

T.C.
HİTİT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

GAZ TÜRBİNİ ÇEVİRİMİNİN
TEORİK VE DENEYSEL ARAŞTIRILMASI

Mehmet KIRIŞ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

DANIŞMAN
Prof. Dr. Ali KILIÇARSLAN

ARALIK 2016
ÇORUM

Mehmet KİRİŞ tarafından hazırlanan “Gaz Türbini Çevriminin Teorik ve Deneysel Araştırılması” adlı tez çalışması 20 / 12 /2016 tarihinde aşağıdaki jüri üyeleri tarafından oy birliği ile Hitit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Ali KILIÇARSLAN

Doç. Dr. İrfan KURTBAŞ

Yrd. Doç. Dr. Mevlüt ARSLAN

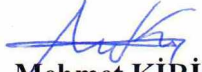
Hitit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu’nun 22/12/2016 tarih ve 2016/252 sayılı kararı ile Mehmet KİRİŞ’in Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda Yüksek Lisans derecesi alması onanmıştır.

Prof. Dr. Ali KILIÇARSLAN

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdür V.

TEZ BEYANI

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını beyan ederim.


Mehmet KİRİŞ

GAZ TÜRİNİ ÇEVİRİMİNİN TEORİK VE DENEYSEL ARAŞTIRILMASI

Mehmet KİRİŞ

HİTİT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Aralık 2016

ÖZET

Çorum ilinde faaliyet gösteren bir işletmede elektrik üreten bir doğal gaz yakıtlı gaz türbini, termodinamiğin I. ve II. kanunu esas alınarak $-2,7\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $7,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasındaki artan dış hava sıcaklıklarında analiz edilmiştir. Analizi gerçekleştirmek için EES yazılımı kullanılarak bilgisayar programı geliştirilmiş ve ayrıca TRNSYS programı kullanılarak gaz türbini çevrimi termodinamiğin I. kanunu açısından analiz edilmiştir. $-2,7\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $7,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasındaki artan dış hava sıcaklıklarında kompresörün tükettiği güç, türbinin ürettiği güç ve yanma odasına verilen ısı miktarı azalmıştır. Çevrimin maksimum ısı verimi ise % 50 civarında olmuştur. Termodinamiğin II. kanunu açısından sonuçlar incelendiğinde; kompresör, türbin ve yanma odasında üretilen entropi miktarlarında azalma tespit edilmiş, kompresör, türbin ve yanma odasının ekserji veriminde fazla değişiklik olmamıştır. Maksimum ekserji verimi % 91 ile kompresörde, minimum ekserji verimi ise % 11,5 ile boilerde meydana gelmiştir. Türbinde üretilen güç ve kompresörün tükettiği güç kıyaslandığında EES'den elde edilen sonuçlarla TRNSYS'den elde edilen sonuçlar arasında çok iyi bir uyum olduğu tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Gaz türbini, Enerji, Ekserji, Isıl verim, Ekserji verimi

THEORETICAL AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF GAS TURBINE CYCLE

Mehmet KİRİŞ

HİTİT UNIVERSITY
GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES
December 2016

ABSTRACT

A gas turbine generating electricity, located in a company operating in the province of Çorum, was analyzed based on the first and second law of thermodynamics at the outdoor air temperatures ranging from $-2,7^{\circ}\text{C}$ to $7,5^{\circ}\text{C}$. In order to carry out the thermodynamic analysis, a computer code was developed by using EES. In addition to this, TRNSYS was used to simulate the gas turbine cycle with respect to the first law of thermodynamics. At the outside air temperatures ranging from $-2,7^{\circ}\text{C}$ to $7,5^{\circ}\text{C}$, the power consumed by the compressor, the power generated by the turbine and the amount of heat transfer to the combustion chamber were decreased. The maximum thermal efficiency of the gas turbine cycle has been around 50 %. As the results of this study were evaluated from the point of view of the second law of thermodynamics, it was determined that the amounts of entropy produced in the compressor, turbine and combustion chamber was decreased, and the exergy efficiencies of the compressor, turbine and combustion chamber didn't change too much. The maximum exergy efficiency was obtained as 91 % in the compressor and the minimum exergy efficiency was obtained as 11,5 % in the boiler. As the power produced by the turbine and the power consumed by the compressor were compared, it was determined that the agreement between the results obtained from the EES with those obtained from TRNSYS are very good.

Keywords: Gas turbine, Enrgy, Exergy, Thermal efficiency, Exergy efficiency

TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca özverili yardımlarını, bilgi ve tecrübesini hiçbir zaman esirgemeyen, değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren hocam Prof. Dr. Ali KILIÇARSLAN' a, çalışmalarım boyunca değerli yardım ve katkılarını hiçbir zaman esirgemeyen Mimar Alev GÜNAY'a teşekkürü bir borç bilirim.

Bu tez çalışmasına, MUH19004.14.009 numaralı proje kapsamında vermiş oldukları destekten dolayı, Hitit Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinatörlüęü'ne teşekkür ederiz.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER DİZİNİ.....	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	x
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xi
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xiii
1. GİRİŞ.....	1
2. GAZ TÜRBİNİ ÇEVİRİMİ.....	6
2.1. Gaz Türbin Modeli.....	6
2.2. Gaz Türbin Modellemesinde Kullanılan Denge Denklemleri.....	7
2.2.1. Kütle dengesi (kütlenin korunumu) denklemi.....	7
2.2.2. Enerji dengesi (enerjinin korunumu) denklemi.....	7
2.2.3. Entropi dengesi denklemi.....	8
2.2.4. Ekserji dengesi denklemi.....	9
2.3. Denge Denklemlerinin Gaz Türbini Çevrimine Uygulanması.....	10
2.3.1. Kompresör.....	10
2.3.2. Türbin.....	12
2.3.3. Yanma odası.....	13
2.3.4. Boiler.....	14
2.3.5. Ekonomizer.....	16
2.4. Gaz Türbin Modellemesinde Kullanılan Yardımcı Denklemler.....	17

Sayfa

3. GAZ TÜRBİNİ ÇEVİRİMİNİN I. KANUN ANALİZİ	19
4. GAZ TÜRBİNİ ÇEVİRİMİNİN II. KANUN ANALİZİ	28
5. GAZ TÜRBİNİ ÇEVİRİMİNİN TRNSYS PROGRAMI İLE ANALİZİ	38
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	49
KAYNAKLAR	52
ÖZGEÇMİŞ	54

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 3.1. EES programında kullanılan sabit değerler	21
Çizelge 5.1. TRNSYS programında sabit alınan parametreler	44
Çizelge 6.1. EES ve TRNSYS enerji analizi.....	51

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. Gaz türbin modeli	6
Şekil 3.1. EES yazılımı penceresinde bilgisayar programının yazılması.....	19
Şekil 3.2. EES’de yazılan programın gerçek görüntüsü	20
Şekil 3.3. EES yazılımında tablo oluşturulması.....	20
Şekil 3.4. EES yazılımında grafik oluşturulması	21
Şekil 3.5. Kompresör çıkış sıcaklığının dış hava sıcaklığına göre değişimi.....	22
Şekil 3.6. Yanma odasına verilen ısı miktarının dış hava sıcaklığına göre değişimi .	23
Şekil 3.7. Türbinin ürettiği gücün dış hava sıcaklığına göre değişimi.....	24
Şekil 3.8. Kompresörün tükettiği enerjinin dış hava sıcaklığına göre değişimi.....	25
Şekil 3.9. Gaz türbini çevriminden elde edilen net gücün dış hava sıcaklığına göre değişimi	26
Şekil 3.10. Gaz türbini çevrimi ısı veriminin dış hava sıcaklığına göre değişimi	27
Şekil 4.1. Kompresörde üretilen entropinin dış hava sıcaklığına göre değişimi.....	28
Şekil 4.2. Türbinde üretilen entropinin dış hava sıcaklığına göre değişimi.....	29
Şekil 4.3. Yanma odasında üretilen entropinin dış hava sıcaklığına göre değişimi...	30
Şekil 4.4. Kompresörde oluşan tersinmezliğin dış hava sıcaklığına göre değişimi ...	31
Şekil 4.5. Türbinde oluşan tersinmezliğin dış hava sıcaklığına göre değişimi	32
Şekil 4.6. Boilerde oluşan tersinmezliğin dış hava sıcaklığına göre değişimi	33
Şekil 4.7. Ekonomizerde oluşan tersinmezliğin dış hava sıcaklığına göre değişimi .	34
Şekil 4.8. Çevrim ana elemanlarının ekserji verimlerinin dış hava sıcaklığına göre değişimi	35
Şekil 4.9. Boiler ekserji veriminin dış hava sıcaklığına göre değişimi	36
Şekil 4.10. Ekonomizer ekserji veriminin dış hava sıcaklığına göre değişimi	37

Şekil	Sayfa
Şekil 5.1. TRNSYS açılış ekranı	39
Şekil 5.2. TRNYS kütüphane ekranı	39
Şekil 5.3. TRNYS ekranında seçilen sistem elemanların gösterilmesi	40
Şekil 5.4. TRNYS ekranında seçilen sistem elemanlarının bağlantılarının yapılması	40
Şekil 5.5. TRNYS ekranında seçilen sistem elemanların giriş-çıkış bağlantılarının belirlenmesi	41
Şekil 5.6. TRNYS ekranında seçilen sistem elemanlarının parametrelerinin girilmesi	42
Şekil 5.7. TRNSYS ekranında gaz türbin modelinin oluşturulması	43
Şekil 5.8. TRNYS ekranında gaz türbin modelinin sonuçlarının alınması	43
Şekil 5.9. Kompresör çıkış sıcaklığının zamana bağlı değişimi	45
Şekil 5.10. Kompresör çıkış basıncının zamana bağlı değişimi	45
Şekil 5.11. Türbin çıkış sıcaklığının zamana bağlı değişimi	46
Şekil 5.12. Türbin çıkış basıncının zamana bağlı değişimi	46
Şekil 5.13. Boilerde üretilen buhar sıcaklığının ve ekonomizerden bacaya aktarılan yanmış gazların sıcaklığının zamana bağlı değişimi	47
Şekil 5.14. Kompresörün harcadığı gücün zamana bağlı değişimi	48
Şekil 5.15. Türbinin ürettiği gücün zamana bağlı değişimi	48

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

C_p	Sabit basınçta özgül ısı	[kJ/kg K]
e	Özgül enerji	[kJ/kg]
E	Enerji	[kW]
$\dot{E}_D$	Yok olan ekserji	[kW]
h	Özgül entalpi	[kJ/kg]
i	Tersinmezlik	[kW]
$\dot{m}$	Kütle debisi	[kg/s]
s	Özgül entropi	[kJ/kg K]
$\dot{S}$	Birim zamandaki entropi üretimi	[kW/K]
P	Basınç	[kPa]
t	Zaman	[s]
T	Sıcaklık	[°C]
Q	Toplam ısı geçişi	[kJ]
$\dot{Q}$	Birim zamanda verilen ısı	[kW]
$\dot{W}$	Güç	[kW]
η	Verim	
η_{ek}	Ekserji verimi	

Kısaltmalar

KH	Kontrol Hacim
GİO	Geri iş oranı

İndisler

b	Boiler
bh	Boiler hava (yanmış gaz) hattı
bs	Boiler su hattı
ç	Çıkan
e	Ekonomizer
g	Giren
gt	Gaz türbini
he	Ekonomizer hava (yanmış gaz) hattı
i	İzantropik
k	Kompresör
se	Ekonomizer su hattı
t	Türbin
ü	Üretim
yo	Yanma Odası
x	Ekserji

1. GİRİŞ

Günümüzde enerjiye olan talep giderek artmaktadır. Bu talep, enerjiyi üretmek için farklı kaynaklar kullanılarak karşılanmaktadır. Bu kaynakların da en verimli şekilde kullanılması amaçlanmaktadır. Fosil kaynaklı enerji kaynaklarının ömrünün giderek azaldığı günümüzde enerjinin verimli kullanılması ön plana çıkmaktadır.

Doğal gaz yakıtlı gaz türbin çevrimi tipi elektrik santralleri de verimli şekilde ısı ve güç üretmenin yani enerji üretmenin yollarından biridir. Bu sistemlerde yapılan enerji üretimi, verimliliği ile dikkatleri üzerine toplamaktadır.

Düşük yatırım maliyeti, verimli çalışma ve çevresel etkilerin asgari olması nedeniyle doğal gaz yakıtlı gaz türbin çevrimi tipi elektrik santrallerine ilgi gün geçtikçe artmaktadır. Doğal gaz yakıtlı gaz türbin çevrimi tipi elektrik santrallerinde çevre sıcaklığının verim üzerindeki etkilerini inceleyen bir çalışmada, doğal gaz yakıtlı bir kombine çevrim güç santralının çevre sıcaklığına bağlı performans parametrelerinin değişimi analiz edilmiştir. Sıcaklık artışının Termodinamiğin I. Kanun Verimi ve Termodinamiğin II. Kanun Verimini sırasıyla % 4 ve % 5 azalttığı tespit edilmiştir (Ünver and Kılıç, 2005).

Doğal gaz yakıtlı gaz türbin çevrimi tipi elektrik santrallerinde verimli bir uygulama yapabilmek için enerji ve ekserji analizleri yapılmaktadır. Bu sayede santraldeki tersinmezlikler tespit edilmiş olur. Enerji ve ekserji analizinin yapıldığı bir çalışmada Termodinamiğin I. Kanunu ve Termodinamiğin II. Kanunundan yararlanılmış, enerji ve ekserji analizi yapılarak santraldeki kayıplar tespit edilmiştir (Rahim ve Gündüz, 2013).

Enerjinin verimli şekilde üretilmesinin yanında ekonomi hesaplamalarının yapılması da önemli bir yer teşkil etmektedir. Ekonomi hesaplamaları farklı programlar yardımıyla yapılmaktadır. Ekonomi hesaplamalarının yapıldığı bir çalışmada Speco/Avco ekserji-ekonomik analiz yöntemi kullanılarak gaz türbinli bir

kojenerasyon sisteminin ekserji-ekonomik performans analizi ve optimizasyonu yapılmıştır (Durmuşoğlu ve Üst, 2013).

Elektrik ve ısı üretiminin birim maliyet analizi de sistemin ekonomik verimliliği konusunda santral kurulumunda oldukça detaylı bilgi vermektedir. Bu çalışmada gaz türbin gruplu kojenerasyon tesisinde ekserji-ekonomik analiz ve tesisin ürünleri olan elektrik ve ısı birim ekserji maliyetlerini minimum yapan parametre değerleri incelenmiş ve sonuçlar ekserji-ekonomik yöntemlere göre tartışılmıştır (Erdem ve ark., 2003).

Literatürde yapılan çalışmaların bir kısmı gaz türbini çevrimlerinin ekserji-ekonomik analizi ile ilgilidir. İnallı ve ark. (2002), bir kojenerasyon sistemin teknik ve ekonomik açıdan uygulanabilirliğini araştırmışlar ve ekserji-ekonomik analiz sonucunda sistemin uygulanabilirliği konusunda tartışmışlardır. Sürer (2003), kombine gaz ve buhar türbinli bir kojenerasyon sistemin termodinamik ve ekonomik analizini incelemiştir. Elde edilen farklı verimler bu bağlamda karşılaştırılmıştır. Sevilgen (2004), kojenerasyon sistemleri ekserji-ekonomik analiz yöntemleriyle araştırmıştır.

Literatürde yapılan diğer çalışmalarda ise gaz türbini çevrimleri enerji ve ekserji analizleri açısından araştırılmıştır. Arpacı (2002), doğal gazlı kojenerasyon sistemlerin ekserji analizini farklı veriler yardımıyla incelemiştir. Gürer (1997), Türkiye'deki endüstri sektöründe kullanılan sistemlerin enerji ve ekserji analizleri üzerine yüksek lisans tez çalışmasını hazırlamıştır.

Brayton çevrimi üzerine yapılan çalışmalar, çevrimde etkili olan kompresör basınç oranı, havanın kütle debisi gibi parametrelerin çevrimin ısı ve ekserji verimine etkisi, çevrimdeki elemanların modellenmesi ve çevrimin ekserji-ekonomi analizi üzerine dayanmaktadır. Feng ve ark. (2011), sonlu zaman termodinamiğini kullanarak, Brayton ve soğurmalı soğutma sisteminden oluşan güç santralinde, ısıtma, soğutma ve güç üretimini aynı anda dikkate alan ekserji-ekonomi esaslı bir

model geliştirerek, optimum ısı dağılımları ve optimum kompresör basınç oranı elde edildiğinde maksimum kar oranına ulaşıldığını ispatlamışlardır.

Zhang ve ark. (2009), birleşik Brayton ve ters Brayton çevriminden oluşan enerji santrallerinin performans analizini ve optimizasyonunu sonlu zaman termodinamik teorisine göre inceleyerek, birleşik çevrimin gücü ve kompresör basınç oranı arasındaki ilişkiyi çevrimdeki basınç kayıplarına göre ifade etmişlerdir. Ayrıca sistemin performansının, ters Brayton çevriminin basınç oranının, havanın kütle debisinin ve basınç kayıplarının çevrim boyunca dağılımının ayarlanması ile optimum olacağını göstermişlerdir. Lee ve ark. (2011), ideal, ara ısıtmalı ve rejeneratörlü Brayton çevrimlerinin performansını tasarım ve tasarım dışı şartlarda hesaplayan kapsamlı bir bilgisayar programı geliştirerek; kompresör, türbin ve yanma odası modellemişlerdir. Geliştirilen program sonucu elde edilen sonuçların, gaz türbinleri için referans alınan sonuçlarla iyi bir şekilde uyum içinde olduğu, çevrim gücü, ısı verim ve türbin çıkış sıcaklığındaki hata paylarının % 5'den az olduğunu belirlemişlerdir.

