



**TARSUS**  
ÜNİVERSİTESİ

**T.C.**

**TARSUS ÜNİVERSİTESİ**  
**LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**TÜRKİYE’NİN FARKLI İKLİM BÖLGELERİ İÇİN GÜNEŞ VE  
GENLEŞTİRİCİ-KOMPRESÖR DESTEKLİ İKİ KAYNAKLI  
ISITMA ÇEVİRİMİNİN UYGULANABİLİRLİĞİNİN  
ARAŞTIRILMASI**

**MEHMET CAN TOPAK**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**TARSUS - 2023**

**T.C.**  
**TARSUS ÜNİVERSİTESİ**  
**LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**  
**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**TÜRKİYE’NİN FARKLI İKLİM BÖLGELERİ İÇİN GÜNEŞ VE  
GENLEŞTİRİCİ-KOMPRESÖR DESTEKLİ İKİ KAYNAKLI ISITMA  
ÇEVİRİMİNİN UYGULANABİLİRLİĞİNİN ARAŞTIRILMASI**

**MEHMET CAN TOPAK**

**Danışman: Dr. Öğretim Üyesi Mehmet Tahir ERDİNÇ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**TARSUS - 2023**

**Tarsus Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Müdürlüğüne;**

Bu çalışma, jüri tarafından Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalında YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

**Başkan:** Dr. Öğretim Üyesi Mehmet Tahir ERDİNÇ  
(Danışman)

**Üye:** Doç. Dr. Şaban ÜNAL

**Üye:** Dr. Öğr. Üyesi Muhammet Nasıf KURU

Yukarıdaki Jüri kararı Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun ...../...../2023 tarih ve ...../.....sayılı kararıyla onaylanmıştır.

**ONAY**

Yukarıdaki imzaların, adı geçen öğretim elemanlarına ait olduklarını onaylarım.  
.../.../2023

Prof. Dr. Osman Murat ÖZKENDİR  
Enstitü Müdürü

**NOT:** Bu tezde kullanılan ve başka kaynaktan yapılan bildirişlerin, çizelge, şekil ve fotoğrafların kaynak gösterilmeden kullanımı, 5846 sayılı Fikir ve Sanat Eserleri Kanunu'ndaki hükümlere tabidir.

## ETİK BEYANI

Tarsus Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde ve ortaya çıkan sonuçlarda herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim. .... / .... / 2023

İMZA

Mehmet Can TOPAK

## ÖZET

# TÜRKİYE’NİN FARKLI İKLİM BÖLGELERİ İÇİN GÜNEŞ VE GENLEŞTİRİCİ-KOMPRESÖR DESTEKLİ İKİ KAYNAKLI ISITMA ÇEVİRİMİNİN UYGULANABİLİRLİĞİNİN ARAŞTIRILMASI

MEHMET CAN TOPAK

**Yüksek Lisans Tezi, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı**

**Danışman: Dr. Öğretim Üyesi Mehmet Tahir ERDİNÇ**

**Ocak 2023, 92 sayfa**

Isı pompaları konut ısıtmasında yaygın olarak kullanılmaktadır ve bu sistemin performansını arttırmak için güneş gibi farklı bir kaynaktan yararlanılan iki kaynaklı bir ısı pompası iki farklı basınçta soğutucu akışkanın buharlaşmasını sağlayabilmektedir. Bu iki buharlaşma sıcaklığı arasına ejektörde veya genleştirici – kompresörde yüksek basınçlı soğutucu akışkan kullanımı ile kompresör giriş basıncı artırılarak daha iyi bir performans katsayısı (COP) değerleri elde edilebilir. Bu çalışma, binalara kolayca entegre edilebilen yenilenebilir ısıtma sistemi için yenilenebilir enerji kaynaklı ve yüksek etkinlikli bir ısı pompası sistemi sunmaktadır. Sistem, ısı pompasının yüksek etkinlikte çalışması için ortam enerjisinin kullanımını en üst düzeye çıkarmak amacıyla, biri hava diğeri güneş enerjisi olmak üzere iki ısı kaynağı kullanılmıştır. Güneş kolektöründeki nispeten düşük çalışma sıcaklığı avantajı ile kolektörün ısı verimliliği kış aylarında yeterli olacaktır. Kolektördeki PV/T (Fotovoltaik ısı) hücresi fotovoltaikler tarafından üretilen elektrik ile şebekeden gelen enerji talebinin daha da azaltılması sağlanacaktır. Çalışmada ışınım, ortam ve kolektör sıcaklıklarının sistem performansı üzerine etkileri incelenmiştir. Optimum kolektör buharlaşma sıcaklıkları ve farklı koşullar için COP artış potansiyelleri belirlenmiştir. 5 kW ısıtma için, 15 m<sup>2</sup> PV/T kolektör kullanılarak 400 W/m<sup>2</sup> ve 10 °C ortam altında sistemin COP değeri %25 iyileştirilebilir. Aynı koşullar için PV'den (Fotovoltaik) üretilen elektriği de dahil ederek, şebekeden gelen elektrik talebinin %87 azaltılması sağlanabilmektedir. İlerleyen zamanda, PV/T kolektörü kullanımıyla, daha geniş kolektör alanlarında sistem karbonsuz özellikte olacaktır.

**Anahtar kelimeler:** PV/T kolektör, Kompresör-Genleştirici, Çift kaynaklı ısı pompası, COP, Güneş enerjisi.

## ABSTRACT

### INVESTIGATION OF PERFORMANCE OF A SOLAR AND EXPANDER-COMPRESSOR ENHANCED DUAL-SOURCE HEAT PUMP FOR DIFFERENT CLIMATE ZONES OF TURKEY

MEHMET CAN TOPAK

Master Thesis, Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Assist. Prof. Dr. Mehmet Tahir ERDİNÇ

January 2023, 92 pages

Heat pumps are widely used in residential heating, and a dual-source heat pump utilizing different sources such as the solar energy to increase the performance of this system providing the evaporation of the working fluid at two different pressures. Better coefficient of performance (COP) values can be obtained by increasing the compressor inlet pressure by using high pressure refrigerant in the ejector or expander-compressor between these two evaporation temperatures. This study presents a renewable energy source and high effectiveness heat pump system for renewable heating system that can be easily integrated into buildings. The system uses two heat sources, one air and the other solar energy, in order to maximize the use of ambient energy for the heat pump to operate at high efficiency. With the advantage of relatively low operating temperature in the solar collector, the thermal efficiency of the collector will be sufficient in winter. With the electricity produced by the PV/T (Photovoltaic Thermal) cell photovoltaics in the collector, the energy demand from the grid will be further reduced. In the study, the effects of radiation, ambient and collector temperatures on system performance were investigated. COP increment potentials and optimum collector evaporation temperatures were also determined for different conditions. For 5 kW heating, 400 W/ m<sup>2</sup> solar irradiance and 10 °C environment temperature, the COP of the system can be improved 25%. For the same conditions, by including the electricity produced from PV (Photovoltaic), 87% reduction in electricity demand from the grid can be achieved. In the future, using PV/T collector in in this cycle will result in carbon-free using bigger collector areas.

**Keywords:** PV/T collector, Expander- Compressor, Dual Source Heat Pump, COP, solar energy.

## ÖNSÖZ

Yüksek lisans eğitim sürecimde, değerli görüşleri ve tecrübeleri ile eğitim hayatımın olumlu yönde şekillenmesini sağlayan, tez yazım sürecinin her aşamasında, kıymetli zamanını ayırarak yardımcı olan değerli hocam Dr. Öğretim Üyesi Mehmet Tahir ERDİNÇ'e çok teşekkür ederim. Yüksek lisans döneminde görüş ve tecrübeleriyle tez çalışmama katkı sağlayan değerli hocam Dr. Çağrı KUTLU, tez jürimde yer alarak yapıcı eleştirileri ve önerileriyle tezimi geliştirmemi sağlayan jüri üyelerine teşekkürlerimi sunarım. Lise hayatımdan bu yana yanımda olan değerli yol arkadaşım Dr. Öğr. Üyesi Muhammet Nasıf KURU'ya teşekkürlerimi sunarım.

Son olarak hayatımın her alanında bilgileri ve tecrübeleriyle hayatıma yön veren ve desteklerini hiç esirgemeyerek her koşulda yanımda olduğunu bildiğim değerli eşim Derya TOPAK ve çocuklarıma sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

## İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
ÖNSÖZ.....	iii
KISALTMALAR.....	vi
TABLolar LİSTESİ.....	viii
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	ix
GİRİŞ.....	1

### BÖLÜM I

#### GENEL BİLGİLER

1.1. Alternatif Enerji Kaynakları .....	2
1.2. Türkiye’de Alternatif Enerji Kaynaklarının Potansiyeli .....	2
1.2.1. Hidrolik Enerji.....	3
1.2.2. Güneş Enerjisi .....	3
1.2.3. Rüzgar Enerjisi .....	4
1.2.4. Jeotermal Enerjisi .....	4
1.2.5. Biyokütle Enerjisi.....	5
1.2.5. Dalga-Gel-Git Enerjisi .....	5
1.3. Türkiye’de Enerji Kullanımı .....	5

### BÖLÜM II

#### ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

2.1. Basit Buhar Sıkıştırılmalı Isı Pompası Çevrimi.....	7
2.2. Güneş Destekli Soğutma ve Isıtma Sistemleri .....	10

### BÖLÜM III

#### MATERYAL VE METOT

3.1. Sistemin Çalışma Yöntemi.....	30
------------------------------------	----

## BÖLÜM IV

### SİSTEMİN MODELLENMESİ

4.1. PV/T Kolektör Modellenmesi .....	32
4.2. Genleştirici-Kompresör Modellenmesi.....	33
4.3. Kompresörün Modellenmesi .....	35
4.4. Yoğuşturucunun ve Hava Kaynaklı Buharlaştırıcının Modellenmesi .....	36

## BÖLÜM V

### SONUÇLAR

5.1. Tasarım Koşulları .....	37
5.2. Sabit Güneş Isı Girişi için PV/T Buharlaştırıcının Etkisi .....	40
5.3. Güneş Işınımının Etkisi .....	46
5.4. Ortam Sıcaklığının Etkisi.....	68
5.5. Soğutucu Akışkan Türünün Etkisi.....	70
5.6. Farklı İklim Bölgelerindeki İllerin (Aralık, Ocak, Şubat) Aylarındaki Ortam Sıcaklığı ve Güneş Işınım Değerleri.....	73
5.7. Seçilmiş Üç Ayrı Şehirdeki Kış (Aralık, Ocak, Şubat) Şartları için Aylık Değişim Potansiyelleri Üzerinden COP Artışının Değerlendirilmesi.....	75
<b>DEĞERLENDİRME .....</b>	<b>77</b>
<b>KAYNAKLAR.....</b>	<b>80</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ.....</b>	<b>92</b>

## KISALTMALAR

<b>A<sub>kol</sub></b>	:Kolektör alanı [m <sup>2</sup> ]
<b>am</b>	: Ortam
<b>b</b>	: Basma
<b>BBSIP</b>	:Basit buhar sıkıştırırmalı ısı pompası [-]
<b>BSSÇ</b>	:Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi[-]
<b>COP</b>	: Performans katsayısı [-]
<b>COP<sub>IP,ec</sub></b>	:Genleştirici-Kompresör ısı pompasının performans katsayısı [-]
<b>COP<sub>IP,konv</sub></b>	:Geleneksel ısı pompasının performans katsayısı [-]
<b>e</b>	: Emme
<b>ec</b>	: Genleştirici-Kompresör
<b>G</b>	: Güneş ışınlıımı [W/ m <sup>2</sup> ]
<b>gens</b>	: Genleştirici
<b>HP</b>	: Isı pompası
<b>imp</b>	: Artış
<b>GDORÇ</b>	:Güneş destekli organik Rankine çevrimi [-]
<b>kol</b>	: Kolektör
<b>kond</b>	: Yoğuşturucu
<b>konv</b>	: Konvansiyonel
<b>M*</b>	: Karışım oranı [-]
<b>m</b>	: Kütlesel debi [kg/s]
<b>m</b>	: Ortalama
<b>MTEP</b>	:Milyon ton eşdeğer petrol
<b>ORÇ</b>	:Organik Rankine çevrimi [-]

<b>P</b>	: Basınç [N / m <sup>2</sup> ]
<b>PV</b>	:Fotovoltaik [-]
<b>PV/T</b>	:Fotovoltaik ısı [-]
<b>Q<sub>buh</sub></b>	: Buharlaştırıcı ısı [W]
<b>Q<sub>günes</sub></b>	: Güneş ısı [W]
<b>Q<sub>kolektör</sub></b>	: Kolektör ısı kapasitesi [W]
<b>Q<sub>yog</sub></b>	: Yoğuşturucu ısı kapasitesi [W]
<b>R<sub>şebeke</sub></b>	: Şebekedeki azalma [%]
<b>s</b>	: Entropi [J / kg K]
<b>T</b>	: Sıcaklık [°C]
<b>x</b>	: Kuruluk Derecesi [-]
<b>x<sub>örtü</sub></b>	: Örtü oranı [-]
<b>u</b>	: Hız [ m /s ]
<b>W<sub>komp</sub></b>	: Kompresör işi [W]
<b>W<sub>gens</sub></b>	: Genleştirici işi [W]
<b>W<sub>PV</sub></b>	: PV işi [W]
<b>ΔT<sub>sh</sub></b>	: Aşırı ısıtma sıcaklık farkı [°C]
<b>ΔT<sub>sc</sub></b>	: Aşırı soğutma sıcaklık farkı [°C]
<b>η<sub>komp</sub></b>	: Kompresör izentropik verimi [-]
<b>η<sub>mek</sub></b>	: Kompresör mekanik verimi [-]
<b>η<sub>th</sub></b>	: Isıl verim [-]
<b>η<sub>PV</sub></b>	: PV verimi [-]
<b>η<sub>gen</sub></b>	: Jeneratör verimi [-]
<b>η<sub>gens</sub></b>	: Genleştirici verimi [-]

## TABLÖLAR LİSTESİ

	<b>Sayfa</b>
<b>Tablo 1.1.</b> GDORÇ-BSSÇ Kombine Isıtma, Soğutma, Elektrik Üretim Sistemlerine Ait Literatür Özeti.....	20
<b>Tablo 5.1.</b> Çift Kaynaklı Isı Pompası Ünitesinin Tasarım Parametreleri .....	38
<b>Tablo 5.2.</b> Çevrimde Kullanılan Akışkanların Özellikleri.....	72

## ŞEKİLLER LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1.1. 2020 Yılı Küresel Birincil Enerji Tüketim Oranları .....	1
Şekil 1.2. 2021 ve 2022 Yılı Mart Ayına Ait Kurulu Güç Raporları .....	3
Şekil 1.3. 2022 Yılı Şubat Ayı İtibariyle Lisanslı ve Lisanssız Elektrik Üretimine Kaynak Bazında Dağılımı .....	6
Şekil 2.1. Basit Buhar Sıkıştırılmalı Isı Pompası ( BBSIP) Çevriminin Şematik Görünümü. 7	
Şekil 2.2. Basit Buhar Sıkıştırılmalı Isı Pompası (BBSIP) Çevriminin Basınç-Entalpi (P-h) Diyagramı .....	8
Şekil 2.3. Türkiye Güneş Enerji Potansiyeli .....	10
Şekil 2.4. Güneş Isıl Kolektör Çeşitleri, Düz-Lineer ve Odaklayıcı Teknolojiler .....	11
Şekil 3.1. PV/T ve Genleştirici-Kompresör Destekli İki Buharlaştırıcı Isı Pompası.....	29
Şekil 3.2. PV/T ve Genleştirici-Kompresör Destekli İki Buharlaştırıcı Isı Pompasının P-h Diyagramı.....	30
Şekil 5.1. Tasarım Koşulları Altında Çift Kaynaklı Isı Pompasının (a) R1234yf (b) R290 (c) R142b (d) R32 (e) R134a (f) R410A (g) R1234ze (h) R717 Soğutucu Akışkanların P-h Grafiği.....	39
Şekil 5.2. (a) R1234yf (b) R290 (c) R142b (d) R32 (e) R134a (f) R410A (g) R1234ze (h) R717 Soğutucu Akışkanlarının PV/T Kolektör Buharlaşma Sıcaklığının ( $T_m$ ) Klasik ve PV/T Kolektörlü COP Değerleri ve COP Artışı Üzerindeki Etkisi ( $Q_{güneş} = 1.5 \text{ kW}$ ).....	41
Şekil 5.3. (a) R1234yf (b) R290 (c) R142b (d) R32 (e) R134a (f) R410A (g) R1234ze (h) R717 Soğutucu Akışkanları için PV/T Kolektör Buharlaşma Sıcaklığının ( $T_m$ ) Basınç Artışı ve Şebekeden Azaltma Miktarına Etkisi ( $Q_{güneş} = 1,5 \text{ kW}$ ).....	43
Şekil 5.4. (a) R1234yf (b) R290 (c) R142b (d) R32 (e) R134a (f) R410A (g) R1234ze (h) R717 Soğutucu Akışkanları için PV/T Kolektör Buharlaşma Sıcaklığının Hava Kaynaklı Buharlaştırıcı ( $m_8$ ) ve PV/T kolektör ( $m_5$ ) Soğutucu Akışkan Kütleli Debileri Üzerindeki Etkisi ve Karışım Oranı ( $M^*$ ) ( $T_{am} = 5 \text{ °C}$ ).....	45
Şekil 5.5. (a) R1234yf (b) R290 (c) R142b (d) R32 (e) R134a (f) R410A (g) R1234ze (h) R717 Soğutucu Akışkanları için PV/T Kolektör Isıl Verimliliğinin Güneş Kolektörü Performansı ile Güneş Işınım ve Kolektör Sıcaklığı ile Değişimi ( $T_{am} = 5 \text{ °C}$ ) .....	47
Şekil 5.6. (a) R1234yf (b) R290 (c) R142b (d) R32 (e) R134a (f) R410A (g) R1234ze (h) R717 Soğutucu Akışkanların Güneş Işınım ve Kolektör Sıcaklığı ile Değişimi ( $T_{am} = 5 \text{ °C}$ ) .....	49

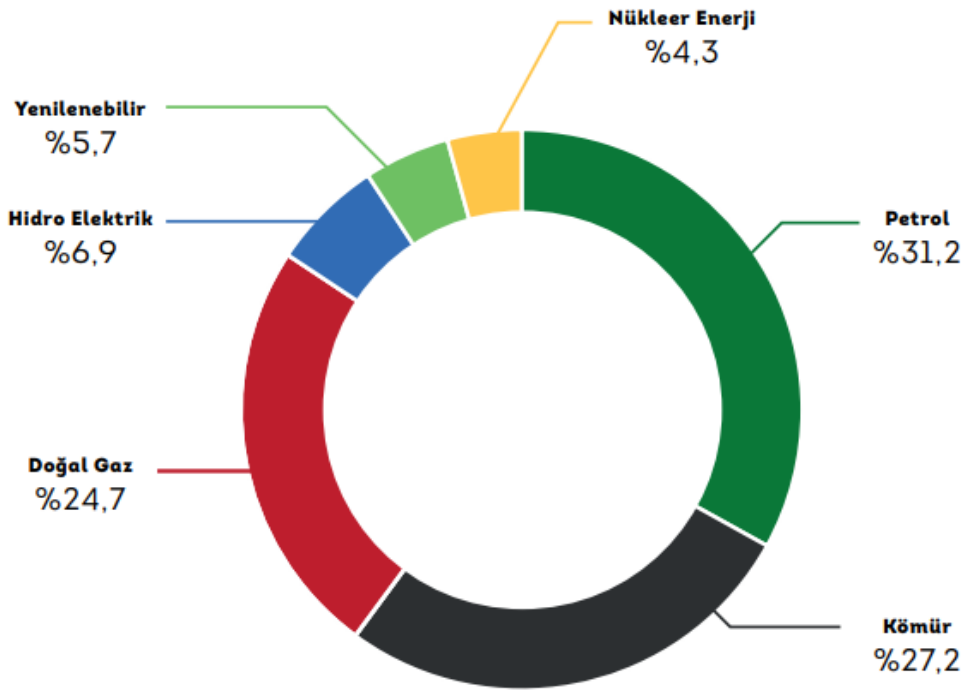
<b>Şekil 5.7.</b> (a) R1234yf (b) R290 (c) R142b (d) R32 (e) R134a (f) R410A (g) R1234ze (h) R717 Soğutucu Akışkanları için PV/T Kolektör Buharlaşma Sıcaklığı ve Güneş Işınımı ile COP Değişimi ( $T_{am} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ ).....	52
<b>Şekil 5.8.</b> (a) R1234yf (b) R290 (c) R142b (d) R32 (e) R134a (f) R410A (g) R1234ze (h) R717 Soğutucu Akışkanlar İçin PV/T Kolektör Buharlaşma Sıcaklığı ve Güneş Işınımı ile COP artışı ( $T_{am} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ ) .....	54
<b>Şekil 5.9.</b> (a) R1234yf (b) R290 (c) R142b (d) R32 (e) R134a (f) R410A (g) R1234ze (h) R717 Soğutucu Akışkanlar için PV Katkısı ile Şebeke Talebinin Azaltılması.....	56
<b>Şekil 5.10.</b> (a) R1234yf (b) R290 (c) R142b (d) R32 (e) R134a (f) R410A (g) R1234ze (h) R717 Soğutucu Akışkanları için PV/T Kolektör Isıl Verimliliğinin Güneş Işınım ve Kolektör Sıcaklığı ile Değişimi ( $T_{am} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ ).....	58
<b>Şekil 5.11.</b> (a) R1234yf (b) R290 (c) R142b (d) R32 (e) R134a (f) R410A (g) R1234ze (h) R717 Soğutucu Akışkanları için Güneş Isısının, Güneş Işınım ve Kolektör Sıcaklığı ile Değişimi ( $T_{am} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ ) .....	60
<b>Şekil 5.12.</b> (a) R1234yf (b) R290 (c) R142b (d) R32 (e) R134a (f) R410A (g) R1234ze (h) R717 Soğutucu Akışkanları için PV/T Kolektör Buharlaşma Sıcaklığı ve Güneş Işınımı ile COP Değişimi ( $T_{am} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ ).....	63
<b>Şekil 5.13.</b> (a) R1234yf (b) R290 (c) R142b (d) R32 (e) R134a (f) R410A (g) R1234ze (h) R717 Soğutucu Akışkanları için PV Katkısı Olmadan PV/T Kolektör Buharlaşma Sıcaklığı ve Güneş Işınımına Göre COP Artışı ( $T_{am} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ ) .....	65
<b>Şekil 5.14.</b> (a) R1234yf (b) R290 (c) R142b (d) R32 (e) R134a (f) R410A (g) R1234ze (h) R717 Soğutucu Akışkanları için PV Katkısı ile Şebeke Talebinin Azaltılması ( $T_{am} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ ).....	67
<b>Şekil 5.15.</b> (a) R1234yf (b) R290 (c) R142b (d) R32 (e) R134a (f) R410A (g) R1234ze (h) R717 Soğutucu Akışkanları için Farklı Ortam Sıcaklıkları için PV/T Kolektör Buharlaşma Sıcaklığı ile COP Artışı ( $G = 300 \text{ W/m}^2$ ) .....	69
<b>Şekil 5.16.</b> (a) R1234yf (b) R290 (c) R142b (d) R32 (e) R134a (f) R410A (g) R1234ze (h) R717 Soğutucu Akışkanları için Farklı PV/T Kolektör Buharlaşma Sıcaklıkları ( $T_m$ ) için COP Artışı Üzerindeki Etkisi ( $G = 300 \text{ W/m}^2$ ).....	71
<b>Şekil 5.17.</b> Çevrimde Kullanılan Akışkanların Sıcaklık-Entropi Diyagramı.....	73
<b>Şekil 5.18.</b> Ankara,Adana ve İstanbul İllerinin Kış (Aralık,Ocak,Şubat) Aylarındaki Ortam Sıcaklığı ve Güneş Işınım Değerleri.....	74

<b>Şekil 5.19.</b> Ankara,Adana ve İstanbul İllerinin Kış (Aralık,Ocak,Şubat) Aylarındaki COP Artış Değişimi .....	76
--	----

## BİRİNCİ BÖLÜM

### GENEL BİLGİLER

Teknolojik gelişmelere bağlı olarak enerji ihtiyacı gün geçtikçe artmaktadır. Kullandığımız enerji her ne kadar son yıllarda yenilenebilir enerji alanındaki çalışmalardan karşılanmaya çalışılsa da, enerji ihtiyacının çoğunluğu fosil yakıtlardan sağlanmaktadır. Enerjinin, dönüştürülmeden doğrudan kullanılan haline birincil enerji, birincil enerjinin dönüştürülmesi sonucu elde edilen enerjiye ise ikincil enerji denilmektedir (Kaya vd., 2018:219-234). Dünya birincil enerji arzında ilk sırada petrol, ikinci sırada kömür, üçüncü sırada ise doğal gaz vardır. Fosil kaynaklardan elde edilen enerji yaklaşık %84 iken yenilenebilir kaynaklardan elde edilen enerji ise yaklaşık %6'da kalmaktadır (Gupta vd., 2022:101732; İnat ve Daşcıoğlu, 2021; Sagbaş ve Başbuğ, 2018:43-50; Yağlı vd., 2016:923-932).



**Şekil 1.1.** 2020 Yılı Küresel Birincil Enerji Tüketim Oranları

**Kaynak:** (TPAO,2020, t.p.a.o.)

Dünya enerji arzındaki fosil yakıtların kullanımına bağlı küresel ısınma ve artan karbon salımı nedeniyle, dünyamızın ortalama sıcaklığında bir artış olduğu saptanmıştır. Dünya sıcaklığının artması ile kuraklık, düzensiz yağış vb. aşırı iklim koşullarının daha sık ve şiddetli görüleceği tahmin edilmektedir. Dünya genelinde yaşanabilecek olumsuz hava

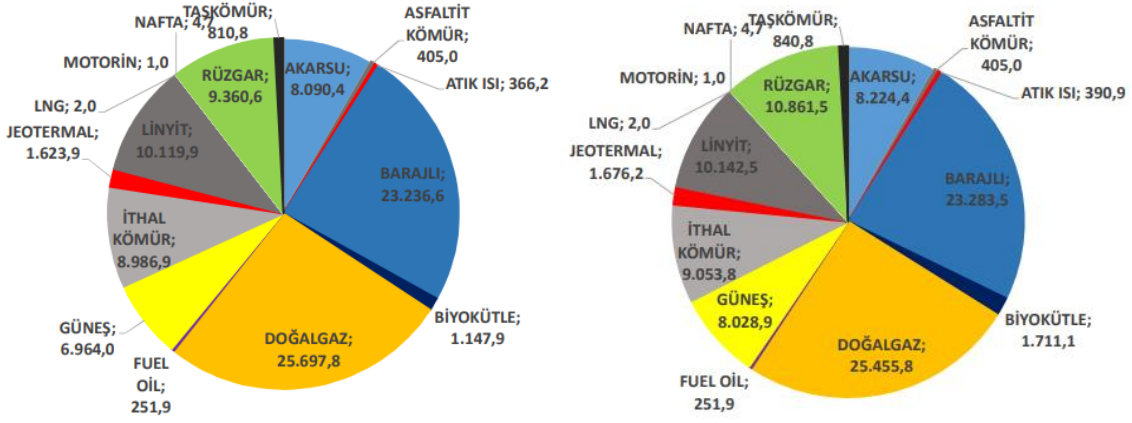
durumları ve etkilerini en aza indirebilmek için enerji tüketiminde fosil yakıtlara olan talep giderek azalmaktadır. Enerjide dışa bağımlılığı azaltmaya yönelik arayışlar, yenilenebilir enerji kaynaklarına olan ilgiyi daha da artırmıştır. Buna güneş enerjisi, rüzgar enerjisi, jeotermal enerji, biyokütle, okyanus, gelgit ve dalga enerjisi gibi birincil enerji kaynakları ile alternatif enerji kaynakları olarak da bilinen yenilenebilir enerji kaynakları olarak birincil malzemelerden üretilen hidrojen enerjisi dâhildir (Yağlı vd.,2016:923-32; Kaya vd., 2018:219-234; Sagbaş ve Başbuğ,2018:43-50; İnat ve Daşcıoğlu, 2021; Öztürk, 2021; Gupta vd., 2022:101732).

### **1.1. Alternatif Enerji Kaynakları**

Küresel petrol, doğal gaz ve kömür rezervlerinin önümüzdeki 150 yıl içinde tükeneyeceği tahmin ediliyor. Yenilenebilir enerji, ulusal enerji ihtiyacının yerli kaynaklarla karşılanmasında, dışa bağımlılığın azaltılmasında, kaynak çeşitlendirmesi yoluyla sürdürülebilir enerji kullanımının sağlanmasında ve enerji kullanımından kaynaklanan çevresel zararın en aza indirilmesinde kritik öneme sahiptir ve önemli bir rol oynamaktadır (Anonim,2022). Türkiye potansiyel yenilenebilir enerji kaynakları açısından fosil kaynaklara göre daha avantajlıdır. Özellikle hidro, rüzgar, güneş, biyokütle ve jeotermal enerji potansiyeli çok yüksektir (Yılmaz, 2012:33-54).

### **1.2. Türkiye’de Alternatif Enerji Kaynaklarının Potansiyeli**

Türkiye’de yenilenebilir enerji kaynakları kurulu güç raporlarında öncelikle karşımıza hidrolik ardından rüzgar enerjisi çıkmaktadır. Bunları güneş enerjisi takip etmektedir. Bununla birlikte Türkiye’nin farklı bölgelerinde yenilenebilir enerji kaynaklarının verimlilik açısından kıyaslamaları yapılmıştır. Karşılaştırmada Türkiye’deki güneş, rüzgar, jeotermal ve biyokütle kaynaklarının bölgelerdeki güç kapasiteleri çıkarılmıştır (Aksoy,2019:34-48).



**Şekil 1.2.** 2021 ve 2022 Yılı Mart Ayına Ait Kurulu Güç Raporları

**Kaynak:** (TEİAŞ , 2022, t.e.i.a.ş.)

Türkiye’de birincil kaynaklara göre kurulu güçleri incelediğimizde fosil kaynaklara alternatif olabilecek yenilenebilir birincil kaynak kurulu güçlerden güneş santralleri 2021 yılı Mart ayında 6.964,0 MW iken 2022 yılı aynı ayda bu oran 8.028,9 MW olmuştur. Buda bize santral sayısındaki artışı göstermektedir. Bununla birlikte bir diğer alternatif enerji kaynağı olan rüzgar santralleri 9.360,6 MW iken 10.861,5 MW’a yükseldiği, atık ısı destekli santrallerde 366,2 MW iken 390,9 MW olduğu görülmüştür.

### 1.2.1. Hidrolik Enerji

Hidrolik enerjinin pratik kullanımına bakıldığında, barajların nehir üzerine inşa edilmesi ile rezervuar alan oluşturarak su biriktirmek, elde edilen suyun potansiyel enerjisinden faydalanarak türbinde elektrik enerjisi elde edilmektedir. Türkiye’nin hidroelektrik enerji potansiyeli dünyadaki oranının %1’i iken, Avrupa’da ise %16’sıdır (Rizakulyevna, 2021:58-68).

### 1.2.2. Güneş Enerjisi

Güneş'in merkezinde, füzyon reaksiyonu (dört hidrojen atomu bir helyum atomuna dönüştürülür) sonucunda hidrojen çekirdeklerinin birleşmesiyle birlikte sıcaklığın yaklaşık 15 ila 16 milyon °C'ye ulaştığı bilinmektedir. Güneş ışınımı, 1 m<sup>2</sup> alana düşen güneş enerjisi olarak bilinmekte olup, güneş ışınımının birimi (W/m<sup>2</sup>) olarak ifade edilir. Atmosfer dışındaki güneş ışınımı yaklaşık 1.370 W/m<sup>2</sup> civarındadır. Ancak dünya'ya ulaşan miktar atmosferden dolayı 0 W/m<sup>2</sup> ile 1.100 W/m<sup>2</sup> arasında değişmektedir. Dünyaya ulaşan güneş enerjisinin az bir miktarı bile, insanlığın mevcut enerji tüketimini fazlasıyla aşmaktadır. Atmosfere bağlı olarak güneş ışınımının %50'si yeryüzüne ulaşır. Güneşten dünyaya gelen

enerji, dünyada bir yılda tüketilen enerjinin 20.000 katıdır. Güneş enerjisi teknolojisi iki gruba ayrılabilir: Fotovoltaik ısı (PV/T) ve fotovoltaik (PV) teknolojisi. Güneş enerjisinin ısı uygulamalarına örnek olarak sıcak su/buhar üretimi, sera ısıtması, deniz suyundan tuzlu/tatlı su üretimi ve elektrik üretimi gösterilebilir. PV teknolojisinde, güneş pilleri kullanılarak doğrudan güneş ışığından elektrik enerjisi üretimi sağlanmaktadır. Özellikle son zamanlarda tüm dünyada güneş enerjisi kullanımı önemli ölçüde artmıştır (Çiftçi ve Altundağ,2017:111-120). Güneş ışınlarıyla dünyaya ulaşan enerjiyi kullanmak için güneş kolektörleri, santralleri ve pilleri gibi farklı metotlar kullanılmıştır. Güneş enerjisi bu teknikler sayesinde, doğrudan ısı enerji olarak veya dolaylı olarak elektrik enerjisine dönüştürülerek kullanılabilir.

Türkiye'ye giren toplam yıllık güneş enerjisinin 1.527 kWh/ m<sup>2</sup> olduğu bilinmektedir (Bekar,2020:37-54). Bölgesel bazda incelendiğinde, en verimsiz bölge Karadeniz bölgesi olup en verimli bölge ise Güneydoğu Anadolu'dur. Her ne kadar en verimli bölge Güneydoğu Anadolu olsa da arazilerin kullanımı ve teşvik yönünden İç Anadolu'da bulunan Konya-Karapınar ilçesine 1.000 MW kapasiteli güneş enerjisi santrali inşaatı yapılmıştır (Erdin ve Ozkaya,2019:2136).

### **1.2.3. Rüzgar Enerjisi**

Güneş ışınım yolu ile dünya yüzeyinin ısınmasına neden olur. Deniz ile hava arasındaki sıcaklık farkı ise bir basınç farkı yaratır ve bu basınç farkı havanın hareket etmesine neden olur. Havanın yüksek basınçtan alçak basınca doğru hareketine de rüzgar denir. Rüzgar enerjisi mekanik veya elektrik enerjisi üretmek için kullanılır (Rizakulyevna, 2021:58-68). Türkiye'nin rüzgar enerjisi kapasitesi 48.000 MW olarak tahmin edilmektedir. Bu kapasiteye uygun alanın tamamı Türkiye yüzölçümünün yaklaşık %1,3'üne denk gelmektedir. Ayrıca Türkiye, 2023'te 20 GW'lık bir rüzgar enerjisi potansiyeline ulaşmayı hedeflemektedir (Erdin ve Ozkaya, 2019: 2136).

### **1.2.4. Jeotermal Enerji**

Yer kabuğunun derinliklerinde biriken sıcak akışkanların (su buharı, gaz) ve basınç altındaki sıcak kayaların sahip olduğu ısı enerji olarak bilinen, dünyanın doğal ısıdır. Bu enerji elektrik üretmek veya ısınmak için kullanılır. Dünyada jeotermal enerji potansiyeli yüksek olan Türkiye, farklı sıcaklıklardaki jeotermal kaynaklara sahiptir (Bekar,2020:37-54).

