

**T.C.  
PAMUKKALE ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ  
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**TERMOELEKTRİK SOĞUTMA DOLAPLI BUHARLAŞMALI  
SOĞUTUCUNUN ISIL VE HİDROLİK PERFORMANSININ  
İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**ANIL GÜNDÜZ**

**DENİZLİ, TEMMUZ - 2019**

**T.C.**  
**PAMUKKALE ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**  
**MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**



**TERMOELEKTRİK SOĞUTMA DOLAPLI BUHARLAŞMALI**  
**SOĞUTUCUNUN ISIL VE HİDROLİK PERFORMANSININ**  
**İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**ANIL GÜNDÜZ**

**DENİZLİ, TEMMUZ - 2019**

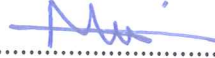
## KABUL VE ONAY SAYFASI

ANIL GÜNDÜZ tarafından hazırlanan "TERMOELEKTRİK SOĞUTMA DOLAPLI BUHARLAŞMALI SOĞUTUCUNUN ISIL VE HİDROLİK PERFORMANSININ İNCELENMESİ" adlı tez çalışmasının savunma sınavı 31.07.2019 tarihinde yapılmış olup aşağıda verilen jüri tarafından oy birliği / ~~oy çokluğu~~ ile Pamukkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

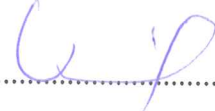
Jüri Üyeleri

İmza

Danışman  
Doç. Dr. Mehmet Fevzi KÖSEOĞLU



Üye  
Dr. Öğr. Üyesi Gülay YAKAR  
Pamukkale Üniversitesi



Üye  
Dr. Öğr. Üyesi Ahmet YILANCI  
Ege Üniversitesi



Pamukkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun  
21/08/2019 tarih ve ...33/17... sayılı kararıyla onaylanmıştır.



Prof. Dr. Uğur YÜCEL

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

**Bu tez çalışması Pamukkale Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri tarafından 2018FEBE030 nolu proje ile desteklenmiştir.**

**Bu tezin tasarımı, hazırlanması, yürütülmesi, araştırmalarının yapılması ve bulgularının analizlerinde bilimsel etiğe ve akademik kurallara özenle riayet edildiğini; bu çalışmanın doğrudan birincil ürünü olmayan bulguların, verilerin ve materyallerin bilimsel etiğe uygun olarak kaynak gösterildiğini ve alıntı yapılan çalışmalara atfedildiğine beyan ederim.**

**ANIL GÜNDÜZ**

*A. Gündüz*

## ÖZET

**TERMoeLEKTRİK SOĞUTMA DOLAPLI BUHARLAŞMALI  
SOĞUTUCUNUN ISIL VE HİDROLİK PERFORMANSININ  
İNCELENMESİ  
YÜKSEK LİSANS TEZİ  
ANIL GÜNDÜZ  
PAMUKKALE ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ  
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI  
(TEZ DANIŞMANI: DOÇ.DR.MEHMET FEVZİ KÖSEOĞLU)**

**DENİZLİ, TEMMUZ - 2019**

Artan enerji maliyetleri ve çevreye duyarlılık düşünüldüğünde, çevre dostu ve yüksek enerji verimliliğine sahip tasarımlar ve ürünler büyük önem kazanmıştır. Bu çalışmada, buharlaşmalı soğutma ve termoelektrik soğutma prensiplerini barındıran çevre dostu ürünün 3B tasarımı, ısıl ve hidrolik performanslarının incelenmesi gerçekleştirilmiştir. Sıcak yüzeyden ısının atılma mekanizmasına ve konumuna göre 3 farklı prototip elde edilmiş ve deneysel çalışmalar ASHRAE standartlarına uygun test odasında 38°C, %20 nem kondisyon değerlerinde gerçekleştirilmiştir. Yapılan deneysel çalışmalar neticesinde termoelektrik dolabın buharlaşmalı soğutucu çalışmasına olumsuz bir etkisi olmadığı gözlemlenmiştir. Deneysel sonuçlarda dolap içi sıcaklıkları su soğutmalı sistemde 5°C, hava soğutmalı sistemlerde ise sıcak kanatçık çevre ortamındayken 22°C, buharlaşmalı soğutucu içerisindeyken 17°C'ye kadar düşmüştür.

**ANAHTAR KELİMELELER:** Buharlaşmalı soğutma, termoelektrik soğutma, peltier, termoelektrik modül, ısıl performans, hidrolik performans.

## **ABSTRACT**

### **INVESTIGATION OF THERMAL AND HYDRAULIC PERFORMANCE OF EVAPORATIVE COOLER WITH THERMOELECTRIC COOLING CABINET**

**MSC THESIS  
ANIL GÜNDÜZ**

**PAMUKKALE UNIVERSITY INSTITUTE OF SCIENCE  
MECHANICAL ENGINEERING**

**(SUPERVISOR: ASSOC. PROF. DR. MEHMET FEVZİ KÖSEOĞLU)**

**DENİZLİ, JULY 2019**

Considering rising energy costs and environmental awareness, environmentally friendly and high energy efficient designs and products have gained great importance. In this study, environment-friendly 3D product design including evaporative cooling and thermoelectric cooling principles, investigation thermal and hydraulic performance has been achieved. In addition, 3 different prototypes were obtained according to the location and mechanism of heat rejection from the hot side and experimental studies were carried out in the test room in accordance with ASHRAE (American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers) standards at 38°C, %20 humidity. As a result of the experimental studies, it was observed that thermoelectric cabinet had no negative effect on evaporative cooler operation. As a result of the experiments, the in thermoelectric cabinet temperatures were reduced to 5°C in the water-cooled system. The thermoelectric cabinet temperature was measured at 22°C with hot heat sink in ambient conditions and 17°C with hot heat sink in evaporative cooler.

**KEYWORDS:** Evaporative cooling, thermoelectric cooling, peltier, thermoelectric module, thermal performance, hydraulic performance.

# İÇİNDEKİLER

Sayfa

<b>ÖZET</b> .....	<b>i</b>
<b>ABSTRACT</b> .....	<b>ii</b>
<b>İÇİNDEKİLER</b> .....	<b>iii</b>
<b>ŞEKİL LİSTESİ</b> .....	<b>v</b>
<b>TABLO LİSTESİ</b> .....	<b>viii</b>
<b>SEMBOL LİSTESİ</b> .....	<b>viii</b>
<b>ÖNSÖZ</b> .....	<b>ixx</b>
<b>1. GİRİŞ</b> .....	<b>1</b>
<b>2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI</b> .....	<b>4</b>
2.1 Buharlaştırılmalı soğutucular ile ilgili araştırmalar .....	4
2.2 Termoelektrik soğutma ile ilgili araştırmalar .....	11
<b>3. DENEY DÜZENEKLERİ VE ÖLÇÜM TEKNİKLERİ</b> .....	<b>14</b>
3.1 Termoelektrik soğutma dolaplı buharlaştırılmalı soğutucu .....	14
3.2 Deney düzeneği ve test odası .....	23
3.3 TEPAS ölçüm sistemi .....	27
3.4 Solidworks Flow Simulation çalışmalarını .....	31
<b>4. MATEMATİKSEL FORMÜLASYON</b> .....	<b>34</b>
4.1 Termoelektrik etkiler .....	34
4.1.1 Joule etkisi .....	34
4.1.2 Seebeck ve peltier etkileri .....	34
4.2 Termoelektrik soğutucuların ideal denklemleri.....	38
4.3 Termoelektrik soğutucuların ısı kuyuları ile birlikte modellenmesi ..	41
4.3.1 Isı kuyusu alanını ve ısı kuyuları için çapraz akış alanını.....	43
4.3.2 Kütle debileri ve ısı taşınım katsayıları .....	44
4.3.3 Tek kanat ve toplam kanatçık verimliliği .....	45
4.3.4 Isı kuyusunun ve alüminyum bloğun ısı dirençleri.....	46
4.4 Termoelektrik soğutucu dolap ısı kaybını hesabını .....	49
4.4.1 Levha üzerinden zorlanmış ısı taşınımını .....	49
4.4.2 Düşey levha üzerinden doğal ısı taşınımını .....	50
4.4.3 Yatay levha üzerinden doğal ısı taşınımını .....	52
4.4.4 Bir yüzeyden taşınım ve iletim ile olan ısı transferi .....	52
4.5 Buharlaştırılmalı soğutucu teknik incelemesini .....	56
<b>5. DENEYSEL ÇALIŞMA VE SONUÇLAR</b> .....	<b>61</b>
5.1 Buharlaştırılmalı soğutucu ile ilgili yapılan deneysel çalışmalar .....	61
5.1.1 Buharlaştırılmalı soğutucu 1.kademe için yapılan deneysel çalışmalar .....	63
5.1.2 Buharlaştırılmalı soğutucu 2.kademe için yapılan deneysel çalışmalar.....	65
5.1.3 Buharlaştırılmalı soğutucu 3.kademe için yapılan deneysel çalışmalar .....	67
5.1.4 Buharlaştırılmalı soğutucu 5090 tipi ped ile ilgili yapılan deneysel çalışmalar .....	71



5.2	TEPAS ile yapılan deneysel çalışmalar.....	74
5.3	Termoelektrik dolaplı buharlaşmalı soğutucu deneysel çalışmalar....	80
5.3.1	Hava soğutmalı termoelektrik dolap deneysel çalışmalar .....	80
5.3.1.1	Hava soğutmalı sistem buharlaşmalı soğutucu içerisindeyken yapılan deneysel çalışmalar .....	80
5.3.1.2	Hava soğutmalı sistem çevre ortamındayken yapılan deneysel çalışmalar.....	84
5.3.2	Su soğutmalı termoelektrik dolabın deneysel çalışmaları .....	89
<b>6.</b>	<b>SONUÇ VE ÖNERİLER .....</b>	<b>96</b>
<b>7.</b>	<b>KAYNAKLAR.....</b>	<b>97</b>
<b>8.</b>	<b>ÖZGEÇMİŞ .....</b>	<b>101</b>

## ŞEKİL LİSTESİ

### Sayfa

Şekil 3.1: Alindair firmasına ait endüstriyel buharlaşmalı soğutucu görseli....	14
Şekil 3.2: Tasarımı gerçekleştirilen buharlaşmalı soğutucu görseli ve sistem elemanları .....	16
Şekil 3.3: Dolap tasarımını ve boyutlarını etkileyen parametreler .....	19
Şekil 3.4: Termoelektrik dolap tasarımı ve ölçüleri .....	19
Şekil 3.5: Termoelektrik dolap dış gövde malzemesi ve yalıtım özellikleri ....	19
Şekil 3.6: Sıcak yüzey alüminyum kanatçık tasarımı ve parametreleri.....	22
Şekil 3.7: Soğuk yüzey alüminyum kanatçık tasarımı ve parametreleri .....	22
Şekil 3.8: Deney düzeneği ve bölümleri .....	23
Şekil 3.9: Buharlı nemlendirici .....	24
Şekil 3.10: Test odası .....	24
Şekil 3.11: Sıcaklık ve nem transmitteri.....	25
Şekil 3.12: Fark basınç transmitteri .....	26
Şekil 3.13: Hava hızı ölçüm probu .....	26
Şekil 3.14: TEPAS ölçüm sistemi .....	27
Şekil 3.15: TE sistem düzeneği .....	30
Şekil 3.16: Buharlaşmalı soğutucu aksel fanın akış analizi.....	31
Şekil 3.17: Su dağıtım sistemi akış analizi .....	32
Şekil 3.18: Sıcak yüzeydeki kanatçığın ısı transfer analizi .....	33
Şekil 3.19: Soğuk yüzeydeki kanatçığın ısı transfer analizi .....	33
Şekil 4.1: Seebeck etkisi potansiyel fark oluşumu. ....	35
Şekil 4.2: Seebeck etkisi .....	36
Şekil 4.3: Peltier olayı .....	36
Şekil 4.4: Thomson etkisi .....	37
Şekil 4.5: Termoelektrik modül kesiti .....	38
Şekil 4.6: P ve N tipi termoelementler. ....	38
Şekil 4.7: Termoelektrik modül ve ısı kuyuları görünüm .....	42
Şekil 4.8: Soğuk kanatçık kanat kalınlığı-Qc grafiği. ....	47
Şekil 4.9: Sıcak kanatçık kanat kalınlığı-Qh grafiği.....	48
Şekil 4.10: Termoelektrik dolap tüm yüzeylerin gösterimi.....	52
Şekil 4.11: Buharlaşmalı soğutucu psikometrik diyagram gösterimi.....	59
Şekil 5.1: Buharlaşmalı soğutucunun ölçüm istasyonuna bağlanması .....	62
Şekil 5.2: Buharlaşmalı soğutucunun ölçüm istasyonuna bağlanması (arka görünüş) .....	62
Şekil 5.3: Buharlaşmalı soğutucu deneylerinde kullanılan bilgisayar yazılımı arayüzü .....	63
Şekil 5.4: Buharlaşmalı soğutucu 1.kademe çıkış sıcaklığı ve verim ilişkisi... 65	
Şekil 5.5: Buharlaşmalı soğutucu 2.kademe çıkış sıcaklığı ve verim ilişkisi... 67	
Şekil 5.6: Buharlaşmalı soğutucu 3.kademe çıkış sıcaklığı ve verim ilişkisi... 69	
Şekil 5.7: Buharlaşmalı soğutucu farklı kademelerdeki su tüketimi .....	70
Şekil 5.8: Buharlaşmalı soğutucu güç tüketimi-hava hızı ilişkisi. ....	70
Şekil 5.9: Buharlaşmalı soğutucu 5090 ped için hava hızı-basınç düşümü grafiği .....	72
Şekil 5.10: Buharlaşmalı soğutucu 5090 ped için hava hızı-doyma verimi grafiği .....	73

<b>Şekil 5.11:</b> TEPAS deney düzeneği.....	74
<b>Şekil 5.12:</b> TEPAS deney düzeneği (ölçüm istasyonu).....	74
<b>Şekil 5.13:</b> TEPAS genel ayarlar sekmesi. ....	75
<b>Şekil 5.14:</b> $T_{Cmin}$ değerinin akıma bağlı olarak değişimi grafiği .....	77
<b>Şekil 5.15:</b> $Q_{Cmax}$ testindeki bilgisayar yazılımı arayüzü.....	78
<b>Şekil 5.16:</b> $Q_{Cmax}$ rejimde $Q_C$ değerinin akıma göre değişim grafiği .....	79
<b>Şekil 5.17:</b> Hava soğutmalı TE dolap şematik gösterim (kanatçık altta) .....	81
<b>Şekil 5.18:</b> Hava soğutmalı TE dolap (kanatçık altta) zamana bağlı sıcaklık değişimi grafiği .....	83
<b>Şekil 5.19:</b> Hava soğutmalı TE dolap şematik gösterim (kanatçık üstte).....	84
<b>Şekil 5.20:</b> Hava soğutmalı TE dolap ile buharlaşmalı soğutucunun ölçüm istasyonuna bağlanması .....	85
<b>Şekil 5.21:</b> Hava soğutmalı TE dolaplı buharlaşmalı soğutucu iç kısmı.....	86
<b>Şekil 5.22:</b> Hava soğutmalı TE dolap (kanatçık üstte) zamana bağlı sıcaklık değişimi grafiği .....	88
<b>Şekil 5.23:</b> Su soğutmalı TE dolap şematik gösterim.....	89
<b>Şekil 5.24:</b> Su soğutmalı TE dolaplı buharlaşmalı soğutucu iç kısmı .....	90
<b>Şekil 5.25:</b> Su soğutmalı TE dolaplı buharlaşmalı soğutucunun ölçüm istasyonuna bağlanması.....	91
<b>Şekil 5.26:</b> Su soğutmalı TE dolap zamana bağlı sıcaklık değişimi.....	93
<b>Şekil 5.27:</b> Termoelektrik dolapların sıcaklık-zaman grafiği .....	94

## TABLO LİSTESİ

### Sayfa

<b>Tablo 3.1</b> Buharlaşmalı soğutucu boyutsal ve teknik parametreler. ....	17
<b>Tablo 3.2</b> Termoelektrik dolap boyutsal parametreler .....	20
<b>Tablo 3.3</b> Termoelektrik modül parametreler. ....	21
<b>Tablo 3.4</b> Sıcaklık ve nem probu teknik parametreler. ....	25
<b>Tablo 3.5</b> Hava hızı ölçüm probu parametreler .....	26
<b>Tablo 3.6</b> TEPAS genel karakteristik özellikleri.....	28
<b>Tablo 3.7</b> TEPAS ile ölçülebilecek parametreler .....	29
<b>Tablo 4.1</b> Soğuk kanatçık giriş parametreleri. ....	46
<b>Tablo 4.2</b> Soğuk kanatçık optimum kalınlık için elde edilen çıktılar. ....	47
<b>Tablo 4.3</b> Sıcak kanatçık giriş parametreleri. ....	48
<b>Tablo 4.4</b> Sıcak kanatçık optimum kalınlık için elde edilen çıktılar .....	48
<b>Tablo 4.5</b> Hesaplanan kanatçık ve modül özellikleri. ....	49
<b>Tablo 4.6</b> 1 atm basınç altında havanın özellikleri.....	54
<b>Tablo 4.7</b> Termoelektrik dolap ısı kaybı hesabında kullanılan parametreler. ...	55
<b>Tablo 5.1</b> Deneysel çalışmalarda kullanılan test odası parametreleri .....	61
<b>Tablo 5.2</b> Buharlaşmalı soğutucu 1.kademe deneysel sonuçlar .....	64
<b>Tablo 5.3</b> Buharlaşmalı soğutucu 2.kademe deneysel sonuçlar .....	66
<b>Tablo 5.4</b> Buharlaşmalı soğutucu 3.kademe deneysel sonuçlar .....	68
<b>Tablo 5.5</b> 5090 tipi (40 x 40 x 6 cm) ölçülerinde pedin deneysel çıktıları.....	71
<b>Tablo 5.6</b> $T_{Cmin}$ rejimde ( $Q_C=0$ ), yüksüz standart TE modülün çıkış parametreleri. .....	76
<b>Tablo 5.7</b> $Q_{Cmax}$ rejimde, yüklü standart TE modülün çıkış parametrelerinin akıma göre değişimi. ....	78
<b>Tablo 5.8</b> Hava soğutmalı sistem buharlaşmalı soğutucu içerisindeyken yapılan deneysel çalışma sonuçları. ....	82
<b>Tablo 5.9</b> Hava soğutmalı sistem çevre ortamındayken yapılan deneysel çalışmalar .....	87
<b>Tablo 5.10</b> Su soğutmalı termoelektrik dolap ile ilgili elde edilen deneysel sonuçlar. ....	92
<b>Tablo 5.11</b> 3 farklı dolap tasarımı için soğutma yükü ve enerji tüketimleri...95	

## SEMBOL LİSTESİ

<b>COP</b>	:	Performans katsayısı
<b>h</b>	:	Yükseklik (A)
<b>I</b>	:	TE modül akımı (A)
<b>I<sub>max</sub></b>	:	TE modül akımı ( $\Delta T = \Delta T_{max}$ iken) (A)
<b>V</b>	:	Gerilim (V)
<b>V<sub>max</sub></b>	:	Maksimum gerilim (V)
<b>k</b>	:	Yarıiletkenin Termal iletkenlik katsayısı (W/cm.K)
<b>Q<sub>C</sub></b>	:	Termoelektrik yüzeyin soğuk yüzeyinden soğurulan ısı yük (W)
<b>Q<sub>H</sub></b>	:	Termoelektrik modülün sıcak yüzeyinden açığa çıkan ısı yük (W)
<b>R</b>	:	İletken elektriksel direnci ( $\Omega$ )
<b>T<sub>C</sub></b>	:	Termoelektrik modül soğuk yüzey sıcaklığı (K)
<b>T<sub>H</sub></b>	:	Termoelektrik modül sıcak yüzey sıcaklığı (K)
<b>A<sub>p</sub>, A<sub>n</sub></b>	:	Yarıiletken bacak kesit alanı (mm <sup>2</sup> )
<b>L<sub>p</sub>, L<sub>n</sub></b>	:	Yarıiletken bacak kesit uzunluğu (mm)
<b>n</b>	:	Isıl çift sayısı
<b><math>\alpha</math></b>	:	Yarıiletken Seebeck katsayısı ( $\mu V / K$ )
<b><math>\rho</math></b>	:	Yarıiletkenin özdirenci ( $\Omega.cm$ )
<b><math>\pi</math></b>	:	Yarıiletken peltier katsayısı (V)
<b>c<sub>p</sub></b>	:	Özgül ısı (kJ / kg.K)
<b><math>\dot{m}</math></b>	:	Kütleli debi (kg/s)
<b><math>\beta</math></b>	:	Hacimsel genleşme katsayısı (K <sup>-1</sup> )
<b>T<sub>f</sub></b>	:	Film sıcaklığı (K)
<b>g</b>	:	Yerçekimi ivmesi (m/s <sup>2</sup> )
<b>v</b>	:	Kinematik viskozite (m <sup>2</sup> .s <sup>-1</sup> )
<b><math>\varepsilon</math></b>	:	Buharlaşmalı soğutma etkinliği
<b>A<sub>s</sub></b>	:	Isı kuyusu alanı (m <sup>2</sup> )
<b>h<sub>c</sub></b>	:	Soğuk ısı kuyusu ısı taşınım katsayısı (W/m <sup>2</sup> .K)
<b>h<sub>h</sub></b>	:	Sıcak ısı kuyusu ısı taşınım katsayısı (W/m <sup>2</sup> .K)
<b>Re</b>	:	Reynold sayısı
<b>Ra</b>	:	Rayleigh sayısı
<b>A</b>	:	Alan (m <sup>2</sup> )
<b>V</b>	:	Hava hızı (m/s)
<b>Pr</b>	:	Prandtl sayısı
<b>P<sub>atm</sub></b>	:	Atmosfer basıncı (Pa)
<b><math>\phi</math></b>	:	Bağıl nem (%)
<b><math>\vec{q}</math></b>	:	Isı akısı vektörü (J)
<b><math>\vec{j}</math></b>	:	Akım yoğunluğu vektörü (A/m <sup>2</sup> )
<b>A<sub>s,c</sub></b>	:	Soğuk yüzeyde bulunan ısı kuyusu alanı (m <sup>2</sup> )
<b>A<sub>s,h</sub></b>	:	Sıcak yüzeyde bulunan ısı kuyusu alanı (m <sup>2</sup> )
<b>L<sub>yalıtım</sub></b>	:	Yalıtım kalınlığı (m)
<b>K<sub>yalıtım</sub></b>	:	Yalıtım malzemesi ısı iletim katsayısı (W/m.K)
<b>k<sub>ABS</sub></b>	:	ABS plastik malzemenin ısı iletim katsayısı (W/m.K)

## ÖNSÖZ

Çalışmalarım boyunca ilgi ve bilimsel katkılarıyla beni yönlendiren tez danışmanım Doç. Dr. Mehmet Fevzi KÖSEOĞLU'na, çalışmalarım boyunca beni destekleyen ve yardımcı olan mesai arkadaşım Muzaffer MENTEŞOĞLU'na, çalışmakta olduğum ve çalışmalarım boyunca maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen Alindair Soğutma Sistemleri Sanayi ve Ticaret A.Ş. firmasına şükranlarımı sunarım.

## 1. GİRİŞ

21. yüzyılla beraber gelişen küresel ekonomi ve teknoloji büyük bir kentleşmeyi de beraberinde getirmiş ve bu kentleşme ile insanlar tarafından kullanılan hastaneler, alışveriş merkezleri, iş yerleri, okullar ve evlerde iç hacmin, artan yaşam standartlarına göre iklimlendirme ihtiyacı artmış ve iklimlendirme sistemlerinin kullanımı oldukça yaygın bir hale gelmiştir. Ülkemizde ise 90'lı yıllarda, iklimlendirmeye gereklilikten çok bir lüks olarak bakılırken, günümüzde iklimlendirmenin iş güvenliği ve sağlığı, verimlilik ve konfor üzerine olan pozitif etkileri birçok akademik çalışmada incelenmiş; konunun önemi açısından birçok çalışma yürütülmüş; iklimlendirmenin bir lüks değil, gereklilik olduğu fikri net bir şekilde ortaya çıkarılmıştır.

Kapalı bir ortamdaki havanın sıcaklık, nem, temizlik ve hava hareketini insan sağlığına ve konforuna en uygun seviyede tutmak için havanın şartlandırılmasına “iklimlendirme” denir. Konfor amaçlı şartlandırmanın yanında, özel prosesler de (hassas sıcaklık ve nem kontrolü istenen uygulamalar, endüstriyel ortam iklimlendirmesi, üretim esnasında ihtiyaca göre özel şartlandırmalar) iklimlendirme sistemleri yoğunlukla kullanılmaktadır.

Zamanımızın büyük bir kısmını kapalı mahallerde geçirmekteyiz ve bu nedenle, iç hava kalitesinin sürekli yüksek tutulması gerekmektedir. Kapalı bir mekanda bizi çevreleyen havanın sıcaklığının, nem oranının, sirkülasyonunun ve temizliğinin sürekli olarak istenen koşullarda tutulması sağlığımız ve verimliliğimiz açısından çok önemlidir.

Özellikle ılıman iklimlerde, yaz sezonunun süresinin 5 ayı geçmesi, soğutma ihtiyacını artırmıştır. İlıman iklimlerde, yaz sezonu süresince gerçekleşen enerji tüketimi içerisinde soğutma sistemlerinin payı %50'den fazladır (Arif I., 1998). İklimlendirme sistemlerinin öneminin artması, üretici firmaların bu konuya odaklanmasını sağlamış ve son birkaç yıldır iklimlendirme sistemleri üzerinde yapılan çalışmaların sayısında artış meydana gelmiştir. Bu çalışmaların büyük bir kısmının temelinde enerji verimliliği konusu ön plana çıkmıştır. Günümüzde enerji kaynaklarının sınırlı olması

ve çevreye etkileri dikkate alındığında, düşük enerji tüketimi ile verimliliği yüksek sistemlerin geliştirilmesi ön plandadır.

Günbegün artış eğilimi gösteren enerji tüketimi ve atmosferin kirliliği göz önüne alındığında, geleneksel soğutma sistemleri yerine alternatif soğutma teknikleri üzerindeki çalışmalar hızlanmış ve bu tekniklerin kullanım alanları arttırılmıştır. Buharlaşmalı soğutma gibi pasif soğutma teknikleri ekonomik olarak tercih edilebilir bir noktaya gelmiştir. Son birkaç yıl dikkate alındığında buharlaşmalı soğutma, hızlı gelişim gösteren soğutma tekniklerinin gerisinde kalmış olsa da, sunduğu pek çok avantaj sayesinde günümüzde tekrar üretici firmaların yönelim gösterdiği alanlardan biri olmuştur. Buharlaşmalı soğutucuların çalışma prensibi, suyun buharlaşması esnasında çevresinden ısı çekme mekanizmasına dayanmaktadır.

Havadan ısı çekerek buharlaşan su, soğutma havasına karışır. Buharlaşmalı soğutma kısaca duyulur ısının gizli ısıya dönüştürülmesi olarak tanımlanabilir. Buharlaşmalı soğutucular, doğrudan ve dolaylı buharlaşmalı soğutucular olarak iki tipte karşımıza çıkmaktadır. Doğrudan buharlaşmalı soğutucularda, soğutma havası doğrudan buharlaşan su ile temas eder ve hava soğutulurken nem oranı da artar. Dolaylı buharlaşmalı soğutucularda ise, bir doğrudan buharlaşmalı soğutucuda soğutulan hava bir ısı değiştirici yardımı ile ana soğutma havasından ısı çeker ve böylece soğutulacak hacme nemlendirilmeden soğutulan hava gönderilir. Buharlaşmalı soğutucuların düşük kurulum ve işletme maliyetlerinin yanı sıra, sıfır kirlilik, kolay bakım, düşük enerji tüketimi, kolay kurulum, basit sistem ve yüksek iç hava kalitesi gibi özellikleri de vardır. Mekanik buhar sıkıştırma sistemlerinin yanı sıra bir soğutma etkisi elde edilebilmesi amacıyla kullanılan çeşitli yöntemler vardır. Son yıllarda ticari alanda kullanımı önem kazanmaya başlayan termoelektrik soğutma sistemleri de bu yöntemlerden birini teşkil eder.

Yarıiletken teknolojileri birçok teknolojinin temelini oluşturmaktadır ve bu konuda dünyada geniş çapta çalışmalar yapılmaktadır. Çevre ve enerji sorunlarının arttığı günümüzde termoelektrik (TE) yarıiletkenler ve bunlara bağlı teknolojilerin önemi artmaktadır. Bu açıdan sessiz, güvenilir, basit yapı ve uzun ömürlü olmalarının yanı sıra DC gerilim ile çalışmaları, sıcaklık kontrollerinin kolaylıkla yapılabilmeleri, bakım gerektirmemeleri gibi birçok avantaja sahip çevre dostu TE modüllere olan ilgi



gün geçtikçe artmaktadır. Hem soğutma-ısıtma hem de elektrik enerjisi üretimi amaçlı olarak kullanılabilen TE modüllerin uygulama alanları başta askeri, uzay, tıp, bilimsel çalışmalar olmak üzere hızla yaygınlaşmakta ve TE ürünlere yönelik piyasanın ekonomik hacmi büyümektedir. Bu piyasanın büyümesi modüllerin tasarlanması ve doğru seçilmesine bağlıdır. TE sistemlerin temelinde termo elementlerden oluşan TE modüller yer almaktadır. TE modüller iki seramik tabaka arasında elektriksel olarak birbirine seri, ısı olarak birbirine paralel olacak şekilde bağlantılı P ve N tipi yarıiletkenlerinden oluşmaktadır. TE sistemlerin ısı transferlerinin yüksek, güç tüketimlerinin düşük ve ekonomik olmaları istenmektedir. TE sistemlerin seçimi ve tasarımı, TE modüllerin katalog verilerindeki performans eğrileri dikkate alınarak yapılmaktadır. TE modüllerin performansı, uygulanan DC akım giriş parametresine bağlı olarak yüzeyler arasında elde edilebilecek maksimum sıcaklık farkı ( $\Delta T_{max}$ ) veya TE modülün soğuk yüzeyinden soğurulan maksimum ısı yükü ( $Q_c$  - Soğutma Gücü) olarak tanımlanabilir. Aynı zamanda TE modülün performansı, onun ısı pompalama kapasitesi olarak da ifade edilebilir.

Buharlaştırma ve termoelektrik soğutma prensipleri, artan enerji maliyetleri ve çevreye duyarlılık düşünüldüğünde, çevre dostu ve yüksek enerji verimliliğine sahip tasarımlar ve ürünler büyük önem kazanmaktadır. İklimlendirme uygulamaları bu kriterlerden farklı düşünülemez. Nefes alan ortamlar, işlevsellik, temiz hava sorunu, iç ortam hava kalitesi, havalandırma ve soğutmada sessizlik sektörel açıdan büyük önem arz etmektedir. Bu çalışma kapsamında buharlaştırma ve termoelektrik soğutma prensiplerinin bir arada bulunduğu bir ürün tasarımı yapılmış ve mekanik, ısı ve hidrolik performansları incelenmiştir.

## 2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

### 2.1 BUHARLAŞMALI SOĞUTUCULAR İLE İLGİLİ ÇALIŞMALAR

Günümüzde buharlaşmalı soğutma ve termoelektrik soğutma prensipleri ile ilgili farklı çalışmalar yapılmaktadır. Ancak buharlaşmalı soğutma ve termoelektrik soğutma prensiplerinin bir arada kullanımı ile ilgili şu ana kadar bir çalışmaya rastlanmamıştır. Aşağıda buharlaşmalı soğutma ve termoelektrik soğutma ile ilgili yapılan çalışmaların bir kısmı özetlenmiştir.

Halasz (1998) tüm buharlaşmalı soğutucu tiplerini içeren matematiksel model geliştirerek sabit parametreler içeren boyutsuz lineer diferansiyel denklemler türetmiştir. Yazar bu çalışması ile beraber sadece birkaç parametre ve diyagram ile soğutucuların performansının ifade edilebileceğini göstermiştir.

Diğer bir çalışmada Guo ve Zhao (1998) plakalı eşanjörlü dolaylı buharlaşmalı soğutucuların ısı performansını sayısal olarak inceleyerek birincil ve ikincil hava akımındaki hız, kanal genişliği, girişteki bağıl nem, plakanın ıslanma oranı gibi faktörlerin ısı performansına etkilerini incelemişlerdir. Yazarlar küçük kanal genişliği, ikincil hava akımının girişinde düşük bağıl nem, plakanın ıslanma oranının yüksek olması ve ikincil hava akımında yüksek hız durumunda daha yüksek performans gözlemlemiştir.

Tulsidasani ve diğ. (1998) ise borulu eşanjörlü dolaylı buharlaşmalı soğutucuların performansını belirlemek için çevre faktörü ve soğutma faktörü olmak üzere iki adet boyutsuz parametre belirleyerek ısı transferi temelli bir matematiksel model geliştirmişlerdir. Yazarlar belli boyutlardaki ortamdan maksimum ısıyı atabilecek optimum soğutucu kapasitesi için doğrusal bir ilişki bulmuşlardır.

Joudi ve Mehdi (2000) ise taze havalı ve karışım havalı olmak üzere iki tip dolaylı buharlaşmalı soğutmalı iklimlendirme sisteminin Irak'ın Bağdat şehrine ait iklim şartlarında simüle ederek değişken soğutma yükleri altında incelemiş ve dolaylı buharlaşmalı soğutmanın, çalıştırılma süresinin büyük kısmında konfor koşullarını

sağladığını, sadece fan ve pompa tarafından enerji tüketildiği için yüksek performans gösterdiğini belirlemişlerdir.

Dai ve Sumathy (2002) çapraz akışlı doğrudan buharlaşmalı soğutucuda soğutma elemanı olarak petek yapıda kağıt malzemeyi matematiksel modelleme ile incelemiş ve hava sıcaklığının yaklaşık 9°C düşürülebildiğini, bağıl nemin yaklaşık %50 artırılabilindiğini saptamışlardır.

Riffat ve Zhu (2004) dolaylı buharlaşmalı soğutuculardaki ısı transfer elemanları üzerinde yoğunlaşmış, soğutma elemanı olarak gözenekli seramik, ısı değiştiricisi olarak ısı borusu kullanmış ve bu soğutucunun özelliklerini tespit edebilmek için bir matematiksel model geliştirerek elde ettikleri verileri deneysel sonuçlarla doğrulamışlardır. Yazarlar ulaştıkları sonuçlarda kuru iklim şartlarında giriş havasının 0,6 m/s civarında olmasının soğutucuda performansı arttırdığını, performansı daha da artırmak için ise ısı borusu ile seramik yüzey arasındaki ısı iletiminin artırılması gerektiğini gözlemlemişlerdir.

Camargo ve arkadaşları (2005) doğrudan buharlaşmalı soğutucuda basit bir sistem seçerek bu sistem için enerji dengesini yazıp su ve nemli hava arasında gerçekleşen ısı ve kütle transferini inceleyerek bir matematiksel model ortaya koymuşlar, bu modeli kullanarak tespit ettikleri doyma etkinliği ve ısı taşınım katsayısını Brezilya'da yer alan Taubate şehrinde elde ettikleri deneysel sonuçlarla kıyaslamışlardır.

Bulut ve arkadaşları (2006) ise ASHRAE ve VDI tarafından geliştirilen soğutma yükü hesap yöntemleri ile piyasada kullanılan basit hesap ve bilgisayar programlarıyla yapılan hesap yöntemlerini örnek bir binaya uygulayarak karşılaştırmışlardır. Yazarlar değişik yöntemlerle buldukları soğutma yükleri arasında %5-45 arasında fark tespit etmiş ve bu farkın sebepleri olarak yöntemlerde kullanılan farklı katsayıları, binanın konumu için uygun olmayan tablo değerlerini ve yapı malzemeleri için yöntemlerde verilen tablolarda uygun değerlerin olmamasını göstermişlerdir.

Hajidavalloo (2007) klima kondenserinin her iki tarafına da buharlaşmalı soğutma pedi yerleştirerek su beslemesi yapmış ve enerji tüketiminde yaklaşık %16, COP değerinde ise yaklaşık %55 artış görmüştür. Yazar buharlaşmalı soğutma sistemi ile desteklenen klimaların geleneksel klimalara göre kendini yaklaşık 1 yılda amorti

edebileceğini tespit etmiştir. Lazzarin (2007) nemli havanın diyagramını farklı bölgelere ayırarak tüm iklim koşulları için doğrudan ve dolaylı buharlaşma tekniklerini incelemiş ve bu tekniklerin belirlenen iklim koşulları için uygun olup olmadığını tespit etmiştir.

Zhao ve arkadaşları (2008) ise başka bir çalışmada metal, elyaf, seramik, zeolit ve karbon malzemelerin dolaylı buharlaşmalı soğutma sistemlerindeki ısı ve kütle transferine etkilerini incelemiş ve malzemelerin termal özelliklerinden çok biçim, dayanıklılık, su geçirmez kaplama ile uyumluluk ve kirlenme riski faktörlerinin soğutma performansında önemli olduğunu belirlemişlerdir. Yazarlar fitilden elde edilmiş alüminyum levhanın en uygun yapı ve malzeme olduğunu saptamışlardır.

Buharlaşmalı soğutucu ile ilgili incelenen bir başka çalışma ise bir kanatlı kanallı ters akış rejeneratif buharlaşmalı soğutucu konulu çalışma üzerinde araştırmalar yapılmıştır. Bu çalışmayı 2007-2009 yıllarında Lee ve Dae-Young Lee gerçekleştirmiştir. Rejeneratif buharlaşmalı soğutucu performans değerlendirmesi için üretilmiş ve testleri yapılmıştır. Rejeneratif buharlaşmalı soğutucu, kuru ve ıslak kanalları olan bir dolaylı buharlaşmalı soğutucu türüdür. Kuru kanallardan geçen hava herhangi bir değişiklik olmaksızın nem yardımıyla soğutulur ve kuru kanalın çıkışında havanın bir kısmı buharlaşmalı soğutmanın gerçekleştiği ıslak kanala yönlendirilir. Bu çalışmada ters akış düzenindeki birden çok kanatlı kanallardan oluşan buharlaşmalı soğutucu üretilmiştir. Kanallar ve ısı transfer plakaları, alüminyum malzemeden imal edilmiştir. Islak kanalların iç kısmı, yüzey ıslanma oranını arttırmak amacıyla ince bir tabakayla kaplanmıştır. Rejeneratif buharlaşmalı soğutucu bir iklim odasına yerleştirilip çeşitli çalışma durumlarında test edilmiştir. Soğutma performansı, buharlaşan su miktarından büyük ölçüde etkilenmiştir. Soğutma performansını geliştirmek ve buharlaştırılmış suyun dağıtımının sabitlenmesi adına buharlaştırıcının su akış hızı minimize edilmelidir. 32°C ve %50 RH giriş koşullarındaki çıkış sıcaklığı 22°C ölçüldü ki bu giriş yaş termometre sıcaklığı olan 23,7°C ye göre daha düşüktür.

