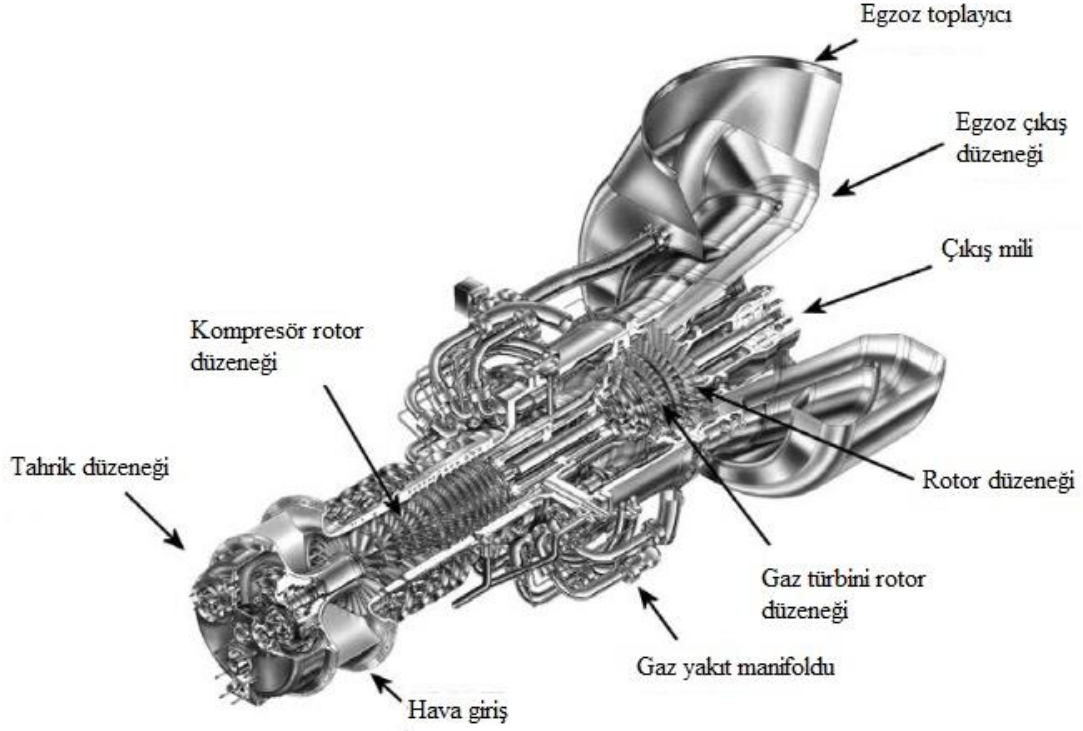
Şekil 3.2. Caterpillar Tarus Gaz türbini ve ekipmanlarının şematik gösterimi

Şekil 3.2’de gaz türbininin işletmedeki görünümü 1 numara ile gösterilmiştir. 2 numara ile gösterilen bağlantı elemanları 3 numara ile gösterilen kontrol ünitesinin gaz türbini ile haberleşmesini sağlayan ekipmanlardan oluşmaktadır. 3 numara ile gösterilen üniteden gaz türbinin kontrolü sağlanmaktadır. Kompresör emiş havası 4 numara ile gösterilen hava filtresinden geçirilerek alınmaktadır. 5 numara ile gösterilen gaz yakıt ünitesi ile sistem yakıt beslemesi yapılmaktadır. 6 numara ile gösterilen ünite yanma sonucu oluşan egzoz gazlarının atmosfere atılması sağlanır. 7 numara ile gösterilen ünite basınçlı hava hazırlamak için kullanılır. 8 numaralı ünite ise sıvı yakıt deposudur. 9 numaralı ünite yağ soğutucu ünitesidir. 10-11-12 numaraları ise sistemin elektrik ekipmanlarını oluşturmaktadır.



Şekil 3.3. Caterpillar Tarus Gaz türbini ekipmanlarının çalışma esnasındaki şematik gösterimi

Şekil 3.3 de gösterildiği gibi türbin kısmının ana ekipmanları temiz hava giriş bölümü, kompresör, yakıcı sistem, yanma ünitesi ve egzoz toplayıcıdır. Gaz türbini bir dişli kutusu ile jeneratöre bağlıdır. Jeneratör ise mikro işlemci tabanlı kontrol ünitesi ile kontrol edilir.



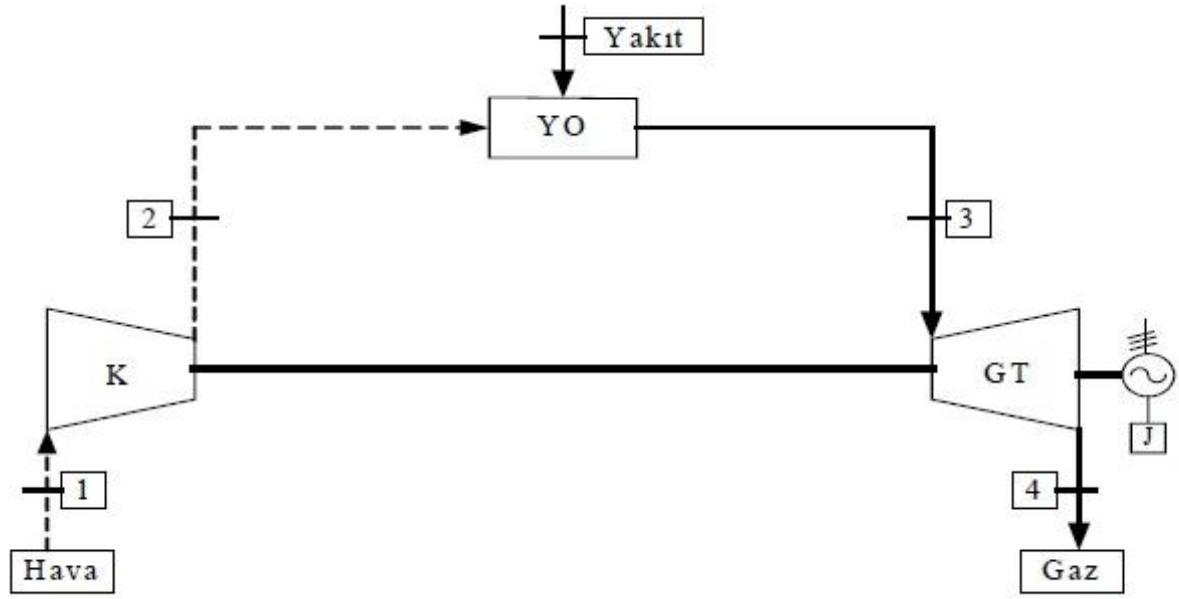
Şekil 3.4. Caterpillar Tarus Gaz türbininin temel birleşenleri

Caterpillar Tarus gaz türbininde, filtreden geçirilerek alınan havanın basıncı ve sıcaklığı kompresörde bulunan rotorlar ile yükseltilir. Kompresörde basıncı ve sıcaklığı yükseltiletilen hava, doğalgaz ile karıştırılarak gaz manifoldu ile türbinin yanma odasına gönderilerek yanma sağlanır. Yanma sonucu oluşan sıcak hava gaz türbini miline tahrik verir. Gaz türbini mili bu tahrikle dönmeye başlar ve kendisine bağlı çalışan gaz türbini jeneratörünün milini döndürerek elektrik üretimini gerçekleştirir. Yanma sonucu oluşan gazlar egzoz çıkış düzeneği ile atmosfere atılır.

7.1 Yapılan hesaplamalar

Gaz türbini farklı kompresör basınç oranlarındaki sıcaklık ve basınç değerleri alınarak sisteminin termodinamik analizi yapılmıştır. Analiz için yapılan kabuller ise şöyledir: hava ve yanma ürünlerine ideal gaz prensibi uygulanmıştır, tam yanma reaksiyonunun olduğu düşünülmüştür, sistem düzgün akışlı alınmıştır. Yanma sonucu oluşan gazlar hava olarak kabul edilmiştir.

İlk olarak işletmenin farklı kompresör basınçlarında yıl içinde tuttuğu giriş sıcaklıkları ve türbin yanma odası sıcaklıkları alınmıştır.



Şekil 3.5. Gaz türbini çevrimi

Şekil 3.5’de 1 numara ile gösterilen sıcaklık bilgileri, K harfi ile gösterilen kompresör basınç oranı bilgileri, 4 numara ile gösterilen sıcaklık değeri ve her noktadaki basınç değerleri işletmeden alınmıştır.

Şekil 3.5’deki rakamlara göre termodinamik özellikleri bilinen durumlar;

Hava giriş sıcaklığı 1. durum 270 K, türbin sıcaklığı 4. durum 500 K ve kompresör basınç oranı 10:1 işletmeden alınan bilgilere göre;

Şekil 3.5’de gösterilen durum 1 termodinamik özellikleri, işletmeden alınan sıcaklık değerlerine göre havanın mükemmel gaz özellikleri tablosundan belirlenmiştir.

