
GAZİ ÜNİVERSİTESİ
Gazi
1926

ISIL ENERJİ DEPOLAMALI YENİ BİR GÜNEŞ ENERJİSİ DESTEKLİ ISI POMPASININ SAYISAL VE DENEYSEL ANALİZİ

Meltem KOŞAN

DOKTORA TEZİ
ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

HAZİRAN 2021

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmasında;

- 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 çalışmasında yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

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

Meltem KOŞAN

22/06/2021

ISIL ENERJİ DEPOLAMALI YENİ BİR GÜNEŞ ENERJİSİ DESTEKLİ ISI POMPASININ SAYISAL VE DENEYSEL ANALİZİ

(Doktora Tezi)

Meltem KOŞAN

GAZİ ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Haziran 2021

ÖZET

Bu tez çalışmasında, güneş enerjisi destekli ısı pompası sisteminin sürdürülebilir ve verimli bir şekilde ısıtma yükü sağlayabilmesi için ısı pompası sisteminin kondenseri ile entegreli yeni bir ısıl enerji depolama ünitesi tasarlanmıştır. Bu amaçla tasarlanan ısıl enerji depolama ünitesindeki faz değiştiren malzemenin ısıl davranışını karakterize etmek için Ansys-Fluent programı kullanılarak sayısal analiz gerçekleştirilmiştir. Isıl enerji depolama ünitesi öncelikle hava kaynaklı ısı pompası sisteminde deneysel olarak test edilmiştir ve sonrasında yeni bir güneş destekli ısı pompası sistemi geliştirilerek bu sistemde de deneysel analizleri gerçekleştirilmiştir. Güneş enerjisinden hem elektrik hem de ısı enerjisi elde ederek sürdürülebilir bir ısıtma sistemi için yeni bir fotovoltaik-termal destekli (güneş destekli) ısı pompası sistemi geliştirilmiştir. Isıl enerji depolamalı yeni bir güneş destekli ısı pompasının sayısal ve deneysel analizleri tamamlanıp sonuçlar sunulmuş ve karşılaştırılmıştır. Isı pompası sistemleri için önemli bir ölçüt olan performans katsayısının ortalama değerleri hava kaynaklı ısı pompası sistemi için 2,24-2,34; güneş destekli ısı pompası sistemi için 2,32-2,77 ve fotovoltaik-termal destekli ısı pompası sistemi için 2,93-3,18 arasında değişim göstermiştir. Güneş destekli ve fotovoltaik-termal destekli ısı pompası sistemleri için tasarlanan çift geçişli havalı güneş kolektörünün ve çift geçişli fotovoltaik-termal panelin ortalama ısıl verimleri meteorolojik koşullara bağlı olarak sırasıyla %56,05 ve %55,33 olarak hesaplanmıştır. Ek olarak, çift geçişli fotovoltaik-termal panelin elektriksel performansını analiz edebilmek için aynı fotovoltaik panel ile karşılaştırılmıştır. Tasarlanan çift geçişli fotovoltaik-termal panelin ortalama elektriksel verimi %16,35 olarak hesaplanmış ve fotovoltaik panele göre elektriksel verimde %1,28 oranında bir artış gösterdiği bulunmuştur. Isıl enerji depolama ünitesindeki faz değiştiren malzeme sırasıyla hava kaynaklı, güneş destekli ve fotovoltaik-termal destekli ısı pompası sistemlerinde 180, 150 ve 183 dakikada tamamen eridiği (ısı depolama) ve 348, 307 ve 343 dakikada tamamen katılaştığı (ısı salınımı) gözlemlenmiştir. Isı pompası sistemi için tasarlanan ısıl enerji depolama ünitesinin sayısal sonuçları %6,56 mutlak hata ile deneysel sonuçlarla uyumlu bulunmuştur.

Bilim Kodu : 92802

Anahtar Kelimeler : Isıl enerji depolama, ısı pompası, fotovoltaik-termal panel, güneş enerjisi

Sayfa Adedi : 126

Danışman : Prof. Dr. Mustafa AKTAŞ

NUMERICAL AND EXPERIMENTAL ANALYSIS OF A NEW SOLAR ASSISTED HEAT PUMP WITH THERMAL ENERGY STORAGE

(Ph. D. Thesis)

Meltem KOŞAN

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

June 2021

ABSTRACT

In this thesis, a new thermal energy storage unit integrated with the condenser of the heat pump system was designed in order to provide a sustainable and efficient heating load of the solar assisted heat pump system. Numerical analysis was performed using Ansys-Fluent program to characterize the thermal behavior of the phase change material in the thermal energy storage unit designed for this purpose. The thermal energy storage unit was first tested experimentally in the air source heat pump system and then a new solar assisted heat pump system was developed and experimental analyzes were carried out in this system. A new photovoltaic-thermal assisted (solar assisted) heat pump system has been developed for a sustainable heating system by obtaining both electricity and heat energy from solar energy. Numerical and experimental analyzes of a new solar assisted heat pump with thermal energy storage were completed and the results were presented and compared. The average values of the performance coefficient, which is an important criterion for heat pump systems, are ranged from 2.24-2.34 for the air source heat pump system 2.32-2.77 for solar assisted heat pump system, and 2.93-3.18 for the photovoltaic-thermal assisted heat pump system. The average thermal efficiencies of the double-pass solar air collector and double-pass photovoltaic-thermal panel designed for solar assisted and photovoltaic-thermal assisted heat pump systems were calculated as 56.05% and 55.33%, respectively, depending on meteorological conditions. In addition, it was compared with the same photovoltaic panel to analyze the electrical performance of the double-pass photovoltaic-thermal panel. The average electrical efficiency of the designed double-pass photovoltaic-thermal panel was calculated as 16.35% and it was found that there was a 1.28% increase in electrical efficiency compared to the photovoltaic panel. It was observed that the phase change material in the thermal energy storage unit melted completely in 180, 150 and 183 minutes (charging) and solidified (discharging) in 348, 307 and 343 minutes in air source, solar assisted and photovoltaic-thermal assisted heat pump systems, respectively. The numerical results of the thermal energy storage unit designed for the heat pump system were found to be consistent with the experimental results with a 6.56% absolute error.

Science Code : 92802
Key Words : Thermal energy storage, heat pump, photovoltaic-thermal panel, solar energy
Page Number : 126
Supervisor : Prof. Dr. Mustafa AKTAŞ

TEŞEKKÜR

Tez çalışmam boyunca bilgisini ve deneyimlerini esirgemeyen tez danışmanım Sayın Prof. Dr. Mustafa AKTAŞ başta olmak üzere tez izleme komitesi üyelerim Sayın Prof. Dr. Kamil SAÇILIK ve Sayın Prof. Dr. Adem ACIR'a, deneysel çalışmalarıma yardımcı olan değerli arkadaşım Öğr. Gör. Burak AKTEKELİ'ye, çalışmam esnasında kıymetli bilgilerini ve katkılarını esirgemeyen sevgili eşim Muhammed Ali KOŞAN'a ve ayrıca eğitim hayatım boyunca maddi ve manevi olarak desteklerini esirgemeyen aileme sonsuz teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET iv

ABSTRACT v

TEŞEKKÜR vi

İÇİNDEKİLER vii

ÇİZELGELERİN LİSTESİ x

ŞEKİLLERİN LİSTESİ xi

RESİMLERİN LİSTESİ xv

EKLERİN LİSTESİ xvi

SİMGELER VE KISALTMALAR xvii

1. GİRİŞ 1

2. GÜNEŞ ENERJİSİ 5

2.1. Güneş Enerjisine Genel Bakış 5

2.2. Güneş Enerjisi Sistemleri 6

2.2.1. Güneş enerjisinden ısı enerjisi elde edilmesi 6

2.2.2. Güneş enerjisinden elektrik enerjisi elde edilmesi 10

3. ISI POMPASI SİSTEMLERİ 15

3.1. Isı Pompası Sistemlerine Genel Bir Bakış 15

3.2. Isı Pompası Bileşenleri ve Bazı İfadeler 15

3.3. Isı Pompası Sistemlerinin Çeşitleri 17

3.3.1. Hava kaynaklı ısı pompası 18

3.3.2. Güneş destekli ısı pompası 18

3.3.3. PVT destekli ısı pompası 19

3.4. Soğutucu Akışkanlar 20

Sayfa

3.4.1. Doğal soğutucu akışkanlar 21

3.4.2. Sentetik soğutucu akışkanlar 21

4. ISIL ENERJİ DEPOLAMA 23

4.1. Isıl Enerji Depolama Sistemleri 23

4.2. Duyulur Isı Depolama 23

4.3. Gizli Isı Depolama 25

4.4. Termokimyasal Isı Depolama 28

5. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI 29

6. MATERYAL METOD 57

6.1. Sayısal Analiz 57

6.2. Deneysel Sistemin Tasarımı ve Analizi 61

6.2.1. Isıl enerji depolama ünitesinin tasarımı ve üretimi 61

6.2.2. Isıl enerji depolamalı hava kaynaklı ısı pompası sistemi 64

6.2.3. Isıl enerji depolamalı güneş destekli ısı pompası sistemi 65

6.2.4. Isıl enerji depolamalı PVT destekli ısı pompası sistemi 66

6.2.5. Teorik analiz 69

6.2.6. Belirsizlik analizi 73

7. SAYISAL VE DENEYSEL BULGULAR 75

7.1. Sayısal Analiz Bulguları 75

7.2. Deneysel Analiz Bulguları 82

7.2.1. Isıl enerji depolamalı hava kaynaklı ısı pompası sisteminin deneysel analizi 82

7.2.2. Isıl enerji depolamalı güneş destekli ısı pompası sisteminin deneysel analizi 90

7.2.3. Isıl enerji depolamalı PVT destekli ısı pompası sisteminin deneysel analizi 98

Sayfa

7.3. Sayısal ve Deneysel Analiz Bulgularının Karşılaştırılması 105

7.4. Belirsizlik Analizi Bulguları 105

8. SONUÇLAR VE ÖNERİLER 107

8.1. Sonuçlar 107

8.2. Öneriler 108

KAYNAKLAR 109

ÖZGEÇMİŞ 123

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge **Sayfa**

Çizelge 3.1. Bazı soğutucu akışkanların özellikleri..... 22

Çizelge 4.1. 20°C'deki bazı yaygın duyulur ısı enerji depolama malzemelerinin termal kapasiteleri 24

Çizelge 4.2. n-Parafinlerin ve ticari parafinlerin termofiziksel özellikleri 27

Çizelge 4.2. (devam) n-Parafinlerin ve ticari parafinlerin termofiziksel özellikleri 28

Çizelge 6.1. Parafin ve bakırın termofiziksel özellikleri..... 62

Çizelge 6.1. (devam) Parafin ve bakırın termofiziksel özellikleri..... 63

Çizelge 6.2. Deneylerde kullanılan ölçüm cihazları ve teknik özellikleri 68

Çizelge 7.1. Ölçüm cihazlarının hassasiyeti ve belirsizliği 106

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil **Sayfa**

Şekil 2.1. Güneş enerji sistemleri uygulamaları 6

Şekil 2.2. Sıvı akışkanlı güneş kollektörlerinin sınıflandırılması 8

Şekil 2.3. Sıvı akışkanlı güneş kollektörlerinin şematik gösterimi 9

Şekil 2.4. Havalı güneş kollektörünün şematik gösterimi 9

Şekil 2.5. Fotovoltaik panelden elektrik üretimi 12

Şekil 2.6. Fotovoltaik panelde kullanılan güneş hücrei çeşitleri 13

Şekil 2.7. Fotovoltaik-termal güneş panel çeşitleri 14

Şekil 3.1. İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi 16

Şekil 3.2. Isı kaynaklarına göre ısı pompası sistemi örneği 17

Şekil 3.3. Doğrudan genleşmeli güneş destekli ısı pompası sisteminin şeması 18

Şekil 3.4. Dolaylı genleşmeli güneş destekli ısı pompası sisteminin şeması 19

Şekil 3.5. Soğutucu akışkanların tarihsel gelişimi 21

Şekil 4.1. Duyulur ısı depolama prensibi 24

Şekil 4.2. Gizli ısı depolama prensibi 25

Şekil 5.1. HKIP sisteminde FDM depolama 29

Şekil 5.2. Gizli ısıl depolamanın soğutucu akışkan döngüsüne (solda) entegrasyonu ve depolamanın boşaltılması sırasında soğutma kapasitesinin iyileştirilmesi log P-h diyagramında (sağda) gösterimi 31

Şekil 5.3. Soğutma ve ısıtma enerjisi yükleme/boşaltma işlemine sahip hibrit bir ısı pompası 37

Şekil 5.4. Enerji depolamalı ısıtma sistemi diyagramı 39

Şekil 5.5. PVT ısı pompası sistemi 41

Şekil 5.6. PV-SAHP/HP test ekipmanının şematik diyagramı 42

Şekil 5.7. Hibrit PVT ısı pompası sistemi 42

Şekil **Sayfa**

Şekil 5.8. Fiziksel modelin konfigürasyonu 46

Şekil 5.9. Çok borulu geçişlere ve çeşitli uzatılmış yüzey yönlendirmelerine sahip gövde borulu ısı değiştiricisi: (a) uzunlamasına kanatçıklı, (b) dairesel kanatçıklı ve (c) tel sargılı kanatçıklı 51

Şekil 6.1. Isıl enerji depolama ünitesinin nümerik modeli 59

Şekil 6.2. Çeyrek simetrik modelin ağ yapısı 60

Şekil 6.3. (a) İmal edilen ısı değiştiricisi, (b) Parafin, (c) ısıl enerji depolama ünitesi .. 61

Şekil 6.4. Isıl enerji depolama ünitesinin şematik gösterimi ve yerleştirilen ısıl çiftlerin pozisyonları 62

Şekil 6.5. Parafinin DSC eğrisi 63

Şekil 6.6. Isıl enerji depolamalı hava kaynaklı ısı pompası sisteminin şematik gösterimi 64

Şekil 6.7. Isıl enerji depolamalı güneş destekli ısı pompası sisteminin şematik gösterimi 65

Şekil 6.8. Isıl enerji depolamalı PVT destekli ısı pompası sisteminin şematik gösterimi 66

Şekil 6.9. PVT panelin ana parçaları 67

Şekil 6.10. Isıl enerji depolama ünitesindeki enerji dengesi 73

Şekil 7.1. Erime (şarj) sırasında parafinin çeyrek simetrik model için sıvı oranı ve sıcaklık konturları 77

Şekil 7.2. Erime (şarj) sırasında parafinin yarım kesit model için sıvı oranı ve sıcaklık konturları 78

Şekil 7.3. Katılaştırma (deşarj) sırasında parafinin çeyrek simetrik model için sıvı oranı ve sıcaklık sınırları 80

Şekil 7.4. Katılaştırma (deşarj) sırasında parafinin yarım kesit model için sıvı oranı ve sıcaklık sınırları 81

Şekil 7.5. HKIP sisteminin kondenser hava çıkış sıcaklığı 82

Şekil 7.6. HKIP sisteminin evaporatör hava çıkış sıcaklığı 83

Şekil **Sayfa**

Şekil 7.7. HKIP sisteminin ısıtma COP değerleri 84

Şekil 7.8. HKIP sisteminin soğutma COP değerleri 84

Şekil 7.9. HKIP sisteminin kondenser kapasitesi 85

Şekil 7.10. HKIP sisteminin evaporator kapasitesi 86

Şekil 7.11. HKIP sisteminde erime ve katılaşma sırasında parafinin zamana bağlı sıcaklığı 87

Şekil 7.12. Parafinin erime ve katılaşma sürecinin termal kamera ile görüntüsü 89

Şekil 7.13. GDIP deneylerinde zamana bağlı güneş ışınım değerleri 91

Şekil 7.14. GDIP deneylerinde zamana bağlı dış hava sıcaklığı ve rüzgâr hızı değişimi… 91

Şekil 7.15. GDIP sisteminin kondenser çıkış hava sıcaklığı grafiği 92

Şekil 7.16. GDIP deneylerinde kondenser kapasiteleri 93

Şekil 7.17. GDIP sisteminin ısıtma performans katsayısı 94

Şekil 7.18. Çift geçişli havalı güneş kollektörünün termal verimi 95

Şekil 7.19. GDIP sisteminde 40º açılı kolektör deneyinde erime ve katılaşma işlemi sırasında parafinin sıcaklığı 96

Şekil 7.20. GDIP sisteminde 25º açılı kolektör deneyinde erime ve katılaşma işlemi sırasında parafinin sıcaklığı 97

Şekil 7.21. PVTIP deneylerinde zaman bağlı güneş ışınımı ve dış hava sıcaklığı 98

Şekil 7.22. PV ve PVT panellerin elektriksel verimleri 99

Şekil 7.23. PVT panelin termal verimi 100

Şekil 7.24. PVTDIP sisteminin ısıtma performans katsayısı 100

Şekil 7.25. PVTDIP sisteminin kondenser hava çıkış sıcaklığı 101

Şekil 7.26. PVTDIP sisteminde elektriksel güç dağılımı 102

Şekil 7.27. PVTDIP sisteminde erime ve katılaşma sırasında parafinin sıcaklığı 103

Şekil 7.28. IEDÜ'deki parafinin erime ve katılaşma süreleri 104

Şekil **Sayfa**

Şekil 7.29. IEDÜ'deki parafinde depolanan ısıl enerji miktarı 104

Şekil 7.30. Sayısal analiz sonucunun deneysel analiz sonucu ile doğrulanması 105

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim **Sayfa**

Resim 2.1. Parabolik çanak kollektörler 11

Resim 5.1. Hosseini ve diğerlerinin deney düzeneği 45

Resim 5.2. Kanatçıklı gizli ısı depolama ünitesi..... 47

Resim 5.3. Rahimi ve diğerlerinin parafinli IED sistemi..... 49

Resim 5.4. Rahimi ve diğerlerinin deney düzeneği 54

EKLERİN LİSTESİ

Ekler **Sayfa**

Ek 1. Isıl enerji depolamalı hava kaynaklı ısı pompası sisteminin fotoğrafı 120

Ek 2. Isıl enerji depolamalı güneş destekli ısı pompası sisteminin fotoğrafı 121

Ek 3. Isıl enerji depolamalı PVT destekli ısı pompası sisteminin fotoğrafı..... 122

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklamalar
$\boldsymbol{A}$	Alan (m^2)
$\boldsymbol{c_p}$	Özgül ısı (kJ/kg.K)
$\boldsymbol{\dot{E}_{el}}$	PVT panelden üretilen elektrik enerjisi (kW)
$\boldsymbol{\dot{E}_{evap}}$	Evaporatör kapasitesi (kW)
$\boldsymbol{\dot{E}_{fdm}}$	Parafinde birim zamanda depolanan ısıl enerji (kW)
$\boldsymbol{\dot{E}_{güneş}}$	Güneşten kollektöre birim zamanda gelen enerji (kW)
$\boldsymbol{\dot{E}_{hava}}$	Havanın birim zamanda kazandığı enerji (kW)
$\boldsymbol{\dot{E}_{ısıl}}$	Birim zamanda elde edilen ısı enerjisi (kW)
$\boldsymbol{\dot{E}_{kayıp}}$	Birim zamanda kayıp enerji (kW)
$\boldsymbol{\dot{E}_{kon}}$	Kondenser kapasitesi (kW)
$\boldsymbol{\dot{E}_{kul,ısı}}$	Birim zamanda kullanılabilir ısıl enerji (kW)
$\boldsymbol{f}$	Sıvı oranı
$\boldsymbol{g}$	Yer çekimi ivmesi (m/s^2)
$\boldsymbol{h}$	Isı taşınım katsayısı (W/m^2K)
$\boldsymbol{H}$	Toplam entalpi (kJ)
$\boldsymbol{I}$	Güneş ışınımı (W/m^2)
$\boldsymbol{I_{PV}}$	Panelde üretilen akım (A)
$\boldsymbol{k}$	Isı iletim katsayısı (W/m.K)
$\boldsymbol{L}$	Gizli ısı (kJ/kg)
$\boldsymbol{m}$	Kütle (kg)
$\boldsymbol{\dot{m}}$	Kütlesel debi (kg/s)
$\boldsymbol{P}$	Basınç (Pa)
$\boldsymbol{R}$	Gaz Sabiti (kJ/kgK)
$\boldsymbol{S}$	Kaynak terimi (m/s^2)
$\boldsymbol{t}$	Zaman (s)

Simgeler	**Açıklamalar**
$\boldsymbol{T}$	Sıcaklık (℃)
$\boldsymbol{U_{PV}}$	Panelde üretilen gerilim (V)
$\boldsymbol{\dot{W}_{komp}}$	Kompresör gücü (kW)
$\boldsymbol{W_R}$	Toplam belirsizlik
$\boldsymbol{v}$	Hız (m/s)
$\boldsymbol{\alpha}$	Emici plakanın güneş ışınımı yutma katsayısı (%)
$\boldsymbol{\beta}$	Genleşme katsayısı (1/K)
μ	Dinamik vizkozite (Pa.s)
$\boldsymbol{\eta}$	Verim (%)
$\boldsymbol{\rho}$	Yoğunluk (kg/m^3)
$\boldsymbol{\tau}$	Kolektör camının güneş ışınımını geçirgenliği (%)

Kısaltmalar	**Açıklamalar**
CFC	Kloroflorokarbon
COP	Performans katsayısı (coefficient of performance)
DSC	Diferansiyel taramalı kalorimetri
FDM	Faz değiştiren malzeme
GDIP	Güneş destekli ısı pompası
GWP	Küresel ısınma potansiyeli
HAD	Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
HCFC	Hidrokloroflorokarbon
HFC	Hidroflorokarbon
HKIP	Hava kaynaklı ısı pompası
ID	Isı değiştiricisi
IED	Isıl enerji depolama
IEDÜ	Isıl enerji depolama ünitesi
ITA	Isı transfer akışkanı
PFC	Perflorokarbonlar
PV	Fotovoltaik (photovoltaic)
PVT	Fotovoltaik-termal (photovoltaic-thermal)

Kısaltmalar	Açıklamalar
PVTDIP	Fotovoltaik-termal destekli ısı pompası
ODP	Ozon tüketme potansiyeli

1. GİRİŞ

Günümüzde teknolojinin gelişmesi ve nüfusun artması enerji ihtiyacının da giderek artmasına sebep olmaktadır. Konut ve ticari binalar, küresel elektrik tüketiminin %40'ını oluşturmaktadır. Elektriğin büyük bir kısmı konutlarda ısıtma, havalandırma ve soğutma amaçlı kullanılmaktadır [1]. Toplam elektrik talebinin önemli bir kısmı hala büyük miktarda sera gazı emisyonu ile sonuçlanan yenilenemeyen enerji kaynakları (fosil kökenli yakıtlar) tarafından karşılanmaktadır. Bu nedenle, yenilenebilir enerji kaynaklarının artan kullanımı konut sektörünü karbondan arındırmak için umut verici birkaç stratejiden biri olarak görünmektedir. Bu bağlamda, ısı kaynağını yenilenebilir enerjiden (örneğin hava veya su) sağlayan ısı pompası sistemi, dünya genelinde yıllık ortalama %10 büyüme oranına sahip aday çevre dostu teknoloji olarak kabul edilmektedir [2].

Piyasada bulunan farklı ısı pompası türleri arasında, hava kaynaklı ısı pompaları (HKIP) konut binalarında yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu ısı pompaları, bir ısı kaynağı olarak ortam havasındaki termal enerjiden yararlanır. Bununla birlikte, bir HKIP buharlaştırıcı bobin üzerinde termal direnci artıran don oluşumuna bağlı olarak 5 °C 'nin altındaki bir sıcaklıkta performans katsayısında (coefficient of performance, COP) bir düşüş gösterebilir [3]. Bu nedenle soğutucu ve ortam havası arasındaki ısı transferinde bir azalma belirler. Bu dezavantaj, ısı pompasının güneş enerjisi termal toplayıcı, fotovoltaik modül veya hibrit toplayıcı ile birleştirildiği bir hibrit güneş destekli ısı pompası (GDIP) sistemi kullanılarak aşılabilir. Güneş kolektörü, ısı pompası evaporatörüne gönderilen temiz havanın ön ısıtması için kullanılabilir. Hibrit GDIP sistemi, düşük çalışma sıcaklıkları ve daha yüksek hava sıcaklığı sayesinde gelişmiş ısı pompası performansı nedeniyle daha iyi kolektör verimliliği sunar.

Güneş enerjisinin, günümüzün enerji altyapısında kullanımı katlanarak artmaktadır, ancak günlük kesintiler (bulutlanma) ve mevsimsel farklılıklar gibi temel sorunları vardır. Yaz aylarında yüksek güneş ışınımı ve kış aylarında daha düşük güneş ışınımı farkları, yaz aylarında yüksek üretim ile kış aylarında yüksek ısıtma talebi arasında mevsimsel bir gecikmeye neden olmaktadır.

Bir GDIP olarak bilinen kombine bir sistem, bağımsız olarak çalışan her iki sistemin dezavantajlarını hafifletmek için kullanılabilir. Isı pompası döngüsünün avantajı, onu bir güneş termal toplayıcı ile birleştirerek, hava kaynaklı veya toprak kaynaklı ısı pompalarına göre evaporatör sıcaklığındaki bir artıştır. Sıcaklıktaki bu artış, ısı pompası performans katsayısının iyileştirilmesine neden olur. Güneş kolektörü açısından, ısı pompasının kullanımı, kolektöre geri dönen sıvı sıcaklığının ortam sıcaklığına yakın veya daha düşük olmasını sağlar. Bu düşük sıcaklık, kolektör verimliliğini arttırır ve marjinal koşullar altında bile düşük maliyetli güneş panelleri ile önemli ısı kazanımları sağlar [4]. Kombine veya hibrit sistem, daha çeşitli mevsimlerde ve hava koşullarında ve gün boyunca daha fazla saat boyunca verimli çalışmaya olanak tanımaktadır.

Fotovoltaik (photovoltaic, PV) panel ve güneş enerjili ısıl sistemler fotovoltaik-termal (photovoltaic-thermal, PVT) adı verilen tek bir panel/modül oluşturmak için bir araya getirilebilirler. PVT, hem elektrik hem de ısı enerjisi üretmek ve güneş enerjisi dönüşümünün verimliliğini artırmak için tek bir modülde güneş enerjisi fotovoltaik hücreleri ve güneş enerjili ısıl bileşenlerinden oluşan hibrit bir teknolojidir [5]. Bu sayede, bir akışkan ile soğutulan PV paneller güneş ışınımına maruz kalan PV paneldeki elektriksel performans kaybını gidermektedirler. PVT modülünün birçok uygulaması vardır. Evsel ve endüstriyel alanda hava veya su ön ısıtması amacıyla kullanılabilir. PVT/hava sistemleri bina cephelerine ve çatılarına entegre edilebilir ve elektrik yükünün bir kısmını bina havalandırması ve ısıtma ihtiyaçlarını karşılayabilir. Öte yandan, PVT/su sistemleri, fotovoltaik arka taraf ile termal temas halinde olan ve alan ısıtma ve su ısıtma vb. için uygun olan su ısı eşanjöründen oluşur [6].

Son yıllarda, GDIP sistemlerinde ısı kaynağı olarak kullanılan güneş kollektörlerinin yerine PVT panellerin kullanımı yaygınlaşmaya başlamıştır. Böylelikle güneş enerjisinden elde edilen ısı enerjisi ısı pompası sisteminin ısı kaynağını oluştururken, güneş enerjisinden elde edilen elektrik enerjisi ile ısı pompası sistemindeki kompresör ve fan gibi cihazların elektrik enerjisi kaynağı olmaktadır. PVT panel ile birlikte kullanılan ısı pompası hibrit sistemi PVT destekli ısı pompası (PVTDIP) sistemi olarak adlandırılabilir. Güneş ışınımının yoğun olduğu zamanlarda elde edilen elektrik enerjisi akülerde (batarya), ısı enerjisi de ısıl enerji depolama ünitesinde (tank) depolanarak güneş enerjisinin olmadığı (gece veya bulutlu) zamanlarda kullanılabilir.

Isıl (termal) enerji depolama (IED) sistemleri, enerji tasarrufunda potansiyel bir çözüm olarak sunulmaktadır [7]. Bina ve sanayi sektörlerindeki enerji talebi, sabit değildir ve günlük haftalık ve mevsimsel dalgalanmalar yaşayabilir. IED kullanımı, atık ısının kullanılmasına izin veren farklı tepe yük kaydırma stratejileri kullanarak enerji talebi ile arz arasında var olan bu boşluğun üstesinden gelmeye izin vermektedir. Enerji talebini kaydırmak ve yenilenebilir enerjilerin kullanımını desteklemek için herhangi bir depolama sisteminde yüksek enerji depolama yoğunlukları istenmektedir. Isıl enerjinin duyulur, gizli ve termokimyasal olarak üç farklı teknoloji ile depolanabileceği iyi bilinmektedir [8].

Isı pompası sistemlerinde IED teknolojileri kullanılarak, ısıtma sisteminin verimli çalışması ve enerji tüketiminin daha da azaltılması sağlanabilir. Özellikle GDIP sisteminde güneş ışınlarının neden olduğu ısı enerjisindeki değişimi tolere ederek sürdürülebilir bir sistem elde edilebilir. Bu tez çalışmasının amaçları şu şekilde özetlenebilir:

- Isı pompası sistemi için ısıl enerji depolama ünitesi ile ısıtma yükünün sürdürülebilirliğini sağlamak,
- Organik bir ısıl enerji depolama malzemesi olan faz değiştiren malzemenin (FDM) ısı transfer katsayısı düşük olduğu için ısı pompası sisteminin kondenserine entegreli etkin bir ısıl enerji depolama ünitesi geliştirmek,
- Geliştirilen ısıl enerji depolama ünitesinin sayısal analizlerini gerçekleştirmek,
- Soğutma yükünü ve ısıtma yükünü karşılayabilen ısıl enerji depolama üniteli bir HKIP, GDIP ve PVTDIP sistemlerini geliştirmek,
- FDM'nin termal davranışını HKIP, GDIP ve PVTDIP sistemlerinde karakterize edebilmek,
- Güneş enerjisinden etkin bir şekilde yararlanmak için GDIP sistemi için yeni bir hava akışkanlı güneş kollektörü tasarlamak,
- Güneş enerjisinden hem elektrik hem de ısı enerjisi elde edebilmek amacıyla PVTDIP sistemi için yeni bir PVT panel tasarlamak.

Bu tez çalışmasında, ısı pompası sistemindeki kondenserden açığa çıkan ısının bir kısmının depolanabileceği yeni bir ısı değiştiricisi geliştirilmiş ve tasarlanmıştır. Bu ısı değiştiricisinde, ısı enerjisi FDM'de depolanır, bu nedenle bu ısı değiştiricisi ısıl enerji depolama ünitesi (IEDÜ) olarak tanımlanmıştır. Tasarlanan IEDÜ, HKIP, GDIP ve PVTDIP sistemlerinde deneysel olarak test edilmiştir. Ayrıca ticari bir program olan Ansys Fluent programı kullanılarak IEDÜ'nün sayısal analizleri gerçekleştirilmiştir.

2. GÜNEŞ ENERJİSİ

2.1. Güneş Enerjisine Genel Bakış

Güneş, termonükleer olayların merkezidir ve büyük miktarda enerji üretir. Güneş enerjisi veya güneş radyasyonu ise, güneşi oluşturan hidrojen gazının helyum gazına dönüşmesi ile füzyon (çekirdek birleşmesi) tepkimesinden açığa çıkan enerjidir. Güneş tarafından salınan bu enerji, güneş ve dünya arasındaki büyük mesafeye rağmen dünya için, bitmez tükenmez doğal bir enerji kaynağıdır.

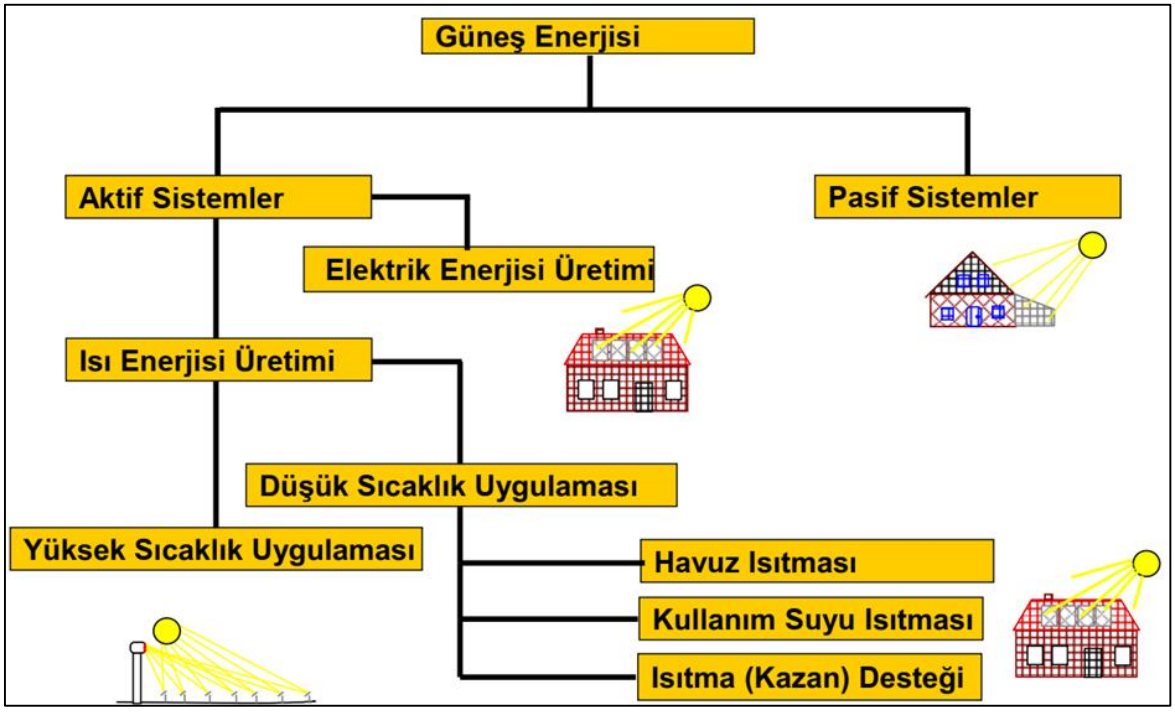
Sıfır Kelvin sıcaklığının üzerindeki herhangi bir malzeme elektromanyetik radyasyon yaymaktadır. Kirchoff ve Planck yasalarına göre, spektral ışınlama tamamen sıcaklık ve malzemenin yüzeyinin yayma özellikleri ile belirtilir. Güneş radyasyonu neredeyse 5780 K sıcaklıkta bir kara cisimdir (yani ideal bir radyoaktif cisim). Yayılan radyasyon, X ışınlarından uzak kızılötesine kadar çok büyük bir spektrumda uzanır. Bununla birlikte, yayılan radyasyonun yaklaşık %99,9'u 0,2μm ve 8μm arasında ve %98'i 0,3μm ve 4μm arasında mevcuttur [9].

Güneşten Dünya'ya gelen enerjinin yaklaşık olarak %30'u yansımalarla uzaya geri gitmekte, yaklaşık %20'si hava kürede soğurulmakta ve geri kalan %50'si de yeryüzünde ulaşıp soğurulmaktadır. Toplam $3{,}8 \times 10^{23}$ kW'lık Dünya'ya gelen gücün, $1{,}8 \times 10^{14}$ kW kadarlık miktarı yeryüzü tarafından soğurulmakta diğer kısmı ise yansıtılmaktadır. Dünya sıcaklığının yükselmesini sağlayan bu enerji, yeryüzünde yaşamı mümkün kılmakta ve rüzgâr hareketleri, okyanus dalgalanmalarının da sebebi olmaktadır. Güneş enerjisinden direk ısı ve elektrik enerjisi elde edilebilmektedir ve teknoloji, maliyet ve çevresel etkiler bakımından yaygın bir şekilde kullanım olanağı bulunmaktadır [10].

Güneş enerjisi, hem ısı hem de elektrik üretilebildiği ve sonsuz bir enerji kaynağı olduğu için yenilenebilir enerji kaynakları içerisinde en değerli enerji kaynağıdır. En büyük dezavantajı ise güneş radyasyonunun sürekli olmaması ve istenilen zamanda istenilen miktarda bulunamamasıdır. Temiz ve tükenmeyen bir enerji kaynağı olan güneş enerjisinin bu olumsuz yönünü ortadan kaldırabilmek için, güneşten elde edilen enerjinin depolanması kaçınılmazdır.

2.2. Güneş Enerjisi Sistemleri

Güneş enerjisinden hem ısı hem de elektrik enerjisi olarak faydalanabilmekteyiz. Konut ve binaların ısıtılması, tarım ve deniz ürünlerinin kurutulması ve seralar için sıcak havanın temin edilmesi, gerekli durumlarda ısıtmanın aksine ortamların soğutulması ve elektrik üretimi için kullanımı yaygınlaşan bir enerji kaynağıdır. Aktif veya pasif olarak ısı enerjisi olarak kullanabildiğimiz gibi yarı iletken malzemelerle elektronların hareketlerinden ya da güneş ışınımını odaklanması ile elektrik elde ederek kullanabilmekteyiz. Şekil 2.1'de güneş enerjisinin uygulama alanları gösterilmiştir. Pasif sistemlerde güneş enerjisinden kış aylarında ısı kazancı, yaz aylarında ise soğutma ve doğal havalandırma olarak yararlanılır [11]. Bu sistemler, binalarda trombe duvarı olarak bilinen teknoloji ile kullanıldığı gibi ürünlerin kurutulması ve seracılık sektörlerinde de kullanılmaktadır.



Şekil 2.1. Güneş enerji sistemleri uygulamaları [11]

2.2.1. Güneş enerjisinden ısı enerjisi elde edilmesi

Günümüzde konut ve binaların ısınma/ısıtma ihtiyacı ve sıcak su temini için özellikle kış aylarında yüksek enerji giderleri oluşmaktadır. Türkiye'de bu enerjinin büyük bir kısmı fosil kökenli yakıtlardan karşılanmaktadır. Teknolojinin gelişmesiyle birlikte artık güneş

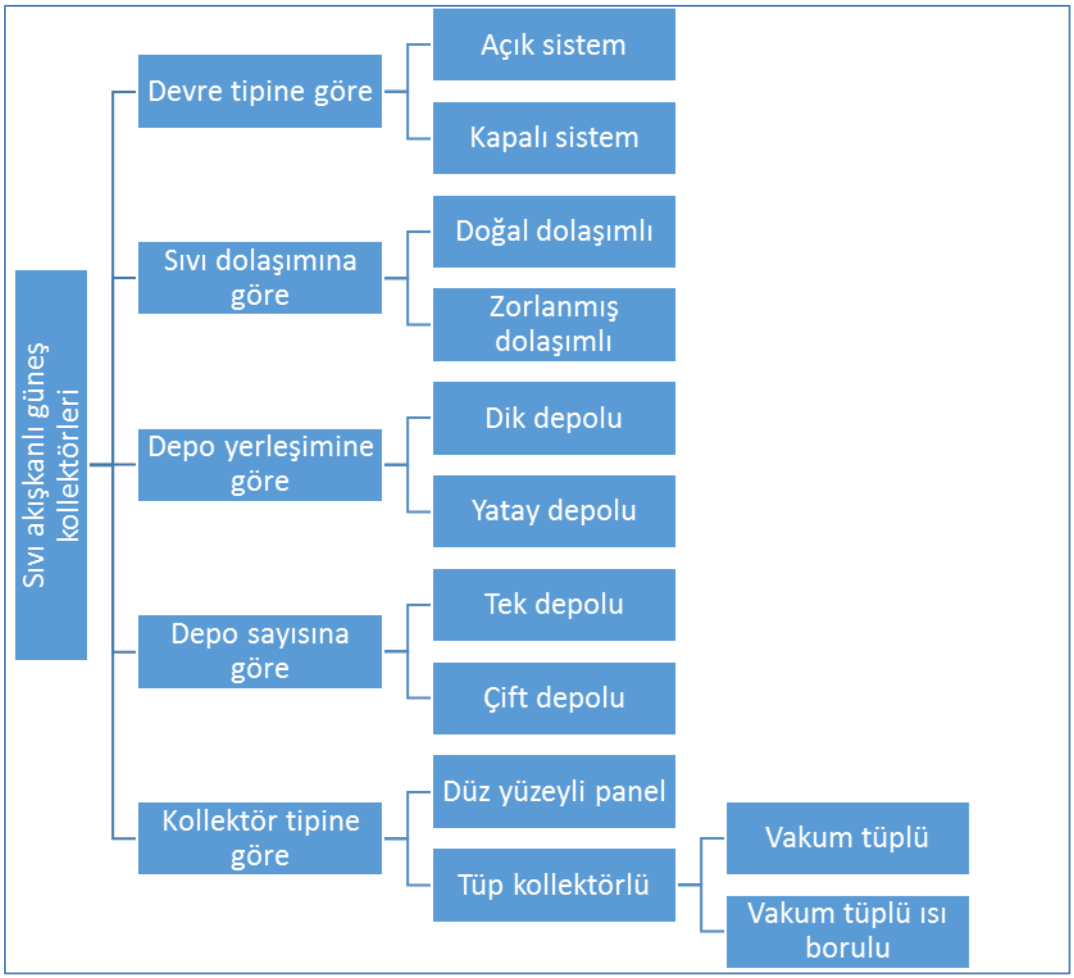
ışınımının olduğu zamanlarda güneş enerjisinden yararlanılarak bu enerji yükünün bir kısmı karşılanabilmektedir. Isınma ve sıcak su için yüksek sıcaklıklara gerek kalmadan düzlemsel ve vakum tüplü kollektörler evsel uygulamalar için iyi bir alternatif haline gelmiştir. Güneş enerjisinden ısı enerjisi düşük sıcaklık (20-100 ℃), orta sıcaklık (100-300 ℃) ve yüksek sıcaklık (>300 ℃) şeklinde uygulamalarını görebilmekteyiz.

Güneş enerjili ısıtma sistemlerini, güneş kollektöründe emilen ısıyı iki fark akışkana aktaran sistemler olmak üzere ikiye ayırabiliriz. Isısını havaya aktaran sistemlere havalı güneş kollektörleri, ısısını bir sıvıya (genellikle su) aktaran sistemlere ise sıvılı güneş kollektörleri denir. Güneş enerjili ısıtma sistemlerinde akışkan seçimi için önemli unsur ısıtma sisteminin kullanım amacıdır. Konutlarda veya endüstride su temini için kullanılacak ise sıvı akışkanlı güneş kollektörleri; konut, sera ısıtması veya kurutma amaçlı kullanılak ise havalı güneş kollektörleri tercih edilmektedir. Yüksek sıcaklık uygulamaları için güneş enerjisinden faydalanmak isteniliyorsa, ısı transfer katsayısı yüksek yağlar sıvılı güneş kollektörlerinde kullanılabilir [12].

Bir güneş kollektörü tasarımında üç önemli olay göz önüne alınmalıdır. İlki, güneş kollektörünün toplayıcı üzerine gelen güneş enerjisinin ne kadarının kollektör tarafından yutulduğudur, ikincisi toplayıcıdan etrafa olan ısı kayıplarıdır ve son olarak toplayıcının yutmuş olduğu enerjini ne kadarını akışkana iletebildiğidir [13].

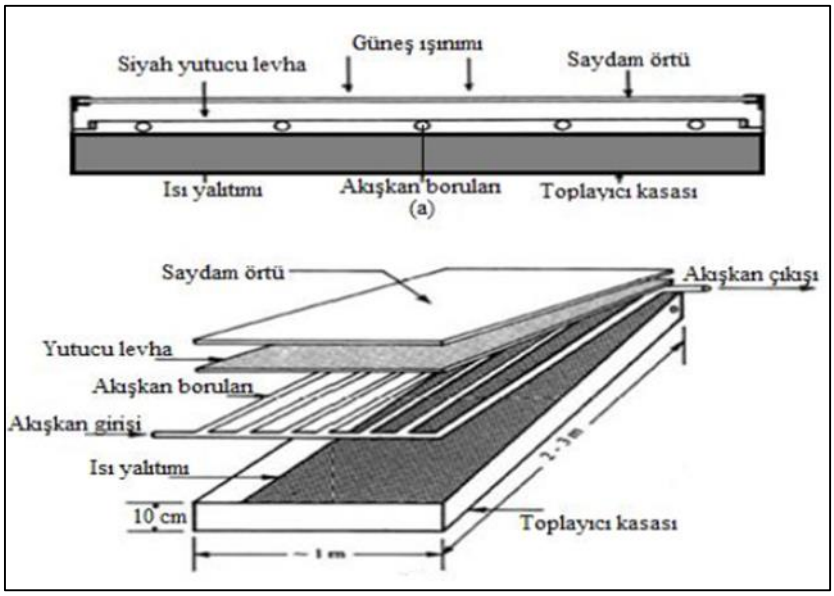
Sıvı akışkanlı güneş kollektörleri

Bu tip güneş kollektörlerinde güneşten absorbe edilen ısı bir sıvı tarafından taşınmaktadır. Güneş kollektörlerinde en çok kullanılan sıvı, ısı iletim katsayısı yüksek olan sudur ve 100 ℃'a kadar olan uygulamalara enerji sağlamak açısından en uygun ve en ekonomik olandır. Şekil 2.2'de sıvı akışkanlı güneş kollektörlerinin sınıflandırılması verilmiştir. Bu kollektörler; devre tipine, sıvı dolaşımına, depo yerleşimine, depo sayısına ve kollektör tipine göre birbirinden ayrılırlar [14].



Şekil 2.2. Sıvı akışkanlı güneş kollektörlerinin sınıflandırılması [14]

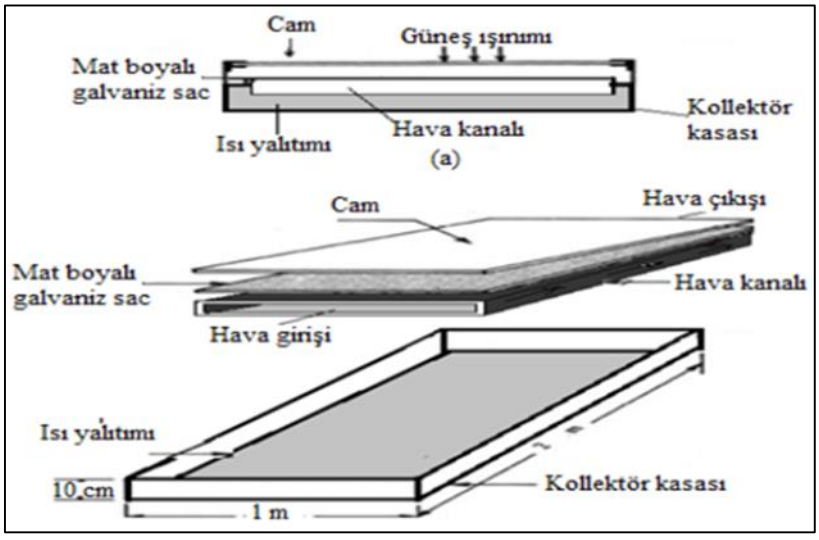
Bir sıvı akışkanlı güneş kollektörünün kesiti Şekil 2.3'te gösterilmiştir. Bu kollektör sırasıyla, camdan yapılmış saydam örtü, cam ile siyah yutucu (absorban) levha arasında yeterince boşluk, siyah yutucu levha, arka ve yan ısı yalıtımı, yutucu levha ile yalıtım arasında akışkan boruları ve bu bölümleri içine alan bir toplayıcı kasadan oluşmaktadır. Yutucu levha yüzeyi genellikte koyu renkte olup bazen seçiciliği artıran bir madde ile kaplanmaktadır. Akışkan borularının malzemesi ısı iletim katsayısı yüksek, genellikle bakır, alüminyum gibi malzemelerden yapılmaktadır. Güneş kollektörlerinde ısı yalıtım malzemesi olarak genellikle cam yünü veya poliüretan kullanılmaktadır. Kollektörler güneş ışınımından maksimum yararlanabilecek şekilde sabit bir açıyla yerleştirilirler [14].



Şekil 2.3. Sıvı akışkanlı güneş kollektörünün şematik gösterimi [15]

Havalı güneş kollektörleri

Güneşten absorbe edilen ısı enerjisi, bu tip güneş kollektörlerinde hava ile taşınmaktadır. Havalı güneş kollektörleri, sıcak havanın elde edilmesinde kullanılan en basit ve ucuz yöntemlerden birisidir. Bir havalı güneş kollektörün kesiti Şekil 2.4'te verilmiştir.



Şekil 2.4. Havalı güneş kollektörünün şematik gösterimi [15]

Havalı güneş kolektöründe genel olarak, bir camdan yapılmış geçirgen örtü, siyah yutucu (absorban) levha olarak tanımlanan emici plaka, bu plakaya entegre edilmiş veya altına

yerleştirilmiş kanallar, arka ve yan ısı yalıtım malzemesi ve bu bölümleri içine alan bir toplayıcı kasadan oluşmaktadır. Güneş enerjisini absorbe eden (yutan) ve bu enerjiyi ısıtma havasına nakleden absorban (emici) plaka, bu kollektörlerin en önemli parçasıdır. Bu emici plakanın tasarımı, havalı güneş kollektörlerinin ısıl verimini arttıran en önemli unsurdur.

Son yıllarda farklı tasarımlar yapılarak ve değişik malzemeler kullanılarak havalı güneş kollektörleri imal edilmektedir. Ortak gaye, havalı güneş kollektörlerinde yüksek ısıl verimin elde edilmesi, ekonomik olması ve sürdürülebilir olmasıdır. En yaygın yapılan tasarımlar, hava kanalına dolgu malzemesi veya ısıl enerji depolama malzemesi yerleştirme, emici plakanın alt kısmına farklı tasarımlarda kanatçıklar yerleştirme, çift geçişli veya daha fazla geçişli olacak şekilde hava geçiş sayısını arttırma, emici plakaya farklı şekiller verme gibidir. Tasarımlarda yapılan tüm bu değişikliklerdeki amaç, güneşten gelen enerjiyi maksimum şekilde absorbe etmek ve havanın yutucu yüzeye tam temas etmesini sağlamaktır [14,15].

