T.C.
BİLECİK ŞEYH EDEBALİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

FARKLI TASARIMLARA SAHİP DÜZLEMSEL KOLLEKTÖRLERİN FARKLI ENERJİ SİSTEMLERİNDE KULLANIMIN İNCELENMESİ VE OPTİMİZASYONU

DOKTORA TEZİ

ABİDE BANU GÜNDÜZ ALTIOKKA

TEZ DANIŞMANI
PROF. DR. OĞUZ ARSLAN

BİLECİK, 2025
10702301

T.C.
BİLECİK ŞEYH EDEBALİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

FARKLI TASARIMLARA SAHİP DÜZLEMSEL KOLLEKTÖRLERİN FARKLI ENERJİ SİSTEMLERİNDE KULLANIMIN İNCELENMESİ VE OPTİMİZASYONU

DOKTORA TEZİ

ABİDE BANU GÜNDÜZ ALTIOKKA

TEZ DANIŞMANI
PROF. DR. OĞUZ ARSLAN

BİLECİK, 2025
10702301

BEYAN

"Farklı Tasarımlara Sahip Düzlemsel Kollektörlerin Farklı Enerji Sistemlerinde Kullanımın İncelenmesi ve Optimizasyonu" adlı doktora tezinin hazırlık ve yazımı sırasında bilimsel araştırma ve etik kurallarına uyduğumu, başkalarının eserlerinden yararlandığım bölümlerde bilimsel kurallara uygun olarak atıfta bulunduğumu, kullandığım verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı, tezin herhangi bir kısmının Bilecik Şeyh Edebali Üniversitesi veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunulmadığını, aksinin tespit edileceği muhtemel durumlarda doğabilecek her türlü hukuki sorumluluğu kabul ettiğimi ve vermiş olduğum bilgilerin doğru olduğunu beyan ederim.

Bu çalışmanın,

Bilimsel Araştırma Projeleri (BAP), TÜBİTAK veya benzeri kuruluşlarca desteklenmesi durumunda; projenin ve destekleyen kurumun adı proje numarası ile birlikte, ETİK KURUL onayı alınması durumunda ise ETİK KURUL tarih karar ve sayı bilgilerinin beyan edilmesi gerekmektedir.

DESTEK ALINMIŞTIR		**DESTEK ALINMAMIŞTIR**	

Destek alındı ise;	
Destekleyen kurum;	
Desteğin Türü	**Proje Numarası**
1- BAP (Bilimsel Araştırma Projesi)	
2- TÜBİTAK	
Diğer;……	
……	
ETİK KURUL onayı var ise;	
ETİK KURUL karar tarih/sayı:	**……/……..**

Abide Banu GÜNDÜZ ALTIOKKA

…../…../2025

İmza

ÖNSÖZ

Doktora çalışmam boyunca katkılarını esirgemeyen danışman hocam Prof. Dr. Oğuz ARSLAN'a değerli katkı ve emekleri için teşekkürlerimi ve saygılarımı sunarım.

Ayrıca sevgili eşim Barış ALTIOKKA ve kızım Arya Deniz ALTIOKKA'ya, her zaman yanımda olup desteklerini esirgemedikleri için en içten dileklerimle teşekkür ederim. Bugünlere ulaşmamda büyük emeği olan kıymetli babam Feyzi GÜNDÜZ ve annem Sevim GÜNDÜZ'e teşekkür ederim.

.

Abide Banu GÜNDÜZ ALTIOKKA

2025

ÖZET

FARKLI TASARIMLARA SAHİP DÜZLEMSEL KOLLEKTÖRLERİN FARKLI ENERJİ SİSTEMLERİNDE KULLANIMIN İNCELENMESİ VE OPTİMİZASYONU

Konut ısıtma, soğutma ve güç gereksinimleri, enerji yönetimi açısından temel öneme sahiptir. Artan enerji talebi, yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımını giderek daha önemli hale getirmiştir. Yenilenebilir enerji kaynaklarının ve atık ısının birlikte kullanımı, konut binalarının enerji performansını optimize etmek adına oldukça verimli bir alternatif olarak değerlendirilmektedir. Bu hibrit yaklaşım, hem enerji arz güvenliğinin sağlanmasına katkıda bulunmakta hem de karbon ayak izini azaltarak sürdürülebilirlik hedeflerine ulaşılmasına destek olmaktadır.

Çalışmada, düşük güneş ışınımı koşullarında çalışabilen güneş enerjisi destekli ısıtma, soğutma ve elektrik üretim sistemleri incelenmiştir. Çalışmanın ilk aşamasında güneş enerjisi destekli tekli soğutma (GDAS) sistemi, ikinci aşamasında hibrit ısıtma ve soğuma (GDHIS) sistemi, son aşamasında hibrit ısıtma, soğutma ve güç üretim (GDHISG) sistemi tasarlanmıştır. Sistemin güneş enerjisi tarafında farklı tipte güneş toplayıcıları kullanılmıştır. Yaz mevsiminde soğutma ihtiyacı, tek kademeli absorbsiyonlu soğutma sistemi ile karşılanırken, kış mevsiminde ısıtma ihtiyacı güneş enerjisi destekli doğal gazlı kombi ile sağlanmıştır. Ayrıca, kombi ve soğutma sistemlerinden elde edilen atık ısı, termoelektrik jeneratörler (TEG) kullanılarak güç üretiminde değerlendirilmiştir. TEG'ler faz değişim malzemesi ile doldurulmuş bir ısı değiştirici üzerine yerleştirilmiştir.

İncelenen sistemlerde Net Bugünkü Değer analizi sonucunda en yüksek NBD'ye sahip tasarımlar vakum tüplü kollektöre (ETC) sahip sistemlerdir. ETC'li tasarımlarda NBD değeri GDAS için 6726.13 US$, GDHIS için 3941.49 US$ ve GDHISG için 29.84 US$ olarak hesaplanmıştır. ETC'li tasarımlar için ekserji verimi; GDAS için %2.39, GDHIS için %4 ve GDHISG için %4.93 olarak belirlenmiştir. ETC kullanan GDHIS sisteminde 209.77 m^3 doğalgaz tasarrufu sağlanmıştır. TEG'de yıllık toplam 138. 53 kW'lık elektrik üretimi tespit edilmiştir. Tasarlanan sistemlerin optimal noktalarında linyit yakıt bazında GDAS sistemi için 15890.2 kg, GDHIS için 16005.6 kg ve GDHISG için 17696.82 CO_2 emisyon tasarrufu sağlayacağı hesaplanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Multi jenerasyon, Termoelektrik jeneratörler, Termal enerji depolama, Düşük ışınım, Konut kullanımı.

ABSTRACT

INVESTIGATION AND OPTIMIZATION OF THE USE OF FLAT PLATE COLLECTORS WITH DIFFERENT DESIGNS IN VARIOUS ENERGY SYSTEMS

Heating, cooling, and power requirements of residential buildings are of fundamental importance in terms of energy management. The increasing energy demand has made the use of renewable energy sources increasingly significant. The combined use of renewable energy sources and waste heat is considered a highly efficient alternative to optimize the energy performance of residential buildings. This hybrid approach contributes to ensuring energy supply security and supports achieving sustainability goals by reducing the carbon footprint.

In this study, solar energy-supported heating, cooling, and power generation systems capable of operating under low solar radiation conditions were analyzed. In the first phase of the study, a solar energy-supported single cooling system (GDAS) was designed. In the second phase, a hybrid heating and cooling system (GDHIS) was developed. In the final phase, a hybrid heating, cooling, and power generation system (GDHISG) was introduced. Cooling needs during the summer were met using a single-stage absorption cooling system, while heating requirements during the winter were provided by a solar energy-assisted natural gas boiler. Additionally, the waste heat from the boiler and cooling systems was utilized for power generation using thermoelectric generators (TEGs). The TEGs were placed on a heat exchanger filled with phase change material.

As a result of the Net Present Value analysis in the examined systems, the designs with the highest NPV are the systems with vacuum tube collector (ETC). NPV value for designs with ETC was calculated as 6726.13 US$ for GDAS, 3941.49 US$ for GDHIS and 29.84 US$ for GDHISG. Exergy efficiency for designs with ETC was determined as 2.39% for GDAS, 4% for GDHIS and 4.93% for GDHISG. 209.77 m3 of natural gas was saved in the GDHIS system using ETC. A total annual electricity production of 138. 53 kW was determined in TEG. It has been calculated that the designed systems will provide 15890.2 kg CO_2 emission savings for the GDAS system, 16005.6 kg for GDHIS and 17696.82 kg for GDHISG based on lignite fuel at the optimal points.

Keywords: Multi generation, Thermoelectric generators, Thermal energy storage, Low radiation, Residential use.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ ..... **i**

ÖZET ..... **ii**

ABSTRACT ..... **iii**

İÇİNDEKİLER ..... **iv**

TABLOLAR LİSTESİ ..... **vi**

ŞEKİLLER LİSTESİ ..... **viii**

KISALTMALAR VE SİMGELER LİSTESİ ..... **x**

1. GİRİŞ **1**

2. SİSTEM DİZAYNI **12**

2.1. Güneş Enerjisi Destekli Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi **12**

2.2. Güneş Enerjisi Destekli Isıtma-Soğutma Hibrit Sistemi **14**

2.3. Güneş Enerjisi Destekli Isıtma –Soğutma-Güç Hibrit Sistemi **15**

3. MATERYAL ve METOD **16**

3.1. Güneş Işınımı **16**

3.2. Güneş Kollektörleri **25**

3.3. Isıtma-Soğutma Yükü **27**

3.4. Termal Enerji Depolama Sisteminin Modellenmesi **29**

3.5. Güneş Enerjisi Destekli Soğutma Sistemi **31**

3.6. Gövde Borulu Isı Değiştirici **32**

3.7. Termoelektrik Jeneratör **36**

4. ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ **41**

5. EKONOMİK ANALİZ **45**

5.1. Güneş Enerjisi Destekli Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Ekonomik Analizi .. **46**

5.2. Güneş Enerjisi Destekli Isıtma-Soğutma Hibrit Sisteminin Ekonomik Analizi **46**

5.3. Güneş Enerjisi Destekli Isıtma–Soğutma-Güç Hibrit Sisteminin Ekonomik Analizi **47**

6. ÇEVRESEL ANALİZ **48**

7. BULGULAR VE TARTIŞMA **50**

7.1. Model Doğrulaması 50
7.2. Güneş Enerjisi Destekli Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi 52
7.3. Güneş Enerjisi Destekli Hibrit Isıtma-Soğutma Sistemi 59
7.4. Güneş Enerjisi Destekli Isıtma-Soğutma-Güç Hibrit Sistemi 71
8. SONUÇ ve ÖNERİLER 84
KAYNAKÇA 86

TABLOLAR LİSTESİ

Sayfa

Tablo 3.1. Literatürdeki yatay yüzeye düşen günlük toplam güneş ışınımı tahmin etmek için ampirik modeller. **16**

Tablo 3.2. Bilecik ilinde günlük global güneş ışınımını tahmin etmek için ampirik modellerin hata istatistikleri..... **18**

Tablo 3.3. Yatay düzleme gelen günlük difüz ışınımı tahmin etmek için ampirik modeller. . **20**

Tablo 3.4. Bilecik ili için günlük difüz güneş ışınımı tahmini için kullanılan ampirik modellerin hata istatistikleri. **21**

Tablo 3.5. Konutta kullanılan yapısal elemanların özellikleri..... **28**

Tablo 3.6. Depolama tankının parametreleri. **30**

Tablo 3.7. CA-PA'nın özellikleri. **30**

Tablo 3.8. Gövde borulu ısı değiştiricinin teknik özellikleri..... **33**

Tablo 3.9. Dairesel kanatlı borulu ısı değiştirici geometrik özellikleri. **36**

Tablo 3.10. Çalışmada kullanılan TGM-127-1.4-1.2'nin özellikleri. **37**

Tablo 3.11. FDM'lerin termofiziksel özellikleri. **38**

Tablo 4.1. Sistem bileşenlerinin enerji ekserji dengeleri..... **43**

Tablo 5.1. Sistem bileşenlerinin maliyetleri. **45**

Tablo 6.1. Emisyon faktörleri. **49**

Tablo 7.1. Mevcut modelin, Aman, Ting, and Henshaw (2014) referansı ile karşılaştırılması. **50**

Tablo 7.2. GBID tasarımının referansla karşılaştırılması. **51**

Tablo 7.3. TEG'in performans eğrileri ve simülasyon sonuçlarının hata istatistikleri**.**..... **52**

Tablo 7.4. Güneşlenme sürecinde GDAS sisteminin özellikleri. **57**

Tablo 7.5. Güneşlenme olmadığı süreçte GDAS sisteminin özellikleri. **58**

Tablo 7.6. 6°C ve 2°C evaporatör sıcaklıkları için hibrit soğutma-ısıtma sisteminin enerji, ekserji verimleri ve NBD değerleri. **69**

Tablo 7.7. Güneşlenme sürecinde GDHIS sisteminin özellikleri..... **70**

Tablo 7.8. Güneşlenme olmadığı süreçte GDHIS sisteminin özellikleri. **71**

Tablo 7.9. Yoğuşma oranlarına ve hava fazlalık katsayısına bağlı olarak ısı değiştiricide kullanılan çiğ noktası sıcaklıkları ve faz değişim malzemeleri. **76**

Tablo 7.10. Güneşlenme sürecinde GDHISG sisteminin özellikleri. **82**

Tablo 7.11. Güneşlenme olmadığı süreçte GDHISG sisteminin özellikleri. **83**

ŞEKİLLER LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1. Güneş enerjisi destekli absorbsiyonlu soğutma sisteminin akış şeması. **13**

Şekil 2.2. Güneş enerjisi destekli hibrit ısıtma-soğutma sistemi akış şeması. **14**

Şekil 2.3. Güneş enerjisi destekli hibrit ısıtma –soğutma-güç sistemi akış şeması. **15**

Şekil 3.1. Yatay düzleme düşen günlük toplam ışınımın meteorolojik değerler ve hesaplanan değerlerle karşılaştırılması ve günlük direkt ve difüz ışınım değerleri **23**

Şekil 3.2. a) Eğimli bir yüzeye düşen saatlik güneş ışınımı, b) Saatlik difüz güneş ışınımı, c) Saatlik doğrudan güneş ışınımı. **24**

Şekil 3.3. Seçili günlere ait meteoroloji verileri. **25**

Şekil 3.4. Farklı kollektör tipleri için kollektör verimleri. **27**

Şekil 3.5. Dış ortam sıcaklığının, ısıtma ihtiyacının ve soğutma ihtiyacının saatlik değişimi. **29**

Şekil 3.6. TEG ünitesinin yapısı. **37**

Şekil 7.1. TEG'in farklı soğuk yüzey sıcaklıklarında sıcak yüzey sıcaklık değişimine göre akım ve gücün karşılaştırılması. **51**

Şekil 7.2. Farklı evaporatör sıcaklıklarında jeneratör sıcaklığına göre absorpsiyonlu soğutma sisteminin enerji ve ekserji verimleri. **52**

Şekil 7.3. Farklı kondenser sıcaklıklarında evaporatör sıcaklıklarına bağlı olarak COP ve ekserji verimindeki değişimler. **54**

Şekil 7.4. Farklı kollektör tiplerinde jeneratör sıcaklığına bağlı olarak sistem elemanlarının alanları (T_{15}=2°C). **55**

Şekil 7.5. Farklı buharlaştırıcı sıcaklıkları (T_{15}) için jeneratör sıcaklığına (T_{13}) bağlı olarak NBD_{GDAS} ve ε_{GDAS} değişimi. **56**

Şekil 7.6. Isıtma sisteminin enerji veriminin kollektör giriş sıcaklığına (T_2) bağlı değişimi. . **60**

Şekil 7.7. Isıtma sisteminin ekserji veriminin kollektör giriş sıcaklığına (T_2) bağlı değişimi. **60**

Şekil 7.8. Farklı kollektör tiplerine göre yıllık doğalgaz tasarrufunun değişimi. **61**

Şekil 7.9. ETC'li GDHIS sisteminde ve ETC'li GDAS sisteminde kollektör giriş sıcaklığının etkileri (T_{15}=2°C). **62**

Şekil 7.10. FTC'li GDHIS sisteminde ve FTC'li GDAS sisteminde kollektör giriş sıcaklığının etkileri (T_{15}=2°C). **64**

Şekil 7.11. CPC'li GDHIS sisteminde ve CPC'li GDAS sisteminde kollektör giriş sıcaklığının etkileri (T_{15}=2°C). **66**

Şekil 7.12. PTC'li GDHIS sisteminde ve PTC'li GDAS sisteminde kollektör giriş sıcaklığının etkileri (T_{15}=2°C). **67**

Şekil 7.13. NBD ve ε'nin jeneratör (T_{13}) ve evaporatör sıcaklıklarına (T_{15}) göre değişimi. ... **68**

Şekil 7.14. Farklı fazla hava katsayıları için yoğuşma oranına bağlı olarak baca gazının kısmi basıncındaki (P_k), çiğ noktası sıcaklığındaki (T_{doy}) ve fan gücündeki değişimler (T_{37}=100°C). **72**

Şekil 7.15. Farklı kollektör tiplerinde TEG I'in yıllık elektrik üretimi (T_{37}=100°C) **73**

Şekil 7.16. TEG I'de yoğuşma oranına bağlı enerji ve ekserji verimi (T_{37}=100°C). **75**

Şekil 7.17. Farklı kollektörler kullanan sistemlerde baca gazı sıcaklığının (T_{37}) TEG I'deki elektrik üretimine etkisi (λ=1.3) **76**

Şekil 7.18. ΔT'ye bağlı olarak TEG II'de yıllık elektrik enerjisi üretimi **78**

Şekil 7.19. -6 °C, -2 °C, 2°C ve 6°C evaporatör sıcaklıklarında değişen jeneratör sıcaklıkları için GDHISG sisteminin NBD analizi. **79**

Şekil 7.20. -6°C, -2°C, 2°C ve 6°C evaporatör sıcaklıklarında değişen jeneratör sıcaklıkları için enerji ve ekserji analizi. **81**

KISALTMALAR VE SİMGELER LİSTESİ

$\dot{W}$ İş akış hızı (kJ/s)

h'_{fg} Değiştirilmiş gizli ısı (kJ/kg)

$\dot{m}$ Kütle akış hızları (kg/s)

A Alan (m^2)

C_e Bakım maliyeti

C_p Isı kapasitesi (kJ/kg°C)

D Boru çapı (m)

d Çap (m)

D_e Eşdeğer çap (m)

d_r Çap oranı (m)

FR Isı giderme faktörü

H Günlük küresel radyasyon (W/m^2)

h Özgül entalpi (kJ/kg)

h_{fg} Buharlaşmanın gizli ısısı (kJ/kg)

H_o Günlük dünya dışı radyasyon (W/m^2)

I Saatlik radyasyon (W/m^2)

I_0 İlk yatırım maliyeti

k Isı iletkenliği (W/m^2K)

L Boru uzunluğu (m)

M Kömür/Doğalgaz miktarı (kg)

n Amortisman süresi

N_p Geçiş sayısı

Nu Nusselt numarası

P Basıncı (kPa)

P Gücü

Pr Prandtl sayısı

P_t Boru aralığı (m)

R elektrik direnci

Re Reynold sayısı

s Entropi (kJ/ kgK)

S Günlük güneşlenme süresi

S_o Gün uzunluğu

T Sıcaklık (K, °C)

U_T Genel ısı transfer katsayısı ($W/m^2 K$)

X Karışımdaki NH_3 kütle konsantrasyonu

x kütle oranı

ω_s Gün batımı saat açısı (°)

Grek sembolleri

ε Ekserji verimlilikleri

β Toplayıcı eğim açısı (°)

χ Tüp yerleşim açısı (°)

η Verim

λ Fazla hava katsayısı

α Konvektif ısı transfer katsayısı ($W/m^{-2} K^{-1}$)

α Seebeck katsayı

δ Film kalınlığı (m)

Γ Islak çevre başına kütle akış hızı ($kg/m^2 s$)

γ Çevresel parametreler

δ Sapma açısı (°)

μ Dinamik viskozite (Pa.s)

φ Enlem açısı (°)

Kısaltmalar

ABS Absorber

ASS Absorbsiyonlu soğutma sistemi

BSS Buhar sıkıştırmalı soğutma

CDT Soğuk depolama tankı

ÇGV Çözüm genleşme vanası

ÇID Çözelti ısı değiştirici

COP Enerji verim

ÇP Çözelti pompası

CPC Bileşik parabolik toplayıcı

ETC Vakum tüplü toplayıcı

EVA Buharlaştırıcı

FDM Faz değişim malzemesi

FPC Düzlemsel toplayıcı

GBID Gövde borulu ısı değiştirici

GDAS Güneş destekli absorpsiyonlu soğutma

GDHIS Güneş destekli hibrit ısıtma soğutma

GDHISG Güneş destekli hibrit ısıtma soğutma güç

HS Hibrit sistem

ID Isı değiştirici

IDS Isıtma derece saat

ITK Isı transfer katsayısı

JEN Jeneratör

K Kombi

KON Kondenser

MJ Multi jenerasyon

NBD Net bugünkü değer

NCV Net kalorifik değer

PTC Parabolik oluk toplayıcı

R Radyatör

SDS Soğutma derece saat

SDT Sıcak depolama tankı

SGV Soğutucu genleşme vanası

TED Termal enerji depolama

TEG Termoelektrik jeneratör

YO Yoğuşma oranı

Alt indisler

a Çevre

b Boru tarafı

b Doğrudan

ç Çıkan

d Difüz

g Giren

i İç çap

l Doymuş sıvı

n n-tipi

o Dış çap

p p-tipi

r Yarıçapı

k Kaynama

v Doymuş buhar

1. GİRİŞ

Dünya nüfusundaki artış, hızlı kentleşme ve sanayileşmeye yol açmaktadır. Bununla birlikte, toplumların yaşam standartlarının sürekli yükselmesi, dünya genelinde enerji tüketiminde kayda değer bir artışa neden olmaktadır. Enerjiye olan küresel talebin artması, fosil yakıtlara olan bağımlılığı azaltmak ve bunlarla ilişkili çevresel etkileri azaltmak için yenilenebilir enerji kaynaklarına doğru bir kaymaya neden olmuştur. Küresel ısınma, enerji maliyetlerindeki dalgalanmalar ve sürdürülebilirlik hedeflerinin peşinde koşulması gibi zorluklar, özellikle bina enerji yönetiminde yenilikçi yaklaşımları gerekli kılmaktadır.

Binalar, küresel enerji tüketiminin yaklaşık %40'ından ve karbon emisyonlarının %30'undan sorumludur. Uluslararası Enerji Ajansı (IEA), 2021 yılında fosil yakıtlardan elde edilen toplam enerjinin yaklaşık %35 ila %45'inin konut ısıtma ve soğutma ihtiyaçlarını karşılamak için kullanıldığını rapor etmektedir (Verma vd. 2023). Bu durum, enerji verimini artıran ve yenilenebilir enerji teknolojilerini bünyesinde barındıran sistemleri entegre etmenin kritik önemini vurgulamaktadır (Pachori vd. 2023).

Güneş enerjisi, bolluğu, düşük işletme maliyetleri ve çevre dostu olması nedeniyle binalar için ideal bir enerji kaynağıdır. Güneş kolektörleri, yalnızca sıcak su için değil, aynı zamanda ısıtma, soğutma ve güç üretimi için de kullanılabilen çok yönlü sistemlerdir (D. Li vd. 2024). Güneş enerjisinden maksimum fayda sağlamak için, güneş kollektörleri güneş ışığını etkin bir şekilde toplamak, emmek ve bu enerjiyi çalışma akışkanına aktarmak amacıyla kullanılmaktadır (Ashouri vd. 2015).

Kollektörler genellikle yoğunlaştırılmış ve yoğunlaştırılmamış olarak iki ana kategoriye ayrılır. Bu kategoriler, bileşik parabolik kollektörleri (CPC) ve parabolik oluk kollektörleri (PTC) gibi yoğunlaştırılmış kollektörler ve düz plakalı kollektörler (FPC) ve vakum tüplü kollektörler (ETC) gibi yoğunlaştırmayan kollektörleri içerir (Kalogirou, 2013). CPC'ler, güneş ışığını odaklamak ve yansıtmak için parabolik bir yüzey kullanır ve güneş ışınlarını ısı transferinin meydana geldiği bir odak noktasında yoğunlaştırır. Batı ülkelerinde PTC, bulutlu günlerde bile güneş ışınımını toplayıp yoğunlaştırma yeteneği nedeniyle popüler bir güneş kolektörleridir (Kumar vd. 2022). PTC, parabolik bir çanak şeklindedir, güneş ışınlarını bir odak noktasına yönlendirir ve genellikle yüksek sıcaklıklara ulaşmak için kullanılır. FPC, ekonomik ve yaygın olarak kullanılan bir güneş kollektör türüdür. Düz bir yüzeyde güneş ışınlarını almak üzere tasarlanmıştır ve temizlik, banyo ve havuz ısıtması olmak üzere genellikle evsel su ısıtması için kullanılır (Faisal vd. 2021). ETC, ısı kaybını azaltmaya yardımcı olan vakum tüplerinden oluşan bir kollektördür. Dış tüp borosilikat

camdan yapılırken, iç tüp metal alaşımlarından yapılmıştır ve güneş ışınımını etkili bir şekilde yakalamak için yüksek emiciliğe sahip bir malzeme ile kaplanmıştır (Aggarwal vd. 2023). FPC ile karşılaştırıldığında ETC daha verimlidir ancak daha pahalıdır.

Güneş enerjisi, bulut örtüsü ve mevsimsel değişiklikler gibi faktörler nedeniyle dalgalanmalara maruz kalır. Bu dalgalanmalar, enerji talebiyle birleştiğinde güneş enerjisinin doğrudan kullanımını zorlaştırmaktadır. Termal enerji depolama (TED) sistemleri, güneş enerjisi sistemlerinin kararlı bir şekilde çalışmasını sağlamak için kritik bir rol oynamaktadır. TED, enerji arzı ile talep arasındaki dengesizliği ortadan kaldırarak bu soruna çözüm sunar (Sun, Choudhary, ve Dash 2023).

TED, ısıtma ve soğutma ihtiyaçlarını karşılamak üzere termal enerjiyi depolayarak enerji verimini artırır, işletme maliyetlerini azaltır ve emisyon değerlerini düşürür (Dosawada vd. 2023; Miao vd. 2023). TED yöntemleri üç ana kategoriye ayrılmaktadır: gizli ısı depolama, duyulur ısı depolama ve termo-kimyasal enerji depolama (Khordehgah vd. 2020). Bina ısıtma ve soğutma sistemlerinde faz değişim malzemeleri (FDM) olarak parafin, tuz hidratları ve yağ asitlerinin kullanımı oldukça yaygındır (Teamah, 2024).

Günümüzde soğutma ihtiyaçlarını karşılamak için yaygın olarak kullanılan sistemler, fosil yakıtların yakılmasıyla üretilen elektrik enerjisine dayanan buhar sıkıştırmalı soğutma (BSS) sistemleridir (Zayed, Aboelmaaref, ve Chazy 2023). Ancak bu sistemler, yüksek küresel ısınma potansiyeline sahip soğutucu akışkanlar kullanmaları nedeniyle enerji verimi ve çevresel sürdürülebilirlik açısından ciddi zorluklar yaratmaktadır. Bu soğutucu akışkanlar, karbondioksite kıyasla 14800 kat daha yüksek küresel ısınma potansiyeline sahiptir ve sızma durumunda çevreye büyük zarar verebilmektedir(S. Mehmood, Lizana, ve Friedrich 2023). Ayrıca, BSS sistemleri yüksek enerji tüketimi ile karakterize edilmekte olup, sürekli çalışan kompresörleri nedeniyle düzenli bakım gerektirmektedir (Erkinaci vd. 2024). Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleri (ASS), enerji tüketimini ve sera gazı emisyonlarını azaltmak için yenilenebilir enerji kaynaklarından, özellikle güneş enerjisinden yararlanarak bu bağlamda uygulanabilir bir çözüm sunmaktadır. ASS, soğutma çevriminde elektrik yerine termal enerji kullanarak çalışır ve genellikle lityum bromürlü su ($LiBr-H_2O$) veya amonyak suyu (NH_3-H_2O) gibi çevre dostu çalışma sıvıları kullanır (Benazzouz vd. 2024; Jiménez-García vd. 2024). Güneş kollektörlerinden elde edilen termal enerji, bu sistemlerdeki soğutma çevrimini çalıştırır ve fosil yakıt tüketimini ve dolayısıyla karbon emisyonlarını önemli ölçüde azaltır (Altun ve Kilic 2020).

Martínez vd. (2012) çalışmalarında, yüksek güneş ışınımına sahip bölgelerde konutlara yönelik bir güneş enerjili soğutma sisteminin tasarım ve performansını değerlendirmişlerdir. Sistem, 38.4 m²'lik FPC ile enerji toplarken, 17.6 kW kapasiteli tek etkili lityum bromür-su absorpsiyon soğutucu ve 1000 litrelik ısı depolama tankı ile enerji depolama ve dönüşümünü gerçekleştirmektedir. Araştırmada, TRNSYS simülasyon modeli ile tasarım optimizasyonu yapılmış ve sistemin performansı ampirik verilerle doğrulanmıştır. Sonuç olarak, maliyeti daha yüksek olan ETC'lerin, FPC'lere kıyasla daha verimli olduğu belirlenmiştir.

Asadi vd. (2018) FPC, ETC, CPC ve PTC ile desteklenen 10kW kapasiteli bir NH_3-H_2O absorpsiyonlu soğutma çevriminin termo-ekonomik analizini gerçekleştirdiler. Sistem, bir TED birimi ile donatılmıştır. Jeneratör sıcaklığının ve ortam sıcaklığının sistem performansı üzerindeki etkileri incelenmişler, enerji ve ekserji veriminin azalan ortam sıcaklığıyla arttığı gözlemlemişlerdir. Tasarımlar, 973 W/m^2 güneş ışınımı altında gerçekleştirilmiş olup, ETC kullanılan sistemin performans katsayısı (COP) %0.66, ekserji verimi ise %39 olarak bildirmişlerdir.

Bellos, Tzivanidis, ve Antonopoulos (2016) 100kW'lık H_2O -LiBr ile çalışan tek etkili bir soğutma sistemini analiz etmişlerdir. Analizlerinde FPC, ETC, CPC ve PTC olmak üzere dört farklı kollektör kullanarak enerji verimi, ekserji ve maliyet değerlerini hesapladılar. Sistemlerin analizini 973 W/m^2 ışınım değeri için gerçekleştirdiler. PTC'nin %5.5 ile en yüksek ekserji verimine sahip olduğunu ancak yüksek yatırım maliyeti nedeniyle finansal açıdan dezavantajlı bulmuşlardır. ETC'nin düşük yatırım maliyetiyle en uygun çözüm olduğunu bildirdiler.

Atmaca ve Yigit (2003) Antalya ilinin meteorolojik koşullarında H_2O-LiBr çalışma çiftine sahip tek etkili bir soğutma sistemini, çift camlı FPC, tek camlı FPC ve ETC olmak üzere üç farklı kollektör tipiyle analiz etmişlerdir. Sistemi, suyla doldurulmuş bir TED birimiyle donatmışlar ve aylık ortalama güneş ışınımı değerlerini temel almışlardır. Ağustos ayında en yüksek güneş ışınımı değerinin 814 W/m^2 olduğunu kaydetmişlerdir. Sistemi, sekiz saatlik bir çalışma süresi ve 10.5 kW soğutma yükü için tasarlamışlardır. Araştırmaları, sıcak su giriş sıcaklığındaki artışla birlikte çözelti ısı değiştirici ve absorpsiyon yüzey alanlarının büyüdüğünü ortaya koymuştur. Ayrıca, sıcak su giriş sıcaklığının artmasının soğutma kapasitesini ve sistem verimini artırdığını tespit etmişlerdir. En yüksek verimin, nispeten daha yüksek maliyetli olan ETC tipi kollektörlerde elde edildiğini gözlemlemişlerdir. Çalışmalarında, absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin yüksek güneş ışınımına sahip bölgelerde

enerji tasarrufu sağlama ve çevresel sürdürülebilirlik açısından etkili bir alternatif olduğunu vurgulamışlardır.

Sadi, Arabkoohsar, ve Joshi (2021) Hindistan'da tarım ürünlerinin korunması amacıyla ısı borulu, düz plakalı ve U tipi vakum tüplü güneş kollektörleri (ETC) kullanılarak tek kademeli bir H_2O-LiBr soğutma sistemini incelemişlerdir. Çalışmalarında, elma ve domates için saatlik soğutma yükünü hesaplamış ve bu yükleri temel alarak sistemin performansını değerlendirmişlerdir. Dinamik bir analiz gerçekleştirmiş ve Nisan ayı için maksimum güneş ışınımını 998 W/m² olarak kabul etmişlerdir. Isı borulu vakum tüplü güneş kollektörlerinin, düz plakalı ve U tipi kollektörlerine kıyasla sırasıyla %16.6 ve %6.2 daha yüksek verimlilik sağladığını tespit etmişlerdir. Optimizasyon sonuçlarına göre, HP-ETC ile çalışan 4 tonluk soğutma kapasitesine sahip bir sistemin, 3 metreküplük bir soğuk depolama hacmi ve 82.5°C'lik çalışma sıcaklığıyla gerekli soğutma talebini verimli bir şekilde karşılayabileceğini ortaya koymuşlardır.

Pop vd. (2023) tavuk etinin soğukta depolanması ve dondurulmasına olanak tanıyan bir soğuk hava deposunu incelemişlerdir. Yaz aylarında, parabolik oluklu güneş kollektörleri (PTC) ile tahrik edilen NH_3-H_2O çalışma çiftine sahip tek kademeli bir absorpsiyonlu soğutma sistemi kullanmışlardır. Kış döneminde ise soğutucu olarak amonyağın kullanıldığı bir buhar sıkıştırma sistemi uygulanmıştır. Sistemde, TED birimi olarak diatermik yağ kullanılmıştır. Farklı koşullardaki gerekli soğutma yüklerini saatlik bazda hesaplamışlar ve çalışmada, soğutma suyu sıcaklığının sistemin performans katsayısı üzerindeki etkisini analiz etmişlerdir.

Babayigit vd. (2013) Türkiye'nin güney kıyı bölgesindeki Antalya, Mersin ve Muğla illerinde, 150 m² taban alanına sahip müstakil bir binanın soğutma ihtiyacını karşılamak amacıyla NH_3-H_2O çözeltisi kullanan bir absorpsiyonlu soğutma sistemini teorik olarak incelemişlerdir. Güney yönüne 23° eğimli paneller için, Temmuz ayında günlük maksimum toplam ışınım verilerini Mersin'de 7173 W/m²gün, Antalya'da 7277 W/m²gün ve Muğla'da 7231 W/m²gün olarak hesaplamışlardır. Jeneratör çalışma sıcaklıklarını 90-130°C arasında değerlendirmişler ve 110°C'nin maksimum COP değerleri için optimum sıcaklık olduğunu belirlemişlerdir. COP değerlerini illere göre 0.521 ile 0.530 arasında değiştiğini tespit etmişlerdir.

Hang vd. (2014b) iki kademeli H_2O-LiBr absorpsiyonlu soğutma sistemi için deneysel bir kurulum hazırlamışlardır. 54 m²'lik CPC kullanarak 23 kW'lık bir soğutma yükü elde

etmişlerdir. Üç saatlik soğutma sağlamak amacıyla TED sistemini kullanmışlardır. Ortalama kollektör verimini 0.36-0.39 arasında, soğutma sisteminin ortalama performans katsayısını (COP) ise 1 olarak tespit etmişlerdir. Ayrıca, iki farklı güneş enerjisiyle çalışan soğutma sistemi tasarımını ele almışlar ve bu tasarımlar üzerinde ekonomik yaşam döngüsü ve çevresel analizler yapmışlardır. Birinci tasarımda, soğutma yükünün güneş destekli soğutma sistemi (GDAS) tarafından karşılandığını, ancak enerji yetersiz olduğunda doğal gazın sistemi desteklediğini varsaymışlardır. İkinci tasarımda ise maksimum soğutma yükünün yarısının GDAS ve doğal gazla karşılandığını, diğer yarısının ise elektrikle çalışan buhar sıkıştırmalı soğutma sistemi tarafından sağladığını varsaymışlardır. Her iki tasarımın da yaşam boyu karbon ayak izini %35 ile %70 oranında azaltabileceğini belirlemişlerdir.

Hang vd. (2014) Kaliforniya'da 150 kW kapasiteli bir LiBr-H_2O absorpsiyonlu soğutma sistemi tasarlamışlar ve bu sistemi vakum tüplü kollektörler ETC ile çalıştırmışlardır. Maksimum güneş ışınımı değerini 905 W/m² olarak belirlemişlerdir. Sistemin kararlı bir şekilde çalışmasını sağlamak için sıcak su depolama tankı kullanmışlar ve güneş ışınımının yetersiz olduğu durumlarda gazlı bir ısıtıcı ile destek sağlamışlardır. Sistemin enerjik, ekonomik ve çevresel değerlendirmesini yapmışlar ve ekonomik performans ile çevresel performans arasında ters bir ilişki olduğunu tespit etmişlerdir. Sistemin karbon ayak izini azaltmanın maliyetini hesaplayarak bu veriyi sistem performansını değerlendirmek için kullanmışlardır. Optimize edilmiş sistemde, emisyon tasarruf maliyetini 0.75 $/kg ve güneş destekli soğutma sistemi (SACS) tarafından sağlanan toplam soğutma enerjisini 100 014 kWh olarak hesaplamışlardır.

Aman, Ting, ve Henshaw (2014) Düşük sıcaklıklı ısı kaynaklarıyla çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin termal performansını artırmak amacıyla enerji ve ekserji analizleri gerçekleştirmişlerdir. Sistemi, düşük sürüş sıcaklıklarında optimize etmişlerdir. Analizler sonucunda, sistemin performans katsayısını 0.6 ve ekserji verimini %32 olarak belirlemişlerdir. En yüksek ekserji kayıplarının sırasıyla absorpsiyon (%63), jeneratör (%13) ve kondenser (%11) süreçlerinde meydana geldiğini tespit etmişlerdir.

Mehmood vd. (2019) TRNSYS simülasyon modelini kullanarak, ısı borulu vakum tüplü kollektörlere sahip ve doğal gazla desteklenen hibrit bir güneş enerjili su ısıtma sistemini tasarlamışlar ve deneysel bir düzenekle model doğrulamasını gerçekleştirmişlerdir. Hibrit sistemin performansını, güneş kollektörü ve geleneksel yakıt desteğiyle termal olarak incelemişlerdir. Sonuçlar, geleneksel (doğal gazlı) su ısıtma sisteminin hibrit sistemle değiştirilmesi durumunda %23 ila %56 oranında yakıt tasarrufu sağlanabileceğini ve bunun

sera gazı emisyonlarını azaltabileceğini göstermiştir. Ayrıca, su borusu yalıtımı, diferansiyel sıcaklık kontrolü kullanımı ve kollektör yüzey alanı değişimlerinin performans üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Hibrit vakum tüplü su ısıtma sistemini, hibrit düz plakalı su ısıtma sistemiyle karşılaştırarak daha verimli ve çevre dostu olduğunu belirlemişlerdir. Fayda-maliyet oranını 1.87 olarak hesaplamış ve yıllık 879,000 kWh doğal gaz tasarrufu ile 175,539 ton CO_2 emisyon azaltımı sağlayabileceğini tespit etmişlerdir.

Hachchadi, Rousse, ve Irveoostshahrestani (2023) Kanada'nın üç soğuk iklim eyaletindeki sıcak su ısıtma sistemlerini MATLAB ve TRNSYS yazılımlarını kullanarak incelemişlerdir. Düz plakalı kollektörler (FPC), vakum tüplü kollektörler (ETC) ve fotovoltaik su ısıtıcıları (PV) gibi farklı su ısıtma sistemlerini karşılaştırmışlardır. FPC ve ETC kullanan sistemlerin termal veriminin, PV su ısıtıcılarına kıyasla daha yüksek olduğunu belirlemişlerdir. Sonuçlar, PV sistemlerinin başlangıç maliyetlerinin daha yüksek olmasına rağmen, uzun vadede enerji tasarrufu ve düşük bakım maliyetleri sayesinde ekonomik olarak avantajlı olabileceğini ortaya koymuştur. Ayrıca, her iki sistemin de fosil yakıt kullanımını azaltarak sera gazı emisyonlarını önemli ölçüde düşürdüğünü tespit etmişlerdir.

Li vd. (2023) kömürle çalışan termik santrallerin baca gazlarından su buharını geri kazanmak ve yeniden kullanmak amacıyla güneş enerjisiyle çalışan yenilikçi bir sistemin performansını analiz etmişlerdir. Bu sistemin, baca gazındaki su buharını yoğunlaştırarak geri kazandığını ve elde edilen suyu yeniden kullanıma sunduğunu tespit etmişlerdir. Güneş enerjisinin, bu süreçte gerekli olan termal enerjiyi sağladığını belirlemişlerdir. Analizlerle, sistemin su geri kazanım verimini, enerji tüketimini ve çevresel etkilerini değerlendirmişlerdir. Su tasarrufu sağlayan sistem kapsamında, güç artırma modunda yılda 4.04×10^5 ton, yakıt tasarrufu modunda ise yılda 3.87×10^5 ton su tasarrufu sağlandığını hesaplamışlardır.