2009 yılında Riangvilaikul ve Kumar'ın yeni bir çığ noktası sistemi kullanarak yaptığı bir çalışmada; klima uygulamasında, havalandırmada kullanılan havanın hassas soğutulması için, buharlaşmalı soğutma sistemi yeni bir çığ noktasıyla kurulmuştur ve havanın çıkış koşulları, kuruluğu, ılımanlığı ve nemliliğini kapsayan farklı hava girişi

şartlarında(sıcaklık, nem ve hız) yapılan deneyler sistemi en etkin şekilde araştırmayı sağlamıştır. Sonuçlar yaş termometre ile etkinliğin %92-%114 ve %58-%84 arasındaki çığ noktası etkinliğinin olduğunu ortaya çıkarmıştır. Sıcak ve nemli iklimde yaz sezonunda tipik bir gün boyunca sisteminin sürekli çalışma halinde yaş termometre ve çığ noktası etkinliğini sırasıyla %102 ve %76 değerlerde hemen hemen sabit olduğu görülmüş ve deney sonuçlarını literatürdeki bazı güncel çalışmalarla karşılaştırmışlardır.

Steeman ve arkadaşları (2009) dönüş havasının adyabatik nemlendirme ile soğutulup hava/hava ısı değiştiricisi vasıtasıyla besleme havasının sıcaklığının düşürüldüğü dolaylı buharlaşmalı soğutmalı iklimlendirme sistemlerinin ısıl performansı ile bu sistemin uygulandığı binaların ısı ve kütle dengesi arasındaki ilişkiyi belirlemek için TRNSYS ortamında bir simülasyon geliştirmiştir. Yazarlar sistem performansının hava giriş koşullarından bağımsız olduğunu, iç ortamdaki nemin artması ve havalandırma hızının azalması durumunda sistem performansının düşüş gösterdiğini tespit etmişlerdir.

Martin (2009) iklimlendirme sistemlerinde enerji geri kazanımı amaçlı kullanılan gözenekli seramik borulu yarı dolaylı buharlaşmalı soğutucuların ısıl performans karakteristiklerini deneysel olarak incelemiş, besleme havasının düşük nem ve yüksek sıcaklıkta olması durumunda seramik boruların yüzeyindeki ana etkinin buharlaşma olduğunu, hem nem hem de sıcaklığın yüksek olması durumunda ise nem alma ve dolayısıyla yoğuşma meydana geldiğini ve duyulur ile gizli ısının geri kazanıldığını gözlemlemiştir.

Hajidavalloo ve Eghtedari (2010) tarafından özellikle çok sıcak iklim şartlarındaki hava soğutmalı kondenserlerin COP değerinin artırılması üzerine çalışma yapılmıştır. Bu bilimsel çalışmada COP değerini arttırmak üzere hava soğutmalı kondenser yerine buharlaşmalı soğutmalı kondenser kullanılmıştır. Bu maksatla 49°C ye kadar değişen hava şartlarında, bir split klimanın hava soğutmalı kondenserine buharlaşmalı soğutucu ünitesi ilave edilerek, uygulamanın çevrim performansı üzerindeki etkileri ölçülmüştür. Deneysel sonuçlar incelendiğinde, buharlaşmalı soğutucu etkisiyle sıcaklık farkının artırılması COP değerinde önemli bir artış göstermiştir. Bu uygulama sayesinde hava şartlarına bağlı olarak güç tüketiminde %20 oranında bir düşüş elde edildiği görülmüştür.

Fouda ve Melikyan (2011) buna benzer bir araştırmayla suyun buharlaşma gizli ısısını ısı kaynağı, buharlaşan suyun miktarını da kütle kaynağı olarak değerlendirmiş ve bunları enerji ve kütle korunum formüllerine yerleştirerek doğrudan buharlaşmalı soğutucular için basit bir matematiksel model geliştirmiş ve matematiksel ve deneysel sonuçların birbirleri ile eşleştiğini görmüşlerdir. Ayrıca soğutucu pede giren havanın hızı, soğutma pedinin kalınlığı ve soğutma pedine giren havanın kuru termometre sıcaklığının soğutma performansına ne gibi etkiler yaptığını hesaplamışlardır. Elmetenani ve arkadaşları (2011) deneysel çalışmanın aksine METEONORM yazılımını kullanarak Cezayir'in Bechar kenti için Haziran, Temmuz ve Ağustos aylarına ait meteorolojik verileri üretip TRNSYS yazılımı üzerinde oluşturdukları simülasyon ortamında doğrudan buharlaşmalı soğutucuların enerji verimlilik oranı (EER) değerlerini hesaplamışlardır. Ayrıca buharlaşmalı soğutucuların düşük güç tüketimine sahip olduklarını tespit etmişler ve bu nedenle, fotovoltaiik paneller ile çalışmaya uygun sistemler olduklarına kanaat getirmişlerdir.

Pires ve arkadaşları (2011) farklı yapı ve tekstil malzemelerinin buharlaşmalı soğutma kabiliyetlerini deneysel olarak inceleyerek petek yapıda, polyester ara parçalı kumaş malzemenin en iyi performansı gösterdiğini belirlemişlerdir.

Özgören ve arkadaşları (2011), İzmir ili için 1997-2008 yılları arasındaki meteorolojik verileri kullanarak yıllık ortalama sıcaklık, güneş ışınlamı ve ortalama rüzgar hızı değerlerini analiz edip, daha güncel olan "Işınım Zaman Serileri" (Radiant Time Series – RTS) yöntemiyle MATLAB ortamında model bir konutun saatlik ısı kazancı ve soğutma yükünü hesaplamıştır.

Bir başka çalışmada ise, Kim ve Jeong 2012 yılında doğrudan ve dolaylı buharlaşmalı soğutucu prensiplerinin birlikte kullanıldığı %100 dış hava kullanarak sistemin soğutma performansını incelemişlerdir. Yapmış oldukları çalışmanın amacını ise, bir binaya kurmuş oldukları doğrudan ve dolaylı buharlaşmalı soğutucu destekli %100 dış hava ile çalışan sistemin soğuk ve ara mevsimlerde enerji performansının değerlendirilmesinin yapılması olarak vurgulanmıştır. Doğrudan ve dolaylı buharlaşmalı soğutucunun birlikte kullanıldığı tamamen dış hava ile çalışan sistem mevsime bağlı olarak iki farklı fonksiyonda çalıştırılmıştır. Buna ek olarak, doğrudan ve dolaylı soğutucunun etkinliği her ölçüm noktasında değişen hava sıcaklığı ve bağıl nem oranına göre belirlenmiştir. Sonuç olarak doğrudan ve dolaylı buharlaşmalı

soğutucunun birlikte tamamen dış hava sistemi ile çalıştığı ara sezonda iki aşamalı çalıştırıldığı takdirde geleneksel soğutuculara göre %51 enerji tasarrufu sağladığı gözlenmiştir.

Irmak (2013), buharlaşmalı soğutma sisteminin en önemli ekipmanı olan soğutma pedi ile ilgili yaptığı çalışmasında Çukurova bölgesi iklim şartlarında selüloz esaslı bir buharlaşmalı soğutma pedinde havanın ped içerisinden geçiş hızı ile havanın doyma düzeyi ve buharlaştırılan su miktarı arasındaki ilişkiyi incelemiştir. Bu çalışmada havanın pedden geçiş hızı olarak üç farklı değer (0,5 m/s, 1,0 m/s ve 1,5 m/s) baz alınmıştır. Pedin ıslatılarak nemlendirilmesi görevini gören suyun akış debisi ped üreticisi firmanın tavsiyeleri doğrultusunda her m<sup>2</sup> için 4 l/d olarak sabit bırakılmıştır. Denemeler Temmuz ayı içerisinde üç defa tekrar edilmiş, araştırma sonucunda havanın pedden geçiş hızının artmasına bağlı olarak birim ped yüzey alanından birim zamanda buharlaştırılan su miktarının da arttığı ancak havanın doyma düzeyinin azaldığı belirtilmiştir. Havanın doyma düzeyi minimum 1,5 m/s hava hızında beklenirken uygulamada 0,5 m/s hava hızında gerçekleşmiştir. Buna sebep olarak farklı hızlarda pedden geçen havanın akış karakteristiklerinin farklı olması olarak vurgulanmıştır.

Eser (2015), buharlaşmalı soğutma sistemlerinin ortam havasının psikrometrik özelliklerine etkisini incelediği çalışmasında, kendi tasarımı ve üretimi bir buharlaşmalı soğutma ünitesinde deneysel analizler yapmıştır. Havadan çekilen duyulur ısı, havaya verilen gizli ısı, soğutucu pet etkinliği deneysel amaçlı tasarlanan sistem için analiz edilmiştir. Bilimsel araştırma sonucunda pozitif ve negatif basınçın ortam havası sıcaklığını etkilediği belirtilmiştir. Literatürde yer alan sistemlerde dışarıda ve dış ortam iklim koşullarına maruz bir şekilde konulan su depolarının içeride, korunaklı ve mümkünse yalıtımı yapılmış bir şekilde bulunması önerilmiştir. Hayvan barınakları gibi aynı zamanda kokunun da yoğun olarak üretildiği ortamlarda negatif basınçlı havalandırma sistemleri önerilmesine karşın sadece soğutucu pet ile yapılan soğutma ortamına taze hava verilmesinin kokunun ortamdaki uzaklaştırılması açısından yetersiz olacağı, bu bakımdan sistemin kurulu olduğu ortamda aynı zamanda emiş havasının olması gerektiği de vurgulanmıştır.

Buharlaşmalı soğutucular genellikle endüstriyel tesislerde ve fabrikalarda kullanılmasına rağmen son 4-5 yılda ev ve kafe tipi buharlaşmalı soğutucularda hayatımızda yer edinmeye başlanmıştır. Kullanım oranı artan ev tipi buharlaşmalı soğutucular ile ilgili çalışmalarda aynı oranda artış göstermiştir. Bedir'in 2016 yılında yapmış olduğu ev tipi buharlaşmalı soğutucuların performans karakteristiklerinin incelenmesi adlı çalışma bunlardan biridir. Bu çalışmada ev tipi buharlaşmalı soğutucu farklı iç ortam sıcaklıklarında (24°C, 26°C, 28°C, 30°C, 32°C), farklı bağıl nem oranlarında (%50, %55, %60, %65 ve %70) ve farklı fan hızı kademelerinde deneysel olarak gözlenmiştir. Deneysel düzeneğinin özellikle 30°C sıcaklık değerinde buharlaştırma etkisinin en yüksek seviyeye ulaştığı gözlenmiştir. Buharlaştırma soğutucunun performansını hava hızı ile doğru orantılı bir şekilde artırabilmek için su pompasının sabit debi yerine değişken miktarlarda sisteme su vermesinin performansı arttırdığı gözlenmiştir.

Buharlaşmalı soğutucunun en önemli ekipmanı olarak adlandırdığımız soğutma pedi ile ilgili bir diğer alışma Bishoyi ve Sudhakar tarafından 2017 yılında gerçekleştirilmiştir. Buharlaşmalı soğutucular, yoğun yaz mevsiminde, konut ve ticari bina alanlarında iklimlendirme için yaygın olarak kullanılırlar. Soğutma pedleri, buharlaşmalı soğutucularının soğutma verimliliği ve enerji performansında önemli bir rol oynar. Bu alışma, gerçek hava durumu verilerine dayanarak iki farklı soğutma pedine sahip doğrudan buharlaşmalı soğutucunun deneysel sonuçlarını sunmaktadır. Analiz için aynı dikdörtgen kesitli alana sahip selülozik esaslı soğutma pedi ve aspen soğutma pedi dikkate alınmıştır. Soğutma kapasitesi, güç tüketimi, enerji verimliliği oranı gibi çeşitli performans parametreleri analitik ve deneysel olarak değerlendirilmiştir. Sonuçlar, enerji verimliliği oranının ve selülozik esaslı soğutma pedli bir buharlaşmalı soğutucusunun soğutma kapasitesinin, aynı yüzey alanına sahip aspen soğutma pedinden daha iyi olduğunu gözlemlenmiştir.



## 2.2 TERMOELEKTRİK SOĞUTMA İLE İLGİLİ ÇALIŞMALAR

Dai ve arkadaşları (2002) güneş pilleriyle çalışan termoelektrik buzdolabı üzerine deneysel araştırma ve performans analizi yapmışlardır. Yaptıkları araştırmanın neticesinde, buzdolabı sıcaklığının 5-10°C'ye kadar düştüğünü ve COP değerinin yaklaşık olarak 0,3 olduğunu görmüşlerdir. Detaylı olarak incelediklerinde ise sistemin performansının güneşlenme yoğunluğuna ve termoelektrik modül için sıcak ve soğuk taraflardaki sıcaklık farkına bağlı olduğuna vurgu yapmışlardır.

Çakır (2008) yapmış olduğu çalışmada elektrik enerjisinin olmadığı veya sıklıkla kesildiği yerlerde soğutma yapmak amacıyla enerji ihtiyacını güneşten karşılayan bir termoelektrik soğutucu dolap tasarlamıştır. 29cmx29cmx29cm olarak ölçülendirildiği dolabın, termoelektrik modülünü ve güneş pilini Karabük iklim koşullarına göre seçmiştir. Termoelektrik soğutucunun cihaz iç sıcaklığı, dış sıcaklığı, modül sıcak yüzey sıcaklığı, soğuk yüzey sıcaklığı, güneş pilinden çekilen gerilim ve akım değerlerini ölçmüş ve değerlendirmiştir. Bu deneyler sonucunda, sistemin performans katsayısını 0,9 dolaylarında bulmuş ve kabinin iç sıcaklığı ile dış sıcaklığı arasındaki farkın 13°C olduğunu tespit etmiştir.

Atik (2009) yaptığı bu çalışmada, termoelektrik soğutucu tasarımının enerji ve ekonomik yönden analizini yapmıştır. 7 farklı tipte termoelektrik modül kullandığı bu çalışmada, modül sayıları dolayısıyla modüllerin çalışma şartlarını değiştirmiş; ayrıca elektrik enerjisi fiyatının değişimini de düşünmüştür. Bütün çalışma durumlarında birim soğutma gücü için yatırım, enerji ve toplam maliyet değerlerini hesaplayarak karşılaştırmıştır.

Termoelektrik parametrelerin ölçülmesi sistem oluşturulmasında veya modül parametrelerine göre tasarım yapılacak olan sistemlerde önem teşkil etmektedir. Dişlitaş (2009) bu çalışmasında; termoelektrik (TE) modül ve sistemlerin performans analizlerinin yapılabilmesi amacıyla bilgisayar kontrollü yeni bir TE performans analiz sistemi (TEPAS) tasarlamış ve üretimini gerçekleştirmiştir. TEPAS'ın temelini; TE modülün çektiği akım, uçlarında düşen gerilim, ürettiği termoemk ve herhangi bir yüzeyindeki sıcaklık değerinin ölçülmesi prensibine dayanan yeni bir yöntem oluşturmaktadır. Geleneksel yöntemler yarıiletkenlerin parametrelerini sabit kabul etmekte veya sadece sıcaklık değişimlerini öngörmektedir. Bu sebeple, TE modüllerin

performans hesaplamaları ve değerlendirmeleri hatalı olmaktadır. Buna karşılık; TE modülün performansını etkileyecek iç ve dış bütün faktörlerin toplam etkileri, çalışır durumdaki modülden doğrudan ölçülerek elde edilen deneysel parametrelerinin kullanılmasına dayanan yeni yöntemle otomatik olarak hesaba katılmaktadır.

Çiçek ve arkadaşları (2011) aşı ve kan gibi tıbbi malzemelerin sıcaktan korunması ve taşınması için 3-5 litre hacimli bir soğutucu dolap tasarlamışlardır. TEC1-12703 modülünü kullanarak istenilen sıcaklık şartlarını elde etmeyi başarmışlardır. Termoelektrik modülün iki yüzeyi arasında var olan sıcaklık farkının korunması prensibi ile sıcak yüzeyi ortam sıcaklığına yakın iklim şartlarında tutarak soğutma işlemini sağlamışlardır. Ayrıca her iki yüzeye bağlanan iki adet DC fan yardımıyla yüzey sıcaklıkları ortamlara dağıtılarak sıcaklığı 4°C’de tutmayı başarmışlardır.

Gelişen termoelektrik soğutma teknolojisi ile ilgili bir başka çalışmayı inceleyelim. Taşpınar 2012 yılında yapmış olduğu çalışmada termoelektrik modüllerin tıbbi cihazlarda, klimalarda, soğutma dolaplarında, ölçüm cihazlarında vb. alanlarda yaygın olarak kullanılmaya başlandığını belirtmiş ve çalışmasında tıbbi alanda kullanıma uygun, termoelektrik soğutma özelliğine sahip bir organ taşıma dolabı tasarlamayı başarmış ve bu tasarım ile ilgili performans testleri gerçekleştirmiştir. Tasarlanıp üretimi gerçekleştirilen sisteme, 5x6x10 cm ölçülerinde bir hayvan böbreği yerleştirilerek, 25°C, 30°C, 35°C, 40°C ortam sıcaklıklarında sistemin performans analizleri yapılmıştır.

Zhao ve Tan (2014) yaptıkları çalışmada, termoelektrik malzemeleri, modelleme yaklaşımlarını ve uygulamalardaki son gelişmeleri incelemişlerdir. Termoelektrik soğutma sistemlerinin farklı sistemlere nazaran var olan avantajlarını belirtmişlerdir. Termoelektrik soğutma uygulamalarını; yerli soğutma, elektronik soğutma, bilimsel uygulama, otomobil kliması ve koltuk sıcaklık ayarlaması gibi farklı kullanım alanlarından özetlerle birlikte piyasada mevcut termoelektrik modülleri ve termoelektrik buzdolapları incelemiş ve değerlendirmişlerdir.

Liu, Zhang, Gong, Li ve Tang’ın (2015) yapmış olduğu çalışmaya bakmak gerekir ise, sıfır enerjili binalarda kullanılmak amacıyla güneş enerjisi ile çalışan termoelektrik soğutma cihazlarını ve teknolojileri araştırmışlardır. Güneş enerjili soğutma prensipleri bir fotovoltaiik (PV) ile doğrudan beslenebilir ve sıfır enerjili binaların

elektrik ihtiyacının tamamını güneş enerjisi ile karşılayan çevre dostu bir teknoloji oluşturur. Bu yaklaşım doğrultusunda güneş enerjili termoelektrik soğutma sistemlerinin enerji taleplerini en aza indirdiği, enerji etkinliğini arttırdığı ve binalarda birincil yakıtların tüketimini azalttığı gözlemlenmektedir.

Buharlaşmalı soğutma ve termoelektrik soğutma ile ilgili yapılan birçok akademik çalışma taranmış ve bu bölümde detaylı olarak anlatılmıştır. Taranan akademik çalışmalara bakıldığında buharlaşmalı ve termoelektrik soğutma prensipleri ve bu soğutma prensipleri ile üretilen cihazlar detaylı olarak incelenmiş ve üzerinde testler yapılmıştır. Ancak literatürde buharlaşmalı ve termoelektrik soğutma prensiplerinin bir arada olduğu sistem veya ürün üzerinde akademik bir çalışma gerçekleştirilmediğine rastlanmıştır. Bu çalışmada ise buharlaşmalı ve termoelektrik soğutma prensiplerinin bir arada olduğu ürün üzerinde ısıl hesaplamalar ve deneysel çalışmalar yapılmıştır.

### 3. DENEY DÜZENEKLERİ VE ÖLÇÜM TEKNİKLERİ

#### 3.1 Termoelektrik Soğutma Dolaplı Buharlaşmalı Soğutucu

Hava içerisine püskürtme yöntemi ile veya havanın su ile ıslatılan bir eşanjörden geçerken teması ile beraber buharlaşan suyun, dış ortam havasından buharlaşma ısısını çekmesi sonucunda havanın sıcaklığında meydana gelen sıcaklık düşümü evaporatif soğutma veya buharlaşmalı soğutma olarak adlandırılmaktadır. Buharlaşmalı soğutmanın en özel yanlarından biri sistemin basit olmasıdır. Eski zamanlardaki yaşayan insanların çadır girişlerine ıslak bez asarak çadır içerisini serinletmeleri bu soğutma metodunun geçmişe dayandığını göstermektedir. Buharlaşmalı soğutma sistemi; sıcaklığı yüksek hava ile suyun temas halinde bulunduğu her zamanda gerçekleşebilir. Mekanik soğutma sistemlerinde gelişmelerin hızla ilerlemesinden dolayı insanların tercihi bunun üzerinde yoğunlaşmasına rağmen son yıllarda enerji maliyetindeki artışlar, iç hava kalitesinin artırılmasına yönelik çalışmaların artması, mekanik soğutma sistemlerinde kullanılan gazın atmosfere vermiş olduğu zararlar ve doğa ve çevre dostu ürünlerin tercih edilebilirliğinin artmasından dolayı buharlaşmalı soğutucular günümüzde tekrar gündem haline gelmiştir ve bunun üzerinde birçok çalışmalar yapılmıştır. Buharlaşmalı soğutucular çevre dostu, gaz içermeyen ve kompresör kullanılmayan sistemlerdir.



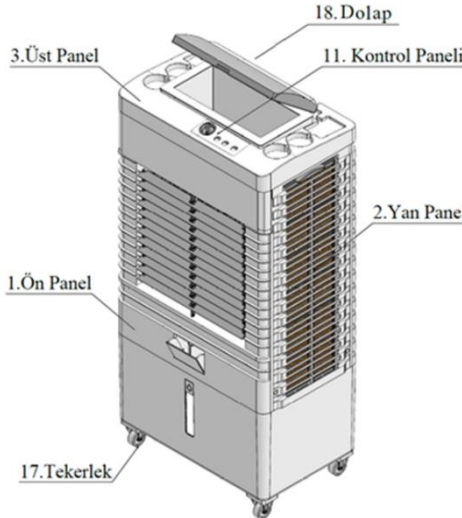
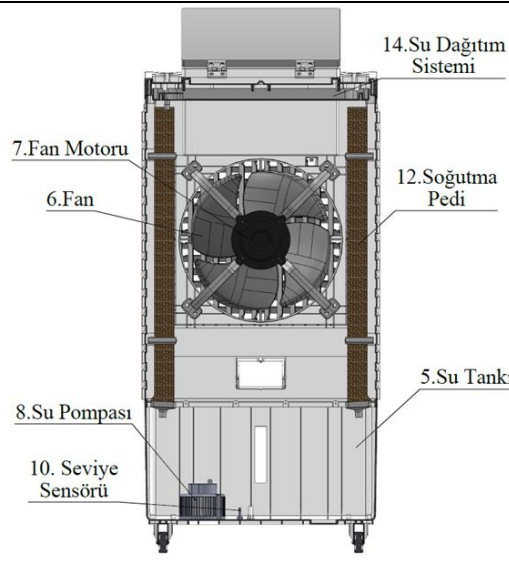
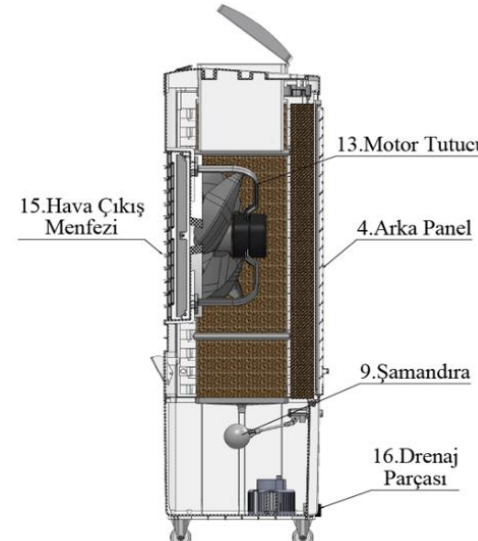
Şekil 3.1: Alindair firmasına ait endüstriyel buharlaşmalı soğutucu görseli

Peltier etkisi diye anılan iki farklı metal elemanın meydana getirdiği bir devreye elektrik akımı verildiğinde aksi uçlarda, akımın yönüne göre, ısınma veya soğuma meydana gelmesi olayına dayanan bu çevrimden, soğutma maksadıyla yararlanılabilmektedir. Bu sistem termoelektrik soğutma olarak adlandırılmaktadır.

Hareket eden parçası olmaması yönünden diğer soğutma çevrimlerinden farklıdır. Ancak performans katsayısının (alınan soğutma ısısının harcanan enerjiye oranı) mevcut metal çiftleri ile çok düşük seviyelerde kalması bu sistemin ticari soğutma maksatlı uygulamalarda kullanılmasını ekonomik yönden mümkün kılmamaktadır. Bugün kullanılan metal çiftler; negatif kutup için: Bizmut Telleryum ve Selenyum'un alaşımları; pozitif kutup için: Bizmut Telleryum, Antimon alaşımları olup bunlara dahi normal soğutma uygulamalarındaki çalışma sıcaklıklarında, kompresörlü bir sisteme oranla beşte bir seviyesinde bir performans katsayısı elde edilebilmektedir.  $T_h-T_c$  değeri, yani sıcak ve soğuk uçların sıcaklık farkı ne kadar az olursa performans katsayısı o kadar yükselmektedir (Dişlitaş, 2009).

Bu çalışmada, yukarıda çalışma mekanizması ve yapısı bahsedilen termoelektrik soğutma ve buharlaşmalı soğutma prensiplerini bir arada bulunduran sistem tasarımı gerçekleştirilmiştir.

Termoelektrik soğutma dolaplı buharlaşmalı soğutucu tasarımı gerçekleştirilirken ASHRAE (American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers) standartları baz alınmıştır. Buharlaşmalı soğutucu için öncelikle malzeme seçimi yapılmıştır. Piyasada var olan buharlaşmalı soğutucuların genellikle plastik hammadde kullanılarak üretildiği araştırmalar sonucunda belirlenmiştir. Buharlaşmalı soğutucuların genellikle dış ortamda çalıştığı dikkate alınmış, mukavemet ve ultraviyole etkilere dayanım özellikleri temel alınarak buharlaşmalı soğutucu dış gövdesi ABS (akrilonitril bütadien stiren) malzemedен tasarlanmıştır. İç kısımda çalışacak parçalar ise ekonomik etkenler göz önünde bulundurularak PP (polipropilen) olarak belirlenmiştir. Malzeme seçimi yapıldıktan sonra dış gövde tasarımı boyutsal parametreleri belirlenmiş akabinde soğutucu pet alanı, motor, pompa, fan ve su dağıtıcı sistem elemanlarının seçimi yapılmıştır. Boyutsal parametreleri belirlenen buharlaşmalı soğutucu Solidworks programı yardımıyla 3 boyutlu olarak tasarlanmıştır. Tasarımı gerçekleştirilen termoelektrik dolaplı buharlaşmalı soğutucu ile ilgili görsel ve sistem elemanları Şekil 3.2’de verilmiştir.

	1. Ön Panel
	2. Yan Panel
	3. Üst Panel
	4. Arka Panel
	5. Su Tankı
	6. Fan
	7. Fan Motoru
	8. Su Pompası
	9. Şamandıra
	10. Seviye Sensörü
	11. Kontrol Paneli
	12. Soğutma Padi
	13. Motor Tutucu
	14. Su Dağıtım Sistemi
	15. Hava Çıkış Menfezi
	16. Drenaj Parçası
	17. Tekerlek
	18. Termoelektrik Dolap

**Şekil 3.2 :** Tasarımı gerçekleştirilen termoelektrik dolaplı buharlaşmalı soğutucu görseli ve sistem elemanları

Buharlaşmalı soğutucu sistem elemanlarından ön panel, yan panel, üst panel ve arka panel dış gövde tasarımını oluşturmaktadır. Sistem çalışmasına doğrudan katkı veren elemanlar ise fan, fan motoru, su pompası ve soğutucu pedlerdir. Buharlaşmalı soğutucu tankında bulunan su küçük bir sirkülasyon pompasıyla selülozik pedlerin üzerine su dağıtım sistemi yardımı ile homojen olarak dağıtılır ve soğutucu pedler sürekli ıslak tutulur. Tasarımı gerçekleştirilen buharlaşmalı soğutmanın içindeki bir fan dışarıdan sıcak havayı alarak bu ıslak pedlerin üzerinden geçirir, ıslak pedlerden geçen hava soğur ve iklimlendirilmek istenen hacme gönderilir. Tasarımı gerçekleştirilen buharlaşmalı soğutucunun çalışma prensibi buna dayanır.

Tasarımı gerçekleştirilen buharlaşmalı soğutucunun su tüketimi dış ortam sıcaklık ve nem değerlerine göre değişiklik göstermektedir. Mevcut buharlaşmalı soğutucular incelendiğinde ortalama su tankı kapasitelerinin 45 litre olduğu tespit edilmiştir. 45 litre kapasiteli buharlaşmalı soğutucularda su değişim periyodu fazla olduğu için bu çalışmada su tankı kapasitesi 70 litre olarak tasarlanmıştır.

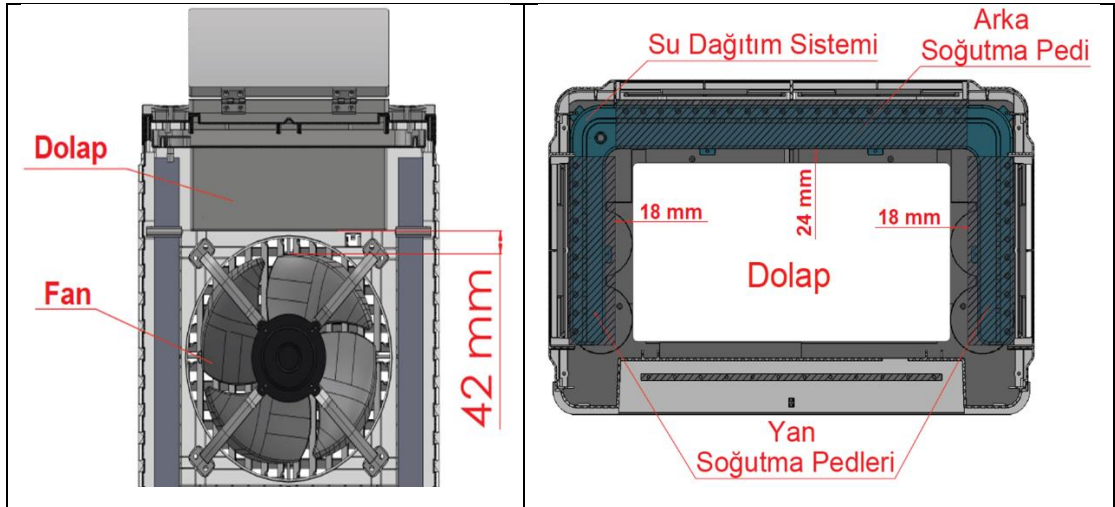
Tasarımı gerçekleştirilen buharlaşmalı soğutucunun boyutsal parametreleri genellikle mevcut buharlaşmalı soğutucular baz alınarak gerçekleştirilmiştir. Tablo 3.1’de buharlaşmalı soğutucu boyutsal ve teknik parametreleri belirtilmiştir.

**Tablo 3.1** Buharlaşmalı Soğutucu Boyutsal ve Teknik Parametreler

Hava Debisi	5.000 m <sup>3</sup> /h
Fan Motor Gücü	180 W
Voltaj	220 Volt
Fan Tipi	Eksenel
Fan Hızı	3 Kademe Hız Kontrolü
Su Tankı Kapasitesi	70 litre
Makine Hacim Ölçüleri	660x460x1260 mm
Soğutucu Ped Alanı	0.70 m <sup>2</sup> ( 460 x 765 x 60 mm / 1 adet ) ( 230 x 765 x 60 mm / 2 adet )

Buharlaşmalı soğutucu 3 boyutlu tasarımı tamamlanmış boyutsal ve teknik parametreleri belirlenmiş ve buharlaşmalı soğutucu ile entegre edilmiş termoelektrik soğutma tasarım ve boyutlandırma aşamasına geçilmiştir. Termoelektrik soğutma dolap tasarımı gerçekleştirilirken buharlaşmalı soğutucunun çalışma mekanizmasını olumsuz yönde etkilememesine dikkat edilmiştir. Termoelektrik dolap malzemesi buharlaşmalı soğutucu da olduğu gibi ABS malzemedен seçilmiştir. Bunun nedeni tasarım bütünlüğünün sağlanmak istenmesidir.

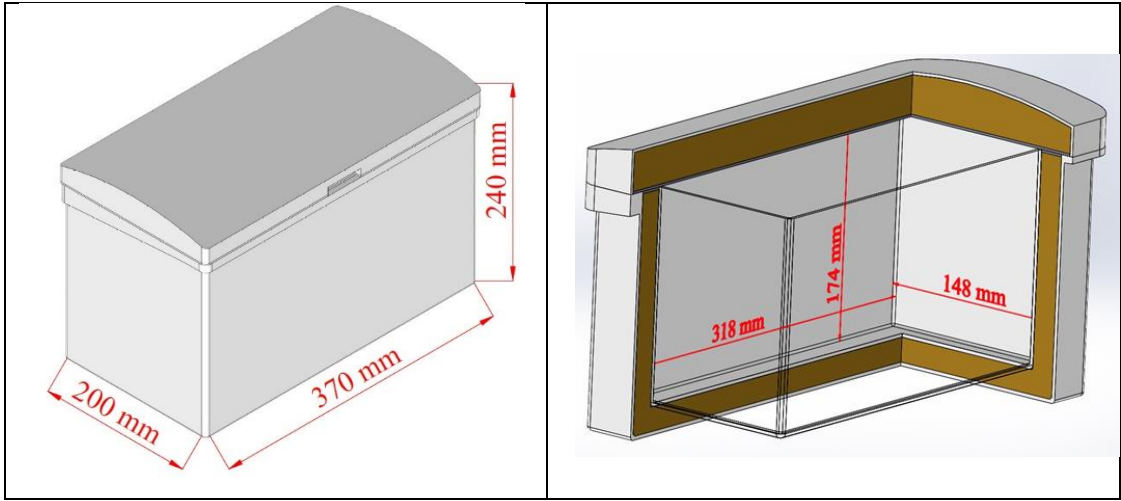
Termoelektrik dolap boyutsal tasarım ve ölçüleri belirlenirken özellikle buharlaşmalı soğutucunun çalışma sistemine olumsuz bir etki göstermemesine dikkat edilmiştir. Termoelektrik dolap tasarım ve ölçülerini buharlaşmalı soğutucu sistem elemanlarından su dağıtım sistemi ve fan konumu sınırlandırmıştır. Dolap eni ve boyu su dağıtım sistemine temas edecek olmasından dolayı genişletilememiştir. Dolap yüksekliği ise buharlaşmalı soğutucu üfleme fanına temas etmeyecek şekilde emniyetli olarak tasarlanmıştır. Dolap tasarımını ve boyutlarını etkileyen parametreler Şekil 3.3’de verilmiştir.



Şekil 3.3: Dolap tasarımını ve boyutlarını etkileyen parametreler



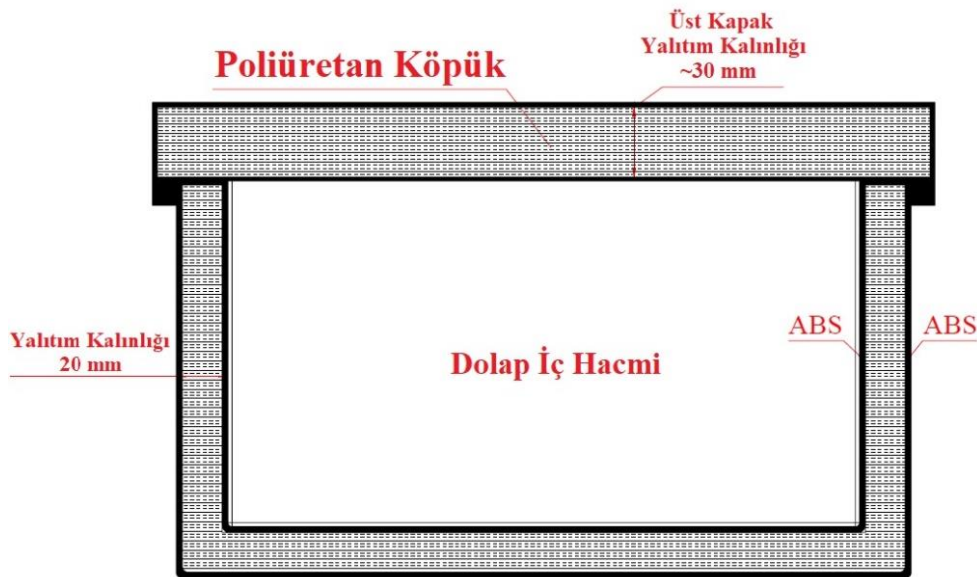
Tasarımı gerçekleştirilen termoelektrik dolap tasarımı, iç ve dış hacim ölçüleri Şekil 3.4’de belirtilmiştir.



**Şekil 3.4:** Termoelektrik dolap tasarımı ve ölçüleri

Termoelektrik soğutma dolabı yalıtım kalınlıkları belirlenirken yüzeylerin bulunduğu ortamın sıcaklık değeri baz alınmıştır. Tasarım kapsamında üst kapak dış çevre ortamında bulunmakta, diğer yüzeyler ise buharlaşmalı soğutucu içerisinde yer almaktadır. Bu yüzden çevre sıcaklığına maruz kalan üst kapak yalıtım kalınlığı 3 cm, geri kalan 5 yüzey daha soğuk olan soğutucu içerisinde konumlandığından yalıtım kalınlığı 2 cm olarak belirlenmiştir.

Tasarımı gerçekleştirilen termoelektrik dolap malzemesi, yalıtım malzemesi ve kalınlığı Şekil 3.5’de detaylı olarak belirtilmiştir.



**Şekil 3.5:** Termoelektrik dolap dış gövde malzemesi ve yalıtım özellikleri

Tasarımı gerçekleştirilen termoelektrik dolap ile ilgili boyutsal parametreler Tablo 3.2’de detaylı olarak belirtilmiştir.

**Tablo 3.2** Termoelektrik Dolap Boyutsal Parametreler

Termoelektrik Dolap Dış Ölçüleri	200 x 370 x 240 mm	
Termoelektrik Dolap İç Ölçüleri	148 x 318 x 174 mm	
Termoelektrik Dolap İç Hacmi	~ 8 litre	
Yalıtım Malzemesi	Poliüretan Köpük	
Yalıtım Kalınlığı	Üst Kapak için	~30 mm
	Dolap için	~20 mm

Termoelektrik soğutma dolabı tasarımı öncesi dış gövde malzemesi ABS , yalıtım malzemesi ise poliüretan köpük olarak seçilmiştir. Malzeme seçimi tamamlanan termoelektrik dolap Solidworks yazılım programı yardımıyla 3 boyutlu olarak dizayn edilmiştir.