Durum 1 termodinamik özellikleri;

$$T_1 = 270 \text{ K}$$

$$h_1 = 270,11 \text{ kJ/kg}$$

$$P_{r1} = 0,9590$$

$$s_1^0 = 1,59634 \text{ kJ/kgK}$$

$$P_1 = 1 \text{ atm} = 101 \text{ kPa}$$

Şekil 3.5’de gösterilen durum 2 termodinamik özellikleri durum 1 özelliklerine göre hesaplanmıştır. Kompresör basınç oranı $\beta=10:1$ ’dir. $P_{r2} = P_{r1} \times \beta$ formülü ile hesaplanır. Elde

edilen P_{r2} değerine göre havanın mkemmел gaz özellikleri tablosundan durum 2 termodinamik özellikleri belirlenmiştir.

Durum 2 termodinamik zellikleri;

$$P_{r2} = P_{r1} \times 10 = 0,9590 \times 10 = 9,950$$

$$T_2 = 518,56 \text{ K}$$

$$h_2 = 522,14 \text{ kJ/kg}$$

$$s_2^0 = 2,25 \text{ kJ/kgK}$$

$$P_2 = 600 \text{ kPa}$$

şekil 3.5'de gösterilen durum 4 termodinamik özellikleri işletmeden alınan sıcaklık bilgilerine göre havanın mkemmел gaz özellikleri tablosundan bakılarak hesaplanmıştır. Durum 4'deki basınç oranı durum 1'deki basınç oranına eşittir yani $P_1=P_4$ dur.

Durum 4 termodinamik zellikleri;

$$T_4 = 500 \text{ K}$$

$$h_4 = 503,02 \text{ kJ/kg}$$

$$P_{r4} = 8,411$$

$$s_4^0 = 2,21 \text{ kJ/kgK}$$

$$P_4 = P_1 = 101 \text{ kPa}$$

şekil 3.5'de gösterilen durum 3 termodinamik özellikleri durum 4 özelliklerine göre hesaplanmıştır. $P_{r3} = P_{r4} \times (P_3 / P_4)$ formülü ile hesaplanır. Elde edilen P_{r3} değerine göre havanın mkemmел gaz özellikleri tablosundan durum 3 termodinamik özellikleri belirlenmiştir.

Durum 3 termodinamik zellikleri;

$$P_{r3} = P_{r4} \times (P_3 / P_4) = 8,411 \times (600/101) = 50,07$$

$$T_3 = 809 \text{ K}$$

$$h_3 = 832,35 \text{ kJ/kg}$$

$$s_3^0 = 2,73 \text{ kJ/kgK}$$

$$P_3 = P_2 = 600 \text{ kPa}$$

Hesaplanan P_{r3} değerine göre havanın mkemmел gaz özellikleri tablosundan diğer termodinamik özellikleri belirlenmiştir.

Tüm durumdaki değerler aynı yöntemle dış ortam sıcaklığı 270-303 K sıcaklıkları arasında Matlab programında yazılım hazırlanarak bilgisayar ortamında hesaplanmıştır. Tüm durumlardaki termodinamik özellikler bilindiği için kompresörde harcanan enerji, türbin işi, sisteme verilen ısı enerji, ısı verim, net iş, geri iş oranı, yararlı kompresör işi, kompresör tersinir iş ve kompresör ekserji verimi hesaplanmıştır.

Şekil 3.5'deki numaralandırılmış çizime ve yukarıda hesapladığımız 270 K giriş sıcaklığı, kompresör basınç oranı $\beta = 10:1$ 'e göre hesaplamalar yapılır ise;

- Kompresörde harcanan enerji, $-w_k = h_2 - h_1$ formülü ile hesaplanır.

$$w_k = 522,14 - 270,11 = 252,03 \text{ kJ/kg}$$

- Türbin işi, $w_t = h_3 - h_4$ formülü ile hesaplanır.

$$w_t = 832,35 - 503,02 = 329,33 \text{ kJ/kg}$$

- Sisteme verilen ısı enerji $q_{giren} = h_3 - h_2$ formülü ile hesaplanır;

$$q_{giren} = 832,35 - 522,14 = 310,21 \text{ kJ/kg}$$

- Net iş $w_{net} = w_t - w_k$ formülü ile hesaplanır;

$$w_{net} = 329,33 - 252,03 = 77,30 \text{ kJ/kg}$$

- Isıl verim, $\eta_{th} = w_{net} / q_{giren}$ formülü ile hesaplanır;

$$\eta_{th} = 77,30 / 310,21 = 0,249 \text{ yani } \%24,9$$

- Geri iş oranı, $GİO = w_k / w_t$ formülü ile hesaplanır;

$$GİO = 252,03 / 329,33 = 0,765 \text{ yani } \%76,5$$

- Yararlı kompresör işi kompresörde harcanan işe eşittir;

$$w_{k,y} = -252,03 \text{ kJ/kg}$$

- Tersinir iş $w_{tr} = (h_1 - h_2) - T_0 (s_1 - s_2)$ formülü ile hesaplanır. Bu formülde $s_1 - s_2$ ise,

$$s_1 - s_2 = (s_1^0 - s_2^0 - R \ln(P_1/P_2)) \text{ formülü ile hesaplanır;}$$

$$w_{k,tr} = (270,11 - 522,1459) - 270(1,5963 - 2,2571 - (0,287 \times \ln 101/600)) = -211,70 \text{ kJ/kg}$$

- Tersinmezlik yani işe dönüştürülebilecekken dönüştürülemeyen enerji $i = w_{tr} - w_y$ formülü ile hesaplanır;

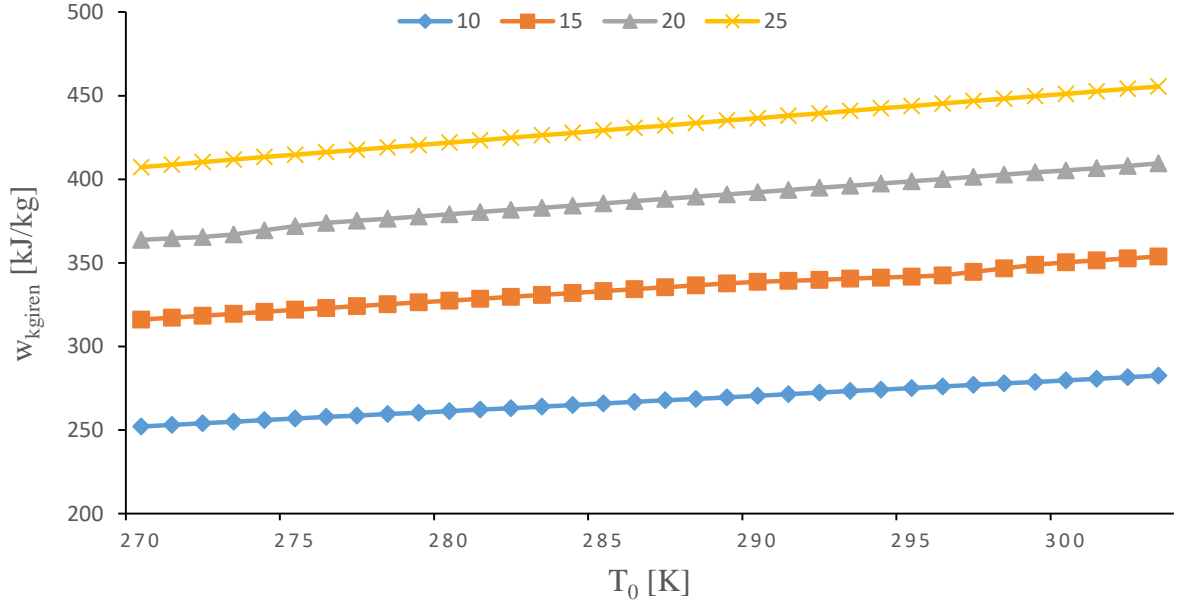
$$i_k = -211,70 - (-252,03) = 40,33 \text{ kJ/kg}$$

- Kompresör ikinci yasa verimi, $\eta_{k,II} = w_{tr} / w_y$ formülü ile hesaplanır;

$$\eta_{k,II} = -211,70 / - 252,03 = 0,839 \text{ yani } \%83,9$$

Yukarıda hesaplamaları yapılan değerler sadece giriş sıcaklığı 270 K, egsoz sıcaklığı 500 K ve kompresör basınç oranı $\beta = 10:1$ değerleri için yapılmıştır. 270-303 K sıcaklığı ve $\beta = 10-15-20-25:1$ kompresör basınç oranlarına ve yukarıdaki formüllere göre matlab programında geliştirilen yazılım ile tüm işletme verileri hesaplanarak aynı grafik üzerinde gösterilmiştir.