Sue ve Chuang (2004), güç üretme amaçlı gaz türbin sistemlerinin mühendislik tasarımı ve ekserji analizi yapılarak, ön ısıtmalı gaz türbininde gaz sıcaklığının 22,5 °C'den 118 °C'ye çıkarılması ile beraber verimdeki artışın % 0,06 olduğu ve kompresör giriş havası sıcaklığının 10 °C'den 5 °C'ye soğutulmasıyla verimin % 1 oranında azaldığını belirtmişlerdir.

Ghazikhani ve ark. (2014), konvansiyonel gaz türbini ve hava tabanlı çevrimli gaz türbini, türbin giriş sıcaklığını, çevre sıcaklığını ve basınç oranını göz önünde bulundurarak karşılaştırmışlardır. Bu çalışmada hava tabanlı çevrimli gaz türbininin basit gaz türbinine oranla özgül yakıt tüketimi olarak % 13,3 daha az ve özgül iş miktarı olarak % 15,4 daha fazla olduğu belirtilmiştir. Bu çalışmada her bir çevrim elemanının ekserji yıkım miktarları yüzdesel olarak grafikte gösterilmiş ve ortam sıcaklığının arttırılmasının bu yıkım miktarları üzerindeki etkisi incelenmiştir. Ekserji analizi sonucunda ekserji yıkımının en fazla olduğu çevrim elemanının

rejeneratör olduğu belirtilmiştir. Ayrıca farklı basınç oranlarında ve türbin giriş sıcaklıklarında her iki gaz türbini için ikinci yasa verimi incelenmiştir.

Ozcan ve ark. (2014), kimyasal çevrim temelli trijenerasyon sisteminin bileşenleri için ekserji ve enerji analizleri yaparak bu bileşenler için ekserji ve enerji verimleri formüle etmişlerdir. Gaz türbini ve yakıt pili hücresi en fazla güç üreten bileşenler olurken en yüksek enerji tüketen cihazların hava ayırma ünitesi ve kompresyon ünitesi olduğu görülmüştür. Bu analizler sonucunda en yüksek ekserji yıkımının kimyasal çevrimde olduğunu ifade etmişlerdir. Çalışmada enerji üretimi ve tüketimi, enerji ve ekserji verimi ve ekserji yıkım oranları şematik olarak gösterilmiştir. Yaptıkları hesaplamalar sonucunda sistemin enerji verimini % 56,9, ekserji verimini % 45,05 ve toplam ekserji yıkımını 15391 kW olarak bulmuşlardır.

Turan ve Aydın (2014), LM6000 gaz türbini motorunu ele alarak, bu motorun bileşenlerinin (yüksek ve alçak basınç kompresörleri ve türbinleri, yanma ünitesi) ekserji analizini yapmışlar ayrıca bu bileşenleri ekserji-ekonomik yönden analiz etmişlerdir. Her bir bileşen için ekserji yıkımı, ekserji verimi ve ekserji-ekonomik eşitlikleri yazılmıştır. Ekserji analizi sonucunda en büyük ekserji yıkımının yanma ünitesinde (25,91 MW) olduğu hesaplanmış ve ekserji veriminin en yüksek olduğu (% 97,4) çevrim elemanı yüksek basınç türbini olarak bulunmuştur. Ayrıca bu çalışmada gelişme potansiyeli oranlarına bakmışlar ve en yüksek değerin yanma ünitesinde olduğunu hesaplamışlardır. Bunun nedeni olarak en yüksek ekserji yıkımının burada olduğunu ve iç tersinmezlikleri azaltarak gelişme potansiyelini arttırmanın mümkün olabileceğini ifade etmişlerdir. Çalışma sonucunda sistemin toplam ekserji verimini ve ekserji yıkımını sırasıyla % 39 ve 39,3 MW olarak hesaplamışlardır. Yine çalışma sonucunda ekserji-ekonomik faktörün en yüksek olduğu çevrim elemanının yüksek basınç türbini olduğunu bulmuşlardır.

Ahmadi ve ark. (2011), belirledikleri gaz türbini güç santralinin termodinamik ve ekserji-çevresel analizlerini yapmışlardır. Yaptıkları çalışmadan elde edilen sonuçları İrandaki büyük kapasiteli gaz türbinli güç santralleriyle karşılaştırmışlardır. Tasarım parametreleri olarak kompresör basınç oranını, kompresör izotropik verimini, gaz

türbini izotropik verimini, yanma odası giriş sıcaklığını ve gaz türbini giriş sıcaklığını belirlemişlerdir. Bu parametreleri dikkate alarak gaz türbininin ekserji verimine çevresel maliyeti de kapsayan sistemin üretim maliyetinin değişimini incelemişlerdir. Tasarım parametrelerini değiştirerek ekserji veriminde % 33,56'lık bir artma ve santrale olan çevresel etkilerde % 50,50 oranında bir azalma elde etmişlerdir.

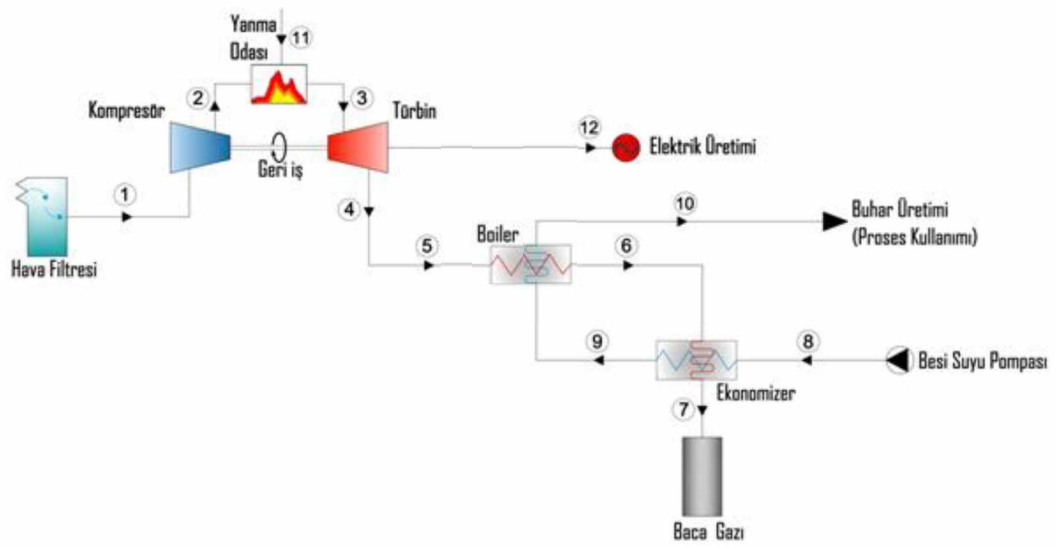
Yukarıda literatürde verilen çalışmalar incelendiğinde, çevre sıcaklığının doğal gaz yakıtlı gaz türbin çevrimi tipi elektrik santrallerinin verimine etkisini inceleyen, doğal gaz yakıtlı gaz türbin çevrimi tipi elektrik santrallerinin kurulumunda farklı ekserji-ekonomik analiz yöntemlerin kullanılmasına dair çalışmalara rastlanılmıştır.

Bu tez çalışmasında literatürden farklı olarak; çevre sıcaklığının doğal gaz yakıtlı gaz türbin çevrimi tipi elektrik santrallerinin verimine etkisinin incelenmesi ve Termodinamiğin I. ve II. Kanununa göre yapılan enerji ve ekserji analizi, EES yazılımıyla geliştirilen bilgisayar programı ve TRNSYS programı ile yapılmıştır.

2. GAZ TÜRİNİ ÇEVİRİMİ

2.1. Gaz Türbin Modeli

Bu tez çalışmasında kullanılacak gaz türbin modeli, Çorumda kurulu olan ve doğal gaz kullanarak elektrik ve ısı üreten bir sistemden alınmıştır. Gaz türbin modeli Şekil 2.1’de gösterilmektedir.



Şekil 2.1. Gaz türbin modeli

İçerisindeki toz vb. yabancı maddelerden temizlenen çevre havası 1 noktasından kompresör tarafından emilerek ve sıkıştırılarak, 2 noktasında sıcaklığı ve basıncı yanma odası için gerekli şartlara getirilir. Yanma odasında kompresör tarafından sıkıştırılan hava ile doğalgaz uygun bir ateşleme kaynağı ile yakılarak, yüksek sıcaklıktaki yanma ürünleri 3 noktasında türbine gönderilir. Türbinde üretilen mekanik enerji jeneratöre gönderilerek 12 noktasında elektrik enerjisi üretilir ve aynı zamanda 4 noktasında türbinden ayrılan egzoz gazları 5 noktasında boilere girerek 10 noktasında işletmede kullanılmak üzere buhar üretilir. 6 noktasında sıcaklığı düşürülen egzoz gazları, 8 noktasında ekonomizere giren besleme suyunun da sıcaklığını arttırarak 7 noktasında baca vasıtasıyla atmosfere atılır.

2.2. Gaz Türbin Modellemesinde Kullanılan Denge Denklemleri

Şekil 2.1’de gösterilen gaz türbin modelinde modeli oluşturan kompresör, yanma odası, türbin, boiler ve ekonomizer gibi elemanların her biri açık sistem (kontrol hacim) olarak değerlendirilecek ve her açık sisteme kütle, enerji, entropi ve ekserji denge denklemleri uygulanacaktır.

2.2.1. Kütle dengesi (kütlenin korunumu) denklemi

Kütlenin korunumu denklemi, süreklilik denklemi olarak da bilinir. Bir açık sistem içerisine giren, çıkan kütle debilerinin ve zamana göre değişiklik gösteren kütle miktarı arasındaki ilişkiyi ifade eder (Wylen ve Sonntag, 1985).

$$\frac{dm_{KH}}{dt} + \sum \dot{m}_{\dot{\varsigma}} - \sum \dot{m}_g = 0 \quad (2.1)$$

Burada;

$\frac{dm_{KH}}{dt}$: Açık sistemde birim zamandaki kütle değişimi

$\dot{m}_g$: Açık sisteme giren kütle debisi

$\dot{m}_{\dot{\varsigma}}$: Açık sistemden çıkan kütle debisini

göstermektedir.

2.2.2. Enerji dengesi (enerjinin korunumu) denklemi

Gaz türbin modeli için enerji dengesi açık sistem için termodinamiğin I. Kanunu esas alınarak yazılabilir (Wylen ve Sonntag, 1985).

$$\dot{Q}_{KH} + \sum \dot{m}_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gZ_g \right) = \frac{dE_{KH}}{dt} + \sum \dot{m}_{\dot{\varsigma}} \left(h_{\dot{\varsigma}} + \frac{V_{\dot{\varsigma}}^2}{2} + gZ_{\dot{\varsigma}} \right) + \dot{W}_{KH} \quad (2.2)$$

Burada;

- $\frac{dE_{KH}}{dt}$: Açık sistemde birim zamandaki enerji değişimi
- $\dot{m}_g$: Açık sisteme giren kütle debisi
- $\dot{m}_\phi$: Açık sistemden çıkan kütle debisi
- h_g : Açık sisteme giren kütlelerin özgül entalpisi
- h_ϕ : Açık sistemden çıkan kütlelerin özgül entalpisi
- $\dot{Q}_{KH}$: Açık sisteme birim zamanda verilen ısı miktarı
- $\dot{W}_{KH}$: Açık sistemin birim zamanda yaptığı işi
- $\frac{v^2}{2}, gZ$: Terimleri sırasıyla birim kütle başına kinetik ve potansiyel enerjileri

göstermektedir.

2.2.3. Entropi dengesi denklemi

Kütle ve enerjiden farklı olarak tersinmezliklerden dolayı entropi üretildiği için açık ve kapalı sistemlerde entropi korunmaz. Açık sistemlerde entropi dengesi aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

$$\frac{dS_{KH}}{dt} = \sum \dot{m}_g s_g - \sum \dot{m}_\phi s_\phi + \sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k} + \dot{S}_u \quad (2.3)$$

Burada;

- $\frac{dS_{KH}}{dt}$: Açık sistemde birim zamandaki entropi değişimi
- s_g : Açık sisteme giren kütlelerin özgül entropisi
- s_ϕ : Açık sistemden çıkan kütlelerin özgül entropisi
- $\dot{S}_u$: Açık sistemde birim zamanda üretilen entropi üretimini
- T_k : Açık sistem ile çevre arasındaki sınır sıcaklığı

$\frac{\dot{Q}_k}{T_k}$: Açık sistem ile çevre sınırında meydana gelen ısı geçişinin eşlik ettiği

birim zamandaki entropi geçişini

göstermektedir.

2.2.4. Ekserji dengesi denklemi

Ekserji, ilk şartları belli olan bir sistemin son şartlarının çevre şartlarına getirilmesi durumunda sistemden maksimum faydalı iş elde edilmesi olarak tanımlanmaktadır.

Açık sistemin ekserji değişimi aşağıdaki şekilde ifade edilir (Moran ve Shapiro, 2006).

$$\frac{dE_{XKH}}{dt} = \sum \dot{m}_g e_{xg} - \sum \dot{m}_\varphi e_{x\varphi} + \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k - (\dot{W}_{KH} - P_0 \frac{dV_{KH}}{dt}) - \dot{E}_D \quad (2.4)$$

Burada;

$\frac{dE_{XKH}}{dt}$: Açık sistemde birim zamandaki ekserji değişimi

P_0 : Atmosfer basıncı

$\frac{dV_{KH}}{dt}$: Açık sistemin birim zamana göre değişimi

e_{xg} : Açık sisteme giren kütlenin özgül fiziksel ekserjisi

$e_{x\varphi}$: Açık sistemden çıkan kütlenin özgül fiziksel ekserjisini

$\dot{E}_D$: Açık sistemde birim zamanda yok olan ekserji

$\dot{W}_{KH}$: Açık sistemde birim zamanda yapılan iş

$\left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k$: Açık sistem ile çevre sınırında meydana gelen ısı geçişinin eşlik ettiği
birim zamandaki ekserji geçişini

göstermektedir.

2.2. Denge Denklemlerinin Gaz Türbini Çevrimine Uygulanması

Şekil 2.1’de görüldüğü gibi gaz türbini çevrimi açık bir çevrimdir ve kompresör, yanma odası, türbin, boiler ve ekonomizerden oluşmaktadır. Boiler ve ekonomizer ısı değiştiricisi olarak dikkate alınacaktır.

Gaz türbini çevrimi ile ilgili olarak yapılan kabuller aşağıda belirtilmiştir.

- Kompresör, yanma odası, türbin, boiler ve ekonomizer gibi çevrimin temel elemanlarındaki akışın “sürekli açık sürekli akış (SASA)” modeline göre olduğu varsayılmıştır.
- Yanma odası, boiler, ekonomizer ve elemanları birbirine bağlayan kanal ve borulardaki basınç kayıpları ihmal edilmiştir.
- Havanın kompresörde adyabatik sıkıştırıldığı ve türbinde adyabatik genişlediği varsayılmıştır. Ayrıca boru ve kanallardan çevreye ısı kaybı olmadığı kabul edilmiştir.
- Yanma odası, boiler ve ekonomizerin çevreye karşı yalıtıldığı kabul edilmiştir.
- Kompresör, yanma odası, türbin, boiler ve ekonomizerde akan akışkanın sadece hava olduğu kabul edilmiştir.
- Gaz çevrim elemanlarındaki kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilecek seviyede düşüktür.

Yukarıdaki bölümlerde açık sistem için ifade edilen kütle, enerji, entropi ve ekserji denge denklemleri ve varsayımlar sırasıyla kompresör, türbin, yanma odası, boiler ve ekonomizere uygulanacaktır.

2.3.1. Kompresör

Kompresörde havanın adyabatik olarak sıkıştırıldığı, akış esnasında kinetik ve potansiyel enerjilerdeki değişikliklerin ihmal edildiği ve akışın SASA modelinde olduğu daha önceki bölümde belirtilmişti. Bu durumda, kütle, enerji, entropi ve ekserji denge denklemleri kompresöre uygulandığında aşağıdaki denklemler elde edilir.

$$\dot{m}_g = \dot{m}_c = \dot{m}_k \quad (2.5)$$

$$\dot{W}_k = \dot{m}_k (h_1 - h_2) \quad (2.6)$$

$$\dot{S}_{ü,k} = \dot{m}_k (s_2 - s_1) \quad (2.7)$$

$$\dot{E}_{D,k} = \dot{m}_k (e_{x1} - e_{x2}) + \dot{W}_k \quad (2.8)$$

Burada;

$\dot{m}_k$: Kompresörden geçen debi

$\dot{W}_k$: Kompresörün harcadığı güç

$\dot{S}_{ü,k}$: Kompresörde birim zamanda entropi üretimi

$\dot{E}_{D,k}$: Kompresörde birim zamanda yok olan ekserjiyi

göstermektedir.