Rosales-pérez vd. (2024) FPC ve parabolik oluklu kollektörlerin kombinasyonundan oluşan hibrit güneş enerjisi sistemlerinin, farklı endüstriyel proses sıcaklıkları ve ışınım seviyeleri altındaki enerji ve ekonomik potansiyelini incelemişlerdir. Bu değerlendirme için hibrit saha boyutlandırma metodolojisi geliştirmişlerdir. Sonuçlar, hibrit sistemlerin yalnızca PTC kullanılan sistemlere göre daha düşük seviyelendirilmiş ısı maliyetiyle yüksek güneş enerjisi oranlarına ulaşabildiğini ve yalnızca FPC kullanılan sistemlere kıyasla daha küçük güneş alanları gerektirdiğini göstermiştir. Ayrıca, yaklaşık %50 FPC içeren hibrit sistemlerin, aylık güneş enerjisi oranlarında sadece FPC alternatiflerine göre %91'e varan artışlar sağladığını tespit etmişlerdir.

Liu vd. (2023) Tibet Platosu'ndaki yedi farklı bölge için güneş enerjili ısıtma sistemlerinde depolama süreleri ve ısıtma terminal tiplerinin termal depolama hacmi üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Tipik bir gün, ardışık bulutlu günler ve tüm ısıtma dönemi gibi farklı depolama süreleri kullanarak güneş ışınımı, bina ısıtma yükü ve bulutlu günlere dayalı simülasyonlar gerçekleştirmişlerdir. Sonuçlar, birim kollektör alanı başına düşen depolama hacmi değerinin, sıcaklık farkı ve depolama süresi arttıkça yükseldiğini göstermiştir. Özellikle, Lhoka, Chamdo, Nagqu, Lhasa, Shigatse ve Nyingchi bölgeleri için ardışık bulutlu günlerin, Ngari bölgesi için ise tüm ısıtma döneminin depolama süresi olarak alınmasını önermişlerdir. Isı depolama tankının ön ısıtılmasının güneş enerjisi oranını %2.5 artırabileceğini ve önerilen ön ısıtma sıcaklığının 50°C olduğunu belirlemişlerdir.

Razaghi vd. (2024) biyoyakıt, güneş-biyoyakıt ve jeotermal enerji kaynaklarını kullanarak ısıtma, elektrik, soğutma ve sıcak su ihtiyaçlarını karşılamak üzere bir sistem tasarlamışlardır. Tasarladıkları sistemleri maliyet ve çevresel etkiler açısından değerlendirmişlerdir. Yapılan analizler sonucunda, jeotermal sistemin ekonomik açıdan karlı olduğunu belirlemişlerdir. Ayrıca, güneş-biyoyakıt sisteminin ekserji verimini %26.3 olarak hesaplamışlardır.

Marcos, Izquierdo ve Parra (2011) İspanya'daki bir evin ısıtma ve soğutma talebini karşılamak amacıyla d vakum tüplü kollektör kullanmışlardır. Sistemde, 1500 litrelik bir su tankı entegre etmişlerdir. Kurulan sistemin, ısıtma talebinin %65.3'ünü ve soğutma talebinin %46'sını karşıladığını belirlemişlerdir.

Huang vd. (2024) mevcut bir güneş enerjili ısıtma ve soğutma tesisini iyileştirmek amacıyla, 64°C' de eriyen faz değişim malzemesi (FDM) içeren bir gövde ve borulu ısı değiştirici eklemişler ve kontrol stratejisini ayarlamışlardır. 2021 ve 2022 yıllarındaki verileri karşılaştırarak, soğutma makinesinin açılma sayısının %33.5 azaldığını ve çalışma süresinin %65 arttığını gözlemlemişlerdir. Yeni sistemde elektrik tüketiminin %24.4 oranında azaldığını belirlemişlerdir.

Zheng vd. (2019) parabolik oluklu kollektör (PTC) ve çift etkili H_2O/LiBr absorpsiyonlu soğutucu ile çalışan entegre bir güneş enerjili ısıtma ve soğutma sistemi tasarlamışlar ve performansını analiz etmişlerdir. Soğutma döneminde, güneş kollektörleri tarafından üretilen enerjiyi absorpsiyonlu soğutucuya, ısıtma döneminde ise plakalı ısı değiştirici aracılığıyla doğrudan konut ısıtmasına yönlendirmişlerdir. Sistemin matematiksel modellerini oluşturmuş ve saha testleriyle doğrulamışlardır. Yıllık performans

değerlendirmeleri sonucunda, sistemin birincil enerji tüketimini %21.3 ve CO_2 emisyonlarını %18.8 oranında azaltabileceğini tespit etmişlerdir.

He vd. (2022) yerden ısıtma sistemine sahip bir bungalov için güneş enerjili mekân ısıtma sisteminin tasarımında, güneş kollektörü alanı ve su içeren TED tankı hacminin çok amaçlı optimizasyonunu gerçekleştirmişlerdir. Bu amaçla, TRNSYS simülasyonu, makine öğrenimi ve genetik algoritmayı (GA) birleştirerek veri odaklı bir yaklaşım kullanmışlardır. Kış mevsimi boyunca sistemin performansını TRNSYS'te simüle etmiş ve farklı tasarım değişkenlerinin kombinasyonlarıyla bir veri tabanı oluşturmuşlardır. Bu verilerle, yapay sinir ağı (ANN) modeli oluşturup, sistem performans göstergeleri ile tasarım değişkenleri arasındaki ilişkiyi belirlemişlerdir. Eğitim ve doğrulama süreçlerinin ardından, tatmin edici tahmin doğruluğuna sahip ANN modelini, sistemin optimizasyonu için hedef fonksiyon olarak kullanmışlardır. Genetik algoritma ile çok amaçlı optimizasyon çözümlerini aramışlar ve sistem tasarımını analiz etmişlerdir. Araştırma sonucunda, sistemin CO_2 emisyon azaltımının, güneş kollektörü alanı ve TED tankı hacminin büyütülmesiyle en çok fayda sağladığını, ancak geri ödeme süresinin hem güneş kollektör alanı hem de TED tankı hacmi küçük olduğunda minimuma ulaştığını tespit etmişlerdir. En etkili tasarımın, yıllık CO_2 emisyonlarını 5480.6 kg azalttığını ve sistemin geri ödeme süresinin 3.70 yıl olduğunu belirlemişlerdir.

Allouhi vd. (2017) yüksek güneş ışınımı olan bir bölgedeki bir süt işleme tesisinin merkezi ısıtma sistemini optimize etmişlerdir. Sistem, dört farklı sıcaklık ve yük profiline sahip prosese sıcak su sağlamaktadır. 400 m²'lik bir ETC ve 2000 litrelik bir depolama tankı kullanarak, fosil yakıtlı kazanlara dayalı bir merkezi ısıtma sistemini çalıştırmak için güneş enerjisinden yararlanmışlardır. Bu sistemin sera gazı emisyonlarını yılda 77.23 ton CO_2 azaltabileceğini hesaplamışlardır.

Assareh, Alirahmi, ve Ahmadi (2021) elektrik üretimi, soğutma ve tuzdan arındırma amaçları için güneş ve jeotermal enerjiyi termoelektrik jeneratörleri (TEG) ile entegre eden sürdürülebilir bir model geliştirmişlerdir. Bu sistemin, güneş ve jeotermal kaynaklardan elde edilen ısıyı kullanarak TEG'ler aracılığıyla elektrik ürettiğini ve aynı zamanda soğutma ile su arıtma süreçlerini desteklediğini belirtmişlerdir. Araştırma sonuçlarına göre, TEG ile entegre sistem tarafından elde edilen en yüksek elektrik çıkışları sırasıyla 1087kW, 1158kW, 1133 kW ve 766.5 kW olarak hesaplamışlardır.

Zhao vd. (2017) doğal gaz kazanlarından çıkan baca gazı atık ısısının termoelektrik jeneratörler kullanılarak elektrik enerjisine dönüştürülmesini araştırmışlardır. Bu amaçla, kazan baca gazının sıcaklık koşullarını simüle eden bir deney platformu tasarlamış ve TEG modülünün sıcak ve soğuk uç yapısını optimize etmişlerdir. Deneylerde, sabit bir sıcaklık farkı (sıcak uç:150°C, soğuk uç:30°C) uygulanarak TEG modülünün volt-amper karakteristiklerini ve çıkış gücünü incelemişlerdir. Ayrıca, baca gazının nemlendirilmesinin, baca gazı giriş sıcaklığı düşürülmüş olsa bile elektrik üretimini artırdığını gözlemlemişlerdir. 120°C'de, nemlendirilmiş baca gazıyla maksimum çıkış gücünün %15 oranında arttığını tespit etmişlerdir.

Sornek, Filipowicz ve Rzepka (2016) ısı biriktirme sistemlerine sahip soba-şömineler için özel olarak tasarlanmış bir termoelektrik jeneratör geliştirmişlerdir. TEG'in, baca gazı sıcaklıkları ve ısı biriktirme gereksinimleriyle uyumlu çalışmasını sağlamak amacıyla çeşitli ısı değiştirici tasarımlarını incelemişlerdir. Geliştirilen sistem, termoelektrik modüller aracılığıyla ısı farkını elektrik enerjisine dönüştürmekte ve ısı biriktirme özelliği sayesinde enerji verimini artırmaktadır. TEG'in, sistemin kendi kendine yeterli şekilde çalışmasını sağlamak için yeterli olan maksimum 30 W elektrik üretebileceğini tespit etmişlerdir.

Ilbas vd. (2023) bir girdap brülörü/fırını kullanarak geleneksel ve dağıtılmış yanma rejimlerinin TEG performansı üzerindeki etkilerini araştırdılar. Yanma odasındaki alev özelliklerini ve sıcaklık profillerini elde etmek için hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) tekniklerini kullandılar. Sıcaklık verileri, MATLAB Simulink aracılığıyla TEG performansını modellemek için giriş parametreleri olarak kullanıldı. Daha düzenli bir termal alan elde etmek ve TEG'in verimli çalışmasını sağlamak amacıyla, renksiz dağıtılmış yanma tekniği uygulanmıştır. Geliştirilen girdaplı brülör, farklı yanma koşulları altında sıcaklık ve emisyon profillerini modellemek için kullanılmıştır. TEG modüllerinin duvara yerleştirilmesiyle elde edilen güç, %21 ve %18 O_2 koşullarında 170 W, %15 O_2 koşulunda ise 107.5 W olarak hesaplanmıştır.

Zou vd. (2018) termoelektrik jeneratörler kullanarak atık suyun atık ısısından doğrudan elektrik üretimini değerlendirmişlerdir. Düşük sıcaklık farklarından elektrik üretmeyi hedefleyerek, Bi_2Te_3 tabanlı bir atık ısı geri kazanım sistemini hem deneysel hem de matematiksel modelleme yöntemleriyle incelemişlerdir. Çalışmalarında, TEG sistemlerinin, atık sudan sadece 2.8°C'lik son derece düşük bir sıcaklık farkıyla elektrik enerjisi üretme yeteneğini gösterdiğini belirlemişlerdir.

Yang vd. (2021) düşük sıcaklıktaki termal enerji geri kazanımı için kompakt bir ısı değiştiriciye sahip termoelektrik jeneratörlerin performansını deneysel olarak araştırmışlardır. TEG sisteminin sıcak ve soğuk yüzeyleri için kompakt bir termal tasarıma sahip modüler bir çalışma önermişlerdir. Isı değiştiricisini, difüzyon kaynak tekniği kullanarak üretmiş ve giriş-çıkışları, akış kanalları arasında düzenli bir akış ve sıcaklık dağılımı sağlamak amacıyla konik bir geometride tasarlamışlardır. Deneysel sonuçlar, 40.8-81.0°C arasında değişen sıcak kaynak sıcaklığı ve 20-30°C arasındaki soğuk kaynak sıcaklığı ile 5 l/dakika akış hızında sistemin 0.6 ile 18.8 W arasında güç üretebileceğini göstermiştir.

Zou vd. (2021) termoelektrik cihazların proton değişim membranlı yakıt hücresi tabanlı ev tipi kombine ısı ve güç sistemlerine entegrasyonunu incelemişlerdir. Araştırmalarında, termoelektrik cihazların atık ısıyı elektrik enerjisine dönüştürme kapasitesini değerlendirerek, enerji verimini ve genel sistem performansını artırma potansiyelini araştırmışlardır. Bulguları, termoelektrik cihazların proton değişim membranlı yakıt hücresi tabanlı evsel kombine ısı ve güç sistemlerine entegrasyonunun, enerji verimini ve sistemin genel performansını önemli ölçüde iyileştirdiğini ortaya koymuştur.

Assareh vd. (2023), yenilenebilir enerji kaynaklarının etkili kullanımını artırmak amacıyla tasarlanmış entegre bir enerji sisteminin termodinamik performans analizini gerçekleştirmişlerdir. Güneş ve jeotermal enerjiyi entegre eden önerilen kombine soğutma, ısıtma ve güç sistemi, elektrik üretimi, ısıtma, soğutma ve hidrojen üretimi gibi çeşitli enerji taleplerini karşılamada yüksek verimlilik göstermiştir. Araştırmada, sistemin 8933 kW ısıtma kapasitesine ve 2420 kW toplam elektrik üretim kapasitesine sahip olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca, sistemin enerji verimi %34.5, ekserji verimi ise %46 olarak belirlenmiştir.

Wang vd. (2019) yenilenebilir enerji kaynaklarını doğal gaz sistemleriyle entegre eden, güneş destekli bir kombine soğutma, ısıtma ve güç gaz türbini sisteminin performansını enerji, ekserji ve çevresel değerlendirmeler yoluyla analiz etmişlerdir. Bu sistem, elektrik üretimi, ısıtma ve soğutma ihtiyaçlarını karşılamak üzere tasarlanmıştır. Çalışmalarında, sistemin yenilenebilir enerji entegrasyonu ile %75'lik bir enerji verimine ulaştığını belirlemişlerdir. Güneş enerjisinin dahil edilmesinin, doğal gaz tüketimini önemli ölçüde azalttığını tespit etmişlerdir. Ekonomik değerlendirmede, elektrik üretim maliyetini 0.08 US$/kWh olarak hesaplamışlardır. Ayrıca, sistemin karbon emisyonlarında %30'luk bir azalma sağladığını ortaya koymuşlardır.

Li vd. (2023) talep tarafı yönetimi ile desteklenen, topluluk ölçeğinde güneş enerjisiyle çalışan bir kombine soğutma, ısıtma ve güç sisteminin optimizasyonunu incelemişlerdir. Beş farklı optimizasyon hedefi ve talep tarafı yönetimi senaryosu üzerinde yaptıkları analizler sonucunda, yük dalgalanmasının %54 oranında azaldığını belirlemişlerdir. Ayrıca, ekserji, enerji ve ekonomik performanslarda sırasıyla %8.7, %2.5 ve %2.4 oranlarında iyileşmeler elde edildiğini tespit etmişlerdir.

Ebrahimi ve Derakhshan (2019) termoelektrik jeneratör ve iki yataklı bir adsorpsiyon soğutucu ile polimer elektrolit membran yakıt hücresi (PEMFC) tabanlı bir trijenerasyon sisteminin entegrasyonunu incelemişlerdir. Önerilen sistemde, PEMFC elektrik üretimi için birincil enerji kaynağı olarak kullanılmış ve atık ısı yan ürün olarak değerlendirilmiştir. Çalışmalarında, sistemin %35-%40 arasında değişen ekserji verimi ile termodinamik kayıpları en aza indirerek, geleneksel sistemlere kıyasla %75'e kadar toplam enerji verimi elde ettiğini hesaplamışlardır. Ayrıca, önerilen sistemin geleneksel sistemlere kıyasla %39 oranında yakıt tasarrufu sağladığını tespit etmişlerdir. Ekonomik analizlerinde, gerçekleştirilen enerji tasarrufları sayesinde yatırımın geri ödeme süresinin 5 ila 7 yıl arasında olduğunu tahmin etmişlerdir.

Bu çalışmada, düşük güneş ışınımı koşullarında çalışabilen güneş enerjisi destekli ısıtma, soğutma ve elektrik üretim sistemleri incelenmiştir. Böylece, düşük güneş ışınımı bölgesinde bulunan bir konut binasının ısıtma, soğutma ve güç gereksinimlerinin elde edilmesi amaçlanmıştır. Soğutma tarafı, güneş enerjisiyle çalışan bir absorpsiyon sisteminden oluşturulmuştur. Isıtma sistemi, güneş enerjisiyle desteklenmiş doğalgazla çalışan bir kombi içermektedir. Güç üretimi, kombinin atık ısısıyla çalışan TEG'ler ve soğutma sisteminin kondenserindeki atık ısıyla çalışan TEG'ler aracılığıyla elde edilmiştir. Bu bağlamda, faz değişim malzemesi ile doldurulmuş bir ısı değiştiriciyi içeren yeni bir tasarım yapılmıştır. Enerji dönüşüm süreçleri ve sistem bileşenlerinin performansı ayrıntılı olarak analiz edilmiştir. Bu yaklaşım yalnızca enerji tasarrufunu hedeflemekle kalmayıp, aynı zamanda enerji üretiminde karbon ayak izinin azaltılmasına yönelik önemli bir adımı temsil etmektedir. Sistemin farklı koşullar altındaki performansı değerlendirilerek, güneş enerjisinin düşük ışınım seviyelerinde bile nasıl etkin bir şekilde kullanılabileceği gösterilmiştir.

2. SİSTEM DİZAYNI

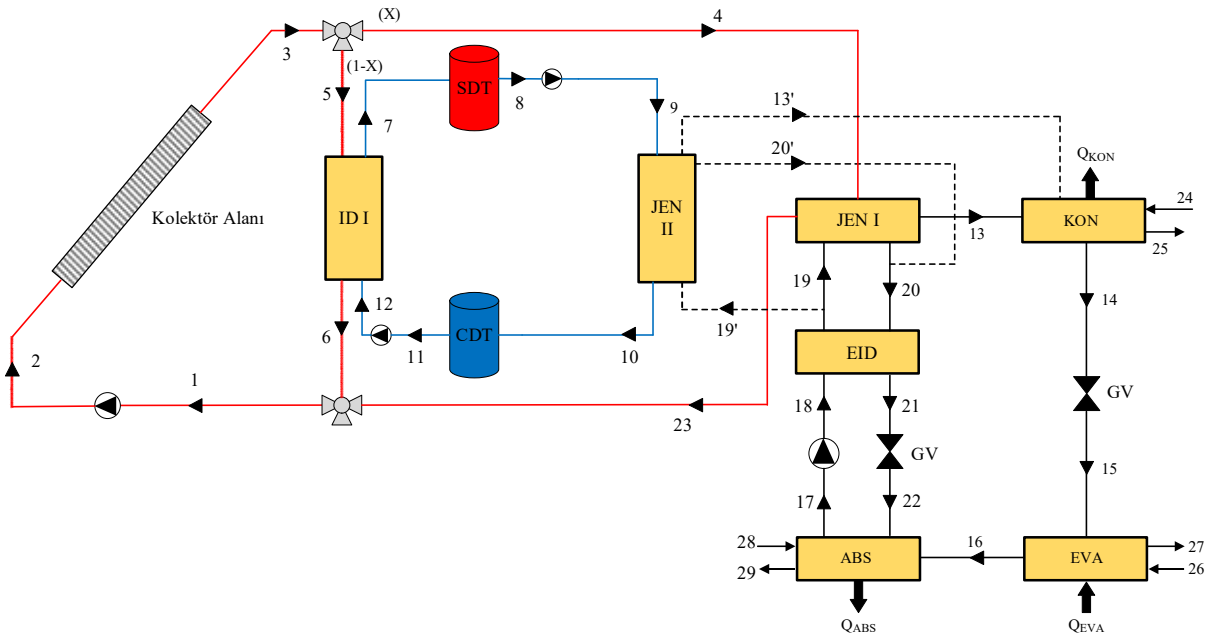
Bu çalışmada, Bilecik ilinin iklim koşulları göz önünde bulundurularak yaz ve kış mevsimlerinde enerji verimini artırmaya yönelik entegre bir enerji yönetim sistemi tasarlanmıştır. İlk aşamada, yaz mevsimi için absorbsiyonlu soğutma sistemi tasarımı gerçekleştirilmiş ve ilgili hesaplamalar yapılmıştır. Ardından, bu sisteme kış mevsiminde kullanılmak üzere bir ısıtma sistemi entegre edilmiştir. Tasarlanan hibrit sistemin performans analizleri detaylı bir şekilde incelenmiştir.

Son olarak, sistemin enerji verimini artırmak ve atık ısıdan yararlanmak amacıyla, kış sezonunda doğalgaz kombisinin bacasına ve yaz sezonunda soğutma sisteminin kondenserine termoelektrik jeneratör entegrasyonu gerçekleştirilmiştir. Bu kapsamda, entegre sistemin enerji tasarrufu ve verimlilik potansiyeli değerlendirilmiştir.

2.1. Güneş Enerjisi Destekli Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi

Yaz mevsiminde soğutma ihtiyacını karşılamak amacıyla, enerji kaynağı olarak güneş enerjisinin kullanıldığı amonyak-su (NH_3-H_2O) çalışma çiftine dayalı tek kademeli bir absorbsiyonlu soğutma sistemi (GDAS) tasarlanmıştır. Sistem, güneş enerjisini verimli bir şekilde toplamak için dört farklı kollektör tipi ile analiz edilmiştir: düz plakalı kollektör, vakumlu tüplü kollektör, bileşik parabolik kollektör ve parabolik oluk kollektör.

Sistemin verimliliğini ve sürekliliğini artırmak için bir TED ünitesi entegre edilmiştir. Bu ünite enerji arz-talep dengesini optimize ederken, enerji fazlalığını depolayarak ihtiyaç duyulduğunda kullanıma sunmakta ve sistemin kesintisiz ve verimli çalışmasına katkı sağlamaktadır. Absorbsiyonlu soğutma sisteminin akış şeması Şekil 2.1'de verilmiştir.



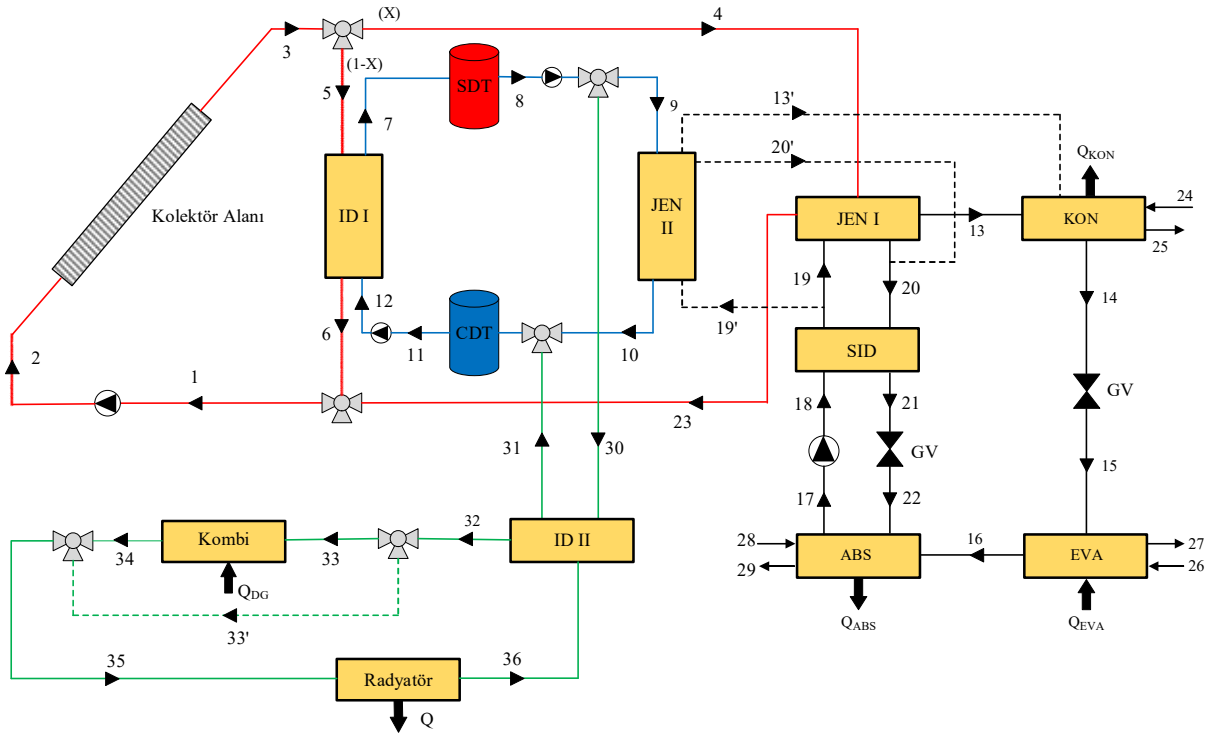
Şekil 2.1. Güneş enerjisi destekli absorbsiyonlu soğutma sisteminin akış şeması.

Tasarlanan sistemde, yaz aylarında güneş kollektörlerinden (4) elde edilen termal enerjinin bir kısmı, çalışma akışkanı olarak NH_3-H_2O kullanan bir absorpsiyon soğutma çevriminde kullanılır. Jeneratör I'den (JEN I) çıkan yüksek basınçlı amonyak buharı kondensere (13) yönlendirilir. Kondenserde (KON), amonyak buharı suyla ısı alışverişinde bulunur ve sıvı faza (14) geçer. Yüksek basınçlı sıvı amonyak daha sonra basıncının azaldığı bir genleşme vanasından (15) geçirilir. Bu işlem sırasında, sıvı amonyak bir miktar buharlaşır ve sıcaklığı düşer. Düşük sıcaklıktaki ve düşük basınçlı sıvı amonyak evaporatöre (16) girer. Burada, amonyak sıvısı konuttan alınan ısıyla tamamen buharlaşır ve ortamı soğutur. Düşük basınçlı amonyak buharı absorbere (ABS) girer. Absorberde, düşük sıcaklıktaki soğutulmuş su (çözücü) amonyağı emer ve zengin bir amonyak-su karışımı oluşur. Zengin amonyak-su karışımı düşük basınçtan yüksek basınca pompalanır (17). Yüksek basınca getirilen karışım jeneratör I'e (JEN I) girer. Elde edilen güneş enerjisi ile karışım ısıtılır. Isıtma sonucunda amonyak buharı sudan ayrılır; sudaki amonyak miktarı azalır ve zayıf bir karışım kalır (20). Zayıf çözelti bir ısı değiştiriciden (21) geçirilerek soğutulur.

Güneş kollektörlerinden (5) elde edilen ısıl enerjinin kalan kısmı ısı değiştirici I'den (7) geçerek sıcak depolama tankında depolanır. Güneş aktif olduğunda enerji depolanmaya devam eder. Güneş enerjisi olmadığında gerekli soğutmayı sağlamak için gereken enerji jeneratör II'ye (9) gider. Enerjisini kaybeden akışkan tekrar ısıtılmak üzere soğuk depolama tankında depolanır (10).

2.2. Güneş Enerjisi Destekli Isıtma-Soğutma Hibrit Sistemi

Yaz aylarında aktif soğutma sağlayan güneş destekli absorpsiyonlu soğutma sistemine, güneş enerjisi destekli bir doğalgazlı kombi sistemi entegre edilerek, hem ısıtma hem de soğutma ihtiyaçlarını karşılayan bir ısıtma-soğutma hibrit sistemi (GDHIS) tasarlanmıştır. Güneş kollektörlerinde ısınan su TED ünitesinde depolanır. Isıtma istenen saatlerde ısı değiştirici II'den (ID II) geçerek kombiye giden suyu ısıtır. Güneş enerjisi destekli ısıtma-soğutma hibrit sisteminin akış şeması Şekil 2.2'de verilmiştir.

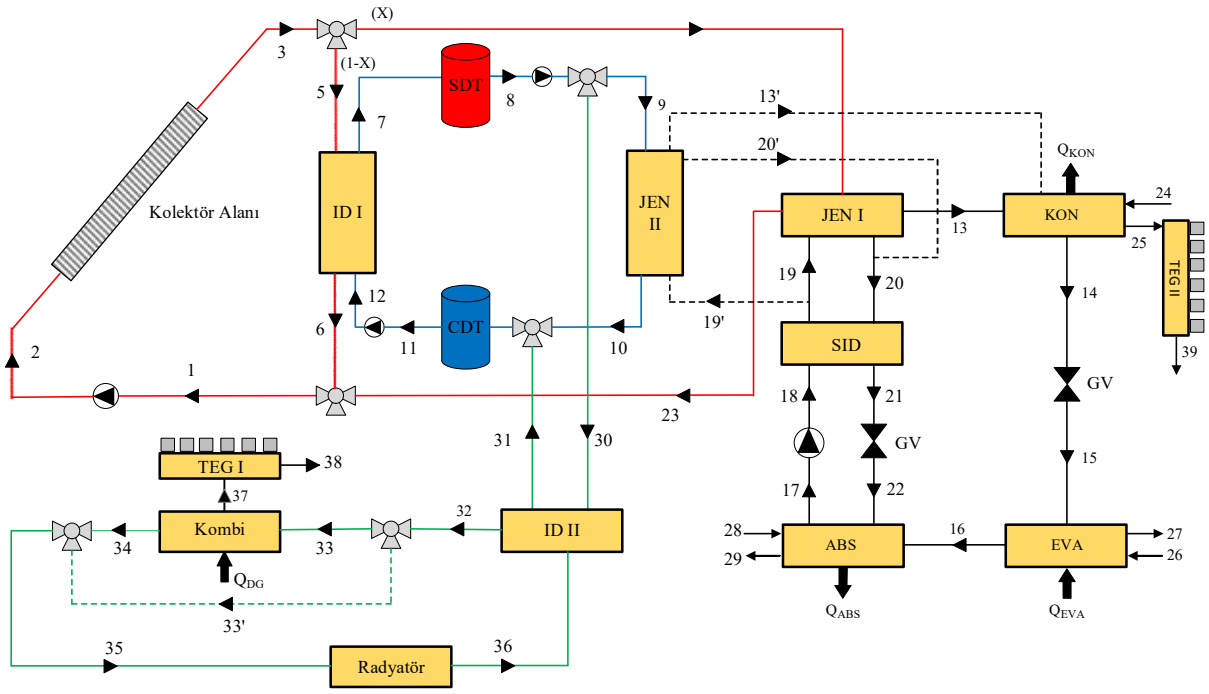


Şekil 2.2. Güneş enerjisi destekli hibrit ısıtma-soğutma sistemi akış şeması.

Soğutma sezonu sona erdiğinde, soğutma sistemi üç yollu bir vana aracılığıyla devre dışı bırakılır (3). Kış aylarında, güneş kollektörlerinden elde edilen termal enerji ısı değiştirici I'den geçerek (5) TED sistemine aktarılır. Depolanan enerji (8) daha sonra kombiye verilen suyun ön ısıtılması amacıyla kullanılır (30) ve bu su daha sonra konut ısıtması için kullanılır. Ön ısıtma işlemi ısı değiştirici II tarafından yapılır. Isı değiştirici II'den (32) çıkan suyun sıcaklığı 60°C'ye ulaştığında veya aştığında, üç yollu bir vana aracılığıyla konut ısıtması için 800 mm yüksekliğindeki alüminyum panel radyatörlere (33′) yönlendirilir. Tersine, suyun sıcaklığı 60°C'nin altına düşerse, gereken ek ısıtma enerjisini sağlamak için kombi etkinleştirilir (33).

2.3. Güneş Enerjisi Destekli Isıtma –Soğutma-Güç Hibrit Sistemi

Soğutma ve ısıtma ünitelerinden kaynaklanan atık ısının geri kazanılması amacıyla termal elektrik jeneratörleri sisteme entegre edilmiştir. Güç üretimi, kombi bacasından yayılan atık ısıyı değerlendiren TEG'ler ile soğutma sisteminin kondenserinden elde edilen atık ısıyı kullanan TEG'ler aracılığıyla gerçekleştirilmiştir. Güneş enerjisi destekli ısıtma –soğutma-güç hibrit sistemi akış şeması Şekil 2.3'te verilmiştir.



Şekil 2.3. Güneş enerjisi destekli hibrit ısıtma –soğutma-güç sistemi akış şeması.

Isıtma sezonunda kombi bacasındaki parafin bazlı faz değişim malzemesi ile doldurulmuş ısı değiştiricilerine entegre edilmiş termoelektrik jeneratör I (TEG I) modülleri bacadan çıkan egzoz gazlarından atık ısıyı geri kazanmak için kullanılır (37).

Soğutma sezonunda sistemin sürekliliğini sağlamak amacıyla, kondenserin soğutulmasında kullanılan şehir suyu (24), kondenserdeki atık ısıyı absorbe ederek ısıtılmaktadır (25). Isınan su daha sonra, enerji üretimi için termoelektrik jeneratör II'ye (TEG II) yönlendirilir.

3. MATERYAL ve METOD

3.1. Güneş Işınımı

Bu çalışmada, yıllık ortalama yaklaşık 1400kWh/m² düşük güneş ışınımı alan Bilecik ilinin meteorolojik koşulları ele alınmıştır (Arslan ve Kilic, 2021). 1990-2006 yılları arasında 17120 numaralı istasyonda yatay bir yüzeye düşen günlük toplam güneş ışınımı (H) değerleri incelenmiş ve bu verilere ait ortalamalar hesaplanmıştır. Daha sonra Tablo 3.1 de verilen literatürdeki ampirik modellerle karşılaştırılmıştır.

Tablo 3.1. Literatürdeki yatay yüzeye düşen günlük toplam güneş ışınımı tahmin etmek için ampirik modeller.

Model	Denklem	Referans
1	$H/H_0 = 0.23 + 0.48\left(S/S_0\right)$	Collares-Pereira and Rabl(1979)
2	$H/H_0 = 0.18 + 0.62\left(S/S_0\right)$	(Tiris vd., 1996)
3	$H/H_0 = 0.2424 + 0.5014\left(S/S_0\right)$	(Liu ve Jordan, 1960)
4	$H/H_0 = 0.318 + 0.449\left(S/S_0\right)$	(Toğrul ve Toğrul, 2002)
5	$H/H_0 = 0.191 + 0.571\left(S/S_0\right)$	(Khogali vd., 1983)
6	$H/H_0 = a + b\left(S/S_0\right)$ $a = 0.103 + 0.000017\,Z + 0.198\,\cos(\varphi - \delta)$, $b = 0.553 + 0.165\,\cos(\varphi - \delta)$	(Okyay ve Ertekin, 2006)
7	$H/H_0 = 0.29\,\cos\varphi + 0.52\left(S/S_0\right)$	(Erbs vd., 1982)
8	$H/H_0 = 0.2671 + 0.4754\left(S/S_0\right)$	(Ulgen ve Hepbasli, 2004)
9	$H/H_0 = 0.262 + 0.454\left(S/S_0\right)$	(Khogali vd., 1983)
10	$H/H_0 = 0.206 + 0.546\left(S/S_0\right)$	(Louche vd., 1991)
11	$H/H_0 = 0.175 + 0.552\left(S/S_0\right)$	(Ulgen ve Hepbasli, 2004)
12	$H/H_0 = a + b\left(S/S_0\right)$ $a = 0.1 + 0.24\left(S/S_0\right)$, $b = 0.38 + 0.08\left(S/S_0\right)$	(Rietveld, 1978)

Tablo 3.1. (Devamı).

13	$H/H_0 = 0.195 + 0.676\left(S/S_0\right) - 0.142\left(S/S_0\right)^2$	(Ögelman vd., 1984)
14	$H/H_0 = 0.145 + 0.845\left(S/S_0\right) - 0.28\left(S/S_0\right)^2$	(Akinoğlu ve Ecevit, 1990)
15	$H/H_0 = 0.148 + 0.668\left(S/S_0\right) - 0.079\left(S/S_0\right)^2$	(Aksoy, 1997)
16	$H/H_0 = 0.195 + 0.8592\left(S/S_0\right) - 0.4764\left(S/S_0\right)^2$	(Tarhan ve Sari, 2005)
17	$H/H_0 = 0.342 + 0.5002\left(S/S_0\right) - 0.1014\left(S/S_0\right)^2$	(Bakirci, 2009)
18	$H/H_0 = 0.2408 + 0.3625\left(S/S_0\right) - 0.4597\left(S/S_0\right)^2 + 0.3708\left(S/S_0\right)^3$	(Nyström ve Cornland, 2002)
19	$H/H_0 = 0.16 + 0.3625\left(S/S_0\right) - 0.4597\left(S/S_0\right)^2 + 0.3708\left(S/S_0\right)^3$	(Samuel, 1991)
20	$H/H_0 = -0.14 + 2.52\left(S/S_0\right) - 0.371\left(S/S_0\right)^2 + 2.24\left(S/S_0\right)^3$	(Bakirci, 2009)

Tablo 3.1'de sunulan modeller, günlük güneş ışınımı değerlerini hesaplamak için kullanılmış ve elde edilen sonuçlar meteorolojik verilerle karşılaştırılmıştır. Bu modellerin performansını değerlendirmek için istatistiksel yöntemlerden yararlanılmıştır. Değerlendirme kriterleri arasında belirlilik katsayısı (R^2), ortalama sapma hatası (MBE), ortalama hata yüzdesi (MPE), ortalama mutlak hata yüzdesi (MAPE) ve karekök ortalama hatası (RMSE) bulunmaktadır. Bu istatistiksel yöntemlere ilişkin denklemler sırasıyla aşağıda verilmiştir:

$$R^2 = \frac{\left[\sum_{i=1}^{n}(H_h - \overline{H_h})(H_ö - \overline{H_ö})\right]^2}{\sum_{i=1}^{n}(H_h - \overline{H_h})^2 \sum_{i=1}^{n}(H_ö - \overline{H_ö})^2} \tag{3.1}$$

$$MBE = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}(H_h - H_ö) \tag{3.2}$$

$$MPE = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}\left(\frac{H_h - H_ö}{H_ö}\right)x100 \tag{3.3}$$

$$MAPE = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}\left|\frac{H_h - H_ö}{H_ö}\right|x100 \tag{3.4}$$

$$RMSE = \sqrt{\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}|H_h - H_ö|} \tag{3.5}$$

burada n hesaplanan ve ölçülen değerlerin sayısı, $H_ö$ ölçülen güneş ışınımı, $\overline{H_ö}$ ölçülen güneş ışınımı değerlerinin ortalaması H_h hesaplanan güneş ışınımı ve $\overline{H_h}$ hesaplanan güneş ışınımı

değerlerinin ortalamasıdır. Bilecik ili için günlük global güneş ışınımının tahmininde kullanılan ampirik modellerin hata istatistikleri ise Tablo 3.2'de verilmiştir.

Tablo 3.2'den elde edilen ilk sonuç, global güneş ışınımının test edilen modeller kullanılarak kabul edilebilir bir doğrulukla tahmin edilebildiğidir. Küresel güneş ışınımı tahmininin başarısını değerlendirmede, temel parametreler olarak R^2 ve RMSE değerleri öne çıkmaktadır (Almorox vd., 2011). R^2 değerinin 1'e yaklaştıkça doğruluğun arttığı bilinmektedir ve tüm modellerde bu değer 0.96'nın üzerinde bulunmuştur. RMSE değerlerinin 0'a yakın olması, model tahminleri ile ölçümler arasında tam uyum anlamına gelir. MAPE değeri, tahmin modellerinin doğruluğunu değerlendirmek için önemli bir ölçüt olarak kullanılmıştır. MAPE değeri %10'un altında olduğunda, modeller yüksek doğruluk sınıfında yer alırken; %10<MAPE<%20 aralığındaki modeller doğru tahmin sınıfında değerlendirilmiştir (Willmott ve Matsuura, 2005).

Tablo 3.2. Bilecik ilinde günlük global güneş ışınımını tahmin etmek için ampirik modellerin hata istatistikleri.

Model No	R^2	MBE	MPE	MAPE	RMSE
1	0.966	0.575	4.301	8.485	1.359
2	0.960	1.379	8.683	12.214	2.243
3	0.966	1.270	9.428	11.369	1.881
4	0.970	2.592	20.439	20.551	3.003
5	0.961	0.912	5.703	10.114	1.776
6	0.970	0.146	-0.310	7.929	1.210
7	0.965	1.064	7.573	10.421	1.761
8	0.967	1.558	12.020	13.062	2.074
9	0.968	1.074	8.539	10.402	1.638
10	0.962	1.229	8.264	11.303	1.987
11	0.961	0.153	0.041	8.572	1.364
12	0.947	-0.146	-4.311	12.013	1.784
13	0.966	1.355	9.702	11.828	1.988
14	0.966	1.315	9.018	11.713	1.993
15	0.960	0.483	2.142	9.311	1.554
16	0.932	-0.576	-3.450	10.849	1.678

Tablo 3.2. (Devamı).

