

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DÖŞEMEDEN ISITMA VE SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN ISI
TRANSFERİ KARAKTERİSTİKLERİNİN İNCELENMESİ**

Yakup KARAKOYUN

DOKTORA TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Enerji Programı

Danışman

Prof. Dr. Zehra YUMURTACI

Eş Danışman

Doç. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ

Ekim, 2019

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DÖŞEMEDEN ISITMA VE SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN ISI TRANSFERİ
KARAKTERİSTİKLERİNİN İNCELENMESİ**

Yakup KARAKOYUN tarafından hazırlanan tez çalışması 31.10.2019 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Enerji Programı **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Zehra YUMURTACI

Yıldız Teknik Üniversitesi

Danışman

Doç. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ

Yıldız Teknik Üniversitesi

Eş Danışman

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Zehra YUMURTACI, Danışman

Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Özgen AÇIKGÖZ, Üye

Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Ali Bahadır OLCAY, Üye

Yeditepe Üniversitesi

Doç. Dr. Burhanettin ÇETİN, Üye

Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Levent KAVURMACIOĞLU, Üye

İstanbul Teknik Üniversitesi

Danışmanım Prof. Dr. Zehra YUMURTACI sorumluluğunda tarafımca hazırlanan Döşemeden Isıtma ve Soğutma Sistemlerinin Isı Transferi Karakteristiklerinin İncelenmesi 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.

Yakup KARAKOYUN



Bu alışma, Yıldız Teknik Üniversitesi Bilimsel Araştırma Proje Koordinatörlüğü'nün 2015-06-01-KAP02 numaralı kapsamlı araştırma projesi ile desteklenmiştir.



Robin'e

TEŞEKKÜR

Bu tez kapsamında döşemeden ısıtma ve soğutma sistemlerinin ısı transferi karakteristikleri farklı deneysel şartlar altında belirlenmiş, ilgili sistemler için ısı transfer katsayıları ve korelasyonlar önerilmiştir. Ayrıca, ilgili sistemlerde kullanılan dolaşım akışkanına alternatif olarak nanoakışkanlar kullanılmış olup sistemin ısı performansı incelenmiştir.

Tez çalışmam süresince katkılarını esirgemeyen değerli danışman hocalarım Prof. Dr. Zehra YUMURTACI ve Doç. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ' a; tez izleme komitesi üye hocalarım Doç. Dr. Özgen AÇIKGÖZ ve Doç. Dr. Ali Bahadır OLCAY' a, sınav jürileri sayın hocalarım Doç. Dr. Burhanettin ÇETİN' e ve Doç. Dr. Levent KAVURMACIOĞLU' na teşekkürlerimi sunarım.

Tez sürecinde destekleri ile çalışmalarına yardımcı olan Dr. Ali CELEN' e, Arş. Gör. Alişan GÖNÜL' e, Arş. Gör. Ahmet DOĞAN' a, doktora öğrencisi Alican ÇEBİ' ye ve deney tesisatının düzenlenmesinde emeği olan teknisyen Ahmet GÜNEY' e teşekkür ederim.

Varlıklarının bana her zaman güç verdiği başta annem ve babam olmak üzere tüm aileme şükranlarımı sunarım.

Çalışmalarım süresince gösterdiği sabır ve ilgi için eşim Zeynep' e ve bu süreçte uzak kaldığım oğlumuz Robin' e sevgi ve minnetlerimi sunarım.

Yakup KARAKOYUN

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ	ix
KISALTMA LİSTESİ	x
ŞEKİL LİSTESİ	xii
TABLO LİSTESİ	xvi
ÖZET	xviii
ABSTRACT	xxi
1 Giriş	1
1.1 Literatür Özeti	2
1.1.1 Radyant Sistemler ile İlgili Çalışmalar	2
1.1.2 Nanoakışkanlar ile İlgili çalışmalar	33
1.2 Tezin Amacı	48
1.3 Hipotez	48
2 Radyant Sistemler ve Nanoakışkanların Temelleri	49
2.1 Radyant Sistemler	49
2.2 Nanoakışkanlar	59
3 Deney Düzenekinin Tanıtılması ve Deneysel Yöntem	66
3.1 Deney Düzenekği	66
3.1.1 Deneylerde Kullanılan Ölçü Aletleri ve Ekipmanlar	69
3.2 Kalibrasyon İşlemleri	76
3.3 Nanoakışkanların Hazırlanması	76
3.3.1 Nanoakışkanların Çökelme Testleri	78
3.4 Deneysel Yöntem	82

3.5	Deneysel Veriler için Hesaplama Metodu.....	82
3.5.1	Enerji Dengesi.....	82
3.5.2	Isı Transfer Katsayılarının Belirlenmesi	83
4	Bulgular ve Tartışma	87
4.1	Radyant Taban Isıtma Deneyleri	87
4.1.1	Isı Akıları.....	89
4.1.2	Isı Transfer Katsayıları.....	94
4.1.3	Korelasyon Geliştirme	98
4.2	Radyant Taban Isıtma ve Kış Şartlarının Simülasyonu	100
4.2.1	Isı Akıları.....	103
4.2.2	Isı Transfer Katsayıları.....	107
4.2.3	Korelasyon Geliştirme	111
4.3	Yapay Sinir Ağları Yaklaşımı ile Radyant Taban Isıtma Sistemleri için Isı Transfer Katsayılarının Belirlenmesi.....	114
4.4	Radyant Taban Soğutma ve Yaz Şartlarının Simülasyonu	120
4.4.1	Isı Akıları.....	124
4.4.2	Isı Transfer Katsayıları.....	129
4.4.3	Korelasyon Geliştirme	132
4.5	Radyant Tabandan Isıtma ve Soğutma Sistemlerinin Isı Transferi Karakteristiği Bakımından Karşılaştırılması.....	136
4.6	Nanoakışkan Çalışmaları	139
4.6.1	Sadece Radyant Tabandan Isıtmanın Yapıldığı Çalışmalar	140
4.6.2	Tabanın Isıtıldığı ve Duvarların Soğutulduğu Çalışmalar.....	149
5	Belirsizlik Analizi	153
5.1	Belirsizlik Analizi Yöntemi	153
5.2	Toplam Isı Transferi (Q_t) için Belirsizlik Analizi	153

5.3	Taşınım Isı Akısı (q_c) için Belirsizlik Analizi	154
5.4	Işınım Isı Akısı (q_r) için Belirsizlik Analizi	154
5.5	Toplam Isı Transfer Katsayısı (h_t) için Belirsizlik Analizi.....	155
5.6	Taşınım Isı Transfer Katsayısı (h_c) için Belirsizlik Analizi.....	155
5.7	Işınım Isı Transfer Katsayısı (h_r) için Belirsizlik Analizi	156
6	Sonuç ve Öneriler	158
	A Kalibrasyon Grafikleri	165
	Kaynakça	172
	Tezden Üretilmiş Yayınlar	184

SİMGE LİSTESİ

A	Alan (m^2)
Aust	Ortalama ısıtılmayan/soğutulmayan yüzey sıcaklığı
bf	Anaakışkan
C_p	Özgül Isı ($J\ g^{-1}K^{-1}$)
D	Hidrolik Çap (m)
F_{p-r}	Görüş faktörü
Gr	Grashof sayısı
H	Yükseklik (m)
h_t	Toplam Isı Transfer Katsayısı ($Wm^{-2}K^{-1}$)
h_c	Taşınım Isı Transfer Katsayısı ($Wm^{-2}K^{-1}$)
h_r	Işınım Isı Transfer Katsayısı ($Wm^{-2}K^{-1}$)
L	Karakteristik Uzunluk (m)
$\dot{m}$	Kütleli debi (kg/s)
n_f	Nanoakışkan
n_p	Nanoparçacık
N	Radyant yüzey sayısı
Nu	Nusselt sayısı
q_c	Taşınım Isı Akısı (Wm^{-2})
Q_c	Taşınım Isı Transferi (W)
q_r	Işınım Isı Akısı (Wm^{-2})
Q_r	Işınım Isı Transferi (W)
q_t	Toplam Isı Akısı (Wm^{-2})
Q_t	Toplam Isı Transferi (W)
Ra	Rayleigh sayısı
Re	Reynolds sayısı
Ref	Referans
T_a	Hava Sıcaklığı ($^{\circ}C$)
$T_{\check{c}}$	Çıkış sıcaklığı ($^{\circ}C$)
T_d	Duvar Sıcaklığı ($^{\circ}C$)
T_g	Giriş Suyu Sıcaklığı ($^{\circ}C$)
T_{mr}	Ortalama Işınım Sıcaklık ($^{\circ}C$)
T_{op}	Operatif Sıcaklık ($^{\circ}C$)
T_s	Yüzey Sıcaklığı ($^{\circ}C$)
wt	Kütleli derişim (%)
ϕ	Hacimsel Derişim (%)
ρ	Yoğunluk (gcm^{-3})
ε	Işınım yayma katsayısı
μ	Dinamik viskozite (kg/ms)
k	Isıl iletkenlik (W/mK)
δ	Stefan-Boltzmann sabiti [W/m^2K^4]

KISALTMA LİSTESİ

Al ₂ O ₃	Alüminyum oksit
ANSI	Amerika Ulusal Standartlar Enstitüsü
ASHRAE	Amerikan Isıtma, Soğutma ve İklimlendirme Mühendisleri Birliği
CNT	Karbon Nanotüp
MSE	Ortalama Karesel Hata
MWCNT	Çok Katmanlı Karbon Nanotüp
REHVA	Avrupa Isıtma, Havalandırma ve İklimlendirme Federasyonu
SWCNT	Tek Katmanlı Karbon Nanotüp



ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1	Kang ve taban ısıtma sistemi gösterimi [3]	2
Şekil 1.2	Simülasyonu yapılan test odası [8]	5
Şekil 1.3	Boru dizilimi (a), fin gösterimi (b) [12].....	7
Şekil 1.4	İncelenen geometri [14].....	8
Şekil 1.5	Test odasının görünümü [20]	11
Şekil 1.6	Yapı geometrileri; merkezi ısıtma (a), taban ısıtma (b) [22]	12
Şekil 1.7	Test edilen odanın şemetik resmi [25]	14
Şekil 1.8	Test edilen oda [26]	16
Şekil 1.9	Isı transferinin şematik gösterimi [30]	18
Şekil 1.10	Test odası (a), boru dizilimi (b) [31]	19
Şekil 2.1	Radyant sistemlerin sınıflandırılması [131]	51
Şekil 2.2	Isıtılan/soğutulan yüzeylerde sıcaklığa bağlı hava hareketler	56
Şekil 2.3	Farklı parçacık boyutlarının karşılaştırılması [136].....	60
Şekil 2.4	Parçacıkların Brown hareketi [137].....	60
Şekil 2.5	Nanoakışkan hazırlanması [138].....	61
Şekil 2.6	Ultrasonik karıştırıcı.....	62
Şekil 3.1	Deney Düzeneği.....	66
Şekil 3.2	Test odasının kurulum aşamaları.....	67
Şekil 3.3	Deney düzeneğinin şematik resmi	68
Şekil 3.4	Yüzey ısı çiftleri	69
Şekil 3.5	Pt 100.....	69
Şekil 3.6	Debimetre	70
Şekil 3.7	Besleme suyu pompası	70
Şekil 3.8	Isı değiştirici.....	70
Şekil 3.9	Akışkan toplama hunisi	71
Şekil 3.10	Hassas tartı.....	71
Şekil 3.11	Şartlandırma banyoları.....	72
Şekil 3.12	Rotametre	72
Şekil 3.13	Bağlantı panosu	73
Şekil 3.14	Beher.....	73
Şekil 3.15	Yalıtılmış test odası	73
Şekil 3.16	Tüm ısı çiftlerin yerleştirilmiş görünümü.....	74
Şekil 3.17	Test odasının şap altı görünümü	74
Şekil 3.18	Test odasının şap altı şematik görünümü	75
Şekil 3.19	Test odasına ısı çift yerleştirilmiş görünümü	75
Şekil 3.20	Al ₂ O ₃ -su (%1,26, hacimsel) nanoakışkanının çökeltme testi	79
Şekil 3.21	MWCNT-su (%0,7, hacimsel) nanoakışkanının çökeltme testleri.....	80
Şekil 3.22	MWCNT-su (%0,07, hacimsel) nanoakışkanının çökeltme testleri	81
Şekil 3.23	Işınım ısı transferi hesaplamalarında kullanılan program (Matlab) arayüzü	85
Şekil 4.1	Işınım, taşınım ve toplam ısı akılarının sıcaklık farklarına göre değişimleri m= 0.056 kg/s (a), m= 0.125 kg/s (b), m= 0.090 kg/s (c) 90	
Şekil 4.2	Isı akılarındaki değişimin sıcaklık farklarına bağlı olarak literatürle karşılaştırılması (a) ısınım (b) taşınım (c) toplam ısı akısı	92
Şekil 4.3	Farklı debi ve giriş suyu sıcaklıklarına göre, (a) taban yüzey sıcaklıklarının, (b) toplam ısı akılarının değişimi	93

Şekil 4.4	Sıcaklık farklarına bağlı olarak ışıını, taşınım ve toplam ısı transfer katsayılarındaki değişim $m = 0.056 \text{ kg/s}$ (a), $m = 0.125 \text{ kg/s}$ (b), $m = 0.090 \text{ kg/s}$ (c) 95
Şekil 4.5	Taşınım ısı transfer katsayılarının literatürdeki çalışmalar ile karşılaştırılması (a) $m = 0.056 \text{ kg/s}$ (b) $m = 0.125 \text{ kg/s}$ (c) $m = 0.090 \text{ kg/s}$ 96
Şekil 4.6	Toplam ısı transferindeki ışıını ve taşınım ısı transferlerinin oranları 97
Şekil 4.7	Korelasyonlar kullanılarak hesaplanan ısı akıları ile deneysel olarak ortaya çıkan ısı akılarının karşılaştırılması (a) ışıını, (b) taşınım, (c) toplam 99
Şekil 4.8	Test edilen odada duvar durumları 101
Şekil 4.9	Test odasında gerçekleşen ışıını, taşınım ve toplam ısı transfer miktarlarındaki değişim (a) durum 1, (b) durum 2, (c) durum 3, (d) durum 4 104
Şekil 4.10	İncelenen durumlara göre; (a) toplam ısı akılarındaki, (b) taban yüzey sıcaklıklarındaki, (c) iç ortam hava sıcaklıklarının değişimi 106
Şekil 4.11	ışıını, taşınım ve toplam ısı transfer katsayılarının sıcaklık farklarına göre değişimleri (a) Durum1, (b) Durum 2, (c) Durum 3, (d) Durum 4 108
Şekil 4.12	Verilerin ilgili literatür ile karşılaştırılması (a) taşınım ısı transfer katsayıları, (b) ışıını ısı akısı, (c) taşınım ısı akısı, (d) toplam ısı akısı 110
Şekil 4.13	Deneysel veriler ve korelasyon sonuçlarının karşılaştırılması (a) toplam ısı akısı, (b) taşınım ısı transfer katsayısı 112
Şekil 4.14	Toplam ısı transferindeki ışıını ve taşınım ısı transferlerinin oranları 113
Şekil 4.15	Isı transfer katsayılarının ANN verileri ile karşılaştırılması (a) ışıını, (b) taşınım, (c) toplam 119
Şekil 4.16	Test edilen odada duvar durumları 121
Şekil 4.17	ışıını, taşınım ve toplam ısı akılarının sıcaklık farkları ile değişimi (a) durum 1, (b) durum 2, (c) durum 3, (d) durum 4 125
Şekil 4.18	Isı akılarının literatürdeki çalışmalar ile karşılaştırılması (a) ışıını ısı akısı, (b) taşınım ısı akısı, (c) toplam ısı akısı 126
Şekil 4.19	Test edilen durumlara göre kaynak suyu giriş sıcaklığının değişimi 127
Şekil 4.20	Belirlenen test durumlarına göre soğutma yüklerindeki değişim 128
Şekil 4.21	Radyant taban soğutma sisteminde debilerin taban yüzey sıcaklıkları üzerindeki etkisi 128
Şekil 4.22	Toplam ısı transferinde ışıını ve taşınım ısı transferlerinin oranı 129
Şekil 4.23	ışıını, taşınım ve toplam ısı transfer katsayılarının sıcaklık farklarına göre değişimi (a) durum 1, (b) durum 2, (c) durum 3, (d) durum 4 130
Şekil 4.24	Taşınım ısı transfer katsayılarının literatürdeki çalışmalar ile karşılaştırılması 132
Şekil 4.25	Çalışmadan türetilen korelasyonlar ile deneysel sonuçların karşılaştırılması (a) toplam ısı akısı, (b) ışıını ısı akısı, (c) taşınım ısı akısı 133
Şekil 4.26	Geliştirilen korelasyon ile BS EN 15377-1 standardında belirtilen korelasyonun karşılaştırılması 134

Şekil 4.27	Radyant taban ısıtma ve soğutma için ısı transfer katsayıların karşılaştırması (a) ışıınım, (b) taşınım, (c) toplam ısı transfer katsayısı.....	137
Şekil 4.28	0,056kg/s kütleel debide gerçekleşen ısı transfer miktarlarının zaman bağılı değışimi (a) $T_g = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, (b) $T_g = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$, (c) $T_g = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$	141
Şekil 4.29	0,056 kg/s kütleel debide sistemin kararlı hali için ısı transfer miktarlarının karşılaştırılması.....	143
Şekil 4.30	0,090 kg/s kütleel debide gerçekleşen ısı transfer miktarlarının zaman bağılı değışimi (a) $T_g = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, (b) $T_g = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$, (c) $T_g = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$	144
Şekil 4.31	0,090 kg/s kütleel debide sistemin kararlı hali için ısı transfer miktarlarının karşılaştırılması.....	145
Şekil 4.32	0,056 kg/s kütleel debide gerçekleşen radyant taban yüzey sıcaklıklarının zaman bağılı değışimi (a) $T_g = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, (b) $T_g = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$, (c) $T_g = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$	147
Şekil 4.33	0,090 kg/s kütleel debide gerçekleşen radyant taban yüzey sıcaklıklarının zaman bağılı değışimi (a) $T_g = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, (b) $T_g = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$, (c) $T_g = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$	148
Şekil 4.34	0,090 kg/s kütleel debide $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ akışkan giriş sıcaklığı için gerçekleşen ısı transfer miktarlarının zaman bağılı değışimi.....	149
Şekil 4.35	0,090 kg /s kütleel debide $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ akışkan giriş sıcaklığı için gerçekleşen ısı transfer miktarlarının zaman bağılı değışimi.....	150
Şekil 4.36	0,90 kg/s kütleel debide sistemin kararlı hali için ısı transfer miktarlarının karşılaştırılması.....	151
Şekil 4.37	0,090 kg/s kütleel debide $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ akışkan giriş sıcaklığı için gerçekleşen ısı transfer miktarlarının zaman bağılı değışimi.....	152
Şekil 4.38	0,090 kg/s kütleel debide $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ akışkan giriş sıcaklığı için gerçekleşen ısı transfer miktarlarının zaman bağılı değışimi.....	152

TABLO LİSTESİ

Tablo 1.1	h_c ve Nu denklemlerindeki katsayı değerleri	22
Tablo 1.2	Taşınım ısı transferi ile ilgili denklemler	23
Tablo 1.3	Taşınım ısı transferi ile ilgili önerilen denklemler	24
Tablo 1.4	Taşınım ısı transfer katsayısının tahmini için kullanılan korelasyonlar	25
Tablo 1.5	Literatürde önerilen ısı transfer katsayıları ve referans sıcaklıklar	29
Tablo 1.6	Nanoakışkanlarda ısı iletim katsayısının belirlenmesi için önerilen bazı korelasyonlar	45
Tablo 1.7	Nanoakışkanların viskozitelerinin belirlenmesi için önerilen bazı korelasyonlar	46
Tablo 1.8	Nanoakışkanların yoğunluklarının belirlenmesi için önerilen bazı korelasyonlar	47
Tablo 1.9	Nanoakışkanların özgül ısılarının belirlenmesi için önerilen bazı korelasyonlar	47
Tablo 3.1	Hazırlanan ve temin edilen nanoakışkanların özellikleri	77
Tablo 3.2	Isı akısı eşitlikleri ve referans sıcaklıklar	83
Tablo 3.3	Test odası için elde edilen görme faktörleri	84
Tablo 4.1	Radyant taban ısıtma deney şartları	87
Tablo 4.2	Deneyisel çalışmada ölçülen ve hesaplanan değerler	88
Tablo 4.3	Isı transfer katsayılarının literatür ile karşılaştırılması	97
Tablo 4.4	Radyant taban ısıtma ve kış şartlarının simülasyonu için deney şartları	101
Tablo 4.5	Deneylerde ölçülen ve hesaplanan değerler	102
Tablo 4.6	Çalışmada elde edilen ısı transfer katsayılarının literatür ile karşılaştırılması	111
Tablo 4.7	Performans değerlendirme sonuçları	115
Tablo 4.8	Doğrusal denklemde belirtilen katsayılar	115
Tablo 4.9	ANN ve deneysel çalışmalar sonucu elde edilen değerler	116
Tablo 4.10	Radyant tabandan ısıtma ve kış şartları simülasyonu deney şartları	121
Tablo 4.11	Deneylerde ölçülen ve hesaplanan değerler	123
Tablo 4.12	Sadece radyant tabandan ısıtma durumu için deney şartları	139
Tablo 4.13	Radyant tabanın ısıtıldığı ve duvarların soğutulduğu deney şartları	140
Tablo 5.1	Deneyisel verilere ait belirsizlik analizi sonuçları	157

Döşemeden Isıtma Ve Soğutma Sistemlerinin Isı Transferi Karakteristiklerinin İncelenmesi

Yakup KARAKOYUN

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Doktora Tezi

Danışman: Prof. Dr. Zehra YUMURTACI

Eş-Danışman: Doç. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ

Döşemeden ısıtma ve soğutma sistemleri düşük enerji tüketimi ve yüksek ısıl konfor sağlamaları bakımından son yıllarda yaygın olarak kullanılmaya başlanmıştır. Radyant ısıtma ve soğutma sistemleri olarak adlandırılan bu sistemlerin tasarımında ve boyutlandırılmasında ısı transfer karakteristiğinin doğru bir şekilde tayini önem arz etmektedir. İlgili sistemlerin ısı transfer karakteristiği sistemde gerçekleşen ışıınım, taşınım ve toplam ısı transferleri ile ışıınım, taşınım ve toplam ısı transfer katsayılarını kapsamaktadır. Ayrıca, oda içerisindeki yüzey sıcaklıkları, dikey hava sıcaklıkları, ortalama ışıınım sıcaklığı gibi parametreler de sistemin karakteristiğinin belirlenmesinde önemlidir. Bahse konu parametrelerin doğru bir şekilde tayin edilememesi yüksek enerji tüketimine ve düşük ısıl konfora neden olmaktadır. Bu durum dikkate alınarak gerçek oda ölçülerine yakın test odası inşa edilerek radyant taban ısıtma ve soğutma sistemlerinin ısıl karakteristiğinin belirlenmesi için kapsamlı deneysel çalışmalar yapılmıştır. Ayrıca, radyant sistemlerde dolaşım akışkanı olarak suyun kullanılmasına alternatif olarak farklı

akışkanların (nanoakışkan) kullanılması halinde sistemin ısı performansındaki değişimler incelenmiştir.

Altı ana bölümden oluşan tezde ilk bölümde radyant ısıtma/soğutma sistemleri ve nanoakışkanlar ile ilgili yapılan çalışma ve değerlendirmeler detaylı bir şekilde aktarılmıştır.

İkinci bölümde radyant sistemler ve nanoakışkanlar ile ilgili genel bilgilere yer verilmiş olup belirtilen konular özetlenmiştir.

Üçüncü bölümde deneysel çalışmalarda kullanılan ekipmanlar ve deney düzeneği tanıtılmıştır. Ölçüm aletlerinin kalibrasyonu, deneysel yöntem, nanoakışkanların hazırlanması ve ölçülen veriler için hesaplama metodu da bu bölümde yer almıştır.

Dördüncü bölümde yapılan deneysel çalışmalar neticesinde elde edilen veriler yorumlanmıştır. Radyant taban ısıtma ve soğutma sistemlerinin ısı karakteristiklerinin belirlenmeye çalışıldığı bu bölümde yaygın literatürde eksik olduğu görülen deneysel koşullar uygulanmıştır. Test edilen bütün durumlar dikkate alınarak ışıyım, taşınım ve toplam ısı akılarının doğru belirlenebilmesi için korelasyonlar türetilmiştir. Çalışma yapılan sistemde ortaya çıkan ısı transfer katsayıları değerlendirilmiş ve sistem tasarımlarında ve bina simülasyon programlarında kullanılmak üzere radyant taban ısıtma sistemleri için ışıyım, taşınım ve toplam ısı transfer katsayısı olarak sırasıyla 5,5 W/m²K, 3,3 W/m²K ve 9,5 W/m²K önerilirken radyant taban soğutma sistemleri için de sırasıyla 5,1 W/m²K, 0,6 W/m²K ve 6,3 W/m²K önerilmiştir. Radyant sistemler ile ilgili son bölümde radyant taban ısıtma ve soğutma sistemleri ısı transferi karakteristikleri bakımından karşılaştırılmıştır. Ayrıca, radyant sistemlerde dolaşım akışkanı olarak ısı özellikleri daha yüksek akışkan kullanılması halinde sistemin ısı performansı incelenmiştir. Bu amaçla üç farklı nanoakışkanın (Al₂O₃-su (% 1,26, hacimsel), MWCNT-su (% 0,07, hacimsel), MWCNT-su (% 0,7, hacimsel)) kullanıldığı radyant taban ısıtma deneylerinde ilgili sistemin ısı performansında su kullanımına göre %1,7-%4,9 aralığında iyileşme gözlemlenmiştir.

Beşinci bölümde deneysel çalışma verilerine ait belirsizlik analizi yapılmış ve sonuçlar tablo halinde verilmiştir.

Altıncı bölümde yapılan çalışmalar neticesinde elde edilen veriler doğrultusunda genel değerlendirmeler ve önerilerde bulunulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Döşemeden ısıtma ve soğutma, radyant sistemler, ısı transfer karakteristiği, enerji verimliliği, nanoakışkanlar



Investigation of Heat Transfer Characteristics of Underfloor Heating and Cooling Systems

Yakup KARAKOYUN

Department of Mechanical Engineering

Doctor of Philosophy Thesis

Advisor: Prof. Dr. Zehra YUMURTACI

Co-advisor: Assoc. Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ

Underfloor heating and cooling systems have been widely used in recent years to provide low energy consumption and high thermal comfort. Determination of heat transfer characteristics is important in the design and sizing of radiant systems. Heat transfer characteristics of these systems include radiation, convection, and total heat transfers and radiation, convection and total heat transfer coefficients. In addition, parameters such as surface temperatures in the room, vertical air temperatures, and average radiation temperature are also important in determining the characteristics of the system. Not specified properly of these parameters cause to high energy consumption and low thermal comfort. Considering this situation, a test room was built close to the actual room dimensions and extensive experimental studies were conducted to determine the thermal characteristics of radiant floor heating and cooling systems. Additionally, changes in the thermal performance of the system in the case of using different fluids (nanofluids) as an alternative to the use of water in radiant systems are examined.

This thesis consists of six main chapters. In the first two chapters, general information about the radiant heating/cooling systems and nanofluids are given. The studies and evaluations on the mentioned subjects are explained in detail. In the third chapter, the equipment used in experimental studies and experimental setup are introduced. Calibration of measuring instruments, experimental method, preparation of nanofluid and calculation method for data are also included in this section.

In the fourth chapter, the data obtained as a result of experimental studies were evaluated. The thermal characteristics of radiant floor heating and cooling systems are tried to be determined and different experimental conditions are applied in this section. Correlations are derived to determine the radiation, convection, and total heat flux accurately. The calculated heat transfer coefficients were evaluated and values were proposed to be used in the system designing and simulation programs. While, proposed values for radiant floor heating system in terms of radiation, convection, and total heat transfer coefficients are 5,5 W/m²K, 3,3 W/m²K and 9,5 W/m²K, respectively, for the radiant floor cooling system are 5,1 W/m²K, 0,6 W/m²K and 6,3 W/m²K. This section also examines the thermal performance of the system in case of applying different circulating fluid with higher thermal properties. For this purpose, three different nanofluids (Al₂O₃ (1,26%, vol.), MWCNT (0,07%, vol.), MWCNT (0,7%, vol.) were used in radiant floor heating experiments. The thermal performance of the radiant floor heating system improved between 1,7% and 4,9% with respect to distilled water usage.

For this purpose, although the thermal performance of the radiant system using nanofluids was improved compared to the cases in which water was used, the desired level of improvement was not achieved. In the fifth chapter, the uncertainty analysis of experimental data is given. In the sixth chapter, general evaluations and suggestions are made based on the data obtained from the study.

Keywords: Underfloor heating and cooling, radiant systems, heat transfer characteristics, energy efficiency, nanofluids

Radyant ısıtma ve soğutma sistemleri mahal iklimlendirme sistemlerinin alt sınıfı olarak değerlendirilmektedir. Bu sistemler taban, tavan veya duvarlara gömülen ya da yüzeylerde asılı şekilde duran devrelerde elektrik, su veya hava akışı sağlanarak temas yüzeylerinin istenilen sıcaklıkta tutulmasını sağlayabilmektedirler. Belirtilen bu sistemlerin radyant sistem olarak adlandırılabilmesi için ilgili yüzeyde gerçekleşen ısı transferinin %50' den fazlasının ışıınım yoluyla gerçekleşmesi beklenirken kalan kısımların ise taşınım yolu ile gerçekleşmesi gerekmektedir [1]. Radyant ısıtma/soğutma sistemleri sahip oldukları sıcak ve soğuk yüzeyleri kullanarak çevresiyle ışıınım ve taşınım yoluyla ısı alışverişinde bulunur. Bu ısı transferi gerçekleşirken ışıınım ısı transferinde çevre (duvarlar, insanlar, nesneler, vs.) etkili iken; taşınım ısı transferinde ise oda içerisindeki hava etkilidir.

Radyant ısıtma ve soğutma sistemlerinin kullanımı binlerce yıl öncesine dayanmakla birlikte yakın tarihe kadar antik Roma dönemi ile kullanımının başladığı düşünülmekte iken yapılan arkeolojik çalışmalar neticesinde radyant sistemlerin kullanımının çok daha eski tarihlere ve milletlere dayandığı sonucuna ulaşılmıştır. Çalışmalarda ilk kullanım bölgesi olarak Asya kıtası (Kore) belirtilirken daha sonraki dönemlerde Yunan ve Roma toplumları tarafından kullanılan sistemlerin benzerlerine Orta Doğuda da rastlanılmıştır [2].

Modern dünyada radyant sistemlerin kullanımı araştırıldığında 2000 yılından bu yana Çin genelinde yaygın olarak hem evlerde hem de ticari binalarda hidronik radyant ısıtma sistemleri kullanım oranlarının arttığı belirlenmiştir. Çin'de ayrıca "kang" adı verilen odaların bir kısmına kurulan ve düşük enerji kullanımı ile tabandan ısıtma sağlayan yapıların milyonlarca sayıda olduğu belirtilmektedir. Kore'de 1970'lerden itibaren radyatör kullanımının şirketler tarafından yaygınlaştırılmaya çalışılmasına rağmen kullanıcıların radyant ısıtma sistemleri tercih etmelerinin sonucunda Kore'de yıllık olarak yaklaşık 60 milyon m² lik alana tabandan ısıtma sistemleri kurulmaktadır [2].

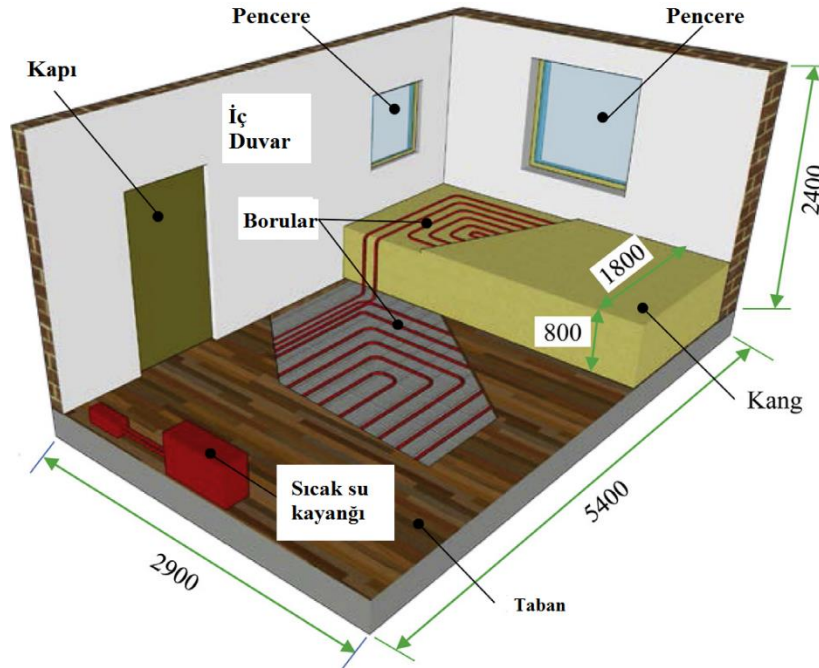
1.1 Literatür Özeti

1.1.1 Radyant Sistemler ile İlgili Çalışmalar

Radyant ısıtma ve soğutma sistemleri ile ilgili yapılan literatür araştırması sonucunda konu ile ilgili çalışmalar; sistem performansı ile ilgili çalışmalar, radyant ısıtma/soğutma sistemlerinin diğer sistemler ile karşılaştırma çalışmaları, sistem tasarımı ve etkin parametreler ile ilgili çalışmalar ve ısı transfer karakteristiği ile ilgili çalışmalar olarak alt başlıklar halinde özetlenmiştir.

1.1.1.1 Sistem Performansı ile İlgili Çalışmalar

Li vd. [3] radyant tabandan ısıtma sistemlerinin geleneksel (yöresel) ısıtma sistemleri ile birlikte kullanılması halinde oluşan sistemi ısı performans açısından deneysel olarak incelemişlerdir. Radyant taban sisten ile birlikte “Kang” adı verilen ve Çin’in kuzeyindeki kırsal bölgelerin yaklaşık olarak %85’inde ısınma amacı ile kullanılan yapı beraber incelenmiş ve ikili sistemin kırsal kullanımda beraber kullanılması önerilmiştir. İkili sistem (Şekil 1.1) iç hava sıcaklığı, Kang ve taban yüzey sıcaklığı, enerji tüketimi ve ısıl asimetri dikkate alınarak incelendiğinde, her bir sistemin tekli çalışması halinde belirtilen gereksinimleri sağlamadığı, beraber çalışması halinde ise şartları sağladığı sonucuna ulaşılmıştır.



Şekil 1.1 Kang ve taban ısıtma sistemi gösterimi [3]

Jeong vd. [4] sıcak ve nemli iklimlerde evsel kullanımda tabandan radyant soğutma sistemlerinin uygulanabilirliği deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmada radyant tabandan ısıtma yapılan bir sistemde, gerektiğinde aynı sistem kullanılarak yapılan soğutma durumunda sistem ısı performans açısından değerlendirilmiştir. Çalışma süresinde ortam sıcaklığı test edilen sıcaklıklara ayarlanabilirken, taban yüzey sıcaklığı yoğunlaşma olayının gerçekleşmemesi için iç ortam sıcaklığının çığ noktası sıcaklığından yüksek tutulmuştur. Sistem harici nem alma sistemleriyle desteklendiğinde istenilen ısı konfor sağlanabilir sonucuna ulaşılmıştır. Çalışma koşulları dikkate alındığında, denekler ile yapılan ankette 26 °C ortam sıcaklığında üşüme hissinin oluştuğu belirtilmiş ve sonuç olarak ısı ışıının dikkate alınmasının gerekliliği ortaya çıkmıştır. Taban yüzey sıcaklığı olarak da denekler 22 °C sıcaklığın ısı konfor açısından uygun olduğunu belirtmişlerdir. Ek olarak, sistemin devre dışı bırakılmasından uzun bir süre sonra dahi ısı konfor şartlarının sağlandığı görülmüş ve ısı kütle etkisi vurgulanmıştır.

Bojic vd. [5] düşük sıcaklıklı radyant ısıtma sistemlerinin (taban, duvar, tavan ve taban-tavan ısıtma sistemleri) performanslarını simülasyon programı (EnergyPlus) kullanarak; enerji, çevre ve ekonomik açıdan değerlendirmişlerdir. Sistemlere enerji kaynağı olarak doğalgaz ile çalışan kazan kullanılmıştır. Yapılan çalışmada, radyant taban-tavan ısıtma sistemi en düşük enerji tüketimi, ekserji tüketimi, CO₂ salınımı, işletme maliyeti ve kazan gücü dikkate alındığında en yüksek performansı göstermiştir. Sistem karşılaştırmalarında her bakımdan en düşük performansı radyant tavandan ısıtma sistemi göstermiştir. Sistemde enerji kaynağı olarak doğalgaz kullanılmasından kaynaklı ekserji yıkımının yüksek olduğu aktarılmış ve enerji kaynağı olarak atık ısıların kullanılması gerektiği önerilmiştir.

Farklı radyant ısıtma sistemlerinin performanslarının değerlendirilmesi üzerine yapılan bir diğer çalışma da De Carli vd. [6] tarafından radyant duvar sistemleri ile radyant taban sistemlerinin aynı şartlar gözetilerek karşılaştırılmasıdır. Çalışmada, radyant duvar yüzey alanının radyant taban yüzey alanından küçük olmasından kaynaklı duvar sıcaklıkları işletim süresince radyant taban sıcaklıklarına göre ısıtma durumunda daha yüksek olurken soğutma durumunda da daha düşük olduğu ortaya çıkmıştır. Radyant taban ile performans karşılaştırmasına ek olarak radyant

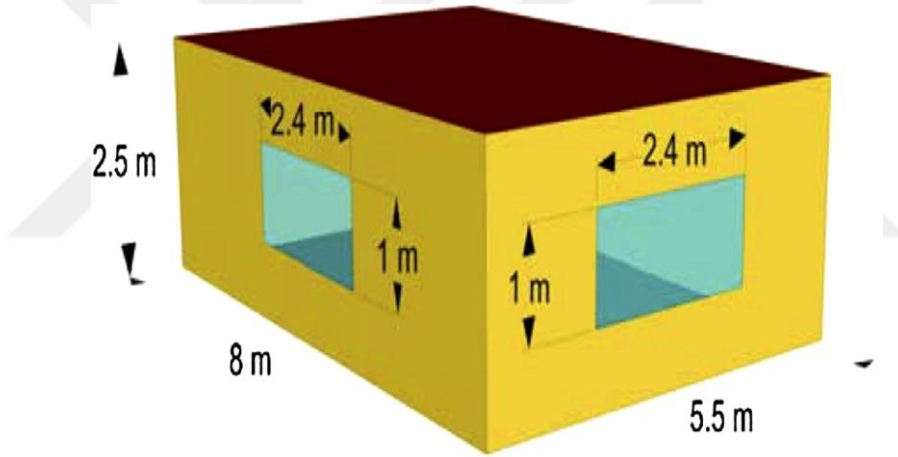
duvarlar içten yalıtımlı ve dıştan yalıtımlı olarak iki farklı şekilde değerlendirilip karşılaştırılmıştır. Çalışmada ortaya çıkan bir diğer sonuç da radyant duvarlardan ısıtma yapılması düşünüldüğünde standartlarda belirtilen yalıtım miktarlarından daha fazla yalıtım yapılması gerektiği ve iyi bir yalıtım ile radyant tabandan ısıtma ile aynı ısı performansını gösterdiği belirtilmiştir. Radyant duvar sistemleri ısıtma amaçlı tasarlandığında aynı sistem soğutma amaçlı kullanılması halinde radyant yüzey alanının soğutma için yeterli olamayacağı belirtilmiş ve bunun aşılabilmesi için yüzey alanının artırılması veya kaynak suyu sıcaklığının düşürülmesi önerilmiştir.

1.1.1.2 Radyant Isıtma/Soğutma Sistemlerinin Diğer Sistemler ile Karşılaştırma Çalışmaları

Fabrizio vd. [7] radyant ısıtma ve soğutma sistemlerini EnergyPlus simülasyon programı yardımıyla hava sistemleri ile karşılaştırmışlardır. Çalışmada eşit ısı koşullar altındaki sistemlerin enerji performansı ve CO₂ emisyonları her bir durum için değerlendirilmiştir. Karşılaştırma neticesinde uygun enerji kaynağı ile beraber çalıştırıldığı takdirde radyant sistemlerin hem karbondioksit emisyonları hem de enerji tüketimi açısından karşılaştırma için seçilen diğer tüm hava sistemlerinden daha iyi performans sergilediği görülmüştür. Karbondioksit emisyonlarında en büyük azalma ısıtma durumundan ziyade soğutma durumunda ortaya çıkmıştır. Benzer değerlendirmeler tüm hava sistemlerinden farklı olarak fanlı ısıtıcı ve radyant ısıtma sistemlerinin karşılaştırılmasında da geçerli olduğu belirtilmiştir.

Radyant ısıtma/soğutma sistemleri ile farklı ısıtma/soğutma sistemlerinin enerji tüketimi ve ısı konfor bakımından karşılaştırılması Marquez vd. [8] tarafından da çalışılmıştır. Belirlenen alan (Şekil 1.2) iklimlendirmesinde aynı hidronik sisteme bağlı fanlı ısıtıcı sistem ve radyant tabandan ısıtma sistemi karşılaştırma için kullanılırken sistemde ısı kaynağı olarak hava-su ısı pompası kullanılmıştır. TRNSYS isimli simülasyon programı kullanılarak yapılan çalışmada karşılaştırma için bazı stratejiler uygulanmıştır, bunlar; sadece radyant tabandan ısıtma sisteminin aktif kullanıldığı durum, basit ve iyileştirilmiş olmak üzere iki farklı seviyede fanlı ısıtıcının kullanıldığı iki durum ve her iki sistemin yani fanlı ısıtıcı ve radyant tabandan ısıtma sisteminin beraber aktifleştirdiği stratejilerdir. Uygulamalar farklı ısı

yük ihtiyaçları olan üç farklı şehir dikkate alınarak yapılmıştır. Burada dikkat edilmesi gereken husus bütün uygulamalarda her durum için aynı kaynak suyu sıcaklığının ve sabit debinin kullanılmasıdır. Yapılan çalışma neticesinde radyant tabandan ısıtma sistemi enerji tüketimi açısından en düşük değeri gösterirken basit yapılı fanlı ısıtma sistemi en yüksek tüketimi göstermiştir. Radyant tabandan ısıtma sistemi uygulamasında ısıl konfor açısından problem teşkil eden durum sistemin çalışmaya başladığı ilk saatler olarak görülmüştür. Bunu önlenmesi için sistem önceden çalıştırıldığında sorunun çözüldüğü fakat enerji tüketiminin arttığı görülmüştür. Sistemde uygulanan iki farklı fanlı ısıtma sistemi ısıl konfor açısından en düşük performansı sergilemişlerdir. Isıl konforun sağlanması için sistemin sıcaklığı arttırıldığında enerji tüketiminde % 15'lik artış olduğu görülmüştür. Her iki sistemin beraber çalıştırıldığı durumda ise hem enerji tüketimi hem de ısıl konfor bakımından en uygun durumun ortaya çıktığı belirtilmiştir.



Şekil 1.2 Simülasyonu yapılan test odası [8]

Lin vd. [9] radyant tabandan ısıtma sistemi ile geleneksel ısıtma sistemlerini ortamın ısıl konforunu dikkate alarak deneysel olarak karşılaştırmışlardır. Isıl konforu etkileyebilecek parametreler olarak, ortalama ışıyım sıcaklığı, nem miktarı, hava hareketi, ses seviyesi, sıcaklık dalgalanmaları ve dikey sıcaklık farkları olacak şekilde altı parametre belirlenmiştir. Deneysel çalışmada 97 adet katılımcı üzerinden hava kaynaklı ısı pompası, radyatör ve tabandan radyant ısıtma sistemlerinin kullanılması durumlarında ısıl his, nemlilik, cereyan, yerel konforsuzluk, genel ısıl memnuniyet ve akustik performansı değerlendirebilecekleri anketler yapılmıştır. Yapılan çalışma neticesinde, ortalama ışıyım sıcaklığı, iç ortam

nemliliği ve ses etkisi durumlarında sistemler arasında önemli ölçüde farkların olmadığı sonucuna ulaşılmıştır. Taşınım esaslı ısıtma sistemlerinde, yüksek cereyan durumu ve dikey sıcaklık farkları ile sıcaklık dalgalanmalarına bağlı olarak yerel konforsuzluk ortaya çıkmıştır. Çalışmada sonuç olarak, radyant tabandan ısıtma ve taşınım esaslı ısıtma sistemleri sürekli ısıtma durumlarında anket sonuçları dikkate alınıp karşılaştırıldığında iki sistemin ısıl memnuniyet açısından büyük farklar göstermediği görülmüş ve yazarlar daha hassas gruplar ile bu çalışmaların ilerletilmesi gerektiği sonucuna ulaşmışlardır.

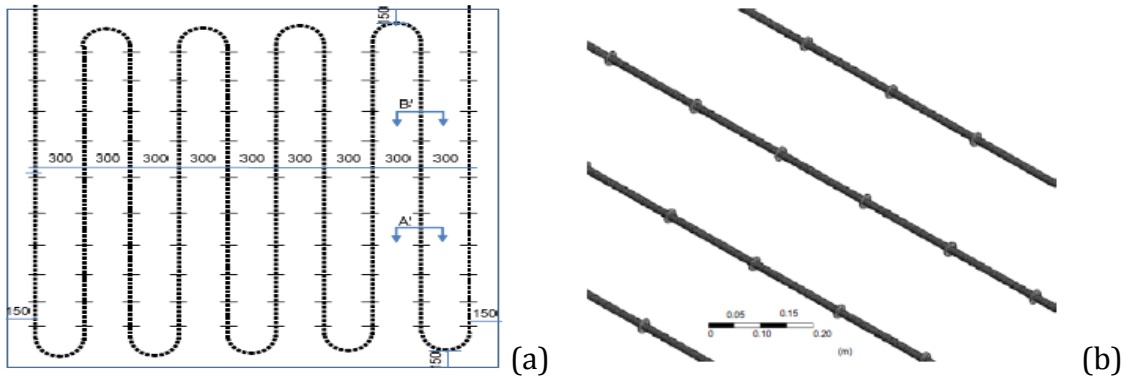
Kazancı vd. [10] radyant tabandan ısıtma ve soğutma sistemi ile hava kaynaklı ısıtma ve soğutma sistemini bütün bileşenler dikkate alınarak sistemleri enerji ve ekserji performansları açısından karşılaştırmışlardır. Isıtma ve soğutma kaynaklarının enerji ve ekserjileri dikkate alındığında radyant tabandan ısıtma ve soğutma sisteminin hava sistemine göre daha iyi performans sergilediği görülmüştür. Tabandan ısıtma durumunda kazan ekserji gereksinimi %15 daha düşükken, ısı pompasının kullanıldığı durumda %17 daha düşük olarak sonuç vermiştir. Su kaynaklı radyant sistemler yardımcı sistem elemanları dikkate alındığında ısıtma durumunda %68, soğutma durumunda ise %53 daha az ekserji gereksinimi göstermişlerdir. Sistemlerde doğal enerji kaynaklarının bulunması halinde sistemin ekserji ihtiyacında önemli ölçüde düşüş olduğu belirtilmiştir. Yazarlar, ısıtma ve soğutma sistemlerinin en uygun tasarımının sağlanabilmesi için bütün sistemin (üretim, dağıtım ve yayılım) bir bütün olarak değerlendirilmesi gerektiğini önermişlerdir.

Haddad vd. [11] ESP-r bina enerji simülasyon programı kullanarak zorlanmış hava ve radyant taban ısıtma sistemlerini performansları açısından değerlendirmişlerdir. İki sistemde de enerji ihtiyacı güneş enerjisini depolayan düşük sıcaklıklı tanklardan sağlanırken sistemde ayrıca harici ısıtma yüklerinin gereksinimi durumunda da elektrikli ısıtıcılarla desteklenmiş tanklar kullanılmıştır. Performans karşılaştırmaları iki sistemde de operatif sıcaklıklarının aynı olması durumu dikkate alınarak yapılmıştır. Yapılan simülasyon çalışması neticesinde, radyant tabandan ısıtma sisteminde kaynak giriş sıcaklığındaki düşüğe bağlı olarak sistemin performansının arttığı görülmüştür. Kaynak suyu giriş sıcaklığı 35 °C' den 30 °C' ye

düştüğü durumda sistemin güneş kolektörlerinden sağlanan ısı gereksinimi yaklaşık olarak % 11 düşmektedir. Sistemde istenilen ortam şartlarını sağlanması için zorlanmış hava kullanıldığında ortamın hava sıcaklığı zamanın büyük kısmında ortamın radyant sıcaklığından daha yüksek olduğu görülürken radyant taban ısıtma sisteminde ise zamanın tamamında ortamın radyant sıcaklığı havanın sıcaklığından daha yüksek olduğu görülmüştür. Bu durum, radyant taban ısıtma sisteminin zorlanmış hava kullanım sistemine göre hava akımı sağlandığında çok daha yüksek performans sağladığı sonucunu ortaya çıkarmıştır. Çalışmada ortaya çıkan diğer bir sonuca göre de güneş enerjisi destekli radyant tabandan ısıtma sisteminde enerji performansını artırabilecek bazı temel parametrelerin olduğu ve bunların radyant sistemin kurulduğu çevrenin iyi yalıtılması (radyant sistemin kurulduğu taban dâhil) ve sistemde kullanılan kaynak suyu sıcaklığının düşük olması şeklinde olduğu belirtilmiştir.

1.1.1.3 Sistem Tasarımı ve Etkin Parametreler ile İlgili Çalışmalar

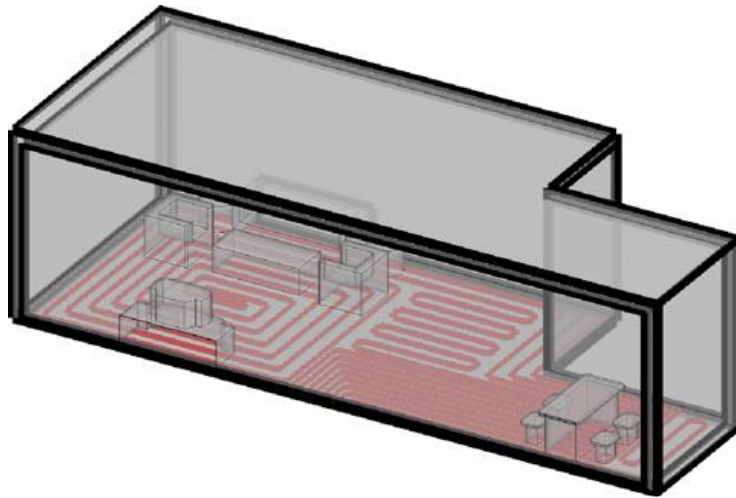
Chae vd. [12] radyant taban ısıtma sistemlerinde kullanılan boruların şekillerinde yapılacak değişimlerin (Şekil1.3) sistem ısı performansına etkisini hem analitik hem sayısal modeller kullanarak belirlemeye çalışmışlardır. Sonuç olarak, borularda kullanılan kanatların, kanat sayısının ve boru ısı iletkenliğinin sistemin ısı performansı üzerinde önemli etkilere sahip olduğu görülmüştür. Yüksek ısı iletkenlik ve borudaki kanat sayısı ile orantılı olarak ısı performansta iyileşme olmuştur. Radyant tabandan ısıtma sistemlerinde kullanılan borularda yapılabilecek iyileşmeler neticesinde binalarda enerji tüketiminde önemli ölçüde düşüş gerçekleşeceği belirtilmektedir.



Şekil 1.3 Boru dizilimi (a), fin gösterimi (b) [12]

Fontana [13] çalışmasında radyant tabanda ısıtma sistemlerinde yüzey kaplama ve dış ortam sıcaklığının sistem performansı üzerindeki etkisini deneysel olarak incelemiştir. Başlangıç durumu olarak boş halde test edilen test odasında, her bir durum için farklı mobilya tiplerinin ve sayılarının etkisi belirlenmeye çalışılmıştır. Çalışmada, mobilyaların varlığına bağlı olarak sistemin taban ısı transfer performansında, iç ortam hava sıcaklığında ve ortalama radyant sıcaklığında düşüş gözlemlenmiştir. Bu durumun mobilya varlığı mevcutken ortadan kalkabilmesi için taban yüzey sıcaklıklarının standartlarda önerildiği ölçüde arttırabileceği belirtilmiştir.

Lindstrom vd. [14] yüzey karakteristiklerinin radyant sistemler üzerine etkilerini deneysel olarak çalışmışlardır. Malzemelerin yüzey yayıcılıkları ve radyant sistemlerin ısı performansları birçok bina malzemesi için incelemiştir. Ofis ölçeğinde hazırlanan test odasında (Şekil 1.4) doğal ve zorlanmış taşınım şartları altında radyant taban, tavan ve duvarlar test edilmiştir. Çalışmada, günümüz bina malzemelerinin kullanıldığı sistemlerde ışıınım ısı transfer miktarının hesaplanmasında ihmal edilebilir hata oranlarının kabulü ile yüzey yayıcılık değerlerinin 0,90-0,95 arasında alınabileceği ortaya çıkmıştır. Çalışmada ayrıca ileriye dönük olarak taşınım ısı transferinin bütün çevresel durumlar için hesaplanması ve kapsamlı korelasyonların türetilmesi gerektiği önerilmekte ve radyant sistemlerde taşınım ısı transfer mekanizmasının tüm yönleriyle çalışılmasının gerekliliği belirtilmiştir.



Şekil 1.4 İncelenen geometri [14]

Açıkgöz [15] çalışmasında yüzey yayıcılıklarının ısıtım ve toplam ısı transfer katsayısı üzerindeki etkilerini sayısal ve teorik olarak incelemiştir. Bu amaçla üç farklı yüzey yayılım değeri atayarak farklı oda boyutlarında ve yüzey sıcaklıklarında yüzey yayılımının etkisini incelemiştir. Çalışma neticesinde aynı boyutlardaki odalar dikkate alındığında ısıtım ısı transfer katsayılarının, yüzey yayıcılık değerlerindeki azalışa paralel olarak azaldığı görülmüştür. Yazar, kapalı hacimlerdeki ısıtım ısı transferi hesaplanırken yüzeylerin yüzey yayıcılıkları yaklaşık olarak 0,9 olarak ele alınmasının sonuçlar üzerinde önemli ölçüde etki göstermeyeceğini belirtmiştir.

Kazancı vd. [16] radyant tabanlarda yüzey kaplama malzemelerin radyant ısıtma ve soğutma sistemlerinin performansları üzerinde önemli ölçüde etkisi olduğu noktasından hareketle enerji ve ekserji analizleri bakımından hidronik radyant tabandan ısıtma ve soğutma sistemini incelemişlerdir. Çalışmada, yüzey kaplama etkisi test edildiğinde, aynı ısı şartların sağlanabilmesi için ısıtma durumunda daha yüksek kaynak suyu sıcaklığı gerekirken soğutmada daha düşük sıcaklıkta kaynak suyu sıcaklığının gerektiği görülmüştür. Ortaya çıkan bu daha yüksek veya daha düşük sıcaklık gereksinimlerinin ısı pompasının performansını düşürdüğü ve daha yüksek elektrik ihtiyacı oluşturduğu görülmüştür. Sistemlerde gerekli ekserji miktarları ısıtma durumunda %14 artış gösterirken soğutmada ise %5 artış göstermiştir. Aynı ortam şartlarının korunması dikkate alındığında taban yüzey direncinin artmasıyla ısıtma ve soğutma yüklerinde de artış gözlemlenmiştir. Belirtilen durumlara bağlı olarak yazarlar radyant tabandan ısıtma ve soğutma (düşük sıcaklıkta ısıtma ve yüksek sıcaklıkta soğutma) yapıldığında sistemlerin bir bütün olarak performanslarının düşmemesi adına taban yüzey kaplama direncinin en düşük seviyede tutulması gerektiğini önermişlerdir.

Oubenmoh vd. [17] radyant tabandan ısıtma sistemi ile ilgili sayısal olarak yaptıkları çalışmada sistemde etkili olduğunu belirttikleri borular içerisindeki akışkanın hızı, kaynak suyu giriş sıcaklığı ve boruların radyant taban içerisindeki dizilimleri gibi parametreleri incelemişlerdir. Yapılan çalışma neticesinde borulardaki akışkan hızlarının radyant tabandan ısıtma sisteminin ısıl davranışı üzerinde önemli etkisinin olmadığını ve buna bağlı olarak enerji tasarrufu yönünden de daha düşük

hızlarda sisteme akışkan iletilebileceği belirtilmiştir. Kaynak suyu giriş sıcaklığının sistemin ısıtılma süresi üzerinde etkili olduğu aktarılan çalışmada sistemin en uygun çalışma şartlarının tasarım aşamasında belirlenmesi gerektiği bildirilmiştir. Spiral şekilde yapılan borulamada radyant taban yüzey sıcaklıklarında diğer dizilişlere göre daha düzgün bir dağılım görülmüştür.

Liu vd. [18] düşük sıcaklıklı kaynak suyu kullanılan radyant tabandan ısıtma sistemleri için taban yerleştirilme üzere yeni dekoratif taban geliştirmişlerdir. Geliştirilen bu tabanın ısı performansı hem sayısal hem de deneysel olarak incelenmiştir. Sayısal inceleme kısmında incelenen test odası içerisindeki ısı konfor parametreleri incelenirken deneysel kısımda da kaynak suyu giriş ve çıkış sıcaklıkları ve taban sıcaklıkları incelenmiştir. Çalışma neticesinde geleneksel taban ısıtma sistemlerine göre aynı ısı şartları altında kaynak suyu sıcaklığında 3-7 °C arasında sıcaklık düşüşü görülürken aynı zamanda sistemin ısı ihtiyacının da karşılandığı aktarılmıştır. Bu durum benzer şartlar altında yeni geliştirilen tabanın kullanılması halinde yüksek enerji tasarrufu sağlanacağını göstermiştir. Çalışmada ayrıca, geliştirilen taban sistemin aynı zamanda ısı konfor şartlarını sağladığı da belirtilmiştir.

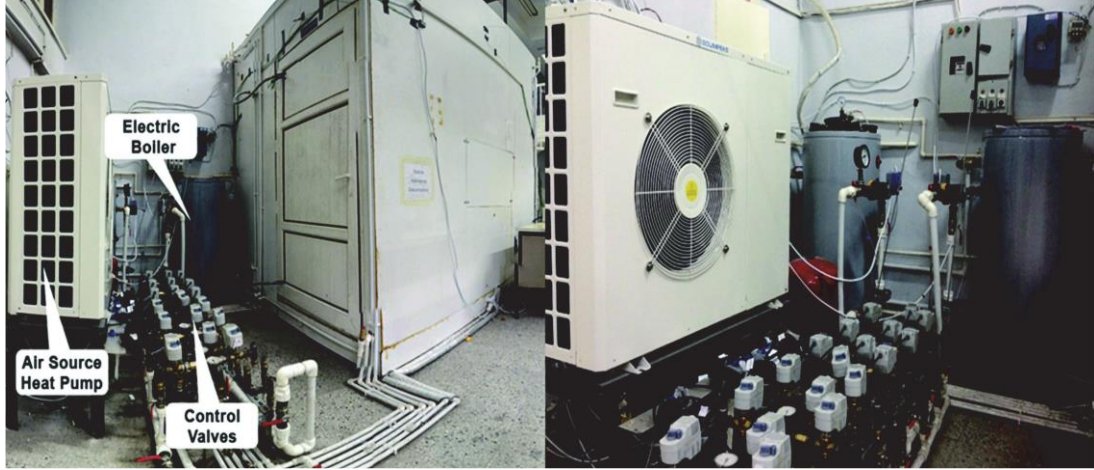
1.1.1.4 Isı Transfer Karakteristiği ile İlgili Çalışmalar

Radyant Taban Isıtma

Sun vd. [19] iki boyutlu sayısal analiz yöntemi ile düşük sıcaklıklı radyant tabandan ısıtma sistemini incelemiştir. Çalışmada sistemin ısı karakteristiğinde önemli parametreler olan döşeme malzemesi ve bu malzemenin kalınlığının, borular arasındaki mesafenin, boru çaplarının, su sıcaklığının ve iç ortam sıcaklığının sistem üzerindeki etkileri çalışılmıştır. Yapılan sayısal çalışmada, radyant tabandan olan ısı transferinin; borular arasındaki mesafenin azalmasıyla arttığı, iç ortam sıcaklığının artması ile düştüğü, giriş suyu sıcaklığının artmasıyla arttığı, taban dolgu malzemesinin kalınlığının artmasıyla azaldığı ve boru çapının artmasıyla arttığı sonucuna ulaşılmıştır. Radyant taban yüzey sıcaklıklarının da belirtilen parametrelerin değişiminden benzer şekilde etkilendiği görülmüştür. Bu etkenler içerisinde ısı transfer miktarı üzerinde önemli etkilere sahip parametreler olarak

giriş suyu sıcaklığı, borular arasındaki mesafe ve taban malzemesi olarak belirtilmektedir.

Evren vd. [20] Ashrae 138 standardına göre kurulan test düzeneğinde (Şekil 1.5) radyant tabandan ısıtma sistemleri için ısı transfer katsayıları belirlemeye çalışmışlardır. Isı transfer katsayılarının sistemlerin ısıtma ve soğutma yüklerinin belirlenmesinde en önemli tasarım parametrelerinden olduğu belirtilen çalışmada radyant tabandan ısıtma sistemi için ışıınım, taşınım ve toplam ısı transfer katsayıları deneysel olarak belirlenmiştir. Test odasının boyutları 2,74 m x 2,25 m x 2,45 m olmakla beraber radyant taban üzerinde herhangi bir kaplama malzemesinin bulunmadığı belirtilmektedir. Isı transfer katsayıları belirlenirken iki farklı metot kullanılmıştır, bunlar; ısı akıları (ışıınım, taşınım ve toplam) hesaplanırken literatürde yer alan denklemlerin kullanılması ve toplam ısı akılarının deneysel olarak ölçülmesi şeklindedir. Belirtilen bu iki farklı metoda göre radyant tabandan ısıtma yapılması durumu için yapılan toplam ısı transfer katsayısı değerleri sırasıyla 9,9 W/m²K ve 10,1 W/m²K olarak hesaplanmıştır. Işıınım ve taşınım ısı transfer katsayıları olarak da sırasıyla 5,4 W/m²K ve 3,7 W/m²K belirlenmiştir.

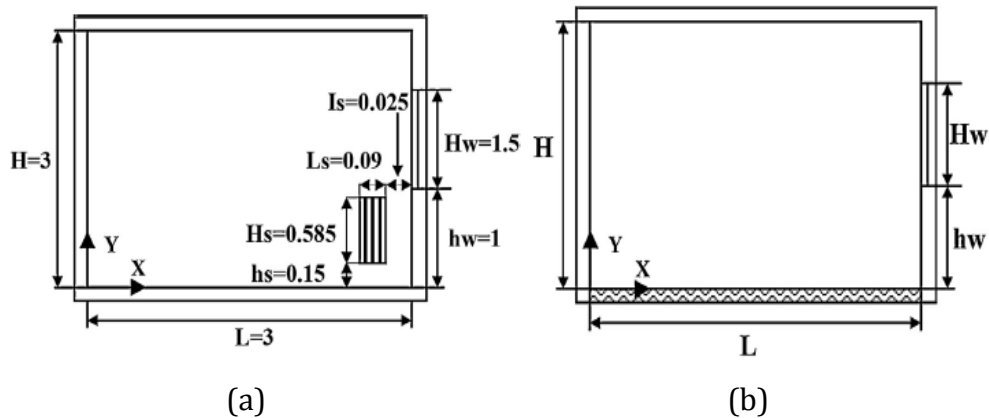


Şekil 1.5 Test odasının görünümü [20]

Zhang vd. [21] hafif radyant tabandan ısıtma sistemlerinde zeminde döşenen borular arasındaki mesafe ve kaynak suyunun giriş ve çıkış sıcaklıkları gibi tasarım parametrelerinin sistem performansı üzerine etkisini matematiksel model geliştirerek hem deneysel hem de sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmada iletim, taşınım ve ışıınım hesapları sistemin kararlı hal durumu dikkate alınarak

gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmada ayrıca ısı konfor ve sistemin ısı özellikleri incelenmiştir. Çalışma sonucunda, kaynak suyu giriş ve çıkış sıcaklıkları düştüğünde veya tabana döşenmiş borular arasındaki mesafe arttırıldığında iç ortam sıcaklığının ve taban yüzey sıcaklığının düştüğü gözlemlenmiştir. Test edilen sistem kararlı hale geldiğinde sistemde gerçekleşen ısı transfer miktarının yaklaşık olarak %60'ı ışıma ısı transferi ile gerçekleşmiştir. İç ortam hava sıcaklığında ısı konfor şartlarını sağlayacak şekilde sıcaklık dağılımı oluşmuştur ve sistemin kullanılabilirliği önerilmiştir.

Khorasanizadeh vd. [22] radyant tabandan ısıtma sistemlerinin analizi için 2 boyutlu sayısal modelleme çalışması yapmışlardır (Şekil 1.6). Boussinesq ve kontrol hacim yaklaşımı kullanılan çalışmaya ışıma modeli de eklenmiştir. Çalışmada, test bölgesinde havanın emiciliği, taban yüzey sıcaklığı, duvar yüzey sıcaklıkları ve pencere boyutları gibi farklı fiziksel sınır koşulları uygulanmıştır. Tabandan radyant ısıtma sisteminde taban yüzey sıcaklığının merkezi ısıtma sistemine göre daha homojen dağılım gösterdiği görülmüş ve bu durumun ısı konfor sağlama açısından daha avantajlı olduğu belirtilmiştir. Çalışmada, radyant tabandan ısıtma sisteminde oda içerisinde dikey sıcaklık farklarının oluşması dikkate alındığında gerçekleşen durumun ideal ortam koşullarına yakın olduğu ve bu durumu sağlamak için diğer sistemlere göre daha düşük enerji gereksiniminin olduğu aktarılmıştır. Radyant tabandan ısıtma sisteminde gerçekleşen ısı akısı miktarı yaklaşık olarak 156 kW iken merkezi ısıtmada bu değer yaklaşık olarak 643 kW değerine çıkmaktadır, sonuç olarak radyant tabandan ısıtma sistemlerinin daha düşük enerji tükettiği anlamına geldiği aktarılmıştır.

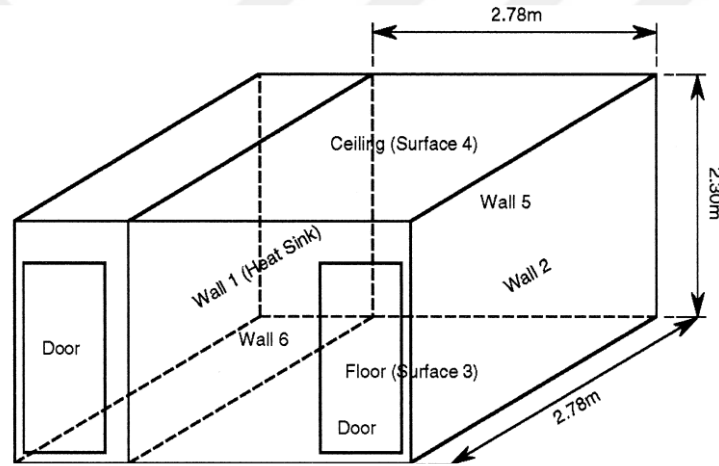


Şekil 1.6 Yapı geometrileri; merkezi ısıtma (a), taban ısıtma (b) [22]

Radyant tabandan ısıtma yapıldığı durumda tabandan kaynaklı oda içerisindeki diğer yüzeylere olan ısıtım ve taşınım etkilerinin araştırılmak istenen çalışmada Rahimi ve Sabernaemi [23] tabandan ısıtılan 2,4 x 2,4 x 2,4 m boyutlarında kapalı hacim oluşturmuşlardır. Oda tabanında yapılan borulamada borular arasındaki mesafe olarak da 10 cm belirlenmiştir. Test edilen ortamdaki tüm iç ve dış yüzeylerdeki sıcaklıkların ölçümü 104 adet sıcaklık ölçer kullanılmıştır. Tek boyutlu ısı iletiminin olduğu kabulü sistemdeki ısı transfer miktarlarının hesaplandığı çalışmada ısıtım ısı transferinin belirlenmesinde de net-ısıtım modeli kullanılmıştır. 0,07 kg/s sisteme aktarılan kaynak suyu debisi olarak seçilirken kaynak suyu sıcaklıkları da 40-55 °C aralığında değişmektedir. Kaynak suyu giriş ve çıkış sıcaklıkları taban giriş ve çıkışına yerleştirilen iki adet k tipi ısı çifti ile ölçülmüştür. Sistemde ölçümler, sistemin başlangıçtan itibaren yaklaşık 6 saat sonra kararlı hale gelmesinden yani ortam sıcaklıklarının artık zamanla değişmemesinden sonra yapılmıştır. Çalışma neticesinde radyant tabandan ısıtmanın yapıldığı sistemlerde ısıtım ısı transferinin sistemde gerçekleşen ısı transferinde ağırlıklı role sahip olduğu ve bunun da oransal olarak yaklaşık %75 civarında olduğu sonucuna ulaşmışlardır. Bu oranın taban yüzey sıcaklığı arttıkça düştüğü belirtilen çalışmada radyant tabandan ısıtma sistemlerinin iç ortamda daha düzgün sıcaklık dağılımı sağladığı görülmüştür.