### **1.2.5. Biyokütle Enerjisi**

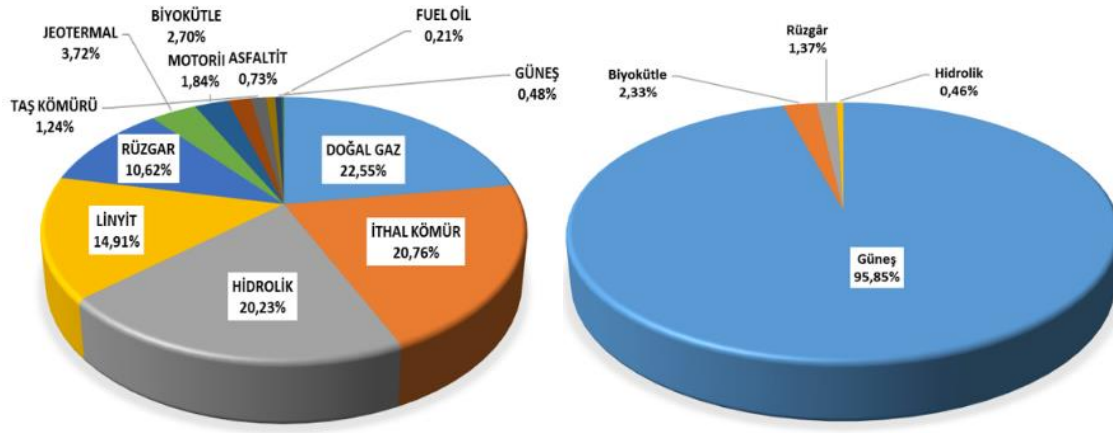
Biyokütle enerjisi, bitki ve hayvanlardan elde edilir. Günümüzde biyokütleden, biyoetanol, biyodizel ve biyogaz gibi yakıtlar üretilmektedir. Türkiye, organik atık miktarında önemli bir biyokütle enerji kapasitesine sahiptir. Türkiye'de biyokütle atık potansiyeli yaklaşık 8,6 milyon ton petrol eşdeğeri (MTEP) olup, üretilebilecek biyogaz miktarının 1,5-2 MTEP olduğu tahmin edilmektedir (Bekar,2020: 37-54).

### **1.2.6. Dalga-Gel-Git Enerjisi**

Dünyanın çoğu su ile kaplıdır. Gelgitler, okyanus ısısı, dalgalar, akıntılar, tuzlar ve metan gazı kullanılarak okyanus enerji üretimi ve okyanusun enerji potansiyelinden yararlanmak için çeşitli çalışmalar yapılmıştır (Kaya vd., 2018:219-234). Türkiye'de dalga enerji potansiyeline bakıldığında, bu potansiyelin en fazla Karadeniz, İstanbul Boğazı ve Ege Denizi'nin kıyılarında olduğu değerlendirilmektedir (Sağlam ve Uyar,2005:1-5).

### **1.3. Türkiye'de Enerji Kullanımı**

Elektrik enerjisi, diğer enerji türlerine kolayca dönüştürülebildiği için en önemli enerji kaynaklarından biridir. Elektrik enerjisinin aktarımı kolaydır (Çiftçi ve Altundağ, 2017:111-120). Yenilenebilir enerji kaynaklarından yararlanma açısından geleneksel kaynaklarla rekabet edebilecek tek yatırım büyük hidroelektrik santralleridir. Ancak gelecekte, özellikle güneş pillerinde, ince filmlerin ve nanoteknolojinin kullanımının birim alan başına verimliliği artırması ve daha rekabetçi kullanım seviyelerine ulaşması beklenmektedir. Türkiye'de elektrik enerjisi kullanımının dünya ortalamasının altında olduğu bilinmektedir. Bunun nedeni, birincil enerji kaynaklarının tedariğinde dışa bağımlılık ve piyasa şartlarıdır (Onat,2018: 8-15). Elektrik enerjisi; kolaylık, işletme ve ekonomik vb. diğer katkıları ile dünyada ve ülkemizde en çok kullanılan enerji türüdür (Karabulut,2004:58).



**Şekil 1.3.** 2022 Yılı Şubat Ayı İtibariyle Lisanslı Ve Lisanssız Elektrik Üretiminin Kaynak Bazında Dağılımı

**Kaynak:**(EPDK, 2022,e.p.d.k.)

2022 yılı Şubat ayında Türkiye'deki lisanslı yenilenebilir elektrik üretiminde, hidroelektrik kaynaklı elektrik üretimi 5.041.029,06 MWh ile üretimdeki payı %20,23'dür. Rüzgar kaynaklı elektrik üretimi 2.647.257,46 MWh ile üretimdeki payı %10,62'dir. Jeotermal kaynaklı elektrik üretimi 926.741,84 MWh ile üretimdeki payı %3,72'dir. Biyokütle kaynaklı elektrik üretimi 674.000,00 MWh ile üretimdeki payı %2,70'dir. Güneş kaynaklı elektrik üretimi 119.544,34 MWh ile üretimdeki payı %0,48 olduğu görülmüştür. Aynı tarihlerdeki Türkiye'deki lisanssız yenilenebilir elektrik üretiminde, hidrolik kaynaklı elektrik üretimi 3.102,09 MWh ile üretimdeki payı %0,46'dır. Rüzgar kaynaklı elektrik üretimi 9.276,79 MWh ile üretimdeki payı %10,62'dir. Biyokütle kaynaklı elektrik üretimi 15.745,13 MWh ile üretimdeki payı %2,33'dür. Güneş kaynaklı elektrik üretimi 648.783,82 MWh ile üretimdeki payı %95,85 olduğu elde edilmiştir (EPDK, 2022, e.p.d.k.).

Elektrik üretiminin, temiz enerji kaynaklarından elde edilmesine yönelik son yıllarda çalışmalar hız kazanmıştır. Güneş, temiz ve ucuz ısı kaynağıdır. Düşük ısı kaynağı olarak güneş enerjisinin kullanıldığı farklı uygulamalar bulunmaktadır (Gupta vd.,2022:101732). Uygulamalara örnek olarak güneş destekli ısı pompası gösterilebilir.

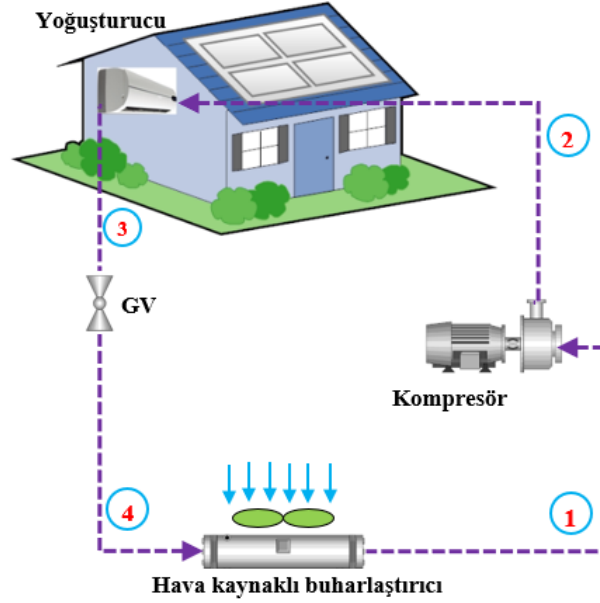
Bu çalışmada farklı iklim koşullarında bulunan hava ve güneş kaynaklı bir ısı pompası ünitesinin farklı soğutucu akışkanlar kullanımı ile genişletirici-kompresör komponentlerinde performans iyileştirme potansiyelini araştırmaktır. Kolektör buharlaştırma sıcaklıkları, şebekeden olan talebin PV/T kolektör ile azalımı, güneş ışınımı ve COP artış potansiyelleri belirlenmiştir. Yapılan çalışmada sistemin performans iyileştirilmesi alanında akademik katkı sağlanması amaçlanmıştır.

## İKİNCİ BÖLÜM

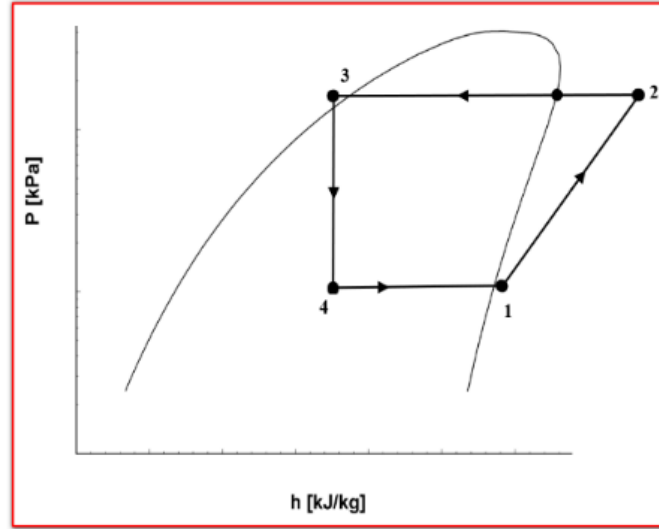
### ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

#### 2.1. Basit Buhar Sıkıştırma Isı Pompası Çevrimi

Buhar sıkıştırma çevrimleri iklimlendirme, ısıtma ve soğutma alanında yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu sistemlerin enerji tüketimi yüksektir. Enerji tüketimini azaltmak için birçok çalışma geliştirilmektedir (Alzoubi ve Zhang, 2015:3253-3258). Basit bir buhar sıkıştırma ısı pompası çevrimi ve T-s diyagramı Şekil 2.1 ve Şekil 2.2’de gösterilmiştir. Çevrim kompresör, yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve genişleme valfinden oluşmaktadır (Murthy vd., 2019:427-446).



Şekil 2. 1. Basit Buhar Sıkıştırma Isı Pompası ( BBSIP) Çevriminin Şematik Görünümü



**Şekil 2.2.** Basit Buhar Sıkıştırılmalı Isı Pompası (BBSIP) Çevriminin Basınç-Entalpi (P-h) Diyagramı

BBSIP akış prosesleri aşağıdaki gibidir;

- Proses 1-2: Akışkan kompresör ile basınçlandırılarak yoğuşturucuya yönlendirilir.
- Proses 2-3: Yüksek basınçlı akışkan yoğuşturucuda ısısını ısıtılacak ortama aktararak yoğuşur.
- Proses 3-4: Yoğuşmuş akışkan genleşme valfinden geçtiğinde sıcaklık ve basıncı düşerek buharlaştırıcıya yönlendirilir.
- Proses 4-1: Buharlaştırıcıda akışkan dış ortamdaki ısıyı çekerek tekrardan kompresöre, çevrimin başladığı noktaya dönerek çevrim devam eder.

Enerji verimliliği ve yenilenebilir enerji, enerji stratejisinin en önemli unsurlarıdır. Binaların enerji ihtiyacında önemli artış meydana gelmiştir. Konutlardaki enerji talebinin yarısından fazlası mahal ve su ısıtmadan kaynaklanır. Yenilenebilir enerjinin mahal ve su ısıtmada kullanımı ile verimliliğin artırılması amaçlanmaktadır (s.h.u.r.a,2019).

Konutların ısıtılmasında kullanılan ısı pompalarının elektrik tüketimi, elektrikli ısıtıcılara göre düşüktür (Chua vd.,2010). Kazanlı sistemler ile mukayese edildiğinde sıfır karbon salınımı ve çevreci özellik sergilemektedir. Konutlardaki enerji ihtiyacı için, verimli ve çevresi ısı pompası sistemi geliştirmek önem arz etmektedir. Bununla birlikte, şebeke elektriğinin karbon bazlı yakıtların yakılması ile üretilmesi karbon emisyonlarına neden olur. Bu nedenle ısı pompalarının performans iyileştirmeleri önemlidir.

Binalarda yaygın olarak hava kaynaklı ısı pompaları kullanılmaktadır (Yumrutaş vd.,2004:163-175). Hava kaynaklı ısı pompalarında ısı, düşük sıcaklıktaki dış havadan alınır. Özellikle soğuk mevsimlerde, ortam sıcaklığı 0 °C'ye yaklaştığında, buharlaştırıcı don oluşumu zorluğuyla karşı karşıya kalabilir, hava kaynaklı ısı pompasının COP'si önemli ölçüde düşer ve elektrik tüketimi artar. Buna ek olarak, dış sıcaklık düştüğünde ısıtma ihtiyacı da artar. Bu nedenle, ısı pompalarının performansları artırılmalıdır.

Günlük yaşantımızda soğutma ve ısıtma sistemlerine talep artmaktadır. Bu sistemlerin artmasıyla birlikte elektrik tüketiminde de oldukça fazla artış olmaktadır. Özellikle yaz aylarındaki tüketim en yüksek değerlere ulaşmaktadır. Bundan dolayı soğutma sistemlerinde verimliliği ve ürün performansını artıracak tasarımlar artmaktadır (Ding, 2007:1119:1133). Konut vb. alanların soğutma ve ısıtmasında buhar sıkıştırımlı ısıtma sistemleri ön plana çıkmaktadır. Buhar sıkıştırımlı soğutma ve ısıtma sistemleri ile ilgili literatür incelemesi yapıldığında buhar sıkıştırımlı soğutma sistemleri ve kombine sistemleri ile ilgili birçok yayın bulunduğu görülmüştür (Bansal ve Martin,2000:93-107).

Mahmood ve arkadaşları (Mahmood vd.,2020:130-147) mekanik buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimini çevresel bakımdan incelemişlerdir. Çalışmada soğutma çevrimlerinde çevresel açıdan daha az zararlı alternatif çalışma akışkanları kullanılabilirliğini araştırmışlardır. Sonuç olarak R123, R290 ve R407C akışkanlarının, R22 soğutucu akışkanına alternatif olduğu. Bununla birlikte R129 ile %30 oranındaki R290 karışımın, R12 akışkanı yerine alternatif akışkan olarak kullanılabileceği elde edilmiştir.

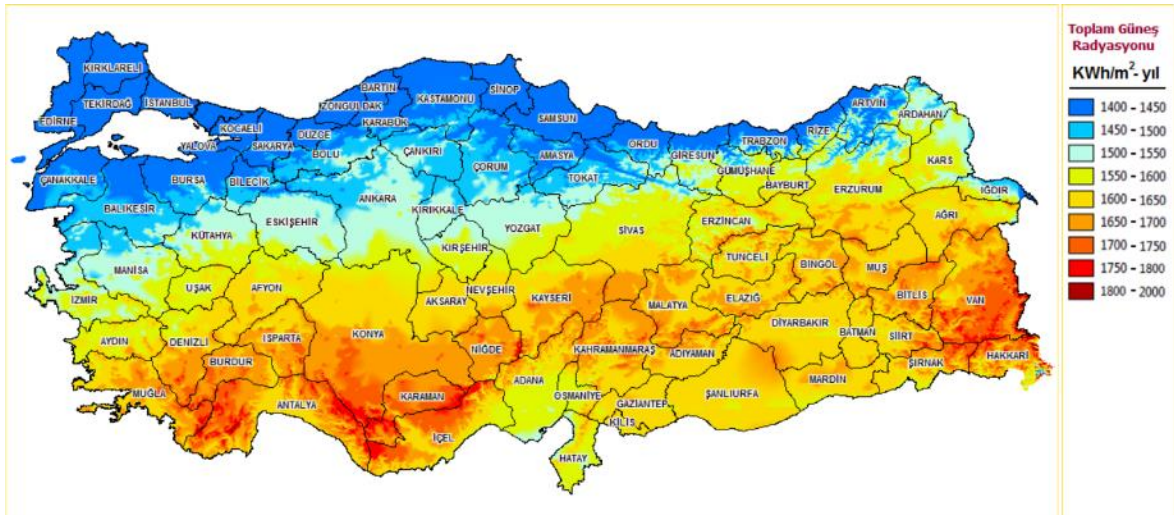
Dubey (Dubey,2020:2194-2200) buhar soğurtmalı soğutma çevrimi ile farklı çevrimlerin kıyaslamasını, Minh ve arkadaşları (Minh vd., 2006:1-8) buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimin geliştirilmesini, Ding (Ding, 2007:1119:1133) simülasyon tekniklerinin son yıllardaki gelişimini, Murty ve arkadaşları (Murthy vd.,2019:427-446) çevrimde türbin ve performansları, Ahamed ve arkadaşları (Ahamed vd., 2011:1593-1600) buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde ekserji analizini, Bhatkar ve arkadaşları (Bhatkar vd.,2013:871-880) buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde (BSSÇ) çevresel bakımdan alternatif akışkanların araştırılmasını Bilir ve arkadaşları (Bilir ve Ersoy,2009:469-480) buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimin iki-fazlı sabit ejektör ile performansının artırılmasını, Nehdi ve arkadaşları (Nehdi vd. ,2007:364-375) buhar sıkıştırımlı çevrimde genleştirici yerine ejektör kullanılmasının performans analizini incelemişlerdir. Çalışmada ejektör geometrik tasarım parametrelerinin sistem performansına etkisi görülmüştür. Arora ve Kaushik (Arora ve Kaushik,2008:998-

1005) R502, R404A ve R507A akışkanların buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin analizini incelemiştirler. Çalışmada sistem performans katsayısı COP, ekserji yıkımı ve verimlilik değerleri hesaplanmıştır. R507A akışkanı, çalışmada kullanılan diğer akışkanlara göre daha iyi sonuçlar sunmuştur. Dalkılıç ve Wongwises (Dalkılıç ve Wongwises,2010:1340-1349) buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminde farklı alternatif soğutucuların performans karşılaştırılmasını incelemiştirler. Çalışmada HFC134a, HFC152a, HFC32, HC290, HC1270, HC600 ve HC600a akışkanları farklı oranlarda karıştırılmış ve sonuçları CFC12, CFC22, ile HFC134a akışkanları ile karşılaştırılmıştır.

Dünya genelinde BSSÇ alanında yapılan çalışmalar literatüre önemli katkı sunmakla birlikte hibrit sistemler ile yapılan kombine çevrimler ile enerji talebine önemli katkı sunabilmesi adına verimliliğin artırılmasında büyük bir paya sahip olacağı değerlendirilmiştir.

## 2.2 Güneş Destekli Soğutma ve Isıtma Sistemleri

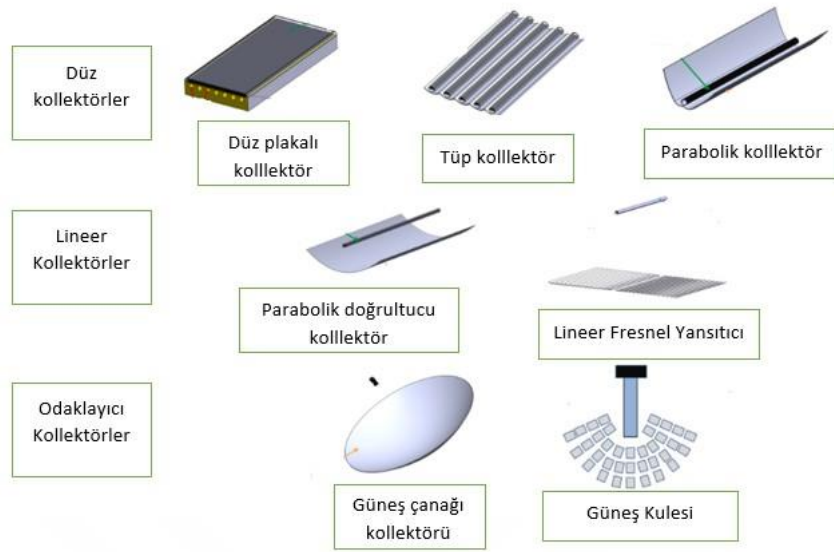
Elektrik üretimi ile ilgili son yıllarda yapılan araştırmalar temiz enerji kaynağına odaklanmıştır. Dünyada sürekli artan enerji tüketimi için fosil yakıtların yerini alabilecek aynı zamanda çevresel yararları olan enerji kaynak arayışı devam etmektedir (Gupta vd.,2022:101732). Güneş enerjisi dünyada temiz ve yenilebilir en ucuz enerji türüdür. Türkiye'nin jeopolitik konumundan dolayı sahip olduğu güneş enerjisi potansiyeli yüksektir. Türkiye'nin Güneş enerji potansiyeli Şekil 2.3'ten de görülmektedir.



Şekil 2.3. Türkiye Güneş Enerji Potansiyeli

Kaynak: (T.C Enerji Bakanlığı, 2022,e.i.g.m)

Türkiye'nin sahip olduğu güneş enerji potansiyelini elektrik enerjisine dönüşümü PV paneller veya termik güç santralleri ile sağlanmaktadır. Termik güç santrallerde elektrik üretim temeli ise termodinamik çevrimlere dayanmaktadır. Elektrik üretiminde önemli paya sahip termodinamik çevrimlerden biri de Organik Rankine Çevrimidir (ORÇ). ORÇ ile elektrik, ısıtma ve soğutma elde edilmektedir. Güneş enerjisi ORÇ düşük ısı kaynağı olarak kullanılmaktadır. Şekil 2.4'de farklı güneş ısı kolektör çeşitleri görülmektedir (Loni vd., 2021:11410).



**Şekil 2.4.** Güneş ısı kolektör çeşitleri, Düz-Lineer ve Odaklayıcı Teknolojiler

**Kaynak:** (Loni vd., 2021:11410)

Şekil 2.4.'de görülen kolektörler ile mekanik veya elektrik enerjisi üretilebilmektedir. Ancak yağmurlu havalar vb. nedenler ile güneşten yararlanılamaması bu sistemlerin verimini düşürmektedir. Isıl depolama sistemleri ile güneşten yararlanılamadığı zamanlarda sistemin sürekliliği sağlanabilmektedir (Mustafa Burak BAHADIR,2019). Güneş destekli ORÇ'yle üretilen elektrik enerjisi konutların soğutulmasında kullanılmaktadır (Wu vd., 2017:172-182).

Isı pompasının performansını artırmak için ısı pompası sistemi ile güneş enerjisi sisteminin kombinasyonu üzerinde çalışmalar mevcuttur (Chua vd., 2010:3611-3624). Bu nedenle, buharlaşma sıcaklığını yükseltmek ve hava kaynaklı ısı pompasından daha yüksek bir COP' ye ulaşmak için güneş destekli ısı pompası sistemi geliştirilmiştir (Cervantes ve Torres-Reyes,2002:1289-1297). Buker ve Riffat (Buker ve Riffat,2016:399-413) tarafından güneş enerjisi destekli ısı pompasının, fosil yakıt tüketimini azaltmak için iyi bir yöntem

olabileceğini sunmuşlardır. Güneş enerjisi destekli ısı pompası sistemlerinde, güneş enerjisi soğutucu akışkan tarafından emilerek sisteme kazandırılır. Güneş kolektöründe (buharlaştırıcısı) soğutucu akışkan daha düşük sıcaklıkta buharlaştığı için kolektör kapasitesini artırmaktadır (Ji vd.,2008:43-52). Xiangqiang ve arkadaşları (Xiangqiang vd., 2018:12-19), doğrudan buharlaşmalı güneş destekli ısı pompası ünitesi ile çalışan kullanım sıcak suyu sistemini deneysel olarak inceledi ve sonuç olarak güneş ışınlam artışının sistemin COP'sini arttırdığı gözlemlendi.

Tek kaynaklı veya buharlaştırıcılı pratik uygulamalarda, sınırlı ısıtma kapasitesi gibi problemlerle karşı karşıya kalınmaktadır. Bu nedenle araştırmacılar, çok kaynaklı ısı pompası sisteminde yer altı veya güneş kolektörü gibi başka bir kaynak ile beslendiği çift veya seri kaynaklı sistemlerle ilgilenmektedir (Lazzarin, 2012:77-85).

Gün içerisindeki buharlaşma sıcaklığındaki farklılıklarına bağlı ısıtma kapasitesi ve COP değişkendir (Du vd.,2021:116598). Birçok araştırmacı (Bai vd. 2020:1-10; Cai vd. 2019:1133-1145; Li vd., 2022:316-326) tarafından çift kaynaklı ısı pompası sistemleri üzerine çeşitli çalışmalar yapılmıştır.

Bai ve arkadaşları (Bai vd. 2020:1-10) soğuk bölgelerde tek ısı kaynaklı ısı pompası sistemlerinin sorunlarını çözmek için çift kaynaklı bir hibrit ısı pompası ünitesini incelemişlerdir. R134a, R32, R290 ve R600a gibi alternatif soğutucu akışkanlar belirlenmiş ve performansları analiz edilmiştir. Sonuçlar, dört soğutucu akışkanın farklı koşullarda farklı performans özelliklerine sahip olduğunu göstermiştir.

Cai ve arkadaşları (Cai vd.,2019:1133-1145) olumsuz çalışma koşullarında ısı pompasının performansını güneş enerjisinden faydalanarak artırmayı bununla birlikte evaporatör ve kolektörün seri bağlı olduğu hava kaynaklı hibrit ısı pompası sistem üzerine çalışmışlardır. Ortam sıcaklığı, güneş ışınlamı ve buharlaşma alanı gibi temel faktörlerin etkisi incelenmiştir. Sonuçlar, sistemin farklı çalışma koşullarında verimli bir şekilde çalışabileceğini göstermektedir.  $100 \text{ W/m}^2$  güneş ışınlamı ve ortam sıcaklığında ortalama 2,71 COP elde edilmiştir.

Li ve arkadaşları (Li vd.,2022:316-326) enerji depolamak için sıcak su destekli bir ısı pompası sistemi tasarlamışlardır. Sıcak suyun sıcaklığı arttıkça ısıtma kapasitesi ve COP'side artmıştır. Çalışmalarında sistem performansını etkileyen faktörler; sıcak su sıcaklığı, ortam sıcaklığı ve genişleme valfinin çalışma sıcaklığı olmuştur.

Grossi ve arkadaşları (Grossi vd., 2018:745-759) hava ve toprak kaynaklı ısı pompası ünitesinin yıllık ve mevsimsel enerji performansını araştırmışlardır. Çalışmalarında Bologna'da bulunan, müstakil bir konut binasının ısıtma ve soğutma yüklerini, kuyu ısı değiştiricilerine dayalı bir jeotermal döngüye bağlamışlardır. En soğuk mevsimde zemine göre yardımcı ısı kaynağı olarak dış havanın kullanılması ile enerji performansında artış elde edilmiştir.

Han ve arkadaşları (Han vd., 2017:1208-1215) ısı borulu ve buhar sıkıştırılmalı ısı pompası için deneyler yapmışlardır. Isıtma sisteminin COP'sinin ısı borulu çalışma koşulunda %27,61 ve %27,85; buhar sıkıştırılmalı çalışma koşulunda ise %5,14 ve %4,90 oranında artırılabilirliğini belirtmişlerdir.

Liu ve arkadaşları (Liu vd.,2016:1053-1068), güneş ve hava kaynaklı ısı pompası sisteminde üç farklı çalışma durumu geliştirdiler. Kompozit sistemin deneysel sonuçları, ısı kapasitesini %51 ve COP' yi %49 artırarak ısı pompasının performansını artırabileceğini belirtmişlerdir.

Cai ve arkadaşları (Cai vd., 2021:103118) güneş-hava kaynaklı ısı pompasını deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Güneş ışınım yoğunluğu arttıkça güneş kolektör kapasitesinin arttığını, ancak hava buharlaştırıcısının değişimin tersi bir eğilim gösterdiğini belirtmişlerdir.

Liu ve arkadaşları (Liu vd., 2020:115631) güneş-hava kaynaklı ısı pompası sisteminin farklı soğutucu akış hızları ve dağılımları için bir simülasyon gerçekleştirmişlerdir. TRNSYS programı ile simülasyon modeli kurmuşlar ve sonuçlarını deneysel verilerle doğrulamışlardır. Çift kaynaklı ısı pompası performansı üzerinde soğutucu akış hızı önemli olduğundan, ısı pompasının performansını iyileştirmek için güneş kolektörü ve buharlaştırıcı soğutucu akış oranının uygun olmasını önermişlerdir. Ayrıca, elektrik üretimine fayda sağlamak için fotovoltaik ısı (PV/T) kolektörü, ısı pompası sistemine entegre etmişlerdir.

Pei ve arkadaşları (Pei vd. 2007:935-939) çalışmalarında PV/T kolektörünü incelemişler ve güneş enerjisinin bir kısmının elektriğe geri kalan kısmının ise buharlaşma ısı olarak kullanıldığını değerlendirmişler. Düşük PV hücre sıcaklığının ve güneş enerjisinin soğurulması neticesinde, PV verimliliği ve COP'nin artırılabilirliğini belirtmişlerdir.

Cai ve arkadaşları (Cai vd., 2017:635-645) PV/T-hava kaynaklı ısı pompası sisteminin dinamik bir simülasyonunu ve performans analizini irdelemişlerdir. PV/T ve hava

kaynaklı buharlaştırıcılar, güneş enerjisinden ve çevreden gelen enerjiyi aynı anda emmek için sisteme paralel olarak bağlanmaktadır. Güneş ışınımı  $100 \text{ W/m}^2$  'den  $300 \text{ W/m}^2$  'ye yükseldiğinde, sistemin COP'sinin 2,21'den 2,39'a yükseleceğini belirtmişlerdir.

Du ve arkadaşları (Du vd.,2021:116598) PV/T-hava kaynaklı doğrudan genleşmeli ısı pompasını deneysel olarak incelemişlerdir. Kışın standart ısıtma koşulları altında üç farklı durumu karşılaştırmışlardır. Güneş, güneş-hava ve yalnız hava durumu için ısı pompası ortalama COP sonuçları sırasıyla 2,8, 2,1 ve 2,0 sonuçlarını elde etmişlerdir.

Buhar sıkıştırma sistemlerinde ejektör ile genleşme kayıpları azaltılarak sistemin COP'si artırılmaktadır. Konvansiyonel hava kaynaklı ısı pompalarında çalışma sıvısını genişletmek için kılcal boru veya genleşme valfi kullanılır. Genleşme enerjisinin tamamen sürtünme yoluyla dağılması termodinamik kayıplara neden olur. (Ünal vd., 2017:1354-1367). Bu nedenle hava kaynaklı ısı pompasının COP'sinin kısılma enerjisi geri kazanım cihazı olarak ejektörün geliştirilmesi, ejektör-genleşme ısı pompası teknolojisine öncülük etmektedir (Chen ve Yu, 2017:299-307).

Ejektör, soğutma ve ısı pompası sistemlerinde birçok çalışmada kullanılmaktadır (Besagni vd., 2015:154-171; Besagni vd., 2016:373-407; İşkan ve Direk, 2022:101345; Li vd., 2022:101307; Ünal vd., 2022:101338; Zarei, Elahi, ve Pahangeh, 2022:101311).

Besagni ve arkadaşları, soğutma ve güneş destekli soğutma sistemlerinde ejektör kullanımını incelemişlerdir. Geçmiş, şimdi ve gelecekteki eğilimlere odaklanarak, ejektör teknolojisi, soğutucu akışkanın özellikleri, ejektör performansı ve soğutma sistemleri üzerindeki etkileri araştırılmıştır (Besagni vd.,2016:373-407).

Lin ve arkadaşları (Lin vd.,2013:2-10) çoklu buharlaştırıcılı soğutma sistemi için yaptıkları deneylerde basınç geri kazanım oranının %20'ye kadar artırılabilceğini belirtmişlerdir.

Isı pompası sistemlerinde, güneş enerjili ejektör sistemleri ile ilgili çalışmalar yapılmıştır (Fan vd., 2019:42-49; Al-Sayyab vd., 2021:113703; Li vd. 2018:419-431; Yan vd.,2016:243-255).

Liu ve Lin (Liu ve Lin, 2020:103078) ejektörlü hava kaynaklı bir ısı pompasında zeotropik karışım R1270/R600a'yı kullanılmasını incelemişlerdir. Sistemlerini, konvansiyonel hava kaynaklı sistem ile karşılaştırdılar. COP, ısıtma kapasitesi ve ikinci yasa veriminin sırasıyla %36,5, %37,2 ve %38,5 oranında arttığını belirtmişlerdir.

Liu ve Lin (Liu ve Lin, 2021:155-167) çalışma akışkanı olarak R1234yf, R290 ve R134a'yı kullanmış ve ejektörlü ısı pompası sisteminin termo-ekonomik performansını incelemiştir. Ejektörlü ve ejektörsüz performansları karşılaştırılmıştır. Ejektörlü sistemin ekserji verimliliği, ekserji yıkımı ve ekonomiklik açısından ejektörsüz sistemden önemli ölçüde daha iyi performans göstermiştir. Ayrıca ejektörlü ısı pompası sistemi için en uygun soğutucu akışkanın R290 olduğu önerilmiştir.

Chen ve Yu (Chen ve Yu, 2017:299-307) iki farklı çalışma modu için bir su ısıtıcısı doğrudan genişmeli güneş destekli ejektör-sıkıştırılmalı ısı pompası sistemini inceledi. Simülasyon sonuçları, COP'nin %13,78 ve %25,07 oranında artırılabilirliğini göstermiştir. Güneş ışınımının yoğunluğu arttıkça çevrim performansının arttığını ve güneş kolektör alanının artmasının her zaman çevrim performansını artırdığını belirtmişlerdir.

Fan ve arkadaşları (Fan vd.,2019:42-49) çalışma akışkanı olarak zeotropik R290/R600a karışımı kullanan ejektörlü ısı pompası sistemini incelemiştir.

Zhu ve arkadaşları (Zhu vd., 2014:735-740) güneş destekli hava kaynaklı ısı pompası sistemi için geliştirilmiş çift nozullu ejektör performansını incelemiştir. Verilen çalışma koşulları için COP değerinin geleneksel ejektörlü geliştirilmiş ısı pompası sistemlerine kıyasla %4,6-34,03 arttığını belirtmişlerdir.

Sistemin optimum performansı için ejektör geometrisinin rolünün çok önemli olduğu ve bu optimum performansın çalışma koşullarından etkilendiği bilinmektedir (D. W. Sun,1996:919-929).

Sun (D. W. Sun,1996:919-929) ejektör geometrisinin sistem performansı, akış hızları ve karışım oranı üzerindeki etkisini görmek için değişken ejektör geometrisini inceledi. Geri basınç kritik değerden yüksek olduğunda karışım oranının ve sistemin COP'sinin aniden düştüğü ve sifıra ulaştığı elde edilmiştir.

Varga ve arkadaşları (Varga vd., 2013:157-165) değişken lüle geometrisinde R600a ve R152a soğutucularının kullanımını incelemiştir. Değişkenlik için memede hareketli bir mil kullanarak, çalışma koşulları tasarım koşulundan farklı olduğunda, değişken memenin karışım oranını artırabildiği ve ejektör performansının %177 oranında arttırdığını belirtmişlerdir.

Li ve arkadaşları (Li vd., 2014:125-132) çoklu buharlaştırıcılı soğutma sistemi için değişken ejektörün performansını incelemiştir. Basınç geri kazanım oranı, kritik alan oranı ve karışım oranının ikincil ve birincil basınçlardan oldukça etkilendiğini

belirtmişlerdir. Elde ettikleri sonuçlar, ikincil basınç arttığında veya birincil basınç azaldığında daha yüksek karışım oranının (yaklaşık 3,25) elde edilebileceğini göstermiştir.

Li ve arkadaşları (Li vd.,2016:196-203) çoklu buharlaştırıcı soğutma sisteminin enerji verimliliğinin değişken alan oranlı ejektör kullanılarak %12 artırılabilceğini belirtmişlerdir.

Li ve arkadaşları (Li vd., 2019:116347) alan oranı, meme çıkış konumu, birincil meme uzunluğu ve difüzör uzunluğunun karışım oranı üzerindeki etkisini sayısal olarak incelemiş ve deneysel sonuçlar ile doğrulamışlardır. Sürüklenme oranının, alan oranı ve meme çıkış konumundan oldukça etkilendiğini belirtmişlerdir.

