T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAHALLERİN TAVANDAN SOĞUTULMASINA ETKİ EDEN PARAMETRELERİN OPTİMİZASYONU

Cüneyt Deniz KÜHEYLAN

DOKTORA TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Proses Programı

Danışman

Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN

Ağustos, 2024

T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAHALLERİN TAVANDAN SOĞUTULMASINA ETKİ EDEN PARAMETRELERİN OPTİMİZASYONU

Cüneyt Deniz KÜHEYLAN tarafından hazırlanan tez çalışması 06 / 08 /2024 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Isı Proses Programı **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN, Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Galip TEMİR, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Ebru MANÇUHAN, Üye
Marmara Üniversitesi _____

Prof. Dr. İbrahim ATMACA, Üye
Akdeniz Üniversitesi _____

Doç. Dr. Cenk ONAN, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Danışmanım Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN sorumluluğunda tarafımca hazırlanan "Mahallerin Tavandan Soğutulmasına Etki Eden Parametrelerin Optimizasyonu" başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Cüneyt Deniz KÜHEYLAN

İmza

Sevgili eşime

ve

değerli çocuklarıma

TEŞEKKÜR

Doktora tez çalışmamda enerji verimliliğine olan ilginin artışı ile birlikte ön plana çıkan soğuk tavan uygulaması çalışılmıştır. Tez çalışmasında soğuk tavan panellerine etki eden parametreler deneysel olarak incelenmiş ve uygulanmasına yönelik öneriler sunulmuştur.

Doktora çalışmamı yöneten, vazgeçmememi sağlayan, olumlu eleştirileri ve önerileri ile çalışmalarıma büyük katkıda bulunan tez danışmanım değerli hocam Sayın Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN'a teşekkürlerimi sunarım.

Tez izleme sürecinde çalışmama değerli katkılarıyla destek olan izleme komitesi hocalarım Sayın Prof. Dr. Galip TEMİR'e ve Sayın Prof. Dr. Ebru MANÇUHAN'a ve tez jürimde yer alan Sayın Prof. Dr. İbrahim ATMACA'ya ve Sayın Doç. Dr. Cenk ONAN'a teşekkür ederim.

Bu tez çalışmasında deney düzeneğinin mekanik sistem kurulumunda yardımcı olan Sayın Halil KARAKAYA'ya, ölçüm ekipmanlarının kurulumu ve yazılım konusunda yardımlarından dolayı Sayın Canberk ŞAHİN'e çok teşekkür ederim.

Son olarak maddi ve manevi destekleri ile her zaman yanımda olan, çalışmalarım süresince karşılaştığım zorlukları aşmamda göstermiş olduğu pozitif yaklaşım ve destekler ile bana moral veren sevgili eşime, oğluma ve kızıma çok teşekkür ederim.

Haziran, 2024

Cüneyt Deniz KÜHEYLAN

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR iv
SİMGE LİSTESİ viii
KISALTMA LİSTESİ xi
ŞEKİL LİSTESİ xii
TABLO LİSTESİ xvi
ÖZET xvii
ABSTRACT xix
1 GİRİŞ 1
1.1 Literatür Özeti 3
1.2 Tezin Amacı 11
1.3 Hipotez 11
2 MAHALLERİN TAVANDAN SOĞUTULMASI 12
2.1 Soğuk Tavan Sistemi 14
2.2 Pasif Soğuk Kiriş Sistemi 16
2.3 Aktif Soğuk Kiriş Sistemi 19
2.4 Aktif Çok Amaçlı Soğuk Kiriş Sistemi 21
2.5 Soğuk Tavan – Soğuk Kiriş Uygulama Kriterleri 23
2.6 Soğuk Tavan – Soğuk Kiriş Uygulamalarında Otomasyon 28
3 DENEY DÜZENEĞİ ve DENEYSEL YÖNTEM 34
3.1 Deney Odası Tasarımı 34
3.2 Su Soğutma Sistemi 37
3.3 Veri Ölçüm ve Depolama Sistemi 39
3.3.1 Veri Depolama Sistemi 39
3.3.2 Sıcaklık Sensörleri 41
3.3.3 Sıcaklık ve Nem Sensörleri 42
3.3.4 Debimetre 43
3.3.5 Kontrol Panosu 44
3.3.6 Sirkülasyon Pompası 45
3.3.7 Monofaze Elektrik Sayacı 46
3.3.8 Soğuk Tavan Malzemesi 46
3.3.9 Isı Simülatörü 49
3.4 Deneysel Yöntem 52

3.4.1 Soğutma Su Sıcaklığı Çalışma Aralığı Tespiti 53
3.4.2 Soğutma Su Debisi 54
3.4.3 Isı Simülatör Kapasite Değerleri 55
3.5 Deney Odası Sensör Yerleşimleri 55
3.6 Deney Süresinin Belirlenmesi ve Deneylerin Tekrarlanabilirliği 57
3.7 Üçüncü Boyut Etkisinin İncelenmesi 62
4 DENEYSEL BULGULAR 66
4.1 Tavandan Soğutmada Sabit Su Sıcaklığında, Sabit Su Debisi ve Isı Akısı Olmadığı Durumda Deneysel Bulgular 68
4.2 Tavandan Soğutmada Sabit Su Sıcaklığında, Değişken Su Debisi ve Değişken Isı Akısı Durumunun İncelenmesi 75
4.3 Sabit Su Debisinde, Değişken Su Sıcaklığı ve Değişken Isı Akısı Durumunun İncelenmesi 82
4.4 Sabit Isı Akısında, Değişken Su Sıcaklığı ve Değişken Su Debisi Durumunun İncelenmesi 88
4.5 Değişken Isı Akısında, Sabit Su Sıcaklığı ve Sabit Su Debisi Durumunun İncelenmesi 95
4.6 Değişken Su Debisinde, Sabit Su Sıcaklığı ve Sabit Isı Akısı Durumunun İncelenmesi 97
4.7 Değişken Su Sıcaklığında, Sabit Isı Akısı ve Sabit Su Debisi Durumunun İncelenmesi 99
4.8 Soğuk Tavan Paneli Üzerine İzolasyon Yapılması Durumu 101
5 TEORİK ANALİZ 107
5.1 Enerjinin Korunum Denklemi 107
5.2 Deneysel Verilere Göre Isı Transfer Katsayılarının Hesaplanması 110
5.3 BS EN14240:2004 Standartına Göre Pasif Soğuk Tavan Panelinin Soğutma Kapasite Hesabı 123
6 BELİRSİZLİK ANALİZİ 138
6.1 Belirsizlik Analizi Yöntemi 139
6.2 Belirsizliklerin Tespiti 139
7 SONUÇ 143
7.1 Sonuç 143
7.2 Öneri 144
KAYNAKÇA 145
A DS28B20 SICAKLIK SENSÖRÜ 147
B SHT3x-DIS SICAKLIK ve SENSÖRÜ 149
C YF-B6 DEBİ SENSÖRÜ 151
TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR 152

SİMGE LİSTESİ

θ	Akan akışkanın toplam enerjisi
Ø, Rh	Bağıl nem
P	Basınç
ΔP	Basınç düşüşü
h_t	Birleşik ısı transfer katsayısı
θ	Boyutsuz sıcaklık
d, D	Çap
dak	Dakika
$Q_{kazanç}$	Deney mahaline dışarıdan gerçekleşen ısı transfer miktarı
$q_{kazanç}$	Deney mahaline dışarıdan gerçekleşen ısı akısı
T_a	Deney odası kuru termometre sıcaklığı
μ	Dinamik viskozite
k_{etkin}	Etkin ısıl iletkenlik
ε	Emisivite
D	Globe termometre çapı
T_g	Globe termometre sıcaklığı
$F_{\varepsilon_{s-J}}$	Görüş faktörü (s yüzeyi ile j yüzeyi arasındaki)
$\dot{W}$	Güç
$\dot{V}$	Hacimsel akış debisi
V	Hız
D_e	Hidrolik çap
$\dot{q}$	Isı akısı
$\dot{q}_r$	Işıma ısı akısı
$Q_{simülatör}$	Isı simülatöründen mahale olan ısı transfer miktarı
$\dot{Q}$	Isı transfer hızı
$\dot{e}_{üretim}$	Isı üretim hızı
R	Isıl direnç
λ	Isıl iletkenlik
C_c, C_h	Isıl kapasite debisi
R_c	Isıl temas direnci
η_{th}	Isıl verim
α	Isıl yayınım katsayısı

h_r	Işıma ısı transfer katsayısı
Q_r	Işıma ısı transfer miktarı
I	Işınım şiddeti
T_j	J yüzeyi sıcaklık değeri
t	Kalınlık
L_c	Karakteristik uzunluk
A_c	Kesit alanı
ν	Kinematik viskozite
m	Kütle
$\dot{m}$	Kütle akış debisi
ΔT_{ln}	Logaritmik ortalama sıcaklık farkı
Nu	Nusselt sayısı
T_{op}	Operatif sıcaklık
V_{ort}	Ortalama hız
T_{mr}	Ortalama radyant sıcaklık
v	Özgül hacim
c	Özgül ısı
u	Özgül iç enerji
ω	Özgül veya mutlak nem
COP	Performans katsayısı
R^2	Regresyon katsayısı
c_p	Sabit basınç özgül ısısı
c_v	Sabit hacim özgül ısısı
T	Sıcaklık
T_s	Soğuk tavan paneli yüzey sıcaklığı
T_{AUST}	Soğutulmayan yüzeylerin alan ağırlıklı ortalama sıcaklığı
μ	Su buharı difüzyon direnç katsayısı
$T_{su,\ dönüş}$	Su dönüş sıcaklığı
$T_{su,\ gidiş}$	Su gidiş sıcaklığı
m_{su}	Suyun kütlesel debisi
σ	Steafan-Boltzman sabiti
f	Sürtünme faktörü
h_c	Taşınım ısı transfer katsayısı
E	Toplam enerji
V	Toplam hacim

$\dot{q}_t$	Toplam ısı akısı
$\dot{q}_c$	Taşınım ısı akısı
h_t	Toplam ısı transfer katsayısı
U	Toplam ısı transfer katsayısı
Q_t	Toplam ısı transfer miktarı
Q_c	Taşınım ısı transfer miktarı
$E_{üretim}$	Toplam ısı üretim hızı
e	Toplam özgül enerji
L	Uzunluk
u, v	x ve y hız bileşenleri
R, r_o	Yarıçap
g	Yerçekimi ivmesi
h	Yükseklik
A_s	Yüzey alanı
T_s	Yüzey sıcaklığı
t	Zaman

KISALTMA LİSTESİ

AUST	Alan ağırlıklı soğutulmayan yüzeylerin ortalama sıcaklığı
COP	Performans katsayısı
PMV	Büyük bir grup insanın yedi puanlık termal his ölçeğindeki oylarının ortalama değerini tahmin eden bir endeks.

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1 Konvansiyonel iklimlendirme sistemlerinde ısıtma durumu için yükseklikle sıcaklık değişimi [17] 13

Şekil 2.2 Baş ve ayak bilekleri arasındaki hava sıcaklığı farkının işlevi olarak memnun olmayan oturan kişilerin yüzdesi [19] 13

Şekil 2.3 Soğuk tavan uygulaması [17] 14

Şekil 2.4 Soğuk tavan paneli malzeme örnekleri 15

Şekil 2.5 Soğuk tavan paneli malzeme örnekleri 15

Şekil 2.6 Soğuk tavan panel malzeme uygulaması [20] 16

Şekil 2.7 Pasif soğuk kiriş örnekleri 17

Şekil 2.8 Pasif ve aktif soğuk kiriş hava akım detayı [21] 17

Şekil 2.9 Pasif soğuk kiriş paneli sistem çalışma prensibi [22] 18

Şekil 2.10 Pasif soğuk kiriş uygulama örneği [1] 19

Şekil 2.11 Aktif soğuk kiriş paneli çalışma prensibi 20

Şekil 2.12 Aktif soğuk kiriş kesiti [23] 20

Şekil 2.13 Aktif soğuk kiriş paneli 21

Şekil 2.14 Aktif soğuk kiriş panel uygulaması 21

Şekil 2.15 Çok amaçlı soğuk kiriş paneli 22

Şekil 2.16 Çok amaçlı soğuk kiriş paneli uygulaması [23] 22

Şekil 2.17 Asma tavan arasına montaj soğuk kiriş uygulaması [23] 24

Şekil 2.18 Soğutmada pasif kirişin oda hava akış detayı [23] 24

Şekil 2.19 Pasif kiriş serbest durumda gerekli boşluklar [23] 25

Şekil 2.20 Pasif kiriş asma tavan arası montaj durumunda gerekli boşluklar [23] 25

Şekil 2.21 Soğutmada pasif kirişin oda hava akış detayı (Asma tavan yüzeyine montaj & Asma tavan arasına montaj durumunda) [23] 26

Şekil 2.22 Soğutmada aktif kirişin oda hava akış detayı [23] 26

Şekil 2.23 Tüm havalı klima havalandırma sistemi ve klima santrali + radyant tavan sistemleri için dikeyde alan geri kazanımı [17] 27

Şekil 2.24 Boru tipi yoğuşma sensörü [1] 28

Şekil 2.25 Soğuk tavan uygulaması sistem şeması [22] 29

Şekil 2.26 Soğuk tavan 2 ve 3 yollu vana bağlantı örnekleri [22] 30

Şekil 2.27 Primer – Sekonder [24] 31

Şekil 2.28 Soğuk tavan kontrolü, kontrol vanası – iki yollu [24] 31

Şekil 2.29 Soğuk tavan kontrolü, kontrol vanası – üç yollu [24] 32

Şekil 2.30 Soğuk tavan sistemi soğutma devre şeması [21] 33
Şekil 3.1 Deney odası görünüşü 35
Şekil 3.2 Deney odası yerleşimi 36
Şekil 3.3 Deney odası kesiti 36
Şekil 3.4 Multi split klima sistem şeması 37
Şekil 3.5 Deney tesisatı sistem şeması 37
Şekil 3.6 Soğutma serpantini 38
Şekil 3.7 Su soğutma tankı (50lt) 38
Şekil 3.8 Sirkülasyon pompası ve rotometre 38
Şekil 3.9 ARDUNIO MEGA 2560 39
Şekil 3.10 ARDUNIO SD CARD 39
Şekil 3.11 Saat Modülü – TINYRTC I2C 39
Şekil 3.12 ARDUNIO MEGA 2560 – 1 nolu veri kayıt cihazı 40
Şekil 3.13 ARDUNIO MEGA 2560 – 2 nolu veri kayıt cihazı 40
Şekil 3.14 Veri kayıt sistemi 40
Şekil 3.15 Sıcaklık sensörü – DS18B20 41
Şekil 3.16 Deney odası içerisine yerleştirilen sensörlerin görüntüsü 42
Şekil 3.17 Sıcaklık ve Nem Sensörü – SHT3X-DIS 43
Şekil 3.18 Debimetre – WATER FLOW SENSOR YF-B6 44
Şekil 3.19 Kontrol panosu 44
Şekil 3.20 Sirkülasyon pompası 45
Şekil 3.21 Sirkülasyon pompası performans eğrisi 45
Şekil 3.22 Elektrik sayacı 46
Şekil 3.23 Elektrik sayaç bağlantısı 46
Şekil 3.24 Güneş enerjisi paneli 47
Şekil 3.25 Güneş enerjisi panel boyutu 47
Şekil 3.26 Güneş enerjisi montaj resmi 48
Şekil 3.27 Deney odası güneş enerjisi yerleşim boyutu 48
Şekil 3.28 Isı simülatörü boyutları 49
Şekil 3.29 Isı simülatörü lamba montaj detayı 49
Şekil 3.30 Deney odası ısı simülatörü yerleşim planı 50
Şekil 3.31 Deney odası ısı simülatör yerleşimi 51
Şekil 3.32 Dış duvarlarında sabit ısı akısı kullanılan deney odası 51
Şekil 3.33 İklim kontrollü oda içerisinde deney odası 52
Şekil 3.34 ASHRAE yaz ve kış konfor aralığı grafiği [26] 53

Şekil 3.35 Sıcaklık ve nem sensör konumları 56

Şekil 3.36 Sıcaklık ve nem sensör konumları 57

Şekil 3.37 Deney tekrarlarına ait sıcaklık değişim grafiği 59

Şekil 3.38 Deney adı kodlama anahtarı 60

Şekil 3.39 DENEY NO 045 – T04 & V3 & Q0 h=2000 mm yatay eksen sıcaklık değişim grafiği 65

Şekil 4.1 Dört farklı su sıcaklığı, üç farklı su debisi ve dört faklı ısı akısı şartlarında yapılan deneye ait sıcaklık değişim grafiği 67

Şekil 4.2 DENEY NO 045 – T04 & V3 & Q0 şartlarında yapılan deneye ait sıcaklık ve nem değişim grafiği 69

Şekil 4.3 Test odası merkezinde dikey sıcaklık profili (Isı yükü yok) 70

Şekil 4.4 Deney odası sıcaklık (T_1) & nem (Rh_1) ve deney odası çevresi sıcaklık (T_2) değişim grafiği (DENEY NO 045 – T04 & V3 & Q0) 72

Şekil 4.5 Deney odası ortalama sıcaklık (T_{hava}) & nem (Rh_1) ve soğuk tavan su ortalama sıcaklık (T_{su}) değişim grafiği (DENEY NO 045 – T04 & V3 & Q0) 73

Şekil 4.6 Deney odası ortalama sıcaklık (T_{hava}), h=100 (T_{h100}), h=500 (T_{h500}), zemin (T_{zemin}), duvar (T_{duvar}), soğuk tavan su ortalama sıcaklık (T_{su}) değişim grafiği (DENEY NO 045 – T04 & V3 & Q0) 74

Şekil 4.7 Mahal hava sıcaklığının (T_1) farklı ısı akısı ve su debisi durumunda zamana bağlı değişimi ($T_{su\text{-}gidiş1}$=17.77 ºC sabit su sıcaklığı durumunda) 78

Şekil 4.8 Mahal hava sıcaklığının (T_1) farklı ısı akısı ve su debisi durumunda zamana bağlı değişimi ($T_{su\text{-}gidiş2}$=16.62 ºC sabit su sıcaklığı durumunda) 79

Şekil 4.9 Mahal hava sıcaklığının (T_1) farklı ısı akısı ve su debisi durumunda zamana bağlı değişimi ($T_{su\text{-}gidiş3}$=15.57 ºC sabit su sıcaklığı durumunda) 80

Şekil 4.10 Mahal hava sıcaklığının (T_1) farklı ısı akısı ve su debisi durumunda zamana bağlı değişimi ($T_{su\text{-}gidiş4}$=14.15 ºC sabit su sıcaklığı durumunda) 81

Şekil 4.11 Mahal hava sıcaklığının (T_1) farklı ısı akısı ve su sıcaklığı durumunda zamana bağlı değişimi (V_1 =0.54 m^3/h sabit su debisi durumunda) .. 85

Şekil 4.12 Mahal hava sıcaklığının (T_1) farklı ısı akısı ve su sıcaklığı durumunda zamana bağlı değişimi (V_2 =0.93 m^3/h sabit su debisi durumunda) .. 86

Şekil 4.13 Mahal hava sıcaklığının (T_1) farklı ısı akısı ve su sıcaklığı durumunda zamana bağlı değişimi (V_3 =1.10 m^3/h sabit su debisi durumunda) .. 87

Şekil 4.14 Q_0=0 Watt ısı akısı sabit, değişken su sıcaklığı ve değişken su debisi durumunun incelenmesi 91

Şekil 4.15 Q_1 =280 Watt ısı akısı sabit, değişken su sıcaklığı ve değişken su debisi durumunun incelenmesi 92

Şekil 4.16 Q_2 =500 Watt ısı akısı sabit, değişken su sıcaklığı ve değişken su debisi durumunun incelenmesi 93

Şekil 4.17 Q_3 =780 Watt ısı akısı sabit, değişken su sıcaklığı ve değişken su debisi durumunun incelenmesi 94

Şekil 4.18 Değişken ısı akısında, sabit su sıcaklığı ve sabit su debisi durumunun incelenmesi 96

Şekil 4.19 Değişken su debisinde, sabit su sıcaklığı ve sabit ısı akısı durumunun incelenmesi 98

Şekil 4.20 Değişken su sıcaklığında, sabit ısı akısı ve sabit su debisi durumunun incelenmesi 100

Şekil 4.21 Soğuk tavan paneli üzerine izolasyon yapılması ve izolasyon yapılmaması durumunda mahal sıcaklık değişimi 102

Şekil 4.22 Soğuk tavan paneli üzerine izolasyon yapılması durumu dikey eksendeki sıcaklık değişimi 103

Şekil 4.23 Isı kaynağı termal kamera görüntüsü 103

Şekil 4.24 Soğuk tavan paneli termal kamera görüntüsü 105

Şekil 4.25 Sıcaklık değişim grafiği 106

Şekil 5.1 Deney odası enerji korunumu 107

Şekil 5.2 Toplam ısı transfer katsayısı değişim grafiği 117

Şekil 5.3 Işınım ısı transfer katsayısı değişim grafiği 118

Şekil 5.4 Taşınım ısı transfer katsayısı değişim grafiği 119

Şekil 5.5 Toplam ısı transferi değişim grafiği 120

Şekil 5.6 Işınım ısı transferi değişim grafiği 121

Şekil 5.7 Taşınım ısı transferi değişim grafiği 122

Şekil 5.8 Değişken su sıcaklığında, iç ısı kaynağı sabit ısı akısı ve sabit su debisi durumunda spesifik soğutma kapasite grafiği 127

Şekil 5.9 Değişken su sıcaklığında, iç ısı kaynağı sabit ısı akısı ve sabit su debisi durumunda mahal sıcaklık değişim grafiği 129

Şekil 5.10 Değişken su debisinde, sabit su sıcaklığı ve iç ısı kaynağı sabit ısı akısı durumunda spesifik soğutma kapasite grafiği 131

Şekil 5.11 Değişken su debisinde, sabit su sıcaklığı ve iç ısı kaynağı sabit ısı akısı durumunda mahal sıcaklık değişim grafiği 133

Şekil 5.12 İç ısı kaynağı değişken ısı akısı, sabit su sıcaklığı ve sabit su debisinde durumunda spesifik soğutma kapasite grafiği 135

Şekil 5.13 İç ısı kaynağı değişken ısı akısı, sabit su sıcaklığı ve sabit su debisi durumunda mahal sıcaklık değişim grafiği 137

TABLO LİSTESİ

Tablo 1.1 Standart ve referans kaynaklarda verilen ısı transfer katsayı değerleri [9] 6

Tablo 1.2 Literatürde verilen korelasyon ve ısı transfer katsayı değerleri [9] 7

Tablo 2.1 Tavsiye edilen mahal tasarım değerleri [22] 23

Tablo 2.2 Tavsiye edilen soğuk tavan – soğuk kiriş sistemi tasarım değerleri [22] 27

Tablo 3.1 Çiğ noktası sıcaklık tablosu 54

Tablo 3.2 Su sıcaklık özet tablosu 54

Tablo 3.3 Pompa debi ölçüm özet tablosu 54

Tablo 3.4 Isı simülatörü kapasite tablosu 55

Tablo 3.5 Sensör açıklaması 58

Tablo 3.6 Deney parametreleri tablosu 61

Tablo 3.7 Deney çalışma zaman tablosu 62

Tablo 5.1 Isı transfer katsayı tablosu 115

Tablo 5.2 Isı transfer katsayısı ve miktarları tablosu 116

Tablo 5.3 Değişken su sıcaklığında, iç ısı kaynağı sabit ısı akısı ve sabit su debisi durumunun incelenmesi 126

Tablo 5.4 Değişken su sıcaklığında, iç ısı kaynağı sabit ısı akısı ve sabit su debisi durumu Regresyon özet tablosu 128

Tablo 5.5 Değişken su debisinde, sabit su sıcaklığı ve iç ısı kaynağı sabit ısı akısı durumunun incelenmesi 130

Tablo 5.6 Değişken su debisinde, sabit su sıcaklığı ve iç ısı kaynağı sabit ısı akısı durumu Regresyon özet tablosu 132

Tablo 5.7 İç ısı kaynağı değişken ısı akısı, sabit su sıcaklığı ve sabit su debisi durumunun İncelenmesi 134

Tablo 5.8 İç ısı kaynağı değişken ısı akısı, sabit su sıcaklığı ve sabit su debisi durumu Regresyon özet tablosu 136

Tablo 6.1 Belirsizlik analiz değerleri 142

ÖZET

Mahallerin Tavandan Soğutulmasına Etki Eden Parametrelerin Optimizasyonu

Cüneyt Deniz KÜHEYLAN

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Isı Proses Programı
Doktora Tezi

Danışman: Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN

Bu çalışmada pasif soğuk tavan panellerinin farklı su sıcaklıkları, farklı su debileri ve farklı ısı akıları altındaki performans değişimleri deneysel ve teorik matematiksel analizi yapılarak incelenmiştir.

Yedi ana bölümden oluşan tez çalışmasında birinci bölümünde klima havalandırma sistemlerinde enerji etkinliği yüksek ve konforlu bir çözüm olarak pasif soğuk tavan sistemlerinin uygulanabilirliği, amacı ve hipotez ifade edilmiştir. Birinci bölümde literatürde şu ana kadar yapılan çalışmalar incelenmiş ve araştırmacıların sonuçlarına yer verilmiştir. İkinci bölümde pasif soğuk tavan sistemleri ve uygulama detayları paylaşılmıştır. Üçüncü bölümde BS EN12420:2004 standartına göre oluşturulan deney düzeneği ve deneysel yöntem hakkında bilgi verilmiştir. Deneyde kullanılan cihazlar, ölçüm sisteminde kullanılan ekipmanlar, ölçüm yöntemleri ve hassasiyetleri açıklanmıştır.

Dördüncü bölümde deney düzeneğinde yapılan deneylerin sınıflandırmasından bahsedilmiş ve deneysel çalışmalar anlatılmıştır. Deneysel bulgular farklı çalışma koşullarına göre değerlendirilmiştir. Beşinci bölümde deneysel bulgularda elde

edilen verilere göre teorik analiz çalışması yapılmış ve literatür ile karşılaştırılmıştır. Altıncı bölümde pasif soğuk tavan kapasite hesaplaması amacıyla yapılmış olan deneylerin belirsizlik analizi yapılarak sistemin hatasal yüzde sonuçları verilmiştir. Yedinci bölümde ise doktora tezinin sonuçları ve öneriler belirtilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Radyant tavan paneli, enerji verimliliği, yüksek sıcaklıkta soğutma.

ABSTRACT

Optimization of Paramaters Affecting The Cooling Of Spaces Through The Ceiling

Cüneyt Deniz KÜHEYLAN

Department of Mechanical Engineering
Doctor of Philosophy Thesis

Supervisor: Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN

In this study, the performance changes of passive chilled ceiling panels under different water temperatures, different water flow rates and different heat fluxes were investigated by experimentally and theoretical mathematical analysis.

The first chapter of the thesis, which consists of seven main sections, presents the applicability, purpose, and hypothesis of passive cool ceiling systems as a highly energy-efficient and comfortable solution in air conditioning systems. In this chapter, previous studies in the literature were examined, and the results of researchers were presented. The second chapter shares details of passive cool ceiling systems and their application. The third chapter provides information about the experimental setup and method created according to the BS EN12420:2004 standard. The devices used in the experiment, the equipment used in the measurement system, and the measurement methods and their sensitivities are explained.

The fourth chapter discusses the classification of the experiments conducted in the experimental setup and describes the experimental studies. The experimental findings were evaluated based on different working conditions. In the fifth chapter, a theoretical analysis study was conducted based on the experimental findings, and

it was compared with the literature. In the sixth chapter, the uncertainty analysis of experiments conducted for the calculation of the passive cool ceiling capacity was performed, and the error percentages of the system were presented. In the seventh chapter, the conclusions and recommendations of the doctoral thesis are presented.

Keywords: Radiant ceiling panel, energy efficiency, high temperature cooling.

1
GİRİŞ

Günümüzde enerji maliyetlerinin önemi sürekli olarak artmaktadır. Yapılarda enerji tasarrufu çalışmaları 1960'lı yıllardaki petrol krizinden sonra bütün dünyada önem kazanmıştır. Bu doğrultuda Türkiye'de de enerji tasarrufu ön plana çıkmış ve çeşitli yönetmeliklerle kontrol altına alınmaya çalışılmıştır. Günümüzde enerji tasarrufunu sadece ısı yalıtımı olarak algılamak yerine, kullanılan ısıtma – soğutma – havalandırma – sıcak su (HVAC) sistemlerinin performansını da iyileştirmek ana amaç olmalıdır. Yani ısı yalıtımıyla beraber HVAC sisteminin iyileştirilmesi veya verimli sistem seçimi birlikte ele alınmalıdır.

Bu konuyla ilgili olarak Avrupa ve Amerika'da çeşitli yaklaşımlar söz konusudur. Buna örnek olarak EnEV 2002 (Enerji Performansı Yönetmeliği 2002) ve ASHRAE/IESNA (Amerikan Isıtma Soğutma ve İklimlendirme Mühendisleri Derneği/Kuzey Amerika Aydınlatma Mühendisleri Topluluğu) 90.1:2001 standartları örnek verilebilir. Sadece enerji dikkate alındığında optimum olan değerler her zaman ekonomik olmayabilir. Enerji verimliliği; enerji maliyetlerinin ekonomiye olan yükünün hafifletilmesi, enerjide arz güvenliğinin sağlanması, dışa bağımlılıktan kaynaklanan risklerin azaltılması, düşük karbonlu ekonomiye geçiş ve çevrenin korunması gibi ulusal stratejik hedefleri tamamlayan ve bunları yatay kesen bir alandır.

Sürdürülebilir kalkınmanın giderek önem kazanması enerji verimliliğine yönelik çabaların değerini de artırmaktadır. Bu durum, bütün ülkeleri enerji verimliliğine yöneltmiş ve bu konudaki kararlı adımları hızlandırmıştır. Ülkemizde 2007 yılında yürürlüğe giren Enerji Verimliliği Kanunu ile yeni bir dönüşüm süreci başlatılmıştır. Yayınlanan bu yönetmeliğin amacı, mevcut ve yeni yapılacak binalarda enerjinin ve enerji kaynaklarının etkin ve verimli kullanılmasına, enerji israfının önlenmesine ve çevrenin korunmasına ilişkin usul ve esasları düzenlemesine ait esaslar tanımlanmıştır. 2012 yılında yayımlanan Enerji Verimliliği Strateji Belgesi ile de 2023 yılı enerji yıllarını içeren Ulusal Eylem

Planın da Bina ve Hizmetler Sektörü ile Enerji Yönetimi ilgili olarak aşağıdaki eylem planlarında bölgesel ısıtma ve soğutma hedeflenmiştir;

- Merkezi ve bölgesel ısıtma/soğutma sistemlerinin kullanımının özendirilmesi,
- Binalarda yenilenebilir enerji ve kojenerasyon sistemlerinin kullanımının yaygınlaştırılması,
- Kojenerasyon ve bölgesel ısıtma-soğutma sistemlerinin potansiyelinin belirlenmesi ve yol haritasının hazırlanması,
- Isıtma ve soğutma kaynaklı puant yükün yönetilmesi,

Bu kapsamda verimliliğin maksimum noktaya ulaşabilmesi için sistemin düşük sıcaklıkta ısıtma ve yüksek sıcaklıkta soğutma olarak tasarlanması kaçınılmazdır. Bu nokta da sistem çözümü bize tavandan soğutmayı, döşemeden ısıtmayı göstermektedir. Döşemeden ısıtma artık yoğun tercih edilen bir uygulamadır. Özellikle ısı pompası uygulamalarında sistem çalışma sıcaklığından dolayı tercih sebebi olmuştur. Radyant soğutma sistem pazarı son yıllarda enerji tasarrufu, rahatlık ve sağlık nedeniyle büyümektedir. Su havaya göre aynı hacimde 3.500 kat daha fazla ısı taşıyabilmektedir. İklimlendirmede akışkan olarak suyun tercih edilmesindeki en büyük parametre hacimsel ısı taşıma kapasitesidir. Günümüz şartlarında iç hava kalitesinin temini için mahallerin havalandırma ihtiyacının da radyant ısıtma soğutma sistemine ilave bir sistem ile karşılanması mutlak suretle gerekmektedir.

Radyant sistemlerin önemli özelliklerinden bir tanesi ses seviyelerinin çok düşük olması veya hiç ses olmaması ve ayrıca ekipman üzerinde yoğuşma istenmediği için ekipman üzerinde bakteri oluşmamasıdır. Soğutma sisteminin klasik çalışma sıcaklığından (7 ºC/12 ºC) daha yüksek sıcaklıklarda (14 ºC/18 ºC) çalışması ekipmanın verimliliğinin artmasını da sağlamaktadır. Soğutma grubu çıkış suyu sıcaklığının 7 ºC den 14 ºC ye yükseltilmesi COP' de %22'lik bir artışa sebebiyet vermektedir [1]. Yaz sezonu dışında ara geçiş mevsimlerinde, soğutma ihtiyacının oluştuğu durumlarda ve dış hava sıcaklığının düşük olduğu zaman dilimlerinde, sistem ilave bir soğutma sistemine ihtiyaç duymadan sadece soğutma kulesi ile doğal soğutma (free cooling) modunda da çalışabilmektedir. Yaz sezonunda da

gece gündüz sıcaklık farkının çok olduğu bölgelerde, sistem soğutma kulesi ile birlikte çalıştırılarak mahalin soğuması sağlanabilmektedir.

1.1 Literatür Özeti

Deng, Ding, Chen, Li ve Zhou [2] asimetrik radyant soğutma ortamlarında insan vücudu ile radyant yüzeyler arasındaki radyant ısı alışverişi üzerine çalışma yapmışlardır. Çalışmada asimetrik ışıma ve soğutma koşullarının, insan vücudu ve radyant yüzeyler arasındaki ısıl etkileşimini önemli ölçüde etkilediği tespit edilmiştir. Elde edilen verilere göre, asimetrik ışıma koşullarında, insan vücudu ve radyant yüzeyler arasındaki ısıl etkileşimin büyüklüğünün, simetrik ışıma koşullarına göre daha yüksek olduğunu tespit etmişlerdir. Ayrıca, çalışmanın sonuçları, insan vücudunun konforunu artırmak için ısıtma ve soğutma sistemlerinin tasarımında, asimetrik ışıma ve soğutma koşullarının dikkate alınması gerektiğini vurgulamaktadır.

Junasová, Krajc˘ík, Šikula, Arıcı ve Šimko [3] radyant ısıtma ve soğutma sistem konstrüksiyonunun, binalara uyarlanması üzerine çalışma yapmışlardır. Mevcut binalarda radyant ısıtma ve soğutma sistemlerinin uygulanabilirliğini ve uyarlanması gereken yapısal özelliklerini belirlemek için yapmış oldukları bir dizi deneysel çalışma sonucunda, mevcut binalarda radyant ısıtma ve soğutma sistemlerinin uygulanabilir olduğunu tespit etmişler, ancak bazı yapısal değişiklikler gerektiğini belirtmişlerdir. Bu yapısal değişiklikler sayesinde, sistemlerin verimliliğini artırarak enerji tasarrufu sağlayabileceğini, radyant ısıtma ve soğutma sistemlerinin mevcut binalara uyarlanmasının, binaların enerji tüketimini azaltarak sürdürülebilirliği artırmada önemli bir rol oynayabileceği sonucuna varmışlardır.

Koca, Karakoyun, Açıkgöz, Dogu ve Dalkılıç [4] tam şartlandırılmış gerçek boyutlu yaşam ortamında, radyant soğutmalı duvarın ısı transfer özellikleri üzerine yaptıkları deneysel araştırmada, bir bina içerisindeki ısıtma ve soğutma sistemlerine alternatif olarak, ışınım yoluyla soğutma sistemleri üzerinde çalışma yapmışlardır. Işınım yoluyla soğutmanın, bir yaşam ortamındaki konfor şartlarını sağlama açısından etkili bir yöntem olduğunu tespit etmişlerdir. Ayrıca, duvarın soğutulması için kullanılan suyun sıcaklığı ve havalandırma debisi gibi faktörlerin, ısı transferi özelliklerine önemli bir etkisi olduğu tespit etmişlerdir. Bu nedenle, ışınım yoluyla

soğutma sistemleri tasarlarken, bu faktörlerin dikkate alınması gerektiği sonucuna varmışlardır.

Camcı, Karakoyun, Açıkgöz ve Dalkılıç [5] deplasmanlı havalandırma ile karışık ve zorlanmış taşınıma maruz kalan radyant soğutmalı bir duvar üzerindeki ısı transfer karakteristikleri üzerine deneysel çalışma yapmışlar, çalışmanın sonuçlarına göre, zorlanmış taşınım durumunda ısı transferi artış oranını tespit etmişlerdir. Sonuç olarak, yer değiştirmeli havalandırma sistemi ile hareket ettirilen zorlanmış konveksiyonun ısı transferi üzerindeki etkisini belirterek, daha verimli ısıtma ve soğutma sistemlerinin tasarlanabileceğini önermişlerdir.

Koca [6] laboratuvar ortamında yaptığı deneysel çalışma ile hidronik radyant duvar soğutma sistemlerinde ısı transfer katsayılarını incelemiştir. Çeşitli duvar panelleri üzerinde, farklı su akış hızları ve sıcaklıkları kullanarak ısı transfer katsayıları tespit edilmiştir. Sonuç olarak, su akış hızının artmasıyla birlikte ısı transfer katsayısının da arttığı gözlemlenmiştir. Ayrıca, daha yüksek sıcaklıklarda da daha yüksek ısı transfer katsayıları elde edilmiştir. Bununla birlikte, farklı duvar panelleri arasında önemli ölçüde farklılık gözlenmemiştir. Çalışma sonucunda, hidronik radyant duvar soğutma sistemlerinin tasarımında ve uygulanmasında kullanılan ısı transfer katsayılarına ilişkin daha doğru tahminler yapmak için bu tür deneysel çalışmaların önemli olduğunu vurgulamıştır.

Chen ve Li [7] model tahminli kontrol yöntemi kullanarak, ışıma ile tavan soğutma sistemlerinin, enerji verimli optimizasyonu için yapmış oldukları çalışmada, ışıma tavan soğutma sistemlerinin enerji verimliğini artırmada etkili bir yöntem olduğunu göstermişlerdir. Çalışmalarında, sistem davranışını modelleyerek ve gerçek zamanlı olarak optimize ederek, enerji tüketiminde önemli ölçüde tasarruf sağlamışlar ve model tahminli kontrol tabanlı optimizasyon yöntemlerinin, binaların enerji verimliliği için umut vaat eden bir çözüm sunduğunu belirtmişlerdir. Yapmış oldukları simülasyon sonuçları, önerilen model tahminli kontrolün radyant tavan soğutma sistemi için sırasıyla geleneksel PID kontrolü ve bang-bang kontrolü ile karşılaştırıldığında, sırasıyla %21-%27 ve %6 enerji tasarruf verimliliği göstermişlerdir.

Jin, Jia ve Wang [8] su debisi değişiminin, radyant soğuk tavan paneli yüzey sıcaklık değişimlerine dinamik etkisini deneysel çalışmalar yaparak araştırmışlar ve

lineer regresyon ile sonuçları incelemişlerdir. Yapılan deneysel çalışmalar sonucunda, su debisi değişikliklerinin yüzey sıcaklığını etkilediği ve düşük su debilerinde yüzey sıcaklığını arttırdığı görülmüştür. Ayrıca, düşük hava debisi ve düşük su akış debisinin birlikte kullanılmasıyla, ısı transfer katsayısının arttığı ve enerji tasarrufu sağlandığı belirlenmiştir. Sonuç olarak, su debisinin dinamik olarak ayarlanması, radyant tavan panelinin soğutma performansını arttırabilir ve enerji tasarrufu sağlayabileceğini belirtmişlerdir.

Shinoda, Kazancı, Tanabe ve Olesen [9] radyant ısıtma ve soğutma sistemlerinin yüzeyden ısı transfer katsayılarına ilişkin literatür çalışması yapmışlardır. Literatürde ±%20 aralığında hata payına sahip olan ışıma ısı transferindeki gibi, toplam ve taşınım ısı transfer değerlerinde de daha büyük sapmalar ve tahmin hataları bulmuşlardır. Temel hata kaynaklarının sebebi olarak, her ısı transfer mekanizması için hesaplama prosedürü, referans sıcaklığın ve ölçüm yüksekliğinin ve konumunun seçimi ile oda boyutları olduğunu göstermişlerdir. Isı transfer katsayılarının, elde edildikleri hesaplama/ölçüm koşullarının, uygulanacak amaç ve koşullara eşleştirilerek seçilmesini önermektedirler. Çalışma detaylarında vermiş oldukları referanslarda ve standartlarda belirtilen ısı transfer katsayılarına ait korelasyon ve değerler Tablo 1.1'de, literatürde bulunmuş oldukları korelasyon ve sayısal değerler Tablo 1.2'de verilmiştir.

Tablo 1.1 Standart ve referans kaynaklarda verilen ısı transfer katsayı değerleri [9]

Standart / Yönerge	Yüzey Tipi	h_r (W/(m^{2}K))	Referans Sıcaklık	Notlar
REHVA [4]	Tavandan Soğutma	11	T_{op}	15–35 °C sıcaklık aralığında h_r'nin 5.5 W/(m^2·K) olduğu varsayılmıştır.
	Tavandan Isıtma	6		
	Döşemeden Soğutma	7		
	Döşemeden Isıtma	11		
	Duvardan Soğutma/Isıtma	8		
EN1264-5 [5]	Tavandan Soğutma	10.8		
	Tavandan Isıtma	6.5		
	Döşemeden Soğutma	6.5		
	Döşemeden Isıtma	10.8		
	Duvardan Soğutma/Isıtma	8		
EN15377-1 [6]	Tavandan Soğutma	$8.92 \times \lvert T_s - T_{op} \rvert^{0.1}$		
ISO11855-2 [7]	Tavandan Isıtma	6		
	Döşemeden Soğutma	7		
	Döşemeden Isıtma	$8.92 \times \lvert T_s - T_{op} \rvert^{0.1}$		
	Duvardan Soğutma/Isıtma	8		
Standart / Yönerge	**Yüzey Tipi**	**h_c (W/(m^{2}K))**	**Referans Sıcaklık**	**Notlar**
ASHRAE [8]	Tavandan Soğutma	$2.42 \times \lvert Ts - T_a \rvert^{0.31}/D^{0.08}$	T_a	Oda boyutunun göz ardı edilemeyeceği geniş alanlar için
	Tavandan Isıtma	$0.20 \times \lvert Ts - Ta \rvert^{0.25}/D^{0.25}$		
	Döşemeden Isıtma	$2.42 \times \lvert Ts - Ta \rvert^{0.31}/D^{0.08}$		
	Duvardan Soğutma/Isıtma	$1.87 \times \lvert Ts - Ta \rvert^{0.32}/H^{0.08}$		
	Tavandan Soğutma	$2.13 \times \lvert Ts - Ta \rvert^{0.31}$		Basitleştirilmiş hesaplama (D =4.91m, H =2.7m)
	Tavandan Isıtma	$0.134 \times \lvert Ts - Ta \rvert^{0.25}$		
	Döşemeden Isıtma	$2.13 \times \lvert Ts - Ta \rvert^{0.31}$		
	Duvardan Soğutma/Isıtma	$1.78 \times \lvert Ts - Ta \rvert^{0.32}$		

Tablo 1.2 Literatürde verilen korelasyon ve ısı transfer katsayı değerleri [9]

Yazar	Yüzey Tipi	Isı transfer katsayısı ($W/(m^2 K)$)			Referans Sıcaklık			Koşullar
		Toplam	Işınım	Taşınım	Toplam	Işınım	Taşınım	
Okamoto et al. [9]	CH	-	5.65	1.69	-	n/a	n/a	kıvrımlı boru
			6.05	2.54				sipiral boru
	CC		5.65	2.54				kıvrımlı boru
			6.05	1.69				sipiral boru
Yuan et al. [10]	CC	7.6 – 9.8	-	-	T_a	-	-	-
Açıkgöz ve Kincay [11]	WC	8.1	4.3	2.7	T_a	AUST	T_a	-
Zhang et al. [12]	CC*	8.4	5.3	3.2	T_{op}	AUST	T_a	kanatlı panel
	CH*	6.8	5.7	1.1				Tipik ofis odası
	CC**	9.2	5.8	4				**yüksek tavan, cam giydirme cephe & tavan
	CH**	11.8	5.7	5.9				
Andrés-Chicote et al. [13]	CC	8.5	5.4	4.2	T_{op}	AUST	T_a	-
Causone et al. [14]	CC	13.2	5.6	4.4	T_{op}	AUST	T_a	-
	CH	5.8	5.6	0.3				
Cholewa et al. [15]	CH	5.6	5.5	0	T_{op}	AUST	T_a	-
	CC	$9.36 \times (T_{op1.1} - T_a)^{0.1}$	5.2	2.04 – 3.65				
Cholewa et al. [16]	FH	$7.67 \times (T_a - T_{op1.1})^{0.1}$	5.6	2.2 – 3.5	T_{op}	AUST	T_a	-
	FC	5.7	5	0.1				
Koca ve Çetin [17]	WH	8.57	5.74	2.44	T_{op}	AUST	T_a	-
	CH	7.28	5.7	0.82				
Koca et al. [18]	WH	8.46 – 8.94	5.38 – 5.57	3.07 – 3.22	T_{op}	AUST	T_a	Tek duvar (4.4 m^2)
		8.16 – 8.48	5.38 – 5.57	2.25 – 2.40				Tek duvar (11 m^2)

Tablo 1.2 Literatürde verilen korelasyon ve ısı transfer katsayı değerleri (devamı)

Yazar	Yüzey Tipi	Isı transfer katsayısı ($W/(m^2 K)$)			Referans Sıcaklık			Koşullar
		Toplam	Işınım	Taşınım	Toplam	Işınım	Taşınım	
		8.76 – 9.28	5.98 – 6.25	2.59 – 2.73				İki duvar (11+4.4=15.4 m^2)
Yuan et al. [19]	CC	$7.49 \times \lvert T_s - T_{w,sup} \rvert^{-0.032} \times \lvert T_{op} - T_s \rvert^{0.09}$	-	-	T_{op}	-	-	-
	CH	$6.684 \times \lvert T_s - T_{w,sup} \rvert^{-0.139} \times \lvert T_{op} - T_s \rvert^{0.09}$						
Miriel et al. [20]	CC	-	-	3	-	-	T_a (oda/plenum)	Panel ön tarafı
				0.8				Panel arka tarafı
	CH			1.25				Panel ön tarafı
				1.75				Panel arka tarafı
Awbi ve Hatton[21]	WH	-	-	$(1.823/D^{0.121}) \times (T_s - T_a)^{0.293}$	-	-	T_a	-
	FH			$(2.175/D^{0.076}) \times (T_s - T_a)^{0.308}$				
	CH			$(0.704/D^{0.601})(T_s - T_a)^{0.133}$				
Karadağ [22]	CC	$11,5 \times \varepsilon \times (T_a - T_s)^{0.09}$	-	$3.1 \times (T_a - T_s)^{0.22}$	T_a	-	T_a	-
Olesen et al. [23]	FC	7.5	5.5	1	T_{op}	AUST	T_a	-
Evren et al. [24]	FH	9,9* - 10,1**	5.4	3.7	T_{op}	AUST	T_a	*hesaplanan q_{tot} - **ölçülen q_{tot}
Khalifa [3]	FH	-	-	$2.416 \times (T_s - T_a)^{0.31}/D^{0.076}$	-	-	T_a	Min et al. [25]
	CH			$0.203 \times (T_s - T_a)^{0.25}/D^{0.24}$				
Karadağ [26]	CC	-	$8 \times \varepsilon \times (T_a - T_s)^m$	$2.6 \times (T_a - T_s)^{0.27}$	-	T_a	T_a	$-0.06 < m < -0.1$ (duvar sıcaklığına bağlı)
Açıkgöz [27]	WH	$10 \times \varepsilon^{0.80} \times (T_s - T_a)^{0.07}$		$1.5 \times (H/L)^{0.09} \times (T_s - T_a)^{0.47}$	T_a	-	T_a	-
		10.5	5.5	3.5		AUST		

CC:Tavandan soğutma, CH:Tavandan ısıtma, FC:Döşemeden soğutma, FH:Döşemeden ısıtma, WC:Duvardan soğutma, WH:Duvardan ısıtma

Shin, Rhee, Park, Yeo ve Kim [10] soğuk radyant tavan paneli sistemlerinin açık tip kurulumu ile soğutma kapasitesinin artırılmasını araştırmışlardır. Genel uygulamada tavan yüzeyinin tamamen soğuk tavan paneli ile kaplandığı ve tavan panellerinin izolesiz olduğu görülmüş olup, tavan panel aralarında hava akışı için boşluk bırakılması durumunda soğuk tavan panel sisteminin kapasite değişimini incelemişlerdir.

Deneysel ve teorik olarak yapmış oldukları çalışmada, nominal soğutma kapasitesinin %54 ila %80 (ortalama %64) daha yüksek sağlayabileceğini göstermişlerdir. Arttırılmış soğutma kapasitesi, panel kurulum alanının azaltılabilmesi ve gereken soğutma kapasitesini sağlamak için su sıcaklığının artırılabilmesi nedeniyle, inşaat maliyetleri ve enerji tüketiminde azalmaya yol açabileceğini belirtmişlerdir.

Yuan, Zhang, ve Zhou [11] iklim kontrollü deney odasında yapmış oldukları deneysel çalışmada, mahal ve değişken su sıcaklıklarında radyant tavan panellerinde ısı transfer katsayısı ve ısı akısı yoğunluğu arasında korelasyon önermişlerdir. Çalışmada, farklı boyutlardaki tavan panelleri kullanılarak, deneysel veriler elde edilmiştir. Bu veriler, ışınımın yüzey sıcaklığına, çıkış yüzeyi sıcaklığına ve ışınım yoğunluğuna bağlı olarak, ısı transfer katsayısı ve ısı akısı yoğunluğunu içeren bir dizi korelasyonla analiz edilmiştir. Literatürde mevcut olan korelasyonlardan farklı olarak, toplam ısı transfer katsayısı için yeni korelasyon, işletme sıcaklığını ve su gidiş sıcaklığını dikkate almaktadır. Korelasyon tarafından hesaplanan toplam ısı transfer katsayılarının deneysel sonuçlardan ±7% farklı olduğu gösterilmiştir. Sonuç olarak, araştırmacılar, radyant tavan panellerinin ısı transferi katsayısı ve ısı akısı yoğunluğu ile ilgili basit ve doğru bir tahmin yapmanın mümkün olduğunu göstermişlerdir. Bu çalışma, bina tasarımı ve ısıtma sistemleri gibi alanlarda kullanılabilecek önemli bir araştırmadır.

Chicote, Gonzalez, Gomez ve Martinez [12] çalışmalarında radyant soğutmalı tavan sisteminin soğutma kapasitesini belirleyen deneysel çalışma yapmışlardır. Deneylerde, tavan sisteminin soğutma kapasitesinin etkileyen faktörlerin yanı sıra, sistemin enerji verimliliği ve konfor koşulları üzerindeki etkilerini de değerlendirmişlerdir. Sonuçlar, radyant soğutmalı tavan sisteminin yüksek enerji verimliliği ve konforlu bir ortam sağladığını göstermektedir. Ayrıca, sistemin soğutma kapasitesinin yüksek sıcaklıklarda da etkili olduğu ve ortamın sıcaklığına

göre kontrol edilebileceği belirtilmiştir. Çalışmanın çıkarımları, ışıma soğutmalı tavan sistemlerinin, geleneksel klima sistemlerine göre daha avantajlı olduğunu ve enerji tasarrufu sağladığını göstermektedir. Bu nedenle, bu tür sistemlerin yaygınlaştırılması, enerji verimliliği ve konforlu çalışma ortamları için önemli bir adım olacağı vurgulanmıştır.

Diaz, Lebrun ve Andre [13] kararlı durum analizi kullanarak, soğuk tavan sistemleri üzerine deneysel ve teorik çalışmışlardır. Çalışmada, soğuk tavan sistemlerinde enerji verimliliği ve performansını arttırmak için optimizasyon yapılmıştır. Deneysel çalışmalar, soğuk tavan sistemlerinin çalışma prensiplerini ve performanslarını belirlemek için yapılmıştır. Modeller ise, soğuk tavan sistemlerinin tasarımı ve optimizasyonu için kullanılmıştır. Yapılan çalışma sonucunda, soğuk tavan sistemlerinin enerji verimliliği açısından avantajlı olduğunu göstermektedir. Ayrıca, soğuk tavan sistemlerinin tasarımı ve işletmesinde, havalandırma sistemi ile birlikte çalışmanın önemli olduğu belirtilmiştir. Bu çalışma, soğuk tavan sistemlerinin daha etkili ve verimli bir şekilde tasarlanması ve kullanılması için değerli bilgiler sağlamaktadır.

Causone, Corgnati, Filippi ve Olesen [14] çalışmalarında, radyant tavan ile mahal arasındaki ısı transferi katsayılarının, yüzeylerin sıcaklık dağılımları, mahal ısı kazançları ve hava hareketleri gibi çeşitli parametreler tarafından etkilendiği sonucuna ulaşmışlardır. Isı transfer katsayısı, ayrı ayrı ışınım ve taşınım için veya tek bir toplam parametre olarak ifade edilebilir, ancak bu seçim, sistemin termal performansı hakkında farklı düşüncelere yol açabildiği tespit edilmiştir. Doğru değerlendirmeleri yapabilmek için doğru referans sıcaklığını kullanmak son derece önemli olduğunu vurgulamışlardır. Elde edilen değerler, radyant tavan sistemlerinin geliştirilmesinin sınırlamalarını ve olanaklarını gösteren, literatürde bulunan eğilimleri doğrulamaktadır.

Karadağ [15] soğuk tavan uygulamasında, tavandaki radyasyon ve konveksiyonun etkisi de dahil olmak üzere toplam ısı transfer katsayısına ilişkin yeni yaklaşım ortaya koymuştur. Çalışma sonucunda tavanın konveksiyon ve ışıma etkilerinin, toplam ısı transfer katsayısı üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğu belirlenmiştir. Ayrıca, bu çalışmada kullanılan yeni yöntem, toplam ısı transfer katsayısının daha doğru bir şekilde hesaplanmasına olanak sağlamaktadır. Taşınım katsayısı için

denklem 1.1 tanımlamış olup, toplam ısı transfer katsayısı (taşınım ve radyasyon dahil) için denklem 1.2'yi tanımlamıştır.

$$h_{cc} = 3.1\ x\ (T_i - T_c)^{0.22} \quad 1.1$$

$$h_{ct} = 11.5\ x\ \epsilon\ x\ (T_i - T_c)^{0.09} \quad 1.2$$

Yeni denklemlerin sayısal verilerden maksimum sapmasının %5' olduğunu belirtmiştir.

1.2 Tezin Amacı

Literatür araştırması sonucunda soğuk tavan uygulamaları konusunda birçok araştırma yapıldığı görülmüştür. Artan enerji ihtiyacını sınırlandırabilmek, ancak enerji etkin sistemlerin tasarlanması ile mümkün olabilecektir.

Bu çalışmada iklim kontrollü bir deney odası tasarlanmış, tavandan soğutma panelleri yerleştirilerek dört farklı su sıcaklığı, üç farklı su debisi ve dört farklı ısı akısı durumunda oda içerisindeki sıcaklık dağılımları incelenerek soğuk tavan panelinin ısı transfer katsayıları hesaplanmıştır. Deney odası içerisinde herhangi bir nem kaynağı ve nem kontrolü yapılmamıştır.

1.3 Hipotez

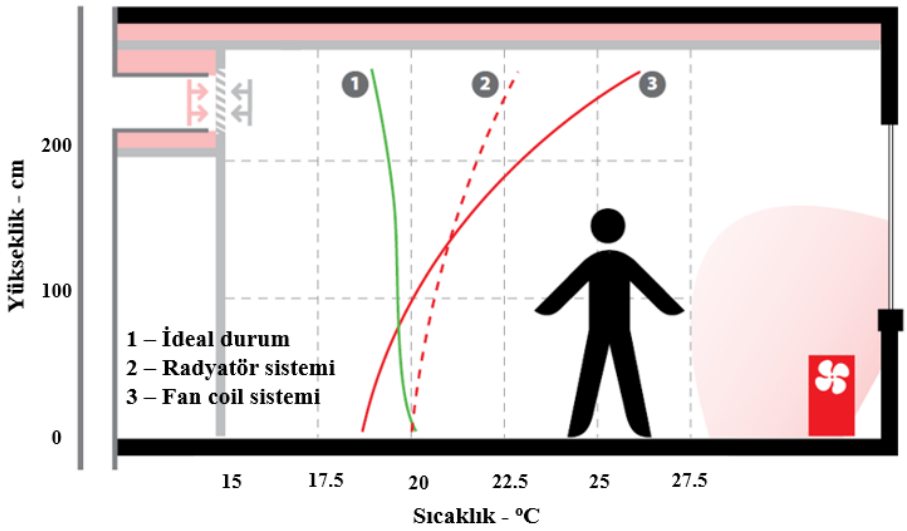
Bu çalışmada soğuk tavan panelinin deneysel davranışı belirlenecek ve teorik matematiksel analizi yapılacaktır. Deneylerden elde edilen verilerden yararlanılarak BS EN14240:2004 [16] standardına göre soğuk tavan panelinin performans değişimi her bir deney şartı için hesaplanacak ve teorik analizler yapılacaktır. Modeller ve deneysel veriler arasındaki uyum regresyon analizleri ile karşılaştırılarak modelin geçerliliği araştırılacaktır.

2
MAHALLERİN TAVANDAN SOĞUTULMASI

Avrupa Birliği (AB) üyesi ülkelerde enerji kullanımının %40'ı mevcut bina stoklarının enerji ihtiyacında kullanılmaktadır. Avrupa Birliği, enerji verimliliğini sağlamak, iklim değişikliğiyle mücadele etmek ve 2050'de karbon nötr hedefine ulaşmak için 2030 ve 2050 yıllarına ait bazı hedefler belirlemiştir. Bu hedefler birincil enerji tüketim azalımı, sera gazı salınımı azalım oranı ve yenilenebilir enerji kullanımı oranıdır. Bu bağlamda soğuk tavan ve soğuk kiriş sistemleri, konvensiyonel sistemlere alternatif olarak geliştirilen, enerji verimliliği yüksek, akustik ve termal konforun üst düzeyde sağlanabildiği sistemler olup, Avrupa ve Amerika da kullanılmaktadır. Enerji verimliliğine olan ilginin artışı ile daha öne çıkan bu sistemler, düşük sıcaklıkla ısıtma ve yüksek sıcaklıkla soğutma yaparak merkezi sistem ekipmanlarının çok daha verimli çalışmasına imkân sağlamaktadırlar.