Termoelektrik dolabın boyutsal parametreleri belirlendikten sonra termoelektrik modül ve alüminyum kanatçıklar ile ilgili parametreler belirlenmiştir.

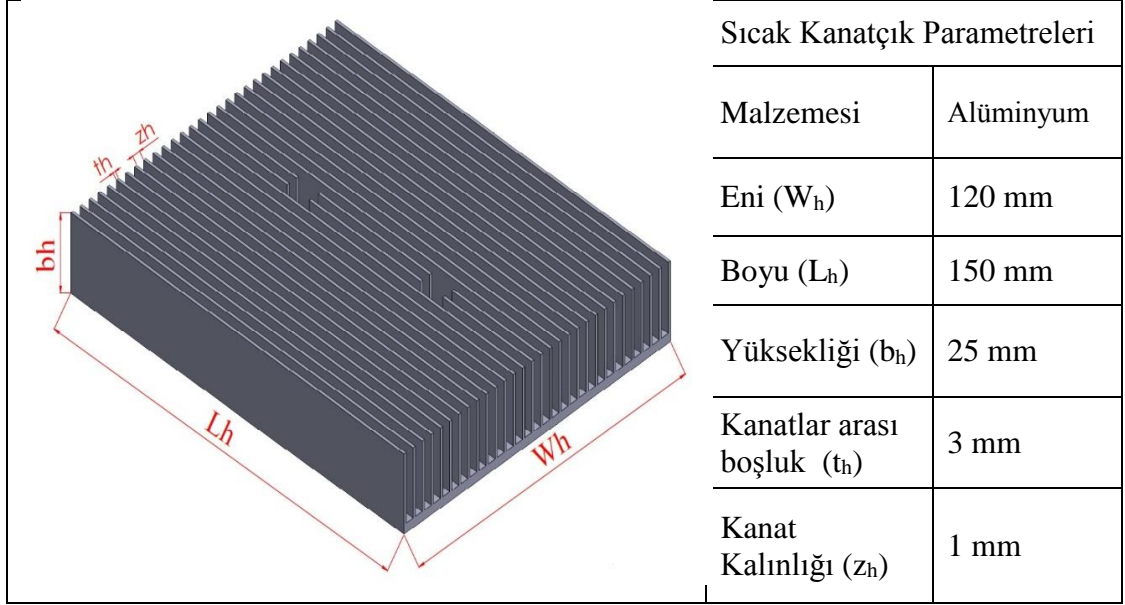
Sistemde kullanılan termoelektrik modül ile ilgili teknik parametreler Tablo 3.3’de belirtilmiştir.

**Tablo 3.3** Termoelektrik Modül Parametreleri

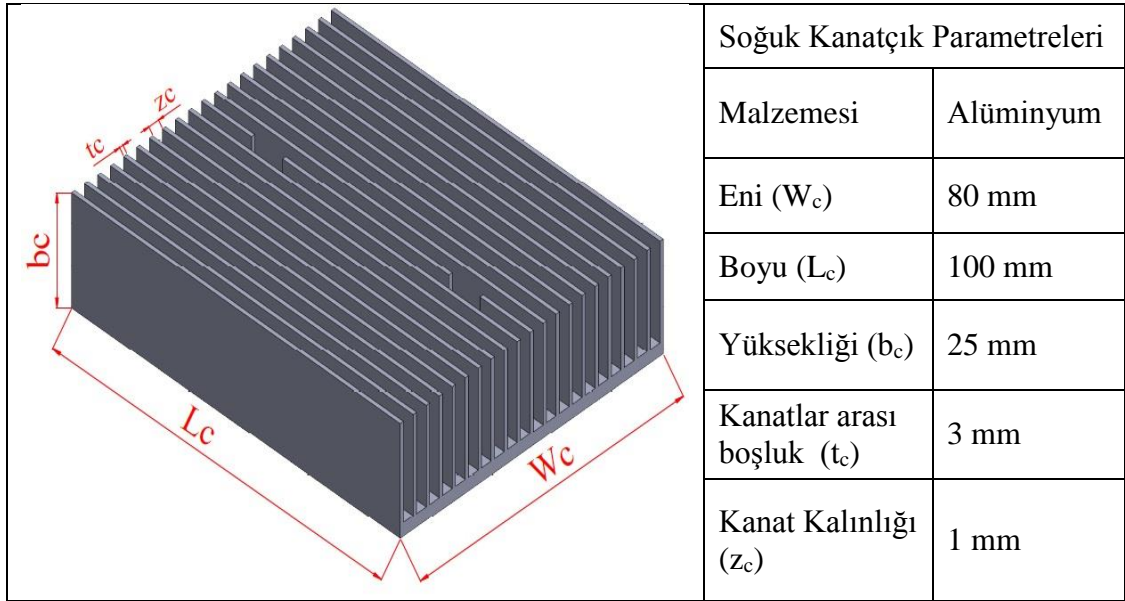
Modül geometrik özellikleri	4 x 4 cm , Yükseklik = 4 mm
Bir yarıiletkenin kesit alanı	1.4 x 1.4 mm
Bir yarıiletkenin bacak uzunluğu	1.3 mm
Yarıiletkenler arası boşluk	1.1 mm
Isıl çift sayısı (n)	127
$\alpha$ = seebeck katsayısı ( $\mu V / K$ )	250
$\rho$ = elektriksel özdirenç ( $\Omega.cm$ )	$0.6 \times 10^{-4}$ , R = 1.65 ohm

Termoelektrik soğutma sistemi tasarımında en önemli parametrelerden biri de kanatçık tasarımları ve boyutlarıdır. Soğutma amaçlı kullanılan termoelektrik soğutmanın soğuk yüzeyin soğuması o yüzeyde bulunan ısının diğer yüzeye aktarılmasıyla gerçekleşmektedir. Dolayısı ile ısınan yüzey ne kadar soğuk tutulabilirse soğuyan yüzeyden alınan verim o kadar artacaktır. Eğer modülün sıcak yüzeyindeki ısı atılmaz ise modül iç yapısı aşırı ısınmadan dolayı bozulabilmektedir. Bu nedenle termoelektrik sistem tasarımında modül sıcak ve soğuk yüzeylerde alüminyum malzemedan imal edilen kanatçıklar kullanılmıştır. Isı transferini arttırmak amacıyla modül ile kanatçıklar arasına termal macun uygulaması yapılmıştır.

Tasarımı gerçekleştirilen termoelektrik dolap sisteminde sıcak yüzeyde kullanılan alüminyum kanatçık tasarımı ve boyutsal parametreleri Şekil 3.6'da, soğuk yüzeyde kullanılan alüminyum kanatçık tasarımı ve parametreleri Şekil 3.7'de detaylı olarak belirtilmiştir.



Şekil 3.6: Sıcak yüzey alüminyum kanatçık tasarımı ve parametreleri

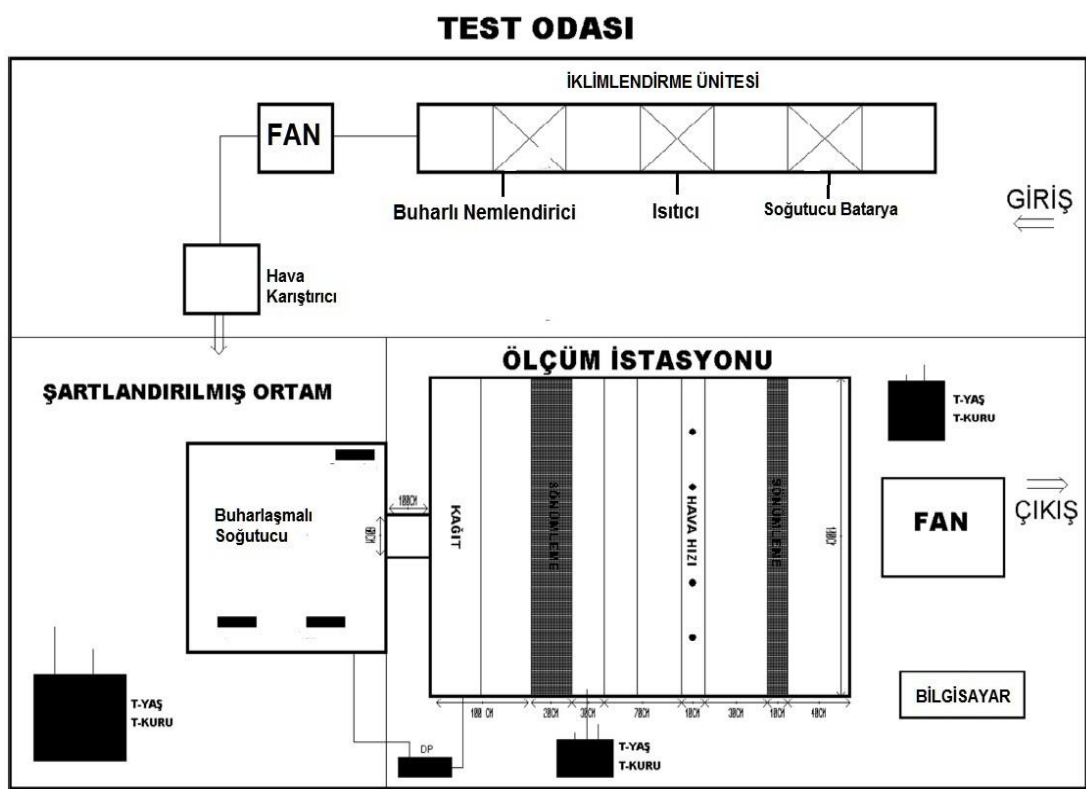


Şekil 3.7: Soğuk yüzey alüminyum kanatçık tasarımı ve parametreleri

### 3.2 Deney Düzeneği ve Test Odası

Buharlaşmalı soğutucunun çıkış parametrelerinin (nem, sıcaklık, hava hızı ve basınç düşümü) farklı iklim koşullarında ölçülmesi amacıyla klimatize edilebilen bir ortama ihtiyaç vardır. Bu belirli bir hacmi iklimlendirme santrali ile istenilen sıcaklık ve nem değerlerine getirmekle mümkün olmaktadır. Bu nedenle bu çalışmada Alindair Soğutma Sistemleri Sanayi ve Ticaret A.Ş. firması bünyesinde yer alan test odası kullanılmıştır.

Alindair Soğutma Sistemleri Sanayi ve Ticaret A.Ş. fabrikasında kurulu bulunan deney düzeneği iklimlendirme santrali , şartlandırılmış ortam ve ölçüm istasyonu olmak üzere üç bölümden oluşmaktadır. Deney düzeneği ve bölümleri Şekil 3.8’ de görülmektedir.



Şekil 3.8: Deney düzeneği ve bölümleri

Deney düzeneği İMEKSAN İKS-25 model olup ısıtma, soğutma ve nemlendirme kısımlarından oluşmaktadır ve 15-45°C sıcaklık ile %10-60 arasında bağıl nem değerlerini üniform biçimde sağlayabilmektedir. Cihaz hava çıkış debisi 5000 m<sup>3</sup>/h , basıncı 936 Pa , fan hızı min<sup>-1</sup>'dir. Sisteme nem beslemesi 30 kg/h debide buhar veren 22.57 kW'lık Devatec ElectroVap MC2 buharlı nemlendirici ile sağlanmaktadır (Şekil 3.9 ).



**Şekil 3.9:** Buharlı nemlendirici

Test odası 5000 mm x 3000 mm x 6000 mm ölçülerinde, 0.5 mm kalınlığında galvaniz saclar arası 80 mm poliüretan izolasyon köpüğünden oluşan sandviç paneller ile kurulmuştur (Şekil 3.10). Poliüretan köpüğün ısı iletim katsayısı 0.024 W/mK'dir. Bu sayede oluşacak ısı kaybının önüne geçilerek, buharlaşmalı soğutucuları test etmek için farklı dış ortam koşullarını temsil eden üniform sıcaklık ve bağıl nem değerleri garanti altına alınabilmektedir.



**Şekil 3.10:** Test Odası

Ölçüm istasyonunda girişteki ve çıkıştaki bağıl nem ve sıcaklık değerlerini ölçmek için SENSE marka SHT serisi sıcaklık ve nem probu kullanılmıştır (Şekil 3.11). Probların sıcaklık ölçüm aralığı -25 ila +70°C, hassasiyeti  $\pm 0.3^{\circ}\text{C}$ 'dir. Nem ve sıcaklık değerlerini birlikte okuyabilen problemlerin nem hassasiyeti ise  $\pm 2\% \text{ RH}$ 'dir.



Şekil 3.11: Sıcaklık ve nem transmitteri

Nem ve sıcaklık probu ile ilgili parametreler Tablo 3.4'de belirtilmiştir.

**Tablo 3.4** Sıcaklık ve nem probu teknik parametreler

Güç Beslemesi	AC 24V ( $\pm 5\%$ ), 50-60 Hz DC 13.6...34 V	
Çalışma Sıcaklığı	-25 ... +70 °C	
Hassasiyet	Nem	$\pm 2\% \text{ RH}$
	Sıcaklık	0.3°C
Çıkış Parametreleri	Akım	4...20 mA, max 500 $\Omega$
	Voltaj	0...10V DC, min 1.000 $\Omega$

Ölçüm istasyonunda basınç düşümlerini ölçmek amacıyla SENSE marka SDP serisi fark basınç transmitteri kullanılmıştır (Şekil 3.12).



**Şekil 3.12:** Fark basınç transmitteri

Son olarak ölçüm istasyonunda hava debisi belirlemek amacıyla SENSE marka SAV serisi hava hızı ölçüm probu kullanılmıştır (Şekil 3.13).



**Şekil 3.13:** Hava hızı ölçüm probu

Hava hızı ölçüm probu ile ilgili teknik parametreler Tablo 3.5’de belirtilmiştir.

**Tablo 3.5** Hava hızı ölçüm probu parametreleri

Güç Beslemesi	AC 24V ( $\pm$ %5), 50-60 Hz DC 13.6...34 V	
Çalışma Sıcaklığı	-25 ... +70 °C	
Hassasiyet	Hava Hızı	$\pm$ 2 %
	Sıcaklık	0.3°C
Çıkış Sinyal Parametreleri	Hava Hızı	DC 0...10V veya 4-20mA
	Voltaj	DC 0...10V veya PT1000



### 3.3 Tepas Ölçüm Sistemi

Bu çalışmada TE modül ve sistemlerin çalışma anındaki parametrelerinin elde edilmesi ve performans analizlerinin yapılması amacıyla donanım ve yazılımdan oluşan bilgisayar kontrollü termoelektrik performans analiz sistemi (TEPAS) kullanılmıştır. Şekil 3.14’de TEPAS ölçüm sisteminin iç ve dış görünümüne ait fotoğraflar görülmektedir. Sistem üzerinde TE modül güç çıkışı, termokupl girişler, bilgisayar bağlantısı için USB portlar, soğutma sistemi kontrolü amaçlı bağlantılar ile birlikte sistemin 220V besleme girişi ve açma- kapama anahtarı bulunmaktadır.



Şekil 3.14: TEPAS ölçüm sistemi

TEPAS ölçüm cihazı ile birlikte TE modül ve sistemlere yönelik akım, gerilim ve sıcaklık ölçümünün yapılması mümkündür. Test edilecek TE modülün güç beslemesi TEPAS tarafından yapıldığından, TE modülün çektiği akım ve gerilim ölçümleri sistem içerisinde yer alan Anahtarlama Modlu Güç Kaynağı (SMPS–Switched Mode Power Supply) çıkışından yapılmaktadır. Sıcaklık ölçümleri ise TE modülün bulunduğu ortamdan termokupllar yardımıyla gerçekleştirilmektedir. Ölçüm verilerinin toplanarak bilgisayara aktarılması ve yazılım yardımıyla elde edilen kontrol sinyallerinin sisteme uygulanması amacıyla USB bağlantılı modüller kullanılmaktadır.

TE sistemde ölçümler yapılarak; modülün yüzey sıcaklıkları ( $T_H$  ve  $T_C$ ), çektiği akım ( $I$ ), gerilim ( $V$ ) değerleri bilgisayar kontrollü olarak USB modülü üzerinden alınarak veri tabanına kaydedilmekte ve gerekli kontrol sinyalleri üretilmektedir.

TEPAS'ın genel karakteristik özellikleri Tablo 3.6 'da verilmektedir. Tablo 3.7'de ise TE modüllerin TEPAS ile ölçülebilecek parametreleri özetlenmiştir.

**Tablo 3.6** TEPAS Genel Karakteristik Özellikleri

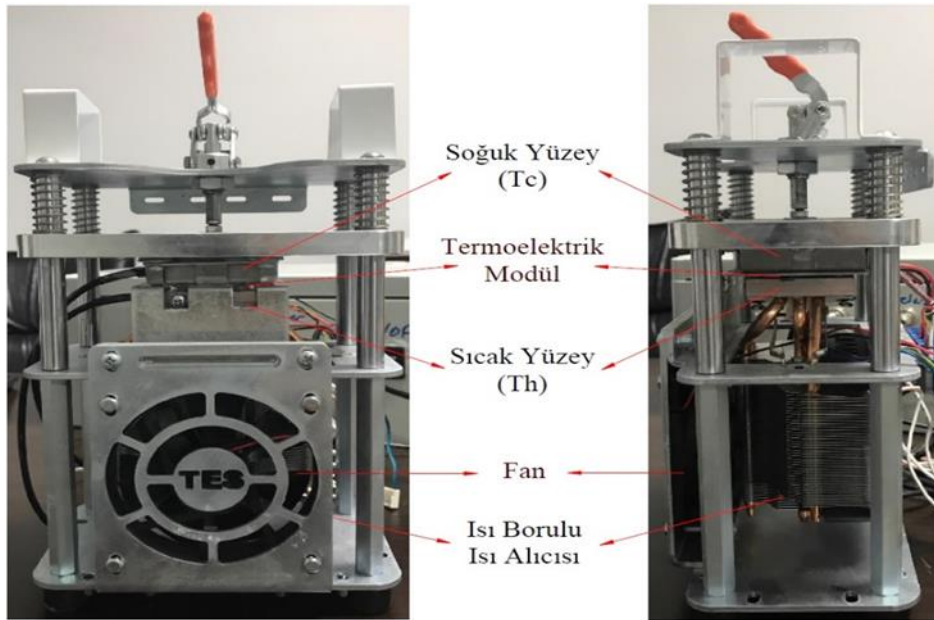
<b>Karakteristik</b>	<b>Özellik</b>
Uygulama Alanı	TE modül ve sistemler (TE cihazlar)
Test Yöntemi	Akım, gerilim ve sıcaklık ölçümüne dayalı AHISKA yöntemi
Deneyler	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Deneysel parametrelerin belirlenmesi testi</li> <li>• Çıkış parametreleri testi</li> <li>• Yarıiletken parametrelerinin belirlenmesi testi</li> <li>• Dinamik analiz testi</li> <li>• 8 kanal sıcaklık datalogger</li> </ul>
TE Çalışma Modu	Soğutma - Isıtma
Sıcaklık Dengesinin Belirlenmesi	<ul style="list-style-type: none"> <li>• <math>T_H</math></li> <li>• <math>\Delta T</math></li> <li>• <math>T_H</math> ve <math>\Delta T</math> birlikte</li> </ul>
AC Gerilim	220V
Elektrik Güç Tüketimi	<1000W
Ağırlık	5 kg
Ebat	40x30x17 cm
Ölçme	Akım, Gerilim ve Sıcaklık
TE modül sürme gücü	24 V, 33 A, 800 W (Çıkış %20-100 aralığında yazılım ile ayarlanabilir)
Bilgisayar Haberleşmesi	USB 2.0

**Tablo 3.7** TEPAS ile ölçülebilecek parametreler

<b>Doğrudan Ölçülen Parametreler</b>	<b>Simge</b>	<b>Birim</b>	<b>Ölçüm Aralığı</b>	<b>Doğruluk</b>
Sıcaklık	$T(T_C, T_H)$	K	-35 ... +70	$\pm 0,1$ K
Sıcaklık farkı	$\Delta T_{max}$	K	0...100	$\pm 0,1$ K
TE modülün çektiği akım	I	A	0...10	$\pm 0,01$ A
TE modül uçlarında ölçülen gerilim	V	V	0...24	$\pm 0,01$ V
<b>Dolaylı Ölçülen Parametreler</b>				
TE modülün soğuk yüzeyinden soğurulan ısı yükü	$Q_C$	W	0...100	
TE modülün sıcak yüzeyinden açığa çıkan ısı yükü	$Q_H$	W	0...100	
TE modül elektrik gücü	P	W	0...50	
TE modülün verimi (Performans Katsayısı)	COP		0-1	
TE modülün elektriksel direnci	R	$\Omega$	0...100	
TE modülün ısı iletkenliği	k	W/K	0...10	
TE modül kalite katsayısı (Figure-of-Merit)	Z	1/K	$(1...5) \times 10^{-3}$	
Yarıiletkenin Seebeck katsayısı	$\alpha$	V/K	$(1...5) \times 10^{-4}$	
Yarıiletkenin öz direnci	$\rho$	$\Omega.cm$	$(1...5) \times 10^{-3}$	
Yarıiletkenin termal iletkenlik katsayısı	k	W/(cm.K)	$(1...5) \times 10^{-2}$	
Yarıiletkenin kalite katsayısı	z	1/K	$(1...5) \times 10^{-3}$	

Bu çalışmada TE performans analiz sistemi ile deneysel çalışmalar yapmak ve gerçek TE modüllerin test edilmesi amacıyla özel bir TE sistem düzeneği kullanılmıştır. Bu düzenek TE modül düzeneği ve ısıtma sistemi olmak üzere 2 ayrı bölümden oluşmaktadır. Şekil 3.15’de TE sistem düzeneğinin temel yapısı görülmektedir.

Kullanılan düzenekte, TE modülün sıcak ve soğuk her iki yüzeyine 4x4 cm boyutunda ve 0,5 cm kalınlığında bakırdan ısı dengeleyici blok bulunmaktadır. Modül yüzeyindeki  $T_h$  ve  $T_c$  sıcaklıklarını ölçmek amacıyla; ısı dengeleyici blokların içerisine delik açılarak T tipi termokupllar üretici tarafından yerleştirilmiştir. Yüzeyler arasında termal macun sürülerek ısı iletiminin maksimum olması sağlanmıştır. TE modülün soğuk yüzeyine çeşitli ısı yükleri uygulayabilmek amacıyla sistem içerisinde bir ısıtıcı yer almaktadır. Düzenekte kullanılan ısıtıcı, kalınlığı 0,2 mm olan 4x4 cm’lik iki mika levha arasına yine aynı boyutlarda ve üzerine çapı 0,2 mm olan krom tel sarılmış levhanın konularak epoksiyle yapıştırılmasıyla sağlandığı görülmektedir. Isıtıcıdan modüle gelen ısının kayıplarını minimum kılmak için ısıtıcının modülle temasta olmayan üst yüzeyi Fiber Frax ısı yalıtım malzemesi kullanılarak iyice kapatıldığı dikkati çekmektedir. Deneylerde kullanılan düzenek bir tabana tutturulmuş ve üzeri bir kapakla kapatılmıştır.



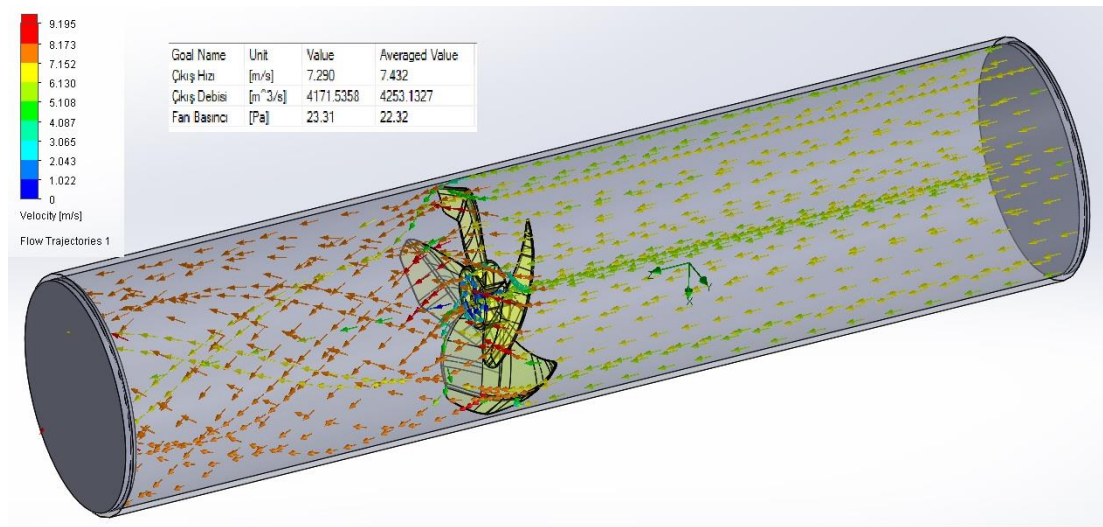
Şekil 3.15: TE Sistem düzeneği

### 3.4 Solidworks Flow Simulation Çalışmaları

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) mühendislik sorunlarını çözmek için geliştirilmiş olan Solidworks Flow Simulation, 3B olarak tasarımı gerçekleştirilen ürün veya sistemin akış alanlarını ve güçlerini, ısı transferini belirlemek için kullanılan matematiksel modellenmiş bir yazılım programıdır. Solidworks Flow Simulation yazılımı, analizlerdeki karmaşıklığa son vererek, tasarımcının akışkan akışını, ısı transferini ve akışkan kuvvetlerini hızla ve kolayca analiz etmesini sağlar; bu sayede tasarımcılar bir sıvının ya da gaz akışının ürün performansı üzerindeki etkilerini inceleyebilir.

Bu çalışma kapsamında 3B tasarımı gerçekleştirilen aksel fanın debi ölçümü Solidworks Flow Simulation yazılım programı kapsamında gerçekleştirilmiştir.

Şekil 3.16'da buharlaşmalı soğutucunun fanının akış analizi ile ilgili görsel bulunmaktadır.

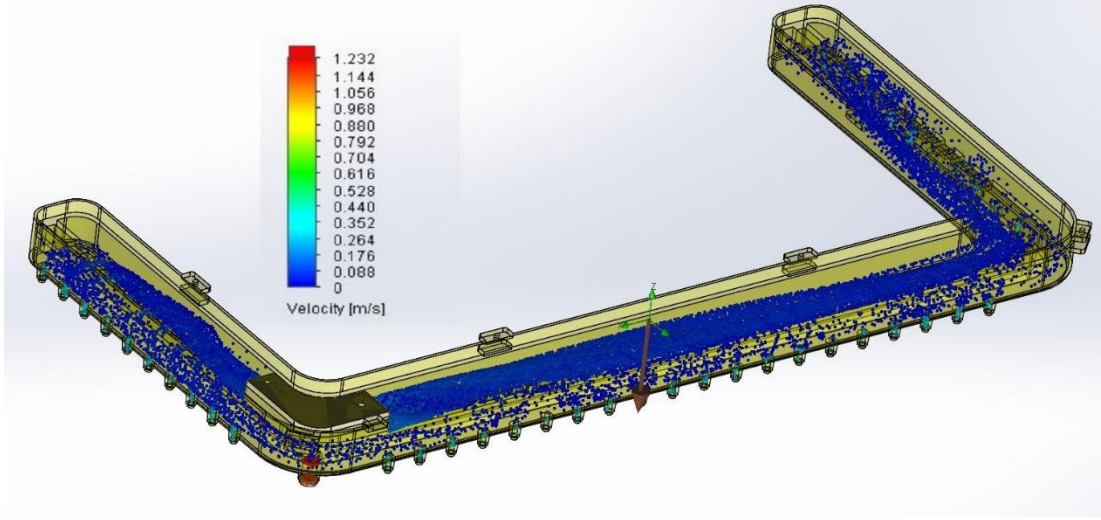


**Şekil 3.16:** Buharlaşmalı soğutucu aksel fanın akış analizi

Şekil 3.16'da görüldüğü gibi 500 mm çapındaki bir boru içerisine yerleştirilen 1450 d/d devrinde dönen fanın akış analizi sonucunda ortalama hız değeri 7.432 m/s, ortalama hıza göre hava debisi 4253 m<sup>3</sup>/h ve basınç farkı 22 Pa olarak ölçülmüştür.

Buharlaşmalı soğutucu tasarımında dikkat edilmesi gereken en önemli noktalardan bir diğeri ise su dağıtım sistemi tasarımıdır. Buharlaşmalı soğutucu içerisinde yer alan soğutucu pedlerin homojen bir şekilde ıslanması soğutucu verimini arttırmaktadır bu yüzden su dağıtım sistemi tasarımı 3B olarak gerçekleştirilmiş ve Solidworks Flow

Simulation yazılım programı kapsamında akış analizi yapılarak su dağıtım sisteminin her bir noktasından homojen su akışının olup olmayacağı tespit edilmiştir (Şekil 3.17).

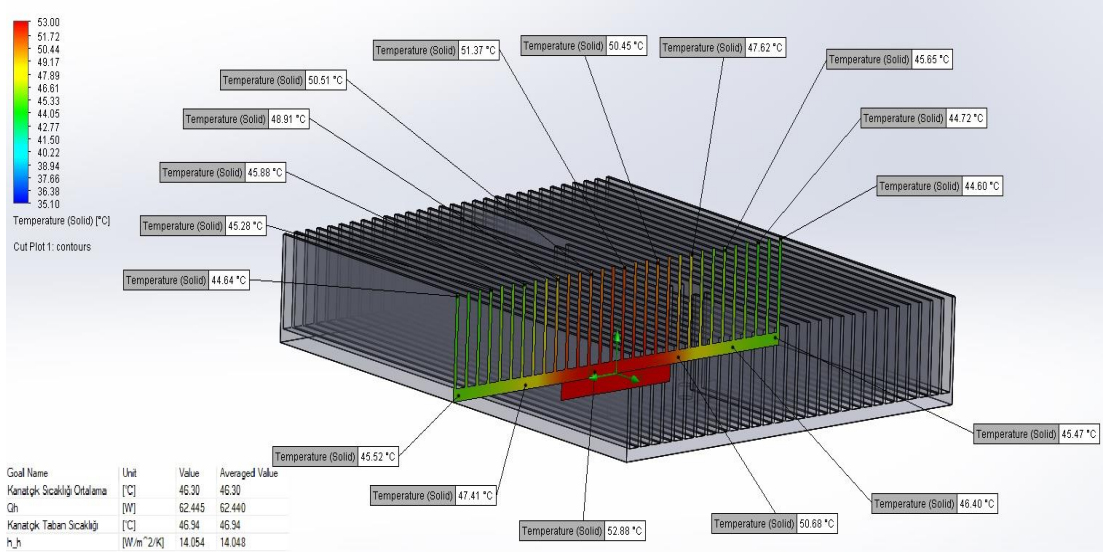


**Şekil 3.17:** Su dağıtım sistemi akış analizi

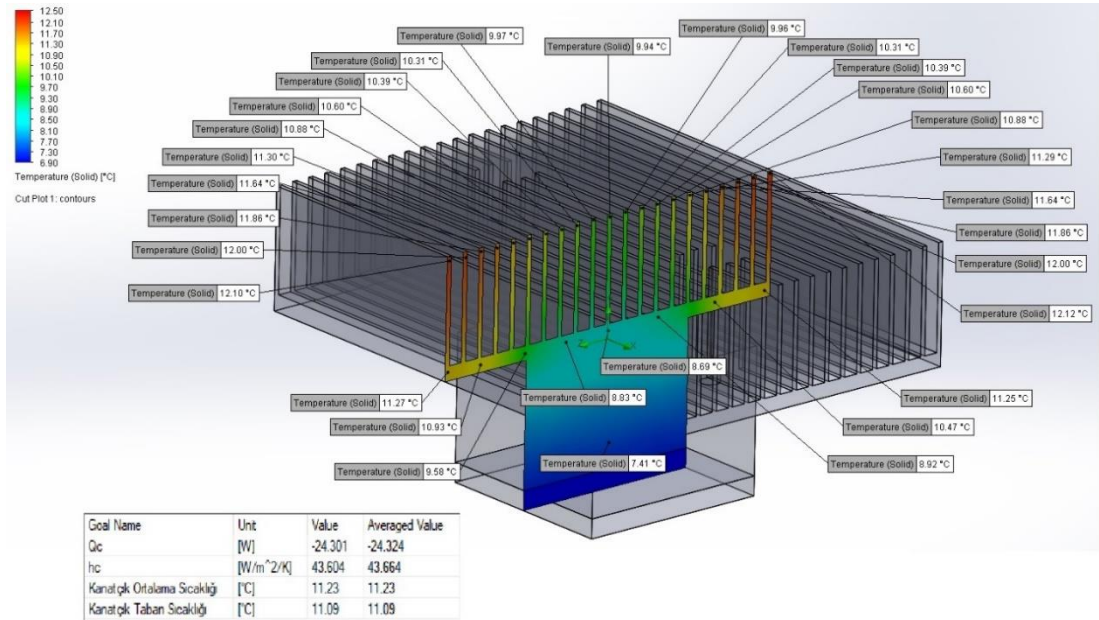
Şekil 3.17’de görüldüğü gibi su dağıtım sistemi tasarımında yer alan 40 adet su çıkış deliğindeki hızların ve debilerin birbirlerine eşit olduğu tespit edilmiştir. Solidworks Flow Simulation programı yardımı ile su dağıtım sisteminin soğutucu pedlere homojen dağıtım gerçekleştirebileceği öngörülmektedir.

Termoelektrik dolap tasarımındaki modülün sıcak ve soğuk yüzeylerinde kullanılan alüminyum malzemedeki imal edilmiş kanatçıklardan olan ısı transferi Solidworks Flow Simulation yazılım programı kapsamında analiz edilmiştir. Boyutsal parametreleri belirlenen sıcak kanatçığın modül ile temas eden noktasındaki sıcaklık 50°C, soğuk kanatçığın modül ile temas eden noktasındaki sıcaklık ise 6°C, sıcak ve soğuk kanatçık içerisinden geçen hava hızı fan debileri dikkate alındığında sırasıyla 2,83 m/s, 3,75 m/s olarak atanmış ve analiz gerçekleştirilmiştir.

Şekil 3.18’de sıcak yüzeydeki kanatçığın Şekil 3.19’da ise soğuk yüzeydeki kanatçığın ısı transfer analiz sonuçları verilmiştir.



**Şekil 3.18:** Sıcak yüzeydeki kanatçığın ısı transfer analizi



**Şekil 3.19:** Soğuk yüzeydeki kanatçığın ısı transfer analizi

Yapılan analizler esnasında sıcak ve soğuk kanatçıklarda ısı transferini hızlandırmak adına kanatçıklar üzerine fan yerleştirilmiştir. Sıcak kanatçık için  $0,17 \text{ m}^3/\text{s}$ , soğuk kanatçık için ise  $0,15 \text{ m}^3/\text{s}$  fan debisi atanmış ve kanatçıklar arasında bir hava akışı meydana getirilmiştir. Analizler sonucunda sıcak kanatçık ısı transferi ( $Q_h$ )  $62,44 \text{ W}$ , soğuk kanatçık ısı transferi ( $Q_c$ )  $24,32 \text{ W}$  olarak bulunmuştur. Analiz, sıcak kanatçık yüzeylerindeki ortalama sıcaklık değeri  $46,30^\circ\text{C}$ , soğuk kanatçık yüzeylerindeki ortalama sıcaklık değeri  $11,23^\circ\text{C}$  olarak sonuçlanmıştır.

## 4. MATEMATİKSEL FORMÜLASYON

### 4.1 Termoelektrik Etkiler

#### 4.1.1 Joule etkisi

Günlük yaşantımızda elektrik enerjisi ısı enerjisine dönüşür. Örneğin ; elektrik sobası, elektrik ocağı, elektrikli fırın gibi cihazların hepsi elektrik enerjisini ısı enerjisine dönüştürür. Bu ısıtıcıların içerisinde bir akım geçer. Bundan dolayı ısıtıcılar ısı yayarlar. İçerisinden akım geçen katı, sıvı ve gaz cisimler ısınır. Bu durumda elektrik enerjisi direkt olarak ısı enerjisine dönüşür. Bu olaylarda meydana gelen ısı ve elektrik enerjisi arasındaki etkileşimi ve değerleri İngiliz bilimci James Prescott Joule kanunlaştırmıştır (Dişlitaş, 2009). Joule ısısı elektrik akımının karesi ve iletkenin direnci ile doğru orantılıdır. Bir elektrik devresinde birim zamanda ortaya çıkan Joule ısı miktarı watt olarak;

$$Q_j = I^2 \cdot R \quad (4.1)$$

şeklinde ifade edilir.

I : Elektrik akımı

R: İletkenin direnci olarak tanımlanır.

#### 4.1.2 Seebeck ve peltier etkileri

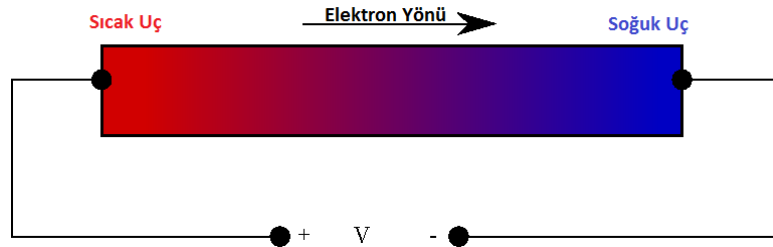
TE, sıcaklık farklarının elektriğe, elektriğin de sıcaklık farkına dönüşmesidir. Termoelektrik çeviricinin iki yanına sıcaklık farkı uygulandığında bir gerilim farkı oluşur, ya da biz gerilim uygularsak, termoelektrik çeviricinin her iki yanına sıcaklık farkı oluşur. Bunu elektrik üretmek, cisimleri veya hacmi soğutmak, ısıtmak ya da cisimlerin sıcaklığını ölçmek için kullanabiliriz. Çünkü ısıtma ya da soğutma işlemini uyguladığımız voltajın yönüne göre belirleyebiliriz. TE etki, ısı enerjisi ile elektrik enerjisinin birbirlerine doğrudan dönüşümü olarak tanımlanır. Termoelektrik etki



tanımı aslında 3 tane ifadeyi içinde barındırır. Bunlar ; Seebeck, Peltier ve Thomson etkilerini içermektedir. Seebeck etkisi Alman bilim adamı Thomas Johann Seebeck tarafından 1821 yılında, peltier etkisi Jean Charles Peltier tarafından 1834 yılında, Thomson etkisi ise 1856 yılında William Thomson (Lord Kelvin) tarafından yorumlanmıştır. Peltier etkisi soğutma ve ısıtma ile ilgili iken Seebeck etkisi ise elektrik üretiminin temellerini oluşturmaktır. Thomson etkisinde tüm olay iletkenin uç sıcaklıklarına, metalin cinsine akımın yönüne bağlı olarak değişir. Thomson etkisinin günümüzde doğrudan uygulama alanı bulunmamaktadır (Dişlitaş, 2009).