Kompresörde meydana gelen ani sıkıştırma ve sürtünmeden meydana gelen tersinmezlikler dikkate alındığında kompresörün ekserji verimi,

$$\eta_{ek} = \frac{\dot{E}_{x1} - \dot{E}_{x2}}{\dot{W}_k} = \frac{\dot{m}_k ((h_1 - h_2) - T_0 (s_1 - s_2))}{\dot{W}_k} \quad (2.9)$$

şeklinde ifade edilir.

Burada;

η_{ek} : Kompresör ekserji verimi

$\dot{E}_x$: Birim zamanda ekseji

$\dot{W}_k$: Kompresörün harcadığı güç

göstermektedir.

2.3.2. Türbin

Türbinde dolaşan akışkanın kütle debisi, yanma odasında yanan gazlarının kütle debisinden oluşmaktadır. Türbindeki genişleme işleminde, yanma gazlarının kütle debisine eşdeğer hava'nın genişlediği varsayılacaktır. Kompresördeki akışta olduğu gibi türbinde de havanın adyabatik olarak genişlediği, kinetik ve potansiyel enerjilerdeki değişikliklerin ihmal edildiği ve akışın SASA modeline göre olduğu varsayılacaktır. Türbin için kütle, enerji, entropi ve ekserji denge denklemleri aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\dot{m}_g = \dot{m}_c = \dot{m}_t \quad (2.10)$$

$$\dot{W}_t = \dot{m}_t (h_3 - h_4) \quad (2.11)$$

$$\dot{S}_{ü,t} = \dot{m}_t (s_4 - s_3) \quad (2.12)$$

$$\dot{E}_{D,t} = \dot{m}_t (e_{x3} - e_{x4}) + \dot{W}_t \quad (2.13)$$

Burada;

$\dot{m}_t$: Türbinden geçen debiyi

$\dot{W}_t$: Türbinin ürettiği gücü

$\dot{S}_{ü,k}$: Türbinde birim zamanda entropi üretimi

$\dot{E}_{D,k}$: Türbinde yok olan ekserjiyi

göstermektedir.

Türbinde dengesiz genleşme ve sürtünmeden meydana gelen tersinmezlikler dikkate alındığında türbinin ekserji verimi,

$$\eta_{ek} = \frac{\dot{W}_t}{\dot{E}_{x3} - \dot{E}_{x4}} = \frac{\dot{W}_t}{\dot{m}_k ((h_3 - h_4) - T_0(s_3 - s_4))} \quad (2.14)$$

şeklinde ifade edilir.

Burada;

η_{ek} : Türbindeki ekserji verimini

$\dot{E}_x$: Eksejiyi

$\dot{W}_t$: Türbinin ürettiği gücü

göstermektedir.

2.3.3. Yanma odası

Gerçek durumda yanma odasında doğalgaz tesisatından gelen doğalgaz ile kompresörde sıkıştırılan hava kimyasal reaksiyona girmekte ve yanma sonucu oluşan gazlar yanma odasını terketmektedir. Gaz türbin modelinde yanma odası içerisinde akışkan olarak havanın geçtiği bir ısı değiştiricisi olarak değerlendirilecektir. Yanma odası için enerji, entropi ve ekserji denge denklemleri aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$T_k = T_s \quad (2.15)$$

$$\dot{Q}_{yo} = \dot{m}_t (h_3 - h_2) \quad (2.16)$$

$$\dot{S}_{ü,yo} = \dot{m}_t (s_3 - s_2) - \frac{\dot{Q}_{yo}}{T_0} \quad (2.17)$$

$$\dot{E}_{D,yo} = \dot{m}_t (e_{x2} - e_{x3}) + \left(1 - \frac{T_0}{T_s}\right) \dot{Q}_{yo} \quad (2.18)$$

Burada;

T_s : Sınır sıcaklığı

$\dot{Q}_{yo}$: Yanma odasına birim zamanda verilen ısı

$\dot{m}_t$: Yanma odasından geçen debi

$\dot{S}_{ü,yo}$: Yanma odasında birim zamanda üretilen entropiyi

$\frac{\dot{Q}_{yo}}{T_s}$: Yanma odası ile çevre sınırında meydana gelen ısı geçişinin eşlik ettiği birim zamandaki ekserji geçişini

$\dot{E}_{D,yo}$: Yanma odasında birim zamanda yok olan ekserjiyi

göstermektedir.

Yanma odası ile çevre arasında sonlu sıcaklık kaynağında ısı transferi ve entropi akışı yanma odasında oluşan tersinmezliklerin temel nedenidir. Bu tersinmezlikler dikkate alındığında yanma odasının ekserji verimi aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\eta_{eyo} = \frac{\left(1 - \frac{T_0}{T_s}\right) \dot{Q}_{yo}}{\dot{m}_t (e_{x3} - e_{x2})} = \frac{\left(1 - \frac{T_0}{T_s}\right) \dot{Q}_{yo}}{\dot{m}_t ((h_3 - h_2) - T_0(s_3 - s_2))} \quad (2.19)$$

Burada;

η_{eyo} : Yanma odasındaki ekserji verimini

$\dot{Q}_{yo}$: Yanma odasına birim zamanda verilen ısı

$\dot{E}_x$: Eksejiyi

göstermektedir.

2.3.4. Boiler

Şekil 2.1.'den görüldüğü gibi boiler, türbinden gelen egzoz gazlarının ekonomizerde ön ısıtma yapılan suyun buhar haline getirildiği bir ısı değiştiricisidir. Boilerin çevreye karşı tamamen yalıtıldığı varsayılacaktır. Daha önceki bölümde bahsedildiği gibi türbinden ve dolayısıyla boilerden geçen egzoz gazlarının kütle debisi aynı miktarda havanın kütlesine eşdeğer olarak kabul edilecektir. Boiler için enerji, entropi ve ekserji denge denklemleri aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\dot{m}_t (h_5 - h_6) = \dot{m}_s (h_{10} - h_9) \quad (2.20)$$

$$\dot{S}_{ü,b} = \dot{m}_t (s_6 - s_5) + \dot{m}_s (s_{10} - s_9) \quad (2.21)$$

$$\dot{E}_{D,b} = \dot{m}_t (e_{x5} - e_{x6}) + \dot{m}_s (e_{x9} - e_{x10}) \quad (2.22)$$

Burada;

$\dot{m}_t$: Boilerden geçen yanmış gaz debisi

$\dot{m}_s$: Boilerden geçen su debisi

$\dot{S}_{ü,b}$: Boilerde birim zamanda üretilen entropiyi

$\dot{E}_{D,b}$: Boilerde birim zamanda yok olan ekserjiyi

göstermektedir.

Boilerde ısı egzoz gazlarından suya verilmektedir. Her iki akışkanın entropi akışı ve sürtünmeden dolayı entropi üretilmekte ve dolayısıyla tersinmezlikler oluşmaktadır. Bu durumda boilerin ekserji verimi aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\eta_{exb} = \frac{\dot{m}_s (e_{x10} - e_{x9})}{\dot{m}_t (e_{x5} - e_{x6})} = \frac{\dot{m}_s ((h_{10} - h_9) - T_0 (s_{10} - s_9))}{\dot{m}_t ((h_5 - h_6) - T_0 (s_5 - s_6))} \quad (2.23)$$

Burada;

η_{exb} : Boilerdeki ekserji verimini

$\dot{m}_t$: Boilerden geçen yanmış gaz debisi

$\dot{m}_s$: Boilerden geçen su debisini

göstermektedir.

2.3.5. Ekonomizer

Ekonomizer, türbinden çıkan egzoz gazlarının bacaya gönderilmeden önce ısınıı terkettiği ve şebekeden gelen suyun boilere gönderilmeden önce ön ısıtma yapıldığı bir ısı değıştiricisidir. Ekonomizerinde boiler gibi çevreye karşı tamamen yalıtıldığı varsayılacaktır. Ekonomizer için enerji, entropi ve ekserji denge denklemleri aşağıdaki gibi yazılır.

$$\dot{m}_t (h_6 - h_7) = \dot{m}_s (h_9 - h_8) \quad (2.24)$$

$$\dot{S}_{ü,e} = \dot{m}_t (s_7 - s_6) + \dot{m}_s (s_9 - s_8) \quad (2.25)$$

$$\dot{E}_{D,e} = \dot{m}_t (e_{x6} - e_{x7}) + \dot{m}_s (e_{x9} - e_{x8}) \quad (2.26)$$

Burada;

$\dot{m}_t$: Ekonomizerden geçen yanmış gaz debisi

$\dot{m}_s$: Ekonomizerden geçen su debisi

$\dot{S}_{ü,e}$: Ekonomizerde birim zamanda üretilen entropiyi

$\dot{E}_{D,e}$: Ekonomizerde birim zamanda yok olan ekserjiyi

göstermektedir.

Ekonomizerdeki tersinmezliklerin nedeni de boilerde oluşan tersinmezlikler ile aynıdır. Ekonomizerin ekserji verimi aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\eta_{exe} = \frac{\dot{m}_s (e_{x9} - e_{x8})}{\dot{m}_t (e_{x6} - e_{x7})} = \frac{\dot{m}_s ((h_9 - h_8) - T_0 (s_9 - s_8))}{\dot{m}_t ((h_6 - h_7) - T_0 (s_6 - s_7))} \quad (2.27)$$

Burada;

η_{exe} : Ekonomizerdeki ekserji verimini

$\dot{m}_t$: Ekonomizerden geçen yanmış gaz debisi

$\dot{m}_s$: Ekonomizerden geçen su debisini

göstermektedir.

2.4. Gaz Türbin Modellemesinde Kullanılan Yardımcı Denklemler

Gaz türbinini oluşturan kompresör, yanma odası, türbin, boiler ve ekonomizer gibi elemanlarda havanın dolaştığı varsayılmıştır, bu nedenle hava ile ilgili ideal gaz denklemleri entalpi, entropi ve fiziksel ekserji gibi termodinamik özelliklerin hesaplanmasında kullanılacaktır. Kompresör için hava'nın özgül entalpi, entropi ve ekserji denklemleri aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$h_2 - h_1 = C_p (T_2 - T_1) \quad (2.28)$$

$$s_2 - s_1 = C_p \left(\frac{T_2}{T_1} \right) - R \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \quad (2.29)$$

$$e_{x2} - e_{x1} = (h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1) \quad (2.30)$$

$$\eta_{ki} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (2.31)$$

Kompresör için yazılan benzer denklemler, indisler değiştirilerek türbin, yanma odası, boiler ve ekonomizer için de yazılabilir. Yukarıdaki yardımcı denklemlerden farklı olarak türbinin izantropik verimi ve çevrimin geri iş oranı,

$$\eta_{ti} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (2.32)$$

$$GIO = \frac{\dot{W}_k}{\dot{W}_t} \quad (2.33)$$

Burada;

C_p : Sabit basınçta özgül ısı kapasitesi

R : Evrensel gaz sabiti

η_{ki} : Kompresör izantropik verimi

η_{ti} : Türbin izantropik verimi

$\dot{W}_k$: Kompresörün harcadığı güç

$\dot{W}_t$: Türbinin ürettiği güç

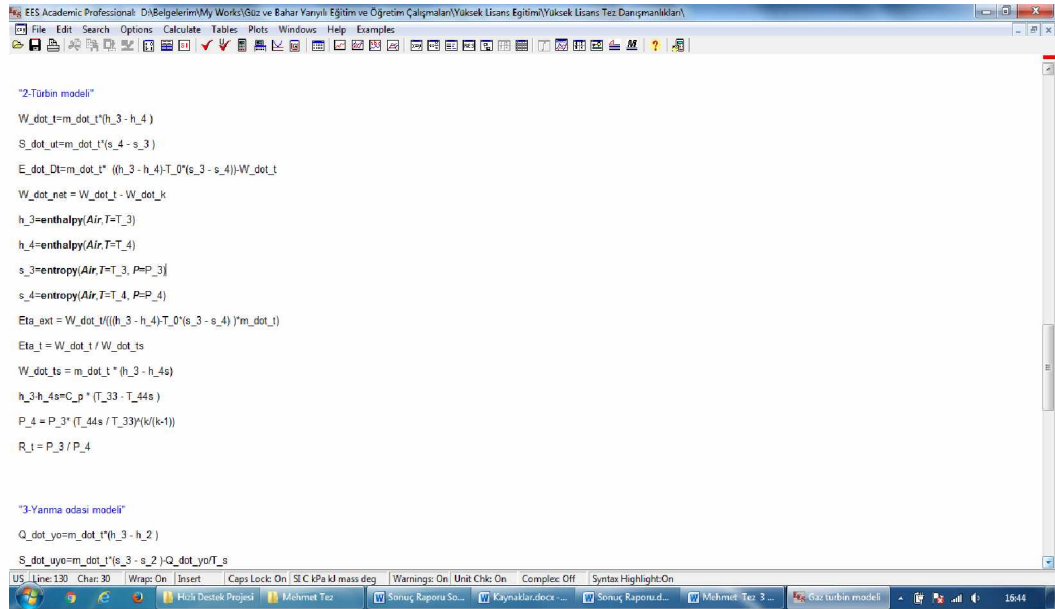
G_{IO} : Geri iş oranını

göstermektedir.

3. GAZ TÜRBİNİ ÇEVİRİMİNİN I. KANUN ANALİZİ

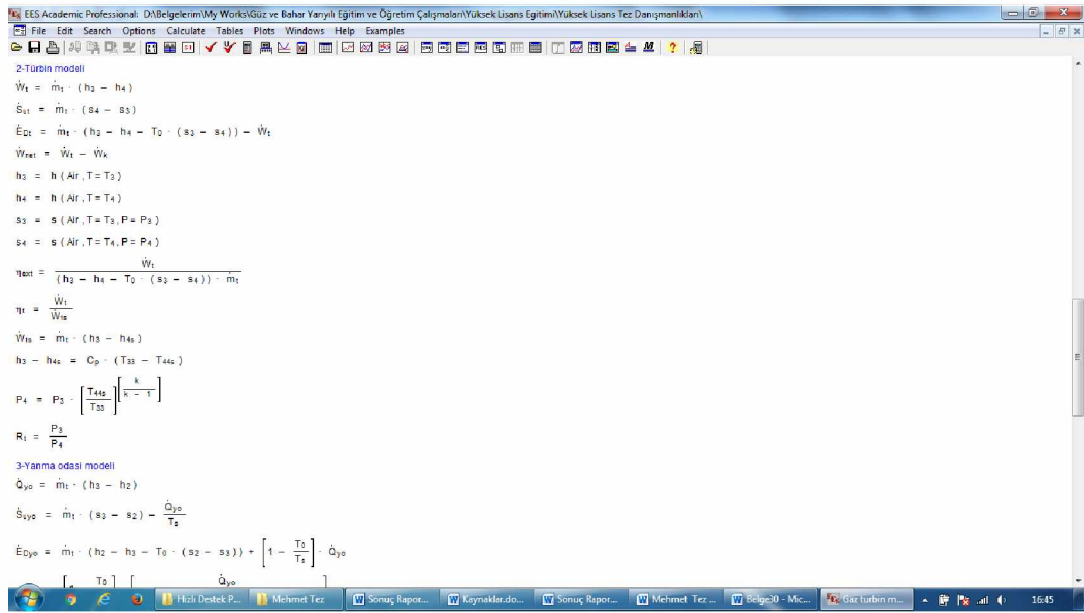
Şekil 2.1’de gösterilen gaz türbini EES (Engineering Equation Solver) yazılımı kullanılarak bilgisayar programı geliştirilmiştir. Çorumda kurulu gaz türbini çevriminden gerçek zamanlı olarak ölçülen basınç, sıcaklık, debi ve güç değerleri alınmış ve geliştirilen bilgisayar programında veri olarak kullanılmıştır. Gaz türbini çevrimi termodinamiğin I. ve II. kanunu açısından analiz edilmiştir.

EES yazılımı kullanılarak geliştirilen bilgisayar programının aşamaları aşağıdaki Şekil 3.1 ile Şekil 3.4 arasında verilmektedir.



Şekil 3.1. EES yazılımı penceresinde bilgisayar programının yazılması

Şekil 3.1 EES yazılımı penceresinde bilgisayar programının yazılmasını göstermektedir. Yazılıma işlenecek denklemler bu sayfa üzerine yazılır.