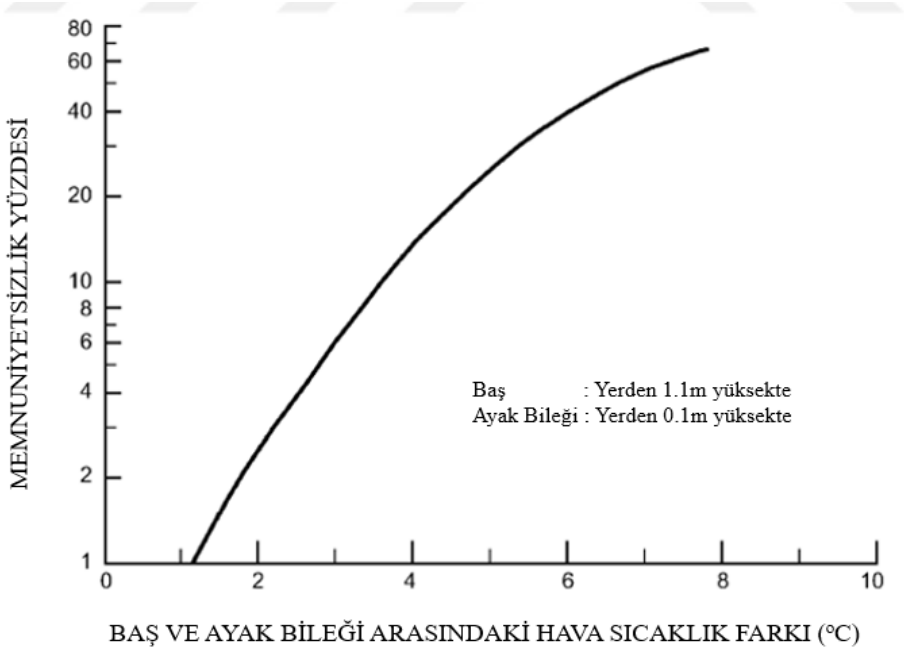
Soğutulmuş kirişler ve soğutulmuş tavanlar konvensiyonel sistemlere göre nispeten daha yüksek su sıcaklıklarında (14 – 18 °C arasında) soğutma suyuna ihtiyaç duymaları sebebiyle soğutma grubunun performans katsayısının daha yüksek olması sayesinde iyi bir enerji verimliliği sağlamaktadırlar. İklim koşullarına bağlı olarak yılın belli dönemlerinde serbest soğutma (free cooling) yapma imkânı da vardır. Benzer şekilde, ısıtma amacıyla soğuk kiriş veya soğuk tavanlar kullanıldığında, düşük sıcaklıklı ısı kaynakları veya 30 – 45 °C su akış sıcaklığına sahip ısı pompaları tercih edilebilir.

Şekil 2.1'de konvansiyonel iklimlendirme sistemlerinde ısıtma durumu için oda içerisindeki dikey mesafede sıcaklık dağılımı gösterilmiştir [17]. Şekilde 1 no'lu eğri ideal durumu (BS EN ISO 7730:2005 [18] ve ANSI ASHRAE STANDARD 55:2010 [19] göre), 2 no'lu eğri radyatör sistemini ve 3 no'lu eğri fan coil sistemini göstermektedir.



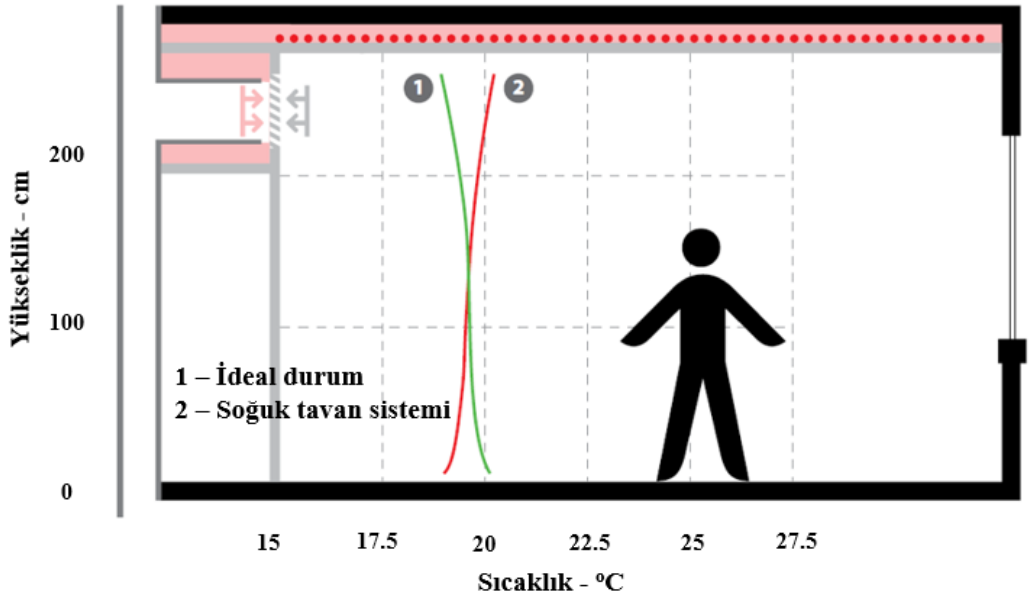
Şekil 2.1 Konvansiyonel iklimlendirme sistemlerinde ısıtma durumu için yükseklikle sıcaklık değişimi [17]

Şekil 2.2'te oturan kişilerin baş ve ayak bilekleri arasındaki hava sıcaklık farkının kişi memnuniyet oranı yüzdesi verilmiştir. Buna göre oturur durumda bulunan bir kişinin ayak bileği – baş seviyesi (zeminden 10 cm – 110 cm) arasındaki sıcaklık değişimin artması konforsuzluk yaratmaktadır [17]. İdeal durum bu sıcaklık farkının 3 °C'nin altında olmasıdır.



Şekil 2.2 Baş ve ayak bilekleri arasındaki hava sıcaklığı farkının işlevi olarak memnun olmayan oturan kişilerin yüzdesi [19]

Şekil 2.3'te radyant tavan uygulamasında, mahalin dikey eksendeki sıcaklık dağılımı görülmektedir. 1 no'lu eğri ideal durumu göstermekte olup (BS EN ISO 7730:2005 [18] ve ANSI ASHRAE STANDARD 55:2010 [19] göre), tavandan radyant soğutma sistemine ait durum ise 2 no'lu eğrideki gibidir. Radyant soğutma sisteminde dikey eksendeki sıcaklık değişimi Şekil 2.3 ile tanımlanan ideal duruma oldukça yakındır. Soğuk tavan sistemleri, mahalleri soğutmak için tasarlanmış taşınım, ışınım ısı transferi ile çalışan sistemlerdir. Günümüzde pasif soğuk tavan sistemi, aktif soğuk tavan sistemi ve aktif çok amaçlı soğuk tavan sistemi olmak üzere üç tip tasarım yapılmaktadır.



Şekil 2.3 Soğuk tavan uygulaması [17]

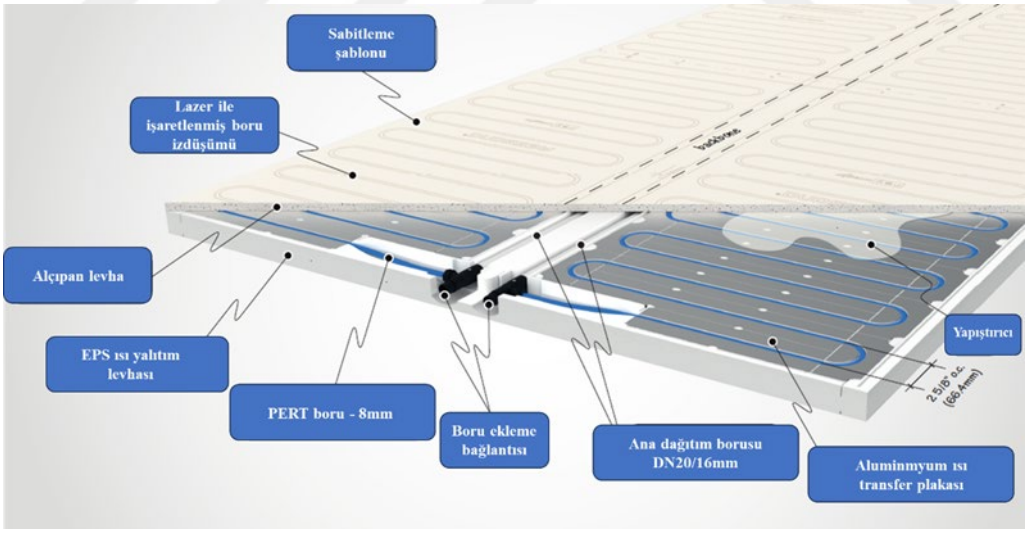
2.1 Soğuk Tavan Sistemi

Soğuk tavanlar genellikle tavan kaplama malzemesinin arkasına yerleştirilmiş bir soğuk su borusu içerir. Metal tavan panellerin arkasına yerleştirilmiş bakır boru veya alçıpan tavan panellerinin arasına yerleştirilen PEX borulardan oluşmaktadır. Tavanın altındaki alanı soğutmak amacıyla kullanıldıkları için genellikle tavan panellerinin üst kısımlarına yalıtım uygulanır. Soğutulmuş su boru içerisinden geçerken hem radyasyon hem de konveksiyon yoluyla alanın soğutulmasını sağlar ve serin bir tavan yüzeyi oluşturur. Soğuk tavan sisteminde, odadaki sıcak yüzeylerden yayılan ısının doğrudan soğuk yüzeyler tarafından emilmesi anlamına gelir. Bu sistem, kullanılan bölgede eşit sıcaklık dağılımı ve düşük hava hızı ile çok

iyi konfor seviyeleri sunmaktadır. Radyant soğutulmuş tavanlar, tavan üzerine çeşitli ekipmanların yerleştirilebileceği ve mimari açıdan kabul edilebilir bir yüzey sağlamaktadır. Ayrıca asma tavan boşluğunun önemli olduğu durumlar için uygundurlar. Mekâna temiz hava sağlamak için ayrı bir havalandırma sistemine ihtiyaç vardır. Klima santralinde şartlandırılan taze hava mahale menfezler aracılığı ile verilmektedir. Şekil 2.4 ve Şekil 2.5'te pasif soğuk tavan paneli malzeme örnekleri, Şekil 2.6'da pasif soğuk tavan panel malzeme uygulaması görülmektedir.



Şekil 2.4 Soğuk tavan paneli malzeme örnekleri



Şekil 2.5 Soğuk tavan paneli malzeme örnekleri



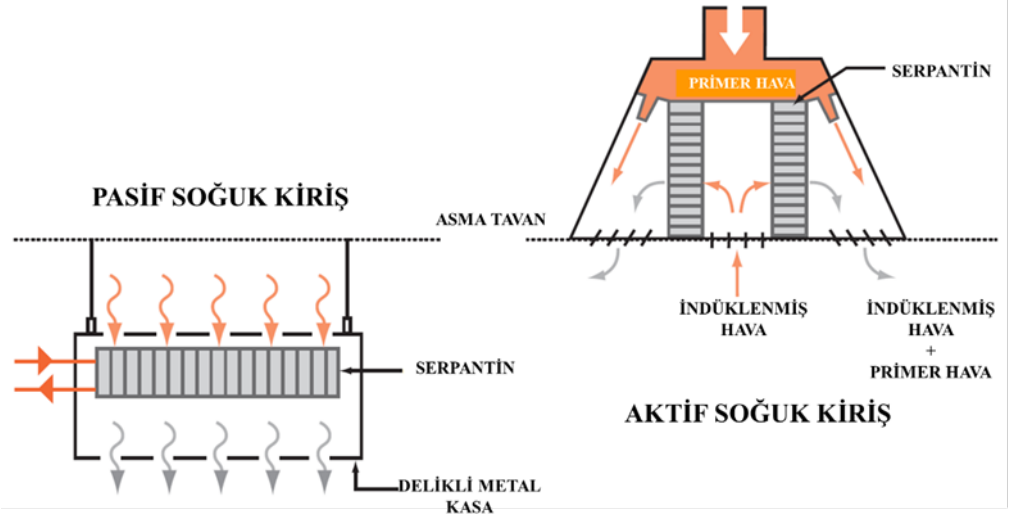
Şekil 2.6 Soğuk tavan panel malzeme uygulaması [20]

2.2 Pasif Soğuk Kiriş Sistemi

Pasif soğuk kiriş soğutucu sistemlerde, etrafındaki havayı soğutarak, soğutulmuş havanın alçaldığı ve onun yerine daha sıcak havanın yükseldiği doğal bir taşınım akımı oluşturmak suretiyle mahallerin soğutulması sağlanmaktadır. Bu sistemlerde giriş / çıkış suyu sıcaklıkları, ortalama panel yüzey sıcaklığı ve sistem geometrisi dikkate alınması gereken parametrelerdir. Pasif soğuk kiriş sistemine ait tavan detayları Şekil 2.7'de görüldüğü gibi farklı tiplerde olabilmektedir. Pasif soğuk kiriş sistemleri herhangi bir havalandırma sistemine bağlanmadan asma tavan altına asılarak, asma tavan yüzeyine gömülerek veya asma tavan boşluğuna yerleştirilirler. Sistemde hazırlanan soğuk su, bakır borular içerisinde tavana yerleştirilen ısı değiştiricide sirküle edilerek ısı transferi yüzeyine enerjisini aktarmakta ve bu şekilde mahalin soğumasını sağlanmaktadır. Pasif ve aktif soğuk kiriş sistemine ait hava akım detayları Şekil 2.8'de verilmiş olup ısıtma ve soğutmayı su serpantinleri aracılığı ile sağlamaktadırlar.

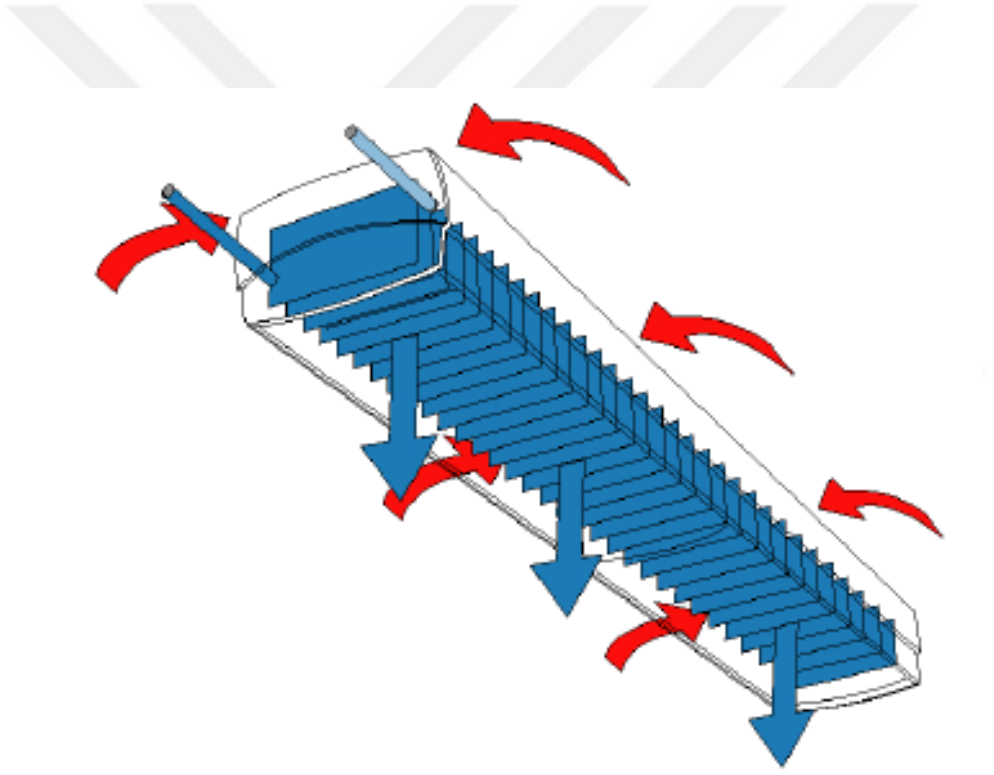


Şekil 2.7 Pasif soğuk kiriş örnekleri



Şekil 2.8 Pasif ve aktif soğuk kiriş hava akım detayı [21]

Pasif soğutulmuş kirişlerin çalışması için iyi hava sirkülasyonu şarttır. Havanın düzgün bir şekilde dolaşmasına izin vermek için pasif kiriş kasası veya tavan sistemi üzerinde yeterince büyük açıklıklar sağlanmalıdır. Pasif soğutulmuş kirişler, aşağıdaki işgal edilen alana eşit bir soğutma sağlamak için tavan düzlemi boyunca düzenli aralıklarla düzenlenmelidir. Büyük oranda cam bulunan bir binanın çevresine pasif soğutulmuş kirişlerin yerleştirilmesi, özellikle yaz aylarında, camın iç yüzeyinde oluşturulan termal konveksiyondan faydalanabilir. Bu, pasif soğutulmuş kirişin soğutma kapasitesini artırabilir çünkü kiriş üzerindeki hava akışı ne kadar fazla olursa, soğutma kapasitesi de o oranda yükselir. Şekil 2.9 da pasif soğuk kiriş paneli sistem çalışma prensibi ve Şekil 2.10 da uygulama örneği görüldüğü gibidir.



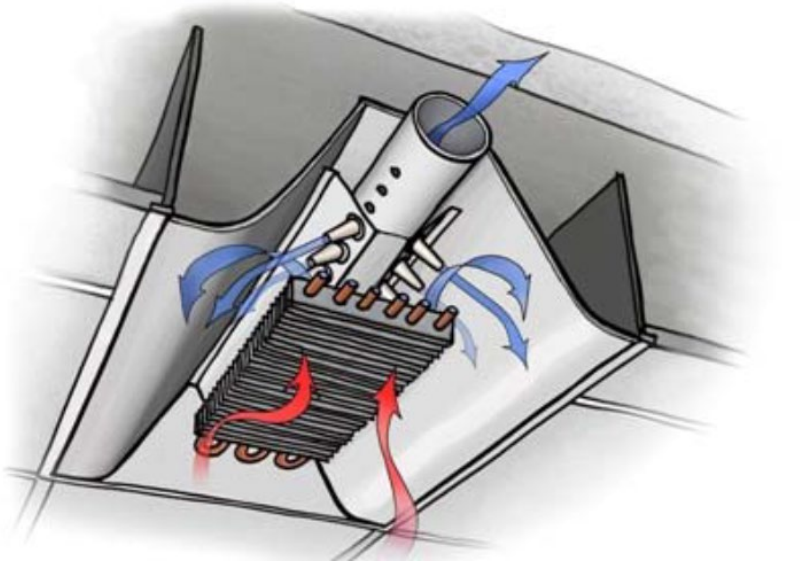
Şekil 2.9 Pasif soğuk kiriş paneli sistem çalışma prensibi [22]



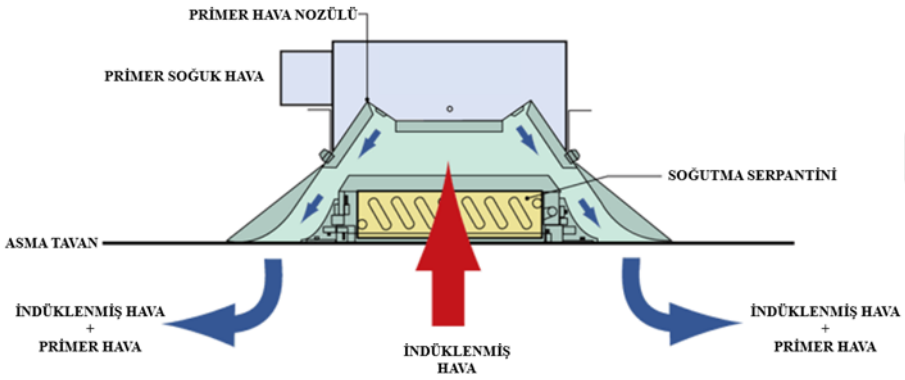
Şekil 2.10 Pasif soğuk kiriş uygulama örneği [1]

2.3 Aktif Soğuk Kiriş Sistemi

Aktif soğuk kiriş (havalandırmalı) ekipmanı primer hava, indüklenen hava veya primer hava ile indüklenen havanın serpantinlerden geçtiği entegre hava beslemeli bir konvektör olup, sistemde hava kanalı ve su hattı bağlantısı bulunmaktadır. Taze hava klima santralinde şartlandırılarak aktif soğuk kirişe gönderilmektedir. Aktif soğuk kiriş uygulamalarında pasif soğuk tavan ve pasif soğuk kiriş sistemine göre daha yüksek kapasiteler sağlanabilmektedir. Merkezi klima santralinden gelen birincil hava nozullardan yüksek hızda atılırlar. Böylece indüksiyon etkisi yaratılarak ikincil hava (ortam havası) cihazın içindeki serpantinden geçecek şekilde yönlendirilir ve mahalin ısıtma veya soğutması sağlanır. Yoğuşma olmaması için soğuk tavan ekipmanlarındaki sıcaklık, mahal havasının çiğ noktası sıcaklığından her zaman yüksek olmalıdır. Şekil 2.11 de aktif soğuk kiriş paneli sistem çalışma prensibi, Şekil 2.12 de aktif soğuk kiriş panel kesiti görülmektedir.



Şekil 2.11 Aktif soğuk kiriş paneli çalışma prensibi



Şekil 2.12 Aktif soğuk kiriş kesiti [23]

Aktif soğuk kiriş panelleri 2 ve 4 borulu olarak imal edilmektedirler.

- İki-borulu cihazda soğutma suyu veya ısıtma suyu dolaşan sadece bir ısı değiştirici vardır. Bu nedenle ısıtma ve soğutma bir su devresi üzerinden yapılır.
- Dört-borulu cihazda, bir ısıtma bir soğutma olmak üzere iki ayrı su sistemi vardır. Böylece soğutma suyu ve ısıtma suyu ayrı devrelerde olup, mahalin ihtiyacına göre ısıtma ya da soğutma yapılması mümkündür.

Şekil 2.13 ve Şekil 2.14 de Aktif soğuk kiriş ekipmanına ait uygulama örnekleri verilmiştir.



Şekil 2.13 Aktif soğuk kiriş paneli



Şekil 2.14 Aktif soğuk kiriş panel uygulaması

2.4 Aktif Çok Amaçlı Soğuk Kiriş Sistemi

Bu sistemde mahalin diğer ihtiyaçlarını karşılayacak ekipmanlar tek bir gövde üzerine monte edilmiş durumdadırlar. Ünite üzerinde aydınlatma, duman dedektörü, hareket sensörü, sprinkler, primer hava kanalı bulunmaktadır. Çok

amaçlı aktif soğuk kiriş ekipmanına ait detay Şekil 2.15'de ekipmanın uygulamasına ait detay ise Şekil 2.16'da verilmiştir.



Şekil 2.15 Çok amaçlı soğuk kiriş paneli



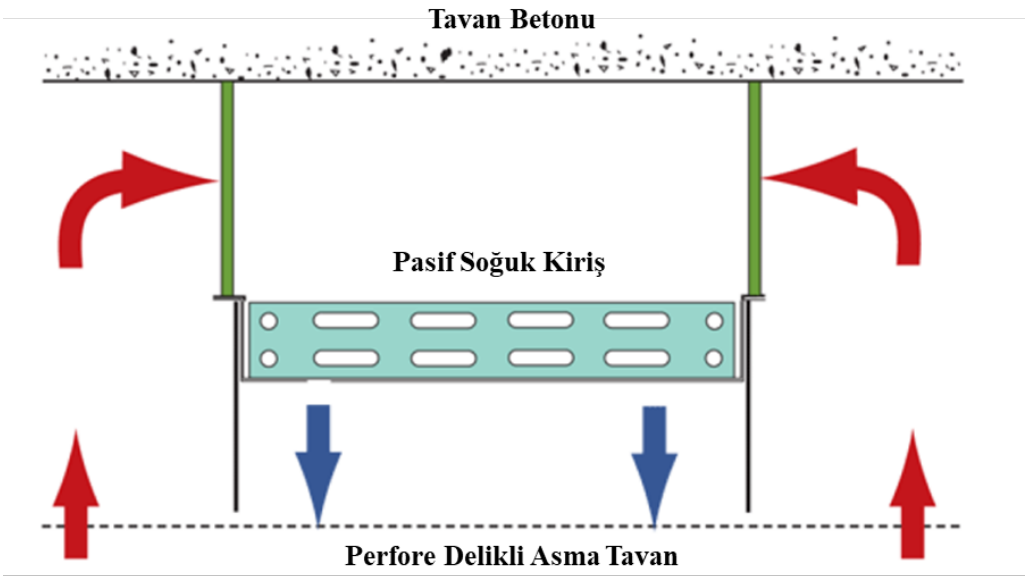
Şekil 2.16 Çok amaçlı soğuk kiriş paneli uygulaması [23]

2.5 Soğuk Tavan – Soğuk Kiriş Uygulama Kriterleri

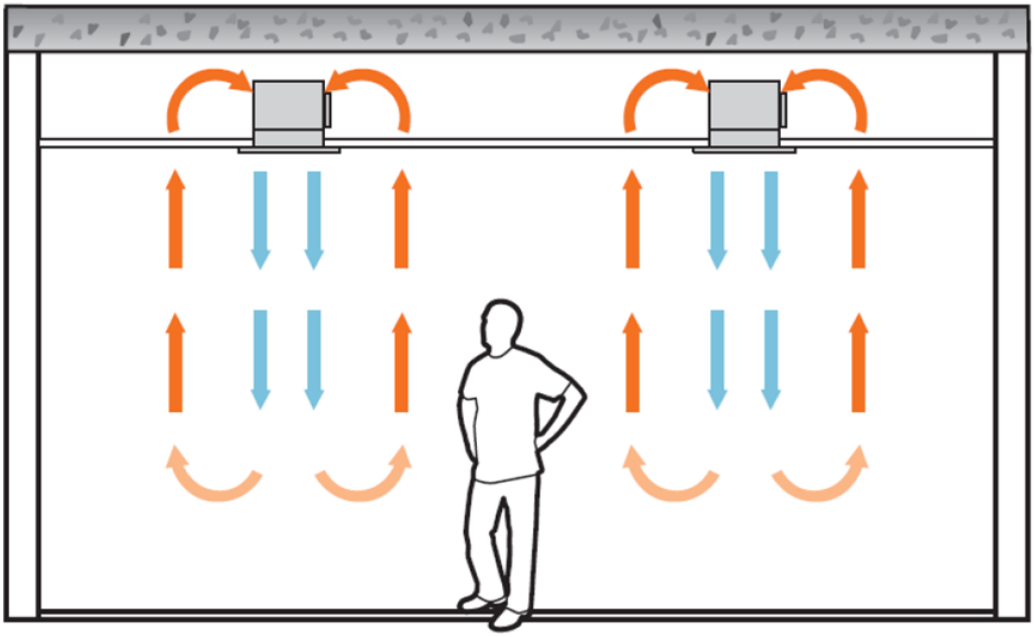
Soğuk tavan sistemleri planlamasında öncelikle iç ortam tasarım şartları belirlenmelidir. Tablo 2.1'de EN ISO 7730:2005 [18] ve CEN 1752 mahal tasarım değerleri verilmiştir. Pasif soğuk tavanların verimli çalışması, soğuk tavanın iç ısı yüklerine göre doğru konumlandırılmasına bağlıdır. Pasif soğuk tavanların montajında mimari olarak yapısal bazı önlemler alınması gerekmektedir. Pasif soğuk tavan montajına ait örnek detaylar Şekil 2.17 ve Şekil 2.18'de verilmiştir. Bazı uygulamalarda yeterli boşluklar bırakılamıyorsa transfer menfezleri ile hava geçişi sağlanabilir. Soğuk tavana yeterli bir dönüş havasının geçebilmesi için Şekil 2.19 ve Şekil 2.20'de belirtilen minimum boşluklar bırakılmalıdır.

Tablo 2.1 Tavsiye edilen mahal tasarım değerleri [22]

Tavsiye Edilen Mahal Dizayn Değerleri	**Yaz**	**Kış**
Konfor		
PMV	-0.5…+0.5	-0.5…+0.5
Sıcaklık		
Operatif sıcaklık	24.5 ± 1.5°C	22 ± 2°C
Düşey hava sıcaklığı farkı (0,1…1,1 m)	< 3°C	< 3°C
Pencerelerin radyant sıcaklık asimetrisi	< 23°C	< 10°C
Tavanın radyant sıcaklık asimetrisi	< 14°C	< 5°C
Döşeme yüzey sıcaklığı	19…26°C	19…26°C
Hava Kalitesi		
Birim alan dış hava ihtiyacı	1.5 …3 l/s,m²	1.5 …3 l/s,m²
Kişi başı dış hava ihtiyacı	8…20 l/s,kişi	8…20 l/s,kişi
Hava Hızı		
Çeyran etkisi (Draught rating, DR)	< 15%	< 15%
Dolu bölgedeki ortalama hava hızı (PMV=0)	0.18 m/s	0.15 m/s
Dolu bölgedeki maksimum hava hızı	0.23 m/s	0.18 m/s
Hava Nemi		
Bağıl nem	30…55%	25…40%
Akustik		
Tavsiye edilen ses seviyesi	NR15 - NR30	NR15 - NR30

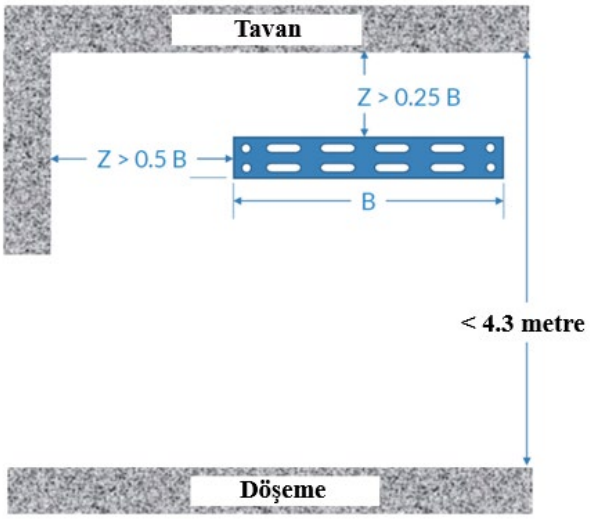


Şekil 2.17 Asma tavan arasına montaj soğuk kiriş uygulaması [23]

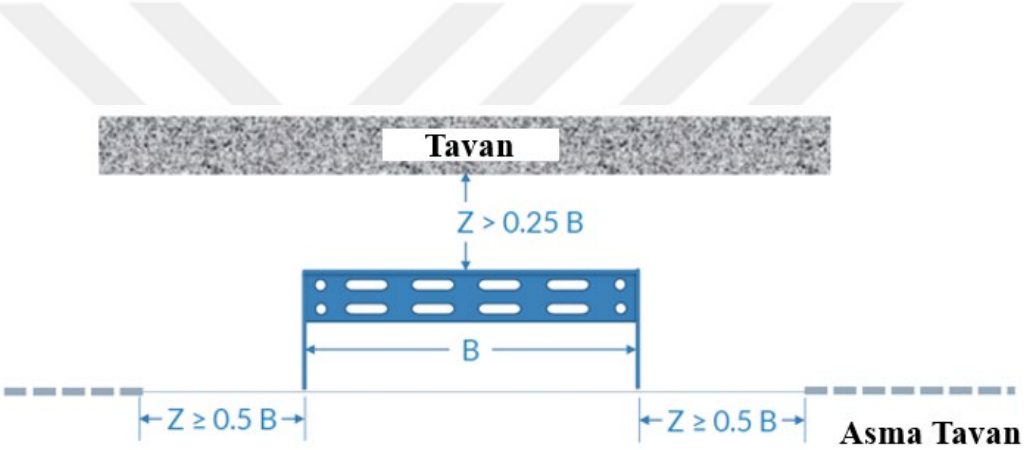


Şekil 2.18 Soğutmada pasif kirişin oda hava akış detayı [23]

Serbest olarak monte edilen pasif soğuk kiriş panel uygulamasında dönüş havası için gerekli olan minimum boşluk detayları (kenar, tavan ve döşemeye olan minimum mesafe ölçüleri) Şekil 2.19'da verilmiştir. Asma tavan içine monte edilen pasif soğuk kiriş uygulamasında dönüş havası için gerekli olan minimum boşluk detayları Şekil 2.20'de verilmiştir [23].

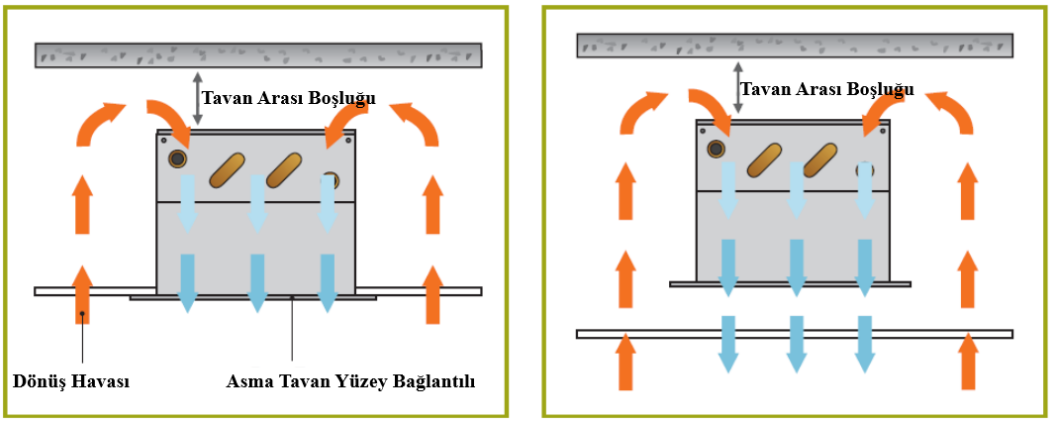


Şekil 2.19 Pasif kiriş serbest durumda gerekli boşluklar [23]

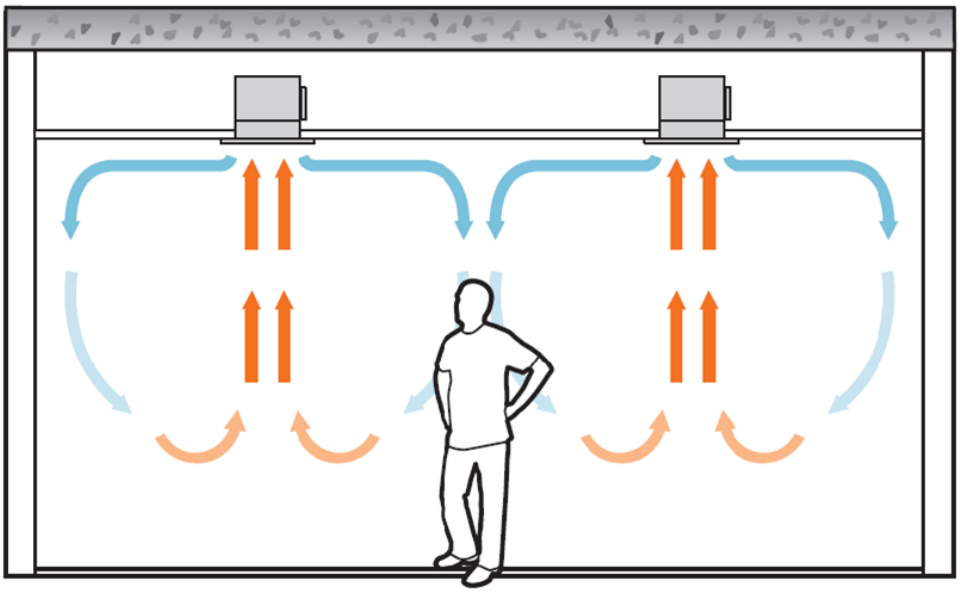


Şekil 2.20 Pasif kiriş asma tavan arası montaj durumunda gerekli boşluklar [23]

Asma tavan arası ve asma tavan yüzey bağlantılı soğutmada pasif kirişin dönüş ve gidiş hava güzergahına ait detaylar Şekil 2.21'te verilmiştir. Asma tavan yüzeyine akuple aktif soğuk kiriş uygulamasında dönüş ve gidiş hava güzergahına ait detaylar Şekil 2.22'te verilmiştir. Pasif ve aktif soğuk kiriş uygulamalarında, sistem tasarımında tercih edilmesi gereken çalışma koşulları Tablo 2.2'de tavsiye niteliğinde sunulmuştur [22]. Soğuk tavan panellerinin ısıtma veya soğutma konumunda kullanılması durumunda, mahalde karşılayabilecekleri birim alan başına maksimum ısı yükleri belirtilmiştir. Primer besleme hava debisi için, hava debi miktarları, ekipmanda olması beklenen maksimum basınç kayıpları ve hava sıcaklık değerleri tanımlanmıştır. Su tarafı ile ilgili olarak da su debisi aralığı, çalışma sıcaklık aralığı ile ekipman üzerinde beklenen basınç kaybı miktarları açıklanmıştır.



Şekil 2.21 Soğutmada pasif kirişin oda hava akış detayı (Asma tavan yüzeyine montaj & Asma tavan arasına montaj durumunda) [23]

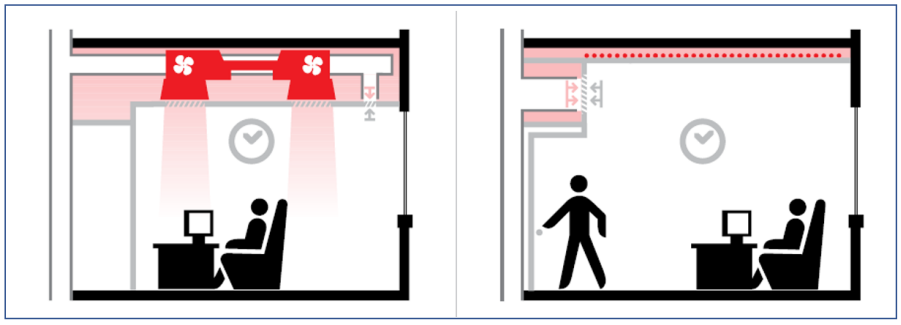


Şekil 2.22 Soğutmada aktif kirişin oda hava akış detayı [23]

Tablo 2.2 Tavsiye edilen soğuk tavan – soğuk kiriş sistemi tasarım değerleri [22]

Isıtma veya Soğutma	Soğutma	Isıtma
Optimum ısı yükleri / kayıpları	60…80 W/mahal - m²	25…35 W/mahal - m²
Maksimum ısı yükleri / kayıpları	< 120 W/mahal - m²	< 50 W/mahal - m²
Dolu bölgenin üzerindeki pasif soğuk tavanın özgül kapasitesi	< 150 W/m	–
Dolu bölgenin dışındaki pasif soğuk tavanın özgül kapasitesi	< 250 W/m	–
Aktif soğuk tavanın özgül kapasitesi (en yüksek iç ortam iklimi sınıfı)	< 250 W/m	< 150 W/m
Aktif soğuk tavanın özgül kapasitesi (orta sınıf iç mekan iklimi)	< 350 W/m	< 150 W/m
Besleme havası		
Aktif tavan birincil hava akış debisi	5 …15 l/s,m	5 …15 l/s,m
Besleme havası sıcaklığı	18 …20°C	19 …21°C
Aktif soğuk tavan basınç kaybı	30 …120 Pa	30 …120 Pa
Mahal havası		
Referans hava sıcaklığı (soğuk tavana giren): aktif soğuk tavan	Oda hava sıcaklığı	Oda hava sıcaklığı + 0…2°C
Referans hava sıcaklığı (soğuk tavana giren): pasif soğuk tavan	Oda hava sıcaklığı + 0°C…2°C	–
Giriş suyu		
Su debisi (türbülanslı akış) - Boru çapı 15 mm	> 0.03…0.10 kg/s	> 0.03…0.10 kg/s
Su debisi (türbülanslı akış) - Boru çapı 10 mm	> 0.015…0.04 kg/s	> 0.015…0.04 kg/s
Giriş suyu sıcaklığı	14…18°C	30…45°C
Basınç kaybı	0.5…15 kPa	0.5…15 kPa

Klima havalandırma sistem seçiminde göz önüne alınması gereken parametrelerden bir tanesi de seçilecek sistemin mimari etkileşimidir. Soğuk tavan ve soğuk kiriş sistemlerinin montajı için gerekli olan asma tavan boşluğu, diğer tüm havalı sistemlerin ihtiyacından daha az olacaktır. Soğuk tavan ve soğuk kiriş sistemlerinin mimari alan ilişkisine bakılacak olursa radyant sistemlerin klasik tüm havalı klima havalandırma sistemlerinin asma tavan hacim ihtiyacından daha az bir hacme ihtiyacı olduğu Şekil 2.23'te görülmektedir.



Şekil 2.23 Tüm havalı klima havalandırma sistemi ve klima santrali + radyant tavan sistemleri için dikeyde alan geri kazanımı [17]

2.6 Soğuk Tavan – Soğuk Kiriş Uygulamalarında Otomasyon

Sıcak ve nemli bir iklimde, bağıl nemi sıcaklıkla eş zamanlı olarak kontrol etmek çok önemlidir. İç hava sıcaklığının ve nemin düşürülmesi, algılanan hava kalitesini önemli ölçüde iyileştirebilir. Soğuk tavan – soğuk kiriş sistemlerinin yoğuşma riski olmayacak şekilde tasarlanması önem arz etmektedir. Bu ancak çiğ noktası sıcaklığından daha yüksek bir giriş suyu sıcaklığı ile sistemin çalıştırılması anlamına gelmektedir. Şayet iç nem seviyeleri dış faktörlerden etkileniyorsa giriş suyu sıcaklığı buna göre yoğuşma olmayacak şekilde regüle edilmelidir. Mekâna verilecek primer havanında merkezi klima santrali vasıtasıyla mutlak suretle neminin alınması gerekmektedir. Merkezi klima santrali bataryasının kapasite tayininde yüksek dış ortam sıcaklıkları ve yüksek bağıl nem dönemlerinde ihtiyacı karşılayacak şekilde boyutlandırılması sistemin sorunsuz çalışması için önemlidir. Bağlantı boruları üzerine monte edilecek nem sensörleri vasıtasıyla sistem yoğuşmadan korunabilir. Şekil 2.24'te boru tipi yoğuşma sensörü görülebilir.



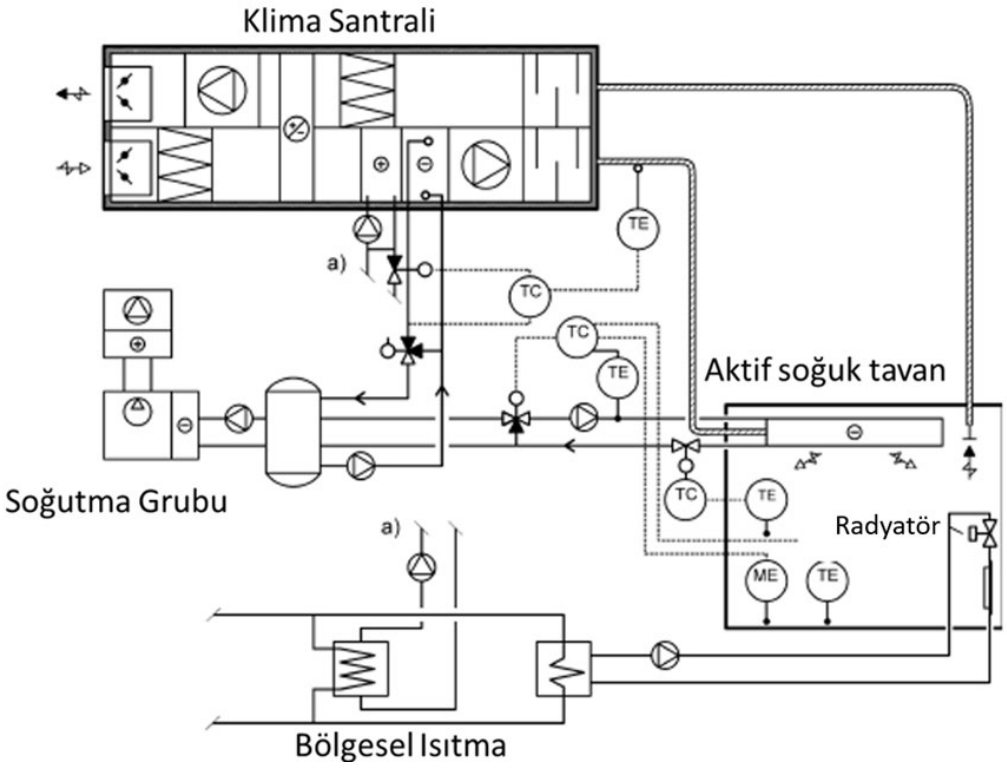
Şekil 2.24 Boru tipi yoğuşma sensörü [1]

Yoğuşma sensörü aracılığıyla yoğuşma algılandığı zaman öncelikle giriş suyu sıcaklığının yükseltilmesi sağlanır, şayet yoğuşma halen devam ediyor ise yoğuşmanın görüldüğü bölgede bulunan kontrol vanaları aracılığıyla sistemdeki su sirkülasyonu azaltılır veya tamamen kapatılır. Uygulamada görülen diğer bir sorun mekânın camlarının kontrolsüz açılarak içeriye nemli hava girişinin artması ve yoğuşma oluşmasıdır. Enerji performansı ve mahale kontrolsüz hava girişinde ortaya çıkabilecek yoğuşma problemlerinin önüne geçebilmek için mahalde camların açılması durumunda, cam üzerinde bulunan kontak sensör ile mekâna hitap eden ekipmanlar komple kapatılmalıdır. Sistemde su sirkülasyonu mahalin set

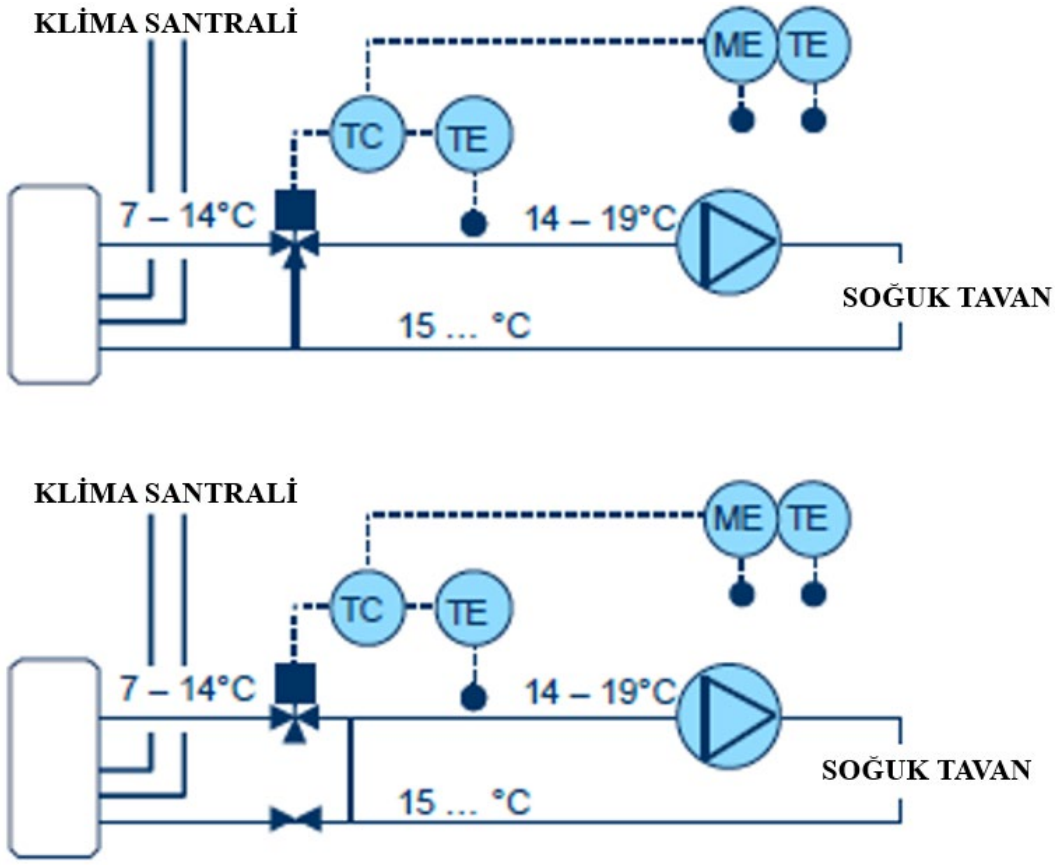
edilen sıcaklığa ulaşması veya yoğuşma meydana gelmesi durumunda, otomasyon sistemi sayesinde 2 veya 3 yollu vanalar ile kontrol edilmelidir.

Genel uygulama Şekil 2.25'te görüldüğü gibi olup, 7 ^{o}C çıkış suyu sıcaklığında çalışan bir adet soğutma grubu tarafından üretilen soğuk su klima santrali ve aktif soğuk tavanı beslemekte olup soğuk tavan gidiş suyu sıcaklığı sistemde kullanılan 3 yollu vanalar aracılığıyla çiğlenme sıcaklığının üstünde kalacak şekilde ayarlanmaktadır.

Soğuk tavan uygulamalarında kullanılan 2 veya 3 yollu kontrol vanalarının sistem üzerinde monte edileceği yerlere ait borulama diyagramı Şekil 2.26'da verilmiştir. Sistemde 3 yollu vana kullanılması durumunda sistemin su sıcaklık ihtiyacına göre karışım 3 yollu vana ortak ağzı üzerinden, 2 yollu vana kullanılması durumunda ise iki yollu vana-pompa arasında monte edilen by-pass hattı üzerinden yapılmaktadır.

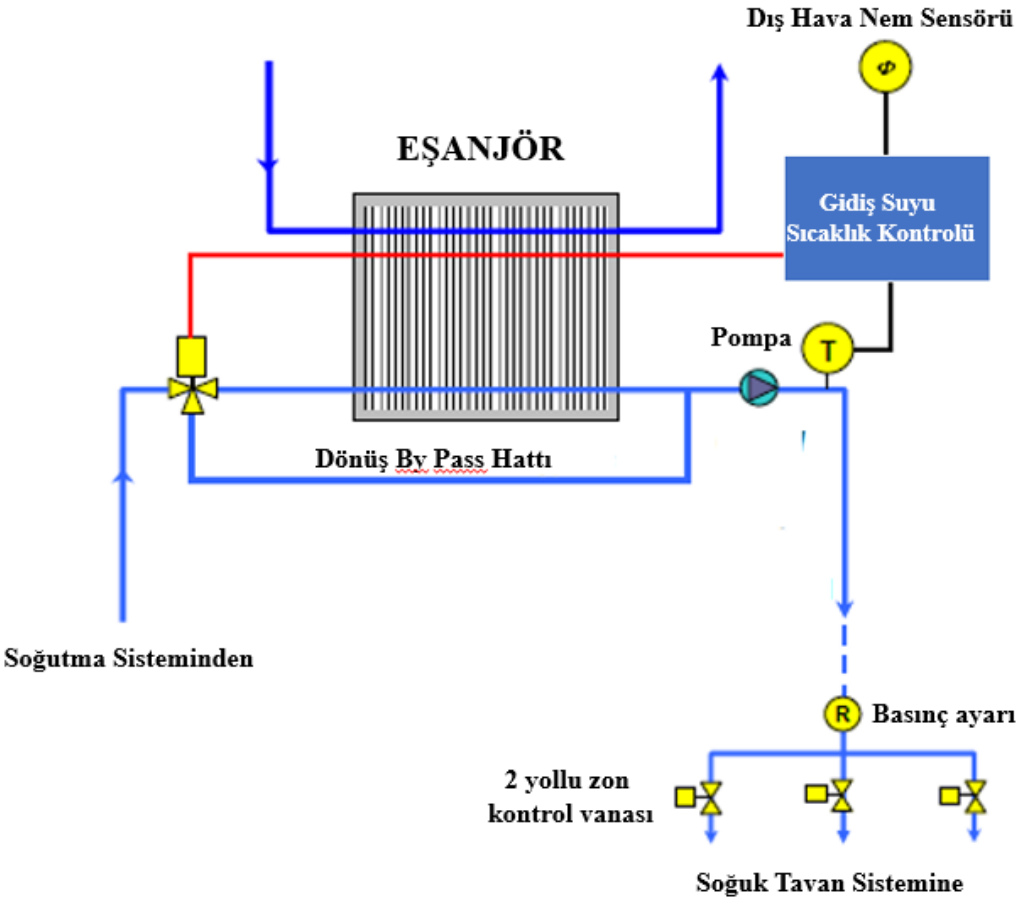


Şekil 2.25 Soğuk tavan uygulaması sistem şeması [22]

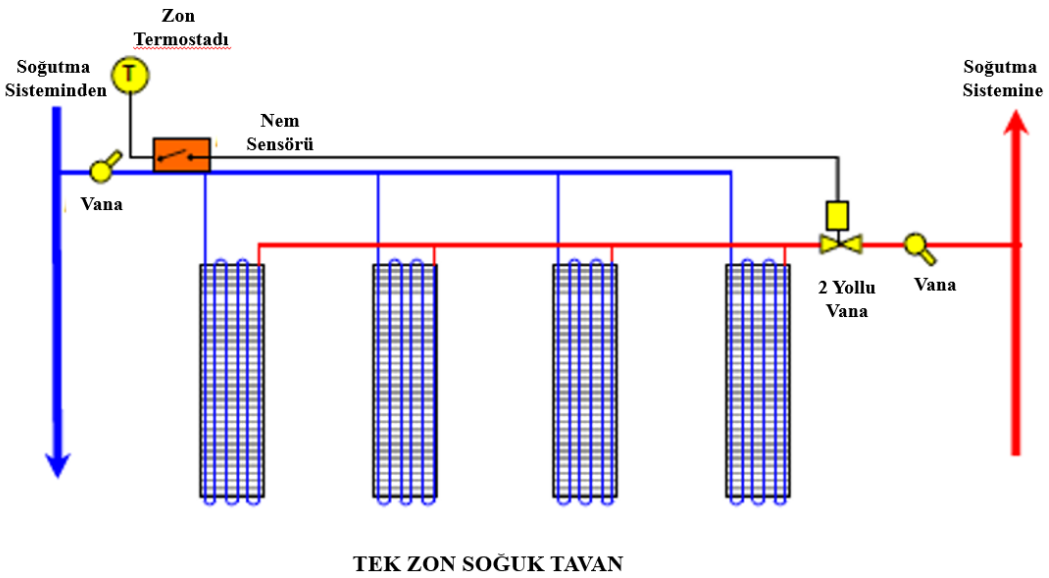


Şekil 2.26 Soğuk tavan 2 ve 3 yollu vana bağlantı örnekleri [22]

Primer tarafta düşük sıcaklıkta bulunan su (7 ºC) eşanjör aracılığı ile soğuk tavan sistemine enerji aktarmaktadır. Kontrol paneli aracılığıyla dış hava nem ve gidiş suyu sıcaklık değerlerine göre 3 yollu karışım vanası aracılığıyla soğuk tavan sisteminde yoğuşmaya neden olmayacak sıcaklıkta suyun karışması sağlanmakta ve sirkülasyon pompası aracılığıyla soğuk tavan sisteminde sirküle edilmektedir. Her bir soğuk tavan sistemi 2 yollu vanalar aracılığıyla bağımsız olarak kontrol edilmektedir. Şekil 2.27'de sistem detayı verilmiştir. Diğer bir sistem çözümü Şekil 2.28'de verilmiş olup mahal termostatı aracılığıyla soğuk tavan zon gidişinde bulunan 2 yollu vanalar aracılığıyla yapılmaktadır. Mahal set edilen sıcaklığına yaklaşınca 2 yollu vana kapanmakta, uzaklaştıkça açık konuma gelmektedir. Sistem gidiş ve dönüş hattı üzerlerinde bakım onarım için kapama vanaları monte edilmiştir.

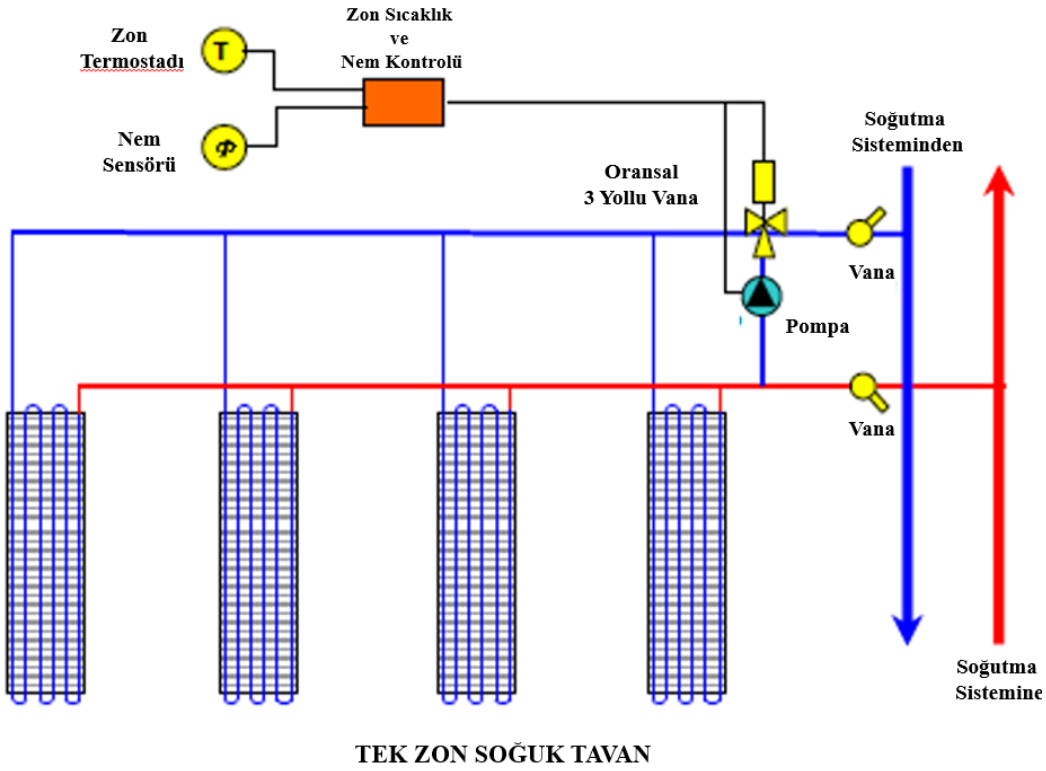


Şekil 2.27 Primer – Sekonder [24]



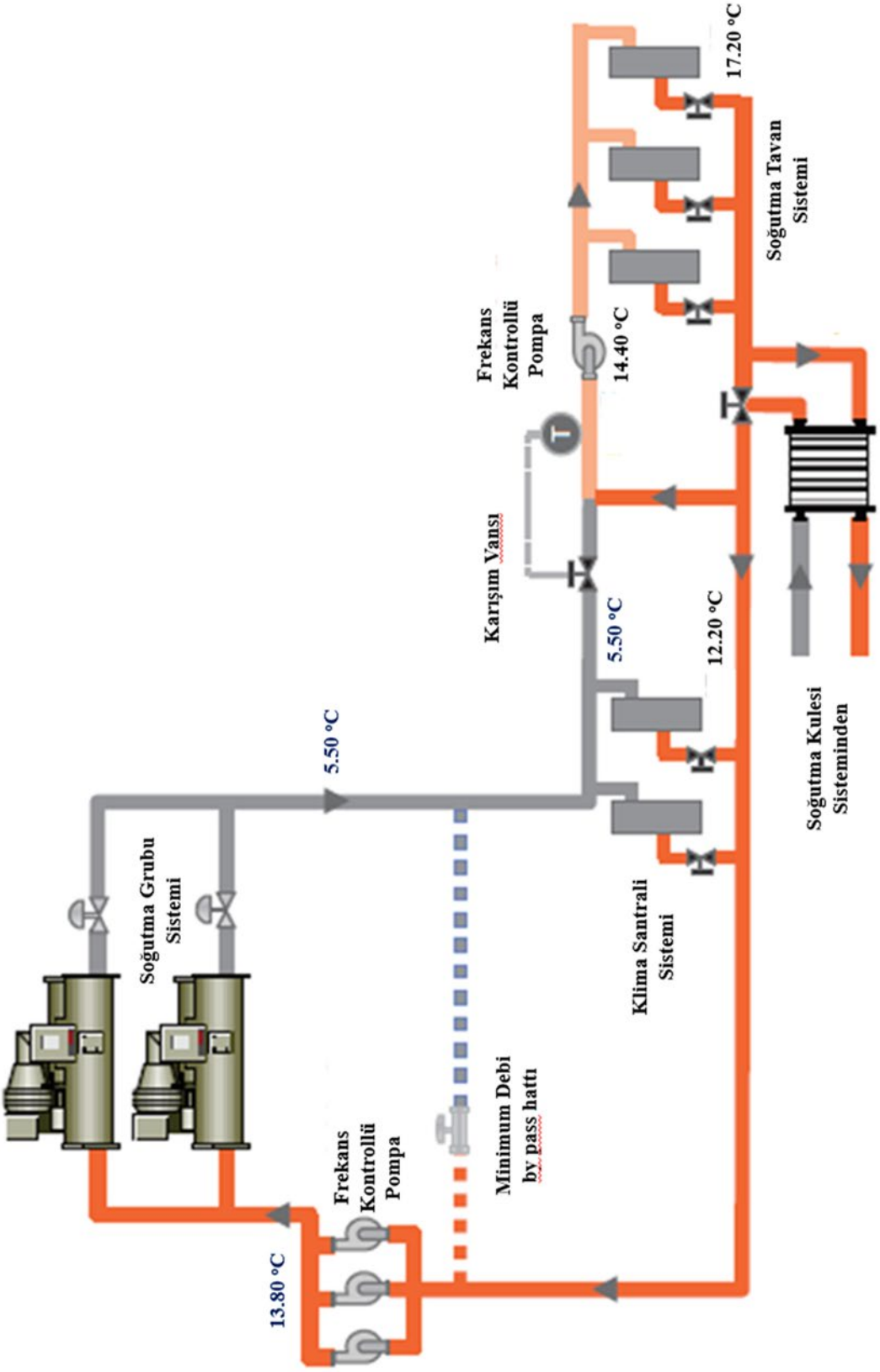
Şekil 2.28 Soğuk tavan kontrolü, kontrol vanası – iki yollu [24]

Otomasyon kontrol paneli aracılığıyla nem ve sıcaklık değerleri ölçülerek mahalin set edilen sıcaklık değerine göre veya yoğuşma durumuna göre sistem üzerinde bulunan 3 yollu oransal vana ile sistemde dolaşan suyun sıcaklığını ayarlamakta olup prensip şeması Şekil 2.29'da verilmiştir.