Hanibuchi ve Hokoi [24] yaptıkları deneysel çalışma ile radyant tabandan ısıtılan 6 m x 4 m x 2,45 m boyutlarındaki test odasında gerçekleşen ısı transferini yüzey sıcaklıklarını, oda içi hava sıcaklık dağılımını ve hava hız dağılımını dikkate alarak incelemişlerdir. Isı transferi incelenirken ısı transferi taşınım ve ısıtım ısı transferi olarak ayrı değerlendirilip hem deneysel hem de sayısal olarak çalışılmıştır. Çalışma neticesinde, radyant tabandan ısıtılan test odasında pencerelere yakın bölgeler hariç genel olarak homojen sıcaklık dağılımı gözlemlenirken, önerilen sayısal modelle yapılan hesaplama sonuçları deneysel sonuçlarla karşılaştırılmış ve yakın sonuçlar elde edilmiştir. Taşınım ve ısıtım ısı transfer miktarları karşılaştırıldığında ise taşınım ısı transferinin toplam ısı transferinin yarısına yakını oluşturduğu görülmüştür.

Kapalı hacimlerdeki taşınım ısı transfer katsayılarının çoğunlukla küçük ölçekli ve yatay ve dikey plakalar kullanılarak belirlendiğinde ortaya çıkan değerler arasında önemli farkların olduğunu belirten Awbi ve Hatton [25], odalarda ısıl durumun doğru bir şekilde tayini için taşınım ısı transfer katsayılarının uygun deney şartları altında belirlenmesi gerektiğini aktarmışlardır. Bu amaçla farklı boyutlarda iki adet test odası inşa edilmiştir (Şekil 1.7). Deneysel çalışmaların yapıldığı büyük test odasının ölçüleri 2,78 m x 2,78 m x 2,3 m olarak belirtilirken oda içerisindeki sıcaklığın istenen düzeyde tutulabilmesi için test odasının bir duvarına bitişik olarak bir adet soğutma bölmesi eklenmiştir. Test odasının içerisinde 1,05 m x 10,1 m x 1,05 m boyutlarında bir adet daha küçük oda yerleştirilen çalışmada oda boyutlarının taşınım ısı transfer katsayısı üzerine etkisi incelenmiştir.



Şekil 1.7 Test edilen odanın şematik resmi [25]

İki farklı ölçekteki oda taban ısıtma durumunda ısı transfer katsayıları karşılaştırıldığında küçük ölçekli odada elde edilen değerlerin daha yüksek olduğu görülmüştür. Boyutların, tabandan ısıtma yapıldığı durumdaki taşınım ısı transfer katsayısı üzerindeki etkisi duvardan ısıtma durumuna göre daha kısıtlı olduğu sonucuna ulaşmışlardır. Yapılan çalışmada elde edilen veriler neticesinde taşınım ısı transfer katsayısının belirlenmesi için Denklem 1.16 ve 1.17 önerilmiştir.

$$Nu = 0,269 (Gr)^{0,308} \quad (1.16)$$

$$h_c = \frac{2,175}{D^{0,076}} (\Delta T)^{0,308} \quad (1.17)$$

Burada “D” hidrolik çap olup Denklem 1.18 ile belirlenmektedir.

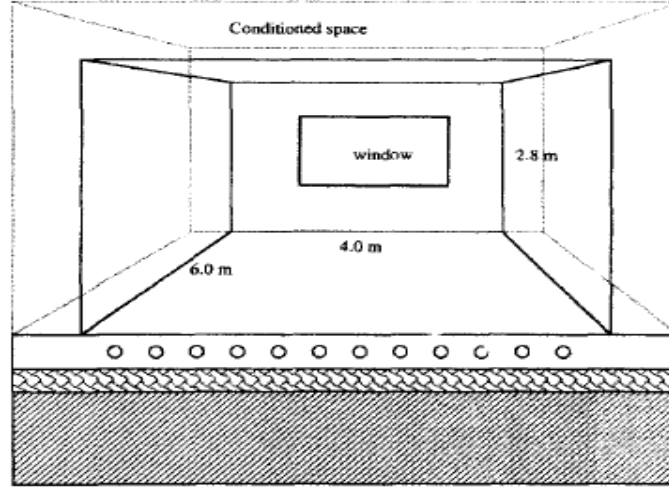
$$D = \frac{4 \times \text{Alan}}{\text{evre}} \quad (1.18)$$

Çalışmada ayrıca tavandan radyant ısıtma / tabandan radyant soğutma durumları için taşınım ısı transfer katsayısının belirlenmesi için Denklem 1.19 önerilmiştir.

$$h_c = \frac{0,704}{D^{0,601}} (\Delta T)^{0,133} \quad (1.19)$$

Radyant Taban Soğutma

Olesen vd. [26] radyant tabandan soğutma sisteminde ısı transferini ve farklı referans sıcaklıklar seçilmesi halinde bu durumun sistemin ısı transferi üzerindeki etkisini 6 m x 4 m x 2,8 m boyutlarındaki test odasında deneysel olarak incelemişlerdir (şekil 1.8). Çalışmada ısı transfer miktarlarının yanı sıra ısı transfer katsayıları da incelenmiş ve bu katsayılar belirlenirken seçilen referans sıcaklığın katsayılar üzerinde önemli etkisinin olduğunu belirtmişlerdir. Radyant tabandan soğutma sistemlerinde taşınım ısı transfer miktarı hesaplanmasında radyant taban ile iç ortam hava sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkları ile taşınım ısı transfer katsayısının kullanılabileceği ve bu değerin de 1,0 W/m²K olarak alınabileceği belirtilmiştir. Benzer şekilde ısıtım ısı transfer miktarının hesaplanmasında da radyant taban sıcaklığı ile diğer yüzeyler arasındaki sıcaklık farkları ile ısıtım ısı transfer katsayısının kullanılması gerektiği ve bu değerin de 5,5 W/m²K olarak alınması gerektiği aktarılmıştır. Sistemin toplam ısı transfer miktarının hesaplanması durumunda da benzer yöntem uygulanıp burada sıcaklık farkları olarak taban yüzey sıcaklığı ile işletim sıcaklığı arasındaki fark alınırken toplam ısı transfer katsayısı olarak da 7,5 W/m²K nerilmektedir.



Şekil 1.8 Test edilen oda [26]

Jia vd. [27] yaptıkları deneysel çalışmada bir ofis ortamı için radyant taban soğutma sisteminin ısı davranışını belirlemeye çalışmışlardır. Bu çalışmada iki farklı radyant sistem incelenmiştir, bunlar, radyant tavan panel ve radyant taban şeklindedir. İki farklı bölme şeklinde hazırlanan test odalarının her birinin taban alanı $55,7 \text{ m}^2$ olup yükseklikleri $4,50 \text{ m}$ ve $4,24 \text{ m}$ şeklindedir. Yapılan çalışma neticesinde, hem radyant tavan panel hem de radyant zemin sistemlerinin ortalama olarak gerçekleşen soğutma yüklerinde (yaklaşık olarak 70 W/m^2) ısı konforu sağlayabildikleri sonucuna ulaşılmıştır. Tavana yerleştirilen bir fan vasıtasıyla oluşan hava sıcaklık katmanlaşması uygun değerlere indirilebilir ve daha yüksek sıcaklıklarda ısı konfor sağlanabilir. Radyant zemine ince halı uygulanması sonucunda kaynak soğutucu suyun sıcaklığının yaklaşık olarak 1 K daha düştüğü görülmüş ve bu durum yoğuşma riskinin ortaya çıkmasına neden olmuştur.

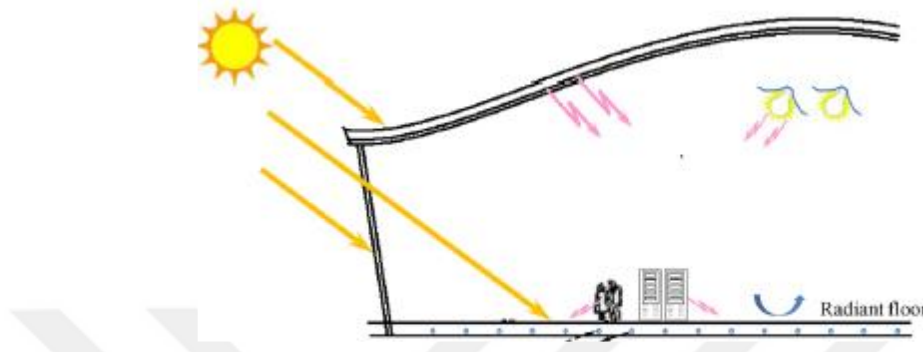
Radyant tabandan soğutma sistemlerinin uygulanmasında karşılaşılan temel problemlerden biri özellikle yoğuşma olayının gerçekleşme ihtimalidir. Yoğuşma olayı, soğutulan yüzeyin ortalama sıcaklığının çığ noktası sıcaklığının altına düşmesi olarak belirtilmektedir. Zarrella vd. [28] yoğuşma olayının engellenmesi için ortam havasındaki nem miktarının azaltılması veya mekanik havalandırılması gibi iki farklı yöntemin kullanılabileceğini belirtmektedirler. Çalışmada, İtalya'daki üç farklı iklimsel bölge gözetilerek simülasyon yoluyla konutlardaki tabandan soğutma durumu incelenmiştir. İç ortam ısı konfor ve enerji tüketimi dikkate alınarak, nem alma sistemli tabandan soğutma, fanlı eklentili tabandan soğutma ve mekanik

havalandırmanın yapıldığı radyant tabandan soğutma sistemleri karşılaştırılmalı olarak değerlendirilmiştir. Nem alma sisteminin çalıştırıldığı tabandan soğutma durumunda enerji tüketiminin diğer iki sisteme göre arttığı görülmüştür. Fanlı sistem de ortamın termal konforunun sağlanmasında nem alma sistemine benzer sonuçlar vermiştir ve nem oranını düşürmüştür. Sistemlerin karşılaştırılmasında, mekanik havalandırma sistemi, radyant tabandan soğutmanın yapıldığı ortamın nem seviyesini diğer iki sisteme göre daha iyi düşürdüğü gözlemlenmiştir.

Pantelic vd. [29] tabandan radyant soğutmanın yapıldığı bir sistemde güneş ışıınının soğutma yükü üzerindeki etkisini laboratuvar şartlarında dış ortam etkilerinin de dâhil edildiği bir sistem üzerinde incelemişlerdir. Çalışma neticesinde, radyant tabandan soğutmada sistem direk güneş ışıınınına maruz kaldığında soğutma yükünün 30 W/m^2 den 110 W/m^2 ye kadar çıktığı gözlemlenmiştir. Soğutma yükündeki dalgalanmalara bağlı olarak kaynak suyu sıcaklığı da soğutma yükündeki artışa bağlı olarak düşmüştür. Direk güneş ışıınınına maruz kalan radyant taban yüzeyinin ortalama sıcaklığı $26 \text{ }^\circ\text{C}$ olarak ölçülürken, güneş ışıınınına maruz kalmayan bölgelerde bu değer $20\text{-}21 \text{ }^\circ\text{C}$ olarak ölçülmüştür. Sistemde kaynak suyu sıcaklığının $12 \text{ }^\circ\text{C}$ den $18 \text{ }^\circ\text{C}$ ye çıkarılması durumunda güneş ışıınınına maruz kalan bölgenin taban yüzey sıcaklığı $1,5 \text{ }^\circ\text{C}$ artarken güneş ışıınınına maruz kalmayan bölgenin taban yüzey sıcaklığı ise $2,5 \text{ }^\circ\text{C}$ artmıştır. Yazarlar, radyant tabandan soğutma sistemi ile tavan fanlarının beraber çalıştırılması halinde bu sistemlerin düşük enerji tüketilen soğutma için çözüm olabileceğini belirtmişlerdir.

Büyük saydam yüzeylerle kaplı geniş hacimlerin soğutulmasında radyant tabandan soğutma sistemlerinin uygulanmasını uygun olabileceğini belirten Zhao vd. [30] yaptıkları çalışmada radyant soğutma sistemlerini etkileyen parametreleri incelemenin yanı sıra güneş ışıınınına maruz kalan radyant taban (Şekil 1.9) soğutma sistemlerin performansını tahmin etmeye yönelik model önermişlerdir. Radyant soğutma sistemlerinin soğutma kapasitelerinin güneş ışıınınındaki artışa bağlı olarak arttığı görülmüştür. Radyant taban yüzeylerine yerleştirilen mobilyaların etkisinin de incelendiği çalışmada mobilya bulunan yüzeylerin taban yüzey sıcaklıklarının mobilya bulunmayan duruma göre daha düşük olduğu belirlenmiştir. $40 - 100 \text{ W/m}^2$ arası güneş ışıınınına maruz kalan kapalı hacimlerin

soğutma yüklerinin 50 – 100 W/m² arasına değiştiği aktarılmıştır. Geleneksel hava iklimlendirme sistemlerine göre belirtilen saydam yüzeylerle kaplı geniş hacimlerin soğutulmasında radyant tabandan soğutma sistemlerin kullanılması halinde daha iyi ısıl konfor sağlanmakla beraber %20-30 aralığında enerji tasarrufu sağlandığı da belirtilmiştir.

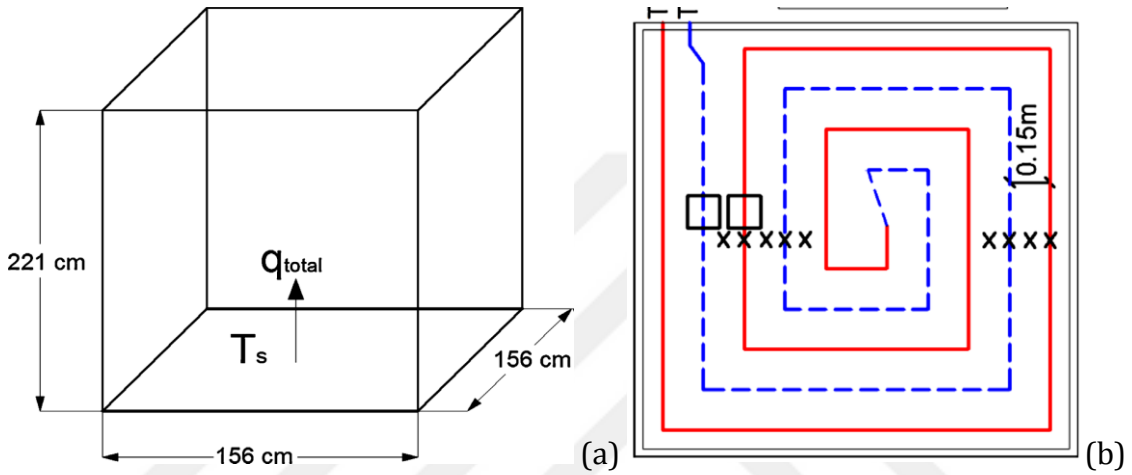


Şekil 1.9 Isı transferinin şematik gösterimi [30]

Radyant Taban Isıtma ve Soğutma

Cholewa vd. [31] radyant ısıtma ve soğutma sistemlerinin tasarımında, boyutlandırılmasında, ısıl konfor analizlerinde veya sayısal çalışmalarında temel parametrelerin ısı transfer katsayıları olduğunu belirterek bu katsayıların doğru bir şekilde hesaplanması gerektiğini vurgulamışlardır. Hesaplanan bu değerlerin hatalı bulunması halinde sistemde enerji tüketiminde artış ve ısıl konforda düşüş olacağını belirtmişlerdir. Bu amaçla 1,56 m x 1,56 m x 2,21 m (Şekil 1.10) boyutlarında hazırlanan test odasında deneysel çalışmalar yapılmıştır. Isı transfer katsayıları hesaplanırken referans sıcaklıklarının önemi belirtilmiş ve kaynak olarak Causone vd. [32] çalışmasındaki referans sıcaklıklar kullanılmıştır. Çalışma neticesinde, referans sıcaklık olarak 1,1 m yükseklikteki sıcaklıklar kullanılarak yapılan hesaplamalarda ısı transfer katsayılarının literatürde yaygın olarak kullanılan katsayılardan daha düşük olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Radyant tabandan ısıtma sistemlerinde toplam ısı transfer katsayısı için yeni bir korelasyon önerilirken radyant tabandan soğutma sistemleri için ise 7,0 W/m²K sabit değeri toplam ısı transfer katsayısı olarak önerilmiştir. Taşınım ısı transfer katsayısı için yapılan çalışmada çıkan sonuçlara göre, hesaplanan değerler literatürde yaygın olarak kullanılan referans çalışmalar dikkate alındığında yaklaşık olarak %20 daha düşük

çıkmaktadır. Bu sonucun kaynağı olarak, deneysel çalışmada ısı akıları belirlenirken taban üzerine yerleştirilen ısı yayıcıların oda içerisine aktarılan ısı miktarlarını net bir şekilde ölçtüğünü belirtilirken, diğer çalışmalarda kullanılan yöntemlerin oda içerisine aktarılan ısı miktarını olduğundan daha yüksek hesapladığı olarak gösterilmiştir. Radyant tabandan soğutma deneyleri sonucunda da taşınım ısı transfer katsayısı olarak $0,1 \text{ W/m}^2\text{K}$ önerilmiştir. Yazarlar ışınım ısı transfer katsayısı olarak radyant tabandan ısıtma durumunda $5,6 \text{ W/m}^2\text{K}$ sabit değerini önerirken, radyant tabandan soğutma durumunda ise $5,0 \text{ W/m}^2\text{K}$ önermişlerdir.



Şekil 1.10 Test odası (a), boru dizilimi (b) [31]

Carli ve Olesen [33] radyant sistemlerin mevcut binalardaki performanslarını iç ve dış ısı yükleri dikkate alarak incelemişlerdir. Bu amaçla, farklı radyant sistemlerin (taban, duvar, tavan) yer aldığı binalarda ısı konfor durumları dikkate alınarak ölçümler yapılmış ve geniş zaman dilimlerini kapsayacak şekilde operatif, hava, yüzey ve dış ortam sıcaklıkları kaydedilmiştir. Sonuç olarak, radyant sistemlerin ortam iklimlendirmesinde hava şartlandırılmalı sistemlere alternatif olarak kullanılabileceği sonucuna varılırken operatif sıcaklıklarının gün içi dalgalanmalarının 3-4 K altında değiştiği ve genel olarak ısı konforun sağlandığı belirtilmiştir.

Karabay vd.[34] sayısal olarak yaptıkları çalışmada radyant tabandan ısıtma sistemi ile radyant duvardan ısıtma sistemini karşılaştırmışlardır. Sistemlerde akışkan suyu sıcaklığı olarak $30 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $40 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $50 \text{ }^{\circ}\text{C}$ seçilmiştir. Çalışmada, radyant tabandan ısıtma sisteminde bütün kullanım yüzeyini kaplayacak şekilde hava dolaşımı sağlanırken

Radyant duvardan ısıtma durumunda bu dolaşımın çok daha zayıf hatta sabit kaldığı görülmüştür. Ayak bilek seviyesindeki hava hızlarının 0,19 m/s' ye ulaştığı belirtilen çalışmada radyant duvardan ısıtma durumunda kayda değer hava hızı oluşmadığı belirtilmiştir. Bilek seviyesinde radyant tabandan ısıtma sisteminde daha homojen sıcaklık değişimi ve dağılımı görülürken taban yüzeyi ve ortalama iç hava sıcaklığı arasında 5 °C' lik fark oluşmuştur.

Olesen vd. [35] taban, duvar veya tavan gibi bina yapılarını ısıtma yüzeyi olarak kullanan radyant sistemlerin ısıtma ve soğutma yüklerinin belirlenebileceği standartlar üzerinde çalışmışlardır. Önerilen standartların hidronik ısıtma ve soğutma sistemi içeren konutlarda, ticari ve endüstriyel binalarda uygulanabileceği belirtilirken soğuk tavan ve girişlerde uygun olamayacağı aktarılmaktadır. Çalışma ayrıca bu sistemlerin tasarım ve boyutlandırması için de standartlar önermektedir. Radyant sistemlerde gerçekleşen ısı akıları ile ilgili denklem 1.20 – 1.23 radyant ısıtma ve soğutma durumlarında hava ve yüzey sıcaklıklarının 15 ila 40 °C arasında olduğu durumlarda uygulanabileceği belirtirmiştir. Ayrıca, bu denklemlerin bir diğer uygulanabilme koşulu olarak da hava sıcaklığı ve ortalama radyant sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkının 10 K'den daha düşük olması gerektiği aktarılmaktadır.

- Tabandan ısıtma veya tavandan soğutma

$$q = 8,92 (\theta_y - \theta_i)^{1,1} \quad (1.20)$$

- Duvar ısıtma veya duvar soğutma

$$q = 8 (|\theta_y - \theta_i|) \quad (1.21)$$

- Tavan ısıtma

$$q = 6 (|\theta_y - \theta_i|) \quad (1.22)$$

- Taban soğutma

$$q = 7 (|\theta_y - \theta_i|) \quad (1.23)$$

Yukarıda belirtilen denklemlerde q ısı akısı (W/m^2), θ_y yüzey sıcaklığı ve θ_i ise iç ortam hava sıcaklığı olarak verilmektedir. Çalışmada konfor şartları, bina fiziksel yapısı ve bina malzemesi dikkate alınarak kabul edilebilir en yüksek ve en düşük yüzey sıcaklıkları ile ilgili önermelerde bulunulmuştur. Buna göre; radyant taban ısıtmada, yaygın kullanım alanlarında en yüksek sıcaklık olarak $29\text{ }^{\circ}\text{C}$ önerilirken çevre bölgeler için en yüksek $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ yüzey sıcaklığı olarak önerilmektedir. Tabandan radyant soğutma durumunda çiğ noktasının dikkate alınmasıyla beraber oturma durumunda yüzey sıcaklığı olarak en düşük $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve yüksek aktivitenin olduğu alanlarda ise en düşük $18\text{ }^{\circ}\text{C}$ yüzey sıcaklığı önerilmektedir. Duvardan radyant ısıtmanın yapıldığı durumda duvar yüzeylerine erişimin veya temasın kolay olup olmamasına bağlı olarak kabul edilebilir en yüksek duvar yüzey sıcaklıkları $35\text{-}50\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasında olabilirken yüzeylere temas olması halinde ise kaza ve yanma durumlarının olmaması için kabul edilebilir yüzey sıcaklığı olarak $42\text{-}45\text{ }^{\circ}\text{C}$ önerilmektedir.

Zhao vd. [36] ısı konfor ve enerji tüketimleri dikkate alındığında geniş alanlara sahip yapıların soğutulmasında geleneksel iklimlendirme yöntemlerinin yerine radyant tabandan soğutmanın yapılmasının alternatif olarak önerildiği çalışmalarında Çin’de yer alan Xi’an Xianyang havalimanının radyant taban soğutma sistemini hem kış hem de yaz şartları için incelemişlerdir. Radyant tabanda soğutma durumunda $18\text{ }^{\circ}\text{C}$ ’ de soğutucu kaynak suyu kullanıldığında soğutma kapasitesinin $30\text{-}40\text{ W/m}^2$ olduğu belirlenirken yüksek güneş ışınlamı ($120\text{-}170\text{ W/m}^2$) altında bu soğutma kapasitelerin $110\text{-}140\text{ W/m}^2$ ’ ye kadar çıktığı görülmüştür. Radyant tabandan ısıtma durumunda ise $35\text{-}40\text{ }^{\circ}\text{C}$ kaynak suyu sıcaklığı ile radyant tabandan ısıtma kapasitesi olarak $30\text{-}70\text{ W/m}^2$ ısı sağlandığında şartlandırılan ortamın ısı konfor açısından uygun olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

Alamdari ve Hammond [37] çalışmalarında doğal havalandırmalı bina için taşınım ısı transfer miktarının belirlenmesi için denklemler önermişlerdir. Taşınım ısı transfer katsayısını sıcaklık farklarının, yüzey uzunluğunun ve oda içerisindeki akışkan türünün bir fonksiyonu şeklinde tanımlamışlardır. Boyutsuz sayılar biçiminde tanımlandığında ise;

$$Nu = C Ra^n \quad (1.24)$$

olarak belirtilen denklemde “n” değerini $10^4 < Ra < 10^5$ aralığındaki Rayleigh sayısı için 1/4 olarak önerirken, $Ra > 10^5$ durumunda ise “n” sayısını 1/3 olarak belirlemişlerdir. Hesaplamalarda oda içerisindeki havanın fiziksel özellikleri (önemli ölçüde değişmediği kabulü ile) belirlenirken dikkate alınacak sıcaklık olarak taban yüzey sıcaklığının ve oda içi hava sıcaklığının ortalama değeri olarak alınabileceği aktarılmıştır. Sonuç olarak taşınım ısı transfer katsayısı ve Nusselt sayısı belirlenirken Denklem 1.25 ve 1.26 önerilmiştir.

$$hc = \left[\left\{ a \left(\frac{\Delta T}{L} \right)^p \right\}^m + \{ b (\Delta T)^q \}^m \right]^{1/m} \quad (1.25)$$

$$Nu = [(A Ra^p)^m + (B Ra^q)^m]^{1/m} \quad (1.26)$$

Burada; A, B, a, b, p, q ve m değerleri dikey ve yatay yüzeyler için Tablo 1.1’ de verilmiştir.

Tablo 1.1 hc ve Nu denklemlerindeki katsayı değerleri

Yüzey yerleşimi	A	B	a	b	p	q	m
Dikey yüzeyler üzerinden taşınım	0,58	0,11	1,50	1,23	1/4	1/3	6
Yatay yüzeyler üzerinden taşınım	0,54	0,14	1,40	1,63	1/4	1/3	6

Bu durumda yatay yüzeyler için taşınım ısı transfer katsayılarının belirlenmesi için türetilen korelasyonlar Denklem 1.27 ve 1.28’ de belirtilmektedir.

$T_f > T_a$ – Taban ısıtma durumunda:

$$hc = \left[\left\{ 1,4 \left(\frac{\Delta T}{L} \right)^{1/4} \right\}^6 + \{ 1,63 (\Delta T)^{1/3} \}^6 \right]^{1/6} \quad (1.27)$$

$T_f > T_a$ – Taban soğutma durumunda:

$$h = 0,6 \left(\frac{\Delta T}{L} \right)^{1/5} \quad (1.28)$$

Khalifa [38] çalışmasında bina uygulamalarında kullanılmasını dikkate alarak iki ve üç boyutlu kapalı hacimlerde gerçekleşen taşınım ısı transfer katsayıları ile ilgili yapılan çalışmaları derlemiştir. Yapılan değerlendirmede literatürde kullanılan korelasyonlar arasında önemli ölçüde farkların olduğu belirtilmiştir. Çalışmada özetlenen üç boyutlu kapalı hacimler için geliştirilen korelasyonlar Tablo 1.2' de özetlenmiştir.

Tablo 1.2 Taşınım ısı transferi ile ilgili denklemler

Referans	Denklem	Açıklama
[39]	$h = 3,08 (\Delta T)^{0,25} \quad (1.29)$	Ofis Taban ısıtma
[40]	$h = \left(0,33 \frac{H}{L} + 0,75 \right) (T_r - T_{duv.})^{1/3} \quad (1.30)$	Taban ısıtma
[41]	$h = 1,983 (\Delta T)^{0,25} \quad (1.31)$	Taban ısıtma
[42]	$h = 1,983 (\Delta T)^{0,25} \quad (1.32)$	Duvarlar için Taban ısıtma

Min vd. [43] kapalı hacimlerde taşınım ısı transfer katsayılarının belirlenebilmesi için farklı oda boyutlarında deneysel çalışmalar yapmışlardır. Belirlenen oda boyutlarında yapılan çalışmalarda oda içerisinde havalandırma yapılmayıp kaldırma kuvvetlerinin etkisinin yüksek olduğu yani doğal taşınım mekanizmasının baskın olduğu durumlar dikkate alınarak korelasyonlar türetilmiştir. Oda içerisinde gerçekleşen ısıtım ısı transferi radyometre aracılığıyla ölçülen çalışmada ısıtılan taban yüzey sıcaklıkları 24 °C ve 43,3 °C arasında değişirken; ısıtılmayan yüzey sıcaklıkları 4,4 °C ve 21,1 °C arasında değiştiği belirtilmiştir. Min vd. [43] tarafından yapılan çalışma neticesinde tabandan ısıtma/soğutma yapılması durumunda taşınım ısı transfer katsayısının belirlenebilmesi için Denklem 1.33 ve 1.34 belirtilmiştir.

Taban ısıtma:

$$h = 2,13 \frac{\Delta T^{0,31}}{p^{0,08}} \quad (1.33)$$

Taban soğutma:

$$h = 0,134 \Delta T^{0,25} \quad (1.34)$$

Kapalı hacimlerde gerçekleşen taşınım ısı transfer katsayılarının belirlenmesi adına Ashrae [44] tarafından da korelasyonlar önerilmiştir. Dikey ve yatay plakalar kullanılarak geliştirilen korelasyonlarda taşınım ısı transferinin bütün plaka boyunca aynı kaldığı kabul edilmiştir. Bu kabul altında oda içerisinde gerçekleşen diğer duvarlardan ve farklı elemanlardan kaynaklı muhtemel hava akımlarını etkisi ihmal edilmiştir. Ashrae [44] tarafından yukarı bakan ısıtılan levha ve yukarı bakan soğutulan levha kullanılarak geliştirilen korelasyonlar Tablo 1.3' de verilmiştir.

Tablo 1.3 Taşınım ısı transferi ile ilgili önerilen denklemler

Korelasyon	Ra Aralığı	Açıklama
$h = 0.53 \frac{(\Delta T)^{1/6}}{L^{1/2}} \quad (1.35)$	$1 < Ra < 2002$	Aşağı bakan soğutulan levha veya yukarı bakan ısıtılan levha
$h = 1.53 \frac{(\Delta T)^{1/4}}{L^{1/4}} \quad (1.36)$	$200 < Ra < 10^4$	
$h = 1.4 \frac{(\Delta T)^{1/4}}{L^{1/4}} \quad (1.37)$	$2.2 \times 10^4 < Ra < 10^6$	
$h = 1.8(\Delta T^{1/3}) \quad (1.38)$	$8 \times 10^6 < Ra < 1.5 \times 10^9$	
$h = 0.7 \frac{(\Delta T)^{1/4}}{L^{1/4}} \quad (1.39)$	$8 \times 10^6 < Ra < 1.5 \times 10^9$	Aşağı bakan ısıtılan levha veya yukarı bakan soğutulan levha

Tablo 1.4 Taşınım ısı transfer katsayısının tahmini için kullanılan korelasyonlar

Referans	Yüzey	Korelasyon	Açıklama
Ashrae [44]	Dikey Plaka	$h_c = 1.33 \left(\frac{\Delta T}{H} \right)^{1/4}$ (1.40) $10^5 < Ra < 10^9$	-
		$h_c = 1.26 (\Delta T)^{1/3}$ (1.41) $Ra < 10^9$	
	Yatay Plaka	$h = 0.53 \frac{(\Delta T)^{1/6}}{L^{1/2}}$ (1.42) $1 < Ra < 2002$	Aşağı bakan soğutulan levha, Yukarı bakan ısıtılan levha
		$h = 1.53 \frac{(\Delta T)^{1/4}}{L^{1/4}}$ (1.43) $200 < Ra < 10^4$	
		$h = 1.4 \frac{(\Delta T)^{1/4}}{L^{1/4}}$ (1.44) $2.2 \times 10^4 < Ra < 10^6$	
		$h = 1.8 (\Delta T)^{1/3}$ (1.45) $8 \times 10^6 < Ra < 1.5 \times 10^9$	
		$h = 0.7 \frac{(\Delta T)^{1/4}}{L^{1/4}}$ (1.46) $10^5 < Ra < 10^{10}$	Aşağı bakan ısıtılan levha, Yukarı bakan soğutulan levha

Tablo 1.4 Taşınım ısı transfer katsayısının tahmini için kullanılan korelasyonlar (Devamı)

Referans	Yüzey	Korelasyon	Açıklama
Ashrae [1]	Kapalı hacim	$h_c = 2,42 T_t - T_h ^{0,31} / D^{0,08}$ (1.47)	Taban ısıtma
		$h_c = 0,20 T_t - T_h ^{0,25} / D^{0,25}$ (1.48)	Tavan ısıtma
		$h_c = 2,13 T_t - T_h ^{0,31}$ (1.47)	Taban ısıtma - Basitleştirilmiş
		$h_c = 0,134 T_t - T_h ^{0,25}$ (1.49)	Tavan ısıtma - Basitleştirilmiş
Min [43]	Kapalı hacim	$H_c = 2.123 \frac{(\Delta T)^{0.31}}{P^{0.08}}$ (1.50)	Isıtılan taban / Soğutulan tavan
		$h_c = 0.233 \frac{(\Delta T)^{0.25}}{P^{0.25}}$ (1.51)	Isıtılan tavan / Soğutulan tavan

Tablo 1.4 Taşınım ısı transfer katsayısının tahmini için kullanılan korelasyonlar (Devamı)

Referans	Yüzey	Korelasyon	Açıklama
Alamdari ve Hammond [37]	Taban Tavan	$h_c = \left[\left[1.4 \left(\frac{\Delta T}{H} \right)^{1/4} \right]^6 + [1.63(\Delta T)^{1/3}]^6 \right]^{1/6} \quad (1.52)$	$T_y > T_a$ $T_a > T_y$
	Taban Tavan	$h_c = 0.6 \left(\frac{\Delta T}{P} \right)^{1/5} \quad (1.53)$	$T_y > T_a$ $T_a > T_y$
Churchill ve Chu [45]		$h_c = \frac{0.0175}{H} + 1.31 \left(\frac{\Delta T}{H} \right)^{1/4} \quad (1.54)$	Dikey levha
		$h_c = \frac{0.0275}{H} + \left(0.825 + 7.01(\Delta T)^{\frac{1}{6}} H^{\frac{3}{6}} \right)^2 \quad (1.55)$	
		$h_c = \frac{0.0175}{H} + 0.28 \left(\frac{\Delta T}{H} \right)^{1/4} \quad (1.56)$	
		$h_c = \frac{0.0275}{H} + (0.825 + 7.08(\Delta T)^{\frac{1}{6}} H^{\frac{3}{6}})^2 \quad (1.57)$	

Tablo 1.4 Taşınım ısı transfer katsayısının tahmini için kullanılan korelasyonlar (Devamı)

Referans	Yüzey	Korelasyon	Açıklama
Awbi ve Hatton [25]	Kapalı hacim	$h_c = \frac{2,175}{D^{0,076}} (\Delta T)^{0,308}$ (1.58)	Isıtılan taban
		$Nu = 0.269(Gr)^{0.308}$ (1.59)	
		$h_c = \frac{0.704}{D^{0.601}} (\Delta T)^{0.133}$ (1.60)	Isıtılan tavan
		$Nu = 2.376(Gr)^{0.133}$ (1.61)	
Khalifa ve Marshall [42]		$h_c = 2.30(\Delta T)^{0.24}$ (1.62)	Isıtılan duvar
		$h_c = 2.92(\Delta T)^{0.25}$ (1.63)	Isıtılan duvar (karşı duvar)
		$h_c = 8.07(\Delta T)^{0.11}$ (1.64)	Isıtılan duvar (kısmi)
		$h_c = 2.12(\Delta T)^{0.33}$ (1.65)	Soğutulan tavan

Tablo 1.5 Literatürde önerilen ısı transfer katsayıları ve referans sıcaklıklar

Referans	Taşınım Isı Transfer Katsayısı (W/m ² K)	Işınım Isı Transfer Katsayısı (W/m ² K)	Toplam Isı Transfer Katsayısı (W/m ² K)	Referans Sıcaklıklar			Durum
				T _a	Işınım	Toplam	
Olesen vd. [26]	1,0	5,5	7,5	T _a	AUST	T _{op}	Taban soğutma
Feustel vd. [46]	3,5-6,5	5,5	9-12	T _a	-	-	Taban Isıtma
Olesen [47]	-	5,5	9-11	T _a	AUST	T _{op}	Taban Isıtma
Miriell vd. [48]	3,0	-	-	T _a	-	-	
	1,2			T _a	-	-	

Tablo 1.5 Literatürde önerilen ısı transfer katsayıları ve referans sıcaklıklar (Devamı)

Referans	Taşınım Isı Transfer Katsayısı (W/m ² K)	Işınım Isı Transfer Katsayısı (W/m ² K)	Toplam Isı Transfer Katsayısı (W/m ² K)	Referans Sıcaklıklar			Durum
				Taşınım	Işınım	Toplam	
Cholewa vd. [31]	2,2-3,5	5,6	$7,67 (T_f - T_{op,1,1})^{0,1}$ (1.66)	T _a	AUST	T _{op}	Taban Isıtma
	0,1	5,0	5,7	T _a	AUST	T _{op}	Taban Soğutma
Cholewa vd. [49]	0,0	5,5	5,6	T _a	AUST	T _{op}	Tavan Isıtma
	2,04-3,65	5,2	$9,36 (T_{op,1,1} - T_f)^{0,1}$ (1.67)	T _a	AUST	T _{op}	Tavan Soğutma
Causone vd. [32]	4,4	5,6	13,2	T _a	AUST	T _{op}	Tavan Soğutma
	0,3		5,8	T _a	AUST	T _{op}	Tavan Isıtma
Rehva [50]	-	-	11,0	-	-	T _{op}	Taban Isıtma
			7,0	-	-	T _{op}	Taban Soğutma
			11,0	-	-	T _{op}	Tavan Soğutma

Tablo 1.5 Literatürde önerilen ısı transfer katsayıları ve referans sıcaklıklar (Devamı)

Referans	Taşınım Isı Transfer Katsayısı (W/m ² K)	Işınım Isı Transfer Katsayısı (W/m ² K)	Toplam Isı Transfer Katsayısı (W/m ² K)	Referans Sıcaklıklar			Durum
				Taşınım	Işınım	Toplam	
ISO 11855-2 [51]	-	-	6,0	-	-	T _{op}	Tavan Isıtma
	-	-	7,0	-	-	T _{op}	Taban Soğutma
	-	-	$8,92 (T_f - T_{op})^{0,1}$ (1.68)	-	-	T _{op}	Taban Isıtma
EN-1264-5 [51]	-	-	10,8	-	-	-	Taban Isıtma
	-	-	6,5	-	-	-	Taban Soğutma
Zhang vd. [19]	1,1	5,7	6,8	T _a	AUST	T _{op}	Tavan Soğutma
	3,2	5,3	8,4	T _a	AUST	T _{op}	Tavan Isıtma
EN 15377-1 [51]	-	-	$8,92 (T_f - T_{op})^{0,1}$ (1.69)	-	-	-	Tavan Soğutma
Evren vd. [20]	3,7	5,4	9,9-10,1	T _a	AUST	T _{op}	Taban Isıtma

Tablo 1.5 Literatürde önerilen ısı transfer katsayıları ve referans sıcaklıklar (Devamı)

Referans	Taşınım Isı Transfer Katsayısı (W/m ² K)	Işınım Isı Transfer Katsayısı (W/m ² K)	Toplam Isı Transfer Katsayısı (W/m ² K)	Referans Sıcaklıklar			Durum
				Taşınım	Işınım	Toplam	
Andres-Chicote vd. [52]	4,2	5,4	8,5	T _a	AUST	T _{op}	Tavan Soğutma
Karadağ vd. [53]	$3,1 (T_a - T_f)^{0,22}$ (1.70)	-	$11,5 \varepsilon (T_a - T_f)^{0,09}$ (1.71)	T _a	-	T _a	Tavan Soğutma
Koca ve Cetin [54]	0,82	5,7	7,28	T _a	AUST	T _{op}	Tavan Isıtma

1.1.2 Nanoakışkanlar ile ilgili çalışmalar

Literatür incelendiğinde nano akışkanlar ile ilgili çok sayıda çalışma mevcuttur. Çalışmalarda, ana akışkanların ve nano parçacıkların farklı derişimlerinin ısı iletkenlikleri, viskoziteleri, özgül ısıları gibi fiziksel özelliklerinin belirlenmesine ek olarak uygulamaları üzerinde de durulmuştur. Genel olarak nano akışkanlar geleneksel akışkanlar dikkate alındığında ısı transfer özellikleri açısından dikkat çekmektedir.

Fiziksel Özellikler

Murshed vd. [55] yaptıkları çalışmada farklı şekillerde hazırlanan TiO_2 nanoparçacıkların iyonsuzlaştırılmış (de-iyonize) suyun içine dağıtarak nanoakışkan elde etmişlerdir. Yapılan deneyler neticesinde, ısı iletkenlik değerlerinde farklı derişimlere (%0,5–5, hacmen) bağlı olarak artış gözlemlendiği ve bu artışın nanoparçacığın büyüklüğünden ve şeklinden etkilendiği belirlenmiştir. %5 derişimdeki TiO_2 (15 nm)– su nanoakışkanın ısı iletkenlik değerinde %30' a yakın gelişme göstermiştir. Aynı derişim dikkate alınıp nanoparçacığın geometrisi değiştirildiğinde (10 nm x 40 nm) ise TiO_2 - su nanoakışkanın ısı iletkenlik değerinde %33 oranında iyileşme gözlemlenmiştir. Bu durumda ikinci tip nanoparçacık geometrisi (çubuk şekli) diğer geometriye (küresel) göre daha yüksek gelişme göstermiştir.

Duangthongsuk ve Wongwises [56], %0,2-2 (hacmen) derişimli TiO_2 nanoparçacıkları içeren suda ısı iletkenlikteki değişimi incelemişlerdir. Yapılan gözlemler neticesinde nanoakışkanın ısı iletkenliğinin parçacık miktarındaki ve sıcaklıktaki artışa (15-35 °C) bağlı olarak arttığı belirlenmiştir.

Sundar vd. [57] ısı iletkenlikteki değişimleri görebilmek için Fe_3O_4 nanoparçacıkları içeren nanoakışkan kullanmışlardır. Nanoakışkanların hacimsel derişimlerindeki (%0-%2,0) ve sıcaklık değerlerindeki (20–60 °C) değişimlerin ısı iletkenlik üzerindeki etkisini incelemişlerdir. ısı iletkenlik değerlerindeki maksimum artışın hacimsel derişimin ve sıcaklığın en yüksek olduğu %2,0 derişim ve 60°C'de gerçekleştiği görülmüştür. Bu sonuçlar, ısı iletkenliğin nanoparçacıkların hacimsel derişimlerine ve sıcaklığına bağlı olduğunu göstermiştir.

Yu vd. [58], nanoakışkan sıcaklığının 10 °C'den 60 °C'ye kademeli olarak arttırıldığı ve derişimin sabit tutulduğu durumda nano akışkanın ısı iletkenliğinin arttığı gözlemlenmiştir. Nanoakışkanın (ZnO-EG) ısı iletkenliğinin sıcaklığa bağı olduğu gibi hacimsel derişime de bağı olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Isıl iletkenlik değerinin hacimsel derişimdeki artış ile doğrusal olmayan bir artış gösterdiği görölmüştür. Yapılan deneyler neticesinde nanoakışkanın (ZnO-EG)ısı iletkenliğindeki en yüksek artışın %26,5 gibi bir artış değeri ile , %5,0 hacimsel derişimdeki nanoakışkanda gözlemlenmiştir

Said vd. [59] Al₂O₃-su ve TiO₂-su nanoakışkanları kullanarak deneysel olarak akışkanların ısı iletkenlik ve viskozitelerini incelemiştir. Çalışmalarında, nanoakışkan derişimleri %0,05-0,3 olarak belirlenirken sıcaklık da 25-80 °C aralığı olarak belirlenmiştir. Deneyler neticesinde, ısı iletkenliğin sıcaklık ve derişimle arttığı sonucuna ulaşılmıştır.

Pradhan vd. [60] tek kademeli ve çok kademeli karbon nanotüpler ve grafit tozu içeren poroz bir kompozidin özgül ısısının belirlenebilmesi üzerine çalışmışlardır. Sıcaklık aralığı olarak 300-400 K belirlenmiştir. Çalışma neticesinde çok kademeli karbon nanotüp ile tek kademeli karbon nanotüp için özgül ısı değerleri benzerlik gösterdiği görölmüştür.

Uygulama

Megatif vd. [61] hibrit nanoakışkan kullanarak gövde borulu ısı değiştiricisindeki laminer akışta taşınım ısı transfer katsayısını incelemiştir. Hibrit nanoakışkan olarak TiO₂-CNT kullanılmıştır. Çalışmada sıcaklığın ve kütleel derişimin taşınım ısı transfer katsayısı üzerindeki etkisi üzerinde durulmuştur. Yapılan çalışma neticesinde, ısı iletkenliğin ana akışkan değerlerine göre hibrit nano akışkan kullanıldığında yaklaşık olarak %21 arttığı sonucuna ulaşılmıştır.

Kim vd. [62] %3 hacimsel derişimli Al₂O₃-su nanoakışkan kullanarak yaptıkları deneysel çalışma neticesinde, Al₂O₃-su nanoakışkanının ısı iletkenliğinde %8'lik bir artış gözlemlenirken, taşınım ısı transfer katsayısında ise yaklaşık %20'lik bir artış gözlemlenmiştir. Ayrıca, amorf karbonik nanoakışkanların laminer akış rejiminde ısı iletkenlikte herhangi bir artışa neden olmadığı halde taşınım ısı transfer katsayısında %8'lik bir artışa neden olmuştur.

Xuan ve Li [63], yatay ve düz bir boruda bakır-su nanoakışkanını kullanarak farklı debilerde ve sabit ısı akısında sistemin taşınım ısı transfer karakteristiğini belirlemeye çalışmışlardır. Deneyler neticesinde ortaya çıkan sonuçlarda ana akışkan dikkate alındığında nanoakışkanın sistemin ısı transfer performansını arttırdığı görülmüştür. Buna ek olarak da sürtünme faktörünün ana akışkanın sürtünme faktöründen farklı olmadığı belirlenmiştir. Sistem taşınım ısı transferi açısından incelendiğinde ise bakır-su nanoakışkanın %2 hacimsel derişimde bile yaklaşık olarak %60 oranında arttığı görülmüştür. Çalışmalarında ayrıca farklı debiler kullanarak bakır-su nanoakışkanının kullanılması durumunda basınç düşüşü incelemişlerdir. Çalışma neticesinde bakır-su nanoakışkanının basınç düşüşünün artışına önemli derecede etki etmediği sonucuna ulaşmışlardır.

1.1.2.1 Karbon Nanotüp (CNT)

Karbon nanotüp nanoakışkanları diğer geleneksel nanoakışkanlara göre yeni bir alan olmasından kaynaklı CNT nanoakışkanların ısı karakteristikleri hakkında kapsamlı çalışmalar sayıca daha azdır. Özellikle deneysel çalışmaların daha az olması CNT nanoakışkanlarının malzeme ve test ekipmanlarının maliyetli olmasından kaynaklanmaktadır. Literatür açısından bakıldığında yapılan çalışmalar neticesinde CNT nanoakışkanları geleneksel nanoakışkanlar ile karşılaştırıldığında yüksek ısıl iletkenliğe sahip olduğu ve pompa gücü gereksinimi veya basınç düşüşü açısından daha verimli olduğu görülmektedir. Bu durum CNT nanoakışkanların ısıl performansının diğer akışkanlara göre daha iyi olduğunu göstermektedir.

Fiziksel Özellik

Ding vd. [64] kızgın tel metodu kullanarak nanoparçacık olarak çok katmanlı CNT' nin kullanıldığı su bazlı nanoakışkanın ısıl iletkenliğini belirlemeye çalışmışlardır. İkinci kısımda ise yatay düz bir borudaki nano akışkana sabit ısı akısı verilerek taşınım ısı transfer karakteristiği incelenmiştir. Yapılan deneyler neticesinde laminar akışta ($Re=800$) taşınım ısı transfer katsayısı %0,5 hacimli derişimde %375 gibi bir değerde iyileşme gösterirken nanoakışkanın ısıl iletkenliğindeki iyileşme ise %1 hacimli derişimde ve 30°C sıcaklıkta %80'lik artış göstermiştir.

Ding vd. [65] tarafından yapılan bir diğer çalışmada dikey boru içerisinde titanat/su, titanya/su, titanya/etilen glikol ve elmas/su kullanarak bu akışkanların taşınım ısı transfer performanslarını karşılaştırmışlardır. Yapılan karşılaştırma sonucunda çok

katmanlı CNT/su nano akışkanının belirlenen akışkanlar arasında taşınım ısı transferi bakımından en iyi sonucu verdiği görülmüştür.

Wen ve Ding [66] yaptıkları araştırma neticesinde CNT nanoakışkanlar ile ilgili yapılan çalışmaları karşılaştırdıklarında sonuçlar arasında büyük farklılıklar olduğu sonucuna ulaşmışlardır. Kendi yaptıkları çalışmada ise %0,84 hacimsel derişimde ve 20 °C sıcaklıkta ısı iletkenlikte %23'lük bir gelişme gözlemlerken sıcaklığın 45 °C çıkarılması halinde ise ısı iletkenlikteki iyileşmenin yaklaşık %31 olduğu ortaya çıkmıştır. Deneylerde elde edilen bir başka sonuca göre ise nano akışkandaki CNT derişiminin artması ve ısı iletkenlikteki iyileşme arasında doğrusal olmayan bir ilişkinin mevcut olduğudur. Çalışmada belirtilen CNT nanoakışkanının ısı iletkenlik değerinin eksenel ısı iletkenlik olduğu, radyal ısı iletkenliğinin ise belirtilen değerden daha küçük olabileceği ve bu durumun toplam ısı iletkenlik değerini düşüren bir durum olduğu belirtilmiştir. Çalışmada ısı iletkenliğinin ölçümü için birçok çalışmada kullanılan KD2 ısı iletkenlik ölçer kullanılmıştır. Ayrıca çalışmada teorik ve deneysel sonuçlar arasında ortaya çıkan farkların kaynağı olarak da kullanılan ısı iletkenlik ölçerin iğnesinin çapı ve deney sürelerinin uzunluğu gösterilmektedir. Deneylerde kullanılan ısı iletkenlik ölçerin düşük viskoz akışlarda (CNT-su nano akışkan) kullanılamayacağı sonucuna ulaşılmıştır.

KD2 ısı iletkenlik ölçeri kullanılan bir diğer çalışma ise Karami vd. [67] tarafından yapılan çalışmadır. Çalışmalarında nanoakışkan olarak %0,0005-0,015 CNT derişimli CNT-su nanoakışkanını kullanmışlardır. Çalışma neticesinde en iyi ısı iletkenlik artışı %32 ile en yüksek CNT derişimi içeren nanoakışkanda meydana gelmiştir. Çalışmada ayrıca ana akışkanın sıcaklığının ısı iletkenlikteki iyileşme üzerine etkisi de incelenmiş ve sıcaklığa paralel bir artış gösterdiği sonucuna ulaşılmıştır.

Braginsky ve Shklover [68] dijital görselleme yoluyla korelasyon teknikleri kullanarak farklı şekillere sahip nanoparçacıkların yer aldığı nanoakışkanların ısı iletkenliği belirlenmiştir. Deneylerde dairesel, eliptik ve tutam şeklindeki nanoparçacıklar kullanılmıştır. Hacimsel olarak %3 derişime sahip nanoakışkanda ısı iletkenlikte yaklaşık olarak %10'luk bir artış gözlemlenmiştir. Çalışmada bir başka sonuç olarak da ısı iletkenlikle nano parçacıkların artan hacimsel derişimi arasında doğrusala yakın bir ilişki bulunmuştur. Ayrıca, nano akışkanların ısı

iletkenlikleri temel olarak hacimsel derişime ve nano parçacıkların şekilsel karakteristiklerini bağı olduğı sonucuna ulaşılmıştır.

Xue [69] daha önce oluşturduğı modeli içerisine CNT çapı ve uzunluğunu da ekleyerek geliştirmiştir. Modelinden çıkarılabilecek sonuçlardan biri yüzeyler arasındaki direncin artmasıyla ısı iletkenlikteki artışın ters orantılı olmasıdır. CNT uzunluğundaki artış ile ısı iletkenlik artışı arasında hemen hemen doğrusal bir ilişki olduğı sonucuna ulaşılmıştır. CNT çapının ise direkt bir etkisinin olmadığı görülmüştür. Efektif ısı iletkenlik nano akışkan içerisindeki karbon nano tüpün ısı iletkenliğinin artışı ile arttığı görülmüştür.

Uygulama

Chougule ve Sahu [70], [71] yatay bir boruda laminar akış şartlarında Al_2O_3 /su ve çok katmanlı CNT nanoakışkanının ısı transfer karakteristiğini belirleyebilmek için deneysel çalışma yürütmüşlerdir. Çok katmanlı CNT/su nanoakışkanı ısı transferi açısından Al_2O_3 /su nanoakışkanı ile karşılaştırıldığında daha iyi performans göstermiştir. Çok katmanlı CNT daha yüksek ısı iletkenlik, daha yüksek şekil oranı ve daha düşük ısı direnç bakımından Al_2O_3 /su nanoakışkanından ayrılmaktadır.

Wang vd. [72], laminar akış rejimi altında ve düşük Reynolds sayısında (120), %0,05 ve %0,24 derişimli çok katmanlı CNT nanoakışkanı için yaptığı deneylerde ısı transfer performansı incelemişlerdir. Çalışma neticesinde ısı transfer performansı %0,05 derişimli nanoakışkan için %70 artarken %0,24 derişimli nanoakışkanda %190 olarak hesaplanmıştır. Buna ek olarak taşınım ısı transfer katsayısı da yüksek Reynolds sayılarında %160 oranında gelişim göstermiştir. Wang vd. (Wang vd. 2013) yaptıkları çalışmaya benzer olarak Amiri vd. (Amiri vd. 2015) tarafından da nanoakışkanlarda Reynolds sayılarının ve CNT hacimsel derişiminin taşınım ısı transferi üzerindeki etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Başlangıçta taşınım ısı transfer katsayısı boru içi laminar akışta $Re=100$ için farklı derişimlerde (%0,05-0,2) yapılmıştır. Bu deney şartlarında taşınım ısı transfer sayısındaki iyileşme %30'dan fazla olduğı görülmüştür. İkincil deney şartları ise sabit hacimsel derişimde (%0,1) değişen Reynolds sayıları (800-2000) için yapılmıştır. Bu grup deneylerde taşınım ısı transfer katsayısı yaklaşık olarak %61 artmıştır.

Esfe vd. [74], [75] yaptıkları deneysel çalışmada ana akışkanı su olan çok katmanlı CNT (%1 derişimli) nanoakışkanı ve çift katmanlı CNT (%0,4 derişimli)

nanoakışkanı taşınım ısı transferi açısından incelemişlerdir. Deney düzeneği olarak da türbülanslı akış şartları altındaki iki borulu ve çaprak akışlı ısı değiştiricisi belirlenmiştir. Su ile yapılan deneylerle karşılaştırıldığında Nusselt sayısındaki iyileşme %18 ve %40 olarak görülmüştür. Ayrıca nanoakışkan içerisindeki nanoparçacık derişiminin yüksek Reynolds sayılarında daha etkili olduğu belirlenmiş ve ısı transferindeki artışın parçacık derişimi dikkate alındığında yaklaşık %25 iken ısıl iletimdeki iyileşme ise sadece %6 olarak tespit edilmiştir.

Martínez- Cuenca vd. [76] tarafından zorlanmış taşınım ısı transfer katsayısının farklı nanoakışkanlar ve CNT nanoakışkanı için karşılaştırılması yapılmıştır. Su ana akışkanlı CNT nanoakışkanı ısı transfer katsayısı bakımından karşılaştırılırken kullanılan nanoakışkanlar SiO₂, Al₂O₃ ve ana akışkan olan sudur. Deney şartları yatay boruda sabit akışkan giriş sıcaklığı (60 °C), maksimum yüzey sıcaklığı (90°C) ve türbülanslı akış şartlarında 500-100000 Reynolds sayı aralığı şeklinde belirlenmiştir. Çalışma sonucunda %1 hacimsel derişimde CNT/su nanoakışkanının ısı transfer katsayısının diğer akışkanlara göre çok daha yüksek olduğu görülmüştür. %0,125 hacimsel derişimli CNT nanoakışkanı diğer akışkanlarla görece daha iyi kıyaslanabilecek sonuçlar vermiştir. Isı transferinin gelişimi açısından karşılaştırıldığında 30000 Reynolds'da yapılan deneylerde %0,1 hacimsel derişimdeki çok katmanlı CNT'nin %48 gelişim gösterirken, %5 derişimli Al₂O₃ ve SiO₂ %60-90 arasında gelişim kaydetmişlerdir.

Cárdenas Gómez vd. [77] çalışmalarında farklı CNT boyut oranları içeren CNT nanoakışkanının ısıl performanslarını karşılaştırmışlardır. Nanoakışkan yatay bir boruda test edilirken Reynolds sayısı (3000-20000) giriş sıcaklıkları (10 °C, 15 °C ve 20 °C) ısı akısı (10-18 kW/m²) ve kütleli debisi (20-100 g/s) şeklinde belirtilmiştir. Yapılan çalışmanın neticesinde yüksek boyut oranına sahip CNT nanoakışkanının daha yüksek ısıl performans gösterdiği görülmüştür. Ayrıca ana akışkan dikkate alındığında CNT nanoakışkanının ısı transfer kat sayısının %15'ten daha fazla arttığı belirlenirken pompalama gücünde ise %10' dan daha düşük bir artış ortaya çıkmıştır.

Job ve Gunakala [78] laminer akış şartlarında tabandan düzgün ısıtılan iki boyutlu trapezoid kapalı alanda farklı tip nanoparçacıklar (Al₂O₃ ve tek katmanlı CNT - %0.06 hacmen) içeren su bazlı nanoakışkanın doğal taşınım karakteristiğini

araştırmışlardır. Sonuç olarak tek katmanlı CNT/su nanoakışkanının Al_2O_3 /su nanoakışkanına göre daha yüksek ısı transferi gerçekleştirdiği gözlemlenmiştir.

Goodarzi vd. [79] türbülanslı akış rejimi altında çapraz akışlı plakalı ısı değiştiricisinde farklı özelliklere sahip çok katmanlı CNT nanoakışkan kullanılarak sürtünme faktörünü, basınç düşüşünü ve pompalama gücünü FORTRAN kodu yardımıyla sayısal olarak analiz etmişlerdir. Çalışma ayrıca farklı Reynolds sayıları (2500-10000) ve farklı hacimsel nanoparçacık derişimleri (%1'e kadar) için de yapılmıştır. Bütün nanoakışkanlar için basınç düşüşünde ve pompalama gücünde Reynolds sayısındaki artışa bağlı olarak iyileşme gözlemlenmiştir.

Teng vd. [80] deneysel olarak yaptıkları çalışmada hava soğutmalı bir ısı değiştiricisine çok katmanlı CNT (%0.25-1 hacmen) nanoakışkan ilave ederek sistemin pompa gücünü analiz etmişlerdir. Deney sonuçlarından soğutma sisteminin pompalama gücünün çok katmanlı CNT derişimi ve debinin artmasıyla artış göstermiştir. Sistemde pompalama gücünün ısıtma gücündeki artışla düştüğü belirlenmiştir. Yazarlar bu durumların nedenini akışkan viskozitesinin sıcaklık artışı ile düşmesine bağlamaktadır.

Hacimsel olarak % 0.03 çok katmanlı CNT içeren su bazlı nanoakışkan çift borulu ısı değiştiricisinde ısı performansını deneysel olarak Sarafriz vd. [81] tarafından test edilmiştir. Hesaplamalar neticesinde ısı performansında ana akışkana göre %44'lük iyileşme görülmüştür. Benzer bir diğer çalışma ise Diao vd. [82] tarafından gerçekleştirilmiştir. Çalışmalarında su bazlı çok katmanlı CNT nanoakışkanının ısı performansını çok geçişli ve kanatlı yüzeye sahip mini kanallarda farklı Reynolds (130-5300) sayıları için incelemişlerdir. Çalışma neticesinde %0.01 hacimsel derişime sahip nanoakışkanın baz akışkana göre 1.3 kat daha iyi sonuç verdiği görülmüştür.

Halelfadl vd. [83] laminar ($Re=500-2500$) rejim şartları altında eş eksenli bir ısı değiştiricisinde baz akışkanı su ve etilen glikol olan %0,026 derişimli çok katmanlı CNT için taşınım ısı transfer katsayısı deneysel incelemişlerdir. Şekil oranları ve baz akışkanın etkisinin incelendiği deneylerde ortalama taşınım ısı transferinin CNT' nin şekil oranı bağlı olarak arttığı ve düşük ısı iletkenli baz akışkanında ortalama taşınım ısı transfer katsayısında %12' lik iyileşme olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

M'hamed vd. [84] bir otomobildeki kanatlı ısı değiştiricisini laminar akış şartlarında taşınım ısı transferini incelemiştir. alışmalarında baz akışkanının su ve etilen glikol olduğu %0,5 hacimsel derişimli çok katmanlı CNT kullanmıştır. Çalışma neticesinde maksimum ısı transfer iyileşiminin %0,5 hacimsel derişim için yaklaşık olarak %196 olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

Huang vd. [85] yaptıkları çalışmada plakalı bir ısı değiştiricisinde Al_2O_3 ve MWCNT karışımı bir hibrit nanoakışkan kullanmışlardır. Hibrit nanoakışkanın hazırlanma aşamasında çok katmanlı CNT/su hacimsel olarak %0,011 eklenirken Al_2O_3 ise %1,89 oranında eklenmiştir. Yapılan deneylerde verilen aynı akış hızlarında hibrit nanoakışkanın ısı transfer katsayısı diğer nanoakışkanlara göre kısmen daha yüksek çıkmıştır. Bu durum pompalama gücünde de aynı sonucu vermiştir.

1.1.2.2 Alüminyum Oksit Nanoakışkanlar (Al_2O_3)

Alümina olarak da adlandırılan alüminyum oksit (Al_2O_3) nanoakışkanı birçok çalışmaya konu olmuştur. Bu bölümde alüminyum oksit nanoakışkanları konu edilen bazı çalışmalar özetlenmiştir.

Fiziksel zellik

Zhao ve Li [86] yapay sinir ağları kullanılarak Al_2O_3 – su nanoakışkanının ısı iletkenliğini ve viskozitesini belirlemeye çalışmışlardır. Çalışmada hem nanoakışkan içerisinde nanoparçacık derişiminin hem de sıcaklığın ilgili nanoakışkanın ısı iletkenliğini arttırdığı sonucuna ulaşmışlardır. Viskozitenin ise Al_2O_3 nanoparçacık derişimine bağlı olduğu ve sıcaklık derişimiyle az da olsa arttığı görülmüştür. Çalışma neticesinde ilgili nanoakışkanın ısı iletkenliğinin ve viskozitesinin hesaplanmasında yapay sinir ağlarının çok düşük hatalar dâhilinde kullanılabileceği aktarılmıştır.

Yousefi vd. [87] Al_2O_3 nanoakışkanını, yüzey aktifleştirici (surfaktant) madde olarak CTAB kullanıp 7 saat boyunca sonikasyon uygulayarak tek adım metodu ile hazırlamışlardır. Farklı aplardaki Al_2O_3 nanoparçacıkları ile hazırlanan % 1,4 hacimsel derişimdeki nanoakışkanın oda sıcaklığındaki ısı iletkenliğindeki iyileşmeyi incelemişlerdir. Hazırlanan nanoakışkanın ısı iletkenliği farklı çaplar için % 9,56 – 14,26 oranında artış göstermiştir.

Sundar vd. [88] farklı oranlarda hazırladıkları Al_2O_3 – su – etilen glikol nanoakışkanları ısı iletkenlik ve viskozite bakımından incelemiştir. Yüzey iyileştirme eklentisi (surfaktant) kullanılmadan yapılan çalışmada nanoakışkan ultrasonik banyolarda iki saat boyunca sonikasyona tabi tutulmuştur. Çalışma neticesinde % 20:80 EG – su anaakışkanlı nanoakışkanın ısı iletkenliğine % 1,5 parçacık derişimi için yaklaşık % 32 artış görülürken, aynı şartlar altında da nanoakışkanın viskozitesinde % 137 oranında artış gözlemlenmiştir.

Issa [89] farklı boyutlardaki Al_2O_3 nanoparçacıkları kullanılarak hazırlanan nanoakışkanın ısı özelliklerinin incelemiştir. Hazırlanan nanoakışkanın ısı iletkenliği parçacık boyutlarının küçülmesi ile arttığı sonucuna ulaşılan çalışmada ısı iletkenliklerin 5 nm ve 50 nm parçacık boyutları için sırasıyla % 38 ve % 33 oranında arttığı belirtilmiştir.

Karimzadehkhoei vd. [90] 20 nm çapa sahip γ - Al_2O_3 (gama alümina) nanoparçacıklarının nanoakışkan içerisindeki davranışlarını incelemiştir. Farklı kütle derişimlerde (%wt 0,05, 0,2, 1,0, 1,5)hazırlanan nanoakışkanlardan ağırlıkça % 0,05 derişime sahip olan akışkanın testlerden sonraki durumunun testlerden önceki durumuyla yüksek benzerlik gösterdiğini belirlemiştir.

Ezzat ve Hasan [91] farklı hacimsel derişimlerdeki Al_2O_3 nanoakışkanının ısı iletkenliğini deneysel olarak çalışmışlardır. Nanoakışkan hazırlanması aşamasında akışkana yaklaşık olarak 6 saat boyunca sonikasyon uygulanmış ve 90 dakika sonikasyon yapmanın en uygun süre olduğu sonucuna ulaşmışlardır. % 0,13 – 1,7 hacimsel derişimlerdeki nanoakışkanların ısı iletkenliklerinde % 0,3 – 4,5 oranında artış gözlemlenmiştir. Nanoakışkanın uzun süre kararlı kalabilmesi için yüzey iyileştirme olarak nanoakışkana SBDS maddesi nanoparçacık oranında eklenmiştir.

Saleemi vd. [92] donmayı önleyen akışkan (N – su) içerisine nanoparçacıklar ekleyerek nanoakışkan hazırlamışlardır. Farklı nanoparçacık boyutları kullanılarak hazırlanan nanoakışkanın % 9 kütle derişimindeki ısı iletkenlik, viskozite ve özgül ısı değerlerindeki derişimler deneysel olarak incelenmiştir. Çalışma neticesinde belirlenen nanoparçacık boyutlarına göre (20 nm, 40 nm, 150 nm, 250 nm) akışkanın ısı iletkenliği sırasıyla % 2,3, % 6, % 11,2 ve % 6,1 oranında artarken hazırlanan nanoakışkanın viskozitesi de sırasıyla % 84,9, % 52,1, % 45,9 ve % 31,5

oranında artırmıştır. Özgöl ısı değerleri ise parçacık boyutundan bağımsız olarak bütün numuneler için % 6,6 oranında azalmıştır.

LotfizadehDehkordi vd. [93] % 0,01 - % 1,0 hacimsel derişimdeki Al_2O_3 nanoakışkanının ısı iletkenliğini ve viskozitesini deneysel olarak test etmişlerdir. Ana akışkan olarak etilen glikol kullanılan çalışmada yüzey iyileştirme maddesi (surfaktant) olarak SDBS kullanılmıştır. Nanoakışkanın hazırlanmasında sonikasyon süresi olarak 90 dakika en uygun süre olarak belirlenmiştir. Çalışma sonucunda akışkanın viskozitesinin % 0,01 - 1,0 parçacık derişimleri için % 0 - 23 arasında arttığı görülürken ısı iletkenliğin % 0,01 - 0,75 parçacık derişimi için % 0 - 4 arttığı belirlenmiştir.