Şekil 3.2. EES’de yazılan programın gerçek görüntüsü

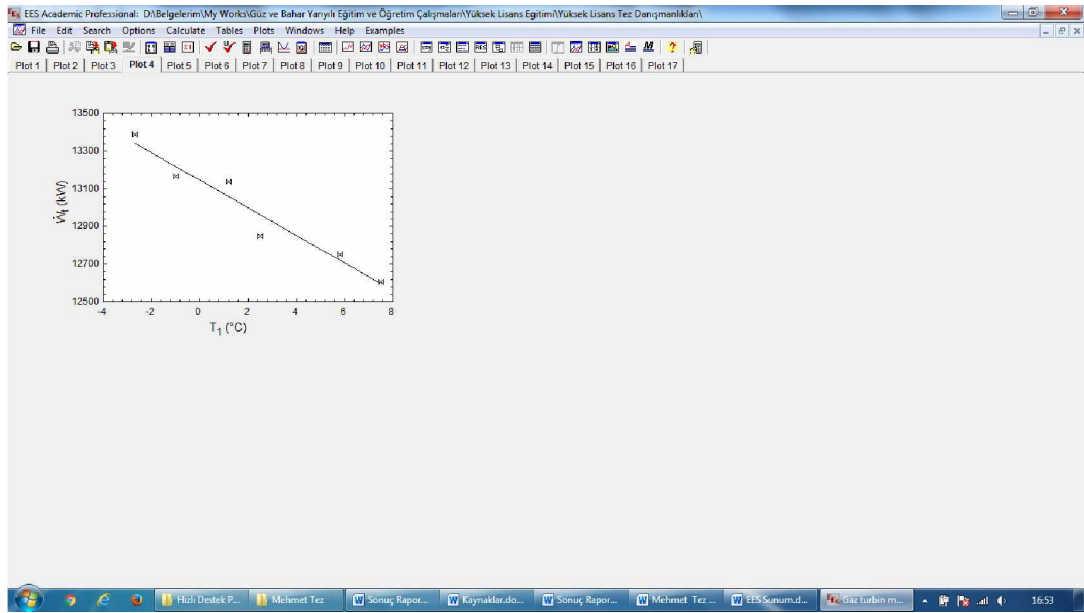
EES’de yazılan programın gerçek görüntüsü Şekil 3.2’de gösterilmektedir. Bu gösterim şekli denklemlerin gerçek şekilde okunmasına kolaylık sağlar.

The screenshot shows the EES Academic Professional interface with a table of results. The table is titled 'Table 1' and contains 14 columns representing various thermodynamic properties. The rows represent different runs of the model, labeled 'Run 1' through 'Run 6'. The properties listed in the columns are: T_1 , T_{10} , T_{11} , T_2 , T_3 , T_4 , T_5 , T_6 , T_7 , T_8 , T_9 , $\dot{W}_1$, $\dot{Q}_{yo}$, and $\dot{W}_2$.

	T_1	T_{10}	T_{11}	T_2	T_3	T_4	T_5	T_6	T_7	T_8	T_9	$\dot{W}_1$	$\dot{Q}_{yo}$	$\dot{W}_2$
Run 1	-2.7	192	270.3	435	758.9	482.6	454	213	145	100	185	13387	15618	6024
Run 2	-1	192	272	441.8	759.5	483.1	460	213	148	95	184	13164	15067	5924
Run 3	1.2	192	274.2	444.8	759.9	484.2	460	212	151	95	187	13135	14953	5911
Run 4	2.5	192	275.5	448.8	759.8	484.4	460	212	150	99	186	12847	14456	5781
Run 5	5.8	192	278.8	455.6	759.7	486.8	460	211	150	101	185	12753	14164	5739
Run 6	7.5	188	280.5	457	760.2	487	463	209	150	100	186	12605	13948	5672

Şekil 3.3. EES yazılımında tablo oluşturulması

EES yazılımında tablo oluşturulması Şekil 3.3’te gösterilmektedir. Yazılıma girilen ve yazılımın hesapladığı değerleri tablo olarak gösteririr.



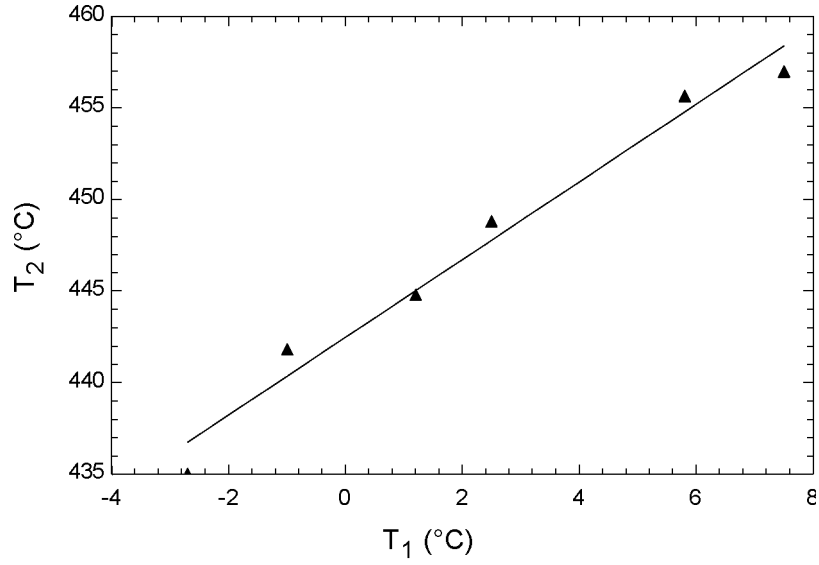
Şekil 3.4. EES yazılımında grafik oluşturulması

EES yazılımında grafik oluşturulması Şekil 3.4'te gösterilmektedir. Bu ekran sayesinde çevrimin istenilen parametrelerinin grafiklerini oluşturmak mümkündür.

Bilgisayar programında sabit olarak alınan değerler Çizelge 3.1'de verilmektedir.

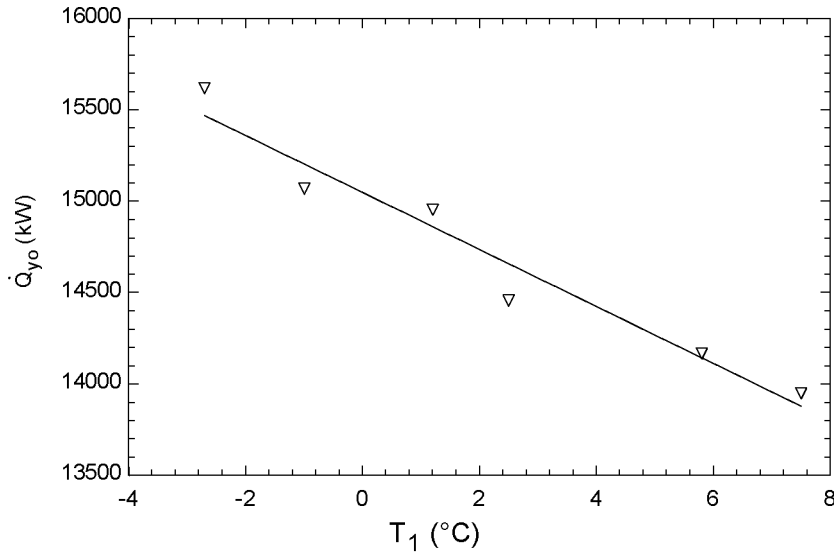
Çizelge 3.1. EES programında kullanılan sabit değerler

η_k	η_t	GİO	P_{10} (kPa)	T_0 (°C)
0,8	0,8	0,45	1200	25



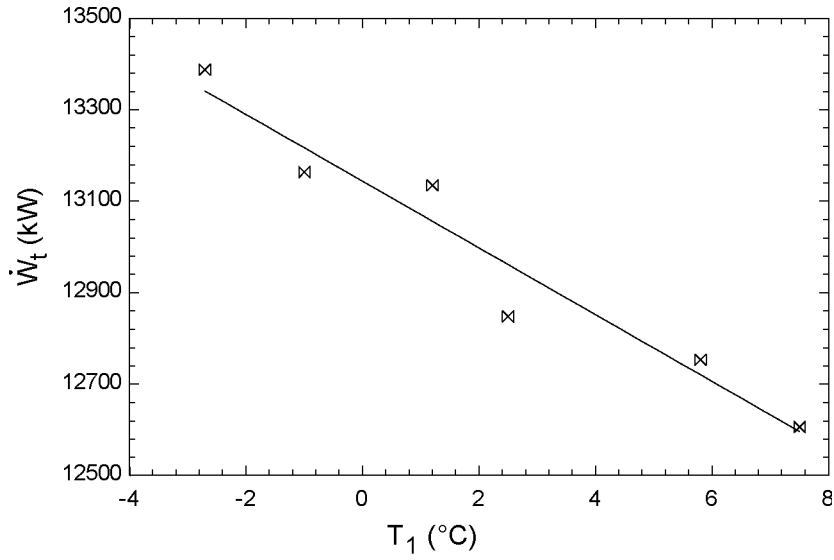
Şekil 3.5. Kompresör çıkış sıcaklığının dış hava sıcaklığına göre değişimi

Şekil 3.5 kompresör çıkış sıcaklığının dış hava sıcaklığına göre değişimini göstermektedir. Şekil 3.5'ten görüldüğü gibi dış hava sıcaklığı arttıkça kompresörden çıkan havanın sıcaklığı artmaktadır. Kompresörün sıkıştırma oranı $-2,7$ °C'de 19,3 iken, $7,5$ °C'de 19 olarak hesaplanmıştır. Dolayısıyla kompresörün sıkıştırma oranında fazla bir değişiklik olmadığı düşünülürse; dış hava sıcaklığının artması kompresörden çıkan havanın sıcaklığının artmasına neden olmaktadır. $-2,7$ °C ile $7,5$ °C arasındaki artan dış hava sıcaklıklarında kompresörden çıkan havanın sıcaklığındaki artma % 5 civarında olmaktadır.



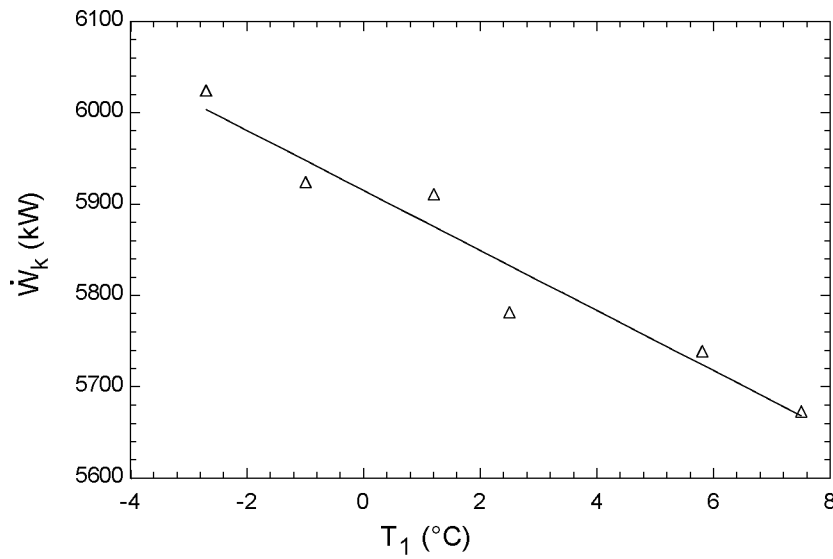
Şekil 3.6. Yanma odasına verilen ısı miktarının dış hava sıcaklığına göre değişimi

Şekil 3.6 yanma odasına verilen ısı miktarının dış hava sıcaklığına göre değişimini göstermektedir. Şekil 3.6'dan görüldüğü gibi dış hava sıcaklığı arttıkça yanma odasına verilen ısı miktarı azalmaktadır. Türbine giren hava (yanmış gazlar) sıcaklığında fazla değişiklik olmadığı dikkate alınırsa; kompresörden çıkıp yanma odasına giren hava sıcaklığının artması, yanma odasına verilen ısı miktarının azalmasına neden olacaktır. -2,7 °C ile 7,5 °C arasındaki artan dış hava sıcaklıklarında yanma odasına verilen ısı miktarındaki azalma % 10,7 olmaktadır.



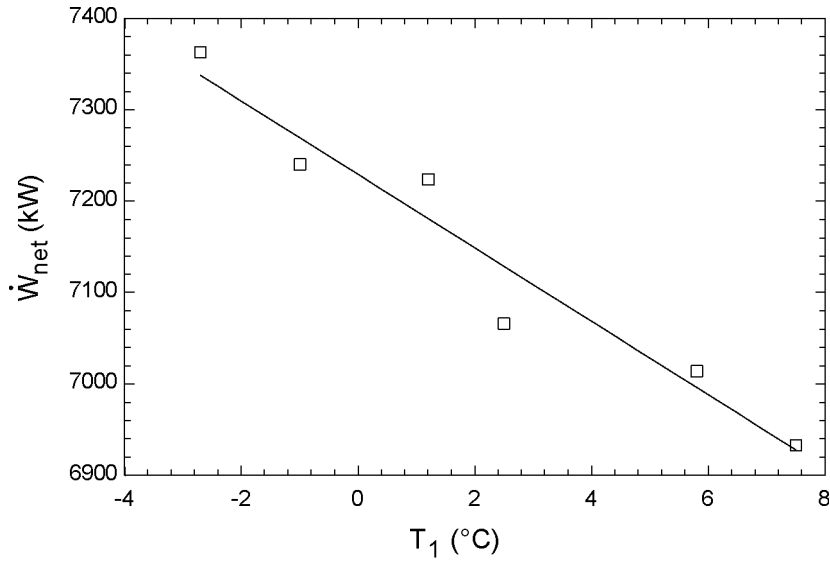
Şekil 3.7. Türbinin ürettiği gücün dış hava sıcaklığına göre değişimi

Türbinin ürettiği gücün dış hava sıcaklığına göre değişimi Şekil 3.7’de gösterilmektedir. Şekil 3.7’den görüldüğü gibi dış hava sıcaklığı arttıkça, türbinin ürettiği güç azalmaktadır. Dış hava sıcaklığı $-2,7\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $7,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasındaki sıcaklıklarda değişirken türbinin ürettiği güç 13387 kW değerinden 12605 kW değerine kadar azalmaktadır. Geri iş oranı sabit olduğu için, türbinin ürettiği güç de % 5,85 oranında azalacaktır. Türbinin basınç oranının azalması da, türbinin ürettiği gücün azalmasına neden olmaktadır.



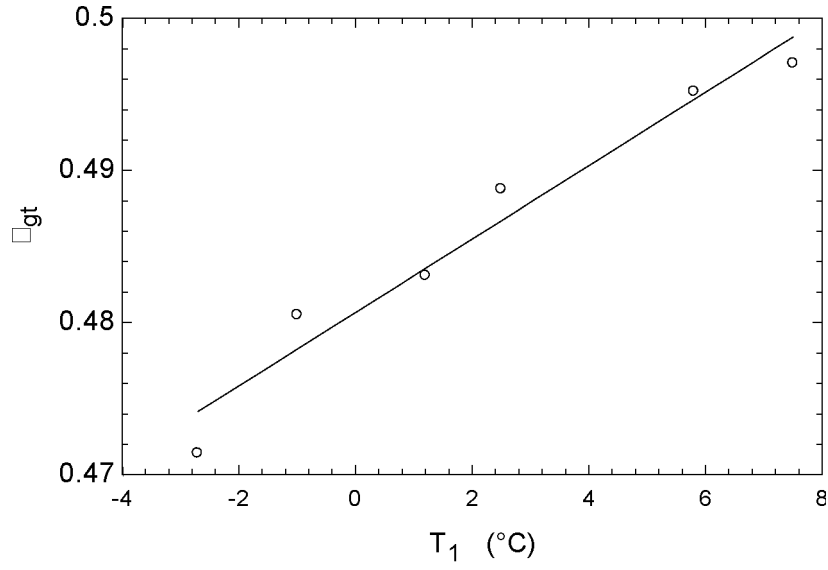
Şekil 3.8. Kompresörün tükettiği gücün dış hava sıcaklığına göre değişimi

Şekil 3.8 kompresörün tükettiği gücün dış hava sıcaklığına göre değişimini göstermektedir. Şekil 3.8’den görüldüğü gibi dış hava sıcaklığı arttıkça kompresörün tükettiği güç azalmaktadır. -2,7 °C ile 7,5 °C arasındaki artan dış hava sıcaklıklarında kompresörün sıkıştırma oranı 19,3-19 arasında değişmektedir. Dolayısıyla sıkıştırma oranında fazla bir değişiklik olmamaktadır. Sonuç olarak yanma odasında istenen hava sıcaklığını sağlamak için Şekil 3.8’de görüldüğü gibi kompresöre daha az güç vermek gerekecektir. Dış hava sıcaklığı arttıkça kompresörün tükettiği güç % 5,85 oranında azalmaktadır.



Şekil 3.9. Gaz türbini çevriminden elde edilen net gücün dış hava sıcaklığına göre değişimi

Gaz türbini çevriminde elde edilen ve elektrik üretiminde kullanılan net gücün dış hava sıcaklığına göre değişimi Şekil 3.9’da gösterilmektedir. Şekil 3.9’dan görüldüğü gibi dış hava sıcaklığı arttıkça elde edilen net güç azalmaktadır. -2,7 °C ile 7,5 °C arasındaki dış hava sıcaklıklarında gaz türbini çevriminden elde edilen net güç 7363 kW değerinden 6963 kW değerine kadar azalmaktadır. Türbinin ürettiği gücün kompresörün tükettiği güçten daha fazla azalması, gaz türbini çevriminden elde edilen net gücün azalmasının temel sebebidir. Net güç % 5,43 oranında azalmaktadır.