Havalı güneş kollektörleri mahal ısıtılması, kurutma sistemleri, seraların ısıtılması gibi sıcak havaya ihtiyaç duyulan pek çok yerlerde kullanılmaktadır. Bu sistemlerin sürdürülebilir olabilmesi için güneşten elde edilen ısı enerjisinin depolanmasına ihtiyaç vardır. Son yıllarda en çok çalışılan teknolojilerden olan faz değiştiren malzemeler ile ısıl enerjinin depolanması, havalı güneş kollektörlerinde de kullanılmaya başlanmıştır.

2.2.2. Güneş enerjisinden elektrik enerjisi elde edilmesi

Güneş enerjisinden, güneş ışınımını doğrudan elektrik enerjisine çevirebilen yarı iletken teknolojisine dayanan fotovoltaik sistemler ve yüksek sıcaklık uygulaması olan yoğunlaştırıcı sistemler ile elektrik enerjisi elde edilmektedir. Günümüzde güneşten elektrik enerjisi elde edilen teknolojiler hızlı bir şekilde gelişmektedir ve kullanımı yaygınlaşmaktadır.

Yoğunlaştırıcı Sistemler

Güneş enerjisi uygulamalarında yüksek sıcaklıklara ulaşabilmek için düzlemsel kollektörler yerine, güneş ışınımını tek bir noktada odaklayan yoğunlaştırıcı sistemler kullanılmaktadır. Yoğunlaştırıcı sistemlerle kızgın buhar elde edilerek elektrik

üretilmektedir. Bu sistemler güneş ısıl güç santralleri olarak da adlandırılmaktadırlar. Güneş enerjisini odaklayıp toplama, kullanılan kollektör tipine göre; parabolik çanak, parabolik oluk, güneş güç kulesi, aynalı yoğunlaştırıcılar gibi teknolojilerle elektrik üretilebilmektedir. Parabolik kolektörlerin kullanıldığı güç santrallerinde bir örnek Resim 2.1'de gösterilmiştir. Bu sistemlerde çalışma sıvısı, kolektörlerin odaklarına yerleştirilmiş olan absorban boru içerisinde dolaştırılmaktadır. Isınan bu sıvıdan ısı değiştiricisi yardımı ile kızgın buhar elde edilmektedir. Parabolik çanak kolektörler kullanılan sistemlerde de, ya aynı yöntem kullanılmakta ya da merkeze yerleştirilen bir motor (Stirling) yardımı ile doğrudan elektrik üretilmektedir. Merkezi alıcılı sistemlerde ise, güneş ışınları düzlemsel aynalar (heliostat) yardımı ile alıcı adı verilen ısı değiştiricisine yansıtılmaktadır. Alıcıda ısıtılan çalışma sıvısından, konvansiyonel yollarla elektrik elde edilmektedir [16].



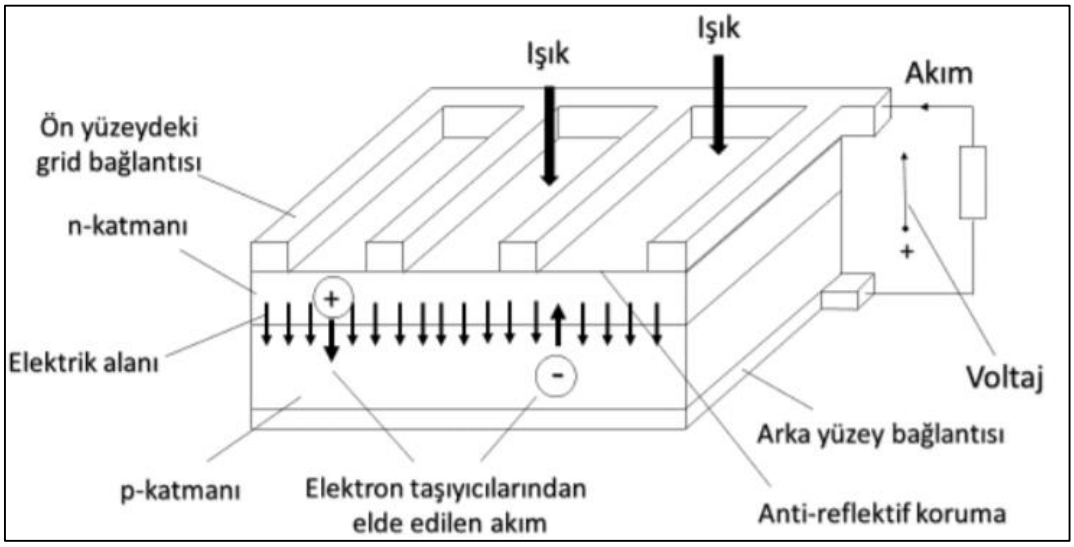
Resim 2.1. Parabolik çanak kollektörler [17]

Fotovoltaik Güneş Panelleri

Fotovoltaik güneş panelleri, küçük kapasiteden büyük kapasitelere kadar güneş ışınımının olduğu hemen hemen her yerde kullanılabildiğinden dolayı güneş enerji sistemlerinde en çok gelişen teknolojidir. 1950 yıllarından beri gelişen bu teknoloji fosil yakıtlara önemli bir alternatif oluşturmaktadır. Güneş pili olarak bilinen bu paneller içerisindeki yarı iletken

maddeler ile yüzeyine gelen güneş ışınımını doğrudan elektriğe dönüştürürler. Bu paneller, genellikle 125x125 mm veya 156x156 mm boyutlarında, kalınlıkları 0,15-0,2 mm arasında değişen kare, dikdörtgen veya daire şeklindeki hücrelerden oluşur. Hücrelerin üzerine ışık düştüğü zaman hücrelerin uçlarında elektrik geriliminin oluşması fotovoltaik ilke olarak adlandırılmaktadır.

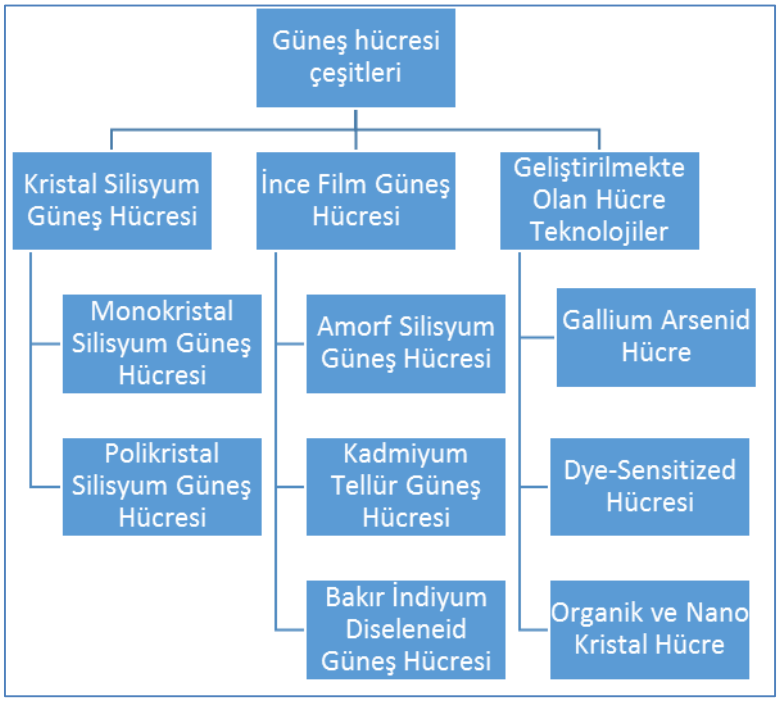
Şekil 2.5'da gösterildiği gibi fotovoltaik panellerde, fotonların koparttığı elektronların eklemde dolaşarak elektrik akımı üretmesi ile elektrik üretilir. Bu paneller, temel olarak N tipi ve P tipi yarı iletken olmak üzere iki katmandan oluşurlar. N tipi yarı iletken çoğunlukla kullanılan silisyum eriğine periyodik cetvelin 5. grubundan fosfor gibi bir elementin eklenmesiyle elde edilmektedir. Silisyumun dış yörüngesinde 4, fosforun dış yörüngesinde 5 elektron bulunduğundan fosforun fazla olan elektronu güneşten gelen fotonların enerjisi ile dışarıya verir. P tipi yarı iletken de silisyum eriğine periyodik cetvelin 3. grup alüminyum, indiyum veya bor elementlerinden birinin eklenmesiyle elde edilmektedir. Bu elementlerin son yörüngesinde eksik elektron olduğundan N tipi yarı iletkenden P tipi yarı iletkene elektron akışı olur ve bu yarı iletkenler güneş ışınımı olduğu sürece sürekli doğru akım oluştururlar [18].



Şekil 2.5. Fotovoltaik pilden elektrik üretimi [18]

Fotovoltaik panellerde kullanılan güneş hücre çeşitlerinin sınıflandırılması Şekil 2.6'de verilmiştir. Günümüzde en çok kullanılan hücre çeşidi yüksek verimliliğinden dolayı monokristal silisyum hücrelerdir. İnce film güneş hücrelerinde hücreyi oluşturan

tabakaların mono ve polikristalin güneş piline kıyasla çok daha ince olması nedeniyle daha ekonomiktir. Fakat bu hücrelerin verimleri kristal silisyum hücrelere göre daha düşüktür. Polimer veya organik bir malzeme kullanarak alternatif güneş hücreleri geliştirilmektedir. Hem düşük maliyetli, hafif, çevre dostu olması hem de yüksek verimliliğe sahip olması güneş hücrelerinden istenilen özelliklerdir. Fotovoltaik panellerin verimleri, her geçen gün daha da artarak günümüzde %21'e, optik yoğunlaştırıcılar kullanıldığında ise %35'e kadar ulaşmıştır.

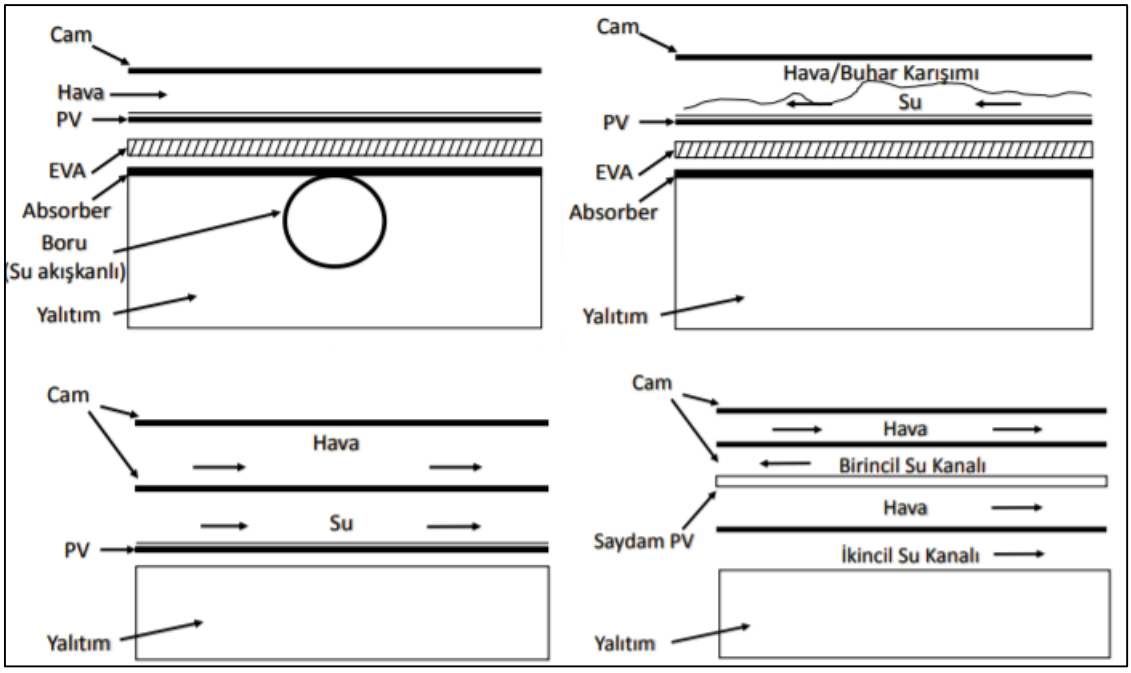


Şekil 2.6. Fotovoltaik panelde kullanılan güneş hücresi çeşitleri [19]

Fotovoltaik-Termal Güneş Panelleri

Güneş hücreleri 25 ℃ çalışma sıcaklığında en verimli halde çalışmaktadırlar. Çalışma şartları bu sıcaklığın üzerine çıktığında verimleri düşmekte ve gerilimleri azalmaktadır. Her 1℃ sıcaklık artışında güneş hücrelerinin verimliliği ortalama %0,4 – 0,5 oranında düşmektedir. Bu olayı tersten düşünecek olursak, hücrede 10℃'lik ortalama sıcaklık düşüşü, hücrenin verimliliğinde yaklaşık %5'lik bir artış sağlamaktadır [20]. Bu sebeble fotovoltaik güneş panellerde verimlilik kaybı yaşanmaması için panellerin soğutulması ile ilgili çalışmalar büyük önem arz etmektedir.

Güneş ışınımı altında çalışan fotovoltaik panellerin soğutulması ile hem elektrik hem de ısı enerji elde edilmektedir. Bu paneller fotovoltaik-termal güneş panelleri olarak adlandırılmaktadırlar. Fotovoltaik güneş panelleri; hava, su, soğutucu akışkan, nanoakışkan vb. akışkanlar ile soğutulmaktadırlar. Şekil 2.7'de su ve hava akışkanları ile fotovoltaik panelin soğutulması ile ilgili yapılan çalışmalara ait örnekler verilmiştir.



Şekil 2.7. Fotovoltaik-termal güneş panel çeşitleri [21]

3. ISI POMPASI SİSTEMLERİ

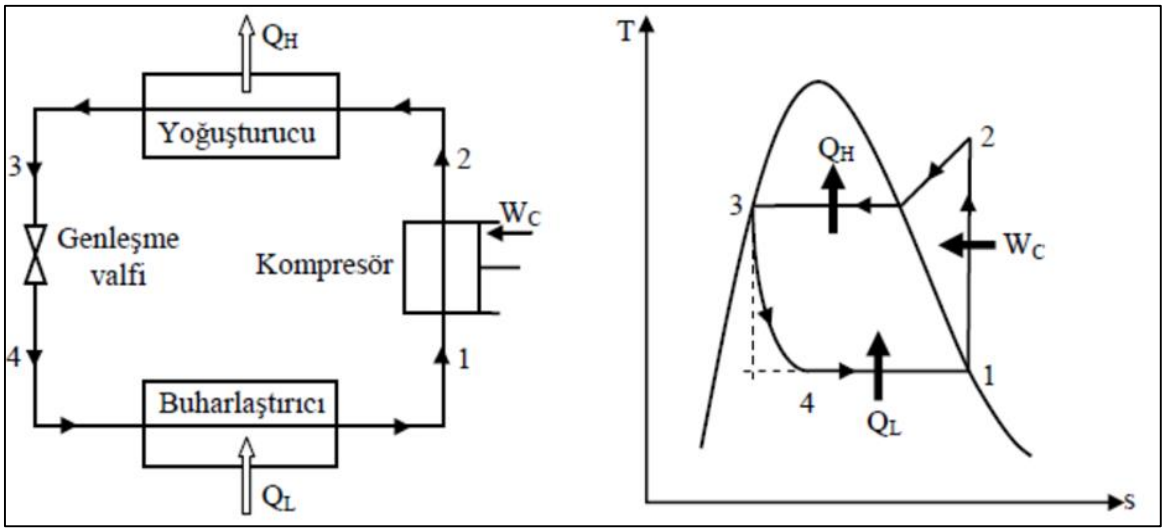
3.1. Isı Pompası Sistemlerine Genel Bir Bakış

Isı pompası, buhar sıkıştırma veya buhar emme sistemi gibi termodinamik bir döngü üzerinde çalışan bir teknolojidir. Isı pompasının birincil işlevi, düşük sıcaklık kaynağından yüksek sıcaklık kaynağına belirli bir miktarda ısıyı aktarmaktır. Isı kaynağı, ısı pompasının tipine bağlı olarak ortam havasını, havalandırmadan çıkan egzoz havasını, yüzey suyunu ve toprağı içerebilir. Buhar sıkıştırma döngüsüne dayalı ısı pompaları yaygın olarak kullanılmaktadır ve bu ısı pompalarına iş girişi fosil yakıtlardan üretilen elektrik şeklindedir. Ayrıca, hava kaynaklı ısı pompası (HKIP) sisteminin performansı, soğutucu ile kaynak arasındaki zayıf ısı transferine sahip olan düşük ortam sıcaklıklarında önemli ölçüde düşer. Bu durum, ısı pompası performans katsayısı değerinde bir azalmaya ve dolayısıyla elektrik tüketiminde artışa neden olmaktadır. Bu sorun, güneş kollektörlerinin performansını artırmak için ısı pompası ile entegrasyonu için potansiyel bir fırsat sunmaktadır [22]. Kapalı bir sistem olan ısı pompasında, içerisinde bulunan Freon gazlar yani soğutucu akışkanlar ile ısı taşınmaktadır. Soğutucu akışkanlar düşük sıcaklıklarda buharlaşabilme özelliğine sahiptir.

3.2. Isı Pompası Bileşenleri ve Bazı İfadeler

Isı pompaları, Şekil 3.1'de gösterilen ideal buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi prensibine göre çalışmaktadır. Bu ideal çevrim aşağıda verilen 4 hal değişiminden oluşmaktadır [23].

1-2: Kompresörde izentropik (sabit entropi) sıkıştırma
2-3: Yoğuşturucudan çevreye sabit basınçta ısı geçişi
3-4: Genleşme valfinde kısılma (genişleme ve basıncın düşmesi)
4-1: Buharlaştırıcıda akışkana sabit basınçta ısı geçişi



Şekil 3.1. İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi [24]

Isı pompasında temel olarak, soğutucu akışkan buharlaştırıcıda soğuk ortamdan ısı çekerek buharlaşır ve kompresörde sıkıştırılarak kızgın buhar halinde yoğuşturucuya girer. Soğutucu akışkan yoğuşturucuda ısısını çevre ortama vererek yoğuşur ve sıvı hale gelir. Daha sonra genleşme valfinde gaz hacmi artırılarak basıncı düşen soğutucu akışkan buharlaştırıcıya girer ve döngüyü tamamlar.

Buharlaştırıcı (Evaporatör): Soğutucu akışkanın çevreden ısıyı emdiği ve düşük sıcaklıkta buhar haline geldiği bir ısı değiştiricisidir. Buhar haline gelen soğutucu akışkanı kompresöre gönderilir.

Kompresör: Buhar halinde emdiği soğutucu akışkanı sıkıştırır ve kompresör çıkışında soğutucu akışkan yüksek sıcaklıkta kızgın buhar haline gelir.

Yoğuşturucu (Kondenser): Soğutucu akışkanın ısısını çevre ortama vererek yoğuştuğu (sıvılaştığı) ısı değiştiricisidir.

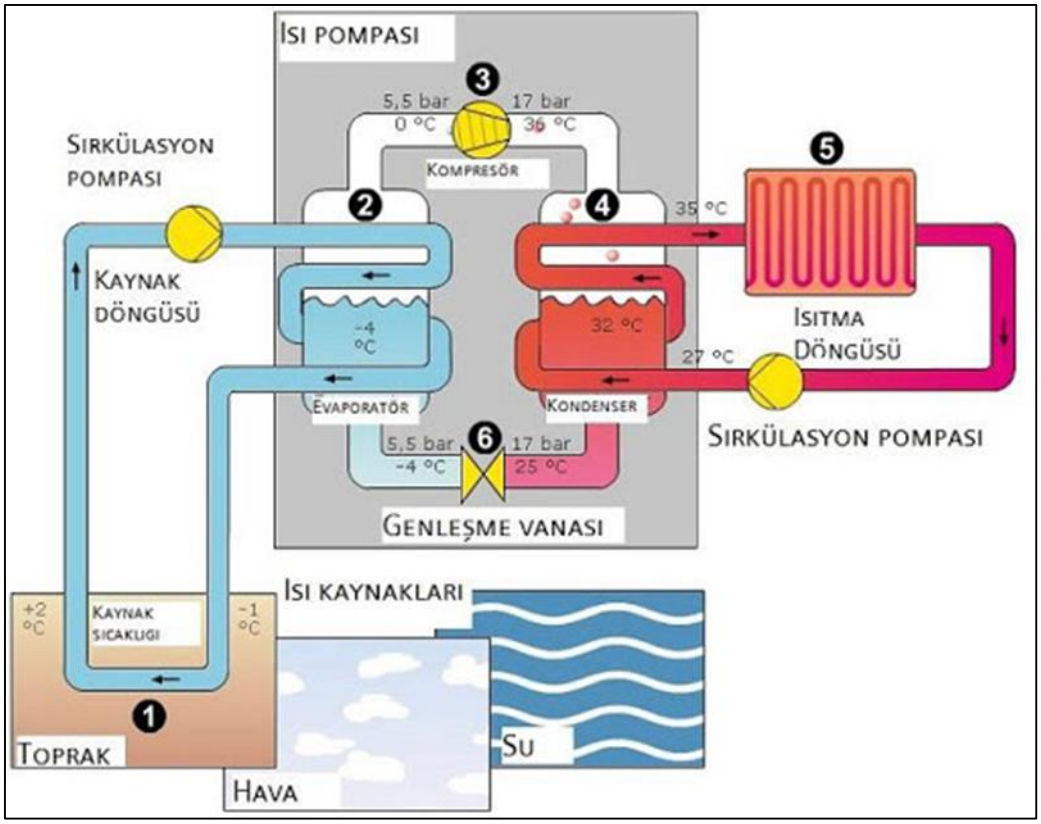
Genleşme valfi: Yoğuşan soğutucu akışkanın basıncının düşürüldüğü elemandır. Alçak basınçta sıvı-buhar karışımı şeklinde evaporatöre gönderilir.

Performans katsayısı: Isı pompasının verimliliğini ifade eden bir parametredir. Belirli bir sıcaklıkta ısı pompasından çıkan enerjinin, ısı pompasının tükettiği elektrik enerjisine

bölünmesiyle hesaplanır. Performans katsayısı ne kadar yüksek olursa, ısı pompası o kadar verimli olur. Bu değer, iç ve dış ortam sıcaklığına bağlıdır [23].

3.3. Isı Pompası Sistemlerinin Çeşitleri

Isı pompası sistemleri ısı kaynağına göre; su, toprak ve hava olmak üzere üç ana kategoride sınıflandırılabilirler. Şekil 3.2'de toprak, hava ve su ısı kaynaklarına göre ısı pompası sistemi örneği gösterilmiştir. Isı pompası sistemindeki soğutucu akışkan evaporatörden ısıyı üç farklı ısı kaynağından alabilmektedir.



Şekil 3.2. Isı kaynaklarına göre ısı pompası sistemi örneği [25]

Devamlı akışı olan toprağın altı, akarsu, göl vb. ulaşılabilir bir alanda su olası durumunda su, ısı pompasının ısı kaynağı olarak kullanılabilmektedir. İdeal bir ısı pompası için suyun sıcaklığı +8 ℃ ile +12 ℃ arasında olmalıdır. Toprak kaynaklı ısı pompası sisteminde ise dikey ve yatay olmak üzere iki tip şeklinde ısı topraktan çekilmektedir. Toprağın ısısı yıl boyunca pek fazla değişiklik göstermediğinden, yaz mevsiminde dış hava sıcaklığından daha düşük kış mevsiminde ise dış hava sıcaklığından daha yüksek kalarak kararlı bir ısı

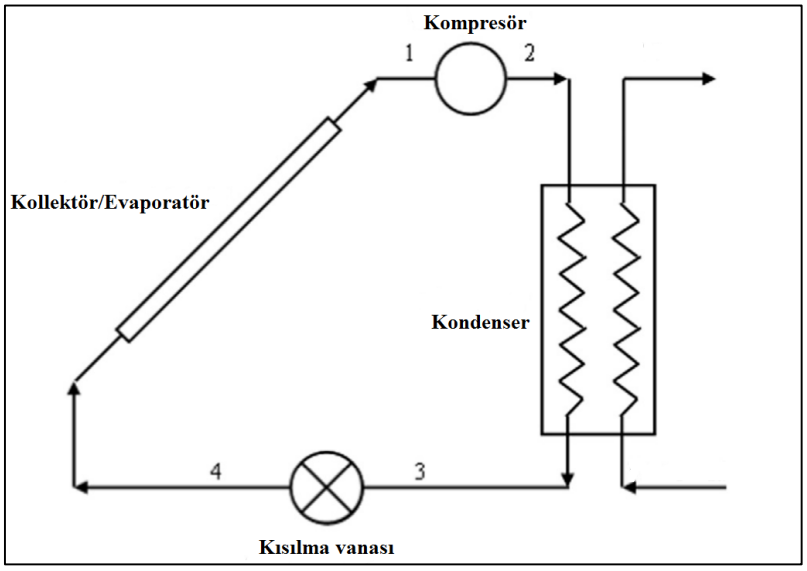
kaynağı olmaktadır. Toprak kaynaklı ısı pompası sistemleri gelişmiş ülkelerde konut ısıtılmasında yaygın olarak kullanılmaktadır. Çevre havadaki ısıyı enerji kaynağı olarak kullanan sistem ise hava kaynaklı ısı pompası sistemleridir [25].

3.3.1. Hava kaynaklı ısı pompası

HKIP sisteminde evaporator dış havanın enerjisini çeker. Hava/su sistemleri, ısıyı duvar radyatörleri veya döşeme altı borular aracılığıyla dağıtmak için bir hidrolik sistem kullanır. Hava/hava ısı pompaları, ısı enerjisini bina üzerinden dağıtır. HKIP sistemleri, toprak kaynaklı ısı pompalarının kurulumunun mümkün olmayacağı yüksek yoğunluklu konutlarda kullanımı daha uygundur, bu nedenle yenileme planları için önemli bir potansiyel sunmaktadır [26].

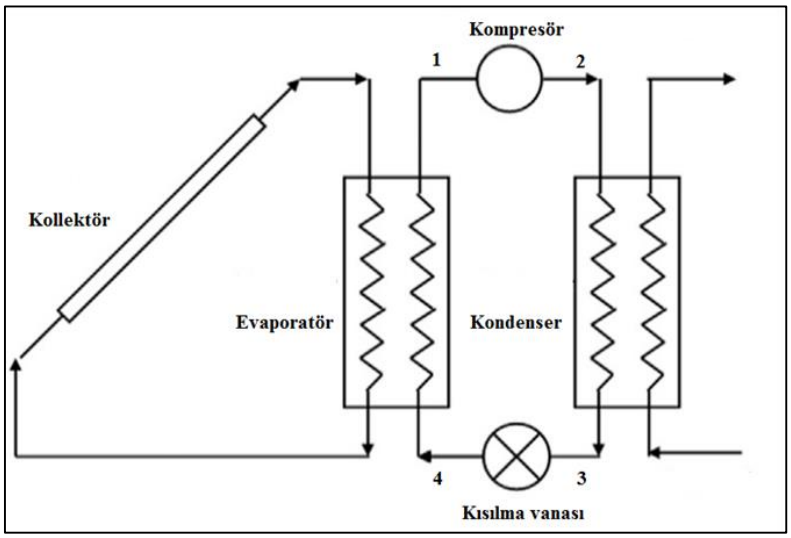
3.3.2. Güneş destekli ısı pompası

GDIP sistemleri doğrudan ve dolaylı genleşmeli olmak üzere iki ana başlık altında incelenmektedir. Şekil 3.3'de gösterildiği gibi doğrudan genleşmeli GDIP sisteminde, güneş kollektörü ısı pompası sisteminin evaporatörüdür. Soğutucu akışkan doğrudan güneş kolektöründe genleşir ve güneş enerjisini emerek sıvıdan buhar haline geçerek faz değişimine uğrar. Bu sistemlerin daha yüksek ısı transferi verimliliği ve daha düşük maliyet sağlaması en büyük avantajlarıdır.



Şekil 3.3. Doğrudan genleşmeli güneş destekli ısı pompası sisteminin şeması [27]

Dolaylı genleşmeli GDIP sistemine ait şema Şekil 3.4'de verilmiştir. Bu sistemlerde güneş kollektöründen emilen ısının dolaştığı ve ısı pompası sisteminin olduğu iki farklı ünite vardır. Güneş kollektörü sisteminde güneşten gelen ısı, su, hava, nanoakışkan vb. gibi bir akışkan tarafından güneş kollektöründen ısı emilir. Bu ısı, ısı pompası sistemindeki soğutucu akışkan tarafından evaporatörde çekilir ve kondenserden kullanılmak üzere atılır [27].



Şekil 3.4. Dolaylı genleşmeli güneş destekli ısı pompası sisteminin şeması [27]

3.3.3. PVT destekli ısı pompası

Normalde, PV modülü, gelen güneş ışınımının yalnızca % 4-17'sini elektriğe dönüştürür, bu da malzeme ve çalışma koşullarına göre değişir ve sonuç olarak çok daha fazla güneş enerjisi ısıya dönüştürülür. Yüksek ortam sıcaklığı, PV'nin verimini düşürebilir ve yapıya modüllerin zarar vermesine neden olabilir [28]. PVT, elektrik ve ısı üretebilir ve bu da hücrelerin yüzey sıcaklığını soğutabilir. PVT panel HKIP ile birleştirildiğinde (PVTDIP), binalar için gelecekte ısıtma, kullanım sıcak suyu ve hatta soğutma da sağlayabilir. PVTDIP sisteminde, PVT panelleri sadece ısı sağlamakla kalmayıp aynı zamanda elektrik de üretebildikleri için, PVT paneller ısı pompası sistemi içinde son zamanlarda çok tercih edilmeye başlanmıştır [29].

PVTDIP sistemleri de GDIP sistemleri gibi doğrudan ve dolaylı genleşmeli olarak ikiye ayrılırlar. Isı pompası sisteminin evaporatörü PV panele entegreli ve direkt olarak PV

panelden ısıyı alıyorsa doğrudan genleşmelidir. Eğer PV panel hava, su gibi ikinci bir akışkan tarafından soğutuluyorsa ve evaporatör bu akışkandan ısıyı çekiyorsa dolaylı genleşmeli bir sistemdir [29]. Bu sistemde güneş enerjisinden elektrik de üretildiği için ısı pompası sisteminin kompresör ve fanları için gerekli enerji karşılanabilir.

Isı pompası sisteminin performansı, ısı pompasının ortam koşullarından (dış ortam hava sıcaklığı, güneş ışınımı, rüzgar, vb.), kurulumdan ve bina özelliklerinden büyük ölçüde etkilenir. Bu nedenle gerçek hayattaki performansları, üreticilerin teknik veri sayfalarında belirtilen laboratuvar koşullarında gözlemlenenlerden farklı olabilir [26].

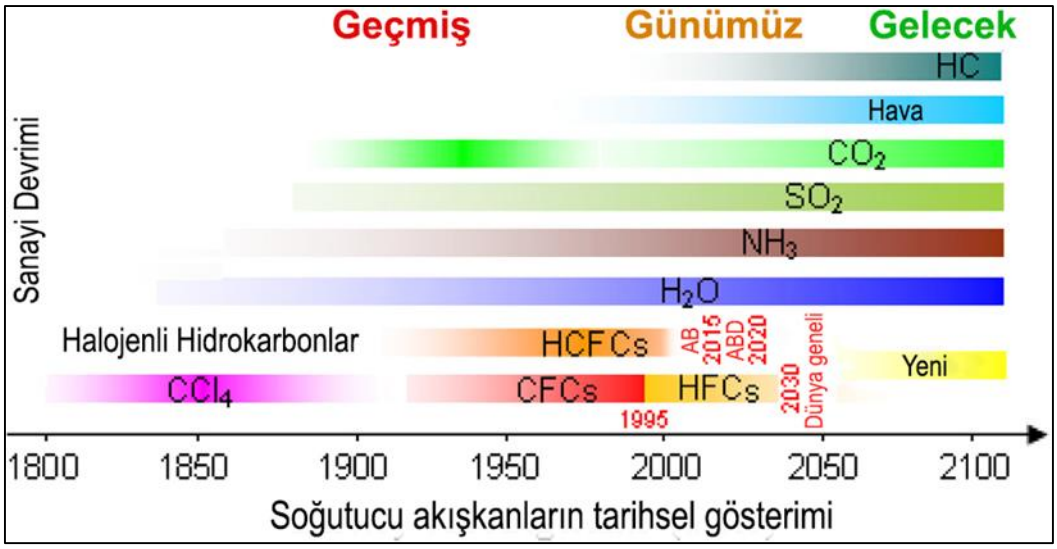
3.4. Soğutucu Akışkanlar

Soğutucu akışkan, bir sıvıdan gaza ve geri dönüşlü tersine çevrilebilir faz geçişine giren ısı çevriminde kullanılan, bir madde veya karışımdır. Buzdolapları, klimalar, ısı pompaları, su ısıtıcıları ve daha birçok cihaz, ısıyı aktarmak için aracı akışkan olarak soğutucu akışkanlar kullanır [30].

Soğutma ve ısıtma uygulamaları için uygun özelliklere sahip soğutucu akışkan seçilmelidir. İnsan toplumu, 1880'lerde elektriğin icadından önce bile soğutma teknolojisini kullanıyordu. Tarihsel olarak, Oliver Evans (1805) eter kullanarak soğutma fikrine öncülük etmiştir. Jacob Perkin, 1834 yılında inşa ettiği ilk soğutma makinesinde bu fikri hayata geçirmiştir. Daha sonra, çeşitli araştırmacılar soğutma sistemlerinde soğutucu akışkan olarak petrol (1860'lar), NH_3 (1873), CO_2 (1886) ve SO_2'yi (1890'lar) kullandılar. 1830'dan 1930'a kadar eter, NH_3, CO_2, SO_2, H_20, CCl_4, $HCOOCH_3$, HC'ler ve CHC'ler en popüler soğutuculardı. Bu soğutucu akışkanların çoğu zehirli, yanıcı ve oldukça reaktifti ve kazalara meyilliydi [31].

Midgley ve Henne [32], 1932'de Dupont de Nemours tarafından ticari olarak Kloroflorokarbon (CFC-12) soğutucuları olarak üretilen diklorodiflorokarbon (CCl_2F_2) moleküllerini 1929'da icat etmişlerdir [33]. 1930'larda verimli kloroflorokarbon (CFC) soğutucularının yaygın olarak benimsenmesi NH_3 kullanımını azaltmıştır ve 1950'lerde CO_2'yi aşamalı olarak kaldırılmıştır. CFC'ler, endüstri tarafından soğutucular ve çözücüler olarak yıllardır kullanılmaktadır. Soğutucu akışkanların CO_2, NH_3 ve hidrokarbonlardan (HC) hidrokloroflorokarbonlara (HCFC), hidroflorokarbonlara (HFC) kadar olan uzun

yolculuğu, bir kez daha doğal ve sentetik soğutucu akışkanların (CO_2, NH_3, HC'ler, HFO, R-152a, R-1234yf) karışımıyla sonuçlanmaktadır. Görünürde tüm ideal özelliklere sahip soğutucu akışkan yoktur [34]. Şekil 3.5'de geçmiş, şimdiki ve muhtemel gelecekteki doğal soğutucu akışkanların kısa bir geçmişi gösterilmektedir.



Şekil 3.5. Soğutucu akışkanların tarihsel gelişimi [35]

3.4.1. Doğal soğutucu akışkanlar

Doğal soğutucu akışkanlar, insan müdahalesi olmadan doğanın kimyasal ve biyolojik döngülerinde ortaya çıkar. Doğal soğutucular arasında amonyak (R-717), karbon dioksit (R-744), kükürt dioksit (R-764), su (R-718), hava (R728) ve etil eterler (R-610) bulunur. Doğal soğutucu akışkanlar, 1800'lerden 1930'lara kadar yüksek performanslı sentetik soğutucuların icadına kadar ısıtma-soğutma endüstrisinin kalbiydi. Sentetik soğutucu akışkanlar ve fosil yakıtlardaki aşırı artış, ozon tabakasının incelmesine ve küresel ısınmaya neden olmaya başlamıştır. Böylelikle, bilimsel toplulukları ve imalat endüstrilerini, sürdürülebilir ve yenilenebilir enerji teknolojileri lehine doğal soğutucular, halojenli hidrokarbonlara veda etmeye zorlamıştır [36].

3.4.2. Sentetik soğutucu akışkanlar

CFC'lerin ve HCF'lerin keşfi, ozon tabakasının incelmesine ve iklim değişikliğine rağmen endüstriyel büyümeyi ve insan konforunu hızlandırmıştır. 1930-2000 arası normal sentetik

soğutucu akışkanlar; HFC (R-134a, R-32, R-125, R-143a, R-152a), HCFC (R-22, R-141a, R-141b, R-123), PFC (R-14), PCC (R-110), HFO (R-1132)'dır. CFC'ler (R-12 ve R-114), HCFC (R-134a) ve HCF'ler tarafından kolaylıkla yer değiştirildi, ancak çözücü ve şişirme maddesi olarak kullanılan R-11 gibi bazı CFC soğutucularına alternatif bulanamadı. HFC'ler küresel ısınmaya neden olmaz; ancak, troposferde UV'ye maruz kaldığında, er ya da geç yağmur yağan bir asit ve zehirli maddeler oluşturmak üzere ayrışabilir. HFC'lerin büyük ölçekli kullanımı, fosil yakıtlı elektrikle çalışan elektrikli arabalar gibi, CFC'lerden bile daha kötü olabilecek başka bir felakete neden olabilir [37]. Bazı doğal ve sentetik soğutucu akışkanların özellikleri Çizelge 3.1'de özetlenmiştir.

Çizelge 3.1. Bazı soğutucu akışkanların özellikleri [30,38,39]

Soğutucu Akışkan	ASHARE Sınıflandırması	Moleküler Formül	Emniyet Sınıfı	Küresel Isınma Potansiyeli (GWP)	Ozon Tüketme Potansiyeli (ODP)	Kritik Sıcaklık (°C)	Kritik Basınç (MPa)	Normal Kaynama Sıcaklığı (°C)
Doğal Soğutucu Akışkanlar								
Karbondioksit	R744	CO_2	A1	1	0	30,98	7,38	-78,46
Propan	R290	C_3H_8	A3	3	0	96,74	4,25	-42,11
Izobütan	R600a	C_4H_{10}	A3	4	0	134,66	3,83	-11,75
Propilen	R1270	C_3H_6	A3	1,8	0	91,06	4,55	-47,62
Amonyak	R717	NH_3	B2L	0	0	132,25	11,33	-33,33
Sentetik Soğutucu Akışkanlar								
Tetrafloroetan	R134a	CH_2FCF_3	A1	1300	0	101,06	4,06	-26,07
Klorodifloro metan	R22	$CHClF_2$	A1	1760	0,03	96,15	4,99	-40,81
Diklorodifloro metan	R12	CCl_2F_2	A1	10200	0,73	111,97	4,14	-29,75
Difluoroetan	R152a	$C_2H_4F_2$	A1	124	0	113,26	4,51	-24,02

Çizelge 3.1 incelendiğinde, soğutucu akışkan seçimi için küresel ısınma potansiyeli, ozon tüketme potansiyeli, kritik sıcaklık, kritik basınç, normal kaynama sıcaklığı ve emniyet sınıfı gibi özellikleri dikkate alınmalıdır. Bu kriterler belirlenerek soğutucu akışkanın seçimi, soğutma sistemi tasarımı için olumlu etkisi olacaktır.

4. ISIL ENERJİ DEPOLAMA

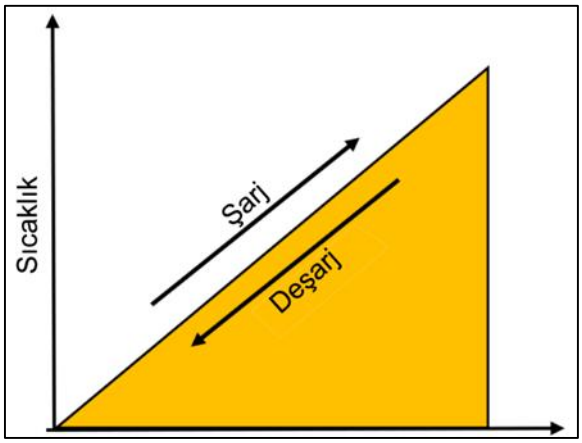
4.1. Isıl Enerji Depolama Sistemleri

Isıl enerji, bir maddenin sıcaklığının yükseltilmesi veya düşürülmesi (yani duyulur ısısının değiştirilmesi), bir maddenin fazının değiştirilmesi (yani gizli ısısının değiştirilmesi) veya ikisinin bir kombinasyonu yoluyla depolanabilir. Isıl enerji depolama (IED), enerjinin yoğun olmayan dönemlerde depolanmasına ve depolanan enerjinin yeniden kullanılmasına izin verir. Güneş enerjisi gibi yenilenebilir enerji kaynakları ile kullanılması, enerji mevcudiyeti ile enerji talebinin çakışmadığı zamanlarda enerji kullanımının sağlanması ve ekonomik olarak da sürdürülebilir fayda sağlaması IED'nın birkaç temel avantajlarındandır. Günümüzde IED sistemlerinin kullanıldığı bazı önemli uygulamalar; binaların ısıtılmasında, haneler için sıcak su tedariğinde ve ısı değiştiricilerinde olmaktadır. Fosil yakıtlar nedeniyle dünyanın karşı karşıya olduğu kirlilik krizlerini tartışırken genel dünya durumuna bakıldığında, belki de yenilenebilir enerji kaynaklarını tamamlayan IED sistemleri insanların aradığı cevap olabilir. IED sistemleri, aşağıdaki üç biçimde enerji depolamaya izin verir [40]:

- Duyulur ısı depolama
- Gizli ısı depolama
- Termokimyasal ısı depolama

4.2. Duyulur ısı depolama

Bir malzemenin sıcaklığının yükselmesi veya düşmesi ile olan depolamaya duyarlı ısı depolama denir. Duyulur ısı depolamanın etkinliği, depolama malzemesinin özgül ısısına ve hacim önemliyse yoğunluğuna bağlıdır. Duyulur ısı depolama, ısıl enerjiyi depolamak için bir malzemenin ısı kapasitesine dayanmaktadır. Şekil 4.1'de gösterildiği gibi, depoya daha fazla ısıl enerji eklendiğinde, depodaki malzemenin sıcaklığı yükselir (şarj olur). Depodan enerji çekildiğinde depodaki malzemenin sıcaklığı düşer (deşarj olur) [41].



Şekil 4.1. Duyulur ısı depolama prensibi [42]

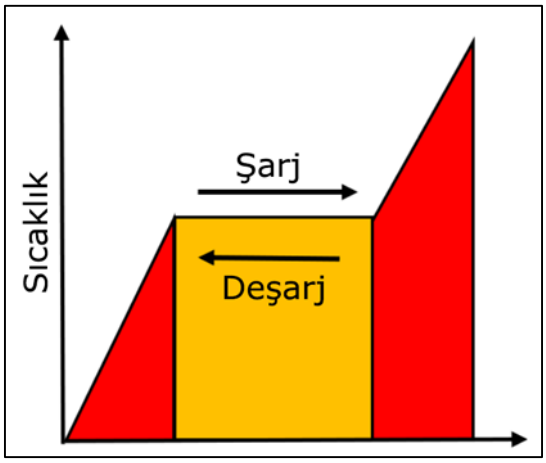
Duyulur enerji depolama için pek çok farklı malzeme kullanılabilir ve malzeme seçimi uygulamaya bağlıdır. İdeal olarak, kullanılan malzeme yüksek bir ısı kapasitesine sahip olmalı, ısıl döngüye karşı kararlı olmalı, düşük toksisiteye ve reaktiviteye sahip olmalı, istenen çalışma sıcaklığının üzerinde faz değiştirmemeli ve düşük maliyetli olmalıdır [41]. Yaygın kullanılan bazı duyulur ısı enerji depolama malzemelerinin özellikleri Çizelge 4.1'de verilmiştir. Etkili ısı depolaması için, depolama ünitesinin iyi bir yalıtıma ihtiyacı vardır. Deponun sıcaklığı ne kadar yüksekse veya depolama süresi ne kadar uzun olursa, yalıtımın o kadar iyi olması gerekir.

Çizelge 4.1. 20°C'deki bazı yaygın duyulur ısı enerji depolama malzemelerinin termal kapasiteleri [43,44]

Malzeme	Yoğunluk (kg/m^3)	Özgül ısı (J/kgK)	Hacimsel termal kapasite (106 J/m^{3}K)
Kil	1458	879	1,28
Tuğla	1800	837	1,51
Kumtaşı	2200	712	1,57
Odun	700	2390	1,67
Beton	2000	880	1,76
Cam	2710	837	2,27
Alüminyum	2710	896	2,43
Demir	7900	452	3,57
Çelik	7840	465	3,68
Çakıllı toprak	2050	1840	3,77
Su	988	4182	4,17

4.3. Gizli ısı depolama

Gizli ısı enerjisi, Şekil 4.2'de belirtildiği gibi, malzemenin hal (faz) değişimi sırasında depolanan veya açığa çıkan enerji olarak tanımlanmaktadır [45]. Gizli ısı depolama, erirken ortamdaki ısıyı depolayan ve donarken ısıyı serbest bırakan bir malzeme etrafında dönmektedir. Gizli ısı malzemesi faz değiştiren malzeme (FDM) olarak adlandırılmaktadır. Bu tür bir enerji depolamayı kullanmanın avantajı, FDM'lerde füzyon entalpisinin ısı kapasitesinden önemli ölçüde daha büyük olması gerçeğinde yatmaktadır. Bununla birlikte, gizli ısı depolamayla ilgili bazı zorluklar da vardır. Günümüzün büyük sorunu, FDM'lerin genel olarak düşük ısı iletkenliğine sahip olmasıdır [46]. Bunun yanı sıra, depolama ünitesinin kurulumu karmaşık ve maliyetlidir. Gizli ısı depolama umut verici göründüğü için, dezavantajları en aza indirmek ve bu teknolojiyi kullanmanın yeni yollarını bulmak için etkin bir enerji depolama ünitesinin geliştirilmesi önemlidir.



Şekil 4.2. Gizli ısı depolama prensibi [42]

FDM'ler faz değişimi sırasında çevresindeki ısıl enerjiyi depolar ve ters işlem sırasında da depoladığı enerjiyi çevreye verir. FDM'ler başlangıçta sıcaklık arttıkça diğer geleneksel malzemelere benzer şekilde davranır, ancak malzeme daha yüksek sıcaklıklarda (faz dönüşümüne yakın sıcaklıkta) ısı aldığında enerjiyi depolamaya başlar. Geleneksel malzemelerden farklı olarak, FDM'lerde termal enerjinin soğurulması veya serbest bırakılması sabit bir sıcaklıkta gerçekleştirilir. Bir FDM normalde su veya kaya gibi diğer depolama malzemelerinden 5-14 kat daha fazla termal enerjiyi emer ve serbest bırakır [47].

FDM'ler termal enerjiyi katı-katı, katı-sıvı, katı-gaz ve sıvı-gaz faz dönüştürme

yöntemlerinden birinde depolayabilir. Katı-sıvı faz değişimi, yaygın bir ticari FDM türüdür. Bu tip FDM, sıcaklık erime noktasına ulaştığında kristalin moleküler düzenlemesini düzensiz bir şekilde değiştirmek için termal enerjiyi emer. Katı-sıvı FDM'ler daha yüksek gizli ısı ve daha düşük (yaklaşık %10 veya daha az) hacimsel değişim içerir. Bu nedenle, IED sistemlerinde katı-sıvı faz değişimine dayalı FDM'lerin kullanılması ekonomik olarak daha uygun olmaktadır.

Katı-sıvı FDM'ler genellikle organik, inorganik ve ötektik olarak sınıflandırılır. İnorganik FDM'ler temel olarak yüksek termal enerji depolama kapasitesine (organik FDM'lerin yaklaşık iki katı) ve daha yüksek termal iletkenliğe sahiptir. Genellikle tuz hidratları ve metaller olarak sınıflandırılırlar. İnorganik FDM'lerin uyumsuz erime davranışı ve aşırı soğutma gibi dezavantajları vardır. Organik FDM'ler, çok sayıda faz değişim döngüsü boyunca performans veya yapıda (örneğin, faz ayrımı) hiçbir değişiklik göstermez. Ek olarak, organik FDM'lerde aşırı soğutma fenomeni gözlemlenemez. Organik FDM'ler genel olarak parafin ve parafin olmayanlar olarak sınıflandırılırlar [48]. Parafin olmayan organik malzemeler ester, yağ asidi, alkol ve glikol'dür. Parafin olmayan organik FDM'ler yüksek gizli ısı kapasitesine sahip olmalarına rağmen, yanıcılık, düşük ısıl iletkenlik, düşük yanma sıcaklıkları ve geçici toksisite gibi zayıf yönlere sahiptirler. Bir ötektik, en az iki tür faz değişim materyali içerir. Ötektiklerin olağanüstü özellikleri vardır. Ötektikte, erime-katılaşma sıcaklıkları genellikle bileşenlerden daha düşüktür ve faz değişimi yoluyla bileşenlere ayrılmaz. Bu nedenle, bu malzemelerde faz ayrılması ve aşırı soğutma fenomeni gözlenmez. Ötektiğin en büyük sorunu yüksek maliyetinden dolayı ticarileştirilmesidir [48].