Şekil 2.29 Soğuk tavan kontrolü, kontrol vanası – üç yollu [24]

Klima santrali ve soğuk tavan sistemine ait akış şeması Şekil 2.30'da verilmiştir. Klima santralleri bataryalarının nem alma performansı için düşük sıcaklıkta çalışması gerekmekte aynı sisteme bağlı olan soğuk tavan sisteminin ise yüzeyinde yoğuşma oluşmaması için klima santrali bataryalarının çalışma su sıcaklığından daha yüksek bir sıcaklıkta çalıştırılması gerekmektedir. Bu durumda ortak soğutma grubunda üretilen soğuk su klima santrali bataryalarına direkt olarak gönderilmekte, soğuk tavan yüzeylerine ise 2 yollu oransal kontrol vanası ile karışım yapılarak su sıcaklığı yükseltilmektedir. Diğer bir durum serbest soğutma (Free Cooling) ile dış hava koşullarının uygun olması durumunda sisteme soğutma kulesi veya kuru soğutucu (Dry Cooler) monte edilerek dış hava ısısından faydalanılarak sistemin enerji performansı artırılabilir [21].



Şekil 2.30 Soğuk tavan sistemi soğutma devre şeması [21]

3
DENEY DÜZENEĞİ ve DENEYSEL YÖNTEM

Bu bölümde deney düzeneği ve deneysel yöntem hakkında bilgi verilmiştir. Deneyde kullanılan cihazlar, ölçüm sisteminde kullanılan ekipmanlar, ölçüm yöntemleri ve hassasiyetleri açıklanmıştır. Deneyler sırasında sıcaklık, bağıl nem ve debi değerleri, veri toplama sistem aracılığıyla bilgisayara aktarılarak, depolanması sağlanmıştır.

3.1 Deney Odası Tasarımı

Deneysel çalışmalar, BS EN 14240:2004[16] ve BS EN 14518:2005[25] standartlarında belirtilen özelliklere uygun olacak şekilde, eni 1920 mm, boyu 1920 mm, yüksekliği 2400 mm ölçülerinde tasarlanan deney odasında yapılmıştır. Deney odasının duvarları ve tavanı, 12 mm alçıpan tabakalar arasında 30 mm taş yünü izolasyon yapı malzemelerinden yapılmıştır. Taşyünü ısı iletim katsayısı 0.040 W/mK ‘dir.

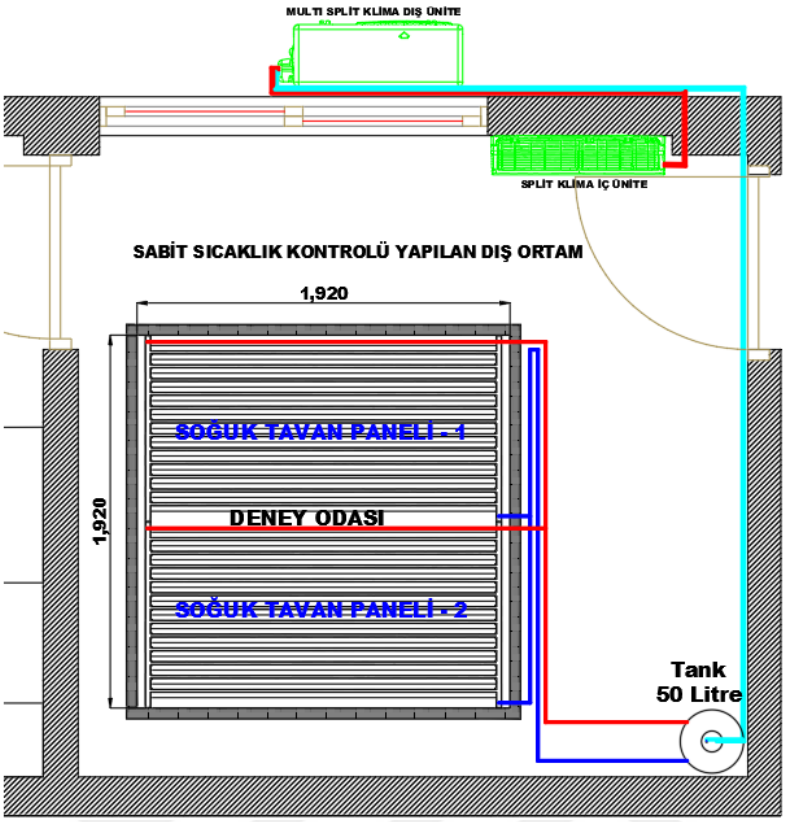
Zemin seramik malzeme ile döşenmiştir. Tüm yüzeyler ve soğuk tavan paneli, ışınım etkisi yayıcılık katsayısı göz önüne alınarak, beyaz renk boyanmıştır.

Deney odasının dıştan görünüşü Şekil 3.1’de, deney oda yerleşimi Şekil 3.2’de ve deney oda kesit resmi Şekil 3.3’te verilmiştir. Oda kapısı duvar yapı elemanları ile aynı olup, deneyler sırasında hava sızdırmazlığının sağlanması için, sünger izolasyon malzemesi ile çevresi kaplanmıştır. Duvar elemanlarında açıklanmış olan malzemeler ile yapılmış olup deney sırasında sünger izolasyon malzemesi ile sızdırmazlık sağlanmıştır. Deneyler süresince, deney odası etrafındaki mahal hava sıcaklıklarını sabit olarak kontrol etmek gerekmektedir. Deney odası etrafındaki mahal hava sıcaklıkları ve tavandan soğutma deney sistemine soğuk su hazırlayabilmek amacıyla Şekil 3.4’teki Multi Split Klima Sistemi (R22 soğutma gazı ile çalışan) kullanılmıştır. Sistem bir adet dış ünite, iki adet iç üniteden oluşmaktadır. Deneyde kullanılan Multi Split Klima sistemi iki bağımsız soğutma çevrimine sahip olup, tek dış ünite içerisinde bağımsız iki kompresör, iki kondenser ve diğer soğutma ekipmanları ve kontrol kartları bulunmaktadır. Multi Split

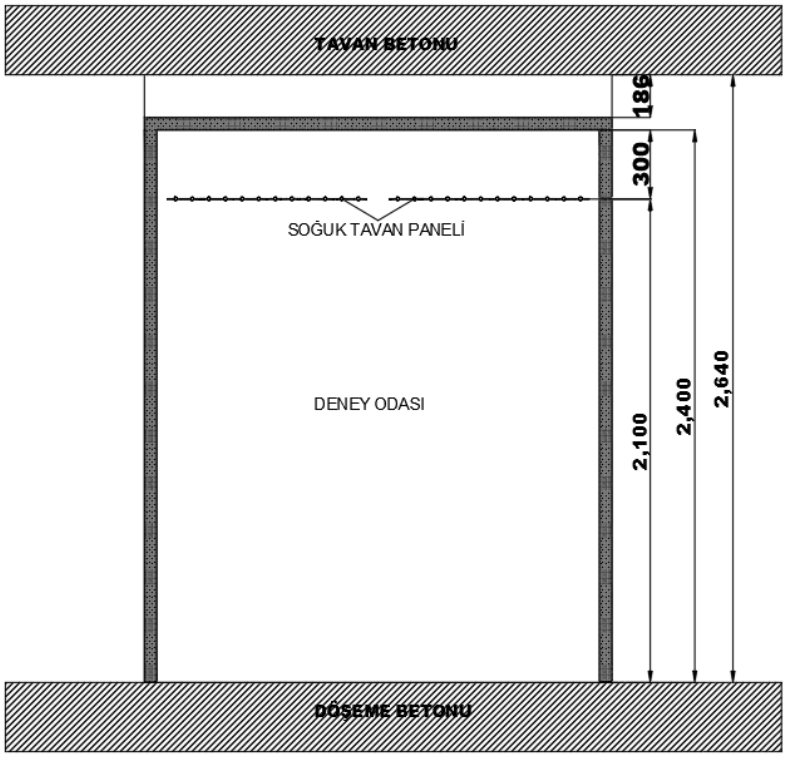
Klimanın bir iç ünitesi ısıtma yaparken aynı anda diğer iç ünitesi soğutma yapabilmektedir. Deney odasını çevreleyen mahal hava sıcaklığını sabit tutabilmek amacıyla, bir adet 8000 Btu/h kapasiteli duvar tipi iç ünite mahale monte edilmiştir.



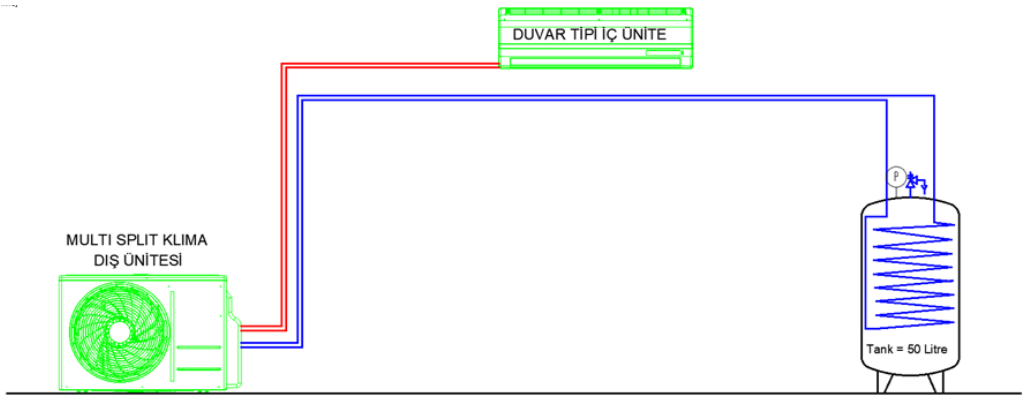
Şekil 3.1 Deney odası görünüşü



Şekil 3.2 Deney odası yerleşimi



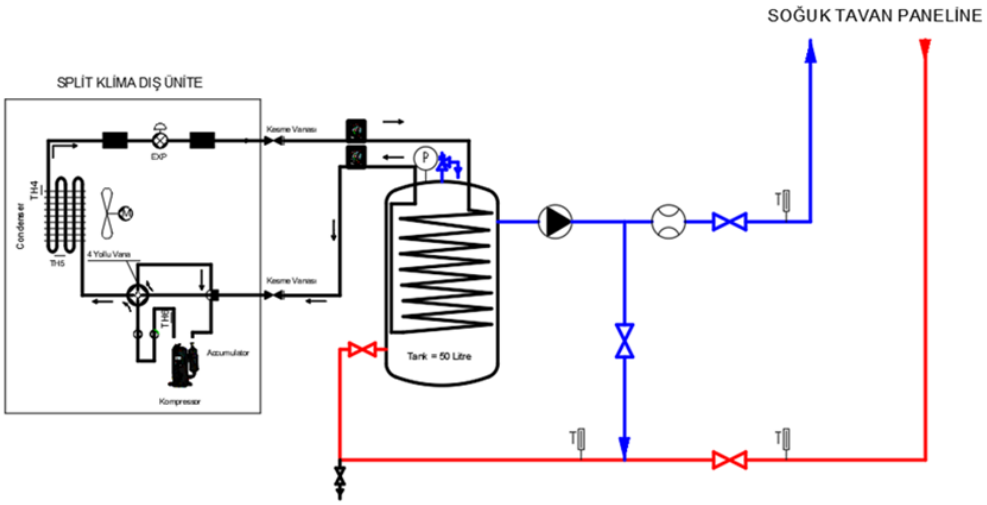
Şekil 3.3 Deney odası kesiti



Şekil 3.4 Multi split klima sistem şeması

3.2 Su Soğutma Sistemi

Deney tesisatının tavan soğutma sistemine soğuk su hazırlamak için, Multi Split Klimanın 8000 Btu/h kapasiteli 2. iç ünitesi kullanılmıştır. Sisteme ait tesisat akım şeması Şekil 3.5'te verilmiştir. Bakır boru dan imal edilen Şekil 3.6'daki serpantin 2. iç ünite olarak soğutma çevrimi tamamlamış ve sonrasında bu serpantin Şekil 3.7'daki tank içerisine monte edilerek soğutucu gazdan suya ısı değiştiricisi olarak sisteme soğuk su sağlamaktadır.



Şekil 3.5 Deney tesisatı sistem şeması

Sistemde elde edilen soğuk su, Şekil 3.8'de verilen üç hızlı ıslak rotorlu sirkülasyon pompası ile soğuk tavan panellerinde sirküle edilmektedir. Pompa üzerinde bulunan kademe ayarı ile su debisi 0.55 m^3/h, 0.93 m^3/h ve 1.10 m^3/h olmak üzere, 3 farklı değere ayarlanabilmektedir. Pompa çıkışında Şekil 3.8' de gösterilen rotametre tipi bir debimetre monte edilmiş olup, suyun debisi ölçülmektedir. Test odasına monte

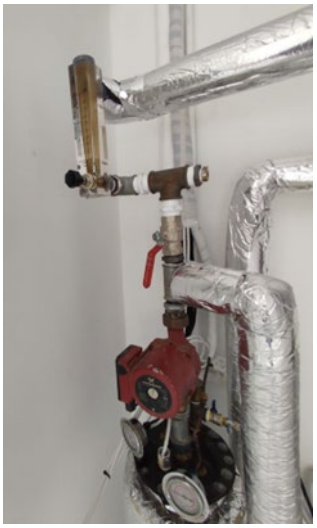
edilen 2 adet soğuk tavan panellerinin her birisinin girişinde de debi ölçümü, türbin tipi debimetreler ile anlık olarak ölçülmektedir. Şekil 3.8 de tank üzerine monte edilen pompa ve diğer armatürler görülebilir.



Şekil 3.6 Soğutma serpantini



Şekil 3.7 Su soğutma tankı (50lt)



Şekil 3.8 Sirkülasyon pompası ve rotometre

3.3 Veri Ölçüm ve Depolama Sistemi

Tesisat üzerinde ve deney odası içerisinde belirli noktalara sensörler yerleştirilerek sıcaklık, bağıl nem ve su debi değeri ölçümleri yapılmıştır.

3.3.1 Veri Depolama Sistemi

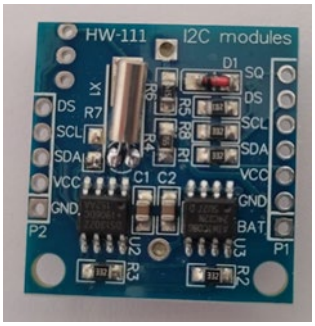
Deneyler sırasında sensörler ile ölçülen analog veriler, veri kayıt cihazında sayısallaştırılmaktadır. Sistemde 3 adet ölçüm kayıt ekipmanı kullanılmıştır. Ekipmanlar USB aracılığı ile verilerini PC ye aktarıp depo edilmesini sağlamaktadır. Ölçüm aralığı 2 saniye olarak ayarlanarak veriler kayıt altına alınmıştır. Veri kayıt ekipmanının 2 adeti Şekil 3.9'da görülen ARDUNIO MEGA 2560 anakart kullanılarak imal edilmiştir. Anakart aracılığı ile sayısallaşan verilerin eş zamanlı olarak SD kart üzerine kayıt altına alınabilmesi amacıyla Şekil 3.10'da görülen ARDUNIO SD CARD modülü sisteme entegre edilmiştir. Anakart üzerinden zamana bağlı ölçüm ve kayıt alabilmek için Şekil 3.11'daki saat modülü sisteme entegre edilmiştir.



Şekil 3.9 ARDUNIO MEGA 2560

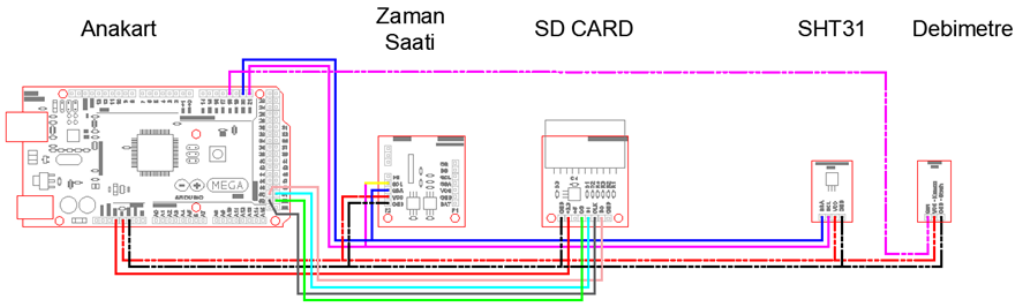


Şekil 3.10 ARDUNIO SD CARD

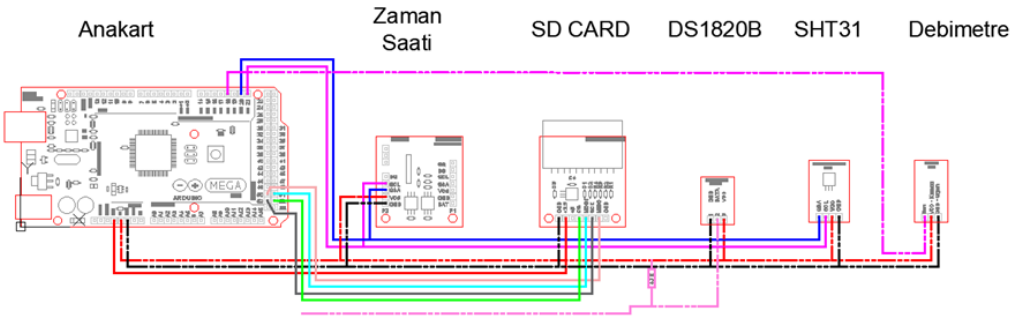


Şekil 3.11 Saat Modülü – TINYRTC I2C

Veri kayıt ekipmanlarına ait anakart ve modüller Şekil 3.12 ve Şekil 3.13'te görülen devre şemaları ile kablo bağlantıları yapılarak, Şekil 3.14'teki pano içerisine monte edilmiştir. MEGA 2560 serisi anakart üzerinden 1 adet sıcaklık sensörü bağlanabildiği için 2 kayıt cihazı kullanılmıştır.



Şekil 3.12 ARDUNIO MEGA 2560 – 1 nolu veri kayıt cihazı



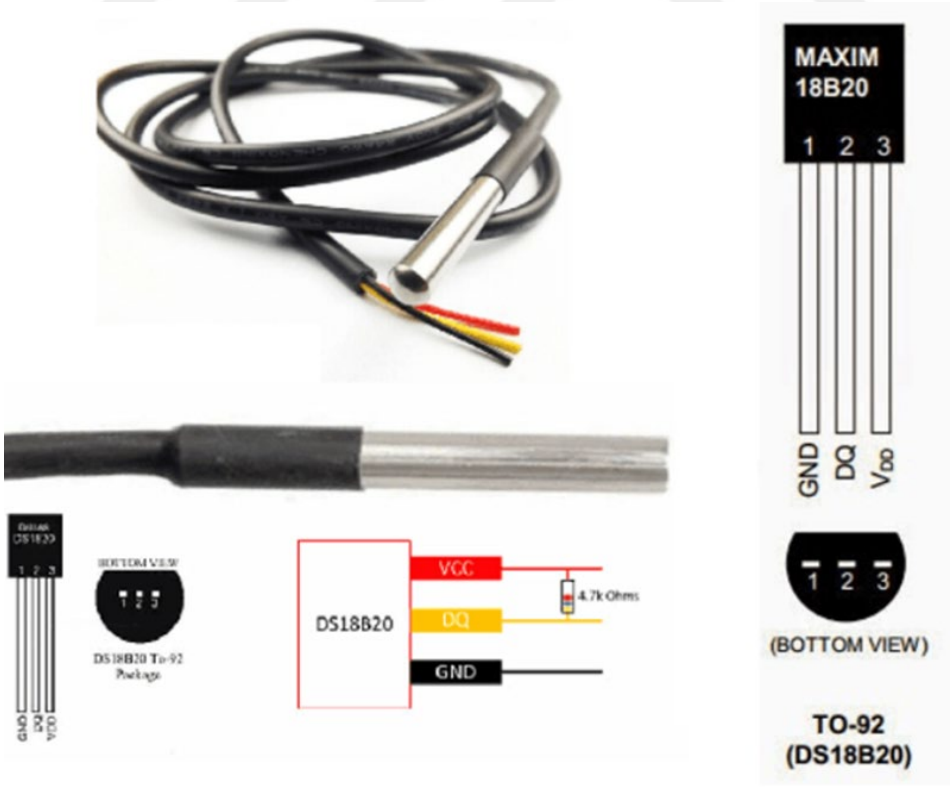
Şekil 3.13 ARDUNIO MEGA 2560 – 2 nolu veri kayıt cihazı



Şekil 3.14 Veri kayıt sistemi

3.3.2 Sıcaklık Sensörleri

Sıcaklık ölçüm elemanı olarak DS18B20 model elemanlar kullanılmıştır. Sensörler 3.3V – 5.5V arasında besleme voltajı ile çalışmakta olup, deney düzeneğinde 5.5V besleme ile kullanılmıştır. Deney çalışma sıcaklık aralığındaki sensörlerin doğruluğu ±0.5 ^{0}C dir. DS18B20 sensörü, 12-bitlik bir çözünürlükle sıcaklık ölçen bir dijital termometre sensörüdür. Silikon bant aralığı sıcaklık sensörü, elektronik ekipmanlarda kullanılan son derece yaygın bir sıcaklık sensörü (termometre) biçimidir. Başlıca avantajı çok düşük maliyetle bir silikon entegre devreye dahil edilebilmesidir. Sensörün prensibi, bir çift kutuplu kavşak transistörünün (BJT) baz yayıcı bağlantısı olabilecek bir silikon diyotun ileri voltajının sıcaklığa bağlı olarak değişmesidir. Tesisat üzerinde gidiş ve dönüş suyu sıcaklığını ölçmek amacıyla 2 adet, deney odası içerisindeki belirli noktalarda 23 adet, soğuk tavan yüzeyinde 2 adet olmak üzere toplamda 27 adet sıcaklık sensörü kullanılmıştır. Şekil 3.15'te sensöre ait görseller sunulmuştur. Deney odasının belirli bölgelerine monte edilen sensörlerin yerleşimlerinin bir bölümü Şekil 3.16'da görülmektedir. Sensöre ait teknik detaylar Ek A da verilmiştir.



Şekil 3.15 Sıcaklık sensörü – DS18B20



Şekil 3.16 Deney odası içerisine yerleştirilen sensörlerin görüntüsü

3.3.3 Sıcaklık ve Nem Sensörleri

Sıcaklık ve bağıl nem ölçüm elemanı olarak SHT3X-DIS model elemanlar kullanılmıştır. SHT3X-DIS, dijital bir sıcaklık ve nem sensörü olup CMOSens® teknolojisi kullanır ve kalibre edilmiş bir dijital çıkışa sahiptir. Sensör, sıcaklık ve nemi ölçmek için iki ayrı ölçüm elemanı içerir. Sensör, I2C veya SMBus protokolleri aracılığıyla mikro kontrolcü veya diğer dijital cihazlarla iletişim kurabilir. İletişim kurulduktan sonra, mikro kontrolcüye ölçülen sıcaklık ve nem değerlerinin dijital olarak aktarılması sağlanır. SHT3X-DIS, yüksek doğruluk ve hassasiyete sahip olup aynı zamanda düşük güç tüketmektedir. SHT3X-DIS sensörü, sıcaklık ölçümünü termistör ile yapmaktadır. Sensör, termistörün sıcaklığa bağlı olarak direncindeki değişim sayesinde, analog olarak ölçüm yapmaktadır. Sensör bünyesinde bulunan bir adet analog-dijital dönüştürücüsü (ADC) sayesinde termistör tarafından oluşturulan analog sinyali dijital sinyale dönüştürülmektedir. Bu dijital sinyal, sensörün dahili mikrodenetleyicisi tarafından işlenir ve kalibre edilmiş sıcaklık değerleri elde edilir. Sensör, sıcaklık ölçümlerinde ±0.3 °C'lik bir hassasiyet sağlar. SHT3X-DIS sensörü, ölçümlerini sürekli olarak yapabilir veya belirli aralıklarla ölçümler yapabilir. Sensör, sıcaklık ölçüm aralığı olarak -40 °C

ila 125 °C arasında çalışır. SHT3X-DIS sensörü, nem ölçümü için kapasitif bir ölçüm elemanı kullanır. Kapasitif nem ölçümü, sensörün bir adet kapasitör plakası üzerindeki nemi ölçerek çalışır. Kapasitör plakası üzerindeki nem, kapasitans değişikliği yaratır ve bu değişiklik sensör tarafından algılanır. Sensör içindeki elektronik devre, kapasitif ölçüm elemanı tarafından üretilen değişken frekansı ölçerek nem değerini hesaplar. Bu ölçüm, sıcaklık ölçümü gibi sensörün dahili mikrodenetleyicisi tarafından işlenir ve kalibre edilmiş nem değerleri elde edilir. SHT3X-DIS sensörü, nem ölçüm aralığı olarak %0 ila %100 arasında çalışır. Sensör, nem ölçümünde %±3 RH'lik bir hassasiyet sağlar. Ayrıca, sensörün dahili ısıtıcısı sayesinde, sensör üzerinde oluşan yoğuşmanın önlenmesi ve nem ölçümünde daha doğru sonuçlar alınması sağlanır. Sensörler 3.3V – 5.5V arasında besleme voltajı ile çalışmakta olup, deney düzeneğimizde 5.5V besleme ile kullanılmıştır. Deney odası mahal içerisindeki sıcaklık ve nem değerini ölçmek üzere 1 adet, deney odasını çevreleyen mahalin sıcaklık ve nem değerini ölçmek amacıyla 1 adet olmak üzere toplamda 2 adet kullanılmıştır. Şekil 3.17 de sıcaklık ve nem sensör görülmektedir. Sensöre ait teknik detaylar Ek B da verilmiştir.



Şekil 3.17 Sıcaklık ve Nem Sensörü – SHT3X-DIS

3.3.4 Debimetre

Soğuk tavan panellerine giden su debisi ölçüm elemanı olarak YF-B6 model elemanlar kullanılmıştır. Sensör, suyun akışını ölçmek için bir prensip olan Hall etkisini kullanmaktadır. YF-B6 su akış sensörü, bir manyetik rotor ile bir manyetik alan sensörünü içermektedir. Su akışı sensörün içinden geçtiğinde, manyetik rotorun kanatları döner ve manyetik alan sensöründeki manyetik alan değişir. Bu değişiklik, sensörün çıkış voltajında bir değişikliğe neden olur. Bu çıkış voltajı, sensörün elektronik devresi tarafından işlenerek suyun akış hızını belirlemek için kullanılır ve işlemcide ölçülen hız değeri debiye dönüştürülür. Sensörler 5V – 15V

arasında besleme voltajı ile çalışmakta olup deney düzeneğimizde 5.5V besleme ile kullanılmıştırlar. Deney çalışma sıcaklık aralığındaki sensörlerin doğruluğu % ±%3 dür. Tesisat üzerinde gidiş hattı üzerinde 1 nolu panel için 1 adet, 2 nolu panel için 1 adet olmak üzere toplamda 2 adet kullanılmıştır. Şekil 3.18 de debimetre görülmektedir. Sensöre ait teknik detaylar Ek B da verilmiştir.



Şekil 3.18 Debimetre – WATER FLOW SENSOR YF-B6

3.3.5 Kontrol Panosu

Soğuk su tank sıcaklığını kontrol etmek için duvar tipi split klima iç ünitesine ait kontrol kartı veri kayıt sistemi ile aynı pano içerisine monte edilmiştir. Kartın sıcaklık sensörü soğuk su hazırlama tankı içerisine monte edilerek ekipmanın istenilen su sıcaklığında çalışması sağlanmıştır. Klima uzaktan kumandası ile sistemin sıcaklık ayarı yapılabilmektedir. Şekil 3.19'da panonun fotoğrafı verilmiştir.



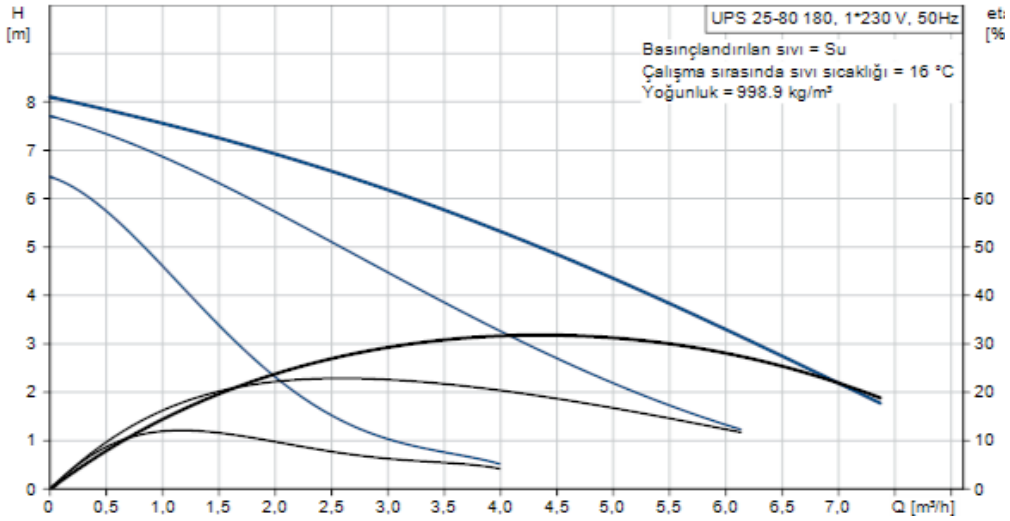
Şekil 3.19 Kontrol panosu

3.3.6 Sirkülasyon Pompası

Soğutma sisteminde hazırlanan soğuk suyun sistemde dolaşımı için GRUNDFOS marka UPS 25–180 modeli kullanılmaktadır. Deney düzeneği üzerinde bulunan kontrol vanaları ve pompa hız ayarı ile üç farklı su debisi için deneyler gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.20'de pompa görseli, Şekil 3.21'de pompa performans eğrisi verilmiştir.



Şekil 3.20 Sirkülasyon pompası



Şekil 3.21 Sirkülasyon pompası performans eğrisi

3.3.7 Monofaze Elektrik Sayacı

Deney odasına monte edilen ısı simülatörlerine verilen elektrik enerjisi ölçüm elemanı olarak M600.2251 elektrik sayacı kullanılmıştır. Elektrik sayacı 150V – 300V arasında besleme voltajı ile çalışmakta olup deney düzeneğinde 220V besleme ile kullanılmıştırlar. Deney çalışma sıcaklık aralığındaki elektrik sayacı doğruluğu Sınıf B olup ±%1'dür. Isı simülatörlerinin elektrik enerji besleme hattı üzerinde 1 adet kullanılmıştır. Şekil 3.22'de elektrik sayacına ait, Şekil 3.23'te montaj detayı verilmiştir.



Şekil 3.22 Elektrik sayacı



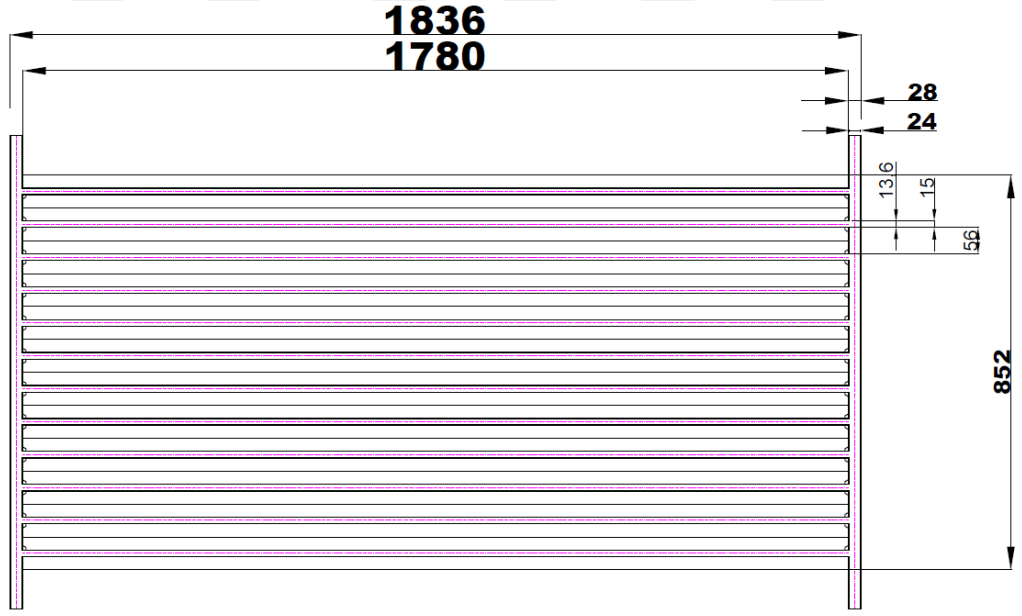
Şekil 3.23 Elektrik sayaç bağlantısı

3.3.8 Soğuk Tavan Malzemesi

Deney düzeneğinde tavandan soğutma paneli olarak Şekil 3.24'te görülen TS2630-2EN 12975 2 standartında üretimi yapılan Aluminyum güneş kollektör paneli kullanılmıştır. Kollektör su hacmi 3,6 L, maksimum çalışma basıncı 9 bar, çalışma sıcaklık aralığı 30 ºC – 200 ºC dir. Kollektörlerin tüm yüzeyi beyaz yağlı boya ile boyanmıştır. Kollektöre ait boyutlar Şekil 3.25'teki gibi olup, dağıtım ve toplama boru iç çapı 24 mm dir. Kollektör panelinde 12 adet iç çapı 13.6 mm olan kanatlı boru mevcuttur.



Şekil 3.24 Güneş enerjisi paneli

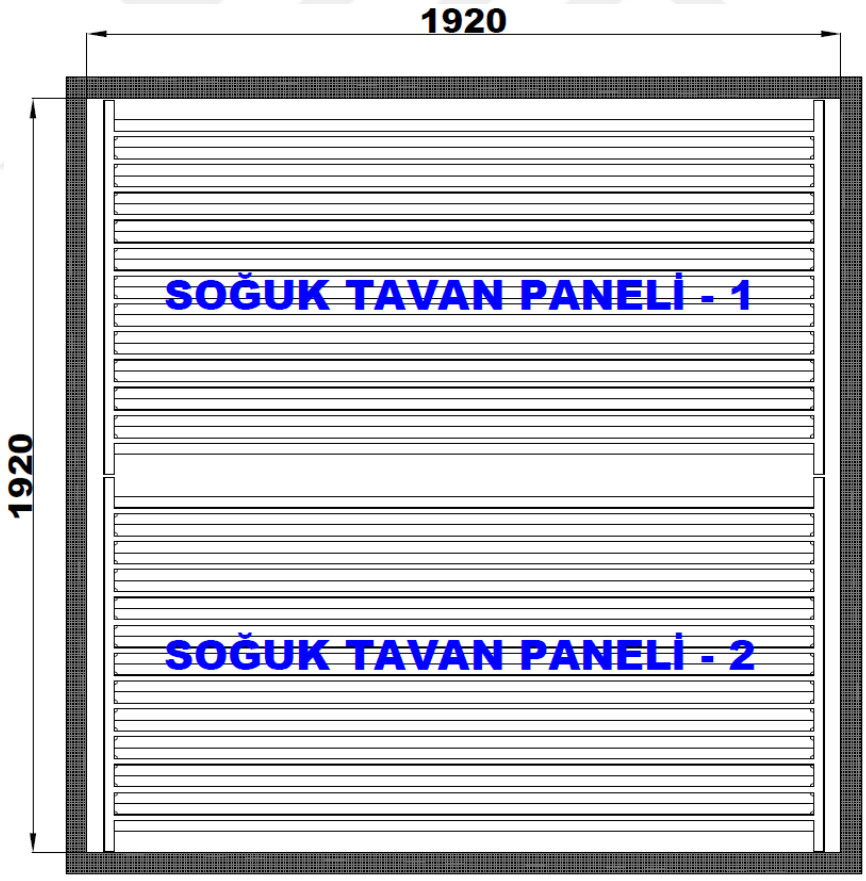


Şekil 3.25 Güneş enerjisi panel boyutu

Deney odası tavanını komple kaplayacak şekilde 2 adet güneş kollektörü paneli Şekil 3.26'da görüldüğü gibi monte edilmiştir. Kollektöre ait boyutlar Şekil 3.27'deki gibi olup, dağıtım ve toplama boru iç çapı 24 mm dir. Kollektör panelinde 12 adet iç çapı 13.6 mm olan kanatlı boru mevcuttur. Panellerin yerden montaj yüksekliği 2100 mm olup, deney odası tavanına olan mesafesi 300 mm dir.



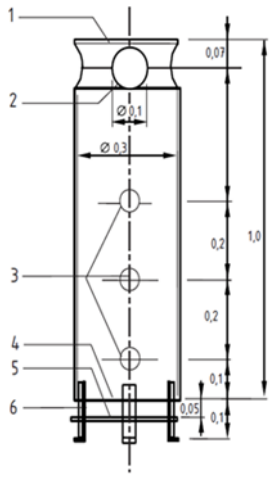
Şekil 3.26 Güneş enerjisi montaj resmi



Şekil 3.27 Deney odası güneş enerjisi yerleşim boyutu

3.3.9 Isı Simülatörü

Deney odası içerisine mahali ısıtmak amacıyla, EN 14240:2004 standartında tanımlanmış boyut ve miktarlarda ısı simülatörleri yerleştirilmiştir. Isı simülatörü boyutları Şekil 3.28'deki gibidir. Simülatörünün üst kısmı kapalı olup, 3 farklı yükseklikte 3 adet enkandesen lamba monte edilmiştir. Şekil 3.28'de lamba montaj detayı görülmektedir. Yine Şekil 3.29'da ısı simülatörüne hava girişi için alt kısımda bırakılan 5 cm lik boşluk (modelin alt kısmı çepeçevre bırakılmıştır), ısı simülatöründen hava çıkış delikleri üst kısımda (deliğin merkezi üst kısımdan 7 cm aşağıda olacak şekilde, deliğin çapı 10 cm olup, toplamda birbirleri ile 90 ^{o} açılı 4 adettir) görülmektedir. Isı simülatörleri galvaniz saç dan imal edilerek sonrasında beyaz yağlı boya ile boyanmıştır.

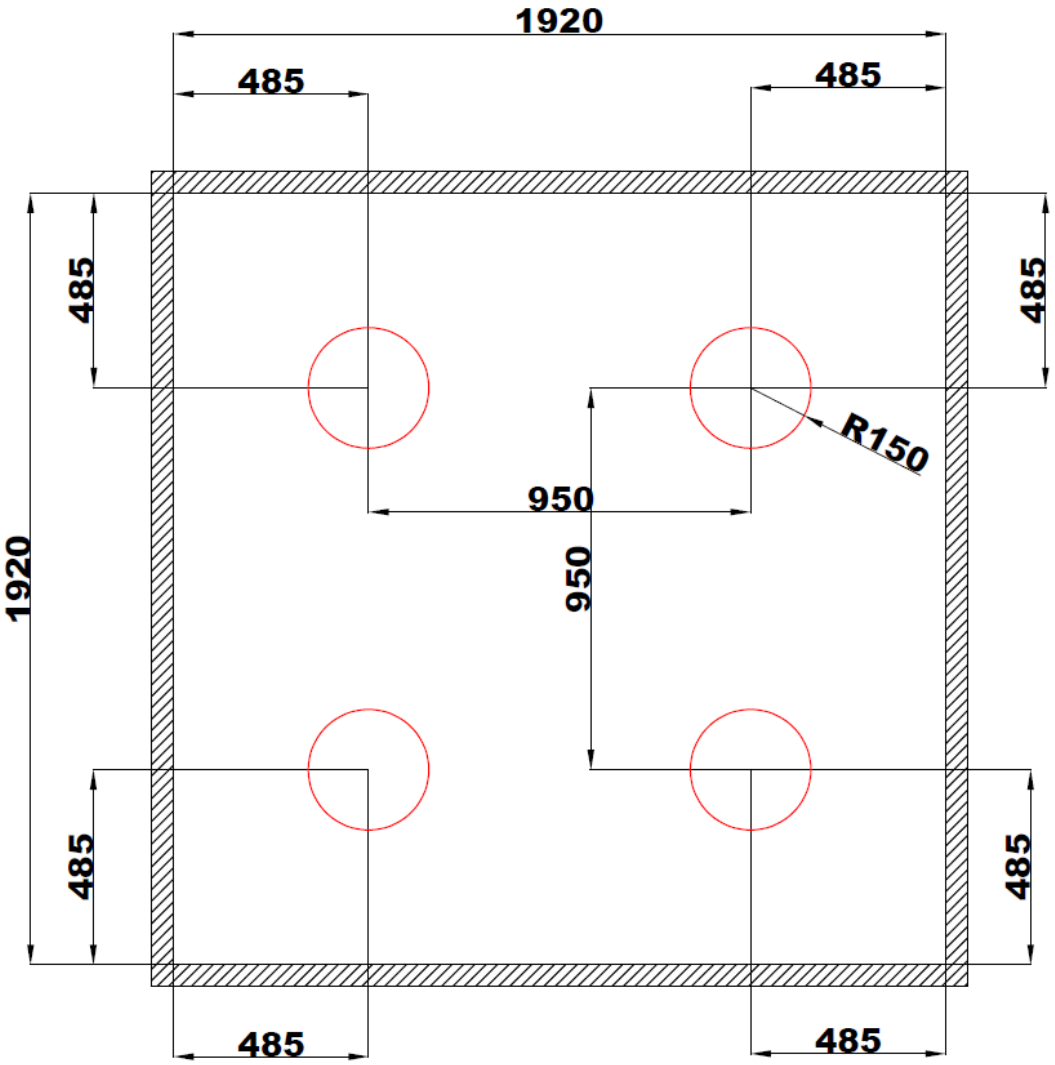


Şekil 3.28 Isı simülatörü boyutları



Şekil 3.29 Isı simülatörü lamba montaj detayı

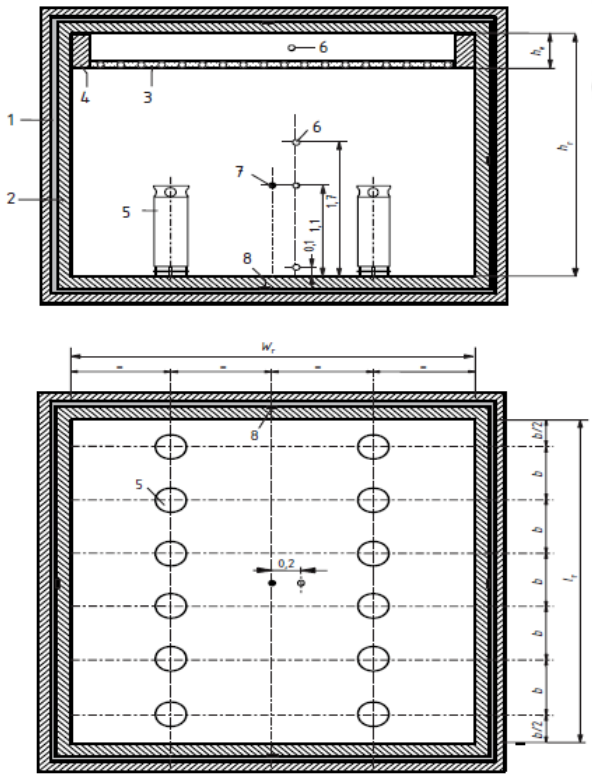
Isı simülatörlerinin deney odası içerisine yerleşimi, Şekil 3.30'daki boyutlandırmaya göre yapılmıştır. Her bir simülatör içerisine 3 adet olmak üzere, toplamda 12 adet enkandesen lamba ile ısı üretimi sağlanmış ve tüketilen enerji ölçülmüştür. Tüm lambalar için bağımsız açma/kapama anahtarı monte edilerek, farklı kademelerde ısı üretimi sağlanmıştır. Şekil 3.31'de deney odası içine yerleştirilen ısı simülatörlerinin fotoğrafı görülebilir. Standard içeriğinde 2 farklı deney odası tasarımı tanımlanmıştır. Şekil 3.32'de dış duvarlarında sabit ısı akısı sağlanan bir deney odası görülmektedir. Şekil 3.33'te iklim kontrolü yapılan oda içerisinde deney odası tasarımı görülmektedir. Tez çalışmasında Şekil 3.33 de tariflenen yapıda bir deney odası tasarlanıp imal edilmiştir.



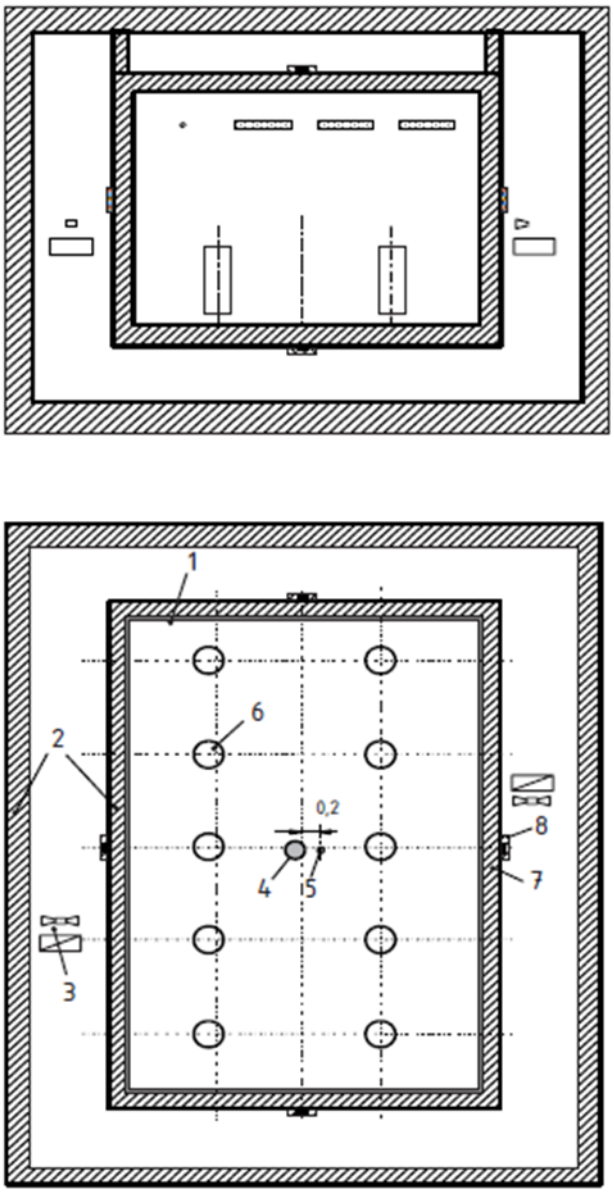
Şekil 3.30 Deney odası ısı simülatörü yerleşim planı



Şekil 3.31 Deney odası ısı simülatör yerleşimi



Şekil 3.32 Dış duvarlarında sabit ısı akısı kullanılan deney odası



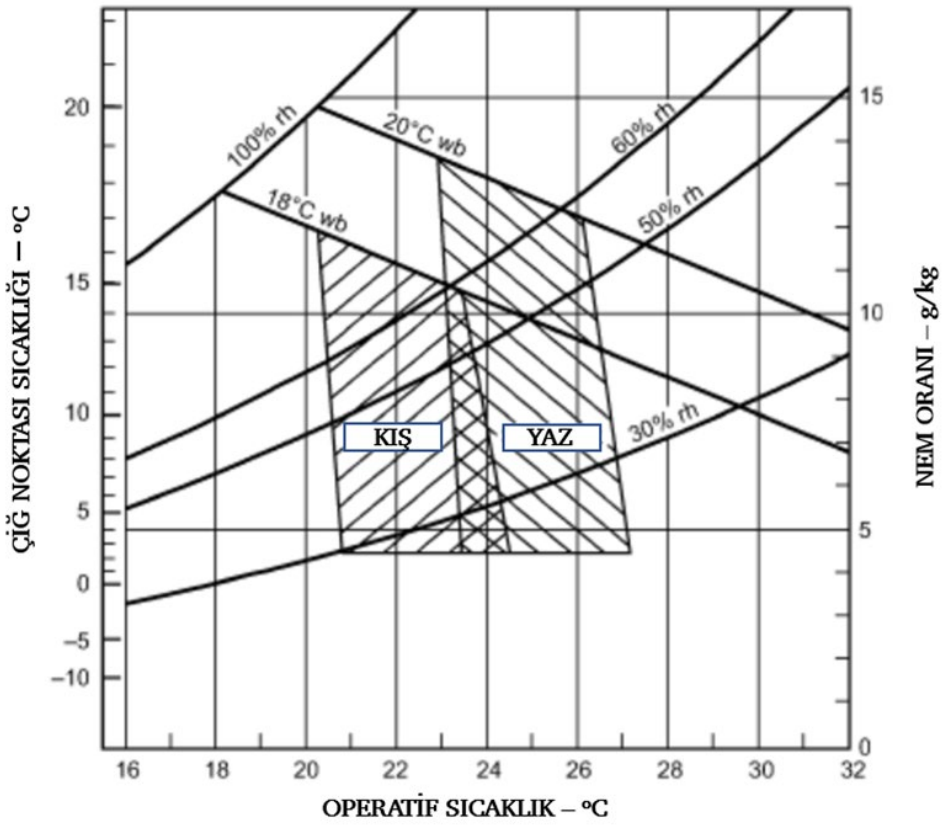
Şekil 3.33 İklim kontrollü oda içerisinde deney odası

3.4 Deneysel Yöntem

Deneysel çalışmada öncelikle tavandan soğutma sistemi su ile doldurularak, sistem havası alınması sağlanmıştır. Sistemde bulunan sirkülasyon pompası çalıştırılarak, suyun sistemde sorunsuz olarak dolaştığı görüldükten sonra, soğuk su üreticisi çalıştırılarak sistemdeki suyun soğuması sağlanmıştır. Bu sırada sistemde monte edilen sensörlerin verileri okunarak, sorunsuz bir şekilde bilgisayara aktardığı tespit edilmiştir. Soğuk su üreticisinin ayarlanan sıcaklığa geldiğinde durduğu, sıcaklığın ayar değerinin üzerine çıktığında ise çalıştığı görülmüştür.

3.4.1 Soğutma Su Sıcaklığı Çalışma Aralığı Tespiti

ANSI ASHRAE STANDARD 55:2010 [19] de verilen konfor aralığı grafiğine göre, yaz işletmesi durumunda mahal sıcaklık değerleri 23 ºC – 27 ºC aralığında ise, ısıl konforun sağlanacağı tanımlanmakta olup, Şekil 3.34'te ilgili grafik sunulmuştur.



Şekil 3.34 ASHRAE yaz ve kış konfor aralığı grafiği [26]

Deneyler sırasında soğuk tavan paneli üzerinde yoğuşma oluşmaması için, çiğ noktası üzerindeki sıcaklıkta su ile soğutma sistemi çalıştırılmalıdır. Yapılan araştırmalar ve üretici firma önerileri çiğ noktası sıcaklığının en az 1 ºC üzerinde sistemin çalıştırılması yönündedir [25]. Su sıcaklığının gereğinden fazla yükseltilmesi soğuk tavan panelinin ısıl kapasitesinin düşümüne yol açacaktır. Farklı mahal sıcaklık **(**$T_{iç}$) ve bağlı nem değerlerine (Rh) göre (deniz seviyesinde) hesaplanan **(**$T_{çiğ}$) çiğ noktası sıcaklıkları Tablo 3.1'deki gibi hesaplanmıştır. Tablo 3.1'de açıklanan değerlere göre, çalışma sıcaklık değerleri en az 14 ºC en fazla 18 ºC olarak belirlenmiştir.

Tablo 3.1 Çiğ noktası sıcaklık tablosu

$T_{iç}$	$T_{çiğ}$				
	23 °C	24 °C	25 °C	26 °C	27 °C
Bağıl Nem - %50	12.10 °C	13.00 oC	13.90 °C	14.80 °C	15.70 °C
Bağıl Nem - %65	16.10 °C	17.00 °C	18.00 °C	18.90 °C	19.90 °C

Tespit edilen sıcaklıkların "REHVA, Chilled Beam Application Guidebook, 2007" [22] adlı kitapta tavsiye edilen çalışma sıcaklıkları ile örtüştüğü görülmüştür. Deneyler esnasında yapılan ölçümlere göre su sıcaklık değerleri Tablo 3.2'de özet olarak verilmiştir.

Tablo 3.2 Su sıcaklık özet tablosu

Açıklama	Su Sıcaklıkları - °C									Fark	Deney Miktarı
	Gidiş Su Sıcaklığı			Dönüş Su Sıcaklığı			Gidiş - Dönüş Ortalama				
Su Sıcaklığı	Min	Maks	Ort.	Min	Maks	Ort.	Min	Maks	Ort.		
1. Kademe	17.55	18.04	17.77	17.62	18.76	18.25	17.59	18.37	18.10	0.48	12
2. Kademe	16.36	16.97	16.62	16.89	17.87	17.21	16.65	17.42	16.91	0.59	12
3. Kademe	15.31	15.87	15.61	15.50	16.77	16.12	15.40	16.32	15.86	0.51	17
4. Kademe	13.76	14.63	14.11	13.94	15.44	14.64	13.85	15.04	14.38	0.53	15

3.4.2 Soğutma Su Debisi

Deney düzeneği üzerinde bulunan kontrol vanaları ve pompa hız ayarı ile üç farklı su debisi için ayarlamalar yapılarak deneyler gerçekleştirilmiştir. Deneyler esnasında yapılan ölçümlere göre pompa debi değerleri Tablo 3.3'te özet olarak verilmiştir.

Tablo 3.3 Pompa debi ölçüm özet tablosu

Açıklama	Pompa Debisi			Deney Miktarı
	Minimum	Maksimum	Ortalama	
Pompa - 1. Kademe	0.52 m^3/h	0.58 m^3/h	0.55 m^3/h	18
Pompa - 2. Kademe	0.90 m^3/h	0.94 m^3/h	0.93 m^3/h	18
Pompa - 3. Kademe	1.07 m^3/h	1.13 m^3/h	1.10 m^3/h	20

3.4.3 Isı Simülatör Kapasite Değerleri

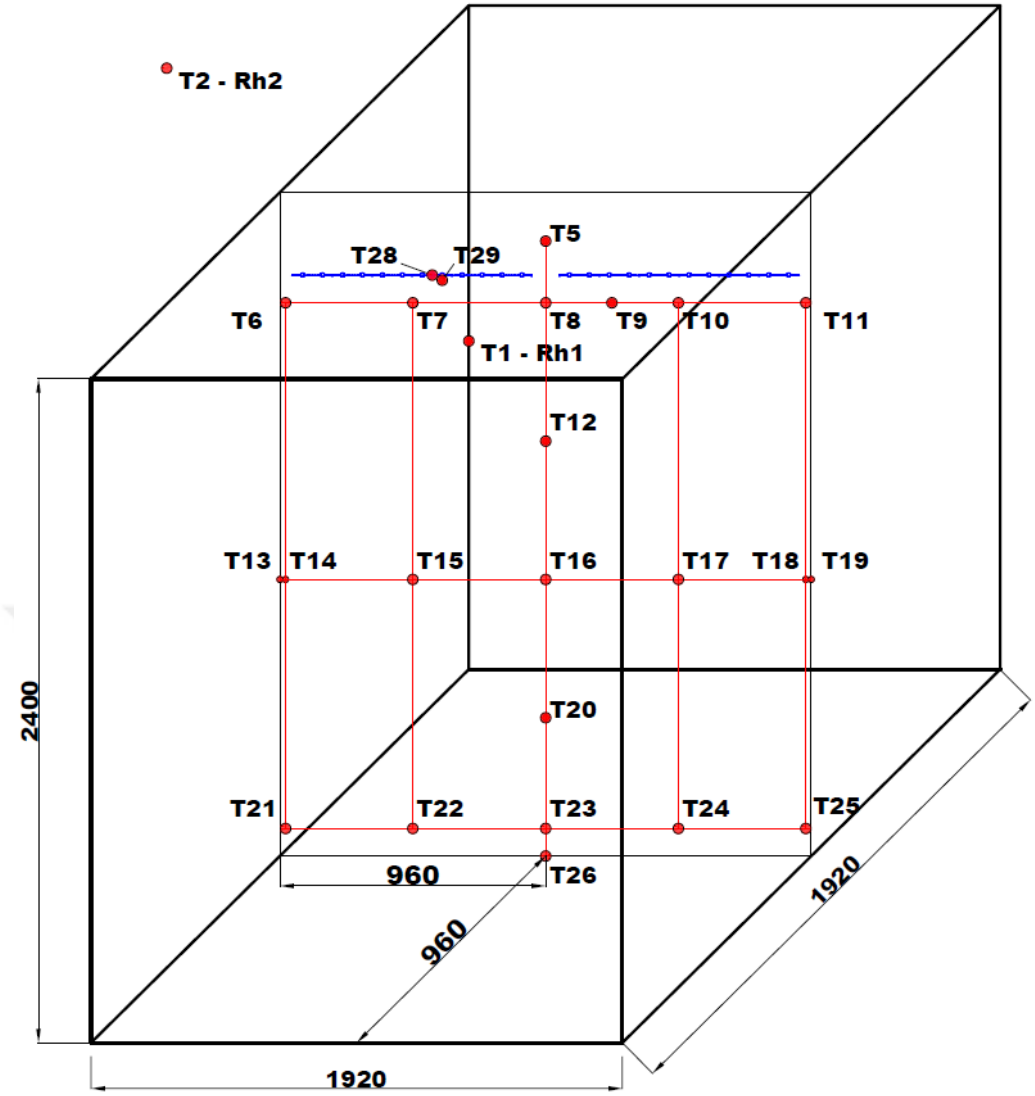
Mahal içerisinde Uluslararası standartların tanımlamış olduğu boyutlarda ve yerleşim detaylarına göre Test Odası içerisine 4 adet Isı Simülatörü monte edilmiştir. Her bir simülatörün Isı Gücü 70 Watt + 55 Watt + 70 Watt = 195 Watt olup 4 farklı kademedeki ısı güçleri Tablo 3.4'teki gibidir.