Uygulama

Khairul vd. [94] türbölanslı akış rejimlerinde farklı kütlesel derişimlerdeki Al_2O_3 - su ve CuO - su nanoakışkanlarının kullanılması halinde sistemin ısı performansındaki değişimleri incelemişlerdir. Çalışmada test edilen bütün akış rejimleri için geçerli olmak üzere, sistemde uygulanan iki nanoakışkanın da sistemde su kullanılması durumuna göre ısı transfer katsayıları dikkate alındığında daha iyi performans sergiledikleri görölmüştür. Çalışmada ayrıca nanoparçacık derişimindeki artışa bağlı olarak pompalama gücünde de artış olmuştur.

Azmi vd. [95] çalışmalarında, soğutma sistemlerinde farklı su-etilen glikol karışımları için zorlanmış taşınım durumunda Al_2O_3 nanoakışkan kullanılması halinde sistemin soğutma veriminin arttığı sonucuna ulaşmışlardır.

Goudarzi vd. [96] araba radyatörlerinde Al_2O_3 nanoakışkanının kullanılması halinde sistemde oluşacak ısı transferi, sürtünme faktörü ve ısı performans değişimlerini incelemişlerdir. Nusselt sayısının belirlenen hacimsel derişimler için farklı fan güçleri altında arttığı sonucuna ulaşılan çalışmada sürtünme katsayısının ilgili derişimler için nanoakışkan kullanılmayan durumlara göre arttığı gözlemlenmiştir.

Chougule vd. [97] yatay helezon borularda Al_2O_3 - su ve MWCNT - su nanoakışkanlarının kullanımının taşınım ısı transferine olan etkisini incelemişlerdir. MWCNT - su nanoakışkanının kullanıldığı çalışmalarda Al_2O_3 - su nanoakışkanın kullanıldığı çalışmalara göre ısı transferi açısından daha yüksek

performans görülmüştür. Nanoparçacık derişimindeki ve Reynolds sayısındaki artışa paralel olarak Nusselt sayısında artış gözlemlenmiştir.

Behrouz Raei vd. [98] Al_2O_3 - su nanoakışkanının iki borulu ısı değiştiricisindeki davranışlarını ısı transferi ve akış özellikleri bakımından deneysel olarak incelemişlerdir. Küçük çaplara sahip olmalarından kaynaklı yüksek basınç ve sıcaklıklar gerektiren uygulamalarda kullanılan iki borulu ısı değiştiricilerde Al_2O_3 nanoakışkanının kullanılması ile taşınım ısı transferinde iyileşme görüldüğü belirtilmiştir.

Xie vd. [99] soğutma kulelerinde sprey akışkanı olarak Al_2O_3 - su nanoakışkanının kullanılması halinde sistemin ısı performansını incelemişlerdir. Çalışmada, sistemin ısı transfer kapasitesinin sistemde su kullanılması durumuna göre yaklaşık 1,22 kat arttığı görüldürken bu durum sayesinde aynı ısı transfer kapasitesinde % 15 daha az su kullanıldığı sonucuna ulaşılmıştır. Sonuç olarak, soğutma kulelerinin sprey sistemlerinde Al_2O_3 - su nanoakışkanın kullanılması halinde sadece su kullanım durumuna göre sistemdeki ısı transfer katsayısının, kütle transfer katsayısının ve soğutma kulesinin veriminin arttığı belirtilmiştir.

Manetti vd. [100] ana akışkanı su olan Al_2O_3 nanoakışkanının havuz kaynama esnasındaki ısı transfer katsayısının değişimi üzerinde çalışmışlardır. Farklı hacimsel derişimlerin kullanıldığı çalışmada ortalama nanoparçacık çapı olarak 10 nm seçilirken sisteme verilen ısı akısı $100 - 800 \text{ W/m}^2$ aralığında değişmiştir. Çalışma sonucunda ısı transfer katsayısının ana akışkana göre kaba yüzeyler için % 15 oranında arttığı belirlenirken pürüzsüz yüzeyler için % 75 oranında arttığı saptanmıştır.

Nallusamy ve Manikanda Prabu [101] deneysel olarak yaptıkları çalışmada gövde borulu ısı değiştiricisinde Al_2O_3 nanoakışkanı kullanılarak sistemin taşınım ısı transfer katsayısı ve nanoakışkanın akış karakteristiğini incelemişlerdir. Çalışmada ısı değiştiricisinde aynı giriş şartları (aynı giriş sıcaklığı ve debi) altında nanoakışkan kullanılması halinde sistemin toplam ve taşınım ısı transfer katsayılarının su kullanımı durumuna göre artış sağladığı sonucuna ulaşılmıştır.

Duan [102] ana akışkanı su olan farklı hacimsel derişimlerde (% 1, % 2, % 3, % 4, % 5) Al_2O_3 nanoakışkanı hazırlamışlardır. Çalışmada ayrıca parçacık boyutlarının akışkanın ısı performansındaki etkisinin belirlenebilmesi için farklı

boyutlarda (10 nm, 35 nm, 80 nm, 150 nm) nanoparçacıklar kullanılarak % 5 hacimsel derişimde hazırlanan nanoakışkanda ve ilk akışkanda yüzey iyileştirme maddesi (surfaktant) olarak % 0,01 hacimsel derişimde CTAB kullanılmıştır. Çalışma neticesinde % 1 – 5 hacimsel derişimlerdeki nanoakışkanların ısı iletkenliklerinin % 6 – 20 oranında arttığı belirlenmiştir. Çalışmada ayrıca parçacık boyutlarındaki azalışa bağılı olarak ısı iletkenliğinin de azaldığı aktarılmıştır.

Fu vd. [103] buharlaştırıcıda uyguladıkları Al_2O_3 nanoakışkanının buharlaşma durumunu incelemişlerdir. Çalışma neticesinde sonikasyon süresinin nanoakışkanın kararlılığı üzerindeki etkisine bakıldığında uzun süreli sonikasyonun nanoakışkanın kararlılığı üzerinde olumsuz sonuçlar oluşturabileceği bunun için de uygun sonikasyon süresinin belirlenmesi gerektiğini aktarmışlardır.

Mehryan vd. [104] gözenekli yapı içerisinde Al_2O_3 -Cu-su hibrit nanoakışkanının taşınım ısı transferi üzerine etkisi incelemişlerdir. İki farklı gözenekli yapıda yapılan çalışmalarda ısı iletkenlik ve dinamik viskozite de iyileşme görülürken ortalama Nusselt sayısının nanoparçacık derişimindeki artışa bağılı olarak düştüğü görülmüştür. Ayrıca gözenekli ortamlarda nanoakışkan kullanılmasının ısı transferini azalttığı da aktarılmıştır.

Tablo 1.6 Nanoakışkanlarda ısı iletim katsayısının belirlenmesi için önerilen bazı korelasyonlar

Referans	Korelasyon
Chon vd. [105]	$\frac{k_{nf}}{k_{bf}} = 1 + 64,7\varphi^{0,746} \left(\frac{d_{bf}}{d_p}\right)^{0,36} \left(\frac{k_p}{k_{bf}}\right)^{0,747}$ (1.72)
Li vd. [106]	$\frac{k_{nf}-k_{bf}}{k_{bf}} = 0,764481\varphi + 0,01868T - 0,4621$ (1.73)
Teng vd. [107]	$\frac{k_{nf}}{k_{bf}} = 0,991 + 0,253(100\varphi) - 0,001T - 0,002d_p - 0,189(100\Phi)^2 + 0,62x10^{-5}d_p^2 + 0,049(100\varphi)^3 - 7,66x10^{-7}T^3$ (1.74)
Ghanbarpour [108]	$\frac{k_{nf}}{k_{bf}} = 1 + 3,5\varphi + 2,5\varphi^2$ (1.75)
Esfe vd. [75]	$\frac{k_{nf}}{k_{bf}} = \frac{(360,69 + T)}{(405,59 - 11080\varphi)}$ (1.76)
Clerk [109]	$k_{nf} = \frac{2k_{bf} + k_p + 2\varphi(k_p - k_{bf})}{2k_{bf} + k_p - \varphi(k_p - k_{bf})} k_{bf}$ (1.77)
Hamilton [110]	$k_{nf} = k_{bf} \left[\frac{k_p + (n-1)k_{bf} - (n-1)\varphi(k_{bf} - k_p)}{k_p + (n-1)k_{bf} - \varphi(k_{bf} - k_p)} \right]$ (1.78)
Timofeeva [111]	$k_{nf} = k_{bf}(1 + 3\varphi)$ (1.79)

Tablo 1.7 Nanoakışkanların viskozitelerinin belirlenmesi için önerilen bazı korelasyonlar

Referans	Korelasyon
Yiamsawas vd. [112]	$\mu_{nf} = A\varphi^B T^C \mu_{bf}^D$ (1.80)
Esfe vd. [75]	$\frac{\mu_{nf}}{\mu_{bf}} = 38,158\varphi - 0,001735T + 1,1296$ (1.81)
Chandrasekar vd. [113]	$\frac{\mu_{nf}}{\mu_{bf}} = 1 + 5300 \left(\frac{\varphi}{1 - \varphi} \right)^{2,8}$ (1.82)
Godson vd. [114]	$\frac{\mu_{nf}}{\mu_{bf}} = 1,005 + 0,497\varphi - 0,1149\varphi^2$ (1.83)
Nezhaad ve Dorany [115]	$\frac{\mu_{nf}}{\mu_{bf}} = 1 + 1,59\varphi - 16,36\varphi^2 + 50,4\varphi^3$ (1.84)
Chen vd. [116]	$\mu_{nf} = \mu_{bf}(1 + 10,6\varphi + (10,6\varphi)^2)$ (1.85)
Abedian ve Kachanov [117]	$\mu_{nf} = \frac{\mu_{bf}}{(1 + 2,5\varphi)}$ (1.86)
Esfe vd. [118]	$\frac{\mu_{nf}}{\mu_{bf}} = 1 - (0,1008x\varphi^{0,69574}xd_p^{0,44708}$ (1.87)

Tablo 1.8 Nanoakışkanların yoğunluklarının belirlenmesi için önerilen bazı korelasyonlar

Referans	Korelasyon
Pak ve Cho [119]	$\rho_{nf} = (1 - \varphi)\rho_{bf} + \varphi\rho_{bf}$ (1.88)
Khanafer ve Vafai [120]	$\rho_{nf} = 1001,064 + 3738,6191\varphi - 0,2095T$ (1.89)
Kumaresan vd. [121]	$\rho_{nf} = \left[\frac{M_t - M_{fl}}{V_{nf}} \right]$ (1.90)
Montazer vd. [122]	$\rho_{nf} = 1000,02 + 5,182\varphi + 0,0055T + 2,2\varphi^2 + 0,005T^2 - 0,0008\varphi T$ (1.91)

Tablo 1.9 Nanoakışkanların özgül ısılarının belirlenmesi için önerilen bazı korelasyonlar

Referans	Korelasyon
Pak ve Cho [119]	$C_{p,nf} = \varphi\rho_{np} + (1 - \varphi)C_{p,nf}$ (1.92)
Xuan ve Roetzel [123]	$(\rho C_p)_{nf} = (1 - \varphi)(\rho C_p)_{bf} + \varphi$ (1.93)
Vajjha vd. [124]	$\frac{C_{p,nf}}{C_{p,bf}} = \frac{[(AxT) + B \left(\frac{C_{p,nf}}{C_{p,bf}} \right)]}{(C + \varphi)}$ (1.94)
Shin vd. [125]	$\frac{C_{p,nf}}{C_{p,bf}} = \frac{\varphi\rho_{np}C_{p,np} + \varphi\rho_{bf}C_{p,bf}}{\varphi\rho_{np} + \varphi\rho_{bf}}$ (1.95)
Ghazvini vd. [126]	$C_{p,nf} = 2,62 - 6 \times 10^{-3}T + 2 \times 10^{-3}T^2$ (1.96)

1.2 Tezin Amacı

Radyant ısıtma ve soğutma sistemleri düşük enerji tüketimi ve yüksek ısıl konfor sağlamaları bakımından son yıllarda yaygın olarak kullanılmaya başlanmıştır. Bu sistemlerin tasarımında ve boyutlandırılmasında ısı transfer karakteristiğinin doğru bir şekilde tayini önem arz etmektedir. İlgili sistemlerin ısı transfer karakteristiği sistemde gerçekleşen ısınım, taşınım ve toplam ısı transferleri ile ısınım, taşınım ve toplam ısı transfer katsayılarını kapsamaktadır.

Bahse konu parametrelerin doğru bir şekilde tayin edilmemesi yüksek enerji tüketimine ve düşük ısıl konfora neden olmaktadır. Bu durum dikkate alınarak test odası inşa edilerek radyant taban ısıtma ve soğutma sistemlerinin ısıl karakteristiğinin farklı deneysel koşullar altında belirlenmesi ve bu sistemlerin tasarım ve boyutlandırılmasında uygulanmak üzere korelasyonlar önerilmesi amaçlanmıştır. Ayrıca, radyant sistemlerde dolaşım akışkanı olarak suyun kullanılmasına alternatif olarak farklı akışkanların (nanoakışkan) kullanılması halinde sistemin ısıl performansında iyileştirme hedeflenmiştir.

1.3 Hipotez

Radyant ısıtma ve soğutma sistemlerinin tasarım ve boyutlandırma süreçlerinin uygun yapılamaması halinde kurulacak sistem, enerji tüketimi ve ısıl konfor açısından problemler yaratacaktır. Radyant sistemlerin tasarımında ve boyutlandırılmasında en önemli parametreler ısı akıları ve ısı transfer katsayılarıdır. Yaygın literatürde ve standartlarda konu ile ilgili eksikliklerin tespit edildiği bu tezde, deneysel çalışmalar yapılmıştır. Çalışma neticesinde ortaya çıkan sonuçların radyant ısıtma/soğutma sistemlerinin tasarımında ve boyutlandırılmasında yol gösterici olacaktır. Ayrıca, radyant sistemlerde dolaşım akışkanının ısıl özellikleri daha iyi olan bir akışkanla değiştirilmesi halinde sistemin ısıl performansının artması beklenmektedir.

2.1 Radyant Sistemler

Radyant sistemlerin avantaj ve dezavantajları

Ortam ısı şartlandırmasında radyant sistemlerin kullanılmasının avantajları ve dezavantajları bulunmakla birlikte radyant sistem kullanımının sağladığı en önemli avantajlar düşük enerji tüketimi ve yüksek ısı konfor olarak gösterilebilir.

Radyant sistemlerde ısı aktarımında dolaşım akışkanı olarak hava yerine su kullanılması (yüksek ısı kapasite) enerji tüketiminin azaltılmasında önemli bir yere sahiptir [127]. Ayrıca ortamın iklimlendirilmesinde sisteme hava aktarımının olmaması veya düşük seviyede olması hava aktarım ekipmanlarının kullanılmamasını veya düşük güçlerde kullanılmasını sağlamaktadır. Bu durum hem enerji tasarrufu sağlamakta hem de ilk kurulum maliyetlerini düşürmektedir.

Enerji tüketiminin azaltılmasında etkili olan diğer önemli husus olarak da radyant sistem kullanımında ısı transfer yüzey alanlarının geniş olmasıdır. Şartlandırılan odanın herhangi bir yüzeyi (taban, tavan, duvar vs.) veya birkaç yüzeyi ısı transfer yüzeyi olarak kullanılabilir. Isı transfer yüzeyi olarak geniş alanların kullanılması neticesine şartlandırılmak istenen odanın iç ortam sıcaklığı ile radyant sistemde dolaşımda olan akışkanın sıcaklığı arasında sadece birkaç derecelik sıcaklık farkları oluşmaktadır. İç ortam şartlandırmasında talep edilen sıcaklık ile dolaşım akışkanı arasındaki sıcaklık farkının düşük olması neticesinde düşük enerjili sistemlerin (ısı pompası, güneş enerjili sistemler vs.) kullanılabilmesine olanak sağlanır [128]. Bu nedenle radyant sistemlerin kullanıldığı yapılarda düşük sıcaklıkta ısıtma veya yüksek sıcaklıkta soğutma yapılabilir.

Binalarda dış ortam ile temas halinde olan duvarların odanın iç kısmına bakan taraflarında dış ortam havasından kaynaklı istenmeyen sıcaklıklar oluşmaktadır. Radyant sistem kullanımı ile iç ortam duvarlarında oluşan istenmeyen seviyedeki sıcaklıklar ışıyım yolu ile engellenerek duvar sıcaklıkları ortam sıcaklıklarına yakın

derecelere getirilebilmektedir. Böylelikle düşük derecede soğuk yüzeyler ve yüksek derecede sıcak yüzeylerin neden olduğu düşük ısı konforu bertaraf edilmiş olmaktadır.

Radyant sistemlerde gerçekleşen ısı transferinin ağırlıklı olarak ışıyım ısı transferinden kaynaklı olması nedeniyle taşıyım ısı transferinin etkileri daha az hissedilmektedir. Bu durum ortam içerisindeki hava hızlarının normal seviyelerde kalmasını sağlayarak ısı konforu arttırmaktadır.

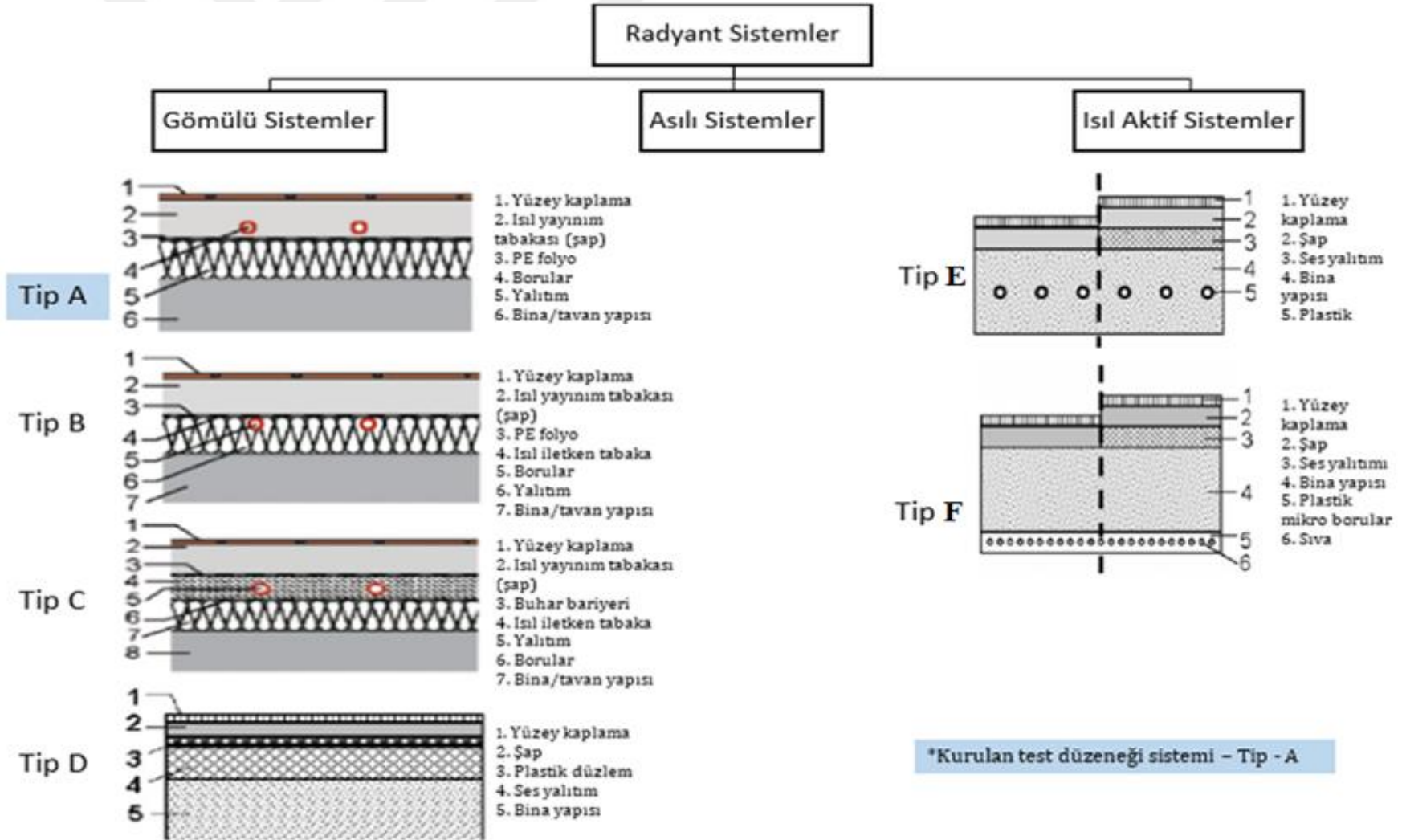
Yapılan araştırmalar neticesinde radyant iklimlendirme sistemlerin hava sistemleri kadar ısı konforu sağlayabileceği sonucuna ulaşılmıştır[129], [130].

Radyant sistemlerin ısı konforu ve enerji tüketiminde sağladıkları avantajlara ek olarak, diğer iklimlendirme sistemlerine göre daha sessiz çalışmaları, sistemde kullanılan boruların/panellerin oda yüzeylerine gömülü olmalarından kaynaklı geniş kullanım alanı sağlamaları ve düşük bakım maliyetleri gerektirmeleri gösterilebilir.

Radyant sistemlerin kullanımının olumlu sonuçlarının olmasının dışında bazı olumsuz sonuçları da mevcuttur. Örneğin uygun projelendirme yapılmadığı takdirde sistemde gerçekleşen ısıtma/soğutma yüklerinin bertaraf edilmesine hızlı cevap verememesi, ısıtılan/soğutulan yüzeylerde ile ortamda homojen sıcaklık dağılımını sağlayamaması ve mevcut sistemde yapılacak tadilatların maliyet ve zaman açısından fazladan yükler getirmesi gösterilebilir.

Radyant sistem tipleri

Radyant tabandan ısıtma ve soğutma sistemlerinin bina yapıları içerisinde kullanım durumlarına bağlı olarak farklı kurulum tipleri mevcuttur. EN 15377-1, 15377-2 ve EN1264 [131] standartlarına göre yapılan sınıflandırma Şekil 2.1’ de belirtilmiştir. Mevcut çalışmada kurulumu yapılan deney tesisatının radyant taban yapısı, ilgili standartlarda belirtilen Tip A referans alınarak yapılmıştır. Burada Tip - A radyant sisteminin seçilmesinin nedeni bu sistemin diğer sistemlere göre daha yaygın kullanıma sahip olmasıdır.



Şekil 2.1 Radyant sistemlerin sınıflandırılması [131]

Standartlar

Ortam iklimlendirme sistemlerinin tasarlanması ve boyutlandırması süreçlerinde kullanılmak ve uygulanmak üzere birçok standart ve kılavuz mevcuttur. Sistemlerin ısıtma/soğutma yüklerinin tayininde, performans testlerinde ve modellenmelerinde önemli role sahip olan standartların ve kılavuzların bütün iklimlendirme sistemlerini kapsayacak şekil hazırlanmış olanlarının dışında sadece radyant sistemler için hazırlananları da mevcuttur.

Gömülü sistemler için geliştirilen standartlar EN 1264-2, EN 15377 ve ISO 11855 şeklinde belirtilebilir. Radyant taban ısıtma sistemleri tasarımı için geliştirilen EN 1264 standardında önerilen metotlar kullanılarak ilgili radyant sistemin ısı yükleri belirlenebilmektedir. EN 15377 standardı gömülü radyant ısıtma ve soğutma sistemlerinin tasarımında ve boyutlandırılmasında kullanılırken bazı radyant sistem tipleri için (A/B/C/D) EN 1264 standardında kullanılan yöntemleri kullanmaktadır [132]. EN 1264 ve EN 15377 standartlarına benzer olarak radyant sistemlerdeki hidronik kısmı da kapsayacak şekilde ISO 11855 standardı geliştirilmiştir. ISO 11855 standardına benzer şekilde düşük sıcaklıklı radyant ısıtma ve yüksek sıcaklıklı radyant soğutma sistemler için REHVA [50] tarafından kılavuz hazırlanmıştır. ASHRAE 2012 [1] radyant sistemlerin tasarım standartlarını ve boyutlandırmasını detaylı olarak aktarmaktadır.

Isı transfer mekanizmaları

Radyant ısıtma ve soğutma sistemleri iklimlendirilen ortam ile olan ısı transferini ısıtılan veya soğutulan yüzeyler aracılığı ile iç ortama/ortamdan ve çevreleyen yüzeylerden ısıl ışıınım ve taşınım yoluyla sağlar [1].

İşınım ısı transferi

Gri yüzeylere sahip kapalı hacimler için ısıl ışıınım hesaplamalarında 'net-radiosity' metodundan türetilen Denklem (2.1) kullanılmaktadır [1], [44].

$$q_r = J_p - \sum_{j=1}^n F_{pj} J_j \quad (2.1)$$

Burada;

q_r = Isı akısı (ısı ışı nım kaynaklı), W/m²

J_p = Radyant yüzeyden ayrılan veya radyant yüzeye gelen toplam radiosite, W/m²

J_j = Diğer yüzeylere giden veya diğer yüzeylerden gelen radiosite, W/m²

F_{pj} = Radyant yüzey ve diğer yüzeyler arasındaki görme faktörü

N = Radyant yüzey dışındaki yüzey sayısı olarak verilmektedir.

Radyant yüzeyden ısı ışı nım kaynaklı ısı akısı yüzey sayılarının az olması durumunda radyant olmayan yüzeylere giden veya yüzeylerden gelen 'radiosite' değ erinin bulunması ile bulunabilir. Isı ışı nım kaynaklı ısı akısını hesaplanabilmesi için verilen eş itlik çoklu yüzey hesaplarından iki yüzeyli yaklaşı ma indirgenerek sistemdeki ısı ışı nım eş it yüzey sıcaklığı ve yayıcılı ğ a sahip eş ısı akısı sağlayabilen hayali yüzey kabulü altında basitleştirilebilir. Bu durumda ilgili eş itlik Denklem (2.2)' deki gibi olur.

$$q_r = \sigma F_r [T_p^4 - T_r^4] \quad (2.2)$$

Burada,

σ = Stefan – Boltzmann sabiti, 5,69 x 10⁻⁸ W/ (m²K⁴)

F_r = Işı nım değ iş im faktörü

T_p = Isıtılan/soğ utulan radyant yüzey sıcaklığı, K

T_r = Isıtılmayan/soğ utulmayan hayali yüzey sıcaklığı, K olarak verilmektedir.

Denklemin ç özü mü nün kolaylaştırılması için farazi olarak kabul edilen yüzeyin sıcaklığı (T_r) Denklem (2.3) kullanılarak bulunabilir.

$$T_r = \frac{\sum_{j=p}^n A_j \varepsilon_j T_j}{\sum_{j=p}^n A_j \varepsilon_j} \quad (2.3)$$

Burada;

A_j = Radyant yüzey dışında kalan yüzeylerin alanı, m²

ε_j = Radyant yüzey dışında kalan yüzeylerin yayıcılıkları olarak verilmektedir.

Radyant sistemde yüzey yayıcılıklarının yaklaşık olarak eşit olduğu ve ısıtılan/soğutulan radyant yüzeye maruz kalan diğer yüzeylerde ısıtılma/soğutulma işlemi olmadığı durumda Denklem 2.3 radyant yüzeye maruz kalan alan ağırlıklı ısıtılmayan/soğutulmayan ortalama sıcaklık (AUST) halini alır. Test edilen sistem dikkate alındığında ilgili eşitlik Denklem 2.4' te belirtilen şekli alır.

$$AUST = \frac{A_1 T_1 + A_2 T_2 + A_3 T_3 + A_4 T_4 + A_{ce} T_{ce}}{A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_{ce}} \quad (2.4)$$

Işınım değişim faktörünün iki yüzey ısı transferi için Denklem 2.5 kullanılmaktadır [1].

$$F_r = \frac{1}{\frac{1}{F_{p-r}} + \left(\frac{1}{\varepsilon_p} - 1\right) + \frac{A_p}{A_r} \left(\frac{1}{\varepsilon_r} - 1\right)} \quad (2.5)$$

Burada;

F_{p-r} = Işınım aç faktörünü (yassı yüzeyler için 1,0 kullanılabilir)

A_p, A_r = Radyant yüzey ve farazi yüzey alanları, m²

$\varepsilon_p, \varepsilon_r$ = Radyant yüzey ve farazi yüzey yayıcılıkları

Radyant sistem uygulamalarında kullanılan malzemelerin büyük çoğunluğunun yayıcılıkları 0,9 olarak verilmektedir. Belirlenen yayıcılık değeri Denklem 2.5' de yerine konulduğunda birçok iç ortam için ısı transferi faktörü 0,87 olarak hesaplanmaktadır. Hesaplanan ısı transferi faktörü Denklem 2.2' ye aktarıldığında ısıtılan veya soğutulan radyant yüzeylerden ortama olan ısı akısı Denklem 2.6 denklem kullanılarak belirlenebilir.

$$q_r = 5 \times 10^{-8} \left[(t_p + 273,15)^4 - (AUST + 273,15)^4 \right] \quad (1.6)$$

Burada;

t_p = Radyant yüzey sıcaklığı, °C

AUST = Alan ağırlıklı ısıtılmayan/soğutulmayan yüzey sıcaklığı, °C olarak verilmektedir.

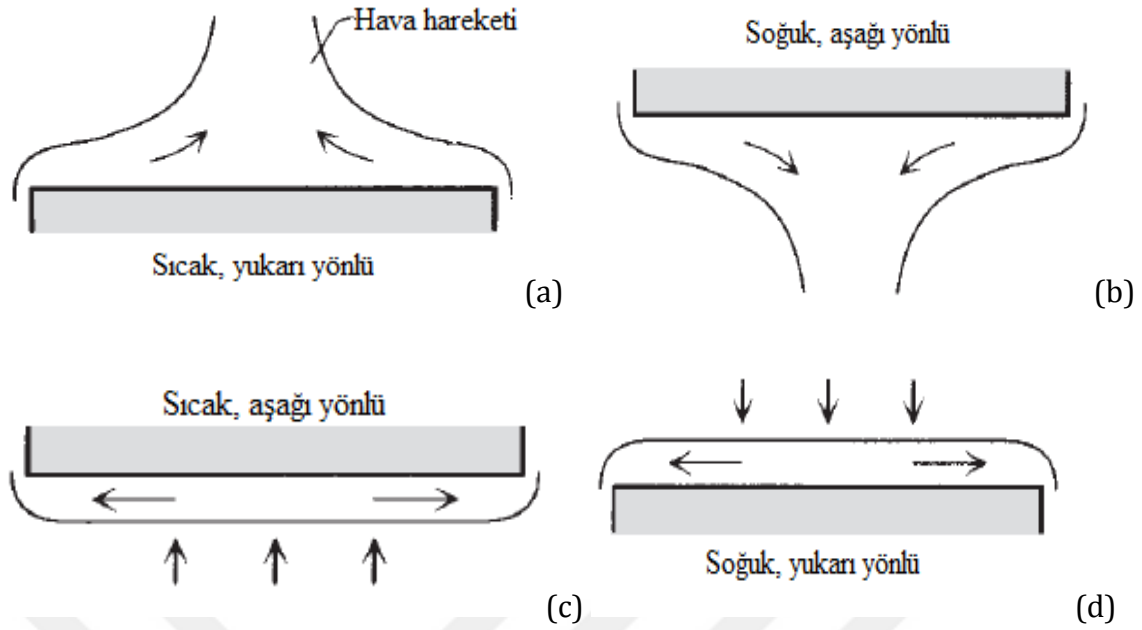
Taşınım ısı transferi

Radyant ısıtma ve soğutma sistemlerinde taşınım yolu ile gerçekleşen ısı akısı iç ortam havası ve radyant yüzeyler arasında gerçekleşir [1]. Sistem içerisinde gerçekleşen taşınım ısı transferi doğal veya zorlanmış taşınım şeklinde olabilir. Doğal taşınım sıcaklık farklarına bağlı olarak gerçekleşen kaldırma kuvvetleri ile ilgili iken, zorlanmış taşınım yüzeyler üzerindeki hava hareketini sağlayan harici etkenlerin (fan, üfleç, rüzgâr vs.) etkisi altındadır.

Doğal taşınımda radyant yüzey, bitişindeki akışkanı (hava) ısıtır veya soğutur, böylelikle radyant tabanın bitişindeki akışkanın yoğunluğu radyant yüzeylere daha uzak olan akışkana göre yüksek veya düşük olabilir. Daha yüksek yoğunluğa sahip olan akışkan aşağı yönlü hareket etme eğiliminde olurken; daha düşük yoğunluklu akışkan yukarı yönlü hareket etme eğilimindedir [131]. Böylelikle ısıtılan veya soğutulan radyant yüzeyli sistemlerde hava hareketleri oluşur.

Radyant sistemlerde taşınım kaynaklı hava hareketlerinin gösterildiği Şekil 2.2(a-d)' da, Şekil 2.2(a) radyant taban ısıtma, Şekil 2.2(b) radyant tavan soğutma, Şekil 2.2(c) radyant tavan soğutma ve Şekil 2.2(d) radyant taban soğutmaya göstermektedir. Burada radyant taban ısıtma ve radyant tavan soğutma durumlarında benzer hava hareketleri görülmektedir. Radyant tavan ısıtma ve radyant taban soğutma durumları için de benzer hava davranışları görülmektedir.

Taşınım ısı transfer katsayısı, katı yüzey ve yakınındaki akışkan arasındaki sıcaklık farkından kaynaklı, katı yüzey ile onu çevreleyen akışkan arasındaki taşınım ısı transferini tanımlamaktadır. Taşınım ısı transferi etkileyen, akışkan hızı, akışkan tipi, yüzeyin konumu, yüzey ve akışkan arasındaki sıcaklık farkları gibi birçok parametre olduğundan taşınım ısı transfer katsayısının hesaplanması oldukça zordur. Bu durumdan kaynaklı, taşınım ısı transfer katsayısının belirlenmesine yönelik eşitlikler deneysel çalışmalardan elde edilmiştir.



Şekil 2.2 Isıtılan/soğutulan yüzeylerde sıcaklığa bağlı hava hareketler

Farklı radyant ısıtma ve soğutma sistemlerinde radyant yüzey ve iç ortam havası arasında gerçekleşen taşınım ısı akısı için bazı eşitlikler önerilmiştir [1]. Isıtılan taban veya soğutulan tavan yüzeyleri ile iç ortam havası arasında gerçekleşen taşınım ısı akısı Denklem 2.7’de verilmiştir.

$$q_c = 2,42 \frac{|t_p - t_a|^{0,31} (t_p - t_a)}{D_e^{0,08}} \quad (2.7)$$

Burada;

q_c = Taşınım ısı akısı, W/m²

t_p = Radyant yüzey sıcaklığı, °C

t_a = İç ortam hava sıcaklığı, °C

D_e = Radyant yüzey eşdeğer çap (4 x alan/çevre), m olarak verilmektedir.

Radyant soğutma yapılan tabanlar için doğrulanmış denklemlerin olmadığından aktarıldığı Ashrae, 2012’ de [1], radyant tavan ısıtma durumlarında gerçekleşen taşınım ısı akısının hesaplanmasında uygulanan Denklem 2.8’ in radyant taban soğutma durumunda da kullanılması önerilmiştir.

$$q_c = 0,87(t_p - t_a)^{0,25}(t_p - t_a) \quad (2.8)$$

Toplam ısı transferi

Radyant sistem kaynaklı ortam iklimlendirme ile hava kaynaklı ortam iklimlendirme sistemleri arasındaki temel fark radyant sistemlerin taşınım ısı transferine ek olarak ışıınım ısı transfer etkilerini de içermesidir. Böylelikle iç ortam havasını taşınım ısı transferi ile etkilerken sistemdeki radyant yüzey dışındaki diğer yüzeyleri de ışıınım ısı transferi ile etkiler [131]. Şartlandırılan oda içerisinde taşınım ve ışıınım ısı transferleri eş zamanlı olarak gerçekleşmektedir. Bu nedenle iki sistemin etkilerini içeren ve yüzey ısı transferi olarak tanımlanan toplam ısı transferi; ışıınım ısı transferi ve taşınım ısı transferinin toplamı şeklinde ifade edilmekte ve bu durum Denklem 2.9' da gösterilmektedir.

$$Q_t = Q_c + Q_r \quad (2.9)$$

Burada; Q_t , toplam ısı transferini, Q_c , taşınım ısı transferini Q_r ise ışıınım ısı transferini belirtmektedir.

Toplam ısı transferi, toplam ısı transfer katsayısı ve radyant yüzey sıcaklığı ile uygun referans sıcaklık arasındaki farkın fonksiyonu olarak Denklem 2.10' da gösterildiği gibi basitleştirilebilir. Toplam ısı transferi ile ilgili hesaplamalarda referans sıcaklık olarak literatürdeki çalışmalarda ve standartlarda [7], [20], [31], [33] operatif sıcaklığın kullanılması önerilmektedir. Operatif sıcaklık hem iç hava sıcaklığının hem de ortalama ışıınım sıcaklığının etkilerinin beraber değerlendirildiği referans sıcaklıktır.

$$\frac{Q_t}{A} = h_t(T_s - T_{op}) \quad (2.10)$$

Burada;

h_t = Toplam ısı transfer katsayısı, W/m²K

T_s = Radyant yüzey sıcaklığını, °C

T_{op} = Operatif sıcaklığı, °C

A = Radyant yüzey alanı, m² olarak belirtilmektedir.

Operatif sıcaklık daha çok ısı konfor ile ilgili parametre olmakla beraber iç ortam hava sıcaklığının, ortalama ışıyım sıcaklığının, hava hızlarının, insan aktivite seviyesinin vs. etkilerini içermektedir. Fiziksel olgu olarak değerlendirildiğinde, operatif sıcaklık kişinin içinde olduğu radyant ortamdaki taşınım ve ışıyım ısı transferi kaynaklı algıladığı sıcaklık olarak tanımlanabilir [20], [49]. Operatif sıcaklığın belirlenebilmesi için Denklem 2.11 kullanılmaktadır.

$$T_{op} = \frac{(h_c \cdot T_a) + (h_r \cdot T_{mr})}{h_{c,h} - h_{r,h}} \quad (2.11)$$

Burada,

T_{mr} = Ortalama ışıyım sıcaklığını, °C

T_a = Hava sıcaklığını, °C

h_r, h_c = Işıyım ve taşınım ısı transfer katsayıları, W/m²K

olarak belirtilmektedir.

Operatif sıcaklığın hesaplanabilmesi için önerilen eşitlik; iç ortam hava hızlarının 0,2 m/s' den az olması ve ortalama ışıyım sıcaklığı ile iç ortam sıcaklığı arasındaki farkın 4 K' den az olması durumunun Denklem 2.12' de gösterilen şekliyle basitleştirilebilir [7], [20], [31].

$$T_{op} = \frac{T_a + T_{mr}}{2} \quad (2.12)$$

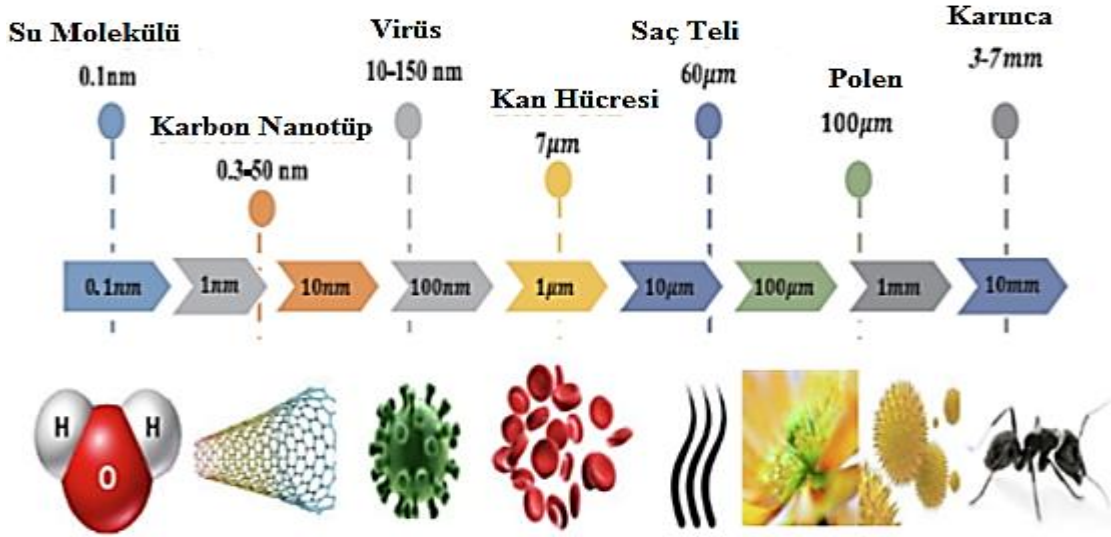
Ortalama ışıyım sıcaklığının belirlenmesinde ANSI / Ashrae 138 [133] standardında belirtilen Denklem 2.13' deki basitleştirilmiş eşitliğin kullanılabileceği ve siyah küre kullanılarak yapılan ölçümlerle yaklaşık sonuç verdiği [20], [134] tarafından yapılan çalışma belirtilmiştir.

$$T_{mr} = \frac{A_1 T_1 + A_2 T_2 + A_3 T_3 + A_4 T_4 + A_{ce} T_{ce} + A_{fl} T_{fl}}{A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_{ce} + A_{fl}} \quad (2.13)$$

2.2 Nanoakışkanlar

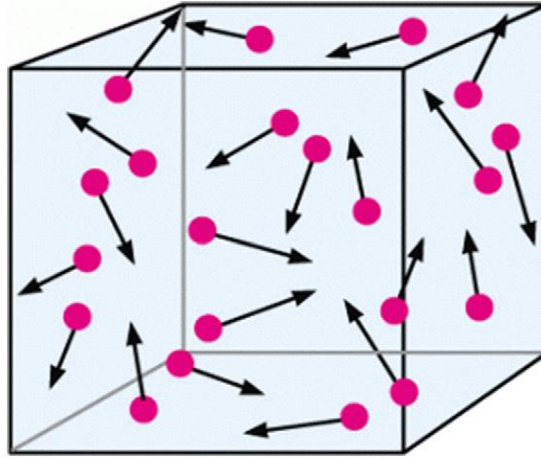
Su ve yağ gibi termal akışkanlar enerji üretimi, iklimlendirme, ısıtma ve soğutma gibi mühendislik uygulamalarında kullanılmaktadır. Bu akışkanlar üzerinde yapılan birçok geliştirici çalışmaya rağmen (ısı transfer yüzeyinin artırılması, yüzeyde titreşimin sağlanması vb.), akışkanların sahip oldukları düşük ısıl iletkenlikten dolayı yüksek düzeyde ısı transferinin gerçekleşmesi zorlaşmaktadır. Bu nedenle akışkanın ısıl ve fiziksel özelliklerinde yapılabilecek iyileştirmeler ısı transfer miktarları üzerinde olumlu etkiler gösterebilir. Normal şartlar altında metallerin ısıl iletkenliklerinin akışkanlara göre daha yüksek olduğu bilinmektedir. Bu noktadan hareketle, içeriklerinde mikro veya nano boyutta metal veya metal-oksit katı parçacık bulunduran akışkanların ısıl iletkenliklerinin normal akışkanlara oranla daha yüksek olması beklenir. Başlangıç itibariyle içerisinde milim veya mikro boyutta katı parçacıklar bulunduran akışkanlarda tortulaşma, aşınma, kirletme ve yüksek basınç düşüşü gibi problemlere sebep olduklarından dolayı görece az sayıda uygulamada kullanılmıştır. Üretim teknolojilerindeki gelişmelere paralel olarak nano boyutlarda parçacık üretimi ile görece daha büyük parçacık içeren akışkanların neden olduğu problemler azaltılmaya çalışılmıştır. Nano boyuttaki parçacık büyüklüğünün farklı malzeme ve yapılara göre durumu Şekil 2.3' de verilmiştir.

Nanoakışkan ifadesi ilk olarak 1995'te Choi [135] tarafından kullanılmıştır. Nanoakışkanlar nano boyutlardaki katı parçacıkların belirli hacimsel veya kütleli oranlarda ana akışkan içerisine ilave edilmesi ile hazırlanan yeni akışkanlardır. Nano boyuttaki parçacıkların ana akışkana ilave edilmesinden kaynaklı akışkanın termal-fiziksel özelliklerinde (ısıl iletkenlik, viskozite, yoğunluk ve özgül ısı) değişimler meydana gelir. Bu değişimler temel olarak taşınım ısı transfer katsayısı, pompalama gücü, Prandtl ve Reynolds sayıları, ısıl yayılım katsayısı gibi parametreler üzerinde etki göstermektedir [136]. Akışkanın termal-fiziksel özelliklerini etkileyen önemli parametreler ise akışkan içerisindeki nano parçacıkların derişimi, saflık seviyesi, şekli ve boyutları şeklinde belirtilebilir.



Şekil 2.3 Farklı parçacık boyutlarının karşılaştırılması [136]

Ana akışkana nano parçacık eklenmesi ile akışkanın ısı özelliklerinin değişmesi (ısı iletkenliğinin artması) Brown hareketi ile açıklanmaktadır (Şekil 2.4). Brown hareketi (sıvı veya gaz içerisindeki katı parçacıkların hareketi), nano parçacık ve ana akışkan etkileşiminde nanoakışkanın ısı davranışını belirler. Bir diğer açıklama ise nano parçacık yüzeyi ve akışkan arasında oluşan katman nedeniyle akışkan ve parçacık arasında ısı bir köprü oluşması ve bu nedenle ısı iletkenliğinin artması şeklindedir [137].

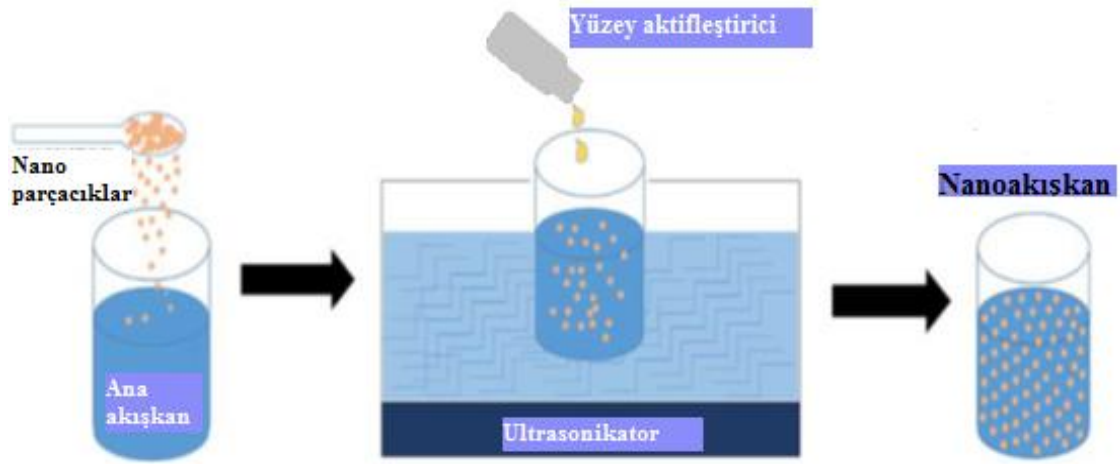


Şekil 2.4 Parçacıkların Brown hareketi [137]

Nanoakışkanların hazırlanması

Nanoakışkan hazırlanmasında tek adım veya iki adım metotları kullanılmaktadır. Tek adım metodunda parçacıklar akışkan içerisine kurutma, saklama ve taşıma gibi

süreçler olmadan düşük buhar basıncı ile buhar fazında yoğunlaştırularak akışkana direk ilave edilir. İki adım metodu ise görece daha çok işlem gerektiren ve daha yaygın kullanılan bir uygulamadır. İki adım metodu uygulamasında nano parçacıklar kimyasal ve fiziksel süreçlerden geçirilerek hazırlanmakta ve hazırlanmış olan nano parçacıklar farklı yöntemler kullanılarak akışkan içerisine dağıtılır. İki adım metodunda akışkan içerisine dağıtılan nano parçacıklar çok küçük boyutlarda olduğundan birleşme eğilimi gösterirler. Şekil 2.5' de [138] nanoakışkanın hazırlanması gösterilmiştir.



Şekil 2.5 Nanoakışkan hazırlanması [138]

Uygulamalarda uzun süreli kararlı olması istenen nanoakışkanların hazırlanması süreçlerinde dikkat edilmesi gereken önemli noktalar akışkan içerisindeki parçacıklarda topaklanması ve çökmesinin önlenmesidir. Bu iki durumun oluşması akışkanın ısı özelliklerini doğrudan etkilemektedir. Nanoakışkanların uzun süreli kararlı kalabilmesi için bazı kimyasal ve fiziksel metotlar uygulanmaktadır. Kimyasal metotlar yüzey aktif madde (surfaktant) eklenmesi, yüzey iyileştirme ve pH ayarlaması şeklinde uygulanırken; fiziksel metotlar ise ultrasonik karıştırma, homojenleştirme ve bilyeli öğütme şeklinde uygulanmaktadır.

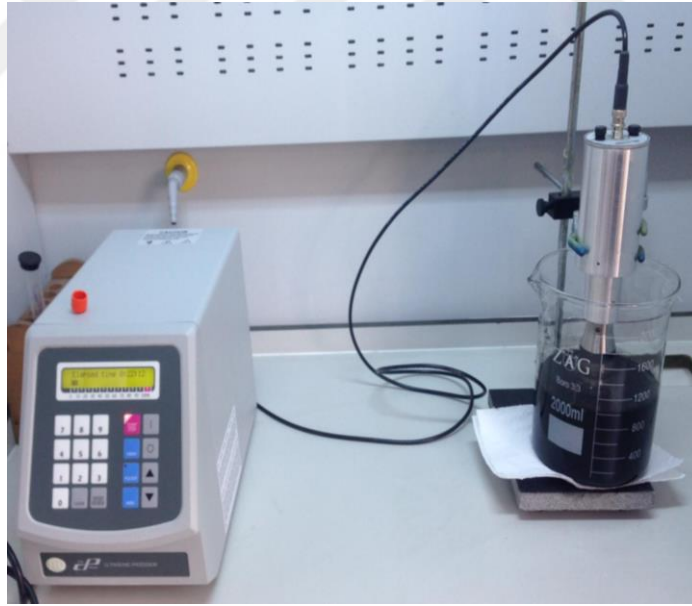
Yüzey aktif madde (surfaktant) kullanılması

Nanoakışkanların kararlı olması ve topaklanma - çökme gibi durumların oluşmaması için ana akışkana nano parçacıklar dışında akışkanın yüzey geriliminin

azaltılması ve parçacıkların asılı kalma durumunun iyileştirilmesi için yüzey aktif madde (surfaktant) eklenmesi yaygın olarak kullanılan bir iyileştirme yöntemidir. Birçok farklı yüzey aktif madde türü çalışmalarda kullanılmıştır. Yaygın olarak kullanılan yüzey aktif maddeler; sodyum dodesil sülfat (SDS) [139]–[141]; cetil trimetil amonyum bromid (CTAB) [142], [143]; gam arabik (GA) [64], [144] ve sodyum dodesil benzen sulfonat (SDBS) [145] şeklinde belirtilebilir.

Ultrasonik karıştırma

Nanoakışkanların uzun süreli kararlılıklarının sağlanması için yaygın olarak uygulanan fiziksel yöntem ultrasonik karıştırma yöntemidir. Ultrasonik millerin kullanıldığı uygulamada nano parçacıkların ana akışkan içerisinde homojen olarak dağılması için 20 kHz ve üzeri ses enerjisi kullanılmaktadır. Şekil 2.6’ da ultrasonik karıştırıcı gösterilmiştir. Çalışmalarda farklı süreler için farklı güçler ve frekanslar kullanılmakta olup bu uygulama koşullarını belirleyen parametreler olarak parçacık derişimi, parçacık büyüklüğü, ana akışkan tipi vs. belirtilmektedir [138].



Şekil 2.6 Ultrasonik karıştırıcı

Ultrasonik karıştırıcıların çalıştırılma sürelerinin akışkanların kararlılığı üzerine yapılan çalışmalarda [146], [147] ortaya çıkan süreler arasında önemli farklılıklar gözlenmekle beraber ultrasonik karıştırıcıların çalıştırılma sürelerinin nanoakışkanların kararlılıkları üzerinde önemli etkiye sahip olduğu görülmüştür.

Nanoakışkanların ısı-fiziksel özellikleri

Ana akışkana nano parçacık ilave edilmesi ile elde edilen nanoakışkanın ana akışkana göre ısı iletkenlik, yoğunluk, viskozite ve özgül ısı gibi ısı-fiziksel özellikleri farklılık gösterir. Yapılan çalışmalar nano parçacık ilavesinin ana akışkan üzerinde ısı-fiziksel değişimlere neden olduğu ifade edilirken, örneğin özgül ısıdaki değişim dikkate alındığında bazı çalışmalarda nano akışkanın özgül ısısında artış gözlenirken bazı çalışmalarda düşüş gözlemlenmiştir. Benzer durum viskozite ve yoğunluk için de geçerli iken nano akışkanların ısı iletkenlik değerlerinin ana akışkana göre artış gösterdiği belirtilmiştir [136].

Nanoakışkanların ısı-fiziksel özellikleri hazırlanan nanoakışkandaki parçacık derişimine, parçacıkların büyüklüğüne, parçacıkların şekillerine, sıcaklığa, pH değerlerine, parçacığın malzeme cinsine ve ana akışkanın tipine bağlı olarak değişkenlik göstermektedir. Örneğin çalışmalarda [148]–[150] nanoakışkanların ısı iletkenliklerinin akışkan içerisindeki parçacık derişiminin artması ile artış gösterdiği belirtilmiştir. Benzer şekilde, sıcaklık ve ısı iletkenlik dikkate alınarak yapılan çalışmalarda [108], [151] sıcaklık artışı ile ısı iletkenliğinin arttığı gözlemlenmiştir.

Nanoakışkanların ısı-fiziksel özelliklerinin doğru bir şekilde tayini önem arz etmekle beraber özgül ısı ve yoğunluk değerlerinin belirlenebilmesi için yaygın kullanılan ve güvenilirliği yüksek denklemler bulunurken, ısı iletkenlik ve viskozite için aynı durum söz konusu değildir.

Isı iletkenlik

Isı iletkenlik herhangi bir malzemenin ısı aktarım yeteneğini gösteren önemli bir göstergedir. Katı parçacıkların (özellikle metal, metal oksitler vs.) ısı iletkenlik değerleri nanoakışkan uygulamalarında kullanılan ana akışkanın ısı iletkenliğinden yüksektir. Bu katı parçacıkların ana akışkana ilave edilmesi ile elde edilen nanoakışkanların ısı iletkenliği ana akışkana göre genellikle daha yüksektir. Bu nedenle ısı transfer uygulamalarında daha yüksek ısı iletiminin sağlanabilmesi için ana akışkan yerine nanoakışkan kullanımı üzerinde çalışılmaktadır.

Hazırlanan nanoakışkanın ısı iletkenliğinin ölçülmesi için kullanılan yöntemler içerisinde güvenilirlik dikkate alındığında “transient hot-wire” metodu en iyi sonucu verdiği yapılan çalışmalarda [55], [141], [152] belirtilmiştir.

Nanoakışkanların ısı iletkenliği akışkanın hazırlanma yöntemi ve kararlılığından etkilenirken nanoakışkan içerisindeki parçacıkların boyutların küçülmesi ile artmaktadır.

Viskozite

Viskozite, ısı uygulamalarda pompalama gücü veya basınç düşüşü dikkate alındığında önemi yüksek olan parametrelerden biridir. Isı iletkenliğinin belirlenmesinde olduğu gibi viskozitenin de uygun ölçüm aletleri kullanılarak belirlenmesi daha doğru sonuç verecektir. Bu amaçla, yaygın olarak kullanılan ölçüm yöntemleri (aletleri) dönel reometre, piston tipi reometre ve kılcal tüp viskometre olarak aktarılmaktadır [138].

Nanoakışkanların viskoziteleri ana akışkan içerisindeki parçacık derişiminin artışına bağlı olarak arttığı gözlemlenirken, sıcaklık artışına bağlı olarak düştüğü gözlemlenmiştir [153]–[155].

Yoğunluk

Nanoakışkanların diğer önemli ısı-fiziksel parametresi de yoğunluk olarak öne çıkmaktadır. Metal veya metal-oksid içeren nanoakışkanların yoğunlukları, metal parçacıkların yoğunluğunun ana akışkan yoğunluğuna göre daha yüksek olduğundan, ana akışkanın yoğunluğundan daha yüksektirler. Hazırlanan nanoakışkanın yoğunluğu belirlenirken Denklem 2.14’ ün kullanılabileceği [119], [124], [156] tarafından yapılan çalışmalarda gösterilmiştir.

$$\rho_{nf} = \left(\frac{\varphi_{np}}{100}\right)\rho_{np} + \left(1 - \frac{\varphi_{np}}{100}\right)\rho_{bf} \quad (2.14)$$

Eşitlikten de anlaşılacağı üzere nanoakışkanların yoğunlukları nanoakışkan içerisinde parçacık derişiminin artması ile artmaktadır.

Özgöl Isı (Cp)

Özgöl ısı, ısı transfer mekanizmaların tamamında önemli bir role sahip olduğu gibi nano akışkanlarda gerçekleşen ısı transferinde de büyük öneme sahiptir. Özgöl ısı nano akışkan için tanımlanacaksa eğer, bir gram nano akışkanın sıcaklığı bir derece arttırmak için gerekli olan ısı miktarı şeklinde tanımlanabilir. Katı parçacıkların özgöl ısıları genellikle ana akışkanların (özellikle su) özgöl ısılarından daha düşük olduğu için, ana akışkana nano parçacıkların ilave edilmesi halinde nanoakışkanın özgöl ısısı ana akışkana göre daha düşük olmaktadır. Bu durum nanoakışkan uygulamaları için olumsuz bir durum teşkil etmektedir.

Nanoakışkanların özgöl ısıları hesaplanırken basit karışım teorisinin ısıl denge gözetilerek kullanılması yaygın bir uygulamadır. Xuan ve Roetzel [123] tarafından geliştirilen Denklem 2.15 literatürdeki çalışmalarla da [157]–[159] doğrulanmıştır.

$$C_{p,nf} = \frac{\left(1 - \frac{\varphi}{100}\right)(\rho C_{np})_{bf} + \left(\frac{\varphi}{100}\right)(\rho C_{np})_{np}}{\rho_{np}} \quad (2.15)$$

Deney Düzeneğinin Tanıtılması ve Deneysel Yöntem

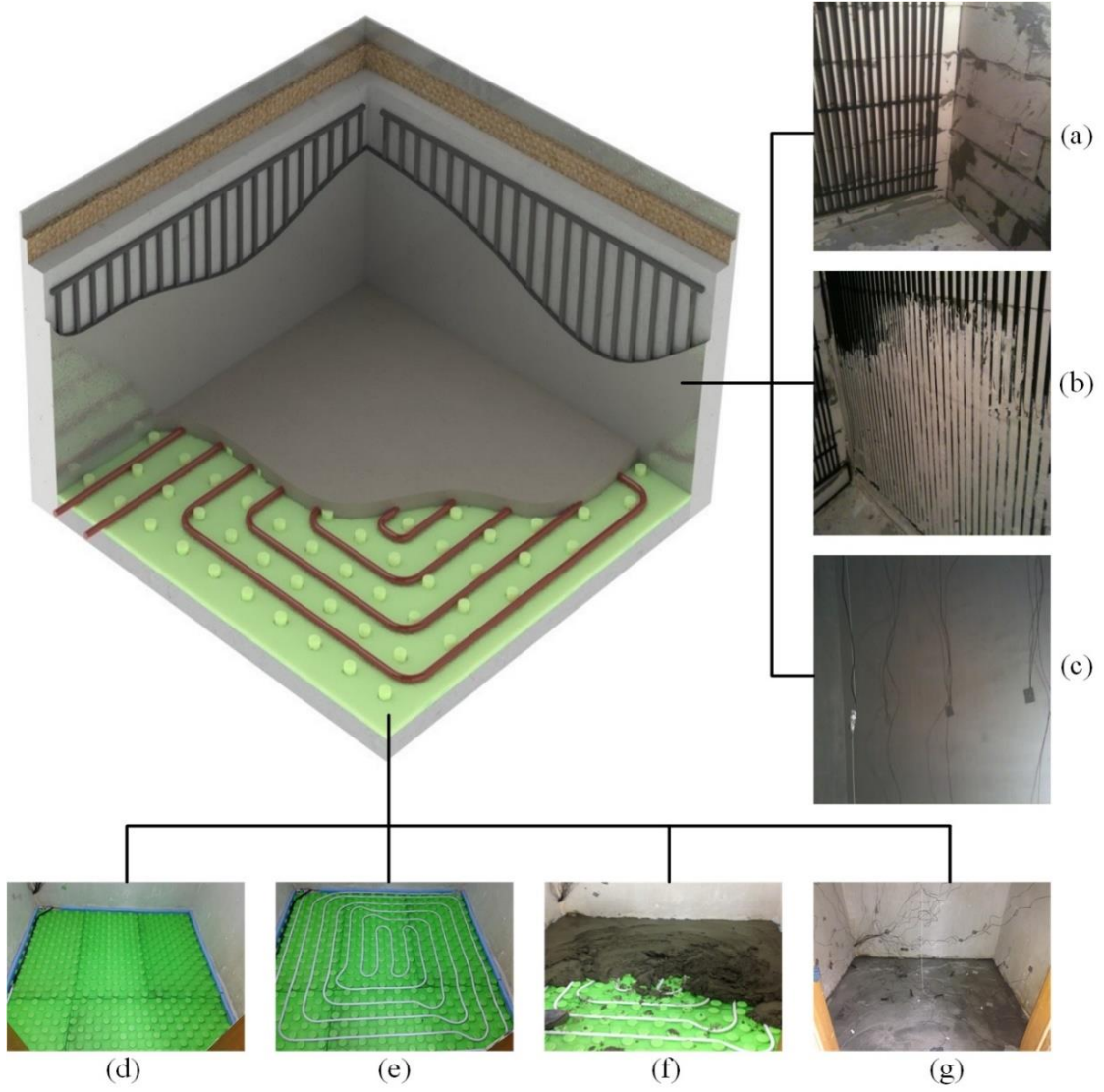
3.1 Deney Düzeneği

Deneysel çalışmalar YTÜ Termodinamik ve Isı Tekniği ABD dalında kurulan ve şekli ve şematik görünümü sırasıyla Şekil 3.1 ve Şekil 3.2’ de verilen test odası ve ekipmanları kullanılarak yapılmıştır.



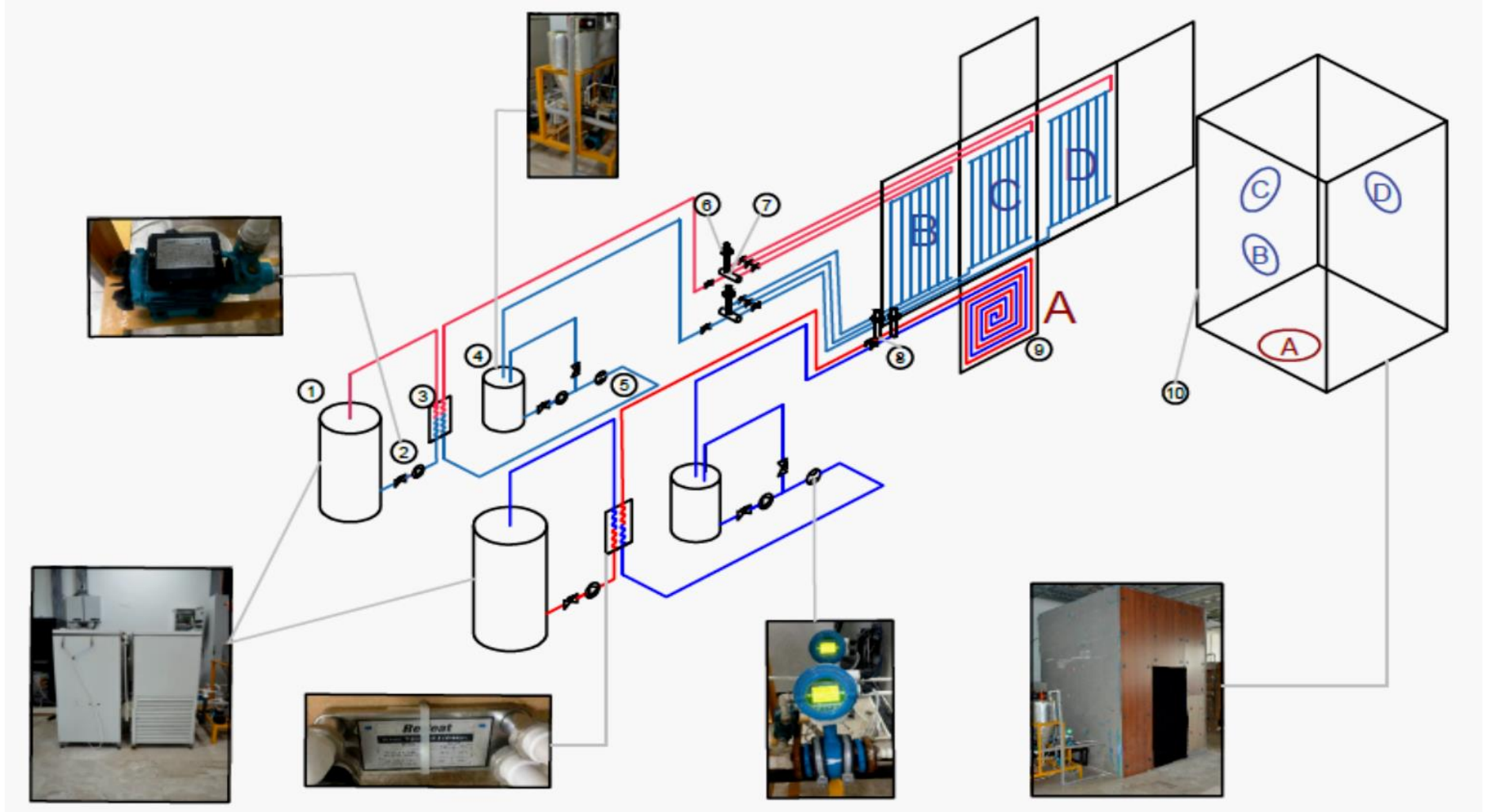
Şekil 3.1 Deney Düzeneği

Şekil 3.2’ de test odasının kurulum aşamaları verilmiştir. Şekil 3.2 (a-c) duvarlara yerleştirilen panelleri gösterirken, Şekil 3.2 (d-g) de radyant tabanın oluşturulma aşamalarını göstermektedir.



Şekil 3.2 Test odasının kurulum aşamaları

Şekil 3.3' de deney düzeneğinin şematik resmi verilmiştir. Burada gösterimi yapılan sistem radyant taban ısıtma ve duvar soğutma olarak verilmiştir. Kurulan deney düzeneği bu durumun tersi mekanizmada da çalışabilmektedir. Oda yapısı içerisindeki bölümler (duvar ve taban) bağımsız kontrol edilebilmekte ve istenilen duruma göre şartlandırılabilir.

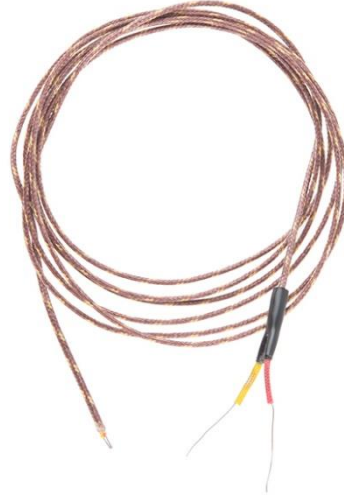


1. Sıcak/soğuk su tankları 2. Pompa 3. Isı değiştirici 4. Huni 5. Debimetre 6. PT100-Duvar 7. Kolektör 8. PT100-Taban 9. Borular 10. Test odası

Şekil 3.3. Deney düzeneğinin şematik resmi

3.1.1 Deneylerde Kullanılan Ölçü Aletleri ve Ekipmanlar

Yüzey ısı çiftleri: Test odasının duvar ve taban yüzeyleri ile oda içi hava sıcaklıklarını ölçmek için ısı çiftler kullanılmıştır. Isıl çiftler K tipi olup hassasiyetleri $\pm 0,2$ °C' dir.



Şekil 3.4 Yüzey ısı çiftleri

Pt100: Radyant sisteme aktarılan akışkanların giriş ve çıkış sıcaklıklarının ölçülmesi için kullanılmıştır. Prob çapı 3 mm olup hassasiyeti $\pm 0,1$ °C' dir.



Şekil 3.5 Pt 100

Debimetre: Şartlandırılmış akışkanın sisteme aktarılan debisinin ölçümü için kullanılmıştır. Ölçüm aralığı 0,1 –1000 l/h olup hassasiyeti % 1'dir.



Şekil 3.6 Debimetre

Pompalar: Sistemdeki akışkanların birincil ve ikincil devrelerdeki dolaşımının sağlanması için kullanılmıştır.