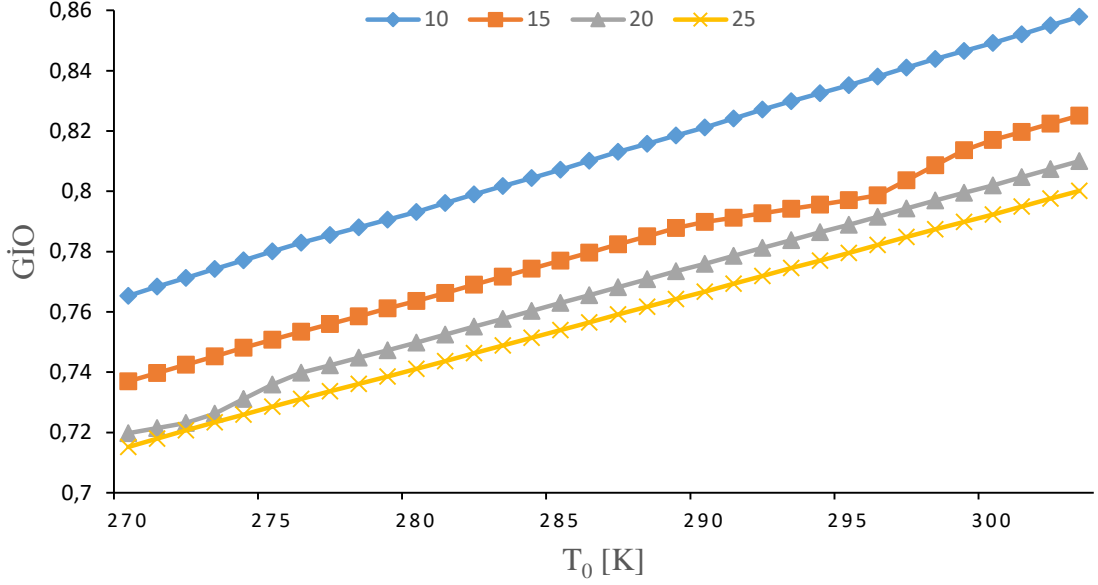
4. HESAPLAMALAR, SONUÇLAR VE ÖNERİLER



Şekil 4.1. Farklı kompresör basınç oranlarında T_0 sıcaklığına göre kompresörde harcanan enerji

Şekil 4.1’de kompresördeki basınç oranına göre kompresörde harcanan enerjinin değişimi gösterilmektedir. Grafik incelendiğinde çevre sıcaklığı ve kompresör basınç oranı artıkça doğru orantılı olarak kompresörde harcanan enerji de artmaktadır. Örneğin basınç oranı 10:1, $T_0=270$ K’de 252,03 kJ/kg iken $T_0=303$ K’de 282,54 kJ/kg olmaktadır. Basınç oranı 25:1, $T_0=270$ K’de 407,13 kJ/kg iken $T_0=303$ K’de 455,51 kJ/kg olmaktadır.

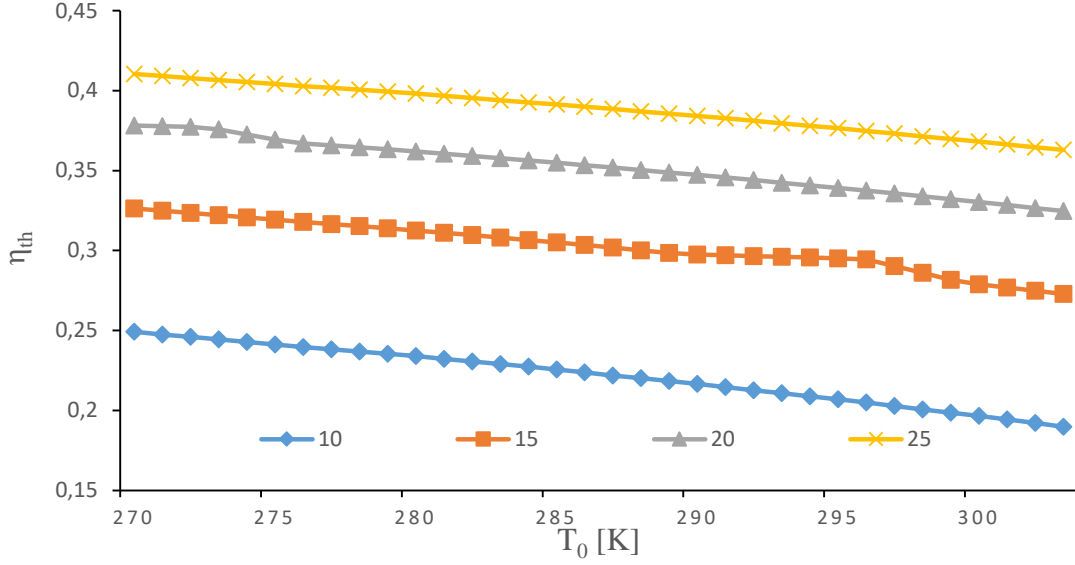
Bu grafik bize sadece mevcut kompresörde harcanan enerji miktarını göstermektedir. Kompresör basınç oranı artıkça kompresörde harcanan enerjinin artışı hakkında yorum yapılabilmektedir.



Şekil 4.2. Farklı kompresör basınç oranlarında T_0 sıcaklığına göre geri iş oranı

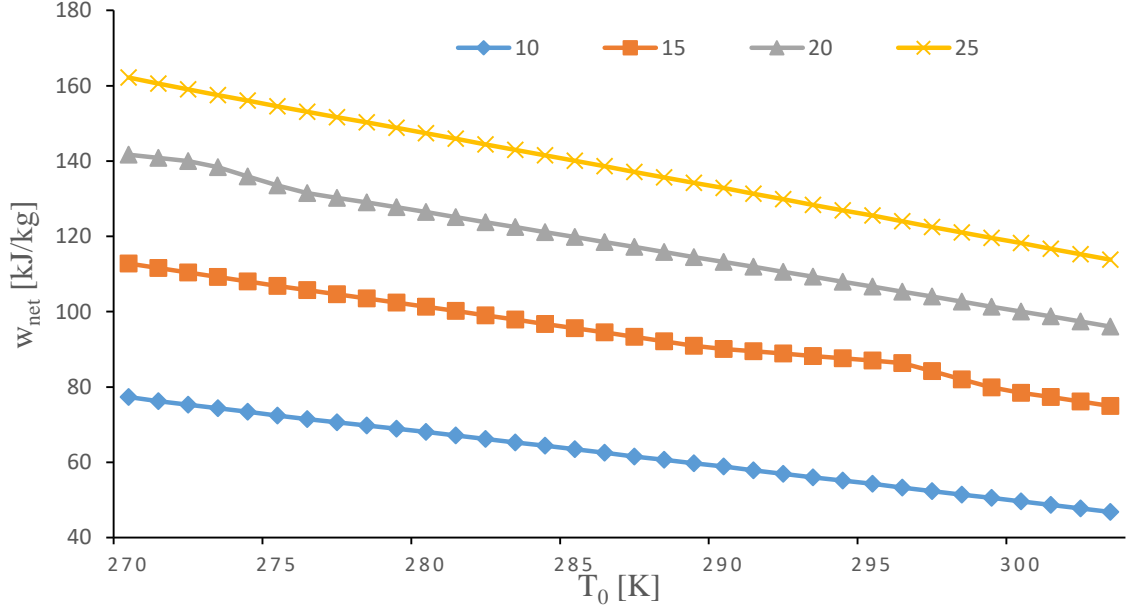
Farklı kompresör basınç oranlarında çevre sıcaklığının geri iş oranı üzerindeki etkisi ise Şekil 4.2’de verilmiştir. Geri iş oranı, kompresörün tükettiği işin, türbinde üretilen işe oranıdır. Yani geri iş oranı olarak hesaplan değer, türbinden elde edilen işin yüzde olarak ne kadarını kompresörü çalıştırmak için kullanıldığını gösterir. Şekil 4.2’de de görülebileceği gibi, çevre sıcaklığı azaldıkça ve kompresör basınç oranı artıkça geri iş oranı azalmaktadır.

Şekil 4.1 de kompresörlerin çalışması için ne kadar enerjiye ihtiyaç gerektiği ile ilgili grafik yer almaktadır. Basınç oranı düşük kompresör en az enerji ile çalışmaktadır. Fakat Şekil 4.2’de görüldüğü gibi basınç oranı artıkça kompresörü çalıştırmak için harcanılan enerjiden daha fazla türbin işi elde edilir.



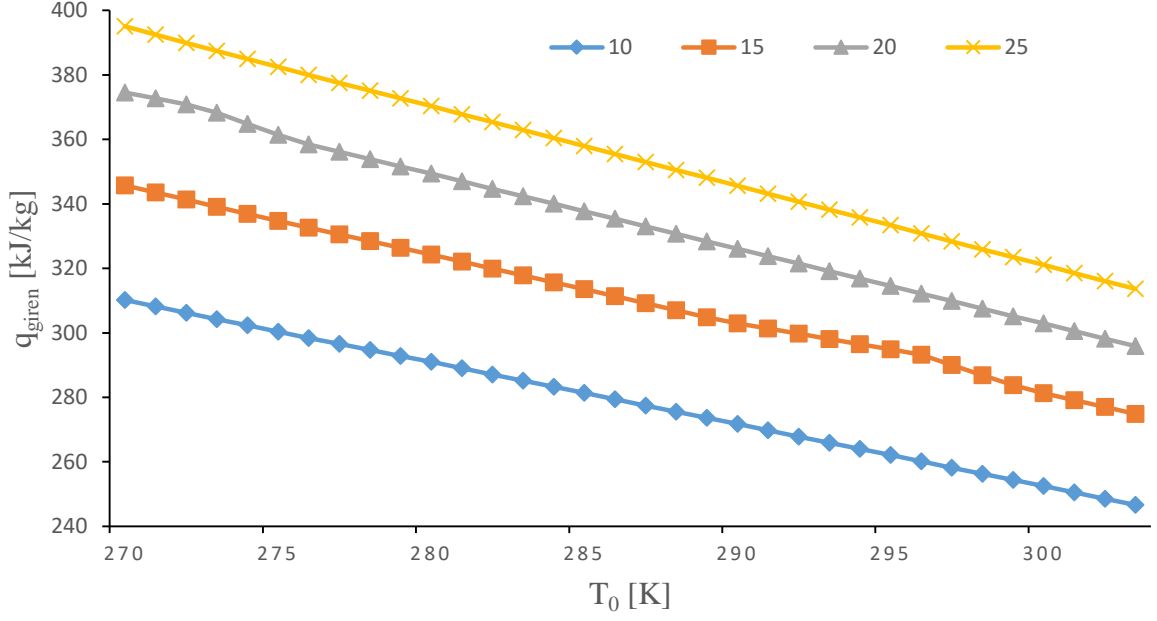
Şekil 4.3. Farklı kompresör basınç oranlarında T_0 sıcaklığına göre ısı verim değerleri

