



T.C.  
NECMETTİN ERBAKAN  
ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



SIVILAŞTIRILMIŞ DOĞAL GAZIN (LNG)  
SOĞUK ENERJİSİNİ KULLANAN YENİ BİR  
BİRLEŞİK GÜÇ SİSTEMİNİN ENERJİ,  
EKSERJİ VE EKSERGO-EKONOMİK  
ANALİZİ

İBRAHİM UÇAR

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Şubat-2020  
KONYA  
Her Hakkı Saklıdır

## TEZ KABUL VE ONAYI

İbrahim UÇAR tarafından hazırlanan “Sıvılaştırılmış Doğal Gazın (LNG) Soğuk Enerjisini Kullanan Yeni Bir Birleşik Güç Sisteminin Enerji, Ekserji ve Eksergo-Ekonomik Analizi” adlı tez çalışması 03/02/2020 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Necmettin Erbakan Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

### Jüri Üyeleri

#### Başkan

Dr. Öğr. Üyesi Ulaş ATMACA  
.....

#### Danışman

Dr. Öğr. Üyesi Dilek Nur ÖZEN  
.....

#### Üye

Dr. Öğr. Üyesi Fatih AKKURT  
.....

### İmza



Yukarıdaki sonucu onaylarım.

**Prof. Dr. Süleyman SAVAŞ DURDURAN**  
FBE Müdürü

## TEZ BİLDİRİMİ

Bu tezdeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini ve tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

## DECLARATION PAGE

I hereby declare that all information in this document has been obtained and presented in accordance with academic rules and ethical conduct. I also declare that, as required by these rules and conduct, I have fully cited and referenced all material and results that are not original to this work.



İbrahim UÇAR

Tarih:03.02.2020

# ÖZET

## YÜKSEK LİSANS TEZİ

### SIVILAŞTIRILMIŞ DOĞAL GAZIN (LNG) SOĞUK ENERJİSİNİ KULLANAN YENİ BİR BİRLEŞİK GÜÇ SİSTEMİNİN ENERJİ, EKSERJİ VE EKSERGO- EKONOMİK ANALİZİ

**İbrahim UÇAR**

**Necmettin Erbakan Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü  
Mühendislik Anabilim Dalı**

**Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Dilek Nur ÖZEN**

**2020, 54 Sayfa**

**Jüri**

**Danışmanın Unvanı : Dr. Öğr. Üyesi Dilek Nur ÖZEN**

**Dr. Öğr. Üyesi Ulaş ATMACA**

**Dr. Öğr. Üyesi Fatih AKKURT**

Bu çalışmada LNG'nin soğuk enerjisini kullanan yeni bir birleşik güç sistemi Marmara Ereğlisi'nde bulunan BOTAŞ LNG alım terminali için önerilmiştir. Önerilen sistemde üst çevrimi Brayton çevrimi alt çevrimleri ise süper kritik CO<sub>2</sub> çevrimi (S-CO<sub>2</sub>)ve organik Rankine çevrimi (ORÇ) oluşturmaktadır. Birleşik güç sisteminin enerji, ekserji ve eksergo ekonomik analizi gerçekleştirilmiş ve sistemin optimum noktaları bulunmuştur. Kabul edilen tasarım girdileri ile elde edilen çalışma koşulları, optimizasyon sonucunda bulunan çalışma koşulları ile kıyaslandığında %67 değerinde bir maliyet azalması olduğu görülmüştür.

**Anahtar Kelimeler:** Brayton döngüsü , Ekserji, Eksergoekonomik, Kombine çevrimler, LNG soğuk enerji, Organik Rankine Çevrimi , SCO<sub>2</sub>,

## ABSTRACT

MS

### ENERGY, EXERGY AND EXERGO-ECONOMIC ANALYSIS OF A NOVEL COMBINED POWER SYSTEM USING THE COLD ENERGY OF LIQUIFIED NATURAL GAS (LNG)

İbrahim UÇAR

THE GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCE OF  
NECMETTİN ERBAKAN UNIVERSITY  
THE DEGREE OF MASTER OF SCIENCE  
IN MECHANICAL ENGINEERING

Advisor: Asst. Prof. Dr. Dilek Nur ÖZEN

2020, 54 Pages

Jury

Advisor Danışmanın Unvanı: Dr. Öğr. Üyesi Dilek Nur ÖZEN

Asst. Prof. Dr. Ş. Ulaş ATMACA

Asst. Prof. Dr. Fatih AKKURT

## SUMMARY

In this study, a new combined power system using LNG's cold energy was proposed for BOTAŞ LNG reception terminal in Marmara Ereğlisi. In the proposed system, the upper cycle is Brayton cycle and the sub cycle consists of supercritical CO<sub>2</sub> cycle (S- CO<sub>2</sub>) and organic Rankine cycle (ORC). The energy, exergy and exergo economic analysis of the combined power system was performed and the optimum points of the system were found. When the working conditions obtained with the accepted design inputs and the working conditions as a result of the optimization were compared, a cost reduction of %67 was observed.

**Keywords:** Brayton cycle, Exergy, Exergoeconomic, Combined cycles, LNG cold energy, ORC, SCO<sub>2</sub>,

## ÖNSÖZ

Çalışmalarımnda bilgisi ve tecrübesiyle her zaman destek olan kıymetli hocam Dr.Öğr.Üyesi Dilek Nur ÖZEN'e ayrıca manevi desteklerini her zaman yanımda hissettiğim her daim ileriye bakmam için yardımcı olan değerli aileme teşekkür ederim.

İbrahim UÇAR  
KONYA-2020



## İÇİNDEKİLER

<b>ÖZET .....</b>	<b>iv</b>
<b>ABSTRACT.....</b>	<b>v</b>
<b>ÖNSÖZ .....</b>	<b>vi</b>
<b>İÇİNDEKİLER .....</b>	<b>vii</b>
<b>SİMGELER VE KISALTMALAR .....</b>	<b>viii</b>
<b>ŞEKİLLER DİZİNİ.....</b>	<b>ix</b>
<b>TABLolar DİZİNİ.....</b>	<b>xi</b>
<b>1.GİRİŞ .....</b>	<b>1</b>
<b>2.KAYNAK ARAŞTIRMASI .....</b>	<b>2</b>
2.1 Literatürde LNG'nin Soğuk Enerjisini Kullanan Bileşik Güç Sistemleri Üzerine Yapılan Çalışmalar .....	3
2.1.1 Ersoy ve Demirpolat'ın (2009) yaptıkları çalışma .....	4
2.1.2. Nami ve ark. (2017) yaptıkları çalışma .....	4
2.1.3. Shi ve Che (2009) yaptıkları çalışma.....	5
2.1.4. Rao ve ark. (2013) yaptıkları çalışma .....	6
2.1.5. Zhang ve ark. (2016) yaptıkları çalışma .....	7
2.1.6. Choi ve ark. (2013) yaptıkları çalışma.....	8
2.1.7. Gomez ve ark. (2014) yaptıkları çalışma.....	11
2.1.8. Kanbur ve ark. (2017) yaptıkları çalışma .....	12
2.1.9. Cao ve ark. (2017) yaptıkları çalışma .....	14
<b>3.MATERYAL VE YÖNTEM.....</b>	<b>16</b>
3.1. Önerilen Sistemin Matematik Modeli.....	17
3.2. Enerji Analizi .....	19
3.3. Ekserji Analizi .....	21
3.4 Eksergo-Ekonomik analiz.....	24
3.5. Model Doğrulaması .....	28
3.6. Örnek Hesaplama.....	29
<b>4.ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA .....</b>	<b>31</b>
4.1.Eksergoekonomik Optimizasyon .....	48
<b>5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER .....</b>	<b>50</b>
<b>KAYNAKLAR .....</b>	<b>51</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ .....</b>	<b>53</b>
<b>KİŞİSEL BİLGİLER.....</b>	<b>53</b>

## SİMGELER VE KISALTMALAR

$A$	:	Isı Transfer Alanı ( $m^2$ )
$c$	:	Birim Ekserjinin Fiyatı ( $\$/kJ$ )
$\dot{C}$	:	Ekserji Akısının Fiyatı ( $\$/s$ )
CRF	:	Kapital Geri Kazanım Faktörü
$e_{fiz}$	:	Özgül Kimyasal Ekserji ( $kJ/kg$ )
$\dot{E}_x$	:	Ekserji Akısı ( $kW$ )
$\dot{E}_{x_g}$	:	Giren Ekserji Akısı ( $kW$ )
$f_k$	:	k Elemanının Eksergo-ekonomik Faktörü
$h$	:	Özgül Isı ( $kJ/kg$ )
$\bar{h}_f^o$	:	Oluşum Entalpisi ( $kJ/kmol$ )
LHV	:	Alt Isı Değer ( $kW$ )
$\dot{m}$	:	Kütle Debisi ( $kg/s$ )
$\dot{n}$	:	Mol Debisi ( $kmol/s$ )
$P_R$	:	Basınç Oranı
$\dot{Q}$	:	Isı Transfer Akısı ( $kW$ )
$\bar{R}$	:	Üniversal Gaz Sabiti ( $kJ/kmol.K$ )
$s$	:	Özgül Entropi ( $kJ/kmol.K$ )
$T$	:	Sıcaklık ( $K$ )
$\dot{W}$	:	Güç ( $kW$ )
$\dot{Z}_k$	:	k Bileşeninin Yatırımı ( $\$/s$ )

### *Yunan simgeleri*

$\varepsilon$	:	Isı Değiştiricisinin Etkinliği (%)
$\eta$	:	Verim

### *Alt semboller*

0	:	Ölü Hal
D	:	Yıkım
K	:	Kompresör
P	:	Pompa
T	:	Türbin
y	:	Yanma

## ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1. Terminalde açık-kapalı bileşik Rankine metodu için tesisat şeması.....	4
Şekil 2.2. Gaz türbini-ısı geri kazanım jeneratörü ve CO <sub>2</sub> çevriminden oluşan sistemin şematik görünümü (Nami ve ark., 2017).....	5
Şekil 2.3. LNG'nin soğuk enerjisini ve düşük sıcaklıklı atık ısıyı kullanan birleşik güç şematik görünümü (Shi ve Che, 2009).....	6
Şekil 2.4. LNG'nin soğuk enerjisini ve düşük sıcaklıklı güneş enerjisini kullanan birleşik güç çevriminin şematik görünümü (Rao ve ark.,2013).....	7
Şekil 2.5. LNG'nin soğuk enerjisini kullanan birleşik güç çevriminin şematik görünümü (Zhang ve ark., 2016).....	8
Şekil 2.6. LNG'nin doğrudan genişlemeli güç çevriminin şematik görünümü (Choi ve ark., 2013).....	9
Şekil 2.7. LNG'nin soğuk enerjisini kullanan ORÇ çevriminin şematik görünümü (Choi ve ark., 2013).....	9
Şekil 2.8. LNG'nin soğuk enerjisini kullanan birleşik güç çevriminin şematik görünümü (Choi ve ark., 2013).....	10
Şekil 2.9. LNG'nin soğuk enerjisini kullanan iki aşamalı kaskad Rankine güç çevriminin şematik görünümü (Choi ve ark., 2013).....	10
Şekil 2.10. LNG'nin soğuk enerjisini kullanan üç aşamalı kaskad Rankine güç çevriminin şematik görünümü (Choi ve ark., 2013).....	11
Şekil 2.11. a) LNG'nin soğuk enerjisini kullanan KBC b) T-s diyagramı (Gomez ve ark., 2014).....	12
Şekil 2.12.Şematik görüntüsü a) tek ve b) mikro-kojenarasyon sisteminin (Kanbur ve ark., 2017).....	13
Şekil 2.13. GT-kaskad CO <sub>2</sub> kombine çevriminin şematik görüntüsü (Cao ve ark., 2017).....	15
Şekil 3.1. Birleşik sistemin şematik görüntüsü.....	17
Şekil 4.1. ORÇ çevrimindeki basınç oranının $\eta_{\text{sistem}}$ ve $\dot{W}_{\text{net}}$ değerleri üzerine etkisi.....	34
Şekil 4.2. S- CO <sub>2</sub> çevrimindeki kompresör giriş sıcaklığı T12'nin $\eta_{\text{sistem}}$ ve $\dot{W}_{\text{net}}$ değerleri üzerine etkisi.....	35
Şekil 4.3. ORÇ çevrimindeki türbin giriş basıncı P10'nun $\eta_{\text{sistem}}$ ve $\dot{W}_{\text{net}}$ değerleri üzerine etkisi.....	35
Şekil 4.4. ORÇ çevrimindeki kütleli debinin $\eta_{\text{sistem}}$ ve $\dot{W}_{\text{net}}$ değerleri üzerine etkisi.....	36

Şekil 4.5. Brayton çevrimindeki kompresör veriminin $\eta_{\text{sistem}}$ ve $\dot{W}_{\text{net}}$ değerleri üzerine etkisi.....	37
Şekil 4.6. S- CO <sub>2</sub> çevrimindeki kompresör veriminin $\eta_{\text{sistem}}$ ve $\dot{W}_{\text{net}}$ değerleri üzerine etkisi.....	37
Şekil 4.7. Brayton çevrimindeki türbin veriminin $\eta_{\text{sistem}}$ ve $\dot{W}_{\text{net}}$ değerleri üzerine etkisi.....	38
Şekil 4.8. S- CO <sub>2</sub> çevrimindeki türbinin veriminin $\eta_{\text{sistem}}$ ve $\dot{W}_{\text{net}}$ değerleri üzerine etkisi.....	38
Şekil 4.9. ORÇ çevrimindeki türbin veriminin $\eta_{\text{sistem}}$ ve $\dot{W}_{\text{net}}$ değerleri üzerine etkisi.....	39
Şekil 4.10. ORÇ çevrimindeki basınç oranının $c_p$ ve $\psi_{\text{sistem}}$ değerleri üzerine etkisi.....	40
Şekil 4.11. S- CO <sub>2</sub> çevrimindeki kompresör giriş sıcaklığı T12'nin $c_p$ ve $\psi_{\text{sistem}}$ değerleri üzerine etkisi.....	41
Şekil 4.12. ORÇ çevrimindeki türbin giriş basıncı P10'nun $c_p$ ve $\psi_{\text{sistem}}$ değerleri üzerine etkisi.....	42
Şekil 4.13. ORÇ çevrimindeki kütleli debinin $c_p$ ve $\psi_{\text{sistem}}$ değerleri üzerine etkisi....	42
Şekil 4.14. Brayton çevrimindeki kompresör veriminin $c_p$ ve $\psi_{\text{sistem}}$ değerleri üzerine etkisi.....	43
Şekil 4.15. S- CO <sub>2</sub> çevrimindeki kompresör veriminin $c_p$ ve $\psi_{\text{sistem}}$ değerleri üzerine etkisi.....	44
Şekil 4.16. Brayton çevrimindeki türbin veriminin $c_p$ ve $\psi_{\text{sistem}}$ değerleri üzerine etkisi.....	44
Şekil 4.17. S- CO <sub>2</sub> çevrimindeki türbin veriminin $c_p$ ve $\psi_{\text{sistem}}$ değerleri üzerine etkisi.....	45
Şekil 4.18. ORÇ çevrimindeki türbin veriminin $c_p$ ve $\psi_{\text{sistem}}$ değerleri üzerine etkisi.....	45
Şekil 4.19. Önerilen bileşik sistemin ekserji akış diyagramı.....	46

## TABLolar DİZİNİ

Tablo 3.1. Tasarım girdi parametreleri.....	18
Tablo 3.2. Kararlı değişkenlerin değer aralığı.....	19
Tablo 3.3. Sistemi oluşturan elemanların referans yılındaki $Z_k$ değerleri.....	26
Tablo 3.4. Süper kritik CO <sub>2</sub> Brayton Çevrimi model doğrulama sonuçları.....	29
Tablo 3.5. ORÇ Çevrimi model doğrulama sonuçları.....	30
Tablo 4.1. Termodinamik özellikler ve kütle akış oranları ile birim enerjideki akım maliyetleri.....	33
Tablo 4.2. Birleşik sisteme ait güç değerleri.....	39
Tablo 4.3. Birleşik sistemin her bir elemanı için ekserji yıkım ve eksergoekonomik parametre değerleri.....	48
Tablo 4.4. Amaçlanan birleşik sistemin optimum değerleri.....	50

## 1.GİRİŞ

Enerji ihtiyacının giderek artması enerjii verimli şekilde kullanacak sistemler üzerinde çalışma eğilimini arttırmıştır. Bu nedenle yenilenebilir enerji kaynaklarını kullanan güç sistemleri ya da atık ısı geri kazanım sistemleri üzerinde çalışmalar oldukça yoğunlaşmaktadır. Sıvılaştırılmış doğalgazın soğuk enerjisi özellikle düşük sıcaklıklı sistemler için bir ısı kuyusu olarak kullanılabilir potansiyele sahiptir.

Organik Rankine çevrimleri düşük sıcaklıklı atık ısıdan güç üreten çevrimlerdir. LNG buharlaştırılması sırasında açığa çıkan soğuk enerji bu çevrimler için ısı kuyusu olarak kullanılmaktadır. LNG atmosfer basıncında doğal gazın  $-162^{\circ}\text{C}$ 'a kadar soğutulmuş renksiz formda sıvı faza geçmiş halidir. Soğutma işleminden geçirilen doğal gaz, sıvılaştırma sonucunda 600 kat küçülerek, taşıma ile depolama süreçlerini çok daha kolay ve güvenli hale getirir. Varış noktasına ulaşan LNG gaz tesislerinde yeniden gaz haline dönüştürülür. Bu gaz daha sonra borular aracılığıyla ısı veya elektrik üretmek için evlere, iş yerlerine ve endüstriyel alanlara ulaştırılır.

Bir ton LNG üretmek, yaklaşık 850 kWh elektrik enerjisi tüketir. Terminalde, yaklaşık olarak atmosfer basıncında ve yaklaşık  $160^{\circ}\text{C}$ 'lik bir sıcaklıkta olan LNG'nin, ortam sıcaklığında ve uygun şekilde yükseltilmiş bir basınçta boru ağları ile dağıtılması gerekmektedir. Tipik olarak deniz suyu, LNG'yi buharlaştırmak için ısı kaynağı olarak kullanılır. Bu işlem sadece deniz suyu pompasını çalıştırmak için büyük miktarda güç tüketmekle kalmaz, aynı zamanda bol miktarda fiziksel soğuk enerji harcar. Daha temiz yakıtlara olan talebin artmasıyla birlikte, LNG şimdi enerji kaynağı olarak daha da önemli bir rol oynamaktadır. Bu nedenle, LNG buharlaşması sırasında üretilen soğuk enerjinin kullanımını gittikçe daha fazla önem kazanmaktadır.

Türkiye, tükettiği enerjinin % 23'ünü doğal gazdan karşılamakta ve bunun % 20'sini ise halen LNG olarak ithal etmektedir. Tekirdağ Marmara Ereğlisi'nde bulunan Botaş LNG Alım Terminali 1994 yılında işletmeye alınmıştır. Doğalgazı sıvılaştırmak için 850 kWh/ton LNG enerji tüketilirken, terminallerde LNG'nin tekrar gazlaştırılması esnasında, LNG'nin kriyojenik enerjisinden faydalanılarak 240 kWh/ton LNG elektrik enerjisi üretilebilir. Bu durum son yıllarda LNG alım terminallerinde güç üretimi üzerine çalışmaların yoğunlaşması sebep olmuştur (Ersoy ve Demirpolat, 2009).

## 2.KAYNAK ARAŞTIRMASI

Literatürde sıvılaştırılmış doğalgazın soğuk enerjisini kullanan güç çevrimleri üzerinde çok sayıda çalışma mevcuttur.

Ersoy ve Demirpolat (2009) yaptıkları çalışmada, LNG alım terminallerinde, LNG'nin doğalgaza dönüştürülmesi esnasında, açık-kapalı bileşik Rankine çevrimiyle güç üretimi araştırılmışlardır. Elde edilen sonuçlara göre, Türbin giriş basınçlarının ve evaporatör çıkış sıcaklığının artmasıyla, kondenser çıkış sıcaklığının ise azalmasıyla, LNG'nin kriyojenik enerjisini kullanan kapalı Rankine ve açık-kapalı bileşik Rankine çevriminden elde edilecek iş miktarının arttığı tespit edilmiştir. Bileşik çevrimden toplam 12.43 MW'lık güç üretebileceği bulunmuştur.

Shi ve Che (2009) LNG'nin soğuk enerjisini kullanan birleşik bir güç sistemini tasarladı. Sistem düşük sıcaklıkla atık ısıyı geri kazandırmak için NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O karışımından oluşan bir Rankine çevrimi ve LNG güç çevriminden oluşmaktadır. Çalışmanın sonuçları amaçlanan birleşik güç sisteminin iyi bir performansa sahip olduğunu göstermiştir. Net elektrik verimi ve ekserji verimi sırasıyla %33 ve %48 olarak bulunmuştur.

Rao ve ark. (2013) düşük sıcaklıklı güneş enerjisini ve LNG'nin soğuk enerjisini kullanan birleşik bir güç çevrimi önerdiler. Önerilen güç çevrimi ve ayrılmış ORC ve LNG buhar sistemi için aynı net iş çıktısına dayanan karşılaştırmalı analiz yapılmıştır. Sonuçlar, birleşik güç çevrimi için, güneş kolektörü alanında yaklaşık % 82,2'lik bir düşüş elde edildiğini ve ısı eşanjörü alanının % 31,7 oranında azaldığını göstermektedir. Ayrıca, ekserji verimliliği her iki ayrı sistemden daha yüksektir. Bu çalışma aynı zamanda önerilen döngü için termodinamik analizleri de ele almıştır.

Gomez ve ark. (2014) yaptıkları çalışma kapalı bir Brayton çevrimi (KBC) ve Rankine çevriminin (RÇ) seri olarak bağlanmasından oluşmaktadır. Araştırma çalışması, önerilen KBC-RÇ sistemine en uygun çalışma akışkanının bulunmasını ve yüksek verimlilik elde edilmesine odaklanmaktadır. KBC için en iyi verimlilik koşullarının He ve RÇ için CO<sub>2</sub> ile elde edildiği belirlenmiştir. Sonuç olarak, % 67.60'lık bir ısı verim, % 55.3'lük bir genel verim ve 2.465 MW / (kg s<sup>-1</sup>LNG) spesifik bir güç elde edilmiştir.