Güneş destekli uygulamalarından diğer bir yöntem ise organik rankine çevrimi ve buhar sıkıştırmalı soğutma (ORÇ-BSS) ve ısıtma sistemleridir. Gupta ve arkadaşları (Gupta vd., 2022:101732) güneş destekli organik rankine çevrimleri (GDORÇ) ve polijenarasyon uygulamalarını incelemişlerdir. GDORÇ-poli-jenarasyon sistemleri enerji verimliliği sistemleri olup, enerji çıkışı, elektrik, ısıtma, soğutma, kurutma, arındırma ve hidrojen gibi çeşitli üretimler sunmaktadır. Çalışmada GDORÇ ve polijenarasyon uygulamalarına odaklanılmıştır. Farklı araştırmacılar tarafından deneysel ve nümerik çalışmalar sonucu farklı güneş kolektörlü GDORÇ ile farklı akışkanların birleşimi irdelenmiştir.

Kutlu ve arkadaşları (Kutlu vd., 2018:132-145) düz plaka tipi güneş enerjisi kolektörü ve basınçlı su tankınının kullanıldığı durumda, ortam sıcaklığındaki GDORÇ sistemini incelemişlerdir. Çalışmalarının birinci adımında, ORÇ sistemi, elektrik gereksiniminin en fazla olduğu aralıkta (gecenin erken saatlerinde) tasarım koşullarında çalışılmıştır. Daha sonra, günün diğer saatleri için ORÇ sisteminin tasarım harici verimi, daha önce boyutlandırılan ısı değıştiricileri kullanılarak incelenmiştir. Son olarak, uygun su tankı boyutu ve kolektör sayısını belirlemek için parametrik çalışma yapmışlardır. Sonuç olarak simülasyon boyunca güç çıkışı, gündüz 4,3 ila 5,7 kW, gece erken saatlerde 9 ila 11,2 kW arasında değıştiğı tespit edilmiştir. ORÇ buharlaştırıcında suyun kütle sel debisinin ayarlanması ile gece geç saatlerde 4,7 ila 4,3 kW arasında güç tüketimi elde edildiğı ve bu ayarlama sırasında genleştircinin performansında önemli bir bozulmanın olmadığı belirtilmiştir.

Eterafi ve arkadaşları (Eterafi vd., ,2021:114333) kojenarasyonlu GDORÇ'inde elektrik, sıcak su ve güç üretiminin çevresel durumlarına göre termodinamik tasarımı,

simülasyonu, günlük ve aylık değişimi incelemişlerdir. Sistemde parabolik çanaklı odaklayıcı ve ısıl enerji depolama tankı kullanılmıştır.

Aghaziarati ve arkadaşları (Aghaziarati ve Aghdam, 2021:1267-1283) GDORÇ ve soğutma çevrimlerinin birleşimi ile soğutma, ısıtma ve güç sistemlerinin termoekonomik analizini incelemişlerdir. Çalışmada hastane ısıtma, soğutma ve elektrik üretimi için GDORÇ ile soğutma sistemi tasarlanmıştır. Sistem enerji, ekserji ve ekonomik açıdan araştırılmıştır. Ekserji yıkımı, güneş kolektöründeki tersinmezliğin en fazla olduğunu göstermektedir. Sonuç olarak parabolik kolektörde, lineer fresnel yansıtıcı ve parabolik çanaklı kolektöre göre daha iyi sonuçlar elde edilmiştir.

Yang ve arkadaşları (Yang vd.,2019:459-471) GDORÇ’inde çalışma koşullarının optimizasyonu ve termodinamik analizini incelemişlerdir. Çalışmada GDORÇ sisteminin birgün için farklı ışınım değerlerinde 1 MW’e sabit çıkışını elde etmek için çalışma durumu tasarlanmıştır. Parabolik toplayıcı, çift depolama tankı kullanılmıştır. Sistemin sabit çıkışını elde etmek için güneş kolektördeki akışkanın ve sıcak su depolama tankındaki akışkanların kütleli debileri sabit varsayılmıştır. Dört organik akışkan ve çevrimin termodinamik analizleri yapılmıştır. Sonuç olarak maksimum sistem verimliliği %17,9 olarak hesaplanmıştır.

Garcia-Saez ve arkadaşları (Garcia-Saez vd.,2019:461-476) konut uygulamalarında GDORÇ sistemi, enerji ve ekonomik açıdan incelenmiştir. Çalışmada iki farklı senaryo düşünülmüş bunlardan ilki güneş destekli ısıtma ve güç diğeri ise güneş destekli tersinir ısı pompasıdır. Sonuç olarak sistemin kendini amorti etme süresi ilk durum için 3,8 ve 4,4 yıl gerekirken, ikinci durum için 3,1 ve 3,4 yıl gerektiği hesaplanmıştır.

Cioccolanti ve arkadaşları (Cioccolanti vd.,2019:111829) parabolik kolektörlü ORÇ’yi çevresel ve enerji açısından incelemişlerdir. Tchance ve arkadaşları (Tchance vd., 2009:2468-2476) GDORÇ için akışkan seçimini incelemiştir. Cioccolanti ve arkadaşları (Cioccolanti vd., 2018:464-476) GDORÇ’nin performans ve çalışma durumlarının matematiksel modellenmesini incelemiştir. Li ve arkadaşları (Li vd.,2016:786-797) GDORÇ-doğrudan buhar üretim çevriminde çalışma akışkanlarının performans etkisini incelemişlerdir. Gao ve arkadaşları (Gao vd.,2015:619-626) GDORÇ’de çalışma akışkanı seçimini incelemişlerdir. Quolin ve arkadaşları (Quolin vd., 2011:955-966) düşük maliyetli GDORÇ’de güç üretimi ve performansını incelemişlerdir. Rayegan ve arkadaşları (Rayegan ve Tao,2011:659-670) GDORÇ’de çalışma akışkanı seçimini incelemişlerdir. Helvacı ve

arkadaşları (Helvacı ve Khan,2017:493-510) GDORÇ'de termoakışkanların çalışmasını incelemişlerdir.

Kutlu ve arkadaşları (Kutlu vd.,2019:301-312) GDORÇ-BSSÇ çevriminde, ısı depolama tankı boyutlandırılması ve akışını incelemişlerdir. Çalışmalarında 60 m<sup>2</sup> lik bir ofis binasının elektrik ve soğutma ihtiyacı göz önünde bulundurularak, İstanbul için temmuz ayında sıradan bir günde, ısı depolama kapasitesinin talebi karşılamaya etkisi araştırılmıştır. İstanbulda yaz şartlarında ORÇ soğutma moduna göre komponentlerin ebatlarını belirlemişlerdir. İstanbul için Temmuz ayında sıradan bir gün boyunca, istenilen ofis binası elektrik ve soğutma ihtiyacı için 80 m<sup>2</sup> kolektör alanı ile 9,4 m<sup>3</sup> ısı depolama hacmine ihtiyaç olduğu tespit edilmiştir. Sonuç olarak sistem analiz edildiğinde, Temmuz ayında sıradan bir günde 25,6 kWh soğutma ve 18,76 kWh elektrik üretimi ile birlikte şubat ayında ise 5,5 kWh elektrik ve 104 kWh ısı güç üretimi elde edildiği belirtilmiştir.

Braimakis ve arkadaşları (Braimakis vd., 2017:04016048) konutsal PV ısı pompası ile güneş - biyokütle destekli ORÇ-BSSÇ karşılaştırılması ve teknoekonomik analizini incelemişlerdir. Kim ve arkadaşları (Kim ve Han,2015:66-73) güneş kolektörü ve GDORÇ sistemlerini incelemişlerdir.

Eisavi ve arkadaşları (Eisavi vd.,2021:116997) konut içme suyu ve elektrik üretimi için PV destekli organik rankine- mekanik buhar sıkıştırımlı arındırma çevriminin termoekonomik analizini incelemişlerdir. Normal şartlarda 500 W/m<sup>2</sup> güneş ışınımı ile panellerde ve rankine çevrimindeki elektrik üretimi sırasıyla 43,43 kW ve 33,7 kW elde edilirken. Harici olarak 38,7 kW fazladan üretilen elektrik 141 m<sup>3</sup> suyun arındırmasını gerçekleştirdiği görülmüştür. Zeyghami ve arkadaşları (Zeyghami vd., 2015:1428-1445) güneş destekli termo-mekanik soğutma metodlarını incelemişlerdir. Khan ve arkadaşları (Khan ve Mishra, 2021:476-491) süperkritik GDORÇ-BSSÇ performans karşılaştırılmasını incelemişlerdir.

Freeman ve arkadaşları (Freeman vd., 2017:291-303) Birleşik krallıkta konutsal ölçekte GDORÇ ısıtma ve güç sistemlerinin bir yıl boyunca elektriksel performans optimizasyonu ve çalışma akışkanı seçimini incelemişlerdir.

Freeman ve arkadaşları (Freeman vd.,2017:1543-1554) GDORÇ ısıtma ve güç sistemlerinin ısı depolama ile birleşimini incelemişlerdir. Biancardi ve arkadaşları (Biancardi vd., 1982:351-360) GDORÇ ısıtma ve soğutma sisteminin test ve geliştirilmesi incelemişlerdir. Çalışmada güneş destekli soğutucu 63,3 kW olarak montajı yapılan GDORÇ ısı pompası prototipinin imalatı irdelenmiştir.

Bellos ve Tzivanidis (Bellos ve Tzivanidis,2021:278-289) GDORÇ-BSSÇ sisteminin parametrik analizini incelemişlerdir.

Tablo 1.1’de GDORÇ-BSSÇ kombine ısıtma, soğutma ve elektrik üretim sistemlerine ait literatür özeti verilmiştir.

**Tablo 1.1.** GDORÇ-BSSÇ Kombine Isıtma, Soğutma, Elektrik Üretim Sistemlerine Ait Literatür Özeti.

Kaynak	Kaynak	Metot	Açıklama
(Alvi vd., 2020:114780)	Dolaylı ve Doğrudan Güneş Enerjisi	Enerji& Termodinamik	Faz değıştirici depolama ile GDORÇ sisteminin incelenmiştir.
(Petrollese ve Cocco, 2019:338-349)	Güneş enerjisi	Parametrik & Simülasyon	GDORÇ ısı kaynak ve ısı emici farklılarının etkilerini kapsayan ORÇ ön tasarımında, yoğunlaştırıcı güneş kolektörleri ile birleşiminin etkileri.
(Sun vd. 2021:362-384)	Güneş enerjisi	Enerji&Ekserji & Ekonomik &Optimizasyon	Güneş kolektörlü ORÇ ve hibrit enerji uygulamalarında farklı akışkanlar kullanılması incelenmiştir.
(Manfrida vd., 2016:378-388)	Güneş enerjisi	Simülasyon	GDORÇ'deki faz değıştiricili malzemenin gizli ısısının matematiksel modellenmesi incelenmiştir.
(Kutlu vd., 2018:132-145)	Güneş enerjisi	Enerji& Termodinamik	Düz plaka tipi güneş enerjisi kolektörü ve basınçlı su tankınının kullanıldığı GDORÇ-BSSÇ sistemini incelemişlerdir.
(Eterafi vd., 2021:114333)	Güneş enerjisi	Parametrik& Termodinamik	GDORÇ'de elektrik, sıcak su ve güç üretiminin çevresel koşullardaki farklılığa göre değışimi incelenmiştir.
(Aghaziarati ve Aghdam, 2021:1267-1283)	Güneş enerjisi	Parametrik& Termodinamik	GDORÇ ve soğutma çevrimlerinin soğutma, ısıtma ve güç sistemlerinin termoeekonomik analizini incelemişlerdir.
(Yang vd., 2019:459-471)	Güneş enerjisi	Parametrik& Termodinamik	GDORÇ'de çıkış koşullarının optimizasyonu ve termodinamik analizini incelemişlerdir.
(Garcia-Saez vd., 2019:461-476)	Güneş enerjisi	Termodinamik	Konut uygulamalarında kombine ısı ve güç için GDORÇ'de enerji ve ekonomik değerlendirilme.
(Cioccolanti vd., 2019:111829)	Güneş enerjisi	Parametrik& Termodinamik	Küçük ölçekli birleşik parabolik kolektörlü organik rankine trijenarasyon sisteminin çevresel ve enerji değerlemesi incelenmiştir.

(Tchanche vd., 2009:2468-2476)	Güneş enerjisi	Termodinamik	Düşük ısı kaynaklı GDORÇ için akışkan seçimi incelenmiştir.
(Cioccolanti vd., 2018:464-476)	Güneş enerjisi	Parametrik& Termodinamik	Küçük ölçekli konsantre güneş destekli organik rankine tesisinin inovatif gelişiminin performansı ve çalışma durumlarının matematiksel modellenmesi incelenmiştir.
(Li vd., 2016:786-797)	Güneş enerjisi	Parametrik& Termodinamik	GDORÇ– doğrudan buhar üretimi çevriminde çalışma akışkanlarının performansa etkisini incelemişlerdir.
(Gao vd., 2015:619-626)	Güneş enerjisi	Termodinamik& Deneysel	GDORÇ’de çalışma akışkanı seçimi ve ön tasarımı incelenmiştir.
(Quoilin vd., 2011:955-966)	Güneş enerjisi	Termodinamik& Deneysel	Düşük maliyetli GDORÇ güç üretiminin optimizasyon tasarımı ve performansını incelemişlerdir.
(Rayegan ve Tao, 2011:659-670)	Güneş enerjisi	Parametrik& Termodinamik	GDORÇ’de çalışma akışkanı seçimini incelemişlerdir.
(Helvaci ve Khan, 2017:493-510)	Güneş enerjisi	Termodinamik& Simülasyon	GDORÇ’de termoakışkanların çalışmasını termodinamik modelleme ve analizini incelemişlerdir.
(Kutlu vd., 2019:301-312)	Güneş enerjisi	Enerji& Termodinamik	GDORÇ-BSSÇ çevriminde, küçük ölçekli ısı depolama boyutlandırılması ve akışı incelemişlerdir.
(Braumakis vd., 2017:04016048)	Güneş enerjisi &Biyokütle	Enerji &Ekonomik	Konutsal trijenarasyon için fotovoltaik ısı pompası ve güneş ve biyokütle destekli organik rankine-buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin kıyaslanması ve teknoekonomik analizini incelemişlerdir.
(Eisavi vd., 2021:116997)	Güneş enerjisi	Enerji&Ekserji &Ekonomik	Konut içme suyu ve elektrik üretimi için kombine fotovoltaik destekli organik rankine- mekanik buhar sıkıştırımlı arındırma çevriminin termo-ekonomik analizini incelemişlerdir.

(Khan ve Mishra ,2021:476-491)	Güneş enerjisi	Parametrik& Termodinamik	Güneş destekli süperkritik organik rankine – buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminin performansını incelemişlerdir.
(Freeman vd., 2017:291-303)	Güneş enerjisi	Enerji&Ekserji &Simülasyon	Birleşik krallıkta konutsal ölçekte güneş destekli organik rankine kombine ısıtma ve güç sistemlerin bir yıl boyunca elektriksel performans optimizasyonu ve çalışma akışkanı seçiminin incelemişlerdir.
(Freeman vd., 2017:1543-1554)	Güneş enerjisi	Parametrik& Termodinamik	Küçük ölçekli güneş destekli organik Rankine kombine ısıtma ve güç sistemlerinin ısı enerji depolama ile birleşimini incelemişlerdir.
(Biancardi vd., 1982:351-360)	Güneş enerjisi	Parametrik& Deneysel	GDORÇ çevrimli ısıtma ve soğutma sisteminin test ve geliştirilmesini incelemişlerdir.
(Bellos ve Tzivanidis , 2021: 278-289)	Güneş enerjisi	Parametrik& Matematik Modelleme	Güneş destekli kombine organik Rankine ve buhar sıkıştırılmalı çevrimin parametrik analizini incelemişlerdir.

Güneş destekli ısıtma-soğutma sistemleri konutlarda daha iyi soğutma ve ısıtma sağladığından gün geçtikçe bu yöne doğru talep artmaktadır (Wu vd.,2017:172-182). Soğutma ile birlikte mevsim şartlarına göre ısıtma da yapılabilmektedir.

Genleştirici-kompresörler soğutma, ısıtma ve güç sistemlerinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Ejektör çalışmalarında tasarlanan ejektör belirli çalışma şartlarına özgüdür. Değişken yükler ve ısı kaynakları için ayarlanabilir ejektör tasarımları gerçekleştirilmiştir.

Wang ve arkadaşları (Wang vd.,2021:117343) çalışmalarında ayarlanabilir yeni bir çift akışlı ejektör incelemiştir. Birincil nozulun ve karıştırma bölümünün boğaz çaplarını senkronize olarak ayarlayarak yüksek sürüklenme oranı ile sürekli ve düzgün çalışma elde edilmektedir. Sonuç olarak ejektörün yüksek sürüklenme oranı ve kararlı çalışma aralığı, tek akışlı duruma göre %34,5 daha verimli olduğu görülmüştür.

Lin ve arkadaşları (Lin vd.,2013:649-656) R134a soğutucu akışkan kullanan çok buharlaştırıcı bir soğutma sisteminde, farklı soğutma yük durumlarında basınç geri

kazanım performansı için Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği ile optimum ejektör geometrisi üzerine çalışmışlardır.

Lin ve arkadaşları (Lin vd. 2013:2-10) ayarlanabilir ejektörün performansı için deneysel çalışma yapmışlardır. Çalışmada, soğutma sistemindeki birincil soğutma yükündeki değişiklik için nozul boğazını ayarlaması ile ejektör ayarlaması yapılmıştır. Sonuç olarak ejektörün ayarlanması ile basınç geri kazanımı ve bağıl basınç geri kazanımında %20 ve %8 artış elde edilmiştir. Çoklu buharlaştırıcı sistemde ayarlanabilir ejektör yardımı ile enerji tasarrufu sağlayacağı görülmüştür.

Zhang ve arkadaşları (Zhang vd., 2010:51-56) ayarlanabilir ejektörün performansın incelemiştir. Ejektörü ayarlanabilir duruma getirmek için nozul içine uzanan aksiyal mil yardımı ile nozul boğaz kısmı değiştirilmiştir. Deneysel ölçümlerdeki değerler ile hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde k-epsilon modelinde daha iyi sonuçlar elde edilmiştir. Ayarlanabilir ejektör özelliklerine göre daha ekonomik tasarım elde edilmiştir.

Deneysel ve sayısal incelemeler sonucu ayarlanabilir ejektör kullanımı ile nozul boğazında değişiklik yapılarak basınç geri kazanım ve sürüklenme oranı gibi değerlerde artış geri kazanımı ile sistemin daha ergonomik çalışabilirliği görülmüştür.

Wang ve arkadaşları (Wang vd., 2021:119796) hava kaynaklı ısı pompası için flaş tanklı ve ısı değiştiricili buhar enjeksiyon çevrimi arasındaki farkın deneysel ve teorik olarak araştırmışlardır. Sonuç olarak flaş tanklı ısı pompaların, ara ısı değiştiricilere göre performanslarının daha iyi olduğu elde etmişlerdir.

Song ve arkadaşları (Song vd.,2021:117279) yoğunlaştırıcı özelliği artırılmış parabolik tip PV buharlaştırıcı doğrudan genleşmeli güneş enerjisi destekli ısı pompası üzerinde araştırma yapmışlardır.

Busato ve arkadaşları (Busato vd., 2021:6653) çok kaynaklı ısı pompası sistemlerinin performansını artırmak için yenilenebilir enerji olan PV/T güneş enerjisi ile okul binasındaki ısıtma ve soğutmanın geleneksel yöntemlerle karşılaştırılmasını incelemiştir.

Liu ve arkadaşları (Liu vd.,2021:111194) ejektör-buhar sıkıştırıcı ısı pompasının performans analizini irdemiştir. Çalışmalarında R717, R1234yf, R134a ve R290 soğutucu akışkanlar kullanarak ejektörsüz ve ejektörlü sistemi kıyaslamışlardır. Ejektörlü sistem için R290 soğutucu akışkanın en iyi sonuçlar verdiğini göstermişlerdir. Sonuç olarak toplam maliyet R134a akışkanı için %21,6, R290 için %13,5 ve R1234yf akışkanı için %24

oranında azaldığı elde edilmiştir. Ayrıca sistemde dikkat edilmesi gereken önemli unsurların başında yoğuşma sıcaklığından çok buharlaşma sıcaklığına dikkat edilmesini ifade etmişlerdir.

Lee ve arkadaşları (Lee vd., 2021:113743) toprak kaynaklı ısı pompalarının seri ve paralel uygulamaları ile ısıtma performansına etkisini değerlendirmişlerdir. Çalışmalarında ikincil akışkan sıcaklığı, ısı değiştirici debisi ve zemin sıcaklığı değiştirilmesi ile deneysel analiz yapmışlardır.

Sezen ve arkadaşları (Sezen vd.,2021:146362) güneş enerjisi destekli ısı pompası sistemlerinin performansını artırmaya yönelik çalışma yapmış makaleleri sınıflandırmışlardır. Çalışmalarında ortam ısıtma durumları için farklı güneş destekli sistemlerini listelemişlerdir.

Yang ve arkadaşları (Yang vd.,2021:114710) konutlardaki güneş enerjisi destekli hava kaynaklı ısı pompalarındaki gelişmeler ile ilgili araştırma yapmışlardır. Sistem konfigürasyonu, güneş kolektörleri, ısı enerji depolama vb. veriler hakkında kapsamlı bir inceleme sunmaktadır.

Zanetti ve arkadaşları (Zanetti vd.,2022:101471) çift kaynaklı tersinir bir ısı pompasını deneysel incelemişlerdir. Çalışmalarında ısı kaynağı olarak hava ve toprak kaynağını birlikte kullanılmışlardır. Isı pompasının verimliliğini yaz ve kış modlarında çalışırken tam ve kısmi yüklerdeki performansını incelemek için deneysel testler yapmışlardır. Mini kanallı ısı değiştirici hem yoğuşturucu hem de buharlaştırıcı olarak çalışır. Isı pompasının matematiksel bir modeli geliştirilmiş ve deneysel verilerle doğrulanmıştır. Isı pompası R454B ve R452B ile çalıştığına, soğutma ve ısıtma kapasitesinin R32 ile elde edilenlere göre yaklaşık %10 daha düşük verimli olduğunu göstermişlerdir.

Zhao ve arkadaşları (Zhao vd.,2022:115190) çift kaynaklı ısı pompasındaki su ısıtıcısının enerjik, ekonomik ve çevresel değerlendirmesini incelemişlerdir. Çalışmalarında hava kaynaklı ısı pompa sistemi, atık ısı geri kazanı ile birleştiğinde teknik, ekonomik ve çevresel açıdan etkisini irdelemişlerdir.

Long ve arkadaşları (Long vd.,2021:113624) güneş ve hava kaynaklı ısı pompasından oluşan ısıtma sisteminin enerji tasarrufu üzerine çalışma yapmışlardır. Sonuç olarak güneş ışınımının ve ortam sıcaklığının; güneş destekli ısı pompası sisteminde, enerji

verimliliğini etkileyen önemli unsurlar olduğunu göstermiştir. Ayrıca güneş kolektörlerinin alanı kadar dönüş suyu sıcaklığı da optimum enerji verimliliği için önem arz etmektedir.

Li ve arkadaşları (Li ve Huang, 2022:117693) PV ve hava kaynaklı ısı pompası sisteminin çalışma performansına etkisini incelemişlerdir. Çalışmalarında geleneksel güneş destekli ısı pompası ve hava kaynaklı ısı pompasını karşılaştırmışlardır. 0 °C ortam sıcaklığı ve 100 W/m<sup>2</sup> güneş ışınımındaki koşullar altında, güneş-hava destekli ısı pompasının ortalama COP'si, güneş-hava destekli ısı pompalarına kıyasla sırasıyla %29,7 ve %19,9 daha yüksek olduğunu belirtmişlerdir. Ayrıca ısıtma süresi açısından da güneş desteklinin % 36,7 ve hava destekli ısı pompasının ise %83,7'sine tekabül etmektedir. Ayrıca kolektör alanının sistem performansı üzerine etkisini de incelemişlerdir.

Yang ve arkadaşları (Yang vd., 2022:134-154) güneş-hava kaynaklı ısı pompası ile ısıtma sağlanan bir evsel ortamın düşük sıcaklıkta ısıtma yapılması ile sağlanan tasarrufu incelemişlerdir. Çalışmalarında İngiltere'nin farklı bölgelerinde bulunan evsel durumları ele almışlardır. Sonuç olarak düşük sıcaklıkta ısıtmanın, elektrik tüketiminde önemli ölçüde azalma sağladığını göstermektedir.

Liu ve arkadaşları (Liu vd., 2021:107679) çift kaynaklı hava ısıtma sisteminin R290, R600, R134a, R600a ve R1234yf gibi soğutucu akışkanlar kullanılarak teorik olarak incelemişlerdir. Enerji verimlilik oranı, ekserji kaybı gibi parametreler irdelenmiştir. Sonuç olarak R290 ve R600 sırasıyla düşük ve yüksek hava sıcaklığı koşullarında en iyi performansı sergilemiştir.

Liu ve arkadaşları (Liu vd.,2021:107787) çalışmalarında farklı sıcaklıklardaki ısıtma-soğutma koşullarında, ejektör sıkıştırımlı çift kaynaklı sistemi incelemişlerdir. Ejektörlü çift hava kaynaklı ısı pompasının, konvansiyonel hava kaynaklı ısı pompasına göre avantajları elde edilmiş ve ejektörlü sistemin kullanımının enerji tasarrufu, çevresel fayda ve ekserji verimliliğini iyileştirme vb. artılarının bulunduğu değerlendirilmiştir.

Erdoğan ve arkadaşları (Erdoğan vd.,2022:101534) güneş destekli çift kaynaklı ısı pompası sisteminin bir binaya hizmet vermesini incelemişlerdir. Çalışmalarında Türkiye'de farklı güneş ve hava profilleri sunan farklı konumlar için, bir ejektöre sahip çift kaynaklı bir ısı pompası ünitesinin performansı araştırılmıştır. 5 kW'lık bir ısıtma kaynağı için, sistemin COP'si 15 m<sup>2</sup> PV/T toplayıcı kullanılarak 400 W/ m<sup>2</sup> ve 10 °C ortam sıcaklığında %22,6 artış sağladığı görülmüştür.

Miglioli ve arkadaşları (Miglioli vd.,2022:39-56) çalışmalarında ısı pompasının buharlaştırıcısı olarak PV/T toplayıcıların konumlandırılması ile ısı geri kazanımına olan katkısını incelemişlerdir. PV/T destekli ısı pompası ile ilgili olarak çok yönlü bir araştırma yapılmıştır. İncelemelerinde sonuç olarak PV/T destekli ısı pompasında PV/T-kolektörler doğru katman, sistem performansı ve maliyet açısından önem arz ettiği elde edilmiştir.

Bai ve arkadaşları (Bai vd., 2022:111695) hava kaynaklı bir ısı pompası için eşit buzlanma elde etmeye yönelik deneysel bir çalışma yapmışlardır.

Song ve arkadaşları (Song vd.,2022:118073) kompozit malzemeli PV buharlaştırıcılı çift kaynaklı doğrudan genleşmeli ısı pompalarının karşılaştırılması incelenmiştir. Çalışmalarında Fresnel PV-kanatlı, buharlaştırıcıya bağlı doğrudan genleşmeli ısı pompası tasarlanmıştır.

Ural ve arkadaşları (Ural vd.,2021:101534) güneş enerjisi destekli hava kaynaklı ısı pompasının enerji ve ekserji analizini yapmışlardır. Isıl depolama tankı tekstil bazlı güneş destekli hava kaynaklı ısı pompası, düz plaka güneş destekli hava kaynaklı ısı pompası ve hava kaynaklı ısı pompası olmak üzere üç ısıtma sistemi kullanılarak modellenmiştir. Bu çalışmada üç farklı ısıtma sisteminin enerji, ekserji ve ekonomik analizleri yapılmıştır. COP değerleri güneş destekli hava kaynaklı ısı pompası ve hava kaynaklı ısı pompasında sırasıyla %32, düz plaka güneş destekli hava kaynaklı ısı pompasında %21 artmıştır.

Rocha ve arkadaşları (Rocha vd., 2021:413-424) hava-güneş ısı kaynağı ile çalışan doğrudan genleşmeli güneş destekli ısı pompasını deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmalarında kolektör tip buharlaştırıcıda kılcal tip borular kullanmışlardır. Soğutucu akışkan olarak CO<sub>2</sub> seçilmiştir. Deneysel sonuçlardan düşük güneş ışınımından yüksek güneş ışınımına geçişin ısıtma kapasitesinde %58 artış sağladığı. Performans katsayısında ise %42 artış elde edilmiştir. Kolektör arkasından fan yardımı ile ısının dağıtılması neticesinde performans katsayısında değişiklik olmazken ısıtma kapasitesi %17 artışa neden olduğu görülmüştür.

Wang ve arkadaşları (Wang vd.,2021:114204) enerji depolamalı ve ısı pompalı olmak üzere çift kaynaklı bina enerji besleme sistemini incelemişlerdir. Çalışmalarında bir ofis binası için enerji besleme sisteminin verilerine dayanarak, yük tahmini ve sistem performans modellerine göre kış ve yaz aylarındaki durumları ayarlanmıştır. Sistem hava ve su kaynaklı ısı pompası, enerji depolama tankı, PV/T kolektör ve fan-coil ünitelerinden oluşmaktadır. Sonuç olarak optimize edilmiş sistemin verimli bir şekilde çalıştığını ve

optimizasyondan önceki duruma kıyasla işletme maliyetlerinde yaklaşık %10 tasarruf sağlayabildiğini göstermektedir.

Wang ve arkadaşları (Wang vd.,2022:119706) çalışmalarında buz tankındaki suyun gizli ısı, ısı pompası için ana düşük sıcaklıklı ısı kaynağı olarak kullanılır ve dış hava, yardımcı ısı kaynağı olarak kullanılır. PV/T kolektörler buz tankının kaybolan ısısının korunmasına olanak sağlar. Sonuç olarak geleneksel bir hava kaynaklı ısı pompası sistemi ile karşılaştırıldığında, yeni sistem 3,86 yıl amorti süresine sahiptir.

Song ve arkadaşları (Song vd.,2022:679-694) Konsantratör yardımı ile PV panelin enerji yoğunluğunu ve üretimini yükseltmeye çalışmışlardır. Çalışmalarını deneysel olarak yürütmüşler ve farklı çalışma durumları için sistem ısıtma, elektrik ve soğutma sağlamıştır. Sonuç olarak 146 W elektrik üretimi ve %14,6 ortalama elektrik verimliliği, 2114 W yoğuşma ısı, 3,7 sistem COP'si ve 4,4 PVT COP'si elde edilmiştir. Düz panel fotovoltaik kullanan sistemle karşılaştırıldığında, elektrik üretimini %71,8, ısıtma kapasitesini %5,9 artırdığı gözlemlenmiştir.

You ve arkadaşları (You vd.,2021:111569) PV/T ve toprak kaynaklı hibrit ısı pompalarının sınıflandırılması için araştırma yapmışlardır. Çalışmalarında toprak, PV/T kaynaklı ısı pompaların avantaj ve dezavantajlarına değinilmiş. Hibrit sistemi dört ana durum için ayırtmışlardır.

Fan ve arkadaşları (Fan vd.,2021:120719) gelişmiş güneş enerjisi verimliliği, iyileştirilmiş ısı pompası enerji verimliliği ve binaların ısı talebini etkili şekilde karşılayan bir güneş destekli ısı pompası tasarlama üzerine çalışmışlardır. Çalışmalarında her bir komponentin iyileştirilmesi ile elde edilen sonuçların mevcutta kullanılan sistemler ile kıyaslamasını irdelemişlerdir.

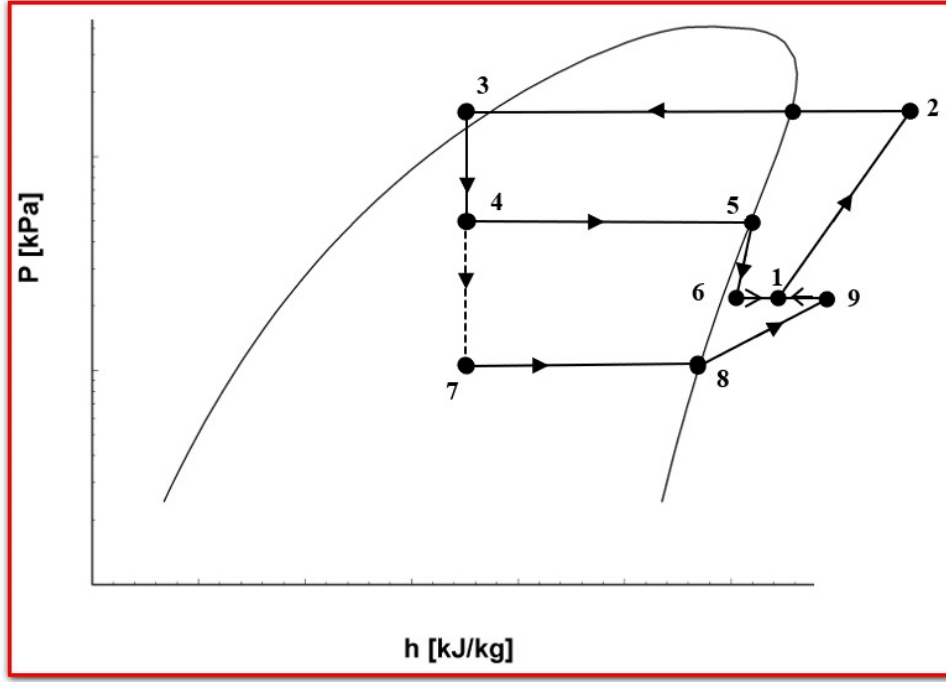
Jin ve arkadaşları (Jin vd. ,2021:637-657) sıcak su temini için çift kaynaklı bir güneş destekli ısı pompası ile ısı enerji depolama sistemi üzerine çalışmışlardır. Çalışmalarında faz değiştiren malzemenin güneş ısı pompasına uyumunu değerlendirmek için 2 m<sup>2</sup> brüt alana sahip bir güneş kolektörü ve maksimum 2 kW kapasiteli bir hava kaynaklı ısı pompasından oluşan bir deney düzeneği kurmuşlardır. Sonuç olarak güneş enerjili kombine ısıtma modunda sistemin genel verimliliği yaklaşık %57,5 oranında arttığı görülmüştür.

Wang ve arkadaşları (Wang vd., 2021:116994) çalışmalarında su ısıtıcı (yaklaşık 55 °C sıcak su sağlayan) ve yerden veya tavan radyal ısıtma ekipmanında (yaklaşık 35 °C

sağlayan) eş zamanlı uygulama için bir ejektör ve bir flaş tankına sahip çift hava kaynaklı ısı pompası çevrimi üzerine yoğunlaşmışlardır. Araştırmalarında ejektör, flaş tankı, yüksek ve düşük sıcaklık kondansatörler kullanmışlardır. Sonuç olarak geleneksel ısı pompası sistemine göre daha verimli olduğu kanıtlanmıştır. Ayrıca yeni çevrim, buharlaşma sıcaklığı daha düşük olduğunda daha iyi performans özelliklerine sahip olduğu görülmüştür.

Yukarıda verilen önceki çalışmalara göre, çift kaynaklı ısı pompası ve ejektörlü kompresör kullanımı ayrı ayrı COP artışı üzerinde olumlu bir etkiye neden olmuştur. Çift kaynaklı ısı pompası çalışmaları kolektör verimliliğini incelemiş olsa da bu çalışmalar çoğunlukla parametrik çalışmalar olarak yürütülmüştür. Bunların dikkate alınmasına ek olarak, gerçek çalışma koşullarını yansıtmak için kolektör verimliliği de dikkate alınmalıdır. Bu çalışmada PV/T kolektör buharlaşma sıcaklığı olan yüksek sıcaklıklı evaporatörün buharlaşma sıcaklığı hem genleştirici-kompresör performansını hem de kolektör verimliliğini etkilemektedir. Çift kaynaklı ısı pompası, genleştirici-kompresör ve PV/T performansından elde edilen faydayı en üst düzeye çıkarmak için güneş kolektörü sıcaklığını optimize etmek gerekir. Bu çalışmada, yoğunlaştırıcı çıkışı iki hatta ayrılır, bir hat PV/T kolektörüne girer ve diğer hat düşük sıcaklıklı buharlaştırıcıya girer. Bu iki hatta buharlaşma basınçları ve kütle akış hızları genleşme valfleri ile kontrol edilebilmektedir. Bu konfigürasyon sayesinde sistem, optimum genleştirici-kompresör ve güneş kolektörü tepkilerinden yararlanarak daha verimli çalışabilir. Bu tezde, optimum farklı soğutucu akışkanlar için çalışma sıcaklıkları araştırılmıştır. En iyi çalışma koşullarının belirlenmesinden sonra, COP artış potansiyeli ve şebekeden gelen talebin sistemin performansına etkisi incelenmiştir.