### Seebeck etkisi

Seebeck etkisi sıcaklık farklarının, bir potansiyel fark oluşturmasıyla doğrudan elektrik enerjisine dönüşümüdür. Farklı iki metal plaka uç noktalarından temas ettirilip bir ucundan ısıtıldığında, Şekil 4.1’de görüldüğü gibi elektronlar kinetik enerjilerinin artması sonucu sıcak uçtan soğuk uca doğru hareket eder. Metallerdeki ısı iletkenliklerinin farklı olması nedeniyle sıcak uç ile soğuk uç arasında potansiyel fark oluşur.



**Şekil 4.1:** Seebeck etkisi potansiyel fark oluşumu

Seebeck etkisinin şeması Şekil 4.2’de görülmektedir. Farklı özellikteki iletkenler kullanılarak (a, b) ortaya çıkarılan devrede , iletkenlerin bağlantı noktalarına farklı sıcaklıklar ( $T_1$  ve  $T_2$  ) verildiğinde iletkenlerin uçlarında gerilim oluşmaktadır. Bu gerilim ( $\Delta V$ );

$$V = \alpha \cdot \Delta T \quad (4.2)$$

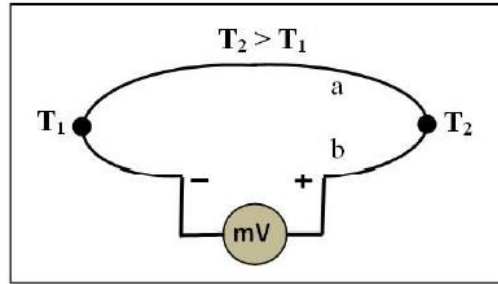
denklemleri ile açıklanabilir.

V : Devreden ölçülen gerilim (V)

$\Delta T = T_2 - T_1$  Yarıiletken malzemelerin yüzeyleri arasındaki sıcaklık farkı ( $^{\circ}\text{C}$ )

$\alpha$  : Seebeck katsayısı ( $\text{V}/^{\circ}\text{C}$ )

TE yarıiletkenlerde elektrik üretimi alanında , metallerde ise termokupl uygulamalarında Seebeck etkisi aktif olarak kullanılmaktadır (Dişlitaş, 2009).

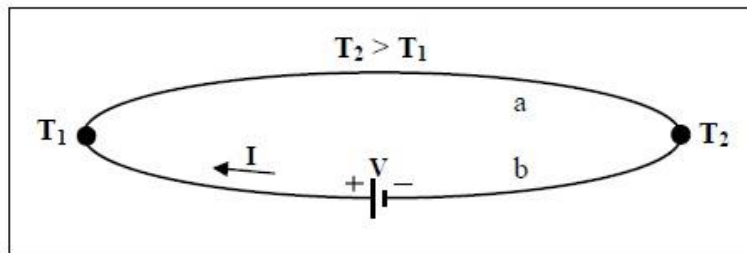


Şekil 4.2: Seebeck etkisi

#### Peltier etkisi

Fransız bilim adamı Jean Charles Peltier 1834'te Seebeck etkisinin tersi olan Peltier etkisini bulmuştur. Peltier etkisini ifade eden TE olay Şekil 4.3'de gösterilmektedir. Eğer ısı çift içinden bir akım geçerse, Joule Isısı ile birlikte akım yönüne bağlı olarak bağlantı noktalarının birinden ısı absorbe edilirken (soğutma) diğer bağlantı noktasından çevreye ısı yayılmaktadır (ısıtma). Çevreye yayılan bu ısıya Peltier ısı denilmektedir. Yayılan ısı miktarı, uygulanan akımın şiddetiyle doğru orantılıdır ve yönü akım yönüne bağlıdır. Birim zamanda üretilen Peltier Isısı Watt olarak aşağıdaki denklem ile ifade edilir. Burada  $\pi$ , Peltier katsayısıdır (Dişlitaş, 2009).

$$Q_p = \pi \cdot I \quad (4.3)$$



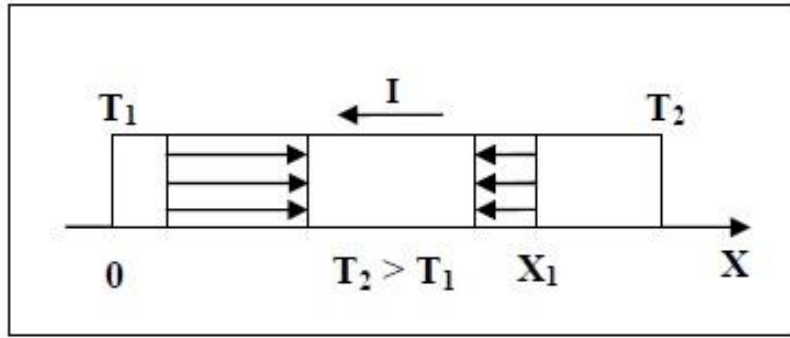
Şekil 4.3: Peltier olayı

### Thomson etkisi

İskoç bilim adamı William Thomson (Lord Kelvin), 1856 yılında seebeck ( $\alpha$ ) ve Peltier katsayısı ( $\pi$ ) arasında,

$$\alpha = \frac{\pi}{T} \quad (4.4)$$

eşitliğini ifade etmiştir. Şekil 4.4'te görüldüğü gibi, bir iletkene elektrik verildiğinde herhangi iki noktası arasında bir sıcaklık farkı varsa, akım yönüne göre iletkende Joule ısısına ek olarak Thomson ısısı ( $Q_T$ ) açığa çıkmaktadır.



Şekil 4.4: Thomson etkisi

Birim zamanda ortaya çıkan Thomson ısısı,

$$Q_T = I \cdot \alpha \cdot \Delta T = \alpha_T \cdot (T_2 - T_1) \quad (4.5)$$

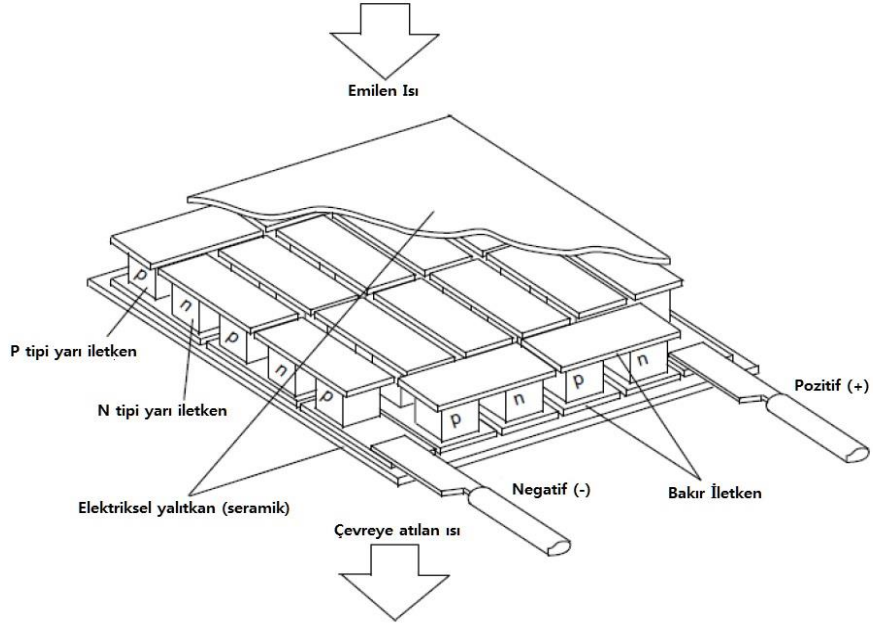
şeklinde ifade edilir ve akım şiddeti ( $I$ ) ve sıcaklık farkı ( $\Delta T$ ) ile doğru orantılıdır. İki farklı metalden oluşan bir devre için Thomson değerleri arasındaki ilişki ise;

$$\alpha_T = (\alpha_{Ta} - \alpha_{Tb}) \cdot \frac{T_2 - T_1}{T_2} \quad (4.6)$$

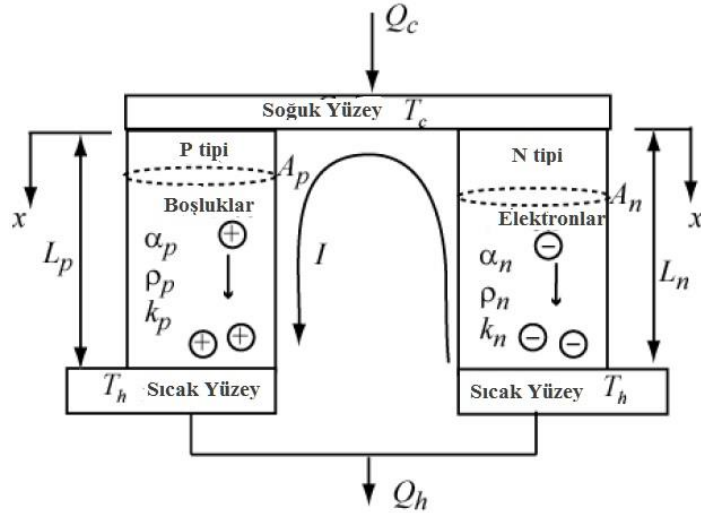
olarak ifade edilmektedir. Burada  $\alpha_T$  Thomson etkisi ile meydana gelen seebeck miktarıdır.  $\alpha_{Ta}$  ve  $\alpha_{Tb}$  sayıları ise farklı maddelerden oluşan devreyi ifade etmek için kullanılmaktadır. Thomson etkisini ortadan kaldırmak amacıyla  $\alpha_T$  değerleri aynı olan malzemeler seçilmelidir (Dişlitaş, 2009).

## 4.2 Termoelektrik Soğutucuların İdeal Denklemleri

Termoelektrik soğutma modüllerinin genel özelliklerinin belirlenmesinde ideal denklemler kullanılmaktadır. Şekil 4.5'te termoelektrik modül kesiti, Şekil 4.6'da ise modülü oluşturan P ve N tipi termoelementlerin parametreleri görülmektedir



Şekil 4.5: Termoelektrik modül kesiti



Şekil 4.6: P ve N tipi termoelementler

Birim alan başına ısı akısı oranı  $\vec{q}$  denklem (4.7)'de belirtilmiştir.

$$\vec{q} = \alpha T \vec{j} - k \vec{\nabla} T \quad (4.7)$$

Burada  $\alpha$  Seebeck katsayısı,  $\vec{j}$  akım yoğunluğu,  $k$  ısı iletkenliği ve  $\vec{\nabla}$  gradyandır. Bu denklem ısı akısı, elektrik akımı ve ısı iletimini ilişkilendirir ve kararlı durum denklemi denklem (4.8)'de belirtilmiştir.

$$\vec{\nabla}(k \vec{\nabla} T) + j^2 \rho - T \frac{d\alpha}{dT} \vec{j} \vec{\nabla} T = 0 \quad (4.8)$$

Burada  $\rho$  elektrik direncidir. Birinci terim ısı iletimini, ikinci terim Joule ısısını, üçüncü terim ise sıcaklığa bağlı Seebeck katsayısından kaynaklanan Thomson etkisi ile ilgilidir.

Şekil 4.5'de gösterilen TEC modülü, Şekil 4.6'da belirtilen L bacak uzunluğunda ve A kesit alanına sahip olan birçok p-tipi ve n-tipi ısıl çiftten meydana gelmektedir. Bir elektrik akımı uygulandığında yüzeyler arasında sıcaklık farkı oluşur. Seebeck katsayısının sıcaklıktan bağımsız olduğu, ısıl ve elektriksel temas direncinin olmadığı ve ısı kaybının olmadığı kabullerini dikkate alırsak denklem (4.9) elde edilir.

$$\frac{d}{dx} \left( kA \frac{dT}{dx} \right) + \frac{I^2 \rho}{A} = 0 \quad (4.9)$$

İki sınır şartlı sıcaklık gradyanı için çözüm ( $T_{x=0} = T_c$  ve  $T_{x=L} = T_h$ );

$$\left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=0} = \frac{I^2 \rho L}{2A^2 k} + \frac{T_h - T_c}{L} \quad (4.10)$$

(4.7) denklemi p ve n tipi ısıl çiftlerle ifade edilirse denklem (4.11) elde edilir.

$$\dot{Q}_c = n \left[ (\alpha_p - \alpha_n) T_c I + \left( -kA \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=0} \right)_p + \left( -kA \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=0} \right)_n \right] \quad (4.11)$$

Denklem (4.11)'de n ısıl çiftlerin sayısıdır.  $Q_c$  soğuk yüzeyden emilen ısı oranını belirtir.

$$\dot{Q}_c = n \left[ (\alpha_p - \alpha_n) T_c I - \frac{1}{2} I^2 \left( \frac{\rho_p L_p}{A_p} + \frac{\rho_n L_n}{A_n} \right) - \left( \frac{k_p A_p}{L_p} + \frac{k_n A_n}{L_n} \right) (T_h - T_c) \right] \quad (4.12)$$

Son olarak,  $T_c$  sıcaklığındaki soğutma gücü denklem (4.13)'de belirtilmiştir.

$$\dot{Q}_c = n \left[ \alpha T_c I - \frac{1}{2} I^2 R - K(T_h - T_c) \right] \quad (4.13)$$

$$\alpha = \alpha_p - \alpha_n \quad (4.14)$$

$$R = \frac{\rho_p L_p}{A_p} + \frac{\rho_n L_n}{A_n} \quad (4.15)$$

$$K = \frac{k_p A_p}{L_p} + \frac{k_n A_n}{L_n} \quad (4.16)$$

p-tipi ve n-tipi ısı çiftlerin benzer olduğu varsayılırsa,  $R = \frac{\rho L}{A}$  ve  $K = \frac{kA}{L}$  olarak alınabilir. Burada  $\rho = \rho_p + \rho_n$  ve  $k = k_p + k_n$  'dir. (4.13) denklemi bilim ve endüstride yaygın olarak kullanılan ideal denklem olarak adlandırılır.

Sıcak yüzeyden serbest bırakılan ısı oranı  $Q_h$  denklem (4.17)'de belirtilmiştir.

$$\dot{Q}_h = n \left[ \alpha T_h I + \frac{1}{2} I^2 R - K(T_h - T_c) \right] \quad (4.17)$$

Termoelektrik modülde termodinamiğin birinci yasası göz önüne alınırsa denklem (4.18) yazılabilir.

$$\dot{W} = \dot{Q}_h - \dot{Q}_c \quad (4.18)$$

Denklem (4.13) ve denklem (4.17), (4.18) denkleminde uygulandığında (4.19) denklemi elde edilir.

$$\dot{W} = n[\alpha I(T_h - T_c) + I^2 R] \quad (4.19)$$

Denklem (4.19)'da  $\dot{W} = IV$  eşitliği göz önüne alındığında denklem (4.20) elde edilir.

$$V = n[\alpha(T_h - T_c) + IR] \quad (4.20)$$

COP, soğutma gücünün elektrik gücüne oranı ile tanımlanır (Denklem (4.21)).

$$COP = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{W}} = \frac{n[\alpha T_c I + \frac{1}{2} I^2 R - K(T_h - T_c)]}{n[\alpha I(T_h - T_c) + I^2 R]} \quad (4.21)$$

Maksimum soğutma gücü için akım değeri  $I_{mp}$  , maksimum COP için akım değeri  $I_{COP}$  olarak tanımlanır. Maksimum soğutma gücü için akım değeri (4.22) denklemi ile ifade edilir.

$$I_{mp} = \frac{\alpha T_c}{R} \quad (4.22)$$

(4.21) denklemindeki optimum COP değeri kullanılarak optimum COP değerindeki akım denklem (4.24) ile ifade edilir.

$$\frac{d(COP)}{dI} = 0 \quad (4.23)$$

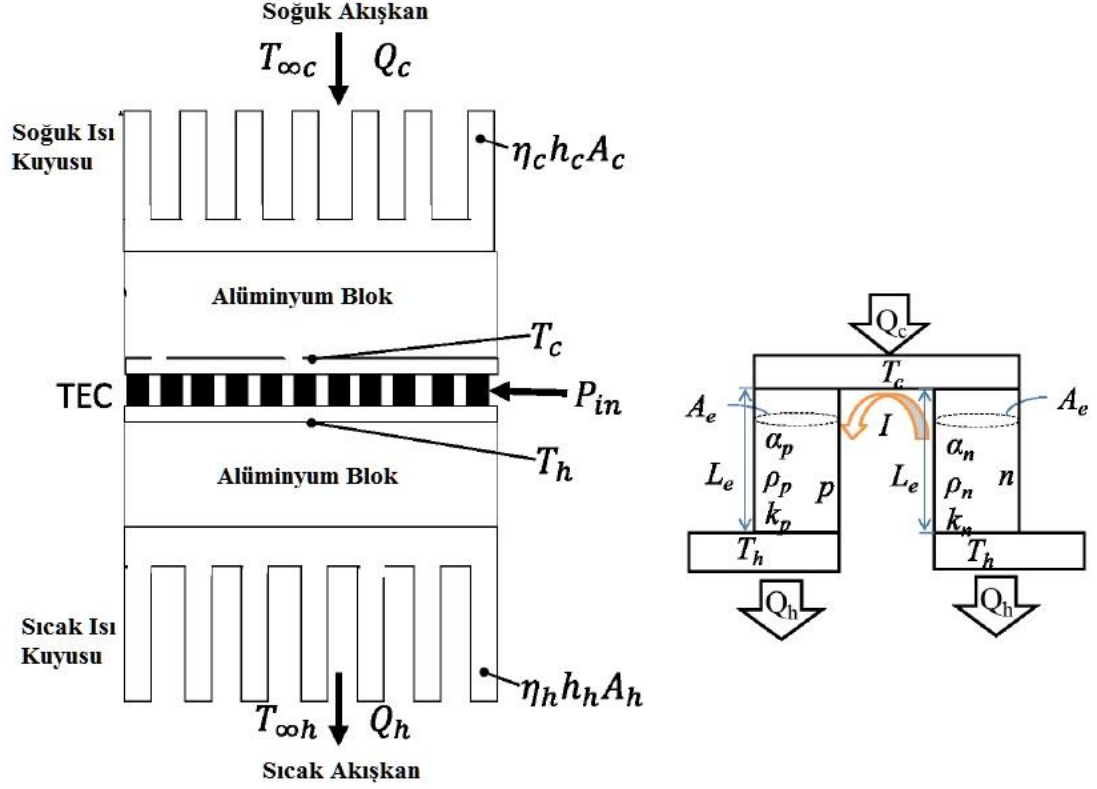
$$I_{COP} = \frac{\alpha \Delta T}{R(\sqrt{1+Z\bar{T}}-1)} \quad (4.24)$$

Denklem (4.24)'de  $\Delta T = T_h - T_c$  ,  $Z = \frac{\alpha^2}{\rho k}$  ve  $\bar{T}$  ,  $T_c$  ve  $T_h$  'in ortalama sıcaklığıdır.  $T_h$  cinsinden  $Z\bar{T}$  değeri (4.25) denklemi ile ifade edilir.

$$Z\bar{T} = ZT_h \left(1 - \frac{\Delta T}{2T_h}\right) \quad (4.25)$$

### 4.3 Termoelektrik soğutucunun ısı kuyuları ile birlikte modellenmesi

Soğutma amacıyla kullanılan termoelektrik modüllerde sistem veriminin belirlenmesi için ısı kuyuları ile modelleme yapılması gerekmektedir. Bu bölümde termoelektrik soğutucuların ısı kuyuları ile birlikte modellenmesi ile ilgili denklemler belirtilmiştir. Termoelektrik modül ve ısı kuyuları ile ilgili şematik görseller Şekil 4.7'de verilmiştir.



Şekil 4.7: Termoelektrik modül ve ısı kuyuları şematik görünüm.

Termoelektrik modülün soğuk yüzeyinden ( $T_c$ ) emilen ısı  $Q_c$  ve sıcak yüzeyinden ( $T_h$ ) atılan ısı  $Q_h$  olarak belirtilir. Yüzeylerin alanını arttırarak emilen ısı ( $Q_c$ ) ve atılan ısı ( $Q_h$ ) miktarı arttırılır.  $Q_c$  ve  $Q_h$  değerleri denklem (4.26) ile (4.29) arasındaki denklemlerden hesaplanmaktadır.

$$\dot{Q}_c = \eta_c h_c A_c (T_{\infty, c} - T_c) \quad (4.26)$$

$$\dot{Q}_c = n \left[ \alpha I T_c - \frac{1}{2} I^2 R_e - K_e (T_h - T_c) \right] \quad (4.27)$$

$$\dot{Q}_h = n \left[ \alpha I T_h + \frac{1}{2} I^2 R_e - K_e (T_h - T_c) \right] \quad (4.28)$$

$$\dot{Q}_h = \eta_h h_h A_h (T_h - T_{\infty, h}) \quad (4.29)$$

Bu denklemlerde;

$c_p$  : Özgül ısı

$\eta_c, \eta_h$  : Tüm ısı kuyusu verimliliği



$A_c, A_h$  : Isı kuyusu alanı

$n$  : Termoelement çift sayısı

$\alpha$  : Seebeck katsayısı ( $\alpha = \alpha_p - \alpha_n$ )

$T_{\infty,h}$  : Sıcak kanatçığın bulunduğu ortam sıcaklığı

$T_{\infty,c}$  : Soğuk kanatçığın bulunduğu ortam sıcaklığı

olarak ifade edilir.

$$R_e = \frac{\rho L_e}{A_e} \quad (4.30)$$

Denklem (4.30)'da  $\rho$  elektriksel direnç  $\rho = \rho_n + \rho_p$  olarak belirtilir.  $K_e$  ısı iletkenliği ise (4.31) denklemi ile ifade edilir.

$$K_e = \frac{k A_e}{L_e} \quad (4.31)$$

Denklem (4.33)'de  $k$  termal iletkenliği,  $k = k_n + k_p$  olarak belirtilir.  $Q_h, Q_c, T_h, T_c, T_{\infty,h}$  ve  $T_{\infty,c}$  bilinmeyenleri için denklem (4.26) ile denklem (4.31) arasındaki denklemleri çözülür. Burada sıcak ve soğuk hava çıkış sıcaklıkları girdi verileri değil, çıktı sonuçlarıdır.

#### 4.3.1 Isı Kuyusu Alanı ve Isı Kuyuları İçin Çapraz Akış Alanı

Tasarımı ve üretimi gerçekleştirilen sıcak ve soğuk ısı kuyusu alanı ve ısı kuyuları için çapraz akış alanları denklem (4.32) ile denklem (4.35) arasındaki denklemler ile çözülür. Sıcak ve soğuk ısı kuyusu alanı boyutsal parametreleri Şekil 3.6'da paylaşılmış idi.

$$A_c = n_c [2(t_c + L_c)b_c + z_{opt,c}L_c] \quad (4.32)$$

$$A_h = n_h [2(t_h + L_h)b_h + z_{opt,h}L_h] \quad (4.33)$$

Soğuk ve sıcak çapraz akış alanları;

$$A_{\text{çapraz},c} = n_c b_c z_c \quad (4.34)$$

$$A_{\text{çapraz},h} = n_h b_h z_h \quad (4.35)$$

### 4.3.2 Kütle Debileri, Isı Taşınım Katsayıları ve Optimum Kanat Aralığı

Sıcak ve soğuk ısı kuyuları üzerine ısıyı daha iyi taşımak amacıyla fanlar yerleştirilmiş ve bununla ilgili hız parametreleri 3. bölümde paylaşılmıştır. Sıcak ve soğuk ısı kuyusunda kütle debileri denklem (4.36) ve denklem (4.37) ile hesaplanabilmektedir.

$$\dot{m}_c = \rho_c V_c A_{\text{çapraz},c} \quad (4.36)$$

$$\dot{m}_h = \rho_h V_h A_{\text{çapraz},h} \quad (4.37)$$

Reynold sayıları denklem (4.38) ve (4.39)'da belirtilmiştir.

$$Re_c = \frac{V_c \cdot L_c}{\vartheta_c} \quad (4.38)$$

$$Re_h = \frac{V_h \cdot L_h}{\vartheta_h} \quad (4.39)$$

Optimum kanatçık aralığı denklem (4.38) ve (4.39) kullanılarak çözümlendiğinde denklem (4.40) ve (4.41) elde edilmektedir.

$$z_{opt,c} = L_c \cdot 3,24 \cdot Re_c^{(-\frac{1}{2})} \cdot Pr_c^{(-\frac{1}{4})} \quad (4.40)$$

$$z_{opt,h} = L_h \cdot 3,24 \cdot Re_h^{(-\frac{1}{2})} \cdot Pr_h^{(-\frac{1}{4})} \quad (4.41)$$

İndirgenmiş Reynolds sayıları denklem (4.42) ve (4.43)'de belirtilmiştir.

$$Re_c^* = \frac{V_c \cdot z_{opt,c}}{\nu_c} \cdot \frac{z_{opt,c}}{L_c} \quad (4.42)$$

$$Re_h^* = \frac{V_h \cdot z_{opt,h}}{\nu_h} \cdot \frac{z_{opt,h}}{L_h} \quad (4.43)$$

Sıcak ve soğuk ısı kuyusu için ısı taşınım katsayıları denklem (4.44) ve (4.45)'de belirtilmiştir.

$$h_c = \frac{k_c}{z_{opt,c}} \cdot \left[ \left( \frac{Re_c^* Pr_c}{2} \right)^{-3} + \left[ 0,664 (Re_c^*)^{\frac{1}{2}} \cdot (Pr_c)^{\frac{1}{3}} \cdot \left( 1 + \frac{3,65}{(Re_c^*)^{1/2}} \right)^{1/2} \right]^{-3} \right]^{-1/3} \quad (4.44)$$

$$h_h = \frac{k_h}{z_{opt,h}} \cdot \left[ \left( \frac{Re_h^* Pr_h}{2} \right)^{-3} + \left[ 0,664 (Re_h^*)^{\frac{1}{2}} \cdot (Pr_h)^{\frac{1}{3}} \cdot \left( 1 + \frac{3,65}{(Re_h^*)^{1/2}} \right)^{1/2} \right]^{-3} \right]^{-1/3} \quad (4.45)$$

### 4.3.3 Tek Kanat ve Toplam Kanatçık Verimliliği

Soğuk ve sıcak kanatçıklar için tekli kanat verimliliği (4.46) ve (4.47) denklemlerindeki gibi hesaplanmaktadır.

$$\eta_{f,c} = \frac{\tanh m_c b_c}{m_c b_c} \quad (4.46)$$

$$\eta_{f,h} = \frac{\tanh m_h b_h}{m_h b_h} \quad (4.47)$$

Denklem (4.46) ve (4.47)'de  $m_c$  ve  $m_h$  değerleri (4.48) ve (4.49) denklemleri ile belirtilmiştir.

$$m_c = \sqrt{\frac{h_c 2(L_c + t_c)}{k_{al} L_c t_c}} \quad (4.48)$$

$$m_h = \sqrt{\frac{h_h 2(L_h + t_h)}{k_{al} L_h t_h}} \quad (4.49)$$

Tekli Kanat Alanı

$$A_{f,c} = 2b_c(L_c + t_c) \quad (4.50)$$

$$A_{f,h} = 2b_h(L_h + t_h) \quad (4.51)$$

Toplam Kanatçık Verimlilikleri

$$\eta_{o,c} = 1 - n \frac{A_{f,c}}{A_c} (1 - \eta_{f,c}) \quad (4.52)$$

$$\eta_{o,h} = 1 - n \frac{A_{f,h}}{A_h} (1 - \eta_{f,h}) \quad (4.53)$$

#### 4.3.4 Isı Kuyusunun ve Alüminyum Bloğun Isıl Dirençleri

Isı kuyusu ve alüminyum bloğun ısı dirençleri hesaba katılarak denklem (4.54) ile denklem (4.59) arasındaki denklemler kullanılarak sıcak ve soğuk ısı kuyularının toplam verimlilikleri ( $\eta_{s,c}$   $\eta_{s,h}$ ) hesaplanabilmektedir.

$$\dot{Q}_c = \eta_h h_h A_h (T_{\infty,c} - T_c) = \frac{(T_{\infty,c} - T_c)}{\sum R_t} \quad (4.54)$$

$$\sum R_t = R_{t,c} + R_{t,al} = \frac{1}{\eta_{o,c} h_c A_c} + \frac{t_{al}}{k_{al} A_{al}} \quad (4.55)$$

$$\frac{1}{\eta_c h_c A_c} = \frac{1}{\eta_{o,c} h_c A_c} + \frac{1}{k_{al} A_{al}} \quad (4.56)$$

$$\frac{1}{\eta_c} = \frac{1}{\eta_{o,c}} + \frac{h_c A_c t_{al}}{k_{al} A_{al}} \quad (4.57)$$

$$\eta_c = \left( \frac{1}{\eta_{o,c}} + \frac{h_c A_c t_{al}}{k_{al} A_{al}} \right)^{-1} \quad (4.58)$$

$$\eta_h = \left( \frac{1}{\eta_{o,h}} + \frac{h_h A_h t_{al}}{k_{al} A_{al}} \right)^{-1} \quad (4.59)$$

Optimum kanat kalınlığı hesaplanırken kullanılan soğuk kanatçık giriş parametreleri Tablo 4.1'de verilmiştir.

**Tablo 4.1** Soğuk kanatçık giriş parametreleri

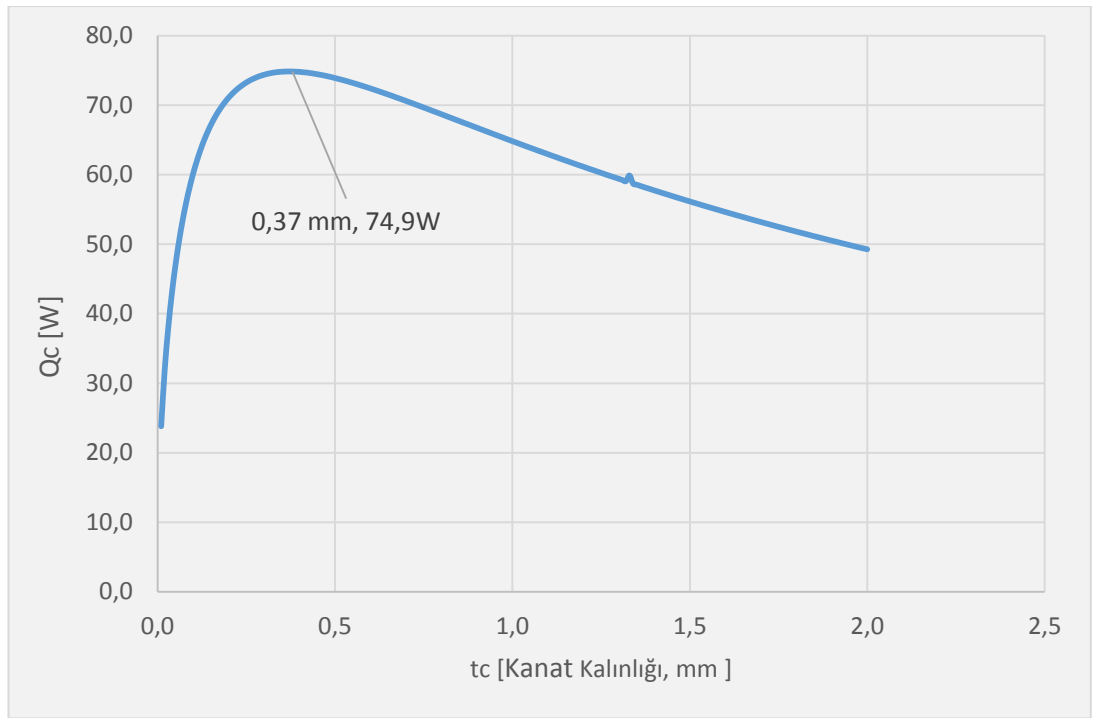
T <sub>C,iç ortam</sub> (17°C) (Dolap içi sıcaklığı)		T <sub>C,tahmin</sub> (7°C) (Soğuk kanatçık ortalama yüzey sıcaklığı)		T <sub>f,film sıcaklığı</sub> (12°C) (Dolap içi ve kanatçık yüzey sıcaklığı ortalaması)	
<b>T<sub>f</sub> = 12 °C'de Havanın Özellikleri</b>					
Isıl iletkenlik (k <sub>c</sub> )	Kinematik viskozite (ν)	Prandtl sayısı (Pr)	Yoğunluk ρ	Özgül Isı (C <sub>p</sub> )	
0,02453 W/mK	0,0000144 m <sup>2</sup> /s	0,73308	1,2376 kg/m <sup>3</sup>	1006 J/kg.K	
k <sub>al</sub> ısı iletkenlik	W <sub>c</sub> (kanat eni)	L <sub>c</sub> (kanat uzunluğu)	b <sub>c</sub> (kanat yüksekliği)	Soğuk kanatçık fan debisi	
177 W/mK	80 mm	100 mm	25 mm	0,015 m <sup>3</sup> /h	

Soğuk kanatçık giriş parametrelerine göre çözümlene yapıldığında elde edilen sonuçlar Tablo 4.2’de verilmiştir.

**Tablo 4.2** Soğuk kanatçık optimum kalınlık için elde edilen çıktılar

$t_c$ (mm)	$z_c$ (mm)	$h_c$ (W/m <sup>2</sup> K)	$n_c$ (adet)	$A_c$ (m <sup>2</sup> )	$\eta_c$ (%)	$Q_c$ (W)
0,37 mm	1,5	43,94	42	0,217	79,7	74,86

Farklı kanat kalınlıkları ve soğutma yükü arasındaki ilişki Şekil 4.8’de belirtilmiştir.



**Şekil 4.8:** Soğuk kanatçık kanat kalınlığı- $Q_c$  grafiği

Optimum kanat kalınlığı hesaplanırken kullanılan sıcak kanatçık giriş parametreleri Tablo 4.3’de verilmiştir.

**Tablo 4.3** Sıcak kanatçık giriş parametreleri

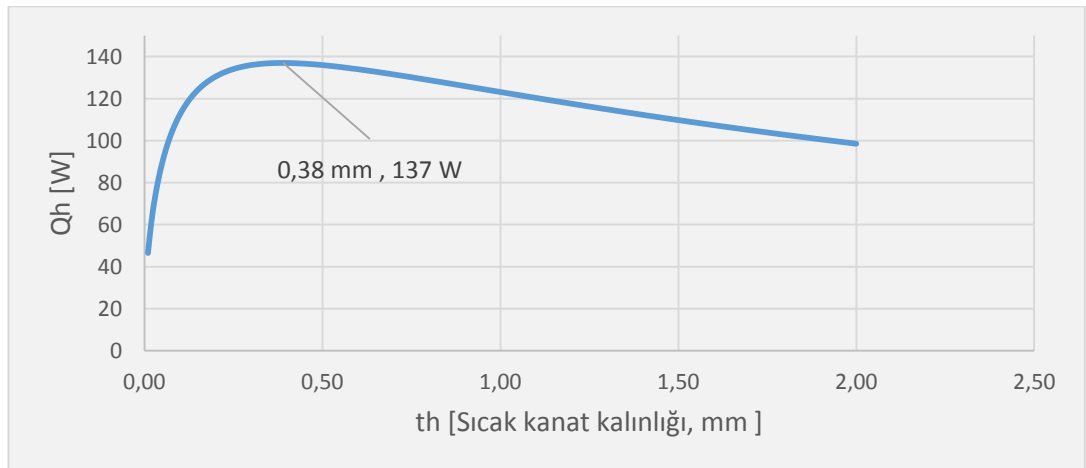
$T_{h,iç\ ortam} (27,5^{\circ}C)$ (Dolap içi sıcaklığı)		$T_{h,tahmin} (42,5^{\circ}C)$ (Soğuk kanatçık ortalama yüzey sıcaklığı)		$T_{f,filin\ sıcaklığı} (35^{\circ}C)$ (Dolap içi ve kanatçık yüzey sıcaklığı ortalaması)	
<b><math>T_f = 35^{\circ}C</math>'de Havanın Özellikleri</b>					
<b>Isıl iletkenlik (kc)</b>	<b>Kinematik viskozite (v)</b>	<b>Prandtl sayısı (Pr)</b>	<b>Yoğunluk <math>\rho</math></b>	<b>Özgül Isı (<math>C_p</math>)</b>	
0,02625 W/mK	0,00001655m <sup>2</sup> /s	0,7268	1,15 kg/m <sup>3</sup>	1007 J/kg.K	
<b><math>k_{al}</math> ısı iletkenlik</b>	<b><math>W_h</math> (kanat eni)</b>	<b><math>L_h</math> (kanat uzunluğu)</b>	<b><math>b_h</math> (kanat yükseklığı)</b>	<b>Sıcak kanatçık fan debisi</b>	
177 W/mK	120 mm	150 mm	25 mm	0,017 m <sup>3</sup> /h	

Sıcak kanatçık giriş parametrelerine göre çözümleme yapıldığında elde edilen sonuçlar Tablo 4.4'de verilmiştir.

**Tablo 4.4** Sıcak kanatçık optimum kalınlık için elde edilen çıktılar

<b><math>t_h</math> (mm)</b>	<b><math>z_h</math> (mm)</b>	<b><math>h_h</math> (W/m<sup>2</sup>K)</b>	<b><math>n_h</math> (adet)</b>	<b><math>A_h</math> (m<sup>2</sup>)</b>	<b><math>\eta_h</math> (%)</b>	<b><math>Q_h</math> (W)</b>
0,38 mm	2,32	30,99	44	0,349	85,1	137

Farklı kanat kalınlıkları ve ısı atılımı arasındaki ilişki Şekil 4.9'da belirtilmiştir.

**Şekil 4.9:** Sıcak kanatçık kanat kalınlığı- $Q_h$  grafiği

Optimum kanat kalınlıkları hesaplamalar sonucunda belirlenmiş ancak üretim yönteminin zor ve süresinin uzun olmasından dolayı Tablo 4.5’de boyutları belirlenen sıcak ve soğuk kanatçık üzerinden prototipler üretilmiştir.

