

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİR YÜZEYİNE RADYANT SOĞUTMA UYGULANAN KAPALI BİR
HACİMDE CEBRİ HAVALANDIRMANIN ISI GEÇİŞİ
KARAKTERİSTİKLERİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ

Muhammet CAMCI

DOKTORA TEZİ
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Isı Proses Programı

Danışman
Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ

Eş Danışman
Doç. Dr. Özgen AÇIKGÖZ

Şubat, 2022

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİR YÜZEYİNE RADYANT SOĞUTMA UYGULANAN KAPALI BİR
HACİMDE CEBRİ HAVALANDIRMANIN ISI GEÇİŞİ
KARAKTERİSTİKLERİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ**

Muhammet CAMCI tarafından hazırlanan tez çalışması xx.02.2022 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Isı Proses Programı **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Doç. Dr. Özgen AÇIKGÖZ
Yıldız Teknik Üniversitesi
Eş-Danışman

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ, Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. İsmail Cem PARMAKSIZOĞLU, Üye
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Deniz ULUSARSLAN, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi

Dr. Öğr. Üyesi Yakup KARAKOYUN, Üye
Hakkari Üniversitesi

Danışmanım Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ sorumluluğunda tarafımda hazırlanan “Bir Yüzeyine Radyant Soğutma Uygulanan Kapalı Bir Hacimde Cebri Havalandırmanın Isı Geçişi Karakteristiklerine Etkisinin 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.

Muhammet CAMCI

İmza

Bu alışma, Yıldız Teknik Üniversitesi Bilimsel Araştırma Proje Koordinatörlüğü'nün FBA-2019-3743 numaralı projesi ile desteklenmiştir.

Aileme

ve

arkadaşılarım

TEŞEKKÜR

Tez çalışmam kapsamında desteklerini esirgemeyen danışman ve eş danışman hocalarım Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ ve Doç. Dr. Özgen AÇIKGÖZ'e; tezin şekillenmesinde verdikleri değerli öneriler dolayısıyla başta tez izleme komitesi üye hocalarım Prof. Dr. İsmail Cem PARMAKSIZOĞLU ve Prof. Dr. Deniz ULUSARSLAN olmak üzere sınav jürileri hocalarım Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN ve Dr. Öğr. Üyesi Yakup KARAKOYUN'a teşekkürlerimi sunarım.

Tez sürecinde destek veren çalışma arkadaşlarımdan Arş. Gör. Dr. Alişan GÖNÜL, Arş. Gör. Şafak Metin KIRKAR ve deney tesisatındaki tadilatla emeği olan teknisyen Ahmet GÜNEY'e teşekkür ederim.

Hayatımın zorlu her sürecinde desteklerini her daim hissettiğim tüm aileme ve arkadaşlarıma şükranlarımı sunarım.

Muhammet CAMCI

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ	viii
KISALTMA LİSTESİ	x
ŞEKİL LİSTESİ	xi
TABLO LİSTESİ	xv
ÖZET	xviii
ABSTRACT	xx
1 GİRİŞ	1
1.1 Literatür Özeti.....	1
1.2 Tezin Amacı	26
1.3 Hipotez	27
2 RADYANT SİSTEMLER VE KAPALI HACİMDE HAVALANDIRMA	29
2.1 Radyant Sistemler	29
2.2 Kapalı Hacimde Havalandırma.....	32
3 DENEY DÜZENEGİ VE DENEYSEL YÖNTEM	47
3.1 Deney Düzenegi	47
3.2 Deney Düzeneginde Kullanılan Cihazlar ve Ölçü Aletleri	55
3.3 Ölçümler ve Hesap Yöntemi	62
4 SONUÇ VE ÖNERİLER	69
4.1 Giriş	69
4.2 Durum 1 Deney Sonuçları	72
4.3 Durum 2 Deney Sonuçları	85
4.4 Durum 3 Deney Sonuçları	96
4.5 Durum 4 Deney Sonuçları	107
4.6 Durum 5 Deney Sonuçları	118
4.7 Deney Sonuçların Karşılaştırılması	129
4.8 Bulgular ve Öneriler.....	157
5 BELİRSİZLİK ANALİZİ	159
5.1 Belirsizlik Analizi Yöntemi	159
KAYNAKÇA	165
A EK	170
TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR	172

SİMGE LİSTESİ

$\dot{Q}$	Isı transferi (W)
Q	Isı akısı (Wm^{-2})
$\dot{V}$	Hacimsel debi ($\text{m}^3 \text{s}^{-1}$)
A	Alan (m^2)
Ar	Archimedes sayısı
D_h	Hidrolik çap (m)
c_p	Özgül Isı ($\text{J g}^{-1}\text{K}^{-1}$)
F	Görme faktörü
H	Dikey yüzey için yükseklik, yatay yüzey için uzunluk (m)
h	Isı transfer katsayısı (HTC) ($\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$)
k	Sıvının ısı iletim katsayısı ($\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$)
L	Uzunluk (m)
$\dot{m}$	Kütleli debi (kg s^{-1})
Pr	Prandtl sayısı
Re	Reynolds sayısı
Ri	Richardson sayısı
T	Sıcaklık (K, °C)
U	Hız (m s^{-1})
V	Hacim (m^3)
W	Nozul açıklık genişliği (m)
Δ	Fark
ν	Kinematik viskozite ($\text{m}^2 \text{s}^{-1}$)

Alt indis

c	Taşınım
e	Enclosure
f	Zemin
in	Giriş
kor	Korelasyon
out	Çıkış
r	Işınım
t	Toplam

w	Su
x	Ölçüm noktası
s	surface
ref	referans
a	hava

KISALTMA LİSTESİ

ACH	Saatteki hava değişim sayısı (h^{-1})
CC	Soğuk tavan
CHT	Taşınım ısı transferi
CHTC	Taşınım ısı transfer katsayısı
DV	Deplasman havalandırması
HVAC	Isıtma, havalandırma, soğutma
MV	Karışım havalandırması
RC	Oda merkezi dikey hattı
VTG	Dikey sıcaklık gradyanı
W	Wall
X	Ölçüm noktası

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 Tavan difüzör ve radyant duvar ile soğutulan bir odada, mekanik ve Buoyant tahrikli akış hareketleri [25]	11
Şekil 1.2 Odanın tel kafes çizimi ve fan pozisyonları [28]	16
Şekil 1.3 Radyant zemin soğutması ile birleştirilmiş döner difüzör [31]	18
Şekil 2.1 Oda içi asılı radyant sistem örneği	30
Şekil 2.2 Radyant zemin yapısı örnekleri	31
Şekil 2.3 Radyant ısı aktif bina sistemleri (TABS) örnekleri.....	31
Şekil 2.4 Oda içi duvar tipi gömülü radyant sistem örneği.....	32
Şekil 2.5 Yerden radyant borulama devre şeması örnekleri	32
Şekil 2.6 Dikey yüzey için ısı transferi uygulama tipleri	33
Şekil 2.7 Havalandırma ünitesi ve akış yönünün oda içerisindeki görünüm örnekleri	34
Şekil 2.8 HVAC bölgesinde, deplasman and karışık akış [39]	38
Şekil 2.9 Oda soğutması uygulamasında deplasmanlı havalandırma (solda) ve karışım havalandırma (sağda) yapılan odanın görsel karşılaştırılması	39
Şekil 3.1 Deney düzeneği hidronik tesisat şematik görünümü ve temel deney aparatlarının konumu	49
Şekil 3.2 Test odasının izometrik çizimi.....	50
Şekil 3.3 Havalandırma dış ekipmanlar (özel yapım klima santrali, egzoz kanalı)	51
Şekil 3.4 Test odası iç görünüm, Duvar_1 ve Deney düzeneğe eklenen süpürgelik hizasında hava kanalı	52
Şekil 3.5 Test odası özel yapım gömülü hidronik tesisatlı tavan alçıpan paneller	53
Şekil 3.6 Test odası 3 boyutlu çizimi.....	53
Şekil 3.7 Test odası, duvar ve taban yüzeylerine gömülü hidronik devre tesisatı	54
Şekil 3.8 Termostatlı sıcak/soğuk su tankları.....	55
Şekil 3.9 Sıcak/soğuk su kollektörleri.....	55
Şekil 3.10 Sirkülasyon Pompası	56
Şekil 3.11 Isı değiştirici.....	56
Şekil 3.12 Elektromanyetik debimetre	57
Şekil 3.13 Isılçift (Thermocouple) sıcaklık sensörü	57

Şekil 3.14 PT100 sıcaklık sensörü	58
Şekil 3.15 Özel yapım hava şartlandırma ünitesi	58
Şekil 3.16 Anemometre (testo 405i) ve Akıllı telefon	59
Şekil 3.17 Panasonic PLC ve FP2-AD8X Universal Analog Giriş Modülleri	60
Şekil 3.18 Bilgisayar	60
Şekil 3.19 Sirkülasyon Kalibrasyon su tankı ve referans sıcaklık ölçer	61
Şekil 3.20 Isılçift kaynak makinası	61
Şekil 3.21 Test odasının tel kafes diyagramı	62
Şekil 3.22 Işınım ile ısı transferi ve görme faktörlerini hesaplamalarında kullanılan Matlab yazılımı ara yüz görünümü	65
Şekil 3.23 Duvar uygulaması (Duvar içi gömülü su boruları, dıştan yalıtımlı duvar, hava kanalı ve hava hareketi)	66
Şekil 3.24 Hava kanalı üzerindeki slot difüzör açıklığından yapılan hava hızı ölçümü.....	66
Şekil 3.25 Kapalı mahal içerisindeki sıcaklık ölçüm noktaları	67
Şekil 3.26 PLC yazılımı ekran görüntüsü	68
Şekil 4.1 Ortalama sıcaklıkları ve ısı geçişinin zamanla değişimi	69
Şekil 4.2 Deney kodu açıklaması.....	71
Şekil 4.3 Durum 1: Radyant soğutma ve şartlandırılmamış (sadece sirkülasyon yapılan) yukarı yönlü hava jetinin aynı duvarda (Duvar 1) uygulandığı durum şematik gösterimi	72
Şekil 4.4 Durum 1’de farklı difüzör çıkışı hava hızlarında lokal ısı taşınım katsayılarının dağılımı	80
Şekil 4.5 Dik plakada yardımcı (assisting) ve zıt (opposing) akış	81
Şekil 4.6 Durum 1 deneylerinden elde edilen ortalama sıcaklıklar, ısı akısı ve ısı geçiş katsayılarının hava hızı ile değişimi	83
Şekil 4.7 Durum 2: Radyant soğutma ve T1 sıcaklığında şartlandırılmış yukarı yönlü hava jetinin aynı duvardan (Duvar 1) yapıldığı durum şematik gösterimi.....	85
Şekil 4.8 Durum 2’de farklı difüzör çıkış hızlarında lokal ısı taşınım katsayılarının dağılımı	93
Şekil 4.9 Durum 2 deneylerinden elde edilen ortalama sıcaklıklar, ısı akısı ve ısı geçiş katsayılarının hava hızı ile değişimi	94
Şekil 4.10 Durum 3: Radyant soğutma ve T2 sıcaklığında şartlandırılmış yukarı yönlü hava jetinin aynı duvardan (Duvar 1) yapıldığı durum şematik gösterimi.....	96
Şekil 4.11 Durum 3’de farklı difüzör çıkış hızlarında lokal ısı taşınım katsayılarının dağılımı	104

Şekil 4.12	Durum 3 deneylerinden elde edilen ortalama sıcaklıklar, ısı akısı ve ısı geçiş katsayılarının hava hızı ile değişimi	105
Şekil 4.13	Durum 4: Radyant soğutmanın Duvar 1'den ve şartlandırılmamış yukarı yönlü hava jetinin karşıt duvara bitişik (Duvar 3) yapıldığı durum şematik gösterimi.....	107
Şekil 4.14	Durum 4'de farklı difüzör çıkış hızlarında lokal ısı taşınım katsayılarının dağılımı	115
Şekil 4.15	Durum 4 deneyleri sonucu elde edilen ortalama sıcaklıklar, ısı akısı ve ısı geçiş katsayılarının hava hızı ile değişimi	116
Şekil 4.16	Durum 5: Radyant soğutmanın Duvar 1'den ve T1 sıcaklığında şartlandırılmış yukarı yönlü hava jetinin karşıt duvara bitişik (Duvar 3) yapıldığı durum şematik gösterimi.....	118
Şekil 4.17	Durum 5'de farklı difüzör çıkış hızlarında lokal ısı taşınım katsayılarının dağılımı	126
Şekil 4.18	Durum 4 ve 5 için oda içerisindeki hava hareketi.....	126
Şekil 4.19	Durum 5 deneyleri sonucu elde edilen ortalama sıcaklıklar, ısı akısı ve ısı geçiş katsayılarının hava hızı ile değişimi	127
Şekil 4.20	Durum 1, Durum 2 ve Durum 3'ün deneyleri sonucu elde edilen lokal ısı geçiş katsayılarının 0 ve (doğal taşınım) 0.25 m/s (karışık taşınım) hava hızlarında değişiminin karşılaştırılması	131
Şekil 4.21	Durum Dikey $h_{c,x}$ gradyanının sola ve sağa eğimli olmasının sebebi T_s ve T_{ref} sıcaklıkları değişimi ile açıklaması.....	132
Şekil 4.22	Durum 1, Durum 2 ve Durum 3'ün deneyleri sonucu elde edilen lokal ısı geçiş katsayılarının 0.5 ve 1 m/s (karışık taşınım) hava hızlarında değişiminin karşılaştırılması	133
Şekil 4.23	Durum 1, Durum 2 ve Durum 3'ün deneyleri sonucu elde edilen lokal ısı geçiş katsayılarının 2.5, 5 ve 10 m/s hava hızlarında değişiminin karşılaştırılması.....	133
Şekil 4.24	Durum 4 ve Durum 5'in (hava jeti karşı duvara bitişik) deneyleri sonucu elde edilen lokal ısı geçiş katsayılarının 0, 0.25 ve 1 m/s hava hızlarında değişiminin karşılaştırılması	135
Şekil 4.25	Durum 4 ve Durum 5'ün deneyleri sonucu elde edilen lokal ısı geçiş katsayılarının 2.5, 5 ve 10 m/s hava hızlarında değişiminin karşılaştırılması.....	135
Şekil 4.26	Durum 1, 2 ve 3'ün deneyleri sonucu elde edilen ortalama sıcaklıkların hava hızlarında değişiminin karşılaştırılması	136
Şekil 4.27	Durum 1, Durum 2 ve Durum 3'ün deneyleri sonucu elde edilen ısı geçiş katsayılarının hava hızlarında değişiminin karşılaştırılması	137
Şekil 4.28	Durum 4 ve Durum 5 deneyleri sonucu elde edilen sıcaklıkların hava hızlarında değişiminin karşılaştırılması.....	138

Şekil 4.29	Durum 4 ve Durum 5 deneyleri sonucu elde edilen ısı geçiş katsayıları açısından karşılaştırılması.....	138
Şekil 4.30	Durum 1 ve Durum 4 deneyleri sonucu elde edilen ısı geçiş katsayıları açısından karşılaştırılması.....	139
Şekil 4.31	Durum 2 ve Durum 5 deneyleri sonucu elde edilen ısı geçiş katsayıları açısından karşılaştırılması.....	140
Şekil 4.32	Durum 3 ve Durum 5 deneyleri sonucu elde edilen ısı geçiş katsayıları açısından karşılaştırılması.....	140
Şekil 4.33	Awbi ve Hatton [28]'nın oda içerisindeki karışık taşınım çalışması ..	154
Şekil 4.34	Durum 1,2,3 de 2.5 ve 5 m/s hızlarındaki lokal h_c değerleri	155
Şekil 4.35	Venko ve diğerleri [30] oda içerisindeki karışık taşınım çalışması ..	156
Şekil 4.36	Venko ve diğerleri [30] oda içerisindeki karışık taşınım çalışması (devamı)	156

TABLO LİSTESİ

Tablo 1.1	Binaların iç yüzeylerindeki ısı taşınım rejimleri [1]	2
Tablo 1.2	Doğal taşınım ısı transfer korelasyonları	5
Tablo 1.3	Zorlanmış taşınım için ısı transfer katsayısı korelasyonları.....	12
Tablo 1.4	Karışık taşınım (mixed convection) için ısı transfer katsayısı korelasyonları	19
Tablo 1.5	Karışık taşınım ısı transfer katsayısı adaptif korelasyonları	24
Tablo 2.1	Karışım havalandırması ve deplasmanlı havalandırmanın karşılaştırılması.....	40
Tablo 2.2	Karışım havalandırmanın avantaj ve dezavantajları	41
Tablo 2.3	Deplasman havalandırmanın avantaj ve dezavantajları.....	41
Tablo 2.4	Yaygın olarak kullanılan HVAC uygulamalarının taşınım çeşitleri ile karşılaştırılması.....	43
Tablo 4.1	Deneyssel çalışmada kullanılan durumlar.....	71
Tablo 4.2	Deney Kodu W1W1T0.1'den elde edilen sonuçlar	73
Tablo 4.3	Deney Kodu W1W1T0.2'den elde edilen sonuçlar	74
Tablo 4.4	Deney Kodu W1W1T0.3'den elde edilen sonuçlar	75
Tablo 4.5	Deney Kodu W1W1T0.4'den elde edilen sonuçlar	76
Tablo 4.6	Deney Kodu W1W1T0.5'den elde edilen sonuçlar	77
Tablo 4.7	Deney Kodu W1W1T0.6'den elde edilen sonuçlar	78
Tablo 4.8	Deney Kodu W1W1T0.7'den elde edilen sonuçlar	79
Tablo 4.9	Durum 1 deneylerinden elde edilen sonuçlar	84
Tablo 4.10	Deney Kodu W1W1T1.1'den elde edilen sonuçlar	86
Tablo 4.11	Deney Kodu W1W1T1.2'den elde edilen sonuçlar	87
Tablo 4.12	Deney Kodu W1W1T1.3'den elde edilen sonuçlar	88
Tablo 4.13	Deney Kodu W1W1T1.4'den elde edilen sonuçlar	89
Tablo 4.14	Deney Kodu W1W1T1.5'den elde edilen sonuçlar	90
Tablo 4.15	Deney Kodu W1W1T1.6'den elde edilen sonuçlar	91
Tablo 4.16.	Deney Kodu W1W1T1.7'den elde edilen sonuçlar	92
Tablo 4.17	Durum 2 deneylerinden elde edilen sonuçlar	95
Tablo 4.18	Deney Kodu W1W1T2.1'den elde edilen sonuçlar	97
Tablo 4.19	Deney Kodu W1W1T2.2'den elde edilen sonuçlar	98
Tablo 4.20	Deney Kodu W1W1T2.3'den elde edilen sonuçlar	99

Tablo 4.21	Deney Kodu W1W1T2.4'den elde edilen sonuçlar	100
Tablo 4.22	Deney Kodu W1W1T2.5'den elde edilen sonuçlar	101
Tablo 4.23	Deney Kodu W1W1T2.6'den elde edilen sonuçlar	102
Tablo 4.24	Deney Kodu W1W1T2.7'den elde edilen sonuçlar	103
Tablo 4.25	Durum 3 deneylerinden elde edilen sonuçlar	106
Tablo 4.26	Deney Kodu W1W3T0.1'den elde edilen sonuçlar	108
Tablo 4.27	Deney Kodu W1W3T0.2'den elde edilen sonuçlar	109
Tablo 4.28	Deney Kodu W1W3T0.3'den elde edilen sonuçlar	110
Tablo 4.29	Deney Kodu W1W3T0.4'den elde edilen sonuçlar	111
Tablo 4.30	Deney Kodu W1W3T0.5'den elde edilen sonuçlar	112
Tablo 4.31	Deney Kodu W1W3T0.6'den elde edilen sonuçlar	113
Tablo 4.32	Deney Kodu W1W3T0.7'den elde edilen sonuçlar	114
Tablo 4.33	Durum 4 deneylerinden elde edilen sonuçlar	117
Tablo 4.34	Deney Kodu W1W3T1.1'den elde edilen sonuçlar	119
Tablo 4.35	Deney Kodu W1W3T1.2'den elde edilen sonuçlar	120
Tablo 4.36	Deney Kodu W1W3T1.3'den elde edilen sonuçlar	121
Tablo 4.37	Deney Kodu W1W3T1.4'den elde edilen sonuçlar	122
Tablo 4.38	Deney Kodu W1W3T1.5'den elde edilen sonuçlar	123
Tablo 4.39	Deney Kodu W1W3T1.6'den elde edilen sonuçlar	124
Tablo 4.40	Deney Kodu W1W3T1.7'den elde edilen sonuçlar	125
Tablo 4.41	Durum 5 deneylerinden elde edilen sonuçlar	128
Tablo 4.42	Deneysel çalışmada kullanılan durumlar	129
Tablo 4.43	Durum 1 deneylerinden elde edilen sonuçlar	142
Tablo 4.44	Durum 2 deneylerinden elde edilen sonuçlar	143
Tablo 4.45	Durum 3 deneylerinden elde edilen sonuçlar	144
Tablo 4.46	Durum 4 deneylerinden elde edilen sonuçlar	145
Tablo 4.47	Durum 5 deneylerinden elde edilen sonuçlar	146
Tablo 4.48	Doğal taşınım ısı geçiş katsayısı deneysel sonuçlarının literatürle karşılaştırması	147
Tablo 4.49	Karşılaştırması yapılan doğal taşınım ısı transfer katsayısı korelasyonları	148
Tablo 4.50	Bulunduğu ortam ile 4.5 C sıcaklık farkına sahip 2.7 m uzunluğundaki düşey plakada, çeşitli hız aralıkları için ısı geçiş tipleri	148
Tablo 4.51	Durum 1, 2, 3 de 0.25, 0.5, 1, 2.5 m/s hızları için oluşturulan ısı taşınım katsayısı korelasyonunun deneysel sonuçları karşılaştırılması	149

Tablo 4.52 Durum 1, 2, 3 de 5, 10 m/s hızları için oluşturulan	150
Tablo 4.53 Durum 4, 5'de (karşı duvardan havalandırma) 0.25, 0.5, 1, 2.5 m/s için oluşturulan ısı taşınım katsayısı korelasyonunun deneysel sonuçları karşılaştırılması.....	151
Tablo 4.54 Durum 4, 5'de 5 ve 10 m/s hızları için oluşturulan ısı taşınım katsayısı korelasyonunun deneysel sonuçları karşılaştırılması	151
Tablo 4.55 Deney sonuçları datasetinden regresyon analizi sonucu elde edilen ısı taşınım korelasyonları.....	157
Tablo 5.1 Deneysel sonuç verilerine ait belirsizlik analiz sonuçları	164

Bir Yüzeyine Radyant Soğutma Uygulanan Kapalı Bir Hacimde Cebri Havalandırmanın Isı Geçişi Karakteristiklerine Etkisinin İncelenmesi

Muhammet CAMCI

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Doktora Tezi

Danışman: Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ

Düşük sıcaklıklarda çalışabilme özellikleri sayesinde sağladığı yüksek ısıl konfor ve enerji verimlilikleri gibi avantajlar sebebiyle gün geçtikçe kullanımı artmakta olan binalarda radyant ısıtma ve soğutma sistemleri üzerine birçok çalışma yapılmaktadır. Bu çalışmada radyant yüzeyli soğutma yapılan kapalı bir mahalde havalandırmanın oda içi sıcaklık değişimlerine ve ısı geçişi karakteristiklerine etkisinin incelenmesi amaçlanmıştır. Sistemin ısıl karakteristiklerine, radyant duvar ve oda arasında oluşan ışıınım, taşınım ve toplam ısı geçişi, ortalama ve lokal ısı geçiş katsayıları ve ortalama ve lokal sıcaklıkları kapsamaktadır. Deneylerde kullanılan test odası 1.8x1.8 m² taban alanına ve 2.7m yüksekliğe sahiptir. Beş yüzeyi hidronik devre ile kaplı olup, 3 duvara bitişik süpürgelik hizasından 15x15cm² hava kanalına sahiptir. Hidronik devreden odadaki radyant yüzeylere yapılan ısı geçişinin hesaplanması için debi metre ve PT100 sıcaklık ölçere sahiptir. Bunun dışında PLC sisteme bağlı 50 adet T tipi ısı çifti ile oda içerisi sıcaklığı

moniterize edilebilmektedir. Hava kanalları üzerinde bulunan slot difüzörden odaya gönderilen havanın hava hızı uzaktan bağlantılı anomemetre yardımıyla ölçülebilmektedir. Özel üretim klima ünitesi ile hava girişi öncesi hava sıcaklık ve nem alma açısından şartlandırılabilir. Test odası boyutları itibarıyla güvenlik kabinleri, bilet vb. satış noktaları, kısa süreli veri giriş kabinlerine benzerlik göstermektedir. Deneylerde belirtilen deney koşulları için geçerli, radyant soğutma ve havalandırmanın aynı duvardan ve karşıt duvarlardan yapıldığı durumlar için korelasyonlar üretilmiştir. Radyant soğuk duvarda oluşan en düşük taşınım ve toplam ısı geçiş katsayısı, sırasıyla 2.02 ve 7.29 W/m²K ve en yüksek 9.13 ve 13.88 W/m²K olarak hesaplanmıştır. Deplasmanlı havalandırma ısı konfor çalışmaları için çok önemli olan dikey sıcaklık gradyanları da (duvar ve oda merkezi için) ayrıca deney sonuçlarında takip edilebilmektedir.

Anahtar Kelimeler: Karışık taşınım, deplasmanlı havalandırma, binalarda ısı transferi, radyant soğutma, oda içi hava dağıtımı

Investigation of the Effect of Ventilation on Heat Transfer Characteristics of a radiant cooled surface in an enclosure

Muhammet CAMCI

Department of Mechanical Engineering

Doctor of Philosophy Thesis

Supervisor: Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ

Usage of radiant heating and cooling systems in buildings are increasing along with academic studies day by day due to the advantages such as high thermal comfort and energy efficiency thanks to their ability to work at low temperatures. In this study, it is aimed to examine the effect of ventilation on indoor temperature changes and heat transfer characteristics in an enclosure with radiant surface cooling. The thermal characteristics of the system consist of radiation, convection and total heat transfer between the radiant wall and the room, average and local heat transfer coefficients, and average and local temperatures. The test room used in the experiments has a floor area of $1.8 \times 1.8 \text{ m}^2$ and a height of 2.7m. Its five surfaces are covered with hydronic circuit and it has a $15 \times 15 \text{ cm}^2$ air duct at the baseboard level adjacent to the three walls. It has flow meters and PT100 temperature sensors to calculate the heat transfer from the hydronic circuit to the radiant surfaces in the room. Apart from this, the room temperature can be monitored with fifty T type thermocouples connected to the PLC system. The air velocity of the air blown to the room from the slot diffuser on the air ducts can be measured with the help of a remote anemometer. With the special production air conditioning unit, the air can be conditioned in terms of temperature and

dehumidification before the air intake. In terms of test room dimensions, security cabins, ticket, etc. sales points, short-term data entry cabins are similar to the test room. Correlations, are valid for the experimental conditions specified, in the results have been produced for the conditions where radiant cooling and ventilation are made from the same wall and the opposite wall. The lowest convection and total heat transfer coefficient in the radiant cold wall were calculated as 2.02 and 7.29 W/m²K, and the highest 9.13 and 13.88 W/m²K, respectively. Vertical temperature gradients (for the wall and the room center), which are very important for displacement ventilation thermal comfort studies, are also monitored in the test results.

Keywords: Mixed convection, displacement ventilation, heat transfer in buildings, radiant cooling, indoor air distribution

1.1 Literatür Özeti

Düşük sıcaklıkta çalışma özelliği ile hidronik radyant ısıtma sistemleri hem evsel hem de endüstride uzun süre kullanımıyla kendini kanıtlamış ısıtma sistemleridir. Büyük yüzey alanın getirdiği avantajla düşük sıcaklıkta çalışabilme özelliğiyle oda içi düşük sıcaklık farkı, ısıl konforun yanı sıra ısı pompası ve diğer sistemlere uygulanabilirliği sayesinde yüksek enerji ve ekserji verimine sahiptir. Benzer avantajlar hidronik radyant soğutma için de geçerli olmasına rağmen yüzeylerde nem oluşumu ve yetersiz kapasite sebebiyle kullanımı sınırlı olabilmektedir. Tek başına radyant soğutma kullanımının oluşturduğu bu olumsuzluklar araştırmaları radyant soğutmanın hava koşullandırma sistemleri ile beraber çalışması üzerine yoğunlaştırmıştır. Bu kapsamda yapılan çalışmaların özeti aşağıda sunulmaktadır.

Bina ısıtma/soğutma uygulamalarında en önemli ısı transferi olaylarından biri, binanın ısıtılan veya soğutulan yüzeyleri aracılığıyla gerçekleşen doğal taşınımdır. Bir kapalı hacim içindeki doğal taşınımın tahrik mekanizmaları, ısı taşınımına neden olan iç ortam havası ile iç yüzeyler arasındaki sıcaklık farkıdır. Isıtılmış veya soğutulmuş bir hacmin ısı transfer özelliklerini belirlemek için, taşınım ısı transferi ile CHTC (taşınım ısı transfer katsayısı) ve ısı akışları ile çok önemli bir role sahiptir.

Beausoleil-Morrison [1] bir çalışmada Tablo 1.1 de verildiği üzere bina iç yüzeylerinde meydana gelen ısı taşınım rejimleri beş ayrı kategoriye ayırmıştır. Bina içerisinde oluşan doğal ve zorlanmış taşınımı iki ayrı kategoriye ayırması ile beraber karışık akış (mixed convection) ısı taşınım rejimini de son olarak eklemiştir. Kategorize edilen bu beş rejimi oluşturan itici güçleri de bina içinde nelerin sebep olduğunu da tablo içinde izah etmiştir.

Tablo 1.1 Binaların iç yüzeylerindeki ısı taşınım rejimleri [1]

Rejim	Taşınım Tipi	İtici gücü oluşturan nedenler
A	Doğal Akış (Buoyant kuvveti)	Isıtılmış veya soğutulmuş yüzeyin (güneş ışını, hidronik paneller, dış ortam veya zarf tarafından) neden olduğu yüzey ve hava arasındaki sıcaklık farkı
B	Doğal Akış (Buoyant kuvveti)	Odadaki termal kaynak (radyatör, soba gibi bir ısıtma cihazı)
C	Zorlanmış Akış (Mekanik kuvvet)	HVAC sistemi (odaya ısıtılmış veya soğutulmuş hava beslemesi)
D	Zorlanmış Akış (Mekanik kuvvet)	Sirkülasyon fanlı ısıtma veya soğutma cihazları (hava beslemesi veya tahliyesi yok) örnek; split klimalar
E	Karışık (mixed) akış (Buoyant and mekanik akış)	Aynı anda uygulanan hem A hem de C rejimleri (HVAC ve zemin, tavan ve duvarlar gibi ısıtma veya soğutulmuş yüzeyler)

Peeters vd. [2], sistemde meydana gelen ışınsal ve iletken ısı aktarım mekanizmalarının matematiksel modeller kullanılarak doğru bir şekilde tanımlanabildiğini/hesaplanabildiğini ama bir kapalı hacim içindeki ısı aktarım özelliklerinin belirlenmesinde mekanizmalarının karmaşıklığı nedeniyle taşınım ısı aktarım mekanizmalarının deneysel sonuçlara ihtiyaç duyduğunu belirtmektedir. Bu nedenle literatürde bu konuda yapılmış çeşitli deneysel çalışmaların olduğu açıkça görülmektedir. Erken dönemde, taşınım ısı transfer mekanizmalarını anlamak için gerçek bina uygulamalarına uymayan yatay veya dikey plakaları kullanan deneysel çalışmalar yapıldı.

Awbi ve Hatton'ın [3] da belirttiği gibi, gerçek termal koşulları temsil eden tam boyutlu kapalı hacimlerde yürütülen deneysel çalışmaların sayısı son otuz yıldır artmıştır. Bu deneysel çalışmalar sonucunda çalışmacılar, taşınım ısı akılarını ve ısı transfer katsayılarını belirlemek için korelasyonlar ve katsayılar önermektedir. Taşınım ısı akısı bağıntılarında, ısı akısı, “Newton'un soğuma kanunu”nda belirtildiği gibi sıcaklık farkının ve CHTC'nin fonksiyonu olarak verilir. Öte yandan, CHTC'ler için verilen denklemlerde, onları tanımlamak için Nusselt (Nu), Rayleigh (Ra), Prandtl (Pr) ve Grashof (Gr) sayıları gibi boyutsuz parametreler olabilir.

Alamdari ve Hammond [4], doğal havalandırmalı bir binada konvektif ısı transferini belirlemek için denklemler önermektedir. CHTC'yi sıcaklık farklılıklarının, yüzey uzunluğunun ve odadaki sıvı tipinin bir fonksiyonu olarak tanımlarlar. Boyutsuz sayılar olarak tanımlandığında;

$$Nu = C Ra^n \quad (1.1)$$

Denk. 1 de, $104 < Ra < 105$ aralığında Rayleigh sayısı için “n” değerini 1/4 olarak önerilmiştir ve $Ra > 105$ olması durumunda “n” sayısını 1/3 olarak belirlenmiştir. Hesaplamalarda, odadaki havanın fiziksel özellikleri belirlenirken (önemli ölçüde değişmediği varsayılarak) dikkate alınan sıcaklığın, zemin yüzey sıcaklığı ve oda hava sıcaklığının ortalama değeri olarak alınabileceği belirtilmektedir. Yatay yüzeyler için taşınım ısı transfer katsayılarını belirlemek için türetilen bağıntılar Denk. 1.4 ve Denk. 1.5'de belirtilmiştir.

$T_f > T_a$ – Yerden ısıtma;

$$h = \left[\left\{ 1,4 \left(\frac{\Delta T}{L} \right)^{1/4} \right\}^6 + \{ 1,63(\Delta T)^{1/3} \}^6 \right]^{1/6} \quad (1.2)$$

$T_f < T_a$ – Yerden soğutma;

$$h = 0,6 \left(\frac{\Delta T}{L} \right)^{1/5} \quad (1.3)$$

Karakoyun vd. [5] yalıtılmamış duvarları bir test odasında, güneş radyasyonunun etkisini simüle eder ve soğutma yüklerinin zemin soğutma sistemlerinin üzerinde etkisini inceler. Odanın duvarları ayrı ayrı ısı kazanç kaynakları olarak kullanılmaktadır. Çalışmanın çıktılarından biri, zemin soğutma sisteminin doğal taşınım ısı akışının tanımlanmasında kullanılabilecek bir korelasyon önermektir. Önerilen korelasyon Denk. 1.6 da verilmiştir.

$$q_c = 0.67 (T_a - T_f)^{0.90} \quad (1.4)$$

Myren vd. [6], [7] daha önceki çalışmalar için yapılmış gerçek ofis odasını birebir bilgisayar simülasyonunu CFD kullanarak gerçekleştirmiş. Çalışmalarında radyant yerden ısıtma ve ventilasyonlu radyatörün olduğu ofis içinde, termal konfor, iki radyatörün karşılaştırılması, oda içi hava hızı ve sıcaklık dağılımlarını incelemiştir. Çalışma sonucunda soğuk çarpmasının (cold drafts) önlemek için ilk taze havanın radyatörün içinden geçirilmesi tavsiye ediliyor. İsviçre şartlarında havalandırmalı radyatörün geleneksel sistemlere göre daha yüksek termal verim ve daha istikrarlı termal iklim sağladığı gösterilmiştir.

Cholewa vd. [8], [9] tarafından yürütülen deneysel çalışmalarda, iklim odasında yürütülen ısıtılmış/ soğutulmuş radyan zemin ve tavan üzerinde yapılan deneysel araştırma sonuçlarını sunar. Çalışmada amacı, deneysel olarak soğutulmuş/ısıtılmış radyan zemin [8] ve radyant tavan [9] yüzeyi için ısı transfer katsayılarının değerlerini tahmin etmektir. Deneyler hem mevcut hesaplama, termal kamera kullanılarak ölçülmektedir. Mevcut radyant ısı transfer katsayılarının sonuçları fazla hesaplandığını ve sonuçlara göre hesaplamalarda düzeltme yaptığı görülmüştür. Tavandan radyant ısıtma yapılan deneylerde çok küçük hava hareketlerinden dolayı tavandan taşınım ısı transferinin sıfırı yakın olduğu bildirilmiştir. Soğuk tavan uygulamasında ise, toplam ısı transfer katsayısının EN 1264-5 göre hesaplamada %7-15 arasında daha az, EN 15377-1 göre ise %3-10 daha fazla olduğu bildirilmiştir. Benzer bir durumun soğuk tavan taşınım ısı transferi içinde ayakta ve oturan kişi için daha fazla ölçüldüğü gözlenmiştir.

Tablo 1.2 Doğal taşınım ısı transfer korelasyonları

Referans	Yüzey	Korelasyon	Açıklama
Ashrae [10]	Dikey plaka	$h = 1.33 \left(\frac{\Delta T}{H} \right)^{1/4} \quad 10^5 < Ra < 10^9$	
		$h = 1.26(\Delta T)^{1/3} \quad Ra < 10^9$	
	Yatay plaka	$h = 0.53 \frac{(\Delta T)^{1/6}}{L^{1/2}} \quad 1 < Ra < 2002$	Aşağı yönlü Soğuk plaka Yüzü yukarı bakan ısıtılmış plaka
		$h = 1.53 \frac{(\Delta T)^{1/4}}{L^{1/4}} \quad 200 < Ra < 10^4$	
		$h = 1.4 \frac{(\Delta T)^{1/4}}{L^{1/4}} \quad 2.2 \times 10^4 < Ra < 10^6$	
		$h = 1.8(\Delta T^{1/3}) \quad 8 \times 10^6 < Ra < 1.5 \times 10^9$	
		$h = 0.7 \frac{(\Delta T)^{1/4}}{L^{1/4}} \quad 10^5 < Ra < 10^{10}$	Yüzü aşağı bakan ısıtılmış plaka ya da yukarı yönlü Soğuk plaka
Ashrae [11]	Kapalı hacim	$h = 2.42 T_t - T_h ^{0.31} / D^{0.08}$	Yerden ısıtma
		$h = 0.20 T_t - T_h ^{0.25} / D^{0.25}$	Tavandan ısıtma
		$h = 2.13 T_t - T_h ^{0.31}$	Yerden ısıtma- basitleştirilmiş
		$h = 0.134 T_t - T_h ^{0.25}$	Tavandan ısıtma- basitleştirilmiş

Tablo 1.2 Doğal taşınım ısı transfer korelasyonları (devamı)

Referans	Yüzey	Korelasyon	Açıklama
Min [12]	Kapalı hacim	$h = 2.123 \frac{(\Delta T)^{0.31}}{P^{0.08}}$	Yerden ısıtma / tavandan soğutma
		$h = 0.233 \frac{(\Delta T)^{0.25}}{P^{0.25}}$	Tavandan ısıtma/ Yerden soğutma
Li et al. [13]	Zemin	$h = 3.08 (\Delta T)^{0.25}$	Yerden ısıtma
Schlapmann [14]	Zemin	$h = \left(0.33 \frac{H}{L} + 0.75\right) (T_r - T_{wall})^{1/3}$	Yerden ısıtma
Khalifa and Marshall [15]	Zemin	$h = 1.983 (\Delta T)^{0.25}$	Yerden ısıtma
Khalifa and Marshall [16]	Duvar/ Zemin	$h = 1.983 (\Delta T)^{0.25}$	Duvar / Yerden ısıtma
Alamdari and Hammond [4]	Zemin	$h = \left[\left[1.4 \left(\frac{\Delta T}{H} \right)^{1/4} \right]^6 + \left[1.63 (\Delta T)^{1/3} \right]^6 \right]^{1/6}$	$T_s > T_a$
	Tavan	$h = 0.6 \left(\frac{\Delta T}{P} \right)^{1/5}$	$T_a > T_s$
Açıkgöz [17]	Duvar	$h = 1.5 \left[\frac{H}{L} \right]^{0.09} (\Delta T)^{0.47}$	Duvardan ısıtma

Tablo 1.2 Doğal taşınım ısı transfer korelasyonları (devamı)

Referans	Yüzey	Korelasyon	Açıklama
Churchill and Chu [18]		$h = \frac{0.0175}{H} + 1.31 \left(\frac{\Delta T}{H} \right)^{1/4}$	Dikey plaka
		$h = \frac{0.0275}{H} + \left(0.825 + 7.01(\Delta T)^{\frac{1}{6}} H^{\frac{3}{6}} \right)^2$	
		$h = \frac{0.0175}{H} + 0.28 \left(\frac{\Delta T}{H} \right)^{1/4}$	
		$h = \frac{0.0275}{H} + (0.825 + 7.08(\Delta T)^{\frac{1}{6}} H^{\frac{3}{6}})^2$	
Awbi and Hatton [3]	Kapalı hacim	$h = \frac{2.175}{D^{0.076}} (\Delta T)^{0.308}$ $Nu = 0.269(Gr)^{0.308}$	Yerden ısıtma
		$h = \frac{0.704}{D^{0.601}} (\Delta T)^{0.133}$ $Nu = 2.376(Gr)^{0.133}$	Tavandan ısıtma
Khalifa and Marshall [16]		$h = 2.30(\Delta T)^{0.24}$	Duvardan ısıtma
		$h = 2.92(\Delta T)^{0.25}$	Duvardan ısıtma (karşı duvar)
		$h = 8.07(\Delta T)^{0.11}$	Duvardan ısıtma (kısmi)
		$h = 2.12(\Delta T)^{0.33}$	Tavandan soğutma

Bazı çalışmalarda ofis içi radyant ısıtma/soğutmanın yanında deplasman ve karışım havalandırması da eklenmiş. Krajcik vd. [19] yaptığı deneysel çalışmada havalandırmanın ve yerden ısıtmanın birlikte veya tek başına gerçekleştiği soğutma ve ısıtma için 16 senaryo denenmiş. Isıl manken yerine 8 kadın, 8 erkek 9 milletten insanlar kullanılmış olup yerden farklı yükseklikte her bir senaryo için sıcaklık ve deneklerle termal konfor üzerine özgün bir değerlendirme yapılmaya çalışılmıştır. Kış ve yaz senaryoları için yapılan çalışmalarda hem sadece radyant ısıtma/soğutma ve deplasman havalandırmanın ikili çalışmasında hem de karışım havalandırmalarda dikey sıcaklık dağılımında farklılıklar olsa da termal konfor açısından önemli bir farklılık görülmediği bildirilmiştir.

Bunun gibi birçok doğal taşınım üzerine yapılan deneysel çalışmalar incelenmiştir ve sayılarının çok olması üzerine Tablo 1.2 de özet halinde verilmiştir.

Causone vd. [20] tarafından deplasman havalandırması ve radyant ısıtma/soğutmanın birlikte kullanımında oluşabilecek olanaklar ve sınırlamaları üzerine yaptığı çalışmada, hava sıcaklığı profilleri, hava hızı profilleri, yüzey sıcaklıkları ve havalandırma etkinliği pratikte oluşabilecek farklı çevresel koşullar altında ölçülmüş. Bu değerler, termal manken kullanılarak elde edilen eşdeğer sıcaklık ölçümleriyle karşılaştırılmış. Ölçümler, yerden ısıtmanın deplasman havalandırma ile kullanılabildiğini ve yüksek havalandırma etkinliği değerlerinin elde edildiğini göstermektedir. Yerden ısıtma kapasitesi ve odadaki hava sıcaklığı profili arasında bir korelasyon bulunduğu bildirilmiş. Ölçümler, zemin hava soğutmasının dikey hava sıcaklığı farklılıklarını arttırmasına rağmen ayak bileği seviyesindeki çekim riskini arttırmadığını göstermiştir.

Diğer bir deneysel melez sistem çalışmasına, Matsuki vd. [21] tarafından gerçekleştirilen radyant soğutma ve buz depolama sisteminin melez kullanıldığı çalışma örnek verilebilir. Optimum ortam koşullarını termal ortamın ölçümleri ve deneklerle deneyler yaparak tahmin edilmiş ve buz depolama sistemi ile entegre bir soğutucu olarak şartlandırılmış havayı kullanan radyant bir soğutma sistemi olan bir hibrit sistem önerilmiştir. Bu sistem konvansiyonel klimadan daha konforlu bir oda ortamı sağlayabileceği bildirilmiştir. Hesaplamaların sonuçları, buz depolama sisteminin nem alma etkisini daha yüksek yaptığını ve yoğunlaşma

oluşumunu önlediğini göstermektedir. Dahası, bu sistemin elektrik talebini en aza indirmesi ve elektrik tüketiminin bir fan tarafından düşürülmesi nedeniyle yıllık elektrik tüketimini azaltması beklenebilir.

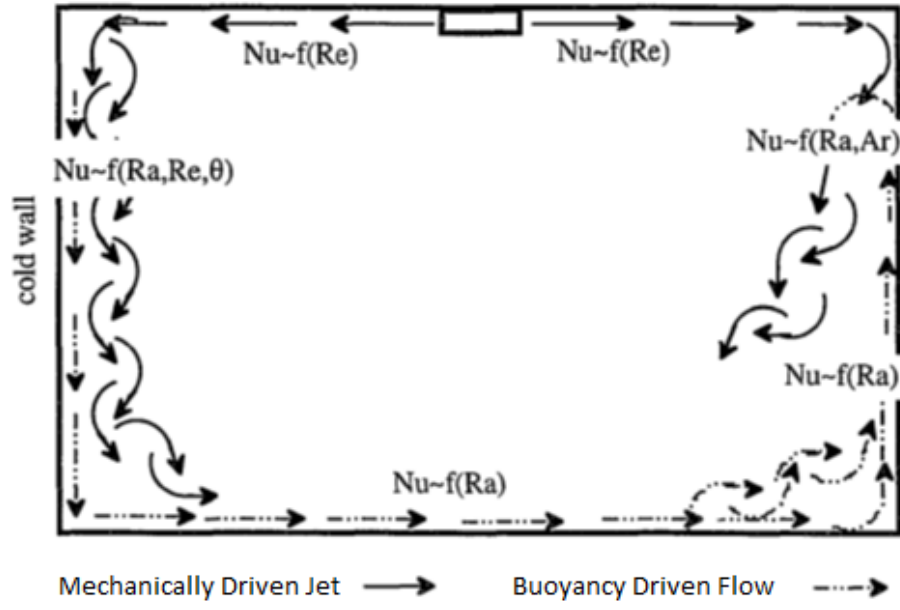
Chicote vd. [22] tarafından gerçekleştirilen deneysel araştırmanın amacı, soğutulmuş bir radyan tavan için soğutma kapasitesi ve ısı transfer katsayıları hakkında daha fazla kanıt sunmak ve bu olası farklı çalışma koşullarında yeterli termal konfor seviyelerini garanti etmektir. Tavandan radyant soğutmanın ve odaya sıcak hava girişi yapıldığı test odasına deneysel bir kurulum geliştirilmiş ve uygun sonuçlar elde etmek için kullanılmıştır. Elde edilen değerler, operasyonel sıcaklığa bağlı olarak benzersiz referans sıcaklığı ve buna karşılık gelen toplam katsayı olarak yapılan ısı transferi değerlendirmelerinin gerçek durumlarda uygun olmadığını, ancak ısıma ve taşınım olaylarının ayrı ayrı göz önüne alınmasının önemle tavsiye edildiğini göstermiştir. Bu ölçümlerden, veri işleme yazılımı, Fanger'in modelinden türetilen farklı ısı konfor indeksleri, temelde Draught Riski (DR), Predicted Mean Vote (PMV) ve Predicted Percentage Dissatisfied (PPD) değerleri sağlar.

Deplasman havalandırma (displacement ventilation) sistemi mahal içi kirli hava (duman, bakteri/virüs, karbondioksit, vs.) veya sıcak/soğuk ısı yükünü karıştırmadan, düşük hızlarda çalışması sebebiyle soğutmadaki en önemli konfor şartı olan Draught Riski (DR) oluşturmada havalandırma sağlamasıyla karışım havalandırma (mixing ventilation) sistemine göre avantajları bulunmaktadır. Deplasman havalandırmasının konfor açısından bu avantajları olsa da düşük hava hız aralıklarında çalışması sebebiyle iklimlendirilecek mahalle yeteri kadar soğutma/ısıtma ısı yükünü verememektedir. Benzer bir şekilde radyant ısıtma/soğutma sistemlerinin de düşük sıcaklık aralıklarında çalışması sebebiyle ısı konfor ve enerji verimliliği açısından avantajları olduğunu ama gerekli ısıtma/soğutma yükünü gerektiği hızda sağlayamadığı belirtilmişti. Bu durum araştırmacıları, bu iki sistemin birlikte kullanıldığı hibrit radyant soğutma/ısıtma ve deplasman havalandırma sistemi üzerinde araştırmaya yönlendirmiştir.

Rees ve Haves [23] tarafından gerçekleştirilen deneysel ve CFD analiz çalışmalarında bir test odasında, ofis uygulamalarında tipik olan bir dizi işletme

parametresi üzerinde sıcaklık ve hava akımı ölçümleri yapılarak incelenmiştir. Deplasman havalandırma çalışmasından elde edilen sonuçlar diğer çalışmalarla tutarlılık sağlamaktadır ve normalleştirilmiş sıcaklık profillerinin iç ısı kazancından bağımsız olduğunu göstermektedir. Her durumda, odanın alt kısmındaki doğrusal sıcaklık gradyanlarının, bitişik duvarlardan konveksiyonla sürüldüğü bulunmuştur. Azalan sıcaklık gradyanları gösteriyor ki, odanın üst kısmında ve tavanda yüksek ısı kazancı ve belirgin bir hava karışım ortaya çıkmıştır. Görselleştirme deneyleri, hız ölçümleri ve ilgili sayısal çalışmalar, daha yüksek ısı kazanımlarıyla, termal sütun (thermal plume) tavan yüzeyi boyunca ve duvarlardan aşağı akışı yönlendirmek için yeterli momentuma sahip olduğunu göstermiştir. Tavanın yakınında bulunan nispeten düşük Richardson Sayı (Ri) değerleri, doğal konveksiyonun aksi yönünde bu kuvveti belirtmektedir. Ayrıca, orta derecede yüksek iç kazancı olan durumlarda, sıcaklık gradyanlarının karşılaştırılması, tavan yüzey sıcaklığının karışım derecesi ve sıcaklık gradyanının büyüklüğü üzerindeki etkisinin ikincil öneme sahip olduğunu göstermiştir. Bu bulgular, tavandaki doğal konveksiyonun gelişmiş hava karışmasına neden olur görüşünün aksini göstermektedir.

Yukarıda bahsedilen hem radyant ısıtma/soğutmanın hem de hava koşullandırmanın birlikte çalıştığı sistemler daha çok konfor (oda içi sıcaklık, nem, hava hızı ve hava hareketlerinin insan üzerinde yaptığı etki) üzerine yapılan çalışmalardır. Isı transfer korelasyonu üzerine çalışmalar daha çok sadece radyant ısıtma/soğutmanın veya sadece havalandırma olduğu oda içinde doğal, zorlanmış ve karışık taşınım ısı transferi üzerine yapılmıştır. Spitler [24] tarafından gerçekleştirilen deneysel çalışmada zorlanmış taşınım ısı transfer katsayısı için oda içinde duvardan, tavandan, tabandan havalandırmanın korelasyonlar çıkarılmıştır. Spitler'in ve diğer benzer çalışmaların oluşturduğu zorlanmış taşınım korelasyonları Tablo 1.4 de verilmektedir [2], [24]. Spitler taşınımın ile bulk hava hızının (V) doğru orantılı olduğunu bulmuştur. Dahası bulk hızının da boyutsuz jet momentumun (J) karesi ile orantılı olduğunu görülmüştür. Jet momentum $J = \dot{m}U_o / (\rho g V_{room})$ şeklinde ifade edilmiş olup U_o kaynak hava jetinin hızını, V_{room} oda hacmini ifade etmektedir.