Kanbur ve ark. (2017) yaptıkları çalışmada LNG'nin soğuk enerjisini kullanan Stirling motoru ve mikro bir gaz türbini içeren bir mikro kojenarasyon sistemini önermektedir. Kombine sistem geleneksel kojenarasyon sistemi ile termodinamik, çevresel ve termoeconomik açıdan karşılaştırılmıştır. Termodinamik analiz sonucunda

birleştirilmiş sistemin, tek bir sistemden yaklaşık olarak % 7.8 daha fazla güç ürettiği ifade edilmiştir. Mikro gaz türbininin gerçek basınç oranında, enerji ve ekserji verim değerleri kombine sistemde sırasıyla yaklaşık % 1 ve % 2.4 daha yüksek olmaktadır.

Cao ve ark. (2017) bir gaz türbini (GT), süperkritik bir CO<sub>2</sub> Brayton döngüsü ve transkritik bir CO<sub>2</sub> döngüsünden oluşan yeni bir gaz türbini ve kademeli CO<sub>2</sub> kombine çevrimi önermişlerdir. Simülasyon sonuçları, GT-kaskad CO<sub>2</sub> kombine çevriminin, geleneksel GT-buhar Rankine kombine çevrimlerine göre daha iyi bir termodinamik performansa sahip olduğunu göstermiştir ve bu GT-kaskad CO<sub>2</sub> kombine çevrimi, sadece gaz türbini çevrimlerinden % 17.03 daha fazla bir verimlilik artışına sahip olabilmektedir.

Habibi ve ark. (2018) dizel motorun egzoz gazının atık ısısının geri kazanılması için, Organik Rankine Çevrimi (ORÇ) ve Sıvılaştırılmış NaturalGas (LNG) güç sistemi ile birleştirilmiş vidalı genişletici bazlı Kısmi Buharlaştırma Rankine Çevrimi (PERÇ) içeren yeni bir bileşik sistemi önermişler ve sistemin termoekonomik açıdan performansını incelemişlerdir. İncelenen sistemde termo-ekonomik performans ORÇ'de 6 çeşit organik akışkan için araştırılmıştır. Sistem optimizasyon sonuçları, izopentan sıvısının en yüksek net güç çıkışına sahip olduğunu göstermiştir. Bu durumda net güç çıkışı ve toplam maliyet oranı sırasıyla 178.6 kW ve 19.3 \$ / s değerindedir.

Sadreddini ve ark. (2018) orta sıcaklıktaki bir ısı kaynağının enerjisini geri kazandırmak ve sıvılaştırılmış doğalgazın soğuk enerjisini kullanmak için yeni bir ORÇ ve transkritik CO<sub>2</sub> çevriminden oluşan bir kaskad çevrim önermişler ve performansını araştırmışlardır. Çalışmanın sonuçları önerilen kaskad çevriminde ORÇ'nin kondenser basıncının ve ısı eşanjörünün pinch sıcaklığının, sistem performansını önemli ölçüde etkileyebilecek en önemli parametreler olduğunu ve değerlerinin dikkatlice seçilmesi gerektiğini gösterdi.

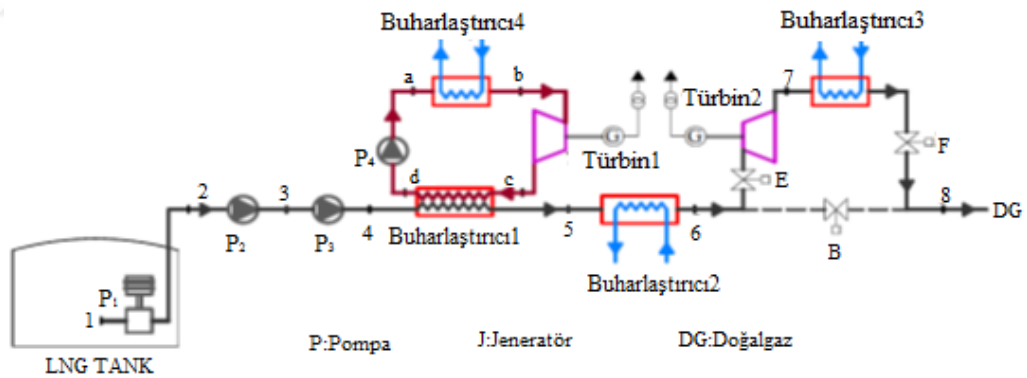
Emadi ve ark. (2019) jeotermal ısı kaynağı ve LNG ısı kuyusu ile yeni bir multi oluşum sisteminin termo-ekonomik analizi ve modellenmesi üzerinde çalıştılar. Ana parametrelerin sistem üzerindeki etkisini görebilmek için parametrik bir çalışma sundular. LNG nin soğuk enerjisini bileşik güç sistemlerinde ısı kuyusu olarak kullanan çok sayıda çalışma literatürde mevcuttur.

## **2.1 Literatürde LNG'nin Soğuk Enerjisini Kullanan Bileşik Güç Sistemleri Üzerine Yapılan Çalışmalar**

Bu bölümde literatürde yer alan LNG'nin soğuk enerjisini kullanan bileşik güç sistemleri üzerine yapılan çalışmalar incelenmiştir.

### 2.1.1 Ersoy ve Demirpolat'ın (2009) yaptıkları çalışma

Ersoy ve Demirpolat (2009) yaptıkları çalışmada, LNG alım terminallerinde, LNG'nin doğalgaza dönüştürülmesi esnasında, açık-kapalı birleşik Rankine çevrimiyle güç üretimi araştırılmışlardır. Kapalı Rankine çevriminde propan, açık Rankine çevriminde ise metan, aracı akışkan olarak düşünülmüştür. Elde edilen sonuçlara göre, Türbin giriş basınçlarının ve evaporatör çıkış sıcaklığının artmasıyla, kondenser çıkış sıcaklığının ise azalmasıyla, LNG'nin kriyojenik enerjisini kullanan kapalı Rankine ve açık-kapalı bileşik Rankine çevriminden elde edilecek iş miktarının arttığı tespit edilmiştir. Marmara Ereğlisi LNG Alım Terminali'nden (LNGMAT) temin edilen veriler kullanılarak, LNG'nin kriyojenik enerjisini kullanan bileşik çevrim ile terminalde üretilebilecek güç miktarı da belirlenmiştir. Buna göre aracı akışkan olarak propanın kullanıldığı kapalı Rankine çevriminde türbin giriş basıncı 4.74 bar, kondenser çıkış sıcaklığı 193 K, evaporatör çıkış sıcaklığı 273 K alındığında ve açık Rankine çevriminde LNG'nin türbin giriş basıncı ise 150 bar seçildiğinde bileşik çevrimin, LNGMAT'da, toplam 12.43 MW'lık güç üretebileceği bulunmuştur.

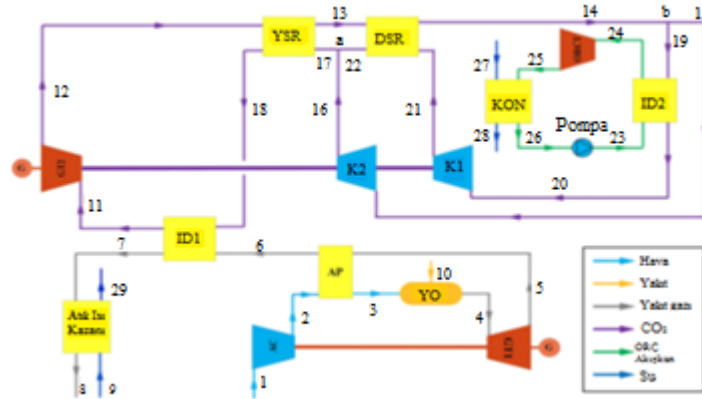


Şekil 2.1. Terminalde açık-kapalı bileşik Rankine metodu için tesisat şeması

### 2.1.2. Nami ve ark. (2017) yaptıkları çalışma

Nami ve ark. (2017) gaz türbini, bir ısı geri kazanım jeneratörü, süper kritik karbondioksit Brayton çevrimi ve Organik Rankine çevriminden oluşan yeni bir kojenarasyon sisteminin eksergo-ekonomik analizini gerçekleştirdiler. Bazı kararlı parametrelerin amaçlanan sistemin performansı üzerindeki etkilerini açıklamak için

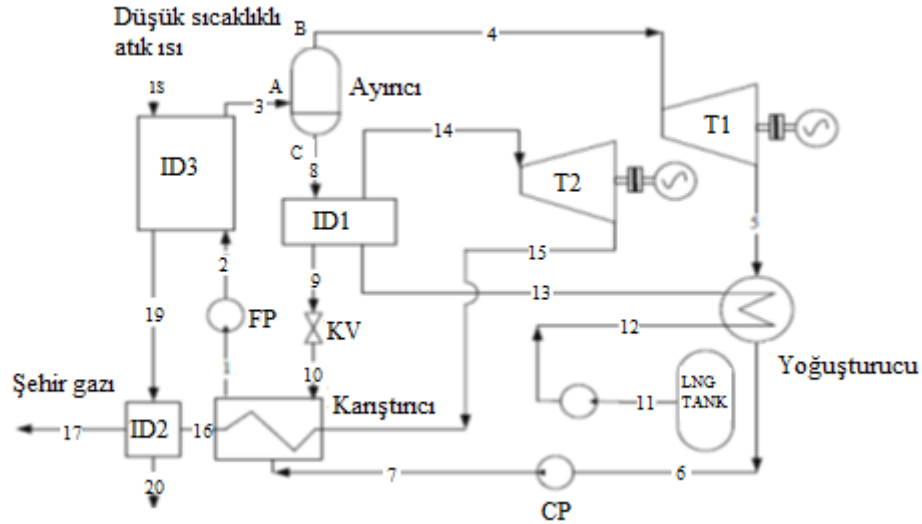
kapsamlı bir parametrik çalışma gerçekleştirdiler. Bu çalışmada kararlı parametrelerinin optimizasyonu için ana yatırım maliyeti, toplam ekserji yıkım maliyeti ve çevresel etki maliyeti düşünülmüştür. Genel eksergo-ekonomik faktördeki değişim tespit edilmiş ve bunun sistem tasarımına etkisi tartışılmıştır. Optimize edilmiş koşullar altında, sistemin ortalama ürün birim maliyetinin (üretilen güç ve buharın maliyeti), ilk kabul edilen tasarım girdilerinden elde edilen değere kıyasla 0,56 \$ / GJ azaldığı gözlenmiştir. Şekil 2.2’de amaçlanan sistem görünmektedir.



Şekil 2.2. Gaz türbini-ısı geri kazanım jeneratörü ve CO<sub>2</sub> çevriminden oluşan sistemin şematik görünümü (Nami ve ark., 2017)

### 2.1.3. Shi ve Che (2009) yaptıkları çalışma

Shi ve Che (2009) LNG'nin soğuk enerjisini kullanan birleşik bir güç sistemini tasarladı. Sistemin şematik görüntüsü Şekil 2.3’de verilmiştir. Sistem düşük sıcaklıkla atık ısıyı geri kazandırmak için NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O karışımından oluşan bir Rankine çevrimi ve LNG güç çevriminden oluşmaktadır. Çalışmanın sonuçları amaçlanan birleşik güç sisteminin iyi bir performansa sahip olduğunu göstermiştir. Net elektrik verimi ve ekserji verimi sırasıyla %33 ve %48 olarak bulunmuştur.



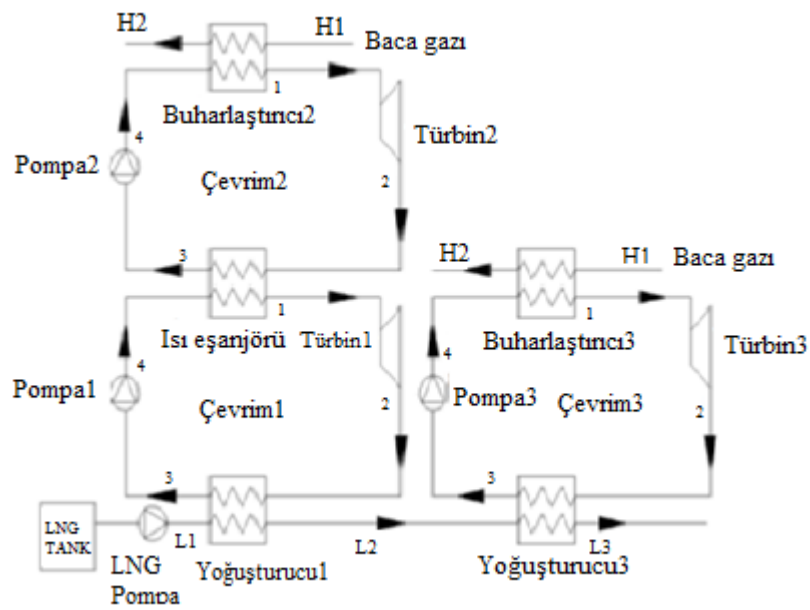
**Şekil 2.3.** LNG'nin soğuk enerjisini ve düşük sıcaklıklı atık ısıyı kullanan birleşik güç şematik görünümü (Shi ve Che, 2009)

Sistemde düşük sıcaklıklı atık ısı kaynağı, LNG'nin soğuk enerjisi ise ısı kuyusu olarak kullanılmaktadır. Düşük sıcaklıklı atık ısı enerjisi bir endüstriyel prosesin egzoz gazlarından geri kazandırılmaktadır. LNG güç çevriminde doğrudan genişleyen doğalgaz, türbinden dönen amonyağın gizli ısısını ve karıştırıcıya dönen zayıf amonyak-su çözeltisinin duyulur ısısını güç çevrimi için ısı kaynağı olarak kullanmaktadır. Düşük sıcaklıklı atık ısıyı ve sistem bileşenlerinde aktarılan ısıyı tamamını geri kazanabilmek için sıcak ve soğuk akışların sıcaklıklarına göre ısı değiştiricileri kademelendirilir. Tekrar gaz fazına getirilen LNG devamlı ortam sıcaklığına ısıtılır ve gaz teslim noktasına getirilir.

#### 2.1.4. Rao ve ark. (2013) yaptıkları çalışma

Rao ve ark. (2013) düşük sıcaklıklı güneş enerjisini ve LNG'nin soğuk enerjisini kullanan birleşik bir güç çevrimi önerdiler. Önerilen güç çevrimi ve ayrılmış ORÇ ve LNG buhar sistemi için aynı net iş çıkışına dayanan karşılaştırmalı analiz yapılmıştır. Sonuçlar, birleşik güç çevrimi için, güneş kolektörü alanında yaklaşık % 82,2'lik bir düşüş elde edildiğini ve ısı eşanjörü alanının % 31,7 oranında azaldığını göstermektedir. Ayrıca, ekserji verimliliği her iki ayrı sistemden daha yüksektir. Bu çalışma aynı zamanda önerilen döngü için termodinamik analizleri de ele almıştır. Sonuçlar R143a'nın ardından propan ve propanın en uygun akışkan olarak ortaya çıktığını göstermektedir.

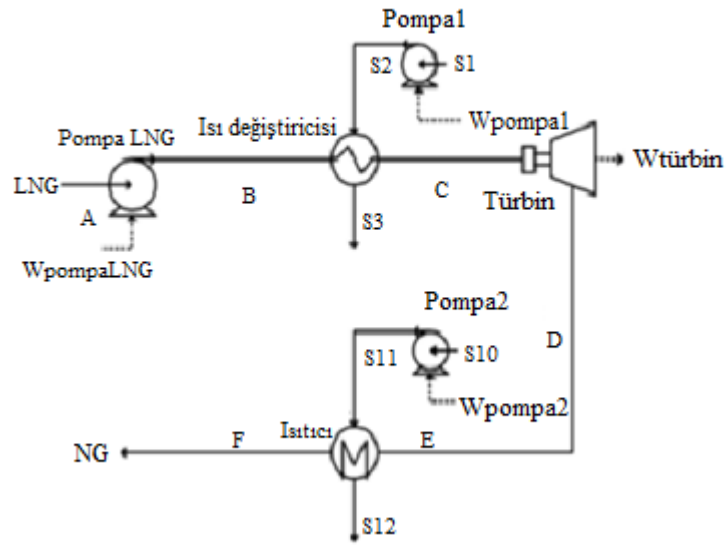




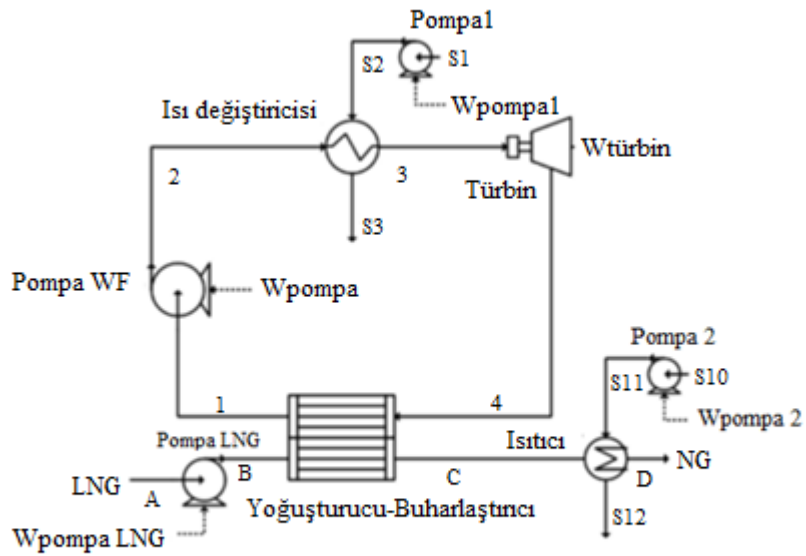
Şekil 2.5. LNG'nin soğuk enerjisini kullanan birleşik güç çevriminin şematik görünümü (Zhang ve ark., 2016)

### 2.1.6. Choi ve ark. (2013) yaptıkları çalışma

Choi ve ark. (2013) yaptıkları çalışmada LNG'nin soğuk enerjisini kullanan yeni bir kaskad Organik rankine çevrimi önerilmektedir ve sistemin performansı üzerinde anahtar parametrelerin etkileri araştırılarak sistem optimize edilmiştir. önerilen sistemin ısı, ekserji verimleri ve ekonomik değerlendirmesi geleneksel alternatifleri ile kıyaslanmıştır. Cascade Rankine çevrimi, birinci kademenin ikincisini kapsadığı katmanlı bir yapıdaki organik Rankine çevriminin çoklu aşamalarından oluşur. Katmanlı konfigürasyonu nedeniyle, döngünün optimizasyonu basittir ve bireysel aşamaları sırayla optimize etmeyi içerir. Bununla birlikte, sonraki aşamaların optimizasyonu, ekipman verimliliğini ve çalışma akışkanının termodinamik özelliklerini göz önünde bulundurarak proses simülasyonu gerektirmiştir. Süreç simülasyonu, net güç çıkışı, termal verimlilik ve ekserji verimliliği gibi göstergelerin, genel olarak aşama sayısı arttıkça arttığını göstermiştir. Bununla birlikte, bu göstergeler çalışma akışkanlarının termodinamik özelliklerinden önemli ölçüde etkilenmiştir. Önerilen çevrimler, bu göstergelerde konvansiyonel çevrimlerden daha iyi performans göstermiştir. Çalışma sıvısı olarak propanla üç aşamalı kademeli Rankine çevrimi, en yüksek net güç çıkışı, ısı verim ve ekserji verimini sergilemiştir.

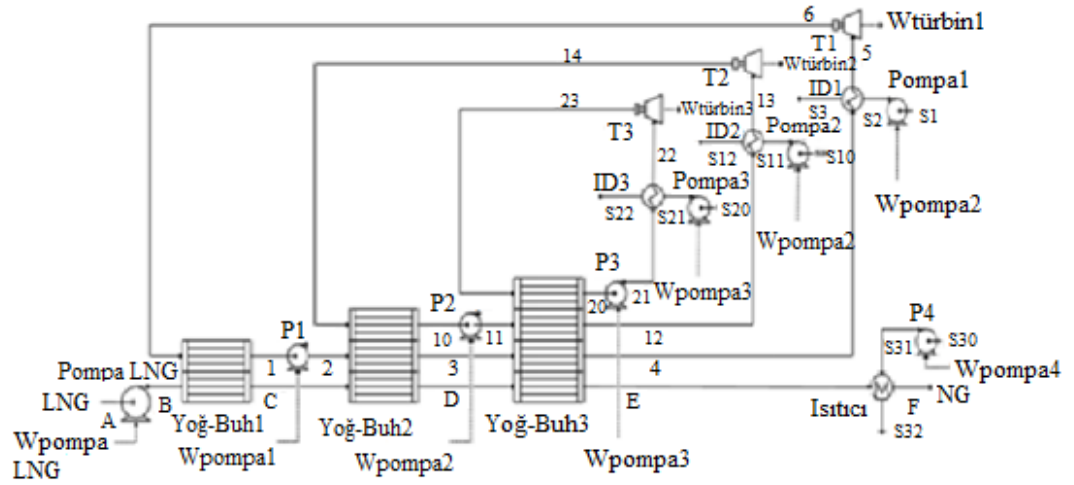


Şekil 2.6. LNG'nin doğrudan genişlemeli güç çevriminin şematik görünümü (Choi ve ark., 2013)



Şekil 2.7. LNG'nin soğuk enerjisini kullanan ORÇ çevriminin şematik görünümü (Choi ve ark., 2013)

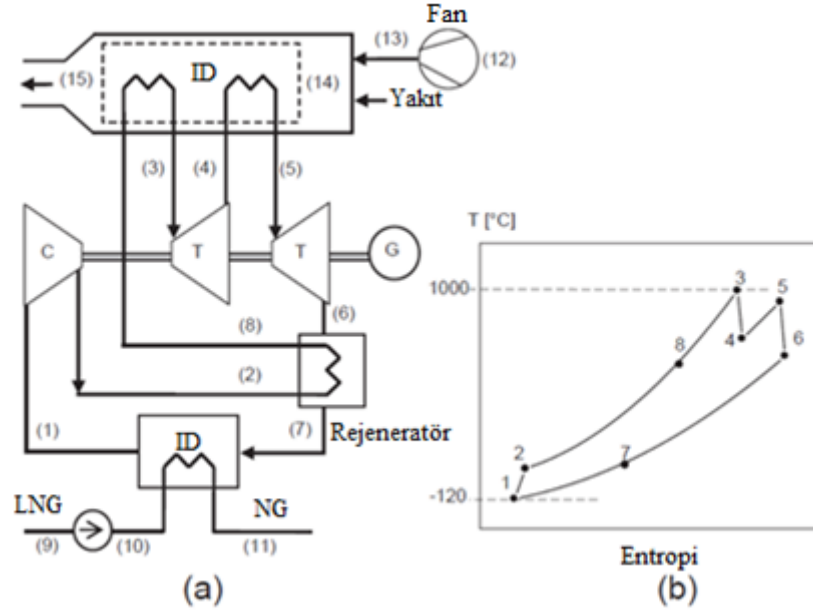




Şekil 2.10. LNG'nin soğuk enerjisini kullanan üç aşamalı kaskad Rankine güç çevriminin şematik görünümü (Choi ve ark., 2013)

### 2.1.7. Gomez ve ark. (2014) yaptıkları çalışma

Gomez ve ark. (2014) yaptıkları çalışma kapalı bir Brayton çevrimi (KBC) ve Rankine çevriminin (RÇ) seri olarak bağlanmasından oluşmaktadır. LNG'nin soğuk enerjisi kapalı Brayton çevriminin kompresör bölümünü soğutmak için kullanılmaktadır. Araştırma çalışması, önerilen KBC-RÇ sistemine en uygun çalışma akışkanının bulunmasını ve yüksek verimlilik elde edilmesine odaklanmaktadır. KBC için önerilen çalışma akışkanları He, N<sub>2</sub> ve RÇ için ise CO<sub>2</sub>, amonyak, etanol veya sudur. Birleşik güç çevriminin farklı çalışma akışkanları kullanılarak analizi yapılmıştır ve KBC için en iyi verimlilik koşullarının He ve RÇ için CO<sub>2</sub> ile elde edildiği belirlenmiştir. Sonuç olarak, % 67.60'lık bir ısı verim, % 55.3'lük bir genel verim ve 2.465 MW / (kg s<sup>-1</sup>LNG) spesifik bir güç elde edilmiştir.