Model No	R^2	MBE	MPE	MAPE	RMSE
17	0.971	3.132	25.364	25.364	3.469
18	0.971	-3.150	-20.930	21.500	3.722
19	0.943	5.283	34.188	34.389	6.773
20	0.966	0.575	4.301	8.485	1.359

Kılıç ve Öztürk tarafından sunulan ampirik formül (Okyay ve Ertekin, 2006) 0.97 R^2 ve 7.29 MAPE değeri ile en uygun model olarak tespit edilmiş ve aşağıda verilmiştir:

$$a = 1.03\text{x}10^{-1} + 1.7\text{x}10^{-5}\, Z + 1.98\text{x}10^{-1}\ cos(\varphi - \delta) \tag{3.6}$$

$$b = 5.533\text{x}10^{-1} + 1.65\text{x}10^{-1}\ cos(\varphi - \delta) \tag{3.7}$$

$$^{H}/_{H_0} = a + b\left(^{S}/_{S_0}\right) \tag{3.8}$$

Burada; φ bölgenin enlemi, δ deklinasyon açısı, H_o günlük dünya dışı ışınım, a ve b katsayı, S günlük güneş ışığı süresidir ve S_o gün uzunluğudur. Yatay bir yüzeydeki günlük dünya dışı ışınım aşağıdaki denklem 3.9 ile hesaplanabilir (Duffie ve Beckman, 2013).

$$H_0 = \frac{24}{\pi} I_{sg}\left[1 + 0.033\ cos\left(\frac{360}{365}\ D\right)\right]\left[cos\,\varphi\ cos\,\delta\ sin\,w_s + \frac{2\pi w_s}{360} sin\,\delta\ sin\,\varphi\right] \tag{3.9}$$

Burada I_{gs} güneş sabitidir(1367 W/m^2), ω_s güneş batış açısı ve D, 1 Ocaktan itibaren hesaplanacak güne kadar olan gün sayısıdır. Deklinasyon açısı, güneş batış açısı ve gün uzunluğu sırasıyla aşağıda verilmiştir.

$$\delta = 23.45\ sin\left[\frac{360}{365}(D + 284)\right] \tag{3.10}$$

$$\omega_s = \cos^{-1}[-\tan\delta \tan\varphi] \tag{3.11}$$

$$S_0 = \frac{2}{15}\omega_s \tag{3.12}$$

Bilecik ili için günlük difüz yatay güneş ışınımı ölçümlerinin Meteoroloji Genel Müdürlüğü tarafından sağlanamaması nedeniyle, çalışmada karşılaştırma amacıyla PVsyst 7.1 yazılımından elde edilen aylık ortalama difüz güneş ışınımı verileri kullanılmıştır. Günlük güneş ışınımı değerleri, sekiz farklı ampirik denklem aracılığıyla hesaplanmış ve bu hesaplamalardan elde edilen verilerin aylık ortalamaları alınmıştır. Hesaplanan aylık ortalama difüz ışınım değerleri (H_d), PVsyst yazılımı tarafından sağlanan değerlerle karşılaştırılmıştır.

Yatay düzleme gelen günlük difüz ışınımı tahmin etmek amacıyla, çalışmada Tablo 3.3'te sunulan ampirik modeller kullanılmıştır.

Bilecik ili için günlük difüz güneş ışınımının tahmini amacıyla kullanılan sekiz farklı ampirik model hata istatistikleri üzerinden değerlendirilmiştir ve sonuçlar Tablo 3.4'te sunulmuştur.

Tablo 3.3. Yatay düzleme gelen günlük difüz ışınımı tahmin etmek için ampirik modeller.

Model	Denklem		Referans
1	$H_d/H = 0.99$	$K_T \leq 0.17$	(Collares-Pereira ve Rabl, 1979)
	$H_d/H = 1.88 - 2.72\,K_T + 9.47{K_T}^2 - 21.865\ {K_T}^3 + 1046{K_T}^4$	$0.17 < K_T < 0.75$	
	$H_d/H = -0.5\,K_T + 0.632$	$0.75 < K_T < 0.1$	
	$H_d/H = 0.2$	$K_T \geq 0.8$	
2	$H_d/H = 0.583 + 0.9985\,K_T - 5.24{K_T}^2 + 5.332\,{K_T}^3$		(Tiris, Tiris ve Türe 1996)
3	$H_d/H = 1.012 - 1.1672\,K_T$		(Aras vd., 2006)
4	$H_d/H = 0.384 - 0.416\,K_T$		(Liu ve Jordan, 1960)
5	$H_d/H = 1 - 0.99$	$K_T \leq 0.22$	(Erbs vd., 1982)
	$H_d/H = 0.951 - 0.16\,K_T + 4.38{K_T}^2 - 21.86\ {K_T}^3 + 12.33{K_T}^4$	$0.22 < K_T < 0.8$	
	$H_d/H = -0.5\,K_T + 0.632$	$K_T > 0.8$	
6	$H_d/H = 1.0492 - 1.13246\,K_T$		(Barbaro vd., 1981)
7	$H_d/H = 1 - 0.272\,K_T + 2.449{K_T}^2 - 11.951\ {K_T}^3 + 9.3879{K_T}^4$	$K_T < 0.71$	(Duffie ve Beckman, 2013.)
	$H_d/H = 0.143$	$K_T \geq 0.71$	
8	$H_d/H = 0.9885 - 1.4276K_T + 0.5679{K_T}^2$		(Tarhan ve Sari, 2005)

Tablo 3.4. Bilecik ili için günlük difüz güneş ışınımı tahmini için kullanılan ampirik modellerin hata istatistikleri.

Model No	R^2	MBE	MPE	MAPE	RMSE
1	0.948	0.648	15.052	16.307	0.954
2	0.924	-0.417	-7.007	10.025	0.839
3	0.978	-0.568	-5.573	8.708	0.937
4	0.980	-4.150	-62.263	62.263	4.531
5	0.966	2.339	40.914	40.914	2.402
6	0.980	0.054	3.514	6.863	0.511
7	0.979	1.683	29.609	29.609	1.731
8	0.976	-0.820	-10.577	10.577	1.083

Tablo 3.4'te elde edilen verilere göre Barboro tarafından önerilen 6 nolu modelin 0.511 RMSE ve 0.98 R^2 değerine sahip olduğu görülmüştür. Aynı zamanda MAPE değeri 6.863 olduğundan yüksek doğruluk derecesine sahiptir. Bu karşılaştırma sonucunda Barboro tarafından önerilen ampirik denklem aşağıda verilmiştir:

$$H_d/H = 1.0492 - 1.13246\, k_T \tag{3.13}$$

$$k_T = H/H_0 \tag{3.14}$$

Burada k_T berraklık endeksidir. Yüzey yansıtma oranı 0.2 olarak alınmıştır. Yatay düzlemdeki toplam saatlik ışınım (I_T) aşağıda verilmiştir (Tiwari, Tiwari vd 2017) :

$$I_t = H\, r_t \tag{3.15}$$

$$r_t = \frac{\pi}{24}(a + b\cos\omega)\frac{\cos\omega - \cos\omega_s}{\sin\omega_s - \frac{\pi\omega_s}{180}\cos\omega_s} \tag{3.16}$$

$$a = 0.409 + 0.5016\ \sin(\omega_s - 60) \tag{3.17}$$

$$b = 0.6609 - 0.4767\ \sin(\omega_s - 60) \tag{3.18}$$

$$\omega = (h - 12)x15 \tag{3.19}$$

Burada ω zaman için derece cinsinden saat açısı, h günün saatidir (1h=15°C), r_t saatlik toplam ışınımın günlük toplam ışınıma oranıdır. Yatay bir yüzeydeki saatlik difüz ışınım miktarı (I_d) denklem 3.20'de verilmiştir (Tiwari, Tiwari ve diğerleri, 2017).

$$I_d = H_d r_d \tag{3.20}$$

$$r_d = \frac{\pi}{24} \frac{\cos\omega - \cos\omega_s}{\sin\omega_s - \frac{\pi\omega_s}{180}\cos\omega_s} \tag{3.21}$$

Burada r_d saatlik difüz ışınımın günlük difüz ışınıma oranıdır. Yatay bir yüzeydeki saatlik doğrudan ışınım (I_b) aşağıda verilmiştir:

$$I_b = I_t - I_d \tag{3.22}$$

$I_{\beta,t}$ eğimli yüzeye gelen saatlik ışınım, doğrudan, difüz ve yansıyan ışınımın toplamıdır:

$$I_{\beta,t} = I_{\beta,b} + I_{\beta,d} + I_{\beta,r} \tag{3.23}$$

Burada $I_{\beta,b}$ eğimli yüzeye düşen saatlik doğrudan ışınım, $I_{\beta,d}$ eğimli yüzeye düşen saatlik difüz ışınım ve $I_{\beta,r}$ eğimli düzleme düşen saatlik yansıyan ışınımdır. Işın ışınım katsayısı (R_b) denklem 3.24 ile verilmiştir..

$$R_b = \frac{\sin\delta\sin(\varphi-\beta)+\cos\delta\ \cos(\varphi-\beta)\ \cos\omega}{\sin\delta\sin\beta+\text{co}\quad\ \cos\quad\ \cos} \tag{3.24}$$

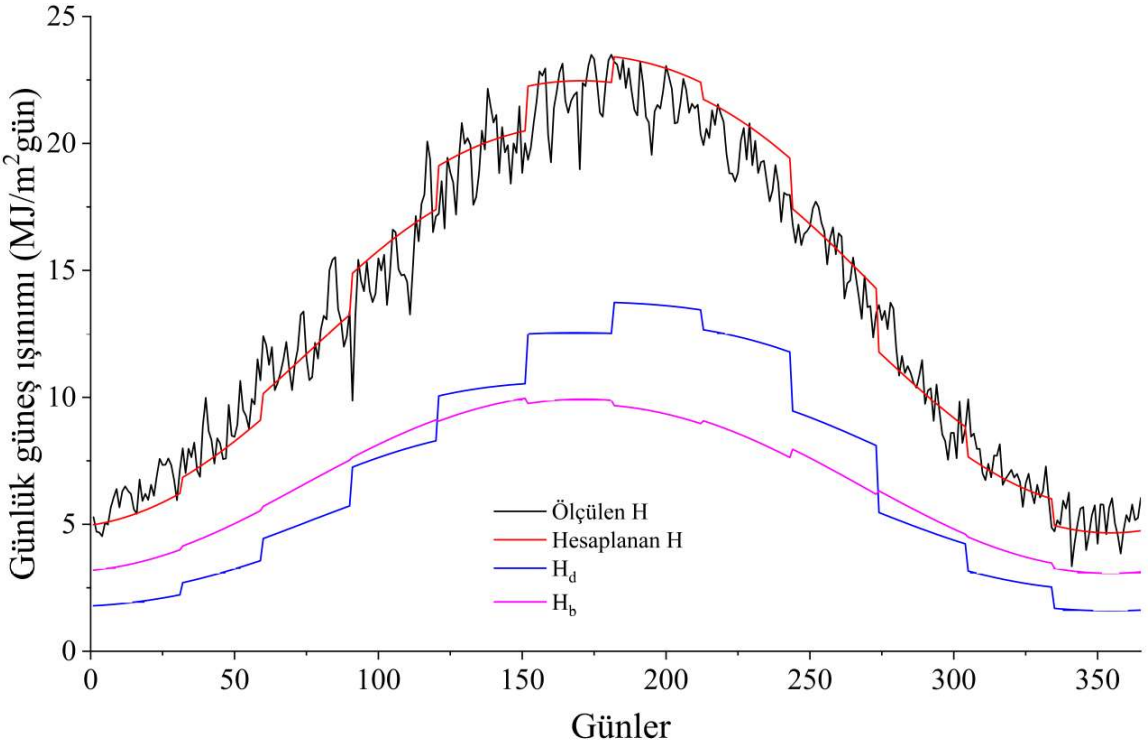
Eğimli yüzeye düşen saatlik doğrudan ışınım, difüz ışınım ve $I_{\beta,r}$ eğimli düzleme düşen saatlik yansıyan ışınımdır.

$$I_{\beta,b} = R_b I_b \tag{3.25}$$

$$I_{\beta,d} = \frac{1}{2} I_d (1 + \cos\beta) \tag{3.26}$$

$$I_{\beta,r} = \frac{1}{2} I_t (1 - \cos\beta) \tag{3.27}$$

Yatay düzleme düşen günlük toplam ışınımın meteorolojik değerler ve hesaplanan değerlerle karşılaştırılması ve hesaplanan günlük doğrudan ve difüz ışınım değerleri Şekil 3.1'de verilmiştir.

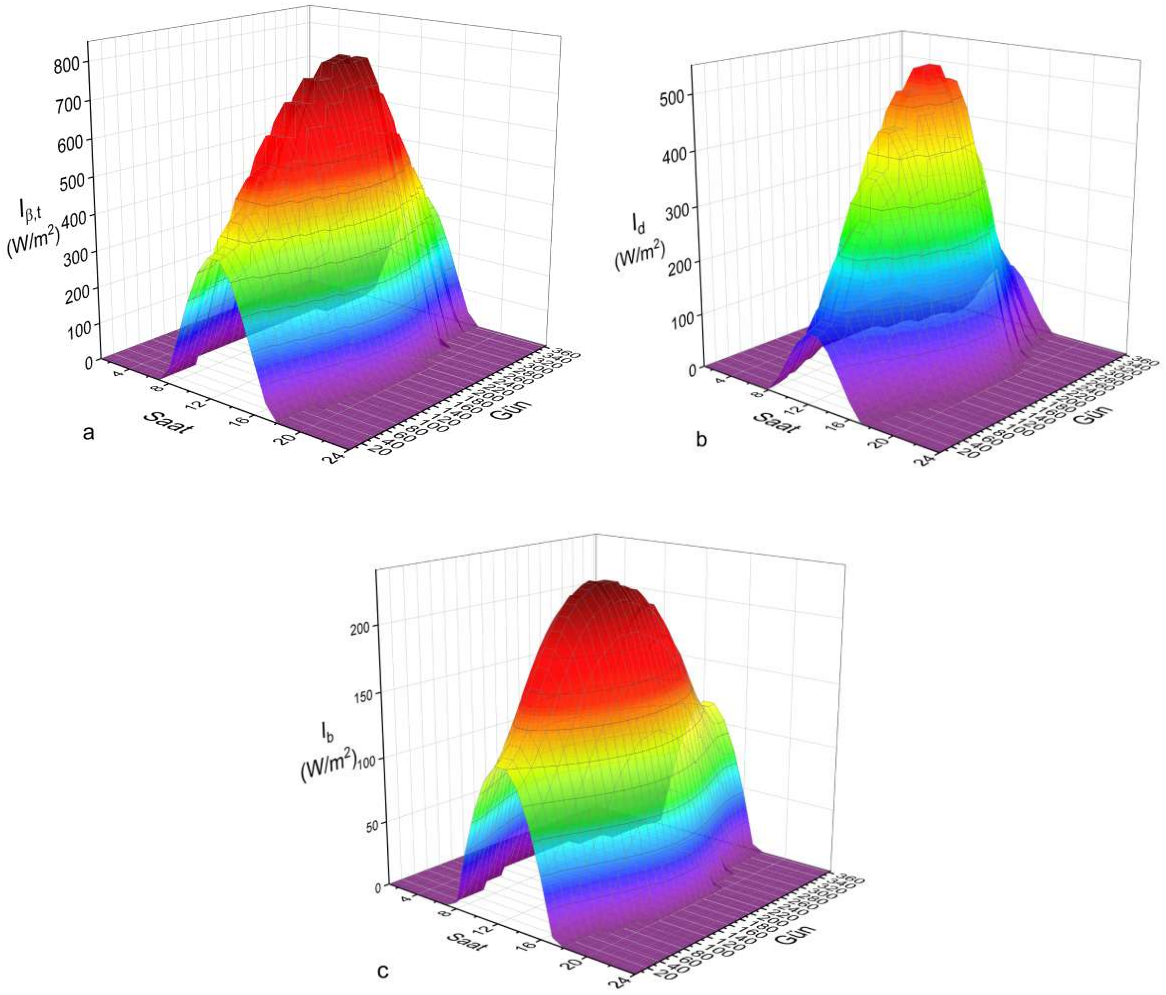


Şekil 3.1. Yatay düzleme düşen günlük toplam ışınımın meteorolojik değerler ve hesaplanan değerlerle karşılaştırılması ve günlük direkt ve difüz ışınım değerleri.

Çalışmada dört farklı tipte güneş kollektör incelenmiştir: vakumlu tüp kollektör (ETC), düzlemsel kollektör (FPC), bileşik parabolik kollektör (CPC) ve parabolik oluk kollektör (PTC). PTC tipi kollektörler için doğrudan güneş ışınımı (I_b) değerleri kullanılmıştır. ETC ve FPC kollektörleri eğimli yüzeye gelen toplam güneş ışınımına ($I_{\beta,t}$) güvenir. $I_{\beta,t}$ hesaplanırken kollektörlerin eğim açısı yaz için 20°, kış için 40° ayarlanarak güneş ışınımının kullanımı optimize edilmiştir. Konsantrasyon oranı 5'ten düşük olan CPC tipi kollektörler, eğimli yüzeye gelen toplam güneş ışınımının bir kısmını kullanabilir. Bu tür kollektörler, hem doğrudan güneş ışınımından hem de difüz ışınımdan faydalanabilme kabiliyetine sahiptir. Ancak, konsantrasyon oranı 5'ten büyük olduğunda, CPC tipi kollektörler, PTC gibi yalnızca doğrudan güneş ışınımını kullanır. CPC kollektörleri için konsantrasyon oranı (C_R) 1.1 alınarak güneş ışınımı denklem 3.28'de verilmiştir.

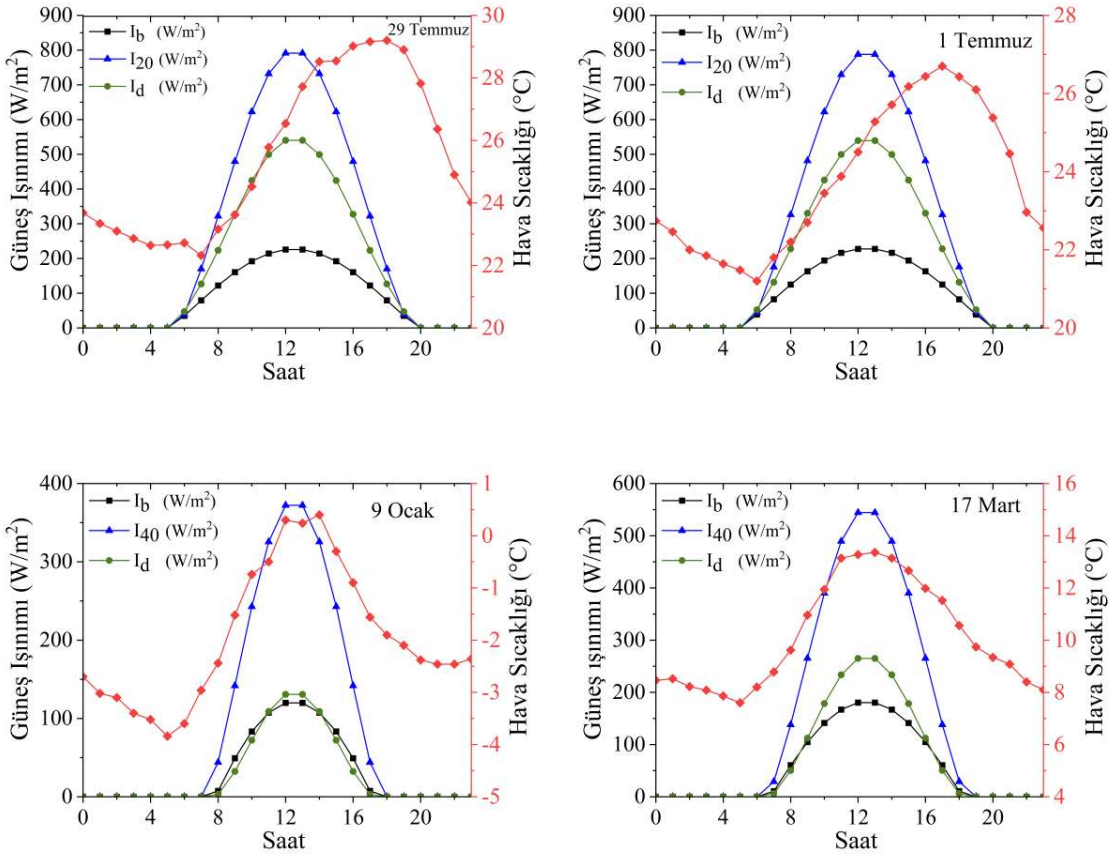
$$I_{CPC} = I_{\beta,t} - \left(1 - \frac{1}{C_R}\right) I_D \tag{3.28}$$

Şekil 3.2'de eğimli bir yüzeye gelen saatlik güneş ışınımı, saatlik doğrudan güneş ışınımı ve saatlik difüz güneş ışınımı gösterilmektedir.



Şekil 3.2. a) Eğimli bir yüzeye düşen saatlik güneş ışınımı, b) Saatlik difüz güneş ışınımı, c) Saatlik doğrudan güneş ışınımı.

Isıtma, soğutma ve elektrik üretim sistemlerinin optimizasyonu kapsamında belirli günler esas alınarak analizler gerçekleştirilmiştir. Kış mevsiminde kullanılan ısıtma sistemi için, ısıtma sezonunda ID II'nin en fazla ısı enerjisini transfer ettiği gün 17 Mart tarihi seçilmiştir. Kombi bacasına entegre TEG I için kombide en fazla enerji tüketilen gün olarak 9 Ocak dikkate alınmıştır. Yaz mevsiminde kullanılan soğutma sistemi için maksimum soğutma ihtiyacının gözlemlendiği 29 Temmuz günü seçilmiştir. Soğutma sistemindeki kondenserin atık ısının değerlendirildiği TEG II için, en yüksek güneş ışınımının olduğu 1 Temmuz günü analiz edilmiştir. Seçilen günlere ait meteoroloji verileri Şekil 3.3'te sunulmuştur.



Şekil 3.3. Seçili günlere ait meteoroloji verileri.

3.2. Güneş Kollektörleri

Güneş kollektörlerine gelen saatlik güneş enerjisi, kollektör alanı (A_{kol}) ve kollektöre gelen saatlik güneş ışınımına (I_{kol}) bağlı olarak aşağıda hesaplanmıştır.

$$Q = A_{top} I_{top} \tag{3.29}$$

Sistemde kullanılan dört farklı tipteki güneş kollektörlerin yüzey alanları en yüksek soğutma istenen günde tüm gün istenilen enerjiye göre belirlendi. Hesaplanan alanlar FTC için 42 m², ETC için 17 m², CPC için 19 m² ve PTC için 22 m² bulundu. Kollektörlerin yararlı enerji (Q_y) olarak topladığı ısı enerjisi şu şekilde verilmiştir:

$$Q_y = \dot{m}_{kol} C_p \left(T_{kol,ç} - T_{kol,g}\right) \tag{3.30}$$

Burada $T_{kol,g}$ve $T_{kol,ç}$ kollektör giriş ve çıkış sıcaklıklarıdır. Kollektörün verimi, kollektör tarafından topladığı faydalı enerjinin kollektöre gelen toplam enerjiye oranı olarak tanımlanır ve şu şekilde ifade edilir:

$$\eta_{col} = \frac{\dot{m}_{kol} C_p (T_{kol,ç} - T_{kol,g})}{A_{kol} I_{kol}} \quad (3.31)$$

Kollektör verimi geçirgenlik-emilim çarpanına bağlı olarak denklem 3.32'te verildiği gibi hesaplanabilir.

$$\eta_{kol} = c_0(\tau\alpha) - c_1 \frac{(T_{kol,g} - T_a)}{I_{kol}} - c_2 \frac{(T_{kol,g} - T_a)^2}{I_{kol}} \quad (3.32)$$

Burada c_o optik verimlilik katsayısını, $(\tau\alpha)$ geçirgenlik-emilim çarpanını, c_1 ve c_2 birinci ve ikinci dereceden ısı kaybı katsayısını ifade eder. FPC için verimlilik eğrisi (Tsalikis ve Martinopoulos, 2015) denklem 3.33'te verilmiştir.

$$\eta_{col} = 0.75 - 5 \left(\frac{T_{kol,g} - T_a}{I_{\beta,t}}\right) \quad (3.33)$$

ETC kapağı ile alıcı arasındaki konveksiyon kayıplarını vakum ortamıyla tamamen ortadan kaldırarak, FPC daha yüksek bir termal verimlilik sağlar. ETC için verimlilik eğrisi aşağıda verilmiştir (Asadi vd., 2018b).

$$\eta_{col} = 0.82 - 2.2 \left(\frac{T_{\text{kol},g} - T_a}{I_{\beta,t}}\right) \quad (3.34)$$

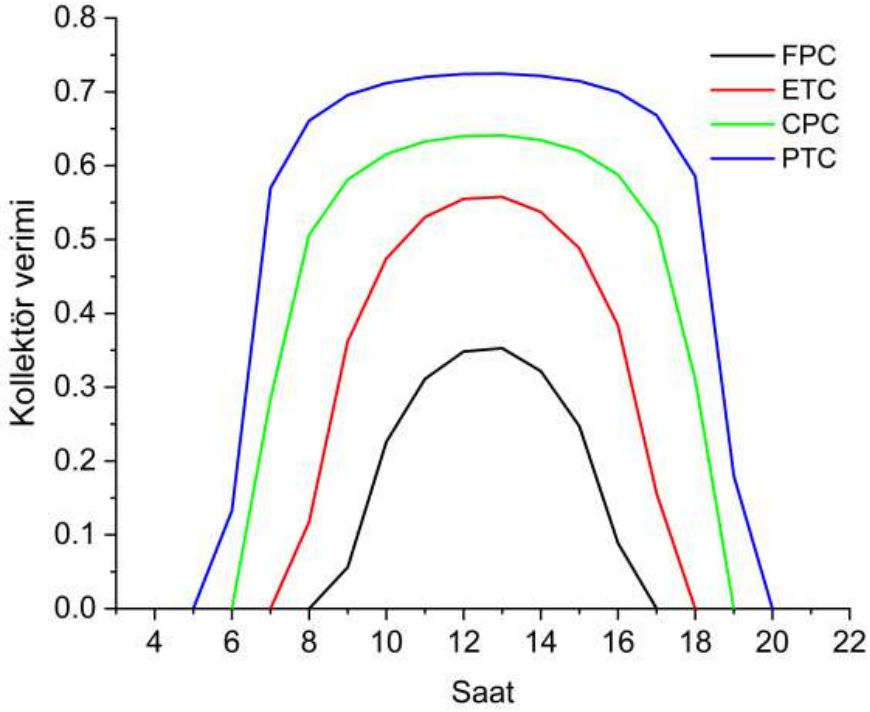
Konsantrasyon oranı 1.1 olarak alınan CPC'nin termal verimi aşağıda verilmiştir (Sonsaree vd., 2018).

$$\eta_{col} = 0.72 - 0.97 \left(\frac{T_{col,g} - T_a}{I_{CPC}}\right) \quad (3.35)$$

PTC'nin termal verimi aşağıda verilmiştir (E Bellos vd., 2016).

$$\eta_{col} = 0.76 - 0.21 \left(\frac{T_{col,g} - T_a}{I_d}\right) \quad (3.36)$$

29 Temmuz'da sistemde kullanılan dört farklı kollektörün saatlik verimlilikleri Şekil 3.4'te gösterilmektedir. Şekilde PTC tipinin 0.72 ile en yüksek verime sahip olduğu görülmektedir. PTC sırasıyla CPC; ETC ve FPC verimlilikleri takip etmektedir.



Şekil 3.4. Farklı kollektör tipleri için kollektör verimleri.

3.3. Isıtma-Soğutma Yükü

Konutların ısıtma ve soğutma uygulamaları için ihtiyaç duyulan enerji, evin tasarımı, malzemeleri ve bulunduğu bölgenin iklimi gibi çeşitli faktörlere bağlı olarak hesaplanabilir. Bu enerjiyi tahmin etmek için bir yöntem, dış hava sıcaklığı ile istenen iç mekanın konfor sıcaklığı arasındaki farkı ve bu farkın süresini temel alan derece-zaman yöntemidir. Çalışmada, saatlik bazda hesaplamalar yapılarak ısıtma ve soğutma yüklerini belirlemek amacıyla derece-saat yöntemi kullanılmıştır. Bu bağlamda, ısıtma derece-saat (IDS) ve soğutma derece-saat (SDS) aşağıda verilmiştir (Ramsebner vd., 2021).

$$\mathrm{IDS} = (\mathrm{T_b} - \mathrm{T_d})^{+} \tag{3.37}$$

$$\mathrm{SDS} = (\mathrm{T_d} - \mathrm{T_b})^{+} \tag{3.38}$$

Burada T_d saatlik ortalama dış ortam sıcaklığı ve T_b iç mekanın konfor sıcaklığıdır. '+' seçili periyotta pozitif değerler olduğunda saatler boyunca soğutma veya ısıtma yapılacağını gösterir. Sonuç '-' veya 0 ise soğutma veya ısıtma gerekmez. IDS ve SDS için konfor sıcaklığı sırasıyla 15°C (Arslan ve Ergenekon, 2022) ve 22°C (Kennard ve diğerleri, 2022) olarak alınır . Saatlik ısıtma yükü ($Q_{s,I}$) ve soğutma yükü ($Q_{s,S}$) verilmiştir:

$$Q_{s,I} = IDS \sum_{i=1}^{n} (U_T\, A)_n \quad (3.39)$$

$$Q_{s,S} = SDS \sum_{i=1}^{n} (U_T\, A)_n \quad (3.40)$$

Burada n bileşen numarası, A alanı ve U_T yapı elemanının ısı transfer katsayısıdır. Birim alan başına ısı kaybı aşağıda verilmiştir:

$$U_T = \frac{1}{\alpha_i} + \frac{1}{R} + \frac{1}{\alpha_e} \quad (3.41)$$

Burada α_i iç α_e ve dış yüzey termal dirençleridir. Yapı elemanlarının termal direnci (R), her bir malzemenin kalınlığının (x) termal iletkenliğe (λ) bölünmesiyle bulunur. Camın termal iletkenliği 2.465 W/mK olarak alınır (De Rosa vd., 2014). Konutta kullanılan yapısal elemanların özellikleri Tablo 3.5'te verilmiştir.

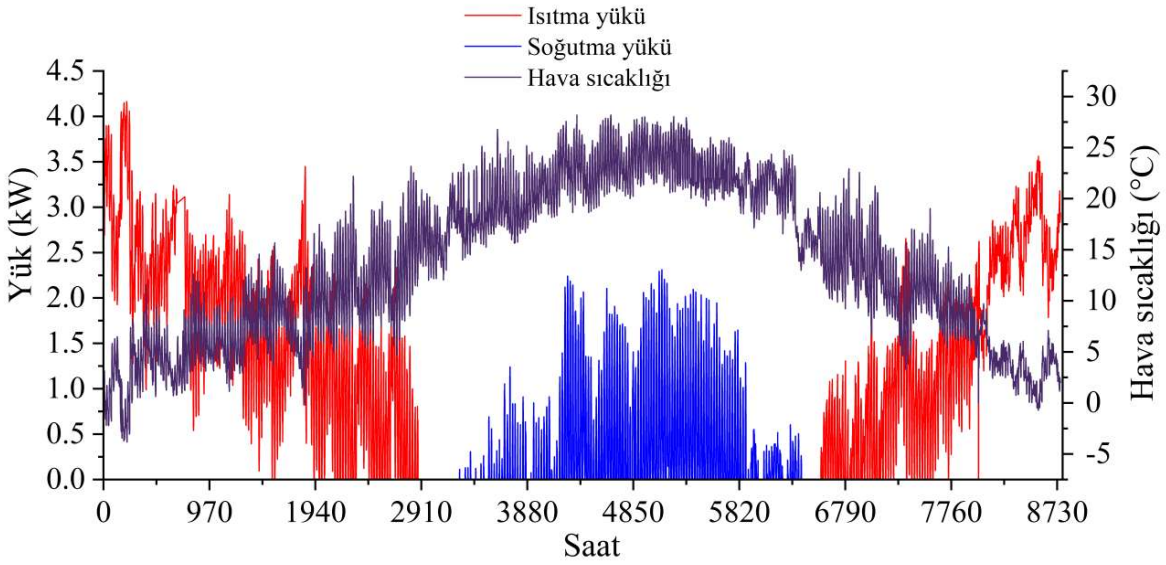
Tablo 3.5. Konutta kullanılan yapısal elemanların özellikleri

Yapı elemanları(n)	Yapı tipi	X (m)	λ (W/mK)	R (m^2 K/W)	U (m^2 K/W)
1-Dış Duvar	Dış sıva	0.01	0.35	0.011	0.011
	Polistiren yalıtım	0.05	0.035	1.429	1.429
	Betonarme	0.25	2.5	0.417	0.417
	İç sıva	0.02	1	0.020	0.020
	$\alpha_i + \alpha_e$	-	-	0.17	0.17
2-Çatı	Yalıtım	0.15	0.035	4.286	4.286
	Betonarme	0.12	2.5	0.048	0.048
	İç sıva	0.02	1	0.02	0.02
	$\alpha_i + \alpha_e$	-	-	0.17	0.17
3-Zemin	Parke	0.005	0.13	0.038	0.038
	Yalıtım	0.06	0.03	2	2
	Tesviye şapı	0.02	1.4	0.014	0.014
	Beton	0.01	1.1	0.009	0.009
	$\alpha_i + \alpha_e$	-	-	0.13	0.13

Toplam ısı kaybı, yapı elemanlarının ısıl iletkenlik katsayılarının alanla çarpılmasıyla aşağıdaki şekilde elde edilir:

$$Q_T = \sum_{i=1}^{n} U_n A_n \Delta T_n \quad (3.42)$$

Burada A, yapı elemanlarının yüzey alanı ve n, eleman sayısıdır. Yapının pencere alanı 19.2 m^2, dış kapı alanı 2.2 m^2, dış duvar alanı 100 m^2 ve tavan 120 m^2'dir. Şekil 3.5 Bilecik ilinin saatlik dış hava sıcaklığı, ısıtma ve soğutma talepleri gösterilmiştir.



Şekil 3.5. Dış ortam sıcaklığının, ısıtma ihtiyacının ve soğutma ihtiyacının saatlik değişimi.

Soğutma ve ısıtma yükünün hesaplanmasında kullanılan dış ortam sıcaklığı, Devlet Meteoroloji Genel Müdürlüğü tarafından 2013-2018 yılları arasında ölçülen saatlik çevre sıcaklıklarının ortalamaları temel alınarak belirlenmiştir. Şekil 3.5'e göre ısıtma sezonunda en düşük saatlik ortalama dış ortam sıcaklığı -3.8°C olarak kaydedilmiştir. Dış ortam sıcaklıklarına dayalı hesaplamalar sonucunda, yıllık 4569 saatlik ısıtma ihtiyacı olduğu tespit edilmiş ve konutun maksimum saatlik ısı talebi 4.1 kW olarak hesaplanmıştır. Soğutma sezonunda en yüksek ortalama saatlik dış ortam sıcaklığı 29.2°C olarak belirlenmiştir. Soğutma saat sayısı yılda 1438 saat ve konutların maksimum saatlik soğutma talebi 2.31 kW olarak hesaplanmıştır.

3.4. Termal Enerji Depolama Sisteminin Modellenmesi

Termal enerji depolama sistemi, sıcak depolama tankı (SDT) ve soğuk depolama tankı (CDT) olmak üzere iki tanktan oluşmaktadır. Bu sistem, enerji talebinin değişken olduğu durumlarda enerjiyi verimli bir şekilde depolamak ve kullanmak için etkili bir yöntemdir. Termal enerji depoları, dış ortamla olan ısı transferini minimize etmek amacıyla yalıtım malzemesiyle kaplanmıştır.

Sistem tasarımına göre, soğutma sistemi binanın çatısında kapalı bir alana yerleştirilmiştir ve bu ortamın sıcaklığı 10°C olarak belirlenmiştir. Depolama tanklarına ilişkin teknik parametreler ve tasarım özellikleri Tablo 3.6'da sunulmuştur.

Tablo 3.6. Depolama tankının parametreleri.

Özellikler	Değer
Tank çapı (D_t)	2m
Tank yüksekliği (L)	1.6m
AlS /316 çelik kalınlığı	0.3m
Yalıtım kalınlığı	0.1m
AlS /316 çelik ısı iletkenliği (k_s)	30 W/m $^{-1}$ K
Cam yünü ısı iletkenliği (k_i)	0.04 W/m $^{-1}$ K

TED sisteminde, depolama materyali olarak yağ asitlerinden oluşan kaprik asit ve palmitik asit (CA-PA) karışımı tercih edilmiştir. Yağ asitleri, parafinler gibi petrol bazlı ürünler değildir; biyobazlı, sürdürülebilir ve çevre dostu özelliklere sahiptir. Ayrıca, faz değişimi sırasında küçük bir hacim değişimi göstermeleri nedeniyle TED uygulamalarında ideal bir seçenek olarak değerlendirilmektedir (Sayyar vd., 2014). TED'de termal depolama materyali olarak kullanılan CA-PA'nın termodinamik özellikleri Tablo 3.7'de verilmiştir.

Tablo 3.7. CA-PA'nın özellikleri.

Özellik	CAPA
Kaprik asit (%)	76.5
Palmitik asit (%)	23.5
Yoğunluk (kg/m^3)	784
Isı iletkenlik (W/mK)	2.2
Erime sıcaklığı (°C)	26.2
Erime ısısı (kJ/kgK)	177

Kütle oranına bağlı olarak, kollektörden gelen enerjinin bir kısmı sıcak depolama tankındaki sıvıyı ısıtmak için kullanılır. Bu işlem, şarj işlemidir. SDT'na giren ısı denklem 3.43'de verilmiştir.

$$\dot{Q}_{SDT} = \dot{Q}_7 - \dot{Q}_{l,SDT} \tag{3.43}$$

Burada, $\dot{Q}_{l,SDT}$ şarj süresi boyunca depolama tankından kaybedilen ısıyı temsil eder.

$$\dot{Q}_{l,hst} = (U_T)_{SDT} \cdot (T_{SDT} - T_a) \tag{3.44}$$

Burada, $(U_T)_{SDT}$ tankın ortalama ısı transfer katsayısıdır ve denklem 3.45'de verilmiştir.

$$\frac{1}{(U_T)_{HST}} = \frac{1}{(2\pi r_1 L)\alpha_{CA-PA}} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi L k_s} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi L k_i} + \frac{1}{(2\pi r_3 L)\alpha_a} \tag{3.45}$$

Burada L tankın yüksekliği, k_s ve k_i çelik ve yalıtım malzemesinin ısıl iletkenliğidir. r_1, r_2 ve r_3 sırasıyla tankın iç çapı, yalıtım malzemesinin çapı ve tankın dış çapıdır. SDT' da depolanan enerji denklem 3.46'te verilmiştir.

$$\sum Q_{SDT} = \dot{Q}_{SDT}\, \Delta T \tag{3.46}$$

Burada Δt şarj süresidir. Şarj süresi boyunca, sıcak depolama tankı (SDT) içerisindeki sıcaklık, dış ortam ile olan ısı transferi nedeniyle ısı kayıplarına bağlı olarak azalma meydana gelir. SDT'nın sıcaklığı denklem 3.47'de verilmiştir.

$$T_{SDT} = T_7 - \frac{\sum Q_{SDT}}{c_{p,CA-PA} \cdot m_{SDT}} \tag{3.47}$$

SDT'de depolanan ısı enerjisi denklem 3.48'de verilmiştir. (Arslan ve Kilic, 2021).

$$T_{SDT}^{+} = T_{SDT} + \frac{\Delta t}{m_{SDT} \cdot c_{p,CA-P}} \cdot \left(-(UA)_{SDT} \cdot (T_{SDT} - T_a)\right) \tag{3.48}$$

SDT'den çevreye toplam ısı kaybı denklem 3.49'da verilmiştir.

$$Q_{HST,l} = m_{SDT} \cdot c_{p,CA-PA} \cdot \Delta T_{SDT} \tag{3.49}$$

Burada, ΔT_{SDT}, SDT'deki sıcaklık değişimini temsil eder ve aşağıdaki şekilde hesaplanır;

$$\Delta T_{SDT} = T_{SDT} - T_{SDT}^{+} \tag{3.50}$$

Boşaltma işlemi sırasında, güneş ışığı olmadığında soğutma gerekiyorsa SDT sisteme ısı verir. CDT için verilen işlemleri tekrarlayarak, çevreye olan ısı kaybı ve CDT'nin ısı kaybından sonraki sıcaklık hesaplanabilir.

3.5. Güneş Enerjisi Destekli Soğutma Sistemi

Güneş enerjisi destekli absorbsiyonlu soğutma sistemi (GDAS) geleneksel buhar sıkıştırmalı soğutma sistemlerinin aksine, mekanik enerji yerine güneş enerjisini kullanır. NH_3-H_2O karışımının termodinamik özellikleri temel alınarak soğutma işlemi gerçekleştirilir.

Amonyak, düşük kaynama noktası sayesinde soğutucu olarak etkili bir şekilde çalışır ve soğutma işlemini sağlar. Su, çevrimde emici olarak görev yapar ve evaporatörden çıkan amonyak buharını emerek sistemin devamlılığını sağlar.

GEN I toplam kütle ve amonyak kütlesi dengeleri denklem 3.51 ve 3.52'de verilmiştir.

$$\dot{m}_{19} = \dot{m}_{13} + \dot{m}_{20} \tag{3.51}$$

$$\dot{m}_{19} X_{19} = \dot{m}_{13} + \dot{m}_{20} X_{20} \tag{3.52}$$

Burada X, çözeltideki amonyak oranını belirtir. Buna göre, fakir ($\dot{m}_{20}$) ve zengin ($\dot{m}_{19}$) çözeltilerin kütle akış hızı aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$\dot{m}_{20} = \frac{1-X_{19}}{X_{19}-X_{20}} \dot{m}_{13} \tag{3.53}$$

$$\dot{m}_{19} = \frac{1-X_{20}}{X_{19}-X_{20}} \dot{m}_{13} \tag{3.54}$$

Jeneratöre giren zengin çözelti kütle akış hızının ve soğutucu kütle akış hızına oranı dolaşım oranı(CR) olarak tanımlanır ve denklem 3.55'te verilmiştir.

$$CR = \frac{\dot{m}_{13}}{\dot{m}_{19}} \tag{3.55}$$

Çözelti ısı değiştiricinin verimine bağlı olarak zengin çözeltinin ısı değiştiriciden çıkış sıcaklığı aşağıdaki gibi verilir:

$$T_{21} = \eta_{ÇID}\, T_{18} + (1 - \eta_{ÇID}) T_{20} \tag{3.56}$$

Burada $\eta_{ÇID}$ ısı değiştirici verimidir ve çalışmada 0.8 alınmıştır (Bellido-Jiménez vd., 2021). GDAS'de ısı pompası için verim 0.95 seçilmiştir.