Şekil 1.1 Tavan difüzör ve radyant duvar ile soğutulan bir odada, mekanik ve Buoyant tahrikli akış hareketleri [25]

Tablo 1.3 Zorlanmış taşınım için ısı transfer katsayısı korelasyonları

Referans	Yüzey	Korelasyon	Açıklamalar	Referans sıcaklıkları
Spitler ve diğerleri [24]	Duvar	$h = 4.2 + 81.3J^{0.5}$ $h = 1.6 + 92.7J^{0.5}$	Yüksek ventilasyon hızı ($15 < ACH < 100$) Tavan girişi $0.001 < J < 0.03$ Yan duvar girişi $0.002 < J < 0.011$	Kaynak sıcaklığı
	Zemin	$h = 3.5 + 46.8J^{0.5}$ $h = 3.2 + 44J^{0.5}$	Yüksek ventilasyon hızı ($15 < ACH < 100$) Tavan girişi $0.001 < J < 0.03$ Yan duvar girişi $0.002 < J < 0.011$ ve $Ar < 0.3$	Kaynak sıcaklığı
	Tavan	$h = 11.4 + 209.7J^{0.5}$ $h = 0.6 + 59.4J^{0.5}$	Yüksek ventilasyon hızı ($10 < ACH < 110$) Tavan girişi $0.001 < J < 0.03$ Yan duvar girişi $0.002 < J < 0.011$ ve $Ar < 0.3$	Kaynak sıcaklığı

Tablo 1.3 Zorlanmış taşınım için ısı transfer katsayısı korelasyonları (devamı)

Referans	Yüzey	Korelasyon	Açıklamalar	Referans sıcaklıkları
Fisher [25]	Wall	$h = (-0.65 + 0.009Re_e^{0.8})/L$ $h = (-0.36 + 0.0065Re_e^{0.8})/L$	Radyal tavan jeti <i>for</i> $600 < Re_e < 20 \times 10^3$ Serbest yatay jet <i>for</i> $500 < Re_e < 2500$	Kaynak sıcaklığı
	Floor	$h = (0.52 + 0.0058Re_e^{0.8})/L$ $h = (2.29 + 0.0084Re_e^{0.8})/L$	Radyal tavan jeti <i>for</i> $600 < Re_e < 20 \times 10^3$ Serbest yatay jet <i>for</i> $500 < Re_e < 2500$	
	Ceiling	$h = (-0.54 + 0.024Re_e^{0.8})/L$ $h = (0.21 + 29.05 \frac{Re_e^{0.8}}{Ar_e})/L$	Radyal tavan jeti <i>for</i> $600 < Re_e < 20 \times 10^3$ Serbest yatay jet <i>for</i> $500 < Re_e < 2500$	
Fisher ve Pederson [26]	Duvar	$h=0.19ACH^{0.8}$	Radyal tavan difüzörü Ventilasyon hızı ($3 < ACH < 100$)	Kaynak sıcaklığı
	Zemin	$h=0.13ACH^{0.8}$		
	Tavan	$h=0.49ACH^{0.8}$		

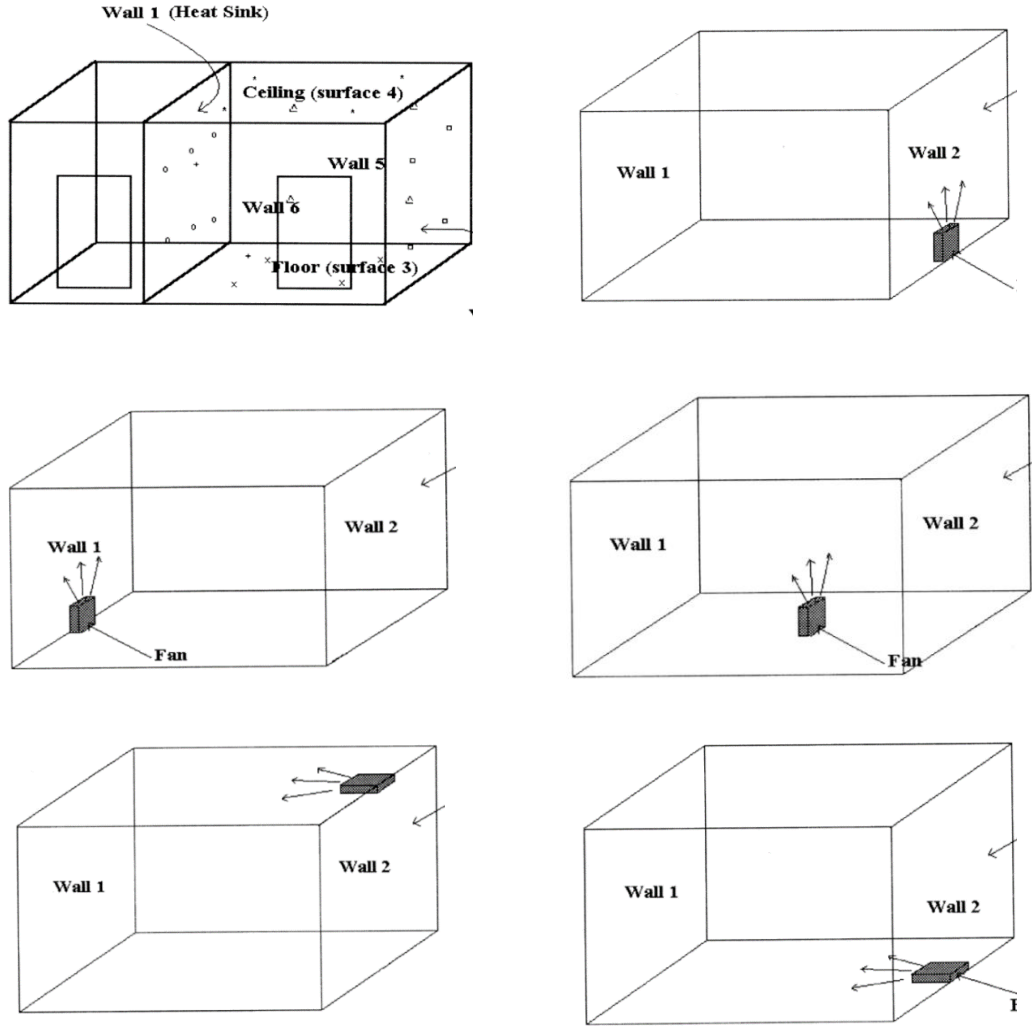
Tablo 1.3 Zorlanmış taşınım için ısı transfer katsayısı korelasyonları (devamı)

Referans	Yüzey	Korelasyon	Açıklamalar	Referans sıcaklıkları
Novoselac	Zemin	$h=0.48ACH^{0.8}$	Zeminden deplasman havalandırmalı $2.5 < ACH < 10$, $Gr/Re^2 < 1$	Kaynak sıcaklığı
Goldstein ve Novoselac [27]	Yarım pencere	$h=0.117(V/L)^{0.8}$	Duvar üstü pencere, panjursuz, tavan difüzörü, pencere eşikli ve eşiksiz	Kaynak sıcaklığı
	Yarım pencere	$h=0.083(V/L)^{0.8}$	Duvar üstü pencere, açık panjur, çift slot tavan difüzörü (duvardan 23 cm), pencere eşiksiz	Kaynak sıcaklığı
	Yarım pencere	$h=0.093(V/L)^{0.8}$	Duvar altı pencere, panjursuz, çift slot tavan difüzörü (duvardan 23 cm), pencere eşiksiz	Kaynak sıcaklığı
	Tam pencere	$h=0.103(V/L)^{0.8}$	Tüm duvar pencere, panjursuz, çift slot difüzör (duvardan 23 cm)	Kaynak sıcaklığı
	Tam pencere	$h=0.063(V/L)^{0.8}$	Tüm duvar pencere, açık panjur, çift slot difüzör (duvardan 23 cm)	Kaynak sıcaklığı

Tablo 1.3 Zorlanmış taşınım için ısı transfer katsayısı korelasyonları (devamı)

Referans	Yüzey	Korelasyon	Açıklamalar	Referans sıcaklıkları
Goldstein ve Novoselac [27]	Duvar	$h=0.063(V/L)^{0.8}$	Pencere altı duvar, tavan difüzörü, pencere eşikli ve eşiksiz,açık panjurlu ve panjursuz	Kaynak sıcaklığı
	Duvar	$h=0.93(V/L)^{0.8}$	Pencere üstü duvar, çift slot tavan difüzörü (duvardan 23 cm), panjursuz, pencere eşiksiz	Kaynak sıcaklığı
	Zemin	$h=0.048(V/L)^{0.8}$	Dış duvarda, yukarıdaki durumların hepsini içeren pencere kombinasyonlarında	Kaynak sıcaklığı
	$Re_e = \frac{U_o A_o}{\sqrt[3]{Vol}}$ Not: U_o : Çıkış hızı (m/s), A_o : Çıkış alanı (m ²), V : Odanın hacmi (m ³), Ar_e : Archimedes sayısı, L : Karakteristik uzunluk (m), (V/L) : hacimsel debinin karakteristik uzunluğa oranı (m ³ /h m)			

Awbi ve Hatton [28] doğal ve zorlanmış taşınımın ısı transferinin kombinasyonu olan karışık taşınımın (mixed convection) tahmini üzerine deneysel ve sayısal korelasyon çalışmaları yapmışlardır. Isıtılmış bir yüzey üzerinde hava jeti sağlamak için değişken hızlı bir fandan beslenen nozül kullandılar. Şekil 1.2'de görüldüğü üzere oda ortası, duvardan, tavandan ve tabandan olmak üzere farklı fan pozisyonlarında çalışılmıştır.



Şekil 1.2 Odanın tel kafes çizimi ve fan pozisyonları [28]

Beausoleil-Morrison [1] tarafından yürütülen bir başka çalışmada, Alamdari ve Hammond'ın [4] doğal taşınım çalışması ve Fisher'in [33] zorlanmış taşınım çalışması üzerine kurulan karışık CHTC'nin hesaplanması için yeni bir yaklaşım geliştirilmiştir. Yeni hesaplama modelinin bir tavan difüzörü ile havalandırılan odalar için geçerli olduğu ve taşınım olgusunun hem kaldırma kuvveti hem de

mekanik kuvvetler tarafından yönetildiği belirtilmektedir. Geliştirilen karışık CHTC korelasyonları Tablo 1.5'de [29] verilmiştir. Geliştirilen algoritma, uygun denklemleri seçerek konveksiyon modelini dinamik olarak kontrol eder. Kullanıcılardan “A’dan E’ye hangi akış rejimi gerçek duruma uyuyor?”, “difüzör nerede?”, “ısıtma cihazı nerede?”, “sıcaklık farkının oluşmasına ne neden olur?”. gibi sorulara bağlı olarak uygun denklemleri belirlemeleri istenir. Yukarıda belirtilen sorulara verilen yanıtlara göre kullanıcı “yerden ısıtma” veya “ısıtma duvar paneli” seçimi ile devam eder.

En son deneysel doğal ve karışık konveksiyon ısı transfer katsayısı çalışmalarından biri Venko vd. [30] tarafından yapılmıştır. Karışım taşınım sistemi, soğutulmuş duvara paralel aşağı doğru akış sağlayan uzunlamasına bir tavan yarığı ve hücrenin merkezinde ve karşı duvarın üzerinde iki uzunlamasına tavan egzoz yuvası tarafından kurulmuştur. Makalede, TRNSYS simülasyon modeli ile termal aktif soğutmalı duvar ile bir ofis odasında enerji tüketiminin hesaplanmasında kullanılmak üzere yerel doğal ve karışık CHTC korelasyonları geliştirilmiştir. Deneyler bir termal test bölmesinde gerçekleştirilmiştir ($U \times G \times Y = 4 \text{ m} \times 3 \text{ m} \times 2.5 \text{ m}$). Difüzörden uzaklığa ($h-x$) karşı CHTC değerleri, iki hava hızı değeri ($U_{air}=2 \text{ ms}$ ve 4 m/s) ve iki sıcaklık farkı değeri ($\Delta T \approx 4K$ ve $9K$) ile çizildi. Bu sınır koşulları ile geliştirilen korelasyon Tablo 1.4'de verilmiştir.

Fernández-Hernández vd. [31], Şekil 1.3'te gösterildiği gibi, radyan zemin panelinin ortasına yerleştirilmiş bir döner difüzörden oluşan HVAC sistemlerini araştırmışlardır. Test odası hem bir ısı pompası ile beslenen radyan zeminden hem de bir klima santrali tarafından beslenen döner difüzörden soğutulmuştur. Çalışmada, deneysel ve simülasyon çalışmalardan elde edilen verilere dayalı olarak korelasyonlar oluşturma amaçlanmıştır. Deneysel taşınım ile ısı transfer katsayısını hesaplamak için gerekli ana denklemler bu çalışmada daha önceki çalışmalara atıfta bulunularak verilmiştir [3], [9], [32], [33].

Radyant zemin yüzeyindeki enerji dengesinden;

$$Q_{floor} = Q_c + Q_r \quad (1.5)$$

Denklem 1.5'deki Q_{floor} , sirküle edilen sudan zemin yüzeyine iletilen ısı akısıdır ve zeminden odaya taşınım ve ısıtım ile aktarılır. Denk. 1.6 de verildiği üzere su sirkülasyonundan alınan enerjiye eşittir.

Yüzeyden havaya ve diğer yüzeylere olan ısı akısı, hem taşınım (Denklem 1.7) hem de ışıma (Denklem 1.8) yoluyla oluşur.

Çalışmada, CHTC'yi hesaplamak için Nusselt sayısının korelasyonu Denk. 1.9'da verilmiştir.

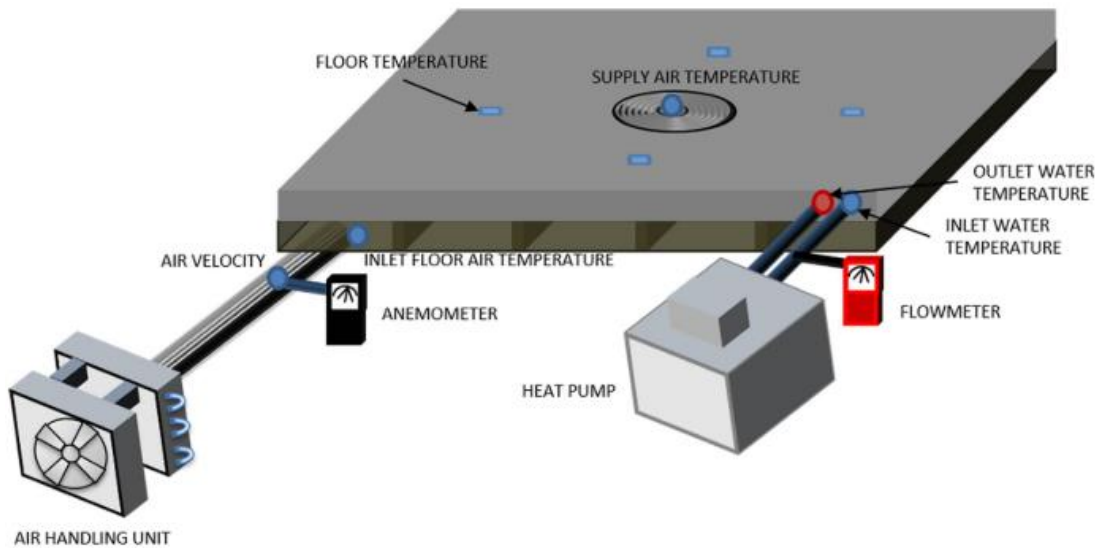
$$\dot{Q}_{floor} = \dot{m}_w C p_w (T_{w,0} - T_{w,1}) \quad (1.6)$$

$$\dot{Q}_c = h_c A_s (T_{air} - T_s) \quad (1.7)$$

$$\dot{Q}_r = h_r A_s (T_{sup} - T_{air}) \quad (1.8)$$

$$Nu = \frac{h_c D_h}{k_a} \quad (1.9)$$

burada, k_a besleme sıcaklığındaki hava ısı iletim katsayısı ve D_h difüzörün hidrolik çapıdır.



Şekil 1.3 Radyant zemin soğutması ile birleştirilmiş döner difüzör [31]

Literatürdeki bilinen hemen hemen tüm deneysel çalışmalar incelenmiş ve karışık (mixed) taşınım korelasyonları Tablo 1.8 de özetlenmiştir [2].

Tablo 1.4 Karışık taşınım (mixed convection) için ısı transfer katsayısı korelasyonları

Referanslar	Yüzey	Korelasyon	Açıklamalar	Referans sıcaklıkları
Awbi ve Hatton [2], [28]	Duvar	$h = \left[\left(1.823 \frac{\Delta T^{0.293}}{D_h^{0.121}} \right)^{3.2} + (3.79 W^{1.536} U_n^{0.873})^{3.2} \right]^{1/3.2}$	Isıtılmış duvar üzerinden fan	Lokal hava sıcaklığı
	Zemin	$h = \left[\left(2.175 \frac{\Delta T^{0.308}}{D_h^{0.076}} \right)^{3.2} + (4.248 W^{0.575} U_n^{0.557})^{3.2} \right]^{1/3.2}$	Isıtılmış zemin üzerinden fan	Lokal hava sıcaklığı
	Tavan	$h = \left[\left(0.704 \frac{\Delta T^{0.133}}{D_h^{0.601}} \right)^{3.2} + (1.35 W^{0.074} U_n^{0.772})^{3.2} \right]^{1/3.2}$	Isıtılmış tavan üzerinden fan	Lokal hava sıcaklığı
Novoselac [33]	Zemin (Ts>Tair)	$h = \left[\left(0.704 \frac{\Delta T^{0.133}}{D_h^{0.601}} \right)^6 + \left(\frac{ T_s - T_{sup} }{T_s - T_{air}} 0.48 ACH^{0.8} \right)^6 \right]^{1/6}$	Zeminden deplasman havalandırmalı	Lokal hava sıcaklığı
	Zemin (Ts<Tair)	$h = \left[\left(1.823 \frac{\Delta T^{0.293}}{D_h^{0.121}} \right)^3 + (1.31 ACH^{0.8})^3 \right]^{1/3}$	Zeminden deplasman havalandırmalı	Lokal hava sıcaklığı
	Duvar	$h = \left[\left(2.175 \frac{\Delta T^{0.308}}{D_h^{0.076}} \right)^3 + (0.96 ACH^{0.8})^3 \right]^{1/3}$	Yüksek aspirasyonlu difüzör	Lokal hava sıcaklığı

Tablo 1.4 Karışık taşınım (mixed convection) için ısı transfer katsayısı korelasyonları (devamı)

Referanslar	Yüzey	Korelasyon	Açıklamalar	Referans sıcaklıkları
Novoselac [33]	Zemin (Ts>Tair)	$h = \left[\left(0.704 \frac{\Delta T^{0.133}}{D_h^{0.601}} \right)^3 + (0.96ACH^{0.8})^3 \right]^{1/3}$	Yüksek aspirasyonlu difüzör	Lokal hava sıcaklığı
	Zemin (Ts<Tair)	$h = \left[\left(0.704 \frac{\Delta T^{0.133}}{D_h^{0.601}} \right)^3 + (1.19ACH^{0.8})^3 \right]^{1/3}$	Yüksek aspirasyonlu difüzör	Lokal hava sıcaklığı
	Tavan (Ts<Tair)	$h = [(2.12\Delta T^{0.33})^3 + (1.19ACH^{0.8})^3]^{1/3}$	Yüksek aspirasyonlu difüzör	Lokal hava sıcaklığı
	Tavan (Ts>Tair)	$h = \left[\left(1.823 \frac{\Delta T^{0.293}}{D_h^{0.121}} \right)^{3.2} + (3.79W^{1.536}U_n^{0.873})^{3.2} \right]^{1/3.2}$	Yüksek aspirasyonlu difüzör	Lokal hava sıcaklığı

Tablo 1.4 Karışık taşınım (mixed convection) için ısı transfer katsayısı korelasyonları (devamı)

Referanslar	Yüzey	Korelasyon	Açıklamalar	Referans sıcaklıkları
Fisher [25]	Soğuk Duvar	$h = (-1.1 + 0.0084\theta^{0.15}(Re_e Ra_e)^{0.25})/L$	$for\ 580 < Re_e < 2.5 \times 10^3$ $3.5 \times 10^{10} < Ra_e < 1 \times 10^{11}$ $4.2 \times 10^3 < Ar_e < 1 \times 10^5$ $5 \times 10^{-2} < \theta < 0.9$ $T_{cold\ wall} < T_{inlet\ air} < T_{hot\ wall}$	Giriş ve çıkış sıcaklıkları ortalaması
	Karşıt Sıcak Duvar	$h = (0.34 + 0.16(\frac{Ra_e}{Ar_e})^{0.25})/L$		
	Diğer Duvarlar	$h = (-0.58 + 0.47Re_e^{-0.15}(\frac{Ra_e}{Ar_e})^{0.25})/L$		
	Zemin	$h = (-8.6 + Ar_e^{-0.15}(\frac{Ra_e}{Re_e})^{0.25})/L$		
	Tavan	$h = (-1.2 + 0.042Re_e^{0.8})/L$		
Dreau [34]	Tavan	$h = \left(-1.5 \times 10^{-5} \frac{T_{outlet} - T_{inlet}}{\dot{V}^2} + 0.19\right) ACH^{0.8}$	Tavanın ortasında bulunan giriş soğutma	Giriş Sıcaklığı
	Duvarlar	$h = 0.15ACH^{0.8}$		
	Zemin	$h = \left(4.1 \times 10^{-6} \frac{T_{outlet} - T_{inlet}}{\dot{V}^2} + 0.14\right) ACH^{0.8}$		

Tablo 1.4 Karışık taşınım (mixed convection) için ısı transfer katsayısı korelasyonları (devamı)

Referanslar	Yüzey	Korelasyon	Açıklamalar	Referans sıcaklıkları
Neiswanger vd. [35]	Duvar (ısıtma)	$h_{nc} = \left(\frac{5k}{4x_m} \right) [F(Pr)Ra_{xm}^*]^{0.2}$ where $F(Pr) = Pr/(4 + 9Pr^{1/2} + 10Pr)$	Doğal taşınım (Yüksek ısı akışı, düşük akış hızı) x_m : ısıtılan duvarın toplam yüksekliği	-
		$h_{fc} = 0.5 \left(\frac{k}{z_m} \right) Pr^{0.6} Re_{zm}^{0.6}$	Zorlanmış taşınım (Düşük ısı akışı, yüksek akış hızı) z_m : ısıtılan duvarın toplam boyu	
		$h = (h_{nc}^{3.2} + h_{fc}^{3.2})^{1/3.2}$	Karışık taşınım	
		$\Gamma = \frac{h_{nc}}{h_{fc}} = \frac{0.4(x_m/z_m)Pr^{0.6}Re_{zm}^{0.6}}{[F(Pr)Ra_{xm}^*]^{0.2}}$	$\Gamma < 0.57$: doğal taşınımın domine ettiği bölge $\Gamma > 1.74$: zorlanmış taşınımın domine ettiği bölge $0.57 \leq \Gamma \leq 1.74$ karşık taşınımın domine ettiği bölge	

Tablo 1.4 Karışık taşınım (mixed convection) için ısı transfer katsayısı korelasyonları (devamı)

Referanslar	Yüzey	Korelasyon	Açıklamalar	Referans sıcaklıkları
Fernández-Hernández vd. [31]	Zemin	$Re \leq 16000$ için $h = (-41.567 + 4.750Re^{0.3}\theta_1^{-0.02}\theta_2^{-0.02}) k_a/D$ yada $h \cong (-41.567 + 4.750Re^{0.3}) k_a/D$ $Re \geq 16000$ için $h = (17.168 + 4.750Re^{1.26}\theta_1^{-0.32}\theta_2^{0.46}) k_a/D_h$	Radyant zemin soğutması ile birleştirilmiş bir döner difüzör Re: Difüzörün Reynold numarası $\theta_1 = \frac{T_{air} - T_{sup}}{T_{air} - T_s}$ $\theta_2 = \frac{T_{sup} - 273K}{T_{air} - T_s}$	-
Venko vd. [30]	Sıcak Duvar (Hava soğutma)	$h(x) = (35.404)\sqrt{U_{air}}/(\Delta T^{1.630}x^{0.308}) + 2.704\sqrt{U_{air}}/x^{0.614}$ where $\Delta T = T_{supply_air} - T_{cooled\ wall}$	Genişliği $w = 10$ mm olan uzunlamasına tavan slot, uygulama yapılan duvarın en üstüne yerleştirilmiş • HTACW = 2.5 m; • $0\text{ m} < x < 2.5\text{ m}$; • $1.0\text{ m/s} \leq U_{air} \leq 4.0\text{ m/s}$; • $-10\text{ K} \leq \Delta T_{air} \leq -2\text{ K}$; • 1.1 m yükseklikte oda merkezindeki referans sıcaklığı: $21.5\text{ K} \leq T_f \leq 27.5\text{ K}$	Kaynak sıcaklığı

Tablo 1.5 Karışık taşınım ısı transfer katsayısı adaptif korelasyonları

Referanslar	Yüzey	Korelasyon	Açıklamalar
Beausoleil-Morrison [29]	Duvar	$h = \left[\left[\left(1.5 \left(\frac{\Delta T}{H} \right)^{1/4} \right)^6 + (1.23 \Delta T^{1/3})^6 \right]^{3/6} + \left[\left(\frac{T_s - T_{sup}}{\Delta T} \right) (-0.199 + 0.19 ACH^{0.8}) \right]^3 \right]^{1/3}$	Assisting forces
	Duvar	$h = \max \left\{ \begin{array}{l} \left[\left[\left(1.5 \left(\frac{\Delta T}{H} \right)^{1/4} \right)^6 + (1.23 \Delta T^{1/3})^6 \right]^{3/6} - \left[\left(\frac{T_s - T_{sup}}{\Delta T} \right) (-0.199 + 0.19 ACH^{0.8}) \right]^3 \right]^{1/3} \\ 80\% \left[\left(1.5 \left(\frac{\Delta T}{H} \right)^{1/4} \right)^6 + (1.23 \Delta T^{1/3})^6 \right]^{1/6} \\ 80\% \left[\left(\frac{T_s - T_{sup}}{\Delta T} \right) (-0.199 + 0.19 ACH^{0.8}) \right] \end{array} \right\}$	Opposing forces
	Zemin	$h = \left[\left[\left(1.4 \left(\frac{\Delta T}{D_h} \right)^{1/4} \right)^6 + (1.63 \Delta T^{1/3})^6 \right]^{3/6} + \left[\left(\frac{T_s - T_{sup}}{\Delta T} \right) (0.159 + 0.116 ACH^{0.8}) \right]^3 \right]^{1/3}$	Buoyant

Tablo 1.5 Karışık taşınım ısı transfer katsayısı adaptif korelasyonları (devamı)

Referanslar	Yüzey	Korelasyon	Açıklamalar
Beausoleil-Morrison [29]	Zemin	$h = \left[\left[0.6 \left(\frac{\Delta T}{D_h^2} \right)^{1/5} \right]^3 + \left[\left(\frac{T_s - T_{sup}}{\Delta T} \right) (0.159 + 0.116 ACH^{0.8}) \right]^3 \right]^{1/3}$	Stably stratified
	Tavan	$h = \left[\left[\left(1.4 \left(\frac{\Delta T}{D_h} \right)^{1/4} \right)^6 + (1.63 \Delta T^{1/3})^6 \right]^{3/6} + \left[\left(\frac{T_s - T_{sup}}{\Delta T} \right) (-0.166 + 0.484 ACH^{0.8}) \right]^3 \right]^{1/3}$	Buoyant
	Tavan	$h = \left[\left[0.6 \left(\frac{\Delta T}{D_h^2} \right)^{1/5} \right]^3 + \left[\left(\frac{T_s - T_{sup}}{\Delta T} \right) (-0.166 + 0.484 ACH^{0.8}) \right]^3 \right]^{1/3}$	Stably stratified
Referans Sıcaklık: Hava ortalama sıcaklığı, ΔT : Yüzey ve hava sıcaklığı farkı			

Kapalı mahal için karışık taşınım (mixed convection) ısı transfer katsayısının korelasyonu üzerine az sayıda deneysel çalışma bulunmaktadır. Ampirik korelasyonlar Tablo 1.5'de gerekli açıklamalarla özetlenmiştir. Kapalı mahal karışık taşınım uygulamaları, doğal ve zorlanmış taşınım uygulamalarına kıyasla daha az sayıda olmasına rağmen son zamanlarda ilginin bu yöne kaydığı kabul edilebilir. Bu nedenle, bu literatür çalışmasında karışık taşınım uygulamaları kapsamlı bir şekilde açıklanmıştır. Kapalı hacimlerde karışık taşınım ısı transferine son zamanlarda artan bu ilginin sebepleri bir sonraki bölümde daha ayrıntılı bir şekilde izah edilecektir.

Yapılan bu literatür taramasından şu sonuçlar çıkarılabilir:

- Kapalı hacimde karışık taşınımın doğası gereği, genel bir ampirik korelasyon oluşturulması veya farklı şartlara sahip çalışmaların birbirleriyle doğrudan karşılaştırmasını yapmak neredeyse mümkün değildir çünkü her durum benzersizdir. Bu nedenle, her çalışma kendi korelasyonunu elde etmek için kendi özel parametrelerini kullanır.

- Kapalı hacimde karışık taşınım çalışmalarının çoğu, ısı konfor, enerji performansı ve hava kalitesi açısından karışık taşınım uygulamalarını araştırır. Bununla birlikte, ısı transferi hesaplamaları, sistem kapasitesinin belirlenmesi, enerji tüketimi, yalıtım kalınlığı vb. için de karışık taşınım korelasyonları hakkında daha fazla çalışmaya ihtiyaç vardır.

1.2 Tezin Amacı

Türbülanslı akışlı taşınım ısı transferinin hesaplanmasında, ısıtım ve iletimle ısı geçişinden farklı olarak analitik çözümler her zaman uygulanabilir olamayabiliyor. Bu nedenle, kapalı hacimlerde taşınımın ısı transfer katsayısı ile ilgili ampirik korelasyonlar ihtiyaç duyulmaktadır. Bir kapalı hacimde taşınım ısı transferi, itici kuvvetler (kaldırma veya mekanik) temelinde doğal, zorlanmış ve karışık konveksiyon olarak sınıflandırılır. Doğal ve zorlanmış taşınım ısı geçiş katsayıları ilgili literatürün büyüklüğü sebebiyle ampirik korelasyon denklemlerini bulmak nispeten daha kolay olsa da karışık taşınım (mixed convection) için aynı şey söylenemeyebilir. Enerji tasarrufu ve virüslerin kontaminasyonu gibi çevresel ve sağlık kaygıları dünya çapında artması sebebiyle son yıllarda, özellikle

soğutmalı tavan – deplasmanlı havalandırma iç mekân uygulamaları üzerine çalışmalarda da artış gözlenmektedir.

Tüm bu sebeplerden dolayı bu çalışmada, binalar veya kapalı hacimlerde, radyant yüzeyli sistemlerin havalandırmanın ısı geçişi karakteristiklerine etkisinin incelenmesi, taşınım ısı transfer katsayısı için korelasyon oluşturulması amaçlanmıştır.

1.3 Hipotez

Her ne kadar kapalı hacimde bir yüzeyin soğutulması ve aynı zamanda bu yüzeye paralel şekilde farklı hızlarda hava akışı sağlanması olarak deney özetlenebilir olsa da bu durum yaz şartlarında bir duvarından radyant soğutma yapılan ve gene aynı duvardan havalandırma yapılan bir odaya benzerlik göstermektedir. Benzer şekilde aynı durum kış şartlarında bir duvarı dış duvar, diğer duvarları iç duvar olan bir odanın sadece havalandırması ve/veya havalandırma ile ısıtılması durumunu da benzerlik göstermektedir. Doğal akış sebebiyle soğuk duvardan aşağı yönlü akış olacağı bilinmektedir. Karışık taşınım veya diğer adıyla birleşik doğal ve zorlanmış taşınım bu aşağı yönlü doğal akışa ters olarak duvara paralel tabandan yukarı yönlü cebri havalandırma yapıldığı zaman ısı transferine azaltıcı etki göstereceği bilinse de bu durumun hangi hava hızları mertebesinde, hangi hava sıcaklık farklarında ne oranda gerçekleşeceği bilinmemektedir. Buna ek olarak kapalı bir hacimde havalandırmanın radyant soğutma yapılan duvarda ve karşıt duvardan yapılması gibi iki farklı durumun birbiriyle kıyaslanması da tam olarak bilinmemektedir. Bu tez çalışmasında mevcut test odası ölçülerinde radyant soğutma yapılan duvarda oluşan doğal akışa ters yönde havalandırma yapmanın sadece ayrıca bir sıcaklık şartlandırılması yapılmayan çok düşük hava hızlarında hava gönderimlerinde ısı transferine direnç göstermiştir. Bu düşük hava hızları haricinde havalandırmanın orta ve yüksek hızlarda ısı transferini geliştirici etki ettiği gözlemlenmiştir. Hava giriş sıcaklığının yüksek hava hızlarında kayda değer bir etkisi görülmesi de düşük ve orta hızlarda havalandırma gerçekleştiği durumlarda taşınım ısı transfer katsayısına etki ettiği gözlemlenmiştir. Havalandırmanın radyant soğutma yapılan duvardan yapılması tüm hava hızları

ve sıcaklık değerlerinde, havalandırmanın karşı duvardan yapılmasına göre daha yüksek ısı transferi geręekleştii deney sonuçlarından elde edilmiştir.

RADYANT SİSTEMLER VE KAPALI HACİMDE HAVALANDIRMA

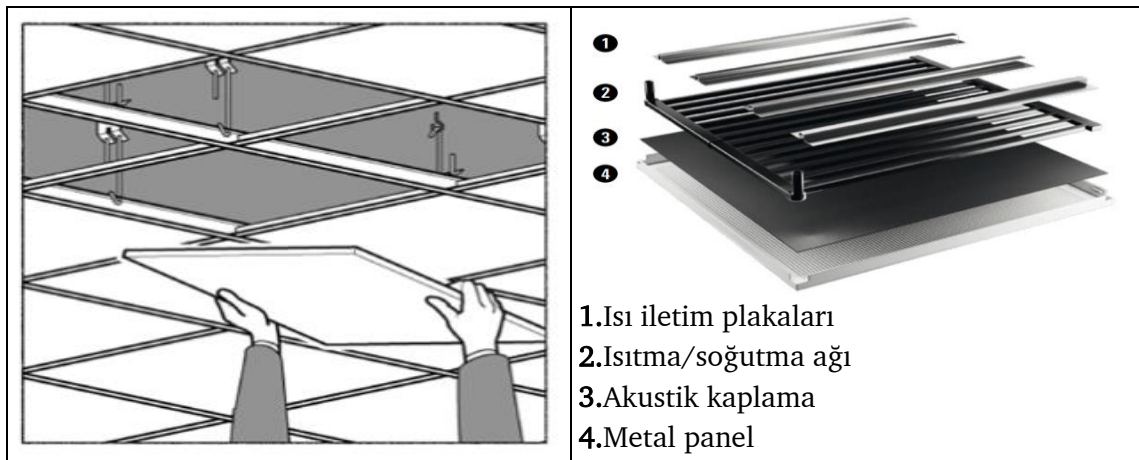
2.1 Radyant Sistemler

Asya, Yunan ve Roma dönemine ait arkeolojik kazı çalışmaları sonucu tarihi binlerce yıl öncesine dayanan Radyant ısıtma/soğutma sistemleri, temel yapı iklimlendirme sistemlerinden biridir [36]. Soğutmada hidronik devre, ısıtmada için elektrik devresi veya hidronik devre ile kapalı mahallin duvarından, tavanından ve tabanından gömülü veya asılı sistemler şeklinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Radyant sistemler tek başına veya başka sistemlere entegre kullanılması mümkünse de bir sistemin radyant sistem olarak adlandırılabilmesi için ilgili yüzeyde gerçekleşen ısı transferinin çoğunluğunun (%50'sinden fazlasının) radyasyonla yoluyla gerçekleşmesi gerekmektedir [37]. Radyant yüzeyler çevresiyle arasındaki sıcaklık farkı sebebiyle oluşan ısı geçişini ışıınım ve taşınım yoluyla gerçekleştirirler. Her iki ısı geçiş tipinde de yüzey alanları, sıcaklık farkları ısı geçişine etki etse de ışıınımla gerçekleşen ısı geçişinde bunlara ek olarak görme faktörleri, taşınım tarafında ise çoğunlukla oda içi hava hareketleri önem arz etmektedir.

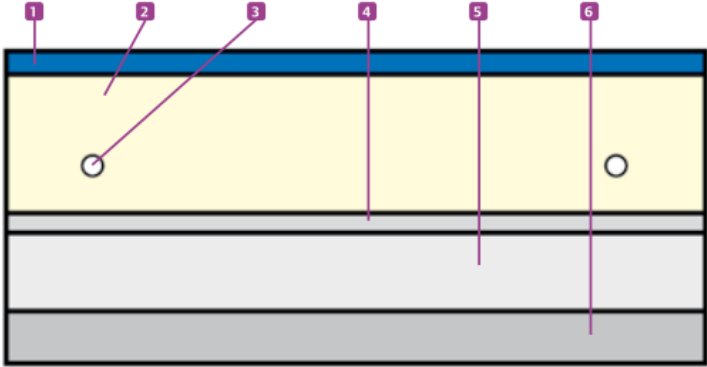
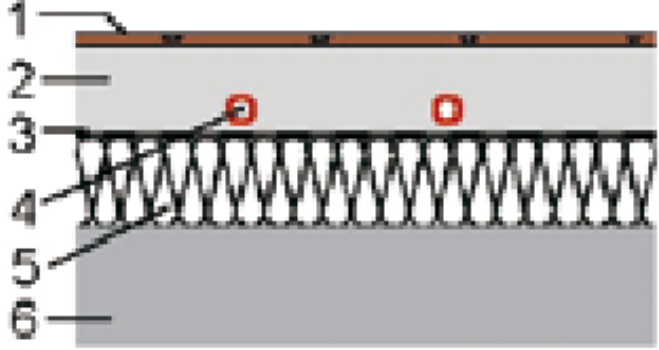
Genel olarak bina içi radyant sistemlerde yapılmak istenen yüksek yüzey alanı kullanımını ile düşük sıcaklık farkları ile çalışmadır. Bu düşük sıcaklık farklarında çalışabilme özellikleri radyant sistemlerin en önemli üstünlükleri olarak bilinen enerji tasarrufu ve termal konfor kazanımlarını beraberinde getirir. Düşük sıcaklıklarda çalışabilme, ısı pompası ve klima entegrasyonları ile enerji tasarrufu gelişime açıktır. Her ne kadar inşaat halindeyken yapılmasında uygulama pratikliği maliyeti açısından büyük farklılık göstermeyeceği iddia edilebilse de özel bilgi gerektiren ustalığı vb. sebeplerden ülkeden ülkeye değişmekle birlikte Asya haricinde dünya genelinde kullanım yaygınlığı limitli olduğu söylenebilir. Pazar kabul oranlarının en yüksek olduğu ülkeler Güney Kore (%95), Kuzey Çin (%85) ve en az olduğu ülkeler A.B.D ve Kanada (%5) olarak rapor edilmiştir [36]. En

bilinen uygulama şekli yerden ısıtma bilinmekle beraber tavan soğutma, duvarlardan ısıtma veya soğutma uygulamaları da mevcuttur. Duvardan ısıtma sauna, hamam ve benzeri yerlerde kullanımı artmaktadır. Duvardan soğutma ve tavandan soğutma uygulamaları da özellikle kuru ve sıcak iklimlerde kullanımlarının yaygınlaştığı bilinmekle birlikte nemli bölgelerde yoğuşma problemleri sebebiyle kullanımı kısıtlı kalmaktadır. Düşük sıcaklık farklarında çalışmaları oda sıcaklığının ayarlanması açısından diğer alternatif sistemlere göre geç rejime girme zamanı veya komut yanıt zamanı (response time) gibi kontrol dezavantajları da oluşturur. Bina içi radyant sistemler temel olarak, gömülü sistemler, asılı sistemler ve ısıl aktif bina sistemleri (TABS) diye üç ana gruba ayrılabilir. Isıl aktif bina sistemlerinde, boruların gömülü olduğu tavan, taban veya duvar bloğunun da ısı deposu özelliği göstermesi sebebiyle geç ısınma ve soğuma gibi adlandırılan dezavantajlar iklimlendirme kontrolüne etki eden etmenlerdir.

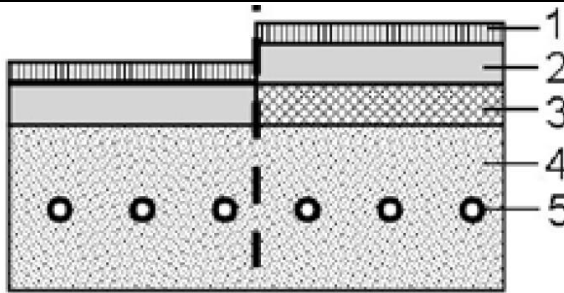
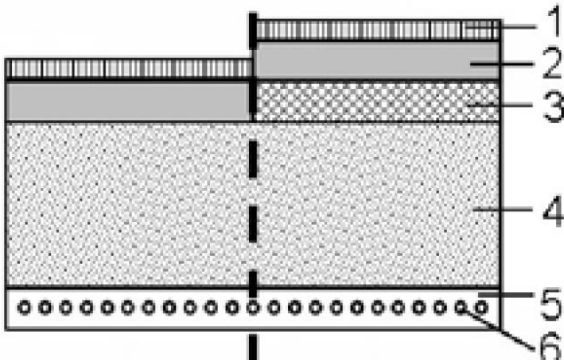
Gömülü sistemlerde bina içerisinde kullanım durumuna göre farklı kurulum tipleri bulunmakla birlikte. Genel olarak yüzey kaplama (sıva), ısı yayılım tabakası (şap), PE (polietilen) folyo, borular, yalıtım, bina yapısı (duvar, taban/tavan bloğu) gibi katman yapılarından oluşmaktadır. Radyant sistemlerin kurulum tiplerine dair daha geniş bilgi, EN 15377-1, 15377-2 ve EN1264 standartları ve teknik yönergelerden [38] takip edilebilir. Şekil 2.1’de asılı radyant sistem örnekleri, Şekil 2.2 ve Şekil 2.3’de ısıl aktif bina sistemleri (TABS) örnekleri ve son olarak Şekil 2.4 ve Şekil 2.5’de gömülü radyant sistemlere duvar ve zemin uygulama örnekleri verilmiştir.



Şekil 2.1 Oda içi asılı radyant sistem örneği

	1. Zemin kaplaması 2. Ağırlık taşıyıcı, ve termal difüzyon tabakası 3. Borular 4. Koruma katmanı 5. Isı yalıtımı 6. Tavan/Bina yapısı
 Tip A (EN15377, EN1264)	1. Zemin kaplaması 2. Ağırlık taşıyıcı, ve termal difüzyon tabakası (çimento şap, anhidrit şap) 3. Polietilen folyo 4. Borular 5. Isı yalıtımı 6. Tavan/Bina yapısı

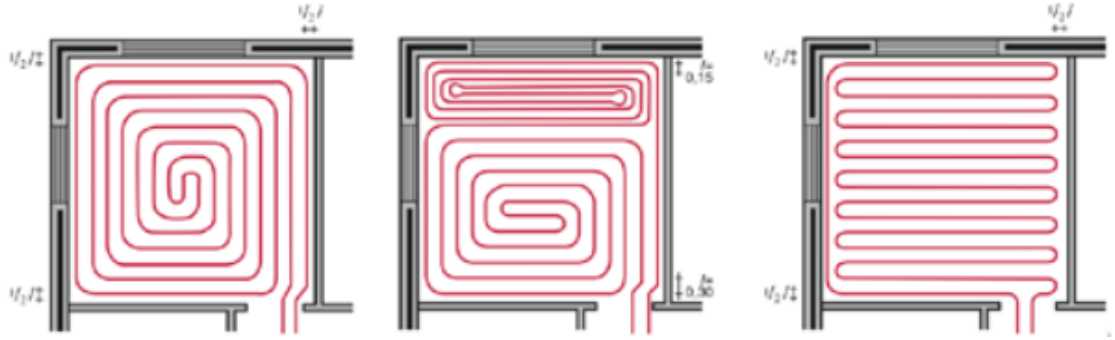
Şekil 2.2 Radyant zemin yapısı örnekleri

 Ses yalıtımsız / ses yalıtımlı	1. Zemin kaplaması 2. Şap 3. Ses yalıtımı 4. Bina yapısı 5. Plastik borular
 Ses yalıtımsız / ses yalıtımlı	1. Zemin kaplaması 2. Şap 3. Ses yalıtımı 4. Bina yapısı 5. Plastik mikro borular 6. Alçı sıva veya panel

Şekil 2.3 Radyant ısı aktif bina sistemleri (TABS) örnekleri



Şekil 2.4 Oda içi duvar tipi gömülü radyant sistem örneği



Şekil 2.5 Yerden radyant borulama devre şeması örnekleri

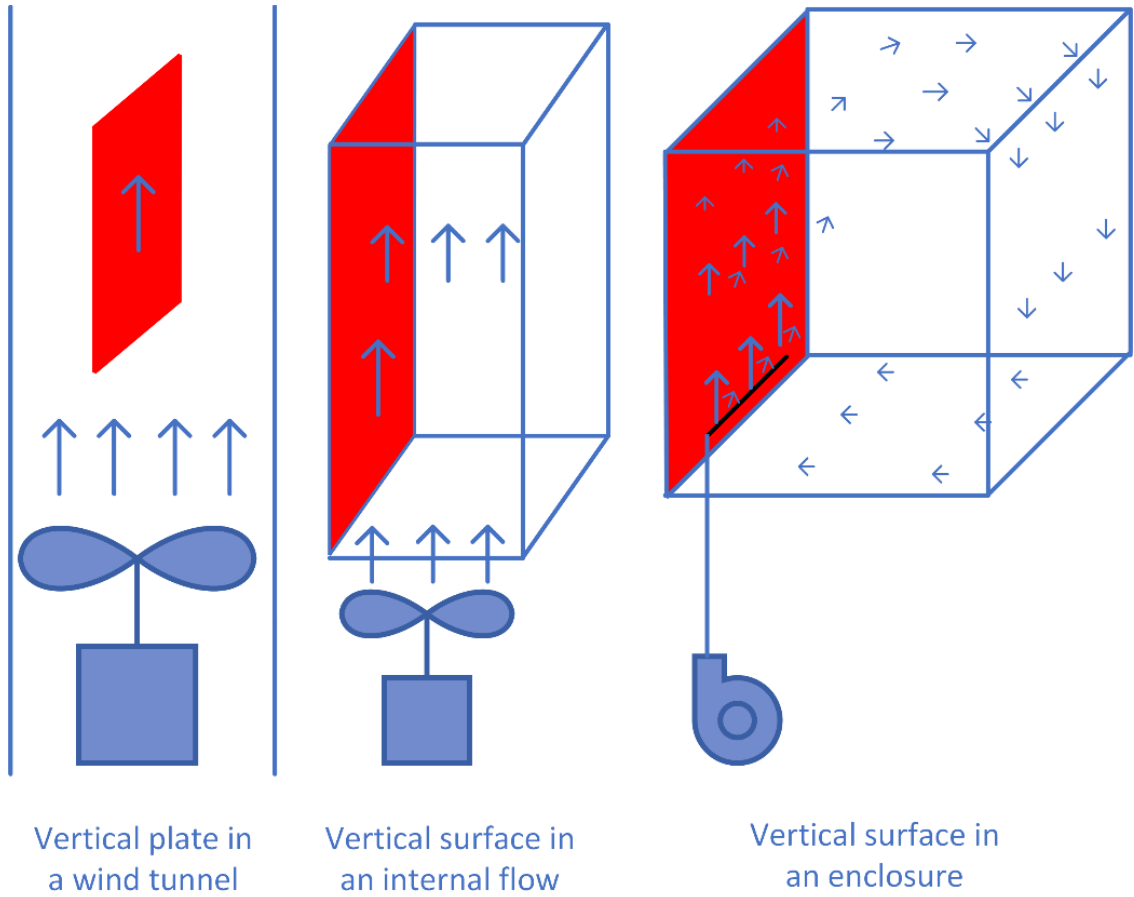
2.2 Kapalı Hacimde Havalandırma

2.2.1 Kapalı Hacimde Akış

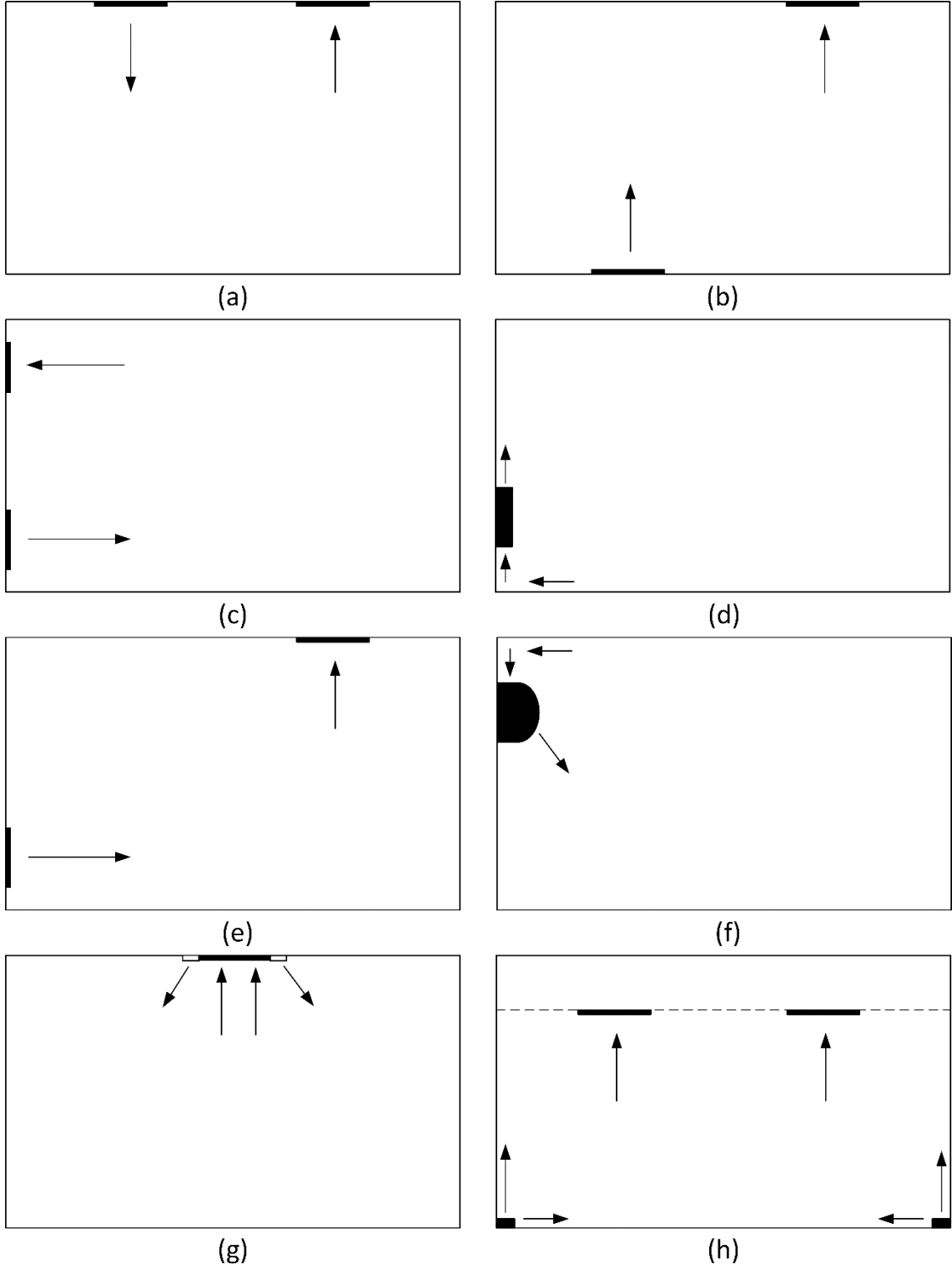
Akış, iç akış ve dış akış olmak üzere iki tipte sınıflandırılabilir. Akışkan, düz veya yuvarlak bir yüzey üzerinde sınırsız olarak akıyorsa, dış akış olarak tanımlanabilir. Aksine, boru veya kanal gibi katı bir yüzeyde tamamen sınırlanan akış, iç akıştır. Bu sınıflandırmaya göre bir oda veya bir boşluk gibi bir kapalı mahal içindeki akış, iç akış gibi gözükebilir. Fakat bununla birlikte, bir kapalı alan içindeki akış, bir boru veya kanalda olduğu gibi yönlendirilmez. Kapalı mahal geometrisi ve

boyutuna, akışın giriş ve çıkışının konumlarına ve yönüne, akış hızlarına ve adyabatik, izotermal veya izotermal olmayan iç ve dış yüzey sınır koşullarına göre akış çok farklı davranışlar gösterebilir.

Şekil 2.6’de rüzgar tünelineki düşey plaka (dış akış), kanal içindeki düşey yüzey (iç akış) ve kapalı mahal içindeki akış hareketi görselleştirilmiştir.



Şekil 2.6 Dikey yüzey için ısı transferi uygulama tipleri



Şekil 2.7 Havalandırma ünitesi ve akış yönünün oda içerisindeki görünüm örnekleri

Bir odadaki akışın giriş ve çıkışının konumu ve yönü ile ilgili bazı durumlar Şekil 1'de gösterilmiştir. Durumlar aşağıdaki gibi açıklanmıştır:

(a) Tavanda bulunan giriş ve çıkış, akış yönü tavana dik,

- (b) Yerde giriş ve tavanda çıkış, akış yönünün belirtilen yüzeylere dik olması,
- (c) Giriş ve çıkış bir dikey yüzey üzerinde, akış yönü belirtilen yüzeye diktir,
- (d) Fan coil gibi duvar tipi bir difüzör üzerine uygulanan giriş ve çıkış, bu sistem kapalı sistem olarak da ifade edilebilir,
- (e) Giriş duvarda ve çıkış tavanda, akış yönünün belirtilen yüzeylere dik olması,
- (f) Giriş difüzörden çapraz olarak oda merkezi yönünde ve çıkış dikey yüzeye paralel difüzör üstünden (duvar tipi split klima iç ünitesi örneği)
- (g) Giriş ve çıkış tavanda, odaya akışın giriş yönü çapraz, odadan çıkış akış yönü tavana dik (kaset tipi klima iç ünitesi)
- (h) Giriş yerden ve akış yönü duvara paralel veya dik, çıkış hedeflenen konfor alanın üst hizasından tavana dik veya paralel (deplasmanlı havalandırma)

Bazı çalışmalarda [24], [25] dış akış ve iç akışta bilinen bazı akışı tanımlayan terimler kapalı mahal havalandırması için yeniden tanımlanmıştır. Klasik dış akış ve iç akış problemlerinin aksine kapalı mahal havalandırmasında hava hızının alındığı nokta hava hızının tüm mahale etkisi ve akış yönü değişkendir. Örneğin Şekil 2.9'da da görülebileceği üzere havalandırma kanalı difüzörü tüm duvarı boylu boyuna kaplamıyor. Ayrıca difüzörün çıkışından alınan hava hızı difüzer çıkış kesit alanına göre değişeceği gibi tüm havalandırmanın etkisi oda boyutuna göre değişeceği görülebilmektedir. Bir rüzgâr tüneline hava hızı dikey yüzey veya kanal içindeki yüzeye hava hızı etkisini yitirmeden yüzeyi tamamen etkilemektedir. Fakat kapalı mahalde, mahal hacmi, difüzör çıkışı kesit alanına göre akışın ilgili yüzeye etkisi tamamen farklı olabilir. Hava hızı difüzör çıkış kesit alanına göre değişse de kütlenin korunumu gereği kütleli debi değişmemektedir. Düşük hava sıcaklık farklarının olduğu ortamda hacimsel debideki değişimler imal edilirse hacimsel debinin difüzör kesit alanına bölünmesiyle, difüzör kesit alanından bağımsız yeni bir hız kavramı oluşturulmuş ve Denklem 2.1'de verilmiştir. Bu yeni hız tanımıyla aynı kapalı mahalde aynı hacimsel debide farklı difüzör açıklığı kalınlığında ölçülen hava hızları değişse de U_0 değişmemektedir.

$$U_o = \frac{\dot{V}_e}{A_{eff}} \quad (2.1)$$

Hacimsel debisi aynı olan farklı kapalı hacim büyüklüklerinde de akışın kapalı mahal yüzeylerine etkisi aynı olması beklenemez. Kapalı mahal hacminden bağımsız, kütleli debi temelinde bir hız terimi ve buna bağlı Reynolds sayısı oluşturmak için “enclosure” simgeleyen U_e , Re_e ve Ar_e terimleri Fisher [25] tarafından oluşturulmuştur, bakınız Denklem 2.2, Denklem 2.3 ve Denklem 2.4.

$$U_e = \frac{\dot{V}_e}{(\sqrt[3]{V_e})^2} = \frac{\dot{m}/\rho}{L_e^2} \quad (2.2)$$

burada

$$L_e = \sqrt[3]{V_e}$$

$$Re_e = \frac{U_e L_e}{\nu} = \frac{\left(\frac{\dot{m}/\rho}{L_e}\right)}{\nu} \quad (2.3)$$

$$Ar_e = \frac{g\beta L_e \Delta T}{U_e^2} \quad (2.4)$$

buradaki sıcaklık farkı;

$$\Delta T = T_{in} - T_{out}$$

Benzer bir yaklaşım ile üretilen ve akış etkisini oda boyutundan bağımsız veren bir diğer terimde saatteki hava değişimini veren ACH terimidir. ACH “air change per hour” kelimelerinin kısaltmasıdır ve kapalı mahal havalandırmasında en yaygın olarak kullanılan terim denilebilir. ACH için oda boyutlarından bağımsız bir çeşit hacimsel debi terimi de denebilir. Örnek olacak verilirse 1 ACH, 1 m3

hacme sahip kapalı mahalin 1 m³/h hacimsel debiye maruz kaldığını gösterirken, 10 m³ hacme sahip kapalı mahalin 10 m³/h hacimsel debide akışa maruz kaldığını gösterir. Her ne kadar tüm bu terimler matematiksel olarak farklı kapalı mahallerdeki hava akışı hakkında bize bir standart getirse de, maalesef işin fiziksel kısmında ACH veya U_o , U_e , R_e terimleri farklı durumlara sahip kapalı hacimlerin klasik dış veya iç akış gibi birebir kıyaslanması için yeterli değildir. Buna sebep olarak, kapalı hacim içinde farklı sıcaklığa sahip yüzeye (radyant yüzey) olan hava akışının başladığı bölge, akış yönü, bu akışın kapalı hacimde sonraki hareketleri, akışın kapalı hacmi terk ettiği yer, doğal akışla etkileşimi, kapalı mahal geometrisi ile akışın etkisi gibi birçok etmen bulunmaktadır. Bu sebeplerde kapalı hacimde zorlanmış taşınım ve özellikle hem doğal taşınımın hemde zorlanmış taşınımın etkilerinin ihmal edilemediği düşük hava hızlarındaki karışık taşınımda farklı durumlara ait çalışmaların sonuçlarının bire bir karşılaştırılması uygun olmayabilir ve yanıltıcı olabilir.