Şekil 2.11. a) LNG'nin soğuk enerjisini kullanan KBC b) T-s diyagramı (Gomez ve ark., 2014)

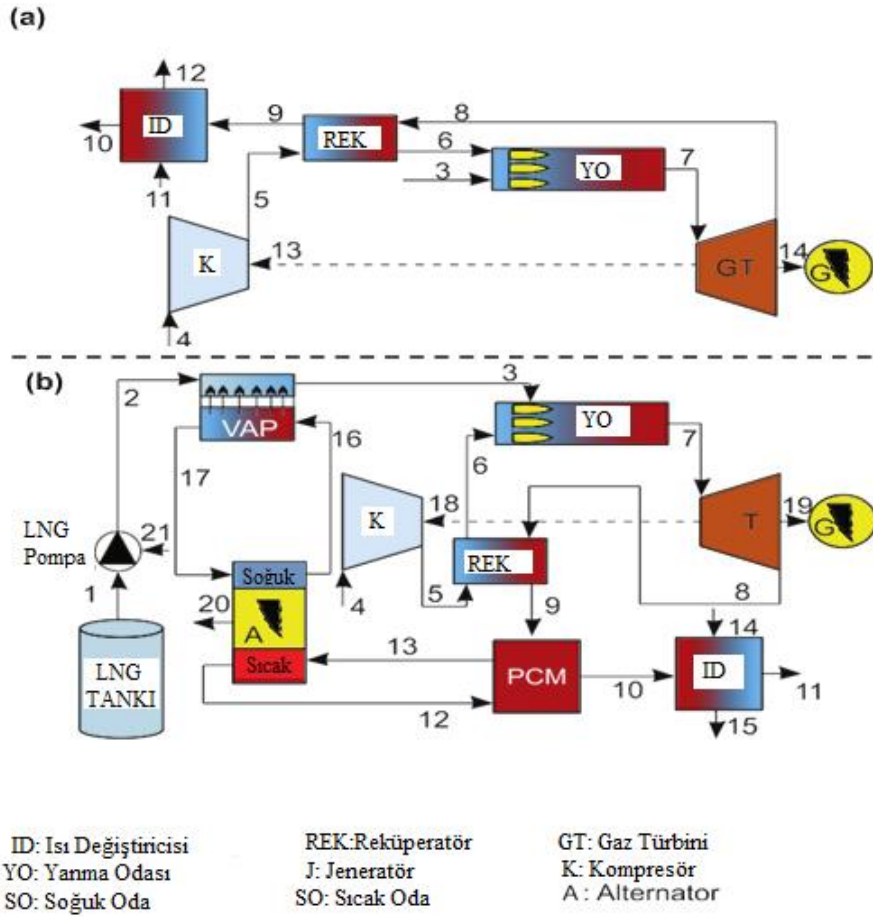
Şekil 2.11 kompresör girişindeki çalışma akışkanını soğutmak için LNG soğuk enerjisinden faydalanırken KBC'nin ısıl verimliliğinin iyileştirilmesini göstermektedir. Böylece sıkıştırma özelliğine göre keskin bir düşüşe neden olur. İsteki bu düşüş, sıcaklıkla belirli bir hacimdeki düşüş nedeniyledir. Sıkıştırmaya özgü işin azaltılması, döngünün net gücünde bir artışa ve dolayısıyla ısıl verimliliğinde bir artışa işaret eder.

### 2.1.8. Kanbur ve ark. (2017) yaptıkları çalışma

Kanbur ve ark. (2017) yaptıkları çalışmada LNG'nin soğuk enerjisini kullanan Stirling motoru ve mikro bir gaz türbini içeren bir mikro kojenerasyon sistemini önermektedir. Şekil 2.12'de şematik görünümü verilen kombine sistem geleneksel kojenerasyon sistemi ile termodinamik, çevresel ve termoeconomik açıdan karşılaştırılmıştır. Parametrik çalışmalar, ortam hava sıcaklığı ve kompresör basınç oranı 3-4 için 288.15–313.15 K aralığında gerçekleştirilir. Kombine sistemin çalışması atmosfer koşullarında LNG depolayan LNG tankı ile başlamaktadır (-162°C, 1 atm). LNG (akış 1) ilk önce LNG pompası tarafından pompalanır ve sonra (akış 2) gaz türbininin yanma odasına girmeden önce (akış 3) LNG buharlaştırıcısında buharlaştırılır. LNG'nin buharlaşma sürecinde gerekli ısıl enerji azot gazı (akış 6) tarafından alınır ki LNG buharlaştırıcısı ve Stirling Motorunun soğuk ısı değişiricisi arasında bir çalışma ortamı sağlamaktadır. Buharlaşmış doğal gaz yanma odasında (akış 3) basınçlı hava ile yakılır (akış 6) ve üretilen yanma gazı (akım 7) güç üretmek üzere gaz türbinine

gönderilir. Öncelikle mikro gaz türbini sisteminin (akış 9) egzoz gazı faz değişim malzemelerine girer ve sonra ısı eşanjörüne girer. (akış 10)

Termodinamik analiz sonucunda birleştirilmiş sistemin, tek bir sistemden yaklaşık olarak % 7.8 daha fazla güç ürettiği ifade edilmiştir. Mikro gaz türbininin gerçek basınç oranında, enerji ve ekserji verim değerleri kombine sistemde sırasıyla yaklaşık % 1 ve % 2,4 daha yüksek olmaktadır.



Şekil 2.12. Şematik görüntüsü a) tek ve b) mikro-kojenarasyon sisteminin (Kanbur ve ark., 2017)

### 2.1.9. Cao ve ark. (2017) yaptıkları çalışma

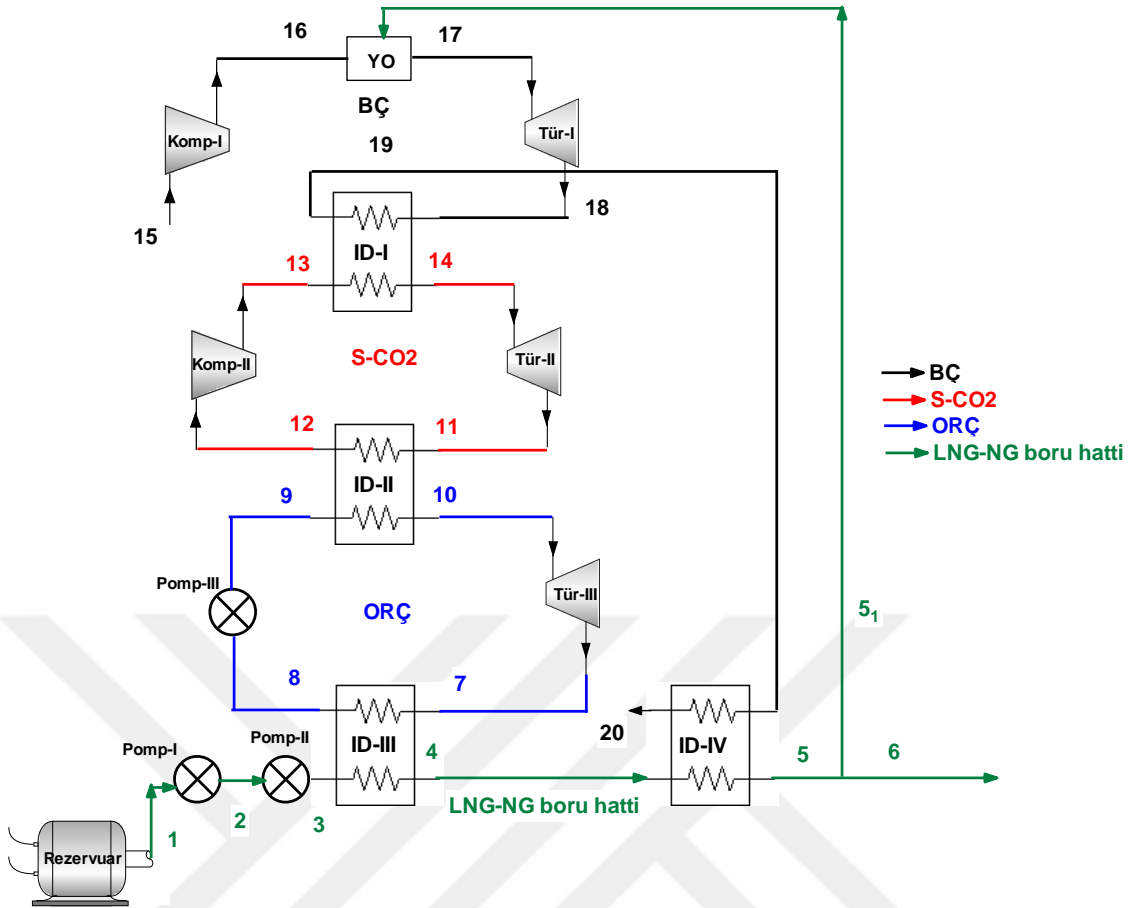
Cao ve ark. (2017) bir gaz türbini (GT), süperkritik bir CO<sub>2</sub> Brayton döngüsü ve transkritik bir CO<sub>2</sub> döngüsünden oluşan yeni bir gaz türbini ve kademeli CO<sub>2</sub> kombine çevrimi önermişlerdir. Simülasyon sonuçları, GT-kaskad CO<sub>2</sub> kombine çevriminin, geleneksel GT-buhar Rankine kombine çevrimlerine göre daha iyi bir termodinamik performansa sahip olduğunu göstermiştir ve bu GT-kaskad CO<sub>2</sub> kombine çevrimi, sadece gaz türbini çevrimlerinden % 17.03 daha fazla bir verimlilik artışına sahip olabilmektedir.

GT-kaskad CO<sub>2</sub> kombine çevrimi bir gaz türbini, süperkritik bir CO<sub>2</sub> Brayton çevrimi ve transkritik bir CO<sub>2</sub> çevriminden oluşmaktadır. Bu kombine sistemde sıvılaştırılmış doğal gaz, soğutucu olarak kullanılmaktadır. Şekil 2.13’de bu GT-kaskad CO<sub>2</sub> kombine çevriminin şematik görüntüsü gösterilmektedir. Bu sistemin çalışma prensibi şu şekildedir: Gaz türbininde, yakıt gazı basınçlı hava ile yakılmaktadır. Ardından karışım gazı genişleme işleminden sonra gaz türbininden dışarı çıkmaktadır. Egzoz gazı ilk önce temel konfigürasyonda olan bir S- CO<sub>2</sub> ile geri kazanılmaktadır. Yeniden sıkıştırma ve ara soğutucu teknolojileri benimsenmemiştir, çünkü egzoz gazının ısısından daha iyi faydalanmak için kademeli CO<sub>2</sub> döngüsünün daha yüksek verime ulaşması daha önemlidir. S- CO<sub>2</sub>, ön ısıtıcı T- CO<sub>2</sub> ile soğutulmaktadır. Transkritik CO<sub>2</sub> döngüsünün karbon dioksit ilk olarak egzoz gazı tarafından ön ısıtılmaktadır ve daha sonra t- CO<sub>2</sub> ısıtıcısında ısıtılmaktadır. Hem S- CO<sub>2</sub> türbini hem de T- CO<sub>2</sub> türbini, bu atık ısı geri kazanım sisteminde elektrik enerjisi üretebilmektedir. T- CO<sub>2</sub> türbinindeki genişleme işleminden sonra, karbondioksit zaten basınçlı olan LNG ile yoğuşturulmaktadır. Daha sonra, LNG, kullanım için LNG istasyonuna ve doğal gaz kullanıcılarına taşınacaktır. Ayrıca, LNG'nin bir kısmı, kütle akış hızı ve basınç ayarından sonra gaz türbinine yakıt gazı olarak tedarik edilebilmektedir.



### 3.MATERYAL VE YÖNTEM

Önerilen birleşik sistemin şematik bir görüntüsü Şekil 1’de verilmiştir. Bu birleşik sistemin üst çevrimini, Brayton çevrimi oluşturmaktadır. Sistemin alt çevrimleri süper kritik CO<sub>2</sub> çevrimi (S-CO<sub>2</sub>) ve organik Rankine çevriminden (ORÇ) oluşmaktadır. Brayton çevriminin atık ısısı S-CO<sub>2</sub> çevrimi için ısı kaynağı ve S- CO<sub>2</sub> çevriminin atık ısısı ise ORÇ çevrimi için ısı kaynağı olarak kullanılmaktadır. Sistemin amacı güç üretmek ve LNG gaz fazına geçirerek şehir kullanımına hazır kılmaktır. Sistemin çalışması şu şekilde olmaktadır. Kompresör 1’de sıkıştırılan hava yanma odasında yakıt ile karıştırılarak yakılmaktadır. Yanma odasından çıkan sıcak egzoz gazı türbin 1 e girerek genişlemekte ve burada güç üretilmektedir. Türbin 1’den çıkan biraz daha düşük sıcaklıklı egzoz gazları S-CO<sub>2</sub> çevrimine ısı kaynağı olmak için ısı değiştiricisi 1’e girmektedir. Isı Değiştiricisi 1’den çıkan egzoz gazının ısısı son olarak doğalgazın ısıtılmasında kullanılmaktadır ve böylelikle Brayton çevrimi tamamlanmış olmaktadır. Brayton çevriminden almış olduğu ısıyı kaynak olarak kullan S-CO<sub>2</sub> çevrimindeki CO<sub>2</sub> türbin 2’ye girmekte ve burada genişleyerek güç üretilmesini sağlamaktadır. Türbin 2’den ayrılan CO<sub>2</sub>, ısısını ORÇ çevrimine vererek tekrar türbin 2 basıncına sıkıştırılmak üzere kompresör 2’ye girmektedir ve böylece S-CO<sub>2</sub> çevrimi tamamlanmış olmaktadır. S-CO<sub>2</sub> çevriminden, ısı değiştiricisi 3 vasıtasıyla almış olduğu ısıyla sıcaklığı artan propan türbin 3’e girerek genişlemekte ve güç üretilmektedir. Daha sonra propan ısı değiştiricisi 4’e geçerek LNG’nin gazlaştırılmasını sağlamaktadır. Isı değiştiricisi 4’den çıkan propan pompa 3’den geçirilerek basıncı türbin 3 basıncına yükseltilmektedir.



Şekil 3.1. Birleşik sistemin şematik görüntüsü

### 3.1. Önerilen Sistemin Matematik Modeli

Birleşik güç sisteminin enerji, ekserji ve eksergo-ekonomik analizi (3-E) için EES programında bir matematik model oluşturulmuştur. Oluşturulan matematik modelin çözümünde sistemi oluşturan her bir eleman bir kontrol hacmi olarak kabul edilmiş ve bu kontrol hacimlerine enerji ve kütle korunum denklemleri ve termodinamiğin ikinci yasası uygulanmıştır. Analiz için aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

- Birleşik güç sistemi sürekli durum koşulunda çalışmaktadır.
- Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilmiştir.
- Kimyasal ekserji değişimi sadece yanma odasında dikkate alınmıştır. Sistemi oluşturan diğer elemanlarda kimyasal bir tepkime gerçekleşmediği için dikkate alınmamıştır.
- Yanma odasındaki basınç düşüşü %2 olarak kabul edilmiş sistemi oluşturan diğer elemandaki basınç kayıpları dikkate alınmamıştır.
- Doğal gazın saf metan ( $\text{CH}_4$ ) olduğu ve %50 fazla hava ile yanmanın gerçekleştirildiği kabul edilmiştir (Cao ve ark., 2015)

- Yanma odasından ayrılan egzoz gazının sıcaklığı 1520 K olarak kabul edilmiştir (Nami ve ark.,2017)
- Birleşik sistemdeki türbin, pompa ve kompresörler izentropik verime sahiptir.
- Çevre sıcaklığı ve basıncı sırasıyla 298.15 K ve 101.3 kPa olarak kabul edilmiştir. Matematik modelin çözümü ve sistemin tasarlanması için bazı parametrelerin ilk girdi kabulleri Tablo 3.1’de sunulmuştur.

**Tablo 3.1.** Tasarım girdi parametreleri

Parametre	Sembol	Değer
<b>Brayton Çevrimi</b>		
Kompresör giriş sıcaklığı	$T_{15}$	298.45 (K)
Kompresör giriş basıncı	$P_{15}$	101.3 (kPa)
Basınç oranı	$P_{R-Br}$	15 (-)
Isı Değiştiricisi-1 etkinliği	$\varepsilon_1$	95 (%)
Yanma odası çıkış sıcaklığı	$T_{17}$	1520 (K)
Hava debisi	$\dot{m}_{hava}$	300 (kg/s)
Kompresör izentropik verim	$\eta_{K1}$	0.8
Türbin izentropik verim	$\eta_{T1}$	0.9
<b>Süperkritik CO<sub>2</sub> Çevrimi</b>		
Kompresör giriş sıcaklığı	$T_{12}$	305 (K)
Kompresör giriş basıncı	$P_{12}$	7380 (kPa)
Basınç oranı	$P_{R-CO2}$	3 (-)
CO <sub>2</sub> debisi	$\dot{m}_{CO2}$	230 (kg/s)
Kompresör izentropik verim	$\eta_{K2}$	0.82
Türbin izentropik verim	$\eta_{T2}$	0.85
<b>Organik Rankine Çevrimi</b>		
Türbin giriş basıncı	$P_{10}$	300 (kPa)
Basınç oranı	$P_{R-ORÇ}$	15 (-)
Propan debisi	$\dot{m}_{ORÇ}$	90 (kg/s)
Pompa izentropik verim	$\eta_{P3}$	0.80
Türbin izentropik verim	$\eta_{T3}$	0.85
<b>LNG Hattı</b>		
Pompa-1 giriş sıcaklığı (Ersoy ve Demirpolat, 2009)	$T_1$	112 (K)
Pompa-1 giriş basıncı (Ersoy ve Demirpolat, 2009)	$P_1$	105 (kPa)
Pompa-2 giriş basıncı (Ersoy ve Demirpolat, 2009)	$P_2$	1050 (kPa)
Pompa-1 izentropik verim (Ersoy ve Demirpolat, 2009)	$\eta_{p1}$	0.80
Pompa-2 izentropik verim (Ersoy ve Demirpolat, 2009)	$\eta_{p2}$	0.80
Doğalgaz sevk basıncı (Ersoy ve Demirpolat, 2009)	$P_6$	8200 (kPa)
Doğalgaz sevk sıcaklığı (Ersoy ve Demirpolat, 2009)	$T_6$	293.15 (K)
LNG maliyet (U.S. Energy Information Administration, 2018)	$c_1$	$9.86541 \times 10^{-6}$ \$/kJ

Tablo 3.1’de verilen kabul edilmiş parametreler temel alınarak bir optimizasyon çalışması yapılmıştır. Birleşik sistemin optimum çalışma noktalarının bulunması için

kararlı değişkenler belirlenmiştir. Sistemdeki kompresör ve türbinlerin izentropik verimleri sistemin enerji, ekserji ve eksergo-ekonomik performansını etkilemektedir. Bu nedenle kararlı değişken olarak belirlenmiştir. Belirlenen bu kararlı değişkenler çalışma aralıkları ile beraber Tablo3.2’de verilmiştir.

**Tablo 3.2.** Kararlı değişkenlerin değer aralığı

Parametre	Sembol	Değer aralığı
Kompresör-2 giriş sıcaklığı	$T_{12}$ (K)	305-314.6
Kompresör-1 izentropik verim	$\eta_{K1}$	0.8-0.88
Kompresör-2 izentropik verim	$\eta_{K2}$	0.8-0.88
Türbin-1 izentropik verim	$\eta_{T1}$	0.8-0.9
Türbin-2 izentropik verim	$\eta_{T2}$	0.8-0.88
Türbin-3 izentropik verim	$\eta_{T3}$	0.8-0.88
CO <sub>2</sub> çevrimi basınç oranı	$P_{R-CO_2}$ (-)	2-8
Türbin-3 giriş basıncı	$P_{10}$ (kPa)	300-500
ORC basınç oranı	$P_{R-ORC}$ (-)	5-15
Propan debisi	$\dot{m}_{ORC}$ (kg/s)	90-100

### 3.2. Enerji Analizi

Birleşik sistemi oluşturan her bir eleman için enerji denge denklemleri aşağıda verilmiştir. Sistem elemanlarındaki kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilmiştir.