Şekil 3.7 Besleme suyu pompası

Isı değiştirici: Sistemdeki birincil ve ikincil devreler arasındaki ısı transferini sağlamak için kullanılmıştır.



Şekil 3.8 Isı değiştirici

Huni: Sistem içerisindeki dolaşım akışkanlarının toplanması için kullanılmıştır.



Şekil 3.9 Akışkan toplama hunisi

Hassas tartı: Nano parçacıkların ağırlık ölçümlerinde kullanılmıştır.



Şekil 3.10 Hassas tartı

Banyolar: Sıcak ve soğuk su sağlayabilen banyolar birincil ve ikincil devre akışkanlarının şartlandırılmasında kullanılmıştır.



Şekil 3.11 Şartlandırma banyoları

Rotametre: Sistemde yer alan elektronik debimetreye ek olarak kontrol amaçlı kullanılmıştır. Ölçüm aralığı 40-400 l/h ve hassasiyeti %1'dir.



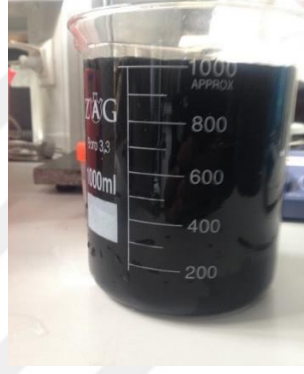
Şekil 3.12 Rotametre

Sistem elektrik panosu: Sistemdeki tüm cihazların elektrik bağlantılarının yapıldığı ve sistemdeki ölçümlerin kaydedilmesini sağlayan PLC cihazını da barındıran elektrik panosu.



Şekil 3.13 Bağlantı panosu

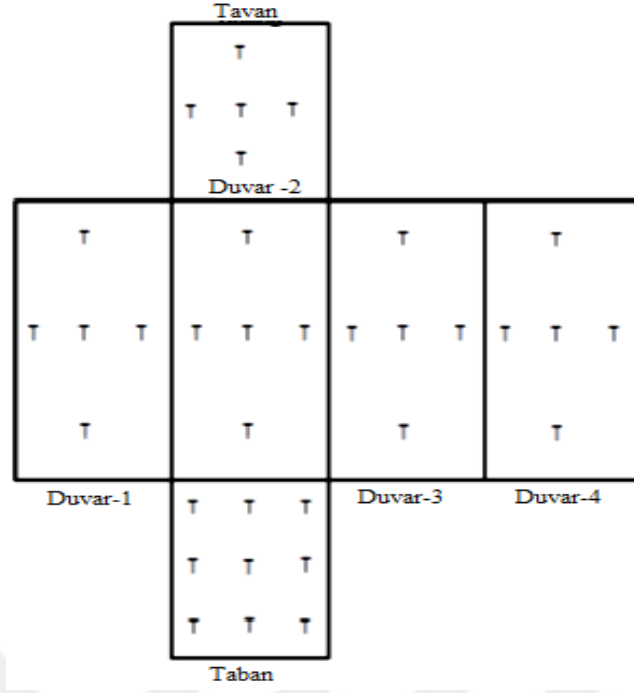
Beher: Hazırlanan veya temin edilen nanoakışkanların çökelme testlerinde kullanılmıştır.



Şekil 3.14 Beher



Şekil 3.15 Yalıtılmış test odası

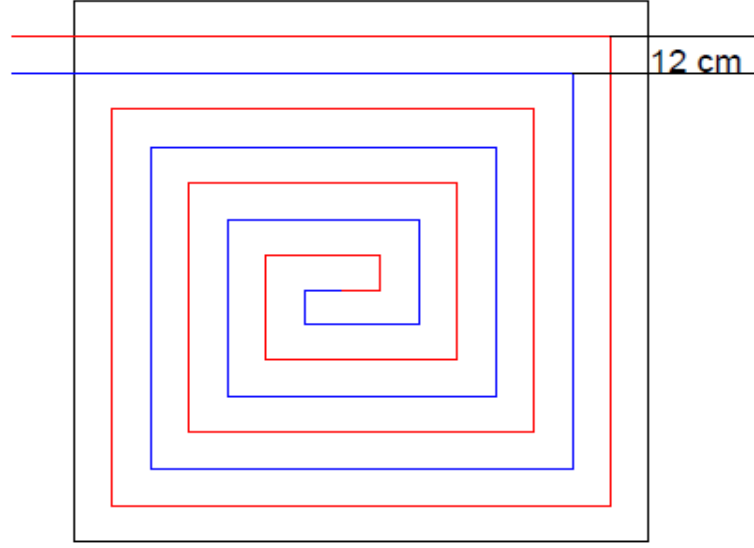


Şekil 3.16 Tüm ısıtıcı çiftlerin yerleştirilmiş görünümü



Şekil 3.17 Test odasının şap altı görünümü

Şekil 3.17 ve 3.18' de test odasının radyant tabanına yerleştirilen boruların dizilimi gösterilmektedir. Döşenen borular arasındaki mesafe yaygın bir şekilde uygulanan 12 cm olarak belirlenmiştir.



Şekil 3.18 Test odasının şap altı şematik görünümü



Şekil 3.19 Test odasına ısı çifti yerleştirilmiş görünümü

Şekil 3.19' da test odasına yerleştirilen ısı çiftlerinin konumu gösterilmektedir. Radyant tabana 9 adet ısı çifti yerleştirilirken her bir duvar yüzeyine 5'şer adet ısı çifti yerleştirilmiştir. Isı çiftlerinden elde edilen veriler PLC' ye aktarılıp

kaydedilmiştir. Isıl çiftlerin temas ettikleri yüzey ile temasları uygun bir şekilde sağlanmıştır. Oda içi hava sıcaklığının ölçülebilmesi için iki farklı yüksekliğe (tabandan 1,1 m ve 1,4 m yükseklik) ısıl çift yerleştirilmiştir. Ayrıca dış ortam sıcaklığı için de 1 adet ısıl çift odanın dışına yerleştirilmiştir.

3.2 Kalibrasyon İşlemleri

Deneyisel çalışmalarda kullanılan cihazların bir kısmı, Makine Fakültesi aracılığı ile yürütülen cihaz kalibrasyon çalışmaları kapsamında bir firma tarafından kalibre edilmiş ve her bir cihaz için kalibrasyon sertifikası alınmıştır. Bu kapsamda debimetreler ve Pt100' ler kalibre edilmiştir. Isıl çiftler için de temin edilen referans ısıl çift kullanılarak ısıtma/soğutma banyolarında kalibrasyon işlemleri yapılmıştır. Kalibre edilmiş cihazlara ait ölçüm değerleri kullanılarak cihazlara özgü kalibrasyon denklemleri oluşturulmuş ve deneylerde bu denklemlerden elde edilen ölçüm değerleri kullanılmıştır. Isıl çift kalibrasyon eğrileri Ek-A' de verilmiştir.

3.3 Nanoakışkanların Hazırlanması

Radyant taban ısıtma ve soğutma sistemlerinde, dolaşım suyuna alternatif olarak ısıl özellikleri geliştirilmiş alternatif akışkan olarak nanoakışkanlar hazırlanmıştır. Bu amaçla, radyant taban sisteminde test edilmek üzere üç farklı nanoakışkan hazırlanmıştır. Bu akışkanlardan ikisi (Al_2O_3 -su-%1,26 ve MWCNT-su-%0,7) doğrudan temin şeklinde (Nanografi-ODTÜ) olurken bir nanoakışkan (MWCNT-su-%0,07) ise laboratuvar (Malzeme ve İmalat ABD Laboratuvarı) imkânları dâhilinde üretilmiştir. Hazırlanan Al_2O_3 -su, MWCNT-su (%0,7) ve MWCNT-su (%0,07) nanoakışkanlarındaki nanoparçacık miktarları sırasıyla ağırlıkça %5, %1 ve %0,14 olarak belirlenmiştir. Kütleli olarak verilen oranların hacimsel olarak ifade edilebilmesi için Denklem 3.1 kullanılmıştır. Hazırlanan ve temin edilen nanoakışkanlar ile ilgili detaylı bilgi Tablo 3.1' de verilmiştir.

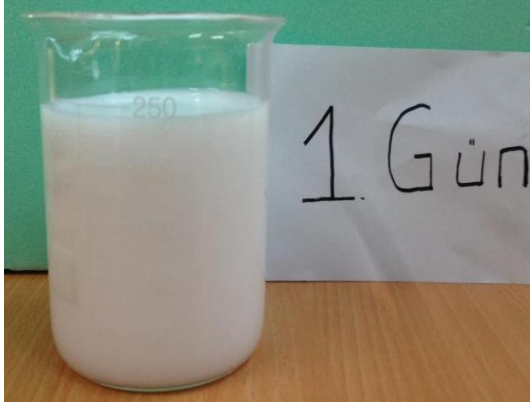
$$\varphi = \frac{\left[\frac{m_{np}}{\rho_{np}} \right]}{\left[\frac{m_{np}}{\rho_{np}} \right] + \left[\frac{m_{bf}}{\rho_{bf}} \right]} \quad (3.1)$$

Tablo 3.1 Hazırlanan ve temin edilen nanoakışkanların özellikleri

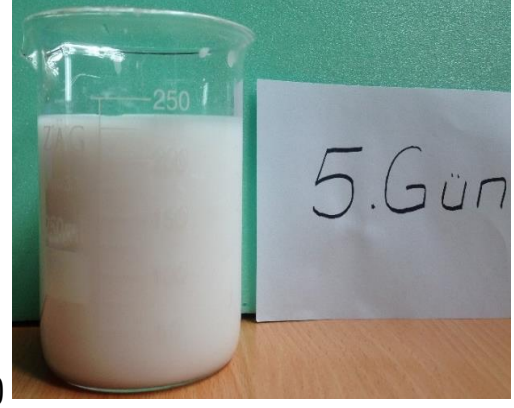
	Yoğunluk Par. (kg/m ³)	Yoğunluk Nanoakışkan (kg/m ³)	Cp Par. J/kg K	Cp Nanoakışkan (J/kg K)	Surfaktant Tipi	Surfaktant Miktarı (% wt)	Sonik. Süresi (dk)	Sonik. Şiddeti	Maliyet (TL-15lt)	Temin Şekli
Al ₂ O ₃ -su (%1,26 hacimsel)	3890	1033	880	4023	Dolapix PC 67	% 0,1 (wt)	270	320 W 35 kHz	3000	Satın Alma (Nanografi- ODTÜ)
MWCNT-su (%0,07 hacimsel)	2100	999	720	4174	GA	% 0,1 (wt)	45	45 kHz	1000 (surf.)	Hazırlama (Malzeme ve İmalat ABD Lab. YTÜ)
MWCNT-su (%0,7 hacimsel)	1400	1000	720	4145	SDS	% 0,6 (wt)	180	320 W 35 kHz	6000	Satın Alma (Nanografi- ODTÜ)

3.3.1 Nanoakışkanların Çökelme Testleri

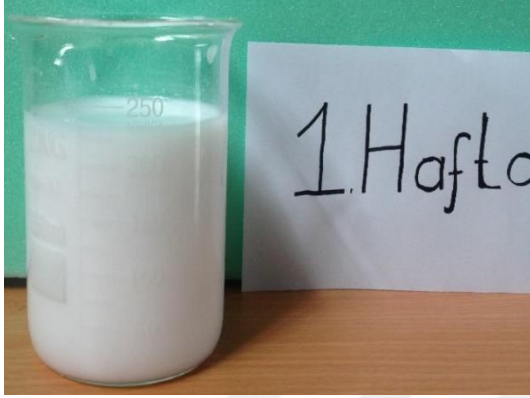
Test edilmek üzere hazırlanan veya temin edilen nanoakışkanlardan, akışkanlar radyant sisteme aktarılmadan önce beher aracılığıyla numuneler alınmıştır. Alınan numuneler günlük ve haftalık olarak takip edilip fotoğraflanmıştır. Takip edilen süre içerisinde nanoakışkanların çökelme ve topaklanma davranışları fiziksel olarak izlenmeye çalışılmıştır. Nanoakışkanlara ait çökelme görselleri ilgili gün-hafta verilerek şekil 3.20, 3.21 ve 3.22’ de gösterilmiştir. Al_2O_3 -su nanoakışkanında 2. haftadan itibaren çökelme emareleri belirirken MWCNT-su nanoakışkanlarında bariz çökelme görülememiştir. Şekil 3.20g ve 3.21g’ de akışkanların, takibi yapılan sürelerden sonra beher içerisindeki durumları gösterilirmiş ve çökelme testleri yapılan nanoakışkanların ilgili sürelerde çökeldikleri görülmüştür.



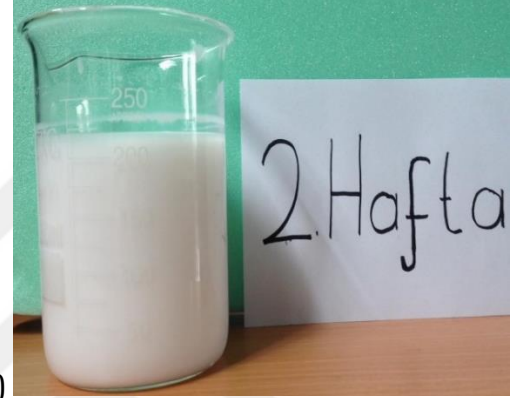
(a)



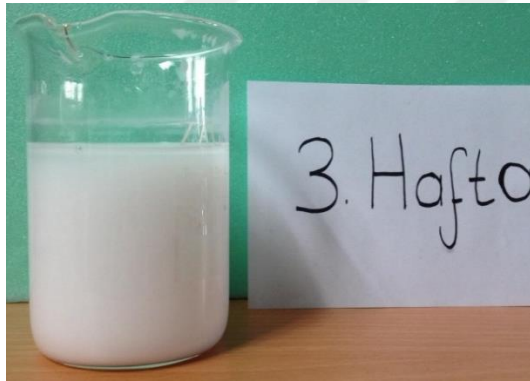
(b)



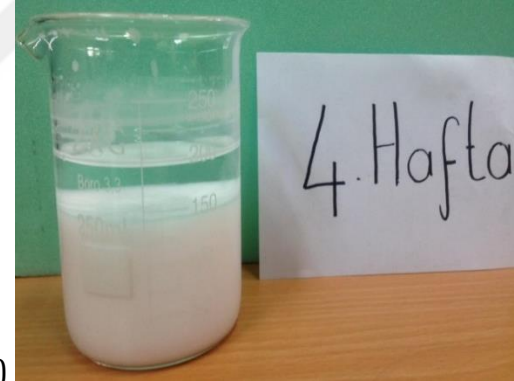
(c)



(d)



(e)

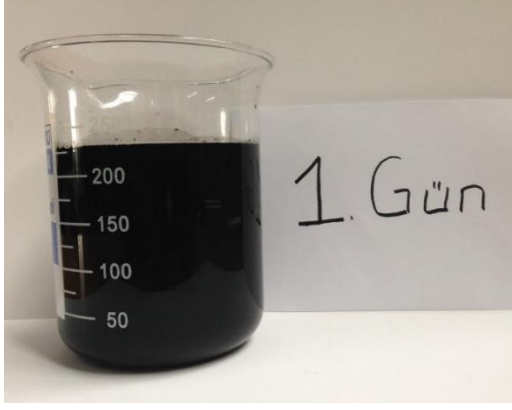


(f)

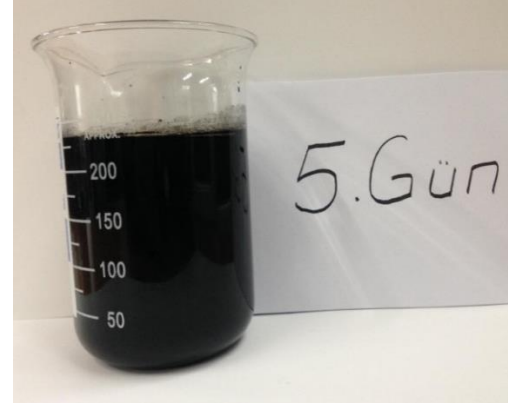


(g)

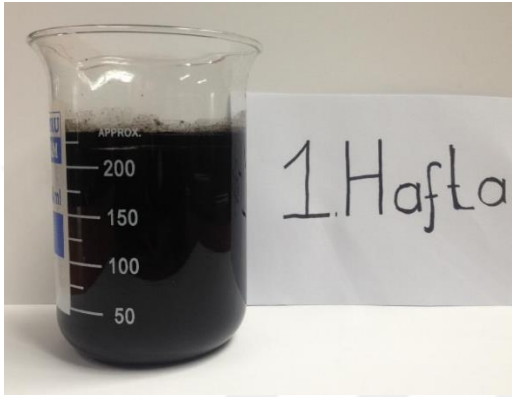
Şekil 3.20 Al_2O_3 -su (%1,26, hacimsel) nanoakışkanının çökelme testi



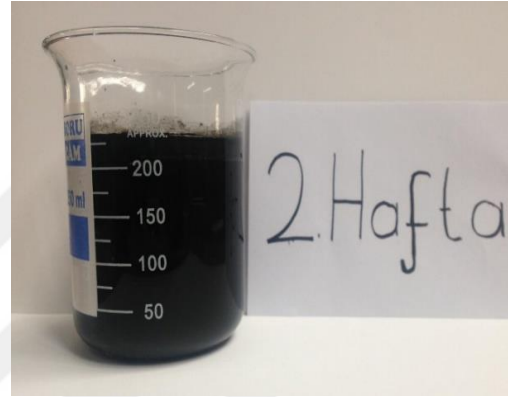
(a)



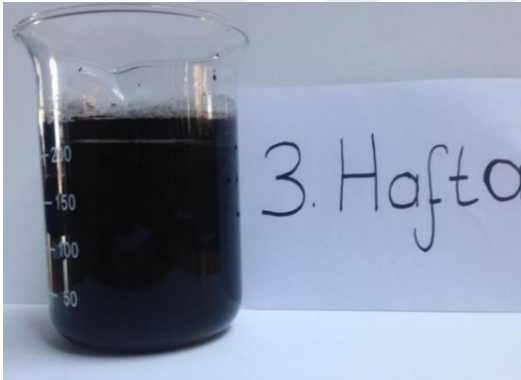
(b)



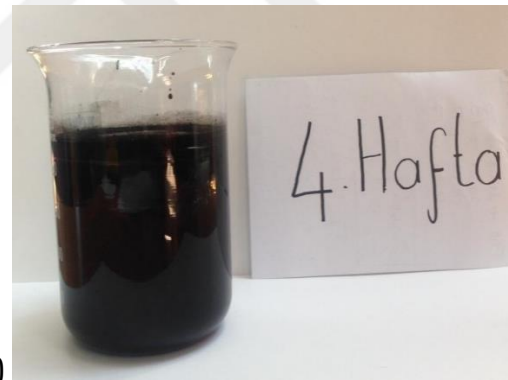
(c)



(d)



(e)



(f)



(g)

Şekil 3.21 MWCNT-su (%0,7, hacimsel) nanoakışkanının çökelme testleri



1. Gün

(a)



1. Hafta

(b)



2. Hafta

(c)



3. Hafta

(d)



4. Hafta

(e)

Şekil 3.22 MWCNT-su (%0,07, hacimsel) nanoakışkanının çökelme testleri

3.4 Deneysel Yöntem

Deney tesisatı çalışmaya hazır hale geldikten sonra deneylere başlanmış olup deneylerin yapılış yöntemi adımları aşağıda belirtildiği şekildedir:

- ✓ Isıtma ve soğutma tanklarında hazırlanan su, pompalar vasıtasıyla ısı değiştiriciye aktarılıp sisteme giden akışkanın ısıtılması veya soğutulması sağlanmıştır (Birincil devre).
- ✓ Isıtılan veya soğutulan akışkan ikincil pompa devresi yardımıyla sisteme (taban veya duvarlar) aktarılmıştır (İkincil devre).
- ✓ Debimetreler kullanılarak akışkan debisinin istenilen değerlerde ayarlanması sağlanmıştır.
- ✓ Giriş ve çıkış kolektörleri üzerinde yer alan Pt100' ler aracılığıyla sisteme giren veya sistemden çıkan akışkanın sıcaklıkları ölçülmüştür.
- ✓ Test odasının iç yüzeyine, dış yüzeyine ve orta noktasını farklı yüksekliklerde yerleştirilen ısı çiftler vasıtasıyla yüzey sıcaklıkları ve hacim içi hava sıcaklıkları ölçülmüştür.
- ✓ Ölçülen sıcaklıklar ve debi değerleri veri toplama cihazı tarafından kaydedilmiştir.

3.5 Deneysel Veriler için Hesaplama Metodu

Yukarıda belirtildiği şekilde yapılan deneyler sonucunda alınan veriler, radyant döşemeden ısıtılan veya soğutulan mahaldeki ısı transfer katsayılarının hesaplanmasında kullanılmıştır. Isı transfer katsayısı hesaplamaları yapılırken aşağıda belirtilen hesaplama yöntemi izlenmiştir.

3.5.1 Enerji Dengesi

Kapalı hacme (test odasına) dolaşım suyu vasıtasıyla aktarılan toplam ısı miktarı, sistem sürekli hale geldikten sonra (zamana bağlı değişimin olmadığı) Denklem 3.2 kullanılarak hesaplanmıştır.

$$Q_t = m c_p \Delta T \quad (3.2)$$

Kapalı hacme aktarılan toplam ısı transfer miktarı; taşınım ısı transferi ve şartlandırılmayan yüzeylere/yüzeylerden ışıyım ısı transferi miktarlarının toplamı eşittir. Bu durum Denklem 3.3' de belirtilmiştir.

$$Q_t = Q_r + Q_c \quad (3.3)$$

Radyant sistemde gerçekleşen toplam ısı transferi için Denklem 3.2’ de belirtilen ısı dengesi ısı transfer yüzey alanına (A) bölüldüğünde sistemdeki toplam ısı akısı elde edilir. Bu durum taşınım ve ışıınım ısı akıları için geçerli olup Denklem 3.3’ deki eşitlik Denklem 3.4’deki hali almaktadır.

$$\dot{q}_t = \dot{q}_c + \dot{q}_r \quad (3.4)$$

3.5.2 Isı Transfer Katsayılarının Belirlenmesi

Radyant sistemde meydana gelen toplam ısı transfer miktarı belirlendikten sonra taşınım ve ışıınım ısı akıları ile ısı transfer katsayılarının belirlenmesi mümkün hale gelmektedir. İlgili sistemlerde ışıınım ısı akısının bulunabilmesi için teorik model olan “net-radiosity” metodu kullanılmaktadır [26], [31], [32], [160].

Radyant ısıtma/soğutma sistemlerinin ısı transfer karakteristiklerinin belirlenmesinde referans sıcaklıklar belirleyici öneme sahiptirler. Bu amaçla literatürde [1], [26], [32], [49], [51], hesaplamalar için kullanılan referans sıcaklıklar bu çalışmada da kullanılmıştır. Hesaplamalarda kullanılan referans sıcaklıklar Tablo 3.2’ de verilmiştir.

Tablo 3.2 Isı akısı eşitlikleri ve referans sıcaklıklar

Isı akısı eşitliği	Isı transfer katsayısı	Referans sıcaklık
$q_t = h_t(T_{op} - T_s)$	h_t	T_{op}
$q_r = h_r(AUST - T_s)$	h_r	AUST
$q_c = h_c(T_a - T_s)$	h_c	T_a

İşınım ısı akısı ve işınım ısı transfer katsayısının hesaplanabilmesi için ısıtılmayan/soğutulmayan yüzeylerin ortalama sıcaklığının (AUST) belirlenmesi gerekmektedir. Denklem 3.5 kullanılarak (AUST) belirlenebilir.

$$AUST = \sqrt[4]{\sum_{j=1}^n (F_{s-j} T_j^4)} \quad (3.5)$$

Denklem 3.5' in çözümünün kolaylaştırılması için Denklem 3.6 kullanılarak AUST bulunabilir. İlgili denklemde, radyant sistemlerde yüzey ısıtım yayma oranlarının yaklaşık olarak eşit olduğu kabul edilmektedir. Bu yöntem kullanılarak yapılan çalışmalarda sonuçlar arasında önemli farkların oluşmadığı belirtilmiştir [1], [20], [134].

$$AUST = \frac{A_1 T_1 + A_2 T_2 + A_3 T_3 + A_4 T_4 + A_c T_c}{A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_c} \quad (3.6)$$

Işıtım ısı akısının belirlenebilmesi için test odası yüzeylerinin görme faktörleri (F_{s-j}) ve ısıtım değişim faktörleri ($F_{\varepsilon_{s-j}}$) sırasıyla Denklem 3.8 ve Denklem 3.9 kullanılarak hesaplanabilmektedir. Hesaplanan görme faktörleri Tablo 3.3' de verilmiştir.

$$F_{s-j} = \frac{1}{A_i} \int \int \frac{\cos \theta_i \cos \theta_j}{\pi R^2} dA_i dA_j \quad (3.8)$$

$$F_{\varepsilon_{s-j}} = \frac{1}{\left[\frac{1 - \varepsilon_s}{\varepsilon_s} \right] + \left(\frac{1}{F_{s-j}} \right) + \left(\frac{A_s}{A_j} \right) \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_j}{\varepsilon_j} \right) \right]} \quad (3.9)$$

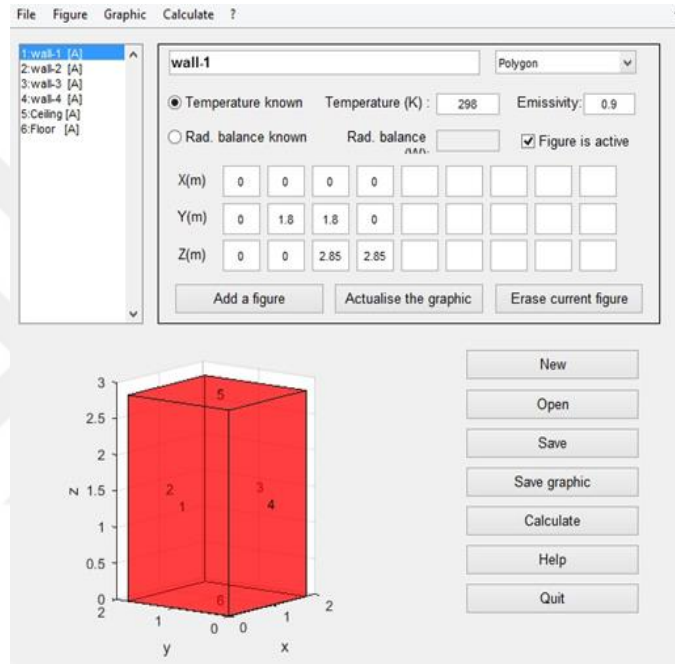
Tablo 3.3 Test odası için elde edilen görme faktörleri

	D-1	D-2	D-3	D-4	Tavan	Taban
D-1	0,000000	0,228686	0,258896	0,228686	0,141866	0,141866
D-2	0,228686	0,000000	0,228686	0,258896	0,141866	0,141866
D-3	0,258896	0,228686	0,000000	0,228686	0,141866	0,141866
D-4	0,228686	0,258896	0,228686	0,000000	0,141866	0,141866
Tavan	0,224621	0,224621	0,224621	0,224621	0,000000	0,101516
Taban	0,224621	0,224621	0,224621	0,224621	0,101516	0,000000

Denklem 3.9 yoluyla elde edilen ısıtım değişim faktörleri Denklem 3.10' da ısıtım ısı akısının belirlenmesinde kullanılır.

$$q_r = \sigma \sum_{j=1}^n F \varepsilon_{s-j} (T_s^4 - T_j^4) \quad (3.10)$$

Hesaplama metodolojisi detaylı olarak verilen ışınlım ısı transferinin belirlenmesinde Matlab programı kullanılmıştır [161], [162]. Kullanılan programın arayüzü Şekil 3.23’ de verilmiştir. Deneysel çalışmaların yapıldığı test odası, ilgili programda çizilerek her bir test için yüzey sıcaklıkları ve yüzey ışınlım yayma oranları girilmiştir.



Şekil 3.23 Işınlım ısı transferi hesaplamalarında kullanılan program (Matlab) arayüzü

İlgili denklemler ve Matlab programı kullanılarak elde edilen ışınlım ısı akıları, Denklem 3.11’ de kullanılarak ışınlım ısı transfer katsayısının (h_r) hesaplanmasında kullanılmaktadır.

$$h_r = \frac{q_r}{AUST - T_s} = \frac{\sigma \sum_{j=1}^n F \varepsilon_{s-j} (T_s^4 - T_j^4)}{AUST - T_s} \quad (3.11)$$

Toplam ısı transfer katsayısının belirlenmesi için Denklem 3.12 kullanılmaktadır. Denklemde belirtilen operatif sıcaklık; hem iç hava sıcaklığının hem de ortalama ışınlım sıcaklığının etkilerinin beraber değerlendirildiği referans sıcaklıktır.

$$h_t = \frac{q_t}{(T_s - T_{op})} \quad (3.12)$$

Operatif (T_{op}) sıcaklıkların ve ortalama ısıtım sıcaklıkların (T_{mr}) hesaplanabilmesi için sırasıyla Denklem 3.13 ve 3.14 kullanılmaktadır [7], [20], [31].

$$T_{op} = \frac{T_a + T_{mr}}{2} \quad (3.13)$$

$$T_{mr} = \frac{A_1 T_1 + A_2 T_2 + A_3 T_3 + A_4 T_4 + A_{ce} T_{ce} + A_{fl} T_{fl}}{A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_{ce} + A_{fl}} \quad (3.14)$$

Radyant sistemde gerçekleşen taşınım ısı akısı, Denklem 3.4' de toplam ısı akısının hesaplanması için verilen eşitliğin, Denklem 3.15' de gösterildiği şekilde düzenlenmesiyle elde edilebilir.

$$\dot{q}_c = \dot{q}_t - \dot{q}_r \quad (3.15)$$

Yukarıda belirtilen hesaplama metodolojisinin devamı ve son basamağı olarak radyant taban ısıtma/soğutma sistemleri için taşınım ısı transfer katsayısı Denklem 3.16 kullanılarak sonuçlandırılır.

$$h_c = \frac{\dot{q}_c}{(T_a - T_s)} \quad (3.16)$$

4.1 Radyant Taban Isıtma Deneyleri

Radyant taban ısıtma sistemlerinin ısı transfer karakteristiklerinin (taşınım, ışıınım ve toplam ısı akıları ile taşınım, ışıınım ve toplam ısı transfer katsayıları) doğru bir şekilde belirlenebilmesi için literatürde yer alan yaygın çalışmalardan farklı olarak deneysel çalışma aralıkları genişletilmiştir. Bu amaçla gerçek oda boyutlarına yakın bir test odasının kullanıldığı çalışmada deneysel çalışma şartları olarak altı farklı akışkan giriş sıcaklığı (30°C, 35°C, 40°C, 45 °C, 50 °C, 55 °C) ve üç farklı akışkan debisi (0,056 kg/s, 0,090 kg/s, 0,125 kg/s) belirlenmiştir. Deneylere ait çalışma şartları Tablo 4.1’ de özetlenmiştir. Deneyler esnasında veriler alınırken sistemin kararlı hale gelmesi beklenmiş ve yapılan hesaplamalarda bu veriler kullanılmıştır. Ayrıca, bu bölümde elde edilen veriler literatürdeki benzer çalışmalar ile karşılaştırılarak deney sisteminin doğrulanması sağlanmıştır.

Tablo 4.1 Radyant taban ısıtma deney şartları

Debi [kg/s]	0,056						0,090						0,125					
Giriş sıcak. [°C]	30	35	40	45	50	55	30	35	40	45	50	55	30	35	40	45	50	55

Yapılan deneysel ölçümler ve akabinde yapılan hesaplamaların sonuçları detaylı olarak Tablo 4.2’ de verilmiştir.

Tablo 4.2 Deneysel çalışmada ölçülen ve hesaplanan değerler

Ölçülen değerler, (m= 0,056 kg/s)							Hesaplanan değerler						
Deney No	T _g	T _d	T _f	T _c	T _{a, 1,1m}	T _{a, 1,4m}	AUST	q _r	q _c	q _t	h _{c-1,4m}	h _r	h _t
1	30	24,1	24,7	27,4	24,7	24,7	24,2	20,1	11,9	32,0	4,3	6,3	11,9
2	35	24,7	25,7	31,1	25,7	25,6	24,9	34,9	14,8	48,8	2,7	5,6	9,2
3	40	24,9	26,4	34,2	26,4	26,4	25,2	50,2	23,0	73,2	3,3	5,6	9,8
4	45	27,4	29,0	38,2	29,1	29,1	27,6	61,0	22,7	83,7	2,5	5,8	9,3
5	50	27,4	29,7	40,9	29,6	29,5	27,9	76,6	37,1	113,7	3,2	5,9	10,0
6	55	31,2	32,2	44,6	32,1	32,0	31,3	80,6	48,4	129,0	3,8	6,1	10,3

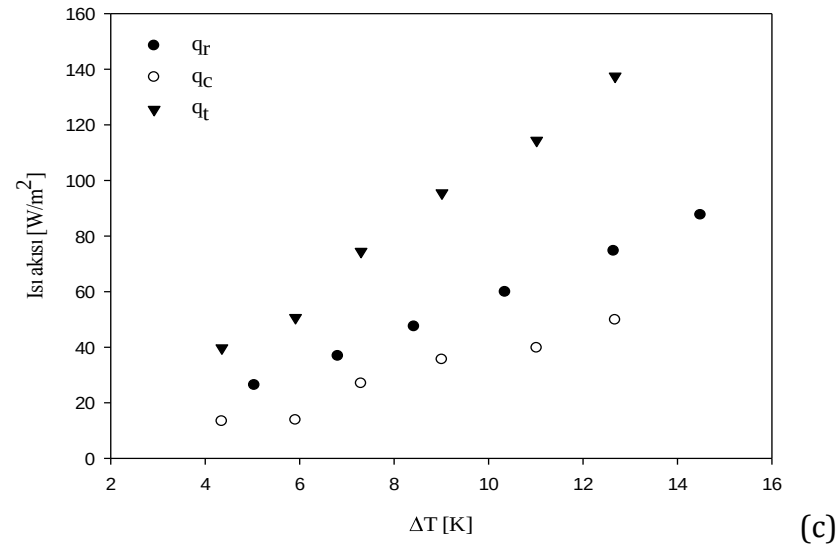
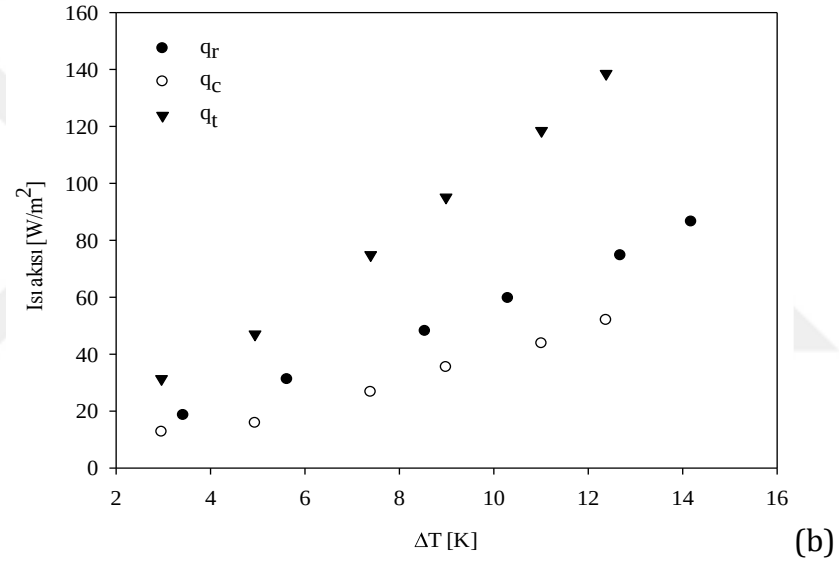
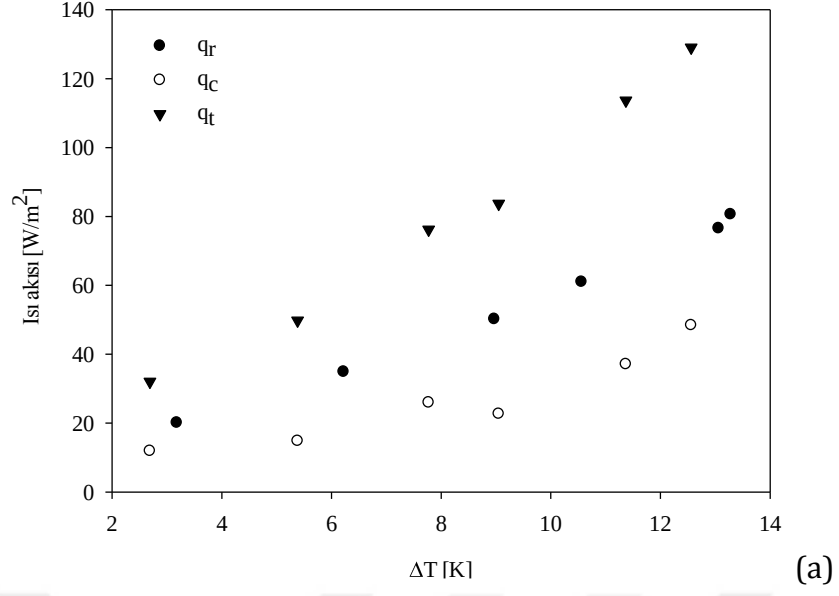
Ölçülen değerler, (m= 0,090 kg/s)							Hesaplanan değerler						
Deney No	T _g	T _d	T _f	T _c	T _{a, 1,1m}	T _{a, 1,4m}	AUST	q _r	q _c	q _t	h _{c-1,4m}	h _r	h _t
1	30	22,3	23,1	27,48	23,13	23,06	22,4	25,37	12,3	37,7	4,2	5,24	9,13
2	35	24,1	25,2	31,15	25,25	25,19	24,4	36,85	13,8	50,64	3,2	5,42	8,57
3	40	26,1	27,4	34,72	27,42	27,35	26,3	47,5	26,9	74,43	3,5	5,64	10,2
4	45	27,6	29,3	38,27	29,26	29,22	27,9	59,91	32,6	92,47	3,9	5,79	10,6
5	50	28,3	30,5	41,41	30,39	30,31	28,8	74,67	39,8	114,4	3,9	5,9	10,4
6	55	29,7	32,2	44,77	32,09	32,02	30,3	87,64	49,9	137,5	4,1	6,05	10,8

Ölçülen değerler, (m= 0,125 kg/s)							Hesaplanan değerler						
Deney No	T _g	T _d	T _f	T _c	T _{a, 1,1m}	T _{a, 1,4m}	AUST	q _r	q _c	q _t	h _{c-1,4m}	h _r	h _t
1	30	24,7	25,1	28,18	25,21	25,15	24,8	21,57	17,7	39,3	3,02	5,42	10,6
2	35	26	26,7	31,69	26,75	26,7	26,1	35,18	16,8	51,99	2,31	5,54	9,51
3	40	26	27,5	34,81	27,43	27,32	26,3	48,11	28,7	75,84	3,66	5,64	10,1
4	45	27,7	29,5	38,4	29,41	29,31	28,1	59,68	32,4	95,1	3,93	5,8	10,6
5	50	28,4	30,6	41,51	30,5	30,34	28,8	74,68	43,8	118,5	3,58	5,89	10,8
6	55	31	33,4	45,63	33,25	33,08	31,5	86,57	52	138,5	3,91	6,1	11,2

4.1.1 Isı Akıları

Şekil 4.1 (a-c) sıcaklık farklarına göre ısı akılarında meydana gelen değişimleri göstermektedir. Beklenildiği üzere, sıcaklık farklarındaki artışa paralel olarak ısı akılarında da artış gözlemlenmiştir. Işınım ve taşınım ısı transfer mekanizmalarının birbirlerinden farklı olmasına bağlı olarak ortaya çıkan ısı akıları da farklı eğilim göstermişlerdir. Bu duruma ek olarak, ışıınım ısı transferinde ortaya çıkan ısı akıları daha kararlı bir dağılım gösterirken; taşınım ısı transferi sonuçları görece daha düzensiz bir dağılım göstermiştir. Bu durumun nedeni ışıınım ısı transfer hesaplamalarında teorik bir model (net-radiosity metodu) kullanılırken, taşınım ve toplam ısı transferinin tamamen deneysel verilere bağlı olmasıdır.

Sıcaklık farkları (ΔT) ışıınım, taşınım ve toplam ısı akıları için sırasıyla ($T_f - AUST$), ($T_f - T_a$) ve ($T_f - T_{op}$) şeklindedir.



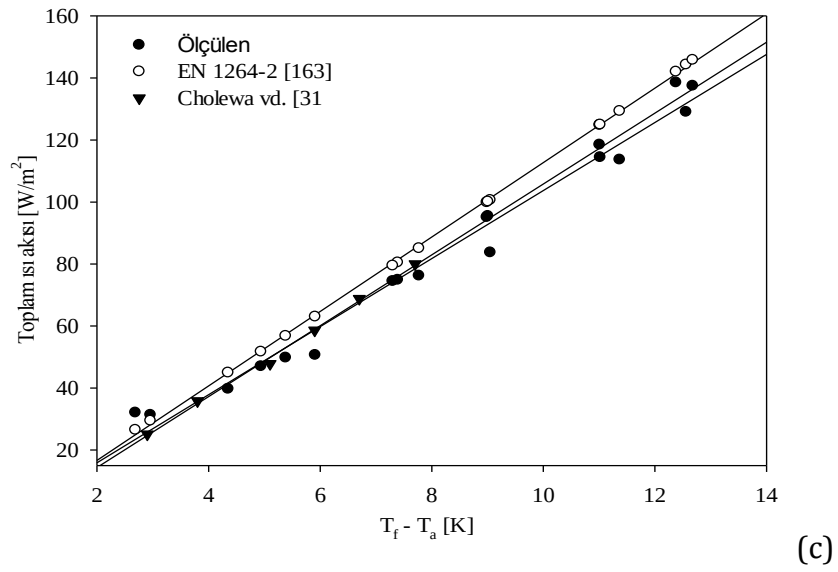
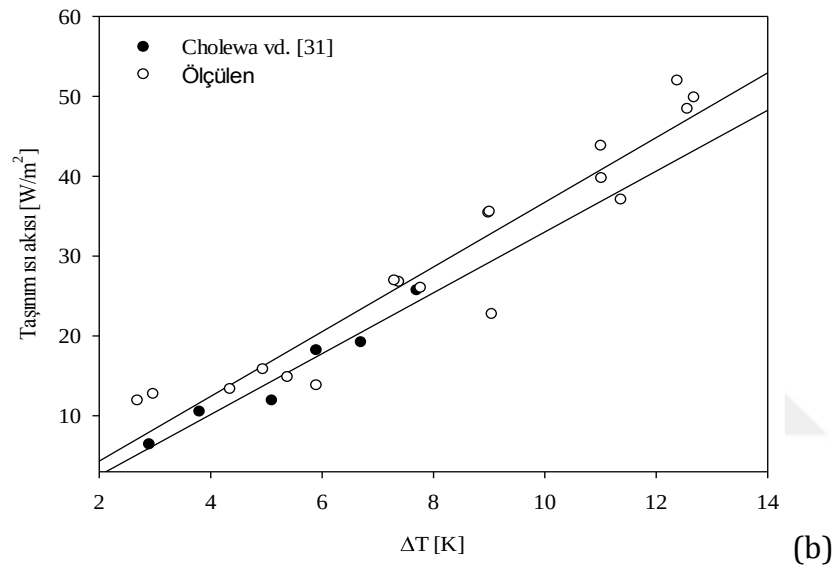
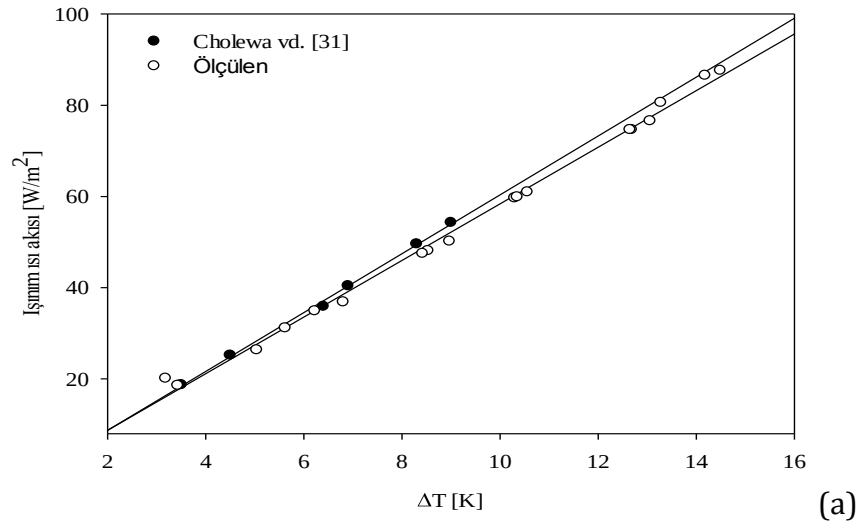
Şekil 4.1 Işınım, taşınım ve toplam ısı akılarının sıcaklık farklarına göre değişimleri $m = 0.056$ kg/s (a), $m = 0.125$ kg/s (b), $m = 0.090$ kg/s (c)

Çalışma neticesinde elde edilen ısı akılarının literatür ile karşılaştırılmasında EN 1264 – 2 [163] standardı ve Cholewa vd. [31] tarafından yapılan çalışma kullanılmıştır. Referans olarak ilgili standardın seçilmesinin nedeni radyant sistemlerin ısıtma/soğutma yüklerinin belirlenmesinde yaygın olarak kullanılmasıdır. Seçilen diğer referans çalışma [31] ise kurulan deney düzeneği ve deneysel yaklaşımın mevcut çalışma ile olan benzerliğinden dolayı referans çalışma olarak seçilmiştir. Bu bölümde yapılan çalışmalar, mevcut deney sisteminin literatürdeki çalışmalarla doğrulanması olarak değerlendirilebilir. Ayrıca, literatürde yer alan çalışmalardan farklı olarak bu bölümde daha geniş sıcaklık ve debi aralıkları test edilmiştir.

Şekil 4.2 (a-c) çalışmadaki ısıtım, taşınım ve toplam ısı akılarının verilen referans çalışmalarla karşılaştırılması verilmiştir. Şekil 4.2a incelendiğinde, Cholewa vd. [31] yaptıkları çalışma neticesinde ortaya çıkan ısıtım ısı akıları ile bu çalışma sonucundaki ısıtım ısı akıları önemli ölçüde benzerlik göstermektedir.

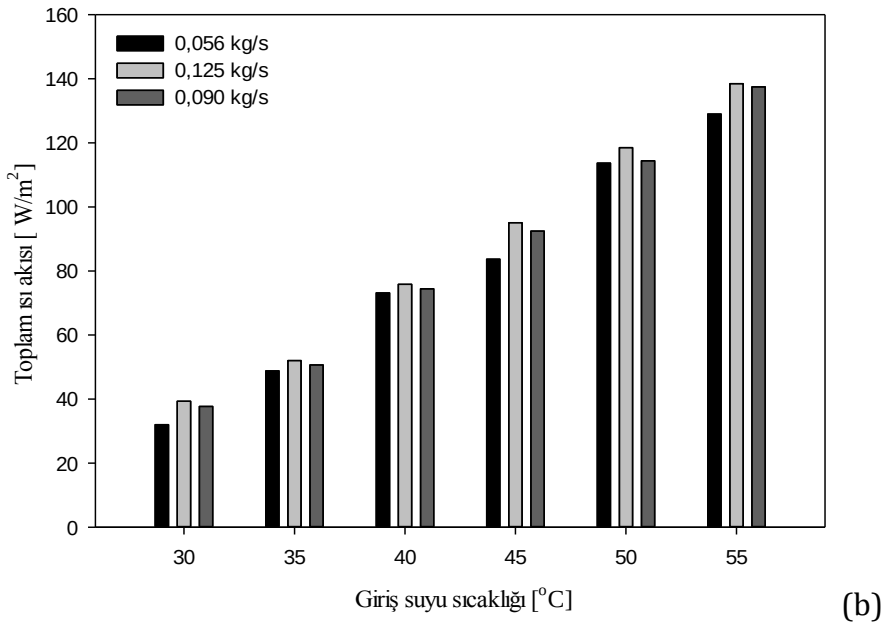
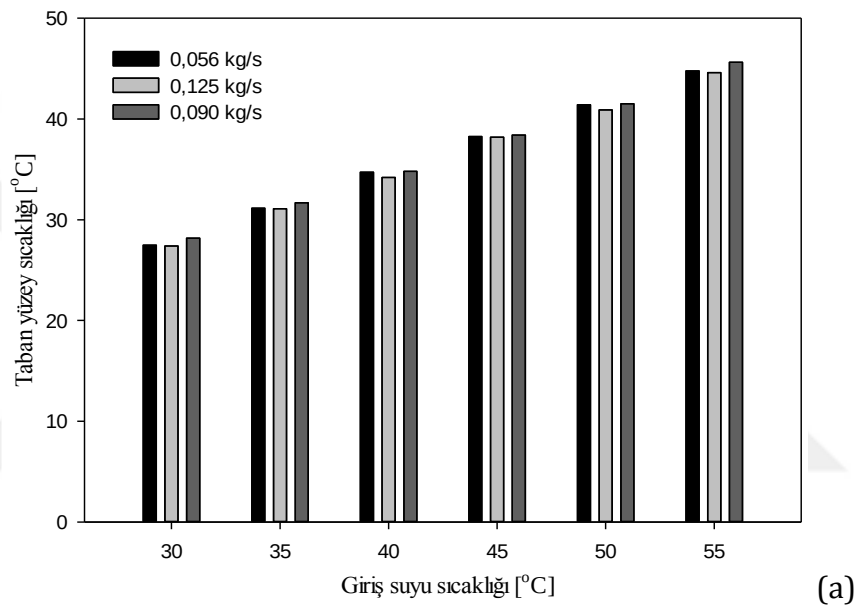
Şekil 4.2b mevcut çalışma ile Cholewa vd. [31] çalışmasının taşınım ısı akılarının bakımından karşılaştırılmasını göstermektedir. Her iki çalışmada da görüldüğü üzere taşınım ısı akılarının belirlenmesi diğer ısı akılarının belirlenmesine göre daha karmaşık olmasından kaynaklı, taşınım ısı akı değerleri ısıtım ve toplam ısı akı değerlerine göre daha dağınık bir görüntü sergilemektedir. Bu olguya rağmen iki çalışmada da taşınım ısı akılarındaki değişimler benzer eğilim göstermişlerdir. Bu durum, mevcut çalışmaların taşınım ısı akıları açısından değerlendirildiğinde çalışmaların birbirlerini doğruladıklarını ortaya çıkarmaktadır.

Şekil 4.2c yapılan çalışma sonucu ortaya çıkan toplam ısı akılarının literatürdeki çalışmalar ile karşılaştırmasını göstermektedir. Şekilde de görüldüğü üzere karşılaştırması yapılan üç çalışmada da toplam ısı akı değerlerinin sıcaklık farklarına göre değişimleri dikkate alındığında benzer eğilimi göstermelerine rağmen EN 1264-2 [163] standardına göre belirlenen ısı akı değerlerinin diğer çalışmalara göre daha yüksek olduğu görülmüştür. Bu durum, radyant sistem tasarımında ve boyutlandırmasında göz önüne alındığında ilgili standardın kullanılması halinde daha yüksek enerji tüketimine neden olacaktır.



Şekil 4.2 Isı akılarındaki değişimin sıcaklık farklarına bağlı olarak literatürle karşılaştırılması (a) ışıınım (b) taşınım (c) toplam ısı akısı

Şekil 4.3a ve b’ de sırasıyla taban yüzey sıcaklıklarının ve toplam ısı akılarının akışkan giriş debileri ve sıcaklıklarına bağlı olarak değişimleri gösterilmiştir. Radyant taban yüzeyinin ortalama sıcaklıklarının, aynı giriş suyu sıcaklıklarında test edilen debiler dikkate alındığında önemli ölçüde farklılık göstermediği belirlenmiştir. Beklendiği üzere giriş suyu sıcaklıklarındaki artışa bağlı olarak ortalama taban yüzey sıcaklıklarında da artış meydana gelmiştir. Şekil 4.3b’ de radyant sistemdeki toplam ısı akılarında, test edilen farklı debi değerlerine göre anlamlı farklılıklar oluşmamış olmasına rağmen yüksek debilerde sisteme aktarılan ısı akısı miktarı görece daha yüksek olmuştur. Giriş suyu sıcaklığındaki artış ile sisteme aktarılan toplam ısı miktarı ise artmıştır.



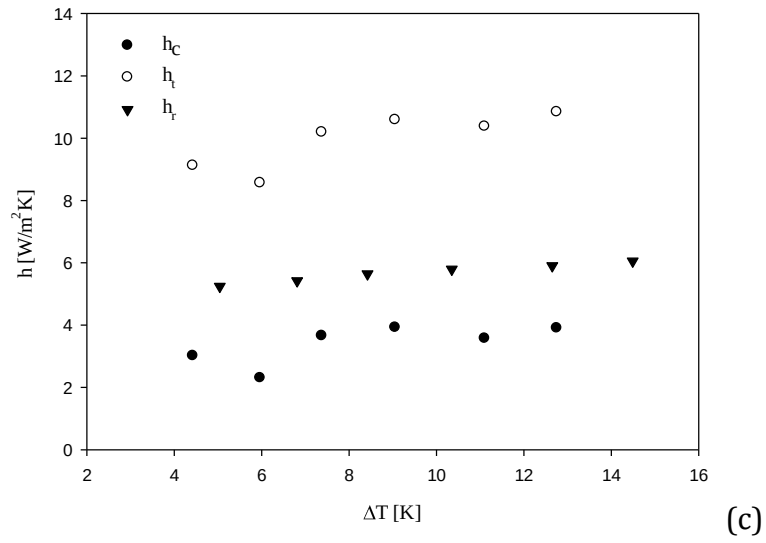
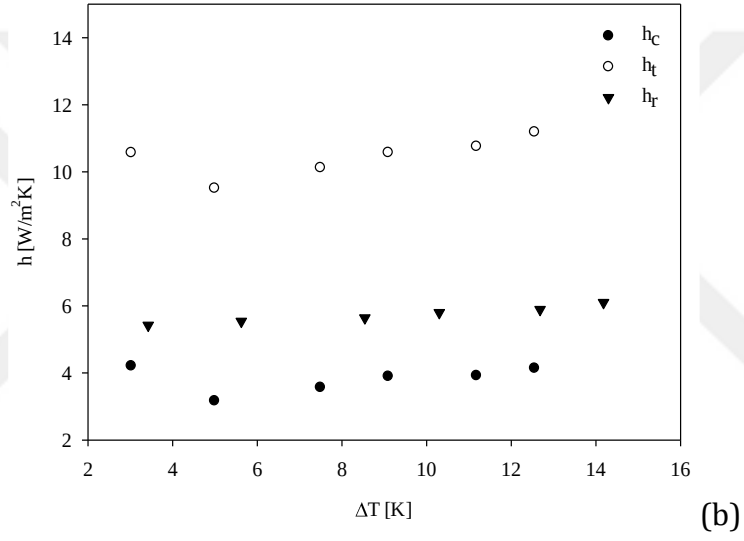
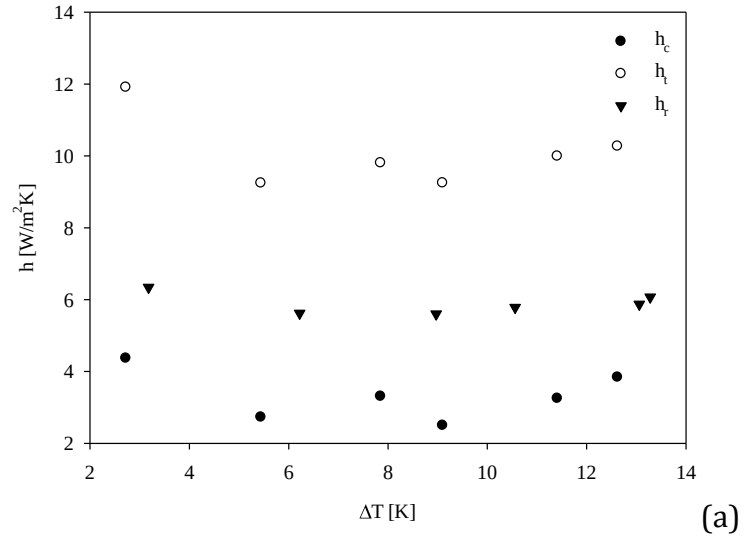
Şekil 4.3 Farklı debi ve giriş suyu sıcaklıklarına göre, (a) taban yüzey sıcaklıklarının, (b) toplam ısı akılarının değişimi

4.1.2 Isı Transfer Katsayıları

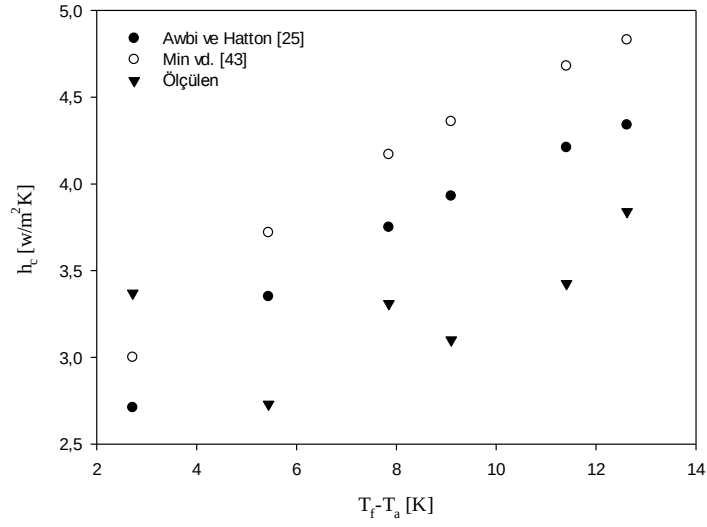
Isı transfer katsayıları, radyant ısıtma ve soğutma sistemlerinin tasarlanmasında, boyutlandırılmasında ve ısı kapasitelerinin belirlenmesinde yer alan temel parametrelerdir. Literatürde yer alan uygun referans sıcaklıklar kullanılarak üç farklı debi değeri için hesaplanan ışıyım, taşınım ve toplam ısı transfer katsayılarının sıcaklık farklarına göre değişimleri Şekil 4.4 (a-c)' de verilmiştir. Şekiller incelendiğinde ısı akılarının karşılaştırılmasına benzer şekilde ışıyım ısı transfer katsayılarının, toplam ve taşınım ısı transferi katsayılarına göre daha düzenli dağılım gösterdiği görülmektedir. Ayrıca, ışıyım ısı transfer katsayısının uygulanan farklı debi değerlerine göre değişim göstermediği görülmüştür.

Tablo 4.3 ve Şekil 4.5' de deneysel çalışma sonucu elde edilen taşınım ısı transfer katsayılarının literatürde yer alan referans çalışmalarla [1], [25], [31], [43], [47] karşılaştırılması verilmiştir. Yapılan karşılaştırma neticesinde taşınım ısı transfer katsayı değerlerinin benzer aralıklarda olduğu görülmesine rağmen ortalama olarak Min vd. [43] ve Awbi & Hatton [25] tarafından önerilen korelasyonlarla sırasıyla %15 ve %10 sapma göstermiştir.

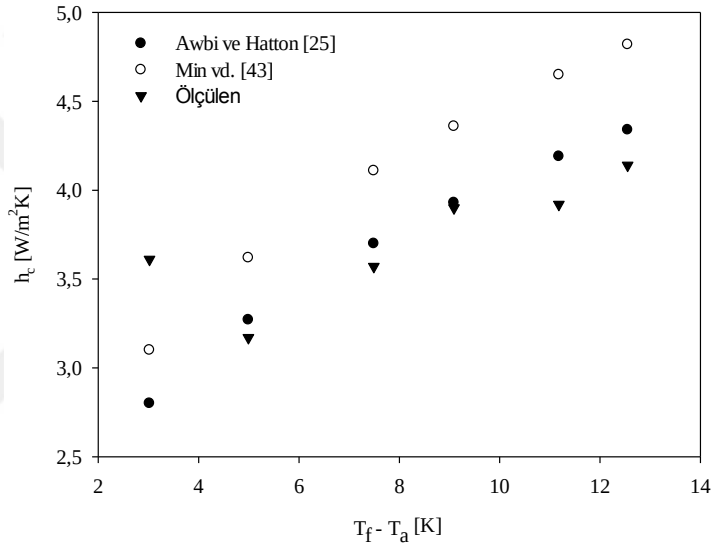
Referans çalışmalarda, Cholewa vd. [31], Olesen vd. [47] ve Ashrae [1], ışıyım ısı transfer katsayıları sırasıyla 5,6 W/m²K, 5,5 W/m²K ve 5,3-6,0 W/m²K olarak önerilirken mevcut çalışmada elde edilen değerler ise 5,2 – 6,3 W/m²K aralığında belirlenmiş ve ortalama olarak 5,7 W/m²K önerilmiştir. Yapılan bu karşılaştırma, ışıyım ısı transfer katsayısı dikkate alındığında mevcut çalışmadan elde edilen sonuçların literatür ile uyumlu olduğu sonucu çıkmıştır. Işıyım ısı transfer katsayıları arasındaki düşük farkların nedeni olarak da analiz edilen test odalarının boyutlarının farklı olmasından kaynaklı görüş faktörlerinin değişkenliği, yüzey yayıcılıklarındaki farklılıklar ve ısıtıcı panellerin boyutları gösterilebilir.



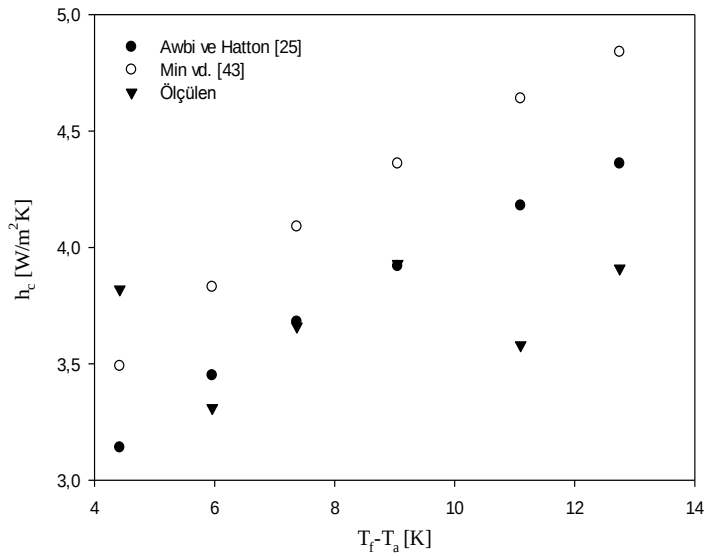
Şekil 4.4 Sıcaklık farklarına bağlı olarak ışıni, taşınım ve toplam ısı transfer katsayılarındaki değişim $m = 0.056$ kg/s (a), $m = 0.125$ kg/s (b), $m = 0.090$ kg/s (c)



(a)



(b)



(c)

Şekil 4.5 Taşınım ısı transfer katsayılarının literatürdeki çalışmalar ile karşılaştırılması

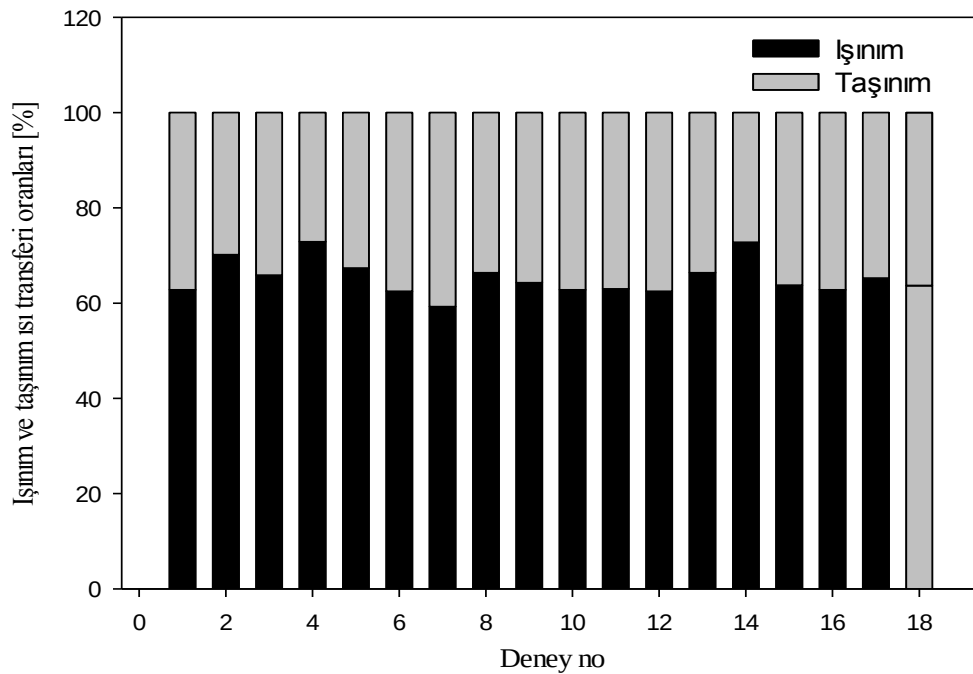
(a) $m = 0.056$ kg/s (b) $m = 0.125$ kg/s (c) $m = 0.090$ kg/s

Tablo 4.3 Isı transfer katsayılarının literatür ile karşılaştırılması

Referanslar	h_t	h_c	h_r
EN 1264 – 5 [164]	10,8	-	-
Cholewa vd.* [31]	8,5 - 11,1	2,2 - 3,5	5,6
Min vd.** [43]	-	3,0 - 4,7	-
Awbi ve Hatton** [25]	-	2,7 - 4,3	-
Olesen vd. [47]	-	-	5,5
ASHRAE** [1]	-	3,0 - 4,8	5,3 - 6,0
Ölçülen	8,6 - 11,9	2,3 - 4,4	5,2 - 6,3
Önerilen	10,2	3,5	5,7

* h_t hesaplamalarında referans sıcaklık olarak $T_{op, 1,1}$ kullanılmıştır.
** Sonuçlar, ilgili korelasyonlar kullanılarak hesaplanmıştır.

Oda içerisinde gerçekleşen ısı transferi içerisinde ışıınım ve taşınım ısı transferinin ağırlığının görülebilmesi için Şekil 4.6 oluşturulmuştur. Şekilde, her bir deney çalışmasında toplam ısı transferi içerisindeki ışıınım ve taşınım ısı transferlerinin oranları gösterilmektedir. Buna göre bütün deneysel durumlar dikkate alındığında oda içerisinde gerçekleşen toplam ısı transfer miktarının yaklaşık olarak % 62' den fazlası ışıınım ısı transferi ile gerçekleşmiştir. Grafikte ayrıca, her bir deneyin oransal olarak birbirlerine yakın sonuçlar verdiği de görülmüştür.

**Şekil 4.6** Toplam ısı transferindeki ışıınım ve taşınım ısı transferlerinin oranları

4.1.3 Korelasyon Geliştirme

Deneyisel çalışma neticesinde elde edilen veriler ile radyant tabandan ısıtma durumunda ışıınım, taşınım ve toplam ısı akılarının belirlenebilmesi için sırasıyla Denklem 4.1, 4.2 ve 4.3' de belirtilen korelasyonlar önerilmiştir. Şekil 4.7 (a-c)' de elde edilen korelasyon sonuçları ile deneyisel veriler arasındaki sapmalar gösterilmiştir.

