



**ELEKTRONİK CİHAZLARIN SOĞUTULMASINDA
ISI BORUSU VE FAZ DEĞİŞİM MALZEMESİ
KULLANIMININ İNCELENMESİ**

**2023
YÜKSEK LİSANS TEZİ
ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ**

Ceren ÇETİN

**Tez Danışmanı
Prof. Dr. Muhammet KAYFECİ**

**ELEKTRONİK CİHAZLARIN SOĞUTULMASINDA ISI BORUSU VE FAZ
DEĞİŞİM MALZEMESİ KULLANIMININ İNCELENMESİ**

Ceren ÇETİN

**Tez Danışmanı
Prof. Dr. Muhammet KAYFECİ**

**T.C.
Karabük Üniversitesi
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü
Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalında
Yüksek Lisans Tezi
Olarak Hazırlanmıştır**

**KARABÜK
Şubat 2023**

Ceren ÇETİN tarafından hazırlanan “ELEKTRONİK CİHAZLARIN SOĞUTULMASINDA ISI BORUSU VE FAZ DEĞİŞİM MALZEMESİ KULLANIMININ İNCELENMESİ ” başlıklı bu tezin Yüksek Lisans Tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Prof. Dr. Muhammet KAYFECİ

.....

Tez Danışmanı, Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Bu çalışma, jürimiz tarafından Oy Birliği ile Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir. 24/02/2023

Ünvanı, Adı SOYADI (Kurumu)

İmzası

Başkan : Prof. Dr. Ali KEÇEBAŞ (MSKÜ)

.....

Üye : Prof. Dr. Muhammet KAYFECİ (KBÜ)

.....

Üye : Doç. Dr. Alper ERGÜN (KBÜ)

.....

KBÜ Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Yönetim Kurulu, bu tez ile, Yüksek Lisans derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Müslüm KUZU

.....

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Müdürü

“Bu tezdeki tüm bilgilerin akademik kurallara ve etik ilkelere uygun olarak elde edildiğini ve sunulduğunu; ayrıca bu kuralların ve ilkelerin gerektirdiği şekilde, bu çalışmadan kaynaklanmayan bütün atıfları yaptığımı beyan ederim.”

Ceren ÇETİN

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

ELEKTRONİK CİHAZLARIN SOĞUTULMASINDA ISI BORUSU VE FAZ DEĞİŞİM MALZEMESİ KULLANIMININ İNCELENMESİ

Ceren ÇETİN

Karabük Üniversitesi

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü

Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı:

Prof. Dr. Muhammet KAYFECİ

Şubat 2023, 68 sayfa

Elektronik cihazlarda enerji tüketiminin neden olduğu ısınma önemli bir problemdir. Cihazların soğutulmasında birçok yöntem kullanılmaktadır.

Bu çalışmada, ısı borusu ve faz değişim malzemesi (FDM) kullanımı ile elektronik cihazların soğutulması incelenmiştir. Tek bileşen olan ısı borusu üzerinde evaporatör ve kanatçık, ısı borusunun iki ucunda yer almaktadır. Bakır bir ısı borusu kullanılmış ve içinde 1/3 oranında sıvı etanol bulunmaktadır. Evaporatör kısmı, cam yünü malzeme ile yalıtılmış ve üzerinde 23,04 Ω dirençli ve 1,47 m uzunluğunda direnç teli sarılıdır. FDM depo tankı, ısı borusunun ortasında yer almakta ve içi paraffin ile dolu olup, evaporatör ile kanatçık arasında kalır. Kanatçık, ısı borusunun diğer ucunda yer almakta ve alüminyum malzemedendir.

Sisteme farklı güçler verildiğinde, evaporatör ve kanatçık sıcaklıkları değişiklik göstermiştir. 12 W güç ile çalıştırıldığında fansız evaporatör sıcaklığı 52,2 °C, FDM ortamındaki sıcaklık 35,5 °C ve kanatçık sıcaklığı 32,7 °C olarak ölçülmüştür. 32 W güç ile çalıştırıldığında ise evaporatör sıcaklığı 74,3 °C, FDM ortamındaki sıcaklık 40,6 °C ve kanatçık sıcaklığı 36,6 °C olarak ölçülmüştür.

Bu tezin amacı, elektronik cihazların sıcaklığını düşürmek için kullanılan ısı borusu teknolojisinde FDM malzeme kullanımının avantajlarını araştırmak ve incelemektir. FDM, bir faz değiştirici malzemedir ve ısı boruları içinde kullanılarak ısı transferi sağlar. Etanol akışkanlı ısı borusu ve FDM nin birleştirilmesiyle elde edilir ve buda daha yüksek ısı transfer performansı sağlar. Bu durumda elektronik cihazların soğutulması için iyi bir yöntem sunmaktadır.

Sonuç olarak, bu çalışma ısı boruları ve FDM malzemelerinin kullanımının elektronik cihazların soğutulmasında etkin bir şekilde kullanılabileceğini göstermektedir. Bu yöntem, yüksek sıcaklık performansı ve yüksek ısı transfer kapasitesi ile önemli avantajlar sağlamaktadır.

Anahtar Sözcükler : FDM, Isı Borusu, Elektronik Cihazlar, Soğutma Sistemi

Bilim Kodu : 928.1.002

ABSTRACT

M. Sc. Thesis

INVESTIGATION OF THE USE OF HEAT PIPE AND PHASE CHANGE MATERIAL IN COOLING OF ELECTRONIC DEVICES

Ceren ÇETİN

**Karabük University
Institute of Graduate Programs
Department of Energy Systems Engineering**

Thesis Advisor:

Prof. Dr. Muhammet KAYFECİ

February 2023, 68 pages

Electronics devices generate heat due to energy consumption, which is an important problem. Various methods are used for cooling devices.

In this study, the cooling of electronic devices using a heat pipe and phase change material (PCM) was investigated. The single-component heat pipe consists of an evaporator and a fin on either end. A copper heat pipe was used and contains liquid ethanol. The evaporator section is insulated with glass wool material and has a resistance wire of 23.04Ω and 1,47 m in length wound around it. The PCM storage tank is located in the middle of the heat pipe and is filled with paraffin, and is located between the evaporator and the fin. The fin is located at the other end of the heat pipe and is made of aluminum.

When different powers were supplied to the system, the temperatures of the evaporator and condenser varied. When operated with 12 W of power, the temperature of the fanless evaporator was measured at 52,2 °C, the temperature in the PCM was 35,5 °C, and the temperature of the condenser was 32,7 °C. When operated with 32 W of power, the temperature of the evaporator was measured at 74,3 °C, the temperature in the PCM was 40,6 °C, and the temperature of the condenser was 36,6 °C.

The purpose of this thesis is to investigate and examine the advantages of using PCM materials in heat pipe technology used to lower the temperature of electronic devices. PCM is a phase change material and is used inside heat pipes to provide heat transfer. This is achieved by combining an ethanol fluid heat pipe with PCM, resulting in higher heat transfer performance. This provides a good method for cooling electronic devices.

In conclusion, this study demonstrates that the use of heat pipes and PCM materials can be effectively used for cooling electronic devices. This method provides significant advantages with high temperature performance and high heat transfer capacity.

Key Word : PCM, Heatpipe, Electronic Devices, Cooling System

Science Code : 928.1.002

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans tezi alışmam boyunca, bana verdiği destek ve rehberlik için danışman hocam Prof.Dr. Muhammet KAYFECİ'ye en iten teőekkürlerimi sunuyorum. Kendisi tez alışmamın her aşamasında benimle yakından ilgilendi ve yol gösterici tavsiyeleriyle çalışmamın gelişimine büyük katkı sağladı. Onun sayesinde, tezimde ele aldığım konulara farklı bir perspektif kazandırdım ve çalışmamın kalitesini artırdım. Kendisine gösterdiği ilgi ve özveri için bir kez daha teşekkür etmek istiyorum.

Deney düzeneğinin kurulmaya başlanmasından itibaren desteğini esirgemeyen hocalarım Prof.Dr. İlhan CEYLAN'a ve Dr.Öğr. Üyesi Batıkan Erdem DEMİR'e teşekkür ederim. Yüksek lisans tezim boyunca her türlü fedakârlıklara katlanarak deney düzeneğimin kurulmasında destek veren fakültemizin değerli teknikeri Mustafa ÜLKÜ'ye teşekkür ederim.

Son olarak, iyi bir öğrenim görmem için imkanlar sağlayan, bana her zaman güvenen ve destek olan en başta annem Mediha AYDIN ve eşim Rıdvan ÇETİN olmak üzere sevgili aileme tüm kalbimle teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KABUL.....	ii
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xiii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xiv
BÖLÜM 1	1
GİRİŞ	1
BÖLÜM 2	6
LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	6
BÖLÜM 3	14
ELEKTRONİK CİHAZ SOĞUTMA YÖNTEMLERİ	14
3.1. Hava ile Soğutma	15
3.1.1. Doğal Taşınım	17
3.1.2. Zorlanmış Taşınım.....	18
3.1.3. Aktif Isı Kuyusu	18
3.1.4. Piezoelektrik Fanları.....	19
3.1.5. Nano-Yıldırım.....	20
3.1.6. Jet Hava Soğutma	20
3.2. Sıvı ile Soğutma	21
3.2.1. Direkt ve Endirekt Sıvılı Soğutucu.....	22
3.2.2. Sprey Soğutucu.....	22
3.2.3. Jet Püskürtmeli Soğutma	23

Sayfa

3.2.3.1. Etki Püskürtme Jetleri	23
3.2.3.2. Çapraz Akış Etki Püskürtme	24
3.3. Isı Borusu	24
3.4. Termoelektrik Soğutma	25
3.5. Faz Değişim Malzemesi Esaslı Soğutma	27
3.6. Mini ve Mikro Kanallı Soğutucular	29
BÖLÜM 4	32
MATERYAL VE METOT	32
4.1. DENEYSEL YÖNTEM	32
4.1.2. Deneysel Çalışmalarda Kullanılan Ekipmanlar	34
4.1.2.1. Veri Toplayıcı	34
4.1.2.2. Akım ve gerilim Ölçer	35
4.1.2.3. SMPS: Anahtarlama Modlu Güç Kaynağı	35
4.1.2.4. Arduino	36
4.1.2.5. Soğutucu Fan	36
4.1.2.6. Isı Borusu	37
4.1.2.7. Parafin	37
4.1.2.8. Kanatçık	38
4.1.4. Belirsizlik Analizi	39
BÖLÜM 5	50
SONUÇLAR VE TARTIŞMA	50
5.1. DENEYSEL SONUÇLAR	50
5.1.1. Reynolds Sayısı (Re)	51
5.1.3. Sistemin Sıcaklık Değişimi	53
BÖLÜM 6	59
SONUÇLAR VE ÖNERİLER	59

	<u>Sayfa</u>
KAYNAKLAR	62
ÖZGEÇMİŞ	68

ŞEKİLLER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
Şekil 3.1. Sıcaklıkla birlikte dijital cihazların arıza oranlarında artış	14
Şekil 3.3. Hava Soğutmalı Sistem	17
Şekil 3.6. Piezoelektrik Fanları	20
Şekil 3.7. Sıvı Soğutmalı Sistem	21
Şekil 3.11. Isı Borulu Soğutma Sistemi.....	25
Şekil 3.12. Termoelektrik soğutma sistemi.	27
Şekil 3.13. Faz Değişim Malzemesi Bazlı Soğutma Sistemi	28
Şekil 3.14. Mini ve mikro kanallı soğutuculu sistem	31
Şekil 4.1. Deney düzeneği resmi	33
Şekil 4.2 Deney Düzeneği şematik resmi.....	33
Şekil 4.3. Veri toplayıcı.....	35
Şekil 4.4. Akım ve gerilim ölçer	35
Şekil 4.5. Güç Kaynağı.....	36
Şekil 4.6. Arduino.....	36
Şekil 4.7. Soğutucu Fan.....	37
Şekil 4.8. Isı Borusu	37
Şekil 4.9. Parafin malzeme	38
Şekil 4.10. Kanatçık	39
Şekil 5.1. Reynolds sayısının akışkan hızına bağlı değişimi.....	53
Şekil 5.2. 12 W güç değerinde evaporatör, FDM ve kanatçık üzerinde sıcaklık değişim	54
Şekil 5.3. 17 W güç değerinde evaporatör, FDM ve kanatçık üzerinde sıcaklık değişimi	55
Şekil 5.4. 22 W güç değerinde evaporatör, FDM ve kanatçık üzerinde sıcaklık değişimi	56
Şekil 5.5. 27 W güç değerinde evaporatör, FDM ve kanatçık üzerinde sıcaklık değişimi	56
Şekil 5.6. 32 W güç değerinde evaporatör, FDM ve kanatçık üzerinde sıcaklık değişimi	57
Şekil 5.7. Güç değerlerine göre evaporatörün sıcaklık değişimi.....	58

ÇİZELGELER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 4.1. Parafinin Termofiziksel Özellikleri.....	38
Çizelge 4.2. Ölçüm cihazlarında belirsizlikler	40
Çizelge 4.3. Deneysel sistem özellikleri.....	42
Çizelge 5.1. Farklı güç değerlerinde akışkan hızı	52
Çizelge 5.2. Farklı güç değerlerinde Reynolds Sayısı değişimi.....	52

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

SİMGELER

Q_{evap}	: Evaporatör Isı Akısı (W)
Q_{FDM}	: FDM deposundaki parafinden alınan Isı Akısı (W)
Q_{kanat}	: Kanatçıktan verilen Isı Akısı (W)
m	: Kütle, (kg)
\dot{m}	: Sıvı etanolün kütle akış hızı (kg/s)
c	: Isı kapasitesi, (kJ/kgK)
ρ	: Yoğunluk, (kg/m ³)
L	: Uzunluk, (m)
$T_{ç}$: Çevre sıcaklığı, (°C)
T_{evap}	: Evaporatör sıcaklığı, (°C)
T_{kanat}	: Kanatçık sıcaklığı, (°C)
T_{doyma}	: Sıvı etanolün soyma sıcaklığı, (°C)
T_{ortam}	: ortam sıcaklığı, (°C)
T_{mak}	: maksimum sıcaklığı, (°C)
A	: Yüzey alanı (m ²)
v	: Akışkan hızı (m/s)
Re	: Reynolds sayısı
C_p	: Etanolün özgül ısısı (J/kg.K)
C_{FDM}	: FDM'nin özgül ısısı (J/kg.K)
m_{FDM}	: FDM deposundaki parafin kütle miktarı (kg)
μ	: Etanolün dinamik vizkozitesi (Pa.s)
P	: Güç (W)
D	: Isı borusunun iç çapı (m)
h	: Isı transfer katsayısı $W/(m^2 \cdot K)$
I	: Akım (A, Amper)
R	: Direnç (Ω , Ohm)
$V_{ısı b.}$: Isı borusu hacmi (cm ³)
h_{fg}	: Etanolün buharlaşma entalpisi (kJ/kg)

KISALTMALAR

- FDM : Faz Değişim Malzemesi
ESM : Faz Değişim Malzemesi ve Nanokompozitler
EST : Enerji Depolama Tankı
CNT : Su Nanoakışkanı
DI : İyonize su
GAHP : Yerçekimi Destekli Isı Borusu
TEC : Termoelektrik Soğutma Sistemi
NPCM : Nanokompozit Faz Değişim Malzemesi
NFDM : Nanokompozit Faz Değişim Malzemesi
FHP : Düz Plakalı Isı Borusu
LED : Işık Yayan Diyot

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Günümüzde, elektronik parçaların gelişim süreci şaşırtıcı boyutlara ulaşmıştır. Elektronik bileşenlerin minyatürleştirilmesi, 1960'larda çip başına 50-1000 bileşenli orta ölçekli entegrasyon (Medium-Scale Integration, MSI), 1970'lerde çip başına 1000-100,000 bileşenli büyük ölçekli entegrasyon (Large-Scale Integration, LSI) ve çok büyük ölçekli entegrasyon ile sonuçlandı. 1980'lerde çip başına 100.000-10,000,000 bileşenle entegrasyon (Very Large-Scale Integration, VLSI). 2006'da santimetre kare başına 100 milyona kadar transistör içeren ve süper güçlü 10 çekirdekli Xeon işlemciler (Has Well-EP) sunan çipler üretiliyordu. 1990'ların 32-bit işlemcileri için 3,1 milyona kıyasla 5,5 milyar transistöre sahipti. Yarı iletken ve mikro elektronik teknolojileri, öznitelik boyutunu küçültme, artan transistör yoğunluğu, daha hızlı devre hızları ve daha yüksek çip performansına yönelik klasik Moore yasası ilerlemesini hâlâ takip etmektedir. Buna göre, transistör boyutunun sürekli olarak 6 nm'ye düştüğünü ve transistör yoğunluğunun ilerleyen yıllara kadar yaklaşık 20 milyar transistör/cm²'ye çıkacağı tahmin edilmektedir. Çip boyutunun da (üretim aşamasında) 100 mm² civarında kalacağı ön görülmektedir (Murshed ve De Castro, 2017).

Elektronik parçalar, çocuk oyuncaklarından ev aletlerine ve akıllı cihazlardan yüksek güçlü bilgisayarlara kadar modern yaşamın hemen hemen her alanına girmiştir. Yaşanan talep artışı, üreticileri entegre devre yongalarının performansını ve işlevselliğini artırmanın yanı sıra boyutlarını en aza indirmeye ve daha küçük paketler aracılığıyla yüksek güç dağılımına yol açmaya zorlamıştır. Bu gerçek, entegre devre yongalarının termal yönetimini başarılı işlemci sistemi tasarımının kritik bir yönü haline getirmiş ve yeni soğutma teknikleri bulmayı çok daha değerli hale getirmiştir. Ayrıca, elektronik ekipmanların arıza oranı sıcaklıkla katlanarak artar. Daha yüksek sıcaklıklar, güç sızıntısını artırır ve çip güvenilirliğini düşürür (Mjallal vd., 2018). Gelişen teknoloji, basit elektronik cihazlarda bile daha fazla güç talebiyle

sonuçlanmaktadır. Güç artışının yanı sıra literatürde belirttiği üzere entegre devrelerin güç yoğunluklarının artmasının ana nedeni boyutlarının küçülmesidir. Bu durum günlük teknolojilerin yanında askeri alanda da kendisini göstermektedir. Askeri uygulamalarda güç talebi ve dolayısıyla güç yoğunluğu, ticari elektroniğin taleplerinden çok daha yüksektir. Askeri radar uygulamalarında olduğu gibi, güç artışı daha iyi performansa karşılık gelmektedir. Bu nedenle, bu uygulamalardaki ana eğilim, limitleri ısı arızaya kadar zorlanacak düzeyde yüksek verimli çalışmadır (Öksüz, 2014).

Elektronik cihazlar veya mikroişlemcilerin neden olduğu iki zorluk şu şekildedir: sürekli artan ısı akışının yeterli şekilde ortadan kaldırılması ve son derece düzensiz güç dağılımı. Uluslararası Elektronik Üretim Girişimi (International Electronics Manufacturing Initiative, iNEMI) Teknoloji Yol Haritası raporuna göre, yüksek performanslı mikroişlemci yongalarından öngörülen maksimum güç dağıtımını 2020 yılına kadar yaklaşık 360 W'a ulaşacaktır. Aslında, mikro ve güç elektroniği endüstrileri sıcaklığı 85 °C'nin altında tutarken yaklaşık 300 W/cm²'lik çok yüksek ısı akışını ortadan kaldırma zorluğuyla karşı karşıya kalmaktadır. Ayrıca, cihazların artan entegrasyonu nedeniyle, çip veya cihaz üzerindeki güç dağılımı oldukça düzensiz hale gelmektedir çünkü bir tepe çip ısı akışı çevredeki alanın birkaç katı olabilmektedir (Murshed, 2016). Bu nedendir ki ısınan elektronik cihazların soğutulması sürecinde daha etkili çözüm önerilerinin geliştirilmesi önemli görülmektedir. Ayrıca, elektronik cihazların içinde üretilen ısının çevreye yayılmasını iyileştiren yeni çözümlerin yanı sıra yeni malzemeler arama eğilimi de gözlenmektedir. Elektronik cihazların etkili bir şekilde soğutulması sorunu, ambalaj kurucularının yanı sıra bu cihazları içeren elektronik devrelerin tasarımcılarının ve kurucularının araştırmalarının bir konusudur (Górecki ve Posobkie Wicz, 2022).

Elektronik parçaların soğutma süreci, birbirinden ayrılamayan üç temel adımdan meydana gelmektedir. İlk olarak, yüksek yerel ısı yoğunluğuna rağmen çip sıcaklığının nispeten düşük bir seviyede tutulması gerekmektedir. İkincisi, bu ısı akışı sistem veya modül seviyesinde ele alınmalıdır. Son olarak, bilgisayar makine dairesi, ofis alanı veya telekomünikasyon kasasının termal yönetimi incelenmelidir. Sistemin termal tasarımı, çip boyutu, güç dağılımı, bağlantı sıcaklığı ve ortam hava sıcaklığı

gibi önemli faktörlerden etkilenmektedir (Shende ve Mahalle, 2013). Elektronik cihazların soğutulması sürecinde bu üç adım için sağlıklı müdahalelerin yapılmasına imkân veren yöntemlere ihtiyaç duyulmaktadır.