3.6. Gövde Borulu Isı Değiştirici

Gövde borulu ısı değiştiriciler, akışkanlar arasında yüksek verimli ısı transferi sağlamak amacıyla yaygın bir şekilde tercih edilen, dayanıklı ve esnek bir tasarım yapısına sahiptir. Sistemde kullanılan kompakt gövde borulu ısı değiştiriciler (GBID), geleneksel tasarımlarla benzer prensipte çalışmakla birlikte, daha küçük boyutları ve artırılmış ısı transfer yüzey yoğunluğu ile dikkat çekmektedir. Bu kompakt tasarım, dar alanlarda kullanım avantajı sunmakta ve enerji verimini artırmaktadır.

Sistemde, tek geçişli kompakt gövde borulu ısı değiştirici kullanılmıştır. Bu ısı değiştiricinin verimi 0.98 olarak kabul edilmiştir. Tablo 3.8 sistemde kullanılan GBID'nin geometrik özellikleri ayrıntılı şekilde verilmiştir.

Tablo 3.8. Gövde borulu ısı değiştiricinin teknik özellikleri.

Geometrik Özellikler	**Değer**
Gövde dış çapı (D_o)	32 mm
Boru dış çapı (d_o)	3.175 mm
Boru iç çapı (d_i)	2.44 mm
Çap oranı (d_r)	1.3
Boru aralığı (P_t)	3.96
Boru aralığı oranı (P_r)	1.25
Geçiş sayısı (N_p)	1
Tüp uzunluğu (L)	19.2 mm
Boru yerleşiminin açısı (χ)	30^o
Malzemenin ısı iletkenliği (k)	0.057 kW/mK

Isı değiştiricilerdeki ısı transferi ($\dot{Q}_{HE}$), genel ısı transfer katsayısına (U_t) ve logaritmik ortalama sıcaklık farkına (ΔT_{LMTD}) bağlı olarak aşağıdaki denklemle hesaplanır (El-said vd., 2021).

$$\dot{Q}_{HE} = A_{HE}(U_T)_{HE} \cdot \Delta T_{LMTD} \tag{3.57}$$

Burada A_{HE} toplam ısı transfer alanıdır. Isı değiştiricilerde, sıcak ve soğuk akışkan arasındaki sıcaklık farkı sabit değildir. Bu nedenle, denklemde verilen ortalama logaritmik sıcaklık farkı kullanılır. Logaritmik ortalama sıcaklık farkı denklem 3.58'de verilmiştir (Florides vd., 2003).

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{s,g} - T_{c,ç}) - (T_{s,ç} - T_{c,g})}{\ln\left(\frac{T_{s,g} - T_{c,ç}}{T_{s,ç} - T_{c,g}}\right)} \tag{3.58}$$

Burada T_{cg} ve $T_{sç}$ sıcak akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıkları, $T_{c,g}$ ve $T_{c,ç}$ soğuk akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıklarıdır. Toplam ısı transfer katsayısını hesaplamak için, ısı değiştiricinin boyutları ve akışkanın özellikleri bilinmelidir. Gövde borulu ısı değiştirici için genel ısı transfer katsayısı aşağıda verilmiştir.

$$U_T = \frac{d_o}{d_i}\frac{1}{h_i} + \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_o} + \frac{d_o}{d_i}R''_{fi} + R''_{fo} \tag{3.59}$$

Burada, (R''_f) kirlenme faktörleridir. Sistemde kullanılan tüm ısı değiştiriciler için, su tarafındaki ve amonyak-su tarafındaki kirlenme faktörleri sırasıyla 0.09 m^2K/W ve 0.2 m^2K/W olarak alınmıştır (Zare vd., 2012). h_i ve h_o sırasıyla boru tarafının ve gövde tarafının ısı transfer katsayılarıdır. Bu çalışmada, jeneratör ve kondenser yatay borulu ısı değiştiricileri, absorber ve evaporatör ise dikey borulu ısı değiştiricileri olarak alınmıştır. Boru tarafının ısı transfer katsayısı aşağıda verilmiştir.

$$h_i = \frac{Nu_t \cdot k}{d_i} \tag{3.60}$$

Burada d_i borunun iç çapı ve k boru içindeki akışkanın ısıl iletkenliğidir. Nusselt sayısı Reynolds sayısına göre hesaplanır. Borudaki Reynolds sayısı denklem 3.61'de verilmiştir (Thulukkanam, 2013).

$$\mathrm{Re_t} = \frac{\rho U_m d_i}{\mu} = \frac{\dot{m} d_i}{A_b \mu} \tag{3.61}$$

Burada A_b, boru tarafının akış alanıdır ve denklem 3.62'de verilmiştir.

$$\mathrm{A_b} = \frac{\pi d_i^2}{4}\frac{N_t}{N_p} \tag{3.62}$$

Burada N_p geçiş sayısıdır ve N_t boru sayısıdır. Boru sayısı aşağıda verilmiştir (Lee, 2022).

$$\mathrm{N_t} = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{CTP}{CL}\right) \cdot \frac{D_o^2}{P_t^2 \cdot d_o^2} \tag{3.63}$$

Burada CTP, boru sayısı hesaplama sabitleridir. Geçiş sayısı bir olduğundan, 0.93 alınır. CL, boru yerleşim sabitidir. Üçgen aralıklı bir yerleşim için CL, 0.866'dır. P_t, boru aralığıdır. Borudaki laminar (Florides vd., 2003) ve türbülanslı akış (Thulukkanam, 2013) için Nusselt sayıları aşağıda verilmiştir.

$$\mathrm{Nu_b} = 1.86\left(\frac{d_i Re_b Pr}{L}\right)^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_s}\right) \quad \begin{cases} \mathrm{Re} < 2300, \\ 0.48 < Pr < 16.7 \\ 0.044 < \mu/\mu_s < 9.75 \end{cases} \tag{3.64}$$

$$\mathrm{Nu_b} = \left(\frac{f\,Re_b}{2}\right)\frac{(f/2)(Re_b - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/2)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad \begin{cases} 3000 < \mathrm{Re_b} < 5 \times 10^6 \\ 0.5 < Pr < 2000 \end{cases} \tag{3.65}$$

$$f = (1.58\ln(\mathrm{Re_b}) - 3.28)^{-2} \tag{3.66}$$

Gövde tarafının ısı transfer katsayısı (h_s):

$$h_g = \frac{Nu_s \cdot k}{D_e} \tag{3.67}$$

Burada D_e eşdeğer çap ve k gövde tarafındaki akışkanın ısıl iletkenliğidir. Kullanılan gövde borulu ısı değiştiriciler üçgen aralıklı olarak seçildi. Üçgen aralık için eşdeğer çap denklem 3.68'da verilmiştir (Lee, 2022).

$$D_e = 4\left[\frac{\frac{P_t^2\sqrt{3}}{4} - \frac{\pi d_o^2}{8}}{\left(\frac{\pi d_o}{2}\right)}\right] \tag{3.68}$$

Gövde tarafında Reynolds sayısı;

$$Re_g = \frac{D_e \dot{m}}{\mu \cdot A_g} \tag{3.69}$$

Burada A_g gövdenin çapraz akış alanıdır ve denklem 3.70 ile verilmiştir (Lee, 2022).

$$A_g = \frac{D_g C_t B}{P_t} \tag{3.70}$$

Burada B deflektörler arası mesafe ve C_t boru boşluğudur. Boru boşluğu aşağıda verilmiştir (Lee, 2022).

$$C_t = P_t - d_o \tag{3.71}$$

Gövde tarafının Nusselt sayısı denklem 3.72 ile verilmiştir (Jamil vd., 2020).

$$Nu_g = 0.36\, Re_g^{0.55} Pr^{1/3} \frac{\mu}{\mu_s} \quad \left\{ \; 2000 < Re_g < 1 \times 10^6 \right. \tag{3.72}$$

N adet yatay borunun dış yüzeyindeki yoğuşma için ortalama ısı transfer katsayısı aşağıda verilmiştir (Bergman vd., 2011).

$$h_g = 0.729\left[\frac{g\rho_l(\rho_s - \rho_b)k_l^3\, h'_{fg}}{N\mu_l(T_{doy} - T_d)D_o}\right]^{0.25} \tag{3.73}$$

$$h'_{fg} = h_{fg} + 0.68\, C_{p,s}\left(T_{doy} - T_d\right) \tag{3.74}$$

Burada h'_{fg} değiştirilmiş gizli ısıdır, h_{fg} buharlaşmanın gizli ısısıdır, T_{doy} doyma sıcaklığıdır, T_d duvar sıcaklığıdır, $C_{p,s}$ sıvının özgül ısı kapasitesidir, ρ_s sıvının yoğunluğudur ve ρ_b buharın yoğunluğudur. Dikey bir tüpte aşağı doğru akan bir film akışı için ısı transfer katsayısı aşağıda verilmiştir (Florides vd., 2003).

$$h_g = \frac{k_g}{\delta}\left(0.029 Re_g^{0.53} Pr_g^{0.344}\right) \quad (3.75)$$

$$\delta = \left(\frac{3\mu\Gamma}{\rho^2 g}\right)^{1/3} \quad (3.76)$$

Burada film kalınlığı δ ve Γ ıslak çevre başına kütle akış hızıdır. Dikey bir tüp için Reynolds sayısı aşağıda verilmiştir (Florides vd., 2003).

$$Re_s = \frac{4\Gamma}{\mu} \quad (3.77)$$

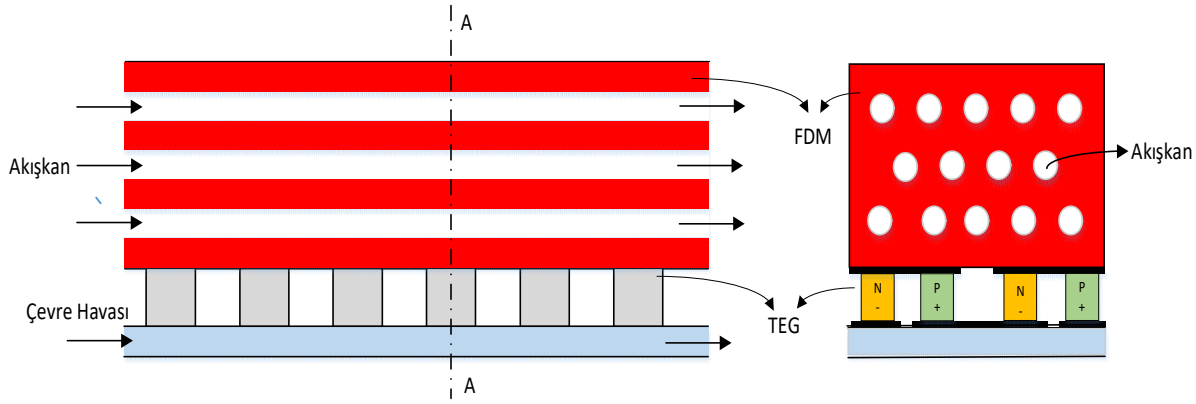
3.7. Termoelektrik Jeneratör

Sistemde, kış mevsiminde ısıtma için kullanılan kombiden çıkan baca gazını ve soğutma amaçlı çalışan soğutma çevrimi sistemindeki (GDAS) kondenserden çıkan atık ısıyı değerlendirmek için termoelektrik jeneratörler kullanılmaktadır. TEG'ler, faz değişim malzemesi ile donatılmış dairesel kanatlı borulu ısı değiştiricilere entegre edilmiştir. Dairesel kanatlı borulu ısı değiştiricinin geometrik özellikleri Tablo 3.9'de verilmiştir.

Tablo 3.9. Dairesel kanatlı borulu ısı değiştirici geometrik özellikleri.

Geometrik Özellikler	Değer
Boru iç çapı (r_1)	20 mm
Boru dış çapı (r_2)	16 mm
Kanat iç çapı (r_3)	25 mm
Kanat dış çapı (r_4)	40 mm
Boru aralığı (s)	3 mm
Kanat genişliği (b)	3 mm
Kanat uzunluğu (L)	15 mm
Boru ısı iletkenliği (k_b)	57 kW/mK
Kanat ısı iletkenliği (k_k)	250 kW/mK

Atık ısıdan elde edilen enerji, TEG'nin sıcak yüzeyinde sabit bir sıcaklık sağlayan FDM tarafından depolanır. TEG'nin soğuk yüzeyi, ortam havasının bir borudan geçirilmesiyle soğutulur. TEG ünitesinin yapısı Şekil 3.6'da verilmiştir.



Şekil 3.6. TEG ünitesinin yapısı.

Faz değişim malzemeli depolamalı dairesel kanatlı borulu ısı değiştiricinin boyutlandırılması, FDM'nin erime sıcaklığına ve sistemdeki atık ısı miktarına göre belirlenen TEG sayısına göre gerçekleştirildi. Hesaplamalar, TEG I için 17 Mart ve TEG II için 1 Temmuz'daki maksimum atık ısı değerleri dikkate alınarak yapıldı. Sistemde kullanılan TEG ünitelerinin teknik özellikleri Tablo 3.10'da verilmiştir.

Tablo 3.10. Çalışmada kullanılan TGM-127-1.4-1.2'nin özellikleri.

Parametre	**Değer**	**Birim**
TEG modülünün genişliği (W_{TEG})	40	mm
TEG modülünün uzunluğu (L_{TEG})	40	mm
TEG modülünün yüksekliği (h_{TEG})	3.5	mm
Termokupl çiftleri (n)	127	-
Termokupl genişliği (W_{TC})	1.4	mm
Bacak uzunluğu (L)	1.2	mm
Seebeck katsayı	$3.24x10^{-4}$	V/K

Kimyasal olarak tepkimeye girmemesi, sınırsız bir ömre sahip olması ve kolay erişilebilirliği gibi avantajları nedeniyle, FDM olarak organik bir malzeme olan parafin mumu tercih edilmiştir. Ayrıca, parafin mumu, kompakt hacimlerde yüksek gizli ısı kapasitesiyle dikkat çekmektedir (Arslan, Arslan ve Kurtbas, 2023). FDM'lerin termofiziksel özellikleri Tablo 3.11'de verilmiştir (FDM, 2024).

Tablo 3.11. FDM'lerin termofiziksel özellikleri.

Özellik	RT25	RT35	RT42	RT47	RT50	RT55	RT60	RT65	RT70
k (W/mK)	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2
$\rho_{sıvı}$ (kg/m^3)	0.84	0.86	0.88	0.88	0.88	0.88	0.88	0.88	0.88
$\rho_{katı}$ (kg/m^3)	0.76	0.77	0.76	0.77	0.76	0.77	0.77	0.78	0.77
β_{eski} (%)	14	12.5	12.5	12	12.5	14	12	11.3	12.5
T_{erime} (°C)	25	35	42	47	50	55	60	65	70
Cp (kJ/kgK)	2	2	2	2	2	2	2	2	2
L_{EI} (kJ/kg)	180	160	165	160	160	170	160	150	260

TEG analizi gerçekleştirilirken, termal modülde kullanılan malzemelerin özelliklerine bağlı olarak bir çift termoelektrik iletkenin iç elektrik direnci (R) aşağıda verilmiştir (Champier vd., 2011; Sahli vd., 2022).

$$R = \frac{\rho_p L_p}{A_p} + \frac{\rho_n L_n}{A_n} \tag{3.78}$$

Burada A_p p tipi kesit alanı, A_n n tipi kesit alanı, ρ_n n tipinin özdirenci , ρ_p p tipinin özdirenci, L_p p tipinin uzunluğu ve L_n n tipi elemanın uzunluğudur. Bir çift termoelektrik iletkenin termal iletkenliği (K) denklem 3.79'da verilmiştir.

$$K = \frac{A_p k_p}{L_p} + \frac{A_n k_n}{L_n} \tag{3.79}$$

Burada i k_p, p tipi termal iletkenlik, k_n, n tipi termal iletkenliktir. Akım aşağıda verilmiştir (Ilbas vd., 2023).

$$I = \frac{\alpha\,(T_{sıcak} - T_{soğuk})}{2R} \tag{3.80}$$

Burada α Seebeck katsayı, $T_{sıcak}$ sıcak yüzey sıcaklığı ve $T_{soğuk}$ soğuk yüzey sıcaklığıdır. Devredeki akıma bağlı olarak güç denklem 3.81'de verilmiştir (Ali vd., 2023).

$$P = I^2 R \tag{3.81}$$

Sıcak bağlantı noktasındaki ısı akışı olarak aşağıda verilmiştir (Lee, 2022).

$$\dot{Q}_{sıcak} = \left((\alpha T_{sıca}\ I) - \left(\frac{1}{2} I^2 R\right) + K A_{TEG} \frac{(T_{sıcak} - T_{soğuk})}{L} \right) \quad (3.82)$$

TEG verimi denklem 3.83'te verilmiştir.

$$\eta = \frac{P}{\dot{Q}_{sıcak}} \quad (3.83)$$

Atık ısı miktarına ($\dot{Q}_{AI}$) bağlı olarak ısı değiştirici üzerine yerleştirilecek TEG sayısı (n_{TEG}) denklem 3.83'de verilmiştir:

$$n_{TEG} = \frac{\dot{Q}_{AI}}{\dot{Q}_{sıcak}\, n} \quad (3.84)$$

Burada n, termoelektrik çiftlerinin sayısıdır.

Toplam TEG modülü sayısı belirlendikten sonra, ısı değiştiricinin boyutlandırma işlemi gerçekleştirilir. Bu aşamada, TEG modüllerinin yatay ve dikey yerleşimi optimize edilerek ısı değiştiricinin genişliği ve uzunluğu hesaplanır. Isı değiştiricide, tek bir borudan geçen ısı miktarı aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$\dot{Q}_{boru} = \underbrace{\frac{1}{\frac{1}{\frac{Nu_i k_i}{D}} \frac{A_k}{A_b} + \frac{A_b}{2\pi k_b} \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) + \frac{A_k}{2\pi k_k} \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) + \frac{1}{\eta_k} \frac{1}{\frac{Nu_{FDM} k_{FDM}}{D}}}}_{U_b} A_b \left(T_{FDM-erim} - \left(\frac{T_{37} + T_{38}}{2}\right)\right) \quad (3.85)$$

Burada k_b, boru malzemesinin ısı iletim katsayısını; k_i, boru içindeki akışkanın ısı iletim katsayısını; k_k, kanat malzemesinin ısı iletim katsayısını; k_{FDM}, faz değişim malzemesinin ısı iletim katsayısını; r_i, borunun iç yarıçapını; r_o, borunun dış yarıçapını; A_b, borunun ısı transfer alanını; $T_{FDM\text{-}erime}$, FDM'nin erime sıcaklığını; Nu_i, boru içindeki akışkanın Nusselt sayısını; Nu_{FDM} ise FDM'nin Nusselt sayısını ifade etmektedir.

TEG II'de, FDM'yi ısıtmak için kondenser soğutma suyu kullanılmıştır. Laminer akış koşullarında, boru içindeki su için Nusselt sayısı 3.66 olarak alınmıştır(Arslan, Arslan ve Boukelia, 2023). TEG I'de ise, FDM'yi ısıtmak için kombiden gelen baca gazı kullanılmıştır. Laminer akış koşullarında baca gazı için Nusselt sayısı denklem 3.85'te verilmiştir (Shaito vd. 2023).

$$Nu_{bg} = 0.664 Re^{1/2} Pr^{1/3} \quad (3.86)$$

Dairesel kanatlı borulu ısı değiştiricilerin alanları aşağıda verilmiştir (Genceli, 2022; Lee, 2022).

$$A_i = 2\pi r_1 L \tag{3.87}$$

$$A_{dk} = [8\pi(r_3{}^2 - r_2{}^2) + 2\pi r_4 b]\left[\frac{L}{s}\right] \tag{3.88}$$

$$A_{ik} = 2\pi r_3(s-b)\left[\frac{L}{s}\right] \tag{3.89}$$

Burada r_1 borunun iç çapı, A_i borunun iç alanı, L borunun uzunluğu, r_3 iç kanat çapı, r_2 dış boru çapı, b kanat kalınlığı, s kanat aralığıdır. A_{dk} kanat dış alanı ve A_{ik} ise kanatın iç alanı toplamı toplam kanat alanını(A_k) verir (Genceli, 2022).

$$A_k = A_{dk} + A_{ik} \tag{3.90}$$

Kanat ısı transfer katsayısı verilmiştir:

$$m = \sqrt{\frac{2h_i}{bk_k}} \tag{3.91}$$

Genel kanat verimi şu şekilde verilmiştir:

$$\eta_k = \eta\frac{A_{dk}}{A_k} + \frac{A_{ik}}{A_k} \tag{3.92}$$

Doğalgaz kombisinin yanma odasında gerçekleşen reaksiyon aşağıda verilmiştir.

$$\underbrace{aCH_4}_{Yakıt} + \underbrace{\lambda\, b(O_2 + 3.76N_2)}_{Hava} =$$

$$\underbrace{xCO_2 + y\left[((CR)\,H_2O)_{Sıvı} + \left((1-CR)H_2O\right)_{Gaz\ hali}\right] + zN_2}_{Ürünler} \tag{3.93}$$

Burada a yakıtın mol sayısını, λ fazla hava katsayısını, b havanın mol sayısını, x karbondioksitin (CO_2) mol sayısını, y suyun (H_2O) mol sayısını, z azotun (N_2) mol sayısını, CR yoğuşma oranını ifade eder. Bilinmeyen molar sayılar, kütle denklemi göz önünde bulundurularak hesaplanmıştır. Kütlenin korunumu ilkesine göre, girenlerin ve ürünlerin toplam kütleleri birbirine eşit olacak şekilde denklemler kurulmuştur.

4. ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Teknolojik gelişmeler ve günümüz dünyasının artan enerji talepleri, enerji kaynaklarının verimli kullanımını her zamankinden daha önemli hale getirmiştir. Ancak, enerji kaynaklarını yalnızca miktarları açısından değerlendirmek, bu kaynakların etkinliğini ve sürdürülebilirliğini tam anlamıyla yansıtmaz. Enerji dönüşümlerinin verimini doğru bir şekilde analiz edebilmek için ekserji kavramı ön plana çıkmaktadır. Ekserji, bir sistemin çevresiyle dengeye gelene kadar gerçekleştirebileceği maksimum yararlı işi temsil eder. Diğer bir deyişle, enerjinin kullanılabilirliğinin bir ölçüsüdür.

Kontrol hacmindeki temel kütle ve enerji dengeleri aşağıda verilmiştir (Hepbasli, 2008):

$$\sum \dot{m}_g - \sum \dot{m}_ç = 0 \tag{4.1}$$

$$\left(\sum(\dot{m}h)_g - \sum(\dot{m}h)_ç\right) + \left(\sum \dot{Q}_g - \sum \dot{Q}_ç\right) - \dot{W} = 0 \tag{4.2}$$

Neresi $\dot{m}_g$ve $\dot{m}_ç$; sırasıyla giriş ve çıkış kütle akış hızı, H; akışkanın entalpisi, $\dot{Q}$; ısı transferidir ve $\dot{W}$; pompanın işidir. Yanma sürecinin enerji dengesi denklem 3.90'da verilmiştir (Erikgenoğlu ve Arslan, 2024).

$$\dot{Q}_f = \sum_g \dot{n}\left(h_f^0 + h_T - h_{298}\right) - \sum_ç \dot{n}\left(h_f^0 + h_T - h_{298}\right) \tag{4.3}$$

burada $\dot{Q}_f$ yanma odasına veya yanma odasından dışarıya ısı transferi, $\dot{n}$ molar akış hızı, h_f^0 maddenin standart oluşum entalpisi, h_T belirli bir sıcaklıktaki maddenin entalpisi, h_{298} 298K'deki maddenin referans entalpisi, $\sum_g$ tepkime maddelerinin toplamdır ve $\sum_ç$ ürünlerin toplamdır. Herhangi bir sistemin ekserji dengesi şu şekilde verilir:

$$\left(\sum(\dot{m}\Psi)_g - \sum(\dot{m}\Psi)_ç\right) + \sum\left(1 - \frac{T_o}{T}\right)\dot{Q} - \dot{W} - \dot{E}x_d = 0 \tag{4.4}$$

Burada ψ akışın özgül ekserjisini gösterir ve 3.92'de verilir:

$$\Psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \tag{4.5}$$

burada h_o ve s_o, akışkanın ölü durum basıncı ve sıcaklığındaki entalpi ve entropidir. Çalışmada, 101.3 kPa ve 25°C ölü durum sıcaklığı (T_0) ve basıncı (P_0) olarak alınmıştır. Yanma işlemi için kombiın ekserji dengesi aşağıda verilmiştir:

$$\dot{E}x_f = \left(1 - \frac{T}{T_{cc}}\right)\dot{Q}_f + \dot{E}x^k - I \tag{4.6}$$

burada T_{cc} yanma odası sıcaklığıdır. Yakıtın kimyasal ekserjisi ($\dot{E}x^k$) aşağıda verilmiştir:

$$\dot{E}x^k = \sum_i (x_i \,.\, ex_i)_{\text{ürün}} - \sum_o (x_i \,.\, ex_i)_{reaktant} \tag{4.7}$$

burada i madde için molar kimyasal ekserjinin mol kesirleri ve I, ekserji yıkım oranıdır. Ekserji yıkım oranı aşağıda verilmiştir.

$$I = T_0 \underbrace{\left(S_p - S_r + \frac{Q_{k-cc}}{T_{cc}} \right)}_{S_g} \tag{4.8}$$

burada $Q_{k\text{-}cc}$ yanma odasından ısı kaybı, Sg geri döndürülemezlik nedeniyle oluşan toplam entropidir. S_p ürünlerin toplam entropisi ve S_r tepkime maddelerinin toplam entropisidir. Sp veya Sr için denklemler aşağıda verilmiştir:

$$S_{p(veya,r)} = \sum \dot{n}_i \left(\bar{s}_i^0(T, P_0) - R_u ln(x_i P) \right) \tag{4.9}$$

nurada $\dot{n}_i$ madde i'nin molar akış hızı, $\bar{s}_i^0$ madde i'nin T sıcaklığında ve referans basıncındaki standart molar entropisi, R_u, evrensel gaz sabiti; x_i, madde i'nin mol kesri ve P, madde i'nin kısmi basıncıdır. Sistemin bileşenlerin kütle dengeleri, enerji dengeleri ve enerji verimlilikleri Tablo 4.1 ve Tablo 4.2'de verilmiştir.

Tablo 4.1. Sistem bileşenlerinin enerji ekserji dengeleri

Bileşen	Enerji dengesi
GT	$\dot{Q}_y = \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_2 h_2$
ID I	$\dot{Q}_{ID-I} = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_{12} h_{12}$
JEN I	$\dot{Q}_{JEN\,I} = \dot{m}_{13} h_{13} + \dot{m}_{20} h_{20} + \dot{m}_{23} h_{23} - \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_{19} h_{19}$
JEN II	$\dot{Q}_{JENII} = \dot{m}_{13'} h_{13'} + \dot{m}_{20'} h_{20'} + \dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_{19'} h_{19'} - \dot{m}_9 h_9$
KON	$\dot{Q}_{KON} = \dot{m}_{13} h_{13} + \dot{m}_{24} h_{24} - \dot{m}_{14} h_{14} - \dot{m}_{25} h_{25}$
KON'	$\dot{Q}_{KON'} = \dot{m}_{13'} h_{13'} + \dot{m}_{24} h_{24} - \dot{m}_{14} h_{14} - \dot{m}_{25} h_{25}$
EVA	$\dot{Q}_{EVA} = \dot{m}_{16} h_{16} + \dot{m}_{27} h_{27} - \dot{m}_{15} h_{15} - \dot{m}_{26} h_{26}$
ABS	$\dot{Q}_{ABS} = \dot{m}_{17} h_{17} + \dot{m}_{29} h_{29} - \dot{m}_{16} h_{16} - \dot{m}_{22} h_{22} - \dot{m}_{28} h_{28}$
ÇID	$\dot{Q}_{ÇID} = \dot{m}_{19} h_{19} + \dot{m}_{21} h_{21} - \dot{m}_{18} h_{18} - \dot{m}_{20} h_{20}$
ÇP	$\dot{W}_{ÇP} = \dot{m}_{18} h_{18} - \dot{m}_{17} h_{17}$
SGV	$\dot{m}_{14} h_{14} = \dot{m}_{15} h_{15}$
ÇGV	$\dot{m}_{21} h_{21} = \dot{m}_{22} h_{22}$
ID II	$\dot{Q}_{ID-II} = \dot{m}_{30} h_{30} + \dot{m}_{32} h_{32} - \dot{m}_{31} h_{31} - \dot{m}_{36} h_{36}$
K	$\dot{Q}_K = \dot{m}_{34} h_{34} - \dot{m}_{33} h_{33}$
R	$\dot{Q}_R = \dot{m}_{36} h_{36} - \dot{m}_{35} h_{35}$
TEG I	$\dot{W}_{TEG\,I} = \dot{m}_{37} h_{37} - \dot{m}_{38} h_{38}$
TEG II	$\dot{W}_{TEG\,I} = \dot{m}_{25} h_{25} - \dot{m}_{39} h_{39}$
GDAS	$\mathrm{COP_{GDAS}} = \frac{\sum(\dot{m}_{15} h_{15} - \dot{m}_{16} h_{16})}{\sum A_{kol} I}$
GDHIS	$\eta_{\mathrm{GDHIS}} = \frac{\sum(\dot{m}_{36} h_{36} - \dot{m}_{35} h_{35})}{\sum(A_{kol} I + \dot{Q}_K + W_{KP})}$
GDHISG	$\eta_{\mathrm{GDHISG}} = \frac{\sum(\dot{m}_{35} h_{35} - \dot{m}_{36} h_{36}) + \sum(\dot{m}_{15} h_{15} - \dot{m}_{16} h_{16}) + W_{TEG\,I} + W_{TEG\,II}}{\sum A_{col} I + \sum Q_{GB} + \sum W_{SP} + \sum W_{GBP} + W_F}$

Tablo 4.2. Sistem bileşenlerinin ekserji dengeleri

Bileşen	Ekserji dengesi
GT	$\dot{m}_2\psi_2 + \dot{E}x_{GÜNEŞ} = \dot{m}_3\psi_3 + \dot{E}x_{d,GT}$
ID I	$\dot{m}_5\psi_5 + \dot{m}_{12}\psi_{12} = \dot{m}_7\psi_7 + \dot{m}_6\psi_6 - \left(1 - \frac{T_0}{T_5}\right)\dot{Q}_{ID-I} + \dot{E}x_{d,ID-I}$
JEN I	$\dot{m}_4\psi_4 + \dot{m}_{19}\psi_{19} = \dot{m}_{20}\psi_{20} + \dot{m}_{13}\psi_{13} + \dot{m}_{23}\psi_{23} + \left(1 - \frac{T_0}{T_{13}}\right)\dot{Q}_{JEN\ I} + \dot{E}x_{d,JEN\ I}$
JEN II	$\dot{m}_9\psi_9 + \dot{m}_{19'}\psi_{19'} = \dot{m}_{10}\psi_{10} + \dot{m}_{13'}\psi_{13'} + \dot{m}_{20'}\psi_{20'} + \left(1 - \frac{T_0}{T_{13'}}\right)\dot{Q}_{JEN\ II} + \dot{E}x_{d,JEN\ II}$
KON	$\dot{m}_{14}\psi_{14} + \dot{m}_{25}\psi_{25} = \dot{m}_{13}\psi_{13} + \dot{m}_{24}\psi_{24} - \left(1 - \frac{T_0}{T_{14}}\right)\dot{Q}_{KON} + \dot{E}x_{d,KON}$
KON'	$\dot{m}_{14}\psi_{14} + \dot{m}_{25}\psi_{25} = \dot{m}_{13'}\psi_{13'} + \dot{m}_{25}\psi_{25} - \left(1 - \frac{T_0}{T_{14}}\right)\dot{Q}_{KON'} + \dot{E}x_{d,KON'}$
EVA	$\dot{m}_{15}\psi_{15} + \dot{m}_{26}\psi_{26} = \dot{m}_{16}\psi_{16} + \dot{m}_{27}\psi_{27} + \left(1 - \frac{T_0}{T_{15}}\right)\dot{Q}_{EVA} + \dot{E}x_{d,EVA}$
ABS	$\dot{m}_{16}\psi_{16} + \dot{m}_{22}\psi_{22} + \dot{m}_{28}\psi_{28} = \dot{m}_{17}\psi_{17} + \dot{m}_{29}\psi_{29} - \left(1 - \frac{T_0}{T_{18}}\right)\dot{Q}_{ABS} + \dot{E}x_{d,ABS}$
ÇID	$\dot{m}_{18}\psi_{18} + \dot{m}_{20}\psi_{20} = \dot{m}_{19}\psi_{19} + \dot{m}_{21}\psi_{21} - \left(1 - \frac{T_0}{T_{20}}\right)\dot{Q}_{ÇID} + \dot{E}x_{d,ÇID}$
ÇP	$\dot{m}_{17}\psi_{17} + \dot{W}_{ÇP} = \dot{m}_{18}\psi_{18} + \dot{E}x_{d,ÇP}$
SGV	$\dot{m}_{14}\psi_{14} = \dot{m}_{15}\psi_{15} + \dot{E}x_{d,SGV}$
ÇGV	$\dot{m}_{21}\psi_{21} = \dot{m}_{22}\psi_{22} + \dot{E}x_{d,ÇGV}$
ID II	$\dot{m}_{31}\psi_{31} + \dot{m}_{36}\psi_{36} = \dot{m}_{30}\psi_{30} + \dot{m}_{32}\psi_{32} - \left(1 - \frac{T_0}{T_{30}}\right)\dot{Q}_{ID-II} + \dot{E}x_{d,ID-II}$
K	$\dot{m}_{33}\psi_{33} = \dot{m}_{34}\psi_{34} - \left(1 - \frac{T_0}{T_{34}}\right)\dot{Q}_K + \dot{E}x_{d,K}$
R	$\dot{m}_{35}\psi_{35} = \dot{m}_{36}\psi_{36} - \left(1 - \frac{T_0}{T_{35}}\right)\dot{Q}_R + \dot{E}x_{d,R}$
TEG I	$\dot{m}_{37}\psi_{37} = \dot{W}_{TEG\ I} + m_{38}\psi_{38}$
TEG II	$\dot{m}_{25}\psi_{25} = \dot{W}_{TEG\ II} + m_{39}\psi_{39}$
GDAS	$\varepsilon_{GDAS} = \frac{\sum\left(-\left(1-\frac{T_0}{T_{EVA}}\right)\dot{Q}_{EVA}\right)}{A_{kol}I\left[1-\frac{4}{3}\left(\frac{T_0}{T_{güneş}}\right)+\frac{1}{3}\left(\frac{T_0}{T_{güneş}}\right)^4\right]}$
GDHIS	$\varepsilon_{GDHIS} = \frac{\sum\left(\left(1-\frac{T_0}{T_R}\right)\dot{Q}_R\right)}{\sum(A_{kol}I\left[1-\frac{4}{3}\left(\frac{T_0}{T_{güneş}}\right)+\frac{1}{3}\left(\frac{T_0}{T_{güneş}}\right)^4\right]+\left(1-\frac{T_0}{T_G}\right)\dot{Q}_K+W_{KP})}$
GDHISG	$\varepsilon_{GDHISG} = \frac{\sum\left(\left(1-\frac{T_0}{T_R}\right)\dot{Q}_R\right)+\sum\left(-\left(1-\frac{T_0}{T_{EVA}}\right)\dot{Q}_{EVA}\right)+W_{TEG\ I}+W_{TEG\ II}}{\sum A_{kol}I\left[1-\frac{4}{3}\left(\frac{T_0}{T_{güneş}}\right)+\frac{1}{3}\left(\frac{T_0}{T_{güneş}}\right)^4\right]+\sum Q_K+\sum W_{SP}+\sum W_{KP}+\sum W_F}$

5. EKONOMİK ANALİZ

Net Bugünkü Değer (NBD), bir yatırımın ekonomik değerini ve karlılığını değerlendirmek için kullanılan temel bir finansal analiz yöntemidir. Bu yöntem, yatırımın gelecekte sağlayacağı beklenen nakit akışlarını bugünkü değere indirger ve bu değerden yatırımın başlangıç maliyetini çıkararak yatırımın net ekonomik katkısını hesaplar. NBD, paranın zaman değeri prensibine dayanır ve mevcut maliyetler ile gelecekteki faydalar arasındaki ekonomik karşılaştırmayı yapmaya olanak tanır.

Pozitif bir NBD, yatırımın iskontolu nakit akışlarının başlangıç maliyetini aştığını ve dolayısıyla yatırımın ek ekonomik değer yarattığını gösterir. Bu gibi durumlarda, yatırım ekonomik olarak karlı ve uygulamaya uygun kabul edilir. Tersine, negatif bir NBD, iskontolu nakit akışlarının başlangıç maliyetini karşılamadığını ve yatırımın ekonomik değer yaratmadığını ve yapılmaması gerektiğini gösterir. NBD sıfıra eşitse, iskontolu nakit akışları başlangıç maliyetiyle tam olarak eşleşir ve bu da yatırımın ekonomik olarak karlı veya karlı olmadığını gösterir. Sistem bileşenlerinin maliyetleri Tablo 5.1 verilmiştir.

Tablo 5.1. Sistem bileşenlerinin maliyetleri.

Bileşen	**Maliyet**
Radyatör (TL/m)	1900 (DD, 2023))
Doğalgaz Kombisi (TL)	20000 (Vaillant, 2023)
Evaporatör (€/m ^{2})	$190 + 310A$ (Mastrullo vd., 2024)
Kondenser (€/m ^{2})	$297A$ (Taheripour vd., 2024)
Isı Eşanjörü (€/m ^{2})	$297A$ (Taheripour vd., 2024)
Güneş kollektörleri ($/m ^{2})	
ETC	154.4 (Sonsaree vd., 2018)
FPC	112.3 (Sonsaree vd., 2018)
CPC	196.5 (Sonsaree vd., 2018)
PTC	150 (Ashouri vd., 2015)
TED ($)	$423(V_{CDT} + V_{SDT})$ (Nabat vd., 2021)
Parafin Mumu (€/kg)	8.95 (Paraffin Maliyet, 2024)
TEG (€)	21.89 (TEGM, 2024)
Kompresör ($/m ^{2})	$98400\left(\frac{\dot{W}_p}{250}\right)^{0,46}$ (Mohammadi ve McGowan, 2019)
Pompa ($/m ^{2})	$900\left(\frac{\dot{W}_p}{30}\right)^{0,25}$ (Hai vd., 2024)
İşletme ve bakım maliyetleri	Kurulum maliyetinin %1,5'i (Lecompte vd., 2013)
Amortisman süresi, n (yıl)	20

*1€=1,09$ **1TL=0,054$

5.1. Güneş Enerjisi Destekli Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Ekonomik Analizi

Geleneksel buhar sıkıştırmalı soğutma sistemi (BSS) yerine, güneş enerjisi destekli $NH_3{-}H_2O$ absorpsiyonlu soğutma sistemi kullanılarak bir maliyet karşılaştırması yapıldı. Her iki sistemin ilk yatırım maliyetleri, aynı koşullar altında değerlendirilerek karşılaştırılır. GDAS için ilk yatırım maliyeti, güneş kollektörlerinin, TED ünitesinin ve emilim soğutma ünitesinin elemanlarının maliyetlerinin toplamıdır. Klima ünitesi için ilk yatırım maliyeti, kompresör, kondenser ve evaporatörün maliyetlerinden oluşur. GDAS ve BSS sistemlerinin ilk maliyeti sırasıyla aşağıda verilmiştir:

$$\mathrm{ICC_{GDAS}} = \mathrm{C_{GK}} + \mathrm{C_{TED}} + \mathrm{C_{ID\,I}} + \mathrm{C_{JEN\,I}} + \mathrm{C_{JEN\,II}} + \mathrm{C_{ABS}} + \mathrm{C_{EVA}} + \mathrm{C_{KON}} + \mathrm{C_{ÇID}} \quad (5.1)$$

$$\mathrm{ICC_{BSS}} = \mathrm{C_{KOM}} + \mathrm{C_{EVA}} + \mathrm{C_{CON}} \quad (5.2)$$

$\mathrm{I_{o,}}$ ilk yatırımın maliyetidir ve denklem 5.3'te verilmiştir (Ma vd., 2022).

$$\mathrm{I_0} = \mathrm{ICC_{GDAS}} - \mathrm{ICC_{BSS}} \quad (5.3)$$

NBD yöntemi matematiksel olarak aşağıdaki gibi ifade edilebilir (Cetina-Quiñones vd., 2022).

$$\mathrm{NBD} = + \sum_{t=0}^{n} \frac{B_t}{(1+r)^t} - \mathrm{I_0} \quad (5.4)$$

burada I_0 ilk yatırımın maliyeti, n amortisman süresi, B_t t yılındaki nakit akışı, r iskonto oranıdır. İskonto oranı %15.75 (TCMB, 2023) olarak alınmıştır B_t değeri denklem 5.5 ile hesaplanır:

$$\mathrm{B_t} = \mathrm{C_e} \quad (5.5)$$

Burada C_e elektrik kazancıdır.