Kompresör 1 (K1) için;

$$\dot{W}_{K1} = \dot{m}_{hava}(h_{16} - h_{15}) \quad (3.1)$$

$$\eta_{K1} = \frac{(h_{16s} - h_{15})}{(h_{16} - h_{15})} \quad (3.2)$$

Yanma odası (YO) için,

$$\dot{Q}_g = \eta_{yo}LHV \quad (3.3)$$

Türbin 1 (T1) için;

$$\dot{W}_{T1} = \dot{m}_{Br}(h_{17} - h_{18}) \quad (3.4)$$

$$\eta_{T1} = \frac{(h_{17} - h_{18})}{(h_{17} - h_{18s})} \quad (3.5)$$

Isı değiştiricisi 1 (ID1) için;

$$\dot{Q}_{ID1} = \dot{m}_{Br}(h_{18} - h_{19}) \quad (3.6)$$

$$\varepsilon_1 = \frac{(h_{18}-h_{19})}{(h_{18}-h_{19(T15)})} \quad (3.7)$$

Kompresör 2 (K2) için;

$$\dot{W}_{K2} = \dot{m}_{CO2}(h_{13} - h_{12}) \quad (3.8)$$

$$\eta_{K2} = \frac{(h_{13s}-h_{12})}{(h_{13}-h_{12})} \quad (3.9)$$

Türbin 2 (T2) için;

$$\dot{W}_{T2} = \dot{m}_{CO2}(h_{14} - h_{11}) \quad (3.10)$$

$$\eta_{T2} = \frac{(h_{14}-h_{11})}{(h_{14}-h_{11s})} \quad (3.11)$$

Isı değiştiricisi 2 (ID2) için;

$$\dot{Q}_{ID2} = \dot{m}_{CO2}(h_{11} - h_{12}) \quad (3.12)$$

Pompa 1 (P1) için;

$$\dot{W}_{P1} = \dot{m}_{CH4}(h_2 - h_1) \quad (3.13)$$

$$\eta_{P1} = \frac{(h_{2s}-h_1)}{(h_2-h_1)} \quad (3.14)$$

Pompa 2 (P2) için;

$$\dot{W}_{P2} = \dot{m}_{CH4}(h_3 - h_2) \quad (3.15)$$

$$\eta_{P2} = \frac{(h_{3s}-h_2)}{(h_3-h_2)} \quad (3.16)$$

Isı değiştiricisi 4 (ID4) için;

$$\dot{Q}_{ID4} = \dot{m}_{CH4}(h_5 - h_4) \quad (3.17)$$

Pompa (P3) için;

$$\dot{W}_{P3} = \dot{m}_{ORÇ}(h_9 - h_8) \quad (3.18)$$

$$\eta_{P3} = \frac{(h_{9s}-h_8)}{(h_9-h_8)} \quad (3.19)$$

Türbin 3 (T3) için;

$$\dot{W}_{T3} = \dot{m}_{ORÇ}(h_{10} - h_7) \quad (3.20)$$

$$\eta_{T3} = \frac{(h_{10}-h_7)}{(h_{10}-h_{7s})} \quad (3.21)$$

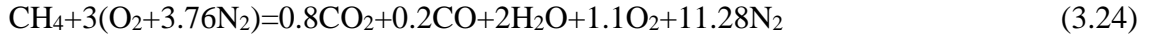
Isı değiştiricisi 3 (ID3) için;

$$\dot{Q}_{ID3} = \dot{m}_{ORÇ}(h_7 - h_8) \quad (3.22)$$

Sistemdeki türbinler tarafından üretilen ve kompresör ile pompalar tarafından tüketilen güce göre net güç aşağıdaki denklemden hesaplanmıştır.

$$\dot{W}_{net} = (\dot{W}_{T1} + \dot{W}_{T2} + \dot{W}_{T3}) - (\dot{W}_{K1} + \dot{W}_{K2} + \dot{W}_{P1} + \dot{W}_{P2} + \dot{W}_{P3}) \quad (3.23)$$

Yanma odasında %50 fazla hava ile yakıtın yandığı kabul edilmiştir. Tepkime aşağıda gösterildiği gibi gerçekleşmiştir.



Kimyasal tepkimeye göre LHV değeri aşağıdaki formül ile bulunmuştur (Çengel ve Boles,2005).

$$LHV = \sum_i \dot{n}_{i,R} \bar{h}_{f,i,R}^o - \sum_i \dot{n}_{i,P} \bar{h}_{f,i,P}^o \quad (3.25)$$

Denklem 3'deki 'i' tepkimeye giren bileşenleri göstermektedir. Yanma odasındaki çıkış sıcaklığı 1520 K olarak kabul edilmiştir. Bu sıcaklığa göre yanma verimi aşağıdaki gibi bulunur (Gomez ve ark. 2014)

$$\eta_y = \frac{LHV - (\sum_i \dot{n}_{i,R} (\bar{h}_{f,i,R}^o + \bar{h}_{i,R} - \bar{h}_{i,R}^o) - \sum_i \dot{n}_{i,P} (\bar{h}_{f,i,P}^o + \bar{h}_{i,P} - \bar{h}_{i,P}^o))}{LHV} \quad (3.26)$$

Sistemin ısı verimi:

$$\eta_{sistem} = \frac{W_{net}}{\dot{Q}_g} \quad (3.27)$$

bulunur.

Burada  $\dot{Q}_g$  sisteme verilen ısı enerjidir ve denklem (3.6) ile bulunmuştur.

$$\dot{Q}_g = \eta_y LHV \quad (3.28)$$

### 3.3. Ekserji Analizi

Birleşik sistemi oluşturan her bir eleman için yakıt ve ürün ekserji denklemleri ile ekserji yıkım denklemleri aşağıda verilmiştir. Kinetik ve potansiyel ekserjiler ihmal edilmiştir.

Kompresör 1 (K1) için;

$$\text{Yakıt ekserji denklemleri: } \dot{W}_{K1} \quad (3.29)$$

$$\text{Ürün ekserji denklemleri: } \dot{E}x_{16} - \dot{E}x_{15} \quad (3.30)$$

$$\text{Ekserji yıkım denklemleri: } \dot{I}_{K1} = \dot{W}_{K1} - (\dot{E}x_{16} - \dot{E}x_{15}) \quad (3.31)$$

Yanma odası (YO) için,

$$\text{Yakıt ekserji denklemleri: } \dot{E}x_{16} + \dot{E}x_{5_1} \quad (3.32)$$

$$\text{Ürün ekserji denklemleri: } \dot{E}x_{17} \quad (3.33)$$

$$\text{Ekserji yıkım denklemleri: } \dot{I}_{YO} = (\dot{E}x_{16} + \dot{E}x_{5_1}) - \dot{E}x_{17} \quad (3.34)$$

Türbin 1 (T1) için;

$$\text{Yakıt ekserji denklemi: } \dot{E}x_{17} - \dot{E}x_{18} \quad (3.35)$$

$$\text{Ürün ekserji denklemi: } \dot{W}_{T1} \quad (3.36)$$

$$\text{Ekserji yıkım denklemi: } \dot{I}_{T1} = (\dot{E}x_{17} - \dot{E}x_{18}) - \dot{W}_{T1} \quad (3.37)$$

Isı değiştiricisi 1 (ID1) için;

$$\text{Yakıt ekserji denklemi: } \dot{E}x_{18} - \dot{E}x_{19} \quad (3.38)$$

$$\text{Ürün ekserji denklemi: } \dot{E}x_{14} - \dot{E}x_{13} \quad (3.39)$$

$$\text{Ekserji yıkım denklemi: } \dot{I}_{ID1} = (\dot{E}x_{18} - \dot{E}x_{19}) - (\dot{E}x_{14} - \dot{E}x_{13}) \quad (3.40)$$

Kompresör 2 (K2) için;

$$\text{Yakıt ekserji denklemi: } \dot{W}_{K2} \quad (3.41)$$

$$\text{Ürün ekserji denklemi: } \dot{E}x_{13} - \dot{E}x_{12} \quad (3.42)$$

$$\text{Ekserji yıkım denklemi: } \dot{I}_{K2} = \dot{W}_{C2} - (\dot{E}x_{13} - \dot{E}x_{12}) \quad (3.43)$$

Türbin 2 (T2) için;

$$\text{Yakıt ekserji denklemi: } \dot{E}x_{14} - \dot{E}x_{11} \quad (3.44)$$

$$\text{Ürün ekserji denklemi: } \dot{W}_{T2} \quad (3.45)$$

$$\text{Ekserji yıkım denklemi: } \dot{I}_{T2} = (\dot{E}x_{14} - \dot{E}x_{11}) - \dot{W}_{T2} \quad (3.46)$$

Isı değiştiricisi 2 (ID2) için;

$$\text{Yakıt ekserji denklemi: } \dot{E}x_{11} - \dot{E}x_{12} \quad (3.47)$$

$$\text{Ürün ekserji denklemi: } \dot{E}x_{10} - \dot{E}x_9 \quad (3.48)$$

$$\text{Ekserji yıkım denklemi: } \dot{I}_{ID2} = (\dot{E}x_{11} - \dot{E}x_{12}) - (\dot{E}x_{10} - \dot{E}x_9) \quad (3.49)$$

Pompa 1 (P1) için;

$$\text{Yakıt ekserji denklemi: } \dot{W}_{P1} \quad (3.50)$$

$$\text{Ürün ekserji denklemi: } \dot{E}x_2 - \dot{E}x_1 \quad (3.51)$$

$$\text{Ekserji yıkım denklemi: } \dot{I}_{P1} = \dot{W}_{P1} - (\dot{E}x_2 - \dot{E}x_1) \quad (3.52)$$

Pompa 2 (P2) için;

$$\text{Yakıt ekserji denklemi: } \dot{W}_{P2} \quad (3.53)$$

$$\text{Ürün ekserji denklemi: } \dot{E}x_3 - \dot{E}x_2 \quad (3.54)$$

$$\text{Ekserji yıkım denklemi: } \dot{I}_{P2} = \dot{W}_{P2} - (\dot{E}x_3 - \dot{E}x_2) \quad (3.55)$$

Isı değiştiricisi 4 (ID4) için;

$$\text{Yakıt ekserji denklemi: } \dot{E}x_{19} - \dot{E}x_{20} \quad (3.56)$$

$$\text{Ürün ekserji denklemi: } \dot{E}x_5 - \dot{E}x_4 \quad (3.57)$$

$$\text{Ekserji yıkım denklemi: } \dot{I}_{ID4} = (\dot{E}x_{19} - \dot{E}x_{20}) - (\dot{E}x_5 - \dot{E}x_4) \quad (3.58)$$

Pompa (P3) için;

$$\text{Yakıt ekserji denklemi: } \dot{W}_{P3} \quad (3.59)$$

$$\text{Ürün ekserji denklemi: } \dot{E}x_9 - \dot{E}x_8 \quad (3.60)$$

$$\text{Ekserji yıkım denklemi: } \dot{I}_{P3} = \dot{W}_{P3} - (\dot{E}x_9 - \dot{E}x_8) \quad (3.61)$$

Türbin 3 (T3) için;

$$\text{Yakıt ekserji denklemi: } \dot{E}x_{10} - \dot{E}x_7 \quad (3.62)$$

$$\text{Ürün ekserji denklemi: } \dot{W}_{T3} \quad (3.63)$$

$$\text{Ekserji yıkım denklemi: } \dot{I}_{T3} = (\dot{E}x_{10} - \dot{E}x_7) - \dot{W}_{T3} \quad (3.64)$$

Isı değiştiricisi 3 (ID3) için;

$$\text{Yakıt ekserji denklemi: } \dot{E}x_7 - \dot{E}x_8 \quad (3.65)$$

$$\text{Ürün ekserji denklemi: } \dot{E}x_4 - \dot{E}x_3 \quad (3.66)$$

$$\text{Ekserji yıkım denklemi: } \dot{I}_{ID3} = (\dot{E}x_7 - \dot{E}x_8) - (\dot{E}x_4 - \dot{E}x_3) \quad (3.67)$$

Diğer elemanlarda kimyasal bir tepkime gerçekleşmediği için kimyasal ekserji sadece yanma odasında dikkate alınmıştır. Fiziksel ve kimyasal ekserji aşağıdaki denklemlerden hesaplanmıştır. Fiziksel ekserji ve doğalgazın kimyasal ekserjisi aşağıdaki denklemler ile bulunmuştur (Açıkkalp ve ark., 2014).

$$ex_{fiz} = h - h_o - T_o(s - s_o) \quad (3.68)$$

$$\frac{ex_{kim,yakit}}{LHV} = \lambda_F = 1.033 + 0.0169 \frac{b}{a} - \frac{0.0698}{a} \quad (3.69)$$

Burada  $\lambda_F$  is 1.0308.

Birleşik sistemden güç elde edildiği gibi aynı zamanda sıvılaştırılmış doğalgaz da gazlaştırılmaktadır. Bu nedenle sistemin ekserji verimi aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$\psi_{sistem} = \frac{W_{net} + \dot{E}x_5}{\dot{E}x_g} \quad (3.70)$$

Burada  $\dot{E}x_g$  sisteme giren toplam ekserjidir ve denklem (3.71) ile bulunmuştur.

$$\dot{E}x_g = \dot{E}x_{15} + \dot{E}x_1 + \dot{E}x_{CH4} \quad (3.71)$$

### 3.4 Eksergo-Ekonomik analiz

Bir termodinamik sistemin modellenmesinin başarılı bir şekilde tamamlanabilmesi için projede yer alan ilk yatırım ve işletme maliyetleri, giren yakıtın ve çıkan ürünün maliyetleri, bakım masrafları gibi ana maliyetler hakkında bir ön tahmin ile mühendislik ekonomisinden alınan teknikler, çevresel düzenlemeler, teknolojik ve ekonomik girdiler ile ilişkili olarak çeşitli kabul ve düzenlemelerin göz önüne alınması gereklidir (Bejan, 1988). Eksergo-ekonomik analiz sistemin ekserji analizi ile ekonomik analizini birleştiren bir yaklaşımdır. Bu analiz ile termoekonomik bir optimizasyon gerçekleştirilir. Optimizasyonun amacı sistem ürün ve ekserji maliyetlerini minimize eden çalışma noktalarını bulmaktır. Bu çalışmada eksergo-ekonomik analiz için uygulama kolaylığı açısından literatürde de yaygın olan SPECO (özümlü ekserji maliyeti hesaplama metodu) metodu tercih edilmiştir.

Özümlü ekserji maliyeti yani SPECO metodunda; bir ekipmanın yakıtı ve ürünü, sistemin bütün ekserji akımlarından ayrılan ve ilave edilen bütün ekserji akımlarının sistematik bir raporu alınarak tanımlanır ve maliyetler, işletmenin temel prensiplerinin uygulanmasıyla hesaplanır. Böylece, bir ekipman için yakıt ve ürün tanımları ve uygun maliyetlendirme denklemleri arasında doğrudan bir bağlantı kurulur (Uysal, 2012).

SPECO metodunda her bir madde ve enerji akımıyla ilgili maliyetler her bir sistem bileşeni için yazılan maliyet denklemleri ve yardımcı maliyet denklemleri yardımıyla çözülür. Birleşik sistemi oluşturan her bir elemanın ekserji değerlerinin termodinamik analiz ile belirlenmesi, her bir sistem için yakıt ve ürünün belirlenmesi, maliyet denklemleri ve yardımcı denklemlerin çıkarılması SPECO metodunun uygulanma aşamalarını oluşturmaktadır.

Sistem elemanlarının maliyet dengesi aşağıdaki denklem ile bulunmuştur.

$$\sum \dot{C}_{ç,k} + \dot{C}_{w,k} = \sum \dot{C}_{g,k} + \dot{C}_{q,k} + \dot{Z}_k \quad (3.72)$$

Burada in ve out değerleri k birleşenine giren ve çıkan ekserji maliyetlerini göstermektedir ve akışa ait ekserji maliyeti:

$$\dot{C} = c\dot{E} \quad (3.73)$$

burada c birim ekserji maliyetini göstermektedir.  $\dot{Z}_k$ , k elemanına ait ilk yatırım, işletme ve bakım masrafları ile ilgili zamana bağlı maliyet değeridir ve aşağıdaki denklem ile bulunmuştur.

$$\dot{Z}_k = \frac{Z_k \cdot CRF \cdot \varphi}{(N \cdot 3600)} \quad (3.74)$$

Burada  $Z_k$ ,  $\varphi$  ve N sırasıyla bakım faktörü, sistemin yıllık çalışma saati ve k elamanına ait ilk yatırım, işletme ve bakım masrafıdır. Bu çalışmada  $\varphi$ , 1.06 ve N, 20 olarak kabul edilmiştir ve sistemi oluşturan elemanların  $Z_k$  değerleri Tablo 3.3’de sistemi oluşturan her bir elaman için verilen denklemlerden elde edilmiştir. Ayrıca bu tabloda  $Z_k$  değerlerinin maliyet indeks katsayısı değerleri de verilmiştir.

Bileşenlerin satın alma maliyetini orjinal yıldan referans yıla dönüştürmek için aşağıdaki formül kullanılmıştır (Khaljani ve ark., 2015)

$$\text{Referans yılındaki maliyet} = \text{orjinal yılındaki maliyet} \frac{M_{\text{referans yılı}}}{M_{\text{orjinal yılı}}} \quad (3.75)$$

Buraki  $M_i$  maliyet indeks değeridir (Mirmasoumi ve ark., 2018; <https://www.chemengonline.com/>)

CRF kapital geri kazanma faktörüdür ve aşağıdaki denklem ile bulunmuştur.

$$CRF = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (3.76)$$

Burada  $i$  yıllık faiz oranını ve  $n$  sistemin ekonomik ömrünü göstermektedir. Bu çalışmada  $i$ , 0.1 ve  $n$ , 20 yıl olarak kabul edilmiştir.

**Tablo 3.3.** Sistemi oluşturan elemanların referans yılındaki  $Z_k$  değerleri

Bileşen	Orjinal Yılındaki Maliyet	Orjinal Yıl	Maliyet İndeks
Yanma Odası (Mirmasoumi ve ark., 2018)	$\frac{46.08\dot{m}_{hava}}{(0.995 - \frac{P_{17}}{P_{16}})} [1 + \exp(0.018T_{17} - 26.4)]$	1996	427.4
Kompresör (Mirmasoumi ve ark., 2018)	$\frac{71.1\dot{m}}{(0.9 - \eta_K)} P_R \ln P_R$	1996	427.4
Türbin (Mirmasoumi ve ark., 2018)	$\frac{479.34\dot{m}}{(0.92 - \eta_T)} \ln \left( \frac{P_g}{P_c} \right) [1 + \exp(0.036T_i - 54.4)]$	1996	427.4
Isı değiştiricisi (Mirmasoumi ve ark., 2018)	$(30000 + 750A^{0.81})$	2000	438
Pompa (Mirmasoumi ve ark., 2018)	$(3540\dot{W}^{0.71})$	2011	702.9

SPECO metodu ile her bir elamana ait maliyet denklemleri ve yardımcı denklemler elde edilmiş ve aşağıda verilmiştir.

\*Kompresör 1 (K1) için;

$$\dot{C}_{15} + \dot{C}_{WC1} + \dot{Z}_{K1} = \dot{C}_{16} \quad (3.77)$$

Yardımcı Denklem:

$$c_{15} = 0, c_{WK1} = c_{WT1} \quad (\text{P-kuralı}) \quad (3.78)$$

\* Yanma odası (YO) için,

$$\dot{C}_{16} + \dot{C}_{5_1} + \dot{Z}_{CC} = \dot{C}_{17} \quad (3.79)$$

\* Türbin 1 (T1) için,

$$\dot{C}_{17} + \dot{Z}_{T1} = \dot{C}_{16} + \dot{C}_{WT1} \quad (3.80)$$

Yardımcı Denklem:

$$c_{16} = c_{17} \quad (\text{F-kuralı}) \quad (3.81)$$

\*Isı değiştiricisi 1 (ID1) için;

$$\dot{C}_{18} + \dot{C}_{13} + \dot{Z}_{ID1} = \dot{C}_{19} + \dot{C}_{14} \quad (3.82)$$

Yardımcı Denklem:

$$c_{18} = c_{19} \quad (\text{F-kuralı}) \quad (3.83)$$

\*Kompresör 2 (K2) için;

$$\dot{C}_{12} + \dot{C}_{WK2} + \dot{Z}_{C2} = \dot{C}_{13} \quad (3.84)$$

$$c_{WK2} = c_{WT2} \quad (\text{P-kuralı}) \quad (3.85)$$

\* Türbin 2 (T2) için,

$$\dot{C}_{14} + \dot{Z}_{T2} = \dot{C}_{11} + \dot{C}_{WT2} \quad (3.86)$$

Yardımcı Denklem:

$$c_{11} = c_{14} \quad (\text{F-kuralı}) \quad (3.87)$$

\*Isı değiştiricisi 2 (ID2) için;

$$\dot{C}_{11} + \dot{C}_9 + \dot{Z}_{ID2} = \dot{C}_{12} + \dot{C}_{10} \quad (3.88)$$

Yardımcı Denklem:

$$c_{11} = c_{12} \quad (\text{F-kuralı}) \quad (3.89)$$

\*Pompa 3 (P3) için;

$$\dot{C}_8 + \dot{C}_{WP3} + \dot{Z}_{P3} = \dot{C}_9 \quad (3.90)$$

Yardımcı Denklem:

$$c_{WP3} = c_{WT3} \quad (\text{P-kuralı}) \quad (3.91)$$

Türbin 3 (T3) için,

$$\dot{C}_{10} + \dot{Z}_{T3} = \dot{C}_7 + \dot{C}_{WT3} \quad (3.92)$$

Yardımcı Denklem:

$$c_7 = c_{10} \quad (\text{F-kuralı}) \quad (3.93)$$

\*Isı değiştiricisi 3 (ID3) için;

$$\dot{C}_7 + \dot{C}_3 + \dot{Z}_{ID3} = \dot{C}_8 + \dot{C}_4 \quad (3.94)$$

$$c_7 = c_8 \quad (\text{F-kuralı}) \quad (3.95)$$

\*Pompa 1 (P1) için;

$$\dot{C}_1 + \dot{C}_{WP1} + \dot{Z}_{P1} = \dot{C}_2 \quad (3.96)$$

Yardımcı Denklem:

$$c_1 = 9.86541 \times 10^{-6}, c_{WP1} = c_{WP2} \quad (\text{P-kuralı}) \quad (3.97)$$

\*Pompa 2 (P2) için;

$$\dot{C}_2 + \dot{C}_{WP2} + \dot{Z}_{P2} = \dot{C}_3 \quad (3.98)$$

$$c_{WP2} = c_{WC1} \quad (\text{P-kuralı})$$

\*Isı değiştiricisi 4 (ID4) için;

$$\dot{C}_{19} + \dot{C}_4 + \dot{Z}_{ID4} = \dot{C}_{20} + \dot{C}_5 \quad (3.99)$$

$$c_{19} = c_{20} \quad (\text{F-kuralı}) \quad (3.100)$$

Burada  $c_{15}$  ve  $c_1$  havanın ve LNG'nin birim ekserji maliyetleridir ve değerleri sırası ile 0 ve  $9.86541 \times 10^{-6}$ 'dır.