Mühendislik uygulamasında, bir soğutma sisteminin amacı, bir cihazın içinin sıcaklığını, belirtilen maksimum sıcaklığın altında soğutmaktır. Belirli bir durumda bu sıcaklık limiti, cihazın maksimum iç sıcaklığıdır (T_{jmax}). Bağlantı sıcaklığının T_{jmax} 'ın üzerine çıkması, cihaz güvenilirliğinin önemli ölçüde kılmasına neden olur ve ayrıca hasara neden olabilir. Bu nedenle kullanılan soğutma sisteminin, tasarım aşamasında öngörülen güç ve ortam sıcaklık değişimlerinde soğutulan cihazın sıcaklığının maksimum sıcaklığı geçmeyecek şekilde seçilmesi gerekmektedir (Górecki ve Posobkie Wicz, 2022).

Yüksek sıcaklık performansı düşürdüğü ve çip güvenilirliğini azalttığı için, işlemci sıcaklığının etkin yönetimi araştırılması gereken önemli bir konudur. Aşırı ısınmayı önlemek ve sıcaklığı düşürmek için aktif ve pasif soğutma teknikleri kullanılmaktadır. Mekanik destekli soğutma alt sistemleri aktif soğutma sağlamaktadır. Aktif soğutma tekniği yüksek soğutma kapasitesi sunmaktadır. Ortam sıcaklıklarının altına soğuyabilen sıcaklık kontrolüne izin vermektedir. Çoğu durumda aktif soğutma teknikleri, soğutma fanlarının kullanımını ortadan kaldırmaktadır veya daha az soğutma gerektirmektedir. Hava/sıvı jet çarpması, zorlanmış sıvı konveksiyonu, sprey soğutma termoelektrik soğutucular ve soğutma sistemleri aktif soğutma tekniklerine örnektir. Aktif yöntemler, elektrikli fanlar kullanarak zorlamalı havalandırma, mikrokanallar yoluyla sıvı soğutma ve fansız sistemlerde ısı boruları gibi çalışmak için güce ihtiyaç duyan yöntemlerdir (Mjallal vd., 2018).

Pasif soğutma alt sistemleri mekanik ekipmanlarla desteklenmemektedir. Geleneksel pasif soğutma teknikleri, elektronik pakete etkili ısı yayıcılar ve ısı emiciler uygulamayı içermektedir. Mekansal sınırlaması olan bir modül için pasif soğutma tekniği genellikle aktif soğutmaya göre daha pratiktir. Ancak başarabilecekleri sınırlıdır. Bu nedenle, son teknolojiler, faz değiştiren malzemelerle termal enerji depolamanın kullanımını ve yüksek soğutma kapasitesi elde etmek için yaygın olarak kullanılan ısı borularının elektronik paketlere entegrasyonunu içerir. Pasif soğutma

yöntemleri için soğutma işlemini başlatmak için herhangi bir güce ihtiyaç duyulmadığı gibi mekanik hareketli parçalar da kullanılmaz. Isı emiciler, düşük güçlü sistemler için çekici bir seçenek olarak görülmektedir. Bununla birlikte, boyut kısıtlamaları, gömülü veya mobil sistemlerde ısı alıcıların kullanımını zorlaştırmaktadır (Shende ve Mahalle, 2013). Soğutma sistemlerinin geliştirilmesi, modelleme ve tasarımlarının ayrıntılı bir şekilde yapılması ihtiyacını beraberinde getirir. Çağdaş soğutma sistemleri genellikle Sonlu Eleman Yöntemi (SEM) ve Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yöntemleri kullanılarak tasarlanır. Ancak bu yöntemlerin uygulanması, kalifiye ve deneyimli personelin yanı sıra maliyetli lisanslar ve uygun hesaplama gücüne sahip bilgisayarlar gerektirir (Górecki ve Posobkie Wicz, 2022).

Literatür çalışmaları incelendiğinde, soğutma sıvısı olarak kullanılan mini kanallı soğutma sistemlerinin modern elektronik soğutmada en verimli yaklaşımlar olduğu görülmüştür. Öte yandan, nano-akışkanlar olarak adlandırılan katı nano-partiküller içeren süspansiyonlar, geleneksel soğutucularla karşılaştırıldığında belirgin şekilde daha yüksek termal özellikler göstermektedir. Birçok araştırmacı, nano-akışkanların sürtünme faktörü ve konveksiyon ısı transferi, kaynama ısı transferinde nano-akışkanların kullanılması, nano-akışkanlarda partikül göçü, nano-akışkanlarda kütle transferi, nano-akışkanlarda entropi üretimi gibi farklı sektörlerde nano-akışkanlar üzerinde yapılan araştırmaları gözden geçirmiştir. Genel olarak yapılan çalışmalar, ısı transfer sistemlerinde nano-akışkanların faydalı bulguları getiren özelliklerini göstermektedir.

Bu tez çalışması, modern elektronik soğutmada en verimli yaklaşımların incelenmesi amacıyla yapılmıştır. Bu bağlamda, mini kanallı soğutma sistemleri ve nano-akışkanların soğutma performansı üzerine odaklanılmıştır. Özellikle, katı nano-partiküller içeren süspansiyonlar olarak adlandırılan nano-akışkanların, geleneksel soğutuculara kıyasla daha yüksek termal özellikler gösterdiği literatürde belirtilmiştir. Bu nedenle, bu çalışmada, nano-akışkanların termal özellikleri, sürtünme faktörü ve konveksiyon ısı transferi, kaynama ısı transferinde kullanımı, partikül göçü, kütle transferi ve entropi üretimi gibi farklı sektörlerde yapılan araştırmalar incelenmiştir. Genel olarak, yapılan çalışmalar, nano-akışkanların ısı transfer sistemlerinde faydalı bulguları getiren özelliklerini ortaya koymuştur. Bu çalışma, modern elektronik

soğutmada daha verimli ve etkili çözümler arayan araştırmacılar için yararlı bir kaynak olabilir. (Bahiraei ve Heshmatian, 2018).

BÖLÜM 2

LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Günümüz teknolojisi aşırı güçte ve sayısız oranda işlem yapan bilgisayarlara sahiptir ancak bu çalışma hızı parçalara zarar veren ısı üretimini de beraberinde getirmiştir. Bu soruna çözüm bulmak için Behi vd. (2017) çalışmalarında faz değişim malzemesi (FDM) destekli ısı borusu sisteminin soğutma uygulamasını araştırmıştır. Hazırlanan deney düzeneği, ısıtma gücü sağlayan bir güç kaynağı, soğutmayı sağlayan soğutma suyu döngüsü, bir ısı borusu, iç çapı ve uzunluğu sırasıyla 46,00 ve 115,00 mm olan şeffaf cam silindir, bir veri kaydedici, T tipi termokupllar ve bir kişisel bilgisayardan oluşuyordu. Çalışma sonucunda en yüksek duvar yüzey sıcaklığı evaporatör bölümünde gözlenmekte ve evaporatörden yoğunlaştırıcı bölümüne doğru duvar yüzey sıcaklığı düşmektedir. FDM destekli ısı borusunun 50-80 W çalışma gücü aralığında gerekli soğutma yükünün %86,7'sine kadarını sağladığı tespit edilmiştir. FDM'nin katkısı, sağlanan soğutma yükünün %11,7'si olarak hesaplanmış ve ısı dağılımını engellemiştir.

Chougule vd. (2018) çalışmalarında, ısı borularının farklı çalışma akışkanları (su ve nanoakışkan) ve farklı ESM (FDM ve nanokompozitler) olmak üzere çeşitli çalışma koşulları için analizler yapmıştır. Hazırlanan deney düzeneğinde, enerji depolama tankındaki (EST) dolun hacimleri tüm test çalışmalarında 90 cc olarak tutulmuştur. FDM'deki sıcaklık dağılımları deneysel çalışma sırasında elde edilmiştir. Deney içinde ESM'li DI su ve CNT-su nanoakışkanı (ağırlıkça %2) gibi farklı çalışma akışkanları için ısı borusunun geçici sıcaklık dağılımları incelenmiştir. Bu, nanokompozitler için 20 °C'den 80 °C'ye sıcaklık elde etmek için saf FDM'den daha az zaman gerektiği bulunmuştur. DI su şarjlı ısı borusu soğutma modülü 980-1000 saniyeye ihtiyaç duymuştur. ESM olarak sırasıyla FDM, NFDM (ağırlık %1), NFDM (ağırlıkça %2) ve NFDM (ağırlıkça %3) için 20 °C'den 80 °C'ye kadar sıcaklık elde etmek için bu süre 900-940 saniyedir. CNT-su nanoakışkanı (%2 ağırlık) şarjlı ısı borusu soğutma

modülü ise 720-780 saniyeye ihtiyaç duymuştur. ESM olarak sırasıyla FDM, NFDM (%1 Wt.), NFDM (%2 Wt.) ve NFDM (%3 Wt.) için 20 °C'den 80 °C'ye kadar sıcaklık elde etmek için 630-690 saniye gerekmiştir. Nanokompozitlerde depolanan enerjinin saf FDM'den daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Enerji depolama, CNT nanoparçacık konsantrasyonundaki artışla artmaktadır.

Sun vd. (2017) çalışmalarında elektronik cihazları soğutmak için ısı borusu ile entegre bir termoelektrik soğutma sisteminin etkinliğini incelemiştir. Bu sistemin performansını artırmak için, termoelektrik soğutma modülünün sıcak tarafına bir ısı emici görevi gören bir yerçekimi destekli ısı borusu (GAHP) takılmıştır. Entegre sistem için Enerji korunumuna dayalı matematiksel bir ısı transferi modeli oluşturulmuştur. Bu prototip, hava soğutmalı ısı emicili bir TEC sistemi ile karşılaştırılarak, çeşitli koşullar altında bir iklim odasında tasarlanmış, üretilmiş ve test edilmiştir. Çalışma sonunda aynı miktarda soğuk enerji üretmek için soğutma kapasitesinin yaklaşık %73,54 oranında iyileştirildiği ve elektrik tüketiminin %42,20 oranında azaldığı tespit edilmiştir.

Weng vd. (2011) çalışmalarında, elektronik soğutma için faz değiştiren malzemeli bir ısı borusunun termal performanslarını deneysel olarak incelemiştir. Isı borusunun adyabatik bölümü, evaporatörün ısıtma güçlerine ve kanatçikin fan hızlarına bağlı olarak termal enerjiyi depolayabilen ve serbest bırakabilen faz değiştiren malzemeli bir saklama kabı ile kaplı olduğu deneysel model hazırlanmıştır. Şarj, deşarj ve eş zamanlı şarj/deşarj performans testlerinden sistem sıcaklık dağılımlarını elde etmek için hesaplamalar yapılmıştır. Çalışmada, çeşitli ısıtma güçlerinin koşulları altında farklı FDM'lerin sıcaklık değişimleri incelenmiştir. Bulguların sonucunda, trikosanın 20 W ısıtma gücünde 60 °C'ye ulaşması 973 saniye sürmüştür, ancak laurik ve palmitik asitlerin 60 °C'ye ulaşması sırasıyla 1041 ve 582 saniye almıştır. 30 W ve 40 W'lık bir ısıtma gücünde, trikozanın 60 °C'ye ulaşmak için sırasıyla 477 ve 307 saniye hesaplanmıştır. Bunun yanında aynı değerler laurik asit için 396 ve 239 saniye ve palmitik asit için 198 ve 96 saniye olduğu görülmüştür. Bu sonuçlarda, laurik asidin en düşük olduğunu bulunmuştur. Ancak gizli ısı karşılaştırmasında trikosan en yüksektir. Genel olarak, trikozanın diğer FDM'den üstün bulunmuştur. Bu nedenle, bir FDM olarak trikosanın kullanılması daha iyi ısı depolama performansına sahip olduğu

vurgulamıştır. FDM olarak trikosane sahip soğutma modülü, geleneksel ısı borusu ile karşılaştırıldığında fan güç tüketiminde %46 tasarruf sağlandığı aktarılmıştır.

Zhao vd. (2021) çalışmalarında, ısı borularının yoğuşma bölümünün ısı dağıtma performansını iyileştirmek için düz plakalı bir ısı borusu (FPHP) ve sprej soğutmanın bir kombinasyonuna dayanan elektronik çipler için bir termal yönetim stratejisi tasarlamıştır. Bir FPHP ve sprej soğutmanın bir kombinasyonuna dayanan elektronik çipler için bir termal yönetim stratejisi önerildi ve burada FPHP'nin yoğuşma bölümü için ısı dağıtma yöntemi olarak sprej soğutma kullanıldı. Bu yöntem sadece elektronik çipin ısı yayma alanını arttırmakla kalmadı, aynı zamanda ısı borusunun yoğuşma bölümü ile ısı emici arasındaki temas ısı direncini azaltarak ısı transfer kapasitesini geliştirmiştir. Isı borusu ve sprej soğutmanın kombinasyonu, elektronik termal yönetim teknolojisi için yeni bir fikir sağlayabileceği, yani farklı uygulamalara uyum sağlamak için iki veya daha fazla soğutma teknolojisini kullanılabilirliği önerilmektedir.

Zhou vd. (2019) çalışmalarında yüksek ısı akışlı elektronik cihazları soğutmak için ultra ince düzleştirilmiş bir ısı borusunun termal performansını artırmak için yeni bir çift gözenekli spiral dokuma örgü fitil geliştirmiştir. Hibrit dokumalı olan bu fitillerin her telinde 0,05 ve 0,04 mm çapında bakır teller kullanılmıştır. Kızılötesi kamera yöntemi kullanılarak deiyonize su ile kılcal yükselme hızı deneyi, fitilin kılcal performansını karakterize etmek için gerçekleştirilmiştir. Ultra ince düzleştirilmiş ısı borusunun termal performansı deneysel olarak incelenmiştir. Sonuçlar, çift gözenekli fitilin, büyük gözeneklerden kaynaklanan yüksek geçirgenlik ve küçük gözeneklerden kaynaklanan büyük kılcal kuvvetin avantajlarını birleştirdiğini göstermektedir. Optimum çift gözenekli fitil, tek gözenekli fitile göre %22 daha az bakır tele sahiptir, ancak ultra ince düzleştirilmiş ısı borusunun maksimum ısı taşıma kapasitesi 24 W'a ulaşmakta, bu da çift gözenekli fitil kullanılarak hem düşük üretim maliyeti hem de yüksek termal performans taleplerini gerçekleştirilebilir. İki gözenekli S WM fitili içindeki iki farklı boyuttaki gözenek türü, termal performansın artmasına yardımcı oldu ve büyük gözenekler nedeniyle düşük akış direnci ve küçük gözenekler nedeniyle yüksek kılcal kuvvetler kombinasyonu ile sonuçlandı.

Düz evaporatör döngülü ısı boruları termal performansının iyi olması ve hacminin geniş olması nedeni ile elektronik cihazlarda sıklıkla kullanılmaktadır. Zhao, Zhang, Zhao vd. (2021) çalışmalarında düz disk döngülü ısı borusunun R1233zd(E) sıvısı ile birlikte karasal elektroniklerin soğutulmasındaki etkisini incelemiştir. Düz diskli evaporatör döngü ısı borusu alüminyumdan tasarlanmış ve R1233zd(E) sıvısı çevre dostu olması, ultra düşük toksisite nedeniyle tercih edilmiştir. Sistemin çalışma sıvısı sirkülasyonunu yönlendiren pompalama kuvveti, nikel tozundan yapılan sinterlenmiş kılcal fitil tarafından oluşturulmuştur. Çalışma sonucunda 790 mm etkin uzunluğa sahip döngü ısı borusu, 10 °C soğutucu sıcaklığı ile 190 W (11,43 W/cm²) ısıyı dağıtmıştır. Soğutucu sıcaklığı 30 °C olsa bile, ısıtma alanının sıcaklığı 70,4 °C olduğunda maksimum ısı yükü 130 W'a (7,82 W/cm²) ulaşmıştır. 30 °C soğutucu sıcaklığında 10 W (0,60 W/cm²) ve 130 W (7,82 W/cm²) ısı yükü arasında nispeten geniş bir çalışma aralığı gözlenmiştir. Evaporatörün minimum termal direnci ve toplam döngü ısı borusu sırasıyla 0,134 °C/ W ve 0,197 °C/ W bulunmuştur.

Siricharoenpanich vd. (2019) çalışmalarında kısa ısı borulu soğutma sistemi ile işlemci soğutma etkisini incelemiştir. Çalışmada ısı borusunun eğim açısı, gözenekli ortam olması-olmaması, çalışan sıvı türleri ve bilgisayarın çalışma koşulları işlemci sıcaklığının değişimler analiz edilmiştir. Çalışma akışkanı olarak R11, R14a ve etanol seçilmiştir. Eğimsiz düzenekte 30, 60 ve 90 derecelik eğim düzeneklerinde R14a akışkanı için en iyi sıcaklık düşürme değerlerine ulaşılmıştır. R14a akışkanı en iyi performansı 60 derecelik eğimde göstermiştir. Gözenekli ortama sahip ısı borusu, işlemci sıcaklığını gözeneksiz ortama göre daha fazla düşürdüğü bulunmuştur. Çalışma sonuçlarına göre ısı borularının açıları, kullanılan akışkanlar ve gözenek yapıları daha etkin soğutma sürecinin sağlanmasında etkili bulunmuştur.

Veerasamy vd. (2022) nano soğutucu akışkanların soğutma sistemlerindeki etkisini incelemiştir. Çalışmada bakır malzemedan yapılmış dairesel bir ısı borusu kullanılmıştır. Grafen nanoplateletler, R-410a soğutucu akışkan ile karıştırıldı ve ısı borusunda çalışma sıvısı olarak kullanılmıştır. 80 W giriş gücü ve 90 derecelik eğim açısı ile soğutucu akışkanın ısı iletkenliği R-410a'dan daha yüksek bulunmuştur. Isı borusu giriş gücü ve eğim açısı dışında, nano soğutucu akışkan, ısı borusunun performansını R-410a'dan daha iyi hale getirmiştir. Optimize edilmiş sonuçlardan

nano soğutucu akışkanlar, soğutucu akışkan ile karşılaştırıldığında ısı borusunun ısı verimini arttırırken, ısı direnci azaltır. Çalışma sonucunda, nano soğutucu akışkanlı ısı borusunun elektronik cihazları soğutmak için çok uygun olduğunu öne sürülmüştür.

Ultra ince esnek ısı borusu teknolojisi, katlanabilir ve giyilebilir elektronik cihazların ortaya çıkması nedeniyle hızla büyüyen bir alandır. Bu teknolojinin gerçekleştirilme süreci; ultra ince bir paket boyutu için buharlaşma, yoğuşma, iki fazlı akış, esnek gözenekli fitil yapısı ve esnek geçirimsiz kabuk malzeme tasarımını içerdiğinden karmaşık ve zordur. Gibbons vd. (2021) çalışmalarında katlanabilir elektronik cihazlar için ısı borusu teknolojisinin gözden geçirilmesine dair literatür taramasına yer vermiştir. Ultra ince esnek ısı boruları, makro sert, ultra ince sert ve makro esnek ısı borularıyla ortak tasarım bileşenlerini paylaşır. Yapılan taramada, çalışma bulgularında elde edilen sonuçlara göre bu gelişmelerin devamı noktasında üç temel soruna dikkat çekilmiştir. Bunlardan ilki uygun esnekliğe, termal iletkenliğe, geçirimsizliğe ve uygulanan gözenekli fitil yapısına termal olarak bağlanma kapasitesine sahip bir kabuk malzemesinin geliştirilmesidir. İkinci olarak yüksek kılcal basınç, geçirgenlik ve esneme sağlamak için çok ölçekli esnek gözenekli fitil yapısı dikkat çekmektedir. Üçüncül olarak da esnek ısı borusu içinde verimli iki fazlı akışa izin vermek için sıvı-buhar alanı tasarımının optimizasyonu gösterilmiştir. Yapılan çalışma sonuçları, katlanabilir mobil elektronik cihazlar için ultra ince esnek ısı boruları üzerinde araştırma yapılmasına yönelik açık bir ihtiyaç olduğunu göstermektedir.

Düz plakalı ısı borusunda (FHP) gözenekli ortam olarak kullanılan birçok fitil malzemesi gözenekli ortam olarak kullanılsa da bakır metal köpükler bu cihazlarla iyi çalışılmamıştır. Brahim ve Jemni (2021) çalışmalarında elektronik cihazlar için sıcak noktaların bakır metal köpük düz ısı borusunun HAD analizi soğutma uygulamalarını araştırmıştır. Çalışmada, çoklu ısı kaynaklarına sahip üç boyutlu bir FHP, COMSOL Multiphysics kullanılarak sayısal olarak incelenmiştir. Bakır metal köpüğün fitil yapısı olarak potansiyel kullanımı araştırılmıştır. Çalışmada bakır metal köpüklerde kılcal tahrikli faz değişimi ısı transferi performansının karakterize edilmesi, ısı borusu fitili malzemeleri için etkili bir ortamın özellikleri tanımlanmaya çalışılmıştır. Elde edilen

sonuçlar, bakır metal köpüğün FHP'ler için kullanılan alternatif bir fitil olabileceğini göstermiştir.