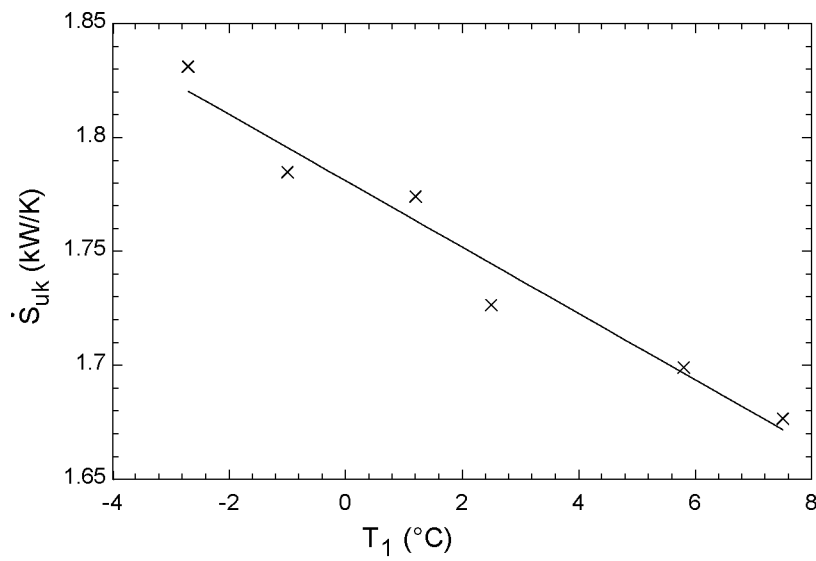


Şekil 3.10. Gaz türbini çevrimi ısı veriminin dış hava sıcaklığına göre değişimi

Şekil 3.10 gaz türbini çevrimi veriminin dış hava sıcaklığına göre değişimini göstermektedir. Şekil 3.10'dan görüldüğü gibi dış hava sıcaklığı arttıkça çevrimin ısı verimi de artmaktadır. Çevrimin ısı verimi, üretilen net gücün çevrime verilmesi gereken ısı miktarına, diğer bir ifade ile yanma odasına verilmesi gereken ısı miktarına oranıdır. Daha önce ifade edildiği gibi $-2,7$ °C ile $7,5$ °C arasındaki artan dış hava sıcaklıklarında net gücün azalma oranı % 5,43, yanma odasına verilmesi gereken ısı miktarının azalma oranı ise % 10,7 olmaktadır. Net gücün azalma oranının daha az olması çevrimin ısı veriminin artmasına neden olmaktadır.

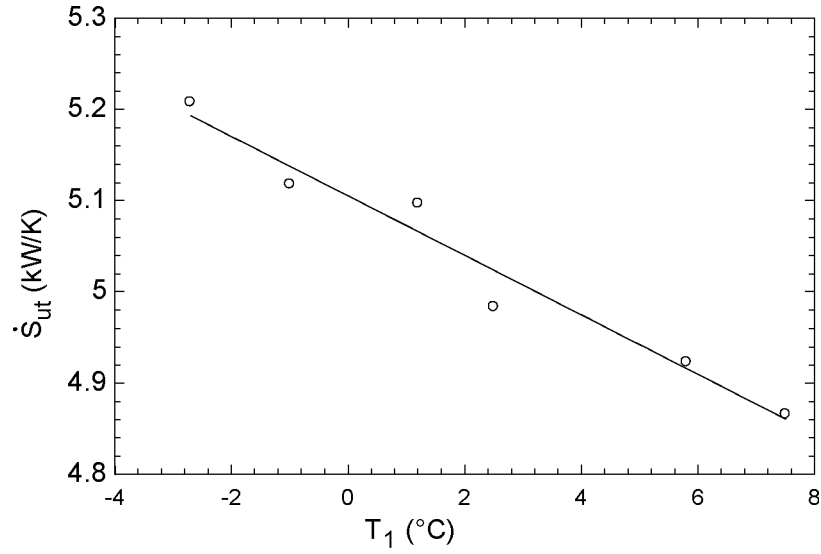
4. GAZ TÜRİNİ ÇEVİRİMİNİN II. KANUN ANALİZİ

Gaz türbini çevriminin termodinamiğin II. kanunu kapsamında analizinde çevrimi oluşturan kompresör, türbin, yanma odası gibi ana elemanların ve boiler, ekonomizer gibi yardımcı elemanların entropi üretimlerinin, tersinmezliklerinin (yok olan ekserjilerinin) ve ekserji verimlerinin (II. kanun verimlerinin) dış hava sıcaklığına göre değişimleri incelenecektir.



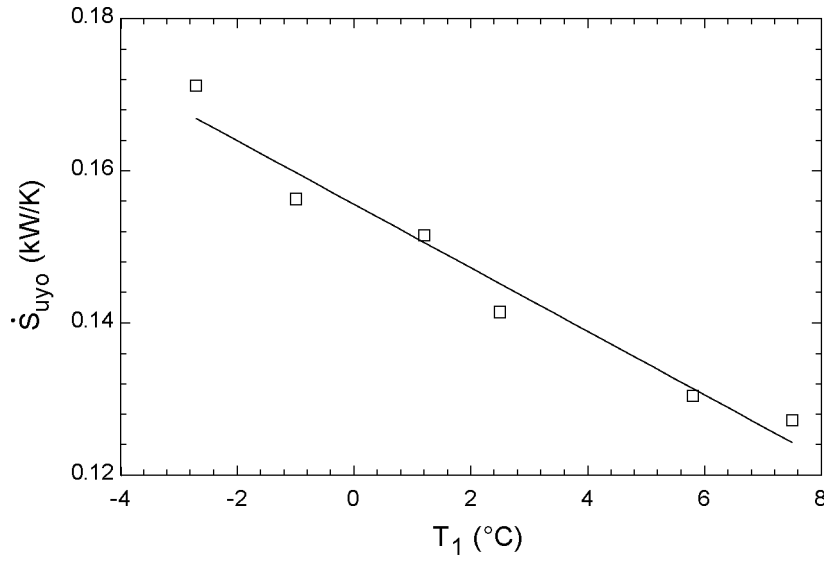
Şekil 4.1. Kompresörde üretilen entropinin dış hava sıcaklığına göre değişimi

Kompresörde üretilen entropinin dış hava sıcaklığına göre değişimi Şekil 4.1'de gösterilmektedir. Şekil 4.1'den görüldüğü gibi dış hava sıcaklığı arttıkça kompresörde üretilen entropi azalmaktadır. Kompresörde entropi üretiminin temel nedeni gaz halindeki akışkanın ani sıkıştırılması ve sürtünmedir. Kompresörün sıkıştırma oranı -2,7 °C'de 19,3 iken 7,5 °C'de 19 olarak hesaplanmıştır, yani kompresörün sıkıştırma oranı azalmaktadır. Bunun sonucunda kompresörün tükettiği güç azalmakta ve doğal olarak kompresörde oluşan entropi üretimi azalmaktadır. Kompresörde üretilen entropi 1,83 kW/K ile 1,67 kW/K arasında değişmektedir. Kompresörde üretilen entropi % 8,4 oranında azalmaktadır.



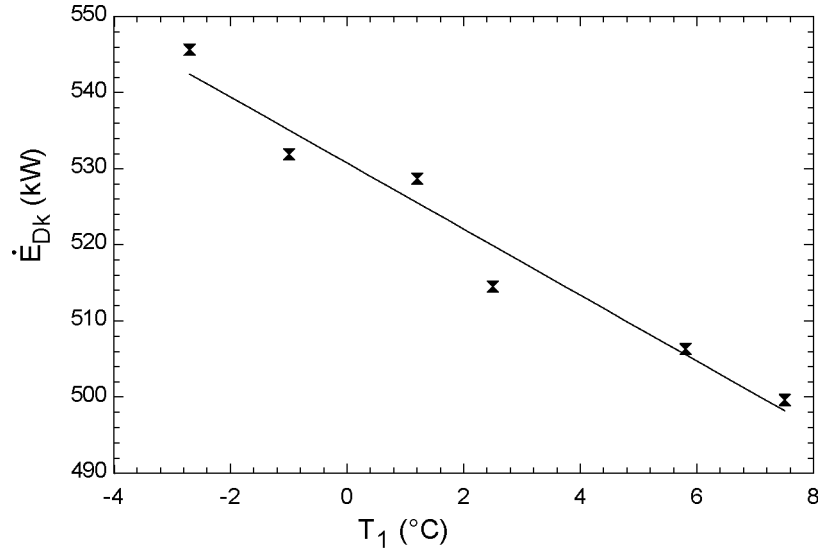
Şekil 4.2. Türbinde üretilen entropinin dış hava sıcaklığına göre değişimi

Şekil 4.2 türbinde üretilen entropinin dış hava sıcaklığına göre değişimini göstermektedir. Şekil 4.2'den görüldüğü gibi dış hava sıcaklığı arttıkça türbinde üretilen entropi azalmaktadır. Türbinde üretilen entropi, akışkanın ani genişlemesinden ve akış esnasında oluşan sürtünmeden kaynaklanmaktadır. $-2,7$ °C ile $7,5$ °C arasındaki artan dış hava sıcaklıklarında türbinde üretilen entropi $5,208$ kW/K değerinden $4,866$ kW/K değerine azalmaktadır. Türbinde üretilen entropideki azalma % 6,56 oranında olmaktadır.



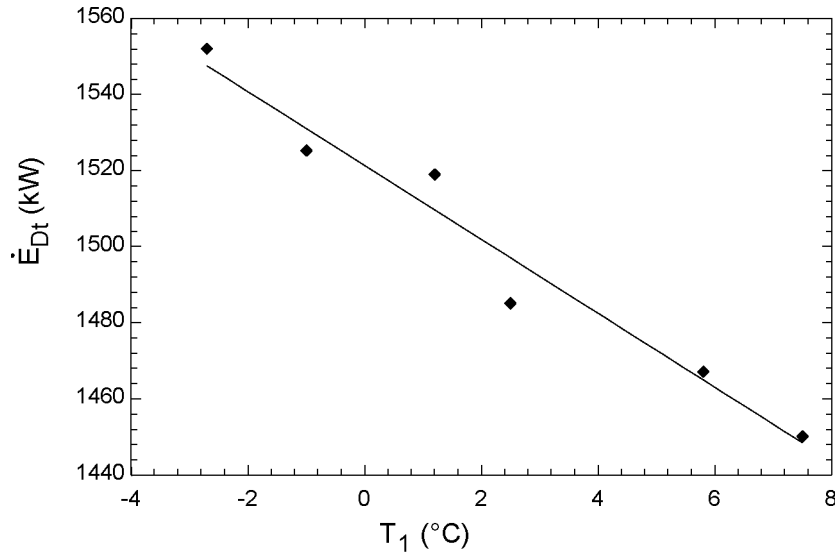
Şekil 4.3. Yanma odasında üretilen entropinin dış hava sıcaklığına göre değişimi

Yanma odasında üretilen entropinin dış hava sıcaklığına göre değişimi Şekil 4.3'te gösterilmektedir. Dış hava sıcaklığı arttıkça Şekil 4.3'ten görüldüğü gibi yanma odasında üretilen entropi azalmaktadır. Dış hava sıcaklığının artması, yanma odasına verilen ısı miktarının azalmasına neden olmaktadır. Sonuç olarak yanma odasına verilen ısı miktarının azalması, yanma odasında üretilen entropi miktarının da azalmasına neden olacaktır. Yanma odasında üretilen entropi 0,1722 kW/K değerinden 0,1269 kW/K değerine azalmaktadır. Yanma odasında üretilen entropi % 26 oranında azalmaktadır.



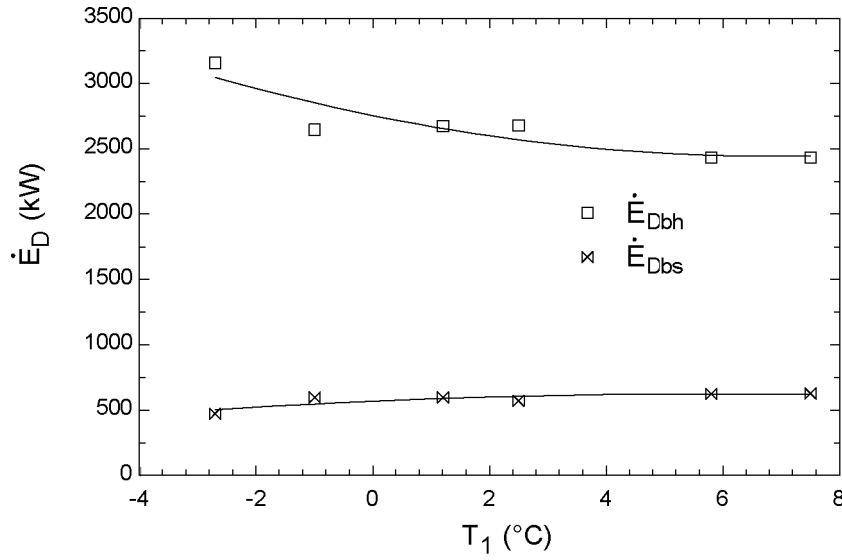
Şekil 4.4. Kompresörde oluşan tersinmezliğin dış hava sıcaklığına göre değişimi

Şekil 4.4 kompresörde oluşan tersinmezliğin diğer bir ifade ile kompresörde meydana gelen yok olan ekserjinin dış hava sıcaklığına göre değişimini göstermektedir. Şekil 4.4'ten görüldüğü gibi dış hava sıcaklığı arttıkça kompresörde oluşan tersinmezlik azalmaktadır. Kompresörde meydana gelen tersinmezliğin sebebi, kompresörde akışkanın sıkıştırılması esnasında meydana gelen entropi üretimidir. Daha önce bahsedildiği gibi artan dış hava sıcaklıklarında kompresörde entropi azalmaktadır. Sonuç olarak entropi üretiminin azalması kompresörde yok olan ekserjinin azalmasına neden olmaktadır. -2,7 °C ile 7,5 °C arasındaki artan dış hava sıcaklıklarında kompresörde yok olan ekserji 545,6 kW değerinden 499,6 kW değerine azalmaktadır.



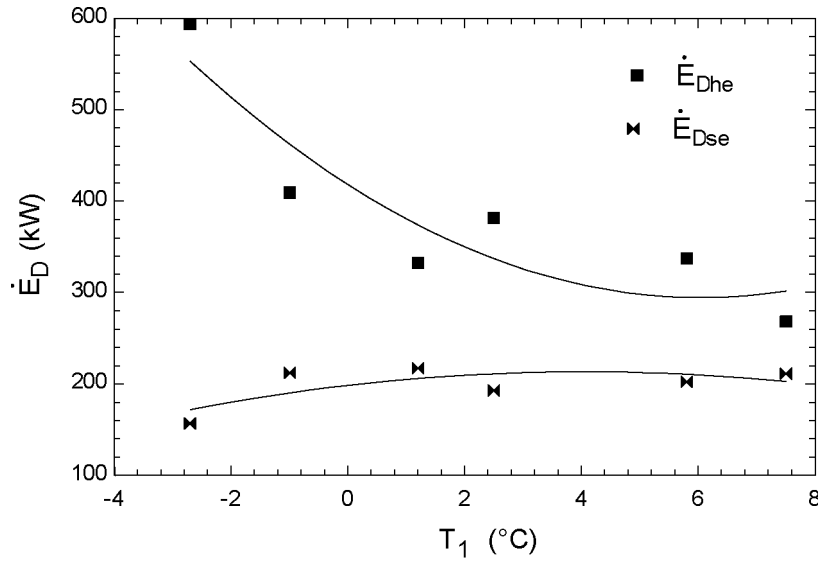
Şekil 4.5. Türbinde oluşan tersinmezliğin dış hava sıcaklığına göre değişimi

Türbinde oluşan tersinmezliğin dış hava sıcaklığına göre değişimi Şekil 4.5'te gösterilmektedir. Dış hava sıcaklığı arttıkça türbinde oluşan tersinmezlik azalmaktadır. Türbinde meydana gelen tersinmezliğin sebebi türbinde akışkanın genişlemesi esnasında meydana gelen entropi üretimidir. Daha önce bahsedildiği gibi artan dış hava sıcaklıklarında türbinde entropi üretimi azalmaktadır. Sonuç olarak entropi üretiminin azalması türbinde yok olan ekserjinin azalmasına neden olmaktadır. Türbinde yok olan ekserji $-2,7$ °C'de 1552 kW iken $7,5$ °C'de 1450 kW olarak hesaplanmıştır.