**Şekil 3.2.** PV/T ve Genleştirici-Kompresör Destekli İki Buharlaştırıcılı Isı Pompasının P-h Diyagramı

Şekil 3.1'de gösterildiği gibi, önerilen sistem, sıkıştırma basınç oranını düşürerek kompresördeki elektrik tüketimini azaltmak için bir genleştirici-kompresör ile çift buharlaştırıcı (hava kaynağı ve güneş kaynağı) kullanmaktadır. Sistemin çalışma prensibi aşağıdaki gibi açıklanabilir: Yoğuşturucu çıkışında soğutucu akışkan iki hatta ayrılır; bir hat güneş PV/T kolektörüne, diğer hat ise hava kaynaklı ısı değiştiricisine gider. Gerekli basınçlar genişleme valfleri ile koşullara göre (güneş ışınımı ve ortam sıcaklığı) ayarlanır. Kolektör hattındaki soğutucu akışkan (yüksek basınç) güneş kolektörüne gider ve buharlaşır. Hava kaynaklı ısı değiştirici hattındaki soğutucu akışkan (düşük basınç) hava kaynaklı ısı değiştirici tarafından buharlaştırılır. Genleştirici-kompresör, yüksek basınçlı soğutucuyu tahrik edici bir ana akım olarak kullanır ve düşük basınçlı soğutucunun basıncını yükseltir. İki akış, düşük basınç hattından daha yüksek bir nihai basınçta karıştırılır. Bu basınç yükseltme sayesinde kompresör gücü azaltılır ve ısı pompası performansı iyileştirilir. PV/T kolektör tarafından üretilen elektrik şebeke elektrik talebini azaltacaktır. Bu termodinamik aşamaların her biri çevrim noktaları ile birlikte Şekil 3.2'deki basınç-entalpi diyagramında verilmiştir.

## DÖRDÜNCÜ BÖLÜM

### SİSTEMİN MODELLENMESİ

Önerilen sistem kompresör, yoğuşturucu, iki genişleme valfi, PV/T buharlaştırıcı, bir genişletirici-kompresör ve hava kaynaklı buharlaştırıcıdan oluşmaktadır. Ünitenin performans iyileştirme potansiyelini ortaya koymak için modelleme kısmı basitleştirilmiştir. Isı pompası simülasyonu için aşağıdaki varsayımlar dikkate alınmıştır (Erdinc vd.,2022:101534):

- Yoğuşturucu ve buharlaştırıcıdaki, yoğuşma ve buharlaşma süreçlerinin sabit basınçlarda olduğu varsayılmıştır.

- Hava kaynaklı buharlaştırıcıdaki buharlaşma sıcaklığının ortam sıcaklığından 10°C daha düşük olduğu varsayılmıştır. Ancak yoğuşma sıcaklığı 40°C'de sabitlenmiştir.

- Genleşme valflerinde izentalpik bir genişleme meydana gelir.

- Soğutucu akışkan PV/T buharlaştırıcıdan doymuş buhar olarak çıkar.

Termodinamiğin birinci yasası veya enerji korunumu; sistem çevresiyle etkileşime girerken, sistemin kazandığı enerji, o ortamdan kaybettiği enerjiye eşit olduğunu ifade eder. Türbinler, kompresörler vb. birçok makinenin çalışması sırasında girişler, çıkışlar gibi çalışma koşulları değişmediği için sürekli akışlı makine olarak adlandırılır. Bu makinelerde kütle korunumunu ele alacak olursak kontrol hacmindeki kütle girişinin kütle çıkışına eşit olduğu görülmektedir (Cengel, 2015:1-59). Eş. (1)'de kütle korunumu, Eş. (2)'de ise enerjinin korunumunu ifade eden genel denklem görülmektedir. Burada  $\dot{Q}$  ısıyı,  $\dot{W}$  işi,  $\dot{m}$  kütleli debiyi ve  $h$  entalpiyi ifade etmektedir.

$$\sum \dot{m}_{giren} = \sum \dot{m}_{çıkan} \quad (1)$$

$$\dot{Q} + \sum (\dot{m} h)_{giren} = \dot{W} + \sum (\dot{m} h)_{çıkan} \quad (2)$$

Kompresör güç tüketimi çalışma koşullarına göre değişir. Eşitlik (3) ve (4), geleneksel hava kaynaklı ısı pompası ve genleştirici-kompresör geliştirilmiş çift kaynaklı ısı pompasının kompresör güç tüketimlerini vermektedir.

$$\dot{W}_{komp,konv} = \dot{m}_{r,konv} \cdot (h_2' - h_8) / \eta_{mek} \quad (3)$$

$$\dot{W}_{komp,ec} = \dot{m}_{r,ec} \cdot (h_2 - h_1) / \eta_{mek} \quad (4)$$

Burada,  $\eta_{mek}$  kompresörün mekanik verimidir ve 0,95 olarak alınır (Yılmaz,2015:1047-1056) ve kompresörün izentropik verimi Eşitlik (5)'ten hesaplanır (Brunin vd.,1997:308-318):

$$\eta_{is} = 0,874 - 0,0135 \cdot \frac{P_b}{P_e} \quad (5)$$

Isı pompasının COP'leri ve COP artışı ( $COP^*$ ) aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$COP_{IP,konv} = \frac{\dot{Q}_{yog}}{\dot{W}_{komp,konv}} \quad (6)$$

$$COP_{IP,ec} = \frac{\dot{Q}_{yog}}{\dot{W}_{komp,ec}} \quad (7)$$

$$COP^* = \frac{COP_{IP,ec} - COP_{IP,konv}}{COP_{IP,konv}} \times \%100 \quad (8)$$

Burada  $\dot{Q}_{yog}$ , binaya verilen ısıya eşit olan yoğuşturucu ısıtma kapasitesidir.

#### 4.1. PV/T Kolektör Modellenmesi

Çalışmada, PV/T kolektörü, yüksek sıcaklıktaki buharlaştırma hattı da ısı değiştirici olarak kullanılmaktadır. Soğutucu akışkan, tasarlanan veya belirlenen sıcaklık ve basınçta tamamen buharlaşana kadar kolektörden akar. Çalışma sıcaklığı yoğuşma sıcaklığından daha düşük olacağından, geleneksel bir PV/T düz plakalı kolektör uygun bir performans gösterebilir. Bu nedenle, hesaplamalarda düz plakalı PV/T kolektör için ısı ve elektriksel

verimlilik denklemleri kullanılmıştır. Isıl ve elektriksel denklemler Bhattarai ve diğerlerinden alınmıştır (Bhattarai vd.,2012:184-193). Eşitlik (9) sisteme güneş ısı girişi verir ve Eşitlik (10) kolektör ısı verimliliği için kullanılabilir.

$$\dot{Q}_{güneş} = A_{kol} \cdot G \cdot \eta_{th} \quad (9)$$

$$\eta_{th} = 0,574 - 7,41 \cdot \frac{(T_m - T_{am})}{G} - 0,0023 \cdot \frac{(T_m - T_{am})^2}{G} \quad (10)$$

Burada  $A_{kol}$ ,  $G$  ve  $T_{am}$  sırasıyla kolektör alanı, güneş ışınımı ve ortam sıcaklığıdır.  $T_m$  çalışma akışkanının ortalama sıcaklığını göstermektedir, ancak bu çalışmada soğutucu akışkan kolektörde sabit sıcaklıkta buharlaşmaktadır. Bu nedenle,  $T_m$  modellemede PV/T kolektördeki buharlaşma sıcaklığı olacaktır.

Kolektör kapasitesi solar ısıya eşit olduğu varsayımı ile

$$\dot{Q}_{kolektör} = \dot{Q}_{güneş} = \dot{m}_5 \cdot (h_5 - h_4) \quad (11)$$

elde edilir.

Kolektörün elektrik çıkışı için Eşitlik (11) ve (12) kullanılabilir.

$$\dot{W}_{PV} = A_{kol} \cdot G \cdot \eta_{PV} \cdot x_{örtü} \cdot \eta_{gen}$$

$$\eta_{PV} = 0,1369 - 0,477 \cdot \frac{(T_m - T_{am})}{G} \quad (12)$$

Burada  $x_{örtü}$  ve  $\eta_{gen}$  sırasıyla 0,8 ve 0,9 olarak alınan PV örtü oranı ve jeneratör verimliliğidir.

COP artışına ek olarak, bir PV/T modülü kullanıldığında şebekeden gelen azalma önemli bir parametredir.  $R_{şebeke}$  verilen formülde tanımlanır:

$$R_{şebeke} = \frac{\dot{W}_{komp,konv} - (\dot{W}_{komp,ec} - \dot{W}_{PV})}{\dot{W}_{komp,konv}} \times 100\% \quad (13)$$

#### 4.2.Genleştirici-Kompresör Modellenmesi

6. noktasına ait termodinamik özellikler, izentropik verimlilik kullanılarak (14)

$$\text{bulunabilir: } \eta_{gens} = \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_{6s}}$$

Burada 5. noktası yüksek sıcaklıktaki kolektör çıkışı ve 6. Noktası genleştirici çıkışıdır.  $h_{6s}$  aşağıdaki bağıntılar kullanılarak bulunabilir:

$$s_{6s} = s_5 \quad (15)$$

$$s_5 = f(P = P_5, x_5 = 1) \quad (16)$$

$$h_{6s} = f(P = P_{6s}, s = s_{6s}) \quad (17)$$

$$\dot{W}_{gens} = \dot{m}_5 \cdot (h_5 - h_6) \cdot \eta_{mek} \quad (18)$$

$\dot{M}^*$  karışım oranı aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$\dot{M}^* = \dot{m}_8 / \dot{m}_5 \quad (19)$$

Burada  $\dot{m}_5$  ve  $\dot{m}_8$  sırasıyla kolektörden ve düşük sıcaklıklı buharlaştırıcıdan gelen soğutucu akışkanın kütleli debileridir.

Buharlaştırıcı çıkışındaki entalpi ve entropi değerleri aşağıdaki gibi bulunur:

$$h_8 = f(P = P_8, T = T_8) \quad (20)$$

$$T_8 = T_7 + \Delta T_{sh} \quad (21)$$

$$s_8 = f(P = P_8, T = T_8) \quad (22)$$

Birinci kompresörün izentropik verimi aşağıdaki gibidir:

$$\eta_{komp,ec} = \frac{h_{9s}-h_8}{h_9-h_8} \quad (23)$$

Burada ;

$$s_{9s} = s_8 \quad (24)$$

$$h_{9s} = f(s_{9s}, P_9) \quad (25)$$

Hesaplamalarda 6, 1 ve 9 noktalarındaki basınçlar eşit alınmıştır:

$$P_9 = P_1 = P_6 \quad (26)$$

1 noktasının entalpi ve entropi değerleri kütle ve enerji korunum denklemleri kullanılarak bulunur.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_6 + \dot{m}_9 \quad (27)$$

$$\dot{m}_6 \cdot h_6 + \dot{m}_9 \cdot h_9 = \dot{m}_1 \cdot h_1 \quad (28)$$

### 4.3. Kompresörün Modellenmesi

İkinci kompresörün çıkış entalpisi izentropik verim tarifinden elde edilmektedir:

$$\eta_{komp,konv} = \frac{h_{2s}-h_1}{h_2-h_1} \quad (29)$$

Bu denklemden;

$$s_{2s} = s_1 \quad (30)$$

$$h_{2s} = f(s_{2s}, P_2) \quad (31)$$

#### 4.4. Yoğuşturucunun ve Hava Kaynaklı Buharlaştırıcının Modellenmesi

Yoğuşturucu kapasitesi aşağıda verilen denklem ile hesaplanır. Tez çalışmasında yoğuşturucu kapasitesi bilinmekte ve parametrik olarak çalışılacaktır.

$$\dot{Q}_{yog} = \dot{m}_1 \cdot (h_2 - h_3) \quad (32)$$

Burada 3 noktasındaki entalpi değeri de

$$h_3 = f(P_3, T_3) \quad (33)$$

$$T_3 = T_y - \Delta T_{sc} \quad (34)$$

$$P_3 = f(P_{doyma}@T_{yog}) \quad (35)$$

eşitlikleri ile bulunur. Genleşme vollarında sabit entalpide basınçlar düşmektedir:

$$h_4 = h_3 = h_7 \quad (36)$$

Hava kaynaklı buharlaştırıcı kapasitesi:

$$\dot{Q}_{buh} = \dot{m}_8 \cdot (h_8 - h_7) \quad (37)$$

## BEŞİNCİ BÖLÜM

### SONUÇLAR

#### 5.1. Tasarım Koşulları

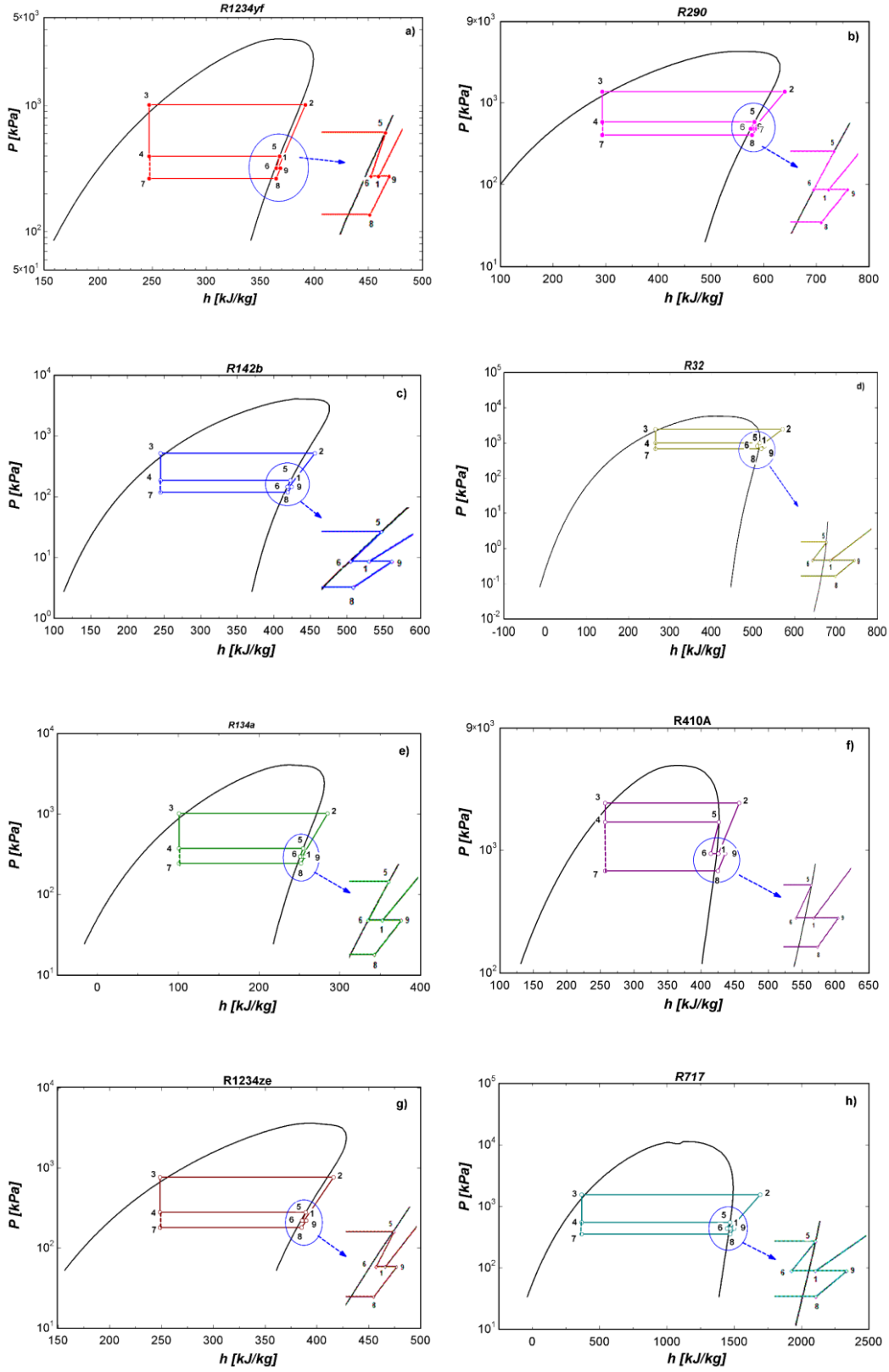
Sistemin tasarım parametreleri bu bölümde belirlenmiştir. Önerilen ünite bir ısı pompasıdır ve kış koşullarında çalışmaktadır. Bu çalışma güneş ve hava kaynaklarını birleştirmenin avantajlarını sunmayı amaçladığından, analiz sabit bir ısıtma kapasitesi varsayımına dayanmaktadır. Tasarım koşulu olarak, ortam sıcaklığı en soğuk koşulları kapsayacak şekilde 5 °C olarak seçilmiştir, ancak bu parametrik çalışmada ünitenin performansı araştırılacaktır.

Mahal ısıtma gereksinimi olarak yoğuşma sıcaklığı 40 °C'de sabitlenmiş ve ısı pompasının ısıtma kapasitesi 5 kW öngörülmüştür. Evlerin çoğu için uygun olabilecek 15 m<sup>2</sup> 'lik bir güneş kolektörü alanı seçilmiştir. Tasarlanan güneş ışımasını 200 W/m<sup>2</sup> olarak seçilmiştir. Verilen koşullar kullanılarak, PV/T kolektörün buharlaşma sıcaklığı (kolektör hattındaki soğutucu akışkan sıcaklığı) 1,5 kW'lık bir güneş enerjisi girişi için 7 °C olarak hesaplanmıştır. İlk olarak, ısı pompası ünitesine düşük küresel ısınmaya sahip soğutucu akışkan R1234yf'de uyarlanmıştır. Tasarım parametrelerinin özeti Tablo 5.1.'de verilmiştir.

**Tablo 5.1.** Çift Kaynaklı Isı Pompası Ünitesinin Tasarım Parametreleri

<b>Yoğuşma sıcaklığı</b>	40 °C
<b>Ortam sıcaklığı</b>	5 °C
<b>Hava kaynaklı buharlaştırıcı kritik nokta sıcaklık farkı</b>	10 °C
<b>Isı pompası ısıtma kapasitesi</b>	5 kW
<b>Kolektör alanı</b>	15 m <sup>2</sup>
<b>Güneş ışınımı</b>	200 W/m <sup>2</sup>
<b>Sistem içindeki güneş ısı</b>	1,5 kW
<b>PV/T buharlaştırıcısının buharlaşma sıcaklığı</b>	7 °C
<b>PV elektrik dönüşüm verimliliği</b>	% 13,21

Tasarım koşullarına göre farklı çalışma akışkanları için entalpi-basınç (P-h) grafiği oluşturulmuştur (Şekil 5.1). 5 noktası kolektör çıkışını, 6 noktası genleştirici çıkışını gösterir. Genleştirici-kompresör tek fazda çalışır. 8 noktası buharlaştırıcı çıkışı, genleştirici-kompresör girişini, 9 noktası kompresör çıkışını gösterir. Kolektör akışı ile buharlaştırıcıdan gelen soğutucu akışkan karıştırılır. Karışımın basıncı 1 noktasına yükseltilir. Gün içinde çalışma koşulları değişmektedir ve COP artışı ilerleyen bölümlerde incelenecektir.

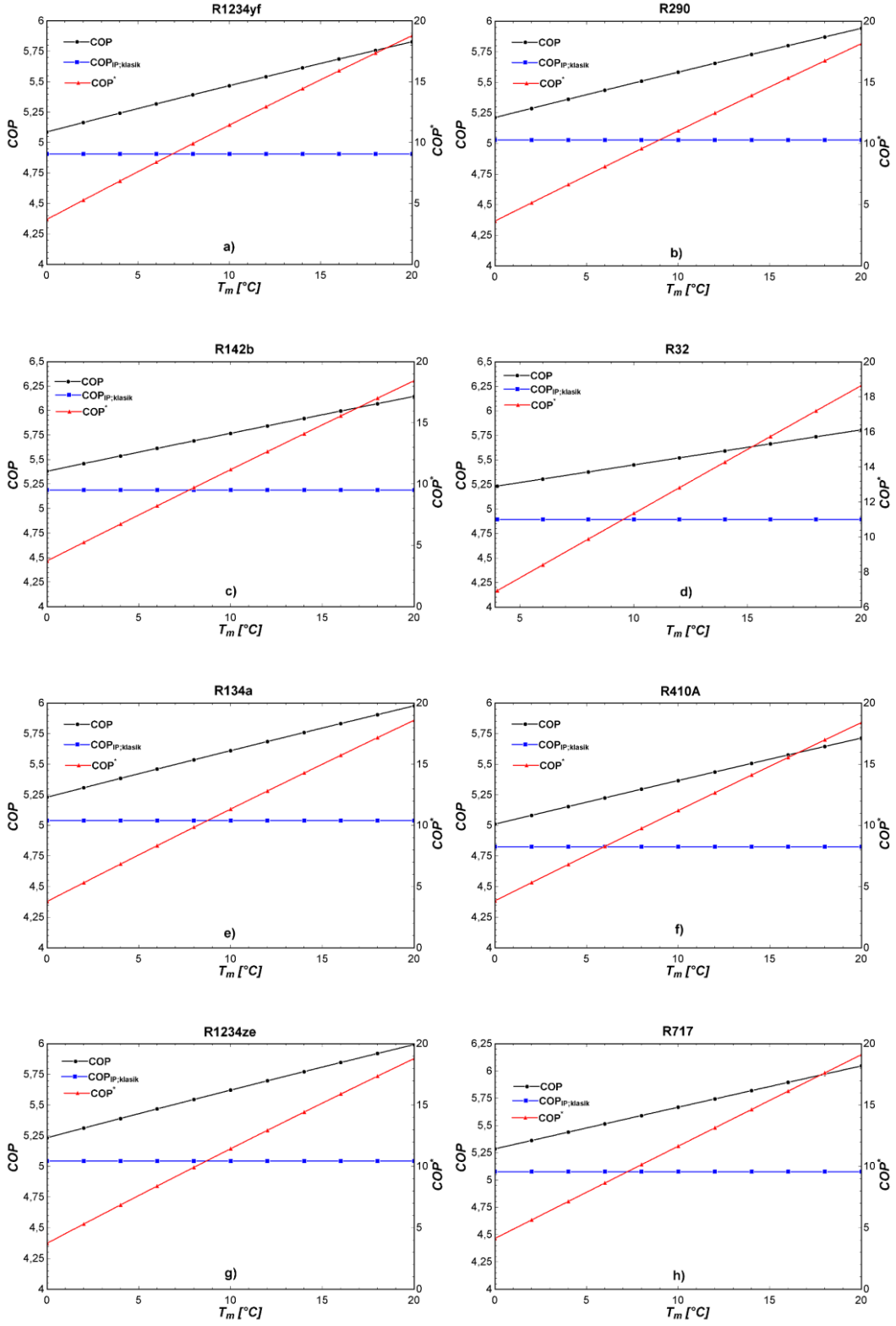


**Şekil 5. 1.** Tasarım Koşulları Altında Çift Kaynaklı Isı Pompasının (a) R1234yf (b) R290 (c) R142b (d) R32 (e) R134a (f) R410A (g) R1234ze (h) R717 Soğutucu Akışkanların P-h Grafiği

Farklı çalışma akışkanları (R1234yf, R290, R142b, R32, R134a, R410A, R1234ze, R717) için basınç-entalpi (P-h) değişimleri Şekil 5.1’de verilmektedir. Genel olarak entalpi ve basınç eğrilerinin akışkanlara göre değişkenlik gösterdiği görülmüştür. Ayrıca, Genleştirici çıkışında (6 noktası), kompresör çıkışında (9 noktası) ve ana kompresör girişinde (1 noktası) R1234yf ve R1234ze’nin üç durum içinde diğer akışkanlardan farklı olarak kızgın buhar durumunda olduğu anlaşılmaktadır. Bu durumda kompresöre sıvı girişi ihtimali daha azdır ve kompresörün güvenilir bölgede çalışması sağlanmış olur.

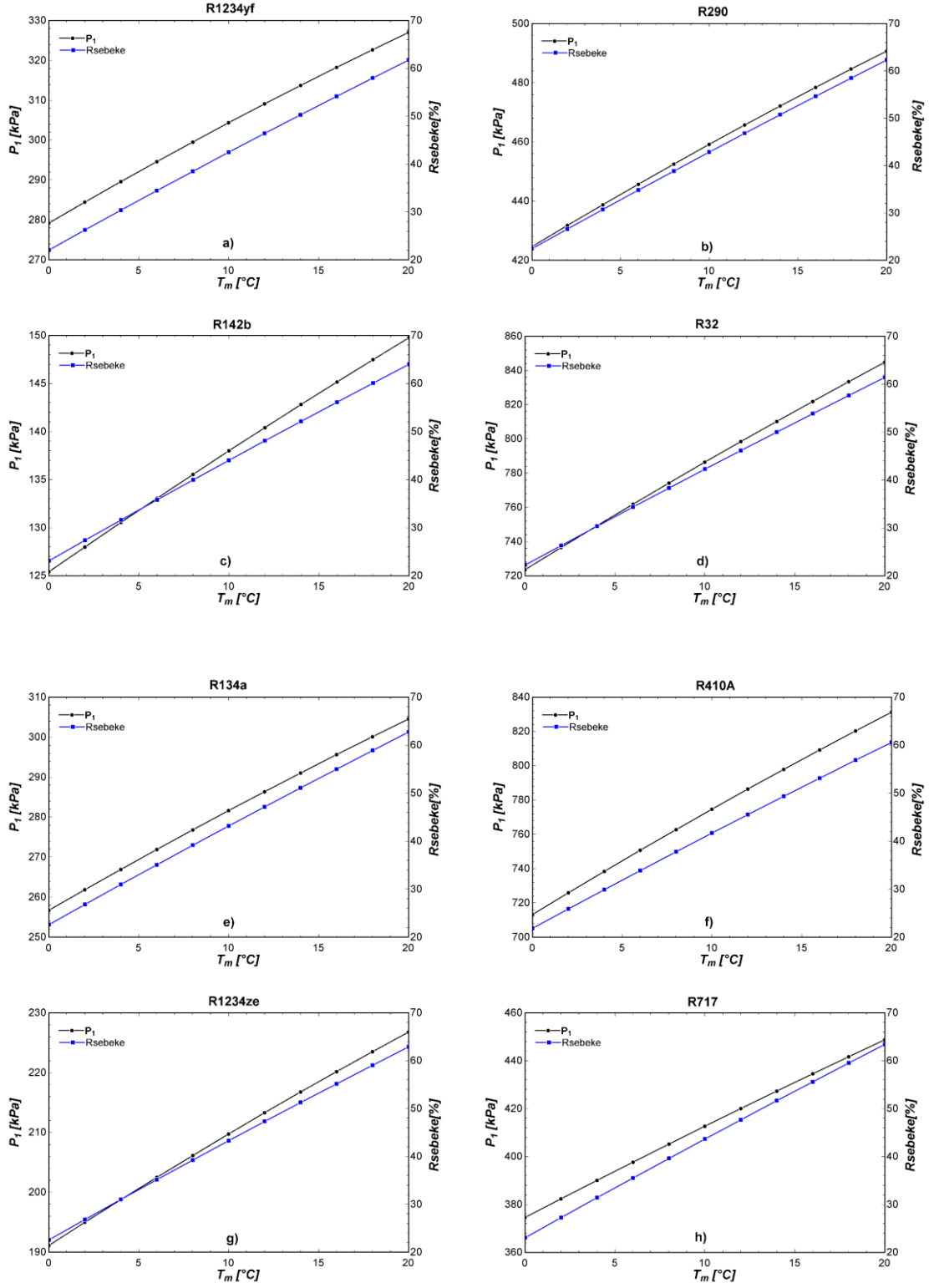
## **5.2.Sabit Güneş Isı Girişi için PV/T Buharlaştırıcının Etkisi**

Kolektörde akan soğutucu akışkan sıcaklığı PV/T buharlaştırıcı sıcaklığı olarak adlandırılır, çünkü soğutucu akışkan fazı sabit bir sıcaklıkta sıvıdan buhara dönüşür. Bu bölümde, basınç artışı, kolektör buharlaşma sıcaklığı ve basıncından önemli ölçüde etkilendiğinden, sabit bir güneş enerji girdisi için kolektör buharlaşma sıcaklığının etkisi incelenmektedir. PV/T buharlaştırıcı sıcaklığının COP gelişimi üzerindeki etkisi Şekil 5.2’de, basınç üzerindeki etkisi ise Şekil 5.3’de gösterilmektedir. Şekil 5.3’de, kompresör girişindeki basınç, kolektör buharlaşma sıcaklığının 0 °C’den 20 °C’ye yükseltilmesiyle arttığı görülmektedir. Daha düşük kolektör buharlaşma sıcaklıkları için, COP artışı azalacaktır. Basınç artışı COP’yi %14’e kadar artırabilir. Bununla birlikte bu şekillerin sabit bir güneş enerji girdisi için çizildiğine dikkat edilmelidir, bu da daha yüksek PV/T buharlaşma sıcaklığı için gizli ısı daha büyük olduğundan daha yüksek kolektör sıcaklıklarının daha düşük akış hızları elde edilir. Hava buharlaştırıcı ve kolektör hatlarındaki kütleli debi ve karışım oranı Şekil 5.4’te gösterilmiştir. Kütleli debi, PV/T buharlaşma sıcaklığından etkilenmektedir. Kolektördeki kütle debisi azaldığında ve hava kaynağı buharlaştırıcı kütle debisi kolektör sıcaklığı ile arttığından, daha yüksek kolektör sıcaklığı daha iyi karışım oranı ile sonuçlanır çünkü akışın basıncı artar.



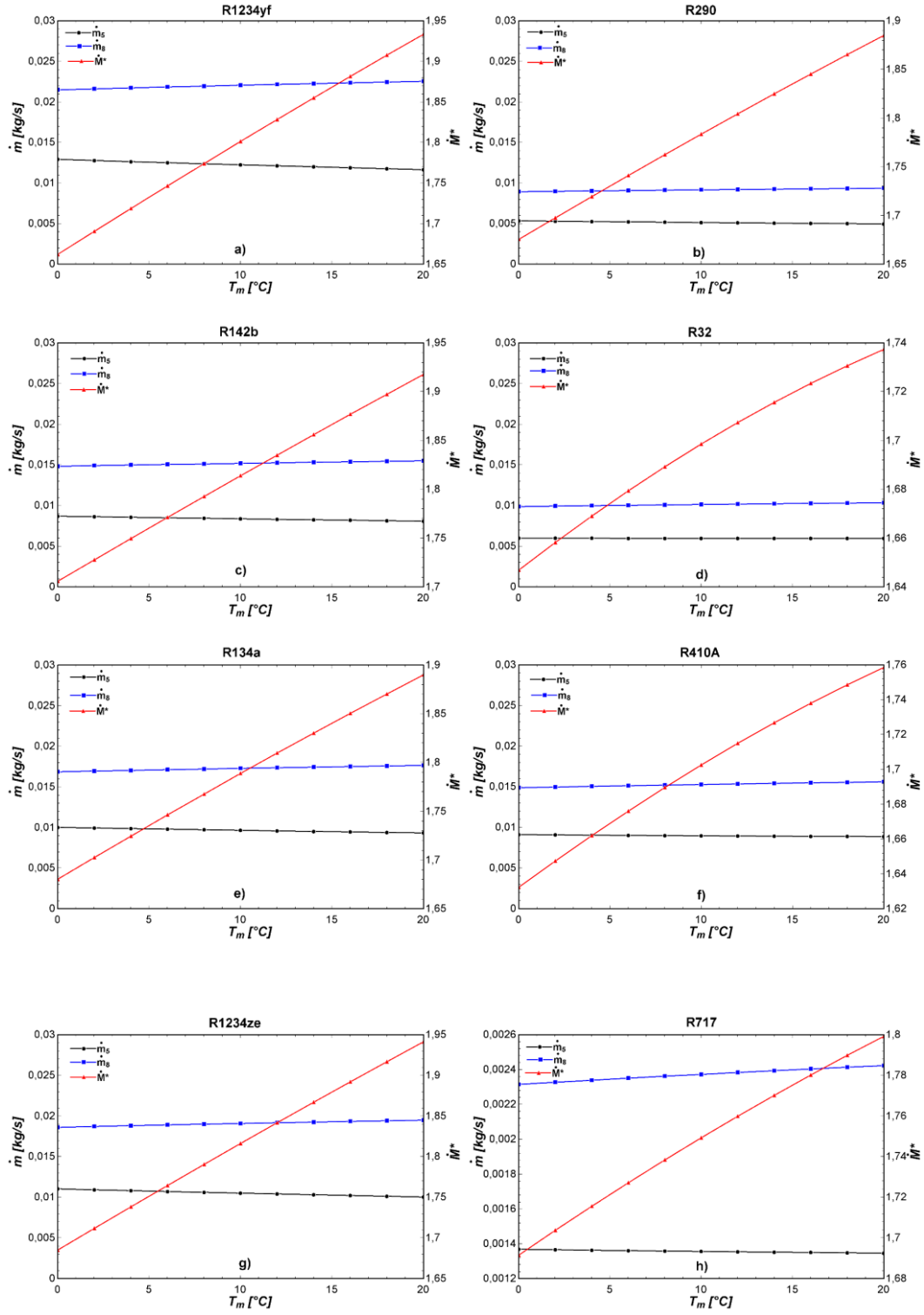
Şekil 5. 2. (a) R1234yf (b) R290 (c) R142b (d) R32 (e) R134a (f) R410A (g) R1234ze (h) R717 Soğutucu Akışkanlarının PV/T Kolektör Buharlaşma Sıcaklığının ( $T_m$ ) Klasik ve PV/T Kolektörlü COP Değerleri ve COP Artışı Üzerindeki Etkisi ( $\dot{Q}_{güneş} = 1.5 kW$ )

Şekil 5.2’de farklı soğutucu akışkanları için (R1234yf, R290, R142b, R32, R134a, R410A, R1234ze, R717) PV/T kolektör buharlaşma sıcaklığının  $T_m$ , 0 °C ile 20 °C arasında değiştiği durumlarda klasik  $COP_{IP,klasik}$ , PV/T kolektörlü  $COP$  değerleri ve  $COP$  artışı  $COP^*$  üzerindeki etkisi, sabit güneş ısı geçişi  $\dot{Q}_{güneş} = 1,5 kW$  ve ortam sıcaklığı  $T_{am} = 5 °C$  için gösterilmektedir. Genel olarak, çalışılan soğutucu akışkanlar için  $T_m$ ’in artması ile PV/T kolektörlü durumda  $COP$  değeri artmaktadır, bu durum  $COP^*$  artışına da katkıda bulunmaktadır. Ayrıca,  $COP$  artış oranı tüm akışkanlar için  $T_m$  arttıkça %20’lere yaklaşmaktadır. En yüksek  $COP$  değeri PV/T kolektörlü durumda  $T_m = 20 °C$  olduğu durumda R142b soğutucu akışkanı için 6,146 olarak elde edilmiştir. En düşük  $COP$  değeri ise  $T_m = 20 °C$  olduğu durumda R410A soğutucu akışkanı için 5,71 olarak bulunmuştur. Tüm soğutucu akışkanlar (R1234yf, R290, R142b, R32, R134a, R410A, R1234ze, R717) için  $COP_{IP,klasik}$  değişkenlik gösterse de, kolektör sıcaklığından bağımsız olduğu için sabit kaldığı görülmüştür. R1234yf soğutucu akışkanı için  $COP$  değerleri 5,2 ile 5,75; R290 soğutucu akışkanı için 5,24 ile 5,90; R142b soğutucu akışkanı için 5,3 ile 6,00; R32 soğutucu akışkanı için 5,25 ile 5,74; R134a soğutucu akışkanı için 5,25 ile 6,00; R410A soğutucu akışkanı için 5,00 ile 5,60; R1234ze soğutucu akışkanı için 5,25 ile 6,00; R717 soğutucu akışkanı için  $COP$  değeri 5,26 ile 6,00 arasında değişmektedir.