Wang vd. (2022) elektronik cihazların soğutulması için düz bir kapalı döngü ısı borusunun görselleştirme çalışmasını yrtmştir. Mikro kanallı evaporatörlerin “kuruma” fenomenini hafifletmek ve elektronik cihazların termal yönetim gereksinimlerini karşılamak çalışmanın problemini oluşturmuştur. Hazırlanan düzenekte i akışın sadece bir yönde sınırlandırılması ve balonun açık alanda serbestçe genişlemesine izin verilmiştir. Sonuçlar, ısıtılmış yüzeyin düzenli olarak yeniden ıslanmasına mikro kanallar üzerindeki açık akış alanı tarafından izin verildiğini göstermiştir. FCLHP için en verimli çalışma düzeneği, soğutma suyu sıcaklığı 23 °C ve soğutma suyu akış hızı 135 mL/dak olarak bulunmuştur. Çalışma, sıcaklığı en fazla %10 azaltmış ve minimum termal direnç sadece 0,12 K/W olmuştur. Sıcaklık dalgalanması aralıklı kaynama ile ilgili bulunmuş ve ısı yükünün artmasıyla aralıklı kaynama süresi azaltılmış ve sonra sabitlenmiştir. Literatürdeki geleneksel MCFLHP ile karşılaştırıldığında, nerilen FCLHP daha düşük bir ısı yükünde, yani 30 W'ta başarılı bir şekilde yürütülebilir. Ayrıca, T_{co} 'nun sıcaklık dalgalanması büyük ölçüde 1 °C'nin altına düşürülmüş ve termal direnç %29 oranında azaltılmıştır.

Zeghari vd. (2019) alışmalarında TV kutusunu elektronik çipleri soğutmak için düz gözenekli ısı borusunun deneysel olarak incelenmesine yer vermiştir. Çalışmada, gözenekli fitilli bakır yassı bir ısı borusu yatay konumda incelenmiştir. Histerezis fenomeni (sisteminin durumunun, etken parametrelerde meydana gelen ani değişikliklere birden değiştirilememesi, sistemin yakın geçmişteki durumuna duyarlı olması), ısı akışındaki artışın, ısı akışındaki azalmaya kıyasla daha düşük buhar sıcaklıkları ve 5 W'ta 840 saniye daha fazla geçici durum gecikmesi sağladığını göstermektedir. Sıvının %25'lik doluluk oranı optimum şarj olarak bulunmuş ve bunun için maksimum etkili termal iletkenlik 7 W giriş yükünde yaklaşık 891 W/mK olarak hesaplanmıştır. Deneysel sonuçlar ve sınır faktörlerinin şekli, npentan'ın incelenen diğer akışkanlarla karşılaştırıldığında en uygun çalışma akışkanı olduğunu göstermektedir. Çalışılan ısı borusunun bir televizyon kutusunun soğutulmasındaki uygulaması, fanlar kullanan geleneksel soğutma zm ile düz ısı borusu kullanan pasif soğutma konfigürasyonu karşılaştırılarak incelenmiştir. Deneysel sonuçlar, ısı

borusunun televizyon kutusunun tüm elektronik bileşenlerinin soğutulmasını sağlayan verimli bir alternatif pasif soğutma cihazı olduğunu göstermektedir.

Xiao vd. (2017) çalışmalarında yüksek güçlü LED'ler (Işık Yayan Diyot) için yeni bir otomatikleştirilmiş ısı borulu soğutma cihazı tasarlamışlardır. Hazırlanan deneysel düzenekte, yüksek güçlü LED'lerin termal yönetimini geliştirmek için, ilk önce bir mikro denetleyici, ısı boruları ve fan ile otomatik bir soğutma cihazı entegre edilmiştir. Deneysel sonuçlara göre, yüksek güçlü LED'lerin alt tabaka sıcaklığının otomatik olarak kontrol edilebileceği ve LED'leri korumak için nispeten düşük bir aralıkta tutulabileceği, bunun da daha iyi bir LED performansına ve daha uzun LED ömrüne katkıda bulunduğu görülmüştür. Deneysel düzenekinin sonuçları, LED bağlantı sıcaklığının uygun bir aralıkta tutulabileceğini göstermektedir. Böylece soğutma sisteminin termal dirençleri R_{sa} (soğutucudan ortama) ve R_{ja} (LED çipinden ortama) 12 W'ta sırasıyla 0,373 °C/W ve 5,953 °C/W'tır. Toplam güç tüketimi 1,58 W'tan az olan önerilen soğutma sistemi, yüksek güçlü LED'lerin ısı yayılımı için faydalı sonuçlar sunmaktadır. Sonuç olarak, yüksek güçlü LED'ler, ısı borularına dayalı yenilikçi soğutma sistemi, PWM fanı ve otomatik kontrol kullanılarak verimli bir şekilde soğutulabilir ve güvenli bir şekilde çalıştırılabilir. Kanatçık bölümlerindeki ısı borularının ve soğutma kanatçıklarının uygun şekilde artırılmasının, soğutma kapasitesini artırarak ve konvektif ısı transferinin ısıl direncini azaltarak soğutma cihazının ısıl performansını iyileştireceği aktarılmıştır.

Krishna vd. (2017) çalışmalarında nano geliştirilmiş FDM'nin elektronik soğutma üzerindeki etkilerini incelemiştir. Deneysel düzenekte FDM, evaporatördeki güç girişlerine ve kanatçıkdeki fan hızlarına bağlı olarak ısının emildiği ve salındığı ısı borusunun adyabatik bölümünün etrafına yerleştirilmiştir. Çalışmada enerji depolama malzemeleri olarak su, trikozan ve nano katkılı trikozan kullanılmıştır. Nano güçlendirilmiş FDM'ler, farklı hacim yüzdelerinde (%0,5; %1 ve %2) Al_2O_3 nanoparçacıklarının Tricosane ile karıştırılmasıyla hazırlanır. Nano geliştirilmiş FDM'nin termal iletkenliğinin saf Tricosane ile karşılaştırıldığında %32'ye kadar arttırıldığı bulunmuştur. Çalışmada, nano geliştirilmiş FDM'ye sahip ısı borusunun evaporatör sıcaklığının yaklaşık %25,75 azalttığı ve bunun da geleneksel bir ısı borusuna kıyasla fan gücünde %53 tasarruf sağlayabildiği gösterilmiştir. Ayrıca nano

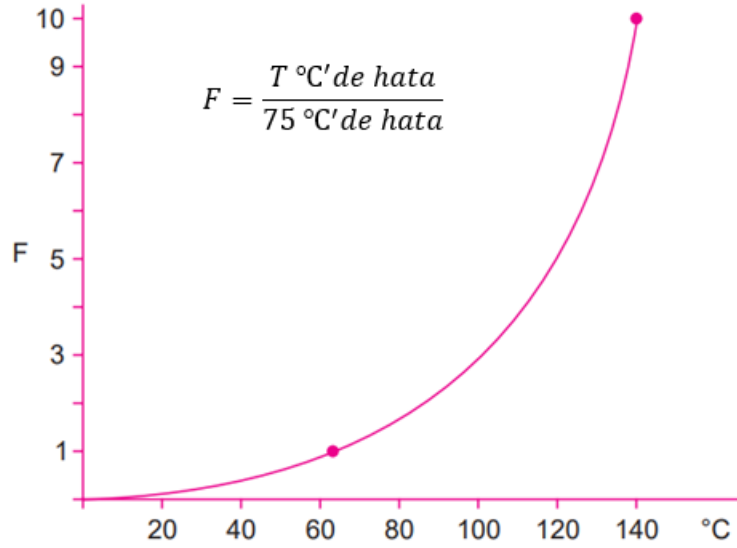
güçlendirilmiş FDM'nin evaporatörde sağlanan enerjinin yaklaşık %30'unu depolayabildiği ve bunun fan güç tüketiminde azalma sağladığı da bulunmuştur.

Yüksek verimli, uygun maliyetli ve güvenilir bir cihaz olan ısı borusu, veri merkezlerini soğutmak için en umut verici pasif teknolojilerden biri olarak kabul dilmektedir. Wang vd. (2022) ısı borusu teknolojisini kullanan veri merkezi soğutma sistemi üzerine literatür çalışmalarını incelemiştir. Yapılan literatür taraması sonucunda görülmüştür ki soğutucu akışkan olarak R134a ve R22, ısı borusu sisteminde en yaygın kullanılan ve en uygun çalışma sıvısıdır. İncelenen çalışmalarda, ısı borusu sistemlerinin PUE değerleri 1,58'in altında görülmüş ve EER ve COP değerlerinin her ikisi de yüksek bulunmuştur. Bu durum ısı borusu sistemlerinin veri merkezlerini iyi enerji tasarrufu seviyelerine ulaştırabileceğini göstermektedir. Elde edilen diğer bir sonuca göre, termal yönetim için, çip seviyesinde soğutma, oda seviyesinde soğutma ve raf seviyesinde soğutmaya göre daha iyi enerji tasarrufu etkisi göstermektedir ve çip seviyesinde soğutmanın enerji tasarrufu etkileri %46'nın üzerinde çıkabilmektedir.

BÖLÜM 3

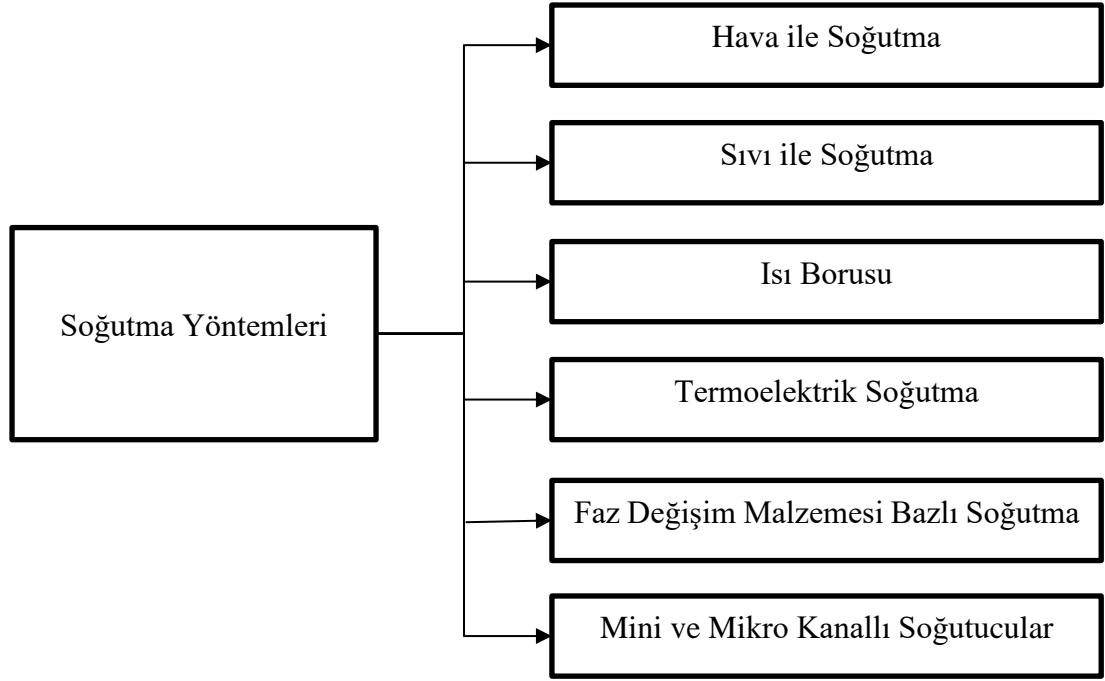
ELEKTRONİK CİHAZ SOĞUTMA YÖNTEMLERİ

Gelişen teknoloji ile elektronik aletlerle daha az sayıda parça ve daha küçük ekipmanlar daha fazla çalışma ve işlem üretme kapasitesine erişmiştir. Ancak bu kapasiteye erişim parçaların fazla çalışmasından kaynaklı ortaya çıkan ısının da kompanse edilmesi ihtiyacını doğurmuştur. Elektronik ekipmanların arıza oranı sıcaklıkla neredeyse katlanarak artmaktadır. Bu durum termal döngü bağlantılarda kopmalara neden olabilir. Bu nedenle, elektronik ekipmanların tasarımında ve işletilmesinde termal kontrol giderek daha önemli hale gelmektedir. Bileşenlerin sıcaklığa bağlı arıza oranı, Şekil 3.1’de gösterilmektedir.



Şekil 3.1. Sıcaklıkla birlikte dijital cihazların arıza oranlarında artış

Fazla çalışmadan kaynaklı ortaya çıkan ısının düşürülmesi veya belirli bir sıcaklıkta tutulması için farklı yöntemler geliştirilmiştir. Bu kısımda ilgili soğutma yöntemlerine dair bilgiler sunulacaktır. Öncelikli olarak elektronik parçaların soğutma yöntemlerine dair yöntemler şekil 3.2’de verilmiştir.



Şekil 3.2. Elektronik cihaz soğutma yöntemleri

3.1. Hava ile Soğutma

Soğuk havanın sıcak yüzeyi soğutması prensibine dayanan hava ile soğutma küçük cihazlardan büyük cihazlara kadar birçok alanda kullanılan basit ve termal kontrolün sağlanmasına imkân veren bir yöntemdir. Hava ile soğutmanın avantajı sürekli hazır olması ve basit olarak uygulanabilmesidir. 1964 yılından önce bütün IBM bilgisayarlarında zorlanmış havayla soğutma metodu kullanılmıştır. Düşük güçte çalışan elektronik cihazlar için ışınmım ve doğal taşınım tercih edilirken yüksek güçte çalışan elektronik cihazlar için üfleyiciler ve fanlar kullanılmaktadır.

Hava soğutmalı sistemin ısı analizinde kütle, momentum ve enerji korunumu denklemleri kullanılmaktadır. Kütle denkleminin korunumu şu şekilde verilir:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3.1)$$

u, v ve W sırasıyla x, y, z yönlerindeki sıvı hızlarıdır.

Momentum denkleminin korunumu şu şekilde tanımlanır:

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial^2 x} + \frac{\partial^2 u}{\partial^2 y} + \frac{\partial^2 u}{\partial^2 z} \right) \quad (3.2)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial^2 x} + \frac{\partial^2 v}{\partial^2 y} + \frac{\partial^2 v}{\partial^2 z} \right) \quad (3.3)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial^2 x} + \frac{\partial^2 w}{\partial^2 y} + \frac{\partial^2 w}{\partial^2 z} \right) \quad (3.4)$$

μ ve P , sırasıyla dinamik viskozite ve basıncı ifade eder.

Enerji denkleminin korunumu şu şekilde ifade edilir:

$$\rho C_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k_f \left(\frac{\partial^2 T}{\partial^2 x} + \frac{\partial^2 T}{\partial^2 y} + \frac{\partial^2 T}{\partial^2 z} \right) \quad (3.5)$$

Burada C_p akışkanın özgül ısıdır ve k_f akışkanın termal iletkenlik katsayısıdır.

Kanatlar arasındaki hava akışı sırasında bir basınç kaybı meydana gelir. Bu basınç kaybını karşılamak için bir fan seçilir. Basınç kaybı ΔP 'yi hesaplamak için aşağıdaki denklemler kullanılır (Simons, 2003):

$$\Delta P = \left(K_c + 4f_{app} \frac{L}{D_h} + K_e \right) \rho \frac{v^2}{2} \quad (3.6)$$

Burada L kanat uzunluğu, D_h akış kanalının hidrolik çapı, f_{app} görünür sürtünme faktörü, ρ hava yoğunluğu, v kanatlar arasındaki ortalama hava akış hızıdır. Ayrıca K_c ve K_e , aşağıda belirtildiği gibi sırasıyla ani daralmadan kaynaklanan basınç kaybı katsayısını ve kanatçıklar arasındaki içeri ve dışarı akışın genişleme katsayısını ifade etmektedir:

$$K_c = 0.42(1 - \sigma^2) \quad (3.7)$$

$$K_e = (1 - \sigma^2)^2 \quad (3.8)$$

Burada σ , akış kanallarının alanının soğutucuya yaklaşan akışa oranı olarak tanımlanır ve şu şekilde hesaplanır:

$$\sigma = 1 - \frac{N_{fin} t_f}{W} \quad (3.9)$$

Burada N_{fin} kanat sayısı, t_f kanat kalınlığı ve W kullanılan kanatların toplam genişliğidir. Gelişmekte olan laminer akış için görünen sürtünme faktörü f_{pp} , tamamen gelişmiş akış için sürtünme faktörü f ile ilişkilidir ve şu şekilde hesaplanır:

$$f_{app} = \frac{\left[\left(\frac{3.44}{\sqrt{L'}} \right)^2 + (f Re)^2 \right]^{\frac{1}{2}}}{Re} \quad (3.10)$$

ile

$$L' = \frac{L}{Re} \quad (3.11)$$

$$Re = \frac{\rho v D_h}{\mu} \quad (3.12)$$

$$f = \frac{24 - 32.527 \lambda + 46.721 \lambda^2 - 40.829 \lambda^3 + 22.954 \lambda^4 - 6.089 \lambda^5}{Re} \quad (3.13)$$

Burada Re Reynolds sayısıdır, μ akışkanın dinamik viskozitesidir ve λ hava akış kanallarının en-boy oranıdır. Şekil 3.3'de hava soğutmalı bir devre elemanı gösterilmiştir.



Şekil 3.3. Hava Soğutmalı Sistem

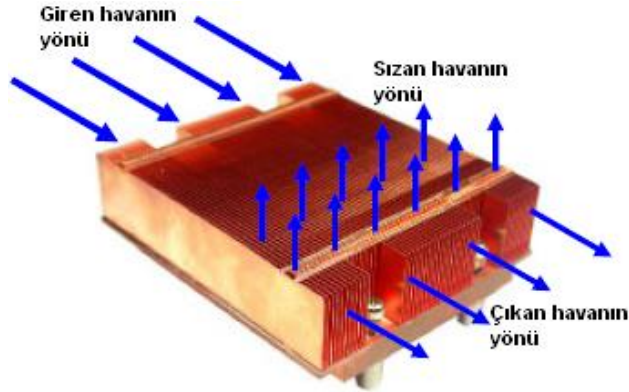
3.1.1. Doğal Taşınım

Temel ısı değişim prensibine dayanan doğal taşınımında, sıcaklık değişimleri ve yoğunluk farklarından kaynaklanan kaldırma kuvveti ile ilişkilidir. Bu noktada sıcak elektronik parçaların olduğu alana hava verilmektedir. Parça yüzeyi ile temas geçen hava ile parça arasında bir ısı alışverişi olacaktır. Bu alışveriş sonrasında parça

yüzeyindeki ısı havaya geçecek ve havanın ısınmasına neden olacaktır. Isınan havanın yoğunluğu azalacak ve yükselecektir. Bu sayede üstteki soğuk hava alta inecek ve bir döngü halinde soğutma işlemi gerçekleşecektir. Bu yöntem basit ve az enerji ihtiyacı nedeniyle sık tercih edilmekle birlikte verimli bir soğutma işlemi sunmaktadır (Incropera ve De Witt, 2000).

3.1.2. Zorlanmış Taşınım

Doğal taşınım ile soğutmanın yeterli olmadığı durumlarda dışardan bir güç; fan, pompa ya da hava jeti ile zorlanmış taşınım tercih edilir. Elektronik cihazların soğutulmasında sıcak yüzeylerden ısı taşınımında en fazla kullanılan yöntem fanlar ile yapılan soğutmadır (Cai vd., 1994). Standart fanlardan (1 W/cm^2 soğutma kapasitesi sağlar) özel tasarlanmış fanlara (50 W/cm^2 soğutma kapasitesi sağlar) kadar çeşitli ekipmanlar kullanılabilir. Bu bağlamda sistemin üst statik basıncı ve soğutmanın yapılması için gerekli hava akışının belirlenmesi önemli parametreler olarak karşımıza çıkmaktadır. Basit, düşük maliyetli ve güvenli olması nedenleri ile zorlanmış konveksiyon teknikleri günümüzde sıklıkla tercih edilmektedir (Lasance ve Simons, 2005).

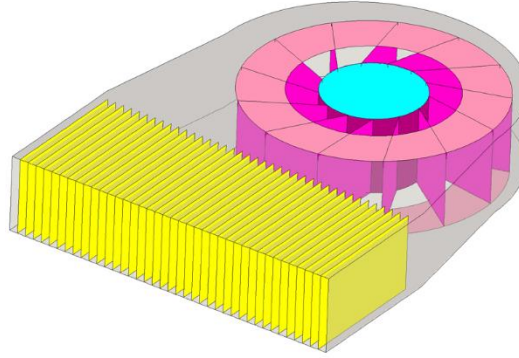


Şekil 3.4. Zorlanmış ısı taşınımı.

3.1.3. Aktif Isı Kuyusu

Konveksiyonun haricinde bir sistem olarak soğutucu, sıcak yüzeyde oluşan ısı yoğunluğunu düşük sıcaklıktaki başka bir ortama aktaran pasif bir ısı eşanjörü görevi görmektedir (Mjallal vd., 2018). Sıcak yüzeydeki oluşan ısı temas yüzeylerine

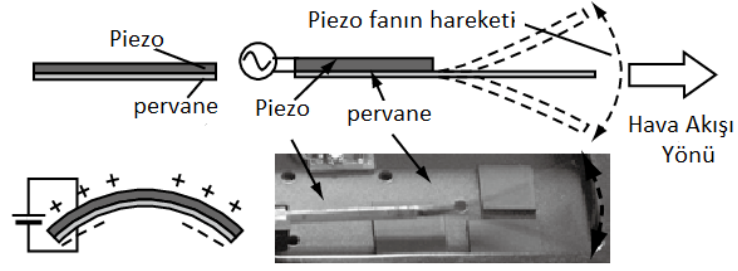
tutulmaktadır. Bu tutunma konveksiyon veya radyasyon yolu ile hava olan çevreye aktarılmaktadır ve döngü bu şekilde devam ederek soğutma işlemi sağlanmaktadır. Çoğu zaman, daha fazla ısı dağılımı sağlamak için soğutucunun altı ile yonganın üstü arasındaki boyut farkından dolayı sıcak yüzey ile ısı emici arasında ısı yayıcılar kullanılır. Kanat, ısıyı bir ısı kaynağı ile yüzey alanı ve geometrisi kaynaktan daha uygun olan başka bir ikincil ısı değiştirici arasında hareket ettiren bir ısı değiştiricidir. Böyle bir yüzgeç, çoğunlukla, yüksek bir ısı iletkenliğine sahip olan bakırdan yapılmış bir plakadır. Geniş kanatçıkları sayesinde fanlardan alınan ısı hava ile üflenir ve soğutucuya taşınır. Soğutma ihtiyacına bağlı olarak, soğutucular zorlamalı veya doğal konveksiyonla çalıştırılabilir.