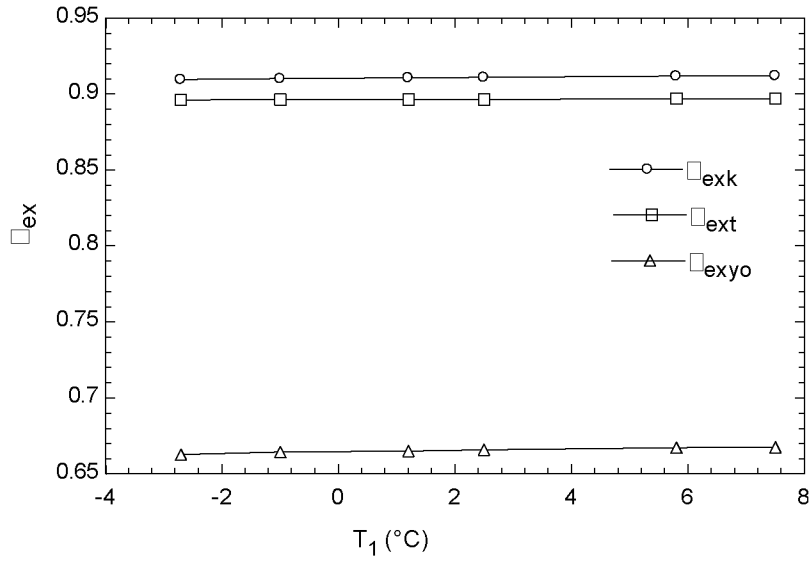
Şekil 4.6. Boilerde oluşan tersinmezliğin dış hava sıcaklığına göre değişimi

Şekil 4.6 boilerde oluşan tersinmezliğin (yok olan ekserjinin) dış hava sıcaklığına göre değişimini göstermektedir. Boilerde oluşan tersinmezliğin temel nedeni su ve yanmış gazların entropi akışlarıdır. Boilerde yanmış gazlar ile su arasında ısı geçişi olmaktadır. Yanmış gazların ısı kaybetmesi, yanmış gazların entropi üretiminin de azalmasına neden olacaktır. Entropi üretiminin azalması Şekil 4.6'da görüldüğü gibi yanmış gazların yok olan ekserjilerinin azalmasına neden olmaktadır. Yanmış gazların yok olan ekserjisi $-2,7$ °C'de 3160 kW iken $7,5$ °C'de 2434 kw olarak hesaplanmıştır. Buna karşın yanmış gazlardan su'ya ısı transferi olması suyun entropi üretiminin artmasına neden olacaktır. Entropi üretimi artan suyun tersinmezliği de Şekil 4.6'da görüldüğü gibi doğal olarak artacaktır. Suyun yok olan ekserjisi ise 472,9 kW değerinden 628 kW değerine artmaktadır.



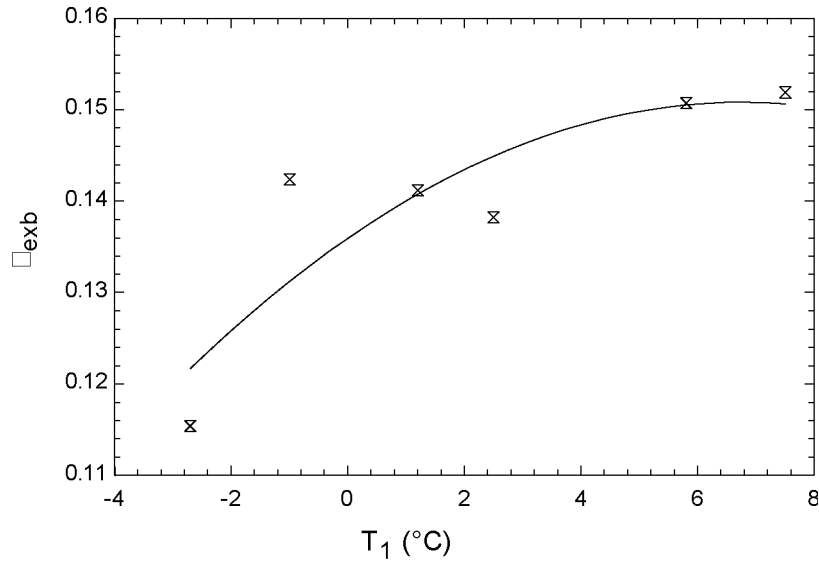
Şekil 4.7. Ekonomizerde oluşan tersinmezliğin dış hava sıcaklığına göre değişimi

Ekonomizerde oluşan tersinmezliğin dış hava sıcaklığına göre değişimi Şekil 4.7’de gösterilmektedir. Ekonomizerde oluşan tersinmezliğin temel nedeni de su ve yanmış gazların entropi akışlarıdır. Benzer şekilde yanmış gazlar ısı kaybederken, su yanmış gazlardan ısı kazanacaktır. Yanmış gazların ısı kaybetmesi yanmış gazların entropi üretiminin de azalmasına, suyun yanmış gazların ısısını alması da, suyun entropi üretiminin artmasına neden olacaktır. Entropi üretimi azalan yanmış gazların yok olan ekserjisi azalırken, suyun yok olan ekserjisi artma eğilimi gösterecektir. Ekonomizerde yanmış gazların yok olan ekserjisi $-2,7^{\circ}\text{C}$ ’de 593,9 kW iken $7,5^{\circ}\text{C}$ ’de 268 kw olmaktadır. Suyun yok olan ekserjisi ise 156,9 kW iken 210,8 kw olarak hesaplanmıştır. Yanmış gazların yok olan ekserjisi % 54,8 oranında azalmakta, suyun yok olan ekserjisi ise % 34,3 oranında artış göstermektedir.



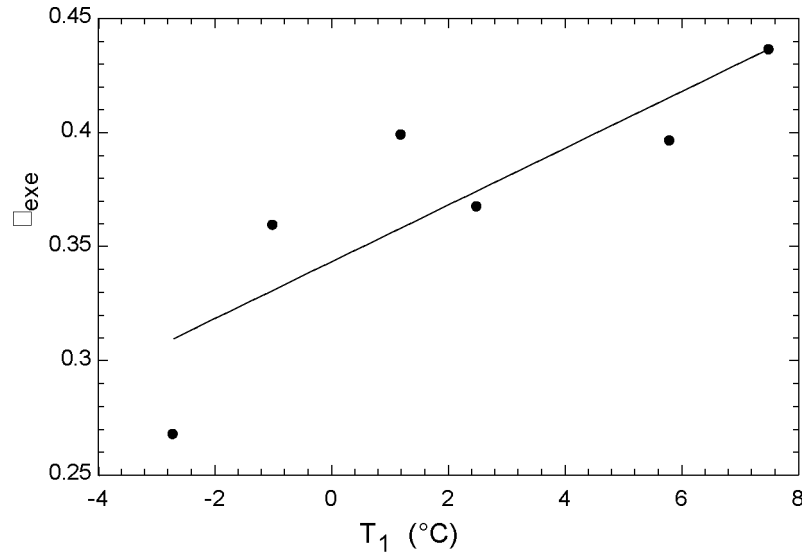
Şekil 4.8. Çevrim ana elemanlarının ekserji verimlerinin dış hava sıcaklığına göre değişimi

Kompresör, türbin ve yanma odası gibi gaz türbin çevrimi ana elemanlarının ekserji veriminin dış hava sıcaklığına göre değişimi Şekil 4.8’de gösterilmektedir. En yüksek ekserji verimi % 91 ile kompresörde oluşmakta, kompresörü % 89 ile türbin izlemekte ve en düşük ekserji verimi ise % 66 ile yanma odasında oluşmaktadır. -2,7 $^{\circ}\text{C}$ ile 7,5 $^{\circ}\text{C}$ arasındaki artan dış hava sıcaklıklarında kompresör, türbin ve yanma odasının ekserji verimlerinde bir değişiklik olmamaktadır.



Şekil 4.9. Boiler ekserji veriminin dış hava sıcaklığına göre değişimi

Boilerin ekserji veriminin dış hava sıcaklığına göre değişimi Şekil 4.9'da gösterilmektedir. Dış hava sıcaklığı arttıkça boilerin ekserji verimi artmaktadır. -2,7 $^{\circ}\text{C}$ ile 7,5 $^{\circ}\text{C}$ arasındaki artan dış hava sıcaklıklarında boilerin tersinmezliği diğer bir ifade ile boilerde yok olan ekserjinin azalması boilerin ekserji veriminin artmasına neden olmaktadır. Boilerin ekserji verimi -2,7 $^{\circ}\text{C}$ 'de % 11,5 iken 7,5 $^{\circ}\text{C}$ 'de % 15,2 olmaktadır.



Şekil 4.10. Ekonomizer ekserji veriminin dış hava sıcaklığına göre değişimi

Şekil 4.10 ekonomizerin ekserji veriminin dış hava sıcaklığına göre değişimini göstermektedir. Dış hava sıcaklığı arttıkça ekonomizerin ekserji verimi artmaktadır. -2,7 °C ile 7,5 °C arasındaki artan dış hava sıcaklıklarında ekonomizerin ekserji verimi % 26,7 ile % 43,61 arasında artmaktadır. Ekonomizerde ortalama olarak yok olan ekserjinin % 36 oranında azalması ekonomizerin ekserji veriminin artmasına neden olmaktadır. -2,7 °C ile 1,2 °C arasında düzgün bir artma eğilimi gösteren ekonomizerin ekserji verimi 1,2 °C ile 5,8 °C arasında azalmakta ve artarak 7,5 °C sıcaklıkta maksimum değerini almaktadır.

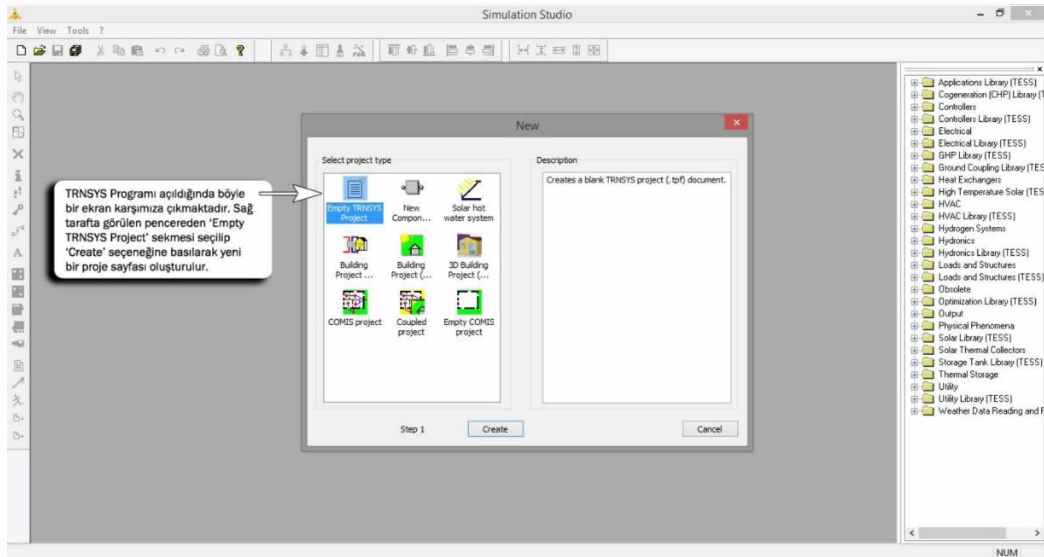
5. GAZ TÜRBİNİ ÇEVİRİMİNİN TRNSYS PROGRAMI İLE ANALİZİ

TRNSYS, modüler bir yapıya sahip olan bir simülasyon programıdır. Kullanıcının, sistemi oluşturan bileşenleri ve bağlı oldukları yöntemi belirlediği bir sistem tanımlama dilini tanır. TRNSYS kütüphanesi, termal ve elektrik enerji sistemlerinde yaygın olarak bulunan birçok bileşenin yanı sıra hava durumu verilerinin veya diğer zamana bağımlı fonksiyonların girdisini ve simülasyon sonuçlarının çıktısını işleyebilir. TRNSYS'in modüler yapısı, programa muazzam esneklik kazandırır ve standart TRNSYS kütüphanesinde bulunmayan matematiksel modellerin programa eklenmesini kolaylaştırır. TRNSYS, zamana bağlı herhangi bir sistemin detaylı analizlerine çok uygundur.

TRNSYS, esnek ve güçlü bir modelleme aracına güvenerek simülasyon modelini gerçek sistemin bağlanma biçimine benzer şekilde yapılandırarak karmaşık enerji sistemlerini simüle edebilmektedir. Gerçek uygulamada sistem bileşenlerini (pompalar, soğutucular, soğutma kuleleri, güneş enerjisi toplayıcıları vb.) boru ve teller vasıtasıyla birbirine bağlarken, bilgi akışı bağlantıları yoluyla ekipmanın bileşen modellerini birbirine bağlayarak simülasyon çalıştırılabilir. Bu şekilde TRNSYS ile karmaşık sistem tasarımları hızlı ve etkin bir şekilde modellenebilir. En yaygın simülasyon araçlarından farklı olarak, bu tasarımın simüle edilmek üzere girilmesi gereken önceden hazırlanmış "şablonlar" yoktur, böylece diğer simülasyon programlarının ve simülasyon motorlarının tahmin edebileceği karmaşık sistemleri analiz etmeye izin verir.

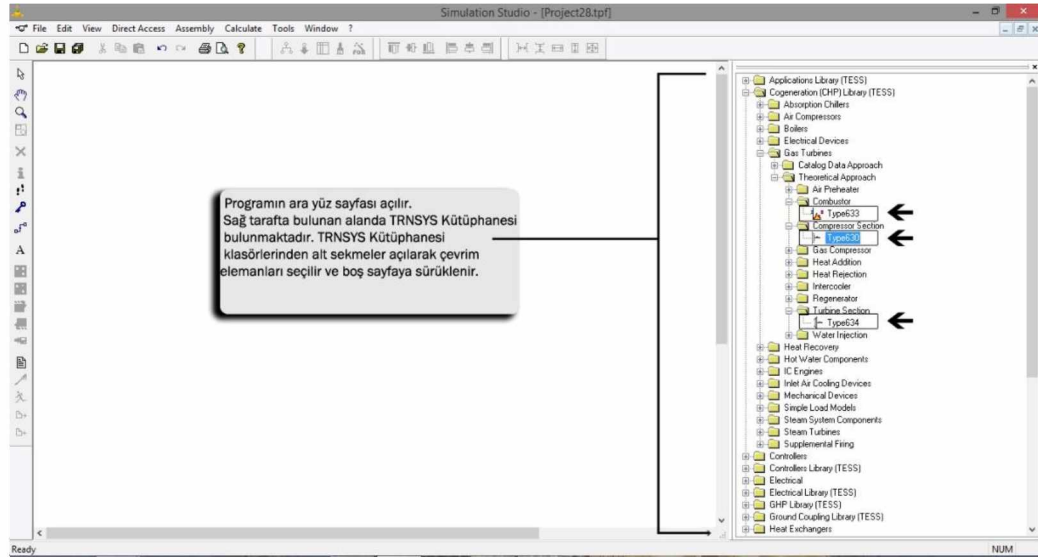
TRNSYS, dünyanın dört bir yanındaki araştırmacılar ve mühendisler için referans yazılımlardan biri haline gelmiştir. Ana uygulamalar arasında: güneş sistemleri (güneş enerjisi ve fotovoltaik sistemler), düşük enerji kullanan binalar (yeşil bina tanımı) ve HVAC sistemleri, yenilenebilir enerji sistemleri, kojenerasyon ve yakıt hücreleri bulunmaktadır.

TRNSYS programı kullanılarak oluşturulan modelin aşamaları aşağıdaki Şekil 5.1 ile Şekil 5.8 arasında verilmektedir.



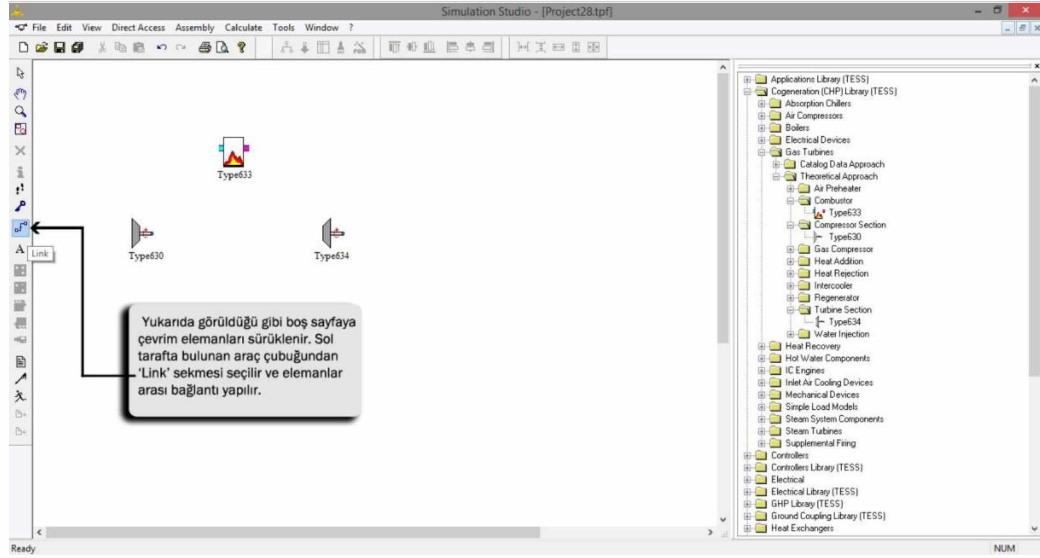
Şekil 5.1. TRNSYS açılış ekranı

TRNSYS açılış ekranı Şekil 5.1’de gösterilmektedir. Buradan istenilen uygulamalar için seçim yapılarak çalışma sayfaları açılır.



