

**T.C.  
ISPARTA UYGULAMALI BİLİMLER ÜNİVERSİTESİ  
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**

**MULTİ-JENERASYON ENTEGRE ENERJİ SİSTEMLERİNİN  
TERMODİNAMİK ANALİZİ VE OPTİMİZASYONU**

**Nejat TÜKENMEZ**

**Danışman  
Prof. Dr. Murat ÖZTÜRK**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MEKATRONİK MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI  
ISPARTA - 2019**



© 2019 [Nejat TÜKENMEZ]

## TEZ ONAYI

Nejat TÜKENMEZ tarafından hazırlanan "Multi-jenerasyon Entegre Enerji Sistemlerinin Termodinamik Analizi ve Optimizasyonu" adlı tez çalışması aşağıdaki jüri üyeleri önünde Isparta Uygulamalı Bilimler Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü **Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalı'nda** **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak başarı ile savunulmuştur.

Danışman Prof. Dr. Murat ÖZTÜRK  
Isparta Uygulamalı Bilimler Üniversitesi



Jüri Üyesi Prof. Dr. Reşat SELBAŞ  
Isparta Uygulamalı Bilimler Üniversitesi



Jüri Üyesi Doç. Dr. Habib GÜRBÜZ  
Süleyman Demirel Üniversitesi



Enstitü Müdürü Prof. Dr. Yusuf UÇAR

## **TAAHHÜTNAME**

Bu tezin akademik ve etik kurallara uygun olarak yazıldığını ve kullanılan tüm literatür bilgilerinin referans gösterilerek tezde yer aldığını beyan ederim.

**Nejat TÜKENMEZ**

## İÇİNDEKİLER

	Sayfa
İÇİNDEKİLER.....	i
ÖZET .....	iii
ABSTRACT .....	iv
TEŞEKKÜR.....	v
ŞEKİLLER DİZİNİ .....	vi
ÇİZELGELER DİZİNİ .....	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	viii
1. GİRİŞ.....	1
2. KAYNAK ÖZETLERİ.....	8
3. MULTİ-JENERASYON İÇİN ENTEGRE ENERJİ SİSTEMİ.....	21
4. ENTEGRE ENERJİ SİSTEMİ MODELLENMESİ VE ANALİZİ .....	24
4.1. Termodinamik Analiz.....	25
4.1.1. Kütle denge denklemi .....	26
4.1.2. Enerji denge denklemi.....	26
4.1.3. Entropi denge denklemi.....	27
4.1.4. Ekserji analizi.....	27
4.1.5. Biyokütle gazlaştırıcı.....	32
4.1.6. Hava kompresörü.....	35
4.1.7. Biyogaz yanma odası.....	36
4.1.8. Gaz türbini.....	37
4.1.9. PEM elektrolizör .....	38
4.1.10. Enerji verimliliği.....	40
4.1.11. Ekserji verimliliği.....	41
4.2. Çevresel Etki Değerlendirmesi .....	45
4.2.1. Normalize edilmiş karbondioksit emisyonları .....	47
4.3. Termo-ekonomik Analiz .....	47
4.3.1. Maliyet denge denklemi.....	48
4.3.2. Sermaye geri kazanım faktörü .....	48
4.3.3. Entegre sistemin ekonomik analizi .....	49
4.3.3.1. Biyokütle gazlaştırıcı ve siklon .....	49
4.3.3.2. Asit arındırma.....	49
4.3.3.3. Hava kompresörü.....	50
4.3.3.4. Biyogaz yanma odası .....	50
4.3.3.5. Gaz türbini.....	50
4.3.3.6. Isı değıştiricisi 1 .....	51
4.3.3.7. Rankine türbini .....	51
4.3.3.8. Kondenser 1 .....	51
4.3.3.9. Pompa 1 .....	52
4.3.3.10. Absorbsiyonlu soğutma alt sistemi .....	52
4.3.3.11. PEM elektrolizör .....	52
4.3.3.12. Sıcak su depolama tankı.....	53
4.4. Optimizasyon.....	53
4.4.1. Sistem sınırları .....	54
4.4.2. Amaç fonksiyonları ve sistem kriterleri .....	54
4.4.3. Karar değışkenleri.....	55
4.4.4. Kısıtlamalar.....	55

4.4.5. Optimizasyon yöntemleri.....	56
4.4.5.1. Klasik optimizasyon .....	56
4.4.5.2. Sayısal optimizasyon yöntemleri .....	57
4.4.5.3. Evrimsel algoritmalar.....	58
4.5. Multi-objektif Optimizasyon.....	60
4.5.1. Multi-objektif optimizasyonun örnek uygulamaları.....	62
4.5.1.1. Ekonomi bilimi.....	62
4.5.1.2. Finans.....	63
4.5.1.3. Mühendislik.....	63
5. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA.....	64
5.1. Termodinamik Analiz Sonuçları .....	64
5.2. Çevresel Etki Sonuçları.....	80
5.3. Multi-objektif Optimizasyon Sonuçları .....	81
5.3.1. Amaç fonksiyonları.....	82
5.3.2. Karar değişkenleri.....	82
5.3.3. Optimizasyon sonuçları .....	83
6. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	86
KAYNAKLAR .....	88
ÖZGEÇMİŞ.....	92

## ÖZET

### Yüksek Lisans Tezi

## MULTİ-JENERASYON ENTEGRE ENERJİ SİSTEMLERİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ VE OPTİMİZASYONU

Nejat TÜKENMEZ

Isparta Uygulamalı Bilimler Üniversitesi  
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü  
Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Murat ÖZTÜRK

Bu tez çalışmasında multi-jenerasyon entegre enerji sistemi tasarlanmıştır. Aynı zamanda bu sistemin termodinamik analizi ve optimizasyonu gerçekleştirilmiştir.

Multi-jenerasyon entegre enerji sistemi tasarımı için literatürdeki kojenerasyon, trijenerasyon, multi-jenerasyon enerji sistemleri çalışılmıştır. Bu sistemlerde optimizasyon için seçilen parametrelerin sistem üzerindeki değişimi gözlemlenmiştir. Multi-jenerasyon entegre enerji sisteminin optimizasyonu için parametrelerin seçilmesinde bu çalışmalardan faydalanılmıştır.

Termodinamik analiz için bir yazılım programından (Engineering Equation Solver, EES) faydalanılmıştır. Multi-jenerasyon entegre enerji sisteminin optimizasyonunu gerçekleştirmek için termodinamik denklemlerden faydalanılarak sistemin matematiksel modeli oluşturulmuştur. Matematiksel modelden faydalanılarak sistemin verimlilik ve maliyet denklemleri elde edilmiştir.

Multi-jenerasyon entegre enerji sisteminin optimizasyonu için optimizasyon teknikleri üzerinde çalışmalar yapılmıştır. Klasik ve modern optimizasyon tekniklerinin sistem için uygunluğu üzerine çalışmalar yapılmıştır. Verimlilik ve maliyet olmak üzere iki amaç fonksiyonunun optimizasyonunu gerçekleştirebilmek için “Multi-objektif Optimizasyon” tekniği sistem için tercih edilmiştir.

Multi-objektif optimizasyon bir yazılım programından faydalanılarak “Genetik Algoritma” tabanlı bir algoritma ile gerçekleştirilmiştir. Sistem için optimal noktaya karşılık gelen verimlilik ve maliyet denklemlerinin değerleri seçilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Entegre Enerji Sistemleri, Termodinamik Analiz, Multi-objektif Optimizasyon

2019, 92 sayfa

## **ABSTRACT**

**M.Sc. Thesis**

### **THERMODYNAMIC ANALYSIS AND OPTIMISATION OF MULTIGENERATION INTEGRATED ENERGY SYSTEMS**

**Nejat TÜKENMEZ**

**Isparta University of Applied Sciences  
The Institute for Graduate Education  
Department of Mechatronics Engineering**

**Supervisor: Prof. Dr. Murat ÖZTÜRK**

In this thesis, a multi-generation integrated energy system was designed. The thermodynamic analysis and optimization study of this integrated system were carried out for efficiently system design.

The co-generation, tri-generation, multi-generated energy systems were studied in the literature for multinational integrated energy system design. In these systems, the changes in the selected parameters for integrated system were observed. These studies were used to select the optimization parameters of investigated integrated energy system.

A software program, Engineering Equation Solver (EES), was used for thermodynamic analysis. In order to realize the optimization of multi-generation integrated energy system, a mathematical model of system was created by using the thermodynamic balance equations. By using the mathematical model, the efficiency and cost equations of integrated system components were obtained.

The optimization techniques for optimization of the integrated energy system were studied. Studies on the suitability of classical and modern optimization techniques for the system were carried out. "Multi-objective Optimization" technique was preferred for the system in order to realize optimization of the two objective functions, namely exergetic efficiency and cost.

A multi-objective optimization was performed using a "Genetic Algorithm" based algorithm using a software program, MATLAB. The values of efficiency and cost equations corresponding to the optimal point for integrated system were selected.

**Keywords:** Integrated Energy Systems, Thermodynamic Analysis, Multi-objective Optimization

**2019, 92 pages**



## **TEŞEKKÜR**

Bilgi ve tecrübesi ile bu alışmada yol gösteren, yardımcı olan ve ışık tutan danışmanım Prof. Dr. Murat ÖZTÜRK hocama teşekkürlerimi sunarım. Literatür araştırmalarımnda alışmalarından faydalandığım enerji alanının önde gelen hocalarından Prof. Dr. İbrahim DİNÇER'e teşekkürlerimi sunarım.

Nejat TÜKENMEZ  
ISPARTA, 2019



## ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 1.1. Elektrik, soğutma, ısıtma, sıcak su ve hidrojen üretimi için bir multi-jenerasyon enerji sistemi .....	3
Şekil 1.2. Elektrik, soğutma, ısıtma, sıcak su, hidrojen ve tatlı su üretimi için bir multi-jenerasyon enerji sistemi .....	4
Şekil 3.1. Gaz türbini tabanlı multi-jenerasyon entegre enerji sistemi.....	23
Şekil 4.1. Bir sistemi matematiksel modellemenin akış diyagramı.....	24
Şekil 4.2. Minimize edilecek $OF_1$ ve $OF_2$ iki amaç fonksiyonu ile birlikte multiobjektif optimizasyon a) dominant tasarımlar b) pareto görüntüsü.....	61
Şekil 5.1. Değişen çevre sıcaklığının alt sistemlerin ve entegre sistemin enerji verimliliğine olan etkisi .....	68
Şekil 5.2. Değişen çevre sıcaklığının alt sistemlerin ve entegre sistemin ekserji verimliliğine olan etkisi .....	68
Şekil 5.3. Değişen çevre sıcaklığının sistem çıktılarına olan etkisi.....	69
Şekil 5.4. Değişen gazlaştırma sıcaklığının alt sistemlerin ve entegre sistemin enerji verimliliğine olan etkisi.....	70
Şekil 5.5. Değişen gazlaştırma sıcaklığının alt sistemlerin ve entegre sistemin ekserji verimliliğine olan etkisi.....	70
Şekil 5.6. Değişen gazlaştırma sıcaklığının sistem çıktılarına olan etkisi.....	71
Şekil 5.7. Değişen biyogaz yanma odası sıcaklığının alt sistemlerin ve entegre sistemin enerji verimliliğine olan etkisi .....	72
Şekil 5.8. Değişen biyogaz yanma odası sıcaklığının alt sistemlerin ve entegre sistemin ekserji verimliliğine olan etkisi .....	72
Şekil 5.9. Değişen biyogaz yanma odası sıcaklığının sistem çıktılarına olan etkisi.....	73
Şekil 5.10. Değişen kütleli debinin alt sistemlerin ve entegre sistemin enerji verimliliğine olan etkisi .....	74
Şekil 5.11. Değişen kütleli debinin alt sistemlerin ve entegre sistemin ekserji verimliliğine olan etkisi .....	75
Şekil 5.12. Değişen kütleli debinin sistem çıktılarına olan etkisi.....	76
Şekil 5.13. Değişen hava kompresörü sıkıştırma oranının alt sistemlerin ve entegre sistemin enerji verimliliğine olan etkisi .....	77
Şekil 5.14. Değişen hava kompresörü sıkıştırma oranının alt sistemlerin ve entegre sistemin ekserji verimliliğine olan etkisi .....	77
Şekil 5.15. Değişen hava kompresörü sıkıştırma oranının sistem çıktılarına olan etkisi.....	78
Şekil 5.16. Değişen egzoz gazı çıktı sıcaklığının alt sistemlerin ve entegre sistemin enerji verimliliğine olan etkisi .....	79
Şekil 5.17. Değişen egzoz gazı çıktı sıcaklığının alt sistemlerin ve entegre sistemin ekserji verimliliğine olan etkisi.....	79
Şekil 5.18. Değişen egzoz gazı çıktı sıcaklığının sistem çıktılarına olan etkisi.....	80
Şekil 5.19. Üretim çevrimlerinin enerji verimlilikleri, ekserji verimlilikleri, birim $CO_2$ ve $CO$ emisyonlarının karşılaştırılması..	81
Şekil 5.20. Multi-jenerasyon entegre enerji sistemi için Pareto görüntüsü..	84
Şekil 5.21. Multi-jenerasyon entegre enerji sistemi için A, B, C noktaları .....	85

## ÇİZELGELER DİZİNİ

	<b>Sayfa</b>
Çizelge 4.1. Sistem komponentlerinin kütle, enerji, entropi ve ekserji denge denklemleri .....	29
Çizelge 4.2. Biyokütle gazlaştırma odası çalışma koşulları .....	33
Çizelge 4.3. Biyokütle gazlaştırıcısında kullanılan biyokütle örneğinin analizi.....	33
Çizelge 4.4. Biyokütle örneklerinin alt ve üst ısıl değerleri.....	33
Çizelge 4.5. Ürün sentez bileşimi .....	33
Çizelge 4.6. $T_0=20\text{ }^\circ\text{C}$ ve $P_0=101,3\text{ kPa}$ durumunda seçilmiş elementlerin standart kimyasal ekserjileri.....	35
Çizelge 4.7. Sistem bileşenlerinin enerji ve ekserji verimlilik denklemleri ..	43
Çizelge 4.8. Çevresel analiz parametreleri için değerler .....	46
Çizelge 5.1. Multi-jenerasyon için entegre enerji sisteminin her bir noktasının termodinamik özellikleri.....	64
Çizelge 5.2. Entegre enerji sistemi çıktıları .....	66
Çizelge 5.3. Entegre enerji sisteminin termodinamik analiz sonuçları .....	66
Çizelge 5.4. Optimizasyon kısıtlamaları ve aralıkları .....	83

## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

$A$	Alan (m <sup>2</sup> )
$ANN$	Artificial Neural Network
$c$	Birim ekserji maliyeti (\$/kJ)
$C$	Maliyet (\$)
$\dot{C}$	Maliyet oranı (\$/h)
$c_f$	Spesifik yakıt maliyeti (\$/MJ)
$C_p$	Özgül ısı (kJ/kmolK)
$ex$	Spesifik ekserji (kJ/kg)
$\bar{e}_x$	Spesifik ekserji (kJ/kmol)
$EES$	Engineering Equation Solver
$\dot{E}$	Ekserji oranı (kW)
$\dot{E}_x$	Ekserji oranı (kW)
$\dot{E}_{x_d}$	Ekserji yıkım oranı (kW)
$f$	Eksergo-ekonomik faktör
$GA$	Genetic Algorithm, Genetik Algoritma
$h$	Özgül entalpi (kJ/kg)
$\bar{h}$	Özgül entalpi (kJ/kmol)
$L$	Uzunluk (m)
$M$	Molar kütle (kg/kmol)
$\dot{m}$	Kütle debisi kg(s)
$NSGA$	Non-dominated Sorting Genetic Algorithm
$\dot{N}$	Molar debi (mol/s)
$P$	Basınç (kPa, bar)
$PEM$	Proton Exchange Membrane
$Q$	Isı (kJ)
$\dot{Q}$	Isı oranı (kW)
$R$	Karakteristik gaz sabiti (kJ/kgK)
$s$	Spesifik entropi (kJ/kgK)
$\bar{s}$	Spesifik entropi (kJ/kmolK)
$\dot{S}$	Entropi oranı (kW/K)
$T$	Sıcaklık
$U$	Isı transfer katsayısı (W/m <sup>2</sup> K)
$V$	Hız (m/s)
$W$	İş (kJ)
$\dot{W}$	İş oranı (kW)
$YSA$	Yapay Sinir Ağları
$Z$	Satın alınan ekipman maliyeti (\$)
$\dot{Z}$	Çevrimin sahip olma ve işletme maliyet oranı (\$/h)
$\eta$	Verim
$\Delta$	Fark
$\gamma$	Spesifik ısı oranı
$\rho$	Yoğunluk (kg/m <sup>3</sup> )
$\Psi$	Ekserji verimliliği

## 1. GİRİŞ

Entegre enerji sistemlerinin odak noktası farklı yenilenebilir veya fosil enerji kaynaklarıyla birlikte tasarlanan çoklu enerji üretim sistemleridir. Entegre enerji sistemlerinin konvansiyonel enerji sistemlerine göre kaynak çeşitliliği, ürün sayısı ve çeşitliliği, yüksek verimlilik gibi birçok avantajı vardır.

Entegre enerji sistemleri yenilenebilir enerji kaynaklarından, fosil enerji kaynaklarından veya atık ısıdan da faydalanarak ısıtma, soğutma, güç, sıcak ve temiz su, kurutma ve hidrojen gibi sentetik yakıt sağlayabilmektedir. Entegre enerji sistemleri birden fazla kaynaktan beslenme yeteneğine sahiptir. Bu durum faydalı ürünlerin sürekli olarak üretilmesini sağlama gibi önemli bir avantajda sağlamaktadır.

Entegre enerji sistemleri tasarlanırken yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımı karbondioksit ( $CO_2$ ) emisyonlarını azaltma anlamında büyük öneme sahiptir. Özellikle bu yönde entegre sistemlerin tasarlanması için yapılan akademik çalışmalar da entegre sistemlerin optimizasyonu konusunu ön plana çıkarmaktadır.

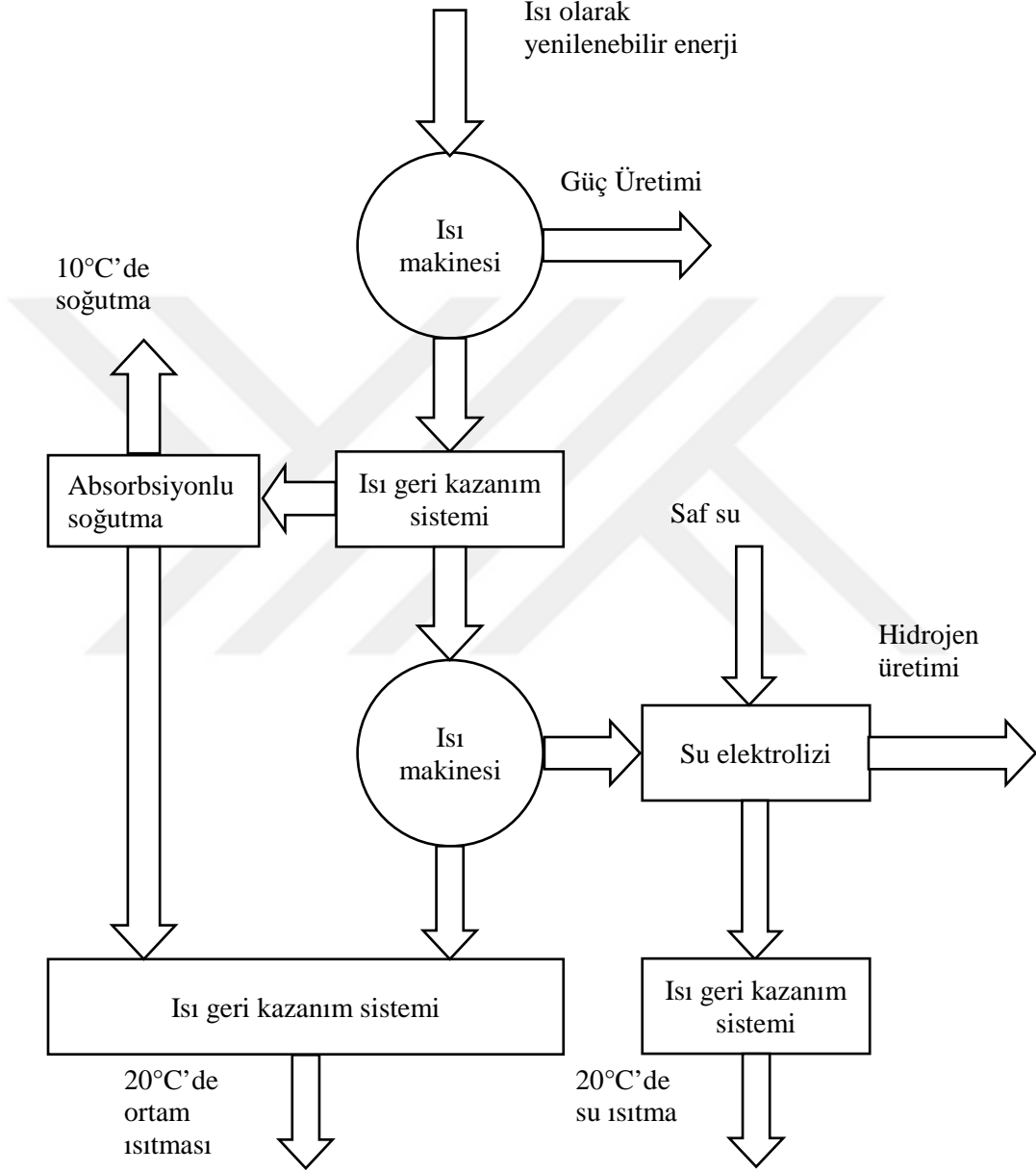
Dünya üzerinde ülkelerin gelişmişlik düzeylerine bakıldığında kullanılan enerji büyüklüğü ile gelişmişlik düzeyinin genel olarak birbiri ile ilişkili parametreler olduğu görülmektedir. Enerji talebinin en önemli itici gücü ülkelerin, toplumların, bireylerin refah seviyelerini en üst seviyede sürdürmek istemeleridir. Ancak bu enerji taleplerinin karşılanmasında güvenli ve çevreye duyarlı yöntemlerin geliştirilmesi konusu ön plana çıkmaktadır. Dünya üzerindeki nüfusun her geçen zaman diliminde artışının enerji kaynaklarının da yeterliliğine bağlı olarak enerji talebinin artması öngörülmektedir. Bunlara ek olarak ülkelerin kalkınma düzeyleriyle ilgili olarak da enerji üretim süreçlerinin çevreye olan etkisi de göz ardı edilmemesi gerekmektedir. Yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımı  $CO_2$  emisyonu başta olmak üzere diğer zararlı emisyonların ( $CO$ ,  $HC$ ,  $NO_x$ ,  $SO_x$ ,  $PM$ ) azaltılması anlamında büyük öneme sahiptir.

Enerji doğada ışık, ısı ve elektrik gibi farklı formlarda bulunabilmektedir. Kolay erişilebilir enerji kaynaklarının materyalleri ve enerji proseslerinin küresel ısınmaya olan katkısı ile hava kirliliği, çeşitli emisyon gazlarının salınımına katkısı üzerinde çeşitli tartışmalar mevcuttur.

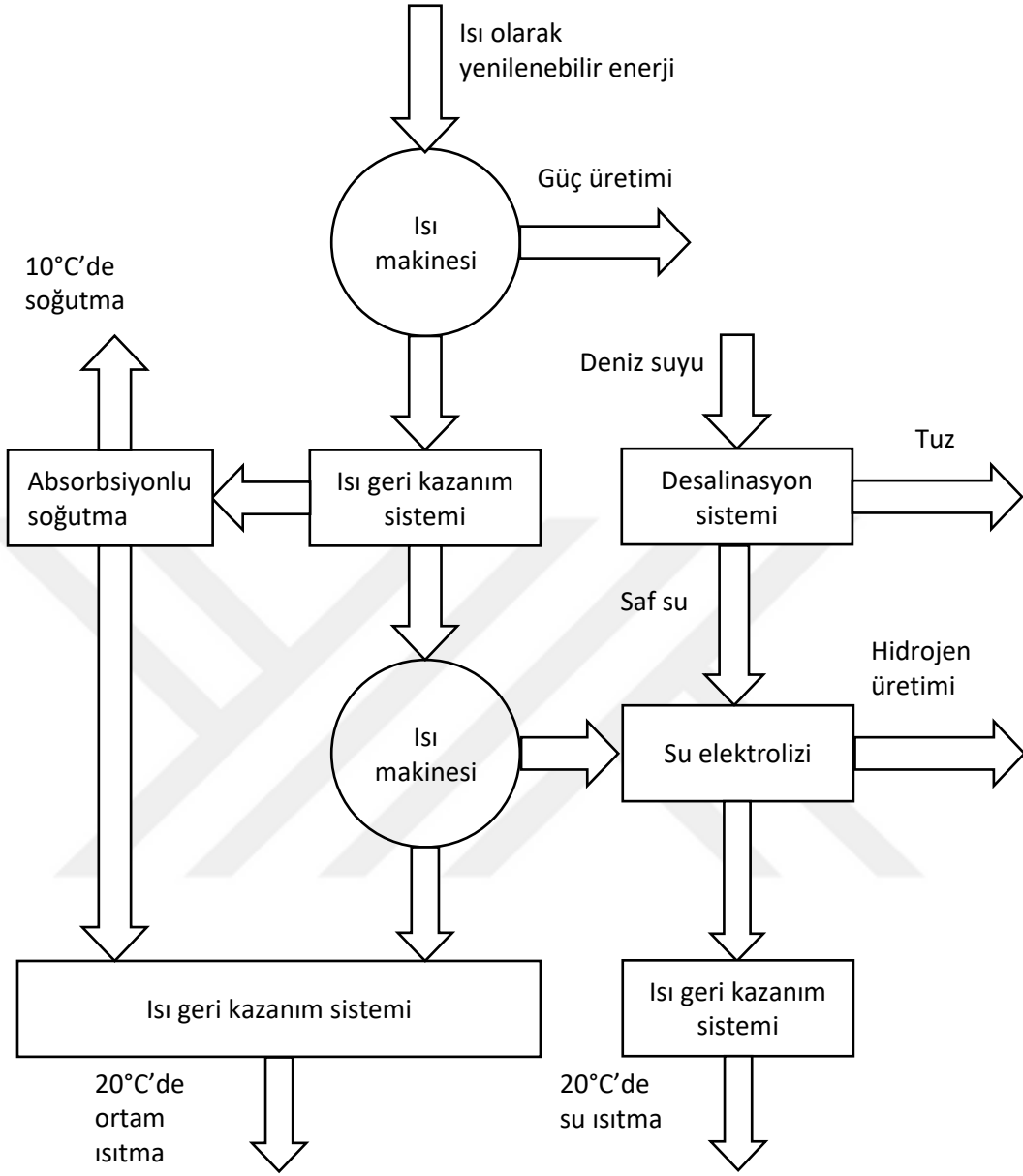
Güneş, jeotermal, hidroelektrik, rüzgar ve nükleer enerji dahil olmak üzere fosil yakıtlara alternatif enerji seçenekleri vardır. Küresel ısınmayı azaltmaya yönelik ileri teknolojiler birçok ülkede önerilmekte, desteklenmekte, test edilmekte ve geliştirilmeye çalışılmaktadır. Bu teknolojiler arasında multi-jenerasyon enerji üretim süreçleri, yüksek verim potansiyeli, düşük işletme maliyetleri ve enerji çıkışı başına düşük kirlilik emisyonları nedeniyle enerji üretimine önemli katkılar sağlama potansiyeline sahiptir. Fosil yakıtların bir gün tükenecek olması ve iklim değişikliği gibi konular verimli multi-jenerasyon enerji üretim sistemlerinin avantajlarını ve önemini artırmaktadır.

Multi-jenerasyon enerji üretim sistemleri için verim, ek ürünler (hidrojen, ısıtma-soğutma, tatlı su, sıcak su vb.) üretilmesinden dolayı genellikle diğer enerji üretim sistemlerinden (ko-jenerasyon, tri-jenerasyon) yüksektir. Şekil 1.1 ve Şekil 1.2'de iki farklı multi-jenerasyon enerji sistemi gösterilmektedir. Şekil 1.1'deki entegre sistem; elektrik, soğutma, ısıtma, sıcak su ve hidrojen üretmektedir. Hidrojen üretmek için, bir güneş yoğunlaştırıcı kolektörün ürettiği elektriğin bir kısmı tarafından tahrik edilen bir su elektrolizörü kullanılmıştır. Sistemde saf su elektrolizöre girer ve elektrokimyasal reaksiyon ile su molekülleri hidrojen ve oksijene ayrıştırılmaktadır. Isıtma sistemi, biri sıcak su üretimi ve diğeri de ortam ısıtması olmak üzere iki bölümden oluşmaktadır. Depolama sisteminden atılan ısı, soğutma ve iklimlendirme uygulaması için absorpsiyonlu soğutma sistemine girer. Aynı zamanda, entegre sistemden tatlı su üretilmek istenirse deniz suyu veya tuzlu su arındırma sistemi kullanılmalıdır. Bu amaç için önerilen multi-jenerasyon enerji üretim sistemi Şekil 1.2'de gösterilmiştir. Bu durumda, güneş yoğunlaştırıcı tarafından üretilen ısının bir kısmı tuzdan arındırma sistemini çalıştırmak için kullanılırken, güç ünitesi tarafından üretilen elektriğin bir kısmı pompaları çalıştırmaktadır. Sistemin diğer parçaları Şekil 1.1'deki sistem ile aynıdır. Bu iki

şekilde verilen sistemler, girdi olarak sadece güneş enerjisini kullanan tipik multi-jenerasyon enerji üretim sistemlerini temsil etmektedir. Yenilenebilir ve geleneksel enerji kaynaklarını birleştiren diğer konfigürasyonlar da mümkündür.



Şekil 1.1. Elektrik, soğutma, ısıtma, sıcak su ve hidrojen üretimi için bir multi-jenerasyon enerji sistemi (Dincer ve Zamfirescu, 2012)



Şekil 1.2. Elektrik, soğutma, ısıtma, sıcak su, hidrojen ve tatlı su üretimi için bir multi-jenerasyon enerji sistemi (Dincer ve Zamfirescu, 2012)

Daha yüksek tesis verimliliği, azaltılmış termal kayıplar ve atıklar, azaltılmış işletme maliyetleri, azaltılmış sera gazı emisyonları, daha iyi kaynak kullanımı, daha kısa iletim hatları, daha az dağıtım ünitesi, çoklu üretim seçenekleri, daha fazla güvenilirlik ve daha az şebeke nakil kaybı gibi multi-jenerasyon enerji sistemlerinin birçok faydası vardır. Multi-jenerasyon enerji sistemleri tesisin genel verimliliğini artırır ve işletme maliyetlerini azaltır. Fosil yakıt kullanan tek bir ana taşıyıcı ile çalışan geleneksel enerji santrallerinin genel verimliliği



genellikle %40'ın altındadır. Yani, geleneksel bir elektrik santraline giren yakıtın ısıtma değerinin %60'ından fazlası atık ısı ve mekanik kayıplar şeklinde kaybolur. Diğer taraftan, elektrik ve ısıyı ayrı ayrı üreten geleneksel bir santralin genel verimliliği yaklaşık %60'tır (Ahmadi vd., 2012).

Ana taşıyıcıdan gelen atık ısının kullanılmasıyla, multi-jenerasyon enerji tesislerinin verimliliği %80'e kadar artırılabilir (Khaliq vd., 2009). Multi-jenerasyon bir tesiste, elektrik üretim ünitesindeki atık ısı ekstra enerji kaynaklarına ihtiyaç duyan geleneksel bir santralin aksine ilave yakıt ihtiyacı olmaksızın soğutma ve ısıtma sistemlerini çalıştırmak için kullanılır. Bu nedenle, bir multi-jenerasyon enerji üretim tesisi, geleneksel bir tesisle aynı çıktıyı üretmek için daha az enerji kullanır ve buna bağlı olarak daha düşük işletme maliyetlerine sahiptir.

Multi-jenerasyon ayrıca sera gazı emisyonlarını ( $CO_2$ ,  $CH_4$ ) da azaltır. Multi-jenerasyon enerji sistemi, geleneksel enerji santrali ile karşılaştırıldığında aynı çıkışı üretmek için daha az yakıt kullandığı için, multi-jenerasyon tesisi daha az sera gazı yayılımı yapmaktadır. Multi-jenerasyon enerji sistemlerinin kullanılmasının bir diğer önemli faydası, daha az elektrik iletim hattı ve dağıtım ünitesine ihtiyaç duymaları nedeniyle maliyet ve enerji kayıplarını azaltmalarıdır. Geleneksel elektrik üretimi, genellikle son kullanıcıdan çok uzakta bulunan merkezi bir enerji üretim sisteminden elde edilir. Merkezi sistemden kullanıcıya elektrik iletimi ve dağıtımından kaynaklanan kayıplar ise yaklaşık %9 civarındadır (Ahmadi vd., 2012). Bu faydalar, araştırmacıları ve tasarımcıları multi-jenerasyon enerji sistemlerini geliştirmeye teşvik etmektedir. Verimlilikteki iyileşme, genellikle multi-jenerasyon enerji sisteminin uygulanmasında en önemli faktör olarak karşımıza çıkmaktadır. Etkin ve ekonomik multi-jenerasyon tesis inşası ve performansının sağlanması için başlangıç sermayesi ve işletme maliyetlerinin değerlendirilmesi gibi multi-jenerasyon enerji üretim tesislerini seçmeden önce daha fazla değerlendirme yapılması gerekmektedir (Ahmadi vd., 2012).