Şekil 4.3’de ise, farklı basınç oranlarında çevre sıcaklığının ısı verim üzerindeki etkisi görülmektedir. Herhangi bir kompresör basınç oranı değerinde, çevre sıcaklığının artmasıyla birlikte ısı verim düşerken, basınç oranındaki azalma ile birlikte ısı verimdeki düşme eğilimi daha da fazla olmaktadır. Örneğin basınç oranı 10:1 için $T_0=270$ K’de ısı verim %24,9, $T_0=303$ K de ısı verim %18,9 olmaktadır. Basınç oranı 10:1 iken çevre sıcaklığında 33°C ’lik bir artış ısı verimini %6 oranında düşürmektedir. Basınç oranı 25:1 için $T_0=270$ K’de ısı verim %41, $T_0=303$ K de ısı verim %36,2 olmaktadır. Basınç oranı 25:1 iken çevre sıcaklığında 33°C ’lik bir artış ısı verimini %4,8 oranında düşürmektedir. Kompresör basınç oranı arttıkça, çevre sıcaklığının ısı verim üzerindeki etkisinin azaldığı görülmektedir.



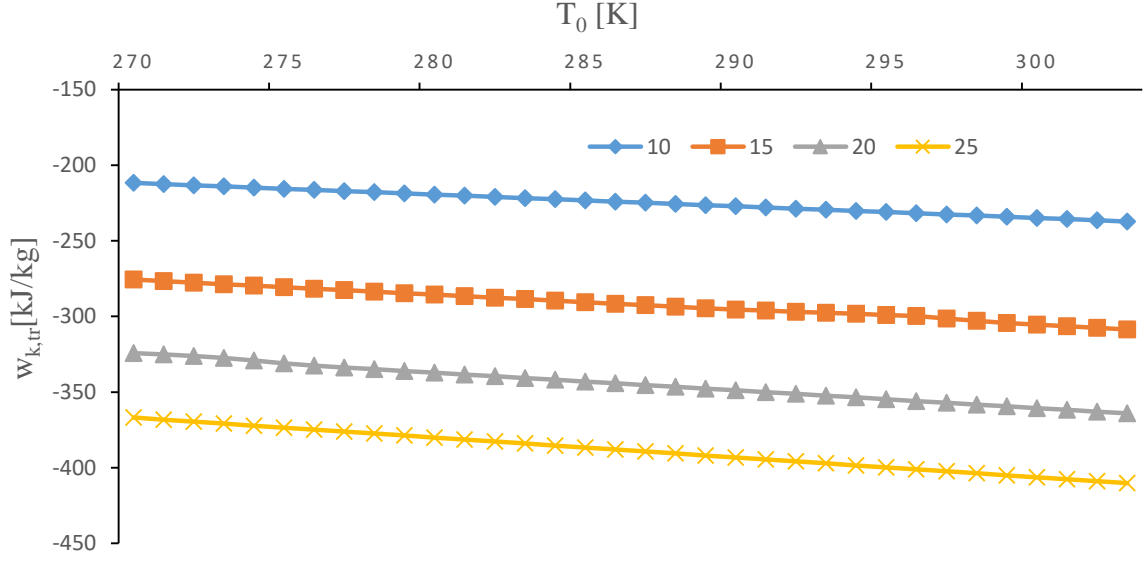
Şekil 4.4. Farklı kompresör basınç oranlarında T_0 sıcaklığına göre W_{net} değerleri

Şekil 4.4’de Farklı kompresör basınç oranlarında T_0 sıcaklığına göre W_{net} değerleri görülmektedir. Örneğin basınç oranı 10:1, $T_0=270$ K’de $w_{net} = 77,3$ kJ/kg olurken $T_0=303$ K’de $w_{net}= 46,7$ kJ/kg olmaktadır. Fakat basınç oranı 25:1, $T_0=270$ K’de $w_{net}= 162,1$ kJ/kg olurken $T_0=303$ K’de $w_{net}=113,8$ kJ/kg olmaktadır. Hesaplama sonuçlarından anlaşıldığı gibi net iş, kompresör basınç oranını artırdıkça ve çevre sıcaklığı azaldıkça artmaktadır.



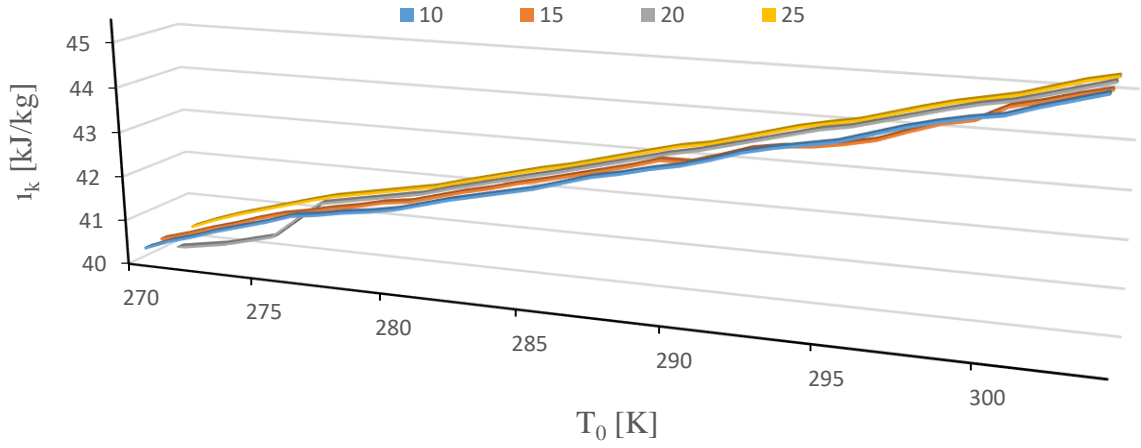
Şekil 4.5. Farklı kompresör basınç oranlarında T_0 sıcaklığına göre sisteme verilen ısı enerji değerleri

Şekil 4.5 farklı kompresör basınç oranlarında T_0 sıcaklığına göre sisteme verilen ısı enerjiyi göstermektedir. T_0 değeri yükseldikçe ve kompresör basınç oranı azaldıkça, sisteme verilen ısı enerji azalmaktadır. Örneğin basınç oranı 10:1 değerinde, $T_0=270$ K'de sisteme verilen ısı enerji 310,21 kJ/kg iken, $T_0=303$ K'de 246,6 kJ/kg olmaktadır. Benzer şekilde basınç oranı 25:1 değerinde $T_0=270$ K'de sisteme verilen ısı enerji 395,08 kJ/kg iken, $T_0=303$ K'de 313,61 kJ/kg olmaktadır. Kompresör basınç oranının ve çevre sıcaklığının sisteme verilen ısı enerji değeri üzerindeki etkisinin önemli olduğu görülmektedir.



