
GAZİ ÜNİVERSİTESİ
Gazi
1926

ENDÜSTRİYEL SOĞUTUCULARDA ATIK ISI GERİ KAZANIMIYLA PERFORMANS İYİLEŞTİRMESİ

Elif Merve BAHAR

DOKTORA TEZİ
ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

HAZİRAN 2025

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.

Elif Merve BAHAR

18/06/2025

ENDÜSTRİYEL SOĞUTUCULARDA ATIK ISI GERİ KAZANIMIYLA PERFORMANS İYİLEŞTİRMESİ

(Doktora Tezi)

Elif Merve BAHAR

GAZİ ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Haziran 2025

ÖZET

Soğutma çevrimlerinde yaşanan en büyük problemlerden biri evaporatör üzerinde oluşan buzlanmadır. Buzlanmadan dolayı ısı transferinde azalma ve bunun sonucunda da performansta düşmeler meydana gelmektedir. Soğutma çevrimlerinde bir diğer sıkıntı da atık ısının kullanılmamasıdır. Çalışma amacına yönelik olarak iki farklı sistem tasarlanarak deneyleri yapılmıştır. Birinci sistemde hava akışı, elektrikli ısıtıcı ve sıcak gaz kullanılarak yapılan buz çözme işlemine karşılık geliştirilen sıcak suyla buz çözme yaklaşımı önerilmiştir ve tasarımı yapılmıştır. Birinci sistemin sonuçlarına göre, sıcak su ile gerçekleştirilen ve süresi 10 dakika olan defrost işleminin uygulandığı, ayrıca soğuk oda ile evaporatör arasında damper bulunmayan deney koşullarında, sistemin en yüksek performans katsayısı (COP) 4,34 değerine ulaşmıştır. Buz çözme veriminin en yüksek değeri sıcak su yönteminde %58,79 olmuştur. Sıcak su ile geliştirilen defrost yönteminin, sıcak hava yöntemine kıyasla defrost verimliliğinde %44'e ulaşan bir iyileşme yaratabileceği belirlenmiştir. Bunun yanı sıra, yeni yöntemin sıcak hava yöntemine yakın bir performans gösterdiği, ancak ani basınç dalgalanmalarına ve mekanik zorlanmalara karşı dayanıklı olması nedeniyle avantaj sağlayabileceği belirlenmiştir. İkinci sistemde, soğutma sisteminin atık ısısını değerlendirmek için yeni bir gizli ısıl enerjisi depolama ünitesi geliştirilmiştir. Kondenser üzerine entegreli ısıl enerji depolama ünitesi (IEDÜ) konulmuş, ünite içerisine kanatlı borular takılmıştır ve ısıyı depolaması için parafin kullanılmıştır. Deneyler, üç farklı kompresör çalışma modu altında yürütülmüş ve parafinin erime ve katılaşma süreçleri gözlemlenmiştir. İkinci sistemin sonuçlarına göre, kompresörün aç-kapa yaptığı deneyde en yüksek COP değeri 3,92 olmuşken, 89,97 Wh termal enerji depolamış ve 202 dakikalık en uzun erime süresini sergilemiştir. Bu bulgular, kompresörün aç-kapa yaptığı deneyin hem enerji verimliliği hem de erime süresi açısından en etkili performansı gösterdiğini göstermiştir. Kompresörün sürekli çalıştığı deneyde ise COP değeri 3,26 olduğunda, 91,29 Wh termal enerji depolanmış ve erime süresi 53 dakika olarak kaydedilmiştir. Kompresörün 23 dk çalışıp, 13 dk durduğu deneyde, COP değeri 3,13 iken, depolanan termal enerji 82.73 Wh'e düşmüş ve erime süresi 51 dakikaya gerilemiştir. Ayrıca, IEDÜ'de depolanan günlük enerjinin soğutma sisteminin toplam enerji tüketimine oranının ortalama %16,53 olduğu belirlenmiştir. Elde edilen sonuçlar doğrultusunda, soğutma sistemi için yeni bir defrost yöntemi ve kondenser atık ısısının depolandığı yeni bir ısı depolama ünitesi oluşturulmuştur.

Bilim Kodu	:	92811
Anahtar Kelimeler	:	Soğutma sistemi, defrost, enerji verimliliği, ısıl enerji depolama, kontrol algoritması
Sayfa Adedi	:	129
Danışman	:	Prof. Dr. Mustafa AKTAŞ

IMPROVEMENT OF PERFORMANCE IN INDUSTRIAL COOLERS WITH WASTE HEAT RECOVERY

(Ph. D. Thesis)

Elif Merve BAHAR

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

June 2025

ABSTRACT

One of the biggest problems experienced in cooling cycles is the ice formation on the evaporator. Due to ice, heat transfer decreases and as a result, performance decreases. Another problem in cooling cycles is the failure to use waste heat. Two different systems were designed and tested for the purpose of the study. In the first system, the hot water defrosting approach was proposed and designed in response to the defrosting process performed using air flow, electric heater and hot gas. According to the results of the first system, in the experimental conditions where the defrosting process was performed with hot water and lasted 10 minutes and there was no damper between the cold room and the evaporator, the highest coefficient of performance (COP) of the system reached 4.34. The highest value of defrosting efficiency was 58.79% in the hot water method. It was determined that the defrosting method developed with hot water could create an improvement of up to 44% in defrosting efficiency compared to the hot air method. In addition, it was determined that the new method showed a performance close to the hot air method but could provide an advantage due to its resistance to sudden pressure fluctuations and mechanical stresses. In the second system, a new latent thermal energy storage unit was developed to evaluate the waste heat of the cooling system. An integrated thermal energy storage unit was placed on the condenser, finned pipes were installed inside the unit and paraffin was used to store the heat. The experiments were conducted under three different compressor operating modes and the melting and solidification processes of paraffin were observed. According to the results of the second system, the highest COP value was 3.92 in the on-off experiment of the compressor, while it stored 89.97 Wh of thermal energy and exhibited the longest melting time of 202 minutes. These findings showed that the on-off experiment of the compressor showed the most effective performance in terms of both energy efficiency and melting time. In the experiment where the compressor operated continuously, when the COP value was 3.26, 91.29 Wh of thermal energy was stored and the melting time was recorded as 53 minutes. In the experiment where the compressor operated for 23 minutes and stopped for 13 minutes, the COP value was 3.13, the stored thermal energy decreased to 82.73 Wh and the melting time decreased to 51 minutes. In addition, it was determined that the ratio of the daily energy stored in unit to the total energy consumption of the cooling system was 16.53% on average. In line with the results obtained, a new defrosting method for the cooling system and a new heat storage unit where the condenser waste heat is stored were created.

Science Code : 92811
Key Words : Refrigeration system, defrost, energy efficiency, thermal energy storage, control algorithm
Page Number : 129
Supervisor : Prof. Dr. Mustafa AKTAŞ

TEŞEKKÜR

Tez çalışmam sürecinde bilgisini ve tecrübesini esirgemeyen başta tez danışmanım Sayın Prof. Dr. Mustafa AKTAŞ olmak üzere tez izleme komite üyelerim Sayın Prof. Dr. Serhat KARYEYEN'e ve Sayın Doç. Dr. İpek AYTAÇ'a, çalışma süresince desteklerini eksik etmeyen Sayın Prof. Dr. Seyfi ŞEVİK'e, Sayın Doç. Dr. Ahmet AKTAŞ'a, Sayın Doç. Dr. Meltem KOŞAN'a, Sayın Dr. Öğr. Üyesi Burak AKTEKELİ'ye, Sayın Arş. Gör. Yaren GÜVEN'e, proje bütçesini sağladığı için Gazi Üniversitesi Bilimsel Araştırmalar Koordinasyon Birimine, tasarlanan sistemin kurulumunda yardımcı olan Nurdil Teknik Soğutma A.Ş.'ye, çalışma hayatımda desteğini esirgemeyen sevgili eşim Mertal BAHAR'a, kızlarım Ezgi BAHAR ve Buse BAHAR'a ve eğitim hayatım boyunca bana olan desteklerini esirgemeyen annem Sevim KALYONCU ve babam İsmail KALYONCU'ya tüm içtenliğimle teşekkür ederim.

Gazi Üniversitesi Bilimsel Araştırmalar Koordinasyon Birimine FDK-2024-9259 kodlu projeye vermiş olduğu desteklerden dolayı teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET iv
ABSTRACT v
TEŞEKKÜR vi
İÇİNDEKİLER vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ ix
ŞEKİLLERİN LİSTESİ x
RESİMLERİN LİSTESİ xii
SİMGELER VE KISALTMALAR xiii
1. GİRİŞ 1
2. GENEL BİLGİLER 7
2.1. Soğutma Sistemleri 7
2.1.1. Soğutma sisteminin termodinamiği 7
2.1.2. Soğutma sisteminin elemanları 8
2.1.3. Soğutucu akışkanlar 13
2.2. Soğutma Sistemlerinde Buz Oluşumu ve Defrost Uygulamaları 15
2.2.1. Defrost yöntemleri 16
2.3. Isıl Enerji Depolama Sistemleri 19
2.3.1. Duyulur ısı depolama sistemleri 19
2.3.2. Gizli ısı depolama sistemleri 21
2.3.3. Termokimyasal ısı depolama sistemleri 23
3. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI 25
4. TEORİK ANALİZ 45
5. MATERYAL VE METOT 53
5.1. Deneysel Sistemlerin Tasarımı ve Analizleri 53

Sayfa

5.1.1. Soğutma sisteminin tasarımı 54
5.1.2. Sıcak su kutusu tasarımı 58
5.1.3. Defrost sisteminin tasarımı 61
5.1.4. Isıl enerji depolama ünitesinin (IEDÜ) tasarımı 62
5.1.5. Kontrol algoritması ve kontrol paneli 66
5.1.6. Soğuk odada depolanan tarımsal ürün 73
5.1.7. Deneysel metot ve veri toplama 76
6. DENEY SONUÇLARI 83
6.1. Sistem 1 Defrost Performans Sonuçları 83
6.2. Sistem 2 IEDÜ Performans Sonuçları 98
7. SONUÇ VE ÖNERİLER 111
7.1. Sonuçlar 111
7.2. Öneriler 113
KAYNAKLAR 115
ÖZGEÇMİŞ 129

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge **Sayfa**

Çizelge 2.1. Doğal ve Sentetik soğutucu akışkanların özellikler 15

Çizelge 2.2. 20ºC'deki bazı duyulur ısı enerjisi depolama malzemelerin özellikleri.... 20

Çizelge 2.3. Parafinlerin termal özellikleri..... 22

Çizelge 3.1. Gizli ısıl enerjisi depolama sistemlerinde dikdörtgen kanatçıkların araştırıldığı bazı çalışmalar..... 41

Çizelge 3.2. Gizli ısıl enerjisi depolama sistemlerinde dairesel kanatçıkların araştırıldığı bazı çalışmalar..... 42

Çizelge 3.3. Parafin esaslı faz değiştiren malzemelerin literatürde raporlanan termofiziksel özellikleri..... 43

Çizelge 4.1. Rayleigh sayısınına bağlı sabit değerler 48

Çizelge 5.1. Sistem 1 için soğutma sistemindeki ekipmanlar ve özellikleri..... 56

Çizelge 5.2. Sistem 1 için su kutusundaki kanatçık ölçülerindeki değişim..... 59

Çizelge 5.3. Parafinin termal ve fiziksel özellikleri..... 66

Çizelge 5.4. Sistem 1 için oluşturulan ölçüm noktaları 69

Çizelge 5.5. Sistem 2 için oluşturulan ölçüm noktaları 73

Çizelge 5.6. Sistem 1 için deneysel prosedür 76

Çizelge 5.7. Sistem 2 için deneysel prosedür 80

Çizelge 5.8. Sistem 1 ve 2'de kullanılan ölçüm araçlarının özellikleri 82

Çizelge 6.1. Çeşitli IEDÜ tasarımlarının erime/katılaşma sürelerinin karşılaştırılması 105

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil **Sayfa**

Şekil 2.1. Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi 7

Şekil 2.2. Soğutucu akışkanların tarihsel gelişimi 14

Şekil 2.3. Elektrikli defrost yöntemi 17

Şekil 2.4. Sıcak gazla defrost yöntemi 18

Şekil 2.5. Sıcak suyla defrost yöntemi 18

Şekil 2.6. Maddenin hal değişimi 20

Şekil 3.1. Mosaffa ve diğerlerinin tasarladığı ısıl enerji depolama sistemi 33

Şekil 3.2. Rahimi ve arkadaşlarının çalışma deney düzeneği 34

Şekil 3.2. Jmal ve Baccar'ın deneysel çalışması 35

Şekil 3.3. Zikzak plakalı yapıda FDM kullanımı 36

Şekil 3.4. Çok borulu ısı eşanjörü: (a) boyuna kanatçıklı, (b) dairesel kanatçıklı ve (c) tel sargılı kanatçıklı 37

Şekil 3.5. Maakoul ve diğerlerinin çalışmasındaki kanat yapısı 38

Şekil 3.6. IED sisteminde kullanılan iç içe borulu ısı değiştiricisinin iki boyutlu kanatçıklı fiziksel modeller 40

Şekil 5.1. Sistem 1 için soğutma sisteminin gösterimi 55

Şekil 5.2. Sistem 2 için soğutma sisteminin şematik gösterimi. 57

Şekil 5.3. Sistem 1 için sıcak su kutusunun tasarımı 59

Şekil 5.4. Sistem 2'deki IEDÜ'nin çizim gösterimi 64

Şekil 5.5. Parafinin DSC eğrisi 66

Şekil 5.6. Sistem 1 için akış diyagramı 68

Şekil 5.7. Sistem 2'nin 1. deneyi için akış diyagramı 70

Şekil 5.8. Sistem 2'nin 2. deneyi için akış diyagramı 71

Şekil 5.9. Sistem 2'nin 3. deneyi için akış diyagramı 72

Şekil 5.10. Sistem 1'deki ölçüm noktaları 79

Şekil 5.11. Sistem 2'deki ölçüm noktaları 81

Şekil **Sayfa**

Şekil 6.1. Sistem 1'deki anlık sıcaklık ve bağıl nem değişimleri 85

Şekil 6.2. Sistem 1'in defrost öncesi ve sonrası evaporatörün görselleri 88

Şekil 6.3. Sistem 1'in evaporatöründeki anlık sıcaklıkların değişimi 89

Şekil 6.4. Sistem 1'deki sıcak suyun sıcaklık değişiminin evaporatör yüzey sıcaklığına etkisi 92

Şekil 6.5. Sistem 1'deki sıcak su kutusundaki kanatın yüzey sıcaklığı değişimi 94

Şekil 6.6. Sistem 1'deki deneylerdeki enerji tüketimi 95

Şekil 6.7. Sistem 1'deki evaporatörde oluşan buz ve buzu eritmek için tüketilen enerji 96

Şekil 6.8. Sistem 1'deki deneylerin defrost verimliliği 97

Şekil 6.9. Sistem 1'deki deneysel olarak elde edilen COP'lerin karşılaştırılması 98

Şekil 6.10. Sistem 2'deki FDM hava giriş- çıkış sıcaklığı değişimi 100

Şekil 6.11. Sistem 2'deki IEDÜ'nün farklı bölgelerindeki sıcaklık değişimi 103

Şekil 6.12. Sistem 2'deki parafinin erime- katılaşma süreleri ve enerji tüketim-depolama değerleri 104

Şekil 6.13. Sistem 2'deki toplam enerji tüketimi 106

Şekil 6.14. Sistem 2'deki günlük enerji depolama ve tüketim oranları 107

Şekil 6.15. Sistem 2'deki ortalama COP değerleri 108

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim **Sayfa**

Resim 2.1. Hermetik pistonlu kompresör örneği 9

Resim 2.2. Hava kaynaklı mikro kanallı kondenser örneği 11

Resim 2.3. Genleşme valf örneği 12

Resim 2.4. Evaporatör örneği 13

Resim 2.5. Evaporatör yüzeyinde meydana gelen buzlanma 16

Resim 5.1. Sistem 2 için soğutma sisteminin gerçek gösterimi 58

Resim 5.2. Sistem 1 için sıcak su kutusunun gerçek görünümü 61

Resim 5.3. Sistem 2'deki IEDÜ'nün gerçek gösterimi 64

Resim 5.4. IEDÜ'nün görünümü 65

Resim 5.5. Geliştirilen kontrol paneli 67

Resim 5.6. Sistem 1 için depolanan tarımsal ürün 74

Resim 5.7. Sistem 2'nin 2. deneyi için depolanan tarımsal ürün 75

SİMGELER VE KISALTMALAR

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

Simgeler	Açıklamalar
A	Alan, (m^2)
AC	Yıllık işletme maliyeti, (\$/yıl)
C	Ampirik katsayı
c_p	Özgül ısı, (kJ/kg^{o}C)
D	Çap, (m)
g	Yer çekim ivmesi, (m/s^2)
h	Isı transfer katsayısı, (W/m²^{o}C)
$h_{evap,ç}$	Evaporatörden çıkan soğutkanın entalpisi, (kJ/kg)
$h_{evap,g}$	Evaporatöre giren soğutkanın entalpisi, (kJ/kg)
$h_{kon,ç}$	Kondenserden çıkan soğutkanın entalpisi, (kJ/kg)
$h_{kon,g}$	Kondensere giren soğutkanın entalpisi, (kJ/kg)
k	Isı iletim katsayısı, (W/m^{o}C)
L	Boru uzunluğu, (m)
L_{buz}	Buzun erimesi için gerekli olan gizli ısısı, (kJ/kg)
L_{FDM}	Faz değiştiren malzemenin gizli ısısı, (kJ/kg)
$\dot{m}_{buz}$	Birim zamanda eriyen buz kütlesi, (kg/s)
m_{FDM}	Faz değiştiren malzeme kütlesi, (kg)
$\dot{m}_{hava}$	Havanın debisi, (kg/s)
$M_{kömür}$	Kömür kütlesi (kg)
$\dot{m}_{R290}$	Soğutkan debisi, (kg/s)
$\dot{m}_{su}$	Su debisi, (kg/s)
n	Ampirik katsayı
N	Çalıştığı gün sayısı, (gün/yıl)
NT	Kömürün birim fiyatı, (\$/kg)
Nu	Nusselt sayısı
P_b	Buharlaşma basıncı, (bar)

Simgeler	Açıklamalar
P_y	Yoğuşma basıncı, (bar)
PP	Geri ödeme süresi, (yıl)
Pr	Prandtl sayısı
Ra	Rayleigh sayısı
TIC	Toplam yatırım maliyeti, ($)
$\dot{Q}$	Isı transfer kapasitesi, (W)
$\dot{Q}_{defrost}$	Buzun erimesi için gerekli olan ısıl enerjisi, (kW)
$\dot{Q}_{erime}$	Buzun erimesi için gerekli ısı, (kW)
$\dot{Q}_{evap}$	Evaporatör kapasitesi, (kW)
$Q_{FDM,d}$	Duyulur ısı, (kJ)
$Q_{FDM,g}$	Gizli ısı, (kJ)
$Q_{FDM,toplam}$	Toplam ısı, (kJ)
$\dot{Q}_{giren}$	Buza verilen toplam ısı, (kW)
$\dot{Q}_{kanat}$	Kanattan geçen gerçek ısı, (W)
$\dot{Q}_{kanat,maks}$	Kanattan geçen maksimum ısı, (W)
$\dot{Q}_{kanatsız}$	Kanatsız durumdaki ısı, (W)
$\dot{Q}_{kon}$	Kondenser kapasitesi, (kW)
R	Bağımsız değişken fonksiyonu
Re	Reynolds sayısı
T	Sıcaklık, (°C)
$T_{FDM,t1}$	Faz değiştiren malzeme başlangıç sıcaklığı, (°C)
$T_{FDM,t2}$	Faz değiştiren malzeme erime başlangıç sıcaklığı, (°C)
$T_{FDM,t3}$	Faz değiştiren malzeme tamamen eridiği sıcaklığı, (°C)
$T_{kom,ç}$	Kondenserden çıkan soğutkanın sıcaklık değeri, (K)
$T_{kon,g}$	Kondensere giren soğutkanın sıcaklık değeri, (K)
$T_{su,ç}$	Kondenserden çıkan soğutkanın sıcaklık değeri, (°C)
$T_{su,g}$	Kondensere giren soğutkanın sıcaklık değeri, (°C)
T_y	Yüzey sıcaklığı, (°C)
T_∞	Ortam sıcaklığı, (°C)
v	Akışkanın hızı, (m/s)

Simgeler	Açıklamalar
$\boldsymbol{V}$	Hacim, (m^3)
$\boldsymbol{\nu}$	Kinematik viskozite, (m^2 /s)
$\boldsymbol{w}$	Hata oranı
$\dot{\boldsymbol{W}}_{\boldsymbol{komp.,g}}$	Gerçek kompresör gücü, (kW)
$\dot{\boldsymbol{W}}_{\boldsymbol{komp.,i}}$	İdeal kompresör gücü, (kW)
$\boldsymbol{W_R}$	Toplam belirsizlik
$\boldsymbol{\beta}$	Genleşme katsayısı, (1/K)
$\boldsymbol{\Delta T}$	Sıcaklık farkı, (°C)
$\varepsilon_{\boldsymbol{kanat}}$	Kanat etkinliği
$\boldsymbol{\mu}$	Dinamik viskozite, (kg/ms)
$\boldsymbol{\rho}$	Yoğunluk, (kg/m^3)
$\boldsymbol{x}$	Bağımsız değişken
$\boldsymbol{\eta_{defrost}}$	Defrost verimi, (%)
$\boldsymbol{\eta_{iz}}$	Kompresörün izantropik verimi, (%)
$\boldsymbol{\eta_{kanat}}$	Kanat verimi, (%)
$\boldsymbol{\phi}$	Bağıl nem, (%)
$\boldsymbol{\alpha}$	Termal yayılım, (m^2/s)

Kısaltmalar	Açıklamalar
ADC	Analog dijital dönüştürücü
CFC	Kloroflorokarbon
CHC	Klorlu hidrokarbon
COP	Performans katsayısı
COP_{carnot}	Carnota göre performans katsayısı
DC	Doğru akım
DSC	Diferansiyel taramalı kalorimetre cihazı
FDM	Faz değiştiren malzeme
HC	Hidrokarbon
HCFC	Hidrokloroflorokarbonlar
HFC	Hidroflorokarbonlar

Kısaltmalar	Açıklamalar
HFO	Hidrofloroolefin
IED	Isıl enerji depolama
IEDÜ	Isıl enerji depolama ünitesi
NTC	Negatif sıcaklık katsayısı
PCC	Piridinyum klorokromat
PVT	Fotovoltaik termal

1. GİRİŞ

Günümüzde teknolojik gelişmelerin olması, sanayileşmenin yaygınlaşması ve küresel nüfusun sürekli artış göstermesi, enerji talebinde ciddi bir artışa yol açmaktadır. Özellikle konutlar ve ticari yapılar, dünya genelindeki toplam elektrik tüketiminin yaklaşık %40'ını oluşturarak enerji tüketiminde önemli bir paya sahiptirler [1]. Bu yapılarda tüketilen enerjinin büyük bir bölümü; ısıtma, havalandırma ve soğutma ihtiyaçlarını karşılamak amacıyla kullanılmaktadır. Elektrik enerjisi talebinin büyük oranda fosil yakıtlarla karşılanmasından dolayı, sera gazı emisyonlarının artmasına neden olmakta ve çevresel sürdürülebilirlik açısından ciddi riskler oluşturmaktadır.

Artan yaşam standartları, enerji ihtiyacını temel bir gereklilik haline getirirken, enerji üretimi ve tüketimiyle ilişkili çevresel etkiler de uluslararası gündemde yer edinmiştir. Özellikle 1973 yılında olan Petrol Kriziyle, enerji verimliliği kavramı küresel ölçekte ön plana çıkmış ve bu süreç, enerji kaynaklarının etkin kullanımı yönünde politika ve teknolojilerin geliştirilmesini zorunlu kılmıştır. Bu çerçevede, yalnızca ekonomik gerekçelerle değil, aynı zamanda çevresel sorumluluk bilinciyle de enerji üretiminde alternatif ve sürdürülebilir sistemlere yönelim artmıştır.

Yenilenebilir enerji, fosil yakıtların sebep olduğu çevresel tahribatlara karşı güçlü bir çözüm potansiyeli sunmaktadır. Doğal kaynaklardan elde edilen güneş, rüzgâr ve biyokütle gibi enerji sistemleri, sürdürülebilir enerji üretimi açısından her geçen gün daha fazla önem kazanmaktadır. Özellikle konutlar ve sanayi tesisleri gibi yüksek enerji gereksinimi duyanlara alternatif çözümler sunmaktadır. Ancak mevcut elektrik şebeke altyapısı ve enerji arz güvenliği stratejileri nedeniyle, yenilenebilir enerji kaynaklarının tek başına tüm enerji ihtiyacını karşılayabilecek düzeye ulaşması kısa vadede mümkün gözükmemektedir. Bu nedenle, geçiş sürecinde hem enerji verimliliği uygulamalarının yaygınlaştırılması hem de fosil kaynak kullanımının çevresel etkilerini minimize edecek hibrit sistemlerin geliştirilmesi büyük önem taşımaktadır.

Bu bağlamda, enerji verimliliğini artırmaya yönelik teknolojik yeniliklerin teşvik edilmesi, sadece kaynakların korunmasını sağlamakla kalmayıp, aynı zamanda iklim değişikliğiyle

mücadele kapsamında sürdürülebilir kalkınmanın da temel yapı taşlarından birini oluşturmaktadır.

Enerjinin doğru kullanımı ve sera gazı emisyonları salımının azaltılmasına katkı sağlayan alanlardan biri de soğutma sektörüdür. Tarihsel olarak incelendiğinde, soğutma uygulamaları Milattan önce 1000'li yıllara uzanmakta olup, ilk olarak Çin'de buz göllerinden elde edilen kalıplar ile doğal yollarla gerçekleştirildiği bilinmektedir. 19. yüzyılda Frederic Tudor'un buz üretimi girişimleriyle ticari nitelik kazanan soğutma teknolojisi, Jakop Perkins'in 1834'te eter ile çalışan mekanik buhar sıkıştırmalı sistem tasarımı ve Ferdinand Carré'nin absorbsiyonlu sistem geliştirmesiyle modern anlamda önemli bir evrim geçirmiştir. 20. yüzyılın başlarında geliştirilen buzdolapları ve çeşitli soğutucu akışkanlar ile sektör hem yaygınlaşmış hem de teknolojik olarak çeşitlenmiştir. Ancak bu gelişmelere rağmen kullanılan soğutucu akışkanların çevresel etkileri ciddi kaygılara yol açmıştır. Bu nedenle günümüzde, çevre dostu, uluslararası anlaşmalara uygun ve düşük küresel ısınma potansiyelli soğutucu akışkanların kullanımı önem taşımaktadır [2].

Günümüzde enerji verimliliği yüksek olan soğutma sistemleri fazla tercih edilmektedir. İklimlendirme teknolojilerinin gelişimiyle birlikte sistem tasarımları sürekli olarak yenilenmektedir. Hava kaynaklı evaporatörlere sahip sistemler, dış hava koşullarını ısı kaynağı amacıyla kullanmaktadır. Bu durum sistemlerin değişken dış ortam koşullarından etkilenmesine neden olmaktadır. Soğuk iklim bölgelerinde, bu sistemlerde iç ve dış ortamlardaki sıcaklık farklarının artması, sistemin performans katsayısının azalmasına yol açmakta ve ek ısıtıcı ihtiyacını ortaya çıkarmaktadır. Ayrıca düşük dış hava sıcaklıklarında evaporatör yüzeyinde oluşan buzlanma, hava akışını engelleyerek ısı transferini düşürmekte ve sistemin enerji verimliliğini olumsuz etkilemektedir. Literatürde yapılan araştırmalar, defrost işlemi sırasında harcanan enerjinin, sistemin normal çalışma koşullarındaki tüketiminden fazla olduğunu göstermektedir. Bu nedenle, buzlanma problemi soğutma sistemlerinin enerji verimliliği açısından en kritik sorunlardan biri olarak değerlendirilmektedir.

Enerji verimliliğini artırmak ve sistem kaynaklı kayıpları azaltmak için geliştirilen yöntemlerden birisi de ısıl enerji depolama (IED) sistemlerinin kullanımıdır. IED, fazla olan ısının veya atık ısının daha sonrasında kullanılmak için depolanmasını sağlayan ve bu yolla enerji tüketimini optimize eden etkili bir stratejidir. IED sistemleri, genelde duyulur, gizli ve

kimyasal ısı depolama olmak üzere üçe ayrılmaktadır. Duyulur ısı depolamada, su, kum veya taş gibi maddelerin sıcaklığını artırarak ya da azaltarak enerji depolanması sağlanır. Gizli ısı depolama ise, faz değiştiren malzemelerin (FDM) hal değişimi esnasında sıcaklığın sabit kalmasına rağmen, yüksek miktarda ısıl enerjiyi absorbe edebilme veya serbest bırakabilme özelliğine dayanmaktadır. Bu yöntem, duyulur ısı depolamadan 4-5 kat daha fazla enerji depolama kapasitesi sunduğundan dolayı sistem verimliliğini artırmak adına daha avantajlı kabul edilmektedir [3]. Kimyasal ısı depolama sistemleri ise adsorpsiyon veya kimyasal reaksiyonlar yoluyla enerji depolayarak daha yüksek enerji yoğunluklarına ulaşabilmektedir [4].

Son zamanlarda yapılan çalışmalar, özellikle buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimlerinde oluşan atık ısısının geri kazanımı üzerine yoğunlaşmıştır. Bu kapsamda, atılan ısının FDM kullanılarak depolanması, sistemin genel enerji tüketimini düşürmek ve ısıl konforu daha sürdürülebilir şekilde sağlamak açısından önem kazanmaktadır. FDM sayesinde, atılan ve çoğu zaman doğrudan çevreye aktarılan ısı, uygun koşullarda geri kazanılarak ihtiyaç anında yeniden sisteme verilebilmektedir. Bu tür uygulamalar, soğutma sistemlerinde enerji yönetimini optimize ederken aynı zamanda defrost gibi yoğun enerji gerektiren durumlarda daha düşük enerji girdisiyle gerçekleştirilmesini sağlamaktadır. Böylece enerji verimliliğinin artmasına ve sera gazına neden olan emisyonların azaltılmasına katkı sağlanmaktadır.

Tez çalışmasında 2 farklı sistem üzerinde durulmuştur. Birinci sistem çalışması kapsamında, evaporatör yüzeyinde meydana gelen buzlanma problemini, geleneksel elektrikli defrost yöntemlerine ihtiyaç duymadan çözebilmektedir. Bu doğrultuda, sistemin kompresör basma hattına entegre edilen ve yüksek sıcaklıktaki soğutucu akışkandan elde edilen atık ısının değerlendirilmesi sağlayan sıcak su kutusu tasarımı hedeflenmiştir. Bu ısı, kanatçıklı borular aracılığıyla tasarlanan su kutusundaki suya aktarılmakta ve ısıtılmış su, buz çözme sürecinde evaporatör yüzeyine püskürtülerek kullanılmaktadır. Böylece, defrost işlemi için harici bir enerji girdisi gereksinimi ortadan kaldırılarak sistemin toplam elektrik tüketimini azalmakta ve enerji verimliliği artırmaktadır.

İkinci sistem için, kondenserden atılan ısının kullanılacağı, kondensere entegre edilerek değerlendirildiği bütünleşik bir yapı geliştirilmiştir. Bu yapıda, FDM kullanılan bir ısı değiştirici aracılığıyla fazla ısı, uygun koşullarda depolanmakta ve ihtiyaç duyulduğunda

tekrar kullanılabilmektedir. Söz konusu sistem sayesinde sürdürülebilir bir şekilde çalışması gerçekleştirilmekte hem de karbon emisyonlarının azaltılmasına katkı sağlanmaktadır.

Birinci sistemin geleneksel soğutma sistemlerinden temel farkları; kompresörden çıkan soğutucu akışkanın sıcaklığının düşürülmesi, kondensere giren akışkanın daha düşük sıcaklıkta olması nedeniyle ortama atılan ısı miktarının azaltılması ve defrost işlemi için harici elektrik tüketimine ihtiyaç duyulmaması olarak sıralanabilir. Sistem, defrost işlemini enerji tüketimi yapmadan gerçekleştirebilecek şekilde tasarlanarak enerji verimliliğinin artmasına yönelik kazanımlar sağlamaktadır.

İkinci sistem, mikro kanallı kondenser yapısına entegre edilen, kanatlı borularla donatılmış yeni tip bir ısıl enerji depolama ünitesinin, faz değiştiren malzemelerden olan parafinin erime ve katılaşma süreçleri üzerindeki etkisinin farklı kompresör çalışma koşulları altında ayrıntılı olarak incelenmesidir. Diğer çalışmalarda faz değiştiren malzemenin kullanıldığı ısı değiştiricisi, malzemenin fazının değişmesi için gerekli ısıyı hava kaynaklı soğutma ve sıcak su tedarik eden ısı ünitesinden [5], ısı pompası sistemine doğrudan bağlanılmasından [6], kompresörden yayılan atık ısının kullanımından [7, 8], ısı pompası sistemine kaskad sistem olarak bağlanılmasından [9] elde etmektedir. Bu çalışmada ise kondenserden atılan atık ısıdan faydalanılarak, FDM üzerinde ısının depolanması sağlanacak ve gerektiğinde kullanılmaktadır. Bu yaklaşım, hem atık ısının daha etkin değerlendirilmesine hem de soğutma sistemlerinde sürdürülebilir ve düşük maliyetli uygulamalarının geliştirilmesine katkı sağlamaktadır.

Çalışma, iki farklı sistemin kullanılması ve çevre dostu, kloroflorokarbon etkisinin az olduğu propan soğutucu akışkanının seçilmesi sayesinde, performans katsayısı (COP) yüksek bir sistem oluşturulmuştur. Bu sayede sistemin enerji verimliliğinde iyileşmeler meydana gelmiştir. Tasarlanan sistemler, daha sonra bu konu üzerinden çalışma yapacak kişilerin yeni fikirler oluşturmaları açısından fayda sağlayacaktır. Tasarlanan sistemlerde iyileşmeler yapılacağı gibi, soğutma sistemi üzerinde farklı tasarımlarda yapabilmektedirler.

Bu tez kapsamında yürütülen çalışmalara temel teşkil eden soğutma sistemleri ve sistemlere ait temel bileşenler, izleyen bölümde detaylı biçimde ele alınmıştır. Devamında, çalışmanın ana odağını oluşturan soğutucu akışkanlar, defrost yöntemleri, ısıl enerji depolama sistemleri ve faz değiştiren malzemelere ilişkin kapsamlı bilgiler sunulmuştur. Bu kavramsal ve teknik

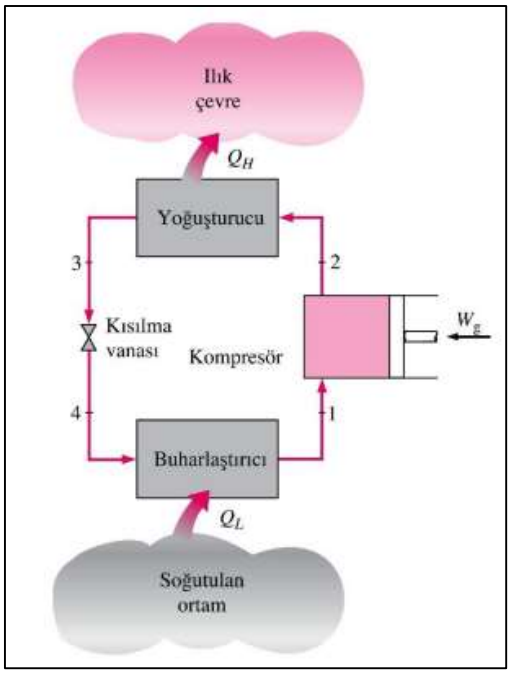
altyapının ardından, ilgili literatür taraması bulunmakta ve ardından çalışmanın teorik analizi, materyaller, yöntem ve sistem tasarımı açıklanmıştır. Tezin devamında ise deneysel yöntemler ve veri toplama ve kaydetme süreci detaylandırılmış, elde edilen bulgular sunularak tartışılmıştır. Son olarak, çalışmanın genel sonuçları yapılmış ve öneriler ile tamamlanmıştır.

2. GENEL BİLGİLER

2.1. Soğutma Sistemleri

2.1.1. Soğutma sisteminin termodinamiği

Soğutma sisteminin termodinamiği enerjinin korunumu ilkesine dayanmaktadır. Sistemde buhar sıkıştırma ya da buhar emme prensiplerine dayalı bir termodinamik döngü meydana gelmektedir. Soğutma sistemlerinin esas amacı, düşük sıcaklıktaki bir kaynaktan ısıyı çekip daha yüksek sıcaklıktaki kaynağa aktarmaktır. Soğutma sistemlerinde çoğunlukla buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi kullanılmaktadır (Şekil 2.1). Bu çevrimde, soğutucu akışkanın buharlaşma ve yoğuşma gibi faz değişimlerinden faydalanılmaktadır. Kompresörde sıkıştırılarak kızgın buhar fazında olan soğutucu akışkan kondensere gönderilmektedir. Kondenserde ısısını ortama veren soğutucu akışkan yoğuşmakta ve genleşme valfine aktarılmaktadır. Genleşme valfinde basıncı düşürülen akışkan sıvı ve buhar karışımı olarak evaporatöre gönderilmektedir. Evaporatörde, ortamdaki ısıyı çekerek ortamı soğutmakta ve doymuş buhar fazında kompresöre iletilmektedir. Böylece soğutma çevrimi tamamlanmış olmaktadır.



Şekil 2.1. Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi [10]

2.1.2. Soğutma sisteminin elemanları

İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi, ideal koşullarda çalışan dört ana elemanla tanımlanmaktadır.

- Kompresör
- Kondenser
- Genleşme valfi
- Evaporatör

Kompresör

Kompresörler, soğutma çevrimlerinde çevrimin sürekliliğini sağlayan ana elamanlardır. Buhar fazındaki soğutucu akışkanın düşük basınçtan yüksek basınca taşınmasını ve kondenserde yoğuşma işleminin gerçekleşmesini sağlamaktadır. Kompresörler, sistemin enerji tüketiminin büyük çoğunluğunu oluşturmakta ve çevrimin genel performansını etkileyen en önemli bileşenler olmaktadır. Kompresörün türü, çalışma prensibi ve verimliliği, tüm sistemin enerji tüketimini, kapasitesini ve maliyetini etkileyen etmenler arasında bulunmaktadır.

Kompresörler pistonlu (Resim 2.1), santrifüj, vidalı, scroll ve turbo olarak üretilmektedir. Pistonlu kompresörlerin soğutma kapasitesi aralığının oldukça geniş olması sayesinde endüstriyel soğutma sistemlerinde çoğunlukla hermetik ve yarı hermetik tip pistonlu kompresörler kullanılmaktadır. Pistonlu kompresörler, emme ve basma basınç farkları fazla ve kompresör silindir hacim ihtiyacı az olan endüstriyel soğutma çevrimleri için ideal bir yapıdadır. Pistonlu kompresörlerin türlerinden yarı hermetik kompresörlerde, herhangi bir arıza durumunda arızalanan kısmın tamiri mümkünken tam hermetik kompresörlerde yapılabilir ise kompresörün yenisiyle değiştirilmesi gerekmektedir.



Resim 2.1. Hermetik pistonlu kompresör örneği [11]

Kompresörlerin verimli çalışabilmesi için, evaporatör ve kondenser basınçlarıyla uyumlu çalışmaları gerekmektedir. Bu uyumun sağlanabilmesi için, emme ve basma hatlarındaki basınçların kontrol altında tutulması ve kompresör devrinin bu basınç değerlerine uygun olarak ayarlanması gerekmektedir. Özellikle basma hattındaki basınç uyumu emme hattına göre daha zor olduğu bilinmekte olup, bu durumun etkin bir şekilde yönetilmesi, sistemin genel enerji verimliliğini artırmaktadır.

Sistemin verimli, etkili ve uzun süreli çalışmasını sağlamak için tasarım aşamasındayken önem arz eden konulardan birisi de kullanılacak kompresör sayısının ve her bir kompresörün yük dağılımının doğru şekilde belirlenmesidir. Bu parametrelerin uygun şekilde planlanması hem sistem performansını artırmakta hem de aşırı yüklenmelerin önüne geçmekte ve böylece ekipman ömrünü uzatmaktadır.

Kompresörlerin uygun şekilde seçilmesinin enerji verimliliği ve sistemin güvenliği açısından önemi bulunmaktadır. Kompresör seçiminin doğru yapılması, durma ve çalışma döngülerindeki performanslarını artırmaktadır. Kompresörler, tıpkı elektrik motorlarında olduğu gibi, ilk kalkış anında elektrik şebekesinden yüksek miktarda akım çekmektedirler. Bu kalkış akımı, normal çalışma akımından oldukça yüksek olup, sistemde reaktif enerji oluşumuna neden olabilmektedir. Kompresörlerin bu ani akıma sık maruz kalması durumunda, donanımın ısınarak zarar görme ya da tamamen arızalanma riski artmaktadır. Bu sorunun önüne geçebilmek için, sistemde yer alacak kompresörlerin nispeten küçük kapasitelerde, fazla sayıda ve uzun süre devrede kalacak şekilde gruplandırılması önerilmektedir. Böyle bir tasarım yaklaşımı, ilk yatırım maliyetini artırsa da sistemin

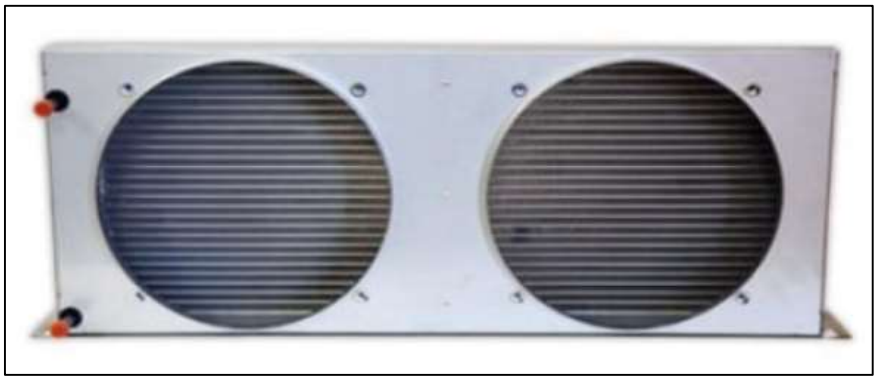
güvenilirliğini, enerji verimliliğini ve şebeke sürekliliğini sağlamak açısından önemli avantajlar sunmaktadır.

Kondenser

Soğutma çevrimlerinin temel elemanlarından biri olan kondenser, çevrimde taşınan ısının ortam havasına ya da başka bir akışkana aktarılmasını sağlayarak sistemin verimli çalışmasına katkı sağlamaktadır. Kondenserin temel işlevi, kompresörden gelen buhar fazındaki soğutucu akışkanın yoğunlaştırılmasını sağlamaktır. Soğutucu akışkan, kondenserde yoğuşarak sıvı faza geçmekte ve dış ortama ısı transfer etmektedir. Bu ısı transferi, sistemin enerji dengesi açısından önemli bir rol oynar. Kondenserin boyutlandırılması, ısı transfer yüzey alanı ve hava/su debisi gibi parametrelerin doğru seçilmesi, sistem performansını doğrudan etkilemektedir.

Kondenserler su soğutmalı, hava soğutmalı ve evaporatif tip olmak üzere 3 farklı grupta sınıflandırılmaktadırlar. Su soğutmalı kondenserler sabit çalışma şartları ve ısı transfer katsayısının yüksek olması sayesinde daha yüksek verimlilik sağlamaktadır. Bu kondenserlerde su kaynağına ve ek ekipmanlara ihtiyaç olduğundan ilk yatırım ve işletme maliyetleri çok fazla olmaktadır. Hava soğutmalı kondenserler, düşük bakım gereksinimi ve kolay kurulum özellikleriyle yaygın olarak tercih edilmektedir. Hava soğutmalı kondenserlerde ısı transferi, dış ortam sıcaklığına bağlı olarak değişmekte ve yüksek dış ortam sıcaklıklarında verim düşebilmektedir. Evaporatif kondenserler ise bu iki sistemin avantajlarını birleştirmeyi hedefleyerek özellikle büyük kapasiteli endüstriyel uygulamalarda kullanımı tercih edilmektedir.

Kondenserde ısıyı aktarılacak dış ortam olarak hava (Resim 2.2), su veya toprak olabilmektedir.

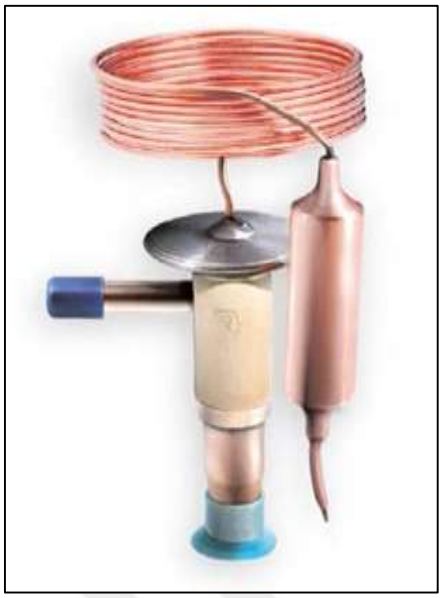


Resim 2.2. Hava kaynaklı mikro kanallı kondenser örneği [12]

Enerji verimliliğini artırmak adına, kondenserlerin çalışma performansının iyileştirilmesi sistemin enerji tüketiminin düşürülmesinde etkili rol oynamaktadır. Bu doğrultuda, kondenserin giriş sıcaklığı, hava ya da su akış hızı, yüzey kirlilik durumu ve bakım düzeyi gibi operasyonel etkenlerin düzenli takip edilmesi gerekmektedir [13]. Kondenser vasıtasıyla ortama aktarılan atık ısının yeniden kullanımı, özellikle sanayi uygulamalarında önemli bir enerji tasarrufu potansiyeli oluşturmaktadır. Bu ısının geri kazanımı, sistemin çevreye yaydığı olumsuz etkilerini azaltırken biryandan da işletme giderlerini düşürerek ekonomik açıdan da fayda sağlamaktadır. Kondenserlerin yalnızca ısıyı dış ortama aktaran bir eleman olarak kalmayıp, aynı zamanda enerji verimliliğini destekleyen stratejik bir sistem elemanı olarak değerlendirilmesi gerekmektedir.

Genleşme valfi

Soğutma sistemlerinin ana elemanlarından birisi olan genleşme valfi, sıvı haldeki soğutucu akışkanın yüksek basınçtan düşük basınca düşürülmesini sağlayarak evaporatöre girmeye uygun olmasını sağlamak için kritik bir rol üstlenmektedir. Bu basınç düşüşü sırasında akışkanın bir kısmı buharlaşarak sıcaklığının düşmesini sağlamaktadır. Böylece ısı alımına uygun bir faza geçişi gerçekleşmektedir. Genleşme valfi, bu geçişin dengeli ve kontrollü şekilde gerçekleşmesini sağlayarak evaporatör verimliliğini doğrudan etkilemektedir. Resim 2.3'te genleşme valfinin bir örneği gösterilmiştir.



Resim 2.3. Genleşme valf örneği [14]

Genleşme valflerinin tasarımı ve tipi, sistemin kapasitesine, uygulama alanına ve kontrol hassasiyetine göre değişkenlik gösterebilmektedir. En yaygın kullanılan tipler arasında elektronik genleşme valfleri, termostatik genleşme valfleri ve basit kılcal borular bulunmaktadır.

Evaporatör

Evaporatör, soğutma çevriminde düşük basınçta buharlaşan soğutucu akışkan sayesinde çevreden ısı çekilmesini sağlayan temel elemanlardan birisidir (Resim 2.4). Evaporatör, soğutulması hedeflenen ortamla doğrudan veya dolaylı temas kurarak ısı alışverişinde bulunmaktadır. Isı geçişinde, soğutucu akışkan sıvı fazdan buhar fazına geçerken çevreden gizli ısıyı absorbe etmekte ve bu süreç sonucunda soğutma etkisi gerçekleşmektedir. Bu nedenle, evaporatörün yüzey alanı, malzeme yapısı ve iç geometrisi, ısı transfer performansını doğrudan etkileyen önemli faktörlerdendir.

Buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde hava soğutucu görevi gören evaporatörlerin yüzey sıcaklıklarının 0^{o}C'nin altına düştüğünde, havadaki nemin yüzeyde kar veya buz şeklinde birikmesi problemi meydana gelmektedir. Bu problemden dolayı sistemdeki ısı transferi miktarında azalmalar olmaktadır. Bu tür olumsuzlukların önlenebilmesi için, evaporatörlerin uygun aralıklarla defrost işlemlerine tabi tutulması gerekmektedir.