5.2. Güneş Enerjisi Destekli Isıtma-Soğutma Hibrit Sisteminin Ekonomik Analizi

Güneş enerjisi destekli absorbsiyonlu soğutma sistemi ve ısıtma sisteminin maliyetlerini birleştirerek hibrit bir ısıtma-soğutma (GDHIS) sisteminin toplam yatırım maliyeti hesaplandı. Isıtma sistemini (IS) maliyeti, radyatörlerin, ısı değiştirici II kombinin ve kombi pompasının maliyetlerinden oluşur.

$$ICC_{HIS} = \mathrm{C_{GT}} + \mathrm{C_{TED}} + \mathrm{C_{ID\,I}} + \mathrm{C_{JEN\,I}} + \mathrm{C_{JEN\,II}} + \mathrm{C_{ABS}} + \mathrm{C_{EVA}} + \mathrm{C_{KON}} + \mathrm{C_{ÇID}} + C_K + C_R + C_P + \mathrm{C_{ID\,II}} \quad (5.6)$$

HIS ilk yatırım maliyeti denklem 5.7'de verilmiştir.

$$I_O = ICC_{IS} - ICC_{BSS} \quad (5.7)$$

Nakit akışı (B_t) ASS sistemindeki elektrik kazancı ve HIS için doğalgaz tasarrufunun toplamıdır.

5.3. Güneş Enerjisi Destekli Isıtma–Soğutma-Güç Hibrit Sisteminin Ekonomik Analizi

Hibrit bir ısıtma-soğutma sisteminin ve termoelektrik jeneratör ünitelerinin maliyetleri toplanarak hibrit ısıtma-soğutma-güç (GDHISG) sisteminin toplam yatırım maliyeti hesaplandı. Güç ünitesinin maliyeti termoelektrik jeneratörlerin, TEG'lerin monte edildiği ısı değiştiricinin ve ısı değiştiriciye doldurulan FDM'nin maliyetlerinin toplamıdır.

$$ICC_{HISG} = \mathrm{C_{GT}} + \mathrm{C_{TED}} + \mathrm{C_{ID\,I}} + \mathrm{C_{JEN\,I}} + \mathrm{C_{JEN\,II}} + \mathrm{C_{ABS}} + \mathrm{C_{EVA}} + \mathrm{C_{KON}} + \mathrm{C_{ÇID}} + C_K + C_R + C_P + \mathrm{C_{ID\,II}} + \mathrm{C_{ID}} + \mathrm{C_{TEG}} + \mathrm{C_{FDM}} \quad (5.8)$$

HIS ilk yatırım maliyeti denklem 5.7'de verilmiştir.

$$I_O = ICC_{HISG} - ICC_{BSS} \quad (5.9)$$

Nakit akışı ASS tarafından sağlanan elektrik tasarrufu, HIS tarafından elde edilen doğal gaz tasarrufu ve hibrit ısıtma-soğutma sistemi ile entegre termoelektrik jeneratörlerden elde edilen elektrik üretiminin toplamı olarak tanımlanır.

6. ÇEVRESEL ANALİZ

Karbon emisyonlarının çevresel analizi, bir sistemin çevre üzerindeki karbon ayak izini değerlendirmek için kullanılan bir yöntemdir. Bu analiz genellikle enerji üretimi ve tüketiminden kaynaklanan sera gazı emisyonlarını belirlemeyi ve bunların azaltılması için stratejiler geliştirmeyi amaçlar. Çalışmada, geleneksel bir sistemin karbon emisyonları, yenilenebilir enerji kaynaklarını kullanan alternatif bir sistemin karbon emisyonlarıyla karşılaştırılmıştır.

Tasarlanan sistem, atık enerjiden elektrik üreterek yıllık elektrik talebini azaltmış ve enerji verimini artırmıştır. Ayrıca, kış aylarında ısıtma için güneş enerjisinin kullanılması, doğal gaz tüketimini önemli ölçüde azaltmıştır. Sistemin ihtiyaç duyduğu ve ürettiği elektriğin kömür veya doğal gazla çalışan elektrik santrallerinden sağlandığı senaryoda, ortaya çıkan emisyonlar hesaplanmış ve bu bulgulara dayanarak bir çevresel analiz yapılmıştır. Sistemin çalışması için ihtiyaç duyulan elektrik enerjisinin elektrik santralinden karşılanması durumunda harcanan enerji denklem 6.1'de verilmiştir (Yadav vd., 2023).

$$\mathrm{E} = \frac{\text{İhtiyaç duyulan toplam elektrik miktarı}}{\eta_s} \tag{6.1}$$

Burada η_s, elektrik santrali verimidir. Kömür ve doğal gaz santralleri için sırasıyla %27 (Arslan vd., 2022) ve %36 (Barbera vd., 2022) verimlilikler kullanılmıştır. Gerekli elektrik enerjisini üretmek için gereken kömür veya doğal gaz miktarı aşağıda verilmiştir (Yadav vd., 2023).

$$\mathrm{M} = \frac{\mathrm{E_i}}{\mathrm{NCV}} \tag{6.2}$$

Burada M, ihtiyaç duyulan kömür (kg) veya doğal gaz (m^3) miktarını temsil eder. Soma linyit kömürünün net kalorifik değeri (NKD) 5.57 kWh/kg'dır ve doğal gaz için 9.59 kWh/m^3'tür. Sistemin ömrü boyunca gaz emisyonlarındaki azalma şu şekilde verilmiştir:

$$\gamma_x = M.n.x \tag{6.3}$$

Burada γ_x çevresel etki parametresi, n sistemin ömrü ve x belirli gazların ortalama emisyon miktarıdır. Analizde kullanılan emisyon faktörleri Tablo 6.1 listelenmiştir.

Tablo 6.1. Emisyon faktörleri.

	Emisyon			
	NO_2	**CO_2**	**CO**	**SO_2**
Doğalgaz (kmol) **	$3.38x10^{-2}$	1.95	$2.40x10^{-4}$	-
Linyit (kg) *	$7.82x10^{-3}$	0.47	$1.41x10^{-2}$	$7.7x10^{-4}$

*kg-yakıt başına, ** kmol -yakıt başına .

7. BULGULAR VE TARTIŞMA

7.1. Model Doğrulaması

Absorbsiyonlu soğutma sisteminin doğruluğu, Aman, Ting, and Henshaw (2014) tarafından yapılan çalışmanın sonuçlarıyla karşılaştırılarak değerlendirilmiştir. Modelin simülasyon sonuçlarını doğrulamak amacıyla, giriş parametreleri T_{JEN}=80°C, T_{KON}=0°C, T_{ABS}=30°C ve T_{EVA}=2°C olarak belirlenmiş ve bir NH_3-H_2O absorpsiyonlu soğutma sistemi modellenmiştir. Doğrulama sürecinde, modelin performansı 10kW soğutma yükü ve %80 ısı değiştirici verimi dikkate alınarak değerlendirilmiştir. Simülasyon sonuçları, referans çalışma verileriyle karşılaştırılmış ve sonuçlar Tablo 7.1'de verilmiştir.

Tablo 7.1'de görüldüğü üzere evaporatör, kondenser, absorber ve jeneratörün farkları sırasıyla 0, 0.43, 0.98 ve 0.1.07 olarak belirlenmiştir. Ayrıca COP ve ekserji verimi hataları 1.33 ve 0.095 olarak bulunmuştur. Bu hata oranlarına göre tasarlanan sistem ile referans sistem arasındaki maksimum sapma %1.5'dan azdır ve bu da simülasyonun büyük bir doğruluk oranına sahip olduğunu göstermektedir.

Tablo 7.1. Mevcut modelin, Aman, Ting, and Henshaw (2014) referansı ile karşılaştırılması.

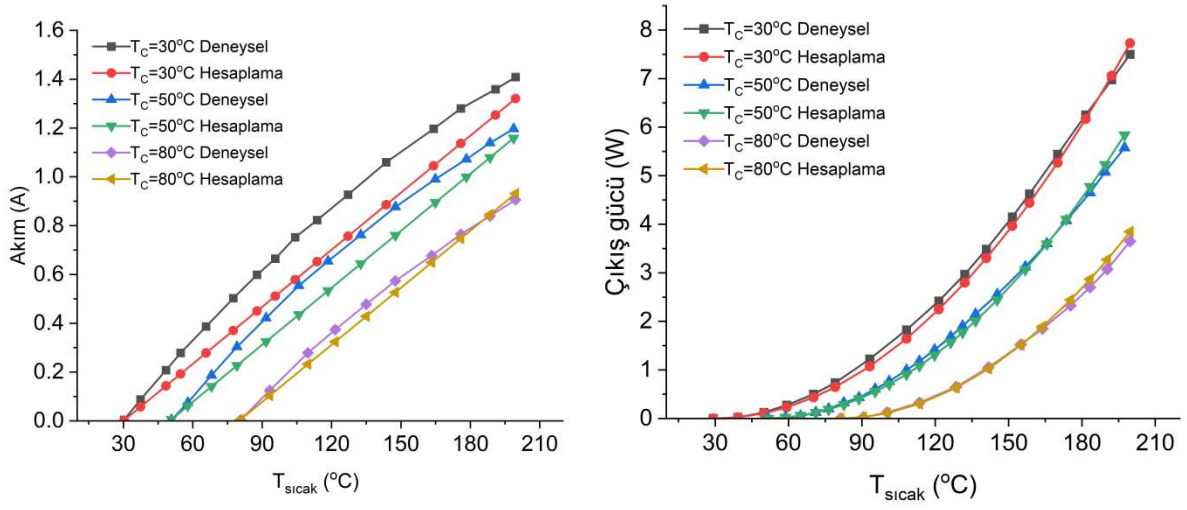
Elemanlar	Mevcut çalışma	Referans	Fark (%)
Jeneratör	16.88	16.7	1.07
Absorber	15.45	15.3	0.98
Kondenser	11.45	11.4	0.43
Evaporatör	10	10	0
Pompa	0.88	0.89	1.12
COP	0.592	0,6	1.33
η_{ASS}	31.3	31.4	0.095

Isı değiştirici hesaplamalarının doğrulanması için Caputo, Pelagagge, and Salini (2008) referans olarak kullanılmıştır. Bu çalışmada, metanol ısı değiştiricinin gövde kısmında 27.8 kg/s debiyle dolaştırılmıştır. Metanol ısı değiştiriciye 95°C sıcaklıkta girmiş ve 40°C sıcaklıkta çıkmıştır. Boru tarafında 68.9 kg/s debiyle su kullanılmış ve sıcaklığı 25°C'den 40°C'ye çıkarılmıştır. Çalışmada kullanılan ısı değiştiricinin uzunluğu 4.83 m, gövde iç çapı 0.894 m, deflektörler arası mesafe 0.356 m ve boru çapı ise 0.02 m'dir. Tablo 7.2'e elde edilen sonuçlarla referans değerleri karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçların literatürde bulunan verilerle uyumlu olduğu görülmektedir.

Tablo 7.2. GBID tasarımının referansla karşılaştırılması.

		Mevcut çalışma	Ref.	Fark (%)
Boru sayısı	N_b	930	918	1.29
Boru içindeki akışkan hızı	V_b	0.68	0.75	9.33
Boru Reynold sayısı	Re_b	10167	14925	31.88
Borudaki ısı transfer katsayısı	H_b	3924.52	3812	2.87
Eşdeğer çap	D_e	0.0144	0.014	2.78
Gövdedeki akışkan hızı	V_g	0.52	0.58	10.34
Gövde Reynold sayısı	Re_g	18075.19	14925	17.43
Gövde ısı transfer katsayısı	H_g	1898.18	1573	17.13
Genel ısı transfer katsayısı	U	600.96	615	2.28

Şekil 7.1'de, TEG'in doğrulanması için mevcut çalışma, Kryotherm TGM-127-1.4-1.2 kataloğundan alınan verilerle karşılaştırılmıştır (Teg 2023). Ek olarak, TEG'nin performans eğrileri ve simülasyon sonuçlarının hata istatistikleri Tablo 7.3'de verilmiştir.



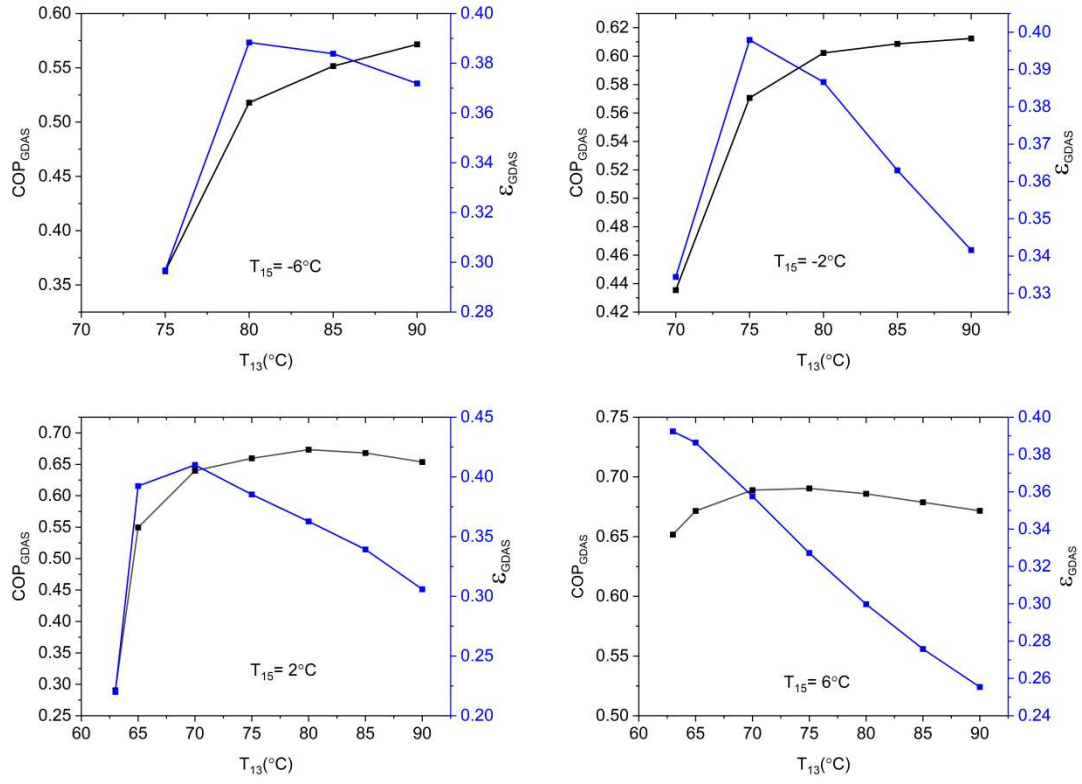
Şekil 7.1. TEG'in farklı soğuk yüzey sıcaklıklarında sıcak yüzey sıcaklık değişimine göre akım ve gücün karşılaştırılması.

Tablo 7.3. TEG'in performans eğrileri ve simülasyon sonuçlarının hata istatistikleri.

		Çıkış gücü (W)			Akım (A)		
		R^2	MAPE (%)	RMSE (%)	R^2	MAPE (%)	RMSE (%)
$T_{soğuk}$(C)	30	0.99	7.58	14.82	0.98	20.96	13.34
	50	0.99	6.39	10.35	0.99	15.12	9.19
	80	0.99	4.96	10.06	0.99	7.29	3.32

7.2. Güneş Enerjisi Destekli Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi

Absorbsiyonlu soğutma sisteminin performansını hesaplamak için jeneratör sıcaklığının 62°C ile 90°C arasında, evaporatör sıcaklığının ise -6°C ile 6°C arasında değiştiği durumlar için bir analiz yapılmıştır. Konderser ve absorber sıcaklıklarının eşit olduğu varsayılmış ve 30°C alınmıştır. Absorbsiyonlu soğutma sisteminin farklı evaporatör sıcaklıkları için enerji ve ekserji verimleri Şekil 7.2'de verilmiştir.



Şekil 7.2. Farklı evaporatör sıcaklıklarında jeneratör sıcaklığına göre absorpsiyonlu soğutma sisteminin enerji ve ekserji verimleri.

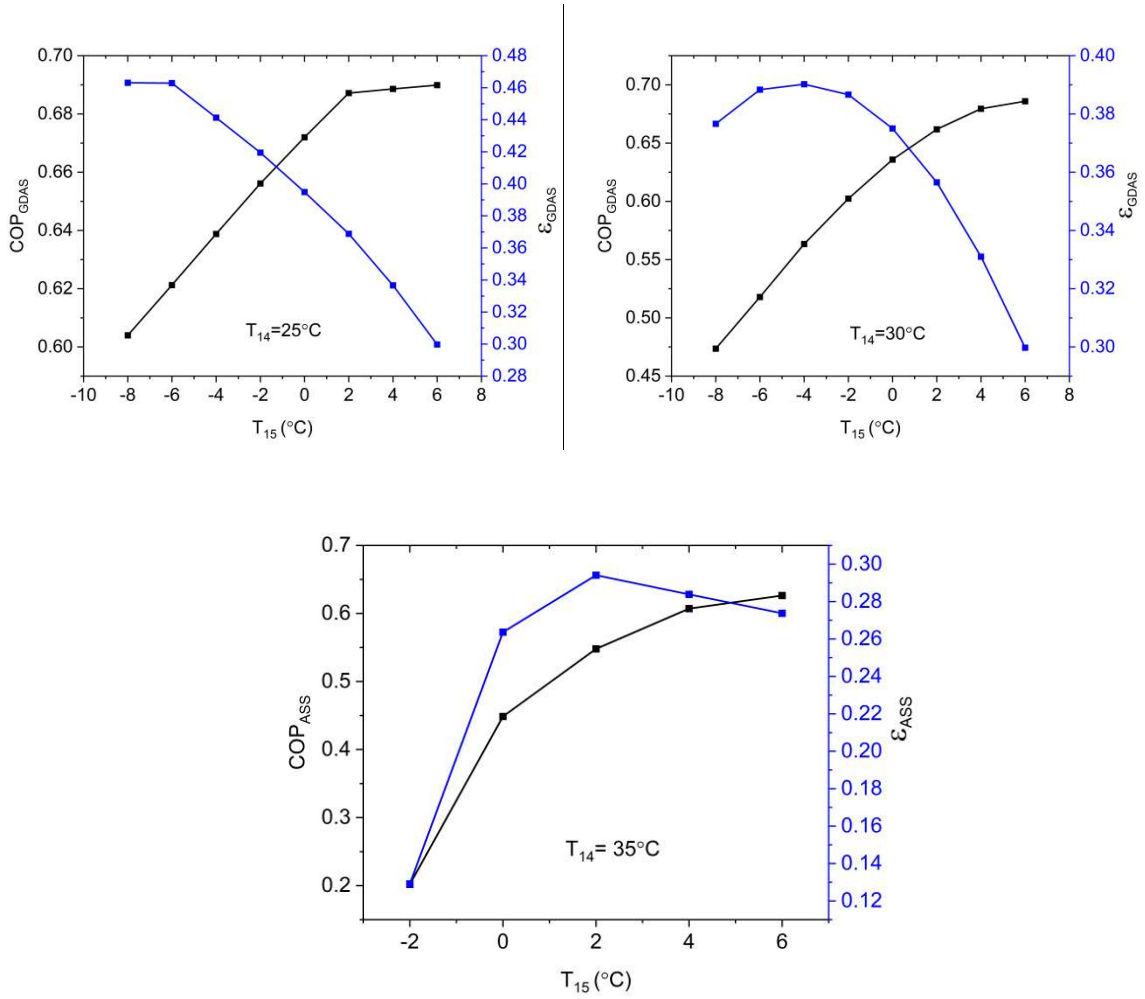
Düşük jeneratör sıcaklıklarında, amonyağın su çözeltisinden buharlaşmasının sınırlı olması nedeniyle absorpsiyonlu soğutma sisteminin performansı oldukça düşüktür. Bu durumda, sistemin enerji performansı katsayısı (COP) ve ekserji verimi (ε) değerleri minimum seviyelerde kalmaktadır. Jeneratör sıcaklığının artmasıyla birlikte, COP ve ε değerleri de artış göstermektedir. Ancak, COP maksimum bir noktaya ulaştıktan sonra neredeyse sabit bir seviyeye gelirken, ekserji verimi belirli bir maksimum değerden sonra hızlı bir şekilde azalmaya başlamaktadır. Bu düşüşün temel nedeni, jeneratör sıcaklığının artışıyla birlikte kondenser sıcaklığının da artması ve bunun sonucunda ekserji kayıplarının büyümesidir. -6°C, -2°C, 2°C ve 6°C evaporatör sıcaklıklarına göre optimum ısıtıcı sıcaklıkları sırasıyla 86°C, 78°C, 70°C ve 69°C olarak belirlenmiştir. Sonuçlar, evaporatör sıcaklığının artmasıyla birlikte, jeneratör sıcaklığının optimum seviyesinin düştüğünü göstermektedir. Daha yüksek evaporatör sıcaklıklarında, soğutma işlemi daha düşük jeneratör sıcaklıklarında gerçekleştirilebildiğinden, sistemin çalışması daha kolay hale gelmektedir.

En yüksek ekserji verimi 0.41 olarak elde edilmiş olup, bu değer evaporatör sıcaklığı 2°C ve ısıtıcı sıcaklığı 69°C iken gözlemlenmiştir. Bu sıcaklık koşullarında, sistemin COP değeri 0.64 hesaplanmıştır.

Şekil 7.3'de, farklı kondenser sıcaklıklarında COP ve ekserji verimindeki değişimlerin evaporatör sıcaklığına bağlı olarak değişimi verilmiştir. 25°C kondenser sıcaklığında, evaporatör sıcaklığının artışıyla birlikte COP değerinin doğrusal bir şekilde yükseldiği ve yaklaşık %11'lik bir artış sergilediği görülmektedir. Ancak, kondenser sıcaklığının artmasıyla birlikte COP değişiminin doğrusallığının azaldığı gözlemlenmiştir.

30°C ve 35°C kondenser sıcaklıklarında, evaporatör sıcaklığının artışına bağlı olarak COP değişimleri sırasıyla %30 ve %66 oranlarında gerçekleşmiştir. Evaporatör sıcaklığının artışı, jeneratördeki amonyağın buharlaşması için gereken ısı enerjisinin azalmasına yol açmaktadır. Evaporatör sıcaklığının artmasıyla birlikte COP değerinde gözlemlenen artış, enerji dönüşümlerinin daha verimli bir şekilde gerçekleşmesini sağlarken, ekserji veriminin düşmesine neden olmaktadır.

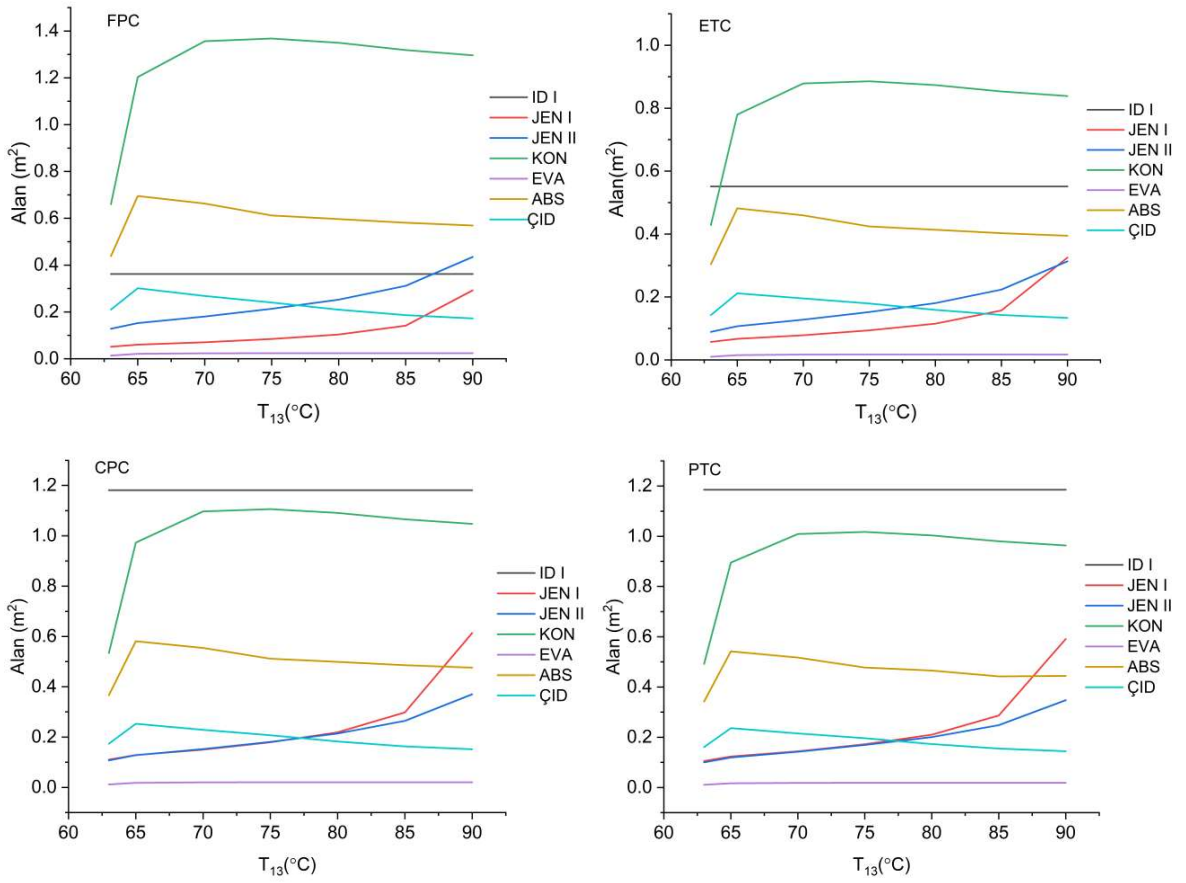
Sistemde absorber ve kondenser sıcaklıklarının eşit alınmıştır. Yapılan analizde, kondenser sıcaklıkları 25°C**,** 30°C ve 35°C için maksimum COP değerlerinin sırasıyla 0.6886**,** 0.68588 ve 0.62622 olduğu belirlenmiştir. Aynı sıcaklıklar için maksimum ekserji verimlilikleri ise sırasıyla 0.46308, 0.3902 ve 0.29406 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 7.3. Farklı kondenser sıcaklıklarında evaporatör sıcaklıklarına bağlı olarak COP ve ekserji verimindeki değişimler.

Şekil 7.4'de, farklı kollektör tipleri için jeneratör sıcaklığına bağlı olarak sistem bileşenlerinin alanlarındaki değişim incelenmiştir. Bu hesaplamalar sırasında evaporatör sıcaklığı 2°C olarak alınmıştır. Jeneratör sıcaklığına bağlı olarak ısı değiştirici ve evaporatör alanlarında kayda değer bir değişim gözlenmemekle birlikte, bu alanların büyüklüğü kullanılan kollektör tipine göre farklılık göstermektedir.

Jeneratör sıcaklığının maksimum olduğu anda, ısı değiştirici alanları PTC ve CPC tiplerinde 1.18m², ETC tipinde 0.55m², FPC tipinde 0.36m² olarak hesaplanmıştır. PTC ve CPC tiplerindeki kollektörlerin daha yüksek verimle çalışması, ısı depolama tankına daha fazla enerji aktarılmasını sağlamaktadır ve bu durum, ısı değiştirici alanının büyümesine neden olmaktadır.



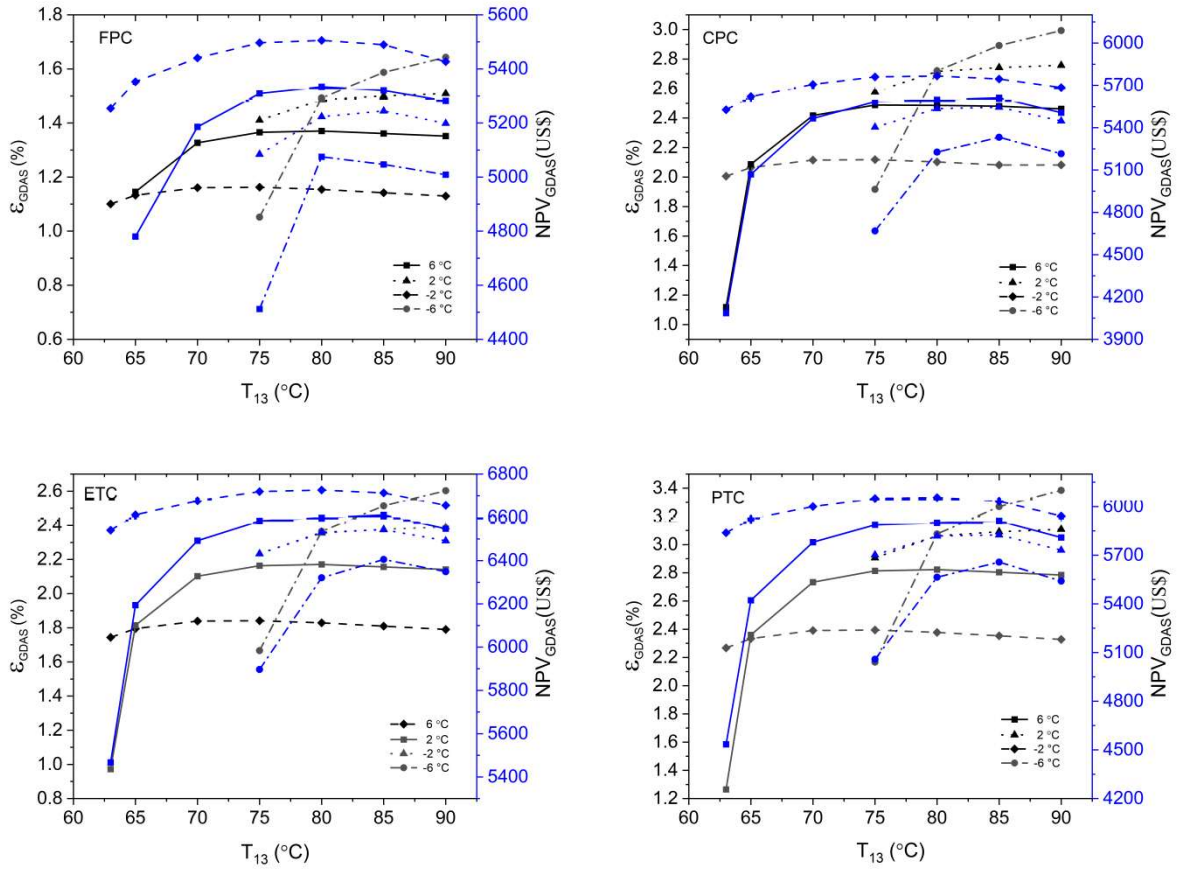
Şekil 7.4. Farklı kollektör tiplerinde jeneratör sıcaklığına bağlı olarak sistem elemanlarının alanları (T_{15}=2°C).

Buna karşılık, çözelti ısı değiştirici ve absorber alanlarının, jeneratör sıcaklığındaki artışla birlikte azalma eğiliminde olduğu tespit edilmiştir. Bu durum, jeneratör sıcaklığının artışıyla kondenser sıcaklığının da artması ve buna bağlı olarak logaritmik sıcaklık farkının büyümesi ile açıklanabilir. Jeneratör alanlarının büyüklüğündeki artış ise 85°C'lik bir jeneratör sıcaklığından itibaren belirgin bir şekilde hızlanmaktadır.

Şekil 7.5'de farklı buharlaştırıcı sıcaklıklarında; jeneratöre bağlı olarak sistemin net bugünkü değeri ve ekserji verimi verilmiştir. Buharlaştırıcı sıcaklıkları -6°C, -2°C, 2°C ve 6°C seçilmiştir. -6°C buharlaştırıcı sıcaklığı için 75°C'nin altında amonyağı buharlaştırmak için enerji elde edilemez. Tüm kollektör tiplerinde sistemin ekserji verimi belirli bir sıcaklığa kadar artmakta ve daha sonra azalmaya başlamaktadır. GDAS sisteminin ekserji verimi düşük buharlaştırıcı sıcaklıklarında daha yüksektir. -6°C buharlaştırıcı sıcaklığında maksimum ekserji verimi FPC, ETC, CPC ve PTC için sırasıyla %1.64, %2.6, %2.99 ve %3.38 olarak elde edilmiştir. Kolektör verimi arttıkça ekserji verimi de artmaktadır. Yüksek buharlaştırıcı sıcaklıklarında NBD değerleri artmaktadır. Tasarlanan sistemin NBD değerini hesaplamak

için aynı koşullar altında çalışan konvansiyonel bir klima sistemiyle karşılaştırılır. Buharlaştırıcı sıcaklığı arttıkça, çözelti pompası daha az elektrik enerjisi tüketir. Daha az elektrik maliyeti daha yüksek kazançlara yol açar. Maksimum NBD değerleri FPC, ETC, CPC ve PTC için sırasıyla 5505.47 US$, 6726.13 US$, 5766.54 US$ ve 6054.58 US$ olarak elde edilmiştir. En yüksek NBD değeri ETC'de elde edilmiştir.

Şekil 7.5'te, farklı buharlaştırıcı sıcaklıklarında sistemin net bugünkü değeri (NBD) ve ekserji verimi, jeneratöre bağlı olarak incelenmiştir. Buharlaştırıcı sıcaklıkları -6°C, -2°C, 2°C ve 6°C olarak belirlenmiştir. -6°C buharlaştırıcı sıcaklığı için, jeneratör sıcaklığının 75°C'nin altında olması durumunda amonyağın buharlaştırılması için yeterli enerji sağlanamamaktadır. Tüm kollektör tiplerinde ekserji veriminin belirli bir sıcaklık aralığına kadar arttığı, ancak daha sonra azalma eğilimine girdiği gözlemlenmiştir.



Şekil 7.5. Farklı buharlaştırıcı sıcaklıkları (T_{15}) için jeneratör sıcaklığına (T_{13}) bağlı olarak NBD_{GDAS} ve ε_{GDAS} değişimi.

GDAS sisteminin optimum noktalarının termodinamik özellikleri Tablo 7.4 ve Tablo 7.5'de gösterilmiştir.

Tablo 7.4. Güneşlenme sürecinde GDAS sisteminin özellikleri.

Nokta	Akışkan	ṁ kg/s	T (°C)	P (kPa)	X (%)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	E (kW)	ψ (kJ/kg)
1	Su	0.2105	90	100		377.06	1.193	79.36	25.29
2	Su	0.2105	90	500		377.37	1.193	79.42	25.66
3	Su	0.2105	100	500		419.47	1.307	88.28	33.68
4	Su	0.1368	100	500		419.47	1.307	57.38	33.68
5	Su	0.0737	100	500		419.47	1.307	30.90	33.68
6	Su	0.0737	90	500		377.37	1.193	27.80	25.66
7	CA-PA	0.4847	91	100		190.19	0.42	92.19	13.33
13	NH_3	0.0035	80	1167.20	100	1770.78	6.19	6.13	345.44
14	NH_3	0.0035	30	1167.20	100	484.40	1.96	1.68	318.80
15	NH_3	0.0035	6	534.53	100	484.40	1.98	1.68	313.76
16	NH_3	0.0035	6	534.53	100	1611.55	6.015	5.57	237.30
17	NH_3 -H_2O	0.0135	30	534.53	0.5778	92.69	1.090	1.25	53.34
18	NH_3 -H_2O	0.0135	30.07	1167.20	0.5778	93.48	1.090	1.26	54.14
19	NH_3 -H_2O	0.0135	57.63	1167.20	0.5778	232.73	1.529	3.14	62.64
20	NH_3 -H_2O	0.0100	80.00	1167.20	0.4329	268.18	1.588	3.31	33.51
21	NH_3 -H_2O	0.0100	40.0228	1167.20	0.4329	80.85	1.026	0.81	13.97
22	NH_3 -H_2O	0.0100	40.29	534.53	0.4329	80.85	1.028	0.81	13.26
23	Su	0.1368	90	100		377.12	1.17	51.59	31.90
24	Su	0.2129	25	100		104.94	0.36	22.34	235.04
25	Su	0.2129	30	100		125.85	0.43	26.79	235.44
26	Hava	0.3709	32.45	100		431.93	3.91	160.20	0.07
27	Hava	0.3709	22	100		421.42	3.87	156.30	0.05
28	Su	0.0766	25	100		104.94	0.36	22.34	235.04
29	Su	0.0766	30	100		125.85	0.43	26.79	235.44

Tablo 7.5. Güneşlenme olmadığı süreçte GDAS sisteminin özellikleri.

Nokta	Akışkan	ṁ kg/s	T (°C)	P (kPa)	X (%)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	E (kW)	ψ (kJ/kg)
8	CA-PA	0.4847	90.91	100		190	0.42	94.16	13.30
9	CA-PA	0.4847	90.91	100		190	0.42	94.16	13.30
10	CA-PA	0.4847	88	100		183.92	0.40	91.14	12.22
11	CA-PA	0.4847	87.12	100		182.08	0.40	90.23	11.90
12	CA-PA	0.4847	87.12	100		182.08	0.40	90.23	11.90
13’	NH_3	0.0018	80	1167.20	100	1770.78	6.19	3.19	345.44
14	NH_3	0.0018	30	1167.20	100	484.40	1.96	1.68	318.80
15	NH_3	0.0018	6	534.53	100	484.40	1.98	1.68	313.76
16	NH_3	0.0018	6	534.53	100	1611.55	6.015	5.57	237.30
17	NH_3 -H_2O	0.0135	30	534.53	0.5778	92.69	1.090	1.25	53.34
18	NH_3 -H_2O	0.0135	30.07	1167.20	0.5778	93.48	1.090	1.26	54.14
19’	NH_3 -H_2O	0.0135	57.63	1167.20	0.5778	232.73	1.529	3.14	62.64
20’	NH_3 -H_2O	0.0100	80.00	1167.20	0.4329	268.18	1.588	3.31	33.51
21	NH_3 -H_2O	0.0100	40.0228	1167.20	0.4329	80.85	1.026	0.81	13.97
22	NH_3 -H_2O	0.0100	40.29	534.53	0.4329	80.85	1.028	0.81	13.26
23	Su	0.1368	90	100		377.12	1.17	51.59	31.90
24	Su	0.2129	25	100		104.94	0.36	22.34	235.04
25	Su	0.2129	30	100		125.85	0.43	26.79	235.44
26	Hava	0.3709	32.45	100		431.93	3.91	160.20	0.07
27	Hava	0.3709	22	100		421.42	3.87	156.30	0.05
28	Su	0.0766	25	100		104.94	0.36	22.34	235.04
29	Su	0.0766	30	100		125.85	0.43	26.79	235.44

‘Deşarj sırasında.

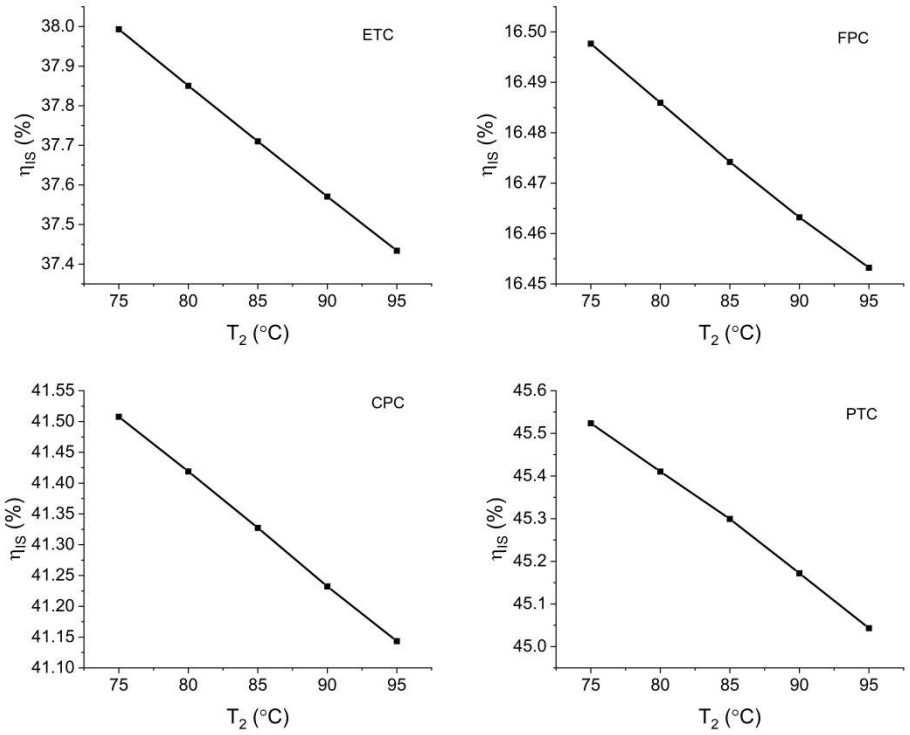
7.3. Güneş Enerjisi Destekli Hibrit Isıtma-Soğutma Sistemi

Yaz aylarında soğutma sağlamak amacıyla güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu soğutma sistemi içeren bir ısıtma-soğutma hibrit sistemi tasarlanmış ve kış aylarında ısıtma ihtiyaçlarını karşılamak üzere sisteme doğalgazlı kombi entegrasyonu yapılmıştır.