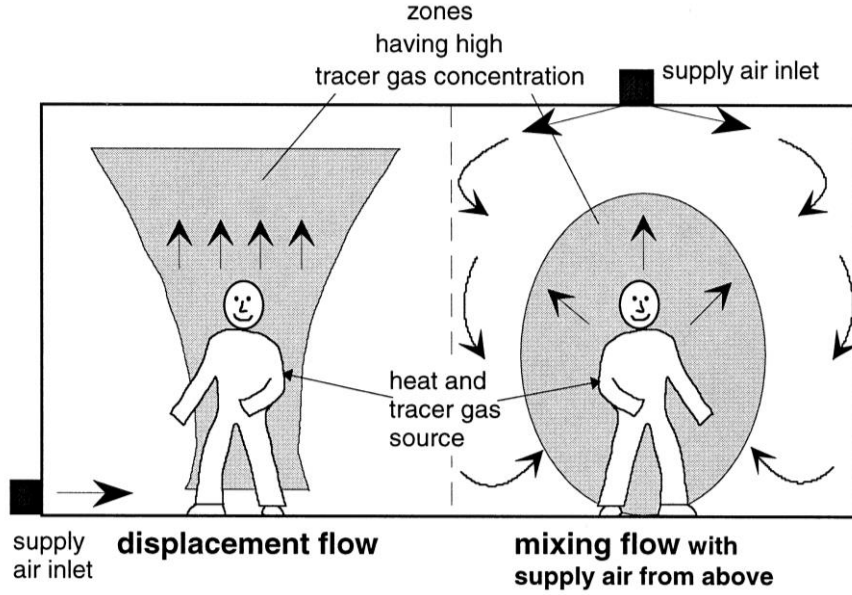
2.2.2 Oda içi Havalandırma ve Taşınımın Isı Transferine Etkisi

İç mekân havalandırması esas olarak ısıtma, soğutma, nem alma gibi hava kalitesi ve iklimlendirme için kullanılır.

Küçük konutlarda, doğal havalandırma olarak binaların kapı ve pencereleri yaygın olarak kullanılmaktadır. Ancak sıcaklık, nem ve hava değişim hızının kontrol edilmesindeki zorluklar nedeniyle daha büyük mekanlarda doğal tip yerine mekanik havalandırma tercih edilir.

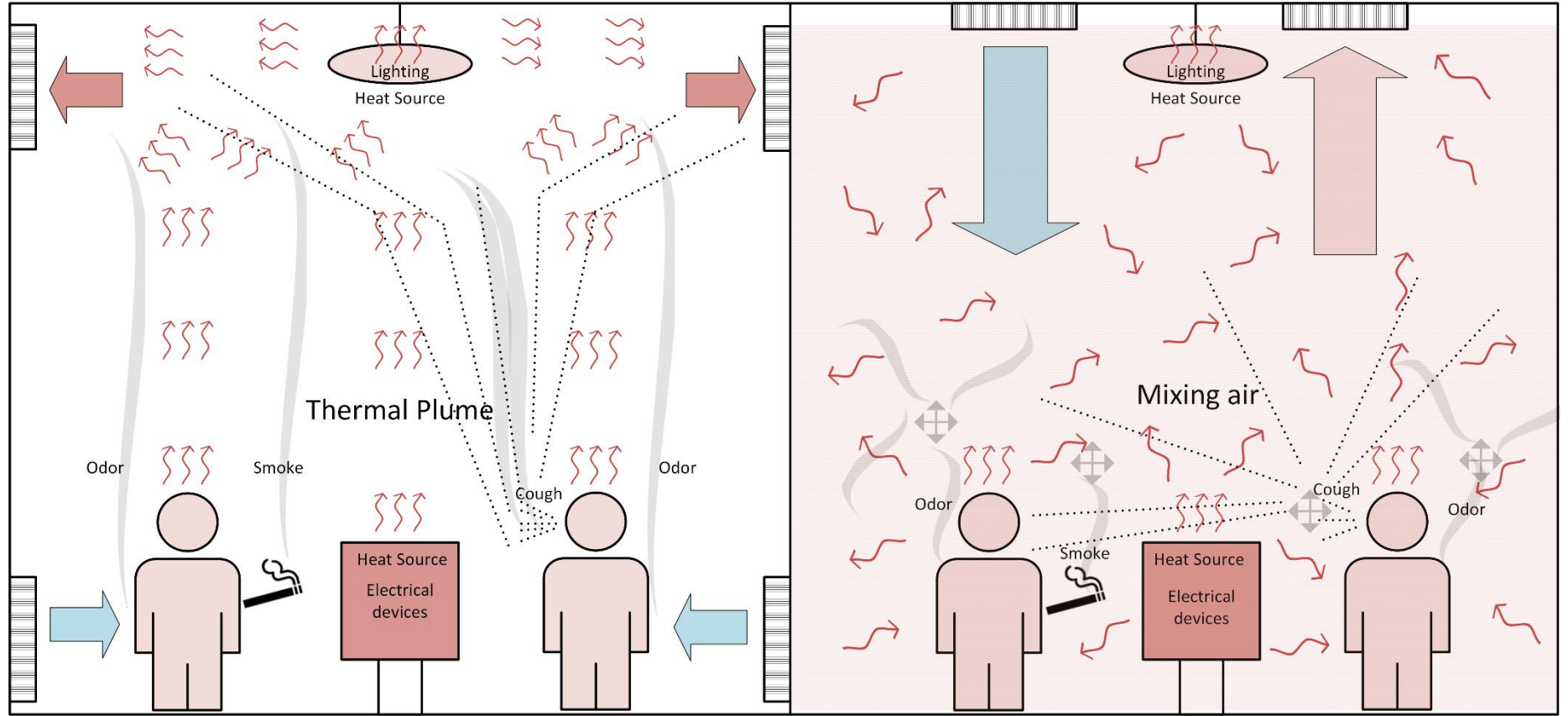
Hem karışım (mixing ventilation) hem de deplasman havalandırma (displacement ventilation) sistemleri avantaj ve dezavantajlarına göre mekanik havalandırma için kullanılmaktadır. Her iki sistem arasında pek çok farklılık olsa da hava değişim oranı (ACH) ayırt edici bir özellik olarak söylenebilir. Karışım havalandırma sisteminin nispeten yüksek bir hava değişim oranı vardır, bu da havanın ve havadaki parçacıkların odanın içinde eşit bir şekilde dağılmasına neden olur. Oysa düşük hava değişim oranı, Şekil 2.8'de gösterildiği gibi, doğal konveksiyon yönüne uygun hava giriş/çıkış konumuna sahip bir deplasmanlı havalandırma sisteminde kullanılır.

Şekil 2.9'ün sol tarafından, hava ısı alırken, kaldırma kuvveti etkisinden dolayı soğuk besleme havasının yükseldiği görülebilir. Bu yavaş hava yükselişi, dikey sıcaklık gradyanına ve homojen olmayan hava dağılımına neden olur ve bu durum, kirli havanın odadan dışarı atılarak iç hava kalitesinin iyileştirilmesi ve enerji tasarrufu gibi çeşitli amaçlarla da avantaj olarak kullanılabilir.



Şekil 2.8 HVAC bölgesinde, deplasman and karışık akış [39]

Genel olarak mekanik havalandırma deyince ilk akla gelen karışım havalandırmasıdır (mixing vent.). Fakat avantajlar sebebiyle son yıllarda deplasmanlı havalandırma (displacement vent.) uygulamaları tatbik edilmeye başlanmıştır. Yapılan uygulama sayısı artıka enerji verimliliği, termal konfor, hava kalitesi, virüs kontaminasyonuna kadar birçok çalışmada araştırmacılar tarafından çalışma konusu olarak seçilmiştir. Deplasmanlı havalandırmanın düşük hava değişimi sebebiyle termal yük kapasitesi düşük olmakta bu dezavantajın giderilmesi için radyant ısıtma/soğutma sistemleriyle entegre edilmektedir. Bu birleşik sistemin en yaygın kullanımı soğuk tavan deplasmanlı havalandırma (CC/DV) uygulaması diye geçmekte ve terminal binaları gibi büyük hacimlerde son zamanlarda sıklıkla kullanılmaktadır. Bu gibi birleşik uygulamaların artmasıyla bina yıllık enerji tahmini programlarının klasik zorlanmış ve doğal taşınım korelasyonları haricinde karışık taşınım (mixed convection) üzerine çalışmalara ve bunlardan türetilcek korelasyonlara ihtiyaç duyulmaktadır.



Şekil 2.9 Oda soğutması uygulamasında deplasmanlı havalandırma (solda) ve karışım havalandırma (sağda) yapılan odanın görsel karşılaştırılması

Tablo 2.1 Karışım havalandırması ve deplasmanlı havalandırmanın karşılaştırılması

Özellikler	Karışım Hav.	Deplasman Hav.
Sıcaklık dağılımı	Eşit (uniform)	Dikey gradyan
Hava dağılımı	Karışım (Homojen)	Deplasmanlı (Dikey hareket)
Hava değişim oranı (ACH)	Yüksek	Düşük
Enerji verimliliği [40]–[43]	Düşük	Yüksek
Tepki süresi [44]	Hızlı	Yavaş
Kurulum maliyeti [39]	Düşük	Yüksek
Kontaminasyon [39], [42], [45]	Yüksek	Düşük
İç hava kalitesi (IAQ) [39], [41], [42], [46]–[48]	Düşük	Yüksek
Termal yük kapasitesi [39]	Yüksek	Düşük
Termal konfor [19], [41], [42]	Düşük	Yüksek

Karışım havalandırması ve deplasmanlı havalandırmanın karşılaştırılması, avantaj ve dezavantajları Tablo 2.1, Tablo 2.2 ve Tablo 2.3 verilmektedir. Deplasmanlı havalandırmanın en önemli ve belirleyici özelliği dikey sıcaklık gradyanıdır. Soğutma yapılan bir odadan örnek verilecek olursak, soğuk hava yer hizasından ortama verilir. Ortamdaki ısı kaynakları ve/veya çok düşük hava hızı sağlayan havalandırma ekipmanı sebebiyle ısınan hava tavan (veya hedeflenen hacim üst sınırından) hizasındaki çıkıştan ortamı terk eder. Şekil 2.9’de görüldüğü gibi bu dikey hava hareketi sayesinde ortamın havası karışmaz, bir kişinin havası diğer kişiye gitmesi karışım havalandırmaya göre oldukça az olur. Yüksek tavanlı hacimlerde, bir hedef hacim belirlenerek tüm hacim iklimlendirmesi yerine sadece istenilen hacmin iklimlendirmesi yapılarak enerji verimliliği sağlanabilir. Örneğin bir terminal binasının soğutulmasında, ortalama insanın baş hizasını 22°C kadar soğutulması hedeflenip, daha yüksek hizalardaki yüksek sıcaklıklar göz ardı edilebilir. Ortamdaki ısı kaynakları veya çatıda oluşan güneş radyasyonu sebebiyle ısı birikimi hiç hedef hacme sokulmadan tavan hizasından hava çıkışı yapılabilir.

Tablo 2.2 Karışım havalandırmanın avantaj ve dezavantajları

Avantajları	Dezavantajları
Dengeli (uniform) sıcaklık dağılımı	Kontaminasyon (biyolojik ve kimyasal partiküllerin, koku, duman vb. havanın karıştırılarak kapalı alanın her tarafına yayılması)
Yüksek termal yük kapasitesi	
İklimlendirme kontrolü açısından hızlı tepki süresi	

Tablo 2.3 Deplasman havalandırmanın avantaj ve dezavantajları

Avantajları	Dezavantajları
Gelişmiş hava kalitesi	Düşük termal yük kapasitesi
Enerji verimlisi	
Düşük gürültü	
Yüksek termal konfor	

2.2.3 İç Mekânda Taşınım Isıtma Uygulamaları Çeşitleri Karşılaştırılması

Tablo 2.4'de, taşınım çeşitleri (doğal, karışık ve zorlanmış) ile yaygın olarak kullanılan HVAC uygulamaları, aynı termal koşul için bir dizi özellik açısından birbirleriyle karşılaştırılmıştır. Tablo 1.1'de Rejim A olarak sınıflandırılan odada içinde ısıtılan/soğutulan radyant yüzeylerde meydana gelen doğal taşınımı temsil etmektedir. Rejim B olarak sınıflandırılan rejimde bir radyatörün oluşturduğu doğal taşınım temsil etmektedir ve her iki doğal taşınım rejiminde havalandırma sistemi olmadığı varsayılmıştır. Bu sistemler daha çok evsel amaçlarla veya küçük apartman dairelerinde kullanılmaktadır. Havalandırma sistemi olmadığı için hava sirkülasyonu düzgün bir şekilde kontrol edilemez, ancak bina sakinleri tarafından ayarlanabilir. A ve B Rejimlerinde anlık rüzgâr hızı ve rüzgârın yönü ve davranışı

ACH'yi etkiler. Bu nedenlerle doğal taşınım uygulamalarının hava kalitesi diğerlerine göre düşük veya orta olarak belirlenir. Bu uygulamalarda, hayati oksijen ihtiyacını karşılamak ve nem dengesini sağlamak için pencere ve kapılar hava geçirmez yapılmaz veya hava kanalı delinir. Bu nedenle sıcak/soğuk hava kontrolsüz bir şekilde odadan geçer ve enerji verimliliğinin de düşmesine neden olur. Doğal taşınım uygulamalarının diğer dezavantajları, bağıl nemin istenmeyen seviyelere yükselmesi ve soğutulmuş yüzeyler üzerinde yoğuşma riskidir. Doğal taşınımlı soğutma uygulamalarında havalandırma sistemi olmadığı için nispeten sıcak hava, nemini yoğuşmuş su olarak soğutulan yüzeylerde bırakır. Dolayısıyla bu tür uygulamalar Tablo 2.4'de belirtildiği gibi yaşam ortamlarında pratik değildir. Bu dezavantajlar, uygulayıcıları iç mekân soğutma uygulamalarında radyant soğutma uygulamalarını karışık taşınım ile birlikte kullanmaya yöneltmektedir.

Geniş yüzey alan avantajıyla düşük sıcaklık aralıklarında çalışabilen radyant sistemler, ısı pompaları, güneş kolektörleri ve jeotermal kuyular gibi düşük sıcaklıklı ısı kaynaklarından yararlanabilirler. Bu nedenle, radyant sistemler genellikle enerji tasarruflu sistemler olarak sınıflandırılır. Ancak Tablo 2.4'de, pencere açıklığından kontrolsüz hava değişiminin neden olduğu enerji kaybı nedeniyle, karışık taşınım sistemine kıyasla enerji tasarrufu özellikleri nispeten orta olarak değerlendirilmiştir.

Gürültü HVAC uygulamalarından kaynaklı büyük sorundur ve iş yerlerinde ihmal edilmesine rağmen özellikle geç saatlerde evlerde istenmeyen bir durumdur. Doğal taşınımlı ısıtma uygulamalarının (radyant sistem, radyatör) işyerlerinde nazaran evlerde hala yaygın olarak tercih edilmesinin ana nedeni bu olabilir.

Isıtma ve soğutma durumları için termal konfor, Tablo 2.4'de 'Karışık taşınım – DV' için yüksek olarak değerlendirilmiştir. Ancak bazı durumlarda (örneğin düşük ACH değerlerinde) baş ve ayak bilekleri arasındaki dikey hava sıcaklık farkı 5 K'ye [19] kadar ulaşabilmektedir. Bu durumda, ısı konfor orta olarak değerlendirilebilir, çünkü EN ISO 7730 [49] ve ASHRAE 55 [50]'deki ısı konfor standartları, 3 K'dan daha düşük sıcaklık farklarını önermektedir.

Her sistemin ilk yatırım maliyeti Tablo 2.4'de karşılaştırılmıştır. Karışık taşınım-DV'nin cebri ve doğal konveksiyon uygulamalarına göre daha yüksek yatırım maliyeti gereksinimlerine sahip olduğu belirlenmiştir, çünkü karışık konveksiyon uygulamaları hem doğal hem de cebri konveksiyon uygulamalarının bileşenlerine ve altyapısına ihtiyaç duymaktadır. Bununla birlikte, özellikle terminaller, alışveriş merkezleri vb. gibi büyük hacimlerde, termal gereksinimin bir kısmı geniş radyant yüzeyler tarafından karşılandığından, klimanın kapasitesini ve havalandırma ekipmanının boyutunu küçülterek hem yatırım hem de işletme maliyeti düşürülebilir. Kalan termal yük, DV (deplasmanlı havalandırma) ile tüm hacim yerine iklimlendirilecek hedeflenen hacim tarafından azaltılabilir.

Tablo 2.4'de, belirtilen değerlendirme kriterlerine göre yukarıda bahsedilen taşınım türlerinin karşılaştırmasını göstermektedir. Karışık taşınım uygulaması için DV (deplasmanlı havalandırma) ve zorlanmış taşınım uygulaması için MV (karışım havalandırması) ile karşılaştırma yapılmıştır.

Tablo 2.4 Yaygın olarak kullanılan HVAC uygulamalarının taşınım çeşitleri ile karşılaştırılması

Değerlendirme konusu	Doğal taşınım – Radyant yüzey	Doğal Taşınım – Radyatör	Karışık taşınım – DV	Zorlanmış taşınım - MV
Termal yük kapasitesi	Düşük	Orta	Orta	Yüksek
Termal konfor – hava kalitesi	Düşük	Düşük	Yüksek	Orta
Termal konfor – ısıtma durumu için	Orta	Orta	Yüksek	Orta
Termal konfor – soğutma durumu için	-	-	Yüksek	Orta
Hava kontaminasyonu	Orta	Orta	Düşük	Yüksek
Gürültü	Düşük	Düşük	Orta	Yüksek
Tepki süresi	Yavaş	Orta	Orta	Hızlı
Enerji tasarrufu	Orta	Düşük	Yüksek	Düşük
İlk yatırım maliyeti	Orta	Düşük	Yüksek	Orta

Hacim boyutlandırma için mevcut bina tasarım standartları, bina bölgelerinin ısıtıldığı, soğutulduğu ve cebri havalandırıldığı geleneksel durumlar da termal konfor için belirtilmiştir. Termal konfor çalışmaları, zorlanmış taşınım-DV karışımının, makro bölgelerden (terminaler, konferans, tiyatro, toplantı odaları, kütüphaneler, tapınaklar, gemiler, uçak vb.) mikro bölgelere (ofis odaları) zorlanmış konveksiyona göre yukarıda belirtilen avantajlara göre daha üstün olduğu sonucuna varmıştır. Özellikle yüksek termal yük altındaki küçük bölgelerde, cereyan riskini önlemek için soğutulan bölgenin boyutu oldukça büyük olmalıdır. Cebri konveksiyon uygulamalarıyla soğutulan küçük bir odada, yüksek termal yükü karşılamak için hava sıcaklığı veya hava hızı daha yüksek olmalıdır. Bu nedenle, bir kişi ile bir besleme difüzörü arasındaki mesafe arttırılmalıdır. Ancak bu konudaki çalışmaların sayısı artırılarak, karma konveksiyon-DV uygulamalarına sahip binalar için daha küçük boyutlara izin veren yeni bina tasarım standartları belirlenebilir.

Bu bölümde taşınım ısı transferi tipleri (doğal, zorlanmış ve karışık) bina uygulamasındaki itici kuvvetlerin sebepleri ile açıklanmıştır. Geleneksel konveksiyon tiplerinden (doğal, cebri) sonra, karışık taşınım uygulamalarının kullanımının her geçen gün yaygınlaşmasının birçok nedeni ile karışık taşınım ısı transferi uygulamaları için oldukça detaylı açıklamalar yapılmıştır. Gerekçelerden biri olarak deplasmanlı havalandırma ve geleneksel alternatif karışım havalandırmasının tanımları, açıklamaları, karşılaştırmaları ve değerlendirmeleri verilmiştir. Son olarak, taşınım ısı transferi çeşitlerinin iç mekân uygulamaları göreceli olarak karşılaştırılmıştır. Literatürdeki ilgili çalışmalara dayanarak, Tablo 1.3, Tablo 1.4 ve Tablo 1.8 ile üç taşınım tipi için literatür çalışmalarından elde edilen başlıca ısı taşınım katsayıları sunulmuştur.

Literatürdeki önemli deneysel çalışmaların çoğunluğunu inceledikten sonra, aşağıdaki yorumlar da eklenebilir:

- Beklendiği gibi, zorlanmış taşınım ısı transferi korelasyonları hava değişim hızına oldukça duyarlıdır ancak verilen korelasyonlar uygulanmadan önce giriş/çıkış, difüzör tipi konumları da seçici iç mekân havalandırma parametreleri olarak dikkate alınmalıdır. Sadece belirli

durumlar için değil, split klimanın duvara monte, tavan-kaset, tavana asma, pencere, yer tipi modeli gibi bazı genel durumlar için daha fazla deneysel çalışma gerekebilir.

- Karışık taşınım, doğal ve zorlanmış taşınımın kombinasyonu olarak da tanımlanabilir. Bu sebeple, kapalı mahal karışık taşınım problemlerini parametreler ve durumlar açısından doğal ve zorlanmış taşınım problemlerine göre daha komplekstir denilebilir. Her vaka çalışması, yalnızca incelenen vaka için kullanılabilecek bir korelasyona sahiptir. Doğal konveksiyon çalışmaları için, soğutulmuş tavan ve ısıtılmış zemin genel durumlardır ve birçok korelasyon kolaylıkla karşılaştırılabilir. Cebri konveksiyon çalışmaları için, giriş ve çıkış difüzör tipine (radyant/slot, ızgara, yuvarlak, yarım yuvarlak), difüzör konumuna, jet yönüne (tavan/duvar/zemine paralel/dik) göre durumlar daha çeşitli olabilir. Karışık taşınım çalışmaları bu durumların kombinasyonunu içerir ve daha fazla değişken içerir. Karışık taşınımın karmaşıklığı, daha fazla vakanın yürütülmesini gerektirir. Bu nedenle, doğal taşınımdan farklı olarak, literatür benzer durumu paylaşan katsayı çalışmaları sağlamadıkça, karışık taşınım korelasyonları karşılaştırılması oldukça zor olabilir.

- Karışık taşınım çalışmalarının çoğu termal konfor, enerji performansı ve hava kalitesine odaklanmıştır. Bununla birlikte, ayrıntılı bina ısı transferi hesaplamaları, uygun ısıtma/soğutma/havalandırma/difüzör ekipman kapasitelerinin seçimi, bina enerji performans sınıflandırmaları, yalıtımın kalınlığı, binalarda bölge (zone) boyutlarının tasarlanması için karışık taşınım katsayısı korelasyonları üzerinde daha fazla hesaplamalı veya deneysel araştırmalara hala ihtiyaç vardır.

- Kişi başına göre bina alanı/hacimi tavsiye eden mimari standartlar, geleneksel olarak cebri taşınım uygulamalarını içeren termal konfor çalışmalarına göre belirlenmektedir. Bu nedenle, karışık taşınım (deplasmanlı havalandırma + radyant soğutma/ısıtma) kullanılan yeni binalar için yeni bina mimari standartlarının geliştirilmesi gerektiği

düşünülürse hem ısı konfor hem de ısı transfer karakteristikleri ile ilgili daha fazla karışık taşınım çalışmasına ihtiyaç duyulabilir.

3.1 Deney Düzeneği

Kapalı hacim içinde radyant soğutmalı bir duvar boyunca ısı transfer özelliklerini belirlemek için bir test odası ve bir besleme suyu hazırlama sistemi kurulur. Kare tabanlı test odası 1,8x1.8 m² alana ve 2,7 m yüksekliğe sahiptir. Test odasının izometrik perspektifi 'de Şekil 3.2 detaylı olarak verilmiştir. Deney düzeneğinin şematik görünümü ve ana aparat konumu Şekil 3.1'de verilmiştir. Deney düzeneği üç ana bölümden oluşmaktadır. Bunlar test odası, radyant ısıtma/soğutma için su şartlandırma bölümü ve HVAC için hava şartlandırma bölümüdür.

Su şartlandırma kısmı esas olarak termostatlı sıcak/soğuk su tankları (Şekil 3.8), sirkülasyon pompaları (Şekil 3.10), giriş ve çıkış kolektörleri (Şekil 3.9), plakalı ısı değiştiricileri (Şekil 3.11), elektromanyetik debimetreler (Şekil 3.12) radyant duvarlardaki gömülü borulardan (Şekil 3.7) oluşmaktadır. Hidronik su devreleri iki aşamaya ayrılabilir. 2 adet sıcak/soğuk su tankları devrelerine birincil devreler, 2 adet test odası hidronik devrelerine de ikincil devreler şeklinde adlandırılabilir. Su şartlandırma bölümünde toplam 4 adet sirkülasyon devresi mevcuttur. Test odasındaki hidronik devreler kolektörlerle ikiye ayrılır. Bir kolektör zemini ve tavanı ısıtmak/soğutmak için, diğer kolektör ise duvarlar için kullanılmaktadır. Her kolektörde, radyant ısıtma/soğutma uygulamak için belirli bir yüzey seçme yeteneği veren kendi vanası vardır, bakınız

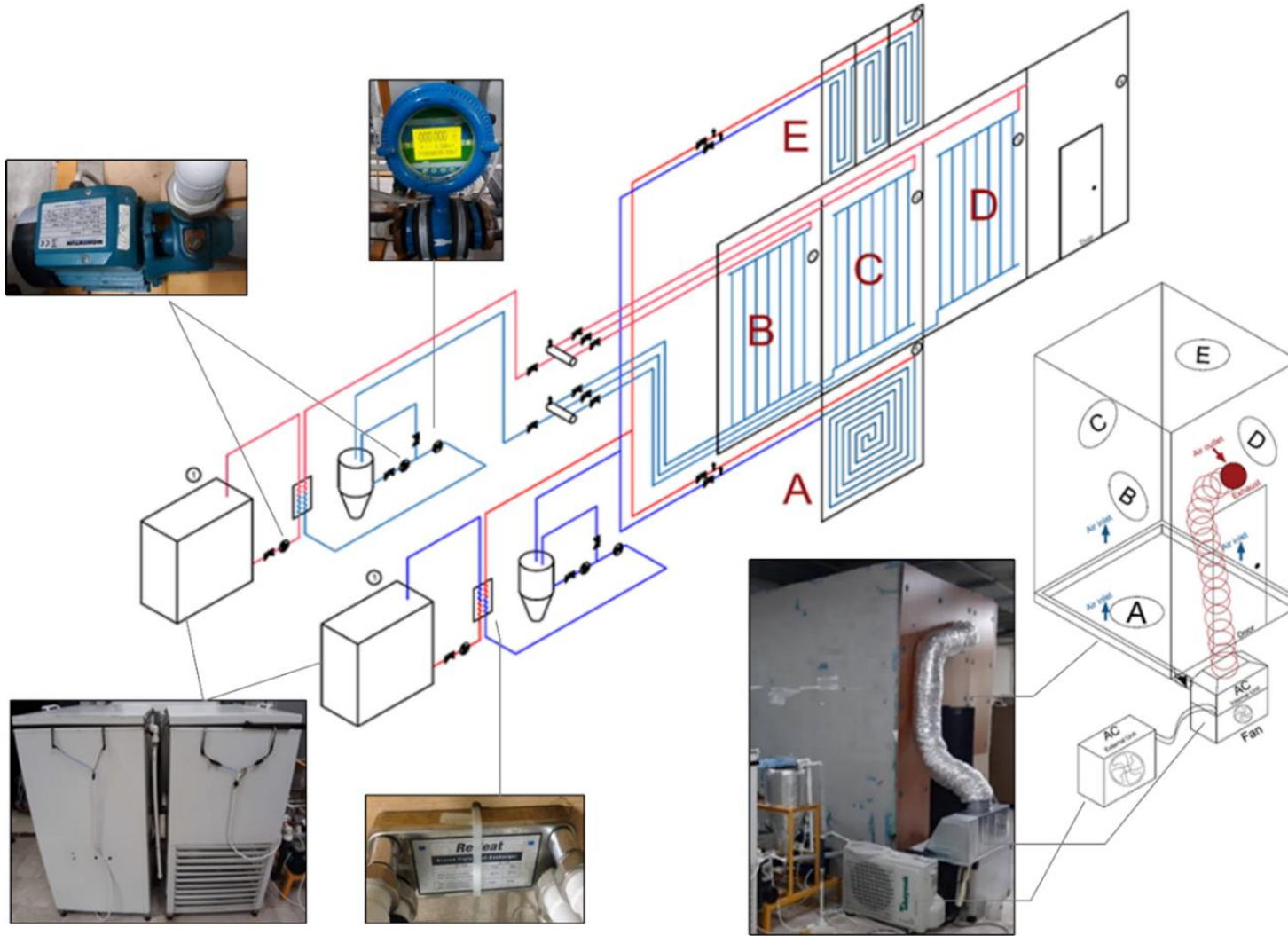
Test odası radyant boruları ve sıcak/soğuk su tankları ayrı ayrı sirkülasyon devreleri olup, bu devreler plakalı ısı değiştiricilerle termal olarak bağlantılıdır. Bu dizayn, test odası radyant sisteminin farklı sıvı veya nanoakışkan gibi farklı ekstraslar katılan su ile çalışabilmesi için yapılmıştır. Bu konuda daha detaylı bilgi için bu test odasındaki daha önceki çalışmalar[5], [51] incelenebilir.

Hava şartlandırma bölümü esas olarak Şekil 3.2, Şekil 3.3 ve Şekil 3.15'de gösterilen klima, salyangoz fanı, süpürgelik hava kanalı, odaya hava beslemesi için slot difüzörler (Şekil 3.4) ve hava egzoz kanalından oluşur.

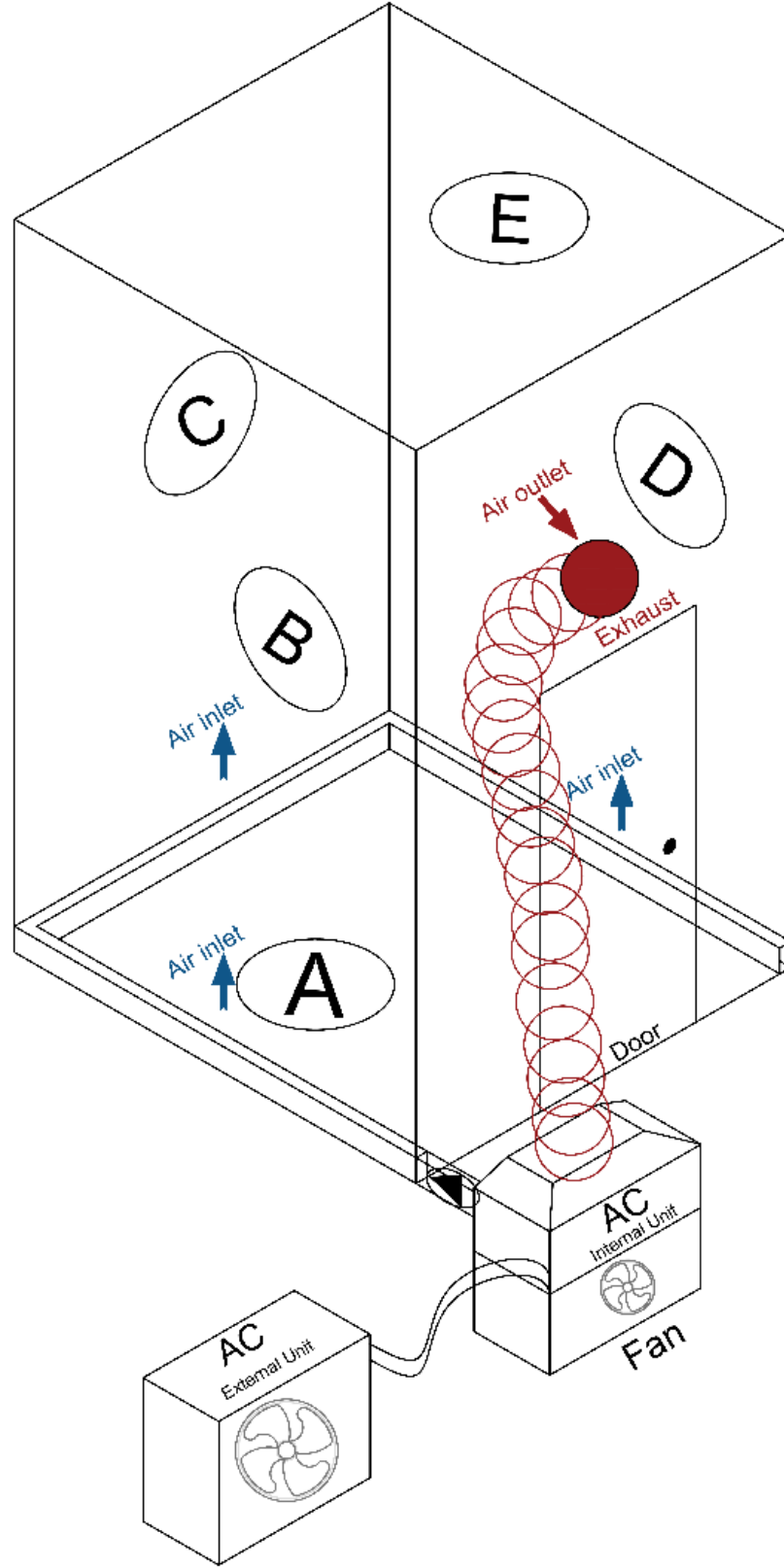
Su sıcaklıkları ve test odası sıcaklıkları sırasıyla PT100 ve T tipi termokupullar ile ölçülür. Soğutulan duvarın sıcaklığının ortalamasını almak için on altı termokupul Şekil 3.25'de gösterildiği gibi yerleştirilmişlerdir. Bu karşılık sıcaklık farkı hesaplanması için odanın merkezi hattında duvardaki termokupullara karşılık gelen seviyeleri için sekiz tane daha kullanılır. Odanın diğer yüzeylerinde, hava girişlerinde ve çıkışında 24 adet termokupul daha kullanılmıştır.

Bu deneysel çalışma sırasında, farklı hava giriş hızları 5 ayrı durum için uygulanmıştır. Her beş durumda da duvar 1 radyan soğutmalı duvar seçilmiştir. Durum 1-2-3 ile Durum 4-5 arasındaki tek fark hava jetinin hangi duvara bitişik uygulamasıdır. Durum 1-2-3 de, radyant soğutma ve hava jeti aynı duvar (Duvar 1, W1) üzerine uygulanmaktadır. Durum 4-5'de ise hava jeti, karşıt duvara bitişik yapılmaktadır. Her durumda, hava jeti hareketi, süpürgelik seviyesinden tavana doğru duvara paralel yukarı yönde gerçekleşir. Durumlara ait detaylı bilgi bir sonraki bölümde sonuçlar ile beraber verilmiştir. Hava jetleri duvara paralel ve 10 cm uzaklıktan akar. Slot difüzör duvarın ortasında 1 m uzunluğa (1.8 m) sahiptir ve slot açıklığının genişliği yaklaşık 7 mm olarak ayarlanmıştır. Hava hızı ölçümü, testo 504i anemometre (Şekil 3.16) ile hava kanalı slot açıklığından Şekil 3.24'de gösterildiği gibi alınmıştır.

Şekil 2.9'de radyant uygulama yapılan duvar ve süpürgelik hizasından duvara bitişik hava kanalı gösterilmektedir. Duvar içi sıva altından boydan boya hidronik devre boruları ile kaplanmıştır.



Şekil 3.1 Deney düzeneği hidronik tesisat şematik görünümü ve temel deney aparatlarının konumu



Şekil 3.2 Test odasının izometrik çizimi



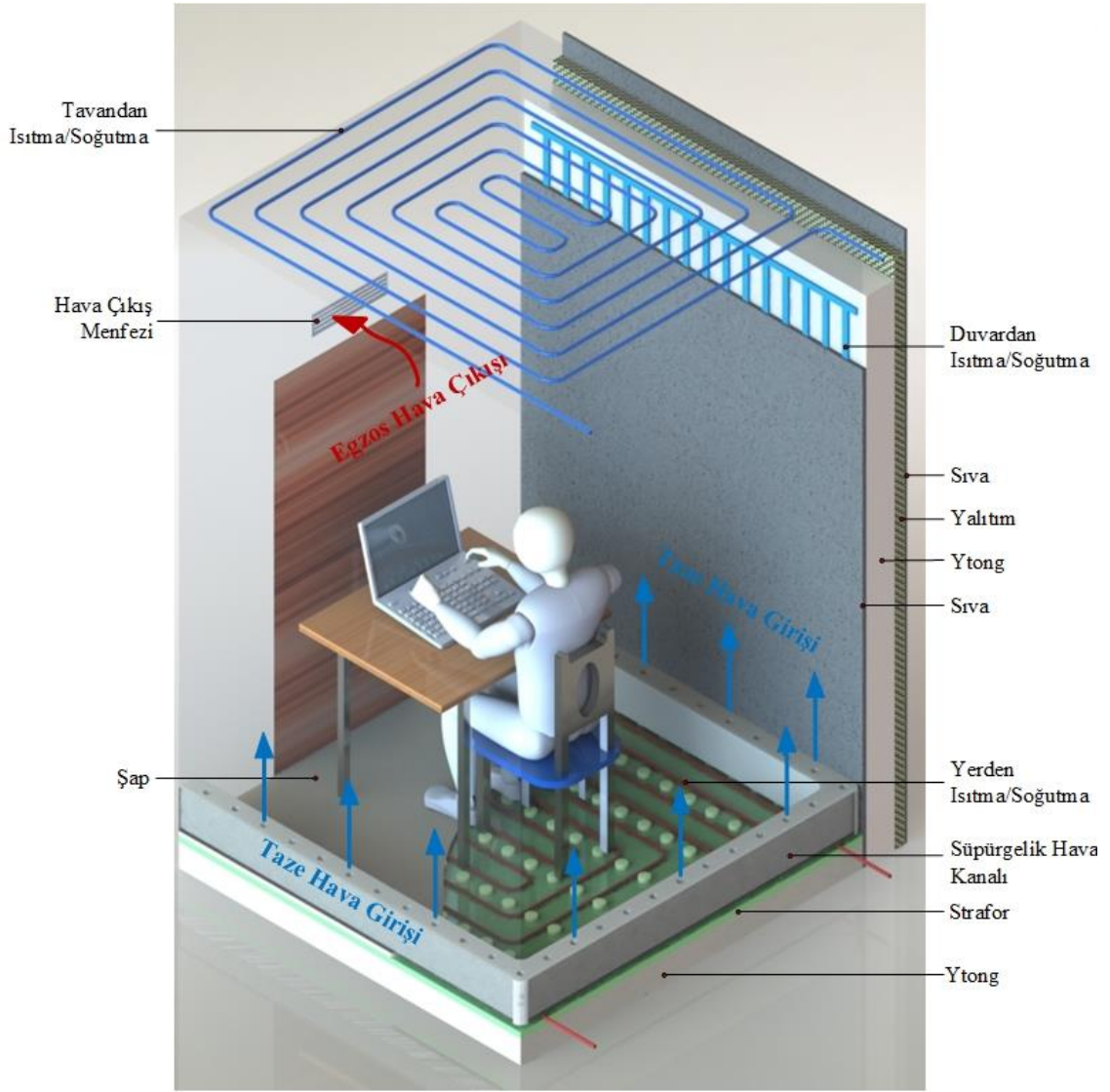
Şekil 3.3 Havalandırma dış ekipmanlar (özel yapım klima santrali, egzoz kanalı)



Şekil 3.4 Test odası iç görünüm, Duvar_1 ve Deney düzeneğe eklenen süpürgelik hizasında hava kanalı

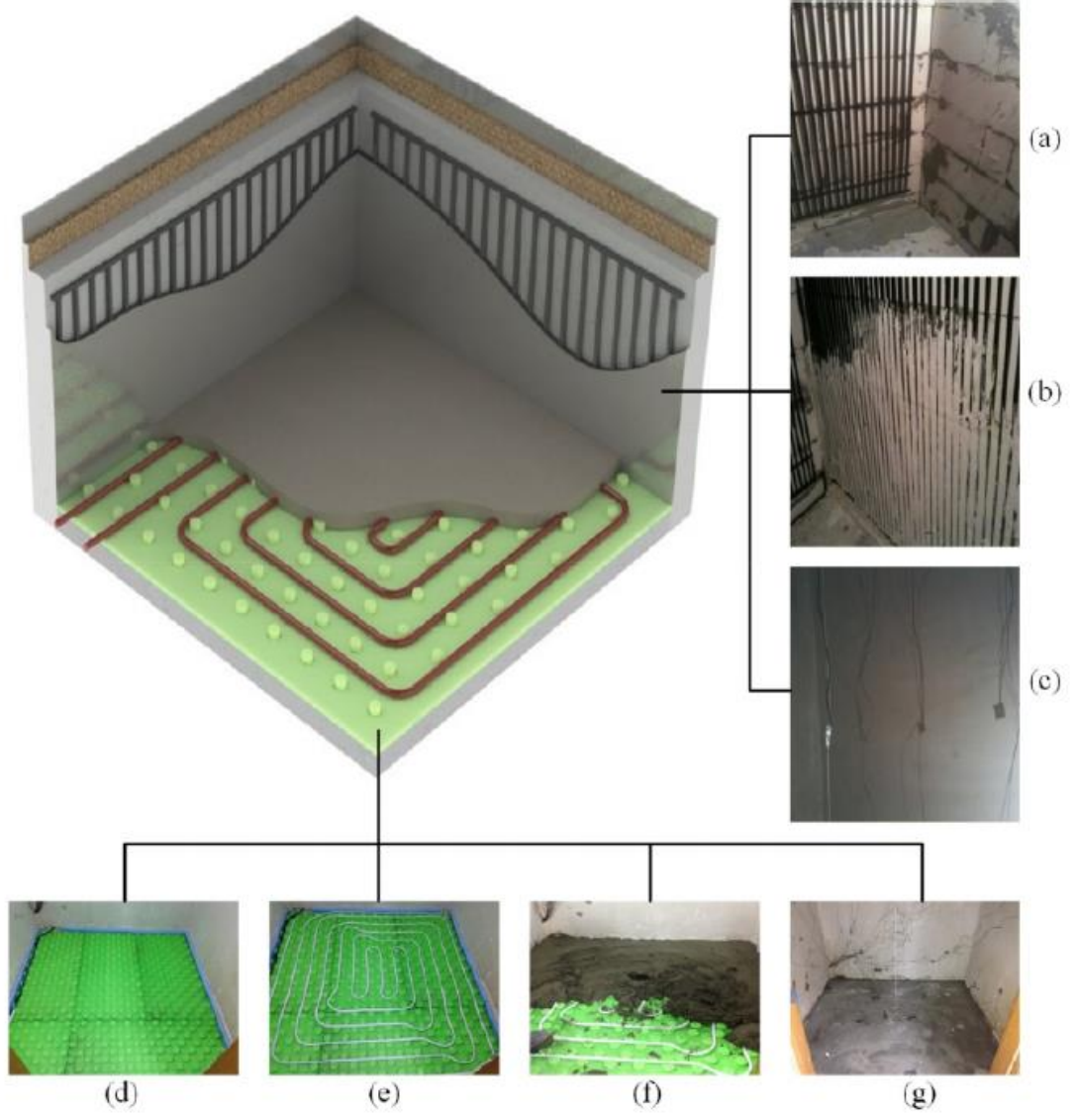


Şekil 3.5 Test odası özel yapım gömülü hidronik tesisatlı tavan alçıpan paneller



Şekil 3.6 Test odası 3 boyutlu çizimi

Not: İnsan, masa, sandalye ve bilgisayar, ısı geçişi karakteristiği incelenmesi deneylerinde kullanılmamıştır ve sadece oda boyutu hakkında bilgi için 3d çizime eklenmiştir.



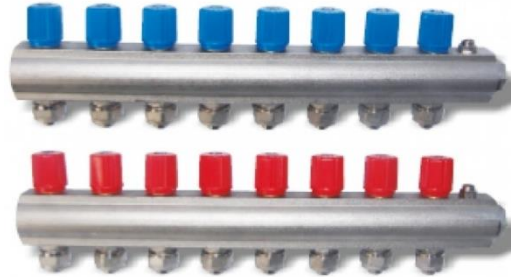
Şekil 3.7 Test odası, duvar ve taban yüzeylerine gömülü hidronik devre tesisatı

3.2 Deney Düzeneğinde Kullanılan Cihazlar ve Ölçü Aletleri

Şekil 3.8’de gösterilen termostatl ısı/soğuk su tankları, hidrolik devrelerin şartlandırılmasında kullanıldılar. 150 lt suyu belirli sıcaklık aralıklarında şartlandırma yapılabilir. Sıcaklık kontrolü dijital PID kontrollü termostatlarla yapılmaktadır.



Şekil 3.8 Termostatl ısı/soğuk su tankları



Şekil 3.9 Sıcak/soğuk su kolektörleri

Şekil 3.9'da örnek resimleri verilen sıcak soğuk su kolektörleri, test odasındaki hidronik devrelerle radyant ısıtma/soğutma yapılacak spesifik yüzey uygulamasında kullanılır ve PT100 sıcaklık ölçerlerle bu kolektörlere montajlanmıştır.

Şekil 3.10'de gösterilen sirkülasyon pompası su tankları ve test odası hidronik devrelerinde su sirkülasyonu amaçlı kullanılmaktadır. Sıcak su tankları devrelerinde (birincil devreler) 2 adet, test odası hidronik devrelerinde (ikincil devreler) 2 adet olmak üzere toplam 4 adet sirkülasyon mevcuttur. Test odası devrelerinde sirkülasyon pompasının korunması ve hassas debi ayarı için 2 adet geri besleme hattı ile beraber çalıştırılmaktadır. Teknik özellikleri maksimum debi Q_{max} 35l/min, maksimum basma yüksekliği H_{max} : 40m, Güç:0,37 kW olarak verilmiştir.



Şekil 3.10 Sirkülasyon Pompası

Şekil 3.11'de gösterilen plaka tipi ısı değişiriciler sıcak su tankları devreleriyle (birincil devreler) test odası hidronik devreleri (ikincil devreler) arasında ısı transferi sağlamak amaçlı 2 adet bulunmaktadır.



Şekil 3.11 Isı değıştirici

Şekil 3.12’de gösterilen elektromanyetik debimetre sıcaklık şartlandırılması yapılmış su debisinin ölçülmesinde her bir test odası hidronik devresinde birer adet olmak üzere toplam 2 adet kullanılmaktadır. m/s cinsinden ölçüm sonucu okunabilen debimetreler 0,1 –1000 l/h ölçüm aralığı ve % 1 hassasiyete sahiptirler.



Şekil 3.12 Elektromanyetik debimetre

Şekil 3.13’de gösterilen yüzeysel T tipi ısıl çiftler (termokupl) test odası yüzeylerinde ve odanın orta noktasından dikey yüksekliklerde hava ölçümünde kullanılmıştır ve $\pm 0,2$ °C hassasiyete sahiptirler.



Şekil 3.13 Isılçift (Thermocouple) sıcaklık sensörü

Şekil 3.14’de gösterilen PT100 termodirenç sıcaklık sensörleri giriş çıkış kolektörlerinde sıcaklık ölçümlerinde her bir kolektörde 1 adet kullanılmak üzere 4 adet bulunmaktadır.



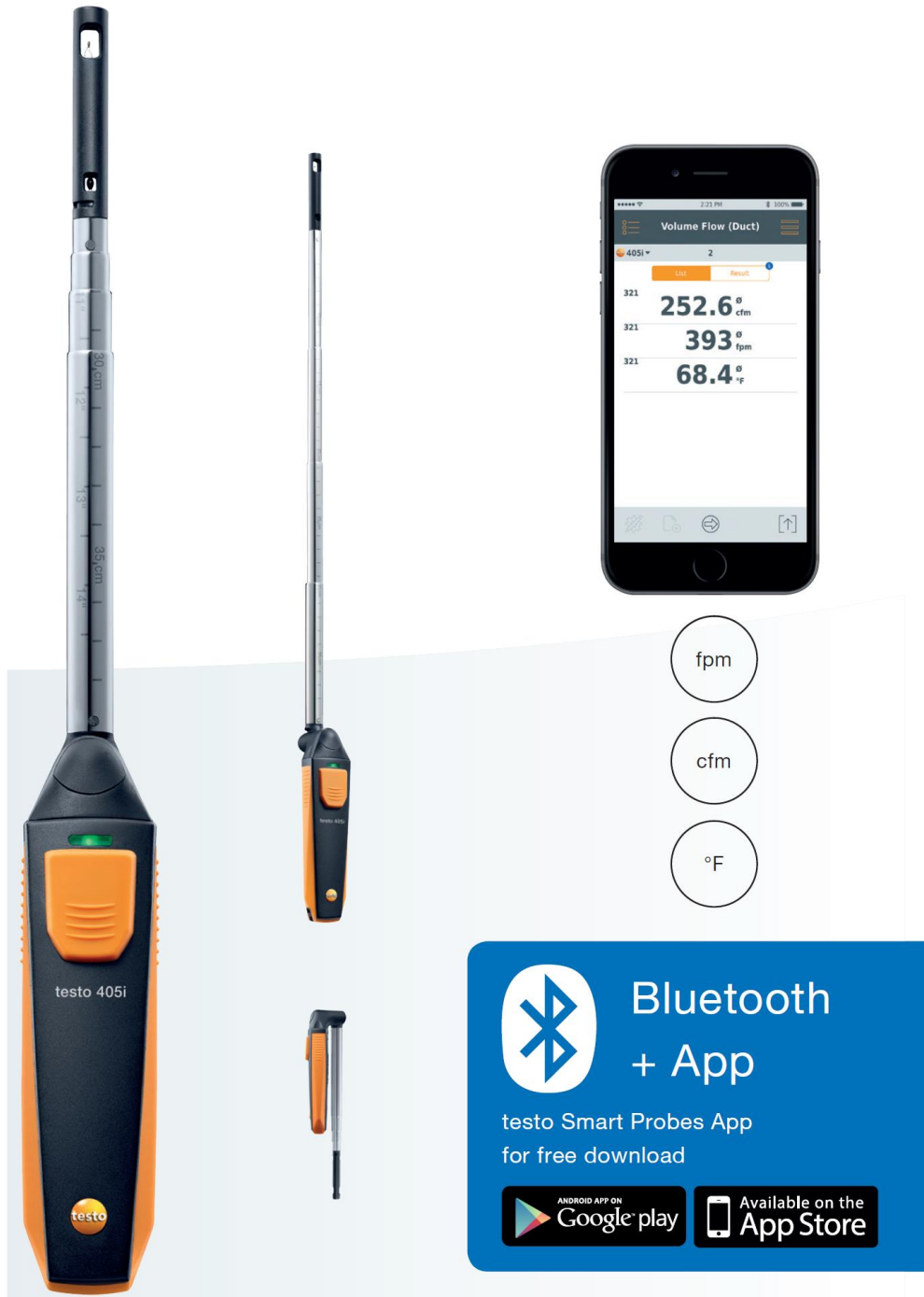
Şekil 3.14 PT100 sıcaklık sensörü

Şekil 3.15’de gösterilmekte olan özel yapım hava şartlandırma ünitesi, test odasına gönderilecek havanın istenilen sıcaklığa ve hava hızına şartlandırılmasında kullanılmaktadır. 9000Btu/h (min/mak 0.5-3 kW) inverter klima ve salyangoz hava anından oluşmaktadır.



Şekil 3.15 Özel yapım hava şartlandırma ünitesi

Deneylerde slot difüzör hava çıkış ağız hava hızları ölçümünde kullanılan ve Şekil 3.16’da verilen testo marka sıcak tel anemometre, 0-30 m/s ölçüm aralığında hava hızı ve -20/+60 °C arasında sıcaklık ölçebilmektedir. Fabrika kalibrasyonlu ve hassasiyet değerleri; (0-2 m/s) için $\pm(0.1 \text{ m/sn} + 5 \% \text{ ölç.değ.})$ ve (2-15 m/s) için $\pm(0.3 \text{ m/sn} + 5 \% \text{ ölç.değ.})$ olarak verilmiştir. Ölçümler anlık olarak Bluetooth bağlantısı ile test odası dışında bulunan akıllı telefonda yüklenen üretici firma uygulamasına aktarılmaktadır.