Şekil 3.5. Fanlı aktif ısı kuyusu.

3.1.4. Piezoelektrik Fanları

Piezo etkisi, belirli bir mekanik basınç altında malzemenin elektrik değiştirme potansiyelini açıklamaktadır (Sauciuc, 2007). Bu prensipten hareketle sıcak yüzeyin bulunduğu ortama konulan ince bir şerit ya da bıçak benzeri malzeme piezo etkisi ile titreşir ve hava akışı oluşturur. Piezoelektrik fanlar, fanı rezonans frekansında çalıştırmak için ince, düşük frekanslı esnek kanatlara yapıştırılmış piezoseramik yamalar kullanır. Rezonansa giren düşük frekanslı bıçak, elektronik bileşenlere yönlendirilen bir hava akımı oluşturur. Piezo fan sadece düşük voltaj gerektirir ve çok az güç kullanır. Piezo fanlar doğal konveksiyona kıyasla ısı transferinde %100 iyileştirme sunmaktadır (Lasance ve Simons, 2005).



Şekil 3.6. Piezoelektrik Fanları

3.1.5. Nano-Yıldırım

Nano-yıldırım, iki elektrik alanının mikro ölçekli iyon tahrikli hava akışı oluşturması prensibine dayanmaktadır. Soğutma sistemleri içinde yeni bir yaklaşım olan bu teknik, 40 W/cm^2 ısı akılarıyla bir çip üzerinde uygulanacak küçüklüktedir (Lasance ve Simons, 2005). Sessiz olmasının dışında iyonlaşma sürecinin oluşturulabilmesi için ciddi miktarda elektrik tüketimine neden olabilmektedir.

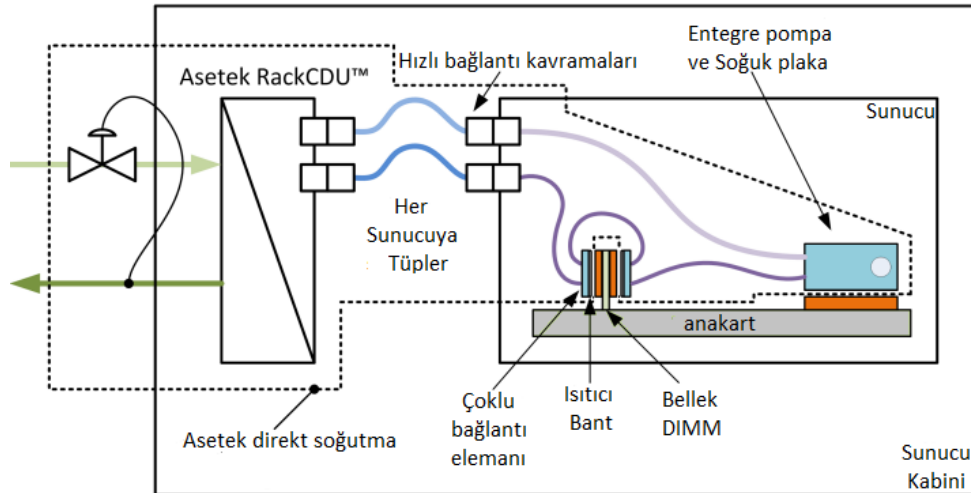
3.1.6. Jet Hava Soğutma

Jet hava soğutma tekniğinde, termal sınır tabakalarının bölgesel kırılması ile ısı transfer katsayıları elde edilmektedir. Hava jeti ($10-100 \text{ m/s}$) ile sıcak bir yüzeye uygulama yapmak jet vuruşu ile tanımlanmaktadır. Jet, şartlandırılmış havanın bir nozülde geçirilmesiyle indüklenmektedir. Bu işlem için harici bir kompresör ile 60 W/cm^2 'ye kadar olan ısı akışları soğutulabilir (Walko, 2006). Titreşimli bir diyafram sayesinde ısı alıcıya uygulama yapabilecek ölçüde küçük sentetik bir jet oluşturulabilir (Mahalingam vd., 2006). Bu sayede 17 W/cm^2 'ye kadar olan ısı akışlarının soğutulması gerçekleştirilebilir.

3.2. Sıvı ile Soğutma

Sıvı ile soğutma yöntemi için temel prensip bir ısı eşanjöründen pompalanan soğutma sıvısının sıcak yüzey ile temas kurduğu yerde ısının dolaylı olarak taşınmasıdır. Bu teknikle 100 W/cm²'ye kadar ısı akışları gerçekleştirilebilir (Lasance ve Simons, 2005). Sıklıkla kullanılan sıvılar içinde su, alkol, glikol ve sıvı metaller gösterilebilir. Ancak su gibi iletken bir sıvının kullanılması sızdırma durumları için sistem içinde kısa devre ihtimalini gündeme getirmektedir. Kısa devreleri önlemek için FluoroCarbons (FC'ler) gibi bir dielektrik sıvıların kullanılması veya tüm elektronik parçalar sızdırmaz hale getirilmesi önerilmektedir.

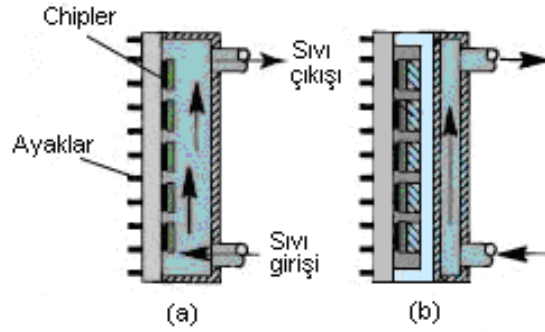
Sıvı ile soğutma yöntemi içinde titreşim kaynaklı damlacık atomizasyonu (420 W/cm²'ye kadar soğutma sağlar) ve elektrohidrodinamik soğutma (90 W/cm²'ye kadar soğutma sağlar) kullanılan teknikler içindedir (Lasance ve Simons, 2005). Ancak bu teknikler, mikro ölçekli soğutma sistemini makro ölçekli bir ısı eşanjörüne köprülemektir. Yerel güç yoğunluklarına neden olan bu durumlar da pratik zorluklarla sonuçlanmaktadır. Elektronik soğutmada yaygın olarak kullanılan doğrudan ve dolaylı sıvı soğutucu, spreyci soğutma ve jet spreyci soğutma gibi sıvı soğutma tekniklerine dair bilgiler aşağıda verilmiştir. Şekil 3.7'de sıvı soğutmalı sistem gösterilmiştir.



Şekil 3.7. Sıvı Soğutmalı Sistem

3.2.1. Direkt ve Endirekt Sıvılı Soğutucu

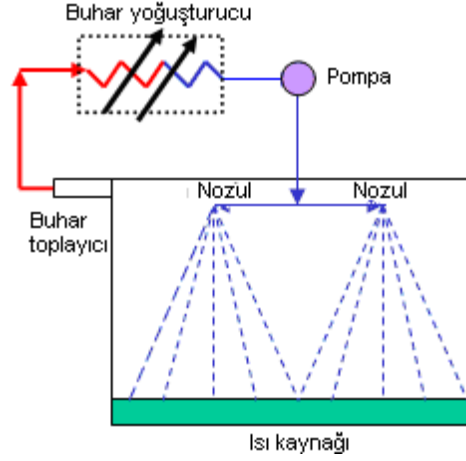
Direkt sıvı soğutucu sistemlerde, ısı kaynağı elektronik cihaz elektrik iletken olmayan bir sıvı içine daldırılmaktadır. Bu tip uygulamalar genellikle mikro elektronik uygulamalarda kullanılmaktadır. Isıtılan yüzeyden ısı akışını ve sıvıların yüksek ısı transferini artırarak sıvıdan buhara faz değişimi nedeniyle soğutmada yüksek verimlilik sağlanmaktadır. Diğer yandan endirekt soğutma sistemlerinde elektronik cihazlar sıvı ile temas etmemektedir. Bunun için cihaz ile sıvı arasında iletkenliği yüksek bir tabaka bulunmaktadır. Bu tabaka ısının sıvıya iletilmesi ve soğutma işleminin gerçekleşmesi için aracı konumdadır.



Şekil 3.8. Direkt ve Endirekt sıvılı soğutma sistemi.

3.2.2. Sprey Soğutucu

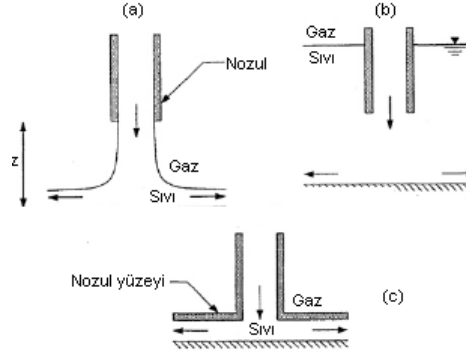
Isı yayan yüzeyin sprej püskürtme yolu ile soğutulması temeline dayanan sprej soğutucuda, cihaz yüzeyine dielektik bir sıvının aktarılması ve bu sıvının ısıyı emerek yoğunlaşması söz konusudur. Yoğunlaşan hava buhar toplayıcıda toplanır ve yoğunlaştırılarak yeniden sıvı hale getirilir. Bu sistemlerde basınçlı nozullar ve mürekkep püskürtme teknolojisi gibi farklı püskürtme teknolojileri kullanılmaktadır. Örneğin, sırasıyla 100 ve 200 W/cm²'lik bir ısı akışı, sprej soğutma ve jet çarpması ile üretilebilir.



Şekil 3.9. Sprey soğutucu.

3.2.3. Jet Püskürtmeli Soğutma

Isı tanışınım oranı yüksek olan soğutma tekniklerinden biri olan jet sprej soğutmada, ısı transfer katsayısı yüksek olan bir sıvı jeti ısı kaynağına yönlendirilmektedir. Yönlendirilen sıvı büyük miktarlarda ısı transfer etmektedir. Jet sprej soğutma serbest yüzey ve batık olmak üzere iki kategoride uygulanmaktadır.



Şekil 3.10. Farklı jet püskürtme biçimleri

3.2.3.1. Etki Püskürtme Jetleri

Belirli bir sıvının yarık veya memeden püskültülerek ısı yüzeye çarpması ile ısı transferini sağlayan çarpan jet tekniğinin temeli sınır tabakasının kaldırılması ve ısı

transferinin artırılmasına dayanmaktadır. Sıvı akışkan ile ısı yüzey arasında büyük oran bölgesel ısı transfer katsayısı elde edilmektedir. Ayrıca daha az sıvı kullanılarak yüksek oranda ısı transferi sağlanarak enerji tüketiminde büyük tasarruf sağlanmaktadır. Nozül çıkışındaki sıvı homojendir. Bu jet çarpmaları sürecinde FV'ler için 120 W/cm^2 ve su için 460 W/cm^2 'ye kadar güç yoğunluğu değerleri elde edilmektedir (Ells Worth ve Simons, 2005). Jetler meme veya kesitten püskürtüldükten sonra farklı açılardan ısı yüzeye çarpmaktadır. Bu noktada sınır tabasını kaldırır veya inceletir. Bu sayede konvektif ısı transferi artmaktadır. Dik açışı vuruşlarda çarpma ve durma noktaları çakışarak maksimum ısı transferi gerçekleşir. Farklı açılarda bu çakışma gerçekleşmemektedir.

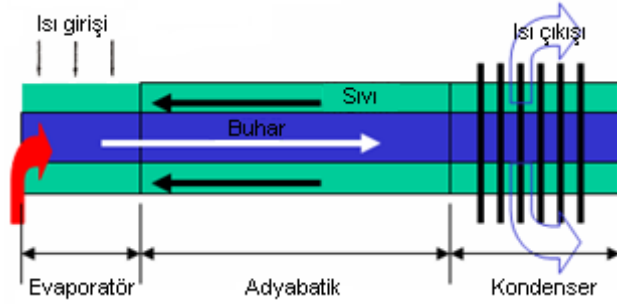
3.2.3.2. Çapraz Akış Etki Püskürtme

Çoklu jetlerin performansı ve çarpma kanalındaki akış (jet çıkışı ve çarpma düzlemini çevreleyen boşluk) tek bir jetinkinden farklı çalışmaktadır. Çarpışma kanalındaki çapraz akış, atık jetlerinin bir parçası olarak gelişmektedir. Bu akış, jetin akış hacmine diktir ve çapraz akış olarak adlandırılmaktadır. Çapraz akış, bir jeti kaza mahallinden uzaklaştırmaya çalışmaktadır. Çapraz akış güçlüyse ve jet çarpma düzleminde yeterince uzaktaysa, çapraz akış jeti çarpma düzleminde uzaklaştırabilir. Bu çarpma tipi soğutma, ısı transfer verimini azaltan bir durumdur. Bir jet çapraz akışa geniş bir açıyla boşalırsa, iki akım arasında karmaşık bir etkileşim oluşacak ve bu da jetin çapraz akış yönünde sapmasına neden olacağından bu noktaya dikkat edilmelidir (Sahin, 2008).

3.3. Isı Borusu

Vakum işleminin kapalı bir hacimde uygulandığı ısı boruları, klasik bir tüp formatında olmakla birlikte farklı geometrik şekillerle de tasarlanmaktadır (Ozsoy ve Acar, 2005; Gedik vd., 2009). Isı borularında iki fazlı bir ısı transferi söz konusudur. Vakum işleminin uygulandığı kapalı hacmin içi çalışma sıvısı ile doldurulur ve iç duvarına bir fitil yerleştirilir. Isı borusu evaporatör bölge, adyabatik bölge ve kanatçık bölge olmak üzere üç bölgeden oluşmaktadır. Evaporatör bölgedeki ısı uygulamaları çalışma akışkanını buharlaştırır ve doymuş buhar akışı elde edilir. Kanatçık bölgede ise cidar

sıcaklığı düşük olan doymuş buhar yoğunlaşmaya başlar. Kanatçık bölgedeki yoğunlaşan sıvı yerçekimi, kılcal, santrifüj, ozmotik ve manyetik kuvvetlerin yardımıyla evaporatöre geri döner ve ısı borusu döngüsü tamamlanır. Isı boruları, tungsten/gümüş kullanılarak kriyojenik titanyum alaşımli nitrojen ısı borusundan (<-243 °C) yüksek sıcaklık ısı borusu uygulamalarına (>2000 °C) kadar geniş bir sıcaklık aralığında tasarlanabilir. Tipik olarak bakır/su ısı boruları, elektronik soğutma uygulamalarında 125-150 °C'nin altındaki istenen sıcaklıklarda kullanılmaktadır. 0 °C'nin altında soğutma isteniyorsa bakır/metanol ısı boruları tercih edilmektedir. Faz değiştirme ilkelerine benzer şekilde, bir sıvı buharlaştıkça büyük miktarlarda ısı emmiş olacaktır. Buharlaşmanın neden olduğu buhar, buhar yoğunlaşırken gizli ısının geri kazanıldığı başka yerlere taşınmaktadır. Bu, ısı borularının, döngü ısı borularının, buhar odalarının ve termosifonların çalıştığı genel mekanizmadır (Lasance ve Simons, 2005). Şekil 3.11'de Isı borulu soğutma sistemi gösterilmiştir.



Şekil 3.11. Isı Borulu Soğutma Sistemi

3.4. Termoelektrik Soğutma

Termoelektrik soğutma, bir termoelektrik ilkesi olan Peltier ilkesine göre çalışmaktadır. Peltier etkisi, iki farklı metalden oluşan devreye doğru akım verilmesi sonucunda sıcaklık değişimlerinin gözlenmesidir. Termoelektrik soğutucular, soğutma cihazlarının performansını iyileştirmek için potansiyel bir çözüm olarak kabul edilmektedir. Termoelektrik soğutma, yarı iletken metal çiftlerinden oluşan bir veya daha fazla modülden doğru akım geçirilerek sağlanmaktadır. Bu noktada elimizde X ve Y olmak üzere iki yarı iletken metal bulunduğunu varsayalım. Bu ısıl elemanlar elektriksel olarak seri ve termal olarak paralel olarak bağlanmaktadır. Soğutma modunda, doğru akım X tipi yarı iletkenden Y tipi yarı iletkene geçmektedir. Akım,

düşük enerji seviyeli Y tipi yarı iletken malzemeden yüksek enerji seviyesine geçtiğinde, soğutulmak üzere ortamdaki ısı çekerek soğutma gerçekleşmektedir. Çoğu termoelektrik soğutucu, yüzey alanı başına 3-6 W/cm²'ye kadar ısı aktarabilmektedir. Termoelektrik soğutucular temel olarak optik elektronik cihazları soğutmak için düşünülmüştür. Bu teknik çoğunlukla gece görüş cihazlarında, yarı iletken lazerlerde ve yüksek verim için düşük sıcaklık gerektiren dedektörlerde kullanılmaktadır. Termoelektrik soğutucular hassas sıcaklık kontrolü, sessiz olmaları, güven vermeleri ve alandan tasarruf sağlayan küçük ebatları ile tercih edilen bir yöntem olarak karşımıza çıkmaktadır (Riffat ve Ma, 2003). Termoelektrik ısıtma ve chiller soğutma kapasiteleri sırasıyla aşağıdaki denklemlerden hesaplanabilir:

$$Q_h = S_m I T_h + \frac{1}{2} I^2 R_m - K_m (T_h - T_c) \quad (3.14)$$

$$Q_c = S_m I T_c + \frac{1}{2} I^2 R_m - K_m (T_h - T_c) \quad (3.15)$$

TEC modülünden geçen akım değerini gösterir. Denklemlerdeki T_h ve T_c değerleri. (27,14) ve (27,15) deneysel olarak ölçülebilir. S_m , R_m ve K_m sırasıyla TEC modülünün Seebeck katsayısı, elektrik direnci ve termal iletkenliğidir.

Bu değerler, TEC modülünün fiziksel parametreleridir ve aşağıdaki denklemlerle üretici tarafından sağlanan bilgilere göre hesaplanabilir:

$$S_m = \frac{V_{tmax}}{T_{ho}} \quad (3.16)$$

$$R_m = \frac{(T_{ho} - \Delta T_{max}) V_{tmax}}{T_{ho} I_{tmax}} \quad (3.17)$$

$$K_m = \frac{(T_{ho} - \Delta T_{max}) V_{tmax} I_{tmax}}{2 T_{ho} I_{tmax}} \quad (3.18)$$

Her iki taraftaki termal direnç, toplam sıcak taraf termal direncini (R_h , toplam) ve soğuk taraf termal direncini (R_c , toplam) içeren termal direnç diyagramında basitleştirilmiştir. Termoelektrik modül, sabit durumda tek boyutlu bir ısı transfer ilişkisi ile modellenmiştir. TEC modülü, soğuk plaka ile ısı emici arasında çalışır. Cihazın ısıtma kapasitesinin ilgili ortam sıcaklığının sıcaklık farkına ısı oranı:

$$R_{h,total} = \frac{(T_h - T_a)}{Q_h} \quad (3.19)$$

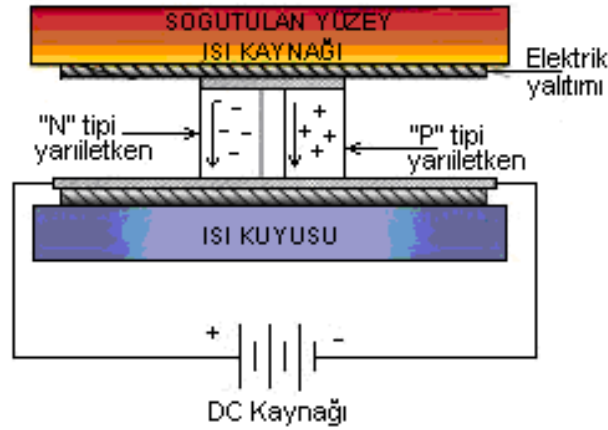
COP, termoelektrik soğutma cihazlarının soğutma performansını değerlendirmek için önemli bir indekstir. Ekipmanın toplam soğutma kapasitesinin toplam enerji tüketimine oranı olarak tanımlanır.

$$COP = \frac{Q_c}{P_t} \quad (3.20)$$

Burada P_t , TEC modülünün elektrik gücüdür ve şu şekilde ifade edilir:

$$P_t = Q_h - Q_c = I_t^2 R_m + S_m I_t (T_h - T_c) \quad (3.21)$$

Şekil 3.12’de termoelektrik ile soğutucu modül gösterilmiştir.



Şekil 3.12. Termoelektrik soğutma sistemi.