Tablo 3.4 Isı simülatörü kapasite tablosu

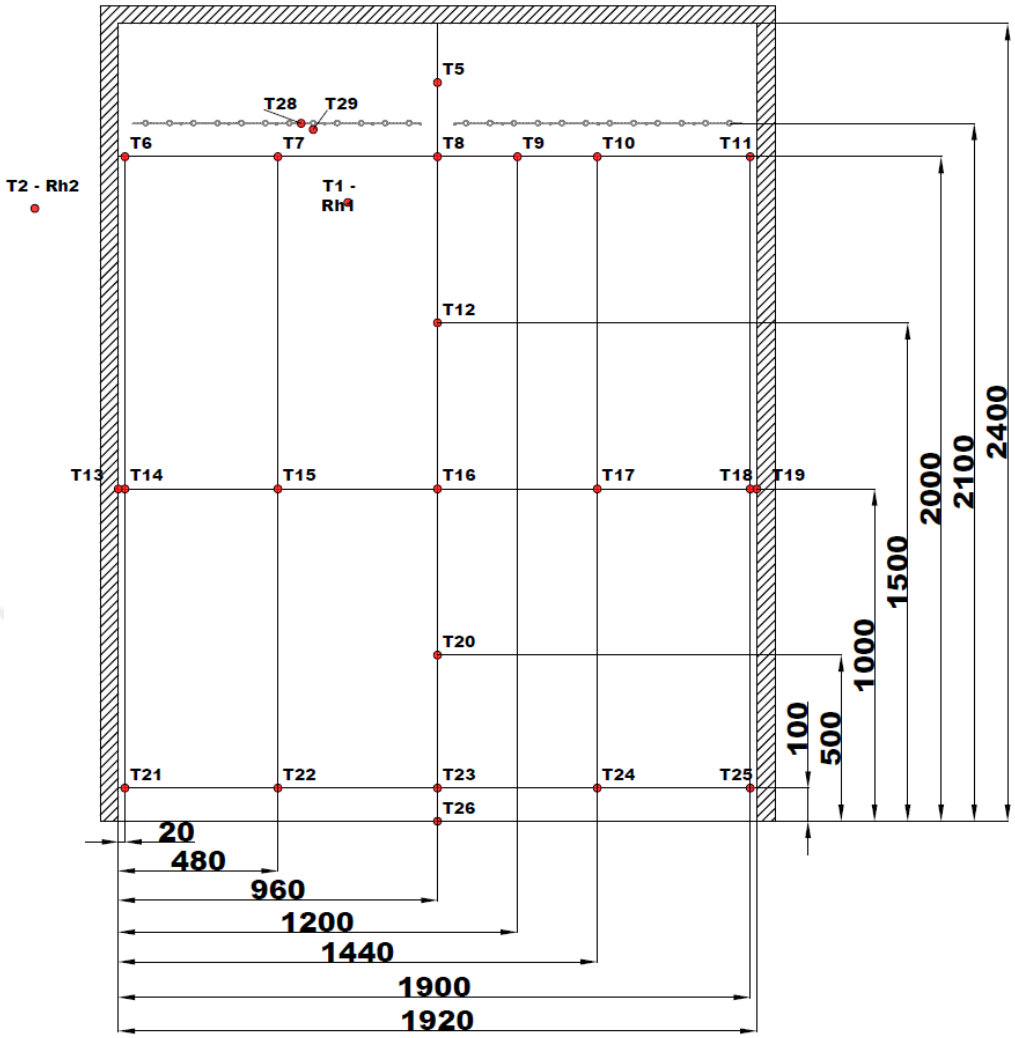
Açıklama	Güç - [W]	Miktar	Toplam - [W]
Isı Kaynağı - Kapalı	0	4	0
Isı Kaynağı - 1. Kademe	55	4	220
Isı Kaynağı - 2. Kademe	55 + 70	4	500
Isı Kaynağı - 3. Kademe	55 + 70 + 70	4	780

3.5 Deney Odası Sensör Yerleşimleri

Deney odası çevresi ve deney odası içerisine yerleştirilen sıcaklık ve nem sensörlerinin konumları Şekil 3.35'te gösterilmiştir. Oda merkezinden alınan kesit detayı Şekil 3.36'daki gibidir. Tablo 3.5'deki tabloda da sensörlerin kodları ve konumlarını içeren veriler mevcuttur.



Şekil 3.35 Sıcaklık ve nem sensör konumları



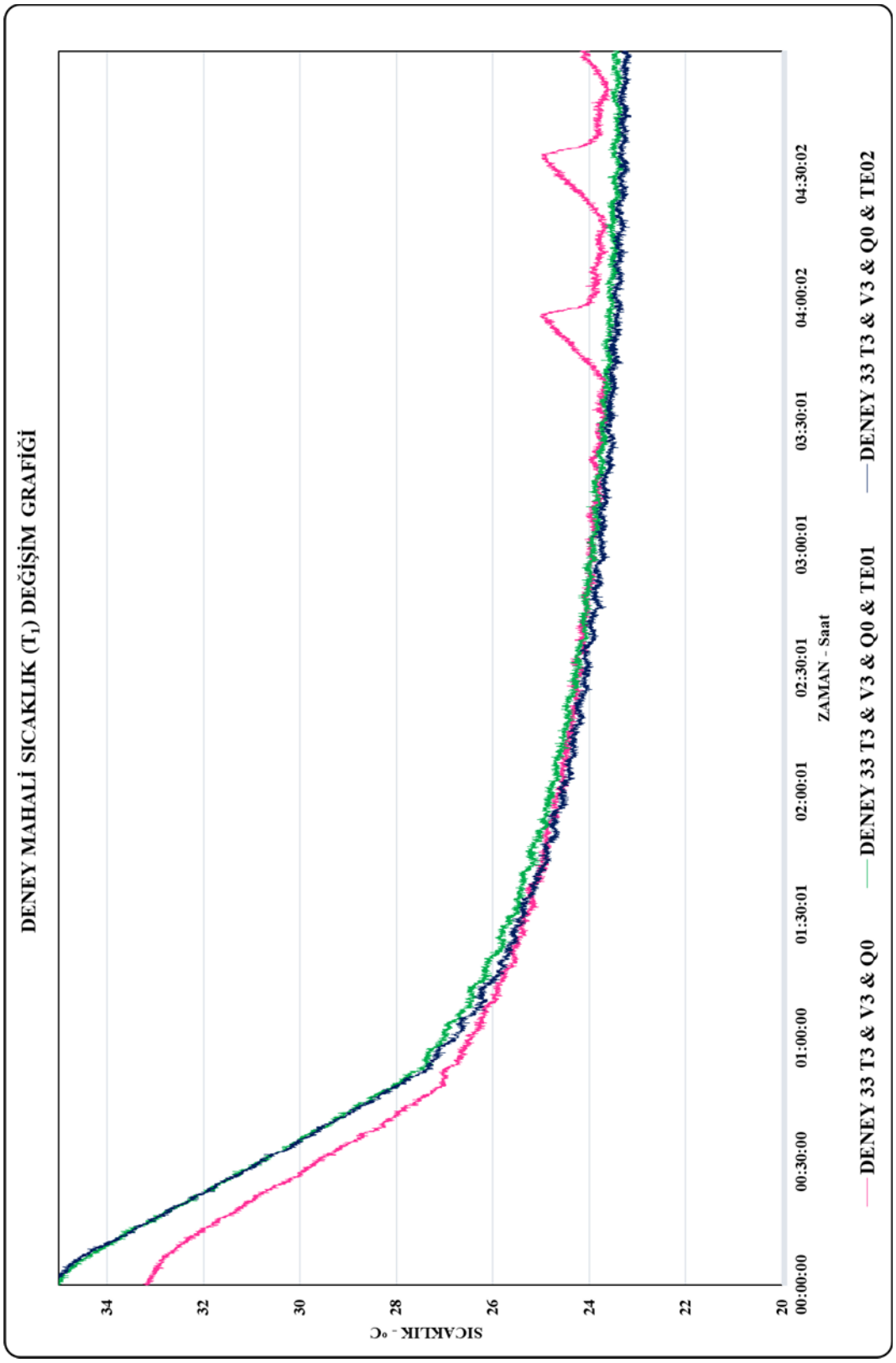
Şekil 3.36 Sıcaklık ve nem sensör konumları

3.6 Deney Süresinin Belirlenmesi ve Deneylerin Tekrarlanabilirliği

Test amaçlı olarak yapılan çalışmalarda elde edilen bulgulara göre, su gidiş sıcaklığına bağlı olarak sistemin rejime girme zamanında farklılıklar tespit edilmiştir. Farklı sınır koşullarında yapılan deneylerde maksimum rejime girme süresi 4 saat olarak ölçülmüştür. Deneylerin aynı zaman diliminde değerlendirilebilmesi amacıyla deney süresinin toplamda 5 saat yapılmasına karar verilmiştir. Çalışmalarda yapılan deneylerin tutarlılığının kontrol edilmesi amacıyla aynı deneysel parametrelerde farklı zaman dilimlerinde 3 deneme yapılmış ve değişimi içeren grafik Şekil 3.37'de verilmiştir.

Tablo 3.5 Sensör açıklaması

Sıra No	Sensör Detayı	Sıcaklık								Nem	Debi	Basınç
		N/A	0 mm	20 mm	480 mm	960 mm	1,200 mm	1,440 mm	1,900 mm	1,920 mm			
1	Su Debisi - Flowmeter 01	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	V1	-
2	Su Debisi - Flowmeter 02	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	V2	-
3	Gaz Basıncı - Giriş	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	P1
4	Gaz Basıncı - Çıkış	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	P2
5	Mahal İçi	T1	-	-	-	-	-	-	-	-	Rh1	-	-
6	Mahal Dışı	T2	-	-	-	-	-	-	-	-	Rh2	-	-
7	Su Giriş Sıcaklığı	T3	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
8	Su Çıkış Sıcaklığı	T4	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
9	Asma Tavan İçi	T5											
10	1. Yükseklik (2.0 metre)	-	-	T6	T7	T8	T9	T10	T11	-	-	-	-
11	2. Yükseklik (1.5 metre)	-	-	-	-	T12	-	-	-	-	-	-	-
12	2. Yükseklik (1.0 metre)	-	T13	T14	T15	T16	-	T17	T18	T19	-	-	-
13	3. Yükseklik (0.5 metre)	-		-	-	T20	-	-	-	-	-	-	-
14	4. Yükseklik (0.1 metre)	-	-	T21	T22	T23	-	T24	T25	-	-	-	-
15	5. Yükseklik (0.0 metre)	-	-	-	-	T26	-	-	-	-	-	-	-
16	1. Duvar İç Yüzey (1.0 metre)	-	-	-	-	T27	-	-	-	-	-	-	-
17	Asma Tavan Yüzeyi - Boru	T28	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
18	Asma Tavan Yüzeyi - Kanat	T29	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-



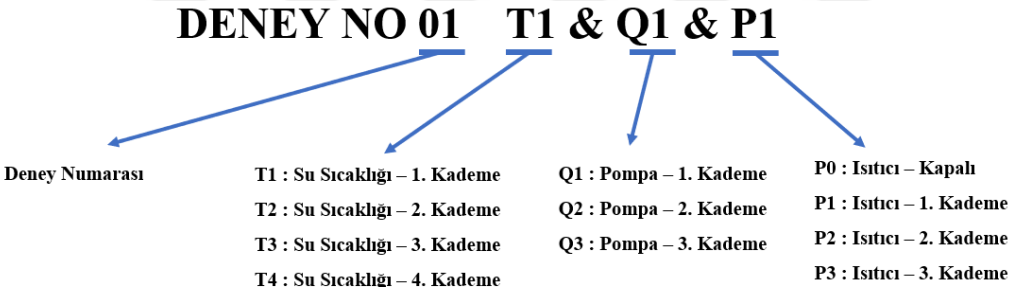
Şekil 3.37 Deney tekrarlarına ait sıcaklık değişim grafiği

Deney verilerinin doğruluğunun tespiti amacıyla, deney tekrarı yapılan 33 nolu deney 3 farklı zamanda aynı parametrik koşullarda tekrar edilmiştir. Deney mahal sıcaklık değişim grafiği üzerindeki sıçramaların sebebi deneme amaçlı olarak mahal

set sıcaklığına göre sirkülasyon pompasının mahal termostatı ile durdurulup, tekrar otomatik olarak çalıştırılması sonucunda mahal sıcaklık değişimi üzerindeki etkisidir.

Ayrıca soğuk tavan paneli arkasının izolasyon yapılması durumundaki tavan soğutma performansına etkisini gözlemlemek amacıyla, 3. ve 4. sıcaklık kademelerinde 3. ısıtma kademesindeki 28-32-36-40-44-48 numaralı deneyler aynı parametreler ile tekrarlanmış ve izolasyon etkisi gözlemlenmiştir.

Deney parametreleri 4 farklı su sıcaklığı, 3 farklı su debisi ve 4 farklı ısı akısı olmak üzere toplam 48 farklı deney yapılması planlanmış olup, Tablo 3.6'da verilen tabloda detaylar sunulmuştur. Deneylerde alınan verilerin bir düzen altında saklanıp, verilerin kolaylıkla anlaşılabilmesi adına Şekil 3.38'deki deney adı kodlama anahtarı oluşturulmuş ve tüm deneyler deney numarası yanında deney kodu ile birlikte alınan veriler saklanmıştır. Yapılan deney analizlerinde ve deneylere ait çizilen tüm veri grafiklerinde oluşturulan bu kodlama kullanılmıştır.



Şekil 3.38 Deney adı kodlama anahtarı

Tablo 3.6 Deney parametreleri tablosu

SOĞUTMA SU SICAKLIK KADEMELERİ																
1. KADEME		2. KADEME			3. KADEME			4. KADEME								
POMPA 1. KADEME	1	ISITMA - KAPALI	POMPA 1. KADEME	13	ISITMA - KAPALI	POMPA 1. KADEME	25	ISITMA - KAPALI	POMPA 1. KADEME	37	ISITMA - KAPALI					
	2	ISITMA - 1. KADEME		14	ISITMA - 1. KADEME		26	ISITMA - 1. KADEME		38	ISITMA - 1. KADEME					
	3	ISITMA - 2. KADEME		15	ISITMA - 2. KADEME		27	ISITMA - 2. KADEME		39	ISITMA - 2. KADEME					
	4	ISITMA - 3. KADEME		16	ISITMA - 3. KADEME		28	ISITMA - 3. KADEME		40	ISITMA - 3. KADEME					
							28	ISITMA - 3. KADEME - İZOLE		40	ISITMA - 3. KADEME - İZOLE					
POMPA 2. KADEME	5	ISITMA - KAPALI	POMPA 2. KADEME	17	ISITMA - KAPALI	POMPA 2. KADEME	29	ISITMA - KAPALI	POMPA 2. KADEME	41	ISITMA - KAPALI					
	6	ISITMA - 1. KADEME		18	ISITMA - 1. KADEME		30	ISITMA - 1. KADEME		42	ISITMA - 1. KADEME					
	7	ISITMA - 2. KADEME		19	ISITMA - 2. KADEME		31	ISITMA - 2. KADEME		43	ISITMA - 2. KADEME					
	8	ISITMA - 3. KADEME		20	ISITMA - 3. KADEME		32	ISITMA - 3. KADEME		44	ISITMA - 3. KADEME					
							32	ISITMA - 3. KADEME - İZOLE		44	ISITMA - 3. KADEME - İZOLE					
POMPA 3. KADEME	9	ISITMA - KAPALI	POMPA 3. KADEME	21	ISITMA - KAPALI	POMPA 3. KADEME	33	ISITMA - KAPALI	POMPA 3. KADEME	45	ISITMA - KAPALI					
							33	ISITMA - KAPALI-TEKRAR 1								
							33	ISITMA - KAPALI-TEKRAR 2								
	10	ISITMA - 1. KADEME		22	ISITMA - 1. KADEME		34	ISITMA - 1. KADEME		46	ISITMA - 1. KADEME					
	11	ISITMA - 2. KADEME		23	ISITMA - 2. KADEME		35	ISITMA - 2. KADEME		47	ISITMA - 2. KADEME					
	12	ISITMA - 3. KADEME		24	ISITMA - 3. KADEME		36	ISITMA - 3. KADEME		48	ISITMA - 3. KADEME					
							36	ISITMA - 3. KADEME - İZOLE		48	ISITMA - 3. KADEME - İZOLE					
Deney Sayısı : 12			Deney Sayısı : 12			Deney Sayısı : 17			Deney Sayısı : 15							
TOPLAM DENEY SAYISI : 56																

3.7 Üçüncü Boyut Etkisinin İncelenmesi

Deney odasındaki 3. boyut etkisini analiz edebilmek amacıyla yatay eksende oda merkezinde zeminden farklı yüksekliklerde sensörler yerleştirilmiştir. Tablo 3.7'de deney parametre değişimlerine göre hangi deneyin hangi gün ve zamanda ne kadar süre ile yapıldığı listelenmiştir. Deney detayları verilen listede 10. sırada zeminden 2000 mm de yatay eksendeki değişik noktalarda T_6-T_7-T_8-T_9-T_{10}-T_{11} numaralı sensörler, 12. sırada zeminden 1000 mm de yatay eksendeki değişik noktalarda T_{13}-T_{14}-T_{15}-T_{16}-T_{17}-T_{18}-T_{19} numaralı sensörler, 14. sırada zeminden 100 mm de yatay eksendeki değişik noktalarda T_{21}-T_{22}-T_{23}-T_{24}-T_{25} numaralı sensörler ile ölçüm yapılmıştır. Aynı deney sınır şartlarında sistemin başlangıcından itibaren 5 saat süresindeki değişimlerini içeren sıcaklık grafikleri DENEY NO 045 – T04 & V3 & Q0 kodlu deney için oluşturulan Şekil 3.39'daki grafikte verilmiştir. Zeminden 2000 mm de yatay eksendeki sıcaklık değişimi incelendiği zaman, en düşük sıcaklık T_6 nolu sensörde, en yüksek sıcaklığında T_{11} nolu sensörde ölçüldüğü görülmüştür. Bu farklılığın sebebi sistemdeki su akımının T_6 sensörü tarafından girip, T_{11} nolu sensor tarafından çıkmasıdır. Değerlerin birbirine çok yakın olması ve aynı eğilimde değişim göstermesi 3. boyut etkisini ihmal edilebileceğini göstermiştir.

Tablo 3.7 Deney çalışma zaman tablosu

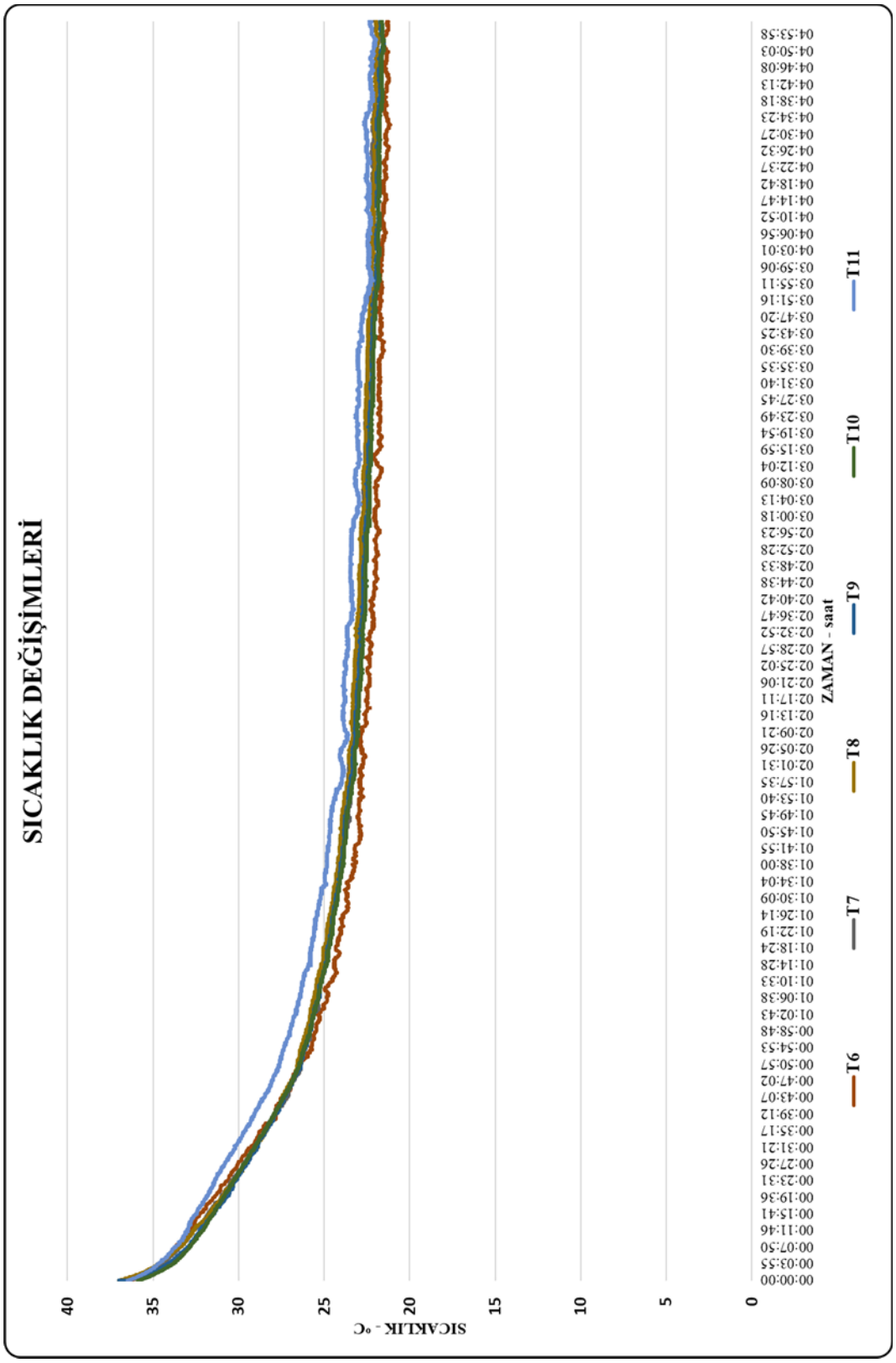
Deney No	Deney Kodu	Açıklama				
		Tarih	Gün	Su Sıcaklığı	Pompa	Isı Kaynağı
1	T1 & V1 & Q0	8.08.2022	Pazartesi	1. Kademe	1. Kademe	Kapalı
2	T1 & V1 & Q1	19.07.2022	Salı	1. Kademe	1. Kademe	1. Kademe
3	T1 & V1 & Q2	22.08.2022	Pazartesi	1. Kademe	1. Kademe	2. Kademe
4	T1 & V1 & Q3	27.08.2022	Cumartesi	1. Kademe	1. Kademe	3. Kademe
5	T1 & V2 & Q0	8.08.2022	Pazartesi	1. Kademe	2. Kademe	Kapalı
6	T1 & V2 & Q1	20.07.2022	Çarşamba	1. Kademe	2. Kademe	1. Kademe
7	T1 & V2 & Q2	24.08.2022	Çarşamba	1. Kademe	2. Kademe	2. Kademe
8	T1 & V2 & Q3	27.08.2022	Cumartesi	1. Kademe	2. Kademe	3. Kademe
9	T1 & V3 & Q0	22.07.2022	Cuma	1. Kademe	3. Kademe	Kapalı
10	T1 & V3 & Q1	21.07.2022	Perşembe	1. Kademe	3. Kademe	1. Kademe
11	T1 & V3 & Q2	26.08.2022	Cuma	1. Kademe	3. Kademe	2. Kademe
12	T1 & V3 & Q3	5.09.2022	Pazartesi	1. Kademe	3. Kademe	3. Kademe

Tablo 3.7 Deney çalışma zaman tablosu (devamı)

Deney No	Deney Kodu	Açıklama				
		Tarih	Gün	Su Sıcaklığı	Pompa	Isı Kaynağı
13	T2 & V1 & Q0	23.07.2022	Cumartesi	2. Kademe	1. Kademe	Kapalı
14	T2 & V1 & Q1	23.07.2022	Cumartesi	2. Kademe	1. Kademe	1. Kademe
15	T2 & V1 & Q2	22.08.2022	Pazartesi	2. Kademe	1. Kademe	2. Kademe
16	T2 & V1 & Q3	5.09.2022	Pazartesi	2. Kademe	1. Kademe	3. Kademe
17	T2 & V2 & Q0	25.07.2022	Pazartesi	2. Kademe	2. Kademe	Kapalı
18	T2 & V2 & Q1	25.07.2022	Pazartesi	2. Kademe	2. Kademe	1. Kademe
19	T2 & V2 & Q2	25.08.2022	Perşembe	2. Kademe	2. Kademe	2. Kademe
20	T2 & V2 & Q3	6.09.2022	Salı	2. Kademe	2. Kademe	3. Kademe
21	T2 & V3 & Q0	26.07.2022	Salı	2. Kademe	3. Kademe	Kapalı
22	T2 & V3 & Q1	27.07.2022	Çarşamba	2. Kademe	3. Kademe	1. Kademe
23	T2 & V3 & Q2	26.08.2022	Cuma	2. Kademe	3. Kademe	2. Kademe
24	T2 & V3 & Q3	7.09.2022	Çarşamba	2. Kademe	3. Kademe	3. Kademe
25	T3 & V1 & Q0	28.07.2022	Perşembe	3. Kademe	1. Kademe	Kapalı
26	T3 & V1 & Q1	29.07.2022	Cuma	3. Kademe	1. Kademe	1. Kademe
27	T3 & V1 & Q2	24.08.2022	Çarşamba	3. Kademe	1. Kademe	2. Kademe
28	T3 & V1 & Q3	21.08.2022	Pazar	3. Kademe	1. Kademe	3. Kademe
28	T3 & V1 & Q3 & İZOLE	8.09.2022	Perşembe	3. Kademe	1. Kademe	3. Kademe
29	T3 & V2 & Q0	3.08.2022	Çarşamba	3. Kademe	2. Kademe	Kapalı
30	T3 & V2 & Q1	4.08.2022	Perşembe	3. Kademe	2. Kademe	1. Kademe
31	T3 & V2 & Q2	25.08.2022	Perşembe	3. Kademe	2. Kademe	2. Kademe
32	T3 & V2 & Q3	20.08.2022	Cumartesi	3. Kademe	2. Kademe	3. Kademe
32	T3 & V2 & Q3 & İZOLE	9.09.2022	Cuma	3. Kademe	2. Kademe	Kapalı
33	T3 & V3 & Q0	5.08.2022	Cuma	3. Kademe	3. Kademe	Kapalı
33	T3 & V3 & Q0 & TE01	6.09.2022	Salı	3. Kademe	3. Kademe	Kapalı
33	T3 & V3 & Q0 & TE02	7.09.2022	Çarşamba	3. Kademe	3. Kademe	Kapalı
34	T3 & V3 & Q1	6.08.2022	Cumartesi	3. Kademe	3. Kademe	1. Kademe
35	T3 & V3 & Q2	20.08.2022	Cumartesi	3. Kademe	3. Kademe	2. Kademe
36	T3 & V3 & Q3	9.08.2022	Salı	3. Kademe	3. Kademe	3. Kademe

Tablo 3.7 Deney çalışma zaman tablosu (devamı)

Deney No	Deney Kodu	Açıklama				
		Tarih	Gün	Su Sıcaklığı	Pompa	Isı Kaynağı
36	T3 & V3 & Q3 & İZOLE	9.09.2022	Cuma	3. Kademe	3. Kademe	3. Kademe
37	T4 & V1 & Q0	13.08.2022	Cumartesi	4. Kademe	1. Kademe	Kapalı
38	T4 & V1 & Q1	14.08.2022	Pazar	4. Kademe	1. Kademe	1. Kademe
39	T4 & V1 & Q2	14.08.2022	Pazar	4. Kademe	1. Kademe	2. Kademe
40	T4 & V1 & Q3	15.08.2022	Pazartesi	4. Kademe	1. Kademe	3. Kademe
40	T4 & V1 & Q3 & İZOLE	10.09.2022	Cumartesi	4. Kademe	1. Kademe	3. Kademe
41	T4 & V2 & Q0	15.08.2022	Pazartesi	4. Kademe	2. Kademe	Kapalı
42	T4 & V2 & Q1	16.08.2022	Salı	4. Kademe	2. Kademe	1. Kademe
43	T4 & V2 & Q2	16.08.2022	Salı	4. Kademe	2. Kademe	2. Kademe
44	T4 & V2 & Q3	17.08.2022	Çarşamba	4. Kademe	2. Kademe	3. Kademe
44	T4 & V2 & Q3 & İZOLE	10.09.2022	Cumartesi	4. Kademe	2. Kademe	3. Kademe
45	T4 & V3 & Q0	17.08.2022	Çarşamba	4. Kademe	3. Kademe	Kapalı
46	T4 & V3 & Q1	18.08.2022	Perşembe	4. Kademe	3. Kademe	1. Kademe
47	T4 & V3 & Q2	18.08.2022	Perşembe	4. Kademe	3. Kademe	2. Kademe
48	T4 & V3 & Q3	19.08.2022	Cuma	4. Kademe	3. Kademe	3. Kademe
48	T4 & V3 & Q3 & İZOLE	12.09.2022	Pazartesi	4. Kademe	3. Kademe	3. Kademe



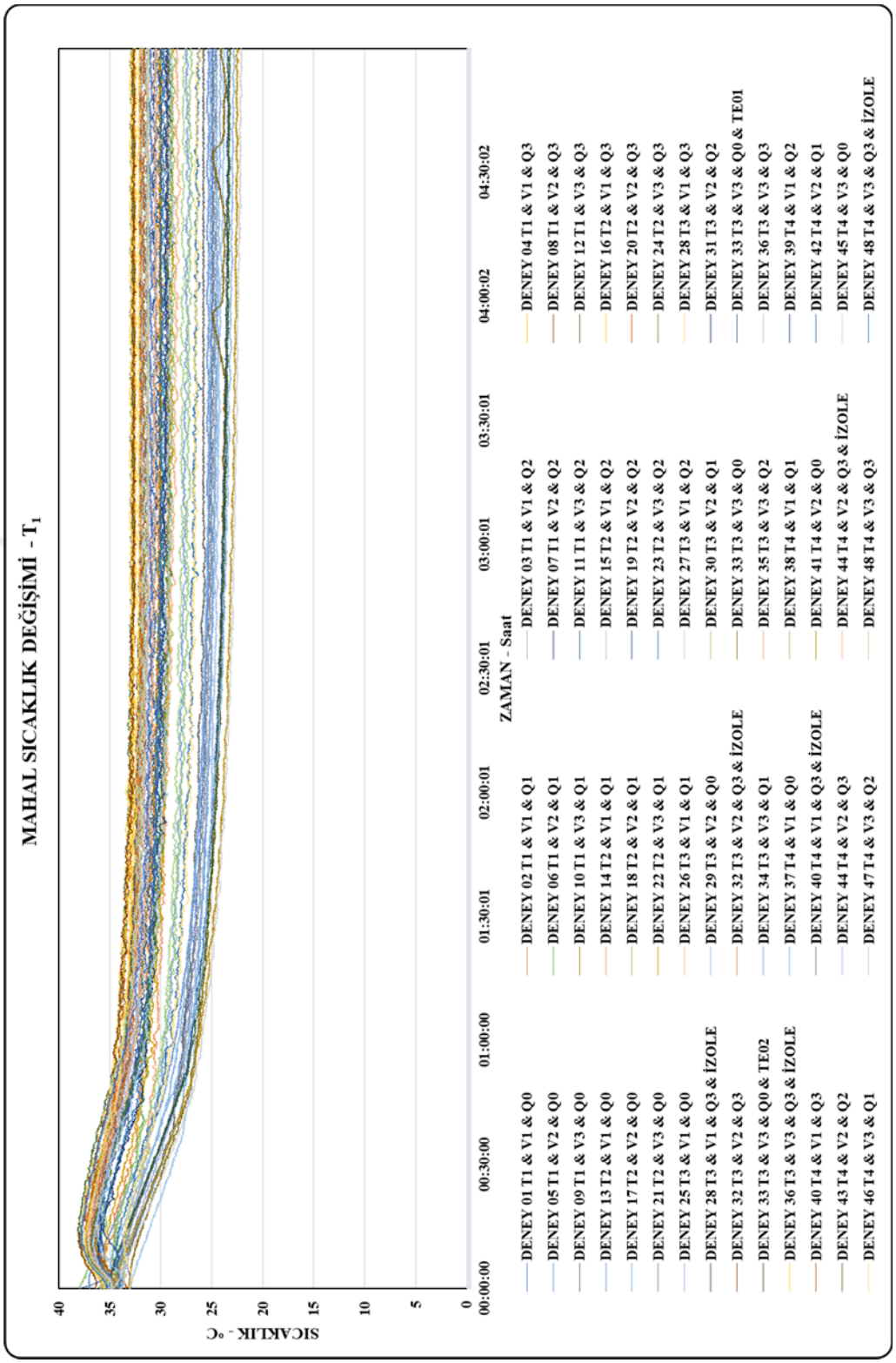
Şekil 3.39 DENEY NO 045 – T04 & V3 & Q0 h=2000 mm yatay eksen sıcaklık değişim grafiği

4
DENEYSEL BULGULAR

Tez çalışması kapsamında deneyler, dört farklı su sıcaklığı, üç farklı su debisi ve dört faklı ısı akısı olmak üzere toplamda 56 adet olarak yapılmıştır. Deneylerin aynı başlangıç koşullarında yapılabilmesi için, deneyler arasında deney odası sıcaklığı ve soğutma suyu aynı başlangıç koşullarına şartlandırılmıştır. Bu amaçla deney odası elektrikli radyatör ile ısıtılarak mahal hava sıcaklığı, su sirkülasyon sistemi çalıştırılarak su sıcaklığı deney başlangıç şartlarına getirilmiştir.

Farklı çalışma koşullarında yapılan deneylerin analizinde, sistem rejime girdikten sonraki toplanan verilerin ortalaması alınarak, deney parametrelerindeki değişimin deney sonucuna etkisine ait değerlendirmeler yapılmıştır. Şekil 4.1'de dört farklı su sıcaklığı, üç farklı su debisi ve dört faklı ısı akısı şartlarında yapılan deneylere ait zamanla mahal hava sıcaklık değişim grafiği verilmiştir. Mahal hava sıcaklığının, su sıcaklığı, su debisi ve mahal ısı akılarının değişimi ile orantılı olarak zamanla değiştiği görülmüştür.

TESTO ölçüm cihazı ile her bir deney için mahal içerisinde dikey eksendeki hava hızları sıcak tel probu ile okunmuştur. Ölçüm değerleri 0.036 m/s ile 0.108 m/s aralığında değişmekte olup, ısı transferi doğal taşınım sınırları içerisindedir. Deneyler süresince aynı ölçüm cihazı ile deney mahali hava basınç değişimi el terminali üzerinde bulunan sensörler aracılığıyla okunmuştur. Ölçüm değerleri 99,884 kPa ile 100,833 kPa arasında değişmektedir.



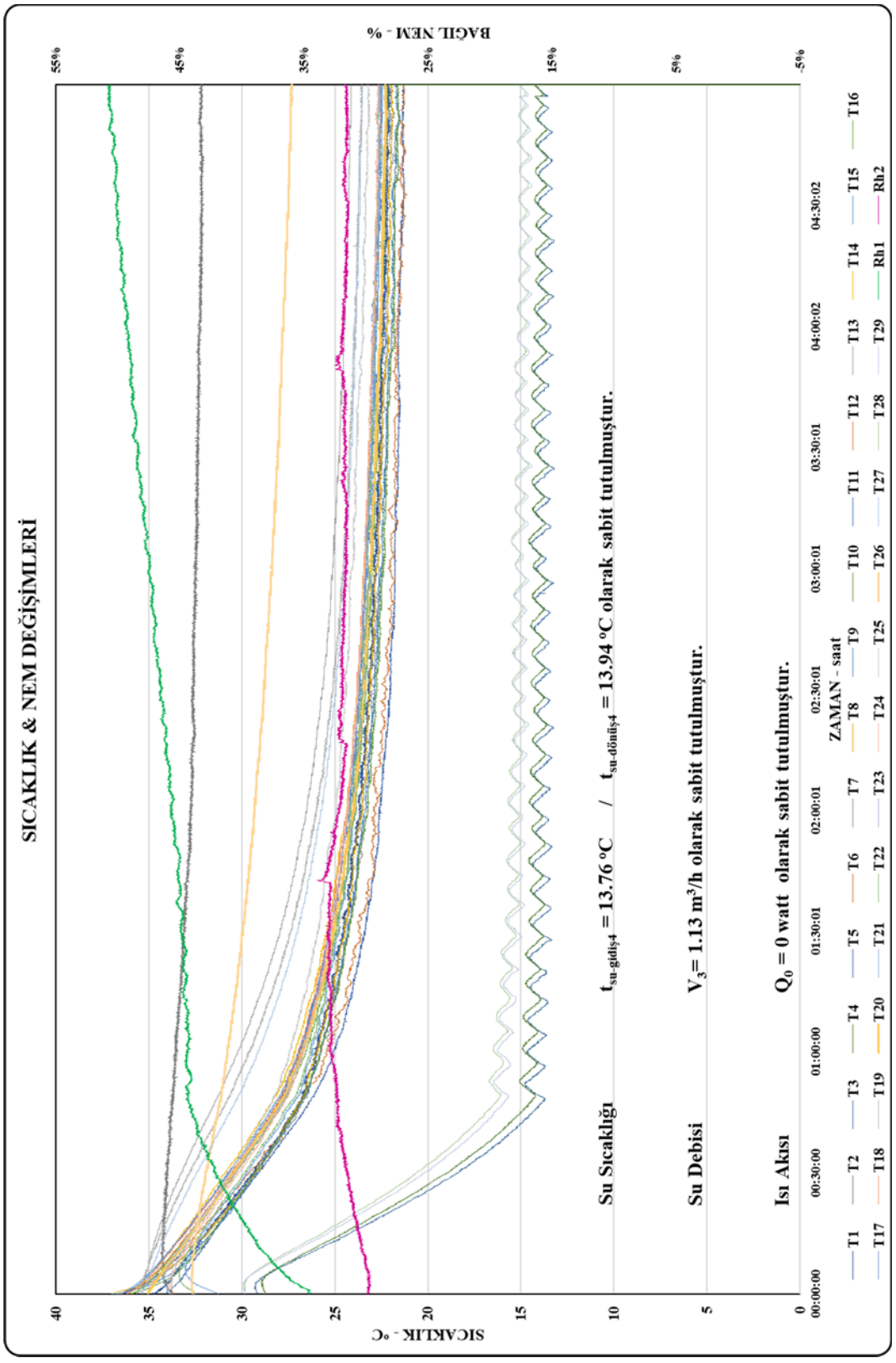
Şekil 4.1 Dört farklı su sıcaklığı, üç farklı su debisi ve dört faklı ısı akısı şartlarında yapılan deneye ait sıcaklık değişim grafiği

4.1 Tavandan Soğutmada Sabit Su Sıcaklığında, Sabit Su Debisi ve Isı Akısı Olmadığı Durumda Deneysel Bulgular

Deney süresince deney odası dış ortam sıcaklığı T_2= 32.19 ºC'de sabit tutulmuştur. Mahal içerisinde ilk aşamada ısı yükü olmadan deneyler yapılmıştır. Deney süresinde su debisi V_{pompa}=1.13 m^3/h değerinde sabit tutulmuştur.

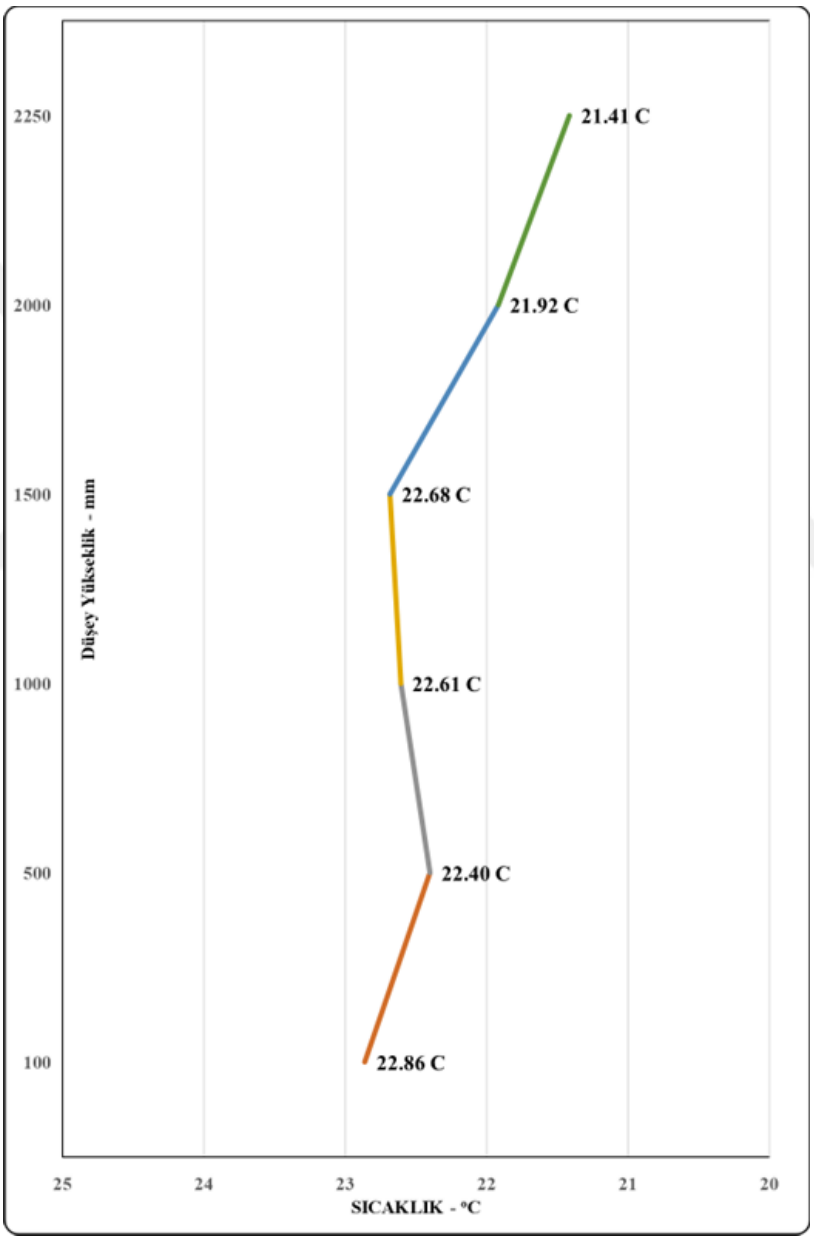
Şekil 4.2'de görüldüğü üzere dış ortam sıcaklığı T_2=32.19 ºC'de deney süresince sabit tutulduğunda, tavan panel sıcaklığı yaklaşık ilk 50 dakikada T_{panel}=29.87 ºC'den T_{panel}=16.12 ºC'ye indiği ve sistemin T_{panel}= 13.76 ºC'de rejime girdiği gözlenmiştir.

Sistem rejime girdiği sırada mahal içerisindeki sıcaklıkların ortalaması T_{hava}=35.37 ºC'den T_{hava}=22.44 ºC'ye indiği gözlemlenmiştir. Deney süresinde bağıl nemde sürekli ölçülmüştür. Deney başlangıcında mahal içerisindeki bağıl nem değeri %34.53 den %49.95 değerine çıktığı görülmüş olup, sonrasına sabit kaldığı gözlemlenmiştir.



Şekil 4.2 DENEY NO 045 – T04 & V3 & Q0 şartlarında yapılan deneye ait sıcaklık ve nem değişim grafiği

Şekil 4.3'te görüldüğü üzere, tavandan soğutma yapıldığında, tavan panelinden dikey yönde aşağıya inildikçe mahal hava sıcaklığı yükselmektedir. h=0 mm yüksekliğinde (mahal zemininde) sıcaklık T_{h0}=27.54 ºC'den h=2000 mm'de T_{h2000}=21.92 ºC'ye düştüğü görülmüştür. Mahal içerisinde ölçüm yapılan sıcaklıkların ortalaması alındığında, ortalama hava sıcaklığı T_{hava}=22.43 ºC tespit edilmiştir.



Şekil 4.3 Test odası merkezinde dikey sıcaklık profili (Isı yükü yok)

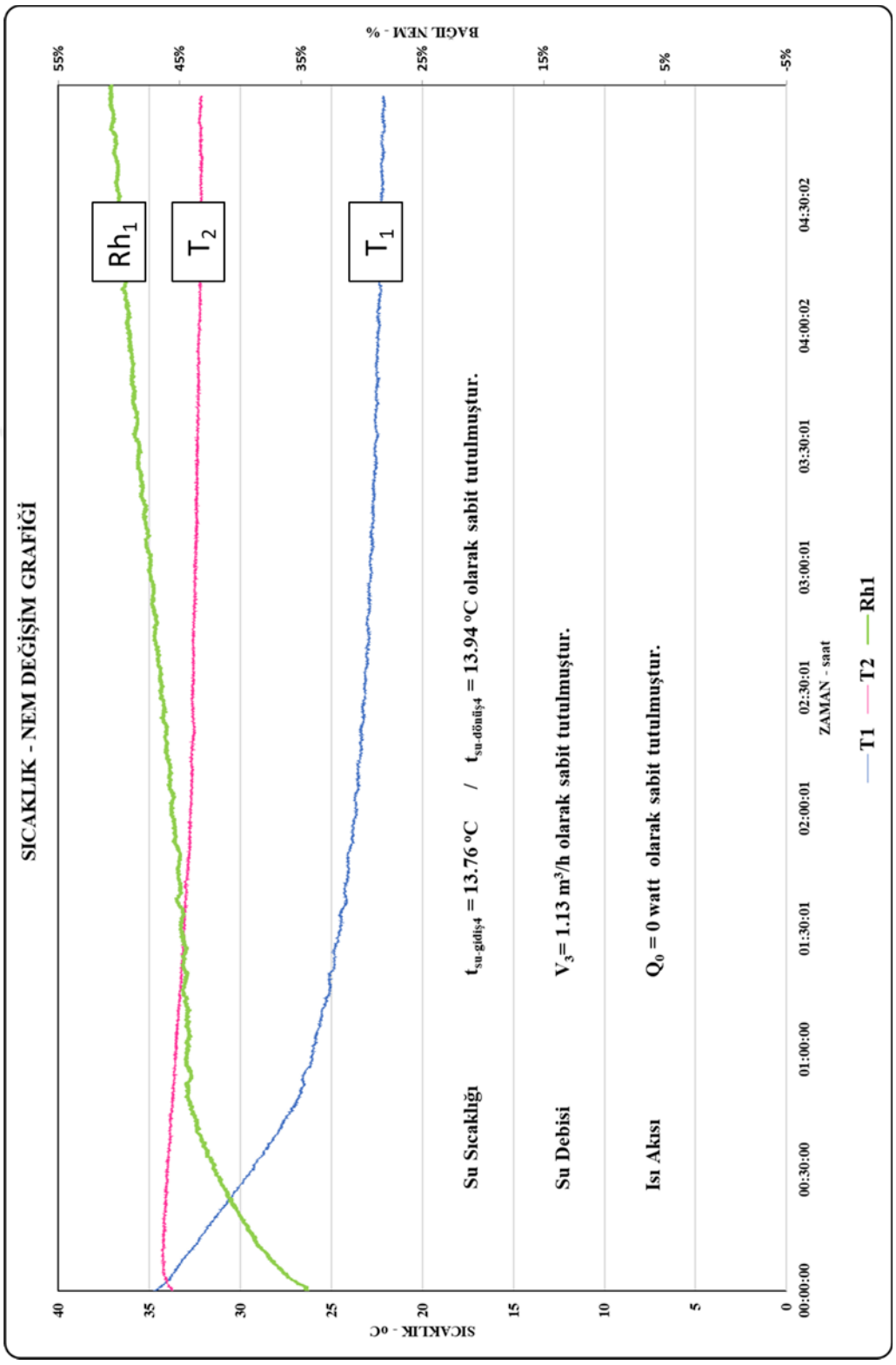
Deneylerden alınan sonuçlara göre, deney odası dış hava sıcaklığı T_2=32.19 ºC, soğuk tavan paneli sıcaklığı T_{panel}=14.85 ºC sabit tutulduğunda, tavandan soğutma yapılan deney odası ortalama hava sıcaklık değeri 22.43 ºC ölçülmüştür. Mahalde konforun sağlanması açısından, mahal sıcaklığının T_{hava}=22.43 ºC ve bağıl nem değerinin %49.95 olması uygun olarak değerlendirilmiştir. Mahal içerisinde yapılan sıcaklık ölçümlerinde, homojen sıcaklık dağılımları olduğu değerlendirilmiştir.

Şekil 4.4'te görüldüğü üzere, mahal içerisinde ısı yükü olmadığı durumda, deney odası dış hava sıcaklığı T_2=32.10 ºC sabit tutulduğunda, mahal içi sıcaklığı ilk 240 dakika da T_1=34.78 ºC'den T_1=22.25 ºC'ye indiği ve 60 dakika süresince sabit kaldığı sonucuna ulaşılmıştır. Deney süresince deney odası içi bağıl nem seviyesinin de %34.53 değerinden %50.01 değerine çıktığı ve bu değerde sabit kaldığı, mahal içinde hava hız değerinin 0.04 m/s ölçüldüğü, ölçülen bu sıcaklık, bağıl nem ve hava hızı değerlerinin mahalde konfor şartlarını sağladığı değerlendirilmiştir.

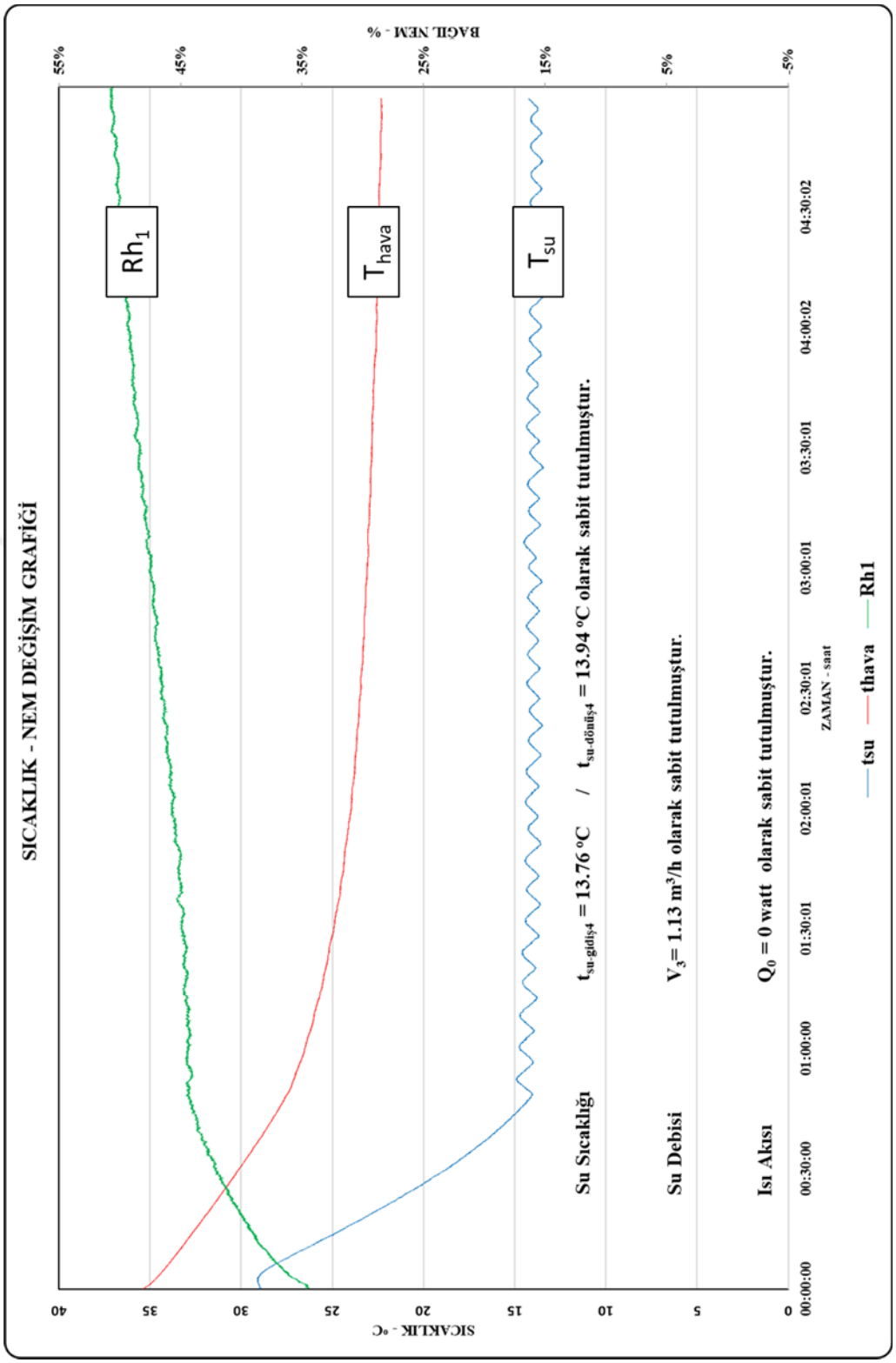
Şekil 4.5'te zamana bağlı mahal içerisindeki havanın sıcaklığı ve su sıcaklığının değişimi verilmiştir. Şekil 4.5'te görüldüğü üzere mahal içinde ısı yükü olmadığı durumda mahal içi sıcaklığı 34.7 ºC'den 22.25 ºC'ye indiği ve 60 dakika rejimde sabit kaldığı 1.13 m^3/h debideki suyun sıcaklığında 29.12 ºC'den yaklaşık 48 dakikada 13.86 ºC'ye inerek sabit kaldığı görülmüştür.

Şekil 4.6'de zamana göre su sıcaklığı, mahal içi ortalama hava sıcaklığı, mahal için duvar sıcaklıkları ve farklı yükseklik değerindeki havanın sıcaklık değerleri karşılaştırılmıştır. Deney boyunca dış ortam sıcaklığı T_2= 32.19 ºC'de sabit tutulmuştur. Mahal içerisinde ilk aşamada ısı yükü olmadığında deneyler yapılmıştır. Şekil 4.6'de görüldüğü üzere dış ortam sıcaklığı T_2=32,19 ºC'de deney süresince sabit tutulduğunda tavan panel sıcaklığı ilk yaklaşık 48 dakika sürede T_{panel}=29.87 ºC'den T_{panel}=16.12 ºC'ye indiği ve sistemin rejime girdiği gözlenmiştir. Deney başlangıcında mahal içi duvar yüzeylerinin sıcaklık ortalaması T_{duvar}=35.44 ºC'den 240 dakika sonra T_{duvar}=23.89 ºC'ye indiği görülmüştür. Bilindiği üzere ANSI ASHRAE STANDARD 55:2010 [19] standardına göre mahal içi sıcaklık ortalaması ile mahali çevreleyen yüzeylerin sıcaklığı arasındaki farkın 2 – 3ºC'yi aşmaması istenmektedir. Yapılan deneylerde de mahal içi sıcaklığın

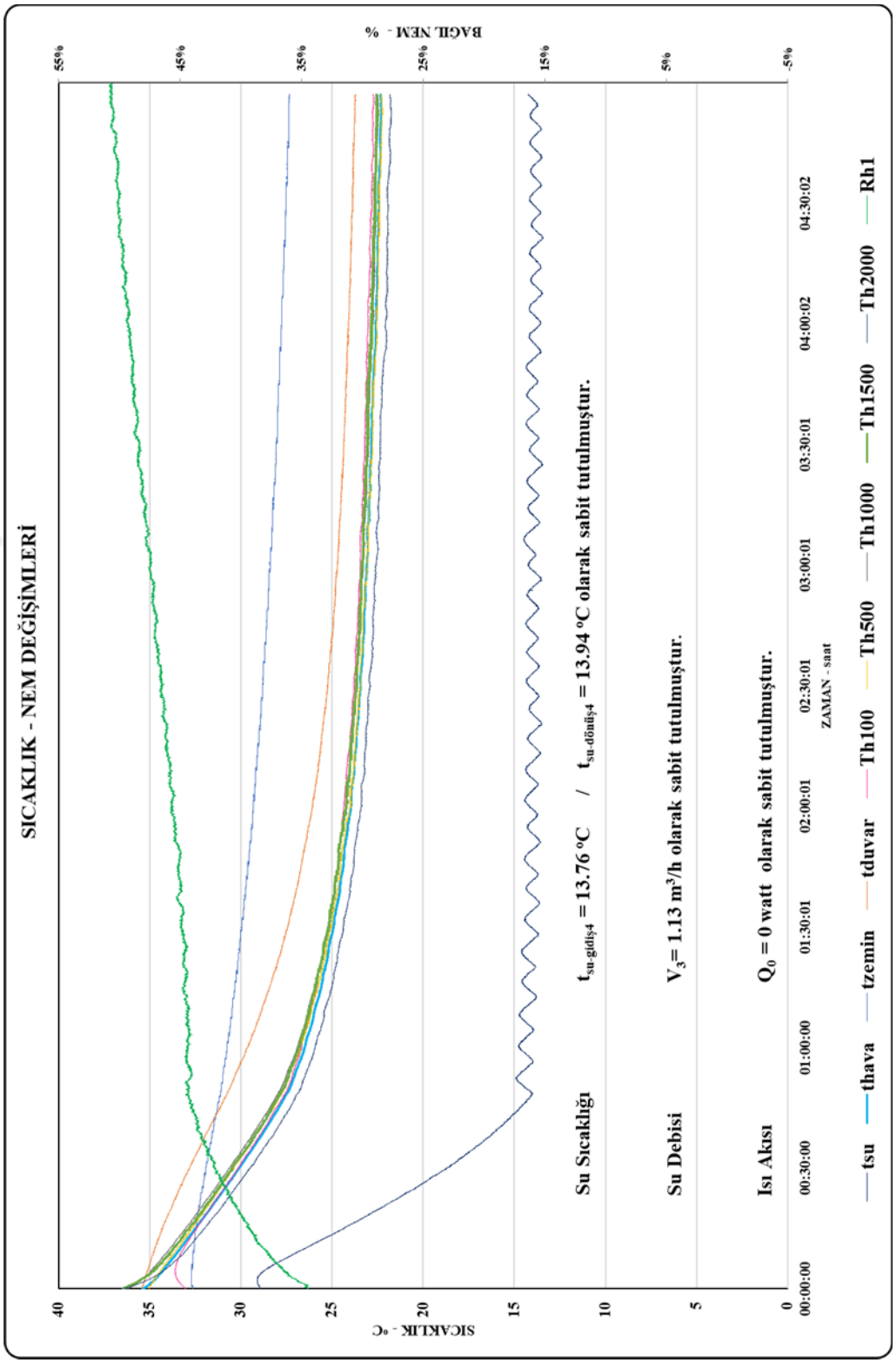
T_1=22.25 ºC olduğu durumda duvar iç yüzey sıcaklığının T_{duvar}=23.89 ºC sağladığı görülmüştür.