Resim 2.4. Evaporatör örneği [15]

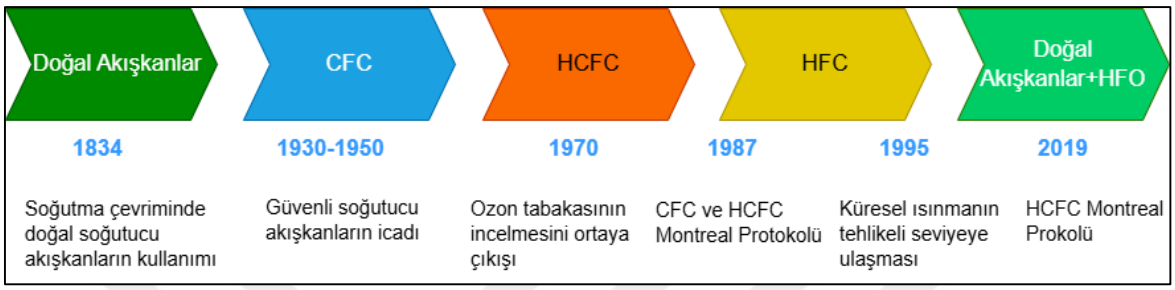
2.1.3. Soğutucu akışkanlar

Soğutucu akışkanlar, iki farklı ortam arasındaki ısı alışverişini sağlayan, soğutma ve ısıtma amacıyla çeşitli çevrimlerde kullanılan maddelerdir. Bir başka ifadeyle soğutulması gereken yerden ısı alarak soğutmasını sağlayan maddelere soğutucu akışkanlar denmektedir.

Soğutucu akışkanların tarihsel gelişimi Şekil 2.2'de gösterilmiştir. Oliver Evans (1805) eter akışkanını kullanarak soğutma işleminin gerçekleşmesini sağlamıştır [16]. Sonrasında diğer araştırmacılar soğutma sistemlerinde kullanılacak diğer akışkanları öne sürmüşlerdir. 1860 yıllarında petrol, 1873 yıllarında NH_3, 1886 yıllarında CO_2, 1890 yıllarında ise SO_2 akışkanını kullanmışlardır. 1830-1930 yılları arasında SO_2, CO_2, NH_3, CCl_4, H_2O, $HCOOCH_3$, HC ve CHC soğutucu akışkanları popüler olarak kullanılmıştır. Bu akışkanlar genellikle zehirli, yanıcı ve kazalara neden olmaya meyillidirler [17].

1930 yıllarında verimli olan kloroflorokarbon (CFC) soğutucu akışkanların kullanılması NH_3 akışkanının kullanımını azaltmıştır. Bu yeni üretilen CFC soğutucu akışkanın yanıcı ve zehirleyici olmaması, kimyasal ve ısıl kapasitesinin iyi olması nedeniyle atmosfere verdiği zararlara göz yumulmuştur. 1935'li yıllarda hidrokloroflorokarbon (HCFC) kökenli soğutucu akışkanlar geliştirilmiş ve 1970'li yıllarda yaygın kullanılmaya başlamıştır.

Soğutucu akışkanların içerisinde bulunan maddelerin ozon tabakasına ve çevreye verdikleri zarardan dolayı 1987 yılında Uluslararası Montreal Protokolü imzalanmıştır. Bu protokol ile zararlı akışkanların kullanımının bitirilmesi ve çevreye daha minimum zarar veren yeni akışkanların kullanımı amaçlanmıştır. 1989 yılında ozon tabakasına zarar vermeyen R134a ve R123 soğutucu akışkanları geliştirilerek kullanılmaya başlanılmıştır [18].



Şekil 2.2. Soğutucu akışkanların tarihsel gelişimi [18]

Doğal soğutucu akışkanlar

Doğal soğutucu akışkanlar, doğanın kendi içinde gerçekleştiği döngülerden ortaya çıkmaktadır. Doğal soğutucu akışkanlardan olan karbondioksit (R744), amonyak (R717), su (R718), etil eterler (R610) ve hava (R728) ısıtma ve soğutma sistemleri için en önemli madde olarak kullanılmaktaydı. Laboratuvar ortamında üretilen sentetik soğutucu akışkanların ortaya çıkması ve yaygınlaşması doğal soğutucu akışkanların kullanımını olumsuz etkilemiştir. Bu sentetik akışkanların artması ozon tabakasının incelmesine neden olduğundan bir süre sonra kullanımının azaltılıp tekrardan doğal akışkanların kullanımı hedeflenmiştir. Doğal soğutucu akışkanların ozon tüketme potansiyelinin 0 olması ve küresel ısınma potansiyelinin düşük seviyede olması sebebiyle günümüzde büyük önem taşımaktadır.

Sentetik soğutucu akışkanlar

HFC ve CFC'lerin keşfedilip kullanılması ozon tabakasına ve iklime zarar vermesine rağmen endüstriyelin gelişimini hızlandırmıştır. Sentetik soğutucu akışkanlara örnek olarak HFC (R32, R134a, R125, R152a, R143a, R410a), HCFC (R22, R123, R141a, R141b), PFC (R14), HFO (R1132, R1234yf) ve PCC (R110)'dir. CFC'ler (R11, R12) HCFC ve HFC ile kolaylıkla yer değiştirmişlerdir.

Bazı doğal soğutucu akışkanların ve sentetik soğutucu akışkanların bazı temel özellikleri Çizelge 2.1'de verilmiştir.

Çizelge 2.1. Doğal ve Sentetik soğutucu akışkanların özellikler [19-21]

Soğutucu Akışkanın Adı	ASHARE Sınıflandırması	Molekül Formülü	Ozon Tüketme Potansiyeli (ODP)	Küresel Isınma Potansiyeli (GWP)	Kritik Basınç (MPa)	Kritik Sıcaklık (^{O}C)
Doğal Soğutucu Akışkanlar						
Karbondioksit	R744	CO_2	1	0	7,38	30,98
Propan	R290	C_3H_8	3	0	4,25	96,74
Propilen	R1270	C_3H_6	1,8	0	4,55	91,06
Amonyak	R717	NH_3	0	0	11,33	132,25
İzobütan	R600a	C_4H_{10}	4	0	3,83	134,66
Soğutucu Akışkanın Adı	ASHARE Sınıflandırması	Molekül Formülü	Ozon Tüketme Potansiyeli (ODP)	Küresel Isınma Potansiyeli (GWP)	Kritik Basınç (MPa)	Kritik Sıcaklık (^{O}C)
Sentetik Soğutucu Akışkanlar						
Tetrafloroetan	R134a	CH_2FCF_3	1300	0	4,06	101,06
Diklorodiflorometan	R12	CCl_2F_2	10200	0,73	4,14	111,97
Klorodiflorometan	R22	$CHClF_2$	1760	0,03	4,99	96,15

2.2. Soğutma Sistemlerinde Buz Oluşumu ve Defrost Uygulamaları

Soğutma çevrimlerinde buz oluşumu, kanatçıklı evaporatörde performans kaybına neden olduğundan istenmeyen bir durum haline gelmektedir. Buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde hava soğutucu görevi yapan evaporatörlerin yüzey sıcaklığı 0°C'nin altına düştüğünde, ortamdaki nemin yüzeyde kar veya buz olarak birikmesi sorunları meydana gelmektedir. Bu sorunlardan dolayı evaporatördeki ısı transferi miktarında azalmalar olmaktadır. Ayrıca havanın nem değeri buz oluşumunu etkilemektedir. Havanın bağıl nem değeri arttıkça buzlanma miktarı da artmaktadır. Buzlanmaya etki eden bir başka faktörde yüzey ve hava arasındaki sıcaklık farkının çok olmasıdır. Sıcaklık farkı arttıkça buzlanma

miktarı artmaktadır. Evaporatör yüzeyinde meydana gelen buzlanma Resim 2.5'te gösterilmiştir.



Resim 2.5. Evaporatör yüzeyinde meydana gelen buzlanma [22]

Yapılan bir deneysel çalışmada buzlanmanın, hava sıcaklığının -7ºC ve 5,5ºC arasında ve bağıl neminse %60'ın üzerinde olduğu hallerde daha hızlı meydana geldiği bulunmuştur [23]. Buzlanma ilk oluştuğu zamanda soğutma sisteminin performansını çok fazla etkilemediği için ihmal edilebilmektedir. İlerleyen süreçte buzlanma miktarı çoğaldığından dolayı kanatçıkların araları ve üstleri kapanmaya başlamaktadır. Buzlanma, evaporatör kanatçıkları arasından geçen havanın akış hızını düşüreceği için evaporatörün ısı transfer performansı azalmaya başlayacaktır.

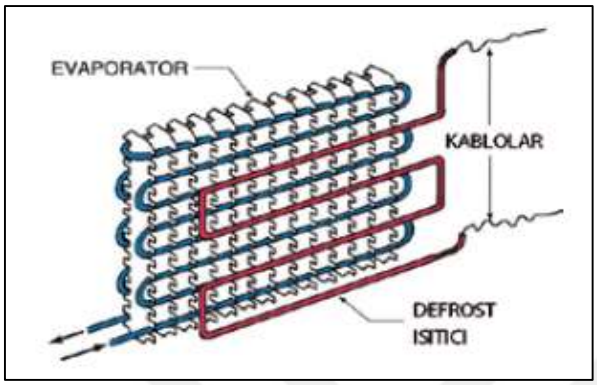
Bu sebeplerden dolayı evaporatörde meydana gelen ve biriken buzların eritilmesi için defrost yapılmaktadır.

2.2.1. Defrost yöntemleri

Buzlanmayı önlemek için yapılan defrost yöntemleri aşağıdaki gibidir.;

- Elektrikle defrost
- Sıcak gazla defrost
- Sıcak suyla defrost
- Oda havasıyla defrost

Elektrikle defrost, evaporatör ve soğutuculardа çok sık kullanılmaktadır. Şekil 2.3'te de görüldüğü gibi evaporatör yüzeyinde serpantin kanatçıkları arasına yerleştirilen çubuk şeklindeki elektrikli ısıtıcılardan belli aralıklarla akım geçirilerek ısıtıcı ısıtılır ve serpantin yüzeyindeki oluşan buzlanma çözülmeye başlayarak ortamdan uzaklaştırılır.



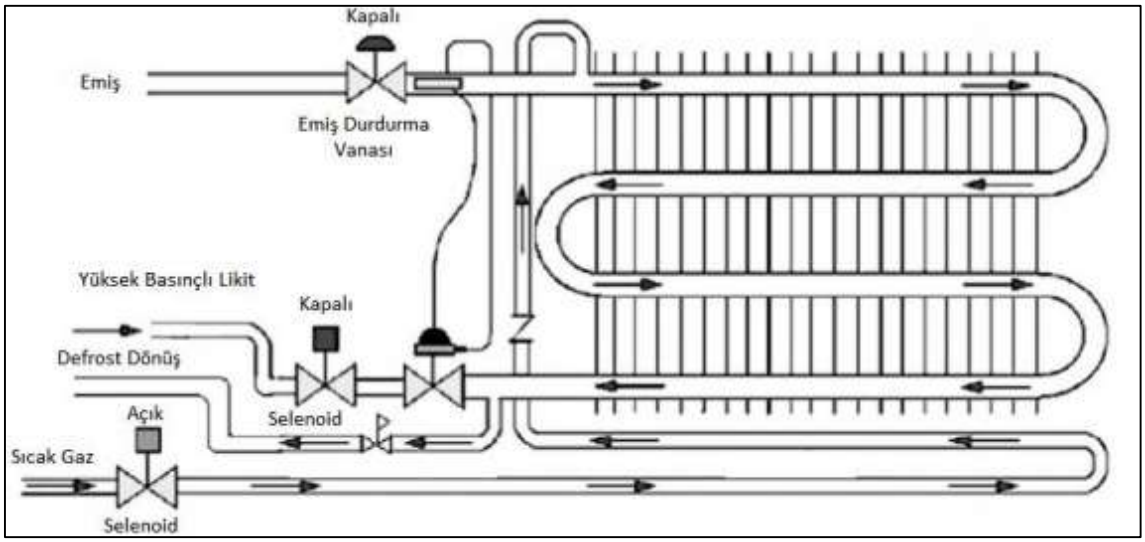
Şekil 2.3. Elektrikli defrost yöntemi [24]

Sıcak gazla defrost, kompresörde sıkıştırılan soğutucu akışkanın kondenser yerine evaporatöre yönlendirilmesiyle yapılan yöntemdir [25, 26].

Bu defrost işleminde, sıcak gazın evaporatöre gönderilmesi sırasında ısısını burada bırakarak yoğuşması, kompresörde önemli hasarlara neden olabilmektedir. Bundan dolayı birkaç önlem almak gerekmektedir. Önlemlerden bazıları,

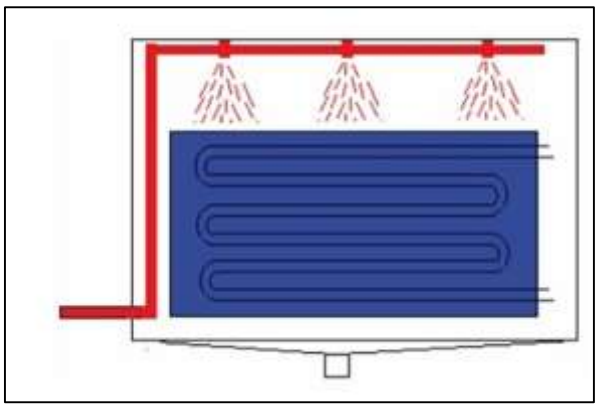
- Sistemde bir yardımcı evaporatör konulmasıdır. Bir evaporatör defrost işlemi yaparken diğeri de soğutma çevrimdeki evaporatör olarak görevine devam etmektedir.
- Çevrimin ters yönde çalıştırılması, bu sayede sistem ısı pompası görevi görmeye başlamaktadır.
- Defrost işlemi, sıcak gazın bir kısmının bypass edilip evaporatöre yönlendirilmesiyle gerçekleştirilmektedir.

Şekil 2.4'te sıcak gazla defrost yöntemi evaporatör üzerinde gösterilmiştir.



Şekil 2.4. Sıcak gazla defrost yöntemi [27]

Sıcak suyla defrost, evaporatörün üst tarafına yerleştirilen nozullar vasıtasıyla biriken buz tabakasının üzerine sıcak su püskürtülür (Şekil 2.5). Su sayesinde buz erimekte ve altta yer alan toplama kabında birikmektedir. Burada önemli olan, eriyen su ve püskürtülen suyun tahliye hattından dışarıya düzgün bir şekilde atılmasının sağlanmasıdır. Bu nedenle, tahliye çaplarının yalnızca yarısının etkili olarak kullanılacağı unutulmamalıdır ve kapasitesi buna göre ayarlanmalıdır. Bu iş için kondenserden çıkan ılık su da kullanılabilmektedir. Suyun sıcaklığı defrost süresini etkilemektedir. Genellikle su sıcaklığı 10^{o}C'nin üzerinde kullanılmalıdır [28].



Şekil 2.5. Sıcak suyla defrost yöntemi [24]

Oda havasıyla defrost, oda sıcaklığı 2°C'in üzerinde olduğunda sistem durdurulmakta ve sadece evaporatör fanları çalıştırılarak, erime işlemi yapılmaktadır. Oda sıcaklığının donma

sıcaklığına daha yakın olduğu durumlarda defrost süresi uzun olmaktadır. Defrost gerektiğinde, soğutucunun fanları bir oda termostatı kumandası ile, soğutma kompresörü bir evaporatör termostatı veya alçak basınç şalter kumandasıyla kontrol edilmektedir. Böylece, soğutucu dış yüzey sıcaklığının $0^{o}C$'nin üzerine çıkarılması ve buzun tamamen eritilmesi sağlanarak defrost işleminin etkinliği güvence altına alınmış olmaktadır [29].

2.3. Isıl Enerji Depolama Sistemleri

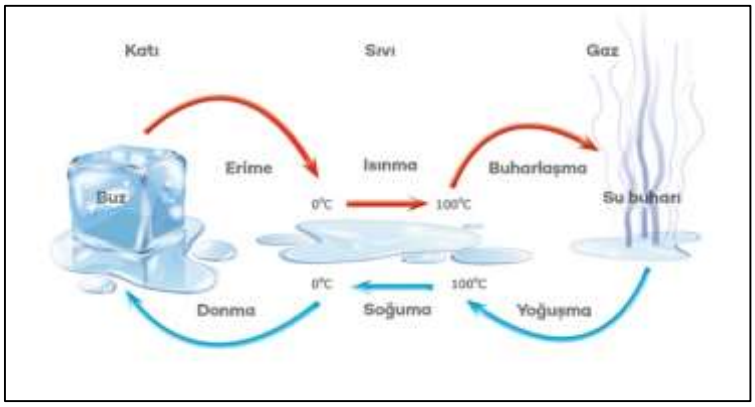
Isıl enerji, herhangi bir ürünün sıcaklığında meydana gelen değişim veya fazında oluşan değişiklik sonucunda depolanabilmektedir. Maddeye verilen ısı sonucunda sıcaklığında artma oluşuyorsa bu enerjiye duyulur ısı denilmektedir. Maddenin faz değişiminde depolanan enerjiye ise gizli ısı denmektedir. Örneğin, maddenin sıcaklığı artarken depolanan enerji duyulur ısı, sabit sıcaklıkta faz değiştirdiğinde ise depolanan enerji gizli ısı olarak adlandırılmaktadır. Isıl enerjisi depolama, enerjinin fazla olduğu zamanlarda depolanmasını sağlayıp, gerekli zamanlarda depolanan enerjinin tekrar kullanılmasına izin vermektedir.

IED sistemleri üç biçimde enerjinin depolanmasını sağlamaktadır [30].

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

2.3.1. Duyulur ısı depolama sistemleri

Duyulur ısı, maddenin sıcaklığının artması ve azalması ile oluşan enerji transferidir. Bu enerji transferi iletim, konveksiyon ve radyasyon yoluyla meydana gelmektedir. Şekil 2.6'da görüldüğü gibi sıcak bir madde çevresine enerji yaymaktadır ve çevredeki soğuk maddeler bu enerji absorbe etmektedirler [31].



Şekil 2.6. Maddenin hal değişimi [32]

Duyulur ısı depolama, malzemenin ısı kapasitesi ile orantılıdır. İdeal bir duyulur ısı depolama malzemesi seçerken bazı özelliklere sahip olunmalıdır. Bunlar; yüksek ısı kapasitesi, ısıl çevrime karşı kararlılık, düşük toksisite ve reaktivite, faz değiştirme sıcaklığının istenen değerde olması, düşük maliyet gibi özelliklerdir [31]. Bu özelliklere göre yaygın kullanılan duyulur ısı enerjisi depolama yapan bazı malzemeler Çizelge 2.2'de verilmiştir. Depolama sistemlerinin verimli olup etkin bir depolama sağlaması için sistemin iyi yalıtılması gerekmektedir. Depolanan sıcaklık arttıkça veya depolama süresi uzadıkça, sistemin yalıtılmış olması daha önem arz etmektedir.

Çizelge 2.2. 20ºC'deki bazı duyulur ısı enerjisi depolama malzemelerin özellikleri [33]

Malzeme	Özgül ısı (J/kgK)	Yoğunluk (kg/m^3)	Hacimsel termal kapasite (10^6 J/m^{3}K)
Kil	879	1458	1,28
Kumtaşı	712	2200	1,57
Tuğla	837	1800	1,51
Malzeme	Özgül ısı (J/kgK)	Yoğunluk (kg/m^3)	Hacimsel termal kapasite (10^6 J/m^{3}K)
Odun	2390	700	1,67
Beton	880	2000	1,76
Demir	452	7900	3,57
Çakıllı toprak	1840	2050	3,77
Su	4182	988	4,17

2.3.2. Gizli ısı depolama sistemleri

Gizli ısı, maddenin faz değişimindeki depolanan veya salınan ısısına denmektedir. Gizli ısı depolama, malzemenin erime anında depolanmasını, katılaşma anında da serbest bırakılmasını sağlamaktadır. Gizli ısı depolanmasını sağlayan malzemelere, faz değiştiren malzemeler (FDM) denmektedir. FDM'ler erime sıcaklığına göre soğutma ve ısıtma amaçlı kullanılabilmektedirler. FDM'de enerji depolamanın bir avantajı füzyon entalpisinin yüksek olmasıdır. Enerji depolamada oluşacak sorunlar ise bu malzemelerin ısı iletkenliğinin düşük olması, kurulumunun maliyetli ve karmaşık olmasıdır [34].

FDM'ler faz değişiminin olduğu zamanda çevredeki ısıl enerjiyi depolamaya başlamakta ve ters işlem anında da bu depolanan enerjiyi çevreye geri vermektedir. FDM'lerin geleneksel maddelerden farkı, sabit sıcaklıkta termal enerjinin depolanması veya serbest bırakılmasıdır.

FDM'ler termal enerjiyi katı-gaz, katı-sıvı, katı-katı ve sıvı-gaz faz dönüşüm yollarıyla depolayabilmektedirler. En yaygın ve ticari amaçlı kullanılan katı-sıvı faz dönüşümüne sahip olanlardır. Katı–sıvı faz dönüşümünde, daha fazla gizli ısı oluşurken, %10'dan az hacim değişimi meydana gelmektedir. Bu sebeplerden dolayı, katı–sıvı faz dönüşümüne dayalı FDM'ler endüstriyel enerji depolama sistemlerinde ekonomik açıdan daha avantajlı olmaktadırlar.

Katı–sıvı FDM'ler organik, inorganik ve ötektik diye sınıflandırılmaktadırlar. İnorganik FDM'ler organiklere göre yaklaşık 2 kat fazla termal enerji depolayabilen kapasitelere sahiptirler. Yüksek termal iletkenliğe sahip olan bu FDM'ler genellikle metaller ve tuz hidratları olarak sınıflandırılmaktadırlar. İnorganik FDM'lerin dezavantajlarından olan uyumsuz erime davranışı sergilemeleri ve aşırı soğumaları kullanım açısından sıkıntılar oluşturmaktadır. Organik FDM'lerin faz değişim döngülerinin fazla olması, yapısal veya performans açısından bir kayıp oluşturmaması kullanım açısından önemli olmaktadır. Organik FDM'ler genellikle parafin ve parafin olmayanlar şeklinde ayrılmaktadırlar [35]. Parafin olmayan malzemeler alkol, yağ asidi, eter ve glikoldür. Bu malzemelerin yüksek ısı kapasiteli olmalarına rağmen düşük ısıl iletkenlik, yanıcılık, geçici toksisite ve düşük yanma sıcaklıkları gibi sebeplerden dolayı zayıf yönleri bulunmaktadır. Ötektik malzemeler, en az 2 farklı tür faz dönüşüm materyali içermektedirler. Ötektik malzemelerin erime katılaşma sıcaklıkları faz değişim sıcaklıklarından küçük olduğundan faz ayrılmaması

yapamamaktadır. Ayrıca yüksek maliyetlerinden dolayı ticarileştirilmesi zorlukları meydana getirmektedir.

Parafin faz değiştiren malzemeler

Parafin bazlı FDM'ler termal enerjinin depolanması ve salınması için yaygın kullanılmaktadırlar. Parafinler karbon sayılarına göre sınıflandırılmaktadırlar. Oda sıcaklığında 1–4 karbonu olanlar gaz fazındaki saf alkanları ifade etmektedirler. 5–17 karbon bulunanlar sıvı formundaki parafinlerdir. 17'den fazla karbon bulunanlar katı halde bulunan mumsu yapıdaki parafinlerdir [36]. Endüstriyelde ve ev ortamlarında enerji depolamak için genellikle parafin mumları kullanılmaktadır. Parafin mumları, oda sıcaklığında katı halde bulunmaktadır ve erime sıcaklığına kadar ısıtıldığında sıvı faz dönüşmektedirler. Katıdan sıvı faza geçerken termal enerjiyi depolamaktadırlar ve sıvıdan katı faza geçtiklerinde depoladıkları enerjiyi serbest bırakmaktadırlar.

Parafinler yüksek ısı kapasitesine sahiptirler. Parafin FDM'leri genellikle kristalleşme ve erime döngülerinin uzun olması sayesinde yüksek stabiliteye sahiptirler. Çizelge 2.3'te çeşitli parafin mumlarının termal özellikleri belirtilmektedir. Parafin mumlarının, düşük ısıl iletkenlik, orta derecede yanıcılık ve düşük erime sıcaklıkları gibi dezavantajları mumun içerisine katılan katkı maddeleriyle ortadan kalkabilmektedir [37].

Çizelge 2.3. Parafinlerin termal özellikleri [38-40]

Malzeme	Erime noktası (°C)	Gizli ısı (kJ/kg)	Isıl iletkenlik* (W/mK)	Yoğunluk** (kg/m^3)
n-Tetradekan	6	228-230	0,14	763
n-Pentadekan	10	205	0,2	770
n-Hekzadekan	18	237	0,2	770
n-Oktadekan	28	245	0,148	865
n-Nonadekan	32	222	0,22	830
n-Eikosan	37	246		
n-Henikosan	40	200-213		778
n-Dokosan	44,5	249	0,2	880
n-Trikosan	47,5	232		
n-tetrakosan	52	255		
n-Pentakosan	54	238		
n-Hekzakosan	56,5	256		
n-Heptakosan	59	236		
n-Oktakosan	64,5	253		
n-Nonakosan	65	240		
n-Triakontan	66	251		

Çizelge 2.3. (devam) Parafinlerin termal özellikleri [38-40]

n-Hentriakontan	67	242		
n-Dotriakontan	69	170		
n-Triatriakontan	71	268	0,2	880
C_{16}-C_{18} Parafin	20-22	152		
C_{13}-C_{24} Parafin	22-24	189	0,21	900
RT 32 HC	35	240	0,2	880
C_{16}-C_{28} Parafin	42-44	189		910
C_{20}-C_{33} Parafin	48-50	189		912
C_{22}-C_{45} Parafin	58-60	189	0,2	920
C_{21}-C_{50} Parafin	66-68	189		930
Malzeme	Erime noktası (°C)	Gizli ısı (kJ/kg)	Isıl iletkenlik* (W/mK)	Yoğunluk** (kg/m^3)
RT 70 HC	69-71	260	0,2	880
Parafin doğal mum 811	82-86	85	0,72 (katı)	
Parafin doğal mum 106	101-108	80	0,65 (katı)	

*Erime sıcaklığının üzerinde (sıvı) ** 20°C

2.3.3. Termokimyasal ısı depolama sistemleri

Termokimyasal ısı depolama sistemleri, ısının kimyasal reaksiyonlar aracılığıyla depolanmasını ve geri kazanılmasını sağlayan yenilikçi enerji depolama teknolojileridir. Depolama sürecinde, ısı enerjisi kimyasal bağlara hapsedilmekte ve ihtiyaç duyulduğunda ters reaksiyonla serbest bırakılmaktadır. Enerji yoğunluğunun yüksek olması, depolama kapasitesinin uzun süreli olması ve düşük ısı kayıpları sayesinde, bu sistemler özellikle endüstriyel atık ısısının geri kazanımı, yenilenebilir enerji sistemleri ve bina ısıtma-soğutma uygulamalarında büyük avantaj sağlamaktadır. Termokimyasal ısı depolama sistemlerinde yüksek depolama kapasitesi sağlamak için lityum bromür, magnezyum sülfat, lityum klorür, silika ve sodyum hidroksit gibi malzemeler tercih edilmektedir. Termokimyasal ısı depolama sistemlerinden olan sorpsiyon, absorpsiyon ve adsorpsiyon prensiplerine dayalı çalışarak, ısıyı kimyasal reaksiyonlar aracılığıyla depolamakta ve ihtiyaç duyulduğunda geri kazanmaktadır. En büyük avantajlarından biri, ısı kaybına maruz kalmadan büyük miktarda enerji depolayabilmesidir. Ancak, kullanılan kimyasal maddelerin oluşturabileceği potansiyel tehlikeler nedeniyle, günümüzde çoğunlukla tercih edilmemektedir [41].

3. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Bu bölümde, tez çalışması için defrost ve ısı depolama üzerine yapılan çeşitli çalışmalar incelenmiştir ve çalışmanın amacının iyi anlaşılması için literatürde taranan sonuçlar tartışılmıştır.

Endüstriyel soğutuculardа oluşan buzlanma problemlerini önlemek için birçok kişi teorik çalışmalar ve deneysel çalışmalar yapmış ve devam etmektedirler.

Özkan ve Ünal'ın çalışmasında (2018) soğutuculardaki enerji tüketimini azaltmak ve defrost işleminin verimini artırmayı amaçlamışlardır. Evaporatör kanatçık yüzeyinin defrost süresini tahmin etmek için buz kalınlığının, ısı akışının ve buzlanma yoğunluğunun bir fonksiyonu olarak teorik bir korelasyon geliştirmişlerdir. Yüzey üzerindeki buzun erime süresi matematiksel bir modelle hesaplanmış ve deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Çalışmanın sonuçları gerçek erime süresinden %4,7 olarak farklılık göstermişlerdir [42].

Yan ve diğerleri (2003), buzlanma oluşumu durumundaki kanatçık borulu ısı değiştiricilerinin verimliliğini deneysel olarak incelemişlerdir. Isı değiştiricilerdeki çeşitli parametrelerin değişimin ısı transferi üzerindeki etkisini görmek için çalışmalar yapmışlardır. Hava sıcaklığı, bağıl nemi ve debisi, soğutucu akışkanın sıcaklığı, kanatçık aralığı ve kanatçık sayısı gibi parametrelerin etkilerini incelemişlerdir. Çalışmanın sonucunda, düşük hava debisinin buzlanma oluşumunu arttırdığı ve buzlanma nedeniyle kanatçık aralıklarının daralması sebebiyle basınç düşüşünün arttığını gözlemlenmiştir [43].

Şeker ve diğerleri (2004), yaptıkları çalışmada buzlanmanın meydana gelmesinin sonucu, fandan kaynaklanan enerji tüketiminin artacağını ve evaporatörden geçen hava miktarının da azalacağını vurgulamışlardır [44].

Hoffenbecker ve diğerlerinin çalışmasında (2005), sıcak gaz ile buz çözdürme işlemi üzerine incelmelerde bulunmuş ve sistem buz çözme aşamasındayken, ısı ve kütle transferini analiz edebilmek amacıyla geçici rejime dayalı bir model geliştirilmiştir. Geliştirdikleri modelin analizi için gerekli olan sayısal değerleri ortam nemi, ortam sıcaklığı, evaporatör borusunun geometrisi, oluşan buzun kalınlığı, boru üzerinde buzun miktarı ve sıcak gazın giriş sıcaklığı

baz alınarak oluşturulmuştur. Modelde evaporatörden buza geçen gizli ve duyulur ısı hesaplanmaktadır. Aynı zamanda, çalışmada model sonuçları ve deneysel sonuçlar karşılaştırılmıştır. Evaporatörde oluşan buzun yoğunluğu %10'ken buzun çözünme etkinliği 0,3, buzun yoğunluğu %20 iken buz çözünme etkinliği 0,38 olmuştur. Bu artışın sebebi, buzun yoğunluğunun artmasıyla buz birikintisini çözdürmek için kullanılan enerjinin de yükselmesinden olmaktadır [45].

Dube tarafından yapılan çalışmada (2006), kompresör basma hattındaki sıcak gazın evaporatöre yönlendirilmesi sonucu buz çözdürme işlemi gerçekleştirilmiştir. Yaptığı çalışmadaki sistem tasarımının patentini almıştır [46].

Tso ve diğerleri (2006), kanatçıklı borulu bir ısı değiştiricisinde, kanatçık üzerinde oluşan buzun kalınlığından yola çıkarak bir tasarım geliştirmişlerdir. Gerçekçi bir tasarım oluşturmak için düzenli olmayan sıcaklık dağılımı nedeniyle kanatçık üzerinde oluşan buzlanmanın değişen buz kalınlığının etkisini incelemişledir. Çalışmalarının sonucuna göre, ısı değiştiricisinin verimliliğinin buzlanmanın meydana gelmesi nedeniyle azaldığını ve kanatçık boyunca sıcaklık değişiminin dengesiz olmasının buzlanmaya neden olduğu gözlenmiştir. Kanatçık dibindeki buz kalınlığının kanatçık ucundaki buza göre daha çok olduğu gözlenmiştir [47].

Guo ve diğerleri (2008), evaporatör yüzeyinde buz oluşumu aşamasında ortam havasının bağıl neminin %65'in üzerinde buz oluşum hızında 10-15 dakikalık sabit bir oranda geliştiğini göstermiştir. Ondan sonraki 5 dakika içinde buz oluşum hızında azalma olduğunu ve sonraki zaman aralığında çok hızlı geliştiğini belirtmişlerdir [48].

Byun ve diğerleri (2008), sırasıyla sıcak gazı %0, %20, %30 ve %40 oranında geçirerek defrost işlemini uygulamış ve bu oranların sistem üzerindeki etkilerini incelemiştir. En yüksek COP değeri, sıcak gaz bypass oranı %20 olduğunda elde edilmiştir [49].

Lawrence ve Evans (2008), soğutucu akışkan modelinin defrost ihtiyacını tespit eden bir algoritmanın test edilmesinin sonuçlarını incelemiştir. Algoritma, dolapta depolanan yiyeceklerin sıcaklığını aşırı derecede yükseltmeden defrost sayısının azaltılmasını sağlamıştır. Bu bağlamda, enerji ve karbondioksitteki azalmalar incelenerek ve önemli olduğu görülmüştür [50].

Lenic ve diğerleri (2009), kanatçıklı borulu ısı değiştiricisi üzerinde oluşan buzlanmanın ısı ve kütle transferinde oluşan etkisini incelemişlerdi. İki boyutlu matematik model geliştirmişlerdir. Sınır tabadaki sıcaklık, buz kalınlığı, hız, nem ve yoğunluğunun hesaplanması sonucu toplam ısı transfer katsayını hesaplamışlardır. Soğutma çevriminin veriminin havanın sıcaklığına ve nemine göre değiştiğini gözlemlemişlerdir [51].

Rainwater çalışmasında (2009), elektrikli defrost ve sıcak gazlı defrostu karşılaştırmıştır. Sıcak gazlı defrostun, elektrikli defrosta göre 1,5 kat daha hızlı buz çözebildiğini gözlemlemiştir [52].

Qu ve diğerleri (2010), hava kaynaklı ısı pompasında kullanılan ters çevrim buz yönteminde yeterli ısı bulunmamasından dolayı FDM kullanılarak yeterli ısıyı elde etmeyi amaçlamışlardır. Yaptıkları çalışmanın sonucunda FDM kullandıkları takdirde defrost süresinin kısaldığını, iç mekân ısı kalitesini artırdığı gözlenmiştir [53].

Dong (2012), çalışmasında hava kaynaklı ısı pompasındaki evaporatör üzerinde meydana gelen buzlanmayı engellemek için ters akışlı defrost yönteminin kullanılmasının sistem verimine etkisini incelemiştir. Yapılan çalışmanın sonucunda defrost için kullanılan toplam ısının %78,1'inin ortam havasından geldiği ve %59,4'ünün defrost işlemi için kullanıldığı bulunmuştur. Defrost verimliliğinin maksimum %60,1'e kadar çıkabileceğini hesaplanmıştır. Defrost için gerekli ısı iç ortamdan alındığı için, mahal ortamındaki ısıl konforu düşürdüğünü gözlenmiştir [54].

Stark ve diğerleri çalışmasını (2014) Almanya'daki konutlarda kullanılan fotovoltaik destekli hava kaynaklı ısı pompalarının çalışması üzerine gerçekleştirmişlerdir. Isı pompasındaki evaporatörde oluşan buzlanma üzerinde etkili olan sıcaklık ve bağıl nem değerleriyle buz çözme sürecinde gerekli olan enerji miktarı ve süre üzerine araştırmalar gerçekleştirmişlerdir [55].

Long ve diğerleri (2014), ısıtma kapasitesi 8,9 kW olan hava kaynaklı ısı pompası kompresörünün atık ısısından yararlanarak defrost işlemini gerçekleştirmiş ve COP değerinde %1,4'lük bir artış elde edilmiştir [56].

Zhu ve diğerleri (2015), ortamdaki sıcaklık ve bağıl nem değerlerinin artmasıyla buz oluşum hızının arttığı, buna karşın ortamın bağıl neminin de buz oluşumunda çok etkili olduğunu gözlemlemişlerdir. Aynı zamanda buz oluşumunu sırasıyla hafif, orta ve şiddetli buz oluşum bölgeleri olarak ayırmışlardır [57].

Liu ve diğerleri (2017), buzdolabın da kondenserden boşalan ısının faz değiştiren malzemede depolanması ile yapılacak defrost işleminin elektrikli defrost uygulamasına göre %71 daha az enerji tüketimi oluşturduğunu belirtmiştir [58].

Li ve diğerleri (2017), buzun elektrikli ısıtıcının ürettiği ısının çoğunu emmesi fikrine dayalı olarak incelemeler yaparak, yeni bir defrost yöntemi önermişlerdir. Yöntem, evaporatör üzerindeki buz kütlesi dağılımını optimize ederek farklı yerlerde eş zamanlı olarak defrost işlemini tamamlamaktadır. Bu yöntemde sırasıyla evaporatör yüzeyindeki defrost ısısı dağılımı, gerekli buz kütle dağılımı, hava akış dağılımı ve dönüş hava kanalının yapısı belirlenmektedir. Bu yöntemin buzdolabı uygulanması, defrost veriminin %29,8 oranında arttığını göstermektedir [59].

Liu ve diğerlerinin çalışmasında (2017), evaporatör yüzeyinde oluşan buzun eritilmesi amacıyla, güneş kolektörlerinde ısınan sıcak suyun kullanılması hedeflenmiştir. Tasarladıkları sistemde iki tane su deposu bulunmaktadır. Bu depolardan birincisi gündüz güneşten gelen ısıyı depolarken diğeri de defrost işlemlerinde kullanılmak için bekletilmektedir. Defrost işlemi için elektrik ısıtıcı kullanmak yerine ikinci depodaki suyu kullanarak test çalışmaları yapmışlardır. Bu sistemin, geleneksel ters çevrimli buz çözme yöntemine kıyasla %82 oranında daha verimli olduğu hesaplanmıştır; ancak, defrost işlemi sırasında elektrik tüketimine bağlı maliyetler tamamen ortadan kaldıramamıştır [60].

Minglu ve diğerleri çalışmasında (2017) kaskad ısı pompası çevriminde hem sıcak gaz hem de termal enerji depolama ters çevrimli defrost yöntemleri kullanarak karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak, termal enerji depolama tabanlı ters çevrimli defrost yöntemini kullanırken defrost süresinin %71,4-80,5 oranında azaldığı hesaplanmıştır. Defrost sırasındaki enerji tüketimi, sıcak gazlı defrost yöntemine göre %65,1-85,2 oranında düşüşün gerçekleştiğini hesaplamışlardır. Defrost işlemi sonucunda soğutma yükünde kayıplar meydana gelmiştir [61].

Wang ve diğerleri (2019), buz oluşumu şiddetli buz oluşum bölgesine ulaştığında, Defrost süresinin farklı sıcaklık deneylerinde 20 dakikayla 60 dakika arasında değiştiğini ve hava tarafındaki basınç düşüşünün %36 ile %86 arasında değiştiğini gözlemişlerdir. Hava tarafında meydana gelen yüksek basınç düşüşleri fan gücünün artmasına neden olarak ve ortamdaki hava sirkülasyonunda düzensizliklere neden olmaktadır. Soğutma sistemlerine uygulanan defrost, ısı transferi ile sistem performansını artırmaktadır [62].

Shen ve diğerleri (2019), çalışmalarında FDM içeren hava kaynaklı ısı pompalarında uygulanan buz çözme yöntemini incelemişlerdir. FDM kullanılan defrost yöntemi; ters çevrimli ve sıcak gaz bypasslı sistemlerle karşılaştırıldığında defrost süresinin kısaldığı gözlenmiştir [63].

Gülmez ve diğerleri (2022), propan soğutucu akışkanı kullanılan ısı pompası sistemindeki kompresör ve kondenser çıkışında soğutucu akışkanın ısısını akümülasyon tankında depolamışlar ve verimlilik analizleri yapılmışlardır. Analizler sonucunda, sistemin COP 2,75 olarak hesaplanmıştır. Defrost boyunca tüketilen enerjinin, elektrikli ısıtıcı kullanılan geleneksel yöntemle kıyaslandığında %63,6 oranında azaltılabileceği belirlenmiştir [64].

Karaağaç çalışmasında (2022) evaporatör üzerinde meydana gelen buzlanmayı çözmek için fotovoltaik termal sistem seçmiştir. Sistemde hem fotovoltaik modül soğutularak verim kaybının önüne geçilmesi hem de soğutma sistemindeki evaporatör üzerindeki buzlanmaya yönelik bir çözüm yöntemi geliştirilmesi için tasarım oluşturulmuştur. Oluşturduğu sistemde toplam 11 kere defrost işlemi gerçekleştirilmiş olup toplamda 6,6 kW güç kullanılmıştır. Her defrost işlemi için ortalama ısı transferi 605 W hesaplanmıştır. Böylece defrost için gerekli ısı tamamen fotovoltaik termal sistemden elde edilmiş ve defrostun enerji maliyetini yok etmişlerdir [65].

Uslu (2022), çalışmasında Karabük ilinde kış mevsimi boyunca ısı geri kazanım cihazına sahip ısı pompası ve güneş paneli ile deneyler yapmıştır ve evaporatör üzerinde defrost yapmayı amaçlamıştır. Deneyler sonucunda, güneş panel çıkış sıcaklığının ortam hava sıcaklığına göre daha çok olduğu bulunmuştur. Hava akışı buzlanmış evaporatör yüzeyine temas ettiğindeki ortalama sıcaklığı 19,55^{o}C, maksimum ise 24,42^{o}C sıcaklık değerlerine ulaştığı görülmüştür. Bu kadar yüksek sıcaklıklara sahip havanın evaporatöre temas etmesi buzlanmayı engellemiş veya geciktirmiş olmaktadır. Yapılan ölçümler sonucunda elektrik

tüketimi 0,66 kWh bulunmuştur. Isı geri kazanım cihazının verimi ise %40 hesaplanmıştır [66].

Endüstriyel soğutuculardа oluşan atık ısıyı faz değiştiren malzemede depolamak ve kanatçıklı boruların kullanımı hakkında birçok kişi çalışmalar gerçekleştirmiş ve devam etmektedirler.

Gizli ısıl enerjisi depolama ünitesi (IEDÜ), soğutma sistemlerinde kapsamlı bir şekilde incelenmiştir. Vakilaltojjar ve diğerleri (2001), düz plaka tipi bir IEDÜ için geliştirdikleri yarı analitik tasarım yaklaşımında, FDM kalınlığının azaltılmasının enerji depolama verimliliğini artırabileceğini vurgulamışlardır [67]. Vyshak ve diğerleri (2007) ise aynı hacme sahip, ancak farklı ısı transfer alanlarına ve geometrik şekillere sahip bir ısı değiştiriciyi, değiştirilmiş entalpi yöntemiyle sayısal olarak analiz etmişlerdir. Bu çalışma, söz konusu yöntemin, sıvı fraksiyonu ile sıcaklık arasındaki bağımlılığı daha da azaltabileceğini ortaya koymuşlardır [68]. Hu ve diğerleri (2006), helezon bobinli bir FDM termal enerji depolama sistemi tasarlayarak, depolama silindiri üzerinde çeşitli koşullar altında yapılan deneysel araştırmalarla termal performansı değerlendirmişlerdir. Elde edilen deneysel veriler doğrultusunda, gizli ısı depolama için optimize edilmiş bir tasarım önerilmişlerdir [69]. Wang ve diğerleri (2007), bir ısı pompası sistemi içerisindeki IEDÜ üzerinde yaptıkları deneysel çalışmalarla, sistemi sırasıyla kondenser-kompresör arasına, genleşme vanası-kondenser arasına ve kompresör-evaporatör arasına yerleştirerek, deneysel sonuçların IEDÜ'nin sistemin genel verimliliğini önemli ölçüde artırdığını göstermişlerdir [70-72].

Soğutma sistemlerinde, soğuk depolama araştırmaları genellikle evaporatör etrafındaki alana odaklanmışken, Joybari ve diğerleri çeşitli çalışmaları (2015) inceledikten sonra belirttiği gibi, kondenser üzerinde sınırlı çalışmalar yürütmüştür [73]. Soğutma odalarında termal enerji depolamasını kullanmayı amaçlayan deneysel bir çalışmada, 5°C erime noktasına sahip FDM içeren kanatçıklı bir ısı değiştirici evaporatörün yakınına yerleştirilmiş ve bu sayede %16 enerji tasarrufu sağlanmıştır [74]. Öte yandan, Fioretti ve diğerleri (2016) bir soğuk oda prototipi geliştirmiş ve FDM'li iki boyutlu, kararsız durum için Sonlu Elemanlar Yöntemi simülasyonlarından faydalanılarak hem deneysel hem de sayısal analiz çalışmaları yapmışlardır [75]. Azzouz ve diğerleri (2009), FDM içeren bir ev tipi buzdolabının verimliliğini deneysel olarak ölçmüştür. Soğutma sistemi hem FDM hem de su

ile -3°C'de test edilmiş, elektrik kesintileri sırasında birkaç saat boyunca ek soğutma sağlanmış ve evaporatörün verimliliği artırılmıştır. Evaporatörün kullanılmayan bölgesine FDM yerleştirilerek, sistem performansını iyileştirmiş ve ayrıca kabinin içindeki sıcaklık dalgalanmalarını azaltmıştır. Elektrik kesintisi sırasında, FDM'siz sistem 1-3 saat boyunca soğutmayı korurken, FDM ile 5-9 saat boyunca koruma sağlamıştır. Sistemin COP'si, termal yüke göre %10-30 artış göstermiştir [76].

Kabbara ve diğerleri (2018) ve Tiari ve diğerleri (2017) çalışmalarında ısı transferi akışkanı giriş sıcaklığı 10°C arttırıldığında FDM'nin erime süresinin yaklaşık %50 azaldığını bulmuşlardır [77, 78]. Salyan ve diğerleri (2020), ısı transferi akışkanı hacimsel debisi altı kat arttığında, FDM'nin erime ve katılaşma süresinin sırasıyla %24,6 ve %39,3 azaldığını bildirmişlerdir [79]. Karami ve Kamkari (2020) çalışmasında ise ısı transferi akışkanının hacimsel debisini 2 kat artırarak, FDM'nin erime süresinin %24 oranında azaldığını bulmuşlardır [80].

Isı eşanjörler çeşitlerinden biri olan plakalı ısı eşanjörleri, içinde levhalar (plakalar) bulunan bir kasadan oluşmaktadır. Levhalar bir FDM ile doldurulmaktadır ve her levha arasında bir ısı transferi akışkanının aktığı bir boşluk bulunmaktadır. Isı transferi akışkanı levhalardan da akabilmektedir ve bu nedenle FDM doğrudan kasaya yerleştirilmektedir. FDM ve ısı transferi akışkanının yerleşimi her ne olursa olsun, aralarındaki ısı transfer yüzey alanı, ısı eşanjörünün termal verimliliğini etkileyen unsurlardan biridir. Bu sebeple, bazı araştırmacılar, geliştirilmiş ısı transfer yüzey alanına sahip zikzak [81, 82] ve yamuk [83] plakaları kullanmayı önermişlerdir. Isı transferin gerçekleştirileceği yüzey alanını fazlalaştırmak için Johnson ve diğerleri (2014), FDM'ye zikzak yapıları eklemişler ve FDM'nin katılaşma süresini 2,75'ten 1,55 saate düşürmüşlerdir [84]. Saeed ve diğerleri (2019), 10 yerine 20 plaka kullanmanın FDM'nin erime süresini kısalttığını belirtmişlerdir, ancak 20 plakanın kapladığı hacmin, 10 plakaya kıyasla %1,3 daha fazla olduğunu bulmuşlardır [85].

Isı eşanjörler çeşitlerinden bir diğeri de sarmal bobinli ısı eşanjörleridir. FDM ile doldurulmuş silindirik yalıtımlı bir kabuk ve içinden ısı transfer akışkanının aktığı bir bobinden oluşmaktadır. Boyutlar ve geometri, ısı eşanjörlerin termal performansını etkileyen parametrelerden biridir. Uygun geometri, ısı transferini önemli derecede artırabilir ve bu sayede ısı eşanjöründeki bir FDM'nin faz değişim süresini azaltabilir. Rahimi ve diğerleri

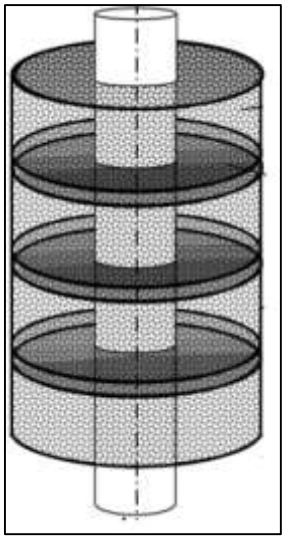
(2019 ve 2020) iki çalışmasında, 90, 70 ve 50 mm sarmal bobin çaplarına sahip ancak aynı ısı transfer yüzey alanına sahip olan ısı eşanjörlerini incelemişlerdir. Sarmal bobin çapı 50'den 90 mm'ye çıktıkça FDM'nin erime süresinin %72,6 oranında azaldığı tespit edilmiştir. Ancak sarmal bobin çapı 70 mm'den 90 mm'ye değiştirildiğinde erime süresinde önemli bir fark görülmemiştir [86, 87]. Benzer bir bulgu, ısı eşanjörünün performansını sabit FDM hacmi ile dokuz farklı geometrik konfigürasyon altında inceleyen Ahmadi ve diğerleri (2018) tarafından incelenmiştir. Bobin çapı 50'den 60 mm'ye ve 50'den 70 mm'ye çıkarıldığında FDM'nin erime süresi sırasıyla %49,2 ve %71,4 azaldığı görülmüştür. Ek olarak, bobin çapı 50 mm olduğunda, erime süresi tüp çapının 8 mm'den 16 mm'ye artmasıyla azalırken, bobin çapı 60 ve 70 mm olduğunda, tüp çapı azaldıkça erime süresi azaldığı gözlenilmiştir [88].