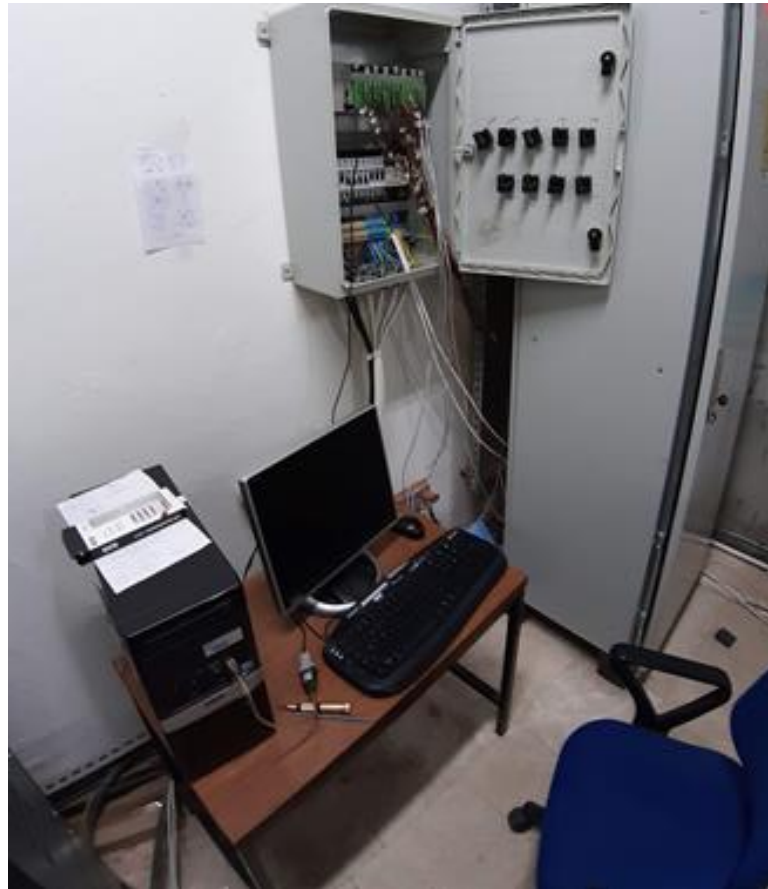


Şekil 3.16 Anemometre (testo 405i) ve Akıllı telefon

Şekil 3.17 ve Şekil 3.18’de verilen PLC ve PLC’ye bağlı bilgisayar üzerinden ölçüm sonuçları PLC yazılımı vasıtasıyla kayıt edilir. PLC, Panasonic markadır ve 8 adet FP2-AD8X kanallı universal analog giriş modülü, FP2-PSA3 PLC İçin Güç Modülü 5A ve FP2-BP12 12’li Backplane’den oluşmaktadır. Giriş modüllerinin arka bölümlerinden, modüle bağlanacak termokupul tipi ve PT100 için tırnak pozisyonları ile ayar yapılmaktadır. Bu sebeple her bir modüle tek tip termokupul veya PT100 bağlanabilmektedir.



Şekil 3.17 Panasonic PLC ve FP2-AD8X Universal Analog Giriş Modülleri



Şekil 3.18 Bilgisayar

Şekil 3.19 Labo marka kalibrasyon banyosu ve Fluke marka referans termometresi gösterilmektedir. Kalibrasyon banyosu, 0.1 ekran çözünürlüğünde, 0.01°C hassasiyete ve -40/100 çalışma sıcaklık aralığına sahiptir. “Fluke 54” termometresi kalibrasyonda referans değer için kullanılmıştır. Yakın zamanda akredite kuruluşça kalibre edilmiş ve bu kalibrasyon sonuçları termokupul ve PT100 kalibrasyonunda dikkate alınmıştır. Cihaz 0.1 çözünürlüğünde sıcaklık okuyabilmektedir.



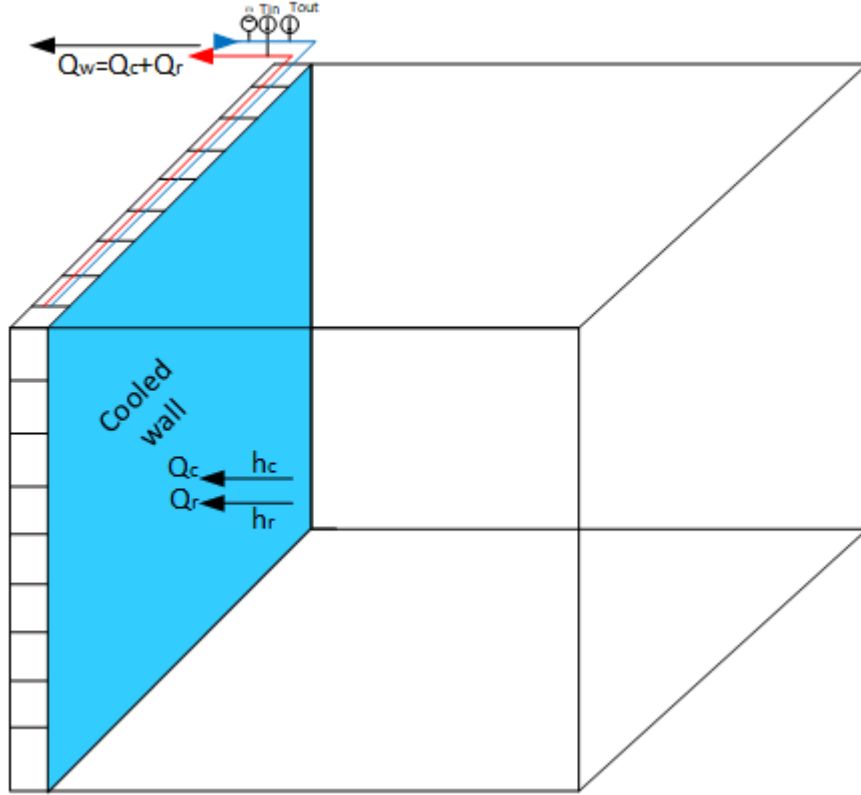
Şekil 3.19 Sirkülasyon Kalibrasyon su tankı ve referans sıcaklık ölçer

Şekil 3.20’de gösterilen termokupul kaynak makinesi, uçları zarar gören termokupulların kaynak edilmesinde kullanılmıştır.



Şekil 3.20 Isılçift kaynak makinası

3.3 Ölçümler ve Hesap Yöntemi



Şekil 3.21 Test odasının tel kafes diyagramı

Bina mekanik sistemlerinin tasarımında termal ve akışkan analizi önemlidir. Günümüzde ısıtma/soğutma analizlerinin çoğu termal bina analiz programları ile yapılsa da, halen konveksiyon ısı transfer katsayısı (CHTC) gibi bazı başlangıç parametrelerine ihtiyaçları vardır. Geçmişte yatay ve dikey plaka üzerindeki doğal, karışık ve zorlanmış konveksiyon ısı transferleri analiz edilmiş ve rapor edilmiştir. Bununla birlikte, kapalı hacim/odadaki konveksiyon çalışmalarının koşulların karmaşıklığı nedeniyle daha fazla çalışmaya ihtiyaç duyulmaktadır. Bu koşullar doğal taşınım için, yerden ısıtma, soğuk tavan, soğuk duvar, sıcak duvar gibi uygulama tipi ve uygulama yapılan yüzeye göre çeşitlilik gösterir. Zorlanmış taşınım için koşullar, kapalı hacim içindeki cebri konveksiyon giriş/çıkış havası konumu, havalandırma yönü, hava hızı veya saatteki hava değişimi (ACH) gibi örneklendirilebilir. Fakat karışık taşınım ısı transferi olan kapalı hacimde, hem doğal hem de zorlanmış konveksiyon için saydığımız koşulların aynı anda meydana gelmesi ortaya çıkar.

Yeni bina standartları/kılavuzu, başlangıç parametreleri ve korelasyonları oluşturmak için, özellikle inşaat ve HVAC endüstrileri tarafından deneysel ve sayısal çalışmalardan hala yararlanılmaktadır. Örneğin COVID-19 pandemisi döneminde, deplasmanlı havalandırmanın düşük hava bulaşı (kontaminasyonu) avantajları nedeniyle, hastanelerde ve benzeri kalabalık yerlerde deplasmanlı havalandırma ile ilgili uygulama çalışmaları artırılmıştır. Mevcut bina standartları eski tip havalandırma yöntemlerine göre hazırlanmıştır ve bu sebeple küçük odalar termal konfora uygun olmadıkları için standartlara uygun değildir. Fakat oldukça küçük bir ofis odasında alternatif hava giriş yeri ve tipi kullanılarak termal konforun nasıl değiştirilebileceğine üzerine de çalışmalar bulunmaktadır [52]. Bunlar gibi daha fazla yeni çalışmaların tamamlanmasının ardından ilgili standartların ve kılavuzların güncelleneceği düşünülebilir [53].

Radyant ısıtma/soğutma deneylerinde, hedeflenen yüzey üzerinde ısıtma/soğutma, genellikle hidronik devre, elektrik direnç teli devresi veya klimalı bağlı komşu muhafaza ile koşullandırılır. Elektrik rezistans teli devresi sadece ısıtılan yüzey için kullanılabilir ve ısı gücü elektrik enerjisi tüketiminden kolaylıkla elde edilebilir. Hidronik devre radyant uygulaması için ise, su sirkülasyonundan ısıtılan yüzeye olan ısı gücü Denklem 3.1 ile hesaplanır.

$$\dot{Q}_w = \dot{m}_w c_{p,w} (T_{in} - T_{out})_w \quad (3.1)$$

Şekil 3.21’de, bir kapalı hacim içinde hidronik devre ile soğutulan bir duvar gösterilmektedir. Duvarın dışı yalıtımlıdır ve dışa doğru ısı transferinin ihmal edilebilir olduğu varsayılmıştır. Bu nedenle, Denklem 3.2’de belirtildiği gibi duvardan çekilen ısıнын radyasyon ve konveksiyon yoluyla kapalı hacimden aktarıldığı söylenebilir.

$$Q_w = Q_c + Q_r \quad (3.2)$$

Spesifik yüzeyden kapalı hacmin diğer yüzeylerine ışınlama ısı transferi, Denklem 3.3 [5] ile veya ASHRAE'nin bina için pratik ışınlama ısı transferi hesabı denklemi (Denklem 3.4 [11]) kullanılabilir. Bir diğer alternatifse, Matlab arayüzü Şekil 3.22'de gösterildiği gibi yazılım kullanılarak ışınlama ile oluşan ısı transferi bulunabilir.

$$Q_r = A\sigma \sum_{j=1}^n F_{\varepsilon_{s-j}} (T_s^4 - T_j^4) \quad (3.3)$$

burada $F_{\varepsilon_{s-j}} = \frac{1}{\left[\frac{1-\varepsilon_s}{\varepsilon_s}\right] + \left(\frac{1}{F_{s-j}}\right) + \left(\frac{A_s}{A_j}\right)\left[\left(\frac{1-\varepsilon_j}{\varepsilon_j}\right)\right]}$ görme faktörüdür.

$$Q_r = 5 \times 10^{-8} [(T_s + 273.5)^4 - (T_{AUST} + 273.5)^4] A \quad (3.4)$$

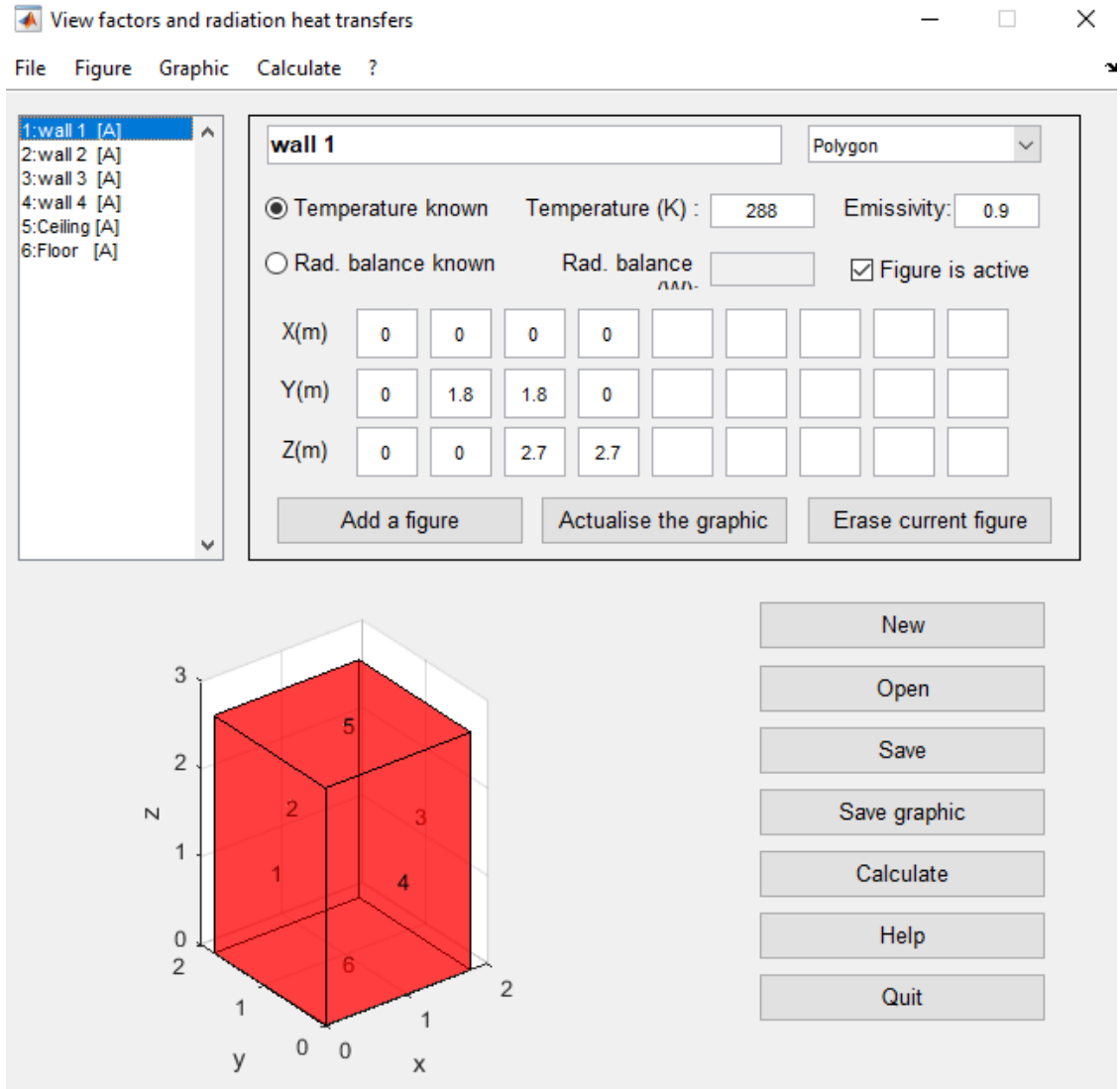
burada $T_{AUST} = \sqrt[4]{\sum_{j=1}^n (F_{s-j} T_j^4)}$ ile ifade edilir.

Son adımda, taşınım ısı transfer katsayısı (CHTC veya h_c) Denklem 3.5'den hesaplanabilir.

$$\dot{Q}_c = h_c A (T_s - T_{a,ref}) \quad (3.5)$$

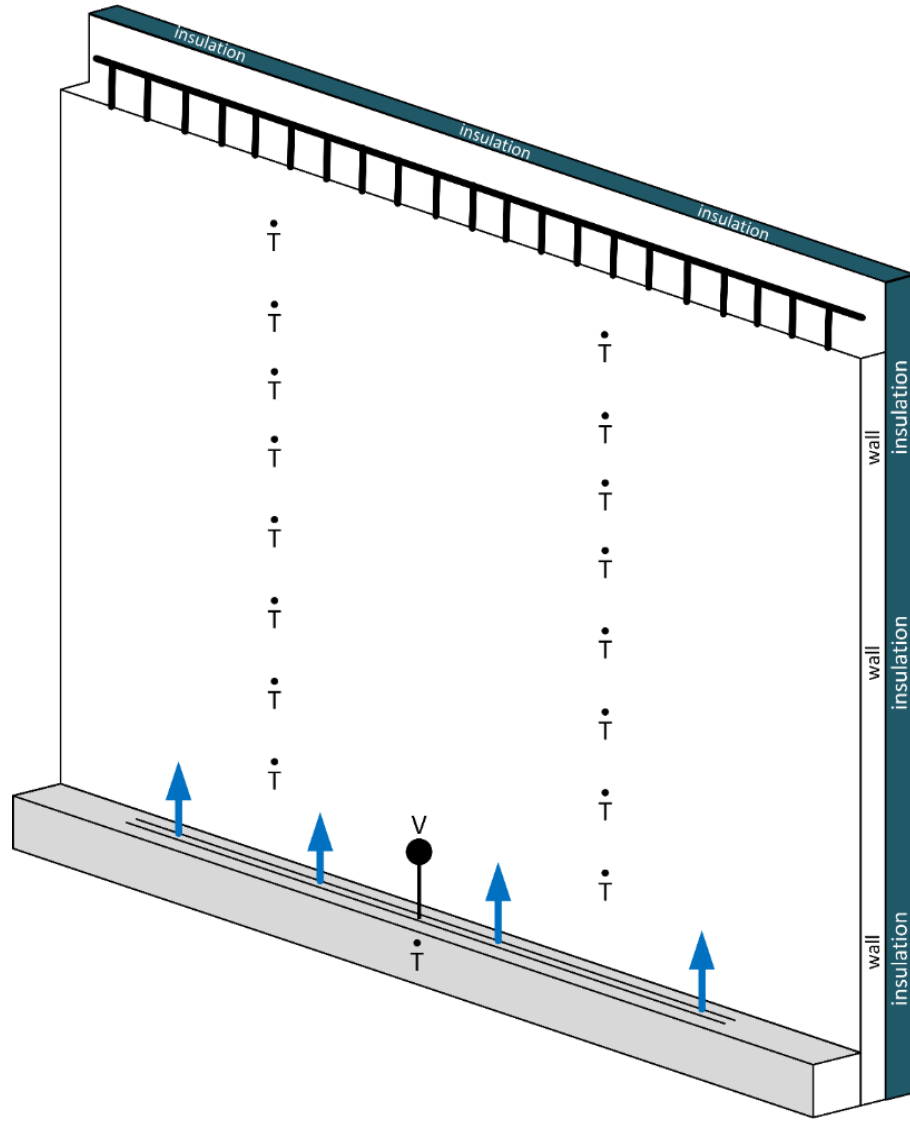
Karışık taşınım çalışmalarında, yüzey üzerindeki CHTC, hava girişinden olan mesafeye göre değişebilir. Yüzeye uygulanan hava akışı üzerinde yerel CHTC'yi araştırmak için, yerel yüzey sıcaklıkları ve aynı yükseklikteki yerel hava sıcaklıkları ile Denklem 3.6 [3], [28] kullanılabilir.

$$h_{c,x} = \frac{\dot{Q}_c}{A(T_{s,x} - T_{a,x})} \quad (3.6)$$



Şekil 3.22 Işınım ile ısı transferi ve görme faktörlerini hesaplamalarında kullanılan Matlab yazılımı ara yüz görünümü

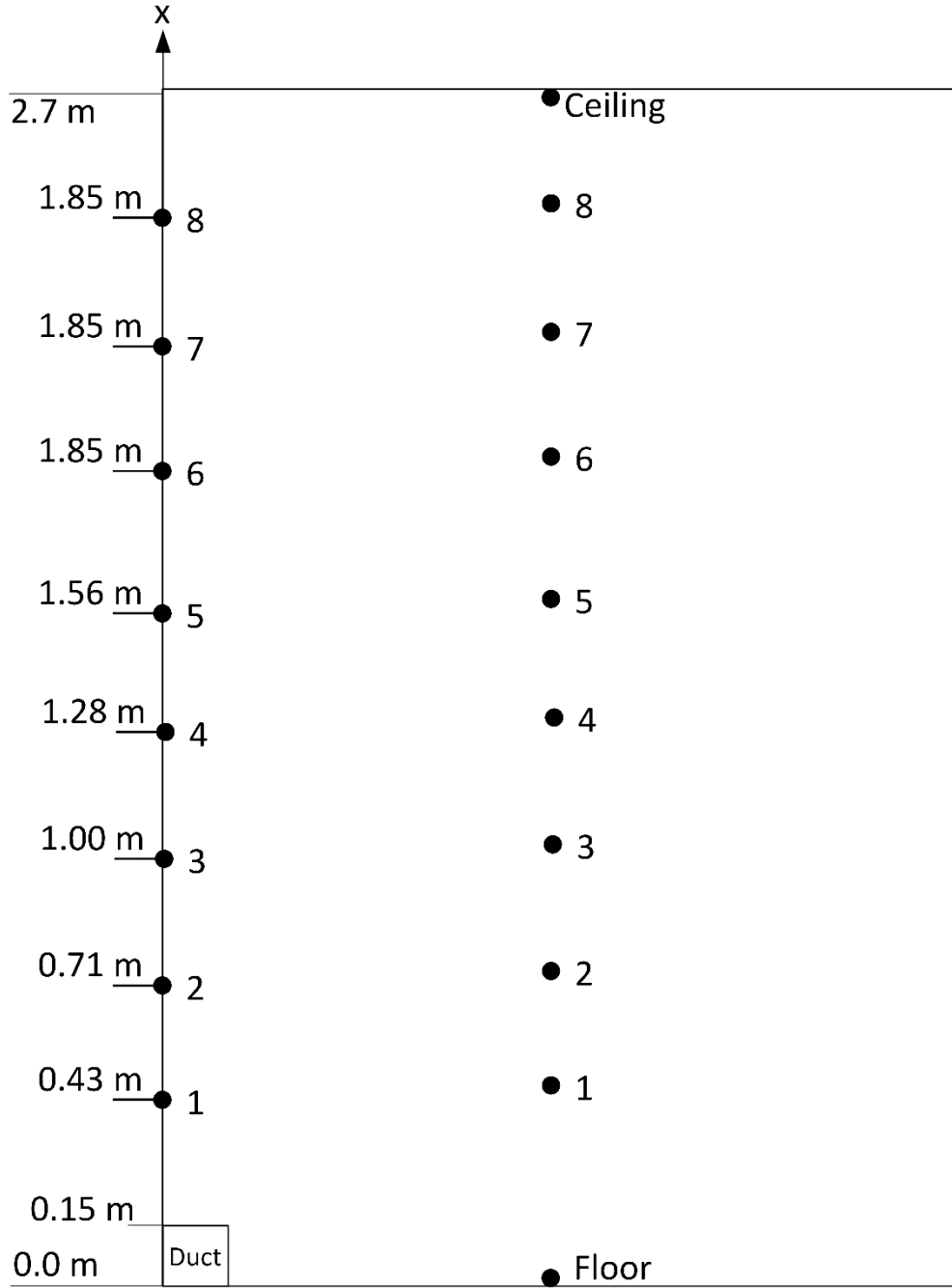
Şekil 3.23’de gösterilen radyant duvar içten dışa doğru sırasıyla, iç yüzeyde panellerin üzerini ve aralarını kaplayan 1-2 cm kalınlığındaki alçı sıva, 12 mm kalınlığında Aquaterm marka PEX (PE: Polietilen X: Çapraz bağlı) kare kesit borulardan oluşan ısıtıcı/soğutucu paneller, 15 cm kalınlığında gaz beton, 5 cm kalınlığında yalıtım malzemesi ve son olarak 1 cm kalınlığında dış cephe sıvasından meydana gelmektedir.



Şekil 3.23 Duvar uygulaması (Duvar içi gömülü su boruları, dıştan yalıtımlı duvar, hava kanalı ve hava hareketi)



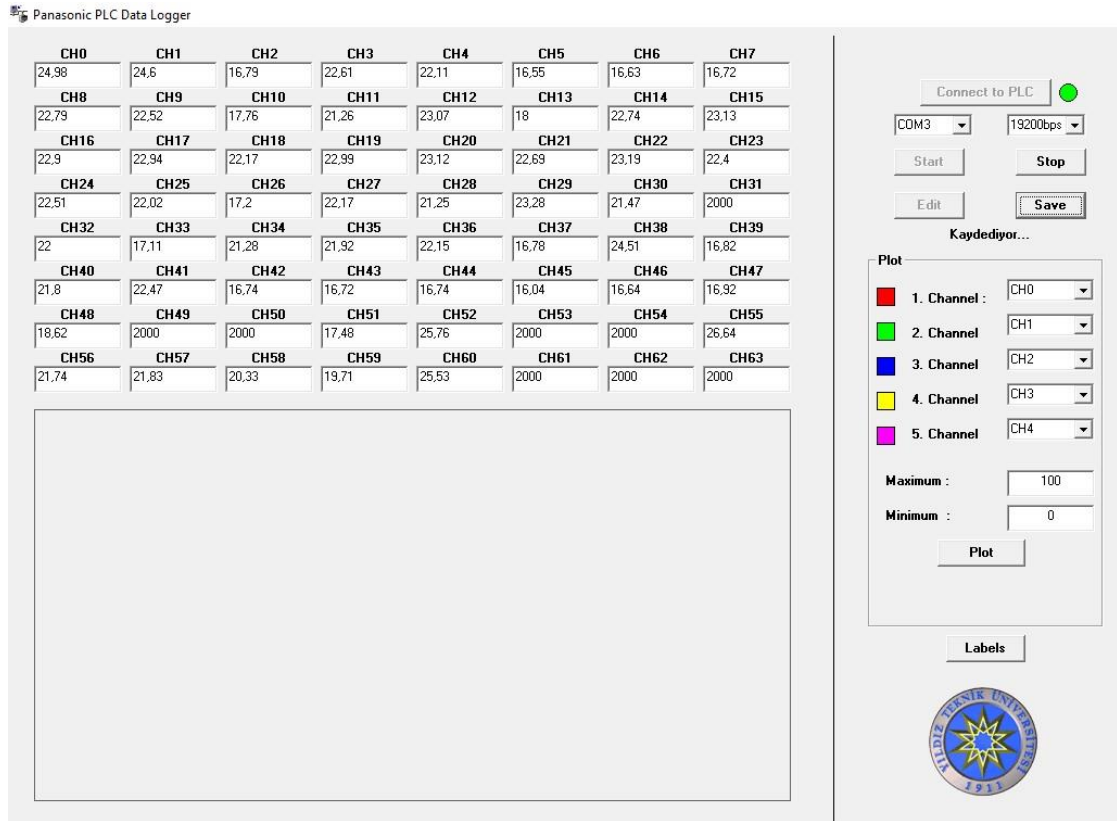
Şekil 3.24 Hava kanalı üzerindeki slot difüzör açıklığından yapılan hava hızı ölçümü



Şekil 3.25 Kapalı mahal içerisindeki sıcaklık ölçüm noktaları

Şekil 3.25’de test odasındaki dikey sıcaklık ölçüm noktaları ve bunlara ait oda tabanından itibaren yükseklik değerleri verilmiştir. Bu noktalarda termokupul sıcaklık sensörlerinin Duvar 1 ve oda ortasındaki yerleşimlerini de göstermektedir. Bu noktalar lokal sıcaklık, lokal ısı taşınım katsayılarının verildiği grafiklerde ilgili ölçüm noktasının test odası ortasında veya duvarda hangi yükseklik değerine karşılık geldiği bilgisi içinde kullanılabilir.

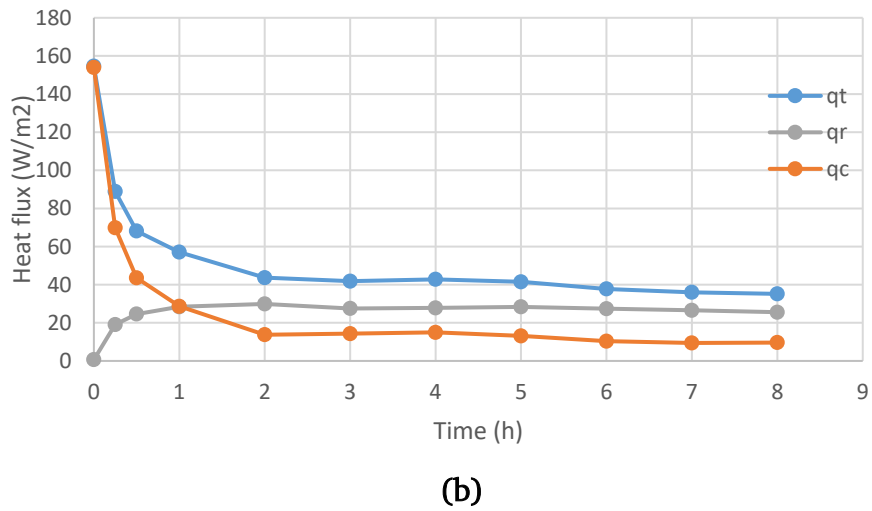
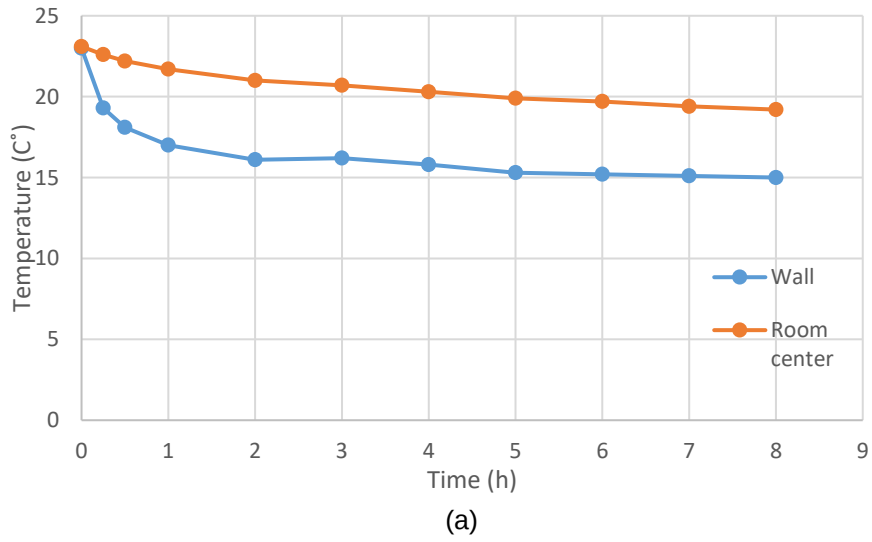
Tüm sıcaklık ölçümleri Panasonic marka PLC (Şekil 3.17) ve ona bağlı bilgisayar (Şekil 3.18) üzerinden Şekil 3.26’de ekran görüntüsü verilen PLC yazılımı ile belirli bir süre boyunca kayıt edilen verilerin ortalaması alınarak bulunmuştur. Her ne kadar ölçümler sistem kararlı halde (steady-state) iken alınan sonuçlar olup zamana bağlı değişmediği kabul edilse de PLC cihazının kendisinden ve bağlı bulunduğu elektrik hattından etkilenip ihmal edilebilecek küçük dalgalanmalar oluşmaktadır. Belirli bir sürede alınan sonuçların ortalaması alınarak bu dalgalanmaların etkisi en aza indirmiştir. Tez kapsamında verilen tüm sıcaklık değerleri Şekil 3.19’de gösterilen Labo marka kalibrasyon banyosunda sıcaklık sensörleri kalibre edilmişlerdir. Kalibrasyonda akredite kuruluşta yakın zamanda kalibre edilmiş Fluke marka termometre referans termometresi olarak kullanılmıştır. Kalibrasyon eğrileri üzerinden üretilen kalibrasyon korelasyonlarının R2 değerleri 0.99 ile 1 arasındadır.



Şekil 3.26 PLC yazılımı ekran görüntüsü

4.1 Giriş

Deney tesisatı ve test odasının çalışma koşulları, temel deney cihazları ve ölçüm ekipmanlarının özellikleri ile birlikte ve sonuçları hesaplarken kullanılacak hesap yöntemi detaylı bir şekilde bir önceki bölümde anlatılmıştır. Bu bölümde, gerçekleştirilmiş olan deneysel çalışmaya ait durumlar izah edilecek ve ölçüm değerleri ve hesaplanan sonuçlar tablo ve şekiller hâlinde sunulacaktır.



Şekil 4.1 Ortalama sıcaklıkları ve ısı geçişinin zamanla değişimi

Tüm deney sonuçları sistem ısı dengeye ulaştığı anda kararlı hal (steady-state) durumunda alınmaktadır. Şekil 4.1a ve Şekil 4.1b’de sırasıyla uygulama yapılan duvar ve oda merkezinin ortalama sıcaklıklarının ve toplam, radyasyon ve taşınım ile ısı geçişinin zamanla değişimi gösterilmektedir. Şekil 4.1a da görüldüğü üzere sistem ilk sekiz saatten sonra dengeye gelmekte ve sıcaklık eğrileri yatay konuma gelmektedir. Tüm çalışma boyunca sistem dengeye ulaştıktan sonra (steady-state) sürekli haldeki veriler sonuç olarak verilmektedir.

Tablo 4.1’de açıklandığı üzere deneyler 5 durum için icra edilmiştir. Her bir durum için ilki 0 m/s hız (doğal taşınım) olmak üzere farklı hava hızlarının uygulandığı 7 deney oluşturulmuştur. Radyant uygulama yapılan Duvar 1 sıcaklığı (W1), diğer yüzeylerin alan ağırlıklı sıcaklığı (AUST), oda merkezi sıcaklıkları (RC) birçok ısı çift grubundan elde edilen sonuçların ortalaması alınarak verilmiştir. Hava giriş sıcaklığı ($T_{a_{in}}$) ve difüzör hava hızı, slot difüzörün çıkışından alınmıştır.

Şekil 4.2’de görüldüğü üzere, deney kodundaki ilk iki basamak radyant uygulamanın yapıldığı yüzeyi göstermektedir ve şekildeki örnekte “W1” Duvar 1’de radyant uygulama yapıldığı anlaşılmaktadır. Benzer bir şekilde sonraki iki basamak havalandırmanın bitişik yapıldığı yüzeyi göstermektedir ve şekildeki örnekte “W1” havalandırmanın Duvar 1’e bitişik hava kanalından yapıldığı anlaşılmaktadır. Sonraki iki basamak hava giriş sıcaklığını temsil etmektedir ve şekildeki örnekte “T0” hava giriş sıcaklığında herhangi bir sıcaklık şartlandırılması yapılmadığı anlaşılmaktadır. Benzer şekilde T1 ve T2, değerleri ise hava giriş sıcaklığının T1 ve T2 şartlandırıldığı deneyi kodlamaktadır. T1 ve T2 sıcaklıkları ilgili grafikten ve sonuç tablolarından okunabilmektedir. Deney kodundaki noktadan sonraki basamakta, ilgili durum için deney numarasını göstermektedir ve bu deney numaralarındaki ana değişken, difüzör çıkışından ölçülen hava hızıdır.



Şekil 4.2 Deney kodu açıklaması

Tablo 4.1 Deneysel çalışmada kullanılan durumlar

Durum No	Durum Açıklaması	Şematik Gösterim
1	Radyant soğutma ve şartlandırılmamış (sadece sirkülasyon yapılan) yukarı yönlü hava jetinin aynı duvarda (Duvar 1) uygulandığı durum	Şekil 4.3
2	Radyant soğutma ve T1 sıcaklığında şartlandırılmış yukarı yönlü hava jetinin aynı duvardan (Duvar 1) yapıldığı durum	Şekil 4.7
3	Radyant soğutma ve T2 sıcaklığında şartlandırılmış yukarı yönlü hava jetinin aynı duvardan (Duvar 1) yapıldığı durum	Şekil 4.10
4	Radyant soğutmanın Duvar 1'den ve şartlandırılmamış yukarı yönlü hava jetinin karşıt duvara (Duvar 3) bitişik yapıldığı durum	Şekil 4.13
5	Radyant soğutmanın Duvar 1'den ve T1 sıcaklığında şartlandırılmış yukarı yönlü hava jetinin karşıt duvara (Duvar 3) bitişik yapıldığı durum	Şekil 4.16

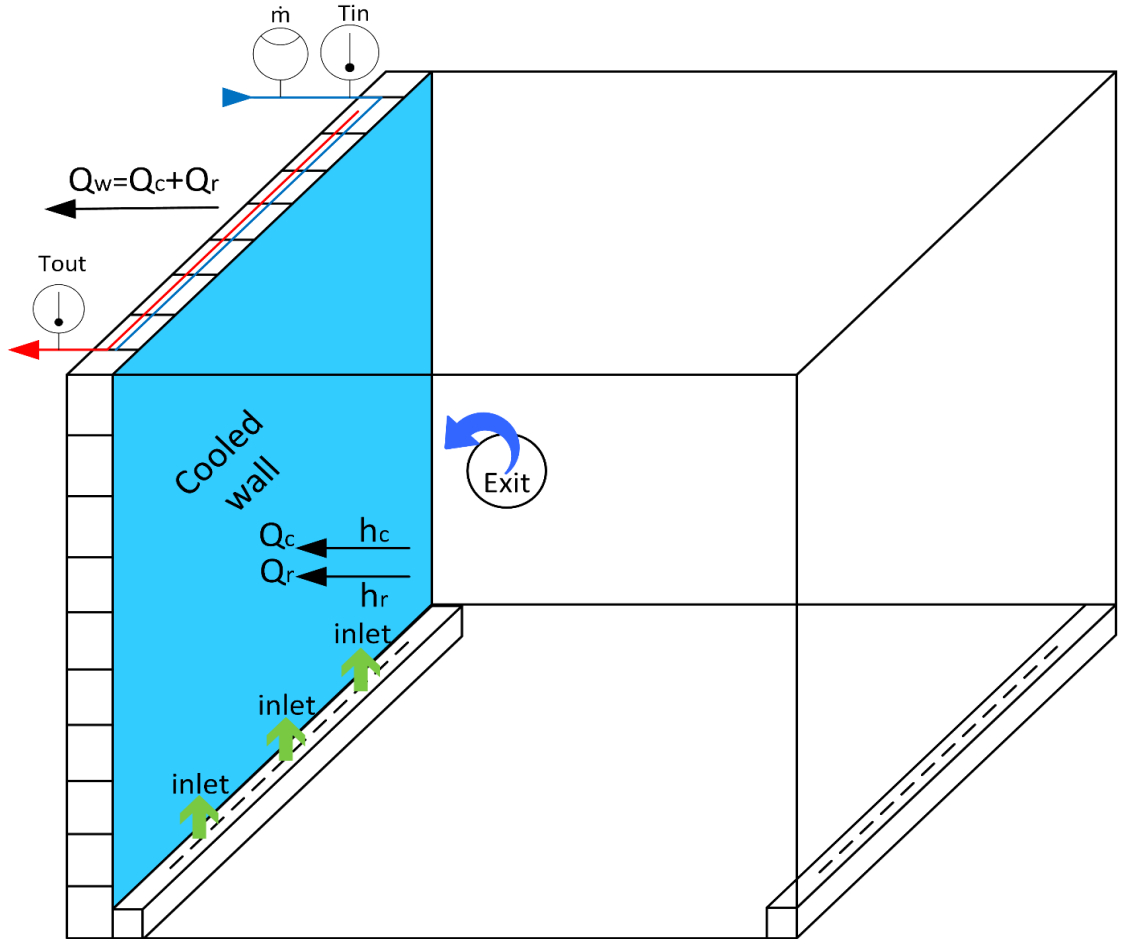
4.2 Durum 1 Deney Sonuçları

Durum 1:

Radyant uygulamanın (soğutma) Duvar 1'den yapıldığı ve sıcaklık şartlandırılması yapılmayan havalandırmanın da aynı duvardan (Duvar 1) Şekil 3.2'de gösterildiği gibi yapıldığı durumdur. Durum 1, ısı geçişinin istendiği ve istenmediği iki ayrı uygulamaya benzerlik göstermektedir.

Isı geçişinin istenmeyen durum olduğu uygulama: Kışın diğer yüzeylerin (duvarlar, taban, tavan) iç duvar olduğu, Duvar 1'in dış duvar olduğu ve sirkülasyon havasının bu duvara bitişik havalandırma kanalından yapıldığı oda.

Isı geçişinin istenen durum olduğu uygulama: Yazın Duvar 1'den soğutma yapıldığı ve sirkülasyon havasının gene bu duvara bitişik havalandırma kanalından yapıldığı oda.

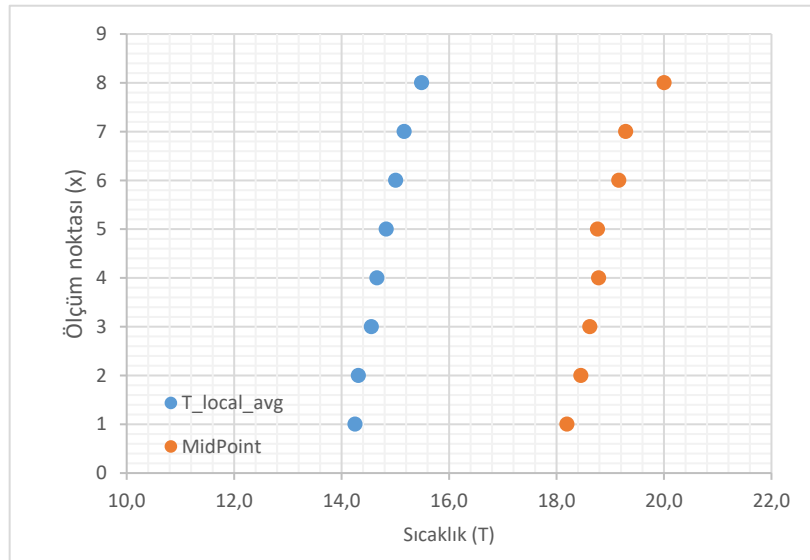


Şekil 4.3 Durum 1: Radyant soğutma ve şartlandırılmamış (sadece sirkülasyon yapılan) yukarı yönlü hava jetinin aynı duvarda (Duvar 1) uygulandığı durum şematik gösterimi

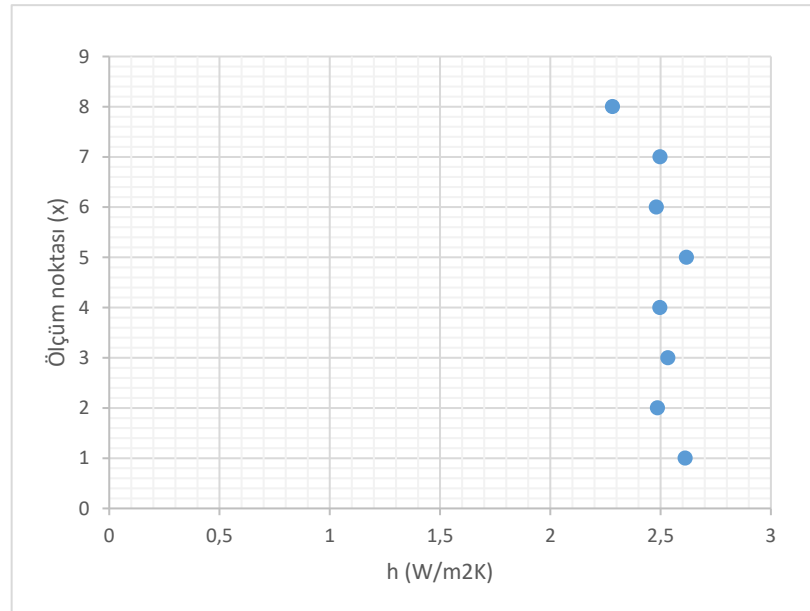
Tablo 4.2 Deney Kodu W1W1T0.1'den elde edilen sonuçlar

Deney Kodu:		W1W1T0.1		Isı Akıları (W/m2)		
Uygulama:		Radyant soğutma		q _t	q _r	q _c
Difüzör Hava Hızı (m/s):		0		34,2	23,9	10,3
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m2K)		
W1	AUST	RC	Ta _{in}	h _t	h _r	h _c
14,9	19,7	18,8	-	8,61	4,97	2,60

Yerel Sıcaklıklar



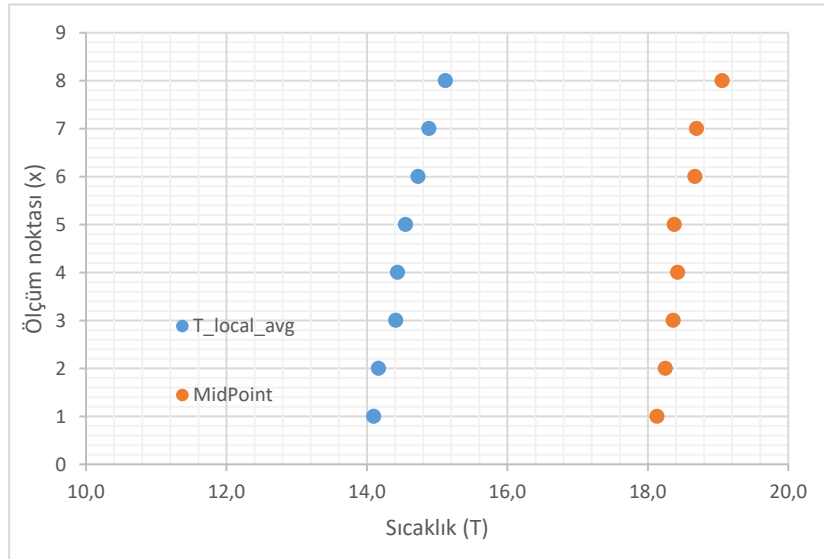
Yerel Isı Taşınım Katsayıları



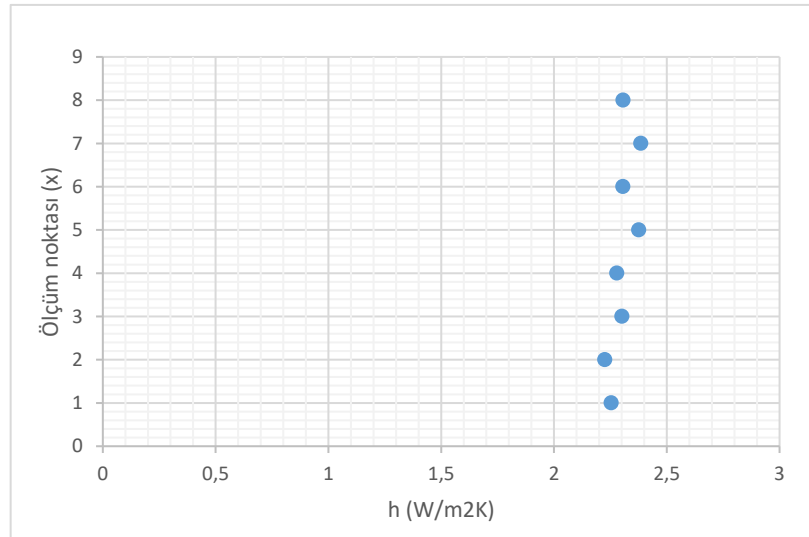
Tablo 4.3 Deney Kodu W1W1T0.2'den elde edilen sonuçlar

Deney Kodu:		W1W1T0.2		Isı Akıları (W/m2)		
Uygulama:		Radyant soğutma + Cebri havalandırma		q _t	q _r	q _c
Difüzör Hava Hızı (m/s)		0,25		31,4	22,3	9,1
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m2K)		
W1	AUST	RC	T _{in}	h _t	h _r	h _c
14,6	19,2	18,5	18	8,16	4,84	2,37

Yerel Sıcaklıklar



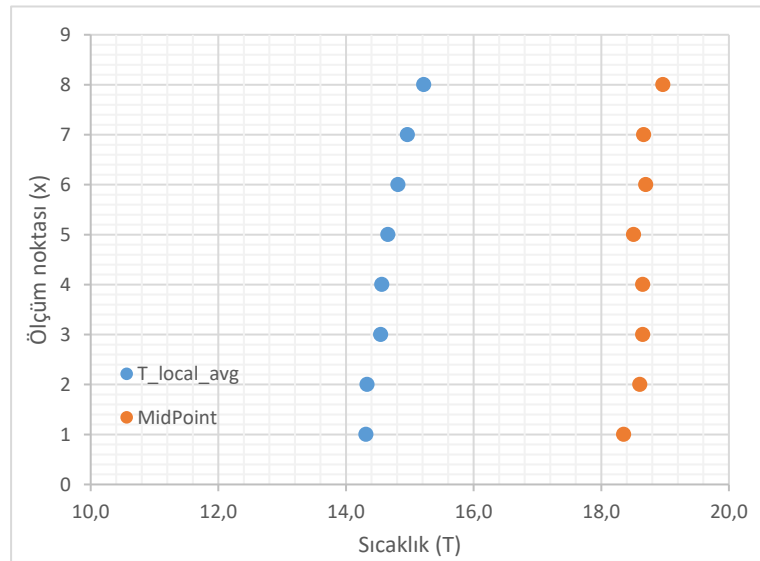
Yerel Isı Taşınım Katsayıları



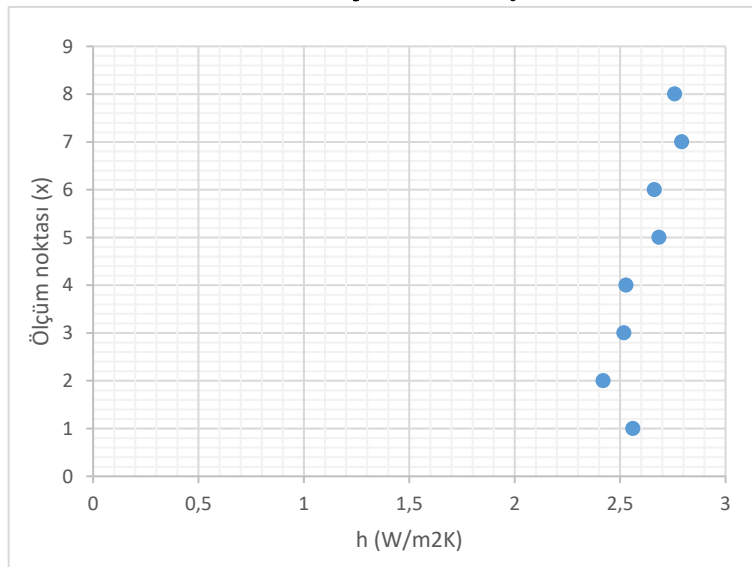
Tablo 4.4 Deney Kodu W1W1T0.3'den elde edilen sonuçlar

Deney Kodu:		W1W1T0.3		Isı Akıları (W/m2)		
Uygulama:		Radyant soğutma + Cebri havalandırma		q _t	q _r	q _c
Difüzör Hava Hızı (m/s)		0,5		31,8	21,4	10,3
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m2K)		
W1	AUST	RC	T _{in}	h _t	h _r	h _c
14,7	19,1	18,6	19,3	8,21	4,87	2,67

Yerel Sıcaklıklar



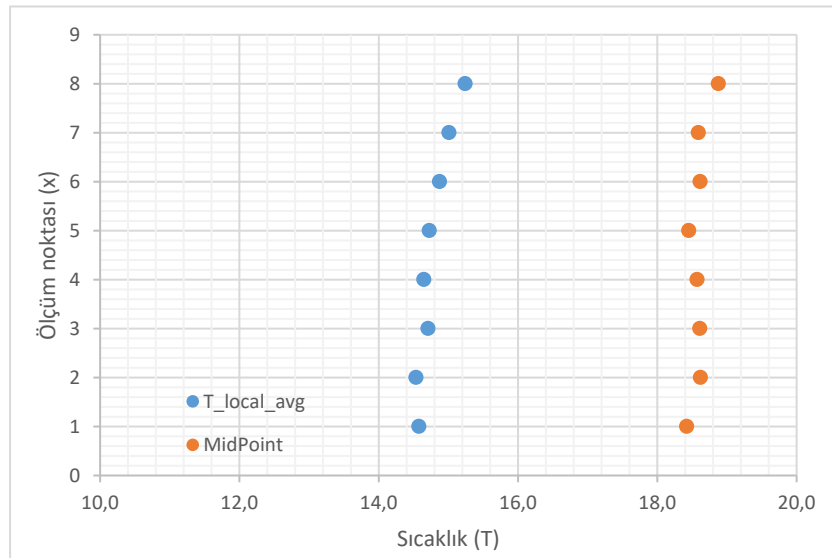
Yerel Isı Taşınım Katsayıları



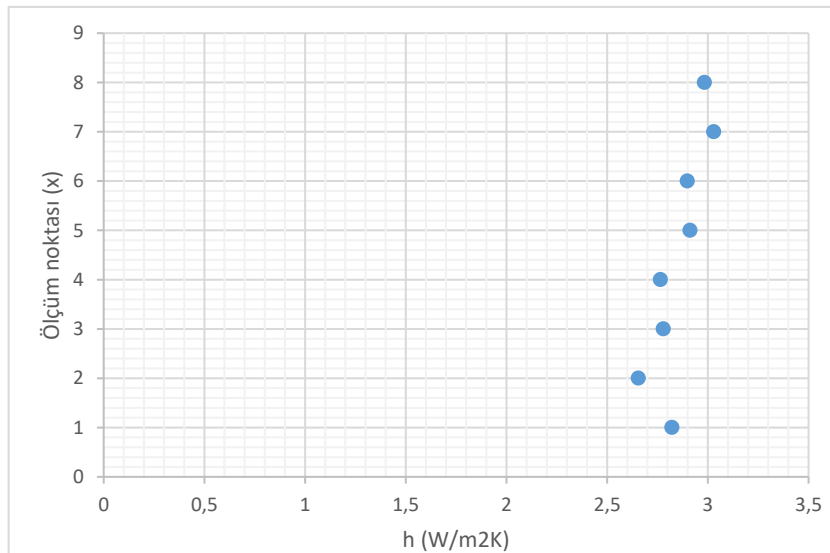
Tablo 4.5 Deney Kodu W1W1T0.4'den elde edilen sonuçlar

Deney Kodu:		W1W1T0.4		Isı Akıları (W/m2)		
Uygulama:		Radyant soğutma + Cebri havalandırma		q _t	q _r	q _c
Difüzör Hava Hızı (m/s)		1		31,5	20,7	10,8
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m2K)		
W1	AUST	RC	T _{in}	h _t	h _r	h _c
14,8	19,1	18,6	19,9	8,37	4,80	2,88