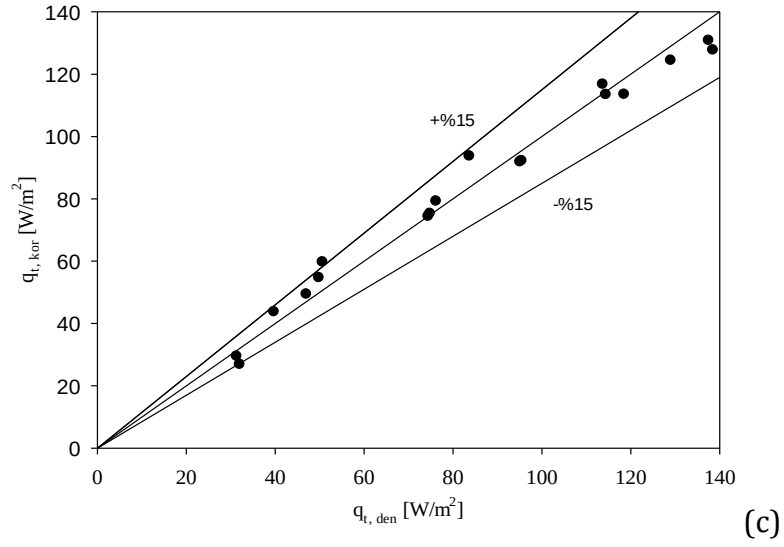
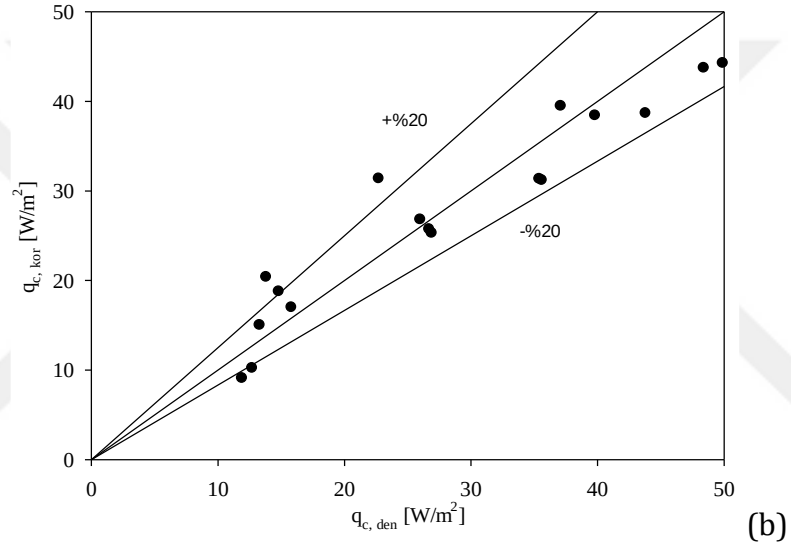
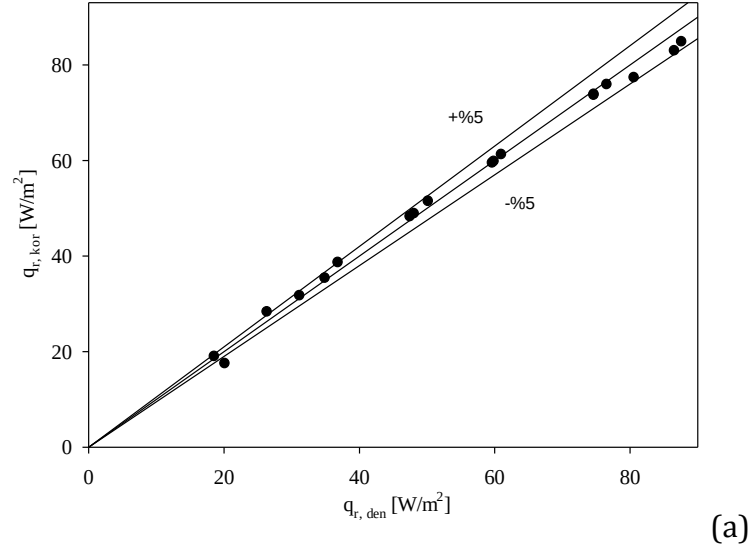
$$q_r = 5,26 (T_f - AUST)^{1,04} \quad (4.1)$$

$$q_c = 3,3 (T_f - T_a)^{1,02} \quad (4.2)$$

$$q_t = 9,55 (T_f - T_{op})^{1,03} \quad (4.3)$$

Çalışmada elde edilen ışıınım, taşınım ve toplam ısı akılarının belirlenmesine yönelik geliştirilen korelasyonlar için R^2 değerleri sırasıyla 0,99, 0,88 ve 0,97 olarak ortaya çıkmıştır. Şekil 4.7 (a-c)' de, türetilen korelasyonlar kullanılarak hesaplanan ısı akıları ile deneyisel olarak ortaya çıkan ısı akılarının karşılaştırılması verilmiştir. Şekillerde görüldüğü üzere türetilen korelasyonlarla deneyisel verilerin önemli ölçüde uyumluluk gösterdiği görülmüştür. Ayrıca ışıınım, taşınım ve toplam ısı akıları için hata bantları sırasıyla % 5, % 20 ve % 15 olarak ortaya çıkmıştır. Korelasyonlarda mutlak ortalama hata sırasıyla %2,2, %13 ve % 5,5 olarak gerçekleşmiştir.

Önerilen korelasyonlar literatürdeki mevcut korelasyonlarla karşılaştırıldığında Denklem 4.3; Cholewa vd. [31] ve EN 1264-2' de [163] belirtilen korelasyonlar ile sırasıyla %7,7 ve %6,3 oranında mutlak sapma göstermiştir. Ashrae [1] tarafından ışıınım ve taşınım ısı akılarının belirlenmesine yönelik önerilen iki korelasyon ile Denklem 4.1 ve 4.2' de önerilen korelasyonlar karşılaştırıldığında ise mutlak sapmalar sırasıyla %2,3 ve %15 olarak gerçekleşmiştir.



Şekil 4.7 Korelasyonlar kullanılarak hesaplanan ısı akıları ile deneysel olarak ortaya çıkan ısı akılarının karşılaştırılması (a) ışıınım, (b) taşınım, (c) toplam

4.2 Radyant Taban Isıtma ve Kış Şartlarının Simülasyonu

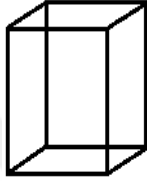
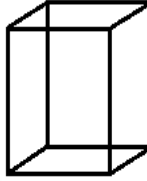
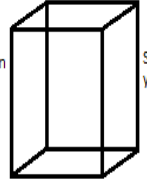
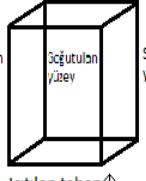
Bu bölümde radyant tabandan ısıtma yapılan bir test odasında bir veya birden çok duvar soğutularak binalarda kış şartlarının simülasyonu yapılarak gerçeğe yakın durum oluşturulmaya çalışılmıştır. Bu bağlamda, ısı kayıplarını gösterir dört farklı duvar düzenlemesi yapılmıştır. Mevcut çalışma bu yönü ile yaygın literatürde radyant tabandan ısıtma sistemleri ile ilgili yapılan çalışmalardan ayrılmaktadır.

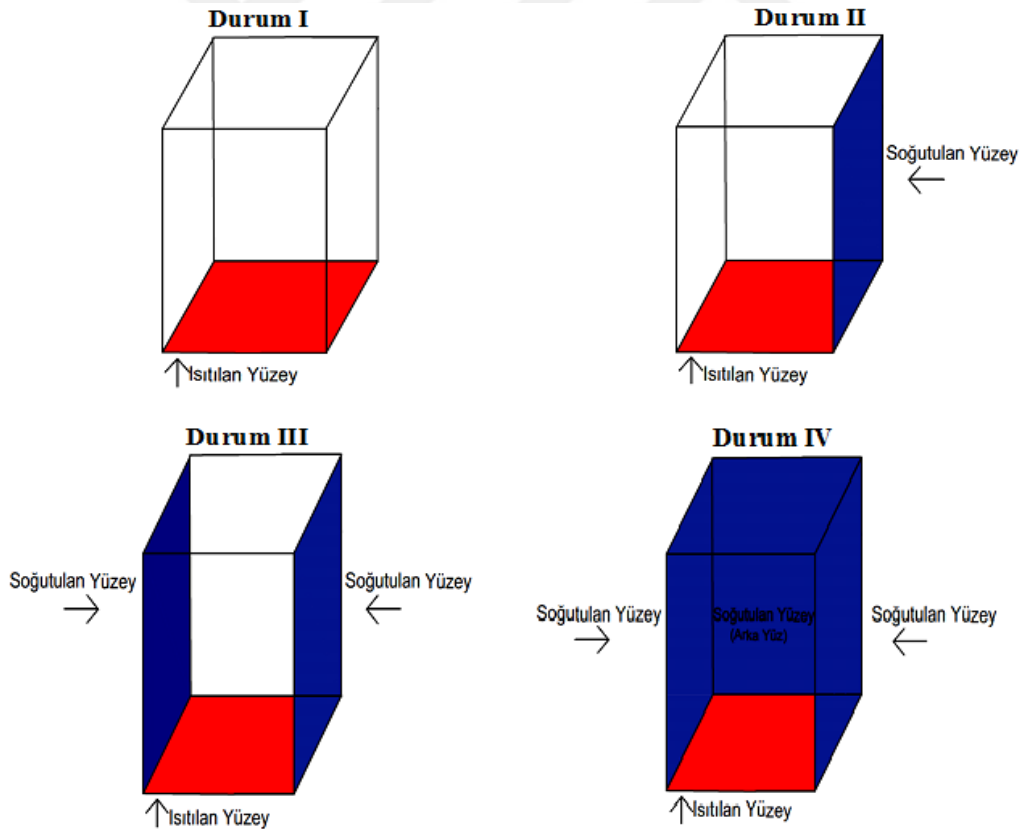
Radyant tabana iletilen kaynak suyu sıcaklıkları olarak 30 °C, 35 °C, 40 °C ve 45 °C seçilirken, odaya aktarılan giriş suyunun kütsel debisi ise 0,090 kg/s olarak belirlenmiştir. Radyant tabandan ısıtma yapılan odada farklı sınır ve işletim şartlarının uygulanması test edilen sistemde ısı akılarını etkileyecektir. Ortaya çıkacak olan etkinin tespiti için deneysel çalışmalar yapılmıştır.

Test edilen radyant tabandan ısıtma sisteminde kış şartlarının simülasyonu için belirlenen farklı duvarlardan soğutma durumları Şekil 4.8’ de gösterilmiştir. Şekilde görüldüğü üzere 1. durumda sadece tabandan ısıtma çalışmaları yapılırken diğer 2., 3. ve 4. durumlarda duvarlardan ısı kayıplarını belirten farklı duvar uygulamaları gösterilmiştir. Deneysel çalışma süresinde radyant tabana aktarılan kaynak suyunun debisi 0,090 kg/s olarak belirlenmiş ve sabit tutulmuştur. Soğutulan duvarların yüzey sıcaklıkları bütün duvar durumlarında geçerli olmak üzere yaklaşık olarak 17-18 °C aralığında tutulmaya çalışılmıştır. Tablo 4.4’ de radyant taban ısıtma ve kış şartlarının simülasyonu için deney şartları özetlenmiştir.

Yapılan deneysel çalışma neticesinde ortaya çıkan ışıınım, taşınım ve toplam ısı akıları ile ısı transfer katsayıları ve oda içi yüzey ve hava sıcaklıkları Tablo 4.5 ‘de detaylı olarak aktarılmıştır. Burada radyant tabana aktarılan kaynak suyunun kütsel debisinin sabit ve 0,090 kg/s olduğu bilinmelidir.

Tablo 4.4 Radyant taban ısıtma ve kış şartlarının simülasyonu için deney şartları

Kütlele l Debi [kg/s]	0,090															
Akışkan giriş s. [°C]	30	35	40	45	30	35	40	45	30	35	40	45	30	35	40	45
Duvar yüzey s. [°C]	-				17-18											
Durum	 Isıtılan taban ↑				 Isıtılan taban ↑				 Isıtılan taban ↑				 Isıtılan taban ↑			



Şekil 4.8 Test edilen odada duvar durumları

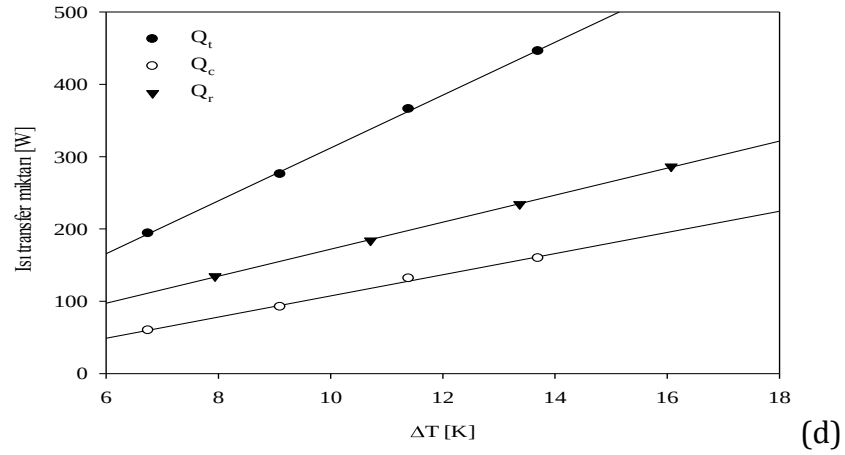
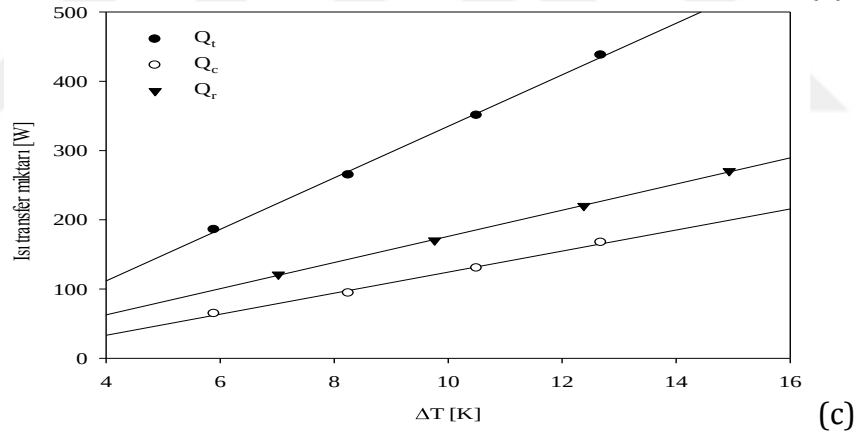
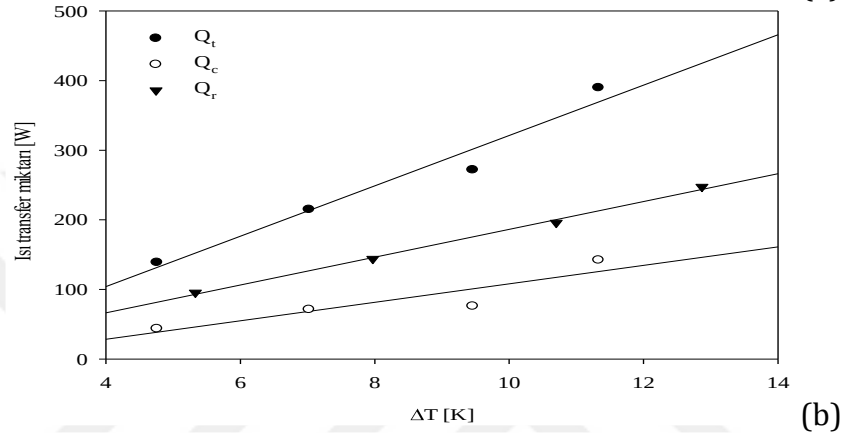
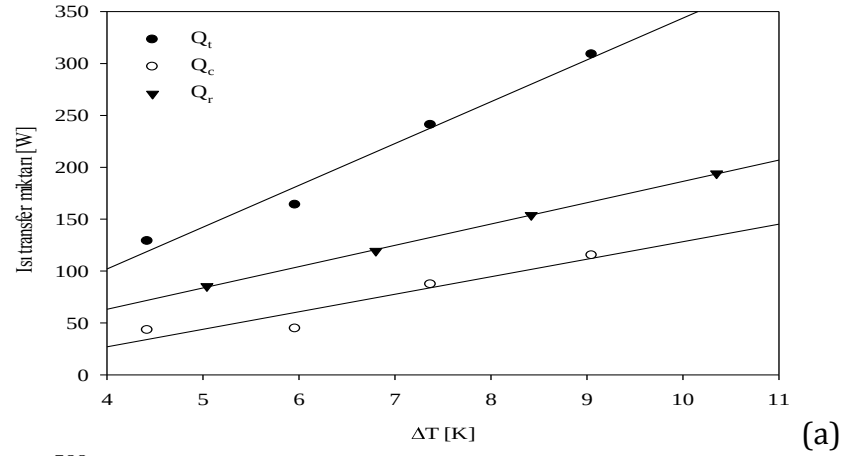
Tablo 4.5 Deneylerde ölçülen ve hesaplanan değerler

Durum 1		Ölçülen değerler				Hesaplanan değerler									
Deney no	T _g	T _d	T _c	T _f	T _{a, 1,1m}	T _{a, 1,4m}	T _{op, 1,1m}	T _{op, 1,4m}	AUST	q _r	q _c	q _t	h _{c,1,4m}	h _r	h _t
1	30	22,27	23,05	27,48	23,13	23,06	23,10	23,06	22,44	26,37	13,33	39,81	3,02	5,24	8,99
2	35	24,14	25,22	31,15	25,25	25,19	25,22	25,19	24,35	36,85	13,80	50,62	2,31	5,42	8,5
3	40	26,05	27,42	34,72	27,42	27,35	27,38	27,34	26,30	47,50	26,93	74,38	3,66	5,64	10,1
4	45	27,60	29,33	38,27	29,26	29,22	29,23	29,21	27,92	59,91	35,56	95,37	3,93	5,79	10,53
Durum 2		Ölçülen değerler				Hesaplanan değerler									
Deney no	T _g	T _d	T _c	T _f	T _{a, 1,1m}	T _{a, 1,4m}	T _{op, 1,1m}	T _{op, 1,4m}	AUST	q _r	q _c	q _t	h _{c,1,4m}	h _r	h _t
1	30	22,16	21,85	26,56	21,97	21,80	21,81	21,72	21,23	29,47	13,47	42,90	2,83	5,53	8,88
2	35	22,74	22,78	29,74	22,89	22,72	22,68	22,60	21,77	44,47	22,02	66,36	3,14	5,58	9,31
3	40	23,17	23,46	32,84	23,55	23,38	23,34	23,25	22,14	60,45	23,49	83,95	2,48	5,65	8,75
4	45	24,23	24,84	36,03	24,88	24,70	24,61	24,52	23,16	76,44	43,94	120,37	3,88	5,94	10,46
Durum3		Ölçülen değerler				Hesaplanan değerler									
Deney no	T _g	T _d	T _c	T _f	T _{a, 1,1m}	T _{a, 1,4m}	T _{op, 1,1m}	T _{op, 1,4m}	AUST	q _r	q _c	q _t	h _{c,1,4m}	h _r	h _t
1	30	16,97	19,92	25,91	20,11	20,02	19,86	19,82	18,89	37,34	19,99	57,41	3,39	5,31	9,4
2	35	17,05	20,54	28,89	20,76	20,64	20,47	20,41	19,13	52,54	29,14	81,79	3,53	5,38	9,62
3	40	16,93	21,33	31,88	21,53	21,38	21,16	21,08	19,50	67,92	40,28	108,33	3,84	5,49	10,02
4	45	17,07	22,14	34,93	22,45	22,25	22,00	21,89	20,00	83,46	51,67	135,19	4,08	5,59	10,37
Durum 4		Ölçülen değerler				Hesaplanan değerler									
Deney no	T _g	T _d	T _c	T _f	T _{a, 1,1m}	T _{a, 1,4m}	T _{op, 1,1m}	T _{op, 1,4m}	AUST	q _r	q _c	q _t	h _{c,1,4m}	h _r	h _t
1	30	16,74	19,18	25,75	19,23	19,00	18,97	18,85	17,81	41,54	18,48	59,88	2,74	5,23	8,7
2	35	16,80	19,73	28,65	19,77	19,55	19,47	19,36	17,94	56,77	28,51	85,19	3,13	5,3	9,18
3	40	16,91	20,44	31,62	20,42	20,23	20,09	19,99	18,25	72,31	40,65	112,96	3,57	5,41	9,72
4	45	16,90	21,14	34,60	21,14	20,90	20,73	20,61	18,53	88,38	49,30	137,6	3,6	5,5	9,84

4.2.1 Isı Akıları

Şekil 4.9 (a-d) test edilen oda içerisindeki dört farklı duvar durumuna bağlı olarak sistemde ortaya çıkan ısı transfer miktarlarındaki değişimleri göstermektedir. Ortaya çıkan sonuca göre oda içerisinde farklı sınır koşulları uygulandığında sistemde gerçekleşen ısı transfer karakteristiğinin de değiştiği gözlemlenmiştir.

Kış şartlarının deneysel olarak oluşturulmaya çalışıldığı sistemde duvar durumları dikkate alındığında sistemde gerçekleşen ısı transfer miktarı 1. durum için yani soğutulan duvarın olmadığı durum için en düşük olurken 4. durum için, üç duvarın soğutulduğu durum, en yüksek değerine ulaşmıştır. Bu durum Tablo 4.5 ve Şekil 4.9 (a-d) de açıkça görülmektedir. Sistemde gerçekleşen ısı kayıplarından kaynaklı oda içerisinde gerçekleşen ışıınım ve taşınım ısı transfer miktarları artmaktadır. Radyant tabandan ısıtılan odada dört farklı duruma göre gerçekleşen ışıınım, taşınım ve toplam ısı akıları sırasıyla (26,37 – 88,37 W/m²), (13,33 – 51,67 W/m²) ve (39,81 – 137,65 W/m²) aralıklarında gerçekleşmiştir.



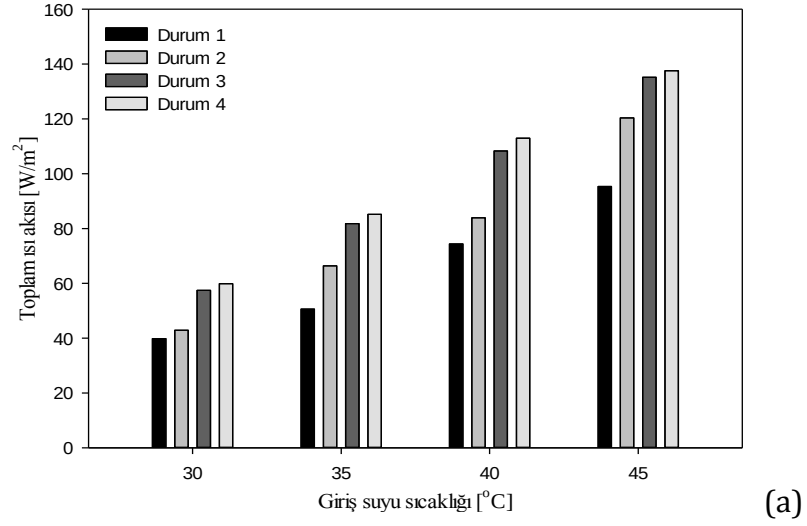
Şekil 4.9 Test odasında gerçekleşen ışınlım, taşınım ve toplam ısı transfer miktarlarındaki değişim (a) durum 1, (b) durum 2, (c) durum 3, (d) durum 4

Şekil 4.10 (a-c)' de sırasıyla toplam ısı akılarının, taban yüzey sıcaklıklarının ve iç ortam hava sıcaklıklarının test edilen durumlar ve akışkan giriş sıcaklıklarına göre değişimleri gösterilmiştir. Test edilen durumlarda, akışkan giriş debisi 0,090 kg/s olarak sabit tutulurken giriş sıcaklıkları 30 °C, 35 °C, 40 °C ve 45 °C olarak belirlenmiştir.

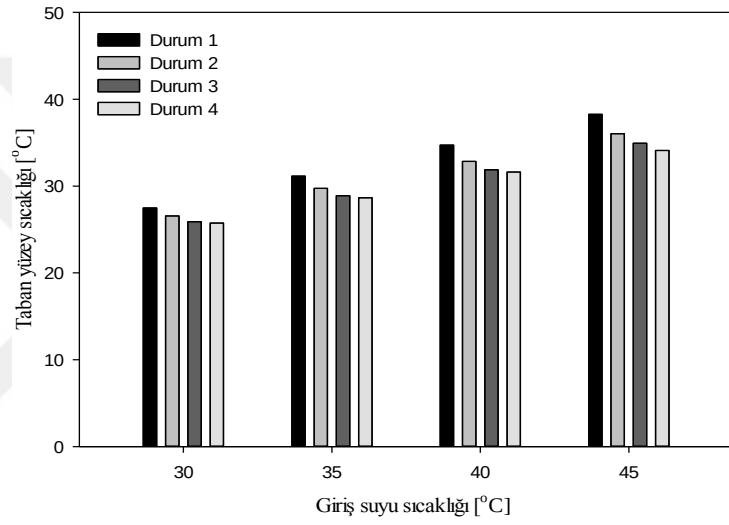
Şekil 4.10a' da aynı giriş suyu sıcaklıklarındaki durumlar dikkate alındığında sisteme aktarılan ısı miktarının soğutulan duvar sayısındaki artışa bağlı olarak arttığı gözlemlenmiştir. Akışkan giriş sıcaklığı arttıkça durumlar arasında oluşan ısı transfer miktarı farkları da artmaktadır. Ayrıca akışkan giriş sıcaklıklarındaki artışla sisteme aktarılan ısı miktarı artmıştır.

Şekil 4.10b' de radyant taban yüzey sıcaklıklarının incelenen durumlara göre değişimleri verilmiştir. Benzer durumlar dikkate alındığında aynı giriş sıcaklıkları için radyant taban yüzey sıcaklıklarının soğutulan duvar sayısındaki artışa bağlı olarak düştüğü görülmüştür. Bu durumun oluşmasında soğutulan duvarlara doğru ısı aktarımının olması ve soğuk duvarların taban üzerinde ışıyım etkisinin yükselmesi gösterilebilir.

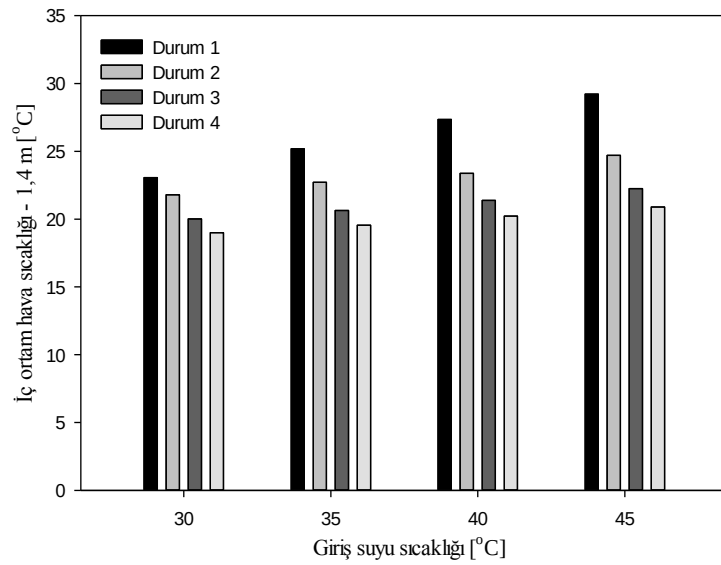
Şekil 4.10c' de iç ortam hava sıcaklıklarının (tabandan 1.4 m – odanın orta noktası) incelenen durumlara göre değişimleri gösterilmiştir. Her bir durum kendi içerisinde değerlendirildiğinde beklenildiği üzere odanın orta nokta sıcaklığının soğutulan duvar sayısındaki artış ile düştüğü görülmüştür. 1 numaralı durum dikkate alındığında akışkan giriş sıcaklıklarına bağlı olarak iç ortam sıcaklıkları da önemli ölçüde artmıştır. Fakat 2, 3 ve 4 numaralı durumlarda farklı giriş sıcaklıkları için iç ortam sıcaklıkları arasında önemli farklar oluşmamıştır.



(a)



(b)



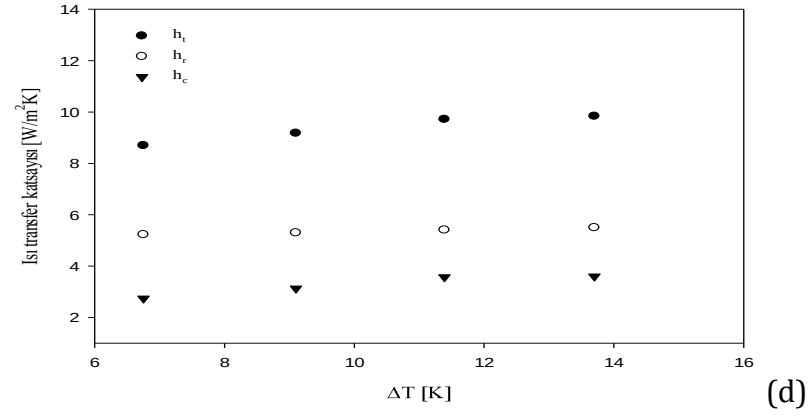
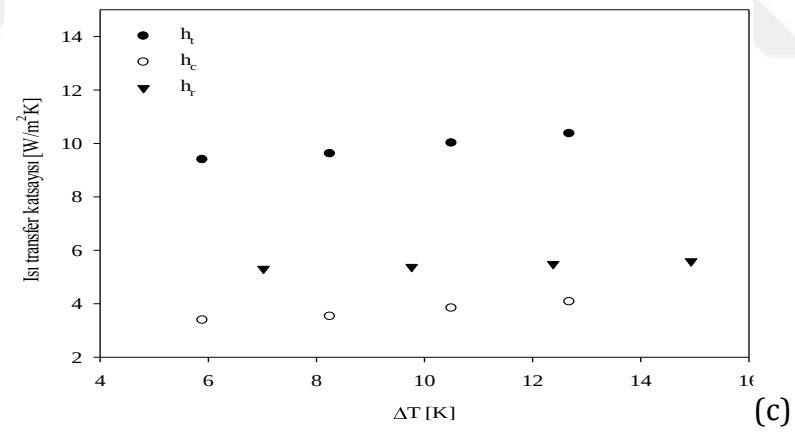
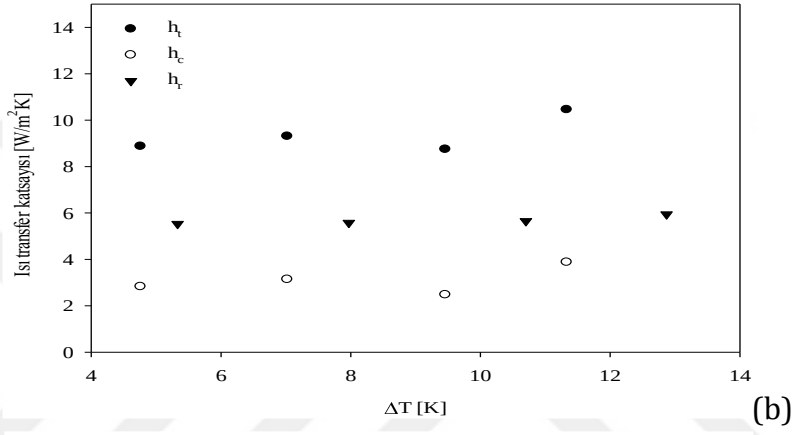
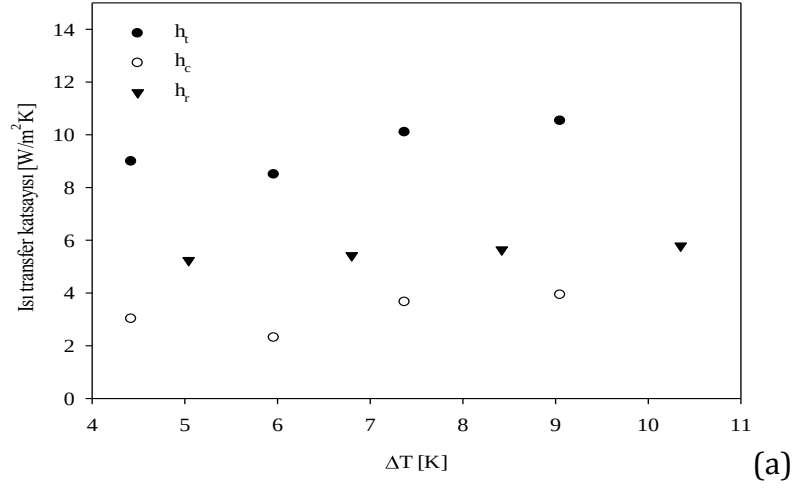
(c)

Şekil 4.10 İncelenen durumlara göre; (a) toplam ısı akılarındaki, (b) taban yüzey sıcaklıklarındaki, (c) iç ortam hava sıcaklıklarının değişimi

4.2.2 Isı Transfer Katsayıları

Şekil 4.11 (a-d)' de ışıınım, taşınım ve toplam ısı transfer katsayılarının sıcaklık farklarına göre değişimleri gösterilmiştir. Işıınım ısı transfer katsayılarının hesaplanmasında teorik bir model (net-radiosity) kullanılmıştır, buna bağlı olarak taşınım ve toplam ısı transfer katsayılarına göre daha düzgün dağılım ve yaklaşık olarak değişmeyen bir eğilim gözlemlenmiştir. Taşınım ısı transfer katsayılarında ise, taşınım ısı transfer mekanizmasının deneysel koşullara, ortam içerisindeki hava sıcaklıkları ve hava hareketlerine bağlı olmasından dolayı görece daha dağınık bir dağılım sergilemiştir. Yapılan deneysel çalışma neticesinde ışıınım, taşınım ve toplam ısı transfer katsayı aralıkları olarak sırasıyla, 5,2 – 5,9 W/m²K, 2,3 – 4,1 W/m²K ve 8,5 – 10,5 W/m²K olarak ortaya çıkmıştır.

Çalışmada elde edilen deneysel verilerin literatür ile karşılaştırılmasında literatürde mevcut çalışmaya benzer ve yaygın referans verilen çalışmalar olan Min vd. [43], Awbi ve Hatton [25], Cholewa vd. [31] ve EN 1264 – 2 [163] kullanılmıştır. Şekil 4.12-a, taşınım ısı transfer katsayılarının literatür ile karşılaştırılmasını verirken, Şekil 4.12 (b-d)'de sistemde gerçekleşen ısı akılarının literatür ile karşılaştırılması verilmiştir. Ortaya çıkan taşınım ısı transfer katsayılarının literatürdeki referans çalışmalardan, Min vd. [43] ve Awbi & Hatton [25] daha düşük olduğu gözlemlenmiştir. Bu farklılığın nedeni olarak mevcut çalışmadaki sistemin referans çalışmalarda test edilen sistemlere göre gerçek şartlara daha yakın ve test koşullarının farklı olması belirtilebilir. Elde edilen taşınım ısı transfer katsayıları verileri ışığında ortalama bir değer olarak 3,3 W/m²K taşınım ısı transfer katsayısı önerilmektedir.

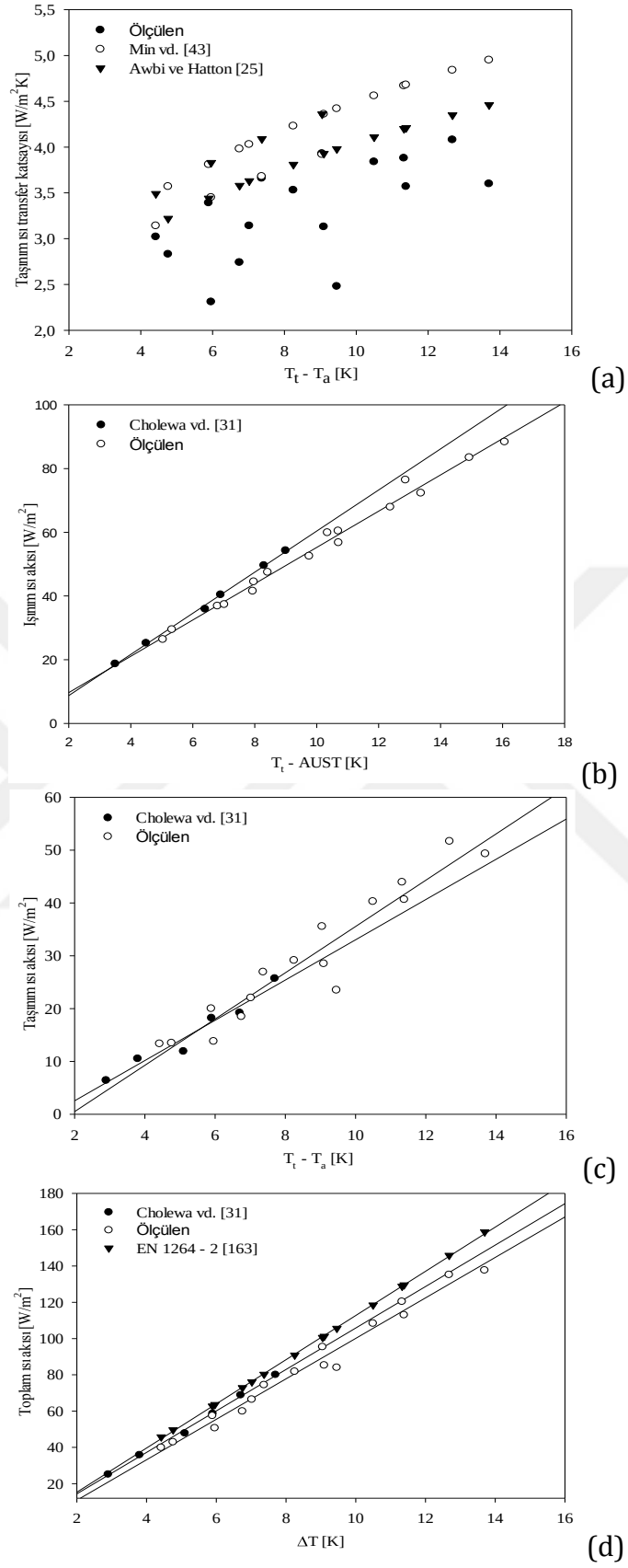


Şekil 4.11 Işınım, taşınım ve toplam ısı transfer katsayılarının sıcaklık farklarına göre değişimleri (a) Durum1, (b) Durum 2, (c) Durum 3, (d) Durum 4

Işınım ve taşınım ısı akılarının literatür ile karşılaştırılması sonucunda Şekil 4.12 (b-c)' de görüldüğü üzere referans seçilen çalışmalar ile mevcut çalışma arasında benzer eğilimler söz konusudur. Karşılaştırılan referans çalışmalarda da ısınım ısı akısı görece daha düzgün dağılım gösterirken taşınım ısı akısı daha dağınık görüntü sergilemiştir. Şekil 4.12-d' de toplam ısı akılarının literatür ile karşılaştırılması verilmiştir. 16 farklı durumun incelendiği mevcut çalışmadan elde edilen toplam ısı akıları referans çalışmalardaki ısı akıları ile benzer eğilim göstermesine rağmen EN 1264 – 2 [163] standardı kullanılarak yapılan hesaplamalarda çıkan sonuçlara göre daha düşük olduğu saptanmıştır. Gerçeğe yakın kurulumu yapılan ve birçok farklı durumun test edildiği çalışmada elde edilen veriler ışığında ilgili standardın ısı akılarını olması gerekenden daha yüksek hesapladığı ve bu durumun enerji tüketimini artırdığı sonucuna ulaşılmıştır.

Çalışma neticesinde toplam ısı transfer katsayıları 8,5 – 10,5 W/m²K aralığında çıkarken ortalama olarak 9,5 W/m²K hesaplanmış ve toplam ısı transfer katsayısı olarak önerilmiştir. Mevcut çalışmanın sonuçları ile Cholewa vd. [31] tarafından yapılan çalışmanın sonuçları (8,5 – 11,1 W/m²K) paralellik göstermesine rağmen yaygın olarak kullanılan EN 1264 - 5 [164] standardındaki değere göre ise yaklaşık olarak %3 daha düşük belirlenmiştir. Bu belirtilen fark radyant tabandan ısıtma sistemlerinin ısıtma yüklerinin tayininde farklar oluşturup enerji tüketiminde artışa neden olacaktır.

Taşınım ısı transfer katsayıları 2,3 – 4,1 W/m²K aralığında belirlenmekle beraber ortalama olarak 3,3 W/m²K hesaplanmış ve taşınım ısı transfer katsayısı olarak önerilmiştir. Işınım ısı transfer katsayısı ise literatürde yer alan çalışmaların çoğunluğunda sabit alınmakla beraber, bu çalışmada 5,2 – 5,9 W/m²K aralığında saptanmış ve 5,5 W/m²K olarak önerilmiştir. Çalışma sonucunda önerilen ısı transfer katsayıları ve literatürdeki mevcut değerler Tablo 4.6' da özetlenmiştir.



Şekil 4.12 Verilerin ilgili literatür ile karşılaştırılması (a) taşınım ısı transfer katsayıları, (b) ışıınım ısı akısı, (c) taşınım ısı akısı, (d) toplam ısı akısı

Tablo 4.6 Çalışmada elde edilen ısı transfer katsayılarının literatür ile karşılaştırılması

Referans	ht	hc	hr
EN 1264 – 5 [164]	10,8	-	-
Cholewa vd.* [31]	8,5 – 11,1	2,2 – 3,5	5,6
Min vd.** [43]	-	3,7 – 4,7	-
Awbi ve Hatton** [25]	-	3,1 – 4,4	-
Olesen vd. [47]	-	-	5,5
ASHRAE ** [1]	-	3,0 – 4,8	5,3 – 6,0
Çalışmada	8,5 – 10,5	2,4 – 4,1	5,2 – 5,9
Önerilen	9,5	3,3	5,5

*h_i hesaplamalarında referans sıcaklık olarak T_{op, 1,1} kullanılmıştır.
** Sonuçlar, ilgili korelasyonlar kullanılarak hesaplanmıştır.

4.2.3 Korelasyon Geliştirme

Radyant tabandan ısıtma sistemlerinde gerçekleşen ısı akılarının belirlenmesinde EN 1264 – 2 [163] standardı tarafından önerilen ve Denklem 4.4’ de verilen korelasyon yaygın olarak kullanılmaktadır.

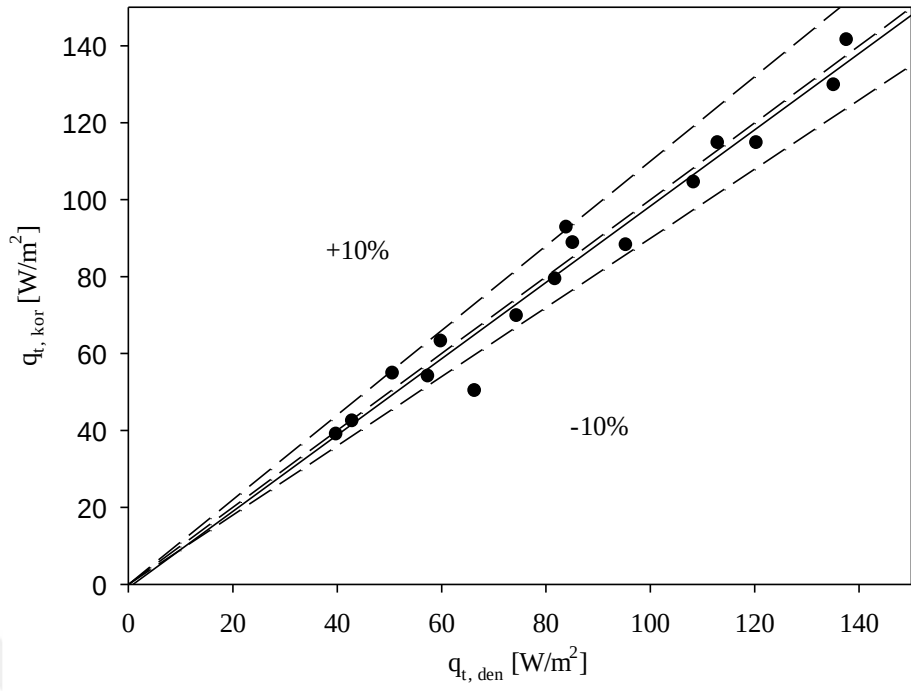
$$q_t = 8,92 (T_f - T_{op})^{1,1} \quad (4.4)$$

Yapılan deneysel çalışma neticesinde elde edilen verilerden hareketle radyant taban ısıtma sistemlerinde gerçekleşen ısı akısının ve taşınım ısı transfer katsayısının hesaplanabilmesi için sırasıyla denklem 4.5 ve 4.6 önerilmiştir.

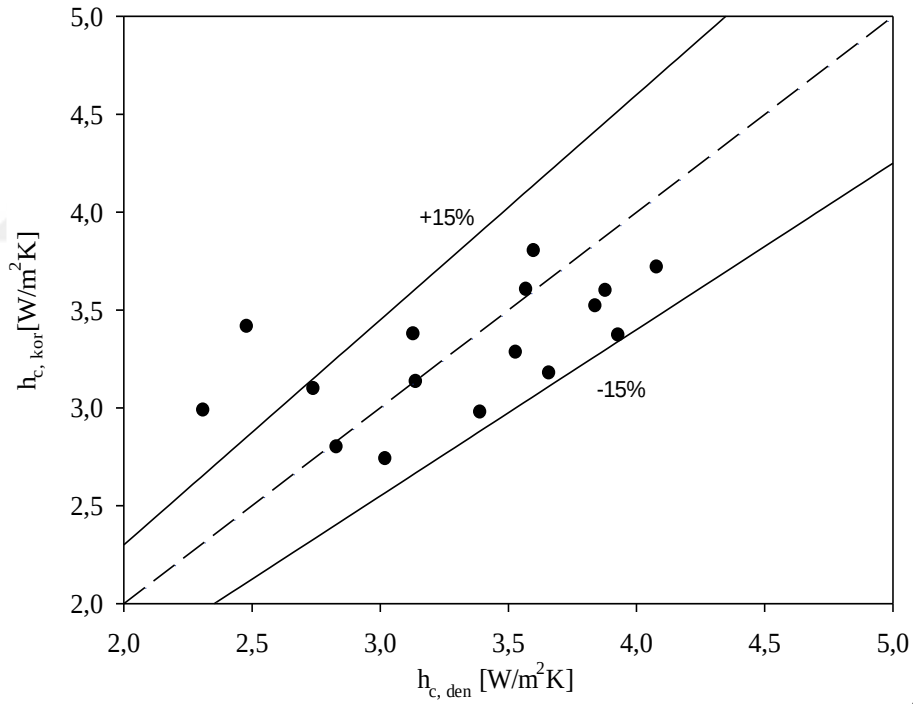
$$q_t = 7,16 (T_f - T_{op,1,1 m})^{1,14} \quad (4.5)$$

$$h_c = 1,79 (T_f - T_{a,1,1 m})^{0,28} \quad (4.6)$$

Önerilen eşitliklerin farklı deneysel koşullar oluşturularak gerçeğe yakın bir sistemde elde edilmiş olması, bu eşitlikleri literatürdeki diğer eşitliklere göre daha güvenilir kılmaktadır. Şekil 4.13a ve 4.13b’ de sırasıyla, deneysel çalışmalar sonucu elde edilmiş toplam ısı akıları ve taşınım ısı transfer katsayılarının, çalışma sonucu türetilen eşitlikler kullanılarak hesaplanan değerler ile karşılaştırılması verilmiştir. Şekiller üzerinde belirlenmiş hata bantları dikkate alındığında toplam ısı akıları %±10 hata bandında kalırken, taşınım ısı transfer katsayıları %±15’ lik hata bandında kalmaktadırlar.



(a)



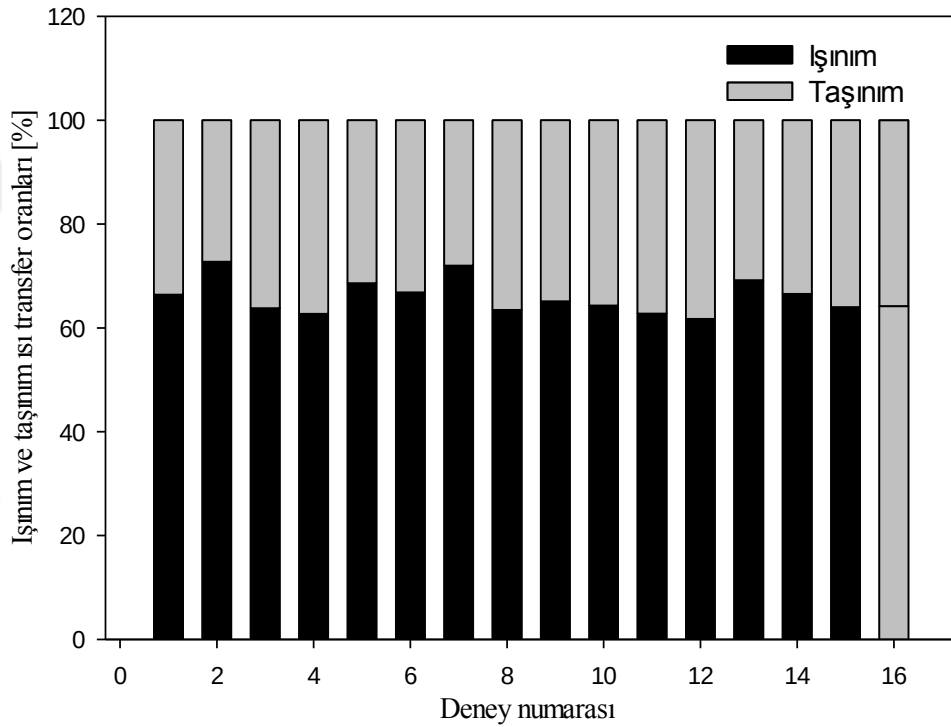
(b)

Şekil 4.13 Deneysel veriler ve korelasyon sonuçlarının karşılaştırılması (a) toplam ısı akısı, (b) taşınım ısı transfer katsayısı

Toplam ısı akılarının belirlenmesine yönelik geliştirilen eşitlik literatürdeki EN 1264-2 [163] standardı ve Cholewa vd. [31] ile karşılaştırıldığında sırasıyla %15 ve % 3 mutlak ortalama sapma göstermektedir. Taşınım ısı transfer katsayısının belirlenmesine için önerilen Denklem 4.6 ise Ashrae [1], Min vd. [43] ve Awbi &

Hatton [25] tarafından önerilen eşitliklerden sırasıyla %18, %15 ve %17 mutlak ortalama sapma göstermektedir.

Oda içerisinde gerçekleşen toplam ısı transferinde ışıınım ve taşınım ısı transferlerinin ağırlıkları Şekil 4.14’ de gösterilmiştir. Toplam ısı transfer miktarı içerisindeki ışıınım ve taşınım ısı transferlerinin oranlarının belirtildiği şekilde oda içerisinde gerçekleşen toplam ısı transfer miktarının ortalama % 66’sı ışıınım ısı transferi ile gerçekleşmiştir. Grafikte ayrıca her bir deneyin oransal olarak birbirlerine yakın sonuçlar verdiği de görülmüştür.



Şekil 4.14 Toplam ısı transferindeki ışıınım ve taşınım ısı transferlerinin oranları

4.3 Yapay Sinir Ağları Yaklaşımı ile Radyant Taban Isıtma Sistemleri için Isı Transfer Katsayılarının Belirlenmesi

Yapay sinir ağları (ANN) yaklaşımının tahmine dayalı birçok uygulamada yüksek güvenilirlikte sonuçlar verdiği bilinmektedir. Yapay sinir ağları yaklaşımı, örneklerden elde ettiği bilgiler ile kendi deneyimlerini oluşturur ve daha sonra benzer konularda benzer kararlar verir. Yapay sinir ağları kullanılan uygulamalarda yapay sinir ağlarının işlevi kendisine gösterilen bir girdi setine karşılık gelebilecek bir çıktı seti belirlemektir. Bu noktadan hareketle radyant taban ısıtma sistemlerinde ısı transfer katsayılarının tahmini için yapay sinir ağları (ANN) kullanılmıştır.

ANN çalışmasında radyant tabandan ısıtma deneyleri neticesinde elde edilen 30 adet deneysel veri kullanılmıştır. Bu verilerin %70' i eğitime (training), %15' i test etme (testing) ve %15' i de doğrulama (validation) için kullanılmıştır. Belirtilen deneysel veriler kullanılarak ilgili radyant sistemlerde ısı transfer katsayılarının hesaplanabilmesi için ANN modeli oluşturulmuştur.

Çalışmada yapay sinir ağları sistemindeki sayısal sonuçların belirlenmesi için giriş ve çıkış parametreleri belirlenmiştir. Giriş parametreleri T_{d-1} , T_{d-2} , T_{d-3} , T_{d-4} , T_f , T_c , T_a , T_g , T_{op} , AUST ve debi olarak verilirken çıkış parametreleri olarak da h_r , h_c , $1,1\text{ m}$ ve h_t , $1,1\text{ m}$ verilmiştir. Giriş ve çıkış verileri arasında doğrusal ilişki olmasından kaynaklı ANN uygulamasında purelin transfer fonksiyonu kullanılmıştır. Çalışmada uygulanan yapay sinir ağları yöntemi, literatürdeki konu ile ilgili çalışma [161] referans alınarak yapılmıştır. Yapılan çalışmada kullanılan tahmin metodolojisinin performansının değerlendirilmesi için iki farklı performans değerlendirme parametresi kullanılmıştır. Bunlar ortalama karesel hata (MSE) ve korelasyon katsayısı şeklinde olup hesaplama yöntemi Denklem 4.7-4.8' de verilmiştir. Hesaplanan değerler, incelenen her bir parametre için Tablo 4.7' de verilmiştir. Tablo 4.8' de ANN çalışması neticesinde elde edilen doğrusal denklemin (Denklem 4.9) katsayıları verilmiştir.

$$MSE = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (f_i - y_i)^2 \quad (4.7)$$

$$R = \frac{\sum_i (f_i - \bar{f})(y_i - \bar{y})}{\sum_i (f_i - \bar{f})^2 (y_i - \bar{y})^2} \quad (4.8)$$

Burada f_i , y_i , n ve $\bar{y}$ sırasıyla tahmin edilen değer, gerçek değer, ağ sayısı ve gerçek değerlerin ortalama değerini belirtmektedir.

Tablo 4.7 Performans değerlendirme sonuçları

MSE			R		
h_r	h_c	h_t	h_r	h_c	h_t
0,02	0,09	0,04	0,95	0,81	0,88

$$h = a_1 T_{d1} + a_2 T_{d2} + a_3 T_{d3} + a_4 T_{d4} + a_5 T_f + a_6 T_c + a_7 T_a + a_8 T_g + a_9 m_f + a_{10} T_{op} + a_{11} AUST + k \quad (4.9)$$

Tablo 4.8 Doğrusal denklemde belirtilen katsayılar

	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5	a_6	a_7	a_8	a_9	a_{10}	a_{11}	k
h_r	-0,1408	-0,1564	-0,1152	0,01009	-0,9631	0,4229	0,2218	0,4924	-1,3105	0,0811	0,2366	3,9551
h_c	-0,4811	-0,3050	-0,1933	0,0149	-2,8082	0,7869	0,1728	1,5153	16,677	0,3709	0,9952	1,1784
h_t	-2,2488	-2,1506	-1,3472	-2,7232	-3,2464	2,2446	0,1683	1,7466	16,5276	-2,0531	9,6299	9,4918

Tablo 4.9' da ANN çalışması sonucu elde edilen veriler ile deneysel veriler 30 farklı durum için verilmiştir. İncelenen durumlar dikkate alındığında radyant taban ısıtma sistemlerinde gerçekleşmesi muhtemel birçok durumun deneysel koşullar dahilinde incelendiği söylenebilir. Bu bağlamda geliştirilen ANN korelasyonu ve verilen değerler ilgili sistemler için kapsayıcı sonuçlar içermektedir.

Şekil 4.15 (a-c)' de ANN çalışması sonucu elde edilen ısıtım, taşınım ve toplam ısı transfer katsayılarının deneysel çalışmalarda elde edilen verilerle karşılaştırılması verilmiştir.

Tablo 4.9 ANN ve deneysel çalışmalar sonucu elde edilen değerler

Deney No	D-1 (°C)	D-2 (°C)	D-3 (°C)	D-4 (°C)	T _f (°C)	T _c (°C)	T _{a, 1,1} (°C)	T _{op, 1,1} (°C)	T _g (°C)	AUST (°C)	h _{r, ANN} (W/m ² K)	h _{r, Den} (W/m ² K)	h _{c, 1,1 ANN} (W/m ² K)	h _{c, 1,1 Den} (W/m ² K)	h _{t,1,1 ANN} (W/m ² K)	h _{t,1,1 Den} (W/m ² K)
T1	24,1	24,3	24,2	24,1	27,4	24,7	24,7	24,7	30,1	24,2	6,2	6,3	4,4	4,4	11,5	11,7
T2	24,7	24,9	24,8	24,7	31,1	25,7	25,7	25,7	35,0	24,9	5,8	5,6	3,0	2,8	9,7	9,2
T3	24,9	25,3	25,1	25,1	34,2	26,4	26,4	26,4	40,0	25,2	5,7	5,6	2,7	3,4	9,4	9,8
T4	27,4	27,7	27,4	27,2	38,2	29,0	29,1	29,0	45,0	27,6	5,8	5,8	2,7	2,5	9,1	9,2
T5	27,4	27,9	27,7	27,6	40,9	29,7	29,6	29,5	50,0	27,9	6,1	5,9	3,5	3,3	10,3	10,0
T6	31,2	31,8	31,5	30,4	44,6	32,2	32,1	32,5	55,1	31,3	6,1	6,1	4,0	3,9	10,6	10,7
T7	24,7	24,8	24,7	24,6	28,2	25,1	25,2	25,2	30,1	24,7	5,6	5,4	3,9	4,3	10,6	10,5
T8	26,0	26,2	26,0	25,8	31,7	26,7	26,8	26,8	35,0	26,1	5,6	5,5	3,7	3,2	10,3	9,5
T9	26,0	26,4	26,2	26,1	34,8	27,5	27,4	27,4	40,0	26,3	5,6	5,6	3,6	3,6	10,2	10,1
T10	27,7	28,2	28,0	27,8	38,4	29,5	29,4	29,4	45,0	28,1	5,8	5,8	3,9	3,9	10,6	10,6
T11	28,3	28,9	28,7	28,5	41,5	30,6	30,5	30,4	50,0	28,8	5,9	5,9	4,2	4,0	10,9	10,7
T12	31,0	31,5	31,3	31,0	45,6	33,4	33,3	33,2	55,0	31,4	6,0	6,1	4,0	4,2	10,5	11,2
T13	28,3	28,8	28,6	28,5	41,4	30,5	30,4	30,4	50,0	28,8	6,0	5,9	3,8	3,6	10,5	10,4
T14	29,7	30,3	30,1	29,9	44,8	32,2	32,1	32,1	55,0	30,3	6,2	6,1	4,3	3,9	11,0	10,8
T15	22,3	22,5	22,4	22,3	27,5	23,1	23,1	23,1	30,0	22,4	5,2	5,2	2,5	3,1	9,2	9,1

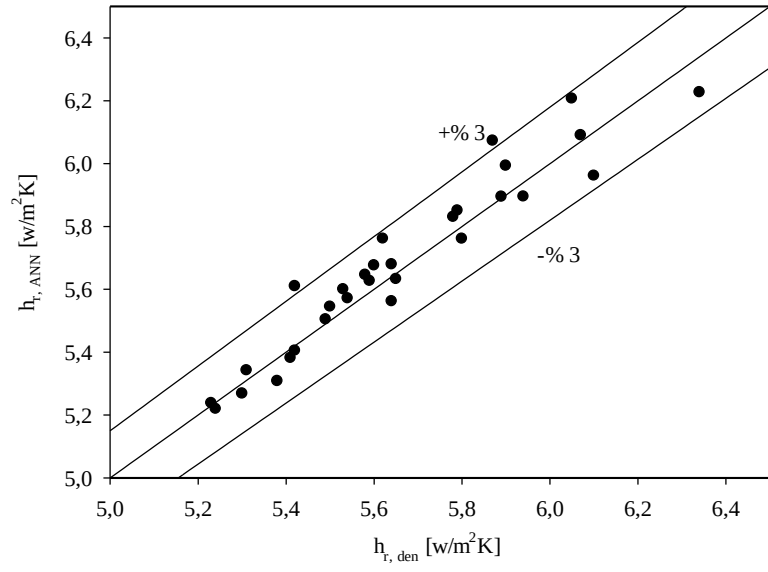
Tablo 4.9 ANN ve deneysel çalışmalar sonucu elde edilen değerler (Devam)

Test No	D-1 (°C)	D-2 (°C)	D-3 (°C)	D-4 (°C)	T _f (°C)	T _c (°C)	T _{a, 1,1} (°C)	T _{op, 1,1} (°C)	T _g (°C)	AUST (°C)	h _{r, ANN} (W/m ² K)	h _{r, Den} (W/m ² K)	h _{c, 1,1 ANN} (W/m ² K)	h _{c, 1,1 Den} (W/m ² K)	h _{t,1,1 ANN} (W/m ² K)	h _{t,1,1 Den} (W/m ² K)
T16	24,1	24,4	24,3	24,2	31,2	25,2	25,2	25,2	35,1	24,4	5,4	5,4	2,7	2,3	9,4	8,5
T17	26,1	26,3	26,2	26,1	34,7	27,4	27,4	27,4	40,0	26,3	5,7	5,6	3,2	3,7	9,8	10,1
T18	27,6	27,9	27,8	27,7	38,3	29,3	29,3	29,2	45,0	27,9	5,9	5,8	3,5	4,0	10,1	10,6
T19	22,2	22,2	17,0	22,0	26,6	21,8	22,0	21,8	30,0	21,2	5,6	5,5	3,4	2,9	9,2	9,0
T20	22,7	22,7	17,1	22,5	29,7	22,8	22,9	22,7	35,0	21,8	5,6	5,6	3,4	3,2	9,2	9,4
T21	23,2	23,1	16,9	22,9	32,8	23,5	23,5	23,3	40,1	22,1	5,6	5,7	3,3	2,5	9,2	8,8
T22	24,2	24,2	17,1	24,0	36,0	24,8	24,9	24,6	45,1	23,2	5,9	5,9	3,8	3,9	10,1	10,5
T23	17,0	20,2	17,1	20,0	25,9	19,9	20,1	19,9	30,1	18,9	5,3	5,3	3,5	3,5	9,5	9,5
T24	17,0	20,5	17,1	20,2	28,9	20,5	20,8	20,5	34,9	19,1	5,3	5,4	3,4	3,6	9,3	9,7
T25	16,9	21,1	17,0	20,8	31,9	21,3	21,5	21,2	40,0	19,5	5,5	5,5	3,9	3,9	10,2	10,1
T26	17,1	21,8	17,1	21,3	34,9	22,1	22,5	22,0	45,0	20,0	5,6	5,6	4,2	4,1	10,6	10,5
T27	16,7	17,0	16,9	19,4	25,7	19,2	19,2	19,0	30,1	17,8	5,2	5,2	3,0	2,8	8,9	8,9
T28	16,8	17,0	17,0	19,6	28,6	19,7	19,8	19,5	35,0	17,9	5,3	5,3	3,1	3,2	9,1	9,3
T29	16,9	17,1	17,0	20,2	31,6	20,4	20,4	20,1	40,0	18,2	5,4	5,4	3,3	3,6	9,4	9,8
T30	16,9	17,1	17,1	20,7	34,6	21,1	21,1	20,7	45,0	18,5	5,5	5,5	3,8	3,7	10,0	9,9

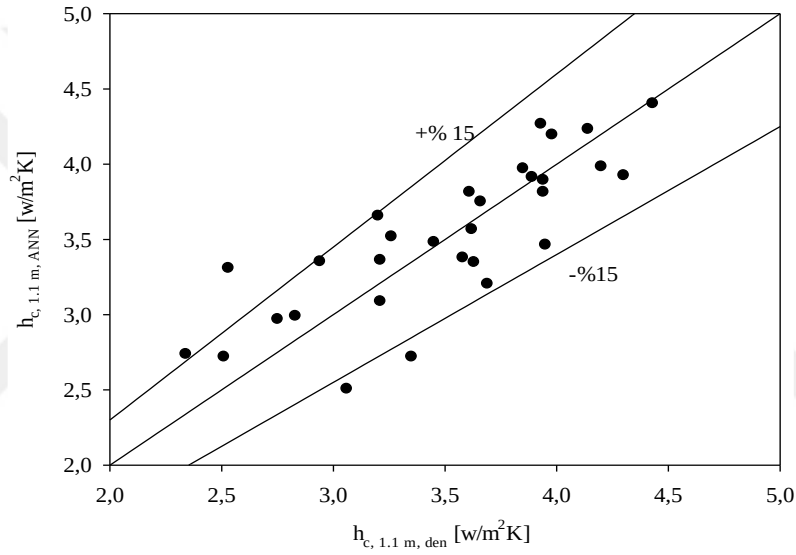
Şekil 4.15a' da ANN çalışması sonucu elde edilen ışıyım ısı transfer katsayıları ile deneysel verilerin karşılaştırılması verilmiştir. ANN verileri ve deneysel veriler arasındaki sapma % 3' lük hata bandı içerisinde kalmaktadır. Tablo 4.9' da ANN çalışması için verilen değerler dikkate alındığında ışıyım ısı transfer katsayısının test edilen durumlara göre önemli ölçüde değişiklik göstermediği ve yaklaşık olarak 5,5 W/m²K olarak kabul edilebileceği sonucuna ulaşılmaktadır.

Şekil 4.15b' de taşıyım ısı transfer katsayılarının deneysel ve ANN çalışması verilerinin karşılaştırılması verilmiştir. Yapılan karşılaştırmada ANN verilerinin %15'lik hata bandı içerisinde kaldığı görülmektedir. Şekil 4.15c' de toplam ısı transfer katsayılarının karşılaştırılması verilmiştir. ANN çalışması sonucu elde edilen verilerin %6' lık hata bandı içerisinde kaldığı görülmüştür.

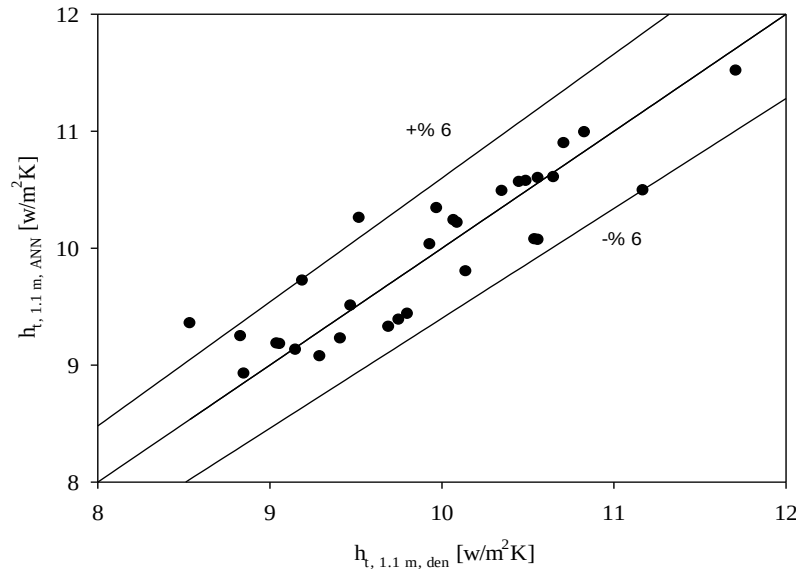
Çalışmalarda taşıyım ısı transfer katsayısı ile ilgili verilerin daha yüksek hatalara sahip olmalarının muhtemel nedenleri olarak taşıyım ısı transfer katsayılarının belirlenmesi tamamen deneysel verilere bağılı olması, önlenemeyen deneysel hatalar/belirsizlikler ve test odası içerisindeki hava sıcaklığı ve hareketlerine bağılı olması şeklinde belirtilebilir. Işıyım ısı transfer katsayılarının ANN sonuçlarının hata bantlarının düşük olmasının nedeni ortam içerisinde gerçekleşen ışıyım ısı transferinin teorik model olan “net-radiosity” modeli kullanılarak hesaplanabilmesidir. Toplam ısı transfer katsayısının hata bandının diğeri iki mekanizmaya göre ortalama değerde olmasının nedeni toplam ısı transferi içerisindeki ışıyım ısı transferinin etkisinin yüksek olması gösterilebilir.