Parafin bazlı faz değişim malzemeleri

Parafin genellikle CH_3-(CH_2)n-CH_3 genel formülüne sahip düz zincirli n-alkanların bir karışımıdır. Bununla birlikte, bazı durumlarda, alkanlar için başka bir isim olarak parafin kullanılır [49]. Gulfam ve diğerleri, parafinleri karbon atomlarının sayısına ve fiziksel durumlarına göre sınıflandırmışlardır. Bu sınıflandırmaya göre, oda sıcaklığında 1-4 karbon, bir gaz fazındaki saf alkanları ifade eder, 5-17 karbon sıvı parafinlerdir ve 17'den fazlası katı mum olarak bilinir. Bu mumsu katılar, doğrusal, izo, yüksek dallı ve sikloalkanlar gibi doymuş hidrokarbonların bir karışımını ifade eder [50]. Genel olarak, parafin bazlı FDM'ler mumsu katı parafinler olarak bilinir. Ticari parafinler, izomer

karışımları içerir ve bu nedenle, çeşitli erime sıcaklıklarına sahiptirler.

Parafinler tipik olarak yüksek gizli ısı kapasitesine sahiptir. Zincirin uzunluğu artarsa, mumların erime aralıkları da artarken, eritmenin gizli ısı kapasitesi herhangi bir özel sıraya tabi değildir. Genel olarak, parafin mumları nispeten geniş bir sıcaklık aralığında elde edilen güvenli, güvenilir, ucuz ve tahriş edici olmayan maddelerdir. Ekonomik konular söz konusu olduğunda, çoğu teknik sınıf mumları, gizli ısı depolama sistemlerinde FDM'ler olarak kullanılabilir. Kimyasal açıdan parafin mumları inaktif ve stabildir. Erime sırasında orta düzeyde hacim değişiklikleri (%10–20) sergilerler ancak düşük buhar basıncına sahiptirler.

Parafin bazlı FDM'ler genellikle çok uzun kristalleşme-eritme döngüleri için yüksek stabiliteye sahiptir. Çizelge 4.2, bazı parafin mumlarının termal özelliklerini göstermektedir. Olumlu özelliklerinin yanı sıra, parafinler ayrıca düşük ısıl iletkenlik, düşük erime sıcaklıkları ve orta derecede yüksek yanıcılık gibi bazı istenmeyen özellikler de gösterir. Bu dezavantajlardan bazıları, özellikle ısıl iletkenlik ve yanıcılık, katkı maddeleri veya parafin kompozitler yardımıyla kısmen ortadan kaldırılabilmektedir [51].

Çizelge 4.2. n-Parafinlerin ve ticari parafinlerin termofiziksel özellikleri [52-54]

Malzeme	Erime noktası (°C)	Gizli ısı (kJ/kg)	Yoğunluk* (kg/m^3)	Isıl iletkenlik** (W/mK)
n-Tetradekan (C_{14})	6	228-230	763	0,14
n-Pentadekan (C_{15})	10	205	770	0,2
n-Hekzadekan (C_{16})	18	237	770	0,2
n-Oktadekan (C_{18})	28	245	865	0,148
n-Nonadekan (C_{19})	32	222	830	0,22
n-Eikosan (C_{20})	37	246		
n-Henikosan (C_{21})	40	200-213	778	
n-Dokosan (C_{22})	44,5	249	880	0,2
n-Trikosan (C_{23})	47,5	232		
n-tetrakosan (C_{24})	52	255		
n-Pentakosan (C_{25})	54	238		
n-Hekzakosan (C_{26})	56,5	256		
n-Heptakosan (C_{27})	59	236		
n-Oktakosan (C_{28})	64,5	253		
n-Nonakosan (C_{29})	65	240		
n-Triakontan (C_{30})	66	251		
n-Hentriakontan (C_{31})	67	242		
n-Dotriakontan (C_{32})	69	170		

Çizelge 4.2. (devam) n-Parafinlerin ve ticari parafinlerin termofiziksel özellikleri [52-54]

Malzeme	Erime noktası (°C)	Gizli ısı (kJ/kg)	Yoğunluk* (kg/m^3)	Isıl iletkenlik** (W/mK)
n-Triatriakontan(C_{33})	71	268	880	0,2
Parafin C_{16}-C_{18}	20-22	152		
Parafin C_{13}-C_{24}	22-24	189	900	0,21
RT 32 HC	35	240	880	0,2
Parafin C_{16}-C_{28}	42-44	189	910	
Parafin C_{20}-C_{33}	48-50	189	912	
Parafin C_{22}-C_{45}	58-60	189	920	0,2
Parafin C_{21}-C_{50}	66-68	189	930	
RT 70 HC	69-71	260	880	0,2
Parafin doğal mum 811	82-86	85		0,72 (katı)
Parafin doğal mum 106	101-108	80		0,65 (katı)

**20 ℃*

***Erime noktasının üzerinde (sıvı hal)*

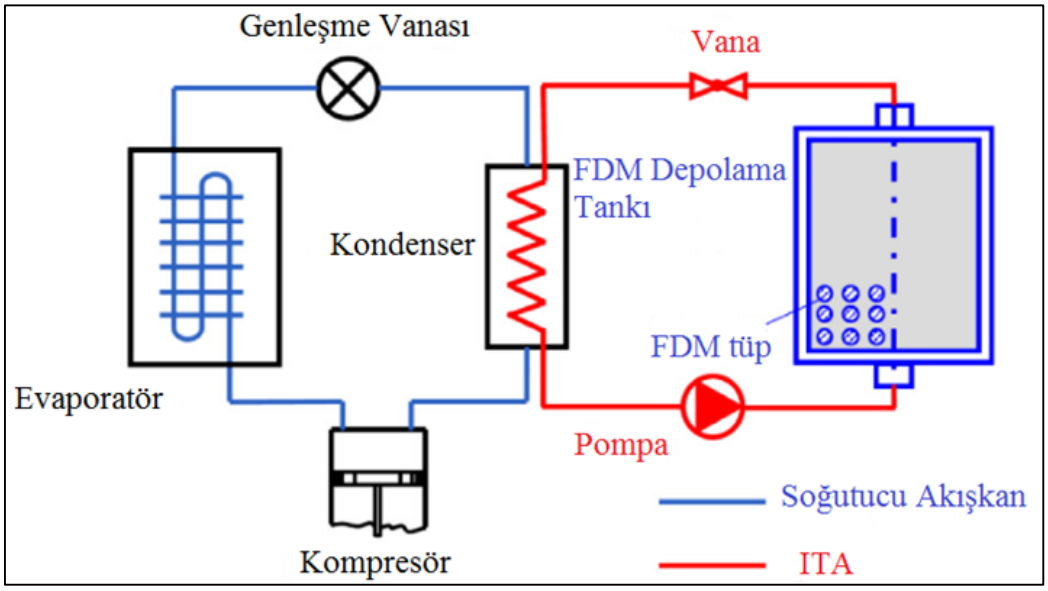
4.4. Termokimyasal ısı depolama

Termokimyasal depolama, tersinir kimyasal reaksiyonlar veya sorpsiyon sistemleri fikrine dayanır. Bu durumda kimyasal reaksiyonlar, ısı eklendiğinde, kimyasal malzeme çiftleri arasındaki moleküller arası bağların kopacağı ve sonuç olarak ısı enerjisi artık ayrılmış reaktif bileşenlerde depolanacak şekilde çalışır. Bileşenler bir çift oluşturmak için tekrar birleştirildiğinde, ısı çıkarılır [55]. Yüksek depolama kapasitesi açısından bu depolama sistemi için kullanılan en iyi kimyasal malzemeler silika, magnezyum sülfat, lityum bromür, lityum klorür ve sodyum hidroksittir. Sorpsiyon sistemleri, absorpsiyon ve adsorpsiyon prensiplerine göre çalışır. Termokimyasal depolamada en çok arzu edilen faydalardan biri, ısı kaybından bağımsız olarak büyük miktarda ısı depolama kapasitesidir. Fakat kimyasal tehlikelerinden dolayı günümüzde kullanımı uygun görülmemektedir [55].

5. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Bu bölümde hava kaynaklı ısı pompası sistemleri, güneş destekli ısı pompası sistemleri, fotovoltaik-termal destekli ısı pompası sistemleri ve ısıl enerji depolama konuları ile ilgili son yıllarda literatürde yapılan çalışmalar irdelenmiş ve bu tez çalışmasının amacının daha iyi anlaşılması için sonuçlar tartışılmıştır. HKIP sistemleri ve HKIP sistemlerinde ısıl enerji depolamanın uygulanmasıyla ilgili literatür araştırmaları aşağıda özetlenmiştir.

Günümüzde HKIP sistemleri, fosil bazlı ısıtma sistemlerine kıyasla işletim maliyetlerini azaltabilen ve çevreyi koruyabilen ortam havasından ısı toplamak için yaygın olarak kullanılmaktadır. Li ve diğerleri, ısı toplama ve tedarik esnekliğini artırmak için HKIP sisteminin bir termal depolama tankı ile birlikte kullanılmasını önermişlerdir. Şekil 5.1'de gösterilen ısıtma sisteminde, HKIP sisteminin depolama tankını önceden tanımlanmış bir zaman çizelgesine göre düzenli olarak şarj edilmiştir. Bir FDM depolama tankı kullanıldığında, şarjın tamamlanma süresi ve toplam enerji kullanımı, şarj suyu akış hızına doğrusal olmayan bir şekilde bağlanmıştır. Bu nedenle bu çalışmada, şarj suyu akış hızı ile şarjın tamamlanma süresi ve toplam enerji kullanımı arasındaki ilişkileri sistematik olarak araştırılmıştır. Bu ilişkiler niteliksel olarak analiz edilmiş ve daha sonra optimum su akış hızının belirlendiği vaka çalışmaları kullanılarak nicel olarak değerlendirilmiştir [56].

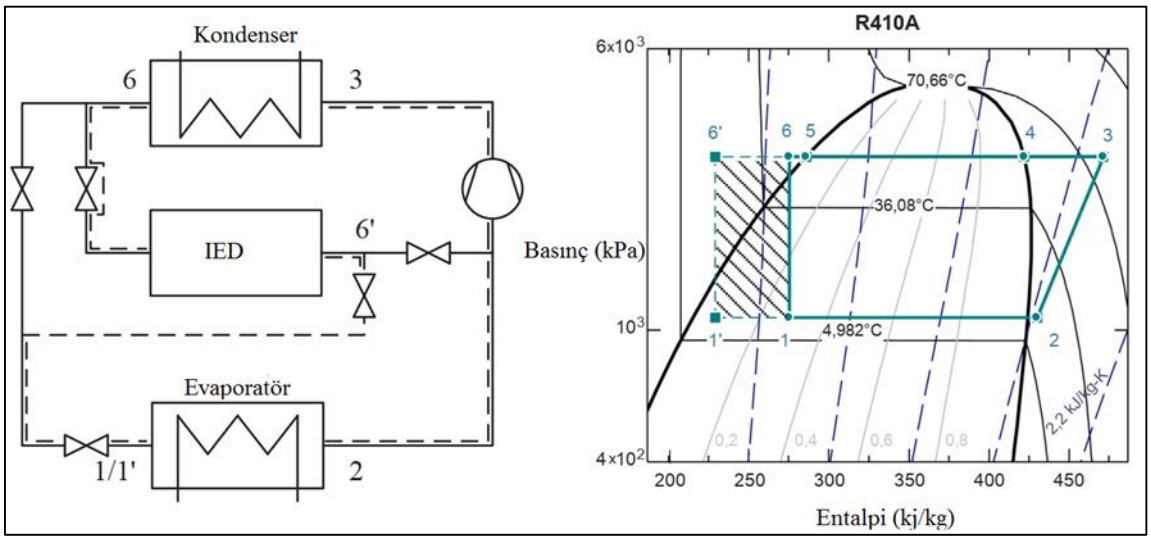


Şekil 5.1. HKIP sisteminde FDM depolama [56]

Isıl enerji depolamaya dayalı ters çevrimli buz çözme yöntemi, kademeli HKIP sisteminde buzunun çözülmesi için enerji gereksinimlerini azaltmanın uygun bir yoludur. FDM bazlı ısı değiştiricisinde depolanan enerji, IED tabanlı ters çevrimli defrost işlemi sırasında hem yüksek aşama döngüsü hem de düşük aşama döngüsü için ısı kaynağıdır, dolayısıyla sağlanan ısı yüksek aşama döngüsü ve düşük aşama döngüsüne bağlı olup, düşük aşama döngüsündeki buz çözme performansını ve yüksek aşama döngüsündeki ısıtma performansını etkiler. Qu ve diğerleri, buz çözme süresini kısaltmak ve iç mekân termal ortamını korumak için, IED tabanlı ters çevrimli buz çözme sırasında yüksek aşama döngüsü ve düşük aşama döngüsü arasındaki ısı dağılımı araştırmışlardır. Isı dağıtım modelinin esas olarak soğutucu akışkan akış hızından etkilendiği bulunmuştur. Bu nedenle, IED'ye dayalı ters çevrimli defrost sırasında yüksek aşama döngüsü ve düşük aşama döngüsünün soğutucu akışkan akış hızının kontrol edilmesi, yüksek aşama döngüsü ve düşük aşama döngüsü arasındaki ısı dağılımını düzenlemenin olası bir yoludur. Bu çalışmada, kademeli HKIP sisteminin IED tabanlı ters çevrimli buz çözme kontrol stratejisinin deneysel bir incelemesi sunulmuştur. 60 Hz, 75 Hz, 90 Hz ve 105 Hz düşük aşama döngüsü kompresör frekansları ile IED tabanlı defrost işlemi sırasında buz çözme performansı ve iç mekân ısıtma performansı test edilmiştir. Daha sonra optimize edilmiş düşük aşama döngüsü kompresör frekansı 90 Hz'de %80, %90 ve %100 yüksek aşama döngüsü açıklıkları dikkate alınmıştır. Optimal IED tabanlı ters çevrimli buz çözme stratejisinin düşük aşama döngüsü kompresör frekansını 90 Hz'de ve yüksek aşama döngüsü kompresör frekansını %80 tutmak olduğu sonucuna varılmıştır. Buz çözme süresi 440 s ve ortalama iç mekân ısıtma kapasitesi 5,23 kW'dir. Yüksek aşama döngüsü ve düşük aşama döngüsüne sağlanan ısı, sırasıyla FDM bazlı ısı değiştiricisi tarafından salınan toplam ısının %38,7'sini ve %61,3'ünü oluşturmuştur [57].

Korth ve diğerleri, bir buhar sıkıştırma çevriminin kondenserinden çıkan sıvı soğutucu akışkan akışı için alt soğutucu olarak hizmet eden bir IED'nın kullanımını araştırmışlardır ve IED'yı boşaltarak soğutma döngüsünün en yüksek soğutma gücünün artırılmasını amaçlamışlardır. Şekil 5.2'de şematik gösterimi verilen çalışmalarında, FDM olarak parafin içeren bir IED kullanan teorik ve deneysel araştırmaları sunmuşlardır. Hesaplama modelinin sonuçları fizibilitenin altını çizmiş ve IED'nın boşaltılması sırasında döngünün soğutma kapasitesinin yaklaşık % 30 artacağını öngörmüş, bu da soğutucunun yaklaşık 25 K kadar alt soğutulmasından kaynaklandığı gözlemlenmiştir. Yükleme ve boşaltma sırasında IED'nın termal davranışı laboratuvar deneyleri ile gözlemlenmiş ve

doğrulanmıştır. Bu bulgularla, literatürde sunulan kavramsal değerlendirmelerin ötesine geçerek, soğutucu akışkan ve FDM arasındaki doğrudan ısı alışverişinin uygulanmasına yönelik pratik bir kanıt verilmiştir [58].



Şekil 5.2. Gizli ısı depolamanın soğutucu akışkan döngüsüne (solda) entegrasyonu ve depolamanın boşaltılması sırasında soğutma kapasitesinin iyileştirilmesi log P-h diyagramında (sağda) gösterimi [58]

Liu ve diğerleri, geleneksel HKIP'larının düşük bir ortam sıcaklığında çalıştırıldıklarında, yüksek boşaltma sıcaklığı ve düşük ısıtma verimliliği gibi sorunlarını ele alarak gelişmiş buhar enjeksiyonlu düşük sıcaklıklı HKIP su ısıtıcısı temelinde bir kompresör muhafazası IED ısı pompası sistemi ile birleştirilmiş yeni bir çift evaporatör tipi tasarlamışlardır. Önerilen sistemde, kompresör muhafazasının atık ısısını geri kazanmak için ikincil buharlaştırıcıya (ısıl depolamalı ısı değiştiricisi) doldurulan IED malzemesi FDM kullanılmıştır. Orijinal sistemde farklı ortam sıcaklıkları altında olduğundan farklı olarak, emme sıcaklığının 0,1–1 °C arttığını, boşaltma sıcaklığının 0,1–0,5 °C azaldığını ve sistemin COP'sinin %0,85-4,72 arttığı gösterilmiştir [59].

Farah ve diğerleri, HKIP soğutma sistemine bir faz değişimli IED birimi eklemenin etkisini araştırmışlardır. Bu sistemin performansı, mevcut deneysel sonuçlara karşı deneysel olarak doğrulanan yeni geliştirilmiş iki boyutlu bir geçici ısı transferi modeli kullanılarak simüle edilmiştir. Soğutma sistemi, Avustralya, Adelaide şehrindeki bir evin alan soğutma talebini karşılamak için üç modda çalıştırılmıştır. IED birimi, dış ortam sıcaklığı nispeten düşük olduğunda HKIP tarafından şarj edilmiş ve gün içinde alan

soğutması gerektiğinde (mod 2) veya yalnızca yoğun dönemde (mod 3) boşaltılmıştır. Simülasyon tüm soğutma sezonu için gerçekleştirilmiş ve bir IED birimi ile sistemin soğutma enerjisi ve elektrik kullanım performansları (mod 2 ve 3) IED birimsiz sistemin (mod 1) olanlarla karşılaştırılmıştır. IED birimi, soğutma enerjisinin sırasıyla 2 ve 3 modlarında %25 ve %13'ünü sağlamış ve HKIP tarafından şarj edilmesi için elektrik enerjisi kullanımının %11 ve %6'sını gerçekleştirmiştir. Hem elektrik kullanımı hem de talep tarihleri dikkate alınmış ve maliyet tasarrufu 2 ve 3 modlarında birincisinde sırasıyla %14 ve %7 ve ikincisinde %14 ve %13 olarak hesaplanmıştır. Maliyet analizi, IED birimi kullanmanın tekno-ekonomik faydalarının dikkatlice analiz edilmesi gerektiğini göstermiştir. Yüksek elektrik gücü talebini azaltmak ve şebeke kapasitesini daha da artırma ihtiyacını ortadan kaldırmak için alan soğutma uygulamaları için termal depolamanın alımını hızlandırmak için uygun ekonomik teşviklere ihtiyaç olduğu vurgulanmıştır [60].

Liu ve diğerleri, bir sıcak gaz baypas döngüsü ile birleştirilmiş kompresör gövdesi ısı depolamasını kullanan bir HKIP defrost sistemini tasarlamıştır. Defrost için FDM seçilmiş, FDM'li IED ısı değiştiricisi tasarlanmış ve daha sonra test sistemini kurulmuştur. Deneysel sonuçlar tasarlanan sistem ile toplam buz çözme süresi ve tüketiminin sırasıyla 100 s ve 43,6 kJ olduğunu ortaya koyulmuştur. Bu değerler ters çevrimli buz çözme yöntemine göre 10 s (%9) ve 12,1 kJ (%21,7) daha düşük olduğunu göstermiştir. Ayrıca 2,5 saatlik normal ısıtma işlemi altında, 30 ℃ sıcaklıkta 10 L sıcak su elde edildiğini, kompresör gövde sıcaklığının 4,6 ℃ azaldığını gözlemlenmiştir [61].

Zou ve diğerleri, ısı depolama kapasitesini artırmak ve sistemin performansını iyileştirmek için, ısı depolamaya yönelik su ve kanatçıklı FDM kullanan depolama tanklı bir HKIP sistemi tasarlanmışlar ve deneysel olarak analiz etmişlerdir. Standart su depolu geleneksel HKIP ile tasarladıkları su-FDM kullanan HKIP sisteminin performansı karşılaştırılmıştır. Sonuçlar, depolama tankının hacminin çok az arttığını, ancak ısı depolamanın %14 arttığını göstermiştir. Ayrıca, su 15 ile 55 ℃ arasında ısıtıldığında, tasarlan sistem için ilk çalışma süresi, geleneksel sistemin normal çalışma süresi ile hemen hemen aynıdır, ancak ikinci çalışma süresi %13 oranında kısaldığını ve sistemin COP'sinin de iyileştiği gösterilmiştir [62].

Bir HKIP isteminin ısıtma kapasitesi, dış mekân eşanjörünün yüzeyindeki don birikiminden büyük ölçüde etkilenmektedir. Wang ve diğerleri, bu sorunu çözmek için,

FDM ve nem alma ile entegre olan yeni bir donma önleyici HKIP sistemi geliştirmişlerdir. Bu çalışmada, önce geliştirilen sistemin şematik tasarımı sunulmuş, kurutucu malzemeler ve FDM IED arasındaki eşleşme ilişkisinin yeni sistemin performansı üzerindeki etkisi daha sonra dinamik bir matematiksel model kullanılarak incelenmiştir. Simülasyon sonuçları, FDM hacmi 1000 ml olduğunda katı kurutucu kütlenin 1,9 kg'dan 3,5 kg'a çıkması ile nem alma veriminin %31,8'den %34,7'ye yükseldiğini göstermiştir. Kurutucu madde 2,2 kg olduğunda ve FDM hacmi %80 bağıl nemde ve 0 °C ortam sıcaklığında 1100 ml olduğunda sistem COP'si 2,87 olduğu görülmüştür. Ek olarak, su sıcaklığı bir döngüde 55 °C'ye ısıtılmış ve bu da geri dönüşü olmayan kaybı azaltmıştır. Son olarak, COP sisteminin katı kurutucu miktarı ve FDM ile bir korelasyonu, çok değişkenli bir doğrusal regresyon yoluyla elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlar, bu sistemin optimal tasarımını ve dinamik davranış incelemesini kolaylaştırabileceğini ortaya koymuştur [63].

Agyenim ve Hewitt, İngiltere'de yoğun olmayan elektrik tarifesinden yararlanmak için uygun bir FDM'yi araştırmak için daha geniş bir çalışmanın parçası olarak bir ısı pompasına bağlanacak bir FDM termal enerji depolama sisteminin davranışını değerlendirmişlerdir. Bu çalışmada 93 kg RT58 ile doldurulmuş 1,2 m uzunluğunda boylamasına kanatlı bakır silindirin farklı ITA giriş sıcaklıklarına göre ısı transfer özellikleri değerlendirilmiştir. FDM depolama ünitesinin, İngiltere'deki ortak bir bina için %100 konut ısıtma enerjisi yükünü karşılamak için bir hava kaynaklı ısı pompasına entegre edilmesinin potansiyel etkileri de değerlendirilmiştir. Sonuçlar, FDM'nin düşük termal iletkenliği nedeniyle, 7 saatlik şarjdan sonra teorik maksimum enerjinin yalnızca %52'sinin mevcut olduğunu ve yarı müstakil bir evin günlük ısınmasını %100 karşılamak için gereken ortalama depo tankı boyutu 1116 L olması gerektiğini göstermiştir. Ayrıca, ısı transfer katsayısı ile giriş ITA sıcaklığı arasında akuadratik ilişki bulunmuş ve ısı transferindeki bir iyileştirmenin mağaza boyutunu küçültebileceği sonucuna varılmış ve bu azalma %30 oranında belirlenmiştir [64].

Binalar için modern düşük sıcaklıklı ısıtma sistemlerinin yaklaşık 35 °C'lik bir besleme sıcaklığına ihtiyaç duyduğunu göz önünde bulundurarak, Leonhardt ve Müller, bir ısı pompasına bağlı bir FDM depolamanın termo-hidrolik modelini geliştirmişlerdir. Sistemin modelini Modelica yazılımında uygulamışlardır. Simülasyonlar için kullanılan FDM, sırasıyla 46,81 °C bir faz değişim sıcaklığı ve 180 kJ/kg entalpi ile tipik parafine dayalı teorik bir malzemedir. Gizli ısı depolama birimi suyla akıtılan FDM plakalarından

oluşturulmuş ve 170 kg FDM düşünülmüştür. Sonuçlar, bir ısı pompası sistemine bağlandığında duyulur ısı depolama ve FDM ünitesi arasında bir karşılaştırma sunmuştur. Çalışmanın ana sonucu, duyulur bir ısı tankı yerine bir FDM depolama ünitesi kullanıldığında, ısı pompasının açılıp kapanmasının azalmasıdır ki buda ısıtma maliyetlerinden tasarruf edilebileceği anlamına gelmiştir [65].

GDIP sistemlerinde, ısı pompasının ısı kaynağı güneş enerjisidir. Bu sistemlerde genellikle hava akışkanlı bir güneş kollektörü kullanılmaktadır ve bu güneş kollektörleri tek, çift veya çok geçişli şekilde tasarlanabilirler. Isıl enerji depolamalı GDIP sistemleri ile ilgili literatür araştırması aşağıda özetlenmiştir.

Li ve diğerleri, güneş enerjisi kullanımını ve güneş enerjisiyle ısıtma sistemlerinin kararlılığını iyileştirmek için, enerji depolamalı hava tipi bir güneş kollektörü tasarlamışlardır. Güneş radyasyon dalgalanmalarının iç mekân ısıtması üzerindeki etkisini azaltmak için güneş sisteminde vakum tüpünün ortasına FDM yerleştirmiştir. Buna dayanarak, güneş enerjisi ile ısıtma, güneş destekli ısı pompası ile ısıtma ve ısı pompası ile ısıtma olmak üzere üç ısıtma modu olan yeni bir tip güneş enerjili ısı pompası ısıtma sistemi kurulmuştur. Kontrol sistemini, ortam koşulları değiştiğinde çalışma moduna otomatik olarak geçecek şekilde tasarlanmıştır. Sistemin mühendislik uygulamalarında ısıtma performansı, ekserji verimliliği ve ekonomik faydası farklı hava koşulları için incelenmiş ve analiz edilmiştir. Sonuç olarak, 613,4 W/m^2 ortalama güneş radyasyonu yoğunluğunda ve 12,5 ℃ ortalama ortam sıcaklığında, sistemin güneş kolektörü ile güneş enerjisi ile ısıtma modunda 9,5 saat boyunca sürekli iç mekan ısıtması sağlayabildiğini gösterilmiştir ve güneş kollektörler %44,8 ortalama ısıl verim ile çalışılmıştır. FDM ile depolanan ısıl enerjisi ile güneş enerjili ısıtma sona erdikten sonra 3 saat boyunca ısı pompasını verimli bir şekilde çalıştırabileceğini ifade edilmiştir. Isı pompasının ekserji verimliliği, ortalama %12,1'lik bir değerle önemli ölçüde iyileştirilmiştir. Ekonomik analiz, sistemin ortalama 3,6 COP değeri ile bina ısıtma taleplerini yeterince karşılayabildiğini göstermiştir. Elektrikli kazan ısıtma sistemi ile karşılaştırıldığında önerilen sistem, Kuzey Çin'de yaklaşık beş yıllık bir geri ödeme süresi ile yıllık işletme maliyetlerinin %72,8 oranında azaltabileceğini vurgulanmıştır [66].

Plytaria ve diğerleri, FDM içeren ve içermeyen yerden ısıtmalı GDIP sistemini TRNSYS yazılımını kullanarak incelemişlerdir. Atina'da 100 m^2 zemin alanlı bir binayı kış ayları

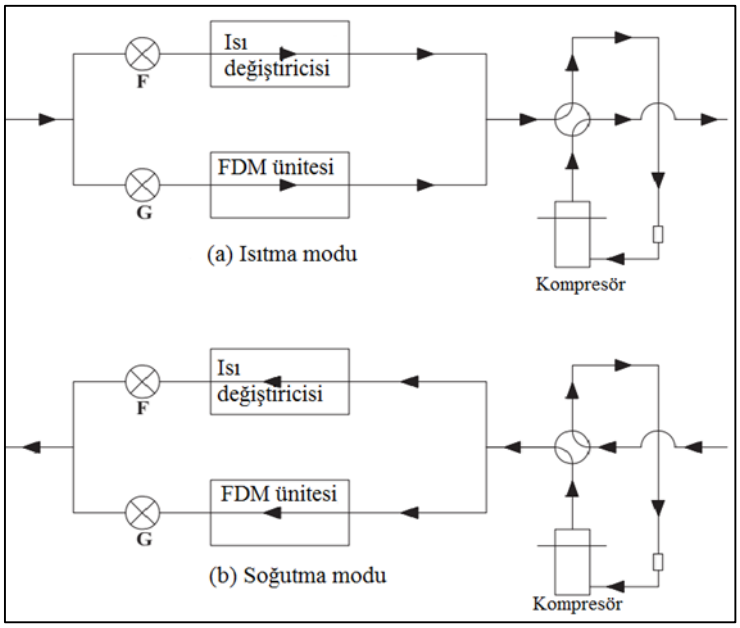
için simüle etmişlerdir. Düz plaka, fotovoltaik ve termal-fotovoltaik gibi güneş enerjisi toplayıcıları, alan ısıtma amacıyla bir ısı pompasını besleyen bir tanka bağlanmış, depolama kapasitesini arttırmak için yerden ısıtma sistemi üzerine bir FDM tabakası yerleştirilmiş, zemin ve kollektörlerin alanındaki yalıtım kalınlıkları değiştirilerek farklı durumlar incelenmiştir. Ayrıca bu çalışma ile tüm sistemler için sermaye, değişken ve toplam maliyeti, elektrik tüketimini, performans katsayısını, güneş örtüsünü ve binanın iç sıcaklığı ortaya koyulmuştur. Sonuçlar, yerden ısıtma sisteminde FDM katmanının kullanımının ısıtma yükünü yaklaşık %40 ve değişken maliyetlerini %20'ye kadar düşürdüğünü, elektrik tüketiminin %42 ile %67 arasında azaltılabileceğini kanıtlamıştır. Ayrıca tüm senaryoları değerlendirmek için çok amaçlı bir prosedür gerçekleştirilmiş ve aşırı düşük şebeke elektrik tüketimi nedeniyle termal-fotovoltaik sistemin en uygun durum olduğu görülmüştür. FDM'siz düz plaka kollektörlü sistemin basit geri ödeme süresi 10,2 yıl ve FDM ile 18,3 yıl olarak bulunmuştur [67].

Bina kaplamasına FDM uygulanması, enerjinin uygun şekilde depolanmasına veya salınmasına izin verdikleri için termal performansı ve iç mekân termal konfor koşullarını iyileştirebilir. Plytaria ve diğerleri, 100 m^2 taban alanına sahip bir bina için FDM içeren ve içermeyen üç farklı GDIP yerden ısıtma sistemini tasarlamış, simüle etmiş ve enerjik olarak değerlendirmişlerdir. Farklı türlerde güneş kollektörleri (düz plaka, fotovoltaik, termal fotovoltaik), alan ısıtma amacıyla bir ısı pompasını besleyen bir depolama tankına bağlanmıştır. FDM, depolama kapasitesini artırmak ve pik elektrik talebi döneminde ısı pompasının çalışmasını önlemek için yerden ısıtma sisteminde kullanılmıştır. Ayrıca, Atina'da (Yunanistan) bir binanın zeminde bir FDM katmanının olması ve olmaması durumunda performans katsayısını, elektrik tüketimini, güneş kapsamını ve iç ortam sıcaklık dağılımını sunulmuş ve karşılaştırılmıştır. Sonuçlar yerden ısıtma sisteminde FDM katmanının kullanılmasının ısıtma yükünü yaklaşık %40 azalttığını, güneş enerjili sistemler kullanılarak elektrik tüketiminin %42 ile %67 arasında azaltılabileceğini göstermiştir. Termal PV'li sistemin en düşük şebeke elektriğini tükettiği de bulunmuştur. Ayrıca, FDM'siz düz plaka kollektörlü sistem için en düşük basit geri ödeme süresi 9,61 yıl olarak bulunmuştur [68].

Youssef ve diğerleri, yeni bir dolaylı GDIP sisteminin bir test teçhizatını tasarlamış, inşa etmiş ve deneylerini yapmışlardır. Bu sistem güneş enerjisi, GDIP ve yük profili olmak üzere üç operasyonel döngüden oluşmaktadır. Bir FDM ısı değiştiricisi tankı, güneş

enerjisini depolamak ve ısı pompası tarafından gerektiğinde ısıyı serbest bırakmak için sistem güneş termal döngüsüne özel olarak tasarlanmış ve kurulmuştur. Ayrıca, ısı pompası için ortam havasından ısıyı emmek için güneş termal döngüsüne bir hava soğutmalı ısı değiştiricisi de monte edilmiştir. Bir gün boyunca yük besleme suyu sıcaklığını sabit tutabilmek için sistemin farklı modlarda verimli çalışması için ayrıntılı bir kontrol stratejisi tasarlanmıştır. Güneşli ve bulutlu farklı hava koşullarında, FDM tankı olan ve olmayan test donanımı ve sistem yapıları üzerinde kapsamlı ölçümler gerçekleştirilmiştir. Test sonuçları, sistemin günlük kullanım sıcak suyu talebini verimli bir şekilde karşılayabildiğini ve FDM ısı değiştirici entegrasyonunun sistem kararlılığı ve performans verimliliği üzerinde önemli bir etki yaptığını göstermiştir. Bir FDM tanklı dolaylı GDIP sisteminin ortalama COP'si, FDM tank entegrasyonu olmayan sistemlere kıyasla, güneşli ve bulutlu günlerde sırasıyla %6,1 ve %1 arttırılabildiği ortaya koyulmuştur [69].

Ni ve diğerleri, Şekil 5.3'te gösterilen bir HKIP, FDM ünitesi ve güneş enerjisi toplayıcıdan oluşan, FDM tabanlı GDIP sistemini önermişlerdir. Önerilen sistem ile HKIP sistemlerinin düşük ortam sıcaklıklarındaki performansını artırmak ve soğutma/ısıtma enerjisinin talep ve arz tarafları arasındaki farklılığı ortadan kaldırmak amaçlanmıştır. Bu çalışma şu şekilde düzenlenmiştir: Birinci bölümde sistemin tasarımı diğer analog sistemlerle karşılaştırılmıştır. Daha sonra FDM-GDIP sistemi üzerine deneysel bir çalışma sağlanmıştır. Sistemdeki gelişmeler hem soğutma hem de ısıtma modları için gözlemlenmiştir. Deneysel bulgular, soğutma modunda ortam sıcaklığının sistemin işletim performansı üzerinde hala önemli bir etkiye sahip olduğunu göstermektedir. Bunun aksine, soğutma suyu akış hızının (FDM ünitesi aracılığıyla) sistem performansı üzerindeki etkisinin nispeten daha az olduğu bulunmuştur. FDM ünitesindeki ısı transfer durumunu analiz etmek için eşdeğer bir katsayı kullanılmıştır. Deneyin sonuçları, araştırmacıların tek bir bileşenin ısı transfer katsayısından ziyade sistemin genel performansına daha fazla odaklanmaları gerektiğini göstermiştir [70].



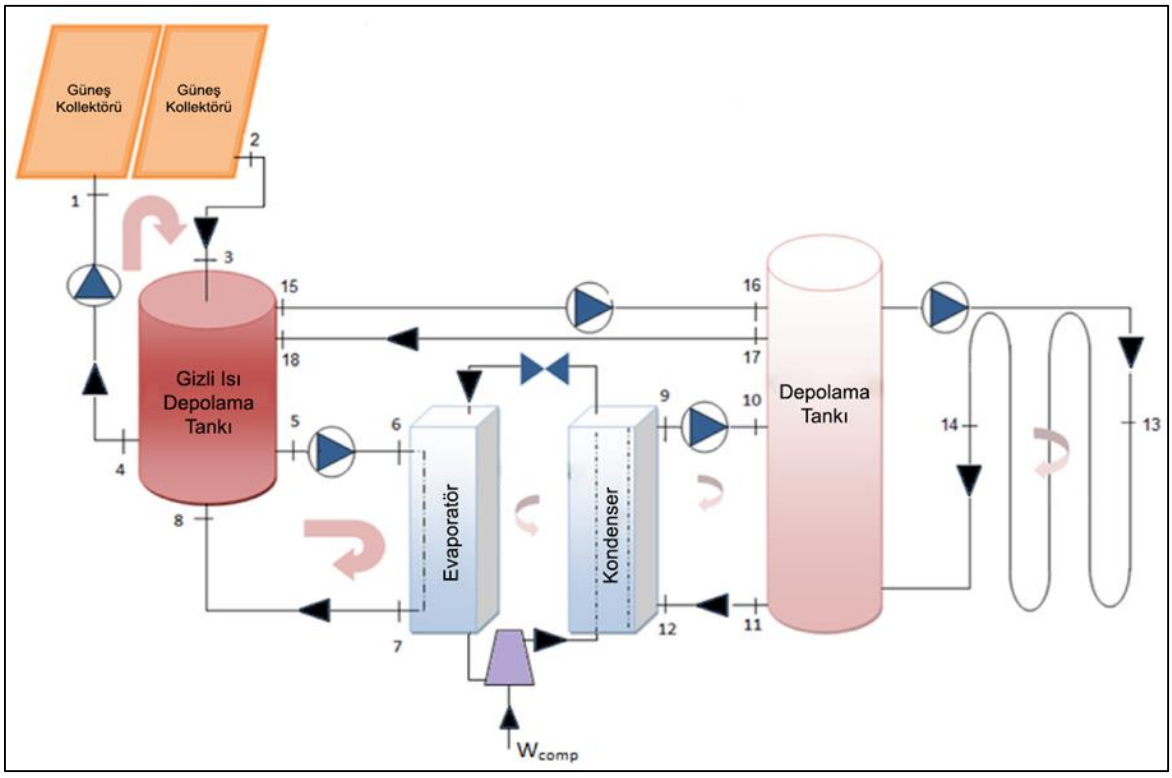
Şekil 5.3. Soğutma ve ısıtma enerjisi yükleme/boşaltma işlemine sahip hibrit bir ısı pompası [70]

Qv ve diğerleri, hibrit sistemi organize etme yaklaşımını ve ilkesini ayrıntılı olarak açıklamışlar bir FDM tabanlı GDIP sistemi prototipi kurmuşlar ve testlerini gerçekleştirmişlerdir. Deneysel sonuçlar, FDM-GDIP sisteminin termal enerji ve elektrik arz ve talebi arasındaki uyumsuzluğu düzeltmede dikkate değer avantajlar sunduğunu göstermiştir. Ayrıca, ortam sıcaklığı 38 °C'den yüksek olduğunda, hibrit sistemin soğutma COP'si, aynı ortam altındaki HKIP sistemine kıyasla %17 arttığını ve dış hava sıcaklığının 10 °C'nin altında olduğu günlerde, FDM-SAHP sisteminin ısıtma COP'si HKIP sistemine kıyasla %65 oranında arttığını gösterilmiştir. Bu nedenle, FDM-GDIP sistemlerinin verimliliği, kapasite kaybının önlenmesi ve egzoz kontrolü ile iyileştirilebileceğini ortaya koyulmuştur [71].

Aktaş ve diğerleri, ısı pompasının buharlaştırıcısı olarak güneş kollektörünü kullanan, termal enerji sistemli yeni bir doğrudan güneş destekli ısı pompası tasarlamışlardır. Ayrıca ANSYS Fluent 16.2 ticari yazılım paketi kullanılarak termal enerji depolama ünitesi için iki boyutlu geçici sayısal analizler yapmışlardır. Bu sistem ile ısıtma sistemleri için gerekli olan ısı, çalışma akışkanının güneş kollektöründen alınan ısı ile kondenserden sağlanmaktadır. Etkili ve yüksek performanslı bir sistem için güneş kolektörü, çalışma sıvısının aşırı ısınmasını sağlayan çift geçişli olarak tasarlanmıştır. Güneş enerjisinden elde edilen fazla enerjinin termal enerji depolama ünitesinde depolanması ve sistemin hem

güneşli hem de bulutlu hava koşullarında sürekli ve verimli bir şekilde çalıştırılması hedeflenmiştir. Ayrıca sistem teorik olarak analiz edilmiş ve sonuçlar performans katsayısının artabileceğini göstermiştir [72].

Aydın ve diğerleri, alan ısıtma uygulamalarında kullanılan güneş enerjisinin payını artırmak için güneş destekli gizli ısı depolama sistemlerinin kullanımını İstanbul ili iklim koşullarında değerlendirmişlerdir. Şekil 5.4'te gösterilen Yıldız Teknik Üniversitesi Davutpaşa Kampüsü'nde proje kapsamında inşa edilen prototip yapıdan elde edilen veriler kullanılarak deneysel analizlerini gerçekleştirmiştir. Bu çalışmanın ilk bölümünde, düz plaka güneş kollektörleri ile günlük ısı kazanım potansiyeli ve söz konusu prototip binanın altı aylık ısıtma süresi için ısı yükü analiz edilmiştir. Bu sonuçlar, fazla ısıyı depolamak için uygun zaman periyotlarını belirlemek için karşılaştırılmıştır. Sonuçlar, kış aylarında (Aralık, Ocak ve Şubat) güneş enerjisi depolamanın pek olası olmadığını, ancak Ekim, Kasım ve Mart aylarının ısı depolaması için uygun aylar olduğunu göstermiştir. İkinci bölümde, termodinamiğin birinci ve ikinci yasasına dayalı olarak şarj işlemi için gizli ısı depolaması ve güneş kollektör performansını analiz etmek için deneysel bir yaklaşım kullanılmıştır. Güneş kollektörünün toplam enerji verimliliği %70,4 olarak hesaplanırken, toplam ekserji verimi sadece %2,5 olarak bulunmuştur. Alternatif olarak, gizli ısı depolamasının ortalama girdi enerjisi ve ekserji oranları sırasıyla 0,770 ve 0,027 kW olarak hesaplanmıştır. Bu hesaplamalara göre, girdi enerjisinin % 74'ü ve girdi ekserjisinin %37'si depolanabilmektedir. Deney süresi boyunca sistemin ortalama günlük çalışma süresi 6,78 saat, ortalama ortam sıcaklığı 286,9 K olarak ölçülmüştür [73].



Şekil 5.4. Enerji depolamalı ısıtma sistemi diyagramı [73]

Çomaklı ve diğerleri, Türkiye'nin Karadeniz bölgesinde konut ısıtması için enerji depolamalı güneş destekli ısı pompası sisteminin performansını araştırmak için deneysel bir düzenek oluşturmuşlardır. Bu deneysel düzenek, toplam alanı 30 m^2 olan yassı plakalı güneş kollektörleri, ısıtma amaçlı 75 m^2 taban alanına sahip bir laboratuvar binası, 1500 kg kapsüllenmiş FDM ile doldurulmuş bir gizli ısı termal enerji depolama tankı, çift evaporatörlü (hava kaynaklı ve su kaynaklı) bir ısı pompasından oluşmaktadır. Deney sonuçları, kullanılan güneş destekli ısı pompası sistemi için Aralık-Mayıs aylarında elde edilmiştir. Deneysel olarak elde edilen sonuçlar, ısıtma sezonu boyunca kollektör verimliliğini, ısı pompasının COP'sini, sistemin COP'sini, depolama verimliliğini ve toplam enerji tüketimini hesaplamak için kullanılmıştır. Kollektör verimi, depolama verimi ısı pompası COP ve sistem COP ortalama değerleri sırasıyla %70, %60, 4,5 ve 4 olarak bulunmuştur [74].

Son yıllarda GDIP sistemlerinde PVT panel kullanılarak hem PV panel direkt ya da dolaylı olarak soğutulmuş hem de GDIP sisteminin ısı kaynağı olmaktadır. Ayrıca PVT panel kullanılarak güneş enerjisinden elektrik enerjisi de üretilmektedir. PVT destekli ısı pompası ve bu sistemde kullanlan ısıl enerji depolama ile ilgili literatür araştırması aşağıda

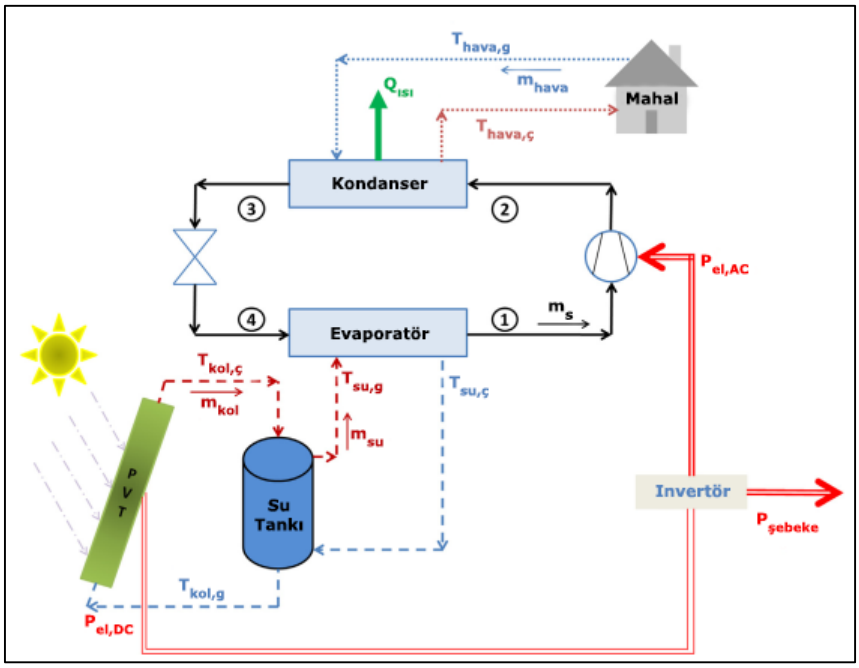
sunulmuştur.

Paradis ve diğerleri, soğutucu akışkanı CO_2 olan bir ısı pompası sisteminde evaporatör olarak kullanan yeni bir hibrid PVT kollektörü nümerik olarak incelemişlerdir. Önerilen evaporatör tasarımı için elektriksel verimliliği standart bir PV'ye göre %14,1'den %16,0'ya yükseldiğini ve elektrik ve ısıl toplam veriminin %72,3 olduğunu gözlemlemişlerdir [75].

Ammar ve diğerleri, soğutucu akışkanı R-134a olan PVT evaporatör ısı pompasının farklı güneş ışınım değerlerinde enerji ve ekserji analizlerini yapmışlardır. 300 ile 1000 W/m^2 ışınım değerlerinde PVT'nin ortalama elektrik verimini %11,88, ısı pompasının ortalama COP değerini 6,14 ve ortalama COP ekserji değerini ise 1,49 olarak hesaplamışlardır [76].

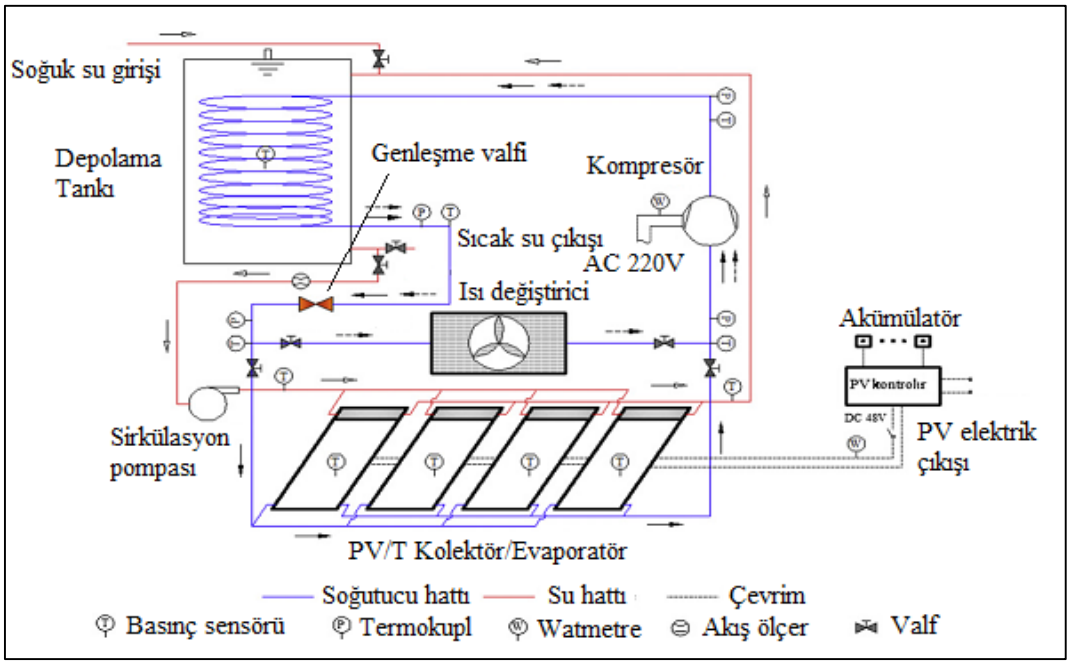
Ji ve diğerleri 1,01m x 0,73m boyutlarındaki PVT'yi evaporatör olarak kullanan ısı pompası sisteminde PVT'nin hem nümerik hem de deneysel çalışmasını yapmışlardır. Soğutucu akışkan olarak R22 kullanarak PVT'yi soğutmuşlardır. PVT panelin elektrik verimini %12, ısıl verimini %50 olduğunu göstermişlerdir [77].

Bellos ve Tzivanidis, Şekil 5.5'da gösterildiği gibi 10 m^2 PVT'den alınan ısının ısı pompasının ısı kaynağı olarak kullanıldığı ısı pompası sistemi ile mahali ısıtan ve elektrik üreten bir sistem tasarlamışlar ve farklı soğutucu akışkanları kullanarak sistemin performansını Atina (Yunanistan) kış iklim şartları için incelemişlerdir. Optimum soğutucu akışkanın R32 ve R134a olduğunu tespit etmişlerdir. Bu sistemin kış dönemi boyunca 545 kWh elektrik, 4424 kWh ısı enerjisi ürettiğini ve ortalama enerji veriminin %65,9 ekserji verimini %8,80 olarak hesaplamışlardır [78].