Genel olarak enerji sistemleri üzerinde çalışılan alanlardan birisi de optimizasyon konusudur. Optimizasyon kelime anlamı itibari ile herhangi bir sistemi, tasarımı, çalışmayı en iyi ürünü verecek şekilde ortaya koymaktır. Özellikle enerji sistemlerinin optimizasyonu, enerjinin birçok sistemi tahrik eden ana parametre olduğu düşünüldüğünde enerji sistemleri açısından üzerinde çalışılması gereken önemli bir konu olduğu görülmektedir. Enerji sistemlerinde fayda maksimum, gider ise minimum tutulmak istenmektedir. Buradaki fayda ise genel olarak enerji ve ekserji verimliliğini esas almaktadır. Buradaki fayda enerji sistemindeki her bir alt bileşen için ayrı ayrı ele alınabilmektedir. Enerji sistemlerindeki gider ise genel olarak maliyet olarak alınmaktadır. Yine aynı şekilde maliyet enerji sistemi içerisindeki her bir alt bileşen için ayrı ayrı değerlendirilebilmektedir. Genel olarak enerji sistemlerinde optimizasyon çalışmaları bu şekilde ele alınmaktadır.

Enerji sistemlerinin optimizasyonu için farklı disiplinlerden faydalanılmaktadır. Temelde matematik ve yazılım kullanılarak optimizasyon teknikleri üzerinde çalışmalar yapılmaktadır. Optimizasyon teknikleri, optimizasyon yapılmak istenen durumlara göre farklı alternatifler sunabilmektedir. Yani seçilen optimizasyon tekniğinin gerekli gördüğü koşulların sağlanması durumu kullanılmak istenen optimizasyon tekniğinin seçilmesi açısından önemlidir. Optimizasyon teknikleri klasik ve modern optimizasyon teknikleri olarak iki ana temel başlık altında incelenmektedir. Klasik optimizasyon teknikleri matematik bilim dalından faydalanarak modern optimizasyon teknikleri ise daha çok yazılım ve matematiği bir arada kullanarak optimizasyonu gerçekleştirmeye çalışmaktadır.

Optimizasyon tekniklerinin herhangi bir sistem için uygulanabilmesi için sistemin matematiksel modelinin oluşturulması gerekir ve optimizasyonu gerçekleştirecek parametreler tanımlanmalıdır. Matematiksel model oluşturulduktan sonra sistem optimizasyonu için genel olarak optimizasyon teknikleri ve bu optimizasyon tekniklerinin sisteme uygunluğu üzerine çalışmalar yapılmalıdır.

Optimizasyon teknikleri sisteme uygulandığında bu optimizasyon tekniklerinin sistem açısından karşılaştırma çalışmaları yapılmalı ve sistem için en uygun optimizasyon tekniği seçilmelidir. Buna bağlı olarak seçilen optimizasyon tekniği farklı parametreler kullanılarak sistemin optimizasyonu gerçekleştirilmelidir.

Bu tez çalışmasında multi-jenerasyon entegre enerji sistemi tasarlanarak bu sistem için ilk olarak parametrik bir çalışma gerçekleştirilmiştir. Bu parametrik çalışma için Engineering Equation Solver (EES) yazılım programından faydalanılmıştır. Parametrik çalışmadan elde edilen sonuçlardan faydalanarak sistemin verimini maksimum, maliyetini ise minimum yapmak için multi-objektif optimizasyon gerçekleştirilmiştir. Bu optimizasyon için MATLAB yazılım programından faydalanılmıştır.

## 2. KAYNAK ÖZETLERİ

Ahmadi vd. (2011a) gerçekleştirdikleri çalışmada; soğutma, ısıtma ve elektrik üretme amaçlı bir tri-jenerasyon sisteminin kapsamlı termodinamik modellemesini gerçekleştirmişlerdir. İncelemesi yapılan tri-jenerasyon sistemi bir gaz türbini çevrimi, bir buhar türbini çevrimi ve tek etkili absorpsiyonlu soğutucudan oluşmaktadır. Bu çalışmada enerji ve ekserji analizleri ile çevresel etki değerlendirmeleriyle ilgili parametrik çalışma yapılmıştır. Ayrıca çevresel etkiyi ve sürdürülebilirliği ölçen parametreler de değerlendirilmiştir. Bu tri-jenerasyon sisteminin ekserji veriminin, tipik kombine ısı ve güç sistemleri ve gaz türbini çevrimlerine göre daha yüksek olduğunu tespit etmişlerdir. Bu çalışmanın sonuçları tri-jenerasyon sistemi için karbondioksit emisyonlarının kıyaslanan sistemlere göre daha az olduğunu ortaya koymaktadır. Parametrik çalışmalar kompresör basınç oranının, gaz türbini giriş sıcaklığının, gaz türbini izentropik verimliliğinin ve ısı geri kazanım buhar jeneratörü basıncının tri-jenerasyon sisteminin ekserji verimliliğini ve çevresel etkisini önemli ölçüde etkilediğini göstermektedir. Bu çalışmanın sonuçları ayrıca kompresör basınç oranı ve türbin giriş sıcaklığının esas olarak yanma odası kütle debisini azaltarak çevresel etkinin maliyetini düşürdüğünü göstermektedir. Her bir durum için ekserji verimi, ekserji yıkım oranı,  $CO_2$  emisyonu, çevresel etkilerin maliyeti ve genel çevrim, çalışma sıvısı ve alev sıcaklığı arasında ki yüksek sıcaklık farkı nedeniyle yanma odasının tüm sistem bileşenlerinin en yüksek ekserji yıkımına sahip olduğunu göstermektedir.

Ahmadi vd. (2011b), ekosistem verimliliği, toplam maliyet oranı ve tesisin  $CO_2$  emisyonlarına göre kapsamlı bir ekserji, eksergoekonomik ve çevresel etki analizleri ve kombine çevrimli enerji santralleri için multi-objektif bir optimizasyon gerçekleştirdiler. En büyük ekserji yıkımının, kombine çevrimli enerji santralının yanma odasında gerçekleştiğini ve gaz türbini giriş hava sıcaklıklarını artırmanın kombine çevrimli enerji santralının ekserji yıkımının maliyetini düşürdüğünü tespit ettiler. Belirlenen ekserji verimliliği aralığı için Pareto optimal nokta eğrilerini türetmişler ve ekserji verimliliği %57'nin üstüne çıktuktan sonra birim ekserji verimine karşılık gelen toplam maliyetin önemli

ölçüde yüksek olduğunu belirlediler ve bu nedenle Pareto optimal eğrisi üzerinde burada sözü edilen verimin altında bir nokta seçilmesi gerektiği sonucunu elde ettiler.

Öztürk ve Dinçer (2013), hidrojen üretimi olan güneş temelli multi-jenerasyon bir sistemin termodinamik analizini gerçekleştirdiler. Bu analiz için düşünülen güneş temelli multi-jenerasyon sistem; i-) Rankine çevrimi, ii-) organik Rankine çevrimi (ORC), iii-) absorpsiyonlu soğutma ve iv-) hidrojen üretimi ve kullanımı olmak üzere dört ana alt sistemden oluşmaktadır. Alt sistemler ve genel sistem için ekserji verimliliği ve ekserji yıkım oranı, parabolik kolektörlerin, güneş temelli multi-jenerasyon sistemin bileşenleri arasında en yüksek ekserji yıkım oranına sahip olduğunu göstermektedir

Uhera ve Ikegami (1990), okyanus termal enerji dönüşüm sisteminin optimizasyonunu Powell Metodu (en dik iniş metodu) ile gerçekleştirmişlerdir. Amaç fonksiyonundaki parametreleri, ısı değiştiricisinden geçen sıcak deniz suyunun ve soğuk deniz suyunun debileri, faz değişim sıcaklığı ve türbin konfigürasyonundan (spesifik hız ve çap, kanat-çap oranı) belirlemişlerdir. Sayısal sonuçları, çalışma sıvısı olarak amonyak kullanılan plakalı ısı değiştiricili 100 MW'lık bir okyanus termal enerji dönüşüm tesisi için göstermişler ve türbin verimliliği sabitlendiğinde bu durum için sayısal sonuçları hesaplama sonuçları ile karşılaştırmışlardır.

Ahmadi vd. (2012), multi-jenerasyon bir enerji sisteminin ekserji tabanlı optimizasyonunu gerçekleştirdiler. Elektrik, ısıtma, soğutma ve evsel sıcak su üretmek için ana taşıyıcı olarak bir gaz türbini olan multi-jenerasyon bir enerji sistemi üzerinde çalıştılar. Ekserji verimlilik ve toplam maliyet denklemlerini iki amaç fonksiyonu olarak belirledikten sonra sistemin en iyi tasarım parametrelerini bulmak için evrim temelli multi-objektif bir optimizasyon uyguladılar.

Ahmadi ve Dinçer (2010) gerçekleştirdikleri teorik çalışmada, 13 barda 50 MW elektrik ve 33,3 kg/s doymuş buhar üreten ko-jenerasyon amaçlı kombine bir ısı

ve enerji santralini genetik algoritma kullanılarak optimize etmişlerdir. Sistemin tasarım parametreleri olarak kompresör basıncı oranı ( $r_{AC}$ ), kompresör izentropik verimi ( $\eta_{comp}$ ), gaz türbini izentropik verimi ( $\eta_{GT}$ ), yanma odası giriş sıcaklığı ve türbin giriş sıcaklığı dikkate alınmıştır. Buna ek olarak optimum tasarım parametrelerini en iyi şekilde bulmak için eksergo-ekonomik bir yaklaşım uygulanmaktadır. Her ekipmanın maliyet oranı (yakıt tüketimi ile ilgili işletim maliyetinin toplamı) ve çevresel etkinin maliyeti ( $NO_x$  ve  $CO$ ) dahil olmak üzere sistem ürününün toplam maliyet oranını temsil eden yeni bir amaç fonksiyonu düşünülmüştür. Son olarak, karar değişkenlerinin optimal değerleri, evrimsel genetik algoritmayı kullanarak amaç fonksiyonunu minimize ederek elde edilmektedir. Ayrıca, çeşitli tasarım parametreleri üzerindeki talep edilen güçteki değişikliklerin etkisi 50, 60, 70 MW'lık net güç çıktıları için parametrik olarak incelenmiştir. Sonuçlar, yakıtın belirli bir birim maliyeti için tasarım parametrelerinin değerlerinin net güç çıkışı ile birlikte arttığını göstermektedir. Ayrıca, yakıtın birim maliyetine karşı optimum karar değişkenlerinin varyasyonları, yakıt maliyetini artırarak basınç oranı, kompresör izentropik verimliliği, türbin izentropik verimliliği ve türbin giriş sıcaklığının arttığını göstermektedir.

Wang vd. (2009), ısı geri kazanımlı buhar jeneratörü ile ejektör arasına bir ara türbin ekleyerek Rankine çevrimi ve ejektör soğutma çevrimini birleştiren ko-jenerasyon için yeni bir kombine güç ve soğutma çevrimi önermiştir. Bu kombine çevrim eşzamanlı olarak hem güç üretebilmekte hem de soğutma çıkışı verebilmektedir. Ayrıca bu kombine çevrim gaz türbini veya motor baca gazı, güneş enerjisi, jeotermal enerji ve endüstriyel atık ısıları kullanılarak tahrik edilebilmektedir. Parametrik analiz ve ekserji analizi, kombine çevrim için termodinamik parametrelerin performans ve ekserji yıkımı üzerindeki etkilerini incelemek üzere yapılmıştır. Sonuçlar, kombine çevrimdeki her bileşende, kondenser sıcaklığı, evaporatör sıcaklığı, türbin giriş basıncı, türbin çıkış basıncı ve ekstraksiyon oranının türbin güç çıkışı, soğutma çıkışı, ekserji verimi ve ekserji yıkımı üzerinde önemli etkileri olduğunu göstermektedir. Ayrıca, en büyük ekserji yıkımının, ısı geri kazanımlı buhar jeneratöründe, ardından da ejektör ve türbinde gerçekleştiği gösterilmiştir.

Yüksel ve Öztürk (2017) gerçekleştirdikleri teorik çalışmada, enerji ve ekserji analizleri ile multi-jenerasyon güneş ve biyokütle temelli enerji sisteminin parametrik incelemesini gerçekleştirmişlerdir. Ekserji analiz sonuçları, güneş kolektörü ve biyokütle yanma odasının entegre enerji sistemi içinde maksimum ekserji yıkım oranına sahip olduğunu göstermiştir. Termodinamik analiz sonuçlarına göre, güneş ve biyokütle temelli entegre proses için sistem parçalarının enerji verimliliği sırasıyla %23,98-99,31 ve %28,47-98,24 arasında değişmektedir. Ayrıca, güneş ve biyokütle için entegre prosesin sırası ile %59,16 ve %57,41 olarak maksimum enerji verimliliğine ve sırasıyla %54,23 ve %52,47 olarak ekserji verimliliğine sahip olduğunu tespit etmişlerdir.

Rosen vd. (2005), bu çalışmada kojenerasyon tabanlı enerji sistemi için bir tasarımın hem enerji hem de ekserji verimlilik analizi gerçekleştirmişlerdir. Edmonton Power programı yardımıyla Kanada Edmonton kentinde bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada, merkezi elektrikli soğutucu kullanan orijinal konseptin yanı sıra iki varyasyon (tek ve çift etkili absorpsiyonlu soğutucular) incelemiştir. Enerji ve ekserji temelli sonuçlar belirgin olarak farklılık göstermektedir. Örneğin, toplam enerji verimliliği, dikkate alınan üç konfigürasyon için %83 - %94 arasında, ekserji verimlilikleri ise %28 ile %29 arasında değişmektedir. Tüm prosesler için, bireysel alt prosesler yanı sıra seçilen alt proses kombinasyonları için ekserji verimlilikleri enerji verimliliklerinden genel olarak daha anlamlıdır ve sistemin davranış göstergesi daha iyidir.

Dinçer vd. (2017) çalışmalarında, termodinamiğin temel prensiplerini, enerji, entropi ve ekserji gibi nicelikleri açıklamışlardır. Enerji sistemi optimizasyonunda önemli bir konu olan birçok modelleme tekniğini ve optimizasyon yöntemini çalışmışlardır. Aynı zamanda bir optimizasyon probleminin matematiksel modellenmesi için çalışmalar yapmışlardır. Bu çalışmalarında optimizasyonun bir sistemin karar değişkenleri için en iyi ve en uygun değeri belirlemek için mühendislikte önemli bir yöntem olduğunu göstermişlerdir. Bunu da amaç fonksiyonu olarak ifade edilen optimize edilmek istenen denklemler için farklı optimizasyon yöntemlerinden faydalanarak

göstermişlerdir. Bu optimizasyon yöntemlerini uygularken tüm optimizasyon çalışmalarında düşünülebilecek üretkenlik, ürün kalitesi ve benzeri sistem için fayda sağlayan parametreleri maksimum tutmaya ve aynı zamanda maliyet gibi sistem için kayıp olarak görünen parametreleri ve küresel ısınma gibi çevresel etkileri minimum seviyede tutmaya önem göstermişlerdir. Matematiksel modelleme ve optimizasyon algoritmaları için çeşitli mühendislik yazılım programlarından faydalanmışlardır. Bu çalışma ile, enerji sistemleri tasarımı ve optimizasyonu alanında yapılacak çalışmalar için matematiksel modelleme ve optimizasyon yöntemleri ile ilgili önemli bilgiler sağlamışlardır.

Moghimi vd. (2018), bu çalışmada bir Brayton çevrimi, Rankine çevrimi, ejektör soğutma çevrimi ve ev tipi su ısıtıcısını içeren bir kombine ısıtma ve güç çevriminin yeni bir konfigürasyonunun performansı üzerinde enerji, ekserji, maliyet ve çevre analizinden faydalanarak çalışmışlardır. Öncelikle çevrimin performans değerlendirmesi potansiyel araç olarak ekserji ve enerji kullanılarak gerçekleştirmiştir. Ek olarak multi-jenerasyon çevrimin çevresel etkilerini ele almak ve temel Bryton çevrimi ile karşılaştırmak için bir değerlendirme yapmışlardır. Bu çalışma ile kombine ısıtma ve güç çevriminin temel Bryton çevrimine kıyasla daha fazla ekserji ve enerji verimliliğine sahip olduğunu göstermişlerdir. Ayrıca bazı ana tasarım değişkenlerinin çevrimin performansı üzerindeki etkileri konusunda çalışmışlardır. Ana tasarım parametreleri gaz türbini giriş sıcaklığı, kompresör basınç oranı, ısı geri kazanımlı buhar jeneratörü basınçları, ısı geri kazanımlı buhar jeneratörü sıkıştırma noktası sıcaklıkları ve rejeneratör etkinliği olarak seçmişlerdir. Çevrimi optimize etmek ve bu tasarım değişkenlerini optimal seçmek için toplam yıllık maliyet ve ekserji verimliliği olarak iki amaç fonksiyonu tanımlamış ve multi-objektif optimizasyon uygulamışlardır. Optimizasyon sonuçlarına bağlı olarak en uygun noktaları bulmaya çalışmışlar ve Pareto görüntüsünü çizdirmişlerdir. Kombine ısıtma ve güç çevriminin Brayton döngüsünden daha yüksek enerji verimliliğine, yaklaşık %7 ve ekserji verimliliğine, yaklaşık %12 sahip olduğunu göstermişlerdir.



Ahmadi vd. (2013) gerçekleştirdikleri çalışmada, yerleşim uygulamalarında güç, ısıtma, soğutma ve hidrojen bakımından birden fazla ürün elde edebilmek için ısı geri kazanım birimi, organik Rankine çevrimi, ejektör soğutma çevrimi, ev tipi su ısıtıcısı ve proton değişim membranlı elektrolizörü esas alınarak bir multi-jenerasyon sistem üzerinde kapsamlı bir termodinamik çalışma yapmışlardır. Bu çalışma, enerji ve ekserji analizlerinin yanında multi-objektif optimizasyonu kapsamaktadır. Her bir bileşendeki tersinmezlikleri belirlemek ve sistem performansını değerlendirmek için değişken tasarım parametrelerinin ve çalışma koşullarının sistem enerjisi ve ekserji verimliliği üzerindeki etkilerini araştırmak için parametrik çalışma gerçekleştirmişlerdir. Mevcut sistemin en iyi tasarım parametrelerini belirlemek için, evrimsel bir algoritma ile multi-objektif bir optimizasyon uygulamıştır. Optimizasyonda kullanılan iki amaç fonksiyonu, sistemin toplam maliyet oranı (komponent satın alma ve çevresel etki ile ilişkili maliyet olarak bilinir) ve sistem ekserji verimliliğidir. Bu teorik çalışmada evrimsel bir algoritma kullanılarak sistemin toplam maliyet oranı minimize edilirken çevrim ekserji verimliliği maksimum yapılmaya çalışılmıştır. Daha iyi bir anlayış sağlamak için Pareto görüntüsü multi-objektif optimizasyon için gösterilmiştir. Ek olarak, pratik uygulamalar için ekserji verimliliği ile toplam maliyet oranı arasında kapalı bir form ilişkisi elde edilmiştir. Gerçekleştirilen bu çalışmada ekserji analizi, atık ısıdan gelen multi-jenerasyonun sistemin enerji verimliliğini yaklaşık %60 oranında artırabildiğini ve bir ürün elde edilen sisteme kıyasla ekserji verimliliğini neredeyse ikiye katladığını göstermektedir. Bu multi-jenerasyon sistem, 19.928 konut için 214 m<sup>2</sup> yaşam alanı ve sıcak su üretimi ile 1897 evin enerji ihtiyacını karşılayabilmektedir. Gerçekleştirilen çalışmada evrimsel algoritmaları (genetik algoritma vb.) kullanan bir hesap tabanlı optimizasyon yaklaşımı multi-jenerasyon tesisin optimizasyonunu sağladığı görülmektedir.

Ahmadi vd. (2012) gerçekleştirdikleri çalışmada; aynı enerji kaynağından eş zamanlı olarak ısıtma, soğutma, elektrik ve sıcak su üretimi için bir poli-jenerasyon enerji sisteminin kapsamlı bir termodinamik modellemesini ve optimizasyonunu gerçekleştirmişlerdir. Bu poli-jenerasyon sistem gaz türbini çevrimi, Rankine çevrimi, absorpsiyonlu soğutma çevrimi ve kullanma sıcak su

ısıtıcısı olmak üzere dört ana bölümden oluşmaktadır. Sistemde en iyi tasarım parametrelerini belirlemek için evrimsel bir algoritmaya dayanan multi-objektif bir optimizasyon uygulanmıştır. Optimizasyonda kullanılan iki amaç fonksiyonu, sistemin toplam maliyet oranı (komponent satın alma ve çevresel etki ile ilişkili maliyet olarak bilinir) ve sistem ekserji verimliliğidir. Çalışmada, evrimsel bir algoritma kullanılarak sistemin toplam maliyet oranı minimize edilirken çevrim ekserji verimliliği maksimum yapılmaya çalışılmıştır. Daha iyi bir anlayış sağlamak için, Pareto görüntüsü multi-objektif optimizasyon için gösterilmiştir. Ek olarak, ekserji verimliliği ile toplam maliyet oranı arasındaki ilişki için kapalı bir form denklemi türetilmiştir. Son olarak, çeşitli tasarım parametrelerinin sistem toplam ekserji yıkım oranı,  $CO_2$  emisyonu ve ekserji verimliliği üzerindeki etkilerini değerlendirmek için bir duyarlılık analizi yapılmıştır. Bu çalışmadaki bir poli-jenerasyon enerji sisteminin kapsamlı termodinamik modellemesi ve multi-objektif optimizasyonu literatüre yararlı bilgiler sağlamıştır. Evrimsel algoritmalar (genetik algoritma vb.) kullanan hesap tabanlı bir optimizasyon yaklaşımı poli-jenerasyon tesisin optimizasyonuna izin vermektedir. Çalışmada, çevresel etkiler, maliyet amaç fonksiyonunda çevre kirliliği ile ilgili maliyetler gibi uygun şekilde nicelleme yapılarak çevresel hedefe bağlı olarak bir maliyet fonksiyonuna dönüştürülmektedir. Yeni çevresel maliyet fonksiyonun termo-ekonomik hedefle birleştirilmesi yararlı bir termo-çevresel fonksiyon sağlamıştır. Optimize edilmiş noktalara bir eğri uydurularak kapalı bir form denklemi elde edilmiştir. Sonuçlar, gaz türbini giriş sıcaklığının, kompresör basınç oranının ve gaz türbini izentropik verimliliğinin maksimum değerlere sahip olduğunu ve bu parametrelerde bir artışın daha iyi sistem performansı ile sonuçlandığını göstermektedir.

Hanafizadeh vd. (2016), kombine soğutma, ısıtma ve güç sistemlerinin tek güç üretim sistemlerine göre yüksek ısı verim sağlayabildikleri için bu çalışmada esas olarak, İran'ın Tahran şehrinde ticari ve ofis binaları için bir kombine soğutma, ısıtma ve güç üretim sisteminin uygulanmasına ışık tutmak istemişlerdir. Bunu başarmak için, entegre sistemin performansındaki en önemli parametrelerden biri olan ekipman kapasitesi seçimini göz önünde

bulundurmuşlardır. Bu bağlamda, sunulan çalışmada ana taşıyıcı kapasitesine dayanan üç farklı durum oluşturulmakta ve her bir alternatifin mevcudiyetiyle ilgili olarak bu bina için en uygun ana taşıyıcı kapasitesini belirlemek üzere her bir durum üzerinde ekonomik bir çalışma yürütülmektedir. Son olarak bu ticari ve ofis binası için entegre sistemin uygulanmasından kaynaklanan zararlı emisyonların azaltılması çalışılmış ve ilgili sonuçlar sunulmuştur. İran'daki mevcut enerji maliyetleri ile ilgili olarak, en uygun ana taşıyıcı kapasitesinin, eşit elektrik üretim kapasiteleri (pik yüküne bağlı olarak) ve binanın elektrik talebi olarak tasarlanması gerekmektedir. Buna ek olarak, çevresel etkiler açısından bakıldığında bu ticari binadaki doğal gaz ve evsel elektrik kullanımında topluma 1.071.428 \$ maliyeti olduğu sonucuna varılmıştır.

Mansouri vd. (2012), ısı geri kazanımlı buhar jeneratörü basınç seviyelerinin kombine çevrim enerji santrallerinin ekserji verimliliğine etkisini araştırmıştır. Bu nedenle, üç tür gaz türbini kombine çevrimini ön çevrim olarak aynı gaz türbini ile değerlendirmişlerdir. Bir çift basınç ve iki üçlü basınç ısı geri kazanımlı buhar jeneratörü modellenmiştir. Sonuçlar, ısı geri kazanımlı buhar jeneratörünün basınç seviyelerindeki bir artışın sistemdeki ısı transferinden kaynaklanan ekserji kayıplarını ve baca gazı bacalarına olan egzoz kayıplarını nasıl etkilediğini göstermektedir. Ayrıca, sonuçlar basınç düzeylerindeki artışın sistemdeki ekserji yıkım oranını etkilediğini ve sonuç olarak tüm çevrimin ekserji verimliliğinde somut bir artışa neden olduğunu göstermektedir. Termodinamik analizden elde edilen sonuçlar, sistemde ısı transferine bağlı kayıpların ve bir üçlü basınç yeniden ısıtma kombine çevrimindeki baca gazının baca gazı yığınının diğer durumlardan daha az olduğunu göstermektedir. Ekonomik analizden, buhar üretimindeki basınç düzeylerinin artırılmasının tesisin toplam ve özel yatırım maliyeti için sırasıyla %6 ve %4 oranında bir artışa neden olduğu görülmüştür. Tesisin net şimdiki değerinin birleşik çevrim güç tesisi ile karşılaştırıldığında ise üçlü basınç yeniden ısıtma sistemi için maliyet yaklaşık %7 oranında artmaktadır. Bu nedenle, ekonomik analiz sonuçları, ısı geri kazanımlı buhar jeneratöründeki buhar üretiminin basınç seviyelerinin artırılmasının ekonomik olarak doğru olduğunu göstermektedir.

Ahmadi vd. (2012) gerçekleştirdikleri çalışmada, soğutma, ısıtma (ve/veya sıcak su) ve elektrik üretimi için bir tri-jenerasyon sistemin kapsamlı bir termodinamik modellemesini yapmışlardır. Bu tri-jenerasyon sistemi, gaz türbini çevrimi, ORC, tek etkili absorpsiyonlu soğutma çevrimi ve evsel su ısıtıcısından oluşmaktadır. Bu çalışmada; enerji ve ekserji analizleri, çevresel etki değerlendirmeleri ve ilgili parametrik çalışmalar gerçekleştirilmekte, aynı zamanda çevresel etkiyi ölçen parametreler ve sürdürülebilirlik değerlendirilmektedir. Tri-jenerasyon sisteminin ekserji veriminin tipik kombine ısı ve güç sistemlerinin veya gaz türbini çevriminden daha yüksek olduğu görülmüştür. Sonuçlar, tri-jenerasyon sistemi için  $CO_2$  emisyonlarının daha önce belirtilen sistemlerden daha az olduğunu göstermektedir. Ekserji sonuçları ise; yanma odasının kimyasal reaksiyonlarının geri dönüşümsüz yapısı ve çalışma akışkanı ile alev sıcaklığı arasındaki yüksek sıcaklık farkı nedeniyle çevrim bileşenlerinin en büyük ekserji yıkımına sahip olduğunu göstermektedir. Parametrik çalışmalar; kompresör basınç oranının, gaz türbini giriş sıcaklığının ve gaz türbini izentropik veriminin, tri-jenerasyon sisteminin ekserji verimliliğini ve çevresel etkisini önemli ölçüde etkilediğini göstermektedir. Ayrıca, türbin giriş sıcaklığının artırılmasının esas olarak yanma odası kütle akış hızını azaltarak çevresel etkinin maliyetini düşürdüğünü tespit etmişlerdir.

Ahmadi vd. (2013) gerçekleştirdikleri çalışmada, mikro gaz türbini, çift basınçlı ısı geri kazanım buhar jeneratörü, absorpsiyonlu soğutucu, ejektörlü soğutma çevrimi, evsel su ısıtıcısı ve proton değişim membranına dayanan güç, ısıtma, soğutma, sıcak su ve hidrojen üreten bir multi-jenerasyon enerji sisteminin kapsamlı bir termodinamik modelleme ve multi-objektif optimizasyonunu gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmada; enerji, ekserji analizleri ve çevresel etki değerlendirmesi yapılmıştır. Sistemin en iyi tasarım parametrelerini belirlemek için hızlı ve elitist bir dominant olmayan sıralama genetik algoritmasına (Non-dominated Sorting Genetic Algorithm, NSGA-II) dayanan multi-objektif bir optimizasyon yöntemi uygulanmıştır. Optimizasyon çalışmasında kullanılan iki amaç fonksiyonu yakıt, komponent satın alma ve çevresel etki maliyeti ile ilgili toplam maliyet oranı ve sistem ekserji verimliliğidir. Evrimsel bir algoritma

kullanılarak sistemin toplam maliyet oranı minimize edilirken, çevrim ekserji verimliliği maksimum yapılmaya çalışılmaktadır. Daha iyi bir anlayış sağlamak için Pareto görüntüsü multi-objektif bir optimizasyon için gösterilmektedir. Ek olarak, ekserji verimliliği ile toplam maliyet oranı arasındaki ilişki için kapalı bir form denklemi türetilmiştir. Çeşitli tasarım parametrelerinin sistemin toplam ekserji yıkım oranı,  $CO_2$  emisyonu ve ekserji verimliliği üzerindeki etkilerini değerlendirmek için bir duyarlılık analizi yapılmıştır. Sonuçlar, kompresörün izentropik verimliliğinin, gaz türbini giriş sıcaklığının, kompresör basınç oranının ve ORC çıkış basıncının maksimum değerlere sahip olduğunu ve bu parametrelerde bir artışın daha iyi sistem performansı ile sonuçlandığını göstermektedir.

Ahmadi vd. (2013), hidrojen üretmek için biyokütle yakıcı, ORC, absorpsiyonlu soğutma sistemi, hidrojen üretmek için bir PEM elektrolizörü ve sıcak su üretimi için evsel su ısıtıcısına dayalı yeni bir multi-jenerasyon sistemi önermiş ve termodinamik olarak değerlendirmişlerdir. Her bir bileşendeki ve sistem performansındaki tersinmezlikleri belirlemek için ekserji analizi yapmışlardır. Buna ek olarak, multi-jenerasyon sistemin çevresel etki değerlendirmesini gerçekleştirmiş ve sistem güç üretiminden multi-jenerasyon sisteme geçtiğinde  $CO_2$  emisyonlarındaki olası azalmayı incelemişlerdir. Sistem performansını daha kapsamlı bir şekilde anlamak ve önemli tasarım parametrelerinin sistemin enerji ve ekserji verimliliği üzerindeki etkilerini araştırmak için parametrik bir çalışma yapmışlardır. Isıtma, soğutma, elektrik üretimi, hidrojen ve sıcak su üretimi için önerilen bu yeni multi-jenerasyon sisteminin kapsamlı termodinamik modellemesi, ekserji ve çevresel etki değerlendirmeleri literatüre yararlı bilgiler sağlamaktadır. Ekserji sonuçları yanma odası ve ORC evaporatörünün yüksek sıcaklık farkı ve yanma reaksiyonundan dolayı en yüksek ekserji yıkım oranına sahip ve iki ana geri dönüşümsüzlük kaynağı olduğunu göstermektedir. Sistem performansı yanma odası sıcaklığı, ORC türbin giriş basıncı ve ORC pompa giriş sıcaklığından etkilenir.