Isı eşanjörler çeşitlerinden bir diğeri de çift borulu eşanjörlerdir ve iki bölge oluşturan eş merkeze sahip iki borudan meydana gelmektedir. Bu çift borulu eşanjörlerden ya iç borudan ya da dış borudan FDM geçirilirken, geri kalan diğer borudan ise ısı transfer akışkanı geçirilmektedir. İç borudan FDM geçirilirse silindir model, dıştan geçirilirse boru model olarak adlandırılmaktadır [89, 90]. Han ve diğerleri (2017), bu iki modelde FDM kütlesi ve ısı transfer yüzey alanı eşit olduğunda, çift borulu ısı eşanjörün yatay silindir modelindeki FDM'nin erime süresinin boru modeline kıyasla %23,5 daha düşük olduğunu göstermişlerdir [90]. Mahdi ve diğerleri (2019) çalışmasında benzer bir sonuca ulaşmış ve FDM'nin erime süresinin boru ve silindir modeli için sırasıyla 43 ve 18 dakika olduğunu rapor etmişlerdir. Fakat FDM'nin katılaşma süresi boru modelinde 51 dakika, silindir modelinde 90 dakika hesaplanmıştır [91].

Isı eşanjörlerinden biri de çok borulu eşanjörlerdir, ısı transfer yüzey alanını geniş olmasını sağlayan bir dış boru (kabuk) ve iki veya daha çok iç borudan oluşmaktadır. Esapour ve diğerleri (2018), Pourakabar ve Rabienataj Darzi (2019), Kousha ve diğerleri (2019) ve Sodhi ve diğerleri (2019) çalışmalarında çok borulu ısı eşanjörlerin boru sayısının arttırılmasının, eş zamanlı olarak FDM'nin kütlesini sabit tutarken FDM'nin erime ve katılaşma süresini azalttığını belirtmişlerdir [92-95]. Kousha ve diğerleri (2019), çalışmasında boru sayısının 1'den 4'e çıktığında FDM'nin erime ve katılaşma sürelerinde meydana gelen azalmaların sırasıyla %43 ve %50 olduğunu bildirmişlerdir [94]. Sodhi ve diğerleri (2019), çalışmasında boru sayısının 13'ten 25'e çıktığında erime ve katılaşma süresinin sırasıyla %20 ve %48 azaldığını bulmuşlardır [95].

Akışkandan faz değiştiren malzemeye olan ısı transferini arttırmak amacıyla, ısı değiştiricilerinde bulunan boruların üzerine kanatçıklar eklenerek ısı transfer yüzey alanı arttırılması amaçlanmaktadır. Bu amacı sağlamak için literatürde farklı çalışmalar yapılmıştır. Tasarlanan ısı değiştiricideki ısı transferini artıran etkenlerden birisi de kullanılan malzemenin seçimidir. İyi bir ısı iletimi sağlamak için bakır, alüminyum ve alaşımlar gibi yüksek ısı iletkenliğine sahip malzemelerin kullanımı tercih edilmelidir. Isıl enerji depolayan sistemlerde faz değiştiren malzemeyle çalışabilen ısı değiştiricisi tasarımları oluşturularak FDM'nin erime ve katılaşma süreçlerine ilişkin literatür araştırmaları yapılmıştır.

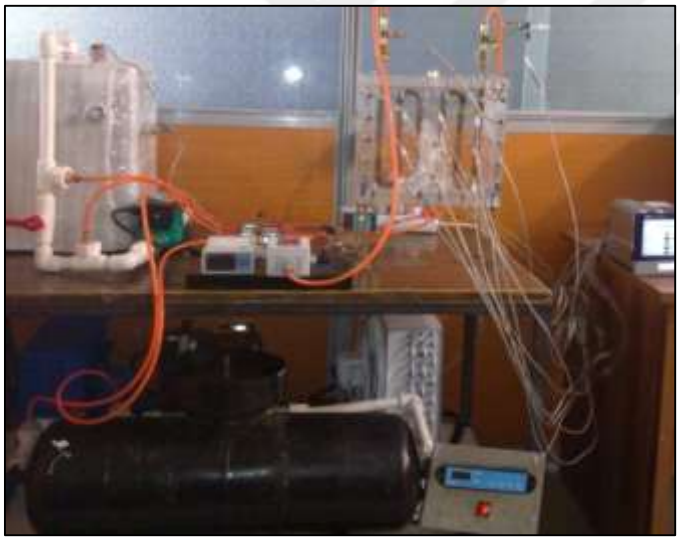
Mosaffa ve diğerleri (2012), çalışmasında kabuk ve borulu ısı değiştiricide kanatçık kullanıldığın faz değiştiren malzemenin katılaşma sürecinin nasıl etkilendiğini incelemişlerdir (Şekil 3.1). FDM'nin aynı hacimdeki ve ısı transfer yüzey alanındaki silindirik kabuk ve dikdörtgen depolamada katılaşması için karşılaştırmalı bir çalışma sunulmuştur. Silindirik kabuk depolamadaki FDM katılaşma oranının, dikdörtgen depolamaya göre daha hızlı olduğu bulunmuştur. Giriş hava sıcaklığının ve hava hızının termal depolamanın performansı üzerindeki etkileri analiz edilmiştir. Havanın giriş sıcaklığının etkisinin, hava hızının çıkış sıcaklığı üzerindeki etkisinden daha önemli olduğu bulunmuştur [96].



Şekil 3.1. Mosaffa ve diğerlerinin tasarladığı ısıl enerji depolama sistemi [96]

Hosseini ve diğerleri (2014), faz değiştiren malzemelerden RT50 parafinin kabuk ve borulu ısı değiştiricindeki erime ve katılaşma süreçlerini incelemişlerdir. Isı değiştiricide geçen ısı transfer sıvısının sıcaklığının artırılmasının parafinin erime ve katılaşma süresi üzerine etkilerini inceleyen deneyler yapmışlardır. Deneyler sonucunda ısı transfer sıvısının sıcaklığının 70ºC'den 80ºC'ye çıkarılması erime ve katılaşma işlemlerindeki teorik verimin sırasıyla %7,3 ve %1,7 artış gösterdiği hesaplanmıştır [97].

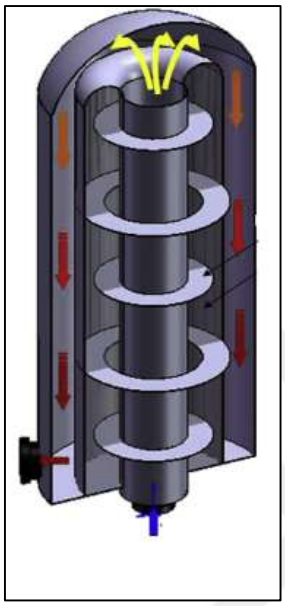
Rahimi ve diğerleri (2014), çalışmasında FDM olarak kullanılan RT35'in erime katılaşma sürecini kanatçık borulu ısı eşanjöründe deneysel çalışmışlardır (Resim 3.1). Çalışmada geometrik yapının, akış debisinin ve giriş sıcaklığının erime ve katılaşma süresine olan etkisini gözlemlemişlerdir. Çalışma sonucunda, kanatçık kullanımının ortalama sıcaklığını artırdığını gözlemiştir. Giriş sıcaklığının 50ºC'den 60ºC'ye yükselmesiyle, 60ºC'den 70ºC'ye aynı ΔT artışa rağmen erime süresinin daha çok azaldığı hesaplanmıştır [98].



Şekil 3.2. Rahimi ve arkadaşlarının çalışma deney düzeneği [98]

Jmal ve Baccar (2015), çalışmasında kanatçıklı ısı değiştiricisi içinde yer alan FDM'lerden biri olan parafinin katılaşma sürecini incelemişlerdir (Şekil 3.2). FDM'nin katılaşmasında kanatçık sayılarının etkisi araştırılmıştır. Kanatçıklı yapının olması ısı transferi akışkanından (hava) FDM'ye olan ısı transferini artırdığı için katılaşma süresini kısalttığı gözlenmiştir. Deney sürecinde, İlk 2 saat boyunca ısı transferi akışkanının artan sıcaklığı 10°C'yi aşmaktadır. Katılaşma FDM kabının yüzeylerinden ilerleyip merkezi sıvı faza yayıldığında, kap yüzeylerinde ve kanatçıkların yakınında bir yalıtım tabakası oluşturularak FDM ile hava

arasında daha düşük bir ısı değişim oranına neden olmaktadır. Katı FDM tabakası kalınlaştıkça, sıvı fazda hareket alanında aşamalı bir azalmalar meydana gelmekte ve bu yüzden ısı transferinin engellenmesine yol açmaktadır. Yaklaşık 7 saat sonra FDM'nin %60'ı katı hale geldiğinde ısı transferine neredeyse tamamlanmış olmaktadır [99].



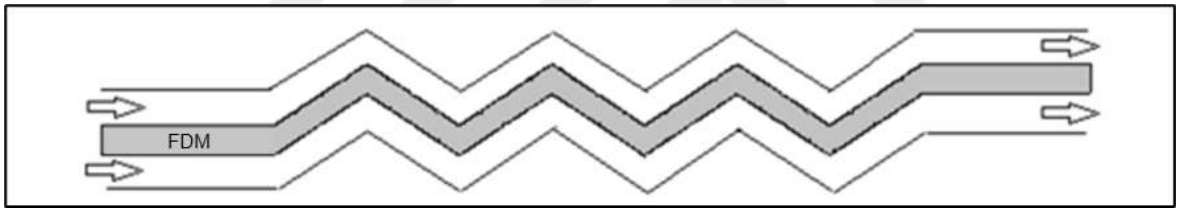
Şekil 3.2. Jmal ve Baccar'ın deneysel çalışması [99]

Kazemi ve diğerleri (2018), FDM olan RT35'in kullanıldığı gizli ısıl enerjisi depolamalarında kanat açısının değişiminin ısı transferi üzerine etkisini araştırmışlardır. Üçlü kanatçık ve ikili kanatçık durumları için çalışmalar yapıp, kanatsız yapı ile karşılaştırmışlardır. Üç kanatçıklı yapıda kanatçık açısı 60º'den 120º'ye çıkarıldığında parafinin erime süresinin azaldığı gözlenmiştir. Çift kanatçıklı yapıda ise açının 150º'den 45º'ye düşürülmesi sonucunda parafinin erime süresinde azalma meydana gelmiştir. Üçlü ve ikili kanatçıklı yapıların, kanatsız yapıya göre erime süresini %22,5 ve %62 azalttığı sonucuna varmışlardır [100].

Bhagat ve diğerleri (2018), güneş enerji santralinde kullanılan kanatçıklı çok borulu gizli ısıl enerji depolama sisteminde ısı transfer akışkanının sıcaklığında meydana gelen dalgalanmalar üzerinde çalışmışlardır. FDM için 168,7°C erime sıcaklığına sahip olan parafin seçilmiş olup ısı transfer akışkanı olarak da termik yağ kullanılmıştır. FDM ısı transferi miktarını artırmak için kullanılmıştır. Deney düzeneğinde kanatçık kalınlığı, sayısı ve yüksekliğinin ısı transferi akışkan sıcaklığına etkisi araştırılmıştır. Kanatçık kalınlığının

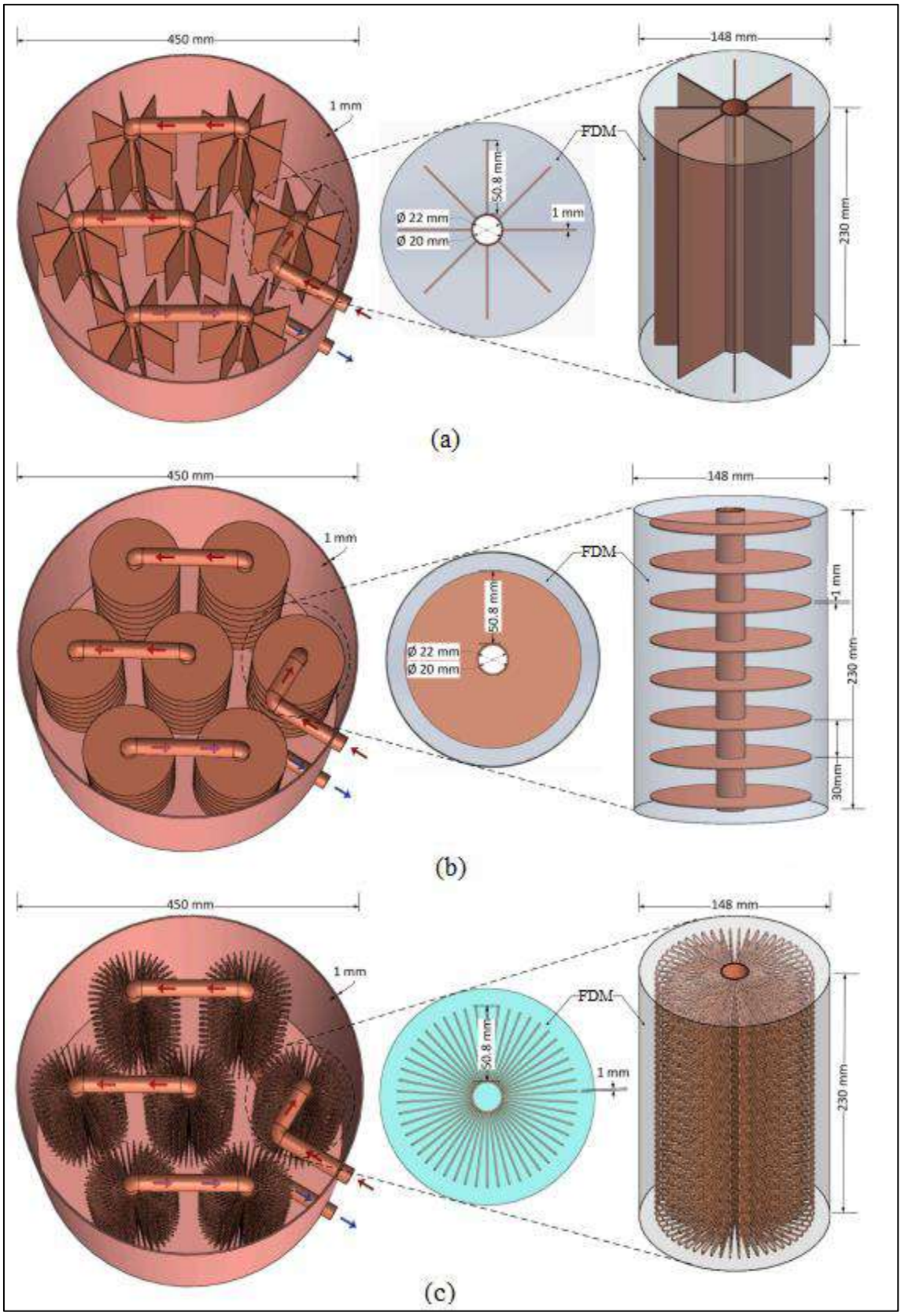
iki katına çıkarılması, kanatçık verimliliğini yaklaşık %16 kadar artırmıştır. Yapılan çalışmalar sonucunda 24 kanatçıklı ve 0,6 mm kanatçık kalınlığına sahip gizli ısıl enerji depolama sisteminin diğer herhangi bir konfigürasyondan daha iyi performans gösterdiği bulunmuştur [101].

Mahani ve diğerler (2020), ısı değiştiricide zikzak şeklinde plakalar (Şekil 3.3) kullanarak FDM'nin (RT35) erime ve katılaşmasını, ısı değiştiricinin yatay ve dikey konumuna göre değişimini incelemişlerdir. Ayrıca düz kanallı ısı değiştirici ile karşılaştırmasını yapıp, hava akış sıcaklığının (44,85ºC, 49,85ºC ve 54,85ºC) etkisini gözlemlemiştir. Araştırmanın sonucuna göre zikzak kanallı ısı eşanjörün, düz kanallıya göre FDM'nin erime ve katılaşmasında daha iyi performans sergilediği görülmüştür. Hava akış sıcaklığı 54,85ºC olduğunda FDM erime süresi 274 sn, katılama süresi 405 sn hesaplanmıştır. Hava akış sıcaklığı 44,85ºC olduğunda ise FDM erime süresi 460 sn, katılama süresi 250 sn hesaplanmıştır [102].



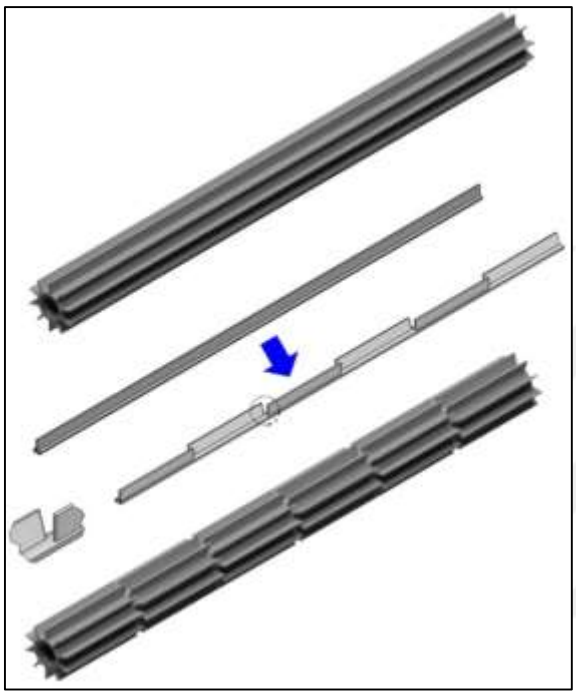
Şekil 3.3. Zikzak plakalı yapıda FDM kullanımı [102]

Khan ve Khan (2020), çalışmasında dikey boruda uzatılmış yüzeyler olarak boyuna, dairesel ve tel sargılı kanat kullanılarak termal dağılımlarını karşılaştırmışlardır (Şekil 3.4). Faz değiştiren malzeme olarak nano katkılı parafin kullanılmıştır. Sayısal analizlere göre kanatçık kullanılarak genişletilmiş yüzeyler sayesinde FDM'de daha iyi termal dağılım olduğu ve erime süresinin kısaldığı gözlenilmiştir. Tel sargılı kanatçıklı yapının erime oranının, genişletilmiş yüzeylere sahip olmayan dairesel kanatçıklı, boyuna kanatçıklı ve nano-FDM içeren sistemlere kıyasla sırasıyla %20,95; %35,96 ve %89,94 daha fazla olduğu gözlemlenmiştir [103].



Şekil 3.4. Çok borulu ısı eşanjörü: (a) boyuna kanatçıklı, (b) dairesel kanatçıklı ve (c) tel sargılı kanatçıklı [103]

Maakoul ve diğerleri (2020) boyuna kanatlara sahip çift borulu bir ısı eşanjörünün termo akışkan özelliklerini incelemişlerdir. Yaptıkları çalışmada, boyuna bölünmüş kanatçıklar ve düz boyuna kanatçıklar kullanılarak kanat tipinin etkisi gözlenmiştir (Şekil 3.5). Çalışma sonucunda, boyuna bölünmüş kanatçık kullanılan yapıda ısı transfer oranının, düz boyuna kanatçıklı yapıya kıyasla %31 ile %48 arasında daha yüksek olduğu belirlenmiştir [104].



Şekil 3.5. Maakoul ve diğerlerinin çalışmasındaki kanat yapısı [104]

Işık ve Tuğan (2021) çalışmasında borunun üzerine yerleştirilen dalgalı boyuna ve boyuna düz kanatçıkların ısı transferine olan etkisini araştırmışlardır. Boruda 18 tane kanatçık kullanılmış ve 4 farklı kütlesel debi değerine (0,1 kg/s, 0,14 kg/s, 0,18 kg/s ve 0,22 kg/s) sahip su akışkanı geçirilmiştir. Çalışmalar sonuçlarına göre, dalgalı boyuna kanatçıkların, düz boyuna kanatçıklara kıyasla ısı transferi miktarını %8 ile %11 oranı arasında arttırdığı gözlemlenmiştir [105].

Mozafari ve diğerleri (2022), yatay ısı depolama ünitelerinin erime ve katılaşmasını iyileştirmek için yenilikçi bir kanatçık yapılı çift FDM termal enerji depolama sistemi önermişlerdir. Yatay çift borulu bir ısı değiştiricisinde 6 farklı çift FDM düzenlemesi arasında erime ve katılaşma karşılaştırılmıştır. Çift FDM tasarımına nanopartiküller eklendiğinde 2,2 kat daha kısa erime-katılaşma süresi elde etmişlerdir. Kanatçıkların eklenmesi erime-katılaşma süresinde 7,6 kat iyileştirme ile sonuçlanmıştır [106]. Kim ve

diğerleri (2024), elektrikli araç kabin ısıtması için bir FDM-IED geliştirmişlerdir. FDM'lerin düşük iletkenliğinin üstesinden gelmek için çeşitli gövde ve borulu ısı değiştirici tasarımları araştırmışlar. Tek borulu tasarıma kıyasla, kanatçıklı çok borulu tasarımın ısı transfer performansı eritme sürecini iyileştirmiş ve erime süresini %92,9; katılaşma süresini ise %87,6 oranında azaltmıştır. Kanatçıklı çok borulu tasarımın katılaşma süreci sırasındaki ortalama ısı transfer hızı, tek borulu tasarıma kıyasla 2,9 kat daha fazla bulunmuştur [107]. Baskar ve Chellapandian (2022), genişletilmiş perlit kullanarak yeni bir form kararlı faz değişim malzemesi geliştirmişler. Geliştirilen malzeme, iç sıcaklığı düşürmedeki verimliliğini araştırmak için gerçek zamanlı bir bina modeline uygulanmıştır. Ölçülen tüm sıcaklık verilerini Arduino tabanlı bir veri toplama sistemi aracılığıyla kaydetmişlerdir. FDM tabanlı bir çatı sisteminin kullanımının, iç mekân sıcaklığını insan konfor seviyelerinde tutmak için kullanılan havalandırma, ısıtma ve klima sistemleri için enerji tüketimini azaltarak binaların enerji verimliliğini artıracağı sonucuna varmışlardır [108].

Abhinand ve diğerleri (2023), buzun FDM olarak kullanıldığı ve ısı transferinin iyileştirilmesi amacıyla kanatçıkların eklendiği bir gizli ısı depolama sisteminde erime etkisini incelemişlerdir. Yapılan araştırmada, kanatçıkların eklenmesinin gizli ısı depolama sisteminin ısı alışverişini artırdığı belirtilmiştir. Hesaplamalı sonuçlara göre, maksimum ısı transferinin sağlandığı optimum kanatçık sayısının bulunduğu ve daha fazla kanatçık eklemenin erime süresinde anlamlı bir azalmaya yol açmadığı bulunmuştur [109]. Momeni ve Fartaj (2023), hava ve sıvı akışı bazlı bir FDM ısı değiştiricisini incelemişlerdir. FDM ortamına ve ısı değiştiricisinin içine kanatçıklar ekleyerek, FDM'nin termal performansını artırmış ve depolanan termal enerjiyi hava akışına verimli bir şekilde aktarmayı başarmışlardır. Erime süreci sırasında, FDM tamamen erimiş ve 151 kJ'luk gizli ısıl enerji depolaması gerçekleştirilmiştir. Çalışma, FDM'nin erime sürecinde ısı transfer akışkanından fazla ısıyı depolayabildiğini ve katılaşma sürecinde bu enerjiyi hava tarafına salabildiğini kanıtlamıştır. Erime sürecinde 323 kJ'lik bir ısı yükü depolanmıştır [110].

Maderic ve diğerleri (2019), bir içecek dolabında buz bankasının kullanılmasının enerji tüketiminin azalmasına etkisini araştırmışlardır. Gizli ısı depolama yöntemi ile %15 oranında enerjide tasarruf etmişlerdir [111].

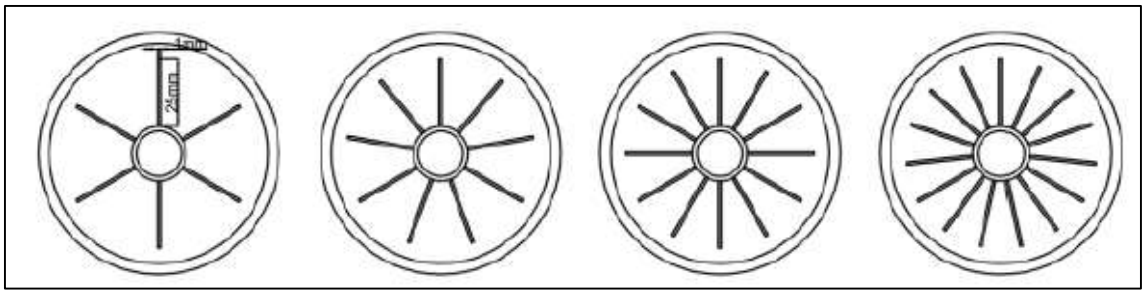
Maiorino ve çalışma arkadaşları (2019), kabin içinde 15,6 kg musluk suyu faz değişim malzemesi ile donatılan bir ev tipi soğutmanın deneysel sonuçlarını sunmuştur. Ürün

sıcaklığında daha düşük dalgalanma ve kompresör için daha uzun kapalı kalma süresi gözlemlemişlerdir [112].

Pirvaram ve diğerleri çalışmasında (2019), kademeli konfigürasyonda düzenlenmiş iki ötektik faz değişim malzemesi ile donatılmış ev tipi buzdolabının performansını deneysel olarak araştırmışlardır. Önerilen yeni buzdolabı için performansta %13 iyileşme gözlemlemişlerdir [113].

Abdolmaleki ve diğerleri (2020), enerji depolaması için çevre dostu polietilen glikolün ötektik karışımı ile donatılmış yeni bir dondurucu tasarımı araştırmışlardır. Tasarımları için 2 kg faz değişim malzemesinin optimum olduğunu ve enerji tüketiminde %9 tasarruf sağlayabileceğini bildirmişlerdir [114].

Koşan ve Aktaş (2018), çalışmasında ısıl enerjisi depolama sistemlerinde kullanılmış olan iç içe boruya sahip ısı değiştiricisinde faz değiştiren malzemenin erime zamanındaki ısıl davranışını, farklı kanatçık sayısına sahip kanatçıklı (6, 9, 12 ve 15 kanat) ve kanatçıksız modeller ile sayısal analizini yapmışlardır (Şekil 3.6). Sayısal analiz sonucunda, kanatçık sayısı ve ısı transfer akışkanının sıcaklığı arttıkça, faz değiştiren malzemenin erime için geçen sürenin azaldığı, dolayısıyla faz değiştiren malzemenin ısı transfer akışkanından daha hızlı ısı depoladığı gözlemlenmiştir. Kanatçıklı boruların etkenlik değerleri sırasıyla 2,66; 3,49; 4,32 ve 5,15 olan ve kanatçıklı modellerin kanatçıksız modele karşılaştırıldığında erime sürelerinin sırasıyla %72,5; %76,7; %78,4 ve %80 oranında azalttığı belirlenmiştir [115].



Şekil 3.6. IED sisteminde kullanılan iç içe borulu ısı değiştiricisinin iki boyutlu kanatçıklı fiziksel modeller [115]

Parafinlerin ısıl enerjisi depolama sistemlerindeki kullanılmasındaki en büyük zorluk, termal iletkenlik katsayısının düşük olmasıdır. Bu zorluğu aşabilmek için fazlaca çalışma yapılmıştır. Isı transferinin iyileştirilmesi için hem deneysel hem de sayısal olarak Chow ve diğerleri (1996), Velraj ve diğerleri (1999) ve Marin ve diğerleri (2005), yaptıkları çalışmalarda öneriler vermişlerdir [30, 116, 117]. Bunlar; ısı transferini iyileştirmek için, FDM'ye daha yüksek ısıl iletkenliğe sahip metal parçacıklar eklemek, FDM'yi mikro ve makro kapsüllerle birleştirmek, grafit kompozit malzemelerle kombinlemek, diğer FDM kompozit malzemeleriyle kullanmak ya da farklı tasarımlarda kanatçıklı ısı değiştiriciler kullanmak gibi öneriler uygulanabilmektedir.

Gu ve diğerleri (2004), evde kullanılacak olan sıcak suyun ısıtılması için evdeki klima sisteminden atılan atık ısıyı geri kazanmak için FDM geliştirilmiştir. Bu çalışmadaki, sistemin atık ısı çıkış sıcaklığı yaklaşık olarak 35-45°C aralığındadır. FDM olarak parafin vaks ve laurik asit-sıvı parafin karışımları kullanmışlardır [118].

Gizli ısıl enerjisi depolama sistemlerinde dikdörtgen kanatçıkların araştırıldığı birkaç çalışma Çizelge 3.1'de özetlenmiştir.

Çizelge 3.1. Gizli ısıl enerjisi depolama sistemlerinde dikdörtgen kanatçıkların araştırıldığı bazı çalışmalar [119-123]

Referans	Boru Tipi	Deneysel/ Sayısal	Erime/ Katılaşma	FDM	Açıklamalar
Mahood ve diğerleri (2020)[119]	Tek tüp	Sayısal	Erime	Parafin (RT50)	Kanatçık uzunluğunun artmasıyla erime süresi azalmıştır. En iyi performans, tüm kanatçıkların ısı depolama ünitesinin alt kısmında düzenlenmesi ve kanatçıklar arasındaki açının küçük olması durumunda ortaya çıkmaktadır.
Li ve diğerleri (2021)[120]	Tek tüp	Sayısal	Erime	Parafin wax (RT52)	Hem alt kanatçıkları kalınlaştırmak/ uzatmak hem de üst kanatçıkları inceltmek FDM'nin erime süresini azaltmıştır. Optimize edilmiş kanatçık yapısı, erime süresini yaklaşık %54,1 oranında azalttığı görülmüştür.
Yu ve diğerleri (2020)[121]	Tek tüp	Sayısal	Erime	Parafin wax (RT58)	Erime süresi, gradyan kanatçık kalınlığı veya gradyan kanatçık açısı kullanılarak yaklaşık %30,5 azaltılmıştır.

Çizelge 3.1. (devam) Gizli ısıl enerjisi depolama sistemlerinde dikdörtgen kanatçıkların araştırıldığı bazı çalışmalar [119-123]

Tang ve diğerleri (2021)[122]	Tek tüp	Sayısal	Erime	Parafin (RT50)	Kanatçıkların alt alana yoğunlaştırılması, erime süresini yaklaşık %83,9 oranında azaltmıştır.
Kirincic ve diğerleri (2021)[123]	Çok borulu	Sayısal	Erime/Katılaşma	Parafin (RT25)	Kanatçıksız yapı yerine dikdörtgen kanatçıklar kullanılarak erime ve katılaşma süresi sırasıyla yaklaşık %52 ve %44 oranında azaltılmıştır.

Gizli ısıl enerjisi depolama sistemlerinde dairesel kanatçıkların araştırıldığı bazı çalışmalar Çizelge 3.2'de gösterilmiştir.

Çizelge 3.2. Gizli ısıl enerjisi depolama sistemlerinde dairesel kanatçıkların araştırıldığı bazı çalışmalar [124-128]

Referans	Boru Tipi	Deneysel/ Sayısal	Erime/ Katılaşma	FDM	Açıklamalar
Yang ve diğerleri (2017)[124]	Tek Borulu	Sayısal	Erime	Parafin (RT35)	Erime süresi daire şeklindeki kanatçıklar kullanılarak yaklaşık %65 oranında azaltılmıştır.
Cheng ve diğerleri (2018)[125]	Tek Borulu	Sayısal	Erime	Parafin wax	Daire şeklindeki kanatçıklar, ısı transfer performansını iyileştirmiş ve kanatçıksız yapıya kıyasla FDM'nin erime sürecini hızlandırmıştır.
Shahsavar ve diğerleri (2020)[126]	Tek Borulu	Sayısal	Erime/ Katılaşma	Parafin (RT35)	Daire şeklindeki kanatçıklar açıkça erime süresini azaltmış, ancak FDM'nin katılaşması üzerinde çok az etki göstermiştir. Kanatçık çapını artırmak erime süresini azaltmıştır.
Bhagwat ve diğerleri (2021)[127]	Tek Borulu	Sayısal	Erime/ Katılaşma	Parafin wax	Ortalama ısı depolama/salım oranı, kanatçıksız yapı yerine dairesel kanatçıklar kullanılarak sırasıyla %44,7 ve %32,7 oranında iyileştirilmiştir.
Guo ve diğerleri (2022)[128]	Tek Borulu	Deneysel/ Sayısal	Erime	Parafin wax	Daha küçük kanatçık açısı, dikey yönde erimeyi desteklediği gibi radyal yönde erimeyi zayıflatmıştır. Aşırı kanatçık açısı erimeyi yavaşlatmıştır.

Faz değiştiren malzemelerden olan parafin hakkında birçok kişi araştırmalar yapmış ve çalışmalar yapmaya devam etmektedirler.

Parafin bazlı FDM'ler genellikle çok uzun katılaşma-erime döngüleri için yüksek stabiliteye sahiptir. Çizelge 3.3'te, bazı parafin mumlarının termal özellikleri sunulmaktadır. Olumlu özelliklerinin yanı sıra, parafinler düşük ısıl iletkenlik, düşük erime sıcaklıkları ve orta düzeyde yüksek yanıcılık gibi istenmeyen özelliklere sahiptir. Bu istenmeyen özelliklerin bir kısmı, özellikle ısıl iletkenlik ve yanıcılık, katkı maddeleri veya parafin kompozitleri ile kısmen giderilebilmektedir. [37].

Çizelge 3.3. Parafin esaslı faz değiştiren malzemelerin literatürde raporlanan termofiziksel özellikleri [37]

FDM	Erime Sıcaklığı (^oC)	Erime Entalpisi (kJ/kg)	Özgül Isısı (kJ/kgK)	Yoğunluğu (kg/m^3)	Isı İletim Katsayısı (W/mK)	Isı Değiştiricisi Tipi	Çalışma Türü
Parafin wax [129]	41-55	176	2,8	835	0,21	Gövde borulu	Deneysel
Parafin wax [130]	56	250	2,37	800	-	Gövde borulu	Deneysel
Parafin RT50 [131]	51	168	2	780	0,2	Gövde borulu	Deneysel Nümerik
Parafin RT82 [99]	82	176	2	880	0,2	Kanatçıklı ısı pompası	Deneysel Nümerik
Parafin wax [35]	61	190	2	790	0,24	Gövde borulu	Deneysel Nümerik
Parafin RT35 [132]	29	170	2	815	0,2	Çok borulu	Nümerik

Yukarıda özetlenen literatür araştırmalarında, evaporatör üzerinde oluşan buzun giderilmesi için yapılan çalışmalar, atık ısının depolanması, atık ısının faz değiştiren malzemede depolanması ve faz değiştiren malzemelerden olan parafin hakkında çeşitli çalışmaların yapıldığı görülmüştür. Bu çalışmalar incelendiğinde endüstriyel soğutucularda yeni bir

defrost sistemiyle buzun çözülmesi ve kondenserden atılan ısının depolanması üzerine durulmasına karar verilmiştir.

Bu çalışmanın amacı, evaporatörde meydana gelen buzlanma problemini, kompresör basma hattındaki ısıdan faydalanılarak yeni bir çevrime ısıyı aktarıp bilindik defrost yöntemleri dışında çözerek, sistemin elektrik tüketimi azaltmak, karbon emisyonlarını azaltmak ve enerji verimliliğini artırmaktır. Kompresör basma hattındaki soğutucu akışkanın ısısından faydalanmak için yeni bir yöntem tasarlanarak kanatçıklı borudan geçirilerek suya ısısını aktarmaktadır. Defrost işleminde bu suyun evaporatör üzerine püskürtülmesi amaçlanmaktadır. Böylece sistemde enerji tüketimi yapılmadan kanatçıklı borudan tasarlanan yeni bir yöntem vasıtasıyla defrost süreci gerçekleşmiş olmaktadır. Ayrıca kondenser atık ısısından faydalanılarak yeni bir bütünleşik yapıya sahip tasarım gerçekleşmiş ve faz değiştiren malzeme kullanılan ısıl enerjisi depolama ünitesinden (IEDÜ) faydalanılarak gerekli görüldüğü durumlarda oradaki ısıyı kullanmak amaçlanmıştır.

Bu çalışmada;

- defrost için atık ısıyı kullanmak,
- sıcak su püskürtmeli hidrofobik kaplamalı bir evaporatör tasarımı ve sıcak su defrost sistemi önermek,
- uygulanan yöntemin defrost işlemi üzerindeki etkisini belirlemek,
- soğutma ve defrost işlemlerinde soğutma sisteminin performansını analiz etmek,
- defrost sırasında soğuk odanın sıcaklık dalgalanmalarını en aza indirmek,
- defrost ve IEDÜ sistemin işleyişini yönlendirmek ve kontrolünü sağlamak üzere bir kontrol algoritması geliştirmek,
- mikrokanal kondensere entegrali IEDÜ'yi tasarlamak,
- kondenser atık enerjisinin FDM'ler kullanılarak depolanmasını ve daha sonra çeşitli süreçlerde kullanılmasını önermek ve önemli enerji tasarrufları sağlamak,
- FDM kullanılan ısı değiştiricinin etkisini artırmak için halka kanatçıklı borular kullanılması sağlamak,
- FDM olarak kullanılan parafinin erime ve katılaşma sürecini yönetebilmek,
- soğutma uygulamaları için sürdürülebilir bir soğutma sistemi önermektir.

4. TEORİK ANALİZ

Bu tez çalışması kapsamında deneysel sonuçlar kullanılarak değerlendirmeler yapılmaktadır. Enerji analizi, bir termodinamik sistemin genel performansını değerlendirmek için kullanılan temel bir yöntem olmaktadır. Evaporatörün kapasite hesabı Eş.4.1 yardımıyla yapılmaktadır:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{R290}(h_{evap,ç}-h_{evap,g}) \quad (4.1)$$

Bu denklemde $\dot{Q}_{evap}$ evaporatör kapasitesini (kW), $\dot{m}_{R290}$ soğutucu akışkanın kütlesel debisini (kg/s), $h_{evap,g}$, $h_{evap,ç}$ evaporatörün giriş ve çıkış entalpilerini (kJ/kg) ifade etmektedir [133].

Kompresörün izentropik verimi, Eş.4.2'deki gibi sıkıştırma oranı ile hesaplanmaktadır [133].

$$\eta_{iz}=1-0.05(P_y/P_b) \quad (4.2)$$

Eş.4.2'de η_{iz} kompresörün izentropik verimini, P_y yoğuşma basıncını (bar) ve P_b buharlaşma basıncını (bar) ifade etmektedir. Kompresörün ideal kapasitesi, Eş.4.3 yardımıyla hesaplanmaktadır [134].

$$\dot{W}_{komp,i} = \dot{W}_{komp,g}\eta_{iz} \quad (4.3)$$

Soğutma sisteminde kullanılan kondenser kapasitesi Eş.4.4'teki denklemle hesaplanabilmektedir:

$$\dot{Q}_{kon} = \dot{m}_{R290}(h_{kon,g}-h_{kon,ç}) = \dot{m}_{hava}c_{p,hava}(T_{kon,ç}-T_{kon,g}) \quad (4.4)$$

Bu denklemde $\dot{Q}_{kon}$ kondenser kapasitesini (kW), $h_{kon,g}$, $h_{kon,ç}$ kondenserin giriş ve çıkış entalpilerini (kJ/kg), $\dot{m}_{hava}$ havanın kütlesel debisini (kg/s), $c_{p,hava}$ havanın özgül ısısını

(kJ/kgK), $T_{kon,g}$, $T_{kon,ç}$ kondensere giren ve çıkan havanın sıcaklığını (K) ifade etmektedir [134].

Soğutma sisteminin performans katsayısı (COP), kompresörde harcanan elektrik gücünün, evaporatörden transfer edilen ısıya oranını temsil etmektedir. COP Eş.4.5'teki gibi hesaplanabilmektedir [135].

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{komp}} \tag{4.5}$$

Soğutma sistemlerinde evaporatördeki soğutucu akışkan sıcaklığı 0ºC'nin altına düştüğünde, evaporatör kanatlarının etrafından geçen havadaki nem yoğuşarak donmakta ve kanatlar üzerinde buz birikintisinin oluşmasına neden olmaktadır. Buz, havanın akışını engelleyerek, ısı transferinin önüne geçmekte ve yalıtım görevi görmeye başlamaktadır. Bu sistemin verimli hale gelebilmesi için belli aralıklarla defrost işlemi yapılarak buzun çözdürülmesi gerekmektedir. Bu gereksinimden dolayı defrost verimliliği önemli bir bileşendir. Defrost verimliliği buzu çözmek için gereken ısının, çözmek için verilen ısıya oranı olarak Eş.4.6'daki gibi hesaplanabilmektedir [135].

$$\eta_{defrost} = \frac{\dot{Q}_{erime}}{\Sigma \dot{Q}_{giren}} \tag{4.6}$$

Bu denklemde $\eta_{defrost}$ defrost verimini, $\dot{Q}_{erime}$ buzun erimesi için gerekli ısıyı (kW) ve $\dot{Q}_{giren}$ buza verilen toplam ısıyı (kW) ifade etmektedir.

Soğutma sisteminde defrost süreci için gerekli termal ısı, kompresör basma hattından sıcak su kutusuna aktarılan ısı miktarına eşit olacak şekilde defrost sistemi tasarlanmıştır. Buz tarafından emilen ısı, Eş.4.7 ile hesaplanmaktadır [136].

$$\dot{Q}_{erime} = \dot{m}_{buz} L_{buz} \tag{4.7}$$

Burada $\dot{m}_{buz}$ birim zamanda eriyen buz kütlesini (kg/s) ve L_{buz} buzun erimesi için gerekli olan gizli ısıyı (kJ/kg) ifade etmektedir.

Suyu ısıtmak ve pompalamak için gerekli olan enerji Eş.4.8'le hesaplanabilmektedir [136].

$$\dot{Q}_{giren} = \dot{m}_{su} c_{p,su} \Delta T + \dot{W}_{pompa} \quad (4.8)$$

Burada $\dot{m}_{su}$ suyun kütlesel debisini (kg/s), $c_{p,su}$ suyun özgül ısısını (kJ/kg °C), ΔT suyun sıcaklık farkını (°C) ve $\dot{W}_{pompa}$ pompa için gerekli enerjiyi (kW) göstermektedir.

Her defrost döngüsünde buz katmanını eritmek için kullanılan ısıl enerjisi, çözülme sırasında suyun evaporatöre aktarılan enerji olarak tanımlanmaktadır ve Eş.4.9'la hesaplanmaktadır [137].

$$\dot{Q}_{defrost} = \dot{m}_{su} c_{p,su} (T_{su,g} - T_{su,ç}) \quad (4.9)$$

Burada $\dot{Q}_{defrost}$ buzun erimesi için gerekli olan ısıl enerjisini (kW), $T_{su,g}$ ve $T_{su,ç}$ suyun sıcak su kutusuna giriş ve çıkış sıcaklığını (°C) göstermektedir.

Atık ısıyı depolamak için kullanılacak sistemlerde kanatçıklı borular kullanılmaktadır. Kanatçıklı boruda oluşan ısı transferini hesaplamak için teorik analiz yapılmaktadır.

Yalıtımlı sıcak su kutusu içindeki suyun hareketsiz olduğu kabul edildiğinden soğutucu akışkandan suya olan ısı transferi konveksiyon yoluyla gerçekleşmektedir. Buradaki ısı transferi Eş.4.10'daki Newton'un soğutma yasasında bulanabilmektedir [138].

$$\dot{Q} = hA\Delta T \quad (4.10)$$

Bu denklemde, $\dot{Q}$ ısı transfer kapasitesini (W), h ısı transfer katsayısını (W/m²°C), A ısı transferi için yüzey alanını (m²) ve ΔT sıcaklık farkını (°C) ifade etmektedir.

Isı transfer katsayısını belirlemek için Reynolds ve Nusselt sayıları kullanılmaktadır. Eş.4.11 ile Reynolds sayısı bulunurken, Eş.4.12 ile Nusselt sayısını bulanabilmektedir [139].

$$Re = \frac{\rho \upsilon L}{\mu} \quad (4.11)$$

Eş. 4.11'de ρ yoğunluğu (kg/m^3), υ akış hızının (m/s), μ dinamik viskoziteyi (kg/ms), L borunun uzunluğunu (m) ifade etmektedir [139].

$$Nu=0.023Re^{0.8}Pr^{1/3} \quad (4.12)$$

Eşitlikte Nusselt sayısını bulurken Reynolds sayısından ve Prandtl (Pr) sayısından faydalanılmaktadır.

Eş.4.13'te soğutucu akışkan olan propanın ısı transfer katsayısı önceki eşitlikte bulunan Nusselt sayısında faylanarak, boru dış çapının ve akışkanın termal iletkenliğinin (k) (W/m^{o}C) bilinmesi sayesinde hesaplanmaktadır.

$$h_{propan}=\frac{Nuk}{D} \quad (4.13)$$

Su akışkanı içinde ısı transferi katsayısı hesaplanması gerektiğinden Rayleigh sayısının (Ra) ve Nusselt sayısının bilinmesi gerekmektedir. Rayleigh sayısı Eş.4.14'teki gibi hesaplanmaktadır. Eş.4.14'te g yerçekimi ivmesini (m/s^2), β ısıl genleşme katsayısını (1/^{o}C), T_y, T_∞ sırasıyla yüzey ve ortam sıcaklığını (^{o}C), L karakteristik uzunluğunu (m), ν akışkanın kinematik viskozitesini (m^2/s) ve α termal yayılımı (m^2/s) göstermektedir [140].

$$Ra=\frac{g\beta(T_y-T_\infty)L^3}{\nu\alpha} \quad (4.14)$$

Nusselt sayısının hesaplanabilmesi için C ve n ampirik katsayılarının bilinmesi gerekmektedir. Katsayılar Çizelge 4.1'den bulunarak Eş.4.15'teki eşitlikten Nusselt sayısı bulunmaktadır [141].

$$Nu=CRa^n \quad (4.15)$$

Çizelge 4.1. Rayleigh sayısına bağlı sabit değerler [141]

Ra	C	n
10^{-10} 10^{-2}	0,675	0,058
10^{-2} 10^{2}	1,020	0,148
10^{2} 10^{4}	0,850	0,188
10^{4} 10^{7}	0,480	0,250
10^{7} 10^{12}	0,125	0,333

Suyun ısı transfer katsayısı Eş.4.16'daki denklemin kullanılmasıyla hesaplanmaktadır:

$$h_{su}=\frac{Nuk}{D} \tag{4.16}$$

Borudaki propan ile su arasında gerçekleşen ısı transferi sonucunda, su kutusundaki suyun sıcaklığı değişecektir, bu nedenle logaritmik sıcaklık farkı Eş.4.17'deki gibi bulunması gerekmektedir. Denklemde ΔT_1, ΔT_2 sıcaklık farklarını (°C) ve ΔT_{ln} logaritmik ortalama sıcaklık farkını (°C) göstermektedir [138].

$$\Delta T_{ln}=\frac{\Delta T_1-\Delta T_2}{ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \tag{4.17}$$

Boru içinden geçen propanın ısı transferi hesaplandıktan sonra, Eş.4.17'den de faydalanılarak boru yüzeyindeki sıcaklıklar hesaplanmaktadır.

Kanat sıcaklığı kanatın uzunluğu boyunca azalmakta ve kanat ucuna yaklaştıkça sıcaklık farkı farkının küçülmesi nedeniyle kanattan gerçekleşen ısı transferi miktarı da azalmaktadır. Sıcaklıktaki azalmanın ısı transferi üzerindeki etkisini hesaplamak için, gerçek kanatçık ısı transferi, Eş.4.18'deki gibi kanat verimliliği kullanılarak hesaplanabilmektedir [142].

$$\dot{Q}_{kanat}=\eta_{kanat}\dot{Q}_{kanat,maks} \tag{4.18}$$

Bu denklemde $\dot{Q}_{kanat}$ kanattan geçen gerçek ısı transferini (W), η_{kanat} kanat verimini ve $\dot{Q}_{kanat,maks}$ kanattan geçebilecek maksimum ısı transferini (W) ifade etmektedir. Tüm kanat yüzey sıcaklığı sabit olsaydı, kanattan geçen maksimum ısı transferi miktarı Eş.4.19 ile bulunmaktadır [142].

$$\dot{Q}_{kanat,maks}=h_{su}A_{kanat}(T_{y,kanat}-T_{su}) \tag{4.19}$$

Eşitlikte A_{kanat} kanatın yüzey alanını (m^2), $T_{y,kanat}$ kanat yüzey sıcaklığını (°C) ve T_{su} su sıcaklığını (°C) göstermektedir.

Kanat performansı, kanatsız duruma kıyasla ısı transferindeki artışa göre değerlendirilmektedir. Kanatın etkinliğinin 1 olması, yüzeye kanat eklemenin ısı transferini etkilemediğini göstermektedir. Kanatın etkinliği 1'den az olması, kanatın yalıtım görevi görmesini ve yüzeyden ısı transferi yavaşlamasına neden olmaktadır. Kanatın etkinliğinin 1'den büyük olması, kanat yüzeyinden ısı transferinin arttığı anlamına gelmektedir. Kanat etkinliği Eş.4.20'deki gibi hesaplanabilmektedir [142].

$$\varepsilon_{kanat} = \frac{\dot{Q}_{kanat}}{\dot{Q}_{kanatsız}} \tag{4.20}$$

Eş.4.20'deki $\dot{Q}_{kanatsız}$ kanatsız durumdaki ısı transferini ifade etmektedir ve Eş.4.21'deki denklemle hesaplanmaktadır:

$$\dot{Q}_{kanatsız} = hA_{kanatsız}(T_{y,kanat} - T_{su}) \tag{4.21}$$

Eş.4.21'deki denklemde $A_{kanatsız}$ kanatsız durumdaki yüzey alanını (m^2) ifade etmektedir.