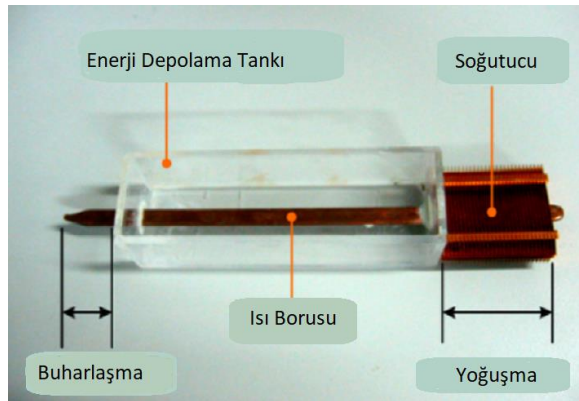
3.5. Faz Değişim Malzemesi Esaslı Soğutma

Yüksek performanslı mikroişlemci ile soğutucu arasında kullanılan faz değişim malzemesi bazlı soğutma yönteminde kullanılan malzeme oda sıcaklığında katıdır. Isınma gerçekleştikçe malzeme termal yapıştırıcı veya gres gibi bir kıvam almaktadır. Sonrasında akışkanlığa karşı dirençleri (viskozite) hızla düşer ve hava boşluklarına doğru akış gerçekleşir. Bu işlemde iki yüzeyi bir araya getirmek için yaklaşık olarak 0,1 bar basınç gerekmektedir. Süreç yüzeyler arası en az üç nokta temas edene kadar veya akış durana kadar devam etmektedir. N-ekiyosen ve trikozen en sık kullanılan faz değiştiren maddelerdir (Cho W ve Zhong, 1996; Kandasamy vd., 2007; Wang vd.,

2007; Yin vd., 2008). Weng vd. (2011). Literatür çalışmaları incelendiğinde faz değiştirme malzemesi olarak trikozen içeren soğutma modülünün, geleneksel ısı borusuna kıyasla fan g tüketiminde %46 tasarruf sağladığını gösteren bulgular bulunmaktadır. Bununla birlikte faz değiştirme malzemesi olarak kanatlı ve kanatsız yüzeyli n-eikozon materyali tercih edilen bir çalışmada da cihaz yönelimi ve g seviyesinin termal performansı yüksek bulunmuştur.

Akıllı telefonlar ve tabletler gibi gelişen teknolojik aletler için işlemcilerin soğutulması noktasında FDM'lerin kullanımı literatür çalışmalarında sıklıkla incelenmiştir. Bu uygulamalar için belki de en çok düşünülen FDM olan parafin ise düşük gecikme süresine sahiptir. Ancak bu yöntemin kullanılması için gerekli olan boşluk ise uygulamanın nn kapatan bir engel olarak görülmüştür. Anlamlı bir FDM etkinliği için gereken 1 mm kalınlıklar, halihazırda daha da küçültülmeye ve kompakt bir görünüm kazandırılmaya çalışılan elektronik cihazlar için tolerans edilmeyen bir kalınlığa neden olmaktadır. Teknolojik ve bilimsel gelişmelerin ilerlemesi ile birlikte gelecekte bu yöntem mobil cihazlarda kendisine daha fazla yer bulabilir.

Mobil cihazlar için veya elektronik soğutma zmlerinin bir parçası olarak herhangi bir FDM değerlendirmesi, termal mühendis veya uzman termal danışmanlar tarafından dikkatli bir incelemeye tutulması gereken bir alandır. Şekil 3.13'te faz değişim malzemesi bazlı soğutma sistemi gösterilmiştir.



Şekil 3.13. Faz Değişim Malzemesi Bazlı Soğutma Sistemi

3.6. Mini ve Mikro Kanallı Soğutucular

Mikro boyutlarda gelişen teknoloji ve işlemci parçaları daha küçük alanlar için soğutma sistemlerinin gerekliliğini getirmiştir. Elektronik devreler için oluşan ısı uzaklaştırılmalı ve bileşenler düşük sıcaklıklarda tutulmalıdır. Herhangi bir elektronik devredeki transistör sayısının iki yılda bir ikiye katlanacağı yönündeki tahminler, bu alana yönelik soğutma sistemlerine dair ihtiyacın önemini göstermektedir (Moore, 1965). Daha fazla sayıda transistörün küçük hacimlerde sistemlere dahil edilmesi termal yönetim sorununu doğurmaktadır. Bu nedenle, önümüzdeki yıllarda elektronik devrelerin soğutma ihtiyaçlarını karşılamak için yenilikçi ve etkili bir soğutma şeması geliştirilmesi zorunlu görülmektedir. Bu bağlamda, soğutucu akışkan olarak su içeren mikro kanalların kullanılması yenilikçi bir adımdır. Çünkü bu tür yüksek ısı akışları yalnızca mikro kanallarla sağlanabilir.

Mini ve mikro tanımı hidrolik çapların akış kesitlerine göre yapılmaktadır. Hidrolik çapı 1-100 µm arasındaki kanallar mikro kanal, 100 µm-1mm arasındakiler mezo-kanal, 1-6 mm arasındakiler sıkıştırılmış kanal ve 6mm'den büyük kanalları konvansiyonel kanallar olarak tanımlanmaktadır. Kandlikar ve Grande (2003) Başka bir sınıflamada ise hidrolik çapı 3mm'den büyük olan kanallar konvansiyonel kanallar, 3mm-200 µm arasındakiler mini kanallar, 200 µm-10 µm arasındakiler mikro kanallar, 10µm-0,1 µm aralığındakilere geçiş kanalları (10 µm-1µm arası mikro geçiş kanalları, 1µm-0,1 µm arası geçiş nano kanalları) ve 0,1µm'den küçük kanallara moleküler nano kanal sınıflaması yapılmıştır. 10-200 µm hidrolik çap aralığındaki mikro kanallar, çoğu gaz için seyreltici etkide bulunmaktadır. Bu kanallar için duvar kaymasız süreklilik yaklaşımı yeniden düzenlenmiştir ve bu yaklaşım $0,1 > Kn > 0,001$ aralığında kayma bölgesi olarak adlandırılan bölgede geçerlidir. 10 µm'nin altında gaz ve basınca bağlı olarak inceme etkilerinin daha şiddetli olduğu ve moleküler akışa yaklaşıldığı bir geçiş bölgesi oluşur. $10 > Kn > 0,1$ aralığı geçiş bölgesi olarak adlandırılır. Kesin olmamakla birlikte kanal boyutlarının 10-0,1 µm arasında değiştiği sınıf için geçiş nano kanalları denilebilir.

Soğuk levhanın kanal boyutundan bağımsız olarak ısıl performans belirlenirken ısı transfer katsayıları için aşağıdaki denklemler kullanılabilir (Dittus ve Boelter, 1930):

$$Nu = 0.023 Re^{4/5} Pr^{0.4} \quad \text{eğer } Re > 10000 \quad (3.22)$$

$$Nu = 1.86 \left(\frac{Re Pr}{D_h} \right)^{1/3} \quad \text{başka bir ifadeyle,} \quad (3.23)$$

$$Nu = \frac{h D_h}{k} \quad (3.24)$$

Kanallardaki basınç düşüşü şu şekilde hesaplanabilir,

$$\Delta P = f \frac{L \rho u^2}{D_h} \quad (3.25)$$

Burada P ve f, sırasıyla basınç ve sürtünme faktörünü gösterir.

Karakteristik boyutun 200µm'den büyük olduğu kanallarda, tek fazlı sıvı veya gaz akışında veya iki fazlı akıslarda temel bir değişiklik olmaz. 200µm'nin altında, üretim teknikleri ve temizlik için uygulanan hususlar çok önemli hale gelir. Mikro kanallardaki gaz akışı, Knudsen sayısı olarak tanımlanan seyreklik etkisinden etkilenir:

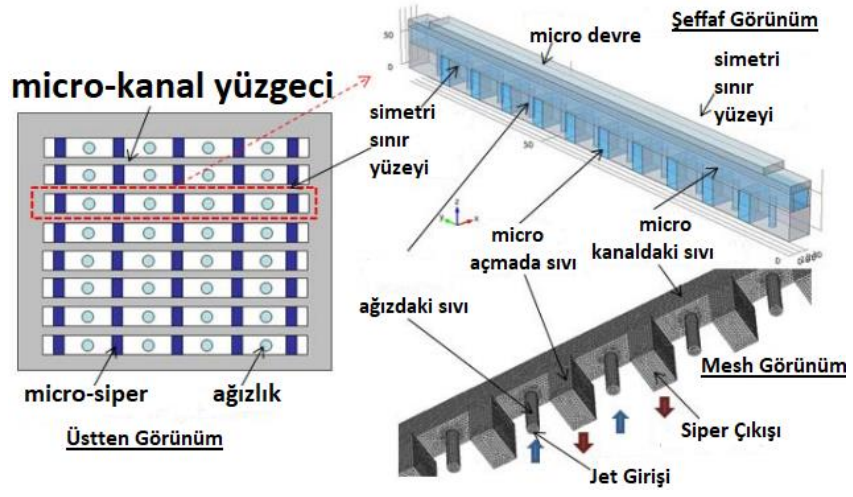
$$Kn = \frac{\tau}{D_h} \quad (3.26)$$

Burada τ , gaz moleküllerinin ortalama serbest yoludur ve şu şekilde hesaplanır:

$$\tau = \frac{\mu \sqrt{\pi}}{\rho \sqrt{2RT}} \quad (3.27)$$

10-200 µm hidrolik çap aralığını kapsayan mikro kanallar, çoğu gaz için seyreltici etkiye tabidir. Bu kanallar için duvar kaymasız süreklilik yaklaşımı yeniden düzenlenmiştir ve bu yaklaşım $0,1 > Kn > 0,001$ aralığında kayma bölgesi olarak adlandırılan bölgede geçerlidir. 10 µm'nin altında gaz ve basınca bağlı olarak incelme etkilerinin daha şiddetli olduğu ve moleküler akışa yaklaşıldığı bir geçiş bölgesi oluşur. $10 > Kn > 0,1$ aralığı geçiş bölgesi olarak adlandırılır.

Kesin olmamakla birlikte kanal boyutlarının 10-0,1 µm arasında değiştiği sınıf için geçiş nano kanalları denilebilir. Şekil 3.14'de mini ve mikro kanallı soğutuculu sistem gösterilmiştir.



Şekil 3.14. Mini ve mikro kanallı soğutuculu sistem

BÖLÜM 4

MATERYAL VE METOT

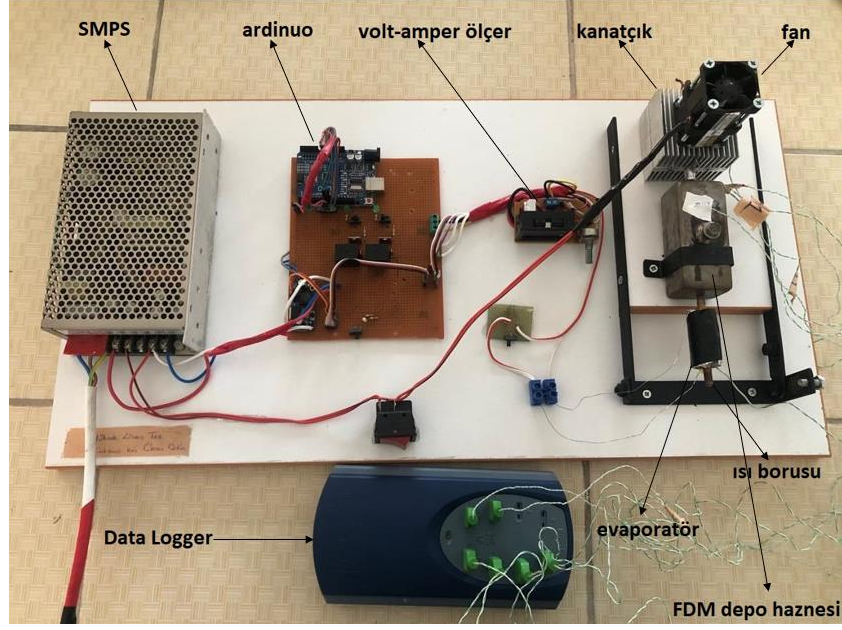
FDM destekli bir ısı borusu içerisinde etanol akışkanın ısı transferi özelliklerine etkisini belirlemek için yapılan çalışma, deneysel ve nümerik çalışma olarak iki aşamada gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmalarda 250 mm uzunluğunda 6mm dış çapa sahip bir bakır ısı borusu ile 40x40x90 mm boyutunda içerisinde 144 cc lik paraffin bulunan bir FDM desteği ile boru içerisinde etanol akışkanının Re sayısı, ısı taşınım katsayısı, basınç düşüşü gibi parametreler ölçülmüştür.

4.1. DENEYSEL YÖNTEM

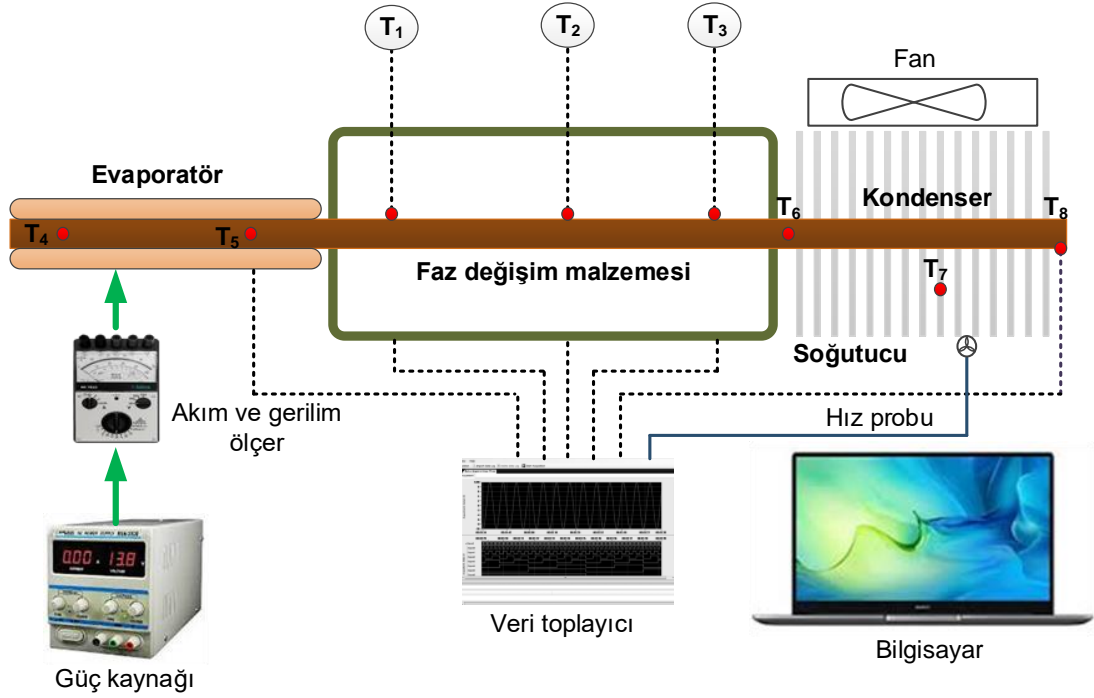
Bu bölümde, FDM destekli bir ısı borusu içerisinde dolaşan etanol akışkanın ısı performansları ve akış özellikleri deneysel olarak incelenmiştir. Deneysel çalışmalar aynı boyutlardaki her Reynold sayısı için aynı ısı akısı ve debide incelenmiş ve türbülanslı akış şartlarında ($Re > 4000$) gerçekleştirilmiştir.

4.1.1. Deney Düzenegi

Deneysel çalışmaları gerçekleştirebilmek için ilk aşama deney tesisatını tasarlamaktır. Deneysel tesisat tasarımı ile ilgili literatürden gerekli araştırma ve bulgular edinilmiş neticesinde deney düzenegi tasarlanıp imal edilmiştir. Deney düzenegi resmi Şekil 4.1'de verilmiştir.



Şekil 4.1. Deney düzeneği resmi



Şekil 4.2 Deney Düzeneği şematik resmi.

Şekil 4.2’de Isı borusu-FDM modülünün soğutma performansını incelemek için deneysel kurulumun şematik görünümünü göstermektedir. Bu deney düzeneği bakır etanol ısı borusu, soğutucu, enerji depolama tankı, soğutma fanı, ısıtıcı, güç kaynağı,

bilgisayar ve veri kaydedici ünitesinden oluşmaktadır. Isı borusunun ve FDM'nin farklı bölümlerindeki sıcaklık PicoTech TC-08 kullanılarak ölçüldü.

Deney düzeneğindeki FDM literatür araştırmaları sonrası alüminyum seçilmiş ve dikdörtgen kesit 40x40 mm olup et kalınlığı 2 mm ve uzunluğu 90 mm'dir. Isı borusu 250 mm uzunluğunda, 6 mm dış çapında ve 5 mm iç çapında Cu borudan yapılmıştır. Soğutma modülü evaporatör, depolama tankı ve ısı emici olmak üzere üç ana bileşene ayrılmıştır. Uzunluğu evaporatör kısmı 70 mm, adyabatik kısım 90 mm ve kanatçık bölümü 90 mm, ısı borusunun ısı transfer sınırlamalarına göre ısı transfer performansını maksimize edecek şekilde sabitlenmiştir. Isı, evaporatör bölümüne verilir. Soğutma modülü depolama tankı, FDM'nin ısıyı emdiği ve saldıgı ısı borusunun adyabatik bölümü etrafında üretilir. Enerjide barındırılabilen maksimum FDM hacmi depolama tankı 144 cc'dir. Isı borusunun kanatçık bölümü 16 alüminyum kanatçıktan oluşan bir ısı emiciye bağlı ısı borusu üzerine 50 mm yükseklik, 60 mm genişlik ve 0,2 mm kalınlıkta kaynak yapılmaktadır.

Deneysel sistemde farklı noktalardan sıcaklık verileri alınmıştır. Bunlar; evaporatör bölgesinden, adyabatik bölgede FDM içinden 2 adet, ısı borusu ile kanatçık arasındaki sıcaklık, çıkış (kanatçık üzerinden) K tipi termokupllar ile saniyede bir veri alınarak 1 saat süresince sıcaklıklar kaydedilmiştir. Termokupl ile sıcaklık verisi alınan noktalar Şekil 4.1'de gösterilmiştir.

4.1.2. Deneysel Çalışmalarda Kullanılan Ekipmanlar

4.1.2.1. Veri Toplayıcı

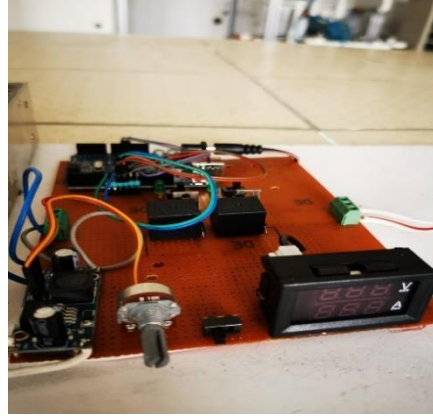
Deney düzeneğinde yapmış olduğumuz çalışmalarda sistemin farklı yerlerinden ölçüm olarak akışkanın iç, dış ve yüzey üzerindeki sıcaklık gibi gerekli verileri anlık olarak tespit etmek amacıyla PicoTech TC-08 marka data toplayıcı kullanılmıştır (Şekil 4.5). Data logger aracılığıyla bilgisayara aktarılan veriler kayıt altına alınmış ve hesaplamalarda kullanılmıştır.



Şekil 4.3. Veri toplayıcı

4.1.2.2. Akım ve gerilim Ölçer

Üzerinde potansiyometre ve LM2596 (voltaj regülatörü)nün bulunduğu sistemdir. Potansiyometre ile ayarlama yaparak telde oluşan direncin akımını ve gerilimini ayarlamayı sağlar. Deney düzeneğinde yapmış olduğumuz çalışmalarda farklı amper ve voltaj değerlerine göre sistemin güç hesaplamasına yardımcı olan sistemdir. (Şekil 4.4).



Şekil 4.4. Akım ve gerilim ölçer

4.1.2.3. SMPS: Anahtarlama Modlu Güç Kaynağı

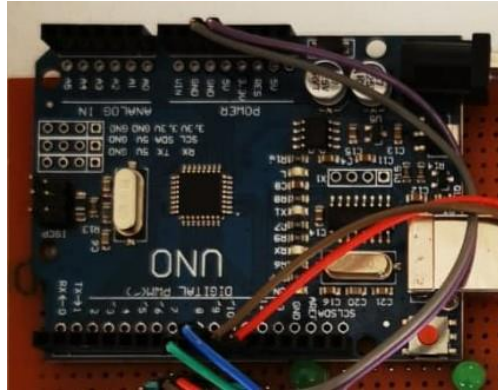
Verimli bir şekilde güç üretmek için anahtarlama modlu regülatör bulunduran güç kaynağıdır. Deney düzeneğinde yapmış olduğumuz çalışmaya 24 V çıkış vermemizi sağlıyor (Şekil 4.5).



Şekil 4.5. Güç Kaynağı

4.1.2.4. Arduino

Açık kaynak kodlu yazılım ve donanıma sahip bir mikrodenetleyici platformdur. Arduino ile sensörlerden gelen verileri okuyabilir ve bu girdilere göre elektronik cihazları kontrol edebilir, örneğin LED'leri yakıp söndürebilir ya da motoru çalıştırabiliriz. Minimum 5 V ile çalışan bir sistemdir. Deney düzeneğinde yapmış olduğumuz çalışmada tele enerjiyi aktaran anahtarın enerji aktarımını kesip açmamızı sağlıyor (Şekil 4.6).