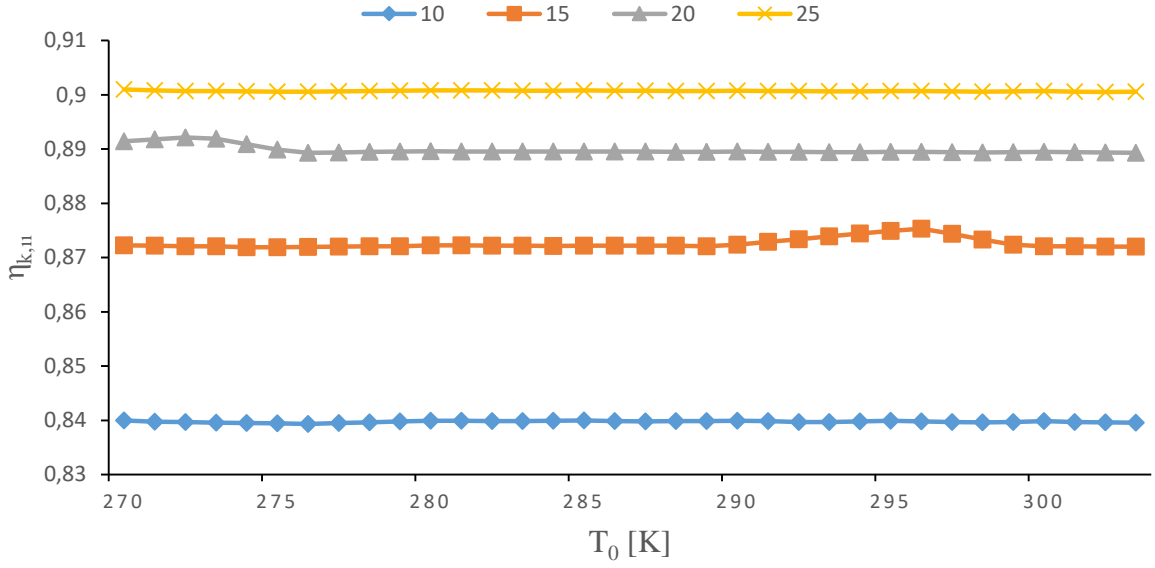
Şekil 4.6. Farklı kompresör basınç oranlarında T_0 sıcaklığına göre kompresör tersinir işi

Şekil 4.6’da farklı kompresör basınç oranlarında T_0 sıcaklığına göre kompresör tersinir iş değışimi görülmektedir. Tersinir iş bir sistemden elde edilebilecek en çok yararlı işi göstermektedir. Bu iş sistem tümünden tersinir olduğu zaman gerçekleşir. Başka bir deyişle sistem çevre arasındaki ısı geçişinin tersinir olarak gerçekleştiği ayrıca sistem içinde tersinmezliklerin olmadığı durumdur. Tersinir iş, grafiğine bakıldığında kompresör basınç oranı ve çevre sıcaklığı artıkça azalmaktadır.



Şekil 4.7. Farklı kompresör basınç oranlarında T_0 sıcaklığına göre kompresör tersinmezlik değerleri

Şekil 4.7’de farklı kompresör basınç oranlarında T_0 sıcaklığına göre kompresör tersinmezlik değerleri görülmektedir. Tersinmezlik, iş yapma olanağında eksilme olarak tanımlanır. Elde edilen sonuçlar, iş potansiyelinin tersinmezlikler nedeni ile kaybolduğunu göstermektedir. $i = w_{tr} - w_y$ ile hesaplanmaktadır. Grafik incelendiğinde elde edilen tersinmezlik değerlerine göre sistem için en uygun çalışma koşulları düşük sıcaklık ve yüksek kompresör basınç oranı değerinde sağlanmaktadır.



Şekil 4.8. Farklı kompresör basınç oranlarında, T_0 sıcaklığına göre kompresör için ikinci yasa verimi

Şekil 4.8’de farklı kompresör basınç oranlarında T_0 sıcaklığına göre, kompresör için hesaplanan ikinci yasa verimi değerleri görülmektedir. İkinci yasa verimi, iş potansiyelinin ne kadarının kullanıldığı ile ilgilidir. İkinci yasa verimi kompresörler için gerekli en az (tersinir) işin yapılan yararlı işe oranıdır ($\frac{W_{tr}}{W_y}$).

Bu çalışmada İstanbul/Halkalı bölgesinde bulunan doğalgaz ile çalışan bir gaz türbini santralinin termodinamik analizi gerçekleştirilmiştir. Yapılan hesaplamalar sonucu; net iş, ısı verim, geri iş oranı, faydalı iş, tersinir iş ve tersinmezlikler gibi büyüklüklerin dış ortam sıcaklığı ve kompresör basınç oranı değerlerine göre değişimleri belirlenmiştir.

Elde edilen sonuçlardan da görüldüğü gibi herhangi bir basınç oranı değerinde, çevre sıcaklığı arttıkça net iş ve ısı verim azalırken, geri iş oranı ise artmaktadır. Kompresör basınç oranının artması ile birlikte kompresörde harcanan enerji, net iş ve ısı verim artmaktadır. Yani ısı verim, net iş ve geri iş oranı kompresör basınç oranı ile doğru orantılı iken kompresörde harcanan enerji kompresör basınç oranı ile ters orantılıdır.

Çevre sıcaklığının artmasıyla birlikte gaz türbinine giren havanın kütleli debisi azalmakta ve bu da sistemin tamamını etkileyerek elde edilen net iş değerinin düşmesine neden olmaktadır. Ayrıca kompresör basınç oranının, sistemin ısı verimi üzerine olan etkisinin çevre sıcaklığından daha yüksek olduğu görülmektedir.

Sonuç olarak ilk aşamada sistem kurulurken kompresör basınç oranının belirlenmesi oldukça önemlidir. Çünkü düşük basınç oranlarında sistemin net işi azaldığından, istenilen gücü elde etmek için kütleli debiyi artırmak, yani daha büyük bir sistem tasarlamak gerekir. Daha büyük bir sistem ekonomik olmayabilir. Bundan dolayı kompresör basınç oranı, çevre sıcaklığı değişimi ve istenilen net iş arasındaki bağıntılar ile en ekonomik sistem belirlenmelidir. İstanbul/Halkalı'da bulunan tesisin elinde farklı basınçlar oluşturabilecek seçenekler bulunmaktadır. Bu işletme için en iyi seçim 25:1 olan kompresörü kullanmasıdır.

Elde edilen veriler doğrultusunda, meteoroloji genel müdürlüğünün 1950-2014 yılları arasındaki İstanbul ili sıcaklık değerlerine göre, tüm kompresör basınç oranlarında, sistem veriminin en yüksek olduğu dönem Ocak ayı, en düşük olduğu dönem ise Temmuz ayı olarak belirlenmiştir.

Kompresör seçimi tamamlandıktan sonra sistemin kurulacağı yerin yıllık sıcaklık verileri incelenmeli, bu verilere göre kompresöre giren havanın sıcaklığının düşürülmesi için kullanılacak sistemler araştırılmalıdır. Yapılan ön soğutma sistemlerinin maliyeti ile sisteme sağlayacağı verim artışından dolayı elde edilen gelir karşılaştırılarak karar verilmelidir. Genel olarak yıl ortalaması bakımından çevre sıcaklığı yüksek olan yerlerde gaz türbinli bir sistem kurulmak istenirse, kompresöre giren hava çeşitli yöntemlerle soğutulmuş sıcaklığının düşürülmesi sistemin performansının artırılması açısından faydalı olacaktır.

5. KOMPRESÖR GİRİŞ HAVASI SOĞUTMA YÖNTEMİNİN SEÇİLMESİ

- Bölge iklim özellikleri: Bölgenin iklim özellikleri soğutma sistemini etkileyen en önemli faktörlerdendir. Soğutma sisteminin kapasitesini, boyutunu ve ekonomikliğini etkileyen temel faktörler, kurulacak bölgenin ortalama sıcaklığı ve bağıl nem değerleridir. Eğer atmosfer sıcaklığı düşükse amortisman süreleri uzayacaktır.
- Hava debisinin üretilen enerjiye oranı: Akış oranı diye tabir edilen bu değer ekonomikliğini belirleyen en önemli değerlerden birisidir. Akış oranı ne kadar artarsa birim havanın ürettiği net enerji o kadar yüksek demektir. Bu durumda havanın soğutulması sonucu elde edilecek güç ve verim artışı da aynı oranda artacaktır.
- Hava soğutma metodu: Seçilecek olan hava soğutma sistemi amaca ve ihtiyaca uygun olmalıdır. Çünkü soğutma sistemi değişik amaçlarla kurulabilir. Güç artışı için istenebileceği gibi verim artışı içinde kullanılabilir. Ayrıca soğutma yapılması istenen sürelerde önemlidir. Kısa süreli soğutmalar için sürekli soğutma sistemleri ekonomik olmayacaktır.
- Bakım onarım ve işletme giderleri: Soğutma sisteminin yatırım araştırması yapılırken ilk yatırım maliyetleri değil işletme ve bakım maliyetleri de göz önünde bulundurulmalıdır.
- Fizibilite çalışması: Son olarak soğutma sisteminin hizmet edeceği sıcaklık aralığına göre yukarıdaki şekillerde sıcaklık oranına göre verim değerleri göz önünde bulundurularak termodinamik analiz yapılması ve sistem amortisman sürelerinin belirlenmesi gerekmektedir.

6. TARTIŞMA

Türkiye giderek artan bir enerji darboğazına girmektedir. Enerji kaynaklarının büyük bir kısmı ithal edilmektedir. Gerek ekonomik gerek çevresel sebeplerden dolayı enerji kaynaklarının en verimli şekilde kullanılması gerekmektedir. Türkiye'nin kısa vadede elektrik enerjisinin karşılanması sorununa en önemli çözüm gaz türbini santrallerinin kurulmasıdır. Bu santrallerin temel yakıtı doğalgazdır. Doğalgaz ise ithal edilen bir yakıt olduğundan en verimli şekilde kullanılması gerekir. Bu yüzden yakıttan en fazla nasıl yararlanılabiliyorsa o şekilde santraller kurulmalıdır.