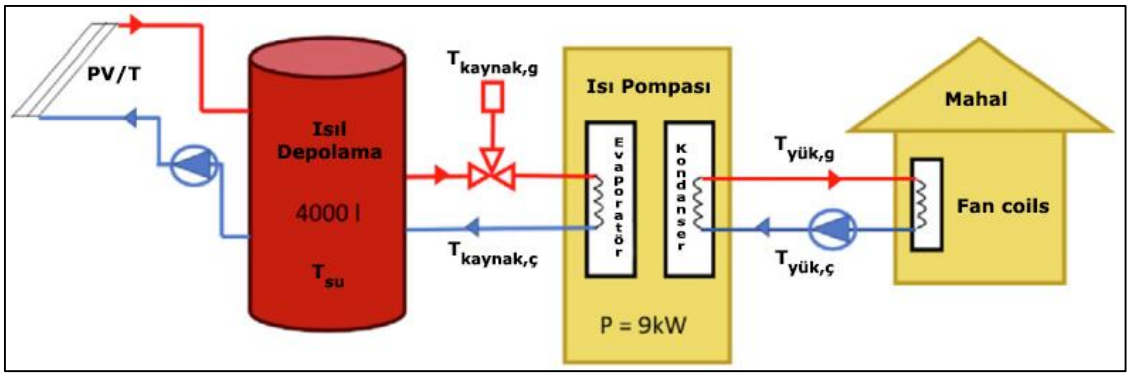
Şekil 5.5. PVT ısı pompası sistemi [78]

Fu ve diğerleri, Şekil 5.6'de verilen fotovoltaik güneş destekli ısı pompası/ısı borusu hibrit sistemini 1 Kasım - 7 Aralık 2010 tarihlerinde Hong Kong da deneysel olarak analiz etmişlerdir. Ayrıca, sistemin toplam PVT performansını araştırmak için enerji ve ekserji analizleri yapmışlardır. Hücre alanı 2,912 m^2 olan dört PVT ısı pompasının evaporatörü, yardımcı evaporatör olarak hava soğutmalı bir ısı değiştiricisi kullanılan, su ve soğutucu akışkan (R-134a) sirkülasyon döngülerinden oluşan bu sistem üç farklı modda çalıştırılmak üzere tasarlanmıştır. Güneş ışınımı yeterli olduğunda hibrit sistem ısı borusu modunda çalışarak kollektörlerden alınan ısıl enerji, ısı boruları tarafından kollektörlerden akan suya aktarılır ve depolama tankında depolanır. Güneş ışınımı yetersiz olduğunda, hibrit sistem güneş enerjisi destekli ısı pompası modunda çalışır. Yağmurlu günlerde veya güneş ışınımı zayıf olduğunda, buharlaşma sıcaklığı ortam sıcaklığından düşüktür ve bu nedenle hibrid sistem hava kaynaklı ısı pompası modunda çalışır. Sonuçlar hibrit sistemin ısı pompası modunda çalıştığı durumda günlük ortalama enerji veriminin %61,1-82,1, ekserji veriminin %8,3-9,1 ve ısı pompasının COP'sinin 4,01 değerine ulaşabildiğini göstermiştir. Isı pompası sistemi, ısıtma modunda güçlü güneş ışınımı altında çalıştırıldığında, ise günlük ortalama sistem enerji ve ekserji verimleri sırasıyla yaklaşık %36,5-38,4 ve %7,4-7,8 olarak bulunmuştur [79].



Şekil 5.6. PV-SAHP/HP test ekipmanının şematik diyagramı [79]

Vallati ve diğerleri, üç farklı Avrupa kentinde (Roma, Milan ve Cracow) bulunan küçük bir ofisin alanını ısıtmak için fotovoltaik termal güneş kollektörleri, ısı kaynağı için bir depolama tankı ve bir ısı pompasından oluşan Şekil 5.7'de verilen hibrit bir enerji sisteminin potansiyelini MATLAB yazılımını kullanarak araştırmışlardır. PVT'nin termal ve elektriksel verimi sırasıyla 0,6 ve 0,15'e ayarlandığında ve depolama birimi ısı değiştiricisinin verimi 0,9'a eşit kabul edildiğinde, Roma'ya yönelik ısıtma talebi %70, Milan için %62, Cracow için %47 hesaplanmıştır. Bu değerler ile ısı pompası tabanlı PVT ısıtma sistemlerini desteklemek için iyi bir potansiyel olduğunu göstermişlerdir [80].



Şekil 5.7. Hibrit PVT ısı pompası sistemi [80]

Xu ve diğerleri, ısı pompasının evaporatörü olarak sabit kesitli parabolik yoğunlaştırıcılara sahip PVT kollektör geliştirmişlerdir ve deneysel olarak sistemi güneşli bir yaz gününde test etmişlerdir. Isı pompasının COP'sini 4,8, PVT kollektörün elektrik verimini ise %17,5 olduğunu ifade etmişlerdir [81].

Qu ve diğerleri, üç sistemi farklı konfigürasyonlarda duyulur ve gizli ısı depolamalı güneş destekli ısı pompası tasarlamışlar ve test etmişlerdir. Gizli bir ısı depolama tankının kullanılmasının, duyulur ısı depolaması kullanmaktan daha iyi bir enerji performansı ile sonuçlandığını ve sistemin termal veriminin %64'den %96'ya kadar çıkabildiğini göstermişlerdir. Ayrıca çift tanklı gizli ısı depolamalı sistemin COP değerinin maksimum 10,03 olduğunu belirtmişlerdir [82].

Qi ve diğerleri, mevsimsel gizli ısı depolama ile bir güneş ısı pompası ısıtma sisteminin performansını matematiksel model geliştirerek incelemişlerdir. Bir depolama tankındaki FDM'in sıcaklığının, sıcak su ısı depolamalı olan merkezi bir güneş ısıtma sistemindeki sudan çok daha düşük olduğunu ve FDM'nin erime noktasında muhafaza edilebileceğini, güneş kollektörlerinin veriminin artabileceğini ve depolama tankından ortama enerji kaybının azalabileceğini göstermişlerdir [83].

Literatürde yer alan birçok çalışmada; ısı taşıyan akışkan (ITA) ile FDM arasındaki ısı transferini artırmak için çok farklı tipte ısı değiştiricileri tasarımları yapılmıştır. Bunlardan bazıları; çift borulu, gövde borulu, spiral borulu, plakalı, contalı-plakalı, spiral plakalı ve lamelli, plakalı - kanatlı, kanatlı - borulu olarak çeşitlendirilmektedir. FDM'lerin fiziksel ve kimyasal davranışları ve düşük ısı iletim katsayısına sahip olmaları sebebi ile uygun çalışacak ısı değiştiricisi tasarımı, IED sisteminin ısıl performansı için anahtar bir faktördür. Literatürde ısı taşıyan akışkandan FDM'ye olan ısı transferini arttırmak için borulu ısı değiştiricilerine kanatçık veya pimler eklenerek ısı transfer yüzey alanı arttırmak amacıyla daha farklı tasarımlar da denenmektedir. Isı değiştiricisi tasarımındaki bir diğer faktör ise malzeme seçimidir. Tercih edilen malzemeler genellikle ısı iletim katsayısı yüksek olan bakır, alüminyum ve alaşımlarıdır. IED sistemlerinde FDM ile uyumlu çalışabilen ısı değiştiricisi tasarımları ve bu sistemlerdeki FDM'nin erime ve katılaşma ile ilgili literatür araştırmaları aşağıda verilmiştir.

Mahani ve diğerleri, oluklu (zikzak) plakalı ısı değiştiricisinde bir FDM eritme ve

katılaşma, hem yatay hem de dikey konumlarda düz plakalı ısı değiştiricisine kıyasla sayısal olarak incelemişlerdir. Kanal genişliği ve hava akış sıcaklığının (318 K, 323 K ve 328 K) etkileri özel olarak incelenmiştir. Sonuçlar, hem eritme hem de katılaşma modlarında düz kanala kıyasla yatay oluklu konfigürasyonun çok daha iyi performansını ortaya koymuştur. FDM'ye daha yüksek ısı transfer oranlarını kolaylaştıran geniş ısı değişim yüzey alanı nedeniyle, erime oranının yaklaşık % 8 daha hızlı olduğu ve ortalama sıcaklığın düz bölgeye kıyasla oluklu bölgede 4 K daha yüksek olduğu bulunmuştur. Ek olarak, oluklu sistem kullanılarak daha kompakt bir ünite elde edilebileceğini, yarı genişlikli FDM kanalının uygulanması, çift genişlikli kanala kıyasla erime oranını sekiz kat hızlandırdığı gösterilmiştir. Hava akış sıcaklığı 328 K olduğunda FDM 274 saniye içinde eridiğini, 308 K hava akış sıcaklığı için erime süresi 460 saniyeye çıktığı gözlenmiştir. Dahası, FDM sırasıyla 318 K ve 328 K hava akımı sıcaklıklarında 250 s ve 405 s'de katılaştığı gösterilmiştir [84].

Zhang ve diğerleri, sarmal kanatçıklı gizli ısı termal enerji depolama sistemlerini için yenilikçi bir yapı olarak önermişlerdir. Kanatlı gizli IED ünitelerinde FDM'nin erime sürecini araştırmak için doğal konveksiyonu dikkate alan üç boyutlu bir sayısal model oluşturulmuştur. Yeni kanat yapısını değerlendirmek için, geleneksel kanatlı gizli IED sistemlerinde FDM'nin erime süreci ilk olarak simüle edilmiş ve aynı ısı transfer yüzey alanında yenilikçi gizli IED ünitesi ile karşılaştırılmıştır. Sonuçlar, kanat yapısının şarj işlemi üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğunu göstermiştir. Çift sarmal kanatçıkların FDM alanına gömülmesi, dikey bir gizli IED'de en iyi termal performansı sağlayabileceği ve dörtlü sarmal kanatlı gizli IED, yatay bir termal enerji depolama ünitesinde en iyi termal performansı elde edebilebileceği vurgulanmıştır. Geleneksel kanatlı gizli IED üniteleri ile karşılaştırıldığında, dikey gizli IED'de tamamen erime süresi %31 azaldığı gösterilmiştir. Ayrıca ITA giriş yönü ve hızının termal performans üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Sonuçlar, ITA girişinin yönü yerçekimi ivmesinin tersi olduğunda gizli IED ünitesinin tek tip bir sıcaklık alanı ve daha iyi termal performans sergilediğini ortaya koymuştur. ITA'nın giriş hızının arttırılması kanatlı gizli IED ünitesinin şarj sürecini büyük ölçüde etkilediği gözlenmiştir [85].

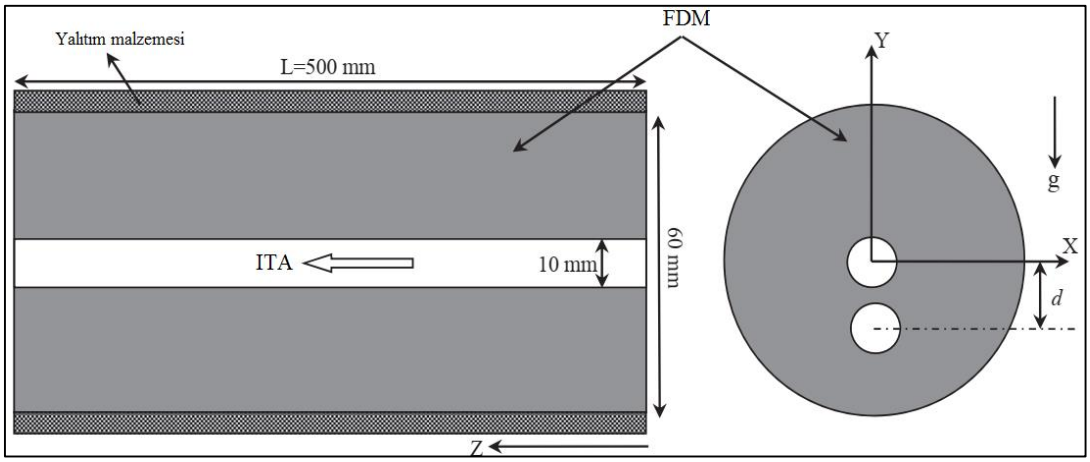
Hosseini ve diğerleri, parafin RT50'nin bir kabuk ve borulu ısı değiştirici içindeki kısıtlı eritme ve katılaşma süreçleri sırasında bir faz değişim malzemesi olarak termal davranışını ve ısı transfer özelliklerini incelemek için deneysel ve sayısal çalışma tasarlamıştır. Resim

5.1'de verilen deney düzeneğinde, ısı transfer sıvısının giriş sıcaklığının arttırılmasının FDM'nin şarj ve deşarj süreçleri üzerindeki etkilerini araştırmak için bir dizi deney yapılmıştır. Hesaplamalar, faz değişim fenomeninin simülasyonu için tek alanlı bir entalpi formülasyonunu içeren yinelemeli, sonlu hacimli sayısal bir prosedüre dayandığını göstermiştir. Çeşitli süreçlerde eriyen cephe sayısal bir simülasyonla incelenmiştir. Deneysel sonuçlar, giriş ITA sıcaklığının 70 °C'den 75 °C ve 80 °C'ye yükseltilmesiyle, şarj ve deşarj işlemlerinde teorik verimin sırasıyla %81,1'den %88,4'e ve %79,7'den %81,4'e yükseldiğini göstermiştir [86].



Resim 5.1. Hosseini ve diğerlerinin deney düzeneği [86]

Pahamli ve diğerleri, RT50'nin bir kabuk ve borulu ısı değiştiricisinde faz değişim malzemesi olarak erime davranışını ele almıştır. Şekil 5.8'de gösterilen bir geometrik özellik (eksantriklik) ve akış özellikleri (kütle akış hızı ve ısı transfer sıvısının giriş sıcaklığı) içeren parametrelerin FDM'nin farklı belirleyici parametreleri üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Sonuçlar, iç tüpün üzerinde katı FDM olduğu sürece, FDM'nin ortalama sıcaklığının eksantrikliğin bir fonksiyonu olmadığını göstermiştir. Genel olarak eksantrikliğin artmasıyla eritme işleminin son aşamalarında ısı transfer hızının ve ortalama sıcaklığın arttığı gösterilmiştir. Sonuçlar, ısı transfer sıvısının artan eksantrikliği ve giriş sıcaklığının, özellikle her iki varyasyon aynı anda düşünüldüğünde ısı değiştiricisindeki ısı transfer oranını etkilemesine rağmen, kütle akış hızının, eksantrik durumlarda bile hız üzerinde bu kadar önemli bir izlenim bırakmadığını göstermiştir [87].

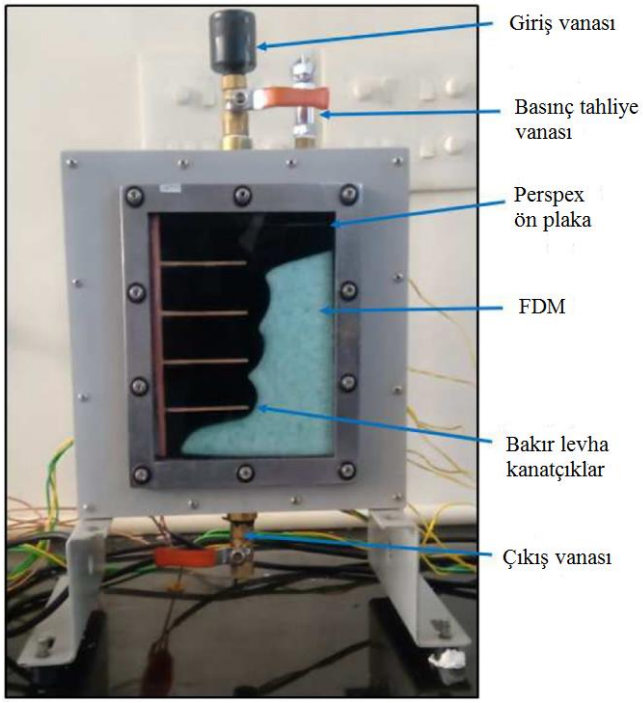


Şekil 5.8. Fiziksel modelin konfigürasyonu [87]

Kazemi ve diğerleri, kanatçık açısının değişiminin faz değişimi sırasında ısı transferi iyileştirmesi üzerindeki sonuçlarını araştırmışlardır. Bu nedenle RT 35'in FDM olarak erime işlemi farklı açılar için üçlü kanatlı ve çift kanatlı durumlar için çalışılmış ve sonuçlar kanatçıksız tüp ile karşılaştırılmıştır. Sonuçlar, doğal konveksiyon hâkimiyeti nedeniyle üst yüzgecin toplam erime süresi üzerinde büyük bir etki bırakmadığını göstermiştir. Üç kanatlı ısı değiştiriciler düşünüldüğünde kanat açısı 60'tan 120'ye çıktıkça toplam erime süresi azalmıştır. Bununla birlikte, çift kanatlı durumlar söz konusu olduğunda, açının 150'den 45'e düşürülmesi erime süresinin kısalmasına neden olmuştur. Açının daha fazla küçültülmesi toplam erime süresini artırmıştır. Sonuçlar ayrıca, üçlü kanatlı kasalar ve çift kanatlı kasalar arasındaki en iyi durumların, basit ısı değiştiricisine göre erime süresinde %22,5 ve %62 azalma ile sonuçlandığını göstermiştir [88].

Gizli ısı termal enerji depolama sistemlerindeki FDM'lerin düşük termal iletkenliğininin arttırılmasında yaygın olarak kullanılan yapı kanatçıklardır, yeni bir teknik ise metal köpük infüzyonudur. Her iki güçlendiricinin termal taşıma artırımı genellikle geometrik ve operasyonel özellikleri vurgulanır ve saf FDM ile karşılaştırılır. Bununla birlikte, faz değişimi sırasında klasik kanatçıklar ve metal köpüğün karşılaştırmalı bir değerlendirmesini bulmak nadirdir. Joshi ve Rathod, çalışmalarında kanatçıkların ve metal köpük infüzyonlu gizli IED sistemlerinin ısıl performansını aynı kompaktlık faktörü altında yan yana koymayı amaçlamışlardır. Yerel termal denge-dışı bağlı entalpi gözenekliliği yaklaşımına dayalı olarak geliştirilmiş bir sayısal modeli doğrulamak için iyi karakterize edilmiş bir deneysel test donanımı geliştirilmiştir (Resim 5.2). Sonuçlar, kanatların dâhil edilmesinin erime ve katılaşma süreçlerinin saf PCM'ye kıyasla sırasıyla

%50 ve %5,56 artırdığını göstermiştir. Benzer şekilde, metal köpük infüzyonu, FDM'nin aynı kütlesi altında %16,67 ve %33,33 ilgili termal taşıma geliştirmeleri göstermiştir. FDM infüze edilen kanatlar erime oranını metal köpük infüzyon FDM'den %66,67 oranında hızlandırmıştır. Öte yandan, metal köpük aşılanmış FDM, aşılanmış FDM kanatçıklarından %29,41 daha yüksek katılaşma oranı sergilemiştir. Toplam çevrim süresi açısından, termal performans artırıcı olarak metal köpük, kanatçıklardan %15 daha iyi öne çıkmıştır [89].



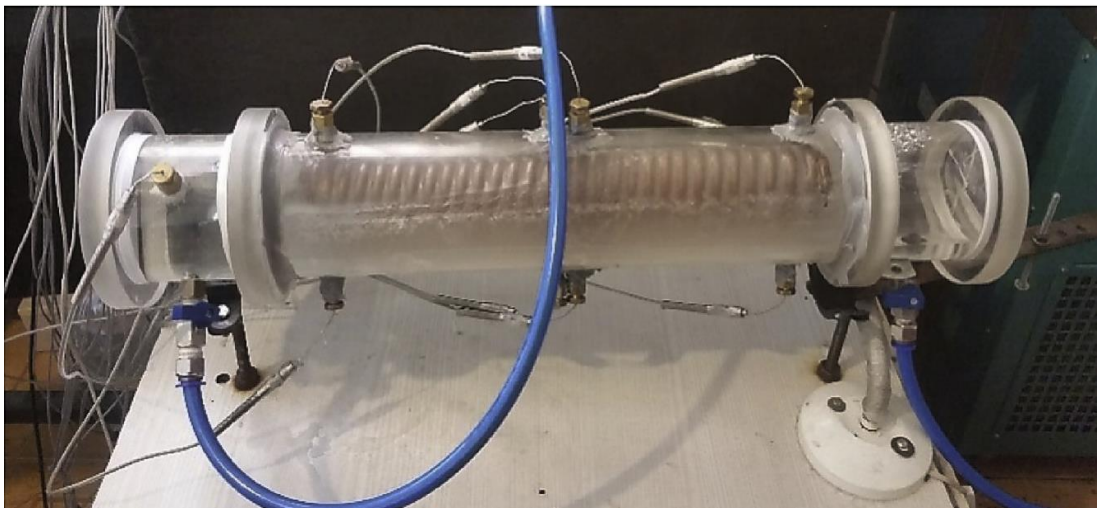
Resim 5.2. Kanatçıklı gizli ısı depolama ünitesi [89]

Seddegh ve diğerleri, dikey silindirik kabuk-tüp gizli ısı termal enerji depolama sistemlerinde ısı transfer mekanizmasının fiziğini incelemiştir. Bir FDM'nin sıvı/katı arayüzünün gelişimini araştırmak için görselleştirilmiş deneyler gerçekleştirilmiştir. Deneysel sıcaklığın zamansal değişimi daha sonra doğal taşınımın FDM'deki ısı transferi üzerindeki etkisini araştırmak için kullanılmıştır. Sıvı FDM içindeki ısı transferini daha iyi anlamak için erimiş FDM'nin konvektif sirkülasyonunu araştırmak için birleşik bir iletim/konveksiyon modeli uygulanmıştır. Sonuçlar, şarj işlemi sırasında sıvı FDM'nin sistemin üst kısmına yükseldiğini ve erime cephesinin aşağı doğru hareket ettiğini göstermiştir. Termal enerji, ısı transfer sıvısından sıvı FDM'ye, ITA borusu etrafında oluşturulan dikey bir sıvı FDM katmanında konveksiyon yoluyla aktarılmıştır. Daha sonra, yüksek sıcaklıktaki sıvı FDM, sistemin üst kısmında yatay konvektif sirkülasyonu indüklemiştir. Deşarj işlemi sırasında sonuçlar, katılaşma cephesinin hem radyal hem de

eksenel yönde hareket ettiğini göstermiştir. Sonuçlar, kabuk ve tüp gizli IED sistemlerinin tasarımı ve optimizasyonu için etkili bir şekilde kullanılması için doğal konveksiyonun etkisinin anlaşılmasına yardımcı olmuştur [90].

Cao ve diğerleri, gizli IED sisteminde erime oranını iyileştirmek için, eksantrik yatay kabuk ve tüp depolama ünitesinde eritme işlemi sırasında doğal taşınımın etkisini araştırmışlardır. Farklı eksantrikliklerdeki ve sınır sıcaklığındaki eritme performansı, deney araştırması ve sayısal simülasyon yoluyla elde edilmiştir. Deney çalışması sırasında, farklı konumlardaki sıcaklık değişimleri ölçülmüştür. Daha sonra sıcaklık ve akışkan alanı, faz arayüzünün hareketi sayısal simülasyonla analiz edilmiştir. Eksantrik mesafenin artmasıyla doğal konveksiyonun hâkim olduğu alan artmış, böylece erime hızının da arttığı gözlemlenmiştir. 30 mm eksantriklikte ve 80 ℃ sıcaklıkta olan geometri, toplam erime süresinde %57 azalma ile sonuçlanmıştır. Erime işlemi sırasında doğal taşınımın ve ısı aktarım mekanizmasının gelişimine özel dikkat gösterildiğinden, zaman-ortalama ısı aktarım katsayısı parametresi önerilmiştir. Isı aktarım katsayısı, eksantrik bir geometride göreceli olarak daha yüksektir, bu da ısı transfer verimliliğinin arttığını göstermiştir. Isı aktarım katsayısının değişimi ayrıca eş merkezli birim ve eksantrik birimdeki ısı transfer karakteristiğinin dönüşümünü yansıtmıştır [91].

Rahimi ve diğerleri, Resim 5.3'de verilen spiral borulu kabuk ve borulu ısı depolama ünitesi, FDM ile doldurulmuş olup deneysel olarak incelenmişlerdir. FDM olarak parafin RT53, ITA olarak da su seçilmiştir. IED ünitesinin performansı 0,43; 0,48 ve 0,53 Stefan sayıları için incelenmiştir. ITA'nın hacim akış hızı 500 ml/dakikadır. IED ünitesinin performansı üzerindeki sarmal çapın etkisini değerlendirmek için 5, 7 ve 9 cm'lik üç çaptan yararlanılmıştır. Sonuçlar, Stefan sayısı arttıkça eritme işleminin hızlandığını ve toplam eritme süresinin azaldığını göstermiştir. Ayrıca, artan bobin çapının toplam erime süresinde bir azalmaya ve ayrıca nihai ortalama FDM sıcaklığında bir artışa neden olduğunu göstermiştir. FDM tarafından emilen enerji, ITA tüpünün sarmal çapı artırılarak artırılabileceği ortaya konulmuştur [92].



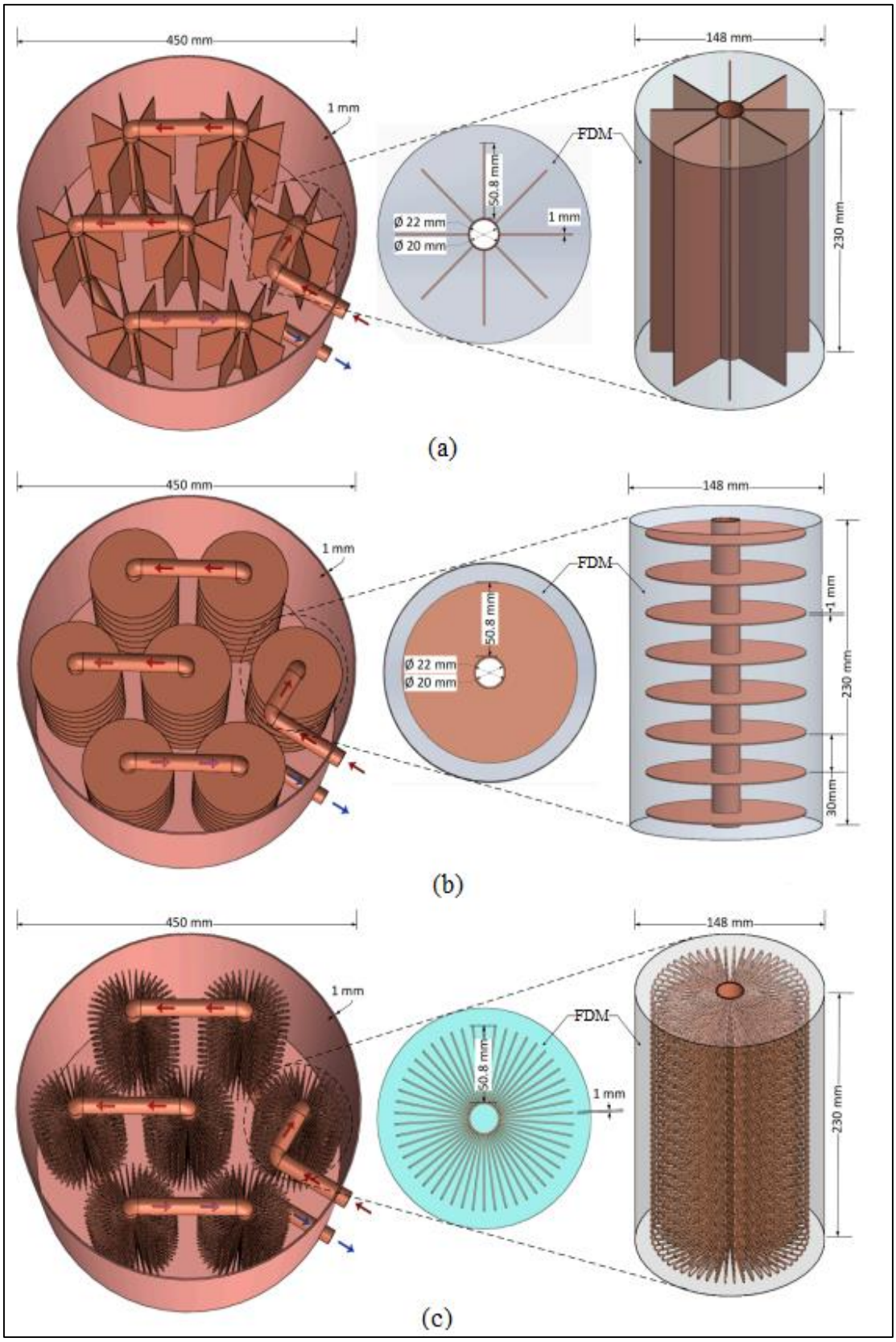
Resim 5.3. Rahimi ve diğerlerinin parafinli IED sistemi [92]

Youssef ve diğerleri, bir FDM ısı değiştirisicini özellikle spiral kablolu borularla tasarlamış ve dolaylı güneş destekli ısı pompası test sistemine entegre etmişlerdir. Spiral telli boru bir FDM ısı değiştiricisinde uygulanmamış olmasına rağmen, FDM ısı transferi ve ısı depolama performansını önemli ölçüde artırması beklenmiştir. Bunu doğrulamak ve FDM ısı depolama ve salım süreçlerini anlamak için, FDM ısı değiştirici için ayrıntılı bir üç boyutlu HAD modeli geliştirilmiş ve ölçümlerle doğrulanmıştır. FDM'nin şarj ve deşarj işlemleri sırasında sıcaklık değişimleri ve görselleştirmeleri bu nedenle simüle edilmiş ve geçici olarak sunulmuştur. Ayrıca, farklı giriş ısı transfer akışkan akış hızlarının ve sıcaklıklarının FDM erime/katılaşma süresi üzerindeki etkileri gösterilmiştir. Isı eşanjörünün çalışmasını ve güneş sistemi ile entegrasyonunu verimli bir şekilde öğretebilen bazı önemli simülasyon sonuçları elde edilmiştir [93].

Bhagat ve diğerleri, orta sıcaklıklı (~200 °C) güneş enerjisi santrali için kanatlı çok borulu gizli IED sisteminin aralıklı güneş enerjisi nedeniyle ITA sıcaklığındaki dalgalanmaları azaltmadaki etkinliğini sunmuşlardır. IED malzemesi olarak 168,7 °C erime sıcaklığına sahip parafin, ITA olarak da termik yağ kullanılmıştır. Mevcut FDM'lerin çoğu, termal depolama sisteminin termal performansını büyük ölçüde etkileyen çok düşük termal iletkenliğe (~0,2–0,5 W/m.K) sahiptir. Bu nedenle, bu çalışmada, FDM'de ısı transferini artırmak için kanatçık şeklindeki termal iletkenlik arttırıcı kullanılmıştır. IED'daki sıvı akışı ve ısı transferi davranışı, FDM'deki faz değişim sürecini hesaba katmak için entalpi tekniği ile birleştirilmiş sayısal bir model kullanılarak incelenmiştir. Laboratuvar ölçekli deney düzeneği ile doğrulanan geliştirilmiş sayısal model, depolama sistemi çıkışında

kanatçık sayısı, kanat kalınlığı ve kanat yüksekliğinin ITA sıcaklığına etkisini araştırmak için kullanılmıştır. Kanat sayısının ve kanat kalınlığının depolama sisteminin termal performansını önemli ölçüde etkilediği, yüksek termal iletkenlikli malzeme kanadı için ısı transferindeki artışın marjinal olduğu bulunmuştur [94].

Khan ve Ahmed Khan, çalışmalarında daha yüksek şarj oranını, daha yüksek toplam entalpi ve gizli IED sisteminin daha iyi termal dağılımını garanti etmek için en uygun çözümü belirlemek için birleştirilmiş termal geliştirme tekniklerini içeren üç boyutlu hesaplama modellerinin derinlemesine sayısal analizlerini sunmuşlardır. Şekil 5.9'da gösterildiği gibi dikey kabuk ve tüp konfigürasyonlarında uzatılmış yüzeyler olarak boyuna, dairesel ve tel sargılı kanatlar kullanılan IED üniteleri için FDM olarak grafen nano-trombosit nano katkılı parafin seçilmiştir. Sayısal analizlere dayalı olarak, genişletilmiş yüzeyler, nano FDM'lere kıyasla daha iyi termal dağılımları ve şarj oranları kaydedilmiştir. Genişletilmiş yüzeylerin geometrik yönü ve nano katkı maddelerinin hacim konsantrasyonu, eriyik ön hareketi, doğal konveksiyon ve ısı transfer performansı üzerinde önemli etkiye sahip olduğu görülmüştür. Isı akışının tepe değerleri, ısıl güçlendirmesiz parafin için 2,25 kW/m^2'den dairesel, uzunlamasına ve tel sargılı kanatçıklı konfigürasyonlarında %1 grafen nano-trombosit ile nano-FDM için 35,86, 47,23 ve 88,13 kW/m^2'ye önemli ölçüde yükseltilmiştir. Bu nedenle, 11,09 MJ'yi yakalamak için şarj süresi, termal güçlendirme olmadan paraf için 23,5 saate kıyasla tel sargılı kanatçıklı konfigürasyonu için yalnızca 1,02 saate önemli ölçüde azaltıldığı görülmüştür Benzer şekilde, tel sargılı kanatçıklı konfigürasyonunun şarj oranı, genişletilmiş yüzeyleri olmayan dairesel kanatçıklı, boyuna kanatçıklı ve nano-PCM'lerden sırasıyla %20,95, %35,96 ve %89,94 daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Hacim konsantrasyonundaki %1'den %5'e artışı, biriken entalpi, doğal konveksiyon ve şarj hızı üzerinde olumsuz etkiler sergilemiştir. Bu nedenle, tel sargılı kanatçıklı yapılandırması ve %1 grafen nano-trombosit ile nano-FDM ile bağlantılı iyileştirmenin yeni tasarımı, IED sisteminin potansiyel daha geniş pratik kullanımları için optimum çözüm olarak belirlenmiştir [95].



Şekil 5.9. Çok borulu geçişlere ve çeşitli uzatılmış yüzey yönlendirmelerine sahip gövde borulu ısı değiştiricisi: (a) uzunlamasına kanatçıklı, (b) dairesel kanatçıklı ve (c) tel sargılı kanatçıklı [95]

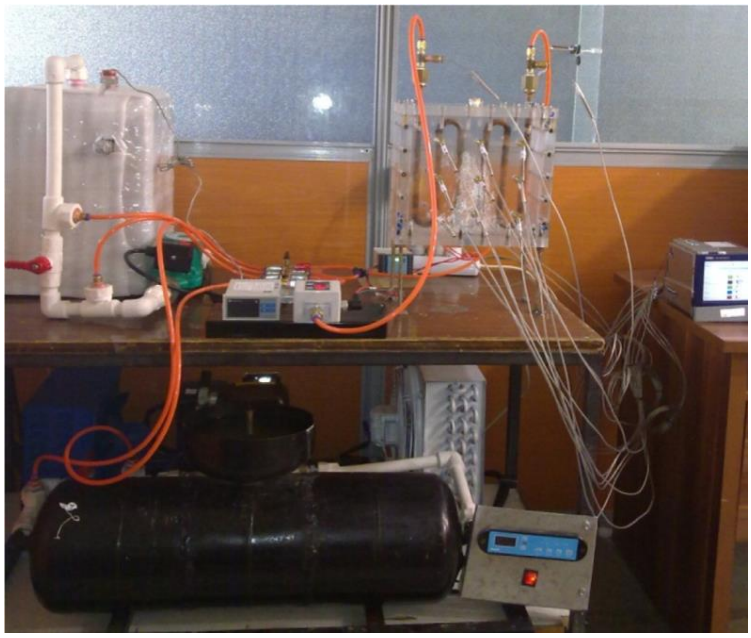
Olfian ve diğerleri, FDM ile entegre edilmiş boşaltılmış tüplü güneş kollektörlerinin ısıl performansını sayısal olarak değerlendirmişlerdir. Düz boru yerine oluklu boru kullanılmıştır. Güneş ışığının alma saatlerinde ek termal enerjiyi depolamak için oluklu U-şekilli tüp ve FDM ile donatılmış, boşaltılmış tüplü bir güneş kolektörü olan bu sistem, çalışmanın yeniliğidir. FDM'nin hem eritme hem de katılaşma işlemleri için sayısal simülasyonlar yapılmıştır. Önerilen kollektörün ısıl işlemlerinde oluklu lob sayısı, eğim ve derinliğin etkileri analiz edilmiştir. Sonuçlar, bazı durumlarda kolektör çıkış sıcaklığının biraz farklı olmasına rağmen, geceleri uzun süreli boşaltma işlemi nedeniyle günlük termal verimde önemli bir artış gözlendiğini göstermiştir. Oluklu boru, düz boru ile karşılaştırıldığında kolektör verimliliğini %21,55 artırmış; dört loblu oluklu tüp, kolektörün çalışma sıcaklığını 40 °C'ye kadar tutmuştur. Ayrıca, incelenen geometrik parametreler arasında, lob sayısı termal performans üzerinde en fazla etkiye sahip olduğu görülmüştür [96].

Yang ve diğerleri, termal enerji depolama performansını artırmak için gözenek parametrelerinde gradyanlı metal köpüklerle doldurulmuş yeni bir gizli ısı termal enerji depolama birimi önermişlerdir. Metal köpükler için gözeneklilik ve gözenek yoğunluğunda pozitif ve negatif gradyan olmak üzere iki tür gradyan tasarlanmıştır. Bu problem için eritme işlemi sırasında erime cephesi değişimini, sıcaklığı ve hız alanını tahmin etmek için fiziksel ve sayısal modeller oluşturulmuştur. Deneysel bir test teçhizatı oluşturulmuş ve parafin/metal köpük kompozitindeki sıcaklık değişimi ölçümleri, yapışkan madde uyumu elde edilerek sayısal modeli doğrulamak için yapılmıştır. Sıcaklık değişimleri ve eriyen cephenin gelişimi araştırılmış ve kaydedilmiştir. Sayısal sonuçlar, gözeneklilikteki pozitif gradyanın, tek tip ve negatif gradyan durumlarına göre daha iyi ısı transferini artırabileceğini göstermiştir. Pozitif gradyan gözeneklilik tasarımı ile tam erime süresinde %17,9'luk bir azalma elde edilebildiği ve aynı zamanda diğer düzenlemelere kıyasla daha iyi bir sıcaklık homojenliği de elde edildiği görülmüştür. Gözenek yoğunluğu düzenlemesinin iyileştirilmesi, eritme sürecine çok az katkıda bulunmuştur, ancak gözenek yoğunluğunda pozitif gradyanlı durum için sıcaklık tekdüzeliği, tek tip düzenlemeye kıyasla %9,1 arttığı gözlemlenmiştir. 0,89-0,95-0,98'lik bir gözeneklilik gradyanında önerilen bir optimizasyon ile tam erime süresini % 21,1 oranında azaltılmıştır [97].

Mahdi ve diğerleri, gizli IED sistemleri için yenilikçi, iyi performans gösteren bir FDM muhafaza tasarımı olarak çift borulu sarmal sargılı bir tüpün/ısı değiştiricisinin kullanımını

önermişlerdir. FDM erime sırasındaki konveksiyon etkilerini dikkate alan üç boyutlu bir sayısal model oluşturulmuş ve deneylerle başarılı bir şekilde doğrulanmıştır. Yeni gizli IED ünitesinin tasarımını değerlendirmek için, aynı yüzey alanına sahip yatay ve dikey düz çift borulu gizli IED sistemlerindeki FDM'nin erime evrimi başlangıçta simüle edilmiş ve yeni aynı boyutlu gizli IED sistemi ile karşılaştırılmıştır. Daha sonra, çift borulu sarmal sargılı depolamanın ısıl performansı, çeşitli işletim koşulları altında yoğun bir şekilde araştırılmıştır. Sonuçlar, FDM'nin erime süresini, yatay ve dikey düz çift borulu gizli IED sistemleri için sırasıyla yaklaşık %25,7 ve %60 daha az olduğunu ortaya koymuştur. Böylece bobin aralığının çift borulu sarmal sargılı borudaki toplam FDM erime süresi üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğunu göstermiştir. Analiz ayrıca, ısı transfer sıvısının başlangıç sıcaklığının ve Reynolds sayısının FDM erime sürecini önemli ölçüde etkileyen diğer faktörler olduğunu ortaya koymuştur [98].

Rahimi ve diğerleri, FDM'nin katılaşma ve ergime sürecini alüminyumdan yapılmış kanatçık ve bakırdan yapılmış borulu ısı değiştiricisinde deneysel olarak araştırmışlardır. Resim 5.4'de gösterilen bu çalışmada, kanatçık ve boru arası kimyasal olarak dengede, uzun süre faz değişim döngüsünde sabit bir performans gösteren, zehirli ve aşındırıcı olmayan Parafin RT35 malzemesi ile doldurulmuştur. TED esnasında ergime ve katılaşma sürecine akış debisinin, giriş sıcaklığının ve geometrik parametrelerin etkileri incelenmiştir. Sonuçlar, kanatçıkların kullanılmasının, akış rejiminden bağımsız olarak kanatçık ortalama sıcaklığını artırdığını göstermiş, kanatçık aralığındaki azalma bu parametreyi her iki rejim için mantıklı bir şekilde etkilememiştir. Giriş sıcaklığının 50 °C'den 60 °C'ye artmasıyla, 60 °C'den 70 °C'ye aynı artışa kıyasla erime süresi daha çok azaldığı bulunmuştur [99].



Resim 5.4. Rahimi ve diğerlerinin deney düzeneği [99]

Kibria ve diğerleri, yaptığı çalışmada kabuklu ısı değiştiricilerinde FDM ve ısı transfer akışkanın arasındaki ısı transferini iyileştirmek için sıcaklık ve ısıl direncin iterasyonuna dayalı nümerik analizler yapmış ve nümerik analizlerin doğruluğunu test etmek için ise deney düzeneği kurmuştur. Nümerik ve deneysel sonuçların birbirleriyle uyumlu olduğu ve kolay ve basit nümerik metodun gizli ısı enerji depolama sisteminin faz değişim davranışının simülsyonu için kullanılabileceğini göstermiştir. Sonuçlar, ısı transfer akışkanının giriş sıcaklığı FDM'nin erime ve katılaşmanın büyük oranda etkilediğini, depolama ünitesinin performansının geliştirilmesinde tüp çapının tüp kalınlığından daha önemli bir parametre olduğunu göstermiştir [100].

Medrano ve diğerleri, gizli ısı enerji depolama olarak çalışan beş küçük ısı değiştiricisinde parafin RT35'in erime katılaşma sırasındaki ısı transfer sürecini deneysel olarak araştırmışlardır. Ortalama ısıl güç değerleri çeşitli çalışma koşulları için değerlendirilmiş ve incelenen ısı değiştiricileri arasında karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma, birim alan başına ortalama güç ve ortalama sıcaklık gradyanı için yapıldığında; sonuçlar, bir grafit matris içine gömülü FDM'li çift borulu ısı değiştiricisinin 700-800 W/m^2K aralığında daha yüksek değerlere sahip olduğunu göstermiştir. Ayrıca, ısı transferi artışı suyun giriş sıcaklığı ve FDM faz değişim sıcaklığı arasındaki fark 15 ℃ den 25 ℃'ye çıkarıldığında, faz değişim zamanını %30 ve %60 arasında düştüğünü ve ortalama depolama süresinin arttığını gözlemlenmiştir. Öte yandan, ısı transfer alanının dış hacme en yüksek oranına sahip olan

kompakt ısı değiştiricisi büyük ölçüde en yüksek ortalama termal güce (1 kW'ın üzerinde) sahip olduğu görülmüştür [101].

Hosseini ve diğerleri, çalışmalarında çift borulu ısı değiştiricisinde paraffinin ergime sürecindeki doğal taşınımını ve ısı transfer akışkanının giriş sıcaklığının ısı transferi üzerindeki etkisini deneysel ve nümerik olarak incelemişlerdir. Deneysel sonuçlar sıcaklıklardaki ani artışın kaldırma kuvveti nedeniyle deponun en üstünde olduğu gözlemlenmiştir. Hesaplamalar ise giriş sıcaklığı 70 ℃'den 80 ℃'ye arttırıldığında toplam ergime süresinin de %19'dan %37'ye kadar azaltılacağını göstermişlerdir. Böylelikle ergime süresini kısaltarak daha çok enerji depolama kapasitesi de artırılmış olmaktadır [102].

Jmal ve Baccar, doğal taşınımı göz önüne alarak, iklimlendirme sistemleri için kanatlı ısı değiştiricisi içindeki FDM'nin katılaşma sürecini sayısal olarak çalışmışlardır. Sayısal analizin ana amacı FDM katılaşma zamanındaki doğal taşınımın ve ısı transferi gelişiminde kanatçık sayısının etkileri çalışılmıştır. Kanatlı yapının olması ısı transfer akışkanına FDM'den enerji aktarımını hızlandırması böylelikle deşarj zamanının azalmasına ve akışkanın çıkış sıcaklığının artmasını sağlamaktadır. Katılaşma süreci FDM tank yüzeyinden ilerledikçe ve sıvı merkeze doğru yayıldıkça kanatçıklar ve tankın yüzeyi çevresinde yalıtım tabakası oluşmuş, bu nedenle de FDM ve akışkan arasında ısı transferi düşmüştür. Yapılan bu çalışmada yedi saat sonra FDM'nin %70'i katı hale gelmekte ve ısı transferi hemen hemen tamamlanmış olmaktadır [103].

Yukarıda özetlenen literatür araştırmasında; hava kaynaklı, güneş destekli ve PVT destekli ısı pompası sistemleri ile ısıl enerji depolamanın kullanıldığı sistemler ve ITA ile FDM arasındaki ısı transferini artırmak için yapılan farklı tipte ısı değiştiricileri tasarımlarının ele alındığı görülmektedir. Bu çalışmalar incelendiğinde, ısı pompası sisteminin kondenseri ile birlikte kullanılabilen bir IEDÜ tasarımı konusunda bir boşluk gözlemlenmiştir. Bu doğrultuda bu tez çalışmasında, ısı pompası sistemindeki kondenserden açığa çıkan ısının bir kısmının depolanabileceği yeni bir IEDÜ geliştirilip tasarlanması, HKIP, GDIP ve PVTDIP sistemlerinde test edilmesi ve IEDÜ'nün sayısal analizlerinin gerçekleştirilmesi planlanmıştır.

6. MATERYAL METOD

Bu bölümde, ısı pompası siteminin kondenserine entegreli tasarlanan ısıl enerji depolama ünitesinin sayısal analiz yöntemi ve ısıl enerji depolama ünitesi, hava kaynaklı ısı pompası sistemi, güneş destekli ısı pompası sistemi ve PVT destekli ısı pompası sisteminin tasarımı ve üretimi sunulmaktadır. Bu sistemlere ait deney düzenekleri, deneysel süreç ve bu deneylerin enerji analizi için gerekli eşitlikler bu bölümde yer almaktadır.

6.1. Sayısal Analiz

Bu çalışmada entalpi yöntemi bazı avantajları nedeniyle uygulanmıştır: (i) yönetim denklemleri tek fazlı denkleme benzer; (ii) katı-sıvı ara yüzünde karşılanması için kesin koşullara gerek yoktur; (iii) entalpi formülasyonu, iki standart faz arasında hem katı hem de sıvı malzemeleri içeren bir lapa bölge (mushy zone) içindeki çözeltiyi içerir; ve (iv) faz değişikliği sorunu daha kolay çözülebilir [103,104].

Entalpi yönteminde, yönetim denklemi hem katı hem de sıvı fazlar için aynıdır ve katı-sıvı arayüz konumu açıkça izlenmez. Arayüz, iki fazı ayıran lapa bir bölge ile gösterilir [105]. Enerji korunumu, sabit termo-fiziksel özellikler için toplam hacimsel entalpi ve sıcaklık cinsinden ifade edilir.

$$\frac{\partial \rho H}{\partial t} + \nabla.(\rho v H) = \nabla.(k \nabla T) + S \tag{6.1}$$

Burada, H Eş. 6.2 ve Eş. 6.3'de verilen duyulur ve gizli ısıların toplamı olan toplam hacimsel entalpidir ve h_{ref}, T_{ref}'daki duyulur ısıdır:

$$H = h + fL \tag{6.2}$$

$$h = h_{ref} + \int_{T_{ref}}^{T} c_p dT \tag{6.3}$$

burada f, sıvı oranıdır ve sıvı formdaki bir hücre hacminin oranını belirtir ve Eş. 6.4'de verilmiştir. Lapa bölge, sıvı oaranının 0 ile 1 arasında olduğu bir bölgedir [105].

$$f = \begin{cases} 0\ ise\ T < T_{katı} \\ \frac{T-T_{katı}}{T_{sıvı}-T_{katı}}\ ise\ T_{katı} < T < T_{sıvı} \\ 1\ ise\ T > T_{sıvı} \end{cases} \quad (6.4)$$

Eş. 2-4 uygulanarak enerji denklemi şu şekilde yazılabilir:

$$\frac{\partial \rho h}{\partial t} + \nabla.(\rho v h) = \nabla.(k \nabla T) - \frac{\partial \rho f L}{\partial t} - \nabla.(\rho v f L) + S \quad (6.5)$$

Malzemenin erime yoğunluk değişiminden dolayı doğal taşınımın etkisini hesaba katarsak momentum eşitliği şu şekilde yazılır:

$$\frac{\partial \rho v}{\partial t} + \nabla.(\rho v v) = -\Delta P + \nabla.(\mu \nabla v) + \rho g + \frac{(1-f)^2}{f^3+\varepsilon} v A_{lapa} \quad (6.6)$$

Burada, v hız, A_{lapa} ise malzeme katılaştığında hızın ne kadar dik bir şekilde sıfıra düşürüldüğünü açıklayan, lapa bölge morfolojisini yansıtan bir sabittir. ε sabiti, sıfıra bölünmeyi önlemek için küçük bir sayıdır.