Şekil 5. 3. (a) R1234yf (b) R290 (c) R142b (d) R32 (e) R134a (f) R410A (g) R1234ze (h) R717 Soğutucu Akışkanları için PV/T Kolektör Buharlaşma Sıcaklığının ( $T_m$ ) Basınç Artışı ve Şebekeden Azaltma Miktarına Etkisi ( $\dot{Q}_{güneş} = 1,5 \text{ kW}$ )

Şekil 5.3’de farklı soğutucu akışkanları için (R1234yf, R290, R142b, R32, R134a, R410A, R1234ze, R717) sabit güneş ısı  $\dot{Q}_{güneş} = 1,5 \text{ kW}$  ve ortam sıcaklığı  $T_{am} = 5 \text{ °C}$  için PV/T kolektör buharlaşma sıcaklığının  $T_m$ ,  $0 \text{ °C}$  ile  $20 \text{ °C}$  olması durumunda,  $P_1$  ve  $R_{şebeke}$  değerleri üzerindeki etkisi verilmiştir. Soğutucu akışkanlar için  $T_m$ ’in artması ile kompresör giriş basıncı artmaktadır, bu sebeple şebekeden çekilen elektriğe olan ihtiyaç azalmaktadır.  $P_1$  değerleri R1234yf soğutucu akışkanı için 279 kPa ile 328 kPa arasında %17 arttığı; R290 soğutucu akışkanı için 422 kPa ile 488 kPa arasında %15 arttığı; R142b soğutucu akışkanı için 125 kPa ile 150 kPa arasında %19 arttığı; R32 soğutucu akışkanı için 720 kPa ile 840 kPa arasında %16 arttığı; R134a soğutucu akışkanı için 258 kPa ile 302 kPa arasında %18 arttığı; R410A soğutucu akışkanı için 718 kPa ile 830 kPa arasında %31 arttığı; R1234ze soğutucu akışkanı için 190 kPa ile 225 kPa arasında %18 arttığı; R717 soğutucu akışkanı için 375 kPa ile 450 kPa arasında %19 artış oluşturduğu. En fazla basınç değişim oranın R410A soğutucu akışkanında elde edilmiştir. Çalışılan tüm soğutucu akışkanlarda  $R_{şebeke}$  PV/T kolektör sıcaklığının  $T_m$ ’in artması ile artmaktadır, değeri ise ortalama % 62,5’lara yaklaşmaktadır. En büyük  $R_{şebeke}$  değeri  $T_m = 20 \text{ °C}$  olduğu durumda R142b soğutucu akışkanı için % 64 olarak elde edilmiştir.

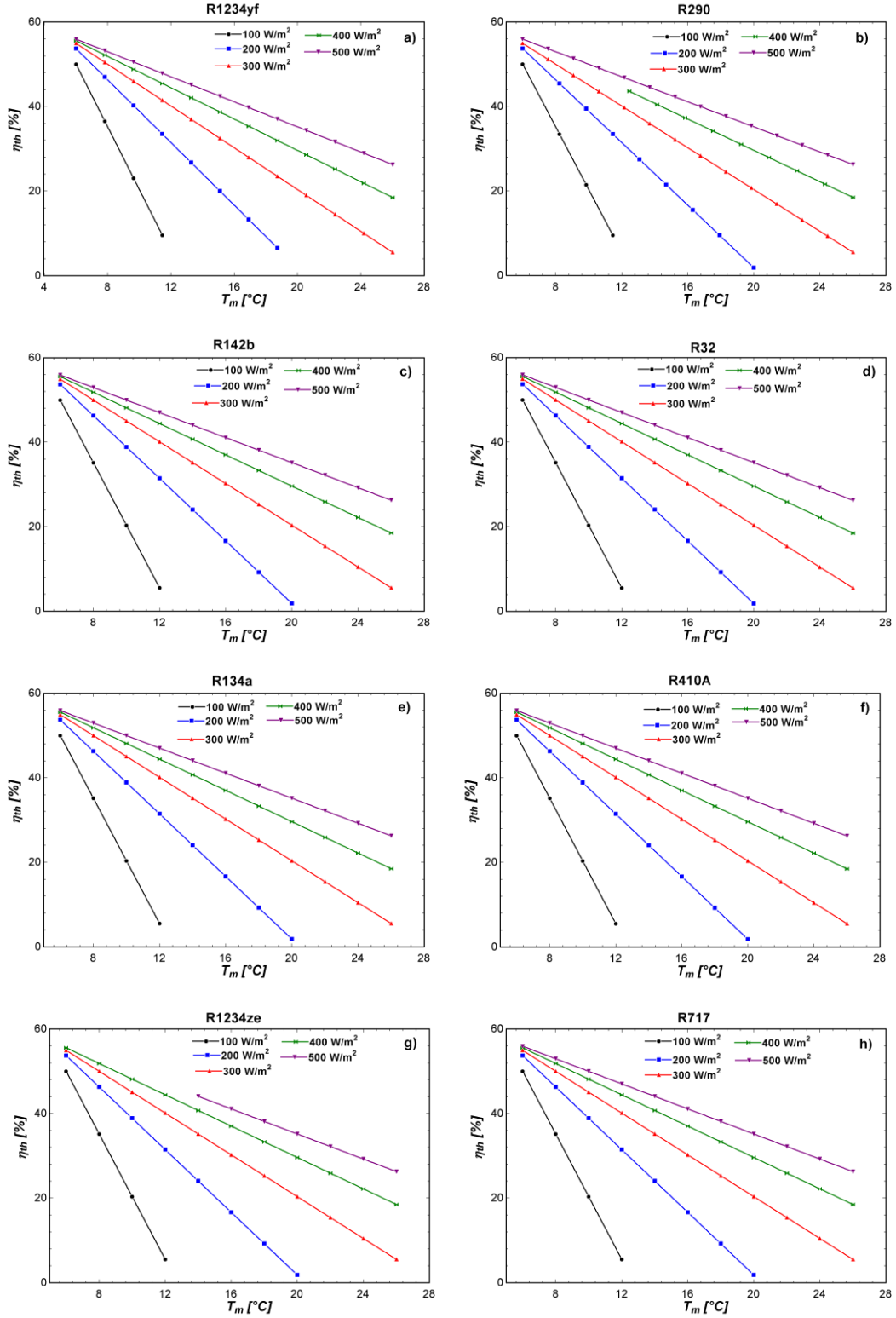


**Şekil 5.4.** (a) R1234yf (b) R290 (c) R142b (d) R32 (e) R134a (f) R410A (g) R1234ze (h) R717 Soğutucu Akışkanları için PV/T Kolektör Buharlaşma Sıcaklığının Hava Kaynaklı Buharlaştırıcı ( $\dot{m}_8$ ) ve PV/T kolektör ( $\dot{m}_5$ ) Soğutucu Akışkan Kütleli Değeri Üzerindeki Etkisi ve Karışım Oranı ( $M^*$ ) ( $T_{am} = 5$  °C)

Şekil 5.4'te (R1234yf, R290, R142b, R32, R134a, R410A, R1234ze, R717) farklı soğutucu akışkanları için ortam sıcaklığı  $T_{am} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$  olduğunda, PV/T kolektör buharlaşma  $T_m$  sıcaklığı  $0 \text{ }^\circ\text{C}$  ile  $20 \text{ }^\circ\text{C}$  olması durumunda  $\dot{m}_8$ ,  $\dot{m}_5$  ve  $M^*$  değerlerinin değişimi gösterilmiştir. Tüm soğutucu akışkanlar için  $T_m$ 'nin artması ile hava kaynaklı buharlaştırıcı kütleli debisi  $\dot{m}_8$  artarken, PV/T kolektör  $\dot{m}_5$  soğutucu akışkan kütleli debisi azalmaktadır. Bununla birlikte tüm soğutucu akışkanlarda karışım oranı  $M^*$  artış göstermektedir.  $\dot{m}_8$  değerleri R1234yf soğutucu akışkanı için  $0,0021 \text{ kg/s}$  ile  $0,0022 \text{ kg/s}$ ; R290 soğutucu akışkanı için  $0,0089 \text{ kg/s}$  ile  $0,0093 \text{ kg/s}$ ; R142b soğutucu akışkanı için  $0,0014 \text{ kg/s}$  ile  $0,0015 \text{ kg/s}$ ; R32 soğutucu akışkanı için  $0,0098 \text{ kg/s}$  ile  $0,0103 \text{ kg/s}$ ; R134a soğutucu akışkanı için  $0,0016 \text{ kg/s}$  ile  $0,0017 \text{ kg/s}$ ; R410A soğutucu akışkanı için  $0,0014 \text{ kg/s}$  ile  $0,0015 \text{ kg/s}$ ; R1234ze soğutucu akışkanı için  $0,0018$  ile  $0,0019 \text{ kg/s}$ ; R717 soğutucu akışkanı için  $0,0023$  ile  $0,0024 \text{ kg/s}$  arasında değişkenlik göstermektedir. Çalışılan tüm soğutucu akışkanlarda  $M^*$  değeri  $T_m$ 'nin artması ile artmaktadır, oranı ise yaklaşık %5 ile %16 arasında değişmektedir. En büyük  $M^*$  artış değeri R1234yf soğutucu akışkanı için % 16,2 olarak elde edilmiştir. En küçük değer ise R32 soğutucu akışkan için %5,16 olarak belirlenmiştir.

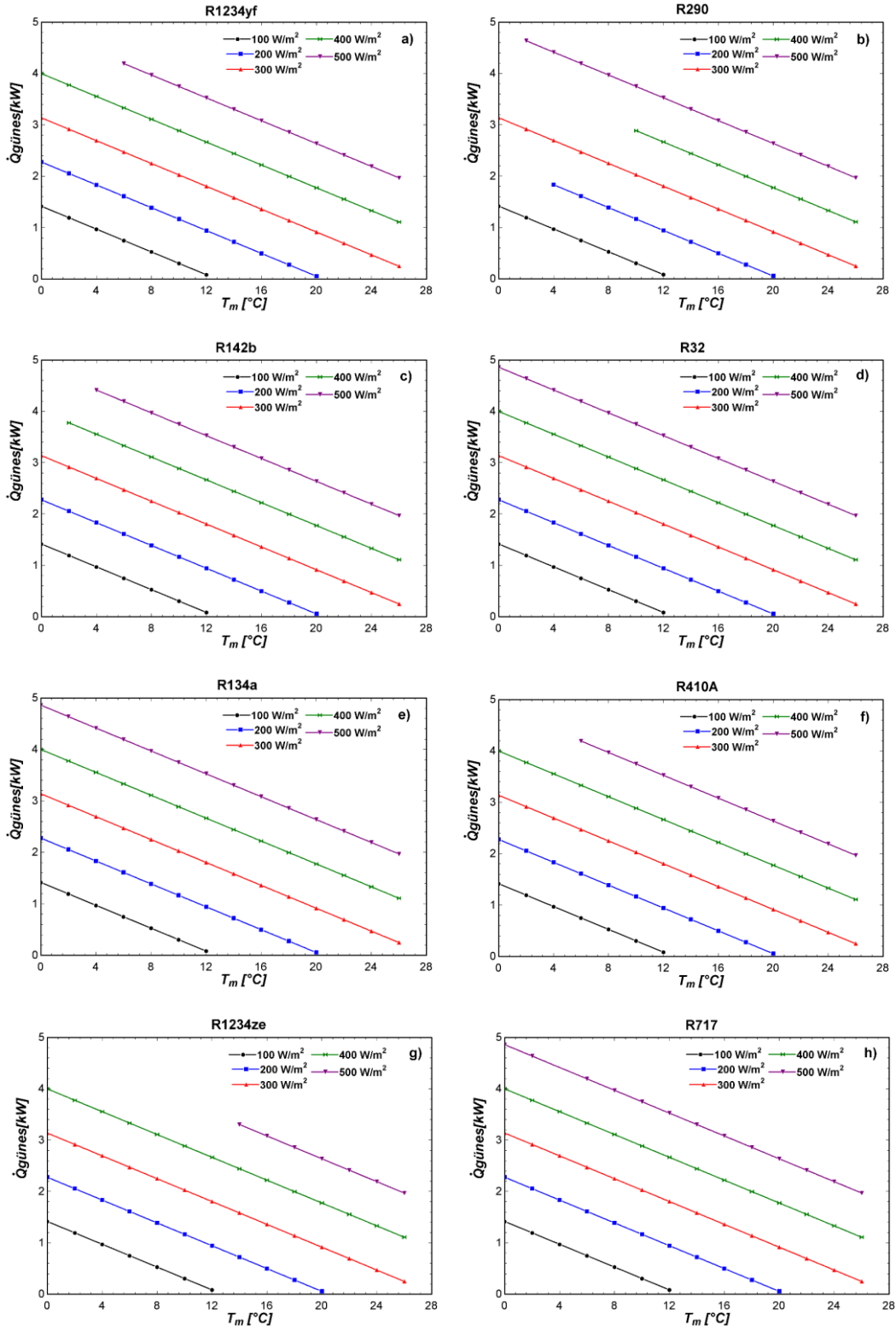
### 5.3. Güneş Işınımının Etkisi

Güneş ışınlı, güneş enerjisi girişi ve PV çıkışı ile doğrudan ilişkili olduğundan sistem performansı için önemli parametredir. Performans iyileştirmesi iki şekilde olabilir: Daha yüksek güneş enerjisi girişi, aynı buharlaşma sıcaklığı için PV/T buharlaştırıcı hattındaki kütle akış hızı veya buharlaşma sıcaklığını artırarak daha iyi bir genleştirici-kompresör performansı sağlama etkisine sahiptir. Ayrıca, daha yüksek güneş ışınlı PV çıkışı artırır. Şekil 5.5'te, farklı güneş ışınlı için kolektör ısı verimliliğinin (Eşitlik 10) kolektör sıcaklığı ile değişimi sunulmaktadır. Beklendiği gibi, ısı verimliliği kolektör sıcaklığına bağlı olarak azalmaktadır.



**Şekil 5. 5.** (a) R1234yf (b) R290 (c) R142b (d) R32 (e) R134a (f) R410A (g) R1234ze (h) R717 Soğutucu Akışkanları için PV/T Kolektör Isıl Verimliliğinin Güneş Kolektörü Performansı ile Güneş Işınım ve Kolektör Sıcaklığı ile Değişimi ( $T_{am} = 5\text{ °C}$ )

Şekil 5.5'te (R1234yf, R290, R142b, R32, R134a, R410A, R1234ze, R717) farklı soğutucu akışkanları için ortam sıcaklığı  $T_{am} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$  olduğunda, PV/T kolektör buharlaşma sıcaklığının  $T_m$  sıcaklığı  $0 \text{ }^\circ\text{C}$  ile  $28 \text{ }^\circ\text{C}$  olması durumunda kolektör ısı verimlilik değerlerinin farklı güneş ışınımı  $G = 100, 200, 300, 400, 500 \text{ W/m}^2$  değerlerindeki değişim durumu verilmiştir. Soğutucu akışkanlar için  $G$  ve  $T_m$ 'nin artması ile PV/T kolektör ısı verimliliği doğrusal olarak azalmaktadır.  $T_m$  sıcaklığı  $12 \text{ }^\circ\text{C}$  ve güneş ışınım  $G = 100 \text{ W/m}^2$  olduğu durum için R142b, R32, R134a, R410A, R1234ze ve R717 soğutucu akışkanları için  $\eta_{th}$  değeri yaklaşık %44 değerinde azalmakla birlikte R1234yf ve R290 soğutucu akışkanları için  $\eta_{th}$  değeri yaklaşık %40 azalmaktadır.  $T_m$  sıcaklığı  $20 \text{ }^\circ\text{C}$  ve güneş ışınım  $G = 200 \text{ W/m}^2$  olduğu durum için çalışılan tüm soğutucu akışkanlar için  $\eta_{th}$  değeri yaklaşık %50 değerinde azalmaktadır.  $T_m$  sıcaklığı  $26 \text{ }^\circ\text{C}$  ve güneş ışınım  $G = 300, 400$  ve  $500 \text{ W/m}^2$  olduğu durumlar için çalışılan tüm soğutucu akışkanları için  $\eta_{th}$  değeri yaklaşık %30 ile %49 aralığında azalmakla birlikte, R290 soğutucu akışkanı farklı olarak  $G = 400 \text{ W/m}^2$  olduğunda  $\eta_{th}$  değeri yaklaşık %25 değerinde ayrıca R1234ze soğutucu akışkanında  $G = 500 \text{ W/m}^2$  olduğunda  $\eta_{th}$  değeri yaklaşık %17 değerinde azalmaktadır. Sonuç olarak kolektör ısı verimliliği yüksek güneş ışınımı ve daha düşük kolektör buharlaşma sıcaklıkları için daha yüksektir.

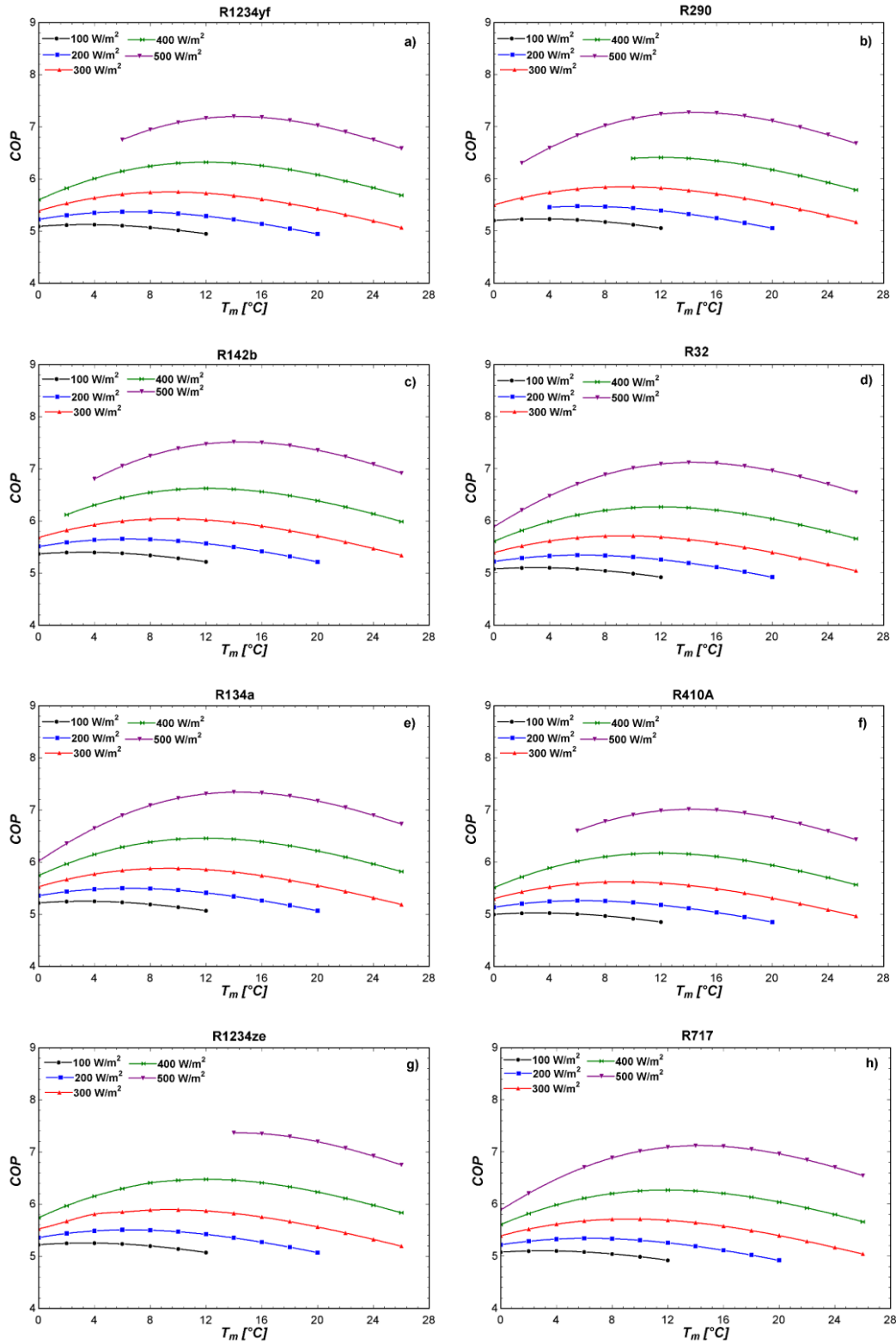


Şekil 5.6. (a) R1234yf (b) R290 (c) R142b (d) R32 (e) R134a (f) R410A (g) R1234ze (h) R717 Soğutucu Akışkanların Güneş Işınım ve Kolektör Sıcaklığı ile Değişimi ( $T_{am} = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$ )

Şekil 5.6'da (R1234yf, R290, R142b, R32, R134a, R410A, R1234ze, R717) farklı soğutucu akışkanları için ortam sıcaklığı  $T_{am} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$  olduğunda, PV/T kolektör buharlaşma sıcaklığının  $T_m$  sıcaklığı  $0 \text{ }^\circ\text{C}$  ile  $28 \text{ }^\circ\text{C}$  olması durumunda güneş ısısı değerlerinin farklı güneş ışınım  $G = 100, 200, 300, 400, 500 \text{ W/m}^2$  değerlerindeki değişim durumu verilmiştir. Soğutucu akışkanlar için güneş ısısı doğrusal olarak azalmaktadır. Güneş ışınım  $G = 100 \text{ W/m}^2$  değerinde ve  $T_m$  sıcaklığı  $0 \text{ }^\circ\text{C}$  iken güneş ısısı  $\dot{Q}_{güneş}$  değeri yaklaşık 1,5 kW olduğu,  $T_m$  sıcaklığı  $12 \text{ }^\circ\text{C}$  olduğunda R1234yf, R290, R142b, R134a, R410A, R1234ze, R717 soğutucu akışkanları için  $\dot{Q}_{güneş}$  değeri %100 azaldığı görülmüştür. Ayrıca R32 soğutucu akışkanı için  $T_m$  sıcaklığı  $0 \text{ }^\circ\text{C}$  iken  $\dot{Q}_{güneş}$  değeri 1,25 değerinden  $T_m$  sıcaklığı  $12 \text{ }^\circ\text{C}$  olduğunda  $\dot{Q}_{güneş}$  değerinin %100 azaldığı görülmüştür. R1234yf, R32, R142b, R134a, R410A, R1234ze, R717 soğutucu akışkanlarda  $G = 200 \text{ W/m}^2$  değerinde ve  $T_m$  sıcaklığı  $0 \text{ }^\circ\text{C}$  iken güneş ısısı  $\dot{Q}_{güneş}$  değeri yaklaşık 2,3 kW iken farklı olarak R290 soğutucu akışkanda  $T_m$  sıcaklığı  $4 \text{ }^\circ\text{C}$  iken  $\dot{Q}_{güneş}$  değeri yaklaşık 2,0 kW değerinde olduğu  $T_m$  sıcaklığı  $20 \text{ }^\circ\text{C}$  olduğunda  $\dot{Q}_{güneş}$  değerinin %100 azaldığı; Çalışılan tüm soğutucu akışkanlarda güneş ışınım  $G = 300 \text{ W/m}^2$  değerinde ve  $T_m$  sıcaklığı  $0 \text{ }^\circ\text{C}$  iken  $\dot{Q}_{güneş}$  değeri yaklaşık 3,1 kW değerinden  $T_m$  sıcaklığı  $27 \text{ }^\circ\text{C}$  olduğunda  $\dot{Q}_{güneş}$  değerinin 0,25 kW olduğu yaklaşık %91 azaldığı test edilmiştir. R1234yf, R142b, R134a, R410A, R1234ze, R717 soğutucu akışkanları için  $G = 400 \text{ W/m}^2$  değerinde ve  $T_m$  sıcaklığı  $0 \text{ }^\circ\text{C}$  iken  $\dot{Q}_{güneş}$  değeri 4,0 kW değerinde olduğu  $T_m$  sıcaklığı  $27 \text{ }^\circ\text{C}$  olduğunda  $\dot{Q}_{güneş}$  değerinin %62,5 azaldığı farklı olarak R290 soğutucu akışkanı  $T_m$  sıcaklığı  $10 \text{ }^\circ\text{C}$  iken  $\dot{Q}_{güneş}$  değeri yaklaşık 3,1 kW değerinde olduğu  $T_m$  sıcaklığı  $27 \text{ }^\circ\text{C}$  olduğunda  $\dot{Q}_{güneş}$  değerinin %51 azaldığı; R32 soğutucu akışkanı  $T_m$  sıcaklığı  $2,5 \text{ }^\circ\text{C}$  iken güneş ısısı  $\dot{Q}_{güneş}$  değeri yaklaşık 3,9 kW değerinde olduğu  $T_m$  sıcaklığı  $24 \text{ }^\circ\text{C}$  olduğunda  $\dot{Q}_{güneş}$  değerinin yaklaşık %62,0 azaldığı gösterilmiştir. R32, R134a, R717 güneş ışınım  $G = 500 \text{ W/m}^2$  değerinde ve  $T_m$  sıcaklığı  $0 \text{ }^\circ\text{C}$  iken güneş ısısı  $\dot{Q}_{güneş}$  değeri 5,0 kW değerinde olduğu  $T_m$  sıcaklığı  $27 \text{ }^\circ\text{C}$  olduğunda  $\dot{Q}_{güneş}$  değerinin %56 azaldığı farklı olarak R1234yf, R410A soğutucu akışkanı  $T_m$  sıcaklığı  $10 \text{ }^\circ\text{C}$  iken güneş ısısı  $\dot{Q}_{güneş}$  değeri yaklaşık 4,1 kW değerinde olduğu  $T_m$  sıcaklığı  $27 \text{ }^\circ\text{C}$  olduğunda  $\dot{Q}_{güneş}$  değerinin %53 azaldığı; R142b soğutucu akışkanı  $T_m$  sıcaklığı  $4 \text{ }^\circ\text{C}$  iken güneş ısısı  $\dot{Q}_{güneş}$  değeri yaklaşık 4,4 kW değerinde olduğu  $T_m$  sıcaklığı  $27 \text{ }^\circ\text{C}$  olduğunda  $\dot{Q}_{güneş}$  değerinin yaklaşık %56 azaldığı; R290 soğutucu akışkanı  $T_m$  sıcaklığı  $2 \text{ }^\circ\text{C}$  iken  $\dot{Q}_{güneş}$  değeri yaklaşık 4,6 kW

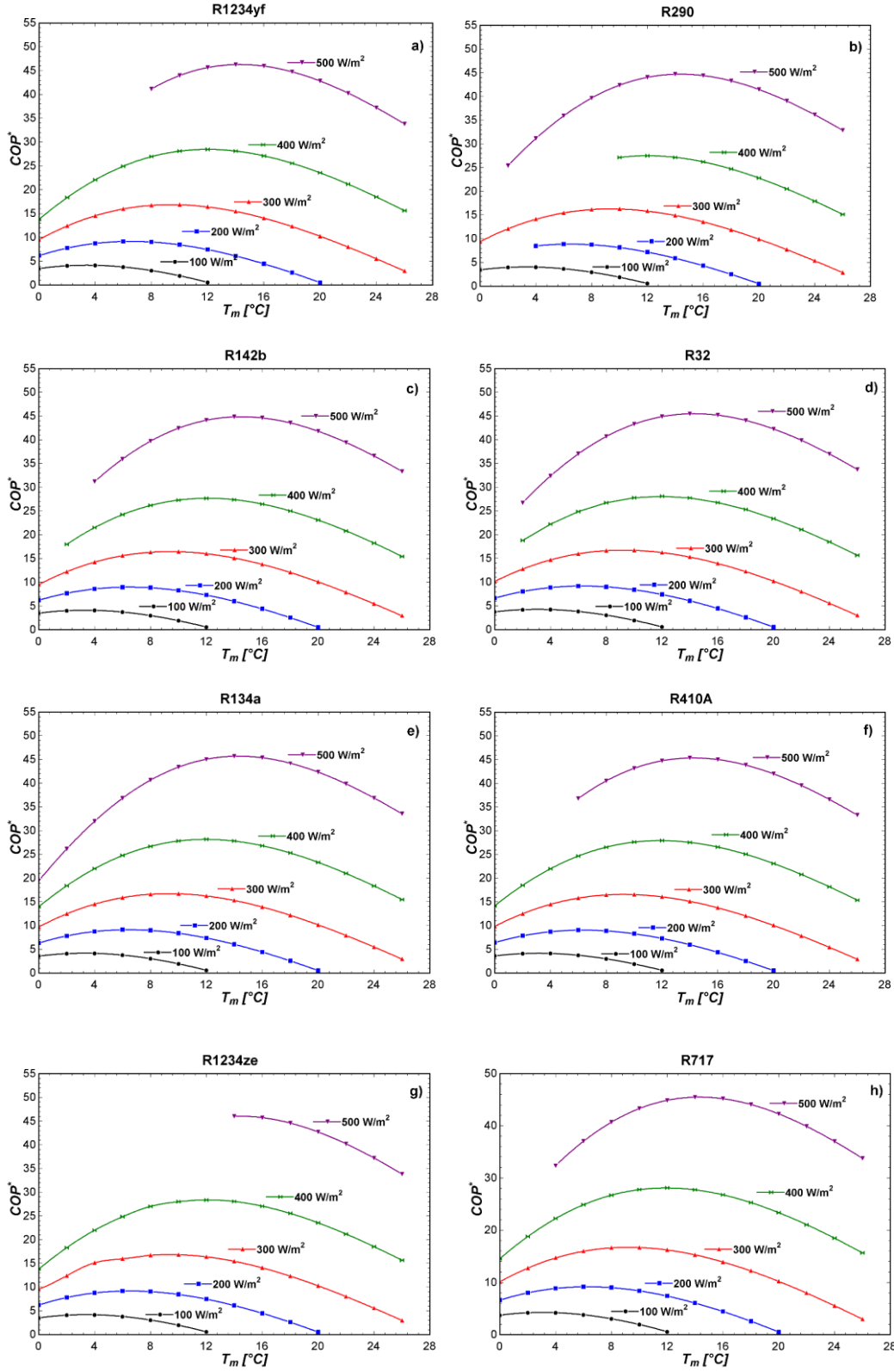
değerinde olduğu  $T_m$  sıcaklığı 27 °C olduğunda  $\dot{Q}_{güneş}$  değerinin yaklaşık %58 azaldığı; R1234ze soğutucu akışkanı  $T_m$  sıcaklığı 14 °C iken güneş ısısı  $\dot{Q}_{güneş}$  değeri yaklaşık 3,3 kW değerinde olduğu  $T_m$  sıcaklığı 27 °C olduğunda  $\dot{Q}_{güneş}$  değerinin yaklaşık %42 azaldığı test edilmiştir. Sonuç olarak kolektör buharlaşma sıcaklığı arttıkça güneş ısısı doğrusal olarak azalmaktadır. Yüksek güneş ışınımındaki azalış daha yüksektir.

PV/T kolektör verimliliği hesaplamalarına göre, PV/T buharlaştırıcı sıcaklığının hava kaynaklı ısı pompası işletimine kıyasla COP üzerindeki etkisi Şekil 5.7'de gösterilmektedir. PV/T buharlaştırıcı sıcaklığı, belirli bir noktaya kadar COP üzerinde olumlu bir etkiye sahiptir. Bu noktadan sonra bu iyileşme azalmaktadır. Bu olumsuz etki, kolektör ısı veriminin kolektör sıcaklığı ile azalmasının bir nedenidir. Ayrıca, Şekil 5.8'de COP artışı ve optimum kolektör sıcaklığının güneş yoğunluğu ile arttığını göstermektedir. Bu optimum kolektör çalışma sıcaklığı, daha yüksek güneş ışınım ile neredeyse doğrusal olarak değişir. Ortam sıcaklığı 5 °C olduğunda, 100 W/m<sup>2</sup> ışınım altında %4,5 olan maksimum COP artışı, 500 W/m<sup>2</sup> altında %45'e çıkmaktadır. COP artışına ek olarak, önerilen sistemin bir diğer avantajı da Şekil 5.9'da gösterilen şebekeden gelen talebin azalmasıdır. Güneş ışınımı arttıkça, PV hücrelerinden üretilen elektrik de artmaktadır. Bu sayede şebekeden gelen talep azalmaktadır. Ancak PV/T buharlaştırıcı sıcaklığının artması PV verimliliğini ve şebekeden gelen talebin azalmasını olumsuz etkilemektedir.