Şekil 4.6. Arduino

4.1.2.5. Soğutucu Fan

Soğutucu fan ısı borusu üzerinde kanatçık yüzeyinden taşınımla ısı transferini hızlandırmak için kullanılan farklı hızlarda çalışabilmektedir. Fan resmi şekil 4.7'de gösterilmiştir.



Şekil 4.7. Soğutucu Fan

4.1.2.6. Isı Borusu

Isı borusu 250 mm uzunluğunda 6 mm dış çapında ve 1 mm et kalınlığında bakır borulardan yapılmıştır. Isı borusu içerisinde bakır malzemeye en uygun akışkan olan etil alkol kullanılmıştır. Pratikte ısı borusu içerisinde 1/3 oranında akışkan kullanılmış, imalat aşamasında boru içinde hava buharlaştırılarak vakum ortam oluşturulmuştur. Deneysel çalışmalarda kullanılan ısı borusu Şekil 4.8’de gösterilmiştir.



Şekil 4.8. Isı Borusu

4.1.2.7. Parafin

Deney düzeneğinde yapmış olduğumuz çalışmalarda parafin faz değişim malzemesi kullanılmıştır. Hızlı donma ve sıvı hale geçme özelliği olan bu mumsu maddenin ısı borusu adyabatik bölgede ısı depolama amacıyla kullanılmıştır. (Şekil 4.9). Genel bir parafinin tipik termofiziksel özellikleri aşağıdaki gibidir.

Çizelge 4.1. Parafinin Termofiziksel Özellikleri

Özellikler	Değerleri
Erime Noktası	47-64 °C
Kaynama Noktası	370-700 °C
Yoğunluk	0,8-0,95 g/cm ³
Isı Kapasitesi	2,0-2,5 J/g·K
Termal İletkenlik	0,1-0,2 W/m·K
Özgül Isı	2,5-3,5 kJ/kg·K
Viskozite	1-10 cSt (25 °C)



Şekil 4.9. Parafin malzeme

4.1.2.8. Kanatçık

Isı borusu kanatçık bölümünde akışkan ısısının çevre havaya daha etkin şekilde atılması için Şekil 4.10'da gösterilen dikdörtgen kesitli kanatçıklı soğutucu kullanılmıştır.



Şekil 4.10. Kanatçık

4.1.3. Deneilerin Yapılışı

Deney düzeneği tasarlandıktan ve sistem kurulduktan sonra, güç kaynağından ayarlı bir devre yardımıyla evaporatör bölgesinden farklı güçlerde ısı verilerek deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Evaporatör'ün üzerine sarılmış olan direnç telinden sisteme ısı girişi sağlanmış olur. Potansiyometreden sistemde çalışmak istenilen akım ve gerilim eğrileri ayarlanmıştır. Çalışmanın yapılacağı güç değerinde ve istenilen zaman aralığına göre veriler data logger yardımıyla bilgisayar ortamına aktarılmıştır. Saniyede bir veri alınarak yapılan deneyler her bir güç değeri için 1 saat süre ile toplanarak grafik ve tablolar halinde gösterilmiştir.

4.1.4. Belirsizlik Analizi

Çalışmanın hesaplanan sonuçlarındaki genel belirsizliği tahmin etmek için, öncelikle ölçülen parametrelerdeki belirsizliği tahmin etmek önemlidir. Belirli bir parametrenin (x) ölçümlerindeki (N) belirsizliği (W) tahmin etmek için aşağıdaki gibi istatistiksel bir yaklaşım kullanılabilir [94]:

$$x_m = \frac{1}{N} \sum x_i \quad (4.1)$$

$$V = \frac{1}{(N-1)} \sum (x_i^2 - x_m^2) \quad (4.2)$$

$$S = \sqrt{V} \quad (4.3)$$

$$a = \frac{1}{\sqrt{N}} \quad (4.4)$$

$$W = \sqrt{\sum_{i=1}^r a_i^2 \cdot S_i^2} \quad (4.5)$$

burada (S) standart sapmadır. Hesaplanan verimliliklerdeki maksimum belirsizlikler aşağıdaki gibi belirlenebilir:

Bağımsız doğrusal parametrelerin (x_1, x_2, \dots, x_n) bir fonksiyondaki (R) belirsizlik (W_R), [95]:

$$W_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.6)$$

burada (W_1, W_2, \dots, W_n) bağımsız parametrelerdeki (x_1, x_2, \dots, x_n) belirsizlikler. Varsayılan parametrelerin ($x_1, x_2, \dots, x_m, x_{m+1}, \dots, x_n$) belirsizliklerle ($W_1, W_2, \dots, W_m, W_{m+1}, \dots, W_n$) ve R fonksiyonu:

$$R = \frac{x_1 \times x_2 \times \dots \times x_m}{x_{m+1} \times x_{m+2} \times \dots \times x_n} \quad (4.7)$$

($x_1, x_2, \dots, x_m, x_{m+1}, \dots, x_n$)'deki belirsizlik bağımsız ise, (R) fonksiyondaki kesirli belirsizlik olarak ifade edilir [96]:

$$\frac{W_R}{R} = \left[\left(\frac{W_1}{x_1} \right)^2 + \left(\frac{W_2}{x_2} \right)^2 + \dots + \left(\frac{W_m}{x_m} \right)^2 + \left(-\frac{W_{m+1}}{x_{m+1}} \right)^2 + \dots + \left(-\frac{W_n}{x_n} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.8)$$

Çizelge 4.2. Ölçüm cihazlarında belirsizlikler

Cihaz/Ekipman	Ölçülen parametre	Belirsizlik
Termokupl	Sıcaklık, °C	0,5
Ampermetre	Akım, A	%0,5

Voltmetre	Gerilim, V	%0,5
-----------	------------	------

4.2. METOT

4.2.1. Enerji Denklemi

İlk olarak, sistemin ısı dengesi denklemi kullanılarak, evaporatörden alınan ısı akısı (Q_{evap}), FDM deposundaki parafinden alınan ısı akısı (Q_{FDM}) ve kanatçıktan verilen ısı akısı (Q_{kanat}) eşitlenir:

$$Q_{evap} = Q_{FDM} + Q_{kanat} \quad (4.9)$$

Burada, Q_{evap} evaporatörden alınan ısı akısıdır, Q_{FDM} FDM deposundan alınan ısı akısıdır ve Q_{kanat} kanatçıktan verilen ısı akısıdır. İkinci olarak, enerji denklemi kullanılarak, her bir bileşenin ısı akısını hesaplanabilir. Evaporatör tarafından alınan ısı akısı şu şekildedir:

$$Q_{evap} = \dot{m} \times h_{fg} + \dot{m} \times C_{p_{sivi}} \times (T_{evap} - T_{sat}) \quad (4.10)$$

Burada, $[\dot{m}]$ sıvı etanolün kütle akış hızıdır, h_{fg} etanolün buharlaşma entalpisi ve $C_{p_{sivi}}$ sıvı etanolün özgül ısısıdır. T_{evap} evaporatörün sıcaklığıdır ve T_{sat} sıvı etanolün doyma sıcaklığıdır.

FDM deposundan alınan ısı akısı şu şekildedir:

$$Q_{FDM} = m_{FDM} \times c_{FDM} \times \frac{dT}{dt} \quad (4.11)$$

$$Q_{FDM} = m_{FDM} \cdot C_{p_{fDM}} \cdot \frac{dT}{dt} \quad (4.12)$$

Burada, m_{FDM} FDM deposundaki parafin kütle miktarıdır, C_{FDM} FDM'nin özgül ısısıdır ve $\frac{dT}{dt}$ zamanla değişen FDM sıcaklığıdır.

Kanatçıktan verilen ısı akısı ise şu şekildedir:

$$Q_{kanat} = h_{kanat} \times A_{kanat} \times (T_{kanat} - T_{\zeta}) \quad (4.13)$$

Burada, h_{kanat} kanatçıktan çevreye ısı transfer katsayısıdır, A_{kanat} kanatçık yüzey alanıdır, T_{kanat} kanatçık sıcaklığıdır ve T_{ζ} çevre sıcaklığıdır. Analizlerde kullanılan bazı parametreler Çizelge 4.2'de verilmiştir.

Çizelge 4.3. Deneysel sistem özellikleri

Parametre	Değer
Bakır ısı borusunun uzunluğu	250 mm
Bakır ısı borusunun dış çapı	6 mm
Bakır ısı borusunun iç çapı	5 mm
Evaporatörün uzunluğu	30 mm
Direnç teli özellikleri	R=23,04 Ω , L = 1,47 m, I = 1,04 A
Yalıtım kalınlığı	t = 1 mm
Sıvı etanolün hacmi	$(1/3) \pi D^2 L/4 = 0,441 \text{ cm}^3$
FDM depo tankının boyutları	40 mm x 40 mm x 90 mm
FDM tankındaki paraffin hacmi	144 cm^3
Kanatçık boyutları	50 mm x 50 mm x 60 mm
Kanat sayısı	n = 16

Verileri kullanarak enerji denklemi analizi yapılır. İlk olarak, evaporatördeki ısı çıkışı

$Q_{evaporatör}$ hesaplanır:

$$Q_{evap} = I^2 R = (1,04)^2 \times 23,04 \Omega = 24,92 \text{ W} \quad (4.14)$$

Daha sonra, FDM tankındaki parafinin erime ısısı hesaplanır. Parafinin erime ısısı, literatürde 56,8 J/g olarak belirtilmektedir. FDM tankındaki toplam parafin ağırlığını hesaplayarak, FDM tankındaki toplam erime ısısını bulabiliriz:

$$m_{FDM} = \rho_{FDM} \times V_{FDM} = 0,81 \times 144 = 116,64 \text{ g} \quad (4.15)$$

$$Q_{erime} = m_{FDM} \times L_{erime} = 116,64 \times 56,8 = 6625,15 J \quad (4.16)$$

Kanatçıktaki ısı emici Q_{kanat} 'ı bulmak için, kanatçığın yüzey alanını A_{kanat} ve ısı transfer katsayısını h kullanarak şu şekilde hesaplanabilir:

$$A_{kanat} = n \times W \times L = 16 \times 50 \times 60 = 48000 \text{ mm}^2 = 4,8 \text{ m}^2 \quad (4.17)$$

$h = 10 \text{ W/m}^2\text{K}$ (alüminyum kanatlar için tipik bir değerdir)

$$Q_{kanat} = h \times A_{kanat} \times (T_{kanat} - T_{ortam}) \quad (4.18)$$

Burada, T_{kanat} kanatçıktaki sıcaklık, T_{ortam} ise çevre sıcaklığıdır. Çevre sıcaklığı verilmediği için, oda sıcaklığı olan $25 \text{ }^\circ\text{C}$ değerini kullanılacaktır.

$$Q_{kanat} = 10 \times 4,8 \times (T_{kanat} - 25) \quad (4.19)$$

Son olarak, bakır ısı borusunun toplam ısı kaybını hesaplamak için aşağıdaki formül kullanılabilir:

$$Q_{bakır} = Q_{kond} + Q_{evap} \quad (4.20)$$

Burada Q_{kanat} , kanatçık tarafından kaybedilen toplam ısı, ve Q_{evap} , evaporatör tarafından alınan toplam ısıdır.

$$Q_{kanat} = 10 \times 0,3 \times (T_{kanat} - T_{ortam}) \quad (4.21)$$

$$Q_{evap} = m \times h_{fg} \times (T_{mak} - T_{evap}) \quad (4.22)$$

$$Q_{evap} = 1,09 \times (T_{mak} - T_{evap}) \quad (4.23)$$

Burada, m , sıvı etanolün kütle akış hızıdır ve $0,00127 \text{ kg/s}$ olarak verilmiştir. $h_{fg,sıvı}$ etanolün buharlaşma ısıdır ve 855 kJ/kg olarak verilmiştir. T_{mak} , evaporatörün maksimum sıcaklığıdır ve Q_{evap} değerlerinden en yüksek olan sıcaklık olarak alınır. Q_{kanat} değerlerini hesapladığımızda, en yüksek değer olan $Q_{kanat} = 3,48 \text{ W}$ değerini bulmuştuk. Bu değeri kullanarak Q_{kanat} değerini hesaplanabilir:

$$Q_{kanat} = 0,3 \times (T_{kanat} - T_{ortam}) = 3,48 \text{ W} \quad (4.24)$$

Buradan T_{kond} değeri bulunabilir:

$$T_{kanat} = (Q_{kanat} / 0,3) + T_{ortam} \quad (4.25)$$

$$T_{kanat} = (3,48/0,3) + 25 = 36,6 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.26)$$

Şimdi Q_{evap} değerini hesaplanabilir:

$$Q_{evap} = m \times h_{fg} \times (T_{mak} - T_{evap}) = 53,74 \text{ W} \quad (4.27)$$

Buradan $T_{mak} - T_{evap}$ değerini bulabiliriz:

$$T_{mak} - T_{evap} = Q_{evap}/(m \times h_{fg}) \quad (4.28)$$

$$T_{mak} - T_{evap} = 53,74/(0,00127 \times 855) = 49,3 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.29)$$

$Q_{bakır}$ değerini hesaplamak için, Q_{kanat} ve Q_{evap} değerleri birleştirilebilir:

$$Q_{bakır} = Q_{kanat} + Q_{evap} = 3,48 + 53,74 = 57,22 \text{ W} \quad (4.30)$$

Son olarak, ısı borusundan çıkan toplam ısı, evaporatör tarafından alınan ısıya eşit olmalıdır. Dolayısıyla, aşağıdaki denklemi kullanarak evaporatör tarafından alınan toplam ısıyı hesaplanabilir:

$$Q_{evap,T} = m_{etanol} \times C_{P,etanol} \times (T_{evap,\zeta} - T_{evap,g}) \quad (4.31)$$

Burada, m_{etanol} ısı borusundaki etanolün kütlesi, $C_{P,etanol}$ etanolün özgül ısısı, $T_{evap,g}$ evaporatör giriş sıcaklığı ve $T_{evap,\zeta}$ evaporatör çıkış sıcaklığıdır. Verilen verilere göre,

$$m_{etanol} = V_{ısı\ borusu} \times \rho_{etanol} \times \frac{1}{3} \text{ ve } C_{P,etanol} = 2,44 \text{ kJ/kg.K}$$

olarak hesaplanabilir.

Ayrıca, $T_{evap,g} = 25^\circ\text{C}$ olarak verilmiştir.

$$V_{ısı\ borusu} = \pi \times (d_{ısı\ borusu}/2)^2 \times L_{ısıborusu} = \pi \times (0,006/2)^2 \times 0,25 = 71.10^{-5} \text{ m}^3 \quad (4.32)$$

$$m_{etanol} = V_{ısı\ borusu} \times \rho_{etanol} \times \frac{1}{3} = 71.10^{-5} \times 789 \times \frac{1}{3} = 0,19 \text{ kg} \quad (4.33)$$

Etanol özgül ısısı $C_{etanol} = 2.44 \text{ kJ/kg.K}$ ve evaporatör giriş sıcaklığı $T_{evap,g} = 25^\circ\text{C}$

Son olarak, $T_{evap,\zeta}$ değerlerini yukarıdaki güç değerleri kullanarak hesaplanabilir.

$$Q_{evap-toplam} = 0,19 \times 2,44 \times (T_{evap,\zeta} - 25^\circ\text{C}) = 0,19 \times 10 \times (T_{evap,\zeta} - 25^\circ\text{C}) \quad (4.34)$$

Yukarıdaki denklemi kullanarak $T_{evap,\zeta}$ hesaplanabilir:

$$T_{evap,\zeta} = Q_{evap,T}/1,436 + 25 \quad (4.35)$$

Örneğin, 27 W güç için hesaplama yapacak olursak,

$Q_{evap,toplam} = 27 \text{ W} - 21,42 \text{ W} = 5,58 \text{ W}$ ve bu değeri yukarıdaki denklemde yerine koyarak $T_{evap,\zeta}$ 'u hesaplanabilir:

$$T_{evap_{\zeta}} = 5,58/1,436 + 25 = 28,9 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (4.36)$$

$Q_{evap_{toplama}}$ değerleri hesaplanır:

12 W için:

$$Q_{evap_{toplama}} = 12 \text{ W} - 10,66 \text{ W} = 1,4 \text{ W} \quad (4.37)$$

17 W için:

$$Q_{evap_{toplama}} = 17 \text{ W} - 15,07 \text{ W} = 1,93 \text{ W} \quad (4.38)$$

22 W iin:

$$Q_{evap_{toplama}} = 22 \text{ W} - 19,05 \text{ W} = 2,95 \text{ W} \quad (4.39)$$

27 W iin:

$$Q_{evap_{toplama}} = 27 \text{ W} - 21,42 \text{ W} = 5,58 \text{ W} \quad (4.40)$$

32 W iin:

$$Q_{evap_{toplama}} = 32 \text{ W} - 22,86 \text{ W} = 9,14 \text{ W} \quad (4.41)$$

Sonrasında, $T_{evap_{\zeta}}$ değerlerini hesaplanabilir:

12 W iin:

$$T_{evap_{\zeta}} = 1,4/1,436 + 25 = 25,98 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (4.42)$$

17 W için:

$$T_{evap_{\zeta}} = 1,93/1,436 + 25 = 26,34 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (4.43)$$

22 W için:

$$T_{evap_{\zeta}} = 2,95/1,436 + 25 = 27,05 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (4.44)$$

27 W için:

$$T_{evap_ç} = 5,58/1,436 + 25 = 28,9 \text{ °C} \quad (4.45)$$

32 W için:

$$T_{evap_ç} = 9,14/1,436 + 25 = 31,37 \text{ °C} \quad (4.46)$$

4.2.2. Verimlilik Analizi

Verimlilik, çıkış gücü (Q_{evap_toplam}) ile giriş gücü ($P_{elektrik}$) arasındaki orandır ve genellikle yüzde cinsinden ifade edilir:

$$\text{Verimlilik} = Q_{evap_toplam} / P_{elektrik} \times 100\% \quad (4.47)$$

Verimlilik, çıkış gücü ve giriş gücü değerleri bilindiğinde hesaplanabilir. Örneğin, 27 W güç seviyesi için verimlilik hesaplaması şöyle yapılabilir:

$$\text{Verimlilik} = 5,58 \text{ W} / 27 \text{ W} \times 100 = \%20,7 \quad (4.48)$$

Benzer şekilde, diğer güçlerde

12 W için;

$$\text{Verimlilik} = 1,4 / 12 \text{ W} \times 100\% = \%11,7 \quad (4.49)$$

17 W için;

$$\text{Verimlilik} = 1,93 / 17 \text{ W} \times 100\% = \%11,35 \quad (4.50)$$

22 W için;

$$\text{Verimlilik} = 2,95 \text{ W} / 22 \text{ W} \times 100 = \%13,41 \quad (4.51)$$

32 W için;

$$\text{Verimlilik} = 9,14 \text{ W} / 32 \text{ W} \times 100 = \%28,56 \quad (4.52)$$

Verimlilik, sistem performansının bir ölçüsüdür ve ne kadar yüksek olursa, o kadar verimli bir sistem olduğunu gösterir.

4.2.4. SOĞUTMA KAPASİTESİ

Soğutma kapasitesi, evaporatörde emilip kondanserde verilen ısı miktarına eşittir.

Evaporatör tarafından emilen ısı, aşağıdaki denklem kullanılarak hesaplanabilir:

$$Q_{evap,T} = [\dot{m}] \times (h_2 - h_1) \quad (4.53)$$

Burada, $[\dot{m}]$, akışkan debisi (kg/s), h_2 evaporatördeki akışkanın entalpisi (J/kg) ve h_1 kanatçıktaki akışkanın entalpisi (J/kg)' ni göstermektedir.

Verilen bilgilere göre, akışkanın giriş sıcaklığı 25 °C, çıkış sıcaklığı 36 °C olduğu ve akışkan debisinin $8,44 \times 10^{-11}$ kg/s olduğu biliniyor. Ayrıca, akışkanın yoğunluğunun 789 kg/m^3 olduğu varsayılabilir.

Akışkanın entalpisi, sıcaklık değerlerinden ve akışkanın özelliklerinden hesaplanabilir. Burada suyun entalpisi hesaplanacaktır.

Suyun entalpisi, sıcaklık değerleri ve basınç değerleri kullanılarak tablolardan bulunabilir.

Giriş sıcaklığı 25 °C olduğu için, etanolün giriş entalpisi sıcaklık ve basınç değerleri dikkate alınarak bulunabilir. Bu hesaplama için, etanolün 1 atm basınçtaki entalpi değeri kullanılacaktır.

$$\text{etanolün giriş entalpisi} = 2,82 \text{ kJ/kg}$$

Benzer şekilde, etanolün çıkış entalpisi hesaplanabilir:

$$\text{etanolün çıkış entalpisi} = 1,23 \text{ kJ/kg}$$

$Q_{evap,T}$ hesaplaması için bu değerleri kullanarak,

$$Q_{evap,T} = \dot{m} \times (h_2 - h_1) = 8,44 \times 10^{-11} \times (1,23 - 2,82) = -13,42 \times 10^{-11} \text{ kW}$$

Burada, $Q_{evap,T}$ negatif bir değerdir çünkü evaporatöre ısı aktarımı sırasında akışkan tarafından emilen ısıdır.