Deney sisteminin diğer aşaması olan mikro kanallı kondenserin ısısını depolayan faz değiştiren malzemenin kullanıldığı IEDÜ'deki erime ve katılaşma süreçlerindeki davranışları değerlendirmek için teorik analiz yapılması gerekmektedir. Eş.4.22 FDM'nin başlangıç sıcaklığından erime noktasına kadar ısıtılması süresince ortaya çıkan duyulur ısıyı ifade etmektedir. Duyulur ısı miktarı FDM'nin kütlesinin ve özgül ısı kapasitesinin dikkate alınmasıyla hesaplanmaktadır. Bu hesaplamada kullanılan sıcaklık aralığı FDM'nin başlangıç ve erime sıcaklığı arasındaki farktan hesaplanmaktadır.

$$Q_{FDM,d1} = m_{FDM}\, c_{p,FDM}(T_{FDM,t2} - T_{FDM,t1}) \tag{4.22}$$

Eşitlikte $Q_{FDM,d1}$ duyulur ısı miktarını (kJ), m_{FDM} FDM'nin kütlesini (kg), $c_{p,FDM}$ FDM'nin özgül ısısını (kJ/kg^{o}C), $T_{FDM,t2}$ ve $T_{FDM,t1}$ sırasıyla FDM'nin erime ve başlangıç sıcaklığını (^{o}C) ifade etmektedir [143].

FDM'nin faz değişimi anında gizli ısı ortaya çıkmaktadır. Gizli ısı Eş.4.23'ten faydalanılarak hesaplanmaktadır [143].

$$Q_{FDM,g} = m_{FDM}\, L_{FDM} \tag{4.23}$$

Eş.4.23'te $Q_{FDM,g}$gizli ısı miktarını (kJ), L_{FDM} FDM'nin gizli ısısını (kJ/kg) göstermektedir.

FDM'nin erimeye başladığı sıcaklıktan tamamen eridiği sıcaklığa kadar geçen sürede erime işlemi tamamlanmış olmaktadır. Bu işlem sırasında katı halde bulunan FDM ısı emerek sıvı hale geçmektedir. Bu erime işlemi sırasında FDM'de depolan duyulur ısı Eş.4.24'teki gibi hesaplanmaktadır [143].

$$Q_{FDM,d2} = m_{FDM}\, c_{p,FDM}(T_{FDM,t3}-T_{FDM,t2}) \tag{4.24}$$

FDM'de depolan toplam enerji, katı halden erimeye başladığı sıcaklığa geçene kadar depoladığı ısı, faz değiştirmede depoladığı gizli ısı ve tamamen erimeye kadar geçen sürede depoladığı ısının toplanmasıyla Eş.4.25'teki gibi bulunmaktadır:

$$Q_{FDM,toplam} = Q_{FDM,d1} + Q_{FDM,g} + Q_{FDM,d2} \tag{4.25}$$

Tasarlanan sistemin geri ödeme süresine hesaplayabilmek için Eş.4.26 ve Eş.4.27'den faydalanılmaktadır:

$$AC = M_{kömür}\, N\, NT \tag{4.26}$$

Eş.4.26'da AC yıllık işletme maliyetini (\$/yıl), $M_{kömür}$kömürün kütlesini (kg), N bir yıl boyunca devrede kaldığı gün sayısını ve NT kömürün birim fiyatını (\$/kg) göstermektedir.

$$PP = \frac{TIC}{AC} \tag{4.27}$$

Eş.4.27'de PP geri ödeme süresini (yıl) ve TIC toplam yatırım maliyetini (\$) göstermektedir.

Deneylerde kullanılan cihazlar, ölçümlerde, bağlantı noktalarında ve okumada toplam belirsizliğe neden olmaktadır [144]. Ölçüm belirsizliğini hesaplamak için kullanılan belirsizlik analizi, cihaz hataları, deneysel koşullar, ortam koşulları, okuma ve ölçüm noktaları gibi parametrelerden etkilenmektedir. Belirsizlik analizi, özellikle deneysel

çalışmaların planlanması ve tasarımında kullanıldığında güçlü bir yöntem olmaktadır. Deneysel standartlara ulaşmada olmazsa olmaz olan bu yöntemle, çalışmadaki ekipmandan kaynaklanan hatalar ortadan kaldırılması sağlanmaktadır. Belirsizlik hesaplamaları, Eş.4.28 doğrultusunda gerçekleştirilmiştir [145].

$$W_R = \left[\left(\frac{\delta R}{\partial x_1} w_1\right)^2 + \left(\frac{\delta R}{\partial x_2} w_2\right)^2 + \ldots\ldots + \left(\frac{\delta R}{\partial x_n} w_n\right)^2\right]^{1/2} \tag{4.28}$$

Denklemde W_R bağımsız değişkenlerdeki belirsizliği, R bağımsız değişkenlerin bir fonksiyonunu, w hata oranını, x bağımsız değişkeni ifade etmektedir. Deneyler sırasında kompresör gücü, akış hızları ve sıcaklıklar ölçülmektedir. Dijital cihazlarla yapılan okumalarda yüzdelik sapmalardan kaynaklanan hatalar, bağlantı noktalarındaki bağlantı elemanları ve probların temas yüzeyleri neden olduğu hatalar ile termokupların doğruluk sınırlamalarından doğan hatalar belirsizliğe katkı sağlamaktadır. Burada toplanan veriler ışığında, gözlenen değişkenlerin (sıcaklık, akış, ısı ve kompresör gücü) belirsizlik analizi yapılarak bu değerlerin kabul edilebilir bir aralıkta olup olmadığı değerlendirilmektedir.

5. MATERYAL VE METOT

Bu tez çalışmasında; enerji verimliliğinin artırılması, sürdürülebilir olması, çevre dostu olması, elektrik tüketimin azaltılması, atık ısının depolanması ve yeni bir defrost yönteminin geliştirilmesi planlanmıştır. Mekanik sıkıştırmalı soğutma çevrimine entegre edilmiş 2 farklı sistemin planlanması, tasarımı ve deneysel çalışmaları yapılmıştır. Tez çalışmasında 1. sistemde evaporatör üzerinde oluşan buzun giderilmesi için yenilikçi bir defrost sistemi tasarımı yapılmıştır. Tez çalışmasındaki 2. sistemde ise mikro kanallı kondensere entegreli faz değiştiren malzemenin kullanıldığı IEDÜ tasarımı yapılmıştır. Bu iki sistemin teorik hesaplamaları yapılarak, tasarım detayları belirlenmiş ve deneylerin yapılış açıklamaları bu bölümde verilmiştir. Bu sistemlere ait deney kurulumları, deneysel süreçler ve analizler için gerekli eşitliklerde bu bölümde bulunmaktadır.

5.1. Deneysel Sistemlerin Tasarımı ve Analizleri

Tez çalışmasında tasarımı yapılan 2 farklı sistemden, 1. sistem sıcak su püskürtmeli defrost sistemi ve 2. sistem ise atık ısının depolandığı IEDÜ sistemi olmaktadır. 1. sistemde, sıcak suyun depolandığı yalıtımlı sıcak su kutusunun, ısı transferinin artırılmasını sağlamak için kullanılan kanatçık borunun ve suyu püskürtmek için defrost sisteminin tasarımı gerçekleştirilmiştir. Evaporatör üzerinde oluşan buzun eritilmesi için geleneksel yöntemler dışında olan kompresörün basma hattının ısısından faydalanılarak ısıtılan sıcak suyun püskürtülmesi yöntemiyle defrost işleminin yapılması amaçlanmıştır. Soğutma sisteminin bağlantılı olduğu soğuk odanın içerisinde depolanan gıdaların sıcaklığının defrost anında değişmemesi için evaporatör ve soğuk oda arasında bulunan hava kanalına damper eklemesi yapılmıştır. Bu sayede soğuk odada oluşacak sıcaklık dalgalanmalarının minimum seviyede tutulması sağlanmıştır.

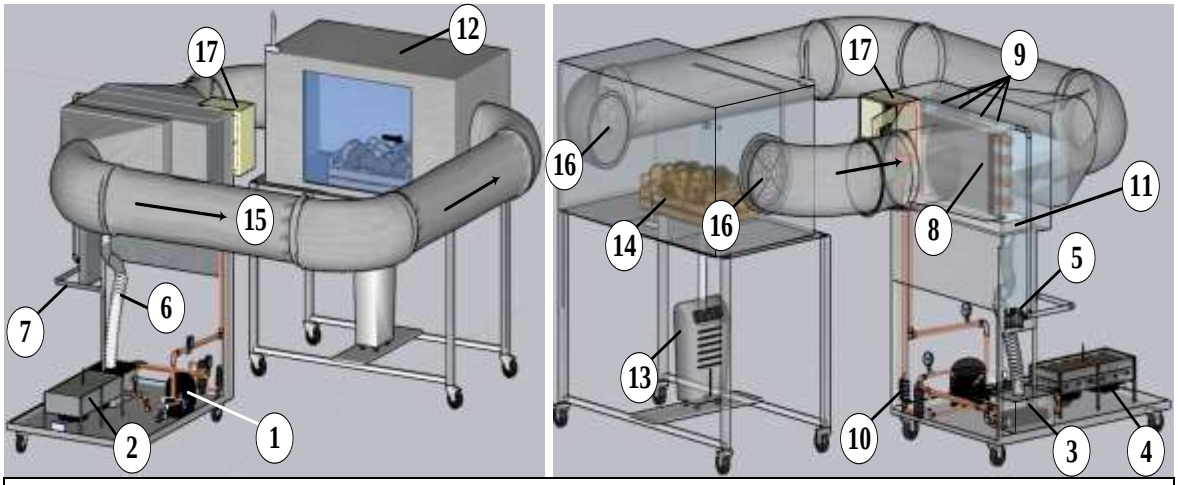
2. sistemde mikro kanallı kondensere entegre edilmiş, içerisinde kanatçıklı boru bulunan ve faz değiştiren malzeme olarak parafinin erimesini ve katılaşmasını sağlayan IEDÜ'nün tasarımı yapılmıştır. Sistem, kondenserden çıkan sıcak havanın atık hale gelmemesi, enerjisinin depolanması ve gerekli durumlarda (defrost, gıda kurutma, ürün ısıtma… vb.) kullanılması için oluşturulmuştur.

Tüm bu tasarımlar ve amaçlar doğrultusunda uygun otomasyon senaryoları oluşturulmuş; sürdürülebilir, enerjiyi verimli kullanılabilen ve yenilikçi sistemlerin tasarımları gerçekleştirilmiştir.

5.1.1. Soğutma sisteminin tasarımı

1.sistemde evaporatör yüzeyinde oluşan buzu eritmek için sıcak su kutusu içeren yenilikçi bir endüstriyel soğutma sistemi tasarlanmıştır. Soğutma çevriminde kullanılan evaporatör, ısı transferini en aza indirmek amacıyla 68 cm x 85 cm x 38 cm boyutlarında yalıtım malzemesi ile tamamen kaplanmıştır. Evaporatörün her iki tarafına yerleştirilen 20 cm çapındaki dairesel boşluklara, soğuk oda ile arasındaki hava akışının sürekliliğini sağlayan yalıtımlı hava kanalları yerleştirilmiştir. Bu hava kanalları, evaporatör etrafında etkili bir hava sirkülasyonu oluşturarak ısı değişiminin homojen bir şekilde gerçekleşmesini sağlamaktadır. Ayrıca, evaporatör üzerinde zamanla biriken buzun çözülmesini sağlamak amacıyla sıcak su kutusu, kompresörün tahliye hattı üzerine stratejik bir konuma yerleştirilmiştir. Bu yerleşim, kompresörün çalışması sırasında ortaya çıkan atık ısının etkin bir şekilde değerlendirilmesine ve sistemin enerji verimliliğinin artırılmasına katkı sağlamaktadır. Ayrıca soğutma çevriminde çevre dostu özellikleriyle öne çıkan R290 soğutucu akışkan kullanılarak ekosisteme verebilecek zararların minimuma indirilmesi hedeflenmiştir.

Geliştirilen sistemin şematik gösterimi Şekil 5.1'de sunulmuştur. Sistem mekanik sıkıştırmalı soğutma çevrimine dayanmaktadır ve işlevselliği için gereken temel bileşenler Çizelge 5.1'de ayrıntılı olarak açıklanmıştır.



1.Kompresör, 2. Kondenser, 3. Su kutusu, 4. Kondenser fanları, 5. Su pompası, 6. Defrost suyu tahliye hortumu, 7. Su besleme hattı, 8. Evaporatör, 9. Su püskürtme noktaları, 10. Kılcal boru, 11. Defrost suyu toplama tavası, 12. Soğuk oda, 13. Ultrasonik nemlendirici, 14. Patates, 15. Evaporatör çıkışı / soğuk oda giriş havası, 16. Fanlar, 17. Otomasyon paneli.

Şekil 5.1. Sistem 1 için soğutma sisteminin gösterimi

Soğuk oda, özellikle patates gibi tarımsal ürünlerin depolanması amacıyla tasarlanmıştır. Patateslerin uzun süreli muhafazası için optimal koşullar 3-4°C sıcaklık ve %90-95 bağıl nem aralıkları olacak şekilde belirlenmiştir. Bu doğrultuda, sistemin kompresörü ve ultrasonik nemlendiricisi, söz konusu sıcaklık ve bağıl nem seviyelerinin korunmasını sağlamak üzere otomatik kontrol ile çalıştırılmaktadır.

Sistemin çalışma prensibi gereği, soğuk oda sıcaklığı 4°C'ye yükseldiğinde kompresör devreye girmekte, 3°C'ye düştüğünde ise devre dışı kalmaktadır. Benzer şekilde, ultrasonik nemlendirici, bağıl nem seviyesinin %90'ın altına düşmesi durumunda aktif hale gelmekte ve %95'e ulaşmasıyla çalışmasını durdurmaktadır.

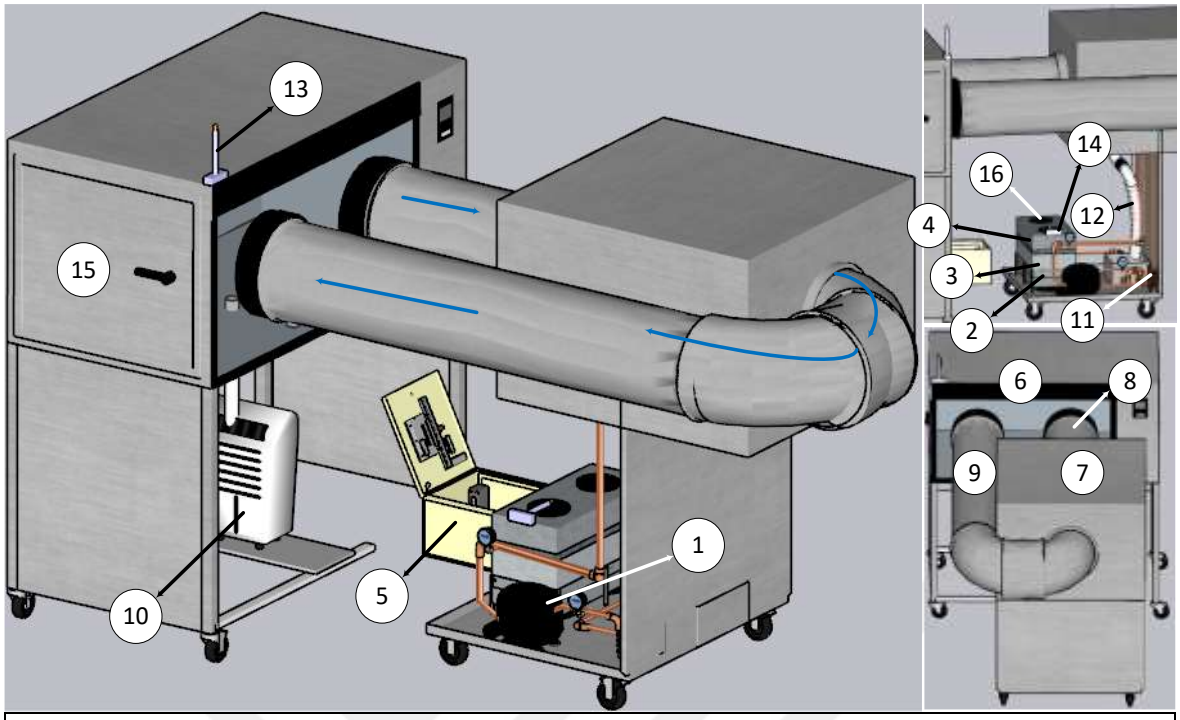
Soğuk odanın 3°C sıcaklıkta sabit bir şekilde tutulabilmesi için, kullanılan evaporatörün evaporasyon sıcaklığı -10°C olarak seçilmiştir. Böylece, soğutma çevriminin verimliliği artırılarak depolama koşullarının sürekliliği sağlanmıştır.

Sistem mekanik sıkıştırmalı soğutma çevrimine dayanmaktadır ve işlevselliği için gereken temel bileşenler Çizelge 5.1'de ayrıntılı olarak açıklanmıştır.

Çizelge 5.1. Sistem 1 için soğutma sistemindeki ekipmanlar ve özellikleri.

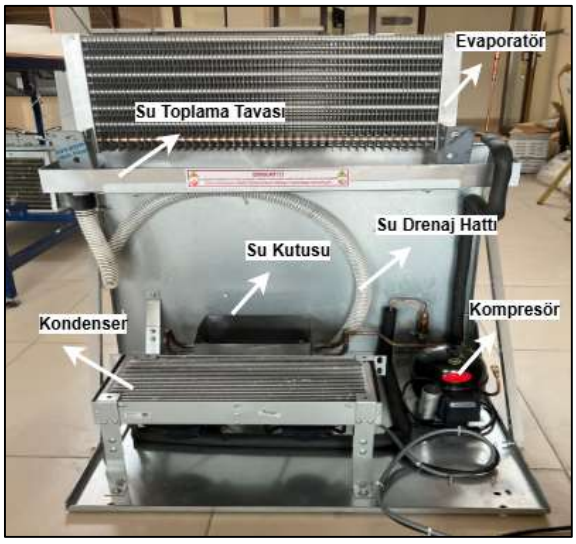
Ekipman	Marka-Model	Tip	Uzunluk	Yükseklik	Genişlik	Kapasite	Güç
Kompresör (+45°C/ -10°C)	EMBRACO EMC3145U	Hermetik Piston	247 mm	264 mm	176 mm	-	685 W
Kondenser	SANHUA-EU12	Mikro kanal	460 mm	203 mm	58 mm	1851 W	-
Kondenser Fanı	Wellington ECR2-0911	ECM	88 mm	99 mm	77 mm	1400 rpm 2x250 m^3/h	26 W
Evaporatör	ThermoWay 303222043669	Bakır Boru Alüminyum Kanatçıklar	628 mm	423 mm	105 mm	1166 W	-
Evaporatör Fanı	Wellington ECR2-C71	ECM	88 mm	99 mm	77 mm	1400 rpm 2x300 m^3/h	26 W
Ultrasonik Nemlendirici	Xiaomi 2 Lite		202 mm	315 mm	190 mm	300 ml/h	23 W
Su Pompası	Flopump FL- 4200	Diyafram Pompası	160 mm	60 mm	100 mm	4 l/dk	36 W

2. sistemde, kanatçıklı boruların bulunduğu, faz değiştiren malzemenin depolandığı ve mikro kanallı kondensere entegre edilmiş olan IEDÜ sayesinde atık ısının etkin bir biçimde depolanması sağlanmaktadır. 1.sistemdeki gibi evaporatör aynı boyutlara sahip yalıtım malzemesiyle çerçevelenerek hazır hale getirilmiştir. Ayrıca evaporatör ve soğuk oda arasındaki hava akışının sağlanması için 20 cm çapında hava kanalları oluşturulmuş ve fanlar sayesinde hava sirkülasyonu gerçekleştirilmiştir. Geliştirilen 2. sistemin şematik ve gerçek görünümleri Şekil 5.2 ve Resim 5.1 (a ve b)'de gösterilmiştir.



1.Kompresör, 2. Kondenser, 3. IEDÜ, 4. Hava emiş ünitesi, 5. Otomasyonu paneli, 6. Soğuk oda, 7. Evaporatör, 8. Soğuk oda çıkışı / Evaporatör girişi, 9. Evaporatör çıkışı / soğuk oda girişi, 10. Ultrasonik nemlendirici, 11. Kurutucu, 12. Buz çözme suyu tahliye hortumu, 13. Ortam sıcaklığı bağıl nem sensörü, 14. IEDÜ sıcaklığı bağıl nem sensörü, 15. Soğuk oda kapısı, 16. Fan

Şekil 5.2. Sistem 2 için soğutma sisteminin şematik gösterimi.



(a)Sistem 2 için soğutma sisteminin ilk hali

Resim 5.1. Sistem 2 için soğutma sisteminin gerçek gösterimi



(b) Sistem 2 için soğutma sisteminin son hali

Resim 5.1. (devam) Sistem 2 için soğutma sisteminin gerçek gösterimi

2. sistemde, soğuk oda sıcaklığı 13°C'ye ulaştığında kompresör motoru ile kondenser fanının devreye gireceği ve sıcaklık 11°C'ye düştüğünde ise bu bileşenlerin devreden çıkacağı şekilde tasarlanmıştır. Soğuk oda içerisindeki havanın nemlendirilmesi için, ultrasonik nemlendirici kullanılmış olup; bu cihaz, bağıl nem oranı %85'e ulaştığında çalışmaya başlamakta ve bağıl nem %95'e eriştiğinde otomatik olarak devreden çıkmaktadır. 2. sistemde kullanılan soğutma ekipmanları Çizelge 5.1'de gösterilen soğutma sistemi ekipmanlarından oluşmaktadır.

5.1.2. Sıcak su kutusu tasarımı

1.sistemde, sistemin enerji verimliliğini artırmak için, kondenserden önce kompresör basma hattından gelen ısıyı etkili bir şekilde yakalamak için yalıtımlı bir sıcak su kutusu önerilmiş ve yeni bir defrost sistemi geliştirilmiştir. Kutunun içindeki su, kompresörden çıkan kızgın buhar fazındaki propan tarafından ısıtılmaktadır ve ısınan su, defrost için kullanılmaktadır. Su kutusu, suyu belirli bir sıcaklıkta tutarak ihtiyaç duyulduğunda kullanılabilir halde olmasını sağlamaktadır. Ek olarak, suyu belirli bir sıcaklıkta tutmak enerji tasarrufuna ve enerji maliyetlerinin azaltılmasına yardımcı olmaktadır.

Su kutusu içerisinde kullanılan kanatçıklı borunun seçimi için, ısı transferi analizine dayalı olarak Eşitlik 4.11-4.21 arasındaki bağıntılardan faydalanılmıştır. Yapılan hesaplamalar sonucunda hem propan hem de su tarafı için ısı transfer katsayıları belirlenmiştir.

Kanatçıklı borunun toplam ısı transfer kapasitesini hesaplamak için, Eşitlik 4.18, 4.19 ve 4.21 yardımıyla kanatçıklı ve kanatçıksız yüzey alanlarının ayrı ayrı yaydığı ısı transfer miktarları bulunmuştur ve bu değerler toplanarak boru üzerinden dış ortama yayılan toplam ısı miktarı elde edilmiştir.

Suyun farklı sıcaklık farkları altında ısı transferi üzerine etkisi; kanatçık kalınlığı, kanatçıklar arası mesafe, kanatçık uzunluğu ve kanatçık sayısındaki değişimlere bağlı olarak incelenmiştir. Yalıtımlı su kutusunda, alüminyum kanatçık çapı 6,3'' olan bakır boru kullanılarak hesaplamalar yapılmıştır. Kanatçık kalınlığı ve kanatçıklar arasındaki mesafe Çizelge 5.2'deki gibi alınmıştır.

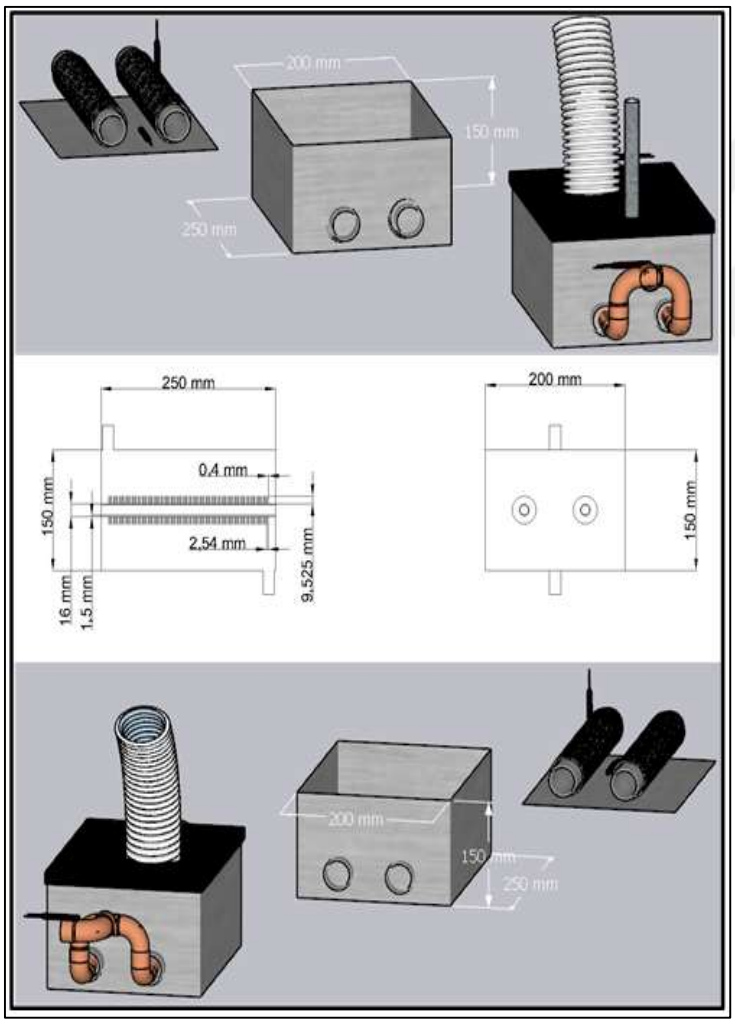
Çizelge 5.2. Sistem 1 için su kutusundaki kanatçık ölçülerindeki değişim [146]

Kanatçık kalınlığı (mm)	Kanatçıklar arası mesafe (mm)
0,4	2,54
0,6	3,04
0,8	3,54
1	4,04
1,2	4,54
1,4	5,04
1,6	5,54
1,8	6,04
2	6,54
2,2	7,04

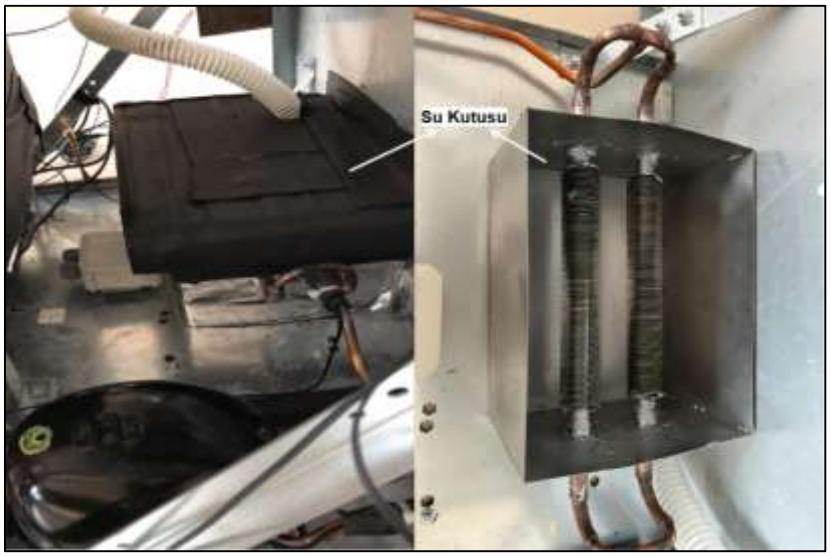
Çizelge 5.2'deki değerler baz alınarak ısı transferi hesabı yapıldığında 0,4 mm kanatçık kalınlığına sahip borunun en yüksek ısı transfer miktarına sahip olduğu, 2,2 mm kanatçık kalınlığının ise en düşük ısı transferi miktarına sahip olduğu hesaplanmıştır. Ayrıca su sıcaklığındaki değişimin (10, 15, 20, 25, 30 ve 45^{o}C) artmasının da ısı transferi miktarını artırdığı gözlenmiştir [146]. Bu çalışmalar sonucunda su kutusunda kullanılacak olan kanatçık ve borunun ölçüleri belirlenmiştir.

Sıcak su kutusunun tasarımı Şekil 5.3'te ve gerçek görünümü Resim 5.2'de gösterilmiştir. Hesaplamalar sonucunda, su kutusunun boyutları 250 mm x 150 mm x 200 mm olarak belirlenmiştir. Kutunun içine dış çapı 16 mm olan iki adet bakır boru yerleştirilmiş ve bakır

borulara 0,4 mm kalınlığında ve 9,525 mm genişliğinde alüminyum kanatçıklar takılmıştır. Kanatçıklar arasındaki boşluk 2,54 mm olarak hesaplanmış ve böylece kanatçıklı bakır borular oluşturulmuştur. Yapılan hesaplamalar sonucunda boruların ısı transferi yaklaşık 262,89 W ve kanat etkinliği 7,15 olarak hesaplanmıştır. Su kutusu içinde bulunan iki kanatçıklı boru, soğutma sistemindeki propandan gelen ısının daha verimli kullanılmasını sağlamaktadır. Kanatçıklı borular, kutu içindeki suya olan ısı transferini artırarak daha hızlı bir ısıtma işlemine olanak sağlamaktadır. Suyun hızla ısıtılması, otomasyon sistemi aracılığıyla gerektiğinde defrost sıklığının artırılmasına olanak tanımaktadır.



Şekil 5.3. Sistem 1 için sıcak su kutusunun tasarımı



Resim 5.2. Sistem 1 için sıcak su kutusunun gerçek görünümü

5.1.3. Defrost sisteminin tasarımı

1.sistemin temel amacı, kompresör basma hattındaki atık ısıyı sıcak su kutusunda depolayarak ve depolanan enerjiyi kullanarak ek enerji tüketimi gerektirmeden defrost işlemini gerçekleştirebilen yenilikçi bir yöntem geliştirmektir. Bu sistemin soğutma modu ve defrost modu olan iki ayrı çalışma modu bulunmaktadır.

Tez çalışması kapsamında yapılan teorik analizler sonucunda, soğutma modu sırasında evaporatörde oluşan buz miktarı ve sıcak su kutusunda depolanan enerji miktarı hesaplanmıştır. Ayrıca elde edilen verimlilik analizlerine dayanarak, her 2 saatte bir 10 dakikalık ve her 3 saatte bir 15 dakikalık defrost işlemlerini içeren deneyler tasarlanmıştır. Soğutma modu 2 saatten az olduğunda yetersiz buz oluşumu olacağı, 3 saatten fazla olduğunda ise çok fazla buz oluşumu olacağı belirlenmiştir. İstenmeyen bir durum olan uzun defrost süreleri, soğuk odanın sıcaklığını daha da artıracağından optimum süreler belirlenmiştir. Bu yaklaşım, sistemin hem enerji verimliliği hem de sürdürülebilirlik açısından optimize edilmesini hedeflemektedir.

Evaporatör üzerinde oluşan buz miktarını hesaplayabilmek için, sistemde kullanılan ultrasonik nemlendiricinin çalışma süresini belirlemek gerekmektedir. Ultrasonik nemlendirici 5 ml/dk debiyle ortama nem sağlamaktadır. Toplam nemlendiricinin çalışma süresine bağlı olarak evaporatör yüzeyine taşınan ve burada yoğuşarak donan su miktarı

hesaplanabilmektedir. Bu miktar, evaporatör üzerindeki buz birikiminin teorik temelini oluşturmaktadır.

Çalışmanın benzersiz özelliği, soğutma sisteminin kompresöründen çıkan propanın ısısının, daha sonra defrost işleminde kullanılan sıcak su kutusundaki suyu ısıtmak için kullanılmasıdır. Bir pompa vasıtasıyla sıcak su nozullara iletilmektedir. Sıcak su püskürtmek, evaporatörde oluşan buzu eritmekte ve eriyen su, daha sonra yeniden ısıtılmak üzere bir drenaj hattı aracılığıyla su kutusuna aktarılmaktadır. Böylece, su yeniden ısıtıldıktan sonra tekrar defrost için kullanılabilmektedir. Döngü bu şekilde devam etmektedir.

Kompresör basma hattındaki yalıtımlı su kutusunda bulunan kanatçıklı borular, suyun hızlı bir şekilde ısıtılmasını kolaylaştırmaktadır. Isınan su, defrost sırasında 4 l/dk akış debisinde çalışan su pompası ve dört nozul tarafından evaporatör yüzeyine püskürtülmektedir. Bu nozullar 32 noktadan su püskürterek evaporatör yüzeyindeki buzun erimesini sağlamaktadır. Seçilen nozula bağlı olarak, püskürtme işlemi 4 l/dk akış debisinde gerçekleşmektedir.

Bu çalışmada kullanılan sıcak su defrost yöntemi, sabit bir su sıcaklığı sağlamakta ve sistemin iyi tanımlanmış olan kontrol algoritmasını izleyerek çalışmaktadır. Önceden belirlenmiş zaman aralıklarında sıcak suyun kontrollü kullanımı, defrost işlemini önemli ölçüde kontrol etmekte, enerji verimliliğini artırmakta ve sistem performans kararlılığını korumaktadır.

5.1.4. Isıl enerji depolama ünitesinin (IEDÜ) tasarımı

2.sistemde, soğutma sisteminin mikro kanallı kondenserine entegre edilen bir ısıl enerji depolama ünitesi tasarlanmış ve üretimi yapılmıştır. Şekil 5.4'te de görüldüğü üzere, IEDÜ'nün kondenserin üst kısmına yerleştirilmiş olup, kondenser yüzeyiyle doğrudan temas halindedir. Aynı şekilde, Şekil 5.4'te gösterilen ısı değiştirici, kondenser çıkışında oluşan atık ısının etkin bir biçimde depolanabilmesi amacıyla halka kanatçıklı ve çok borulu bir yapıda tasarlanmıştır. Geliştirilen IEDÜ'nün boyutları, bütünleştirildiği kondenserin geometrik özellikleri dikkate alınarak belirlenmiştir. Yapılan analizler ve hesaplamalar sonucunda, seçilen faz değiştiren malzemenin daha hızlı erimesini ve katılaşmasını sağlamak için halka kanatçıklı boruların kullanımına karar verilmiştir. FDM'nin yavaş erime karakteristiği ve

erime işlemi sırasında ısıl simetrinin korunması gerekliliği nedenleriyle çok noktalı akış ihtiyacı göz önüne alınarak gerekli boru sayısı belirlenmiştir. IEDÜ de kullanılan kanatçıklı boruyu belirlerken Eşitlik 4.11-4.21 arasındaki denklemlerden faydalanılmıştır.

Geliştirilen IEDÜ, her biri 14 adet alüminyum halka kanatçıkla donatılmış toplam 20 adet paslanmaz çelik borudan oluşmaktadır. Kullanılan boruların dış çapı 21,3 mm, et kalınlığı 1,6 mm ve yüksekliği 50 mm'dir. Halka kanatçıklar, her biri 9,525 mm genişliğe, 0,4 mm yüksekliğe ve 3,175 mm kanatçık aralığına sahip olacak şekilde borular üzerine monte edilmiştir. Yapılan hesaplamalar neticesinde, her bir boru başına ısı transferi yaklaşık olarak 12 W ve kanatçık etkinliği ise 4,90 olarak hesaplanmıştır.

IEDÜ'nün çalışma prensibine göre, kondenser tarafından ısıtılan hava, faz değiştiren malzemenin eritilmesinde ısı transfer akışkanı olarak görev yapmaktadır. Bu hava akımı, borular içerisinden geçerek sahip olduğu ısıyı çevresindeki FDM'ye aktarmakta ve böylelikle erime süreci gerçekleştirilmektedir. Sonuç olarak, IEDÜ'de termal enerji depolanması sağlanmaktadır.

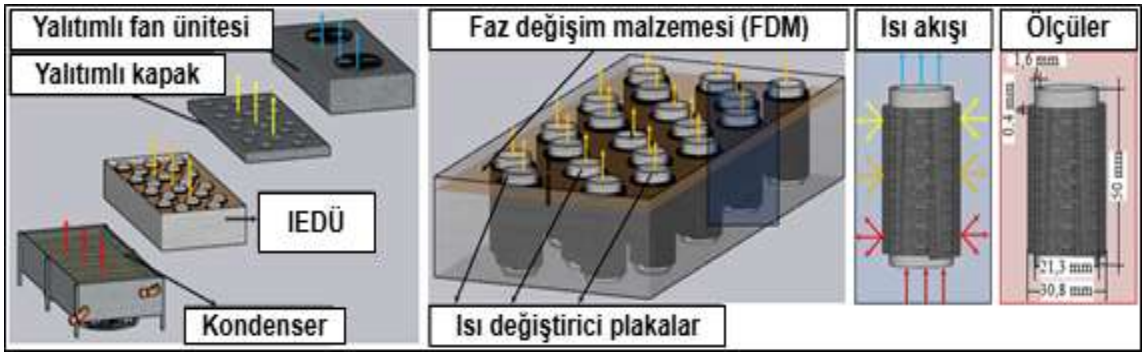
Isı değiştirici içerisinde, kondenser çıkış sıcaklıklarında eriyebilen organik kökenli bir faz değiştiren malzeme olan parafin tercih edilmiştir. Kullanılan parafinin miktarını bulmak için Eş.5.1 ve Eş.5.2'den faydalanılmıştır.

$$V_{boşluk} = V_{IEDÜ} - V_{kanatlı\ boru} \tag{5.1}$$

$$m_{FDM} = \rho_{FDM} V_{boşluk} \tag{5.2}$$

Denklemlerde $V_{IEDÜ}$ IEDÜ'nin hacmini (m^3), $V_{kanatlı\ boru}$ kanatçıklı borunun kapladığı hacmi (m^3), $V_{boşluk}$ ünitedeki borular arasında kalan hacmi (m^3), m_{FDM} parafin kütlesini (kg) ve ρ_{FDM} parafinin yoğunluğunu (kg/m^3) belirtmektedir.

Hesaplamalar sonucunda toplam 3,8 kg parafin ihtiyacı tespit edilmiştir. Parafinin erime ve katılaşma süreçleri boyunca ısı kayıplarını en aza indirmek üzere yalıtımlı, modüler bir kapakla kapatılmıştır. Şekil 5.4'te, geliştirilen IEDÜ'nün teknik çizimi ve Resim 5.3'te deney düzeneğinde çekilen fotoğrafları sunulmaktadır.



Şekil 5.4. Sistem 2'deki IEDÜ'nün çizim gösterimi



Resim 5.3. Sistem 2'deki IEDÜ'nün gerçek gösterimi

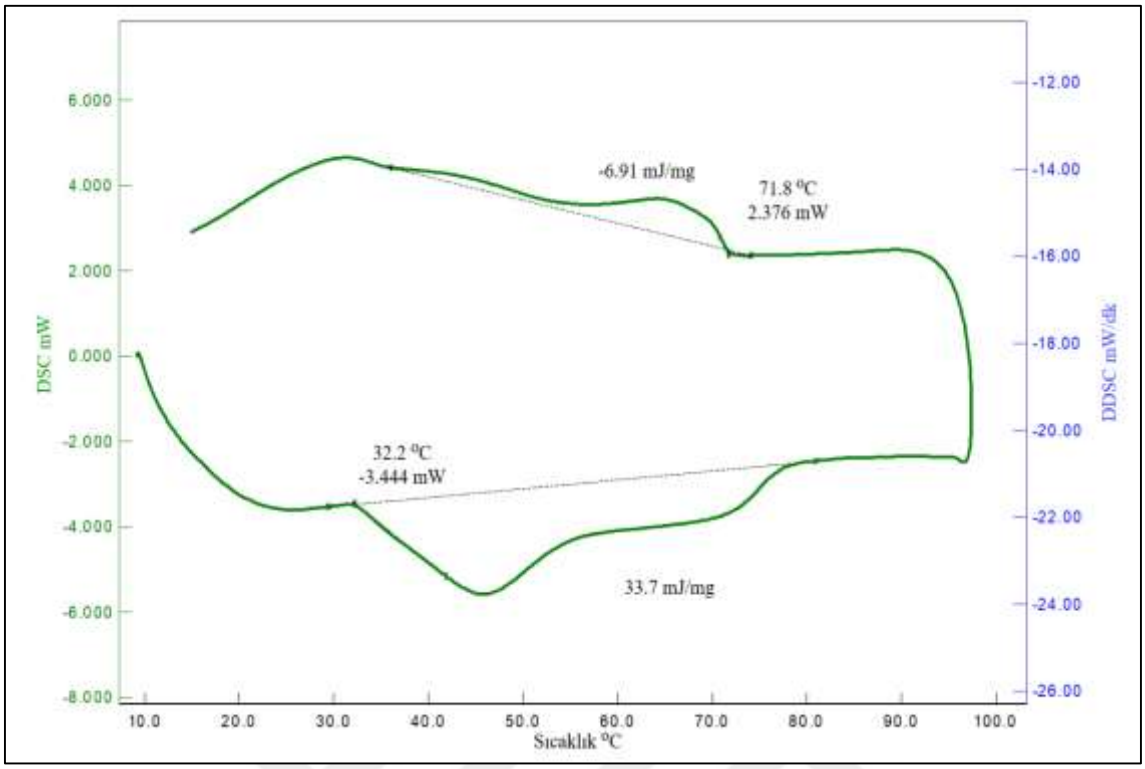
Yapılan çalışmada, soğutma sisteminin kondenserine entegre edilen IEDÜ, 0,033 W/mK ısı iletkenlik katsayısına sahip 20 mm kalınlığında Ekstrüde Polistiren yalıtım malzemesiyle kaplanmıştır. Ayrıca, yalıtılan IEDÜ, 5 mm kalınlığında ve 10 cm genişliğinde bir yalıtım bandıyla sarılmıştır. IEDÜ'nün üst kapağı, 20 mm kalınlığında Ekstrüde Polistiren ve yalıtım bandıyla kaplanarak bir iç kapak olarak tasarlanmıştır ve fanların monte edildiği dış kapak ise 30 mm kalınlığında Ekstrüde Polistiren ile kaplanarak oluşturulmuştur (Resim 5.4). Sonuç olarak, uygun yalıtım ve sistem tasarımı sayesinde ısı kaybı minimuma indirilmiştir.



Resim 5.4. IEDÜ’nün görünümü

IEDÜ’de kullanılacak parafin seçimiş yapılırken kondenser sıcaklığının 45 °C’nin üzerine çıkmaması, kondenserden atılan ısı ve kanatlı borular aracılığıyla yayılan ısı miktarı göz önünde bulundurulmıştır.

Bu çalışmada, parafinin erime noktasını ve ısı depolama kapasitesini ölçmek amacıyla diferansiyel taramalı kalorimetre cihazı (DSC) kullanılmıştır. 10,41 mg parafin numunesi cihazın numune haznesine yerleştirilmiş ve 2°C/dakika hızında ısıtılmıştır. Numune kademeli olarak maksimum 100°C sıcaklığa kadar ısıtılmıştır. Sıcaklığa karşı çizilen diferansiyel ısı akış grafiği Şekil 5.5'te sunulmuştur. Şekil 5.5’teki grafiğe göre kullanılan parafinin erime sıcaklığı 32,2°C ve sıvı haldeki gizli ısısı 6,91 kJ/kg ve katı haldeki gizli ısısı 33,7 kJ/kg olarak bulunmuştur. Parafinin termofiziksel özellikleri Çizelge 5.3'te özetlenmiştir. Ticari parafin kullanıldığından termal kararlılığı ile ilgili bir değerlendirme yapılmamıştır.



Şekil 5.5. Parafinin DSC eğrisi

Çizelge 5.3. Parafinin termal ve fiziksel özellikleri [147]

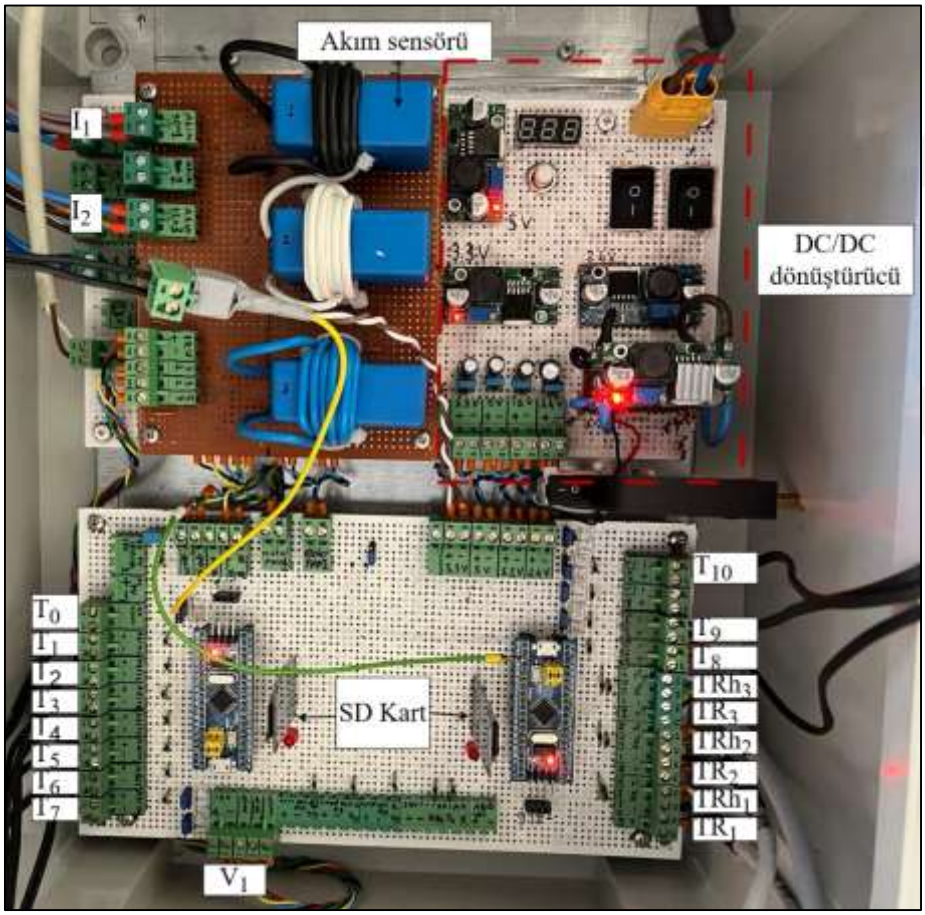
Semboller	Açıklamalar	Parafin
T_e	Erime sıcaklığı	305,35 K*
T_p	Pik sıcaklığı	319,25 K*
L_s	Gizli ısı (sıvı)	6,91 kJ/kg*
L_k	Gizli ısı (katı)	33,7 kJ/kg*
c_p	Özgül ısıl kapasite	1,6 kJ/kgK*
P_k	Yoğunluk (katı)	957 kg/m^3**
P_s	Yoğunluk (sıvı)	895 kg/m^3**
k	Isıl iletkenlik	0,2 W/mK***

* DSC cihazından alındı. ** Hesaplandı. *** Literatürden elde edildi [147]

5.1.5. Kontrol algoritması ve kontrol paneli

1.sistem için bir kontrol algoritması, kontrol paneli ve veri kaydedici yapılandırması geliştirilerek soğutma sistemi, soğuk oda ve sıcak su kutusundan veri toplanması sağlanmıştır. Bu sistem, kompresör akımı ve voltajı, hat sıcaklıkları, soğuk oda sıcaklığı ve bağıl nemi, çevre hava sıcaklığı ve bağıl nemi, sıcak su kutusu içindeki kanatçıklı borunun yüzey sıcaklığı ve su sıcaklığı gibi çeşitli parametreleri ölçebilmektedir.