Sayısal analizde Boussinesq yaklaşımı kullanılmıştır ve diğer sıcaklığa bağlı modellerden daha hızlı yakınsama sağladığı için yoğunluk değişimi küçükse geçerlidir. Model, akışkan yoğunluğunun kuvvet terimi dışında tüm momentum denkleminde sabit olduğunu varsayar ve referans yoğunluk (ρ_0) ve sıcaklık (T_0) ve hacimsel genişleme katsayısı (β) temel alınarak modellenir. Momentum denklemi şöyle yazılır [105]:

$$\frac{\partial \rho_0 v}{\partial t} + \nabla.(\rho_0 v v) = -\Delta P + \nabla.(\mu \nabla v) + (\rho - \rho_0) g + \frac{(1-f)^2}{f^3+\varepsilon} v A_{lapa} \quad (6.7)$$

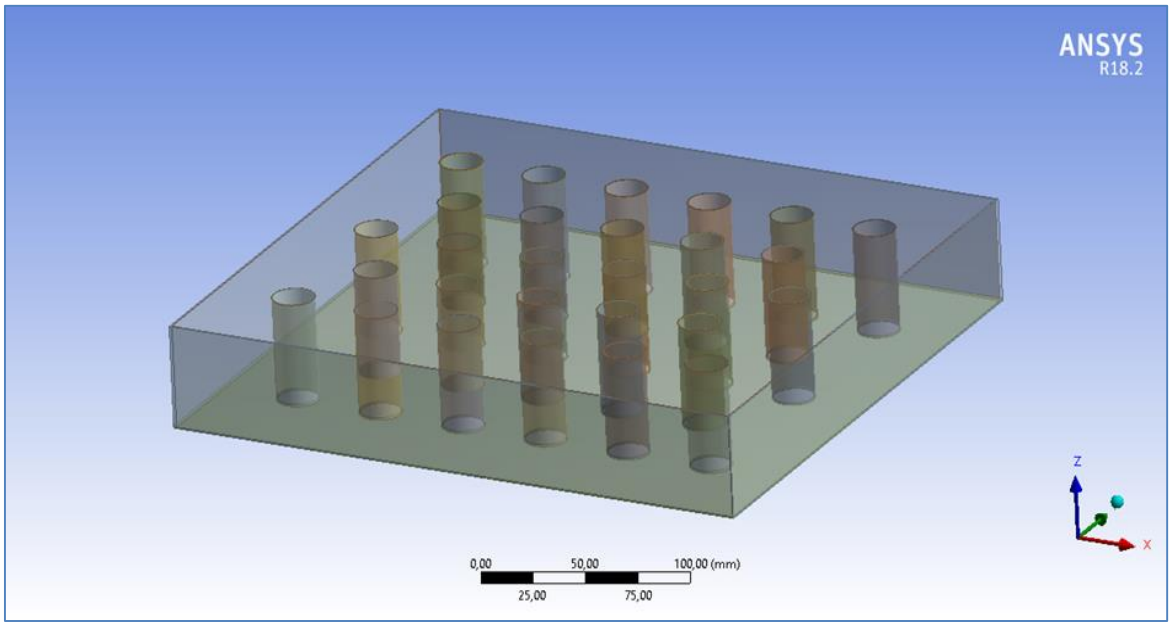
$$(\rho - \rho_0) g = -\rho_0 \beta (T - T_0) \quad (6.8)$$

Süreklilik denklemi şu şekilde verilir [105]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla.(\rho v) = 0 \quad (6.9)$$

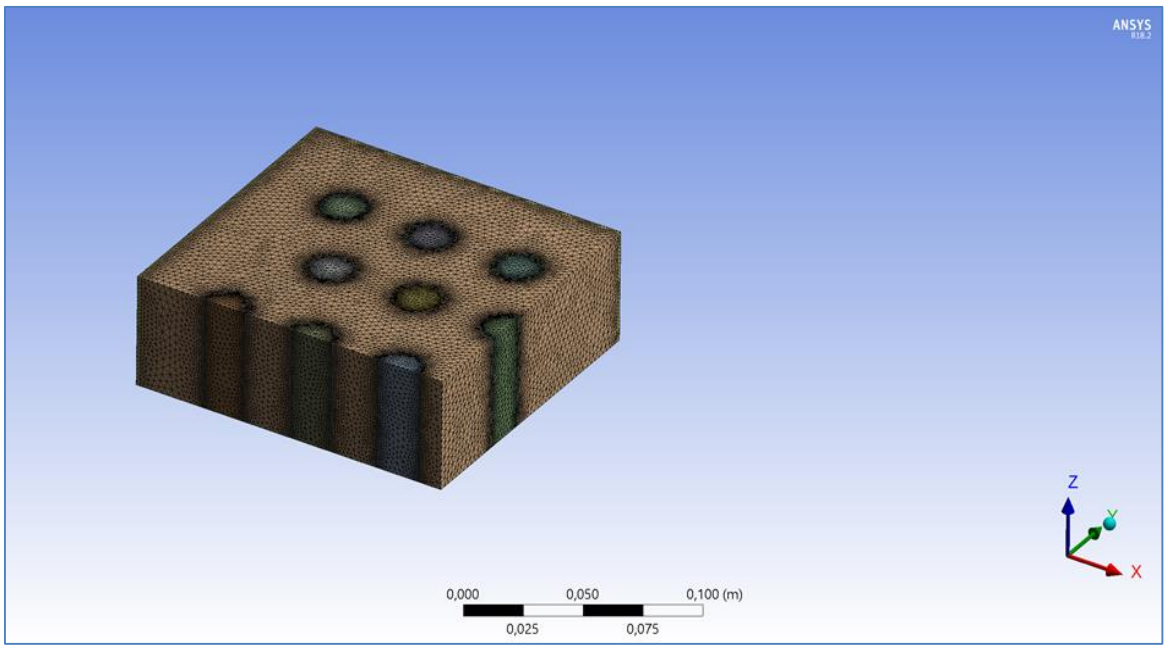
Sadece iletim modelinde, Eş. 6.5 ve Eş. 6.9 denklemleri, kombine iletim/taşınım ısı transfer mekanizmasını göz önünde bulundurulduğunda ise Eş. 6.5 ve Eş. 6.7-6.9, çözülmektedir. Sıvı oranı, entalpi dengesine göre alandaki her hücrede her yineleme sırasında hesaplanır.

Sayısal analiz, ANSYS 18.2 yazılımının Fluent uygulaması kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Katılaşma ve erime modelleri, entalpi-gözeneklilik tekniği kullanılarak Navier-Stokes denklemleri ile laminer akış için çözülmüştür. Fluent kullanılarak yapılan önceki sayısal çalışmaları takiben, basınç için ayrıklaştırma yöntemi PRESTO (Pressure Staggering Option) ile geçici simülasyon, basınç düzeltme denklemi için ve basınç-hız kuplajı için bir birleşik (coupled) algoritma kullanılmıştır. Momentum ve enerji denklemlerini çözmek için second order upwind scheme kullanılmıştır. Şekil 6.1'de sayısal analizi yapılan IEDÜ'nin design modeler da oluşturulan üç boyutlu çizimi gösterilmiştir.



Şekil 6.1. Isıl enerji depolama ünitesinin nümerik modeli

Sayısal analizde analizin yapılacağı bölgeye mesh yapısı uygulanarak küçük elemanlara bölünür. Bu küçük alanlar için yönetim denklemleri uygulanır. Bu küçük öğeler ne kadar küçükse, çözünürlük hassasiyeti o kadar iyidir. Bununla birlikte, uygun bir ağ yapısı seçilmezse, analiz uygun bir sonuç vermeyebilir veya daha yüksek kapasiteli bir işletim sisteminin kullanılmasını gerektirebilir. Zamana bağlı analizde, zaman adımı ne kadar küçükse, hesaplama maliyeti o kadar yüksek olur. Bu nedenle, IEDÜ dört simetrik bölüme ayrılmıştır ve analizler, sadece 1 simetrik bölüm için yapılmıştır. Şekil 6.2'de bu simetrik parçanın ağ yapısı gösterilmiştir.



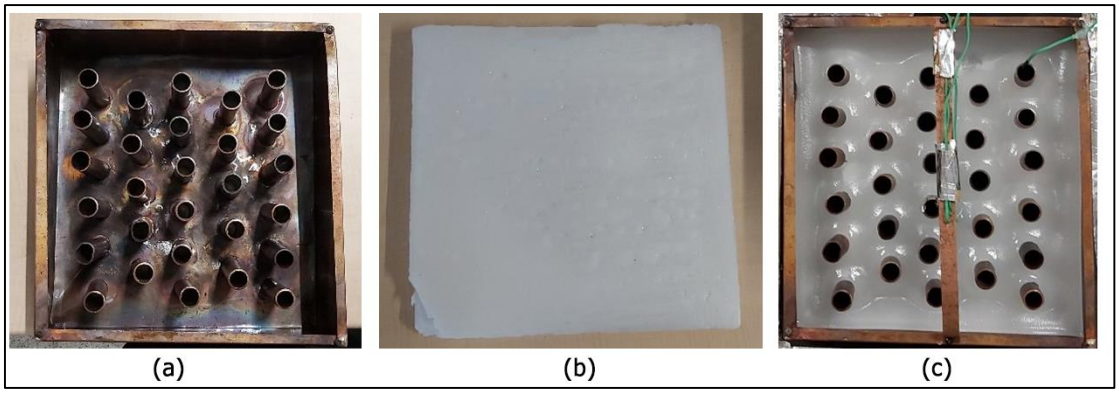
Şekil 6.2. Çeyrek simetrik modelin ağ yapısı

Bu üç boyutlu zamana bağlı çalışmada, üç farklı eleman sayısında 601162, 861037 ve 1108542 ve üç farklı 0,5, 0.1 ve 0,05 zaman adımı çalışılmıştır. 0,1 saniye zaman adımı ve 861037 element sayısı bu çalışma için yeterli bulunmuştur.

6.2. Deneysel Sistemin Tasarımı ve Analizi

6.2.1. Isıl enerji depolama ünitesinin tasarımı ve üretimi

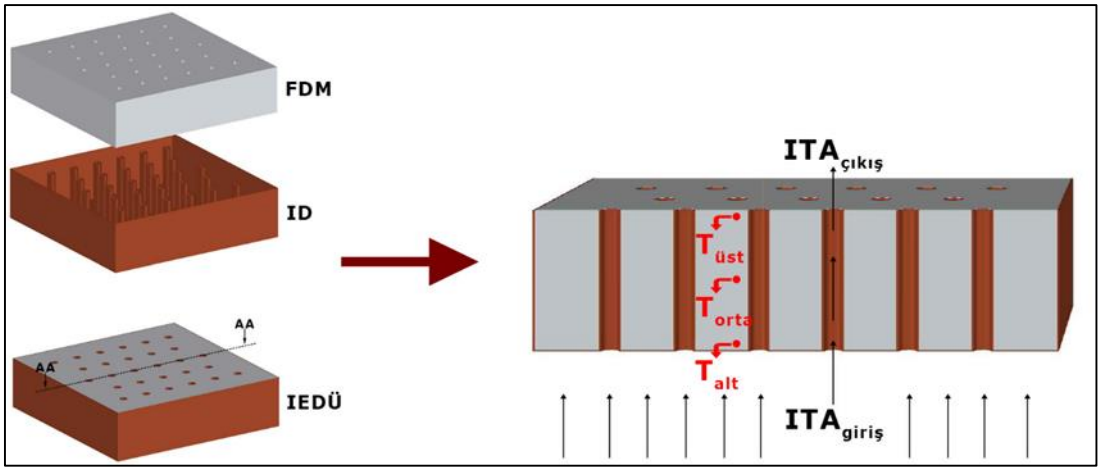
Bu tez çalışmasında, bir ısı pompası sisteminin kondenseri ile entegreli yenilikçi bir IEDÜ önerilmiştir. Önerilen IEDÜ, kondenser çıkışında açığa çıkan ısıyı etkili bir şekilde almak için tüplü bir yapıda tasarlanmıştır. Yüksek ısıl iletkenlik katsayısına sahip bakır malzemeden üretilen ısı pompasının kondenserine kolayca entegre edilebilecek şekilde geliştirilmiştir. Geliştirilen ısı değiştiricisi, 300x300x80 mm boyutlarında kare şeklinde kondenser üzerine oturacak şekilde tasarlanmıştır. Termal performansı artırmak için, IEDÜ tasarımında 1 mm kalınlığında bakır levha kullanılmıştır. Şekil 6.3a'da görüldüğü gibi bakır tüpler, ısı transfer akışkanının (ITA) geçmesine izin verecek şekilde 10 mm çapında, 1 mm kalınlığında ve 80 mm yüksekliğinde tasarlanmıştır. ITA, kondenserden tarafından ısınmış havadır. Bakır tüpler, IEDÜ'nde parafini etkili bir şekilde eritmek ve katılaştırmak için kademeli (şaşırtmalı) olarak düzenlenmiş ve toplam 28 tüp kullanılmıştır. Şekil 6.3.b'de ısıl enerji depolama için kullanılan parafin gösterilmiştir. Parafin eritilerek kontrollü bir şekilde ısı değiştiricisine konulmuştur ve donmadan önce ısıl çiftler yerleştirilmiştir. Parafin ve ısı değiştiricisinden imal edilen ısıl IEDÜ'nin üstten görünümü Şekil 6.3c'de verilmiştir.



Şekil 6.3. (a) İmal edilen ısı değiştiricisi, (b) Parafin, (c) ısıl enerji depolama ünitesi

Tasarlanan IEDÜ'nin şematik gösterimi Şekil 6.4'de verilmiştir. Isı pompası sisteminde yatay konumlandırılmış kondenserin üstüne oturacak şekilde IEDÜ tasarlanmıştır. Burada kondenserin altından giren taze hava kondenserden ısıyı alarak ITA olmaktadır. Daha sonra ITA bakır borulardan geçerek ısının bir kısmını IEDÜ'ne aktarıp ısıtma yükünü

beslemektedir. Ayrıca IEDÜ kondenser kanatçılarına temas ettiği için IEDÜ'nin alt bakır yüzeyi de ısınmaktadır. Böylelikle, IEDÜ'ndeki parafin bakır ısı değiştiricisinin sadece borularından değil her yüzeyinden ısıyı almaktadır. Parafinin sıcaklıklarını ölçmek için Şekil 6.4'de gösterildiği gibi 3 ısıl çift 30 mm uzaklıkta olacak şekilde yerleştirilmiştir. Isı değiştiricisinin üst kısmı FDM'nin erime ve katılaşma sürecini gözlemlemek için boş bırakılmıştır. Kondenserin üstü, modüler bir yalıtımlı alüminyum baca kapağı ile kapatılmıştır.



Şekil 6.4. Isıl enerji depolama ünitesinin şematik gösterimi ve yerleştirilen ısıl çiftlerin pozisyonları

Isı pompası sistemi için uygun FDM'nin seçilmesinde erime sıcaklığı dikkate alınmıştır. Kondenserin çalışma sıcaklığı ortalama 60 °C'dir ve bu yüzden bu sıcaklığın altında erime noktası olan bir FDM seçilmiştir. Tasarlanan IEDÜ'nde organik FDM olan 3 kg parafin kullanılmıştır. IEDÜ için ise ısıl iletkenliği yüksek olan bakır malzemesi tercih edilmiştir. Çizelge 6.1.'de Parafin ve bakırın termofiziksel özellikleri verilmiştir.

Çizelge 6.1. Parafin ve bakırın termofiziksel özellikleri

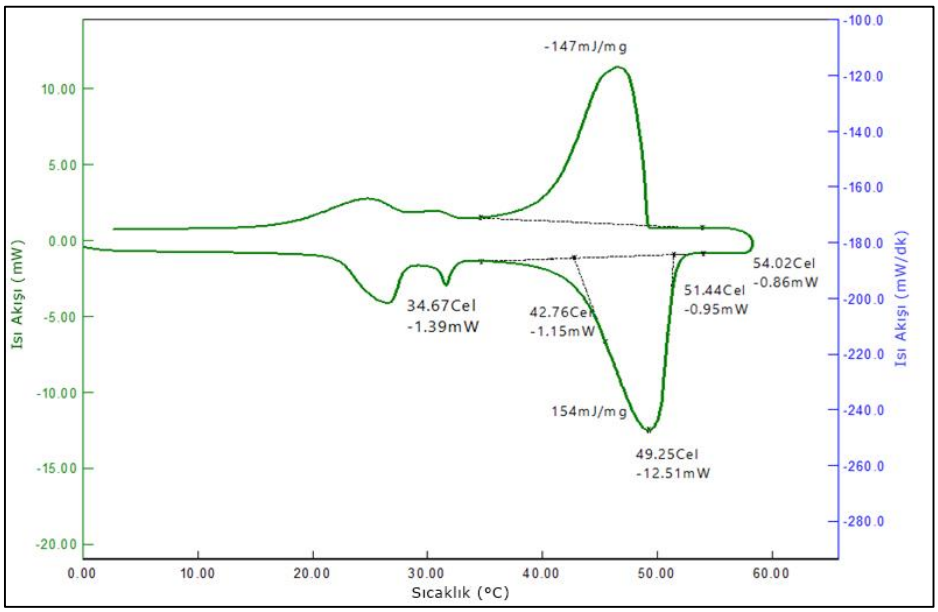
Özellikler	Parafin	Bakır
Erime noktası (°C)	47-49,25*	NA
Yoğunluk (katı) (kg/m^3)	850**	8920
Yoğunluk (sıvı) (kg/m^3)	750**	NA

Çizelge 6.1. (devam) Parafin ve bakırın termofiziksel özellikleri

Özellikler	Parafin	Bakır
Özgül ısı kapasitesi (J/kg.K)	2000**	380
Isıl iletkenlik (W/m.K)	0,2**	398
Gizli ısısı (sıvı) (kJ/kg)	154*	NA
Gizli ısısı (katı) (kJ/kg)	147*	NA

* DSC cihazından elde edilmiştir.
** Literatürden alınmıştır [102].

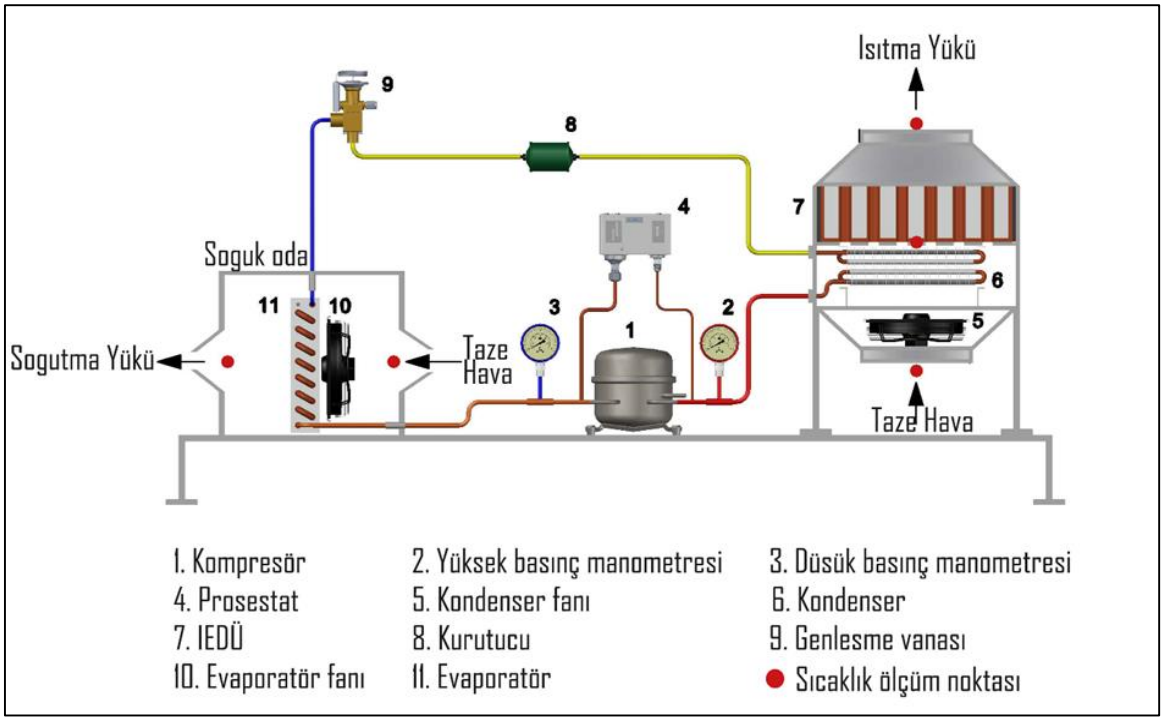
Bu tez çalışmasında kullanılan parafin için hesaplamalarda gerekli olan erime noktası ve ısı depolama kapasitesi (gizli ısısı), diferansiyel taramalı kalorimetri (differential scanning calorimeter, DSC) cihazı kullanılarak belirlenmiştir. Cihazın numune haznesine 5,3 mg kütleli parafin numunesi yerleştirilmiştir ve numuneye 5 °C/dk ısıtma hızı uygulanmıştır. Parafin numunesi maksimum 60 °C sıcaklığa kadar ısıtılmıştır. Sıcaklığa bağlı olarak çizilen diferansiyel ısı akış grafiği Şekil 6.5'de gösterilmiştir. Bu grafiğe göre parafinin erime sıcaklığı 49,25 °C ve sıvı haldeki gizli ısısı 154 kJ/kg, katılaşma sıcaklığı 47 °C ve katı haldeki gizli ısısı 147 kJ/kg olarak bulunmuştur.



Şekil 6.5. Parafinin DSC eğrisi

6.2.2. Isıl enerji depolamalı hava kaynaklı ısı pompası sistemi

Isıl enerji depolamalı güneş destekli ısı pompasının deneysel analizleri için öncelikle hava kaynaklı ısı pompası (HKIP) sistemi geliştirilmiştir. Şekil 6.6'da verildiği gibi ısı pompası sistemi başlıca kompresör, kondenser, genleşme vanası ve evaporatörden oluşmaktadır. Bu ısı pompası sisteminde hem ısıtma yükü hem de soğutma yükü elde etmek amaçlanmıştır. Bu amaç doğrultusunda öncelikle evaporator ve evaporator fanının bulunduğu bölüm, Şekil 6.6'da görüldüğü gibi ısı yalıtım malzemesi ile kapatılmıştır. Bu bölüm "soğuk oda" olarak isimlendirilmiştir. Soğuk odada, daha yüksek sıcaklıktaki hava evaporator tarafından ısısı çekilerek düşük sıcaklıkta bir hava elde edilmektedir. Elde edilen soğuk hava ile bir bina ya da sanayide soğutma ihtiyacı karşılanabilir.

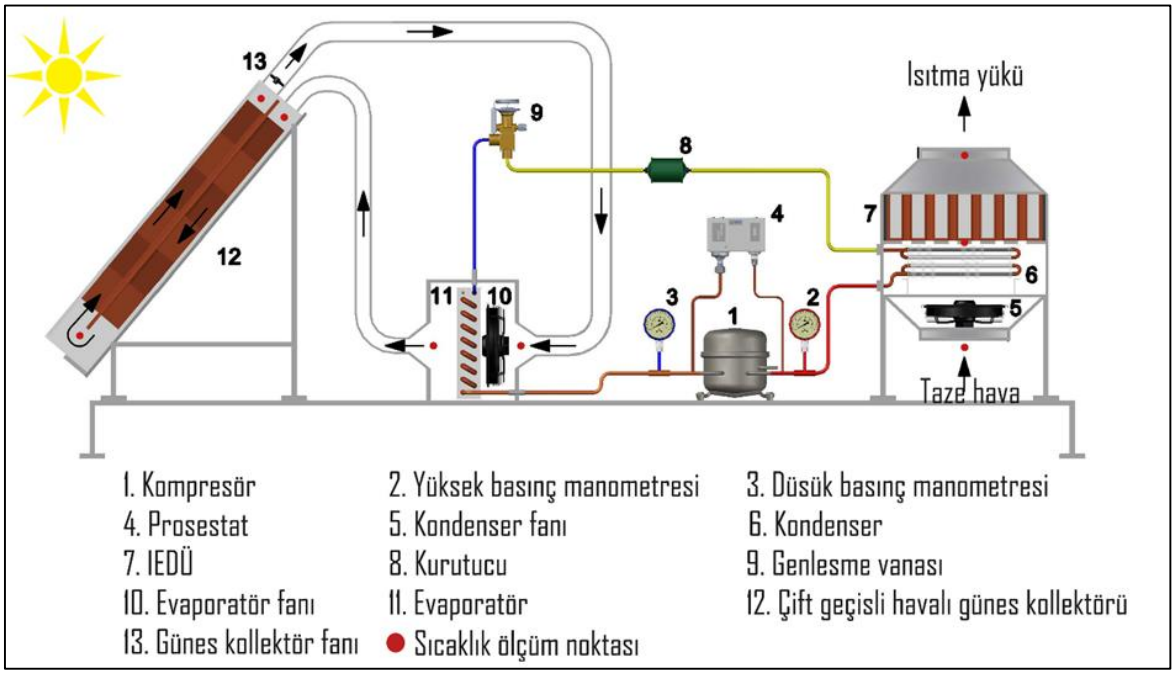


Şekil 6.6. Isıl enerji depolamalı hava kaynaklı ısı pompası sisteminin şematik gösterimi

Kondenser tarafından salınan ısı, HKIP sisteminin ısıtma yüküdür. Kondenserden salınan ısının bir kısmının ısıl enerji depolama ile depolanabilmesi için HKIP sisteminin kondenseri yatay olarak konumlandırılmıştır. Kondenserin hemen üstünde kondenser boyutuna uygun olacak şekilde modüler yeni bir IEDÜ geliştirilmiştir. Kondenserden salınan ısının bir kısmı IEDÜ'nde depolanırken büyük bir kısmı da ısıtma yükünü karşılamaktadır.

6.2.3. Isıl enerji depolamalı güneş destekli ısı pompası sistemi

Güneş destekli ısı pompası (GDIP) sistemleri temelde doğrudan ve dolaylı genişlemeli olarak ikiye ayrılmaktadır. Bu tez çalışmasında GDIP sistemi dolaylı genişlemeli tasarlanmış olup, deney düzeneğinin şematik gösterimi Şekil 6.7'de verilmiştir. Bu sistemde iki farklı çalışma sıvısı vardır; ısı pompası sistemindeki R134a soğutucu akışkan ve kolektör ile evaporatör arasında dolaşan havadır.

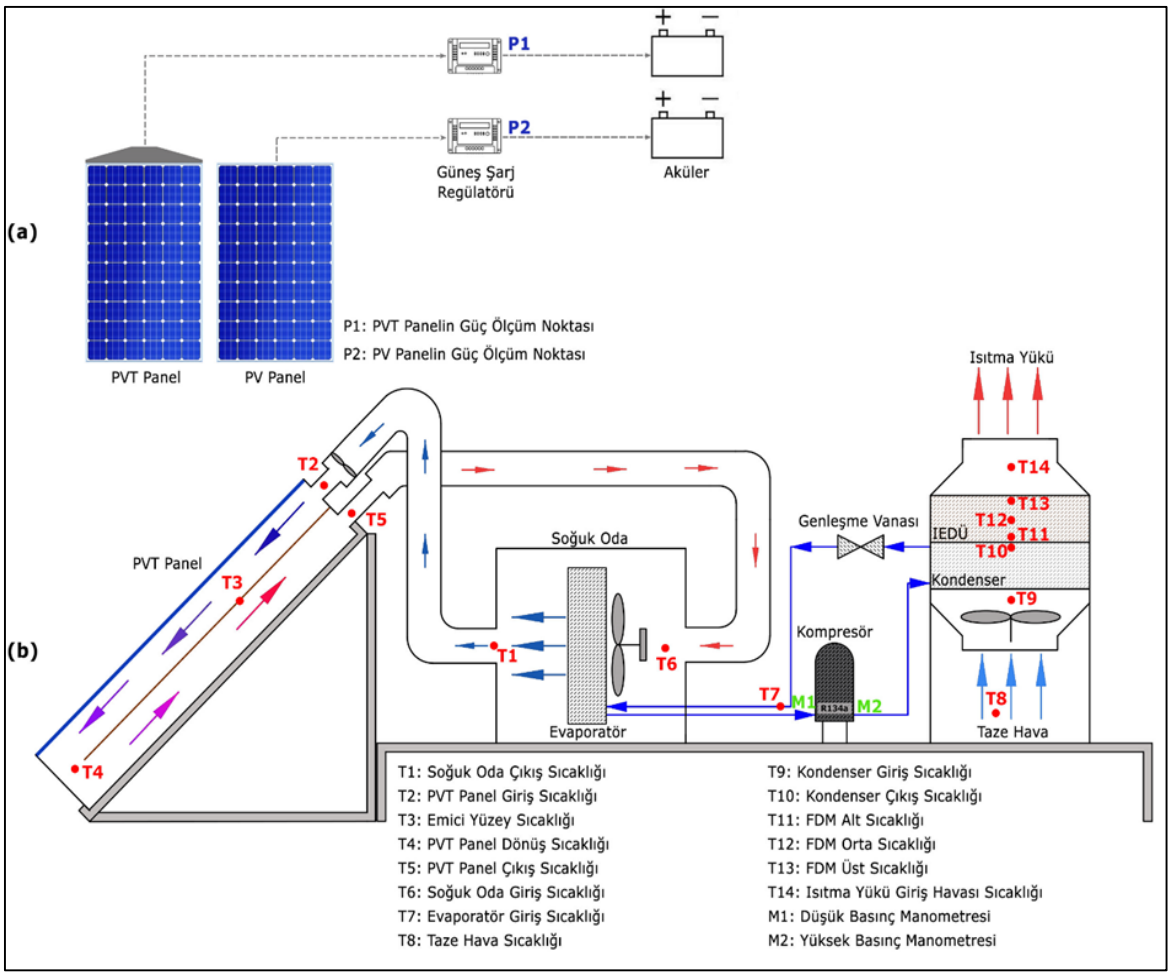


Şekil 6.7. Isıl enerji depolamalı hava kaynaklı ısı pompası sisteminin şematik gösterimi

Evaporatörden üretilen soğuk hava, havalı güneş kollektörünü soğutarak ısıyı alır ve ısıyı evaporatördeki soğutucuya aktarır. Güneş ışınlarından etkili bir şekilde yararlanmak ve GDIP sisteminin performansını artırmak için havalı güneş kollektörü çift geçişli olarak tasarlandı. Havanın güneş kollektörünün içinden sorunsuz bir şekilde geçmesi için emici plakanın hem üst hem de alt kısımları kanat yapısıyla tasarlanmış ve imal edilmiştir. Havalı güneş kollektörünün şekli Şekil 6.7'de gösterilmektedir. Yutucu plaka ve kanatçıklar bakırdan imal edilmiştir. Çift geçişli havalı güneş kollektörü 700x500x150 mm boyutlarında tasarlanmış olup, kanatlar 50 mm yüksekliğindedir. Şekil 6.7, GDIP sisteminin ve ölçüm noktalarının konumlarının şematik görünümünü göstermektedir. Deneylerde kullanılan ölçüm aletlerinin özellikleri ve hassasiyetleri Çizelge 6.2'de verilmiştir.

6.2.4. Isıl enerji depolamalı PVT destekli ısı pompası sistemi

Güneş enerjisinden hem ısı hem de elektrik enerjisi elde edebilmek için GDIP sistemlerinde son zamanlarda güneş kollektörü yerine fotovoltaik-termal (photovoltaic-thermal, PVT) paneller kullanılmaktadır. Bu tez çalışmasında da GDIP sisteminde IEDÜ ısıl davranışı gözlemlendikten sonra havalı güneş kollektörü yerine çift geçişli bir PVT panel tasarlanmıştır. Bu yeni ısıl enerji depolamalı PVT destekli ısı pompası sisteminin şematik gösterimi Şekil 6.8'de verilmiştir.

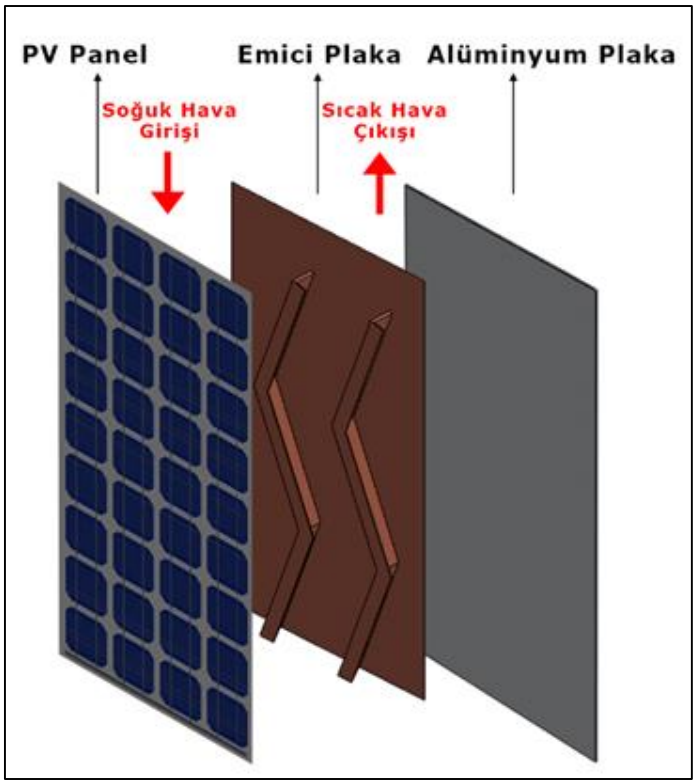


Şekil 6.8. Isıl enerji depolamalı PVT destekli ısı pompası sisteminin şematik gösterimi

Öncelikle PV panel ve PVT panel ile arasındaki elektrik performansını test etmek için aynı özelliklere sahip iki monokristal PV panel tercih edilmiştir. PV panelin özellikleri şunlardır: Voc 22,6 V, Isc 7,9 A; Vmp 19 V, Imp 7,63 A ve çıkış tepe gücü (Pm) 145 W ±% 5 güç toleransı. Tüm veriler standart test koşullarında, 1000 W/m^2 ve 25 °C'de alınmıştır. PV ve PVT panellerinin elektrik bağlantıları Şekil 6.8a'da gösterilmektedir. PV

ve PVT panellerinden üretilen elektriği depolamak için iki jel akümülatör (13,5-13,8 Volt ve 3,6 Amper özellikli) kullanılmıştır. PVT destekli ısı pompası sisteminin ve ölçüm noktalarının konumlarının şematik görünümü Şekil 6.8b'de göstermektedir.

PVT panelinden ısı enerjisini etkin bir şekilde çıkarmak ve PVT panelinin elektrik performansını artırmak için, PVT paneli çift geçişli olarak tasarlanmıştır. Evaporatörden gelen soğuk hava, ilk olarak PVT panelin üst kısmından girip PVT panelini soğutmuş ve alt taraftan dönerek PVT panelinin ikinci geçişinden çıkmıştır. Şekil 6.9'da tasarlanan PVT panelin ana parçaları gösterilmiştir. Burada, emici plaka ile PVT paneli arasında iki uzunlamasına kanat kullanılmıştır. Bunun nedeni PVT panelden emici plakaya ısı transferinin kolaylaştırılması ve mukavemetin sağlanmasıdır. Tasarlanan emici plaka ve kanatçıklar bakır malzemeden yapılmıştır. PV panelleri 1070x640 mm, emici plaka 970x640 mm boyutunda ve kanatçıklar 50 mm yüksekliğindedir. Yani PVT panel ile emici plaka arasında 50 mm hava geçiş farkı vardır, aynı şekilde emici plakanın arka tarafı ile izolasyon arasındaki boşluk 50 mm'dir. PVT panel girişinde 40 Watt AC tipi fan kullanılmıştır.



Şekil 6.9. PVT panelin ana parçaları

Deneysel bir çalışmada prototipin tasarımı kadar kullanılan ölçüm cihazları ve bu cihazların doğruluğu önemlidir. Çizelge 6.2'de bu tez çalışması kapsamında yapılan tüm deneylerde kullanılmış ölçüm cihazları ve bu cihazların özellikleri verilmiştir.

Çizelge 6.2. Deneylerde kullanılan ölçüm cihazları ve teknik özellikleri

Cihaz	Marka	Özellik	Hassasiyet	Miktarı
Termohigrometre	Kimo,HD 100	-20 to +70 ℃, 5-95 % RH	± 1,8 %RH, ± 0,3 ℃	2
Işınım ölçer (Solarmetre)	Kimo, SL 100	0–1300 W/m^2	± 5 %	1
Hava hızı ölçer (Anemometre)	Kimo, VT 200	0–20 m/s, 0,3–35 m/s, −20 to +80 ℃	± 0,03 m/s, ± 0,1 ℃	1
Veri kaydedici	Elimko, E-680	-200 + 1200 ℃	± 0,5 ℃	2
Isıl çift (Termokupl)	Elimko, K type NiCr-Ni	-200 + 1200 ℃	± 0,5 ℃	HKIP için 8 GDIP için 11 PVT-IP için 14
Termal kamera	Flir T440	-20 + 650 ℃	± 2 ℃	1
Akümülatör	Or-Tec Battery, Jel 12V24AH,	13,5 – 13,8 V, 3,6 A, -15 +40 °C		2
Şarj Regülatörü		6,9V-17,2V, 20 A, 30 Hz		2
Güç Analizörü	Fluke 43B, V rms (AC+DC), A rms (AC+DC),	1A – 500A, 0-600V	AC, V, A ± 1 %, DC, V, A ± 0,5 %	1
Diferansiyel taramalı kalorimetre (DSC)	Hitachi DSC 7020	-70 + 550 ℃ 0,01-100 ℃/dk Azot, Argon, Hava	±0.2 μW	1

6.2.5. Teorik analiz

Bir havalı güneş kollektöründeki enerji dengesi:

$$\dot{E}_{güneş} = \dot{E}_{ısıl} + \dot{E}_{kayıp} \tag{6.10}$$

Benzer şekilde bir PV/T paneldeki enerji dengesi:

$$\dot{E}_{güneş} = \dot{E}_{el} + \dot{E}_{ısıl} + \dot{E}_{kayıp} \tag{6.11}$$

Burada $\dot{E}_{güneş}$ (kW), güneşten panele veya kollektöre gelen enerjidir ve Eş. 6.12'deki gibi hesaplanır. $\dot{E}_{el}$, (kW) PV/T panelden üretilen elektrik enerjisidir ve $\dot{E}_{ısıl}$ (kW) ise güneş kollektörden veya PV/T panelden elde edilen ısı enerjisidir. Güneş kollektöründeki veya PV/T paneldeki kayıp enerji ise $\dot{E}_{kayıp}$ (kW) ile ifade edilir [106].

$$\dot{E}_{güneş} = \tau\alpha I \tag{6.12}$$

Bu eşitlikte τ kolektör camının güneş ışınımını geçirgenliği (%), α emici plakanın veya PV hücrenin güneş ışınımı yutma katsayısı (%) ve I güneş radrasyon enerjisini (W/m^2) belirtir [106].

$$\dot{E}_{el} = I_{PV}U_{PV} \tag{6.13}$$

PV/T panelde üretilen elektrik enerjisi Eş. 6.13'de verilmiştir. Burada U_{PV} (V) ve I_{PV} (A) sırasıyla panelin ürettiği voltaj ve akımdır. $\dot{E}_{ısıl}$ güneş kollektörünün veya PV/T panelinin ısı pompası sistemi ile soğutulmuş hava tarafından soğutulması ile elde edilen bir ısıl kazançtır. Bu enerji ısı pompası sisteminin evaporatör gücünü de belirlemektedir ve aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$\dot{E}_{ısıl} = \dot{m}_{hava}c_{p,hava}(T_{hava,ç} - T_{hava,g}) \tag{6.14}$$

$$\dot{E}_{ısıl} = \dot{E}_{evap} + \dot{E}_{kayıp,s} \tag{6.15}$$

$$\dot{E}_{evap} = \dot{E}_{kon} - \dot{W}_{komp} \quad (6.16)$$

Bu eşitliklerde, $\dot{E}_{evap}$, $\dot{E}_{kon}$, $\dot{W}_{komp}$, $\dot{E}_{kayıp,s}$ (kW) sırasıya; evaporatör gücünü, kondenser gücünü, kompresör gücünü ve sürtünmeden oluşan kayıpları temsil etmektedir. $T_{hava,ç}$ ve $T_{hava,g}$ (K) ise kollektörden veya panelden çıkan ve giren havanın sıcaklıklarıdır. Havanın kütlesel debisi $\dot{m}_{hava}$ (kg/s) aşağıda verilen denklem ile bulunabilir [107]:

$$\dot{m}_{hava} = \rho_{hava} V_{hava} A_{hava} \quad (6.17)$$

Sıcaklığa bağlı bir parametre olan havanın yoğunluğu ρ_{hava} (kg/m^3):

$$\rho_{hava} = P/R(T_{çevre} + 273.15) \quad (6.18)$$

Sıcaklığın bir fonksiyonu olan havanın özgül ısısı $c_{p,hava}$ (kJ/kgK) aşağıdaki denklem ile hesaplanabilmektedir [107]:

$$c_{p,hava} = 1009.26 - 0.0040403 T_{çevre} + 0.00061759 {T_{çevre}}^2 - 0.0000004097 {T_{çevre}}^3 \quad (6.19)$$

Güneş kollektörünün ısıl verimi Eş. 6.20 ile hesaplanmaktadır:

$$\eta_{ısıl} = \frac{\dot{E}_{ısıl}}{I A_p} \quad (6.20)$$

PV/T panelin verimliliği, ısıl ve elektriksel verimlilikleri içermektedir [108]:

$$\eta_{PV/T} = \eta_{ısıl} + \eta_{PV} = \frac{\dot{E}_{ısıl} + \dot{E}_{el}}{I A_p} \quad (6.21)$$

Burada A_p (m^2) kollektörün veya PV/T panelin yüzey alanını tanımlamaktadır. Isı pompası sisteminde kompresörde harcanan güç $\dot{W}_{komp}$ (kW) aşağıdaki eşitlik ile hesaplanır [109]:

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}_s(h_{kon,g} - h_{evap,ç})/\eta_i \quad (6.22)$$

Bu eşitlikte, $\dot{m}_s$ (kg/s) soğutucu akışkanın kütlesel debisini, $h_{kon,g}$ ve $h_{evap,ç}$ (kJ/kg) kondensere giren ve evaporatörden çıkan soğutucu akışkanın entalpi değerini ve η_i ise kompresörün izentropik verimini ifade etmektedir. İzentropik verim basınç oranlarına göre aşağıda verildiği gibi hesaplanabilmektedir [110]:

$$\eta_{isen} = 0.874 - 0.0135P_2/P_1 \quad (6.23)$$

Kompresör tarafından tüketilen gerçek enerji ise kompresörün çektiği akım, I_{komp} (A) ve gerilime, U_{komp} (V) göre aşağıdaki eşitlik ile bulunabilir:

$$\dot{W}_{komp} = I_{komp}U_{komp} \quad (6.24)$$

Kondenserdeki ve evaporatördeki enerji eşitliği, $\dot{E}_{kon}$ ve $\dot{E}_{evap}$ (kW) Eş. 6.25 ve Eş. 6.26'daki gibi ifade edilebilir:

$$\dot{E}_{kon} = \dot{m}_s\left(h_{kon,g} - h_{kon,ç}\right) = \dot{m}_{hava}c_{p,hava}(T_{kon,ç} - T_{kon,g}) \quad (6.25)$$

$$\dot{E}_{evap} = \dot{m}_s\left(h_{evap,g} - h_{evap,ç}\right) = \dot{m}_{hava}c_{p,hava}(T_{evap,g} - T_{evap,ç}) \quad (6.26)$$

Burada, $h_{kon,g}$ ve $h_{kon,ç}$ (kJ/kg) kondensere giren ve çıkan soğutucu akışkanın entalpi değerlerini, $h_{evap,g}$ ve $h_{evap,ç}$ (kJ/kg) evaporatöre giren ve çıkan soğutucu akışkanın entalpi değerlerini ve $T_{kon,g}$ ve $T_{kon,ç}$ (K) ise kondensere giren ve kondenserden çıkan çevre havanın sıcaklıkları, $T_{evap,g}$ ve $T_{evap,ç}$ (K) ise evaporatöre giren ve kondenserden çıkan çevre havanın sıcaklıklardır.

Isı pompası sistemlerinin etkinliği performans katsayısı (COP) ile belirlenmektedir ve Eş. 6.27'de güneş destekli ve ısıl enerji depolamalı bir ısı pompası sisteminin ısıtma performans katsayısı denklemi, Eş. 6.28'de ise soğutma performans katsayısı denklemi verilmiştir [110]:

$$COP_{ısıtma} = \frac{\dot{E}_{kon}}{\dot{W}_{komp}} \quad (6.27)$$

$$COP_{soğutma} = \frac{\dot{E}_{evap}}{\dot{W}_{komp}} \quad (6.28)$$

Isıl enerji depolama ünitesindeki enerji dengesi şarj durumunda Eş. 6.29a, deşarj durumunda ise Eş. 6.29b aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\dot{E}_{hava} + \dot{E}_{kon} = \dot{E}_{fdm} + \dot{E}_{kul,ısı} + \dot{E}_{kayıp} \quad (6.29a)$$

$$\dot{E}_{hava} + \dot{E}_{fdm} = \dot{E}_{kul,ısı} + \dot{E}_{kayıp} \quad (6.29b)$$

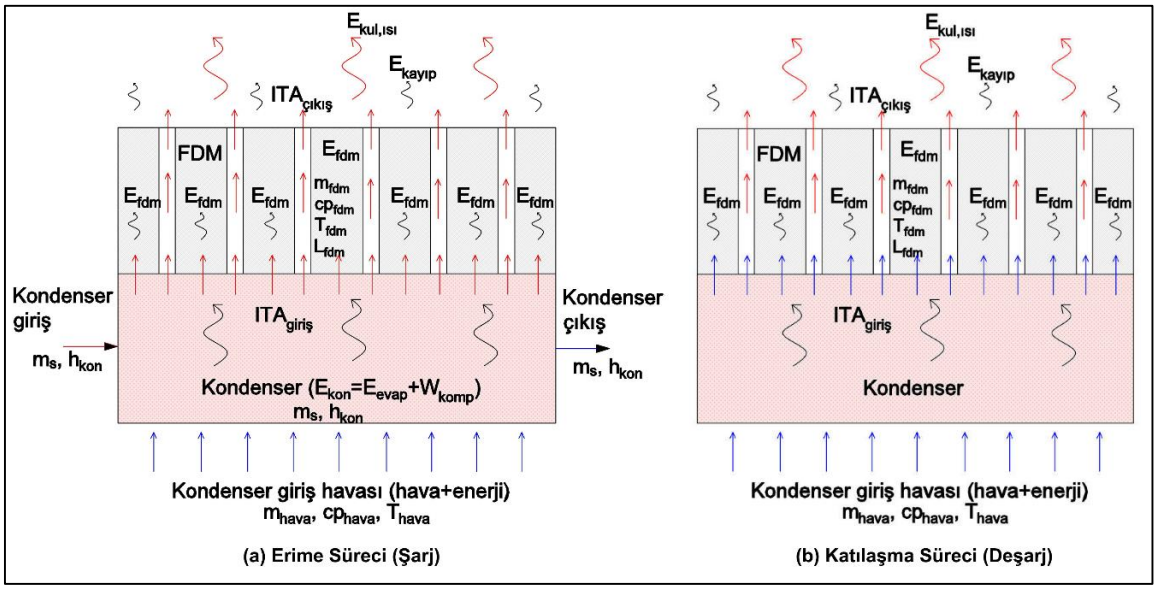
Isıl enerji depolama ünitesindeki faz değiştiren malzemenin toplam enerji depolama kapasitesi [111]:

$$E_{fdm} = \dot{E}_{fdm}\Delta t \quad (6.30)$$

$$E_{fdm} = \int_{T_i}^{T_e} m_{fdm} c_{p,fdm} dt + m_{fdm}\alpha\Delta L_{fdm} + \int_{T_e}^{T_s} m_{fdm} c_{p,fdm} dt \quad (6.31)$$

Bu eşitlikte, m_{fdm} (kg) FDM'nin kütlesi, $c_{p,fdm}$ (kJ/kgK) FDM'nin özgül ısısı, ΔL_{fdm}(kJ/kg) özgül ısı, α FDM'nin erime oranı, T_i, T_e, T_s (K) sırasıyla FDM'nin ilk, erime ve son sıcaklıklarıdır.

Kondenser ile entegreli IEDÜ'deki ısı transfer mekanizmasının daha iyi anlaşılması için Şekil 6.10, Eş. 6.29'daki enerji dengesini göstermektedir. Şekil 6.10(a), ısı pompası sistemi çalışırken kondenserden salınan ısı ile parafinde depolanan ısıl enerjiyi ifade eder. Şekil 6.10(b), parafindede depolanan ısıl enerjinin, ısı pompası sistemi çalışmadığında salındığını göstermektedir.



Şekil 6.10. Isıl enerji depolama ünitesindeki enerji dengesi

6.2.6. Belirsizlik analizi

Deneysel bir çalışmada yapılan ölçümlerin güvenirliği ve doğruluğu belirsizlik analizi yapılarak açıklanmaktadır. Kabul edilebilir bir hata payı ile bu belirsizlikler, ölçüm cihazlarının doğruluğundan, bağlantı noktalarından, test koşullarından ve okuma hatasından kaynaklanabilmektedir. Bu sebeple, yapılan deneysel çalışmalarda kullanılan ölçüm cihazları standartlara uygun olsa bile tüm bu unsurlar belirlenmeli ve deneysel çalışmalar için belirsizlik analizi yapılmalıdır.