Sonuç olarak, soğutma kapasitesi $|Q_c| = |-Q_{evap,T}| = 13,42 \times 10^{-11} \text{ kW}$

BÖLÜM 5

SONUÇLAR VE TARTIŞMA

5.1. DENEYSEL SONUÇLAR

Bu tez çalışmasının amacı, FDM'li ısı borularının gelecekte yaygın olarak kullanılabilmesine dair bir öngöründe bulunarak, elektronik cihazların soğutulması için yeni bir yöntem sunmaktır. FDM, sıcaklık değişimlerine karşı duyarlı olan bir malzemedir ve bu özelliği sayesinde ısı depolama ve aktarma sistemlerinde kullanılmaktadır. Bu çalışmada, bakır ısı borusu kullanılmıştır ve içerisinde sıvı etanol bulunmaktadır. Isı borusunun hacminin 1/3'ü FDM depolama tankı olarak kullanılmıştır. FDM depolama tankı, demir malzemedir ve kenarlarından ısı borusunun geçeceği kadar delik açılarak ısı borusu yerleştirilmiştir. FDM depolama tankının içine parafin doldurulmuştur. Isı borusunun diğer ucunda ise alüminyum kanatçık bulunmaktadır. Sistem; 12, 17, 22, 27 ve 32 W güçleri verildiğinde sıcaklık değişimleri incelenerek deneysel sonuçlar elde edilmiştir. Veriler, bir data logger ile bir saat boyunca kaydedilmiştir.

Deneysel sonuçlar, ısı borusunun verimli bir şekilde çalıştığını ve cihazların soğutulmasında etkili bir seçenek olduğunu göstermektedir. Veriler, güç arttıkça evaporatör sıcaklığının arttığını ve kanatçık sıcaklığının azaldığını göstermektedir. 32 W gücünde evaporatör sıcaklığı 74,3 °C, FDM ortamındaki sıcaklık 40,6 °C ve kanatçık sıcaklığı 36,6 °C ölçülmüştür. 12 W gücünde ise evaporatör sıcaklığı 52,2 °C, FDM ortamındaki sıcaklık 35,5 °C ve kanatçık sıcaklığı 32,7 °C ölçülmüştür. Bu sonuçlar, sistemin farklı güçlerde de etkili bir şekilde çalışabildiğini ve soğutma performansının cihaz gücüne bağlı olarak değiştiğini göstermektedir.

Elde edilen sonuçlara göre, sistemdeki güç arttıkça evaporatör sıcaklığı da artmıştır. 12 W güç ile çalıştırıldığında evaporatör sıcaklığı 52,2 °C iken, 32 W güç ile çalıştırıldığında evaporatör sıcaklığı 74,3 °C'ye yükselmiştir. Bu, sistemdeki ısı kaynaklarının artması artan ısı transferi nedeniyle beklenen bir sonuçtur.

FDM tankındaki parafin miktarı sabit olduğundan, FDM ortamındaki sıcaklık arttıkça, parafin erime sıcaklığına yaklaştığında, FDM'deki faz değişimi artacaktır. Bu faz değişimi, sistemdeki toplam ısı miktarını azaltacak ve dolayısıyla sistemin soğutma kapasitesini arttıracaktır.

Kanatçık sıcaklığı ise, güç arttıkça düşmüştür. 32 W güç ile çalıştırıldığında kanatçık sıcaklığı 36,6 °C iken, 12 W güç ile çalıştırıldığında kanatçık sıcaklığı 32,7 °C'ye düşmüştür. Bu, sistemdeki ısı transferinin artması ile beklenen bir sonuçtur.

5.1.1. Reynolds Sayısı (Re)

Verilen bilgilere göre evaporatör kısmında sıvı etanol akışkanı bulunuyor. Isı borusundaki sıvı etanol ve katı parafin özelliklerini standart olarak kabul edilirse, her bir güç değeri için akışkan hızlarını Darcy-Weisbach formülü kullanılarak bulunur. Buna göre,

$$v = \frac{P}{\pi \cdot \rho \cdot C_p \cdot D^2 \cdot \mu}$$

Burada, P: ısı borusundaki güç (W), ρ : sıvı etanolün yoğunluğu (kg/m³), C_p : sıvı etanolün özgül ısısı (J/kg.K), D: ısı borusunun iç çapı (m), μ : sıvı etanolün dinamik viskozitesi (Pa.s)'ni göstermektedir.

Sıvı etanolün özelliklerini standart kabul edilmiştir ve $\rho = 789$, $C_p = 2430$ ve $\mu = 0,00124$ değerleri kullanılmıştır. Hesaplamalar yapıldığında, akışkan hızları (v) çizelge 5.1 de verilmiştir.

Çizelge 5.1. Farklı güç değerlerinde akışkan hızı

Güç Değerleri	Akışkan Hızı (v, m/s)
12 W	64,17
17 W	90,91
22 W	117,65
27 W	144,39
32 W	171,123

Reynolds sayısını hesaplamak için,

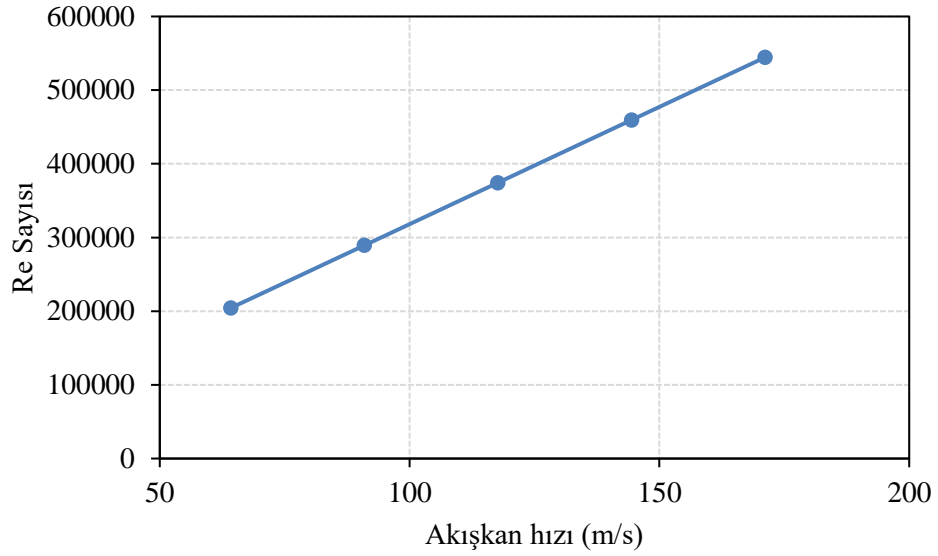
$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot d}{\mu}$$

bağıntısı ile hesaplanır. Burada, ρ : akışkan yoğunluğu, v : akış hızı, d : boru iç çapı, μ : akışkan viskozitesini göstermektedir. Gerekli hesaplamalar yapıldığında, Reynolds sayısı (Re) güç değerlerine göre çizelge 5.2 de gösterilmiştir.

Çizelge 5.2. Farklı güç değerlerinde Reynolds Sayısı değişimi

Güç Değerleri	Reynolds Sayısı (Re)
12 W	$20,42 \times 10^4$
17 W	$28,92 \times 10^4$
22 W	$37,43 \times 10^4$
27 W	$45,94 \times 10^4$
32 W	$54,44 \times 10^4$

Bu değerler, sıvı etanol akışkanı için oldukça yüksek Reynolds sayılarına karşılık gelir. Laminer akış, düşük Reynolds sayılarında ($Re < 2300$) meydana gelirken, türbülanslı akış ise yüksek Reynolds sayılarında ($Re > 4000$) gözlemlenir. Bu durumda bu güç değerlerinin sonucuna göre akışın türbülanslı akış olduğunu göstermektedir. Şekil 5.1 de Reynolds sayısı ve akışkanın hızı güç değerlerine göre gösterilmiştir.



Şekil 5.1. Reynolds sayısının akışkan hızına bağlı değişimi

Sonuç olarak, bu çalışmada farklı güç seviyelerindeki bir cihazın soğutulması için FDM destekli etanol akışkanlı ısı borularının kullanımı incelenmiştir. Yapılan deneyler ve hesaplamalar sonucunda, bu yöntemin verimli bir şekilde çalışabileceği gösterilmiştir. Bu çalışma, elektronik cihazların soğutulmasında yeni ve etkili bir yöntem sunmaktadır.

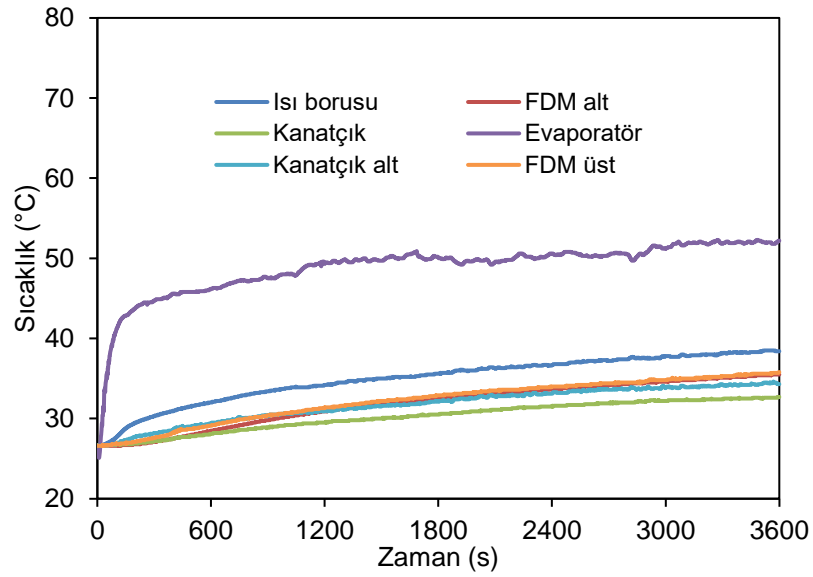
5.1.3. Sistemin Sıcaklık Değişimi

Sistemin performansını değerlendirmek için, 250 mm boyunda, 6 mm dış çap ve 5 mm iç çapa sahip bir bakır ısı borusu kullanılmıştır. Isı borusunun üzerinde 30 mm uzunluğunda bir evaporatör ve üstünde bir direnç telinin bağlı olduğu bir güç kaynağı bulunmaktadır. Ayrıca, ısı borusunun ortasında 40x40x90 mm boyutlarında bir FDM depolama tankı yer almaktadır.

Sisteme uygulanan güç seviyelerine göre performans analizine geçmeden önce, kullanılan terimleri açıklamak gerekmektedir. FDM depolama tankında depolanarak ısıyı emer ve salar. Parafin, FDM olarak kullanılmaktadır ve ısı borusu ile FDM arasında kalır. Evaporatör, soğutulacak cihazın ısıyı emerek sıvı haldeki akışkanı buharlaştırdığı kısımdır. Kanatçık, buharlaştırılan akışkanın yeniden sıvı haline dönüştürülerek ısıyı ortamdan uzaklaştırdığı kısımdır.

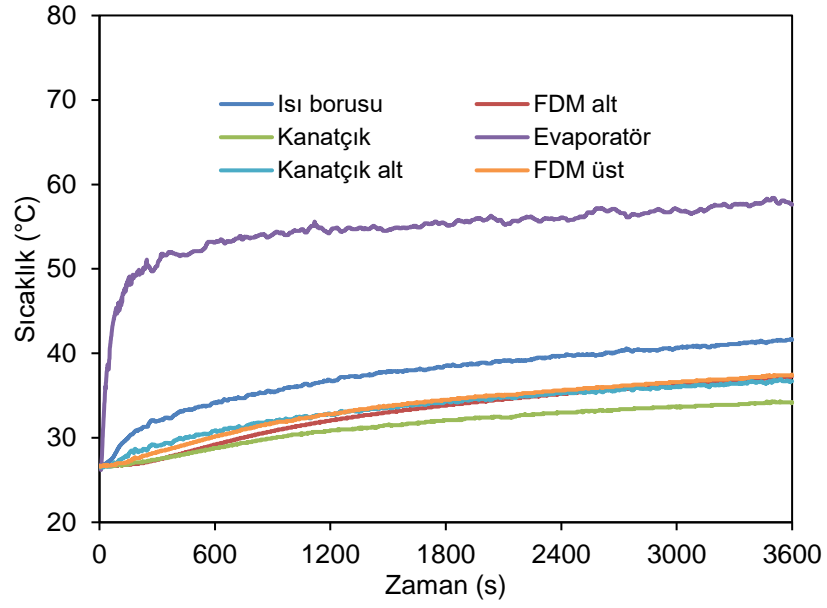
Veriler, sisteme uygulanan güç seviyelerine göre elde edilmiştir. 32 W güç seviyesinde, evaporatör sıcaklığı 74,3 °C, FDM ortamındaki sıcaklık 40,6 °C ve kanatçık sıcaklığı 36,6 °C olarak ölçülmüştür. 27 W güç seviyesinde, evaporatör sıcaklığı 71,2 °C, FDM ortamındaki sıcaklık 41,3 °C ve kanatçık sıcaklığı 38,1 °C olarak ölçülmüştür. 22 W güç seviyesinde, evaporatör sıcaklığı 66,1 °C, FDM ortamındaki sıcaklık 39,3 °C ve kanatçık sıcaklığı 36 °C olarak ölçülmüştür. 17 W güç seviyesinde, evaporatör sıcaklığı 57,6 °C, FDM ortamındaki sıcaklık 37,3 °C ve kanatçık sıcaklığı 34,2 °C olarak ölçülmüştür. 12 W güç seviyesinde, evaporatör sıcaklığı 52,2 °C, FDM ortamındaki sıcaklık 35,5 °C ve kanatçık sıcaklığı 32,7°C olarak ölçülmüştür.

Aşağıdaki Şekil 5.2, 5.3, 5.4, 5.5 ve 5.6'da her bir güç seviyesi için 1 saat boyunca kaydedilen verilerin sıcaklık-zaman grafikleri verilmiştir.



Şekil 5.2. 12 W güç değerinde evaporatör, FDM ve kanatçık üzerinde sıcaklık değişimi

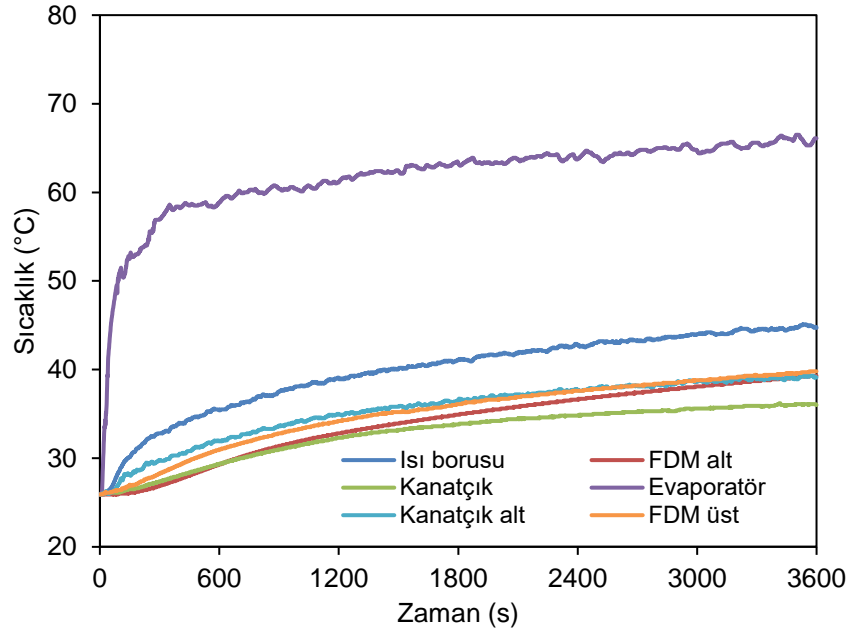
12 W için Şekil 5.2'de görüldüğü gibi, evaporatör sıcaklığı 26 °C'den 52,2 °C'ye yükselmiştir. FDM sıcaklığı 26 °C'den 35,5 °C'ye yükselmiştir. Kanatçık sıcaklığı 26 °C'den 32,7 °C'ye yükselmiştir.



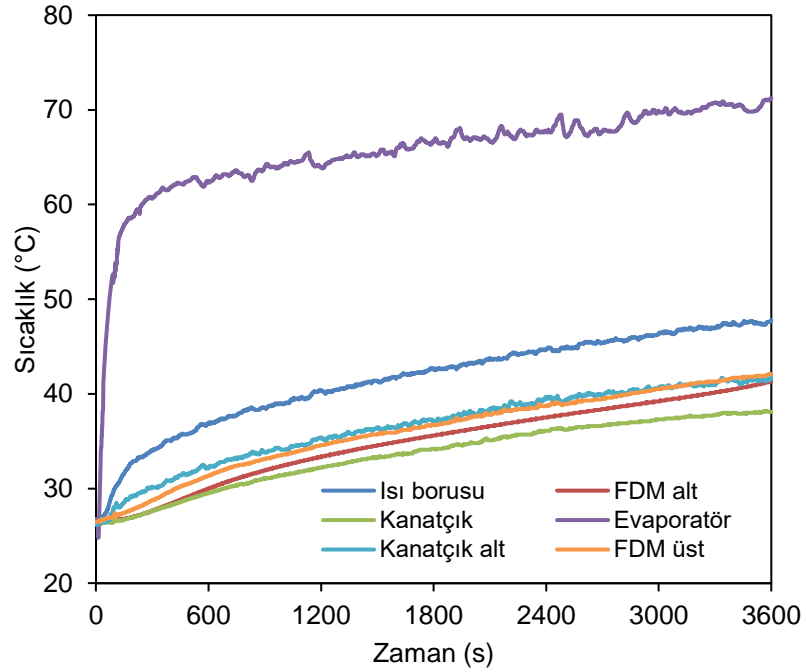
Şekil 5.3. 17 W güç değerinde evaporatör, FDM ve kanatçık üzerinde sıcaklık değişimi

17 W için Şekil 5.3'te görüldüğü gibi, evaporatör sıcaklığı 26 °C den 57,6 °C ye yükselmiştir. FDM sıcaklığı 26 °C'den 37,3 °C'ye yükselmiştir. Kanatçık sıcaklığı 26 °C'den 34,2 °C'ye yükselmiştir.

22 W Şekil 5.4'te görüldüğü gibi, evaporatör sıcaklığı 26 °C den 66,1 °C ye yükselmiştir. FDM sıcaklığı 26 °C'den 39,3 °C'ye yükselmiştir. Kanatçık sıcaklığı 26 °C'den 36 °C'ye yükselmiştir.

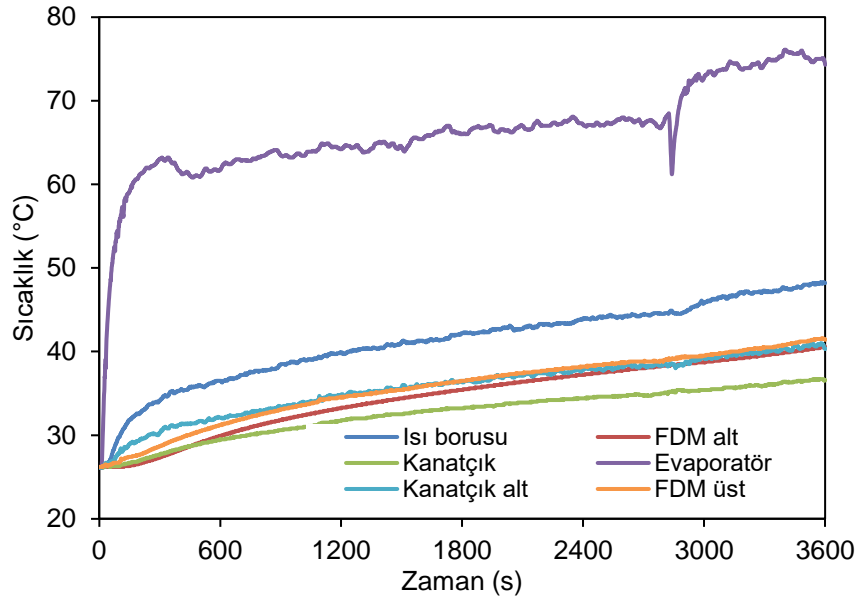


Şekil 5.4. 22 W güç değerinde evaporatör, FDM ve kanaçık üzerinde sıcaklık değişimi



Şekil 5.5. 27 W güç değerinde evaporatör, FDM ve kanaçık üzerinde sıcaklık değişimi

27 W Şekil 5.5’de görüldüğü gibi, evaporatör sıcaklığı 26 °C den 71,2 °C ye yükselmiştir. FDM sıcaklığı 26 °C den 41,3 °C ye yükselmiştir. Kanaçık sıcaklığı 26 °C den 38,1 °C ye yükselmiştir.