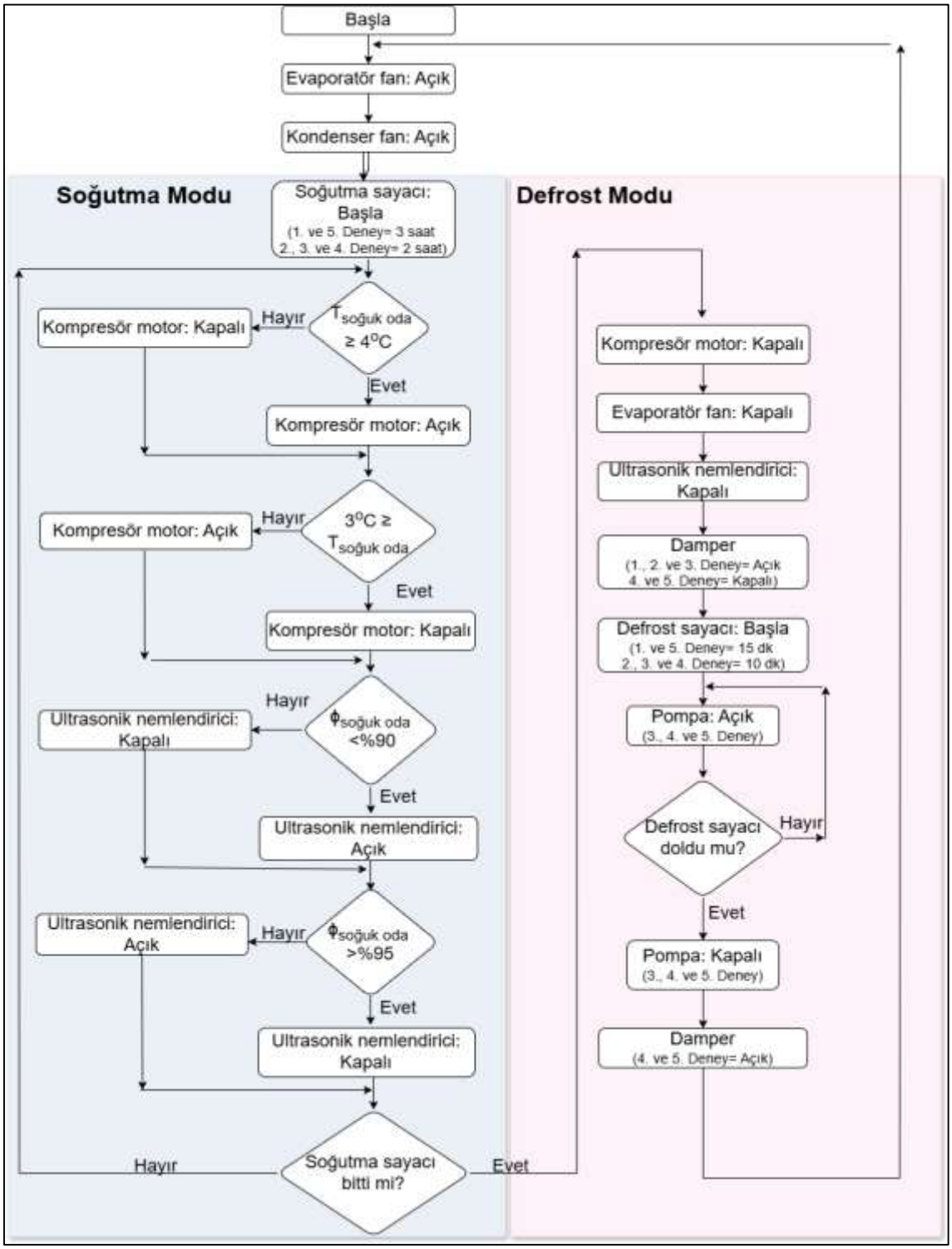
Kontrol panelinde, 10 Ah kapasiteli ve 22,2 V voltajlı bir Li-ion pil bulunmaktadır. Li-ion pilin çıkış terminallerine DC/DC dönüştürücü devreleri takılmıştır. Kontrol panelinde, 2 adet STM32F103C8T6 işlemciye ve 12 bit ADC çözünürlüğe sahip kontrol kartları~~nı~~ kullanılmaktadır. Toplamda 20 farklı sensörden gelen verileri okuyabilmekte ve analiz edebilmektedir. Elde edilen veriler, bir dakikalık aralıklarla SD kartlara kaydedilmektedir, böylece sistemin sürekli takip edilmesine ve analiz edilmesine olanak sağlamaktadır. Geliştirilen kontrol paneli Resim 5.5'te bağlantılarıyla gösterilmiştir.



Resim 5.5. Geliştirilen kontrol paneli

1.sistemde planlanan 5 deney için deneysel süreç kapsamında, Deney 1 ve 5'te, sistemin 3 saat boyunca soğutma modunda çalıştığı ve ardından 15 dakika süresince defrost moduna geçtiği belirlenmiştir. Diğer deneylerde ise 2 saatlik soğutma modu ve ardından 10 dakikalık defrost süresi olacak şekilde ayarlanmıştır. Defrost modunun etkinleştirildiği Deney 4 ve 5'te, evaporatör ve soğuk oda arasındaki damper mekanizması otomatik olarak kapanacak

şekilde ayarlanarak sistemin enerji verimliliği artırılmıştır. Şekil 5.6'da 1.sistem için oluşturulan akış diyagramı gösterilmiştir.



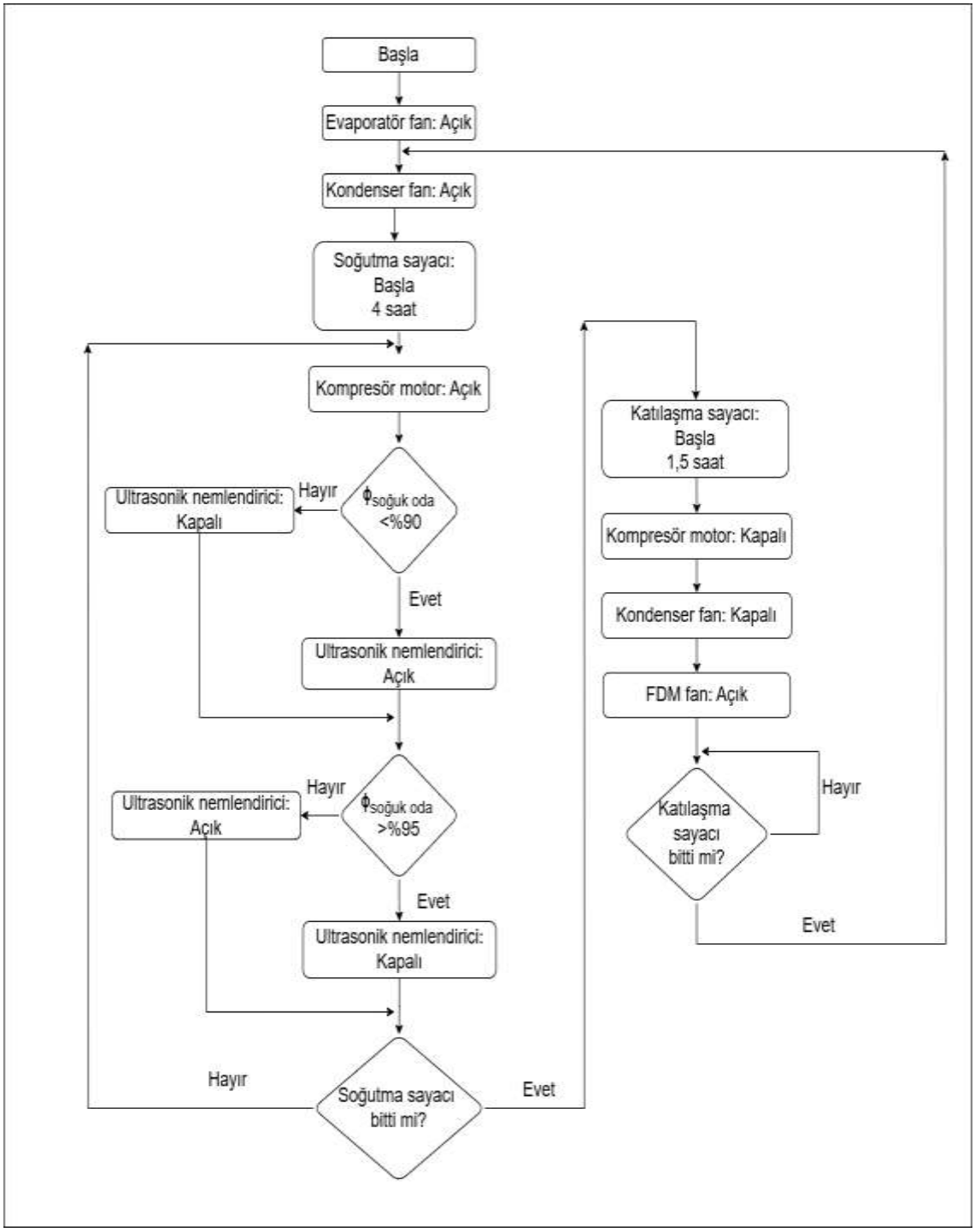
Şekil 5.6. Sistem 1 için akış diyagramı

1.sistem için belirlenen ölçüm noktaları Çizelge 5.4'te verilmiştir. Belirlenen ölçüm noktalarına göre kontrol panelle bağlantıları yapılmış ve veriler kaydedilmiştir.

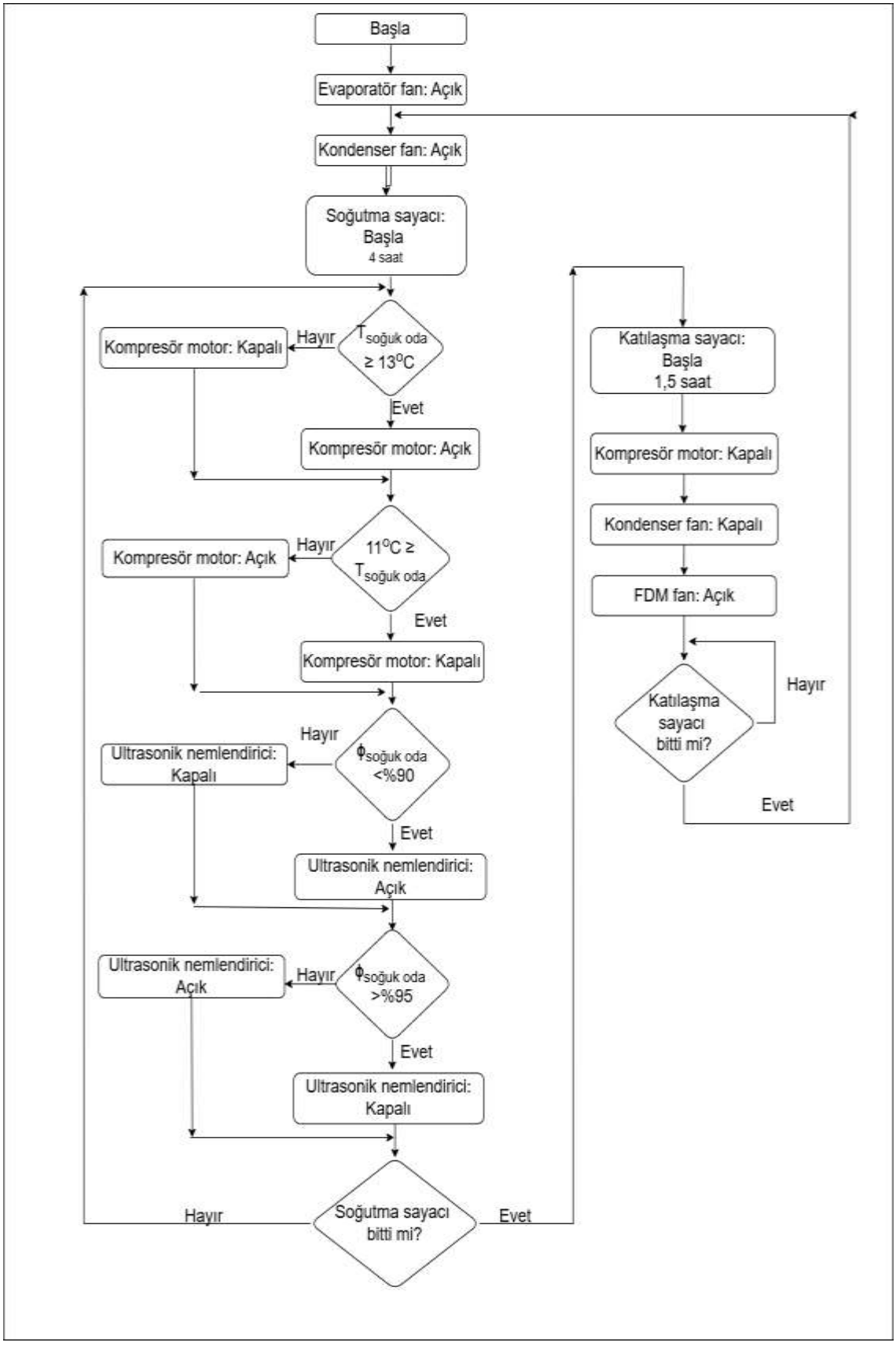
Çizelge 5.4. Sistem 1 için oluşturulan ölçüm noktaları

Birinci Kart			İkinci Kart		
Nokta	Ölçüm Parametreleri	Sembol	Nokta	Ölçüm Parametreleri	Sembol
1	Soğuk oda hava sıcaklığı 1	T_0	11	Su kutusu, kanat sıcaklığı	T_{10}
2	Sistem gerilimi	V	12	Kompresör akımı	I_2
3	Sistemin toplam akımı	I_1	13	Su kutusu, soğutucu akışkan çıkış sıcaklığı	T_9
4	Kompresör soğutucu akışkan basma sıcaklığı	T_1	14	Su kutusu, su sıcaklığı	T_8
5	Kompresör soğutucu akışkan emme sıcaklığı	T_2	15	Dış hava sıcaklığı	TR_3
6	Kondenser soğutucu akışkan çıkış sıcaklığı	T_3	16	Dış hava bağıl nemi	TRh_3
7	Evaporatör soğutucu akışkan giriş sıcaklığı	T_4	17	Soğuk oda hava sıcaklığı 2	TR_2
8	Evaporatör yüzey sıcaklığı 1	T_5	18	Soğuk oda bağıl nemi	TRh_2
9	Evaporatör soğutucu akışkan çıkış sıcaklığı	T_6	19	Kondenser hava çıkış sıcaklığı	TR_1
10	Evaporatör yüzey sıcaklığı 2	T_7	20	Kondenser hava çıkış bağıl nemi	TRh_1

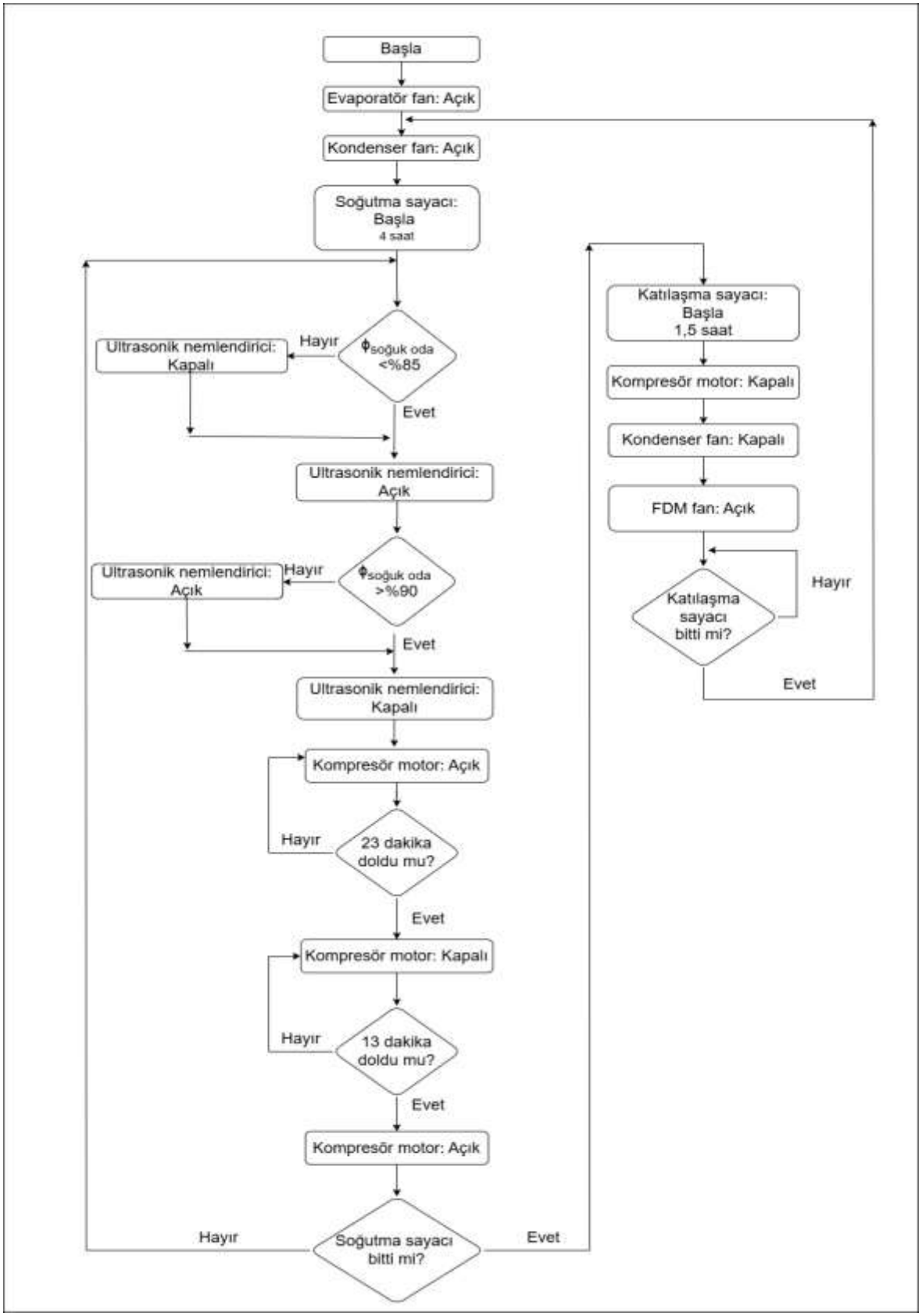
2. sistem için kullanılan kontrol paneli ve veri kaydedici cihaz, sistem ve kompresör akım ve gerilimi, soğutma sistemi hat sıcaklıkları, soğuk oda sıcaklık ve bağıl nemi, çevre sıcaklık ve bağıl nemi ve FDM sıcaklıklarını ölçüp kaydetmek için kullanılmaktadır. 2. sistem için 3 farklı deney planlanmıştır. 1. deneyde kompresör soğutma süresince açık kalacak, 2. deneyde kompresör oda sıcaklığındaki set koşullarına göre aç kapa yapacak ve 3. Deneyde ise kompresör 23 dk açık, 13 dk kapalı kalacaktır. Bu deneylere göre 2. sistem için 3 farklı akış algoritması oluşturulmuştur. Oluşturulan akış diyagramları 3 farklı deney için sırasıyla Şekil 5.7, Şekil 5.8 ve Şekil 5.9'da gösterilmiştir.



Şekil 5.7. Sistem 2'nin 1. deneyi için akış diyagramı



Şekil 5.8. Sistem 2'nin 2. deneyi için akış diyagramı



Şekil 5.9. Sistem 2’nin 3. deneyi için akış diyagramı

2.sistem için belirlenen ölçüm noktaları Çizelge 5.5'te verilmiştir. Belirlenen ölçüm noktalarına göre kontrol paneli bağlantıları yapılmış ve veriler kaydedilmiştir.

Çizelge 5.5. Sistem 2 için oluşturulan ölçüm noktaları

Birinci Kart			İkinci Kart		
Nokta	Ölçüm Parametreleri	Sembol	Nokta	Ölçüm Parametreleri	Sembol
1	Soğuk oda hava sıcaklığı 1	T_0	11	FDM çeyrek-orta bölge sıcaklığı	T_{10}
2	Sistem gerilimi	V	12	Kompresör akımı	I_2
3	Sistemin toplam akımı	I_1	13	FDM orta bölge sıcaklığı	T_9
4	Kompresör soğutucu akışkan basma sıcaklığı	T_1	14	FDM alt bölge sıcaklığı	T_8
5	FDM üst bölge sıcaklığı	T_2	15	Dış hava sıcaklığı	TR_3
6	Kondenser soğutucu akışkan çıkış sıcaklığı	T_3	16	Dış hava bağıl nemi	TRh_3
7	Evaporatör soğutucu akışkan giriş sıcaklığı	T_4	17	Soğuk oda hava sıcaklığı 2	TR_2
8	Evaporatör yüzey sıcaklığı 1	T_5	18	Soğuk oda bağıl nemi	TRh_2
9	Evaporatör soğutucu akışkan çıkış sıcaklığı	T_6	19	FDM çıkış havası sıcaklığı	TR_1
10	FDM giriş havası sıcaklığı	T_7	20	FDM çıkış havası bağıl nemi	TRh_1

5.1.6. Soğuk odada depolanan tarımsal ürün

Soğuk havayı evaporatörden soğuk odaya ileten bir soğutma çevrim sistemi tasarlanmış olup, bu sistemin temel amacı, soğuk zincirin korunmasını ve hasat edilen ürünlerin hasattan hemen sonra uygun çevresel koşullar altında depolanmasını sağlamaktır.

1.sistem için, sistemin performansını değerlendirmek amacıyla soğuk depolama malzemesi olarak patates (Solanum tuberosum) tercih edilmiştir (Resim 5.6). Nourian ve arkadaşları [148], patatesleri beş farklı zaman aralığında 4°C-20°C sıcaklık aralığında ve %95 bağıl nem altında depolamış ve yaptıkları çalışmalar sonucunda yüksek fizikokimyasal kaliteyi korumak için depolama sıcaklığı olarak 4°C ve 8°C'yi önermişlerdir. Benzer şekilde, Visse-Mansiaux ve arkadaşları [149], patatesleri 4°C ve 8°C'de depolamış, ardından sıcaklığı 4,5

ay boyunca kademeli olarak 15°C'ye yükseltmişlerdir; ancak sonuç olarak 4°C'lik bir depolama sıcaklığını tavsiye etmişlerdir. İki çalışma arasında uzun bir süre farkı olmasına rağmen, iki çalışmada da 4°C'nin patateslerin depolanması için uygun bir sıcaklık olduğu ortaya çıkmıştır. Bu doğrultuda, 1. sistemde depolanan patateslerin kalite korunumu açısından 3-4°C sıcaklık değer aralığında ve %90–95 bağıl nem oranındaki soğuk oda koşulları tercih edilmiştir.



Resim 5.6. Sistem 1 için depolanan tarımsal ürün

2.sistemin 2. senaryosu için, sistemin performansını değerlendirmek amacıyla soğuk depolama malzemesi olarak limon (Citrus) tercih edilmiştir (Resim 5.7). Chowdhury ve arkadaşları [150] limonların farklı sıcaklıklarda ve bağıl nem koşullarında depolanmasının kalite ve raf ömrü üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Çalışmada taze limonlar, %88±2 bağıl nemde, 12°C, 13°C ve 14°C sıcaklıklarda, %1 perforasyonlu polipropilen ambalajlarda dört hafta boyunca muhafaza edilmiştir. Kontrol grubu ise ambalajsız ve ortam sıcaklığında (22^{o}C) tutulmuştur. Çalışmanın sonucunda 13°C'de depolanan limonların renk, tazelik, fizyolojik ağırlık kaybı ve kimyasal özellikler bakımından en iyi performansı gösterdiğini ortaya koymuştur. Cohen ve Schiffmann-Nadel [151] tarafından gerçekleştirilen çalışmada, limonların farklı sıcaklıklarda depolanması incelenmiştir. Araştırma, limonların uzun süreli depolama sırasında çürümeler ve fizyolojik bozukluklar (örneğin, iç kararma ve kabuk çökmesi) açısından en uygun sıcaklığın 14°C olduğunu ortaya koymuştur. Kısa süreli depolamalarda ise 2–8°C aralığındaki sıcaklıkların meyveye zarar vermediği belirlenmiştir.

Ancak, depolama sıcaklığı düştükçe limonun yapısındaki bozuklukların daha erken ortaya çıktığı ve bu durumun özellikle daha az olgunlaşmış meyvelerde belirgin olduğu gözlemlenmiştir. Sun ve arkadaşları [152] tarafından gerçekleştirilen çalışmada ise, Eureka cinsi limonların hasat olgunluk aşaması (yeşil, yeşil-sarı ve sarı) ile 10°C'de 30, 60 ve 90 gün süren soğuk depolama süresinin meyve kalitesi üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Araştırma bulguları, meyvedeki ağırlık kaybı, suda çözünebilen katı madde, titre edilebilir asitlik ve renk parametrelerinin hem hasat olgunluğuna hem de depolama süresine bağlı olarak önemli ölçüde değiştiğini ortaya koymuştur. Özellikle, yeşil aşamada hasat edilen limonlar, 90 güne kadar depolama süresince kalite özelliklerini korurken, sarı aşamada hasat edilen limonların 30 gün içinde tüketilmesi önerilmiştir. Ayrıca, limon suyundaki C vitamini içeriği depolama süresince önemli bir değişiklik göstermezken, depolama süresi uzadıkça toplam antioksidan kapasitesinin azaldığı belirlenmiştir. Bu sonuçlar, limonun hasat olgunluk aşamasının ve soğuk depolama süresinin limon kalitesi üzerinde önemli bir belirleyici faktör olduğunu ortaya koymaktadır. Bu doğrultuda, 2. sistemin 2. deneyinde depolanan limonların kalite korunumu açısından 11-13°C sıcaklık aralığında ve %90–95 bağıl nem oranındaki soğuk oda koşullarının tercih edilmiştir.



Resim 5.7. Sistem 2’nin 2. deneyi için depolanan tarımsal ürün

5.1.7. Deneysel metot ve veri toplama

1.sistem için tasarlanan soğuk odanın sıcaklığını ve bağıl nemini sürekli olarak takip eden bir termohigrometre, nem seviyelerini düzenlemek için de bir ultrasonik nemlendirici kullanılmıştır. Depolanan patateslerin kalite standartlarının korunabilmesi için, soğuk oda koşulları 3-4°C sıcaklıkta ve %90-95 bağıl nemde tutulmuştur. Buna göre, soğuk odanın iç sıcaklığı 4°C'ye ulaştığında, kompresör devreye girmekte ve sıcaklık 3°C'ye gerilediğinde kapanmaktadır. Benzer şekilde, ultrasonik nemlendirici, bağıl nem %90'a düştüğünde çalışmaya başlamakta ve %95'e ulaştığında durmaktadır. Deneysel prosedürün bir parçası olarak soğutma ve defrost modu olmak üzere 2 ayrı mod oluşturulmuştur. 1. sistemde 2 senaryo üzerine 5 farklı deney yapılmıştır. Birinci senaryoda, tasarlanan sistem 3 saatlik soğutma ve ardından 15 dakikalık bir defrost oluşturacak şekilde çalıştırılmıştır. İkinci senaryoda ise 2 saatlik soğutma ve ardından 10 dakikalık bir defrost sağlanacak şekilde planlanmıştır. 1. sistem için planlanan deneylerin çalışma prosedürleri Çizelge 5.6'da özetlenerek sunulmuştur.

Çizelge 5.6. Sistem 1 için deneysel prosedür

Deneyler	Su pompası+ sıcak su kutusu	Soğuk oda set sıcaklığı / bağıl nem koşulları	İşlem süresi	Açıklama
Deney 1	---	3°C/4°C %90-95	Her 3 saatte bir 15 dakika	Bu deneyde, 3 saat soğutma işlemi ve ardından 15 dakikalık defrost işlemi gerçekleştirilmektedir. Kondenser ve evaporatör fanları deney boyunca sürekli olarak çalıştırılmıştır. Defrost işlemi sırasında kompresör devre dışı bırakılmıştır. Ultrasonik nemlendirici, önceden tanımlanmış bağıl nem değer aralıklarına göre otomatik olarak etkinleştirilmekte ve kapatılmaktadır.
Deney 2	---	3°C/4°C %90-95	Her 2 saatte bir 10 dakika	Bu deneyde, 2 saat soğutma ardından 10 dakika defrost işlemi gerçekleşmektedir. Ekipmanlar, ilk deneyle benzer şekilde çalıştırılmaktadır. Deney süresi boyunca, ortamın sıcaklık ve nem koşulları izlenmiştir.
Deneyler	Su pompası+ sıcak su kutusu	Soğuk oda set sıcaklığı / bağıl nem koşulları	İşlem süresi	Açıklama

Çizelge 5.6. (devam) Sistem 1 için deneysel prosedür

Deney 3	✓	3°C/4°C %90-95	Her 2 saatte bir 10 dakika	Deney sırasında 2 saat boyunca gerçekleşen soğutma işleminin ardından 10 dakika kompresör basma hattı tarafından ısıtılan sıcak su kullanılarak bir defrost işlemi gerçekleştirilmektedir. Ultrasonik nemlendirici ayar değerlerine göre çalıştırılmaktadır. Deney sırasında kondenser fanları sürekli çalıştırılırken, defrost işlemi sırasında kompresör, evaporatör fanları ve ultrasonik nemlendirici devre dışı bırakılmaktadır. Defrost işlemi sırasında su pompası çalıştırılmaktadır ve soğuk oda ile evaporatör arasındaki hava kanallarında damper bulunmamaktadır. Damperin olmamasından dolayı sıcak havanın soğuk odaya iletilmesine neden olmaktadır. Bu işlem, soğutma sırasında soğuk oda koşullarının korunmasında dikkat gerektirmektedir.
Deney 4	✓	3°C/4°C %90-95	Her 2 saatte bir 10 dakika	Soğutma işlemi 2 saat sürerken, sıcak su kullanılarak yapılan defrost işlemi 10 dakika sürmektedir. Bu deneyde ekipmanlar üçüncü deneydeki gibi çalıştırılmaktadır. Soğuk oda ile evaporatör arasındaki hava kanallarındaki bir damper bulunmakta ve hava akışını engellemektedir. Sonuç olarak, defrost sırasında soğuk odaya sıcak hava akışı engellenmekte ve böylece tarım ürünlerinin soğuk odadaki saklama koşulları korunmaktadır.
Deney 5	✓	3°C/4°C %90-95	Her 3 saatte bir 15 dakika	Soğutma işlemi 3 saat sürerken, sıcak su kullanılarak yapılan defrost işlemi 15 dakika sürmektedir. Bu deneyde ekipmanlar dördüncü deneydeki gibi çalıştırılmaktadır. Defrost işlemi sırasında, soğuk oda koşullarını korumak amacıyla hava kanallarındaki damper kullanılmaktadır. Bu sayede sıcak hava akışının soğuk odaya girmesi engellenmektedir. Bu işlem, özellikle hassas ürünlerin depolanmasında kaliteyi ve taze kalma süresini artırmaktadır.

Çizelge 5.6'da verilen deneyler, soğuk oda koşullarında depolanan tarım ürünlerinin saklama sürecinin daha verimli olması için farklı soğutma ve defrost sürelerinin etkilerini incelemektedir. Farklı soğutma sürelerinin evaporatör üzerinde oluşan buz miktarına etkisi ve yapılması gereken defrostun buzun erimesindeki etkisi gözlenmiştir.

Deney 1 ve 2'de, her 3 saatte veya 2 saatte bir gerçekleştirilen soğutma işlemlerinin ardından belirli sürelerde defrost işlemleri uygulanmıştır. Bu süreçlerin, ürünlerin depolama

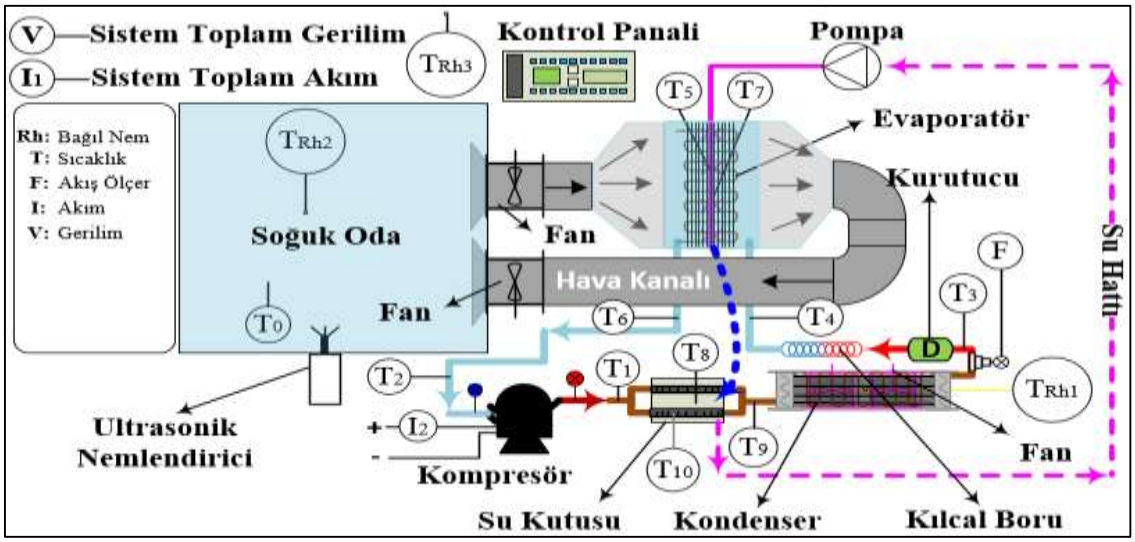
koşullarına etkisi gözlemlenmiş, sıcaklık ve nem denetimiyle ürün kalitesinin sürdürülebilirliği sağlanmıştır.

Deney 3 ve 4, sıcak su ile yapılan defrost işlemleri sayesinde sıcaklık kontrolünün daha hassas şekilde yapılması sağlamıştır. Deney 4'te damper kullanılması, soğuk oda koşullarındaki değişimlerin tarım ürünleri üzerindeki olumsuz etkilerini minimuma indirmek amacıyla önemli olmaktadır.

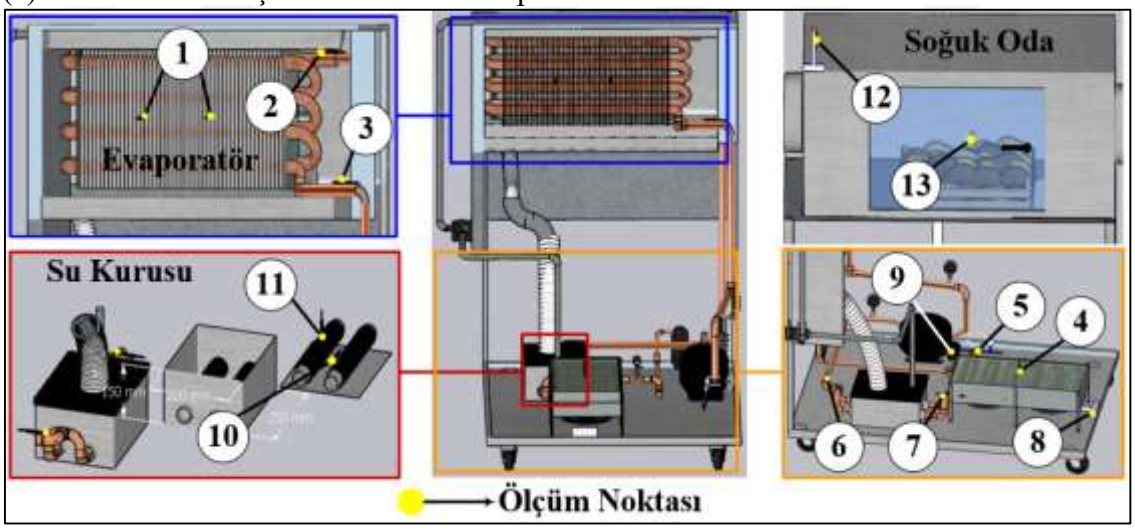
Son olarak, Deney 5, en uzun soğutma ve defrost süresiyle, ekipman kullanımının etkinliği ve hava kanallarındaki damperlerin rolü üzerinde detaylı değerlendirmeler yapılmıştır. Ayrıca, depolama ortamındaki sıcaklık dalgalanmalarının kontrol altına alınması için ideal bir çözüm önerisi sunulmuştur.

1.sistemin temel amacı, defrost işlemlerinde atık ısıyı kullanarak enerji verimliliğini artırmak ve sürdürülebilir bir soğutma sistemi geliştirmektir. Çalışmada, sıcak su püskürtmeli ve hidrofobik kaplamaya sahip evaporatör tasarımı ile entegre edilen bir sıcak su defrost sistemi önerilmektedir. Bu sistemin defrost sürecine etkileri detaylı şekilde incelenmektedir. Çalışma kapsamında hem soğutma hem de defrost aşamalarında soğutma sisteminin performans analizi yapılmaktadır. Yeni tasarlanan 1. sistemin, geleneksel sistemlere kıyasla önemli avantajları bulunmaktadır. Bunlar; kompresörden çıkan soğutucu akışkan sıcaklığının düşürülmesi, kondensere giren akışkanın daha düşük sıcaklıkta olması sayesinde dışarıya atılan ısı miktarının azaltılması ve defrost işlemi için gereksiz elektrik tüketiminin önüne geçilmesi olarak sıralanabilmektedir. Bu sayede enerji tasarrufu sağlanırken aynı zamanda çevresel açıdan daha sürdürülebilir bir sistem sunulmaktadır.

1.sistem için, kontrol paneli tarafından alınan verilerin türetildiği kaynakların ölçüm noktaları Şekil 5.10 (a ve b)'da gösterilmektedir.



(a) Sistem 1'deki ölçüm noktaları ve ekipmanları



(b) Sistem 1'deki ölçüm noktalarının gösterimi

1. Evaporatör yüzey sıcaklığı, 2. Evaporatör soğutucu akışkan giriş sıcaklığı, 3. Evaporatör soğutucu akışkan çıkış sıcaklığı, 4. Kondenser yüzey sıcaklığı, 5. Kompresör akım ve voltaj ölçer, 6. Su kutusu giriş sıcaklığı, 7. Su kutusu çıkış sıcaklığı / Kondenser giriş sıcaklığı, 8. Kondenser çıkış hava sıcaklığı ve bağıl nem sensörü, 9. Soğutucu akışkan akış ölçer, 10. Su kutusu su sıcaklığı, 11. Su kutusu kanatçık sıcaklığı, 12. Dış hava sıcaklığı ve bağıl nem sensörü, 13. Soğuk oda hava sıcaklığı ve bağıl nem sensörü.

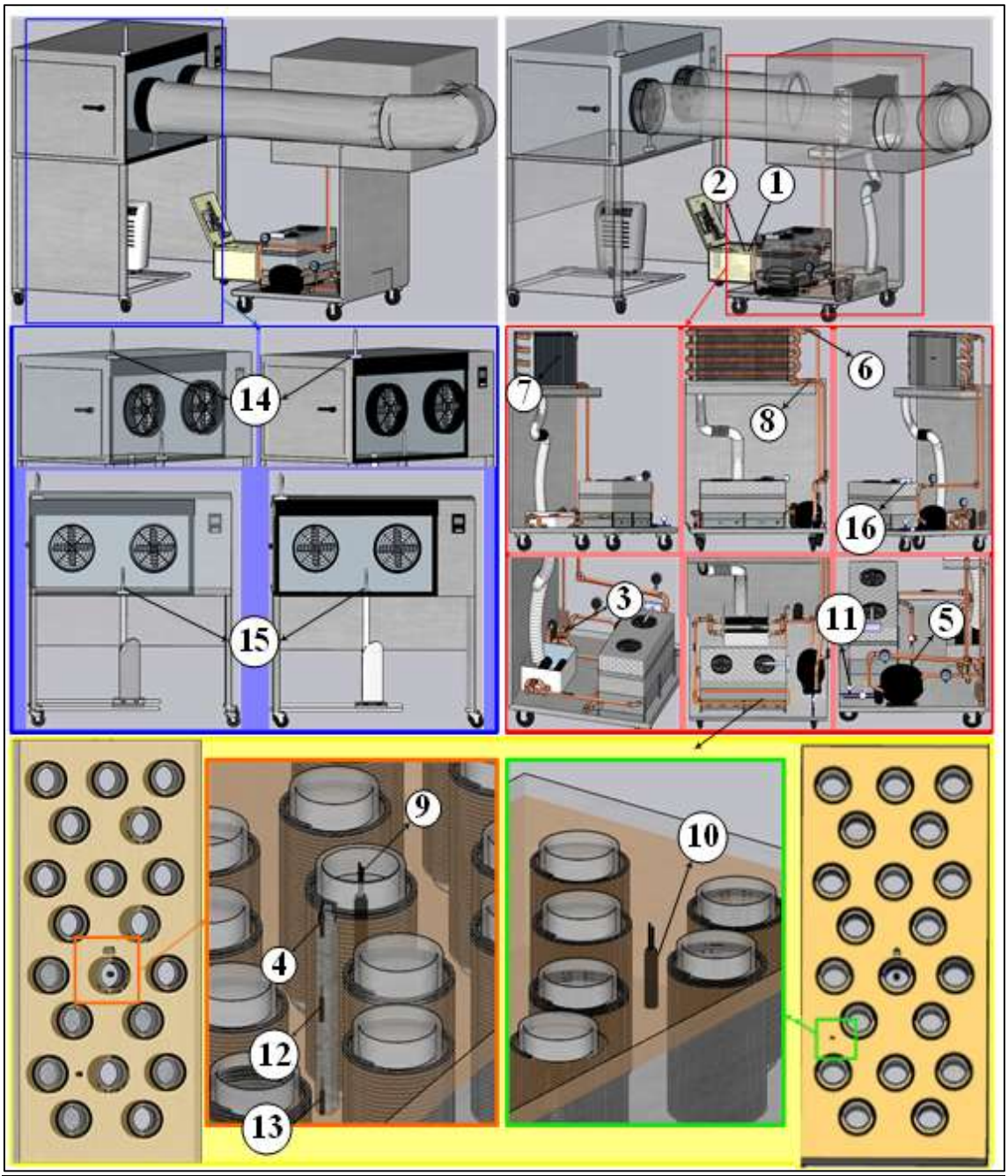
Şekil 5.10. Sistem 1'deki ölçüm noktaları

2. sistemde, atık ısıyı depolaması için soğutma çevriminin mikro kanallı kondenserine entegreli IEDÜ tasarımı yapılmıştır. Tasarlanan sistemde, kompresörün çalışma koşullarına göre parafinin erimesi ve katılaşması üzerindeki değişimi gözlenmiştir. 2. sistemde 3 farklı deney yapılmıştır ve Çizelge 5.7'de açıklanmıştır. 2. sistemde deneyler saat 10:00'da başlatılmış ve 15:30'da sona erdirilmiştir.

Çizelge 5.7. Sistem 2 için deneysel prosedür

Deneyler	Soğuk oda set sıcaklığı / bağıl nem koşulları	İşlem süresi	Açıklama
Deney 1	11°C/13°C %90-95	4 saat erime 1,5 saat katılaşma	Bu deneyde, kompresör sürekli çalıştırılarak kondenser üzerinden ısı aktarımı sağlanmış ve bu süreçte parafinin termal davranışları incelenmiştir. Amaç, ısı aktarımı sırasında parafinin faz değişimi ve ısı depolama-yayma özelliklerini gözlemleyerek, malzemenin ısıl performansını detaylı şekilde değerlendirmektir.
Deney 2	11°C/13°C %90-95	4 saat erime 1,5 saat katılaşma	Deney kapsamında, ayarlanan sıcaklığa bağlı olarak kompresörün açık-kapalı modunda çalıştırılması sağlanmış ve bu koşullar altında parafinin termal davranışı detaylı şekilde incelenmiştir. Deney sırasında limonlar, soğuk odada saklama koşullarına uygun olarak muhafaza edilmiştir. Soğuk oda sıcaklığı 11–13°C aralığında ve bağıl nem seviyesi %90–95 aralığında sabitlenmiştir. Bu deneyin asıl amacı, kompresörün periyodik çalışmasıyla oluşan sıcaklık değişimlerinin, parafinin faz değişimi ve enerji depolama-yayma kapasitesi üzerindeki etkilerini gözlemlemektir.
Deney 3	11°C/12°C %85-90	4 saat erime 1,5 saat katılaşma	Deneyde, kompresör 23 dk çalıştırılıp ardından 13 dk devre dışı bırakılarak, parafinin enerji erime ve katılaşma karakteristikleri incelenmiştir. Bu deneyde, soğuk odada herhangi bir ürün depolaması yapılmamış, sadece sistemin ısıl davranışı ve parafinin termal davranışı gözlemlenmiştir. Deney boyunca soğuk oda sıcaklığı 11–12°C aralığında, bağıl nem ise %85–90 aralığında sabitlenmiştir.

Deney 1’de kompresör sürekli çalıştırılmış ve kondenserden atılan ısının parafin üzerindeki etkisi gözlemlenmiştir. Deney 2’de, kompresör aç-kapa döngüsüne göre çalıştırılmıştır. Deney 2’nin amacı, belirli bir sıcaklığa ulaşıldığında kompresörün devreye girip çıkma döngüleri sırasında parafinin ısı depolama ve boşaltma kapasitesinin incelenmesidir. Deney 3’te, kompresör belirli bir süre çalıştırılıp diğer deneylere göre daha uzun bir süre kapalı bırakılmıştır. Buradaki amaç, daha seyrek çalışan bir sistemde parafinin erime ve katılaşma karakteristiklerini ortaya koymaktır. Yapılan 3 deneyde de sıcaklık ölçümleri, sistemde belirlenen noktalara yerleştirilmiş NTC tipi termokupllar ile yapılmış ve veriler veri kaydedici tarafından kaydedilmiştir. Sistemin ve ölçüm noktalarının detaylı gösterimi Şekil 5.11’de bulunmaktadır.



1.Sistem voltajı, 2. Sistem toplam akımı, 3. Kompresör basma hat sıcaklığı, 4. FDM üst bölge sıcaklığı, 5. Kondenser soğutucu akışkan çıkış sıcaklığı, 6. Evaporatör soğutucu akışkan giriş sıcaklığı, 7. Evaporatör yüzey sıcaklığı, 8. Evaporatör soğutucu akışkan çıkış sıcaklığı, 9. FDM giriş havası sıcaklığı, 10. FDM çeyrek-orta bölge sıcaklık, 11. Kompresör akımı, 12. FDM orta bölge sıcaklığı, 13. FDM alt bölge sıcaklığı, 14. Dış hava sıcaklığı ve bağıl nem sensörü, 15. Soğuk oda hava sıcaklığı ve bağıl nem sensörü, 16. FDM hava çıkışı, hava sıcaklığı ve bağıl nem sensörü.

Şekil 5.11. Sistem 2'deki ölçüm noktaları

2 sistemde de kullanılan ölçüm cihazlarının teknik özellikleri ve hassasiyet değerleri Çizelge 5.8'de belirtilmektedir.

Çizelge 5.8. Sistem 1 ve 2'de kullanılan ölçüm araçlarının özellikleri

Ekipman	Özellikleri			
Sıcaklık sensörü	Tip NTC	Doğruluk ±0,1°C	25°C'deki direnç 10 KΩ ±%1	Aralık -30°C~105°C
Termohigrometre	Sıcaklık aralığı -20~55°C	Sıcaklık doğruluğu ±0,4°C	Bağıl nem %0~100	Bağıl nem doğruluğu % ±2
Termal anemometre	Sıcaklık aralığı -20~80°C	Sıcaklık doğruluğu ±0,1°C	Hız aralığı 0~20 m/s	Hız doğruluğu ±0,03 m/s
Gerilim/Akım sensörü	Gerilim aralığı 0~50 V	Gerilim doğruluğu % ±0,1	Akım aralığı 0~200 A	Akım doğruluğu % ±0,4
Soğutucu akış ölçer	Ölçüm aralığı 0-1000 kg/h	Kütle akış doğruluğu % ±0,1	Sıcaklık aralığı -60°C~200°C	Sıcaklık doğruluğu ±1°C
Diferansiyel taramalı kalorimetre (DSC)	Sıcaklık aralığı -17 ~725°C	Tarama hızı 0,01-100°C/dk	Hassasiyet ±0,2 µW	Atmosfer Azot, Argon, Hava

6. DENEY SONUÇLARI

Tez çalışması kapsamında gerçekleştirilen deneyler sonucunda elde edilen analiz ve değerlendirmeler, Sistem 1'in defrost performansı ve Sistem 2'nin IEDÜ performansı olmak üzere iki ayrı başlık altında sunulmuştur.

6.1. Sistem 1 Defrost Performans Sonuçları

Sistem 1'de soğutma ve defrost modu olmak üzere 2 ayrı mod çalışılmaktadır. Her mod için geliştirilen kontrol algoritması, ilgili ekipmanların çalışmasının düzenli ve verimli bir şekilde gerçekleştirilmesini sağlamıştır. Soğutma modundan defrost moduna geçiş sırasında, kompresör, nemlendirici ve evaporatör fanları durdurulmuş ve defrost süresince sıcak su pompası devreye alınmıştır. Bu süreçte, soğutma modunda evaporatör yüzeyinde oluşan buzlanmanın sıcak su sayesinde çözüldüğü gözlemlenmiştir. Ayrıca, kontrol sistemi bu iki mod arasındaki geçişin sağlanmasını mümkün kılmıştır.

Soğutma sistemi, tasarım esaslarına uygun şekilde imal edilmiştir. Defrost işlemi için gerekli enerji, özel olarak tasarlanan sıcak su kutusundan sağlanmıştır. Kontrol algoritma yapısı, soğutma sisteminin tasarıma uygun ve sistematik biçimde çalışmasına olanak tanımıştır.