Ahmadi vd. (2014), bu çalışmada okyanus termal enerji dönüşüm sistemine dayanan düz plaka ve fotovoltaik/termal (PV/T) güneş kolektörleri temiz su

üretmek için ters osmoz tuz giderme ünitesi, tek etkili absorpsiyonlu soğutucu ve PEM elektrolizörü ile donatılmış yeni bir multi-jenerasyon sistemi önermiş ve termodinamik olarak değerlendirmiştir. Çalışmada her bir bileşendeki tersinmezlikleri belirlemek ve sistem performansını değerlendirmek için enerji ve ekserji analizlerini kullanmışlardır. Sistemin en iyi tasarım parametrelerini belirlemek için hızlı ve elitist bir dominant olmayan sıralama genetik algoritmasına NSGA-II dayanan multi-objektif bir optimizasyon yöntemi uygulamışlardır. Optimizasyonda kullanılan iki amaç fonksiyonu, yakıt, komponent satın alma ve çevresel etki maliyeti ile ilgili toplam maliyet oranı ve sistem ekserji verimliliğidir. Bu çalışmada evrimsel bir algoritma kullanılarak sistemin toplam maliyet oranı minimize edilirken çevrim ekserji verimliliği maksimum yapılmaya çalışılmaktadır. Daha fazla bilgi sağlamak için Pareto görüntüsü multi-objektif bir optimizasyon için gösterilmektedir. Ek olarak, ekserji verimliliği ile toplam maliyet oranı arasındaki ilişki için kapalı bir form denklemini türetilmiştir ve çeşitli tasarım parametrelerinin sistemin toplam ekserji yıkım oranı, toplam maliyet oranı,  $CO_2$  emisyonu ve ekserji verimliliği üzerindeki etkilerini değerlendirmek için bir duyarlılık analizi yapılmıştır. Multi-objektif optimizasyon okyanus termal enerji dönüşüm evaporatörü sıkışma noktası sıcaklık farkı, türbin izentropik verimliliği, pompa izentropik verimliliği, absorpsiyonlu soğutucu evaporatörü sıcaklığı, PV/T giriş hava debisi, PV/T kolektör uzunluğu, PV/T kolektör genişliği ve kondenser sıcaklığının izin verilen alanlarda farklı değerlere sahip olduğunu göstermekte ve bu da incelenen parametrelerin ekserji verimliliği ile toplam maliyet oranı arasındaki değişimi önemli ölçüde etkilediğini göstermektedir. Sonuçlar ekserji verimliliğinin ve toplam sistem maliyeti oranının PV/T kolektör uzunluğunun, türbin izentropik veriminin, pompa izentropik veriminin, absorpsiyonlu soğutucu evaporatör sıcaklığının, PV/T kolektör giriş havasının kütle debisinin arttırılmasıyla yükseldiği göstermektedir. Sıkışma noktası sıcaklığındaki bir artış, sistem ekserji verimliliğinde ve diğer tasarım parametreleri sabitlendiğinde buharlaştırıcı için ısı transfer alanında bir azalmaya neden olmakta ve sistemin toplam maliyetini azaltmaktadır. Multi-objektif optimizasyon ile en iyi duruma getirilmiş nokta %60 ekserji verimliliğine sahip iken bu noktada sistemin toplam maliyet oranı 154 \$/saat olmaktadır.

Ahmadi vd. (2014), biyokütle yakıcı, elektrik üretmek için ORC, soğutma için çift etkili absorpsiyonlu soğutma sistemi, hidrojen üretimi için PEM elektrolizörü, sıcak su üretmek için ev tipi su ısıtıcısı ve temiz su üretmek için ters osmoz tuz giderme ünitesi içeren yeni bir entegre multi-jenerasyon sistemi için hem termodinamik modelleme hem de multi-objektif optimizasyon gerçekleştirmişlerdir. Aynı zamanda enerji ve ekserji analizleri ile çevresel etki değerlendirmesi yapmışlardır. Hızlı ve elitist bir dominant olmayan sıralama genetik algoritmasına NSGA-II dayanan multi-objektif bir optimizasyon yöntemi geliştirmişler ve sistem için en iyi tasarım parametrelerini belirlemek için kullanmışlardır. Optimizasyon çalışmasında kullanılan iki amaç fonksiyonu, yakıt, komponent satın alma ve çevresel etki maliyeti ile ilgili toplam maliyet oranı ve sistem ekserji verimliliğidir. Bu çalışmada, evrimsel bir algoritma kullanılarak sistemin toplam maliyet oranı minimize edilirken çevrim ekserji verimliliği maksimum yapılmaya çalışılmaktadır. Daha fazla bilgi sağlamak için Pareto görüntüsü multi-objektif bir optimizasyon için gösterilmektedir. Ek olarak, ekserji verimliliği ile toplam maliyet oranı arasındaki ilişki için kapalı bir form denklemi türetilmiştir. Çeşitli tasarım parametrelerinin sistemin toplam ekserji yıkım oranı,  $CO_2$  emisyonu ve ekserji verimliliği üzerindeki etkilerini değerlendirmek için bir duyarlılık analizi yapılmıştır. Optimizasyon sonuçları, ORC türbin giriş basıncı, ORC türbin giriş sıcaklığı, evaporatör sıkışma noktası sıcaklık farkı, ORC türbin izentropik verimliliği ve ORC pompa izentropik veriminin izin verilen alanlarda dağılık dağılımlara sahip olduğunu göstermektedir. Bu sonuçlarda incelemesi yapılan parametrelerin ekserji verimliliği ve toplam maliyet oranı arasındaki değişim üzerinde önemli etkileri olduğunu göstermektedir.

Ahmadi vd. (2015), bu çalışmada; güneş enerjisine ve bir yakıt hücresi sistemine dayalı olarak önerdiği hibrit enerjinin kapsamlı termodinamik analizini gerçekleştirmiştir. Kombine soğutma, ısı ve güç uygulamaları için yakıt hücresi ve su elektrolizi ile donatılmış küçük ölçekli fotovoltaik (PV) sistemlerini önermiştir. Bu sistemin dinamik bir simülasyonunu, TRANSYS yazılımını kullanarak gerçekleştirmiştir. Termodinamiğin birinci yasasını her bir alt sistemi modellemek için uygulamış ve alt sistemleri MATLAB yazılımında

geliştirilen simülasyon kodunun doğruluğunu sağlamak için kullanılmıştır. Analizi geliştirmek için ekserji analizi yapmıştır. Örnek bir çalışma gerçekleştirmek için Ontario eyaletinin Toronto kenti için iklim verilerini kullanmıştır ve bir yıl boyunca güneş ışınlarını TRANSYS yazılımı ile elde etmiş ve MATLAB yazılımı ile geliştirilen simülasyon koduna uygulamıştır. Yakıt hücresi akım yoğunluğunun ekserji verimliliği, elektrik üretimi ve ekserji yıkım oranı üzerindeki etkilerini araştırmıştır. Bu çalışmada hibrit sistemin genel enerji ve ekserji verimliliği sırasıyla %29 ve %36 olarak bulunmuştur.





### 3. MULTİ-JENERASYON İÇİN ENTEGRE ENERJİ SİSTEMİ

Bu tez çalışmasında, elektrik, ısıtma, soğutma, sıcak su, oksijen ve hidrojen üretmek için ana girdi olarak yenilenebilir enerji kaynağı olan biyokütlenin kullanıldığı yeni bir multi-jenerasyon sistemi önerilmiştir. Aynı zamanda incelemesi yapılan multi-jenerasyon enerji sisteminin termodinamik modellenmesi, maliyet ve çevre analizi dikkate alınarak entegre sistemin optimizasyonu yapılmıştır. Literatür araştırmaları ana tahrik sağlayıcı olarak gaz türbini alt sisteminin bu yeni entegre sistem için birincil enerji sağlayıcısı olması için gereken makul seçeneklerden biri olduğunu göstermektedir.

Sunulan bu tez çalışmasında, incelemesi yapılan multi-jenerasyon için entegre enerji üretim sisteminin şematik sunumu Şekil 3.1'de verilmiştir. Biyokütle, hava fanından çıkan hava ve azot sırasıyla 1, 3 ve 4 numaralı akımlarla biyokütle gazlaştırıcıya girmektedir. Üretilen sentez gaz, gazlaştırıcıdan 6 numaralı akım ile çıkmakta ve külden arındırılmak için siklona girmektedir. Sentez gaz basınç seviyesini artırmak için 8 numaralı akım ile kompresöre girmekte ve daha sonra asit arındırma ünitesinde H<sub>2</sub>S ve CO<sub>2</sub> sentez gazdan uzaklaştırılmakta ve 11 numaralı akım ile biyogaz yanma odasına gönderilmektedir. Aynı zamanda 13 numaralı akım ile hava kompresöründen çıkan basınç değeri arttırılmış ve hava ısı eşanjörü kullanılarak ısıtılarak daha sonra 14 numaralı akım ile yanma odasına gönderilmiştir. Entegre sistemden güç üretimi sağlamak için yanma odasından ayrılan egzoz gazı gaz türbinine girmektedir. Gaz türbininden 16 numaralı akım ile çıkan egzoz gazının entalpisi yüksek olduğu için alt sistemlerinin tahrik edilmesinde kullanılabilir. Entegre sistemden fazladan güç üretilmesi amacıyla Rankine çevrim sisteminin kullanılması önerilmiştir. 17 numaralı akım ile ısı değiştiricisi-I'e giren egzoz gazı Rankine çevrim sisteminin tahrik edilmesini sağlamıştır. Sistemden ekstra güç üretmek için ısı değiştiricisi-I'den çıkan sıcak akışkan Rankine türbinine 23 numaralı akım ile girmektedir. 24 numaralı akım ile türbinden çıkan düşük entalpili akışkan kondenser-I'den geçtikten sonra basınç değerini yükseltmek için 25 nolu akım ile pompa-I'e girmektedir. Pompadan çıkan yüksek basınçlı akışkan ısı değiştiricisi-I'de ısıtılıp tekrar türbine gönderilmektedir bu şekilde Rankine çevrimi tamamlanmış olur.

Multi-jenerasyon enerji üretim sisteminde hidrojen üretimini gerçekleştirmek için PEM elektrolizör ünitesi kullanılmıştır. PEM elektrolizör için gerekli olan saf su, ısı eşanjöründe elektroliz çalışma sıcaklığına kadar ısıtıldıktan sonra PEM elektrolizöre girmektedir. Yapılan analiz çalışmalarında ORC türbininden üretilen elektrik enerjisinin %70'inin kullanıldığı kabul edilmiştir. Ayrıca, üretilen hidrojenin daha sonraki ihtiyaçlarda kullanılmak üzere depolandığı kabul edilmiştir.

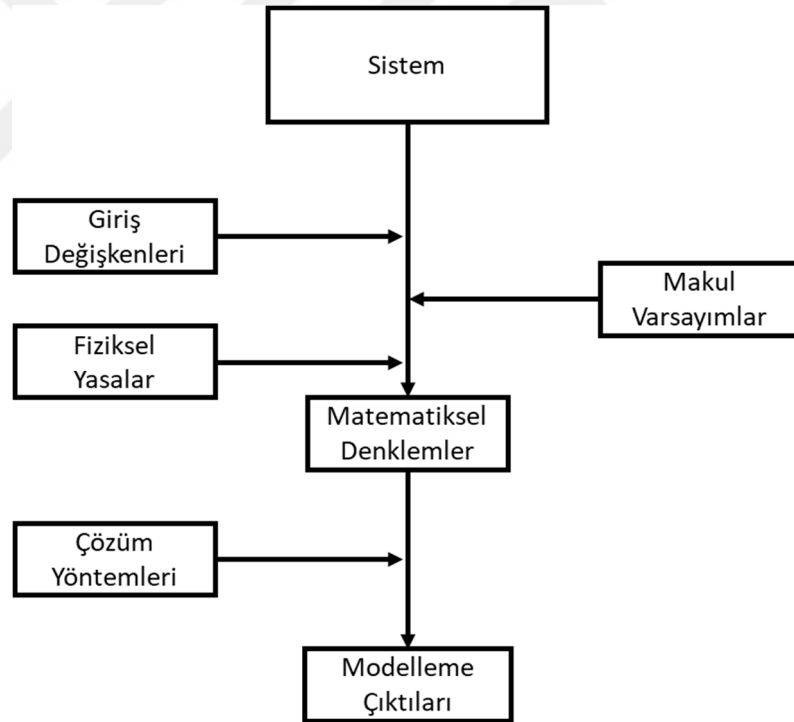
Soğutma ihtiyacını gidermek için egzoz gazı 17 numaralı akış ile çift etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminin jeneratörüne girer. 32 numaradaki zayıf akışkan solüsyonu pompa-II ile pompalanarak 33 numaralı yoldan sırasıyla ısı değiştiricisi-III ve ısı değiştiricisi-II'yi geçerek absorpsiyonlu soğutma sisteminin jeneratörüne ulaşır. 36 numarada akışkan solüsyondan su çıkarılır ve güçlü akışkan solüsyonu sırasıyla ısı değiştiricisi-II, düşük sıcaklık jeneratörü (jeneratör-II) ve ısı değiştiricisi-III'ü ve genişleme valfi-IV'ü geçerek 45 numaralı yoldan soğutma sisteminin absorblayıcısına döner. Diğer yanda su buharı jeneratör-I'i 39 numaralı akışla terk eder, düşük sıcaklık jeneratörünü geçtikten sonra kondenser-II'ye girer. Akışkan kondenserden geçerken soğutma suyuna ısı enerjisi aktarılır. Akışkan buharı 29 numaralı yoldan genişleme valfine girerek basıncı düşürülür ve 30 numaralı yoldan evaporatöre girer. Evaporatörden çıkan doymuş buhar 31 numaralı yoldan absorblayıcıya dönerek çevrimi tamamlar.

Jeneratör I'den çıkan egzoz gazının entalpisi kullanılabilir seviyede olduğu için, sıcak su deposunda depolanacak evsel sıcak suyun sağlanması için yeterli enerji karşılayabilmektedir.



#### 4. ENTEGRE ENERJİ SİSTEMİ MODELLENMESİ VE ANALİZİ

Bu bölümde bir entegre enerji sistemini modellemek için gerekli termodinamik denklemler ve bunlara bağlı olarak analizler için gerekli olan eşitlikler verilmektedir. Bir sistemden çıkışlar elde etmek için sistemin nasıl modellenebileceği Şekil 4.1'de gösterilmektedir. Bu şekilden, doğru bir modelin makul varsayımlar gibi çeşitli faktörlere ve sistemi iyi bir şekilde simule edebilecek yasaların uygulanmasına bağlı olduğu gözlemlenebilmektedir. Modelleme, enerji sisteminin davranışını tahmin edebildiği ve optimizasyon için bir temel oluşturabileceği için entegre enerji sistemi tasarımı için önemli bir araçtır. Modelleme yanlış ise, optimizasyon sonuçları gerçekçi kullanılamaz hale gelebilmektedir. Bu nedenle, modellemenin optimizasyon gerçekleştirilmeden önce dikkatli bir şekilde yapılması gerekmektedir.



Şekil 4.1. Bir sistemi matematiksel modellemenin akış diyagramı

Modellerin validasyonu genel olarak gerekli olmaktadır. Bu, karmaşık ve bilinmeyen ileri enerji sistemlerinde gittikçe önem kazanmaktadır. Bu amaç, ileri enerji sisteminin alt sistemleri için gerçek durum olarak seçilmiş girdiler

kullanılarak ve daha sonra modelin geçerliliğini ve doğruluğunu sağlamak için çıktıları karşılaştırarak elde edilebilmektedir.

Modellemede tanımlayıcı ve tahmini olmak üzere iki yaklaşım vardır. Çoğu insan, teknik ve diğer fenomenleri tanımlayarak açıklamak için kullanılan tanımlayıcı modellemeye aşina olmaktadır. Mühendislikte tanımlayıcı modellere örnekler, nasıl çalıştığını açıklamak için yararlı olan ısı değiştiricileri ve ısı pompaları verilebilmektedir. Bu modeller, iç mekanizmaları gösteren plastik veya metalden yapılmış üç boyutlu modeller olabilmektedir. Bu tür tanımlayıcı modeller genellikle fiziksel ilkelerin anlaşılmasını geliştirmek için kullanılmaktadır.

Tahmin edilebilir modeller, bir sistemin performansını tahmin etmek için kullanılmakta ve sonuç olarak mühendislik tasarımı ve optimizasyonunda büyük önem taşımaktadır. Örneğin, belirli bir kalınlık ve sabit ısıl iletkenliğe sahip bir duvarın içindeki sıcaklık dağılımını düzenleyen denklemler bir tahmin modelini temsil etmektedir. Çünkü, bunlar sıcaklık değişiminin duvarın içindeki zaman ve konumla birlikte kullanılmasına izin vermektedir. Modelleme entegre enerji sistemi tasarımında ve termal sistem tasarımında ulaşım olgusunun karmaşık doğasından dolayı özellikle önemlidir. Karmaşıklık bir sistemin ve parçalarının zaman ve yer ile varyasyonları, belirli bir problem için geçerli sınır koşulları, ısı ve kütle transfer etkileri ve malzeme özelliklerindeki karmaşıklıklarından kaynaklanmaktadır. Çok çeşitli enerji sistemlerini temsil etmek için literatürde çok sayıda tahmin modeli geliştirilmiştir. Her modelin kendine özgü özellikleri vardır ve genellikle belirli uygulamalar için uygundur.

#### **4.1. Termodinamik Analiz**

Termodinamik analizler kütle, enerji, entropi ve ekserji denge denklemlerinden oluşmaktadır.

#### 4.1.1. Kütle denge denklemi

Kütlenin korunumu ilkesi herhangi bir termodinamik sistemi analiz etmek için temel bir ilkedir. Bu ilke bir kontrol hacmi için aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

$$\sum_k \dot{m}_i - \sum_k \dot{m}_e = \frac{dm_{kh}}{dt} \quad (4.1)$$

Burada  $m$  ve  $\dot{m}$  sırasıyla kütle ve kütleli debidir.  $i$  ve  $e$  indisleri sırasıyla kontrol hacmine girişi ve kontrol hacminden çıkışı ifade etmekte ve  $kh$  alt indisi ise kontrol hacmini göstermektedir. Sürekli akış durumunda kütle denge denklemi şu şekilde tanımlanmaktadır.

$$\sum_k \dot{m}_i = \sum_k \dot{m}_e \quad (4.2)$$

#### 4.1.2. Enerji denge denklemi

Bir kontrol hacminin enerji dengesi, seçilen kontrol hacminin tüm giriş ve çıkış enerji bileşenleri ile ilgilidir. Enerjinin korunumu olarak bilinen termodinamiğin birinci kanunu aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

$$\dot{Q} - \dot{W} + \sum_i \dot{m}_i \left( h_i + \frac{V_i^2}{2} + gZ_i \right) - \sum_e \dot{m}_e \left( h_e + \frac{V_e^2}{2} + gZ_e \right) = \frac{dE_{kh}}{dt} \quad (4.3)$$

Burada  $E$ ,  $\dot{Q}$ ,  $\dot{W}$  ve  $t$  sırasıyla enerji, ısı transfer hızı, birim zamanda yapılan iş ve zamandır. Diğer semboller  $h$ ,  $V$ ,  $g$  ve  $Z$  sırasıyla spesifik entalpi, hız, standart yerçekimi ivmesi ve yükseklik bileşenlerini temsil etmektedir. Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilirse, sürekli akış durumunda enerji denge denklemi şu şekilde tanımlanmaktadır.

$$\sum_i \dot{m}_i h_i + \sum_i \dot{Q}_i + \sum_i \dot{W}_i = \sum_e \dot{m}_e h_e + \sum_e \dot{Q}_e + \sum_e \dot{W}_e \quad (4.4)$$

### 4.1.3. Entropi Denge Denklemi

Entropi üretimi sistemdeki kayıplarla ilişkilidir. Bir proseste üretilen entropi, entropi üretimi olarak adlandırılmakta ve  $S_{\text{ürt}}$  ile gösterilmektedir. Bir kontrol hacmi için entropi üretim hızı aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır (Cengel vd., 2011).

$$\dot{S}_{\text{ürt}} = \sum_e \dot{m}_e s_e - \sum_i \dot{m}_i s_i - \sum_k \frac{\dot{Q}}{T_k} + \frac{dS_{\text{kh}}}{dt} \quad (4.5)$$

Burada  $\dot{S}_i$  entropi üretim hızı ve  $s$  spesifik entropidir. Sürekli akış durumunda entropi denge denklemi aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

$$\sum_i \dot{m}_i s_i + \sum_k \left(\frac{\dot{Q}}{T}\right)_i + \dot{S}_{\text{gen}} = \sum_e \dot{m}_e s_e + \sum_k \left(\frac{\dot{Q}}{T}\right)_e \quad (4.6)$$

Gerçek hayatta birim zamanda ortaya çıkan entropi miktarı her zaman prosese birim zamanda giren entropi miktarından fazladır. Bu durum iç geri dönüşümsüzlüğe bağlı olarak fark entropi üretimi olarak adlandırılmaktadır.

### 4.1.4. Ekserji Analizi

Ekserji analizi, enerjinin daha verimli ve etkin kullanımı için yeni yöntem ve stratejiler geliştirmeye yardımcı olmaktadır. Özellikle güç üretimi, birleşik ısı-güç üretim sistemi, tri-jenerasyon ve multi-jenerasyon gibi çeşitli termal prosesleri incelemek için kullanılmaktadır. Bir maddenin ekserjisi dört bileşene ayrılmaktadır. Bunlardan yaygın olan iki tanesi fiziksel ve kimyasal ekserjidir. Diğer ikisi kinetik ve potansiyel ekserjidir. Burada yükseklik değişiklikleri küçük ve hızlar nispeten düşük olduğundan kinetik ve potansiyel ekserjiler ihmal edilebilir olarak kabul edilmektedir (Ameri vd., 2009; Dincer ve Rosen, 2012; Ahmadi vd., 2013). Fiziksel ekserji, bir sistem denge durumu ile etkileşime girdiğinde elde edilebilen maksimum faydalı çalışma olarak tanımlanmaktadır. Kimyasal ekserji, bir sistemin kimyasal bileşiminin kimyasal dengesinden ayrılmasıyla ilişkili olup, yanma ve diğer kimyasal değişimleri içeren

proseslerde önemli kabul edilmektedir. Termodinamiğin ikinci kanunu aracılığıyla ekserji dengesi aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

$$\dot{E}x_q + \sum_i \dot{m}_i ex_i = \sum_e \dot{m}_e ex_e + \dot{E}x_w + \dot{E}x_D \quad (4.7)$$

Burada  $\dot{E}x_D$  ekserji yıkım hızıdır ve diğer terimler aşağıda verilmektedir.

$$\dot{E}x_Q = \left(1 - \frac{T_o}{T}\right) \dot{Q}_i \quad (4.8)$$

$$\dot{E}x_W = \dot{W} \quad (4.9)$$

$$ex = ex_{ph} + ex_{ch} \quad (4.10)$$

Burada  $\dot{E}x_Q$ ,  $T$  mutlak sıcaklığında kontrol hacminin sınırını geçen ısı transferinin ekserjisidir.  $o$  alt indisi referans çevre koşullarını göstermektedir.  $\dot{E}x_W$  shaft işi ile ilişkili ekserjidir. Ayrıca  $ex_{ph}$  aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

$$ex_{ph} = (h - h_o) - T_o(s - s_o) \quad (4.11)$$

Gaz karışımları için kimyasal ekserji aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır (Bejan vd., 1995).

$$ex_{mix}^{ch} = \left[ \sum_{i=1}^n x_i ex_i^{ch} + RT_o \sum_{i=1}^n x_i \ln x_i \right] \quad (4.12)$$

Yukarıdaki denklem yakıt enerjisini hesaplamak için kullanılamaz. Burada yakıtların kimyasal ekserjisi aşağıda tanımlanan sadeleştirilmiş denkleme yakındır (Ameri vd., 2009; Bejan vd., 1995).

$$\xi = \frac{ex_f}{LHV_f} \quad (4.13)$$

Yaygın olarak kullanılan gaz halindeki yakıtlar için kimyasal ekserjinin yakıtın alt ısıl değerine ( $LHV_f$ ) oranı genel olarak birbirine yakındır. Örneğin,  $\xi_{CH_4} =$



1.06,  $\xi_{H_2} = 0.985$ . Genel olarak  $C_xH_y$  bileşimli gaz yakıtları için aşağıdaki deneysel korelasyon  $\xi$  kullanılmaktadır (Bejan vd., 1995).

$$\xi = 1.033 + 0.0169 \frac{y}{x} - \frac{0.0698}{x} \quad (4.14)$$

Yukarıda verilen kütle, enerji, entropi ve ekserji denge denklemleri ifadelerine bağlı olarak entegre sistem içinde yer alan tüm alt sistemlerin denge denklemleri Çizelge 4.1.'de verilmiştir.

Çizelge 4.1. Sistem komponentlerinin kütle, enerji, entropi ve ekserji denge denklemleri

Komponent	Kütle denge denklemleri	Enerji denge denklemleri	Entropi denge denklemleri	Ekserji denge denklemleri
Hava fanı	$\dot{m}_2 = \dot{m}_3$	$\dot{m}_2 h_2 + \dot{W}_{hf}$ $= \dot{m}_3 h_3$	$\dot{m}_2 s_2 + \dot{S}_{\dot{u},hf}$ $= \dot{m}_3 s_3$	$\dot{m}_2 ex_2 + \dot{W}_{hf}$ $= \dot{m}_3 ex_3$ $+ \dot{E}x_{Y,hf}$
Biyokütle gazlaştırıcı	$\dot{m}_1 + \dot{m}_3 + \dot{m}_4$ $= \dot{m}_5 + \dot{m}_6$	$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_3 h_3$ $+ \dot{m}_4 h_4$ $= \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_6 h_6$ $+ \dot{Q}_K^{BG}$	$\dot{m}_1 s_1 + \dot{m}_3 s_3$ $+ \dot{m}_4 s_4 + \dot{S}_{\dot{u},BG}$ $= \dot{m}_5 s_5 + \dot{m}_6 s_6$ $+ \dot{Q}_K^{BG} / T_{BG}$	$\dot{m}_1 ex_1 + \dot{m}_3 ex_3$ $+ \dot{m}_4 ex_4$ $= \dot{m}_5 ex_5$ $+ \dot{m}_6 ex_6$ $+ \dot{E}x_{K,BG}^Q$ $+ \dot{E}x_{Y,BG}$
Siklon	$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 + \dot{m}_8$	$\dot{m}_6 h_6$ $= \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_8 h_8$ $+ \dot{Q}_K^{Sk}$	$\dot{m}_6 s_6 + \dot{S}_{\dot{u},Sk}$ $= \dot{m}_7 s_7 + \dot{m}_8 s_8$ $+ \dot{Q}_K^{Sk} / T_{Sk}$	$\dot{m}_6 ex_6$ $= \dot{m}_7 ex_7$ $+ \dot{m}_8 ex_8$ $+ \dot{E}x_{K,Sk}^Q$ $+ \dot{E}x_{Y,Sk}$
Kompresör	$\dot{m}_8 = \dot{m}_9$	$\dot{m}_8 h_8 + \dot{W}_{Kp}$ $= \dot{m}_9 h_9$	$\dot{m}_8 s_8 + \dot{S}_{\dot{u},Kp}$ $= \dot{m}_9 s_9$	$\dot{m}_8 ex_8 + \dot{W}_{Kp}$ $= \dot{m}_9 ex_9$ $+ \dot{E}x_{Y,Kp}$
Asit arındırma	$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} + \dot{m}_{11}$	$\dot{m}_9 h_9$ $= \dot{m}_{10} h_{10}$ $+ \dot{m}_{11} h_{11} + \dot{Q}_K^{AA}$	$\dot{m}_9 s_9 + \dot{S}_{\dot{u},AA}$ $= \dot{m}_{10} s_{10}$ $+ \dot{m}_{11} s_{11}$ $+ \dot{Q}_K^{AA} / T_{AA}$	$\dot{m}_9 ex_9$ $= \dot{m}_{10} ex_{10}$ $+ \dot{m}_{11} ex_{11}$ $+ \dot{E}x_{K,AA}^Q$ $+ \dot{E}x_{Y,AA}$

Hava kompresörü	$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13}$	$\dot{m}_{12}h_{12} + \dot{W}_{HK}$ $= \dot{m}_{13}h_{13}$	$\dot{m}_{12}s_{12} + \dot{S}_{\dot{u},HK}$ $= \dot{m}_{13}s_{13}$	$\dot{m}_{12}ex_{12} + \dot{W}_{HK}$ $= \dot{m}_{13}ex_{13}$ $+ \dot{E}x_{Y,HK}$
Biyogaz yanma odası	$\dot{m}_{11} + \dot{m}_{14}$ $= \dot{m}_{15}$	$\dot{m}_{11}h_{11}$ $+ \dot{m}_{14}h_{14}$ $= \dot{m}_{15}h_{15}$ $+ \dot{Q}_K^{BYO}$	$\dot{m}_{11}s_{11} + \dot{m}_{14}s_{14}$ $+ \dot{S}_{\dot{u},BYO}$ $= \dot{m}_{15}s_{15}$ $+ \dot{Q}_K^{BYO}/T_{BYO}$	$\dot{m}_{11}ex_{11}$ $+ \dot{m}_{14}ex_{14}$ $= \dot{m}_{15}ex_{15}$ $+ \dot{E}x_{Y,BYO}$ $+ \dot{E}x_{K,BYO}^Q$
Gaz türbini	$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{16}$	$\dot{m}_{15}h_{15}$ $= \dot{m}_{16}h_{16} + \dot{W}_{GT}$	$\dot{m}_{15}s_{15} + \dot{S}_{\dot{u},GT}$ $= \dot{m}_{16}s_{16}$	$\dot{m}_{15}ex_{15}$ $= \dot{m}_{16}ex_{16}$ $+ \dot{W}_{GT} + \dot{E}x_{Y,GT}$
Isı eşanjörü	$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14}$ $\dot{m}_{16} = \dot{m}_{17}$ $\dot{m}_{21} = \dot{m}_{22}$	$\dot{m}_{13}h_{13}$ $+ \dot{m}_{16}h_{16}$ $+ \dot{m}_{21}h_{21}$ $= \dot{m}_{14}h_{14}$ $+ \dot{m}_{17}h_{17}$ $+ \dot{m}_{22}h_{22} + \dot{Q}_K^{IE}$	$\dot{m}_{13}s_{13} + \dot{m}_{16}s_{16}$ $+ \dot{m}_{21}s_{21} + \dot{S}_{\dot{u},IE}$ $= \dot{m}_{14}s_{14}$ $+ \dot{m}_{17}s_{17}$ $+ \dot{m}_{22}s_{22}$ $+ \dot{Q}_K^{IE}/T_{IE}$	$\dot{m}_{13}ex_{13}$ $+ \dot{m}_{16}ex_{16}$ $+ \dot{m}_{21}ex_{21}$ $= \dot{m}_{14}ex_{14}$ $+ \dot{m}_{17}ex_{17}$ $+ \dot{m}_{22}ex_{22}$ $+ \dot{E}x_{K,IE}^Q$ $+ \dot{E}x_{Y,IE}$
Isı değiştiricisi 1	$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{18}$ $\dot{m}_{23} = \dot{m}_{26}$	$\dot{m}_{17}h_{17}$ $+ \dot{m}_{26}h_{26}$ $= \dot{m}_{18}h_{18}$ $+ \dot{m}_{23}h_{23} + \dot{Q}_K^{ID1}$	$\dot{m}_{17}s_{17} + \dot{m}_{26}s_{26}$ $+ \dot{S}_{\dot{u},ID1}$ $= \dot{m}_{18}s_{18}$ $+ \dot{m}_{23}s_{23}$ $+ \dot{Q}_K^{ID1}/T_{ID1}$	$\dot{m}_{17}ex_{17}$ $+ \dot{m}_{26}ex_{26}$ $= \dot{m}_{18}ex_{18}$ $+ \dot{m}_{23}ex_{23}$ $+ \dot{E}x_{K,ID1}^Q$ $+ \dot{E}x_{Y,ID1}$
Rankine türbini	$\dot{m}_{23} = \dot{m}_{24}$	$\dot{m}_{23}h_{23}$ $= \dot{m}_{24}h_{24}$ $+ \dot{W}_{RT}$	$\dot{m}_{23}s_{23} + \dot{S}_{\dot{u},RT}$ $= \dot{m}_{24}s_{24}$	$\dot{m}_{23}ex_{23}$ $= \dot{m}_{24}ex_{24}$ $+ \dot{W}_{RT} + \dot{E}x_{Y,RT}$
Kondenser 1	$\dot{m}_{24} = \dot{m}_{25}$	$\dot{m}_{24}h_{24}$ $= \dot{m}_{25}h_{25}$ $+ \dot{Q}_K^{Kon1}$	$\dot{m}_{24}s_{24} + \dot{S}_{\dot{u},Kon1}$ $= \dot{m}_{25}s_{25}$ $+ \dot{Q}_K^{Kon1}/T_{Kon1}$	$\dot{m}_{24}ex_{24}$ $= \dot{m}_{25}ex_{25}$ $+ \dot{E}x_{K,Kon1}^Q$ $+ \dot{E}x_{Y,Kon1}$
Pompa 1	$\dot{m}_{25} = \dot{m}_{26}$	$\dot{m}_{25}h_{25} + \dot{W}_{P1}$ $= \dot{m}_{26}h_{26}$	$\dot{m}_{25}s_{25} + \dot{S}_{\dot{u},P1}$ $= \dot{m}_{26}s_{26}$	$\dot{m}_{25}ex_{25} + \dot{W}_{P1}$ $= \dot{m}_{26}ex_{26}$ $+ \dot{E}x_{Y,P1}$