**Tablo 4.5** Sıcak ve soğuk kanatçık özellikleri

KANATÇIK ÖZELLİKLERİ			TERMOELEKTRİK MODÜL ÖZELLİKLERİ (40 x 40 x 4 mm)	
ÖZELLİKLER	Soğuk Yüzeydeki Kanatçık	Sıcak Yüzeydeki Kanatçık	ÖZELLİKLER	Değerler
Emilen / Atılan Isı (Q)	39,93 W	102,57 W	Soğutma Gücü (Q <sub>c</sub> )	38,24 W
Kanat Kalınlığı	1 mm	1 mm	Verilen Güç (W)	47,89 W
Kanatlar Arası Mesafe	3 mm	3 mm	COP	0,798
Kanat Sayısı	20 adet	30 adet	Gerilim (V)	8,54 V
Kanatçık Verimi	0,911	0,931	Akım (I <sub>COP</sub> )	5,61 A
Toplam Termal Direnç	0,25 K/V	0,146 K/V	Q <sub>Cmax</sub> (W)	55,10 W
Kanatçık Uzunluk (L)	150 mm	100 mm	ΔT <sub>max</sub>	70 °C
Kanatçık Genişliği (W)	120 mm	80 mm	V <sub>max</sub>	14,70 V
Kanatçık Yüksekliği (b)	25 mm	25 mm	I <sub>max</sub>	7,50 A

#### 4.4 Termoelektrik Soğutucu Dolap Isı Kaybı Hesabı

Termoelektrik soğutmalı dolap ile ilgili ısı kaybı hesapları bu bölümde belirtilmiştir. Termoelektrik soğutmalı dolabın her bir yüzeyindeki ısı kayıpları levha üzerinden gerçekleştiği baz alınarak ayrı ayrı hesaplanmıştır. Taşınım ve iletim ile ilgili olan ısı kayıpları toplanarak toplam ısı kaybı değeri elde edilmiştir.

##### 4.4.1 Levha üzerinden zorlanmış ısı taşınımı

Yüzey üzerinden gerçekleşen zorlanmış ısı taşınım katsayısı hesabı için gerekli hacimsel genleşme katsayısı (4.26) denkleminde belirtilmiştir.

$$\beta = \frac{1}{T_f} \quad (4.60)$$

Denklem (4.60)'da;

$\beta$  : Hacimsel genişleme katsayısı ( $K^{-1}$ )

$T_f$ : Film sıcaklığı (K) olarak ifade edilir.

$$Re_L = \frac{V.L}{\nu} \quad (4.61)$$

Denklem (4.61)'de belirtilen  $Re_L$  değeri, akıştaki atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlerine oranı olup, akışın yapısını belirler. Reynolds sayısında “L” karakteristik uzunluk, akışın yapısına etki eden boyuttur. “V” havanın hızını göstermektedir.

$$Re_L < 5 \times 10^5 \rightarrow Nu = 0,664 Re_L^{0,5} Pr^{1/3} \quad (4.62)$$

$$Re_L > 5 \times 10^5 \rightarrow Nu = 0,037 Re_L^{0,8} Pr^{1/3} \quad (4.63)$$

Reynolds sayısı “ $5 \times 10^5$ ” kritik reynolds sayısından küçük ise bir düz levha için laminar akış bağıntısı olan Denklem (4.62) geçerlidir. Reynolds sayısı kritik reynolds sayısından büyük olduğu durumda türbülanslı akış bağıntısı olan Denklem (4.63) geçerlidir.

$$Nu = \frac{h \cdot L}{k} \quad (4.64)$$

Denklem (4.64) ile denklem (4.62) veya denklem (4.63) arasında denklik sağlandığında (4.63) ısı taşınım katsayısı (h) elde edilir.

$$h = \frac{k}{L} Nu \quad (4.65)$$

#### 4.4.2 Düşey levha üzerinden doğal ısı taşınımı

Tasarımı gerçekleştirilen termoelektrik dolabın düşey yüzeylerindeki ısı kaybı hesabında doğal taşınım kabulü yapılmıştır.

$$Ra = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_y - T_\infty) \cdot L \cdot c^3}{\nu \cdot \alpha} \quad (4.66)$$



Denklem (4.66)'da ki Rayleigh sayısı ( $Ra$ ), Grashof ve Prandtl sayılarının çarpımı ile elde edilir. Denklemde yer alan parametreler ;

$g$  : Yerçekimi ivmesi ( $m/s^2$ )

$T_y$  : Yüzey sıcaklığı (K)

$T_\infty$  : Akışkan sıcaklığı (K)

$L_c$  : Levhanın yüksekliği (m)

$\nu$  : Kinematik viskozite ( $m^2s^{-1}$ )

$\alpha$  : Isıl yayınım katsayısı olarak ifade edilir.

$$10^4 < Ra < 10^9 \rightarrow \overline{Nu} = 0,59 Ra_L^{1/4} \quad (4.67)$$

$$10^{10} < Ra < 10^{13} \rightarrow \overline{Nu} = 0,1 Ra_L^{1/3} \quad (4.68)$$

$$\overline{Nu} = \left[ 0,825 + \frac{0,387 Ra_L^{1/6}}{[1 + (0,492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right]^2 \quad (4.69)$$

Rayleigh sayısı denklem (4.67) ve (4.68)'de belirtilen aralıklarda olduğunda Nusselt sayısını elde etmek için ilgili denklemler kullanılabilir. Ancak denklem (4.69) bütün aralıklar için uygun olup daha duyarlıdır.

$$\overline{Nu} = \frac{h \cdot L}{k} \quad (4.70)$$

Denklem (4.67), (4.68) veya (4.69) ile denklem (4.70) arasında denklik sağlandığında ısı taşınım katsayısı (4.71) denklemi ile elde edilir.

$$h = \frac{k}{L} Nu \quad (4.71)$$

#### 4.4.3 Yatay levha üzerinden doğal ısı taşınım

Yatay levha üzerinden doğal ısı taşınımı kabulü yapıldığında ;

Denklem (4.66)'da kullanılan  $L_c$  karakteristik uzunluk denklem (4.72)'den elde edilir.

$$L_c = \frac{A_{\text{yüzey}}}{\rho} \quad (4.72)$$

Dolabın üst yüzeyinden olan ısı taşınımı için denklem (4.73) ve (4.74), alt yüzeyinden olan ısı taşınımı için denklem (4.75) kullanılmıştır.

$$10^4 < Ra < 10^7 \rightarrow \overline{Nu} = 0,54 Ra_L^{1/4} \quad (4.73)$$

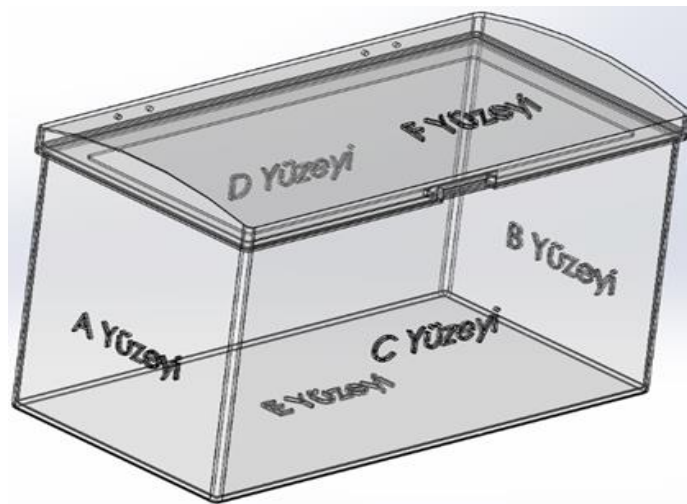
$$10^7 < Ra < 10^{11} \rightarrow \overline{Nu} = 0,15 Ra_L^{1/3} \quad (4.74)$$

$$10^5 < Ra < 10^{11} \rightarrow \overline{Nu} = 0,27 Ra_L^{1/4} \quad (4.75)$$

(4.71) denklemi ile yatay levha üzerindeki ısı taşınım katsayısı hesaplanır.

#### 4.4.4 Bir yüzeyden taşınım ve iletim ile olan ısı transferi

Bir yüzeyden taşınım ve iletimle gerçekleşen ısı transferi hesabı aşağıdaki formüller yardımı ile gerçekleştirilmiş ve tüm yüzeylere uygulanarak toplam ısı kaybı hesaplanmıştır. Tasarımı gerçekleştirilen termoelektrik dolabın tüm yüzeylerinin adlandırılması ise Şekil 4.10'da gösterilmiştir.



Şekil 4.10: Termoelektrik dolap tüm yüzeylerin gösterimi

Dolabın bir yüzeyinden olan ısı kaybı;

$$R_x = \frac{1}{A_{yüzey}} \cdot \left( \frac{1}{h_{dış}} + \frac{L_{abs}}{k_{abs}} + \frac{L_{yalıtım}}{k_{yalıtım}} + \frac{L_{abs}}{k_{abs}} + \frac{1}{h_{iç}} \right) \quad (4.76)$$

Denklem (4.76)'da;

$A_{yüzey}$ : İlgili yüzeyin alanı ( $m^2$ )

$h_{dış}$  : Dış yüzeylerin ortalama ısı taşınım katsayısı ( $\frac{W}{m^2K}$ )

$L_{abs}$  : Dolap malzemesinin kalınlığı (m)

$k_{abs}$  : Dolap malzemesinin ısı iletim katsayısı ( $\frac{W}{mK}$ )

$L_{yalıtım}$  : Yalıtım kalınlığı (m)

$k_{yalıtım}$  : Yalıtım malzemesinin ısı iletim katsayısı ( $\frac{W}{mK}$ )

$h_{iç}$  : Dış yüzeylerin ortalama ısı taşınım katsayısı ( $W/m^2K$ ) olarak ifade edilir.

$$Q_x = \frac{T_{dış} - T_{iç}}{R_x} \quad (4.77)$$

Dolabın her bir yüzeyi için denklem (4.77) uygulandığında  $Q_{Toplam}$  toplam soğutma yükü denklem (4.78) kullanılarak elde edilir.

$$Q_{Toplam} = Q_A + Q_B + Q_C + Q_D + Q_E + Q_F \quad (4.78)$$

Termoelektrik dolabın ısı kaybı hesabı kabulleri ;

- Dolap iç sıcaklığı :  $T_{dolap,iç} = 6^{\circ}C$   
Dolap iç yüzey sıcaklığı :  $T_{dolap,iç yüzey} = 9^{\circ}C$
- Evaporatif soğutucu iç ortam sıcaklığı :  $T_{evap} = 26^{\circ}C$   
Dolap alt yüzey sıcaklığı :  $T_{dolap,alt yüzey} = 28^{\circ}C$

- Dış ortam sıcaklığı :  $T_{dış} = 38^{\circ}\text{C}$

$$\text{Dolap üst yüzey sıcaklığı : } T_{dolap,üst yüzey} = 32^{\circ}\text{C}$$

yapılarak Tablo (4.6) oluşturulmuştur.

**Tablo 4.6** 1 atm basınç altında havanın özellikleri

Havanın Özellikleri	$T_{dolap,iç} = 6^{\circ}\text{C}$ , $T_{dolap,iç,yüzey} = 9^{\circ}\text{C}$ $T_f = 7,5^{\circ}\text{C}$	$T_{evap} = 26^{\circ}\text{C}$ , $T_{dolap,alt,yüzey} = 28^{\circ}\text{C}$ $T_f = 27^{\circ}\text{C}$ ,	$T_{dış} = 38^{\circ}\text{C}$ , $T_{dolap,üst,yüzey} = 32^{\circ}\text{C}$ $T_f = 35^{\circ}\text{C}$ ,
Yoğunluk ( $\rho$ )	1,2575 kg/m <sup>3</sup>	1,176 kg/m <sup>3</sup>	1,145 kg/m <sup>3</sup>
Isı İletim Katsayısı ( $k$ )	0,0242 W/mK	0,02566 W/mK	0,02625 W/mK
Kinematik Viskozite ( $\nu$ )	1,404x10 <sup>-5</sup> (m <sup>2</sup> /s)	1,58x10 <sup>-5</sup> (m <sup>2</sup> /s)	1,655x10 <sup>-5</sup> (m <sup>2</sup> /s)
Prandtl Sayısı (Pr)	0,7343	0,7290	0,7268
Isı Yayınlam Katsayısı ( $\alpha$ )	1,912x10 <sup>-5</sup> (m <sup>2</sup> /s)	2,1678x10 <sup>-5</sup> (m <sup>2</sup> /s)	2,277x10 <sup>-5</sup> (m <sup>2</sup> /s)

Tasarımı gerçekleştirilen termoelektrik dolap 6 yüzeyden meydana gelmektedir ve yüzeyler sırasıyla A, B, C, D, E ve F olarak Şekil 4.8’de olduğu gibi adlandırılmıştır.

Termoelektrik dolap için ısı kaybı hesabında kullanılan parametrelerin değerleri ve her bir yüzey için elde edilen Q değerleri Tablo 4.7’de belirtilmiştir.

**Tablo 4.7** Termoelektrik dolap ısı kaybı hesabında kullanılan parametreler

	<b><u>A ve B yüzeyi</u></b>	<b><u>C ve D yüzeyi</u></b>	<b><u>E yüzeyi</u></b>	<b><u>F yüzeyi</u></b>
<b>V<sub>dış ortam</sub></b>	1,2 m/s	1,2 m/s	3 m/s	Doğal Taşınım
<b>V<sub>iç ortam</sub></b>	Doğal Taşınım	Doğal Taşınım	Doğal Taşınım	Doğal Taşınım
<b>A<sub>dış yüzey</sub></b>	0,2 x 0,24	0,37 x 0,24	0,2 x 0,37	0,2 x 0,37
<b>L<sub>C</sub></b>	0,24 m	0,24 m	0,2 m	0,065 m
<b>h<sub>iç</sub></b>	3,41 W/m <sup>2</sup> K	3,41 W/m <sup>2</sup> K	4,45 W/m <sup>2</sup> K	4,45 W/m <sup>2</sup> K
<b>h<sub>dış</sub></b>	9,46 W/m <sup>2</sup> K	9,46 W/m <sup>2</sup> K	14,96 W/m <sup>2</sup> K	4,03 W/m <sup>2</sup> K
<b>Yalıtım Malzemesi</b>	Poliüretan Köpük	Poliüretan Köpük	Poliüretan Köpük	Poliüretan Köpük
<b>L<sub>yalıtım</sub></b>	2 cm	2 cm	2 cm	3 cm
<b>K<sub>yalıtım</sub></b>	0,04 W/mK	0,04 W/mK	0,04 W/mK	0,04 W/mK
<b>Dolap Malzemesi</b>	ABS	ABS	ABS	ABS
<b>L<sub>abs</sub></b>	3 mm	3 mm	3 mm	3 mm
<b>k<sub>abs</sub></b>	0,2 W/mK	0,2 W/mK	0,2 W/mK	0,2 W/mK
<b>T<sub>iç</sub></b>	5,3 °C	5,3 °C	5,3 °C	5,3 °C
<b>T<sub>dış</sub></b>	38 °C	38 °C	38 °C	38 °C
<b>R<sub>x</sub></b>	12,47 K/W	7,55 K/W	7,88 K/W	8,33 K/W
<b>Q<sub>x</sub></b>	2,64 W	4,37 W	4,18 W	3,96 W

Yapılan hesaplamalar neticesinde Tablo 4.7 elde edilmiştir. İletim ve taşınım ile olan ısı kaybı hesaplanmış ve 22 W elde edilmiştir. İnfiltrasyon ile olan ısı kayıpları dikkate alındığında su soğutmalı termoelektrik dolabın toplam ısı kaybı emniyetli olarak 27,7 W olarak hesaplanmıştır.

#### 4.5 Buharlaşmalı soğutma teknik incelemesi

Buharlaşmalı soğutucuların performansının belirlenmesi, giriş ve çıkıştaki kuru termometre sıcaklıkları ile yaş termometre sıcaklığına göre tespit edilmektedir. Performans belirlemek için yaygın olarak kullanılan elektronik ölçüm aletleri kuru termometre sıcaklığı ve bağıl nem değerlerini ölçebilmekte ancak yaş termometre sıcaklığını lememektedir. Bu yüzden yaş termometre sıcaklığının belirlenmesinde iterasyon yöntemine ihtiyaç duyulur. İterasyonun yakınması için sınır değerleri belirlemek oldukça önemlidir.

Buharlaşmalı soğutucu giriş ve çıkış havasının psikometrik özelliklerinin hesaplanmasında 2019 yılında basımı yapılan ASHRAE Temel El Kitabındaki formüller kullanılmıştır (Owen, 2009).

Bölgeye göre verilen yükseklik değer için atmosfer basıncı (4.79) denklemi ile hesaplanır.

$$P_{atm} = 101325(1 - 2,25577 \times 10^{-5} z)^{5,2559} \quad (4.79)$$

Verilen mutlak kuru termometre sıcaklığı için doyma basıncı (4.80) denklemi ile hesaplanır.

$$\ln P_{doyma} = -5,8002206 \times \frac{10^3}{T} + 1,3914993 - 4,8640239 \times 10^{-2} T + 4,1764768 \times 10^{-5} T^2 - 1,4452093 \times 10^{-8} T^3 + 6,5459673 \ln T \quad (4.80)$$

Verilen mutlak yaş termometre sıcaklığı için doyma basıncı (4.81) denklemi ile hesaplanır.

$$\ln P_{doyma}^* = -5,8002206 \times \frac{10^3}{T^*} + 1,3914993 - 4,8640239 \times 10^{-2} T^* + 4,1764768 \times 10^{-5} (T^*)^2 - 1,4452093 \times 10^{-8} (T^*)^3 + 6,5459673 \ln T^* \quad (4.81)$$

Verilen bağıl nem ve (4.80) denkleminde bulunan doyma basıncı için havanın kısmi buhar basıncı (4.82) denklemi ile hesaplanır.

$$P_{buhar} = \varphi P_{doyma} \quad (4.82)$$

(4.80) denkleminde bulunan doyma basıncı ve (4.82) denkleminde bulunan kısmi buhar basıncı için bağıl nem (4.83) denklemi ile hesaplanır.

$$\varphi = \frac{P_{buhar}}{P_{doyma}} \quad (4.83)$$

(4.79) denkleminde bulunan atmosfer basıncı ve (4.82) denkleminde bulunan kısmi buhar basıncı için özgül nem (4.84) denklemi ile hesaplanır.

$$w = 0,621945 \frac{P_{buhar}}{P_{atm} - P_{buhar}} \quad (4.84)$$

(4.79) denkleminde bulunan atmosfer basıncı ve (4.80) denkleminde bulunan doyma basıncı için doymuş havanın özgül nemi (4.85) denklemi ile bulunur.

$$w_{doyma} = 0,621945 \frac{P_{doyma}}{P_{atm} - P_{doyma}} \quad (4.85)$$

(4.79) denkleminde bulunan atmosfer basıncı ve (4.81) denkleminde bulunan doyma basıncı için doymuş havanın özgül nemi (4.86) denklemi ile hesaplanır.

$$w_{doyma}^* = 0,621945 \frac{P_{doyma}^*}{P_{atm} - P_{doyma}^*} \quad (4.86)$$

Kuru termometre sıcaklığı, yaş termometre sıcaklığı ve (4.86) denkleminde bulunan doyma durumundaki özgül nem için havanın özgül nemi (4.87) denklemi ile hesaplanır.

$$w^* = \frac{(2501 - 2,326t^*)w_{doyma}^* - 1,006(t - t^*)}{2501 + 1,86t - 4,186t^*} \quad (4.87)$$

(4.82) denkleminde bulunan kısmi buhar basıncı için çiy noktası sıcaklığı (4.88) denklemi ile hesaplanır.

$$t_{ciy} = 6,54 + 14,526 \ln(P_{buhar}/1000) + 0,7389 [\ln(P_{buhar}/1000)]^2 + 0,09486 [\ln(P_{buhar}/1000)]^3 + 0,4569 (P_{buhar}/1000)^{0,1984} \quad (4.88)$$

Verilen kuru termometre sıcaklığı ve (4.84) denkleminde bulunan özgül nem için özgül entalpi (4.89) denklemi ile hesaplanır.

$$h = 1,006t + w(2501 + 1,86t) \quad (4.89)$$

Verilen mutlak kuru termometre sıcaklığı, (4.79) denkleminde bulunan atmosfer basıncı ve (4.84) denkleminde bulunan özgül nem için havanın özgül hacmi (4.90) denklemi ile hesaplanır.

$$V_{hava} = \frac{0,287042T(1+1,607858w)}{P_{atm}/1000} \quad (4.90)$$

Yaş termometre sıcaklığının alabileceği en küçük değer çiy noktası sıcaklığı, en büyük değer kuru termometre sıcaklığı olduğu için tahmin değerlerinin bu sınırlar içerisinde olması gerekir. İlk tahmin değeri olarak kuru termometre sıcaklığı ile çiy noktası sıcaklığının aritmetik ortalaması alınarak iterasyon işlemine başlanır. Tahmin değeri ve kuru termometre sıcaklığı (4.85) denkleminde yerine konularak bulunan  $w^*$  değeri, (4.82) denkleminde bulunan  $w$  değeri ile karşılaştırılır.  $w^* < w$  ise alt sınır olarak ilk tahmin değeri,  $w^* > w$  ise üst sınır olarak ilk tahmin değeri alınır. Alt ve üst sınır değerlerinin aritmetik ortalaması alınarak ikinci tahmin değeri belirlenir. Bu tahmin değeri (4.85) denkleminde yerine konularak yeni bir  $w^*$  değeri bulunur ve  $w$  değeri ile karşılaştırılır.  $w^*$  ile  $w$  değerleri arasındaki fark 0,0001'den az olana kadar iterasyon sürdürülür. Bu farkın sağlandığı tahmin değeri yaş termometre sıcaklığı olarak belirlenir.

Buharlaştırma soğutma etkinliği, psikrometrik diyagramdan alınacak değerlere bağlı olarak şu şekilde hesaplanabilir.

$$\varepsilon = 100 \cdot \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_3} \quad (4.91)$$

Burada;

$\varepsilon$  = Buharlaştırma soğutma etkinliğini (%),

$T_1$  = Soğutma pedi giriş havasının kuru termometre sıcaklığını ( $^{\circ}\text{C}$ ),



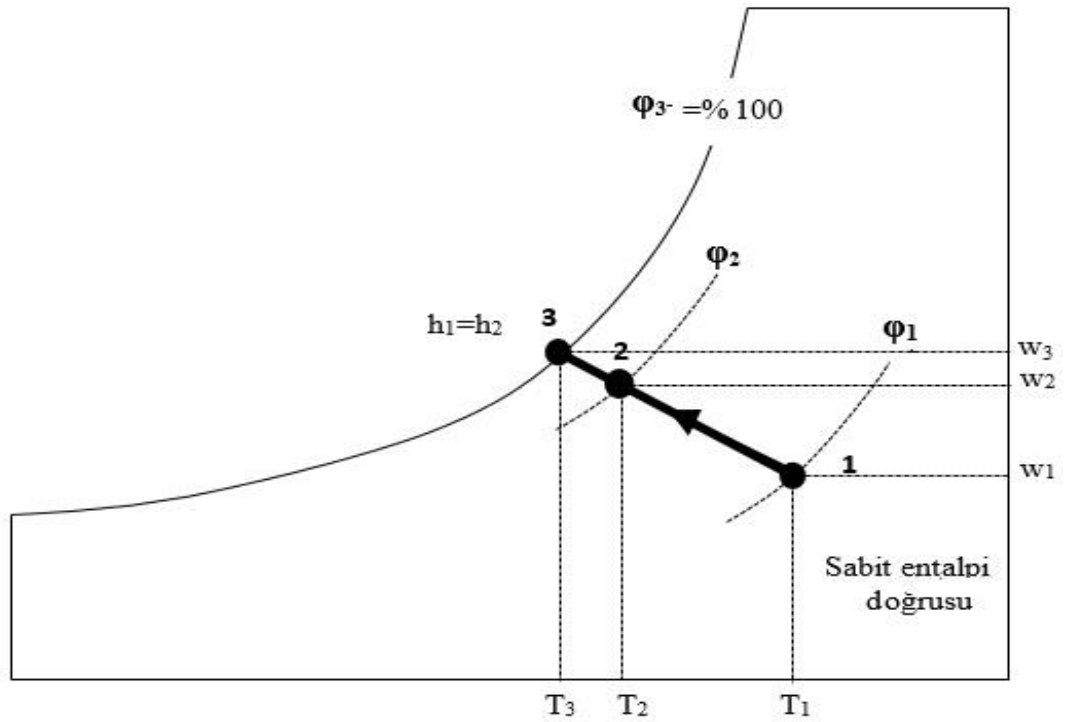
$T_2$  = Soğutma pedi çıkış havanın kuru termometre sıcaklığını ( $^{\circ}\text{C}$ ),

$T_3$  = Soğutma pedi giriş havasının yaş termometre sıcaklığını ( $^{\circ}\text{C}$ )

$\Phi_1$  =  $T_1$  sıcaklığındaki havanın bağıl nem değeri, (%)

$\Phi_2$  =  $T_2$  sıcaklığındaki havanın bağıl nem değeri (%)

$\Phi_3$  =  $T_3$  sıcaklığındaki havanın bağıl nem değeri (%100)



**Şekil 4.11:** Buharlaşmalı soğutucu psikometrik diyagram gösterimi

Buharlaşmalı soğutma kapasitesi ise aşağıdaki formül ile hesaplanır;

$$q = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_1 - T_2) \cdot \epsilon \quad (4.92)$$

$\dot{m}$  : havanın kütleli debisini (kg/s),

$C_p$  : Havanın özgül ısısını (kJ/kg) ifade etmektedir.

Buharlaşmalı soğutma etkinliğinin değeri,

- Havanın soğutma pedi içerisinden geçiş hıza ,
- Soğutma pedinin her kısmının eşit seviyede (homojen) olarak ıslatılmasına,
- İ ve dış ortamlar arasında fan yardımıyla oluşturulan statik basınç farkına,
- Soğutma pedlerinin ıslanmış yüzeylerinden geçen hava miktarı ile aralık ve çatlaklar olması durumunda buralardan sızan hava miktarı oranına bağlıdır.

Soğutma pedlerinin, içerisinden geçen hava akımına karşı en az direnci göstermeleri gerekir. Soğutma pedlerinin üretim özellikleri ile havanın soğutma pedlerinden geçiş hızı bu direnci doğrudan etkiler. Ped malzemesi üzerinden hava geçiş hızı arttıkça pedler, hava akımına karşı daha fazla direnç gösterir. Bu durum statik basının daha da fazla düşmesine neden olur.

## 5. DENEYSEL ÇALIŞMA VE SONUÇLAR

Bu bölümde buharlaşmalı soğutucu, termoelektrik soğutma dolaplı buharlaşmalı soğutucu ve termoelektrik modül ile ilgili deneysel çalışmalar üzerinde durulmuş ve çalışmalarda elde edilen değerler yorumlanmıştır.

### 5.1 Buharlaşmalı Soğutucu ile ilgili yapılan deneysel çalışmalar

Deneysel çalışmalar Alindair Soğutma Sistemleri Sanayi ve Ticaret A.Ş.'de bulunan ASHRAE standartlarına uygun bir test odasında gerçekleştirilmiştir. Test odası ile ilgili parametreler Tablo 5.1'de verilmiştir.

**Tablo 5.1** Deneysel çalışmalarda kullanılan test odası parametreleri

Test Odası Boyutları	5000 x 3000 x 6000 mm
Sıcaklık aralığı	15-45 °C
Nem aralığı	% 10-60
Maksimum Hava Debisi	5000 m <sup>3</sup> /h
İklimlendirme Ünitesi Fan Basıncı	936 Pa

Test çalışmalarına başlanmadan önce buharlaşmalı soğutucunun motor, pompa vb. güç tüketen ekipmanları test edilmiştir. Tüm kontroller gerçekleştirildikten sonra buharlaşmalı soğutucu test odasında bulunan ölçüm istasyonuna sızdırmazlık noktalarına uyularak bağlanmıştır.

Şekil 5.1 ve Şekil 5.2'de buharlaşmalı soğutucunun test odasının içerisinde yer alan ölçüm istasyonuna bağlandığı görseller verilmiştir.



**Şekil 5.1:** Buharlaşmalı soğutucunun ölçüm istasyonuna bağlanması



**Şekil 5.2:** Buharlaşmalı Soğutucunun ölçüm istasyonuna bağlanması (arka görünüş)

### 5.1.1 Buharlaşmalı Soğutucu 1.kademe için yapılan deneysel çalışmalar

Deneysel çalışmada test odasının iç kısmının 38°C sıcaklık ve %20 nem değerlerinde sabit tutulması amaçlanmış ancak test odasının bulunduğu çevre ortamındaki nem ve sıcaklık değerlerinin değişiklik göstermesi nedeniyle test odası içi sıcaklık ve nem değerleri test esnasında bir miktar değişmiştir.

Buharlaşmalı soğutucunun 1.kademesi için yapılan deneysel çalışmalar sonucunda soğutucu giriş sıcaklığı ve nemi, soğutucu çıkış sıcaklığı ve nemi, verim, hava hızı, su tüketimi ve enerji tüketimi ile ilgili değerler ölçölmüştür.

Buharlaşmalı soğutucu giriş sıcaklığı ve nemi, buharlaşmalı soğutucu çıkış sıcaklığı ve nemi, hava hızı ve verim gibi parametrelerin ölçümü yapılmış ve ölçümü yapılan değerler bir bilgisayar yazılımı ile her 5 saniyede bir kayıt altına alınmıştır.

şekil 5.3’de kullanılan bilgisayar programının arayüzü bulunmaktadır.

The screenshot displays the Alindair Test software interface. At the top, there is a menu bar with 'Dosya', 'Ayarlar', and 'Hakkında'. Below the menu, there are two tabs: 'Otomatik Test' and 'Manuel Test'. The main area contains a form for project information, including a text field for 'Proje İsmi' (Project Name) with the value 'EVAPORATİF SOĞUTUCU 2. KADEME'. Below this are three buttons: 'Kaydet' (Save), 'Testi Başlat' (Start Test), and 'Testi Durdur' (Stop Test). A section titled 'Sureler' (Times) shows 'Test Başlama Tarih & Saat' (Test Start Date & Time) as 30.06.2019 16:41:49 and 'TEST GEÇEN SÜRE' (Test Duration) as 05 : 35. Below this, there are four panels for real-time data: 'Kanal Çıkış' (Channel Output) showing 'Çıkış Sıcaklığı' (Output Temperature) as 24,9 °C and 'Çıkış Nem' (Output Humidity) as 0,57 Ph; 'Oda İçi' (Room Inside) showing 'sıcaklık' (Temperature) as 38,1 °C and 'Nem' (Humidity) as 0,31 Ph; 'Hız' (Speed) showing 'Hız' (Speed) as 4,7 m/s and 'Verim' (Efficiency) as 0,67 η; and 'Basınc' (Pressure) showing 'P1-P2' as pascal.

şekil 5.3: Buharlaşmalı Soğutucu deneylerinde kullanılan bilgisayar yazılımı ara yüzü

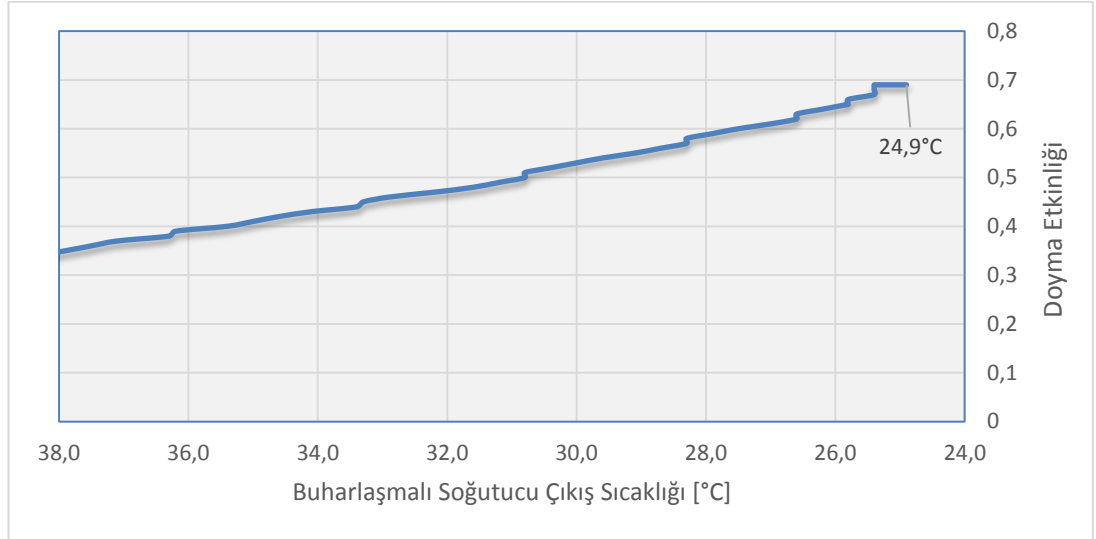
Buharlaşmalı soğutucu 1.kademesi için deneysel çalışmalar sonucu Tablo 5.2’de verilmiştir.

**Tablo 5.2** Buharlaşmalı Soğutucu 1.kademe deneysel sonuçlar

Oda Sıcaklığı [°C]	Oda Nemi	ıkış Sıcaklığı [°C]	ıkış Nemi	Hız [m/s]	Yaş Term. [°C]	Doyma Etkinliği	Soğutucu Debisi [m3/h]	Su Tüketimi [l/h]	çekilen Güç [W]	Akım [A]	Voltaj [V]
38,7	0,2	38,3	0,21	3,8	21,0	-	2.188,8	-	165	0,75	220
38,7	0,2	38,3	0,24	2,3	21,9	-	1.324,8	-	165	0,75	220
38,7	0,2	38,3	0,28	2,1	23,1	-	1.209,6	-	165	0,75	220
38,7	0,2	38,3	0,31	2,2	23,9	-	1.267,2	-	165	0,75	220
38,7	0,2	38,3	0,33	2,3	24,5	-	1.324,8	-	165	0,75	220
38,7	0,2	38,3	0,34	2,3	24,8	-	1.324,8	-	165	0,75	220
38,7	0,2	37,9	0,35	2,3	24,7	-	1.324,8	-	165	0,75	220
38,7	0,2	37,5	0,36	2,2	24,7	-	1.267,2	-	165	0,75	220
38,7	0,2	37,1	0,37	2,1	24,6	-	1.209,6	-	165	0,75	220
38,7	0,2	36,3	0,38	2,1	24,3	-	1.209,6	-	165	0,75	220
38,7	0,2	36,2	0,39	2,3	24,5	-	1.324,8	-	165	0,75	220
38,7	0,2	35,4	0,4	2,2	24,1	-	1.267,2	-	165	0,75	220
38,7	0,2	35,	0,41	2,3	24,0	-	1.324,8	-	165	0,75	220
38,7	0,2	34,6	0,42	2,1	23,9	-	1.209,6	-	165	0,75	220
38,7	0,2	34,1	0,43	2,1	23,7	-	1.209,6	-	165	0,75	220
38,7	0,2	33,4	0,44	2,1	23,4	-	1.209,6	-	165	0,75	220
38,7	0,2	33,3	0,45	2,1	23,5	-	1.209,6	-	165	0,75	220
38,7	0,2	32,9	0,46	2,1	23,4	-	1.209,6	-	165	0,75	220
38,7	0,2	32,2	0,47	2,1	23,1	-	1.209,6	-	165	0,75	220
38,7	0,2	31,6	0,48	2,1	22,8	-	1.209,6	-	165	0,75	220
38,7	0,2	31,2	0,49	2,1	22,7	0,47	1.209,6	7,88	165	0,75	220
38,7	0,2	30,8	0,5	2,1	22,5	0,49	1.209,6	7,82	165	0,75	220
38,7	0,2	30,8	0,51	2,1	22,7	0,49	1.209,6	8,24	165	0,75	220
38,7	0,2	30,4	0,52	2,1	22,6	0,52	1.209,6	8,17	165	0,75	220
38,7	0,2	30,	0,53	2,1	22,4	0,53	1.209,6	8,1	165	0,75	220
38,7	0,2	29,6	0,54	2,0	22,3	0,55	1.152,	7,62	165	0,75	220
38,7	0,2	29,1	0,55	2,1	22,0	0,57	1.209,6	7,78	165	0,75	220
38,7	0,2	28,7	0,56	2,1	21,9	0,6	1.209,6	7,68	165	0,75	220
38,7	0,2	28,3	0,57	2,0	21,7	0,61	1.152,	7,2	165	0,75	220
38,7	0,2	28,3	0,58	2,0	21,9	0,62	1.152,	7,55	165	0,75	220
38,7	0,2	27,9	0,59	2,0	21,7	0,64	1.152,	7,42	165	0,75	220
38,7	0,2	27,5	0,6	2,0	21,5	0,65	1.152,	7,3	165	0,75	220
38,7	0,2	27,	0,61	2,0	21,3	0,67	1.152,	7,05	165	0,75	220
38,7	0,2	26,6	0,62	2,0	21,1	0,69	1.152,	6,91	165	0,75	220
38,7	0,2	26,6	0,63	2,0	21,2	0,69	1.152,	7,22	165	0,75	220
38,7	0,2	26,2	0,64	2,0	21,0	0,71	1.152,	7,06	165	0,75	220
38,7	0,2	25,8	0,65	2,0	20,8	0,72	1.152,	6,91	165	0,75	220
38,7	0,2	25,8	0,65	2,0	20,8	0,72	1.152,	6,91	165	0,75	220
39,1	0,2	25,8	0,66	2,0	21,0	0,73	1.152,	6,94	165	0,75	220
39,1	0,2	25,4	0,67	2,0	20,8	0,75	1.152,	6,77	165	0,75	220
39,1	0,19	25,4	0,68	2,0	20,9	0,75	1.152,	7,69	165	0,75	220
39,1	0,19	25,4	0,68	2,0	20,9	0,75	1.152,	7,69	165	0,75	220
39,1	0,19	25,4	0,69	2,0	21,1	0,76	1.152,	7,98	165	0,75	220
39,1	0,19	25,4	0,69	2,0	21,1	0,76	1.152,	7,98	165	0,75	220
39,1	0,19	24,9	0,69	2,0	20,6	0,77	1.152,	7,38	165	0,75	220
39,5	0,19	24,9	0,69	2,0	20,6	0,77	1.152,	7,12	165	0,75	220
39,1	0,19	24,9	0,69	1,9	20,6	0,77	1.094,4	7,01	165	0,75	220

Çizelge 5.2’de görüldüğü gibi test odası içi ve buharlaşmalı soğutucu çıkış sıcaklığı aynı değerleri gösterdiğinde deney çalışması başlamıştır ve tüm değerler kayıt altına alınmıştır.

Test başladıktan sonra buharlaşmalı soğutucunun pedleri ıslanmaya başlamış dolayısıyla çıkış sıcaklığı düşüş göstermiştir. Şekil 5.4’de buharlaşmalı soğutucu çıkış sıcaklığı ile verim arasındaki ilişki gösterilmiştir.