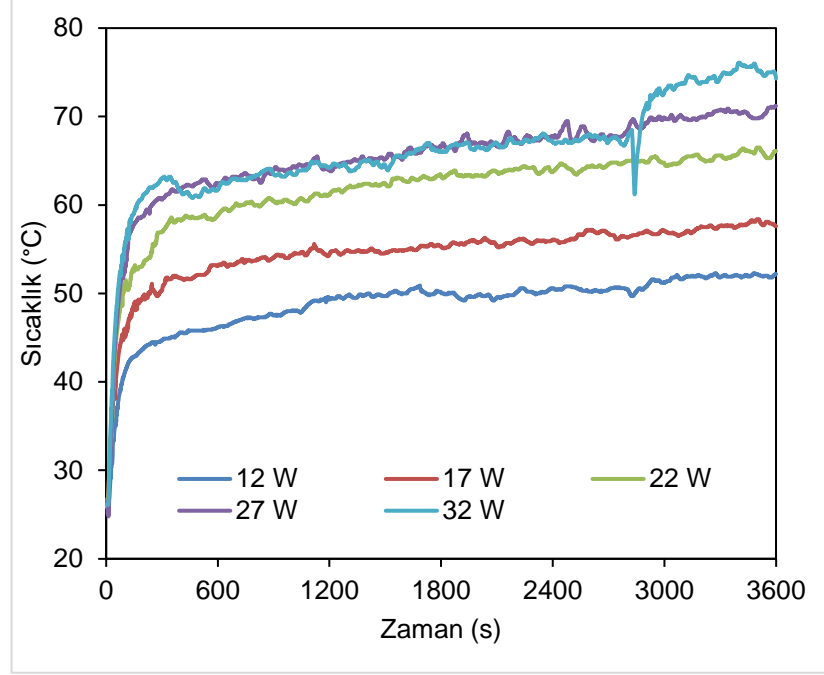


Şekil 5.6. 32 W güç değerinde evaporatör, FDM ve kanatçık üzerinde sıcaklık değişimi

32 W Şekil 5.6'da görüldüğü gibi, evaporatör sıcaklığı 26 °C den 74,3 °C ye yükselmiştir. FDM sıcaklığı 26 °C den 40,5 °C ye yükselmiştir. Kanatçık 26 °C den 36,6 °C ye yükselmiştir.

Yukarıdaki veriler, sistemin daha yüksek güç seviyelerinde daha yüksek sıcaklıklara sahip olduğunu göstermektedir. Bu, sistemdeki enerji girişinin artması ile doğrudan ilişkilidir. Bununla birlikte, FDM depolama tankı sayesinde sistemin daha düşük güç seviyelerinde de verimli bir şekilde çalıştığı gözlemlenmiştir.

Sistemin güç değerlerine göre evaporatördeki değişimin sıcaklık-zaman grafiği şekil 5.7' de gösterilmiştir. Verilerden de anlaşılacağı gibi, sisteme daha yüksek güç seviyelerinde ısı verildiğinde, evaporatör sıcaklığı da artmaktadır. Özellikle 32 W gücü verildiğinde, evaporatör sıcaklığı 74,3 °C'ye kadar yükselmektedir.



Şekil 5.7. Güç değerlerine göre evaporatörün sıcaklık değişimi

Bu durumda, sistemdeki sıvı etanolun buharlaşması hızlanır ve buharlaşma sonucu oluşan ısı, FDM depolama tankı tarafından emilir. Bu da FDM depolama tankı içindeki parafin'in erimesine ve sıcaklığın artmasına neden olur.

Ancak, kanatçık sıcaklığı düşük kalır ve böylece ısı, sistemi terk eder ve çevreye yayılır.

Diğer yandan, sisteme daha düşük güç seviyelerinde verildiğinde, evaporatör sıcaklığı daha düşük kalır ve FDM depolama tankı tarafından emilen ısı daha az olur. Bu da FDM depolama tankı içindeki parafin'in daha yavaş erimesine ve sıcaklığın daha düşük kalmasına neden olur. Kanatçık sıcaklığı da daha düşük kalır ve bu da sistemin daha verimli çalışmasına olanak sağlar.

Sonuç olarak, FDM destekli etanol akışkanlı ısı borusu kullanımının elektronik cihazların soğutulmasında etkili bir yöntem olduğu görülmektedir. Bu yöntem, yüksek güç seviyelerinde bile düşük sıcaklık farkları sağlamakta ve sistemin daha verimli çalışmasını sağlamaktadır.

BÖLÜM 6

SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, FDM destekli etanol akışkanlı ısı borularının elektronik cihazların soğutulmasında kullanımı incelenmiştir. 250 mm boyunda, 6 mm dış çapı ve 5 mm iç çapı olan bakır ısı borusu kullanılmıştır. İlk başta, ısı borusunun evaporatör kısmının üstünde direnç teli yerleştirilmiştir. Bu direnç telinin özellikleri $R=23,04 \Omega$, $L=1,47$ metre ve 24 V güç kaynağı ile akım değerleri değiştirilerek farklı güçlerde çalıştırılmıştır. Evaporatör kısmı cam yünü malzeme ile 1 mm kalınlığında yalıtılmıştır.

Isı borusunun içinde sıvı etanol bulunmaktadır ve ısı borusunun hacminin 1/3'ü kadardır. Isı borusunun ortasında 40x40x90 mm boyutlarında bir FDM depolama tankı mevcuttur. FDM depolama tankının kenarlarından ortasına kadar ısı borusu geçirilmiştir. FDM üst kısmından paraffin konularak doldurulmuştur. Paraffin, ısı borusu ile FDM arasında kalmaktadır ve FDM depolama tankının boyutları kadar paraffin kullanılmıştır. Isı borusunun diğer ucunda, 50x50x60 mm boyutlarında 16 adet kanatçık yer almaktadır. Kanatçık, alüminyum malzemeden yapılmıştır ve yaklaşık 1 mm kalınlığındadır.

Sistem, kapalı bir sistemdir ve çevre sıcaklığı oda sıcaklığıdır. Sistem çalışmadığı zaman, tüm malzemeler oda sıcaklığındadır. Data logger kullanılarak 1 saat boyunca sisteme 12 W, 17 W, 22 W, 27 W ve 32 W ısı verildiğinde her bir güç değerindeki sıcaklık ölçülmüştür. Sonuçlar, 32 W için evaporatör sıcaklığı 74,3 °C, FDM ortamındaki sıcaklık 40,6 °C ve kanatçık (kanatçık) sıcaklığı 36,6 °C; 27 W'ta evaporatör sıcaklığı 71,2 °C, FDM ortamındaki sıcaklık 41,3 °C ve kanatçık sıcaklığı 38,1 °C; 22 W'ta evaporatör sıcaklığı 66,1 °C ölçülmüştür.

FDM ortamındaki sıcaklık 39,3 °C ve kanatçık sıcaklığı 36 °C; 17 W'ta evaporatör sıcaklığı 57,6 °C, FDM ortamındaki sıcaklık 37,3 °C ve kanatçık sıcaklığı 34,2 °C; 12 W'ta evaporatör sıcaklığı 52,2 °C, FDM ortamındaki sıcaklık 35,5 °C ve kanatçık sıcaklığı 32,7 °C şeklindedir.

Tez çalışmasında FDM malzemesi, elektronik cihazların sıcaklığını düşürmek için kullanılan ısı borularında kullanılmaktadır. FDM, bir faz değiştirici malzemedir ve belirli bir sıcaklık aralığında faz değişikliği geçirerek ısı borusu tarafından alınan ısının depolanmasını sağlamaktadır.

FDM, ısı borularında kullanıldığında, ısı borularının içindeki sıcaklığı düşürmek için kullanılır. Isı boruları içinde, sıcaklık değişimleri nedeniyle buharlaşan ve yoğunlaşan bir çalışma akışkanı bulunur. FDM, bu çalışma akışkanının üzerine yerleştirilerek, sıcaklık arttığında FDM malzemesi erimeye başlar ve yoğunlaşan buharın sıcaklığı düşürülür. Daha sonra, sıcaklık düşmeye başladığında FDM tekrar katılaşır ve buharın tekrar ısı transferi sağlaması için hazır hale gelir.

Sonuç olarak, FDM destekli etanol akışkanlı ısı boruları gösterdiği gibi farklı güç seviyelerindeki çalışma koşullarında sistem bileşenlerinin sıcaklıkları önemli ölçüde değişebilir. Bu bilgileri kullanarak, sistem bileşenlerinin optimize edilmesi ve verimliliğinin artırılması mümkündür.

Örneğin, sistemde kullanılan evaporatör sıcaklığının yüksek olması, daha yüksek güç seviyelerinde bileşenin aşırı ısınmasına neden olabilir. Bu durumda, evaporatörün boyutu veya malzemesi değiştirilerek sıcaklık kontrolü yapılabilir. Benzer şekilde, kanatçık sıcaklığı da düşürülebilir veya FDM ortamındaki sıcaklık artırılabilir.

Ayrıca, sistem performansını daha da artırmak için, sistemde kullanılan malzemelerin özellikleri ve miktarları da optimize edilebilir. Örneğin, daha iyi bir iletkenlik sağlayan malzemeler kullanarak ısı transferi artırılabilir veya daha fazla FDM kullanarak enerji depolama kapasitesi artırılabilir.

Sonuç olarak, FDM destekli etanol akışkanlı ısı boruları gibi yenilikçi teknolojilerin geliştirilmesi, daha verimli ve sürdürülebilir enerji sistemlerinin oluşturulmasına yardımcı olabilir.

KAYNAKLAR

1. Behi, H. G. (2017). Investigation of FDM-assisted heat pipe for eleCtroniC Cooling. *Applied Thermal Engineering*. s. 127, 1132-1142.
2. Brahim, T. ve. (2021). CFD analysis of hotspots Copper metal foam flat heat pipe for eleCtroniC Cooling appliCations. *International Journal of Thermal SCienCes*. s. 159, 106583.
3. Chougule, S. S. (2018). AppliCation of paraffin based nanoComposiTe in heat pipe module for eleCtroniC equipment Cooling. *Materials Today: ProCeedings*. s. 5(11), 23333-38.
4. Gibbons, M. J. (2021). A revie W of heat pipe teChnology for foldable eleCtroniC deviCes. *Applied Thermal Engineering*. s. 194, 117087.
5. Krishna, J. K. (2017). Heat pipe With nano enhanCed-FDM for eleCtroniC Cooling appliCation. *Experimental Thermal and Fluid SCienCe*. s. 81, 84-92.
6. Runze Zhao, Z. Z. (2021). Experimental study of flat-disk loop heat pipe With R1233zd (E) for Cooling terrestrial eleCtroniCs. s. 197, 117385.
7. SiriCharoenpaniCh, A. W. (2019). Thermal management system of CPU Cooling With a novel short heat pipe Cooling system. *Case Studies in Thermal Engineering*. s. 15, 100545.
8. Sun, X. Y. (2017). Experimental researCh of a thermoeleCtriC Cooling system integrated With gravity assistant heat pipe for Cooling eleCtroniC deviCes. *Energy ProCedia*. s. 105, 4909-4914.
9. Veerasamy, A. B. (2022). PerformanCe of heat pipe With nanorefrigerant in eleCtroniC Cooling appliCations. *Materials Today: ProCeedings*. s. 65, 375-379.
10. Wang, X. Y. (2022). Visualization study of a flat Confined loop heat pipe for eleCtroniC deviCes Cooling. *Applied Energy*. s. 322, 119451.
11. Weng, Y. C. (2011). Heat pipe With FDM for eleCtroniC Cooling. *Applied Energy*. s. 88(5), 1825-1833.

12. Xianling Wang a, Q. W. (2022). A review on data Centre Cooling system using heat pipe technology. s. 100774.
13. Xiao, C. L. (2017). A novel automated heat-pipe Cooling device for high-power LEDs. s. 111, 1320-1329.
14. Zeghari, K. L. (2019). Experimental investigation of flat porous heat pipe for Cooling TV box electronic Chips. *Applied Thermal Engineering*. s. 163, 114267.
15. Zhao, J. D. (2021). Thermal management strategy for electronic Chips based on Combination of a flat-plate heat pipe and spray Cooling. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. s. 181, 121894.
16. Zhou, W. L. (2019). A novel ultra-thin flattened heat pipe With biporous spiral Woven mesh Wick for Cooling electronic devices. *Energy Conversion and Management*. s. 180, 769-783.
17. S., Ö. (2014). Characterization of spray Cooling for electronic devices (Master's thesis, Middle East Technical University).
18. Wong Wisnes, S. (2017). Recent developments in heat pipes and their potential applications. *Applied Energy*, 190, 1143-1165.
19. Saeidi, D., Akbarzadeh, A., ve Shirazi, S. F. (2018). Thermal performance enhancement of a loop heat pipe With copper oxide- Water nanofluid. *Applied Thermal Engineering*, 130, 524-532.
20. Wang, Z., Wu, X., ve Cui, W. (2019). Thermal performance of a heat pipe using nanofluids: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 101, 468-481.
21. Chu, K. H., Yuen, M. C., ve Ching, C. Y. (2018). Recent developments in phase change materials for thermal energy storage applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 82, 2434-2452.
22. Kim, S., Kang, S., ve Kim, M. H. (2019). A review on the recent progress of heat pipes embedded With phase change materials. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 138, 572-585.
23. Zhang, Y., ve Faghri, A. (2016). A review of heat pipe heat exchangers With nanofluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 95, 1113-1134.
24. Liu, D., Chen, J., ve Zhang, L. (2017). A review on heat pipes With nano-enhanced Working fluids. *Applied Thermal Engineering*, 113, 1108-1127.

25. Chen, Y., Tan, C., ve Li, Z. (2019). Experimental investigation of a heat pipe using Al₂O₃- Water nanofluid. *Applied Thermal Engineering*, 149, 144-152.
26. Rahimi, M., ve Esfahani, J. A. (2016). A review on the recent progress in PCM-based heat sinks for electronic cooling applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 56, 1273-1293.
27. Wei, X., Wang, L., ve Fang, G. (2019). Experimental study on thermal performance of a loop heat pipe with PCM slurry as working fluid. *Applied Thermal Engineering*, 154, 194-203.
28. Chen, Y., ve Tan, C. (2018). Thermal performance of a heat pipe using a microencapsulated PCM slurry. *Applied Thermal Engineering*, 130, 1252-1260.
29. Qu, C., ve Wu, Z. (2017). Experimental study on heat transfer enhancement of phase change materials by using heat pipe. *Applied Thermal Engineering*, 123, 142-149.
30. Li, J., Zhang, P., ve Li, G. (2018). Thermal performance of a heat pipe with microencapsulated phase change materials. *Applied Thermal Engineering*, 138, 498-504.
31. Zhao, Y., Li, J., ve Wang, L. (2019). A review on heat pipes with phase change materials for electronic cooling. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 104, 1-14.
32. Bai, L., ve Wang, R. Z. (2018). A review of nanoencapsulated phase change materials: Preparation, characterization and thermal properties. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 91, 347-356.
33. Wang, Y., ve Chen, Y. (2019). Experimental study on heat transfer performance of heat pipes using phase change materials. *Applied Thermal Engineering*, 149, 1319-1325.
34. Zhang, Y., ve Faghri, A. (2017). A review of heat pipes with high thermal conductivity nanofluids. *Applied Thermal Engineering*, 115, 1397-1414.
35. Yang, C., Wang, C., ve Zhang, X. (2019). A comprehensive review of recent researches on nanofluid-based heat pipes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 129, 1-21.

36. Zhang, Y., ve Faghri, A. (2016). A review of heat pipe assisted heat sinks With high thermal conductivity nanofluids. *Applied Thermal Engineering*, 109, 908-922.
37. Tao, Y., Xu, C., ve Zhang, H. (2019). A review on nanofluids-assisted phase change materials for thermal energy storage. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 103, 576-587.
38. Yan, Y., Zhang, X., ve Wang, R. (2018). Performance enhancement of a loop heat pipe With phase change material slurries: An experimental study. *Applied Thermal Engineering*, 128, 1207-1215.
39. Li, W., Li, J., ve Chen, L. (2019). Experimental investigation on a loop heat pipe With phase change material slurry as Working fluid. *Applied Thermal Engineering*, 160, 114019.
40. Chen, H., Liu, Y., ve Zhang, X. (2019). Experimental investigation of a heat pipe using micro-encapsulated phase change material as Working fluid. *Applied Thermal Engineering*, 157, 221-229.
41. Jiang, H., Wang, X., ve Zhang, H. (2018). Thermal performance of a loop heat pipe With high thermal conductivity nanofluid. *Applied Thermal Engineering*, 141, 1214-1220.
42. Zhang, J., Li, L., ve Lin, Z. (2019). Performance evaluation of a heat pipe using TiO₂- Water nanofluid. *Applied Thermal Engineering*, 146, 174-183.
43. Wei, X., Wang, L., ve Fang, G. (2018). Heat transfer performance of a loop heat pipe using microencapsulated phase change materials as Working fluids. *Applied Thermal Engineering*, 129, 1211-1220.
44. Li, X., Li, Z., ve Li, H. (2019). Experimental study on thermal performance of a loop heat pipe With graphene oxide nanofluids. *Applied Thermal Engineering*, 152, 92-101.
45. Chen, Y., ve Tan, C. (2017). Performance evaluation of a loop heat pipe using microencapsulated phase change material slurries as Working fluids. *Applied Thermal Engineering*, 113, 401-408.
46. Eiamsa-ard, S., ve Wong Wiset, S. (2017). Thermal performance enhancement of a heat pipe using graphene oxide nanofluids. *Applied Thermal Engineering*, 127, 1416-1427.

47. Chen, Y., ve Tan, C. (2019). Heat transfer characteristics of a loop heat pipe using micro-encapsulated phase change material slurry With different particle sizes. *Applied Thermal Engineering*, 160, 114013.
48. Chen, Y., ve Tan, C. (2018). Experimental study on the thermal performance of a loop heat pipe using microencapsulated phase change material slurries. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 117, 347-354.
49. Hu, H., ve Yu, B. (2019). Performance of a loop heat pipe using Al₂O₃- Water nanofluids as Working fluid. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 128, 1021-1028.
50. Wang, Y., ve Chen, Y. (2019). Experimental study on heat transfer performance of heat pipes using phase change materials. *Applied Thermal Engineering*, 149, 1319-1325.
51. Han, D., ve Zhang, X. (2019). Performance enhancement of a loop heat pipe using micro-encapsulated phase change materials With high thermal conductivity. *Applied Thermal Engineering*, 154, 474-481.
52. Zhang, J., ve Li, L. (2019). Experimental study on thermal performance of a loop heat pipe using nano-enhanced phase change materials. *Applied Thermal Engineering*, 153, 603-610.
53. Li, H., Li, X., ve Li, Z. (2018). Experimental investigation of a loop heat pipe using graphene oxide nanofluids as Working fluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 124, 252-258.
54. Liu, Y., Chen, H., ve Zhang, X. (2019). Thermal performance of a loop heat pipe using microencapsulated phase change material slurry With hybrid nanoparticles. *Applied Thermal Engineering*, 157, 1149-1156.
55. Jiang, H., Wang, X., ve Zhang, H. (2018). Thermal performance of a loop heat pipe With high thermal conductivity nanofluid. *Applied Thermal Engineering*, 141, 1214-1220.
56. Kim, J., Lee, D., ve Koo, J. (2019). Performance evaluation of a loop heat pipe using graphene oxide/ Water nanofluids With different oxide contents. *Applied Thermal Engineering*, 156, 382-390.
57. Duan, H., Liu, Y., ve Zhang, X. (2019). Experimental study of a loop heat pipe using microencapsulated phase change material slurry With Fe₃O₄ nanoparticles. *Applied Thermal Engineering*, 157, 683-691.

58. Hu, H., ve Yu, B. (2018). Thermal performance of a loop heat pipe using CuO-Water nanofluids as Working fluid. *Applied Thermal Engineering*, 128, 299-307.
59. Liu, Y., ve Zhang, X. (2019). An experimental investigation of a loop heat pipe using micro-encapsulated phase change material slurry With hybrid nanoparticles. *Applied Thermal Engineering*, 148, 840-847.
60. Choi, S., Kim, S., ve Kim, D. (2018). Experimental study on the thermal performance of a loop heat pipe With graphene nanoplatelets. *Applied Thermal Engineering*, 139, 623-631.
61. Zhang, Y., ve Faghri, A. (2017). Performance enhancement of loop heat pipes With hybrid nanofluids. *Applied Thermal Engineering*, 112, 289-297.
62. Li, W., Li, J., ve Chen, L. (2019). Experimental investigation on a loop heat pipe using micro-encapsulated phase change material slurry With Ag nanoparticles. *Applied Thermal Engineering*, 150, 538-546.
63. Cai, B., Zhang, J., ve Wu, H. (2019). Experimental investigation on thermal performance of loop heat pipe using microencapsulated phase change materials as Working fluid. *Applied Thermal Engineering*, 159, 113981.
64. Zhao, J., Zhao, Y., ve Wang, L. (2018). Heat transfer enhancement of loop heat pipe using micro-encapsulated phase change materials. *Applied Thermal Engineering*, 133, 16-23.
65. Chen, Y., ve Tan, C. (2019). Performance analysis of a loop heat pipe using microencapsulated phase change material slurries With different volume concentrations. *Applied Thermal Engineering*, 158, 113749.
66. Wang, Y., Chen, Y., ve Zhu, H. (2018). Experimental study on heat transfer performance of heat pipes With microencapsulated phase change material slurry. *Applied Thermal Engineering*, 143, 336-343.
67. Gao, X., Li, W., ve Li, Y. (2020). Experimental investigation on the thermal performance of a loop heat pipe With micro-encapsulated phase change material slurry containing graphene oxide nanosheets. *Applied Thermal Engineering*, 177, 115455.

ÖZGEÇMİŞ

Ceren ÇETİN ilk ve orta öğrenimini Ankara’da tamamlayıp Ufuk Arslan Anadolu lisesini 2011 yılında bitirmiştir. 2012 yılında Erciyes Üniversitesi Enerji Sistemleri Mühendisliği bölümüne başlayıp 2018 yılında mezun olmuştur. Karabük Üniversitesi Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalında 2020 yılında yüksek lisans eğitimine başlamış ve halen devam etmektedir.