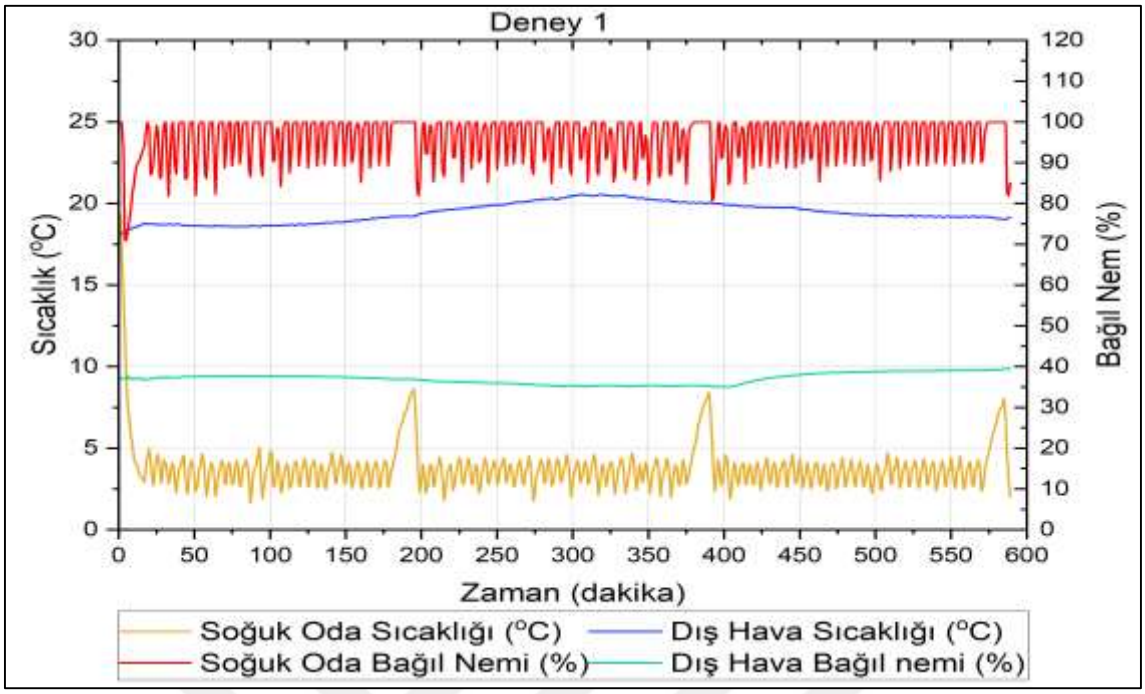
Şekil 6.1 (a-e)'de anlık sıcaklık ve bağıl nem değişimleri sunulmuştur. Sistem 1 için gerçekleşen 5 farklı deneyde ortalama %32–49 bağıl nem ve 20°C ortam hava sıcaklığı koşullarında gerçekleştirilmiştir. İç ortamda ölçülen ortalama hava sıcaklıkları sırasıyla 3,81°C; 3,69°C; 4,11°C; 3,38°C ve 3,55°C olarak kaydedilmiş; ortalama iç hava bağıl nem değerleri ise %95,7; %95,6; %96,8; %96,8 ve %96,6 olarak elde edilmiştir.

Soğutma set sıcaklık değerlerine göre, soğuk oda içindeki sıcaklık sensöründen alınan verilere bağlı olarak kompresör ve evaporatör fanları, soğutma süresi boyunca aç/kapat yöntemiyle kontrol edilmiştir. Benzer şekilde, soğutma işlemi sırasında, soğuk oda içindeki bağıl nem sensöründen alınan verilere göre ultrasonik nemlendirici, yine aç/kapat yöntemiyle devreye girmiş ve bu sayede nem kontrolü sağlanmıştır.

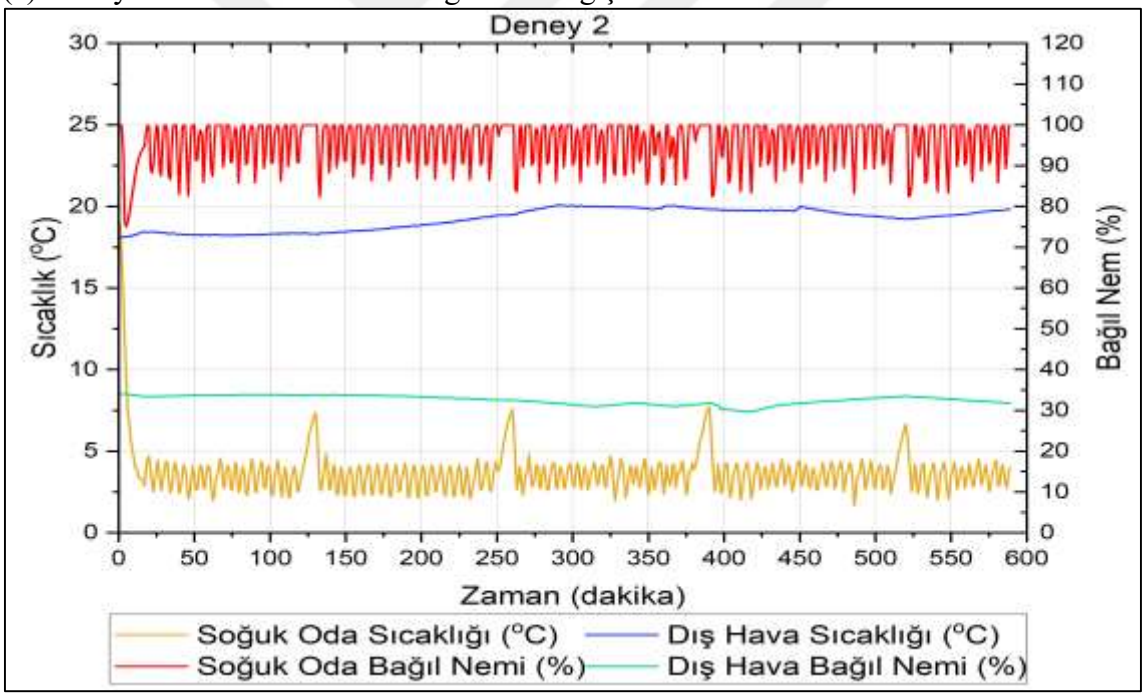
Defrost modunda, kompresör, evaporatör fanları ve ultrasonik nemlendirici devre dışı bırakılarak, bu durum kontrol algoritması kapsamında tüm deneylerde soğutma döngüleri boyunca sürdürülmüştür. Defrost süresince soğuk odanın hava sıcaklıklarında hafif bir artış gözlenmiştir. Pik sıcaklık değerlerinin büyüklüğünün, uygulanan defrost yöntemi ve defrost süresinden etkilendiği görülmektedir. Defrost sırasında kaydedilen en yüksek soğuk oda hava sıcaklığı, Deney 3'te 14,7°C olarak ölçülmüştür. Her ne kadar Deney 3'te, Deney 4 ve Deney 5'te olduğu gibi sıcak su püskürtmesi uygulanmış olsa da evaporatör ile soğuk oda arasındaki damperin açık olması nedeniyle soğuk oda sıcaklığı önemli derecede artmıştır. Defrost sürecinde en düşük soğuk oda hava sıcaklığı ise Deney 5'te kaydedilmiştir. Ayrıca, Deney 1, Deney 2, Deney 4 ve Deney 5'in defrost sırasında ulaşılan soğuk oda sıcaklıklarının, sırasıyla Deney 3'e kıyasla %41, %47,27; %53,41 ve %47,82 daha düşük olduğu belirlenmiştir.

Defrost işleminin süre olarak farklılık göstermesine rağmen, Deney 4 ve Deney 5'te soğuk oda hava sıcaklıklarında benzer sonuçlar elde edilmiştir. Bu doğrultuda, su püskürtme süresinin, defrost sırasında su sıcaklığının düşmesi nedeniyle soğuk oda hava sıcaklığı üzerinde düşük bir etkiye sahip olduğu söylenebilmektedir. Defrost süreleri açısından değerlendirildiğinde, Deney 5'in defrost süresince, soğuk oda hava sıcaklığının Deney 1'e kıyasla %11,56 daha düşük değerlere ulaştığı görülmüştür. Bu durum, damperin ve yeni defrost yönteminin etkinliğini ortaya koymuştur. Benzer şekilde, Deney 2, 3 ve 4 kendi aralarında defrost süreleri bakımından karşılaştırıldığında, yöntemin değiştirilmesiyle defrost sırasında soğuk oda hava sıcaklığında %47,27 oranında bir kötüleşme gözlenmiş, ancak damper kapatılarak bu durum tersine çevrilmiştir.

Buna bağlı olarak, damperin yöntemden daha etkili olduğu ifade edilebilmektedir. Ancak, Deney 1 ve Deney 2'de kullanılan defrost yönteminin çalışabilmesi için damperin açık kalması gerektiği unutulmamalıdır. Geliştirilen sıcak su kutusunda, Deney 4 ve Deney 5'te, ısıtılmış suyun defrost sırasında püskürtülmesi esnasında soğuk odaya ısı transferinin kesilmesi amacıyla damper kullanılmıştır. Sonuç olarak, yapılan değişiklikler, soğuk oda hava sıcaklığının daha stabil kalmasını sağlamış ve tarımsal gıdanın sıcaklığında az değişim oluşturarak daha uzun bir depolama süresi elde edilmesini sağlamıştır.

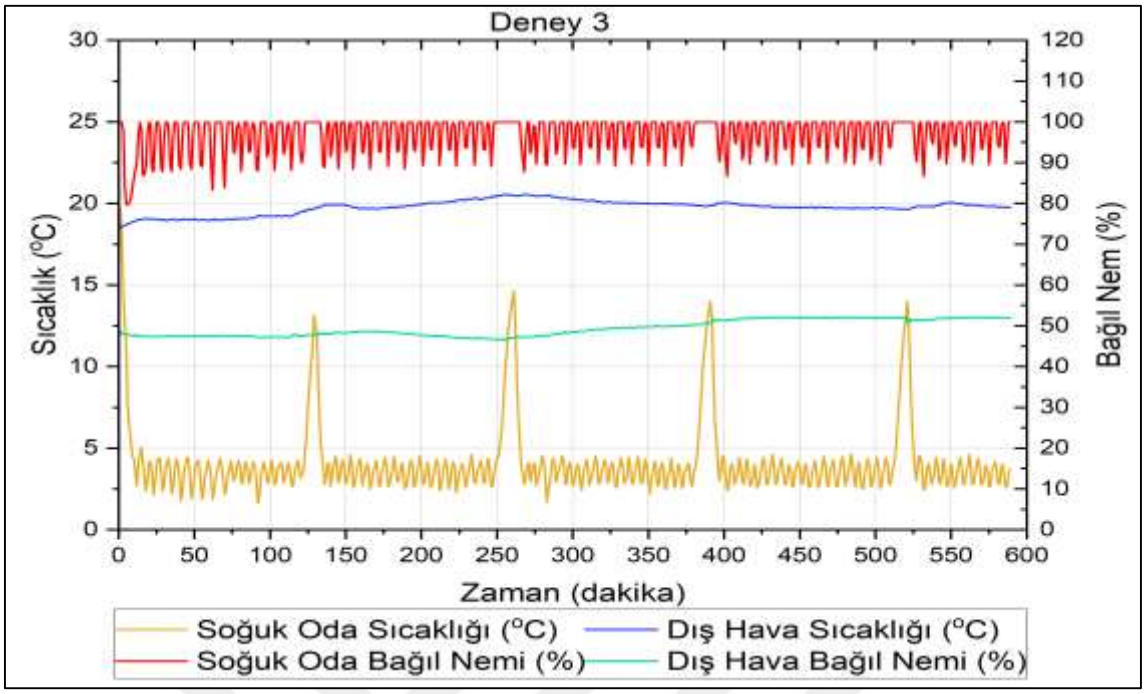


(a) Deney 1'in anlık sıcaklık ve bağıl nem değişimleri

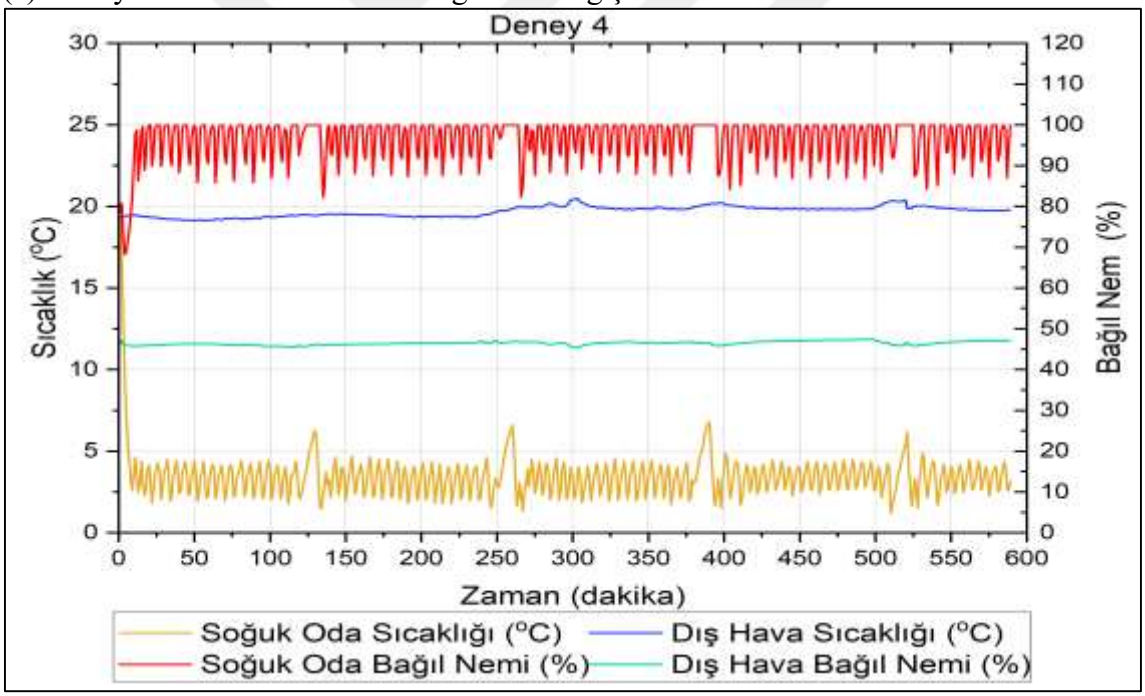


(b) Deney 2'nin anlık sıcaklık ve bağıl nem değişimleri

Şekil 6.1. Sistem 1'deki anlık sıcaklık ve bağıl nem değişimleri

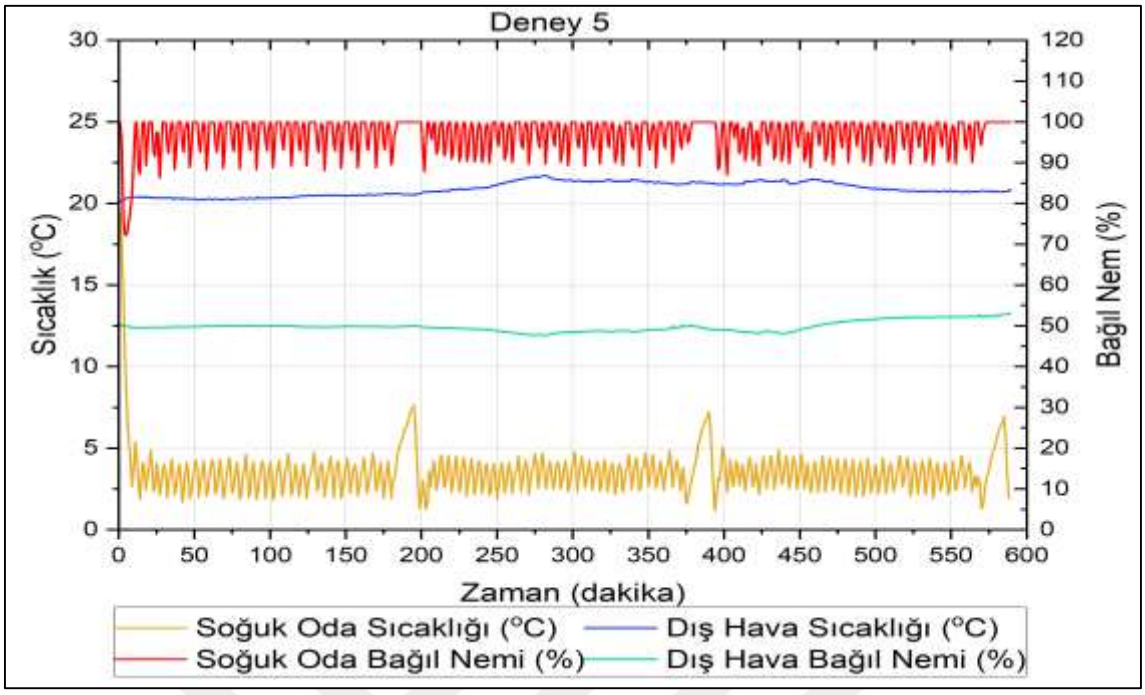


(c) Deney 3'ün anlık sıcaklık ve bağıl nem değişimleri



(d) Deney 4'ün anlık sıcaklık ve bağıl nem değişimleri

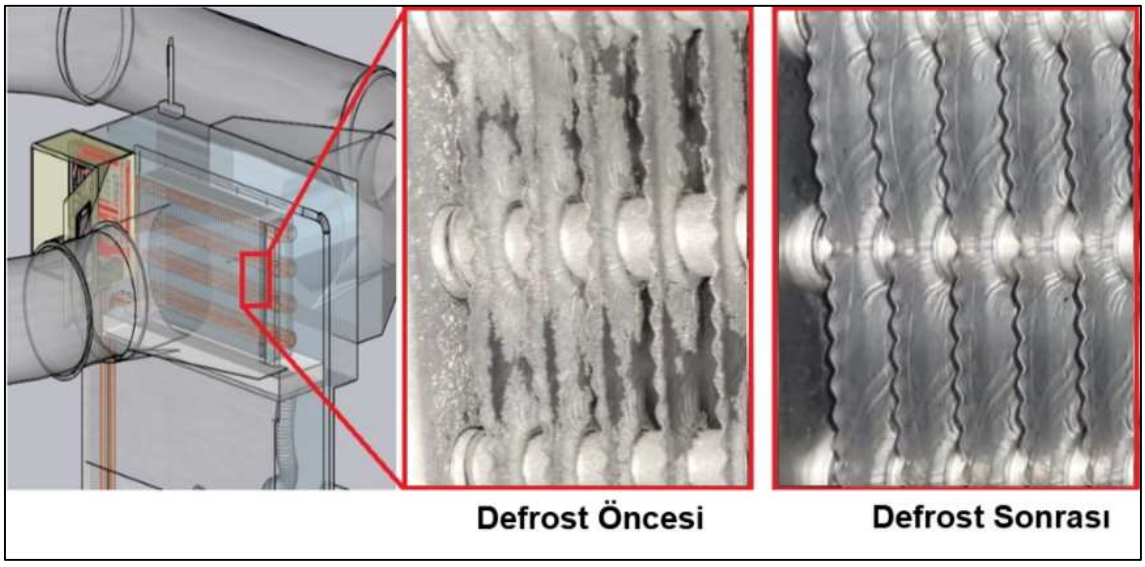
Şekil 6.1. (devam) Sistem 1'deki anlık sıcaklık ve bağıl nem değişimleri



(e) Deney 5'in anlık sıcaklık ve bağıl nem değişimleri

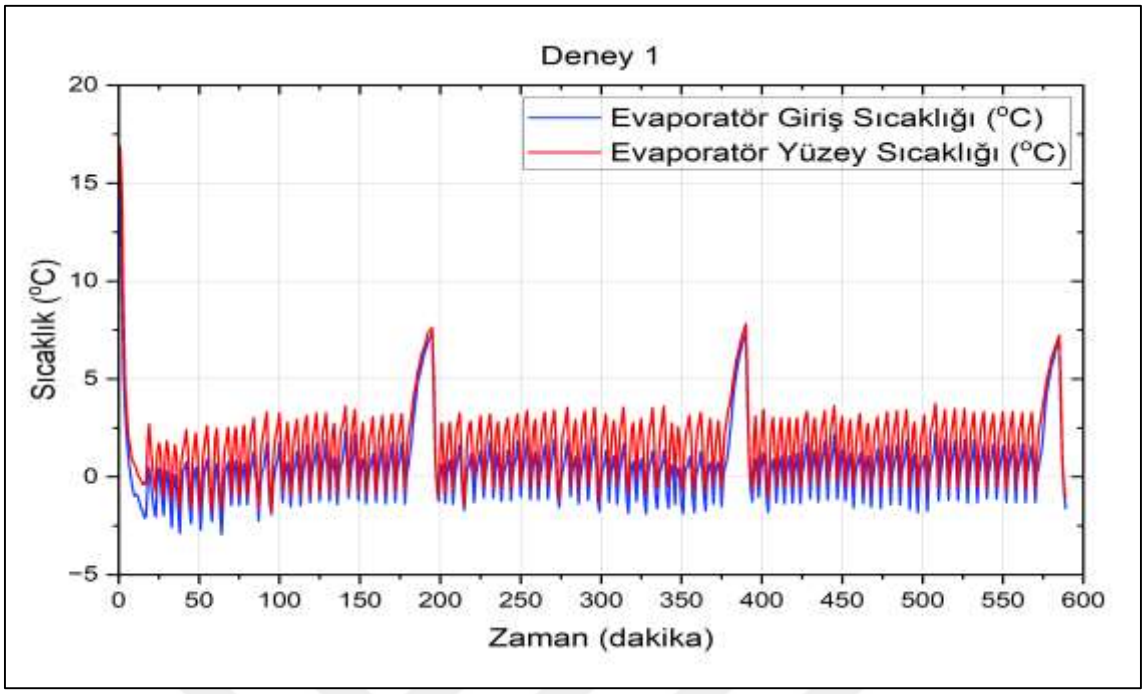
Şekil 6.1. (devam) Sistem 1'deki anlık sıcaklık ve bağıl nem değişimleri

Yapılan deneylerde, yaklaşık 2-3 saatlik bir soğutma işleminin ardından su sıcaklığı maksimum yaklaşık 34,7°C'ye kadar ulaşmıştır. Şekil 6.2'de defrost öncesi ve sonrası evaporatörün fotoğrafları gösterilmektedir. Soğutma sisteminde defrost işlemi için gereken ısıl güç, kompresör basma hattından sıcak su kutusuna aktarılan ısı miktarına eşit olacak şekilde tasarlanmıştır. Bu bağlamda, defrost işlemi için gereken enerji, soğutma modu sırasında sıcak su kutusunda depolanan ısıl enerji ile sağlanmıştır. Deneysel veriler sonucu, 2 saatlik bir soğutma süresi sonunda evaporatör yüzeyinde ortalama 275 gram buz biriktiği, 3 saatlik bir soğutma süresi sonunda ise buz miktarının 400 grama ulaştığı hesaplanmıştır.

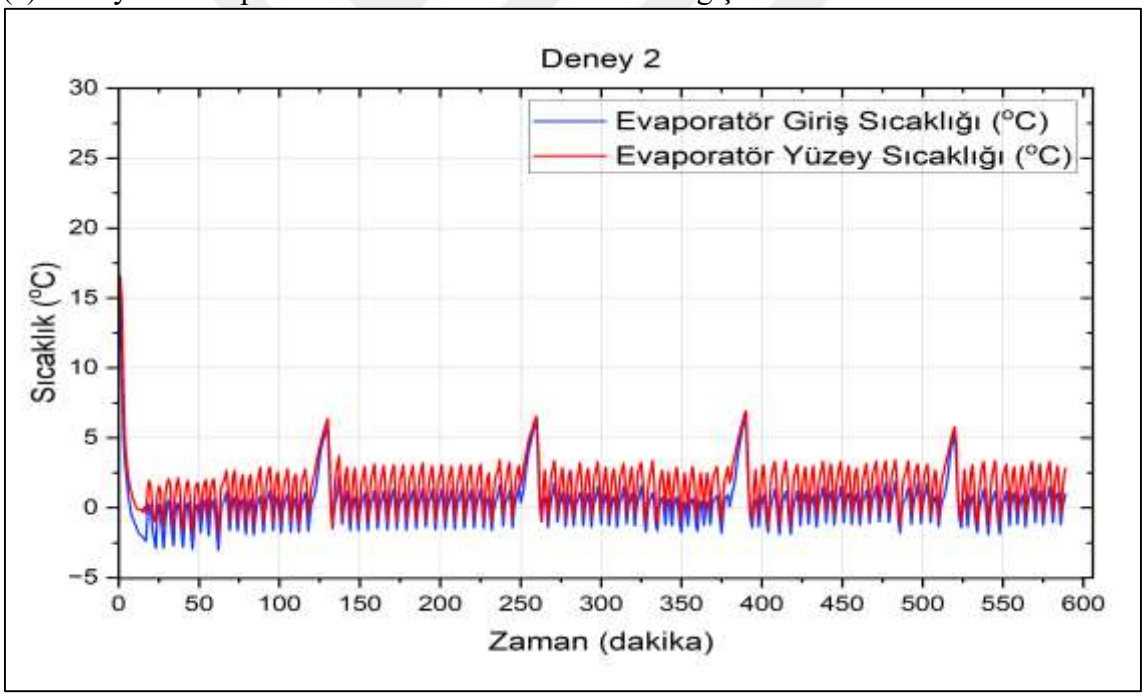


Şekil 6.2. Sistem 1'in defrost öncesi ve sonrası evaporatörün görselleri

Şekil 6.3 (a-e)'te evaporatördeki anlık sıcaklık değişimleri gösterilmektedir. Görülebileceği gibi defrost zamanlarında, 1. ve 2. deneylerde evaporatörün R290 soğutucu akışkan giriş sıcaklığı ve evaporatör yüzey sıcaklığı oldukça düşük seyretmiştir. Buna karşın, 3, 4 ve 5. deneylerde püskürtülen sıcak suyun etkisiyle diğer deneylere göre daha yüksek sıcaklıklar elde edilmiştir. 1. ve 2. deneylerde, defrost sırasında sıcaklıklar benzer şekilde artış göstermiş ve yaklaşık olarak aynı maksimum sıcaklığa ulaşmıştır. Ancak, 3, 4 ve 5. deneylerde, defrost sırasında evaporatör yüzey sıcaklığı, maksimum sıcaklıklara gelindiğinde 3-4°C daha yüksek ölçülmüştür ve bu durum uygulanan yöntemin doğrudan defrost etkisine odaklandığını göstermektedir. R290 soğutucu akışkan gaz sıcaklığı, evaporatör yüzey sıcaklığından yaklaşık 2°C daha yüksek olması beklenilmektedir. Deneylerde, minimum evaporatör yüzey sıcaklığı -2°C civarında, minimum evaporatör çıkış sıcaklığı ise -4,5°C civarında olmuştur ve bu da soğutma sisteminin istenilen soğutma seviyesini sağladığını göstermiştir. 1. ve 2. deneylerde maksimum evaporatör yüzey sıcaklığı sırasıyla 7,8°C ve 7,0°C olmuştur. 3., 4. ve 5. deneylerde ise evaporatör alanını da etkileyen sıcak su püskürtmesinden dolayı yaklaşık 24ºC'ye ulaşmıştır. Buna göre, defrost sırasında evaporatör yüzey sıcaklığı ilk iki deneyde maksimum 8°C artmış, ancak diğer deneylerde maksimum 22°C artmıştır. Sıcaklığın daha fazla artması buzun daha hızlı çözülmesine neden olmuştur. Bu da sıcak su yöntemi kullanılarak defrost süresinin kısaltılabileceğini göstermektedir. Dong ve ark.'nın çalışmasında [54], benzer şekilde, evaporatör yüzey sıcaklığı 2,25 dakikada 26°C'ye ulaşmıştır ve defrost süresi 7,75 dakikada tamamlamışlardır.

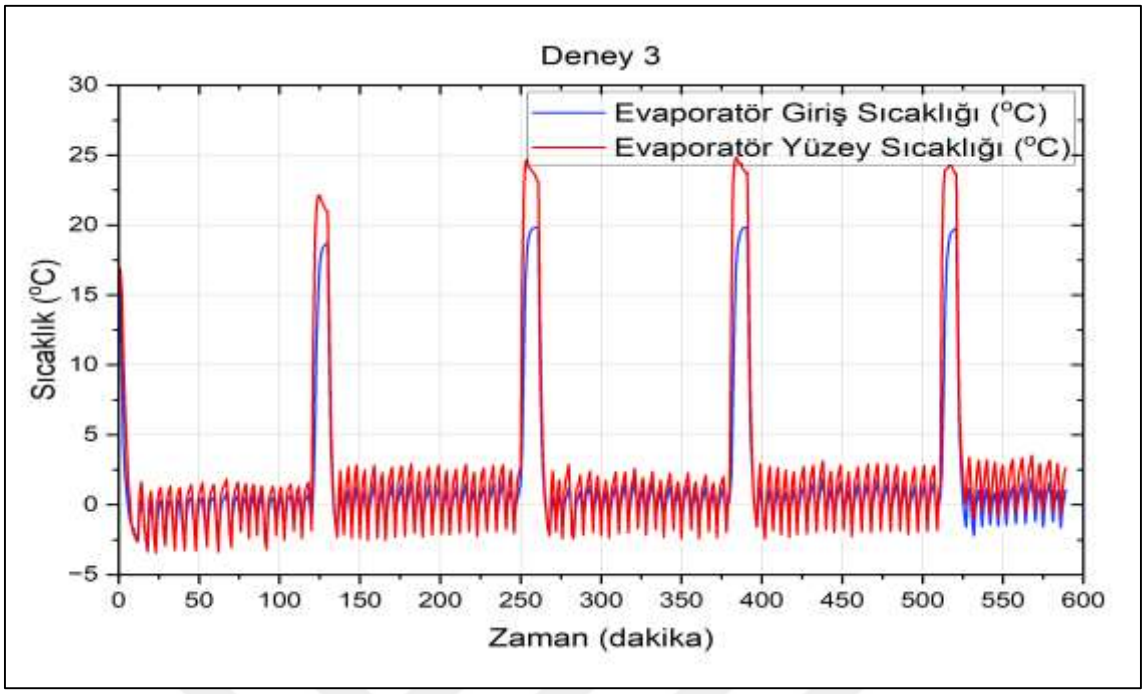


(a) Deney 1'in evaporatöründeki anlık sıcaklıkların değişimi

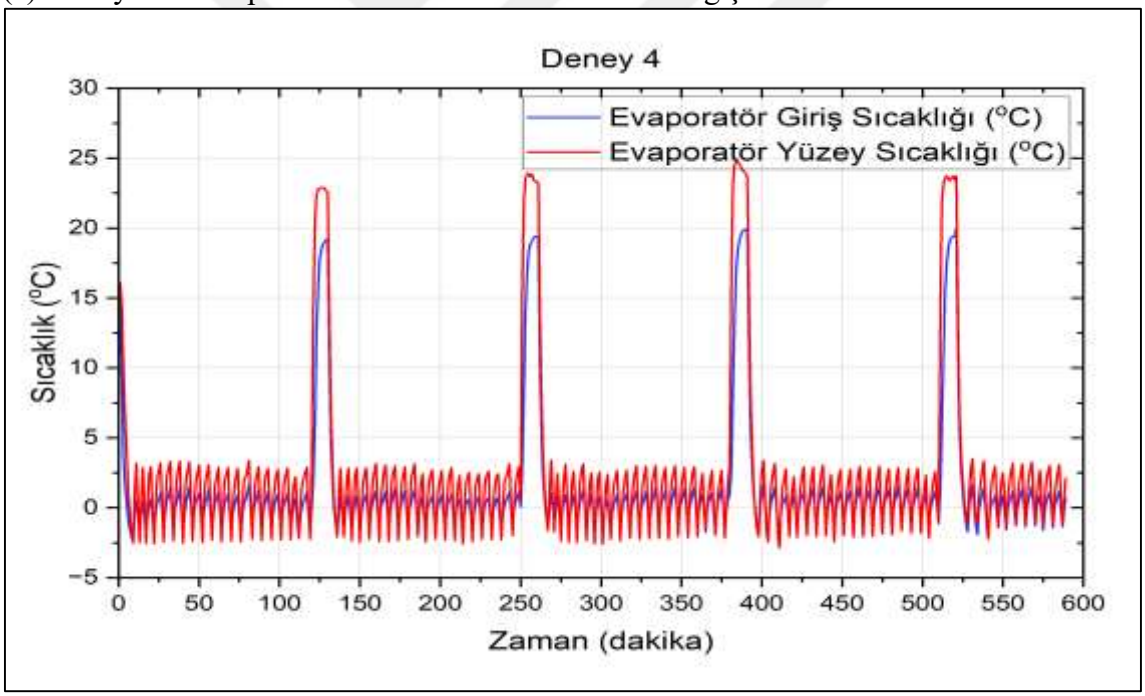


(b) Deney 2'nin evaporatöründeki anlık sıcaklıkların değişimi

Şekil 6.3. Sistem 1'in evaporatöründeki anlık sıcaklıkların değişimi

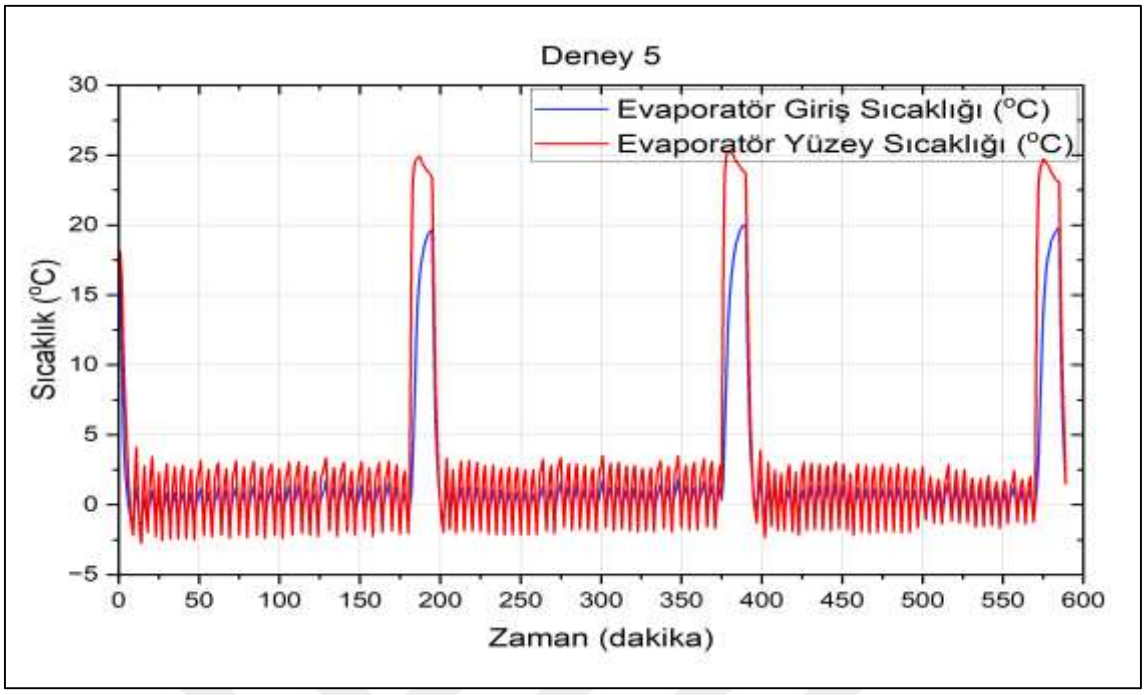


(c) Deney 3'ün evaporatöründeki anlık sıcaklıkların değişimi



(d) Deney 4'ün evaporatöründeki anlık sıcaklıkların değişimi

Şekil 6.3.(devam) Sistem 1'in evaporatöründeki anlık sıcaklıkların değişimi



(e) Deney 5'in evaporatöründeki anlık sıcaklıkların değişimi

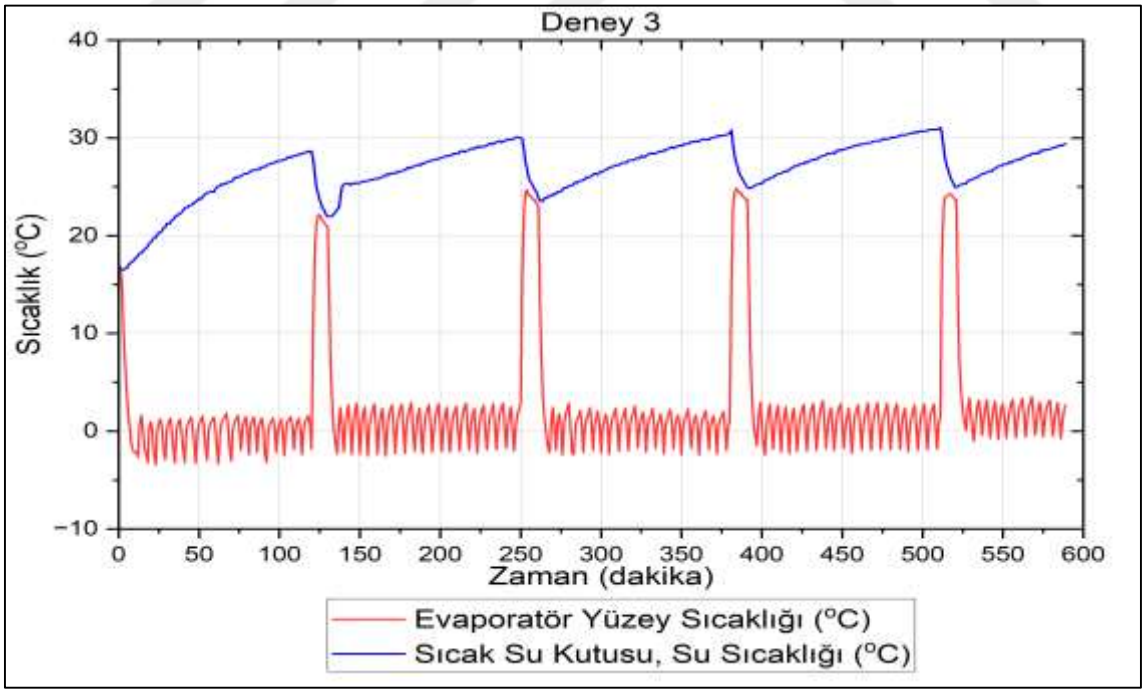
Şekil 6.3. (devam) Sistem 1'in evaporatöründeki anlık sıcaklıkların değişimi

Sıcak su kutusundaki su, R290'daki ısının suya aktarılmasıyla ısıtılmıştır. Ortalama değerlere göre, 3. ve 4. deneylerde soğutucu akışkanın sıcak su kutusuna giriş ve çıkış sıcaklıkları arasında yaklaşık 11°C'lik bir fark gözlenirken, 5. deneyde ise yaklaşık 12°C'lik bir fark ölçülmüştür. 3., 4. ve 5. deneylerde, su kutusundaki maksimum su sıcaklıkları sırasıyla 31,1°C, 31,6°C ve 34,7°C olarak ölçülmüştür. Buna göre, daha uzun su ısıtma işlemi nedeniyle en yüksek su sıcaklığına 5. deneyde ulaşılmıştır. Her defrosttan hemen önce su sıcaklığı en yüksek değerlere ulaşmıştır. Defrost işlemi sonrasında ise su sıcaklığı yeniden artış göstermiş ve bir önceki defrost öncesi sıcaklık seviyesinden daha yüksek bir değere ulaşmıştır. Bu durum, sistemin her defrost döngüsünde artan oranda ısıl enerji depolayabildiğini ve birikimli bir sıcaklık artışı eğilimi sergilediğini ortaya koymaktadır. Defrost sırasında su sıcaklığında 3. ve 4. deneylerde 6-7°C, 5. deneyde ise 8-11°C azalma meydana gelmiştir. Bunun nedeni 5. deneyde ulaşılan su sıcaklığın daha yüksek derecelere ulaşmasından kaynaklanmaktadır. Bu nedenle su sıcaklığı arttıkça defrost süresi kısaltılabilmektedir.

Öte yandan kurulan sistem soğutma ve defrost modları olmak üzere iki ayrı modda çalıştırılmıştır. Tasarım koşullarına göre kompresörün soğutma modundaki emme basıncı 3,4 bar, basma basıncı ise 15,3 bar olarak belirlenmiştir. Deneysel sonuçlara göre, ölçülen

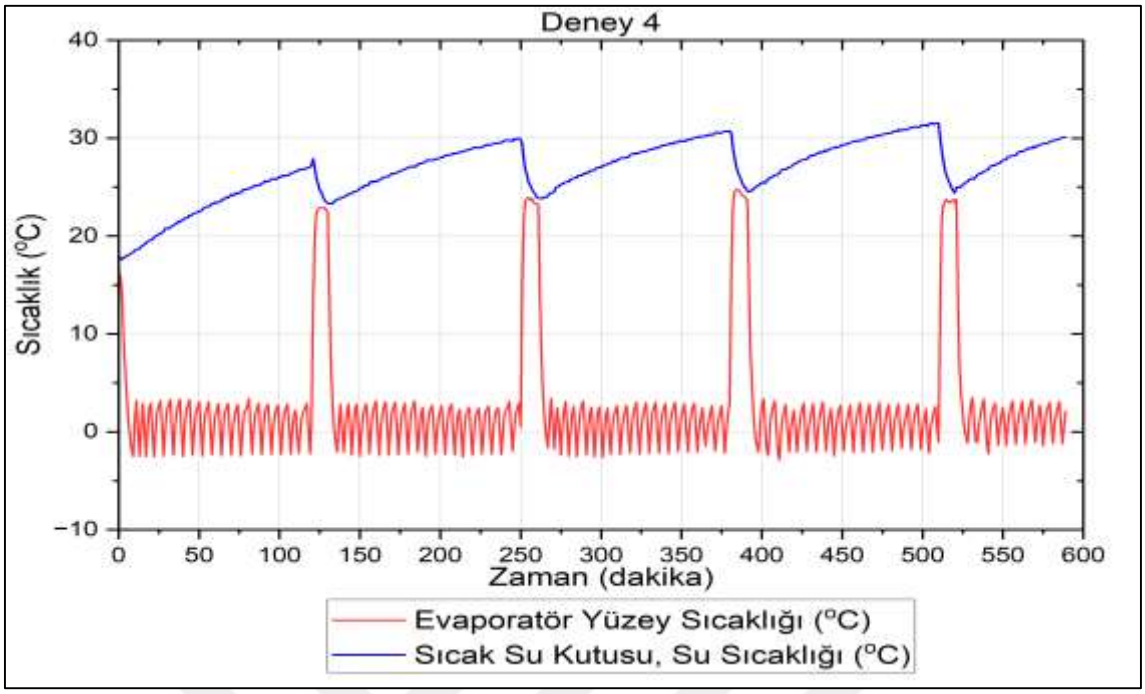
ortalama emme basıncı 1. deneyde 4,63 bar, 2. deneyde 4,61 bar, 3. deneyde 4,63 bar, 4. deneyde 4,64 bar ve 5. deneyde 4,74 bar olarak bulunmuştur. Benzer şekilde, ölçülen ortalama basma basıncı 1. deneyde 15,00 bar, 2. deneyde 14,90 bar, 3. deneyde 15,11 bar,4. deneyde 15,13 bar ve 5. deneyde 15,26 bar olarak kaydedilmiştir. Deneysel prosedüre göre, sistem defrost moduna geçtiğinde soğutma modu devre dışı bırakılmış ve bunun sonucunda kompresörün çalışması durdurulmuştur. Kompresör durdukça, emme ve basma hatlarındaki basınçlar kademeli olarak eşitlenmiştir. Defrost işlemi sırasında, kompresör basma hattında ısıtılan sıcak su, evaporatöre püskürtülerek evaporatör üzerindeki buzun giderilmesi sağlanmıştır. Defrost işlemi tamamlandıktan sonra, sistem soğutma modunda çalışmaya devam etmiştir.

Şekil 6.4 (a, b ve c)'te sıcak suyun evaporatör üzerine püskürtüldükten sonra evaporatör yüzey sıcaklığında meydana gelen değişim gösterilmektedir. 3. ve 4. deneyde 2 saatte bir, 5. deneyde ise 3 saatte bir defrost yapıldığından maksimum su sıcaklıklarında farklılıklar olmaktadır. Şekil 6.4'ten de görüldüğü üzere maksimum evaporatör yüzey sıcaklığı 3., 4. ve 5. deneylerde sırasıyla 24,52°C, 24,65°C ve 25,13°C'ye ulaşmıştır.

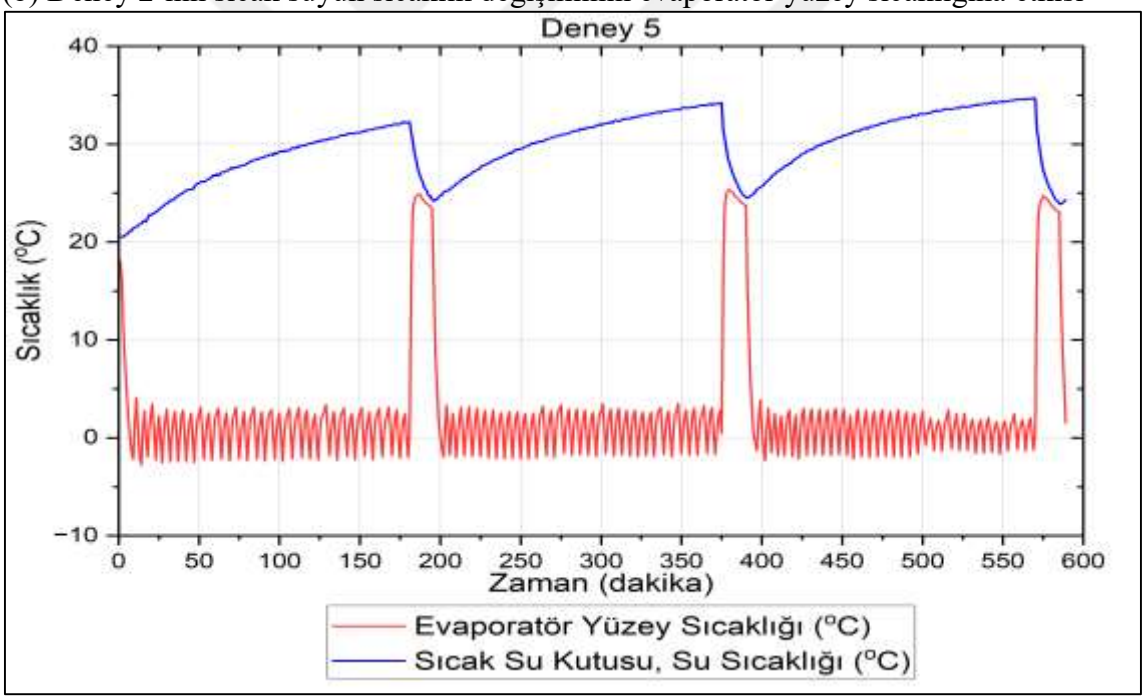


(a) Deney 1'in sıcak suyun sıcaklık değişiminin evaporatör yüzey sıcaklığına etkisi

Şekil 6.4. Sistem 1'deki sıcak suyun sıcaklık değişiminin evaporatör yüzey sıcaklığına etkisi



(b) Deney 2'nin sıcak suyun sıcaklık değişiminin evaporatör yüzey sıcaklığına etkisi

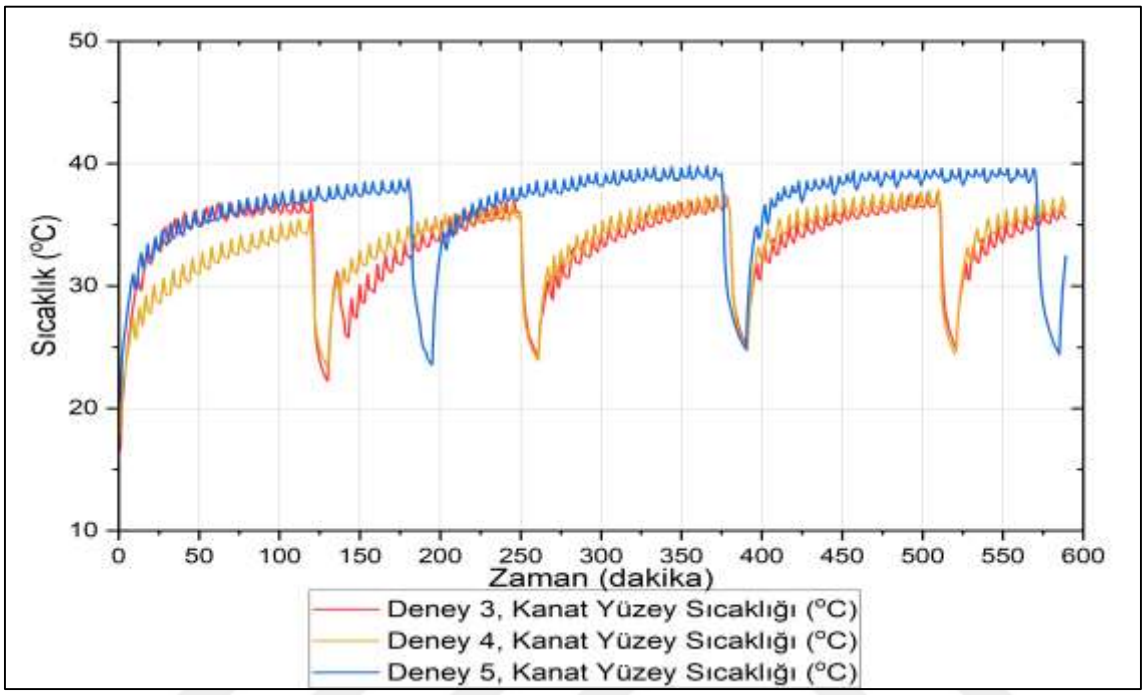


(c) Deney 3'ün sıcak suyun sıcaklık değişiminin evaporatör yüzey sıcaklığına etkisi

Şekil 6.4. (devam) Sistem 1'deki sıcak suyun sıcaklık değişiminin evaporatör yüzey sıcaklığına etkisi

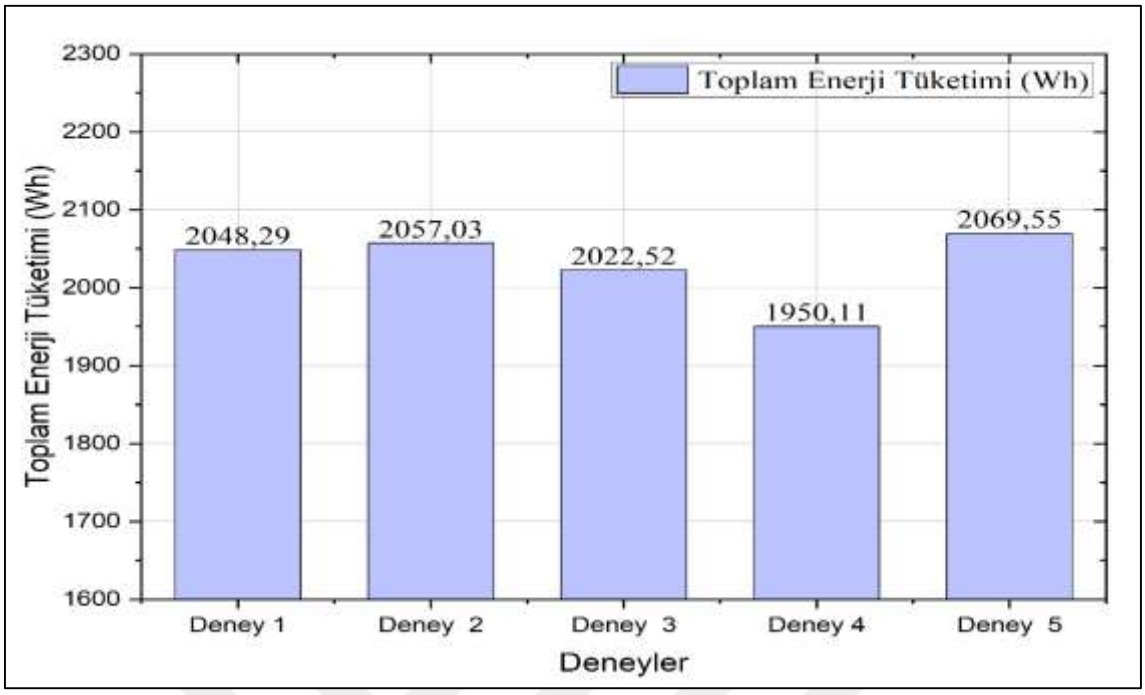
Şekil 6.5'te 3, 4 ve 5. deneylerde su kutusunda kullanılan kanatların yüzey sıcaklığının değişimi gösterilmektedir. Deney sürelerinde soğutma sürelerine bakıldığında 5. deneyde soğutma süresi daha uzun olduğu için kanat yüzey sıcaklığı diğer deneylere göre daha fazla ölçülmüştür. Defrost işlemi gerçekleştiğinde su kutusundaki suyun sıcaklığında azalma

olduğu için kanat sıcaklığında da azalmalar meydana gelmektedir. Toplam deney süresinde 3. ve 4. deneylerde 4 defrost, 5. deneyde 3 defrost gerçekleşmiştir. Maksimum kanat yüzey sıcaklığı 3., 4. ve 5. deneylerde sırasıyla 37,58ºC, 34,36ºC ve 39,85ºC'ye ulaşmıştır.