**Şekil 5.4:** Buharlaşmalı Soğutucu 1. kademe çıkış sıcaklığı ile verim arasındaki ilişki grafiği

Test esnasında şartlandırılan oda içi ortalama 38,7°C, %20 nem değerlerinde tutulmuştur. Buharlaşmalı soğutucu 1.kademesinde üfleme hızı 2,1 m/s olarak kayıt altına alınmıştır. Şekil 5.4’de görüldüğü gibi buharlaşmalı soğutucu çıkış sıcaklığı düşüş gösterdiğinde doyma etkinliği de artış göstermektedir. Test boyunca minimum buharlaşmalı soğutucu çıkış sıcaklığı 24,9°C, maksimum doyma etkinliği ise %69 olarak tespit edilmiştir.

### 5.1.2 Buharlaşmalı Soğutucu 2. Kademe için yapılan deneysel çalışmalar

Buharlaşmalı soğutucunun 2.kademesi için 1.kademede olduğu gibi deneysel çalışmalar yapılmıştır. Aynı şekilde soğutucu giriş sıcaklığı ve nemi, soğutucu çıkış sıcaklığı ve nemi, verim, hava hızı, fan devri, su tüketimi ve enerji tüketimi parametreleri bilgisayar yazılımı yardımıyla 5'er saniye periyodlarla kayıt altına alınmıştır.

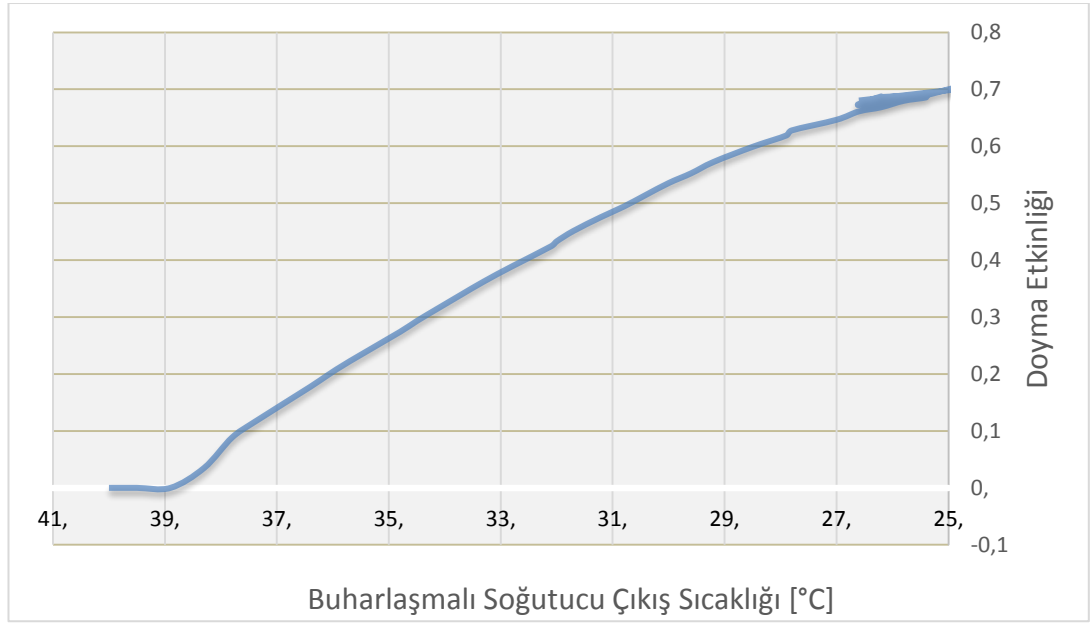
Tablo 5.3’de soğutucu 2.kademesi için elde edilen deneysel sonuçlar verilmiştir.

**Tablo 5.3** Buharlaştırıcı Soğutucu 2.kademe deneysel sonuçlar

Oda Sıcaklığı [°C]	Oda Nemi	Çıkış Sıcaklığı [°C]	Çıkış Nemi	Hız [m/s]	Yaş Term. [°C]	Doyma Etkinliği	Soğutucu Debisi [m <sup>3</sup> /h]	Su Tüketimi [l/h]	Çekilen Güç [W]	Akım [A]	Voltaj [V]
38,7	0,21	40,0	0,27	4,9	24,	-	2.822,4	-	165	0,75	220
38,7	0,21	40,0	0,29	5,1	24,6	-	2.937,6	-	165	0,75	220
38,7	0,21	40,0	0,3	5,1	24,9	-	2.937,6	-	165	0,75	220
38,7	0,21	39,5	0,31	4,9	24,8	-	2.822,4	-	165	0,75	220
38,7	0,21	38,9	0,32	4,8	24,7	-	2.764,8	-	165	0,75	220
38,8	0,21	38,3	0,33	5,1	24,5	-	2.937,6	-	165	0,75	220
39,1	0,21	37,8	0,34	5,	24,4	-	2.880,	-	165	0,75	220
39,1	0,21	37,4	0,35	4,8	24,4	-	2.764,8	-	165	0,75	220
39,1	0,21	36,4	0,36	4,6	23,9	-	2.649,6	-	165	0,75	220
39,1	0,21	36,1	0,37	4,5	23,9	-	2.592,	-	165	0,75	220
39,1	0,21	35,7	0,38	4,6	23,8	-	2.649,6	-	165	0,75	220
39,1	0,21	34,8	0,39	4,5	23,4	-	2.592,	-	165	0,75	220
39,1	0,21	34,5	0,4	4,4	23,4	-	2.534,4	-	165	0,75	220
39,1	0,21	34,1	0,41	4,6	23,3	-	2.649,6	-	165	0,75	220
39,1	0,21	33,7	0,42	4,4	23,2	-	2.534,4	-	165	0,75	220
39,1	0,21	33,3	0,43	4,3	23,1	-	2.476,8	-	165	0,75	220
39,1	0,21	32,8	0,44	4,3	22,9	-	2.476,8	-	165	0,75	220
39,1	0,21	32,1	0,45	4,2	22,6	-	2.419,2	-	165	0,75	220
39,1	0,21	32,0	0,46	4,3	22,7	-	2.476,8	-	165	0,75	220
39,1	0,21	31,7	0,47	4,3	22,7	-	2.476,8	-	165	0,75	220
39,1	0,21	31,2	0,48	4,1	22,5	-	2.361,6	-	165	0,75	220
39,1	0,21	30,8	0,49	4,3	22,3	-	2.476,8	-	165	0,75	220
39,1	0,21	30,4	0,5	4,2	22,2	-	2.419,2	-	165	0,75	220
39,1	0,21	30,0	0,51	4,4	22,1	-	2.534,4	-	165	0,75	220
39,1	0,21	29,6	0,52	4,5	21,9	-	2.592,	-	165	0,75	220
39,1	0,21	29,2	0,53	4,5	21,8	-	2.592,	-	165	0,75	220
39,1	0,21	28,5	0,54	4,6	21,4	-	2.649,6	-	165	0,75	220
39,1	0,21	27,9	0,55	4,4	21,	0,62	2.534,4	11,44	165	0,75	220
39,1	0,21	27,8	0,56	4,4	21,1	0,63	2.534,4	11,95	165	0,75	220
38,7	0,21	27,0	0,57	4,3	20,6	0,65	2.476,8	11,15	165	0,75	220
38,7	0,21	26,6	0,58	4,3	20,4	0,66	2.476,8	10,91	165	0,75	220
38,3	0,21	26,2	0,59	4,3	20,2	0,67	2.476,8	11,23	165	0,75	220
37,9	0,21	25,8	0,6	4,6	20,1	0,68	2.649,6	12,34	165	0,75	220
37,4	0,22	25,4	0,61	4,6	19,9	0,69	2.649,6	11,51	165	0,75	220
37,4	0,22	25,4	0,62	4,7	20,	0,69	2.707,2	12,44	165	0,75	220
37,8	0,21	26,2	0,63	4,5	20,9	0,69	2.592,	15,21	165	0,75	220
38,3	0,21	26,2	0,62	4,6	20,7	0,69	2.649,6	14,09	165	0,75	220
38,3	0,21	26,6	0,61	4,7	20,9	0,67	2.707,2	14,72	165	0,75	220
37,8	0,22	25,4	0,61	4,6	19,9	0,69	2.649,6	10,84	165	0,75	220
37,4	0,22	25,4	0,62	4,6	20,	0,69	2.649,6	12,18	165	0,75	220
37,4	0,23	24,9	0,62	4,7	19,6	0,7	2.707,2	9,88	165	0,75	220
37,2	0,23	24,9	0,62	4,6	19,6	0,7	2.649,6	9,98	165	0,75	220
37,0	0,23	24,9	0,63	4,6	19,7	0,7	2.649,6	10,94	165	0,75	220
37,0	0,23	24,9	0,63	4,6	19,7	0,7	2.649,6	10,94	165	0,75	220
37,0	0,23	24,9	0,63	4,6	19,7	0,7	2.649,6	10,94	165	0,75	220
38,3	0,22	26,6	0,62	4,6	21,1	0,68	2.649,6	13,77	165	0,75	220
38,3	0,22	26,6	0,62	4,6	21,1	0,68	2.649,6	13,77	165	0,75	220



Şekil 5.5’de görüldüğü gibi test odası sıcaklığı ile buharlaşmalı çıkış sıcaklığı yakın değerlere geldiğinde buharlaşmalı soğutucu çalıştırılmıştır ve deney başlamıştır. Buharlaşmalı soğutucu içerisinde yer alan su pompası vasıtası ile pedler ıslatılmış ve soğutucu çıkış sıcaklığı düşüş, çıkış nemi ise yükselme eğilimi göstermiştir. Buharlaşmalı soğutucu 2.kademede 165 W enerji tüketmektedir. 2.kademedeki ortalama hava hızı 4,6 m/s’dir. Deney süresince ortalama test odası sıcaklığı 38,5 °C, ortalama oda nemi %21 olarak kayıtlara geçmiştir.



**Şekil 5.5:** Buharlaşmalı Soğutucu 2.kademe çıkış sıcaklığı ve verim ilişkisi

Şekil 5.5’de görüldüğü gibi buharlaşmalı soğutucu çıkış sıcaklığı düştüğünde doyma etkinliği değeri artış göstermiştir.

### 5.1.3 Buharlaşmalı Soğutucu 3. Kademe için yapılan deneysel çalışmalar

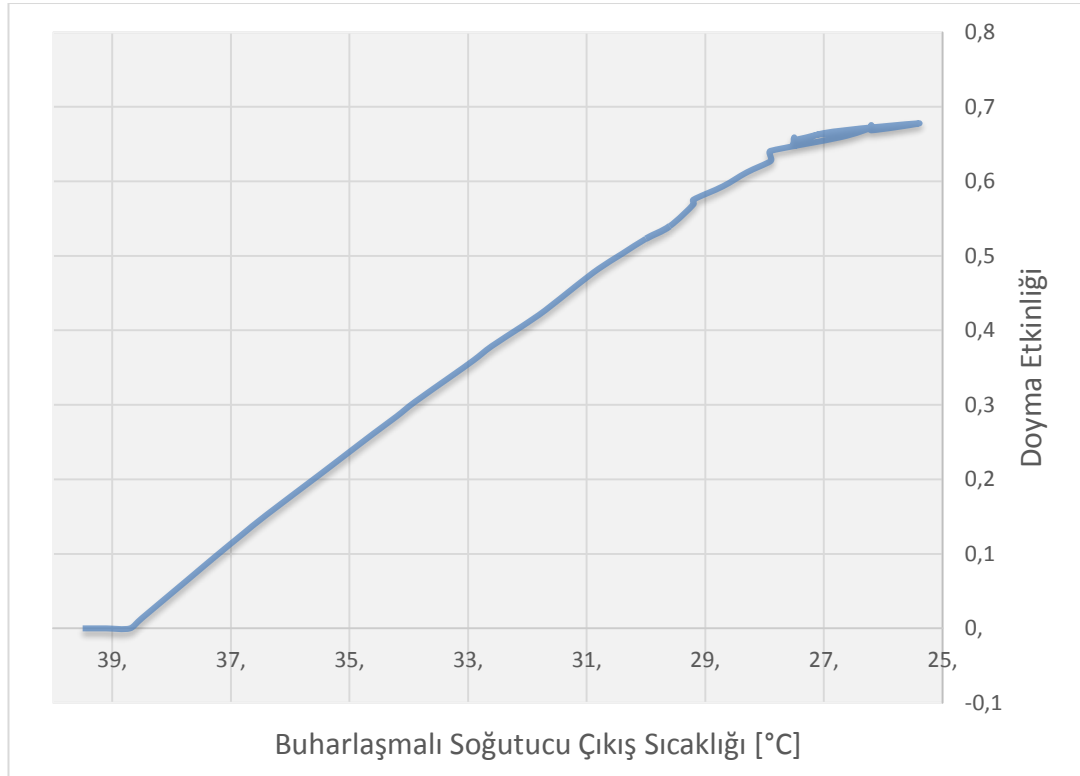
Buharlaşmalı soğutucunun 3.kademesi için 1. ve 2. kademe olduğu gibi deneyler yapılmıştır. Aynı şekilde soğutucu giriş sıcaklığı ve nemi, soğutucu çıkış sıcaklığı ve nemi, verim, hava hızı, devir, su tüketimi ve enerji tüketimi parametreleri bilgisayar yazılımı yardımıyla 5’er saniye periyodlarla kayıt altına alınmıştır.

Tablo 5.4’de buharlaşmalı soğutucu 3.kademesi için elde edilen deneysel sonuçlar verilmiştir.

**Tablo 5.4** Buharlaşmalı Soğutucu 3.kademe deneysel sonuçlar

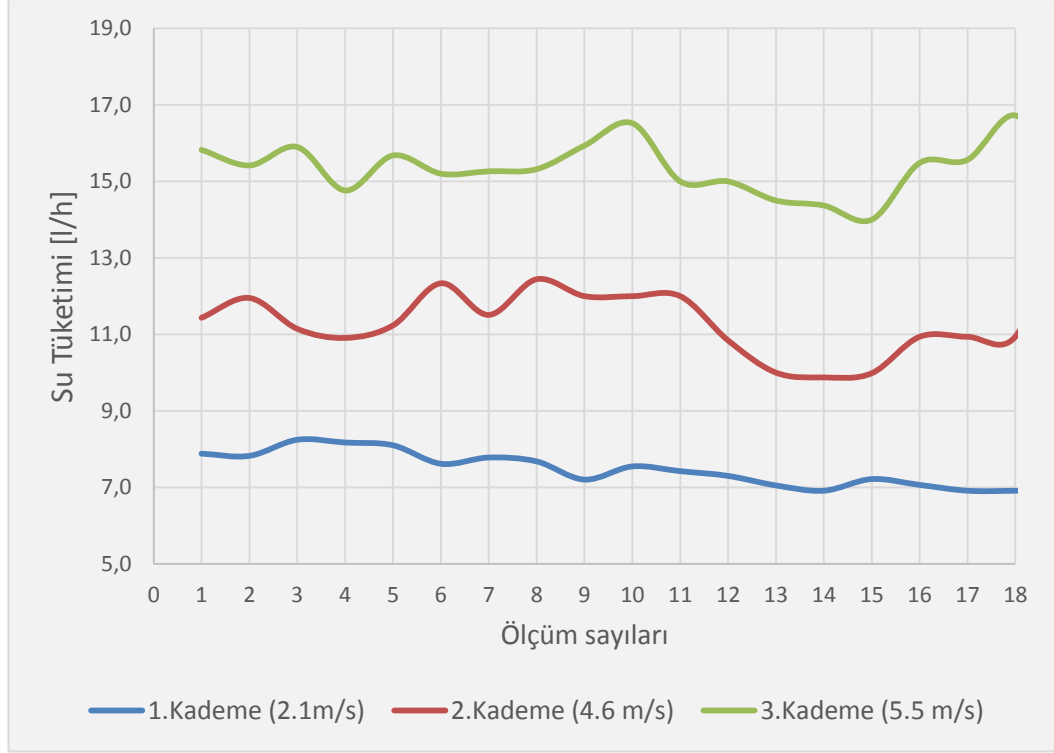
Oda Sıcaklığı [°C]	Oda Nemi	Çıkış Sıcaklığı [°C]	Çıkış Nemi	Hız [m/s]	Yaş Term. [°C]	Doyma Etkinliği	Soğutucu Debisi [m3/h]	Su Tüketimi [l/h]	Güç [W]	Akım [A]	Voltaj [V]
38,7	0,21	39,5	0,2	5,5	21,5	-	3.168,	-	191	0,87	220
38,7	0,21	39,5	0,23	5,5	22,4	-	3.168,	-	191	0,87	220
38,7	0,21	39,5	0,26	5,9	23,3	-	3.398,4	-	191	0,87	220
38,7	0,21	39,3	0,28	5,4	23,8	-	3.110,4	-	191	0,87	220
38,7	0,21	39,1	0,29	5,9	24,0	-	3.398,4	-	191	0,87	220
38,7	0,21	38,7	0,3	5,8	24,0	-	3.340,8	-	191	0,87	220
38,7	0,21	38,5	0,31	5,8	24,1	-	3.340,8	-	191	0,87	220
38,7	0,21	37,7	0,32	5,9	23,8	-	3.398,4	-	191	0,87	220
38,7	0,21	37,3	0,33	5,8	23,8	-	3.340,8	-	191	0,87	220
38,7	0,21	36,8	0,34	5,9	23,7	-	3.398,4	-	191	0,87	220
38,7	0,21	36,4	0,35	5,6	23,6	-	3.225,6	-	191	0,87	220
38,7	0,21	35,5	0,36	5,7	23,2	-	3.283,2	-	191	0,87	220
38,7	0,21	35,1	0,37	5,8	23,1	-	3.340,8	-	191	0,87	220
38,7	0,21	34,6	0,38	5,6	23,0	-	3.225,6	-	191	0,87	220
38,7	0,21	34,2	0,39	5,6	22,9	-	3.225,6	-	191	0,87	220
38,7	0,21	33,9	0,4	5,6	22,9	-	3.225,6	-	191	0,87	220
38,7	0,21	33,3	0,41	5,4	22,7	-	3.110,4	-	191	0,87	220
38,7	0,21	32,9	0,42	5,4	22,6	-	3.110,4	-	191	0,87	220
38,7	0,21	32,6	0,43	5,4	22,6	-	3.110,4	-	191	0,87	220
38,7	0,21	32,1	0,44	5,4	22,4	-	3.110,4	-	191	0,87	220
38,7	0,21	31,7	0,45	5,2	22,3	-	2.995,2	-	191	0,87	220
38,9	0,2	31,2	0,46	5,3	22,1	-	3.052,8	-	191	0,87	220
39,1	0,2	30,8	0,47	5,4	21,9	-	3.110,4	-	191	0,87	220
39,1	0,2	30,4	0,48	5,3	21,8	0,5	3.052,8	15,83	191	0,87	220
39,1	0,2	30,0	0,49	5,2	21,7	0,52	2.995,2	15,42	191	0,87	220
39,1	0,2	29,6	0,5	5,4	21,5	0,54	3.110,4	15,9	191	0,87	220
39,5	0,2	29,2	0,51	5,3	21,4	0,57	3.052,8	14,76	191	0,87	220
39,5	0,2	29,2	0,52	5,3	21,6	0,58	3.052,8	15,68	191	0,87	220
39,5	0,2	28,7	0,53	5,3	21,3	0,59	3.052,8	15,2	191	0,87	220
39,5	0,2	28,3	0,54	5,4	21,2	0,61	3.110,4	15,27	191	0,87	220
39,5	0,2	27,9	0,55	5,5	21,0	0,63	3.168,	15,32	191	0,87	220
39,5	0,2	27,9	0,56	5,4	21,2	0,63	3.110,4	15,94	191	0,87	220
39,5	0,2	27,9	0,57	5,3	21,4	0,64	3.052,8	16,52	191	0,87	220
39,1	0,21	26,7	0,57	5,4	20,3	0,66	3.110,4	12,35	191	0,87	220
38,7	0,21	26,2	0,58	5,4	20,1	0,67	3.110,4	12,54	191	0,87	220
38,7	0,21	26,2	0,59	5,6	20,2	0,68	3.225,6	13,86	191	0,87	220
38,3	0,21	26,2	0,59	5,5	20,2	0,67	3.168,	14,37	191	0,87	220
37,4	0,22	25,4	0,6	5,4	19,7	0,68	3.110,4	12,73	191	0,87	220
38,7	0,22	27,0	0,6	5,6	21,1	0,66	3.225,6	15,48	191	0,87	220
38,7	0,22	27,5	0,59	5,4	21,4	0,65	3.110,4	15,56	191	0,87	220
39,1	0,21	27,5	0,59	5,5	21,4	0,66	3.168,	16,73	191	0,87	220
39,1	0,22	27,5	0,59	5,5	21,4	0,66	3.168,	15,05	191	0,87	220
39,1	0,22	27,5	0,6	5,5	21,5	0,66	3.168,	15,97	191	0,87	220
39,1	0,22	27,5	0,59	5,5	21,4	0,66	3.168,	15,05	191	0,87	220
39,1	0,22	27,1	0,59	5,6	21,0	0,66	3.225,6	14,09	191	0,87	220
38,7	0,22	27,1	0,6	5,7	21,2	0,66	3.283,2	16,07	191	0,87	220
38,3	0,23	26,6	0,6	5,6	20,7	0,66	3.225,6	13,35	191	0,87	220

Şekil 5.6'da görüldüğü gibi test odası sıcaklığı ile buharlaşmalı soğutucu çıkış sıcaklığı yakın değerlere geldiğinde buharlaşmalı soğutucu çalıştırılmıştır ve deney başlamıştır. Buharlaşmalı soğutucu içerisinde yer alan su pompası vasıtası ile pedler ıslatılmış ve soğutucu çıkış sıcaklığı düşüş, çıkış nemi ise yükselme eğilimi göstermiştir. Buharlaşmalı soğutucu 3.kademede 191 W enerji tüketmektedir. 3.kademedeki ortalama hava hızı 5,5 m/s'dir. Deney süresince ortalama test odası sıcaklığı 38,8 °C, ortalama oda nemi %21 olarak kayıtlara geçmiştir.



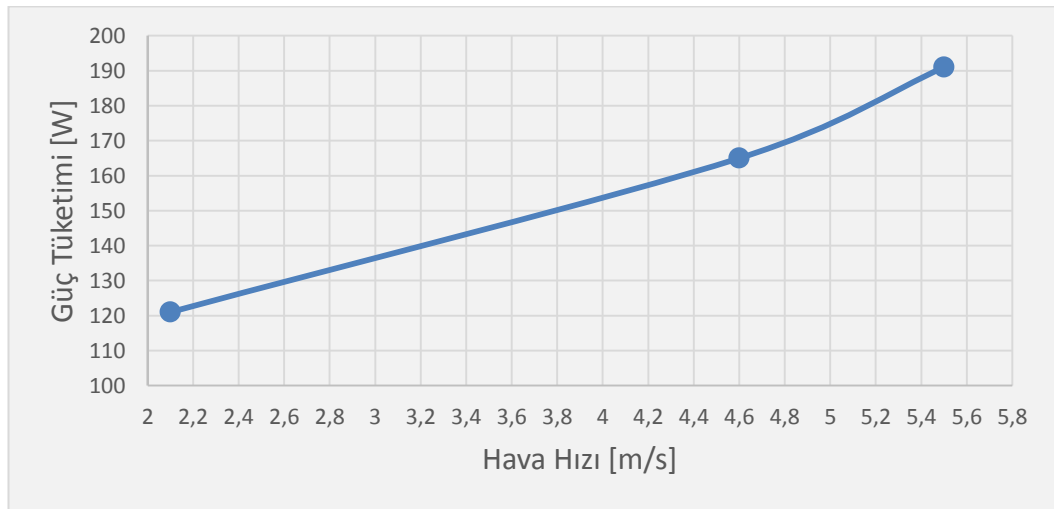
**Şekil 5.6:** Buharlaşmalı Soğutucu 3.kademe çıkış sıcaklığı ve verim ilişkisi

Buharlaşmalı soğutucu her 3 kademe için ayrı ayrı test edilmiştir. Testler sonucunda her bir kademe için su tüketimi değerleri Şekil 5.7'de görülmektedir. Kademe 1 için su tüketimi değeri ortalama 7,4 litre/saat , kademe 2 değeri için 11,5 litre/saat, kademe 3 değeri için ise 15,4 litre/saat olarak tespit edilmiştir. Ölçüm sayılarına göre su tüketimi eğrisinin dalgalanma göstermesinin sebebi ise test odası içerisindeki nem ve sıcaklık değerlerinin ölçüm esnasında çevre koşullarının etkisiyle değişmesidir.



**Şekil 5.7:** Buharlaşmalı soğutucu farklı kademelerdeki su tüketimi

Buharlaşmalı soğutucu deneysel çalışmalarında fan hızları 1.kademede 2,1 m/s, 2.kademede 4,6 m/s, 3.kademede ise 5,5 m/s olarak ölçülmüştür. Buharlaşmalı soğutucunun hava hızı ile güç tüketimi arasındaki ilişki Şekil 5.8’de verilmiştir. Grafikte de görüldüğü üzere hava hızı 1.kademede 2,1 m/s iken güç tüketimi 121 W olarak tespit edilmiştir. Sırasıyla buharlaşmalı soğutucunun 2.ve 3.kademesindeki güç tüketimleri 165 W ve 191 W olarak tespit edilmiştir.



**Şekil 5.8:** Buharlaşmalı soğutucu güç tüketimi-hava hızı ilişkisi

#### 5.1.4 Buharlaşmalı Soğutucu pedi (5090 tipi) ile ilgili yapılan deneysel alışmalar

Buharlaşmalı soğutucularda soğutma amacıyla kullanılan selüloz esaslı kağıttan imal edilen pedlerin 2 farklı tipi vardır. Genellikle hayvan çiftliklerinde ve seralarda geniş gözenekli olarak da adlandırılan 7090 tipi kullanılırken, buharlaşmalı soğutucuların içerisinde ise dar gözenekli olarak adlandırılan 5090 tipi soğutma pedi kullanılmaktadır.

Termoelektrik soğutma dolaplı buharlaşmalı soğutucu içerisinde yer alan 5090 tipi soğutucu ped, ASHRAE standartlarına uygun test odasında farklı hava hızlarında basınç düşümü ve doyma verimi değerleri deneysel olarak kayıt altına alınmıştır.

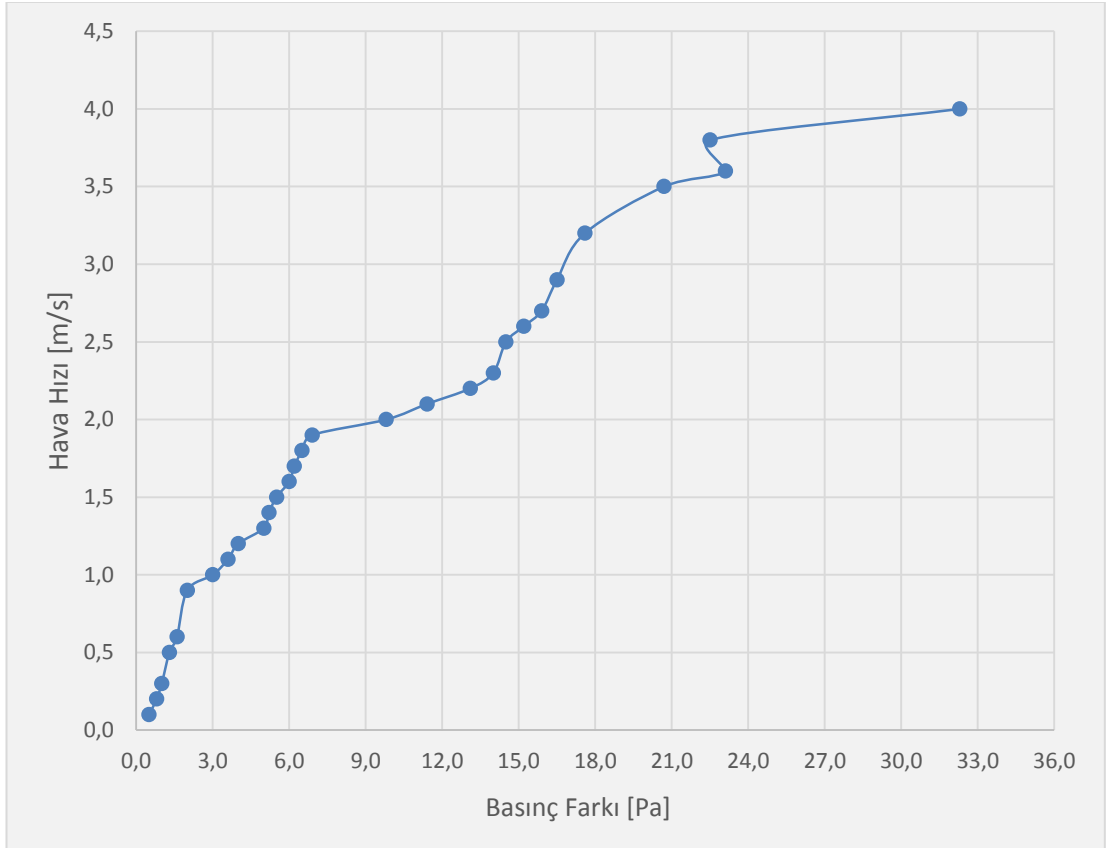
Tablo 5.5’de 5090 tipi 40 cm x 40 cm x 6 cm ölçülerindeki buharlaşmalı soğutucu pedi ile ilgili elde edilen deneysel çıktılar verilmiştir.

**Tablo 5.5** 5090 tipi (40 x 40 x 6 cm) ölçülerinde pedin deneysel ıktıları

Ped Giriş Sıcaklığı [°C]	Ped Giriş Nemi [%]	Ped ıkış Sıc. [°C]	Ped ıkış Nemi [%]	Basınç Farkı [Pa]	Hız [m/s]	Yaş Ter. Sıc. [°C]	Doyma Etkinliği [%]
37,4	0,3	27,3	0,84	0,5	0,1	23,3	0,72
37,8	0,29	27,3	0,85	0,8	0,2	23,0	0,71
37,8	0,29	27,3	0,85	1,0	0,3	23,0	0,71
37,8	0,29	27,3	0,84	1,3	0,5	23,0	0,71
38,3	0,29	26,9	0,81	1,6	0,6	23,4	0,77
38,3	0,29	26,9	0,78	2,0	0,9	23,4	0,77
38,3	0,29	26,9	0,79	3,0	1,0	23,4	0,77
38,3	0,28	26,9	0,77	3,6	1,1	23,1	0,75
38,3	0,28	26,9	0,75	4,0	1,2	23,1	0,75
38,3	0,28	26,9	0,74	5,0	1,3	23,1	0,75
38,5	0,28	26,9	0,72	5,2	1,4	23,2	0,76
38,7	0,28	27,3	0,69	5,5	1,5	23,4	0,75
38,7	0,28	27,3	0,66	6,0	1,6	23,4	0,75
38,7	0,28	27,3	0,65	6,2	1,7	23,4	0,75
38,7	0,28	27,7	0,63	6,5	1,8	23,4	0,72
38,7	0,28	27,7	0,63	6,9	1,9	23,4	0,72
38,7	0,28	28,1	0,61	9,8	2,0	23,4	0,69
39,1	0,28	28,6	0,6	11,4	2,1	23,7	0,68
39,1	0,28	29,0	0,57	13,1	2,2	23,7	0,66
39,1	0,28	29,0	0,57	14,0	2,3	23,7	0,66
39,1	0,28	29,4	0,56	14,5	2,5	23,7	0,63
38,7	0,28	29,4	0,56	15,2	2,6	23,4	0,61
38,7	0,28	29,4	0,56	15,9	2,7	23,4	0,61
38,3	0,29	29,0	0,56	16,5	2,9	23,4	0,62
37,4	0,3	28,6	0,57	17,6	3,2	23,3	0,62
38,4	0,29	29,8	0,53	20,7	3,5	23,5	0,58
37,0	0,31	28,1	0,57	23,1	3,6	23,0	0,64
37,9	0,29	29,0	0,54	22,5	3,8	23,1	0,60
37,4	0,3	29,8	0,53	32,3	4,0	23,3	0,54

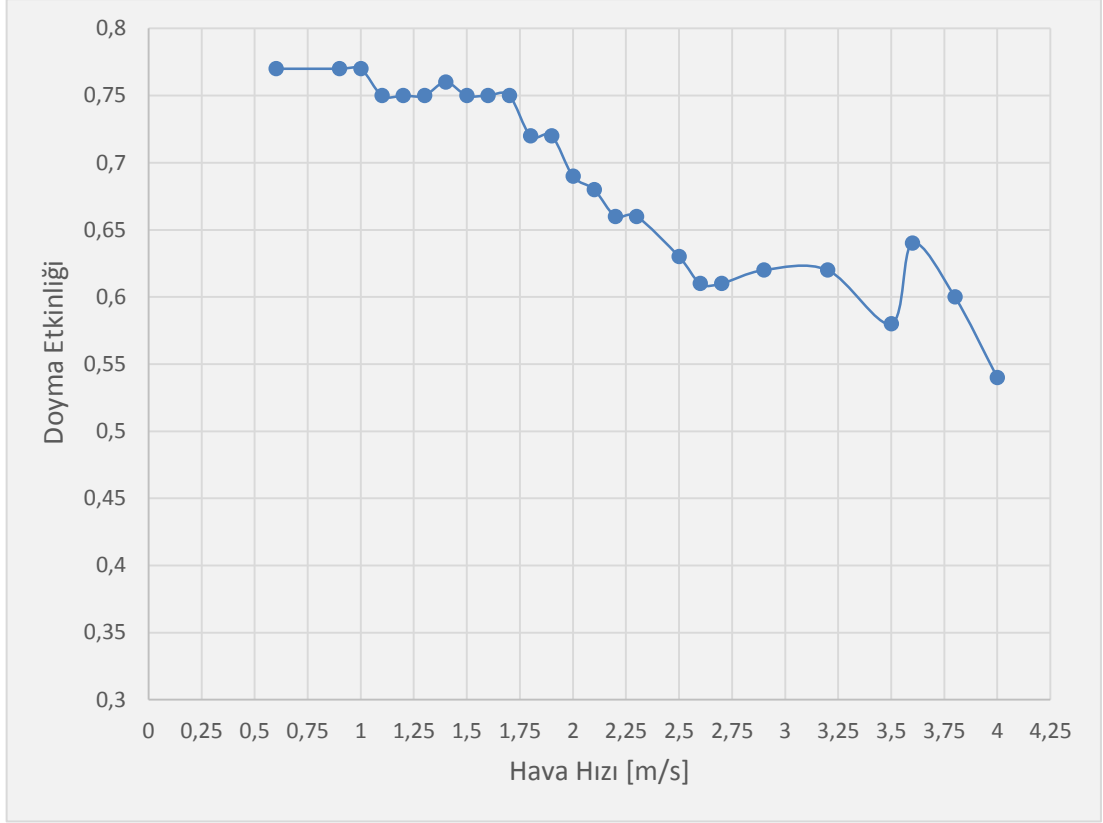
Tablo 5.5’de buharlaşmalı soğutucu pedi ile ilgili yapılan deneysel çalışmalar incelendiğinde hava hızı, basınç düşümü ve doyma verimindeki ilişki göze çarpmaktadır.

Şekil 5.9’da hava hızının basınç düşümü ile olan ilişkisi, Şekil 5.10’da ise hava hızının doyma verimi ile olan ilişkisi grafik olarak sunulmuştur.



**Şekil 5.9:** Buharlaşmalı soğutucu 5090 ped için hava hızı-basınç düşümü grafiği

Şekil 5.9’da görüldüğü gibi 40 x 40 x 6 cm ölçülerinde 5090 tipi buharlaşmalı soğutucu pedinde meydana gelen basınç düşümü hava hızı yükseldikçe artmaktadır. Ped üzerinden geçen hava hızı 1,5 m/s olduğunda basınç düşümü 5,5 Pa iken , hava hızı 2,9 m/s ve 4 m/s olduğunda basınç düşümü sırasıyla 16,5 Pa ve 32,3 Pa olmaktadır.

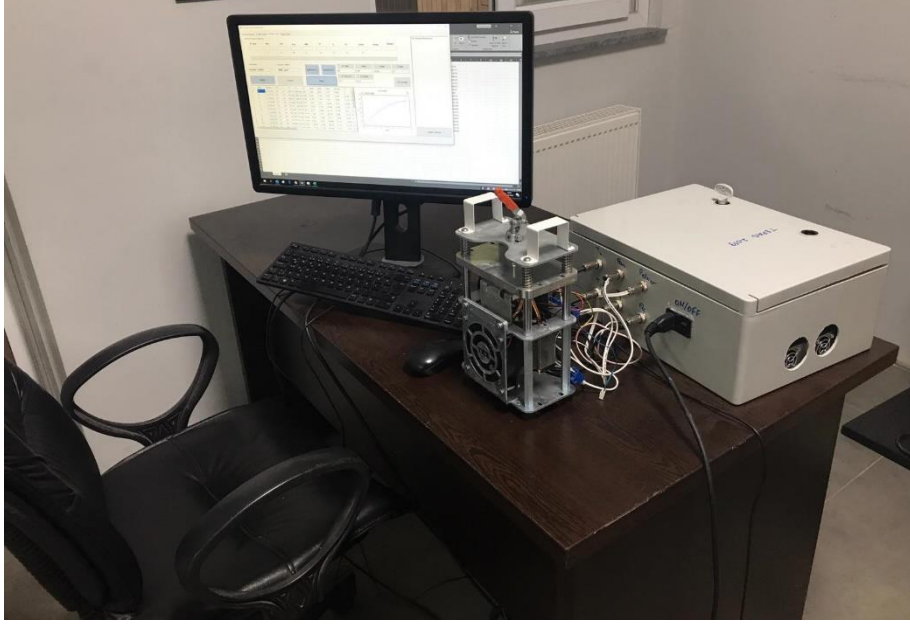


**Şekil 5.10:** Buharlaşmalı soğutucu 5090 ped için hava hızı-doyma etkinliği grafiği

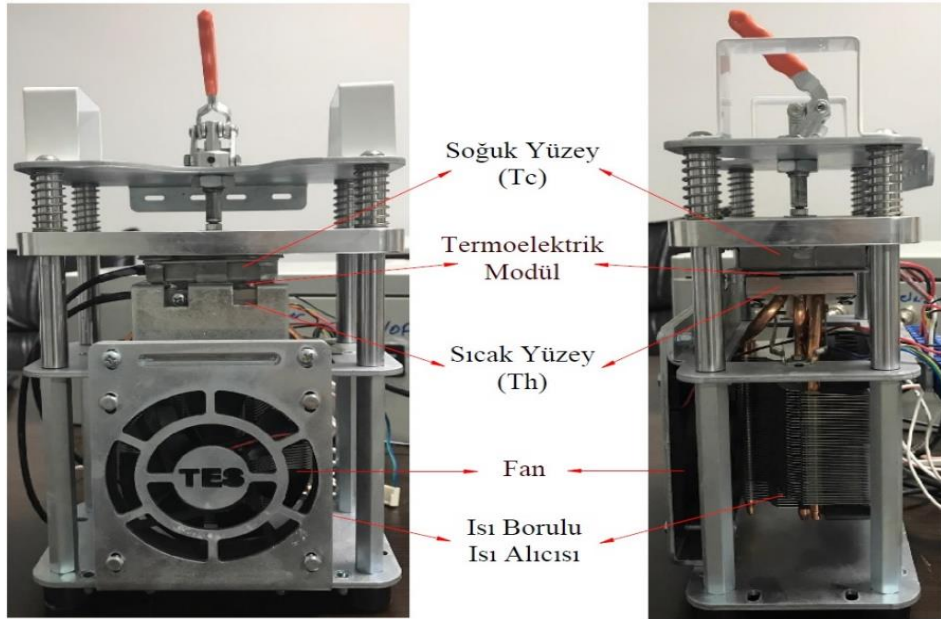
Şekil 5.10’da görüldüğü gibi 40 x 40 x 6 cm ölçülerinde 5090 tipi buharlaşmalı soğutucu pedi üzerinden geçen hava hızı arttıkça doyma verimi düşüş göstermektedir. Ped üzerinden geçen hava hızı 1,5 m/s olduğunda doyma verimi %75 iken , hava hızı 2,9 m/s ve 4 m/s olduğunda doyma verimi sırasıyla % 62 ve %54 olmaktadır.