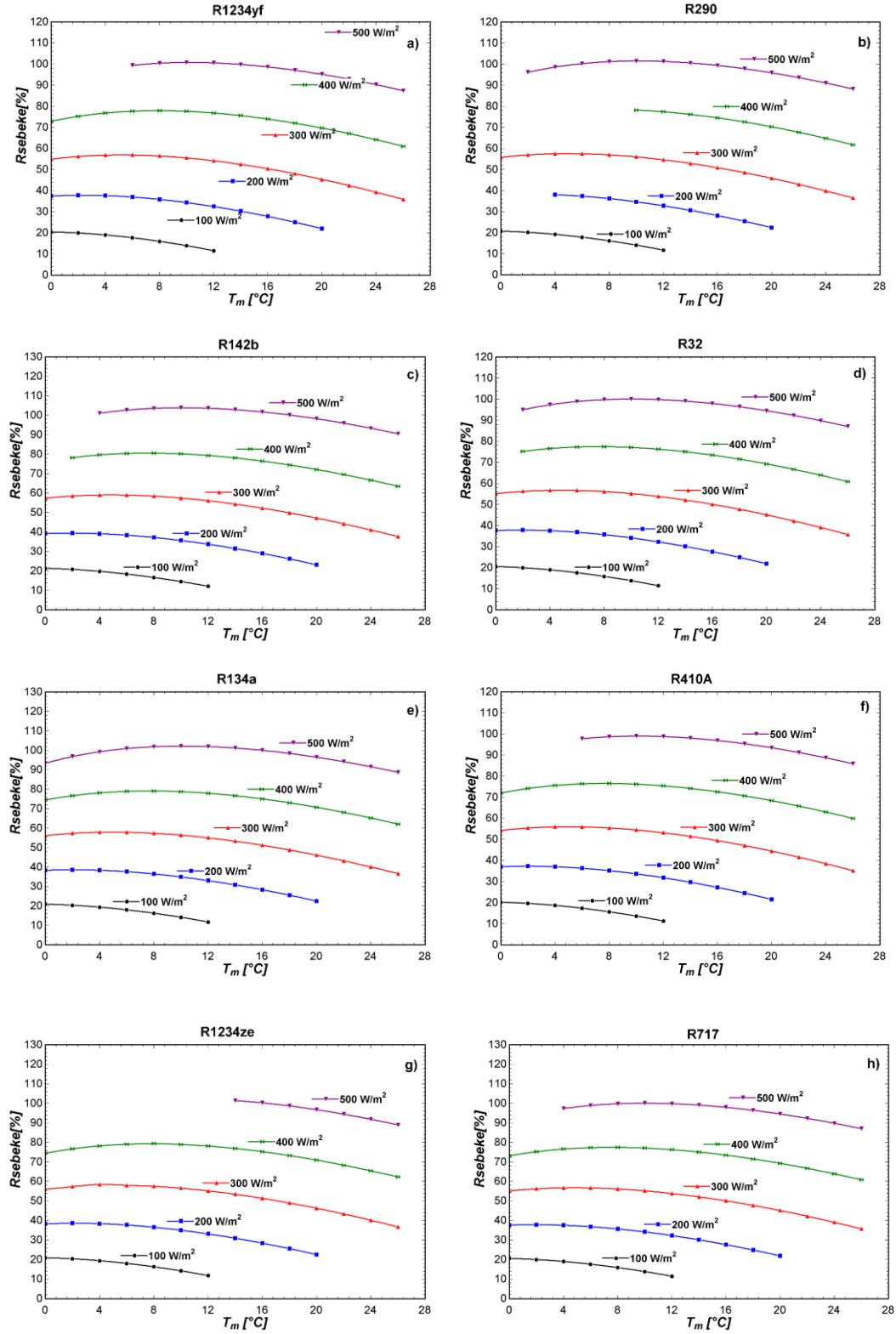
**Şekil 5. 7.** (a) R1234yf (b) R290 (c) R142b (d) R32 (e) R134a (f) R410A (g) R1234ze (h) R717 Soğutucu Akışkanları için PV/T Kolektör Buharlaşma Sıcaklığı ve Güneş ışınımı ile COP Değişimi ( $T_{am} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ )

Şekil 5.7’de çalışılan soğutucu akışkanlar için (R1234yf, R290, R142b, R32, R134a, R410A, R1234ze, R717) ortam sıcaklığı  $T_{am} = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$  olduğunda, PV/T kolektör buharlaşma  $T_m$  sıcaklığı  $0 \text{ }^{\circ}\text{C}$  ile  $28 \text{ }^{\circ}\text{C}$  olması durumunda kolektör ısı verimlilik değerlerinin farklı güneş ışınım  $G = 100, 200, 300, 400, 500 \text{ W/m}^2$  değerlerindeki değişim durumu verilmiştir. Genellikle çalışılan akışkanlarda güneş ışınım  $G = 500 \text{ W/m}^2$  değerinde R142b akışkanı % 7,5 değeri ile en yüksek COP değeri sonucu alınmaktadır. Güneş ışınımının  $G$  daha düşük olduğu durumlarda PV/T kolektör sıcaklığının  $T_m$  artması ile COP üzerindeki artış daha kısa olurken, güneş ışınımının  $G$  artması ile birlikte COP artışı belirginleşmektedir. COP artışı güneş ışınımının  $G$  genelinde PV/T kolektör sıcaklığı  $T_m$  ile beraber belirli bir noktaya artarken bu noktanın geçilmesi ile azalma eğilimine girdiği görülmektedir.



**Şekil 5.8.** (a) R1234yf (b) R290 (c) R142b (d) R32 (e) R134a (f) R410A (g) R1234ze (h) R717 Soğutucu Akışkanlar için PV/T Kolektör Buharlaşma Sıcaklığı ve Güneş Işınımı ile COP artışı ( $T_{am} = 5$  °C)

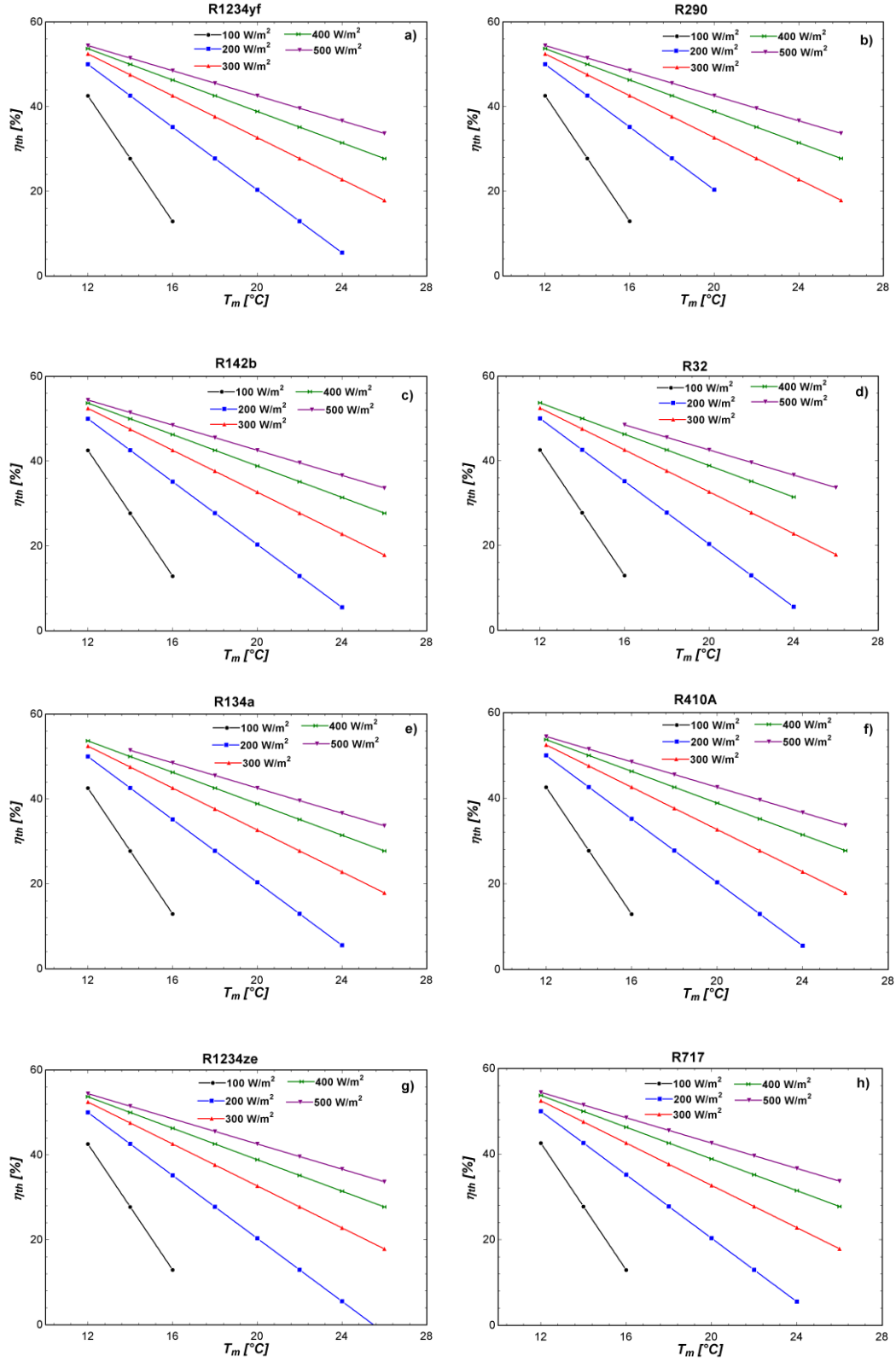
Şekil 5.8'de (R1234yf, R290, R142b, R32, R134a, R410A, R1234ze, R717) farklı soğutucu akışkanları için ortam sıcaklığı  $T_{am} = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$  olduğunda, PV/T kolektör buharlaşma sıcaklığının  $T_m$  sıcaklığı  $0 \text{ }^{\circ}\text{C}$  ile  $28 \text{ }^{\circ}\text{C}$  olması durumunda COP artış değerlerinin farklı güneş ışınım  $G = 100, 200, 300, 400, 500 \text{ W/m}^2$  değerlerindeki değişkenliği görülmektedir. Genel olarak çalışılan akışkanlarda güneş ışınım  $G = 500 \text{ W/m}^2$  değerinde R1234yf akışkanı % 46,0 değeri ile en yüksek COP\* değeri sonucunu göstermektedir. COP artışı güneş ışınımının genelinde PV/T kolektör sıcaklığı ile beraber belirli bir noktaya artarken bu noktanın geçilmesi ile azaldığı test edilmektedir. Optimum kolektör çalışma sıcaklığı, daha yüksek güneş ışınım ile neredeyse doğrusal olarak değişir. Ortam sıcaklığı  $5 \text{ }^{\circ}\text{C}$  ve optimum kolektör sıcaklığında,  $200 \text{ W/m}^2$  ışınım altında %9 olan maksimum COP artışı,  $400 \text{ W/m}^2$  altında %27,5'a çıkmaktadır.



**Şekil 5.9.** (a) R1234yf (b) R290 (c) R142b (d) R32 (e) R134a (f) R410A (g) R1234ze (h) R717 Soğutucu Akışkanlar için PV Katkısı ile Şebeke Talebinin Azaltılması ( $T_{am} = 5$  °C)

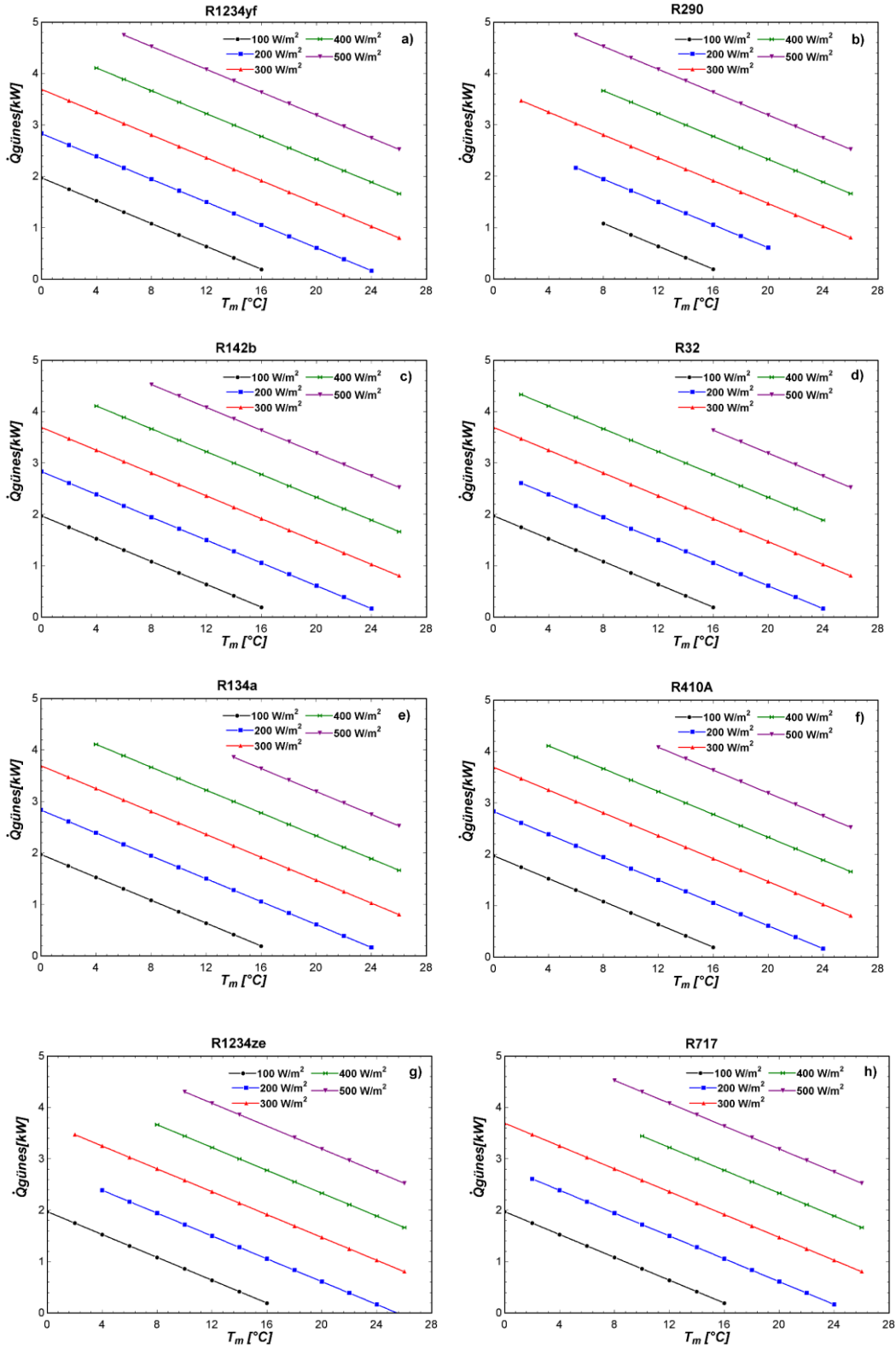
Şekil 5.9'da (R1234yf, R290, R142b, R32, R134a, R410A, R1234ze, R717) farklı soğutucu akışkanları için ortam sıcaklığı  $T_{am} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$  olduğunda, PV katkısı ile PV/T kolektör buharlaşma sıcaklığı  $0 \text{ }^\circ\text{C}$  ile  $28 \text{ }^\circ\text{C}$  olması durumunda şebeke talebinin azaltılması değerlerinin farklı güneş ışınlam  $G = 100, 200, 300, 400, 500 \text{ W/m}^2$  değerlerindeki durumu görülmektedir. Soğutucu akışkanların genelinde  $R_{şebeke}$  değeri PV/T kolektör sıcaklığının artmış olduğu durumda güneş ışınlam  $G = 100 \text{ W/m}^2$  değeri için yaklaşık % 10 azalma olduğu;  $G = 200$  ve  $400 \text{ W/m}^2$  değeri için yaklaşık % 16 azalma olduğu;  $G = 300 \text{ W/m}^2$  değeri için yaklaşık % 20 azalma olduğu;  $G = 500 \text{ W/m}^2$  değerinde ise yaklaşık % 12 azalma olduğu görülmüştür. Şebeke talebi ihtiyacı düşük kolektör sıcaklığı ve yüksek güneş ışınlam değerinde minimum iken kolektör sıcaklığının artışı ile optimum noktadan sonra şebeke talebi ihtiyacı artmaktadır.

Ortam sıcaklığı  $5 \text{ }^\circ\text{C}$ 'den  $10 \text{ }^\circ\text{C}$ 'ye değiştirildiğinde, Şekil 5.10'da, farklı güneş ışınlamaları için kolektör ısı verimliliğinin, kolektör sıcaklığı ile değişimi sunulmaktadır. Beklendiği gibi, ısı verimliliği güneş yoğunluğu ile artar ve daha düşük kolektör buharlaşma sıcaklıkları için yüksektir. Güneş ısınlam, kolektör sıcaklığı ile değişimi Şekil 5.11'de verilmiştir. PV/T buharlaştırıcı sıcaklığı ve güneş ışınlamının COP üzerindeki etkisi Şekil 5.12'de, COP artışı üzerindeki etkisi ise Şekil 5.13'de gösterilmektedir. Bununla birlikte, optimum kolektör sıcaklıkları, artan ortam sıcaklığı ile artar ve maksimum COP artışı %50'ye ulaşır ve şebekeden gelen talepteki azalma  $400 \text{ W/m}^2$  güneş ışınlamı altında %87'e ulaşır.



**Şekil 5.10.** (a) R1234yf (b) R290 (c) R142b (d) R32 (e) R134a (f) R410A (g) R1234ze (h) R717 Soğutucu Akışkanları için PV/T Kolektör Isıl Verimliliğinin Güneş Işınım ve Kolektör Sıcaklığı ile Değişimi ( $T_{am} = 10$  °C)

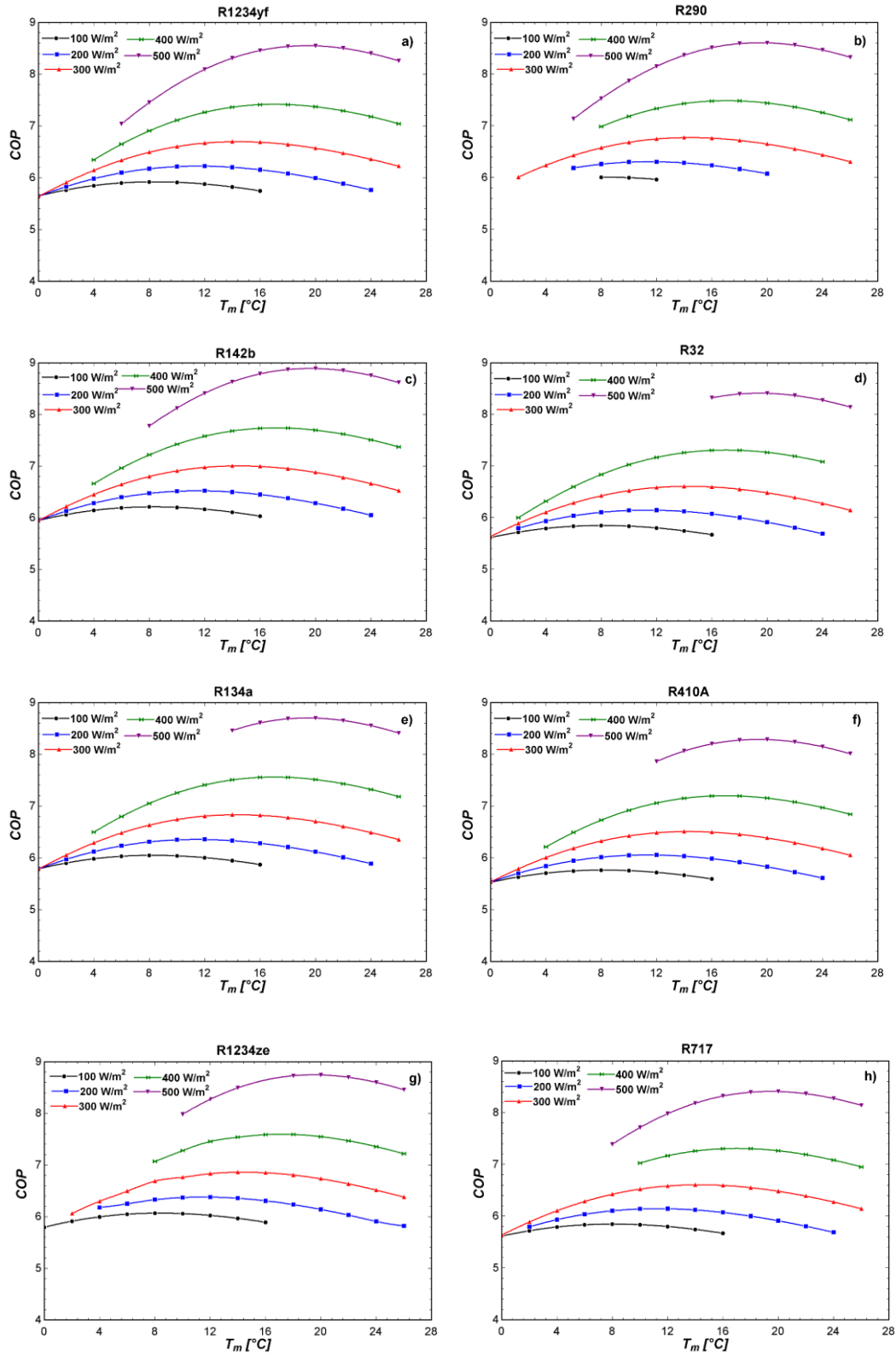
Şekil 5.10'da (R1234yf, R290, R142b, R32, R134a, R410A, R1234ze, R717) farklı soğutucu akışkanları için PV/T kolektör buharlaşma  $T_m$  sıcaklığı 0 °C ile 28 °C aralığında, ortam sıcaklığı  $T_{am} = 10$  °C için kolektör ısı verimlilik değerlerinin farklı güneş ışınımı  $G = 100, 200, 300, 400, 500 W/m^2$  değerlerindeki değişkenlik gösterilmiştir. Soğutucu akışkanlar için PV/T kolektör ısı verimliliği, güneş ışınımı  $G$  ve  $T_m$ 'in artması ile birlikte  $T_{am} = 5$ °C'de olduğu gibi doğrusal olarak azalmaktadır. Çalışılan tüm soğutucu akışkanlar için  $T_m$  sıcaklığı 16 °C ve  $G = 100 W/m^2$  olduğun da  $\eta_{th}$  değeri yaklaşık %30 değerinde azalmaktadır.  $T_m$  sıcaklığı 24 °C ve Güneş ışınım  $G = 200 W/m^2$  olduğu durum için  $\eta_{th}$  değeri yaklaşık %44 azalmaktadır.  $T_m$  sıcaklığı 26 °C ve  $G = 300, 400$  ve  $500 W/m^2$  olduğu durumlar için R1234yf, R32, R142b, R134a, R410A, R1234ze, R717, R290 soğutucu akışkanları için  $\eta_{th}$  değeri yaklaşık %20 ila %35 aralığında azalmaktadır. Sonuç olarak kolektör ısı verimliliği yüksek güneş ışınımı ve düşük kolektör buharlaşma sıcaklıkları için daha yüksektir.



**Şekil 5.11.** (a) R1234yf (b) R290 (c) R142b (d) R32 (e) R134a (f) R410A (g) R1234ze (h) R717 Soğutucu Akışkanları için Güneş Isısının, Güneş Işınım ve Kolektör Sıcaklığı ile Değişimi ( $T_{am} = 10$  °C)

Şekil 5.11’de (R1234yf, R290, R142b, R32, R134a, R410A, R1234ze, R717) farklı soğutucu akışkanları için, PV/T kolektör buharlaşma  $T_m$  sıcaklığı  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  ile  $28\text{ }^{\circ}\text{C}$  aralığında ortam sıcaklığı  $T_{am} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$  için farklı güneş ışıyım  $G = 100, 200, 300, 400, 500\text{ W/m}^2$  değerlerindeki güneş ısısı değerlerinin değışkenliği gösterilmiştir.  $T_{am} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$  olduğu gibi genel olarak soğutucu akışkanlar için güneş ısısı doğrusal olarak azalmaktadır. Güneş ışıyım  $G = 100\text{ W/m}^2$  değerinde ve  $T_m$  sıcaklığı  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  için  $\dot{Q}_{güneş}$  değeri yaklaşık  $2,0\text{ kW}$  olduğu,  $T_m$  sıcaklığı  $16\text{ }^{\circ}\text{C}$  olduğu R1234yf, R32, R142b, R134a, R410A, R1234ze, R717 soğutucu akışkanları için  $\dot{Q}_{güneş}$  değeri yaklaşık %100 azaldığı elde edilmiştir. Ayrıca R290 soğutucu akışkanı için  $T_m$  sıcaklığı  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  için  $\dot{Q}_{güneş}$  değeri  $1,0\text{ kW}$  değerinden  $T_m$  sıcaklığı  $16\text{ }^{\circ}\text{C}$  olduğu  $\dot{Q}_{güneş}$  değerinin %100 azaldığını göstermektedir. R1234yf, R142b, R134a, R410A soğutucu akışkanlarda Güneş ışıyım  $G = 200\text{ W/m}^2$  değerinde ve  $T_m$  sıcaklığı  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  için  $\dot{Q}_{güneş}$  değeri yaklaşık  $3,0\text{ kW}$  değerinde olduğu  $T_m$  sıcaklığı  $24\text{ }^{\circ}\text{C}$  olduğu  $\dot{Q}_{güneş}$  değerinin %100 azaldığı, farklı olarak R290 soğutucu akışkanda  $T_m$  sıcaklığı  $6\text{ }^{\circ}\text{C}$  için  $\dot{Q}_{güneş}$  değeri yaklaşık  $2,0\text{ kW}$  değerinde olduğu  $T_m$  sıcaklığı  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$  olduğu  $\dot{Q}_{güneş}$  değerinin %70 azaldığı; R717, R32 soğutucu akışkanlarda güneş ısısı  $\dot{Q}_{güneş}$  değeri  $T_m$  sıcaklığı  $2\text{ }^{\circ}\text{C}$  olduğu yaklaşık  $2,6\text{ kW}$  değerinde olduğu  $T_m$  sıcaklığı  $24\text{ }^{\circ}\text{C}$  olduğu  $\dot{Q}_{güneş}$  değerinin % 100 azaldığı ayrıca R1234ze soğutucu akışkanın  $T_m$  sıcaklığı  $4\text{ }^{\circ}\text{C}$  için güneş ısısı  $\dot{Q}_{güneş}$  değeri yaklaşık  $2,4\text{ kW}$  değerinde olduğu  $T_m$  sıcaklığı  $24\text{ }^{\circ}\text{C}$  olduğu  $\dot{Q}_{güneş}$  değerinin %100 azaldığı; R1234yf, R142b, R32, R134a, R410A, R717 soğutucu akışkanlarda güneş ışıyım  $G = 300\text{ W/m}^2$  değerinde ve  $T_m$  sıcaklığı  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  için  $\dot{Q}_{güneş}$  değeri yaklaşık  $3,6\text{ kW}$  değerinden  $T_m$  sıcaklığı  $27\text{ }^{\circ}\text{C}$  olduğu  $\dot{Q}_{güneş}$  değerinin yaklaşık %80 azaldığı, farklı olarak R1234ze ve R290 soğutucu akışkanı için  $T_m$  sıcaklığı  $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ ’de için,  $\dot{Q}_{güneş}$  değeri  $3,4\text{ kW}$  değerinden  $T_m$  sıcaklığı  $27\text{ }^{\circ}\text{C}$  olduğu  $\dot{Q}_{güneş}$  değerinin %76 azaldığını göstermektedir. R1234yf, R142b, R134a, R410A soğutucu akışkanların güneş ışıyım  $G = 400\text{ W/m}^2$  değerinde ve  $T_m$  sıcaklığı  $4\text{ }^{\circ}\text{C}$  için  $\dot{Q}_{güneş}$  değeri  $4,1\text{ kW}$  değerinde olduğu  $T_m$  sıcaklığı  $27\text{ }^{\circ}\text{C}$  olduğu  $\dot{Q}_{güneş}$  değerinin %60 azaldığı farklı olarak R290 soğutucu akışkanı  $T_m$  sıcaklığı  $8\text{ }^{\circ}\text{C}$  olduğu  $\dot{Q}_{güneş}$  değeri yaklaşık  $3,6\text{ kW}$  değerinde olduğu  $T_m$  sıcaklığı  $27\text{ }^{\circ}\text{C}$  olduğu  $\dot{Q}_{güneş}$  değerinin %55 azaldığı; R32 ve R1234ze soğutucu akışkanı  $T_m$  sıcaklığı  $2\text{ }^{\circ}\text{C}$  için güneş ısısı  $\dot{Q}_{güneş}$  değeri yaklaşık  $4,3\text{ kW}$  değerinde olduğu  $T_m$  sıcaklığı  $24\text{ }^{\circ}\text{C}$  olduğu  $\dot{Q}_{güneş}$  değerinin yaklaşık %58 azaldığı ayrıca R717 soğutucu akışkanı  $T_m$  sıcaklığı  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$

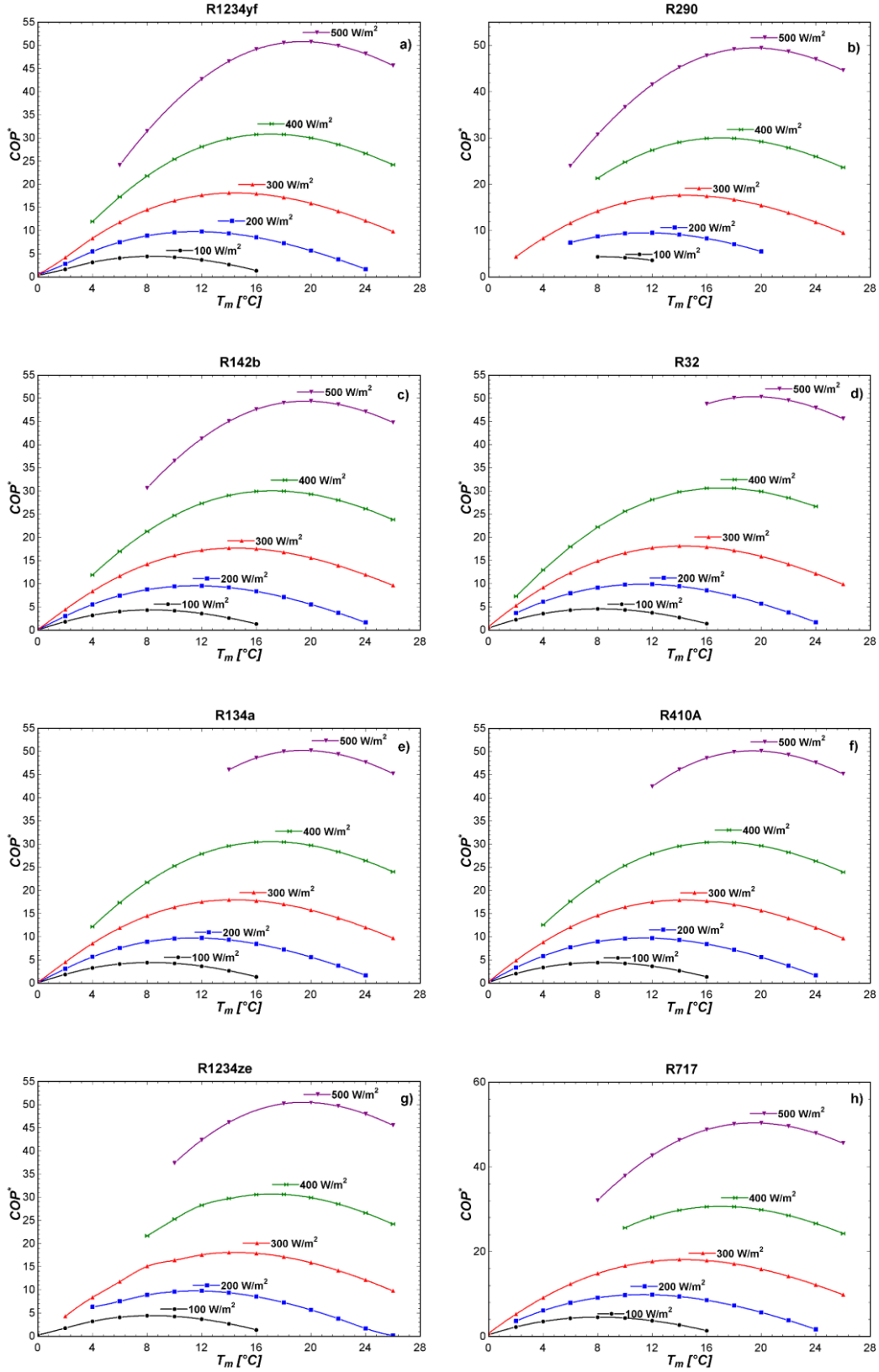
olduğunda güneş ısısı  $\dot{Q}_{güneş}$  değeri yaklaşık 3,6 kW değerinde olduğu  $T_m$  sıcaklığı 27 °C olduğunda  $\dot{Q}_{güneş}$  değerinin %52 azaldığı görülmektedir. R142b, R717 güneş ışınlam  $G = 500 W/m^2$  değerinde ve  $T_m$  sıcaklığı 8 °C için güneş ısısı  $\dot{Q}_{güneş}$  değeri 4,5 kW değerinde olduğu  $T_m$  sıcaklığı 27 °C olduğunda  $\dot{Q}_{güneş}$  değerinin %44 azaldığı farklı olarak R1234yf ve R290 soğutucu akışkanı  $T_m$  sıcaklığı 6 °C'de güneş ısısı  $\dot{Q}_{güneş}$  değeri yaklaşık 4,7 kW değerinde olduğu  $T_m$  sıcaklığı 27 °C olduğunda *değerinin* %46 azaldığı; R32 soğutucu akışkanı  $T_m$  sıcaklığı 16 °C olduğun da güneş ısısı  $\dot{Q}_{güneş}$  değeri yaklaşık 3,6 kW değerinde olduğu  $T_m$  sıcaklığı 27 °C olduğun da  $\dot{Q}_{güneş}$  değerinin yaklaşık %30 azaldığı; R134a soğutucu akışkanı  $T_m$  sıcaklığı 14°C için güneş ısısı  $\dot{Q}_{güneş}$  değeri yaklaşık 3,8 kW değerinde olduğu  $T_m$  sıcaklığı 27 °C olduğunda  $\dot{Q}_{güneş}$  değerinin yaklaşık %52 azaldığı; R1234ze soğutucu akışkanı  $T_m$  sıcaklığı 10 °C için güneş ısısı  $\dot{Q}_{güneş}$  değeri yaklaşık 4,3 kW değerinde olduğu  $T_m$  sıcaklığı 27 °C olduğunda  $\dot{Q}_{güneş}$  değerinin yaklaşık %42 azaldığı; R410A soğutucu akışkanı  $T_m$  sıcaklığı 12 °C'de, güneş ısısı  $\dot{Q}_{güneş}$  değeri yaklaşık 4,0 kW değerinde olduğu  $T_m$  sıcaklığı 27 °C olduğunda  $\dot{Q}_{güneş}$  değerinin yaklaşık %38 azaldığı görülmektedir. Sonuç olarak PV/T kolektör sıcaklığındaki ve güneş ışınlamın artışı neticesinde güneş ısısının kolektör üzerindeki değerini azalttığı, yüksek güneş ışınlam şiddetine göre bu azalışın daha düşük olduğu görülmektedir.