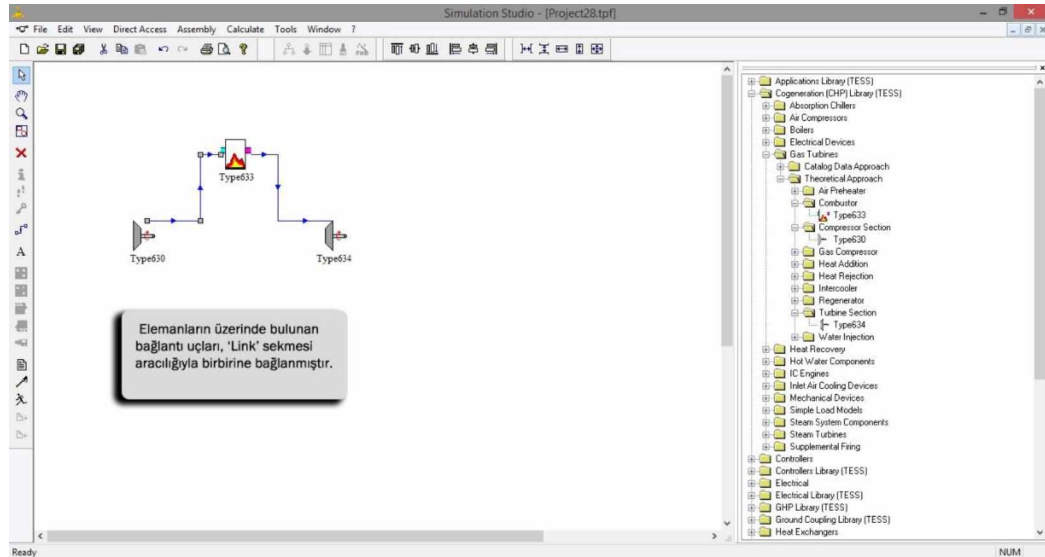
Şekil 5.2. TRNYS kütüphane ekranı

TRNYS kütüphane ekranı Şekil 5.2’de gösterilmektedir. Şekilde de görüldüğü gibi farklı kütüphanelerden seçimler yaparak karmaşık sistemlerin simülasyon modellerini oluşturmak mümkündür.



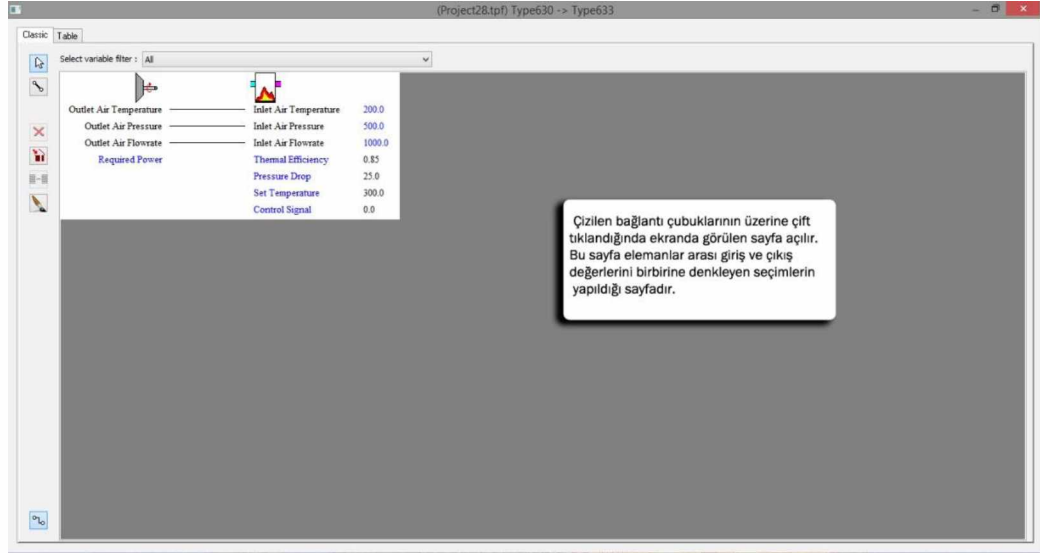
Şekil 5.3. TRNYS ekranında seçilen sistem elemanların gösterilmesi

TRNYS ekranında seçilen sistem elemanların gösterilmesi Şekil 5.3'te gösterilmektedir. Şekil 5.3'te görüldüğü gibi elemanları birbirine bağlamak içinsoldaki araç çubuğundan “Link” sekmesi kullanılır.



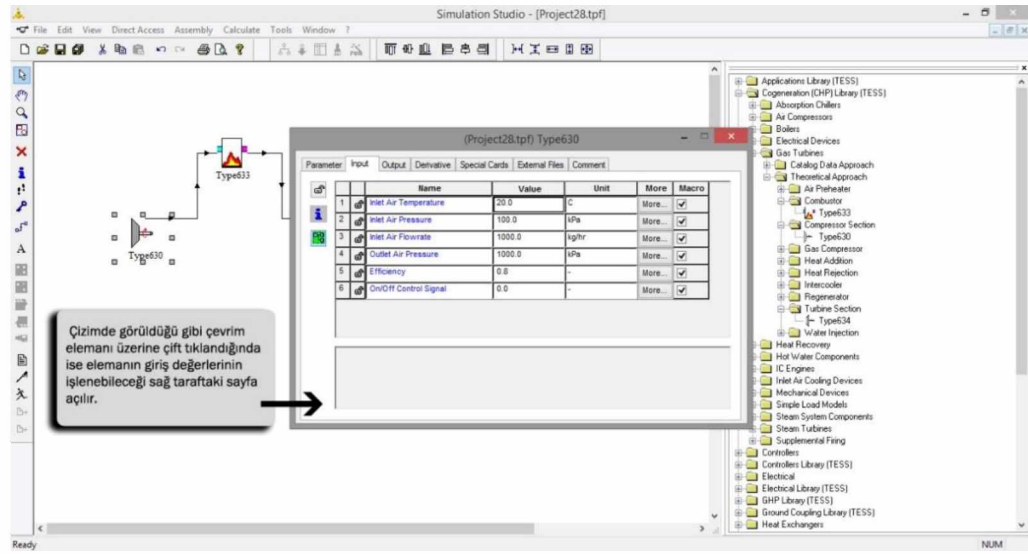
Şekil 5.4. TRNYS ekranında seçilen sistem elemanlarının bağlantılarının yapılması

TRNYS ekranında seçilen sistem elemanlarının bağlantılarının yapılması Şekil 5.4’de gösterilmektedir. Elemanların üzerinde bulunan giriş ve çıkış uçları bağlantıları birbirine bağlamak için kullanılır.



Şekil 5.5. TRNYS ekranında seçilen sistem elemanların giriş-çıkış bağlantılarının belirlenmesi

TRNYS ekranında seçilen sistem elemanların giriş-çıkış bağlantılarının belirlenmesi Şekil 5.5’te gösterilmektedir. Bu pencere açıldıktan sonra elemanların giriş-çıkış değerleri birbirine bağlanarak gerçek bir bağlantının devam etmesine olanak sağlar.



Şekil 5.6. TRNYS ekranında seçilen sistem elemanlarının parametrelerinin girilmesi

TRNYS ekranında seçilen sistem elemanlarının parametrelerinin girilmesi Şekil 5.6'da gösterilmektedir. Açılan bu pencerede elemanın giriş değerleri kullanıcı tarafından girilir. Program kütüphanesinde bulunan sistem elemanlarının her birinin kendi içindeki matematiksel yazılımlar bu giriş değerlerini kullanarak elemanın çıkış değerlerini hesaplarlar.

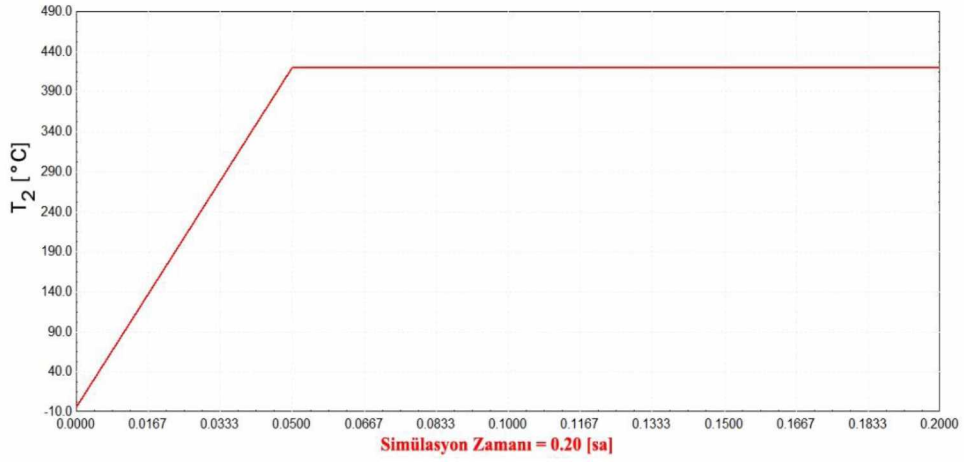
ekonomizer adıyla anılan 2 adet ısı değıştiricisi de kullanılmıştır. Ekonomizere giren besleme suyunun sıcaklığı yanmış gazların enerjisi ile arttırılır ve boilerde de aynı şekilde yanmış gazların enerjisinden faydalanılarak proste kullanılacak olan buhar elde edilmiş olur. Yanmış gazlar, enerjisini boiler ve ekonomizerde buhara verdikten sonra baca gazı olarak atılır.

Şekil 5.7’de gösterilen Plotter 1 ve Plotter 2 adıyla anılan sistem elemanları simülasyon programlarının çıkış verilerini toplamak üzere kullanılmıştır. Gaz türbini çevrim elemanlarından; sırasıyla kompresör, yanma odası, türbin, boiler ve ekonomizerden alınan yeşil uyarı çizgileri Plotter 1’e, kahverengi uyarı çizgileri ise Plotter 2’ye gönderilmiştir. Plotter 1 ile sisteme ait sıcaklıklar, yanma odasında üretilen ısı, kompresörün harcadığı güç ve türbinin ürettiği güç değerleri hesaplanmıştır. Bu sayede Plotter 1 ile Şekil 5.9, Şekil 5.11, Şekil 5.13, Şekil 5.14 ve Şekil 5.15’de gösterilen grafikler elde edilmiştir. Plotter 2 ile sisteme ait Basınçlar ve Debiler hesaplanmıştır. Bu sayede Plotter 2 ile Şekil 5.10 ve Şekil 5.12’de gösterilen grafikler elde edilmiştir.

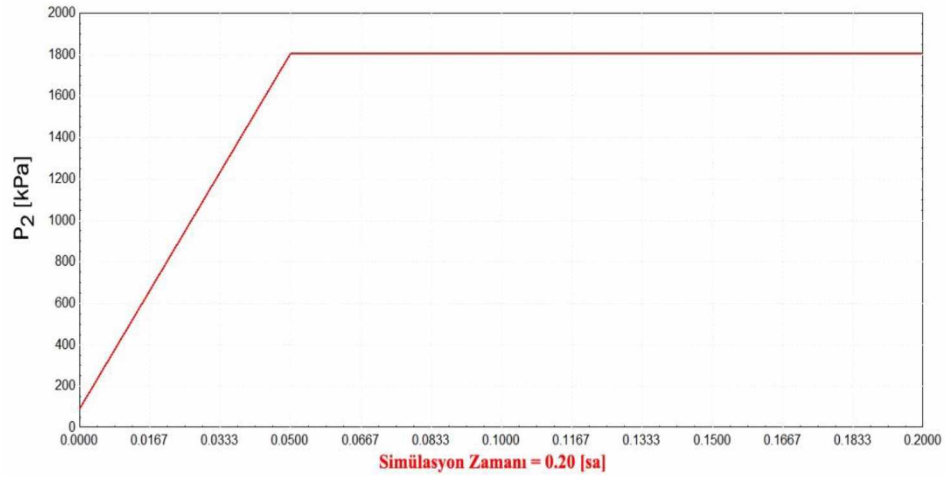
Simülasyon, hesapladığı değerlere 3 dk (0,0500 saat) gibi kısa bir sürede ulaşmakta olduğundan ve sürekli rejim şartlarının oluştuğu 3. dk’dan itibaren hesaplanan değerler sabit kalarak değışmediğinden sistemin toplam çalışma süresi 12 dk (0,2 saat) olarak belirlenmiştir. Ayrıca sistemin çalışması için bazı değerler sabit olarak kabul edilmiş ve aşağıdaki tabloda bu değerler verilmiştir.

Çizelge 5.1. TRNSYS programında sabit alınan parametreler

η_k	η_{yo}	η_t	η_b	η_e	$\dot{m}_k$ (kg/h)	$\dot{m}_t$ (kg/h)	$\dot{m}_s$ (kg/h)	T_3 (°C)	$\dot{Q}_{yo}$ (kJ/h)
0,8	0,85	0,8	0,6	0,6	48024	1 555 916	9608,4	760	56 224 800

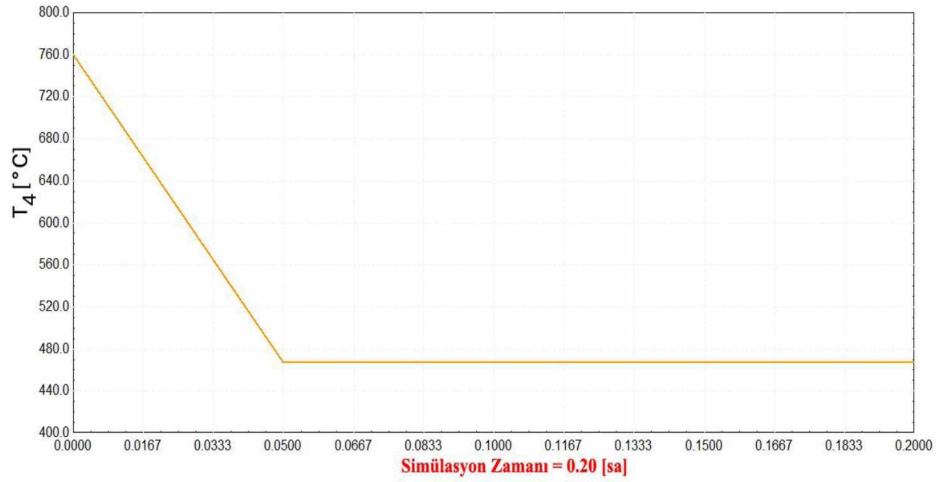


Şekil 5.9. Kompresör çıkış sıcaklığının zamana bağlı değişimi

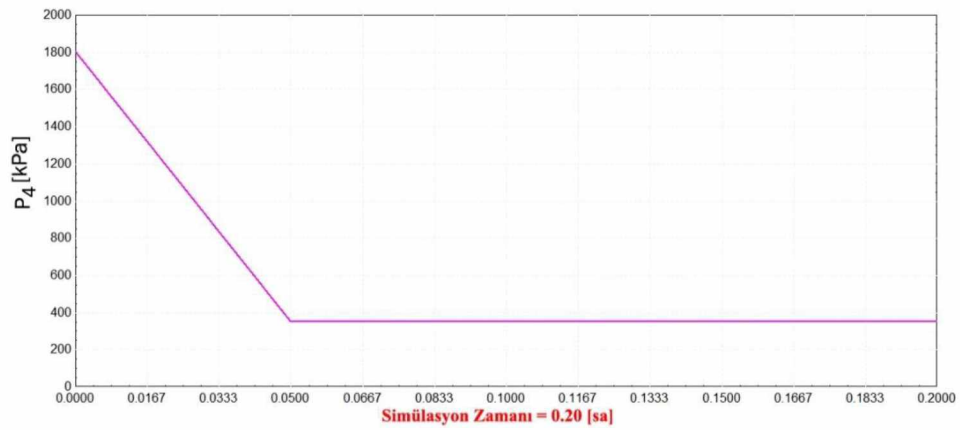


Şekil 5.10. Kompresör çıkış basıncının zamana bağlı değişimi

Kompresör çıkış sıcaklığının zamana bağlı değişimi Şekil 5.9'da, kompresör çıkış basıncının zamana bağlı değişimi Şekil 5.10'da gösterilmektedir. Kompresöre giren havanın sıcaklığı ve basıncı sistem çalışmaya başladığı andan itibaren 3 dk'lık bir süre içerisinde artış göstermektedir. -2,7 °C olan kompresör çıkış sıcaklığının hesaplanan çıkış sıcaklığı olan 435 °Cye; 93,4 kPa olan giriş basıncının, hesaplanan çıkış basıncı olan 1803 kPa'a kadar yaklaşık 18-19 kat oranında arttığı görülmektedir. Sürekli rejim şartlarının olduğu 3. dk'dan itibaren kompresör çıkış sıcaklığı ve basıncının değişmediği görülmektedir.