PEM elektrolizör	$\dot{m}_{22}$ $= \dot{m}_{27} + \dot{m}_{28}$	$\dot{m}_{22}h_{22} + \dot{W}_{PEM}$ $= \dot{m}_{27}h_{27}$ $+ \dot{m}_{28}h_{28}$	$\dot{m}_{22}s_{22} + \dot{S}_{\dot{u},PEM}$ $= \dot{m}_{27}s_{27}$ $+ \dot{m}_{28}s_{28}$	$\dot{m}_{22}ex_{22} + \dot{W}_{PEM}$ $= \dot{m}_{27}ex_{27}$ $+ \dot{m}_{28}ex_{28}$ $+ \dot{E}x_{Y,PEM}$
Jeneratör 1	$\dot{m}_{18} = \dot{m}_{19}$ $\dot{m}_{35}$ $= \dot{m}_{36} + \dot{m}_{39}$	$\dot{m}_{18}h_{18}$ $+ \dot{m}_{35}h_{35}$ $= \dot{m}_{19}h_{19}$ $+ \dot{m}_{36}h_{36}$ $+ \dot{m}_{39}h_{39}$ $+ \dot{Q}_{Jen1}$	$\dot{m}_{18}s_{18} + \dot{m}_{35}s_{35}$ $+ \dot{S}_{\dot{u},Jen1}$ $= \dot{m}_{19}s_{19}$ $+ \dot{m}_{36}s_{36}$ $+ \dot{m}_{39}s_{39}$ $+ \dot{Q}_{Jen1}/T_{Jen1}$	$\dot{m}_{18}ex_{18}$ $+ \dot{m}_{35}ex_{35}$ $= \dot{m}_{19}ex_{19}$ $+ \dot{m}_{36}ex_{36}$ $+ \dot{m}_{39}ex_{39}$ $+ \dot{E}x_{Jen1}^Q$ $+ \dot{E}x_{Y,Jen1}$
Isı değiştiricisi 2	$\dot{m}_{34} = \dot{m}_{35}$ $\dot{m}_{36} = \dot{m}_{37}$	$\dot{m}_{34}h_{34}$ $+ \dot{m}_{36}h_{36}$ $= \dot{m}_{35}h_{35}$ $+ \dot{m}_{37}h_{37} + \dot{Q}_K^{ID2}$	$\dot{m}_{34}s_{34} + \dot{m}_{36}s_{36}$ $+ \dot{S}_{\dot{u},ID2}$ $= \dot{m}_{35}s_{35}$ $+ \dot{m}_{37}s_{37}$ $+ \dot{Q}_K^{ID2}/T_{ID2}$	$\dot{m}_{34}ex_{34}$ $+ \dot{m}_{36}ex_{36}$ $= \dot{m}_{35}ex_{35}$ $+ \dot{m}_{37}ex_{37}$ $+ \dot{E}x_{K,ID2}^Q$ $+ \dot{E}x_{Y,ID2}$
Genleşme valfi 1	$\dot{m}_{37} = \dot{m}_{38}$	$\dot{m}_{37}h_{37}$ $= \dot{m}_{38}h_{38}$	$\dot{m}_{37}s_{37} + \dot{S}_{\dot{u},GV1}$ $= \dot{m}_{38}s_{38}$	$\dot{m}_{37}ex_{37}$ $= \dot{m}_{38}ex_{38}$ $+ \dot{E}x_{Y,GV1}$
Jeneratör 2	$\dot{m}_{39} = \dot{m}_{40}$ $\dot{m}_{38}$ $= \dot{m}_{42} + \dot{m}_{43}$	$\dot{m}_{39}h_{39}$ $+ \dot{m}_{38}h_{38}$ $= \dot{m}_{40}h_{40}$ $+ \dot{m}_{42}h_{42}$ $+ \dot{m}_{43}h_{43}$ $+ \dot{Q}_{Jen2}$	$\dot{m}_{39}s_{39} + \dot{m}_{38}s_{38}$ $+ \dot{S}_{\dot{u},Jen2}$ $= \dot{m}_{40}s_{40}$ $+ \dot{m}_{42}s_{42}$ $+ \dot{m}_{43}s_{43}$ $+ \dot{Q}_{Jen2}/T_{Jen2}$	$\dot{m}_{39}ex_{39}$ $+ \dot{m}_{38}ex_{38}$ $= \dot{m}_{40}ex_{40}$ $+ \dot{m}_{42}ex_{42}$ $+ \dot{m}_{43}ex_{43}$ $+ \dot{E}x_{Jen2}^Q$ $+ \dot{E}x_{Y,Jen2}$
Genleşme valfi 2	$\dot{m}_{40} = \dot{m}_{41}$	$\dot{m}_{40}h_{40}$ $= \dot{m}_{41}h_{41}$	$\dot{m}_{40}s_{40} + \dot{S}_{\dot{u},GV2}$ $= \dot{m}_{41}s_{41}$	$\dot{m}_{40}ex_{40}$ $= \dot{m}_{41}ex_{41}$ $+ \dot{E}x_{Y,GV2}$
Kondenser 2	$\dot{m}_{41} + \dot{m}_{42}$ $= \dot{m}_{29}$	$\dot{m}_{41}h_{41}$ $+ \dot{m}_{42}h_{42}$ $+ \dot{Q}_{Kon2}$ $= \dot{m}_{29}h_{29}$ $+ \dot{Q}_{Kon2}$	$\dot{m}_{41}s_{41} + \dot{m}_{42}s_{42}$ $+ \dot{Q}_{Kon2}/T_{Kon2}$ $+ \dot{S}_{\dot{u},Kon2}$ $= \dot{m}_{29}s_{29}$	$\dot{m}_{41}ex_{41}$ $+ \dot{m}_{42}ex_{42}$ $+ \dot{E}x_{Kon2}^Q$ $= \dot{m}_{29}ex_{29}$ $+ \dot{E}x_{Y,Kon2}$
Genleşme valfi 3	$\dot{m}_{29} = \dot{m}_{30}$	$\dot{m}_{29}h_{29}$ $= \dot{m}_{30}h_{30}$	$\dot{m}_{29}s_{29} + \dot{S}_{\dot{u},GV3}$ $= \dot{m}_{30}s_{30}$	$\dot{m}_{29}ex_{29}$ $= \dot{m}_{30}ex_{30}$ $+ \dot{E}x_{Y,GV3}$

Evaporator	$\dot{m}_{30} = \dot{m}_{31}$	$\dot{m}_{30}h_{30} + \dot{Q}_{Eva}$ $= \dot{m}_{31}h_{31}$	$\dot{m}_{30}S_{30}$ $+ \dot{Q}_{Eva}/T_{Eva}$ $+ \dot{S}_{\dot{u},Eva}$ $= \dot{m}_{31}S_{31}$	$\dot{m}_{30}ex_{30} + \dot{E}x_{Eva}^Q$ $= \dot{m}_{31}ex_{31}$ $+ \dot{E}x_{Y,Eva}$
Absorblayıcı	$\dot{m}_{31} + \dot{m}_{45}$ $= \dot{m}_{32}$	$\dot{m}_{31}h_{31}$ $+ \dot{m}_{45}h_{45} + \dot{Q}_{Abs}$ $= \dot{m}_{32}h_{32}$	$\dot{m}_{31}S_{31} + \dot{m}_{45}S_{45}$ $+ \dot{Q}_{Abs}/T_{Abs}$ $+ \dot{S}_{\dot{u},Abs} = \dot{m}_{32}S_{32}$	$\dot{m}_{41}ex_{41}$ $+ \dot{m}_{45}ex_{45}$ $+ \dot{E}x_{Abs}^Q$ $= \dot{m}_{32}ex_{32}$ $+ \dot{E}x_{Y,Abs}$
Genleşme valfi 4	$\dot{m}_{44} = \dot{m}_{45}$	$\dot{m}_{44}h_{44}$ $= \dot{m}_{45}h_{45}$	$\dot{m}_{44}S_{44} + \dot{S}_{\dot{u},GV4}$ $= \dot{m}_{45}S_{45}$	$\dot{m}_{44}ex_{44}$ $= \dot{m}_{45}ex_{45}$ $+ \dot{E}x_{Y,GV4}$
Pompa 2	$\dot{m}_{32} = \dot{m}_{33}$	$\dot{m}_{32}h_{32} + \dot{W}_{P2}$ $= \dot{m}_{33}h_{33}$	$\dot{m}_{32}S_{32} + \dot{S}_{\dot{u},P2}$ $= \dot{m}_{33}S_{33}$	$\dot{m}_{32}ex_{32} + \dot{W}_{P2}$ $= \dot{m}_{33}ex_{33}$ $+ \dot{E}x_{Y,P2}$
Isı değiştiricisi 3	$\dot{m}_{33} = \dot{m}_{34}$ $\dot{m}_{43} = \dot{m}_{44}$	$\dot{m}_{33}h_{33}$ $+ \dot{m}_{43}h_{43}$ $= \dot{m}_{34}h_{34}$ $+ \dot{m}_{44}h_{44} + \dot{Q}_K^{ID3}$	$\dot{m}_{33}S_{33} + \dot{m}_{43}S_{43}$ $+ \dot{S}_{\dot{u},ID3}$ $= \dot{m}_{34}S_{34}$ $+ \dot{m}_{44}S_{44}$ $+ \dot{Q}_K^{ID3}/T_{ID3}$	$\dot{m}_{33}ex_{33}$ $+ \dot{m}_{43}ex_{43}$ $= \dot{m}_{34}ex_{34}$ $+ \dot{m}_{44}ex_{44}$ $+ \dot{E}x_{K,ID3}^Q$ $+ \dot{E}x_{Y,ID3}$
Sıcak su depolama tankı	$\dot{m}_{19} = \dot{m}_{20}$ $\dot{m}_{46} = \dot{m}_{47}$	$\dot{m}_{19}h_{19}$ $+ \dot{m}_{46}h_{46}$ $= \dot{m}_{20}h_{20}$ $+ \dot{m}_{47}h_{47}$ $+ \dot{Q}_K^{SSDT}$	$\dot{m}_{19}S_{19} + \dot{m}_{46}S_{46}$ $+ \dot{S}_{\dot{u},SSDT}$ $= \dot{m}_{20}S_{20}$ $+ \dot{m}_{47}S_{47}$ $+ \dot{Q}_K^{SSDT}/T_{SSDT}$	$\dot{m}_{19}ex_{19}$ $+ \dot{m}_{46}ex_{46}$ $= \dot{m}_{20}ex_{20}$ $+ \dot{m}_{47}ex_{47}$ $+ \dot{E}x_{K,SSDT}^Q$ $+ \dot{E}x_{Y,SSDT}$

#### 4.1.5. Biyokütle gazlaştırıcı

Biyokütle numunesi olarak, kullanılabilirlik ve düşük nem içeriği nedeniyle buğday samanı seğilmiştir. Önceki deneyimlerden, yüksek nem içeriğinin vida besleyiciye yapışmasıyla sonuçlanacağı öngörülebilir. Gazlaştırma odasının çalışma parametreleri Çizelge 4.2.'de gösterilmiştir. Ayrıca, nihai analiz ve kalorifik değerler sırasıyla Çizelge 4.3 ve Çizelge 4.4'te gösterilmektedir. Kompozisyon ürünü sentez gazı Çizelge 4.5'te verilmiştir.

Çizelge 4.2. Biyokütle gazlaştırma odası çalışma koşulları

Çalışma koşulları	Değer
Gazlaştırıcı sıcaklığı (°C)	826
Gazlaştırıcı basıncı (kPa)	0,17
Buhar/Biyo-kütle oranı	0,45
Tuz/Biyo-kütle oranı	0,03

Çizelge 4.3. Biyokütle gazlaştırıcısında kullanılan biyokütle örneğinin analizi

Bileşen	Saman	
	Kuru baz (wt.%)	Kuru kül serbest baz (wt.%)
Karbon	44,86	47,66
Hidrojen	3,82	4,06
Nitrojen	0,73	0,78
Sülfür	0,11	0,12
Oksijen	44,59	47,37

Çizelge 4.4. Biyokütle örneklerinin alt ve üst ısıl değerleri

Isıl değer	Saman	
	Orijinal esas (kJ/kg)	Kuru esas (kJ/kg)
Alt ısıl değer (LHV)	16525	18020
Üst ısıl değer (HHV)	17785	19225

Çizelge 4.5. Ürün sentez bileşimi

Komponent	% mol
Hidrojen	21,28
Karbonmonoksit	43,16
Karbondioksit	13,45
Metan	15,83
Asetilen	0,36
Etilen	4,62
Etan	0,62
Katran	0,40
H <sub>2</sub> S	0,08
NH <sub>3</sub>	0,37

Gazlaştırma alt sistemini araştırmak için, hammaddelerin kimyasal formülasyonu  $CH_aO_bN_c$  olarak incelenebilir ve ayrıca genel gazlaştırma reaksiyonu olarak aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

$$CH_aO_bN_c + mH_2O + w(O_2 + 3.76N_2) = n_{H_2}H_2 + n_{CO}CO + n_{CO_2}CO_2 + n_{H_2O}H_2O + n_{CH_4}CH_4 + \left(\frac{c}{2} + 3.76w\right)N_2 \quad (4.15)$$

Burada  $s$ ,  $b$  ve  $c$  sırasıyla  $H_2$ ,  $O_2$  ve  $N_2$  için atomların sayısıdır ve atık malzemenin nihai analizinden belirlenebilir. Gazlaştırma kütle akış denklemi, molar oranına göre aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

$$\sum_{i=1}^N \dot{n}_i MW_i = \sum_{e=1}^M \dot{m}_e MW_e \quad (4.16)$$

Burada  $MW$ , molekül ağırlığıdır. Şekil 3.l'de 6 noktasındaki sentez gaz bileşiminin kimyasal ekserjisi, gaz bileşimi ve konsantrasyonu kullanılarak tanımlanır ve aşağıdaki gibi verilmektedir.

$$\dot{E}x_{ch,k} = \sum_{k=1}^N (x_k \dot{E}x_{ch,k}^o) + RT_o \sum_{k=1}^N (x_k \ln x_k) \quad (4.17)$$

Burada  $\dot{E}x_{ch,k}^o$  elementlerin standart kimyasal ekserjisidir. Referans sıcaklık ve basıncıdaki farklı elementler için standart kimyasal ekserjiler Çizelge 4.6'da verilmiştir. Genel olarak, katı yakıt kimyasal ekserjisi birkaç oksijen ve hidrojen ile karbon yüzdeleri arasındaki istatistiksel ilişki eşitliği kullanılarak hesaplanmaktadır (Ratlamwala vd., 2012). Bu fenomenlere dayanarak, atık maddelerin kimyasal ekserjisi aşağıdaki gibi hesaplanabilmektedir:

$$\dot{E}x_{ch,sf} = \lambda LHV_f \quad (4.18)$$

Burada  $sf$  alt indisi katı yakıtı, ve  $f$  ise yakıtı ifade etmektedir. Son olarak,  $\lambda$  istatistiksel bir korelasyon olup,  $\frac{o}{c} \leq 0.5$  ve  $0.5 \leq \frac{o}{c} \leq 2$  için aşağıdaki gibi sırasıyla yazılabilmektedir:

$$\lambda = 1.0438 + 0.0158 \frac{H}{C} + 0.0813 \frac{O}{C} \quad (4.19)$$

ve

$$\lambda = \frac{1.0414 + 0.0177\left(\frac{H}{C}\right) - 0.3328\left(\frac{O}{C}\right) \left[1 + 0.0537\left(\frac{H}{C}\right)\right]}{1 - 0.4021\left(\frac{O}{C}\right)} \quad (4.20)$$

Çizelge 4.6.  $T_0=20$  °C ve  $P_0=101,3$  kPa referans şartlarında seçilmiş elementlerin standart kimyasal ekserjileri (Dincer ve Rosen, 2012; Kotas, 1985)

Element	$\overline{ex}_{ch}^0$ (kJ/mol)	Element	$\overline{ex}_{ch}^0$ (kJ/mol)
Ag (s)	70,2	Kr (g)	34,36
Al (s)	888,4	Li (s)	393,0
Ar (s)	11,69	Mg (s)	633,8
As (s)	494,6	Mn ( $s_\alpha$ )	482,3
Au (s)	15,4	Mo (s)	730,3
B (s)	628,8	N <sub>2</sub> (g)	0,72
Ba (s)	747,4	Na (s)	336,6
Bi (s)	274,5	Ne (g)	27,19
Br <sub>2</sub> (l)	101,2	Ni (s)	232,7
C (s, grafit)	410,26	O <sub>2</sub> (g)	3,97
Ca (s)	712,4	P (s, kırmızı)	863,6
Cd ( $s_\alpha$ )	293,2	Pb (s)	232,8
Cl <sub>2</sub> (g)	123,6	Rb (s)	388,6
Co ( $s_\alpha$ )	265,0	S (s, eşkenar dörtgen şeklinde)	609,6
Cr (s)	544,3	Sb (s)	435,8
Cs (s)	404,4	Se (s, siyah)	346,5
Cu (s)	134,2	Si (s)	854,6
D <sub>2</sub> (g)	263,8	Sn (s, beyaz)	544,8
F <sub>2</sub> (g)	466,3	Sn (s)	730,2
Fe ( $s_\alpha$ )	376,4	Ti (s)	906,9
H <sub>2</sub> (g)	236,1	U (s)	1190,7
He (g)	30,37	V (s)	721,1
Hg (l)	115,9	W (s)	827,5
I <sub>2</sub> (s)	174,7	Xe (g)	40,33
K (s)	366,6	Zn (s)	339,2

#### 4.1.6. Hava kompresörü

Şekil 3.1'de gösterildiği gibi referans durumdaki hava, 2 nolu akış durumunda kompresöre girer. Kompresör çıkışındaki havanın sıcaklığı aşağıdaki gibi hesaplanabilmektedir.

$$T_{13} = T_{12} \left[ 1 + \frac{1}{\eta_{AC}} \left( r_{AC}^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} - 1 \right) \right] \quad (4.21)$$

Burada  $\eta_{AC}$  hava kompresörü izentropik performansı,  $r_{AC}$  kompresör basınç oranı ve  $\gamma_a$  havanın özgül ısı oranıdır. Kompresörün çıkış ve giriş sıcaklık farklarına göre hava kompresörünü çalıştıracak elektrik enerjisi aşağıdaki gibi temsil edilmektedir.

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}_{hava} C_{pa} (T_{13} - T_{12}) \quad (4.22)$$

Burada  $C_{pa}$  sıcaklığın bir fonksiyonu olarak kabul edilmektedir ve aşağıdaki gibi hesaplanmalıdır (Srinivas ve Deb, 1994).

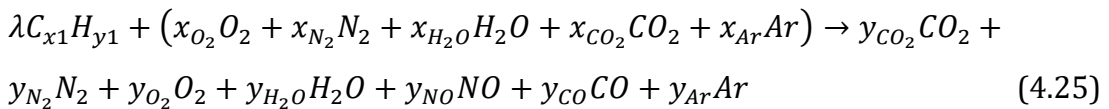
$$C_{pa} = 1.048 - \left(\frac{3.83T}{10^4}\right) + \left(\frac{9.45T^2}{10^7}\right) - \left(\frac{5.49T^3}{10^{10}}\right) + \left(\frac{7.92T^4}{10^{14}}\right) \quad (4.23)$$

#### 4.1.7. Biyogaz yanma odası

Biyogaz yanma odasında meydana gelen yanma olayı, sentez gaz ile hava kompresöründen basıncı artırılarak gelen hava ile gerçekleşen reaksiyon sonucu oluşmaktadır. 11 noktasındaki çıkış akış özelliği, üretilen gazın ( $LHV_{s\_gaz}$ ) alt ısı değeri ve yanma veriminin ( $\eta_{cc}$ ) fonksiyonu olarak belirlenebilir.

$$\dot{m}_{11} LHV_{s\_gaz} + \dot{m}_{14} h_{14} = \dot{m}_{15} h_{15} + (1 - \eta_{cc}) \dot{m}_{11} LHV_{s\_gaz} \quad (4.24)$$

Sentezlenen gaz yanma reaksiyonu aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.



Kimyasal reaksiyon katsayıları aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

$$y_{CO_2} = (\lambda x_1 + x_{CO_2} - y_{CO}) \quad (4.26)$$

$$y_{N_2} = (x_{N_2} - y_{NO}) \quad (4.27)$$



$$y_{H_2O} = \left( x_{H_2O} + \frac{\lambda y_1}{2} \right) \quad (4.28)$$

$$y_{O_2} = \left( x_{O_2} - \lambda x_1 - \frac{\lambda y_1}{4} - \frac{\lambda_{CO}}{2} - \frac{\lambda_{NO}}{2} \right) \quad (4.29)$$

$$y_{Ar} = x_{Ar} \quad (4.30)$$

$$\lambda = \frac{n_{fuel}}{n_{air}} \quad (4.31)$$

#### 4.1.8. Gaz türbini

Gaz türbini bileşeninin verimliliği esas olarak tasarım koşullarından ve çalışma şartlarından etkilenmektedir. Gaz türbininin girişindeki basınç değeri, aşağıdaki gibi yanma odasındaki basınç düşüşüne bağlı olarak tanımlanabilmektedir:

$$\frac{P_{16}}{P_{15}} = 1 - \Delta P_{cc} \quad (4.32)$$

Burada  $\Delta P_{cc}$  yanma odasındaki basınç düşüşünü ifade etmektedir. Gaz türbininin çıkış sıcaklığı değeri aşağıdaki gibi belirlenebilmektedir.

$$T_{16} = T_{15} \left[ 1 - \eta_{gt} \left( 1 - \left( \frac{P_{15}}{P_{16}} \right)^{\frac{1-\gamma_g}{\gamma_g}} \right) \right] \quad (4.33)$$

Burada  $\eta_{gt}$  gaz türbini izentropik verimini ifade etmektedir. Gaz türbininden üretilen güç, aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$\dot{W}_{gt} = \dot{m}_{15} C_{pg} (T_{15} - T_{16}) \quad (4.34)$$

Burada  $C_{pg}$  sabit basınç altında ki gaz türbininin özgül ısıdır ve aşağıdaki gibi sıcaklığın fonksiyonu olarak tanımlanabilir.

$$C_{pg} = 0.991 - \left( \frac{6.99T}{10^5} \right) + \left( \frac{2.712T^2}{10^7} \right) - \left( \frac{1.2244T^3}{10^{10}} \right) \quad (4.35)$$

Gaz türbini çevriminden net güç üretimi, aşağıdaki formül kullanılarak kolayca hesaplanabilmektedir.

$$\dot{W}_{gt,net} = \dot{W}_{gt} - \dot{W}_{komp} \quad (4.36)$$

#### 4.1.9. PEM elektrolizör

Mol dengesine dayanan PEM elektrolizör alt sisteminden üretilen hidrojen ve oksijenin kütleli debileri, aşağıdaki gibi tanımlanabilmektedir (Huangfu vd., 2007).

$$\dot{N}_{H_2,çıktı} = J/2F = \dot{N}_{H_2O,reaksiyon} \quad (4.37)$$

$$\dot{N}_{O_2,çıktı} = J/4F \quad (4.38)$$

Burada  $J$  akım yoğunluğu,  $F$  Faraday sabiti ve  $\dot{N}_{H_2O}$  PEM elektrolizörü için tüketilen saf su miktarıdır. Güç, hidrojen ve oksijen üretmek için kullanılır ve elektrolizle suyu hidrojen ve oksijene ayırmak için gereken elektrik ya da güç aşağıdaki gibi belirlenebilmektedir.

$$\dot{E}_{el} = \dot{E}x_{el} = JV \quad (4.39)$$

Burada  $\dot{E}_{el}$  elektriksel güç,  $\dot{E}x_{el}$  elektriksel ekserjidir. Son olarak  $V$  ise PEM elektrolizör voltajıdır. Bu voltaj Nernst eşitliği ve ayrıca PEM elektrolizöründe meydana gelen potansiyel kayıplar kullanılarak aşağıdaki gibi tanımlanabilir (Mago vd., 2010).

$$V = V_o + V_{act,a} + V_{act,c} + V_{ohm} \quad (4.40)$$

Burada  $V_0$  tersinir voltajdır ve ayrıca elektrolizör çalışma sıcaklığına bağlı olarak aşağıdaki gibi tanımlanabilmektedir.

$$V_0 = 1.229 - 8.5 \times 10^{-4} (T_{elek} - 298) \quad (4.41)$$

Burada  $T_{elek}$  elektrolizör sıcaklığıdır. Denklem 4.40'ta, elektrolizörün anot ve katot tarafları için aktivasyon aşırı potansiyel oranları aşağıdaki gibi verilmelidir.

$$V_{act,i} = \frac{RT}{F} \sinh^{-1} \left( \frac{J}{2J_{o,i}} \right) \quad i = a, c \quad (4.42)$$

$$J = J_{o,i} \left[ \exp \left( \frac{\alpha z F \eta_{act,i}}{RT} \right) - \exp \left( \frac{(1-\alpha) z F \eta_{act,i}}{RT} \right) \right], \quad i = a, c \quad (4.43)$$

$$J_{o,i} = J_i^{ref} \exp \left( -\frac{E_{act,i}}{RT} \right), \quad i = a, c \quad (4.44)$$

Burada  $a$  elektrolizör anot bölgesini,  $c$  elektrolizör katot bölgesini,  $J_0$  değişim akım yoğunluğunu,  $\alpha$  yük transfer sabitini,  $z$  PEM elektrolizörünün elektronlarının sayısını,  $J_i^{ref}$  üstel büyüklük faktörü ve  $E_{act,i}$  anot ve katot için aktivasyon enerjisidir. Denklem 4.40'ta verilen  $V_{ohm}$  aşağıdaki gibi hesaplanabilmektedir.

$$V_{ohm} = J R_{ohm} \quad (4.45)$$

Burada  $R_{ohm}$  PEM elektrolizörünün genel omik direncidir.

#### 4.1.10. Enerji Verimliliği

Enerji ile ilgili performansın ölçüsü olarak, bir sistemin enerji verimliliği ( $\eta$ ), sistem sınırlarından çıkan tüm faydalı enerji çıktısının sistem sınırından sisteme giren tüm enerji girişine oranı olarak tanımlanabilmektedir.

$$\eta = \frac{\sum \text{faydalı enerji çıktısı}}{\sum \text{girdi enerjisi}} = 1 - \frac{\sum \text{enerji kaybı}}{\sum \text{girdi enerjisi}} \quad (4.46)$$

Multi-jenerasyon üretimi için önerilen entegre enerji sisteminin tüm komponentleri için enerji verimliliği ifadeleri Denklem 4.46'ya bağlı olarak türetilmiş ve Çizelge 4.7'de verilmiştir. Biyokütle gazlaştırıcısı ve komponentlerinin enerji verimliliği aşağıdaki gibi verilebilir.

$$\eta_{bg} = \frac{\dot{m}_{s\_gaz} LHV_{s\_gaz}}{\dot{m}_b LHV_b + \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_4 h_4} \quad (4.47)$$

Burada  $\dot{m}_b$  ve  $\dot{m}_{s\_gaz}$  sırasıyla biyokütlenin ve üretilen sentez gazın kütledebisini göstermekte olup Şekil 3.1'de  $\dot{m}_1$  ve  $\dot{m}_{11}$  ile ifade edilmiştir.  $LHV_b$  ve  $LHV_{s\_gaz}$  sırasıyla biyokütlenin ve sentez gazın alt ısı değerini göstermektedir.

Gaz türbini çevriminin enerji verimliliği aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\eta_{gtc} = \frac{\dot{W}_{gt,net}}{\dot{m}_{s\_gaz} LHV_{s\_gaz}} \quad (4.48)$$

Rankine çevrimi alt sisteminin enerji verimliliği aşağıda verilmiştir.

$$\eta_{RC} = \frac{\dot{W}_{RC}}{\dot{m}_{17}(h_{17} - h_{18})} \quad (4.49)$$

Çift etkili soğutma sistemi çevriminin enerji verimliliği aşağıdaki gibi verilebilir.

$$\eta_{\zeta EAS} = \frac{\dot{Q}_{s,\zeta EAS}}{\dot{m}_{18}(h_{18} - h_{19}) + \dot{W}_{P2}} \quad (4.50)$$

Burada  $\dot{Q}_{s,\zeta EAS}$  çift etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminde üretilen soğutma enerjisini göstermektedir. PEM elektrolizörünün enerji verimliliği aşağıda verilmiştir.

$$\eta_{PEM} = \frac{\dot{m}_{H_2} LHV_{H_2}}{\dot{W}_{PEM} + \dot{Q}_{PEM}} \quad (4.51)$$

$$\dot{Q}_{PEM} = \dot{m}_{21}(h_{22} - h_{21}) \quad (4.52)$$

Burada  $\dot{m}_{H_2}$  üretilen hidrojenin kütleli debisi olup Şekil 3.1’de  $\dot{m}_{28}$  olarak verilmiştir.  $LHV_{H_2}$  ise hidrojenin alt ısıl değerini göstermektedir. Sıcak su üretim ve depolama tankının enerji verimliliği aşağıda ki gibi verilebilir.

$$\eta_{SSDT} = \frac{\dot{m}_{46}(h_{47} - h_{46})}{\dot{m}_{19}(h_{19} - h_{20})} \quad (4.53)$$

Multi-jenerasyon için önerilen entegre enerji üretim sisteminin enerji verimliliği aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\eta_{ES} = \frac{\dot{m}_{H_2} LHV_{H_2} + \dot{W}_{gt,net} + \dot{W}_{RC} + \dot{Q}_{s,\zeta EAS} + \dot{m}_{46}(h_{47} - h_{46})}{\dot{m}_b LHV_b + \dot{W}_{HK} + \dot{W}_{Komp} + \dot{W}_{P1} + \dot{W}_{P2} + \dot{W}_{PEM}} \quad (4.54)$$

#### 4.1.11. Ekserji Verimliliği

Termodinamiğin ikinci kanunu temelinde, proses verimliliğinin daha iyi anlaşılmasını sağlayan ekserji verimliliği proses giriş ve çıkışlarının ekserji içeriğine dayanarak tanımlanabilmektedir. Bu durum, ekserjetik verimliliği ve dışsal performansın temel göstergelerini açıklamaktadır. Burada, ekserjetiksel performansın genellikle enerjik verimden daha iyi bir dışsal performans anlayışını sağladığı görülmektedir. Ekserji verimliliği görüşü, geri dönüşümsüzlükleri kayıplardan ayırmakta bu da kayıpları azaltarak incelenen prosesin iyileştirme araştırmaları hakkında bilgi sağlamaktadır (Dincer ve Rosen, 2012). Kararlı durum koşulları için ekserji verimliliği ( $\psi$ ) denklemleri aşağıdaki gibi tanımlanabilir:

$$\psi = \frac{\sum \text{sistemden toplam ekserji çıktısı}}{\sum \text{sisteme giren toplam ekserji}} = 1 - \frac{\sum \text{ekserji kaybı}}{\sum \text{girdi ekserjisi}} \quad (4.55)$$

Multi-jenerasyon üretimi için önerilen entegre enerji sisteminin tüm komponentleri için ekserji verimliliği ifadeleri Denklem 4.55'e bağlı olarak türetilmiş ve Çizelge 4.7'de verilmiştir. Biyokütle gazlaştırıcısı ve komponentlerinin ekserji verimliliği aşağıdaki gibi verilebilir.

$$\psi_{bg} = \frac{\dot{m}_{s\_gaz} ex_{s\_gaz}}{\dot{m}_b ex_b + \dot{m}_3 ex_3 + \dot{m}_4 ex_4} \quad (4.56)$$

Burada  $ex_b$  and  $ex_{s\_gaz}$  biyokütlenin ve sentez gazın kimyasal ekserjisini göstermektedir. Gaz türbini çevriminin ekserji verimliliği aşağıdaki gibi verilebilir.

$$\psi_{gtc} = \frac{\dot{W}_{gt,net}}{\dot{m}_{s\_gaz} ex_{s\_gaz}} \quad (4.57)$$

Rankine çevrimi alt sisteminin ekserji verimliliği aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\psi_{RC} = \frac{\dot{W}_{RC}}{\dot{m}_{17}(ex_{17} - ex_{18})} \quad (4.58)$$

Çift etkili soğutma çevrimi sisteminin ekserji verimliliği aşağıdaki gibi verilebilir.

$$\psi_{CEAS} = \frac{\dot{E}x_{CEAS}^{Q,s}}{\dot{m}_{18}(ex_{18} - ex_{19}) + \dot{W}_{P2}} \quad (4.59)$$

PEM elektrolizörünün ekserji verimliliği aşağıda verilmiştir.

$$\psi_{PEM} = \frac{\dot{m}_{H_2} ex_{H_2}}{\dot{W}_{PEM} + \dot{E}x_{PEM}^Q} \quad (4.60)$$

Sıcak su üretim ve depolama tankının ekserji verimliliği aşağıdaki gibi verilebilir.

$$\psi_{SSDT} = \frac{\dot{m}_{46}(ex_{47}-ex_{46})}{\dot{m}_{19}(ex_{19}-ex_{20})} \quad (4.61)$$

Multi-jenerasyon için önerilen entegre enerji üretim sisteminin ekserji verimliliği aşağıda verilmiştir.

$$\psi_{ES} = \frac{\dot{m}_{H_2}ex_{H_2}+\dot{W}_{gt,net}+\dot{W}_{RC}+\dot{E}x_{\dot{C}EAS}^{Q,S}+\dot{m}_{46}(ex_{47}-ex_{46})}{\dot{m}_b ex_b+\dot{W}_{HK}+\dot{W}_{Komp}+\dot{W}_{P_1}+\dot{W}_{P_2}+\dot{W}_{PEM}} \quad (4.62)$$

Soğutma sisteminin performansı genellikle enerjetik ve ekserjetik performans katsayısına bağlı olarak belirlenir. Çift etkili soğutma sisteminin  $COP_{en}$  ve  $COP_{ek}$  aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$COP_{en} = \frac{\dot{Q}_{Eva}}{\dot{W}_{P_2}+\dot{Q}_{Jen1}+\dot{Q}_{Jen2}} \quad (4.63)$$

ve

$$COP_{ek} = \frac{\dot{E}x_{Eva}^Q}{\dot{W}_{P_2}+\dot{E}x_{Jen1}^Q+\dot{E}x_{Jen2}^Q} \quad (4.64)$$