Yerel Sıcaklıklar



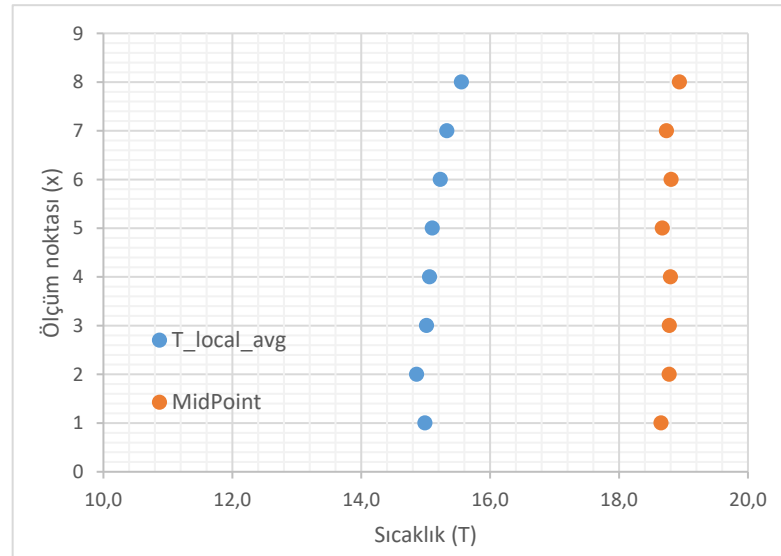
Yerel Isı Taşınım Katsayıları



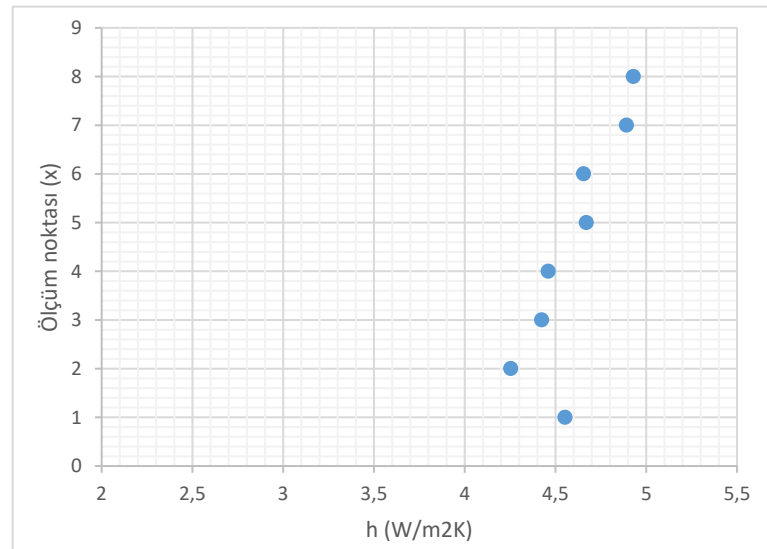
Tablo 4.6 Deney Kodu W1W1T0.5'den elde edilen sonuçlar

Deney Kodu:		W1W1T0.5		Isı Akıları (W/m2)		
Uygulama:		Radyant soğutma + Cebri havalandırma		q _t	q _r	q _c
Difüzör Hava Hızı (m/s)		2,5		35,7	19,1	16,7
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m2K)		
W1	AUST	RC	T _{in}	h _t	h _r	h _c
15,2	19,1	18,8	19,9	9,91	4,89	4,62

Yerel Sıcaklıklar



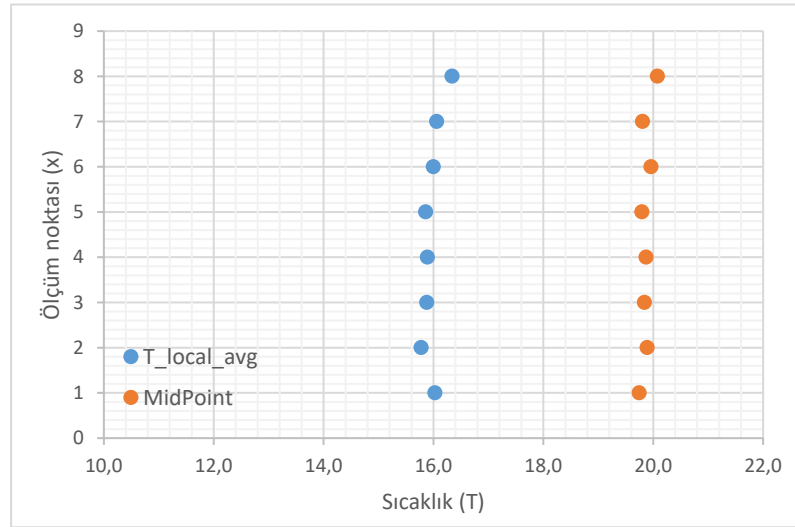
Yerel Isı Taşınım Katsayıları



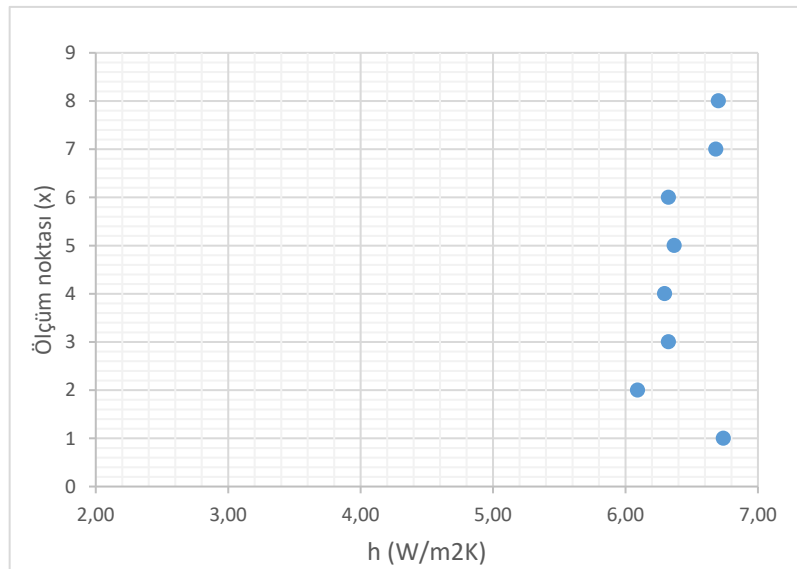
Tablo 4.7 Deney Kodu W1W1T0.6'den elde edilen sonuçlar

Deney Kodu:		W1W1T0.6		Isı Akıları (W/m2)		
Uygulama:		Radyant soğutma + Cebri havalandırma		q _t	q _r	q _c
Difüzör Hava Hızı (m/s)		5		43,8	18,7	25,1
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m2K)		
W1	AUST	RC	T _{in}	h _t	h _r	h _c
16	19,8	19,9	22,1	11,21	4,93	6,41

Yerel Sıcaklıklar



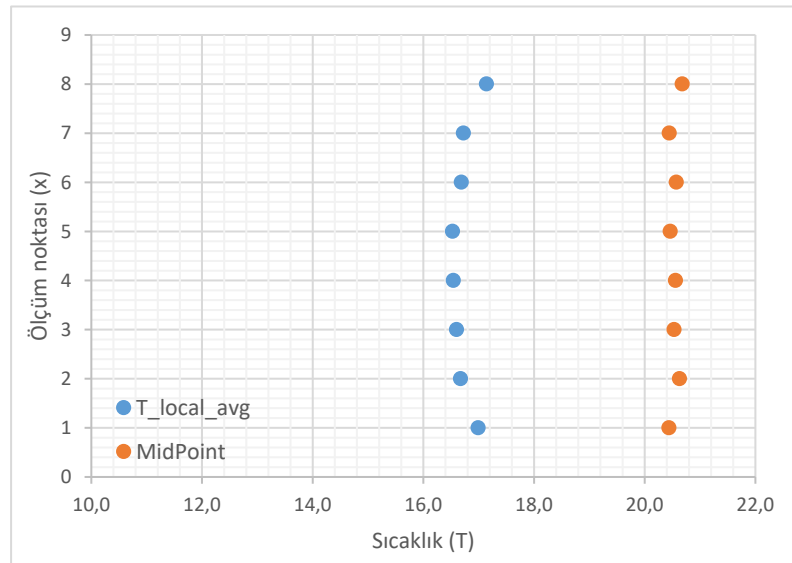
Yerel Isı Taşınım Katsayıları



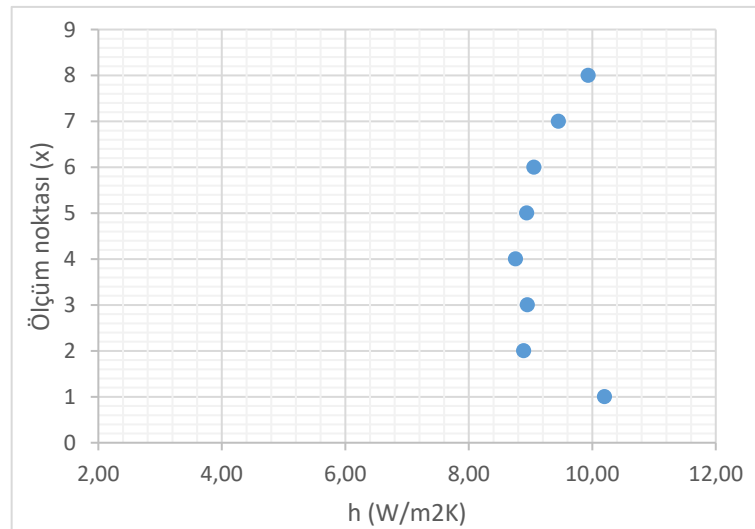
Tablo 4.8 Deney Kodu W1W1T0.7'den elde edilen sonuçlar

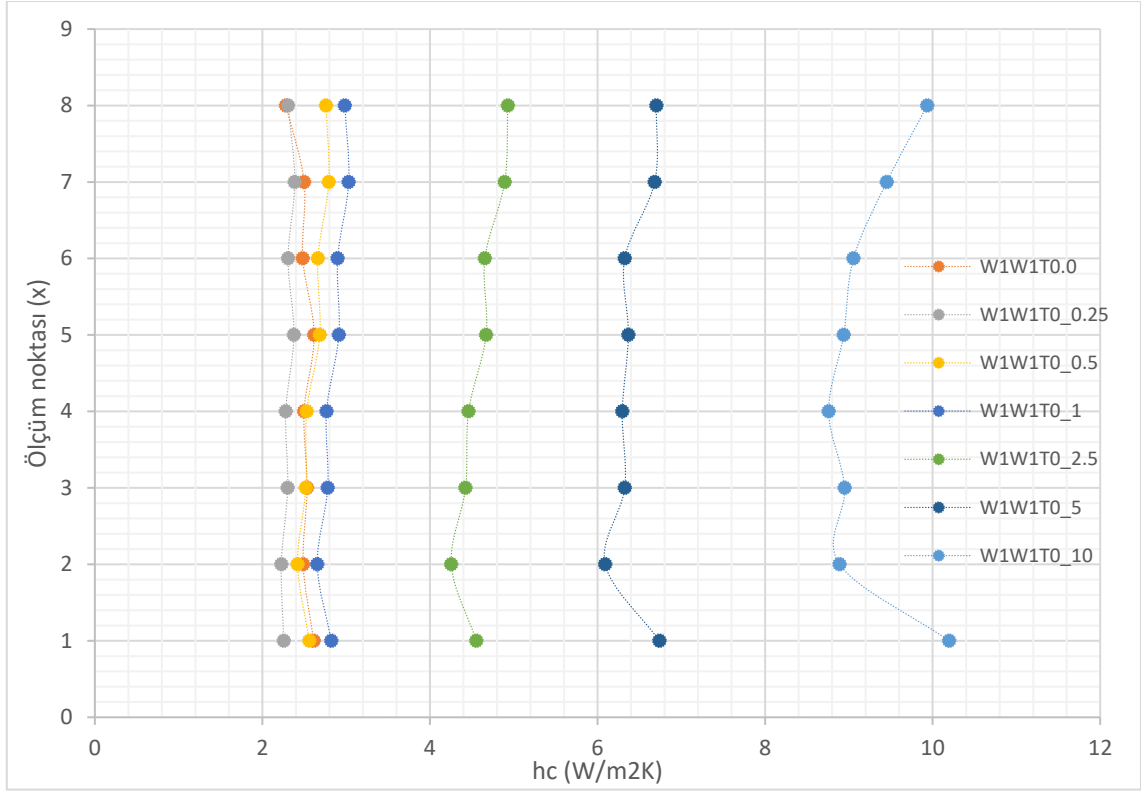
Deney Kodu:		W1W1T0.7		Isı Akıları (W/m2)		
Uygulama:		Radyant soğutma + Cebri havalandırma		q _t	q _r	q _c
Difüzör Hava Hızı (m/s)		10		53,4	18,3	35,2
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m2K)		
W1	AUST	RC	T _{in}	h _t	h _r	h _c
16,7	20,4	20,6	21,9	13,88	4,94	9,13

Yerel Sıcaklıklar



Yerel Isı Taşınım Katsayıları



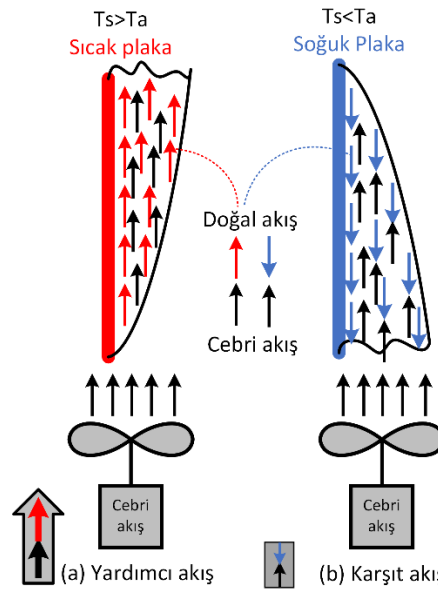


Şekil 4.4 Durum 1'de farklı difüzör çıkışı hava hızlarında lokal ısı taşınım katsayılarının dağılımı

Şekil 4.4'de Durum 1 için yapılan deney sonucunda farklı hava hızları için lokal taşınım ısı geçiş katsayıları ($h_{c,x}$) verilmektedir. Grafiğe bakıldığında 0, 0.25, 0.5 ve 1 m/s hava hızlarında dikey gradyan nispeten görülmemektedir. 10 m/s' hızında yapılan deneyde dikey gradyan oldukça belirmekte ve kendine özgü bir eğrilik kazanmıştır. Dikey ölçüm noktası (X) 1 ile 8 de yaklaşık aynı $h_{c,x}$ bulunmakla birlikte X2'de ani düşme görülmektedir. X3 ve X4'de $h_{c,x}$ sabit kalmakta ve X4 ve X8 arasında doğrusal sayılabilecek bir artış ile X1'deki değere yakın bir $h_{c,x}$ gözlenmektedir. İlk sıcaklık ölçüm noktası olan X1'de en yüksek $h_{c,x}$ değeri alınması havanın ilk etkileşimde bulunduğu nokta alması sebebiyle beklenebilir. Tablo 4.8'de görülebileceği gibi radyant duvardaki dikey sıcaklık gradyanı (VTG) ve oda ortasındaki VTG incelendiğinde dikey $h_{c,x}$ gradyanının oluşumu daha iyi anlaşılabilir. X8'de (tavana yakın nokta) ikinci en $h_{c,x}$ değeri görülmesinin sebebi tavan sıcaklığından (20.7°C) ve bu tavana yakın bölgede tavana çarpıp geri dönen havadan kaynaklı olabileceği düşünülebilir. Şekil 4.4'de Durum 1 için genel trend değerlendirilmesi amaçlı tüm lokal taşınım ısı geçiş katsayıları ($h_{c,x}$) tek bir grafikte toplanmış olması sebebiyle lokay $h_{c,x}$ eksenini

büyük bir ölçeğe sahip oluyor ve düşük hava hızlarındaki değişimler detaylı incelenemiyor. İlerideki sonuçların karşılaştırması başlığında düşük hava hızlarında lokal ısı taşınım katsayılarının değişimi daha detaylı bir şekilde tüm hava giriş sıcaklıkları için daha detaylı inceleme imkânı verilmiştir.

Şekil 4.6’de ortalama sıcaklıklar, ısı akısı ve ısı geçişi katsayılarının hava hızı ile değişimleri verilmiştir. Düşük hava hızları hariç genel itibariyle bakıldığında hava hızı artıyla ısı geçişi doğru orantılıdır. Düşük hava hızlarında (0.25, 0.5, 1 m/s) ısı geçişi oldukça limitli kaldığı söylenebilir. Daha detaylı analiz edilirse, 0.25 m/s hızında ısı geçişi aksine azalmaktadır. 0.5 m/s hızında doğal taşınım (0 m/s) deney sonucuna yakın bir değer almakta ve 1 m/s hızında limitli bir artış olmaktadır. İlk etapta bu sonuçlar deneysel hatadan kaynaklanmakta gibi gözükabilir ve fakat tekrarlanan deneylerde bu ısı geçişi düşüşü gözlenmesi deneysel hata olasılığını azaltmaktadır. Her ne kadar havalandırma fan vasıtasıyla cebri yapılsa da literatürde bu derece düşük hava hızlarda için doğal taşınımın etkisinin ihmal edinemeyeceği bildirilmiş ve bu durum “karışık taşınım” (mixed convection) veya “birleşik doğal ve zorlanmış taşınım” (combined natural and forced convection) olarak tanımlanmıştır [54], [55]. Şekil 4.5’de dikey plakada zorlanmış akışın doğal akışla aynı yönde uygulanması durumu yardımcı akış (assisting flow), ters yönde uygulanması zıt akış (opposing flow) olarak açıklanmış. Yardımcı akışın ısı geçişine geliştirici etkiye bulunurken zıt akışın ısı geçişini direnç olarak etki gösterdiği izah edilmiştir.



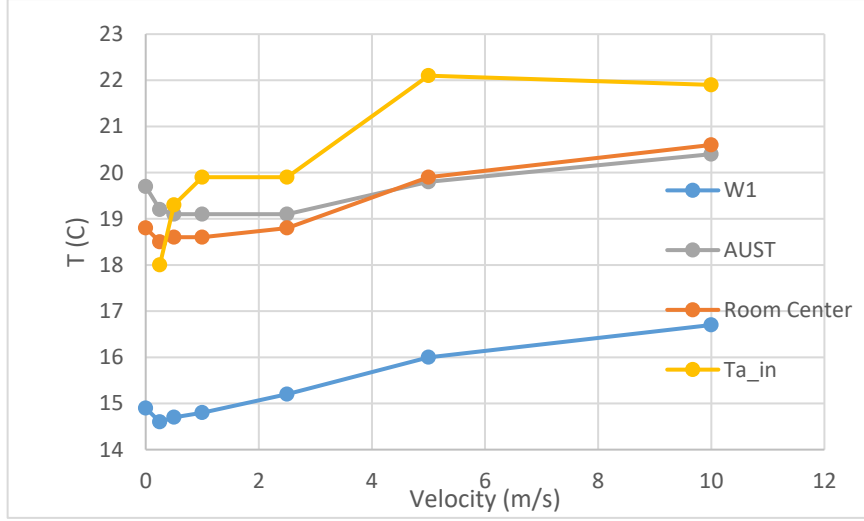
Şekil 4.5 Dik plakada yardımcı (assisting) ve zıt (opposing) akış

Isı transfer kitaplarında [54], [55] zıt akışa verilen örnekte, zorlanmış akış, soğutulan duvara paralel olarak yukarı doğru hareket eder. Soğuk duvar yoğunluk farkı sebebiyle aşağı yönde doğal taşınım üretir, buna zıt yönde yukarıya doğru zorlanmış akış verildiğinde doğal akışa direnç oluşur ve bu direnç ısı transferinde azalmaya yol açar.

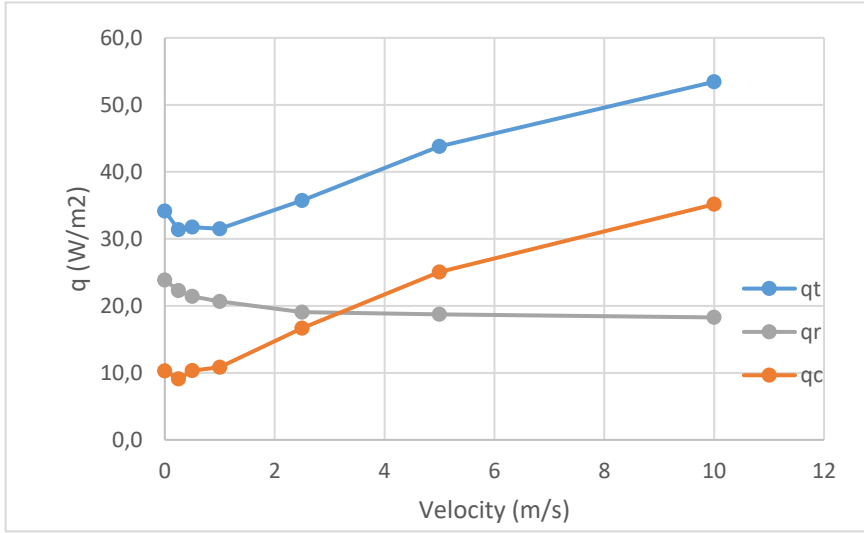
Dikey bir plaka $Gr/Re^2 < 0.1$ olduğunda doğal taşınım ihmal edilebilir, $Gr/Re^2 > 10$ olduğunda zorlanmış taşınım ihmal edilebilir ve $0.1 < Gr/Re^2 < 10$ olduğunda hiçbirinin ihmal edilebilir olmadığını not edilmiştir[54], [55]. Bu nedenle, Gr ve Re^2 aynı büyüklük sırasına sahip olduğunda (biri diğerinin 10 katı olması dahilinde) ısı transferi hesaplamalarında hem doğal hem de zorlanmış taşınım dikkate alınmalıdır. Bu durum yalnızca zorlanmış akışın aşırı düşük hızlarda olduğu (doğal akışla yakın) nadir durumlarda olduğu not edilmiştir.

Şekil 2.6'nın açıklandığı bölümde, literatürdeki dikey plaka ve kapalı hacimde dikey yüzeyin akış etkisi açısından aynı olmadığından bahsedilmiştir Bu sebeple dikey plaka için verilen korelasyon ve bu korelasyonlara bağlı değerlerin kapalı mahaldeki dikey yüzey için birebir kullanılmasının uygun olmayabileceği not edilmelidir. Rüzgâr tünelineki dikey plaka deneylerinde hava akışı plakaya daha benzer (uniform) etki etse de, kapalı hacimde limitli bir kesit alanından uygulanan akışın tüm yüzeye aynı şekilde etki etmeyeceği açıktır. Kapalı hacimde limitli bir kesit alanından özellikle düşük hava hızlarında gönderilen hava akışının 3 boyutun da etkisiyle sadece duvar boyunca hareket etmeyeceği tüm odaya yayılacağı, hava jeti açıklığından uzaklaştıkça havanın duvar boyunca etkisinin azalacağı, yüksek hızlarda ise havanın diğer yüzeylerden tekrar geri gelmesi, diğer yüzeylerin sıcaklıklarının ve geometri etkisi ile bazı bölgelerde durgunluk bazı bölgelerde girdaplar oluşturabileceği göz ardı edilmemelidir.

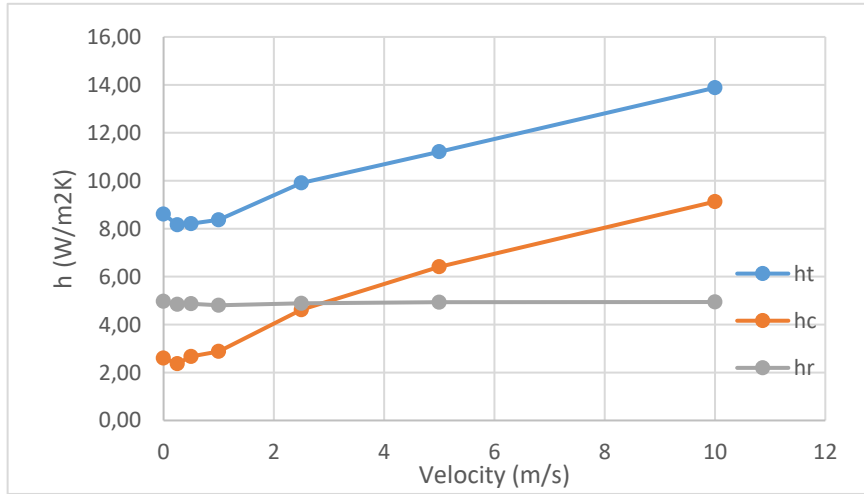
Yukarıda bahsedilen sebeplerden dolayı kapalı hacimdeki duvarda tüm duvara etki eden hava hızı dolayısıyla ortalama Reynolds sayısının tespiti oldukça zordur. Bu sebeple düşük hava hızlarda gerçekleştirilen deney sonuçlarından ortaya çıkan ısı geçişindeki düşüşün kesin olarak karışık taşınımında zıt akışın oluşturduğu ısı direnç sebebiyle meydana geldiğinin ispatı yapılamamıştır.



(a)



(b)



(c)

Şekil 4.6 Durum 1 deneylerinden elde edilen ortalama sıcaklıklar, ısı akısı ve ısı geçişi katsayılarının hava hızı ile değişimi

Tablo 4.9 Durum 1 deneylerinden elde edilen sonuçlar

Deney Kodu	U_a m/s	ACH h^{-1}	W1 $^{\circ}C$	AUST $^{\circ}C$	RC $^{\circ}C$	$T_{a_{in}}$ $^{\circ}C$	Q_{wall} W	Q_{rad} W	Q_{con} W	h_t W/m ² K	h_r W/m ² K	h_c W/m ² K
W1W1T0.1	0	0	14,9	19,7	18,8	-	-166,0	-115,9	-50,1	8,61	4,97	2,60
W1W1T0.2	0,25	0,27	14,6	19,2	18,5	18	-152,4	-108,3	-44,2	8,16	4,84	2,37
W1W1T0.3	0,5	1,07	14,7	19,1	18,6	19,3	-154,3	-104,1	-50,3	8,21	4,87	2,67
W1W1T0.4	1	2,69	14,8	19,1	18,6	19,9	-153,1	-100,4	-52,7	8,37	4,80	2,88
W1W1T0.5	2,5	7,52	15,2	19,1	18,8	19,9	-173,6	-92,6	-81,0	9,91	4,89	4,62
W1W1T0.6	5	15,6	16	19,8	19,9	22,1	-212,9	-91,1	-121,8	11,21	4,93	6,41
W1W1T0.7	10	31,7	16,7	20,4	20,6	21,9	-259,7	-88,9	-170,9	13,88	4,94	9,13

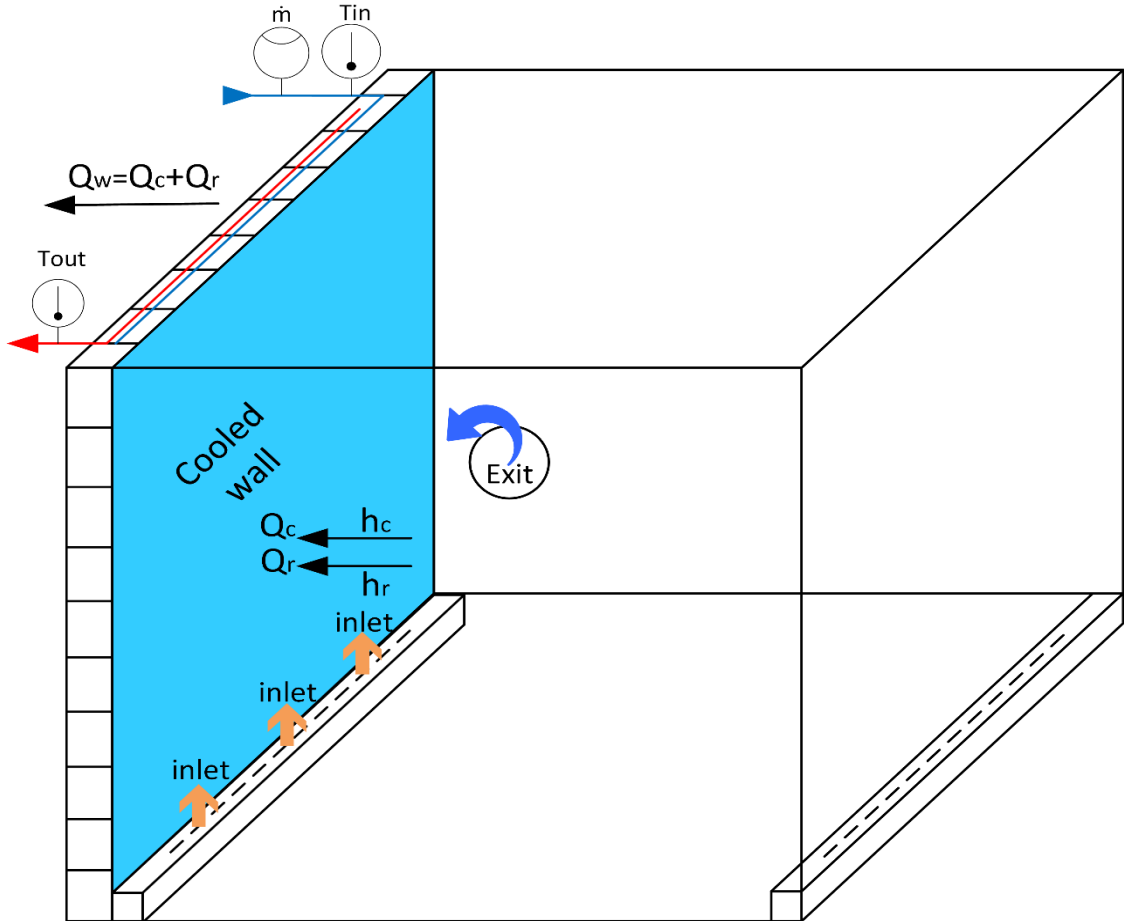
4.3 Durum 2 Deney Sonuçları

Durum 2:

Radyant uygulamanın (soğutma) Duvar 1'den yapıldığı ve T1 sıcaklığında havalandırmanın da aynı duvardan (Duvar 1) Şekil 3.5'de gösterildiği gibi yapıldığı durumdur. Durum 2, ısı geçişinin istendiği ve istenmediği iki ayrı uygulamaya benzerlik göstermektedir.

Isı geçişinin istenmeyen durum olduğu uygulama: Kışın diğer yüzeylerin (duvarlar, taban, tavan) iç duvar olduğu, Duvar 1'in dış duvar olduğu ve taze hava karışımının T1 sıcaklığında şartlandırılıp bu duvara bitişik havalandırma kanalından yapıldığı oda.

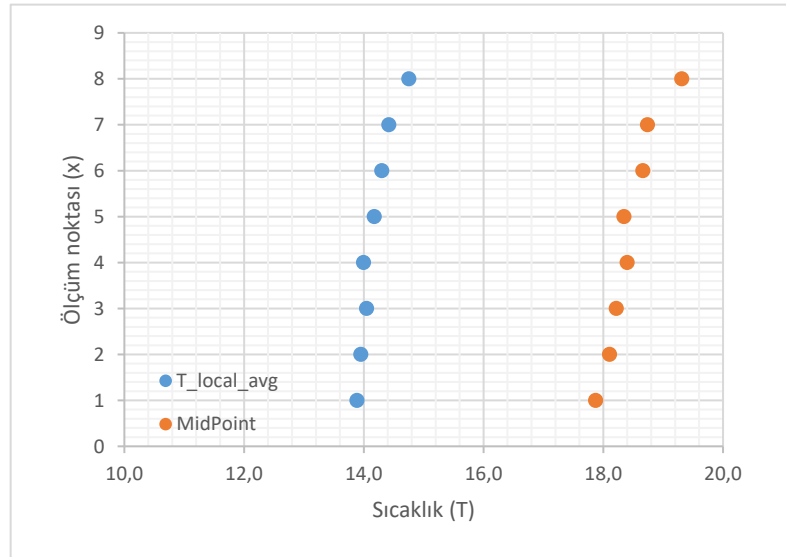
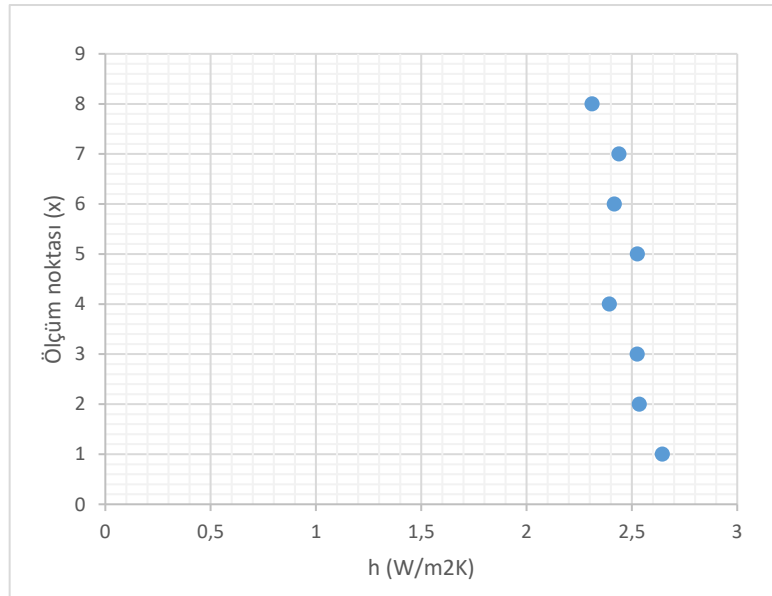
Isı geçişinin istenen durum olduğu uygulama: Yazın Duvar 1'den soğutma yapıldığı ve taze hava karışımının T1 sıcaklığında şartlandırılıp bu duvara bitişik havalandırma kanalından yapıldığı oda.



Şekil 4.7 Durum 2: Radyant soğutma ve T1 sıcaklığında şartlandırılmış yukarı yönlü hava jetinin aynı duvardan (Duvar 1) yapıldığı durum şematik gösterimi

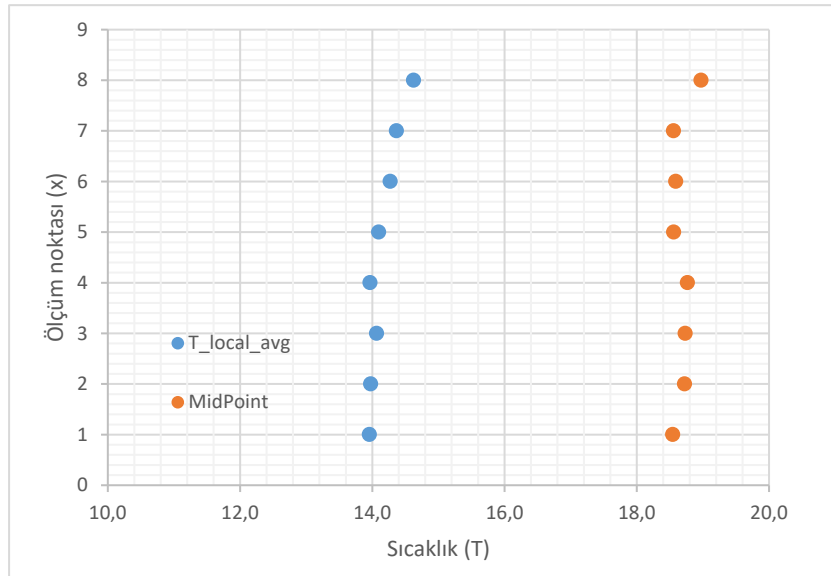
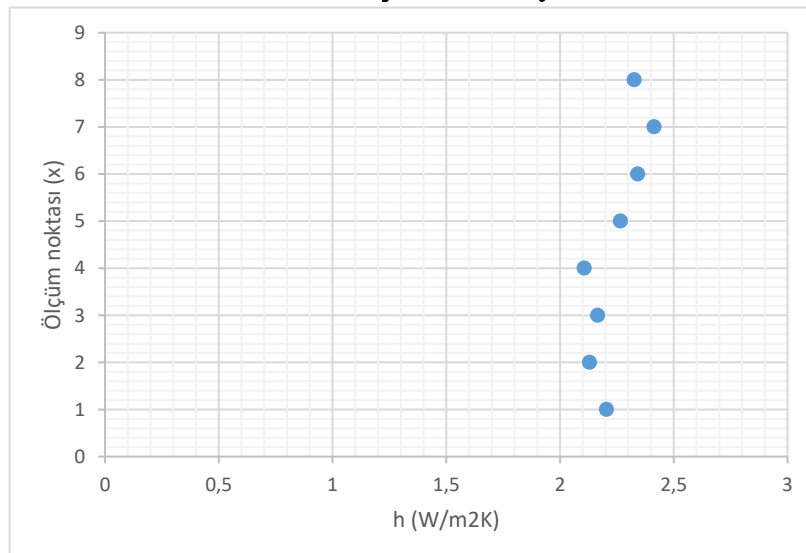
Tablo 4.10 Deney Kodu W1W1T1.1'den elde edilen sonuçlar

Deney Kodu:		W1W1T1.1		Isı Akıları (W/m2)		
Uygulama:		Radyant soğutma		q _t	q _r	q _c
Difüzör Hava Hızı (m/s):		0		35,2	24,7	10,5
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m2K)		
W1	AUST	RC	Ta _{in}	h _t	h _r	h _c
14,2	19,3	18,4	-	8,46	4,83	2,53

Yerel Sıcaklıklar**Yerel Isı Taşınım Katsayıları**

Tablo 4.11 Deney Kodu W1W1T1.2'den elde edilen sonuçlar

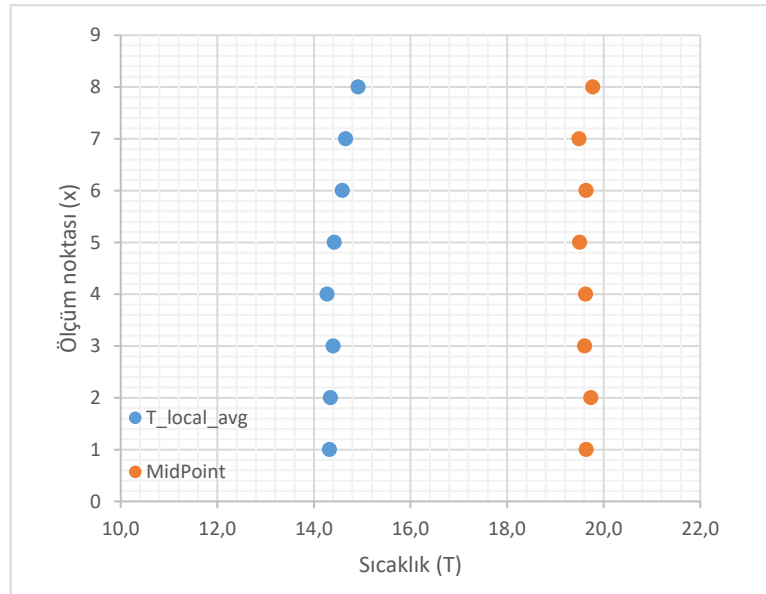
Deney Kodu:		W1W1T1.2		Isı Akıları (W/m2)		
Uygulama:		Radyant soğutma + Cebri havalandırma		q _t	q _r	q _c
Difüzör Hava Hızı (m/s)		0,25		32,6	22,5	10,1
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m2K)		
W1	AUST	RC	T _{in}	h _t	h _r	h _c
14,2	18,8	18,7	20,7	7,29	4,88	2,26

Yerel Sıcaklıklar**Yerel Isı Taşınım Katsayıları**

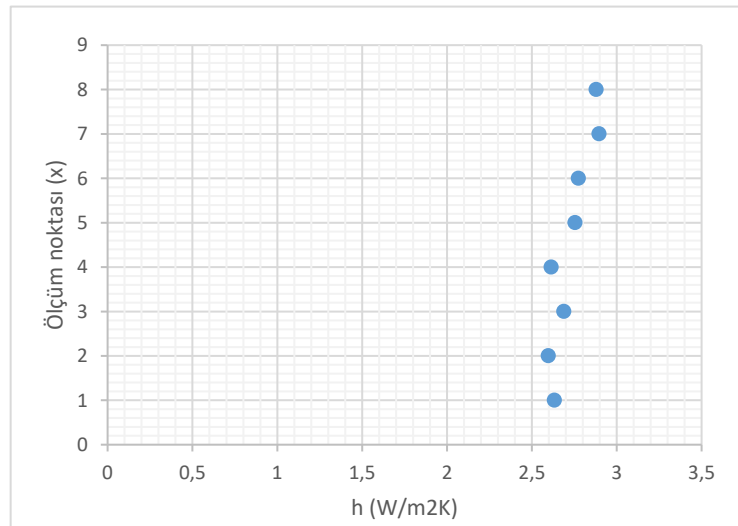
Tablo 4.12 Deney Kodu W1W1T1.3'den elde edilen sonuçlar

Deney Kodu:		W1W1T1.3		Isı Akıları (W/m2)		
Uygulama:		Radyant soğutma + Cebri havalandırma		q _t	q _r	q _c
Difüzör Hava Hızı (m/s)		0,5		38,0	24,0	14,0
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m2K)		
W1	AUST	RC	T _{in}	h _t	h _r	h _c
14,5	19,4	19,7	23,6	7,36	4,90	2,71

Yerel Sıcaklıklar



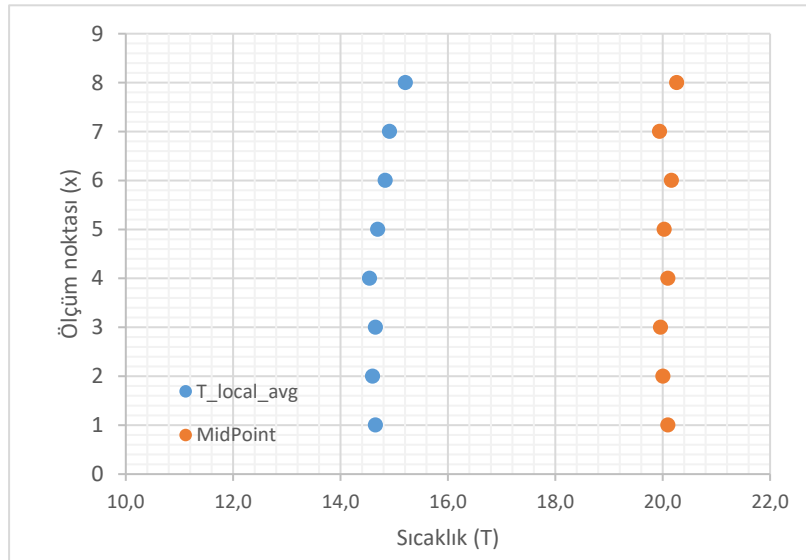
Yerel Isı Taşınım Katsayıları



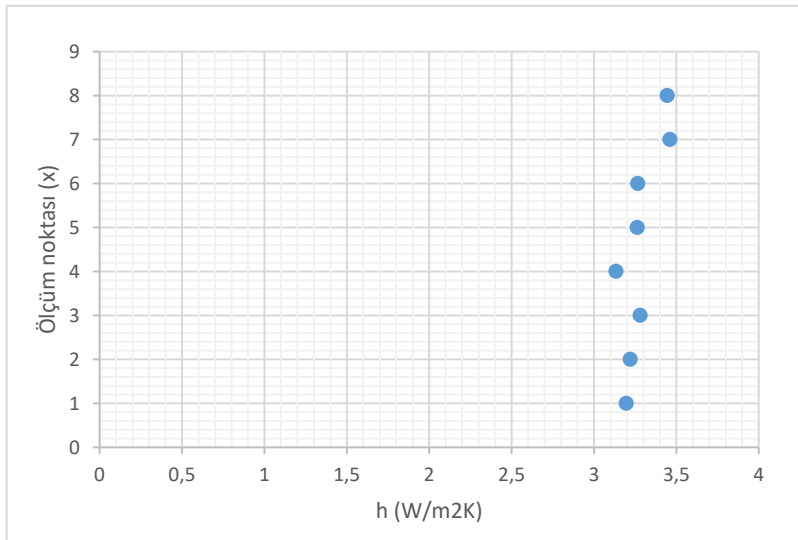
Tablo 4.13 Deney Kodu W1W1T1.4'den elde edilen sonuçlar

Deney Kodu:		W1W1T1.4		Isı Akıları (W/m2)		
Uygulama:		Radyant soğutma + Cebri havalandırma		Q _t	Q _r	Q _c
Difüzör Hava Hızı (m/s)		1		42,0	24,6	17,4
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m2K)		
W1	AUST	RC	T _{in}	h _t	h _r	h _c
14,8	19,8	20,1	24,8	7,85	4,92	3,25

Yerel Sıcaklıklar



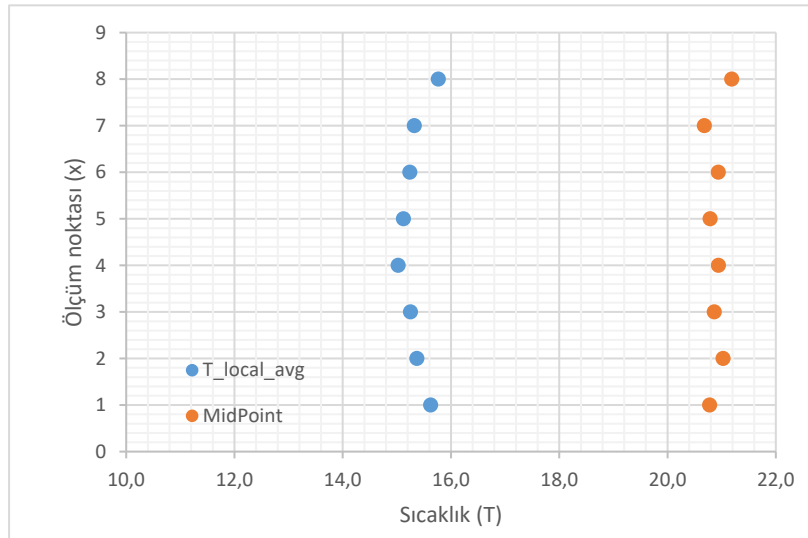
Yerel Isı Taşınım Katsayıları



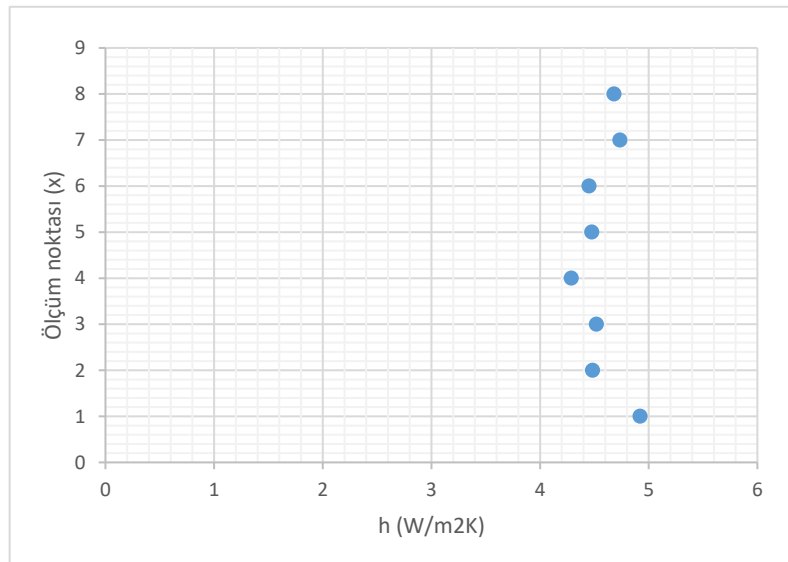
Tablo 4.14 Deney Kodu W1W1T1.5'den elde edilen sonuçlar

Deney Kodu:		W1W1T1.5		Isı Akıları (W/m2)		
Uygulama:		Radyant soğutma + Cebri havalandırma		q _t	q _r	q _c
Difüzör Hava Hızı (m/s)		2,5		50,2	24,8	25,4
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m2K)		
W1	AUST	RC	T _{in}	h _t	h _r	h _c
15,3	20,3	20,9	25,2	9,00	4,96	4,55

Yerel Sıcaklıklar

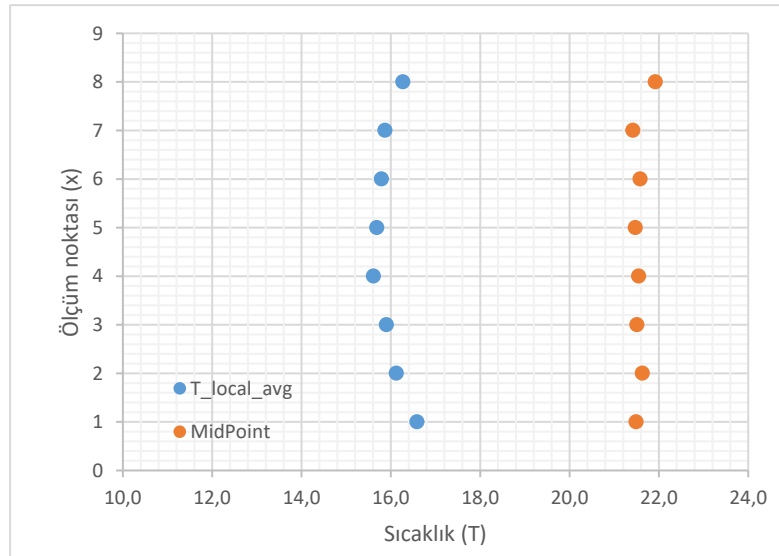
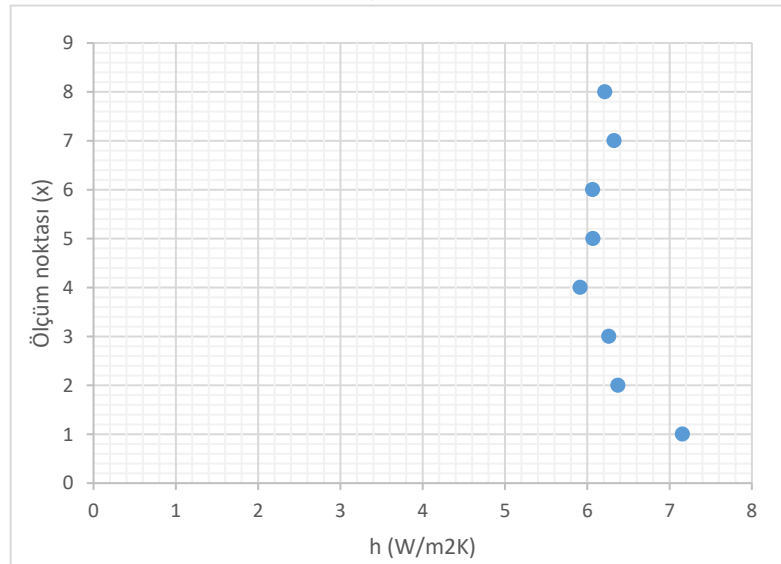


Yerel Isı Taşınım Katsayıları



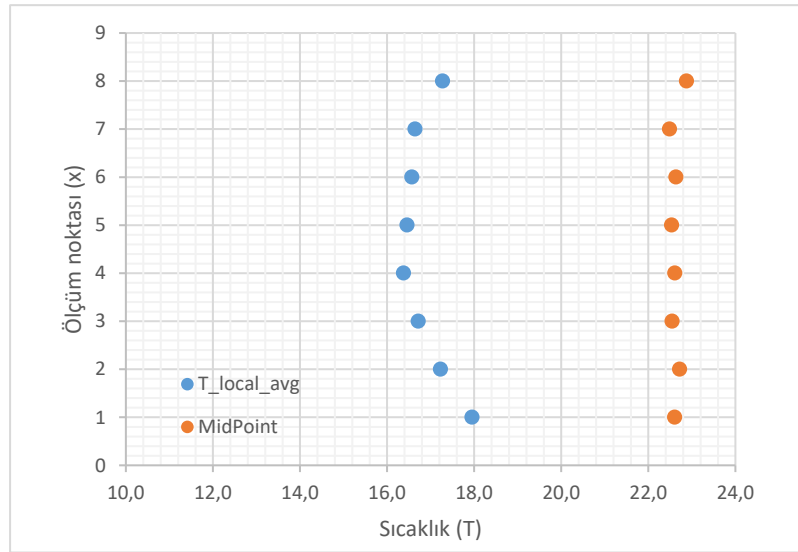
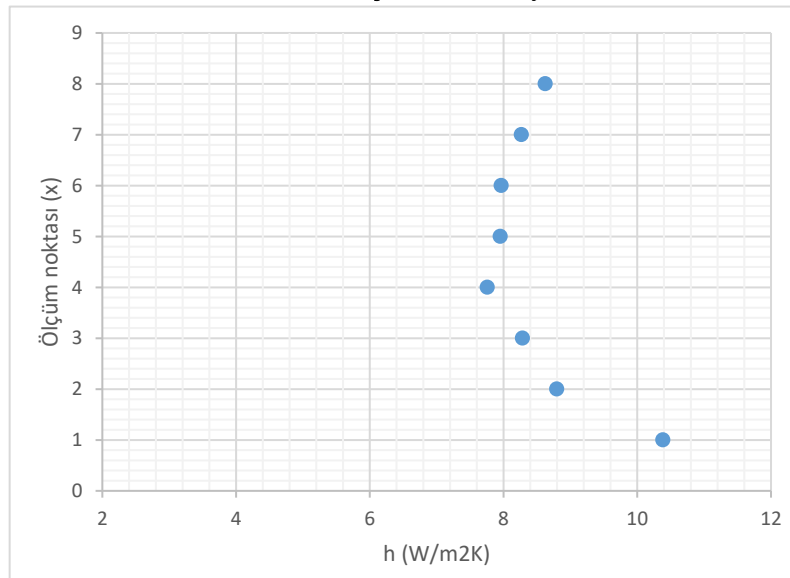
Tablo 4.15 Deney Kodu W1W1T1.6'den elde edilen sonuçlar

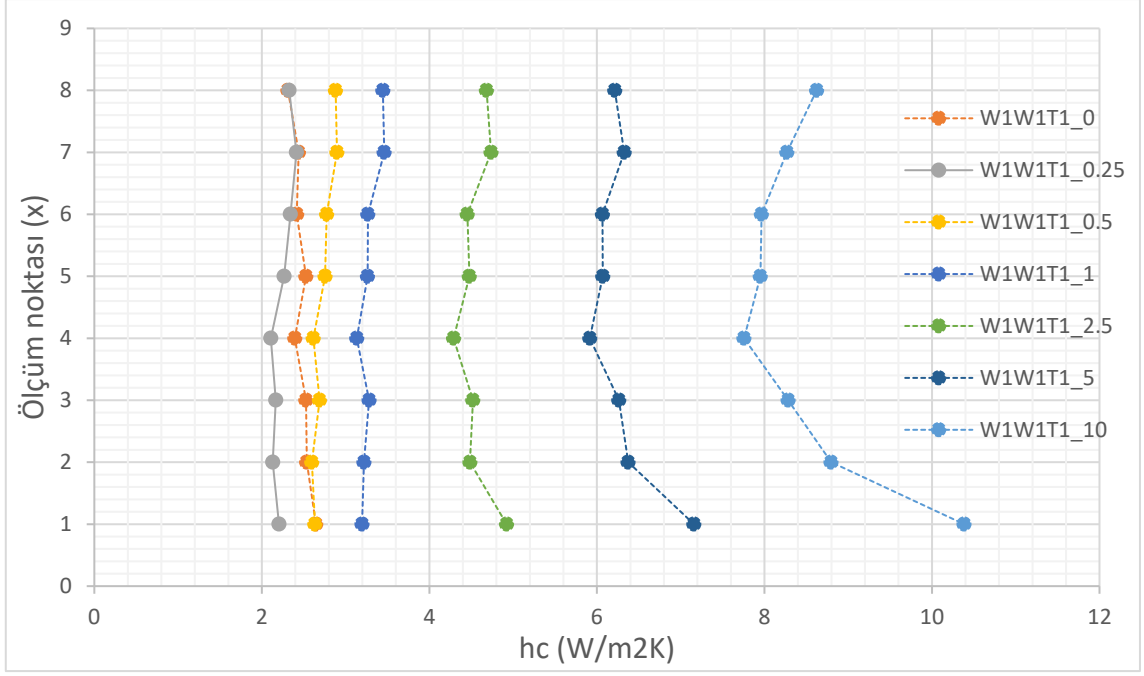
Deney Kodu:		W1W1T1.6		Isı Akıları (W/m2)		
Uygulama:		Radyant soğutma + Cebri havalandırma		q _t	q _r	q _c
Difüzör Hava Hızı (m/s)		5		60,6	25,5	35,1
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m2K)		
W1	AUST	RC	T _{in}	h _t	h _r	h _c
15,9	21,0	21,6	25,4	10,65	5,00	6,17

Yerel Sıcaklıklar**Yerel Isı Taşınım Katsayıları**

Tablo 4.16. Deney Kodu W1W1T1.7'den elde edilen sonuçlar

Deney Kodu:		W1W1T1.7		Isı Akıları (W/m2)		
Uygulama:		Radyant soğutma + Cebri havalandırma		q _t	q _r	q _c
Difüzör Hava Hızı (m/s)		10		75,1	26,8	48,3
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m2K)		
W1	AUST	RC	T _{in}	h _t	h _r	h _c
16,8	22,1	22,6	25,5	12,74	5,06	8,20

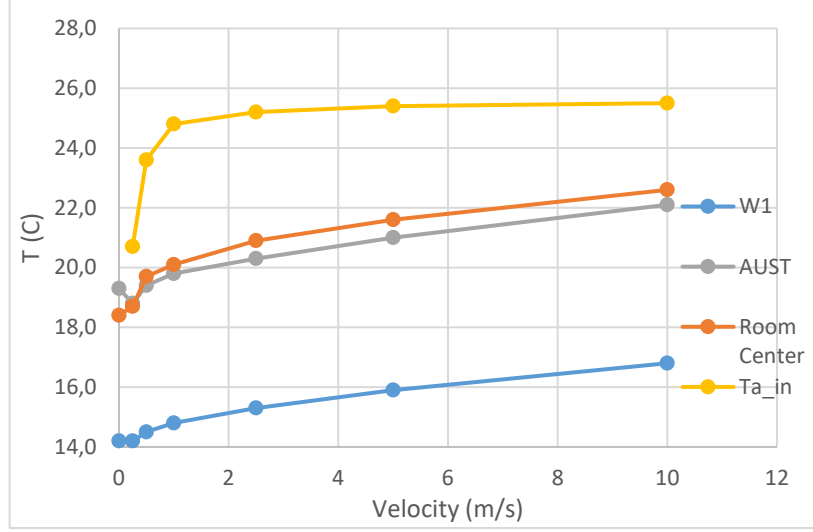
Yerel Sıcaklıklar**Yerel Isı Taşınım Katsayıları**



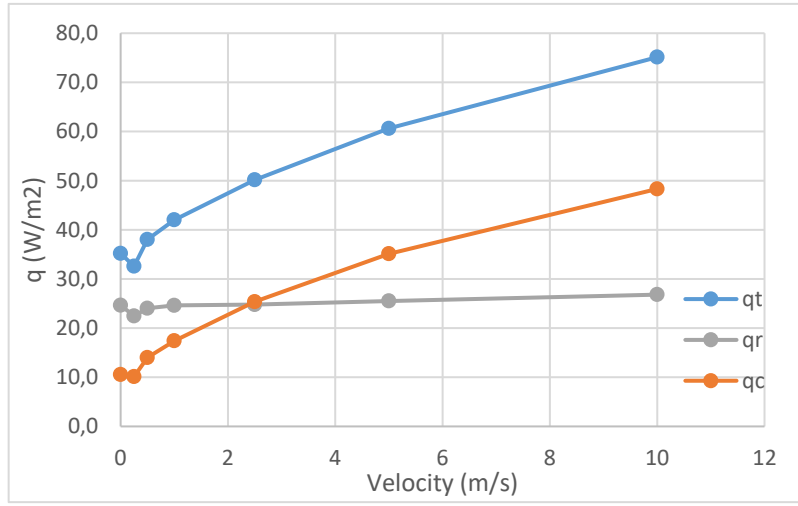
Şekil 4.8 Durum 2'de farklı difüzör çıkış hızlarında lokal ısı taşınım katsayılarının dağılımı

Şekil 4.8'de Durum 2 için yapılan deney sonucunda farklı hava hızları için lokal taşınım ısı geçiş katsayıları ($h_{c,x}$) verilmektedir. Durum 2 deneyinde Durum 1'deki hava giriş sıcaklığından daha yüksek hava sıcaklıkları gönderilmiştir. Şekil 4.8'ye bakıldığında Durum 1 dekine benzer lokal $h_{c,x}$ profilleri görülmektedir. 10 m/s hızında Durum 1'e nazaran havanın ilk temas noktası X1 ölçüm noktasındaki lokal $h_{c,x}$ 'in diğer noktalara göre farklılığı daha fazla açığa çıktığı yorumu yapılabilir. Durum 1'de görülen ortası basık eğimli profil burada da görülmektedir.