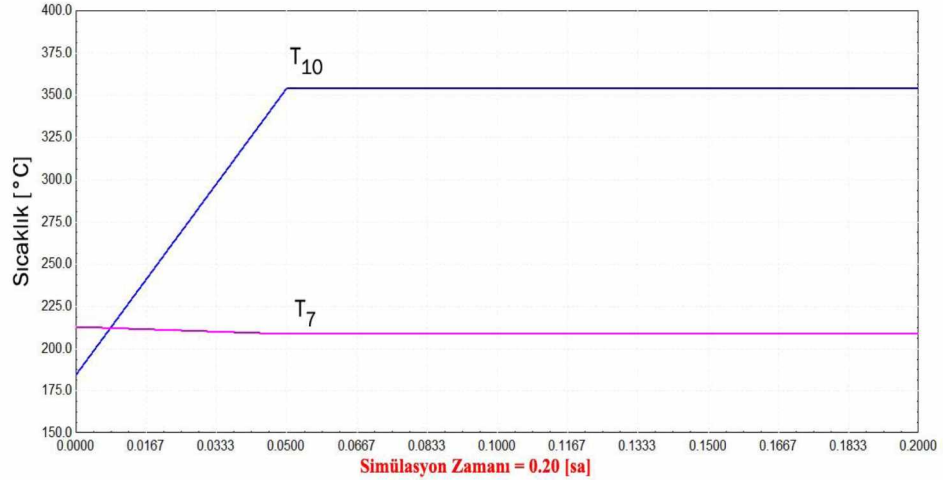


Şekil 5.11. Türbin çıkış sıcaklığının zamana bağlı değişimi



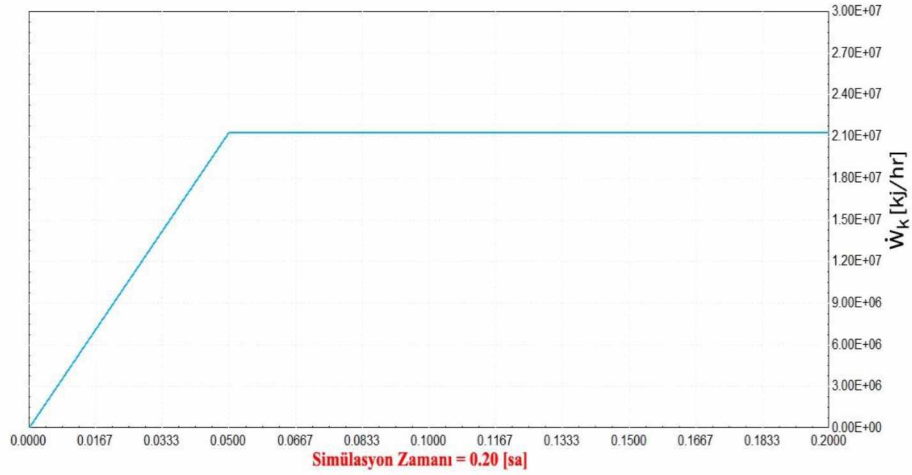
Şekil 5.12. Türbin çıkış basıncının zamana bağlı değişimi

Türbin çıkış sıcaklığının zamana bağlı değişimi Şekil 5.11'de, türbin çıkış basıncının zamana bağlı değişimi Şekil 5.12'de gösterilmektedir. Kompresörün sıkıştırdığı hava ile doğalgaz yanma odasında yanma olayını gerçekleştirdikten sonra yanmış gazlar 760 °C'ye set edilerek türbine verilmektedir. Türbine giren yanmış gazların 760 °C olan sıcaklığı, hesaplanan türbin çıkış sıcaklığı olan 454 °C'ye ve türbin çıkış basıncı ise 352,8 kPa'a kadar azalmaktadır. 3. dk'dan itibaren oluşan sürekli rejim şartları nedeniyle türbin çıkış sıcaklığı ve basıncının değişmediği görülmektedir.

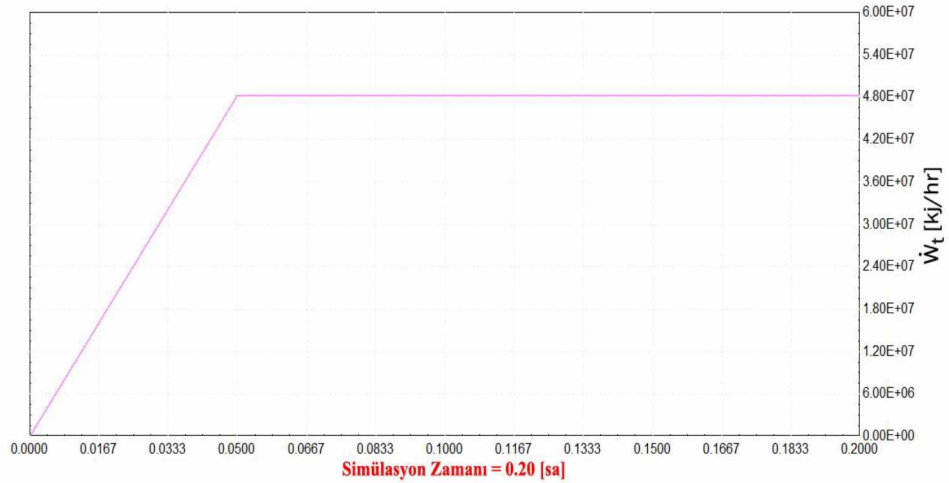


Şekil 5.13. Boilerde üretilen buhar sıcaklığının ve ekonomizerden bacaya aktarılan yanmış gazların sıcaklığının zamana bağlı değişimi

Boilerde üretilen buhar sıcaklığının ve ekonomizerden bacaya aktarılan yanmış gazların sıcaklığının zamana bağlı değişimi Şekil 5.13’de gösterilmektedir. Boilerde sıcaklığını kaybeden yanmış gazlar son olarak ekonomizerden geçerek baca gazı olarak atılır. Ekonomizerden çıkan yanmış gazların sıcaklığı başlangıçta 213 °C iken bir miktar enerjiyi besleme suyuna vermekte ve sıcaklığı 208 °C’ye düşmektedir. Sürekli rejim şartlarının olduğu 3. dk’dan itibaren bu değer değişmemektedir. Boilerden üretilen buharın sıcaklığı ise başlangıçta 185 °C iken boilerden geçen yanmış gazların enerjisi ile 354,7 °C sıcaklığa ulaşmaktadır ve üretilen bu buhar proseste kullanılmaktadır.



Şekil 5.14. Kompresörün harcadığı gücün zamana bağlı değişimi



Şekil 5.15. Türbinin ürettiği gücün zamana bağlı değişimi

Kompresörün harcadığı gücün zamana bağlı değişimi Şekil 5.14’de, türbinin ürettiği gücün zamana bağlı değişimi Şekil 5.15’de gösterilmektedir. Kompresörün, giren havayı 18-19 kat oranında sıkıştırmak için harcadığı güç 5916,67 kW (21 300 000 kJ/h) olarak hesaplanmıştır. Türbine giren havanın genişlemesiyle de türbinde güç üretimi olmaktadır ve bu değer 13388,89 kW (48 200 000 kJ/h) olarak hesaplanmıştır. Sürekli rejim şartlarının oluştuğu 3. dk’ya kadar bu değerler artmakta, bu süreden sonra ise değişmemektedir.

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Çorumda kurulu olan, elektrik ve ısı üreten, ana eleman olarak kompresör, yanma odası ve türbin, yardımcı eleman olarak boiler ve ekonomizerden oluşan bir gaz türbininden Mart ayı çalışma şartlarında gerçek zamanlı olarak $-2,7\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $7,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasındaki artan dış hava sıcaklıklarında sıcaklık, basınç, debi ve gaz türbinin ürettiği net güç ile ilgili değerler alınmıştır. Alınan değerlere göre gaz türbini çevrimi termodinamiğin I. ve II. kanunu açısından analiz edilmiştir. Yapılan analizde ısı sistemlerin analizinde yaygın olarak kullanılan EES yazılımı kullanılarak bilgisayar programı geliştirilmiş ve zamana bağlı analizde kullanılan TRNSYS programı kullanılmıştır. Termodinamiğin I. kanunu kapsamında yapılan analizde; kompresör çıkış sıcaklığının, kompresörün tükettiği enerjinin, türbinin ürettiği gücün, yanma odasına verilen enerjinin, gaz türbininin net gücünün ve gaz türbini çevriminin ısı veriminin dış hava sıcaklığına göre değişimleri araştırılmıştır.

$-2,7\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $7,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasındaki artan dış hava sıcaklıklarında kompresörden çıkan havanın sıcaklığı $435\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'den $457\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'ye artış göstermiş ve kompresörden çıkan havanın sıcaklığında ortalama olarak % 5 oranında artma olmuştur. Artan dış hava sıcaklıklarında kompresörün tükettiği enerji miktarı 6024 kW 'dan 5672 kW değerine azalmış ve kompresörün tükettiği güçteki azalma % 5,85 olarak gerçekleşmiştir. Havanın kompresörde sıkıştırılması esnasında kompresörün sıkıştırma oranı 19 civarında olmuştur. Kompresörün tükettiği enerjinin azalmasına paralel olarak türbinin ürettiği güç de 13387 kW değerinden 12605 kW değerine azalmış, türbinin gücündeki azalma % 5,85 olarak gerçekleşmiştir. Türbinin ürettiği gücün azalmasındaki temel neden türbinin basınç oranındaki azalma olmuştur. Gaz türbini çevriminin ürettiği net güç, türbinin ürettiği güç ve kompresörün tükettiği güce bağlı olarak 7363 kW değerinden 6963 kW değerine azalmıştır. $-2,7\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $7,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasındaki artan dış hava sıcaklıklarında yanma odasına verilen ısı miktarı ise 15618 kW değerinden 13948 kW değerine azalmış ve ısı miktarındaki azalma % 10,7 oranında olmuştur. Gaz türbini çevriminin ısı verimi yanma odasına verilen ısı miktarına ve çevrimin ürettiği net güce bağlıdır. $-2,7\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $7,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasındaki artan dış hava sıcaklıklarında çevrimin ürettiği net güç ve yanma odasına verilen ısı

miktarı azalmıştır, fakat çevrimin ürettiği net güçteki azalma daha az olduğundan dolayı çevrimin ısı verimi artmıştır. Çevrimin maksimum ısı verimi % 50 civarında olmaktadır.

Termodinamiğin II. kanunu kapsamında yapılan analizde ise kompresör, türbin, yanma odası, boiler ve ekonomizer gibi gaz türbini sistem elemanlarında entropi üretimleri, elemanların tersinmezlikleri (yok olan ekserjiler) dış hava sıcaklığına bağlı olarak araştırılmıştır. $-2,7^{\circ}\text{C}$ ile $7,5^{\circ}\text{C}$ arasındaki artan dış hava sıcaklıklarında kompresör, türbin ve yanma odasında üretilen entropi miktarlarında azalma meydana gelmiştir. Çevrim ana elemanlarının her birinde $-2,7^{\circ}\text{C}$ 'de maksimum entropi üretimi ve $7,5^{\circ}\text{C}$ 'de minimum entropi üretimi oluşmuştur. $7,5^{\circ}\text{C}$ dış hava sıcaklığı için; minimum entropi üretimi $0,1269\text{ kW/K}$ ile yanma odasında, maksimum entropi üretimi ise $4,86\text{ kW/K}$ ile türbinde meydana gelmiştir. Kompresörde meydana gelen entropi üretimi ise $1,67\text{ kW/K}$ olmuştur. Kompresör, yanma odası ve türbinde meydana gelen tersinmezlikler (yok olan ekserjiler), entropi üretimine benzer eğilimler göstermiştir. Bunun nedeni entropi üretiminin tersinmezliğe neden olmasıdır.

$-2,7^{\circ}\text{C}$ ile $7,5^{\circ}\text{C}$ arasındaki artan dış hava sıcaklıklarında gaz türbini çevriminde maksimum yok olan ekserji türbinde 1552 kW , minimum yok olan ekserji yanma odasında $37,9\text{ kW}$ ile meydana gelmektedir. Kompresörde ise minimum ekserji 500 kW olarak meydana gelmektedir. $-2,7^{\circ}\text{C}$ ile $7,5^{\circ}\text{C}$ arasındaki artan dış hava sıcaklıklarında kompresör, türbin ve yanma odasının ekserji veriminde fazla değişiklik olmamaktadır. Maksimum ekserji verimi % 91 ile kompresörde, sırasıyla türbinde % 89 ve yanma odasında % 66 olmaktadır. Ekonomizerin ekserji verimi % 26 ile % 43, boilerin ekserji verimi ise % 11,5 ile % 15 arasında değişmektedir.

Gaz türbini çevriminin termodinamiğin ikinci kanununa göre analizi EES yazılımı ile geliştirilen bilgisayar programına ek olarak ayrıca TRNSYS programı ile gerçekleştirilmiştir. Simulasyon zamanı olarak 12 dakika seçilmiştir. Türbin çıkış sıcaklığı ve basıncının sistemin harekete başlamasıyla azaldığı ve diğer parametrelerde olduğu gibi 3. dakikanın sonunda sürekli rejim şartlarının oluştuğu ve

bu parametrelerin zamana göre değişmediği görülmüştür. $-2,7\text{ }^{\circ}\text{C}$ dış hava sıcaklığına göre gaz çevriminin enerji analizinin EES ve TRNSYS sonuçları aşağıdaki tabloda verilmektedir.

Çizelge 6.1. EES ve TRNSYS enerji analizi

	$\dot{W}_k(\text{kW})$	$\dot{W}_t(\text{kW})$	$T_4\text{ (}^{\circ}\text{C)}$
EES	6024	13387	482,6
TRNSYS	5916,67	13388,89	454
% Sapma	1,78	0,0141	5,92

Türbinde üretilen güç ve kompresörün tükettiği güç kıyaslandığında EES'den elde edilen sonuçlarla TRNSYS'den elde edilen sonuçlar arasında çok iyi bir uyum olduğu görülmektedir.

KAYNAKLAR

- Ahmadi, P., Dincer, I., 2011. Thermodynamic and exergoenvironmental analyses, and multi-objective optimization of a gas turbine power plant. *Applied Thermal Engineering*, 31(14-15), 2529-2540.
- Arpacı, İ., 2002. Doğal Gazlı Kojenerasyon Sistemlerinde Exergy Analizi. Yüksek Lisans Tezi, Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Durmuşoğlu, Y., Üst, Y., 2013. Effect analysis and optimization of irreversibilities of exergoeconomic cost on a gas turbine of power plant. *Sigma*, 31, 263-281.
- Erdem, H.H., Sevilgen, S.H., Akkaya, A.V., Dağdaş, A., 2003. Gaz türbinli sistemlerde çevre sıcaklığının performansa etkisi. 14. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 3-5 Eylül 2003, Isparta, 1-325.
- Feng, H., Chen, L., Sun, F., 2011. Exergoeconomic optimal performance of an irreversible closed Brayton cycle combined cooling, heating and power plant. *Applied Mathematical Modelling*, 35(9), 4661-4673.
- Ghazikhani, M., Khazaei, I., Abdekhodaie, E., 2014. Exergy analysis of gas turbine with air bottoming cycle. *Energy*, 72, 599-607.
- Gürer, A.T., 1997. Energy and Exergy Utilization in Turkish Industrial Sector up to 2010. Yüksek Lisans Tezi, Orta Doğu Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Ankara.
- İnalı, M., Yücel, H.L., Işık, E., 2002. Kojenerasyon sistemlerinin teknik ve ekonomik uygulanabilirliği. *Mühendis ve Makine*, 43(506), 38-44.
- Lee, J.J., Kang, D.W., Kim, T.S., 2011. Development of a gas turbine performance analysis program and its application. *Energy*, 36(8), 5274-5285.
- Moran, M.J., Shapiro, H.N., 2006. Appendix Tables, Figures and Charts. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, John Wiley&Sons, USA, 758-854.
- Özcan, H., Dinçer, I., 2014. Thermodynamic analysis of a combined chemical looping-based trigeneration system. *Energy Conversion and Management*, 85, 477-487.
- Rahim, M.A., Gündüz, D., 2013. Gaz türbinli bir ısı-güç (kojenerasyon) çevrim santralinin enerji ve ekserji analizi: Ankara şartlarında uygulama. *Tübbak Bilim Dergisi*, 6(2), 19-27.

- Sevilgen, S.H., (2004). Exergoeconomic analysis of cogeneration system. *Journal of Engineering and Natural Sciences*, 4, 234- 248.
- Sue, D.C., Chuang, C.C., 2004. Engineering design and exergy analyses for combustion gas turbine based power generation system. *Energy*, 29, 1183-1205.
- Sürer, F., 2003. Kombine Gaz/Buhar Türbinli Kojenerasyon Sistemlerinin Termodinamik ve Ekonomik Analizi. Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Turan, O., Aydın, H., 2014. Exergetic and exergo-economic analyses of an aero-derivative gas turbine engine. *Energy*, 74, 638-650.
- Ünver, Ü., Kılıç, M., 2005. Çevre sıcaklığının bir kombine güç santralinin performansına etkisi. *Mühendis ve Makina*, 10(1), 47-56.
- Van Wylen, G.J., Sonntag, R.E., 1985. *The First Law of Thermodynamics. Fundamentals of Classical Thermodynamics*, John Wiley&Sons. USA, 83-158.
- Zhang, W., Chen, L., Sun, F., 2009. Power and efficiency optimization for combined Brayton and inverse Brayton cycles. *Applied Thermal Engineering*, 29(14- 15), 2885-2894.

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, Adı : KİRİŞ, Mehmet
Uyruğu : T.C.
Doğum tarihi ve yeri : 03.05.1990 - Çorum
Medeni hali : Bekar
Telefon : 0 (506) 486 10 69
e-mail : hmetkiris@gmail.com

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Lisans	Kocaeli Üniversitesi/ Makina Mühendisliği Bölümü	2013
Lise	Çorum Anadolu Öğretmen Lisesi	2008

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2014-	Gelir İdaresi Başkanlığı/ Ankara Vergi Dairesi Başkanlığı	Makine Mühendisi

Yabancı Dil

İngilizce