Çizelge 4.7. Sistem bileşenlerinin enerji ve ekserji verimlilik denklemleri

Komponent	Enerji verimliliği denklemleri	Ekserji verimliliği denklemleri
Hava fanı	$\eta_{hf} = \dot{m}_2(h_3 - h_2)/\dot{W}_{hf}$	$\psi_{hf} = \dot{m}_2(ex_3 - ex_2)/\dot{W}_{hf}$
Biyokütle gazlaştırıcı	$\eta_{bg} = \dot{m}_6 h_6 / (\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_4 h_4)$	$\psi_{bg} = \frac{\dot{m}_6 ex_6}{(\dot{m}_1 ex_1 + \dot{m}_3 ex_3 + \dot{m}_4 ex_4)}$
Siklon	$\eta_{sk} = \dot{m}_8 h_8 / \dot{m}_6 h_6$	$\psi_{sk} = \dot{m}_8 ex_8 / \dot{m}_6 ex_6$
Kompresör	$\eta_{kp} = \dot{m}_8(h_9 - h_8)/\dot{W}_{kp}$	$\psi_{kp} = \dot{m}_8(ex_9 - ex_8)/\dot{W}_{kp}$
Asit arındırma	$\eta_{aa} = \dot{m}_{11} h_{11} / \dot{m}_9 h_9$	$\psi_{aa} = \dot{m}_{11} ex_{11} / \dot{m}_9 ex_9$
Hava kompresörü	$\eta_{hk} = \dot{m}_{12}(h_{13} - h_{12})/\dot{W}_{hk}$	$\psi_{hk} = \dot{m}_{12}(ex_{13} - ex_{12})/\dot{W}_{hk}$

Biyogaz yanma odası	$\eta_{byo} = \dot{m}_{15}h_{15}/(\dot{m}_{11}h_{11} + \dot{m}_{14}h_{14})$	$\psi_{byo} = \frac{\dot{m}_{15}ex_{15}}{(\dot{m}_{11}ex_{11} + \dot{m}_{14}ex_{14})}$
Gaz türbini	$\eta_{gt} = \dot{W}_{gt}/\dot{m}_{15}(h_{15} - h_{16})$	$\psi_{gt} = \dot{W}_{gt}/\dot{m}_{15}(ex_{15} - ex_{16})$
Isı eşanjörü	$\eta_{ie} = \frac{\dot{m}_{13}(h_{14} - h_{13}) + \dot{m}_{21}(h_{22} - h_{21})}{\dot{m}_{16}(h_{16} - h_{17})}$	$\psi_{ie} = \frac{\dot{m}_{13}(ex_{14} - ex_{13}) + \dot{m}_{21}(ex_{22} - ex_{21})}{\dot{m}_{16}(ex_{16} - ex_{17})}$
Isı değiştiricisi 1	$\eta_{id1} = \frac{\dot{m}_{23}(h_{23} - h_{26})}{\dot{m}_{17}(h_{17} - h_{18})}$	$\psi_{id1} = \frac{\dot{m}_{23}(ex_{23} - ex_{26})}{\dot{m}_{17}(ex_{17} - ex_{18})}$
Rankine türbini	$\eta_{RC} = \dot{W}_{RC\_T}/\dot{m}_{23}(h_{23} - h_{24})$	$\psi_{RC} = \dot{W}_{RC\_T}/\dot{m}_{23}(ex_{23} - ex_{24})$
Kondenser 1	$\eta_{kon1} = \frac{\dot{Q}_{kon1}}{\dot{m}_{24}(h_{24} - h_{25})}$	$\psi_{kon1} = \frac{\dot{E}x_{kon1}^Q}{\dot{m}_{24}(ex_{24} - ex_{25})}$
Pompa 1	$\eta_{p1} = \dot{m}_{25}(h_{26} - h_{25})/\dot{W}_{p1}$	$\psi_{p1} = \dot{m}_{25}(ex_{26} - ex_{25})/\dot{W}_{p1}$
PEM elektrolizör	$\eta_{PEM} = \dot{m}_{28}h_{28}/(\dot{m}_{22}h_{22} + \dot{W}_{PEM})$	$\psi_{PEM} = \dot{m}_{28}ex_{28}/(\dot{m}_{22}ex_{22} + \dot{W}_{PEM})$
Jeneratör 1	$\eta_{jen1} = \frac{\dot{m}_{36}h_{36} + \dot{m}_{39}h_{39} - \dot{m}_{35}h_{35}}{\dot{m}_{18}(h_{18} - h_{19})}$	$\psi_{jen1} = \frac{\dot{m}_{36}ex_{36} + \dot{m}_{39}ex_{39} - \dot{m}_{35}ex_{35}}{\dot{m}_{18}(ex_{18} - ex_{19})}$
Isı değiştiricisi 2	$\eta_{id2} = \frac{\dot{m}_{34}(h_{35} - h_{34})}{\dot{m}_{36}(h_{36} - h_{37})}$	$\psi_{id2} = \frac{\dot{m}_{34}(ex_{35} - ex_{34})}{\dot{m}_{36}(ex_{36} - ex_{37})}$
Genleşme valfi 1	$\eta_{gv1} = \dot{m}_{38}h_{38}/\dot{m}_{37}h_{37}$	$\psi_{sk} = \dot{m}_{38}ex_{38}/\dot{m}_{37}ex_{37}$
Jeneratör 2	$\eta_{jen2} = \frac{\dot{m}_{42}h_{42} + \dot{m}_{43}h_{43} - \dot{m}_{38}h_{38}}{\dot{m}_{39}(h_{39} - h_{40})}$	$\psi_{jen2} = \frac{\dot{m}_{42}ex_{42} + \dot{m}_{43}ex_{43} - \dot{m}_{38}ex_{38}}{\dot{m}_{39}(ex_{39} - ex_{40})}$
Genleşme valfi 2	$\eta_{gv2} = \dot{m}_{41}h_{41}/\dot{m}_{40}h_{40}$	$\psi_{gv2} = \dot{m}_{41}ex_{41}/\dot{m}_{40}ex_{40}$
Kondenser 2	$\eta_{kon2} = \frac{\dot{Q}_{kon2}}{\dot{m}_{29}h_{29} - \dot{m}_{41}h_{41} - \dot{m}_{42}h_{42}}$	$\psi_{kon2} = \frac{\dot{E}x_{kon2}^Q}{\dot{m}_{29}ex_{29} - \dot{m}_{41}ex_{41} - \dot{m}_{42}ex_{42}}$
Genleşme valfi 3	$\eta_{gv3} = \dot{m}_{30}h_{30}/\dot{m}_{29}h_{29}$	$\psi_{gv3} = \dot{m}_{30}ex_{30}/\dot{m}_{29}ex_{29}$



valfi 3		
Evaporator	$\eta_{eva} = \frac{\dot{Q}_{eva}}{\dot{m}_{30}(h_{30} - h_{31})}$	$\psi_{eva} = \frac{\dot{E}x_{eva}^Q}{\dot{m}_{30}(ex_{30} - ex_{31})}$
Absorblayıcı	$\eta_{abs} = \frac{\dot{Q}_{abs}}{\dot{m}_{31}h_{31} + \dot{m}_{45}h_{45} - \dot{m}_{32}h_{32}}$	$\psi_{abs} = \frac{\dot{E}x_{abs}^Q}{\dot{m}_{31}ex_{31} + \dot{m}_{45}ex_{45} - \dot{m}_{32}ex_{32}}$
Genleşme valfi 4	$\eta_{gv4} = \dot{m}_{45}h_{45}/\dot{m}_{44}h_{44}$	$\psi_{sk} = \dot{m}_{45}ex_{45}/\dot{m}_{44}ex_{44}$
Pompa 2	$\eta_{p2} = \dot{m}_{32}(h_{33} - h_{32})/\dot{W}_{p2}$	$\psi_{p2} = \dot{m}_{32}(ex_{33} - ex_{32})/\dot{W}_{p2}$
Isı değiştiricisi 3	$\eta_{id3} = \frac{\dot{m}_{33}(h_{34} - h_{33})}{\dot{m}_{43}(h_{43} - h_{44})}$	$\psi_{id3} = \frac{\dot{m}_{33}(ex_{34} - ex_{33})}{\dot{m}_{43}(ex_{43} - ex_{44})}$
Sıcak su depolama tankı	$\eta_{ssdt} = \frac{\dot{m}_{46}(h_{47} - h_{46})}{\dot{m}_{19}(h_{19} - h_{20})}$	$\psi_{ssdt} = \frac{\dot{m}_{46}(ex_{47} - ex_{46})}{\dot{m}_{19}(ex_{19} - ex_{20})}$

#### 4.2. Çevresel Etki Değerlendirmesi

Birincil sera gazı olan  $CO_2$  emisyonu da dahil olmak üzere çevresel etkilerin azaltılması için önemli bir önlem, verimliliği artırmakta ve dolayısıyla yakıt kullanımını azaltmaktadır. Her ne kadar birleşik ısı ve güç santralleri ile tri-jenerasyon için çok sayıda ekserji ve eksergoekonomik analiz yapılmış olsa da birçoğu çevresel etkileri içermemektedir. Bu eksikliğin giderilmesi  $CO$ ,  $CO_2$  ve  $NO_x$  emisyonları için önemli olmaktadır. Yanma reaksiyonundan dolayı yanma odasında üretilen  $CO$  ve  $NO_x$  miktarı adyabatik alev sıcaklığı dahil olmak üzere çeşitli yanma karakteristiklerine bağlıdır (Barzegar Avval vd., 2011). Yanma odasının birincil bölgesinde adyabatik alev sıcaklığı aşağıdaki tanımlanmaktadır.

$$T_{pz} = A\sigma^\alpha \exp(\beta(\sigma + \lambda)^2) \pi^{x^*} \theta^{y^*} \xi^{z^*} \quad (4.65)$$

Burada  $\pi$  boyutsuz basınç ( $P/P_{ref}$ ),  $\theta$  boyutsuz sıcaklık ( $T/T_{ref}$ ) ve  $\xi$   $H/C$  atomik orandır. Ayrıca  $\phi \leq 1$  için  $\sigma = \phi$  ve burada  $\phi$  kütle veya molar orandır

ve  $\phi \geq 1$  için  $\sigma = \phi - 0.7$ . Ayrıca  $x$ ,  $y$  ve  $z$  aşağıda tanımlanan denklemlere dayalı olarak  $\sigma$ 'nın kuadratik fonksiyonlarıdır.

$$x^* = a_1 + b_1\sigma + c_1\sigma^2 \quad (4.66)$$

$$y^* = a_2 + b_2\sigma + c_2\sigma^2 \quad (4.67)$$

$$z^* = a_3 + b_3\sigma + c_3\sigma^2 \quad (4.68)$$

Burada parametrelerin değerleri Çizelge 4.8'de verilmiştir. Bir yanma odasında üretilen  $CO$  ve  $NO_x$  miktarı, adyabatik alev sıcaklığı dahil olmak üzere çeşitli yanma karakteristiklerine bağlıdır (Gulder, 1986). Burada bu türler için emisyonlar (kg başına gr cinsinden) aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır:

$$m_{NO_x} = \frac{0.15 \times 10^{16} \tau^{0.5} \exp\left(\frac{-71100}{T_{PZ}}\right)}{P_3^{0.05} \left(\frac{\Delta P_{in}}{P_{in}}\right)^{0.5}} \quad (4.69)$$

$$m_{CO} = \frac{0.179 \times 10^9 \exp\left(\frac{7800}{T_{PZ}}\right)}{P_3^2 \tau \left(\frac{\Delta P_{in}}{P_{in}}\right)^{0.5}} \quad (4.70)$$

Çizelge 4.8. Çevrele analiz parametreleri için değerler (Gulder, 1986)

Parametreler	$0.3 \leq \phi \leq 1.0$		$1.0 \leq \phi \leq 1.6$	
	$0.92 \leq \theta \leq 2$	$2 \leq \theta \leq 3.2$	$0.92 \leq \theta \leq 2$	$2 \leq \theta \leq 3.2$
$A$	2361.764	2315.75	916.826	1246.177
$\alpha$	0.115	-0.049	0.288	0.381
$\beta$	-0.948	-1.114	0.145	0.347
$\lambda$	-1.097	-1.180	-3.277	-2.036
$a_1$	0.014	0.010	0.031	0.036
$b_1$	-0.055	-0.045	-0.078	-0.085
$c_1$	0.052	0.048	0.049	0.051
$a_2$	0.395	0.568	0.025	0.009

$b_2$	-0.441	-0.550	0.260	0.502
$c_2$	0.141	0.131	-0.131	-0.247
$a_3$	0.005	0.010	0.004	0.017
$b_3$	-0.128	-0.129	-0.178	-0.189
$c_3$	0.082	0.084	0.098	0.103

#### 4.2.1. Normalize edilmiş $CO_2$ emisyonları

Entegre gazlaştırma kombine çevrimine yönelik  $CO_2$  emisyonlarını tanımlamak için üç koşul araştırılmış ve her bir durum için  $CO_2$  emisyonları tanımlanmıştır. İlk durumda, elektrik üretmek için güç çevrimi kullanılır. İkinci durumda, elektrik ve ısıtma üretim süreçleri aynı anda araştırılmaktadır. Son durumda, multi-jenerasyon üretim hedefleri için bütünleşik proses incelenmektedir. Her bir koşul için üretilen  $CO_2$  miktarı aşağıdaki gibi tanımlanabilmektedir.

$$\varepsilon_{güç} = \frac{\dot{m}_{CO_2}}{\dot{W}_{net}} \quad (4.71)$$

$$\varepsilon_{güç+ısıtma} = \frac{\dot{m}_{CO_2}}{\dot{W}_{net} + \dot{Q}_{ısıtma}} \quad (4.72)$$

$$\varepsilon_{multi-jenerasyon} = \frac{\dot{m}_{CO_2}}{\dot{W}_{net} + \sum \dot{Q}_{ısıtma} + \sum \dot{Q}_{soğutma} + \dot{E}_{sıcak\_su} + \dot{E}_{H_2}} \quad (4.73)$$

#### 4.3. Termo-ekonomik Analiz

Termo-ekonomi, uygun maliyetli bir sistemin tasarım ve işleyişi için konvansiyonel enerji ve ekserji analizleri ve maliyet analizleri ile elde edilemeyen faydalı bilgiler sağlamak amacıyla sistem bileşenleri seviyesinde, bir ekserji analizi ve ekonomik ilkelere dayanan termodinamik değerlendirmeleri uygun bir şekilde birleştirebilen bir mühendislik dalıdır (Haseli vd., 2008). Bazı çalışmalar ekserji maliyetinin uygulanmadığı zaman termodinamik ve maliyet analizinin herhangi bir kombinasyonunu karakterize ettiği için termo-ekonomik genel teriminin daha uygun olduğunu göstermektedir.

#### 4.3.1. Maliyet denge denklemi

Bir sistemdeki her akış için akış maliyet oranı  $\dot{C} (\$/h)$  olarak adlandırılan bir parametre tanımlanmaktadır. Her bileşen için maliyet dengesi aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

$$\dot{C}_{q,k} + \sum_i \dot{C}_{i,k} + \dot{Z}_k = \sum_e \dot{C}_{e,k} + \dot{C}_{w,k} \quad (4.74)$$

Maliyet denge denklemleri genel olarak tüm terimler pozitif kabul edilerek yazılır. Yukarıdaki denklemden faydalanarak denklem tekrar aşağıdaki tanımlanmaktadır (Bejan vd., 1995).

$$\sum (c_e \dot{E}x_e)_k + c_{w,k} \dot{W}_{w,k} = c_{q,k} \dot{E}x_{q,k} + \sum (c_i \dot{E}x_i)_k + \dot{Z}_k \quad (4.75)$$

$$\dot{C}_j = c_j \dot{E}x_j \quad (4.76)$$

$$\dot{Z} = \frac{Z_k CRF \Phi}{N \times 3600} \quad (4.77)$$

Burada  $Z_k$  ifadesi  $k$  bileşenin satın alma maliyetini ve  $CRF$  ise sermaye geri kazanım faktörünü göstermektedir.

#### 4.3.2. Sermaye geri kazanım faktörü

Sermaye geri kazanım faktörü faiz oranına ve ekipman ömrünün süresine bağlıdır ve aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

$$CRF = \frac{i \times (i+1)^n}{(i+1)^n - 1} \quad (4.78)$$

Burada  $i$  faiz oranı,  $n$  sistemin toplam işletme süresidir. Ayrıca  $N$ , birim için yıllık çalışma saati ve  $\Phi$  genellikle 1.06 olan bakım faktörüdür (Ahmadi ve Dincer, 2010; Ghaebi vd., 2012; Bejan vd., 1995).

### 4.3.3. Entegre sistemin ekonomik analizi

Bu çalışmada sunulan multi-jenerasyon için tasarlanan entegre sistemin ekonomik analizini ve optimizasyonunu yapmak için ilk olarak bazı temel tasarım parametrelerinin fonksiyonu olarak sistemde kullanılan her bir bileşenin satın alma maliyeti verilmelidir. Bu alt bölümde, her bir bileşenin maliyet fonksiyonları ve bazı ekonomik parametreler tanımlanmış ve açıklanmıştır.

Ekipman yatırım maliyeti, spesifik modellerin satıcılardan alındığında en detaylı ve doğru olmaktadır. Yatırım maliyetini ifade etmek için yararlı, kullanışlı kapsamlı yöntemler ve ana parametreler ile maliyet değişiminin matematiksel fonksiyonunun ayrıntılı bir planıdır. Alternatif olarak, bu karmaşık veriler ve matematiksel maliyet fonksiyonları, aşağıdaki gibi yaklaşık ve kompakt bir biçimde sunulabilmektedir.

#### 4.3.3.1. Biyokütle gazlaştırıcı ve siklon

Biyokütle gazlaştırıcı ve siklon alt-sistemlerinin maliyet fonksiyonları gazlaştırıcı sıcaklığında ve basıncında biyokütle gazlaştırıcısından çıkan sentez gazın fonksiyonu olarak tanımlanabilir (Lian vd., 2010). Dolayısıyla satın alma maliyeti aşağıdaki gibi verilebilir.

$$Z_{bg}(\$) = 740(\dot{m}_6 h_6)^{0,8} \exp\left(\frac{0,01P_6-2}{14,29}\right) \exp\left(\frac{T_6-350}{446}\right) \quad (4.79)$$

#### 4.3.3.2. Asit arındırma

Asit arındırma alt sisteminin maliyet denklemi aşağıdaki gibi verilebilir.

$$Z_{aa}(\$) = 235A_{aa} \quad (4.80)$$

Burada,  $A_{aa}$  ise  $m^2$  cinsinden asit arındırma sisteminin alanını göstermektedir.

#### 4.3.3.3. Hava kompresörü

Hava kütle akış hızı, kompresör basınç oranı ve kompresör isentropik verimliliğinin bir fonksiyonu olan hava kompresörü satın alma maliyet fonksiyonu aşağıdaki gibi ifade edilebilir (Roosen vd., 2003).

$$Z_{hk}(\$) = C_{11} \dot{m}_{hava} \frac{1}{C_{12} - \eta_{hk}} \left( \frac{P_{13}}{P_{12}} \right) \ln \left( \frac{P_{13}}{P_{12}} \right) \quad (4.81)$$

$$C_{11} = 44,71 \frac{\$}{kg/s}; \quad C_{12} = 0,95 \quad (4.82)$$

#### 4.3.3.4. Biyogaz yanma odası

Gaz türbini çevrimindeki yanma odası, yüksek sıcaklıktaki baca gazlarını üretmek için kullanılan ana kısımdır. Yanma odasına giren kütleli hava debisi ve gaz türbini giriş sıcaklığının bir fonksiyonu olan yanma odası satın alma maliyeti, aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$Z_{byo}(\$) = C_{21} \dot{m}_{hava} \{1 + \exp[C_{22}(T_{15} - C_{23})]\} \frac{1}{0,995 - P_{15}/P_{14}} \quad (4.83)$$

$$C_{21} = 28,98 \frac{\$}{kg/s}; \quad C_{22} = 0,015 \frac{1}{K}; \quad C_{23} = 1540 \quad (4.84)$$

#### 4.3.3.5. Gaz türbini

Gaz türbininin satın alma maliyeti, giriş gaz kütleli debisi, gaz türbini basınç oranı ve gaz türbini isentropik verimliliğinin bir fonksiyonudur. Maliyet fonksiyonu şu şekilde tanımlanabilir (Roosen vd., 2003).

$$Z_{gt}(\$) = C_{31} \dot{m}_{hava} \frac{1}{C_{32} - \eta_{gt}} \ln \left( \frac{P_{15}}{P_{16}} \right) \{1 + \exp[C_{33}(T_{15} - 1570)]\} \quad (4.85)$$

$$C_{31} = 301,45 \frac{\$}{kg/s}; \quad C_{32} = 0,95; \quad C_{33} = 0,025 \frac{1}{K} \quad (4.86)$$

#### 4.3.3.6. Isı değiştiricisi 1

Isı değiştirici 1'in satın alma maliyeti aşağıdaki gibi hesaplanabilir (Peters vd., 1968).

$$Z_{id1}(\$) = 1010(A_{id1})^{0,8} \quad (4.87)$$

Burada  $A_{id1}$  ısı değiştirici 1'in m<sup>2</sup> cinsinden alanını göstermektedir.

$$A_{id1} = \frac{\dot{m}_{18}c_{pg}(T_{17}-T_{18})}{U_{id1}\Delta T_{ln}} \quad (4.88)$$

Burada,  $U_{id1}$  ısı değiştiricisi 1 için toplam ısı transfer katsayısı olup bu alışmada 0,88 W/m<sup>2</sup>K olarak alınmıştır.

#### 4.3.3.7. Rankine türbini

Rankine türbininin maliyet fonksiyonu aşağıdaki formülasyon kullanılarak hesaplanabilir (Peters vd., 1968).

$$Z_{R_T}(\$) = 4750(\dot{W}_{R_T})^{0,75} \quad (4.89)$$

Burada  $\dot{W}_{R_T}$  ise kW cinsinden Rankine türbininden üretilen güçtür.

#### 4.3.3.8. Kondenser 1

Rankine sistemine ait olan kondeserinin satın alma maliyeti aşağıdaki gibi hesaplanabilir (Peters vd., 1968).

$$Z_{kon1}(\$) = 516,62(A_{kon1})^{0,6} \quad (4.90)$$

Burada;

$$A_{kon1} = \frac{\dot{Q}_{kon1}}{U_{kon1}\Delta T_{ln}} \quad (4.91)$$

Burada,  $U_{kon1}$  kondenser 1 için toplam ısı transfer katsayısı olup bu çalışmada 0,15 kW/m<sup>2</sup>K olarak alınmıştır.

#### 4.3.3.9. Pompa 1

Rankine sistem pompasının maliyetinin hesaplanması için aşağıdaki ifade kullanılmaktadır.

$$Z_{p1}(\$) = 200(\dot{W}_{p1})^{0,65} \quad (4.92)$$

#### 4.3.3.10. Absorbsiyonlu soğutma alt sistemi

Absorbsiyonlu soğutucunun satın alma maliyeti, soğutma yükünün fonksiyonu olarak sıkıştırılabilen ve yaklaşık olarak tahmin edilebilen tüm tasarım parametrelerinin bir fonksiyonudur (Lian vd., 2010).

$$Z_{soğutucu}(\$) = 1144,3(\dot{Q}_{eva})^{0,67} \quad (4.93)$$

Burada,  $\dot{Q}_{eva}$  Şekil 4.1'de gösterilen evaporatör etrafındaki kontrol hacmi için enerji dengesi kullanılarak hesaplanabilen absorpsiyonlu soğutucunun kW cinsinden soğutma yüküdür.

#### 4.3.3.11. PEM elektrolizör

PEM elektrolizörün satın alma maliyeti, aşağıdaki gibi ifade edilebilen, sudan hidrojen ve oksijen üretebilmek için giriş elektriğinin bir fonksiyonudur (Genç vd., 2012)

$$Z_{PEM}(\$) = 1000\dot{W}_{PEM} \quad (4.94)$$



#### 4.3.3.12. Sıcak su depolama tankı

Sistemde kullanılan sıcak su depolama tankının maliyet fonksiyonları aşağıdaki gibi tanımlanabilir (Peters vd., 1968).

$$Z_{ssdt}(\$) = 0,3m_{ss} \quad (4.95)$$

Burada  $m_{ss}$  ise  $m^3$  cinsinden sıcak su üretimi olup sıcak su depolama tankı kontrol hacmi için yazılan enerji denge denkleminde hesaplanabilir.

#### 4.4. Optimizasyon

Optimizasyon çalışılan konuda belirlenen ya da verilen koşullar altında en iyi sonucun elde edilmesi için yapılan her bir adım olarak tanımlanmaktadır. Herhangi bir sistemin tasarımı ya da analizi sırasında sistem üzerinde çalışan araştırmacının bazı kararlar alması gerekmektedir. Tüm bu kararların amacı ise sistemin tasarımı veya analizi için gereken maliyet ya da çabayı minimum tutmak, sistemin tasarımından ve analizinden elde edilecek faydayı maksimum tutmaktır. Sistem için gereken maliyet veya gereken çaba ve herhangi bir durumda istenen fayda bazı karar değişkenlerinin bir fonksiyonu olarak elde edilebildiği için optimizasyon bu fonksiyonun maksimum ya da minimum olduğu değerleri bulma işlemi olarak tanımlanmaktadır.

Optimizasyon matematiksel bir akış açısıyla, her biri bir aralık içinde tanımlanan birtakım değişkenler için çeşitli kısıtlamalara tabi olan bir fonksiyonu maksimum ya da minimum yapma işlemidir (Rao ve Singiresu, 2009). Daha basit ve pratik olarak optimizasyon, makul kısıtlamalara tabi belirli bir problem için mümkün olan en iyi konfigürasyonu bulmaktır.

Bir optimizasyon problemi, sadece bir objektif fonksiyonu içerdiğinde, bu optimizasyon işlemi tek amaçlı optimizasyon olarak adlandırılmaktadır. Bu nedenle tek amaçlı optimizasyon sadece bir kritere ilişkin problemin çözümünü

dikkate almaktadır. Tek amaçlı optimizasyon uzun yıllardır geniş bir uygulama alanı bulmaktadır.

Birden fazla objektif fonksiyonu göz önünde bulundurma gereği ve bunu yapmanın önemi multi-objektif optimizasyonun gelişmesini sağlamıştır. Yönetim disiplinlerinde bu tür optimizasyon problemleri çok kriterli karar verme olarak bilinmektedir. Gerçek dünya optimizasyon problemlerinin çoğu doğal olarak birden fazla objektif fonksiyon içermektedir. Optimizasyon ilkeleri ve amacı, diğer hedefler de önemli olduğunda, sadece tek bir amaç fonksiyonu ile makul bir şekilde uygulanamamaktadır. Aşağıda verilen alt bölümlerde bazı önemli optimizasyon kavramları ve terimleriyle beraber optimizasyon yöntemleri anlatılmaktadır.

#### **4.4.1. Sistem sınırları**

Herhangi bir optimizasyon probleminde ilk adım, sistem sınırlarını tanımlamaktır. Sistem sınırlarına, sistem performansını etkileyen tüm alt sistemler dahil edilmelidir. Sistem aşırı karmaşık olduğunda, genellikle daha küçük alt sistemlere bölmek istenmektedir. Bu durumda, her bir alt sistemde optimizasyonu bağımsız olarak yapmak genellikle makuldür, yani alt sistemlerin alt optimizasyonu yapılmaktadır.

#### **4.4.2. Amaç fonksiyonları ve sistem kriterleri**

Optimizasyon probleminde bir sonraki adım, bazen amaç fonksiyonları olarak adlandırılan sistem kriterlerini tanımlamaktır. Bir amaç fonksiyonu arzusuna veya amacına dayanmakta ve bu ya maksimum ya da minimum yapılmak istenmektedir. Optimizasyon kriterleri geniş ölçüde değişebilmektedir. Örneğin, optimizasyon kriterleri, ekonomik amaçlara (Örneğin; toplam sermaye yatırımı, toplam yıllık seviyelendirilmiş maliyetler, ekserji yıkım maliyeti, çevresel etki maliyeti), verimlilik hedeflerine (Örneğin; enerji, ekserji vb.), diğer teknolojik amaçlara (üretim hızı, üretim süresi, toplam ağırlık), çevresel etki hedeflerine (azaltılmış kirletici emisyonları) ve diğer amaçlara dayanmaktadır. Bir

optimizasyon problemi için en uygun çözümü bulurken multi-objektif optimizasyon birden fazla amaç fonksiyonu üzerinde çalışabilmeyi sağlamaktadır.

#### **4.4.3. Karar değişkenleri**

Bir optimizasyon problemini formüle etmenin diğer bir önemli adımı da olası tasarım seçeneklerini yeterince karakterize eden bağımsız karar değişkenlerinin seçilmesidir. Karar değişkenlerini seçmek için;

- a-) Sistemin performansını ve maliyet etkinliğini etkileyebilecek tüm önemli değişkenleri içermesi,
- b-) Önemsiz değişkenleri içermemesi,
- c-) Değişiklik için değerleri uygun olan bağımsız değişkenler arasında ayırım yapması önemlidir.

Belirli bir optimizasyon probleminde sadece karar değişkenleri değişmektedir. Değerleri matematiksel modeller kullanılarak bağımsız değişkenlerden hesaplanan değişkenler bağımlı değişkenlerdir.

#### **4.4.4. Kısıtlamalar**

Verilen bir tasarım problemindeki kısıtlamalar, fiziksel değişkenlerin sınırlarına, karşılanması gereken temel koruma ilkelerine ve diğer kısıtlamalara bağlı olarak ortaya çıkmaktadır. Değişkenler üzerindeki kısıtlamalar, kullanılan alan, ekipman ve materyal üzerindeki sınırlamalar nedeniyle ortaya çıkabilmektedir. Yani bir sistemin fiziksel boyutlarını, bileşenlerin elde edebileceği sıcaklıkları (yüksek ve/veya düşük), izin verilen maksimum basıncı, malzeme akış hızını ve üretilen gücü vb. kısıtlayabiliriz. Ayrıca bir plastiğin ısıyla şekillendirilmesi için ve motorda tutuşmanın gerçekleşmesi için sıcaklığın minimum değerleri belirlenebilir. Bu nedenle, tasarım değişkenlerinin hem minimum hem de maksimum değerleri kısıtlamalara dahil edilebilmektedir.

Termal sistemlerde birçok kısıtlama özellikle de kütle, momentum ve enerji ile ilgili olan korunum yasaları nedeniyle ortaya çıkmaktadır. Örneğin, kararlı hal koşullarında, bir sistemin içine kütle akışı sistem dışına olan kütle akışına eşit olmalıdır. Bu durum, ilgili tasarım değişkenleri tarafından karşılanması gereken bir denklemin ortaya çıkmasına neden olmakta ve bu da bir optimum için aramada kullanılacak değerleri kısıtlamaktadır. Benzer şekilde, enerji dengesini göz önünde bulundurmamak termal sistemlerde önemlidir. Bu enerji dengesi kullanılacak sıcaklık, ısı akışı, boyut vb. parametrelerin aralığını sınırlayabilmektedir. Bu tür kısıtlamalar çoğu zaman modelleme ve simülasyon sırasında karşılanmakta çünkü ana denklemler korunma ilkelerine dayanmaktadır. Bu şekilde, optimize edilen amaç fonksiyonu bu kısıtlamaları dikkate almaktadır. Bu gibi durumlarda, yalnızca tasarım alanının sınırlarını tanımlayan ek sınırlamalar dikkate alınmaya devam edilmektedir.

#### **4.4.5. Optimizasyon yöntemleri**

##### **4.4.5.1. Klasik optimizasyon**

Klasik optimizasyon teknikleri, optimum çözümü bulmak veya sürekli ve diferansiyellenebilir fonksiyonların kısıtsız maksimum ya da minimum değerini bulmak için kullanışlıdır. Klasik optimizasyon için bazı özellikler, aşağıda açıklandığı gibi bu anlayışa dayalı olarak seçilebilir;

- Klasik optimizasyon teknikleri optimum çözümün yerini belirlemede diferansiyel hesabı kullanan analitik yöntemlerdir.
- Klasik yöntemlerin pratik uygulamalarda sınırlı bir kapsamı vardır, çünkü pratik uygulamalar genellikle sürekli olmayan ve/veya diferansiyellenemeyen amaç fonksiyonları içermektedir.
- Bu yöntemler, fonksiyonun tasarım değişkenlerine göre iki kez diferansiyellenebildiğini ve türevlerin sürekli olduğunu varsaymaktadır.
- Klasik optimizasyon teknikleri ile üç ana problem ele alınmaktadır;
  - Tek değişkenli fonksiyonlar,
  - Kısıtlama olmaksızın çok değişkenli fonksiyonlar,

- Hem eşitlik hem de eşitsizlik kısıtlarıyla çok değişkenli fonksiyonlar. Eşitlik kısıtlarıyla ilgili problemlerde, Lagrange çarpan yöntemi kullanılabilir. Problemden eşitsizlik kısıtları varsa, Kuhn-Tucker koşulları optimum çözümü tanımlamak için kullanılabilir.