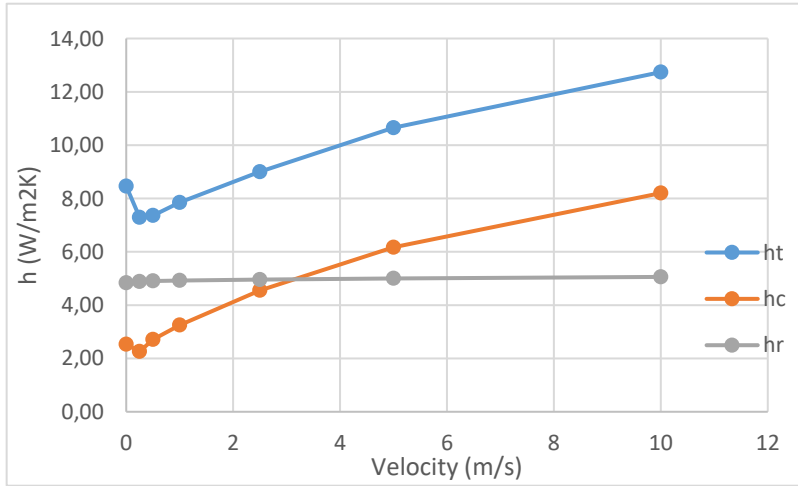
Şekil 4.9'de Durum deney sonuçlarında elde edilen ortalama sıcaklıklar, ısı akısı ve ısı geçişi katsayılarının hava hızı ile değişimleri verilmiştir. Durum 1 deney sonuçlarında gözlemlenen hava hızının ısı geçişine geliştirici etkisiyle taşınım ile ısı geçişindeki genel artış trendi burada da gözükmemektedir. Düşük hava hızlarında, taşınım ile ısı geçişinde görülen düşme veya sabit seyir burada nispeten azalsa da devam etmektedir. Durum 1'de de görülen ısınım ısı transferindeki neredeyse sabit hal, burada da görülmektedir. Duvar sıcaklıklarındaki değişimin nispeten düşük olması ısı taşınım ile ısı geçişinde de benzer harekete sebep olmuştur. Her ne kadar toplam ısı geçişinin büyük kısmı ısı taşınım ile olsa da ısınımındaki sabit hal, toplam ısı geçişindeki değişimin neredeyse tamamının taşınım ile ısı geçişindeki değişime bağlı gerçekleştiğini göstermektedir.



(a)



(b)



(c)

Şekil 4.9 Durum 2 deneylerinden elde edilen ortalama sıcaklıklar, ısı akısı ve ısı geçiş katsayılarının hava hızı ile değişimi

Tablo 4.17 Durum 2 deneylerinden elde edilen sonuçlar

Deney Kodu	U_a m/s	ACH h^{-1}	W1 $^{\circ}C$	AUST $^{\circ}C$	RC $^{\circ}C$	$T_{a_{in}}$ $^{\circ}C$	Q_{wall} W	Q_{rad} W	Q_{con} W	h_t W/m ² K	h_r W/m ² K	h_c W/m ² K
W1W1T1.1	0	0	14,2	19,3	18,4	-	-171,0	-119,8	-51,2	8,46	4,83	2,53
W1W1T1.2	0,25	0,27	14,2	18,8	18,7	20,7	-158,3	-109,1	-49,1	7,29	4,88	2,26
W1W1T1.3	0,5	1,07	14,5	19,4	19,7	23,6	-184,9	-116,8	-68,0	7,36	4,90	2,71
W1W1T1.4	1	2,69	14,8	19,8	20,1	24,8	-204,2	-119,6	-84,6	7,85	4,92	3,25
W1W1T1.5	2,5	7,52	15,3	20,3	20,9	25,2	-243,7	-120,4	-123,3	9,00	4,96	4,55
W1W1T1.6	5	15,6	15,9	21,0	21,6	25,4	-294,7	-124,0	-170,7	10,65	5,00	6,17
W1W1T1.7	10	31,7	16,8	22,1	22,6	25,5	-365,1	-130,3	-234,8	12,74	5,06	8,20

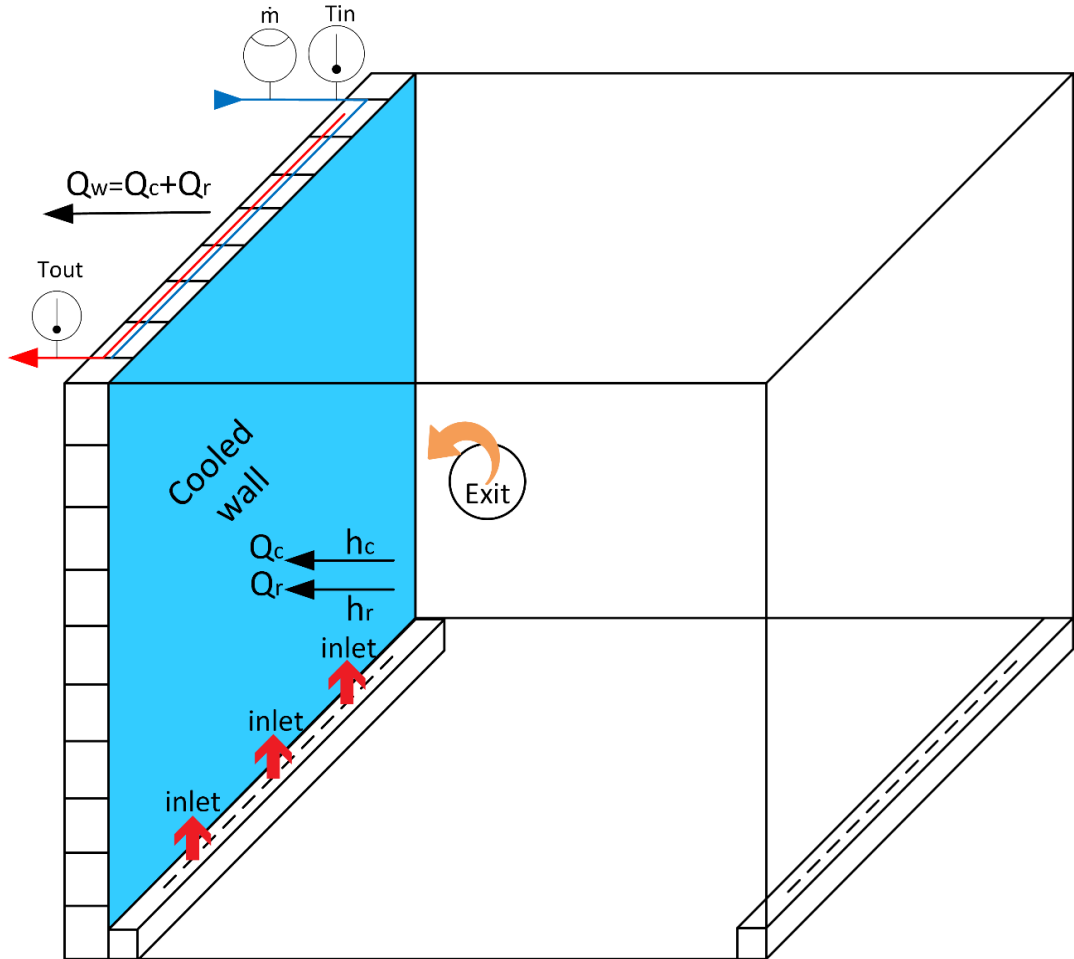
4.4 Durum 3 Deney Sonuçları

Durum 3

Radyant uygulamanın (soğutma) Duvar 1'den yapıldığı ve T2 sıcaklığında havalandırmanın da aynı duvardan (Duvar 1) Şekil 3.8'de gösterildiği gibi yapıldığı durumdur. Durum 3, ısı geçişinin istendiği ve istenmediği iki ayrı uygulamaya benzerlik göstermektedir.

Isı geçişinin istenmeyen durum olduğu uygulama: Kışın diğer yüzeylerin (duvarlar, taban, tavan) iç duvar olduğu, Duvar 1'in dış duvar olduğu ve aşırı soğuk bölge veya mevsimlerde oda sıcaklığını koruyabilmek için taze hava karışımının T2 sıcaklığı ile dış duvara bitişik havalandırma kanalından yapıldığı oda.

Isı geçişinin istenen durum olduğu uygulama: Yazın Duvar 1'den soğutma yapıldığı ve kuru ve yüksek sıcaklığa sahip bölgedeki taze hava karışımının T2 sıcaklığında şartlandırılıp bu duvara bitişik havalandırma kanalından yapıldığı oda.

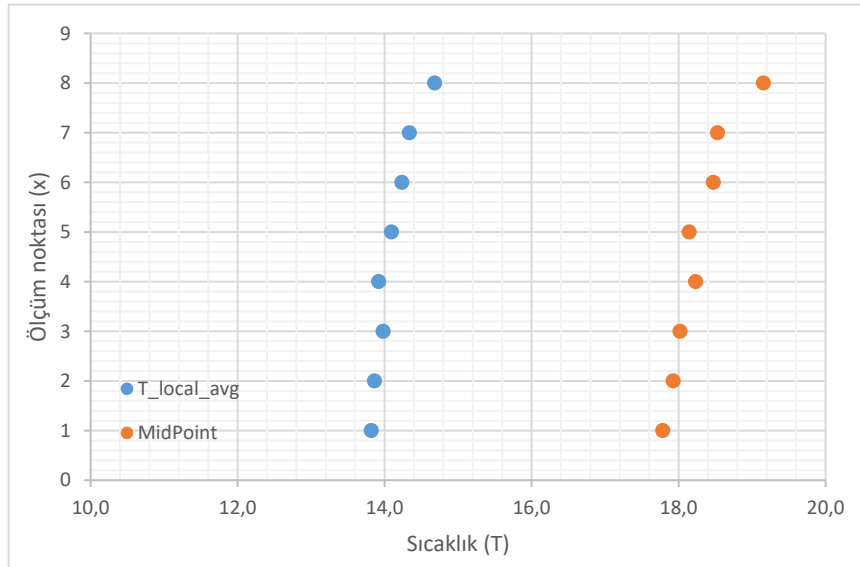


Şekil 4.10 Durum 3: Radyant soğutma ve T2 sıcaklığında şartlandırılmış yukarı yönlü hava jetinin aynı duvardan (Duvar 1) yapıldığı durum şematik gösterimi

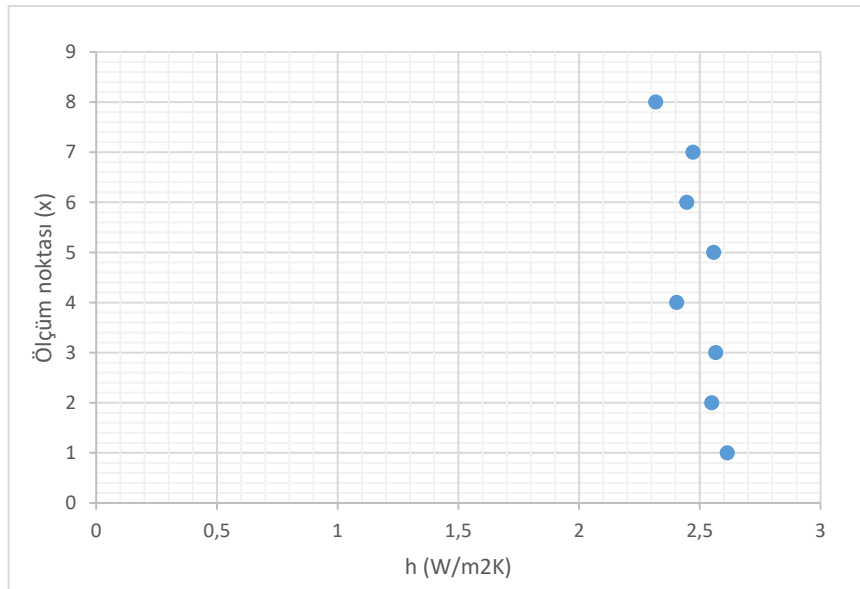
Tablo 4.18 Deney Kodu W1W1T2.1'den elde edilen sonuçlar

Deney Kodu:		W1W1T2.1		Isı Akıları (W/m2)		
Uygulama:		Radyant soğutma		q _t	q _r	q _c
Difüzör Hava Hızı (m/s):		0		34,4	24,1	10,4
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m2K)		
W1	AUST	RC	Ta _{in}	h _t	h _r	h _c
14,2	19,1	18,2	-	8,48	4,91	2,55

Yerel Sıcaklıklar



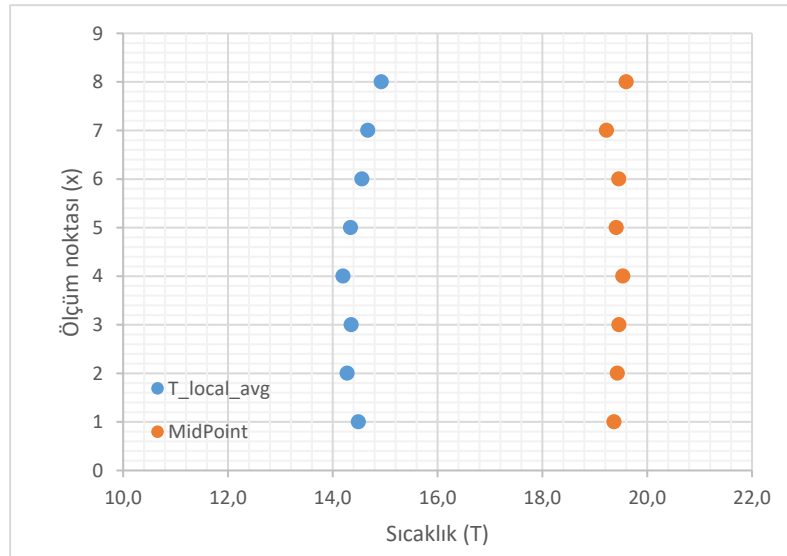
Yerel Isı Taşınım Katsayıları



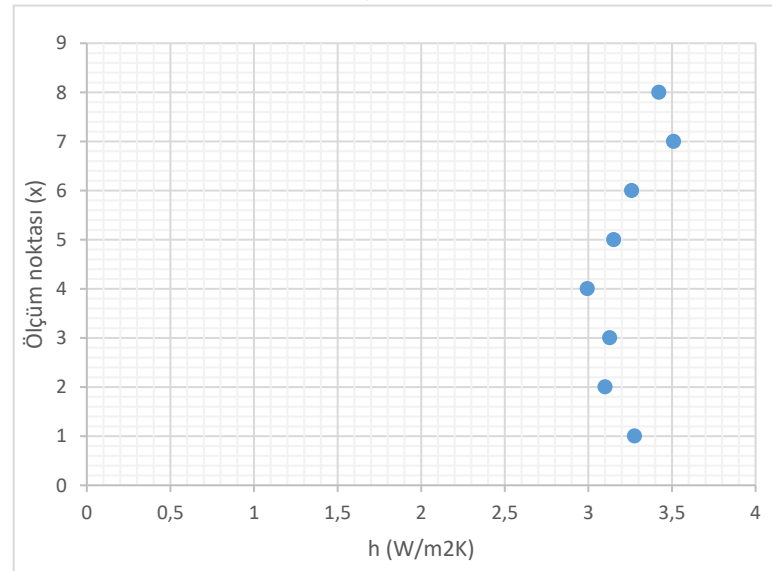
Tablo 4.19 Deney Kodu W1W1T2.2'den elde edilen sonuçlar

Deney Kodu:		W1W1T2.2		Isı Akıları (W/m2)		
Uygulama:		Radyant soğutma + Cebri havalandırma		q _t	q _r	q _c
Difüzör Hava Hızı (m/s)		0,25		38,7	22,7	16,0
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m2K)		
W1	AUST	RC	T _{in}	h _t	h _r	h _c
14,5	19,1	19,5	23,6	7,70	4,93	3,18

Yerel Sıcaklıklar



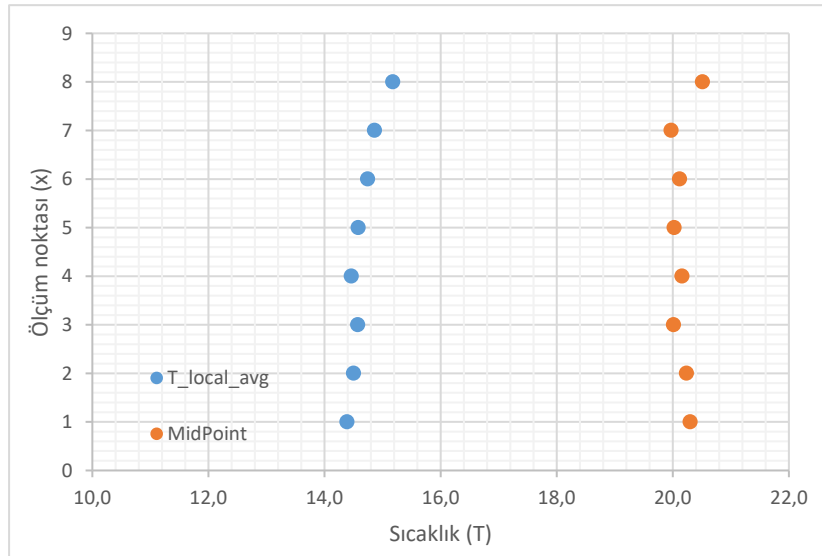
Yerel Isı Taşınım Katsayıları



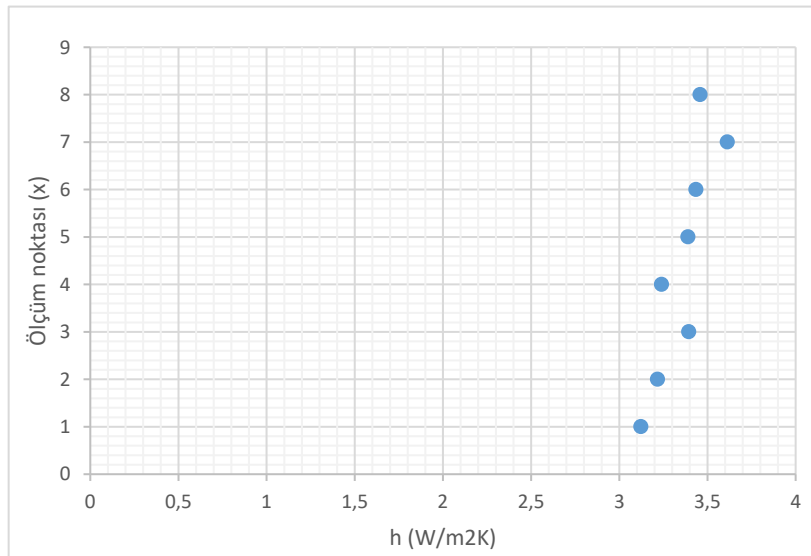
Tablo 4.20 Deney Kodu W1W1T2.3'den elde edilen sonuçlar

Deney Kodu:		W1W1T2.3		Isı Akıları (W/m2)		
Uygulama:		Radyant soğutma + Cebri havalandırma		q _t	q _r	q _c
Difüzör Hava Hızı (m/s)		0,5		43,2	24,8	18,5
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m2K)		
W1	AUST	RC	T _{in}	h _t	h _r	h _c
14,7	19,8	20,2	25,1	7,82	4,90	3,34

Yerel Sıcaklıklar



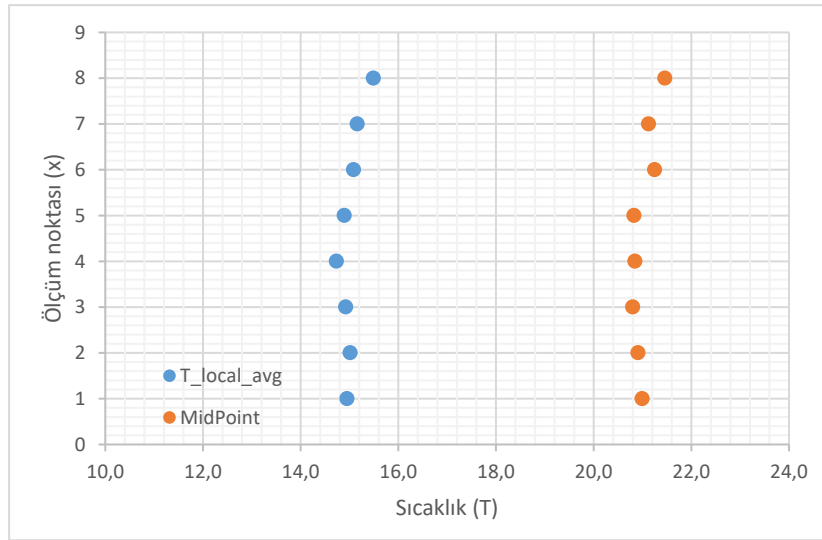
Yerel Isı Taşınım Katsayıları



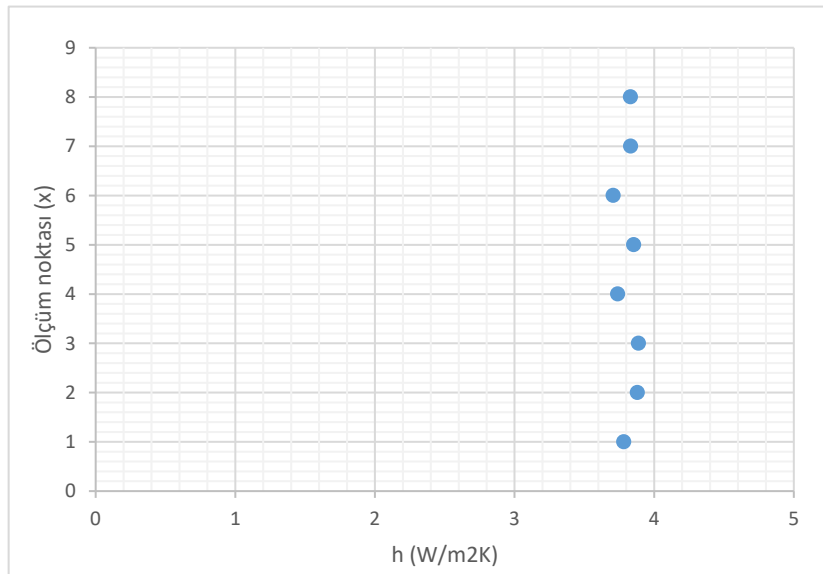
Tablo 4.21 Deney Kodu W1W1T2.4'den elde edilen sonuçlar

Deney Kodu:		W1W1T2.4		Isı Akıları (W/m2)		
Uygulama:		Radyant soğutma + Cebri havalandırma		q _t	q _r	q _c
Difüzör Hava Hızı (m/s)		1		48,9	26,1	22,9
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m2K)		
W1	AUST	RC	T _{in}	h _t	h _r	h _c
15,0	20,3	21,0	26,2	8,18	4,88	3,82

Yerel Sıcaklıklar



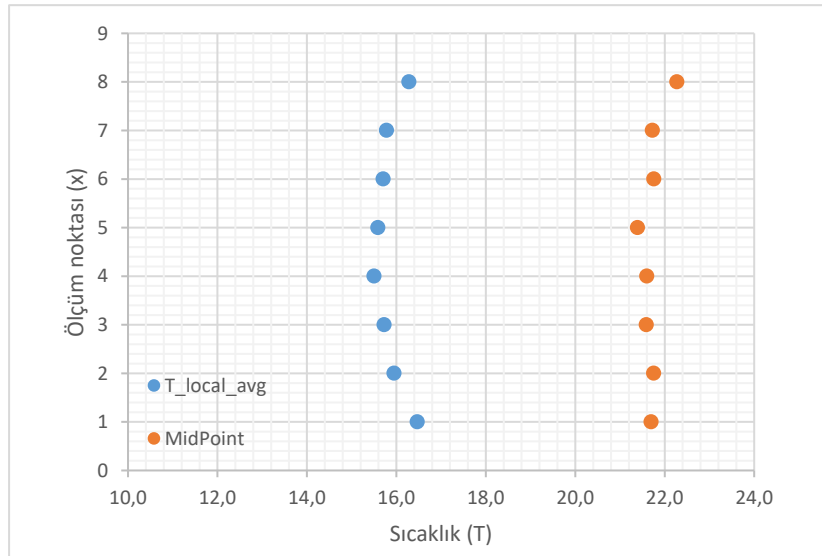
Yerel Isı Taşınım Katsayıları



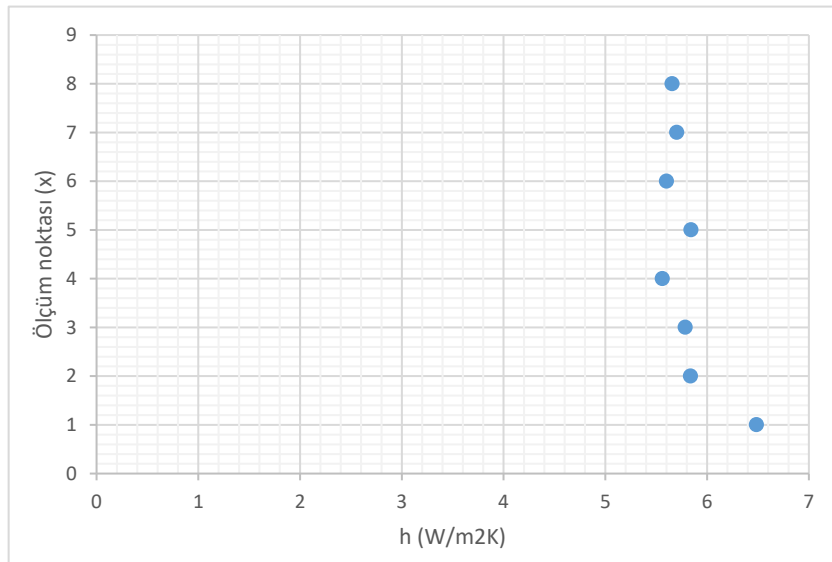
Tablo 4.22 Deney Kodu W1W1T2.5'den elde edilen sonuçlar

Deney Kodu:		W1W1T2.5		Isı Akıları (W/m2)		
Uygulama:		Radyant soğutma + Cebri havalandırma		q _t	q _r	q _c
Difüzör Hava Hızı (m/s)		2,5		61,2	27,3	33,9
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m2K)		
W1	AUST	RC	T _{in}	h _t	h _r	h _c
15,8	21,3	21,8	27,7	10,23	4,99	5,67

Yerel Sıcaklıklar

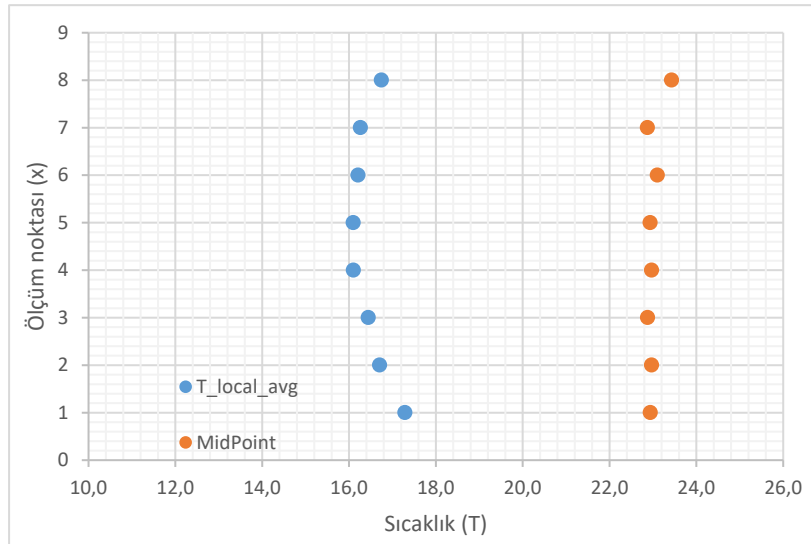
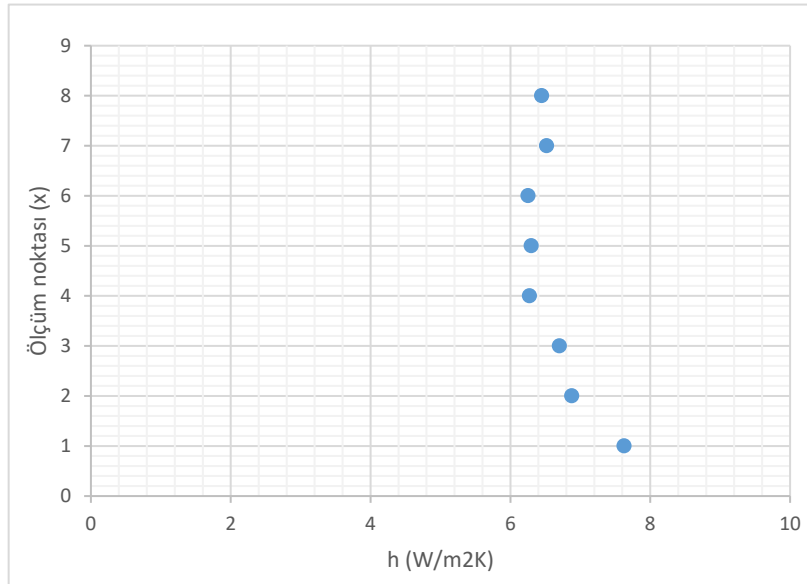


Yerel Isı Taşınım Katsayıları



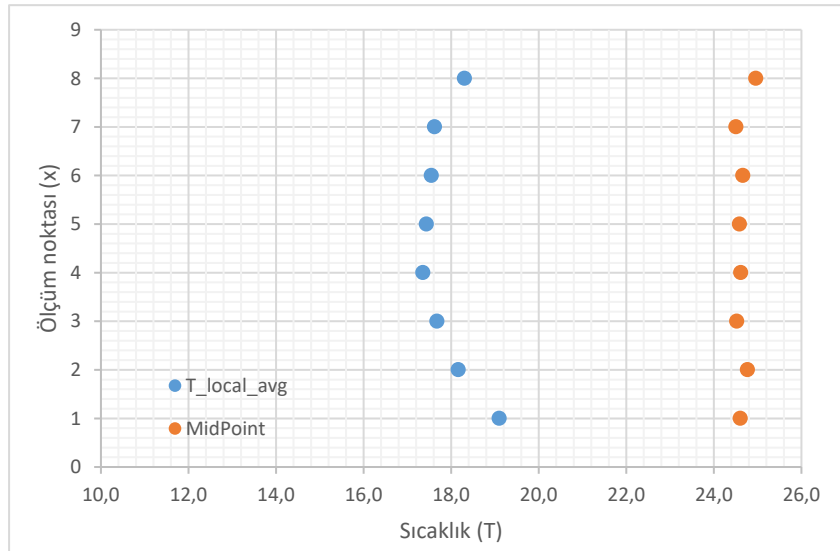
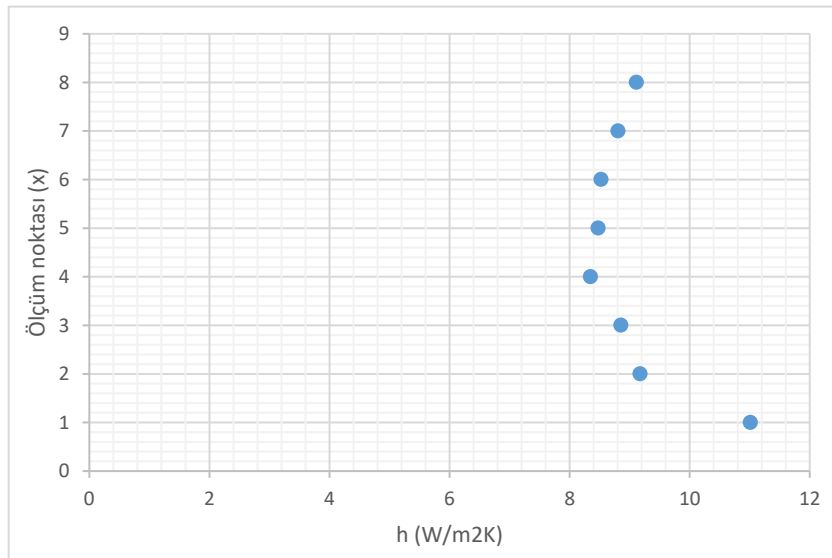
Tablo 4.23 Deney Kodu W1W1T2.6'den elde edilen sonuçlar

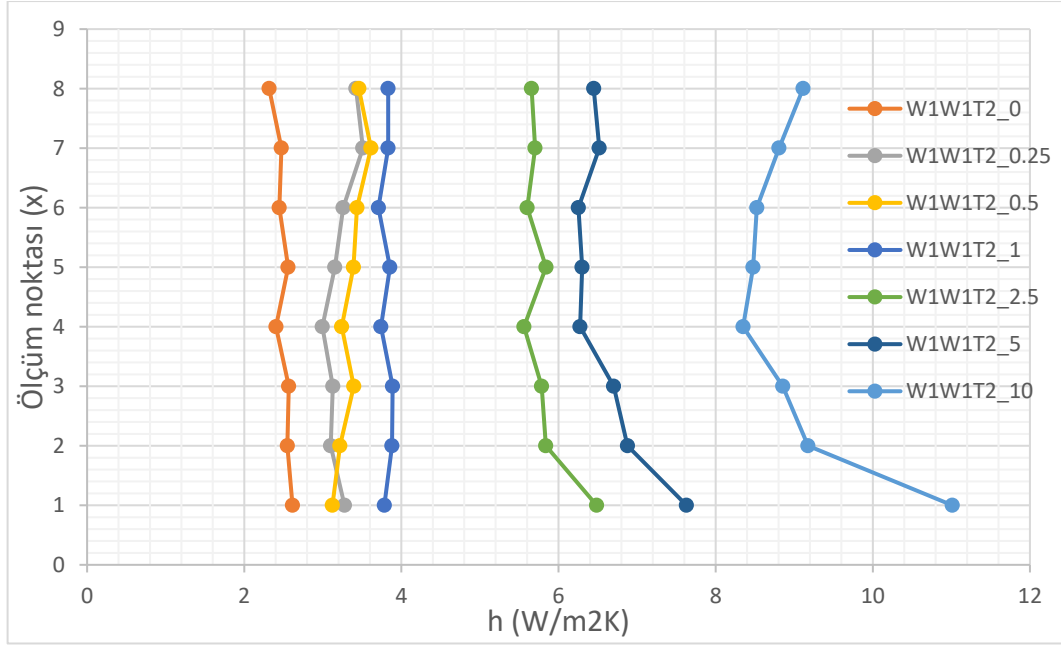
Deney Kodu:		W1W1T2.6		Isı Akıları (W/m2)		
Uygulama:		Radyant soğutma + Cebri havalandırma		q _t	q _r	q _c
Difüzör Hava Hızı (m/s)		5		73,1	30,0	43,1
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m2K)		
W1	AUST	RC	T _{in}	h _t	h _r	h _c
16,4	22,3	23,0	28,0	10,99	5,05	6,48

Yerel Sıcaklıklar**Yerel Isı Taşınım Katsayıları**

Tablo 4.24 Deney Kodu W1W1T2.7'den elde edilen sonuçlar

Deney Kodu:		W1W1T2.7		Isı Akıları (W/m2)		
Uygulama:		Radyant soğutma + Cebri havalandırma		q _t	q _r	q _c
Difüzör Hava Hızı (m/s)		10		92,8	32,2	60,6
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m2K)		
W1	AUST	RC	T _{in}	h _t	h _r	h _c
17,7	24,0	24,7	28,0	13,36	5,08	8,73

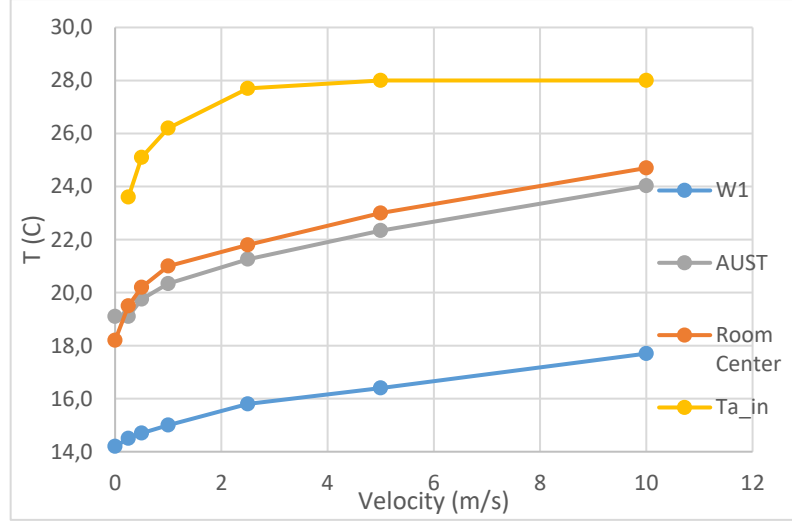
Yerel Sıcaklıklar**Yerel Isı Taşınım Katsayıları**



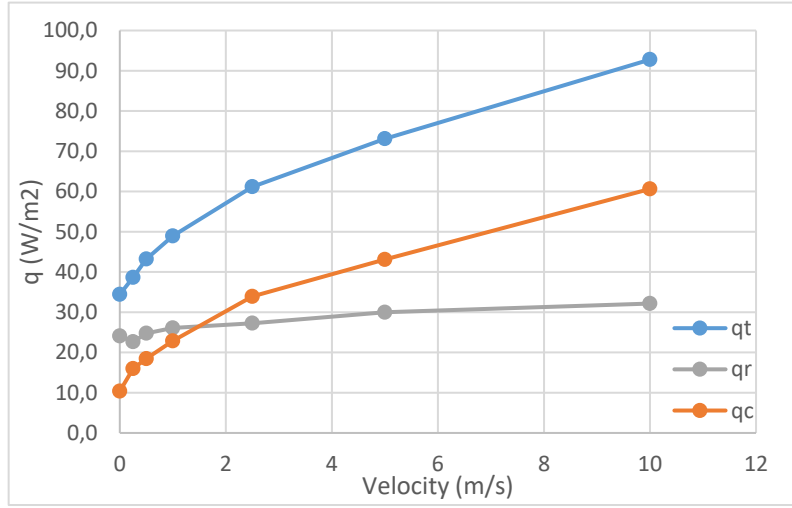
Şekil 4.11 Durum 3'de farklı difüzör çıkış hızlarında lokal ısı taşınım katsayılarının dağılımı

Şekil 4.11'de Durum 3 için yapılan deney sonucunda farklı hava hızları için lokal taşınım ısı geçiş katsayıları ($h_{c,x}$) verilmektedir. Durum 3 deneyinde Durum 1'deki hava giriş sıcaklığından daha yüksek hava sıcaklıkları gönderilmiştir.

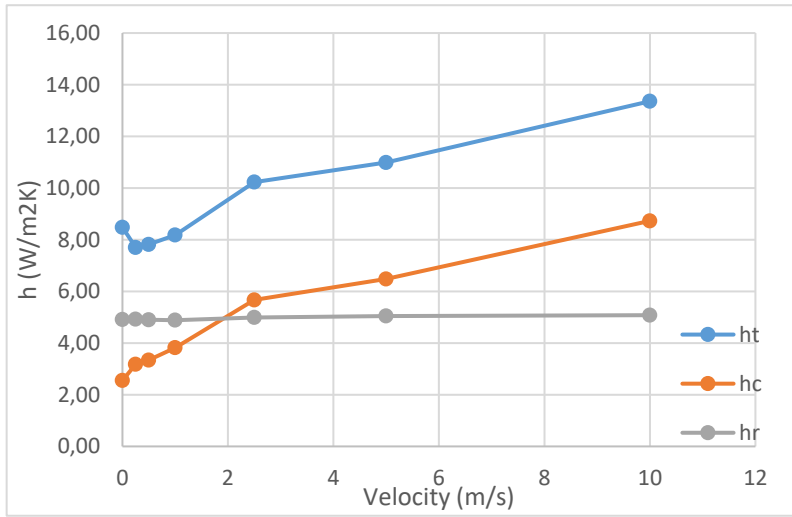
Şekil 4.12'de Durum 3 deney sonuçlarında elde edilen ortalama sıcaklıklar, ısı akısı ve ısı geçiş katsayılarının hava hızı ile değişimleri verilmiştir. Durum 1 ve 2 deney sonuçlarında gözlemlenen hava hızının ısı geçişine geliştirici etkisiyle taşınım ısı geçişindeki genel artış trendi burada da gözükmemektedir. Düşük hava hızlarında, taşınım ısı geçişinde görülen düşme görülmemektedir. Buna sebep olarak, Durum 3'de Durum 1 ve 2'ye daha yüksek sıcaklıkta hava girişi gönderilmesi, gönderilen havanın kendi doğal akışını kuvvetlenmesi ve soğuk duvarın oluşturduğu doğal akışa karşı güç kazandığı şeklinde bir yorum yapılabilir. Şekil 4.12a daha detaylı incelenirse, giriş hava sıcaklığı ($T_{a,in}$), düşük hava hızlarında daha düşük olmaktadır. Aynı değişiklik Durum 1 ve Durum 2'de de gözlenmektedir. Düşük hava hızlarında, yalıtımsız metal hava kanalı bitişik soğuk duvar ve ortam sıcaklığından etkilenmekte ve içindeki havanın sıcaklığını düşürmektedir. Yüksek hava sıcaklıklarında bu etki gücünü yitirse de düşük hava hızlarında yalıtımsız metal bir hava kanalında kaçınılmazdır.