Eksergo-ekonomik analizde önerilen birleşik sistemin ortalama birim maliyetinin ( $c_p$ ) minimize edilmesi hedeflenmektedir. Bu değer (Zare ve ark., 2013):

$$c_p = \frac{\sum_{i=1}^{n_k} \dot{Z}_k + \sum_{i=1}^{n_f} \dot{C}_{f,i}}{\sum_{i=1}^{n_p} \dot{E}_{p,i}} \quad (3.101)$$

hesaplanmaktadır.

Her bir elemana ait eksergo-ekonomik faktör denklem 16 ile bulunmuştur. Bu değer ekserji yıkım maliyeti ile yatırım maliyetinin hangisinin daha etkili olduğunu göstermektedir.

$$f_k = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + \dot{C}_{D,k}} \quad (3.102)$$

Burada  $\dot{C}_{D,k}$ , k elamanına ait ekserji yıkım maliyetini göstermektedir ve aşağıdaki denklemler ile bulunur.

$$\dot{C}_{D,k} = c_{f,k} \dot{I}_k \quad (3.103)$$

$$c_{f,k} = \frac{\dot{C}_{f,k}}{\dot{E}_{f,k}} \quad (3.104)$$

Burada  $c_{f,k}$  yakıtın ortalama birim ekserji maliyetini göstermektedir.

### 3.5. Model Doğrulaması

Amaçlanan birleşik sistemin matematik modeli EES programında yazılmıştır. Marmara Ereğli LNG alım terminali için önerilen bu sistem yeni bir sistem olduğu için literatürde karşılaştırma yapabilmek adına benzer sistem bulmak oldukça zordur. Bu yüzden bileşik sistem alt çevrimlerine ayrılmış ve literatürdeki uygun çalışmalarla karşılaştırılarak doğrulama çalışması yapılmıştır. Tablo 3.4-3.5 incelendiğinde hata oranlarının oldukça küçük ve kabul edilebilir değerler olduğu görülmektedir.

**Tablo 3.4.** Süper kritik CO<sub>2</sub> Brayton Çevrimi model doğrulama sonuçları

Durum Noktası	P (kPa)	T (K)		Hata (%)
		Cao ve ark. (2017)	Bu çalışma	
5g	103.3	381.99	383.5	0.39
1s	7754.5	305.63	305.6	0.01
2s	20408.2	337.44	337.4	0.01
3s	20000	658.51	632	4.02
4s	7912.8	565.51	540.7	4.39

**Tablo 3.5.** ORÇ Çevrimi model doğrulama sonuçları

Madde	Isı kaynağı sıcaklığı T (K)	W <sub>t</sub> (kJ)		Hata (%)
		Zhai ve ark. (2014)	Bu çalışma	
propan	423.15	42.788	45.1	5.40

### 3.6. Örnek Hesaplama

Birleşik sistemin bir ekipmanı için EES programında örnek hesaplama aşağıda verilmiştir. Kompresör 1 için enerji, ekserji ve eksergo-ekonomik analiz aşağıda gösterilmiştir.

Kompresör 1 (K1) için;

Kabuller:

$$\eta_{K1} = 0.8$$

$$T_{15} = 298.15 \text{ K}$$

$$P_{15} = 101.3 \text{ kPa}$$

$$T_o = 298.15 \text{ K}$$

$$P_o = 101.3 \text{ kPa}$$

$$P_{R-Br} = 15$$

$$\dot{m}_{\text{hava}} = 300 \text{ kg/s}$$

0 (Ölü hal) Noktasının bulunması:

$$h_o = \text{Enthalpy}(\text{Air\_ha}, T=T_o, P=P_o)$$

$$h_o = 298.4 \text{ kJ/kg}$$

$$s_o = \text{Entropy}(\text{Air\_ha}, T=T_o, P=P_o)$$

$$s_o = 6.86 \text{ kJ/(kgK)}$$

15 Noktasının bulunması:

$$h_{15} = \text{Enthalpy}(\text{Air\_ha}, T=T_{15}, P=P_{15})$$

$$h_{15} = 298.4 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{15} = \text{Entropy}(\text{Air\_ha}, T=T_{15}, P=P_{15})$$

$$s_{15} = 6.86 \text{ kJ/(kgK)}$$

$$\dot{E}x_{15} = h_{15} - h_o - T_o (s_{15} - s_o)$$

$$\dot{E}x_{15} = 0 \text{ kW}$$

16 Noktasının bulunması:

$$P_{16} = P_{15} \times P_{R-Br}$$

$$P_{16} = 1520 \text{ kPa}$$

$$s_{16s} = s_{15}$$

$$h_{16s} = \text{Enthalpy}(\text{Air\_ha}, s=s_{16s}, P=P_{16})$$

$$h_{16s} = 647.6 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{K1} = \frac{(h_{16s} - h_{15})}{(h_{16} - h_{15})} \quad \text{"h}_{16} \text{ bulunur"}$$

$$h_{16} = 734.9 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{16} = \text{Entropy}(\text{Air\_ha}, h=h_{16}, P=P_{16})$$

$$s_{16} = 6.989 \text{ kJ/(kgK)}$$

$$T_{16} = \text{Temperature}(\text{Air\_ha}, P=P_{16}, h=h_{16})$$

$$T_{16} = 719.3 \text{ K}$$

$$\dot{E}x_{16} = h_{16} - h_o - T_o(s_{16} - s_o)$$

$$\dot{E}x_{16} = 119418 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{K1} = \dot{m}_{hava}(h_{16} - h_{15})$$

$$\text{Yakıt ekserji denklemi: } \dot{W}_{K1} = 130934 \text{ kW}$$

$$\text{Ürün ekserji denklemi: } \dot{E}x_{16} - \dot{E}x_{15} = 119418 \text{ kW}$$

$$\text{Ekserji yıkım denklemi: } \dot{I}_{K1} = \dot{W}_{K1} - (\dot{E}x_{16} - \dot{E}x_{15}) = 11516 \text{ kW}$$

$$Z_{K1} = \frac{71.1 \dot{m}_{hava}}{(0.9 - \eta_{K1})} P_R \ln P_R$$

$$Z_{K1} = 8.664 \times 10^6$$

$$\text{Referans yılındaki maliyet (RFY)} = \text{orjinal yılındaki maliyet} \frac{M_{\text{referans yılı}}}{M_{\text{orjinal yılı}}}$$

$$\dot{Z}_{K1} = (\text{RFY}) \frac{Z_{K1} \cdot \text{CRF} \cdot \varphi}{(N \cdot 3600)}$$

$$\text{RFY} = 654.1 / 427.4$$

$$\dot{Z}_{K1} = 235.9 \text{ (\$/h)}$$

$$c_{15} = 0, c_{WK1} = c_{WT1}$$

$$\dot{C}_{15} = c_{15} \dot{E}_{15}$$

$$\dot{C}_{15} = 0$$

$$\dot{C}_{16} = c_{16} \dot{E}_{16}$$

$$\dot{C}_{16} = 15663.6 \text{ (\$/h)}$$

$$\dot{C}_{WK1} = c_{WK1} \dot{W}_{K1}$$

$$\dot{C}_{15} + \dot{C}_{WC1} + \dot{Z}_{K1} = \dot{C}_{16}$$

#### 4.ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

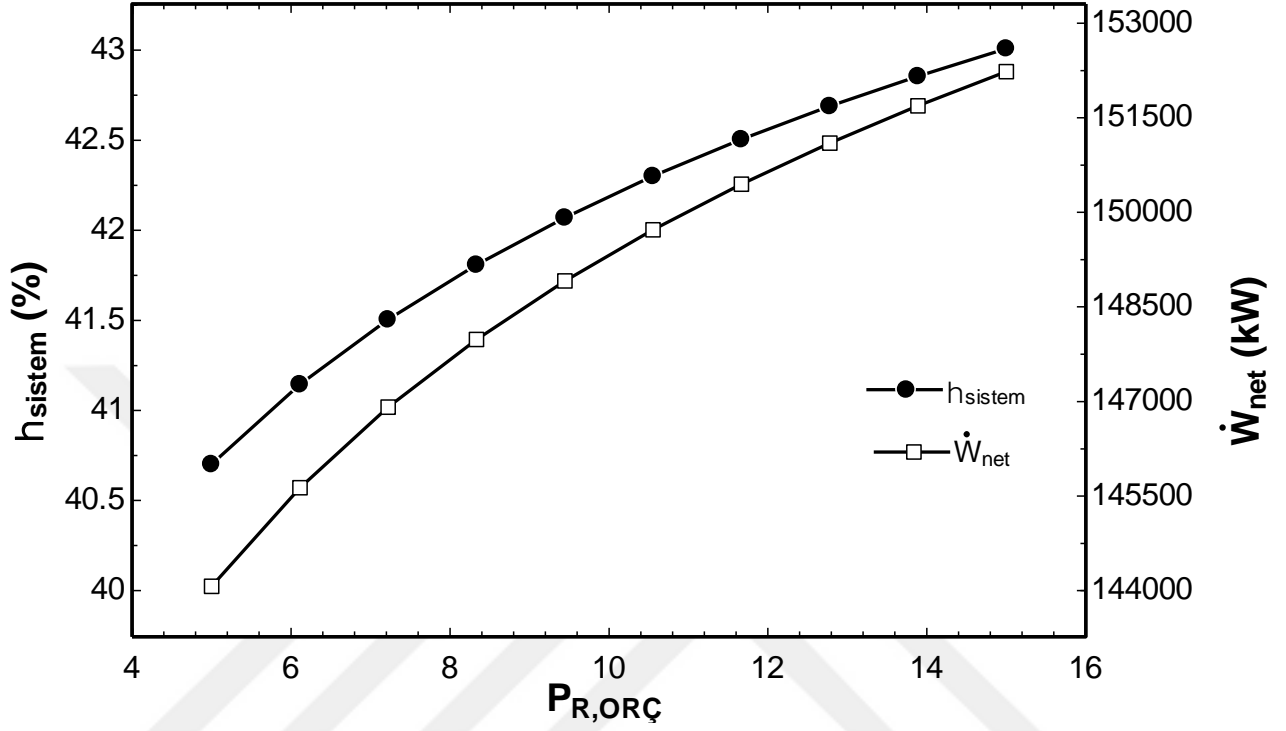
Birleşik sistemin enerji, ekserji ve eksergoekonomik performansının daha önce belirlenen kararlı parametrelerine (kompresör-II giriş sıcaklığı, kompresör -I-II ve türbin-I-III izentropik verimleri, S-CO<sub>2</sub> çevrimi basınç oranı, türbin-III giriş basıncı, ORÇ basınç oranı ve propan akış oranı) göre değişimini görebilmek için bir çalışma yapılmış ve Tablo 3.2’de belirtilen değer aralığına göre grafikler çizilmiştir. Daha önce de bahsedildiği gibi belirlenen kararlı değişkenlere göre ekserji ve ısı verimlerini maksimum yapan ve ortalama birim ürün maliyetini minimum yapan optimum çalışma noktaları bu grafikler üzerinde yorumlanarak değerlendirilmiştir. Grafik çizimlerinde sistem performansı üzerindeki etkisi araştırılan kararlı değişken dışındaki diğer parametreler daha önce Tablo 3.1’de kabul edilen tasarım girdi parametrelerinde sabit tutulmuştur.

Tablo 3.1’de verilen tasarım girdi parametrelerine göre termodinamik özellikler, kütle akış oranları ve akış maliyetleri amaçlanan birleşik sistemin her bir elamanı için hesaplanmış ve Tablo 4.1’de sunulmuştur. Tablo 4.1’deki değerler temel durum dikkate alınarak elde edilmiştir.

**Tablo 4.1.** Termodinamik özellikler ve kütle akış oranları ile birim enerjideki akım maliyetleri

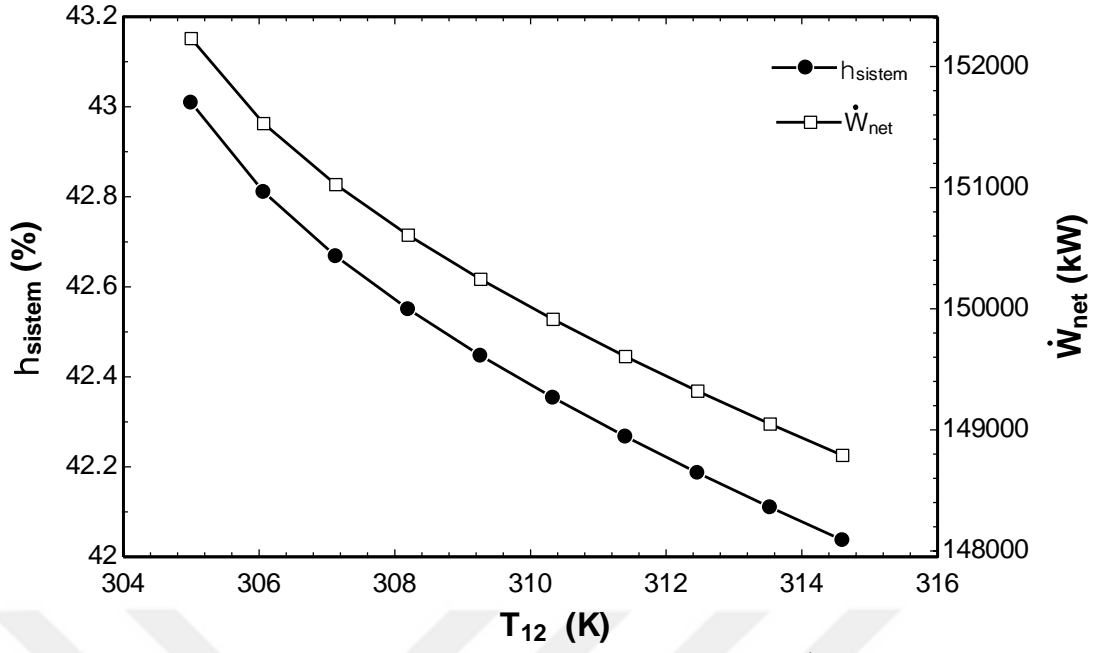
Durum no	T (K)	P (kPa)	$\dot{m}$ (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/(kgK))	$\dot{E}_x$ (kW)	c (\$/GJ)	$\dot{C}$ (\$/h)
1	112	105	160.28	-909.8	-6.666	172803	9.87	6138
2	112.4	1050	160.28	-907	-6.661	173013	9.95	6195.6
3	115.5	8200	160.28	-885.9	-6.625	174637	10.52	6609.6
4	243.3	8200	160.28	-259.9	-3.144	108634	7.60	2971.44
5	293.2	8200	160.28	-97.56	-2.534	105508	9.05	3439.08
5_1	293.2	8200	11.648	-97.56	-2.534	616647	9.05	20098.8
6	293.2	8200	148.632	-97.56	-2.534	97841	9.05	3189.24
7	532.5	20	90	1147	4.4	4741	101.70	1736.64
8	199.9	20	90	31.99	0.2904	14690	101.70	5382
9	200	300	90	32.56	0.2909	14726	101.90	5403.6
10	619.9	300	90	1393	4.318	29090	101.70	10656
11	709.8	7380	230	404.2	0.03083	90910	35.32	11559.6
12	305	7380	230	-128.1	-1.153	49658	35.32	6314.4
13	375.1	22140	230	-87.09	-1.133	57733	36.74	7635.6
14	833.9	22140	230	540.2	-0.003505	124564	35.32	15836.4
15	298.2	101.3	300	298.4	6.86	0	0.00	0
16	719.3	1520	300	734.9	6.989	119418	36.44	15663.6
17	1520	1489	311.648	1662	7.855	332556	30.02	35935.2
18	854.1	99.27	311.648	882.3	7.962	79624	30.02	8604
19	400	99.27	311.648	401.3	7.163	3949	30.02	426.6
20	317.4	99.27	311.648	317.9	6.929	-351.3	30.02	-37.944

Şekil 4.1’ de ORÇ kompresör basınç oranının sistemin ısı verimi üzerindeki etkisi incelenmiştir. ORÇ kompresör basınç oranı arttıkça bileşik sistemin ısı verimi ( $\eta_{\text{sistem}}$ ) artmaktadır. Bunun nedeni sistemin enerji girdisi değişmezken bileşik sistemin net güç çıktısının ( $\dot{W}_{\text{net}}$ ) basınç oranları ile artış göstermesidir.



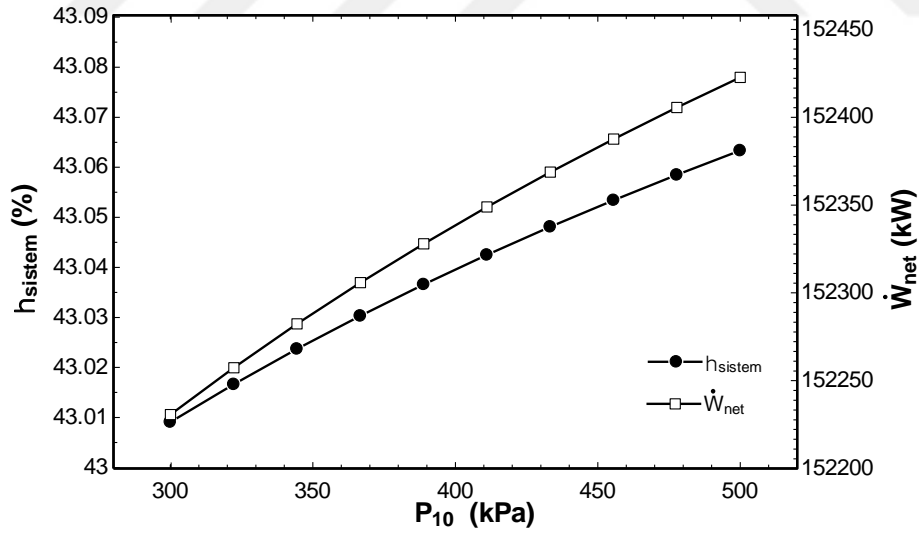
Şekil 4.1. ORÇ çevrimindeki basınç oranının  $\eta_{\text{sistem}}$  ve  $\dot{W}_{\text{net}}$  değerleri üzerine etkisi

Şekil 4.2’de S- CO<sub>2</sub> çevrimindeki kompresör giriş sıcaklığı  $T_{12}$ ’nin  $\dot{W}_{\text{net}}$  ve  $\eta_{\text{sistem}}$  değerleri üzerindeki etkisi görülmektedir. Şekil 4.2’de görüldüğü gibi  $T_{12}$ ’nin artması ile  $\dot{W}_{\text{net}}$  ve  $\eta_{\text{sistem}}$  azalmıştır. Bunun nedenin  $T_{12}$ ’nin artması ile ORÇ çevrimine geçecek ısı miktarının azalması ile ORÇ çevriminden elde edilen gücün azalması olarak açıklanabilir.  $\dot{W}_{\text{net}}$ ’deki bu azalma sisteme giren enerji girdisi sabit iken  $\eta_{\text{sistem}}$  değerini azaltmıştır.



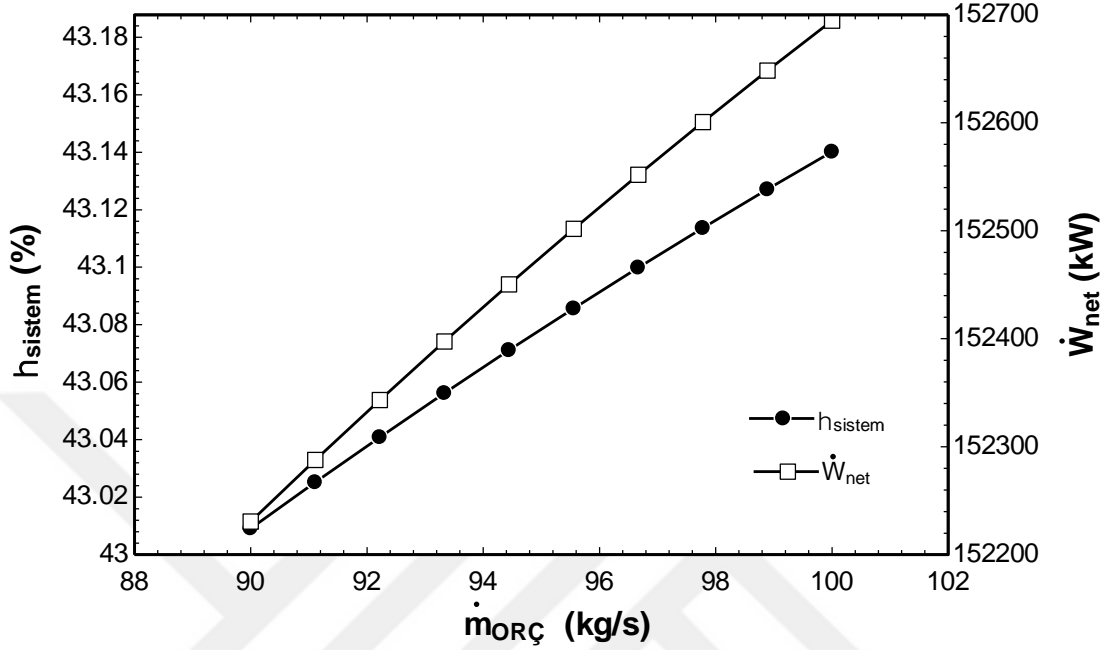
Şekil 4.2. S- CO<sub>2</sub> çevrimindeki kompresör giriş sıcaklığı T<sub>12</sub>'nin η<sub>sistem</sub> ve W<sub>net</sub> değerleri üzerine etkisi

Şekil 4.3'de ORÇ çevrimindeki türbin giriş basıncı P<sub>10</sub>'nun W<sub>net</sub> ve η<sub>sistem</sub> değerleri üzerindeki etkisi görülmektedir. Türbin giriş basıncı arttıkça sisteme enerji girişi sabit tutulurken W<sub>net</sub> ve beraberinde η<sub>sistem</sub> değeri artmıştır.