(a)



(b)



(c)

Şekil 4.15 Isı transfer katsayılarının ANN verileri ile karşılaştırılması (a) ışıınım, (b) taşınım, (c) toplam

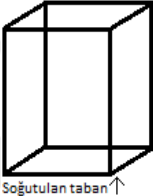
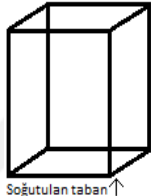
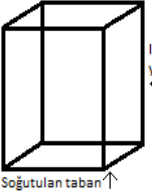
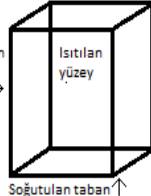
4.4 Radyant Taban Soğutma ve Yaz Şartlarının Simülasyonu

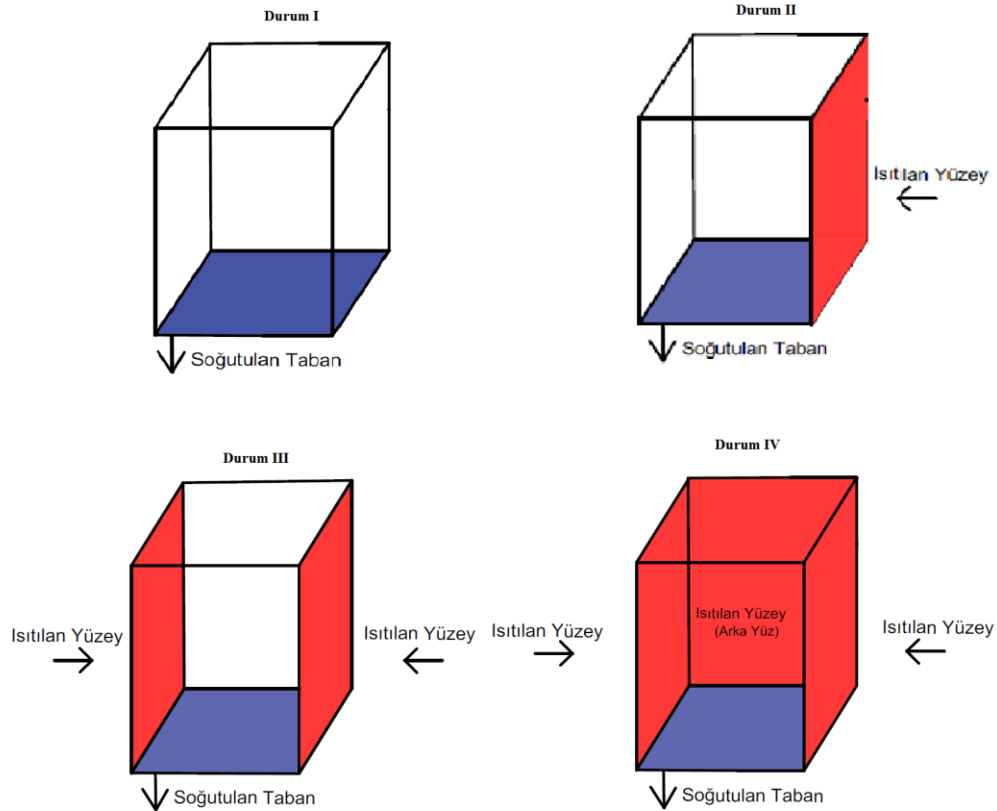
Bu bölümde, test odasının duvarlarına gömülen ve her bir duvar için bağımsız bir şekilde kontrol edilebilen hidronik devreler sayesinde duvarlardan ısı kazanımı ile yaz koşulları sağlanmaya çalışılarak radyant taban soğutma durumunda gerçekleşen ısı akıları (soğutma yükleri) ve ısı transfer katsayıları belirlenmiştir. Duvarlardan oda içerisine ısı geçişinin simülasyonu ile aynı zamanda dış duvar yüzeylerine etkiyen güneş ışınımının, uygun yalıtım yapılmaması veya yalıtımsız oda durumundaki etkisini de kapsamaktadır. Test odasında farklı ısı sınır şartlarının uygulanabilmesi için birbirinden farklı duvar durumları belirlenirken bir durumda ise duvarlardan herhangi bir ısı kazanımının olmadığı durum uygulanmıştır.

Radyant taban soğutma çalışmalarında taban giriş suyu debisi 0,056 kg/s, 0,090 kg/s, 0,125 kg/s ve 0,200 kg/s olarak belirlenirken giriş suyu sıcaklıkları da 10 °C – 20 °C aralığında değişmektedir. Test edilen durumlardan 1 – 9 aralığındaki durumlarda giriş suyu sıcaklıkları 10°C, 15 °C ve 20 °C iken giriş suyu debileri 0,056 kg/s, 0,125 kg/s ve 0,200 kg/s olarak belirlenmiştir. 10 – 19 aralığındaki durumlarda ise sabit giriş suyu debisi olarak 0,090 seçilmiş, taban sıcaklığı da yaklaşık olarak 20 °C’ de tutulmaya çalışılmıştır. Bu koşullarda, ikinci grup durumlarda giriş suyu sıcaklıkları taban yüzey sıcaklığının 20 °C’ de tutulmaya çalışılmasından dolayı 15,5 °C – 19,6 °C aralığında değişmiştir.

Burada sabitlenen taban yüzey sıcaklığı, Olesen vd. [35] tarafından yapılan çalışmada oda içerisinde oturma durumunda taban yüzey sıcaklığının 20 °C olarak önerilmesinden dolayı seçilmiştir. Aynı çalışmada yüksek aktivitenin olması durumunda bu sıcaklığın 18 °C’ ye kadar düşürülebileceği ve duvar yüzey sıcaklıklarının en yüksek değerinin 40 °C olabileceği belirtilmiştir. Bu nedenle duvarlardan ısı kazanımının sağlandığı her bir durum için duvar yüzey sıcaklıkları 30 °C, 35 °C ve 40 °C olarak uygulanmıştır. Deney şartları Tablo 4.10’ da özetlenmiştir. Belirlenen farklı duvarlardan ısı kazanım durumları Şekil 4.16’ da gösterilmiştir.

Tablo 4.10 Radyant tabandan ısıtma ve kış şartlarının simülasyonu için deney şartları

Kütlelesel Debi [kg/s]	0,056	0,125	0,200	0,090								
Giriş suyu s. [°C]	10	10	10	18,8	18,0	17,5	17,7	16,8	16,1	17,3	16,2	15,4
	15	15	15									
	20	20	20									
Duvar yüzey s. [°C]				30	35	40	30	35	40	30	35	40
Durum												



Şekil 4.16 Test edilen odada duvar durumları

Yapılan deneysel çalışmalar neticesinde ölçülen değerler ve hesaplanan değerler Tablo 4.11' de detaylı olarak verilmiştir. Tablodan ve şekil 4.16'dan anlaşılacağı üzere test edilen ilk 10 durumda duvarlardan ısı kazanımı yapılmazken sonraki 9 durumdan 11 – 13 arasındaki durumlar tek duvardan, 14 – 16 arasındaki durumlar iki duvardan ve 17 – 19 arasındaki durumlar ise üç duvardan ısı kazanımını belirtmektedirler. Sadece radyant tabandan soğutmanın yapıldığı 1., 4. ve 7. durumlarda giriş suyu sıcaklığının 10  C olmasından dolayı taban yüzey sıcaklıkları sırasıyla 12,80  C, 13,06  C ve 12,75  C olarak gerçekleşmiştir. Belirtilen durumlarda ortaya çıkan yüzey sıcaklıkları yüzeyler üzerinde yoğuşma riskini de beraberinde getirmektedir. Test edilen odada canlı aktivitesinin olmaması ve bağıl nemin düşük olmasından dolayı belirtilen durumlarda yüzeyler üzerinde yoğuşma oluşmamıştır. Giriş suyu sıcaklığı olarak daha düşük sıcaklıklar kullanıldığında (7,5  C) yüzeyler üzerinde yoğuşma oluşumu gözlemlenmiş ve buna bağlı olarak yüzeyler üzerinde yoğuşma olmaması için giriş suyu sıcaklığı 10  C ' den başlamak üzere yükseltilmiştir.

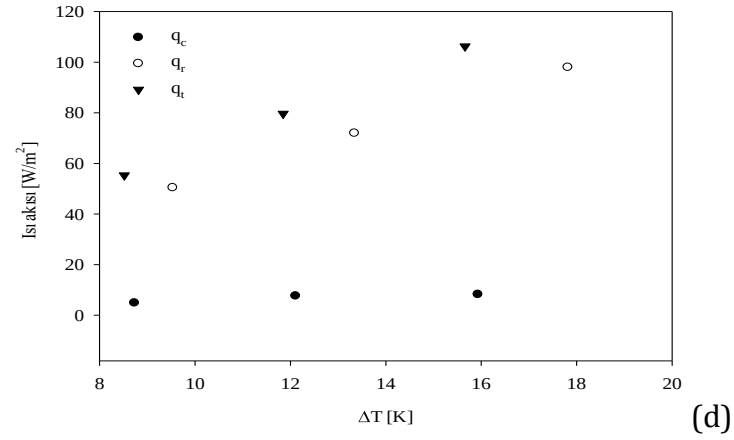
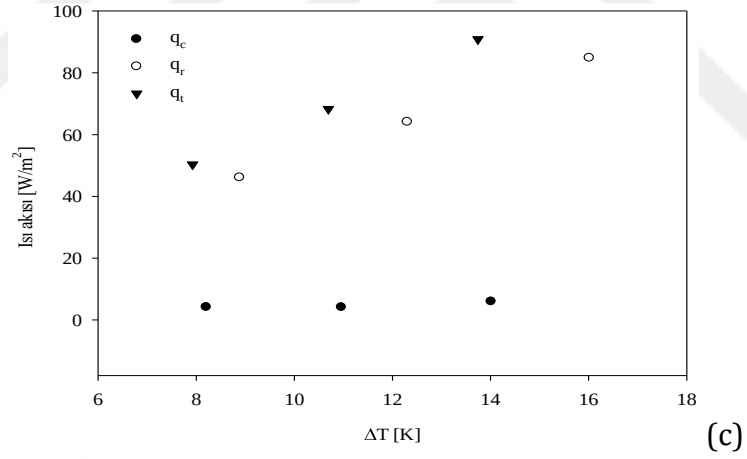
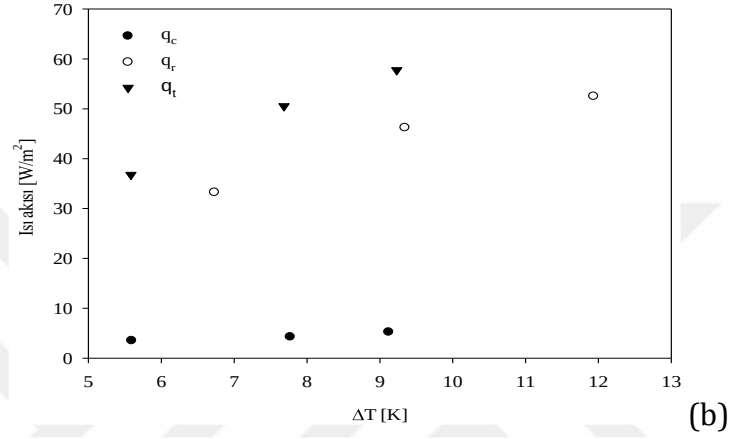
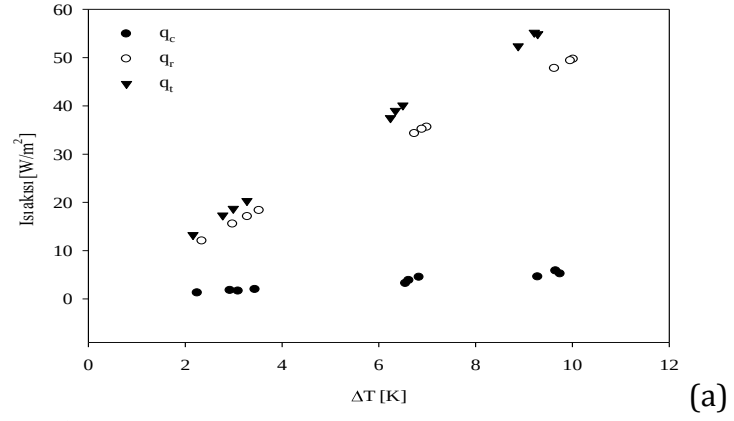
Tablo 4.11 Deneylerde ölçülen ve hesaplanan değerler

Ölçülen değerler											Hesaplanan değerler								
Test no	m _w [kg/s]	T _{d1} [°C]	T _{d2} [°C]	T _{d3} [°C]	T _{d4} [°C]	T _f [°C]	T _c [°C]	T _s [°C]	T _a 1.1m [°C]	T _a 1.4m [°C]	q _t [W/m ²]	q _r [W/m ²]	q _c [W/m ²]	T _{op} 1.1 m [°C]	T _{mr} [°C]	AUST [°C]	h _t	h _c	h _r
1	0.056	22.64	22.78	22.67	23.12	12.80	22.92	10.0	22.09	22.55	54.89	49.68	5.21	21.86	21.62	22.82	5.91	0.53	4.96
2		23.64	23.84	23.73	23.98	16.81	23.90	15.0	23.36	23.65	40.13	35.61	4.51	23.17	22.97	23.81	6.18	0.66	5.09
3		24.14	24.35	24.28	24.34	20.76	24.34	20.0	24.08	24.20	20.32	18.34	1.98	23.97	23.87	24.29	6.21	0.57	5.20
4	0.125	22.59	22.70	22.54	22.91	13.06	22.70	10.0	22.07	22.34	52.37	47.79	4.58	21.80	21.53	22.69	5.90	0.49	4.96
5		24.02	24.16	24.01	24.18	17.19	24.04	15.0	23.66	23.81	39.02	35.18	3.84	23.46	23.26	24.09	6.15	0.58	5.10
6		24.21	24.35	24.26	24.34	21.01	24.25	20.0	24.05	24.10	18.71	17.07	1.64	23.97	23.89	24.29	6.26	0.53	5.20
7	0.2	22.57	22.73	22.60	22.93	12.75	22.73	10.0	22.06	22.41	55.19	49.37	5.82	21.79	21.52	22.71	5.99	0.60	4.96
8		23.60	23.75	23.68	23.86	16.99	23.74	15.0	23.26	23.54	37.50	34.29	3.21	23.09	22.92	23.73	6.01	0.49	5.09
9		24.32	24.43	24.36	24.45	21.41	24.34	20.0	24.20	24.33	17.31	15.53	1.78	24.11	24.02	24.38	6.24	0.61	5.22
10	60.0	22.10	22.23	22.34	22.26	19.90	22.35	19.6	21.98	22.15	13.27	12.02	1.25	21.97	21.97	22.25	6.15	0.55	5.12
11	60.0	24.85	24.38	31.04	24.73	19.99	26.78	18.8	25.34	25.58	36.79	33.26	3.53	25.45	25.56	26.72	6.59	0.63	4.94
12		26.47	26.59	35.57	27.12	20.37	29.45	18.0	27.74	28.14	50.52	46.24	4.29	27.85	27.97	29.71	6.58	0.55	4.95
13		27.48	27.64	40.14	28.10	20.33	31.62	17.5	29.01	29.45	57.76	52.52	5.24	29.34	29.67	32.27	6.26	0.57	4.40
14	0.09	31.39	26.54	30.00	27.05	20.05	28.72	17.7	27.94	28.25	50.31	46.17	4.15	27.82	27.70	28.93	6.35	0.51	5.20
15		35.77	28.27	34.44	29.13	20.00	31.47	16.8	30.55	30.96	68.29	64.16	4.13	30.48	30.42	32.30	6.39	0.38	5.21
16		40.13	31.03	39.87	31.91	20.33	35.07	16.2	33.85	34.34	90.86	84.85	6.01	33.83	33.81	36.34	6.61	0.43	5.30
17	0.09	30.72	30.99	29.47	27.71	20.20	29.06	17.3	28.69	28.93	55.34	50.46	4.88	28.59	28.50	29.73	6.50	0.56	5.29
18		34.88	34.96	34.92	30.58	20.52	32.76	16.2	32.32	32.63	79.66	72.00	7.66	32.21	32.11	33.86	6.72	0.63	5.40
19		39.86	40.04	39.79	33.37	20.56	36.67	15.5	36.05	36.50	106.25	98.02	8.24	36.00	35.95	38.38	6.79	0.52	5.50

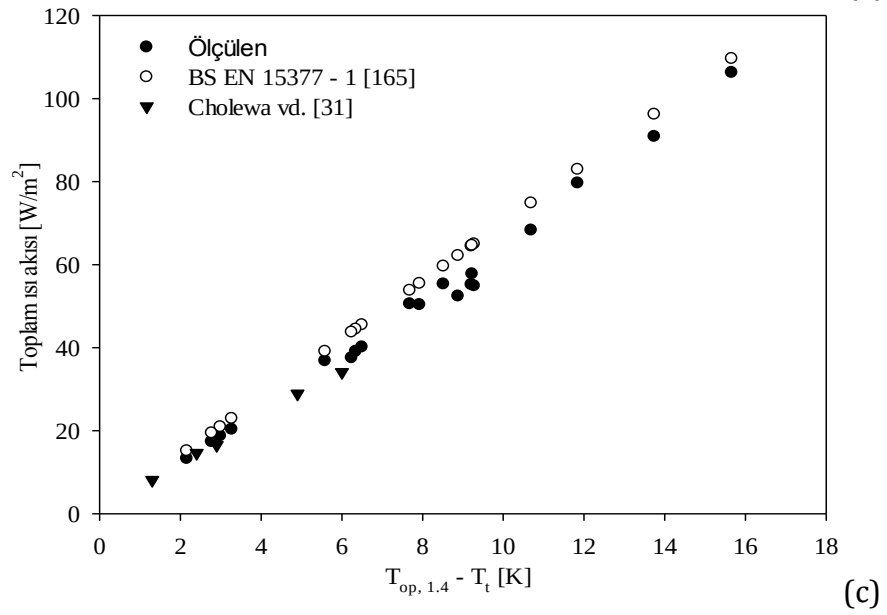
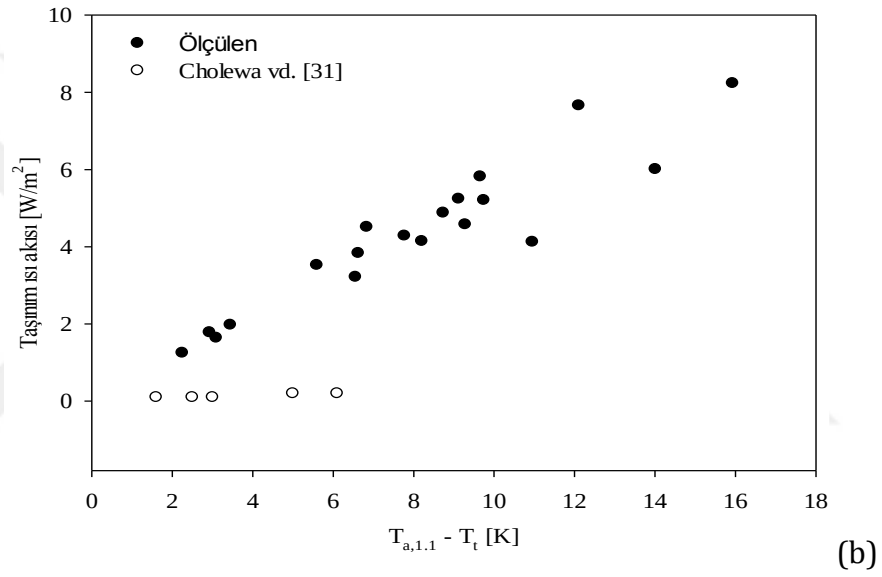
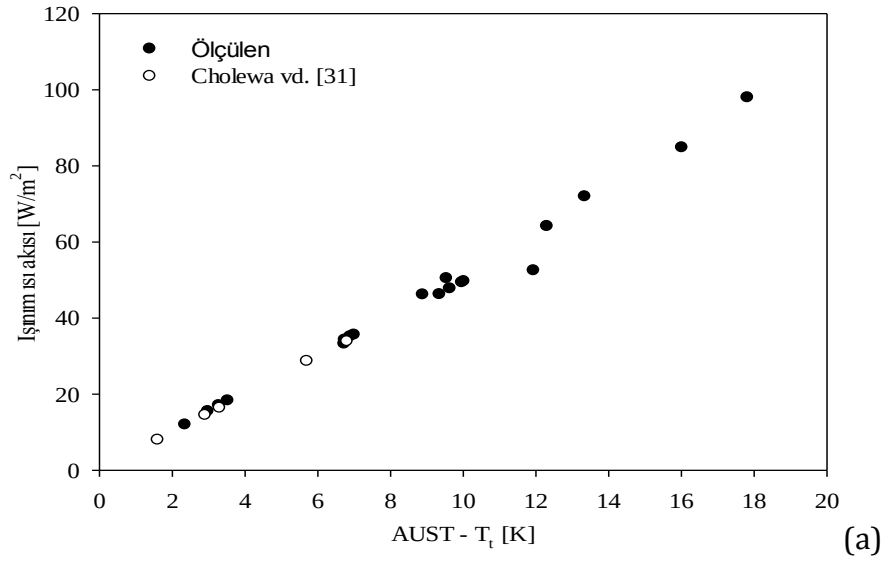
4.4.1 Isı Akıları

Radyant tabandan soğutulan sistemde gerçekleşen ısıtım, taşınım ve toplam ısı akılarının sıcaklık farklarına göre değişimi Şekil 4.17 (a-d)' de verilirken artan sıcaklık farkları ile gerçekleşen ısıtım ve toplam ısı akılarının arttığı görülmüştür. Taşınım ısı akısı dikkate alındığında soğuk radyant tabana temas eden havanın soğuk taban üzerinde kalması yani hava hareketlerinin çok az olmasından dolayı ısıtım ve toplam ısı akılarına göre çok daha düşük değerler verdiği ve artan sıcaklık farkı ile neredeyse değişmediği gözlemlenmiştir. Duvarlardan ısı kazanımını gösteren 2., 3. ve 4. durumlarda ısıtım ve toplam ısı akıları her biri bir önceki duruma göre artış göstermiştir. Belirtilen durumlarda ısıtım ısı akıları sırasıyla (33.26 – 52.52 W/m²), (46.17 – 84.85 W/m²) ve (50.46 – 98.02 W/m²) aralıkları olarak gerçekleşmiştir. Aynı durumlar için gerçekleşen taşınım ısı akıları ise (3.53 – 5.24 W/m²), (4.15 – 6.01 W/m²) ve (4.88 – 8.24 W/m²) aralıklarında gerçekleşmiştir. Taşınım ısı akılarındaki artışlar ve değişimler artan ısı kazanımları ve buna bağlı oda içi sıcaklık dağılımı ile açıklanabilir.

Çalışmada elde edilen ısıtım ısı akı verileri literatürde benzer radyant tabandan soğutma çalışması yapan Cholewa vd. [31] tarafından yapılan çalışma ile karşılaştırılmıştır. Şekil 4.18-a' da verilen karşılaştırmaya göre iki çalışma sonucundaki veriler benzer eğilim göstermektedir. Aynı çalışma kullanılarak taşınım verileri karşılaştırıldığında mevcut çalışmada elde edilen taşınım ısı akılarının referans çalışmaya göre daha yüksek olduğu görülmüştür. Bu farklılığın nedeni, mevcut çalışmada duvar yüzey sıcaklıklarının farklı durumlar dikkate alınarak yükseltilmesi ve buna bağlı olarak da iç ortam hava sıcaklığındaki artışla ($T_{a, 1.4m} - T_f$) hava hareketlerinin artması şeklinde belirtilebilir.

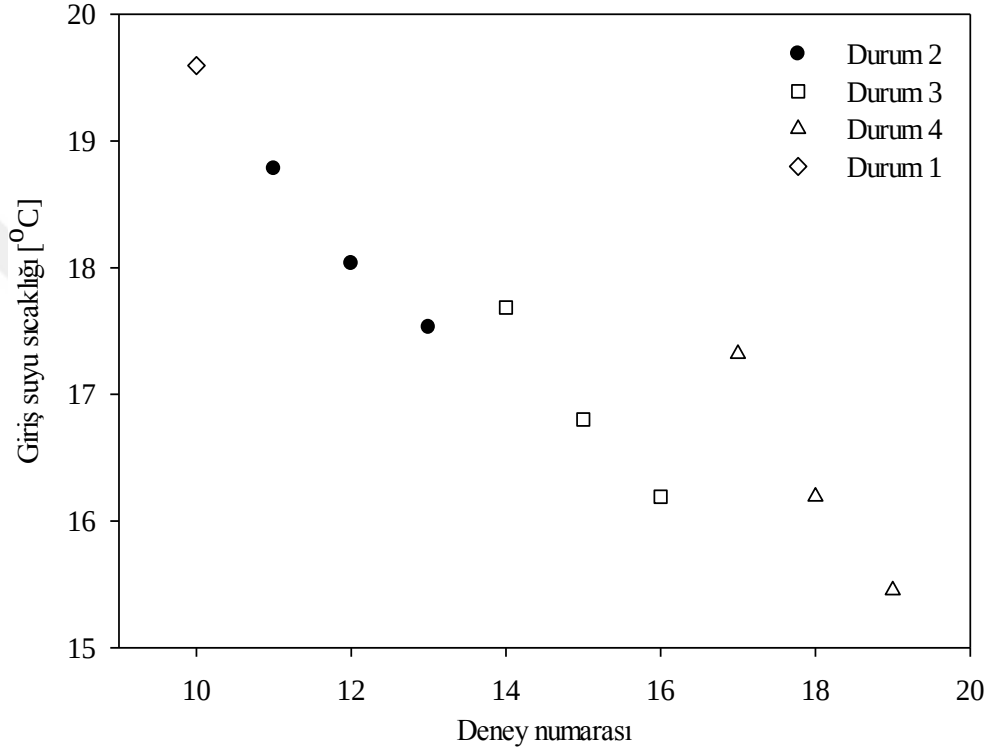


Şekil 4.17 Işınım, taşınım ve toplam ısı akılarının sıcaklık farkları ile değişimi (a) durum 1, (b) durum 2, (c) durum 3, (d) durum 4



Şekil 4.18 Isı akılarının literatürdeki çalışmalar ile karşılaştırılması (a) ışıınım ısı akısı, (b) taşınım ısı akısı, (c) toplam ısı akısı

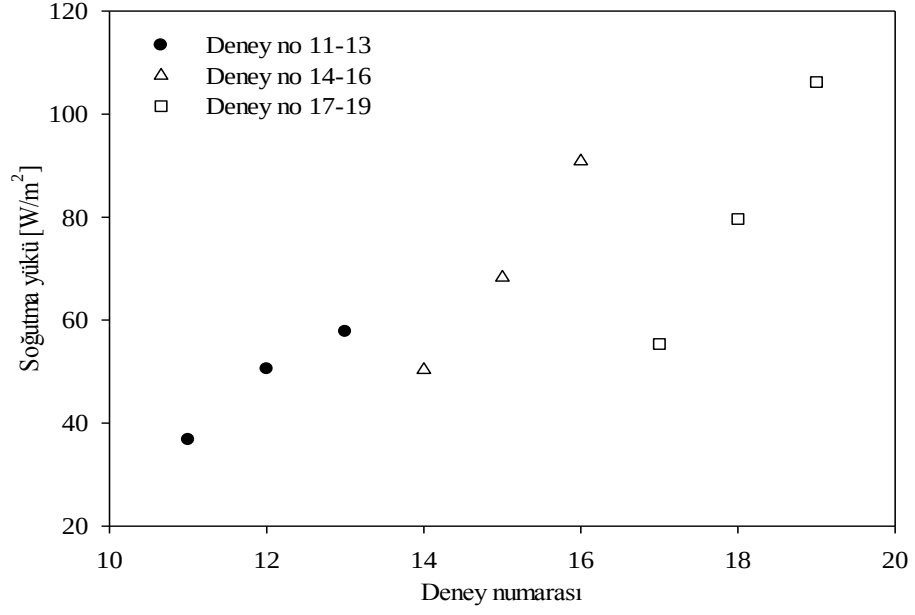
Toplam ısı akılarının literatürdeki çalışmalar ile Cholewa vd. [31] ve BS EN 15377-1 [165] ile karşılaştırılması Şekil 4.18-c' de verilmiştir. Karşılaştırmada için seçilen çalışmalarda toplam ısı akıları için referans sıcaklık olarak operatif sıcaklık seçilmiştir. Şekilde görüldüğü üzere üç çalışmadan elde edilen veriler benzer eğilim göstermiş olmasına rağmen mevcut çalışmada elde edilen verilerin diğer çalışmalara göre daha yüksek olduğu görülmektedir. Bu durumun nedeni mevcut çalışmada uygulanan farklı ısı sınır koşullarının olmasıdır.



Şekil 4.19 Test edilen durumlara göre kaynak suyu giriş sıcaklığının değişimi

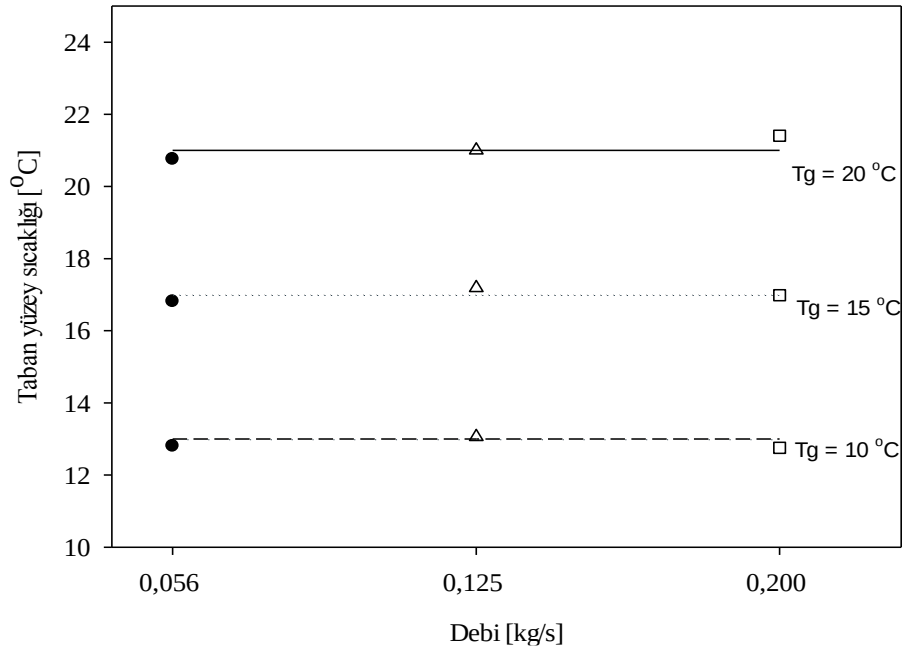
Şekil 4.19 test edilen farklı durumlara göre giriş suyu sıcaklığında meydana gelen değişimi göstermektedir. Giriş suyu sıcaklığı duvarlardan ısı kazanımına bağlı olarak 10 – 19 arasındaki durumlarda standartlarda belirtilen ısı konfor bakımından kabul edilebilir taban yüzey sıcaklığının sağlanabilmesi adına düşmüştür. Şekil 4.20 duvarlar aracılığıyla meydana gelen ısı kazanımları sonucunda soğutma yüklerinde meydana gelen değişimleri göstermektedir. Radyant taban yüzeyinin istenilen sıcaklıkta sabit kalabilmesi için duvarlardan ısı kazanımının olduğu 11 – 13, 14 – 16 ve 17 – 19 numaralı test durumlarında sistemde gerçekleşen soğutma yükleri artmıştır. Şekil 4.19 ve 4.20’ da ortaya çıkan sonuçlara göre istenilen ısı konforun sağlanabilmesi için radyant sistemler ısı kazanımlarına

veya kayıplarına bağlı olarak kontrol sistemleri ile beraber çalıştırıldıklarında sistemin konfor şartlarına cevap verebilmektedirler.



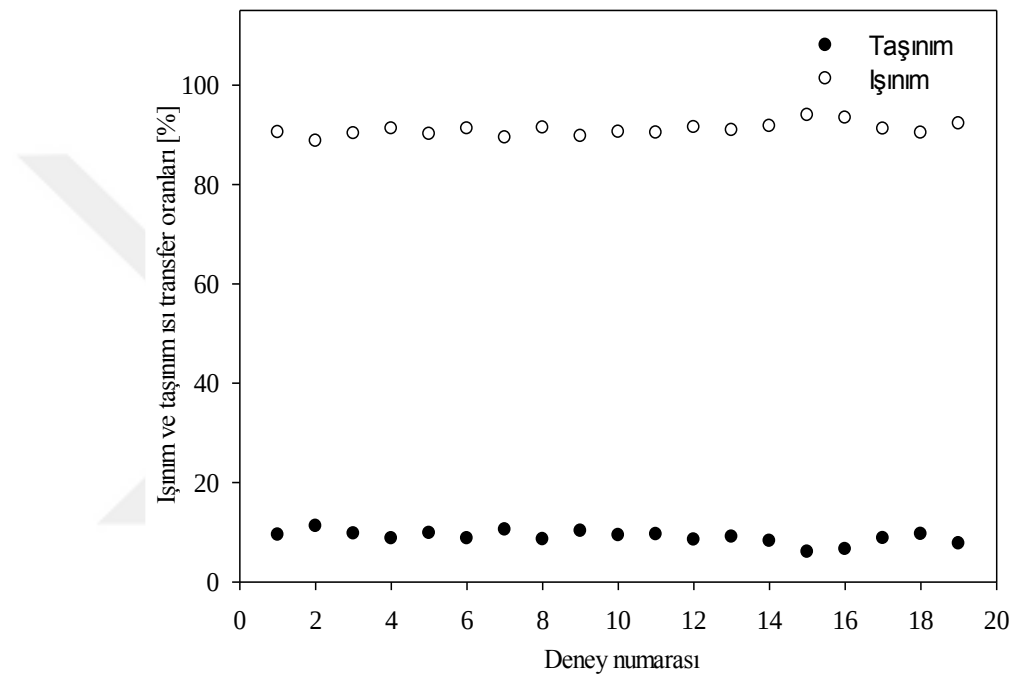
Şekil 4.20 Belirlenen test durumlarına göre soğutma yüklerindeki değişim

Duvarlardan ısı kazanımının olmadığı ve kaynak suyu sıcaklıklarının 10 °C, 15 °C ve 20 °C olduğu 1 – 9 numaralı testlerde farklı kaynak suyu debileri uygulandığında test edilen debi aralıkları için radyant taban soğutma sistemlerinde taban yüzey sıcaklıklarının debilerden önemli ölçüde etkilenmediği Şekil 4.21’ de görülmüştür.



Şekil 4.21 Radyant taban soğutma sisteminde debilerin taban yüzey sıcaklıkları üzerindeki etkisi

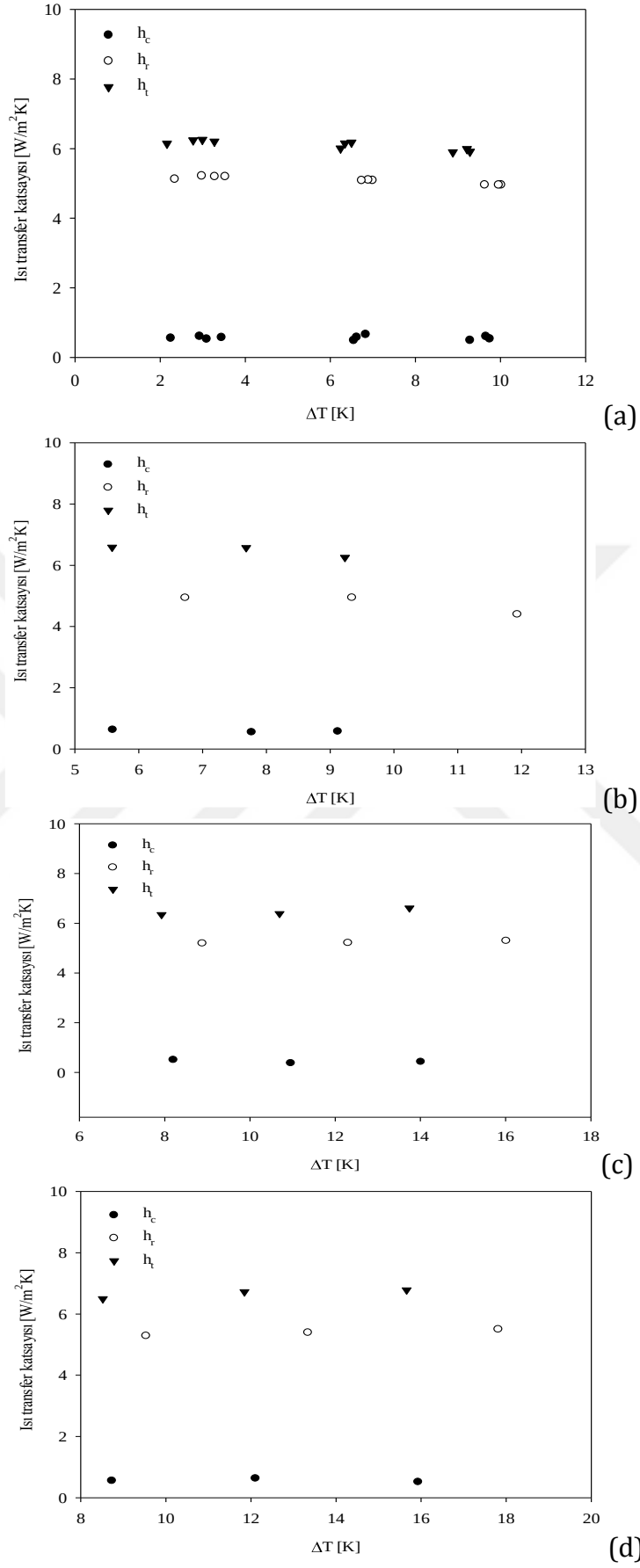
Oda içerisinde gerçekleşen toplam ısı transferinde taşınım ısı transferi ve ışıınım ısı transferinin oranlarının verildiği Şekil 4.22’ de ışıınım ısı transferinin toplam ısı transferindeki oranı ortalama olarak % 91 olarak gerçekleşmiştir. Benzer bir fiziksel ısı transferi mekanizmasına sahip tavadan ısıtma sistemlerinin çalışıldığı Rahimi [166] tarafından yapılan çalışmada test edilen oda içerisindeki ışıınım ısı transfer miktarının oranını % 90’ dan fazla olarak belirtmişlerdir. Ayrıca artan duvar sıcaklıklarına bağlı olarak ışıınım ısı transferi oranının ısıtılmayan duvar durumlara göre daha yüksek olduğu görülmektedir.



Şekil 4.22 Toplam ısı transferinde ışıınım ve taşınım ısı transferlerinin oranı

4.4.2 Isı Transfer Katsayıları

Şekil 4.23 (a-d)’ de test edilen durumlar için ışıınım, taşınım ve toplam ısı transfer katsayılarının sıcaklık farklarını göre değişimleri verilmiştir.



Şekil 4.23 Işınım, taşınım ve toplam ısı transfer katsayılarının sıcaklık farklarına göre değişimi (a) durum 1, (b) durum 2, (c) durum 3, (d) durum 4

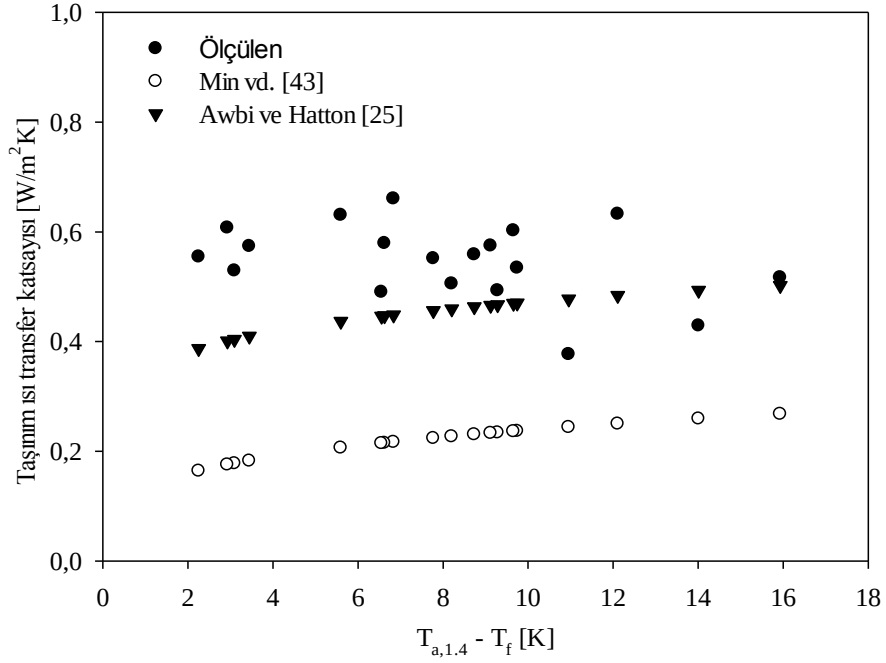
Tablo 4.11 ve Şekil 4.23 ısıtım ısı transfer katsayılarının genel olarak değişmeyen bir eğilimde olduklarını göstermiştir. Durum 1 ve 2 için ortaya çıkan ısıtım ısı transfer katsayıları 5,0 – 5,2 W/m²K aralığında olurken, durum 3 ve 4 için bu değerler görece daha yüksek olup 5,3 – 5,5 W/m²K aralığında çıkmıştır. Belirlenen durumlar için hesaplanan ısıtım ısı transfer katsayıları arasındaki farkların nedeni olarak 3. ve 4. durumlarda ısıtılan yüzey sayısının fazla olması buna bağlı olarak ısıtım ısı akılarının yüksek olması ile açıklanabilir.

Taşınım ısı transfer katsayılarının ısıtım ısı transfer katsayılarına göre daha dağınık görüntü sergilemelerinin nedeni; ısıtım ısı transfer katsayıları hesaplanırken teorik modeller kullanılıyorken taşınım ısı transferinin belirlenmesinin ağırlıklı olarak deneysel ölçümlere bağlı olmasıdır. Çalışma neticesinde radyant taban soğutma sistemleri için taşınım ısı transfer katsayısı olarak 0,6 W/m²K önerilmiştir. Referans çalışmalarda ise Awbi ve Hatton [25], Min vd. [43] ortalamalar sırasıyla 0,5 W/m²K ve 0,2 W/m²K olarak belirlenmiştir. Daha önceki referans çalışmalara benzer olarak Causone vd. [32] tarafından da radyant tavan ısıtma çalışmaları yapılmış ve radyant tavan ısıtma sistemleri için taşınım ısı transfer katsayısı olarak 0,5 W/m²K önerilmiştir.

Toplam ısı transfer katsayısı radyant taban soğutma sistemlerinde ağırlıklı olarak ısıtım ısı transferinin etkisinde olmakla beraber deneyler neticesinde toplam ısı transfer katsayısı durum 1 için yaklaşık olarak 6,1 W/m²K hesaplanırken; 2., 3. ve 4. durumlarda bu değer ortalama 6,5 W/m²K olarak hesaplanmıştır. Toplam ısı transfer katsayıları arasında meydana gelen artışın nedeni olarak soğutulan taban yüzey sıcaklığı ile duvar yüzey sıcaklıkları arasındaki sıcaklık farklarının 2., 3. ve 4. durumlarda daha yüksek olmasıdır.

Şekil 4.24 radyant tabandan soğutma çalışmaları neticesinde elde edilen verilerin literatürdeki çalışmalar [25], [31], [43] ve ilgili standart [165] ile karşılaştırılmasını göstermektedir. Şekil 4.29'da mevcut çalışma sonuçları ile Min vd. [43] ve Awbi & Hatton [25] tarafından önerilen korelasyonlardan elde edilen verilerin karşılaştırılması verilmiştir. Karşılaştırma sonucunda Min vd. [43] korelasyonu kullanılarak hesaplanan verilen diğer çalışma ve mevcut çalışma sonuçlarına göre daha düşük değerler verdiği görülmüştür. Bu noktada, Awbi ve Hatton [25] tarafından önerilen korelasyon radyant tavan ısıtma sistemleri için türetilmiş olmakla beraber önerilen korelasyonun tavan ısıtma sistemleri ile radyant taban

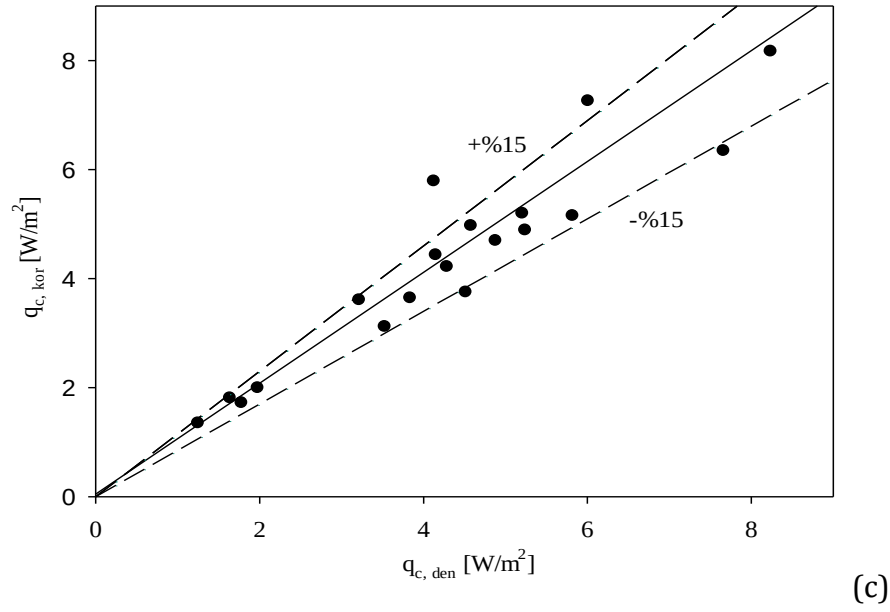
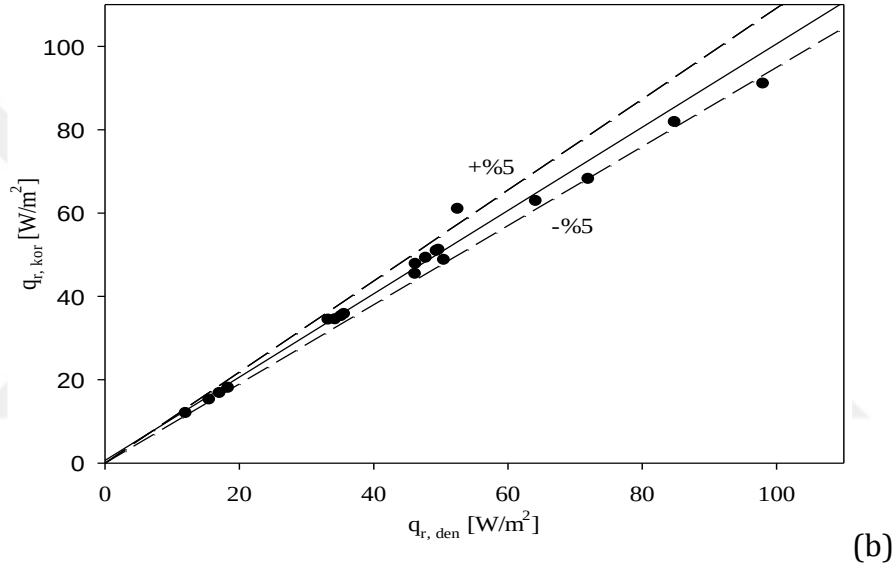
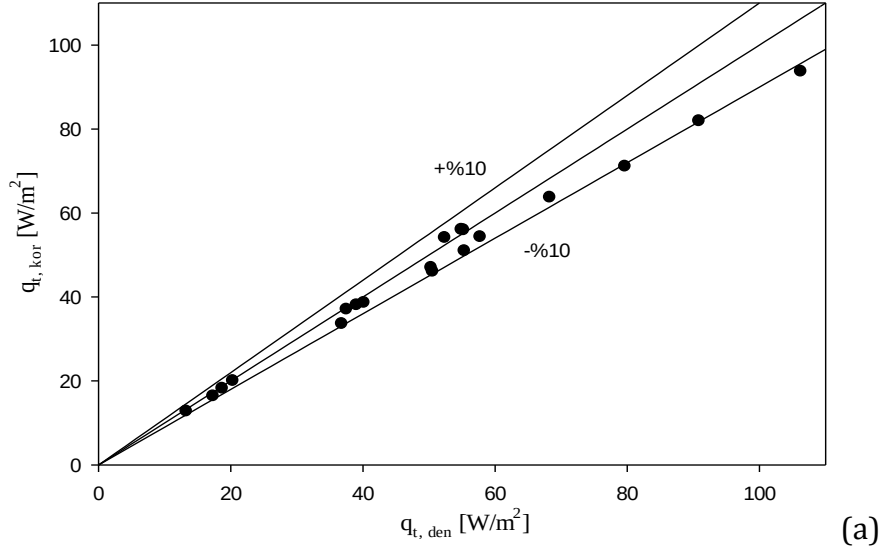
soğutma sistemlerinin benzer fiziksel davranışlar gösterilmesinden dolayı radyant taban soğutma sistemlerinde de kullanılabileceği bilinmektedir.



Şekil 4.24 Taşınım ısı transfer katsayılarının literatürdeki çalışmalar ile karşılaştırılması

4.4.3 Korelasyon Geliştirme

Radyant tabandan soğutma sistemlerinde uygulanmak üzere sistemdeki ısı akılarını belirlemeye yönelik korelasyonlar geliştirilmiştir. Türetilen korelasyonlar çok sayıda deneysel durumun test edilmesi sonucu elde edilen veriler kullanılarak geliştirildiğinden kapsayıcılığı yüksektir. Ayrıca literatür incelendiğinde radyant tabandan soğutma sistemleri için bu çalışmada belirtilen kapsayıcılıkta çalışmaların olmadığı görülürken, radyant taban soğutma sistemlerinde gerçekleşen ısı akılarının belirlenmesine yönelik korelasyonların da yok denebilecek kadar az olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Bu durumlar dikkate alındığında, mevcut çalışma literatürdeki önemli bir eksiği tamamlamaktadır. Isı akılarının tayinine yönelik geliştirilen korelasyonlar ile çalışmada elde edilen verilerin karşılaştırılması Şekil 4.25’ de verilmiştir.



Şekil 4.25 Çalışmadan türetilen korelasyonlar ile deneysel sonuçların karşılaştırılması (a) toplam ısı akısı, (b) ışıınım ısı akısı, (c) taşınım ısı akısı

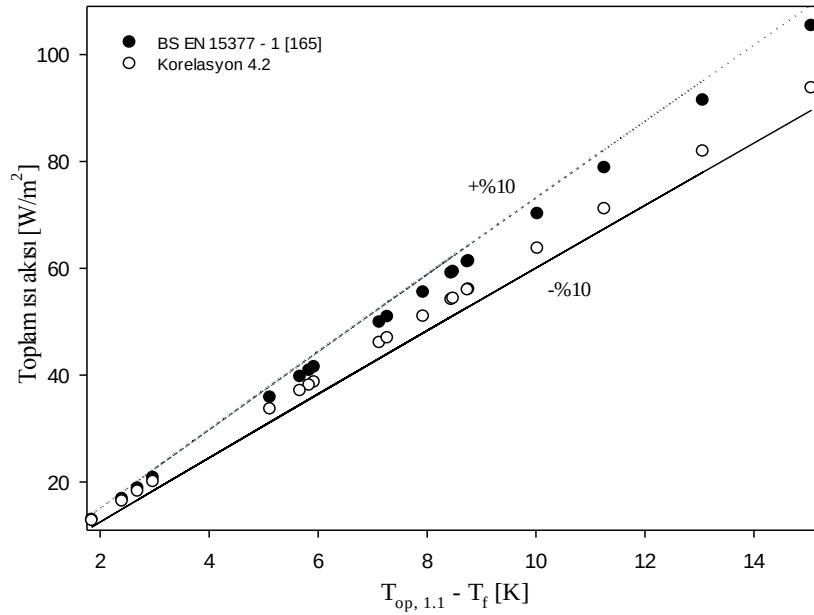
Toplam ısı akısının belirlenmesine yönelik geliştirilen korelasyon Denklem 4.10' da verilmiştir.

$$q_{t,kor} = 7.13 (T_{op, 1.1m} - T_f)^{0.95} \quad (4.10)$$

Literatürde, radyant taban soğutma sistemlerinde toplam ısı akısının tayini için BS EN 15377-1 [165] standardında yer alan Denklem 4.11 önerilmiştir.

$$q_t = 7 (T_{op, 1.1m} - T_f) \quad (4.11)$$

Bu çalışmada önerilen korelasyon ile BS EN 15377-1 [165] standardında önerilen korelasyon toplam ısı akısı bakımından karşılaştırıldığında BS EN 15377-1 [165] standardının toplam ısı akısını daha yüksek belirlediği sonucuna ulaşılmıştır. Bu durum Şekil 4.26 gösterilmiştir. İki eşitlik kullanılarak yapılan hesaplamalarda elde edilen veriler % 10' luk hata bandının içinde kalırken mutlak ortalama sapma ise %7,5 olarak gerçekleşmiştir. Ayrıca geliştirilen korelasyon kullanılarak elde edilen veriler ile deneysel veriler karşılaştırıldığında elde edilen verilerin % 10' luk hata bandında kaldığı görülürken ortalama sapması da % 3,1 olarak gerçekleşmiştir.



Şekil 4.26 Geliştirilen korelasyon ile BS EN 15377-1 standardında belirtilen korelasyonun karşılaştırılması

Radyant tabandan soğutma sistemlerinde ışıyım ısı akısının belirlenmesi için geliştirilen korelasyon Denklem 4.12' de verilirken, geliştirilen eşitlik kullanılarak elde edilen verilerin deneysel sonuçlar ile karşılaştırılması Şekil 4.25b' de verilmiştir.

$$q_{r, kor} = 5,11 (AUST - T_f) \quad (4.12)$$

Şekil 4.25b' de görüleceği üzere eşitlik kullanılarak elde edilen veriler % 5 gibi düşük bir hata bandında kalmıştır. Ortalama sapma olarak da % 3,2 sonucu ortaya çıkmıştır. Işınım ısı akısının belirlenmesi için önerilen korelasyon ile Ashrae [1] tarafından önerilen eşitlik kullanılarak yapılan karşılaştırılmış ve ortalama sapma %1,2 olarak gerçekleşmiştir. Ashrae tarafından önerilen eşitlik yerine Denklem 4.12' un kullanılması hesaplama kolaylığı getirecektir.

Literatürde radyant soğutma sistemleri için taşınım ısı akısının tayinine yönelik yeterli çalışmanın olmadığı belirtilen Ashrae [1] standardında, taşınım ısı akısının belirlenmesi için yeni eşitlikler türetilmesi gerektiği aktarılmıştır. Bu amaçla, ilgili boşluğun doldurulması için Denklem 4.13 önerilmiştir.

$$q_{c, kor} = 0.67 (T_{a\ 1.1m} - T_f)^{0.90} \quad (4.13)$$

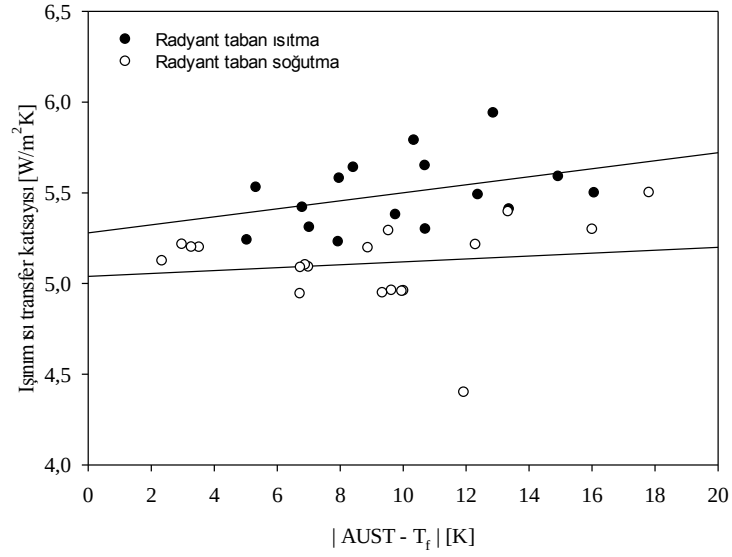
Taşınım ısı akısının belirlenmesi için geliştirilen korelasyon kullanılarak elde edilen veriler ile deneysel çalışmada elde edilen Şekil 4.25c' de karşılaştırılmıştır. Korelasyon kullanılarak hesaplanan değerlerin $\pm$ % 15' lik hata bandında kaldığı görülürken ortalama sapma olarak da % 9,8 elde edilmiştir.

4.5 Radyant Tabandan Isıtma ve Soğutma Sistemlerinin Isı Transferi Karakteristiği Bakımından Karşılaştırılması

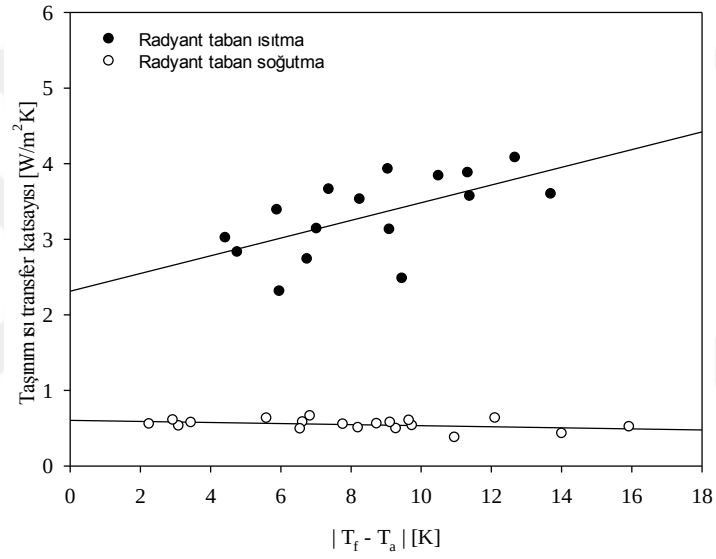
Bu bölümde radyant tabandan ısıtma ve soğutma çalışmaları ile elde edilen verilerin fiziksel mekanizmalar bakımından karşılaştırması yapılmıştır.

Şekil 4.27 (a-c)' de radyant taban ısıtma çalışmalarından farklı deneysel durumlar uygulanarak elde edilen 16 adet veri ile soğutma çalışmalarından elde edilen 19 adet verinin karşılaştırılması gösterilmektedir. Bahse konu iki sistemin farklı fiziksel davranışlara sahip olmasından kaynaklı bu sistemlerin özellikle taşınım ve toplam ısı transferi karakteristikleri farklılık göstermektedir. Şekil 4.27a' da ısıtım ısı transfer katsayılarının iki sistem için karşılaştırılması verilmiştir. Karşılaştırma neticesinde ısıtım ısı transfer katsayılarının radyant taban ısıtma ve soğutma sistemleri için önemli ölçüde farklılık göstermediği görülmeye rağmen radyant taban ısıtma sistemlerinde ısıtım ısı transfer katsayısının kısmen daha yüksek olduğu anlaşılmaktadır. Bu durumun nedeni radyant taban ısıtma sistemlerinde uygulanan taban yüzey sıcaklıklarının radyant taban soğutmaya göre daha yüksek olmasıdır. Bu duruma paralel olarak radyant taban ısıtma ve soğutma sistemlerinde ısıtım ısı transfer katsayı iki sistem için aynı ve sabit değer olarak alınabilir.

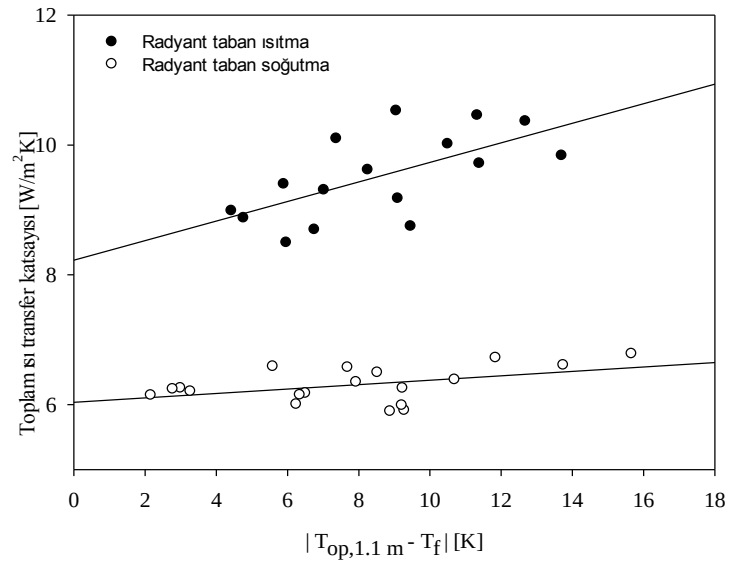
Şekil 4.27b' de radyant taban ısıtma ve soğutma sistemleri için taşınım ısı transfer katsayılarının karşılaştırılması verilmiştir. Şekilde, radyant taban ısıtma sistemlerinde taşınım ısı transfer katsayısı sıcaklık farklarındaki ($T_f - T_a$) artışa paralel artış eğilimi gösterirken, radyant taban soğutma sistemlerinde taşınım ısı transfer katsayıları sıcaklık farkları ile değişmeyen bir eğilim göstermiştir. Ayrıca, radyant taban ısıtma için elde edilen taşınım ısı transfer katsayı değerlerinin radyant taban soğutma için elde edilen verilerden daha yüksek olduğu görülmektedir.



(a)



(b)



(c)

Şekil 4.27 Radyant taban ısıtma ve soğutma için ısı transfer katsayılarının karşılaştırması (a) ışıınım, (b) taşınım, (c) toplam ısı transfer katsayısı

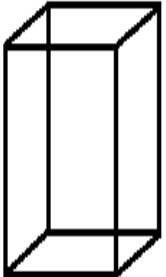
Taşınım ısı transfer katsayıları arasındaki farkların temel nedeni iki sistemin birbirinden farklı fiziksel davranışlara sahip olmasıdır. Radyant taban ısıtma durumunda, ısıtılan taban yüzeyine temas eden hava taneciklerinin yoğunluğu taban yüzeyinden görece daha uzakta olan hava taneciklerinin yoğunluğundan daha düşüktür. Isıtılan radyant tabana temas eden tanecikler kaldırma kuvvetlerinin etkisi ile yerçekimi kuvvetini yenerek yukarı yönlü hareket etmeye başlar. Bu durum beraberinde görece daha yüksek hava hareketlerini oluşturmaktadır. Radyant taban soğutma sistemlerinde gerçekleşen fiziksel davranışlar tamamıyla farklıdır. Soğutulan radyant tabana temas eden hava tanecikleri ortamdaki diğer hava taneciklerine göre daha yüksek yoğunluğa sahiptirler, bu nedenle yerçekimini yenecek büyüklükte kaldırma kuvveti oluşturamamaktadırlar. Ayrıca, soğutulan radyant tabanın fiziksel olarak varlığı soğuk hava taneciklerinin hareketi üzerinde kısıt oluşturmakta ve taşınım ısı transferini etkilemektedir. Sonuç olarak radyant taban soğutma sistemlerinde soğutulan radyant taban üzerinde düşük seviyede hava hareketinin olması düşük taşınım ısı transfer katsayına ve sıcaklık farkıyla ($T_a - T_r$) değişmeyen eğilime neden olmaktadır.

Toplam ısı transfer katsayısı hem taşınım hem de ışıınım etkilerini içeren bir katsayıdır. Radyant tabandan ısıtmada elde edilen toplam ısı transfer katsayıları radyant tabandan soğutmada elde edilen verilerle karşılaştırıldığında radyant taban ısıtmada ortaya çıkan değerlerin radyant taban soğutmaya göre daha yüksek olduğu Şekil 4.27c' de görölmektedir. Ayrıca radyant taban ısıtmada toplam ısı transfer katsayıları sıcaklık farkları ile artan bir eğilim gösterirken radyant taban soğutmada sıcaklık farkları ile değişmeyen eğilim göstermektedirler. Toplam ısı transfer katsayılarının belirtilen iki sistem için farklı değerler göstermesinin temel nedeni, radyant taban ısıtma durumunda taşınım ısı transferinin radyant taban soğutmaya oranla daha baskın olmasıdır. İki sistemde de ışıınım ısı transfer katsayılarının yaklaşık olarak aynı olması dikkate alındığında taşınım ısı transferinin oluşan farkı belirlediği sonucu çıkmaktadır.

4.6 Nanoakışkan Çalışmaları

Radyant taban ısıtma ve soğutma sistemlerinde dolaşım akışkanı olarak suyun kullanılmasına alternatif olarak farklı tipte akışkanlar uygulanarak sistemin ısı performansındaki değişim incelenmiştir. Bu amaçla MWCNT ve Al_2O_3 nanoparçacıkları kullanılarak hazırlanan nanoakışkanların farklı deneysel şartlar altında radyant taban ısıtma sistemi üzerindeki etkisi belirlenmeye çalışılmıştır. Deneylere ait çalışma şartları Tablo 4.12 ve Tablo 4.13’ de özetlenmiştir. Tablo 4.12’ de belirtilen deneysel koşullar sadece radyant tabandan ısıtma durumunu belirtirken, Tablo 4.13’ de belirtilen deneysel koşullar ise radyant taban ısıtma durumuyla eş zamanlı olarak farklı duvar sıcaklıklarının uygulandığı durumları belirtmektedir.

Tablo 4.12 Sadece radyant tabandan ısıtma durumu için deney şartları

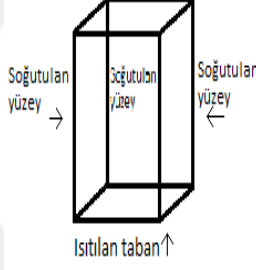
Kütleli Debi [kg/s]	Akışkan giriş sıcaklığı [°C]	Akışkan Tipi				Durum
0,056	30	Saf su	Al_2O_3 -su (1,26 % hacimsel)	MWCNT -su (0,07 % hacimsel)	MWCNT -su (0,7 % hacimsel)	
0,056	40					
0,056	50					
0,090	30					
0,090	40					
0,090	50					

Tablo 4.12’ de belirtilen deney koşullarında sadece radyant tabandan ısıtma durumunda iki farklı akışkan giriş debisi (0,056 kg/s ve 0,090 kg/s) için üç farklı akışkan giriş sıcaklığı (30 °C, 40 °C, 50 °C) uygulanmıştır. Sistemde iş akışkanı olarak saf su, Al_2O_3 -su (% 1,26, hacimsel) , MWCNT-su (% 0,07, hacimsel) ve MWCNT-su (% 0,7, hacimsel) olmak üzere dört farklı akışkan kullanılmıştır.

Tablo 4.13’ de detayları verilen deney koşulları radyant taban ısıtma durumu ile birlikte duvarların da soğutulduğu durumları kapsamaktadır. Test odasının duvar sıcaklıklarının yaklaşık olarak 17 °C – 18 °C aralığında tutulmaya çalışıldığı testlerde, radyant tabana aktarılan akışkanın sıcaklıkları 50 °C ve 60 °C olarak belirlenmiştir. Test edilen bütün durumlarda radyant tabana aktarılan akışkan giriş debisi 0,090

kg/s olarak belirlenmiş ve sabit tutulmuştur. Radyant tabanda iş akışkanı olarak saf su, Al₂O₃-su (% 1,26, hacimsel) , MWCNT-su (% 0,07, hacimsel) ve MWCNT-su (% 0,7, hacimsel) olmak üzere dört farklı akışkan kullanılmıştır. Tablo 4.13’ de belirtilen deney şartlarının uygulanmasının amaçlarından biri de sistemde gerçekleşebilecek maksimum ısı transferinin oluşturulması olup böylelikle kullanılan farklı tip akışkanların sistem üzerindeki etkisinin daha iyi belirlenmesidir.