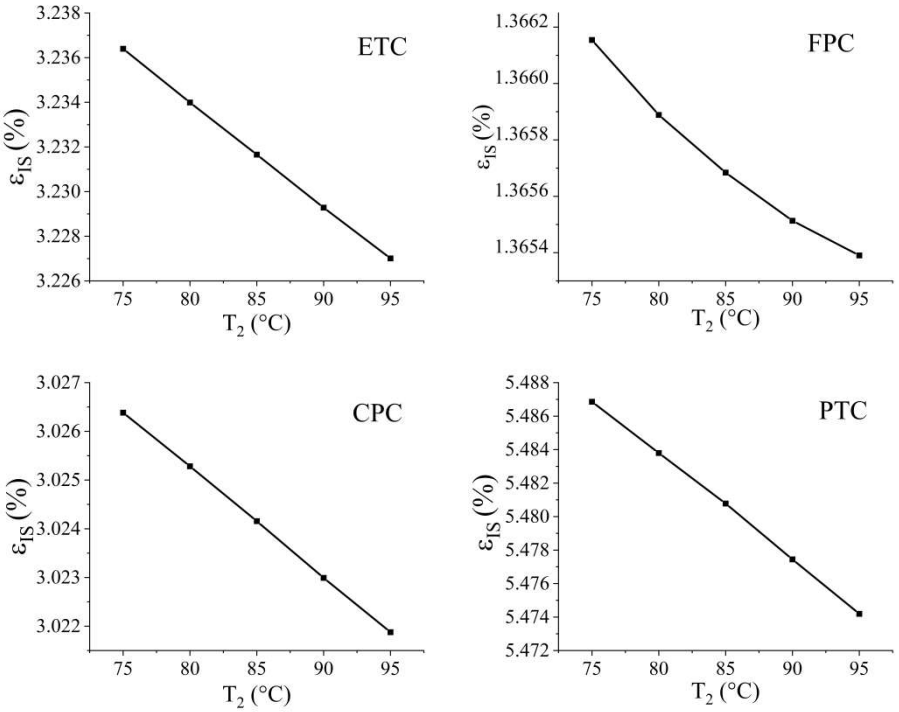
Kollektöre giren su sıcaklığının, ısıtma sisteminin enerji ve ekserji verimi üzerindeki etkisi sırasıyla Şekil 7.6 ve Şekil 7.7 sunulmaktadır. Isıtma sisteminin enerji ve ekserji performansını değerlendirmek amacıyla, kollektör giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki fark 10°C olarak alınmıştır. Yapılan analizler, incelenen tüm kollektör tipleri için en yüksek enerji veriminin, kollektör giriş sıcaklığının 75°C olduğu durumda elde edildiğini ortaya koymuştur. Özellikle, PTC, %45.52 ile en yüksek enerji verimini sağlayarak diğer kollektör tiplerinden daha iyi bir performans sergilemiştir.

SDT ve CDT hacimleri, 17 Mart tarihindeki koşullara göre 8 m^3 olarak hesaplanmıştır. En yüksek enerji verimi, PTC kollektörlerinin kullanıldığı sistemde elde edilmiştir. ETC ve CPC'li sistemlerin maksimum enerji verimlilikleri sırasıyla %41.5 ve %45.52 olarak hesaplanmıştır. Ancak, CPC ve PTC sistemlerde, kollektörlerden elde edilen faydalı ısının bir kısmının, depo hacminin yetersiz olması nedeniyle depolanamadığı tespit edilmiştir.

PTC kullanılan ısıtma sisteminde, maksimum ekserji verimi %5.48 olarak, 75°C kollektör giriş sıcaklığında elde edilmiştir. Bu yüksek ekserji verimi, sistemin giriş enerjisinin büyük bir kısmının yararlı işe dönüştürüldüğünü göstermektedir. ETC ve CPC'li sistemlerde, ekserji verimlilikleri (ε_{IS}) sırasıyla 3.22 ve 3.02 olarak hesaplanmıştır. Buna karşılık, FPC %16.49'luk bir enerji verimi ve %1.36'lık bir ekserji verimi sergilemiştir. Bu değerler, diğerleriyle karşılaştırıldığında oldukça düşüktür.

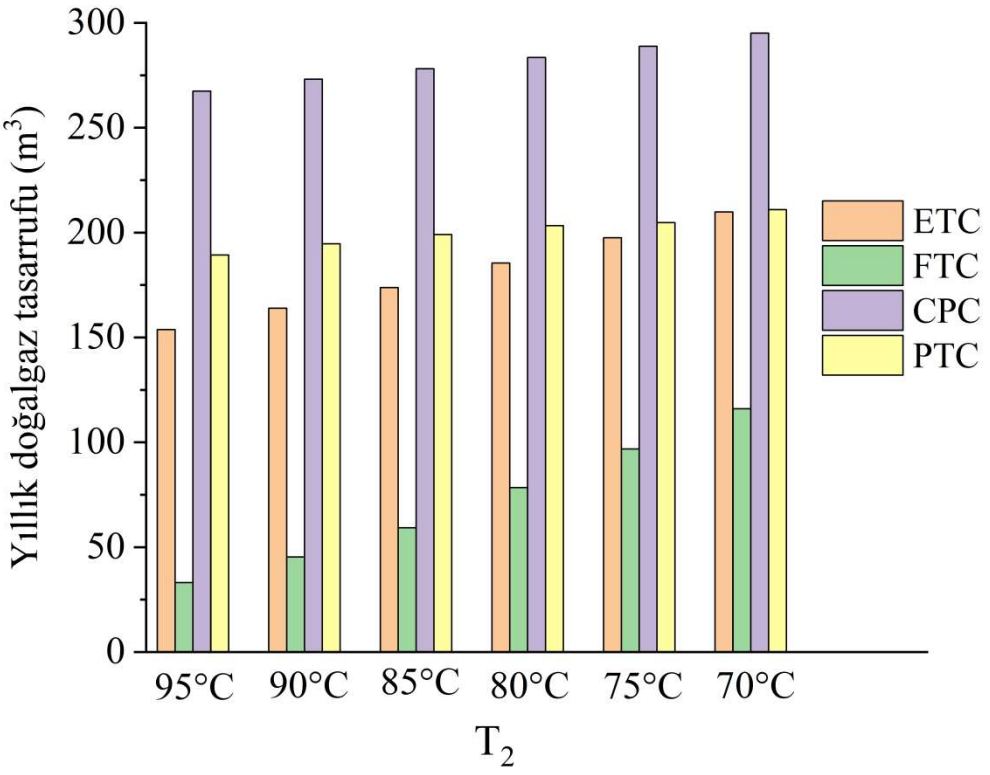


Şekil 7.6. Isıtma sisteminin enerji veriminin kollektör giriş sıcaklığına (T_2) bağlı değişimi.



Şekil 7.7. Isıtma sisteminin ekserji veriminin kollektör giriş sıcaklığına (T_2) bağlı değişimi.

Şekil 7.8'de kollektör giriş sıcaklığının doğal gaz tasarrufu üzerindeki etkisini göstermektedir. Kollektör giriş sıcaklığı azaldıkça, elde edilen faydalı enerji miktarında bir artış meydana gelir. Bu artış, doğal gazla çalışan kombinin suyu ısıtmak için ihtiyaç duyduğu enerji miktarını azaltarak doğal gaz tüketiminde tasarruf sağlar.

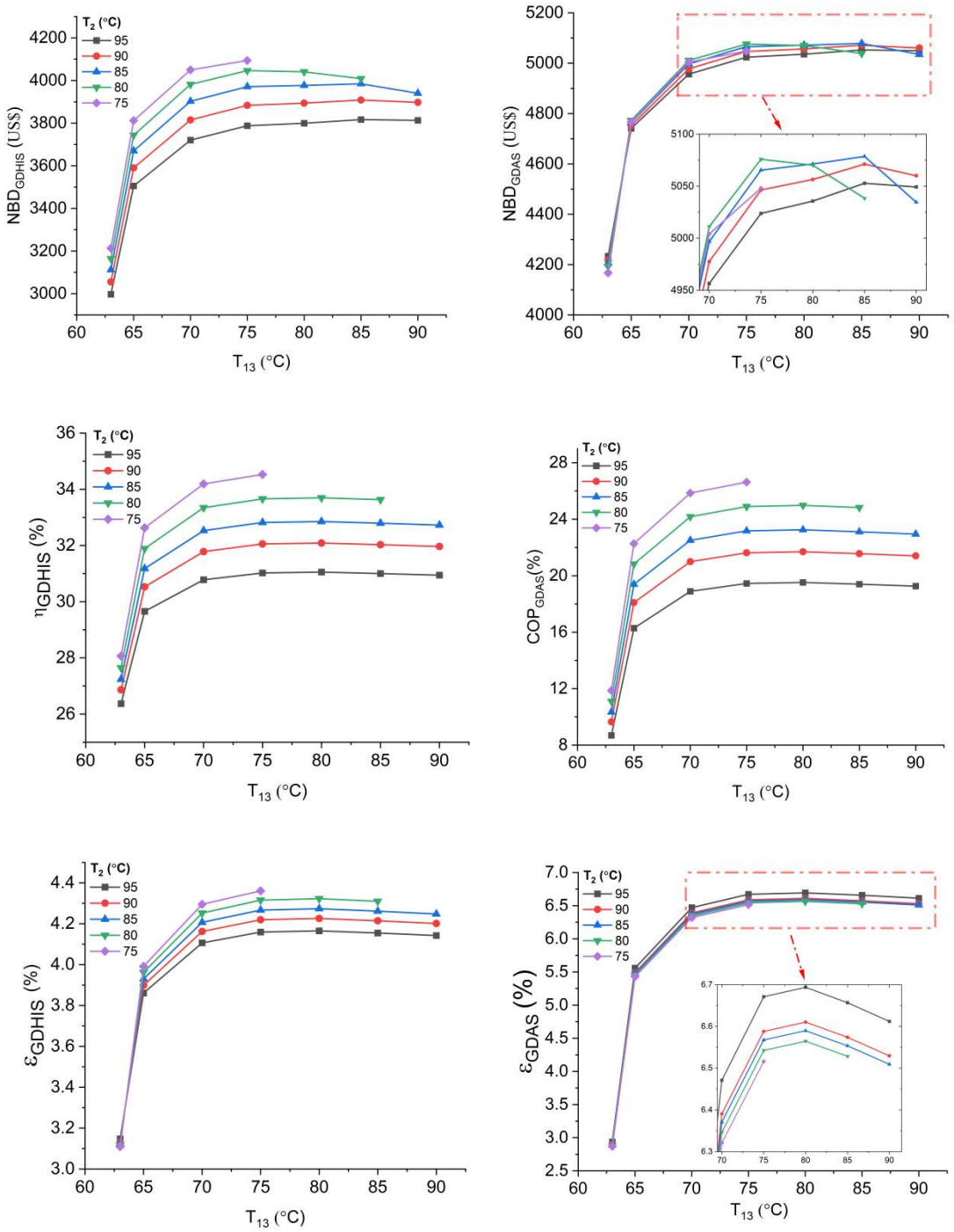


Şekil 7.8. Farklı kollektör tiplerine göre yıllık doğalgaz tasarrufunun değişimi.

Şekil 7.9'da kollektör giriş sıcaklığının ETC'li soğutma ve ETC'li hibrit sistem performansı üzerindeki etkisini göstermektedir. Hesaplamalar, 2°C evaporatör sıcaklığı alınmıştır. Kollektöre giren ve çıkan akışkan sıcaklıkları arasındaki fark 10°C olarak kabul edilmiştir.

Hibrit sistem için en yüksek NBD, 75°C kollektör giriş sıcaklığı ve jeneratör sıcaklığı şartlarında 4094.16 US$ olarak hesaplanmıştır. Soğutma sistemi için en yüksek NBD değeri ise kollektör giriş sıcaklığı 85°C ve jeneratör sıcaklığı 85°C koşullarında 5078.58 US$ olarak belirlenmiştir. Hibrit sistemde NBD hesaplanırken, soğutma sisteminin ilk yatırım maliyetine ısıtma sistemi ekipmanlarının maliyetleri de dahil edilmiştir. Kış aylarında, kollektörlerinden elde edilen enerjinin düşük olması nedeniyle kombi kullanımında artış gözlemlenmiş ve bu

durum elektrik maliyetlerinin yükselmesine neden olmuştur. Kollektör giriş sıcaklığı arttıkça, akışkan sıcaklığını 10°C artırmak için gereken enerjinin güneş kaynağından sağlanması zorlaşmaktadır. Bu durum, kollektörden elde edilen faydalı enerjinin azalmasına ve dolayısıyla NBD değerinin düşmesine yol açmaktadır.



Şekil 7.9. ETC'li GDHIS sisteminde ve ETC'li GDAS sisteminde kollektör giriş sıcaklığının etkileri (T_{15}=2°C).

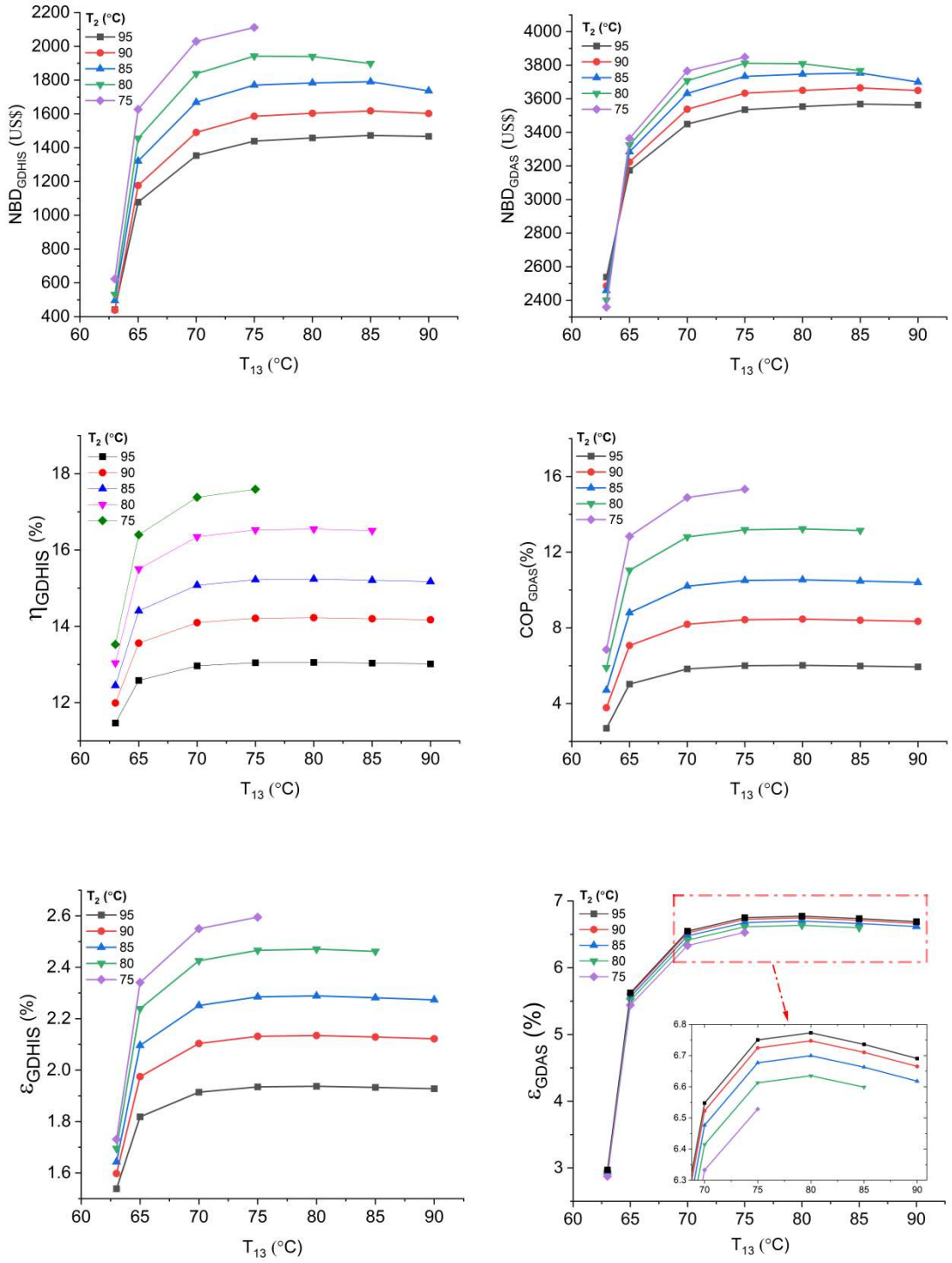
Her iki sistemde de en yüksek enerji verimi, en düşük giriş sıcaklığı koşullarında elde edilmiştir. En yüksek verim, %34.52 ile 75°C kollektör giriş sıcaklığı ve jeneratör sıcaklığında sağlanmıştır. Giriş sıcaklığındaki düşüş ve faydalı ısıdaki artış, sistemin enerji verimini artırmıştır. GDAS için en yüksek COP değeri ise 75°C kollektör giriş sıcaklığı ve jeneratör sıcaklığında %26.71 olarak hesaplanmıştır.

Hibrit sistemde maksimum ekserji verimi, 75°C kollektör giriş sıcaklığı ve jeneratör sıcaklığı koşullarında elde edilmiştir. Buna karşılık, GDAS'de maksimum ekserji verimi 95°C kollektör giriş sıcaklığı ve 80°C jeneratör sıcaklığında elde edilmiştir. Hibrit sistem ve ACS için ekserji verimlilikleri sırasıyla %4.36 ve %6.69 olarak hesaplanmıştır.

Şekil 7.10'da kollektör giriş sıcaklığının FPC'li soğutma ve FPC'li hibrit sistem performansı üzerindeki etkisini göstermektedir. 75°C giriş ve jeneratör sıcaklık koşullarında, tüm sistemler arasında en yüksek NBD elde edilmiştir. Bu değerler, SASS için 2111.99 US$, hibrit sistem için ise 3848.23 US$ olarak hesaplanmıştır. En düşük NBD değeri ise her iki sistemde de 95°C kollektör giriş sıcaklığı koşullarında gözlemlenmiştir.

Hibrit sistemin verimi, kollektöre giren akışkanın sıcaklığının azalmasıyla birlikte artış göstermektedir. Sistemin en yüksek enerji verimi, kollektör giriş sıcaklığı ve jeneratör sıcaklığının her ikisinin de 75°C olduğu durumda %17.59 olarak elde edilmiştir. Aynı sıcaklık koşullarında, GDAS %15.32'lik bir COP değerine ulaşmıştır.

Hibrit sistem, 75°C jeneratör ve kollektör giriş sıcaklığı koşullarında %4.39 ekserji verimi sağlamıştır. Buna karşılık, SASS sistemi, 80°C jeneratör ve 95°C kollektör giriş sıcaklığı koşullarında %6.32 ekserji verimine ulaşmıştır.



Şekil 7.10. FTC'li GDHIS sisteminde ve FTC'li GDAS sisteminde kollektör giriş sıcaklığının etkileri (T_{15}=2°C).

CPC'li GDHIS sisteminde ve CPC'li GDAS sistemlerinde kollektör giriş sıcaklığının soğutma performansı üzerindeki etkisi Şekil 7.11'de sunulmuştur. Kollektör giriş sıcaklığının 80°C ve jeneratör sıcaklığının 75°C olduğu durumda GDHIS için NBD 3858.8 US$ olarak hesaplanmıştır. GDAS sisteminde kollektör giriş sıcaklığının 95°C ve jeneratör sıcaklığının

85°C olduğu koşullarda maksimum NBD değeri 4229.1 US$ olarak elde edilmiştir. Her iki sistemin NBD değerlerinin, kollektöre giren suyun sıcaklığına bağlı olarak bir miktar değişim göstermiştir, ancak GDAS sisteminde bu değişimin nispeten sabit kalmıştır.

75°C kollektör giriş ve jeneratör sıcaklığı koşullarında, GDHIS ve GDAS sistemlerinin en yüksek verim değerleri sırasıyla %36.45 ve %35 olarak hesaplanmıştır. GDAS sisteminde COP değerleri, jeneratör sıcaklıklarının 70°C'yi aşmasından sonra birbirine oldukça yakın bir seyir izlerken, bu sıcaklıktan itibaren COP değerlerindeki maksimum değişim %4.2 seviyesinde olmuştur. Jeneratör sıcaklığının 70°C'yi aşması durumunda, kollektör giriş sıcaklığının COP üzerindeki etkisinin ihmal edilebilir düzeyde olduğu gözlemlenmiştir.

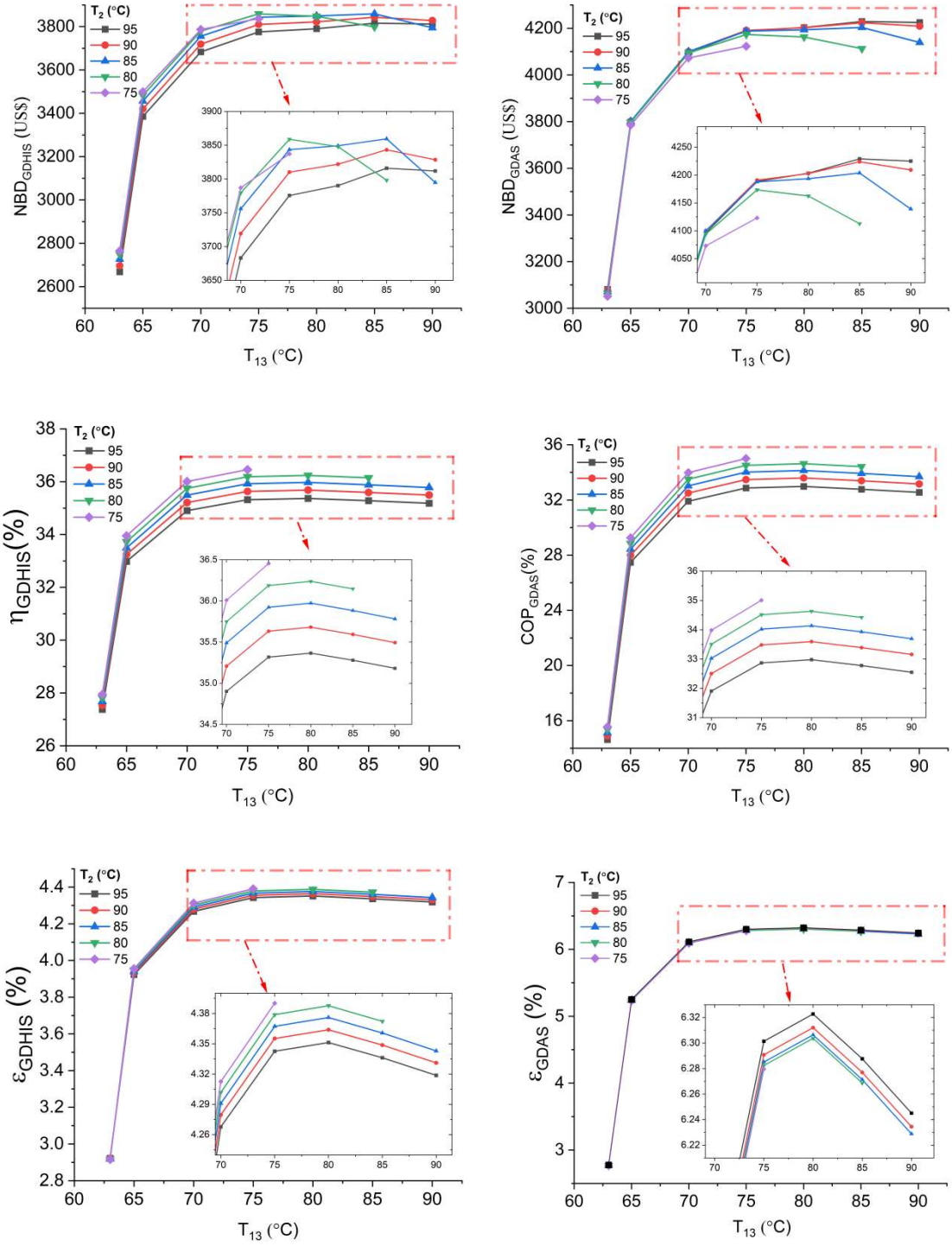
GDHIS sistemi, 75°C kollektör giriş ve jeneratör sıcaklığı koşullarında %4.39'luk maksimum ekserji verimine ulaşmıştır. Buna ek olarak, GDAS sisteminde 95°C kollektör giriş ve 80°C jeneratör sıcaklığı koşullarında %6.32'lik bir ekserji verimi elde edilmiştir. CPC sisteminde kollektör giriş sıcaklığına bağlı olarak ekserji ve enerji verimindeki değişimlerin sınırlı olduğu belirlenmiştir. Bu durum, giriş sıcaklığındaki artışın ekserji verimi üzerindeki etkisinin oldukça düşük olduğunu göstermektedir. Ekserji verimi değişimi, kollektör giriş sıcaklığına bağlı olarak ihmal edilebilir düzeydedir.

Şekil 7.12'de kollektör giriş sıcaklığının PTC kullanan GDAS ve GDHIS sistemlerindeki etkisi gösterilmiştir. PTC kullanan sistemler için NBD, ekserji ve enerji verimi değerleri kollektör giriş sıcaklığına göre çok az değişmektedir. Bu, güneş enerjisi kullanımının her giriş sıcaklığı için çok yakın olduğunu göstermektedir. GDHIS sisteminin NBD'si 75°C kollektör girişi ve jeneratör sıcaklığında 3571.97 US$ olarak hesaplanmıştır. ACS için 95°C kollektör girişi ve 85°C jeneratör sıcaklığında maksimum NBD'nin 4545.58 US$ olduğu bulunmuştur.

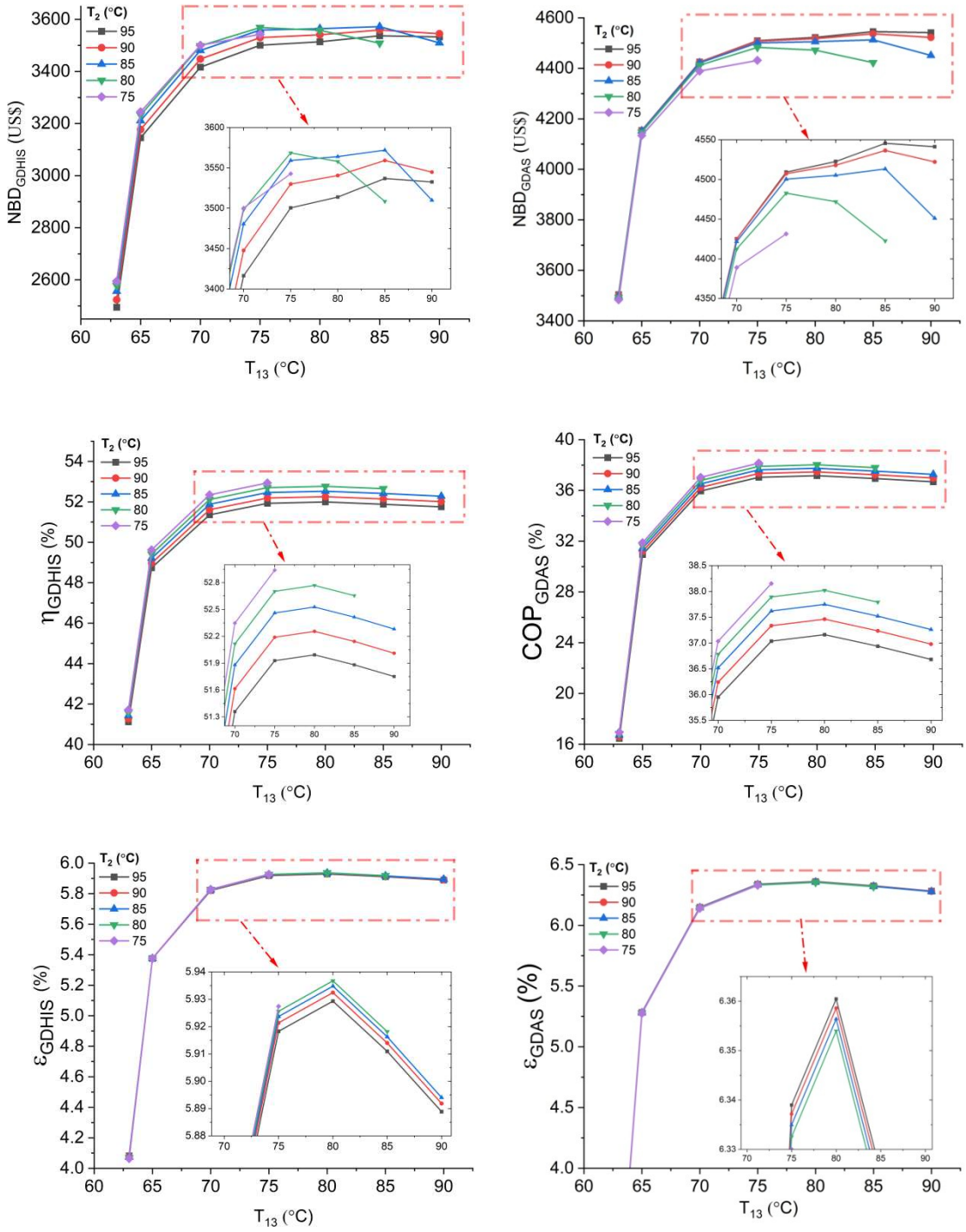
PTC kullanılan sistemlerde enerji ve ekserji verimliliklerinin aynı jeneratör sıcaklıklarında neredeyse eşit olduğu tespit edilmiştir. GDHIS ve GDAS sistemleri için, 75°C kollektör girişi ve jeneratör sıcaklığı koşullarında sırasıyla %52.93 ve %38.15 verim hesaplanmıştır. Aynı jeneratör sıcaklığı değerlerinde maksimum farkın %2.9 olduğu gözlemlenmiştir.

GDHIS için, 80°C jeneratör girişi ve 85°C kollektör giriş sıcaklığı koşullarında ekserji verimi %5.93 olarak belirlenmiştir. GDAS'de, 75°C kollektör girişi ve jeneratör sıcaklığı

koşullarında ekserji verimi %6.36 olarak hesaplanmıştır. Aynı jeneratör sıcaklığında maksimum farkın %0.15 olduğu görülmüştür.



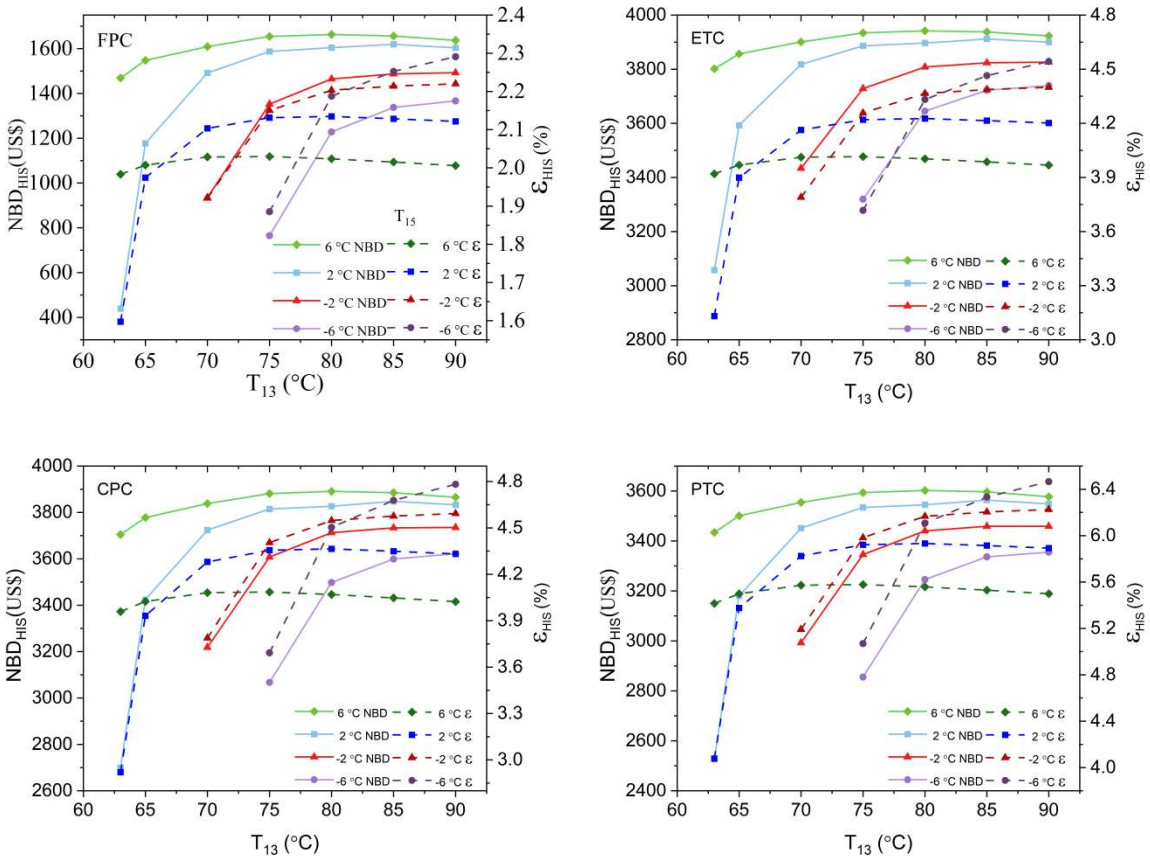
Şekil 7.11. CPC'li GDHIS sisteminde ve CPC'li GDAS sisteminde kollektör giriş sıcaklığının etkileri (T_{15}=2°C).



Şekil 7.12. PTC'li GDHIS sisteminde ve PTC'li GDAS sisteminde kollektör giriş sıcaklığının etkileri (T_{15}=2°C).

Şekil 7.13'de, hibrit sistemin NBD ve ekserji veriminin, değişen jeneratör sıcaklıklarına bağlı olarak gösterimi sunulmaktadır. Güneş kollektörlerinin giriş ve çıkış akışkan sıcaklıkları sırasıyla 90°C ve 100°C olarak belirlenmiştir. Bu sıcaklık aralığı, soğutma

sisteminin belirlenen maksimum jeneratör sıcaklığı olan 90°C ile uyumlu bir şekilde çalışmasını sağlamaktadır.



Şekil 7.13. NBD ve ε'nin jeneratör (T_{13}) ve evaporatör sıcaklıklarına (T_{15}) göre değişimi.

Sistem, -6°C evaporatör sıcaklığında, jeneratör sıcaklığı 75°C'nin altına düştüğünde çalışamaz. Bu durum, söz konusu sıcaklık değerlerinde soğutma çevrimindeki amonyağın buharlaştırılması için yeterli enerji sağlanamamasından kaynaklanmaktadır; dolayısıyla, amonyak buharlaştırma süreci gerçekleştirilememektedir. Benzer şekilde, -2°C evaporatör sıcaklığında, sistem ancak jeneratör sıcaklığı 70°C veya üzerinde olduğunda çalışabilir. Daha düşük jeneratör sıcaklıklarında enerji eksikliği nedeniyle soğutma çevrimi işlevini yerine getiremez.

Farklı kollektör tiplerinin kullanıldığı sistemlerde, evaporatör sıcaklığının artışıyla birlikte NBD ve ε_{OS} değerlerinin paralel bir şekilde arttığı gözlemlenmiştir. Tüm sistemlerde en yüksek NBD değerine, evaporatör sıcaklığının 6°C olduğu durumda ulaşılmıştır. Bu optimum değer için tüm kollektör tiplerinde en uygun jeneratör sıcaklığı 80°C olarak belirlenmiştir. 80°C jeneratör sıcaklığında amonyak daha verimli bir şekilde buharlaşmakta ve

böylece enerji talebi azalmaktadır. Azalan enerji aktarımı sonucunda, ısı değiştiricilerinin alanı küçülmekte ve bu da sistemin başlangıç yatırım maliyetini düşürmektedir.

ETC, FPC, CPC ve PTC kullanan sistemlerin 6°C evaporatör sıcaklığındaki NBD değerleri sırasıyla 3941.49 US$, 1663.142 US$, 3890.69 US$ ve 3602.08 US$'dır. ETC'ye sahip sistem en yüksek NBD'ye sahipti.

Bu sonuçlar ETC'li sisteminin en yüksek NBD'ye sahip olduğunu, ardından %3.1 farkla CPC'li siteminin geldiğini göstermektedir. Bu bulgular ETC'nin ekonomi açısından güneş kollektörleri arasında avantajlı tip olduğunu göstermektedir.

Hibrit sistemlerde kollektör verimi arttıkça ekserji veriminin de arttığı gözlemlenmiştir. Bunun nedeni güneş enerjisinden elde edilebilecek kullanılabilir enerji miktarının da artmasıdır. En yüksek verimliliğe sahip olan PTC sisteminin ekserji veriminin %4.982 olduğu bulunmuştur. Diğer kollektör tiplerinde ekserji verimi sıralaması şu şekildedir: ETC %4.54, CPC %4.78 ve FPC %2.29. 6°C ve2°C evaporatör sıcaklıklarında, farklı kollektör tipleri kullanan hibrit soğutma-ısıtma sisteminin enerji verimi, ekserji verimi ve NBD değerleri Tablo 7.6'da verilmiştir.

Tablo 7.6. 6°C ve 2°C evaporatör sıcaklıkları için hibrit soğutma-ısıtma sisteminin enerji, ekserji verimleri ve NBD değerleri.

Kollektör Tipi	T_{15}= 6°C ve T_{13}=80°C			T_{15}=2°C ve T_{13}=80°C		
	NBD (US$)	η (%)	ε(%)	NBD (US$)	η (%)	ε (%)
FPC	1663.14	14.36	2.02	1604.53	14.22	2.13
ETC	3941.49	32.41	4	3896.59	32.08	4.22
CPC	3890.69	36.19	4.06	3826.76	35.68	4.36
PTC	3602.08	52.94	5.55	3544.83	52.25	5.93

En yüksek NBD'e sahip sistem, ETC kollektörleri kullanan sistemdir. Bu, ETC kullanan sistemin ekonomik olarak en avantajlı seçenek olduğunu gösterir. GDHIS sisteminde ETC kollektörlerinin kullanımı, hem ekonomik hem de performans açısından uygun bir tercihtir. GDHIS sisteminin optimum noktalarının termodinamik özellikleri Tablo 7.7 ve Tablo 7.8'da gösterilmiştir.

Tablo 7.7. Güneşlenme sürecinde GDHIS sisteminin özellikleri.

Nokta	Akışkan	T (°C)	ṁ (kg/s)	P (kPa)	X (%)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	E (kW)	ψ (kJ/kg)
1	Su	80	0.212	100		335.11	1.058	71.26	23.53
2	Su	90	0.212	500		377.12	1.193	80.20	25.66
3	Su	90	0.212	500		377.37	1.193	80.25	25.66
4	Su	90	0.132	500		377.37	1.193	52.16	25.41
5	Su	90	0.074	500		377.37	1.193	28.09	25.41
6	Su r	80	0.074	500		377.12	1.058	24.94	23.53
7	CA-PA	85	0.098	500		177.65	0.38	17.47	11.15
13	NH_3	80	0.0018	1167.2	100	1770.7	6.19	6.14	345.4
14	NH_3	30	0.0018	1167.2	100	484.40	1.96	1.68	318.8
15	NH_3	6	0.0018	534.53	100	484.40	1.98	1.68	313.7
16	NH_3	6	0.0018	534.53	100	1611.5	6.015	2.96	237.3
17	NH_3-H_2O	30	0.0072	534.53	57	92.69	1.09	0.66	53.34
18	NH_3-H_2O	30.07	0.0072	1167.2	57	93.48	1.09	0.67	54.14
19	NH_3-H_2O	57.63	0.0072	1167.2	57	232.7	1.529	1.67	62.64
20	NH_3-H_2O	80	0.0053	1167.2	43	268.1	1.588	1.43	33.51
21	NH_3-H_2O	40.022	0.0053	1167.2	43	80.85	1.026	0.43	13.97
22	NH_3-H_2O	40.29	0.0053	534.53	43	80.85	1.028	0.43	13.26
23	Su	80	0.138	100		335.1	1.06	46.32	23.53
24	Su	25	0.213	100		104.9	0.36	22.39	0.00
25	Su	30	0.213	100		125.8	0.43	26.86	0.17
26	Hava	32.45	0.371	100		431.9	3.91	160.60	0.11
27	Hava	22	0.371	100		421.4	3.87	156.69	0.02
28	Su	25	0.078	100		104.9	0.36	8.21	0.00
29	Su	30	0.078	100		125.8	0.43	9.84	0.17
30	CA-PA	83.74	0.015	100		175.01	0.38	2.68	10.71
31	CA-PA	71.03	0.015	100		148.4	0.30	2.28	2.28
32	Su	60	0.026	100		251.2	0.83	6.71	7.73
33’	Su	60	0.028	100		251.2	0.83	7.10	7.73
35	Su	60	0.028	100		251.2	0.83	7.1	7.73
36	Su	40	0.028	100		167.6	0.57	4.74	0.90

’Deşarj sırasında.