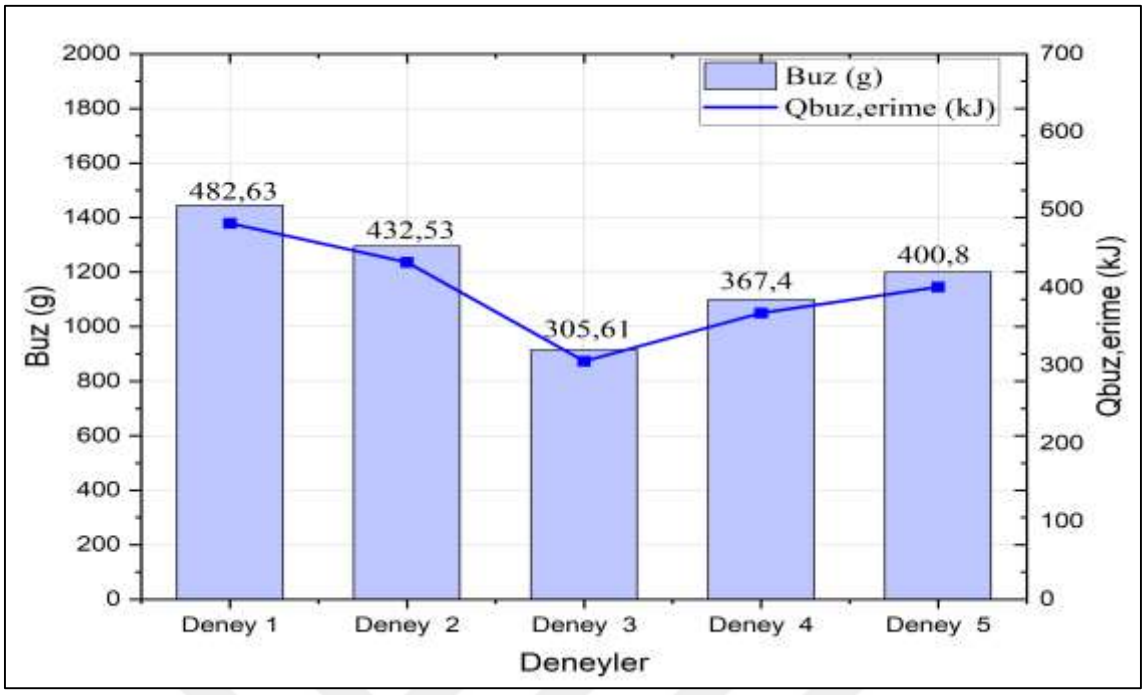
Şekil 6.5. Sistem 1'deki sıcak su kutusundaki kanatın yüzey sıcaklığı değişimi

Şekil 6.6'da deneyler süresince toplam 590 dakika çalıştırılan sistemdeki tüketilen enerji miktarlarını göstermektedir. 1. ve 2. deneylerde defrost prosedürü farklı olsa da toplam enerji tüketimi birbirine oldukça yakın hesaplanmıştır. En yüksek enerji tüketimi 5. deneyde 2069,55 Wh ölçülmüştür. En düşük enerji tüketimi 4. deneyde 1950,11 Wh hesaplanmıştır. Aynı defrost sürelerine sahip deneyler (1. deney ve 5. deney) birbirleriyle karşılaştırıldığında, 5. Deneyde su pompasının kullanılmasından dolayı enerji tüketiminin yaklaşık %1,03 daha fazla olduğu görülmektedir. Benzer defrost süreçlerine sahip 2, 3 ve 4. deneylerdeki enerji tüketimi karşılaştırıldığında, damperin kapalı tutulması sayesinde 4. deneyin diğerlerine göre kıyasla sırasıyla %5,2 ve %3,58 daha az enerji tükettiği görülmüştür.



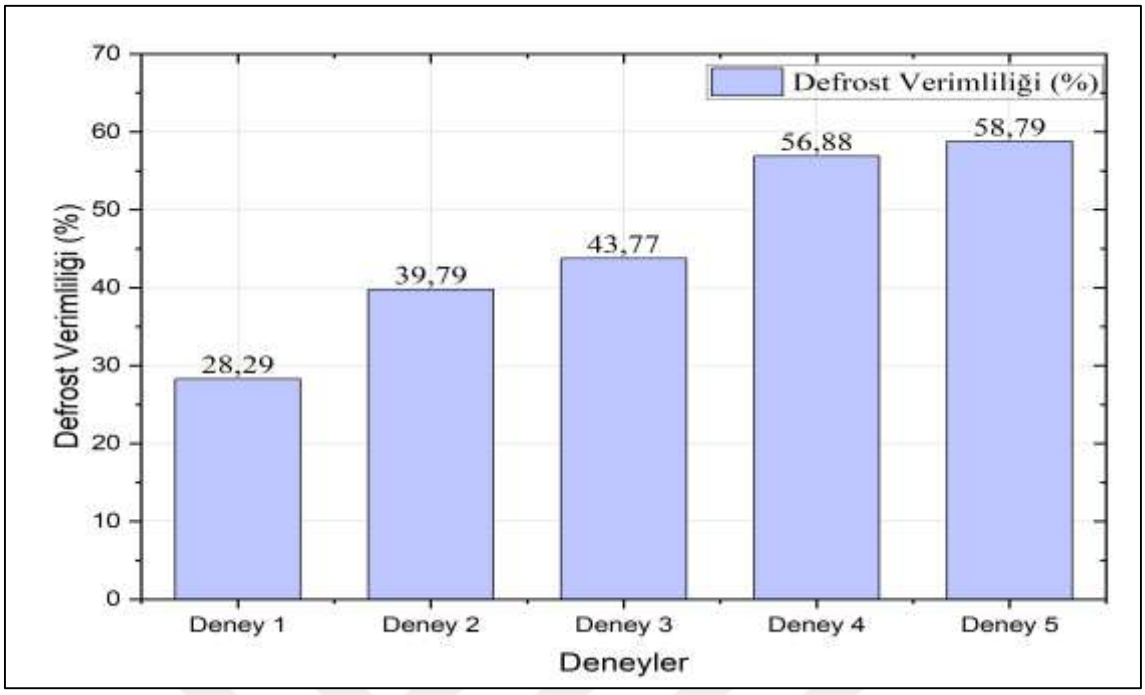
Şekil 6.6. Sistem 1'deki deneylerdeki enerji tüketimi

Şekil 6.7, evaporatörde oluşan buz miktarını ve buzu eritmek için tüketilen enerjiyi göstermektedir. Ultrasonik nemlendirici, ayarlanan bağıl neme göre çalıştırılmış ve deney prosedürüne bağlı olarak, defrost modu sırasında devre dışı bırakılmış ve çalışma süreleri buna göre değişmiştir. Ultrasonik nemlendiricinin en yüksek çalışma süreleri 1. ve 2. deneylerde gerçekleşmiştir. Buna göre, en fazla buz ağırlığı 1. deneyde 1445 g, en az buz ağırlığı damperin açık olduğu 3. deneyde 915 g elde edilmiştir. Diğer deneylerde buz miktarı; 2. deneyde 1296 g, 4. deney 1100 g ve 5. deneyde 1200 g olarak hesaplanmıştır. Damperin açık olması buz oluşumunu azaltan olumlu etkisine rağmen, soğuk odadaki sıcaklığı ciddi şekilde olumsuz etkilemiştir. Buzun eritilmesi için harcanan en yüksek ısıl enerji 1. deneyde 482,62 kJ iken, en düşük ısıl enerji 3. deneyde 305,61 kJ ile gerçekleşmiştir. Damper kapalı olduğundan ve püskürtülen suyun bir kısmı evaporatör üzerinde film tabakası oluşturduğundan 4. ve 5. deneylerdeki buz kütlesi 3. deneye göre daha çok oluşmuştur. Bu sebepten dolayı buzun eritilmesi için gerekli olan enerji tüketimini biraz artırmaktadır. Ancak 4. ve 5. deneylerdeki buz kütlesi, 1. ve 2. deneylere göre daha az olduğundan buzun eritilmesi için harcanan enerji miktarı azalmaktadır.



Şekil 6.7. Sistem 1'deki evaporatörde oluşan buz ve buzu eritmek için tüketilen enerji

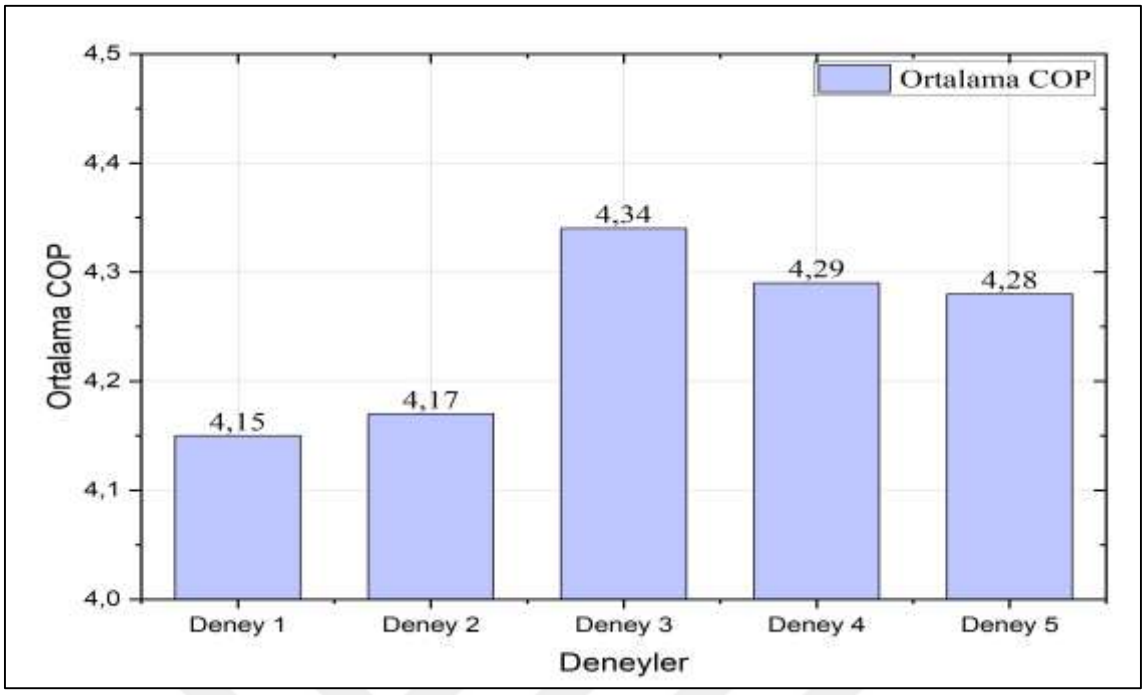
Şekil 6.8'de deneylere dayalı defrost verimliliğini göstermektedir. En yüksek defrost verimliliği 5. deneyde %58,79, en düşük değer ise 1. deneyde %28,29 hesaplanmıştır. 1. ve 2. deneylerde, defrost işlemi bir fan yardımıyla gerçekleştirilmiştir, bu da defrost verimliliğinin düşük kalmasına neden olmuştur. 1. ve 2. deneyler için, verimliliğin az olması defrost havasının düşük sıcaklığına, yetersiz buz eritme potansiyeline ve buzu eritmek için daha çok enerji gereksinimine bağlanabilmektedir. Defrost suyu sıcaklığının yüksek olması, defrost işleminin verimliliğini artırma potansiyelini beraberinde getirmekte olup, aynı zamanda soğuk odanın sıcaklık değerlerini doğrudan etkileme riskini de oluşturmaktadır. Bu durumu önlemek için soğuk oda ile evaporatör arasına bir damper kullanılmıştır. Damper, soğuk odanın ısınmasını engellemiştir. Bu çalışmada defrost sıcaklığının artmasına rağmen defrost verimliliğinde ciddi bir düşüş gözlemlenmemesinin nedeni damperin varlığı olabilmektedir.



Şekil 6.8. Sistem 1'deki deneylerin defrost verimliliği

Şekil 6.9'da 5 deney için COP değerlerinin karşılaştırması gösterilmiştir. Ortalama değerlere dayanarak, en iyi COP değeri 3. deneyde 4,34 olarak elde edilirken, en düşük COP değeri 1. deneyde 4,15 olarak belirlenmiştir. 3. deneyde diğerlerinden %3-4 daha fazla değer elde edilmiştir. Defrost sırasında COP değerinde bir miktar değişim gözlenmiştir. Karaağaç ve diğerleri [137], PVT destekli soğutma sistemi için COP değerini 4,18 olarak bulmuşlardır. Abdulla ve diğerleri [136] elektrikli ısıtıcı ve alt soğutma yöntemleri için sırasıyla COP değerlerini 1,94 ve 2,23 olarak bulmuşlardır. Benzer şekilde, Aktekeli ve diğerleri [135], PVT'den sıcak hava yöntemi için COP değerini 2,29 olarak hesaplamışlardır.

Mevcut çalışmada, sistemin COP_{Carnot} değeri 4,78 olarak bulunmuştur. Buna göre, küçük bir iyileştirme potansiyeli olsa da elde edilen değerlerin en yüksek performansa oldukça yakın olduğu görülmektedir. Hesaplamalara göre, kanatçığın etkinliği 7,15 ve boruların ısı iletimi yaklaşık olarak 262,89 W olarak hesaplanmıştır. Bu, kanatçık yapısının suya ısı transferi için ne kadar değerli olduğunu göstermektedir.



Şekil 6.9. Sistem 1'deki deneysel olarak elde edilen COP'lerin karşılaştırılması

Belirsizlik analizi, deneysel bulguların güvenilirliği açısından güçlü bir mekanizmadır. Belirsizlik değerleri, COP için %±1,94, defrost verimliliği için %±2,04, elektriksel enerji tüketimi için %±0,81 ve sıcaklık ölçümleri için %±0,14 olarak hesaplanmıştır. Belirsizlik analizinin sonucunda elde edilen değerlere göre, sonuçların kabul edilebilir olduğu görülmüştür.

6.2. Sistem 2 IEDÜ Performans Sonuçları

Bu çalışmada önerilen yeni soğutma sistemi üç deneyle test edilerek değerlendirilmiştir. Deneyler kompresörün çalışma koşullarına göre Deney 1, Deney 2 ve Deney 3 olarak adlandırılmıştır. Sistemin etkinliğini izlemek için gerekli ölçümler tasarlanan veri kaydedicisine anlık kaydedilmiştir. Kaydedilen değerlere göre bu soğutma sisteminin analizleri yapılmış ve bu analizlerden birisi olan IEDÜ'nün giriş ve çıkış hava sıcaklıklarının değişimi Şekil 6.10 (a, b ve c)'da gösterilmiştir.

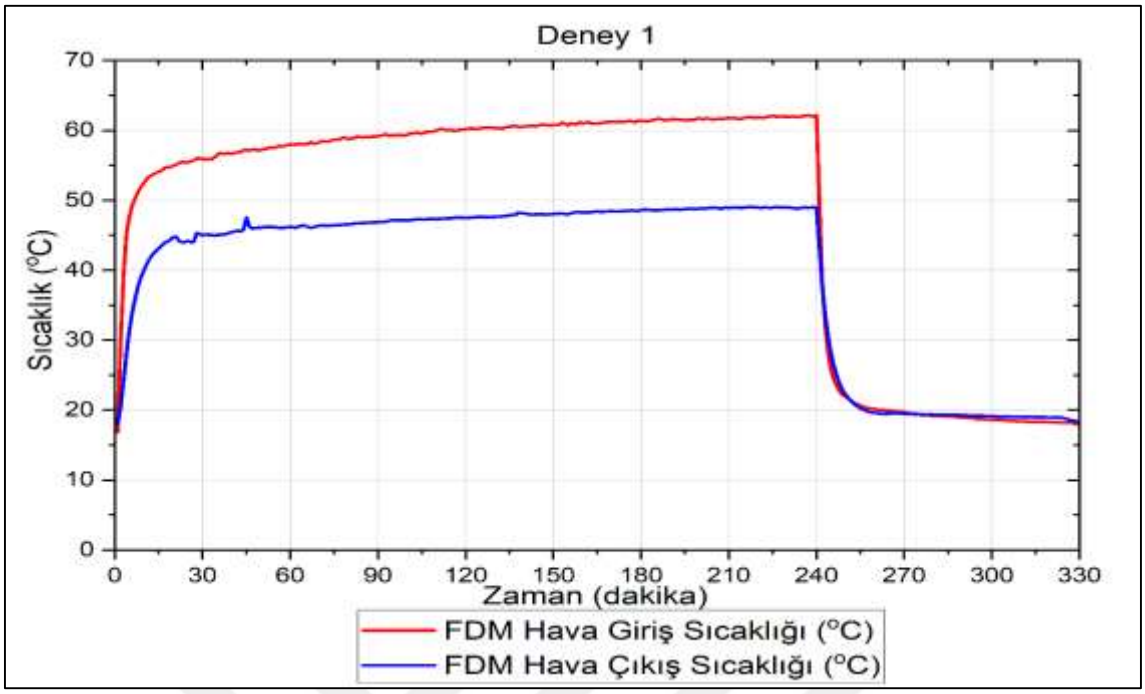
IEDÜ giriş sıcaklığı, sistemden kondenser aracılığıyla uzaklaştırılan atık ısının sıcaklığına karşılık gelmektedir. Deneylerin başlangıcında, Deney 1, Deney 2 ve Deney 3 için IEDÜ giriş ve çıkış sıcaklıkları arasında belirgin bir fark gözlemlenmemiştir. Bu durum, sistemin başlangıç koşullarında ısıl dengeye ulaşmış olduğunu göstermektedir. Başlangıç sıcaklıkları

sırasıyla Deney 1 için 16,84°C, Deney 2 için 16,68°C ve Deney 3 için 36,7°C olarak kaydedilmiştir.

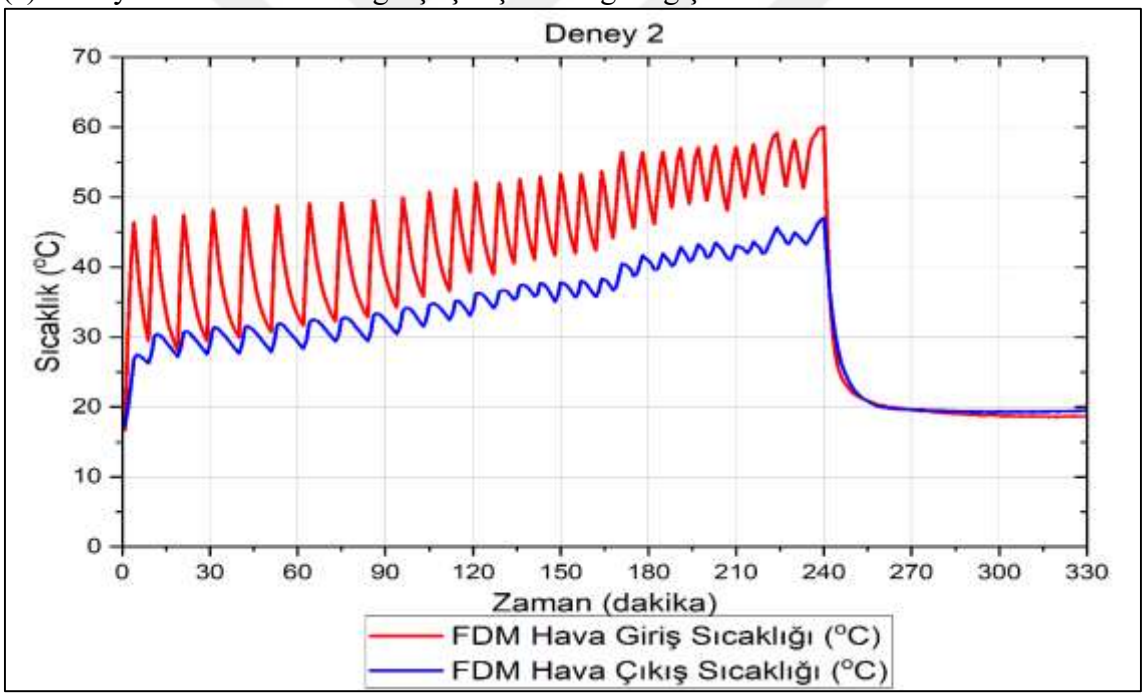
Deney 1'de, kompresör sürekli çalıştırılmış ve bu süreçte IEDÜ giriş sıcaklığı, deneyin ilk 16 dakikasında hızlı bir artış göstermiştir. Bu sürecin ardından, sıcaklık artışı yavaşlayarak 241. dakikaya kadar kademeli olarak devam etmiştir. Bu deneyde, IEDÜ girişinde elde edilen maksimum sıcaklık 62,21°C olarak belirlenmiştir. FDM'nin katılaşma davranışını incelemek amacıyla bu noktadan sonra kompresör devre dışı bırakılmıştır. Kompresörün durdurulmasıyla birlikte, IEDÜ giriş sıcaklığında ani bir düşüş gözlemlenmiştir. Bu durumda sistemdeki ısıl enerjinin hızla kaybedilmeye başlandığını göstermektedir (Şekil 6.10a).

Deney 2'de ise kompresör, açık-kapalı modda çalıştırılmıştır. Şekil 6.10b incelendiğinde, kompresör kapatıldığında sıcaklıkta ani düşüşler, açıldığında ise sıcaklıkta belirgin artışlar meydana geldiği görülmektedir. Bu aç-kapa olayında, IEDÜ'nün giriş sıcaklığında dalgalanmalara ortaya çıkmış ve sıcaklıkların 10°C-17°C arasında değişmesine neden olmuştur. 241. dakikaya kadar süren bu işlemler sonucunda IEDÜ'nün giriş sıcaklığı 60,12°C seviyesine ulaşmıştır.

Deney 3'te kompresör, 23 dakika açık ve 13 dakika kapalı olacak şekilde periyodik olarak çalıştırılmıştır. Şekil 6.10c'de görüldüğü üzere, kompresörün kapalı moda geçişleri sıcaklıkta keskin düşüşlere, açık moda geçişleri ise hızlı artışlara neden olmuştur. Bu deneyde IEDÜ'nün giriş sıcaklığındaki dalgalanma aralığı, Deney 2'ye kıyasla daha fazla olup 30°C-45°C arasında değişmiştir. Kompresör 229. dakikada devreden çıkarılmış ve bu noktaya kadar sıcaklık sürekli artarak maksimum 63,01°C seviyesine ulaşmıştır.

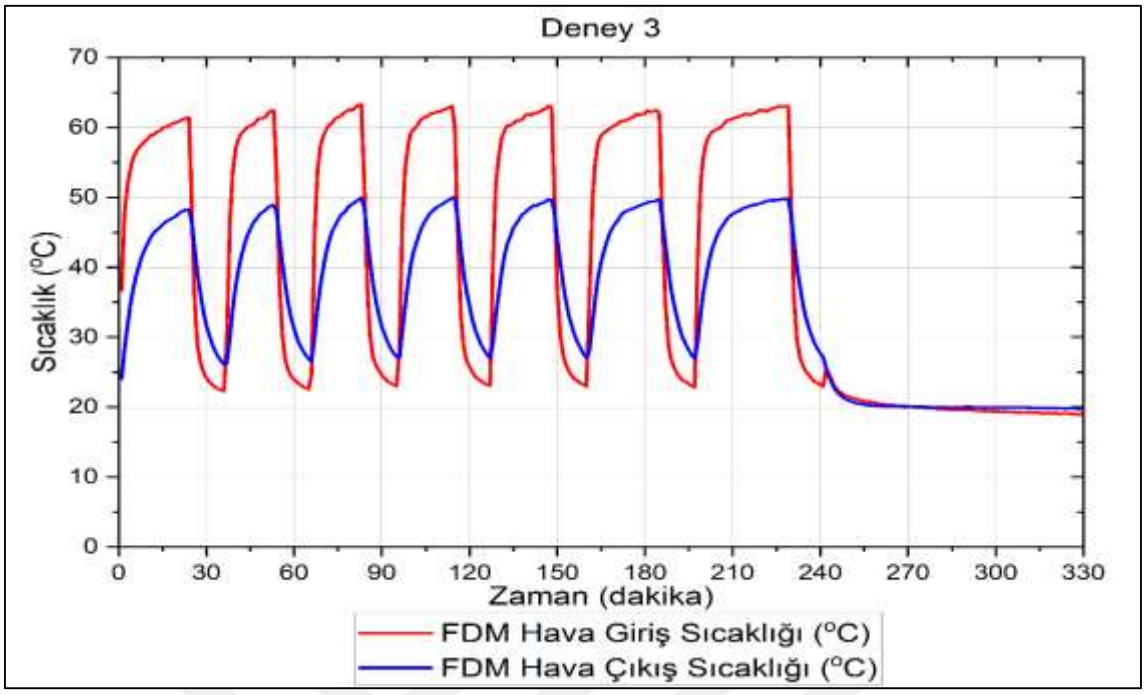


(a) Deney 1'deki FDM hava giriş- çıkış sıcaklığı değişimi



(b) Deney 2'deki FDM hava giriş- çıkış sıcaklığı değişimi

Şekil 6.10. Sistem 2'deki FDM hava giriş- çıkış sıcaklığı değişimi



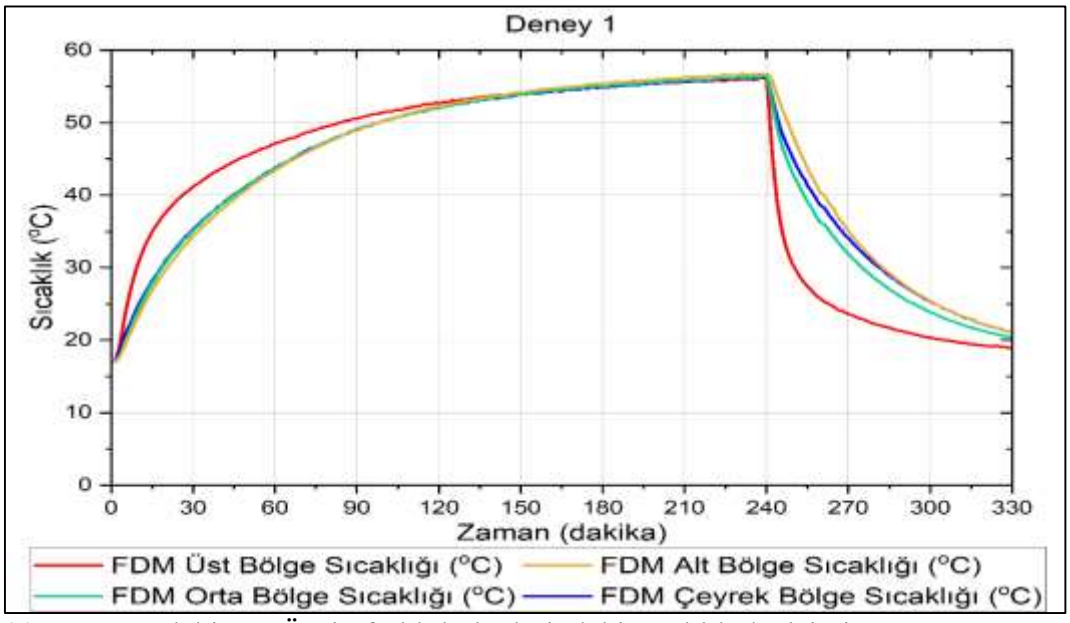
(c) Deney 3'teki FDM hava giriş- çıkış sıcaklığı değişimi

Şekil 6.10. (devam) Sistem 2'deki FDM hava giriş- çıkış sıcaklığı değişimi

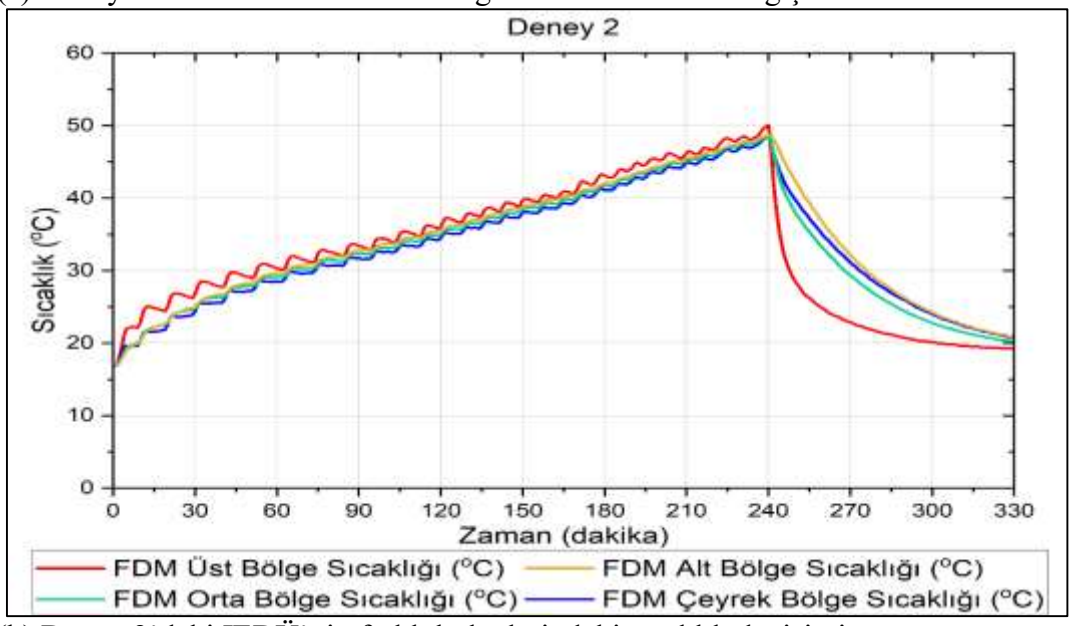
IEDÜ'nün içinde bulunan parafinin farklı noktalarına konulan termokupllar sayesinde sıcaklık ölçümleri yapılarak kaydedilmiştir. Bu sıcaklık değişimleri Şekil 6.11 (a, b ve c)'de gösterilmiştir. Deney 1'de, parafinin sıcaklığı, kompresörün sürekli çalışması nedeniyle zamanla artış göstermiştir. Bu koşullarda, faz değişimli malzeme, deneyin 53. dakikasında tamamen erimiştir (Şekil 6.11a). Kompresörün kesintisiz çalışması sayesinde sistem, termal dengeye ulaşmış ve ardından parafin sıcaklığında hafif artışlar gözlemlenmiştir. Bu durum, FDM'nin nasıl eridiğini ve termal enerjiyi nasıl depoladığını açık bir şekilde ortaya koymuştur.

Deney 2'de ise FDM'nin tamamen erimesi deneyin 202. dakikasında gerçekleşmiştir. Şekil 6.11b'den de görülebileceği üzere, bu deneyde kompresör açık-kapalı modda çalıştırılmış ve bu durum parafin sıcaklığında periyodik düşüşlere neden olmuştur. Kompresörün kesintili çalışması nedeniyle parafin sıcaklığı, Deney 1'e kıyasla daha düşük seviyelerde kalmış ve bu durum FDM'nin erime sürecini yavaşlatmıştır. FDM, deneyin 85. dakikasında erime sıcaklığına ulaşabilmiştir. Bu süreye kadar IEDÜ'de biriken enerji, yalnızca duyulur ısı şeklinde depolanmıştır.

Deney 3'te ise FDM, deneyin yalnızca 51. dakikasında tamamen erimiştir. Şekil 6.11c'de görüldüğü üzere, kompresörün 23 dakikalık çalışma ve 13 dakikalık durma döngüleri, parafinin sıcaklığında belirgin dalgalanmalara yol açmıştır. Ancak bu modda, parafin daha kısa sürelerde daha yüksek noktaya ulaşmış ve bu durum FDM'nin erime süresini önemli ölçüde kısaltmıştır. Dolayısıyla, Deney 3'te FDM en hızlı şekilde erimiş ve termal enerji depolama etkinliği en erken bu deneyde sağlanmıştır.

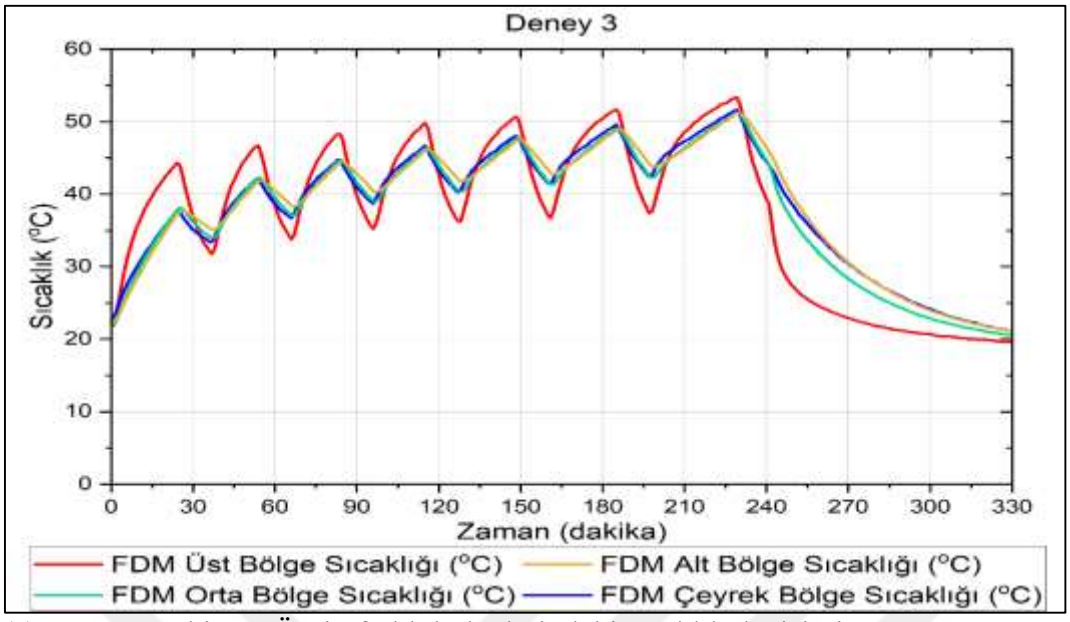


(a) Deney 1'deki IEDÜ'nin farklı bölgelerindeki sıcaklık değişimi



(b) Deney 2'deki IEDÜ'nin farklı bölgelerindeki sıcaklık değişimi

Şekil 6.11. Sistem 2'deki IEDÜ'nin farklı bölgelerindeki sıcaklık değişimi



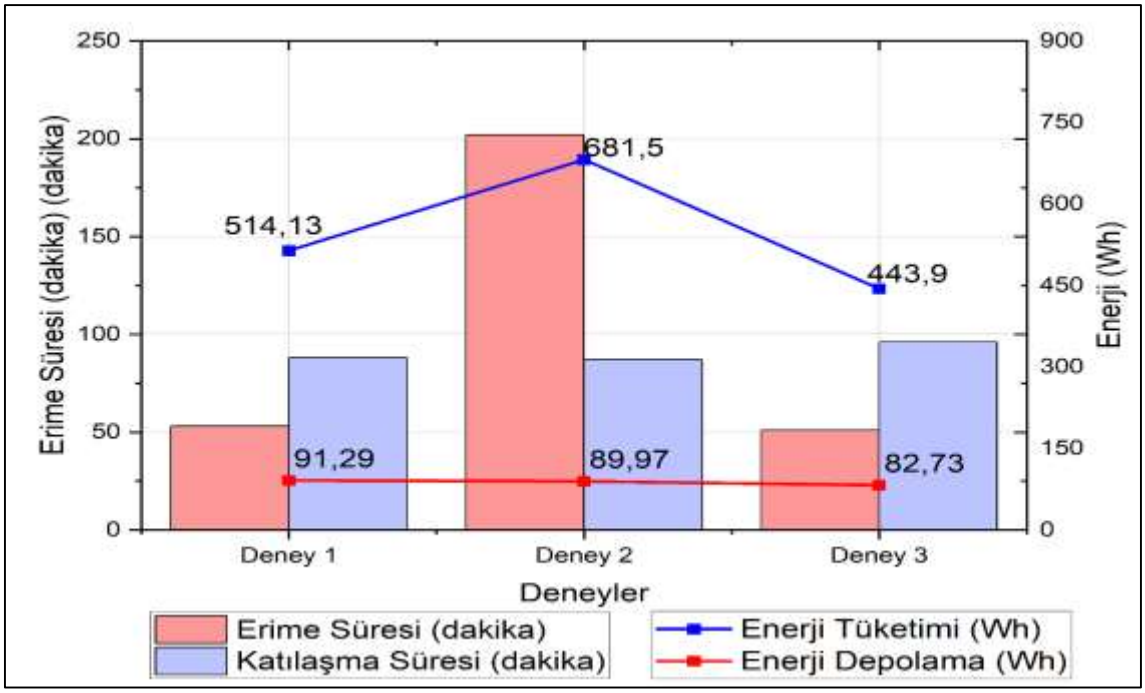
(c) Deney 3'teki IEDÜ'nin farklı bölgelerindeki sıcaklık değişimi

Şekil 6.11. (devam) Sistem 2'deki IEDÜ'nin farklı bölgelerindeki sıcaklık değişimi

Şekil 6.12'de FDM'nin erime ve katılaşması süreleri ve IEDÜ'de depolanan ve harcanan enerji gösterilmektedir. Deney 1'de sistem, FDM tamamen eriyene kadar toplam 514,126 Wh enerji tüketmiş, buna karşılık IEDÜ yalnızca 91,29 Wh enerji depolamıştır. Deney 2'de, kompresörün sık sık açılıp kapanması nedeniyle FDM'nin tamamen erimesi daha uzun zaman almış, bu da sistemin enerji tüketimini 681,503 Wh'e yükseltmiştir. Bu süreçte IEDÜ'nün depolayabildiği enerji miktarı ise 89,97 Wh olarak kalmıştır. Erime süresinin uzaması, depolanan enerjide hafif bir azalmaya neden olurken sistemin enerji tüketimini artırmıştır. Deney 3'te ise, kompresör daha uzun aralıklarla çalıştırılmış ve sistemin toplam enerji tüketimi 443,890 Wh olarak kaydedilmiştir. Ancak bu durumda IEDÜ, yalnızca 82,73 Wh enerji depolayabilmiştir.

Şekil 6.12'de açıkça görülebileceği üzere, erime süresindeki artış hem sistemin enerji tüketimini hem de IEDÜ'de depolanan enerji miktarını etkilemektedir. Depolama kapasitesi uzun erime süreleriyle artış gösterebilse de buna paralel olarak enerji tüketimi de önemli ölçüde artmaktadır. Bu bulgular, enerji depolama sistemlerinin etkin çalışabilmesi için erime süresi ile enerji tüketimi arasında dikkatli bir optimizasyon yapılması gerektiğini ortaya koymaktadır.

Deney prosedürleri kapsamında yapılan deneylerde Deney 1, Deney 2 ve Deney 3'te sırasıyla 27, 7 ve 28 erime döngüsü gerçekleştirilmiştir. Deney 2'de FDM'nin daha geç erimesi, günlük toplam erime döngüsü sayısının sınırlı kalmasına neden olmuştur. Bu durum, sistem performansının yalnızca bir döngüdeki enerji verimliliğiyle değil, aynı zamanda döngü süreci ile de alakalı olduğunu göstermektedir.



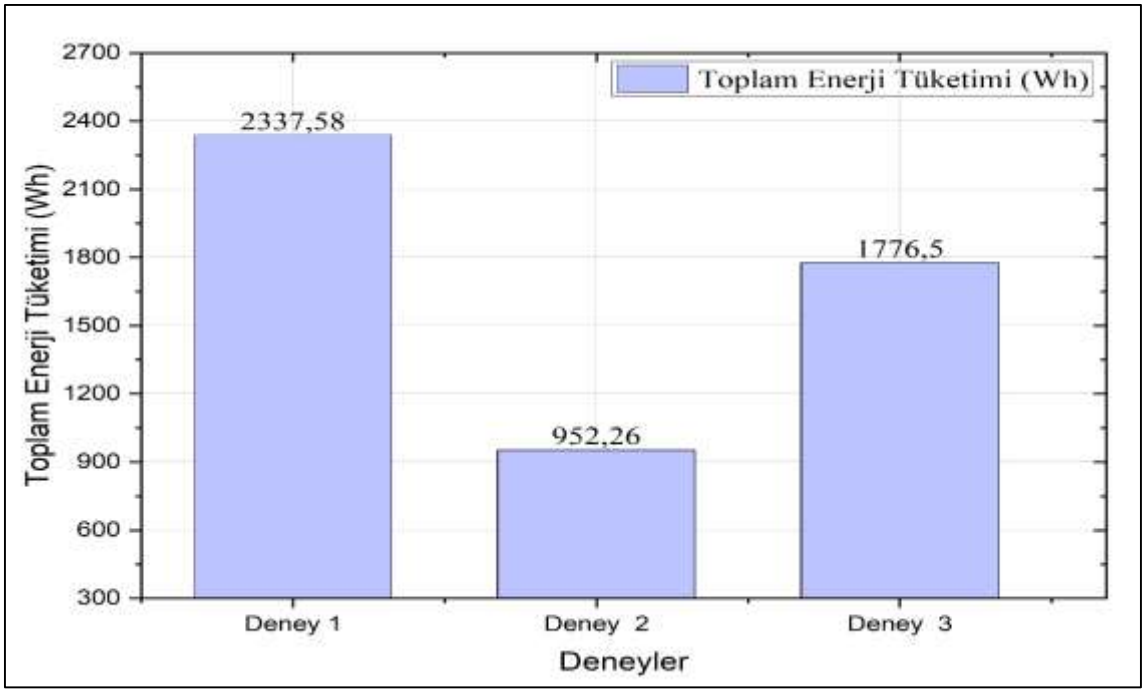
Şekil 6.12. Sistem 2'deki parafinin erime- katılaşma süreleri ve enerji tüketim-depolama değerleri

IEDÜ ısıl enerjinin daha hızlı ve verimli bir şekilde kullanılmasına imkân tanımıştır. Bu durum, sistemin enerji talebinin zirve yaptığı anlara hızlı yanıt verebilmesini sağlamış ve enerji kayıplarının azaltılmasına katkıda bulunmuştur. Literatürde birçok araştırmacı, IEDÜ sistemlerinde erime-katılaşma süreci, homojen sıcaklık dağılımı ve ısı transferinin artırılması gibi parametreleri incelemiştir. Çizelge 6.1'de, literatürde çalışılmış farklı kanatçık geometrilerine sahip IEDÜ tasarımlarının erime-katılaşma süreleri bulunmaktadır. Bu çalışmaların ortak amacı, IEDÜ içerisinde homojen bir sıcaklık dağılımı sağlayarak hızlı bir erime-katılaşma süreci elde etmektir. Bu çalışmada önerilen halka kanatçıklı tasarıma sahip IEDÜ, faz değiştiren malzemenin hızlı bir şekilde erimesine ve katılaşmasına katkı sağlamıştır. Çizelge 6.1'de yer alan erime-katılaşma süreleri ile karşılaştırıldığında, önerilen tasarımın başarılı sonuçlar verdiği görülmektedir.

Çizelge 6.1. Çeşitli IEDÜ tasarımlarının erime/katılaşma sürelerinin karşılaştırılması [153-163]

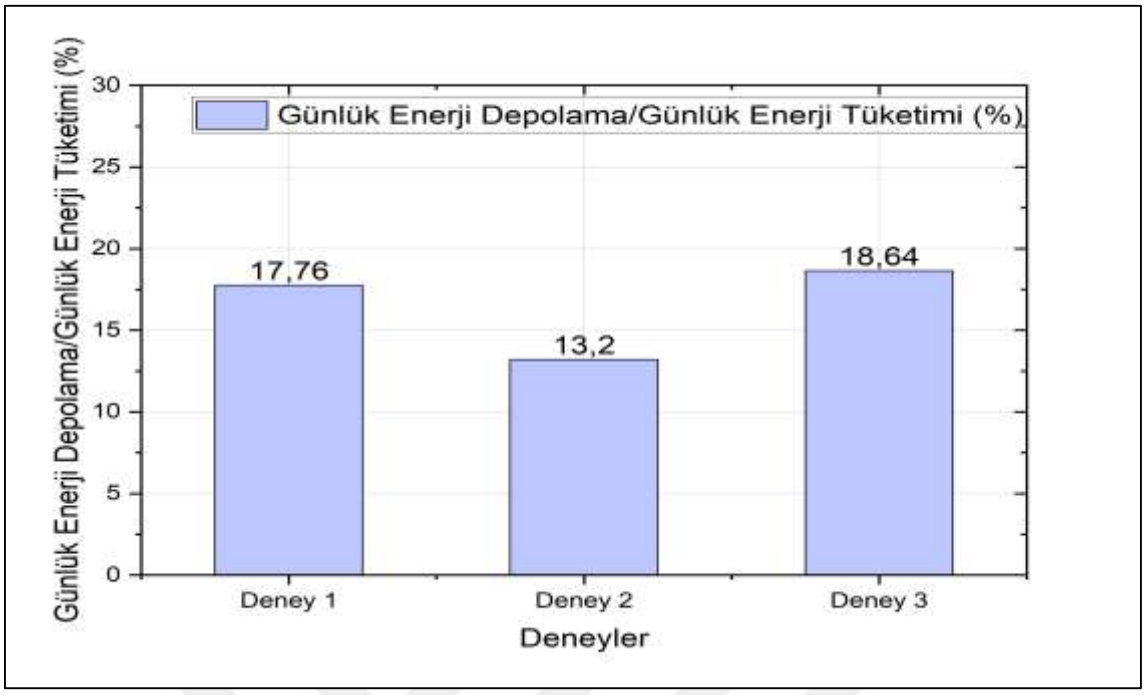
Referans	Çalışma tipi	Faz değişim sıcaklığı	Kanatçık tipi	Erime süresi	Katılaşma süresi
Lv ve diğerleri (2024) [153]	Deneysel	-46,3°C/-50,8°C	Spiral kanatçıklar	131 dk	113 dk
Gürtürk ve Kok (2020) [154]	Deneysel & Sayısal	70°C	Boyuna kanatçıklar	Kanatsız: 152 dk Kanatçıklı: 116 dk	Kanatsız: 60 dk Kanatçıklı: 12 dk
Zhang ve diğerleri (2020) [155]	Sayısal	42°C/44°C	Fraktal-ağaç biçimli kanatçıklar	2,5 saat	7,7 saat
Huang ve Liu (2021) [156]	Sayısal	42°C/48°C	Fraktal-ağaç biçimli kanatçıklar	154 dk	169,5 dk
Zou ve Meng (2023) [157]	Deneysel	47,8°C/58,9°C	Bakır köpük kanatçıklar	330 dk	780 dk
Hong ve diğerleri (2024) [158]	Sayısal	41,15°C/44,15°C	Kar tanesi biçimli kanatçıklar	137 dk'dan 38 dk'ya düştü	415 dk'dan 147 dk'ya düştü
Safari ve diğerleri (2021) [159]	Deneysel & Sayısal	43°C/5°C	Çatallı kanatçıklar Düz kanatçıklar	Çatallı kanatçıklar: 82,6 dk Düz kanatçıklar: 98,2 dk	-
Boujelbene ve diğerleri (2024) [160]	Sayısal	29°C/35°C	Düz kanatçıklar Bükümlü kanatçıklar	Kanatsız: 58 dk Düz kanatçıklar: 55 dk Bükümlü kanatçıklar: 42 dk	Kanatsız: 93 dk Düz kanatçıklar: 65 dk Bükümlü kanatçıklar: 56 dk
Liu ve Tao (2022) [161]	Deneysel & Sayısal l	45°C/51°C	Halka kanatçıklar Boyuna kanatçıklar	Halka kanatçıklar: 102 dk Boyuna kanatçıklar: 118 dk	-
Referans	Çalışma tipi	Faz değişim sıcaklığı	Kanatçık tipi	Erime süresi	Katılaşma süresi
Ao ve diğerleri. (2023) [162]	Sayısal	54,5°C/64,1°C	Halka kanatçıklar	85 dk	-
Tiari ve diğerleri (2022) [163]	Deneysel	51°C/57°C	Halka kanatçıklar	6,8 saat	14,7 saat
Bu çalışma	Deneysel	32°C/46°C	Halka kanatçıklar	Deney 1: 53 dk Deney 2: 202 dk Deney 3: 51 dk	Deney 1: 88 dk Deney 2: 87 dk Deney 3: 96 dk

Sistemin kompresörü, kondenser fanları, evaporatör fanları ve ultrasonik nemlendirici elektrik enerjisi tüketmiştir. Deneylerdeki toplam enerji tüketimi Şekil 6.13'te verilmiştir. Deneylerdeki enerji tüketim değerleri Deney 1, Deney 2 ve Deney 3 için sırasıyla 2337,58 Wh, 952,26 Wh ve 1776,5 Wh olarak hesaplanmıştır. Enerji tüketiminin büyük bir kısmını sistemdeki kompresör oluşturmaktadır. Deneylerdeki kompresör enerji tüketim değerleri Deney 1, Deney 2 ve Deney 3 için sırasıyla 2171,20 Wh, 716,07 Wh ve 1561,20 Wh olarak ölçülmüştür. Özellikle, Deney 2'deki düşük kompresör enerji tüketimi, bu deneyin enerji kullanımında daha yüksek bir verimlilik elde ettiğini belirtmiştir. Bu bulgular, sistemin enerji verimliliğini artırmak için kompresör enerji tüketimini en aza indirmeyi vurgulamıştır.