Belirsizlik analizinde; R sonucu için, xi giriş verisinin tek bir değer kümesinden bir R = f (x1, x2, …, xn) fonksiyonu ile hesaplandığında, R'deki belirsizlik Holman tarafından Eş. 6.32'de verilmiştir [112]:

$$W_R = \left[\left(\frac{\delta R}{\partial x_1} w_1\right)^2 + \left(\frac{\delta R}{\partial x_2} w_2\right)^2 + \cdots + \left(\frac{\delta R}{\partial x_n} w_n\right)^2\right]^{1/2} \quad (6.32)$$

Burada x_1, x_2, ….., x_n bağımsız değişkenler, W_R toplam belirsizlik ve w_1, w_2, … w_n her bir bağımsız değişkenin belirsizliğini ifade etmektedir.

Sıcaklık ölçümünden kaynaklı toplam belirsizlik (W_T), ısıl çift ($W_{ısılçift}$), bağlantı noktası ($W_{bağlantı}$) ve okumadan (W_{okuma}) kaynaklı hatalardan oluşmaktadır ve Eş. 6.33 kullanılarak hesaplanabilir:

$$W_T = \left[(W_{ısılçift})^2 + (W_{bağlantı})^2 + (W_{okuma})^2\right]^{1/2} \quad (6.33)$$

Hız ölçümünden kaynaklı toplam belirsizlik (W_H), hava hızı ölçer (anemometre) hassasiyetinden ($W_{havahızıölçer}$) ve kaçaklardan ($W_{kaçak}$) kaynaklı oluşmaktadır ve Eş. 6.34 kullanılarak hesaplanabilir:

$$W_H = \left[(W_{havahızıölçer})^2 + (W_{kaçak})^2\right]^{1/2} \quad (6.34)$$

Çevre sıcaklığından kaynaklı toplam belirsizlik ($W_Ç$), termohigrometre hassasiyetinden ($W_{termohigrometre}$) ve okumadan (W_{okuma}) kaynaklı hatalardan oluşmaktadır ve Eş. 6.35 kullanılarak hesaplanabilir:

$$W_Ç = \left[(W_{termohigrometre})^2 + (W_{okuma})^2\right]^{1/2} \quad (6.35)$$

Güneş ışınımı ölçümünden kaynaklı toplam belirsizlik (W_G), ışınım ölçer (solarmetre) hassasiyetinden ($W_{ışınımölçer}$) ve kaçaklardan (W_{okuma}) kaynaklı oluşmaktadır ve Eş. 6.36 kullanılarak hesaplanabilir:

$$W_G = \left[(W_{ışınımölçer})^2 + (W_{okuma})^2\right]^{1/2} \quad (6.36)$$

7. SAYISAL VE DENEYSEL BULGULAR

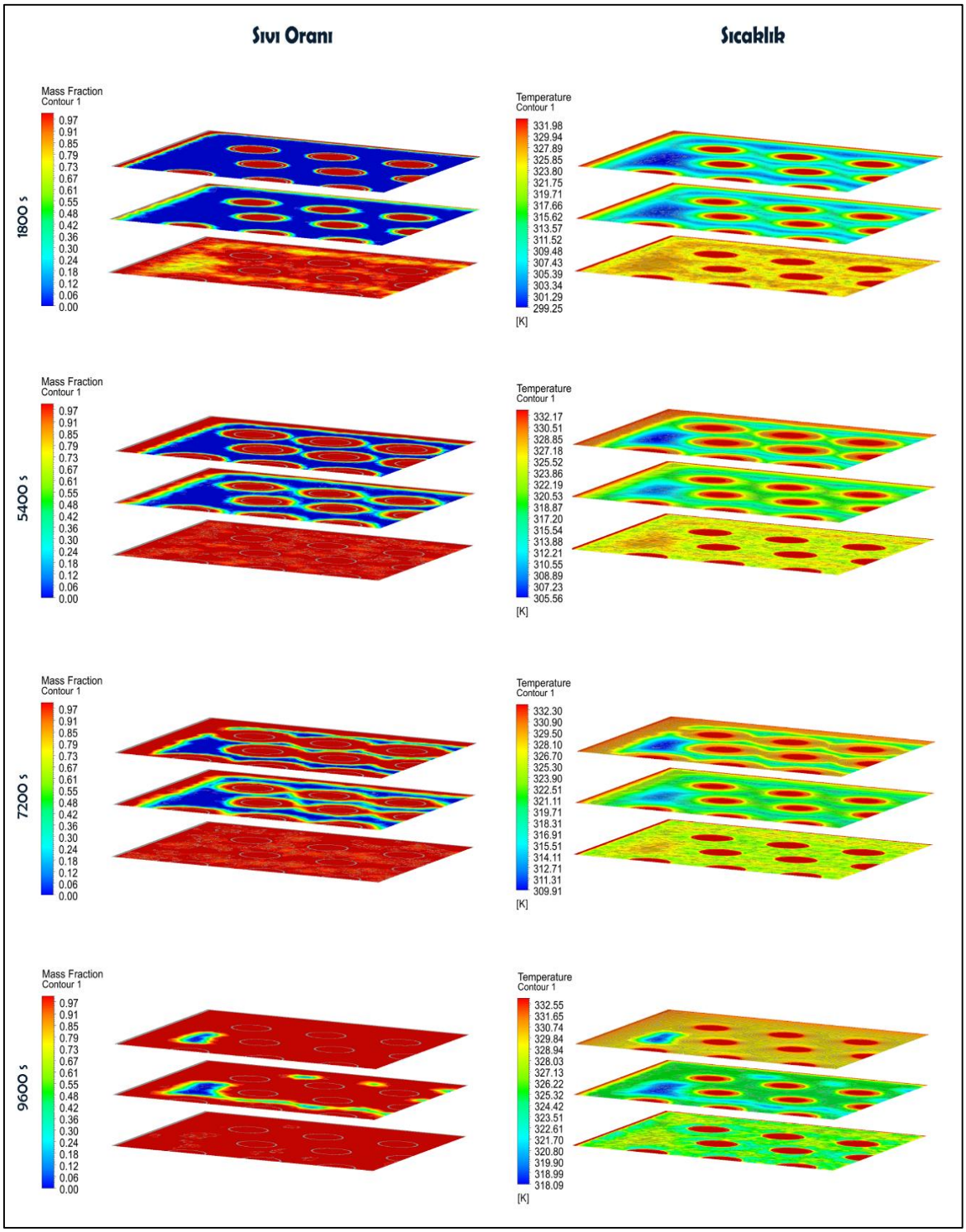
Bu tez çalışmasında gerçekleştirilen sayısal ve deneysel analizlerin sonuçları bu bölümde sunulmuştur ve sonuçlar tartışılmıştır. Bu bölüm sayısal ve deneysel analiz sonuçları sonuçları olarak ikiye ayrılmıştır.

7.1. Sayısal Analiz Bulguları

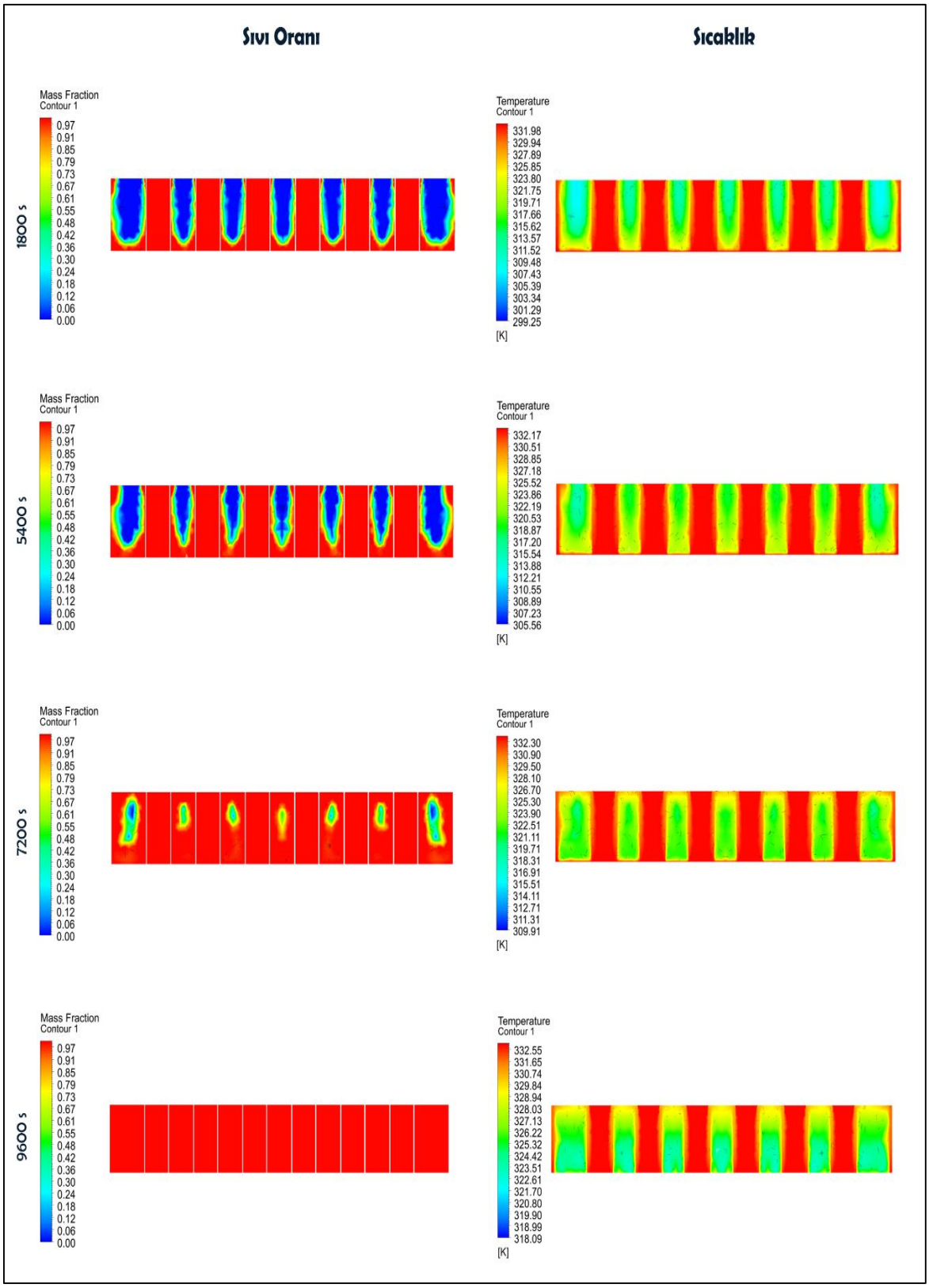
Bu bölümde ısı pompasının kondenserine entegreli tasarlanan modüler IEDÜ'nin sayısal analizinin sonuçları sunulmuştur. Deneysel çalışmada kullanılması düşünülen ısı pompası sisteminin çalışma şartlarına göre ısı transfer akışkanı (ITA)'nın kütle akış hızı 0,0342 kg/s, erime ve katılaşma sıcaklıkları 60 ℃ ve 25 ℃ olarak alınmıştır. Şekil 7.1'de, Bölüm 6 Şekil 6.2'de verilen 3 boyutlu çeyrek simetrik sayısal modelin erime (şarj) işlemi için zamana bağlı sıvı oranı ve sıcaklık konturları gösterilmektedir. Bölüm 6 Şekil 6.4'de gösterilen ısıl çiftlerin konumlarına göre çeyrek simetrik modelde XZ düzlemde üç düzlem atanmıştır. Sıvı oranı 0 ile 1 arasında değişim gösterir ve mavi renk katı haldeki parafini, kırmızı renk sıvı haldeki erimiş parafini temsil etmektedir. Mavi ile kırmızı arasındaki yeşil-sarı renkler, katıdan sıvıya geçiş bölgesi olan lapa (mushy) bölgeyi göstermektedir.

IEDÜ, kondenserin üzerine entegre edilecek şekilde tasarlanmıştır. Kondenserden açığa çıkan ısı, ısının bir kısmını IEDÜ'deki parafine iletmektedir ve ısının diğer kısmı 28 bakır borudan geçerek ısıtma yüküne akmaktadır. Bu şekilde, ısı transferi başlangıçta IEDÜ'nin duvarlarından parafine iletim yoluyla geçmektedir. Sıcaklık, parafinin erime sıcaklığının üzerine çıktığında, parafin zamanla erimeye başlamaktadır. Daha sonra, erimiş parafin ile IEDÜ arasında konveksiyon yoluyla ısı transferi gerçekleşmektedir. Eriyen parafin düşük yoğunluk sebebiyle zamanla IEDÜ'nin ve tüplerin cidarlarından IEDÜ'nin üst bölgesine doğru yükselmektedir. Şekil 7.1'de 7200 s ve 9600 s görüldüğü gibi parafin orta düzlemde en son erimiştir. Parafinin düşük ısı iletim katsayısından dolayı bakır tüpler arasındaki mesafenin fazla olduğu yerde katı parafine ısı geç iletildiği için erime işlemi uzamıştır.

Bölüm 6 Şekil 6.4'de gösterilen IEDÜ'sinin XZ düzlemindeki yarım kesit sayısal modelin eritme (şarj) işlemi için zamana bağlı sıvı oranı ve sıcaklık konturları Şekil 7.2'de verilmiştir. Şekil 7.2'e göre, ITA'dan IEDÜ'ne ısı iletiminin IEDÜ'nin kondensere temas eden tabanından, IEDÜ'nin yan cidarlarından ve bakır tüplerden olduğu görülmektedir. Bu şekilde parafin bu konumlardan ısıyı alıp erimeye başlamıştır. Parafin erimeye başladığında, sıvılaşmış parafin ile tüplerin dış yüzeyi ve IEDÜ'nin iç cidarları arasındaki doğal konveksiyon ısı transferi, erime (şarj) süresini doğrudan etkilemektedir. Ayrıca, kaldırma kuvveti etkisi, parafinin yoğunluk değişimi nedeniyle biraz konveksiyon ekler. Yine bu şekilde, şarj işlemi için, parafinin sıvı oranı, her bir enine kesitte, nispeten daha yüksek ITA sıcaklığından dolayı giriş tübüne yakın daha fazla sıvı içeriği bulunurken, her bir tüpün dış yüzeyinden radikal bir şekilde azalmaktadır. Şekil 7.2'de görüldüğü gibi, 5400s'de parafin yaklaşık olarak 45 ℃ iken 9600s'de 53 ℃'dir. 7200s'de parafinin yaklaşık %80'ninin eridiği görülmektedir.



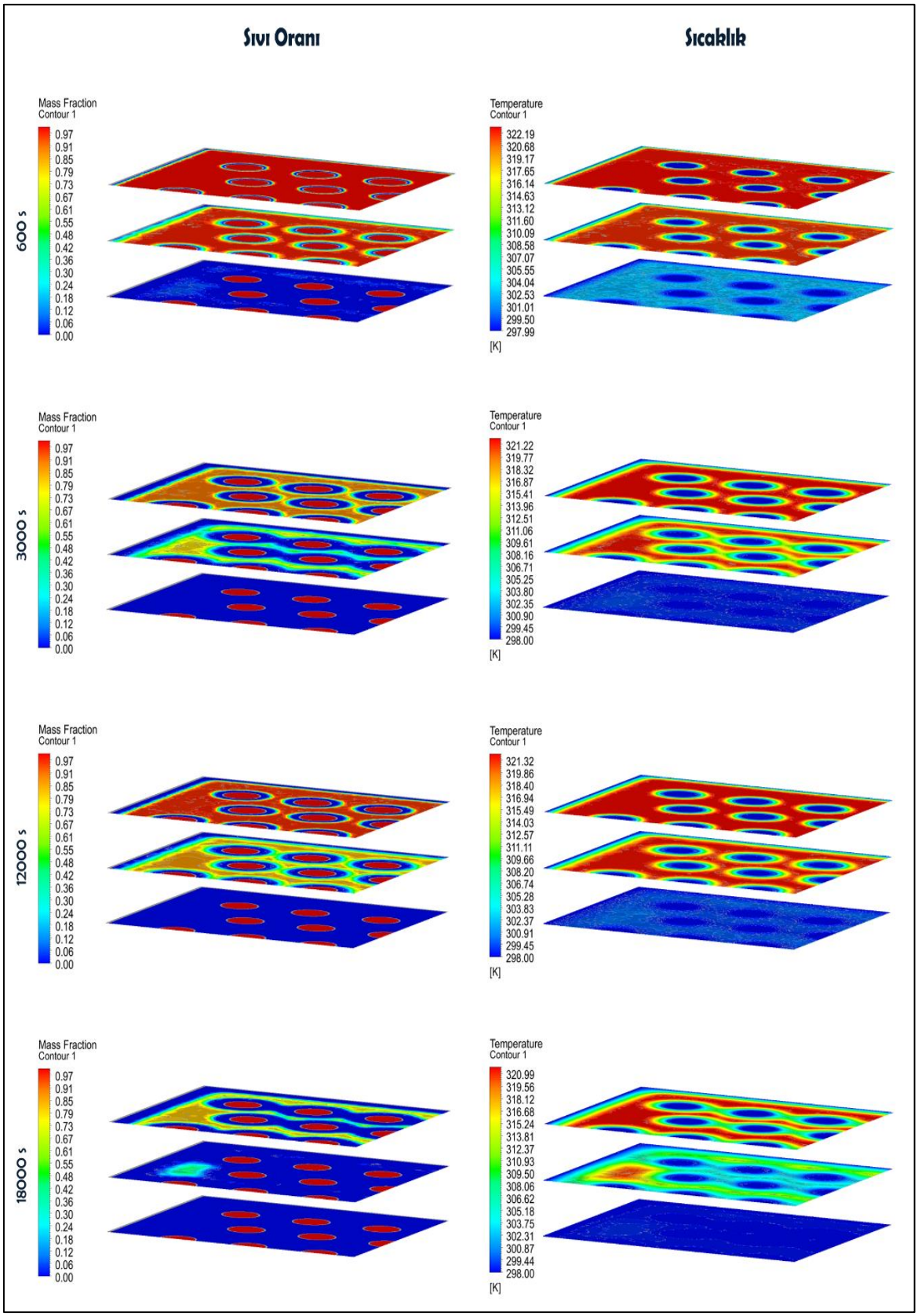
Şekil 7.1. Erime (şarj) sırasında parafinin çeyrek simetrik model için sıvı oranı ve sıcaklık konturları



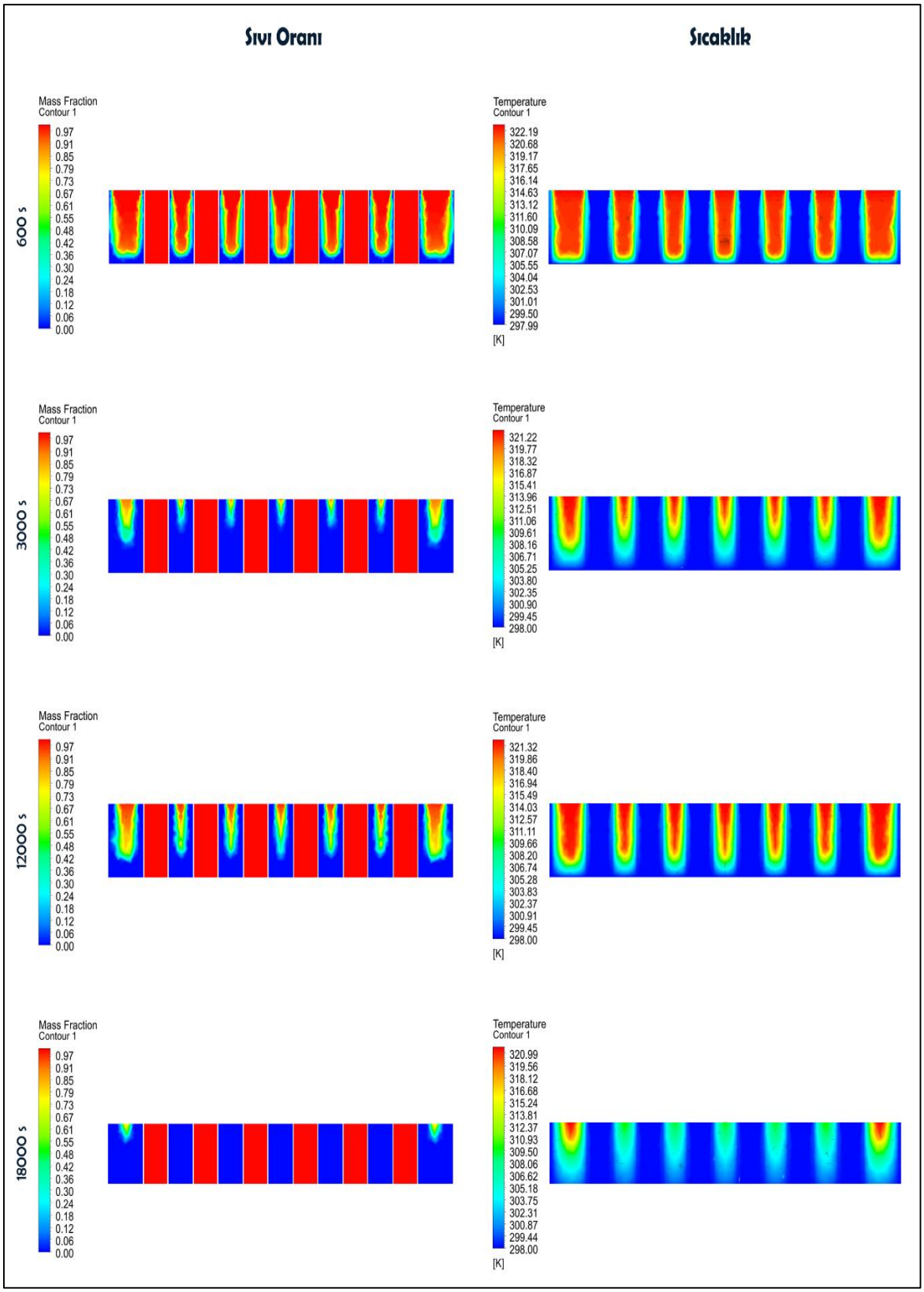
Şekil 7.2. Erime (şarj) sırasında parafinin yarım kesit model için sıvı oranı ve sıcaklık konturları

Şekil 7.3, Bölüm 6 Şekil 6.2'de verilen 3 boyutlu çeyrek simetrik sayısal modelin katılaştırma (deşarj) işlemi için zamana bağlı sıvı oranı ve sıcaklık konturları gösterilmektedir. Bölüm 6 Şekil 6.4'de gösterilen IEDÜ'sinin XZ düzlemindeki yarım kesit sayısal modelin katılaştırma (deşarj) işlemi için zamana bağlı sıvı oranı ve sıcaklık konturları Şekil 7.4'de verilmiştir. Bu süreçte parafin, depolanan ısıyı düşük sıcaklıktaki ITA'ya vererek hızla katılaşmaya başlamıştır. Şekil 7.3'de görülebileceği gibi, parafinin katılaşması IEDÜ'nün duvarlarından başlamıştır. Parafin katılaşmaya başladığında, düşük ısı iletkenliği nedeniyle bir yalıtım malzemesi görevi gördüğünden, parafinin katı/sıvı arayüzünde ısı transferi yavaşlamıştır. Bu durum katılaşma sürecinin çok uzun sürmesine neden olmuştur.

Katılaşma işleminin başlangıcında, parafin ve ITA arasındaki yüksek sıcaklık farkından dolayı sıvı parafinin sıcaklığı, IEDÜ'nin ve tüplerin cidarlarına yakın alanlarda hızla düşmektedir. Bu sebeble, depolanan ısıl enerji parafinden ITA'ya transfer edildiğinde, ilk katılaşma tabakası IEDÜ'nün ve bakır tüpün dış yüzeyinde birikmeye başlamıştır. Bu, iki alan arasındaki ısı transfer yolunda ekstra bir iletim termal direnci yaratmaktadır. Katı içeriğin artmasıyla bu tür ısıl direnç de artmıştır. Soğuk ITA, IEDÜ'nin altından üstüne doğru aktığı için katılaşmada erime gibi IEDÜ'nin alt kısmından başlamıştır. Fakat katı içerik bakır cidar ve tüpler boyunca muntazam bir şekilde biriktiğinden, katılaşma (boşaltma) işlemi sırasında ne doğal konveksiyon ne de kaldırma etkisi mevcut değildir. Şekil 7.4'de görüldüğü gibi yoğunluğu düşük olan sıvı parafinin IEDÜ'nin üst kısımlarına doğru hareket etmektedir.



Şekil 7.3. Katılaştırma (deşarj) sırasında parafinin çeyrek simetrik model için sıvı oranı ve sıcaklık sınırları



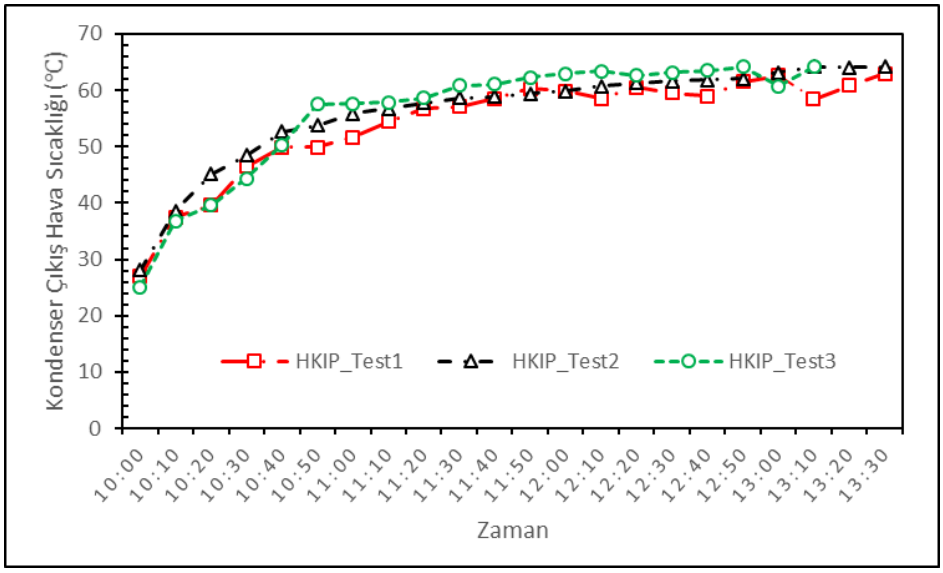
Şekil 7.4. Katılaştırma (deşarj) sırasında parafinin yarım kesit model sıvı oranı ve sıcaklık sınırları

7.2. Deneysel Analiz Bulguları

Bu tez çalışmasında yapılan deneyler üç ana gruba ayrılmıştır:
(1) Isıl enerji depolamalı hava kaynaklı ısı pompası sisteminin deneysel analizi,
(2) Isıl enerji depolamalı güneş destekli ısı pompası sisteminin deneysel analizi,
(3) Isıl enerji depolamalı PVT destekli ısı pompası sisteminin deneysel analizi.

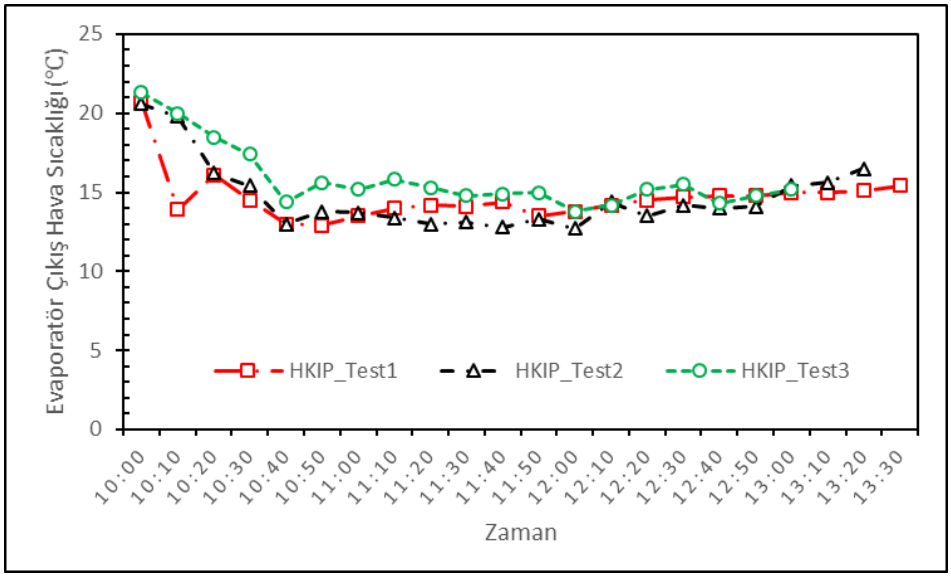
7.2.1. Isıl enerji depolamalı hava kaynaklı ısı pompası sisteminin deneysel analizi

Isıl enerji depolamalı HKIP sistemi ile ilgili deneysel bulgular ve tartışmalar bu bölümde sunulmuştur. Deneyler laboratuvar koşullarında 3 (HKIP_Test1), 6 (HKIP_Test2) ve 9 (HKIP_Test3) Temmuz 2020 tarihlerinde gerçekleştirilmiş ve tüm deneyler sabah 10.00'da başlatılmıştır. IEDÜ'deki parafin eriyene kadar ısı pompası sistemi çalıştırılmıştır. Parafinin katılaşması, kompresör durdurulduktan sonra gözlenmiştir. HKIP sistemi hem ısıtma hem de soğutma yapmak için tasarlanmıştır. Şekil 7.5 kondenser çıkışındaki havanın sıcaklık değerlerini göstermektedir. Deney başlangıcında kondenser çıkışındaki havanın sıcaklık değeri yaklaşık 26,6 ℃ iken deneylerin sonuna doğru maksimum 64,4 ℃'ye ulaşmıştır. HKIP_Test3'te, ısı pompası sistemimin çalıştığı süre boyunca kondenser basıncının diğerlerine göre daha yüksek olması nedeniyle ortalama kondenser çıkış sıcaklığının daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir. En yüksek kondenser çıkış sıcaklığı HKIP_Test1, HKIP_Test2 ve HKIP_Test3 deneyleri için 62,9 ℃, 64,4 ℃ ve 64,2 ℃ olarak bulunmuştur.



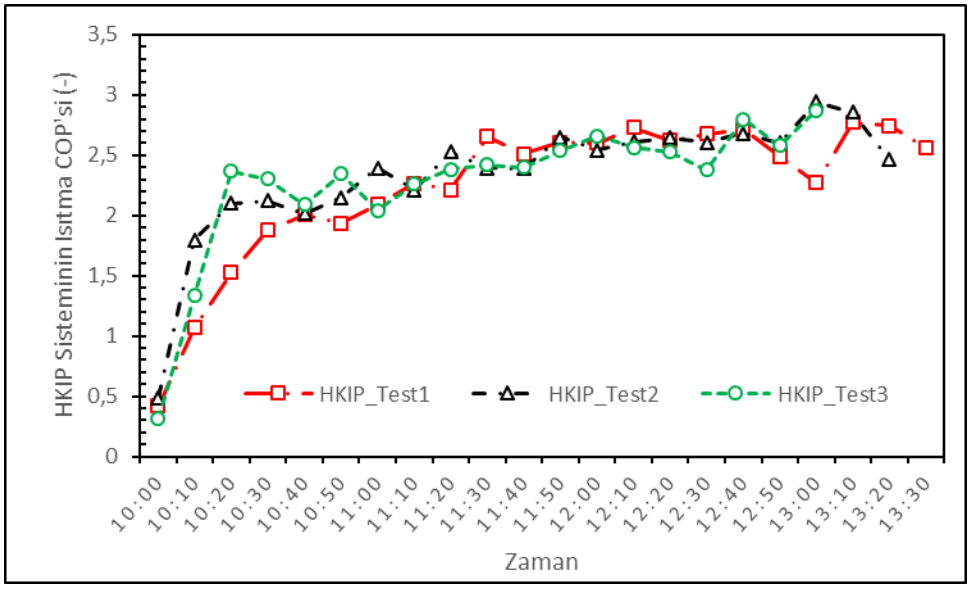
Şekil 7.5. HKIP sisteminin kondenser hava çıkış sıcaklığı

Soğuk oda olarak adlandırılan ısı pompasının evaporatör bölümünde üretilen soğuk havanın sıcaklık grafiği Şekil 7.6'da verilmiştir. Soğuk oda giriş havası sıcaklığı, açık sistem olarak tasarlandığı için ortam sıcaklığıdır. En düşük evaporatör çıkış sıcaklıkları HKIP_Test1, HKIP_Test2 ve HKIP_Test3 sırasıyla 12,9 ℃, 12,7 ℃ ve 13,8 ℃ olarak ölçülmüştür. Bu çalışmada, HKIP sistemindeki soğutma yükü için elde edilen soğuk oda çıkış hava sıcaklığının literatürdeki mevcut ile karşılaştırılması [113-115], basit ve uygun maliyetli soğuk oda tasarımını başarılı ve uyumlu olduğunu göstermektedir.



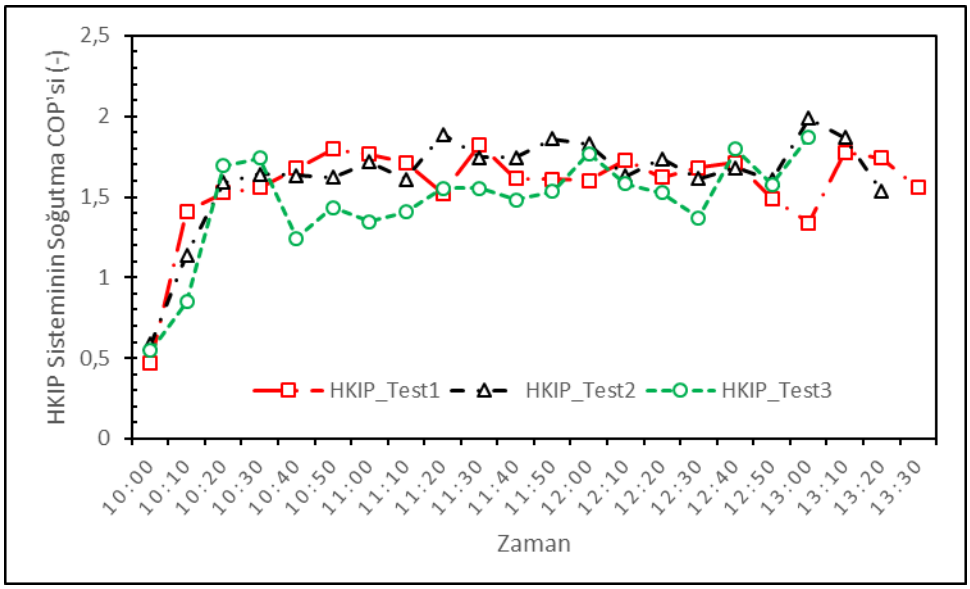
Şekil 7.6. HKIP sisteminin evaporatör hava çıkış sıcaklığı

Isı pompası sisteminin performansının belirlenmesindeki en önemli kriter performans katsayısıdır. HKIP sisteminin üç deney için zamana bağlı ısıtma COP değişim grafiği Şekil 7.7'de gösterilmektedir. HKIP sisteminin ısıtma COP'si Bölüm 6'da verilen Eş. 6.27'ye göre hesaplanmıştır. Ortalama ısıtma COP değerleri HKIP_Test1, HKIP_Test2 ve HKIP_Test3 deneyleri için 2,24, 2,34 ve 2,27 olarak hesaplanmıştır. En yüksek ısıtma COP değeri HKIP_Test2 deneyinde 180. dakikada 2,94 olarak gözlenmiştir. Bu dakikada kompresörün tükettiği güç azaldığından ısıtma COP değeri yüksek bulunmuştur. Deneyler arasındaki COP farkının ortam sıcaklığından ve kompresörün aç/kapa çalışmasından kaynaklanabileceği gözlenmiştir. Aktaş ve diğerleri, 1/2 HP R134a kompresörlü HKIP sistemi ile kurutma işlemini gerçekleştirmiş ve sistemin en yüksek COP değerini 3,28 olarak hesaplanmıştır [116]. Başka bir çalışmada Wu ve diğerleri, 15 ℃ ortam sıcaklığında R134a soğutucu kompresörün ortalama COP değeri 2,66 olarak hesaplanmıştır [117].



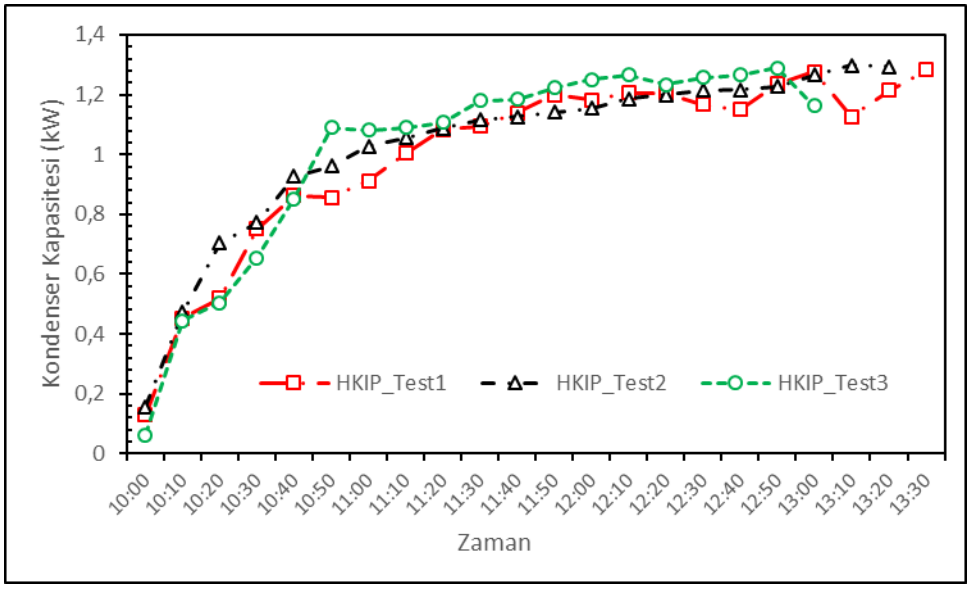
Şekil 7.7. HKIP sisteminin ısıtma COP değerleri

HKIP sisteminin soğutma COP değerleri Şekil 7.8'de verilmiştir. Soğutma COP değeri Bölüm 6'da verilen Eş. 6.28'e göre hesaplanmıştır. Ortalama soğutma COP değerleri HKIP_Test1, HKIP_Test2 ve HKIP_Test3 deneyleri için 1,58, 1,63 ve 1,47 olarak hesaplanmıştır. En yüksek soğutma COP değeri HKIP_Test2 deneyinde 180. dakikada 1,98 olarak gözlenmiştir.



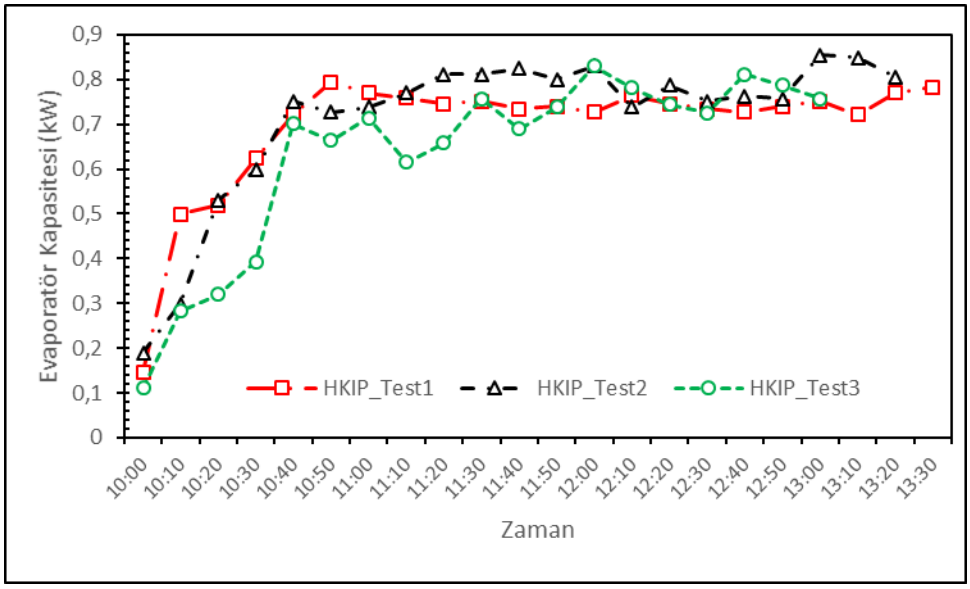
Şekil 7.8. HKIP sisteminin soğutma COP değerleri

HKIP sisteminde ısıtma yükü için kondenserin kapasitesi önemlidir. Şekil 7.9'de laboratuvar koşullarında yapılan üç deney için kondenserin kapasiteleri verilmiştir. Kondenser kapasiteleri Bölüm 6'da Eş. 6.25'de verilen denklemlere göre hesaplanmıştır. Deneylerin başlangıcında kondenser basıncı dengeye gelmediğinden kondenser kapasitesi düşüktür. 40. Dakikadan sonra kondenser basıncı yükselmiştir ve dengelenmiştir. Ortalama kondenser kapasitesi HKIP_Test1, HKIP_Test2, HKIP_Test3 deneyleri için 1,00 kW; 1,03 kW ve 1,01 kW olarak hesaplanmıştır.



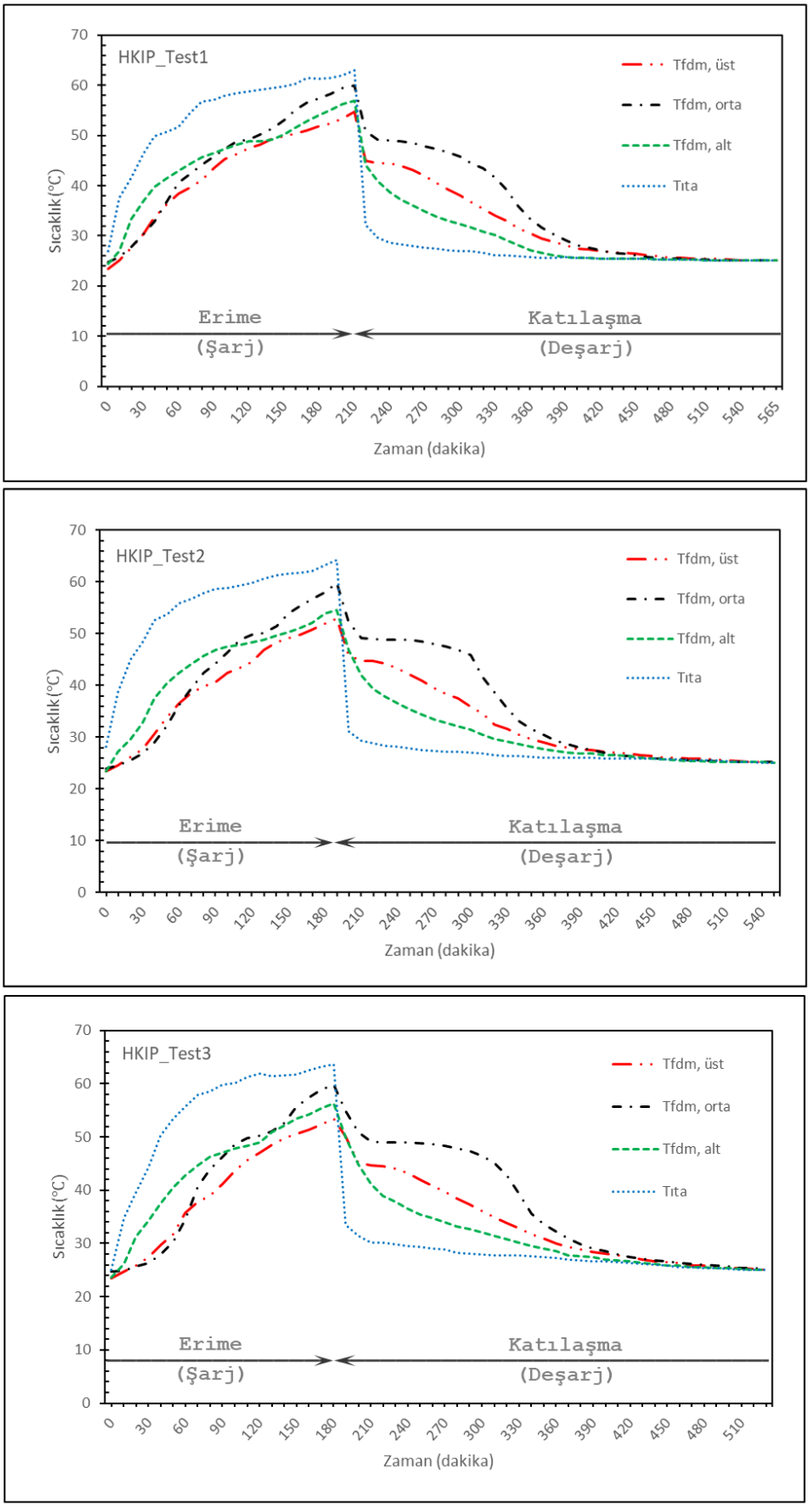
Şekil 7.9. HKIP sisteminin kondenser kapasitesi

HKIP sisteminde soğutma yükü için tasarlanmış soğuk odadaki evaporatörün kapasitesi Bölüm 6'da verilen Eş. 6.26 kullanılarak bulunmuştur. Zaman bağlı evaporator kapasiteleri Şekil 7.10'da gösterilmiştir. İlk 40 dakikada evaporator basınçları dengelenmediğinden evaporator kapasiteleri düşüktür. Deneyler boyunca ortalama evaporatör kapasiteleri ise HKIP_Test1, HKIP_Test2 ve HKIP_Test3 deneyleri için 0,70 kW, 0,72 kW ve 0,65 kW'dır.



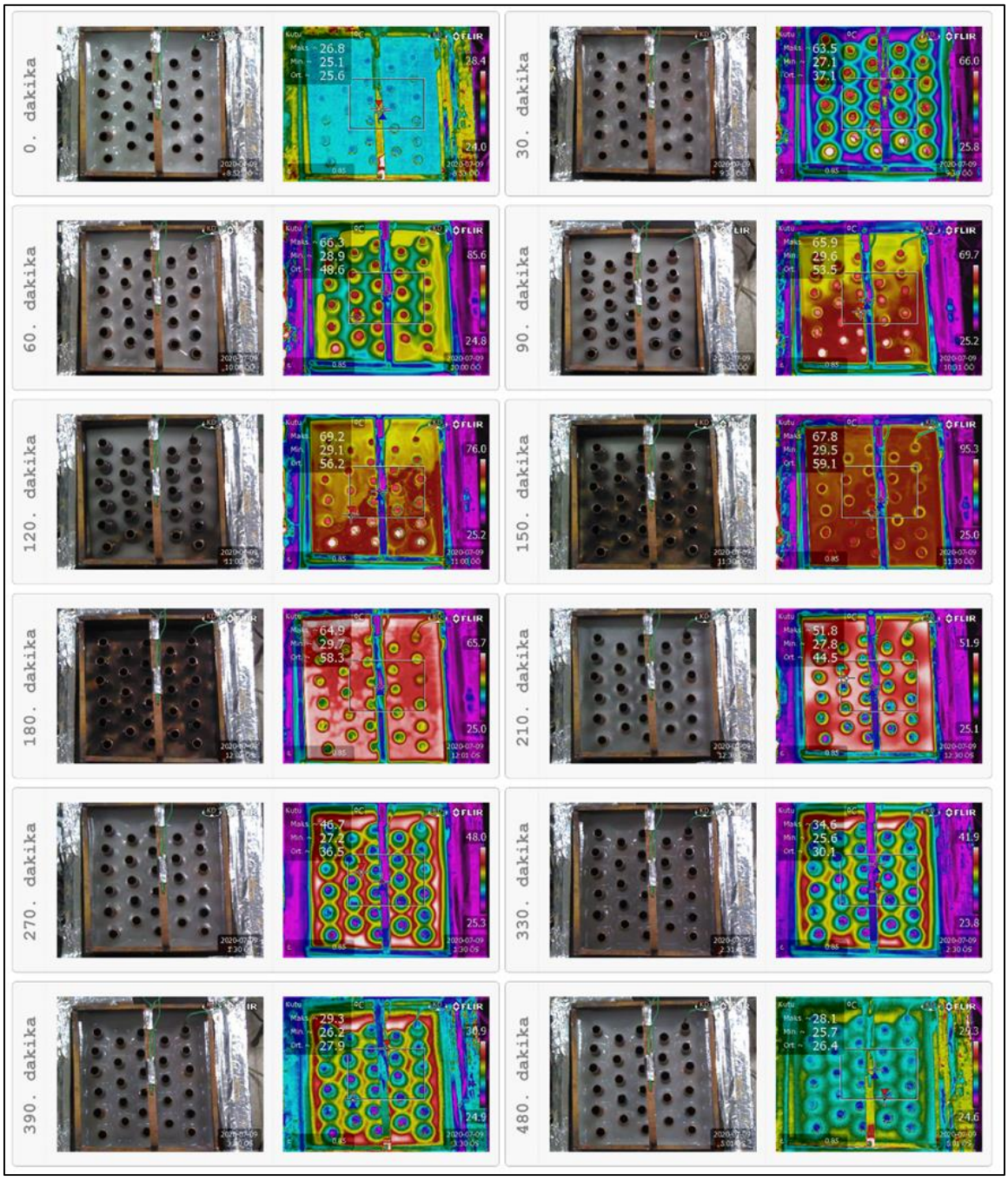
Şekil 7.10. HKIP sisteminin evaporator kapasitesi

Isı pompası sistemindeki kondenser çıkışındaki ısıyı depolamak için geliştirilen IEDÜ'de parafinin erime ve katılaşma işlemi sırasında IEDÜ'deki ısıl çiftlerin bulunduğu noktadaki parafinin zamana bağlı sıcaklık grafiği Şekil 7.11'de verilmiştir. IEDÜ için ITA, kondenser çıkışından gelen sıcak havadır ve parafin ITA'nın taşıdığı ısıyı alarak depolamıştır. Dolayısıyla, Şekil 7.5'de verilen kondenser çıkışının sıcaklık grafiği aynı zamanda zamana bağlı ITA sıcaklık grafiğidir. IEDÜ'de, parafinin sıcaklığı Bölüm 6'da verilen Şekil 6.4'de gösterildiği gibi, orta tüpe yakın alt, orta ve üst kısımlardan 3 ısıl çift kullanılarak ölçüldü. Parafinin her üç deneyde yakın ancak farklı zamanlarda eridiği ve katılaştığı gözlemlenmiştir. Şekil 11'da görüldüğü gibi parafin, HKIP_Test1, HKIP_Test2 ve HKIP_Test3 deneylerinde sırasıyla 210, 193, 180 dakikada tamamen erimiş ve 355, 352, 348 dakikada tamamen katılaşmıştır.