Tablo 4.13 Radyant tabanın ısıtıldığı ve duvarların soğutulduğu deney şartları

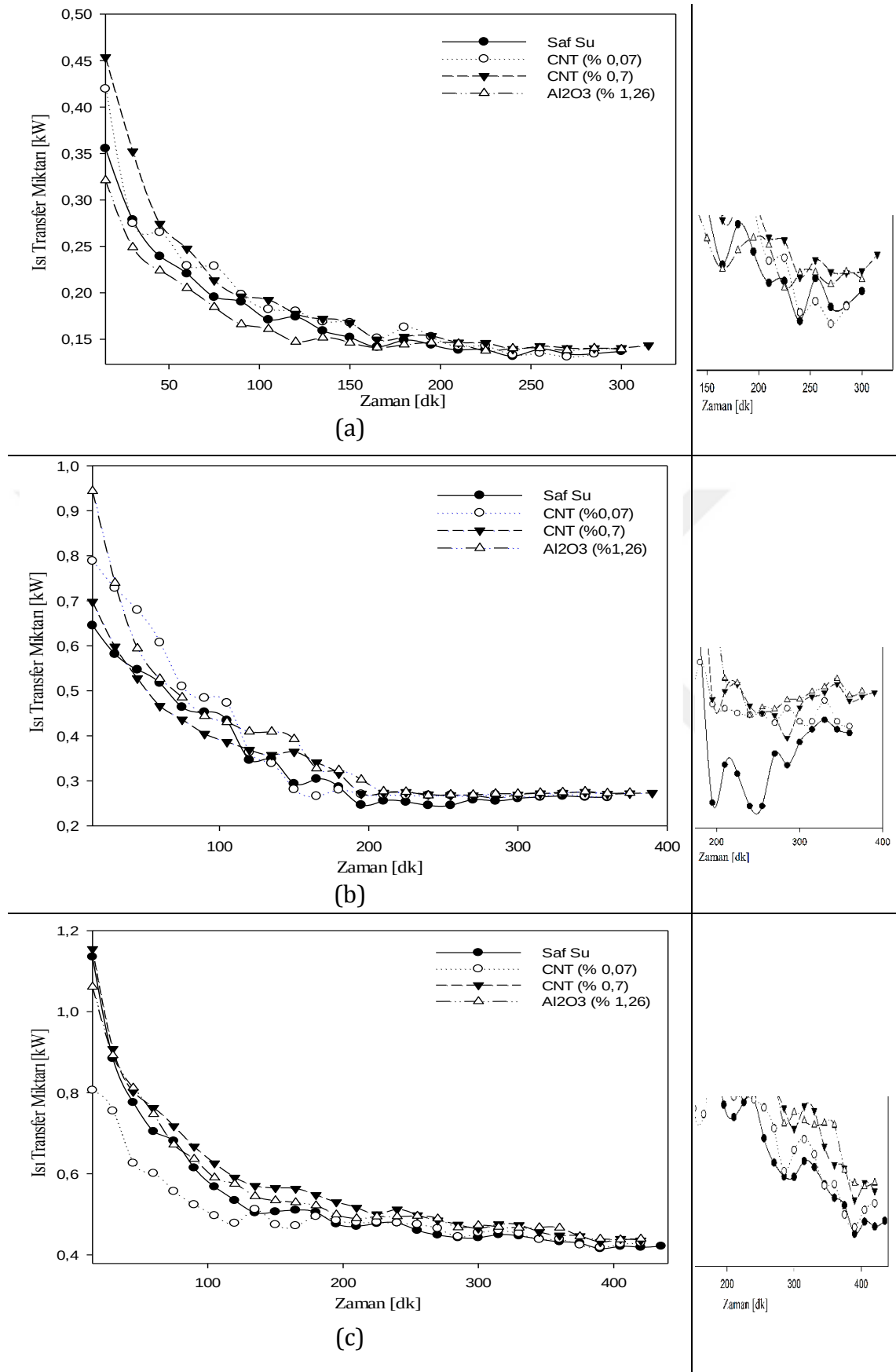
Kütleli Debi [kg/s]	Akışkan giriş sıcaklığı [°C]	Duvar yüzey sıcaklığı [°C]	Akışkan Tipi				Durum
0,090	50	17-18	Saf su	Al ₂ O ₃ -su (1,26 % hacimsel)	MWCNT -su (0,07 % hacimsel)	MWCNT -su (0,7 % hacimsel)	
0,090	60	17-18					

4.6.1 Sadece Radyant Tabandan Isıtmanın Yapıldığı Çalışmalar

Radyant taban ısıtma sisteminde sadece tabandan ısıtmanın yapıldığı test koşulları Tablo 4.12’ de detaylı bir şekilde belirtilmiştir.

4.6.1.1 Toplam ısı transferi

Belirlenen test koşulları altında radyant taban ısıtma sisteminde gerçekleşen ısı transfer miktarlarının farklı sıcaklıklar ve debiler için elde edilen değerlerinin zamana bağlı değişimleri Şekil 4.28 (a-c) ve Şekil 4.30 (a-c)’de verilmiştir.

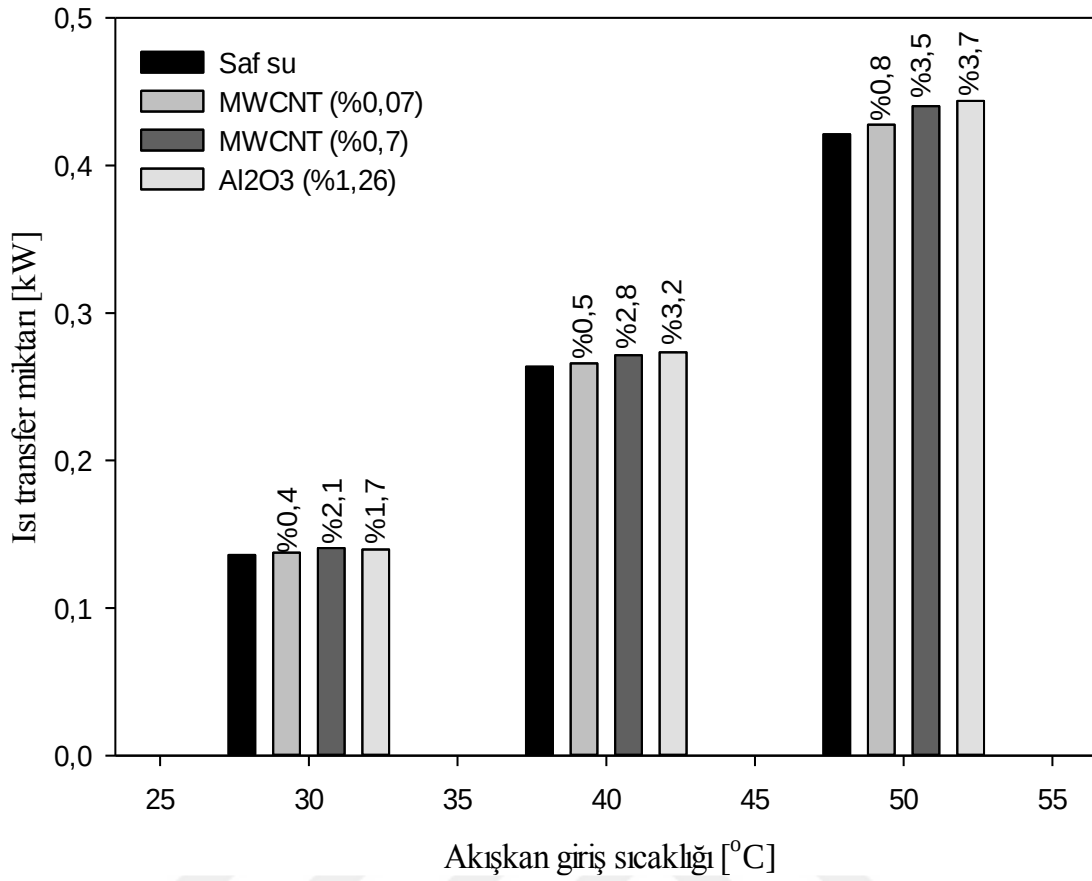


Şekil 4.28 0,056kg/s kütsel debide gerçekleşen ısı transfer miktarlarının zaman bağı değişimi (a) $T_g = 30^\circ\text{C}$, (b) $T_g = 40^\circ\text{C}$, (c) $T_g = 50^\circ\text{C}$

Şekil 4.28 (a-c)' de radyant taban ısıtma sisteminde farklı akışkanlar kullanılarak yapılan çalışma sonucu sistemde gerçekleşen ısı transfer miktarlarının zamana bağlı olarak değişimleri gösterilmektedir. Bu deney setlerinde akışkan giriş debisi 0,056 kg/s değerinde sabit tutulurken, akışkan giriş sıcaklıkları ise 30 °C, 40 °C ve 50 °C olmak üzere üç farklı değerde uygulanmıştır.

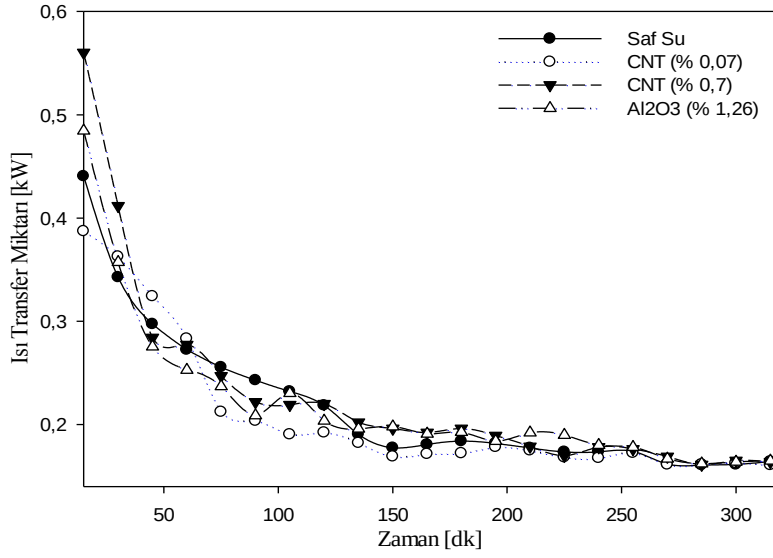
Çalışma neticesinde 0,056 kg/s akışkan giriş debisi ve 30 °C akışkan giriş sıcaklığının uygulandığı test koşullarında ilgili akışkanların sistemde gerçekleşen ısı transfer miktarlarının üzerinde önemli ölçüde etkisinin olmadığı Şekil 4.28a' da görülebilmektedir. Sistemde test edilen dört farklı akışkan yaklaşık olarak aynı karakteristiği göstermişlerdir. Belirlenen sabit akışkan giriş debisinde akışkan giriş sıcaklığının 40 °C olduğu test koşulları neticesinde sistemde gerçekleşen ısı transferinin zamana bağlı değişimi Şekil 4.28b' de gösterilmiştir. 30 °C akışkan giriş sıcaklığının uygulanması sonucu elde edilen verilerden farklı olarak 40 °C akışkan giriş sıcaklığında elde edilen verilerde akışkan etkilerinde farklılıklar oluşmuştur. Radyant sistemde saf su kullanılması referans olarak alındığında MWCNT-su (% 0,07, hacimsel) nanoakışkanının saf su ile yaklaşık olarak aynı karakteristiği sergilediği görülmüştür. Bu durumun oluşmasında akışkan içerisindeki nano parçacık miktarının çok düşük seviyelerde olması etkilidir. 40 °C akışkan giriş sıcaklığı için MWCNT-su (% 0,7, hacimsel) ve Al₂O₃-su (%1,26, hacimsel) nanoakışkanlarının sisteme aktardıkları ısı transfer miktarları diğer iki akışkana (saf su, MWCNT-su (% 0,07, hacmen)) göre daha yüksek olmuştur. Belirtilen akışkanların kullanılması ile oluşan ısı transfer miktarlarındaki farkın nedeni akışkan içerisindeki nanoparçacık miktarlarının yüksek olması ve buna bağlı olarak nanoakışkanların ısıl iletkenliğinin saf su ve MWCNT-su (% 0,07, hacimsel) akışkanlarına göre daha yüksek olması gösterilebilir. 40 °C' de akışkan giriş sıcaklığında gerçekleşen ısı transfer miktarlarındaki farklılıklar akışkan giriş sıcaklığının 50 °C olması durumu için de geçerlidir.

Şekil 4.29' da radyant taban ısıtmada dolaşım akışkanı olan suya alternatif akışkanlar kullanılması halinde sistemde gerçekleşen ısı transfer miktarları ve bu miktarların saf su kullanımına göre durumları verilmiştir. Şekil 4.29' de belirtilen değerler test edilen sistemin kararlı hale gelmesi ile elde edilen son verilerin ortalama değerleri olarak alınmıştır.

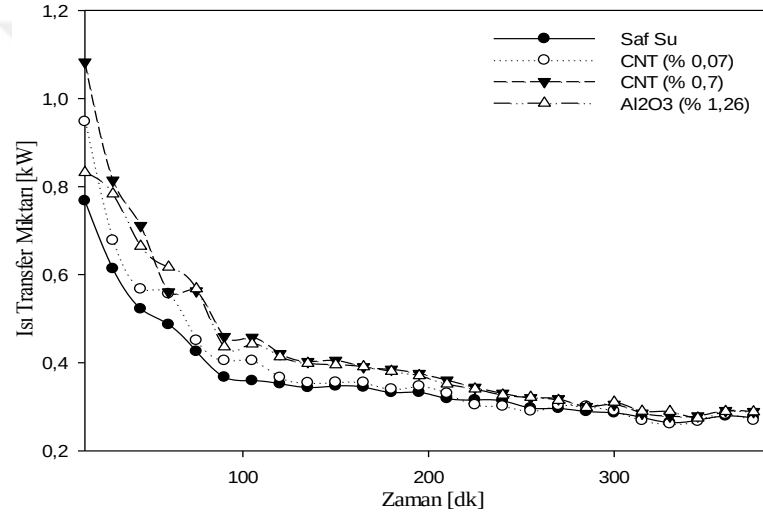
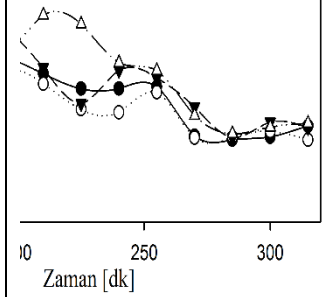


Şekil 4.29 0,056 kg/s kütleli debide sistemin kararlı hali için ısı transfer miktarlarının karşılaştırılması

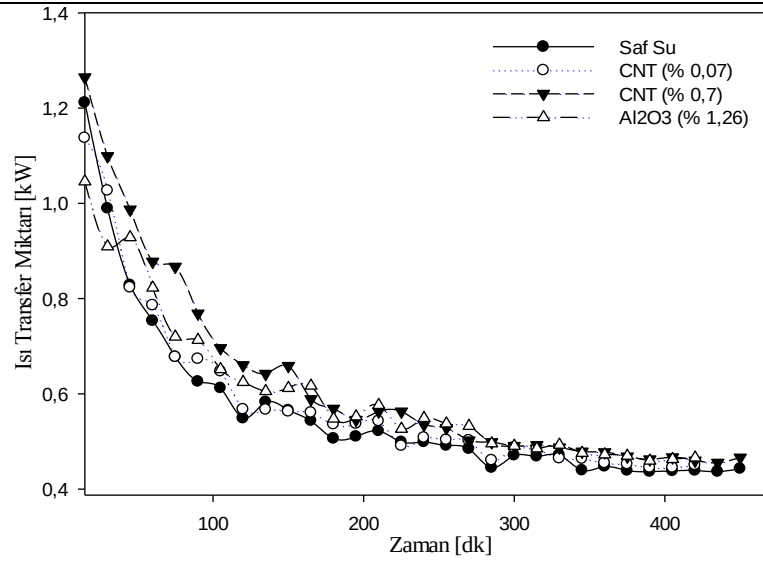
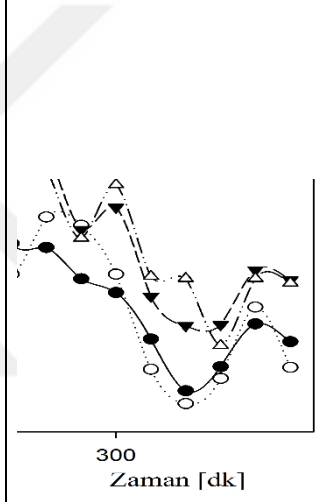
Şekil 4.29’ da görüldüğü üzere üç farklı giriş sıcaklığında (30 °C, 40 °C ve 50 °C) dört akışkanın (Saf su, MWCNT-su (%0,7), Al₂O₃-su (%1,26), MWCNT-su (%0,07)) ısı transfer performansı karşılaştırıldığında MWCNT-su (%0,7) ve Al₂O₃-su (%1,26) nanoakışkanları saf su kullanımı ve MWCNT-su (%0,07) nanoakışkanının kullanılmasına göre daha yüksek ısı performans sergilemiştir. Burada belirtilen MWCNT-su (%0,7) ve Al₂O₃-su (%1,26) nanoakışkanlarının daha iyi performans göstermesinde nanoakışkanların parçacık derişimlerinin ve ısı iletkenliklerinin daha yüksek olması gösterilebilir. MWCNT-su (%0,07) nanoakışkanının saf su ile yaklaşık olarak aynı davranışı gösterdiği görülmüştür. Isı transfer miktarı hesaplamalarında deneysel belirsizlik $\pm 1,3$ olduğundan sistemin ısı transfer performansları değerlendirilirken (sistemde gerçekleşen iyileşmeler veya bozulmalar) belirtilen belirsizlik değeri dikkate alınarak değerlendirme yapılmalıdır.



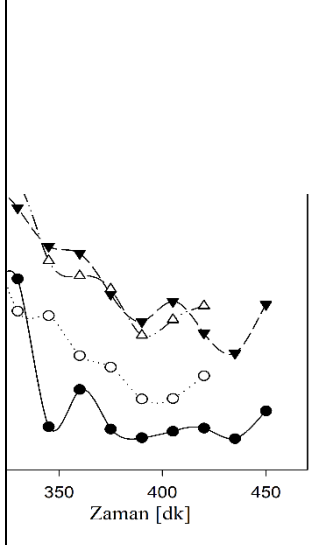
(a)



(b)

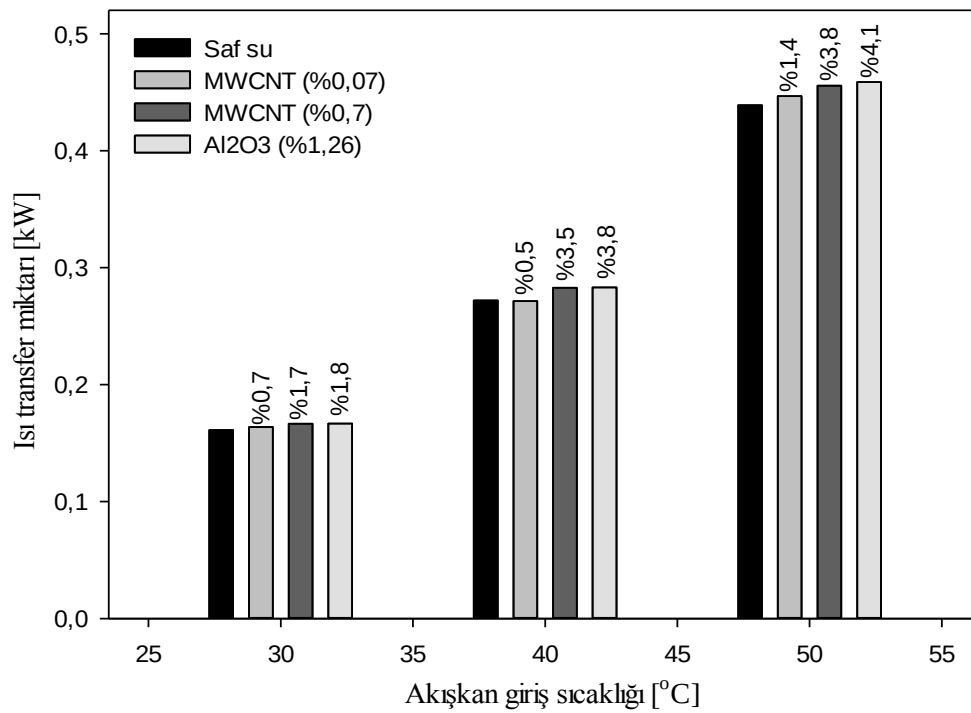


(c)



Şekil 4.30 0,090 kg/s kütleli debide gerçekleşen ısı transfer miktarlarının zaman bağılı değişimi (a) $T_g = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, (b) $T_g = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$, (c) $T_g = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$

Test edilen radyant sistemde akışkan giriş sıcaklıklarının 30 °C, 40 °C ve 50 °C ve akışkan giriş debisinin 0,090 kg/s olarak belirlendiği durumlarda elde edilen ısı transfer miktarlarının zamana bağlı olarak değişimi Şekil 4.30’ de verilmiştir. Akışkan giriş debisinin 0,056 kg/s olduğu duruma benzer şekilde MWCNT-su (% 0,7, hacimsel) ve Al₂O₃-su (%1,26, hacimsel) nanoakışkanları MWCNT-su (% 0,07, hacimsel) nanoakışkanı ve saf su uygulanan durumlara göre daha yüksek ısı transfer miktarları sağladıkları görülmüştür. Ayrıca 0,090 kg/s akışkan giriş debisinin uygulandığı durumlarda kısmen daha yüksek ısı transfer miktarlarının elde edildiği görülmüştür.



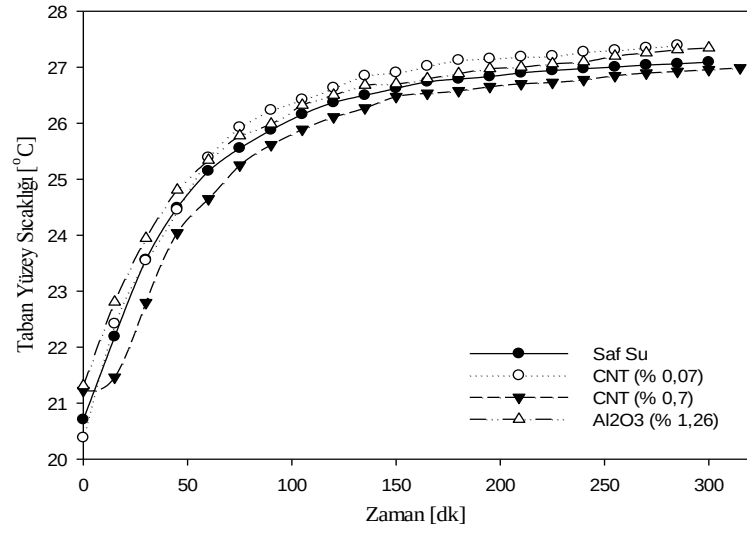
Şekil 4.31 0,090 kg/s kütleli debide sistemin kararlı hali için ısı transfer miktarlarının karşılaştırılması

Şekil 4.31’ da sistemin kararlı halinde gerçekleşen ortalama ısı transfer miktarlarının, kullanılan akışkan türlerine göre iyileşme oranları verilmiştir. 0,056 kg/s debide test edilen durumlara yakın sonuçların ortaya çıktığı çalışmada 0,090 kg/s debide görece daha iyi sonuçların elde edildiği görülmüştür.

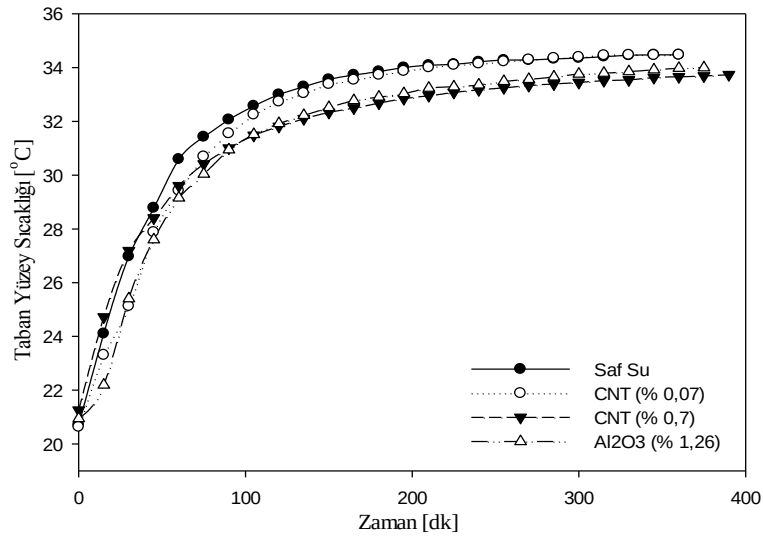
4.6.1.2 Radyant taban yüzey sıcaklıkları

Radyant taban ısıtma sisteminde farklı akışkanların kullanılması durumu için belirlenen test koşulları sonucu ortaya çıkan radyant taban yüzey sıcaklıklarının farklı akışkan giriş sıcaklıkları ve debileri için zamana bağlı değişimleri Şekil 4.32 (a-c) ve Şekil 4.33 (a-c)'de verilmiştir.

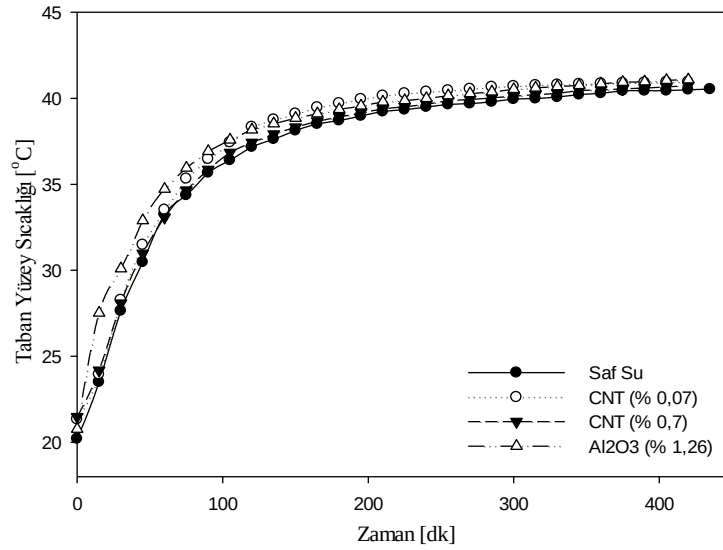
Şekil 4.32 (a-c)' de 0,056 kg/s akışkan debisi ve 30 °C, 40 °C ve 50 °C akışkan giriş sıcaklıkları için radyant taban yüzey sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi verilirken, Şekil 4.33 (a-c) 0,090 kg/s akışkan giriş debisi ve aynı sıcaklıklardaki değişim verilmiştir. İki farklı akışkan giriş debisi ve üç farklı akışkan sıcaklığı için yapılan çalışmalarda radyant taban yüzey sıcaklıklarının akışkan türlerinden bağımsız hareket ettiği görülmüştür. Ortaya çıkan farklar anlamlı büyüklüklerde olmamakla beraber, bu farklar duvar yüzey sıcaklıklarının şartlandırılmamasından ve sıcaklıklarının taban yüzey sıcaklıklarına yakın olmasından kaynaklanmaktadır. Belirlenen iki farklı debi değeri için de geçerli olmak üzere, akışkan giriş sıcaklıkları yükseldikçe radyant taban yüzey sıcaklıklarını gösterdikleri karakteristikler benzeşmektedir. Şekil 4.32a'da görülen ve dört farklı akışkan için radyant tabana ait sıcaklıkların izlediği karakteristik ile Şekil 4.32c' de görülen karakteristikler farklı davranışlar sergilemektedir. Radyant taban sıcaklık karakteristiklerinin şekillerde gösterildiği gibi ortaya çıkmasında akışkan giriş sıcaklığının yüksek olması ve duvar sıcaklıklarının taban sıcaklıkları üzerinde görece daha az etkili olması gösterilebilir.



(a)

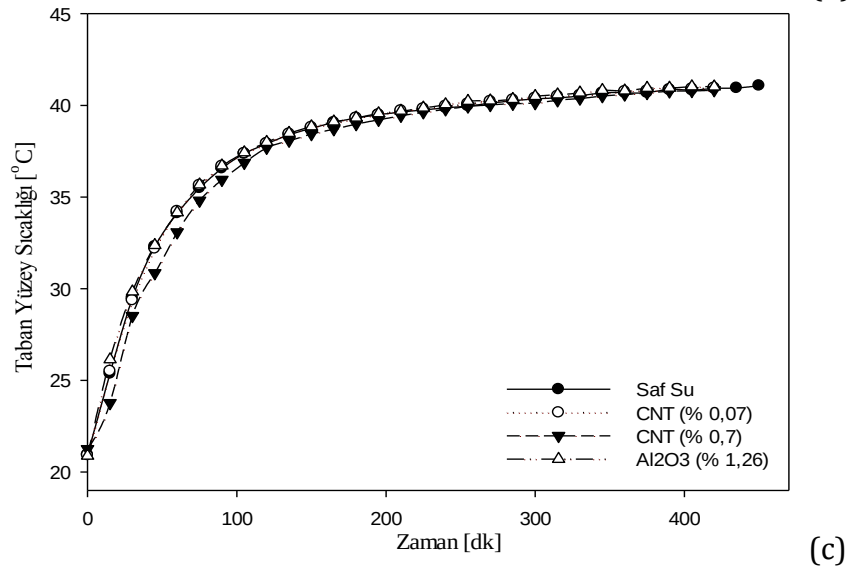
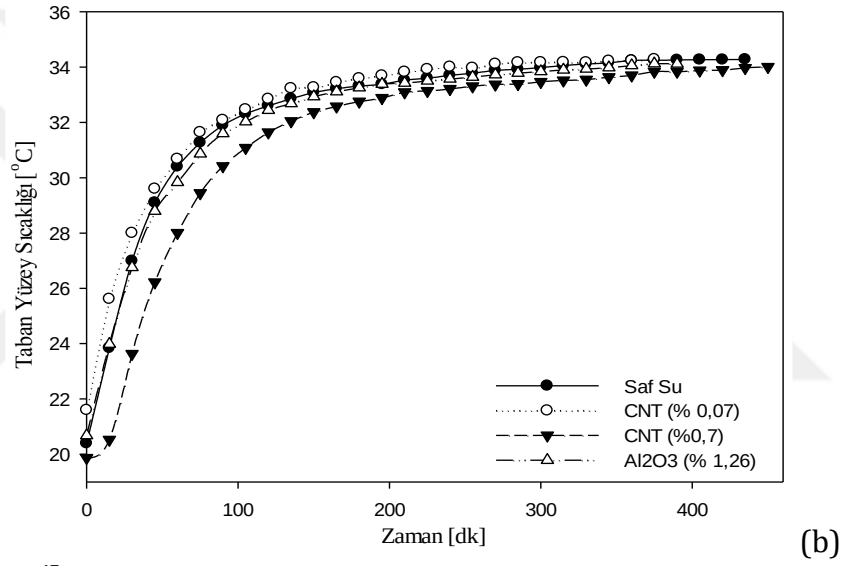
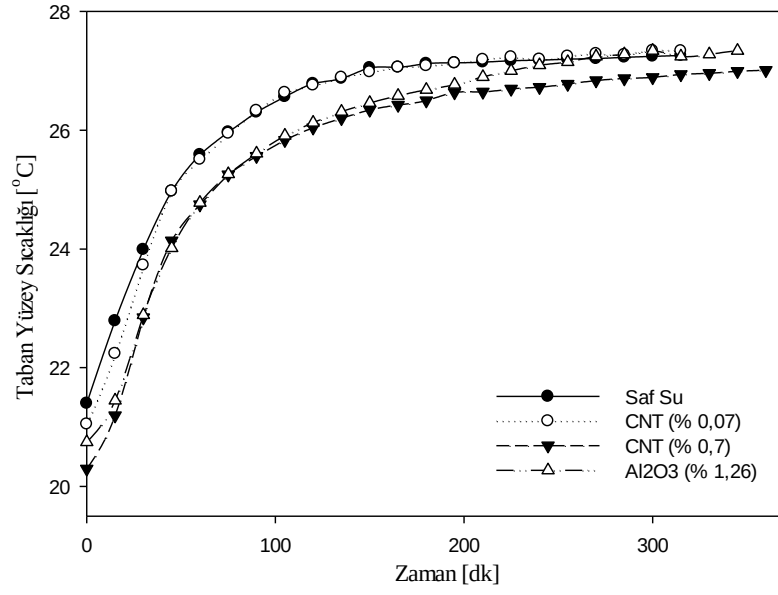


(b)



(c)

Şekil 4.32 0,056 kg/s kütleli debide gerçekleşen radyant taban yüzey sıcaklıklarının zaman bağlı değişimi (a) $T_g = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, (b) $T_g = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$, (c) $T_g = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$



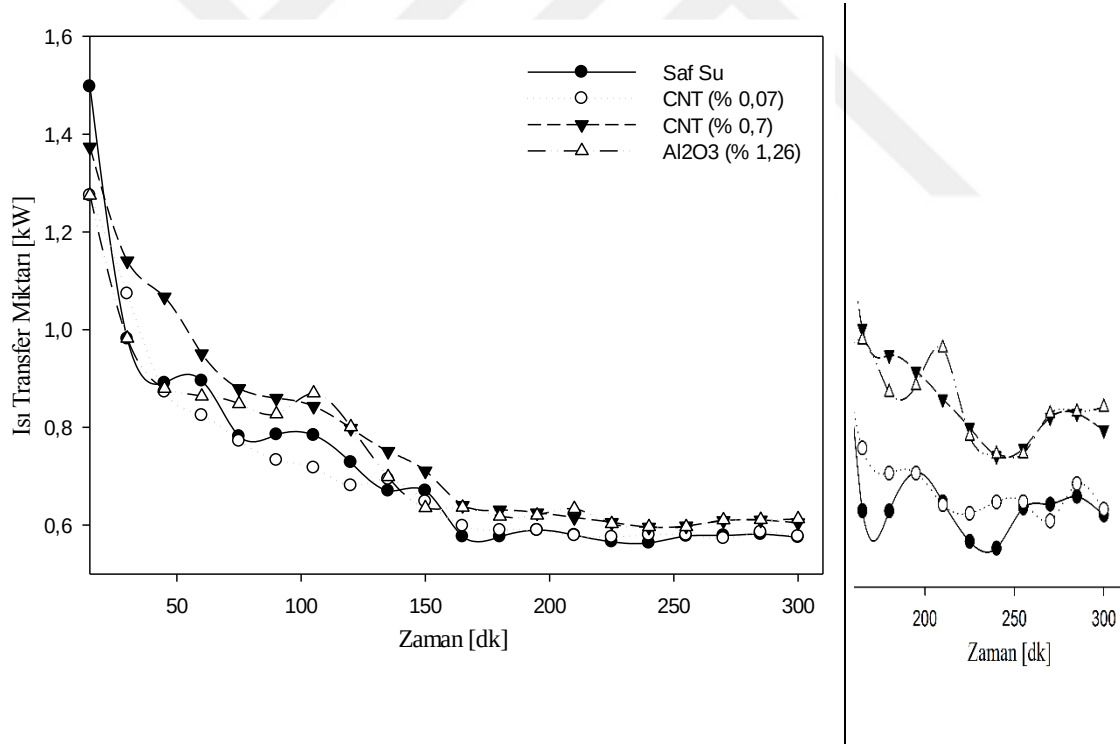
Şekil 4.33 0,090 kg/s kütleel debide gerçekleşen radyant taban yüzey sıcaklıklarının zaman bağılı değişimi (a) $T_g = 30$ °C, (b) $T_g = 40$ °C, (c) $T_g = 50$ °C

4.6.2 Tabanın Isıtıldığı ve Duvarların Soğutulduğu Çalışmalar

Radyant taban ısıtma sisteminde tabandan ısıtma ile eş zamanlı olarak duvarların soğutulduğu çalışmalar yapılmıştır. Sitemde gerçekleşen ısı transferi miktarının akışkan giriş sıcaklıklarının arttırılması ile farklı tip akışkanların kullanılmasının etkilerinin daha görünür hale gelmesi amaçlanmıştır.

4.6.2.1 Toplam ısı transferi

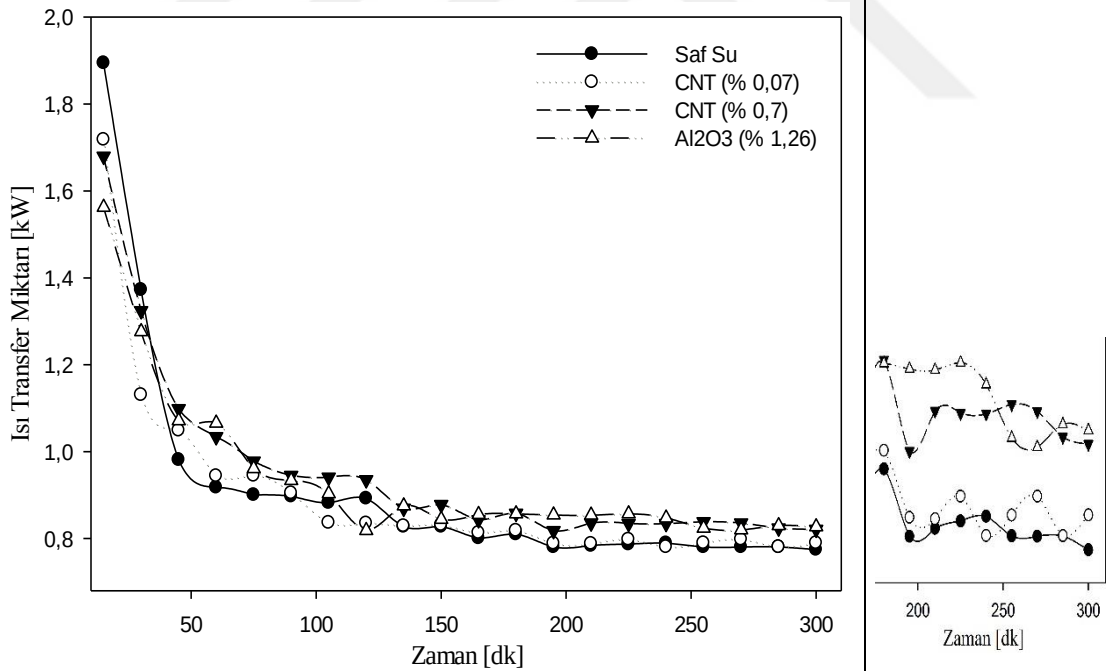
Radyant taban ısıtma sistemine 0,090 kg/s sabit debili akışkan aktarılan çalışmada bütün durumlar için duvar sıcaklıkları 17 °C – 18 °C aralığında tutulmaya çalışılmıştır. Akışkan giriş sıcaklıkları olarak 50 °C ve 60 °C belirlenmiştir. Radyant tabanda iş akışkanı olarak saf su, Al₂O₃-su (% 1,26, hacimsel) , MWCNT-su (% 0,07, hacimsel) ve MWCNT-su (% 0,7, hacimsel) olmak üzere dört farklı akışkan kullanılmıştır. Çalışma neticesinde elde edilen ısı transfer miktarlarının zaman bağlı değişimleri Şekil 4.34 ve Şekil 4.35’ de gösterilmektedir.



Şekil 4.34 0,090 kg/s kütleli debide 50 °C akışkan giriş sıcaklığı için gerçekleştirilen ısı transfer miktarlarının zaman bağlı değişimi

Belirlenen sabit akışkan giriş debisinde akışkan giriş sıcaklığının 50 °C olduğu test koşulları neticesinde sistemde gerçekleşen ısı transferinin zamana bağlı değişimi Şekil 4.34 de gösterilmiştir. Çalışma neticesinde, radyant taban ısıtma sisteminde dolaşım akışkanı olarak saf suyun kullanıldığı çalışmalar referans çalışmalar olarak

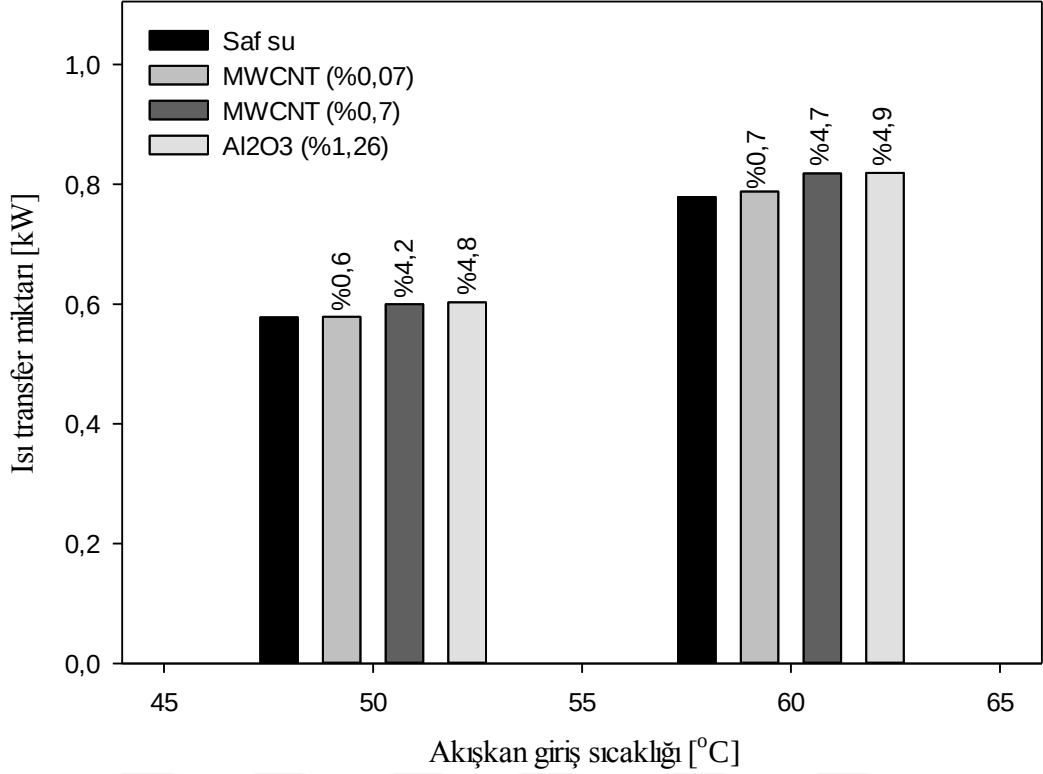
seçildiğinde MWCNT-su (% 0,07, hacimsel) nanoakışkanının saf su ile yaklaşık aynı ısı transfer karakteristiği sergilediği görülmektedir. Bu durumun oluşmasında akışkan içerisindeki nanoparçacık miktarının çok düşük seviyelerde olması etkilidir. Test sisteminde akışkan olarak MWCNT-su (% 0,7, hacimsel) ve Al_2O_3 -su (%1,26, hacimsel) nanoakışkanları kullanılan durumlarda saf su kullanımına göre farklılıklar görülmektedir. MWCNT-su (% 0,7, hacimsel) ve Al_2O_3 -su (%1,26, hacimsel) nanoakışkanlarının kullanıldığı deneylerde sistemde gerçekleşen ısı transfer miktarında artış gözlemlenmiştir. Belirtilen nanoakışkanların (MWCNT-su (% 0,7, hacimsel), Al_2O_3 -su (%1,26, hacimsel)) kullanılması ile oluşan ısı transfer miktarlarındaki farkın nedeni akışkan içerisindeki nanoparçacık miktarlarının yüksek olması ve buna bağlı olarak nanoakışkanların ısıl iletkenliğinin saf su ve MWCNT-su (% 0,07, hacimsel) akışkanlarına göre daha yüksek olması gösterilebilir. 50 °C’ de akışkan giriş sıcaklığında gerçekleşen ısı transfer miktarlarındaki farklılıklar akışkan giriş sıcaklığının 60 °C olması durumu için de geçerli olup bu durum Şekil 4.35’ de görülebilmektedir.



Şekil 4.35 0,090 kg /s kütleli debide 60 °C akışkan giriş sıcaklığı için gerçekleşen ısı transfer miktarlarının zaman bağlı değişimi

Şekil 4.36’ de yukarıda belirtilen deney şartlarında sistemin kararlı haldeki ortalama ısı transfer miktarlarının kullanılan akışkanlara ve giriş sıcaklıklarına göre değişimleri verilmiştir. Sadece radyant tabandan ısıtma yapılan deneysel koşulları ile benzer

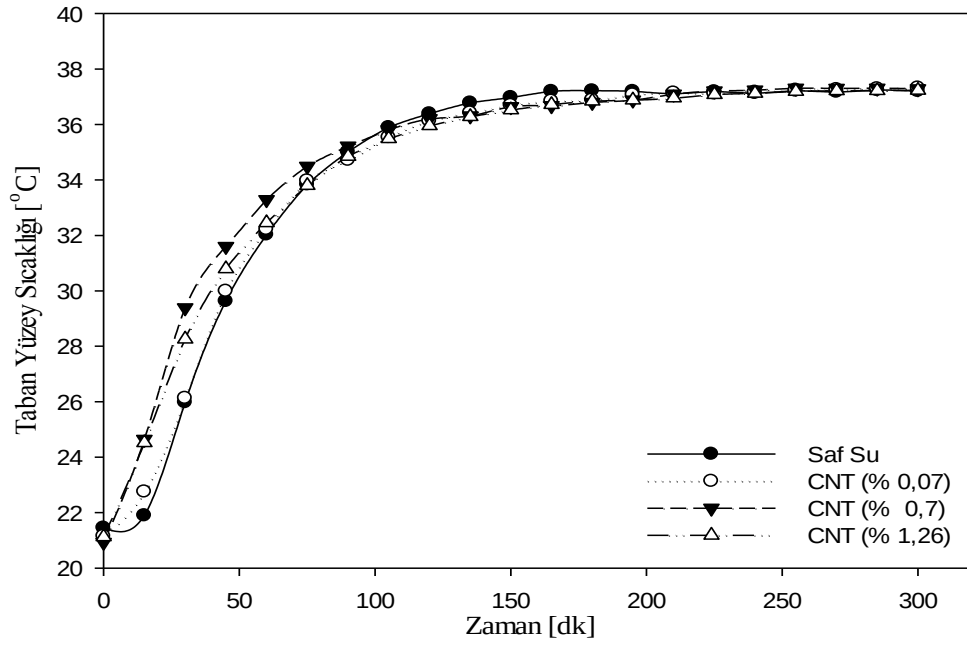
sonuçların ortaya çıkmasına rağmen daha yüksek sıcaklıklarda kullanılan akışkanların ısı performanslarının daha iyi olduğu görülebilmektedir.



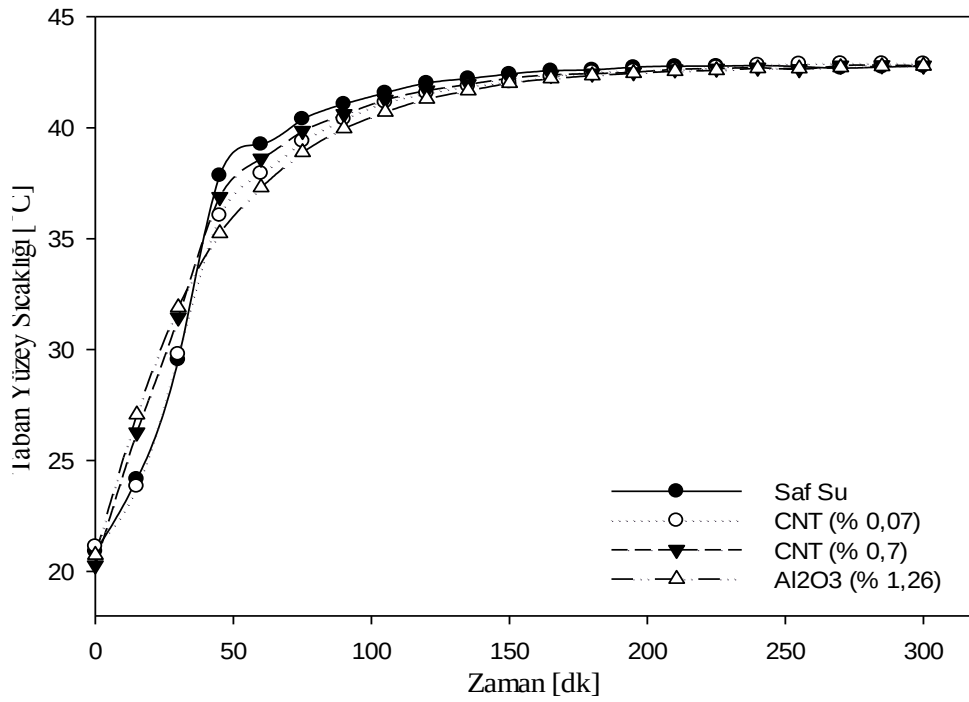
Şekil 4.36 0,90 kg/s kütleli debide sistemin kararlı hali için ısı transfer miktarlarının karşılaştırılması

4.6.2.2 Radyant taban yüzey sıcaklıkları

Sabit akışkan giriş debisinde (0,090 kg/s), akışkan giriş sıcaklıklarının 50 °C ve 60 °C olduğu test koşullarında radyant taban yüzey sıcaklıklarının zamana göre değişimi Şekil 4.37 ve 4.38’ de verilmiştir. Belirtilen test koşullarında duvar yüzey sıcaklıkları çalışmalar süresince yaklaşık olarak 17 °C – 18 °C aralığında tutulmuştur. Sadece radyant tabandan ısıtma yapılan çalışmaların aksine bu çalışmalarda taban yüzey sıcaklıkları farklı akışkan tipleri için yaklaşık olarak aynı eğilimi göstermiştir. Dolaşım akışkanı olarak kullanılan farklı tipte akışkanların radyant taban sıcaklığı üzerinde önemli etkisi olmamıştır. Etkisi var ise de test edilen sistemde bu etki görülememiştir. Benzer eğilimlerin çıkmasının nedeni olarak da düşük duvar yüzey sıcaklıklarının taban yüzey sıcaklığı üzerinde etkisi gösterilebilir.



Şekil 4.37 0,090 kg/s kütleel debide 50 °C akışkan giriş sıcaklığı için gerçekleşen ısı transfer miktarlarının zaman bağılı değişimi



Şekil 4.38 0,090 kg/s kütleel debide 60 °C akışkan giriş sıcaklığı için gerçekleşen ısı transfer miktarlarının zaman bağılı değişimi

5.1 Belirsizlik Analizi Yöntemi

Tez kapsamında yapılan deneysel çalışmalara ait hataların belirlenmesinde Kline ve McClintok [167] tarafından önerilen belirsizlik analizi yöntemi uygulanmıştır.

Deneysel bir çalışmada belirlenmek istenen parametrenin “R” ve bu parametreye etki eden bağımsız değişken sayısının da “n” olduğu kabulü altında Denklem 5.1’ deki gösterim elde edilir.

$$R = R (X_1, X_2, X_3, \dots, X_n) \quad (5.1)$$

Denklem 5.1’ de belirtilen bağımsız değişkenlere ait hata oranları $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$ olarak verildiği takdirde elde edilmek istenen “R” büyüklüğünün hata oranı “ w_R ” Denklem 5.2’ de belirtildiği şekli alır.

$$w_R = \sqrt{\left(\frac{\partial R}{\partial X_1} w_1\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial X_2} w_2\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial X_3} w_3\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial X_4} w_4\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial X_n} w_n\right)^2} \quad (5.2)$$

İlgili yöntem kullanılarak deneysel çalışma neticesinde elde edilen parametrelerin ölçümlerden kaynaklı belirsizlikleri hesaplanmıştır.

5.2 Toplam Isı Transferi (Q_t) için Belirsizlik Analizi

$$Q_{toplam} = \dot{m} C_p (T_{giriş} - T_{çıkış}) \quad (5.3)$$

$$w_{Q_{toplam}} = \sqrt{\left(\frac{\partial Q_t}{\partial \dot{m}} w_m\right)^2 + \left(\frac{\partial Q_t}{\partial T_{giriş}} w_{T_{giriş}}\right)^2 + \left(\frac{\partial Q_t}{\partial T_{çıkış}} w_{T_{çıkış}}\right)^2} \quad (5.4)$$

$$\frac{\partial Q_t}{\partial \dot{m}} = [C_p (T_{giriş} - T_{çıkış}) w_m]^2 \quad (5.5)$$

$$\frac{\partial Q_t}{\partial T_{giriş}} = [\dot{m} C_p w_{T_{giriş}}]^2 \quad (5.6)$$

$$\frac{\partial Q_t}{\partial T_{\text{çıkış}}} = \left[\dot{m} C_p w_{T_{\text{çıkış}}} \right]^2 \quad (5.7)$$

$$w_{Q_{\text{toplam}}} = \sqrt{\left[C_p (T_{\text{giriş}} - T_{\text{çıkış}}) w_m \right]^2 + \left[\dot{m} C_p w_{T_{\text{giriş}}} \right]^2 + \left[\dot{m} C_p w_{T_{\text{çıkış}}} \right]^2} \quad (5.8)$$

5.3 Taşınım Isı Akısı (q_c) için Belirsizlik Analizi

$$q_c = q_t - q_r \quad (5.9)$$

$$w_{q_c} = \sqrt{\left(\frac{\partial q_c}{\partial q_t} w_{q_t} \right)^2 + \left(\frac{\partial q_c}{\partial q_r} w_{q_r} \right)^2} \quad (5.10)$$

$$\frac{\partial q_c}{\partial q_t} = 1 \quad (5.11)$$

$$\frac{\partial q_c}{\partial q_r} = -1 \quad (5.12)$$

$$w_{q_c} = \sqrt{(w_{q_t})^2 + (w_{q_r})^2} \quad (5.13)$$

5.4 Işınım Isı Akısı (q_r) için Belirsizlik Analizi

$$q_r = 5 \times 10^{-8} [(T_{\text{taban}})^4 - (AUST)^4] \quad (5.14)$$

$$w_{q_r} = \sqrt{\left(\frac{\partial q_r}{\partial T_{\text{taban}}} w_{T_{\text{taban}}} \right)^2 + \left(\frac{\partial q_r}{\partial T_{\text{AUST}}} w_{T_{\text{AUST}}} \right)^2} \quad (5.15)$$

$$\frac{\partial q_r}{\partial T_{\text{taban}}} = 5 \times 10^{-8} \times 4(T_{\text{taban}})^3 \quad (5.16)$$

$$\frac{\partial q_r}{\partial T_{\text{AUST}}} = 5 \times 10^{-8} \times 4(AUST)^3 \quad (5.17)$$

$$w_{q_r} = \sqrt{(5 \times 10^{-8} \times 4(T_{\text{taban}})^3)^2 + (5 \times 10^{-8} \times 4(AUST)^3)^2} \quad (5.18)$$

5.5 Toplam Isı Transfer Katsayısı (h_t) için Belirsizlik Analizi

$$h_t = \frac{Q_{toplam}}{A(T_{taban} - T_{op})} \quad (5.19)$$

$$w_{h_t} = \sqrt{\left(\frac{\partial h_t}{\partial Q_{toplam}} w Q_{toplam}\right)^2 + \left(\frac{\partial h_t}{\partial T_{taban}} w T_{taban}\right)^2 + \left(\frac{\partial h_t}{\partial T_{op}} w T_{op}\right)^2} \quad (5.20)$$

$$\frac{\partial h_t}{\partial Q_{toplam}} = \frac{1}{A(T_{taban} - T_{op})} \quad (5.21)$$

$$\frac{\partial h_t}{\partial T_{taban}} = \frac{-Q_{toplam}}{A(T_{taban} - T_{op})^2} \quad (5.22)$$

$$\frac{\partial h_t}{\partial T_{op}} = \frac{Q_{toplam}}{A(T_{taban} - T_{op})^2} \quad (5.23)$$

$$w_{h_t} = \sqrt{\left(\frac{1}{A(T_{taban} - T_{op})} w Q_{toplam}\right)^2 + \left(\frac{-Q_{toplam}}{A(T_{taban} - T_{op})^2} w T_{taban}\right)^2 + \left(\frac{Q_{toplam}}{A(T_{taban} - T_{op})^2} w T_{op}\right)^2} \quad (5.24)$$

5.6 Taşınım Isı Transfer Katsayısı (h_c) için Belirsizlik Analizi

$$h_c = \frac{q_c}{(T_{taban} - T_h)} \quad (5.25)$$

$$w_{h_c} = \sqrt{\left(\frac{\partial h_c}{\partial q_c} w q_c\right)^2 + \left(\frac{\partial h_c}{\partial T_{taban}} w T_{taban}\right)^2 + \left(\frac{\partial h_c}{\partial T_h} w T_h\right)^2} \quad (5.26)$$

$$\frac{\partial h_c}{\partial q_c} = \frac{1}{(T_{taban} - T_h)} \quad (5.27)$$

$$\frac{\partial h_c}{\partial T_{taban}} = - \frac{q_c}{(T_{taban} - T_h)^2} \quad (5.28)$$

$$\frac{\partial h_c}{\partial T_h} = \frac{q_c}{(T_{taban} - T_h)^2} \quad (5.29)$$

$$w_{h_c} = \sqrt{\left(\frac{q_c}{(T_{taban} - T_h)^2} w_{q_c}\right)^2 + \left(-\frac{q_c}{(T_{taban} - T_h)^2} w_{T_{taban}}\right)^2 + \left(\frac{q_c}{(T_{taban} - T_h)^2} w_{T_h}\right)^2} \quad (5.30)$$

5.7 Işınım Isı Transfer Katsayısı (h_r) için Belirsizlik Analizi

$$h_r = \frac{q_r}{(AUST - T_{taban})} \quad (5.31)$$

$$w_{h_c} = \sqrt{\left(\frac{\partial h_r}{\partial q_r} w_{q_r}\right)^2 + \left(\frac{\partial h_r}{\partial AUST} w_{AUST}\right)^2 + \left(\frac{\partial h_r}{\partial T_{taban}} w_{T_{taban}}\right)^2} \quad (5.32)$$

$$\frac{\partial h_r}{\partial q_r} = \frac{1}{(AUST - T_{taban})} \quad (5.33)$$

$$\frac{\partial h_r}{\partial AUST} = - \frac{q_r}{(AUST - T_{taban})^2} \quad (5.34)$$

$$\frac{\partial h_c}{\partial T_{taban}} = \frac{q_r}{(AUST - T_{taban})^2} \quad (5.35)$$

$$w_{h_c} = \sqrt{\left(\frac{1}{(AUST - T_{taban})} w_{q_r}\right)^2 + \left(-\frac{q_r}{(AUST - T_{taban})^2} w_{AUST}\right)^2 + \left(\frac{q_r}{(AUST - T_{taban})^2} w_{T_{taban}}\right)^2} \quad (5.36)$$

Yukarıdan belirtilen denklemler kullanılarak ilgili parametreler için belirsizlik analizi yapılmış ve Tablo 5.1’ de verilmiştir.

Tablo 5.1 Deneysel verilere ait belirsizlik analizi sonuçları

Büyüklik	Belirsizlik
Toplam ısı akısı	$\pm\%1,3$
Işınım ısı akısı	$\pm\%0,20$
Taşınım ısı akısı	$\pm\%3,7$
Toplam ısı transfer katsayısı	$\pm\%5,8$
Işınım ısı transfer katsayısı	$\pm\%4,10$
Taşınım ısı transfer katsayısı	$\pm\%11,5$

6 Sonuç ve Öneriler

Bu çalışma kapsamında, radyant ısıtma ve soğutma sistemlerinin ısı transfer karakteristikleri çeşitli deneysel koşullar altında incelenmiştir. Radyant sistemlerin ısı transfer karakteristikleri sistemde gerçekleşen ısınım, taşınım ve toplam ısı transferleri ile ısınım, taşınım ve toplam ısı transfer katsayılarını kapsamaktadır. Ayrıca, oda içerisindeki yüzey sıcaklıkları, dikey hava sıcaklıkları, ortalama ısınım sıcaklığı gibi parametreler de sistemin karakteristiklerinin belirlenmesinde önemlidir. Bahse konu parametrelerin doğru bir şekilde tayin edilmemesi yüksek enerji tüketimine ve düşük ısıl konfora neden olmaktadır. Bu durum dikkate alınarak, gerçek oda ölçülerine yakın bir test odası inşa edilerek radyant taban ısıtma ve soğutma sistemlerinin ısıl karakteristiklerinin belirlenmesi için deneysel çalışmalar yapılmıştır. Ayrıca, radyant sistemlerde dolaşım akışkanı olarak suyun kullanılmasına alternatif olarak farklı akışkanların (nanoakışkan) kullanılması halinde sistemin ısıl performansındaki değişimler incelenmiştir.

Tez çalışması kapsamında yapılan çalışmalar neticesinde elde edilen bulgular ve değerlendirmeler alt başlıklar halinde özetlenmiştir.

- Literatür araştırması sonucunda;
 - Gerçek boyutlara yakın test odaları üzerinde ilgili sistemlerin ısı transfer karakteristiğinin belirlenmesi üzerine yapılan deneysel çalışmaların yeterli sayıda olmadığı,
 - Radyant ısıtma ve soğutma sistemlerinin tasarımı, boyutlandırılması ve ısıl konfor bakımından önemli olan ısıtma/soğutma yüklerinin tahmininde problemler olduğu ve bunun en temel nedeninin doğru bir şekilde belirlenmemiş ısı transfer katsayıları olduğu,
 - Çalışmalarda ve standartlarda elde edilen ısı transfer katsayıları arasında önemli farklılıkların olduğu,

- Taşınım ısı transfer katsayısının belirlenmesinin diğer katsayıların belirlenmesine göre daha karmaşık ve zor olduğu,
 - Bütün ısıtma ve soğutma durumlarını kapsayacak deneysel çalışmaların eksik olduğu,
 - Radyant taban soğutma sistemlerinde gerçekleşen ısı akılarının belirlenmesine yönelik korelasyonların yok denecek kadar az olduğu,
 - Radyant sistemde dolaşım akışkanı olarak suyun dışında alternatif herhangi bir akışkanın kullanılmadığı belirlenmiştir.
- Radyant taban ısıtma deneyleri sonucunda;
 - Radyant taban ısıtma sisteminde akışkan giriş sıcaklıklarındaki artış ile sistemde gerçekleşen ışıınım, taşınım ve toplam ısı transfer miktarlarının arttığı görülmüştür.
 - Çalışılan debi değerlerinin radyant taban yüzey sıcaklıkları üzerinde belirgin bir etkisinin olmadığı belirlenmiştir.
 - Toplam ve ışıınım ısı akılarının sıcaklık farklarına göre gösterdikleri eğilimin taşınım ısı akılarına göre daha düzgün olduğu, bunun nedeninin de ışıınım ısı transferi matematiksel modeller ile belirlenirken; taşınım ısı transferinin belirlenmesinde tamamen deneysel verilere bağlı kalınması ve taşınım ısı transferinin hava hareketleri ile doğrudan ilgili olması gösterilebilir. İlgili standartlarda toplam ısı akılarının belirlenmesine yönelik verilen korelasyonlar kullanılarak yapılan hesaplamalarda ısı akılarının olması gereken değerlere göre yüksek olduğu ve bu durumun enerji tüketimini arttırabileceği görülmüştür.
 - Belirlenen deney şartları altında yapılan çalışma neticesinde ışıınım, taşınım ve toplam ısı transfer katsayıları sırasıyla 5,2 – 6,3 W/m²K, 2,3 – 4,4 W/m²K, 8,6 – 10,9 W/m²K olarak belirlenmiştir. Ağırlıklı ortalamalar dikkate alınarak ışıınım, taşınım ve toplam ısı transfer katsayısı olarak da 5,7 W/m²K, 3,5 W/m²K ve 10,2 W/m²K önerilmiştir.

- Test odası içerisinde gerçekleşen toplam ısı akılarında ışıınım ısı akılarının oranı her bir durum için küçük farklar göstermesine rağmen yaklaşık olarak %60 seviyesinde gerçekleşmiştir.
- 18 farklı test durumunun uygulanması neticesinde elde edilen veriler kullanılarak ışıınım, taşınım ve toplam ısı akılarının belirlenmesine yönelik sırasıyla %5, %20 ve %15 hata bantlarında korelasyonlar önerilmiştir.

- Işıınım ısı akısı için;

$$q_r = 5,26 (T_f - AUST)^{1,04} \quad (6.1)$$

- Taşınım ısı akısı için;

$$q_c = 3,3 (T_f - T_a)^{1,02} \quad (6.2)$$

- Toplam ısı akısı için;

$$q_t = 9,55 (T_f - T_{op})^{1,03} \quad (6.3)$$

- Radyant taban ısıtma ve kış şartlarının simülasyonu deneyleri sonucunda;
 - Test edilen oda içerisinde farklı deney koşullarına bağlı olarak radyant sistemde gerçekleşen ısı transfer miktarlarındaki değişimler gözlemlenmiştir. Duvarların soğutulmasına ve soğutulan duvar sayısındaki artışa paralel olarak sistemde gerçekleşen ısı akılarının arttığı görülmüştür. Işıınım, taşınım ve toplam ısı akıları sırasıyla 26,37 – 88,37 W/m², 13,33 – 51,67 W/m² ve 39,81 – 137,65 W/m² aralıklarında gerçekleşmiştir.
 - Kış şartlarının simülasyonunun yapılmaya çalışıldığı çalışmada elde edilen ışıınım, taşınım ve toplam ısı transfer katsayıları 5,2 – 5,9 W/m²K, 2,3 – 4,1 W/m²K ve 8,5 – 10,5 W/m²K olarak bulunmuştur. Isı transfer katsayısı olarak da ışıınım, taşınım ve toplam için sırasıyla 5,5 W/m²K, 3,3 W/m²K ve 9,5 W/m²K önerilmiştir.
 - Test odası içerisinde gerçekleşen toplam ısı akılarında ışıınım ısı akılarının oranı her bir durum için küçük farklar göstermesine rağmen yaklaşık olarak %66 seviyesinde gerçekleşmiştir. Sadece radyant taban ısıtma durumuna göre ışıınım ısı transferinin oranının yükselmesinde toplam ısı transferi içerisindeki taşınım ısı

transferinin etkisinin azalması belirtilebilir. Taşınım ısı transferi etkilerinin azalmasında soğutulan duvarlardan kaynaklı oda içi hava sıcaklıklarının düşmesi ve buna bağlı olarak da hava hareketlerinin azalması gösterilebilir.

- Deneysel çalışma neticesinde %10 ve %15'lik hata bantlarıyla sırasıyla taşınım ısı transfer katsayısının ve toplam ısı akısının belirlenmesine yönelik korelasyonlar önerilmiştir. Önerilen korelasyonlar gerçeğe yakın durumların simülasyonunun yapılması neticesinde elde edilmesinden dolayı önem ara etmektedir.

- Taşınım ısı transfer katsayısı için;

$$h_c = 1,79 (T_f - T_a)^{0,28} \quad (6.4)$$

- Toplam ısı akısı için;

$$q_t = 7,16 (T_f - T_{op})^{1,14} \quad (6.5)$$

- Radyant taban soğutma ve yaz şartlarının simülasyonu deneyleri sonucunda;
 - Duvarlardan ısı kazanımını gösteren 2., 3. ve 4. durumlarda ısıtım ve toplam ısı akıları her biri bir önceki duruma göre artış göstermiştir. Belirtilen durumlarda ısıtım ısı akıları sırasıyla (33.26 – 52.52 W/m²), (46.17 – 84.85 W/m²) ve (50.46 – 98.02 W/m²) aralıkları olarak gerçekleşmiştir. Aynı durumlar için gerçekleşen taşınım ısı akıları ise (3.53 – 5.24 W/m²), (4.15 – 6.01 W/m²) ve (4.88 – 8.24 W/m²) aralıklarında gerçekleşmiştir. Taşınım ısı akılarındaki artışlar ve değişimler artan ısı kazanımları ve buna bağlı oda içi sıcaklık dağılımı ile açıklanabilir.
 - Radyant taban yüzeyinin istenilen ısı konfor sıcaklığında sabit kalabilmesi için duvarlardan ısı kazanımının olduğu test durumlarında sistemde gerçekleşen soğutma yükleri artmıştır. Bu durum, radyant sistemlerin kontrol sistemleri ile beraber çalıştırılması halinde gereken konfor şartlarına cevap verebildiğini göstermiştir.
 - Duvarlardan ısı kazanımının olmadığı ve kaynak suyu sıcaklıklarının 10 °C, 15 °C ve 20 °C olduğu test şartlarında radyant sisteme farklı

giriş suyu debileri uygulandığında test edilen debi aralıkları için taban yüzey sıcaklıklarının debilerden önemli ölçüde etkilenmediği görülmüştür.

- Işınım ısı transferinin toplam ısı transferindeki oranı ortalama %91 olarak gerçekleşmiştir. Bu değer radyant taban soğutma sistemlerinde taşınım ısı transferinin ışınım ısı transferine göre sistemdeki etkisinin çok düşük olduğunu göstermektedir.
- Test edilen sistemde ışınım, taşınım ve toplam ısı transfer katsayıları 4,4 – 5,5 W/m²K, 0,4 – 0,7 W/m²K ve 5,9 – 6,8 W/m²K olarak bulunmuştur. Ayrıca, ışınım, taşınım ve toplam ısı transfer katsayısı olarak da sırasıyla 5,1 W/m²K, 0,6 W/m²K ve 6,3 W/m²K önerilmiştir.
- Radyant tabandan soğutma sistemlerinde uygulanmak üzere sistemdeki toplam, ışınım ve taşınım ısı akılarını belirlemeye yönelik sırasıyla %5, %5 ve %15 hata bantlarıyla korelasyonlar geliştirilmiştir. Türetilen korelasyonlar çok sayıda deneysel durumun test edilmesi sonucu elde edilen veriler kullanılarak geliştirildiğinden kapsayıcılığı yüksektir.