## 5.2 TEPAS ile yapılan deneysel çalışmalar

Termoelektrik modül performansını belirlemek amacıyla ; 4x4 cm ölçülerinde standart bir TE modül kullanılarak oda sıcaklığında  $T_{Cmin}$ ,  $Q_{Cmax}$  ve  $I_{max}$  rejimleri olmak üzere yüklü ve yüksüz koşullarda deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Deneyleerin gerçekleştirildiği düzenek Şekil 5.11 ve Şekil 5.12’de detaylı olarak görülmektedir.



Şekil 5.11: TEPAS deney düzeni



Şekil 5.12: TEPAS deney düzeni (Ölçüm İstasyonu)



Termoelektrik modül testine başlamadan önce yazılımda bulunan Şekil 5.13'deki genel ayarlar sekmesinde başlangıç şartları belirlenmiştir.

- Ölçüm periyodu 5 s olarak seçilmiştir.
- Sıcaklık dengesi kriteri sadece  $\Delta T$ , tolerans 0,5 K olarak seçilmiştir.
- TE modüle uygulanacak SMPS gerilim kontrol girişi alt sınır 10 birim, üst sınır ise 110 birim olarak belirlenmiştir. SMPS gerilim artım miktarı ise 5 birim olarak seçilmiştir.
- Termoelektrik modül sıcak ve soğuk yüzeylerdeki sıcaklıkları ölçmek amacıyla T tipi termokupl kullanılmıştır.
- Sistemde aşırı akım ve aşırı ısınma koruması amacıyla ; sıcaklık üst sınırı 50 °C, maksimum akım değeri ise 7 A olarak seçilmiştir.

TE Performans Analiz Sistemi

Genel Ayarlar | Tc Min Testi | Qc Max Testi | I Max Testi

Port Bağlantısı

Portlar

COM4

Bağlan

Kes

Tablo İşlemleri

Test Listesi

Tablo Adı

ANIL\_

Geçmiş Testler

Seçili Testi Sil

Yeni Test Tablolarını Oluştur

Excel Oluştur

Parametre İşlemleri

Periyot

Denge Modu

Tolerans

Tekrar Sayısı

Gönder

05

Sadece DT

0.5

05

SMPS ilk

SMPS Son

Artım

İmax

Tmax

010

110

05

07

050

a

TC kal

b

a

TH kal

b

0

1

0

1

Şekil 5.13: TEPAS genel ayarlar sekmesi

TE modülün deneysel parametrelerinin elde edilmesi işlemi,  $T_{Cmin}$  rejiminde modül yüksüz iken yapılmıştır. Bu nedenle genel ayarlar sekmesinden başlangıç değerleri belirlendikten sonra  $T_{Cmin}$  testi bölümüne girilmiş ve bu sekmede testi başlat butonuna basılarak test başlatılmıştır. Bu testte deneysel parametrelerin elde edilmesi için  $Q_C = 0$  olması gerektiğinden termoelektrik modüle herhangi bir ısı yük uygulanmamıştır.

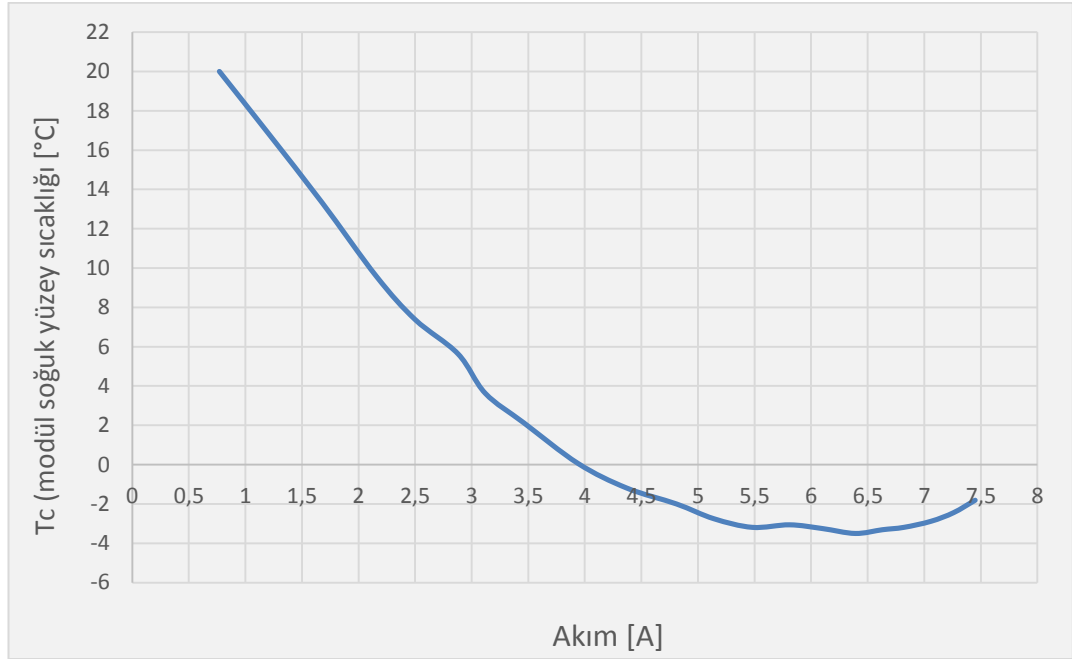
TE test sistemine genel ayarlar sekmesinde belirlenen aralık ve artış değerlerine bağlı olarak SMPS güç kaynağı yardımıyla DC gerilimler uygulanmıştır. Uygulanan her bir gerilim için,  $T_H$ ,  $T_C$ ,  $I$  ve  $V$  değerleri belirlenen periyotta sürekli ölçülmüştür.

Yüksüz termoelektrik modülün çalışma esnasındaki  $V$ ,  $\Delta T$ ,  $I$ ,  $T_H$ ,  $T_C$  ve  $P$  çıkış parametrelerinin akıma bağlı olarak değişimi Tablo 5.6'da verilmiştir.

**Tablo 5.6**  $T_{Cmin}$  rejimde ( $Q_C=0$ ), yüksüz standart TE modülün çıkış parametreleri

Ölçüm Sayısı	Zaman	Ortam Sıcaklığı [°C]	SMPS [birim]	$T_H$ [°C]	$T_C$ [°C]	$\Delta T$	$V$ [Volt]	$I$ [A]	$P$ [Watt]
1	12:00:37	28	10	30,87	20	10,87	1,44	0,77	1,11
2	12:01:46	28	15	32	16,87	15,13	2,51	1,2	3,02
3	12:02:54	28	20	33,06	13,31	19,75	3,66	1,68	6,15
4	12:04:10	28	25	34,38	9,56	24,82	4,83	2,16	10,45
5	12:05:06	28	30	34,81	7,38	27,43	5,5	2,5	13,74
6	12:05:48	27	35	35,31	5,63	29,68	6,38	2,88	18,4
7	12:06:44	27	40	35,88	3,63	32,25	6,92	3,12	21,6
8	12:07:26	27	45	36,44	2,13	34,31	7,74	3,46	26,79
9	12:08:28	27	50	38,13	0,06	38,07	8,81	3,94	34,72
10	12:09:37	27	55	40,31	-1,19	41,5	9,88	4,37	43,2
11	12:10:19	27	60	41,5	-2	43,5	10,81	4,81	51,96
12	12:11:15	27	65	43,38	-2,75	46,13	11,8	5,14	60,68
13	12:11:57	27	70	44,69	-3,19	47,88	12,66	5,48	69,33
14	12:12:40	28	75	46,44	-3,06	49,5	13,48	5,81	78,4
15	12:13:22	28	80	47,94	-3,25	51,19	14,31	6,1	87,34
16	12:14:04	27	85	49,19	-3,5	52,69	15,03	6,39	96,07
17	12:14:47	27	90	50,44	-3,31	53,75	15,75	6,63	104,46
18	12:15:29	27	95	51,69	-3,19	54,88	16,45	6,82	112,23
19	12:16:11	27	100	53	-2,88	55,88	17,06	7,06	120,52
20	12:16:54	27	105	54,25	-2,44	56,69	17,65	7,26	128,06
21	12:17:36	27	110	55,31	-1,81	57,12	18,18	7,45	135,43

Şekil 5.14’de  $T_{Cmin}$  değerinin akıma bağlı olarak değişim grafiği verilmiştir.



**Şekil 5.14:**  $T_{Cmin}$  değerinin akıma bağlı olarak değişimi grafiği

Şekil 5.14’de görüldüğü gibi modülün çektiği akım değeri arttığında modülün soğuk yüzeyindeki sıcaklık değeri ( $T_C$ ) düşüş göstermektedir. Yapılan  $T_{Cmin}$  testine göre deneysel parametreler  $I_{max}=6,39$  A,  $V_{max}=15,03$  V olarak tespit edilmiştir.

Deneysel parametreleri belirlenen modül için  $Q_{Cmax}$  rejiminde çıkış parametrelerinin belirlenmesi testi yapılmıştır.

Teste başlamadan önce TE performans analizi ekranından  $Q_{Cmax}$  testi sekmesi seçilmiştir. Daha sonra geçmiş testler alanında yapılmış olan  $T_{Cmin}$  seçilerek, çıkış parametrelerinin hesaplanmasında kullanılacak olan deneysel parametre değerlerinin belirlenmesi sağlanmıştır.  $Q_{Cmax}$  testindeki bilgisayar yazılımı ara yüzü Şekil 5.15’de verilmiştir.

Genel Ayarlar Tc Min Testi Qc Max Testi I Max Testi

Modül Ölçüm Değerleri

VC Input	Vout	Iout	Pout	EMK	Th	Tc	DT	Tortam	Denge	Denge%
110	19,04	7,3	139,05	1,31	69,31	69,25	0,06	27	0,19	120
	V	A	W	V	°C	°C	°C	°C		

Test Modu: Geçmiş Testler

Geçmiş Testler: ANIL\_qcm

Imax Bul-Tc: Imax Bul-DT

DC Max: 85 I Max: 6,39 V Max: 15,03 E Max: 2,7

N-Term Sy: 127 G Faktör: 0,15

Başlat Durdur Aktar I-Qc Grafiği

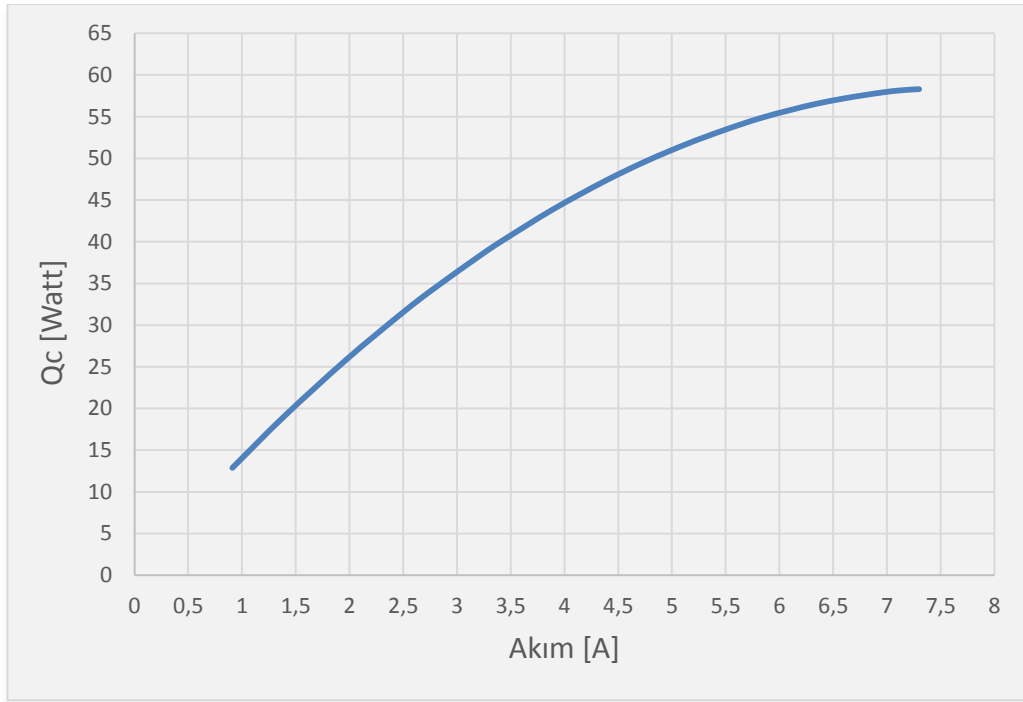
**Şekil 5.15:**  $Q_{Cmax}$  testindeki bilgisayar yazılımı ara yüzü

Ayarlar yapıldıktan sonra Başlat butonuna basılmasıyla birlikte TE test sistemine belirlenen aralık ve artış değerlerine bağlı olarak DC gerilimler uygulanmıştır. Uygulanan her bir gerilim için TE modül  $T_H$ ,  $T_C$ ,  $I$  ve  $V$  belirlenen periyotta sürekli olarak ölçülmüştür.  $Q_{Cmax}$  değerinin ölçülmesi amacıyla, uygulanan her akım için  $\Delta T = 0$  oluncaya kadar ısıl yük uygulanmıştır. Ölçüm sonuçları Tablo 5.7’de sunulmuştur.

**Tablo 5.7**  $Q_{Cmax}$  rejimde, yüklü standart TE modülün çıkış parametrelerinin akıma göre değişimi

Ölçüm Sayısı	Ortam Sıcaklığı	SMPS değerleri	$T_H$ [K]	$T_C$ [K]	$\Delta T$	V [V]	I [A]	P [Watt]	Qc [Watt]	COP
1	27	10	305,75	304,94	0,81	1,44	0,91	1,32	12,88	8,06
2	27	15	307,06	306,38	0,68	2,54	1,39	3,53	19,028	5,104
3	27	20	308,75	308,19	0,56	3,76	1,97	7,42	25,864	3,454
4	27	25	310,69	310,38	0,31	4,91	2,5	12,28	31,549	2,616
5	27	30	311,5	310,69	0,81	5,55	2,79	15,48	34,426	2,292
6	27	35	313,44	313,75	-0,31	6,57	3,22	21,15	38,393	1,919
7	27	40	314,44	314,88	-0,44	7,08	3,41	24,14	40,028	1,784
8	27	45	315,69	315,63	0,06	8,25	3,89	32,11	43,857	1,502
9	27	50	317,75	317,31	0,44	9,37	4,37	40,98	47,24	1,282
10	27	55	319,56	319,25	0,31	10,47	4,76	49,79	49,666	1,136
11	27	60	322,13	321,69	0,44	11,56	5,14	59,44	51,744	1,015
12	27	65	324,19	324,13	0,06	12,55	5,48	68,75	53,368	0,921
13	27	70	326,5	326,44	0,06	13,54	5,81	78,71	54,779	0,841
14	27	75	328,25	328,31	-0,06	14,39	6,1	87,83	55,789	0,777
15	27	80	329,94	330,19	-0,25	15,22	6,34	96,54	56,542	0,729
16	27	85	331,63	331,5	0,13	15,91	6,58	104,76	57,144	0,684
17	27	90	333,38	333,06	0,32	16,61	6,78	112,52	57,566	0,649
18	27	95	335	335,63	-0,63	17,25	6,97	120,18	57,932	0,618
19	27	100	336,69	336,81	-0,12	17,92	7,11	127,42	58,136	0,596
20	27	105	338,31	337,69	0,62	18,45	7,26	133,87	58,276	0,573
21	27	110	342,31	342,25	0,06	19,04	7,3	139,05	58,303	0,567

Şekil 5.16’da  $Q_{Cmax}$  rejimde  $Q_C$  değerinin akıma göre değişim grafiği verilmiştir.



**Şekil 5.16:**  $Q_{Cmax}$  rejimde  $Q_C$  değerinin akıma göre değişim grafiği

Şekil 5.16’da görüldüğü üzere termoelektrik modülün çektiği akım arttığında  $Q_C$  değeri de artış göstermiştir. Termoelektrik modül 2,5 A ve 6,1 A çektiğinde  $Q_C$  değeri sırasıyla 31,54 W ve 55,78 W olarak ölçülmüştür. Sistemde aşırı akım koruması olduğu için deneysel çalışmalar 7,3 A’ye geldiğinde otomatik olarak durmuştur.

### **5.3 Termoelektrik Dolaplı Buharlařmalý Sođutucu Deneysel alıřmalar**

Buharlařmalý soğutucu için gerçekleştirilen deneyler ve elde edilen veriler bir önceki bölümde verilmiştir. Termoelektrik soğutma ve buharlařmalý soğutma prensiplerini bir arada bulunduran tasarım gerçekleştirilmiş ve sıcak yüzeyden ısının atılma mekanizmasına ve konumuna göre 3 farklı dolap için ayrı ayrı deneysel çalışmalar yapılmıştır.

#### **5.3.1 Hava Sođutmalý Termoelektrik Dolap Deney alıřmaları**

Hava sođutmalý olarak adlandırılan termoelektrik dolap, içerisinde soğutma amacıyla kullanılan modülün sıcak yüzeyindeki biriken ısının hava yardımıyla atıldığı bir uygulamadır. Hava sođutmalý sistemin evre ortamında veya buharlařmalý soğutucu içerisinde konumlanmasına göre 2 farklı dolap ayrı ayrı teste tabi tutulmuştur. Hava sođutmalý sistemin evre ortamında bulunması ile çevreden daha soğuk olan buharlařmalý soğutucu içerisinde bulunması arasındaki farkları gözlemlemek amacıyla bu yöntem belirlenmiştir.

##### **5.3.1.1 Hava sođutmalý sistem buharlařmalý sođutucu içerisindeyken yapılan alıřmalar**

Termoelektrik modülün sıcak yüzeyindeki ısının buharlařmalý soğutucunun içerisinde yer alan fan vasıtasıyla atılmasını temel alan termoelektrik dolap ile ilgili şematik gösterim şekil 5.17’de belirtilmiştir. şematik gösterimde belirtildiği gibi dolap içerisinde soğuk yüzeydeki ısıyı iç ortama aktarmak amacıyla kullanılan alüminyum kanatçık ve bir adet fan yer almaktadır. Termoelektrik modülü ile soğuk alüminyum kanatçık arasında 40 mm yüksekliğinde 1 adet alüminyum blok yer almaktadır. Sıcak yüzeydeki kanatçık ise buharlařmalý soğutucu içerisinde konumlandırılmıştır. Sıcak kanatçığın soğutucu içerisinde konumlandırılmasının temel sebebi kanatçık üzerindeki biriken ısının evre sıcaklığına göre daha düşük olan ve hava akımının olduğu bir hacim içerisinde yer almasını sağlayarak biriken ısının daha iyi uzaklaştırılması hedeflenmiştir.



**Şekil 5.17:** Hava soğutmalı termoelektrik dolap şematik gösterim (kanatçık altta)

Hava soğutmalı termoelektrik dolap buharlaşmalı soğutma ile birlikte test edilmek amacıyla ölçüm istasyonuna bağlanmıştır. Ardından test odasının içerisinde 38 °C, %20 nem kondisyon değerlerine gelmesi sağlanmıştır. Test odası istenilen koşullara geldiğinde buharlaşmalı soğutucu ile termoelektrik soğutucu aynı anda çalıştırılmıştır. Deney esnasında sıcak yüzeydeki kanatçık sıcaklığı, buharlaşmalı soğutucu çıkış sıcaklığı ve dolap içerisinde sıcaklığının ölçülmesi hedeflenmiş ve bu noktalara sıcaklık ölçer prob lar yerleştirilmiştir. Bir bilgisayar programı yardımı ile değerler her yarım dakikada bir kayıt altına alınmıştır. Deney toplam 75 dakika kesintisiz devam etmiştir.

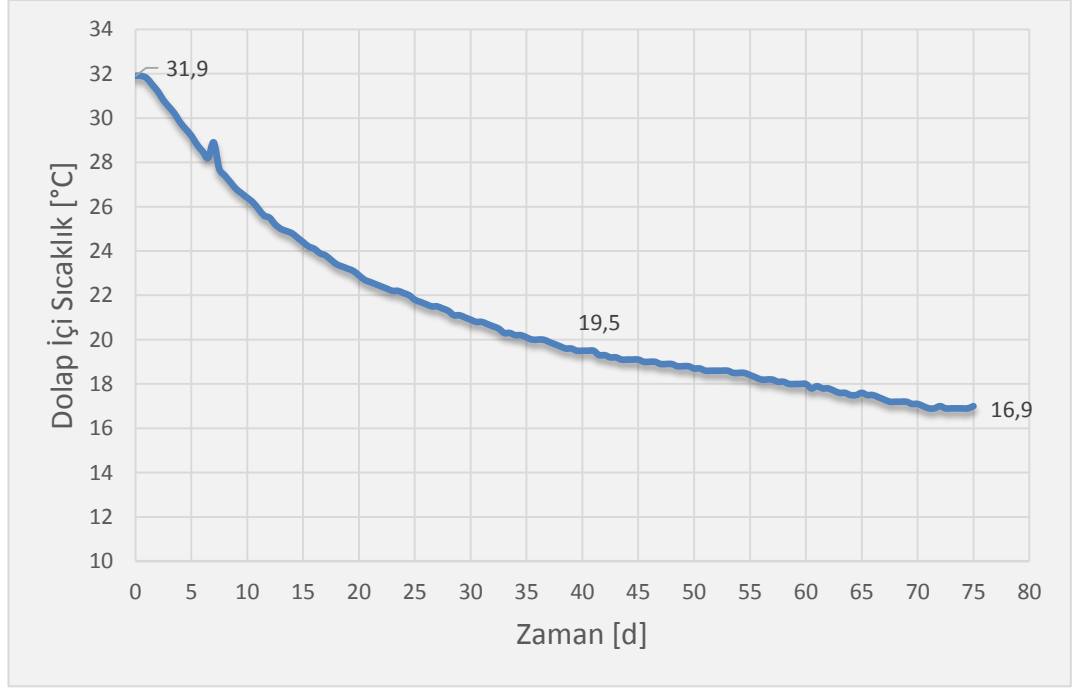
Hava soğutmalı sistem buharlaşmalı soğutucu içerisinde yapılan deneysel çıktılar Tablo 5.8’de sunulmuştur.

**Tablo 5.8** Hava soğutmalı sistem buharlaşmalı soğutucu içerisindeyken yapılan deneysel çalışma sonuçları

Zaman [d]	Kanatçık Sıc. [°C]	Evap. Çıkış [°C]	Dolap İçi [°C]	Zaman [d]	Kanatçık Sıc. [°C]	Evap. Çıkış [°C]	Dolap İçi [°C]	Zaman [d]	Kanatçık Sıc. [°C]	Evap. Çıkış [°C]	Dolap İçi [°C]
0	36,1	37	31,9	25,5	30,7	27,5	21,7	51	30,5	27,6	18,6
0,5	34,8	33,2	31,9	26	30,7	27,5	21,6	51,5	30,5	27,5	18,6
1	33,7	30,8	31,8	26,5	30,6	27,5	21,5	52	30,5	27,6	18,6
1,5	33,1	29,3	31,5	27	30,6	27,5	21,5	52,5	30,5	27,6	18,6
2	32,5	28,3	31,2	27,5	30,6	27,5	21,4	53	30,5	27,6	18,6
2,5	32	27,7	30,8	28	30,6	27,5	21,3	53,5	30,5	27,6	18,5
3	31,7	27,4	30,5	28,5	30,6	27,5	21,1	54	30,5	27,6	18,5
3,5	31,5	27,2	30,2	29	30,6	27,5	21,1	54,5	30,5	27,6	18,5
4	31,4	27	29,8	29,5	30,6	27,6	21	55	30,5	27,6	18,4
4,5	31,2	27	29,5	30	30,6	27,6	20,9	55,5	30,5	27,6	18,3
5	31	27	29,2	30,5	30,6	27,6	20,8	56	30,6	27,6	18,2
5,5	30,8	27	28,8	31	30,6	27,6	20,8	56,5	30,6	27,6	18,2
6	30,8	27	28,5	31,5	30,6	27,6	20,7	57	30,5	27,6	18,2
6,5	30,7	27	28,2	32	30,6	27,6	20,6	57,5	30,5	27,6	18,1
7	30,7	27	28,9	32,5	30,6	27,6	20,5	58	30,5	27,6	18,1
7,5	30,6	27,1	27,7	33	30,6	27,6	20,3	58,5	30,5	27,6	18
8	30,6	27	27,4	33,5	30,6	27,6	20,3	59	30,5	27,6	18
8,5	30,6	27	27,1	34	30,6	27,6	20,2	59,5	30,5	27,6	18
9	30,5	27	26,8	34,5	30,6	27,6	20,2	60	30,5	27,6	18
9,5	30,5	27,1	26,6	35	30,5	27,6	20,1	60,5	30,5	27,6	17,8
10	30,5	27,1	26,4	35,5	30,4	27,5	20	61	30,5	27,6	17,9
10,5	30,5	27,1	26,2	36	30,5	27,5	20	61,5	30,6	27,6	17,8
11	30,5	27,2	25,9	36,5	30,5	27,6	20	62	30,6	27,6	17,8
11,5	30,5	27,2	25,6	37	30,5	27,6	19,9	62,5	30,6	27,6	17,7
12	30,4	27,3	25,5	37,5	30,5	27,5	19,8	63	30,6	27,6	17,6
12,5	30,4	27,3	25,2	38	30,5	27,5	19,7	63,5	30,6	27,6	17,6
13	30,4	27,3	25	38,5	30,5	27,5	19,6	64	30,6	27,6	17,5
13,5	30,4	27,3	24,9	39	30,5	27,5	19,6	64,5	30,5	27,6	17,5
14	30,4	27,4	24,8	39,5	30,5	27,5	19,5	65	30,5	27,6	17,6
14,5	30,5	27,4	24,6	40	30,5	27,5	19,5	65,5	30,5	27,6	17,5
15	30,6	27,4	24,4	40,5	30,4	27,5	19,5	66	30,4	27,5	17,5
15,5	30,6	27,4	24,2	41	30,4	27,5	19,5	66,5	30,4	27,5	17,4
16	30,6	27,5	24,1	41,5	30,4	27,5	19,3	67	30,4	27,5	17,3
16,5	30,6	27,5	23,9	42	30,4	27,5	19,3	67,5	30,4	27,5	17,2
17	30,6	27,5	23,8	42,5	30,5	27,5	19,2	68	30,4	27,4	17,2
17,5	30,6	27,5	23,6	43	30,6	27,6	19,2	68,5	30,4	27,4	17,2
18	30,6	27,5	23,4	43,5	30,6	27,5	19,1	69	30,4	27,4	17,2
18,5	30,6	27,4	23,3	44	30,5	27,6	19,1	69,5	30,4	27,4	17,1
19	30,6	27,4	23,2	44,5	30,5	27,6	19,1	70	30,4	27,4	17,1
19,5	30,6	27,4	23,1	45	30,5	27,6	19,1	70,5	30,4	27,4	17
20	30,6	27,5	22,9	45,5	30,5	27,6	19	71	30,4	27,4	16,9
20,5	30,6	27,5	22,7	46	30,6	27,6	19	71,5	30,4	27,4	16,9
21	30,6	27,5	22,6	46,5	30,6	27,6	19	72	30,4	27,4	17
21,5	30,7	27,5	22,5	47	30,6	27,6	18,9	72,5	30,4	27,4	16,9
22	30,7	27,5	22,4	47,5	30,6	27,6	18,9	73	30,5	27,6	16,9
22,5	30,7	27,5	22,3	48	30,6	27,7	18,9	73,5	30,4	27,7	16,9
23	30,7	27,5	22,2	48,5	30,6	27,7	18,8	74	30,5	27,8	16,9
23,5	30,8	27,5	22,2	49	30,6	27,7	18,8	74,5	30,6	27,8	16,9
24	30,8	27,6	22,1	49,5	30,6	27,7	18,8	75	30,6	27,8	17
24,5	30,7	27,6	22	50	30,6	27,7	18,7				
25	30,7	27,6	21,8	50,5	30,6	27,7	18,7				



Termoelektrik modülün sıcak yüzeyindeki kanatçığın buharlaşmalı soğutucu içerisinde konumlandırıldığı sistemde zamana bağlı olarak dolap içi sıcaklıklarının değişimi grafiği Şekil 5.18’de verilmiştir.

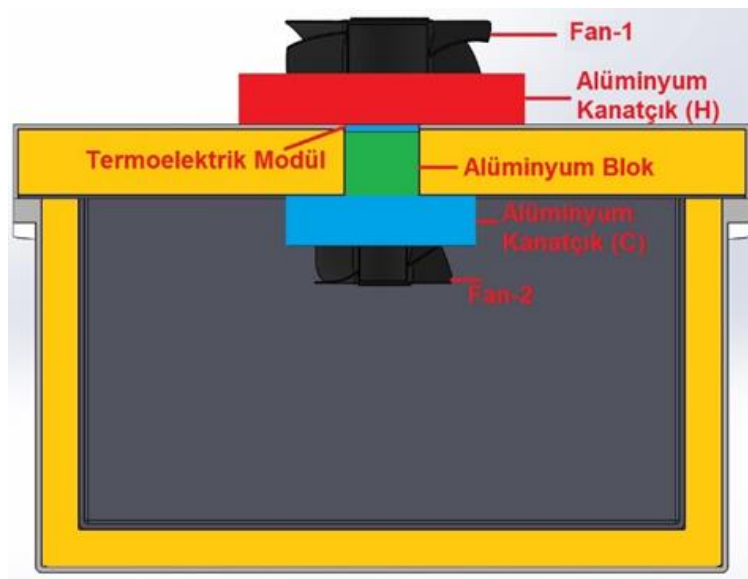


**Şekil 5.18:** Hava Soğutmalı (kanatçık buharlaşmalı soğutucu içerisinde) Dolap zamana bağlı sıcaklık değişimi grafiği

Şekil 5.18’de görüldüğü gibi başlangıç zamanında dolap içi sıcaklık 31,9 °C, test başladıktan 40 ve 75 dakika sonra dolap içi sıcaklık sırasıyla 19,5 °C, 16,9 °C olarak ölçülmüştür.

### 5.3.1.2 Hava Soğutmalı sistem çevre ortamındayken yapılan deneysel çalışmalar

Termoelektrik modülün sıcak yüzeyindeki ısının buharlaşmalı soğutucu dışarısındayken yani çevre ortamındayken ilave bir fan yardımıyla biriken ısının atılmasını temel alan termoelektrik dolap ile ilgili şematik gösterim Şekil 5.19'da belirtilmiştir. Şematik görünümde de görüldüğü gibi bu tasarımda ısının atılmasını hızlandırmak adına ilave 1 adet fan kullanılmıştır. Termoelektrik modül ise sıcak kanatçık ile soğuk kanatçık arasında her iki yüzeyine de termal macun sürülerek konumlandırılmıştır.



**Şekil 5.19:** Hava soğutmalı termoelektrik dolap şematik gösterim (kanatçık üstte)

Hava soğutmalı (çevre ortamındayken) termoelektrik dolap ile buharlaşmalı soğutucu test odası içerisinde yer alan ölçüm istasyonu girişine Şekil 5.20'de görüldüğü gibi bağlanmıştır.



**Şekil 5.20:** Hava soğutmalı (çevre ortamındayken) termoelektrik dolap ile buharlaşmalı soğutucunun ölçüm istasyonuna bağlanması

Hava soğutmalı termoelektrik dolap dizaynında sıcak kanatçık dolabın üst kapağında, soğuk kanatçık ise dolabın üst kapağının iç kısmında konumlandırılmıştır.

Şekil 5.21’de termoelektrik dolaplı buharlaşmalı soğutucu iç kısmı görülmektedir.



**Şekil 5.21:** Termoelektrik soğutma dolaplı buharlaşmalı soğutucu iç kısmı

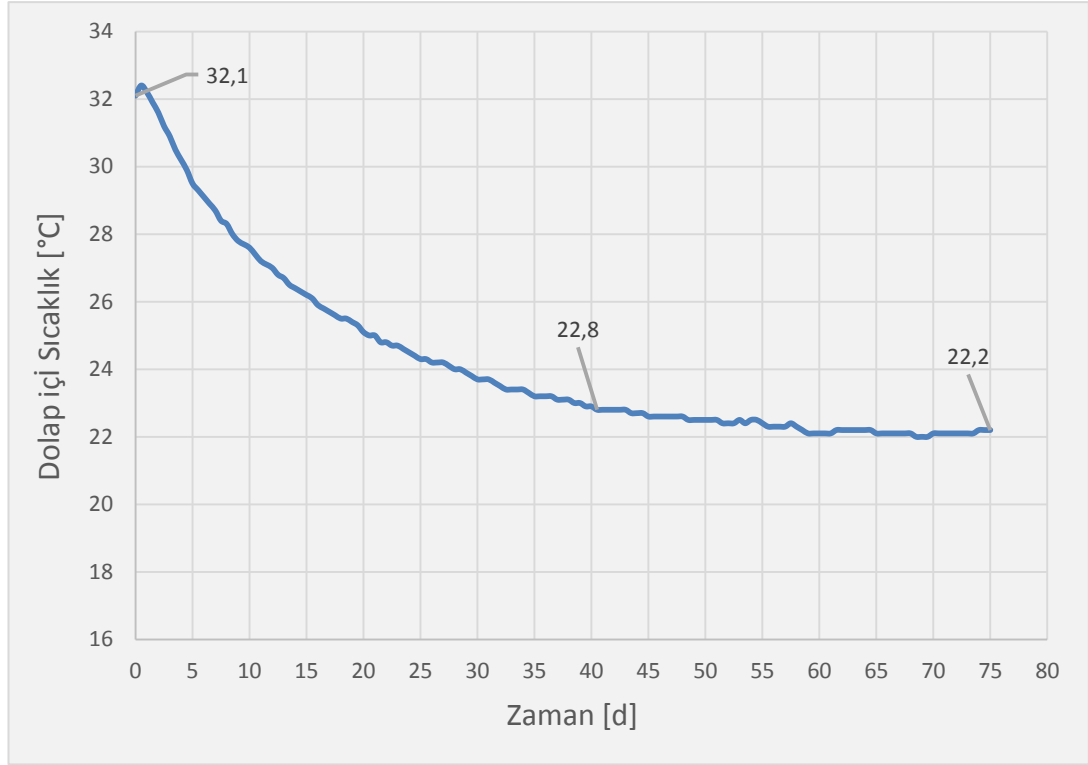
Sistem ölçüm istasyonuna bağlandıktan sonra test odasının içerisinde 38 °C, %20 nem kondisyon değerlerine gelmesi sağlanmıştır. Test odası istenilen koşullara geldiğinde buharlaşmalı soğutucu ile termoelektrik soğutucu aynı anda çalıştırılmıştır. Deney esnasında sıcak yüzeydeki kanatçık sıcaklığı, buharlaşmalı soğutucu çıkış sıcaklığı ve dolap içerisinde sıcaklığının ölçülmesi hedeflenmiş ve bu noktalara sıcaklık ölçer probalar yerleştirilmiştir. Bir bilgisayar programı yardımı ile değerler her yarım dakikada bir kayıt altına alınmıştır. Deney toplam 75 dakika kesintisiz devam etmiştir.

Termoelektrik dolabın hava soğutmalı sistemi çevre ortamındayken yapılan deneysel çıktılar Tablo 5.9’da sunulmuştur.