**Şekil 5.12.** (a) R1234yf (b) R290 (c) R142b (d) R32 (e) R134a (f) R410A (g) R1234ze (h) R717 Soğutucu Akışkanları için PV/T Kolektör Buharlaştırma Sıcaklığı ve Güneş Işınımı ile COP Değişimi ( $T_{am} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ )

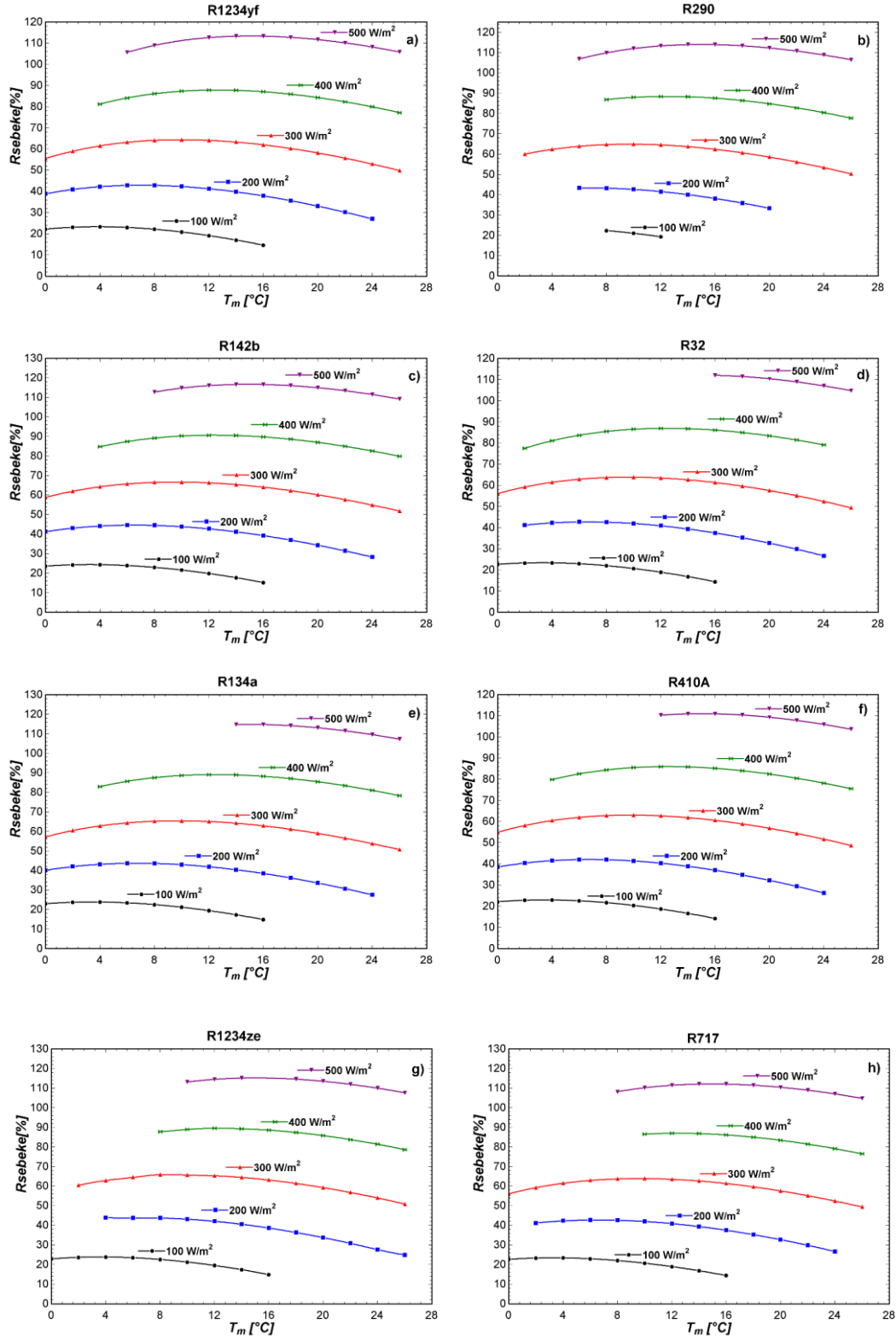
Şekil 5.12’de çalışılan soğutucu akışkanları için (R1234yf, R290, R142b, R32, R134a, R410A, R1234ze, R717) ortam sıcaklığı  $T_{am} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$  olduğunda, PV/T kolektör buharlaşma  $T_m$  sıcaklığı  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  ile  $28\text{ }^{\circ}\text{C}$  aralığında kolektör ısı verimlilik değerlerinin farklı güneş ışınım  $G = 100, 200, 300, 400, 500\text{ W/m}^2$  değerlerindeki değişkenliği gösterilmiştir. Genel olarak çalışılan akışkanlarda farklı güneş ışınım  $G = 100, 200, 300, 400\text{ W/m}^2$  değerlerinde en yüksek COP oranına R142b soğutucu akışkanı göstermektedir. Bununla birlikte güneş ışınımı  $G = 500\text{ W/m}^2$  değerinde R142b akışkanı yaklaşık %9,0 değeri ile en yüksek COP değerini vermektedir. PV/T kolektör sıcaklığının  $T_m$  artması ile COP üzerindeki artış, güneş ışınımının  $G$  daha düşük olduğu durumlarda daha kısa olmakta iken güneş ışınımının artması ile birlikte COP artışı daha belirgin olmaktadır. COP artışı güneş ışınımının genelinde PV/T kolektör sıcaklığının  $T_m$  kolektör sıcaklığı ile beraber belirli bir noktaya artarken bu noktanın geçilmesi ile azalma eğilimine girdiğini göstermektedir.

$T_{am} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ’de olduğu gibi ortam sıcaklığı, belirli bir noktaya kadar COP üzerinde olumlu bir etkiye sahiptir. Belirli noktadan sonra olumsuz etki oluşturmaktadır. Bu olumsuz etki, kolektör ısı veriminin kolektör sıcaklığı ile azalmasının bir nedenidir.



**Şekil 5.13.** (a) R1234yf (b) R290 (c) R142b (d) R32 (e) R134a (f) R410A (g) R1234ze (h) R717 Soğutucu Akışkanları için PV Katkısı Olmadan PV/T Kolektör Buharlaştırma Sıcaklığı ve Güneş Işınımına göre COP Artışı ( $T_{am} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ )

Şekil 5.13'te farklı soğutucu (R1234yf, R290, R142b, R32, R134a, R410A, R1234ze, R717) akışkanları için ortam sıcaklığı  $T_{am} = 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$  olduğu için, PV katkısız PV/T kolektör buharlaşma sıcaklığı  $0 \text{ }^{\circ}\text{C}$  ile  $28 \text{ }^{\circ}\text{C}$  aralığında COP artış değerlerinin farklı güneş ışıyım  $G = 100, 200, 300, 400, 500 \text{ W/m}^2$  değerlerindeki değışkenliği görölmektedir. Genel olarak çalışılan akışkanlarda güneş ışıyım  $G = 500 \text{ W/m}^2$  değeriinde R1234yf akışkanı %50,77 değeri ile en yüksek COP\* değeri sonucunu vermektedir.  $T_{am} = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$  olduğu gibi, COP artışı güneş ışıyımının genelinde PV/T kolektör sıcaklığı ile beraber belirli bir noktaya artarken bu noktanın geçilmesi ile azalma eğilimi gösterdiği elde edilmiştir. Optimum kolektör çalışma sıcaklığına kadarki değışim, daha yüksek güneş ışıyım ile neredeyse doğrusal olarak değışir. Buharlaşma sıcaklığı  $10 \text{ }^{\circ}\text{C}$  olduğunda,  $100 \text{ W/m}^2$  ışıyım altında %9,5 olan maksimum COP artışı,  $400 \text{ W/m}^2$  altında %25'e çıkmaktadır.

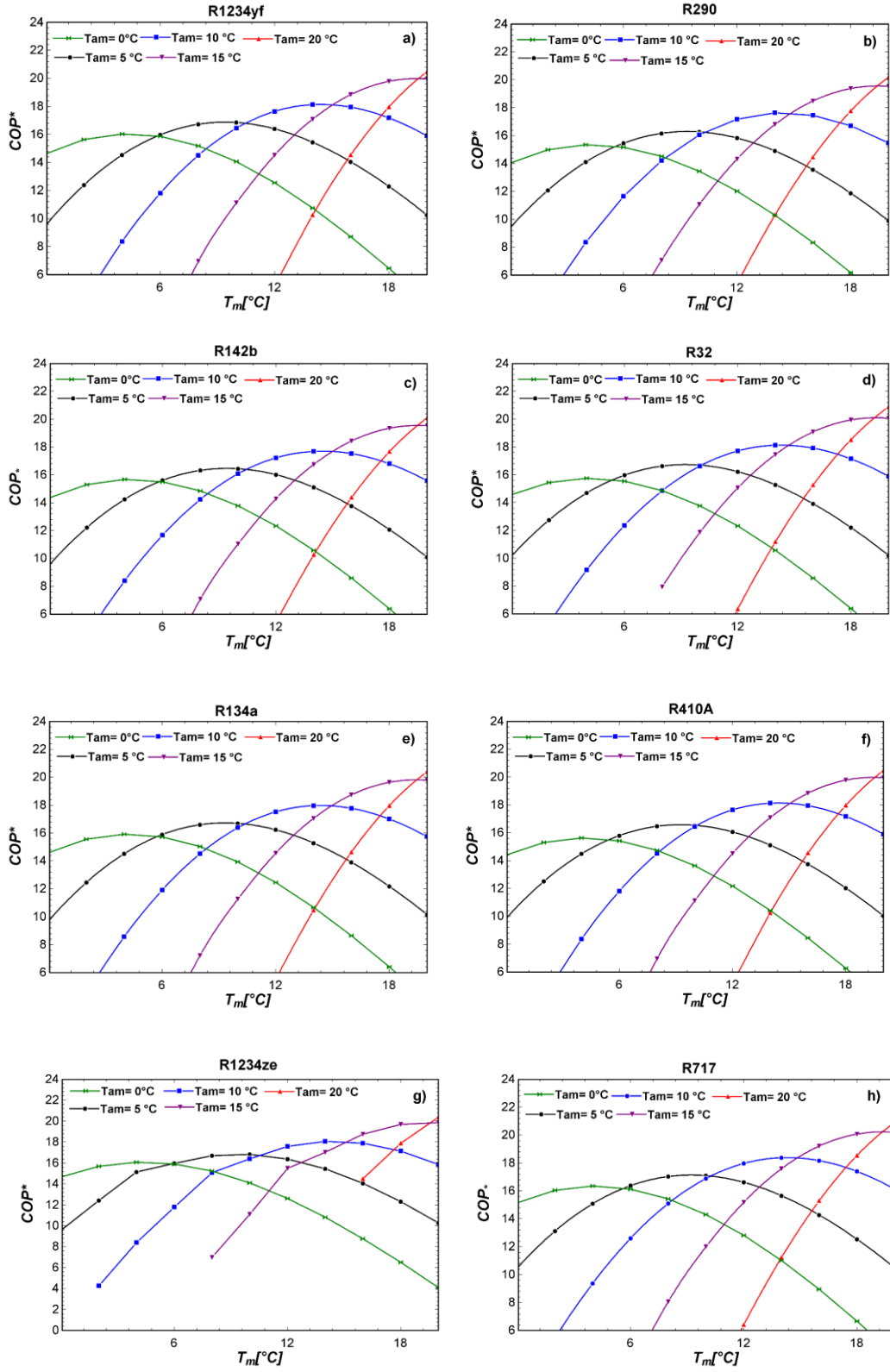


**Şekil 5.14.** (a) R1234yf (b) R290 (c) R142b (d) R32 (e) R134a (f) R410A (g) R1234ze (h) R717 Soğutucu Akışkanları için PV Katkısı İle Şebeke Talebinin Azaltılması ( $T_{am} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ )

Şekil 5.14'te (R1234yf, R290, R142b, R32, R134a, R410A, R1234ze, R717) farklı soğutucu akışkanları için ortam sıcaklığı  $T_{am} = 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$  olduğunda, PV katkısı ile PV/T kolektör buharlaşma  $T_m$  sıcaklığı  $0 \text{ }^{\circ}\text{C}$  ile  $28 \text{ }^{\circ}\text{C}$  olması durumunda şebeke talebinin azaltılması değerlerinin farklı güneş ışıyım  $G = 100, 200, 300, 400, 500 \text{ W/m}^2$  değerlerindeki değişim durumu verilmiştir. Soğutucu akışkanların genelinde  $R_{şebeke}$  değeri PV/T kolektör sıcaklığının  $T_m$  artmış olduğu durumda güneş ışıyım  $G = 100 \text{ W/m}^2$  değeri için yaklaşık %20 azalma olduğu;  $G = 200 \text{ W/m}^2$  değeri için yaklaşık %42 azalma olduğu;  $G = 300 \text{ W/m}^2$  değeri için yaklaşık %64 azalma olduğu;  $G = 400 \text{ W/m}^2$  değerinde %87 azalma olduğu  $G = 500 \text{ W/m}^2$  değerinde ise yaklaşık %110 azalma olduğu görülmüştür. Şebeke talebi ihtiyacı optimum kolektör sıcaklığında ve yüksek güneş ışıyım değerinde minimum değerinde olduğu bu noktanın aşılması ile birlikte güneş ışıyım değerlerindeki artış neticesinde şebeke talebine olan ihtiyacın arttığı görülmüştür.

#### 5.4. Ortam Sıcaklığının Etkisi

Bir önceki bölümde güneş ışıyımının etkisi incelenmiş ve ortam sıcaklığının da sistem performansı için önemli bir parametre olduğu gösterilmiştir. Çünkü dış sıcaklık, hava kaynaklı buharlaştırıcı buharlaşma sıcaklığını ve PV/T ısı verimliliğini etkilemektedir. Şekil 5.15'te,  $300 \text{ W/m}^2$  güneş ışıyımında çeşitli ortam sıcaklıkları için PV/T kolektör buharlaşma sıcaklığının  $COP^*$  üzerindeki etkisini göstermektedir. Optimum kolektör sıcaklığı, Şekil 10 da gösterildiği gibi artan bir eğilimle ortam sıcaklığına da güçlü bir şekilde duyarlıdır. Ortam sıcaklığı  $0 \text{ }^{\circ}\text{C}$  'den  $20 \text{ }^{\circ}\text{C}$  'ye yükseldiğinde maksimum COP artışı da %15'den %22'e çıkmaktadır. Bu nedenle, ortam sıcaklığının etkisi, dikkate alınan güneş ışıyımları için optimum PV/T kolektör buharlaşma sıcaklıkları kullanılarak araştırılmıştır.



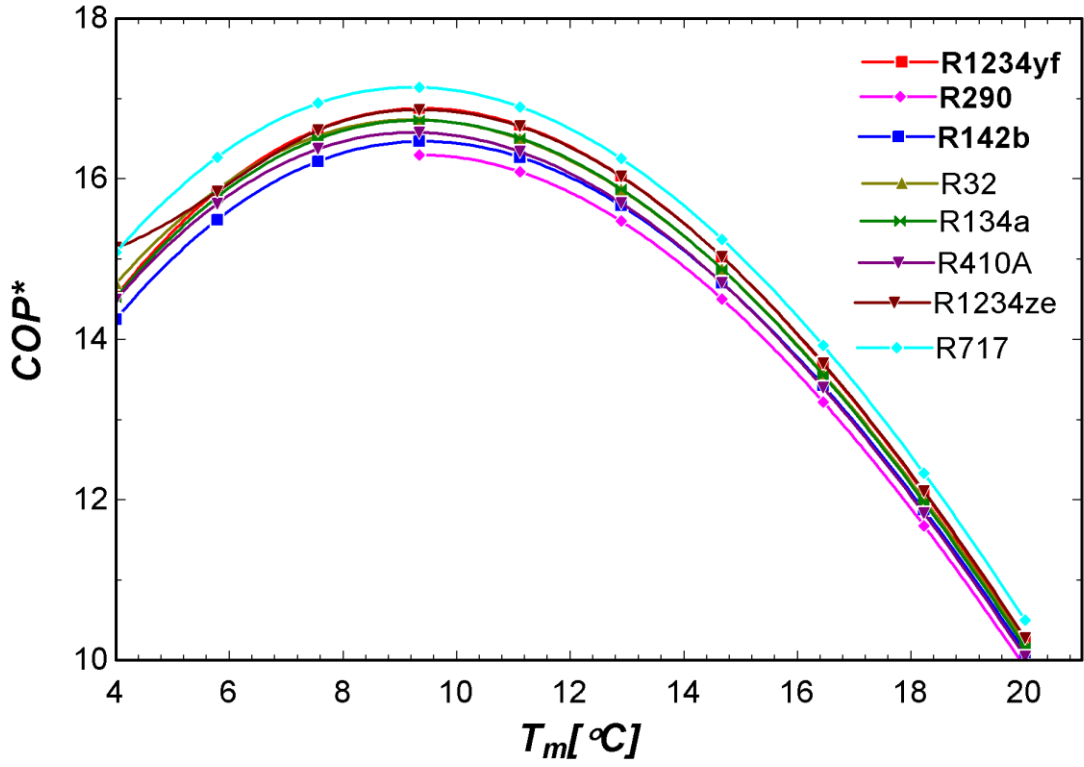
**Şekil 5.15.** (a) R1234yf (b) R290 (c) R142b (d) R32 (e) R134a (f) R410A (g) R1234ze (h) R717 Soğutucu Akışkanları için Farklı Ortam Sıcaklıkları İçin PV/T Kolektör Buharlaşma Sıcaklığı ile COP Artışı ( $G = 300 \text{ W/m}^2$ )

Şekil 5.15'te (R1234yf, R290, R142b, R32, R134a, R410A, R1234ze, R717) farklı soğutucu akışkanlar için farklı ortam sıcaklıklarında  $T_{am} = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $15\text{ }^{\circ}\text{C}$  ve  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$  PV katkısı ile PV/T kolektör buharlaşma sıcaklığı  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  ile  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$  olması durumunda COP artış değerlerinin sabit güneş ışınlam  $G = 300\text{ W/m}^2$  değerindeki değişim durumu verilmiştir.

Soğutucu akışkanların genelinde güneş ışınlam  $G = 300\text{ W/m}^2$  değeri için kolektör sıcaklığının  $T_m = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$  ve ortam sıcaklığının  $T_{am} = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$  olduğu durumda  $COP^*$  %14 olduğu, kolektör sıcaklığının artışı ile  $COP^*$  optimum noktaya kadar artıp optimum nokta sonrası azalmaktadır ayrıca, kolektör sıcaklığı  $T_m = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$  ve ortam sıcaklığının  $T_{am} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$  olduğu durumda  $COP^*$  yaklaşık %20 olduğu kolektör ve ortam sıcaklığındaki artış ile  $COP^*$  yükseldiği elde edilmiştir. Buda bize ortam sıcaklığının  $COP^*$  üzerindeki etkisini, ortam sıcaklığı ve kolektör sıcaklığının aynı olduğu durumda optimum durum oluşturduğu ve  $COP^*$  maksimum olarak elde edildiği göstermektedir.

### 5.5. Soğutucu Akışkan Türünün Etkisi

Kullanılan soğutucu akışkanın çalışma koşulları ve sistem performansı üzerinde etkisi olduğundan, diğer düşük küresel ısınma potansiyeline sahip soğutucu akışkanların etkisi araştırılmıştır. Soğutucu akışkan türlerinin  $COP^*$  üzerindeki etkisi; R1234yf, R290, R142b, R32, R134a, R410A, R717 ve R1234ze soğutucu akışkanları için farklı PV/T kolektör buharlaşma sıcaklıkları için Şekil 5.16'da verilmiştir. Sonuçlar  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$  ortam sıcaklığı  $300\text{ W/m}^2$  güneş ışınlamı için elde edilmiştir. Bu soğutucu akışkanların özellikleri (Wu vd, 2020:113164) referansında bulunabilir. En yüksek COP artışları, dikkate alınan tüm çalışma akışkanları için  $T_m = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$  civarında elde edilmiştir. R1234yf ve R1234ze'nin artışları birbirine yakındır. En düşük artış R142b için, en yüksek artış ise R717 için elde edilmiştir.



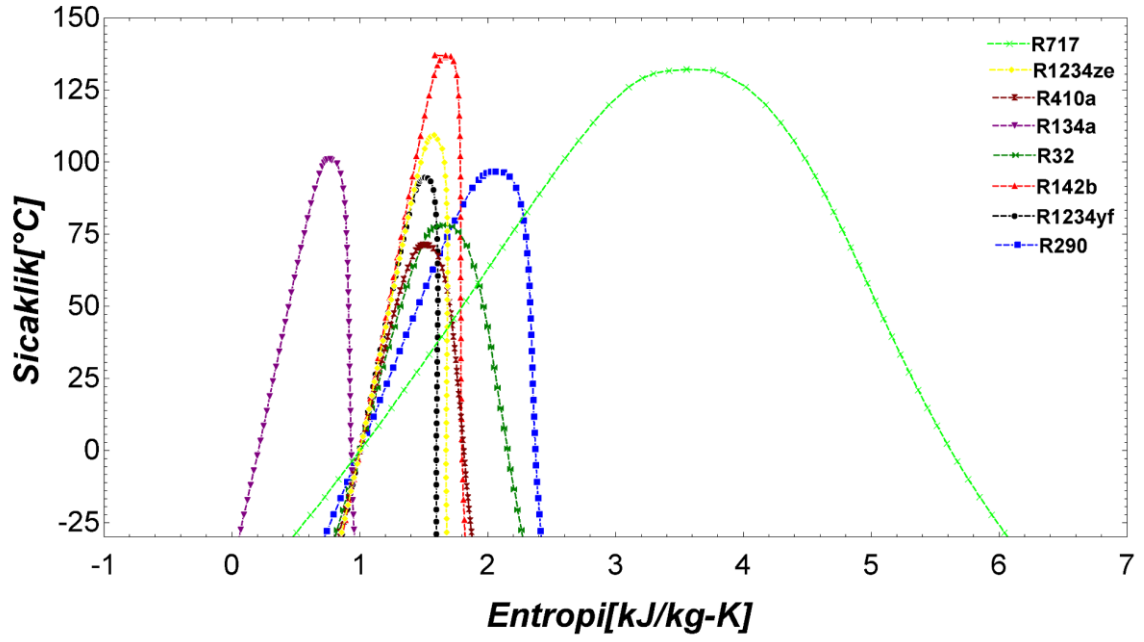
**Şekil 5.16.** (a) R1234yf (b) R290 (c) R142b (d) R32 (e) R134a (f) R410A (g) R1234ze (h) R717 Soğutucu Akışkanları için Farklı PV/T Kolektör Buharlaşma Sıcaklıkları ( $T_m$ ) İçin COP Artışı Üzerindeki Etkisi ( $G = 300 W/m^2$ )

Şekil 5.17’de görülen sıcaklık-entropi diyagramına göre akışkanların karakteristik sınıflandırılması yapılmaktadır. Akışkanlar ıslak, kuru ve izentropik olmak üzere sınıflandırılmaktadır. Islak akışkan seçimi türbindeki genleşme esnasında sıcaklık ve basıncın düşmesi ile türbin kanatlarında korozyona neden olacağından türbin ömrüne etki edecektir. Bununla birlikte kuru ve izentropik akışkanlarda ise faz değişimi yaşanmamaktadır. Tablo 3’te görüldüğü üzere sistemde kullanılan akışkanların çevresel, güvenlik ve termodinamik özellikleri verilmiştir (Wu vd, 2020:113164; ASHRAE 55, 2017:786-790).

**Tablo 5.2.** Çevrimde Kullanılan Akışkanların Özellikleri

Çalışma akışkanı	Kimyasal Formül	Fiziksel Özellikleri					Çevresel Özellikleri			
		M	NBP	$T_{krit}$	$P_{krit}$	$v_{krit} \times 10^3$	ALT	ODP	GWP 100 yıl	Güvenlik grubu
		kg/mol	°C	°C	MPa	$m^3/kg$	yıl			
R1234yf	CF <sub>3</sub> CF=CH	114	-29,49	94,7	3,382	2,103	0,03	0.0	<1	A2L
R290	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	44,1	-42,1	96,68	4,247	4,577	0.04	0.0	5 <sup>b</sup>	A3
R142b	CH <sub>3</sub> CClF <sub>2</sub> *	100,5	-9,034	137,1	4,055	2,242	17,9	0,07	1980	A2
R32	CF <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	52,02	-51,66	78,11	5,784	2,358	4,9	0.0	677(650) <sup>c</sup>	A2L
R134a	CH <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>	102	-26,09	101	4,059	1,969	14	0.0	1300(1300) <sup>c</sup>	A1
R410A	R125/R32 (50%/50%)	72,59	-51,45	71,34	4,901	2,179	–	0.0	93	A1
R1234ze	CF <sub>3</sub> -CH=CHF	114	-19,28	109,4	3,632	2,058	–	<1	<1	A2L
R717	NH <sub>3</sub>	17.03	-33,33	132,3	11,33	4,444	0,01	0.0	–	B2L

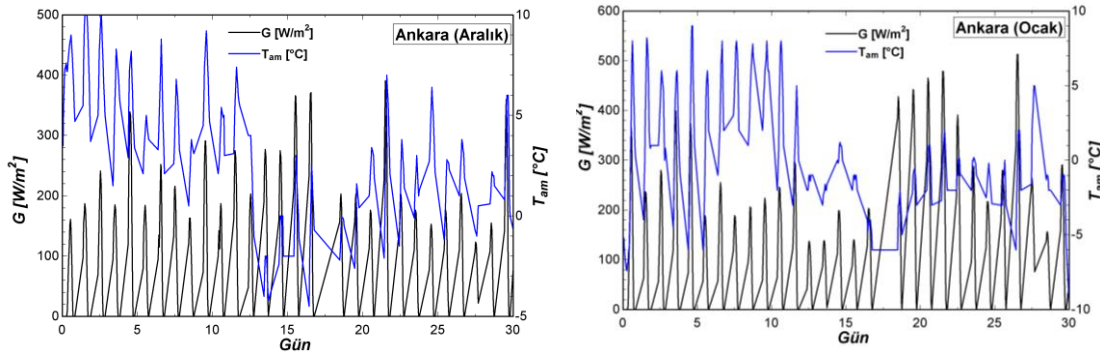
**Kaynak:** (Wu vd, 2020:113164; ASHRAE 55, 2017:786-790)

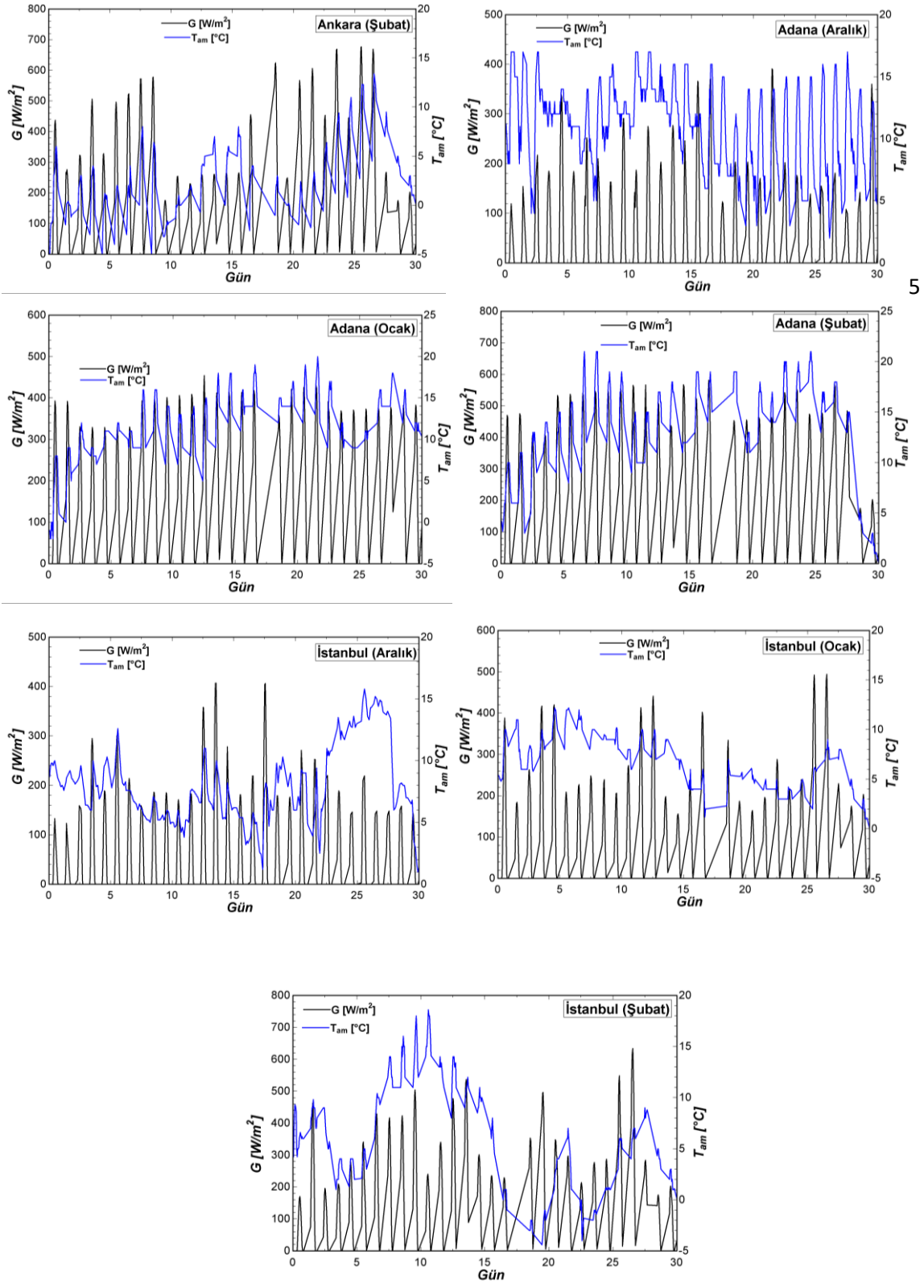


Şekil 5.17. Çevrimde Kullanılan Akışkanların Sıcaklık-Entropi Diyagramı

Kaynak: (EES, fchartsoftware/ees,2022)

### 5.6. Farklı İklim Bölgelerindeki İllerin Kış (Aralık,Ocak,Şubat) Aylarındaki Ortam Sıcaklığı ve Güneş Işınım Değerleri

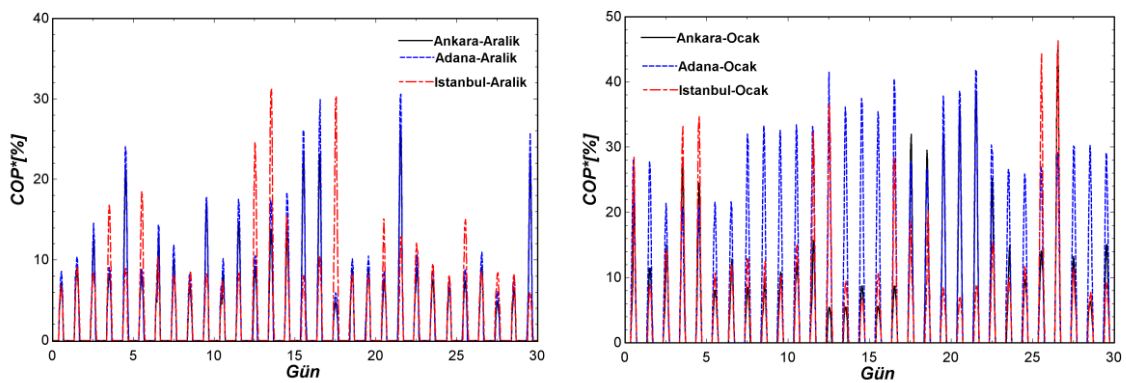


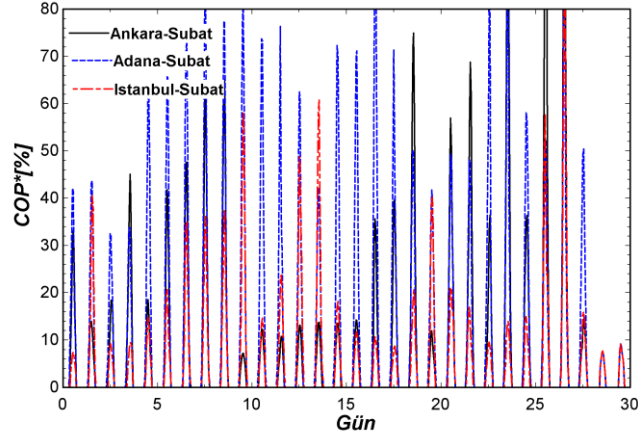


Şekil 5. 18. Ankara, Adana ve İstanbul İllerinin Kış (Aralık, Ocak, Şubat) Aylarındaki Ortam Sıcaklığı ve Güneş Işınım Değerleri

Türkiye'deki farklı lokasyonlar için gerçek hava koşulları kullanılarak sistem performansı analiz edilmiştir. Kış ayları (Aralık,Ocak,Şubat) süresinde Ankara (enlem 39,9272, boylam 32,8644) Adana (enlem 37,00167, boylam 35,32889) ve İstanbul (41,0082 enlem, 28,9784 boylam) şehirlerine ait EnergyPlus yardımı ile elde edilen hava durumu verileri, güneş ışınlam ve ortam sıcaklık değerlerini hesaplamak için kullanılmıştır. Gece durumu ve 24 saat esasına göre veri analizi yapılmıştır. Yapılan hesaplamalara göre hava durumu koşullarında, Ankara lokasyonunda aralık ayı için güneş ışınlamı maksimum  $380 W/m^2$  ve ortam sıcaklığı  $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$  ile  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$  arasında; ocak ayında güneş ışınlamı maksimum  $500 W/m^2$  ve ortam sıcaklığı  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  ile  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$  aralığındayken şubat ayında ise güneş ışınlamı maksimum  $650 W/m^2$  ve ortam sıcaklığı  $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$  ile  $15\text{ }^{\circ}\text{C}$  arasında değişmektedir. Adana lokasyonu için aralık ayında güneş ışınlamı maksimum  $380 W/m^2$  ve ortam sıcaklığı  $2\text{ }^{\circ}\text{C}$  ile  $17\text{ }^{\circ}\text{C}$  arasında; ocak ayında güneş ışınlamı maksimum  $440 W/m^2$  ve ortam sıcaklığı  $-2\text{ }^{\circ}\text{C}$  ile  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$  aralığı için şubat ayında ise güneş ışınlamı maksimum  $580 W/m^2$  ve ortam sıcaklığı  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  ile  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$  arasında değişmektedir. İstanbul lokasyonu için aralık ayında güneş ışınlamı maksimum  $400 W/m^2$  ve ortam sıcaklığı  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  ile  $15\text{ }^{\circ}\text{C}$  arasında; ocak ayında güneş ışınlamı maksimum  $480 W/m^2$  ve ortam sıcaklığı  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  ile  $12\text{ }^{\circ}\text{C}$  aralığında, şubat ayında ise güneş ışınlamı maksimum  $600 W/m^2$  ve ortam sıcaklığı  $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$  ile  $18\text{ }^{\circ}\text{C}$  arasında değişmektedir.

### 5.7. Seçilmiş Üç Ayrı Şehirdeki Kış (Aralık, Ocak, Şubat) Şartları için Aylık Değişim Potansiyelleri Üzerinden COP Artışının Değişimi





**Şekil 5.19.** Ankara, Adana ve İstanbul İllerinin Kış (Aralık, Ocak, Şubat) Aylarındaki COP Artış Değişimi

Ankara, Adana ve İstanbul lokasyonlarında kış ayları (Aralık, Ocak, Şubat) süresinde EnergyPlus yardımı ile elde edilen gerçek hava koşulları verileri kullanılarak sistemin COP artışı analiz edilmiştir. Şekil 5.19'da, üç şehrin farklı aylar (Aralık, Ocak, Şubat) için COP artış potansiyellerinin karşılaştırmasını göstermektedir. Aralık ayı COP artışı Ankara'da %26, Adana'da %30, İstanbul'da ise %31 olduğu; Ocak ayı COP artışı Ankara'da %45, Adana'da %42, İstanbul'da ise %45 olduğu, Şubat ayı COP artışı Ankara'da %121, Adana'da %92, İstanbul'da ise %86 olarak hesaplanmıştır. Sonuç olarak en kötü koşullar için hesaplanan COP artış oranı hava sıcaklığının ve güneş ışınımının yükselmesi ile buharlaştırıcı sıcaklığı nedeni ile daha az kompresör tüketimi gerektirecektir. Ayrıca daha iyi hava koşulları daha iyi genişletirici-kompresör katkısı anlamına gelir ve bu da daha yüksek COP geliştirme potansiyeli sağlar. Ayrıca, ısıtma sezonunun ardından PV yaz aylarında da elektrik üretmeye devam edebilir. Sağlanan avantajlar göz önüne alındığında, sistemin amorti etme süresi kısalmaktadır.

## DEĞERLENDİRME

Bu çalışmada, güneş ve genleştirici-kompresörlü buharlaştırıcı kullanılarak geleneksel hava kaynaklı ısı pompası ünitesinin performansını iyileştirme potansiyeli araştırılmıştır. Ünite, güneş ve hava kaynakları olmak üzere iki farklı ısı kaynağı sıcaklığında çalışır. Genleştirici-kompresör, güneş kolektörü hattından nispeten daha yüksek basınçlı soğutucu akışkan akımı kullanarak kompresöre girmeden önce düşük buharlaşma basıncını arttırmıştır. Kullanılan PV/T kolektör performansına göre optimum güneş kolektörü çalışma sıcaklığı seçilerek sistem performansı iyileştirilmiştir. Ek olarak, PV/T toplayıcıdan elektrik üretimi, şebekeden elektrik talebini azaltmaktadır. Bu sayede güneş enerjisinden faydalanılması çevresel konularda olumlu bir etki yaratacaktır. Performansı etkileyen parametreler araştırılmış ve aşağıdaki sonuçlar çıkarılabilir:

- Önerilen tasarım, düşük güneş ışınım günlerinde sınırlı ısıtma kapasitesine neden olan doğrudan genleşmeli güneş destekli ısı pompalarının güneş profiline bağımlılığının üstesinden gelmekte ve bu ünite güneş ışınımı olmadan bile geleneksel bir ısı pompası gibi sorunsuz çalışabilir.
- Güneş enerjisi girişinin performans üzerinde iki şekilde olumlu bir etkisi vardır. İlk olarak, Genleştirici-kompresör girişinin entalpisini artırır ve daha iyi Genleştirici-kompresör performansı sağlar. İkinci olarak, daha yüksek güneş enerjisi girdileri düşük basınçlı soğutucu akışkan akış hızını azaltır ve bu da basınç yükseltme ve COP'yi artırmaya yardımcı olur.
- Güneş kolektörü buharlaşma basıncı, güneş enerjisi girişinden ve Genleştirici-kompresör çalışmasından azami fayda sağlamak için optimum bir çalışma sıcaklığına sahiptir.
- Sabit güneş enerji girdisi ve ortam sıcaklığında  $T_{am} = 5$  °C, PV/T kolektör buharlaşma sıcaklığının 0 °C ile 20 °C arasında değiştiği durumlarda çalışılan tüm akışkanlar için  $COP_{IP,klasik}$ 'in sabit kaldığı, R142b soğutucu akışkanında en yüksek COP değerinin elde edildiği ve tüm soğutucu akışkanlar için  $COP^*$  üzerindeki etkisinin buharlaşma sıcaklığı arttıkça % 20'lere yaklaştığı görülmektedir. Soğutucu akışkanlar için  $T_m$ 'in artması ile kompresör giriş basıncı artarken, şebekeden çekilen elektriğe olan ihtiyaç azalmaktadır. Tüm soğutucu akışkanlar için  $T_m$ 'in artması ile hava kaynaklı buharlaştırıcı kütleli debisi  $\dot{m}_8$  artarken, PV/T kolektör  $\dot{m}_5$  soğutucu akışkan kütleli debisi azalmaktadır.