Şekil 6.13. Sistem 2'deki toplam enerji tüketimi

Şekil 6.14'te Deney 1'de tüketilen enerjinin %17,76'sı, Deney 2'de %13,20'si ve Deney 3'te %18,64'ü parafin içerisinde depolandığını göstermektedir.

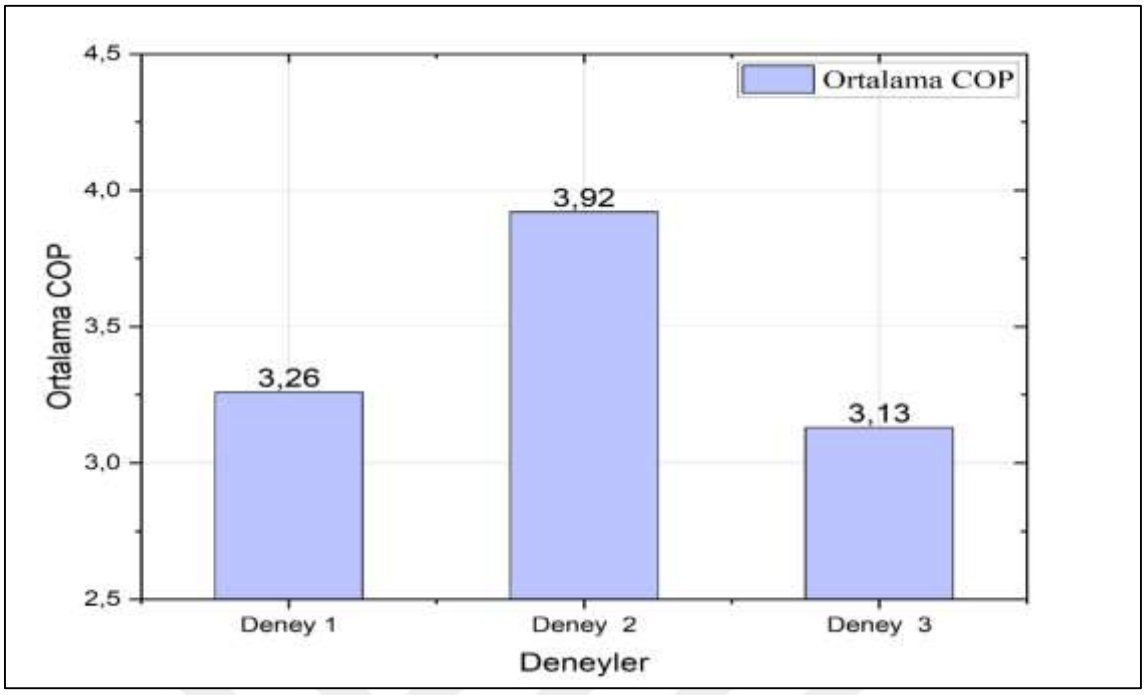


Şekil 6.14. Sistem 2'deki günlük enerji depolama ve tüketim oranları

Her üç deney için hesaplanan ortalama COP değerleri Şekil 6.15'te gösterilmiştir. Deney 1, Deney 2 ve Deney 3 için ortalama COP değerleri sırasıyla 3,26, 3,92 ve 3,13 olarak belirlenmiştir.

Elde edilen deneysel veriler, kompresörün çalışma modunun sistemin verimliliği üzerinde doğrudan ve önemli bir etkisi olduğu sonucuna varmıştır. Sürekli çalışma modunda kompresör daha fazla enerji tüketmiş, buna karşın sistem verimliliği düşük seviyelerde kalmıştır. Öte yandan, Deney 2'de uygulanan açma-kapama modu, yalnızca ihtiyaç anlarında enerji kullanımı sağlayarak enerji kayıplarını azaltmış ve sistemin ortalama COP değerini en yüksek seviyeye taşımıştır. Bu mod, soğutma sistemi açısından daha etkin bir enerji yönetimi sağlamıştır. Ancak, Deney 3'teki gibi uzun süreli açma-kapama döngüleri, sistemdeki enerji kaybını artırarak genel verimlilik üzerinde olumsuz bir etki yaratmıştır.

Sonuç olarak, enerji performansının artırılması ve kayıpların azaltılması açısından kompresörün çalışma stratejisinin dikkatle seçilmesi gerektiğini göstermektedir. Sistem tasarımında bunun dikkate alınması, soğutma uygulamalarında hem çevresel hem de ekonomik faydalar sağlayacaktır.



Şekil 6.15. Sistem 2'deki ortalama COP değerleri

Koşan ve Aktaş (2021) tarafından gerçekleştirilen çalışmada, bir ısı pompası kondenserinden açığa çıkan ısıyı, FDM kullanarak depolamak amacıyla bir ısı değiştiricisi tasarlanmıştır. Bu amaçla tasarlanan gizli ısı depolama ünitesi hem hava kaynaklı ısı pompası sisteminde hem de güneş enerjisi destekli ısı pompası sisteminde test edilmiştir. Hava kaynaklı sistemde erime süresi 180 dakika, katılaşma süresi ise 348 dakika olarak belirlenirken, güneş enerjili sistemde erime süresi 150 dakika, katılaşma süresi ise 307 dakika olarak kaydedilmiştir. Hava kaynaklı sistem için COP değeri 2,19–2,34 aralığında, güneş destekli sistem için ise 2,32–2,77 aralığında ölçülmüştür [164].

Long ve Zhu (2008) düşük yoğunluklu elektrik enerjisinden faydalanmak amacıyla FDM ile termal depolama yapan bir hava kaynaklı ısı pompalı su ısıtıcısı tasarlamıştır. Sistem, toplamda 2,83 kWh termal enerji depolamış ve erime süresi 58 dakika olarak kaydedilmiştir. FDM'nin giriş, orta ve uç bölgelerinde tamamen katılaşma süreleri sırasıyla yaklaşık 11, 19 ve 27 dakika olarak tespit edilmiştir. Sistemin COP değeri ise 3,08 olarak hesaplanmıştır [165].

Yıldız ve diğerleri (2023) güneş enerjisi destekli bir ısı pompası sistemine entegre edilmiş bir termal enerji depolama ünitesini deneysel olarak incelemişlerdir. Bu çalışmada erime süresi 200 dakika olarak belirlenmiş, katılaşma süresi ise debiye bağlı olarak 400 l/saat

debide 215 dakika ve 1200 l/saat debide 100 dakika olarak kaydedilmiştir. Sistemin COP değeri 4,5-6,5 arasında değişmiştir [166].

Bu çalışmada ise, kondenser üzerine yerleştirilen dairesel kanatçıklı yeni bir IEDÜ tasarlanarak soğutma sistemine entegre edilmiştir. Deney 1, Deney 2 ve Deney 3 için sistemin enerji verimlilikleri sırasıyla %17,76; %13,20 ve %18,63 olarak hesaplanmıştır. Aynı deneyler için IEDÜ'de depolanan ısıl enerji sırasıyla 91,29 Wh, 89,97 Wh ve 82,73 Wh olmuştur. Erime süreleri sırasıyla 53 dakika, 202 dakika ve 51 dakika, katılaşma süreleri ise 88 dakika, 87 dakika ve 96 dakika olarak belirlenmiştir. Sistemlerin ortalama COP değerleri ise sırasıyla 3,26, 3,92 ve 3,13 olarak hesaplanmıştır.

Soğutma sisteminin kondenserine entegre edilerek atık ısının geri kazanımı amacıyla uygulanan IEDÜ'nin geri ödeme süresi, üç farklı deney çalışmasından elde edilen ortalama ısıl güç esas alınarak hesaplanmıştır. Bu sistemin geri ödeme süresi, ek bir yatırım olarak soğutma sistemine entegre edilmesi ve ısı kaynağı olarak linyit kömürünün kullanılması dikkate alınarak hesaplanmıştır. Hesaplamalarda IEDÜ'nün toplam maliyeti 60 $ olarak alınmış, kömürün alt ısıl değeri 6,98 kWh/kg ve birim fiyatı 0,22 $/kg olarak kabul edilmiştir. Ayrıca, geri ödeme süresi hesaplanırken sistemin bakım maliyetinin toplam maliyetin yaklaşık %10'u kadar olacağı ve yıllık ortalama enflasyon oranının %10 düzeyinde gerçekleşeceği varsayılmıştır. Sistemin geri ödeme süresi 3,1 yıl olarak belirlenmiş olup, bu süreden itibaren kondenser bölümüne entegre edilen sistemin sağladığı ekonomik faydanın üstel olarak artış gösterdiği gözlemlenmiştir.

Bu sonuçlar, önerilen kanatçıklı tasarımın erime-katılaşma süresi ve verimlilik açısından literatürdeki çalışmalarla karşılaştırıldığında daha başarılı bir performans sergilediğini göstermektedir. Tasarlanan IEDÜ, kompakt yapısına rağmen etkin bir ısı depolama ve boşaltma süreci sağlayarak soğutma sistemlerinin enerji yönetiminde avantaj sağlamaktadır.

Deneysel ölçüm yöntemi kullanılarak belirsizlik analizi gerçekleştirilmiş ve sistemin çeşitli parametrelerine ilişkin belirsizlik değerleri hesaplanmıştır. Buna göre; COP için %±1,88; elektriksel enerji tüketim değeri için %±0,68; sıcaklık ölçümü için %±0,15; basınç ölçümü için %±0,53 ve hava hızı ölçümü için ±0,05 m/s belirsizlik değerleri elde edilmiştir. Elde edilen bu belirsizlik değerlerinin kabul edilebilir sınırlar içerisinde olduğu belirlenmiştir.

7. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, mekanik buhar sıkıştırmalı endüstriyel bir soğutma sisteminde oluşan buzlanma soruna alternatif, enerji verimliliğini ön planda tutan bir çözüm önerilmiştir. Çalışmada, kompresörden çıkan akışkanın içerdiği atık ısının değerlendirilmesi amacı ile defrost işleminde kullanılacak suyun ısıtılması sağlanmıştır. Bununla birlikte, 2. sistem olarak tasarlanan ve kondenserde açığa çıkan atık ısının bir faz değiştiren malzeme içeren ısı değiştirici aracılığıyla depolanması, sistemin genel enerji verimliliğinin artırılmasına katkı sağlanmıştır.

7.1. Sonuçlar

1.sistemde, sıcak gaz, elektrikli ısıtıcı ve hava akışı kullanarak yapılan defrost işlemlerine alternatif olarak geliştirilen yeni bir yöntem olan sıcak sulu defrost tekniğini karşılaştıran beş farklı deneyin analizini sunmaktadır. Deneyler, önerilen cihazların, endüstriyel uygulamalar da dahil olmak üzere gıda soğutma sistemlerinde uygulanabilir bir seçenek olabileceğini göstermektedir. Elde edilen sonuçlar şu şekilde özetlenebilir:

- Aynı defrost süreleriyle yapılan deneylerin (1. ve 5. deneyler) karşılaştırılması sonucu, 5. deneyde su pompasının kullanılması nedeniyle enerji tüketiminin yaklaşık %1,03 oranında yükselttiği görülmüştür.
- 3. ve 4. deneylerde, su kutusundaki maksimum su sıcaklıkları sırasıyla 31,1°C ve 31,6°C olarak ölçülmüştür. 5. deneyde en yüksek su sıcaklığı ise 34,7°C olmuştur.
- Enerji tüketimi yönünden en iyi sonuç 4. deneyde hesaplanmış olup, bu durumu kısa defrost süresi ve damper olması sağlamıştır.
- En yüksek defrost verimliliği 5. deneyde %58,79 olarak hesaplanmış, en düşük değer ise 1. deneyde %28,29 hesaplanmıştır. En iyi defrost verimlilikleri sırasıyla 5. deney ve 4. deneyde elde edilmiştir.
- Performans açısından en iyi değer 3. deneyde 4,34 COP değeri olarak hesaplanmıştır.
- Sıcak su sistemi ve defrost algoritması, geliştirilen sıcak su kutusu defrost yönteminde birleştirilmiştir. Böylece, kararlı ve dinamik bir çalışma sağlanmış ve deneylerde yüksek defrost verimliliği elde edilmiştir. Ayrıca, sistem performansını önemli derecede

artırdığına dair veriler deneysel olarak kaydedilmiştir. Bu sebeple, potansiyel bir alternatif defrost yöntemi olarak öne çıkmaktadır.

- Defrost süresi, sıcak su spreyi yöntemi kullanılarak kısaltılabilmektedir.

Sonuç olarak, defrost tekniği, süresi, su sıcaklığı ve damperin etkisi, soğutma sisteminin performansını etkilemektedir.

2.sistem, soğutma sisteminde kompresörün çalışma modlarına bağlı olarak faz değiştiren malzemeler ile atık ısı depolamanın etkinliğini incelemektedir. Bu kapsamda, soğutma sisteminin kondenserine entegre edilen yeni tip halka kanatçıklı bir ısı depolama ünitesi tasarlanmıştır. Çalışmanın sonucunda aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir:

- En yüksek COP değeri, 2. deneyde 3,92 olarak ölçülmüştür.
- IEDÜ'de depolanan en yüksek ısıl enerji, 1. deneyde 91,29 Wh olarak kaydedilmiştir.
- Kanat etkinliği 4,90 olan sistemin, 1. deneyinde parafin 53 dakikada eritilmiş ve 88 dakikada katılaştırılmış, %17,76 enerji verimliliği elde edilmiştir. 2. deneyde erime süresi 202 dakika, katılaşma süresi 87 dakika olup %13,20 verimlilik sağlanmıştır. 3. deneyde ise parafin 51 dakikada eritilmiş ve 96 dakikada katılaştırılarak %18,63 enerji verimliliği elde edilmiştir.
- IEDÜ'de günlük depolanan enerjinin, soğutma sisteminde tüketilen enerjiye oranının ortalama değeri %16,53 olarak hesaplanmıştır.
- Mikro kanal kondenser entegreli IEDÜ sisteminin geri ödeme süresi 3,1 yıl olarak hesaplanmıştır.

Deneyler, kompresör çalışma modlarının enerji verimliliği, enerji depolama kapasitesi ve çevresel etkiler üzerindeki önemli etkisini vurgulamıştır. Deneylerden elde edilen sonuçlar, kondensere entegreli kanatçıklı borulara sahip IEDÜ'de bulunan parafinin enerji depolamada başarılı olduğunu göstermektedir. Bu çalışma, soğuk depolarda atık ısının kullanılmasının gerekli ve sürdürülebilir olduğunu göstermiştir.

Elde edilen tüm sonuçlar doğrultusunda, bu çalışmada, soğutma sistemlerinde evaporatör üzerinde oluşan buzun uzaklaştırılmasına yönelik farklı bir yöntem geliştirilmiştir. Buna ek olarak, kondenserden atmosfere atılan atık ısının değerlendirilmesini sağlayan yenilikçi bir

İEDÜ tasarlanarak uygulanmıştır. Geliştirilen İEDÜ ile parafin bazlı faz değiştiren malzeme kullanılarak ısıl enerjisinin etkin bir biçimde depolanması sağlanmıştır.

Her iki sistemin entegrasyonu sayesinde enerji verimliliği artırılmış, sistemin sebep olduğu karbon emisyonları azaltılmış ve soğutma işlemi daha yüksek performansla gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak, çevresel etkileri azaltan ve enerji sürdürülebilirliğine katkı sunan yeni bir sistem tasarımı bilimsel literatüre kazandırılmıştır.

7.2. Öneriler

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

1.sistem için, verimli bir kompresör kullanımı, çevreden nemin uzaklaştırılması ve enerji kayıplarının azaltılması, sistem performansını olumlu yönde etkileyebilir. Sıcak su kutusuna ısıtıcı montajı yapmak ve defrost hattı kayıplarını azaltmak da başka bir seçenek olarak değerlendirilebilir. Gelecekte, evaporatör yüzeyinde oluşan buz birikiminin tespiti, basit yöntemler ve düşük maliyetli sensör sistemleri ile gerçekleştirilebilir. Ayrıca, çevrenin bağıl nemine bağlı olarak buz oluşumunun izlendiği ve buna göre defrost işleminin ayarlandığı bir çalışma yapılabilir.

2.sistem için, soğuk odalarda termal enerjinin depolanmasına katkıda bulunacak olan bu çalışmada, daha yüksek ısı iletim katsayısına sahip bir malzeme kullanılarak kanatçık etkinliği artırılabilir. Farklı optimizasyon tekniklerinin uygulanması, alternatif bir tasarım veya farklı bir faz değiştiren malzemesinin kullanılması farklı sonuçlar elde etmeyi sağlayabilir.

KAYNAKLAR

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

2. İnternet: Soğutma tarihçesi. URL: https://www.ashrae.org/about/mission-and-vision/ashrae-industry-history/air-conditioning-and-refrigeration-timeline, Son Erişim Tarihi:10 Nisan 2025.

3. Veerakumar, C., Sreekumar, A. (2016). Phase change material based cold thermal energy storage: Materials, techniques and applications–A review. *International Journal of Refrigeration*, 67, 271-289.

4. El-Dessouky, H., Al-Juwayhel, F. (1997). Effectiveness of a thermal energy storage system using phase-change materials. *Energy Conversion and Management,* 38(6), 601-617.

5. Chen, C., Yang, J., Wang, X. (2006). New method of heat compensation for defrosting of air source heat pump system in winter. *Journal of Refrigeration*, 27(4), 37-40.

6. Dong, J., Jiang, Y., Yao, Y. (2012). Experimental study on the characteristics of thermal energy storage for air-source heat pump defrosting using sub-cooling energy of refrigeration. *Acta Solar Sinica*, 33(9), 1536-1540.

7. Zhang, L., Dong, J., Jiang, Y., Yao, Y. (2014). A novel defrosting method using heat energy dissipated by the compressor of an air source heat pump. *Applied Energy,* 133, 101-111.

8. Liu, Z., Fan, P., Wang, Q. (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.

9. Qu, M., Li, T., Deng, S. (2017). Improving defrosting performance of cascade air source heat pump using thermal energy storage based reverse cycle defrosting method. *Applied Thermal Engineering*, 121, 728-736.

10. Çengel, Y.A., Boles, M.A. (2013). *Termodinamik Mühendislik Yaklaşımıyla* (Yedinci basım). Ankara: Palme Yayınevi. 86-95.

11. İnternet: Hermetik pistonlu kompresör. URL: https://www.frigoven.com.tr/embraco-neu-6212-u-12-hp-r290-hermetik-pistonlu-kompresor, Son Erişim Tarihi:10 Nisan 2025.

12. İnternet: Mikrokanallı kondenser. URL: https://frescosogutma.com/index.php?route=product/product& product_id=4174, Son Erişim Tarihi:10 Nisan 2025.

13. Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Coşkun, S. (2002). *Soğutma Tekniği ve Uygulamaları* (Birinci Baskı). İstanbul: Vipaş A.Ş., 607.

14. İnternet: Termostatik genleşme valfi. URL: https://www.gvn.com.tr/termostatik-genlesme-valfi-5752, Son Erişim Tarihi:11.04.2025.

15. İnternet: Ticari evaporatör. URL: https://www.dhtnet.com/products/commercial-evaporator-coils/, Son Erişim Tarihi:11.04.2025.

16. Evans, O. (1805). The Abortion of the Young Steam Engineer's Guide: Containing an Investigation of the Principles, Construction and Powers of Steam Engines.... Illustrated with Five Engravings. *Philadelphia,* 1755-1819.

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

18. Demirci, E., Özkaymak, M., Koşan, M., Akkoç, A.E., Aktaş, M. (2020). Doğal Soğutucu Akışkan Kullanımında Son Gelişmeler. *Gazi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 6(3), 184-199.

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

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

21. Abas, N., Nawaz, R., Khan, N. (2015). Parametric quantification of low GWP refrigerant for thermosyphon driven solar water heating system. *Procedia Computer Science*, 52, 804–11

22. Krasota, D., Błasiak, P., Kolasiński, P. (2023). Literature Review of Frost Formation Phenomena on Domestic Refrigerators Evaporators. *Energies*, 16(7), 2945.

23. Ameen, F.R., Coney, J.E.R., Sheppard, C.G.W. (1993). Deneyerimental study of warm-air defrosting of heat-pump evaporators. *International Journal of Refrigeration*, 16(1), 13-18.

24. İsa, K., Onat, A. (2012). *İklimlendirme ve Soğutma Sistemlerinde Enerji Verimliliği* (İkinci baskı). Doğa Yayıncılık., 468.

25. Bulut, H. (2017). *Soğutma ve Klima Tekniği,* Şanlıurfa: Harran Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Ders Notu, 1-10.

26. Fricke, B.A., Sharma, V. (2011). *Demand defrost strategies in supermarket refrigeration systems*. Interim Report Submitted to the Refrigeration Project Team of the Retail Energy Alliance, ORNL, 33.

27. Wang, D., Tao, T., Xu, G., Luo, A., Kang, S. (2012). Deneyerimental study on frosting suppression for a finned-tube evaporator using ultrasonic vibration. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 36, 1-11.

28. Cemeroğlu, B.S., Soyer, A. (2010). *Soğutma ve Dondurma, Gıda Mühendisliğinde Temel İşlemler*. Ankara: Bizim Büro Basımevi, 1-259.

29. Ertaş, E. (2011). *Soğutma sistemlerinde defrost kayıplarının kontrolü yolu ile enerji tasarrufu*. X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, İzmir, 1111-1119.

30. Marin, J.M., Zalba, B., Cabeza, L.F., 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.

31. Khadiran, T., Hussein, M.Z., Zainal, Z., 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.

32. İnternet: Maddenin hal değişimi, URL: https://plus.alarko-carrier.com.tr/isitan-konular/duyulur-isi-ve-gizli-isi-nedir-farklari-nelerdir Son Erişim Tarihi:05.01.2025.

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

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

35. Khalifa, A., Tan, L., Date, A., 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.]

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

37. Rathod, M.K., 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.

38. Khan, Z., Khan, Z., 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.

39. Haynes, W.M. (2010). *CRC Handbook of Chemistry and Physics*. (91st ed). Boca Raton, FL: CRC Press Inc. 17-32.

40. Sharma, R.K., Ganesan, P., Tyagi, V.V., Metselaar, H.S.C., 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.

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

42. Özkan, D.B., Ünal, F. (2018). Energy consumption of defrosting process in no-frost refrigerators. *Journal of Thermal Engineering*, 4(6), 2445-2450.

43. Yan, W.M., Li, H.Y., Wu, Y.J., Lin, J.Y., Chang, W.R. (2003). Performance of finned tube heat exchangers operating under frosting conditions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46(5), 871-877.

44. Seker, D., Karatas, H., Egrican, N. (2004). Frost formation on fin-and-tube heat exchangers. Part I-modeling of frost formation on fin-and-tube heat exchangers. *International Journal of Refrigeration*, 27, 367-374.

45. Hoffenbecker, N., Klein, S.A., Reindl, D.T. (2005). Hot gas model development and validation. *International Journal of Refrigeration,* 28, 605-615.

46. Dube, S. (2006). *Defrost refrigeration system.* U.S. Patent Application No. 11/015,034.

47. Tso, C.P., Cheng, Y.C., Lai, A.C.K. (2006). An improved model for predicting performance of finned tube heat exchanger under frosting condition, with frost thickness variation along fin. *Applied Thermal Engineering*, 26, 111–120.

48. Guo, X.M., Chen, Y.G., Wang, W.H., Chen, C.Z. (2008). Experimental study on frost growth and dynamic performance of air source heat pump system. *Applied Thermal Engineering*, 28(17-18), 2267–2278.

49. Byun, J.S., Lee, J., Jeon, C.D. (2008). Frost retardation of an air-source heat pump by the hot gas bypass method. *International Journal of Refrigeration,* 31, 328–334.

50. Lawrance, J.M.V., Evans J.A. (2008). Refrigerant flow instability as a means to predict the need for defrosting the evaporator in a retail display freezer cabinet. *International Journal of Refrigeration,* 31(1), 107-112.

51. Lenic, K., Trp, A., Frankovic, B. (2009). Transient two-dimensional model of frost formation on a fin-and-tube heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52, 22–32.

52. Rainwater, J.H. (2009). Five Defrost Methods for Commercial Refrigeration. *ASHRAE Journal*, 51(3), 38-51.

53. Qu, M., Deng, S., Jiang, Y. (2010). An experimental study on the defrosting performance of a pcm-based reverse-cycle defrosting method for air source heat pumps. *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, 18(04), 327-337.

54. Dong, J., Deng, S., Jiang Y., Xia L., Yao Ya. (2012). An experimental study on defrosting heat supplies and energy consumptions during a reverse cycle defrost operation for an air source heat pump. *Applied Thermal Engineering*, 37, 370-387.

55. Stark, S., Loose, A., Drück, H. (2014). Field test results from combined solar thermal and air-source heat pump systems with a special focus on defrosting. *Energy Procedia,* 48, 654–663.

56. Long, Z., Jiankai, D., Yiqiang, J., Yang, Y. (2014). A novel defrosting method using heat energy dissipated by the compressor of an air source heat pump. *Applied Energy,* 133, 101–111.

57. Zhu, J.H., Sun, Y.Y., Wang, W., Deng, S.M., Ge, Y.J., Li, L.T. (2015). Developing a new frosting map to guide defrosting control for air-source heat pump units. *Applied Thermal Engineering*, 90, 782-791.

58. Liu, Z., Li, A., Wang, Q., Chi, Y., Zhang, L. (2017). Experimental study on a new type of thermal storage defrosting system for frost-free household refrigerators. *Applied Thermal Engineering*, 118, 256–265.

59. Li, Z., Zhao D., Ding G., Ren T., Miao S., Han X., Noda T. (2017). Improving defrosting performance by controlling frost distribution to match defrosting heat distribution in frost-free household refrigerators. *International Journal of Refrigeration*, 77, 136-148.

60. Liu, T., Li, Z., He, G. (2017). Experiments of a heat pump water heating system using stored solar energy to defrost. *Energy Procedia*, 105, 1130–1135.

61. Minglu, Q., Tianrui, L., Shiming, D., Yanan, F., Zhao, L. (2017). Improving defrosting performance of cascade air source heat pump using thermal energy storage based reverse cycle defrosting method. *Applied Thermal Engineering*, 121, 728–736.

62. Wang, W., Zhang, S., Li, Z., Sun, Y., Deng, S., Wu, X. (2019). Determination of the optimal defrosting initiating time point for an ASHP unit based on the minimum loss coefficient in the nominal output heating energy. *Energy*, 191, 116505.

63. Shen J., Qian Z., Xing Z., Yu Y., Ge M. (2019). A review of the defrosting methods of air source heat pumps using heat exchanger with phase change material. *Energy Procedia*, 160, 491-498.

64. Gülmez, M., Aktaş, M., Erten, S., Erdoğmuş, F.N., Öder, M. (2022). Design of an air source heat pump having a waste heat defrosting method with natural refrigerant. *Gazi University Journal of Science Part C: Design and Technology,* 10(3), 468-478.

65. Karaağaç, M.O. (2022). *Soğutma sistemlerinde fotovoltaik termal modül destekli defrost uygulaması*, Doktora Tezi. Karabük Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, Karabük.

66. Uslu, Y. (2022). *Isı pompası sisteminde havalı güneş kolektörlü defrost uygulaması,* Yüksek Lisans Tezi. Karabük Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, Karabük.

67. Vakilaltojjar, S.M., Saman, W. (2001). Analysis and modelling of a phase change storage system for air conditioning applications. *Applied Thermal Engineering*, 21(3), 249-263.

68. Vyshak, N.R., Jilani, G. (2007). Numerical analysis of latent heat thermal energy storage system. *Energy Conversion and Management,* 48(7), 2161-2168.

69. Hu, J. Dong, H. Zhou, E., Yang, W. (2006). Experimental study on heat charging of phase change thermal energy storage unit with helical coil. *Acta Energiae Solaris Sinica*, 27(4), 399-403.

70. Wang, F., Maidment, G., Missenden, J., Tozer, R. (2007). The novel use of phase change materials in refrigeration plant. Part 1: Experimental investigation. *Applied Thermal Engineering*, 27(17-18), 2893-2901.

71. Wang, F., Maidment, G., Missenden, J., Tozer, R. (2007). The novel use of phase change materials in refrigeration plant. Part 2: Dynamic simulation model for the combined system. *Applied Thermal Engineering*, 27(17-18), 2902-2910.

72. Wang, F., Maidment, G., Missenden, J., Tozer, R. (2007). The novel use of phase change materials in refrigeration plant. Part 3: PCM for control and energy savings. *Applied Thermal Engineering*, 27(17-18), 2911-2918.

73. Joybari, M.M., Haghighat, F., Moffat, J., Sra, P. (2015). Heat and cold storage using phase change materials in domestic refrigeration systems: The state-of-the-art review. *Energy and Buildings*, 106, 111-124.

74. Copertaro, B., Fioretti, R., Principi, P. (2016). Experimental analysis on a novel air heat exchanger containing PCM (Phase change material) in a cold room. *Refrıgeratıon Scıence and Technology,* 2016, 142-150.

75. Fioretti, R., Principi, P., Copertaro, B. (2016). A refrigerated container envelope with a PCM (Phase Change Material) layer: Experimental and theoretical investigation in a representative town in Central Italy. *Energy Conversion and Management,* 122, 131-141.

76. Azzouz, K., Leducq, D., Gobin, D. (2009). Enhancing the performance of household refrigerators with latent heat storage: An experimental investigation. *International Journal of Refrigeration*, 32(7), 1634-1644.

77. Kabbara, M., Groulx, D., Joseph, A. (2018). A parametric experimental investigation of the heat transfer in a coil-in-tank latent heat energy storage system. *International Journal of Thermal Sciences*, 130, 395-405.

78. Tiari, S., Mahdavi, M., Qiu, S. (2017). Experimental study of a latent heat thermal energy storage system assisted by a heat pipe network. *Energy Conversion and Management*, 153, 362-373.

79. Salyan, S., Praveen, B., Singh, H., Suresh, S., Reddy, A. S. (2020). Liquid metal gallium in metal inserts for solar thermal energy storage: a novel heat transfer enhancement technique. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 208, 110365.

80. Karami, R., Kamkari, B. (2020). Experimental investigation of the effect of perforated fins on thermal performance enhancement of vertical shell and tube latent heat energy storage systems. *Energy Conversion and Management*, 210, 112679.

81. Wang, P., Wang, X., Huang, Y., Li, C., Peng, Z., Ding, Y. (2015). Thermal energy charging behaviour of a heat exchange device with a zigzag plate configuration containing multi-phase-change-materials (m-PCMs). *Applied Energy*, 142, 328-336.

82. Wang, P., Li, D., Huang, Y., Zheng, X., Wang, Y., Peng, Z., Ding, Y. (2016). Numerical study of solidification in a plate heat exchange device with a zigzag configuration containing multiple phase-change-materials. *Energies*, 9(6), 394.

83. Hoseinzadeh, S., Ghasemiasl, R., Havaei, D., Chamkha, A. J. (2018). Numerical investigation of rectangular thermal energy storage units with multiple phase change materials. *Journal of Molecular Liquids*, 271, 655-660.

84. Johnson, M., Fiß, M., Klemm, T., Eck, M. (2014). Test and analysis of a flat plate latent heat storage design. *Energy Procedia*, 57, 662-671.

85. Saeed, R.M., Schlegel, J.P., Sawafta, R., Kalra, V. (2019). Plate type heat exchanger for thermal energy storage and load shifting using phase change material. *Energy Conversion and Management*, 181, 120-132.

86. Rahimi, M., Hosseini, M.J., 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.

87. Rahimi, M., Ardahaie, S.S., Hosseini, M.J., Gorzin, M. (2020). Energy and exergy analysis of an experimentally examined latent heat thermal energy storage system. *Renewable Energy*, 147, 1845-1860.

88. Ahmadi, R., Hosseini, M.J., Ranjbar, A.A., Bahrampoury, R. (2018). *Phase change in spiral coil heat storage systems*. Sustainable cities and society, 38, 145-157.

89. Chen, G., Sun, G., Jiang, D., Su, Y. (2020). Experimental and numerical investigation of the latent heat thermal storage unit with PCM packing at the inner side of a tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 152, 119480.

90. Han, G.S., Ding, H.S., Huang, Y., Tong, L.G., Ding, Y.L. (2017). A comparative study on the performances of different shell-and-tube type latent heat thermal energy storage units including the effects of natural convection. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 88, 228-235.

91. Mahdi, M.S., Mahood, H.B., Hasan, A.F., Khadom, A.A., Campbell, A.N. (2019). Numerical study on the effect of the location of the phase change material in a concentric double pipe latent heat thermal energy storage unit. *Thermal Science and Engineering Progress*, 11, 40-49.

92. Esapour, M., Hamzehnezhad, A., Darzi, A.A.R., Jourabian, M. (2018). Melting and solidification of PCM embedded in porous metal foam in horizontal multi-tube heat storage system. *Energy Conversion and Management*, 171, 398-410.

93. Pourakabar, A., Darzi, A.A.R. (2019). Enhancement of phase change rate of PCM in cylindrical thermal energy storage. *Applied Thermal Engineering*, 150, 132-142.

94. Kousha, N., Rahimi, M., Pakrouh, R., Bahrampoury, R. (2019). Experimental investigation of phase change in a multitube heat exchanger. *Journal of Energy Storage*, 23, 292-304.

95. Sodhi, G.S., Vigneshwaran, K., Jaiswal, A.K., Muthukumar, P. (2019). Assessment of heat transfer characteristics of a latent heat thermal energy storage system: multi tube design. *Energy Procedia*, 158, 4677-4683.

96. Mosaffa, A.H., Talati, F., Tabrizi, H.B., Rosen, M.A. (2012). Analytical modeling of PCM solidification in a shell and tube finned thermal storage for air conditioning systems. *Energy and Buildings*, 49, 356-361.

97. Hosseini, M.J., Rahimi, M., 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.

98. Rahimi, M., Ranjbar, A.A., Ganji, D.D,. Sedighi, K,. Hosseini, M.J., 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.

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

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

101. Bhagat, K., Prabhakar, M., 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.

102. Mahani, R.B., Mohammed, H.I., Mahdi, J.M., Alamshahi, F., Ghalambaz, M., Talebizadehsardari, P., Yaici, W. (2020). Phase change process in a zigzag plate latent heat storage system during melting and solidification. *Molecules*, 25, 4643.

103. Khan, Z., 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.

104. Maakoul, A. E., Feddi, K., Saadeddine, S., Abdellah, A. B., Metoui, M. E. (2020). Performance enhancement of finned annulu using surface interruptions in doublepipe heat exchangers. *Energy Conversion and Management*, 210, 112710.

105. Işık, E., Tuğan, V. (2021). Dairesel bir boruda kullanılan boyuna dalgalı kanatçıkların ısı transferine etkisinin sayısal olarak incelenmesi. *International Journal of Pure and Applied Sciences*, 7(1), 19-26.

106. Mozafari, M., Hooman, K., Lee, A., Cheng, S. (2022). Numerical study of a dual-PCM thermal energy storage unit with an optimized low-volume fin structure. *Applied Thermal Engineering*, 215, 119026.

107. Kim, H., Hong, J., Choi, H., Oh, J., Lee, H. (2024). Development of PCM-based shell-and-tube thermal energy storages for efficient EV thermal management. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 154, 107401.

108. Baskar, I., Chellapandian, M. (2022). Experimental and finite element analysis on the developed real-time form stable PCM based roof system for thermal energy storage applications. *Energy and Buildings,* 276, 112514.

109. Abhinand, S., Sharma, A., Kothadia, H. B. (2023). Performance analysis of PCM melting in a fin-assisted thermal energy storage system–a numerical study. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 144, 106747.

110. Momeni, M., Fartaj, A. (2023). Numerical thermal performance analysis of a PCM-to-air and liquid heat exchanger implementing latent heat thermal energy storage. *Journal of Energy Storage*, 58, 106363.

111. Maderic, D., Pavković, B., Lenić, K. (2019). An experimental research on energy efficiency of a beverage cooler with the latent heat storage. *Applied Thermal Engineering*, 148, 270-277.

112. Maiorino, A., Del Duca, M.G., Mota-Babiloni, A., Greco, A., Aprea, C. (2019). The thermal performances of a refrigerator incorporating a phase change material. *International Journal of Refrigeration*, 100, 255–264.

113. Pirvaram, A., Sadrameli, S.M., Abdolmaleki, L. (2019). Energy management of a household refrigerator using eutectic environmental friendly PCMs in a cascaded condition. *Energy*, 181, 321–330.

114. Abdolmaleki, L., Sadrameli, S.M., Pirvaram, A. (2020). Application of environmental friendly and eutectic phase change materials for the efficiency enhancement of household freezers. *Renewable Energy* 145, 233–241.

115. Koşan, M., Aktaş, M. (2018). Faz değiştiren malzemelerle termal enerji depolayan bir ısı değiştiricisinin sayısal analizi. *Politeknik Dergisi*, 21(2), 403-409.

116. Chow, L.C., Zhong, J.K., Beam, J.E. (1996). Thermal conductivity enhancement for phase change storage media. *Heat and Mass Transfer,* 23, 91-100.

117. Velraj, R., Seeniraj, R.V., Hafner, B., Faber, C., Schwarzer, K. (1999). Heat transfer enhancement in a latent heat storage system. *Solar Energy,* 65, 171-180.

118. Gu, Z., Liu, H., Li, Y. (2004). Thermal energy recovery of air conditioning system-heat recovery system calculation and phase change material development. *Applied Thermal Engineering*, 24, 2511-2526.

119. Mahood, H.B., Mahdi, M.S., Monjezi, A.A., Khadom, A.A., Campbell, A.N. (2020). Numerical investigation on the effect of fin design on the melting of phase change material in a horizontal shell and tube thermal energy storage. *Journal of Energy Storage*, 29, 101331.

120. Li, H., Hu, C., He, Y., Tang, D., Wang, K. (2021). Influence of fin parameters on the melting behavior in a horizontal shell-and-tube latent heat storage unit with longitudinal fins. *Journal of Energy Storage,* 34, 102230.

121. Yu, C., Zhang, X., Chen, X., Zhang, C., Chen, Y. (2020). Melting performance enhancement of a latent heat storage unit using gradient fins. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 150, 119330.

122. Tang, S.Z., Tian, H.Q., Zhou, J.J., Li, H. (2021). Evaluation and optimization of melting performance in a horizontal thermal energy storage unit with non-uniform fins. *Journal of Energy Storage*, 33, 102124.

123. Kirincic, M., Trp, A., Lenic, K. (2021). Numerical evaluation of the latent heat thermal energy storage performance enhancement by installing longitudinal fins. *Journal of Energy Storage*, 42, 103085.

124. Yang, X., Lu, Z., Bai, Q., Zhang, Q., Jin, L., Yan, J. (2017). Thermal performance of a shell-and-tube latent heat thermal energy storage unit: Role of annular fins. *Applied Energy,* 202, 558-570.

125. Cheng, H., Luo, T., Yu, J., Yang, X., Liu, Y., Gu, Z., Jin, L. (2018). Experimental study of a shell-and-tube phase change heat exchanger unit with/without circular fins. *Energy Procedia*, 152, 990-996.

126. Shahsavar, A., Goodarzi, A., Mohammed, H.I., Shirneshan, A., Talebizadehsardari, P. (2020). Thermal performance evaluation of non-uniform fin array in a finned double-pipe latent heat storage system. *Energy,* 193, 116800.

127. Bhagwat, V.V., Roy, S., Das, B., Shah, N., Chowdhury, A. (2021). Performance of finned heat pipe assisted parabolic trough solar collector system under the climatic condition of North East India. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 45, 101171.

128. Guo, J., Liu, Z., Yang, B., Yang, X., Yan, J. (2022). Melting assessment on the angled fin design for a novel latent heat thermal energy storage tube. *Renewable Energy*, 183, 406-422.

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

130. Hosseini M.J., Ranjba A.A., Sedighi K., 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.

131. Iten M., Liu S. (2014). A work procedure of utilising PCMs as thermal storage systems based on air-TES systems, *Energy Conversion and Management,* 77, 608-627.

132. Kibria, M.A., Anisur, M.R., Mahfuz, M.H., Saidur, R., 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.

133. Yamankaradeniz, R., Horuz, I., Coşkun, S., Kaynaklı, Ö., Yamankaradeniz, N. (2021). *Refrigeration technology and heat pump applications* (Fourth Edition). Dora Publications. 31-33.

134. Moran, M.J., Shapiro, H.N., Boettner, D.D., Bailey, M.B. (2010). *Fundamentals of engineering thermodynamics* (Seventh Edition). John Wiley and Sons.

135. Aktekeli, B., Aktaş, M., Koşan, M., Güven, Y., Arslan, E. (2024). Experimental investigation of a new defrosting technique for sustainable refrigeration system. *Thermal Science and Engineering Progress*, 54, 102849.

136. Abdulla, M.O.A., Deniz, E., Karagöz, M., Gürüf, G. (2021). An experimental study on a novel defrosting method for cold room. *Applied Thermal Engineering*, 188, 116573.

137. Karaağaç, M.O., Ergün, A., Gürel, A. E., Ceylan, İ., Yıldız, G. (2022). Assessment of a novel defrost method for PV/T system assisted sustainable refrigeration system. *Energy Conversion and Management*, 267, 115943.

138. Çengel, Y.A., Ghajar, A.J. (2011). *Heat and Mass Transfer Fundamentals and Applications* (Fourth edition). NY: McGraw-Hill, 717–784.

139. Karagöz, Ş., Abdi, H., Ömeroğlu, G. (2017). Experimental investigation of the effect of turbulators on heat transfer in horizontal tubes. *Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen ve Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 17(2), 810-817.

140. Nemati, H., Moradaghay, M., Shekoohi, S.A., Moghimi, M.A., Meyer, J.P. (2020). Natural convection heat transfer from horizontal annular finned tubes based on modified Rayleigh Number. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 110, 104370.

141. Öz, E.S., Menlik, T., Aktaş, M. (2004). Güneş enerjili tabii sirkülasyonlu endirekt sıcak su hazırlama sistemlerinde kanatçık kullanmanın ısıl analizi. *Teknoloji Dergisi*, 7(2), 189-195.

142. Incropera, F.P., DeWitt, D.P., Bergman, T.L., Lavine, A.S. (2002). *Fundamentals of heat and mass transfer* (Sixth Editiıon). John Wiley and Sons.

143. Surya, A., Prakash, R., Nallusamy, N. (2024). Experimental study on the charging and discharging performance of a thermal energy storage unit using low temperature phase change material. *Journal of Energy Storage*, 103, 114311.

144. Sözen, A., Menlik, T., Gürü, M., Aktaş, M. (2017). Upgrading of the thermal performance of two-phase closed thermosyphon (TPCT) using fusel oil. *Heat and Mass Transfer,* 53, 141-149.

145. Holman, J.P. (1971). *Experimental methods for engineers*. (Three Editiıon). NY: McGraw-Hill, 761.

146. Bahar, E. M., Aktaş, M. (2024). Isı geri kazanımının sağlandığı sıcak su kutulu bir soğutucunun eko tasarımı. *Niğde Ömer Halisdemir Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 13(3), 939-947.

147. Arslan, B., Ilbas, M., Celik, S. (2023). Experimental analysis of hydrogen storage performance of a LaNi5–H2 reactor with phase change materials. *International Journal of Hydrogen Energy*, 48(15), 6010-6022.

148. Nourian, F., Ramaswamy, H.S., Kushalappa, A.C. (2003). Kinetics of quality change associated with potatoes stored at different temperatures. *LWT-Food Science and Technology*, 36(1), 49-65.

149. Visse-Mansiaux, M., Shumbe, L., Brostaux, Y., Ballmer, T., Smit, I., Dupuis, B., Vanderschuren, H. (2024). Identification of potato varieties suitable for cold storage and reconditioning: A safer alternative to anti-sprouting chemicals for potato sprouting control. *Food Research International*, 184, 114249.

150. Chowdhuryr, M.G.F., Khan, M.H.H., Miaruddin, M., Rahmanr, M. M. (2020). Postharvest quality and shelf life of lemon as affected by storage temperature and relative humidity. *Journal of Agricultural Engineering*, 43, 1-7.

151. Cohen, E., Schiffmann-Nadel, M. (1978). Storage capability at different temperatures of lemons grown in Israel. *Scientia Horticulturae*, 9(3), 251-257.

152. Sun, Y., Singh, Z., Tokala, V. Y., Heather, B. (2019). Harvest maturity stage and cold storage period influence lemon fruit quality. *Scientia Horticulturae*, 249, 322-328.

153. Lv, L., Huang, S., Rong, Y., Zhou, H. (2024). Research on the thermal behavior of medium-temperature phase change materials and factors influencing the thermal performance based on a vertical shell-and-tube latent heat storage system. *Journal of Energy Storage*, 82, 110591.

154. Gürtürk, M., Kok, B. (2020). A new approach in the design of heat transfer fin for melting and solidification of PCM. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 153, 119671.

155. Zhang, C., Li, J. .,Chen, Y. (2020). Improving the energy discharging performance of a latent heat storage (LHS) unit using fractal-tree-shaped fins. *Applied Energy,* 259, 114102.

156. Huang, Y., Liu, X. (2021). Charging and discharging enhancement of a vertical latent heat storage unit by fractal tree-shaped fins. *Renewable Energy*, 174, 199-217.

157. Zou, J., Meng, X. (2023). Investigating the effect of distribution form of copper foam fins on the thermal performance improvement of latent thermal energy storage units. *International Communications in Heat and Mass Transfer,* 141, 106571.

158. Hong, Y., Zhao, L., Huang, Y., Shi, Y., Du, J. (2024). Effect of snow crystal fin arrangements on thermal transfer and energy storage/release characteristics in a concentric tube latent heat energy storage unit. *Thermal Science and Engineering Progress*, 50, 102578.

159. Safari, V., Abolghasemi, H., Kamkari, B. (2021). Experimental and numerical investigations of thermal performance enhancement in a latent heat storage heat exchanger using bifurcated and straight fins. *Renewable Energy,* 174, 102-121.

160. Boujelbene, M., Mohammed, H. I., Sultan, H. S., Eisapour, M., Chen, Z., Mahdi, J. M., Cairns, A., Talebizadehsardari, P. (2024). A comparative study of twisted and straight fins in enhancing the melting and solidifying rates of PCM in horizontal double-tube heat exchangers. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 151, 107224.

161. Liu, Y. K., Tao, Y. B. (2022). Experimental and numerical investigation of longitudinal and annular finned latent heat thermal energy storage unit. *Solar Energy*, 243, 410-420.

162. Ao, C., Yan, S., Zhao, X., Zhang, N., Wu, Y. (2023). Design optimization of a novel annular fin on a latent heat storage device for building heating. *Journal of Energy Storage*, 64, 107124.

163. Tiari, S., Hockins, A., Shank, K. (2022). Experimental study of a latent heat thermal energy storage system assisted by varying annular fins. *Journal of Energy Storage*, 55, 105603.

164. Koşan, M., Aktaş, M. (2021). Experimental investigation of a novel thermal energy storage unit in the heat pump system. *Journal of Cleaner Production*, 311, 127607.

165. Long, J.Y., Zhu, D.S. (2008). Numerical and experimental study on heat pump water heater with PCM for thermal storage. *Energy and Buildings*, 40(4), 666-672.

166. Yıldız, Ç., Seçilmiş, M., Arıcı, M., Mert, M. S., Nižetić, S., Karabay, H. (2023). An experimental study on a solar-assisted heat pump incorporated with PCM based thermal energy storage unit. *Energy*, 278, 128035.



Gazili olmak ayrıcalıktır