(a)



(b)



(c)

Şekil 4.12 Durum 3 deneylerinden elde edilen ortalama sıcaklıklar, ısı akısı ve ısı geçiş katsayılarının hava hızı ile değişimi

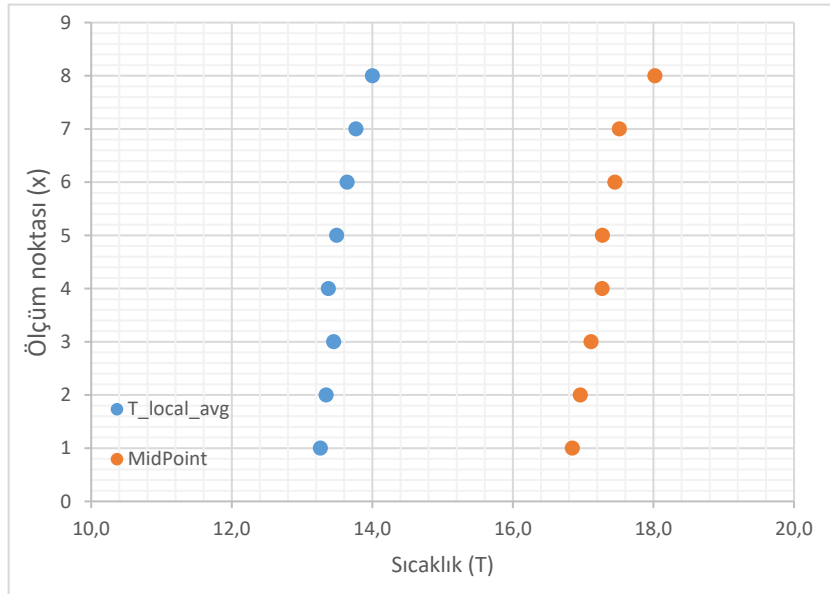
Tablo 4.25 Durum 3 deneylerinden elde edilen sonuçlar

Deney Kodu	U_a m/s	ACH h^{-1}	W1 $^{\circ}C$	AUST $^{\circ}C$	RC $^{\circ}C$	$T_{a_{in}}$ $^{\circ}C$	Q_{wall} W	Q_{rad} W	Q_{con} W	h_t W/m ² K	h_r W/m ² K	h_c W/m ² K
W1W1T2.1	0	0	14,2	19,1	18,2	-	-167,4	-117,0	-50,4	8,48	4,91	2,55
W1W1T2.2	0,25	0,27	14,5	19,1	19,5	23,6	-187,9	-110,2	-77,7	7,70	4,93	3,18
W1W1T2.3	0,5	1,07	14,7	19,8	20,2	25,1	-210,0	-120,3	-89,7	7,82	4,90	3,34
W1W1T2.4	1	2,69	15,0	20,3	21,0	26,2	-237,9	-126,8	-111,1	8,18	4,88	3,82
W1W1T2.5	2,5	7,52	15,8	21,3	21,8	27,7	-297,3	-132,5	-164,8	10,23	4,99	5,67
W1W1T2.6	5	15,6	16,4	22,3	23,0	28,0	-355,2	-145,7	-209,5	10,99	5,05	6,48
W1W1T2.7	10	31,7	17,7	24,0	24,7	28,0	-450,9	-156,3	-294,7	13,36	5,08	8,73

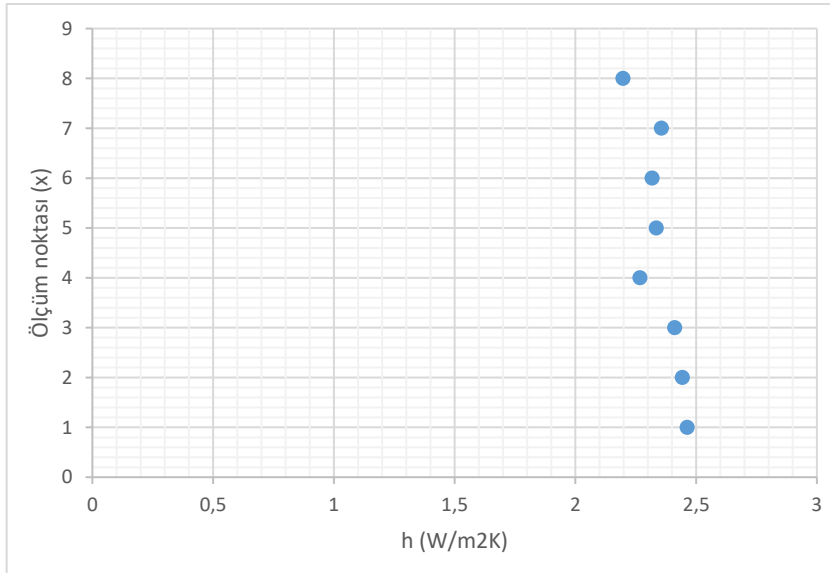
Tablo 4.26 Deney Kodu W1W3T0.1'den elde edilen sonuçlar

Deney Kodu:		W1W3T0.1		Isı Akıları (W/m2)		
Uygulama:		Radyant soğutma		q _t	q _r	q _c
Difüzör Hava Hızı (m/s):		0		30,4	21,6	8,8
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m2K)		
W1	AUST	RC	Ta _{in}	h _t	h _r	h _c
13,6	18,1	17,2	-	8,31	4,80	2,41

Yerel Sıcaklıklar



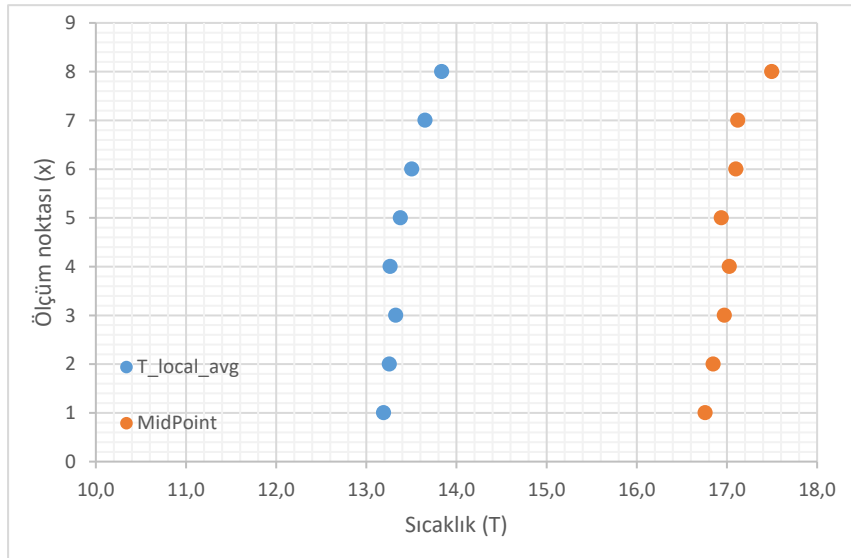
Yerel Isı Taşınım Katsayıları



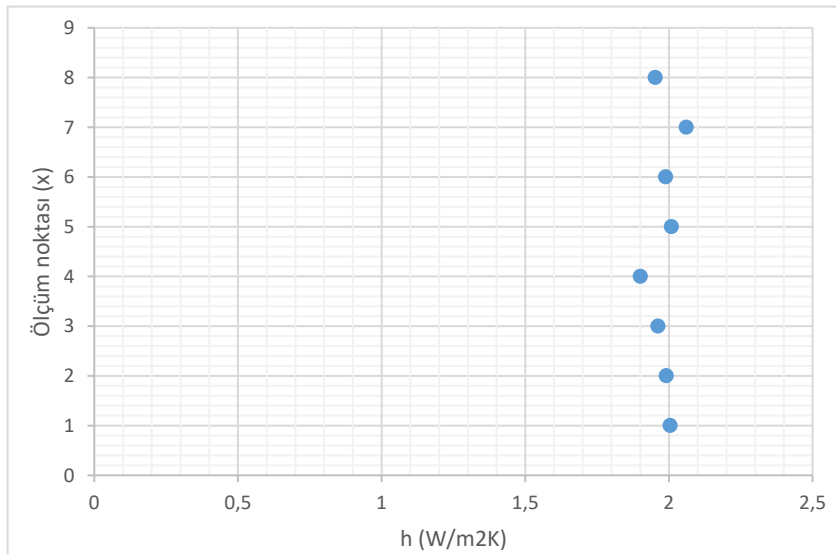
Tablo 4.27 Deney Kodu W1W3T0.2'den elde edilen sonuçlar

Deney Kodu:		W1W3T0.2		Isı Akıları (W/m2)		
Uygulama:		Radyant soğutma + Cebri havalandırma		q _t	q _r	q _c
Difüzör Hava Hızı (m/s)		0,25		27,2	20,0	7,2
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m2K)		
W1	AUST	RC	T _{in}	h _t	h _r	h _c
13,5	17,6	17,0	16,6	7,68	4,89	2,02

Yerel Sıcaklıklar



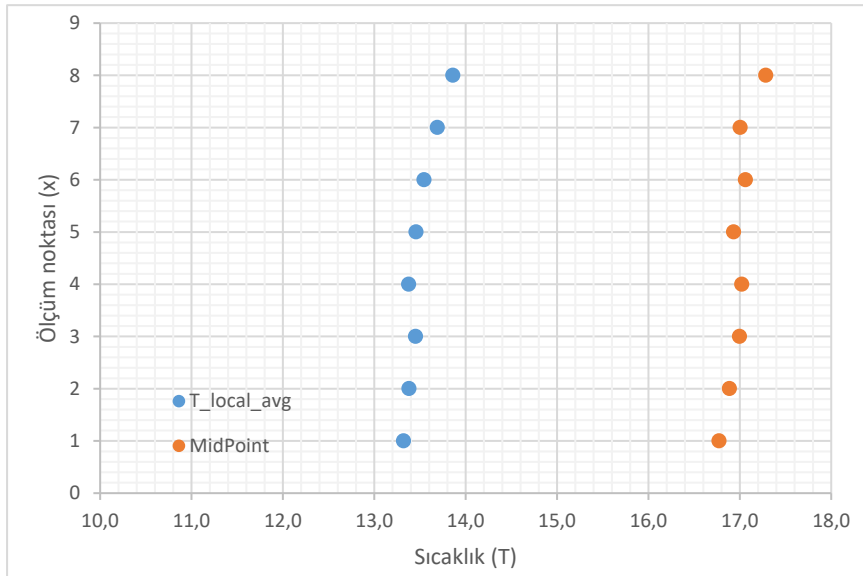
Yerel Isı Taşınım Katsayıları



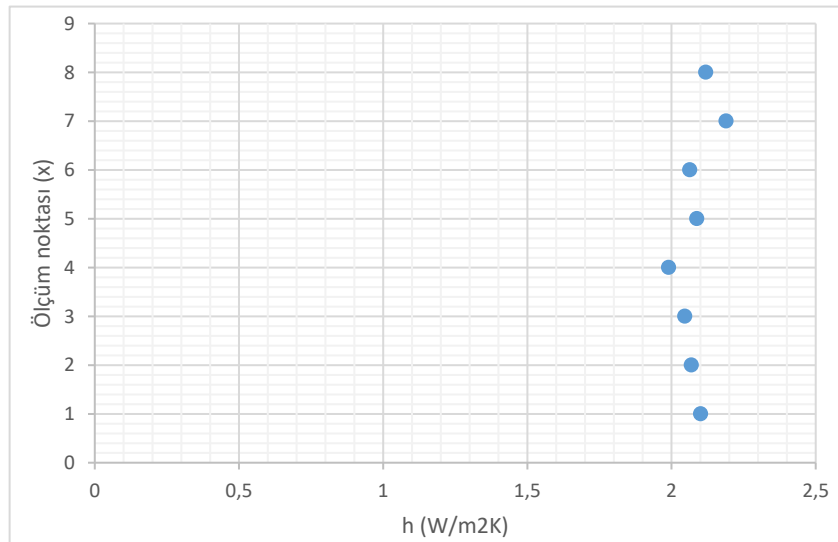
Tablo 4.28 Deney Kodu W1W3T0.3'den elde edilen sonuçlar

Deney Kodu:		W1W3T0.3		Isı Akıları (W/m2)		
Uygulama:		Radyant soğutma + Cebri havalandırma		q _t	q _r	q _c
Difüzör Hava Hızı (m/s)		0,5		25,9	18,7	7,3
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m2K)		
W1	AUST	RC	T _{in}	h _t	h _r	h _c
13,5	17,4	17,0	17,3	7,55	4,79	2,11

Yerel Sıcaklıklar

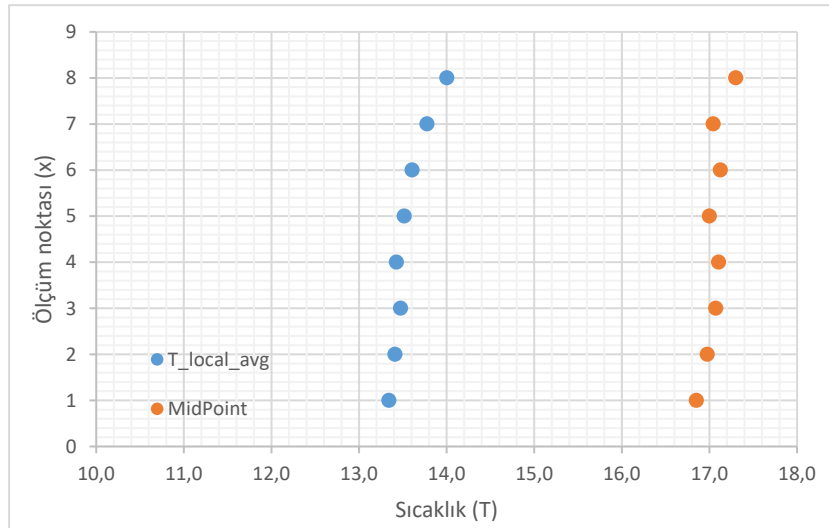
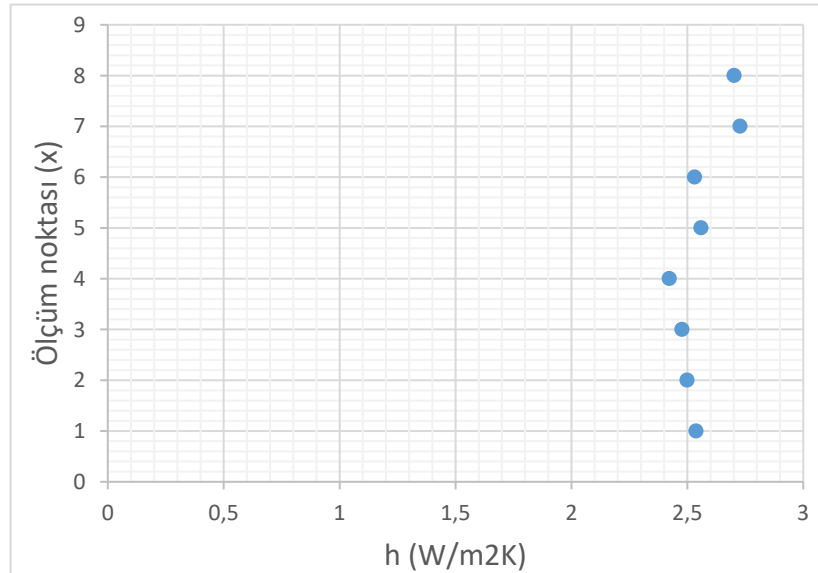


Yerel Isı Taşınım Katsayıları



Tablo 4.29 Deney Kodu W1W3T0.4'den elde edilen sonuçlar

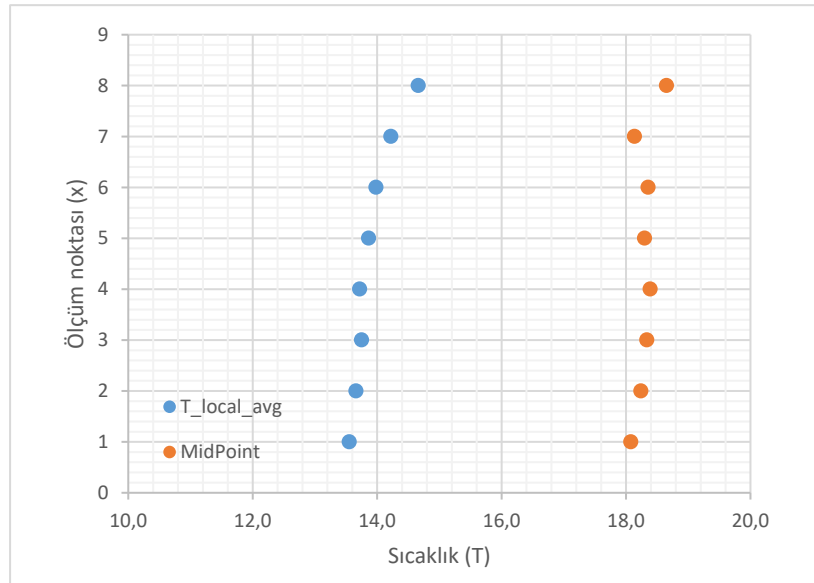
Deney Kodu:		W1W3T0.4		Isı Akıları (W/m2)		
Uygulama:		Radyant soğutma + Cebri havalandırma		q _t	q _r	q _c
Difüzör Hava Hızı (m/s)		1		27,1	18,2	8,9
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m2K)		
W1	AUST	RC	T _{in}	h _t	h _r	h _c
13,6	17,4	17,0	17,6	7,88	4,80	2,59

Yerel Sıcaklıklar**Yerel Isı Taşınım Katsayıları**

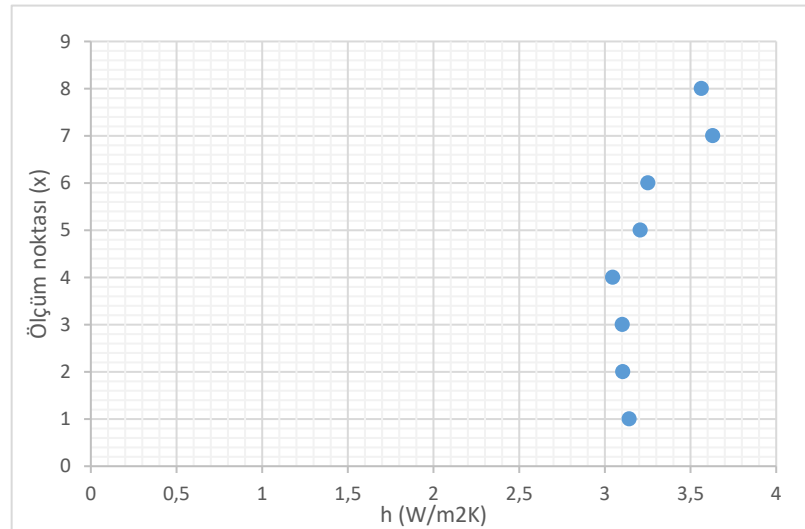
Tablo 4.30 Deney Kodu W1W3T0.5'den elde edilen sonuçlar

Deney Kodu:		W1W3T0.5		Isı Akıları (W/m2)		
Uygulama:		Radyant soğutma + Cebri havalandırma		q _t	q _r	q _c
Difüzör Hava Hızı (m/s)		2,5		34,7	20,5	14,2
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m2K)		
W1	AUST	RC	T _{in}	h _t	h _r	h _c
14,0	18,2	18,3	21,0	8,02	4,87	3,29

Yerel Sıcaklıklar

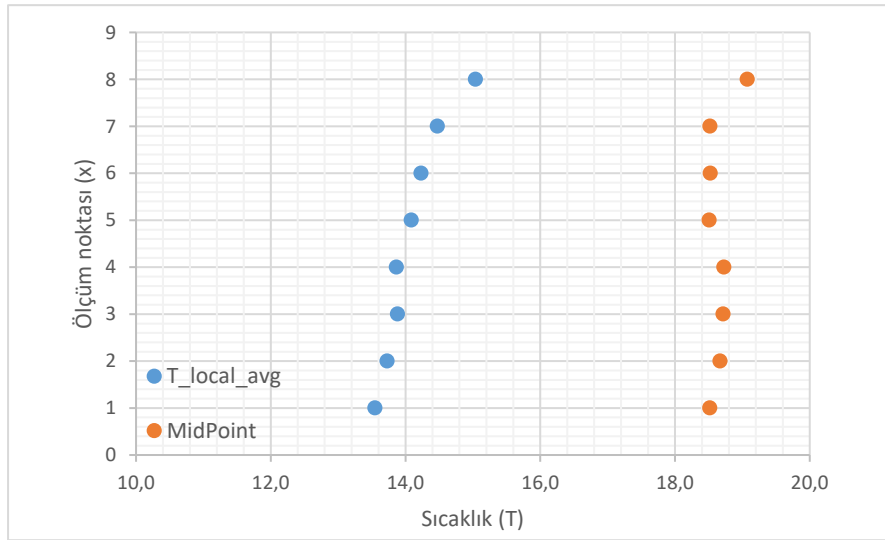
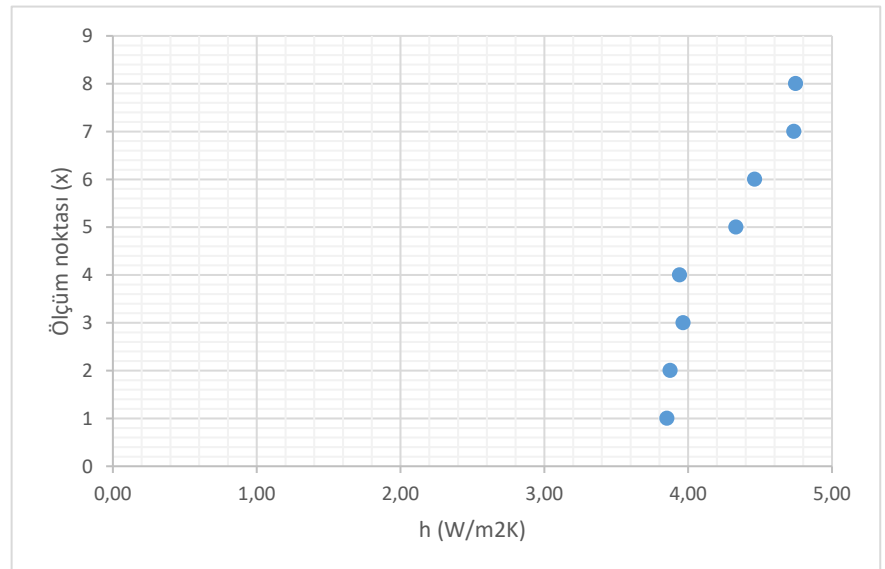


Yerel Isı Taşınım Katsayıları



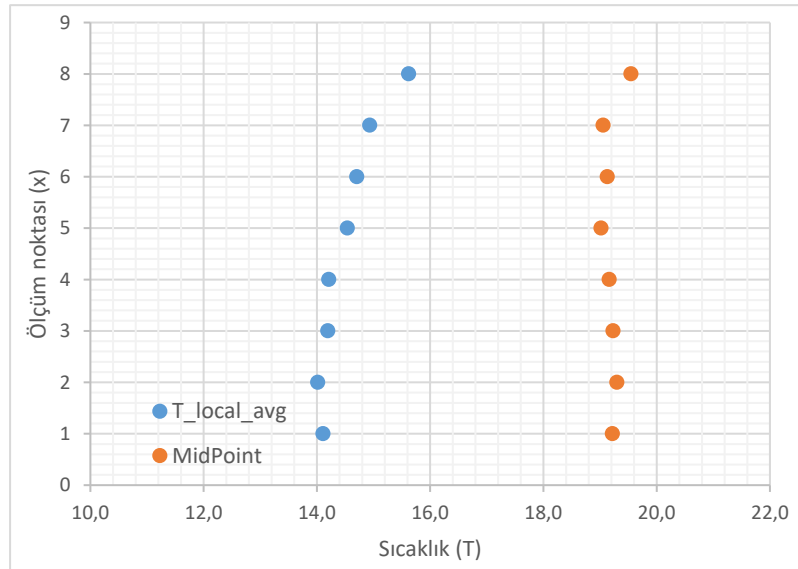
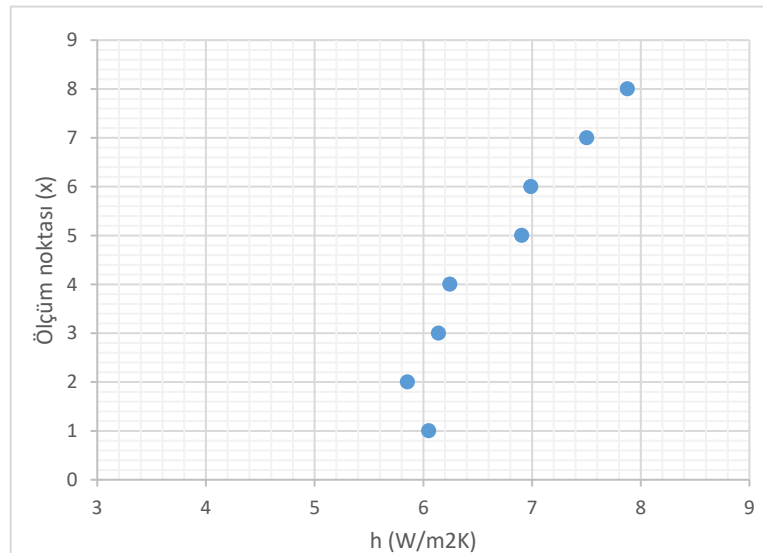
Tablo 4.31 Deney Kodu W1W3T0.6'den elde edilen sonuçlar

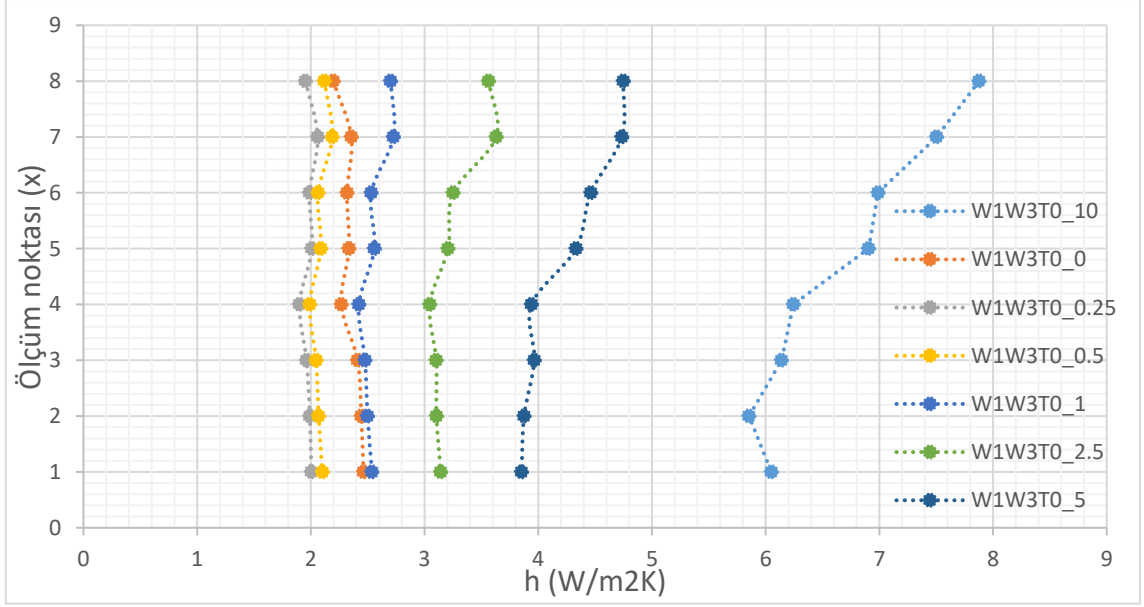
Deney Kodu:		W1W3T0.6		Isı Akıları (W/m2)		
Uygulama:		Radyant soğutma + Cebri havalandırma		q _t	q _r	q _c
Difüzör Hava Hızı (m/s)		5		40,7	21,5	19,2
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m2K)		
W1	AUST	RC	T _{in}	h _t	h _r	h _c
14,2	18,6	18,7	20,4	9,10	4,89	4,29

Yerel Sıcaklıklar**Yerel Isı Taşınım Katsayıları**

Tablo 4.32 Deney Kodu W1W3T0.7’den elde edilen sonuçlar

Deney Kodu:		W1W3T0.7		Isı Akıları (W/m2)		
Uygulama:		Radyant soğutma + Cebri havalandırma		q _t	q _r	q _c
Difüzör Hava Hızı (m/s)		10		52,8	21,9	30,9
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m2K)		
W1	AUST	RC	T _{in}	h _t	h _r	h _c
14,6	19,1	19,2	20,8	11,42	4,86	6,69

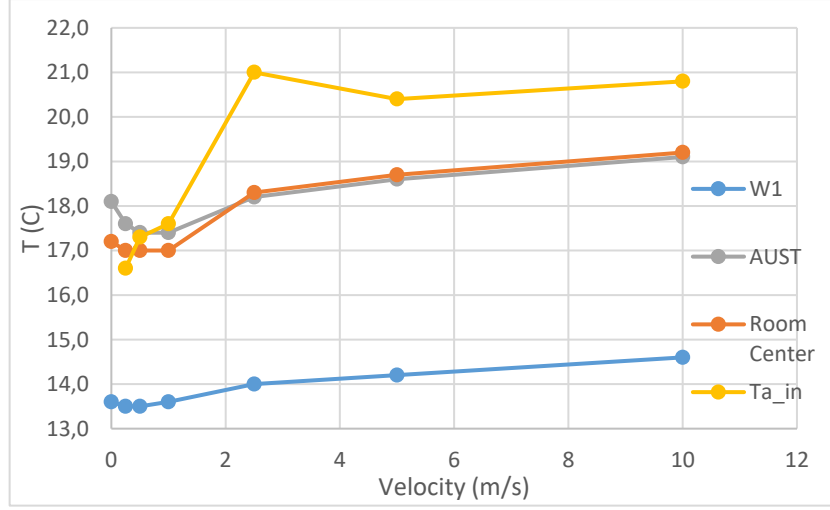
Yerel Sıcaklıklar**Yerel Isı Taşınım Katsayıları**



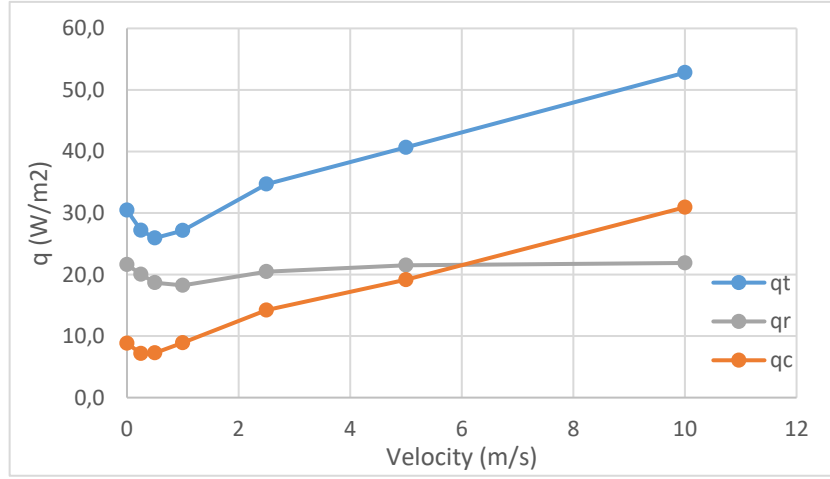
Şekil 4.14 Durum 4'de farklı difüzör çıkış hızlarında lokal ısı taşınım katsayılarının dağılımı

0, 0.25, 0.5 m/s hava hızlarında dikey gradyan nispeten görülmemektedir (Şekil 4.14). 1, 2.5, 5 ve 10 m/s' hızlarında yapılan deneylerde, dikey gradyan hız artıktıkça daha belirgin hale gelmektedir. En belirgin dikey $h_{c,x}$ gradyana sahip 10 m/s hızında oluşan deney sonuçları üzerine değerlendirme yapılacak olunursa, tavana en yakın ölçüm noktası X8'de en yüksek $h_{c,x}$ değeri elde edilmekte ve bu değer tavandan uzaklaştıkça neredeyse lineer bir eğimle düşmektedir. Durum 4'de havalandırmanın karşıt duvara bitişik ve duvara paralel tavan yönünde yapıldığı düşünüldüğünde, hava akışının dönerek tavandan radyant duvara girmesi beklenmektedir. Bu dönüş hareketi hava hızına bağlı olarak radyant duvarda tavandan itibaren daha aşağı hızlardaki ölçüm noktalarına etki etmesi de sonuçlarla birebir örtüşmektedir. Durum 4 ve 5 için geçerli oda içeresindeki hava hareketinin tahmini gösterimi Şekil 4.18'de verilmiştir.

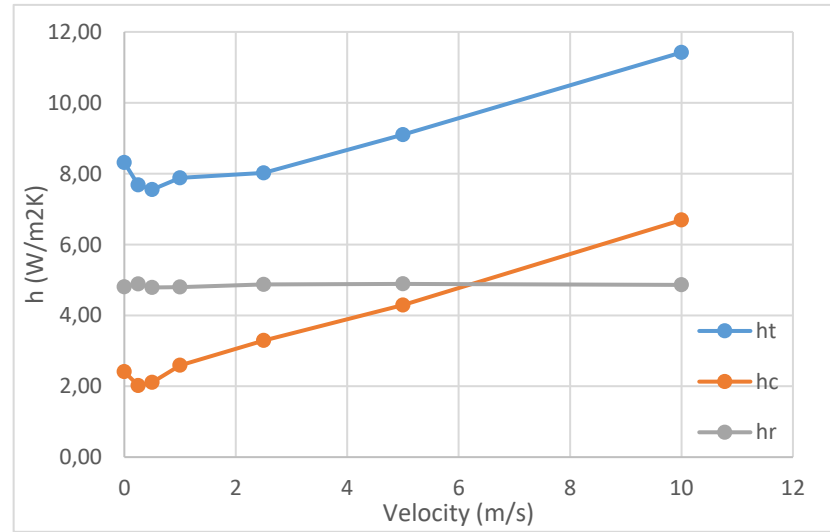
Şekil 4.15'de Durum 4 için ortalama sıcaklıklar, ısı akısı ve ısı geçişi katsayılarının hava hızı ile değişimleri verilmiştir. Düşük hava hızları hariç genel itibariyle bakıldığında hava hızı artışıyla ısı geçişi doğru orantılıdır. Düşük hava hızlarında (0.25, 0.5 m/s) ısı geçişi ısı geçişinde düşme gözlenmektedir. Yüksek hava hızlarında, hava tavandan geri dönerek radyant soğuk duvarda aşağı yönlü hareket edeceği çok düşük hava hızları için beklenmektedir çünkü çok düşük debiye sahip hava, 3 boyutlu odada yayılarak etkisi azalacaktır.



(a)



(b)



(c)

Şekil 4.15 Durum 4 deneyleri sonucu elde edilen ortalama sıcaklıklar, ısı akısı ve ısı geçiş katsayılarının hava hızı ile değişimi

Tablo 4.33 Durum 4 deneylerinden elde edilen sonuçlar

Deney Kodu	U_a m/s	ACH h^{-1}	W1 $^{\circ}C$	AUST $^{\circ}C$	RC $^{\circ}C$	$T_{a_{in}}$ $^{\circ}C$	Q_{wall} W	Q_{rad} W	Q_{con} W	h_t W/m ² K	h_r W/m ² K	h_c W/m ² K
W1W3T0.1	0	0	13,6	18,1	17,2	-	-148,0	-105,1	-42,9	8,31	4,80	2,41
W1W3T0.2	0,25	0,27	13,5	17,6	17,0	16,6	-132,1	-97,4	-34,8	7,68	4,89	2,02
W1W3T0.3	0,5	1,07	13,5	17,4	17,0	17,3	-126,0	-90,8	-35,3	7,55	4,79	2,11
W1W3T0.4	1	2,69	13,6	17,4	17,0	17,6	-131,9	-88,6	-43,3	7,88	4,80	2,59
W1W3T0.5	2,5	7,52	14,0	18,2	18,3	21,0	-168,6	-99,5	-69,1	8,02	4,87	3,29
W1W3T0.6	5	2	14,2	18,6	18,7	20,4	-197,6	-104,5	-93,1	9,10	4,89	4,29
W1W3T0.7	10	31,7	14,6	19,1	19,2	20,8	-256,7	-106,3	-150,3	11,42	4,86	6,69

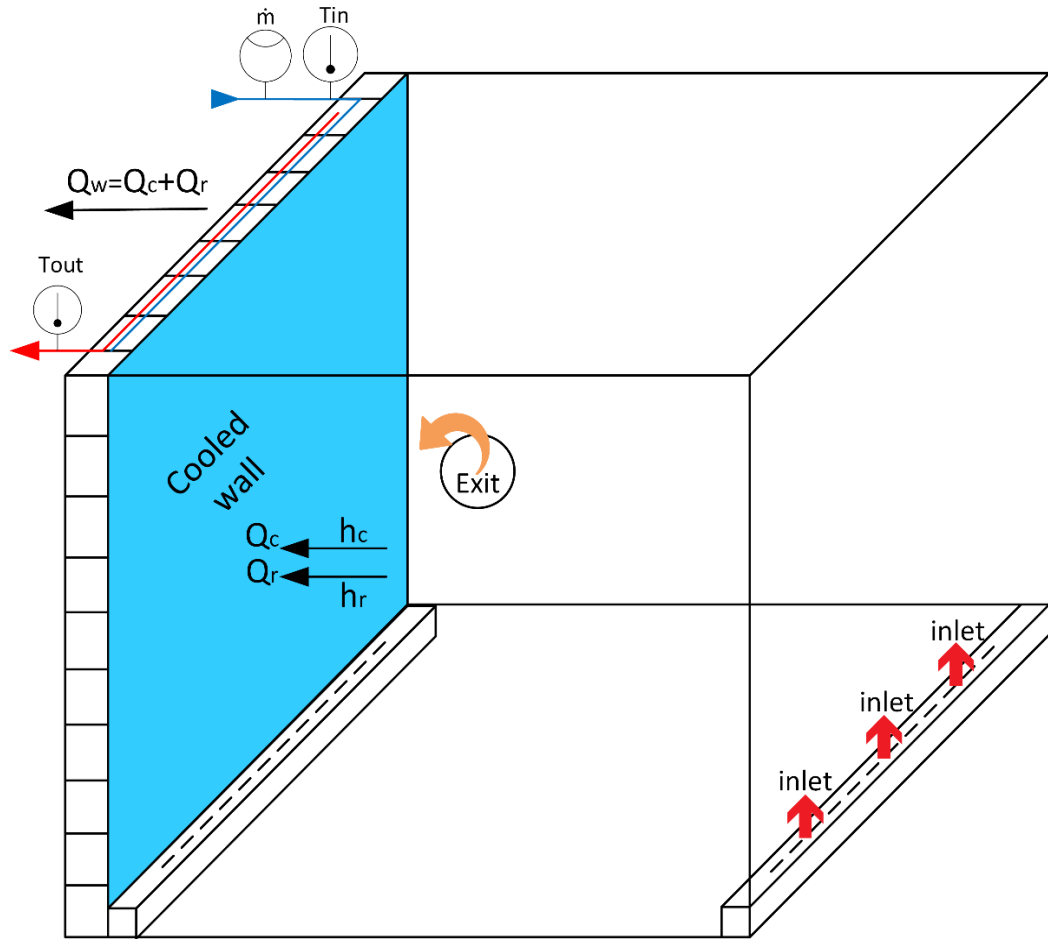
4.6 Durum 5 Deney Sonuçları

Durum 5

Radyant uygulamanın (soğutma) Duvar 1'den yapıldığı ve T2 sıcaklığında havalandırmanın da karşı duvara (Duvar 3) bitişik hava kanalından Şekil 3.x'de gösterildiği gibi yapıldığı durumdur. Durum 5, ısı geçişinin istendiği ve istenmediği iki ayrı uygulamaya benzerlik göstermektedir.

Isı geçişinin istenmeyen durum olduğu uygulama: Kışın diğer yüzeylerin (duvarlar, taban, tavan) iç duvar olduğu, Duvar 1'in dış duvar olduğu ve aşırı soğuk bölge veya mevsimlerde oda sıcaklığını koruyabilmek için taze hava karışımının T1 sıcaklığı ile karşı iç duvara (Duvar 3) bitişik havalandırma kanalından yapıldığı oda.

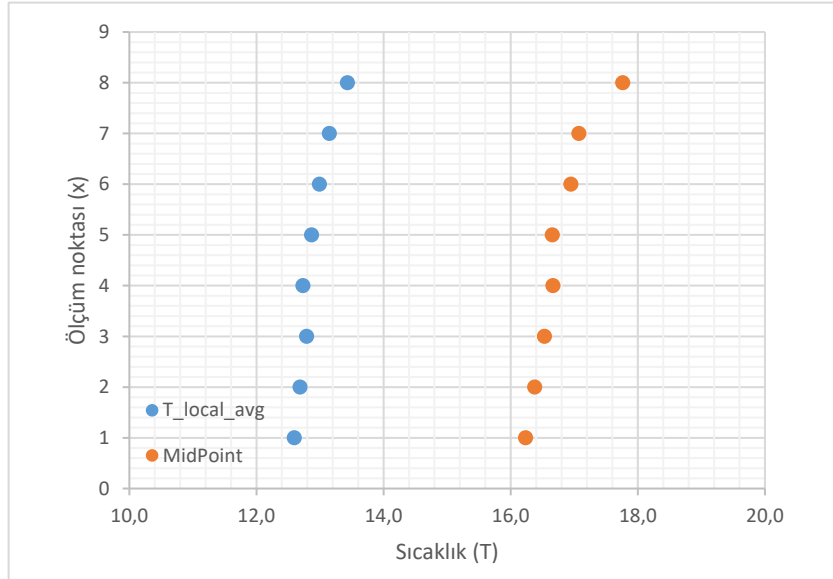
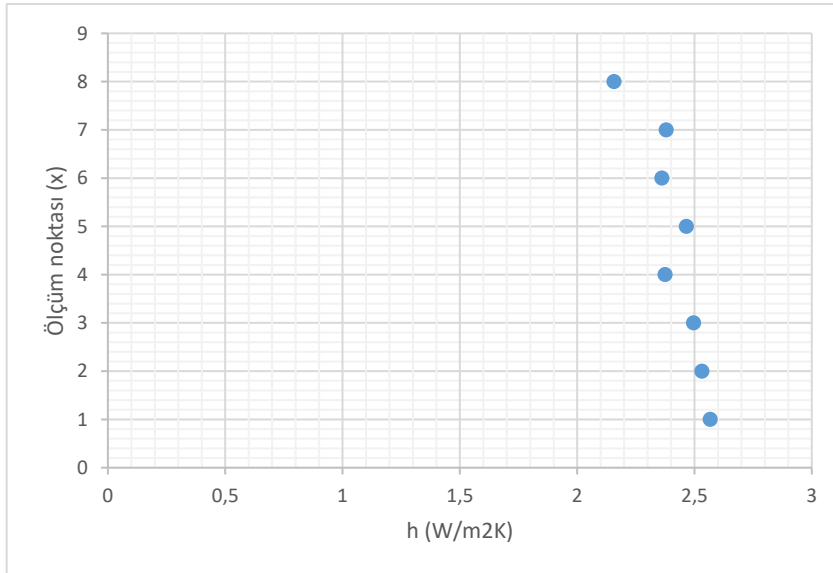
Isı geçişinin istenen durum olduğu uygulama: Yazın Duvar 1'den radyant soğutma yapıldığı ve kuru, sıcak taze hava karışımının T1 sıcaklığında şartlandırılıp karşı iç duvara (Duvar 3) bitişik havalandırma kanalından yapıldığı oda.



Şekil 4.16 Durum 5: Radyant soğutmanın Duvar 1'den ve T1 sıcaklığında şartlandırılmış yukarı yönlü hava jetinin karşı duvara bitişik (Duvar 3) yapıldığı durum şematik gösterimi

Tablo 4.34 Deney Kodu W1W3T1.1'den elde edilen sonuçlar

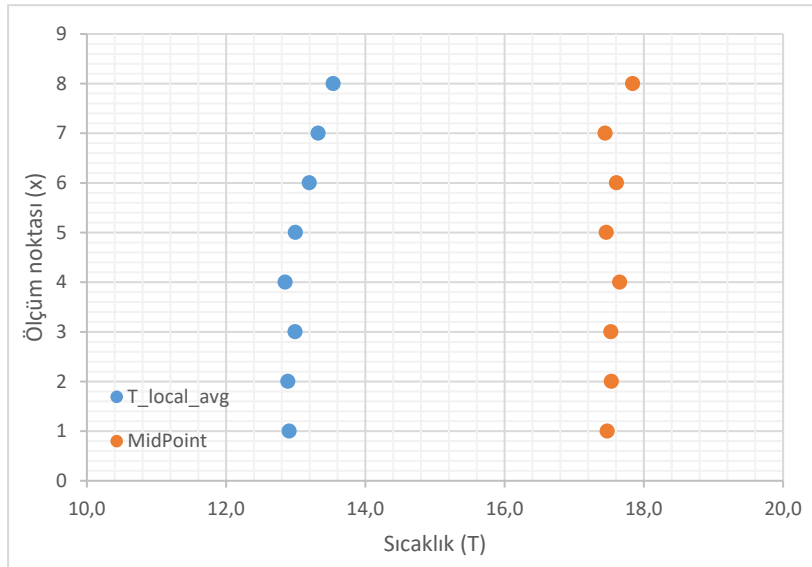
Deney Kodu:		W1W3T1.1		Isı Akıları (W/m2)		
Uygulama:		Radyant soğutma		q _t	q _r	q _c
Difüzör Hava Hızı (m/s):		0		31,7	22,4	9,3
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m2K)		
W1	AUST	RC	Ta _{in}	h _t	h _r	h _c
13,0	17,6	16,7	-	8,43	4,87	2,48

Yerel Sıcaklıklar**Yerel Isı Taşınım Katsayıları**

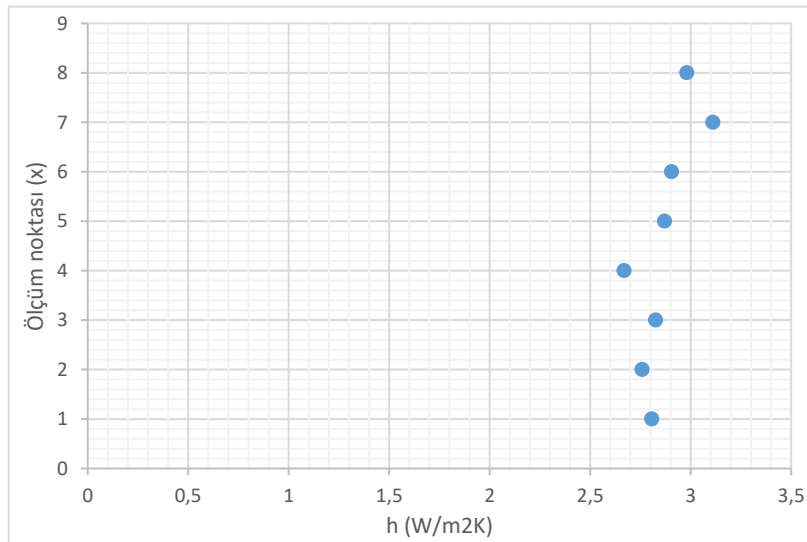
Tablo 4.35 Deney Kodu W1W3T1.2'den elde edilen sonuçlar

Deney Kodu:		W1W3T1.2		Isı Akıları (W/m2)		
Uygulama:		Radyant soğutma + Cebri havalandırma		q _t	q _r	q _c
Difüzör Hava Hızı (m/s)		0,25		33,8	21,0	12,8
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m2K)		
W1	AUST	RC	T _{in}	h _t	h _r	h _c
13,1	17,5	17,6	24,3	7,60	4,78	2,88

Yerel Sıcaklıklar



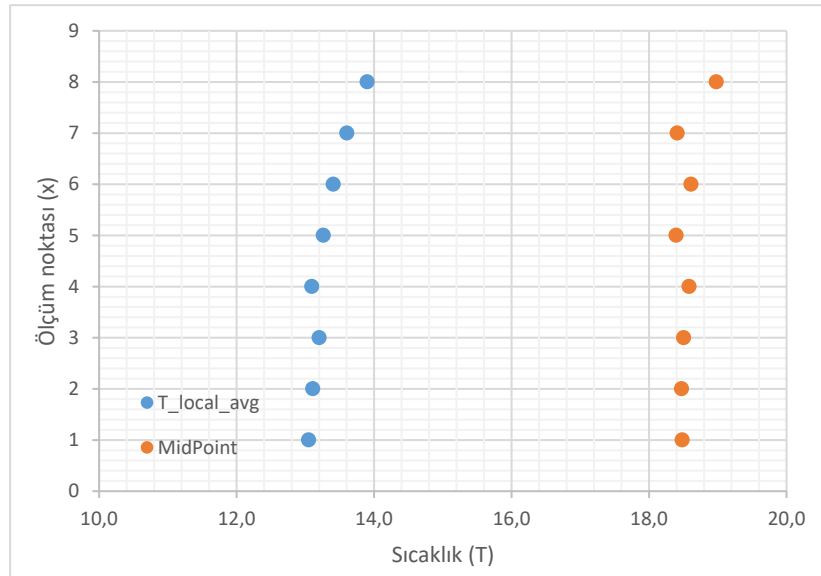
Yerel Isı Taşınım Katsayıları



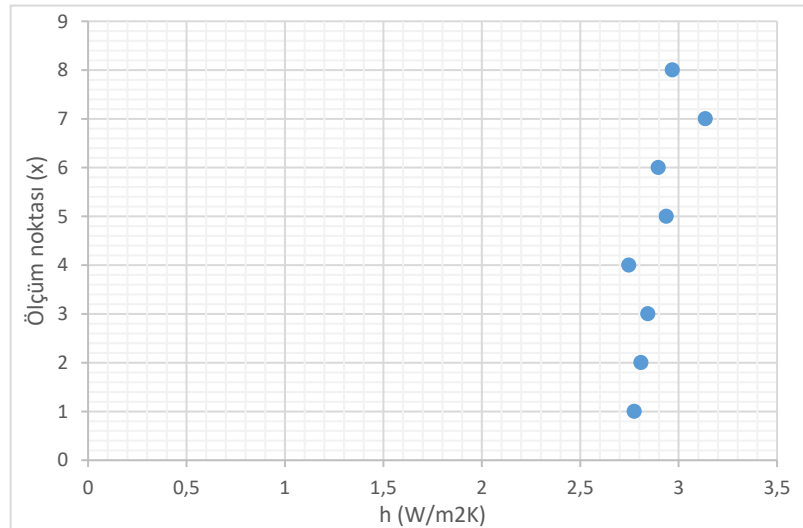
Tablo 4.36 Deney Kodu W1W3T1.3'den elde edilen sonuçlar

Deney Kodu:		W1W3T1.3		Isı Akıları (W/m2)		
Uygulama:		Radyant soğutma + Cebri havalandırma		q _t	q _r	q _c
Difüzör Hava Hızı (m/s)		0,5		38,6	23,5	15,1
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m2K)		
W1	AUST	RC	T _{in}	h _t	h _r	h _c
13,4	18,2	18,6	26,8	7,44	4,89	2,91

Yerel Sıcaklıklar

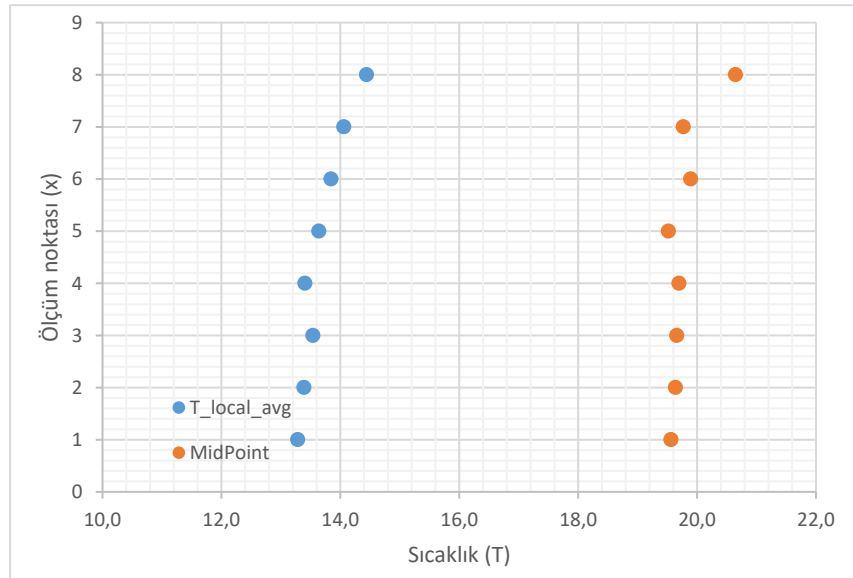
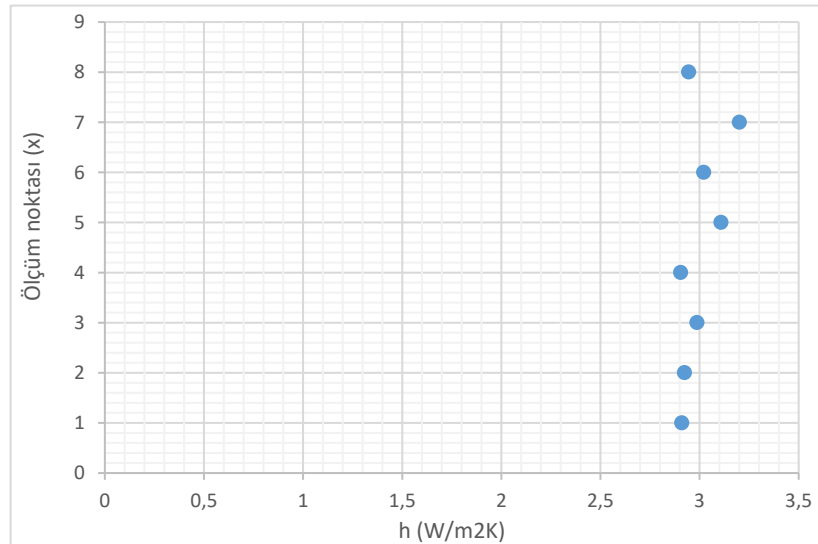


Yerel Isı Taşınım Katsayıları



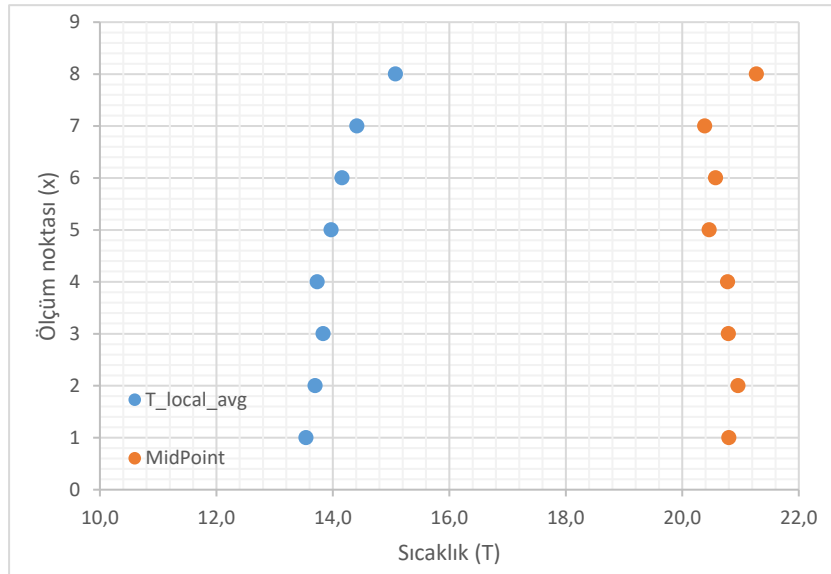
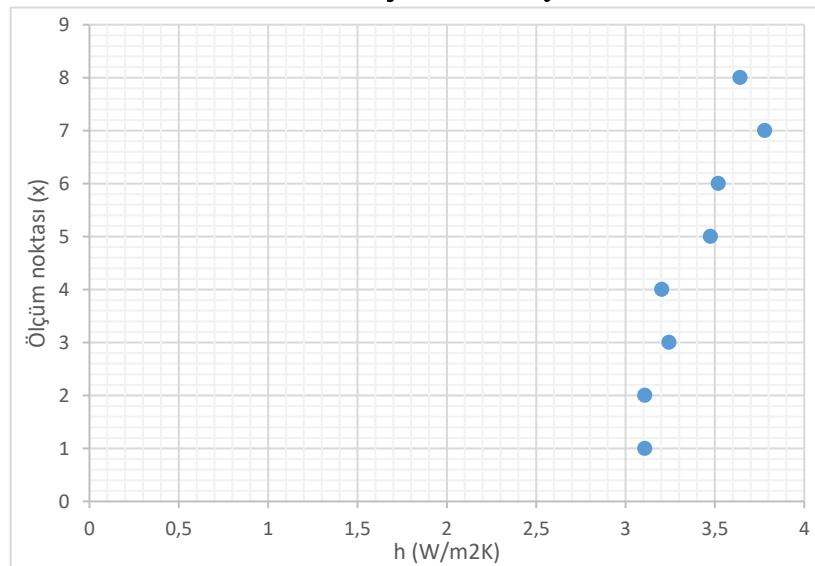
Tablo 4.37 Deney Kodu W1W3T1.4'den elde edilen sonuçlar

Deney Kodu:		W1W3T1.4		Isı Akıları (W/m2)		
Uygulama:		Radyant soğutma + Cebri havalandırma		q _t	q _r	q _c
Difüzör Hava Hızı (m/s)		1		45,7	27,4	18,3
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m2K)		
W1	AUST	RC	T _{in}	h _t	h _r	h _c
13,8	19,4	19,8	25,6	7,60	4,90	3,04

Yerel Sıcaklıklar**Yerel Isı Taşınım Katsayıları**

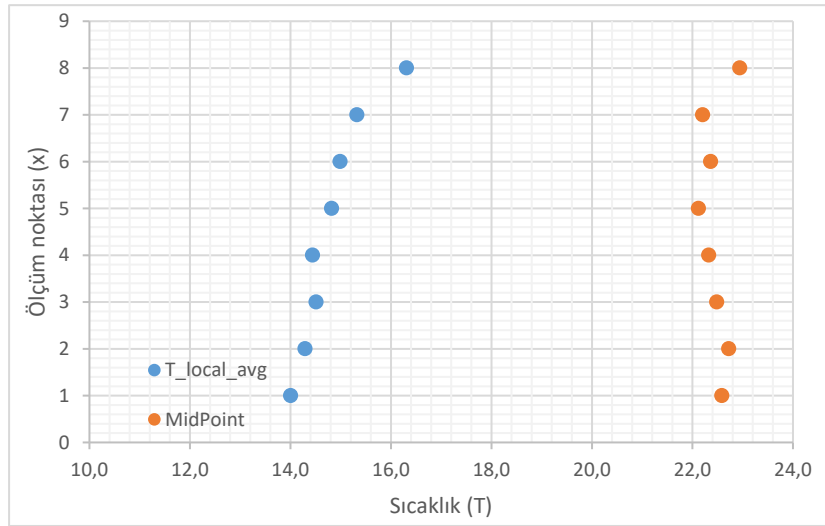
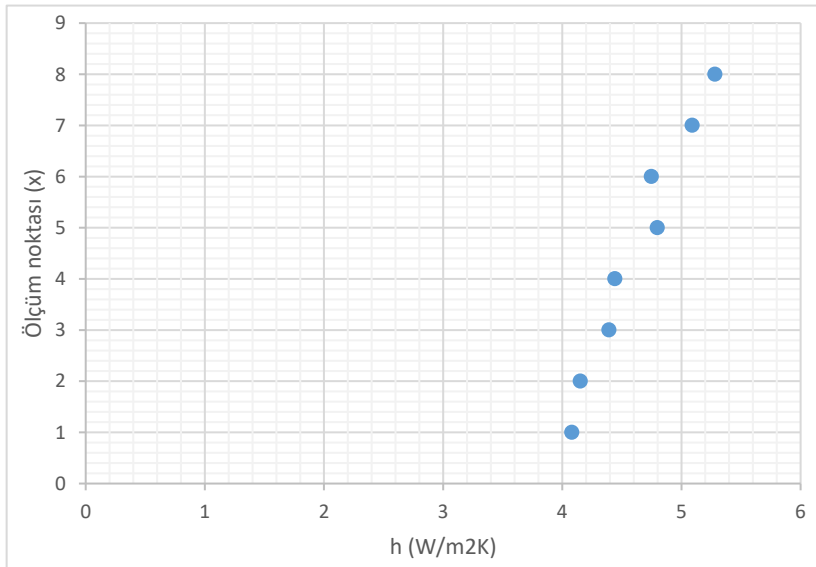
Tablo 4.38 Deney Kodu W1W3T1.5'den elde edilen sonuçlar

Deney Kodu:		W1W3T1.5		Isı Akıları (W/m2)		
Uygulama:		Radyant soğutma + Cebri havalandırma		q _t	q _r	q _c
Difüzör Hava Hızı (m/s)		2,5		52,2	29,6	22,6
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m2K)		
W1	AUST	RC	T _{in}	h _t	h _r	h _c
14,1	20,2	20,7	26,3	7,88	4,86	3,41