Şekil 4.4 Deney odası sıcaklık (T_1) & nem (Rh_1) ve deney odası çevresi sıcaklık (T_2) değişim grafiği (DENEY NO 045 – T04 & V3 & Q0)



Şekil 4.5 Deney odası ortalama sıcaklık (T_{hava}) & nem (Rh_1) ve soğuk tavan su ortalama sıcaklık (T_{su}) değişim grafiği (DENEY NO 045 – T04 & V3 & Q0)



Şekil 4.6 Deney odası ortalama sıcaklık (T_{hava}), h=100 (T_{h100}), h=500 (T_{h500}), zemin (T_{zemin}), duvar (T_{duvar}), soğuk tavan su ortalama sıcaklık (T_{su}) değişim grafiği (DENEY NO 045 – T04 & V3 & Q0)

4.2 Tavandan Soğutmada Sabit Su Sıcaklığında, Değişken Su Debisi ve Değişken Isı Akısı Durumunun İncelenmesi

Şekil 4.7'de tavandan soğutma sisteminde dolaşan su debisi V_1=0.54 m^3/h, V_2=0.93 m^3/h, ve V_3= 1.09 m^3/h'de olmak üzere üç farklı durumda sabit tutulduğu durumda, su sıcaklığı $t_{su\text{-}gidiş1}$=17.77 ºC değerinde sabit tutulduğu durumda ve mahal içerisindeki ısı akısı Q_0=0 Watt, Q_1=280 Watt, Q_2=500 Watt, Q_3=780 Watt olarak dört farklı ısı akısı değeri için zamana bağlı mahal sıcaklık değişim grafiği verilmiştir. Bu şartlar altında yapılan 12 adet deneyin 3 tanesinde mahalin konfor şartlarına ulaştığı gözlemlenmiştir.

- Su debisi V_1=0.54 m^3/h ve ısı akısı Q_0=0 Watt durumunda, deney başlangıcında mahal sıcaklığı T_1 =34.46 ºC olup 167 dakika sonra T_1 = 25.10 ºC'ye düştüğü konfor şartlarını sağladığı deney sonuna kadar 141 dakika sıcaklığın sabit kaldığı gözlemlenmiştir.
- Su debisi V_2=0.93 m^3/h ve ısı akısı Q_0=0 Watt durumunda, deney başlangıcında mahal sıcaklığı T_1 =33.85 ºC olup 187 dakika sonra T_1 = 24.69 ºC'ye düştüğü konfor şartlarını sağladığı deney sonuna kadar 113 dakika sıcaklığın sabit kaldığı gözlemlenmiştir.
- Su debisi V_3=1.09 m^3/h ve ısı akısı Q_0=0 Watt durumunda, deney başlangıcında mahal sıcaklığı T_1 =34.55 ºC olup 140 dakika sonra T_1 = 25.90 ºC'ye düştüğü konfor şartlarını sağladığı deney sonuna kadar 173 dakika sıcaklığın sabit kaldığı gözlemlenmiştir.

Şekil 4.8'de tavandan soğutma sisteminde dolaşan su debisi V_1=0.54 m^3/h, V_2=0.93 m^3/h ve V_3= 1.09 m^3/h'de olmak üzere üç farklı durumda sabit tutulduğu durumda, su sıcaklığı $t_{su\text{-}gidiş2}$=16.62 ºC değerinde sabit tutulduğu durumda ve mahal içerisindeki ısı akısı Q_0=0 Watt, Q_1=280 Watt, Q_2=500 Watt, Q_3=780 Watt olarak dört farklı ısı akısı değeri için zamana bağlı mahal sıcaklık değişim grafiği verilmiştir. Bu şartlar altında yapılan 12 adet deneyin 3 tanesinde mahalin konfor şartlarına ulaştığı gözlemlenmiştir.

- Su debisi V_1=0.54 m^3/h ve ısı akısı Q_0=0 Watt durumunda, deney başlangıcında mahal sıcaklığı T_1 =36.97 ºC olup 141 dakika sonra T_1 = 25.67 ºC'ye düştüğü konfor şartlarını sağladığı deney sonuna kadar 99 dakika sıcaklığın sabit kaldığı gözlemlenmiştir.

- Su debisi V_2=0.93 m^3/h ve ısı akısı Q_0=0 Watt durumunda, deney başlangıcında mahal sıcaklığı T_1 =34.15 ºC olup 186 dakika sonra T_1 = 25.28 ºC'ye düştüğü konfor şartlarını sağladığı deney sonuna kadar 118 dakika sıcaklığın sabit kaldığı gözlemlenmiştir.
- Su debisi V_3=1.09 m^3/h ve ısı akısı Q_0=0 Watt durumunda, deney başlangıcında mahal sıcaklığı T_1 =34.10 ºC olup 171 dakika sonra T_1 = 24.90 ºC'ye düştüğü konfor şartlarını sağladığı deney sonuna kadar 132 dakika sıcaklığın sabit kaldığı gözlemlenmiştir.

Şekil 4.9'da tavandan soğutma sisteminde dolaşan su debisi V_1=0.54 m^3/h, V_2=0.93 m^3/h ve V_3= 1.09 m^3/h'de olmak üzere üç farklı durumda sabit tutulduğu durumda, su sıcaklığı $t_{su\text{-}gidiş3}$=15.57 ºC değerinde sabit tutulduğu durumda ve mahal içerisindeki ısı akısı Q_0=0 Watt, Q_1=280 Watt, Q_2=500 Watt, Q_3=780 Watt olarak dört farklı ısı akısı değeri için zamana bağlı mahal sıcaklık değişim grafiği verilmiştir. Bu şartlar altında yapılan 12 adet deneyin 3 tanesinde mahalin konfor şartlarına ulaştığı gözlemlenmiştir.

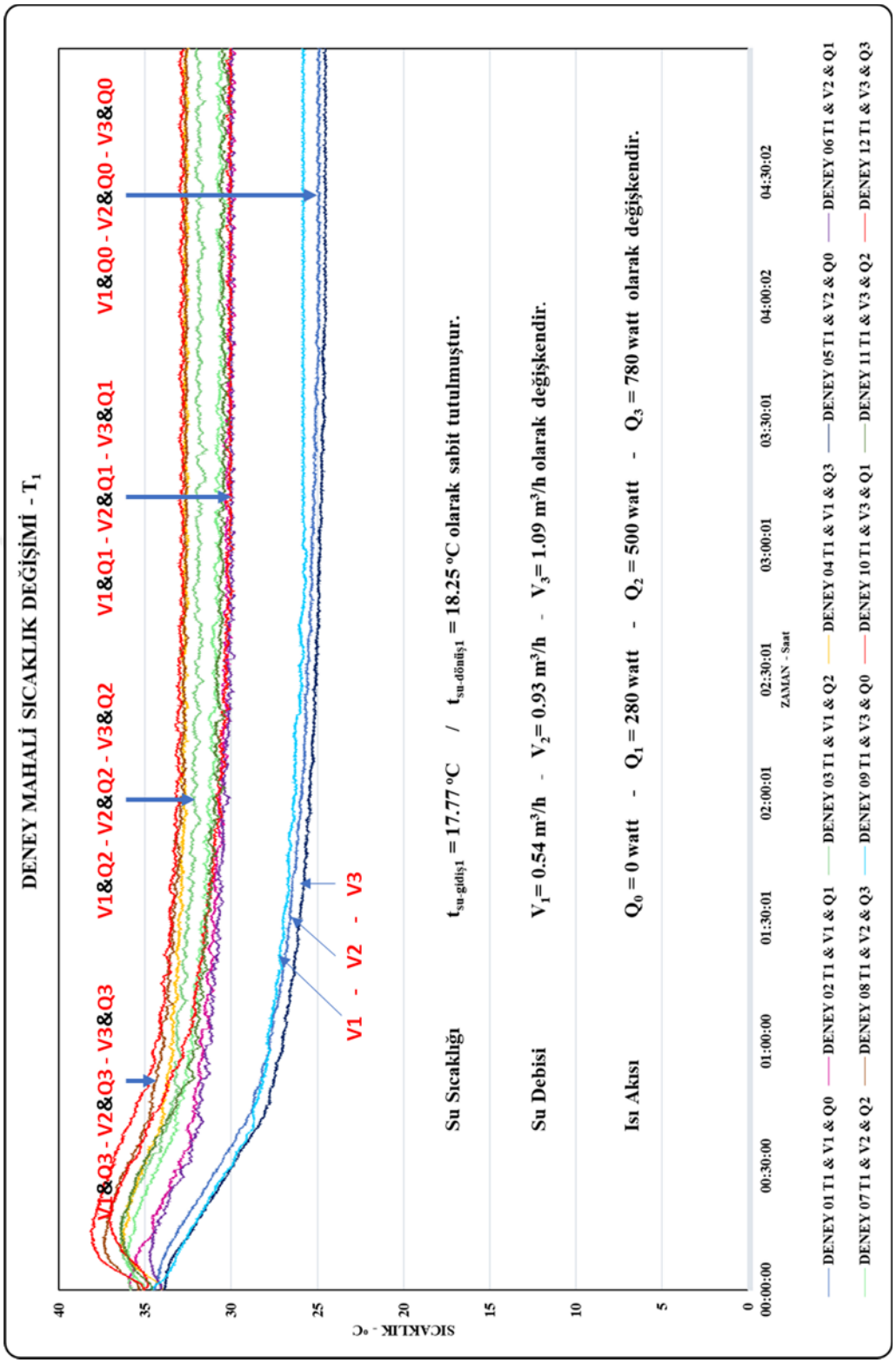
- Su debisi V_1=0.54 m^3/h ve ısı akısı Q_0=0 Watt durumunda, deney başlangıcında mahal sıcaklığı T_1 =35.91 ºC olup 233 dakika sonra T_1 = 24.26 ºC'ye düştüğü konfor şartlarını sağladığı deney sonuna kadar 69 dakika sıcaklığın sabit kaldığı gözlemlenmiştir.
- Su debisi V_2=0.93 m^3/h ve ısı akısı Q_0=0 Watt durumunda, deney başlangıcında mahal sıcaklığı T_1 =33.00 ºC olup 246 dakika sonra T_1 = 24.01 ºC'ye düştüğü konfor şartlarını sağladığı deney sonuna kadar 101 dakika sıcaklığın sabit kaldığı gözlemlenmiştir.
- Su debisi V_3=1.09 m^3/h ve ısı akısı Q_0=0 Watt durumunda, deney başlangıcında mahal sıcaklığı T_1 =35.01 ºC olup 240 dakika sonra T_1 = 23.47 ºC'ye düştüğü konfor şartlarını sağladığı deney sonuna kadar 60 dakika sıcaklığın sabit kaldığı gözlemlenmiştir.

Şekil 4.10'da tavandan soğutma sisteminde dolaşan su debisi V_1=0.54 m^3/h, V_2=0.93 m^3/h, ve V_3= 1.09 m^3/h'de olmak üzere üç farklı durumda sabit tutulduğu durumda, su sıcaklığı $t_{su\text{-}gidiş4}$=14.15 ºC değerinde sabit tutulduğu durumda ve mahal içerisindeki ısı akısı Q_0=0 Watt, Q_1=280 Watt, Q_2=500 Watt, Q_3=780 Watt olarak dört farklı ısı akısı değeri için zamana bağlı mahal sıcaklık değişim grafiği

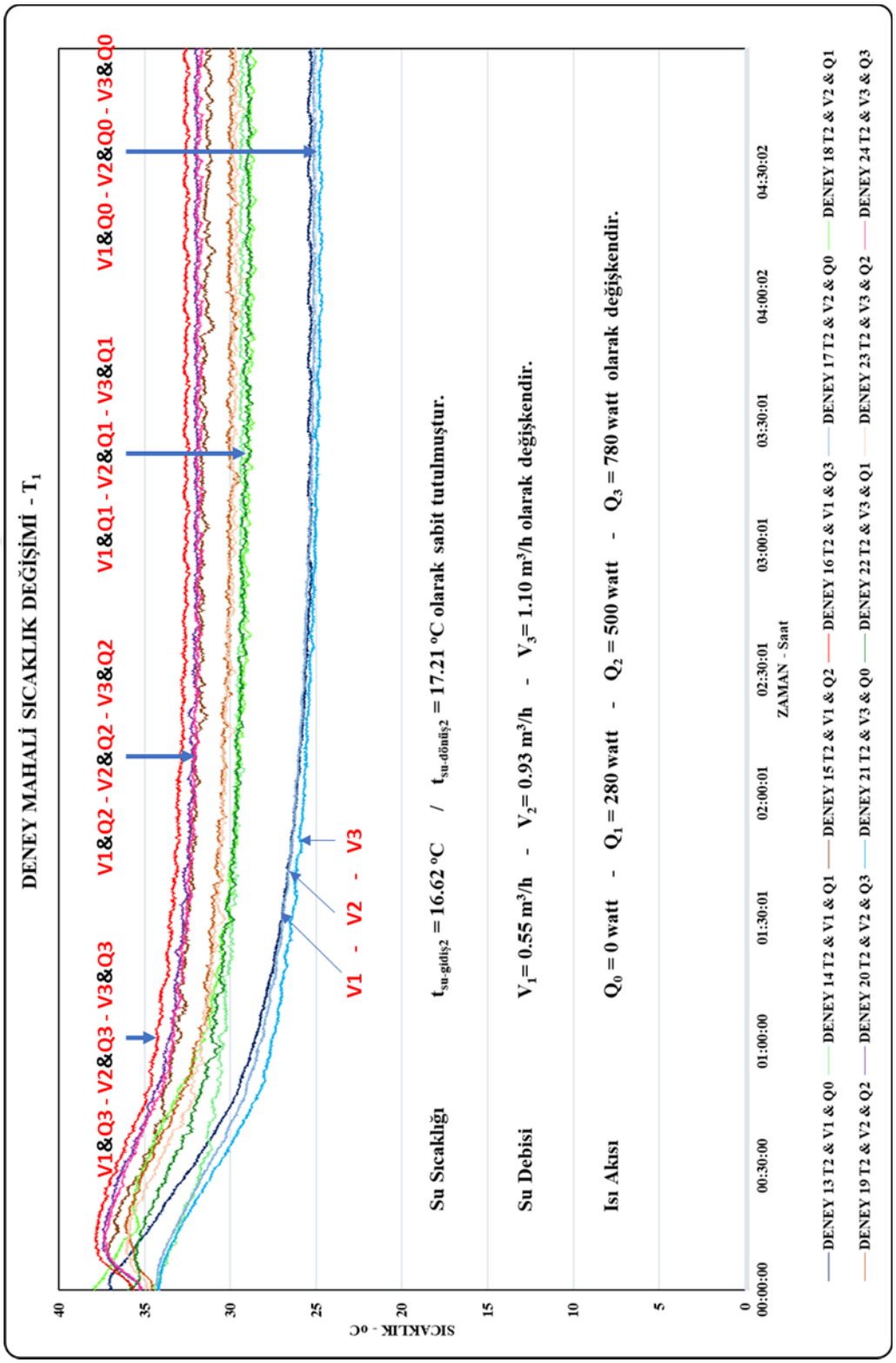
verilmiştir. Bu şartlar altında yapılan 12 adet deneyin 3 tanesinde mahalin konfor şartlarına ulaştığı gözlemlenmiştir.

- Su debisi V_1=0.54 m^3/h ve ısı akısı Q_0=0 Watt durumunda, deney başlangıcında mahal sıcaklığı T_1 =35.12 ºC olup 240 dakika sonra T_1 = 22.96 ºC'ye düştüğü konfor şartlarını sağladığı deney sonuna kadar 62 dakika sıcaklığın sabit kaldığı gözlemlenmiştir.
- Su debisi V_2=0.93 m^3/h ve ısı akısı Q_0=0 Watt durumunda, deney başlangıcında mahal sıcaklığı T_1 =34.78 ºC olup 226 dakika sonra T_1 = 22.57 ºC'ye düştüğü konfor şartlarını sağladığı deney sonuna kadar 74 dakika sıcaklığın sabit kaldığı gözlemlenmiştir.
- Su debisi V_2=0.93 m^3/h ve ısı akısı Q_0=280 Watt durumunda, deney başlangıcında mahal sıcaklığı T_1 =34.19 ºC olup 175 dakika sonra T_1 = 26.46 ºC'ye düştüğü konfor şartlarını sağladığı deney sonuna kadar 126 dakika sıcaklığın sabit kaldığı gözlemlenmiştir.
- Su debisi V_3=1.09 m^3/h ve ısı akısı Q_0=0 Watt durumunda, deney başlangıcında mahal sıcaklığı T_1 =34.78 ºC olup 240 dakika sonra T_1 = 22.26 ºC'ye düştüğü konfor şartlarını sağladığı deney sonuna kadar 60 dakika sıcaklığın sabit kaldığı gözlemlenmiştir.
- Su debisi V_3=1.09 m^3/h ve ısı akısı Q_0=280 Watt durumunda, deney başlangıcında mahal sıcaklığı T_1 =33.12 ºC olup 158 dakika sonra T_1 = 26.48 ºC'ye düştüğü konfor şartlarını sağladığı deney sonuna kadar 143 dakika sıcaklığın sabit kaldığı gözlemlenmiştir.

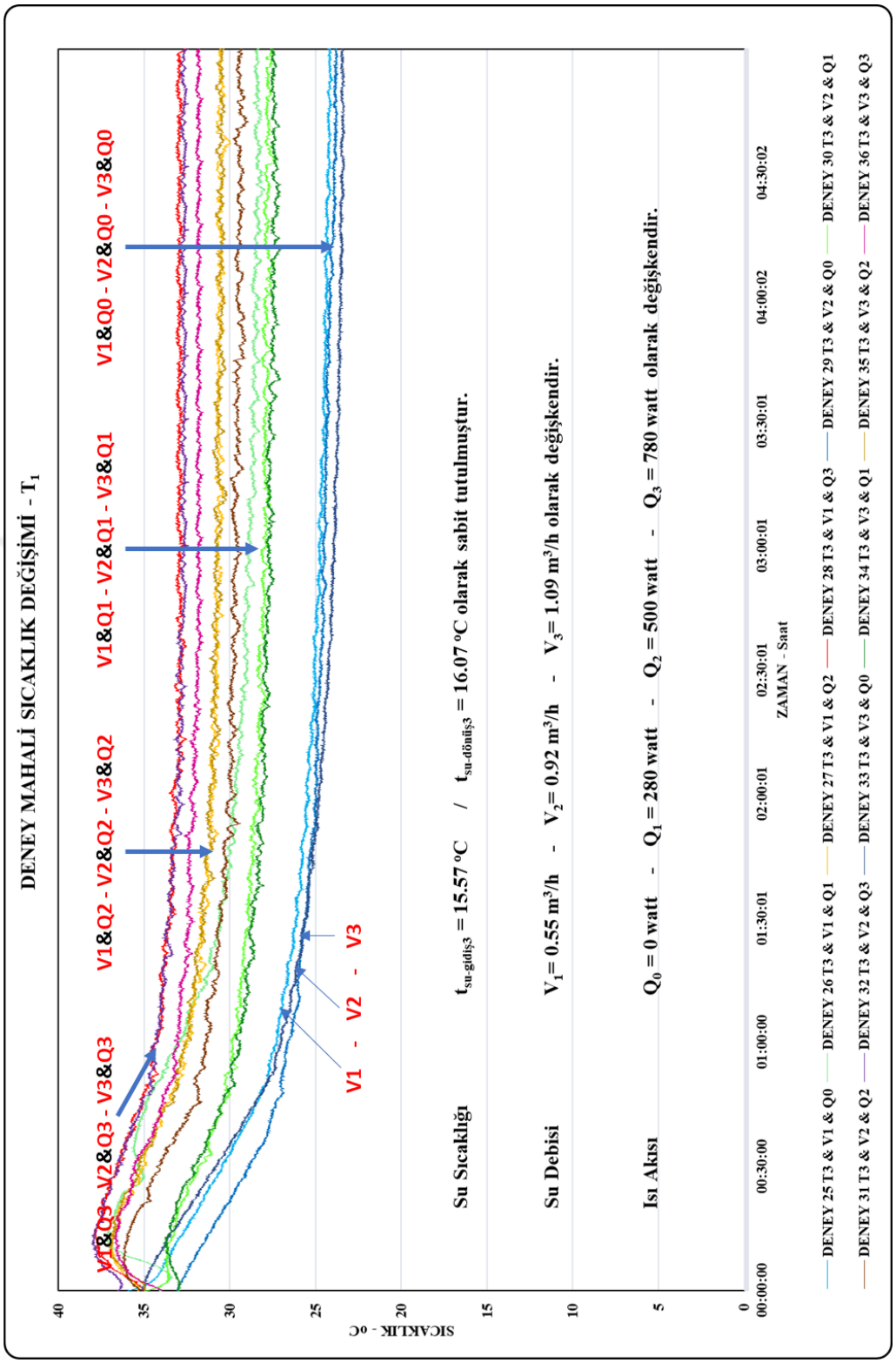
$t_{su\text{-}gidiş1}$=17.77 ºC, $t_{su\text{-}gidiş2}$=16.62 ºC, $t_{su\text{-}gidiş3}$=15.57 ºC, $t_{su\text{-}gidiş4}$=14.15 ºC su sıcaklığı değerlerinde, değişen su debisi ve değişen ısı akısı durumunda yapılan deneylerde, mahalin istenilen konfor şartlarına ulaştığı sonucuna ulaşılmıştır. Tavan panelinde dolaşan su sıcaklığı değerinin düşük olması, panelin soğutma performansını arttırmıştır. Burada su sıcaklığı çiğ noktası sıcaklığının üzerinde kalacak şekilde mümkün olduğunca düşük tutulması, tavandan soğutma uygulamalarında en iyi sonuç verdiği tespit edilmiş olup önerilmektedir.



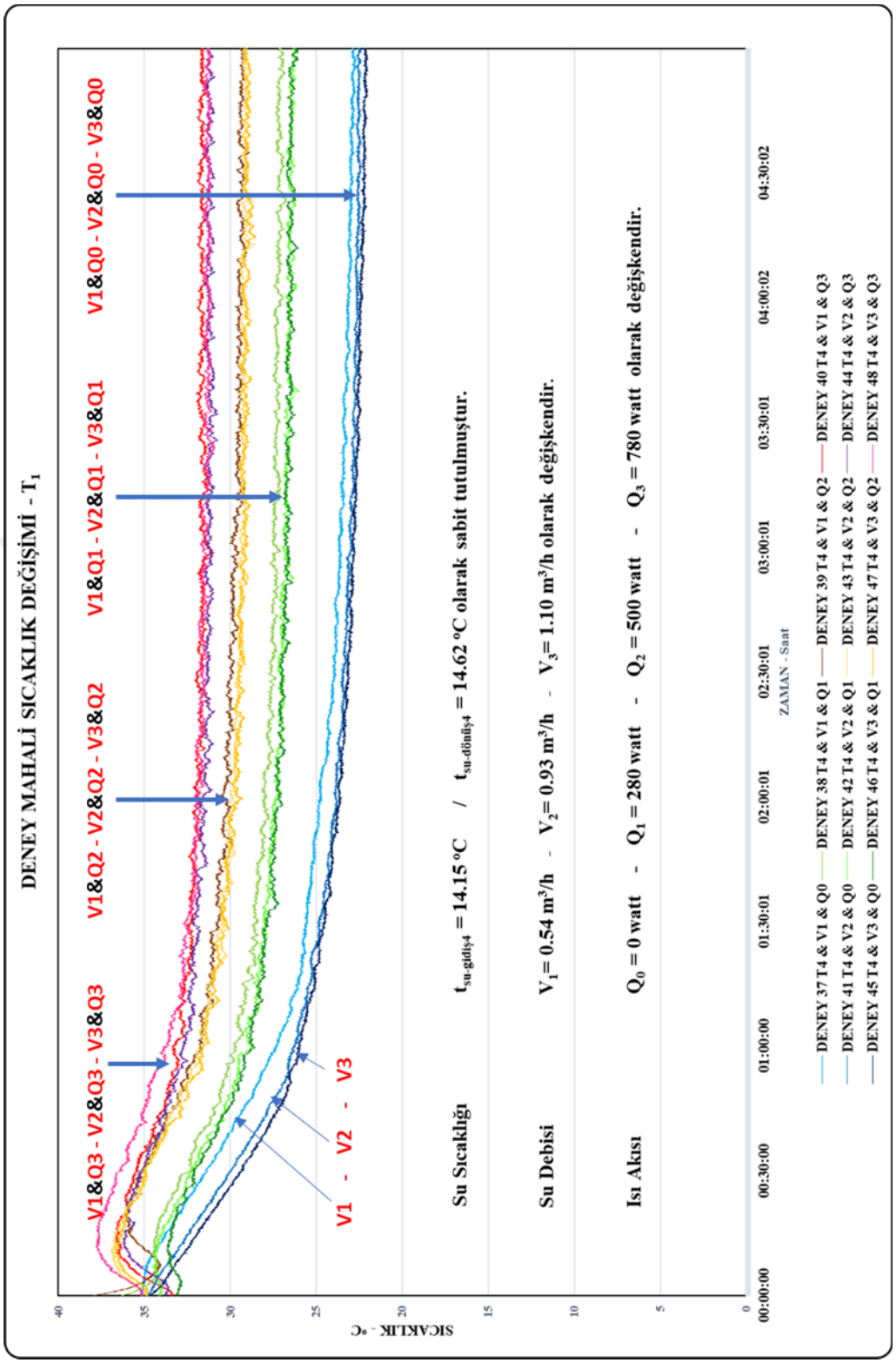
Şekil 4.7 Mahal hava sıcaklığının (T_1) farklı ısı akısı ve su debisi durumunda zamana bağlı değişimi ($T_{su\text{-}gidiş1}$=17.77 °C sabit su sıcaklığı durumunda)



Şekil 4.8 Mahal hava sıcaklığının (T_1) farklı ısı akısı ve su debisi durumunda zamana bağlı değişimi ($T_{su\text{-}gidiş2}$=16.62 °C sabit su sıcaklığı durumunda)



Şekil 4.9 Mahal hava sıcaklığının (T_1) farklı ısı akısı ve su debisi durumunda zamana bağlı değişimi ($T_{su\text{-}gidiş3}$=15.57 °C sabit su sıcaklığı durumunda)



Şekil 4.10 Mahal hava sıcaklığının (T_1) farklı ısı akısı ve su debisi durumunda zamana bağlı değişimi ($T_{su\text{-}gidiş4}$=14.15 °C sabit su sıcaklığı durumunda)

4.3 Sabit Su Debisinde, Değişken Su Sıcaklığı ve Değişken Isı Akısı Durumunun İncelenmesi

Şekil 4.11'de tavandan soğutma sisteminde dolaşan su sıcaklığı $t_{su\text{-}gidiş1}$=17.83 ºC, $t_{su\text{-}gidiş2}$=16.67 ºC, $t_{su\text{-}gidiş3}$=15.68 ºC ve $t_{su\text{-}gidiş4}$=14.42 ºC'de olmak üzere dört farklı durumda sabit tutulduğu durumda, su debisi V_1=0.54 m^3/h değerinde sabit tutulduğu durumda ve mahal içerisindeki ısı akısı Q_0=0 Watt, Q_1=280 Watt, Q_2=500 Watt, Q_3=780 Watt olarak dört farklı ısı akısı değeri için zamana bağlı mahal sıcaklık değişim grafiği verilmiştir. Bu şartlar altında yapılan 16 adet deneyin 4 tanesinde mahalin konfor şartlarına ulaştığı gözlemlenmiştir.

- $t_{su\text{-}gidiş1}$=17.83 ºC – $t_{su\text{-}dönüş1}$=18.49 ºC'de ve ısı akısı Q_0=0 Watt durumunda, deney başlangıcında mahal sıcaklığı T_1 =34.46 ºC olup 167 dakika sonra T_1 = 25.10 ºC'ye düştüğü, konfor şartlarını sağladığı deney sonuna kadar 141 dakika sıcaklığın sabit kaldığı gözlemlenmiştir.
- $t_{su\text{-}gidiş2}$=16.67 ºC – $t_{su\text{-}dönüş2}$=17.50 ºC'de ve ısı akısı Q_0=0 Watt durumunda, deney başlangıcında mahal sıcaklığı T_1 =36.97 ºC olup 141 dakika sonra T_1 = 25.67 ºC'ye düştüğü, konfor şartlarını sağladığı deney sonuna kadar 99 dakika sıcaklığın sabit kaldığı gözlemlenmiştir.
- $t_{su\text{-}gidiş3}$=15.68 ºC – $t_{su\text{-}dönüş3}$=16.51 ºC'de ve ısı akısı Q_0=0 Watt durumunda, deney başlangıcında mahal sıcaklığı T_1 =35.91 ºC olup 233 dakika sonra T_1 = 24.26 ºC'ye düştüğü, konfor şartlarını sağladığı deney sonuna kadar 69 dakika sıcaklığın sabit kaldığı gözlemlenmiştir.
- $t_{su\text{-}gidiş4}$=14.42 ºC – $t_{su\text{-}dönüş4}$=15.10 ºC'de ve ısı akısı Q_0=0 Watt durumunda, deney başlangıcında mahal sıcaklığı T_1 =35.12 ºC olup 241 dakika sonra T_1 = 22.96 ºC'ye düştüğü, konfor şartlarını sağladığı deney sonuna kadar 62 dakika sıcaklığın sabit kaldığı gözlemlenmiştir.

Şekil 4.12'de tavandan soğutma sisteminde dolaşan su sıcaklığı $t_{su\text{-}gidiş1}$=17.73 ºC, $t_{su\text{-}gidiş2}$=16.59 ºC, $t_{su\text{-}gidiş3}$=15.57 ºC, $t_{su\text{-}gidiş4}$=14.06 ºC'de olmak üzere dört faklı durumda sabit tutulduğu durumda, su debisi V_2=0.93 m^3/h değerinde sabit tutulduğu durumda ve mahal içerisindeki ısı akısı Q_0=0 Watt, Q_1=280Watt, Q_2=500 Watt, Q_3=780 Watt olarak dört farklı ısı akısı değeri için zamana bağlı mahal sıcaklık değişim grafiği verilmiştir. Bu şartlar altında yapılan 16 adet deney in 11

tanesinde mahalin konfor şartlarına ulaşamadığı, 5 tanesinde ise mahalin konfor şartlarına ulaştığı gözlemlenmiştir.

- $t_{su\text{-}gidiş1}$=17.73 ºC – $t_{su\text{-}dönüş1}$=18.09 ºC'de ve ısı akısı Q_0=0 Watt durumunda, deney başlangıcında mahal sıcaklığı T_1 =33.85 ºC olup 187 dakika sonra T_1 = 24.69 ºC'ye düştüğü, konfor şartlarını sağladığı deney sonuna kadar 113 dakika sıcaklığın sabit kaldığı gözlemlenmiştir.
- $t_{su\text{-}gidiş2}$=16.59 ºC – $t_{su\text{-}dönüş2}$=17.10 ºC'de ve ısı akısı Q_0=0 Watt durumunda, deney başlangıcında mahal sıcaklığı T_1 =34.15 ºC olup 186 dakika sonra T_1 = 25.28 ºC'ye düştüğü, konfor şartlarını sağladığı deney sonuna kadar 118 dakika sıcaklığın sabit kaldığı gözlemlenmiştir.
- $t_{su\text{-}gidiş3}$=15.57 ºC – $t_{su\text{-}dönüş3}$=15.95 ºC'de ve ısı akısı Q_0=0 Watt durumunda, deney başlangıcında mahal sıcaklığı T_1 =33.00 ºC olup 246 dakika sonra T_1 = 24.01 ºC'ye düştüğü, konfor şartlarını sağladığı deney sonuna kadar 101 dakika sıcaklığın sabit kaldığı gözlemlenmiştir.
- $t_{su\text{-}gidiş4}$=14.06 ºC – $t_{su\text{-}dönüş4}$=14.42 ºC'de ve ısı akısı Q_0=0 Watt durumunda, deney başlangıcında mahal sıcaklığı T_1 =34.78 ºC olup 226 dakika sonra T_1 = 22.57 ºC'ye düştüğü, konfor şartlarını sağladığı deney sonuna kadar 74 dakika sıcaklığın sabit kaldığı gözlemlenmiştir.
- $t_{su\text{-}gidiş4}$=14.06 ºC – $t_{su\text{-}dönüş4}$=14.42 ºC'de ve ısı akısı Q_1=280 Watt durumunda, deney başlangıcında mahal sıcaklığı T_1 =34.19 ºC olup 175 dakika sonra T_1 = 26.46 ºC'ye düştüğü, konfor şartlarını sağladığı deney sonuna kadar 126 dakika sıcaklığın sabit kaldığı gözlemlenmiştir.

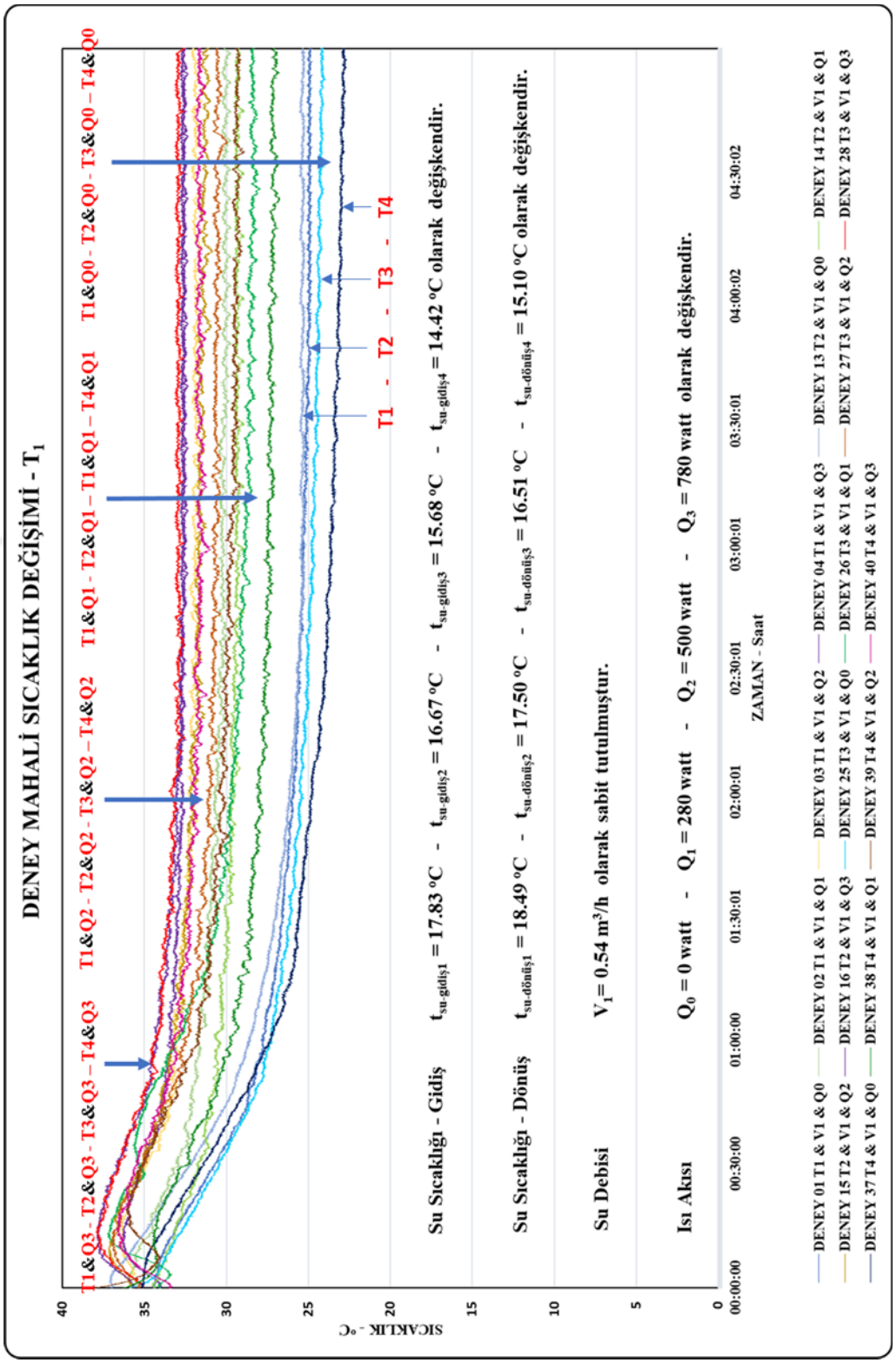
Şekil 4.13'te tavandan soğutma sisteminde dolaşan su sıcaklığı $t_{su\text{-}gidiş1}$=17.74 ºC, $t_{su\text{-}gidiş2}$=16.59 ºC, $t_{su\text{-}gidiş3}$=15.52 ºC, $t_{su\text{-}gidiş4}$=13.96 ºC'de olmak üzere dört faklı durumda sabit tutulduğu durumda, su debisi V_3=1.10 m^3/h değerinde sabit tutulduğu durumda ve mahal içerisindeki ısı akısı Q_0=0 Watt, Q_1=280Watt, Q_2=500 Watt, Q_3=780 Watt olarak dört farklı ısı akısı değeri için zamana bağlı mahal sıcaklık değişim grafiği verilmiştir. Bu şartlar altında yapılan 16 adet deney in 11 tanesinde mahalin konfor şartlarına ulaşamadığı, 5 tanesinde ise mahalin konfor şartlarına ulaştığı gözlemlenmiştir.

- $t_{su\text{-}gidiş1}$=17.74 ºC – $t_{su\text{-}dönüş1}$=18.17 ºC'de ve ısı akısı Q_0=0 Watt durumunda, deney başlangıcında mahal sıcaklığı T_1 =34.55 ºC olup 140 dakika sonra T_1

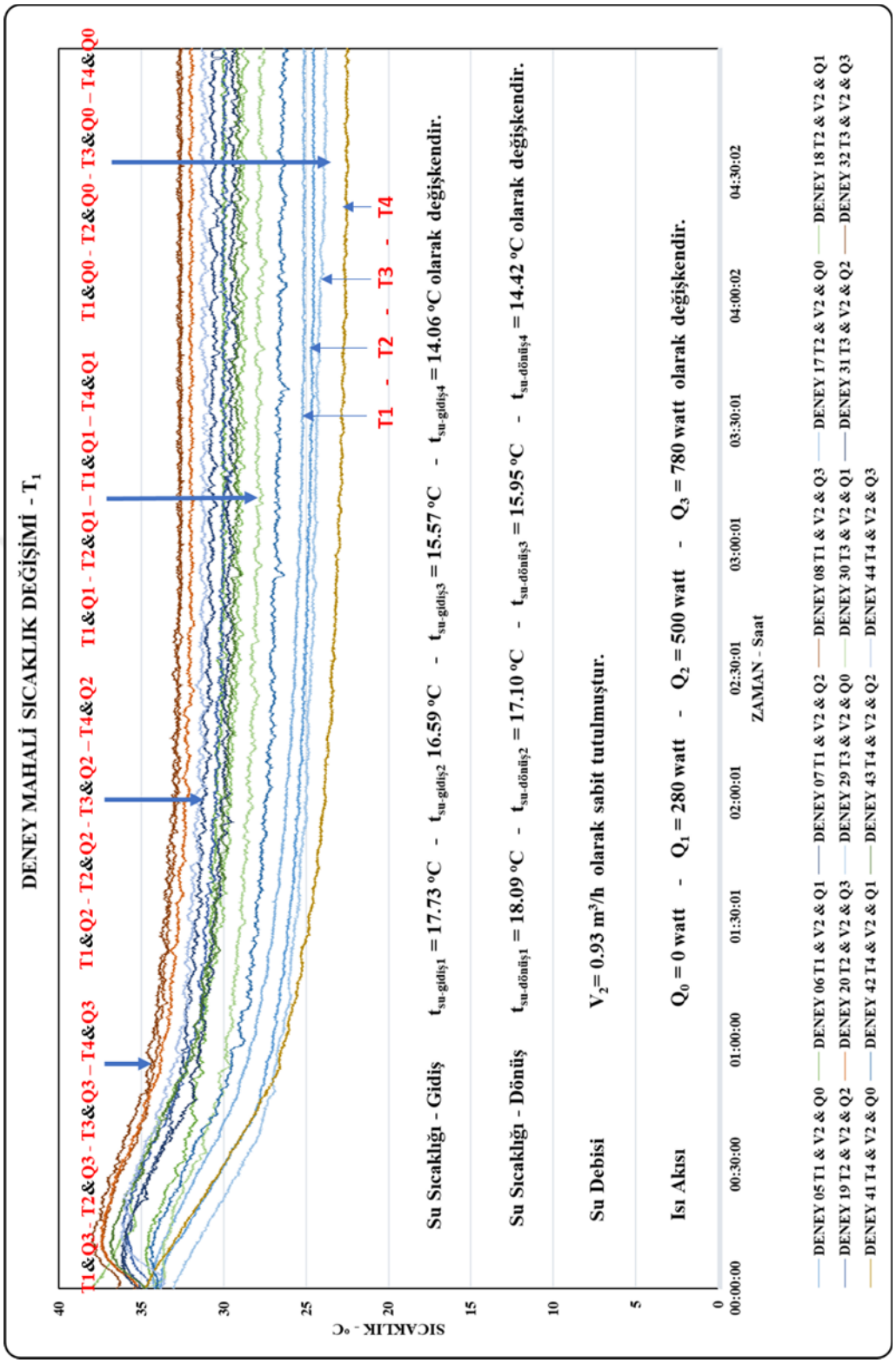
= 25.90 ºC'ye düştüğü konfor şartlarını sağladığı deney sonuna kadar 173 dakika sıcaklığın sabit kaldığı gözlemlenmiştir.

- $t_{su\text{-}gidiş2}$=16.59 ºC – $t_{su\text{-}dönüş2}$=17.03 ºC'de ve ısı akısı Q_0=0 Watt durumunda, deney başlangıcında mahal sıcaklığı T_1 =34.10 ºC olup 171 dakika sonra T_1 = 24.90 ºC'ye düştüğü konfor şartlarını sağladığı deney sonuna kadar 132 dakika sıcaklığın sabit kaldığı gözlemlenmiştir.
- $t_{su\text{-}gidiş3}$=15.52 ºC – $t_{su\text{-}dönüş3}$=15.83 ºC'de ve ısı akısı Q_0=0 Watt durumunda, deney başlangıcında mahal sıcaklığı T_1 =35.01 ºC olup 240 dakika sonra T_1 = 23.47 ºC'ye düştüğü konfor şartlarını sağladığı deney sonuna kadar 60 dakika sıcaklığın sabit kaldığı gözlemlenmiştir.
- $t_{su\text{-}gidiş4}$=13.96 ºC – $t_{su\text{-}dönüş4}$=14.33 ºC'de ve ısı akısı Q_0=0 Watt durumunda, deney başlangıcında mahal sıcaklığı T_1 =34.78 ºC olup 240 dakika sonra T_1 = 22.26 ºC'ye düştüğü konfor şartlarını sağladığı deney sonuna kadar 60 dakika sıcaklığın sabit kaldığı gözlemlenmiştir.
- $t_{su\text{-}gidiş4}$=13.96 ºC – $t_{su\text{-}dönüş4}$=14.33 ºC'de ve ısı akısı Q_1=280 Watt durumunda, deney başlangıcında mahal sıcaklığı T_1 =33.12 ºC olup 158 dakika sonra T_1 = 26.48 ºC'ye düştüğü konfor şartlarını sağladığı deney sonuna kadar 143 dakika sıcaklığın sabit kaldığı gözlemlenmiştir.

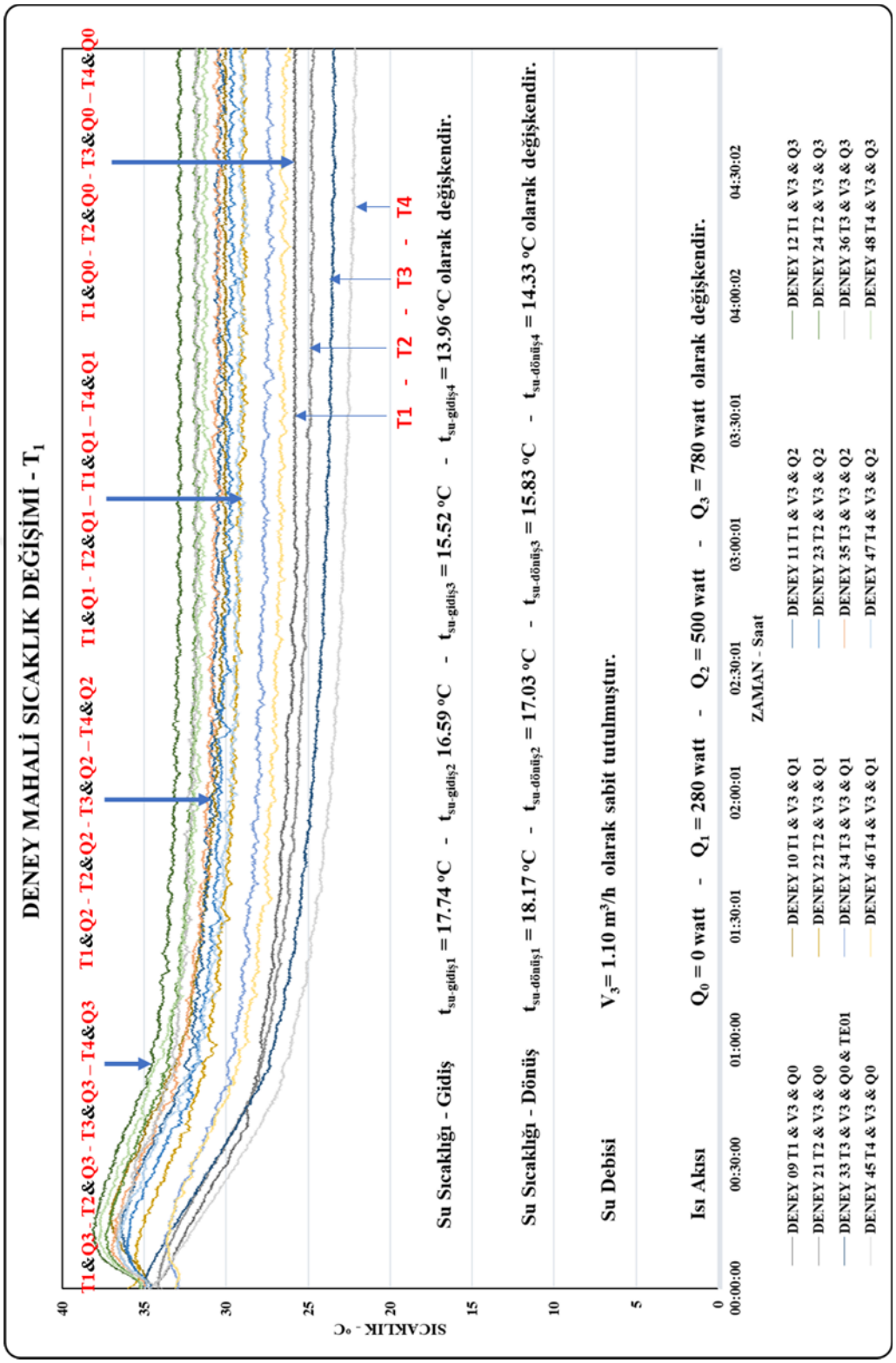
V_1=0.54 m^3/h, V_2=0.93 m^3/h, V_3=1.10 m^3/h su debisi değerlerinde, değişen su sıcaklığı ve değişen ısı akısı durumunda yapılan deneylerde, mahalin istenilen konfor şartlarına ulaştığı sonucuna ulaşılmıştır. Tavan panelinde dolaşan su sıcaklığı değerinin düşük olması, panelin soğutma performansını arttırmıştır. Burada su sıcaklığı çiğ noktası sıcaklığının üzerinde kalacak şekilde mümkün olduğunca düşük tutulması, tavandan soğutma uygulamalarında en iyi sonuç verdiği tespit edilmiş olup önerilmektedir.



Şekil 4.11 Mahal hava sıcaklığının (T_1) farklı ısı akısı ve su sıcaklığı durumunda zamana bağlı değişimi (V_1 =0.54 m^3/h sabit su debisi durumunda)



Şekil 4.12 Mahal hava sıcaklığının (T_1) farklı ısı akısı ve su sıcaklığı durumunda zamana bağlı değişimi (V_2 =0.93 m^3/h sabit su debisi durumunda)



Şekil 4.13 Mahal hava sıcaklığının (T_1) farklı ısı akısı ve su sıcaklığı durumunda zamana bağlı değişimi (V_3 =1.10 m^3/h sabit su debisi durumunda)

4.4 Sabit Isı Akısında, Değişken Su Sıcaklığı ve Değişken Su Debisi Durumunun İncelenmesi

Şekil 4.14'te tavandan soğutma sisteminde dolaşan su sıcaklığı $t_{su\text{-}gidiş1}$=17.58 ºC, $t_{su\text{-}gidiş2}$=16.42 ºC, $t_{su\text{-}gidiş3}$=15.45 ºC, $t_{su\text{-}gidiş4}$=14.01 ºC'de olmak üzere dört farklı durumda sabit tutulduğu durumda, ısı akısı Q_0=0 Watt değerinde sabit tutulduğu durumda ve sistemde dolaşan suyun debisi V_1=0.54 m^3/h – V_2=0.93 m^3/h – V_3=1.10 m^3/h değerleri için zamana bağlı mahal sıcaklık değişim grafiği verilmiştir. Bu şartlar altında yapılan 12 adet deney in 12'sinde de mahalin konfor şartlarına ulaştığı gözlemlenmiştir.

- $t_{su\text{-}gidiş1}$=17.58 ºC ve su debisi V_1=0.54 m^3/h durumunda, deney başlangıcında mahal sıcaklığı T_1 =34.46 ºC olup 167 dakika sonra T_1 = 25.10 ºC'ye düştüğü konfor şartlarını sağladığı deney sonuna kadar 140 dakika sıcaklığın sabit kaldığı gözlemlenmiştir.
- $t_{su\text{-}gidiş1}$=17.58 ºC ve su debisi V_2=0.93 m^3/h durumunda, deney başlangıcında mahal sıcaklığı T_1 =33.85 ºC olup 187 dakika sonra T_1 = 24.69 ºC'ye düştüğü konfor şartlarını sağladığı deney sonuna kadar 113 dakika sıcaklığın sabit kaldığı gözlemlenmiştir.
- $t_{su\text{-}gidiş1}$=17.58 ºC ve su debisi V_3=1.10 m^3/h durumunda, deney başlangıcında mahal sıcaklığı T_1 =34.55 ºC olup 140 dakika sonra T_1 = 25.90 ºC'ye düştüğü konfor şartlarını sağladığı deney sonuna kadar 173 dakika sıcaklığın sabit kaldığı gözlemlenmiştir.
- $t_{su\text{-}gidiş2}$=16.42 ºC ve su debisi V_1=0.54 m^3/h durumunda, deney başlangıcında mahal sıcaklığı T_1 =36.97 ºC olup 141 dakika sonra T_1 = 25.67 ºC'ye düştüğü konfor şartlarını sağladığı deney sonuna kadar 99 dakika sıcaklığın sabit kaldığı gözlemlenmiştir.
- $t_{su\text{-}gidiş2}$=16.42 ºC ve su debisi V_2=0.93 m^3/h durumunda, deney başlangıcında mahal sıcaklığı T_1 =34.15 ºC olup 186 dakika sonra T_1 = 25.28 ºC'ye düştüğü konfor şartlarını sağladığı deney sonuna kadar 118 dakika sıcaklığın sabit kaldığı gözlemlenmiştir.
- $t_{su\text{-}gidiş2}$=16.42 ºC ve su debisi V_3=1.10 m^3/h durumunda, deney başlangıcında mahal sıcaklığı T_1 =34.10 ºC olup 171 dakika sonra T_1 =

24.90 ºC'ye düştüğü konfor şartlarını sağladığı deney sonuna kadar 132 dakika sıcaklığın sabit kaldığı gözlemlenmiştir.

- $t_{su\text{-}gidiş3}$=15.45 ºC ve su debisi V_1=0.54 m^3/h durumunda, deney başlangıcında mahal sıcaklığı T_1 =35.91 ºC olup 233 dakika sonra T_1 = 24.26 ºC'ye düştüğü konfor şartlarını sağladığı deney sonuna kadar 69 dakika sıcaklığın sabit kaldığı gözlemlenmiştir.
- $t_{su\text{-}gidiş3}$=15.45 ºC ve su debisi V_2=0.93 m^3/h durumunda, deney başlangıcında mahal sıcaklığı T_1 =33,00 ºC olup 246 dakika sonra T_1 = 24.01 ºC'ye düştüğü konfor şartlarını sağladığı deney sonuna kadar 101 dakika sıcaklığın sabit kaldığı gözlemlenmiştir.
- $t_{su\text{-}gidiş3}$=15.45 ºC ve su debisi V_3=1.10 m^3/h durumunda, deney başlangıcında mahal sıcaklığı T_1 =35.01 ºC olup 240 dakika sonra T_1 = 23.47 ºC'ye düştüğü konfor şartlarını sağladığı deney sonuna kadar 60 dakika sıcaklığın sabit kaldığı gözlemlenmiştir.
- $t_{su\text{-}gidiş4}$=14.01 ºC ve su debisi V_1=0.54 m^3/h durumunda, deney başlangıcında mahal sıcaklığı T_1 =35.12 ºC olup 240 dakika sonra T_1 = 22.96 ºC'ye düştüğü konfor şartlarını sağladığı deney sonuna kadar 60 dakika sıcaklığın sabit kaldığı gözlemlenmiştir.
- $t_{su\text{-}gidiş4}$=14.01 ºC ve su debisi V_2=0.93 m^3/h durumunda, deney başlangıcında mahal sıcaklığı T_1 =34.78 ºC olup 226 dakika sonra T_1 = 22.57 ºC'ye düştüğü konfor şartlarını sağladığı deney sonuna kadar 74 dakika sıcaklığın sabit kaldığı gözlemlenmiştir.
- $t_{su\text{-}gidiş4}$=14.01 ºC ve su debisi V_3=1.10 m^3/h durumunda, deney başlangıcında mahal sıcaklığı T_1 =34.78 ºC olup 240 dakika sonra T_1 = 22.26 ºC'ye düştüğü konfor şartlarını sağladığı deney sonuna kadar 60 dakika sıcaklığın sabit kaldığı gözlemlenmiştir.

Şekil 4.15'te tavandan soğutma sisteminde dolaşan su sıcaklığı $t_{su\text{-}gidiş1}$=17.58 ºC, $t_{su\text{-}gidiş2}$=16.42 ºC, $t_{su\text{-}gidiş3}$=15.45 ºC, $t_{su\text{-}gidiş4}$=14.01 ºC'de olmak üzere dört farklı durumda sabit tutulduğu durumda, ısı akısı Q_1=280 Watt değerinde sabit tutulduğu durumda ve sistemde dolaşan suyun debisi V_1=0.54 m^3/h – V_2=0.93 m^3/h – V_3=1.10 m^3/h değerleri için zamana bağlı mahal sıcaklık değişim grafiği verilmiştir. Bu şartlar altında yapılan 12 adet deney in 10 tanesinde mahalin konfor şartlarına ulaşamadığı, 2 tanesinde ise mahalin konfor şartlarına ulaştığı gözlemlenmiştir.

- $t_{su\text{-}gidiş4}$=14.01 ºC ve su debisi V_2=0.93 m^3/h durumunda, deney başlangıcında mahal sıcaklığı T_1 =34.19 ºC olup 175 dakika sonra T_1 = 26.46 ºC'ye düştüğü konfor şartlarını sağladığı deney sonuna kadar 126 dakika sıcaklığın sabit kaldığı gözlemlenmiştir.
- $t_{su\text{-}gidiş4}$=14.01 ºC ve su debisi V_3=1.10 m^3/h durumunda, deney başlangıcında mahal sıcaklığı T_1 =33.12 ºC olup 158 dakika sonra T_1 = 26.48 ºC'ye düştüğü konfor şartlarını sağladığı deney sonuna kadar 143 dakika sıcaklığın sabit kaldığı gözlemlenmiştir.