#### 4.4.5.2. Sayısal Optimizasyon Yöntemleri

Bu optimizasyon tekniğinin birkaç kategorisi vardır:

- Lineer programlama: Bir amaç fonksiyonu  $f$ 'nin lineer olduğu ve  $A$ 'nın tasarım değişkeni alanı olduğu  $A$  kümesinin sadece doğrusal eşitlikler ve eşitsizlikle kullanılarak tanımlandığı durumlarda uygulanmaktadır.
- Tamsayı programlama: Bazı veya tüm değişkenlerin tamsayı değerleri almak için kısıtlandığı lineer programlara uygulanmaktadır.
- Kuadratik programlama: Amaç fonksiyonunun kuadratik terimlere sahip olmasına izin verirken  $A$  kümesinin doğrusal eşitlik ve eşitsizlikler ile tanımlanması gerekmektedir.
- Lineer olmayan programlama: Amaç fonksiyonu veya kısıtlamaların veya her ikisinin doğrusal olmayan bölümleri içerdiği genel durumlarda uygulanmaktadır.
- Stokastik programlama: Bazı kısıtlamaların rasgele değişkenlere bağlı olduğu durumlarda uygulanmaktadır.
- Dinamik programlama: Optimizasyon stratejisinin, problemi daha küçük alt problemlere bölmeyi temel aldığı durumlarda uygulanmaktadır.
- Kombinatoriyal optimizasyon: Uygun çözümlerin kümesinin ayrık olduğu veya ayrık bir kısma indirilebileceği problemlerde kullanılmaktadır.
- Evrimsel algoritma: Rasgele aramaya dayalı sayısal yöntemleri içermektedir.

#### 4.4.5.3. Evrimsel algoritmalar

Evrimsel bir algoritma, biyolojik değerlendirme, mutasyon, rekombinasyon ve seleksiyondan ilham alan teknikleri kullanmaktadır. Optimizasyon problemine aday çözüm önerileri, bir popülasyondaki bireylerin rolünü oynamakta ve bir fitness fonksiyonu, çözümlerin içinde yaşadığı ortamı belirlemektedir. Evrimsel algoritma yöntemleri arasında *genetik algoritmalar* (GA'lar), *yapay sinir ağları* (YSA'lar) ve *bulanık mantık* yer almaktadır. Her yaklaşım Math Works tarafından geliştirilen araç kutularında mevcuttur ve bu nedenle Matlab yazılımı ile doğrudan kullanılabilir.

#### ***Genetik algoritma***

Genetik algoritma optimal bir çözüm elde etmek için kullanılan bir arama yöntemidir. Yöntem kalıtım, öğrenme, seleksiyon ve mutasyon dahil olmak üzere evrimsel biyolojideki süreçlere benzer evrimsel tekniklere dayanmaktadır. Süreç bireyler olarak adlandırılan bir aday çözüm popülasyonu ile başlamakta ve her bireyin değerlendirilmesinin uygunluğu ile jenerasyon boyunca ilerlemektedir. Uygunluk amaç fonksiyonuna göre tanımlanmaktadır. Daha sonra birden fazla birey mevcut jenerasyona dayanarak uygunluğa göre seçilmekte ve yeni bir popülasyon oluşturulmak için değiştirilmektedir. Bu yeni popülasyon bir sonraki iterasyonda kullanılmakta ve algoritma istenen optimizasyon noktasına doğru ilerlemektedir (Goldberg, 1989; Schaffer, 1985).

Bir genetik algoritmada bir optimizasyon problemine aday bireyler, yaratıklar veya fenotipler olarak adlandırılan çözümlerin bir popülasyonu daha iyi çözümlere doğru evrilmektedir. Her aday çözümün mutasyona uğrayabilen ve değiştirilebilen birtakım özellikleri vardır. Geleneksel olarak çözümler 0 ve 1'lerin dizileri olarak ikili temsil edilmektedir. Ancak diğer kodlamalar da mümkün olmaktadır. Evrim genellikle rastgele oluşan bir popülasyondan başlamakta ve bir jenerasyon olarak adlandırılan her iterasyondaki popülasyonla tekrarlı bir süreçtir. Her jenerasyonda, popülasyondaki her bireyin uygunluğu değerlendirilmektedir. Uygunluk genellikle optimizasyon

problemindeki amaç fonksiyonunun değeridir. Daha uygun bireyler mevcut popölasyondan stokastik olarak seçilmekte ve her bireyin genomu yeni bir jenerasyon oluşturmak için değiştirilmektedir. Aday çözümlerin yeni jenerasyonu algoritmanın sonraki iterasyonunda kullanılmaktadır. Yaygın olarak, algoritma ya çok az sayıda jenerasyon üretildiğinde ya da popölasyon için tatmin edici bir uygunluk seviyesine ulaşıldığında tamamlanmaktadır.

Optimizasyon için genetik algoritmaları kullanmanın bazı avantajları şunlardır:

- Genetik algoritmalar kromozom kodlamasıyla tanımlanabilecek herhangi bir optimizasyon problemini çözebilmektedir.
- Genetik algoritmalar problemler için çoklu çözümler sağlayabilmektedir.
- Genetik algoritma yürütme tekniği hata yüzeyine bağlı olmadığı için çok boyutlu, diferansiyellenemeyen, sürekli olmayan ve hatta parametrik olmayan problemleri çözmek için kullanılabilir.
- Yapısal genetik algoritmalar, çözüm yapılarını ve çözüm parametresi problemlerini aynı anda çözmeye olanağı sağlar.
- Genetik algoritmalar anlaşılması kolay ve çok az matematik bilgisi gerektirmektedir.
- Genetik algoritmalar mevcut simölasyonlara ve modellere kolayca aktarılmaktadır.

### ***Yapay sinir ağları (YSA)***

Yapay sinir ağları (YSA), vücudun merkezi sinir sistemindekilere benzer, yapay nöronlar olarak adlandırılan, birbiriyle bağlantılı işlem elementleri gruplarıdır. Yaklaşım bazı sinirbilim unsurlarına benzemektedir. İşleme elemanlarının ve aradaki bağlantıların özellikleri, bilginin işlenmesini ve basit ve karmaşık süreçlerin modellenmesini belirlemektedir. Fonksiyonlar paralel olarak gerçekleştirilmekte ve ağlar hem giriş-çıkış hem de problem ile birlikte değişen hem uyarlanamayan hem de uyarlanabilir elemanlara sahiptir. Yapay sinir ağları yaklaşımı sistemlerin doğrusal olmayan, dağıtılmış, paralel, yerel işlenmesini ve uyarlamalı temsilini sağlamaktadır.

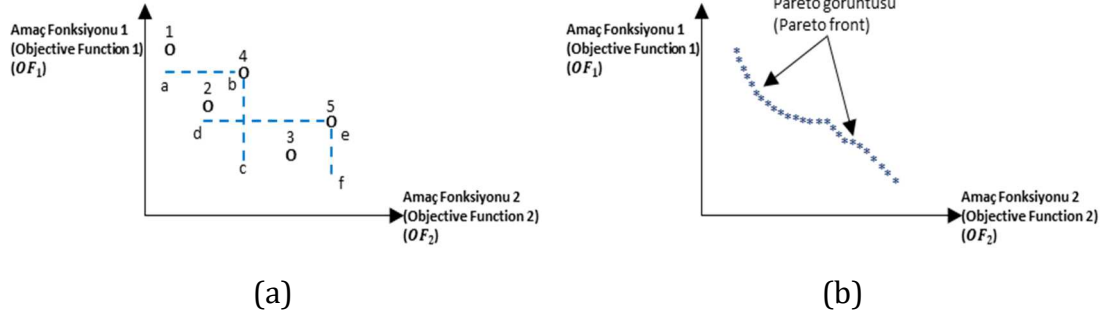
#### 4.5. Multi-objektif Optimizasyon

En uygun koşullar genellikle seçilen amaç fonksiyonuna güçlü bir şekilde bağlıdır. Bununla birlikte, pratik uygulamalarda performansın birçok yönü genellikle önemlidir. Termal ve enerji sistemlerinde maliyet, girdi, çevresel etki ve basınç en düşük seviyeye indirilmek istenen nicelikler iken tasarım, verimlilik (enerji ve/veya ekserji), üretim hızı, çıktı, kalite ve ısı transfer oranı en yüksek seviyeye çıkarılmak istenen niceliklerdir. Bunlardan herhangi biri, bir problem için amaç fonksiyonu olarak seçilebilir, ancak genellikle birden fazla amaç fonksiyonunun dikkate alınması daha anlamlı ve yararlı olmaktadır.

Basit optimizasyon kullanıcıları, tek değişkenli fonksiyonun minimum ve maksimumlarını belirleyebilir ve belirli bir fonksiyonun optimal değerini bulmak için birinci ve ikinci türev teknikleri kullanabilir. İleri seviyede optimizasyon kullanıcıları, çok değişkenli fonksiyonların optimum değerini bulabilir. Ayrıca çok değişkenli optimizasyon problemlerini kısıtlamalarla birlikte çözebilir. Kısıtlı optimizasyon uygulama biliminde önemli bir konudur, çünkü çoğu gerçek dünya problemi kısıtlamalar içermektedir.

Multi-objektif optimizasyon kapsamlı bir şekilde kullanılmakta ve çalışılmaktadır. Multi-objektif optimizasyon içeren birçok algoritma ve uygulama çalışması vardır. Birden fazla amaç fonksiyonunun üstesinden gelmek için ortak yaklaşımlardan biri, bunları daha sonra minimize veya maksimize edilen tek bir amaç fonksiyonuna birleştirmektir. Örneğin, elektronik ekipman için ısı değiştiricisi ve soğutma sistemlerinin tasarımında, ısı transfer oranının en üst düzeye getirilmesi arzu edilmektedir. Bununla birlikte, bu genellikle arttırılmış akışkan hızları ve karşılık gelen sürtünmeli basınç kayıplarının maliyetini beraberinde getirmektedir. Multi-objektif bir optimizasyon problemi, minimize veya maksimize edilmek istenen amaç fonksiyonlarına sahiptir. Tek amaçlı optimizasyonda olduğu gibi, multi-objektif optimizasyon optimal çözüm dahil olmak üzere mümkün olan her türlü çözümün karşılaması gereken bazı kısıtlamalar içermektedir.





Şekil 4.2. Minimize edilecek  $OF_1$  ve  $OF_2$  iki amaç fonksiyonu ile birlikte multiobjektif optimizasyon a) dominant tasarımlar b) pareto görüntüsü

Multi-objektif bir optimizasyon problemi aşağıdaki şekilde formüle edilebilir:

$$f_n(x) \quad n = 1, 2, \dots, N \quad (4.96)$$

$$g_j(x) > 0 \quad j = 1, 2, \dots, J \quad (4.97)$$

$$h_k(x) = 0 \quad k = 1, 2, \dots, K \quad (4.98)$$

$$x_i^{(L)} \leq x_i \leq x_i^{(U)} \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (4.99)$$

Burada optimizasyon probleminin bir çözümü  $n$  karar değişkeninin veya tasarım parametrelerinin bir vektörü olan  $x$ 'tir. Ayrıca  $f_n(x)$  maksimize ya da minimize edilmek istenen amaç fonksiyonu,  $g_j(x)$  eşitsizlik kısıt fonksiyonu ve  $h_k(x)$  eşitlik kısıt fonksiyonudur. Son kısıtlama burada arama sınırını kısıtlayan değişken sınırları olarak adlandırılmaktadır. Karar değişkenlerinin herhangi bir çözümü bir alt sınır  $x_i^{(L)}$  ve bir üst sınır  $x_i^{(U)}$  içinde yer almalıdır. Örnek vermek gerekirse,  $OF_1$  ve  $OF_2$  olmak üzere iki amaç fonksiyonu olarak tanımlanmaktadır. Bunların minimize edileceği varsayılmaktadır (maksimizasyon, amaç fonksiyonlarının negatifinin negatif işaretlisinin minimizasyonu ile eşdeğer olduğundan benzer şekilde ele alınabilir de). Şekil 4.1a beş tasarım noktasında iki amaç fonksiyonu için değerleri göstermektedir. Tasarım 2'nin, tasarım 4'e tercih edilebilir olduğu bu şekilde açıkça

görülmektedir. Çünkü her iki amaç fonksiyonu tasarım 4'e göre tasarım 2 için daha küçük değerlere sahiptir. Aynı şekilde tasarım 3, tasarım 5'e tercih edilebilir. Ek olarak 1, 2 ve 3 numaralı tasarımlar başka tasarımlarla domine edilmemektedir.

Dominant olmayan tasarımlar kümesi, tasarım noktalarının en iyi koleksiyonunu temsil eden Pareto görüntüsü olarak tanıtılmaktadır. Bu Şekil 4.1b'de gösterilmektedir. Pareto görüntüsündeki herhangi bir nokta optimal bir tasarım durumu olarak düşünülebilmektedir. Pareto görüntüsünü oluşturan noktalardan belirli bir tasarımın seçilmesi, karar vericinin tipik olarak bir mühendis veya tasarımcının takdirindedir.

#### **4.5.1. Multi-objektif optimizasyonun örnek uygulamaları**

Multi-objektif optimizasyon, uçak tasarımından petrokimyasal tesis tasarımına kadar gerçek dünyada geniş bir uygulama alanına sahiptir. Alt bölümlerde, multi-objektif optimizasyonun temel pratik uygulamalarından bazıları kısaca anlatılmaktadır.

##### **4.5.1.1. Ekonomi bilimi**

Ekonomide birçok problem amaçların hangi kombinasyonlarının elde edilebileceğini etkileyen bazı kısıtlamalarla birlikte çeşitli amaçları içermektedir. Örneğin, çeşitli mallar için tüketici talebi, bu mallardan elde edilen faydaların maksimize edilmesi sürecine göre belirlenmekte ve mamul fiyatlarına harcanabilecek ne kadar gelir mevcut olduğuna dayalı bir kısıtlamaya tabi olmaktadır. Bu kısıtlamalar bir malın daha fazla satın alınmasına sadece az tüketilen bir başka maldan kısarak izin vermektedir. Dolayısıyla çeşitli amaçlar birbiri ile çatışabilmektedir. Bu tür problemi analiz etmenin yaygın bir yöntemi tüketicinin karşı karşıya kaldığı satışları temsil eden, tercihleri temsil eden bir kayıtsızlık eğrileri grafiğini ve bir bütçe kısıtını kullanmaktır.

#### **4.5.1.2. Finans**

Finansmanda ortak bir problem birbiriyle çelişen iki amaç olduğunda bir portföy seçmektir. Burada portföy getirilerinin beklenen değerinin oldukça yüksek olması arzu edilmektedir. Bu problem genellikle, etkin sınırın mevcut olan en iyi risk kombinasyonlarını ve beklenen getiri gösterdiği ve kayıtsızlık eğrilerinin yatırımcının riskli beklenen getiri kombinasyonları için tercihlerini gösterdiği bir grafik ile temsil edilmektedir.

#### **4.5.1.3. Mühendislik**

Mühendislikte çoğu problem birkaç makul doğrusal ve doğrusal olmayan kısıtlamaya tabi olan multi-objektif problemlerdir. Makine mühendisliğinde, örneğin, optimizasyon önemli bir rol oynamaktadır. Bir ısı değiştiricisinin tasarlanmasında, ısı değiştiricisinin hem maliyeti hem de verimliliği aynı derecede önemlidir. Çünkü ısı değiştiricisinin verimliliği arttıkça sistemin maliyeti de o kadar artmaktadır. Bu nedenle, bu multi-objektif optimizasyonun çözümü amaç fonksiyonlarının önceliğinde seçilmelidir. Diğer bir örnek ise maliyet ve çevresel etkilerin önemli olduğu ve bir değişkenin seçiminin diğerini etkilediği enerji üretim birimlerinin optimizasyonudur. Böyle bir problem için kesin bir çözüm olmasa bile nihai çözüm sistemi tasarlamak ve inşa etmek için karar vericiye bağlıdır. Bununla birlikte çoğu durumda tercih daha düşük maliyet ve küresel ısınmanın önemli görüldüğü yerlerde daha düşük çevresel etkilerdir.

## 5. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

### 5.1. Termodinamik Analiz Sonuçları

Multi-jenerasyon entegre enerji sisteminin tasarımı EES yazılım programından faydalanılarak gerçekleştirilmiştir. Yapılan bu çalışmada çevre sıcaklığı 20 °C ve çevre basıncı ise 101,3 kPa olarak alınmıştır. Multi-jenerasyon sisteminin her bir komponentinin kütle, enerji ve ekserji dengesi denklemlerinin, komponentlerin ve alt sistemlerin enerji ve ekserji verimliliklerinin belirlenmesi için entegre enerji sisteminin termodinamik özellikleri Çizelge 5.1’de verilmektedir. Burada sistemin her bir akımının debisi, sıcaklığı, basıncı, entalpisi, entropisi ve ekserjisi değerleri verilmektedir.

Çizelge 5.1. Multi-jenerasyon için entegre enerji sisteminin her bir noktasının termodinamik özellikleri

Nokta	$\dot{m}$ (kg/s)	T (°C)	P (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	$\dot{E}_x$ (kW)
1	2,318	25	101	35705	9,027	26026
2	1,623	25	101	298,4	6,861	0
3	1,623	180	151	455,4	7,169	105,6
4	1,11	25	151	309,2	6,717	39,49
5	0,4	20	101,3	3932	12,17	13,19
6	4,271	150	151	563,4	8,23	26182
7	0,2	150	151	322,7	8,23	1,082
8	4,471	150	151	513	7,493	28164
9	4,471	220	1540	607,7	6,831	29470
10	0,02	220	1540	135,8	15,27	0,4555
11	4,451	220	1540	610,4	6,862	29310
12	9,718	25	138,6	298,4	6,77	263,2
13	9,718	54,16	1580	325,1	6,158	2297
14	9,718	103,7	1540	376	6,31	2351
15	14,17	800	1540	1132	7,433	9393
16	14,17	402,9	138,6	688,2	7,611	2354

17	14,17	369,6	107	652,7	7,632	1765
18	14,17	139,9	101	414,5	7,19	253,7
19	14,17	75	101	348,8	7,018	53,94
20	14,17	50	101	323,6	6,942	14,17
21	0,03896	30	101,3	125,8	0,4365	0,006769
22	0,03896	80,2	101,3	335,8	1,078	0,7429
23	1,269	263,7	1600	2951	6,733	1203
24	1,269	69,11	30	2339	6,932	350,9
25	9,718	69,11	30	291,6	0,9509	123,1
26	9,718	69,41	1600	291,8	0,9468	137
27	0,0346	80	101,3	50,5	0,1556	0,2997
28	0,00436	80	101,3	4723	55,81	495,5
29	0,2519	35	2,547	146,6	0,5051	0,1474
30	0,2519	4	1,069	131,4	0,4746	1,394
31	0,2519	4	1,069	2508	9,051	46,77
32	3,445	35	2,547	87,63	0,2081	94,96
33	3,445	35,2	5,616	88,03	0,2094	95
34	3,445	62,5	5,616	143,2	0,381	108,7
35	3,445	107	5,616	235,9	0,6394	162,8
36	3,314	130	5,616	288,6	0,7365	235,2
37	3,314	83,09	5,616	192,5	0,4844	165,8
38	3,314	34	2,547	95,71	0,1921	134
39	0,1309	130	5,616	2745	8,862	14,01
40	0,1309	82,45	5,616	345,2	1,104	2,686
41	0,1309	77	2,547	322,3	1,04	2,221
42	0,121	51,79	5,616	2596	8,452	-42,74
43	1,605	80,92	5,616	197,7	0,4557	102,3
44	1,605	48,67	2,547	136	0,273	90,8
45	1,605	47,67	2,547	134,1	0,2671	90,59
46	23,05	15	101	63,01	0,2242	16,54
47	23,05	50	101	209,4	0,7037	95,73
48	13,22	18	120	75,58	0,2675	4,867
49	13,22	65	120	272,2	0,8935	136,5

Multi-jenerasyon için önerilen entegre enerji sisteminin çıktıları ve termodinamik analiz sonuçları sırasıyla Çizelge 5.2 ve Çizelge 5.3'te verilmektedir. Entegre enerji sisteminde en yüksek çıktıyı 5029 kW ile gaz türbininin verdiği Çizelge 5.2'de görülmektedir.

Çizelge 5.2. Entegre enerji sistemi çıktıları

Çıktılar	Değerler
Gaz türbini güç çıkışı, $\dot{W}_{gt}$ (kW)	5029
Rankine türbini güç çıkışı, $\dot{W}_{R_t}$ (kW)	621,6
Soğutma yükü, $\dot{Q}_{soğutma}$ (kW)	598,8
Isıtma yükü, $\dot{Q}_{ısıtma}$ (kW)	2598
Hidrojen üretim miktarı, $\dot{m}_{H_2}$ (kg/s)	0,00436
Sıcak su üretim miktarı, $\dot{Q}_{sıcak\_su}$ (kW)	3375

Entegre enerji üretim sisteminin alt sistemlerinde enerji ve ekserji verimliliğinin en yüksek değerlerini biyokütle gazlaştırma ve gaz türbini çevriminde olduğu Çizelge 5.3'te görülmektedir. En düşük ekserji verimliliğine ise çift etkili absorpsiyonlu soğutma sistemi sahiptir ve iyileştirme çalışmalarına buradan başlanmalıdır.

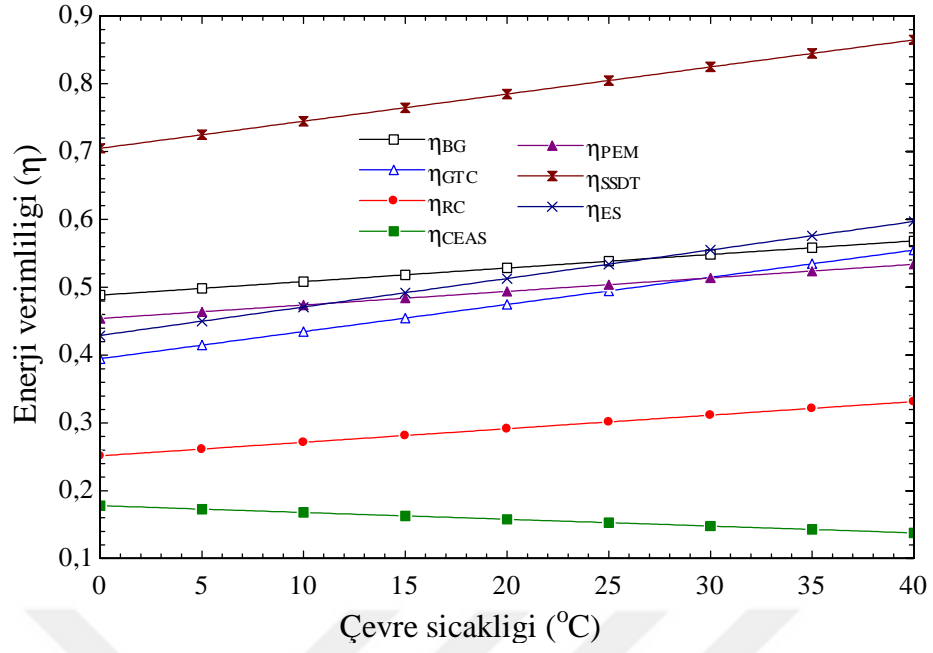
Çizelge 5.3 Entegre enerji sisteminin termodinamik analiz sonuçları

Alt-sistemler	Enerji verimliliği (%)	Ekserji verimliliği (%)	Ekserji yıkım miktarı (kW)	Ekserji yıkım oranı (%)
Biyokütle gazlaştırma	52,82	50,35	5865	31,97
Gaz türbini çevrimi	47,45	44,83	5248	28,61
Rankine sistemi	29,13	27,26	1067	5,82
ÇEAS prosesi	15,78	14,32	1284	6,99
PEM elektrolizör	49,37	46,18	2729	14,88
SSDT sistemi	78,46	74,91	2152	11,74
Entegre sistem	51,28	46,67	18345	100

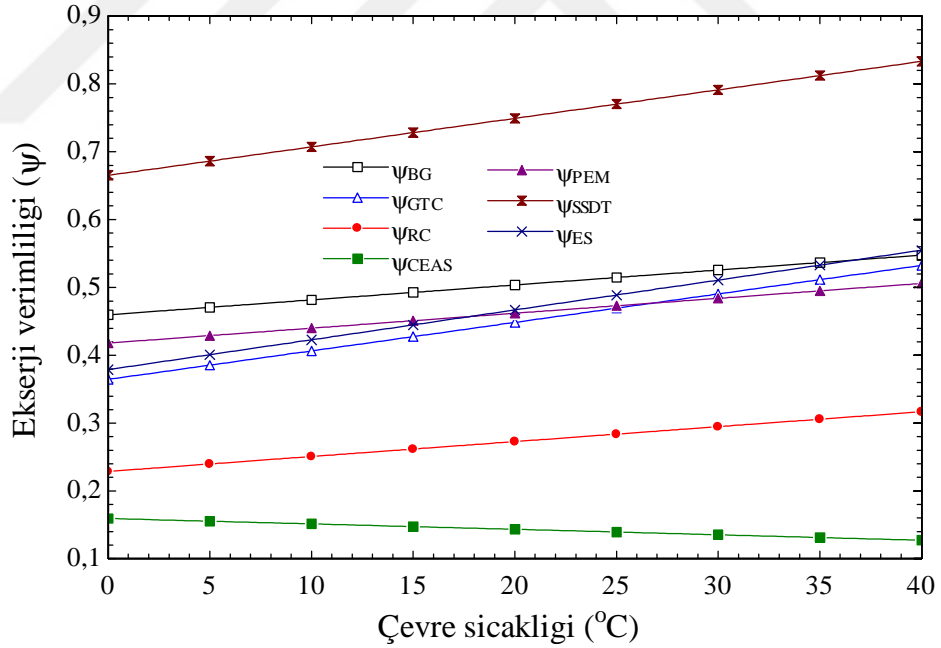
Sistemin farklı çalışma parametrelerinin değişimine bağlı olarak yapılan parametrik çalışmaların sonuçlarından elde edilen grafikler bu bölümde verilmektedir. Değişen çevre sıcaklığı, gazlaştırma sıcaklığı, biyogaz yanma odası sıcaklığı, kütleli debi, hava kompresörü sıkıştırma oranı ve egzoz gazı çıktı sıcaklığının sistem üzerindeki etkilerini incelemek için EES yazılım programının yardımıyla parametrik çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Bu parametrik çalışmaların sonuçlarını grafiklerle incelemek çeşitli alt bileşenlerdeki değişiklikleri bir arada görmek için yararlı olmaktadır.

Değişen çevre sıcaklığının alt sistemlerin ve tüm sistemin enerji verimliliğine, ekserji verimliliğine ve sistem çıktılarına olan etkileri incelenmiştir. Şekil 5.1'de gösterildiği gibi çevre sıcaklığı 0 °C'den 40 °C'ye arttığında enerji verimliliğindeki en fazla artış gaz türbini çevrimi ile SSDT sisteminde gerçekleşmiştir. Gaz türbini alt-sisteminin enerji verimliliği incelenen artan çevre sıcaklığı aralığında %39,45'den %55,45'e ve SSDT alt sisteminin enerji verimliliğinin %70,46'dan %86,46'ya yükseldiği görülmüştür.

Artan çevre sıcaklığının entegre sistem ve alt-sistemlerinin ekserji verimliliğine olan etkisi Şekil 5.2' de gösterilmiştir. Şekilden görüldüğü üzere soğutma sistemi hariç diğer tüm alt sistemlerin ve tüm sistemin ekserji verimliliği artan çevre sıcaklığı ile birlikte artmaktadır. Soğutma çevriminin ekserji verimliliğindeki bu azalmanın nedeni artan çevre sıcaklığının soğutma yükünü arttırmasıdır.



Şekil 5.1. Değişen çevre sıcaklığının alt sistemlerin ve entegre sistemin enerji verimliliğine olan etkisi

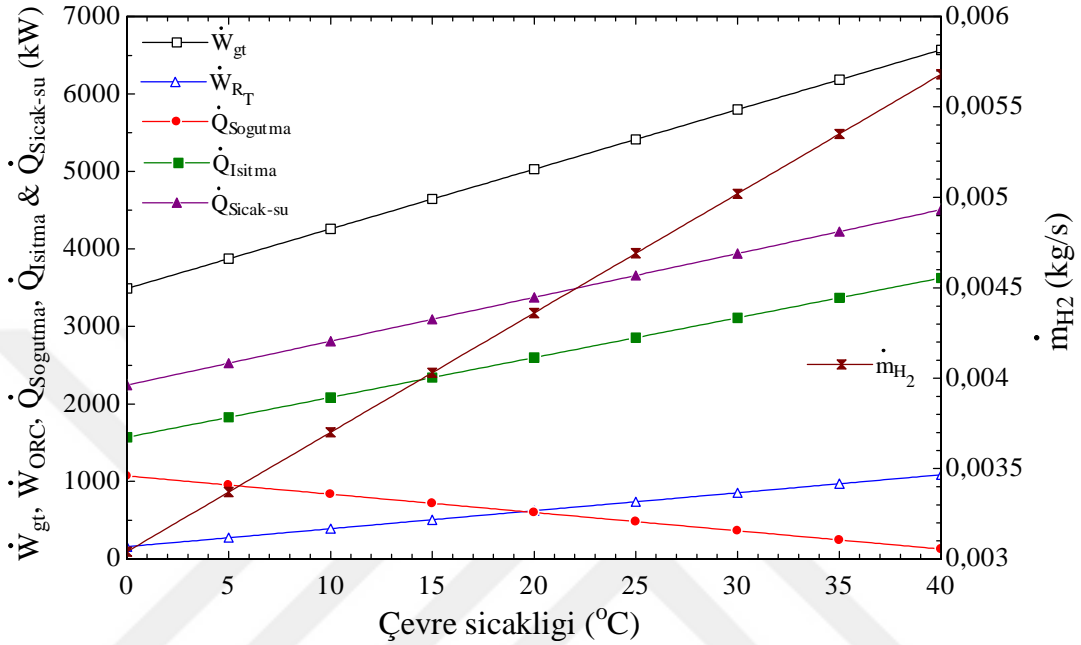


Şekil 5.2. Değişen çevre sıcaklığının alt sistemlerin ve entegre sistemin ekserji verimliliğine olan etkisi

Aynı zamanda değişen çevre sıcaklığının sistem çıktıları üzerine olan etkisi de Şekil 5.3'te gösterilmiştir. Verilen şekilden sistemden üretilen toplam elektriksel güç 3.646,6 kW'dan 7.655 kW değerine arttığı, soğutma yükünün 1071 kW'dan



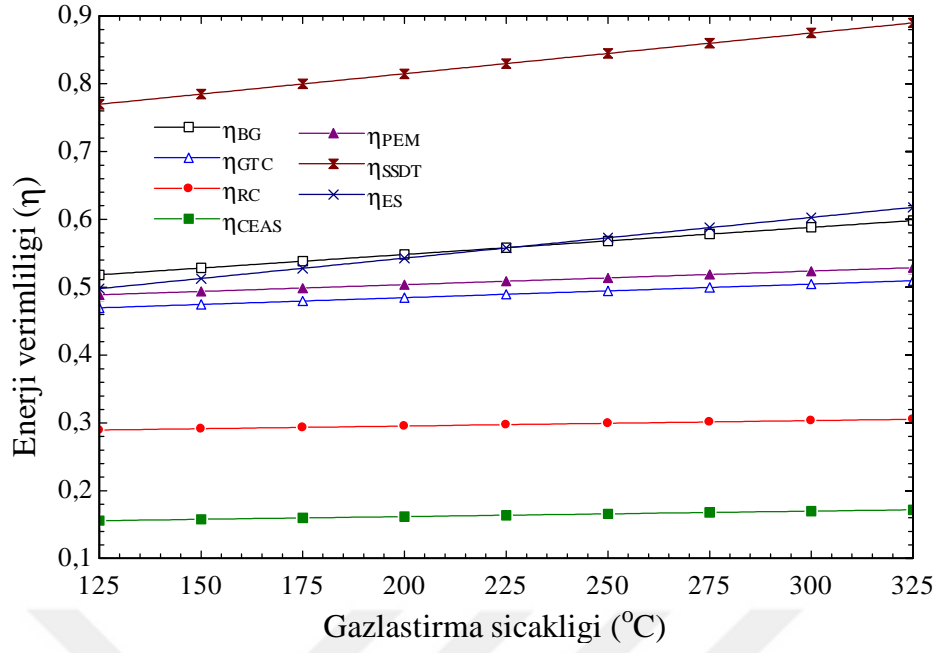
126,8 kW değerine azaldığı, ısıtma yükünün 1570 kW'dan 3626 kW değerine, sıcak su yükünün 2243 kW'dan 4507 kW değerine arttığı ve son olarak hidrojen üretim miktarının 0,00304 kg/s'den 0,00568 kg/s değerine yükseldiği görülmektedir.