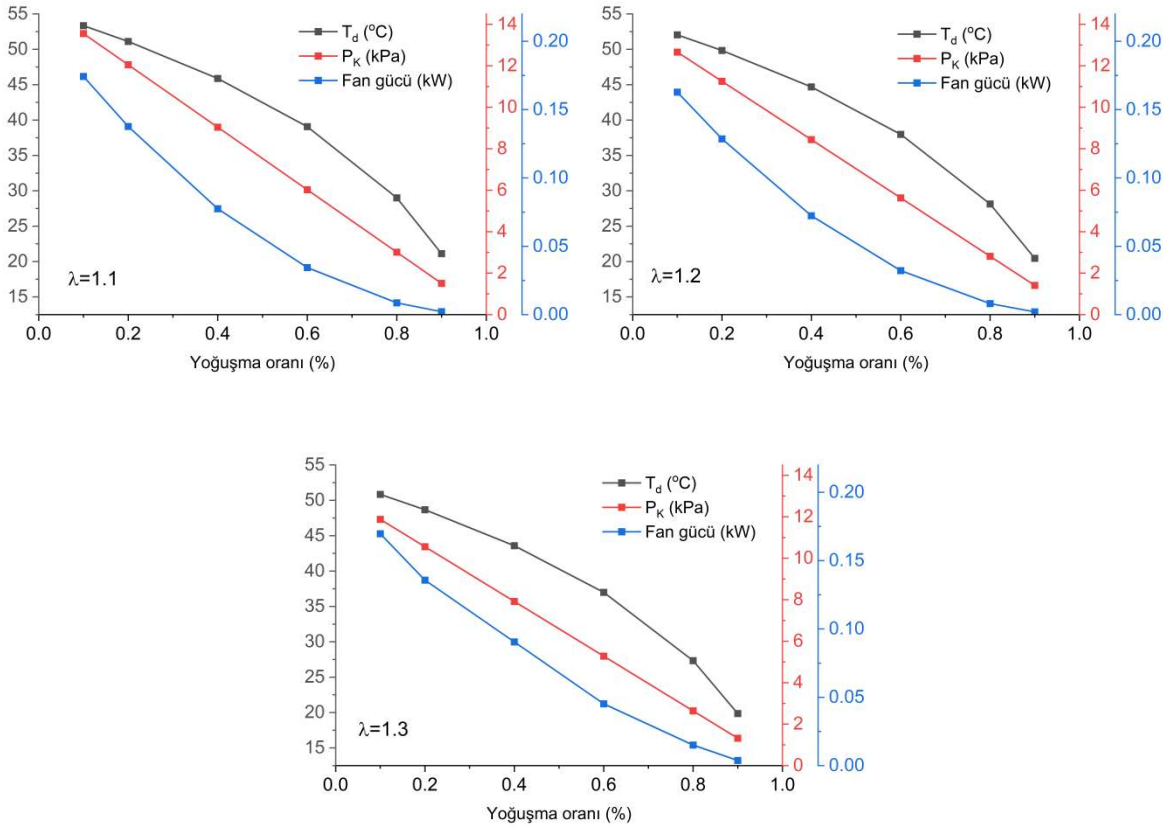
Tablo 7.8. Güneşlenme olmadığı süreçte GDHIS sisteminin özellikleri.

Nokta	Akışkan	T (°C)	$\dot{m}$ (kg/s)	P (kPa)	X (%)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	E (kW)	ψ (kJ/kg)
8	CA-PA	84.59	0.4314	100		176.78	0.35	76.26	11
9	CA-PA	84.59	0.4314	100		176.78	0.35	76.26	11
10	CA-PA	70.84	0.4314	100		148.06	0.30	63.87	5.34
11	CA-PA	70	0.4314	100		146.30	0.29	63.11	14.38
12	CA-PA	70	0.4314	100		146.30	0.29	63.11	6.46
13’	NH_3	80	0.0018	1167.2	100	1770.78	6.19	3.26	345.4
14	NH_3	30	0.0018	1167.2	100	484.40	1.96	1.68	318.8
15	NH_3	6	0.0018	534.53	100	484.40	1.9781	1.68	313.7
16	NH_3	6	0.0018	534.53	100	1611.55	6.02	2.90	237.3
17	NH_3-H_2O	30	0.0072	534.53	57	92.69	1.09	0.65	53.34
18	NH_3-H_2O	30.71	0.0072	1167.2	57	93.48	1.09	0.66	54.14
19’	NH_3-H_2O	57.63	0.0072	1167.2	57	232.73	1.53	1.63	62.64
20’	NH_3-H_2O	80	0.0053	1167.2	43	268.18	1.59	1.4	33.51
21	NH_3 - H_2O	40.02	0.0053	1167.2	43	80.85	1.03	0.42	13.97
22	NH_3-H_2O	40.29	0.0053	534.53	43	80.85	1.03	0.42	13.26
24	Su	25	0.1131	100		104.94	0.36	11.87	0.00
25	Su	30	0.1131	100		125.85	0.43	14.24	0.17
26	Hava	26.8	0.4292	100		426.25	3.89	182.9	0.08
27	Hava	22	0.4292	100		421.42	3.87	180.8	0.02
28	Su	25	0.0782	100		104.94	0.36	8.21	0.00
29	Su	30	0.0782	100		125.85	0.43	9.84	0.17
32	Su	40	0.036	100		167.65	0.57	6.03	1.52
33	Su	40	0.036	100		167.65	0.57	6.03	1.53
34	Su	60	0.036	100		167.65	0.83	6.03	7.73
35	Su	60	0.036	100		251.27	0.83	9.04	7.73
36	Su	40	0.036	100		167.65	0.57	5.22	1.53

’Deşarj sırasında.

7.4. Güneş Enerjisi Destekli Isıtma-Soğutma-Güç Hibrit Sistemi

Soğutma, ısıtma ve elektrik üretimi için tasarlanan sistem, optimum çözümü belirlemek amacıyla enerji, ekserji, ekonomik ve çevresel faktörler açısından değerlendirilmiştir. Elektrik üretimi için bir termoelektrik jeneratörü kullanılmıştır. Kullanılan TEG’lerden biri, kombiden çıkan baca gazının atık ısısından faydalanacak şekilde yerleştirilmiştir. Fazla hava katsayısı ve yoğuşma oranına göre, baca gazının kısmi basıncı, çiğ noktası sıcaklığı ve fan gücündeki değişimler Şekil 7.14’de verilmiştir.

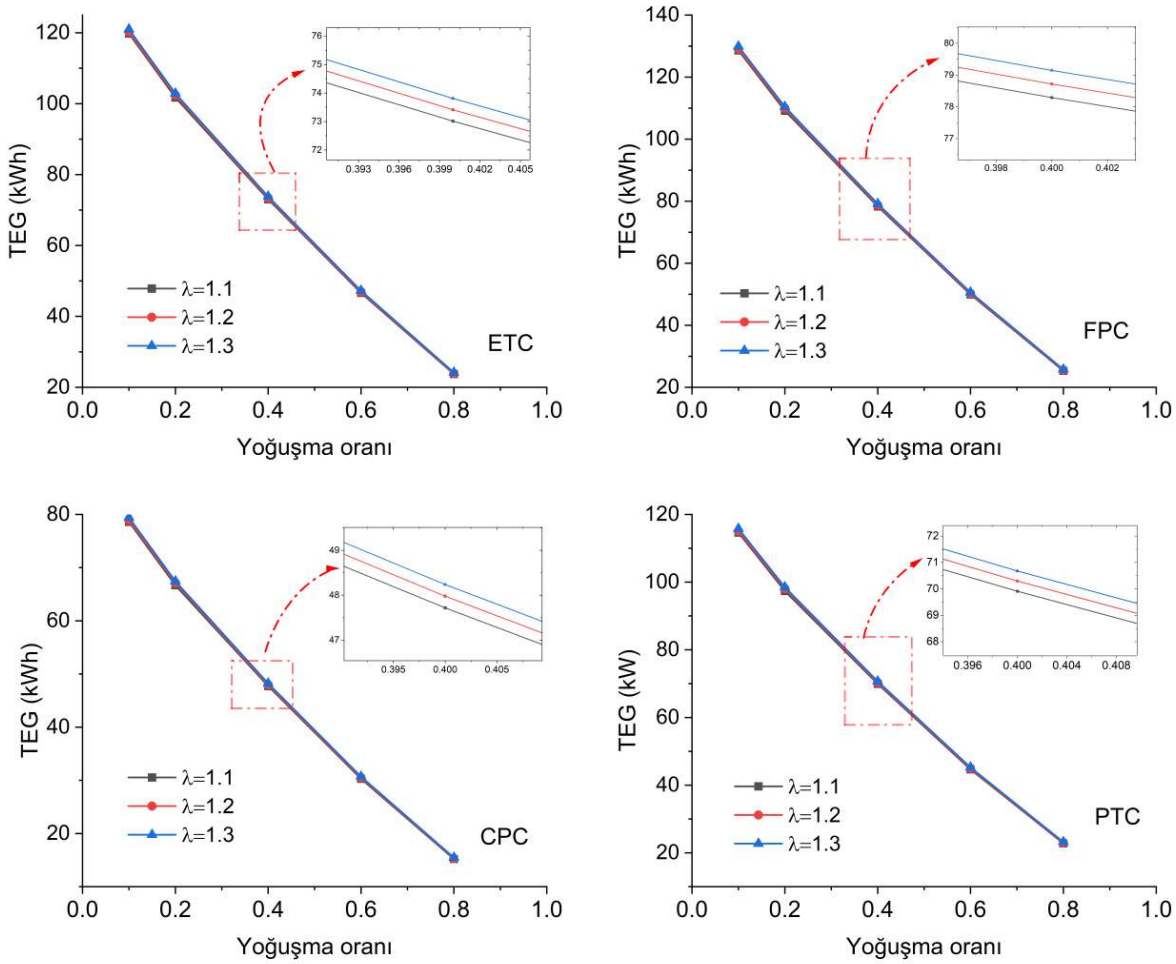


Şekil 7.14. Farklı fazla hava katsayıları için yoğuşma oranına bağlı olarak baca gazının kısmi basıncındaki (P_k), çiğ noktası sıcaklığındaki (T_{doy}) ve fan gücündeki değişimler (T_{37}=100°C).

Yoğuşma oranının (YO) artışı, baca gazındaki gaz fazındaki su buharı moleküllerinin miktarını azaltır. Bu durum, su buharının kısmi basıncında ve çiğ noktası sıcaklığında bir düşüşe neden olur. Su buharı miktarındaki azalma, baca gazı akışında taşınan toplam gaz miktarını azaltarak kombiden atılması gereken gaz hacmini düşürür. Bu azalma, fan gücüne olan ihtiyacı da azaltır.

Hava fazlalığı katsayısındaki (λ) artış, yanma sürecine daha fazla hava girmesi anlamına gelir. Bu durum, baca gazındaki su buharı miktarının toplam hacim içinde seyrelmesine ve azalmasına neden olur. Su buharı miktarındaki bu azalma, hem su buharının kısmi basıncını hem de çiğ noktası sıcaklığını düşürür. 0.8 YO'da 1.1, 1.2 ve 1.3 fazlalık hava katsayısı için basınç değerleri sırasıyla 13.55 kPa, 13.65 kPa ve 11.87 kPa olarak hesaplanmıştır. λ=1.1, 1.2 ve 1.3 için çiğ noktası sıcaklığının sırasıyla 53.34 °C, 52.03°C ve 50.83°C bulunmuştur.

Şekil 7.15 kış mevsiminde baca gazındaki atık ısıyı kullanan TEG I'in farklı kollektör tiplerindeki yıllık elektrik üretimini sunar. Elektrik üretimi, kombiyi terk eden ve TEG I' e giren baca gazındaki (37) yoğuşma oranına göre incelenir. Her grafik, farklı λ değerlerinde (1.1, 1.2 ve 1.3) enerji kazanımının karşılaştırmasını sunar. Sonuçlar, yıllık elektrik üretiminin YO'daki artışla tüm kollektör tiplerinde azaldığını göstermektedir. Bunun temel nedeni, yoğuşma oranının artmasıyla baca gazındaki su buharı miktarının azalmasıdır. Su buharındaki azalma, gizli ısının geri kazanımını sınırlar ve sistemin enerji dönüşüm potansiyelini düşürür.



Şekil 7.15. Farklı kollektör tiplerinde TEG I'in yıllık elektrik üretimi (T_{37}=100°C)

Hava fazlalık katsayısının artırılmasının elektrik üretimine olan etkileri incelendiğinde bu etkinin nispeten kısıtlı olduğu ortaya çıkmaktadır. YO 0.4 durumunda ETC için elektrik üretimi, 1.1, 1.2 ve 1.3 hava fazlalık katsayıları için sırasıyla 119.75 kWh, 120.25 kWh ve 121kWh olarak belirlenmiştir. Aynı koşullar altında FPC için değerler 128.56 kWh, 129.1 kWh ve 129.91 kWh olarak hesaplanmıştır. CPC tipi kollektör sırasıyla 78.6 kWh, 79.92 kWh ve 79.42 kWh elektrik üretim değerleri verirken, PTC ise sırasıyla 114.61 kWh, 115.09 kWh

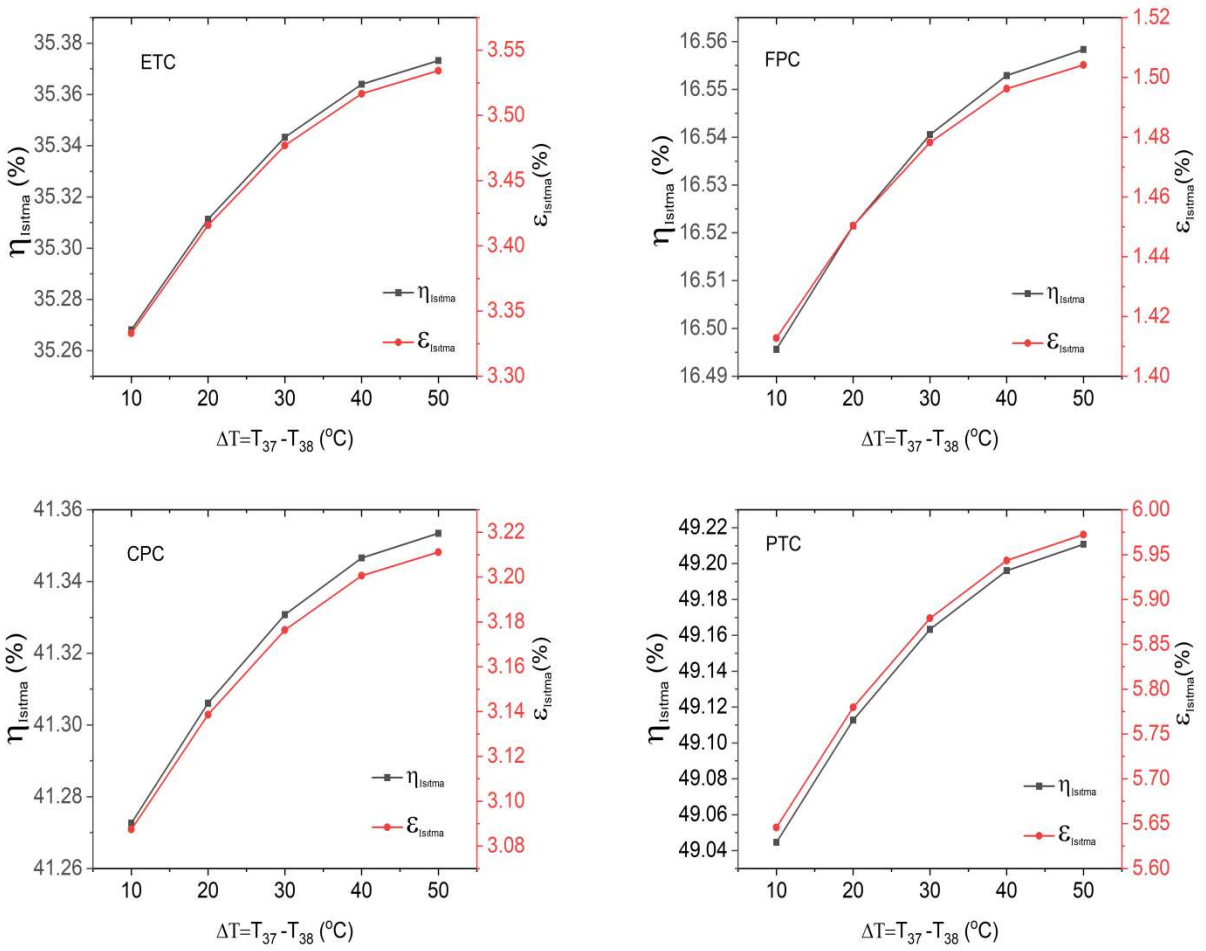
ve 115.81 kWh elektrik üretimi sağlamıştır. Tüm kollektörler için en yüksek elektrik üretiminin λ=1.3 olduğunda elde edildiği görülmüştür.

En yüksek elektrik üretimi FPC'de görülmektedir. FPC'ler diğer kollektörlere kıyasla daha düşük termal verimi nedeniyle sistemde daha fazla miktarda doğal gaz tüketimine neden olur. Bu yüzden elektrik üretimi için kullanılan baca gazı miktarı artar. Doğalgaz tüketiminde FPC'lü sistemi sırasıyla ETC, PTC ve CPC'li sistemler takip eder. CPC kollektörü kış aylarında güneş enerjisinden yararlanmada en verimli olanıdır. Kombinin çalışma süresi diğer sistemlere göre daha azdır ve bu da en düşük elektrik üretimini sağlar. 0.8'lik bir YO değeri ve 1.3'lük bir λ faktörü için elektrik üretimi sırasıyla ETC, FPC, CPC ve PTC için 121 kWh, 129.91 kWh, 79.42 kWh ve 115.81 kWh'dır.

Kış mevsiminde ısıtma ihtiyacını karşılamak için doğalgazlı kombi kullanılmıştır. Kombi sistemine entegre kollektörlerden elde edilen sıcak su, kombiye giren suyun ön ısıtılmasında kullanılmıştır. Ayrıca kombi bacasından atılan baca gazındaki atık ısıdan yararlanılarak elektrik enerjisi üretilmiştir. Kış mevsimi için yapılan enerji ve ekserji analizinde üç temel bileşen dikkate alınmıştır. Şekil 7.16, farklı tipteki kollektörler için yoğuşma oranına bağlı olarak yapılan enerji ve ekserji analizlerinin sonuçlarını göstermektedir.

ETC kullanan sistemde YO 0'dan 0.8'e çıktıkça kış mevsimi verimi (η_{IG}) yaklaşık %35.75'ten %35.32'ye düşerek toplamda %1.4'lük bir azalmaya işaret etmektedir. Kış mevsimi (ε_{IG}) ekserji verimi %4.26'dan %3.43'e düşmüştür. FPC kullanan sistemde η_{IG} %16.78'den %16.52'ye düşerek sadece %0.3'lük bir azalma göstermiştir. Bu da diğer kollektör tiplerine kıyasla yoğuşma oranındaki artıştan en az etkilenen sistem olduğunu göstermektedir. ε_{IG} %1.83'ten %1.45'e düşer. CPC kullanan sistemde $\eta_{kış}$ %41.64'ten %41.31'e düşerek %0.35'lik bir düşüş gösterdi. ε_{IG} %3.65'tir ve yoğunlaşma oranı arttıkça %3.14'e düşer. PTC sisteminde η_{IG} %49.81'den %49.12'ye düşer ve toplamda %1.4'lük bir düşüş gösterir. ε_{IG} %7,15'tir ve yoğunlaşma oranı arttıkça %5.81'e düşer.

FPC kullanan sistem, en düşük enerji ve ekserji verimine sahip olmasına rağmen, yoğuşma oranındaki artıştan en az etkilenen kollektör tipi olarak öne çıkmaktadır. Buna karşılık, PTC kullanan sistem en yüksek enerji ve ekserji verimine sahip olmasına rağmen, yoğuşma oranından daha fazla etkilenmektedir. CPC ve ETC sistemleri verimleri açısından orta düzeyde performans sergilemiştir.



Şekil 7.16. TEG I'de yoğuşma oranına bağlı enerji ve ekserji verimi (T_{37}=100°C).

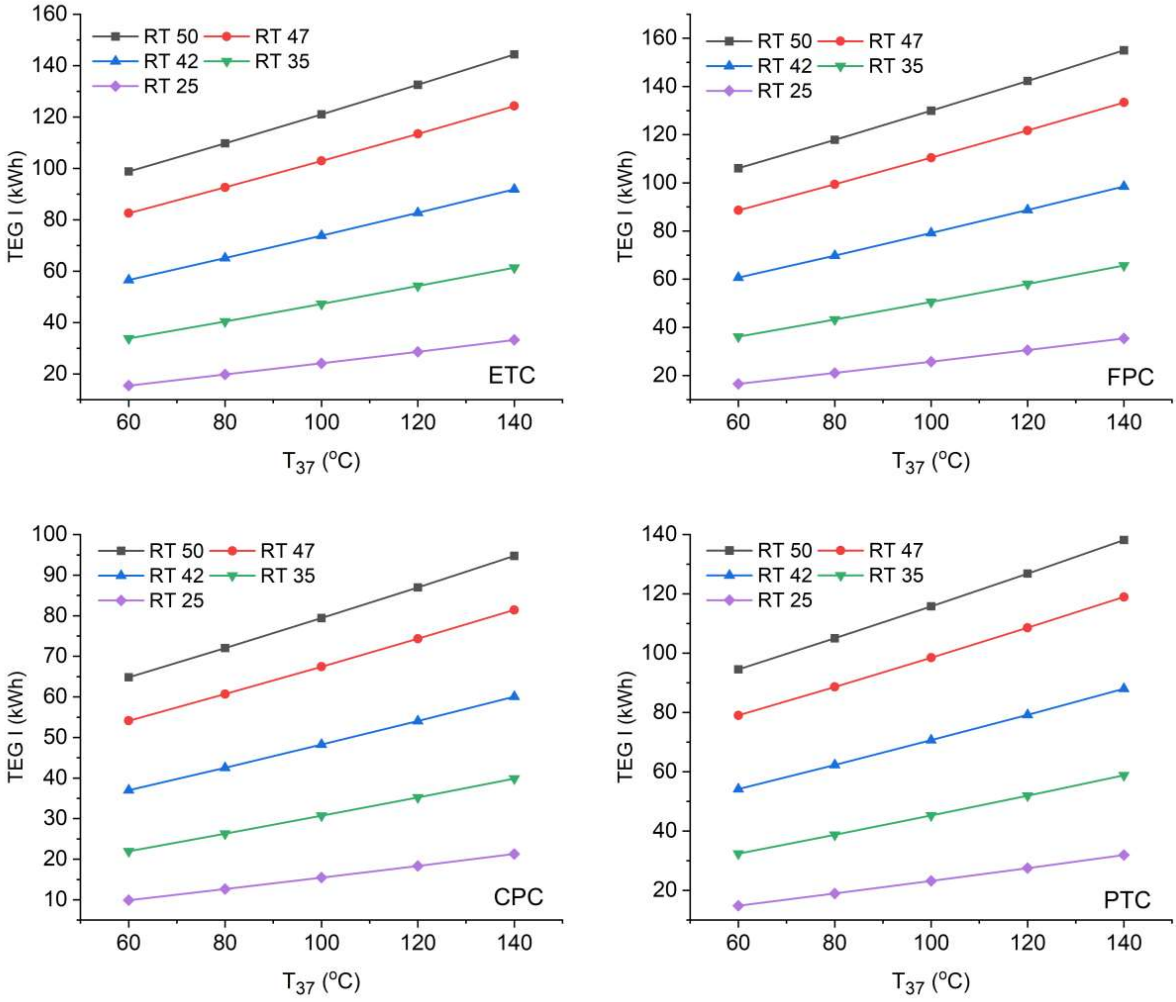
FPC kullanan sistem, en düşük enerji ve ekserji verimine sahip olmasına rağmen, yoğuşma oranındaki artıştan en az etkilenen kollektör tipi olarak öne çıkmaktadır. Buna karşılık, PTC kullanan sistem en yüksek enerji ve ekserji verimine sahip olmasına rağmen, yoğuşma oranından daha fazla etkilenmektedir. CPC ve ETC sistemleri verimleri açısından orta düzeyde performans sergilemiştir.

Kombiden farklı yoğuşma oranlarında çıkan su buharının çiğ noktası sıcaklıkları değişkenlik gösterir. TEG I'den elde edilen elektrik enerjisi çıkışını optimize etmek için baca gazında bulunan tüm su buharının ısı değiştirici içinde yoğunlaştırılması gerekir. Yoğuşma oranlarına, hava fazlalık katsayısına ve ısı değiştirici içinde kullanılan faz değişim malzemelerine bağlı çiğ noktası sıcaklıkları Tablo 7.9'da sunulmuştur.

Tablo 7.9. Yoğuşma oranlarına ve hava fazlalık katsayısına bağlı olarak ısı değiştiricide kullanılan çiğ noktası sıcaklıkları ve faz değişim malzemeleri.

YO		0.1	0.2	0.4	0.6	0.8
T_d (°C)	λ=1.1	53.34	51.1	45.87	39.06	29.01
	λ=1.2	52.03	49.83	44.68	37.97	28.13
	λ=1.3	50.83	48.66	43.57	36.98	27.33
		RT 50	RT 47	RT 42	RT 35	RT 25

Şekil 7.17'de farklı kollektörlerin kullanıldığı sistemlerde, kombiden çıkan baca gazı sıcaklığının (T_{37}) TEG I'de elektrik üretimine etkisi verilmiştir.



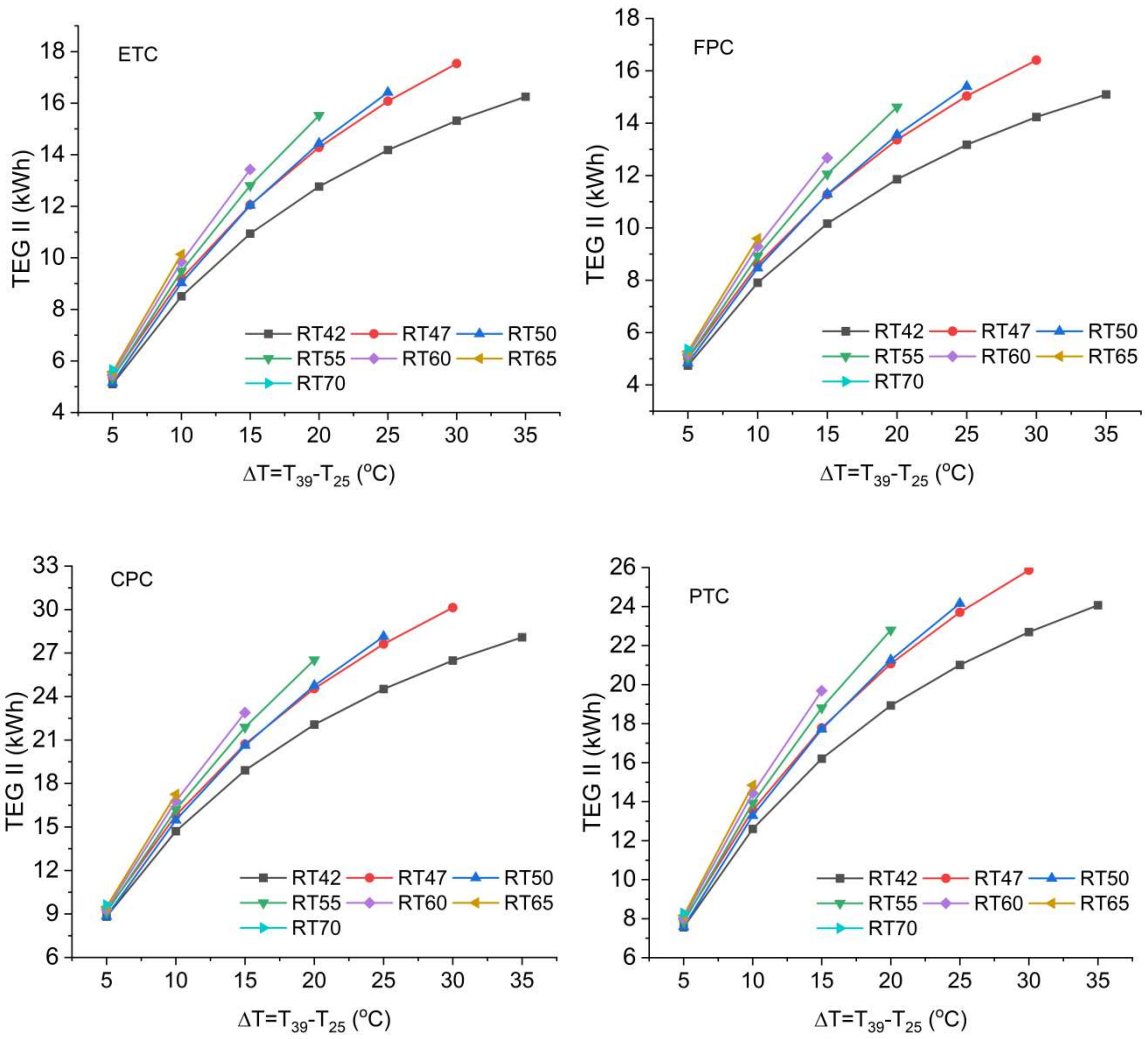
Şekil 7.17. Farklı kollektörler kullanan sistemlerde baca gazı sıcaklığının (T_{37}) TEG I'deki elektrik üretimine etkisi (λ=1.3).

Sistemlerin elektrik üretimlerinin 1.1, 1.2 ve 1.3 hava fazlalık katsayılarında (λ) yaklaşık aynı olduğu, ancak en yüksek elektrik üretiminin λ=1.3 değerinde elde edildiği görülmüştür. Bu referans değeri kullanılarak, farklı kollektörlere sahip sistemler için elektrik üretimi, baca gazı sıcaklığındaki değişimin bir fonksiyonu olarak hesaplanmıştır. Baca gazındaki su buharı, ısı değiştiriciye girdiğinde tamamen yoğuştuğundan, ısı değiştiriciden çıkış sıcaklığı, çiğ noktası sıcaklığı olarak alınmıştır. Çiğ noktası sıcaklığına bağlı olarak, çiğ noktasının altında bir faz değişim sıcaklığına sahip uygun bir faz değişim malzemesi seçilmiştir.

En yüksek elektrik üretimi FPC sistemi tarafından elde edildi. 140°C baca gazı sıcaklığında ve 0.2 yoğuşma oranında, bu sistem 155 kWh elektrik üretmiştir. En düşük elektrik üretimi CPC'li sisteminde gözlendi; aynı koşullar altında (T_{37}=140°C ve YO=0.2), bu sistemde 94.76 kWh elektrik kaydedildi.

T_{37}=140°C ve YO=0.2, ETC ve PTC sistemleri sırasıyla 144.37kWh ve 138.18kWh elektrik üretti. Doğal gaz tüketiminin kış aylarında en yüksek olduğu FPC'li sistemi maksimum elektrik üretimini sağlamıştır.

Şekil 7.18'de, evaporatör sıcaklığının 6°C'ye ayarlandığı bir sistem içinde TEG II'den yıllık elektrik enerjisi üretimini göstermektedir. Üretilen elektrik enerjisi miktarı, TEG II'ye giren ve çıkan su arasındaki sıcaklık farkına doğru orantılıdır. TEG sistemlerinde, cihazın soğuk yüzey sıcaklığı ortam sıcaklığına bağlıdır. Yaz aylarında, yüksek ortam sıcaklığı TEG II'nin enerji üretim kapasitesini kısıtlar ve bu da TEG I'e kıyasla elektrik enerjisi üretiminin az olmasına neden olur. Ayrıca, sıcak yüzey sıcaklığı (FDM sıcaklığı) kondenser sıcaklığına bağlıdır. Sistemin çalışır durumda kalabilmesi için, TEG'den çıkan suyun sıcaklığı kondenser sıcaklığından 10°C daha düşük olacak şekilde tasarlanmıştır.

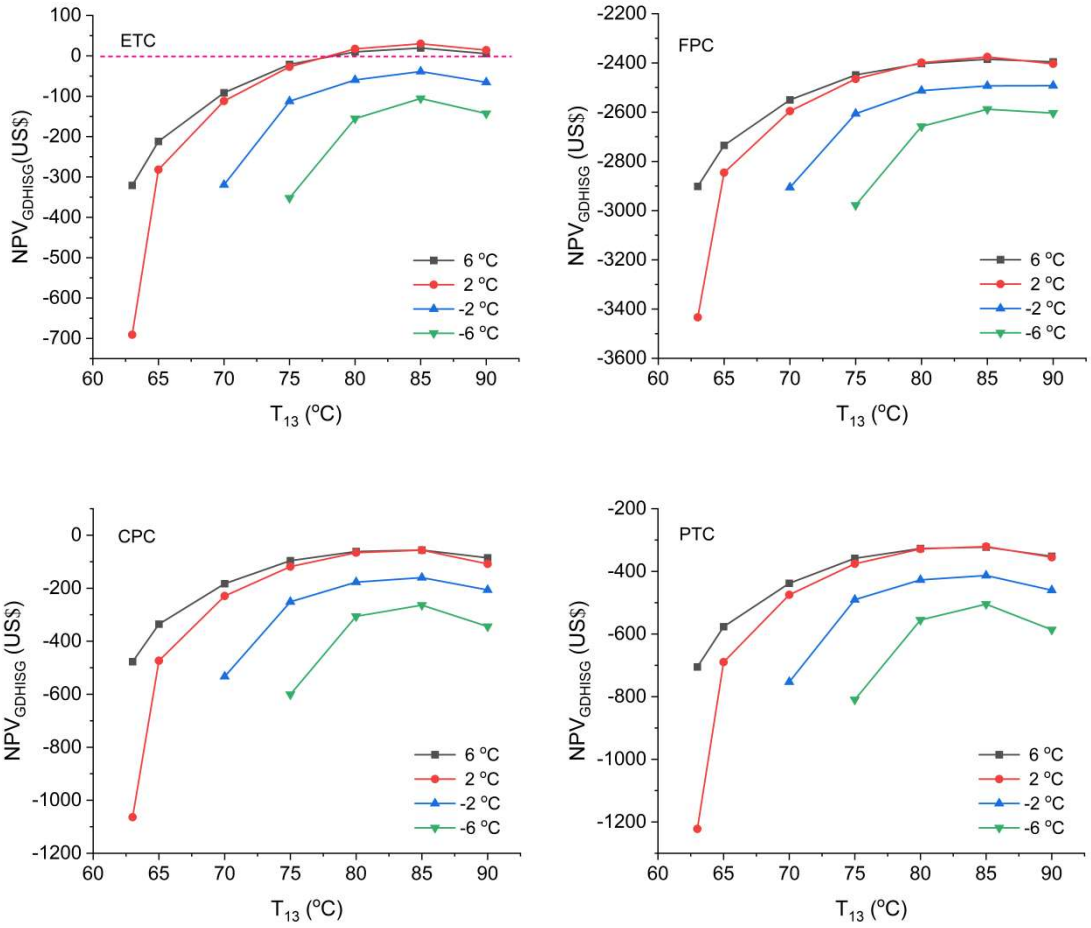


Şekil 7.18. ΔT'ye bağlı olarak TEG II'de yıllık elektrik enerjisi üretimi

TEG'nin sıcak ve soğuk yüzeyleri arasındaki sıcaklık farkı arttıkça, üretilen enerji miktarı da artar. Bu nedenle, TEG'nin sıcak yüzey sıcaklığı olan FDM sıcaklığı arttıkça, üretilen elektrik enerjisi de artar. Tüm sistemlerde, enerji üretimi ΔT'nin artışıyla paralel olarak artar. ΔT'nin artışı, FDM'de depolanan enerji miktarının artışını ifade eder. Tüm sistemlerde, maksimum enerji RT47'de elde edildi. Sıcaklık sınırlamaları nedeniyle, daha yüksek erime sıcaklıklarına sahip FDM'lerde elektrik üretimi daha düşüktür.

En yüksek enerji üretimi 30°C sıcaklık farkında (ΔT) RT47 ile elde edildi. En yüksek elektrik enerjisi üretimi 30.13 kWh değeriyle CPC sisteminde gözlendi. Geri kalan sistemlerdeki enerji üretimi ise sırasıyla PTC için 25.86 kWh, ETC için 17.53 kWh ve FPC için 16.4 kWh olarak hesaplandı. Sonuçlar ΔT'deki artışın enerji üretimi üzerinde olumlu bir etkiye sahip olduğunu, kullanılan sistem tipinin bu performans üzerinde önemli bir etki uyguladığını göstermektedir.

Şekil 7.19'da, -6°C, -2°C, 2°C ve 6°C evaporatör sıcaklıklarında jeneratör sıcaklığına bağlı olarak GDHISG sisteminin NBD analizini gösterilmiştir. Kollektöre giren ve çıkan sıvı sıcaklıklarının sırasıyla 90°C ve 100°C olduğu kabul edilmiştir.



Şekil 7.19. -6 °C, -2 °C, 2°C ve 6°C evaporatör sıcaklıklarında değişen jeneratör sıcaklıkları için GDHISG sisteminin NBD analizi.

Tüm GDHISG sistemlerinde, 80°C ve üzeri jeneratör sıcaklıklarında, 2°C ve 6°C evaporatör sıcaklıklarındaki NBD değerlerinin oldukça benzer olduğu bulunmuştur. Bununla birlikte, tüm sistemlerde en yüksek NBD değeri 85°C jeneratör sıcaklığında elde edilmiştir.

ETC'li GDHISG sisteminde, 85°C jeneratör sıcaklığında, 6°C ve 2°C evaporatör sıcaklıkları için NBD değerleri sırasıyla 19.34 US$ ve 29.84 US$ olarak hesaplanmıştır. Bu değerler arasında %54'lük bir fark bulunmaktadır. Diğer sistemlerde evaporatör sıcaklıklarının NBD üzerindeki etkisi daha az anlamlıdır. FPC'li GDHISG sisteminde, 6°C ve 2°C evaporatör sıcaklıkları için NBD değerleri sırasıyla -2384.92 US$ve -2375.54 US$ olarak hesaplanmış olup, %0.39'luk bir fark bulunmaktadır. CPC'li GDHISG sisteminde, 6°C ve 2°C evaporatör sıcaklıkları için NBD değerleri sırasıyla -55.89 US$ ve -56.45 US$ olup,

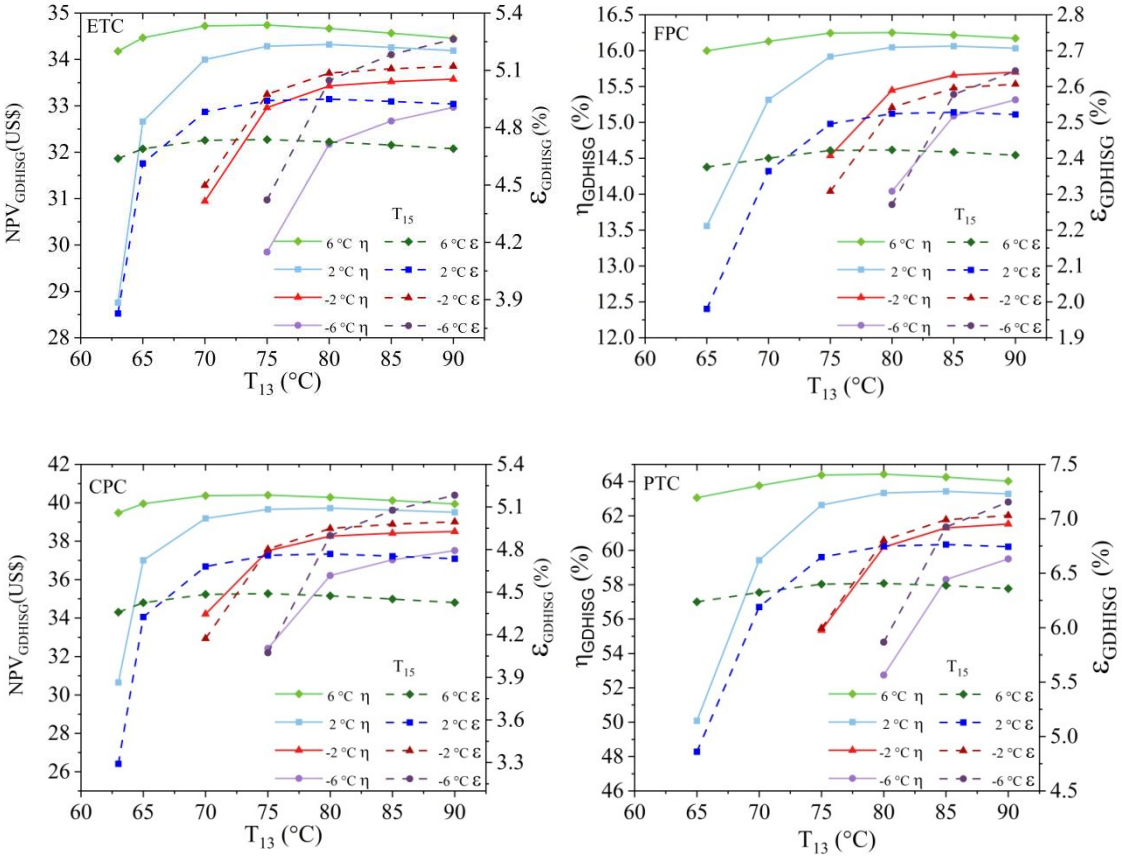
%1'lik bir fark göstermektedir. PTC'li GDHISG sisteminin 6°C ve 2°C evaporatör sıcaklıkları için NBD değerleri %0.5 farkla -322.74 US$ ve -320.89 US$ elde edilmiştir.

FPC, CPC ve PTC'li GDHISG sistemlerinde 2°C ve 6°C evaporatör sıcaklıklarının NBD üzerinde önemli bir etkisi yoktur. Ancak ETC'li GDHISG sisteminde 6°C evaporatör sıcaklığında elde edilen NBD değeri 2°C evaporatör sıcaklığında elde edilen değerin yaklaşık iki katıdır. Bu, evaporatör sıcaklığının ETC'li GDHISG sisteminin ekonomik performansı üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğunu gösterir.