Termodinamik analiz ile tüm proses aşamalarındaki verimler bulunmuş olur. Buna göre alternatif olarak neler yapılabileceği ortaya konabilir. Bu alternatifler, tesisin proseslerin de en çok enerjinin harcadığı yerlere göre yapılabilecek değişiklik seçeneklerini verir. Bir başka deyişle performans artırıcı senaryolar üretilebilir. Bununla ilgili örnek verilirse; enerji güç santral tesisinde türbin gücünün artırılması seçenekleri araştırılıp, hesaplamalar sonucunda türbin gücünün artırılmasıyla enerji kaybının azaltılıp azaltılamayacağı irdelenebilir.

Termodinamiğin 1. ve 2. kanun verimleri ile fabrikanın enerji ekonomisi ve fabrika karlılığı üzerine çalışmalar yapılabilir.

Yaptığımız çalışma sonucunda gaz türbininde, türbinde elde edilen işin, kompresör basınç oranı ve dış ortam sıcaklığı ile değiştiği ve %71-85'inin kompresör kısmında harcanmakta olduğu görülmüştür. Gaz türbinlerinin ve işletim şeklinin kendine ait karakteristikleri vardır. Bu özelliklerdeki farklılıklar da sonucu etkileyecektir. Bununla birlikte günümüzde gaz türbinlerinin karakteristik özellikleri arasındaki farklar çok ciddi boyutlarda değildir. Bu nedenle bu çalışmada ulaştığımız sonuçlar gaz türbini seçimi ve çalışmakta olan sistemlerin analizlerinin yapılabilmesi için, fikir verebilmesi açısından yeterli olacaktır.

7. KAYNAKLAR

- Akçakaya CA (2009). Bira üretimindeki ekserji kayıplarının analizi. Y. Lisans tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Alhazmy MM, Najjar YSH (2004). Augmentation of gas turbine performance using air cooler, *Applied Thermal Engineering*. 24: 415-426.
- Basrawi F, Yamada T, Nakanishi K, Naing S (2011). Effect of ambient temperature on the performance of micro gas turbines with cogeneration system in cold region, *Applied Thermal Engineering*. 31(6-7): 1058-1067.
- Bilen H (2000). Kombine çevrimli santral tasarımı. Y. Lisans tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Can ÖF (2005). Ekserji analizi yöntemi kullanarak doğal gazlı bir kojenerasyon tesisinin performansının değerlendirilmesi. Y. Lisans tezi, Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ.
- Çetin B (2006). Gaz türbinlerinin optimal performans analizi. *Doğuş Üniversitesi Dergisi* 7(1): 59-71.
- Çetinkaya S (2011). Termodinamik. Nobel yayın, Ankara.
- Çengel YA, Boles MA (1996). Mühendislik yaklaşımıyla termodinamik. McGraw-Hill-Literatür, 867s, İstanbul.
- Çomaklı K, Karşlı S, Yılmaz M, Çomaklı Ö (2007). Termal sistemlerde ekserji verimi. *Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi* (2): 25-34.
- Dazlak S (2006). Bir doğalgaz santralinde atık ısı kazanım tesisinin enerji ve ekserji analizi. *Bilim Uzmanlığı Tezi*, Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Zonguldak.
- Erdem HH, Sevilgen SH, Çetin B, Akkaya AV, Dağdaş A (2003). Gaz türbin sistemlerinde çevre sıcaklığının performansa etkisi. 14. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Isparta.
- Karakoç TH, Karakoç N, Erbay B, Aras H (2011). Enerji analizi. *Anadolu Üniversitesi Yayını No:2486, Açıköğretim Fakültesi Yayını No:1457*.
- Kurt H, Recebli Z, Gedik E (2009). Performance analysis of open cycle gas turbines, *International Journal of Energy Research*, 33, 285-294.
- McCracken CD (1991). Off-peak air-conditioning: a major energy saver. *ASHRAE J.*, 12-13.
- Mert SO, Özçelik Z (2004). Bir doğalgaz kombine çevrim santralinde enerji ve ekserji analizi. II. Ulusal Ege Enerji Sempozyumu ve Sergisi, Kütahya.

- Rahim MA, Gündüz D (2013). Gaz türbinli bir ısı-güç (kojenerasyon) çevrim santralının enerji ve ekserji analizi: Ankara şartlarında uygulama. TÜBAV Bilim Dergisi, Cilt 6, Sayı 2, Sayfa 19-27, Ankara.
- Şahin HM, Acır A, Baysal E, Koçyiğit E (2007). Enerji ve ekserji analiz metoduyla Kayseri şeker fabrikasında enerji verimliliğinin değerlendirilmesi. Gazi Üniversitesi Müh. Mim. Fak. Der., Cilt 22, No 1, 111-119, Ankara.
- Taner T, Sivrioğlu M (2013). Şeker fabrikalarında enerji ve ekserji analiz yöntemi. Mühendis ve Makina, Cilt 54, Sayı 637, Sayfa 54-58.
- Ünver Ü, Kılıç M (2005). Çevre sıcaklığının bir kombine çevrim güç santralının performansına etkisi. Uludağ Üniversitesi Müh. Mim. Fak. Der., Cilt 10, Sayı 1, Bursa.
- Ünver Ü, Kılıç M (2009). Bir kombine çevrim güç santralının termodinamik analizi. Mühendis ve Makina, Cilt 46, Sayı 545.
- Wang FJ, Chiou JS (2004). Integration of steam injection and inlet air cooling for a gas turbine generation system, [Energy Conversion and Management 45\(1\)](#), 15-26.
- Yenice OT (2005). Kırsal kesimde kurulabilecek doğalgaz yakıtlı otoproduktör kojenerasyon santralleri üzerine bir araştırma. Doktora Tezi, Ankara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Yılmazoğlu MZ, Rahim MA (2010). Gaz türbinli santrallerde çevre sıcaklığı ve basıncının santral performansına etkileri. Gazi Üniversitesi Müh. Mim. Fak. Der., Cilt 25, No 3, 495-503, Ankara.
- Yılmazoğlu MZ, Amirabedin E (2010). Gaz türbini tahrikli bir doğalgaz basınçlandırma istasyonunda ortam ve yakıt koşullarının sisteme etkisinin duyarlılık analizi. TÜBAV Bilim Dergisi, Cilt 3, Sayı 4, Sayfa 298-305, Ankara.

Havanın mükemmel gaz özellikleri tablosu			
T (K)	h(kJ/kg)	P _r	s ₀ (kJ/kgK)
260	260,09	0,8405	1,55848
261	261,092	0,85235	1,562266
262	262,094	0,8642	1,566052
263	263,096	0,87605	1,569838
264	264,098	0,8879	1,573624
265	265,1	0,89975	1,57741
266	266,102	0,9116	1,581196
267	267,104	0,92345	1,584982
268	268,106	0,9353	1,588768
269	269,108	0,94715	1,592554
270	270,11	0,959	1,59634
271	271,112	0,97199	1,599985
272	272,114	0,98498	1,60363
273	273,116	0,99797	1,607275
274	274,118	1,01096	1,61092
275	275,12	1,02395	1,614565
276	276,122	1,03694	1,61821
277	277,124	1,04993	1,621855
278	278,126	1,06292	1,6255
279	279,128	1,07591	1,629145
280	280,13	1,0889	1,63279
281	281,132	1,1028	1,636342
282	282,134	1,1167	1,639894
283	283,136	1,1306	1,643446
284	284,138	1,1445	1,646998
285	285,14	1,1584	1,65055
286	286,144	1,17294	1,654044
287	287,148	1,18748	1,657538
288	288,152	1,20202	1,661032
289	289,156	1,21656	1,664526
290	290,16	1,2311	1,66802
291	291,162	1,24624	1,671446
292	292,164	1,26138	1,674872

293	293,166	1,27652	1,678298
294	294,168	1,29166	1,681724
295	295,17	1,3068	1,68515
296	296,174	1,32264	1,688526
297	297,178	1,33848	1,691902
298	298,182	1,35432	1,695278
299	299,186	1,37016	1,698654
300	300,19	1,386	1,70203
301	301,196	1,40252	1,705354
302	302,202	1,41904	1,708678
303	303,208	1,43556	1,712002
304	304,214	1,45208	1,715326
305	305,22	1,4686	1,71865
306	306,224	1,4858	1,721916
307	307,228	1,503	1,725182
308	308,232	1,5202	1,728448
309	309,236	1,5374	1,731714
310	310,24	1,5546	1,73498
311	311,246	1,57252	1,738196
312	312,252	1,59044	1,741412
313	313,258	1,60836	1,744628
314	314,264	1,62628	1,747844
315	315,27	1,6442	1,75106
316	316,274	1,66286	1,754228
317	317,278	1,68152	1,757396
318	318,282	1,70018	1,760564
319	319,286	1,71884	1,763732
320	320,29	1,7375	1,7669
321	321,294	1,7569	1,770018
322	322,298	1,7763	1,773136
323	323,302	1,7957	1,776254
324	324,306	1,8151	1,779372
325	325,31	1,8345	1,78249
326	326,316	1,85464	1,785558
327	327,322	1,87478	1,788626
328	328,328	1,89492	1,791694
329	329,334	1,91506	1,794762
330	330,34	1,9352	1,79783
331	331,348	1,95658	1,800837
332	332,356	1,97796	1,803844
333	333,364	1,99934	1,806851
334	334,372	2,02072	1,809858