- Toplam ısı akısı için;

$$q_t = 5,98 (T_{op} - T_f)^{1,03} \quad (6.6)$$

- Işınım ısı akısı için;

$$q_r = 5,11 (AUST - T_f)^{1,03} \quad (6.7)$$

- Taşınım ısı akısı için;

$$q_c = 0,64 (T_a - T_f)^{0,92} \quad (6.8)$$

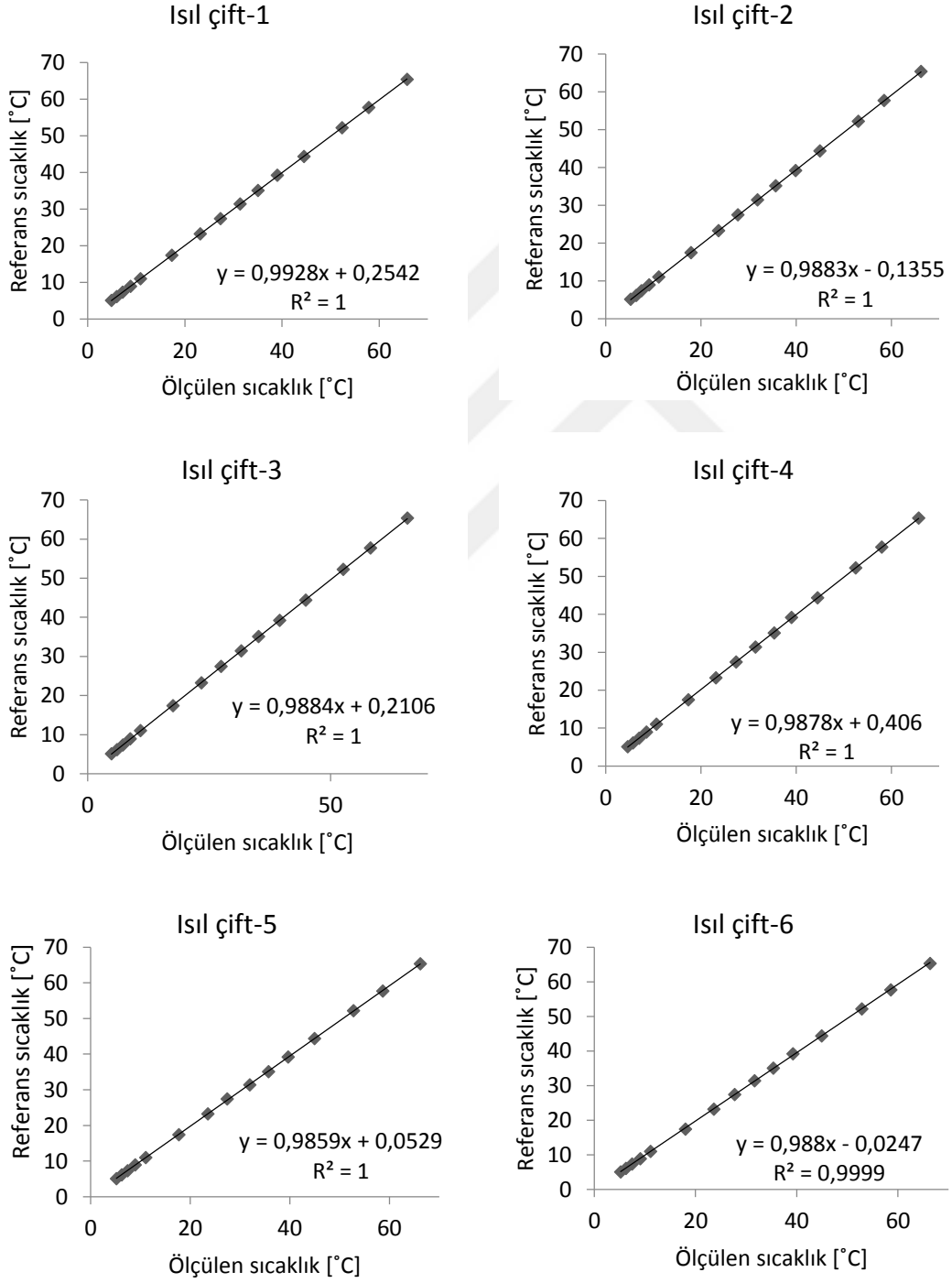
- Radyant taban ısıtma ve soğutma sistemlerinin ısı transfer katsayıları bakımından karşılaştırılması sonucunda;
 - Karşılaştırılan iki sistemde de ışınım ısı transfer katsayılarının önemli ölçüde farklılık göstermediği görülmüştür. Her iki sistem için ışınım ısı transfer katsayısının 5,5 W/m²K alınabileceği önerilmiştir.

- Taşınım ısı transfer katsayısı bakımından iki sistem incelendiğinde ısı transfer katsayılarının farklılaştığı, radyant taban ısıtma durumunda katsayı değeri sıcaklık farklı ile artarken taban soğutmada değişim göstermediği görülmüştür. Oluşan bu farklılığın temel nedeni sıcaklık farkına bağlı olarak hava hareketlerindeki yavaşlama veya artıştır.
- Toplam ısı transfer katsayısı bakımından karşılaştırıldığında, taban ısıtma sistemleri için ısı transfer katsayısının daha yüksek olduğu görülmüştür. Bunun nedeni olarak, taşınım ısı transfer etkilerinin radyant taban ısıtma sistemlerinde radyant taban soğutma sistemlerine göre daha yüksek olması gösterilebilir.
- Nanoakışkanlar ile yapılan deneyler sonucunda;
 - Sadece tabandan ısıtma yapılan çalışmalarda ve taban ısıtma ile duvarların soğutulduğu çalışmalarda saf su, MWCNT (%0,07), MWCNT (%0,7) ve Al₂O₃ (%1,26) olmak üzere dört farklı akışkan kullanılmıştır. Bu çalışmalarda akışkan giriş debileri 0,056 kg/s ve 0,090 kg/s olarak belirlenirken akışkan giriş sıcaklıkları 30 °C, 40 °C, 50 °C ve 60 °C olarak belirlenmiştir.
 - %0,07 hacimsel derişimdeki MWCNT-su nanoakışkanı ile yapılan çalışmalarda elde edilen sonuçlar saf su ile yapılan çalışmalarda elde edilen sonuçlar ile önemli ölçüde benzerlik göstermiştir.
 - Dolaşım akışkanı olarak %0,7 hacimsel derişimdeki MWCNT-su nanoakışkanı ile %1,26 hacimsel derişimdeki Al₂O₃-su nanoakışkanın kullanıldığı çalışmalar ile saf su kullanılarak yapılan çalışmalar karşılaştırıldığında ilgili nanoakışkanların radyant sistemde daha iyi performans sergiledikleri görülmüştür. Aynı koşullar altında, radyant sisteme aktarılan ısı transfer miktarlarında artış gözlemlenmiştir.
 - Test edilen bütün koşullar değerlendirildiğinde görece daha yüksek derişimdeki nanoakışkanların kullanıldığı test koşullarında %1,7 ile %4,9 oranında iyileşmeler görülmüştür. Radyant sistemde gerçekleşen ısı transfer miktarlarının hesaplanmasında deneysel belirsizliğin $\pm 1,3$ olduğu dikkate alınırsa bu iyileşme oranlarının ilgili radyant sistem için düşük olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

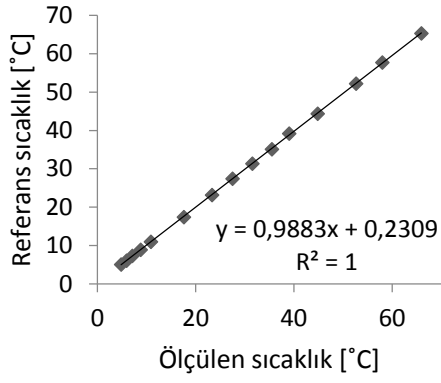
- Deneysel çalışmalarda kullanılan nanoakışkanların ısı transfer performanslarının akışkan giriş sıcaklıklarındaki yükselmeye paralel olarak arttığı gözlemlenmiştir.
- Nanoakışkanların hazırlanma süreçlerinde yüzey aktif madde (surfaktant) ve sonikatör kullanılmasının akışkanın topaklanma ve çökelme sürelerini uzattığı görülmüş olmasına rağmen belli bir süreden sonra akışkan numunelerinde çökelme meydana gelmiştir.
- Nanoakışkan içerisindeki parçacık derişimi arttıkça akışkanın çökelme sürelerinin kısaldığı görülmüştür.
- Nanoakışkanların ısı uygulamalarda kullanılması halinde akışkana ilave edilen nanoparçacıkların ısı özelliklerinin kullanılan akışkana göre çok daha yüksek olması gerektiği görülmüştür. Isı özellikleri daha yüksek nanoparçacık içeren nanoakışkanların (MWCNT-%0,7) daha yüksek derişimlerdeki farklı nanoakışkanlara (Al₂O₃-%1,26) göre daha iyi performans sergileyebilecekleri görülmüştür.
- Nanoakışkan uygulamalarının daha verimli ve sürdürülebilir olmasının sağlanması için kullanılan akışkanlardaki nanoparçacık derişimlerinin yükseltilmesi ve hazırlanan nanoakışkanların fiziksel özelliklerinin bozulmamasının sağlanması gerektiği sonucuna ulaşılmıştır.
- Nanoakışkan hazırlama süreçlerinin maliyet ve zaman bakımından zor olmasından kaynaklı görece daha büyük uygulamalarda (radyant ısıtma bina uygulamaları) kullanılmasının teknolojik ilerlemelere paralel olarak mümkün olabileceği sonucuna test edilen sistemin ısı performansındaki kısmi iyileşme dikkate alınarak ulaşılmıştır.

Kalibrasyon Grafikleri

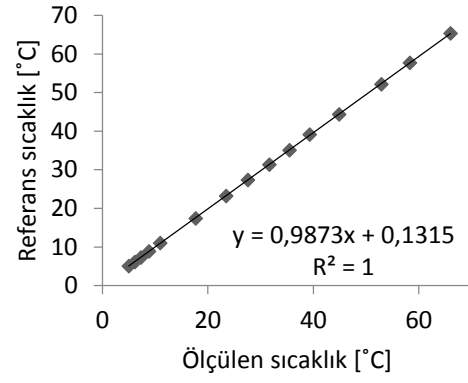
Deneylerde kullanılan ısıl çift ve Pt100'lere ait kalibrasyon grafikleri ve kalibrasyon denklemleri aşağıda verilmiştir



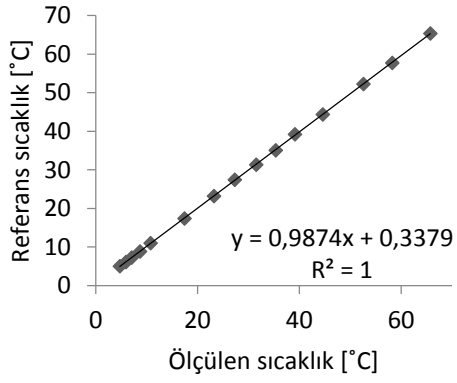
Isıl çift-7



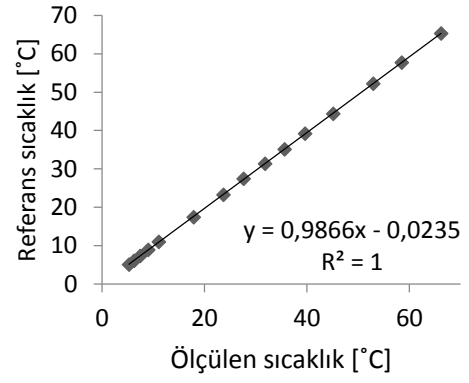
Isıl çift-8



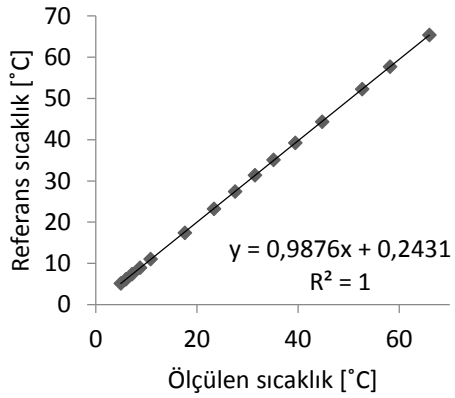
Isıl çift-9



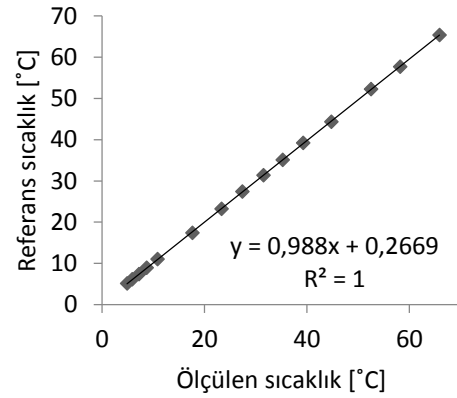
Isıl çift-10

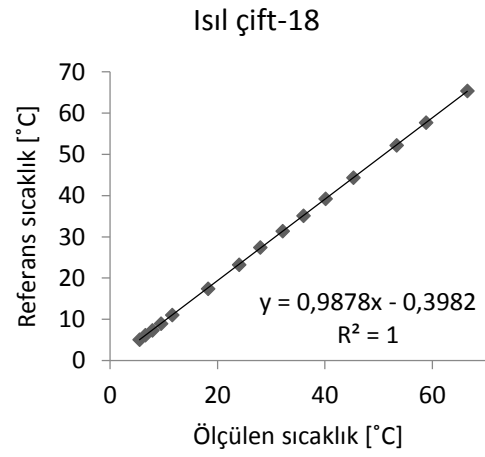
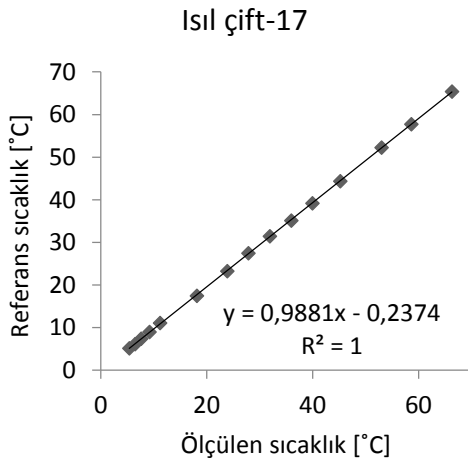
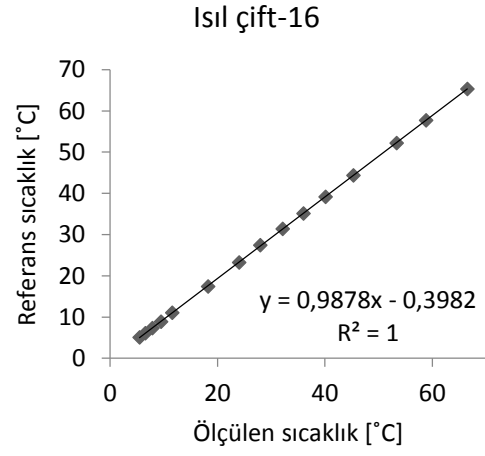
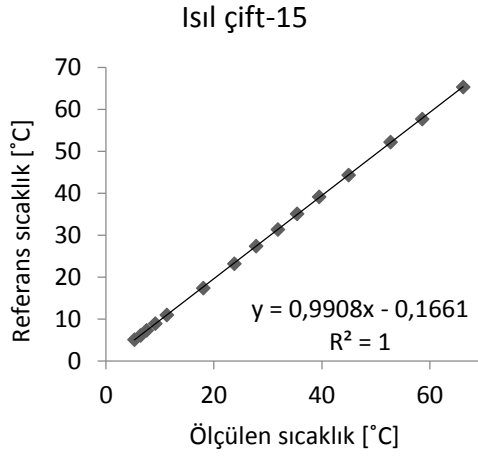
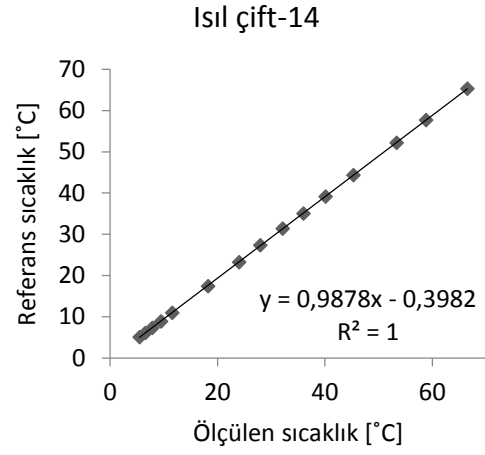
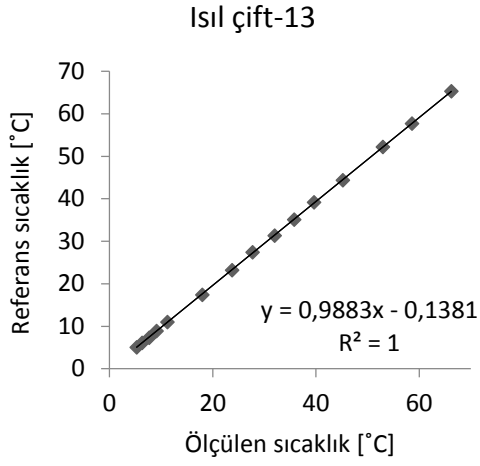


Isıl çift-11

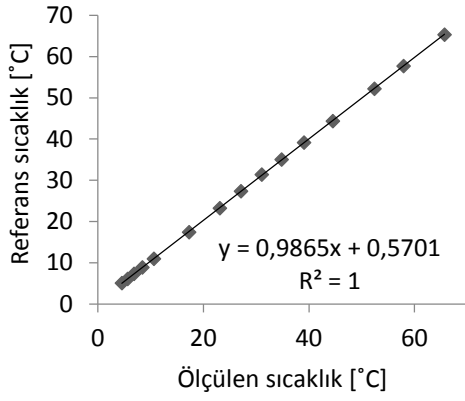


Isıl çift-12

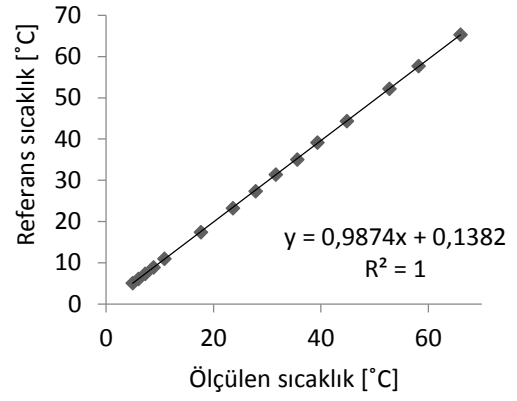




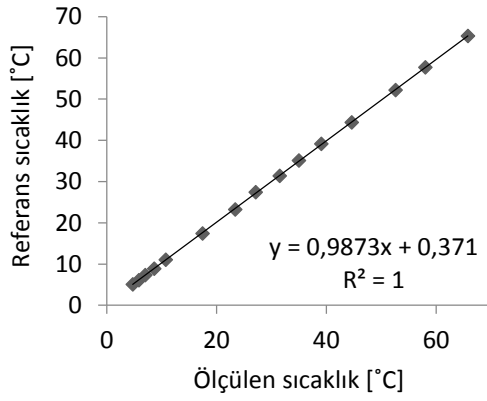
Isıl çift-19



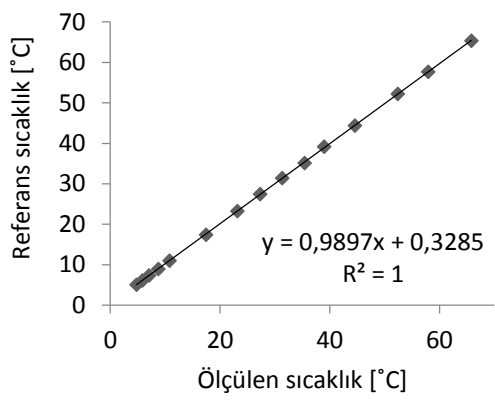
Isıl çift-20



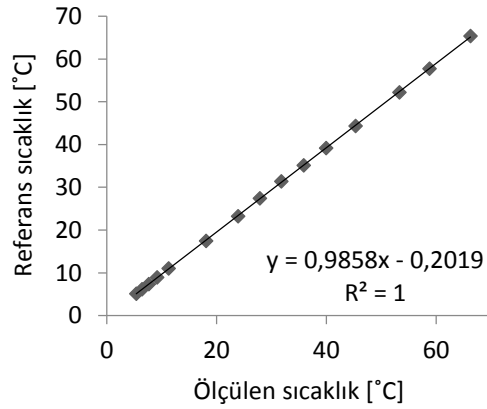
Isıl çift-21



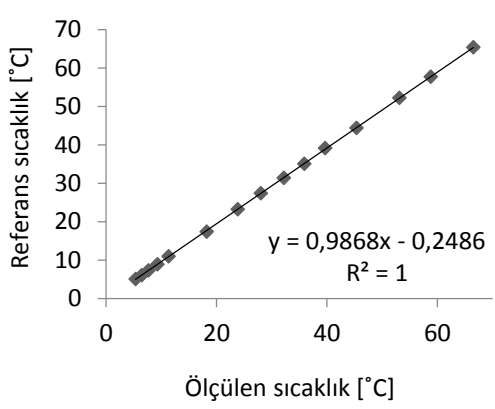
Isıl çift-22

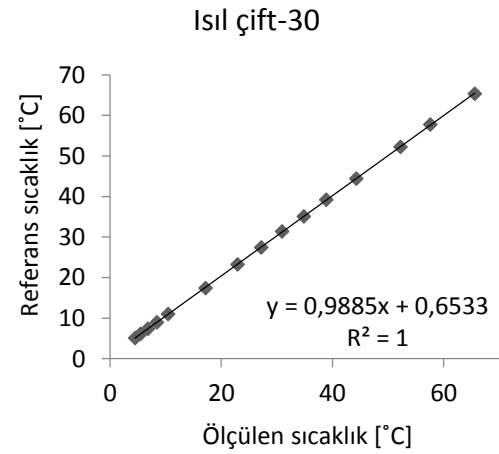
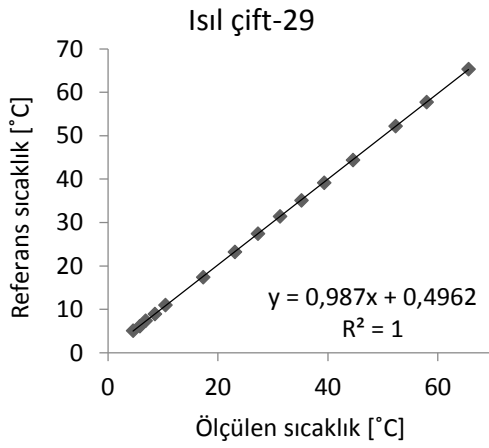
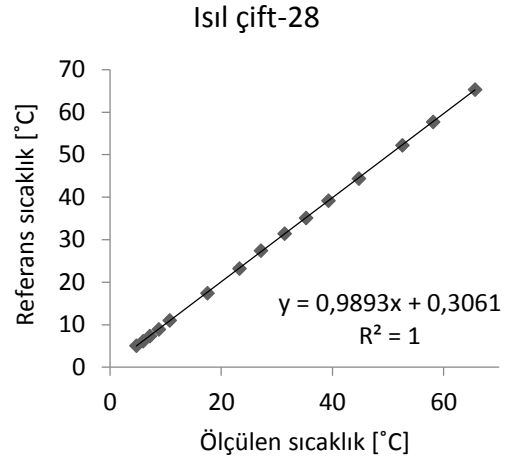
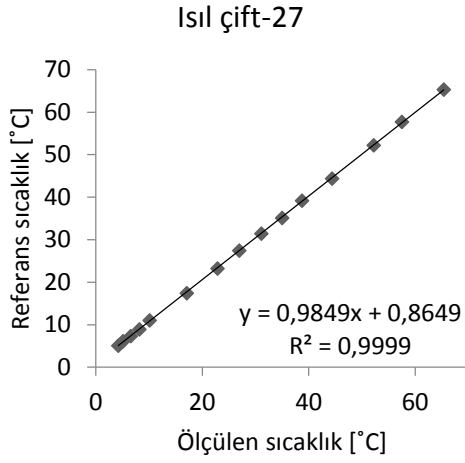
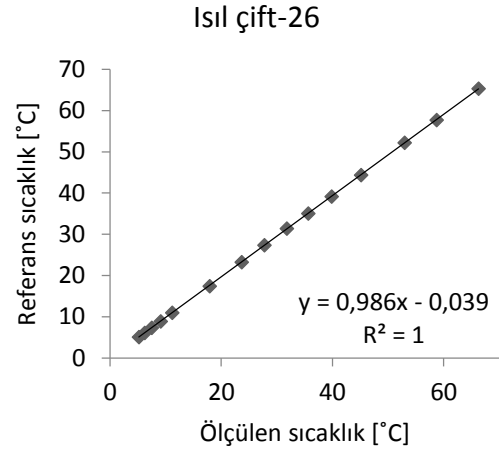
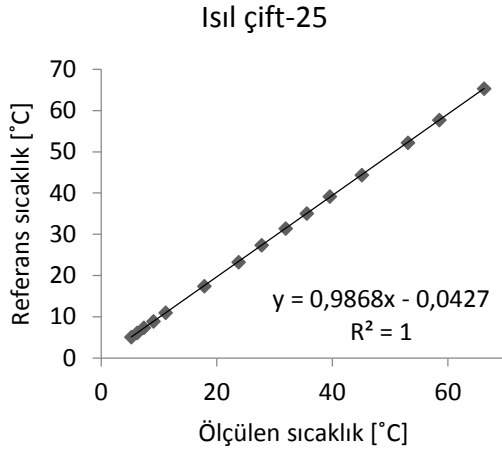


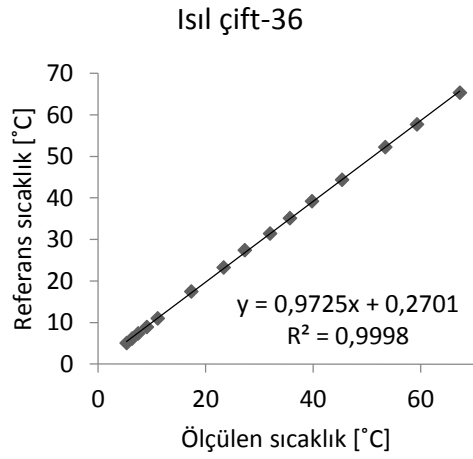
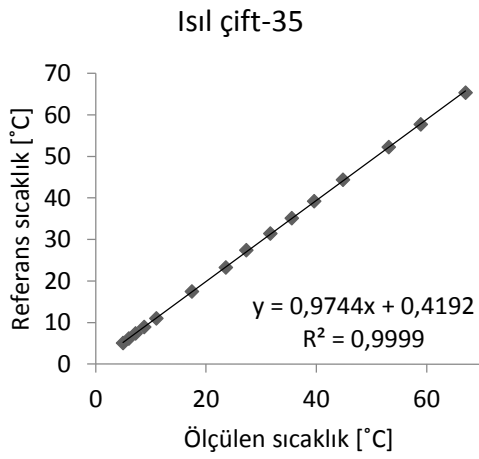
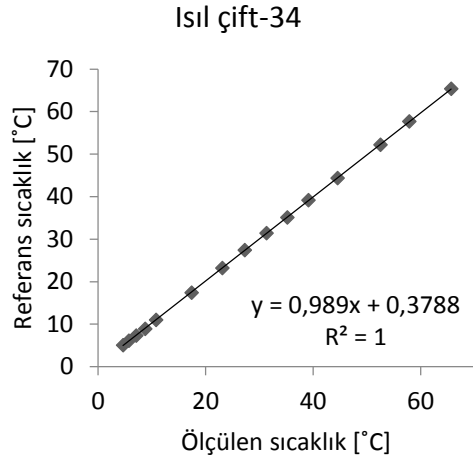
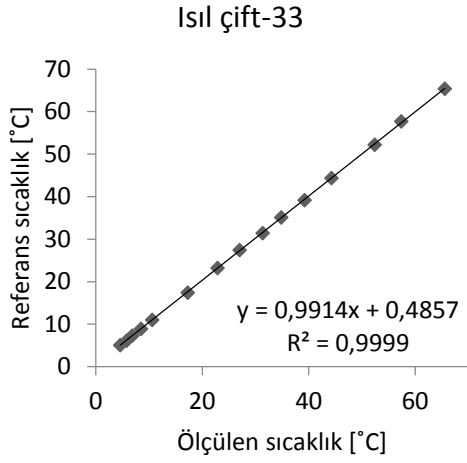
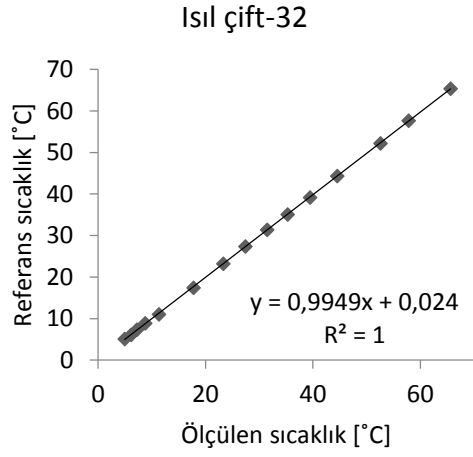
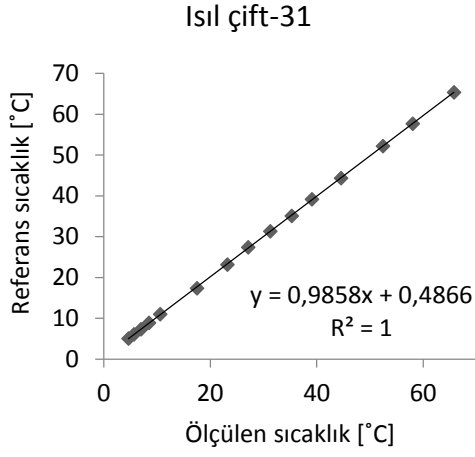
Isıl çift-23



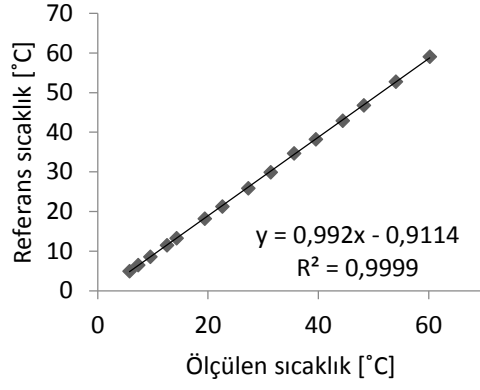
Isıl çift-24



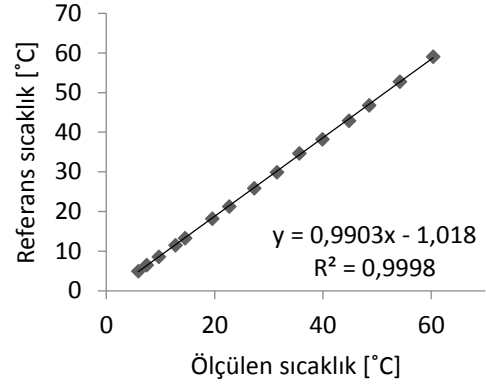




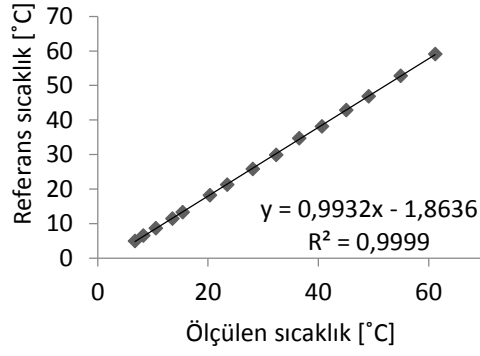
Pt100-Taban giriş



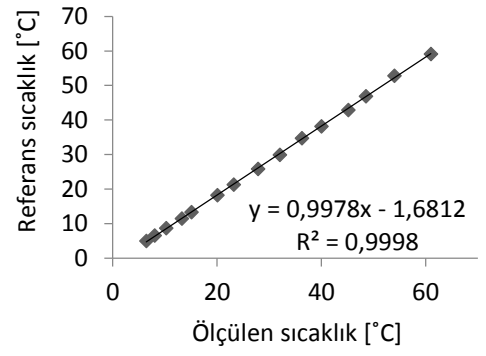
Pt100-Taban dönüş



Pt100-Duvar giriş



Pt100-Duvar dönüş



- [1] ASHRAE, *2012 ASHRAE Handbook - Heating, Ventilating, and Air-Conditioning: Systems and Equipment*. 2012.
- [2] R. Bean, B. W. Olesen, and K. W. Kim, "Part 2 history of radiant heating & cooling systems," *ASHRAE J.*, vol. 52, no. 2, pp. 50–55, 2010.
- [3] T. Li, Y. Liu, Y. Chen, D. Wang, and Y. Wang, "Experimental study of the thermal performance of combined floor and Kang heating terminal based on differentiated thermal demands," *Energy Build.*, vol. 171, pp. 196–208, 2018.
- [4] C. H. Jeong, M. S. Yeo, and K. W. Kim, "Feasibility of a Radiant Floor Cooling System for Residential Buildings with Massive Concrete Slab in a Hot and Humid Climate," *Int. J. Concr. Struct. Mater.*, vol. 12, no. 1, 2018.
- [5] M. Bojić, D. Cvetković, V. Marjanović, M. Blagojević, and Z. Djordjević, "Performances of low temperature radiant heating systems," *Energy Build.*, vol. 61, pp. 233–238, 2013.
- [6] M. De Carli, A. Zarrella, and R. Zecchin, "Comparison between a radiant floor and two radiant walls on heating and cooling energy demand," *ASHRAE Trans.*, vol. 115 PART 2, pp. 563–572, 2009.
- [7] E. Fabrizio, S. P. Corgnati, F. Causone, and M. Filippi, "Numerical comparison between energy and comfort performances of radiant heating and cooling systems versus air systems," *HVAC R Res.*, vol. 18, no. 4, pp. 692–708, 2012.
- [8] A. Atienza Márquez, J. M. Cejudo López, F. Fernández Hernández, F. Domínguez Muñoz, and A. Carrillo Andrés, "A comparison of heating terminal units: Fan-coil versus radiant floor, and the combination of both," *Energy Build.*, vol. 138, pp. 621–629, 2017.
- [9] B. Lin, Z. Wang, H. Sun, Y. Zhu, and Q. Ouyang, "Evaluation and comparison of thermal comfort of convective and radiant heating terminals in office buildings," *Build. Environ.*, vol. 106, pp. 91–102, 2016.
- [10] O. B. Kazanci, M. Shukuya, and B. W. Olesen, "Exergy performance of different space heating systems: A theoretical study," *Build. Environ.*, vol. 99, no. February, pp. 119–129, 2016.
- [11] K. Haddad, J. Purdy, and A. Laouadi, "Comparison of the performance of a forced-air and a radiant floor residential heating system connected to solar collectors," *J. Sol. Energy Eng. Trans. ASME*, vol. 129, no. 4, pp. 465–472, 2007.
- [12] Y. T. Chae, K. H. Lee, and J. S. Park, "Improved thermal performance of a hydronic radiant panel heating system by the optimization of tube shapes," *J. Zhejiang Univ. Sci. A*, vol. 12, no. 6, pp. 428–437, 2011.
- [13] L. Fontana, "Thermal performance of radiant heating floors in furnished enclosed spaces," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 31, no. 10, pp. 1547–1555, 2011.
- [14] P. C. Lindstrom, D. E. Fisher, and C. O. Pedersen, "Impact of surface characteristics on radiant panel output," *ASHRAE Trans.*, vol. 104, no. Pt 1B, pp. 1079–1088, 1998.

- [15] O. Acikgoz, "A novel evaluation regarding the influence of surface emissivity on radiative and total heat transfer coefficients in radiant heating systems by means of theoretical and numerical methods," *Energy Build.*, vol. 102, pp. 105–116, 2015.
- [16] O. B. Kazanci, M. Shukuya, and B. W. Olesen, "Effects of floor covering resistance of a radiant floor on system energy and exergy performances," *12th REHVA World Congr. CLIMA*, 2016.
- [17] S. Oubenmoh *et al.*, "Some particular design considerations for optimum utilization of under floor heating systems," *Case Stud. Therm. Eng.*, vol. 12, no. May, pp. 423–432, 2018.
- [18] C. Liu, Z. Zhang, H. Dong, and X. Liu, "Study of the thermal performance of a new type of floor heating and resulting indoor thermal comfort," *Sci. Technol. Built Environ.*, vol. 25, no. 4, pp. 504–513, 2019.
- [19] J. Sun, D., Chen, H., & Zhang, "Analysis and Calculation of Heat Transfer from Low-Temperature Hot Water Floor Radiant-Heating System," *Build. Integr. Solut.*, pp. 1–16, 2003.
- [20] M. F. Evren, A. Özsunar, A. Biyikoglu, and B. Kilis, "Determination of heat transfer coefficient between heated floor and space using the principles of ANSI/ASHRAE standard 138 test chamber," *ASHRAE Conf.*, vol. 123, pp. 71–81, 2017.
- [21] D. Zhang, N. Cai, and Z. Wang, "Experimental and numerical analysis of lightweight radiant floor heating system," *Energy Build.*, vol. 61, pp. 260–266, 2013.
- [22] H. Khorasanizadeh, G. A. Sheikhzadeh, A. A. Azemati, and B. Shirkavand Hadavand, "Numerical study of air flow and heat transfer in a two-dimensional enclosure with floor heating," *Energy Build.*, vol. 78, pp. 98–104, 2014.
- [23] M. Rahimi and A. Sabernaemi, "Experimental study of radiation and free convection in an enclosure with under-floor heating system," *Energy Convers. Manag.*, vol. 52, no. 7, pp. 2752–2757, 2011.
- [24] H. Hanibuchi and S. Hokoi, "Basic study of radiative and convective heat exchange in a room with floor heating," *ASHRAE Trans.*, vol. 104, no. Pt 1B, pp. 1098–1105, 1998.
- [25] H.B. Awbi, A. Hatton, "Natural convection from heated room surfaces," *Energy Build.* 30, vol. 7788, no. August, pp. 233–244, 1999.
- [26] B. W. Olesen, E. Michel, F. Bonnefoi, and M. De Carli, "Heat exchange coefficient between floor surface and space by floor cooling - theory or a question of definition," *ASHRAE Trans.*, vol. 106, 2000.
- [27] H. Jia, X. Pang, and P. Haves, "Experimentally-determined characteristics of radiant systems for office buildings," *Appl. Energy*, vol. 221, no. March, pp. 41–54, 2018.
- [28] A. Zarrella, M. De Carli, and C. Peretti, "Radiant floor cooling coupled with dehumidification systems in residential buildings: A simulation-based analysis," *Energy Convers. Manag.*, vol. 85, pp. 254–263, 2014.

- [29] J. Pantelic, S. Schiavon, B. Ning, E. Burdakakis, P. Raftery, and F. Bauman, "Full scale laboratory experiment on the cooling capacity of a radiant floor system," *Energy Build.*, vol. 170, pp. 134–144, 2018.
- [30] K. Zhao, X. H. Liu, and Y. Jiang, "Application of radiant floor cooling in a large open space building with high-intensity solar radiation," *Energy Build.*, vol. 66, pp. 246–257, 2013.
- [31] T. Cholewa, M. Rosiński, Z. Spik, M. R. Dudzińska, and A. Siuta-Olcha, "On the heat transfer coefficients between heated/cooled radiant floor and room," *Energy Build.*, vol. 66, pp. 599–606, 2013.
- [32] F. Causone, S. P. Corgnati, M. Filippi, and B. W. Olesen, "Experimental evaluation of heat transfer coefficients between radiant ceiling and room," *Energy Build.*, 2009.
- [33] M. De Carli and B. W. Olesen, "Field measurements of operative temperatures in buildings heated or cooled by embedded water-based radiant systems," *ASHRAE Trans.*, vol. 108 PART 2, pp. 714–725, 2002.
- [34] H. Karabay, M. Arici, and M. Sandik, "A numerical investigation of fluid flow and heat transfer inside a room for floor heating and wall heating systems," *Energy Build.*, vol. 67, pp. 471–478, 2013.
- [35] B. W. Olesen, M. Koschenz, and C. Johansson, "New European standard proposal for design and dimensioning of embedded radiant surface heating and cooling systems," *ASHRAE Trans.*, vol. 109 PART 2, pp. 656–668, 2003.
- [36] K. Zhao, X. H. Liu, and Y. Jiang, "On-site measured performance of a radiant floor cooling/heating system in Xi'an Xianyang International Airport," *Sol. Energy*, vol. 108, pp. 274–286, 2014.
- [37] F. Alamdari and G. P. Hammond, "Improved data correlations for buoyancy-driven convection in rooms," *Build. Serv. Eng. Res. Technol.*, 1983.
- [38] A. J. N. Khalifa, "Natural convective heat transfer coefficient - a review II. Surfaces in two- and three-dimensional enclosures," *Energy Convers. Manag.*, vol. 42, no. 4, pp. 505–517, 2001.
- [39] M. J. Li LD, Beckman WA, "An experimental study of natural convection in an office room, large time results," *Sol. Energy*, 1983.
- [40] D. Schlapmann, "HEAT OUTPUT AND HEAT LOSSES OF FLOOR HEATING," 1981.
- [41] M. R. Khalifa AJ, "Natural and forced convection on interior building surfaces-preliminary results," *Appl Energy Res. Conf.*, 1989.
- [42] A. J. N. Khalifa and R. H. Marshall, "Validation of heat transfer coefficients on interior building surfaces using a real-sized indoor test cell," *Int. J. Heat Mass Transf.*, 1990.
- [43] V. J. Min TC, Schutrum LF, Parmelee GV, "Natural convection and radiation in a panel heated room," *ASHRAE Trans.*, vol. 62, no. 1, pp. 337–358, 1956.
- [44] ASHRAE, *Handbook HVAC Fundamentals*, vol. 30329, no. 404. 2009.
- [45] S. W. Churchill and H. H. S. Chu, "Correlating equations for laminar and

- turbulent free convection from a vertical plate," *Int. J. Heat Mass Transf.*, 1975.
- [46] H. E. Feustel and C. Stetiu, "Hydronic radiant cooling - preliminary assessment," *Energy Build.*, 1995.
 - [47] B. W. Olesen, "Radiant heating and cooling by embedded water-based systems," *Ashrae J.*, vol. 1, no. Figure 1, pp. 1–19, 1996.
 - [48] J. Miriel, L. Serres, and A. Trombe, "Radiant ceiling panel heating-cooling systems: Experimental and simulated study of the performances, thermal comfort and energy consumptions," *Appl. Therm. Eng.*, 2002.
 - [49] T. Cholewa, R. Anasiewicz, A. Siuta-Olcha, and M. A. Skwarczynski, "On the heat transfer coefficients between heated/cooled radiant ceiling and room," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 117, pp. 76–84, 2017.
 - [50] J. Babiak and B. W. Olesen, "Low Temperature Heating and High Temperature Cooling," *REHVA*, 2013.
 - [51] J. Shinoda, O. B. Kazanci, S. ichi Tanabe, and B. W. Olesen, "A review of the surface heat transfer coefficients of radiant heating and cooling systems," *Building and Environment*. 2019.
 - [52] M. Andrés-Chicote, A. Tejero-González, E. Velasco-Gómez, and F. J. Rey-Martínez, "Experimental study on the cooling capacity of a radiant cooled ceiling system," *Energy Build.*, 2012.
 - [53] R. Karadağ and Ö. Akgöbek, "The prediction of convective heat transfer in floor-heating systems by artificial neural networks," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 35, no. 3, pp. 312–325, 2008.
 - [54] A. Koca and G. Cetin, "Experimental investigation on the heat transfer coefficients of radiant heating systems: Wall, ceiling and wall-ceiling integration," *Energy Build.*, 2017.
 - [55] S. M. S. Murshed, K. C. Leong, and C. Yang, "Enhanced thermal conductivity of TiO₂ - Water based nanofluids," *Int. J. Therm. Sci.*, 2005.
 - [56] W. Duangthongsuk and S. Wongwises, "Measurement of temperature-dependent thermal conductivity and viscosity of TiO₂-water nanofluids," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 2009.
 - [57] L. Syam Sundar, M. K. Singh, and A. C. M. Sousa, "Investigation of thermal conductivity and viscosity of Fe₃O₄ nanofluid for heat transfer applications," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, 2013.
 - [58] L. Y. Yu W, Xie H, Chen L, "Investigation of thermal conductivity and viscosity of ethylene glycol based ZnO nanofluid," *Thermochim Acta*, vol. 491, no. 1, pp. 92–96, 2009.
 - [59] Z. Said, R. Saidur, A. Hepbasli, and N. A. Rahim, "New thermophysical properties of water based TiO₂ nanofluid-The hysteresis phenomenon revisited," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, 2014.
 - [60] N. R. Pradhan, H. Duan, J. Liang, and G. S. Iannacchione, "The specific heat and effective thermal conductivity of composites containing single-wall and multi-wall carbon nanotubes," *Nanotechnology*, vol. 20, no. 24, 2009.

- [61] L. Megatiff, A. Ghozatloo, A. Arimi, and M. Shariati-Niasar, "Investigation of Laminar Convective Heat Transfer of a Novel Tio₂-Carbon Nanotube Hybrid Water-Based Nanofluid," *Exp. Heat Transf.*, 2016.
- [62] et al. Kim, Kwon Younghwan, Cho Yonghyeon, Li Chengguo, Cheong Seongir, Hwang Yujin, "Convective heat transfer characteristics of nanofluids under laminar and turbulent flow conditions," *CurrApplPhys*, vol. 9, no. 1, pp. 119–123, 2009.
- [63] Y. Xuan and Q. Li, "Investigation on convective heat transfer and flow features of nanofluids," *J. Heat Transfer*, 2003.
- [64] Y. Ding, H. Alias, D. Wen, and R. A. Williams, "Heat transfer of aqueous suspensions of carbon nanotubes (CNT nanofluids)," *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2006.
- [65] Y. Ding *et al.*, "Heat transfer intensification using nanofluids," *KONA Powder Part. J.*, 2007.
- [66] D. Wen and Y. Ding, "Effective thermal conductivity of aqueous suspensions of carbon nanotubes (carbon nanotube nanofluids)," *J. Thermophys. Heat Transf.*, 2004.
- [67] M. Karami, M. A. Akhavan Bahabadi, S. Delfani, and A. Ghozatloo, "A new application of carbon nanotubes nanofluid as working fluid of low-temperature direct absorption solar collector," *Sol. Energy Mater. Sol. Cells*, 2014.
- [68] L. Braginsky and V. Shklover, "Thermal conductivity of low-particle-concentration suspensions: Correlation function approach," *Phys. Rev. B - Condens. Matter Mater. Phys.*, 2008.
- [69] Q. Z. Xue, "Model for the effective thermal conductivity of carbon nanotube composites," *Nanotechnology*, 2006.
- [70] S. S. Chougule and S. K. Sahu, "Heat transfer and friction characteristics of Al₂O₃/water and CNT/water nanofluids in transition flow using helical screw tape inserts - a comparative study," *Chem. Eng. Process. Process Intensif.*, 2015.
- [71] S. S. Chougule and S. K. Sahu, "Comparative study on heat transfer enhancement of low volume concentration of Al₂O₃-water and carbon nanotube-water nanofluids in laminar regime using helical screw tape inserts," *J. Nanotechnol. Eng. Med.*, 2013.
- [72] J. Wang, J. Zhu, X. Zhang, and Y. Chen, "Heat transfer and pressure drop of nanofluids containing carbon nanotubes in laminar flows," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 2013.
- [73] A. Amiri *et al.*, "Synthesis of polyethylene glycol-functionalized multi-walled carbon nanotubes with a microwave-assisted approach for improved heat dissipation," *RSC Adv.*, 2015.
- [74] M. Hemmat Esfe, S. Saedodin, O. Mahian, and S. Wongwises, "Heat transfer characteristics and pressure drop of of COOH-functionalized DWCNTs/water nanofluid in turbulent flow at low concentrations," *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2014.

- [75] M. Hemmat Esfe, S. Saedodin, O. Mahian, and S. Wongwises, "Thermophysical properties, heat transfer and pressure drop of COOH-functionalized multi walled carbon nanotubes/water nanofluids," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, 2014.
- [76] R. Martínez-Cuenca *et al.*, "Forced-convective heat-transfer coefficient and pressure drop of water-based nanofluids in a horizontal pipe," *Appl. Therm. Eng.*, 2016.
- [77] A. O. Cárdenas Gómez, A. R. K. Hoffmann, and E. P. Bandarra Filho, "Experimental evaluation of CNT nanofluids in single-phase flow," *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2015.
- [78] V. M. Job and S. R. Gunakala, "Unsteady MHD free convection nanofluid flows within a wavy trapezoidal enclosure with viscous and Joule dissipation effects," *Numer. Heat Transf. Part A Appl.*, 2016.
- [79] M. Goodarzi *et al.*, "Investigation of heat transfer and pressure drop of a counter flow corrugated plate heat exchanger using MWCNT based nanofluids," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, 2015.
- [80] T. P. Teng, Y. C. Hsu, W. P. Wang, and Y. B. Fang, "Performance assessment of an air-cooled heat exchanger for multiwalled carbon nanotubes-water nanofluids," *Appl. Therm. Eng.*, 2015.
- [81] M. M. Sarafriz, F. Hormozi, and V. Nikkhah, "Thermal performance of a counter-current double pipe heat exchanger working with COOH-CNT/water nanofluids," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 2016.
- [82] Y. H. Diao, C. Z. Li, J. Zhang, Y. H. Zhao, and Y. M. Kang, "Experimental investigation of MWCNT–water nanofluids flow and convective heat transfer characteristics in multiport minichannels with smooth/micro-fin surface," *Powder Technol.*, 2017.
- [83] S. Halelfadl, P. Estellé, and T. Maré, "Heat transfer properties of aqueous carbon nanotubes nanofluids in coaxial heat exchanger under laminar regime," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 2014.
- [84] B. M'hamed, N. A. Che Sidik, M. F. A. Akhbar, R. Mamat, and G. Najafi, "Experimental study on thermal performance of MWCNT nanocoolant in Perodua Kelisa 1000cc radiator system," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, 2016.
- [85] D. Huang, Z. Wu, and B. Sunden, "Pressure drop and convective heat transfer of Al_2O_3 /water and MWCNT/water nanofluids in a chevron plate heat exchanger," *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2015.
- [86] N. Zhao and Z. Li, "Experiment and artificial neural network prediction of thermal conductivity and viscosity for alumina-water nanofluids," *Materials (Basel)*, 2017.
- [87] T. Yousefi, M. Heidari, A. R. Aloueyan, and H. Shahinian, "Effect of Al_2O_3 nanofluids on the thermal performance of a sintered heat pipe," in *6th International Conference on Thermal Engineering Theory and Applications*, 2012.
- [88] L. Syam Sundar, E. Venkata Ramana, M. K. Singh, and A. C. M. Sousa, "Thermal

- conductivity and viscosity of stabilized ethylene glycol and water mixture Al₂O₃ nanofluids for heat transfer applications: An experimental study," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, 2014.
- [89] R. J. Issa, "Effect of Nanoparticles Size and Concentration on Thermal and Rheological Properties of Al₂O₃-Water Nanofluids," in *Proceedings of the World Congress on Momentum, Heat and Mass Transfer*, 2016.
 - [90] M. Karimzadehkhoei, M. Sezen, K. Şendur, M. Pınar Mengüç, and A. Koşar, "Subcooled flow boiling heat transfer of γ -Al₂O₃/water nanofluids in horizontal microtubes and the effect of surface characteristics and nanoparticle deposition," *Appl. Therm. Eng.*, 2017.
 - [91] A. W.Ezzat and I. M.Hasan, "Investigation of Alumina Nano Fluid Thermal Conductivity," *Int. J. Comput. Appl.*, 2014.
 - [92] M. Saleemi, S. Vanapalli, N. Nikkam, M. S. Toprak, and M. Muhammed, "Classical Behavior of Alumina (Al₂O₃) Nanofluids in Antifrogen N with Experimental Evidence," *J. Nanomater.*, 2015.
 - [93] B. LotfizadehDehkordi, S. N. Kazi, M. Hamdi, A. Ghadimi, E. Sadeghinezhad, and H. S. C. Metselaar, "Investigation of viscosity and thermal conductivity of alumina nanofluids with addition of SDBS," *Heat Mass Transf. und Stoffuebertragung*, 2013.
 - [94] M. A. Khairul, E. Doroodchi, R. Azizian, and B. Moghtaderi, "The influence of different flow regimes on heat transfer performance and exergy loss of Al₂O₃/DI-water and CuO/DI-water nanofluids," *Appl. Therm. Eng.*, 2017.
 - [95] W. H. Azmi, N. A. Usri, R. Mamat, K. V. Sharma, and M. M. Noor, "Force convection heat transfer of Al₂O₃ nanofluids for different based ratio of water: Ethylene glycol mixture," *Appl. Therm. Eng.*, 2017.
 - [96] K. Goudarzi and H. Jamali, "Heat transfer enhancement of Al₂O₃-EG nanofluid in a car radiator with wire coil inserts," *Appl. Therm. Eng.*, 2017.
 - [97] S. S. Chougule, V. V. Nirgude, and S. K. Sahu, "Experimental Study on Laminar Forced Convection of Al₂O₃/Water and Multiwall Carbon Nanotubes/Water Nanofluid of Varied Particle Concentration with Helical Twisted Tape Inserts in Pipe Flow," *Heat Transf. Eng.*, 2018.
 - [98] B. Raei, F. Shahraki, M. Jamialahmadi, and S. M. Peyghambarzadeh, "Experimental study on the heat transfer and flow properties of γ -Al₂O₃/water nanofluid in a double-tube heat exchanger," *J. Therm. Anal. Calorim.*, 2017.
 - [99] X. Xie, Y. Zhang, C. He, T. Xu, B. Zhang, and Q. Chen, "Bench-Scale Experimental Study on the Heat Transfer Intensification of a Closed Wet Cooling Tower Using Aluminum Oxide Nanofluids," *Ind. Eng. Chem. Res.*, 2017.
 - [100] L. L. Manetti, M. T. Stephen, P. A. Beck, and E. M. Cardoso, "Evaluation of the heat transfer enhancement during pool boiling using low concentrations of Al₂O₃-water based nanofluid," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 2017.
 - [101] S. Nallusamy and N. Manikanda Prabu, "Heat Transfer Enhancement Analysis of Al₂O₃-Water Nanofluid Through Parallel and Counter Flow in Shell and Tube Heat Exchangers," *Int. J. Nanosci.*, 2017.

- [102] F. Duan, "Thermal Property Measurement of Al₂O₃-Water Nanofluids," in *Smart Nanoparticles Technology*, 2012.
- [103] S. Fu, C. Tso, Y. Fong, and C. Y. H. Chao, "Evaporation of Al₂O₃-water nanofluids in an externally micro-grooved evaporator," *Sci. Technol. Built Environ.*, 2017.
- [104] S. A. M. Mehryan, F. M. Kashkooli, M. Ghalambaz, and A. J. Chamkha, "Free convection of hybrid Al₂O₃-Cu water nanofluid in a differentially heated porous cavity," *Adv. Powder Technol.*, 2017.
- [105] C. H. Chon, K. D. Kihm, S. P. Lee, and S. U. S. Choi, "Empirical correlation finding the role of temperature and particle size for nanofluid (Al₂O₃) thermal conductivity enhancement," *Appl. Phys. Lett.*, 2005.
- [106] C. H. Li and G. P. Peterson, "Experimental investigation of temperature and volume fraction variations on the effective thermal conductivity of nanoparticle suspensions (nanofluids)," *J. Appl. Phys.*, 2006.
- [107] T. P. Teng, Y. H. Hung, T. C. Teng, H. E. Mo, and H. G. Hsu, "The effect of alumina/water nanofluid particle size on thermal conductivity," *Appl. Therm. Eng.*, 2010.
- [108] M. Ghanbarpour, E. Bitaraf Haghighi, and R. Khodabandeh, "Thermal properties and rheological behavior of water based Al₂O₃ nanofluid as a heat transfer fluid," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 2014.
- [109] M. James Clerk, *A treatise on electricity and magnetism*. 2010.
- [110] R. L. Hamilton, "Thermal conductivity of heterogeneous two-component systems," *Ind. Eng. Chem. Fundam.*, 1962.
- [111] E. V. Timofeeva *et al.*, "Thermal conductivity and particle agglomeration in alumina nanofluids: Experiment and theory," *Phys. Rev. E - Stat. Nonlinear, Soft Matter Phys.*, 2007.
- [112] T. Yiamsawas, O. Mahian, A. S. Dalkilic, S. Kaewnai, and S. Wongwises, "Experimental studies on the viscosity of TiO₂ and Al₂O₃ nanoparticles suspended in a mixture of ethylene glycol and water for high temperature applications," *Appl. Energy*, 2013.
- [113] M. Chandrasekar, S. Suresh, and A. Chandra Bose, "Experimental investigations and theoretical determination of thermal conductivity and viscosity of Al₂O₃/water nanofluid," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 2010.
- [114] L. Godson, B. Raja, D. M. Lal, and S. Wongwises, "Experimental investigation on the thermal conductivity and viscosity of silver-deionized water nanofluid," *Exp. Heat Transf.*, 2010.
- [115] G. Vakili-Nezhaad and A. Dorany, "Effect of single-walled carbon nanotube on the viscosity of lubricants," in *Energy Procedia*, 2012.
- [116] H. Chen, Y. Ding, and C. Tan, "Rheological behaviour of nanofluids," *New J. Phys.*, 2007.
- [117] B. Abedian and M. Kachanov, "On the effective viscosity of suspensions," *Int. J. Eng. Sci.*, 2010.

- [118] M. Hemmat Esfe, S. Saedodin, S. Wongwises, and D. Toghraie, "An experimental study on the effect of diameter on thermal conductivity and dynamic viscosity of Fe/water nanofluids," *J. Therm. Anal. Calorim.*, 2015.
- [119] B. C. Pak and Y. I. Cho, "Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles," *Exp. Heat Transf.*, 1998.
- [120] K. Khanafer and K. Vafai, "A critical synthesis of thermophysical characteristics of nanofluids," *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2011.
- [121] V. Kumaresan and R. Velraj, "Experimental investigation of the thermophysical properties of water-ethylene glycol mixture based CNT nanofluids," *Thermochim. Acta*, 2012.
- [122] E. Montazer, E. Salami, H. Yarmand, S. N. Kazi, and A. Badarudin, "The RSM approach to develop a new correlation for density of metal-oxide aqueous nanofluids," in *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2017.
- [123] Y. Xuan and W. Roetzel, "Conceptions for heat transfer correlation of nanofluids," *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2000.
- [124] R. S. Vajjha, D. K. Das, and B. M. Mahagaonkar, "Density measurement of different nanofluids and their comparison with theory," *Pet. Sci. Technol.*, 2009.
- [125] D. Shin and D. Banerjee, "Enhancement of specific heat capacity of high-temperature silica-nanofluids synthesized in alkali chloride salt eutectics for solar thermal-energy storage applications," *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2011.
- [126] M. Ghazvini, M. A. Akhavan-Behabadi, E. Rasouli, and M. Raisee, "Heat transfer properties of nanodiamond-engine oil nanofluid in laminar flow," *Heat Transf. Eng.*, 2012.
- [127] C. Stetiu, "Energy and peak power savings potential of radiant cooling systems in US commercial buildings," *Energy Build.*, 1999.
- [128] J. Babiak, "Low temperature heating and high temperature cooling Low temperature heating and high temperature cooling," *Civ. Eng.*, no. September, 2007.
- [129] N. F. Diaz and C. Cuevas, "Experimental study of the energy and thermal comfort performance of chilled ceiling panels," *HVAC R Res.*, vol. 17, no. 3, pp. 377–393, 2011.
- [130] D. Saelens, W. Parys, and R. Baetens, "Energy and comfort performance of thermally activated building systems including occupant behavior," *Build. Environ.*, 2011.
- [131] F. Causone, S. P. Corgnati, E. Fabrizio, and M. Filippi, *Radiant System - Technical Guideline*. 2009.
- [132] J. D. Feng, "Design and control of hydronic radiant cooling systems," 2014.
- [133] ASHRAE, "ANSI/ASHRAE Standard 55-2013," *Ashrae Stand.*, 2013.
- [134] M. F. Evren, A. Özsunar, and B. Kilkış, "Experimental investigation of energy-optimum radiant-convective heat transfer split for hybrid heating systems," *Energy Build.*, 2016.

- [135] S. U. S. Choi, "Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles," in *American Society of Mechanical Engineers, Fluids Engineering Division (Publication) FED*, 1995.
- [136] A. Hajatzadeh Pordanjani, S. Aghakhani, M. Afrand, B. Mahmoudi, O. Mahian, and S. Wongwises, "An updated review on application of nanofluids in heat exchangers for saving energy," *Energy Convers. Manag.*, vol. 198, no. July, p. 111886, 2019.
- [137] P. K. Das, "A review based on the effect and mechanism of thermal conductivity of normal nanofluids and hybrid nanofluids," *J. Mol. Liq.*, vol. 240, pp. 420–446, 2017.
- [138] N. Sezer, M. A. Atieh, and M. Koç, "A comprehensive review on synthesis, stability, thermophysical properties, and characterization of nanofluids," *Powder Technol.*, vol. 344, pp. 404–431, 2019.
- [139] A. Ghozatloo, A. M. Rashidi, and M. Shariaty-Niasar, "Effects of surface modification on the dispersion and thermal conductivity of CNT/water nanofluids," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, 2014.
- [140] Y. Hwang *et al.*, "Stability and thermal conductivity characteristics of nanofluids," *Thermochim. Acta*, 2007.
- [141] X. Zhang, H. Gu, and M. Fujii, "Effective thermal conductivity and thermal diffusivity of nanofluids containing spherical and cylindrical nanoparticles," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 2007.
- [142] M. J. Assael, I. N. Metaxa, J. Arvanitidis, D. Christofilos, and C. Lioutas, "Thermal conductivity enhancement in aqueous suspensions of carbon multi-walled and double-walled nanotubes in the presence of two different dispersants," *Int. J. Thermophys.*, 2005.
- [143] M. N. Pantzali, A. A. Mouza, and S. V. Paras, "Investigating the efficacy of nanofluids as coolants in plate heat exchangers (PHE)," *Chem. Eng. Sci.*, 2009.
- [144] I. Madni, C. Y. Hwang, S. D. Park, Y. H. Choa, and H. T. Kim, "Mixed surfactant system for stable suspension of multiwalled carbon nanotubes," *Colloids Surfaces A Physicochem. Eng. Asp.*, 2010.
- [145] X. ju Wang, D. sheng Zhu, and S. yang, "Investigation of pH and SDBS on enhancement of thermal conductivity in nanofluids," *Chem. Phys. Lett.*, 2009.
- [146] K. Kwak and C. Kim, "Viscosity and thermal conductivity of copper oxide nanofluid dispersed in ethylene glycol," *Korea Australia Rheology Journal*. 2005.
- [147] J. H. Lee *et al.*, "Effective viscosities and thermal conductivities of aqueous nanofluids containing low volume concentrations of Al₂O₃ nanoparticles," *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2008.
- [148] G. Colangelo, E. Favale, A. de Risi, and D. Laforgia, "Results of experimental investigations on the heat conductivity of nanofluids based on diathermic oil for high temperature applications," *Appl. Energy*, 2012.
- [149] M. S. Liu, M. Ching-Cheng Lin, I. Te Huang, and C. C. Wang, "Enhancement of thermal conductivity with carbon nanotube for nanofluids," *Int. Commun.*

Heat Mass Transf., 2005.

- [150] H. A. Mintsu, G. Roy, C. T. Nguyen, and D. Doucet, "New temperature dependent thermal conductivity data for water-based nanofluids," *Int. J. Therm. Sci.*, 2009.
- [151] M. Abareshi, E. K. Goharshadi, S. Mojtaba Zebarjad, H. Khandan Fadafan, and A. Youssefi, "Fabrication, characterization and measurement of thermal conductivity of Fe₃O₄ nanofluids," *J. Magn. Magn. Mater.*, 2010.
- [152] Y. Xuan and Q. Li, "Heat transfer enhancement of nanofluids," *Int. J. Heat Fluid Flow*, 2000.
- [153] W. H. Azmi, K. V. Sharma, P. K. Sarma, R. Mamat, S. Anuar, and V. Dharma Rao, "Experimental determination of turbulent forced convection heat transfer and friction factor with SiO₂ nanofluid," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 2013.
- [154] S. W. Lee, S. D. Park, S. Kang, I. C. Bang, and J. H. Kim, "Investigation of viscosity and thermal conductivity of SiC nanofluids for heat transfer applications," *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2011.
- [155] A. Turgut, I. Tavman, M. Chirtoc, H. P. Schuchmann, C. Sauter, and S. Tavman, "Thermal conductivity and viscosity measurements of water-based TiO₂ nanofluids," *Int. J. Thermophys.*, 2009.
- [156] O. Mahian, A. Kianifar, and S. Wongwises, "Dispersion of ZnO Nanoparticles in a Mixture of Ethylene Glycol-Water, Exploration of Temperature-Dependent Density, and Sensitivity Analysis," *J. Clust. Sci.*, 2013.
- [157] S. M. S. Murshed, "Determination of effective specific heat of nanofluids," *J. Exp. Nanosci.*, 2011.
- [158] B. X. Wang, L. P. Zhou, and X. F. Peng, "Surface and size effects on the specific heat capacity of nanoparticles," *Int. J. Thermophys.*, 2006.
- [159] S. Q. Zhou and R. Ni, "Measurement of the specific heat capacity of water-based Al₂O₃ nanofluid," *Appl. Phys. Lett.*, vol. 92, no. 9, pp. 2006–2009, 2008.
- [160] A. Koca, O. Acikgoz, A. Çebi, G. Çetin, A. S. Dalkilic, and S. Wongwises, "An experimental investigation devoted to determine heat transfer characteristics in a radiant ceiling heating system," *Heat Mass Transf. und Stoffuebertragung*, vol. 54, no. 2, pp. 363–375, 2018.
- [161] O. Acikgoz *et al.*, "A novel ANN-based approach to estimate heat transfer coefficients in radiant wall heating systems," *Energy Build.*, 2017.
- [162] A. Koca, Z. Gemici, Y. Topacoglu, G. Cetin, R. C. Acet, and B. B. Kanbur, "Experimental investigation of heat transfer coefficients between hydronic radiant heated wall and room," *Energy Build.*, vol. 82, pp. 211–221, 2014.
- [163] BSI, "BS EN 1264-2: Water based surface embedded heating and cooling systems," 2008.
- [164] "EN 1264 – 5, Water based surface embedded heating and cooling systems – Part 5: heating and cooling surfaces embedded in floors, Ceilings Walls," 2008.
- [165] DS/EN 15377-3, "Heating systems in buildings - Design of embedded water based surface heating and cooling systems - Part 3: Optimizing for use of

renewable energy sources," *Management*, 2007.

- [166] A. S. Mostafa Rahimi, "Experimental study of radiation and free convection in an enclosure with a radiant ceiling heating system," *Energy Build.*, vol. 42, pp. 2077–2082, 2010.
- [167] S. Kline and F. McClintock, "Describing uncertainties in single-sample experiments," *Mech. Eng.*, 1953.



İletişim Bilgisi: yakupkarakoyun@gmail.com

Makaleler

- [1] **Y. Karakoyun**, O. Acikgoz, Z. Yumurtacı, & A. S. Dalkilic, "An experimental investigation on heat transfer characteristics arising over an underfloor cooling system exposed to different radiant heating loads through walls," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 164, pp. 1-14, 2020.
- [2] O. Acikgoz, Y. Karakoyun, Z. Yumurtacı, N. Dukhan, & A. S. Dalkılıç, "Realistic experimental heat transfer characteristics of radiant floor heating using sidewalls as heat sinks," *Energy Build.*, vol. 183, pp. 515–526, 2019.

Konferans Bildirileri

- [1] **Y. Karakoyun**, A. S. Dalkılıç, Z. Yumurtacı, A. Çakır, F. Ayten, M. Toka "Experimental Apparatus for the Determination of Heat Transfer Coefficients for Radiant Heating/Cooling Systems," in *International Conference on Advances in Engineering Sciences*, 2017, no. July, pp. 1–7.
- [2] Y. Karakoyun, O. Acikgoz, Z. Yumurtacı, A. S. Dalkilic, S. Demirtaş, "Experiments on Determination of Heat Transfer Coefficients for a Radiant Heated Enclosure," in *1st International Engineering and Technology Symposium*, 2018, pp. 1240–1245.
- [3] Y. Karakoyun, O. Acikgoz, Z. Yumurtacı, A. S. Dalkilic, B. Acar, "An Experimental Study on the Heat Transfer Characteristics of a Radiant Cooled Floor," in *The 2nd International Conference on Applied Research in Engineering, Science and Technology*, 2019, pp. 1–12.

Projeler

- [1] Temir G., Dalkılıç A. S. , Karakoyun Y., Akdoğan Eker A., Açıkgöz Ö., Küçükyıldırım B. O. , Yükseköğretim Kurumları Destekli Proje, Nano akışkanlarla radyant döşemeden ısıtmanın konveksiyon ve radyasyon açısından incelenmesi, 2015 – 2018.