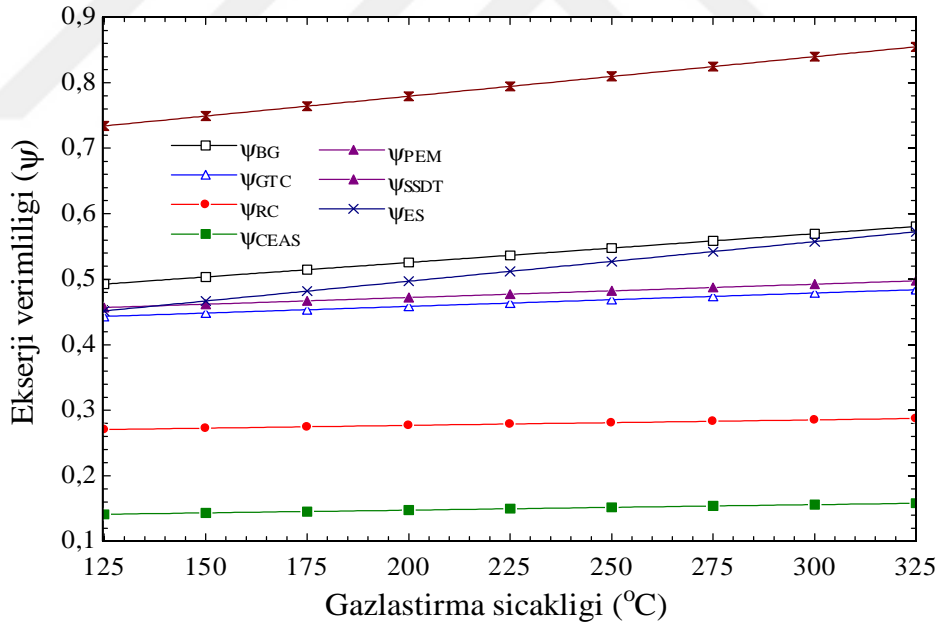
Şekil 5.3. Değişen çevre sıcaklığının sistem çıktılarına olan etkisi

Değişen gazlaştırma sıcaklığının alt sistemlerin ve tüm sistemin enerji verimliliğine, ekserji verimliliğine ve sistem çıktılarına olan etkileri incelenmiştir. Şekil 5.4'te gösterildiği gibi gazlaştırma sıcaklığı 125 °C'den 325 °C'ye arttığında enerji verimliliğinin de ki en fazla artış SSdT sisteminde gerçekleşmiştir. SSdT alt-sisteminin enerji verimliliği incelenen artan gazlaştırma sıcaklığı aralığında %76,96'dan %88,96'ya yükseldiği görülmüştür.

Artan gazlaştırma sıcaklığının entegre sistem ve alt-sistemlerinin ekserji verimliliğine olan etkisi Şekil 5.5'te gösterilmiştir. Şekilden görüldüğü üzere tüm alt sistemlerin ve entegre sistemin ekserji verimliliği artan gazlaştırma sıcaklığı ile birlikte artmaktadır.



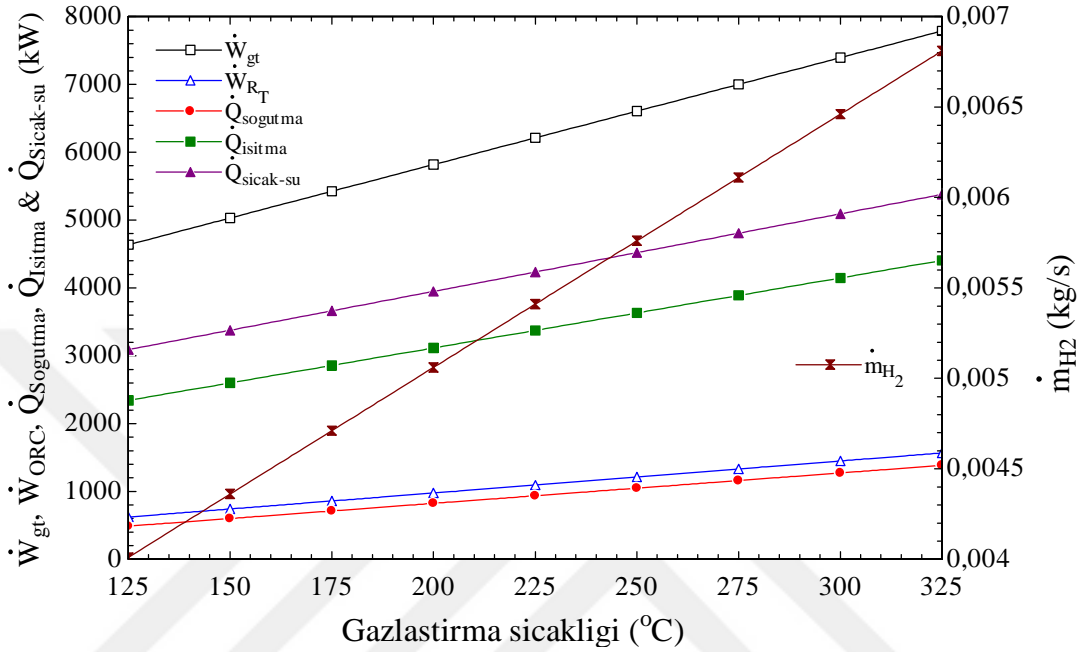
Şekil 5.4. Değişen gazlaştırma sıcaklığının alt sistemlerin ve entegre sistemin enerji verimliliğine olan etkisi



Şekil 5.5. Değişen gazlaştırma sıcaklığının alt sistemlerin ve entegre sistemin ekserji verimliliğine olan etkisi

Aynı zamanda değişen gazlaştırma sıcaklığının sistem çıktıları üzerine olan etkisi de Şekil 5.6'da gösterilmiştir. Verilen şekilden sistemden üretilen toplam elektriksel gücün 5256,2 kW'dan 9353 kW değerine, soğutma yükünün 486,8

kW'dan 1383 kW değerine, ısıtma yükünün 2340 kW'dan 4404 kW değerine, sıcak su yükünün 3089 kW'dan 5377 kW değerine arttığı ve son olarak hidrojen üretim miktarının 0,00401 kg/s'den 0,00681 kg/s değerine yükseldiği görülmektedir.

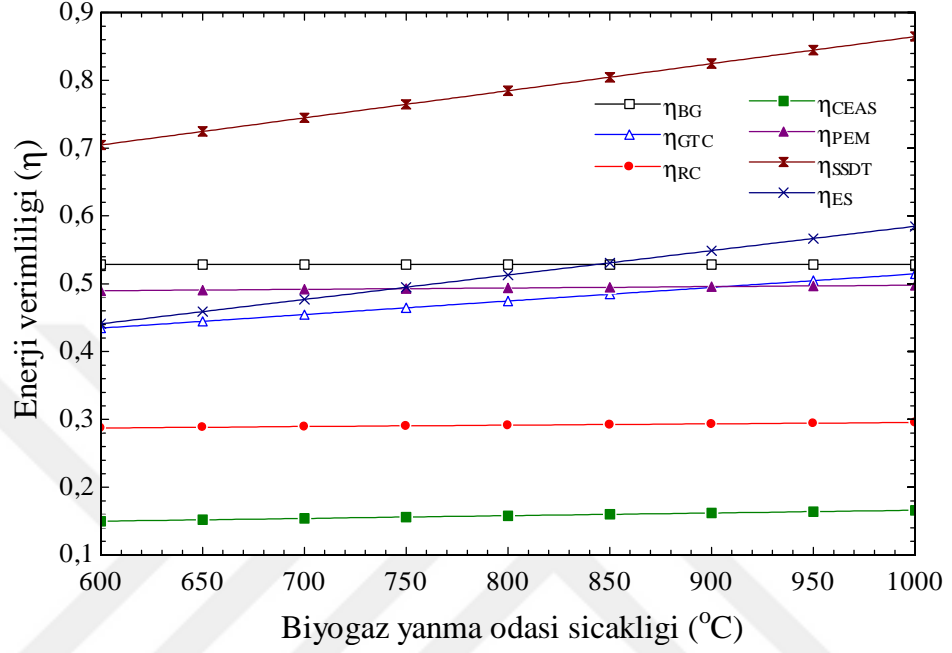


Şekil 5.6. Değişen gazlaştırma sıcaklığının sistem çıktılarına olan etkisi

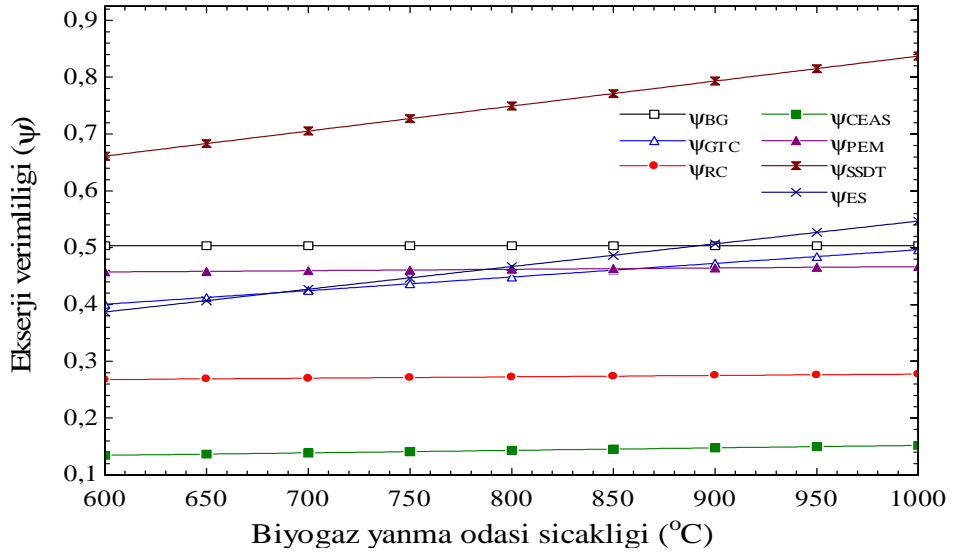
Değişen biyogaz yanma odası sıcaklığının alt sistemlerin ve tüm sistemin enerji verimliliğine, ekserji verimliliğine ve sistem çıktılarına olan etkileri incelenmiştir. Şekil 5.7'de gösterildiği gibi biyogaz yanma odası sıcaklığı 600°C'den 1000°C'ye arttığında enerji verimliliğinin de ki en fazla artış SSdT sisteminde gerçekleşmiştir. SSdT alt-sisteminin enerji verimliliği incelenen artan biyogaz yanma odası sıcaklığı aralığında %70,46'dan %86,46'ya yükseldiği görülmüştür. Bunun nedeni ise sıcak su depolama tankı alt sisteminden çıkan sıcak suyun atık ısı kullanılarak ısıtılmış olmasıdır.

Artan biyogaz yanma odası sıcaklığının entegre sistem ve alt-sistemlerinin ekserji verimliliğine olan etkisi Şekil 5.8'de gösterilmiştir. Şekilden görüldüğü üzere biyokütle gazlaştırma dışında alt sistemlerin ve tüm sistemin ekserji verimliliği artan biyogaz yanma odası sıcaklığı ile birlikte artmaktadır. Biyokütle

gazlaştırma alt sisteminin ekserji verimliliğinin değişmemesinin nedeni ise bu alt sistemin biyogaz yanma odasından çıkan sıcak egzoz gazını hiçbir alt sistemde (gazlaştırıcı, siklon, kompresör ve asit arındırma) kullanmamış olmasıdır.

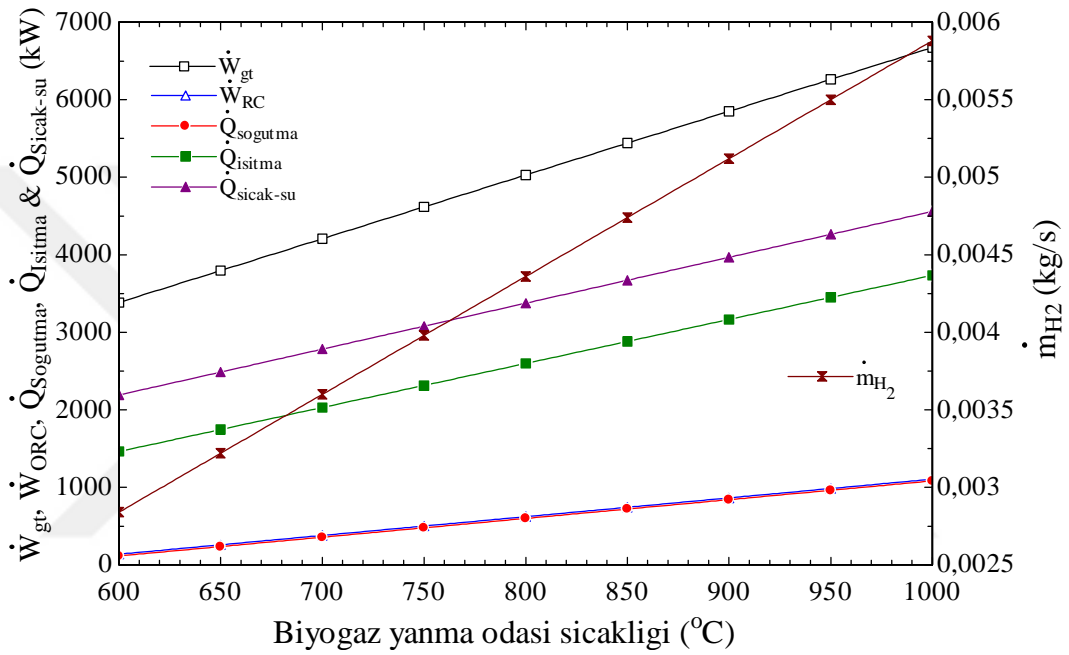


Şekil 5.7. Değişen biyogaz yanma odası sıcaklığının alt sistemlerin ve entegre sistemin enerji verimliliğine olan etkisi



Şekil 5.8. Değişen biyogaz yanma odası sıcaklığının alt sistemlerin ve entegre sistemin ekserji verimliliğine olan etkisi

Aynı zamanda biyogaz yanma odası sıcaklığının sistem çıktıları üzerine olan etkisi de Şekil 5.9'da gösterilmiştir. Verilen şekilden sistemden üretilen toplam elektriksel gücün 3522,6 kW'dan 7779 kW değerine, soğutma yükünün 114,8 kW'dan 1083 kW değerine, ısıtma yükünün 1462 kW'dan 3734 kW değerine, sıcak su yükünün 2191 kW'dan 4559 kW değerine arttığı ve son olarak hidrojen üretim miktarının 0,00284 kg/s'den 0,00588 kg/s değerine yükseldiği görülmektedir.

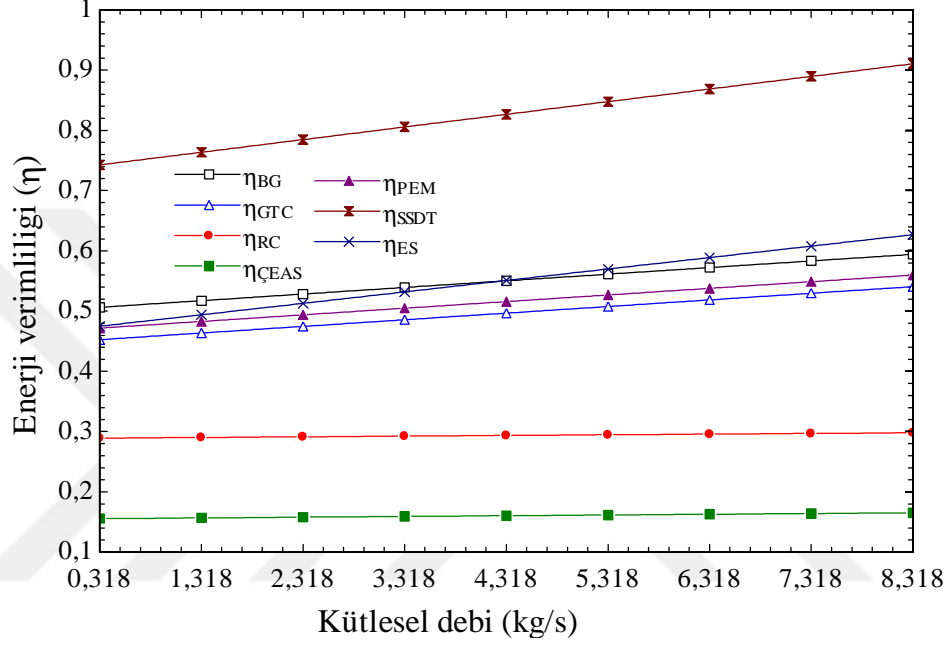


Şekil 5.9. Değişen biyogaz yanma odası sıcaklığının sistem çıktılarına olan etkisi

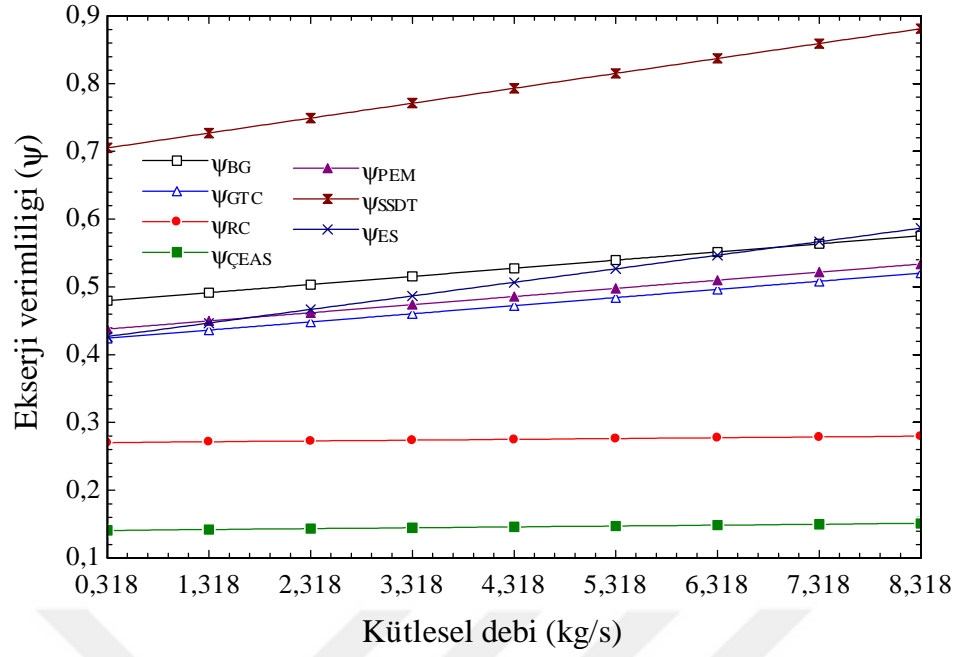
Değişen kütleli debinin alt sistemlerin ve tüm sistemin enerji verimliliğine, ekserji verimliliğine ve sistem çıktılarına olan etkileri incelenmiştir. Şekil 5.10'da gösterildiği gibi kütleli debi 0,3'den 8,3'e arttığında enerji verimliliğindeki en fazla artış gaz türbini çevrimi ile SSDT sisteminde gerçekleşmiştir. Gaz türbini alt-sisteminin enerji verimliliği incelenen artan kütleli debi aralığında %50,62'den %59,42'ye ve SSDT alt sisteminin enerji verimliliğinin %74,26'dan %91,06'ya yükseldiği görülmüştür.

Artan kütleli debinin entegre sistem ve alt-sistemlerinin ekserji verimliliğine olan etkisi Şekil 5.11'de gösterilmiştir. Şekilden görüldüğü üzere tüm alt

sistemlerin ve tüm sistemin ekserji verimliliği artan kütleli debi ile birlikte artmaktadır. Tüm sistemin ekserji verimliliği artan kütleli debi ile birlikte %42,67'den %58,67 değerine yükselmektedir. Bunun nedeni ise artan biyokütle kütleli debisi ile birlikte entegre sistemin gazlaştırma ünitesine giren enerji miktarı artmaktadır. Aynı zamanda gazlaştırıcıdan çıkan sentez gazın ve yanma odasından çıkan sıcak egzoz gazının kütleli debileri de artış göstermektedir.

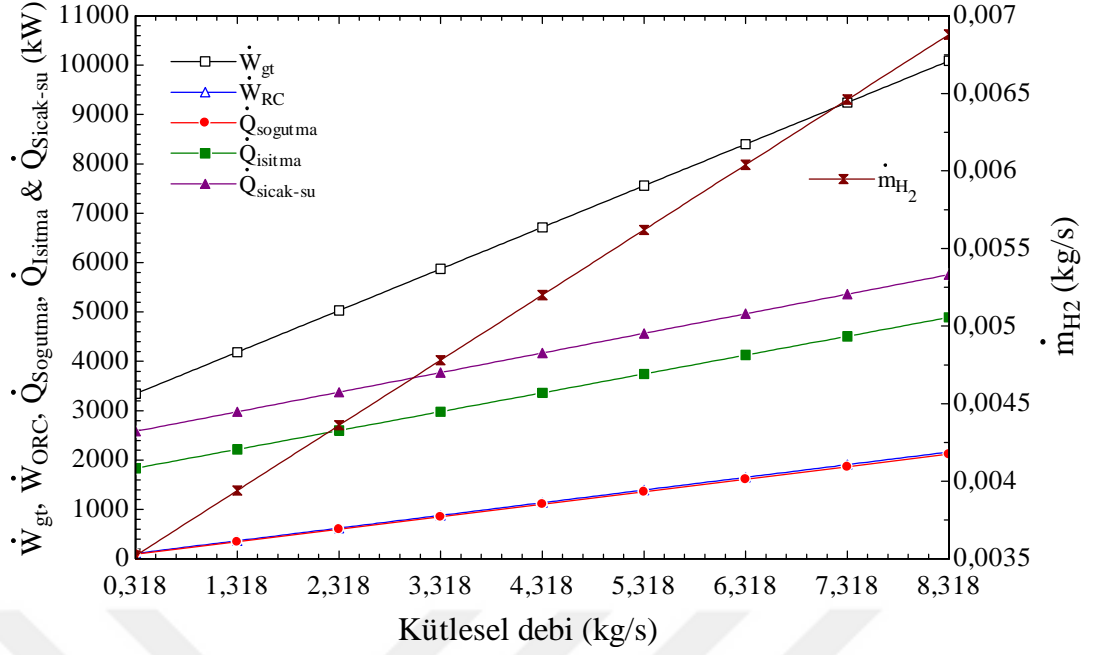


Şekil 5.10. Değişen kütleli debinin alt sistemlerin ve entegre sistemin enerji verimliliğine olan etkisi



Şekil 5.11. Değişen kütleli debinin alt sistemlerin ve entegre sistemin ekserji verimliliğine olan etkisi

Aynı zamanda kütleli debinin sistem çıktıları üzerine olan etkisi de Şekil 5.12'de gösterilmiştir. Verilen şekilden gaz türbini sisteminden üretilen güç miktarı 3343 kW'dan 10087 kW değerine, Rankine alt sisteminden 107,6 kW değerinden 2164 kW değerine, soğutma yükünün 92,8 kW'dan 2117 kW değerine, ısıtma yükünün 1834 kW'dan 4890 kW değerine, sıcak su yükünün 2581 kW'dan 5757 kW değerine arttığı ve son olarak hidrojen üretim miktarının 0,00352 kg/s'den 0,00688 kg/s değerine arttığı görülmektedir.

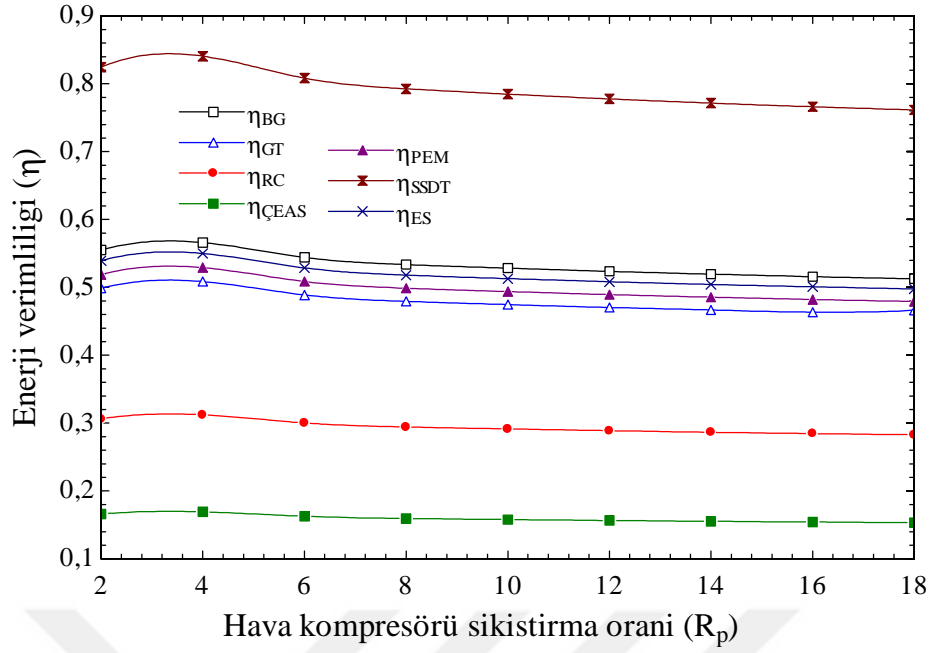


Şekil 5.12. Değişen kütleli debinin sistem çıktılarına olan etkisi

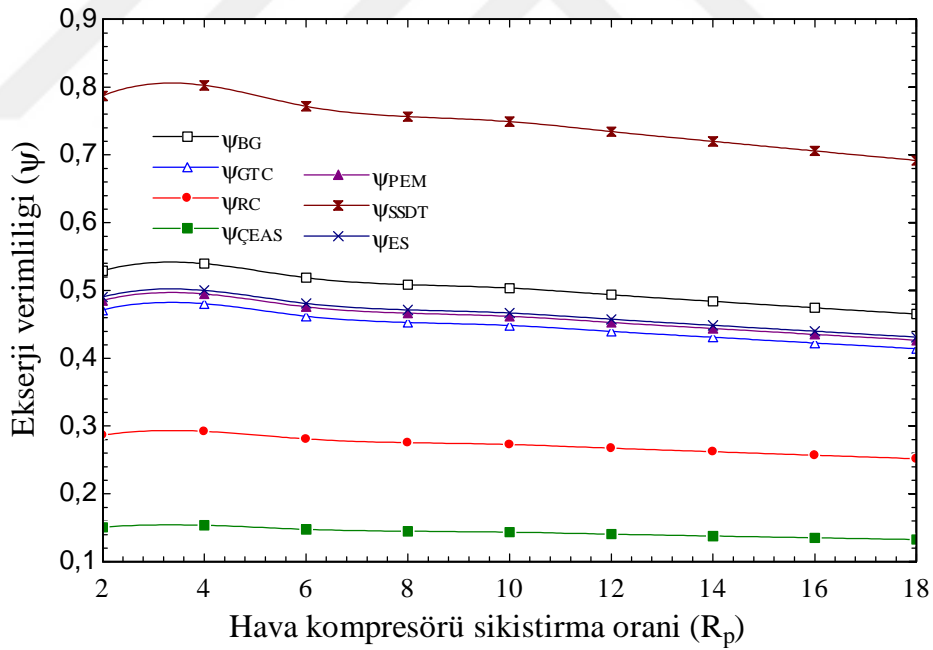
Diğer bir parametrik çalışma olarak değişen hava kompresörü sıkıştırma oranının alt sistemlerin ve entegre sistemin enerji ve ekserji verimliliğine olan etkisi ile entegre sistemden üretilen farklı ürün çıktılarına olan etkisi incelenmiştir. Şekil 5.13'de hava kompresörün sıkıştırma oranının 2'den 18'e çıkarıldığında entegre sistemin ve alt sistemlerin enerji verimliliklerinin nasıl değiştiği gösterilmiştir. Verim değerleri incelendiğinde sıkıştırma oranının 2'den 4'e yükseldiğinde enerji verim değerlerinin önce arttığı sonra azalarak yaklaşık olarak yatay seyrettiği görülmektedir.

Şekil 5.14'de hava kompresörün sıkıştırma oranının belirlenen şartlar altında değiştirilmesiyle entegre sistemin ve alt sistemlerin ekserji verimliliklerinin nasıl değiştiği verilmiştir. Ekserji verimlilik değerleri incelendiğinde sıkıştırma oranının 2'den 4'e arttığında tüm sistemin ve buna bağlı olan alt sistemlerin ekserji verimliliklerinin bir miktar arttığı sıkıştırma oranı 4'den 18'e değiştiğinde ise, önce azaldığı sıkıştırma oranı 8'den sonra ise hemen hemen yatay seyrettiği görülmektedir.





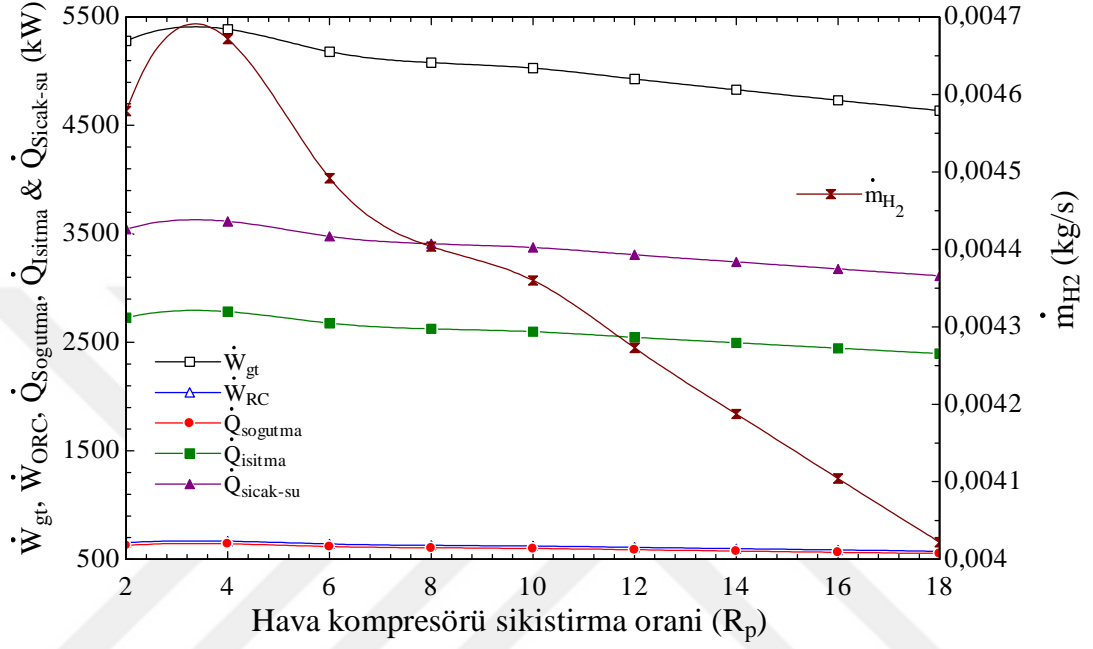
Şekil 5.13. Değişen hava kompresörü sıkıştırma oranının alt sistemlerin ve entegre sistemin enerji verimliliğine olan etkisi



Şekil 5.14. Değişen hava kompresörü sıkıştırma oranının alt sistemlerin ve entegre sistemin ekserji verimliliğine olan etkisi

Ayrıca Şekil 5.15'de değişen hava kompresörü sıkıştırma oranının sistem çıktıları olan gaz türbini güç çıktısı, Rankine türbini güç çıktısı, soğutma yükü,

ısıtma yükü, sıcak su üretim yükü ve hidrojen üretim miktarına olan etkisi verilmiştir. Şekil 5.15 incelendiğinde kompresör sıkıştırma oranı 4 olduğunda en yüksek toplam güç üretimi olan 6054 kW değerine ve hidrojen üretim miktarının 0,004672 kg/s değerine eşit olduğu görülmektedir.