Şekil 7.11. HKIP sisteminde erime ve katılaşma sırasında parafinin zamana bağlı sıcaklığı

Parafinin erime ve katılaşma süreci sırasında, HKIP_Test3 deneyi için termal kamera ile IEDÜ'nin üstten görünümü Şekil 7.12'de gösterilmiştir. Parafin, deney başlamadan önce ortalama 24 °C'lik bir sıcaklıkta tamamen katı halde ve beyaz renktedir. Deney başladıktan sonra parafin, ITA'nın sıcaklığı arttıkça kademeli olarak ısınmıştır ve ısıyı duyulur ısı olarak depolamaya başlamıştır. 70. dakikadan sonra parafin erime sıcaklığına ulaşmıştır ve IEDÜ'nin bakır yüzeylerinde ve bakır tüplerinde erimeye başlamıştır. Parafin, katıdan sıvıya geçerken (hal değiştirirken) aldığı ısıyı gizli ısı olarak (şarj) depolamıştır. Sıvı parafin, tamamen eriyene kadar ısıyı duyulur ısı olarak depolamaya devam etmiştir. IEDÜ'deki parafin 180. dakikada tamamen erimiştir ve rengi beyazdan saydam renge dönmüştür. Parafin tamamen eridikten sonra, ısı pompası sistemi durdurulmuştur, ancak yalnızca kondenser fanı çalıştırılmıştır. Böylece, parafin zorlanmış taşınım ile katılaştırılmıştır. Katılaşma işlemi sırasında Şekil 7.12'de 210. dakikada görüldüğü gibi, parafin kristalleşmeye başlamıştır ve depolanan ısıl enerjiyi sıcaklığı düşük ITA'ya aktarmaya (deşarj) başlamıştır. Katılaştma işlemi, parafin ortam sıcaklığına (yaklaşık 25 °C) yani ITA'nın sıcaklığına ulaşana kadar devam etmiştir ve parafin 348 dakikada tamamen katılaşmıştır.

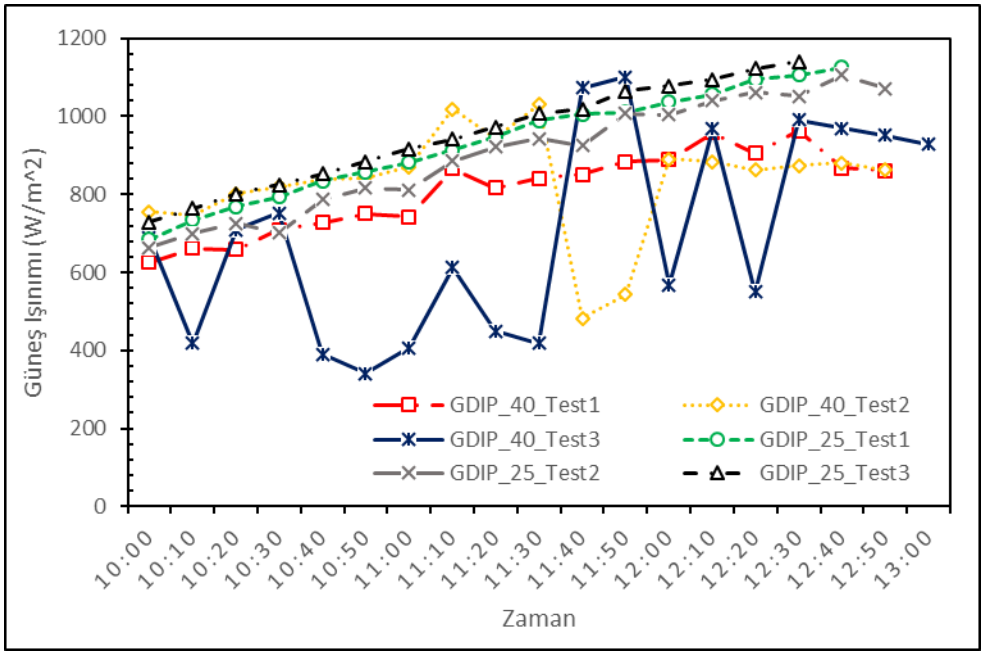


Şekil 7.12. Parafinin erime ve katılaşma sürecinin termal kamera ile görüntüsü

7.2.2. Isıl enerji depolamalı güneş destekli ısı pompası sisteminin deneysel analizi

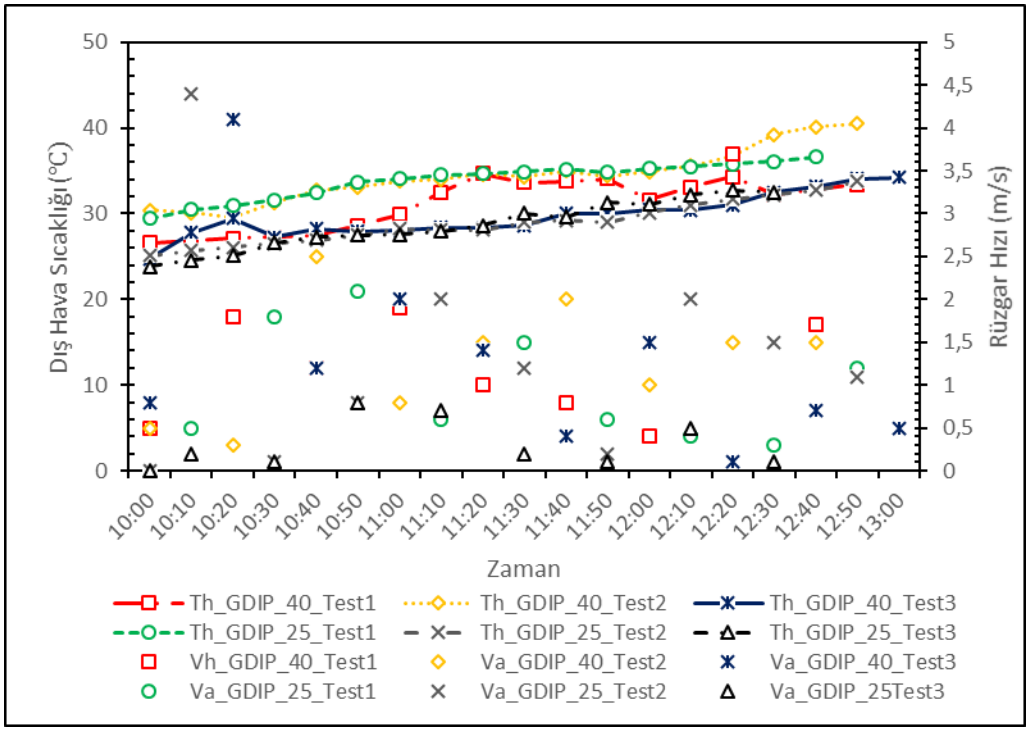
Havalı güneş kollektörlerinde maksimum performans elde edebilmek için en önemli parametre kollektörün yatay ile yaptığı açıdır. Sabit güneş kollektörleri, bölgenin coğrafi konumuna ve mevsimlere göre değişen yataya göre belirli bir eğimde güneye bakacak şekilde yerleştirilir. Duffie ve Beckman [118], Heywood [119] ve Doğan [120], yıl boyunca kullanım için güneş kolektörünü bulunduğunuz konumun enlemine eşit bir açıyla, 15°'den daha küçük bir açıyla, sadece yaz sezonu için konumun enlemine 15°'den daha az bir açıda, ve sadece kış mevsimi için enlemden 15°'den fazla bir açıda yerleştirilmesini önermişlerdir.

Kolektör açısının parafinin erime sürecine etkisini gözlemlemek için 40º (Ankara ili yıl boyu kullanım) ve 25º (Ankara ili yaz sezonu için kullanım)'lik iki farklı kolektör açısında GDIP deneyleri gerçekleştirilmiştir. Ayrıca deneyler 14 (GDIP_40_Test1), 16 (GDIP_40_Test2), 17 (GDIP_40_Test3) Temmuz 2020'de 40º kollektör açısında ve 21 (GDIP_25_Test1), 23 (GDIP_25_Test2), 24 (GDIP_25_Test3) Temmuz 2020'de 25º kollektör açısında yapılmıştır. Tüm deneyler saat 10:00'da başlamıştır ve parafin tamamen eriyince ısı pompası sistemi durdurulmuştur. GDIP sisteminin performansını etkileyen en önemli unsur güneş ışınımıdır. Gerçekleştirilen altı deney için zamana bağlı güneş ışınım değerleri Şekil 7.13'de gösterilmiştir. GDIP_40_Test3 deneyi bulutlu bir gün olduğu için güneş ışınımı önemli bir değişiklik göstermiştir. Ayrıca GDIP_40_Test2 deneyinde bulutlanma nedeniyle 100. ve 110. dakikalarda güneş ışınımı değerleri azalmıştır.



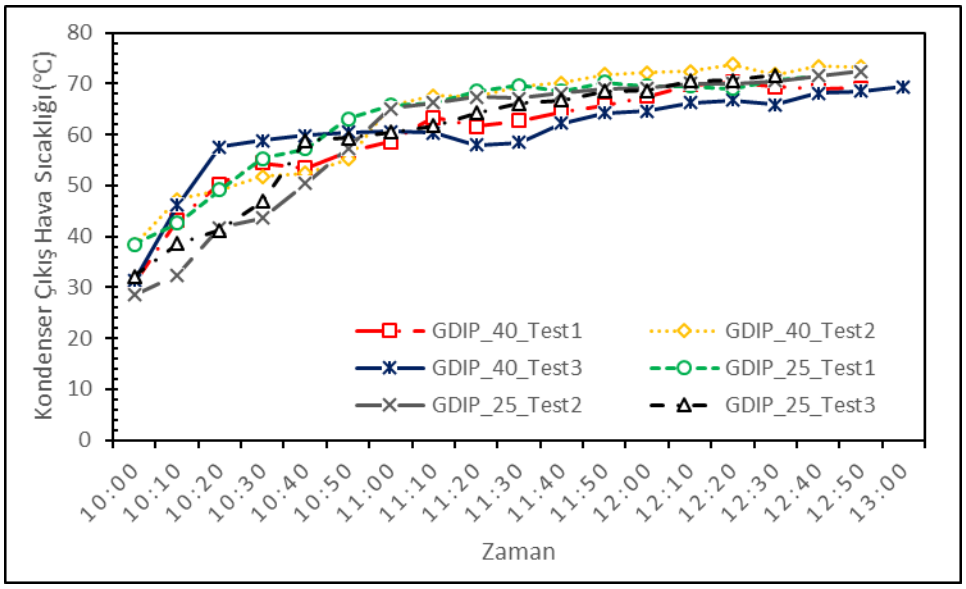
Şekil 7.13. GDIP deneylerinde zamana bağlı güneş ışınım değerleri

Şekil 7.14'de, dış hava sıcaklığı ve rüzgâr hızının zamana bağlı grafiği gösterilmiştir. Deneylerin başında dış hava sıcaklığı en düşük 23,8 °C iken, deneylerin sonunda en yüksek sıcaklık 40,5 °C olarak ölçülmüştür. Genel olarak deneylerin güneşli ve hafif rüzgârlı günlerde yapıldığı söylenebilir.



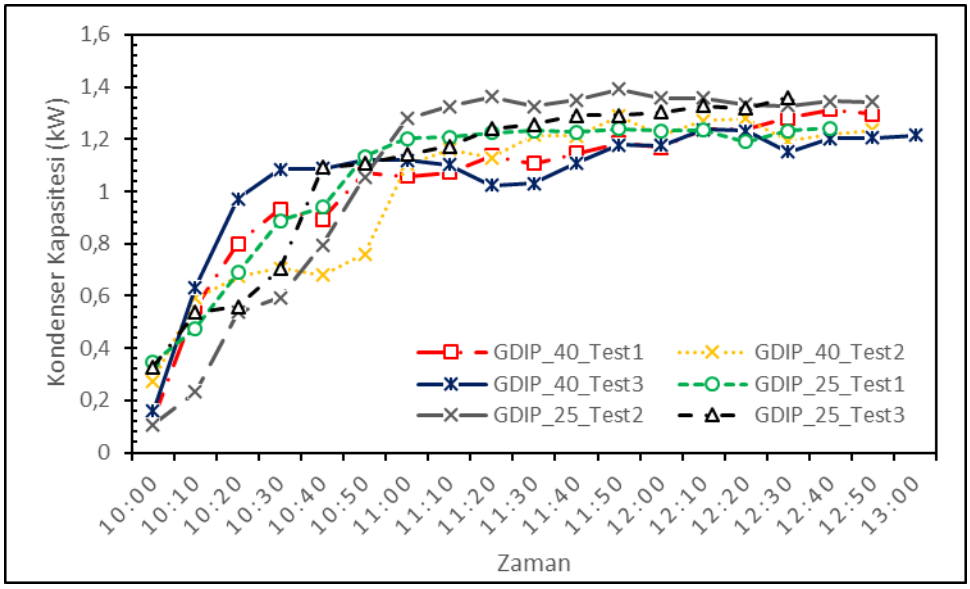
Şekil 7.14. GDIP deneylerinde zamana bağlı dış hava sıcaklığı ve rüzgâr hızı değişimi

ITA sıcaklığı olan kondenser çıkış sıcaklığının zamana bağlı değişim grafiği Şekil 7.15'de sunulmuştur. Kondenser çıkış sıcaklıklarının deneyin başında düşük olduğu ve kondenser basınçları ile hızla arttığı gözlenmiştir. En yüksek ortalama kondenser çıkış sıcaklığı GDIP_40_Test2 deneyinde elde edilmiştir. HKIP sistemi ile karşılaştırıldığında, GDIP sistemindeki ITA sıcaklıklarının, güneş ışınımı ve ortam sıcaklığı nedeniyle ortalama 6,32 °C daha yüksek olduğu görülmüştür.



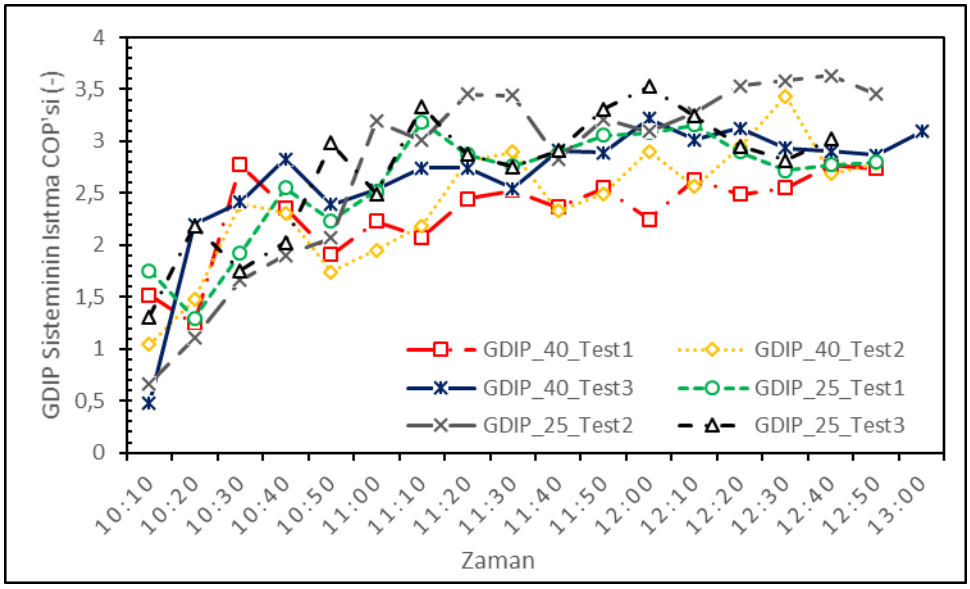
Şekil 7.15. GDIP sisteminin kondenser çıkış hava sıcaklığı grafiği

GDIP deneylerinin zamana bağlı kondenser kapasiteleri değişim grafiği Şekil 7.16'da verilmiştir. Kondenser hava girişi ve çıkışı arasındaki sıcaklık farkı büyük olduğundan, kondenser kapasitesi GDIP_25_Test2 deneyinde en yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Bununla birlikte, deney sırasında kondenserin ortalama kapasitesi, GDIP_40_Test3 deneyinde en yüksektir ve 1,05 kW olarak hesaplanmıştır. Bunun nedeni, GDIP_40_Test3 deneyinde kondenser basıncının deneyin ilk 30 dakikasında diğerlerine göre daha yüksek olmasıdır.



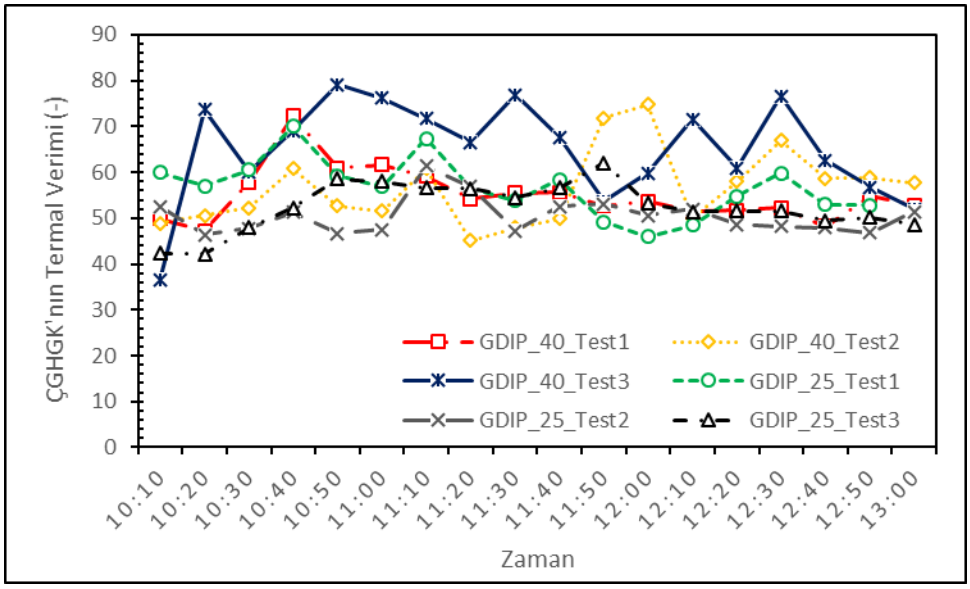
Şekil 7.16. GDIP deneylerinde kondenser kapasiteleri

Şekil 7.17'de, GDIP sisteminin ısıtma COP değerleri gösterilmektedir. Isıtma COP değeri, kompresörün tükettiği güç ve kondenser kapasitesine göre artar veya azalır. Deney boyunca ortalama ısıtma COP değerleri GDIP_40_Test1, GDIP_40_Test2, GDIP_40_Test3, GDIP_25_Test1, GDIP_25_Test2, GDIP_25_Test3 deneyleri için sırasıyla 2,32; 2,41; 2,66; 2,62; 2,77; 2,72 olarak hesaplanmıştır. Maksimum ısıtma COP değeri GDIP_25_Test2 deneyinde 3,63 olarak hesaplanmıştır. Güneş enerjisi sayesinde, GDIP sisteminin maksimum COP'si HKIP sisteminden % 23,47 daha yüksek olduğu görülmüştür. Şekil 7.17'de görülebileceği gibi, deneyler arasındaki COP değerlerindeki fark çoğunlukla güneş ışınımına, ortam sıcaklığına, rüzgâr hızına, kompresörün aç/kapa çalışmasından vb. kaynaklanmıştır. Bunlarla ilgili değişkenler, ısı pompası sisteminin ısıyı çekme ve salma özelliklerinde dalgalanmalara neden olmuştur. Literatürdeki deneysel çalışmalara bakıldığında, R134a soğutucu akışkan ile çalışan GDIP sistemlerinin ısıtma COP'leri 2,5-4,9 [121]; 1,9-2,7 [122]; 2,4-2,6 [123]; 1,6-2,2 [124] aralığında değiştiği görülmüştür.



Şekil 7.17. GDIP sisteminin ısıtma performans katsayısı

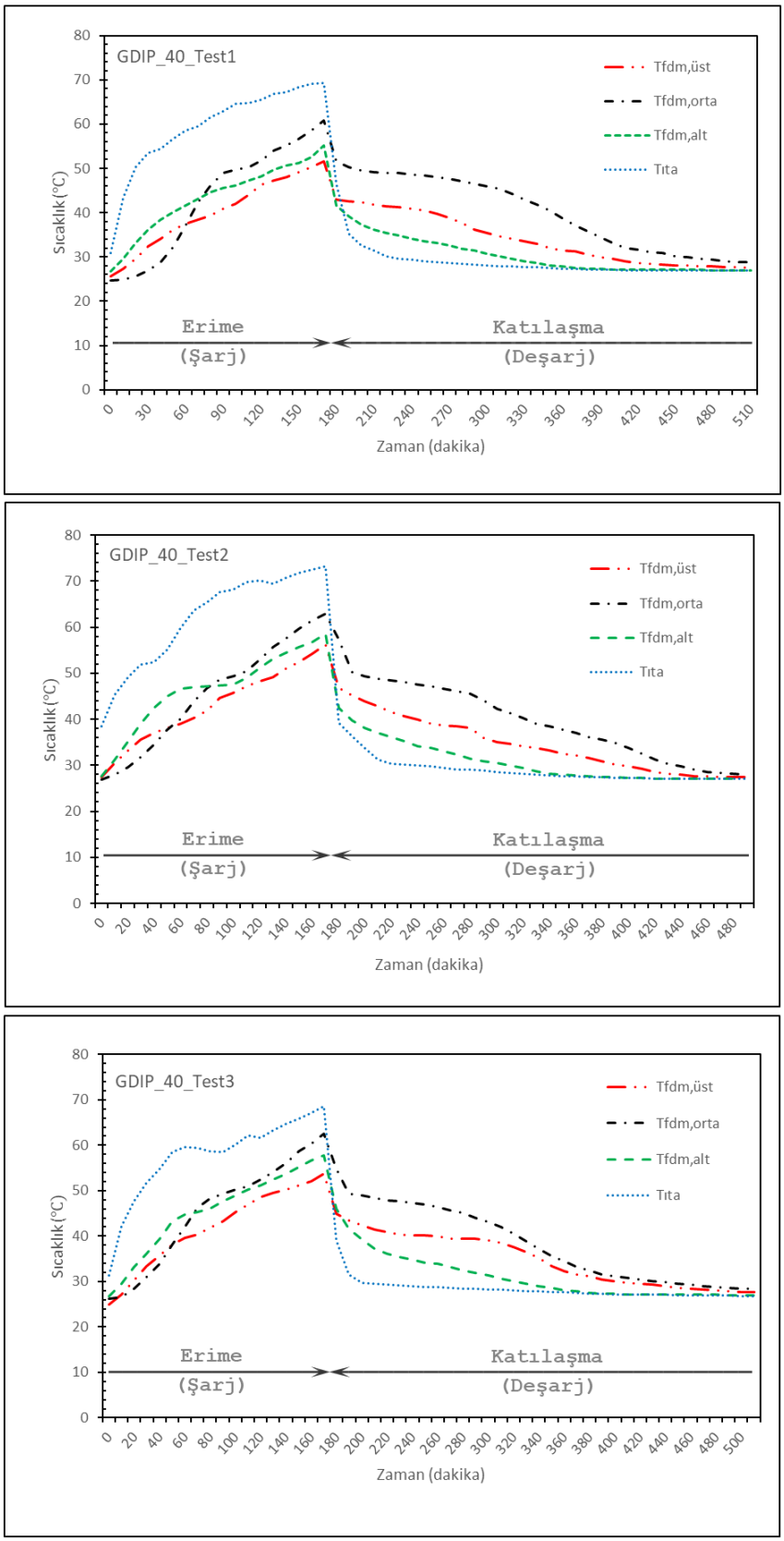
GDIP sistemi için tasarlanan çift geçişli havalı güneş kollektörün (ÇGHGK) termal verimlilik grafiği Şekil 7.18'de gösterilmektedir. Şekil 7.18'de görülebileceği gibi, termal verimlilik büyük ölçüde güneş ışınımına bağlıdır. Havalı güneş kollektörünün ısıl verimi Bölüm 6'da verilen Eş. 6.20'e göre hesaplanmıştır. GDIP_40_Test1, GDIP_40_Test2, GDIP_40_Test3 ve GDIP_25_Test1, GDIP_25_Test2, GDIP_25_Test3 deneylerinde ÇGHGK'nün ortalama termal verimliliği %55,11; %56,53; %65,06 ve %56,71; %50,49; %52,39 olarak hesaplanmıştır. Bulutlu hava nedeniyle, GDIP_40_Test3 deneyinde güneş ışınımındaki düzensizliğe bağlı olarak termal verimlilik dalgalanmıştır. Bu nedenle, bu deneyin anlık ısıl veriminin diğerlerine göre daha yüksek olduğu görülmüştür. GDIP_40_Test2 deneyinde 100. ve 110. dakikalarda meydana gelen bulutlanma nedeniyle benzer bir sonuç elde edilmiştir. ÇGHGK hava ısıtma sistemi çalışmaları incelendiğinde %47-73,5 [125]; %38-68 [126]; %60,49 [127] ve %43-55 [128] olarak elde edilen ısıl verim değerleri için benzer sonuçlar göstermiştir.



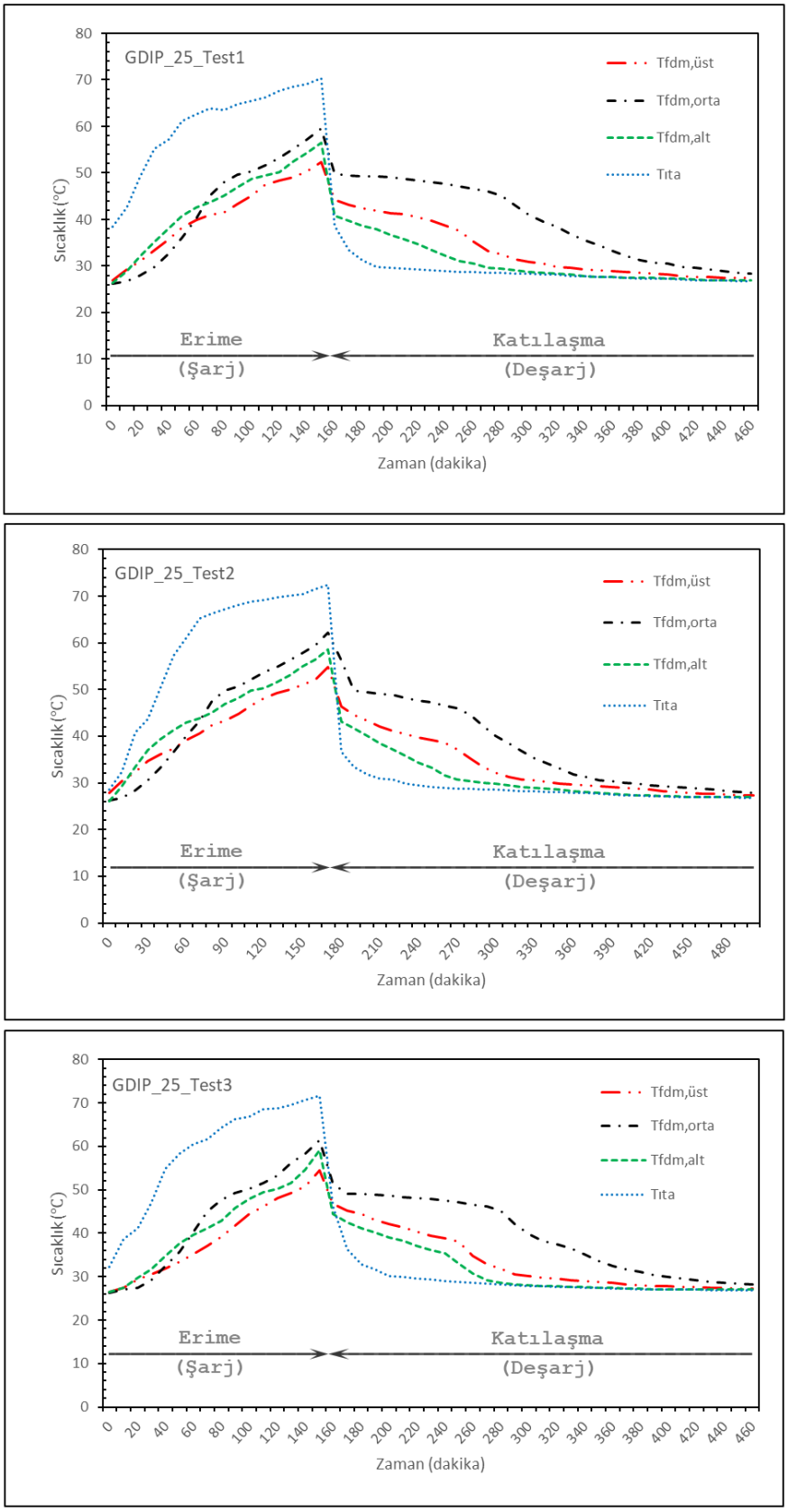
Şekil 7.18. Çift geçişli havalı güneş kollektörünün termal verimi

GDIP_40_Test1, GDIP_40_Test2, GDIP_40_Test3 deneylerinde parafinin erime ve katılaşma süreci sırasında sıcaklık değişim grafiği Şekil 7.19'da gösterilmektedir. ITA'nın sıcaklığı arttıkça, öncelikle ITA'dan IEDÜ'ye taşınım ile ısı transferi gerçekleşmiştir. Daha sonra, IEDÜ'deki parafine, parafinin erime sıcaklığına kadar bir iletim ile ısı transferi olmuştur. Bu süre içerisinde parafin ilk duyulur ısı ile ısı enerjisini depolamaya başlamıştır. Parafin erime sıcaklığına ulaştığında, erimeye ve gizli ısı ile enerji depolamaya başlamıştır. Daha sonra, IEDÜ'deki parafine taşınım ile ısı transferi gerçekleşmiştir. Sıcaklığı erime sıcaklığının üzerine çıkan parafin, IEDÜ'deki parafinin tamamen eriyene kadar son duyulur ısı ile enerji depolamaya devam etmiştir. Katılaşma sürecinde ITA sıcaklığı ortam sıcaklığına düştüğü için önce parafin sıcaklığı da hızla düşmüş, daha sonra parafin sıcaklığı zamanla azalmış ve katılaşma süreci bu şekilde devam ederek tamamlanmıştır.

GDIP_25_Test1, GDIP_25_Test2, GDIP_25_Test3 deneylerinde eritme ve katılaşma sürecinde parafinin sıcaklık değişim grafiği Şekil 7.20'e verilmiştir. 25º kollektör açısı ile yapılan bu deneylerde, 40º kollektör açısı ile yapılan deneylere göre parafin ortalama 9,7 dakika önce eridiği gözlemlenmiştir. Bu durum 25º kolektör açısının parafinnin şarj edilmesi için daha uygun olacağını göstermiştir. Ayrıca IEDU'deki parafinin GDIP sisteminde HKIP sistemine göre daha hızlı eridiği ve katılaştığı görülmüştür.



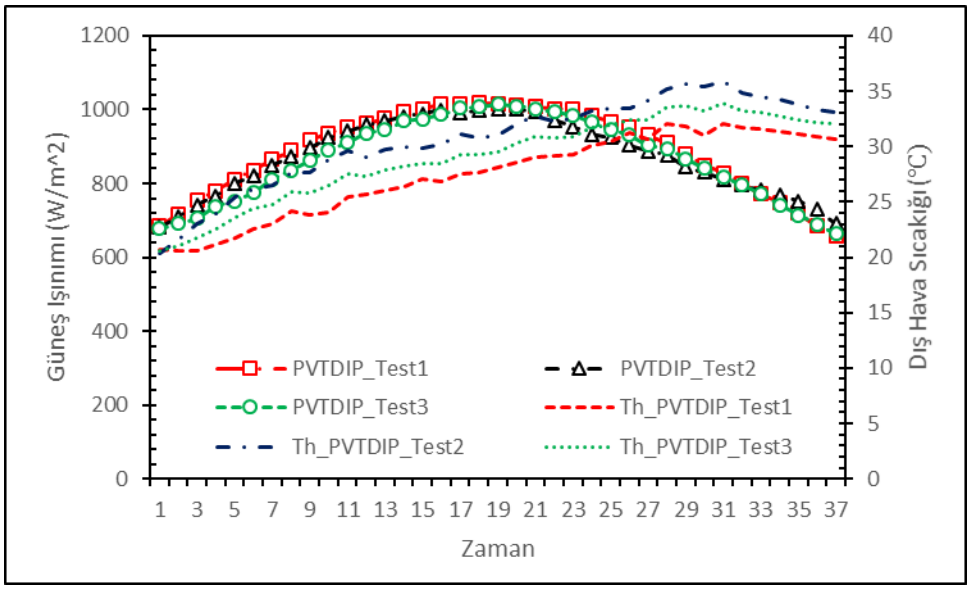
Şekil 7.19. GDIP sisteminde 40º açılı kolektör deneyinde erime ve katılaşma işlemi sırasında parafinin sıcaklığı



Şekil 7.20. GDIP sisteminde 25º açılı kolektör deneyinde erime ve katılaşma işlemi sırasında parafinin sıcaklığı

7.2.3. Isıl enerji depolamalı PVT destekli ısı pompası sisteminin deneysel analizi

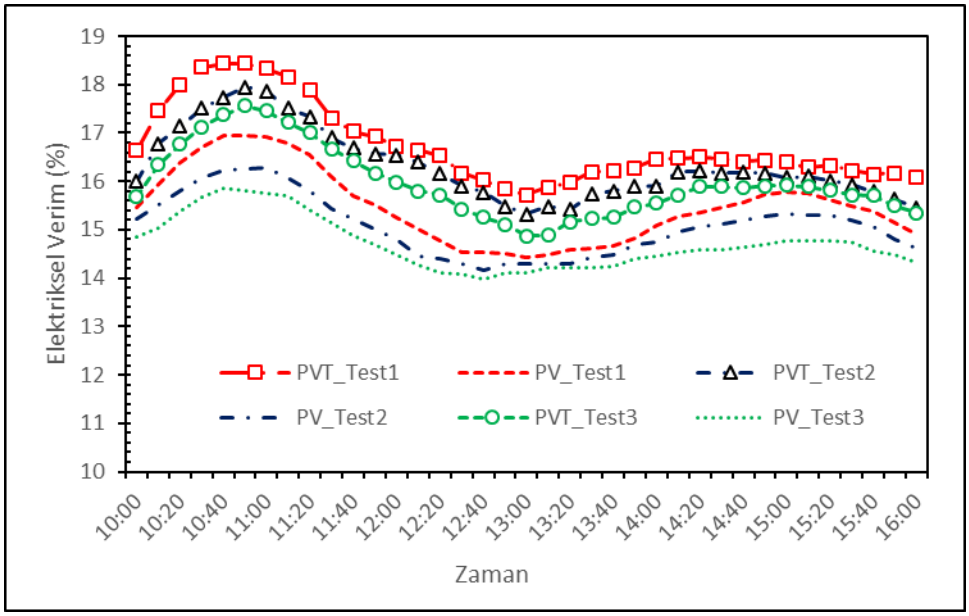
Bu bölümde, ısıl enerji depolamalı PVTDIP sisteminin deneysel sonuçları irdelenmiştir. Sistematik deneysel testler 22 Eylül (PVTDIP_Test1), 23 Eylül (PVTDIP_Test2) ve 24 Eylül (PVTDIP_Test3) 2020 tarihlerinde gerçekleştirilmiştir. Çevresel meteorolojik koşullar, güneş ışınımı ve ortam hava sıcaklığının zaman içindeki değişimlerini gösteren Şekil 7.21'de verilmiştir. Her üç deneyde de güneş ışınımı birbirine yakındır, ancak PVTDIP_Test2 deneyin ortam sıcaklığı diğerlerine göre daha yüksek ölçülmüştür.



Şekil 7.21. PVTDIP deneylerinde zaman bağlı güneş ışınımı ve dış hava sıcaklığı

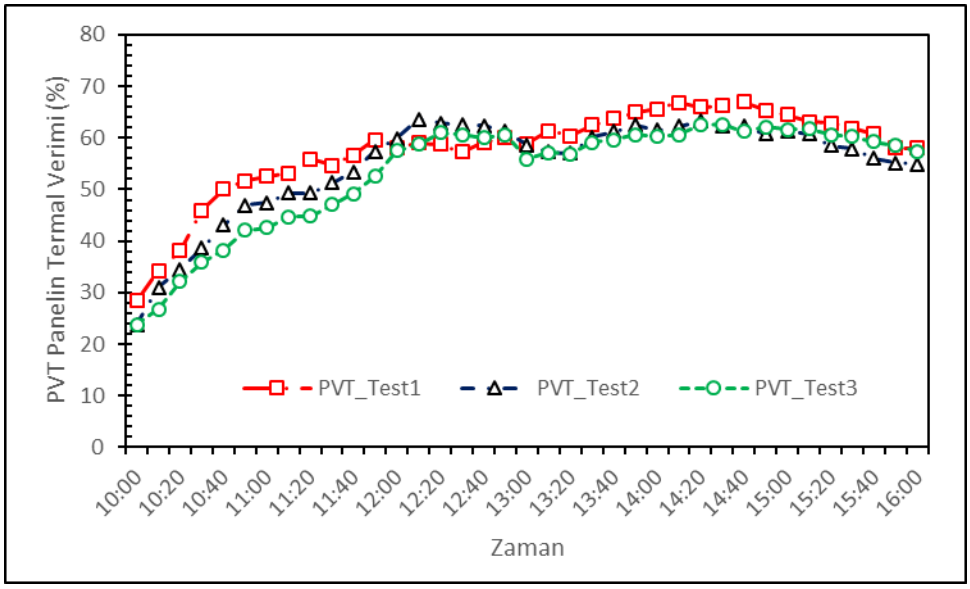
PVTDIP sistemi için PV panellerden biri çift geçişli PVT panel olarak tasarlanarak soğuk odada üretilen soğuk hava ile soğutulmuştur ve ısı pompası sisteminin ısı kaynağı olmuştur. Diğer PV panel ise tasarlanan PVT panel ile elektriksel performansı karşılaştırabilmek için referans kabul edilmiştir. PV ve PVT panellerinin elektriksel verimliliğindeki değişim grafiği Şekil 7.22'de gösterilmektedir. Buna göre PVTDIP_Test1, PVTDIP_Test2 ve PVTDIP_Test3 deneylerinde PV ve PVT panellerinin elektriksel verimi, dış hava koşulları ve ısı pompası sisteminin soğutma kapasitesi nedeniyle sırasıyla %14,43 - %16,94 ve %15,72 - %18,44; %14,18 - %16,29 ve %15,32 - %17,94; ve %13,98 - %15,85 ve %14,87 - %17,56 değişim göstermiştir. PVTDIP_Test1, PVTDIP_Test2, PVTDIP_Test3 deneylerinden elde edilen ortalama elektrik verimi ise PV panel için %15,43; %15,07; %14,72, PVT panel için %16,74; %16,36; %15,96 olarak hesaplanmıştır.

Çift geçişli PVT panel, ısı pompası sistemi için tasarlanan soğuk odada elde edilen soğuk hava ile başarıyla soğutulmuştur. Şekil 7.18'den görüleceği gibi, PV panele kıyasla PVT panelde elektriksel verimde PVTDIP_Test1, PVTDIP_Test2, PVTDIP_Test3 deneyleri için sırasıyla %1,31; %1,29; %1,24 oranlarında artış gözlemlenmiştir.



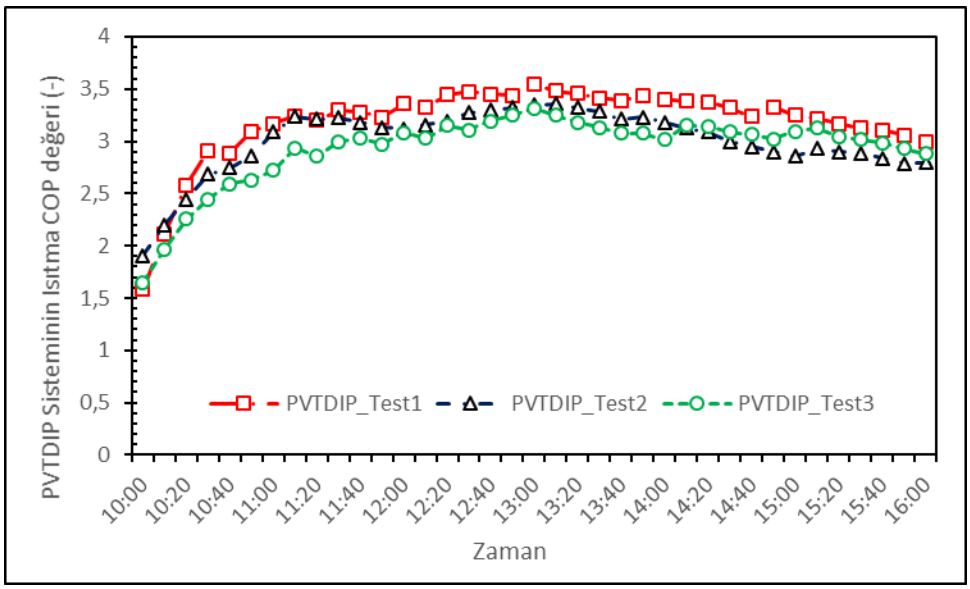
Şekil 7.22. PV ve PVT panellerin elektriksel verimleri

Termal verimlilik, panelde absorbe edilen güneş ışınımlarının ne kadarının ısı enerjisi olarak kullanılabileceğini ifade eder. Güneş ışınımına, ortam sıcaklığına ve rüzgâr hızına bağlı olarak değişir. Şekil 7.23 çift geçişli PVT panelinin termal verimliliğinin zaman içindeki değişimini göstermektedir. En yüksek, en düşük ve ortalama termal verimler PVTDIP_Test1 için %66,98; %28,41 ve %57,61; PVTDIP_Test2 için %63,57; %23,77 ve %54,95; PVTDIP_Test3 için %62,59; %23,86 ve %53,43 olarak hesaplanmıştır.



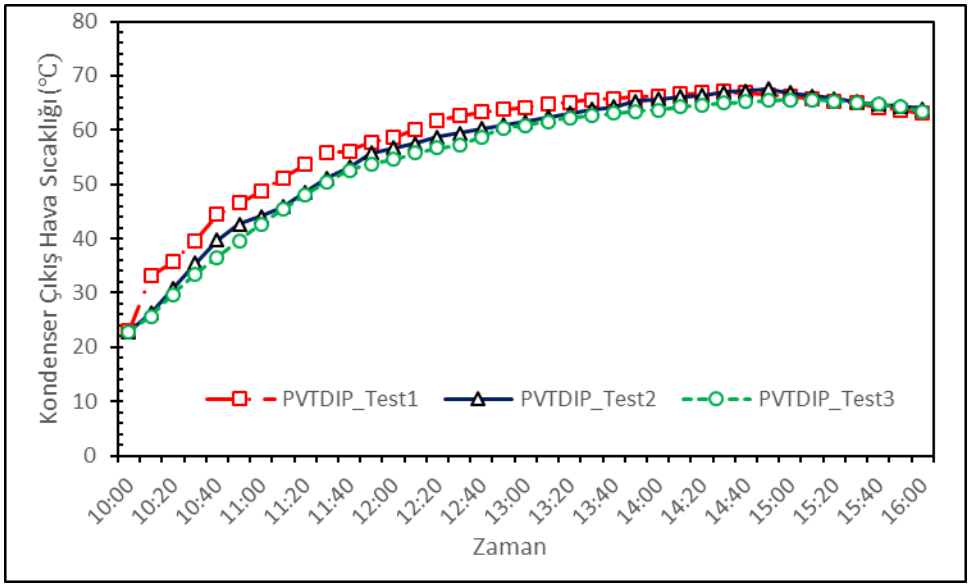
Şekil 7.23. PVT panelin termal verimi

Isı pompası sisteminin ısıtma performans katsayısının zamana bağlı değişim değerleri Bölüm 6'da verilen Eş. 6.27'e göre hesaplanmış ve Şekil 7.24'de verilmiştir. COP, buhar sıkıştırma döngüleri için önemli bir verimlilik göstergesidir. Bu değer, kompresör güç tüketimi ve ne kadar ısının çekilip atıldığı ile ilgilidir. Deney boyunca ortalama COP değerleri PVTDIP_Test1 deneyi için 3,18; PVTDIP_Test2 deneyi için 3,02 ve PVTDIP_Test3 deneyi için 2,93 olarak hesaplanmıştır.



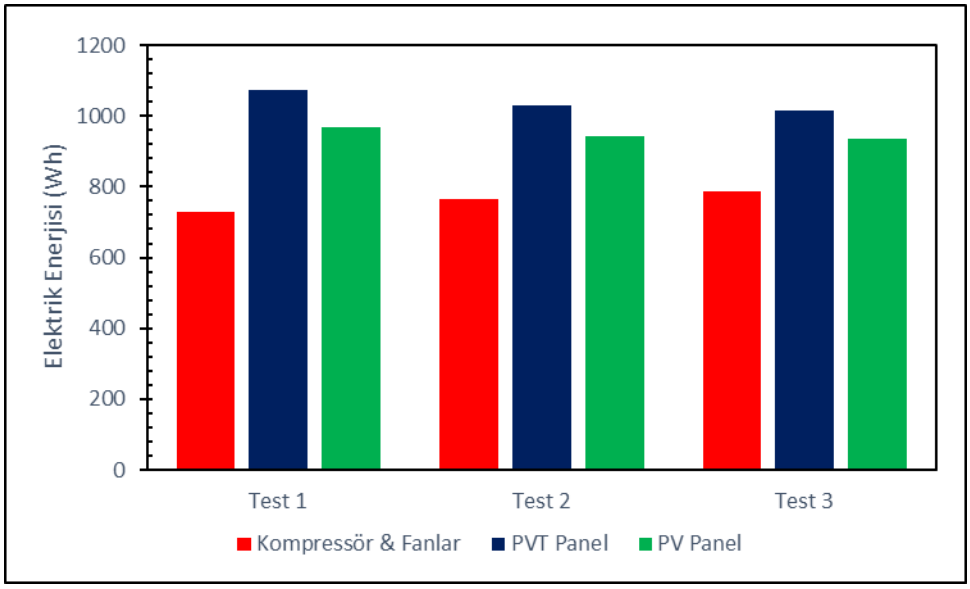
Şekil 7.24. PVTDIP sisteminin ısıtma performans katsayısı

Kondenser çıkış sıcaklığı, IEDÜ için ısı kaynağının sıcaklığı olduğu için önemlidir. Şekil 7.25 zamana bağlı kondenser çıkış sıcaklığı değişimini göstermektedir. Deney başlangıcında kondenser çıkış sıcaklıklarının düşük olduğu ve kondenser basınçları ile hızla arttığı görülmüştür. En yüksek kondenser çıkış sıcaklığı PVTDIP_Test1'de 68,2 ℃ olarak ölçülmüştür.