ETC sistemi dışındaki sistemlerde NBD değerleri negatif olarak hesaplanmıştır. Sonuç olarak en yüksek NBD değerine ulaşan ETC'li GDHISG sistemi ekonomik olarak en uygun sistem olarak belirlenmiştir.

Şekil 7.20'de GDHISG sistemlerinin enerji ve ekserji analizlerini göstermektedir. Enerji verimi (η), artan jeneratör sıcaklığıyla (T_{13}) yukarı doğru bir yörünge gösterir, belirli bir noktada zirveye ulaşır, ardından belirgin bir düşüş gözlemlenir. Özellikle, 6°C'lik bir evaporatör sıcaklığı için, enerji verimi 75°C'de maksimum değerine ulaşırken, 2°C'lik bir evaporatör sıcaklığı için, 80°C'de zirveye ulaşır, ardından hafif bir düşüş görülür. Evaporatör sıcaklığı -2°C ve -6°C olduğunda, enerji verimi 90°C'lik bir jeneratör sıcaklığına kadar kademeli ve tutarlı bir şekilde artmaya devam eder.

Ekserji verimi (ε) açısından, -6°C ve -2°C evaporatör sıcaklıklarında jeneratör sıcaklığının artmasıyla daha belirgin bir iyileşme gözlemlenmektedir. 2°C ve 6°C evaporatör sıcaklıklarında, ε'deki artış daha sınırlıdır.



Şekil 7.20. -6°C, -2°C, 2°C ve 6°C evaporatör sıcaklıklarında değişen jeneratör sıcaklıkları için enerji ve ekserji analizi.

Güneş destekli hibrit soğutma-ısıtma-güç (GDHISG) sisteminin optimum noktasının termodinamik özellikleri Tablo 7.10 ve Tablo 7.8'de gösterilmiştir.

Tablo 7.10. Güneşlenme sürecinde GDHISG sisteminin özellikleri.

Nokta	Akışkan	T (°C)	ṁ (kg/s)	P (kPa)	X (%)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	E (kW)	ψ (kJ/kg)
1	Su	90	0.182	100		377.12	1.1928	68.81	25.35
2	Su	100	0.182	500		419.97	1.3069	76.53	33.68
3	Su	100	0.182	500		419.97	1.3069	76.53	33.68
4	Su	100	0.118	500		419.97	1.3069	49.47	33.68
5	Su	100	0.069	500		419.97	1.3069	26.78	33.68
6	Sur	90	0.069	500		377.37	1.1926	24.094	25.64
7	CA-PA	95	0.084	100		198.55	0.44	16.687	14.88
13	NH_3	85	0.0029	1167.2	100	1783.7	6.22	5.1252	346.88
14	NH_3	30	0.0029	1167.2	100	484.39	1.9612	1.3918	318.79
15	NH_3	2	0.0029	462.46	100	484.39	1.9899	1.3918	310.24
16	NH_3	2	0.0029	462.46	100	1607.52	6.0659	4.6189	218.10
17	NH_3-H_2O	30	0.0125	462.46	54.5	86.689	1.0742	1.0834	41.77
18	NH_3-H_2O	32.48	0.0125	1167.2	54.5	87.64	1.0742	1.0953	42.72
19	NH_3-H_2O	62.21	0.0125	1167.2	54.5	240.42	1.5272	3.0048	60.451
20	NH_3-H_2O	85	0.0096	1167.2	41.82	287.88	1.6291	2.7707	71.02
21	NH_3-H_2O	42.95	0.0096	1167.2	41.82	89.47	1.0407	0.8612	48.14
22	NH_3-H_2O	43.08	0.0096	462.46	41.82	89.47	1.0430	0.8612	47.37
23	Su	90	0.186	500		377.12	1.1709	44.72	31.89
24	Su	25	0.016	100		104.94	0.3649	1.7247	0.000
25	Su	80	0.016	100		251.8	1.058	5.5075	23.53
26	Hava	32.45	0.371	100		431.9	3.91	160.60	0.11
27	Hava	22	0.371	100		421.4	3.87	156.69	0.02
28	Su	25	0.078	100		104.9	0.36	8.21	0.00
29	Su	35	0.078	100		125.8	0.43	9.84	0.17
30	CA-PA	83.74	0.015	100		175.01	0.38	2.68	10.71
31	CA-PA	71.03	0.015	100		148.4	0.30	2.28	2.28
32	Su	60	0.0236	100		251.2	0.83	6.71	7.73
33’	Su	60	0.0236	100		251.28	0.829	5.932	7.728
34	Su	60	0.0236	100		251.28	0.829	5.932	7.728
35	Su	60	0.0236	100		251.28	0.829	5.932	7.728
36	Su	40	0.0236	100		167.6	0.57	3.96	0.8974
37	Baca gazı	140	0.0056	100		2222.72	7.579	12.47	7.579
38	Baca gazı	25	0.0056	100		1964.8	6.877	11.02	6.877
39	Su	50	0.016	100		125.85	0.6967	3.4424	5.611

Tablo 7.11. Güneşlenme olmadığı süreçte GDHISG sisteminin özellikleri.

Nokta	Akışkan	T (°C)	$\dot{m}$ (kg/s)	P (kPa)	X (%)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	E (kW)	$\dot{E}x_d$ (kJ/kg)
8	CA-PA	94.65	0.084	100		197.82	0.438	16.61	17.74
9	CA-PA	94.65	0.084	100		197.82	0.438	16.61	17.74
10	CA-PA	80.28	0.084	100		167.79	0.355	14.09	9.845
11	CA-PA	80	0.084	100		167.20	0.353	14.046	9.455
12	CA-PA	80	0.084	100		167.20	0.353	14.046	9.455
13’	NH_3	85	0.0011	1167.2	100	1783.7	6.22	1.7392	346.88
14	NH_3	30	0.0011	1167.2	100	484.39	1.9612	0.4723	318.79
15	NH_3	2	0.0011	462.46	100	484.39	1.9899	1.4723	310.24
16	NH_3	2	0.0011	462.46	100	1607.52	6.0659	1.5674	218.10
17	NH_3-H_2O	30	0.0042	462.46	54.5	86.689	1.0742	0.3677	41.77
18	NH_3-H_2O	32.48	0.0042	1167.2	54.5	87.64	1.0742	0.3717	42.72
19’	NH_3-H_2O	62.21	0.0042	1167.2	54.5	240.42	1.5272	1.0197	60.451
20’	NH_3-H_2O	85	0.0033	1167.2	41.82	287.88	1.6291	0.9402	71.02
21	NH_3-H_2O	42.95	0.0033	1167.2	41.82	89.47	1.0407	0.2922	48.14
22	NH_3-H_2O	43.08	0.0033	462.46	41.82	89.47	1.0430	0.2922	47.37
24	Su	25	0.0055	100		104.94	0.3644	0.5781	0.000
25	Su	80	0.0055	100		335.11	1.058	1.8462	23.53
26	Hava	25	0.3628	100		424.43	3.8814	153.98	0.000
27	Hava	22	0.3628	100		421.42	3.87	152.89	0.537
28	Su	25	0.0357	100		104.94	0	3.7446	0.00
29	Su	35	0.0357	100		125.85	0.412	5.2366	1.155
32	Su	40	0.0309	100		167.651	0.573	5.1763	0.897
33	Su	40	0.0309	100		167.651	0.573	5.1763	0.897
34	Su	60	0.0309	100		167.65	0.83	7.7585	7.728
35	Su	60	0.0309	100		251.27	0.83	7.7585	7.728
36	Su	40	0.0309	100		167.65	0.573	5.22	0.897
37	Baca gazı	140	0.0121	100		2222.72	7.579	23.85	7.579
38	Baca gazı	25	0.0121	100		1964.8	6.877	26.98	6.877
39	Su	50	0.0055	100		209.45	0.6967	1.153	5.611

8. SONUÇ VE ÖNERİLER

Çalışmada, düşük güneş ışınımı koşullarında çalışabilen güneş enerjisi destekli ısıtma, soğutma ve elektrik üretim sistemleri incelenmiştir. Bu bağlamda, çalışmanın ilk aşamasında güneş enerjisi destekli tekli soğutma (GDAS) sistemi, ikinci aşamasında hibrit ısıtma ve soğuma (GDHIS) sistemi, son aşamasında hibrit ısıtma, soğutma ve güç üretim (GDHISG) sistemi tasarlanmıştır. Dizaynı yapılan sistemlere, yetersiz güneş ışınımı dönemlerinde sürekliliği sağlamak amacıyla TED ünitesi de eklenmiştir. Soğutma amacı için absorbsiyonlu soğutma sistemi esas alınmıştır. Isıtma ihtiyacı temel olarak doğal gaz yakma sistemi (kombi) ile karşılanmış, güneş enerjisi desteği ile sistem verimi artırılmaya çalışılmıştır. Elektrik üretimi, atık ısıların değerlendirilmesi amacıyla termoelektrik jeneratör (TEG) vasıtasıyla sağlanmıştır. Sistem tasarımlarında, Parabolik Oluklu Kollektör (PTC), Bileşik Parabolik Kollektör (CPC), Düzlemsel Kollektör (FPC) ve Vakumlu Tüplü Kollektör (ETC) olmak üzere dört farklı tipte güneş kollektörü incelenmiştir. Tasarımlar, Bilecik'te bulunan 120 m^2'lik bir konutun ısıtma, soğutma ve elektrik ihtiyaçlarını karşılamak üzere gerçekleştirilmiştir. Ele alınan sistem tasarımları termodinamik, ekonomik ve çevresel açılardan analiz edilmiştir. Termodinamik değerlendirmelerde enerji ve ekserji analizi metotları, ekonomik değerlendirmede net bugünkü değer (NBD) analizi kullanılmıştır. Çevresel değerlendirmede, tasarruf edilen elektrik enerjisinin farklı kaynaklardan üretimi temel alınarak tasarruf edilen emisyon miktarlı ile tasarruf edilen doğal gaz yanması sonucu açığa çıkacak emisyon değerleri esas alınmıştır. Yapılan analizler neticesinde aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir:

- GDAS sisteminde, soğutma sezonu boyunca güneş enerjisinden yararlanılarak, sisteminin eriyik pompasını çalıştırmak için gerekli düşük seviyedeki elektrik enerjisi dışında ek enerjiye ihtiyaç duyulmadığı tespit edilmiştir. En yüksek NBD'ye sahip tasarım, ETC'li GDAS olarak belirlenirken, en yüksek COP'ye sahip olan tasarım PTC'li tasarım olarak belirlenmiştir. NBD analizi sonucunda en efektif sistemin 6726.13 US$ ile ETC kullanılan sistem olduğu belirlenmiştir. ETC kullanılan sistemde elde edilebilecek en yüksek ekserji verimi %2.39, en yüksek sistem verimi %32,7 olarak belirlenmiştir. PTC'li sistem için en yüksek ekserji verimi %3.38 olarak hesaplanmıştır. ETC'li GDAS sisteminin linyit yakıtı esas alındığında 15890.2 kg CO_2 emisyon tasarrufu sağlayacağı hesaplanmıştır. Aynı şekilde, doğal gaz bazında ise yıllık 1125 kg CO_2 emisyon tasarrufu sağlanabileceği belirlenmiştir.

- GDHIS sisteminde en yüksek enerji verimi %45.17 ile PTC'li sistemde elde edilmiştir. Kollektöre akışkan giriş sıcaklığı azaldıkça kombide daha az doğalgaz kullanıldığı tespit edilmiştir. 75°C kollektör giriş sıcaklığında CPC, PTC, ETC ve FPC kullanan GDHIS sistemlerinde sırasıyla 295.1 m^3, 210.95 m^3, 209.77 m^3 ve 115.96 m^3 doğalgaz tasarrufu sağlandığı görülmüştür. GDHIS sisteminde 80°C'lik jeneratör sıcaklığında optimum noktaya ulaşılmıştır. 3941.49 US$'la en yüksek NBD'e sahip optimum sistemin ETC'li GDHIS sistemi olduğu belirlenmiştir. ETC'li sisteminin ekserji verimi %4 ve enerji verimi %33.52 olarak hesaplanmıştır. ETC'li GDHIS sisteminin linyit yakıtlı termik santrale kıyasla yıllık 16005.6 kg CO_2 ve doğal gaz yakıtlı santral bazında ise yıllık 1248.4 kg CO_2 emisyon tasarrufu sağlanabilmektedir.
- GDHISG sisteminde güç üretimi için TEG'lerden yararlanılmıştır. Kombi bacasına yerleştirilen için TEG I için yapılan analizlerde, tüm kollektör tipleri için maksimum elektrik enerjisi çıkışının 1.3 hava fazlalık katsayısı ve 0.2 yoğuşma oranı koşullarında elde edildiği belirlenmiştir. TEG I de en yüksek elektrik enerjisi FPC'li sistemde 129.91 kW olarak elde edilmiştir. Absorbsiyonlu soğutma sistemi atık ısısından beslenen TEG II'de maksimum elektrik üretimi, 47°C erime sıcaklığına sahip FDM'nin kullanıldığı durumda 30.13 kW olarak belirlenmiştir. ETC'li GDHISG sisteminde, 85°C jeneratör sıcaklığı ve 2°C buharlaştırıcı sıcaklıkları için NBD 29.84 US$ olarak hesaplanmıştır. NBD analizine göre belirlenen optimal noktada sistemin enerji ve ekserji verimleri %37.74 ve %5.26 olarak belirlenmiştir. ETC'li GDHISG sisteminin linyit yakıtlı termik santrale kıyasla yıllık 17696.82 kg CO_2 ve doğal gaz yakıtlı santral bazında ise yıllık 1332.65 kg CO_2 emisyon tasarrufu sağlanabilmektedir.

Yapılan tasarımlar ve analizleri neticesinde, sistem verimlerinin hibrit bileşenleri arttığında yükseldiği görülmesine rağmen, ilave ekipmanlara bağlı olarak NBD değerleri düşmektedir. Ancak, çevresel etkiler ve etkilerin maliyetleri de dikkate alındığında ekonomik açıdan çok amaçlı sistemlerin daha etkin olacağı öngörülmektedir. Bu nedenle, sonraki çalışmalarda, çevresel maliyetlerinde değerlendirilmesi kuvvetle önerilmektedir.

KAYNAKÇA

Aggarwal, S., Kumar, R., Lee, D., Kumar, S. & Singh, T. (2023). Heliyon Review article A comprehensive review of techniques for increasing the efficiency of evacuated tube solar collectors. *Heliyon*, *9*(4), e15185.

Akinoğlu, B. G. & Ecevit, A. (1990). A further comparison and discussion of sunshine-based models to estimate global solar radiation. *Energy*, *15*(10), 865–872.

Aksoy, B. (1997). Estimated monthly average global radiation for Turkey and its comparison with observations. *Renewable Energy*, *10*(4), 625–633.

Ali, H., Wang, Z., Alani, W. K., Zheng, J. & Fayad, M. A. (2023). Case Studies in Thermal Engineering A novel experimental design for free energy from the heat-gaining panel using multi-thermoelectric generators (TEGs) panel. *Case Studies in Thermal Engineering*, *50*(August), 103431.

Allouhi, A., Agrouaz, Y., Benzakour, M., Rehman, S., Buker, M. S., Kousksou, T., … Benbassou, A. (2017). Design optimization of a multi-temperature solar thermal heating system for an industrial process. *Applied Energy*, *206*(May), 382–392.

Almorox, J., Hontoria, C. & Benito, M. (2011). Models for obtaining daily global solar radiation with measured air temperature data in Madrid (Spain). *Applied Energy*, *88*(5), 1703–1709.

Altun, A. F. & Kilic, M. (2020). Economic feasibility analysis with the parametric dynamic simulation of a single effect solar absorption cooling system for various climatic regions in Turkey. *Renewable Energy*, *152*, 75–93.

Aman, J., Ting, D. S. K. & Henshaw, P. (2014). Residential solar air conditioning: Energy and exergy analyses of an ammonia-water absorption cooling system. *Applied Thermal Engineering*, *62*(2), 424–432.

Aras, H., Balli, O. & Hepbasli, A. (2006). Estimating the horizontal diffuse solar radiation over the Central Anatolia Region of Turkey. *Energy Conversion and Management*, *47*(15–16), 2240–2249.

Arslan, O., Acikkalp, E. & Genc, G. (2022). A multi-generation system for hydrogen production through the high-temperature solid oxide electrolyzer integrated to 150 MW coal-fired steam boiler. *Fuel*, *315*(November 2021), 123201.

Arslan, O., Arslan, A. E. & Boukelia, T. E. (2023). Modelling and optimization of domestic thermal energy storage based heat pump system for geothermal district heating. *Energy and Buildings*, *282*, 112792.

Arslan, O., Arslan, A. E. & Kurtbas, I. (2023). Exergoeconomic and exergoenvironmental based multi-criteria optimization of a new geothermal district heating system integrated with thermal energy storage driven heat pump. *Journal of Building Engineering*, *73*, 106733.

Arslan, O. & Ergenekon, A. (2022). Performance evaluation and multi-criteria decision analysis of thermal energy storage integrated geothermal district heating system. *Process Safety and Environmental Protection*, *167*(August), 21–33.

Arslan, O. & Kilic, D. (2021). Concurrent optimization and 4E analysis of organic Rankine cycle power plant driven by parabolic trough collector for low-solar radiation zone. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, *46*(January), 101230.

Asadi, J., Amani, P., Amani, M., Kasaeian, A. & Bahiraei, M. (2018a). Thermo-economic

analysis and multi-objective optimization of absorption cooling system driven by various solar collectors. *Energy Conversion and Management*, *173*(July), 715–727.

Asadi, J., Amani, P., Amani, M., Kasaeian, A. & Bahiraei, M. (2018b). Thermo-economic analysis and multi-objective optimization of absorption cooling system driven by various solar collectors. *Energy Conversion and Management*, *173*(February), 715–727.

Ashouri, M., Khoshkar Vandani, A. M., Mehrpooya, M., Ahmadi, M. H. & Abdollahpour, A. (2015). Techno-economic assessment of a Kalina cycle driven by a parabolic Trough solar collector. *Energy Conversion and Management*, *105*, 1328–1339.

Assareh, E., Alirahmi, S. M. & Ahmadi, P. (2021). A Sustainable model for the integration of solar and geothermal energy boosted with thermoelectric generators (TEGs) for electricity, cooling and desalination purpose. *Geothermics*, *92*, 102042.

Assareh, E., Dejdar, A., Ershadi, A., Jafarian, M., Mansouri, M., Azish, E., … Wang, X. (2023). Performance analysis of solar-assisted-geothermal combined cooling, heating, and power (CCHP) systems incorporated with a hydrogen generation subsystem. *Journal of Building Engineering*, *65*, 105727.

Atmaca, I. & Yigit, A. (2003). Simulation of solar-powered absorption cooling system. *Renewable Energy*, *28*(8), 1277–1293.

Babayigit, O., Aksoy, M. H., Ozgoren, M. & Solmaz, O. (2013). Investigation of absorption cooling application powered by solar energy in the south coast region of Turkey. *EPJ Web of Conferences*, *45*.

Bakirci, K. (2009). Models of solar radiation with hours of bright sunshine: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *13*(9), 2580–2588. doi:10.1016/j.rser.2009.07.011

Barbaro, S., Cannata, G., Coppolino, S., Leone, C. & Sinagra, E. (1981). Diffuse solar radiation statistics for Italy. *Solar Energy*, *26*(5), 429–435.

Barbera, E., Mio, A., Massi, A., Bertucco, A. & Fermeglia, M. (2022). Fuelling power plants by natural gas : An analysis of energy efficiency , economical aspects and environmental footprint based on detailed process simulation of the whole carbon capture and storage system Energy Return on Carbon Intergovernmental Panel on Climate Change. *Energy Conversion and Management*, *252*(May 2021), 115072.

Bellido-Jiménez, J. A., Estévez Gualda, J. & García-Marín, A. P. (2021). Assessing new intra-daily temperature-based machine learning models to outperform solar radiation predictions in different conditions. *Applied Energy*, *298*(May), 117211.

Bellos, E, Korres, D., Tzivanidis, C. & Antonopoulos, K. A. (2016). Design , simulation and optimization of a compound parabolic collector. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, *16*, 53–63.

Bellos, Evangelos, Tzivanidis, C. & Antonopoulos, K. A. (2016). Exergetic, energetic and financial evaluation of a solar driven absorption cooling system with various collector types. *Applied Thermal Engineering*, *102*, 749–759.

Benazzouz, A., Ammar, M. A. H., Settou, B., Marif, Y. & Djemoui, K. (2024). Thermal performance analysis of a domestic-size absorption cooling system incorporating nanofluid with thermal insulation in hot climate of Algeria. *International Journal of Refrigeration*, 170, 192-213.

Bergman, T. L., Incropera, F. P., DeWitt, D. P. & Lavine, A. S. (2011). *Fundamentals of*

heat and mass transfer. John Wiley & Sons.

Caputo, A. C., Pelagagge, P. M. & Salini, P. (2008). Heat exchanger design based on economic optimisation. *Applied thermal engineering*, *28*(10), 1151–1159.

Cetina-Quiñones, A. J., Bassam, A., Carrillo, J. G., Pérez-Quintana, I., Ricalde, L. J. & San-Pedro, L. (2022). 4E analysis for the implementation of parabolic trough solar collectors in Mexican dairy industry sector: An optimization approach including passive heat transfer methods. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 53, 102532.

Champier, D., Bédécarrats, J.-P., Kousksou, T., Rivaletto, M., Strub, F. & Pignolet, P. (2011). Study of a TE (thermoelectric) generator incorporated in a multifunction wood stove. *Energy*, *36*(3), 1518–1526.

Collares-Pereira, M. & Rabl, A. (1979). The average distribution of solar radiation-correlations between diffuse and hemispherical and between daily and hourly insolation values. *Solar Energy*, *22*(2), 155–164.

Demir döküm (DD) (2023) Radyatör fiyatı. [Erişim: 24.10.2023, https://www.ankatekyapi.com/yonetim/pdfler/DEMİRDÖKÜM PANEL RADYATÖR.pdf]

De Rosa, M., Bianco, V., Scarpa, F. & Tagliafico, L. A. (2014). Heating and cooling building energy demand evaluation; A simplified model and a modified degree days approach. *Applied Energy*, *128*, 217–229.

Dosawada, P. S., Sharma, M., Shukla, A. K. & Choudhary, T. (2023). Review on influence of nanomaterials on thermal energy storage methods. *Materials Today: Proceedings*, *78*, 580–593.

Duffie, J. A. & Beckman, W. A. (y.y.). Solar Engineering of Thermal Processes, (2013) pp. 202-342, ISBN: 978-0-470-87366-3. New York: Wiley.

Ebrahimi, M. & Derakhshan, E. (2019). Thermo-environ-economic evaluation of a trigeneration system based on thermoelectric generator, two-bed adsorption chiller, and polymer exchange membrane fuel cell. *Energy Conversion and Management*, *180*, 269–280.

El-said, E. M. S., Elsheikh, A. H. & El-tahan, H. R. (2021). International Journal of Thermal Sciences Effect of curved segmental baffle on a shell and tube heat exchanger thermohydraulic performance : Numerical investigation. *International Journal of Thermal Sciences*, *165*(February), 106922.

Erbs, D. G., Klein, S. A. & Duffie, J. A. (1982). Estimation of the diffuse radiation fraction for hourly, daily and monthly-average global radiation. *Solar Energy*, *28*(4), 293–302. doi:10.1016/0038-092X(82)90302-4

Erikgenoğlu, D. K. & Arslan, O. (2024). Performance assessment of Brayton-biogas multigeneration system fed by the municipal wastes. *Process Safety and Environmental Protection*, *188*, 664–676.

Erkinaci, T., Coskun, F., Cotur, A., Onler, R. & Fazıl, M. (2024). Experimental and numerical investigation of a compact vapor compression refrigeration system for cooling of avionics in harsh environments. *Applied Thermal Engineering*, *236*(PC), 121663.

Faisal, S., Khalid, M., Vaka, M. & Walvekar, R. (2021). Recent progress in solar water heaters and solar collectors : A comprehensive review. *Thermal Science and Engineering Progress*, *25*(September 2020), 100981.

Florides, G. A., Kalogirou, S. A., Tassou, S. A. & Wrobel, L. C. (2003). Design and construction of a LiBr-water absorption machine. *Energy Conversion and Management*, *44*(15), 2483–2508.

Genceli, O. (2022). *Heat Exchangers*. (B. yayın dağıtım ltd. Şti., Ed.). İstanbul: Lord Matbaacılık.

Hachchadi, O., Rousse, D. R. & Irandoostshahrestani, M. (2023). Techno-economic assessment and environmental impact of photovoltaic and conventional solar water heating systems in cold climates. *Energy Conversion and Management*, *297*(September), 117725.

Hai, T., Goyal, V., Aminian, S., Almujibah, H., Van Thuong, T., Soliman, N. F. & El-Shafai, W. (2024). Developing and optimizing a new cogeneration cycle to produce hydrogen from seawater. *Process Safety and Environmental Protection*, *184*, 1525–1539.

Hang, Y., Qu, M., Winston, R., Jiang, L., Widyolar, B. & Poiry, H. (2014). Experimental based energy performance analysis and life cycle assessment for solar absorption cooling system at University of Californian , Merced. *Energy & Buildings*, *82*, 746–757.

He, Z., Farooq, A. S., Guo, W. & Zhang, P. (2022). Optimization of the solar space heating system with thermal energy storage using data-driven approach. *Renewable Energy*, *190*, 764–776.

Hepbasli, A. (2008). A key review on exergetic analysis and assessment of renewable energy resources for a sustainable future. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *12*(3), 593–661.

Huang, L., Piontek, U., Zhuang, L., Zheng, R. & Zou, D. (2024). Retrofitting of a solar cooling and heating plant by employing PCM storage and adjusting control strategy. *Applied Energy*, *368*, 123462.

Ilbas, M., Akyildiz, S., Karyeyen, S. & Aktas, A. (2023). Conventional and distributed combustion regime on a model thermoelectric generator (TEG) performance using a swirl burner/furnace. *Fuel*, *347*, 128487.

Jamil, M. A., Goraya, T. S., Shahzad, M. W. & Zubair, S. M. (2020). Exergoeconomic optimization of a shell-and-tube heat exchanger. *Energy Conversion and Management*, *226*(August), 113462.

Jiménez-García, J. C., Martínez-Vite, V. X., Gómez-Espinoza, V. H. & Rivera, W. (2024). Experimental assessment of a single-effect absorption cooling system operating with the NH3-H2O-LiBr mixture and its comparison with NH3-H2O. *International Journal of Refrigeration*, *167*, 35–46.

Kalogirou, S. A. (2013). *Solar energy engineering: processes and systems*. Academic Press.

Kennard, H., Oreszczyn, T., Mistry, M. & Hamilton, I. (2022). Population-weighted degree-days: The global shift between heating and cooling. *Energy and Buildings*, *271*, 112315.

Khogali, A., Ramadan, M. R. I., Alif, Z. E. H. & Fattah, Y. A. (1983). Global And Dİffuse Solar Irradiance in Yemen (YAR), *Solar Energy*, *31*(1), 55-62.

Khordehgah, N., Ahmad, D., Jouhara, H., Zabnie, A. & Lipinski, T. (2020). International Journal of Thermo fl uids Latent thermal energy storage technologies and applications : A review, *International Journal of Thermofluids*, 5, 100039..

Kumar, K., Sonawane, C. R., Pandey, A., Panchal, H., El-shafay, A. S., Mohamed, A.,

Elsheikh, A. (2022). Case Studies in Thermal Engineering Experimental investigations on indirect contact type liquid desiccant cooling systems for high latent heat load application. *Case Studies in Thermal Engineering*, *31*(January), 101814.

Lecompte, S., Huisseune, H., van den Broek, M., De Schampheleire, S. & De Paepe, M. (2013). Part load based thermo-economic optimization of the Organic Rankine Cycle (ORC) applied to a combined heat and power (CHP) system. *Applied Energy*, *111*, 871–881.

Lee, H. (2022). *Thermal Design: Heat Sinks, Thermoelectrics, Heat Pipes, Compact Heat Exchangers, and Solar Cells*. John Wiley & Sons.

Li, D., Cui, X., Shi, L. & Li, Y. (2024). An Overview of the Research on the Correlation between Solar Energy Utilization Potential and Spatial Morphology. *Results in Engineering*, 103444.

Li, T., Liu, Q., Liu, L., Li, Y., Yu, J. & Wang, X. (2023). Case Studies in Thermal Engineering Feasibility study on solar coupled gas-fired boiler heating system retrofit in residential buildings in the HSCW zone of China. *Case Studies in Thermal Engineering*, *42*(January), 102698.

Li, Y., Wang, J., Zhou, Y., Wei, C., Guan, Z. & Chen, H. (2023). Multi-dimension day-ahead scheduling optimization of a community-scale solar-driven CCHP system with demand-side management. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *185*, 113654.

Liu, B. Y. H. & Jordan, R. C. (1960). The interrelationship and characteristic distribution of direct, diffuse and total solar radiation. *Solar Energy*, *4*(3), 1–19.

Liu, H., Wang, D., Jiao, X., Gao, M., Liu, Y. & Fan, J. (2023). Storage periods and heating terminals types influence on the solar heating thermal storage volume in the Tibetan Plateau regions. *Journal of Energy Storage*, *66*(13), 107461.

Louche, A., Notton, G., Poggi, P. & Simonnot, G. (1991). Correlations for direct normal and global horizontal irradiation on a French Mediterranean site. *Solar Energy*, *46*(4), 261–266. doi:10.1016/0038-092X(91)90072-5

Ma, H., Li, Q., Wang, D., Song, Q., Zhou, S., Wang, X. & Li, Y. (2022). Operating performance and economic analysis of solar single/double-effect compound absorption refrigeration system. *Solar Energy*, *247*(August), 73–85.

Marcos, J. D., Izquierdo, M. & Parra, D. (2011). Solar space heating and cooling for Spanish housing: Potential energy savings and emissions reduction. *Solar Energy*, *85*(11), 2622–2641.

Martínez, P. J., Martínez, J. C. & Lucas, M. (2012). Design and test results of a low-capacity solar cooling system in Alicante (Spain). *Solar Energy*, *86*(10), 2950–2960.

Mastrullo, R., Mauro, A. W., Napoli, G. & Viscito, L. (2024). Case Studies in Thermal Engineering Thermo-economic optimization and environmental analysis of a waste heat driven multi-ejector chiller for maritime applications. *Case Studies in Thermal Engineering*, *54*(January), 104081.

Mehmood, A., Waqas, A., Said, Z., Mohammad, S. & Rahman, A. (2019). Performance evaluation of solar water heating system with heat pipe evacuated tubes provided with natural gas backup. *Energy Reports*, *5*, 1432–1444.

Mehmood, S., Lizana, J. & Friedrich, D. (2023). Solar-driven absorption cooling system with latent heat storage for extremely hot climates. *Energy Conversion and*

Management, *297*(September), 117737.

Miao, X., Riaz, F., Alotaibi, B., Kumar, M., Abuhussain, M., Alsenani, T. R., … Lin, Q. (2023). Performance enhancement of latent heat thermal energy storage system by using spiral fins in phase change material solidification process. *Process Safety and Environmental Protection*, *176*(May), 568–579.

Mohammadi, K. & McGowan, J. G. (2019). A thermo-economic analysis of a combined cooling system for air conditioning and low to medium temperature refrigeration. *Journal of Cleaner Production*, *206*, 580–597.

Nabat, M. H., Soltani, M., Razmi, A. R., Nathwani, J. & Dusseault, M. B. (2021). Investigation of a green energy storage system based on liquid air energy storage (LAES) and high-temperature concentrated solar power (CSP): Energy, exergy, economic, and environmental (4E) assessments, along with a case study for San Diego, US. *Sustainable Cities and Society*, *75*(September), 103305.

Nyström, I. & Cornland, D. W. (2002). Comparison of solar radiation correlations for Izmir, Turkey. *International Journal of Energy Research*, *26*(5), 413–430.

Ögelman, H., Ecevit, A. & Tasdemiroğlu, E. (1984). A new method for estimating solar radiation from bright sunshine data. *Solar Energy*, *33*(6), 619–625.

Okyay, H. & Ertekin, C. (2006). Evaluation of global solar radiation models for Konya , Turkey, *47*, 3149–3173.

Pachori, H., Baredar, P., Sheorey, T., Gupta, B., Verma, V., Hanamura, K. & Choudhary, T. (2023). Sustainable approaches for performance enhancement of the double pass solar air heater equipped with energy storage system: A comprehensive review. *Journal of Energy Storage*, *65*, 107358.

Paraffin (FDM) (2024) Faz Değişim Malzemeleri Özellikleri. [Erişim: 12.7.2023, https://www.rubitherm.eu/en/productcategory/anorganische-pcm-sp]

Paraffin Maliyet (FDMM) (2024) Faz Değişim Malzemeleri Maliyetleri [Erişim: 12.7.2023, https://dwoil.de/en/home/#contact]

Pop, O. G., Dobrovicescu, A., Serban, A., Ciocan, M., Zaaoumi, A., Hiris, D. P. & Balan, M. C. (2023). Analytical modelling of food storage cooling with solar ammonia-water absorption system, powered by parabolic trough collectors. Method. *MethodsX*, *10*(January).

Ramsebner, J., Linares, P. & Haas, R. (2021). Smart Energy Estimating storage needs for renewables in Europe : The correlation between renewable energy sources and heating and cooling demand. *Smart Energy*, *3*, 100038.

Razaghi, M., Rahdar, M. H., Aghamohamadi, N., Mohammadi, M. & Ahmadi, P. (2024). Biofuel, solar-biofuel or geothermal energy; which resource can better contribute to an integrated energy system for residential energy demands. *Process Safety and Environmental Protection*, *181*, 103–130.

Rietveld, M. R. (1978). A new method for estimating the regression coefficients in the formula relating solar radiation to sunshine. *Agricultural Meteorology*, *19*(2–3), 243–252.

Rosales-pérez, J. F., Villarruel-jaramillo, A., Pérez-garcía, M., Cardemil, J. M. &

Escobar, R. (2024). Techno-economic analysis of hybrid solar thermal systems with flat plate and parabolic trough collectors in industrial applications ST. *Alexandria Engineering Journal*, *86*(September 2023), 98–119.

Sadi, M., Arabkoohsar, A. & Joshi, A. K. (2021). Techno-economic optimization and improvement of combined solar-powered cooling system for storage of agricultural products. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, *45*(January), 101057.

Sahli, H., Tashtoush, B. & Nahdi, E. (2022). Analysis of a hybrid solar absorption cooling system with thermoelectric generator. *Thermal Science and Engineering Progress*, *35*, 101474.

Samuel, T. D. M. A. (1991). Estimation of global radiation for Sri Lanka. *Solar Energy*, *47*(5), 333–337.

Sayyar, M., Weerasiri, R. R., Soroushian, P. & Lu, J. (2014). Experimental and numerical study of shape-stable phase-change nanocomposite toward energy-efficient building constructions. *Energy and Buildings*, *75*, 249–255.

Shaito, A., El, H., Faraj, J., Mortazavi, M. & Lemenand, T. (2023). ScienceDirect Thermal modeling and parametric study of TEG power generation from the exhaust gas of boilers and cold oil tank. *Energy Reports*, *9*(February), 51–58.

Sonsaree, S., Asaoka, T., Jiajitsawat, S., Aguirre, H. & Tanaka, K. (2018). A small-scale solar Organic Rankine Cycle power plant in Thailand: Three types of non-concentrating solar collectors. *Solar Energy*, *162*(January), 541–560.

Sornek, K., Filipowicz, M. & Rzepka, K. (2016). The development of a thermoelectric power generator dedicated to stove-fireplaces with heat accumulation systems. *Energy Conversion and Management*, *125*, 185–193.

Sun, J., Choudhary, T. & Dash, M. (2023). Emerging phase change materials with improved thermal efficiency for a clean and sustainable environment : An approach towards net zero. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *182*(March), 113421.

Taheripour, M., Kahani, M. & Ahmadi, M. H. (2024). A hybrid poly-generation system for power and hydrogen production by thermal recovery from waste streams in a steel plant: Techno-economic analysis. *Energy Reports*, *11*, 2921–2934.

Tarhan, S. & Sari, A. (2005). Model selection for global and diffuse radiation over the Central Black Sea (CBS) region of Turkey. *Energy Conversion and Management*, *46*(4), 605–613.

Türkiye Cumhuriyet Merkez Bankası (TCMB) (2023) Döviz ve Enflasyon Oranları. [Erişim: 24.08.2023, https:// tcmb.gov.tr]

Teamah, H. M. (2024). A comprehensive review of single and cascaded phase change material integrated systems in solar domestic hot water applications. *Journal of Energy Storage*, *81*, 110493.

Termoelektrik Jeneratör (TEG) (2024) Termoelektrik Jeneratörünün Özellikleri [Erişim14.14.2024, http://kryothermtec.com/assets/dir2attz/ru/TGM-127-1.4-1.2.pdf]

Termoelektrik Jeneratör Maliyet (TEGM) (2024) Termoelektrik Jeneratörünün Maliyeti [Erişim: 05.05.2023, https://es.aliexpress.com/item/32762807511]

Thulukkanam, K. (2013). *Heat Exchanger Design Handbook*. CRC Press.

Tiris, M., Tiris, Ç. & Türe, I. E. (1996). Correlations of monthly-average daily global, diffuse and beam radiations with hours of bright sunshine in Gebze, Turkey. *Energy Conversion and Management*, *37*(9), 1417–1421.

Tiwari, G. N., Tiwari, A. & others. (2017). Handbook of solar energy. *Singapore: Sprinter*.

Toğrul, I. T. & Toğrul, H. (2002). Global solar radiation over Turkey: Comparison of predicted and measured data. *Renewable Energy*, *25*(1), 55–67.

Tsalikis, G. & Martinopoulos, G. (2015). Solar energy systems potential for nearly net zero energy residential buildings. *Solar Energy*, *115*(2015), 743–756.

Ulgen, K. & Hepbasli, A. (2004). Solar radiation models. Part 2: Comparison and developing new models. *Energy Sources*, *26*(5), 521–530.

Vaillant Kombi Maliyet (V) (2023) Kombi Fiyatı. [Erişim: 24.8.2023, https://www.ankatekyapi.com/yonetim/pdfler/DEMİRDÖKÜM PANEL RADYATÖR.pdf]

Verma, V., Swaroop, C., Thangavel, S., Kumar, A., Choudhary, T. & Dwivedi, G. (2023). Ground and solar assisted heat pump systems for space heating and cooling applications in the northern region of India – A study on energy and CO 2 saving potential. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, *59*(October 2022), 103405.

Wang, J., Lu, Z., Li, M., Lior, N. & Li, W. (2019). Energy, exergy, exergoeconomic and environmental (4E) analysis of a distributed generation solar-assisted CCHP (combined cooling, heating and power) gas turbine system. *Energy*, *175*, 1246–1258.

Wiley, J. (2011). *Heat Sinks , Thermoelectrics , Heat Pipes , Compact Heat Exchangers , and Solar Cells*.

Willmott, C. J. & Matsuura, K. (2005). Advantages of the mean absolute error (MAE) over the root mean square error (RMSE) in assessing average model performance. *Climate Research*, *30*(1), 79–82.

Yadav, V. K., Sarkar, J. & Ghosh, P. (2023). Thermodynamic , economic and environmental assessments of a novel solar-driven combined cooling and power system. *Journal of Cleaner Production*, *402*(January), 136791.

Yang, W., Xie, H., Sun, L., Ju, C., Li, B., Li, C., … Liu, H. (2021). An experimental investigation on the performance of TEGs with a compact heat exchanger design towards low-grade thermal energy recovery. *Applied Thermal Engineering*, *194*, 117119.

Zare, V., Mahmoudi, S. M. S., Yari, M. & Amidpour, M. (2012). Thermoeconomic analysis and optimization of an ammonia-water power/cooling cogeneration cycle. *Energy*, *47*(1), 271–283. doi:10.1016/j.energy.2012.09.002

Zayed, M. E., Aboelmaaref, M. M. & Chazy, M. (2023). Design of solar air conditioning system integrated with photovoltaic panels and thermoelectric coolers: Experimental analysis and machine learning modeling by random vector functional link coupled with white whale optimization. *Thermal Science and Engineering Progress*, *44*, 102051.

Zhao, Y., Wang, S., Ge, M., Li, Y. & Liang, Z. (2017). Analysis of thermoelectric generation characteristics of flue gas waste heat from natural gas boiler. *Energy Conversion and Management*, *148*, 820–829.

Zheng, X., Shi, R., Wang, Y., You, S., Zhang, H., Xia, J. & Wei, S. (2019). Mathematical

modeling and performance analysis of an integrated solar heating and cooling system driven by parabolic trough collector and double-effect absorption chiller. *Energy and Buildings*, *202*, 109400.

Zou, S., Kanimba, E., Diller, T. E., Tian, Z. & He, Z. (2018). Modeling assisted evaluation of direct electricity generation from waste heat of wastewater via a thermoelectric generator. *Science of The Total Environment*, *635*, 1215–1224.

Zou, W.-J., Shen, K.-Y., Jung, S. & Kim, Y.-B. (2021). Application of thermoelectric devices in performance optimization of a domestic PEMFC-based CHP system. *Energy*, *229*, 120698.