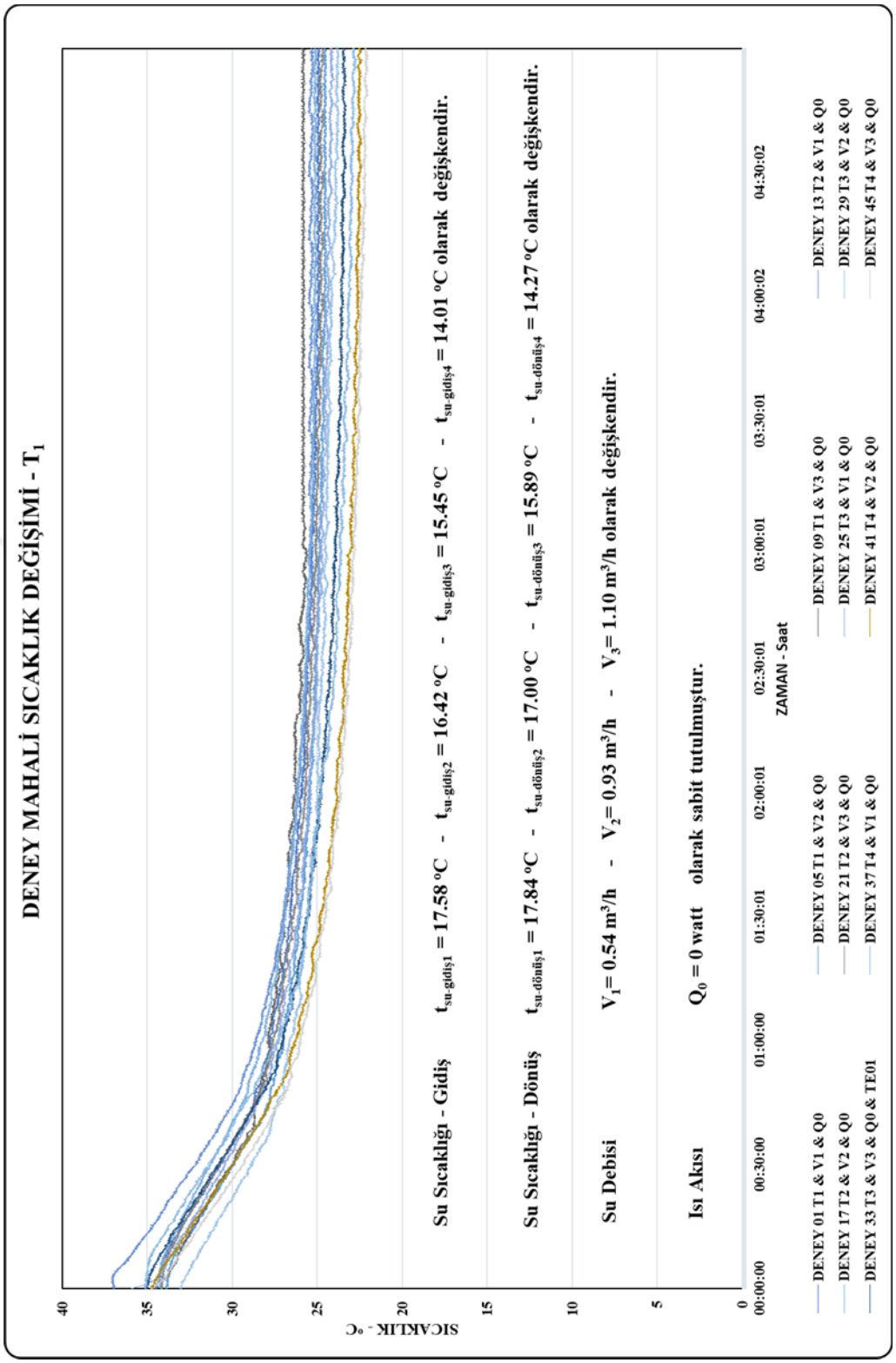
Şekil 4.16'da tavandan soğutma sisteminde dolaşan su sıcaklığı $t_{su\text{-}gidiş1}$=17.58 ºC, $t_{su\text{-}gidiş2}$=16.42 ºC, $t_{su\text{-}gidiş3}$=15.45 ºC, $t_{su\text{-}gidiş4}$=14.01 ºC'de olmak üzere dört farklı durumda sabit tutulduğu durumda, ısı akısı Q_2=500 Watt değerinde sabit tutulduğu durumda ve sistemde dolaşan suyun debisi V_1=0.54 m^3/h – V_2=0.93 m^3/h – V_3=1.10 m^3/h değerleri için zamana bağlı mahal sıcaklık değişim grafiği verilmiştir.

Bu şartlar altında yapılan 12 adet deney in 12'sinde de mahalin konfor şartlarına ulaşamadığı gözlemlenmiştir.

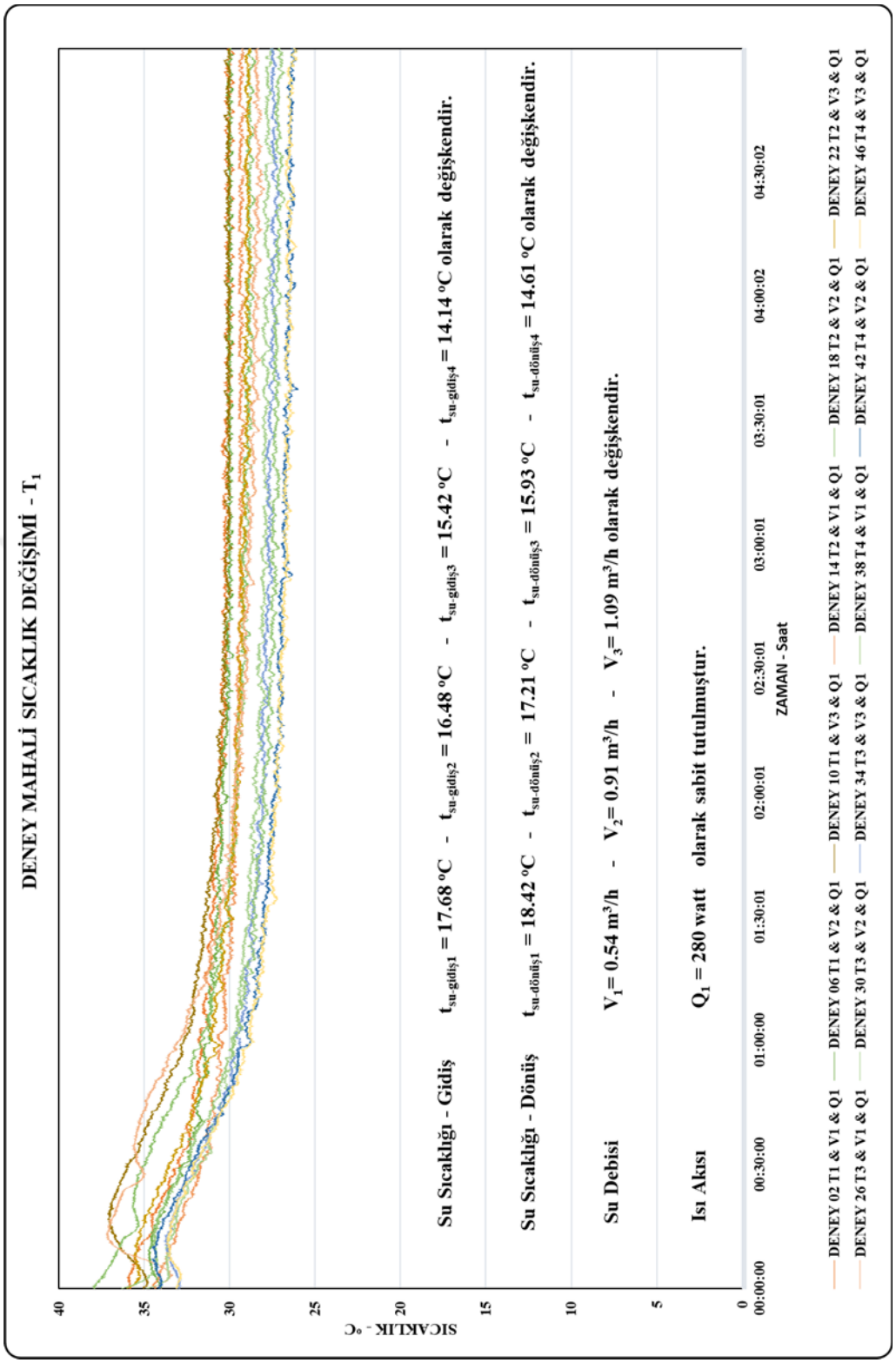
Şekil 4.17'de tavandan soğutma sisteminde dolaşan su sıcaklığı $t_{su\text{-}gidiş1}$=17.58 ºC, $t_{su\text{-}gidiş2}$=16.42 ºC, $t_{su\text{-}gidiş3}$=15.45 ºC, $t_{su\text{-}gidiş4}$=14.01 ºC'de olmak üzere dört farklı durumda sabit tutulduğu durumda, ısı akısı Q_3=780 Watt değerinde sabit tutulduğu durumda ve sistemde dolaşan suyun debisi V_1=0.54 m^3/h – V_2=0.93 m^3/h – V_3=1.10 m^3/h değerleri için zamana bağlı mahal sıcaklık değişim grafiği verilmiştir.

Bu şartlar altında yapılan 12 adet deney in 12'sinde de mahalin konfor şartlarına ulaşamadığı gözlemlenmiştir.

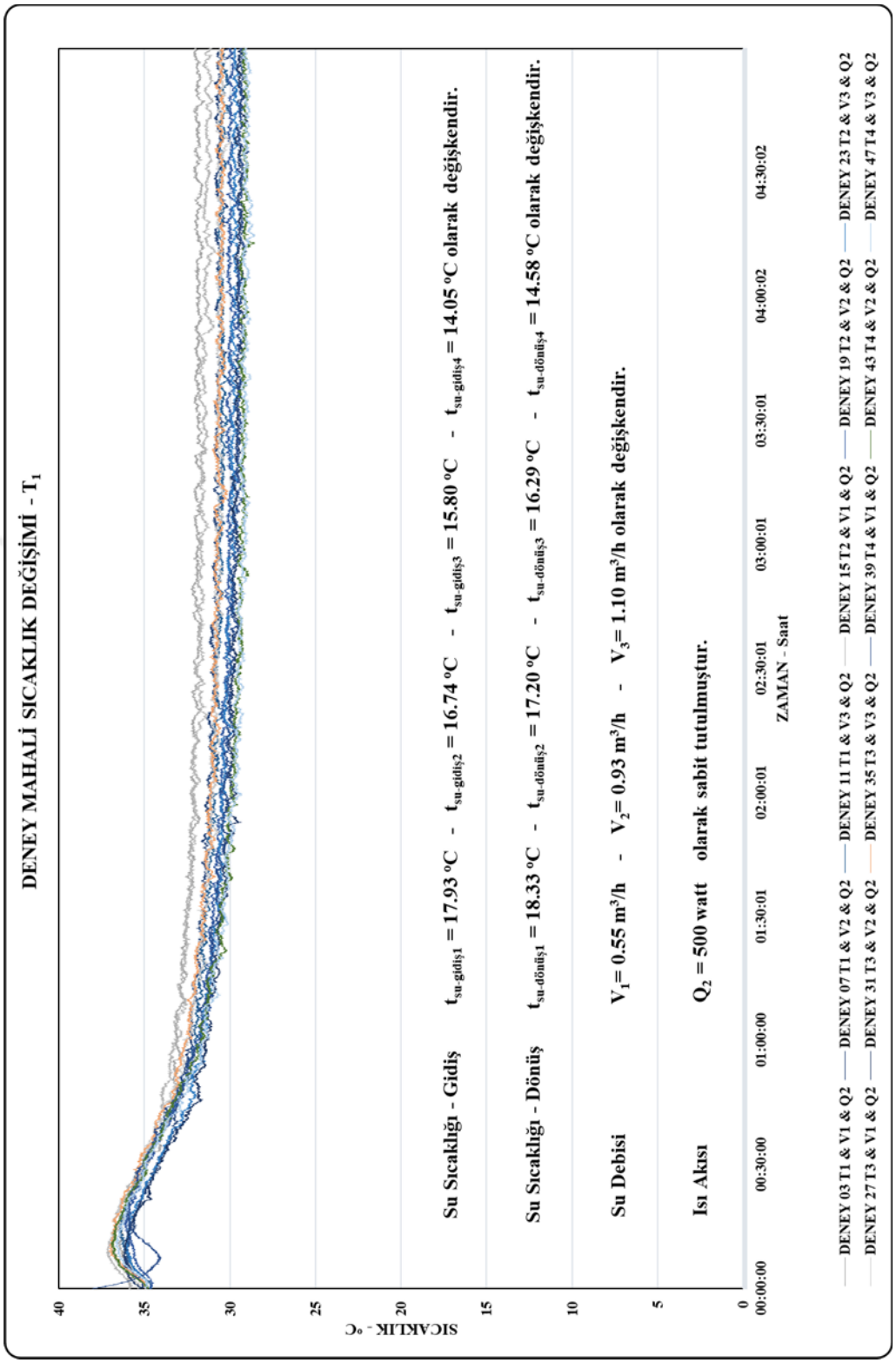
Q_0=0 Watt, Q_1=280 Watt, Q_2=500 Watt, Q_3=780 Watt ısı akısı değerlerinde, değişen su sıcaklığı ve su debisi durumunda yapılan deneylerde, mahalin istenilen konfor şartlarına ulaştığı sonucuna ulaşılmıştır. Tavan panelinde dolaşan su sıcaklığı değerinin düşük olması, panelin soğutma performansını arttırmıştır. Burada su sıcaklığı çiğ noktası sıcaklığının üzerinde kalacak şekilde mümkün olduğunca düşük tutulması, tavandan soğutma uygulamalarında en iyi sonuç verdiği tespit edilmiş olup önerilmektedir.



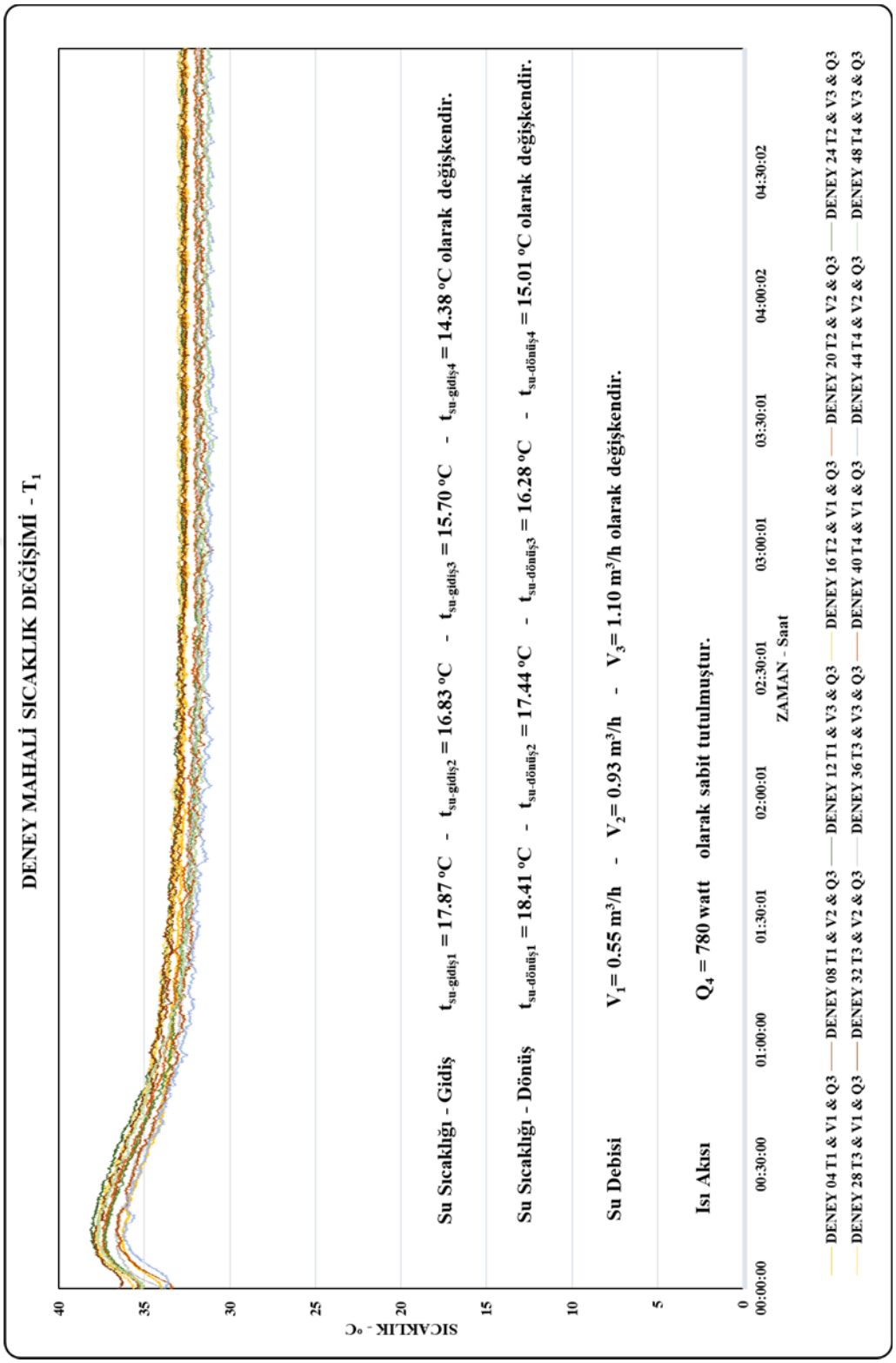
Şekil 4.14 Q_0=0 Watt ısı akısı sabit, değişken su sıcaklığı ve değişken su debisi durumunun incelenmesi



Şekil 4.15 Q_1 =280 Watt ısı akısı sabit, değişken su sıcaklığı ve değişken su debisi durumunun incelenmesi



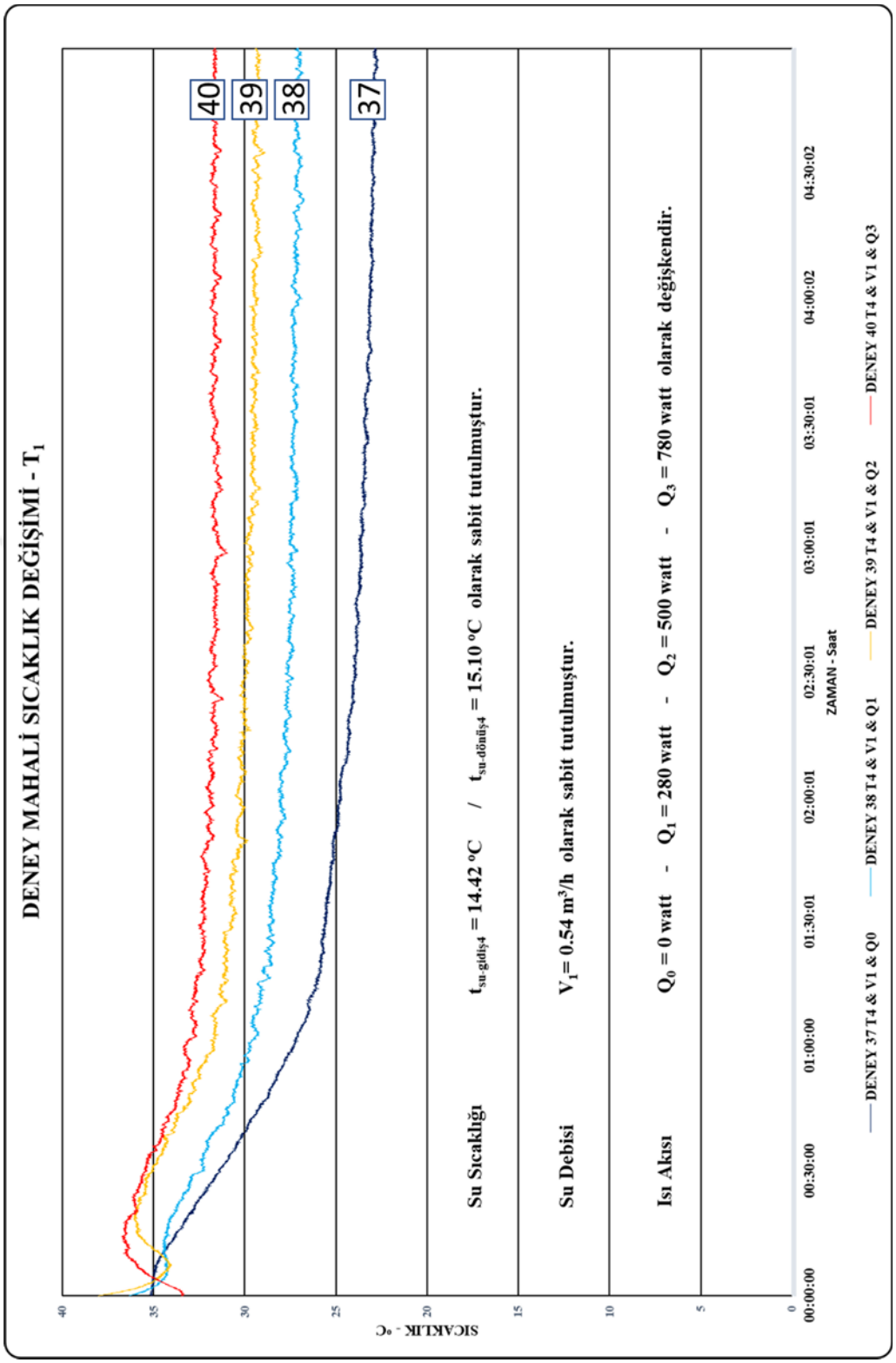
Şekil 4.16 Q_2 =500 Watt ısı akısı sabit, değişken su sıcaklığı ve değişken su debisi durumunun incelenmesi



Şekil 4.17 Q_3 =780 Watt ısı akısı sabit, değişken su sıcaklığı ve değişken su debisi durumunun incelenmesi

4.5 Değişken Isı Akısında, Sabit Su Sıcaklığı ve Sabit Su Debisi Durumunun İncelenmesi

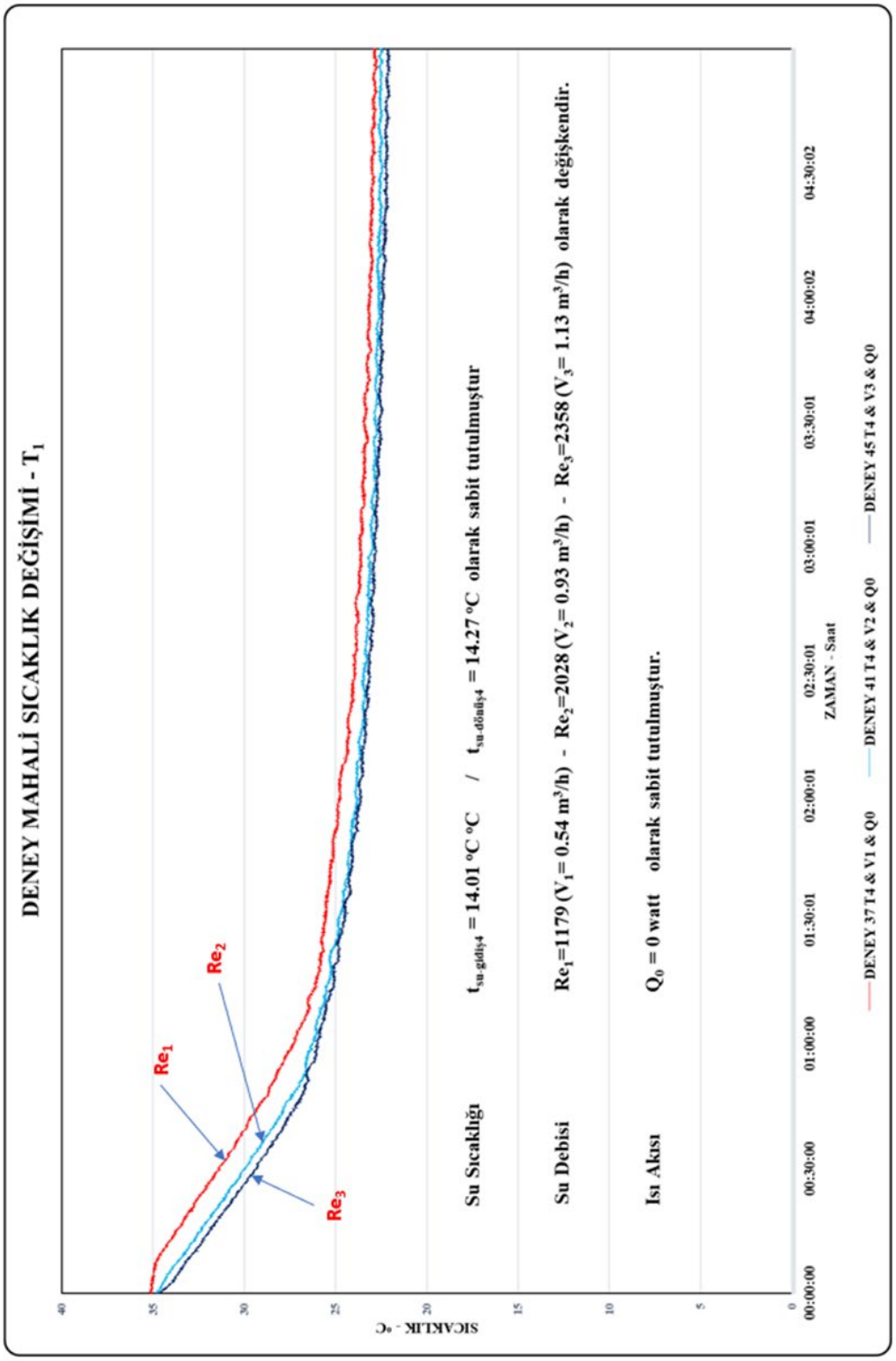
Şekil 4.18'de tavandan soğutma uygulamasında su sıcaklığı $t_{su\text{-}gidiş}$=14.42 ºC'de – $t_{su\text{-}dönüş}$=15.10 ºC'de sabit tutulduğunda, su debisi V_1=0.54 m^3/h'de sabit tutulduğunda ısı akısı Q_0=0 Watt – Q_1=280 Watt – Q_2=500 Watt – Q_3=780 Watt değerlerindeki değişimin zamana bağlı mahal sıcaklık değişim grafiği verilmiştir. 37 nolu deneyde ısı akısı olmadığı (Q_0=0 Watt) durumda mahal içerisindeki sıcaklığın T_1=35.12 ºC'den T_1=22.96 ºC'ye düşerek ve rejime girerek sabit kaldığı görülmüştür. 38 nolu deneyde ısı akısının Q_1=220 Watt olduğu durumdaki mahal içerisindeki sıcaklığın T_1=36.32 ºC'den T_1=27.13 ºC'ye düşerek ve rejime girerek sabit kaldığı görülmüştür. 39 nolu deneyde ısı akısı Q_2=500 Watt olduğu durumdaki mahal içerisindeki sıcaklığın T_1=38.03 ºC'den T_1=29.34 ºC'ye düşerek ve rejime girerek sabit kaldığı görülmüştür. 40 nolu deneyde ısı akısı Q_3=780 Watt olduğu durumdaki mahal içerisindeki sıcaklığın T_1=33.48 ºC'den T_1=31.60 ºC'ye düşerek ve rejime girerek sabit kaldığı görülmüştür. Isı akısı olduğu durumda ilk 15 – 20 dakikada mahal içi sıcaklığın arttığı bunun sebebinin soğuk tavan su sıcaklığının rejime girinceye kadar içerdeki ısı akısının mahalin ısınmasına sebep olduğu değerlendirilmiştir.



Şekil 4.18 Değişken ısı akısında, sabit su sıcaklığı ve sabit su debisi durumunun incelenmesi

4.6 Değişken Su Debisinde, Sabit Su Sıcaklığı ve Sabit Isı Akısı Durumunun İncelenmesi

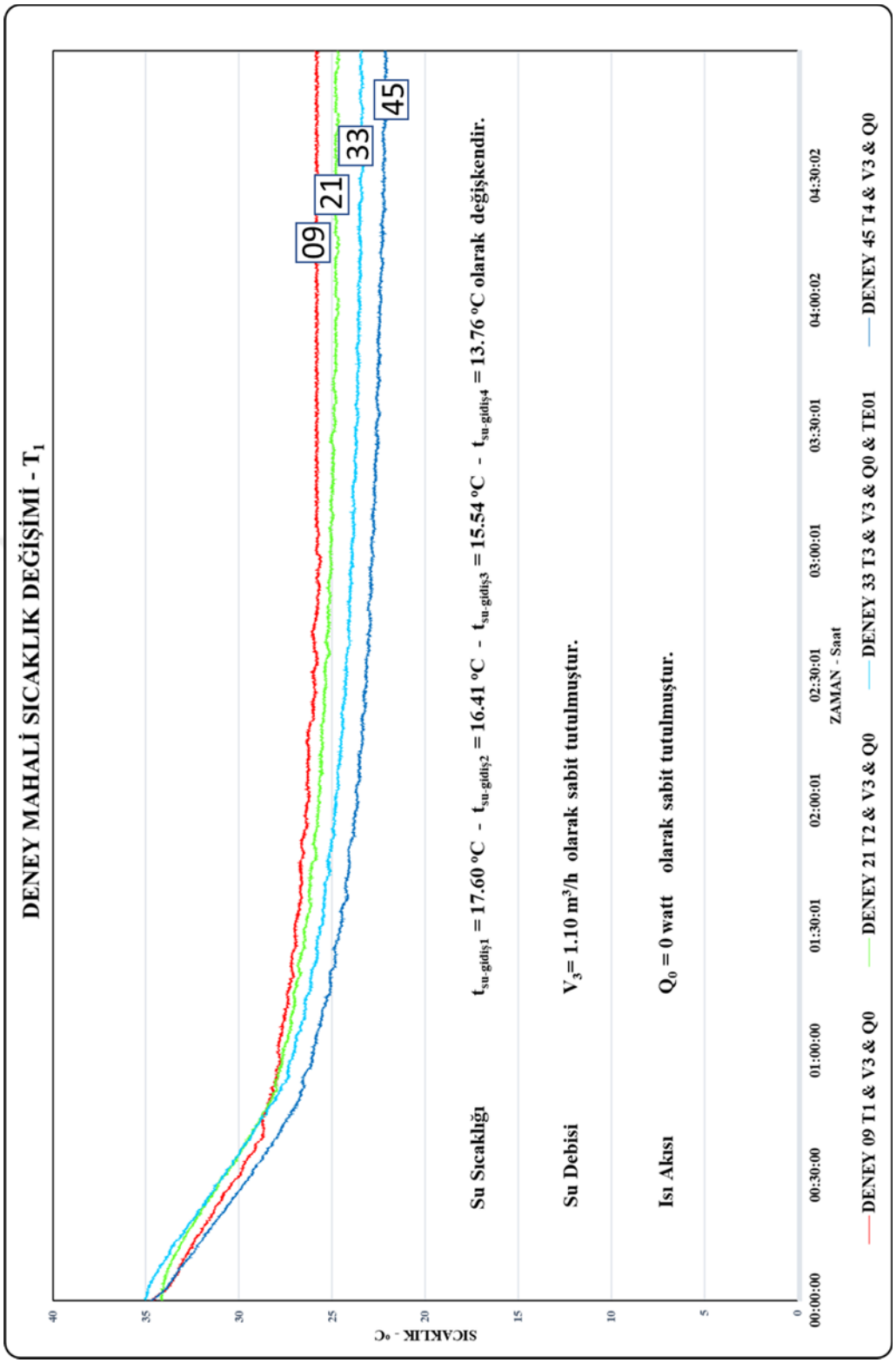
Şekil 4.19'de tavandan soğutma uygulamasında su sıcaklığı $t_{su\text{-}gidiş}$=14.01 ºC'de – $t_{su\text{-}dönüş}$=14.27 ºC'de sabit tutulduğunda, ısı akısı Q_0=0 Watt sabit tutulduğunda, su debisi V_1=0.54 m^3/h – V_2=0.93 m^3/h – V_3=1.13 m^3/h değerlerindeki değişimin zamana bağlı mahal sıcaklık değişim grafiği verilmiştir. 37 nolu deneyde V_1=0.54 m^3/h durumda mahal içerisindeki sıcaklığın T_1=35.12 ºC'den T_1=22.96 ºC'ye düşerek ve rejime girerek sabit kaldığı görülmüştür. 41 nolu deneyde V_2=0.93 m^3/h olduğu durumdaki mahal içerisindeki sıcaklığın T_1=34.78 ºC'den T_1=22.57 ºC'ye düşerek ve rejime girerek sabit kaldığı görülmüştür. 45 nolu deneyde ısı akısı V_3=1.13 m^3/h olduğu durumdaki mahal içerisindeki sıcaklığın T_1=34.78 ºC'den T_1=22.26 ºC'ye düşerek ve rejime girerek sabit kaldığı görülmüştür. Şekil 4.19 da verilen grafikten görüldüğü üzere deneylerde boru içi akış Re sayısı arttıkça, mahal sıcaklıklarının daha düşük olduğu sonucuna varılmıştır.



Şekil 4.19 Değişken su debisinde, sabit su sıcaklığı ve sabit ısı akısı durumunun incelenmesi

4.7 Değişken Su Sıcaklığında, Sabit Isı Akısı ve Sabit Su Debisi Durumunun İncelenmesi

Şekil 4.20'de tavandan soğutma uygulamasında V_3=1.13 m^3/h değerinde sabit tutulduğunda, ısı akısı Q_0=0 Watt sabit tutulduğunda, su sıcaklığı $t_{su\text{-}gidiş1}$=17.60 ºC – $t_{su\text{-}gidiş2}$=16.41 ºC – $t_{su\text{-}gidiş3}$=15.54 ºC – $t_{su\text{-}gidiş4}$=13.76 ºC değerlerindeki değişimin zamana bağlı mahal sıcaklık değişim grafiği verilmiştir. 9 nolu deneyde $t_{su\text{-}gidiş1}$=17.60 ºC durumda mahal içerisindeki sıcaklığın T_1=34.55 ºC'den T_1=25.90 ºC'ye düşerek ve rejime girerek sabit kaldığı görülmüştür. 21 nolu deneyde $t_{su\text{-}gidiş2}$=16.41 ºC olduğu durumdaki mahal içerisindeki sıcaklığın T_1=34.10 ºC'den T_1=24.90 ºC'ye düşerek ve rejime girerek sabit kaldığı görülmüştür. 33 nolu deneyde $t_{su\text{-}gidiş3}$=15.55 ºC olduğu durumdaki mahal içerisindeki sıcaklığın T_1=35.01 ºC'den T_1=23.47 ºC'ye düşerek ve rejime girerek sabit kaldığı görülmüştür. 45 nolu deneyde ısı akısı $t_{su\text{-}gidiş4}$=13.76 ºC olduğu durumdaki mahal içerisindeki sıcaklığın T_1=34.78 ºC'den T_1=22.26 ºC'ye düşerek ve rejime girerek sabit kaldığı görülmüştür.



Şekil 4.20 Değişken su sıcaklığında, sabit ısı akısı ve sabit su debisi durumunun incelenmesi

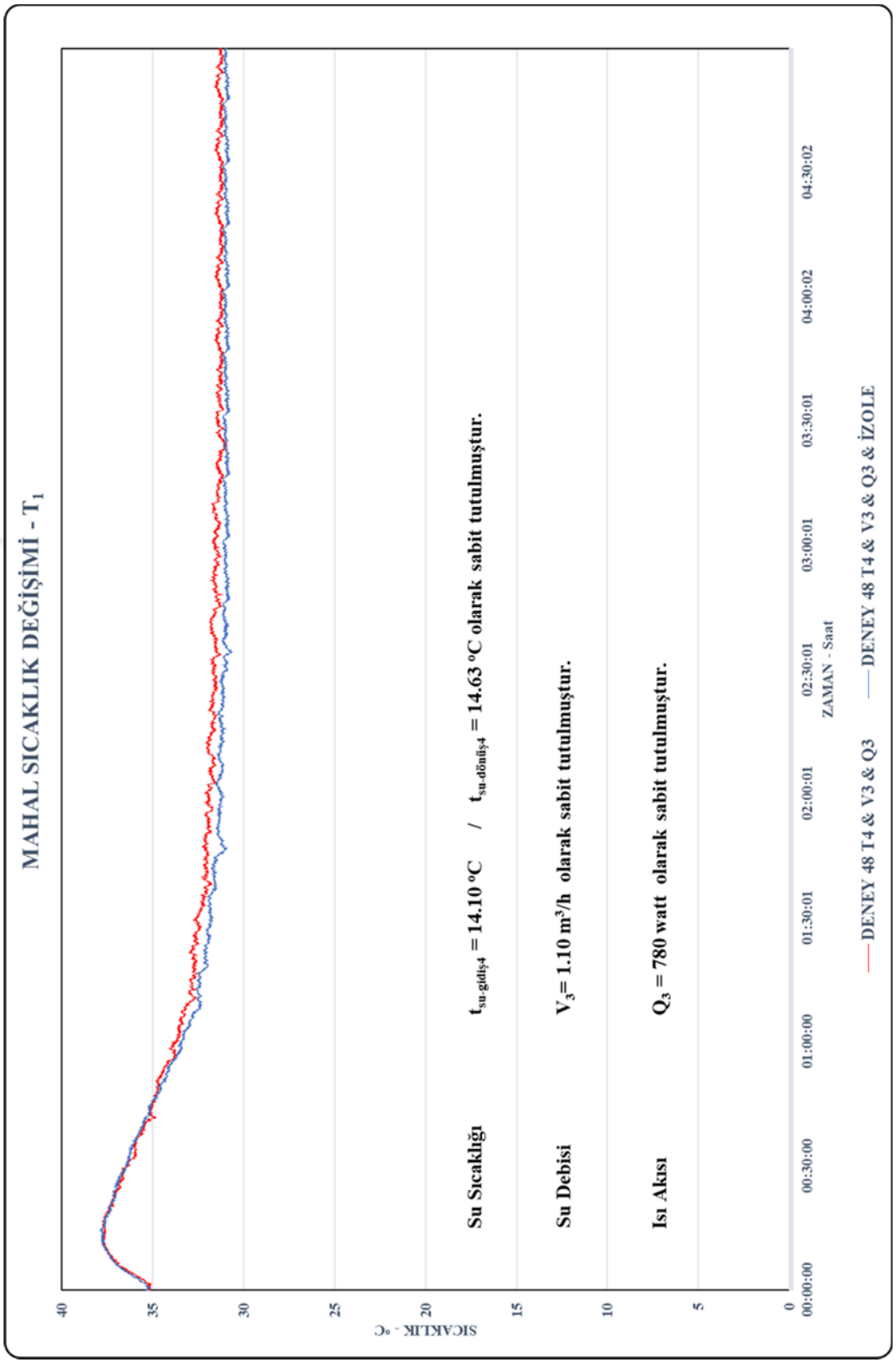
4.8 Soğuk Tavan Paneli Üzerine İzolasyon Yapılması Durumu

Soğuk tavan panel üst yüzeyine (Asma tavan boşluk tarafına) ısı izolasyonu yapılması durumunda panel performansındaki değişim incelenmiştir. Yapılan deneylere ait verilerin analizinde soğuk tavan paneli – tavan arasındaki asma tavan boşluğunun da istenilen mahal sıcaklık değerine yakınlaştığı görüldü. Şartların su sıcaklığı $t_{su\text{-}gidiş3}$=15.61 ºC de, su debisi V_3=1.10 m^3/h değerinde ve ısı akısı Q_3=780 Watt olduğu DENEY 048 – T4 & V3 & Q3 numaralı deney, soğuk tavan paneli üstü yalıtım yapılarak aynı koşullarda tekrar edildi. Soğuk tavan panelinin asma tavana bakan yüzeyine aşağıdaki detaylarda kapalı gözenekli esnek polietilen köpük yalıtım uygulanmıştır.

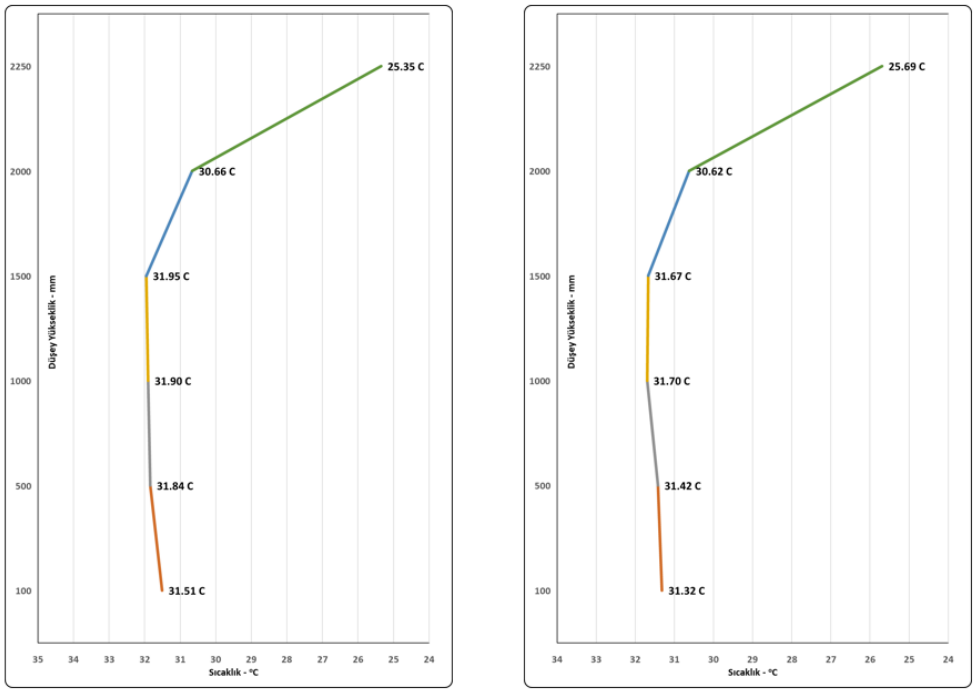
Isı İletkenlik (λ)	≤ 0.040 W/mK
Su Buharı difüzyon direnç faktörü	μ > 3000
Kalınlık	6 mm
TS EN 13501-1´e göre sınıfı	E

Şekil 4.21'de tavandan soğutma uygulamasında su sıcaklığı $t_{su\text{-}gidiş}$=14.10 ºC de sabit tutulduğunda, su debisi V_3=1.10 m^3/h de sabit tutulduğunda ısı akısı Q_3=780 Watt sabit tutulduğunda soğuk tavan panelinin üstten ısı izolasyonu yapılmış ve ısı izolasyonu yapılmamış olması durumundaki zamana bağlı mahal sıcaklık değişim grafiği verilmiştir.

48 nolu deneyde ısı akısı Q_3=780 Watt olduğu durumda, soğuk tavan panelinde ısı izolasyonu olmadığı durumda mahal içerisindeki sıcaklığın T1=35.16 ºC den T1=31.36 ºC ye düşerek ve rejime girerek sabit kaldığı görülmüştür. 48 nolu deneyde ısı akısı Q_3=780 Watt olduğu durumda, soğuk tavan panelinde ısı izolasyonu olduğu durumda mahal içerisindeki sıcaklığın T1=35.24 ºC den T1=31.12 ºC ye düşerek ve rejime girerek sabit kaldığı görülmüştür. İzole yapılmamış durumda asma tavan boşluğundaki sıcaklık T_5=25.46 ºC olup izolasyon yapılmış durumda T_5=25.90 ºC ye yükselmiştir. Asma tavan arasındaki sıcaklığın mahal sıcaklığından yüksek olması Q_3=780 Watt lık ısı akısının soğuk tavan panelinden mahale gerçekleşen doğal konveksiyona engel olmasıdır. İzole ve izolesiz durumda mahal içerisindeki dikey eksendeki sıcaklık değişimi Şekil 4.22'de verilmiştir.



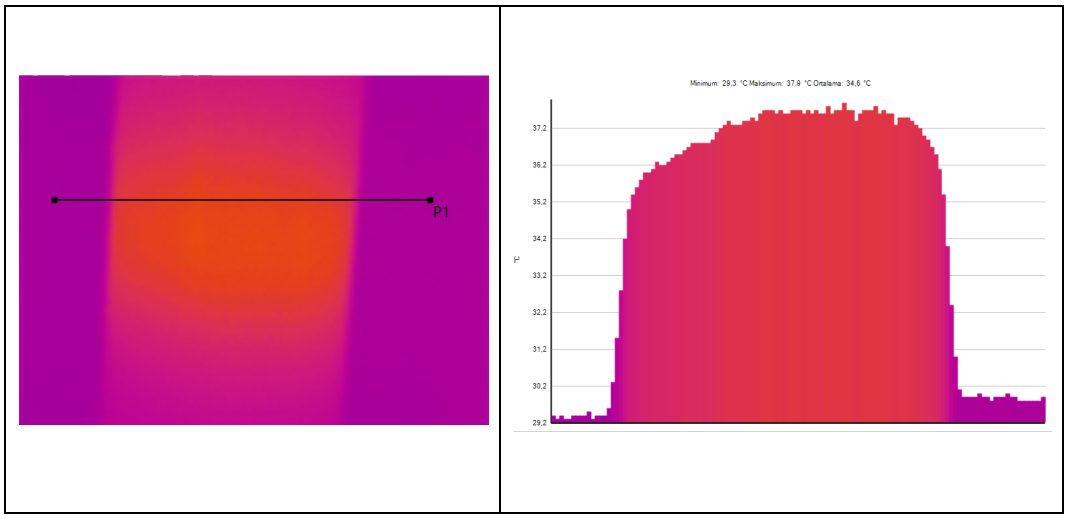
Şekil 4.21 Soğuk tavan paneli üzerine izolasyon yapılması ve izolasyon yapılmaması durumunda mahal sıcaklık değişimi



Şekil 4.22 Soğuk tavan paneli üzerine izolasyon yapılması durumu dikey eksendeki sıcaklık değişimi

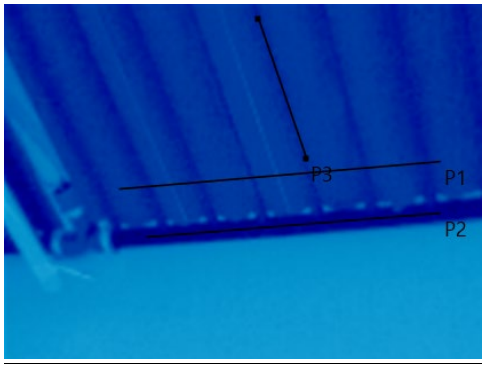
Deneyler esnasında termal kamera ile ısı simülatörü ve soğuk tavan paneli görüntülenmiştir. Şekil 4.23'te ısı simülatörüne ait görüntüler verilmiştir.

Isı simülatörü merkezinden alınan yatay eksendeki sıcaklık kesiti incelendiğinde sıcaklık değerinin $t_{simülatör}$= 36.5 – 37.2 °C aralığında olduğu ve simüle edilmek istenilen insan vücudu sıcaklığı ile uyumlu olduğu görülmüştür.

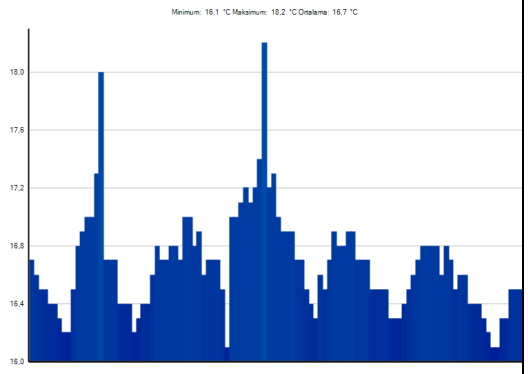


Şekil 4.23 Isı kaynağı termal kamera görüntüsü

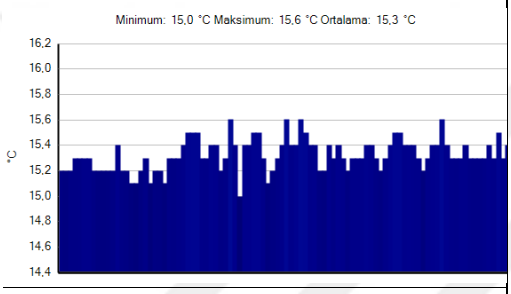
Deney 034 – T3 & V3 & Q1 kodlu deney de çekilen termal kamera görüntüleri analiz edilmiştir. Şekil 4.24'te görüldüğü üzere, soğuk tavan paneli giriş dağıtım kolektör borusuna yakın kısımdan alınan sıcaklık kesitleri incelendiğinde, termal kamera görüntülerinin P1 kesitindeki okunan boru yüzeyindeki sıcaklık değerinin $t_{s,panelboru}$= 16.1 – 16.7 ºC aralığında olduğu görülmüştür. P2 kesitindeki (soğuk tavan paneli girişi ana dağıtım kolektörü) termal kamera görüntülerinde okunan boru yüzeyindeki sıcaklık değerinin $t_{s,panelboru}$= 15.0 – 15.6 ºC aralığında olduğu soğutma sistemi üzerinden okunan soğuk su gidiş sıcaklık değerinin $t_{su,gidiş}$ = 15.34 ºC olduğu görülmüştür. P3 kesitindeki termal kamera görüntülerinden okunan boru yüzeyindeki sıcaklık değerinin $t_{s,panelboru}$= 16.0 – 16.5 ºC aralığında olduğu görülmüştür. Boru üzerinden okunan sıcaklık değerlerinin panel boyunca artmasının sebebi panel üzerinden mahale gerçekleşen taşınım ve ışınım ısı transferi sebebiyledir. DENEY NO 048 – T4 & V3 & Q3 & İZOLE numaralı deneyde sıcaklık ölçümleri için globe termometre kullanılmıştır. Şekil 4.25'te zamana bağlı duvar sıcaklık ve mahal hava sıcaklık değişimleri verilmiştir. Deneylerde globe termometre ile ölçülen sıcaklık değerleri termometrenin ısı simülatörüne yakın olması sebebi ile diğer sıcaklık ölçüm değerlerinin biraz üzerinde olup, zamana bağlı sıcaklık değerlerinin aynı karakteristik eğri ile değiştiği gözlemlenmiştir. Duvar sıcaklık ölçümü sensörler ile yapılmış olup, sensörler duvar yüzeyine dış yüzü alüminyum folyo olan yapışkanlı bir bant ile yapıştırılmıştır. Duvar sıcaklık sensörlerinin ısı simülatörlerine olan mesafesi değerlendirildiğinde globe termometre ölçüm değerleri ile uyumlu olduğu gözlemlenmiştir.



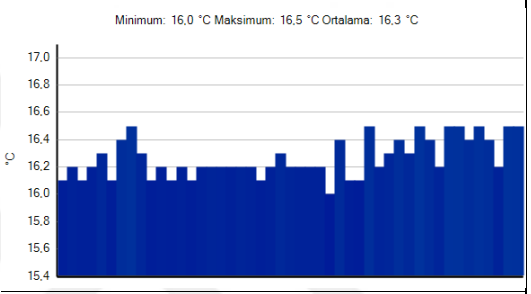
Soğuk Tavan Panel Görüntüsü



P1 Kesitindeki Sıcaklık Değişimi

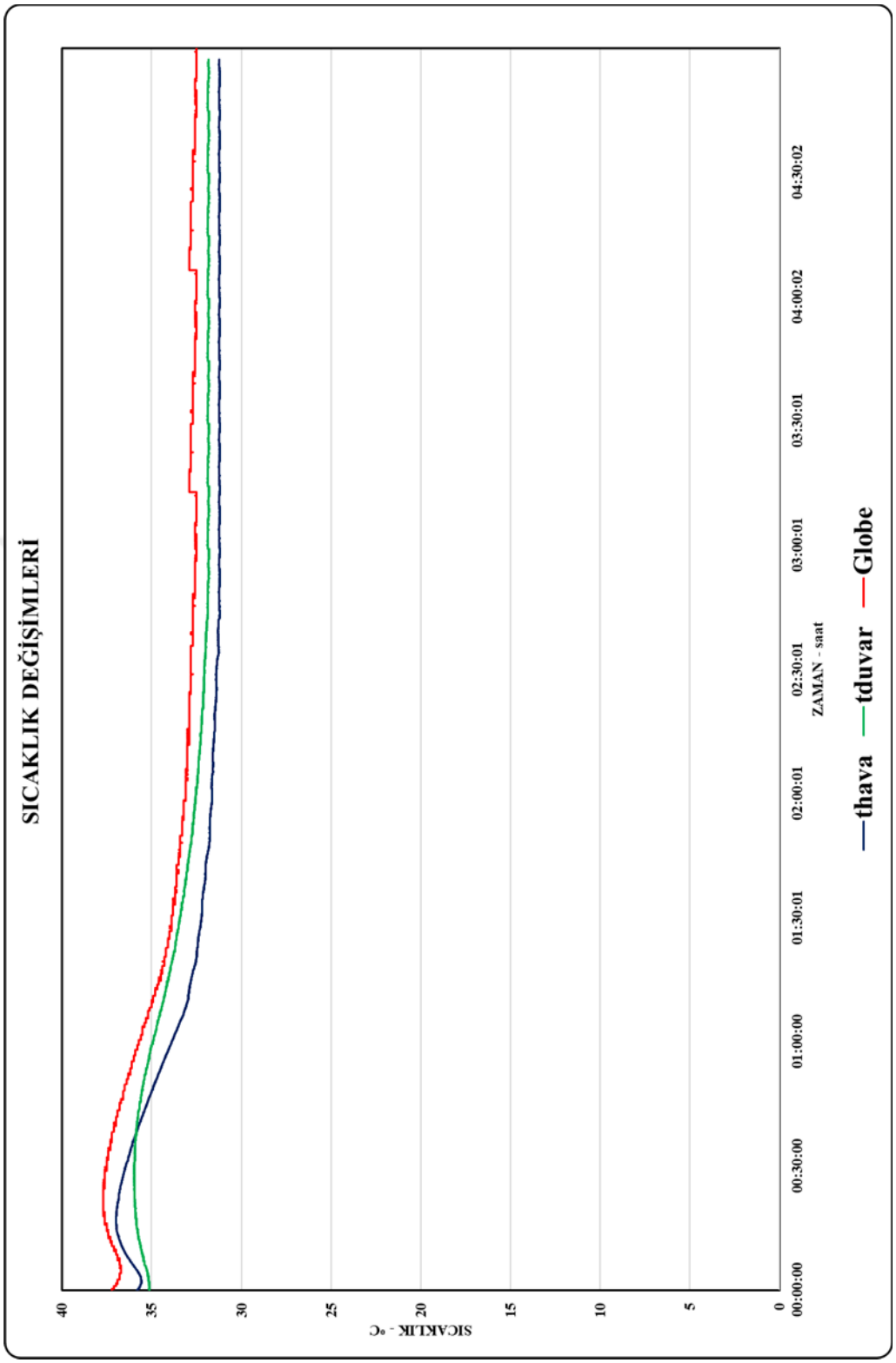


P2 Kesitindeki Sıcaklık Değişimi



P3 Kesitindeki Sıcaklık Değişimi

Şekil 4.24 Soğuk tavan paneli termal kamera görüntüsü



Şekil 4.25 Sıcaklık değişim grafiği

5
TEORİK ANALİZ

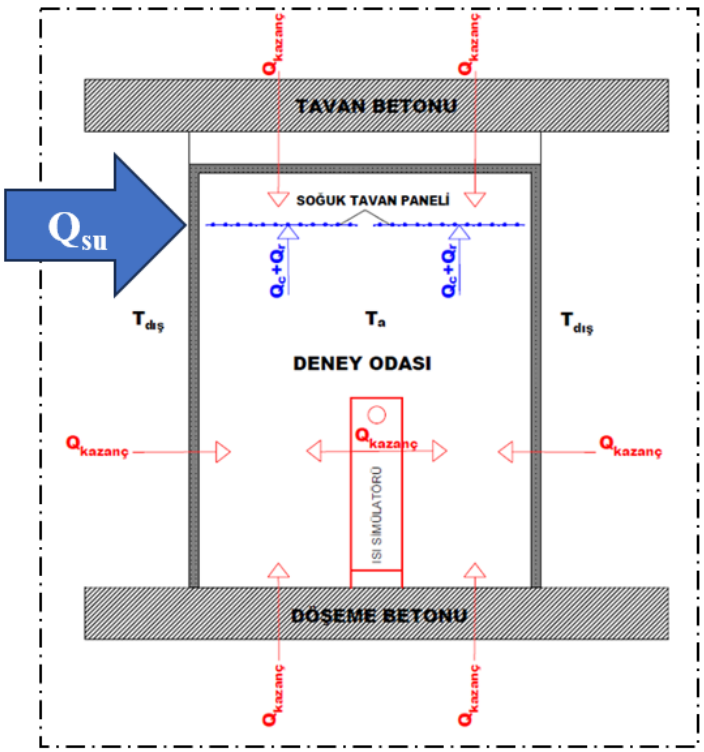
Bu çalışmada akışın üç boyutlu, kararlı ve akışın yoğunluk, viskozite ve ısı transfer katsayısı gibi fiziksel değerlerinin sabit olduğu kabul edilerek teorik analizler gerçekleştirilmiştir.

5.1 Enerjinin Korunum Denklemi

Deney odasının teorik analizi için enerjinin korunumu denklemini termodinamiğin 1. kanuna göre denklem 5.1 de verildiği şekilde yazabiliriz;

$$Q - W = \Delta U \qquad 5.1$$

Denklemde sisteme giren ısı enerjisi (Q), sisteme yapılan iş (W) ve sistemin iç enerji değişimi (ΔU) ile ifade edilmektedir. 5.1 nolu denklemi Şekil 5.1 de verilen deney odasına uyarlayarak, 5.2 nolu denklem elde edilebilir;



Şekil 5.1 Deney odası enerji korunumu

$$Q_{su} - (Q_{kazanç} + Q_{simülatör}) = mc_v\Delta T \qquad 5.2$$

şeklinde olacaktır. Buradan toplam ısı transferi miktarı (Q_t) , panel yüzeyinden gerçekleşen taşınım ısı transferi miktarı (Q_c), radyasyon ısı transferi miktarı (Q_r), dışardan mahale olan ısı transfer miktarı ($Q_{kazanç}$) , mahal içerisindeki ısı simülatöründen mahale olan ısı transfer miktarı ($Q_{simülatör}$)ile ifade edilmektedir.