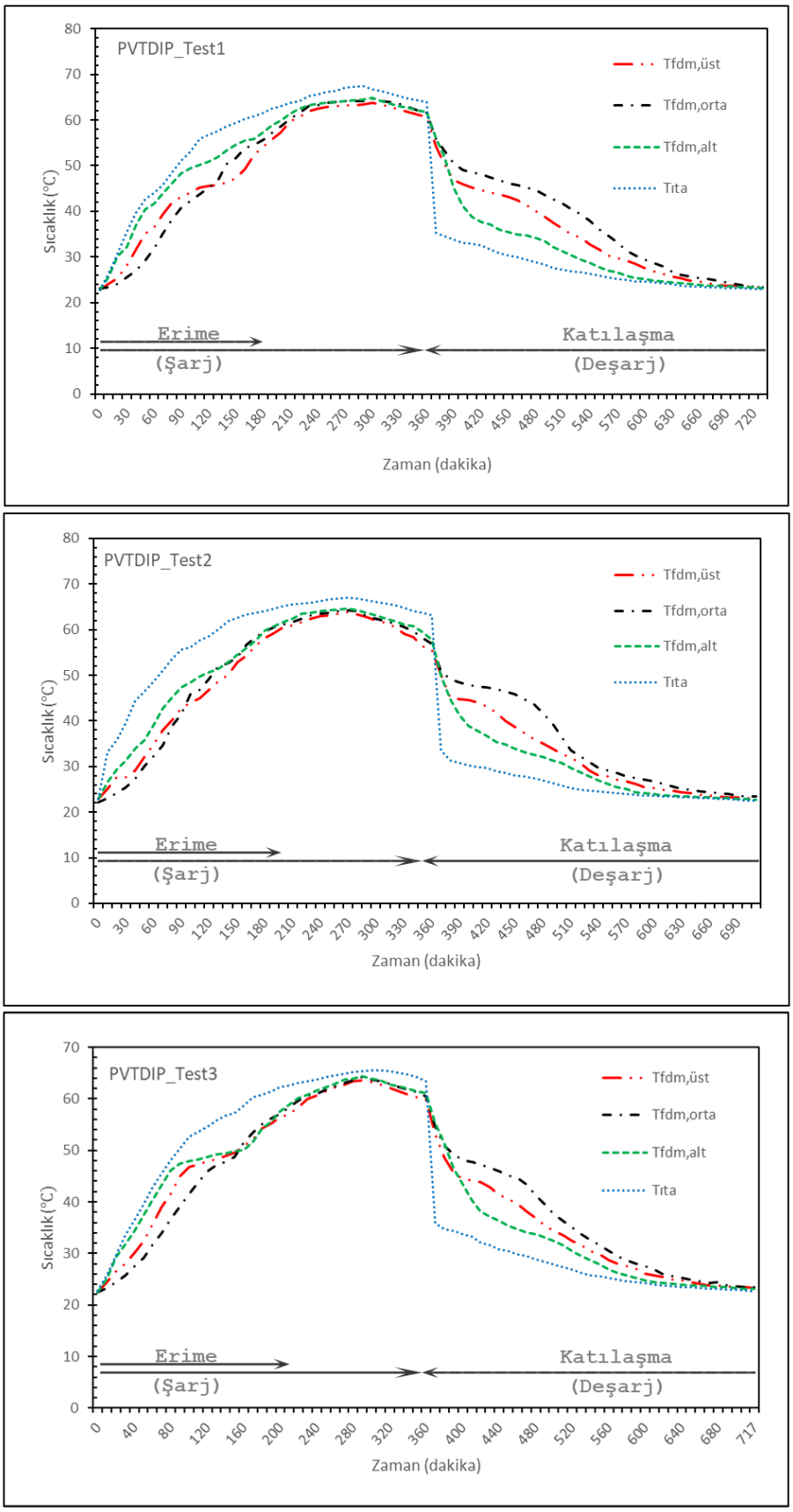
Şekil 7.25. PVTDIP sisteminin kondenser hava çıkış sıcaklığı

Isıtma yükü için önerilen ısıl enerji depolamalı çift geçişli PVTDIP sisteminde, kompresörler ve fanlar elektrik enerjisi tüketirken, PV ve PVT paneller ise güneş enerjisinden elektrik enerjisi üretmiştir. Bu sistemdeki elektrik enerjisi dağılımı Şekil 7.26'da gösterilmektedir. Böylelikle, PVT panel PV panele göre PVTDIP_Test1 deneyinde %9,59; PVTDIP_Test2 deneyinde %8,51 ve PVTDIP_Test3 deneyinde ise %7,81 daha fazla elektrik enerjisi üretmiştir. Ayrıca akülerde PVTDIP_Test1 deneyinde, PVTDIP_Test2 deneyinde ve PVTDIP_Test3 deneyinde sırasıyla toplamda 2,041 kWh, 1,971 kWh ve 1,952 kWh elektrik enerjisi depolanmıştır. Şekil 7.26'dan görülebileceği gibi, bu sistemde bir inverter kullanılarak bu sistemin şebekeden bağımsız çalışabileceği görülmüştür.



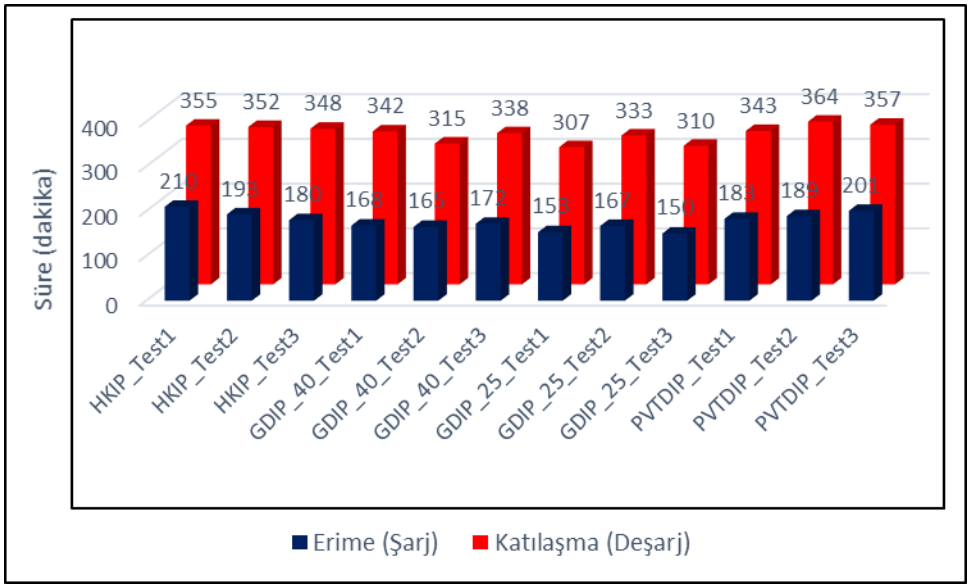
Şekil 7.26. PVTDIP sisteminde elektrik enerjisi dağılımı

Erime ve katılaşma süreci sırasında IEDÜ'deki parafinin sıcaklık değişim grafiği Şekil 7.27'de gösterilmiştir. IEDÜ'deki ısıl çiftlerin konumları Bölüm 6'de Şekil 6.4'de verilmiştir. Isı pompası sistemi çalışmaya başladıktan sonra ITA sıcaklığı zamanla artmaya başlamıştır. ITA sıcaklığı parafinin erime sıcaklığına ulaştığında, parafin hem erimeye hem de ısı enerjisini depolamaya başlamıştır. IEDÜ'deki parafin PVTDIP_Test1 deneyinde 183 dakikada, PVTDIP_Test2 deneyinde 198 dakikada ve PVTDIP_Test3 deneyinde 210 dakikada tamamen erimiştir. Bununla birlikte, ısı pompası sistemi güneş ışınımının etkisinin azalmaya başladığı zamana (saat 16.00'a) kadar çalıştırılmıştır. Çünkü aynı zamanda PV panel ile PVT panel arasındaki elektriksel performansı test edilmiştir. Bu süreçte parafin duyulur ısı enerjisi olarak enerji depolamaya devam etmiştir. Saat 16.00'dan sonra ısı pompası sistemi durdurulmuştur ve yalnızca kondenser fanı çalıştırılarak ortam sıcaklığındaki ITA ile parafinin katılaşma süreci başlamıştır. IEDÜ'deki parafin PVTDIP_Test1 deneyinde 343 dakikada, PVTDIP_Test2 deneyinde 364 dakikada ve PVTDIP_Test3 deneyinde 357 dakikada tamamen katılaşmıştır.



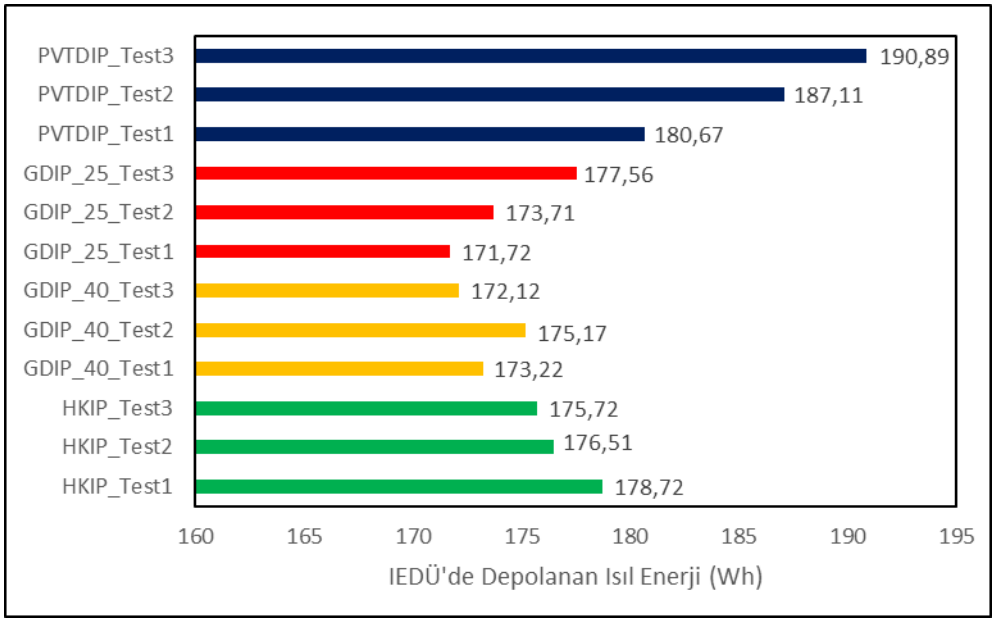
Şekil 7.27. PVTDIP sisteminde erime ve katılaşma sırasında parafinin sıcaklığı

IEDÜ'deki parafinin tamamen erime ve katılaşma süreleri Şekil 7.28'de gösterilmiştir. En iyi erime ve katılaşma süresi güneş ışınımı ve dış hava sıcaklığı sayesinde sırasıyla 150 ve 307 dakika olarak 25^0 kollektör açılı GDIP sisteminde elde edilmiştir.



Şekil 7.28. IEDÜ'deki parafinin erime ve katılaşma süreleri

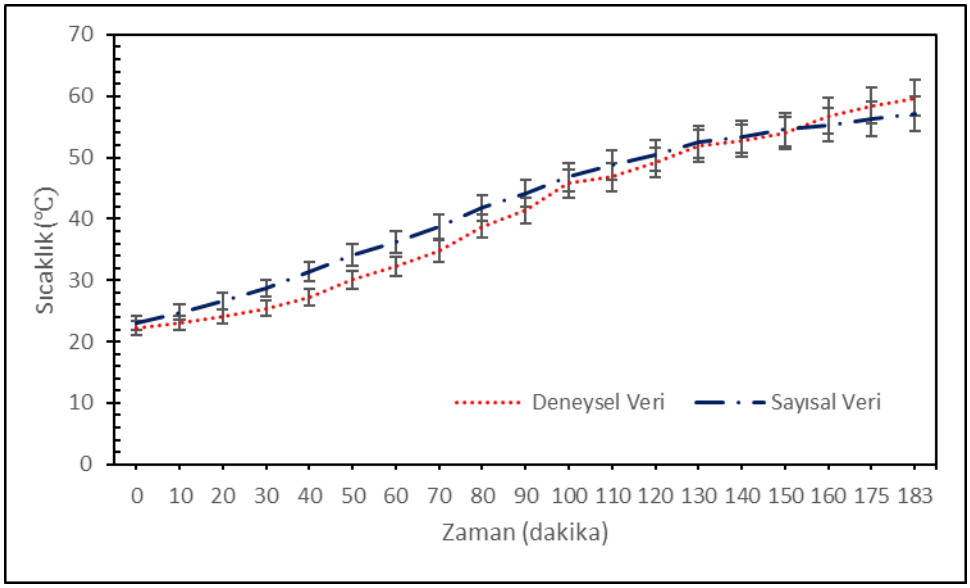
IEDÜ'deki parafinin ısıl enerji depolama kapasiteleri Şekil 7.29'da verilmiştir. PVTDIP sistemi 6 saat boyunca çalıştığı için en fazla ısıl (duyulur ve gizli ısı) enerji 190,89 Wh olarak bu sistemde depolanmıştır.



Şekil 7.29. IEDÜ'deki parafinde depolanan ısıl enerji miktarı

7.3. Sayısal ve Deneysel Analiz Bulgularının Karşılaştırılması

Sayısal analiz sonuçlarının doğruluğunu belirlemek için PVTDIP_Test1 deneysel çalışmadan elde edilen parafinin sıcaklık sonuçları parafinin erime işlemi boyunca kontrol edilmiştir. Orta noktada konumlandırılmış ısıl çiftin (Bölüm 6, Şekil 6.4) sıcaklık değerlerine göre karşılaştırma yapılmıştır. Deneysel çalışmada kondenseri fanı sabit devirde çalıştığı için ITA'nın kütle akış hızı 0,0342 kg/s'dır, fakat sıcaklığı sabit değildir ve zamana bağlı ITA sıcaklığı Şekil 7.25'de verilmiştir. Ancak sayısal analizde ITA sıcaklığı sabit kabul edilmiş ve erime ve katılaşma işlemi için sırasıyla 60 ℃ ve 25 ℃ olarak alınmıştır. Sayısal ve deneysel analizlerdeki parafinin sıcaklık grafiği Şekil 7.30'da sunulmuştur. Sayısal ve deneysel sonuçlar için ortalama mutlak yüzde hata %6,56 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 7.30. Sayısal analiz sonucunun deneysel analiz sonucu ile doğrulanması

7.4. Belirsizlik Analizi Bulguları

Deneysel bir çalışmada yapılan ölçümlerin güvenirliği ve doğruluğu için belirsizlik analizi yapılır. Bu tez çalışmasında, deneysel analiz için kullanılan ölçüm cihazlarının teknik özellikleri Çizelge 6.2'de verilmiştir. Deneysel verilerdeki belirsizlik Bölüm 6.2.6'da detaylıca verilen eşitlikler kullanılarak belirsizlik analizi yapılmıştır ve Çizelge 7.1'de sunulmuştur.

Çizelge 7.1. Ölçüm cihazlarının hassasiyeti ve belirsizliği

Sıcaklık ölçümünden kaynaklı belirsizlikler, W_T		Toplam Belirsizlikler (W_R)
Isıl çiftinden kaynaklı belirsizlikler	±0,1 ℃	±0,173 ℃
Bağlantı noktasından kaynaklı belirsizlikler	±0,1 ℃	
Okumadan kaynaklı hatalar	±0,1 ℃	
Hız ölçümünden kaynaklı belirsizlikler, W_H		
Hava hızı ölçer hassasiyetinden kaynaklı belirsizlikler	±0,03 m/s	±0,104 m/s
Kaçaklardan kaynaklı hatalar	±0,1 m/s	
Çevre hava sıcaklığından kaynaklı belirsizlikler, $W_Ç$		
Termohigrometre hassasiyetinden kaynaklı belirsizlikler	±0,1 ℃	±0,1414 ℃
Okumadan kaynaklı hatalar	±0,1 ℃	
Işınım ölçerden kaynaklı belirsizlikler, W_G		
Cihaz hassasiyetinden kaynaklı belirsizlikler	±5 W/m^2	±5,09 % W/m^2
Okumadan kaynaklı hatalar	±1 W/m^2	

Belirsizlik analizi, istenen deneysel standartların sağlanması ve deneysel çalışmada kullanılan cihaz ve ekipmanlardan kaynaklanan hataların belirlenebilmesi açısından önemlidir. Çizelge 7.1'de görüldüğü gibi hesaplanan toplam belirsizlikler literatürdeki çalışmalarlar kıyaslandığında kabul edlilebilir bir aralıkta bulunmuştur [129].

8. SONUÇ VE ÖNERİLER

8.1. Sonuçlar

Isı pompası sistemleri, konut ve ticari binaların ısıtılması ve soğutulmasında büyük oranda kullanılmaktadır. Isı pompası sistemi ile sürdürülebilir bir şekilde ısıtma sağlayabilmek için IED depolama teknolojileri bu sistemlerde kullanılabilmektedir. Bu tez çalışmasında, bir ısı pompasının kondenseri ile bütünleşik yeni bir IEDÜ tasarlanmıştır. Bu IEDÜ, tasarlanan HKIP, GDIP ve PVTDIP sistemlerinde deneysel olarak test edilmiş ve sayısal analizi gerçekleştirilmiştir. Bu tez çalışmasının sonuçları aşağıdaki gibi özetlenebilir:

- HKIP, GDIP ve PVTDIP sistemlerinin ortalama ısıtma COP değerleri sırasıyla 2,28; 2,58; 3,04 olarak hesaplanmıştır. Isıtma COP değeri kondenser gücünün kompresör gücüne oranıdır. GDIP deneylerinde kondenser kapasitesi yüksek iken dış ortam sıcaklığından dolayı kompresör gücüde fazla ölçülmüştür. Bu sebeble PVTDIP deneylerinde COP değerleri daha yüksek bulunmuştur.
- IEDÜ'deki parafin HKIP sisteminde 180, GDIP sisteminde 150 ve PVTDIP sisteminde 183 dakikada tamamen eriyebildiği ve sırasıyla 178,72; 177,56; 190,89 Wh ısıl enerji depolayabildiği gözlemlenmiştir.
- HKIP, GDIP ve PVTDIP sistemlerinde IEDÜ'deki parafin sırasıyla 348, 307 ve 343 dakikada tamamen katılaşmıştır. En kısa katılaşma süresi GDIP sisteminde görülmüştür.
- HKIP sisteminde soğutma yükünü karşılayabilmek için evaporator bölümü soğuk oda olarak tasarlanmıştır ve burada elde edilen en düşük soğuk havanın sıcaklığı 12,7 °C'dir.
- GDIP sistemi için tasarlanan çift geçişli havalı güneş kollektörün ortalama termal verimi %50,49 - %65,06 arasında değişim göstermiştir. Havalı güneş kollektörünün termal verimi, ısı pompası sisteminin COP değerini etkilediği söylenebilir. Yani termal verim arttıkça COP değeri de artış göstermiştir.
- PVTDIP sistemi için tasarlanan çift geçişli PVT panelin elektriksel verimi %14,87 - %18,44 arasında değişim göstermiştir ve PV panele göre %1,28 daha performanslı olduğu bulunmuştur. Bu değer PV panelin ısı pompası sistemiyle başarılı bir şekilde soğutulduğunu göstermektedir. PVT panelin ortalama termal verimi ise %55,33 olarak hesaplanmıştır.
- Ansys-Fluent programında gerçekleştirilen sayısal analiz sonuçları %6,56 mutlak hata ile deneysel sonuçlarla uyumlu bulunmuştur.

- Sürdürülebilir yapılar için farklı modlarda verimli bir şekilde çalışabilecek yeni bir enerji depolamalı ısı pompalı enerji sistemi deneysel olarak test edilmiş ve kullanılabilirliği ortaya konmuştur.

8.2. Öneriler

Bu tez çalışması neticesinde sonraki yapılacak çalışmalar için aşağıdaki öneriler sunulabilir:

- Farklı soğutucu akışkanların kullanıldığı daha performanslı ve daha çevreci bir ısı pompası sistemi tasarlanabilir.
- GDIP ve PVTDIP sistemlerinde kollektör ve PV panel için ısı transferini arttıracak farklı yapıda kanatçıklar tasarlanarak daha yüksek termal verim elde edilebilir.
- IEDÜ'de daha düşük erime ve katılaşma süreleri elde edebilmek için daha düşük sıcaklıkta eriyen faz değiştiren malzemesi seçilebilir.
- IEDÜ'deki parafinin termal iletkenliğini arttırabilecek çalışmalar yapılabilir.

KAYNAKLAR

1. Pérez-Lombard, L., Ortiz, J. and Pout, C. (2008). A review on buildings energy consumption information. *Energy and Buildings*, 40(3), 394–398.

2. İnternet: The European Heat Pump Market has grown by at least 10% in 2018, EHPA. URL: https://www.ehpa.org/market-data/marketoverview/, Son Erişim Tarihi: 04 Mayıs 2019.

3. Baster, M.E. (2019). *Modelling the performance of Air Source Heat Pump Systems*, Yüksek Lisans Tezi, Linkoping Üniversitesi Elektrik Mühendisliği Bölümü, İsveç, 6-7.

4. Poppi, S., Sommerfeldt, N., Bales, C., Madani, H. and Lundqvist, P. (2018). Technoeconomic review of solar heat pump systems for residential heating applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 81, 22–32.

5. Sultan, S.M. and Efzan, M.N.E. (2018). Review on recent Photovoltaic/Thermal (PV/T) technology advances and applications. *Solar Energy,* 173, 939-954.

6. Fudholi, A., Sopian, K., Gabbasa, M., Bakhtyar, B., Yahya, M., Ruslan, M.H. and Mat, S. (2015). Techno-economic of solar drying systems with water based solar collectors in Malaysia: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews,* 51, 809-820.

7. Arce, P., Medrano, M., Gil, A., Oró, E. and Cabeza, L.F. (2011). Overview of thermal energy storage(TES) potential energy savings and climate change mitigation in Spain and Europe. *Applied Energy*, 88, 2764-2774.

8. Mazman, M., Cabeza, L.F., Mehling, H., Nogues, M., Evliya, H. and Paksoy, H.Ö. (2009). Utilization of phase change materials in solar domestic hot water systems. *Renewable Energy*, 34(6), 1639-1643.

9. Wald, L., (2009). *Solar Energy Conversion and Photoenergy Systems. Solar radiation energy (fundamentals).* Paris, France: Encyclopedia of Life Support Systems, Eolss Publishers, 48,49.

10. Tyagi, V.V., Panwar, N.L., Rahim, N.A. and Kothari, R. (2012). Review on solar air heating system with and without thermal energy storage system. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16, 2289-2303.

11. İnternet: Isıtma & Soğutma Sistemlerinde Enerji Verimliliği. URL: http://www.imsad.org/Uploads/Etkinlikler/Adana/demirdokum_mustafa_balkan.pdf, Son Erişim Tarihi: 16 Mayıs 2021.

12. Evangelisti, L., Vollaro, R.L. and Asdrubali, F. (2019). Latest advances on solar thermal collectors: A comprehensive review, *Renewable and Sustainable Energy Re*views, 114, 109318.

13. Kim, J.H., Park, S.H. and Kim J.T. (2014). Experimental performance of a photovoltaic- thermal air collector, *Energy Procedings*, 48, 888-894.

14. Kalogirou, S.A. (2004). Solar thermal collectors and applications. *Progres Energy Combustion Science*, 30, 231-295.

15. Sancar, İ. (2014). *Adıyaman iklim şartlarında havalı güneş kollektörleri ile mahal ısıtılmasının araştırılması*. Harran Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Şanlıurfa, Türkiye.

16. Charalambous, P.G., Maidment, G.G., Kalogirou, S.A. and Yiakoumetti, K. (2007). Photovoltaic thermal (PV/T) collectors: A review. *Applied Thermal Engineering,* 27, 275–286.

17. İnternet: Yoğunlaştırılmış Solar Enerji Sistemleri Güneş Depoluyor. URL: https://www.kilsanblog.com/yesil-cevreci-ekolojik/yogunlastirilmis-solar-enerji-sistemleri-gunes-depoluyor/, Son Erişim Tarihi: 12 Nisan 2020.

18. Hamada, A. (2019). *Solar tracking photovoltaic panel. Degree Project in Mechanical Engineering*, Stockholm, Sweden.

19. Mojiri, A., Taylor, R., Thomsen, E. and Rosengarten, G. (2013). Spectral beam splitting for efficient conversion of solar energy-A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 28, 654-663.

20. Hasan, M.A. and Sumathy, K. (2010). Photovoltaic thermal module concepts and their performance analysis: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14, 1845–1859.

21. Zondag, H.A., de Vries, D.W., van Helden, W.G.J., van Zolingen, R.J.C. and van Steenhoven, A.A. (2003). The yield of different combined PV-thermal collector designs. *Solar Energy*, 74, 253-69.

22. Dongellini, M., Naldi C. and Morini, G. (2015). Annual Performances of Reversible Air Source Heat Pumps for Space Conditioning. *Energy Procedia*, 78, 1123-1128.

23. Çengel, Y.A., Boles, M.A. (2006).*Thermodynamics: An Engineering Approach 5th Edition*. McGraw-Hill, 607-631.

24. Güleryüz, B. (2019). *Güneş enerjisi destekli ısı pompası sisteminin termodinamik analizi*. Yüksek lisans tezi, Kütahya Dumlupınar üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kütahya.

25. İnternet: Isı Pompası Uygulamaları. URL: http://www.alganmekanik.com.tr/genel/isi-pompasi-uygulamalari.html, Son Erişim Tarihi: 16 Mayıs 2021.

26. Carroll, P., Chesser, M. and Lyons, P. (2020). Air Source Heat Pumps field studies: A systematic literature review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 134, 110275.

27. Wang, z., Guo, P., Zhang, H., Yang, W. and Mei, S. (2017). Comprehensive review on the development of SAHP for domestic hot water. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 72, 871-881.

28. Chow, T.T. (2010). A review on photovoltaic/thermal hybrid solar technology. *Applied Energy*, 87, 365-379.

29. Wang, X., Xia, L., Bales, C., Zhang, X., Copertaro, B., Pan, S. and Wu, J. (2020). A systematic review of recent air source heat pump (ASHP) systems assisted by solar thermal, photovoltaic and photovoltaic/thermal sources. *Renewable Energy*, 146, 2472-2487.

30. Riffat, S.B., Afonso, C.F., Oliveira, A.C. and Reay, D.A. (1997). Natural refrigerants for refrigeration and air-conditioning systems. *Applied Thermal Engineering*, 17, 33–42.

31. Calm, J.M. (2008). The next generation of refrigerants – Historical review, considerations, and outlook. *International Journal of Refrigerant*, 31, 1123–33.

32. Halimic, E., Ross, D., Agnew, B., Anderson, A. and Potts ,I. (2003). A comparison of the operating performance of alternative refrigerants. *Applied Thermal Engineering*, 23, 1441–51.

33. Benhadid-Dib, S. and Benzaoui, A. (2012). Refrigerants and their environmental impact substitution of hydro chlorofluorocarbon HCFC and HFC hydro fluorocarbon. Search for an adequate refrigerant. *Energy Procedia*, 18, 807–16.

34. Ciconkov, R. (2018). Refrigerants: there is still no vision for sustainable solutions. *International Journal of Refrigerant*, 86, 441–8.

35. Abas, N., Kalair, A.R., Khan, N., Haider, A., Saleem, Z. and Saleem, M.S. (2018). Natural and synthetic refrigerants, global warming: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 90, 557-569.

36. Calm, J.M. (2008). The next generation of refrigerants - Historical review, considerations, and outlook. *International Journal of Refrigerant*, 31, 1123–33.

37. Lorentzen, G., (1994). Revival of carbon dioxide as a refrigerant. *International Journal of Refrigerant*, 17, 292–301.

38. McLinden, M.O., Kazakov, A.F., Steven Brown. and J, Domanski, P.A. (2014). A thermodynamic analysis of refrigerants: possibilities and tradeoffs for Low-GWP refrigerants. *International Journal of Refrigerant*, 38, 80–92.

39. Abas, N., Nawaz, R. and Khan, N. (2015). Parametric quantification of low GWP refrigerant for thermosyphon driven solar water heating system. *Proc Comput Sci*, 52, 804–11.

40. Marin, J.M., Zalba, B., Cabeza, L.F. and Mehling, H. (2005). Improvement of a thermal energy storage using plates with paraffin-graphite composite. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48, 2561-2570.

41. Khadiran, T., Hussein, M.Z., Zainal, Z. and Rusli, R. (2016). Advanced energy storage materials for building applications and their thermal performance characterization: A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 57, 916-928.

42. İnternet: Thermal Energy Storage. URL: http://energystoragehub.org/technologies/thermal/thermal-storage/, Son Erişim Tarihi: 07 Mayıs 2021.

43. Alva, G., Liu, L., Huang, X. and Fang, G. (2017). Thermal energy storage materials and systems for solar energy applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 68, 693–706.

44. Raam Dheep, G. and Sreekumar, A. (2014). Influence of nanomaterials on properties of latent heat solar thermal energy storage materials-A review. *Energy Conversion and Management*, 83, 133-148.

45. Navarro, L., Gracia, A., Colcough, S., Browne, M., McCormack, S.J., Griffiths, P. and Cabeza, L.F. (2016). Thermal energy storage in building integrated thermal systems: A review. Part 1. Active storage systems, *Renewable Energy*, 88, 526-547.

46. Abhat, A. (1983). Low temperature latent heat thermal energy storage: Heat storage materials. *Solar Energy*, 30(4), 313-332.

47. Esapour, M., Hosseini, M.J., Ranjbar, A.A., Pahamli, Y. and Bahrampoury, R. (2016). Phase change in multi-tube heat exchangers, *Renewable Energy*, 85, 1017-1025.

48. Khalifa, A., Tan, L., Date, A. and Akbarzadeh, A. (2014). A numerical and experimental study of solidification around axially finned heat pipes for high temperature latent heat thermal energy storage units, *Applied Thermal Engineering*, 70, 609-619.

49. Dinçer, İ. and Rosen, M. A. (2011). *Thermal Energy Storage Systems and Applications (Second edition).* United Kingdom: John Wiley & Sons Ltd., 51-190.

50. Gulfam, R., Zhang, P. and Meng, Z. (2019). Advanced thermal systems driven by paraffin-based phase change materials-A review. *Applied Energy*. 238, 582-611.

51. Rathod, M.K. and Banerjee, J. (2013). Thermal stability of phase change materials used in latent heat energy storage systems: Areview, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 18, 246–258.

52. Khan, Z., Khan, Z. and Ghafoor, A. (2016). A review of performance enhancement of PCM based latent heat storage system within the context of materials, thermal stability and compatibility. *Energy Conversion and Management*. 115, 132-158.

53. Haynes, W.M. (2010). *CRC Handbook of Chemistry and Physics*. 91st ed. Boca Raton, FL: CRC Press Inc.

54. Sharma, R.K., Ganesan, P., Tyagi, V.V., Metselaar, H.S.C. and Sandaran, S.C. (2015). Developments in organic solid-liquid phase change materials and their applications in thermal energy storage. *Energy Conversion and Managment*, 95, 193-228.

55. Sharma, A., Tyagi, V. V., Chen, C. R. and Buddhi, D. (2009). Review on thermal energy storage with phase change materials and applications. *Renewable and Sustaniable Energy Reviews,* 13, 318-345.

56. Li, Y., Zhang, N. and Ding, Z. (2020). Investigation on the energy performance of using air-source heat pump to charge PCM storage tank. *Journal of Energy Storage,* 28, 101270.

57. Qu, M., Lu, M., Li, Z., Song, X., Chen, J., Ziviani, D. and Braun, J.E. (2020). Thermal energy storage based (TES-based) reverse cycle defrosting control strategy optimization for a cascade air source heat pump. *Energy and Buildings,* 219, 110014,

58. Korth, T., Loistl, F., Storch, A., Schex, R., Krönauer, A. and Schweigler, C. (2020). Capacity enhancement of air conditioning systems by direct integration of a latent heat storage unit. *Applied Thermal Engineering*, 167, 114727.

59. Liu, Z., Lou, F., Qi, X. and Shen, Y. (2020). Enhancing Heating Performance of Low-Temperature Air Source Heat Pumps Using Compressor Casing Thermal Storage. *Energies,* 13, 3269.

60. Farah, S., Liu, M. and Saman, W. (2019). Numerical investigation of phase change material thermal storage for space cooling. *Applied Energy*, 239, 526-535.

61. Liu, Z., Fan, P., Wang, Q., Chi, Y., Zhao, Z. and Chi, Y. (2018). Air source heat pump with water heater based on a bypass-cycle defrosting system using compressor casing thermal storage. *Applied Thermal Engineering,* 128, 1420-1429.

62. Zou, D., Ma, X., Liu, X., Zheng, P., Cai, B., Huang, J., Guo, J. and Liu, M. (2017). Experimental research of an air-source heat pump water heater using water-PCM for heat storage. *Applied Energy,* 206, 784-792.

63. Wang, Z., Wang, F., Ma, Z., Li, C. and Xu, Y. (2017). Performance evaluation of a novel frost-free air-source heat pump integrated with phase change materials (PCMs) and dehumidification. *Energy Procedia,* 121, 134-141.

64. Agyenim, F. and Hewitt, N. (2010). The development of a finned phase change material (PCM) storage system to take advantage of off-peak electricity tariff for improvement in cost of heat pump operation. *Energy and Buildings,* 42(9), 1552-1560.

65. Leonhardt, C. and Müller, D. (2009) Modelling of residential heating system using a phase change material storage system. *In: Proceedings of the 7th Modelica Conference*, Como, Italy, September 20–22.

66. Li, M.Y., Li, B., Liu, C., Su, S., Xiao, H. and Zhu, C. (2020). Design and experimental investigation of a phase change energy storage air-type solar heat pump heating system. *Applied Thermal Engineering,* 179, 115506.

67. Plytaria, M.T., Bellos, E., Tzivanidis, C. and Antonopoulos, K.A. (2019). Financial and energetic evaluation of solar-assisted heat pump underfloor heating systems with phase change materials. *Applied Thermal Engineering*, 149, 548-564.

68. Plytaria, M.T., Tzivanidis, C., Bellos, E. and Antonopoulos, K.A. (2018). Energetic investigation of solar assisted heat pump underfloor heating systems with and without phase change materials. *Energy Conversion and Management*, 173, 626-639.

69. Youssef, W., Ge, Y.T. and Tassou, S.A. (2017). Effects of latent heat storage and controls on stability and performance of a solar assisted heat pump system for domestic hot water production. *Solar Energy,* 150, 394-407.

70. Ni, L., Qv, D., Yao, Y., Niu, F. and Hu, W. (2016). An experimental study on performance enhancement of a PCM based solar-assisted air source heat pump system under cooling modes. *Applied Thermal Engineering,* 100, 434-452.

71. Qv, D., Ni, L., Yao, Y. and Hu, W. (2015). Reliability verification of a solar–air source heat pump system with PCM energy storage in operating strategy transition. *Renewable Energy,* 84, 46-55.

72. Aktaş, M., Koşan, M., Arslan, E. and Tuncer, A.D. (20199. Designing a novel solar-assisted heat pump system with modification of a thermal energy storage unit. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*. 233(5), 588-603.

73. Aydin, D., Utlu, Z. and Kıncay, O. (2015). Thermal performance analysis of a solar energy sourced latent heat storage. *Renewable and Sustainable Energy Reviews,* 50, 1213-1225.

74. Comakli, O., Kaygusuz, K. and Ayhan, T. (1993). Solar-assisted heat pump and energy storage for residential heating. *Solar Energy,* 51(5), 357-366.

75. Paradis P.L., Rousse D.R., Lamarche L. and Nesreddine H. (2018). A hybrid PV/T solar evaporator using CO_2: Numerical heat transfer model and simulation results. *Solar Energy,* 170, 1118-1129.

76. Ammar A.A., Sopian K., Alghoul M.A., Elhub B. and Elbreki A.M. (2019). Performance study on photovoltaic/thermal solar-assisted heat pump system. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry,* 136, 79–87.

77. Bellos E. and Tzivanidis C. (2019). Multi-objective optimization of a solar assisted heat pump-driven by hybrid PV. *Applied Thermal Engineering*, 149, 528–535.

78. Ji J., He H.F., Chow T., Pei G., He W. and Liu K.L. (2009). Distributed dynamic modeling and experimental study of PV evaporator in a PV/T solar-assisted heat pump. *Internatıonal Journal Of Heat And Mass Transfer*, 52(5-6), 1365-1373.

79. Fu H.D., Pei G., Ji J., Long H., Zhang T. and Chow T.T. (2012). Experimental study of a photovoltaic solar-assisted heat-pump/heat-pipe system. *Applied Thermal Engineering,* 40, 343-350.

80. Vallati A., Ocłon P., Colucci C., Mauri L,. Vollaro R.L. and Taler J. (2019). Energy analysis of a thermal system composed by a heat pump coupled with a PVT solar collector. *Energy,* 174, 91-96.

81. Xu G., Zhang X. and Deng S. (2011). Experimental study on the operating characteristics of a novel low-concentrating solar photovoltaic/thermal integrated heat pump water heating system. *Applied Thermal Engineering,* 31, 3689-3695.

82. Qu S.L., Ma F., Ji R., Wang D.X. and Yang L.X. (2015). System design and energy performance of a solar heat pump heating system with dual-tank latent heat storage. *Energy and Buildings,* 105, 294-301.

83. Qi Q., Deng S.M. and Jiang Y.Q. (2008). A simulation study on a solar heat pump heating system with seasonal latent heat storage. *Solar Energy,* 82(8), 669-675.

84. Mahani, R.B., Mohammed, H.I., Mahdi, J.M., Alamshahi, F., Ghalambaz, M., Talebizadehsardari, P. and Yaici, W. (2020). Phase Change Process in a Zigzag Plate Latent Heat Storage System during Melting and Solidification. *Molecules,* 25, 4643.

85. Zhang, S. Pu, L., Xu, J., Liu, R. and Li, y. (2020). Melting performance analysis of phase change materials in different finned thermal energy storage. *Applied Thermal Engineering,* 176, 115425.

86. Hosseini, M.J., Rahimi, M. and Bahrampoury, R. (2014). Experimental and computational evolution of a shell and tube heat exchanger as a PCM thermal storage system. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 50, 128-136.

87. Pahamli, Y., Hosseini, M.J., Ranjbar, A.A. and Bahrampoury, r. (2016). Analysis of the effect of eccentricity and operational parameters in PCM-filled single-pass shell and tube heat exchangers. *Renewable Energy*, 97, 344-357.

88. Kazemi, M., Hosseini, M.J., Ranjbar, A.A. and Bahrampoury, R. (2018). Improvement of longitudinal fins configuration in latent heat storage systems. *Renewable Energy*, 116, 447-457.

89. Joshi, V. and Rathod, M.K. (2020). Experimental and numerical assessments of thermal transport in fins and metal foam infused latent heat thermal energy storage systems: A comparative evaluation. *Applied Thermal Engineering,* 178, 115518.

90. Seddegh, S. Joybari, M.M., Wang, X. and Haghighat, F. (2017). Experimental and numerical characterization of natural convection in a vertical shell-and-tube latent thermal energy storage system. *Sustainable Cities and Society*, 35, 13-24.

91. Cao, X., Yuan, Y., Xiang, B. and Haghighat, F. (2018). Effect of natural convection on melting performance of eccentric horizontal shell and tube latent heat storage unit. *Sustainable Cities and Society*, 38, 571-581.

92. Rahimi, M., Hosseini, M.J. and Gorzin, M. (2019). Effect of helical diameter on the performance of shell and helical tube heat exchanger: An experimental approach. *Sustainable Cities and Society*, 44, 691-701.

93. Youssef, W.. Ge, Y.T. and Tassou, S.A. (2018). CFD modelling development and experimental validation of a phase change material (PCM) heat exchanger with spiral-wired tubes. *Energy Conversion and Management,* 157, 498-510.

94. Bhagat, K., Prabhakar, M. and Saha, S.K. (2018). Estimation of thermal performance and design optimization of finned multitube latent heat thermal energy storage. *Journal of Energy Storage*, 19, 135-144.

95. Khan, Z. and Khan, Z.A. (2020). Role of extended fins and graphene nano-platelets in coupled thermal enhancement of latent heat storage system. *Energy Conversion and Management*, 224, 113349.

96. Olfian, H., Ajarostaghi, S.S.M., Farhadi, M. and Ramiar, A. (2021). Melting and solidification processes of phase change material in evacuated tube solar collector with U-shaped spirally corrugated tube. *Applied Thermal Engineering*, 182, 116149.

97. Yang, X., Wei, P., Wang, X. and He, Y.A. (2020). Gradient design of pore parameters on the melting process in a thermal energy storage unit filled with open-cell metal foam. *Applied Energy*, 268, 115019.

98. Mahdi, M.S., Mahood, H.B., Mahdi, J.M., Khadom, A.A. and Campbell, A.N. (2020). Improved PCM melting in a thermal energy storage system of double-pipe helical-coil tube. *Energy Conversion and Management*, 203, 112238.

99. Rahimi, M., Ranjbar, A.A., Ganji, D.D,. Sedighi, K,. Hosseini, M.J. and Bahrampoury, R. (2014). Analysis of geometrical and operational parameters of PCM in a fin and tube heat exchanger. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 53, 109-115.

100. Kibria, M.A., Anisur, M.R., Mahfuz, M.H., Saidur, R. and Metselaar, I.H.S.C. (2014). Numerical and experimental investigation of heat transfer in a shell and tube thermal energy storage system. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 53, 71-78.

101. Medrano, M., Yilmaz, M.O., Nogués, M., Martorell, I., Roca, J. and Cabeza, L.F. (2009). Experimental evaluation of commercial heat exchangers for use as PCM thermal storage systems. *Applied Energy*, 86(10), 2047-2055.

102. Hosseini, M.J., Ranjbar, A.A., Sedighi, K. and Rahimi, M. (2012). A combined experimental and computational study on the melting behavior of a medium temperature phase change storage material inside shell and tube heat exchanger, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 39, 1416-1424.

103. Jmal, I. and Baccar, M. (2015). Numerical study of PCM solidification in a finned tube thermal storage including natural convection. *Applied Thermal Engineering*, 84, 320-330.

104. Al Abidi, A.A., Mat, S., Sopian, K., Sulaiman, M.Y. and Th, A. (2013). Numerical study of PCM solidification in a triplex tube heat exchanger with internal and external fins. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 61,684-695.

105. ANSYS, Inc. (2008). *Fluent Theory Guide*. USA, November 28, Chp:21.1-14.

106. Sardarabadi, M., Hosseinzadeh, M., Kazemian, A., Fard, M.P. (2017). Experimental investigation of the effects of using metal-oxides/water nanofluids on a photovoltaic thermal system (PVT) from energy and exergy viewpoints. *Energy*, 138, 682-695.

107. Zare, D., Minaei, S., Mohamad, Z.M., Khoshtaghaza, M.H. (2006). Computer simulation of rough rice drying in a batch dryer. *Energy Conversion and Management*, 47, 3241–3254.

108. Ammar, A.A., Sopian, K., Alghoul, M.A., Elhub, B., Elbreki, A.M. (2019). Performance study on photovoltaic/thermal solar-assisted heat pump system. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 136, 79–87.

109. Holland, F.A., Watson, F.A. and Devotta, S. (1982). *Thermodynamic Design Data for Heat Pump Systems.* England: Pergamon Press.

110. Chen, J. and Jianlin, Y. (2018). Energy and exergy analysis of a new direct-expansion solar assisted vapor injection heat pump cycle with subcooler for water heater. *Solar Energy*, 171, 613-620.

111. Chen, C.Q., Diao, Y.H., Zhao, Y.H., Wang, Z.Y., Liang, J., Wang, T.Y., Zhu, T.T. and Ma, C. (2020). Thermal performance of a closed collector–storage solar air heating system with latent thermal storage: An experimental study. *Energy*, 202, 117764.

112. Holman, J.P. (1994). *Experimental Methods for Engineers* (sixth ed.), New York: McGraw- Hill.

113. Xiao, B., Chang, H., He, L., Zhao, S., Shu, S., (2020). Annual performance analysis of an air source heat pump water heater using a new eco-friendly refrigerant mixture as an alternative to R134a. *Renewable Energy*, 147, 2013-2023.

114. Song, Y., Cao, F. (2018). The evaluation of the optimal medium temperature in a space heating used transcritical air-source CO_2 heat pump with an R134a subcooling device. *Energy Conversion Managment*, 166, 409-423.

115. Wang, Z., Wang, F., Ma, Z., Song, M. (2017). Numerical study on the operating performances of a novel frost-free air-source heat pump unit using three different types of refrigerant. *Applied Thermal Engineering*, 112, 248-258.

116. Aktaş, M,. Taşeri, L., Şevik, S., Gülcü, M., Seçkin, G.U., Dolgun, E.C. (2019). Heat pump drying of grape pomace: Performance and product quality analysis. *Drying Technology*, 37(14), 1766-1779.

117. Wu, J., Xian, T., Liu, X. (2019). All-weather characteristic studies of a direct expansion solar integrated air source heat pump system based on PCMs. *Solar Energy*, 191, 34–45.

118. Duffie, J.A. and Beckman, W.A. (1982). *Solar engineering of thermal processes*, New York: Wiley.

119. Heywood, H. (1971). Operational experience with solar water heating, *Energy*, 39, 63–9.

120. Doğan, I. (1995). Optimum tilt angle for solar collectors used in Cyprus. *Renewable Energy*, 6-7, 813-819.

121. Fu, H.D., Pei, G., Ji, J., Long, H., Zhang, T., Chow, T.T. (2012). Experimental study of aphotovoltaic solar-assisted heat-pump/heat-pipe system. *Applied Thermal Engineering*, 40, 343-50.

122. Moreno-Rodriguez, A., Garcia-Hernando, N., Gonzalez-Gil, A., Izquierdo, M. (2013). Experimental validation of a theoretical model for a direct-expansion solarassisted heat pump applied to heating. *Energy*, 60, 242–53.

123. Gunasekar, N., Mohanraj, M., Velmurugan, V. (2015). Artifcial neural network modeling of a photovoltaic-thermal evaporator of solar assisted heat pumps. *Energy*, 93, 908–22.

124. Huang, W., Zhang, T., Ji, J., Xu, N. (2019). Numerical study and experimental validation of a direct-expansion solar-assisted heat pump for space heating under frosting conditions. *Energy and Buildings*, 185, 224-38.

125. Salih, M.M.M., Alomar, O.R., Ali, F.A., Abd, H.M. (2019). An experimental investigation of a double pass solar air heater performance: A comparison between natural and forced air circulation processes. *Solar Energy*, 193, 184-194.

126. Abdullah, A.S., Abou Al-sood, M.M., Omara, Z.M., Bek, M.A., Kabeel, A.E. (2018). Performance evaluation of a new counter flow double pass solar air heater with turbulators. *Solar Energy*, 173, 398-406.

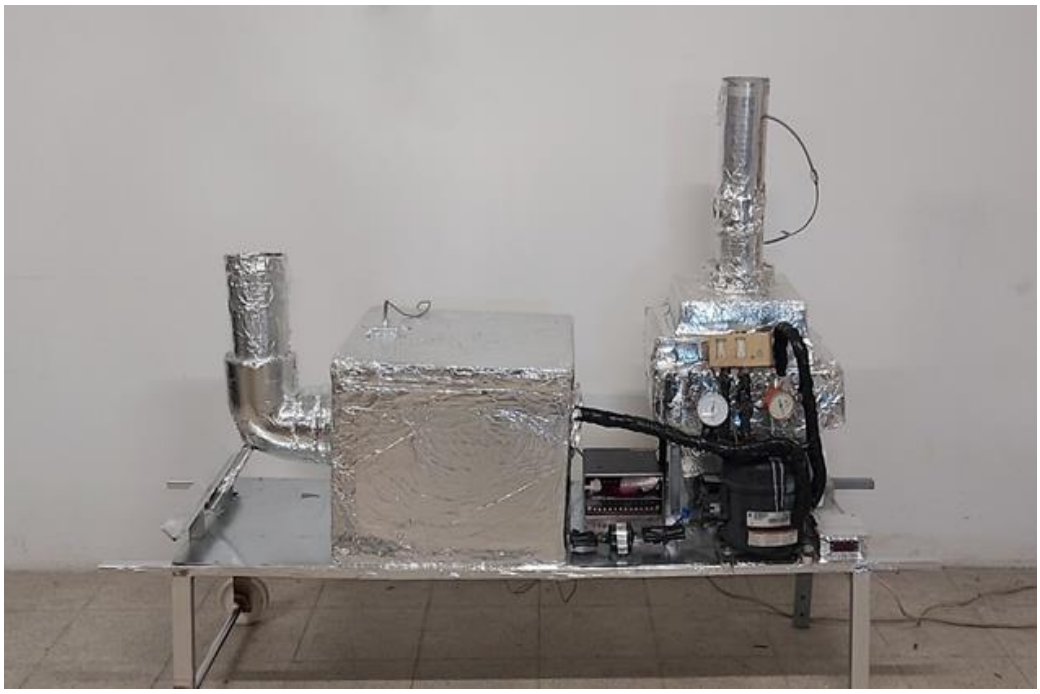
127. Nowzari, R., Aldabbagh, L.B.Y., Egelioglu, F. (2014). Single and double pass solar air heaters with partially perforated cover and packed mesh. *Energy*, 73, 694-702.

128. Ozgen, F., Esen, M., Esen H. (2009). Experimental investigation of thermal performance of a double-flow solar air heater having aluminium cans. *Renewable Energy*, 34, 2391-2398.

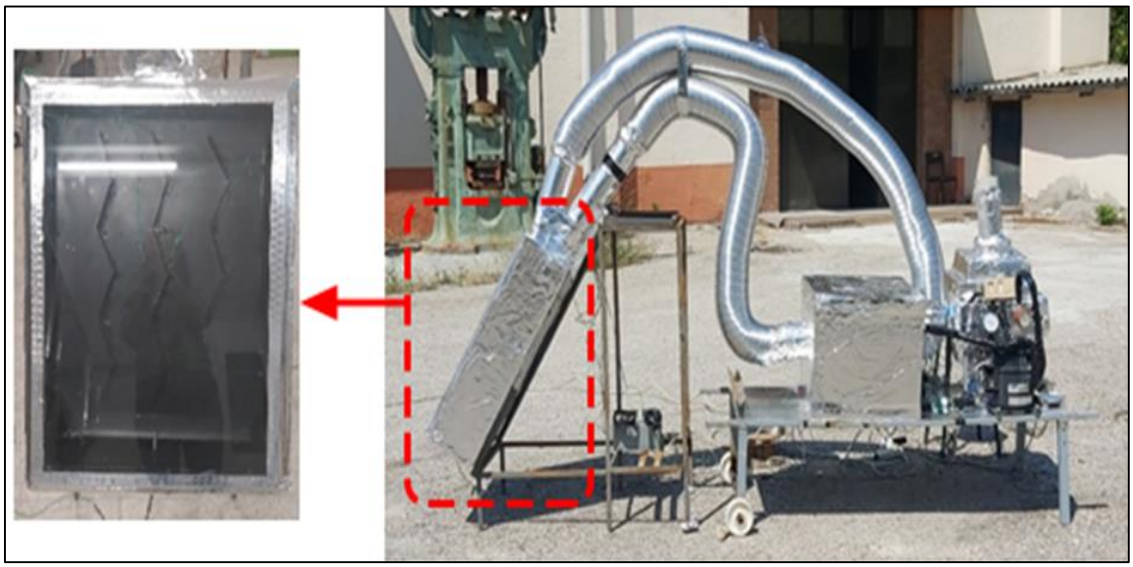
129. Wang, G., Zhao, Y., Quan, Z.,Tong, J. (2018). Application of a multi-function solar-heat pump system in residential buildings. *Applied Thermal Engineering*, 130, 922-937.

EKLER

Ek-1. Isıl enerji depolamalı hava kaynaklı ısı pompası sisteminin fotoğrafı



Ek-2. Isıl enerji depolamalı güneş destekli ısı pompası sisteminin fotoğrafı



Ek-3. Isıl enerji depolamalı PVT destekli ısı pompası sisteminin fotoğrafı





GAZİ GELECEKTİR...