**Tablo 5.9** Hava soğutmalı sistem çevre ortamındayken yapılan deneysel çalışmalar

Zaman [d]	Kanatçık Sıc. [°C]	Evap. Çıkış [°C]	Dolap İçi [°C]	Zaman [d]	Kanatçık Sıc. [°C]	Evap. Çıkış [°C]	Dolap İçi [°C]	Zaman [d]	Kanatçık Sıc. [°C]	Evap. Çıkış [°C]	Dolap İçi [°C]
0	36,8	36,2	32,1	25,5	44,2	27,5	24,3	51	44,6	28,3	22,5
0,5	38,7	33,3	32,4	26	44,2	27,5	24,2	51,5	44,6	28,3	22,4
1	39,9	30,2	32,2	26,5	44,2	27,6	24,2	52	44,6	28,3	22,4
1,5	41	28,5	31,9	27	44,2	27,6	24,2	52,5	44,7	28,3	22,4
2	41,6	27,6	31,6	27,5	44,3	27,6	24,1	53	44,6	28,3	22,5
2,5	41,9	27	31,2	28	44,3	27,6	24	53,5	44,6	28,4	22,4
3	42	26,5	30,9	28,5	44,3	27,7	24	54	44,6	28,4	22,5
3,5	42,1	26,3	30,5	29	44,3	27,7	23,9	54,5	44,6	28,4	22,5
4	42,3	26,1	30,2	29,5	44,3	27,7	23,8	55	44,7	28,4	22,4
4,5	42,5	26,1	29,9	30	44,4	27,7	23,7	55,5	44,7	28,4	22,3
5	42,6	26,1	29,5	30,5	44,4	27,8	23,7	56	44,7	28,4	22,3
5,5	42,7	26,1	29,3	31	44,3	27,8	23,7	56,5	44,6	28,3	22,3
6	42,6	26,1	29,1	31,5	44,3	27,8	23,6	57	44,7	28,3	22,3
6,5	42,7	26,1	28,9	32	44,3	27,8	23,5	57,5	44,7	28,3	22,4
7	42,8	26,1	28,7	32,5	44,4	27,8	23,4	58	44,7	28,4	22,3
7,5	42,8	26,2	28,4	33	44,4	27,8	23,4	58,5	44,6	28,4	22,2
8	42,9	26,2	28,3	33,5	44,4	27,8	23,4	59	44,6	28,3	22,1
8,5	42,9	26,2	28	34	44,4	27,9	23,4	59,5	44,6	28,3	22,1
9	43	26,3	27,8	34,5	44,4	27,9	23,3	60	44,7	28,4	22,1
9,5	43,1	26,4	27,7	35	44,4	27,9	23,2	60,5	44,7	28,4	22,1
10	43	26,4	27,6	35,5	44,4	27,9	23,2	61	44,7	28,4	22,1
10,5	43	26,4	27,4	36	44,5	27,9	23,2	61,5	44,7	28,4	22,2
11	43	26,5	27,2	36,5	44,7	27,9	23,2	62	44,7	28,4	22,2
11,5	43,2	26,6	27,1	37	44,7	28	23,1	62,5	44,7	28,4	22,2
12	43,3	26,6	27	37,5	44,6	28	23,1	63	44,7	28,4	22,2
12,5	43,5	26,7	26,8	38	44,5	28	23,1	63,5	44,7	28,3	22,2
13	43,5	26,7	26,7	38,5	44,5	28	23	64	44,7	28,4	22,2
13,5	43,6	26,7	26,5	39	44,6	28	23	64,5	44,6	28,3	22,2
14	43,6	26,7	26,4	39,5	44,6	28	22,9	65	44,7	28,3	22,1
14,5	43,5	26,8	26,3	40	44,6	28	22,9	65,5	44,7	28,3	22,1
15	43,6	26,9	26,2	40,5	44,5	28	22,8	66	44,7	28,3	22,1
15,5	43,6	26,9	26,1	41	44,5	28	22,8	66,5	44,7	28,3	22,1
16	43,7	26,9	25,9	41,5	44,5	28	22,8	67	44,7	28,3	22,1
16,5	43,7	27	25,8	42	44,5	28	22,8	67,5	44,6	28,3	22,1
17	43,7	27	25,7	42,5	44,5	28	22,8	68	44,6	28,4	22,1
17,5	43,7	27	25,6	43	44,6	28	22,8	68,5	44,6	28,4	22
18	43,8	27,1	25,5	43,5	44,6	28,1	22,7	69	44,6	28,4	22
18,5	43,7	27,1	25,5	44	44,6	28,2	22,7	69,5	44,6	28,4	22
19	43,8	27,2	25,4	44,5	44,6	28,2	22,7	70	44,7	28,4	22,1
19,5	44	27,2	25,3	45	44,6	28,2	22,6	70,5	44,7	28,3	22,1
20	44,1	27,2	25,1	45,5	44,6	28,2	22,6	71	44,6	28,3	22,1
20,5	44,1	27,2	25	46	44,6	28,2	22,6	71,5	44,7	28,3	22,1
21	44,1	27,2	25	46,5	44,6	28,2	22,6	72	44,7	28,3	22,1
21,5	44	27,2	24,8	47	44,8	28,2	22,6	72,5	44,6	28,4	22,1
22	44,1	27,2	24,8	47,5	44,8	28,2	22,6	73	44,6	28,3	22,1
22,5	44,2	27,3	24,7	48	44,8	28,3	22,6	73,5	44,5	28,3	22,1
23	44,1	27,4	24,7	48,5	44,8	28,3	22,5	74	44,5	28,3	22,2
23,5	44,1	27,4	24,6	49	44,7	28,3	22,5	74,5	44,4	28,3	22,2
24	44,2	27,5	24,5	49,5	44,7	28,3	22,5	75	44,5	28,3	22,2
24,5	44,2	27,4	24,4	50	44,7	28,3	22,5				
25	44,2	27,4	24,3	50,5	44,7	28,3	22,5				

Termoelektrik modülün sıcak yüzeyindeki kanatçığın buharlaşmalı soğutucu dışında yani çevre ortamında konumlandırıldığı sistemde zamana bağlı olarak dolap içi sıcaklıklarının değişimi grafiği Şekil 5.22’de verilmiştir.



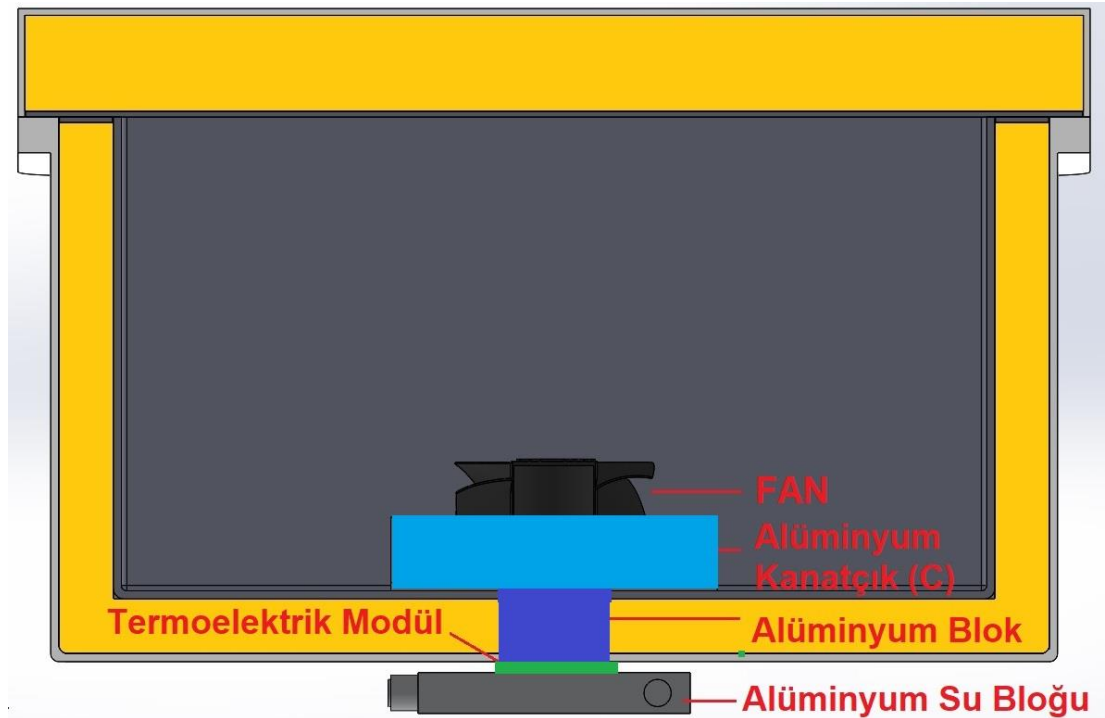
**Şekil 5.22:** Hava soğutmalı termoelektrik dolap zamana bağlı sıcaklık değişimi (kanatçık çevre ortamında)

Şekil 5.16’da görüldüğü gibi başlangıç zamanında dolap içi sıcaklık 32,1 °C, test başladıktan 40 ve 75 dakika sonra dolap içi sıcaklık sırasıyla 22,8 °C, 22,2 °C olarak ölçülmüştür.

### 5.3.2 Su soğutmalı termoelektrik dolap deneysel çalışmalar

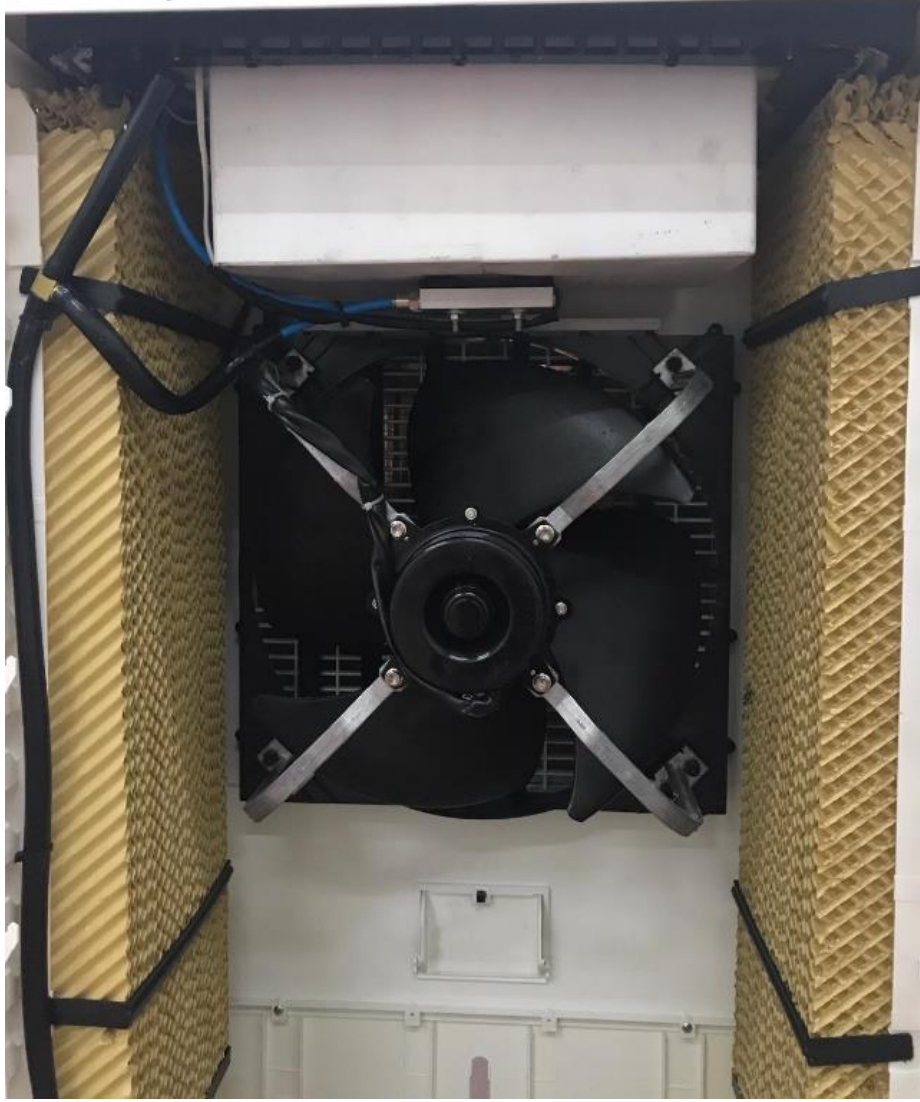
Su soğutmalı olarak adlandırılan termoelektrik dolap, içerisinde soğutma amacıyla kullanılan modülün sıcak yüzeyindeki biriken ısının buharlaşmalı soğutucu içerisinde kullanılan su yardımıyla atıldığı bir uygulamadır. Buharlaşmalı soğutucu çalışırken 40 W pompa yardımı ile su dağıtım sistemine su gönderilir ve gönderilen su soğutucu pedlerin ıslatılmasını sağlar. Isı taşınım katsayısı havaya nazaran oldukça yüksek olarak bilinen su ile sıcak yüzeydeki ısının atılmasının daha hızlı ve kolay olacağına karar verilmiş ve bu tasarım prototipi üretilip deneysel çalışmaları gerçekleştirilmiştir.

Termoelektrik modülün sıcak yüzeyindeki ısının buharlaşmalı soğutucunun içerisinde yer alan su vasıtasıyla atılmasını temel alan termoelektrik dolap ile ilgili şematik gösterim Şekil 5.23’de detaylı olarak belirtilmiştir. Şematik gösterimde görüldüğü gibi sıcak kanatçık, alüminyum su bloğu, termoelektrik modül, fan ve alüminyum blok sistemi oluşturan parçalardır.



Şekil 5.23: Su soğutmalı termoelektrik dolap şematik gösterim

Modülün sıcak yüzeyindeki biriken ısının su ile atıldığı termoelektrik dolaplı buharlaşmalı soğutucu deneysel çalışma yapmak amacıyla test odasında bulunan ölçüm istasyonuna bağlanmıştır. Ölçüm istasyonuna bağlanan termoelektrik dolaplı buharlaşmalı soğutucu iç kısmını görseli Şekil 5.24, ölçüm istasyonuna bağlantı görseli ise Şekil 5.25’de verilmiştir.



**Şekil 5.24:** Su soğutmalı termoelektrik dolaplı buharlaşmalı soğutucu iç kısmı





**Şekil 5.25:** Su soğutmalı termoelektrik dolaplı buharlaşmalı soğutucu ölçüm istasyonuna bağlanması

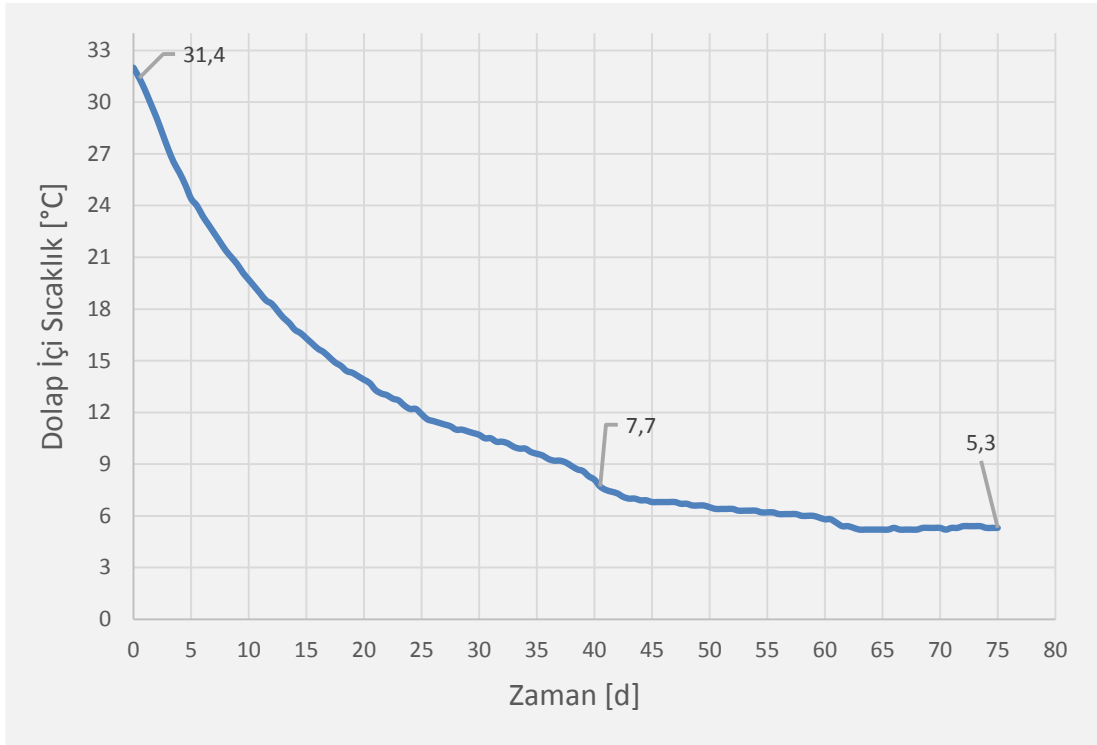
Test odasının içerisinde 38 °C, %20 nem kondisyon değerlerine gelmesi sağlanmıştır. Test odası istenilen koşullara geldiğinde buharlaşmalı soğutucu ile termoelektrik soğutucu aynı anda çalıştırılmıştır. Deney esnasında sıcak yüzeydeki kanatçık sıcaklığı, buharlaşmalı soğutucu çıkış sıcaklığı ve dolap içerisinde sıcaklığının ölçülmesi hedeflenmiş ve bu noktalara sıcaklık ölçer prob lar yerleştirilmiştir. Bir bilgisayar programı yardımı ile değerler her yarım dakikada bir kayıt altına alınmıştır. Deney toplam 75 dakika kesintisiz devam etmiştir.

Tablo 5.10’da su soğutmalı termoelektrik dolap ile ilgili yapılan deneylerde elde edilen sonuçlar verilmiştir.

**Tablo 5.10** Su soğutmalı termoelektrik dolap ile ilgili elde edilen deneysel çıktılar

Zaman [d]	Kanatchık Sıc. [°C]	Evap. Çıkış [°C]	Dolap İçi [°C]	Zaman [d]	Kanatchık Sıc. [°C]	Evap. Çıkış [°C]	Dolap İçi [°C]	Zaman [d]	Alüminyum Blok Sıc. [°C]	Evap. Çıkış [°C]	Dolap İçi [°C]
0	36	36,5	32	25,5	26,1	28,2	11,6	51	25,4	27,9	6,4
0,5	32,3	32,4	31,4	26	26,1	28,2	11,5	51,5	25,4	27,9	6,4
1	31,3	30,8	30,7	26,5	26,1	28,2	11,4	52	25,4	27,9	6,4
1,5	30,3	29,9	29,9	27	26,2	28,2	11,3	52,5	25,5	27,8	6,3
2	29,7	29,2	29,1	27,5	26,2	28,2	11,2	53	25,5	27,8	6,3
2,5	29,1	28,9	28,2	28	26,2	28	11	53,5	25,5	27,8	6,3
3	28,7	28,6	27,3	28,5	26,2	28	11	54	25,6	27,8	6,3
3,5	28,4	28,5	26,5	29	26,1	27,9	10,9	54,5	25,4	27,6	6,2
4	28,1	28,4	25,9	29,5	26,1	27,9	10,8	55	25,4	27,5	6,2
4,5	27,9	28,3	25,2	30	26	27,8	10,7	55,5	25,4	27,5	6,2
5	27,7	28,3	24,4	30,5	25,9	27,6	10,5	56	25,3	27,4	6,1
5,5	27,6	28,2	24	31	25,8	27,6	10,5	56,5	25,3	27,4	6,1
6	27,4	28,2	23,4	31,5	25,8	27,6	10,3	57	25,3	27,4	6,1
6,5	27,4	28,1	22,9	32	25,8	27,5	10,3	57,5	25,2	27,3	6,1
7	27,2	28	22,4	32,5	25,8	27,5	10,2	58	25,2	27,3	6
7,5	27,2	28	21,9	33	25,8	27,5	10	58,5	25,1	27,2	6
8	27,1	28	21,4	33,5	25,6	27,4	9,9	59	25,1	27,2	6
8,5	27,1	28	21	34	25,6	27,4	9,9	59,5	25	27,2	5,9
9	27	28	20,6	34,5	25,5	27,4	9,7	60	24,9	27,2	5,8
9,5	26,9	28	20,1	35	25,5	27,4	9,6	60,5	24,7	27,2	5,8
10	26,8	28	19,7	35,5	25,4	27,3	9,5	61	24,7	27,3	5,6
10,5	26,8	28	19,3	36	25,4	27,3	9,3	61,5	24,7	27,7	5,4
11	26,8	28	18,9	36,5	25,3	27,2	9,2	62	24,9	27,7	5,4
11,5	26,7	28	18,5	37	25,3	27,2	9,2	62,5	24,9	27,8	5,3
12	26,7	28	18,3	37,5	25,2	27,2	9,1	63	24,9	27,8	5,2
12,5	26,7	28	17,9	38	25,2	27,1	8,9	63,5	25	27,8	5,2
13	26,7	27,9	17,5	38,5	25,2	27,1	8,7	64	25,1	27,9	5,2
13,5	26,6	27,9	17,2	39	25	27,2	8,6	64,5	25,1	27,9	5,2
14	26,5	27,9	16,8	39,5	25	27,2	8,3	65	25,2	27,9	5,2
14,5	26,6	28	16,6	40	24,9	27,4	8,1	65,5	25,2	27,8	5,2
15	26,4	28	16,3	40,5	24,9	27,5	7,7	66	25,2	27,8	5,3
15,5	26,4	28	16	41	24,9	27,7	7,5	66,5	25,2	27,8	5,2
16	26,5	28	15,7	41,5	25	27,9	7,4	67	25,2	27,8	5,2
16,5	26,5	28	15,5	42	25,1	28	7,3	67,5	25,3	27,7	5,2
17	26,4	28	15,2	42,5	25	28	7,1	68	25,3	27,7	5,2
17,5	26,4	28	14,9	43	25,2	28	7	68,5	25,3	27,5	5,3
18	26,4	28	14,7	43,5	25,2	28,1	7	69	25,4	27,5	5,3
18,5	26,3	28	14,4	44	25,2	28,1	6,9	69,5	25,3	27,4	5,3
19	26,3	28	14,3	44,5	25,2	28	6,9	70	25,3	27,4	5,3
19,5	26,3	28	14,1	45	25,2	28	6,8	70,5	25,3	27,4	5,2
20	26,3	28	13,9	45,5	25,3	28	6,8	71	25,3	27,4	5,3
20,5	26,3	28	13,7	46	25,3	28	6,8	71,5	25,1	27,2	5,3
21	26,2	28	13,3	46,5	25,4	28	6,8	72	25,1	27,2	5,4
21,5	26,2	28	13,1	47	25,4	28	6,8	72,5	25,2	27,2	5,4
22	26,2	28	13	47,5	25,4	28	6,7	73	25,2	27,2	5,4
22,5	26,2	28	12,8	48	25,4	28	6,7	73,5	25,1	27,1	5,4
23	26,1	28	12,7	48,5	25,4	28	6,6	74	25,1	27,1	5,3
23,5	26,1	28	12,4	49	25,5	28	6,6	74,5	25	27,1	5,3
24	26,1	28	12,2	49,5	25,5	28	6,6	75	24,9	27,1	5,3
24,5	26,1	28,2	12,2	50	25,4	27,9	6,5				
25	26,2	28,2	11,9	50,5	25,4	27,9	6,4				

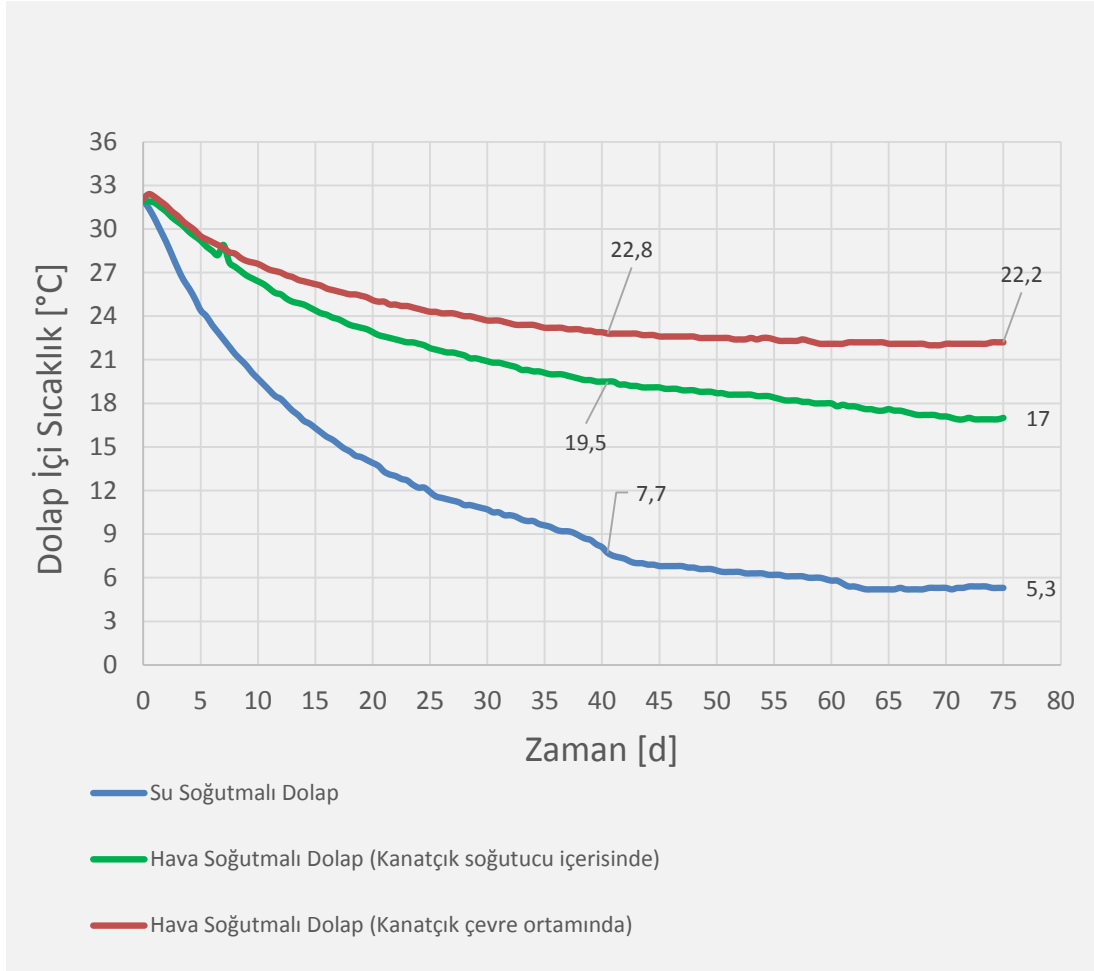
Su soğutmalı termoelektrik dolabın zamana bağlı olarak dolap içi sıcaklıklarının değişimi grafiği Şekil 5.26'da verilmiştir.



**Şekil 5.26:** Su soğutmalı termoelektrik dolap zamana bağlı sıcaklık değişimi

Şekil 5.26'da görüldüğü gibi başlangıç zamanında dolap içi sıcaklık 31,4 °C, test başladıktan 40 ve 75 dakika sonra dolap içi sıcaklık sırasıyla 7,7 °C, 5,3 °C olarak ölçülmüştür. Test esnasında pompa debisi 6,5 l/d, alüminyum bloktan geçen su debisi ise 0,8 l/d olarak ölçülmüştür.

Yukarıdaki bölümlerde de belirtildiği gibi 3 farklı dolap için deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Test koşulları 3 farklı dolap içinde 38 °C, % 20 nem değerlerinde gerçekleştirilmiştir. Test süresi her 3 dolap içinde 75 dakika olarak belirlenmiştir. Test koşullarının aynı olmasından dolayı dolapların zamana bağlı sıcaklık düşüm grafiği Şekil 5.27'de karşılaştırılmıştır.



**Şekil 5.27:** Termoelektrik dolapların sıcaklık-zaman grafiği

Şekil 5.27’de görüldüğü gibi deneysel çalışmaları gerçekleştirilen 3 farklı dolabın zamana bağlı soğuma eğrilerinde farklılık gözlemlenmektedir. Termoelektrik modülün sıcak yüzeyinde biriken ısının su ile atıldığı su soğutmalı diye adlandırılan dolap prototipinde 75 dakika sonunda dolap içi sıcaklık 5,3 °C’ye düşmüştür. Modülün sıcak yüzeyinde biriken ısının hava ile atıldığı 2 tip dolap prototipi üzerinde deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Hava soğutmalı sistemin buharlaşmalı soğutucu içerisinde olduğu prototipte 75 dakika sonunda sıcaklık 17 °C’ye , hava soğutmalı sistemin çevre ortamında olduğu prototipte ise sıcaklık 22,2 °C’ye kadar düşüş göstermiştir. Bu grafik yorumlandığında sıcak yüzeyde biriken ısı taşınım katsayısı daha yüksek olan akışkan ile atıldığında modül veriminin arttığı dolayısıyla dolap içi sıcaklığın daha fazla düşüş gösterdiği gözlemlenmiştir.

3 farklı dolap için yapılan deneysel çalışmalar neticesinde soğutma yükü ve enerji tüketimi Tablo 5.11’de verilmiştir.

**Tablo 5.11 :** 3 farklı dolap tasarımı için soğutma yükü ve enerji tüketimleri

Özellikler	Su Soğutmalı	Hava Soğutmalı Kanatçık çevre ortamında	Hava Soğutmalı Kanatçık buharlaşmalı soğutucu içerisinde
Soğutma yükü (Qc)	27,7 W	17,8 W	13,3 W
Fan (Sıcak) Enerji Tüketimi	-	1,2 W	-
Fan (Soğuk) Enerji Tüketimi	1,2 W	1,2 W	1,2 W
Pompa Enerji Tüketimi	4 W	-	-
TE Modül Enerji Tüketimi	95,76 W	77,52 W	74 W
COP	0,274	0,22	0,176

Tablo 5.11’de görüldüğü gibi su soğutmalı termoelektrik dolabın COP değeri hava soğutmalı dolaplara göre daha yüksektir. Hava soğutmalı dolaplarda ise sıcak kanatçığın buharlaşmalı soğutucu içerisinde olduğu tasarımda COP değeri 0,22 iken , sıcak kanatçık çevre ortamında iken ise 0,176 olarak hesaplanmıştır.

## 6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, termoelektrik soğutma ve buharlaşmalı soğutma prensiplerini bir arada bulunduran ürün tasarımı gerçekleştirilmiştir. 3B tasarımı gerçekleştirilen termoelektrik soğutma dolaplı buharlaşmalı soğutucu ile ilgili hem SolidWorks Flow Simulation programı üzerinden hem ASHRAE standartlarına uygun test odası içerisinde prototipler üzerinde deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir.

ASHRAE standartlarına uygun 38 °C, %20 nem değerlerinde gerçekleştirilen deneysel çalışmalar sonucunda termoelektrik dolap fonksiyonunun buharlaşmalı soğutucu çalışması üzerinde olumsuz bir etkiye sebep olmadığı ve kullanılabilir olduğu görülmüştür.

Deneysel çalışmalar 3 tip termoelektrik dolap için 38 °C , %20 nem ortam koşullarında ayrı ayrı gerçekleştirilmiş ve ısı atılımını sağlayan sıcak kanatçık buharlaşmalı soğutucu içerisindeyken dolap içi sıcaklık değerinin daha düşük olduğu saptanmıştır. Kısacası buharlaşmalı soğutucu termoelektrik dolabın çalışma performansını olumlu yönde etkilemiştir. Bir diğer önemli sonuç ise sıcak kanatçık üzerinde biriken ısının, ısı taşınım katsayısı daha yüksek olan su ile atılmasına yönelik oluşturulan tasarım ve prototipin verimliliğinin daha yüksek olduğu saptanmıştır.

Termoelektrik modül ile tasarlanan dolap sisteminden istenen sonucu alabilmek için mutlaka TEPAS (Termoelektrik Performans Analiz Sistemi) vb. programlar ile modülün karakteristik özelliklerinin belirlenmesi gerektiği görülmüştür.

Soğutma sistemlerinde, ısının atıldığı ortam koşullarının değiştirilmesi çok kolay olmamaktadır. Bu çalışmada, termoelektrik soğutma sisteminde ısının atıldığı ortam sıcaklığı, buharlaşmalı soğutucu kullanılarak değiştirilebilmiş ve böylelikle sistemin performansında önemli ölçüde artış sağlanabilmiştir. Bu durum, söz konusu sistem için elde edilen önemli bir sonuçtur.

## 7. KAYNAKLAR

Arif I., Merter, Ü., ‘Türkiye şehirleri için tipik iklim verileri’, IV.Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi, (1998).

Atik, K., ‘Termoelektrik soğutucu tasarımında termoeconomik optimizasyon’, *V.Uluslararası İleri Teknolojiler Sempozyumu*, Karabük, (2009).

Babaelahi M., Jafari H., ‘New optimum design for cooling system in thermoelectric thermal devices’, *Extreme Mechanics Letters*, 27, 1-7, (2019).

Bulut, H., Durmaz, A F., ve Aktacir, M. A., ‘İklimlendirme sistemleri için soğutma yükü hesap yöntemlerinin karşılaştırılması’, *VII. Uluslararası Yapıda Tesisat Teknolojisi Sempozyumu*, İstanbul, (2006).

Camargo, J. R., Ebinuma, C. D.and Silveria, J. L., ‘Experimental performance of a direct evaporative cooler operating during summer in a Brazilian city’, *Int. Journal of Refrigeration*, 28 (7), 1124-1132, Elsevier, (2005).

Çakır, H., ‘Güneş piliyle elde edilen elektrik enerjisinin termoelektrik soğutmada kullanılması’, Yüksek lisans tezi (yayımlanmış), Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitimi, Zonguldak, 1-32, (2006).

Çiçek, O., Demirel, H., Tan, O. S., ‘Termoelektrik modüllü kan nakil kabı tasarımı’, *Technology*, 14 (4), 115-121, (2011).

Dai, Y. J. and Sumathy, K., ‘Theoretical study on a cross-flow direct evaporative cooler using honeycomb paper as packing material’, *Applied Thermal Engineering*, 22 (13), 1417-1430, Elsevier, (2002).

Dai Y.J., Wang R.Z, L. Ni, ‘Experimental investigation and analysis on a thermoelectric refrigerator driven by solar cells’, *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 77 (4), 377-391, (2003).

Deepak Bishoyi, K.Sudhakar, ‘Experimental performance of a direct evaporative cooler in composite climate of India’, *Energy and Buildings*, 153, 90-200, Elsevier, (2017).

DİŞLİTAŞ, S., ‘Bilgisayar kontrollü termoelektrik performans analiz sistemi’, Doktora Tezi, *Gazi Üniversitesi Bilişim Enstitüsü*, Ankara, (2009).

Dongliang Zhao, Gang Tan , ‘A review of thermoelectric cooling: Materials, modeling and applications’, *Applied Thermal Engineering*, 66 (1-2), Elsevier (2014).

Eser S. , Evaporatif soğutmanın havanın psikrometrik özelliklerine etkisinin incelenmesi, Yüksek lisans tezi. *Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Karabük (2015).

Figen Irmak, Selüloz esaslı bir evaporatif serinletme pedinde havanın pedden geçiş hızı ile havanın doyma düzeyi ve buharlaştırılan su miktarı arasındaki ilişkinin değerlendirilmesi (2013).

Fouda, A. and Melikyan, Z., ‘A simplified model for analysis of heat and mass transfer in a direct evaporative cooler’, *Applied Thermal Engineering*, 31 (5), 932-936, Elsevier, (2011).

Guo, X. C. and Zhao, T. S., ‘A parametric study of an indirect evaporative air cooler’, *Int. Comm. Heat and Mass Transfer*, 25 (2), 217-226, Elsevier (1998).

Hajidavallo, E., ‘Application of evaporative cooling on the condenser of window air conditioner’, *Applied Thermal Engineering*, 31 (5), 932-936, Elsevier, (1998).

Hajidavallo, E., Eghtedari, H., ‘Performance improvement of air cooled refrigeration system by using evaporatively cooled air condenser’, *Mechanical Engineering Department, Shadid Charman University, Golestan St., Ahvaz, Iran* (2010)

Hüsamettin Bulut, Termoelektrik Soğutma Sistemleri - Hüsamettin Bulut (2005).

Joohyun Lee, Dae-Young Lee, ‘Experimental study of a counter flow regenerative evaporative cooler with finned channels’, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, 65, 173-179, Elsevier, (2013).

Joudi, K. A. and Mehdi, S. M., ‘Appication of indirect evaporative cooling to variable domestic cooling load’, *Energy Conversion & Management*, 41 (17), 1931-1951, Elsevier, (2000).



Lazzarin, R. M., 'Introduction of a simple diagram-based method for analyzing evaporative cooling', *Applied Thermal Engineering*, 27 (11-12), 2011-2025, Elsevier, (2007).

Lee H., *Thermal Design* : John Wiley & Sons, 100-179, (2011).

Mainil, A., K., Aziz A., Akmal M., 'Portable thermoelectric cooler box performance with variation of input power and cooling load', *Aceh Int. Journal of Science and Technology*, 7 (2), 85-92, (2018).

Martin, R. H., 'Characterization of a semi-indirect evaporative cooler', *Applied Thermal Engineering*, 27 (11-12), 2011-2025, Elsevier, (2009).

Min-Hwi Kim, Jae-Weon Jeong, 'Cooling performance of a %100 outdoor air system integrated with indirect and direct evaporative coolers', *Energy*, 52, 245-257, Elsevier, (2013).

Mirmanto M., Syahrul S., Wirdan Y., 'Experimental performances of a thermoelectric cooler box with thermoelectric position variations', *Engineering Science and Technology*, 22 (1), 177-184, Elsevier, (2019).

Oğuz Tuncel Bedir, *Ev Tipi Evaporatif Soğutucu Performans Karakteristiklerinin İncelenmesi* (2016).

Owen, M., S., (Ed.), 2009 *ASHRAE Handbook Fundamentals SI Edition*, Atlanta : ASHRAE, (2009).

Özgören, M., Erdoğan, K., Kahraman, A. ve Solmaz, A., 'Model bir konutun soğutma yükünün dinamik hesaplanması: İzmir örneği', X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, İzmir, 1231-1247, (2011).

Pires, L., Silva, P. D., and Gomez, J. P. C., 'Performance textile and building materials for a particular evaporative cooling purpose', *Experimental Thermal and Fluid Science*, 35 (4), 670-675, Elsevier, (2011).

Riangvilaikul B., Kumar S., 'An experimental study of a novel dew point evaporative cooling system', *Energy and Buildings* , 42 (5), 637-644, Elsevier, (2009).

Riffat, S. B. and Zhu, J., ‘Mathematical model of indirect evaporative cooler using porous ceramic and heat pipe’, *Applied Thermal Engineering*, 24 (4), 457-470, Elsevier, (2004).

Steeman, M., Janssens, A. and Paepe, M. D., ‘Performance evaluation of indirect evaporative cooling using whole-building hygrothermal simulations’, *Applied Thermal Engineering*, 29 (14-15), 2870-2875, Elsevier, (2009).

TAŞPINAR S., Y., ‘ Organ taşıma amaçlı termoelektrik soğutma sistem tasarım ve uygulaması’, Yüksek Lisans Tezi, *Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Konya, (2012).

Tulsidasani, T. R., Sawhney, R. L., Singh, S. P. and Sodha, M. S., ‘Recent researches in indirect evaporative cooler III: Optimization of the cooling potential of a room-coupled indirect evaporative cooler’, *Int. Journal of Energy Research*, 22, 741-750, John Wiley & Sons, (1998).

Url-1 <<http://www.sciencedirect.com>>, alındığı tarih 10.01.2018

Url-2 <<http://tez2.yok.gov.tr>>, alındığı tarih 05.01.2018

Zhong Bing Liu, Ling Zhang, Guang Cai Gong, Hang Xin Li, Guang Fa Tang ‘Review of solar thermoelectric cooling technologies for use in zero energy buildings’, *Energy and Buildings*, 102, 207-216, (2015).

## 8. ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Anıl GÜNDÜZ

Doğum Yeri ve Tarihi : 10.03.1992

Lisans Üniversite : Pamukkale Üniversitesi

Y. Lisans Üniversite (varsa) :

Elektronik posta : anlgndz@hotmail.com

İletişim Adresi : Asmalıevler Mahallesi 6630 Sokak No:3  
DENİZLİ