- PV/T kolektör buharlaşma sıcaklığının  $T_m$  sıcaklığı  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  ile  $28\text{ }^{\circ}\text{C}$  olması durumunda kolektör ısı verimlilik değerlerinin farklı güneş ışıını  $G = 100, 200, 300, 400, 500\text{ W/m}^2$  değerlerinde tüm soğutucu akışkanlar için güneş ışıını  $G$  ve  $T_m$ 'in artması ile PV/T kolektör ısı verimliliği  $\eta_{th}$  doğrusal olarak azalmakla birlikte güneş ısıısının da doğrusal olarak azaldığı elde edilmiştir.
- PV/T buharlaştırıcı sıcaklığı, belirli bir noktaya kadar COP üzerinde olumlu bir etkiye sahiptir. Bu noktadan sonra bu iyileşme azalmaktadır. Çalışılan akışkanlarda güneş ışıını  $G = 500\text{ W/m}^2$  değerinde R142b akışkanı %7,5 değeri ile en yüksek COP değeri elde edilmiştir. Ortam sıcaklığı  $T_{am} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$  ve optimum kolektör sıcaklığında,  $200\text{ W/m}^2$  ışıını altında %9 olan maksimum COP artışı,  $400\text{ W/m}^2$  altında %27,5'a çıkmaktadır.
- Ortam sıcaklığı  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'den  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'ye değiştirildiğinde, kolektör ısı verimliliğindeki grafiklere bakıldığında, kolektör ısı verimliliği yüksek güneş ışıını ve daha düşük kolektör buharlaşma sıcaklıkları için daha yüksek olduğu görülmektedir. Ayrıca PV/T kolektör sıcaklığındaki ve güneş ışıını artışı neticesinde güneş ısıısının azaldığı, yüksek güneş ışıını şiddetine göre bu azalışın daha düşük değerlerde olduğu görülmektedir. Çalışılan akışkanlarda güneş ışıını  $G = 500\text{ W/m}^2$  değerinde R142b akışkanı %9 değeri ile en yüksek COP değeri elde edilmiştir. Ortam sıcaklığının artış göstermesine rağmen R142b soğutucu akışkanın her iki durum için COP değeri diğer akışkanlara göre daha yüksek bir değer elde ettiği görülmektedir. Ortam sıcaklığı  $T_{am} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$  ve optimum kolektör buharlaşma sıcaklığında  $200\text{ W/m}^2$  ışıını altında %9,5 olan maksimum COP artışı,  $400\text{ W/m}^2$  altında %30'a çıkmaktadır.
- Optimum kolektör sıcaklıkları artan ortam sıcaklığı ile artar ve maksimum COP artışı %50'e ulaşır ve şebekeden gelen talepteki azalma  $400\text{ W/m}^2$  güneş ışıını altında %87'e ulaşır.
- Ortam sıcaklığı  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$  ve  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$  olduğu her iki durum içinde şebeke talebi ihtiyacı düşük kolektör sıcaklığı ve yüksek güneş ışıını değerinde minimum iken kolektör sıcaklığının artışı ile optimum noktadan sonra şebeke talebi ihtiyacı artmaktadır.
- Genel olarak tüm soğutucu akışkanların COP artışı güneş ışıını  $G = 300\text{ W/m}^2$  değeri için kolektör sıcaklığı ve  $T_{am} = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$  olduğu durumda COP artışı %14 iken, kolektör sıcaklığının artışı ile COP artışı azalmaktadır ayrıca, kolektör sıcaklığı ve  $T_{am} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$  olduğu durumda COP artışı yaklaşık %20 olduğu kolektör

sıcaklığındaki artış ile COP artışının azaldığı elde edilmiştir. Buda bize ortam sıcaklığının COP artışı üzerindeki etkisini, ortam sıcaklığı ve kolektör sıcaklığının aynı olduğu durumda optimum durum oluşturduğu ve COP artışının maksimum olarak elde edildiğini göstermektedir. Farklı güneş ışıyım değerlerinde ise COP artışının daha belirgin olduğu görülmektedir.

- PV/T kolektör alanı, güneş enerji girdisi ve PV'nin elektrik çıkışını doğrudan etkilemektedir. Kolektör alanının artması, sistem performansı ve şebeke talebinin azaltılması üzerinde pozitif bir etkiye sahiptir.
- Düşük küresel ısınma potansiyeline sahip soğutucu akışkanların etkisi araştırılmış olup buna göre en yüksek COP artışları, dikkate alınan tüm çalışma akışkanları için  $T_m = 10$  °C civarında elde edilmiştir. R1234yf ve R1234ze'nin artışları birbirine yakındır. En düşük artış R142b için, en yüksek artış ise R717 için elde edilmiştir.
- Sistemin COP'sinin, 15 m<sup>2</sup>'lik bir PV/T toplayıcı kullanıldığında, güneş ışıyım düzeyine ve ortam sıcaklığına bağlı olarak % 14-20 oranında artış oluşturmaktadır.
- 15 m<sup>2</sup>'lik bir PV/T toplayıcı kullanıldığında PV'den üretilen elektrik dikkate alındığında şebekeden tüketilen elektrik soğutucu akışkanlara bağlı değişkenlik gösterse de maksimum %87 oranında azaltılabilir.

## KAYNAKLAR

- Aghaziarati, Z., Aghdam, A.H., (2021). Thermo-economic analysis of a novel combined cooling, heating and power system based on solar organic Rankine cycle and cascade refrigeration cycle. *Renewable Energy*,164: 1267–1283.
- Ahamed, J.U., Saidur,R., Masjuki, H.H., (2011). A review on exergy analysis of vapor compression refrigeration system. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*,15(3): 1593–1600.
- Aksoy, A., (2019). Integrated model for renewable energy planning in Turkey. *International Journal of Green Energy*, 16(1): 34–48.
- Al-Sayyab, A., Mota-Babiloni, A., Navarro-Esbrí, J., (2021). Novel compound waste heat-solar driven ejector-compression heat pump for simultaneous cooling and heating using environmentally friendly refrigerants. *Energy Conversion and Management*, 228:113703.
- Alvi, J., Feng,Y., Wang,Q., (2020). Modelling, simulation and comparison of phase change material storage based direct and indirect solar organic Rankine cycle systems. *Applied Thermal Engineering*, 170:114780.
- Alzoubi, M., Zhang, T., (2015). Characterization of Energy Efficient Vapor Compression Cycle Prototype with a Linear Compressor. *Energy Procedia*, 75(2): 3253–3258.
- Arora, A., Kaushik, S.C., (2008). Theoretical analysis of a vapour compression refrigeration system with R502, R404A and R507A. *International Journal of Refrigeration*, 31(6): 998–1005.
- ASHRAE 55. (2017). American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta Ashrae Handbook Fundamentals, p.786-790.
- Bahadır, M., (2019). Güneş Enerjisi Destekli Bir Organik Rankine Çevriminin Simülasyonu Ve Analizi.
- Bai, C., Han, Z. ,Wei, H., Ju, X., Meng, X., Fu, Q., (2020). Simulation study on performance of a dual-source hybrid heat pump unit with alternative refrigerants. *Energy and Built Environment*, 1(1): 1–10.
- Bai, X.,Liu, S., Deng, S., Zhang, L., Wei, M., (2022). An experimental study on achieving even-frosting for an air source heat pump using a novel dual-fan outdoor coil”. *Energy and Buildings*, 255: 111695
- Bansal, P.K., Martin, A., (2000). Comparative study of vapour compression, thermoelectric and absorption refrigerators. *International Journal of Energy Research*, 24(2): 93–107.

- Bekar, N., (2020). Yenilenebilir Enerji Kaynakları Açısından Türkiye'nin Enerji Jeopolitiği. *Türkiye Siyaset Bilimi Dergisi*, 3(1): 37–54.
- Bellos, E., Tzivanidis, C., (2021). Parametric analysis of a solar-driven trigeneration system with an organic Rankine cycle and a vapor compression cycle. *Energy and Built Environment*, 2(3): 278–89.
- Besagni, G., Mereu, R., Inzoli, F., (2016). “Ejector refrigeration: A comprehensive review”. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 53: 373–407.
- Besagni, G., Mereu, R., Leo, G.D., Inzoli, F., (2015). A study of working fluids for heat driven ejector refrigeration using lumped parameter models. *International Journal of Refrigeration*, 58: 154–171.
- Bhatkar, V.W., Kriplani, V. M., Awari, G.K., (2013). Alternative refrigerants in vapour compression refrigeration cycle for sustainable environment: A review of recent research. *International Journal of Environmental Science and Technology*, 10(4): 871–880.
- Bhattarai, S., Oh, J., Euh, S., Kafle, G.K., Kim, D.H., (2012). Simulation and model validation of sheet and tube type photovoltaic thermal solar system and conventional solar collecting system in transient states. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 103: 184–193.
- Biancardi, F. R., Sitler, J. W., Melikian, G., (1982). Development and test of solar Rankine cycle heating and cooling systems. *International Journal of Refrigeration*, 5(6): 351–360.
- Bilir, N., Ersoy, H. K., (2009). Performance improvement of the vapour compression refrigeration cycle by a two-phase constant area ejector. *International Journal of Energy Research*, 33(5): 469–480.
- Braimakis, K., Thimo, A., Karellas, S., (2017). Technoeconomic Analysis and Comparison of a Solar-Based Biomass ORC-VCC System and a PV Heat Pump for Domestic Trigeneration. *Journal of Energy Engineering*, 143(2): 04016048.
- Brunin, O., Feidt, M., Hivet, B., (1997). Comparison of the working domains of some compression heat pumps and a compression-absorption heat pump. *International Journal of Refrigeration*, 20(5): 308–318.
- Buker, M.S., Riffat, S.B., (2016). Solar assisted heat pump systems for low temperature water heating applications: A systematic review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 55: 399–413.

- Busato, F., Lazzarin, R., Noro, M., (2021). The control of renewable energies to improve the performance of multisource heat pump systems: A two-case study. *Applied Sciences (Switzerland)*, 11(14):6653.
- Cai, J., Ji, J., Wang, Y., Zhou, F., Bendong, Y., (2017). A novel PV/T-air dual source heat pump water heater system: Dynamic simulation and performance characterization. *Energy Conversion and Management*, 148: 635–645.
- Cai, J., Li, Z., Ji, J., Zhou, F., (2019). Performance analysis of a novel air source hybrid solar assisted heat pump. *Renewable Energy*, 139: 1133–1145.
- Cai, J., Zhou, H., Xu, L., Zhang, T., (2021). Experimental and numerical investigation on the heating performance of a novel multi-functional heat pump system with solar-air composite heat source. *Sustainable Cities and Society*, 73:103118.
- Cengel, Y., (2015). *Thermodynamics : An Engineering Approach Introduction and Basic Concepts 8th Edition*, p.1–59.
- Cervantes, J. G., Torres-Reyes, E., (2002). Experiments on a solar-assisted heat pump and an exergy analysis of the system. *Applied Thermal Engineering*, 22(12): 1289–1297.
- Chen, J., Yu, J., (2017). Theoretical analysis on a new direct expansion solar assisted ejector-compression heat pump cycle for water heater. *Solar Energy*, 142: 299–307.
- Chua, K. J., Chou, S. K., Yang, W. M., (2010). Advances in heat pump systems: A review. *Applied Energy*, 87(12): 3611-3624.
- Çiftçi, A., Altundağ, E., (2017). Burdur Bölgesi Güneş Enerjisi Potansiyelinin Elektrik Üretiminde Kullanılabilirliği. *Mesleki Bilimler Dergisi* , 6(2): 111–20.
- Cioccolanti, L., Hamedani, S. R., Villarini, M., (2019). Environmental and energy assessment of a small-scale solar Organic Rankine Cycle trigeneration system based on Compound Parabolic Collectors. *Energy Conversion and Management*, 198: 111829.
- Cioccolanti, L., Tascioni, R., Arteconi, A., (2018). Mathematical modelling of operation modes and performance evaluation of an innovative small-scale concentrated solar organic Rankine cycle plant. *Applied Energy*, 221: 464–476.
- Dalkılıç, A. S., Wongwises, S., (2010). A performance comparison of vapour-compression refrigeration system using various alternative refrigerants. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37: 1340–1349.
- Ding, G., (2007). Recent developments in simulation techniques for vapour-compression refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration*, 30: 1119–1133.
- Du, B., Quan, Z., Hou, L., Zhao, Y., Lou, X., Wang, C., (2021). Experimental study on the performance of a photovoltaic/thermal-air dual heat source direct-expansion heat pump.

- Applied Thermal Engineering, 188:116598.
- Dubey, A., (2020). Modified vapour absorption refrigeration cycles. *International Journal of Ambient Energy*, 2194-2200.
- Eisavi, B., Nami, H., Yari, M., Ranjbar, F., (2021). Solar-driven mechanical vapor compression desalination equipped with organic Rankine cycle to supply domestic distilled water and power – Thermodynamic and exergoeconomic implications. *Applied Thermal Engineering*, 193: 116997.
- EPDK, (2022). Elektrik Piyasası Aylık Sektör Raporu Listesi.
- Erdin, C., Özkaya, G., (2019). Turkey's 2023 Energy Strategies and Investment Opportunities for Renewable Energy Sources: Site Selection Based on Electre. *Sustainability*, 11(7): 2136.
- Erdinc, M.T., Kutlu, C., Unal, S., Aydin, O., Su, Y., Riffat, S., (2022). Performance improvement potential of a PV/T integrated dual-source heat pump unit with a pressure booster ejector. *Thermal Science and Engineering Progress*, 37:101534.
- Eterafi, S., Gorjian, S., Amidpour, M., (2021). Thermodynamic design and parametric performance assessment of a novel cogeneration solar organic Rankine cycle system with stable output. *Energy Conversion and Management*, 243: 114333.
- Fan, C., Yan, G., Yu, J., (2019). Thermodynamic analysis of a modified solar assisted ejector-compression heat pump cycle with zeotropic mixture R290/R600a. *Applied Thermal Engineering*, 150: 42–49.
- Fan, Yi., Zhao, X., Han, Z., Li, J., Badiei, A., Akhlaghi, Y.G., Liu, Z., (2021). Scientific and technological progress and future perspectives of the solar assisted heat pump (SAHP) system. *Energy*, 229: 120719.
- Freeman, J., Guarracino, I., Kalogirou, S. A., Markides, C. N., (2017). A small-scale solar organic Rankine cycle combined heat and power system with integrated thermal energy storage. *Applied Thermal Engineering*, 127: 1543–1554.
- Freeman, J., Hellgardt, K., Markides, C.N., (2017). Working fluid selection and electrical performance optimisation of a domestic solar-ORC combined heat and power system for year-round operation in the UK. *Applied Energy*, 186: 291–303.
- Gao, W., Li, H., Xu, G., Quan, Y., (2015). Working fluid selection and preliminary design of a solar organic Rankine cycle system. *Environmental Progress & Sustainable Energy*, 34(2): 619–626.
- Garcia-Saez, I., Mendez, J., Ortiz, C., Loncar, D., Becerra, J., Chacartegui, R., (2019). Energy and economic assessment of solar Organic Rankine Cycle for combined heat

- and power generation in residential applications. *Renewable Energy*, 140: 461–476.
- Grossi, I., Dongellini, M., Piazzzi, A., Morini, G.L., (2018). Dynamic modelling and energy performance analysis of an innovative dual-source heat pump system. *Applied Thermal Engineering*, 142: 745–59.
- Gupta, P.R., Tiwari, A.K., Said, Z., (2022). Solar organic Rankine cycle and its poly-generation applications – A review. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 49: 101732.
- Han, Z., Ju, X., Qu, L., Liu, J., Ma, X., Zhang, S., (2017). Experimental study of the performance of a double-source heat-pipe composite vapour-compression heating unit. *Solar Energy*, 155: 1208-1215.
- Helvacı, H. U., Khan, Z. A., (2017). Thermodynamic modelling and analysis of a solar organic Rankine cycle employing thermofluids. *Energy Conversion and Management*, 138: 493–510.
- İnat, K., Daşcıoğlu, B.Z.Ö., (2021). Dünya enerji trendleri rezervler, kaynaklar ve politikalar.
- İşkan, Ü., Direk, M., (2022). Evaluation of the effects of entrainment ratios on the performance parameters of a refrigeration machine having dual evaporator ejector system with R134a and R456A. *Thermal Science and Engineering Progress*, 33:101345.
- Ji, J., Pei, G., Chow, T., Liu, K., He, H., Lu, J., Han, C., (2008). Experimental study of photovoltaic solar assisted heat pump system. *Solar Energy*, 82(1): 43–52.
- Jin, X., Zhang, H., Huang, G., Lai, A.C.K., (2021). Experimental investigation on the dynamic thermal performance of the parallel solar-assisted air-source heat pump latent heat thermal energy storage system. *Renewable Energy*, 180: 637–57.
- Kaya, K., Şenel, M.C., Koç, E., (2018). Dünyada ve Türkiye’de Yenilenebilir Enerji Kaynaklarının Değerlendirilmesi. *Technological Applied Sciences*, 13(3): 219–234.
- Karabulut, Y., (2004). Türkiye’de Elektrik Enerjisi Üretimi, Ankara Üniversitesi Türkiye Coğrafyası Araştırma ve Uygulama Merkezi Dergisi, Sayı: 3, 58.
- Khan, Y., Mishra, R.S., (2021). Performance comparison of the solar-driven supercritical organic Rankine cycle coupled with the vapour-compression refrigeration cycle. *Clean Energy*, 5(3): 476–91.
- Kim, K.H., Han, C.H., (2015). A Review on Solar Collector and Solar Organic Rankine Cycle (ORC) Systems. *Journal of Automation and Control Engineering*, 3(1): 66–73.
- Kutlu, C., (2018). Off-design performance modelling of a solar organic Rankine cycle integrated with pressurized hot water storage unit for community level application.

- Energy Conversion and Management,166(15): 132–45.
- . (2019). A study on heat storage sizing and flow control for a domestic scale solar-powered organic Rankine cycle-vapour compression refrigeration system”. Renewable Energy,143: 301–312.
- Lazzarin, R.M., (2012). Dual source heat pump systems: Operation and performance. Energy and Buildings, 52: 77-85.
- Lee, M.,Cha, D., Yun, S., Yoon, S.,Kim, Y., (2021). Comparative heating performance evaluation of hybrid ground-source heat pumps using serial and parallel configurations with the application of ground heat exchanger. Energy Conversion and Management, 229: 113743.
- Li, C., Li, Y., Cai, W., Hu, Y., Chen, H.,Yan, J., (2014). Analysis on performance characteristics of ejector with variable area-ratio for multi-evaporator refrigeration system based on experimental data. Applied Thermal Engineering, 68(1–2): 125–32.
- . (2016). Experimental study on a multi-evaporator refrigeration system with variable area ratio ejector. Applied Thermal Engineering, 102: 196–203.
- Li, F., Chang, Z., Li, X., Tian, Q., (2018). Energy and exergy analyses of a solar-driven ejector-cascade heat pump cycle. Energy, 165: 419–431.
- Li, J.,Alvi, J.Z., Pei, G., Ji, J., Li, P., Fu, H., (2016). Effect of working fluids on the performance of a novel direct vapor generation solar organic Rankine cycle system. Applied Thermal Engineering, 98: 786–797.
- Li, S., Yan, J., Liu, Z., Yao, Y., Li, X., Wen, N., Zou, G., (2019). Optimization on crucial ejector geometries in a multi-evaporator refrigeration system for tropical region refrigerated trucks. Energy, 189: 116347.
- Li, S., Lu, J., Yan, J., Hu, Y., (2022). Performance analysis of auxiliary entrainment ejector used in multi-evaporator refrigeration system. Thermal Science and Engineering Progress, 32: 101307.
- Li, X.,Wang, Y., Li, M., Hang, M., Zhao, W., Kong, D., Yin, G., (2022). Performance testing of a heat pump system with auxiliary hot water under different ambient temperatures. Energy and Built Environment, 3(3):316-326.
- Li, Z., Huang, X., (2022). Simulation analysis on operation performance of a hybrid heat pump system integrating photovoltaic/thermal and air source. Applied Thermal Engineering, 200: 117693.
- Lin, C., Li, Y., Cai, W., Yan, J., Hu, Y., (2013). Experimental investigation of the adjustable ejector in a multi-evaporator refrigeration system. Applied Thermal Engineering, 61(2):

2–10.

- Lin, C., Cai, W., Li, Y., Yan, J., Hu, Y., Giridharan, K., (2013). Numerical investigation of geometry parameters for pressure recovery of an adjustable ejector in multi-evaporator refrigeration system. *Applied Thermal Engineering* 61(2): 649–656.
- Liu, J., Lu, Y., Tian, X., Niu, J., Lin, Z., (2021). Performance analysis of a dual temperature heat pump based on ejector-vapor compression cycle. *Energy and Buildings*, 248:111194.
- Liu, J., Lin., Z., (2020). Thermodynamic analysis of a novel dual-temperature air-source heat pump combined ejector with zeotropic mixture R1270/R600a. *Energy Conversion and Management*, 220: 113078.
- . (2021). A novel dual-temperature ejector-compression heat pump cycle - exergetic and economic analyses. *International Journal of Refrigeration*, 126: 155–167.
- Liu, J., Tian, X., Lin, Z., (2021). 4E analyses of novel dual-heat source/sink ejector-compression heat pump system. *Building and Environment*, 196: 107787.
- . (2021). Performance analysis of a novel dual heat source warm air heating system with ecofriendly refrigerants. *Building and Environment*, 194: 107679.
- Liu, Y., Ma, J., Zhou, G., Zhang, C., Wan, W., (2016). Performance of a solar air composite heat source heat pump system. *Renewable Energy*, 87: 1053–1058.
- Liu, Z., Wang, Q., Wu, D., Zhang, Y., Yin, H., Yu, H., Jin, G., Zhao, X., (2020). Operating performance of a solar/air-dual source heat pump system under various refrigerant flow rates and distributions. *Applied Thermal Engineering*, 178:115631.
- Long, J., Xia, K., Zhong, H., Lu, H., A, Y., (2021). Study on energy-saving operation of a combined heating system of solar hot water and air source heat pump. *Energy Conversion and Management*, 229: 113624.
- Loni, R., Mahian, O., Markides, C.N., Bellos, E., Roux, W.G., Kasaeian, A., Najafi, G., Rajaei, F., (2021). A review of solar-driven organic Rankine cycles: Recent challenges and future outlook. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 150:111410.
- Mahmood, R.A., Ali, O.M., Noor, M.M., (2020). Mechanical Vapour Compression Refrigeration System: Review Part 1: Environment Challenge. *International Journal of Applied Mechanics and Engineering*, 25(4): 130–147.
- Manfrida, G., Secchi, R., Stańczyk, K., (2016). Modelling and simulation of phase change material latent heat storages applied to a solar-powered Organic Rankine Cycle. *Applied Energy*, 179: 378–388.
- Miglioli, A., Aste, N., Del Pero, C., Leonforte, F., (2022). Photovoltaic-thermal solar-

- assisted heat pump systems for building applications: Integration and design methods. *Energy and Built Environment*, 4(1): 39-56
- Minh, N., Hewitt, N., Eames, P., (2006). Improved Vapour Compression Refrigeration Cycles: Literature Review and Their Application to Heat Pumps. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue* p.1–8.
- Murthy, A. A., Subiantoro, A., Norris, S., Fukuta, M., (2019). A review on expanders and their performance in vapour compression refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration*, 106: 427–446.
- Nehdi, E., Kairouani, L., Bouzaina, M., (2007). Performance analysis of the vapour compression cycle using ejector as an expander. *International journal of energy research*, 31(4): 364–75.
- Onat, N., (2018). Türkiye’de yenilenebilir kaynaklardan elektrik enerjisi üretimi: Mevcut durum ve gelecek beklentileri. *Akıllı Ulaşım Sistemleri ve Uygulamaları Dergisi* , 1(1): 8–15.
- Öztürk, H.H., (2021). *Yenilenebilir Enerji Kaynakları*. İstanbul: Birsen Yayınevi.
- Pei, G., Ji, J., Han, C., Fan W., (2007). Performance of solar assisted heat pump using PV evaporator under different compressor frequency. *ISES Solar World Congress 2007, ISES 2007*, 2: 935–939.
- Petrollese, M., Cocco, D., (2019). Robust optimization for the preliminary design of solar organic Rankine cycle (ORC) systems. *Energy Conversion and Management*, 184: 338–349.
- Quoilin, S., Orosz, M., Hemond, H., Lemort, V., (2011). Performance and design optimization of a low-cost solar organic Rankine cycle for remote power generation. *Solar Energy*, 85(5): 955–966.
- Rayegan, R., Tao, Y. X., (2011). A procedure to select working fluids for Solar Organic Rankine Cycles (ORCs). *Renewable Energy*, 36(2): 659–670.
- EİGM, (2022). Güneş Enerji Potansiyel Atlası. 15. Aralık 2022 tarihinde <https://enerji.gov.tr/eigm-yenilenebilir-enerji-kaynaklar-gunes> adresinden erişildi.
- Rizakulyevna, C.H., (2021). Alternative Energy Sources. *The American Journal of Applied sciences*, 03(01): 58–68.
- Rocha, T.T.M., Paula, C.H., Maia, A.A.T., Paulino, T.F., Oliveira, R.N., (2021). Experimental assessment of a CO<sub>2</sub> direct-expansion solar-assisted heat pump operating with capillary tubes and air-solar heat source. *Solar Energy*, 218: 413–424.
- Sagbaş, A., Başbuğ, B., (2018). Sürdürülebilir Kalkınma Ekseninde Enerji Verimliliği

- Uygulamaları: Türkiye Değerlendirmesi. EJEAS European Journal of Engineering and Applied Sciences, 1(2): 43–50.
- Saglam, M., Uyar, T.S., (2005). Dalga Enerjisi ve Türkiye'nin Dalga Enerjisi Teknik Potansiyeli. Elektrik Mühendisleri Odası : 1–6.
- Sezen, K., Tuncer, A.D., Akyuz, A.O., Güngör, A., (2021). Effects of ambient conditions on solar assisted heat pump systems: a review. Science of the Total Environment, 778:146362.
- S.h.u.r.a, (2019). Enhancing Turkey's policy framework for energy efficiency of buildings, and recommendations for the way forward based on international experiences (<http://shura.org.tr>)
- Song, Z., Ji, J., Cai, J., Zhao, B., Li, Z., (2021). Investigation on a direct-expansion solar-assisted heat pump with a novel hybrid compound parabolic concentrator/photovoltaic/fin evaporator. Applied Energy, 299: 117279.
- , (2022a). Comparative study on dual-source direct-expansion heat pumps based on different composite concentrating photovoltaic/fin evaporators. Applied Energy, 306: 118073.
- , (2022b). Research on the multifunction concentrated solar-air heat pump system. Renewable Energy, 198: 679–94.
- Sun, D.W., (1996). Variable geometry ejectors and their applications in ejector refrigeration systems. Energy, 21(10): 919–929.
- Sun, K., Zhao, T., Wu, S., Yang, S., (2021). Comprehensive evaluation of concentrated solar collector and Organic Rankine cycle hybrid energy process with considering the effects of different heat transfer fluids. Energy Reports, 7: 362–384.
- Tchanche, B.F., Papadakis, G., Lambrinos, G., Frangoudakis, A., (2009). Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle. Applied Thermal Engineering, 29(11–12): 2468–2476.
- TEİAŞ. (2022). Yük tevzi dairesi başkanlığı - kurulu güç raporu -mart 2022.
- TPAO. (2020). S e k t ö r r a p o r u. <https://www.tpao.gov.tr/file/2110/tpao-sektor-raporu-2020-sunum-191021-596616ff74617f07.pdf>.
- Ünal, Ş., Cihan, E., Erdiñç, M.T., Bilgili, M., (2022). Influence of mixing section inlet and diffuser outlet velocities on the performance of ejector-expansion refrigeration system using zeotropic mixture. Thermal Science and Engineering Progress, 33:101338.
- Ünal, Ş., Erdiñç, M.T., Kutlu, Ç., (2017). Optimal thermodynamic parameters of two-phase ejector refrigeration system for buses. Applied Thermal Engineering, 124: 1354–1367.

- Ural, T., Dolgun, G.K., Güler, O.v., Keçebaş, A., (2021). Performance analysis of a textile based solar assisted air source heat pump with the energy and exergy methodology. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 47:101534
- Varga, S., Lebre, P.M.S, Oliveira, A.C., (2013). CFD study of a variable area ratio ejector using R600a and R152a refrigerants. *International Journal of Refrigeration*,36(1): 157–165.
- Wang, J., Qv, D., Yao, Y., Ni, L, (2021). The difference between vapor injection cycle with flash tank and intermediate heat exchanger for air source heat pump: An experimental and theoretical study. *Energy*, 221: 119796.
- Wang, M., Cheng, Y., Yu, J., (2021). Analysis of a dual-temperature air source heat pump cycle with an ejector. *Applied Thermal Engineering*, 193: 116994.
- Wang, X., Zhang, Y., Tian, Y., Li, X., Yao, S., Wu, Z., (2021). Experimental investigation of a double-slider adjustable ejector under off-design conditions. *Applied Thermal Engineering*, 196: 117343.
- Wang, Y.,Quan, Z., Jing, H., Wang, L.,Zhao, Y., (2021). Performance and operation strategy optimization of a new dual-source building energy supply system with heat pumps and energy storage. *Energy Conversion and Management*, 239: 114204.
- . (2022). Performance and optimization of a novel solar-air source heat pump building energy supply system with energy storage. *Applied Energy*, 324: 119706.
- Wu, D., Aye, L., Ngo, T., Mendis, P., (2017). Optimisation and financial analysis of an organic Rankine cycle cooling system driven by facade integrated solar collectors. *Applied Energy*, 185: 172–182.
- Wu, Z., Sha, L., Yang, X., Zhang, Y., (2020). Performance evaluation and working fluid selection of combined heat pump and power generation system (HP-PGs) using multi-objective optimization. *Energy Conversion and Management*, 221: 113164.
- Xiangqiang, K., Penglong, S., Shandong, D., Kailin, J.,Ying, L., (2018). Performance evaluation and working fluid selection of combined heat pump and power generation system (HP-PGs) using multi-objective optimization. *Energy Conversion and Management*, 91:12-19.
- Yağlı, H.,Koç, Y., Koç, A., Görgülü, A., Tandiroğlu, A., (2016). Parametric optimization and exergetic analysis comparison of subcritical and supercritical organic Rankine cycle (ORC) for biogas fuelled combined heat and power (CHP) engine exhaust gas waste heat. *Energy*,111: 923–932.
- Yan, G., Bai, T., Yu, J., (2016). Energy and exergy efficiency analysis of solar driven

- ejector-compressor heat pump cycle. *Solar Energy*, 125: 243–255.
- Yang, J., Li, J., Yang, Z., Duan, Y., (2019). Thermodynamic analysis and optimization of a solar organic Rankine cycle operating with stable output. *Energy Conversion and Management*, 187: 459–471.
- Yang, L.W., Xu, R.J., Hua, N., Xia, Y., Zhou, W.B., Yang, T., Belyayev, Y., Wang, H.S., (2021). Review of the advances in solar-assisted air source heat pumps for the domestic sector. *Energy Conversion and Management*, 247: 114710.
- Yang, L.W., Yan, L., Tong Y., Hua S.W., (2022). Low temperature heating operation performance of a domestic heating system based on indirect expansion solar assisted air source heat pump. *Solar Energy*, 244: 134–54.
- Yılmaz, A., (2015). Transcritical organic Rankine vapor compression refrigeration system for intercity bus air-conditioning using engine exhaust heat. *Energy*, 82:1047-1056
- Yılmaz, M., (2012). Türkiye'nin Enerji Potansiyeli ve Yenilenebilir Enerji Kaynaklarının Elektrik Üretimi Açısından Önemi. *Ankara Üniversitesi Çevre Bilimleri Dergisi*, 4(2): 33–54.
- You, T., Wu, W., Yang, H., Liu, J., Li, X., (2021). Hybrid photovoltaic/thermal and ground source heat pump: Review and perspective. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 151: 111569.
- Yumrutaş, R., Kaşka, Ö., (2004). Experimental investigation of thermal performance of a solar assisted heat pump system with an energy storage, 28: 163-175.
- Zanetti, E., Azzolin, M., Bortolin, S., Busato, G., Del Col, D., (2022). Experimental data and modelling of a dual source reversible heat pump equipped with a minichannels evaporator. *Thermal Science and Engineering Progress*, 35: 101471.
- Zarei, A., Elahi, S., Pahangeh, H., (2022). Design and analysis of a novel solar compression-ejector cooling system with eco-friendly refrigerants using hybrid photovoltaic thermal (PVT) collector. *Thermal Science and Engineering Progress*, 32: 101311.
- Zeyghami, M., Goswami, D.Y., Stefanakos, E., (2015). A review of solar thermo-mechanical refrigeration and cooling methods. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 51: 1428–1445.
- Zhang, K., Shen, S., Yang, Y., (2010). Numerical investigation on performance of the adjustable ejector. *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 5(2): 51–56.
- Zhao, R., Liu, Y., Li, C., Ji, B., Wang, B., (2022). An energetic, economic and environmental evaluation of a dual-source heat pump water heater – A case study in Beijing. *Energy Conversion and Management*, 253:115190.

Zhu, L., Yu, J., Zhou, M., Wang, X., (2014). Performance analysis of a novel dual-nozzle ejector enhanced cycle for solar assisted air-source heat pump systems. *Renewable Energy*, 63: 735–40.

## ÖZGEÇMİŞ

**Adı ve Soyadı** : Mehmet Can TOPAK

**Öğrenim Durumu** :

Derece	Bölüm/Program	Üniversite	Yıl
Y.Lisans	Makine Mühendisliği	Tarsus Üniversitesi	2020-2023
Lisans	Makine Mühendisliği	Selçuk Üniversitesi	2004-2008

**Görevler** :

Görev Ünvanı	Görev Yeri	Yıl
Makine Mühendisi	Mersin Çevre,Şehircilik ve İklim Değişikliği İl Müd.	2016-Halen devam etmekte
Makine Mühendisi	Kilis Çevre,Şehircilik ve İklim Değişikliği İl Müd.	2014-2016
Makine Mühendisi	Ceylanpınar Tarım İşletmesi Müdürlüğü	2013-2014
Makine Mühendisi	Çukurova Makine ve İmalat A.Ş	2009-2011