Soğuk tavan panelinde sirküle edilen su tarafından deney mahaline verilen ısı enerjisi 5.3 nolu denklem ile ifade edilebilir;

$$Q_{su} = m_{su} c_p \left(T_{su,dönüş} - T_{su,gidiş}\right) \quad 5.3$$

5.3 numaralı denklemde sirküle eden suyun kütlesel debisi m_{su}, özgül ısısı c_p, soğuk tavan panelinden çıkan su sıcaklığı $T_{su,dönüş}$, soğuk tavan paneline giren su sıcaklığı $T_{su,gidiş}$ olarak ifade edilmektedir. Soğuk tavan panelinden deney odasına transfer edilen ısı enerjisi aynı zamanda 5.4 nolu denklem ile ifade edilebilir;

$$\dot{q}_t = h_t\left(T_{op} - T_s\right) \quad 5.4$$

5.4 numaralı denklemde soğuk tavan panelinden deney mahaline transfer edilen ısıya ait toplam ısı transfer katsayısı h_t, operatif sıcaklığı T_{op} ve soğuk tavan panel yüzey sıcaklığıda T_s olarak ifade edilmektedir. Toplam ısı transfer katsayısı 5.5 nolu denklem ile hesaplanır;

$$h_t = \frac{\dot{q}_t}{T_{op} - T_s} \quad 5.5$$

Operatif sıcaklığı (T_{op}) aşağıdaki 5.6 bağıntısı ile hesaplanabilir;

$$T_{op} = \frac{h_c T_a \; + \; h_r \, T_{mr}}{h_c + h_r} \quad 5.6$$

5.6 numaralı denklemde soğuk tavan panelinden deney mahaline transfer edilen ısıya ait taşınım ısı transfer katsayısı h_c, deney mahaline transfer edilen ısıya ait radyasyon ısı transfer katsayısı h_r, deney odası kuru termometre sıcaklığı T_a, ortalama radyant sıcaklık T_{mr} ile ifade edilerek 5.7 denklemi ile hesaplanır.

$$T_{mr} = \left[\frac{\left(T_g + 273\right)^4 + \dfrac{1.1x10^8 V_a\left(T_g - T_a\right)}{\varepsilon D^{0.4}}}{1}\right]^{\frac{1}{4}} - 273 \quad 5.7$$

5.7 numaralı denklemde globe termometre sıcaklığı T_g ve globe termometre çapı D ile ifade edilmektedir. Deney düzeneğinde kullanılan globe termometrenin çapı D=0.150 mm ve emisivitesi ε =0.95 dir. Aynı zamanda ISO Standart 7730:2005 [18] ve ASHRAE Standart 55:2010 [19] de mahal içerisindeki hava hızının 0,2 m/s değerinin altında olması ve radyant sıcaklık ile mahal sıcaklık farkının 4 ^oK' den az olması koşulunda operatif sıcaklık (T_{op}) aşağıdaki 5.8 bağıntısı ile de hesaplanabilir;

$$T_{op} \approx \frac{T_a + T_{mr}}{2} \tag{5.8}$$

Soğuk tavan panelinden deney odasına transfer edilen radyasyon ile transfer edilen ısı enerjisi aynı zamanda 5.9 nolu denklemi ile ifade edilebilir;

$$\dot{q_r} = \sigma \sum_{J=1}^{n} F_{\varepsilon_{s-J}} ({T_s}^4 - {T_j}^4) \tag{5.9}$$

Stefan-Boltzmann sabiti σ ile, ışıma yüzeyi ile j yüzeyi arasındaki görüş faktörü $F_{\varepsilon_{s-J}}$, soğuk tavan paneline ait ortalama yüzey sıcaklığı T_s, j yüzeyine ait sıcaklık T_j ile ifade edilmektedir. $F_{\varepsilon_{s-J}}$ faktörü ise 5.10 eşitliği ile hesaplanmaktadır.[25]

$$F_{\varepsilon_{s-J}} = \frac{1}{\left[\frac{1-\varepsilon_s}{\varepsilon_s}\right] + \left(\frac{1}{F_{s-j}}\right) + \left(\frac{A_s}{A_j}\right)\left[\frac{1-\varepsilon_j}{\varepsilon_j}\right]} \tag{5.10}$$

Radyasyon ile gerçekleşen ısı transferi aynı zamanda 5.11 nolu eşitlikle ifade edilebilir [25].

$$\dot{q_r} = \varepsilon\sigma[(T_{AUST} + 273)^4 - (T_s + 273)^4] \tag{5.11}$$

Hesaplama yapılan mahal içerisinde ısıtılıp, soğutulmayan yüzeylerin ortalama sıcaklığı T_{AUST} olarak ifade edilmekte olup 5.12 denklemi yardımı ile hesaplanmaktadır [25].

$$T_{AUST} = \sqrt[4]{\sum_{j=1}^{n} \left(F_{s-j} T_j^4\right)} \tag{5.12}$$

Radyasyon ile gerçeklelen ısı transferini aynı zamanda 5.13 denklemi ile de ifade edilebilmektedir.

$$\dot{q_r} = h_r(T_{AUST} - T_s) \quad 5.13$$

Radyasyon ısı transfer katsayısı (h_r) 5.11, 5.12 ve 5.13 denklemlerinin ortak çözülmesi ile denklem 5.14 de belirtilmiş olduğu gibi hesaplanır.

$$h_r = \frac{\varepsilon\sigma[(T_{AUST} + 273)^4 - (T_s + 273)^4]}{(T_{AUST} - T_s)} \quad 5.14$$

Newton 'un soğuma kanuna göre taşınım ile oluşan ısı transferini aşağıdaki 5.15 denklemi yardımı ile hesaplanmaktadır.

$$\dot{q_c} = h_c(T_a - T_s) \quad 5.15$$

Taşınım ısı transfer katsayısı (h_c) 5.16 nolu denklem ile hesaplanmaktadır.

$$h_c = \frac{\dot{q_c}}{T_a - T_s} \quad 5.16$$

Soğuk tavan panelinden mahale gerçekleşen net ısı akısı 5.17 ve 5.18 eşitlikleri ile ifade edebiliriz;

$$\dot{q_t} = \dot{q_c} + \dot{q_r} \quad 5.17$$

$$h_t(T_{op} - T_s) = h_r(T_{AUST} - T_s) + h_c(T_a - T_s) \quad 5.18$$

Deney mahalinden dışarıya gerçekleşen ısı akısını 5.19 eşitliği ile ifade edebiliriz;

$$Q_{kazanç} = UA_d(T_d - T_i) \quad 5.19$$

Deney odası dış yüzeylerini oluşturan kabuk elemanlar için toplam ısı transfer katsayısı (U), deney mahalini çevreleyen yüzeylerin alanını (A_d), deney odası dışındaki sıcaklık (T_d) ile ifade edilmektedir.

5.2 Deneysel Verilere Göre Isı Transfer Katsayılarının Hesaplanması

Örnek hesaplama olarak ölçümlerden elde edilen verilere göre yapılan hesaplama detayı aşağıda sunulmaktadır. Sistemde dolaşan suyun hacimsel debisi V_m ile ifade edilmektedir.

$$V_m = 0.54 \frac{\mathrm{m}^3}{\mathrm{h}}$$

$T_{su,gidiş} = 18.04\ ℃$

$T_{su,dönüş} = 18.69\ ℃$

$T_{su,ortalama} = \frac{T_{su,gidiş} + T_{su,dönüş}}{2} = \frac{18.04 + 18.69}{2}$

$T_{su,ortalama} = 18.37^{o}\text{C}$ olarak hesaplanır. Bu sıcaklıktaki suyun yoğunluk ve özgül ısı değerleri;

$\rho = 998.70\ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

$c_p = 4181.61\ \frac{\text{j}}{\text{kg°K}}$

m_{su} = 0.54 (m^3/h) x 998.70 (kg/m^3)

m_{su} = 539.30 kg/h

Soğutma sistemi tarafından deney odasına verilen enerji;

$$Q_{su} = \frac{m_{su} c_p (T_{su,dönüş} - T_{su,gidiş})}{3600} \quad 5.20$$

$$Q_{su} = \frac{539.30 \text{ x } 4181.61 \text{ x } (18.69 - 18.04)}{3600}$$

$Q_{su} = 407.18$ Watt

Deney odasına dış mekândan meydana gelen ısı transferi miktarı dış duvarlar ve döşemeden meydana gelmektedir.

Dış duvara ait toplam ısı transfer katsayısı U_{duvar}= 1.092 (W/m^2K) olarak hesaplanmıştır.

Döşemeye ait toplam ısı transfer katsayısı $U_{döşeme}$= 3.626 (W/m^2K) olarak hesaplanmıştır.

$$q_{kazanç} = q_{kazanç,duvar} + q_{kazanç,döşeme} \quad 5.21$$

$$q_{kazanç,duvar} = U_{duvar}\ x\ A_{duvar}\ x\ (T_{dış} - T_a) \quad 5.22$$

$$q_{kazanç,döşeme} = U_{döşeme}\ x\ A_{döşeme}\ x\ (T_{dış} - T_a) \quad 5.23$$

$Q_{kazanç,duvar}$ = 1.092 x 20.79 x (33.48 – 31.98)

$Q_{kazanç,duvar}$ = 34.05 Watt

$Q_{kazanç,döşeme}$ = 3.626 x 3.68 x (33.48 – 31.98)

$Q_{kazanç,döşeme}$ = 20.02 Watt

$Q_{kazanç}$ $= Q_{kazanç,duvar} + Q_{kazanç,döşeme}$

$Q_{kazanç}$ $= 34.05 + 20.02$

$Q_{kazanç}$ $= 54.07$ Watt

$Q_{simülatör}$ $= 0$ Watt

$Q_{simülatör} + Q_{kazanç}$ $= 0 + 54.07$

Q_t $= 407.18 - 54.07$

Q_t $= 353.11$ Watt

$\dot{q}_t = \frac{Q_t}{A}$

$A = 1.772$ x 1.772

$A = 3.14$ m^2

$\dot{q}_t = \frac{353.11}{3.14}$

$\dot{q}_t = 112.46 \frac{\text{Watt}}{\text{m}^2}$

$h_t = \frac{\dot{q}_t}{T_{op} - T_s}$

$T_{op} = \frac{T_a + T_{mr}}{2}$

$T_a = 31.98$ ℃

$T_{mr} = \left[\frac{\left(T_g + 273\right)^4 + \frac{1.1x10^8 x v_a x \left(T_g - T_a\right)}{\varepsilon x D^{0.4}}}{1}\right]^{\frac{1}{4}} - 273$

$T_g = 33.82$ ℃

$D = 0.15\ m$

$\varepsilon = 0.95$

$v_a \quad = 0.089\ m/s$

$$T_{mr} = \left[\frac{(33.82+273)^4 + \frac{1.1x10^8x0.089x(33.82-31.98)}{0.95x0.15^{0.4}}}{1}\right]^{\frac{1}{4}} - 273$$

$T_{mr} \quad = 34.32\ ℃$

$$T_{op} = \frac{31.98+34.32}{2}$$

$T_{op} \quad = 33.15\ ℃$

$$h_t = \frac{112.46}{33.15-20.61}$$

$$h_t = 8.97\ \frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m^2K}}$$

$$\dot{q_r} = \varepsilon\sigma[(T_{AUST}+273)^4 - (T_s+273)^4]$$

$$\sigma = 5.67037 \text{ x } 10^{-8}\ \frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m^2K^4}}$$

$\varepsilon \quad = 0.9$ (BS EN 14240:2004 standardına göre) [11]

$$T_{AUST} = \frac{[(T_{duv1}xA_{duv1}) + (T_{duv2}xA_{duv2}) + (T_{duv3}xA_{duv3}) + (T_{duv4}xA_{duv4}) + (T_{döş}xA_{döş})]}{(A_{duv1}+A_{duv2}+A_{duv3}+A_{duv4}+A_{döş})}$$

$$T_{AUST} = \frac{[(32.67x4.61) + (32.29x4.61) + (32.45x4.61) + (32.47x4.61) + (32.88x3.69)]}{(4.61+4.61+4.61+4.61+3.69)}$$

$T_{AUST} \quad = 32.55\ ℃$

$$\dot{q_r} = 0.9 \text{ x } 5.67037 \text{ x } 10^{-8}\ [(32.55+273)^4 - (20.61+273)^4]$$

$\dot{q_r} \quad = 65.56$ Watt

$$\dot{q_r} = h_r(T_{AUST} - T_s)$$

$$h_r = \frac{\dot{q_r}}{(T_{AUST}-T_s)}$$

$$h_r = \frac{65.56}{(32.55-20.61)}$$

$$h_r = 5.49\frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m^2K}}$$

$\dot{q}_t = \dot{q}_c + \dot{q}_r$

$\dot{q}_c = \dot{q}_t - \dot{q}_r$

$\dot{q}_c = 112.46 - 65.56$

$\dot{q}_c = 46.90$ Watt

$\dot{q}_c = h_c(T_a - T_s)$

$h_c = \frac{\dot{q}_c}{(T_a - T_s)}$

$h_c = \frac{46.90}{31.98 - 20.61}$

$h_c = 4.12 \frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m^2K}}$

ASHRAE HANDBOOK – FUNDEMENTALS 2021[26] Radyant Isıtma ve Soğutma adlı bölümünde tavandan doğal taşınım ile soğutmada kapasite hesaplaması için denklem 5.24 tanımlanmıştır;

$$\dot{q}_c = 2.42 \frac{|t_p - t_a|^{0.32}(t_p - t_a)}{D_e^{0.08}} \qquad 5.24$$

Soğuk tavan panel yüzey sıcaklığı t_p, mahal kuru termometre sıcaklığı t_a, soğuk tavan paneli eş değer çapı D_e ile tanımlanmıştır.

Soğuk tavan panel boyutları En=1772 mm, Boy= 1772 mm olduğuna göre;

$$D_e = 4\,x \frac{Soğuk\ tavan\ panel\ alanı}{Soğuk\ tavan\ panel\ çevresi} \qquad 5.25$$

$D_e = 4 \text{ x} \frac{1772 \text{ x } 1772}{2 \text{ x } (1772 + 1772)}$

$D_e = 1772$ m olarak bulunur.

$\dot{q}_c = 2.42 \text{ x } \frac{|20.61 - 31.98|^{0.32}(20.61 - 31.98)}{1772^{0.08}}$

$\dot{q}_c = 57.22$ Watt olarak bulunur.

$\dot{q}_c = h_c(T_a - T_s)$

$h_c = \frac{\dot{q}_c}{(T_a - T_s)}$

$$h_c = \frac{57.22}{31.98 - 20.61}$$

$$h_c = 4.86 \ \frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m^2K}}$$

REHVA tarafından yayınlanan soğuk tavan uygulama kılavuzunda [22] pratik olarak soğuk tavan panelinden mahale gerçekleşen soğutma kapasitesinin hesaplaması için Denklem 5.26 tanımlanmıştır.

$$\dot{q} = 8.92\left(T_{op} - T_s\right)^{1,1} \qquad 5.26$$

Denklem 5.26 ya göre hesaplama yaparsak;

$$\dot{q} = 8.92 \text{ x } (33.15 - 20.61)^{1.1}$$

$$\dot{q} = 144.04 \text{ Watt}$$

Yapılan 56 adet farklı deney çalışması sonucunda elde edilen veriler doğrultusunda istenilen mahal koşullarını sağlayan deneylere ait ısı transfer miktarları ve ısı transfer katsayı değerleri hesaplanmış ve literatür de belirtilen değerler ile karşılaştırması Tablo 5.1'deki verilmiştir.

Tablo 5.1 Isı transfer katsayı tablosu

Açıklama	h_c	h_r	h_t
Literatür değerleri – W/m^{2}K	3.1 – 4.4	5.5	11
Hesaplanan değerler – W/m^{2}K	4.12	5.49	8.97

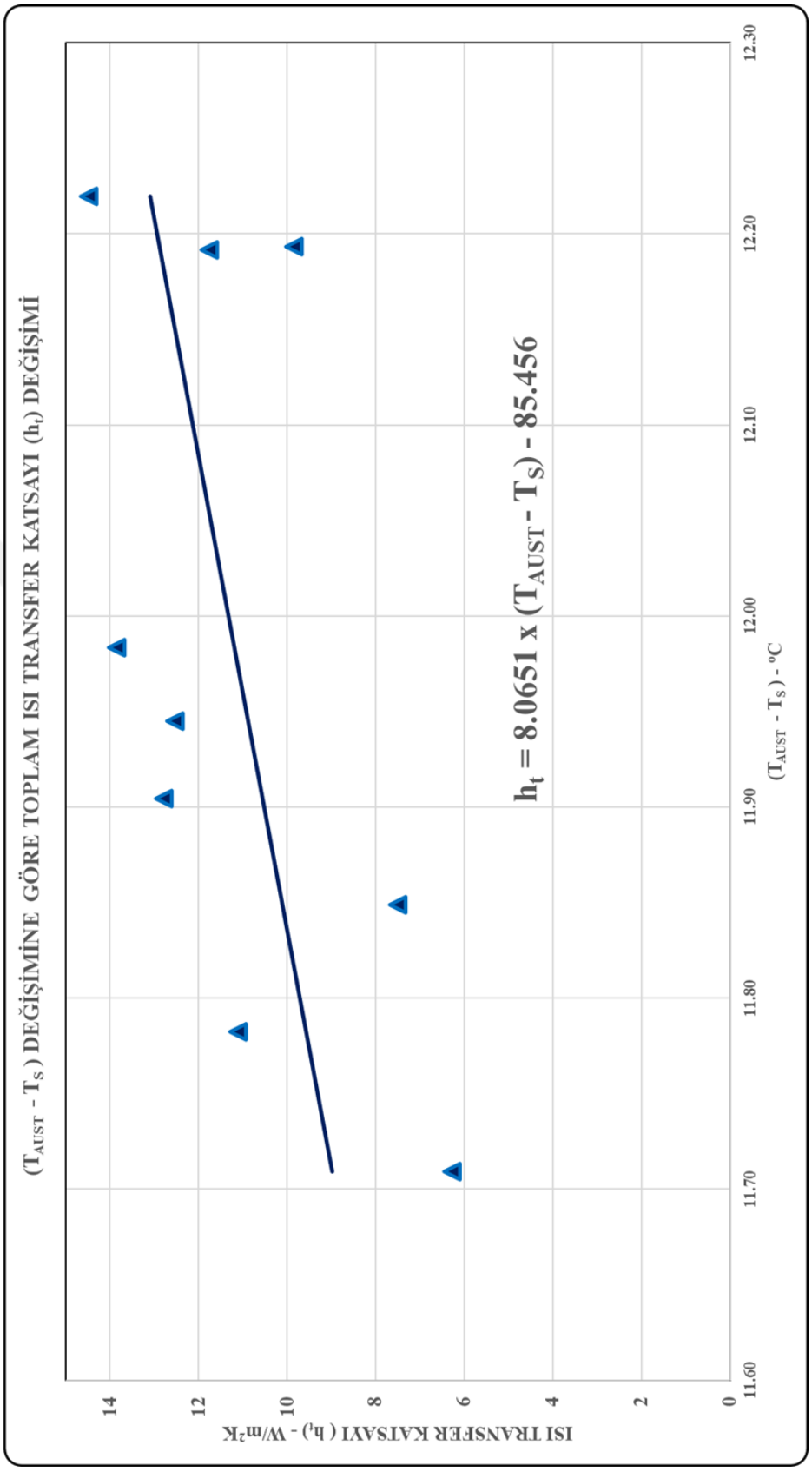
ASHRAE ve REHVA da belirtilen formüllere göre ve hesaplamalarda bulduğumuz değerlerin karşılaştırması ise Tablo 5.2'deki gibidir.

Tablo 5.2 Isı transfer katsayısı ve miktarları tablosu

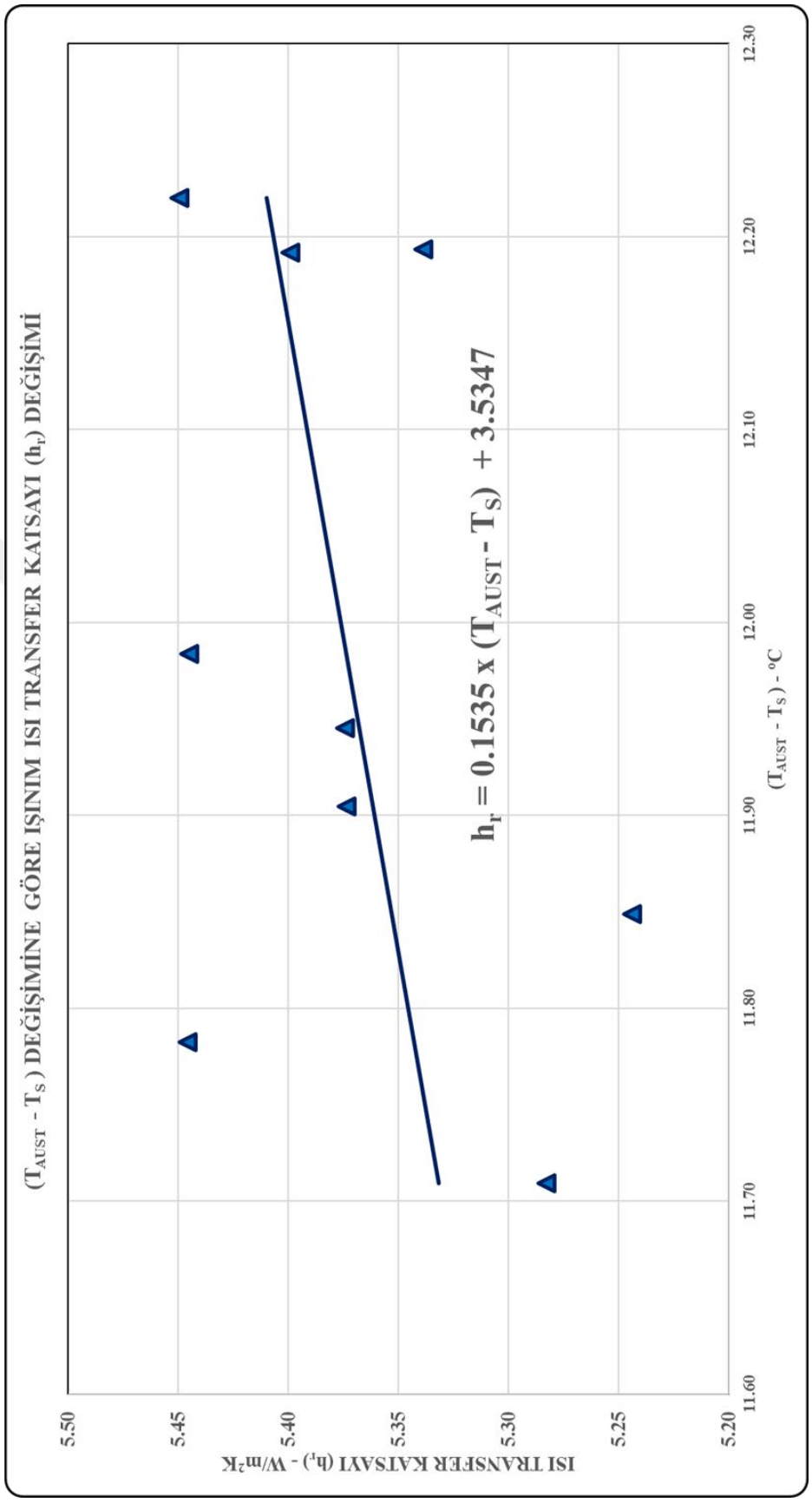
Açıklama	h_c	$\dot{q_c}$	$\dot{q_t}$
Hesaplanan değerler	4.12 W/m^{2}K	45.74 Watt	111.30 Watt
ASHRAE	4.86 W/m^{2}K	57.22 Watt	----
REHVA	----	----	144.04 Watt

Isı transfer katsayısı değerlerinin karşılaştırmasında ışınım ve taşınım ısı transfer katsayılarının literatürde belirtilen referans aralık içerisinde olduğu, toplam ısı transfer katsayısında ise literatür değerinden %18.45 oranında yüksek çıktığı görülmüştür. REHVA ve ASHRAE tarafında tanımlanmış denklemlere göre hesaplandığı zaman taşınım ısı transfer katsayısında %15.2 oranında, ısı transfer miktarlarında ise %20 – %25 oranında düşük çıktığı görülmüştür.

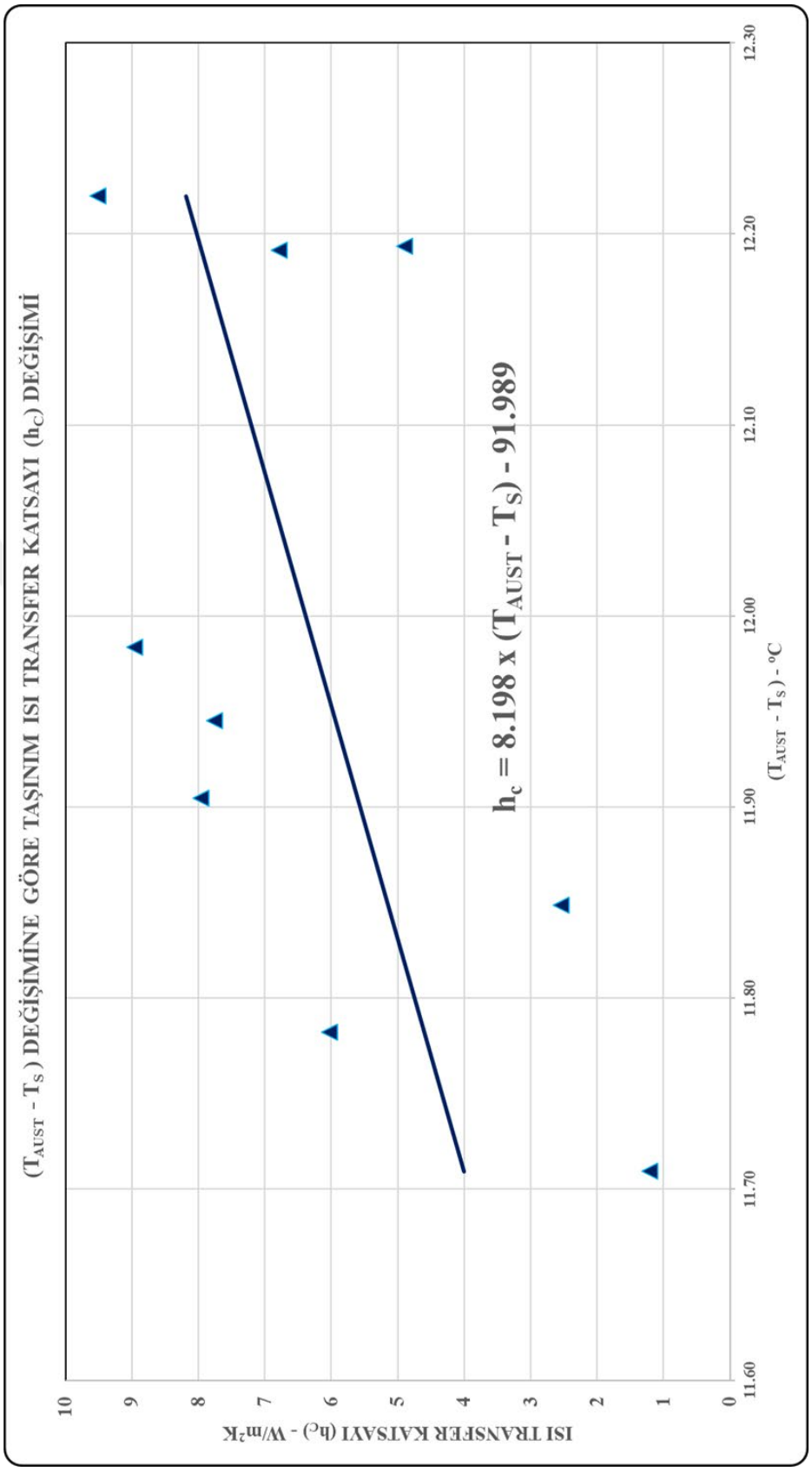
Hesaplamalar sonucunda elde edilen verilere göre $T_{AUST} - T_s$ sıcaklık farkına göre toplam ısı transfer katsayı h_t değişimini gösteren grafik Şekil 5.2'de, ışınım ısı transfer katsayı h_r değişimini gösteren grafik Şekil 5.3'te, taşınım ısı transfer katsayı h_c değişimini gösteren grafik Şekil 5.4'te verilmiş ve verilere göre lineer eğriler oluşturulmuştur. $T_{AUST} - T_s$ sıcaklık farkına göre toplam ısı transfer miktarı $\dot{q}_t$ değişimini gösteren grafik Şekil 5.5'te, ışınım ısı transfer miktarı $\dot{q}_r$ değişimini gösteren grafik Şekil 5.6'te, taşınım ısı transfer miktarı $\dot{q}_c$ değişimini gösteren grafik Şekil 5.7'da verilmiş ve verilere göre lineer eğriler oluşturulmuştur. Deneylere ait verilen grafikler farklı su sıcaklıkları, farklı su debileri ve farklı ısı akılarının etkisinin bir arada analiz olup, regresyon analizinin tutarlılığını gösteren R2 değeri birden çok değişken olması sebebi ile doğru elde edilemeyeceği için analiz edilmemiştir..



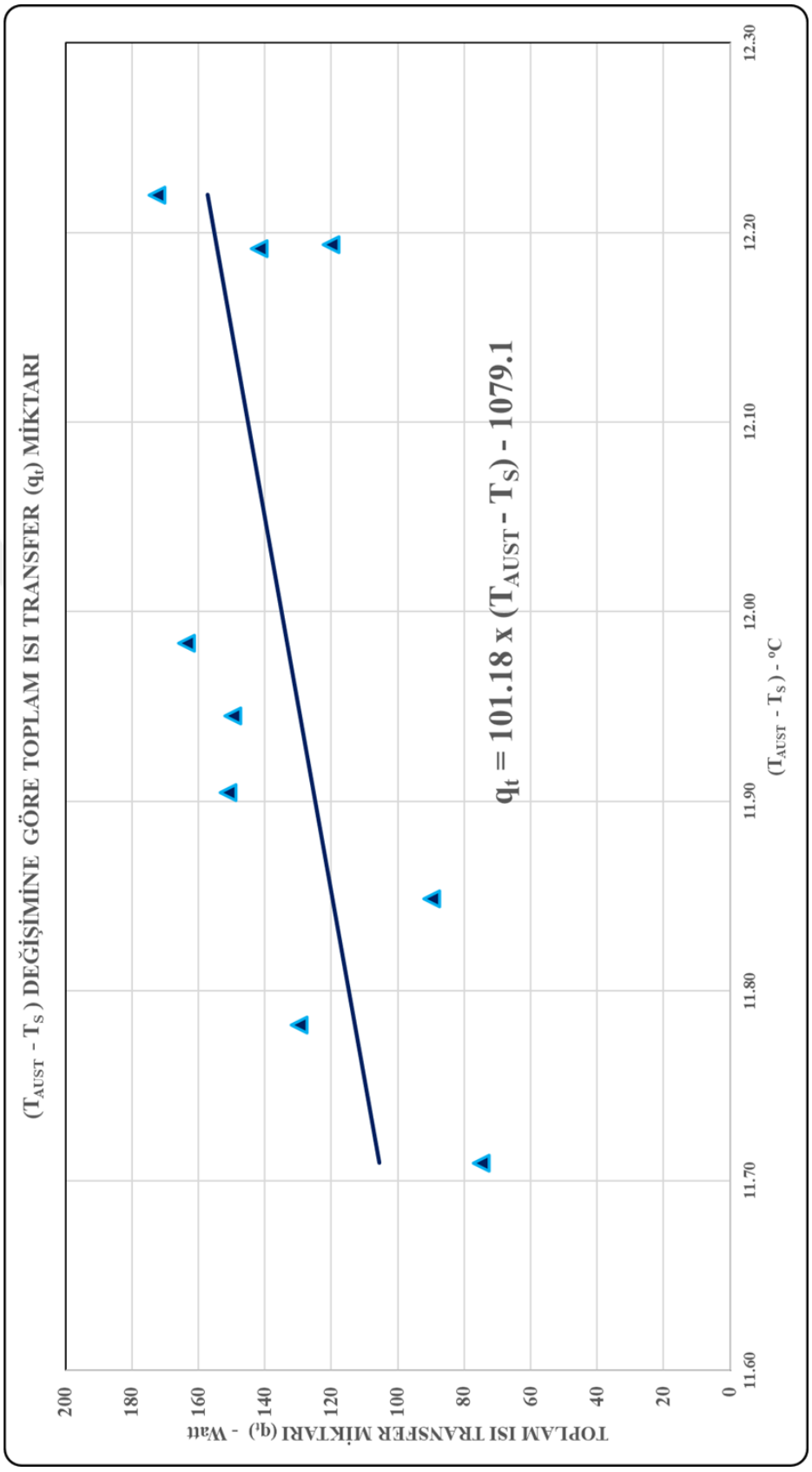
Şekil 5.2 Toplam ısı transfer katsayısı değişim grafiği



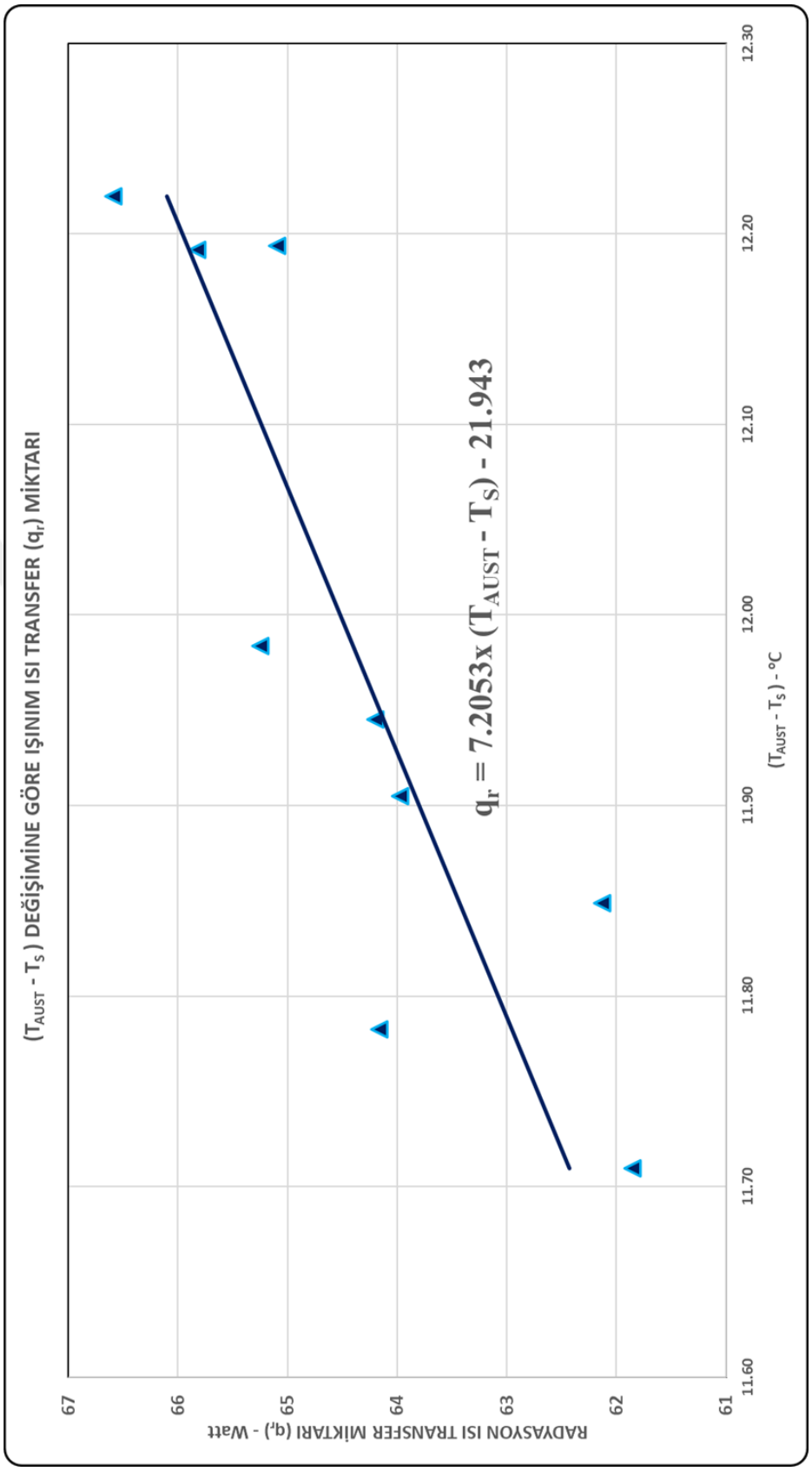
Şekil 5.3 Işınım ısı transfer katsayısı değişim grafiği



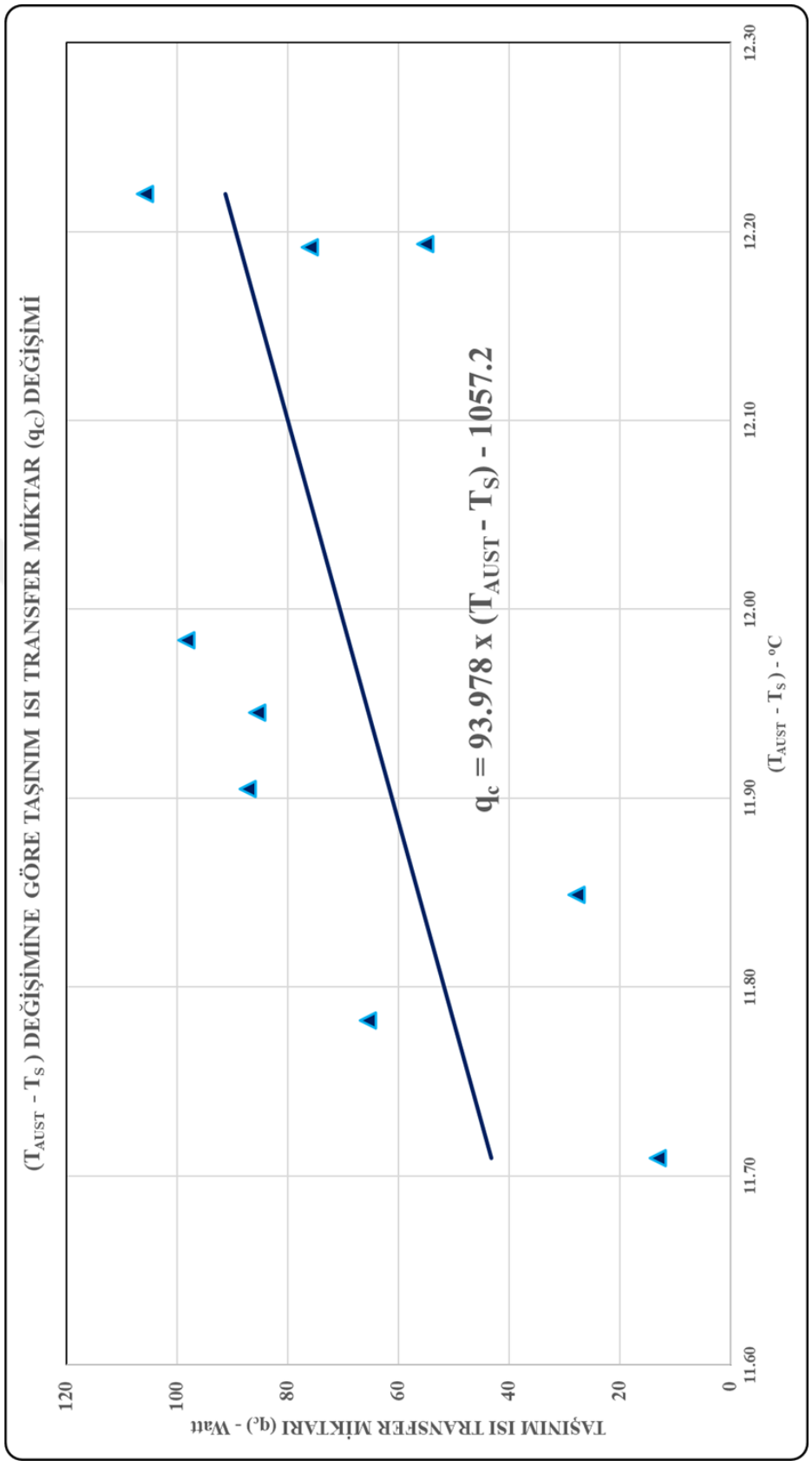
Şekil 5.4 Taşınım ısı transfer katsayısı değişim grafiği



Şekil 5.5 Toplam ısı transferi değişim grafiği



Şekil 5.6 Işınım ısı transferi değişim grafiği



Şekil 5.7 Taşınım ısı transferi değişim grafiği

5.3 BS EN14240:2004 Standartına Göre Pasif Soğuk Tavan Panelinin Soğutma Kapasite Hesabı

Pasif soğuk tavan panel ekipmanlarının soğutma kapasitelerinin performans değerlendirmeleri BS EN14240:2004 [16] standartlarına göre yapılmaktadır. Hesaplamalar aşağıdaki denklemlere göre yapılmış olup örnek olarak DENEY 03 – T1 & V1 & Q2 den elde edilen verilere göre yapılan hesaplama detayı aşağıda verilmiştir. Test edilecek ekipman, üretici firmanın işletme montaj talimatlarına uygun olarak test odasına monte edildiğinden emin olunmalıdır. Test edilecek ekipmanın projeksiyon alanı, Denklem 5.27 de ifade edildiği gibi test odası yüzeyinin alanının en az %70'i olmalıdır;

$$R_i = \frac{A_i}{A_t} > 0{,}7 \qquad 5.27$$

Soğuk tavan panel montaj yüzeyi alan oranı (R_i), soğuk tavan panel yüzey alanı (A_i), test odası yüzey alanı ise (A_t) ile ifade edilmektedir.

$A_i \quad = 3.69\ m^2$

$A_i \quad = 3.29\ m^2$

$R_i \quad = \frac{3.29}{3.69}$

$R_i \quad = \%89$

Soğuk tavan paneline ait aktif alan oranı, Denklem 5.28 de ifade edildiği gibi hesaplanmaktadır;

$$R_a = \frac{A_s}{A_i} \qquad 5.28$$

Soğuk tavan paneli aktif alan oranı (R_a), soğuk tavan panel yüzey alanı (A_i), soğuk tavan paneli aktif yüzey alanı ise (A_s) ile ifade edilmektedir.

$A_s \quad = 3.29\ m^2$

$A_i \quad = 3.29\ m^2$

$R_i \quad = \frac{3.29}{3.29}$

$R_i \quad = \%100$

Soğuk tavan panel kapasitesi Denklem 5.29 ya göre hesaplanmaktadır;

$$P = m_{su} c_p \left(T_{su,dönüş} - T_{su,gidiş}\right) \quad 5.29$$

Soğuk tavan soğutma kapasitesi (P), suyun özgül ısısı (c_p), suyun kütlesel debisi m_{su}, soğuk su giriş sıcaklığı ($T_{su,gidiş}$), soğuk su çıkış sıcaklığı ($T_{su,dönüş}$) ile ifade edilmektedir.

c_p $= 4181.61 \ \frac{\text{j}}{\text{kg°K}}$

m_{su} = 0.54 (m^3/h) x 998.70 (kg/m^3)

m_{su} = 539.30 kg/h

$T_{su,gidiş}$ $= 18.04$ ℃

$T_{su,dönüş}$ $= 18.69$ ℃

P $= 539.30 \text{ x } 4181.61 \text{ x } \frac{18.69 - 18.04}{3600}$

P $= 407.18$ Watt

Tavan soğutma panellerinin özgül soğutma kapasitesi Denklem 5.30 aracılığıyla hesaplanmakta olup panelin aktif alanı (A_a) ile ifade edilmektedir.

$$P_a = \frac{P}{A_a} \quad 5.30$$

A_a $= 3.24 \ \text{m}^2$

P_a $= \frac{407.18}{3.24}$

P_a $= 125.67 \ \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$

P_i $= 125.67 \ \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$

P_t $= \frac{407.18}{3.69}$

P_a $= 110.35 \ \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$

Değişken su sıcaklığında, iç ısı kaynağı sabit ısı akısı ve sabit su debisi durumuna göre diğer 3 farklı deney sonuçları için hesaplama yaparak bulunan değerleri Tablo 5.3 de verilmiştir.

BS EN 14240:2004 [16] standart içeriğinde soğuk tavan paneline ait spesifik soğutma kapasitesi, referans oda sıcaklığı ile ortalama soğutma suyu sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkının bir fonksiyonu olarak bir diyagramda gösterilmesi istenmiştir. Hesaplamanın Denklem 5.31 de tanımlanmış şekilde olması istenmektedir.

$$P_a = k\Delta\theta^n \qquad 5.31$$

k = Karakteristik sabit

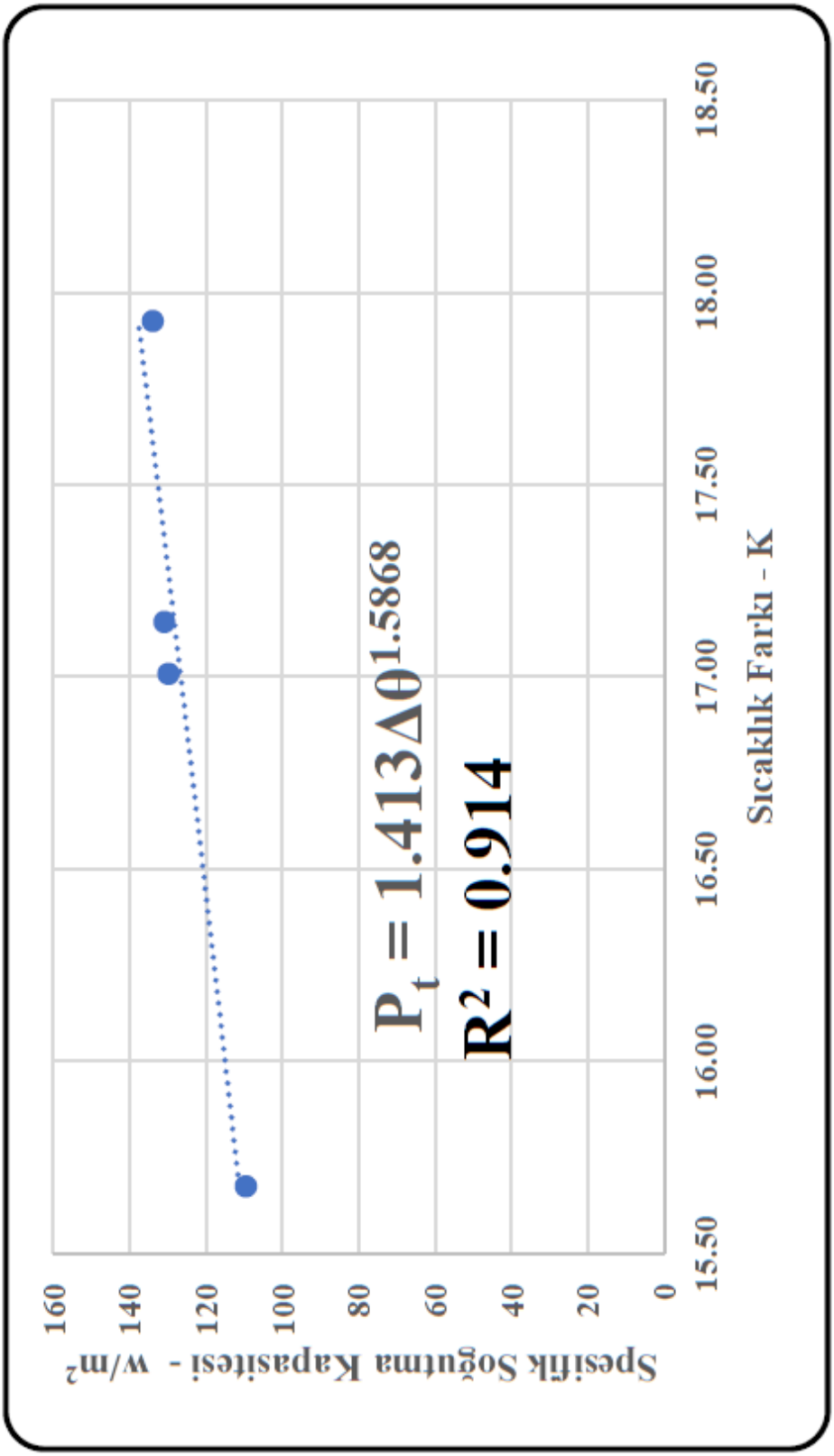
$\Delta\theta$ = Sıcaklık farkı

n = Üstel

Excel programı ile deney sonuçlarına göre eğri oluşturularak eğriye ait üstel fonksiyon hesaplanmıştır. Şekil 5.8'de fonksiyona ait eğri ve fonksiyon verilmiştir. Regresyon analizi ile verilerin tutarlılığı kontrol edilmiş ve regresyona ait özet sonuçlar Tablo 5.4'te verilmiştir. Regresyon analizi sonuçlarında elde edilen verilere göre güvenirlilik değeri R^2 0,914 olarak hesaplanmış olup regresyon model uyumunun iyi olduğunu göstermektedir. Deney sonuçlarına göre mahal sıcaklık değişim grafiği Şekil 5.9'de verilmiştir. Değişken su debisinde, sabit su sıcaklığı ve iç ısı kaynağı sabit ısı akısı durumuna göre deney sonuçları için hesaplama yaparak bulunan değerler Tablo 5.5, Tablo 5.6 ve Şekil 5.9, Şekil 5.10'da sunulmuştur.

Tablo 5.3 Değişken su sıcaklığında, iç ısı kaynağı sabit ısı akısı ve sabit su debisi durumunun incelenmesi

Test Edilen Ekipman Tipi	PASİF SOĞUK TAVAN			Yalıtım			YOK	
Üretici Firma	ÖZEL İMALAT			Su Bağlantısı			Giriş	DN20
Test Edilem Ürüne Ait Açıklama							Çıkış	DN20
Ölçüm Serisinin Açıklaması	T=Değişken - V1=Sabit - Q2=Sabit			Üreticinin Yorumları			SICAKLIK	
Müşteri								
Referans Alanları				**Test Odası Ölçümleri**				
Test Odası Alanı	A_t	[m^2]	3.69	Tavan Yüksekliği		[m]	h	2.10
Projeksiyon Alanı	A_i	[m^2]	3.24	Kenar Yalıtımı		[m]	s_1	
Aktif Alan	A_a	[m^2]	3.24	Kenar Yalıtımı		[m]	s_2	
Ölçümlerin Sonuçları								
Ölçüm Noktası Sayısı			1	2	3	4	5	6
Ölçüm Tarihi								
Deney Kodu			T1 & V1 & Q2	T2 & V1 & Q2	T3 & V1 & Q2	T4 & V1 & Q2		
Test Odası Çevre Sıcaklığı		[°C]	33.48	33.21	32.75	32.75		
Test Odası Ortalama Sıcaklığı		[°C]	31.98	31.51	30.75	29.53		
Soğutma Suyu Debisi	q_w	[kg/h]	534.897	564.877	558.702	536.303		
Sıcaklıklar — Su Giriş Sıcaklığı	θ_{w1}	[°C]	18.04	16.75	15.85	14.21		
Su Çıkış Sıcaklığı	θ_{w2}	[°C]	18.69	17.48	16.59	15.00		
Yoğunluk	r	[kg/m^3]	998.70	998.85	998.95	999.15		
Özgül Isı	cp	[J/kg°K]	4,181.61	4,183.62	4,185.05	4,187.64		
Globe	θ_g	[°C]	34.04	34.12	33.36	32.53		
Air – 2,0 m	$\theta_{a2,0}$	[°C]	31.39	30.87	30.23	28.92		
Air – 1,5 m	$\theta_{a1,5}$	[°C]	32.38	31.90	31.16	29.91		
Air – 1,0 m	$\theta_{a1,0}$	[°C]	32.11	31.64	30.87	29.65		
Air – 0,5 m	$\theta_{a0,5}$	[°C]	32.35	31.93	31.16	29.95		
Air – 0,1 m	$\theta_{a0,1}$	[°C]	32.44	32.00	31.22	30.05		
Surface wall 1	θ_{sw1}	[°C]	32.67	32.27	31.48	30.45		
Surface wall 2	θ_{sw2}	[°C]	32.29	31.95	31.17	30.08		
Surface wall 3	θ_{sw3}	[°C]	32.45	32.10	31.28	30.25		
Surface wall 4	θ_{sw4}	[°C]	32.47	32.11	31.31	30.26		
Surface inside floor	θ_{floor}	[°C]	32.88	32.96	32.17	31.08		
Surface inside ceiling	$\theta_{ceiling}$	[°C]	26.84	26.14	25.52	24.30		
Air-void	θ_{a-void}	[°C]						
Isıtma Kapasitesi – Mankenler	P_s	[W]	500.28	511.80	509.80	502.00		
Ölçümlerden elde edilen hesaplamalar								
Ölçüm Noktası Sayısı			1	2	3	4	5	6
Referans Sıcaklığı	θ_{ref}	[°C]	34.04	34.12	33.36	32.53		
Δθ — Su Sıcaklığı Artışı	$\Delta\theta_w$	[K]	0.65	0.73	0.74	0.79		
Referans Ortalama Su Sıcı	$\Delta\theta$	[K]	15.68	17.01	17.14	17.93		
Soğutma Kapasitesi — Spesifik – Test Odası Alan	P_t	[W/m^2]	-109.56	-129.90	-130.98	-133.92		
Spesifik – Projeksiyon Al	P_i	[W/m^2]	-124.66	-147.80	-149.03	-152.37		
Spesifik – Aktif Alan	P_a	[W/m^2]	-124.66	-147.80	-149.03	-152.37		
Toplam	P	[W]	-403.90	-478.86	-482.85	-493.68		
Isı Transferi / Test Odası Çevres	P_B	[W]	-53.86	-61.17	-72.08	-115.95		
Isı Dengesi	ΔQ	[W]	-42.52	28.23	45.13	107.63		
Isı Dengesi Maksimum Değeri	0,05 P	[W]	20.19	23.94	24.14	24.68		



Şekil 5.8 Değişken su sıcaklığında, iç ısı kaynağı sabit ısı akısı ve sabit su debisi durumunda spesifik soğutma kapasite grafiği

Tablo 5.4 Değişken su sıcaklığında, iç ısı kaynağı sabit ısı akısı ve sabit su debisi durumu Regresyon özet tablosu

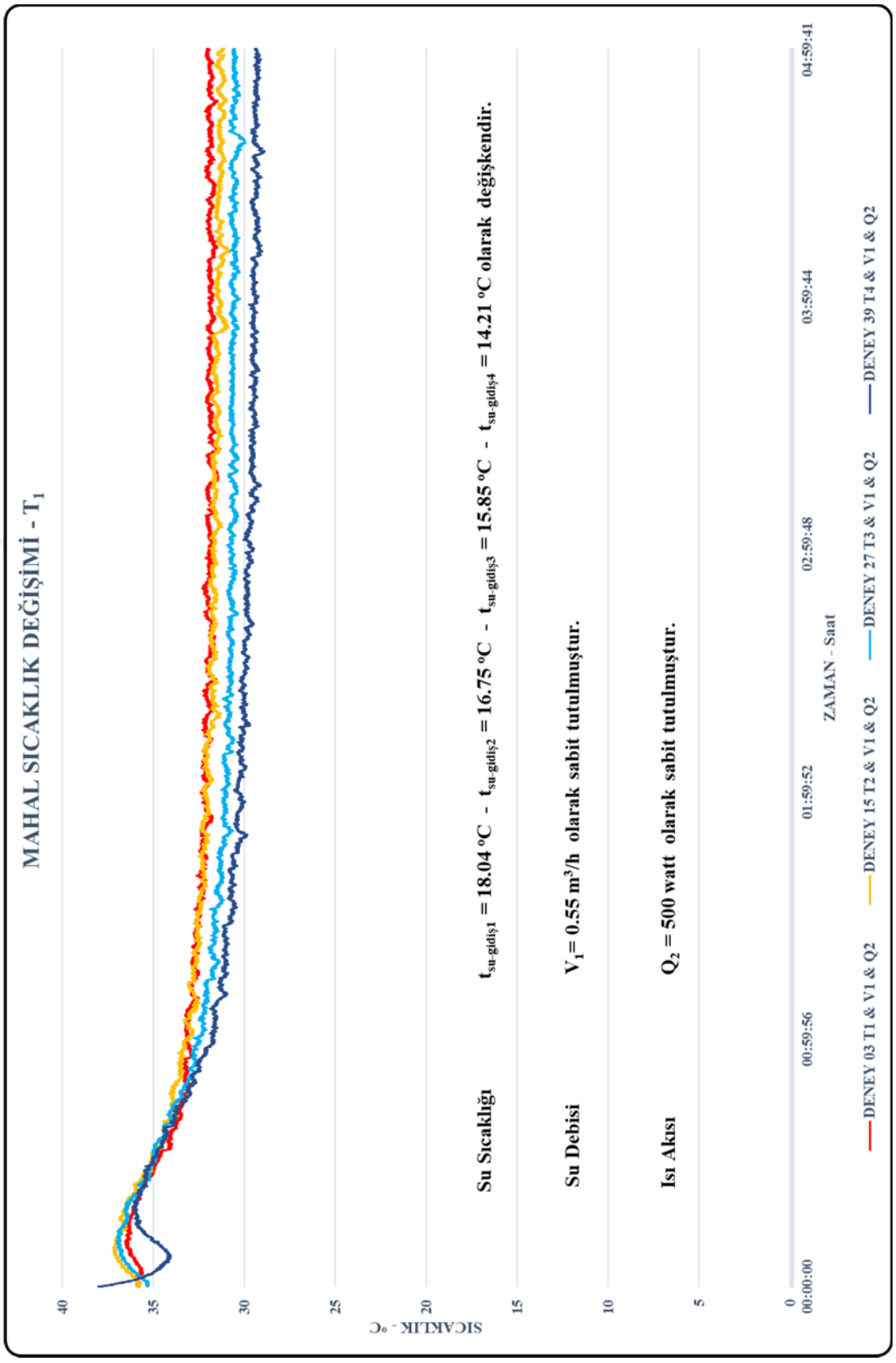
ÖZET ÇIKIŞI

Regresyon İstatistikleri	
Çoklu R	0.9563
R Kare	0.9144
Ayarlı R Kare	0.8716
Standart Hata	3.9940
Gözlem	4

ANOVA

	df	*SS*	*MS*	*F*	*Anlamlılık F*
Regresyon	1	340.9130518	340.9130518	21.37089848	0.043745072
Fark	2	31.9044192	15.9522096		
Toplam	3	372.817471			

	Katsayılar	*Standart Hata*	*t Stat*	*P-değeri*	*Düşük %95*	*Yüksek %95*	*Düşük 98,0%*	*Yüksek 98,0%*
Kesişim	-67.30847511	41.88308014	-1.607056475	0.249287378	-247.5168242	112.899874	-359.0055629	224.3886127
T	11.41809291	2.469915993	4.622866911	0.043745072	0.790902127	22.0452837	-5.783777144	28.61996297



Şekil 5.9 Değişken su sıcaklığında, iç ısı kaynağı sabit ısı akısı ve sabit su debisi durumunda mahal sıcaklık değişim grafiği

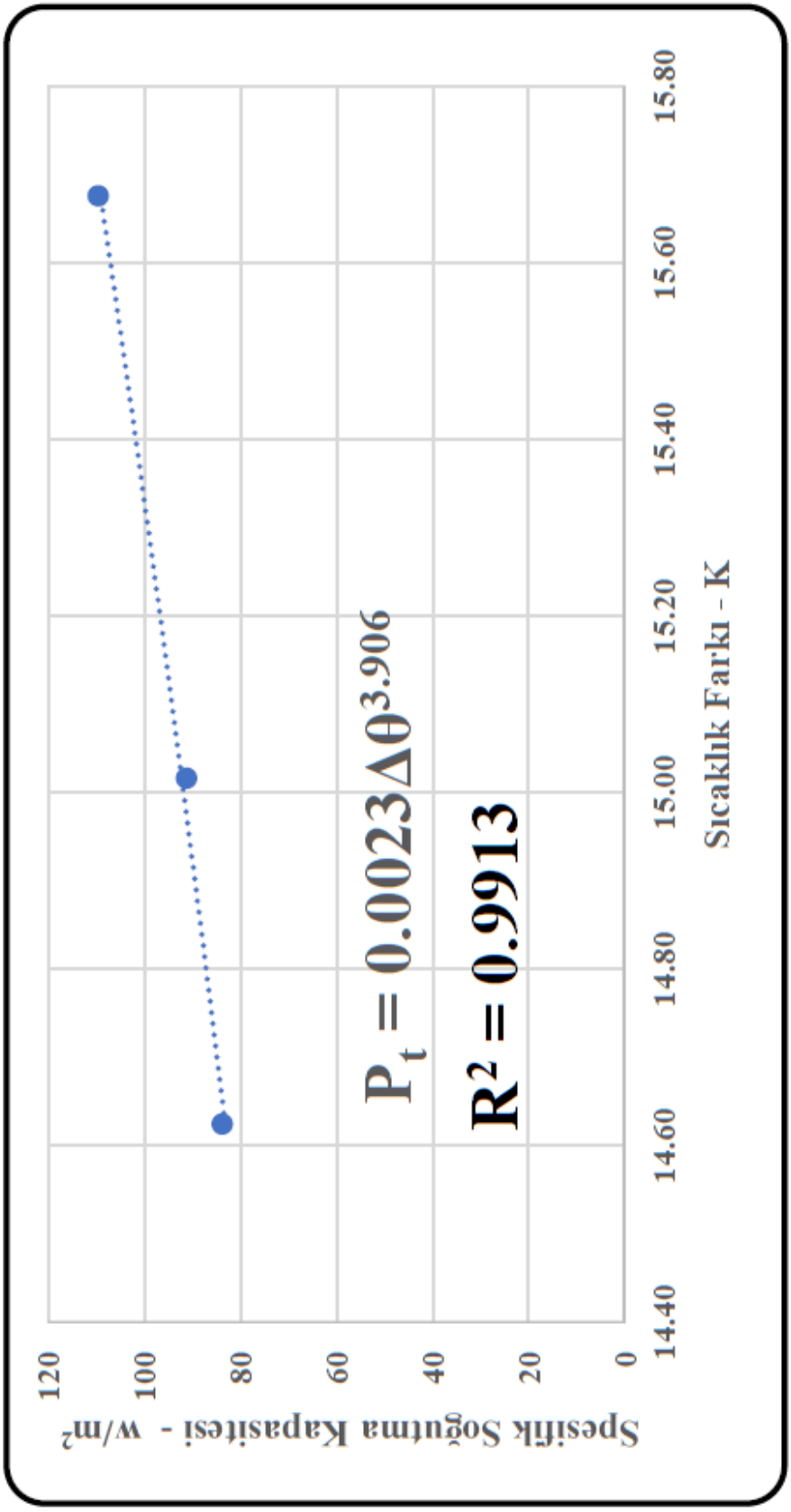
Tablo 5.5 Değişken su debisinde, sabit su sıcaklığı ve iç ısı kaynağı sabit ısı akısı durumunun incelenmesi