335	335,38	2,0421	1,812865
336	336,388	2,06348	1,815872
337	337,396	2,08486	1,818879
338	338,404	2,10624	1,821886
339	339,412	2,12762	1,824893
340	340,42	2,149	1,8279
341	341,427	2,172	1,830818
342	342,434	2,195	1,833736
343	343,441	2,218	1,836654
344	344,448	2,241	1,839572
345	345,455	2,264	1,84249
346	346,462	2,287	1,845408
347	347,469	2,31	1,848326
348	348,476	2,333	1,851244
349	349,483	2,356	1,854162
350	350,49	2,379	1,85708
351	351,499	2,4037	1,859915
352	352,508	2,4284	1,86275
353	353,517	2,4531	1,865585
354	354,526	2,4778	1,86842
355	355,535	2,5025	1,871255
356	356,544	2,5272	1,87409
357	357,553	2,5519	1,876925
358	358,562	2,5766	1,87976
359	359,571	2,6013	1,882595
360	360,58	2,626	1,88543
361	361,589	2,6526	1,8882
362	362,598	2,6792	1,89097
363	363,607	2,7058	1,89374
364	364,616	2,7324	1,89651
365	365,625	2,759	1,89928
366	366,634	2,7856	1,90205
367	367,643	2,8122	1,90482
368	368,652	2,8388	1,90759
369	369,661	2,8654	1,91036
370	370,67	2,892	1,91313
371	371,68	2,9204	1,915818
372	372,69	2,9488	1,918506
373	373,7	2,9772	1,921194
374	374,71	3,0056	1,923882
375	375,72	3,034	1,92657
376	376,73	3,0624	1,929258

377	377,74	3,0908	1,931946
378	378,75	3,1192	1,934634
379	379,76	3,1476	1,937322
380	380,77	3,176	1,94001
381	381,781	3,2065	1,942642
382	382,792	3,237	1,945274
383	383,803	3,2675	1,947906
384	384,814	3,298	1,950538
385	385,825	3,3285	1,95317
386	386,836	3,359	1,955802
387	387,847	3,3895	1,958434
388	388,858	3,42	1,961066
389	389,869	3,4505	1,963698
390	390,88	3,481	1,96633
391	391,89	3,5135	1,968891
392	392,9	3,546	1,971452
393	393,91	3,5785	1,974013
394	394,92	3,611	1,976574
395	395,93	3,6435	1,979135
396	396,94	3,676	1,981696
397	397,95	3,7085	1,984257
398	398,96	3,741	1,986818
399	399,97	3,7735	1,989379
400	400,98	3,806	1,99194
401	401,994	3,8407	1,994445
402	403,008	3,8754	1,99695
403	404,022	3,9101	1,999455
404	405,036	3,9448	2,00196
405	406,05	3,9795	2,004465
406	407,064	4,0142	2,00697
407	408,078	4,0489	2,009475
408	409,092	4,0836	2,01198
409	410,106	4,1183	2,014485
410	411,12	4,153	2,01699
411	412,134	4,1899	2,019433
412	413,148	4,2268	2,021876
413	414,162	4,2637	2,024319
414	415,176	4,3006	2,026762
415	416,19	4,3375	2,029205
416	417,204	4,3744	2,031648
417	418,218	4,4113	2,034091
418	419,232	4,4482	2,036534

419	420,246	4,4851	2,038977
420	421,26	4,522	2,04142
421	422,277	4,5613	2,043811
422	423,294	4,6006	2,046202
423	424,311	4,6399	2,048593
424	425,328	4,6792	2,050984
425	426,345	4,7185	2,053375
426	427,362	4,7578	2,055766
427	428,379	4,7971	2,058157
428	429,396	4,8364	2,060548
429	430,413	4,8757	2,062939
430	431,43	4,915	2,06533
431	432,448	4,9567	2,067667
432	433,466	4,9984	2,070004
433	434,484	5,0401	2,072341
434	435,502	5,0818	2,074678
435	436,52	5,1235	2,077015
436	437,538	5,1652	2,079352
437	438,556	5,2069	2,081689
438	439,574	5,2486	2,084026
439	440,592	5,2903	2,086363
440	441,61	5,332	2,0887
441	442,629	5,3763	2,090991
442	443,648	5,4206	2,093282
443	444,667	5,4649	2,095573
444	445,686	5,5092	2,097864
445	446,705	5,5535	2,100155
446	447,724	5,5978	2,102446
447	448,743	5,6421	2,104737
448	449,762	5,6864	2,107028
449	450,781	5,7307	2,109319
450	451,8	5,775	2,11161
451	452,822	5,822	2,113856
452	453,844	5,869	2,116102
453	454,866	5,916	2,118348
454	455,888	5,963	2,120594
455	456,91	6,01	2,12284
456	457,932	6,057	2,125086
457	458,954	6,104	2,127332
458	459,976	6,151	2,129578
459	460,998	6,198	2,131824
460	462,02	6,245	2,13407

461	463,042	6,2947	2,136267
462	464,064	6,3444	2,138464
463	465,086	6,3941	2,140661
464	466,108	6,4438	2,142858
465	467,13	6,4935	2,145055
466	468,152	6,5432	2,147252
467	469,174	6,5929	2,149449
468	470,196	6,6426	2,151646
469	471,218	6,6923	2,153843
470	472,24	6,742	2,15604
471	473,265	6,7946	2,158196
472	474,29	6,8472	2,160352
473	475,315	6,8998	2,162508
474	476,34	6,9524	2,164664
475	477,365	7,005	2,16682
476	478,39	7,0576	2,168976
477	479,415	7,1102	2,171132
478	480,44	7,1628	2,173288
479	481,465	7,2154	2,175444
480	482,49	7,268	2,1776
481	483,515	7,3236	2,179716
482	484,54	7,3792	2,181832
483	485,565	7,4348	2,183948
484	486,59	7,4904	2,186064
485	487,615	7,546	2,18818
486	488,64	7,6016	2,190296
487	489,665	7,6572	2,192412
488	490,69	7,7128	2,194528
489	491,715	7,7684	2,196644
490	492,74	7,824	2,19876
491	493,768	7,8827	2,200836
492	494,796	7,9414	2,202912
493	495,824	8,0001	2,204988
494	496,852	8,0588	2,207064
495	497,88	8,1175	2,20914
496	498,908	8,1762	2,211216
497	499,936	8,2349	2,213292
498	500,964	8,2936	2,215368
499	501,992	8,3523	2,217444
500	503,02	8,411	2,21952
501	504,05	8,473	2,221561
502	505,08	8,535	2,223602

503	506,11	8,597	2,225643
504	507,14	8,659	2,227684
505	508,17	8,721	2,229725
506	509,2	8,783	2,231766
507	510,23	8,845	2,233807
508	511,26	8,907	2,235848
509	512,29	8,969	2,237889
510	513,32	9,031	2,23993
511	514,351	9,0963	2,241934
512	515,382	9,1616	2,243938
513	516,413	9,2269	2,245942
514	517,444	9,2922	2,247946
515	518,475	9,3575	2,24995
516	519,506	9,4228	2,251954
517	520,537	9,4881	2,253958
518	521,568	9,5534	2,255962
519	522,599	9,6187	2,257966
520	523,63	9,684	2,25997
521	524,665	9,7526	2,26194
522	525,7	9,8212	2,26391
523	526,735	9,8898	2,26588
524	527,77	9,9584	2,26785
525	528,805	10,027	2,26982
526	529,84	10,0956	2,27179
527	530,875	10,1642	2,27376
528	531,91	10,2328	2,27573
529	532,945	10,3014	2,2777
530	533,98	10,37	2,27967
531	535,017	10,443	2,281609
532	536,054	10,516	2,283548
533	537,091	10,589	2,285487
534	538,128	10,662	2,287426
535	539,165	10,735	2,289365
536	540,202	10,808	2,291304
537	541,239	10,881	2,293243
538	542,276	10,954	2,295182
539	543,313	11,027	2,297121
540	544,35	11,1	2,29906
541	545,389	11,176	2,300963
542	546,428	11,252	2,302866
543	547,467	11,328	2,304769
544	548,506	11,404	2,306672

545	549,545	11,48	2,308575
546	550,584	11,556	2,310478
547	551,623	11,632	2,312381
548	552,662	11,708	2,314284
549	553,701	11,784	2,316187
550	554,74	11,86	2,31809
551	555,783	11,94	2,319966
552	556,826	12,02	2,321842
553	557,869	12,1	2,323718
554	558,912	12,18	2,325594
555	559,955	12,26	2,32747
556	560,998	12,34	2,329346
557	562,041	12,42	2,331222
558	563,084	12,5	2,333098
559	564,127	12,58	2,334974
560	565,17	12,66	2,33685
561	566,212	12,744	2,338696
562	567,254	12,828	2,340542
563	568,296	12,912	2,342388
564	569,338	12,996	2,344234
565	570,38	13,08	2,34608
566	571,422	13,164	2,347926
567	572,464	13,248	2,349772
568	573,506	13,332	2,351618
569	574,548	13,416	2,353464
570	575,59	13,5	2,35531
571	576,635	13,588	2,357127
572	577,68	13,676	2,358944
573	578,725	13,764	2,360761
574	579,77	13,852	2,362578
575	580,815	13,94	2,364395
576	581,86	14,028	2,366212
577	582,905	14,116	2,368029
578	583,95	14,204	2,369846
579	584,995	14,292	2,371663
580	586,04	14,38	2,37348
581	587,088	14,473	2,375272
582	588,136	14,566	2,377064
583	589,184	14,659	2,378856
584	590,232	14,752	2,380648
585	591,28	14,845	2,38244
586	592,328	14,938	2,384232