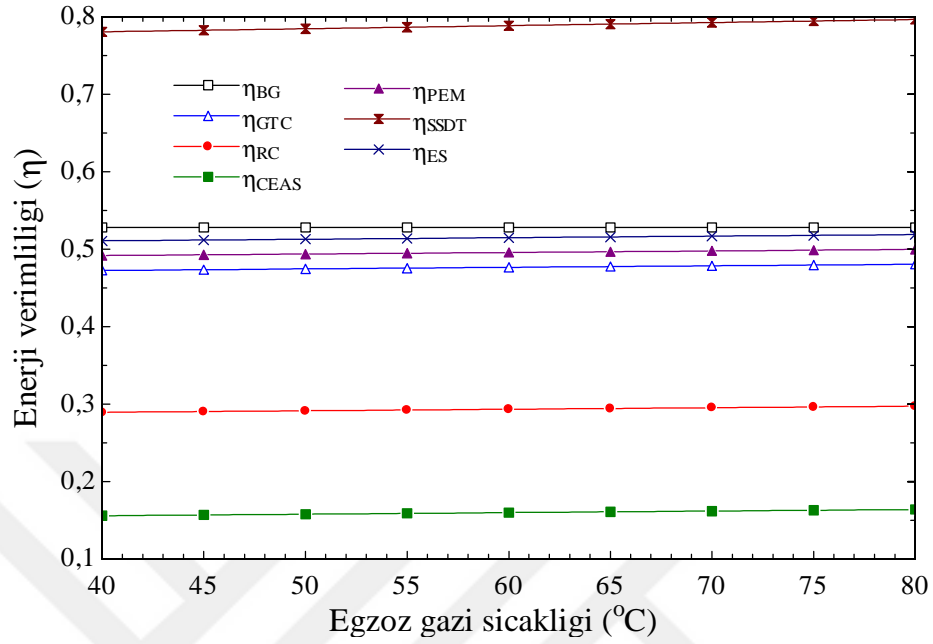


Şekil 5.15. Değişen hava kompresörü sıkıştırma oranının sistem çıktılarına olan etkisi

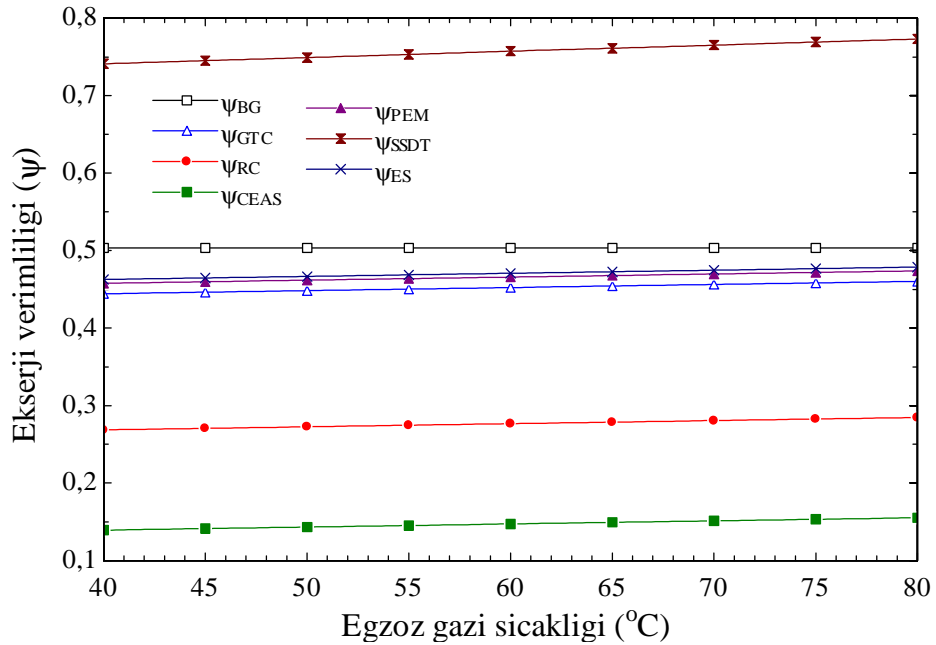
Son parametrik çalışma olarak, değişen egzoz gazı çıktı sıcaklığının ( $T_{20}$ ) alt sistemlerin ve tüm sistemin enerji verimliliğine, ekserji verimliliğine ve sistem çıktılarına olan etkileri incelenmiştir. Şekil 5.16'da gösterildiği gibi egzoz gazı sıcaklığının 40 °C'den 80 °C'ye arttığında enerji verimliliğinin de ki en fazla artış SSDT alt sisteminde gerçekleşmiştir. SSDT alt-sisteminin enerji verimliliği incelenen artan egzoz gazı sıcaklığı aralığında %78,06'dan %79,66'ya yükseldiği görülmüştür. Diğer alt sistemlerin ve tüm sistemin enerji verimliliğinde önemli bir değişim görülmemiştir.

Artan egzoz gazı sıcaklığının entegre sistem ve alt-sistemlerinin ekserji verimliliğine olan etkisi Şekil 5.17'de gösterilmiştir. Şekilden görüldüğü üzere

biyokütle gazlaştırma dışında diğer tüm alt sistemlerin ve tüm sistemin ekserji verimliliği artan egzoz gazı sıcaklığı ile birlikte artmaktadır.

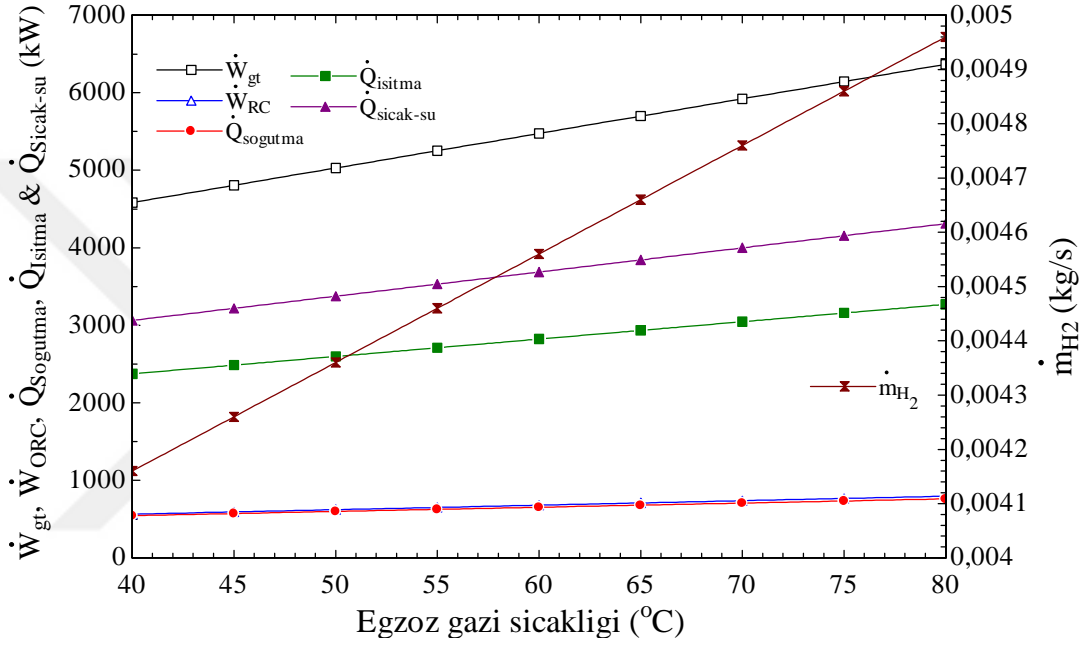


Şekil 5.16. Değişen egzoz gazı çıktı sıcaklığının alt sistemlerin ve entegre sistemin enerji verimliliğine olan etkisi



Şekil 5.17. Değişen egzoz gazı çıktı sıcaklığının alt sistemlerin ve entegre sistemin ekserji verimliliğine olan etkisi

Aynı zamanda değişen egzoz gazı sıcaklığının sistem çıktıları üzerine olan etkisi de Şekil 5.18'de gösterilmiştir. Verilen şekilden sistemden üretilen toplam elektriksel güç 5.146,6 kW'dan 14.373 kW değerine arttığı, soğutma yükünün 544,8 kW'dan 760,8 kW değerine arttığı, ısıtma yükünün 2374 kW'dan 3270 kW değerine, sıcak su yükünün 3063 kW'dan 4311 kW değerine arttığı ve son olarak hidrojen üretim miktarının 0,00416 kg/s'den 0,00496 kg/s değerine yükseldiği görülmektedir.

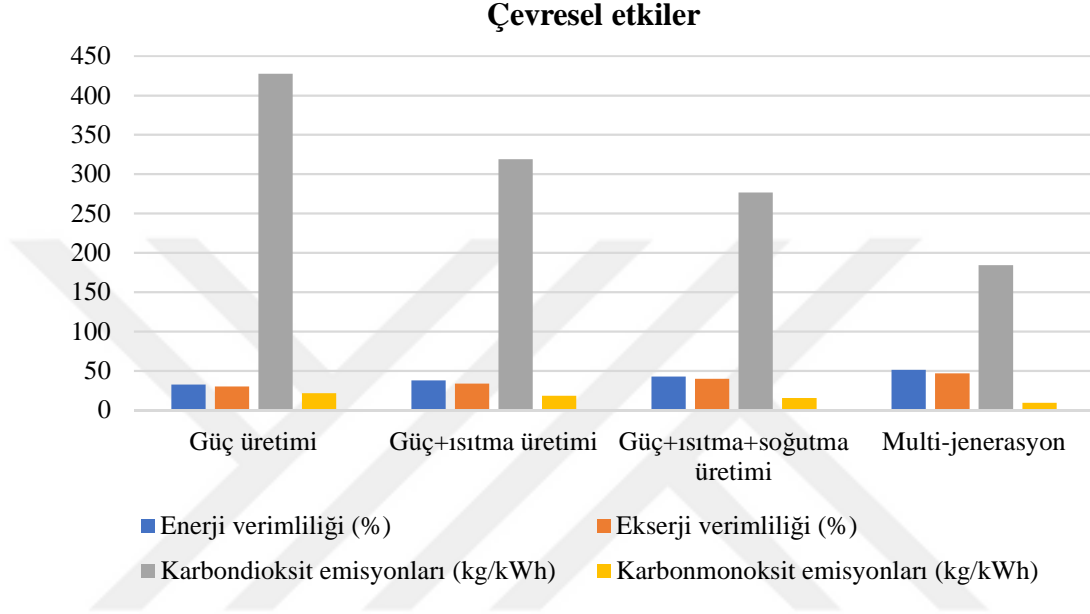


Şekil 5.18. Değişen egzoz gazı çıktı sıcaklığının sistem çıktılarına olan etkisi

## 5.2. Çevresel Etki Sonuçları

Çevresel etki karşılaştırmasını anlamak için dört üretim modeli olan i-) güç üretimi, ii-) güç ve ısıtma üretimi, iii-) güç, ısıtma ve soğutma üretimi, ve iv-) multi-jenerasyon çevrimlerinin enerji verimlilikleri, ekserji verimlilikleri ile birlikte birim CO<sub>2</sub> ve CO emisyonlarının karşılaştırılması Şekil 5.19'da sunulmuştur. Multi-jenerasyon prosesinin incelemesi yapılan diğer proseslere göre daha az CO<sub>2</sub> salınımına sahip olduğu ve multi-jenerasyon proseslerinin kullanımı için önemli bir motivasyon sağladığı görülmektedir. Aynı zamanda multi-jenerasyon prosesinin diğer üretim proseslerinden daha yüksek enerji ve ekserji verimliliğine sahip olduğu da görülmektedir. Diğer bir önemli husus da,

multi-jenerasyon çevrimi diğer üretim proseslerine nazaran daha az  $CO$  emisyon değerine sahiptir ve bu sonuçta multi-jenerasyon proseslerinin kullanımını arttırmak içinde önemli bir motivasyon sağlamaktadır. Bununla birlikte,  $CO$  emisyonunun miktarı, multi-jenerasyon için entegre gazlaştırma çevriminin  $CO_2$  emisyon miktarından önemli ölçüde daha azdır.



Şekil 5.19. Üretim çevrimlerinin enerji verimlilikleri, ekserji verimlilikleri, birim  $CO_2$  ve  $CO$  emisyonlarının karşılaştırılması

### 5.3. Multi-objektif Optimizasyon Sonuçları

Evrimsel bir algoritmaya dayanan multi-objektif optimizasyon yöntemi, sistem için en iyi tasarım parametrelerini belirlemek üzere ısıtma, soğutma, elektrik, sıcak su, tatlı su ve hidrojen için multi-jenerasyon entegre enerji sistemine uygulanmaktadır. Amaç fonksiyonları, tasarım parametreleri ve kısıtlamaları ve genel optimizasyon bu bölümde açıklanmaktadır.

### 5.3.1. Amaç fonksiyonları

Multi-objektif optimizasyon için iki amaç fonksiyonu tanımlanmaktadır. Bunlar ekserji verimliliği (maksimize edilecek) ve ürünün toplam maliyet oranı (en aza indirilecek) olarak alınmıştır. Kirlilik hasarı maliyetinin, doğrudan ödenmesi gereken harcamalara eklendiği varsayılarak, ikinci amaç fonksiyonunun termodinamik ve çevresel amaçların toplamı haline getirilmesi varsayılmaktadır. Sonuç olarak, bu analizdeki amaç fonksiyonları aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

#### ***Ekserji verimliliği;***

$$\begin{aligned} \psi_{ekserji} = & 1.51351456E - 01 - 1.01791630E - 01 * m[1] + 8.55649338E - \\ & 02 * m[1]^2 + 3.37687866E - 05 * P[15] + 2.13819933E - 07 * \\ & P[15]^2 - 5.05780648E - 04 * T[15] - 1.90157002E - 07 * T[15]^2 + \\ & 4.26883792E - 02 * r_{AC} - 3.15826859E - 03 * r_{AC}^2 \end{aligned} \quad (5.1)$$

#### ***Toplam maliyet***

$$\begin{aligned} Z_{toplam} = & -3.88128832E + 02 - 7.66464350E + 02 * m[1] + \\ & 2.75992877E + 02 * m[1]^2 - 3.92856507E - 01 * T[15] + 4.12230253E - \\ & 04 * T[15]^2 + 9.42146473E - 01 * P[15] + 1.16704160E - 04 * P[15]^2 + \\ & 1.58857867E + 02 * r_{AC} - 1.18062130E + 01 * r_{AC}^2 \end{aligned} \quad (5.2)$$

Burada  $m[1]$  biyokütle debisi,  $T[15]$  gaz türbini giriş sıcaklığı,  $P[15]$  gaz türbini giriş basıncı ve  $r_{AC}$  hava kompresörü sıkıştırma oranını ifade etmektedir.

### 5.3.2. Karar değişkenleri

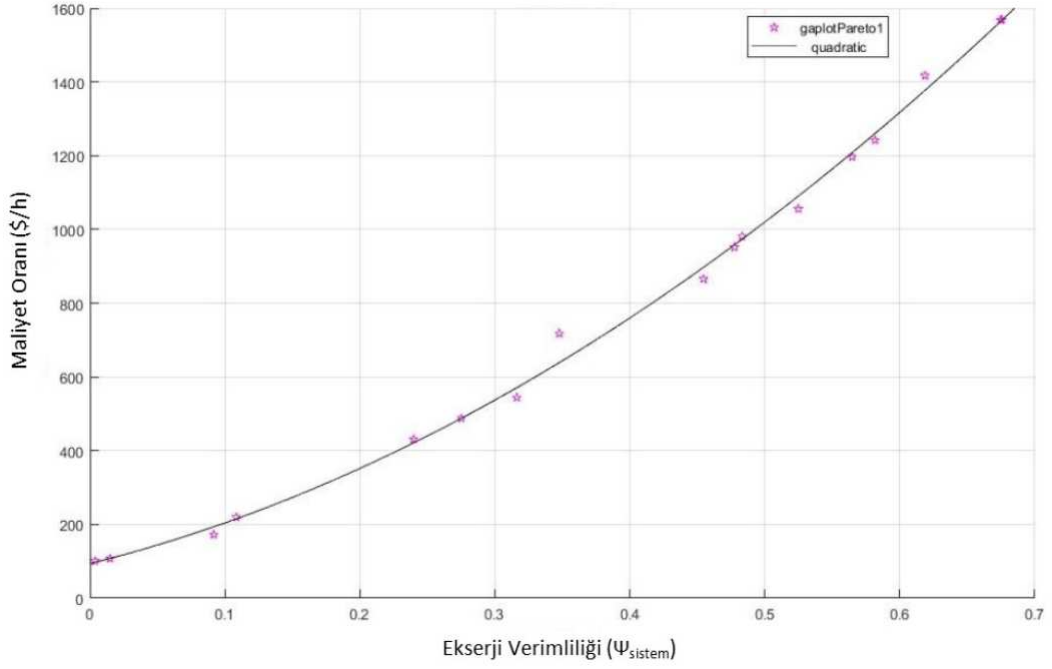
Bu optimizasyon için karar değişkenleri  $m[1]$  biyokütle debisi,  $T[15]$  gaz türbini giriş sıcaklığı,  $P[15]$  gaz türbini giriş basıncı ve  $r_{AC}$  hava kompresörü sıkıştırma oranı olarak seçilmektedir. Bu karar değişkenlerinin kısıtlamaları aşağıdaki Çizelge 5.4'de verilmektedir.

Çizelge 5.4. Optimizasyon kısıtlamaları ve aralıkları

<b>Karar değişkeni</b>	<b>Kısıtlama aralığı</b>
Biyokütle debisi, $m[1]$ ( $kg/s$ )	$1 < m[1] < 3$
Gaz türbini giriş sıcaklığı, $T[15]$ ( $kPa$ )	$1400 < T[15] < 1600$
Gaz türbini giriş basıncı, $P[15]$ ( $K$ )	$900 < P[15] < 1200$
Hava kompresörü sıkıştırma oranı, $r_{AC}$	$10 < r_{AC} < 15$

### 5.3.3. Optimizasyon sonuçları

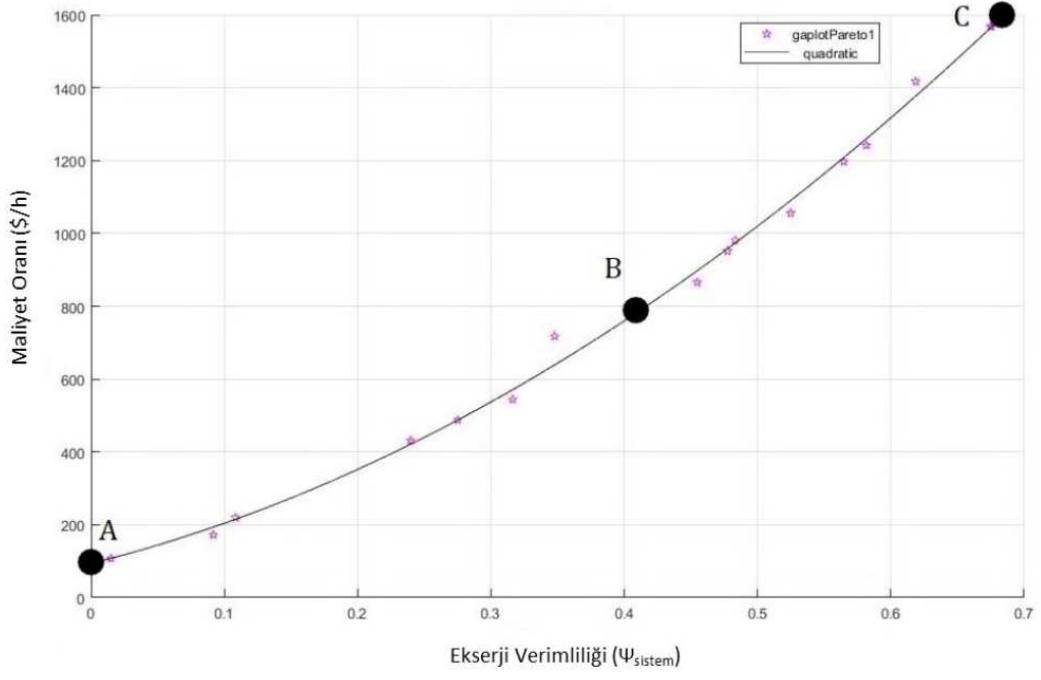
Şekil 5.20, multi-objektif optimizasyon bölümünde yer alan denklem 5.1 ve 5.2 ile belirtilen objektif amaç fonksiyonlarıyla bu multi-jenerasyon entegre enerji sistemi için Pareto görüntüsünü göstermektedir. Şekil 5.20'de toplam maliyet oranı, toplam ekserji verimliliği arasında bir ilişki bulunmaktadır. Bu noktadan sonra önemli olan toplam maliyet ile toplam ekserji verimliliği arasındaki bu ilişkiye dayanarak sistem için optimal noktayı seçmektir. Bu eğride sistemin optimal noktasına karar verebilmek bu sistem hakkında bilgi sahibi olmayı gerektirmektedir. Bu eğrilerden optimal noktayı bulabilmek için birçok teori geliştirilmektedir. Bu istem için optimal nokta sistem içerisindeki çeşitli parametrik çalışmaların sistem üzerindeki değişikliği dikkate alınarak seçilmektedir.



Şekil 5.20. Multi-jenerasyon entegre enerji sistemi için Pareto görüntüsü

Sistem toplam maliyet oranı için minimum değer, yaklaşık 105 \$/saat olan A tasarım noktasında gerçekleşmektedir. Tasarım noktası A, sistem toplam maliyet oranının tek amaç fonksiyonu olduğu zaman en uygun durumdur. Tasarım noktası C ise, ekserji verimliliği tek amaç fonksiyonu olduğu durumda optimum noktadır. Çok amaçlı optimizasyonda, mevcut çözümlerden nihai optimal çözümün seçilmesi için bir karar verme süreci gereklidir. Karar verme süreci genellikle, her iki hedefin diğer hedeflerden bağımsız olarak optimal değerlerine sahip olduğu, Şekil 5.21' deki (ideal nokta) bir varsayım noktasının yardımıyla gerçekleştirilir. Her iki hedefin aynı anda en uygun noktalarda olmasının mümkün olmadığı ve Şekil 5.21'de gösterildiği gibi ideal noktanın Pareto görüntüsünde bulunan bir çözüm olmadığı görülmektedir. Pareto görüntüsüne en yakın nokta ideal noktaya istenen bir nihai çözüm olarak düşünülebilmektedir.





Şekil 5.21. Multi-jenerasyon entegre enerji sistemi için A, B, C noktaları

## 6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu tez çalışmasında biyokütle gazlaştırma prosesi ile entegre kullanılan gaz türbini tabanlı multi-jenerasyon için entegre enerji sisteminin tasarlanması, termodinamik analizin ve çevresel etki değerlendirmelerinin ve optimizasyonunun yapılması amaçlanmıştır. Termodinamik analiz için her bir sistem bileşeninin enerji ve ekserji denge denklemleri ile enerji ve ekserji verimlilik denklemleri yazılmış ve bunlara bağlı değerlendirme çalışmaları yapılmıştır. Bu entegre enerji üretim sisteminin parametrik analizinin gerçekleştirilebilmesi için değişen çevresel koşullar ve sistem işletim parametreleri incelenmiştir. Yapılan parametrik çalışmalarda çevresel etki değişkeni olarak çevre sıcaklığının, sistem çalışma şartları değişim parametreleri olarak biyokütle gazlaştırma sıcaklığının, biyogaz yanma odası sıcaklığının, kompresör sıkıştırma oranının ve biyokütle besleme miktarındaki değişimin sistemin ve alt sistemlerinin enerji ve ekserji verimlilikleri ile sistem çıktıları üzerine önemli etkileri olduğu görülmüştür. Multi-jenerasyon entegre enerji sisteminin termodinamik analiz çalışmaları ve parametrik analizi incelemeleri EES yazılım programı ile gerçekleştirilmiştir. Parametrik analizler ile elde edilen maliyet ve ekserji verimliliği değerlerine bağlı olarak sistem için toplam maliyet ve toplam ekserji verimliliği denklemleri oluşturulmuştur. Bu denklemlere bağlı olarak MATLAB yazılım programından faydalanılarak optimizasyon için gerekli algoritmalar hazırlanmıştır. Bu algoritmalar parametrik analiz ile elde edilen değerlere göre hazırlandığından algoritmaların temelini parametrik analiz oluşturmaktadır. Multi-objektif optimizasyon ile sistem için optimal noktaları gösteren Pareto görüntüsü elde edilmektedir. Bu Pareto görüntüsünden en uygun noktayı seçmek için çeşitli analitik çalışmalar yapılmaktadır.

Multi-jenerasyon entegre enerji sistemi için elde edilen Pareto görüntüsünde bir amaç fonksiyonu olması durumunda optimal nokta A veya C noktası olarak seçilebilmektedir. Sistemin toplam maliyet ve toplam ekserji verimliliği olmak üzere iki amaç fonksiyonu olduğu için sistem için B noktası bu iki amaç fonksiyonu için optimal nokta olarak önerilmektedir.

Bu tez çalışmasının sonuçları yeni multi-jenerasyon sistemlerinin tasarlanması için kullanılabilir. Bu sonuçlar, tasarımcılara sistem entegrasyonu tarzında enerjetiksel ve ekserjetiksel açıdan daha verimli sistemler geliştirmede yardımcı olabilir. Bu çalışmada biyokütle gazlaştırmalı entegre enerji üretim sisteminin termodinamik ve çevresel etki analizleri yapılmış ve optimize edilmiştir. Çalışmadan elde edilen sonuçlar, aşağıda özetlendiği gibi, gelecekte yapılabilecek multi-jenerasyon çalışmaları için çeşitli alanlar önermektedir:

- Farklı girdi kaynaklarını kullanarak multi-jenerasyon enerji üretim sistemlerini tasarlamak ve analiz etmek.
- Bilgiyi geliştirmek için deneysel çalışmalar yapmak.
- Her bileşende kaçınılabilir ve önlenemeyen ekserji tahribatının etkilerini anlamak ve her bir bileşendeki kaçınılabilir ekserji yıkımını en aza indirmek için optimizasyona dayalı ekserji analizini kullanmak.
- Farklı iklim ve enflasyon oranları için termodinamik, verimlilik ve maliyet analizlerini yapmak ve ilgili parametrelerin optimize edilmiş değerler üzerindeki etkisini araştırmak.
- Sonuçları karşılaştırmak için diğer optimizasyon tekniklerini uygulamak.

## KAYNAKLAR

- Ahmadi, P., Dincer, I., 2010. Exergoenvironmental Analysis and Optimization of a Cogeneration Plant System Using Multimodal Genetic Algorithm (MGA). *Energy*, 35(12),5161–5172
- Ahmadi, P., Rosen, M.A., Dincer, I., 2011. Greenhouse Gas Emission and Exergo-environmental Analyses of a Trigeneration Energy System. *International Journal of Greenhouse Gas Control*, 5,1540-1549.
- Ahmadi, P., Dincer, I., Rosen, M.A., 2011. Exergy, Exergoeconomic and Environmental Analyses and Evolutionary Algorithm Based Multi-objective Optimization of Combined Cycle Power Plants. *Energy*, 36,5886-5898.
- Ahmadi, P., Rosen, M. A., Dincer, I., 2012. Multi-objective Exergy-Based Optimization of a Polygeneration Energy System Using an Evolutionary Algorithm. *Energy*, 46,21-31.
- Ahmadi, P., Dincer, I., Rosen, M. A., 2012. Exergo-environmental Analysis of an Integrated Organic Rankine Cycle for Trigeneration. *Energy Conversion and Management*, 64, 447-453.
- Ahmadi, P., Dincer, I., Rosen, M. A., 2013. Performance Assessment and Optimization of a Novel Integrated Multigeneration System for Residential Buildings. *Energy and Buildings*, 67, 568-578.
- Ahmadi, P., Dincer, I., Rosen, M. A., 2013. Thermodynamic Modeling and Multi-objective Evolutionary-based Optimization of a New Multigeneration Energy System. *Energy Conversion and Management*, 76, 282-300.
- Ahmadi, P., Dincer, I., Rosen, M. A., 2013. Development and Assessment of an Integrated Biomass-based Multigeneration Energy System. *Energy*, 56, 155-166.
- Ahmadi, P., Dincer, I., Rosen, M. A., 2014. Multi-objective Optimization of a Novel Solar-based Multigeneration Energy System. *Solar Energy*, 108, 576-591.
- Ahmadi, P., Dincer, I., Rosen, M. A., 2014. Thermoeconomic Multi-objective Optimization of a Novel Biomass-based Integrated Energy System. *Energy*, 68, 958-970.
- Ahmadi, P., Dincer, I., Rosen, M. A., 2015. Transient Thermal Performance Assessment of a Hybrid Solar-fuel Cell System in Toronto, Canada. *International Journal of Hydrogen Energy*, 40(24), 7846-7854.

- Ahmadi, P., Dincer, I. and Rosen, M.A., 2015. Multi-objective Optimization of an Ocean Thermal Energy Conversion System for Hydrogen Production. *International Journal of Hydrogen Energy*, 40(24), pp.7601-7608.
- Ameri, M., Ahmadi, P., Hamidi, A., 2009. Energy, Exergy and Exergoeconomic Analysis of a Steam Power Plant, A case study. *International Journal of Energy Research*, 33,499-512.
- Barzegar, Avval, H., Ahmadi, P., Ghaffarizadeh, A., Saidi, M., 2011. Thermo-economic-environmental Multiobjective Optimization of a as Turbine Power Plant with Preheater Using Evolutionary Algorithm. *International Journal of Energy Research*, 35,389-403.
- Behzadi, A., Habibollahzade, A., Ahmadi, P., Gholamian, E. and Houshfar, E., 2018. Multi-objective Design Optimization of a Solar based System for Electricity, Cooling, and Hydrogen Production. *Energy*.
- Bejan, A., Tsatsaronis, G., Moran, M., 1995. *Thermal Design and Optimization*. Wiley-Interscience.
- Cengel, Y. A., Boles, M. A., Kanoğlu, M., 2011. *Thermodynamics, An Engineering Approach*. McGraw-Hill New York.
- Dincer, I., Zamfirescu, C., 2012. *Renewable-energy-based Multigeneration Systems*. *International Journal of Energy Research*.
- Dincer, I., Rosen, M. A., 2012. *Energy, Environment, and Sustainable Development*. Elsevier, Oxford.
- Dincer, I., Rosen, M. A., Ahmadi, P., 2017. *Optimization of Energy Systems*. John Wiley, Sons.
- Genç, G., Çelik, M., Serdar Genç, M., 2012. Cost Analysis of Wind-electrolyzer-fuel Cell System for Energy Demand in Pınarbaşı-Kayseri. *International Journal of Hydrogen Energy*.
- Ghaebi, H., Saidi, M., Ahmadi, P. 2012. Exergoeconomic Optimization of a Trigeneration System for Heating, Cooling and Power Production Purpose Based On TRR Method and Using Evolutionary Algorithm. *Applied Thermal Engineering*, 36,113-125.
- Gulder, O. L., 1986. Flame Temperature Estimation of Conventional and Future Jet Fuels. *Journal of engineering for gas turbines and power*, 108,376-380.
- Hanafizadeh, P., Eshraghi, J., Ahmadi, P., Sattari, A., 2016. Evaluation and Sizing of a CCHP System for a Commercial and Office Buildings. *Journal of Building Engineering*, 5, 67-78.

- Haseli, Y., Dincer, I., Naterer, G., 2008. Thermodynamic Modeling of a Gas Turbine Cycle Combined with a Solid Oxide Fuel Cell. *International Journal of hydrogen energy*, 33,5811-5822.
- Huangfu, Y., Wu, J., Wang, R., Xia, Z., 2007. Experimental Investigation of Adsorption Chiller for Micro-scale BCHP System Application. *Energy and buildings*, 39,120-127.
- Khaliq, A., Kumar, R., Dincer, I., 2009. Performance Analysis of an Industrial Waste Heat-based Trigenation System. *International journal of energy research*, 33,737-744.
- Kotas, T. J., 1985. *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*.
- Lian, Z., Chua, K., Chou, S., 2010. A Thermo-economic Analysis of Biomass Energy for Trigenation. *Applied Energy*, 87,84-95.
- Mago, P. J., Hueffed, A., Chamra, L. M., 2010. Analysis and Optimization of the Use of CHP-ORC Systems for Small Commercial Buildings. *Energy and Buildings*, 42,1491-1498.
- Mansouri, M. T., Ahmadi, P., Kaviri, A. G., Jaafar, M. N. M., 2012. Exergetic and Economic Evaluation of the Effect of HRSG Configurations On the Performance of Combined Cycle Power Plants. *Energy Conversion and Management*, 58, 47-58.
- Moghimi, M., Emadi, M., Ahmadi, P., Moghadasi, H., 2018. 4E Analysis and Multi-objective Optimization of a CCHP Cycle Based On Gas Turbine and Ejector Refrigeration. *Applied Thermal Engineering*, 141, 516-530.
- Ozturk, M., Dincer, I., 2012. Thermodynamic Analysis of a Solar-based Multigeneration System with Hydrogen Production. *Applied Thermal Engineering*.
- Peters, M. S., Timmerhaus, K. D., West, R. E., Timmerhaus, K., West, R., 1968. *Plant Design and Economics for Chemical Engineers*. McGraw-Hill New York.
- Rao, Singiresu S., 2009. *Engineering Optimization, Theory and Practice*. John Wiley, Sons.
- Ratlamwala, T., Dincer, I., Gadalla, M., 2012. Energy and Exergy Analyses of an Integrated Solar-based Desalination Quadruple Effect Absorption System for Freshwater and Cooling Production. *International Journal of Energy Research*.

- Roosen, P., Uhlenbruck, S., Lucas, K., 2003. Pareto Optimization of a Combined Cycle Power System As a Decision Support Tool for Trading Off Investment vs. Operating Costs. *International Journal of Thermal Sciences*, 42,553-560.
- Rosen, M. A., Le, M.N., Dincer, I., 2005. Efficiency Analysis of a Cogeneration and District Energy System. *Applied Thermal Engineering*, 25,147-159.
- Srinivas, N., Deb, K., 1994. Multi-objective Optimization Using Nondominated Sorting In Genetic Algorithms. *Evolutionary Computation*, 2,221-248.
- Uehara, H., Ikegami, Y., 1990. Optimization of a Closed-cycle OTEC System. *Journal of Solar Energy Engineering, USA*, 112.
- Wang, J., Dai, Y., Sun, Z., 2009. A Theoretical Study On a Novel Combined Power and Ejector Refrigeration Cycle. *International Journal of Refrigeration* 32,1186-1194.
- Yuksel, Y. E., Ozturk, M., 2017. Energy and Exergy Analysis of Renewable Energy Sources-based Integrated System for Multi-generation Application. *International Journal of Exergy*

## **ÖZGEÇMİŞ**

Adı Soyadı : Nejat TÜKENMEZ

Doğum Yeri ve Yılı : Karabük, 1992

Medeni Hali : Bekar

Yabancı Dili : İngilizce

E-posta : nejattukenmez@gmail.com.tr

## **Eğitim Durumu**

Lise : Karabük Vakıfbank Zübeyde Hanım Anadolu Lisesi, 2010

Lisans : YTÜ, Mekatronik Mühendisliği, 2015