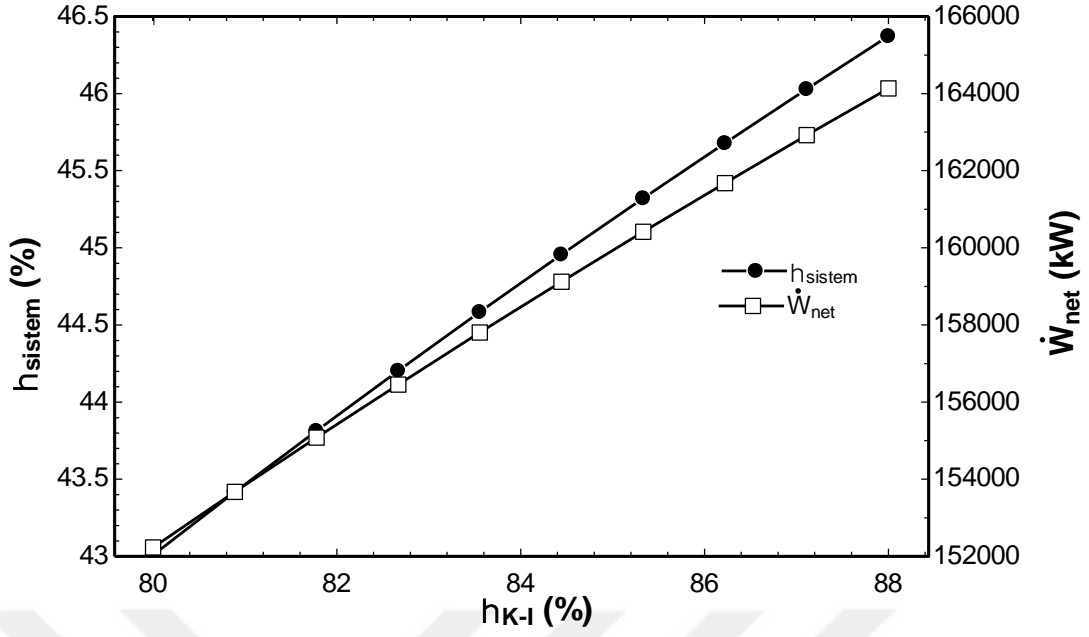
Şekil 4.3. ORÇ çevrimindeki türbin giriş basıncı P<sub>10</sub>'nun η<sub>sistem</sub> ve W<sub>net</sub> değerleri üzerine etkisi

Şekil 4.4’de ORÇ çevrimindeki kütleli debinin  $\dot{W}_{net}$  ve  $\eta_{sistem}$  değerleri üzerindeki etkisi görülmektedir. Kütleli debideki artış  $\dot{W}_{net}$  değerini arttırmış böylece  $\eta_{sistem}$  değeri de artmıştır.

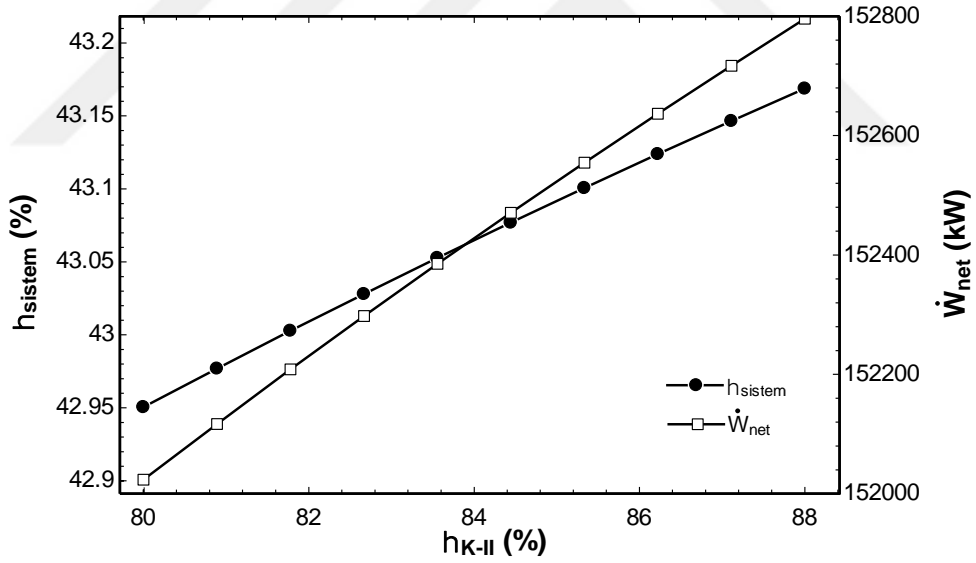


Şekil 4.4. ORÇ çevrimindeki kütleli debinin  $\eta_{sistem}$  ve  $\dot{W}_{net}$  değerleri üzerine etkisi

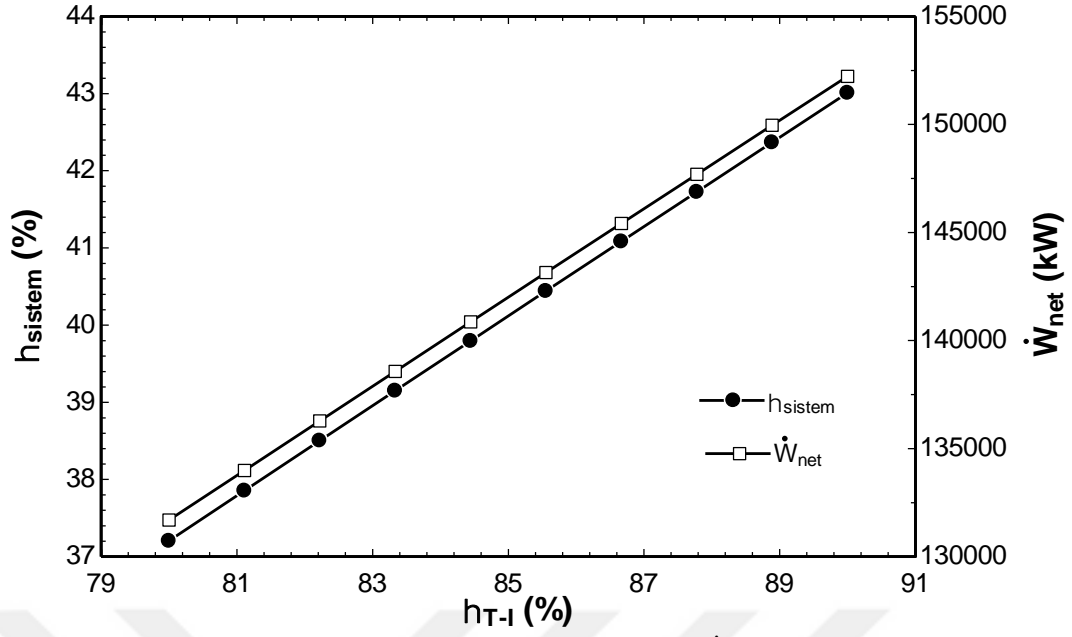
Şekil 4.5-4.9’da Brayton ve S-CO<sub>2</sub> çevrimindeki kompresör ve türbin verimleri ile ORÇ çevrimindeki türbinin veriminin sistemin enerji performansı üzerine etkisi görülmektedir. Türbin ve kompresörlerdeki izentropik verim artışı sistemin net gücünü ve beraberinde az da olsa ısı verim değerini arttırmaktadır.



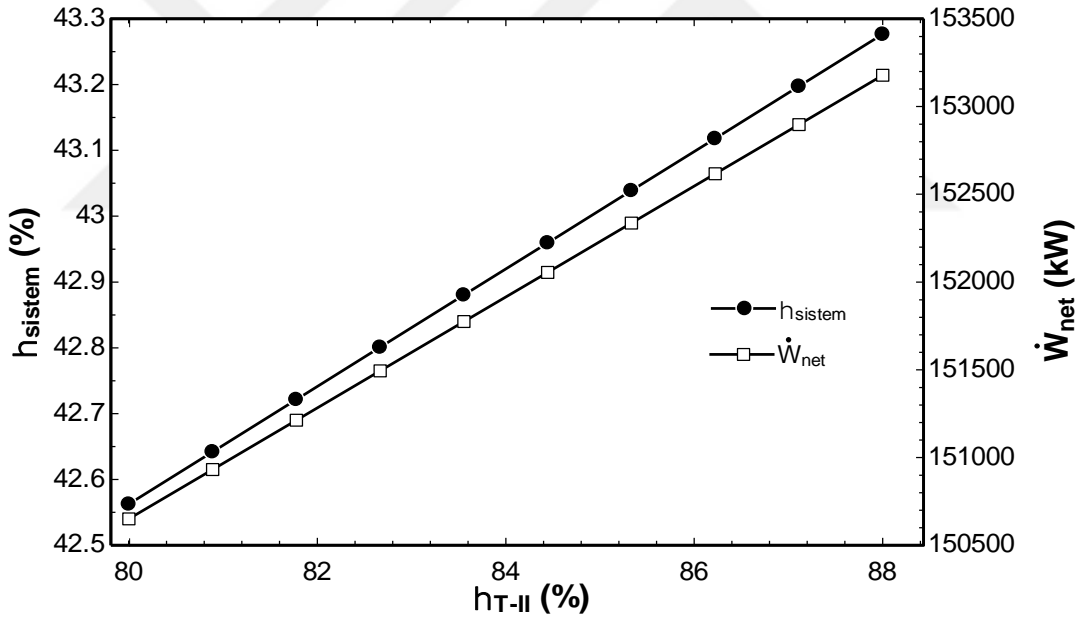
Şekil 4.5. Brayton çevrimindeki kompresör veriminin  $\eta_{\text{sistem}}$  ve  $\dot{W}_{\text{net}}$  değerleri üzerine etkisi



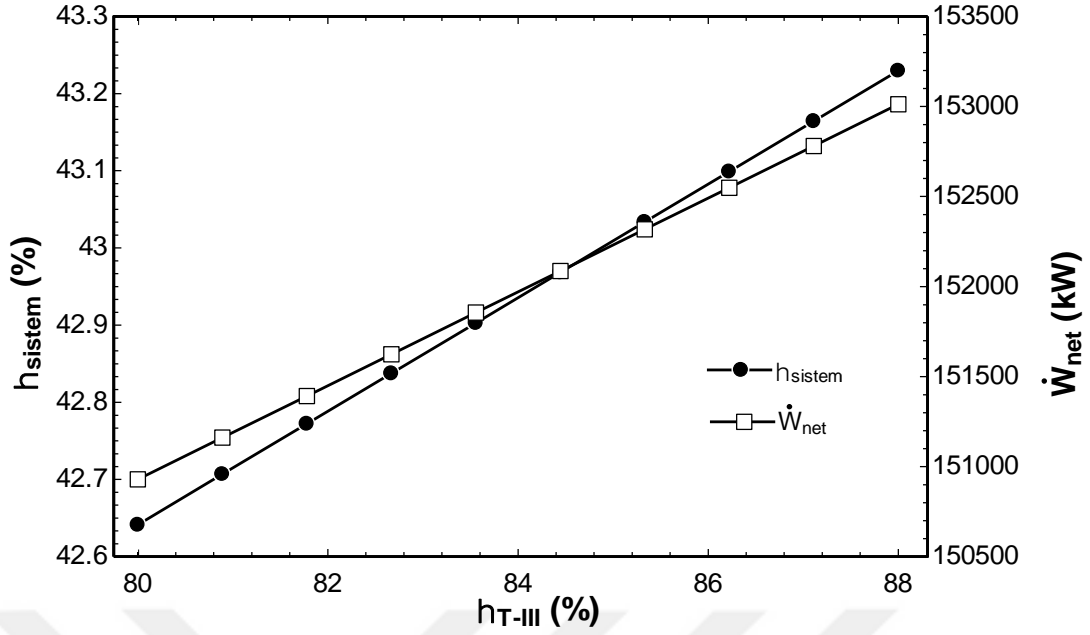
Şekil 4.6. S-CO<sub>2</sub> çevrimindeki kompresör veriminin  $\eta_{\text{sistem}}$  ve  $\dot{W}_{\text{net}}$  değerleri üzerine etkisi



Şekil 4.7. Brayton çevrimindeki türbin veriminin  $\eta_{\text{sistem}}$  ve  $\dot{W}_{\text{net}}$  değerleri üzerine etkisi



Şekil 4.8. S-CO<sub>2</sub> çevrimindeki türbinin veriminin  $\eta_{\text{sistem}}$  ve  $\dot{W}_{\text{net}}$  değerleri üzerine etkisi



Şekil 4.9. ORÇ çevrimindeki türbin veriminin  $\eta_{sistem}$  ve  $\dot{W}_{net}$  değerleri üzerine etkisi

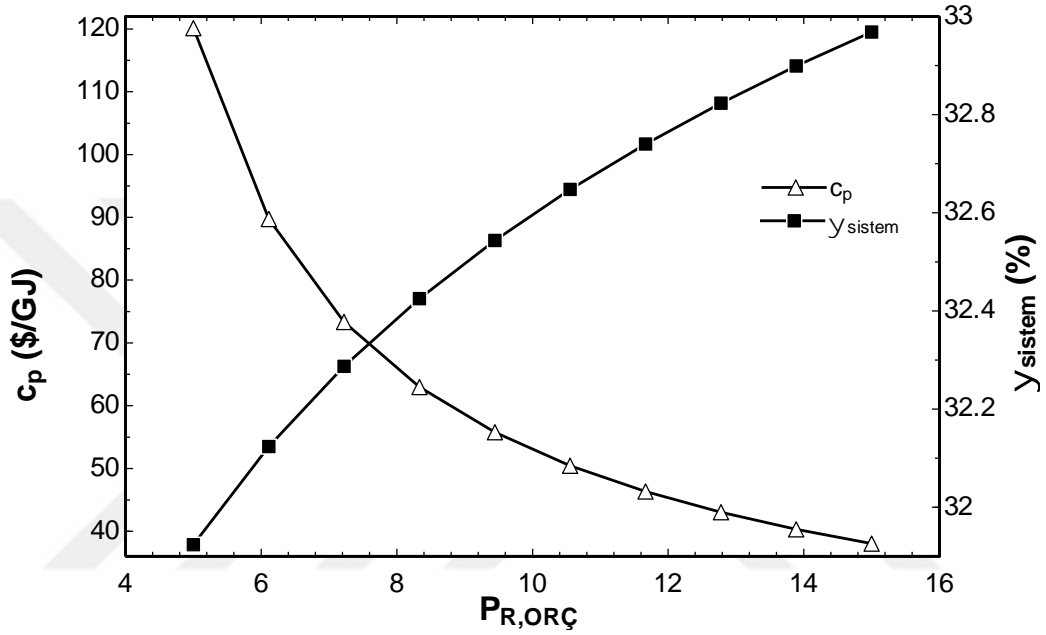
Kararlı parametrelerin sistemin ısı verimi üzerine etkisi analiz edildiğinde ORÇ kompresör basınç oranı, ORÇ çevrimindeki türbin giriş basıncı, ORÇ çevrimindeki kütleli debi, Brayton ve S-CO<sub>2</sub> çevrimindeki kompresör ve türbin izentropik verimleri ile ORÇ çevrimindeki türbinin izentropik verimlerinin artmasının ısı verimi arttırdığı ve S-CO<sub>2</sub> çevrimindeki kompresör giriş sıcaklığı  $T_{12}$ 'nin artmasının ise ısı verimi azalttığı görülmüştür.

Tablo 4.2'de Brayton çevriminden ve ona bağlanan alt çevrimlerden (S-CO<sub>2</sub> ve ORÇ) elde edilen güç değerleri ile sistemden elde edilen net güç değerleri verilmiştir. Ayrıca sistemde harcanan güç değerleri de Tablo 4.2'de gösterilmiştir. Tablo 4.2 bize birleşik güç sisteminden elde edilen gücün tek başına Brayton çevriminden elde edilen gücün %41 daha fazla olduğunu göstermiştir.

Tablo 4.2. Birleşik sisteme ait güç değerleri

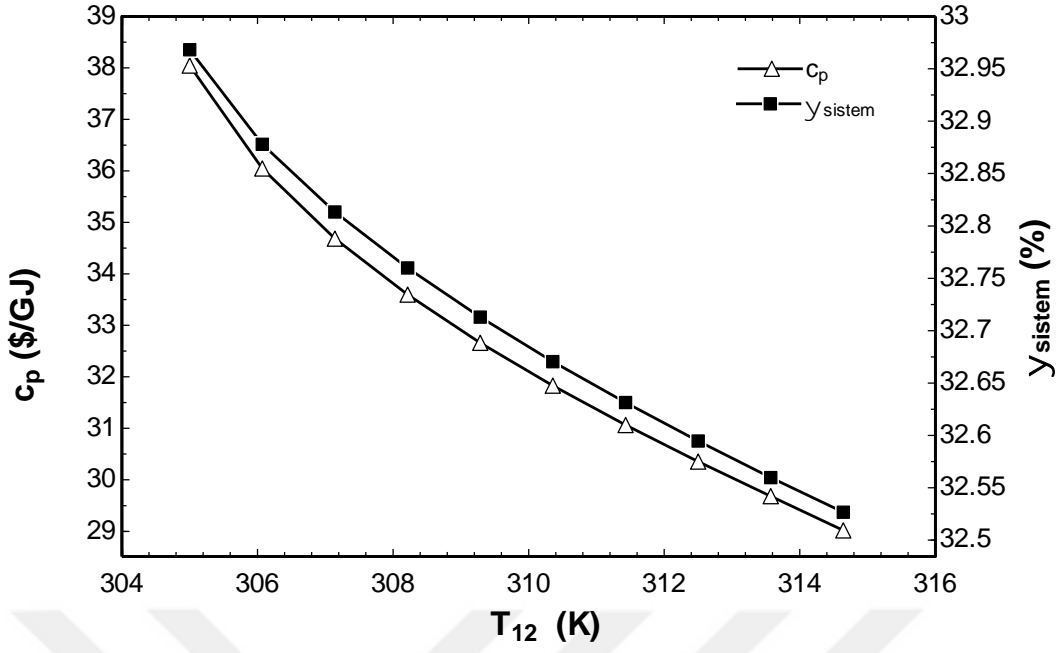
Brayton Çevrimi		Brayton+SCO <sub>2</sub> Çevrimi		Brayton+SCO <sub>2</sub> +ORÇ Çevrimi	
$\dot{W}_{T1}$ (kW)	243044	$\dot{W}_{T1} + \dot{W}_{T2}$ (kW)	274344	$\dot{W}_{T1} + \dot{W}_{T2} + \dot{W}_{T3}$ (kW)	296473
$\dot{W}_{K1}$ (kW)	130934	$\dot{W}_{K1} + \dot{W}_{K2}$ (kW)	140364	$\dot{W}_{K1} + \dot{W}_{K2}$ (kW)	140364
$\dot{W}_{P1} + \dot{W}_{P2}$ (kW)	3826.5	$\dot{W}_{P1} + \dot{W}_{P2}$ (kW)	3826.5	$\dot{W}_{P1} + \dot{W}_{P2} + \dot{W}_{P3}$ (kW)	3877.62
$\dot{W}_{net}$ (kW)	108283.5	$\dot{W}_{net}$ (kW)	130153.5	$\dot{W}_{net}$ (kW)	152231.38

Şekil 4.10'da ORÇ kompresör basınç oranının  $c_p$  ve  $\psi_{\text{sistem}}$  değerleri üzerine etkisi incelenmiştir. ORÇ kompresör basınç oranı arttıkça ortalama birim ürün maliyeti  $c_p$  azalmaktadır. Basınç oranının artması çevrimdeki kompresörlerin ürün maliyetini arttırmaktadır ama sistemin tamamına bakıldığında  $c_p$  değerinde bir düşme görülmektedir. Diğer taraftan  $\psi_{\text{sistem}}$  değeri basınç oranının artışı ile artmaktadır. Bunun nedeni sistemin enerji girdisi değişmezken  $\dot{W}_{\text{net}}$  değerinin basınç oranı ile artış göstermesidir.