Ürün Açıklaması								
Test Edilen Ekipman Tipi	PASİF SOĞUK TAVAN			Yalıtım		YOK		
Üretici Firma	ÖZEL İMALAT			Su Bağlantısı		Giriş	DN20	
Test Edilem Ürüne Ait Açıklama						Çıkış	DN20	
Ölçüm Serisinin Açıklaması	T1=Sabit - V=Değişken - Q2=Sabit			Üreticinin Yorumları		DEBİ		
Müşteri								

Referans Alanları				Test Odası Ölçümleri			
Test Odası Alanı	A_t	[m^2]	3.69	Tavan Yüksekliği	[m]	h	2.10
Projeksiyon Alanı	A_t	[m^2]	3.24	Kenar Yalıtımı	[m]	s_1	
Aktif Alan	A_a	[m^2]	3.24	Kenar Yalıtımı	[m]	s_2	

Ölçümlerin Sonuçları								
Ölçüm Noktası Sayısı			1	2	3	4	5	6
Ölçüm Tarihi								
Deney Kodu			T1 & V1 & Q2	T1 & V2 & Q2	T1 & V3 & Q2			
Test Odası Çevre Sıcaklığı		[°C]	33.48	32.65	33.81			
Test Odası Ortalama Sıcaklığı		[°C]	31.98	30.61	30.34			
Soğutma Suyu Debisi	q_w	[kg/h]	534.897	941.204	1104.717			
Sıcaklıklar – Su Giriş Sıcaklığı	θ_{w1}	[°C]	18.04	17.85	17.91			
Sıcaklıklar – Su Çıkış Sıcaklığı	θ_{w2}	[°C]	18.69	18.16	18.15			
Sıcaklıklar – Yoğunluk	r	[kg/m^3]	998.70	998.74	998.74			
Sıcaklıklar – Özgül Isı	cp	[J/kg°K]	4,181.61	4,182.19	4,182.16			
Sıcaklıklar – Globe	θ_g	[°C]	34.04	33.02	32.65			
Sıcaklıklar – Air – 2,0 m	$\theta_{a2.0}$	[°C]	31.39	29.74	29.74			
Sıcaklıklar – Air – 1,5 m	$\theta_{a1.5}$	[°C]	32.38	31.04	30.82			
Sıcaklıklar – Air – 1,0 m	$\theta_{a1.0}$	[°C]	32.11	30.78	30.50			
Sıcaklıklar – Air – 0,5 m	$\theta_{a0.5}$	[°C]	32.35	30.99	30.65			
Sıcaklıklar – Air – 0,1 m	$\theta_{a0.1}$	[°C]	32.44	31.06	30.75			
Sıcaklıklar – Surface wall 1	θ_{sw1}	[°C]	32.67	31.42	31.31			
Sıcaklıklar – Surface wall 2	θ_{sw2}	[°C]	32.29	30.93	30.61			
Sıcaklıklar – Surface wall 3	θ_{sw3}	[°C]	32.45	31.38	31.12			
Sıcaklıklar – Surface wall 4	θ_{sw4}	[°C]	32.47	31.24	31.01			
Sıcaklıklar – Surface inside floor	θ_{floor}	[°C]	32.88	32.19	31.37			
Sıcaklıklar – Surface inside ceiling	$\theta_{ceiling}$	[°C]	26.84	25.82	25.72			
Sıcaklıklar – Air-void	$\theta_{a\text{-}void}$	[°C]						
Isıtma Kapasitesi – Mankenler	P_s	[W]	500.28	434.60	431.60			

Ölçümlerden elde edilen hesaplamalar								
Ölçüm Noktası Sayısı			1	2	3	4	5	6
Referans Sıcaklığı	θ_{ref}	[°C]	34.04	33.02	32.65			
Δθ – Su Sıcaklığı Artışı	$\Delta\theta_w$	[K]	0.65	0.31	0.24			
Δθ – Referans Ortalama Su Sıcaklık Farkı	$\Delta\theta$	[K]	15.68	15.02	14.62			
Soğutma Kapasitesi – Spesifik – Test Odası Alanı	P_t	[W/m^2]	-109.56	-91.20	-83.76			
Soğutma Kapasitesi – Spesifik – Projeksiyon Alanı	P_t	[W/m^2]	-124.66	-103.77	-95.30			
Soğutma Kapasitesi – Spesifik – Aktif Alan	P_a	[W/m^2]	-124.66	-103.77	-95.30			
Soğutma Kapasitesi – Toplam	P	[W]	-403.90	-336.20	-308.77			
Isı Transferi / Test Odası Çevresi	P_B	[W]	-53.86	-73.22	-125.01			
Isı Dengesi	ΔQ	[W]	-42.52	-25.18	2.18			
Isı Dengesi Maksimum Değeri	0,05 P	[W]	20.19	16.81	15.44			



Şekil 5.10 Değişken su debisinde, sabit su sıcaklığı ve iç ısı kaynağı sabit ısı akısı durumunda spesifik soğutma kapasite grafiği

Tablo 5.6 Değişken su debisinde, sabit su sıcaklığı ve iç ısı kaynağı sabit ısı akısı durumu Regresyon özet tablosu

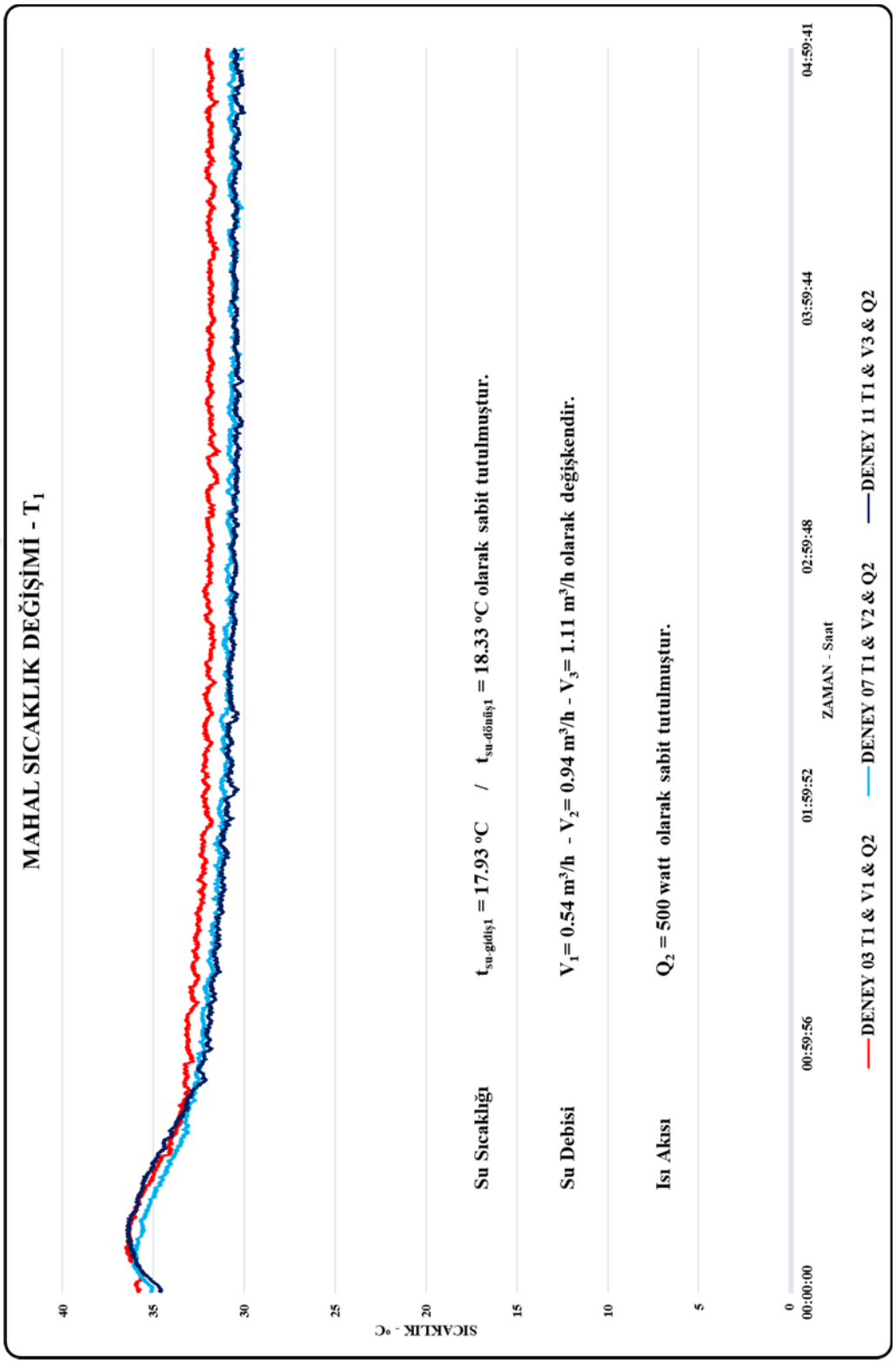
ÖZET ÇIKIŞI

Regresyon İstatistikleri	
Çoklu R	0.9956
R Kare	0.9913
Ayarlı R Kare	0.9825
Standart Hata	1.7563
Gözlem	3

ANOVA

	df	*SS*	*MS*	*F*	*Anlamlılık F*
Regresyon	1	349.75514	349.7551427	113.384282	0.059611738
Fark	1	3.0846881	3.084688076		
Toplam	2	352.83983			

	Katsayılar	*standart Hata*	*t Stat*	*P-değeri*	*Düşük %95*	*Yüksek %95*	*Düşük 98,0%*	*Yüksek 98,0%*
Kesişim	-281.01	35.311534	-7.957954602	0.079580789	-729.6831698	167.667997	-1404.6388	842.62365
T	24.882	2.3367231	10.64820558	0.059611738	-4.808974212	54.5727905	-49.473827	99.237643



Şekil 5.11 Değişken su debisinde, sabit su sıcaklığı ve iç ısı kaynağı sabit ısı akısı durumunda mahal sıcaklık değişim grafiği

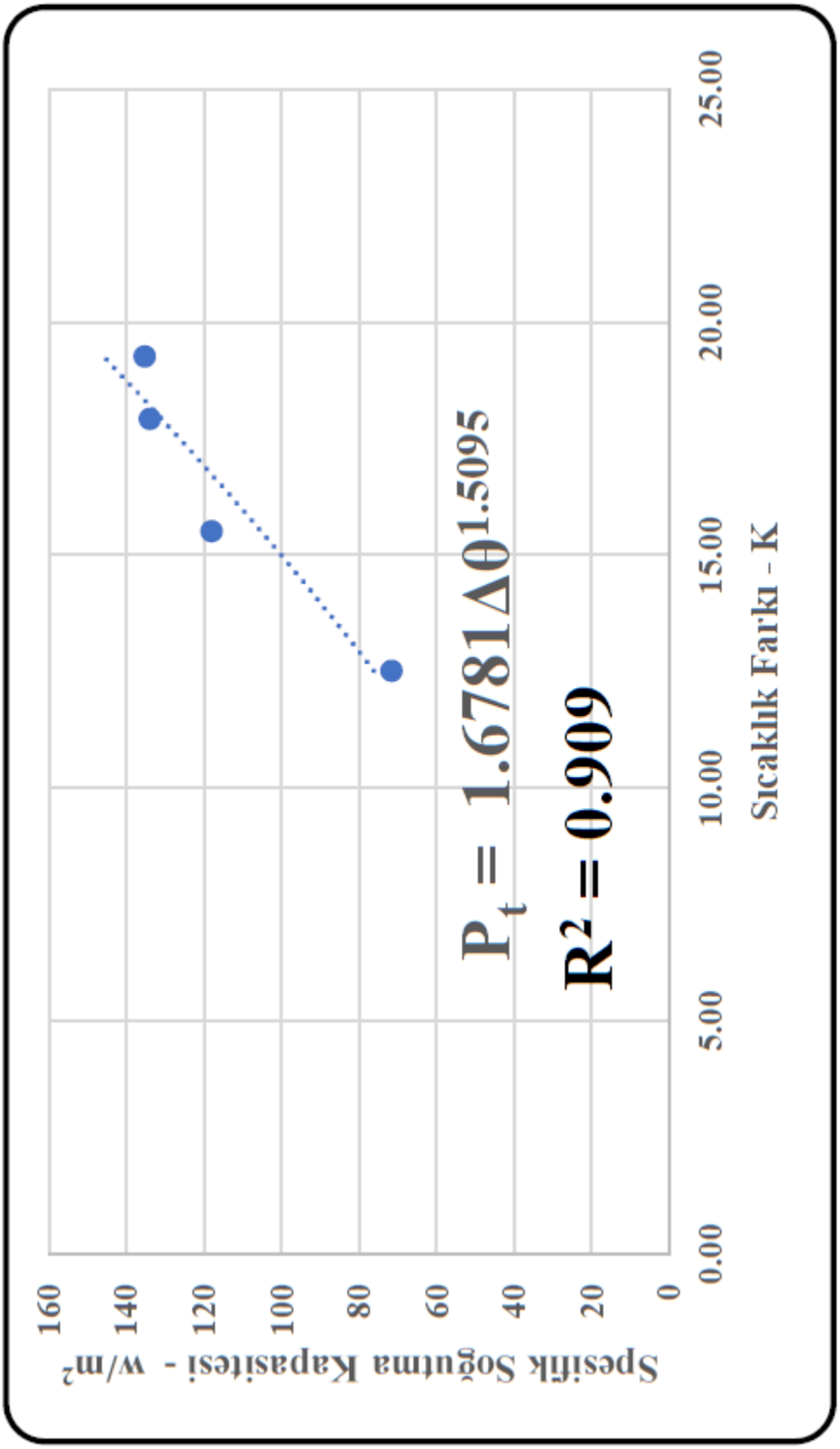
Tablo 5.7 İç ısı kaynağı değişken ısı akısı, sabit su sıcaklığı ve sabit su debisi durumunun İncelenmesi

Ürün Açıklaması								
Test Edilen Ekipman Tipi				Yalıtım				
Üretici Firma				Su Bağlantısı			Giriş	DN20
Test Edilem Ürüne Ait Açıklama							Çıkış	DN20
Ölçüm Serisinin Açıklaması	T4=Sabit - V1=Sabit - Q=Değişken			Üreticinin Yorumları			ISI AKISI	
Müşteri								

Referans Alanları				Test Odası Ölçümleri			
Test Odası Alanı	A_t	[m^2]	3.69	Tavan Yüksekliği	[m]	h	2.10
Projeksiyon Alanı	A_i	[m^2]	3.24	Kenar Yalıtımı	[m]	s_1	
Aktif Alan	A_a	[m^2]	3.24	Kenar Yalıtımı	[m]	s_2	

Ölçümlerin Sonuçları									
Ölçüm Noktası Sayısı				1	2	3	4	5	6
Ölçüm Tarihi									
Deney Kodu				T4 & V1 & Q0	T4 & V1 & Q1	T4 & V1 & Q2	T4 & V1 & Q3		
Test Odası Çevre Sıcaklığı			[°C]	32.87	32.90	32.75	32.52		
Test Odası Ortalama Sıcaklığı			[°C]	23.16	27.34	29.53	31.71		
Soğutma Suyu Debisi		q_w	[kg/h]	536.886	544.884	536.303	532.378		
Sıcaklıklar	Su Giriş Sıcaklığı	θ_{w1}	[°C]	14.34	14.50	14.21	14.63		
	Su Çıkış Sıcaklığı	θ_{w2}	[°C]	14.76	15.19	15.00	15.44		
	Yoğunluk	r	[kg/m^3]	999.15	999.12	999.15	999.10		
	Özgül Isı	cp	[J/kg°K]	4,187.72	4,187.24	4,187.64	4,186.94		
	Globe	θ_g	[°C]	27.08	30.36	32.53	34.31		
	Air – 2,0 m	$\theta_{a2,0}$	[°C]	22.89	26.77	28.92	31.15		
	Air – 1,5 m	$\theta_{a1,5}$	[°C]	23.41	27.74	29.91	32.24		
	Air – 1,0 m	$\theta_{a1,0}$	[°C]	23.02	27.47	29.65	31.77		
	Air – 0,5 m	$\theta_{a0,5}$	[°C]	23.17	27.69	29.95	32.08		
	Air – 0,1 m	$\theta_{a0,1}$	[°C]	23.40	27.93	30.05	32.07		
	Surface wall 1	θ_{sw1}	[°C]	24.90	28.46	30.45	32.30		
	Surface wall 2	θ_{sw2}	[°C]	24.44	28.15	30.08	31.94		
	Surface wall 3	θ_{sw3}	[°C]	24.34	28.29	30.25	32.03		
	Surface wall 4	θ_{sw4}	[°C]	24.56	28.30	30.26	32.09		
	Surface inside floor	θ_{floor}	[°C]	28.09	30.03	31.08	32.13		
	Surface inside ceiling	$\theta_{ceiling}$	[°C]	21.90	23.45	24.30	25.76		
	Air-void	$\theta_{a\text{-}void}$	[°C]						
Isıtma Kapasitesi – Mankenler		P_s	[W]	0.00	296.20	502.00	657.25		

Ölçümlerden elde edilen hesaplamalar									
Ölçüm Noktası Sayısı				1	2	3	4	5	6
Referans Sıcaklığı		θ_{ref}	[°C]	27.08	30.36	32.53	34.31		
Δθ	u Sıcaklığı Artışı	$\Delta\theta_w$	[K]	0.42	0.69	0.79	0.81		
	Referans Ortalama Su Sıcaklık Farkı	Δθ	[K]	12.52	15.52	17.93	19.27		
Soğutma Kapasitesi	Spesifik – Test Odası Alanı	P_t	[W/m^2]	-71.61	-118.11	-133.92	-135.27		
	Spesifik – Projeksiyon Alanı	P_i	[W/m^2]	-81.47	-134.38	-152.37	-153.91		
	Spesifik – Aktif Alan	P_a	[W/m^2]	-81.47	-134.38	-152.37	-153.91		
	Toplam	P	[W]	-263.97	-435.40	-493.68	-498.65		
Isı Transferi / Test Odası Çevresi		P_B	[W]	-349.59	-199.96	-115.95	-29.35		
Isı Dengesi		ΔQ	[W]	613.56	339.16	107.63	-129.25		
Isı Dengesi Maksimum Değeri		0,05 P	[W]	13.20	21.77	24.68	24.93		



Şekil 5.12 İç ısı kaynağı değişken ısı akısı, sabit su sıcaklığı ve sabit su debisinde durumunda spesifik soğutma kapasite grafiği

Tablo 5.8 İç ısı kaynağı değişken ısı akısı, sabit su sıcaklığı ve sabit su debisi durumu Regresyon özet tablosu

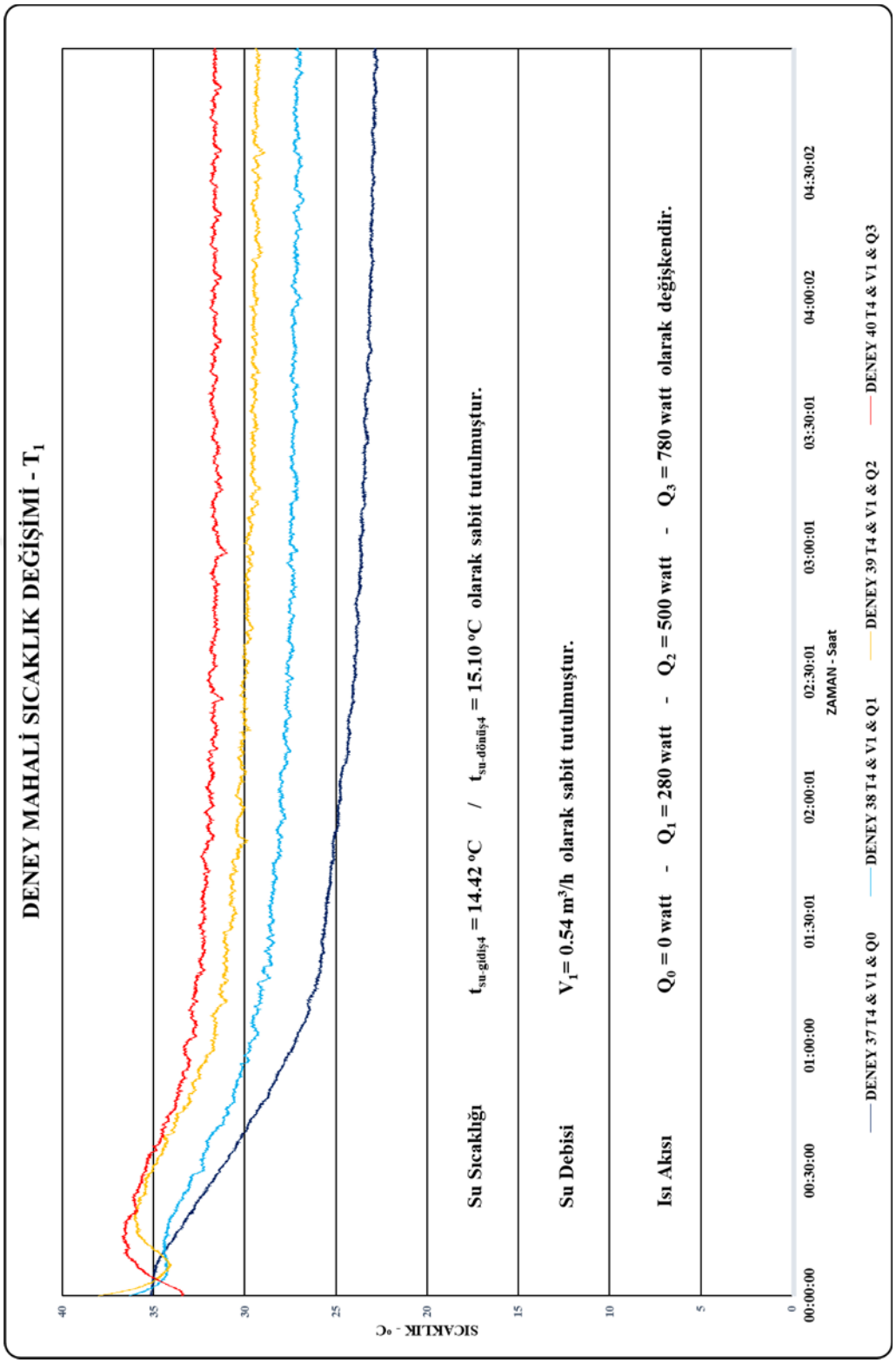
ÖZET ÇIKIŞI

Regresyon İstatistikleri	
Çoklu R	0.9534
R Kare	0.909
Ayarlı R Kare	0.8634
Standart Hata	11.006
Gözlem	4

ANOVA

	df	*SS*	*MS*	*F*	*Anlamlılık F*
Regresyon	1	2418.7462	2418.74622	19.96901597	0.046604649
Fark	2	242.24992	121.124958		
Toplam	3	2660.9961			

	Katsayılar	*Standart Hata*	*t Stat*	*P-değeri*	*Düşük %95*	*Yüksek %95*	*Düşük 98,0%*	*Yüksek 98,0%*
Kesişim	-41.528	35.396971	-1.173215237	0.36151814	-193.8291403	110.7726086	-288.05248	204.99595
T	9.581	2.1440278	4.468670492	0.046604649	0.355946696	18.80596069	-5.3512494	24.513157



Şekil 5.13 İç ısı kaynağı değişken ısı akısı, sabit su sıcaklığı ve sabit su debisi durumunda mahal sıcaklık değişim grafiği

6
BELİRSİZLİK ANALİZİ

Bilimsel araştırmalar, gözlem, hipotezlerin oluşturulması, deneysel testler ve sonuçların analizi gibi birçok aşamadan oluşur. Literatürde belirtilen standartlara uygun olarak kurulan bir deney düzeneğinde yapılan deneyler sonucunda elde edilen verilerde, belirsizlikler ve hatalar ortaya çakabilir. Bu nedenle, bilimsel deneysel çalışmalarda belirsizlik analizi oldukça önemlidir. Birçok faktör, bilimsel deneysel çalışmaların sonuçlarında belirsizliklere neden olabilir. Örneğin, ölçüm cihazlarındaki hassasiyet sizlik, örneklem alımındaki hata, deney koşullarındaki değişkenlik, veri analizindeki hata gibi birçok etken, sonuçların belirsizliğine neden olabilir. Bu belirsizlikler, sonuçların güvenilirliğini ve doğruluğunu etkileyebilir. Bu nedenle, belirsizlik analizi yapmak, sonuçların güvenilirliğini artırmak için önemlidir.

Belirsizlik analizi, birçok farklı yöntem kullanılarak yapılabilir. Ancak, belirsizlik analizi yaparken dikkat edilmesi gereken bazı noktalar vardır. İlk olarak, belirsizlik analizi yapılacak ölçüm veya deneylerde kullanılan cihazların hassasiyeti ve doğruluğu iyi bilinmelidir. Ölçülen değerlerin doğru bir şekilde kaydedilmesi ve analiz edilmesi gerekmektedir. Bu işlemler sırasında kullanılan hesaplama yöntemleri de belirsizlik analizi için önemlidir. Belirsizlik analizi yapmak için, öncelikle deneysel sonuçlarının elde edilmesi ve raporlanması gereklidir. Deneysel sonuçlar, ölçümün yanı sıra, ölçülebilirliği, tekrarlanabilirliği, doğruluğu, hassasiyeti ve güvenilirliği de içermelidir. Deneysel sonuçların analizi sırasında, belirsizliklerin belirlenmesi için kullanılan yöntemler, deneysel tasarımın karmaşıklığına bağlı olarak değişebilir.

Belirsizlik analizi yapmak için öncelikle ölçüm cihazlarının doğruluğunu ve hassasiyetini belirlememiz gerekir. Bu doğruluk ve hassasiyet değerleri daha sonra kullanılan ölçümler ve hesaplamalar için bir belirsizlik kaynağı olarak kullanılabilir. Daha sonra, ölçümlerin tekrarlanabilirliği ve ölçüm ortamının stabilitesi gibi diğer faktörlerin de etkisi hesaplanarak, sonuçlardaki belirsizlikler hesaplanır. Belirsizlik analizi, bilimsel deneysel çalışmaların doğruluğunu ve güvenilirliğini artırmak için önemlidir. Belirsizlik analizi yaparak, sonuçlardaki

belirsizliklerin hesaplanması ve sonuçların yorumlanması için gerekli olan güven aralıklarının hesaplanması mümkündür. Bu sayede, sonuçların doğru yorumlanması ve kararlar alınması için gerekli olan güven seviyesi elde edilebilir. Sonuç olarak, deneysel bulguların analizi (Hata Analizi), deneysel verilerin doğru bir şekilde analiz edilmesi ve sonuçların doğru bir şekilde yorumlanması için oldukça önemlidir. Kline ve McClintock [27] tarafından ortaya atılan ve diğerlerine göre daha hassas bir yöntem olan belirsizlik analizi yöntemi daha çok tercih edilmektedir. Bu nedenle bu çalışmada da Kline ve McClintock tarafından verilen yöntem tercih edilmiştir.

6.1 Belirsizlik Analizi Yöntemi

Sistemde ölçülen büyüklük R ve bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız değişkenler ise x_1, x_2, …, x_n olsun. Bu durumda Ölçülen büyüklük matematiksel olarak aşağıdaki eşitlikteki gibi ifade edilebilir.

$R = R\ (x_1, x_2, \ldots, x_n)$

Her bir bağımsız değişkene göre hata oranı w_i (w_1, w_2, …, w_n) ise R büyüklüğünün hata oranı W_R aşağıdaki eşitlik yardımıyla hesaplanabilir.

$$W_R = \pm\left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1}W_1\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2}W_2\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_3}W_3\right)^2 + \cdots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n}W_n\right)^2\right]^{\frac{1}{2}} \qquad 6.1$$

Hata oranının yüzdesel olarak hesaplaması 6.2 numaralı formüle göre yapılmaktadır.

$$\frac{W_R}{R} = \pm\left[\left(\frac{W_{x1}}{x_1}\right)^2 + \left(\frac{W_{x2}}{x_2}\right)^2 + \left(\frac{W_{x3}}{x_3}\right)^2 + \cdots + \left(\frac{W_{xn}}{x_n}\right)^2\right]^{\frac{1}{2}} \qquad 6.2$$

Belirsizlik analizinin en büyük üstünlüğü, burada en büyük hataya neden olan değişkenin hemen tespit edilebilmesidir.

6.2 Belirsizliklerin Tespiti

Deneysel çalışmada öncelikle hataya sebep olabilecek bağımsız değişkenler belirlenmiştir. Çalışmadaki hatalar sıcaklık ölçümü ve debi ölçümünden kaynaklanan hatalardır. Sıcaklık sensörlerinin hata oranı ±0.5°C'dir. Debi ölçüm sensörünün hata oranı ±%3'tür.

Isı transferi hesaplamasındaki belirsizlik hesaplaması için;

$$\dot{q}_t = \frac{\dot{m}_w c_p \left(T_{w_2} - T_{w_1}\right)}{A} \quad 6.3$$

$$\dot{m}_w = \rho \dot{\vartheta}_w \quad 6.4$$

$$W_{\dot{m}_w} = \pm \left[\left(\frac{\partial \dot{m}_w}{\partial \dot{\vartheta}_w} W_{\dot{\vartheta}_w} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad 6.5$$

$$W_{\dot{q}_t} = \pm \left[\left(\frac{\partial \dot{q}_t}{\partial \dot{m}_w} W_{\dot{m}_w} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{q}_t}{\partial T_{w_1}} W_{T_{w_1}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{q}_t}{\partial T_{w_2}} W_{T_{w_2}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad 6.6$$

Soğuk tavan panelinden mahale gerçekleşen net ısı transferindeki belirsizlik hesaplaması;

$$\dot{q}_{net} = \dot{q}_t - \dot{q}_{ls} \quad 6.7$$

$$\dot{q}_{ls} = U_w (T_{dış} - T_{iç}) \quad 6.8$$

$$W_{\dot{q}_{ls}} = \pm \left[\left(\frac{\partial \dot{q}_{ls}}{\partial T_{dış}} W_{T_{dış}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{q}_{ls}}{\partial T_{iç}} W_{T_{iç}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad 6.9$$

$$W_{\dot{q}_{net}} = \pm \left[\left(\frac{\partial \dot{q}_{net}}{\partial \dot{q}_t} W_{\dot{q}_t} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{q}_{net}}{\partial \dot{q}_{ls}} W_{\dot{q}_{ls}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad 6.10$$

Radyasyon ile gerçekleşen ısı transferi;

$$\dot{q}_r = \sigma \sum_{J=1}^{n} F_{\varepsilon_{s-J}} (T_s{}^4 - T_j{}^4) \quad 6.11$$

$$W_{\dot{q}_r} = \pm \left[\left(\frac{\partial \dot{q}_r}{\partial T_s} W_{T_s} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{q}_t}{\partial T_{s1}} W_{T_{s1}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{q}_t}{\partial T_{s2}} W_{T_{s2}} \right)^2 + \cdots + \left(\frac{\partial \dot{q}_t}{\partial T_{s25}} W_{T_{s25}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad 6.12$$

$$h_r = \frac{\dot{q}_r}{(T_{AUST} - T_S)} \quad 6.13$$

$$T_{AUST} = \sqrt[4]{\sum_{j=1}^{n} F_{S-J} T_J^4} \quad 6.14$$

$$W_{T_{AUST}} = \pm\left[\left(\frac{\partial T_{AUST\,r}}{\partial T_{s1}} W_{T_{s1}}\right)^2 + \left(\frac{\partial T_{AUST}}{\partial T_{s2}} W_{T_{s2}}\right)^2 + \left(\frac{\partial T_{AUST}}{\partial T_{s3}} W_{T_{s3}}\right)^2 + \cdots + \left(\frac{\partial T_{AUST}}{\partial T_{s25}} W_{T_{s25}}\right)^2\right]^{\frac{1}{2}} \quad 6.15$$

$$W_{h_r} = \pm\left[\left(\frac{\partial h_r}{\partial \dot{q}_r} W_{\dot{q}_r}\right)^2 + \left(\frac{\partial h_r}{\partial T_{AUST}} W_{T_{AUST}}\right)^2 + \left(\frac{\partial h_r}{\partial T_s} W_{T_s}\right)^2\right]^{\frac{1}{2}} \quad 6.16$$

Taşınım ile gerçekleşen ısı transferi;

$$\dot{q}_c = \dot{q}_{net} - \dot{q}_r \quad 6.17$$

$$W_{\dot{q}_c} = \pm\left[\left(\frac{\partial \dot{q}_c}{\partial \dot{q}_{net}} W_{\dot{q}_{net}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{q}_c}{\partial \dot{q}_r} W_{\dot{q}_r}\right)^2\right]^{\frac{1}{2}} \quad 6.18$$

$$h_c = \frac{\dot{q}_c}{(T_a - T_S)} \quad 6.19$$

$$W_{h_c} = \pm\left[\left(\frac{\partial h_c}{\partial \dot{q}_c} W_{\dot{q}_c}\right)^2 + \left(\frac{\partial h_c}{\partial T_a} W_{T_a}\right)^2 + \left(\frac{\partial h_r}{\partial T_s} W_{T_s}\right)^2\right]^{\frac{1}{2}} \quad 6.20$$

Soğuk tavan panelinden gerçekleşen toplam ısı transferi ve belirsizlik hesabı;

$$\dot{q}_{net} = h_t(T_{op} - T_s) \quad 6.21$$

$$h_t = \frac{\dot{q}_{net}}{(T_{op} - T_S)} \quad 6.19$$

$$W_{h_t} = \pm\left[\left(\frac{\partial h_t}{\partial \dot{q}_{net}} W_{\dot{q}_{net}}\right)^2 + \left(\frac{\partial h_t}{\partial T_{op}} W_{T_{op}}\right)^2 + \left(\frac{\partial h_t}{\partial T_S} W_{T_S}\right)^2\right]^{\frac{1}{2}} \quad 6.20$$

Soğuk tavan paneli yüzeyi sıcaklık ölçümü ve ölçümdeki belirsizlik hesabı;

$$T_{S\text{yüzey}} = \frac{T_{S\text{yüzey}1} + T_{S\text{yüzey}2}}{2} \quad 6.21$$

$$W_{T_S} = \pm\left[\left(\frac{\partial T_{S\text{yüzey}}}{\partial T_{S\text{yüzey}1}} W_{T_{S\text{yüzey}1}}\right)^2 + \left(\frac{\partial T_{S\text{yüzey}}}{\partial T_{S\text{yüzey}2}} W_{T_{S\text{yüzey}2}}\right)^2\right]^{\frac{1}{2}} \quad 6.22$$

Test odasında bulunan sıcaklık sensörlerinin sıcaklık ölçümü ve ölçümdeki belirsizlik hesabı;

$$T_{hava} = \frac{T_{hava1} + T_{hava2} + T_{hava3} + \cdots + T_{hava25}}{25} \quad 6.23$$

$$W_{T_{hava}} = \pm\left[\left(\frac{\partial T_{hava}}{\partial T_{hava1}} W_{T_{hava1}}\right)^2 + \ldots + \left(\frac{\partial T_{hava}}{\partial T_{hava25}} W_{T_{hava25}}\right)^2\right]^{\frac{1}{2}} \quad 6.24$$

Soğutma sisteminde dolaşan su sıcaklığının ölçülmesi ve ölçümdeki belirsizlik hesabı;

$$T_w = \frac{T_{w_{gidiş}} + T_{w_{dönüş}}}{2} \quad 6.25$$

$$W_{T_S} = \pm\left[\left(\frac{\partial T_w}{\partial T_{w_{gidiş}}} W_{T_{w_{gidiş}}}\right)^2 + \left(\frac{\partial T_w}{\partial T_{w_{dönüş}}} W_{T_{w_{dönüş}}}\right)^2\right]^{\frac{1}{2}} \quad 6.26$$

Yapılan deney sonuçlarına göre yukarıda ifade edilen denklemlere göre hesaplanan belirsizlik oranları Tablo 6.1'de verilmiştir.

Tablo 6.1 Belirsizlik analiz değerleri

Sıra No	Hesaplanan Belirsizlik	Hesaplanan Değer
1	$\dot{q}_w$ - (W)	±%3.219
2	$\dot{q}_{net}$- (W)	±%7.59
3	$\dot{q}_r$- (W)	±%9.35
4	$\dot{q}_c$- (W)	±%13.24
5	h_t- (W/m^{2}K)	±%7.59
6	h_r- (W/m^{2}K)	±%9.35
7	h_c- (W/m^{2}K)	±%13.24

7
SONUÇ

7.1 Sonuç

Bu doktora tez çalışmasında tavandan panel soğutmaya etki eden parametreler teorik ve deneysel olarak incelenmiş optimum çalışma şartları belirlenmiştir. Deneysel çalışmalarda BS EN14240:2004 [16] ve BS EN 14518:2005 [25] standartları esas alınarak deneysel tasarım yapılmıştır. Yapılan deneysel çalışmalar standart gereği 4 farklı su sıcaklığı, 3 farklı su debisi ve 4 farklı ısı akısı altında gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçlara göre ısı akısı olmadığı durumda mahal hava şartlarının konforu sağladığı bulguları elde edilmiştir. Isı akısının 280 Watt olduğu ve en düşük su gidiş sıcaklığında (14 ^{o}C), 0.92 m^3/h ve 1.09 m^3/h su debilerinde mahal hava şartlarının konforu sağladığı bulguları elde edilmiştir. Tavan panel soğutma uygulamalarında yoğuşma problemi göz önüne alınarak soğutma sistemi su sıcaklıklarının çiğ noktası sıcaklığı üzerinde kalacak şekilde çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Deneylerden elde edilen sonuçlara göre tavan panel soğutma uygulamasında soğutma sistemi su sıcaklığının çiğ noktası sıcaklığı üzerinde kalacak şekilde alabileceği en düşük değer olması sistem performansını artırmaktadır. Deneylerde 3 farklı su debisinde çalışılmış olup en yüksek su debisinin yine sistem performansını arttırdığı görülmektedir. Soğuk tavan paneli üzerine yalıtım yapılması soğuk tavan panelinin performansını arttırdığı tespit edilmiş olup mahal konfor şartlarında iyileşme görülmüştür.

Çalışmanın teorik kısmında tavandan panel soğutma uygulaması için ısıl denge kurulmuştur. Taşınım katsayısı, taşınım ile olan ısı transferi ve toplam ısı transfer katsayısı ve toplam ısı transferi miktarları deneylerden elde edilen sonuçlar ile literatürde verilen değerler karşılaştırılmış taşınım katsayısının literatürde verilen aralık içerisinde kaldığı, ışınım katsayısının %99.8 oranında aynı değerde olduğu, toplam ısı transfer katsayısının da %18.45 oranında düşük kaldığı görülmüştür. Teorik olarak hesaplanan taşınım katsayısı, taşınım ısı transfer miktarı ve toplam ısı transfer miktarları teorik olarak hesaplanan değerler literatür ile karşılaştırılmış taşınım ısı transfer miktarının %20 oranında düşük ve toplam ısı transfer miktarının da %22 oranında düşük olduğu görülmüştür.

Genel uygulama alanı olarak oteller, moteller, yurtlar, okullar, ofis binaları, hastane hasta odaları ve benzeri binalar için verimli bir çözüm sunacaktır. Havalandırma ihtiyacının fazla olduğu ve lobi alanları, mutfaklar ve kullanıcı kaynaklı büyük ve/veya değişken bir gizli ısı yükün olduğu mahaller ile nemin kontrol edilmesinin zor olabileceği binalarda uygulanması tercih edilmemelidir.

7.2 Öneri

Çalışmanın sonucunda tavan panel soğutma uygulamalarında çiğ noktası sıcaklığı üzerinde kalacak şekilde su sıcaklığının düşük tutulması panel sistem verimliliğinin yanı sıra soğutma sistemi COP sinide arttıracağından enerji verimliliği sağlayacaktır. Tavan panel soğutmada suyun soğutulması yerine uygulama yakınındaki su kaynağı, nehir, gölden faydalanılarak çok düşük maliyetlerle soğutma uygulaması yapılabilir.

Termal aktif bina yapılarının (bina betonarmesi içine gömülü borular ile düşük sıcaklıkta ısıtma, yüksek sıcaklıkta soğutma) ülkemiz iklim koşullarında detaylı olarak araştırılması verimlilik artışı sağlamak için önemlidir.

Soğuk tavan malzemesinin mahal içerisindeki yerden yüksekliğinin ekipman verimi üzerindeki etkisi ve optimum montaj yüksekliğinin araştırılması konfor ve ekipman verimliliği açısından önemlidir.

KAYNAKÇA

[1] ASHRAE and REHVA – Active and passive beam application design guide 2015. ISBN 978-1-936504-83-1.

[2] Deng, Y., Ding, Y., Chen, S., Li, J., Zhou, C. (2023). Study on radiant heat exchange between human body and radiant surfaces under asymmetric radiant cooling environments. Thermal Science and Engineering Progress, 37, 101617. doi: 10.1016/j.tsep.2022.101617.

[3] Junasová, B., Krajcˇík, M., Šikula, O., Arıcı, M., Šimko, M. (2022). Adapting the construction of radiant heating and cooling systems for building retrofit. Energy & Buildings, 268, 112228.

[4] Koca, A., Karakoyun, Y., Açıkgöz, Ö., Dogu M., Dalkılıç A. S. (2022). An experimental investigation on the radiant cooled wall's heat transfer characteristics in a fully conditioned real-sized living environment. Energy & Buildings 277, 112578.

[5] Camcı, M., Karakoyun, Y., Açıkgöz, Ö., Dalkılıç A. S. (2022). An experimental study on the heat transfer characteristics over a radiant cooled wall exposed to mixed and forced convection driven by displacement ventilation. International Communications in Heat and Mass Transfer, 135, 106122.

[6] Koca, A. (2022). Experimental examination of heat transfer coefficients in hydronic radiant wall cooling systems. Journal of Building Engineering 60, 105209.

[7] Chen, Q., Li, N. (2021). Model predictive control for energy-efficient optimization of radiant ceiling cooling systems. Building and Environment, 205, 108272.

[8] Jin, W., Jing, J., Jia, L., Wanga, Z. (2020). The dynamic effect of supply water flow regulation on surface temperature changes of radiant ceiling panel for cooling operation. Sustainable Cities and Society, 52, 101765.

[9] Shinoda, J., Kazancı, O. B., Tanabea, S., Olesenb, B. W. (2019). A review of the surface heat transfer coefficients of radiant heating and cooling systems. Building and Environment, 159, 106156.

[10] Shin, M.S., Rhee, K.N., Park, S.H., Yeo, M.S., Kim, K.W., (2019). Enhancement of cooling capacity through open-type installation of cooling radiant ceiling panel systems. Building and Environment, 148, 417–432.

[11] YONGLI YUAN, Y., ZHANG, X., and ZHOU, X. (2017). Simplified correlations for heat transfer coefficient and heat flux density of radiant ceiling panels. Science and Technology for The Built Environment, 23, 251–263.

[12] Andres-Chicote, M., Tejero-Gonzalez, A., Velasco-Gomez, E., Javier Rey-Martinez, J. (2012). Experimental study on the cooling capacity of a radiant cooled ceiling system. Energy and Buildings, 54, 207–214.

[13] Diaz, F., Lebrun, J., Andre´, P. (2010). Experimental study and modeling of cooling ceiling systems using steady-state analysis. International Journal of Refrigeration, 33, 793 – 805.

[14] Causone, F, Corgnati, S.P., Filippi, M., Olesen, B.W. (2009). Experimental evaluation of heat transfer coefficients between radiant ceiling and room. Energy and Buildings, 41, 622–628.

[15] Karadağ, R. (2009). New approach relevant to total heat transfer coefficient including the Effect of radiation and convection at the ceiling in a cooled ceiling room. Applied Thermal Engineering, 29, 1561–1565.

[16] BS EN 14240:2004 Ventilation for buildings - Chilled ceilings – Testing and rating. ISBN 0 580 43362 9.

[17] Giacomini Radiant ceiling systems technical manual, [Çevrimiçi]. Mevcut: https://static.giacomini.com/giacomini.com/catalog/catalogues_and_leaflets/GK-GKPSV_0138EN_technical_manual.pdf. [Erişim: 06 Ağustos 2024].

[18] BS EN ISO 7730:2005; ISO Standard: Ergonomics of the thermal environment. Analytical determination and interpretation 437 of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria. ISBN 0 580 47207 8.

[19] ANSI/ASHRAE 55:2010; Ashrae standard: Thermal environmental conditions for human occupancy. American society 435 of heating, refrigerating and air-conditioning engineers Inc.: Atlanta, GA, USA, 2010. ISSN 1041-2336.

[20] Giacomini radiant ceiling systems, [Çevrimiçi]. Mevcut: https://www.giacomini.com/dam/jcr:bd097d5b-346f-474d-9f39-6cbb8a436b3c/er0005_folder_ceiling.pdf. [Erişim: 06 Ağustos 2024].

[21] Trane understanding chilled beam systems, [Çevrimiçi]. Mevcut: https://www.trane.com/content/dam/Trane/Commercial/global/products-systems/education-training/engineers-newsletters/airside-design/adm_apn034en_1209.pdf. [Erişim: 06 Ağustos 2024].

[22] Rehva chilled beam application guidebook. ISBN 978-1-936504-83-1.

[23] Nemic Fundamentals of chilled beams ANSI/ASHRAE Standard 200-2015, Methods of testing chilled beams (2017).

[24] Trox technic chilled beam design guide, [Çevrimiçi]. Mevcut: https://tranecds.custhelp.com/ci/fattach/get/36001/0/filename/chilled-beam-design-guide.pdf. [Erişim: 06 Ağustos 2024].

[25] BS EN 14518:2005 Ventilation for buildings - Chilled ceilings – Testing and rating of passive chilled beams. ISBN 0 580 46556 X.

[26] Ashrae handbook - Fundamentals 2021. ISBN 978-1-947192-90-4.

[27] Kline, S.J. ve McClintock., F.A., (1953). Describing uncertainties in single-sample experiments, Mechanical Engineering, 75: 3–8.

A
DS28B20 SICAKLIK SENSÖRÜ

Sıcaklık ölçümlerinde kullanılmış olan sensörün teknik detayları aşağıda verilmiştir.

DS18B20 — Programmable Resolution 1-Wire Digital Thermometer

Absolute Maximum Ratings

Voltage Range on Any Pin Relative to Ground ....-0.5V to +6.0V
Operating Temperature Range ..... -55°C to +125°C
Storage Temperature Range ..... -55°C to +125°C
Solder Temperature ..... Refer to the IPC/JEDEC J-STD-020 Specification.

These are stress ratings only and functional operation of the device at these or any other conditions above those indicated in the operation sections of this specification is not implied. Exposure to absolute maximum rating conditions for extended periods of time may affect reliability.

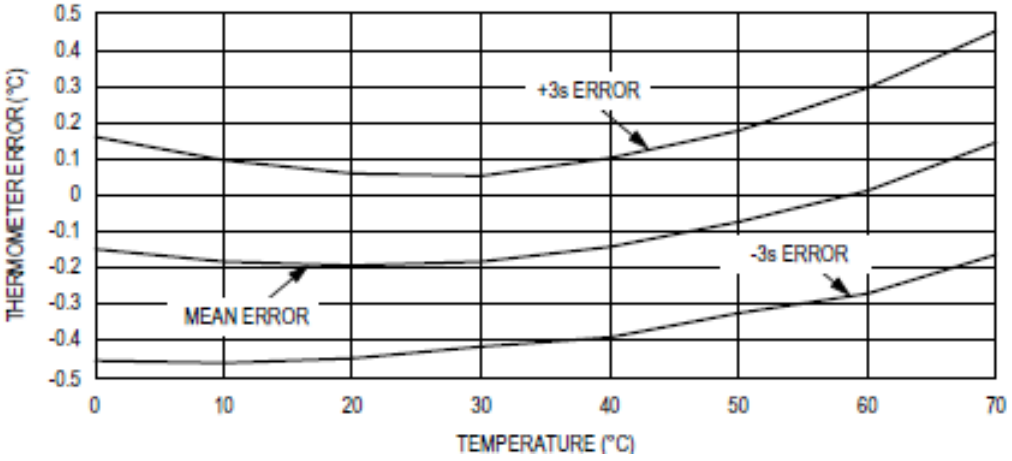
DC Electrical Characteristics

(-55°C to +125°C; V_{DD} = 3.0V to 5.5V)

PARAMETER	SYMBOL	CONDITIONS		MIN	TYP	MAX	UNITS
Supply Voltage	V_{DD}	Local power (Note 1)		+3.0		+5.5	V
Pullup Supply Voltage	V_{PU}	Parasite power	(Notes 1, 2)	+3.0		+5.5	V
		Local power		+3.0		V_{DD}	
Thermometer Error	t_{ERR}	-10°C to +85°C	(Note 3)			±0.5	°C
		-30°C to +100°C				±1	
		-55°C to +125°C				±2	
Input Logic-Low	V_{IL}	(Notes 1, 4, 5)		-0.3		+0.8	V
Input Logic-High	V_{IH}	Local power	(Notes 1,6)	+2.2		The lower of 5.5 or V_{DD} + 0.3	V
		Parasite power		+3.0			
Sink Current	I_L	$V_{I/O}$ = 0.4V		4.0			mA
Standby Current	I_{DDS}	(Notes 7, 8)			750	1000	nA
Active Current	I_{DD}	V_{DD} = 5V (Note 9)			1	1.5	mA
DQ Input Current	I_{DQ}	(Note 10)			5		µA
Drift		(Note 11)			±0.2		°C

Note 1: All voltages are referenced to ground.
Note 2: The Pullup Supply Voltage specification assumes that the pullup device is ideal, and therefore the high level of the pullup is equal to V_{PU}. In order to meet the V_{IH} spec of the DS18B20, the actual supply rail for the strong pullup transistor must include margin for the voltage drop across the transistor when it is turned on; thus: $V_{PU_ACTUAL} = V_{PU_IDEAL} + V_{TRANSISTOR}$.
Note 3: See typical performance curve in Figure 1. Thermometer Error limits are 3-sigma values.
Note 4: Logic-low voltages are specified at a sink current of 4mA.
Note 5: To guarantee a presence pulse under low voltage parasite power conditions, V_{ILMAX} may have to be reduced to as low as 0.5V.
Note 6: Logic-high voltages are specified at a source current of 1mA.
Note 7: Standby current specified up to +70°C. Standby current typically is 3µA at +125°C.
Note 8: To minimize I_{DDS}, DQ should be within the following ranges: GND ≤ DQ ≤ GND + 0.3V or V_{DD} – 0.3V ≤ DQ ≤ V_{DD}.
Note 9: Active current refers to supply current during active temperature conversions or EEPROM writes.
Note 10: DQ line is high ("high-Z" state).
Note 11: Drift data is based on a 1000-hour stress test at +125°C with V_{DD} = 5.5V.

DS18B20 TYPICAL ERROR CURVE



B
SHT3x-DIS SICAKLIK ve SENSÖRÜ

Sıcaklık ve Nem ölçümlerinde kullanılmış olan sensörün teknik detayları aşağıda verilmiştir.

SENSIRION
THE SENSOR COMPANY

1 Sensor Performance

Humidity Sensor Specification

Parameter	Conditions	Value	Units
SHT30 Accuracy tolerance[1]	Typ.	±3	%RH
	Max.	**Figure 2**	-
SHT31 Accuracy tolerance[1]	Typ.	±2	%RH
	Max.	**Figure 3**	-
Repeatability[2]	Low	0.25	%RH
	Medium	0.15	%RH
	High	0.10	%RH
Resolution	Typ.	0.01	%RH
Hysteresis	at 25°C	±0.8	%RH
Specified range[3]	extended[4]	0 to 100	%RH
Response time[5]	$\tau_{63\%}$	8[6]	s
Long-term drift	Typ.[7]	<0.25	%RH/yr

Table 1 Humidity sensor specification

Temperature Sensor Specification

Parameter	Condition	Value	Units
SHT30 Accuracy tolerance[1]	typ., 0°C to 65°C	±0.3	°C
SHT31 Accuracy tolerance[1]	typ., -40°C to 90°C	±0.3	°C
Repeatability[2]	Low	0.24	°C
	Medium	0.12	°C
	High	0.06	°C
Resolution	Typ.	0.015	°C
Specified Range	-	-40 to 125	°C
Response time [8]	$\tau_{63\%}$	>2	s
Long Term Drift	max	<0.03	°C/yr

Table 2 Temperature sensor specification.

Humidity Sensor Performance Graphs

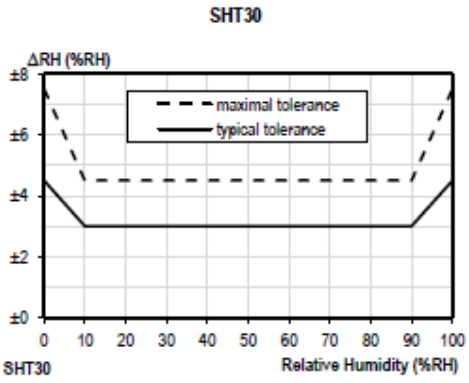


Figure 2 Tolerance of RH at 25°C for SHT30

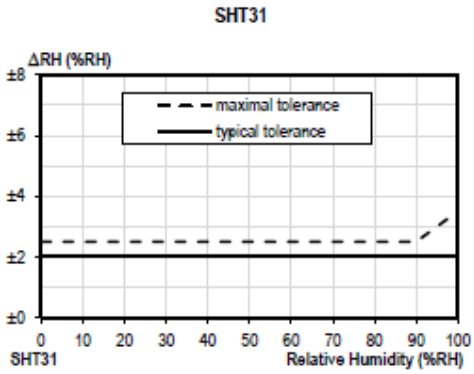


Figure 3 Tolerance of RH at 25°C for SHT31

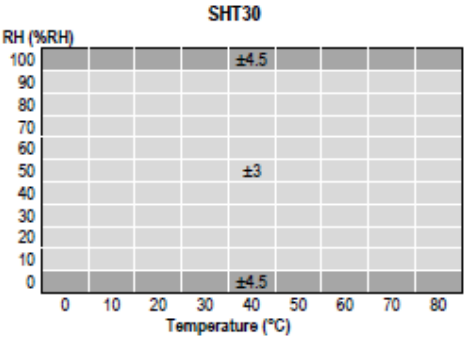


Figure 4 Typical tolerance of RH over T for SHT30

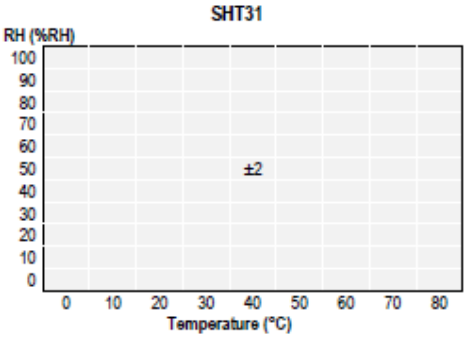


Figure 5 Typical tolerance of RH over T for SHT31

Temperature Sensor Performance Graphs

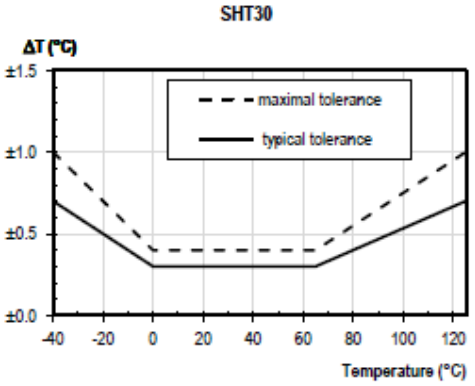


Figure 6 Temperature accuracy of the SHT30 sensor.

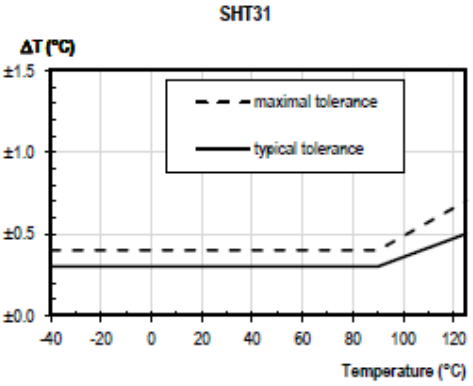


Figure 7 Temperature accuracy of the SHT31 sensor.

C
YF-B6 DEBİ SENSÖRÜ

Debi ölçümlerinde kullanılmış olan sensörün teknik detayları aşağıda verilmiştir.

Technical details

Dimensions	0mm x0mm x0mm
Weight	G.W 152g
Battery	Exclude
Mini. Wokring Voltage	DC 4.5V
Max. Working Current	15mA (DC 5V)
Working Voltage	DC 5V~15V
Flow Rate Range	1~30L/min
Frequency	F=(6.6*Q)Q=L/MIN±3%
Load Capacity	≤10mA (DC 5V)
Operating Temperature	0 ~ 80℃
Liquid Temperature	≤120℃
Operating Humidity	35% ~ 90%RH
Water Pressure	≤1.75MPa
Storage Temperature	-25 ~ + 80℃
Storage Humidity	25% ~ 95%RH
Interface Dimensions	G3/4Inch
Error Range	(1~25L\MIN) ±3%
Material Description	H57Copper+POM
Output Pulse High Level	>DC 4.7V (Input Voltage DC5V)
Output Pulse Low Level	<DC 0.5V (Input Voltage DC5V)
Output Pulse Duty Cycle	50%±10%

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR

Konferans Bildirileri

1. Küheylan, C.D. ve Özkan, D.B., (2023). "Mahallerin Tavandan Soğutulmasına Etki Eden Parametrelerin Deneysel İncelenmesi", 15. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 26-29 Nisan 2023, İzmir

Makaleler

1. Küheylan, C.D.; Özkan, D.B. Experimental and Theoretical Study of Heat Transfer in a Chilled Ceiling System. Applied Science. 2024, 14, 5908.
2. Küheylan, C.D. ve Özkan, D.B., (2023). "Mahallerin Tavandan Soğutulmasında BS EN14240:2004 Standartına Göre Parametrelerin İncelenmesi", Tesisat Mühendisliği Dergisi, 195, p. 1-12, (2023)