587	593,376	15,031	2,386024
588	594,424	15,124	2,387816
589	595,472	15,217	2,389608
590	596,52	15,31	2,3914
591	597,57	15,407	2,393162
592	598,62	15,504	2,394924
593	599,67	15,601	2,396686
594	600,72	15,698	2,398448
595	601,77	15,795	2,40021
596	602,82	15,892	2,401972
597	603,87	15,989	2,403734
598	604,92	16,086	2,405496
599	605,97	16,183	2,407258
600	607,02	16,28	2,40902
601	608,071	16,382	2,410762
602	609,122	16,484	2,412504
603	610,173	16,586	2,414246
604	611,224	16,688	2,415988
605	612,275	16,79	2,41773
606	613,326	16,892	2,419472
607	614,377	16,994	2,421214
608	615,428	17,096	2,422956
609	616,479	17,198	2,424698
610	617,53	17,3	2,42644
611	618,584	17,406	2,428152
612	619,638	17,512	2,429864
613	620,692	17,618	2,431576
614	621,746	17,724	2,433288
615	622,8	17,83	2,435
616	623,854	17,936	2,436712
617	624,908	18,042	2,438424
618	625,962	18,148	2,440136
619	627,016	18,254	2,441848
620	628,07	18,36	2,44356
621	629,126	18,508	2,445252
622	630,182	18,656	2,446944
623	631,238	18,804	2,448636
624	632,294	18,952	2,450328
625	633,35	19,1	2,45202
626	634,406	19,248	2,453712
627	635,462	19,396	2,455404
628	636,518	19,544	2,457096

629	637,574	19,692	2,458788
630	638,63	19,84	2,46048
631	639,689	19,92	2,462148
632	640,748	20	2,463816
633	641,807	20,08	2,465484
634	642,866	20,16	2,467152
635	643,925	20,24	2,46882
636	644,984	20,32	2,470488
637	646,043	20,4	2,472156
638	647,102	20,48	2,473824
639	648,161	20,56	2,475492
640	649,22	20,64	2,47716
641	650,282	20,762	2,478808
642	651,344	20,884	2,480456
643	652,406	21,006	2,482104
644	653,468	21,128	2,483752
645	654,53	21,25	2,4854
646	655,592	21,372	2,487048
647	656,654	21,494	2,488696
648	657,716	21,616	2,490344
649	658,778	21,738	2,491992
650	659,84	21,86	2,49364
651	660,903	21,987	2,495261
652	661,966	22,114	2,496882
653	663,029	22,241	2,498503
654	664,092	22,368	2,500124
655	665,155	22,495	2,501745
656	666,218	22,622	2,503366
657	667,281	22,749	2,504987
658	668,344	22,876	2,506608
659	669,407	23,003	2,508229
660	670,47	23,13	2,50985
661	671,537	23,263	2,511454
662	672,604	23,396	2,513058
663	673,671	23,529	2,514662
664	674,738	23,662	2,516266
665	675,805	23,795	2,51787
666	676,872	23,928	2,519474
667	677,939	24,061	2,521078
668	679,006	24,194	2,522682
669	680,073	24,327	2,524286
670	681,14	24,46	2,52589

671	682,208	24,599	2,527476
672	683,276	24,738	2,529062
673	684,344	24,877	2,530648
674	685,412	25,016	2,532234
675	686,48	25,155	2,53382
676	687,548	25,294	2,535406
677	688,616	25,433	2,536992
678	689,684	25,572	2,538578
679	690,752	25,711	2,540164
680	691,82	25,85	2,54175
681	692,89	25,994	2,543306
682	693,96	26,138	2,544862
683	695,03	26,282	2,546418
684	696,1	26,426	2,547974
685	697,17	26,57	2,54953
686	698,24	26,714	2,551086
687	699,31	26,858	2,552642
688	700,38	27,002	2,554198
689	701,45	27,146	2,555754
690	702,52	27,29	2,55731
691	703,595	27,441	2,558856
692	704,67	27,592	2,560402
693	705,745	27,743	2,561948
694	706,82	27,894	2,563494
695	707,895	28,045	2,56504
696	708,97	28,196	2,566586
697	710,045	28,347	2,568132
698	711,12	28,498	2,569678
699	712,195	28,649	2,571224
700	713,27	28,8	2,57277
701	714,347	28,958	2,574303
702	715,424	29,116	2,575836
703	716,501	29,274	2,577369
704	717,578	29,432	2,578902
705	718,655	29,59	2,580435
706	719,732	29,748	2,581968
707	720,809	29,906	2,583501
708	721,886	30,064	2,585034
709	722,963	30,222	2,586567
710	724,04	30,38	2,5881
711	725,118	30,544	2,589609
712	726,196	30,708	2,591118

713	727,274	30,872	2,592627
714	728,352	31,036	2,594136
715	729,43	31,2	2,595645
716	730,508	31,364	2,597154
717	731,586	31,528	2,598663
718	732,664	31,692	2,600172
719	733,742	31,856	2,601681
720	734,82	32,02	2,60319
721	735,9	32,19	2,604674
722	736,98	32,36	2,606158
723	738,06	32,53	2,607642
724	739,14	32,7	2,609126
725	740,22	32,87	2,61061
726	741,3	33,04	2,612094
727	742,38	33,21	2,613578
728	743,46	33,38	2,615062
729	744,54	33,55	2,616546
730	745,62	33,72	2,61803
731	746,702	33,898	2,619507
732	747,784	34,076	2,620984
733	748,866	34,254	2,622461
734	749,948	34,432	2,623938
735	751,03	34,61	2,625415
736	752,112	34,788	2,626892
737	753,194	34,966	2,628369
738	754,276	35,144	2,629846
739	755,358	35,322	2,631323
740	756,44	35,5	2,6328
741	757,525	35,685	2,634257
742	758,61	35,87	2,635714
743	759,695	36,055	2,637171
744	760,78	36,24	2,638628
745	761,865	36,425	2,640085
746	762,95	36,61	2,641542
747	764,035	36,795	2,642999
748	765,12	36,98	2,644456
749	766,205	37,165	2,645913
750	767,29	37,35	2,64737
751	768,379	37,542	2,648809
752	769,468	37,734	2,650248
753	770,557	37,926	2,651687
754	771,646	38,118	2,653126

755	772,735	38,31	2,654565
756	773,824	38,502	2,656004
757	774,913	38,694	2,657443
758	776,002	38,886	2,658882
759	777,091	39,078	2,660321
760	778,18	39,27	2,66176
761	779,2725	39,474	2,6631785
762	780,365	39,678	2,664597
763	781,4575	39,882	2,6660155
764	782,55	40,086	2,667434
765	783,6425	40,29	2,6688525
766	784,735	40,494	2,670271
767	785,8275	40,698	2,6716895
768	786,92	40,902	2,673108
769	788,0125	41,106	2,6745265
770	789,105	41,31	2,675945
771	790,1975	41,514	2,6773635
772	791,29	41,718	2,678782
773	792,3825	41,922	2,6802005
774	793,475	42,126	2,681619
775	794,5675	42,33	2,6830375
776	795,66	42,534	2,684456
777	796,7525	42,738	2,6858745
778	797,845	42,942	2,687293
779	798,9375	43,146	2,6887115
780	800,03	43,35	2,69013
781	801,126	43,57	2,691517
782	802,222	43,79	2,692904
783	803,318	44,01	2,694291
784	804,414	44,23	2,695678
785	805,51	44,45	2,697065
786	806,606	44,67	2,698452
787	807,702	44,89	2,699839
788	808,798	45,11	2,701226
789	809,894	45,33	2,702613
790	810,99	45,55	2,704
791	812,086	45,77	2,705387
792	813,182	45,99	2,706774
793	814,278	46,21	2,708161
794	815,374	46,43	2,709548
795	816,47	46,65	2,710935
796	817,566	46,87	2,712322

797	818,662	47,09	2,713709
798	819,758	47,31	2,715096
799	820,854	47,53	2,716483
800	821,95	47,75	2,71787

ÖZGEÇMİŞ

1 Ekim 1986 tarihinde Ankara’ da doğdu. İlk ve orta öğrenimini Ankara’da tamamladıktan sonra 2006 yılında Kocaeli Üniversitesi Fizik Bölümünde başladığı lisans öğrenimini 2012 yılında tamamladı. 2012 yılında Namık Kemal Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü – Makine Mühendisliği alanında Tezli Yüksek Lisans programında öğrenimine başladı. İş hayatına 2012 yılında BENEKS TAAH.MÜH. VE MÜM.MAK.SAN. TİC. LTD. ŞTİ.’ de Ar- Ge sorumlusu olarak başlamıştır. 2015 yılı ağustos ayına kadar çalıştığı firmada tekstil makineleri alanında iki adet TÜBİTAK – TEYDEB projesi yürütmüş ve başarıyla tamamlamıştır.