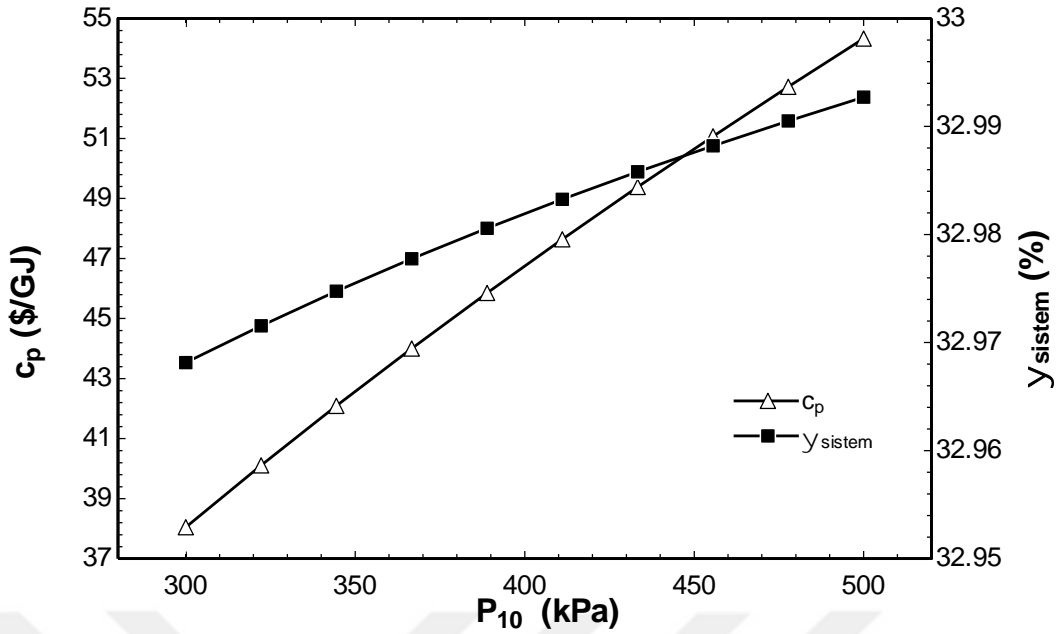
Şekil 4.10. ORÇ çevrimindeki basınç oranının  $c_p$  ve  $\psi_{\text{sistem}}$  değerleri üzerine etkisi

Şekil 4.11'de S- CO<sub>2</sub> çevrimindeki kompresör giriş sıcaklığı  $T_{12}$ 'nin  $c_p$  ve  $\psi_{\text{sistem}}$  değerleri üzerindeki etkisi görülmektedir. Kompresör giriş sıcaklığı arttıkça ortalama birim ürün maliyeti  $c_p$ 'deki azalma  $\psi_{\text{sistem}}$  değerine göre oldukça fazladır. Şekil 4.2'de görüldüğü gibi  $T_{12}$ 'nin artması ile  $\dot{W}_{\text{net}}$  azalmıştır.  $\dot{W}_{\text{net}}$ 'deki bu azalma sisteme giren enerji ve dolayısıyla ekserji girdisi sabit iken  $\psi_{\text{sistem}}$  değerlerini azaltmıştır.

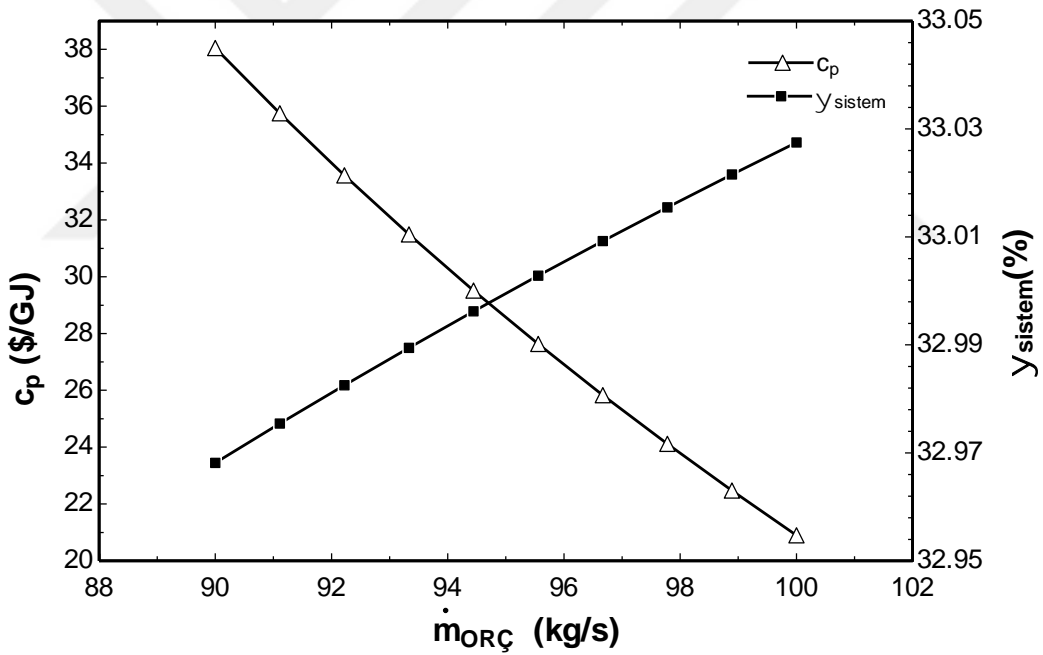


Şekil 4.11. S-CO<sub>2</sub> çevrimindeki kompresör giriş sıcaklığı  $T_{12}$ 'nin  $c_p$  ve  $\psi_{sistem}$  değerleri üzerine etkisi

Şekil 4.12'de ORÇ çevrimindeki türbin giriş basıncı  $P_{10}$ 'nun  $c_p$  ve  $\psi_{sistem}$  değerleri üzerindeki etkisi görülmektedir. Türbin giriş basıncı arttıkça ortalama birim ürün maliyeti  $c_p$ 'deki artış  $\psi_{sistem}$  değerine göre oldukça fazladır.  $\psi_{sistem}$ 'deki artış çok küçük bir değerdir. Şekil 4.3'de görüldüğü gibi  $P_{10}$ 'nin artması ile sisteme enerji girdisi sabit tutulurken  $\dot{W}_{net}$  ve beraberinde  $\psi_{sistem}$  değeri artmıştır.



Şekil 4.12. ORÇ çevrimindeki türbin giriş basıncı  $P_{10}$ 'nun  $c_p$  ve  $\psi_{sistem}$  değerleri üzerine etkisi

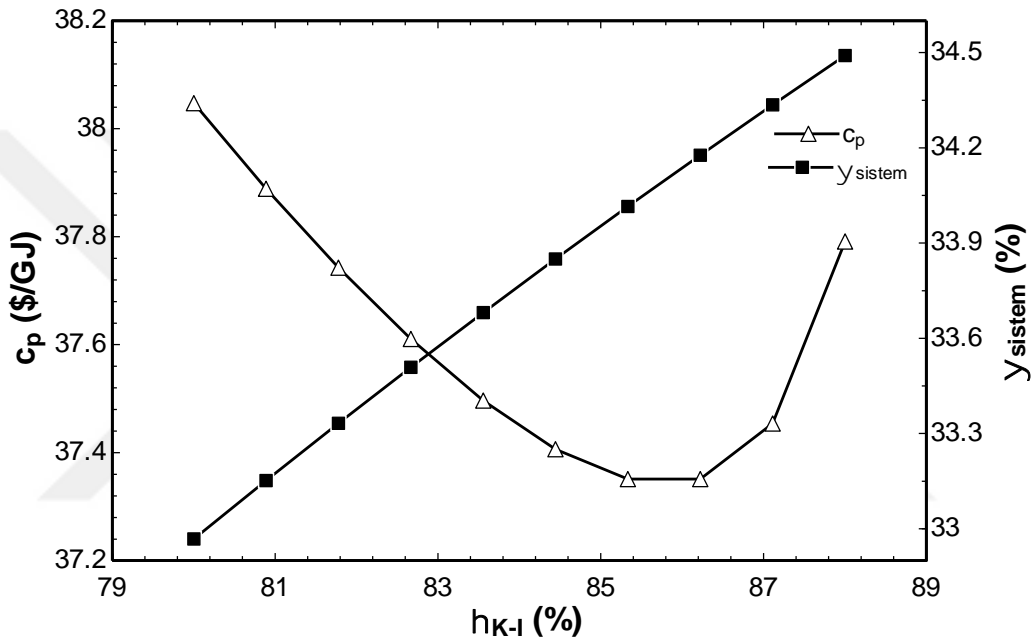


Şekil 4.13. ORÇ çevrimindeki kütleli debinin  $c_p$  ve  $\psi_{sistem}$  değerleri üzerine etkisi

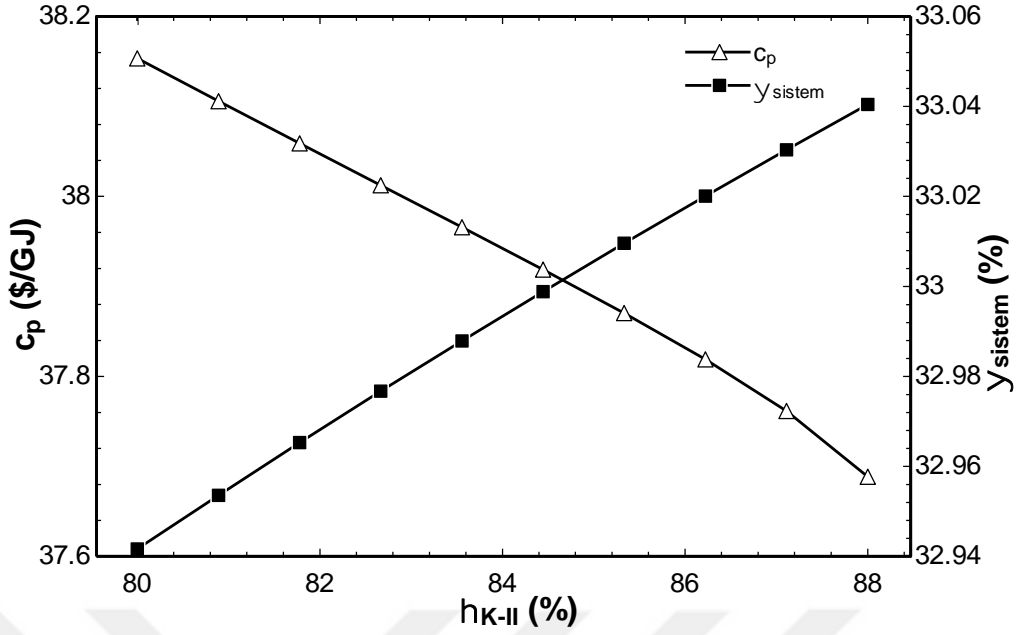
Şekil 4.13'de ORÇ çevrimindeki kütleli debinin  $c_p$  ve  $\psi_{sistem}$  değerleri üzerindeki etkisi görülmektedir. Kütleli debi arttıkça ortalama birim ürün maliyeti  $c_p$  azalmakta ve sistemin ekserjisi çok küçük miktar da olsa artmaktadır. Kütleli debideki artış  $\dot{W}_{net}$  değerini arttırmış böylece  $\psi_{sistem}$  değerleri de artmıştır (Şekil 4.4).

Şekil 4.14'de Brayton çevrimindeki kompresör veriminin  $c_p$  ve  $\psi_{sistem}$  değerleri üzerindeki etkisi görülmektedir. Verim değeri arttıkça ortalama birim ürün maliyeti  $c_p$

azalmakta ve belirli bir değerden sonra artmaya başlamaktadır. Normalde bu ürünlerdeki verim artışı tek başına kompresör ürün maliyetini arttırmaktadır ama sistemin tamamına bakıldığında  $c_p$  değerini düşürmektedir. Kompresördeki izentropik verim artışı Şekil 4.5’de görüldüğü üzere sistemin net gücünü ve beraberinde az da olsa ekserji verim değerini arttırmaktadır. Grafikler incelendiğinde Brayton çevrimindeki kompresör veriminin  $c_p$  değerini minimum eden bir değere sahip olduğu görülmektedir. Bu değer,  $\eta_{C,1} = 86.22\%$  için  $c_p = 37.35\$/GJ$ ’dir.

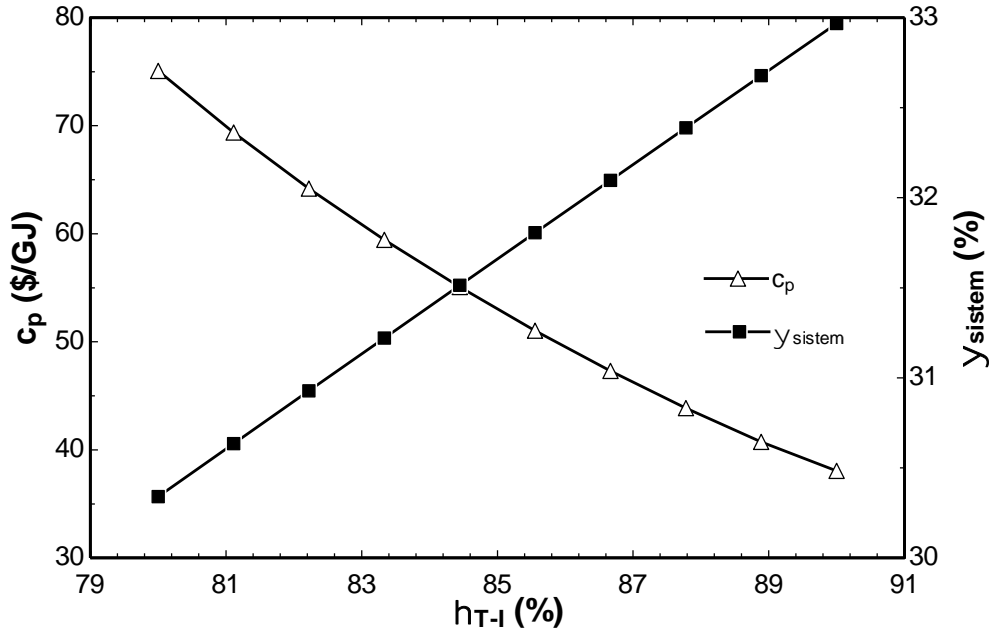


Şekil 4.14. Brayton çevrimindeki kompresör veriminin  $c_p$  ve  $\psi_{\text{sistem}}$  değerleri üzerine etkisi

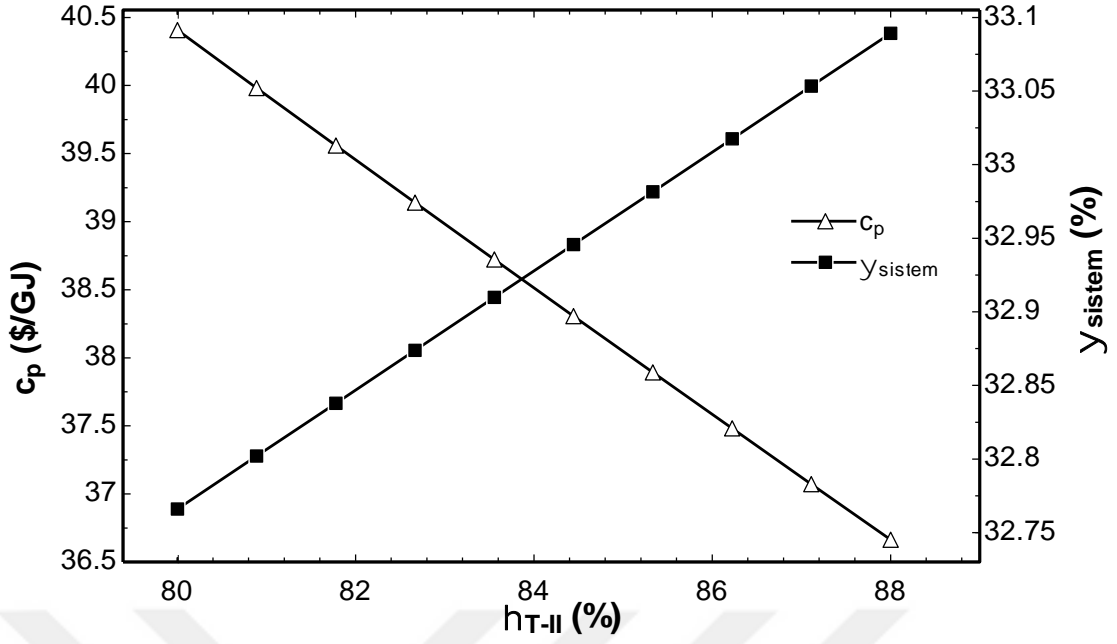


Şekil 4.15. S-CO<sub>2</sub> çevrimindeki kompresör veriminin  $c_p$  ve  $\psi_{sistem}$  değerleri üzerine etkisi

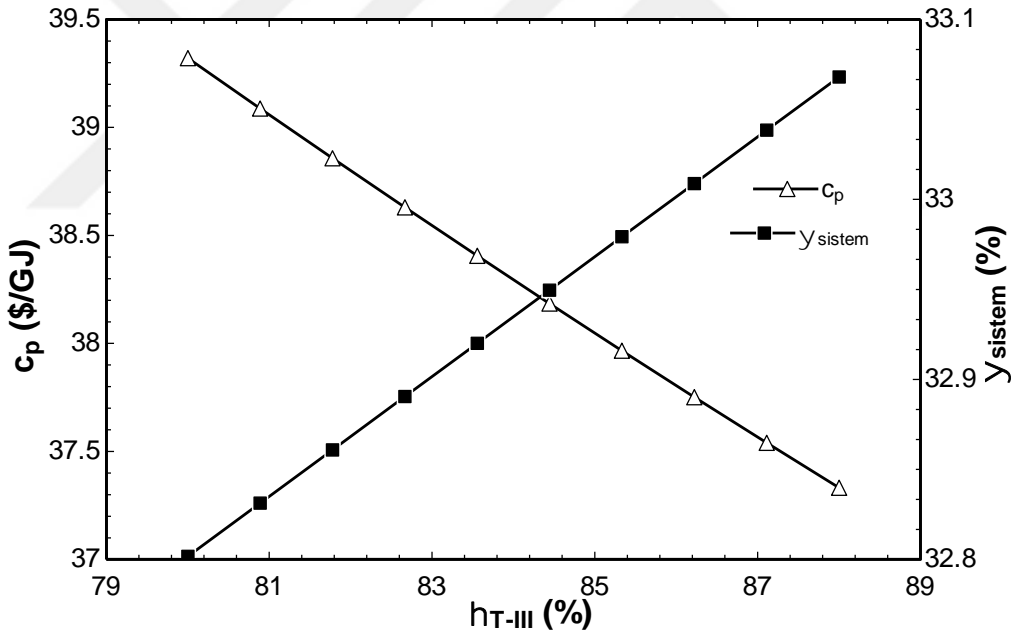
Şekil 4.15-4.18'de S-CO<sub>2</sub> çevrimindeki kompresör ve türbin izentropik verimleri ile Brayton ve ORÇ çevrimindeki türbinin izentropik verimlerinin sistemin  $c_p$  ve  $\psi_{sistem}$  değerleri üzerine etkisi görülmektedir. Verim değeri arttıkça ortalama birim ürün maliyeti  $c_p$  azalmaktadır. Türbin ve kompresörlerdeki verim sistemin net gücünü ve beraberinde az da olsa ekserji verim değerini arttırmaktadır.



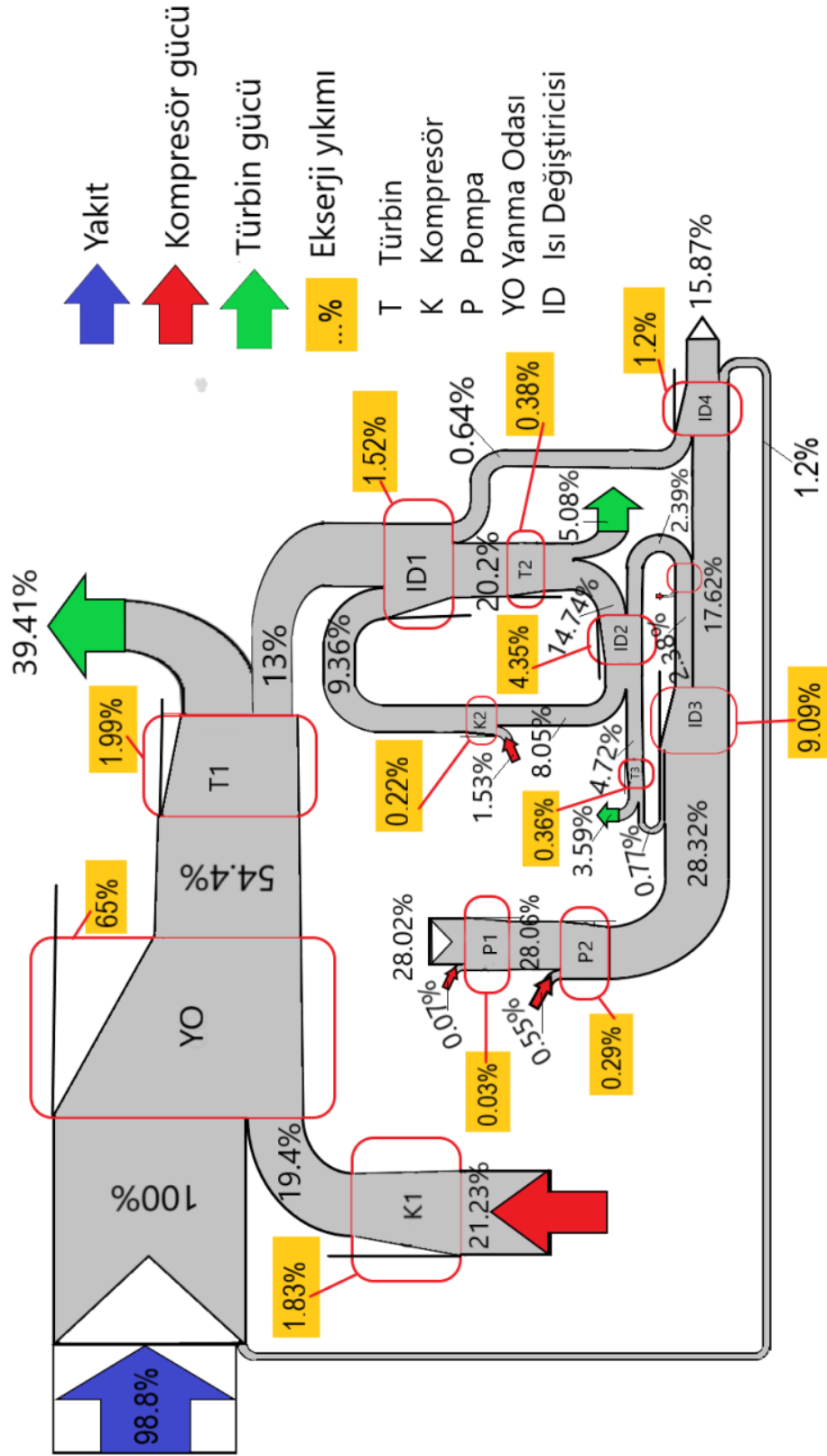
Şekil 4.16. Brayton çevrimindeki türbin veriminin  $c_p$  ve  $\psi_{sistem}$  değerleri üzerine etkisi



Şekil 4.17. S-CO<sub>2</sub> çevrimindeki türbin veriminin  $c_p$  ve  $\psi_{\text{sistem}}$  değerleri üzerine etkisi



Şekil 4.18. ORÇ çevrimindeki türbin veriminin  $c_p$  ve  $\psi_{\text{sistem}}$  değerleri üzerine etkisi



Şekil 4.19. Önerilen bileşik sistemin ekserji akış diyagramı

Yakıtın fiziksel ve kimyasal ekserjisi şekil 4.19'da gösterilen grassman diyagramı için giriş ekserjisi olarak alınmıştır. Şekil 4.19'da mavi renk yakıtı, kırmızı renk kompresör gücünü, yeşil renk türbin gücünü ve sarı renk sistemi oluşturan bileşenlerin ekserji yıkımlarını göstermektedir.

Şekil 4.19'da de görüldüğü üzere ekserji yıkımı konusunda en çok dikkati çeken eleman yanma odası olmaktadır. Yanma odasındaki tersinmezliklerden dolayı ekserji yıkımı %65 ile sistemdeki diğer bileşenlere göre oldukça yüksek çıkmaktadır ve bu değeri sırasıyla ısı değiştiricisi III (%9.09) ve ısı değiştiricisi II (%4.35) takip etmektedir. Bunun anlamı ekserji yıkımı değerlerinin bu elemanlarda azaltılması için bu elemanlara odaklanılması gerektiğidir. Şekil 4.19'a göre giren ekserjinin %39.41 türbin 1'de, %5.08 türbin 2'de ve %3.59 türbin 3'de güç çıktısına dönüşmüştür.

Tablo 4.3'de her bir elemana ait maliyet değerleri, eksergoekonomik faktör değerleri ve ekserji yıkım maliyet değerleri temel duruma göre verilmiştir. Exergo-ekonomik faktörü, yatırım maliyetlerinin ve ekserji yıkım maliyetinin göreceli önemini ifade eder. Bir bileşen için düşük bir exergo-ekonomik faktör değeri, maliyet tasarrufu sağlamak için bileşenin ekserji yıkımının azaltılması gerektiğini düşündürmektedir. Öte yandan, yüksek bir eksergoekonomik faktör değeri, bu bileşenin yatırım maliyetlerinin düşürülmesi gerektiğini göstermektedir.

Tablo 4.3 incelendiğinde amaçlanan birleşik sistemdeki en yüksek eksergoekonomik faktör %55.05 olarak türbin I için hesaplanmıştır ve onu sırasıyla kompresör1 %14.81 değeri ile ve pompa 1 %13.75 değeri ile takip etmektedir. Türbin I'in izentropik verimi %90'dır. Bu durum etkin bir sistem elde etmek için bu bileşenin yatırım maliyetlerini azaltmaya odaklanması gerektiği anlamına gelir.

Isı değiştiricisi-3'de ise en düşük eksergoekonomik faktör %0.02 olarak hesaplanmıştır. Bu değer düşük olmasına bizi ekserji yıkım maliyetinin yatırım maliyetine göre oldukça baskın olduğunu göstermiştir. Bu türündeki ekserji yıkımı ve onun maliyeti oldukça fazladır. Bu durum iki akışkan arasındaki ısı transferinde iyi bir sıcaklık uyumu yakalanmadığından kaynaklanmaktadır. Bu durum, ısı değiştiricisi III'deki ekserji yıkımının azaltılmasına odaklanılması gerektiği anlamına gelir.

En yüksek ekserji yıkımına sahip olan yanma odasındaki f değeri ise % 0.46 değerindedir ve bu değer düşük olması ekserji yıkım maliyetinin yüksek olduğunu göstermektedir. Yanma odasındaki önlenemez sıcaklık farkı, karışım ve yanma kimyasal tepkimesindeki

tersinmezliklerden ötürü bu elamanın performansının iyileştirilmesine yönelik istenildiği gibi bir çalışma yapmak pek de mümkün görülememektedir.

Türbin I dışındaki tüm sistem bileşenlerinde, eksergo-ekonomik faktör değerleri % 50'den düşüktür. Türbin I'in eksergo-ekonomik faktörü % 55.05 olarak bulunmuştur. Bu durum, türbin1 sistem elemanı için maliyet tasarrufu ve bütün sistem dikkate alındığında uygun maliyetli sistem elde etmek için yatırım maliyetinin düşürülmesi gerektiği anlamına gelir. Kalan bileşenler için ekserji tahribatı azaltılmalıdır.

**Tablo 4.3.** Birleşik sistemin her bir elemanı için ekserji yıkım ve eksergoekonomik parametre değerleri

Bileşen	$\dot{I}(kW)$	$\dot{C}_D(\$ / h)$	$\dot{Z}(\$ / h)$	$\dot{Z} + \dot{C}_D(\$ / h)$	$f(\%)$
<b>YO</b>	403509	19762	90.61	19852.6	0.46
<b>K1</b>	11516	1357	235.9	1592.9	14.81
<b>K2</b>	1355	187.3	18.34	205.6	8.92
<b>T1</b>	9888	1069	1309	2378.0	55.05
<b>T2</b>	2354	299.3	47.1	346.4	13.60
<b>T3</b>	2221	813.3	45.43	858.7	5.29
<b>ID1</b>	8844	955.7	24.95	980.7	2.54
<b>ID 2</b>	26887	3419	7.831	3426.8	0.23
<b>ID 3</b>	56054	20530	4.093	20534.1	0.02
<b>ID 4</b>	7426	802.4	2.768	805.2	0.34
<b>P1</b>	238.1	28.06	4.473	32.5	13.75
<b>P2</b>	1753	206.6	18.76	225.4	8.32
<b>P3</b>	15.24	6.174	0.9571	7.1	13.42
<b>Bütün</b>	532060.34	49435.834	1810.2121	51246.0	3.53

Bütün sistemin eksergo-ekonomik faktörü % 3.53 olarak hesaplanmıştır (Tablo 4.3). Bu değer oldukça küçüktür ve sistemdeki geri kalan maliyetin %96.47 sinin ekserji yıkım maliyetinden oluştuğunu göstermektedir. Bu durum sistem elemanlarındaki ekserji yıkımının azaltılmasına odaklanılması gerektiğini göstermektedir.

Her bir sistem elemanı için performans iyileştirmesine yönelik ayrı ayrı yapılan bu tavsiyeler birleşik sistemin performansının da artacağını göstermemektedir. Örneğin Şekil 4.15'de görüldüğü gibi kompresör 2'nin izentropik verimi artarken birleşik sistemin toplam birim ürün maliyeti de düşmektedir. Bu durum bize bir elamandaki performans iyileşmesinin başka bir elemanda aynı şekilde sonuçlanmayacağını ve elemanları ayrı ayrı değerlendirerek yapılan iyileştirme tavsiyelerinin göz ardı edilebileceğini göstermektedir.

#### 4.1. Eksergoekonomik Optimizasyon

Amaçlanan birleşik sistem için önceden belirlenen kararlı değişkenlere göre iki bakış açısıyla bir optimizasyon çalışması yapılmıştır. Sistemin ısı ve ekserji verim değerlerinin maksimize edilmesi (Durum-1) ve ortalama birim ürün maliyetinin minimize edilmesi (Durum-2) optimizasyon çalışmamızın temelini oluşturmaktadır. Grafikler incelendiğinde kararlı değişkenlerdeki değişimin ortalama birim ürün maliyetinde daha büyük bir etki oluşturduğu görülmektedir. Bu durum bize  $c_p$  değerindeki değişimin sistemin ısı ve ekserji verim değerlerine göre daha baskın olduğunu göstermektedir. Enerji ve ekserji analizinde kararlı parametre olarak belirlenen  $\eta_{C1}$ ,  $\eta_{C2}$ ,  $\eta_{T1}$ ,  $\eta_{T2}$ ,  $\eta_{T3}$ ,  $P_{10}$ ,  $\dot{m}_{ORC}$ ,  $P_{R,ORC}$  değerleri arttıkça ve  $T_{12}$  değeri azaldıkça ısı ve ekserji verim değerlerinin arttığı görülmüştür (Şekil 4.1-4.18). Bu yüzden ısı ve ekserji verim değerlerinin maksimize edilmesinde  $\eta_{C1}$ ,  $\eta_{C2}$ ,  $\eta_{T1}$ ,  $\eta_{T2}$ ,  $\eta_{T3}$ ,  $P_{10}$ ,  $\dot{m}_{ORC}$ ,  $P_{R,ORC}$  en yüksek değerleri ve  $T_{12}$ 'nin en düşük değeri alınmıştır. Birim ürün maliyetinin minimize edilmesinde ise  $\eta_{C2}$ ,  $\eta_{T1}$ ,  $\eta_{T2}$ ,  $\eta_{T3}$ ,  $P_{R,ORC}$ ,  $\dot{m}_{ORC}$ ,  $T_{12}$ 'nin en yüksek değerleri ve  $P_{10}$ 'nun en düşük değeri alınmış ve  $\eta_{C1}$  kararlı değişken olarak optimum bir nokta oluşturduğu için seçilmiştir. Tablo 4.4'de temel durum bileşik sistemin kabul edilen değerlere göre, durum-1 ısı ve ekserji verim değerlerini maksimize eden değerlere göre ve durum-2 birim ürün maliyetini minimize eden değerlere göre sonuçları göstermektedir. Durum-1 optimizasyonun da temel duruma göre  $\dot{W}_{net}$  güç değerinde %10'luk kadar bir artış ve  $c_p$  değerinde ise %15 değerinde bir azalma olmuştur. Ayrıca ekserji verimi temel duruma göre biraz daha yüksektir. Bu durum temel duruma göre ekserji yıkımının biraz daha az olduğunu göstermektedir. Durum-2 optimizasyonda ise temel duruma göre  $\dot{W}_{net}$  güç değerinde %1.5'lik kadar bir artış ve  $c_p$  değerinde ise %67 değerinde bir azalma olmuştur. Yine temel durumdaki ekserji verim değerlerinden durum-1 kadar olmasa bile ekserji yıkımının biraz daha az olduğu görülmektedir. Üç durum kıyaslandığında durum-2, temel duruma göre %67 değerinde bir maliyet azalması ve %33.26 ekserji verimi, %43.66 ısı verimi ile diğer durumlara göre en iyi çalışma değerlerine sahiptir.

**Tablo 4.4.** Amaçlanan birleşik sistemin optimum değerleri

Parametre	Temel Durum	Durum-1	Durum-2
Kompresör1 izentropik verim, $\eta_{K1}$	0.8	0.88	0.82
Türbin izentropik verim, $\eta_{T1}$	0.9	0.9	0.9
Kompresör giriş sıcaklığı, $T_{12}(K)$	305	305	314.6
Kompresör izentropik verim, $\eta_{K2}$	0.82	0.88	0.88
Türbin izentropik verim, $\eta_{T2}$	0.85	0.88	0.88
Türbin giriş basıncı, $P_{10}(kPa)$	300	500	300
Basınç oranı, $P_{R-ORC}$	15	15	15
Propan debisi, $\dot{m}_{ORC}(kg/s)$	90	100	100
Türbin izentropik verim, $\eta_{T3}$	0.85	0.88	0.88
Sistemin ekserji verimi, $\psi_{sistem}$ (%)	32.97	34.87	33.26
Sistemin ısı verimi, $\eta_{sistem}$	43.01	47.22	43.66
Sistemin net güç değeri, $\dot{W}_{net}(kW)$	152231	167123	154550
Birim ürün maliyeti, $c_p, (\$/GJ)$	38.05	32.13	12.4

## 5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Türkiye'deki bir LNG terminaline, LNG'nin soğuk enerjisini kullanan yeni bir bileşik sistem önerilmiş bu sistemin performansını etkileyen kararlı parametrelere göre enerji, ekserji ve eksergoekonomik analiz uygulanmıştır. Yapılan termodinamik optimizasyon sonucu en uygun durum olan durum-2'nin çalışma koşullarında sistemin ısı verimi %43.66 ve ekserji verimi %33.26 olarak bulunmuştur. Bu durum sisteme giren enerjinin %43.66 güce dönüştürüldüğünü ve sisteme giren ekserjinin ise %33.26'sından elektrik gücü elde edildiğini geri kalan kısmının da yıkıldığını göstermiştir. Bileşik sistemde en yüksek ekserji yıkımının olduğu eleman yanma odasıdır ve daha sonra sırayla ısı değiştiricisi 3 ve ısı değiştiricisi 2 yüksek ekserji yıkım değerlerine sahip olmaktadır. Bu elemanların eksergo ekonomik faktör değerleri de düşüktür. Bileşik sistemde özellikle bu üç elemanın ekserji yıkımının azaltılmasına ve böylelikle eksergo ekonomik açıdan performansının iyileştirilmesine odaklanılmalıdır. Ayrıca bileşik güç sistemini oluşturan bileşenlerin hepsinin eksergo ekonomik faktör değeri türbin 1 dışında %50 nin altındadır. Bu durum türbin 1 dışındaki bileşenlerin ekserji yıkımlarının azaltılmasına odaklanılmasını göstermektedir.

Kabul edilen tasarım girdileri sistemin temel durumunu oluşturmaktadır ve bu durum ile kıyaslandığında durum-2 temel duruma göre %67 değerinde bir maliyet azalması ve ısı ve ekserji verim değerlerini maksimize eden durum-1'e yakın verim değerlerini vermiştir. Bu yüzden amaçlanan sistemin en uygun çalışma koşulları  $\eta_{K1} = 0.82$ ,  $\eta_{T1} = 0.9$ ,  $T_{12}=314.6$  K,  $\eta_{K2} = 0.88$ ,  $\eta_{T2} = 0.88$ ,  $P_{10}=300$  kPa,  $P_{R-ORÇ}=15$ ,  $\dot{m}_{ORÇ} = 100$  kg/s,  $\eta_{T3} = 0.88$ 'dir.

## KAYNAKLAR

- Açıklalp, E., Aras, H., and Hepbasli, A., 2014, Advanced exergy analysis of an electricity generating facility using natural gas, *Energy Conversion and Management*, 82, 146-153.
- Bejan, A., 1988, Advanced engineering thermodynamics, (First Ed.), Wiley, New York,
- Cao, Y., Ren, J., Sang, Y., and Dai, Y., 2017, Thermodynamic analysis and optimization of a gas turbine and cascade CO<sub>2</sub> combined cycle. *Energy Conversion and Management*, 144, 193-204.
- Cengel, Y. and Boles, M. A., 2005, *Thermodynamics: An Engineering Approach 5th Edition*
- Choi I-H, et al. ,2013, Analysis and optimization of cascade Rankine cycle for liquefied natural gas cold energy recovery. *Energy*, 61:179–95.
- Emadi, Mohammad Ali; MAHMOUDIMEHR, Javad., 2019, Modeling and thermo-economic optimization of a new multi-generation system with geothermal heat source and LNG heat sink. *Energy Conversion and Management*, 189: 153-166.
- Ersoy, H. K., and Demirpolat, S. O., 2009. Using liquefied natural gas cold energy for power generation: case study for Marmara Ereğlisi receiving terminal. *Journal of the Energy Institute*, 82(1), 11-18.
- Habibi, Hamed, et al., 2018, Thermo-economic analysis and optimization of combined PERC-ORC-LNG power system for diesel engine waste heat recovery. *Energy Conversion and Management*, 173: 613-625.
- Ghaebi H, Parikhani T, and Rostamzadeh H., 2017, Energy, exergy and thermoeconomic analysis of a novel combined cooling and power system using low-temperature heat source and LNG cold energy recovery. *Energy Convers Manage*, 150, 678–92.
- Gomez, M. R., Garcia, R. F., Carril, J. C., and Gómez, J. R. , 2014, High efficiency power plant with liquefied natural gas cold energy utilization, *Journal of the Energy Institute*, 87(1), 59-68.
- Gomez, M. R., Garcia, R. F., Gomez, J. R., and Carril, J. C., 2014, Thermodynamic analysis of a Brayton cycle and Rankine cycle arranged in series exploiting the cold exergy of LNG (liquefied natural gas), *Energy*, 66, 927-937.
- Kanbur, B. B., Xiang, L., Dubey, S., Choo, F. H., and Duan, F., 2017, Thermo-economic and environmental assessments of a combined cycle for the small scale LNG cold utilization. *Applied Energy*, 204, 1148-1162.
- Khaljani, M., Saray, R. K., and Bahlouli, K., 2015, Comprehensive analysis of energy, exergy and exergo-economic of cogeneration of heat and power in a combined gas turbine and organic Rankine cycle. *Energy Conversion and Management*, 97, 154-165.
- Kim KH, Kim KC., 2014, Thermodynamic performance analysis of a combined power cycle using low grade heat source and LNG cold energy. *Appl Therm Eng* 70:50–60.
- Lee S., 2017, Multi-parameter optimization of cold energy recovery in cascade Rankine cycle for LNG regasification using genetic algorithm. *Energy*, 118:776–82.
- Li P, et al., 2016, A cascade organic Rankine cycle power generation system using hybrid solar energy and liquefied natural gas. *Sol Energy* 127:136–46.
- Liu, H., You, L., 1999, Characteristics and applications of the cold heat exergy of liquefied natural gas, *Energy Conversion & Management*, 40,1515-1525.
- Lu T, Wang K., 2009, Analysis and optimization of a cascading power cycle with liquefied natural gas (LNG) cold energy recovery, *Appl Therm Eng* 29(8):1478–84.

- Mosaffa A, Mokarram NH, and Farshi LG., 2017, Thermo-economic analysis of combined different ORCs geothermal power plants and LNG cold energy. *Geothermics* 65:113–25.
- Mirmasoumi, S., Saray, R. K., and Ebrahimi, S., 2018, Evaluation of thermal pretreatment and digestion temperature rise in a biogas fueled combined cooling, heat, and power system using exergo-economic analysis, *Energy Conversion and Management*, 163, 219-238.
- Nami, H., Mahmoudi, S. M. S., and Nemati, A., 2017, Exergy, economic and environmental impact assessment and optimization of a novel cogeneration system including a gas turbine, a supercritical CO<sub>2</sub> and an organic Rankine cycle (GT-HRSG/SCO<sub>2</sub>), *Applied Thermal Engineering*, 110, 1315-1330.
- Sadreddini, Amirhassan, et al. 2018, Thermodynamic analysis of a new cascade ORC and transcritical CO<sub>2</sub> cycle to recover energy from medium temperature heat source and liquefied natural gas, *Energy Conversion and Management*, 167: 9-20.
- Shi, X., and Che, D., 2009, A combined power cycle utilizing low-temperature waste heat and LNG cold energy. *Energy conversion and management*, 50(3), 567-575.
- Song Y, et al., 2012, Thermodynamic analysis of a transcritical CO<sub>2</sub> power cycle driven by solar energy with liquified natural gas as its heat sink. *Appl Energy* 92:194–203.
- Rao, W. J., Zhao, L. J., Liu, C., and Zhang, M. G. , 2013, A combined cycle utilizing LNG and low-temperature solar energy. *Applied Thermal Engineering*, 60(1-2), 51-60.
- Uysal, C., 2012, Bir Termik Santralin Termoekonomik Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Karabük.
- Wang H, Shi X, and Che D., 2013, Thermodynamic optimization of the operating parameters for a combined power cycle utilizing low-temperature waste heat and LNG cold energy. *Appl Therm Eng*, 59, 490–7.
- Zare, V., Mahmoudi, S. M. S., and Yari, M., 2013, An exergoeconomic investigation of waste heat recovery from the Gas Turbine-Modular Helium Reactor (GT-MHR) employing an ammonia–water power/cooling cycle, *Energy*, 61, 397-409.
- Zhai, H., Shi, L., and An, Q., 2014, Influence of working fluid properties on system performance and screen evaluation indicators for geothermal ORC (organic Rankine cycle) system, *Energy*, 74, 2-11.
- Zhang G, Xu W, Yang Y, and Zhang D., 2014, Utilization of LNG cryogenic energy in a proposed method for inlet air cooling to improve the performance of a combined cycle, *Energy Proc*, 61:2109–13.
- Zhang G, Zheng J, Yang Y, and Liu W., 2016, A novel LNG cryogenic energy utilization method for inlet air cooling to improve the performance of combined cycle, *Appl Energy*, 179:638–49.
- Zhang, M. G., Zhao, L. J., Liu, C., Cai, Y. L., and Xie, X. M., 2016), A combined system utilizing LNG and low-temperature waste heat energy, *Applied Thermal Engineering*, 101, 525-536.
- Zhao P, Wang JF, Dai Y, and Gao L, 2015, Thermodynamic analysis of a hybrid energy system based on CAES system and CO<sub>2</sub> transcritical power cycle with LNG cold energy utilization, *Applied Thermal Engineering*, 91:718–30.

<https://www.chemengonline.com/>

## ÖZGEÇMİŞ

### KİŞİSEL BİLGİLER

**Adı Soyadı** : **İbrahim UÇAR**  
**Uyruğu** : Türkiye  
**Doğum Yeri ve Tarihi** : Konya 23.03.1992  
**Telefon** : 05071581241  
**Faks** :  
**e-mail** : Ibrahimucarr0@gmail.com

### EĞİTİM

Derece	Adı, İlçe, İl	Bitirme Yılı
Lise	Muhittin Güzelkılınç Anadolu Lİsesi	2011
Üniversite	Selçuk Üniversitesi	2016
Yüksek Lisans	Necmettin Erbakan Üniversitesi	-
Doktora	:	

### İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	Kurum	Görevi
2017	Selçuker Avm	
2019	Baybaş Mimarlık	Mekanik Tesisat

### UZMANLIK ALANI

### YABANCI DİLLER: İNGİLİZCE

### BELİRTMEK İSTEĞİNİZ DİĞER ÖZELLİKLER

### YAYINLAR

Özen, Dilek Nur, and İbrahim Uçar. "Energy, Exergy and Exergo-economic Analysis of a Novel Combined Power System Using the Cold Energy of Liquefied Natural Gas (LNG)." *Environmental Progress & Sustainable Energy*.