Yerel Sıcaklıklar**Yerel Isı Taşınım Katsayıları**

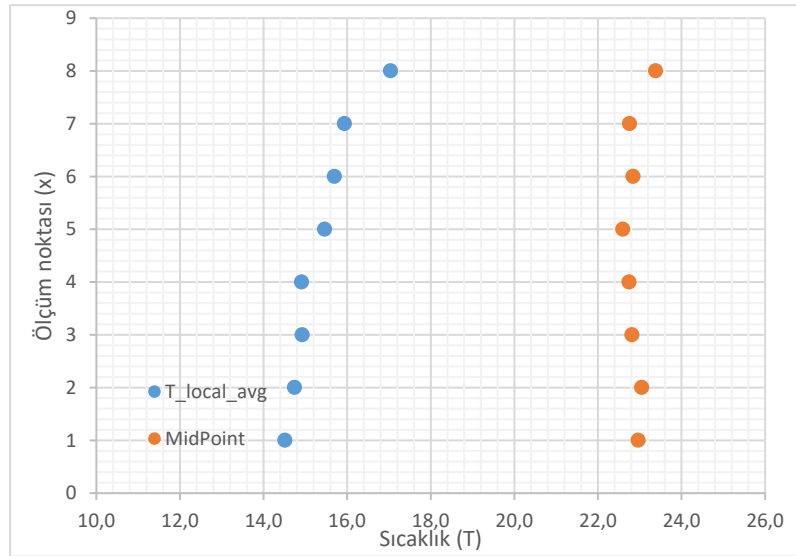
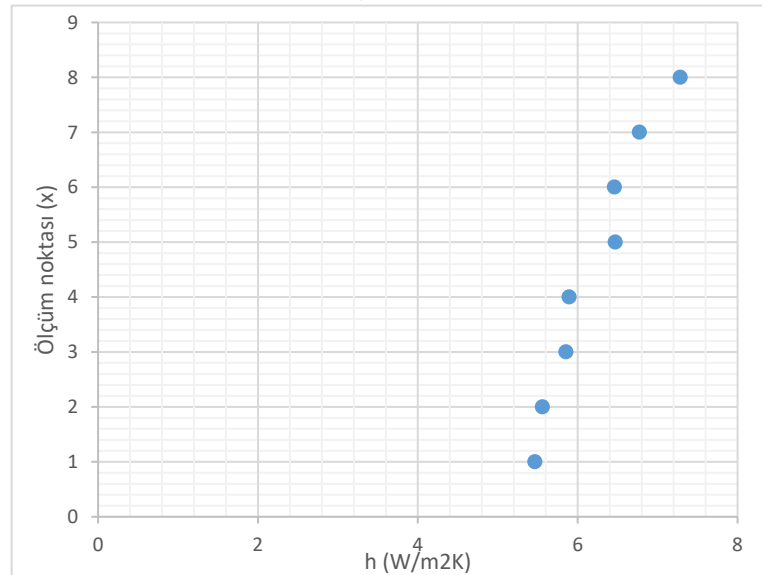
Tablo 4.39 Deney Kodu W1W3T1.6'den elde edilen sonuçlar

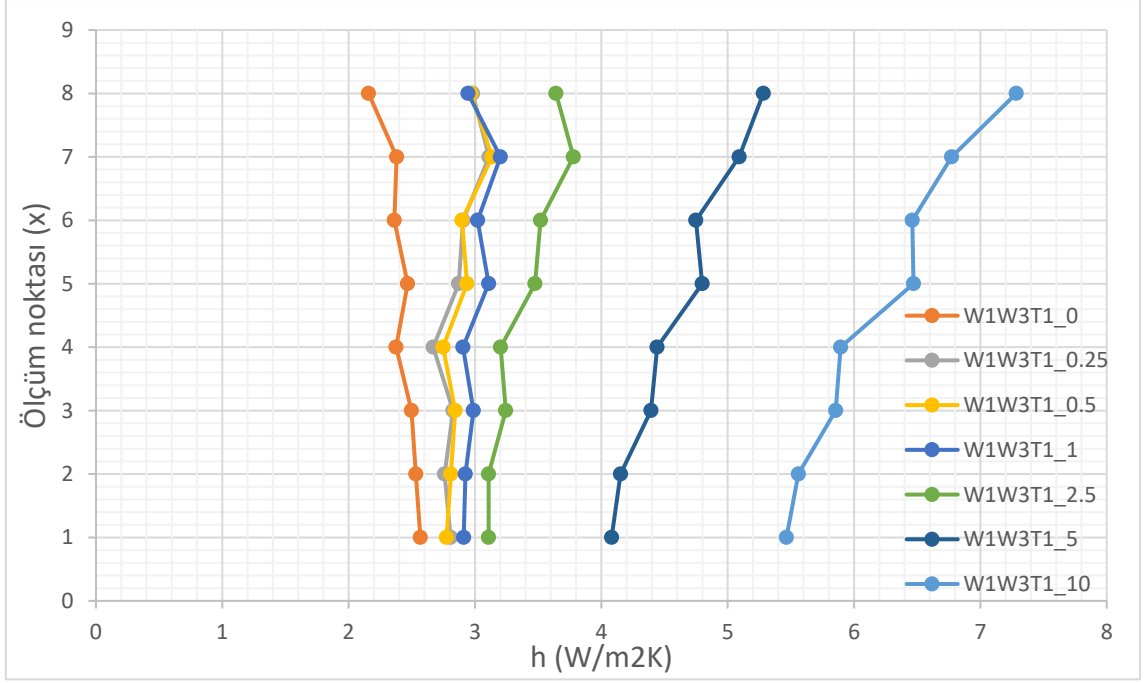
Deney Kodu:		W1W3T1.6		Isı Akıları (W/m2)		
Uygulama:		Radyant soğutma + Cebri havalandırma		q _t	q _r	q _c
Difüzör Hava Hızı (m/s)		5		69,8	34,8	35,0
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m2K)		
W1	AUST	RC	T _{in}	h _t	h _r	h _c
15,0	22,0	22,5	26,5	9,28	4,96	4,66

Yerel Sıcaklıklar**Yerel Isı Taşınım Katsayıları**

Tablo 4.40 Deney Kodu W1W3T1.7'den elde edilen sonuçlar

Deney Kodu:		W1W3T1.7		Isı Akıları (W/m2)		
Uygulama:		Radyant soğutma + Cebri havalandırma		q _t	q _r	q _c
Difüzör Hava Hızı (m/s)		10		80,8	34,6	46,2
Sıcaklıklar (°C)				Isı Taşınım Katsayıları (W/m2K)		
W1	AUST	RC	T _{in}	h _t	h _r	h _c
15,5	22,5	22,9	25,8	10,94	4,95	6,25

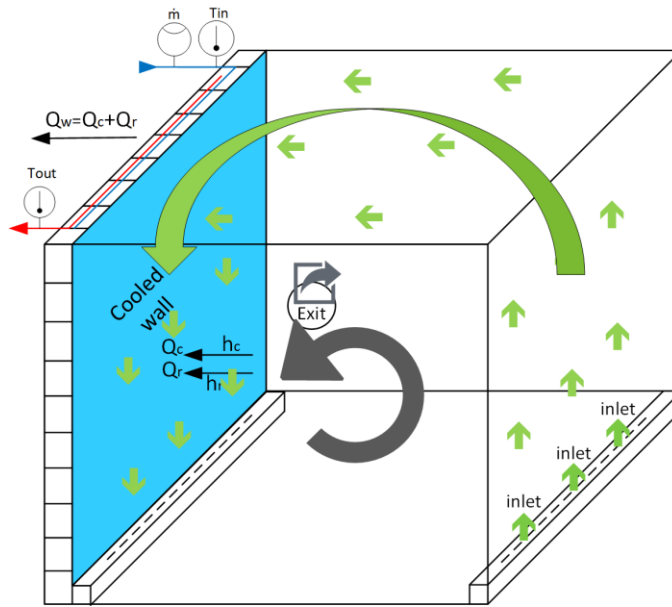
Yerel Sıcaklıklar**Yerel Isı Taşınım Katsayıları**



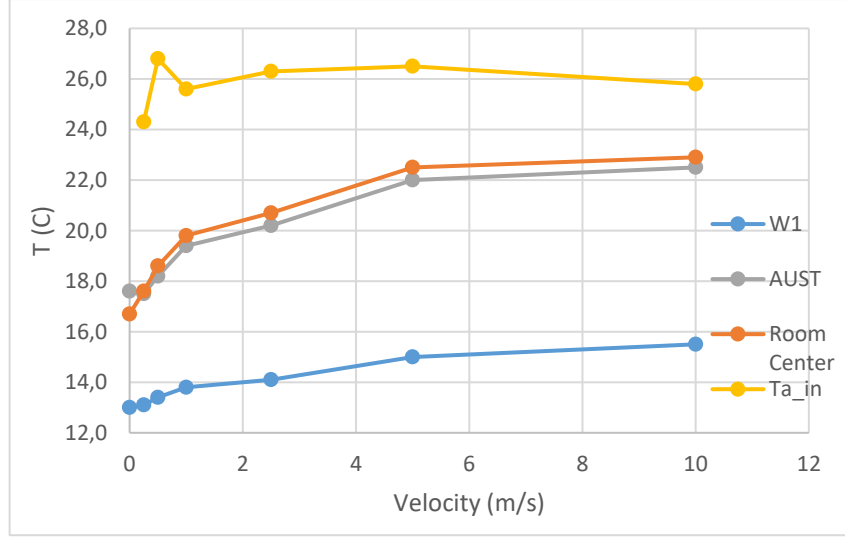
Şekil 4.17 Durum 5'de farklı difüzör çıkış hızlarında lokal ısı taşınım katsayılarının dağılımı

Şekil 4.17'de Durum 5 için yapılan deney sonucunda farklı hava hızları için lokal taşınım ısı geçiş katsayıları ($h_{c,x}$) verilmektedir. Dikey $h_{c,x}$ gradyanları Durum 4 ile benzerlik göstermektedir.

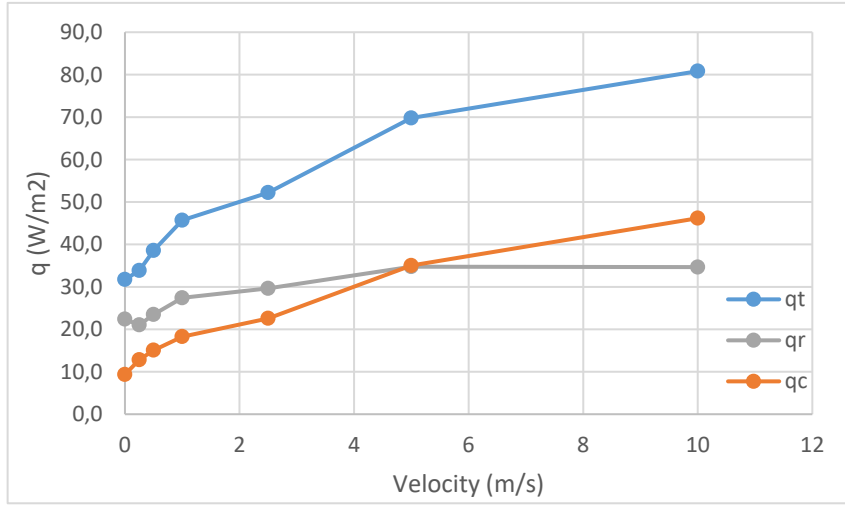
Şekil 4.19'de Durum 4 için ortalama sıcaklıklar, ısı akısı ve ısı geçişi katsayılarının hava hızı ile değişimleri verilmiştir. Tüm hız değerleri için ısı taşınım geçişi artış trendi gösterdiği söylenebilir.



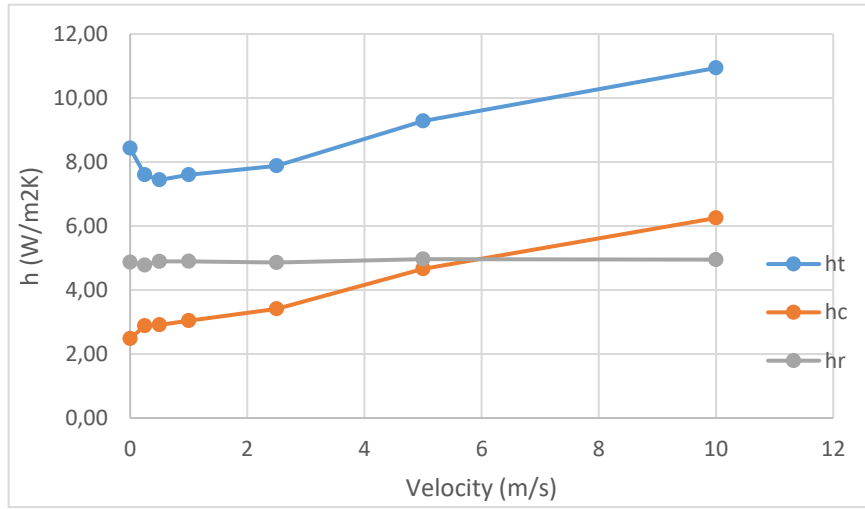
Şekil 4.18 Durum 4 ve 5 için oda içerisindeki hava hareketi



(a)



(b)



(c)

Şekil 4.19 Durum 5 deneyleri sonucu elde edilen ortalama sıcaklıklar, ısı akısı ve ısı geçiş katsayılarının hava hızı ile değişimi

Tablo 4.41 Durum 5 deneylerinden elde edilen sonuçlar

Deney Kodu	U_a m/s	ACH h^{-1}	W1 $^{\circ}C$	AUST $^{\circ}C$	RC $^{\circ}C$	$T_{a_{in}}$ $^{\circ}C$	Q_{wall} W	Q_{rad} W	Q_{con} W	h_t W/m ² K	h_r W/m ² K	h_c W/m ² K
W1W3T1.1	0	0	13,0	17,6	16,7	-	-154,2	-108,8	-45,4	8,43	4,87	2,48
W1W3T1.2	0,25	0,27	13,1	17,5	17,6	24,3	-164,5	-102,2	-62,3	7,60	4,78	2,88
W1W3T1.3	0,5	1,07	13,4	18,2	18,6	26,8	-187,4	-114,2	-73,3	7,44	4,89	2,91
W1W3T1.4	1	2,69	13,8	19,4	19,8	25,6	-222,1	-133,2	-88,8	7,60	4,90	3,04
W1W3T1.5	2,5	7,52	14,1	20,2	20,7	26,3	-253,7	-144,0	-109,7	7,88	4,86	3,41
W1W3T1.6	5	15,6	15,0	22,0	22,5	26,5	-339,1	-168,9	-170,2	9,28	4,96	4,66
W1W3T1.7	10	31,7	15,5	22,5	22,9	25,8	-392,8	-168,4	-224,4	10,94	4,95	6,25

4.7 Deney Sonuçların Karşılaştırılması

4.7.1 Giriş

Tablo 4.42’de bu deneysel çalışmada uygulanan beş durum özetlenmiştir. Durumlar hakkında daha detaylı bilgi her bir durum için oluşturulan konu başlığında ayrıca verilmiştir. Tüm durumlarda radyant soğutma Duvar 1’den (W1) yapılmaktadır. Odadan hava çıkışı Duvar 4’de tavana yakın dairesel hava kanalından yapılmaktadır. Karşıt yük, oda ile dış ortam arasındaki oluşan diğer 5 yüzeyden ve hava jetinden sağlanmaktadır.

Tablo 4.42 Deneysel çalışmada kullanılan durumlar

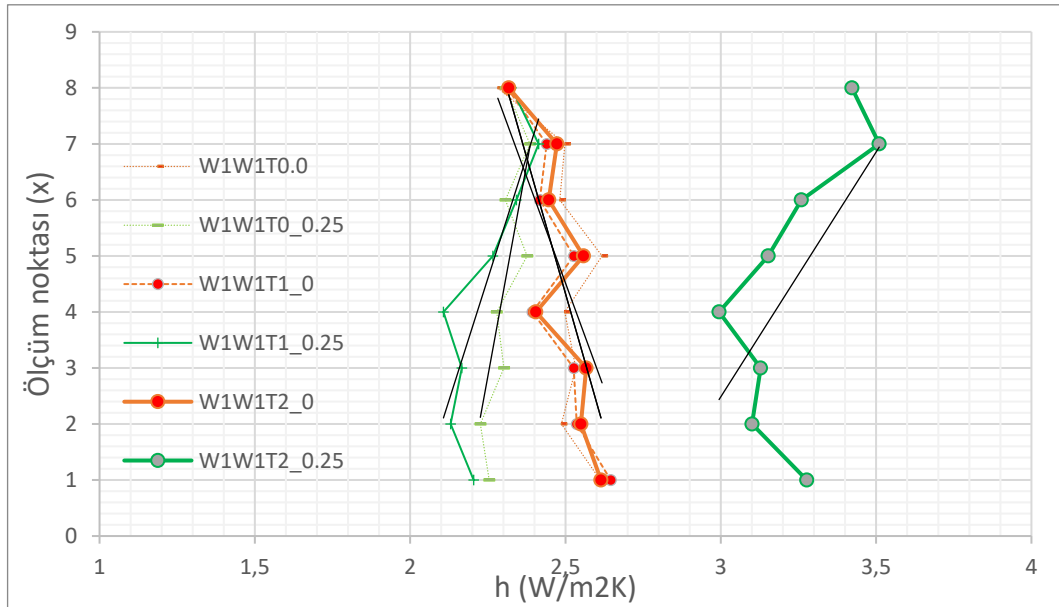
No	Durum Açıklaması	Şematik Gösterim
1	Radyant soğutma ve şartlandırılmamış (sadece sirkülasyon yapılan) yukarı yönlü hava jetinin aynı duvarda (Duvar 1) uygulandığı durum	
2	Radyant soğutma ve T1 sıcaklığında şartlandırılmış yukarı yönlü hava jetinin aynı duvardan (Duvar 1) yapıldığı durum	

Tablo 4.42 Deneysel çalışmada kullanılan durumlar (Devamı)

No	Durum Açıklaması	Şematik Gösterim
3	Radyant soğutma ve T2 sıcaklığında şartlandırılmış yukarı yönlü hava jetinin aynı duvardan (Duvar 1) yapıldığı durum	
4	Radyant soğutmanın Duvar 1'den ve şartlandırılmamış yukarı yönlü hava jetinin karşıt duvara (Duvar 3) bitişik yapıldığı durum	
5	Radyant soğutmanın Duvar 1'den ve T1 sıcaklığında şartlandırılmış yukarı yönlü hava jetinin karşıt duvara (Duvar 3) bitişik yapıldığı durum	

Durum 1, Durum 2 ve Durum 3 de hava jeti radyant soğutma yapılan duvara bitişik süpürgelik hizasındaki slot difüzörden duvara paralel yukarı yönlü yapılmaktadır. İlk üç durum arasında sadece difüzör çıkış sıcaklığı veya hava jeti odaya giriş sıcaklığı olarak tanımlanabilecek sıcaklık (T_{in}) değişmektedir. Durum 1’de bu sıcaklık şartlandırılmadan (sadece sirkülasyon) odaya verilmektedir. Durum 2 ve Durum 3 de sırasıyla $Ta_{in}=T1$ ve $Ta_{in}=T2$ sıcaklığında şartlandırılmış hava slot difüzör yoluyla odaya basılmaktadır. Durum 4 ve Durum 5’de ise radyant soğutma yapılan duvar değiştirilmeden, hava jeti karşı duvardan (Duvar 3 – W3) yapılmaktadır. Durum 4’de de Durum 1’e benzer hava şartlandırılmadan ortama geri verilip, sadece oda içi sirkülasyon yapılmaktadır. Durum 5’de ise Durum 4’deki duruma ilave hava odaya girmeden önce $Ta_{in}=T1$ sıcaklığında şartlandırılmıştır. T1 ve T2 sıcaklıkları her durumun kendi sıcaklık grafiğinden veya sonuç tablolarından Ta_{in} verisiyle okunabilmektedir.

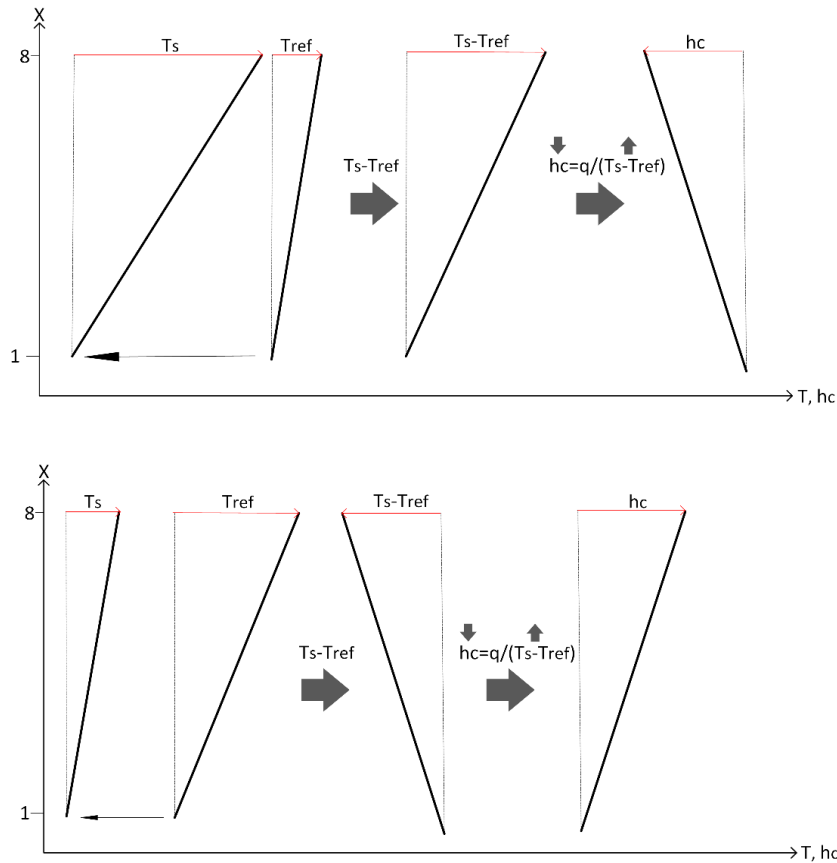
4.7.2 Lokal Isı Taşınım Katsayılarının ($h_{c,x}$) Karşılaştırılması



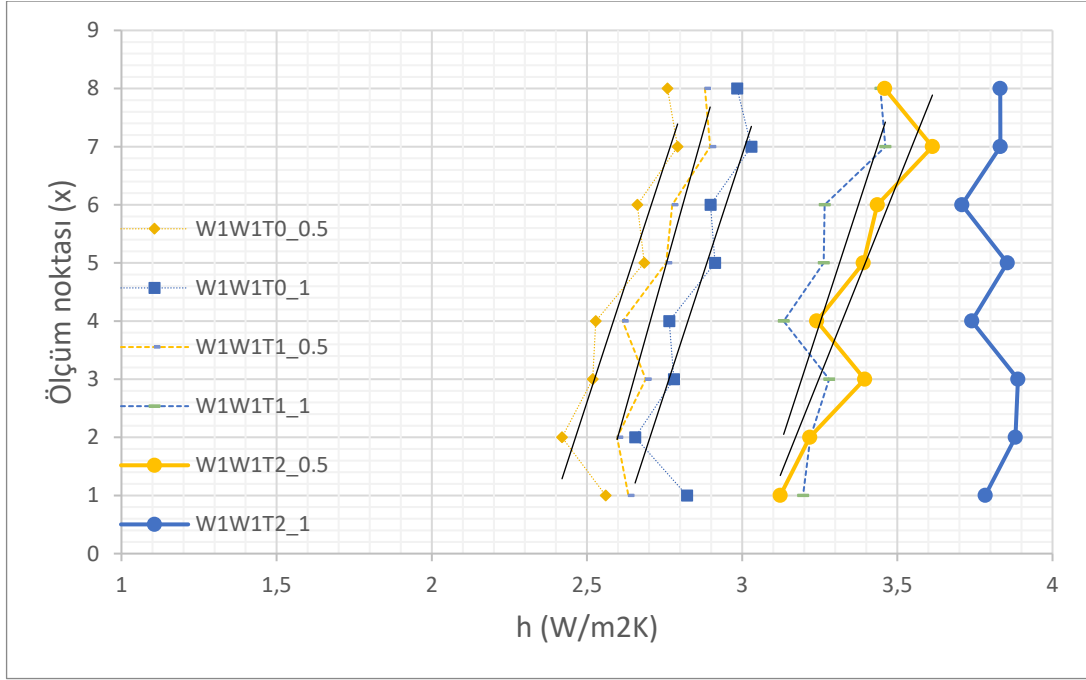
Şekil 4.20 Durum 1, Durum 2 ve Durum 3’ün deneyleri sonucu elde edilen lokal ısı geçiş katsayılarının 0 ve (doğal taşınım) 0.25 m/s (karışık taşınım) hava hızlarında değişiminin karşılaştırılması

Şekil 4.20’de Durum 1, 2 ve 3 için yapılan deney sonucunda 0 (doğal taşınım) ve 0.25 m/s hızları için lokal taşınım ısı geçiş katsayıları ($h_{c,x}$) verilmektedir. Her üç lokal doğal taşınım ısı geçiş katsayısının dikey gradyanı nispeten düşük bir eğim ile sola doğru eğim çizgisi vermektedir. Hidronik devreye giriş/çıkış su bağlantı

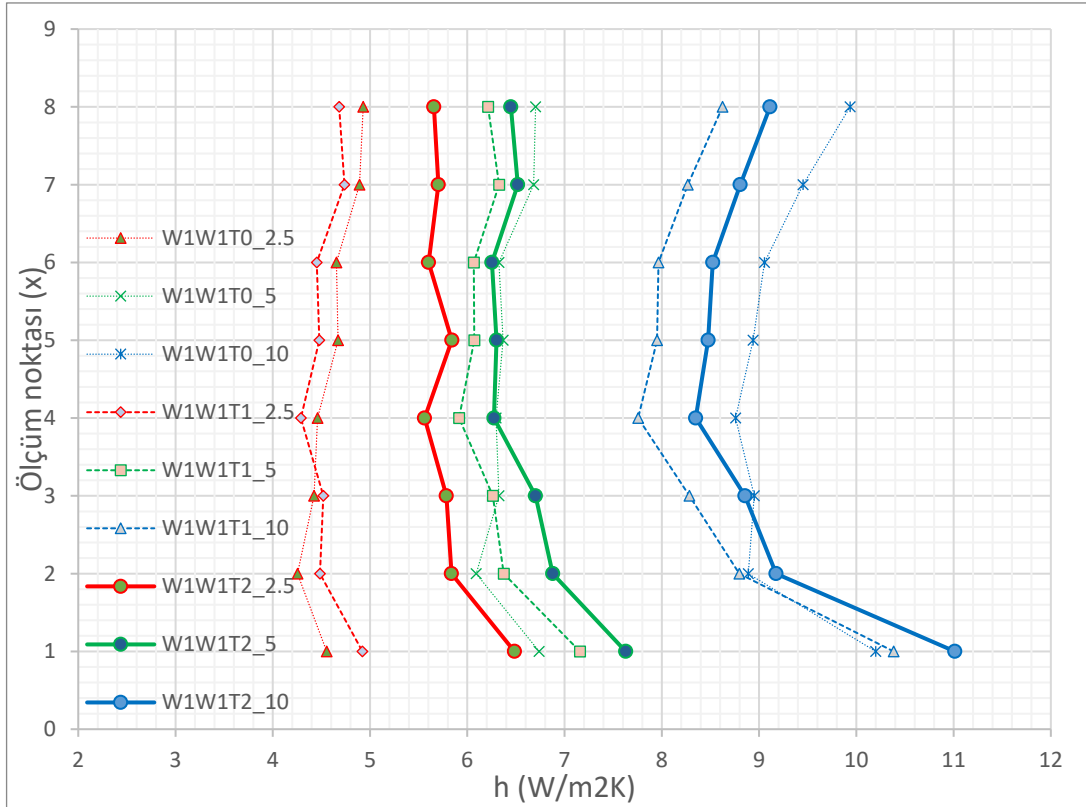
noktaları sebebiyle radyant duvardaki ölçüm noktalarında aşağıdan yukarıya Tablo 4.2 ile verilen sıcaklık grafiğinden de görülebileceği gibi sağa yönlü bir dikey sıcaklık gradyanı (VTG) oluşur. Bu sağa doğru eğimli VTG, duvarın tabana yakın kısmının (X1), tavana yakın kısmından (X8) daha düşük sıcaklıkta olması anlamına gelir. Lokal $h_{c,x}$ hesaplanırken, Denk. 4.6’da gösterildiği gibi radyant uygulama yapılan duvarın ilgili noktasındaki sıcaklığa karşılık, gene aynı hizadaki oda merkezindeki sıcaklık dikkate alınır. Bu sebeple $h_{c,x}$ değerlerinde bu eğim etkisi düşer. Buna ek olarak oda içerisinde soğuk hava ısınır ve doğal taşınımın etkisiyle ısınan hava yükselerek oda içinde VTG oluşturur. Bu (duvar ve oda merkezinde oluşan) iki sıcaklık gradyanları arasındaki fark ile hesaplanan $h_{c,x}$ oldukça hafif sola doğru eğimle sonuçlandığı gözlemlendiğinde (bkz. Şekil 4.20), Denklem 4.6.’dan $(T_s - T_{ref})$ oda yüksekliğince azaldığını gösterir. Bu durum, Şekil 4.21’de abartılı eğim çizgileri verilmiş $T_{s,x}$ $T_{ref,x}$ dikey gradyanlarının değişimine göre $h_{c,x}$ dikey gradyanının değişimi görsel olarak izah edilmeye çalışılmıştır. 0.25 m/s hızında $h_{c,x}$ dikey gradyanlarının eğim çizgisi sağa doğru yön alır.



Şekil 4.21 Durum Dikey $h_{c,x}$ gradyanının sola ve sağa eğimli olmasının sebebi T_s ve T_{ref} sıcaklıkları değişimi ile açıklaması



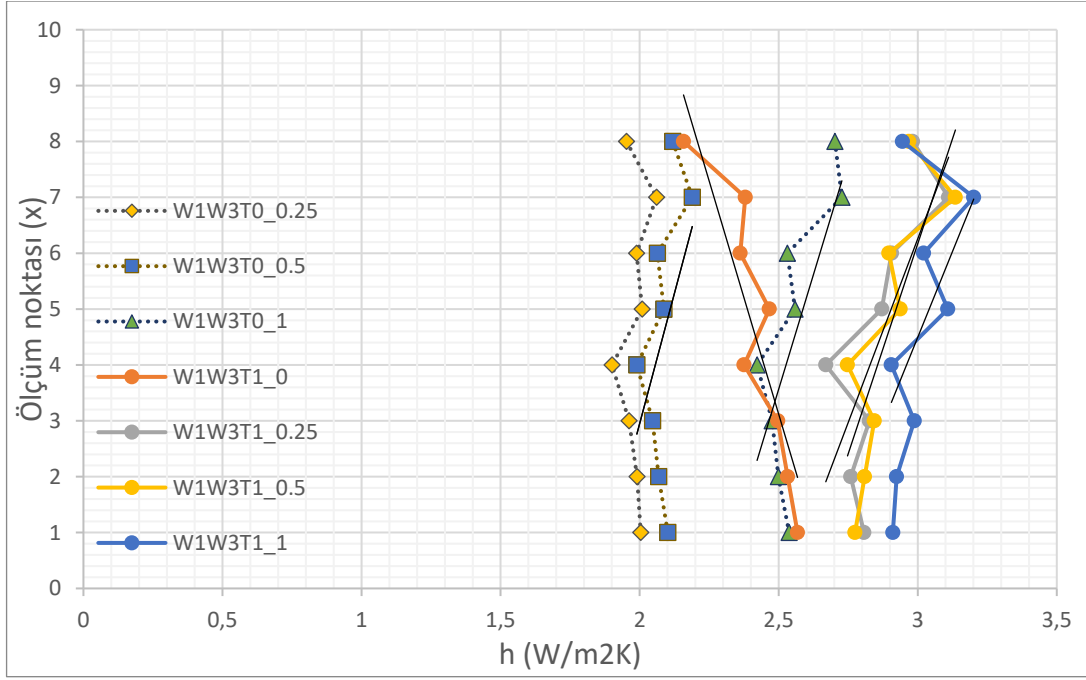
Şekil 4.22 Durum 1, Durum 2 ve Durum 3'ün deneyleri sonucu elde edilen lokal ısı geçiş katsayılarının 0.5 ve 1 m/s (karışık taşınım) hava hızlarında değişiminin karşılaştırılması



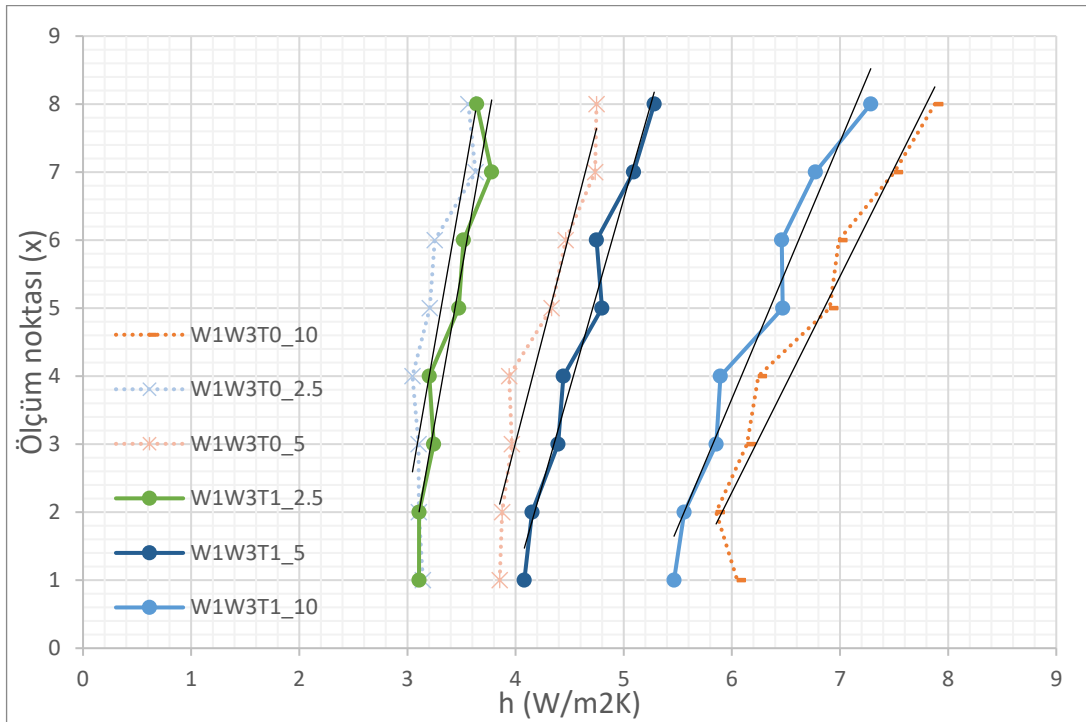
Şekil 4.23 Durum 1, Durum 2 ve Durum 3'ün deneyleri sonucu elde edilen lokal ısı geçiş katsayılarının 2.5, 5 ve 10 m/s hava hızlarında değişiminin karşılaştırılması

Durum 1, 2 ve 3 deneyleri sonucu elde edilen lokal ısı geçiş katsayıları şekil 4.22 (0.5 ve 1 m/s) ve şekil 4.23 (2.5, 5 ve 10 m/s) üzerinde karşılaştırılması yapılmıştır. şekil 4.22’de Durum 3’ün 1 m/s hızı hariç, 0.5 ve 1 m/s hızlarında eğim çizgilerinin gene sağa yönlü olduğu görülmektedir. Bu durum yerel ısı taşınım katsayısının ($h_{c,x}$) belirtilen hızlarda duvar ölçüm noktası yüksekliği ile paralel artığını göstermektedir. Tabi bu artışlar 0.25, 05 ve 1 m/s de oldukça sınırlı olmaktadır. şekil 4.23’de 2.5 ve 5 m/s hızlarında X1 ilk ölçüm yüksekliğinde artış görülmekle birlikte, yukarıdaki diğer ölçüm noktalarında dikey gradyan eğimi düzleşmiştir. 10 m/s hızında X1’de oldukça belirgin artış gözlenmekte ve en yüksek h_c değeri X1’de olmaktadır. X1’den X4 çıkıldıkça orta ölçüm noktasına doğru düşmekte ve en düşük değere ulaşmaktadır. X1 noktasındaki değeri geçmemekle birlikte, lokal h_c değeri X8’e kadar tüm üç durumda da yükselmektedir. Üç durumda da benzer bir $h_{c,x}$ formu oluşmakla birlikte X1’de en yüksek yerel ısı taşınım katsayısı Durum 3 (T2 sıcaklık durumu) de gerçekleşmektedir. Yüksek hava hızlarında, beklenildiği gibi oda merkezindeki VTG’nı düzleşmekte buna karşılık radyant duvar zerindeki VTG hava girişinin etkisiyle oldukça artmaktadır. Sabit ısı geçişi kabul ile lokal $h_{c,x}$ ’in dikey gradyanı tamamen bu iki VTG’nin farkıyla şekillenmektedir.

Durum 4 ve 5 deneyleri sonucu elde edilen lokal ısı geçiş katsayıları şekil 4.24 (0, 0.25, 0.5, 1 m/s) ve şekil 4.25(2.5, 5, 10 m/s)zerinde karşılaştırılması yapılmıştır. İlgili grafikler incelendiğinde, doğal taşınım (0 m/s) deneyi hariç tüm deneylerde eğim $h_{c,x}$ dikey grandayını eğim çizgileri sağa doğru olmakta, hız artıkça eğim çizgilerinde eğim artmakla beraber 10 m/s hızında hiçbir zaman Durum 1, 2, 3’ formuna ulaşamamaktadır.

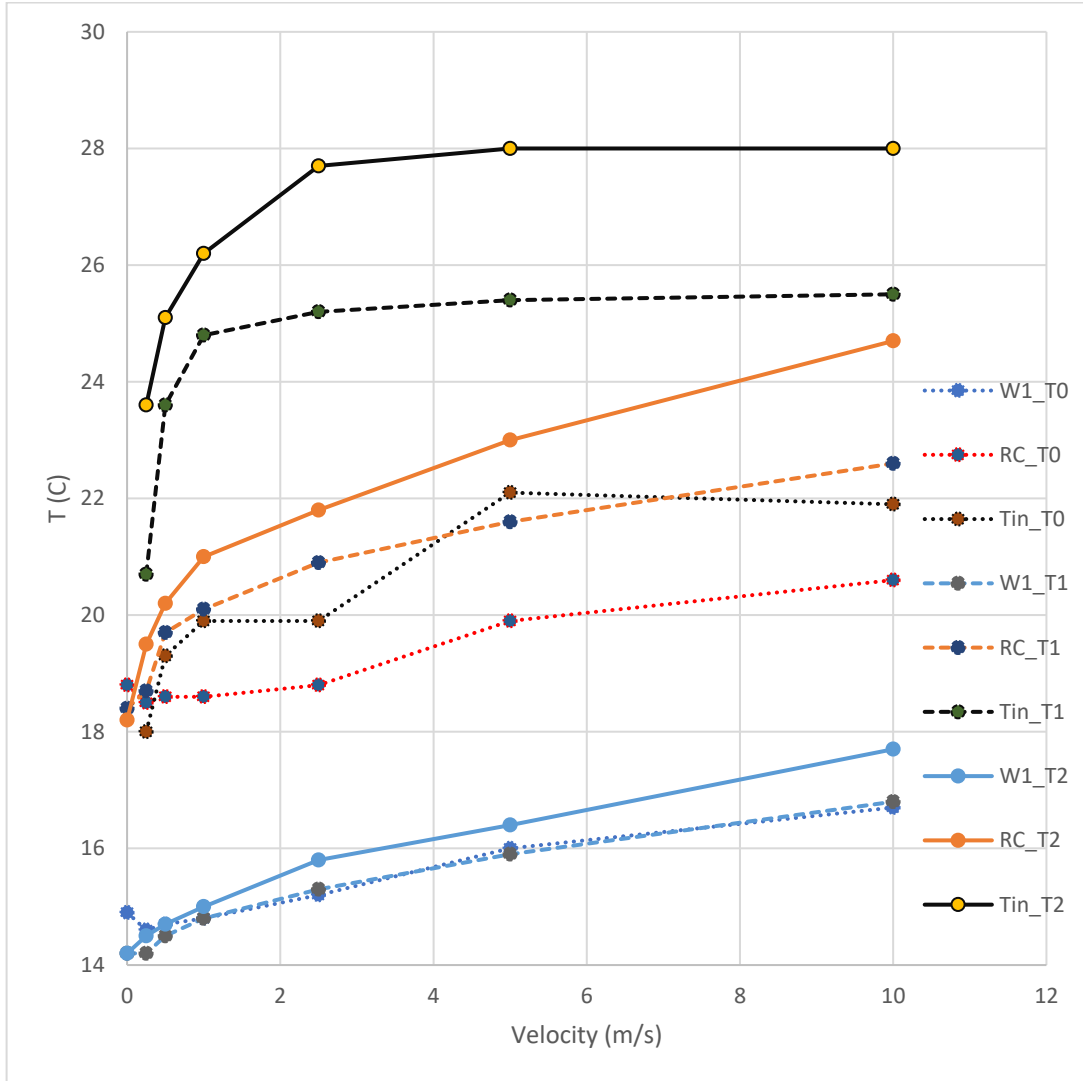


Şekil 4.24 Durum 4 ve Durum 5'in (hava jeti karşı duvara bitişik) deneyleri sonucu elde edilen lokal ısı geçiş katsayılarının 0, 0.25 ve 1 m/s hava hızlarında değişiminin karşılaştırılması



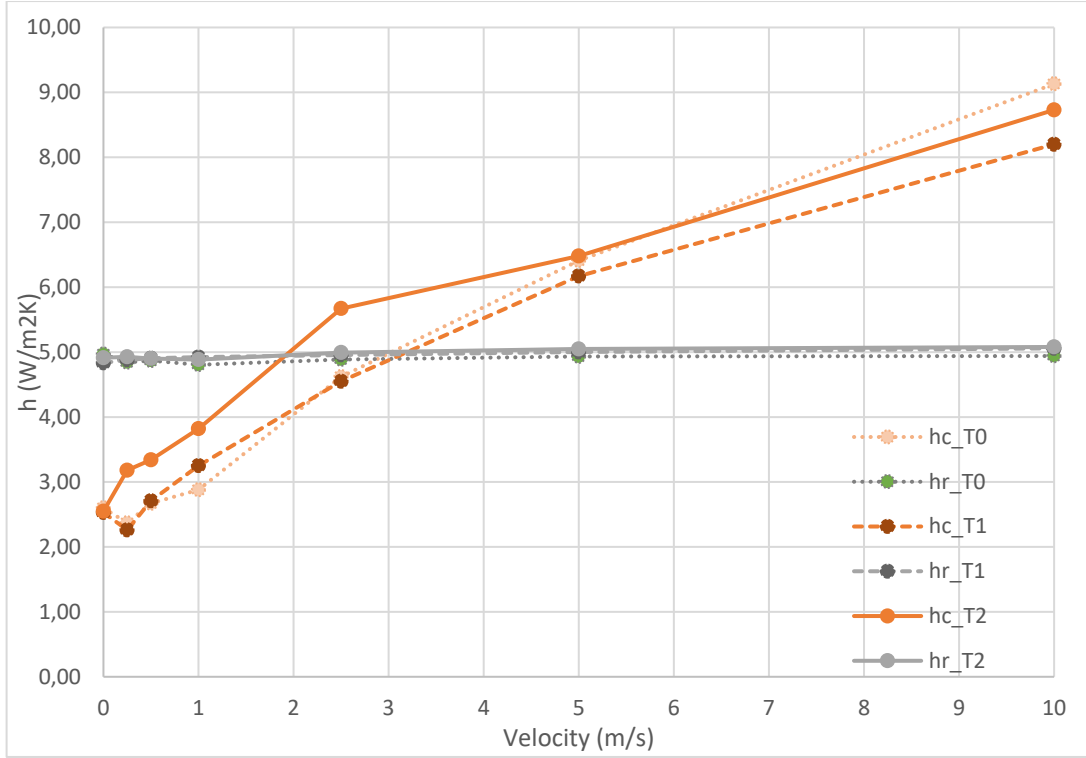
Şekil 4.25 Durum 4 ve Durum 5'ün deneyleri sonucu elde edilen lokal ısı geçiş katsayılarının 2.5, 5 ve 10 m/s hava hızlarında değişiminin karşılaştırılması

4.7.3 Radyant Soğutma ve Havalandırmanın Aynı Duvardan Yapıldığı ama Hava Giriş Sıcaklığının Değiştiği Durumların (Durum 1, 2, 3) Kendi İçinde Karşılaştırılması



Şekil 4.26 Durum 1, 2 ve 3'ün deneyleri sonucu elde edilen ortalama sıcaklıkların hava hızlarında değişiminin karşılaştırılması

Düşük hava hızlarında, yalıtımsız metal hava kanalı bitişik soğuk duvar ve ortam sıcaklığından etkilenmekte ve içindeki havanın sıcaklığını düşürmektedir. Yüksek hava sıcaklıklarında bu etki gücünü yitirse de düşük hava hızlarında yalıtımsız metal bir hava kanalında kaçınılmazdır. Şekil 4.26 incelendiğinde tüm durumlar için düşük hava hızlarda $T_{a_{in}}$ hava giriş sıcaklıkları hedeflenen sıcaklığa ulaşamasa da durumlar arası sıcaklık farkları korunabilmiştir. Örnek verilecek olunursa, $T_{a_{in}}$ Durum 1'de 18°C, Durum 2'de 20,7°C, Durum 3'de 23,6°C olarak ölçülmüştür.

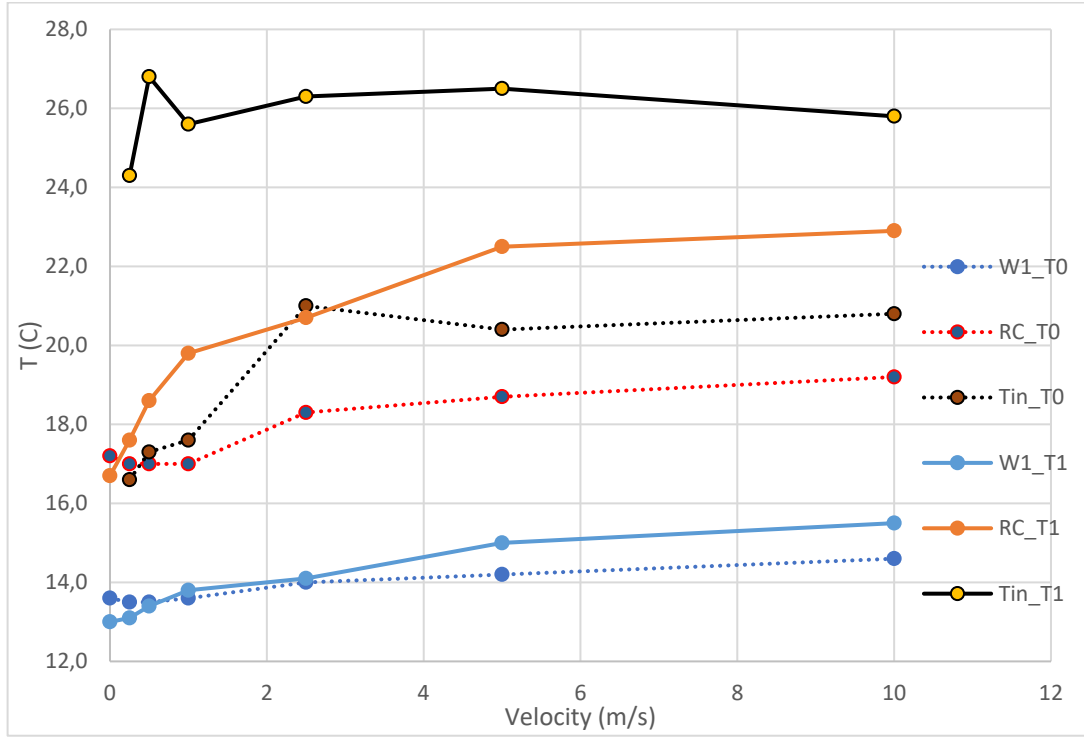


Şekil 4.27 Durum 1, Durum 2 ve Durum 3'ün deneyleri sonucu elde edilen ısı geçiş katsayılarının hava hızlarında değişiminin karşılaştırılması

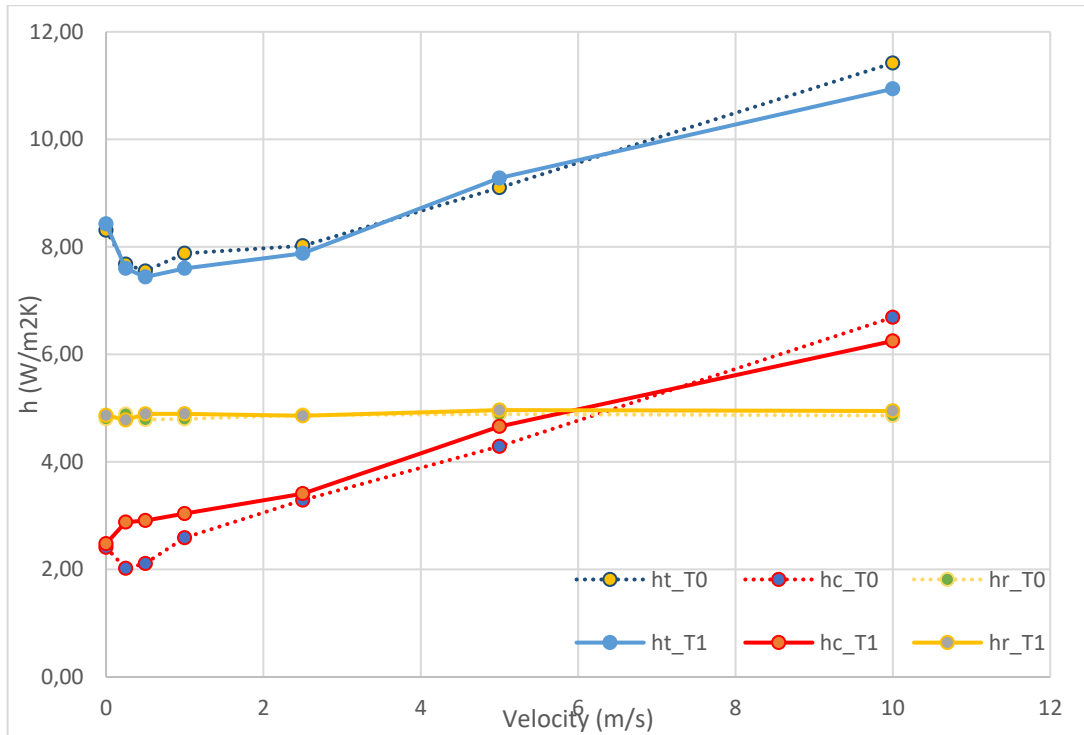
Şekil 4.27'de farklı giriş hava sıcaklıklarının ($T_{a_{in}}$), ortalama ısı geçiş katsayısı (h) üzerine etkisi incelendiğinde, ısıtım ısı geçiş katsayısında belirgin bir değişim gözlenmemiştir. Yüksek hava hızlarında, hava giriş sıcaklığının taşınım katsayısına belirgin bir değişiklik yaptığı gözlenmemiştir. Düşük hava hızlarında gene T1 hava giriş sıcaklığında taşınım katsayısında belirgin değişim gözlenmemekle birlikte, T2 sıcaklığın taşınım katsayısında artışa neden olduğu gözlenmektedir.

Şekil 4.28 ve Şekil 4.29'de radyant soğutma ve havalandırmanın karşıt duvarlardan yapıldığı Durum 4 ve için sırasıyla sıcaklıklar ve ısı geçiş katsayıları karşılaştırılmaları verilmiştir. Isı geçiş katsayıları ve yüzey sıcaklıkları daha öncede bahsedildiği üzere birçok sensörden alınan verilere göre hesaplanmış ortalama değerlerdir. Sadece $T_{a_{in}}$ tek ölçüm noktasından alınan değerdir. Yukarıda Durum 1,2,3 deney sonuçlarının kıyaslandığı yorumlar, Durum 4 ve 5'in kendi arasında kıyaslandığı Şekil 4.29 içinde geçerlidir.

4.7.4 Radyant Soğutma ve Havalandırmanın Karşıt Duvarlardan Yapıldığı ama Hava Giriş Sıcaklığının Değiştiği Durumların (Durum 4 ve 5) Kendi İçinde Karşılaştırılması

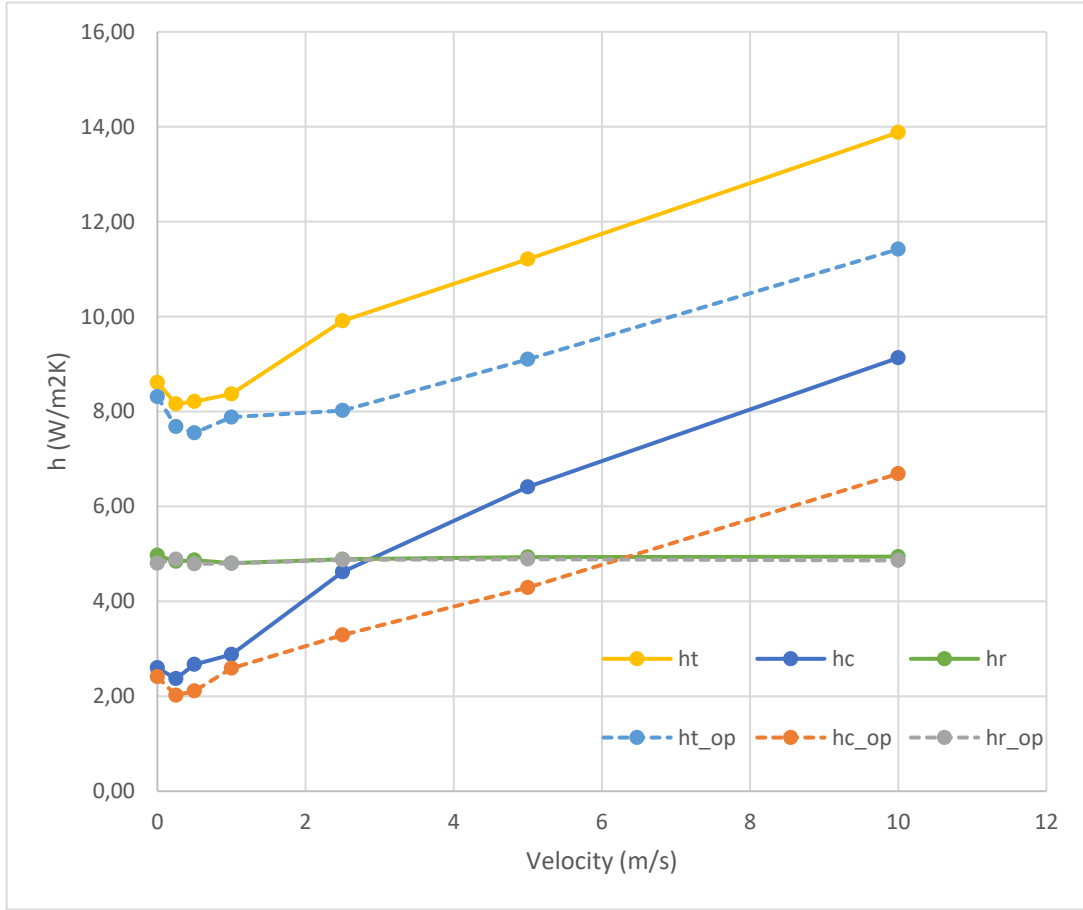


Şekil 4.28 Durum 4 ve Durum 5 deneyleri sonucu elde edilen sıcaklıkların hava hızlarında değişiminin karşılaştırılması



Şekil 4.29 Durum 4 ve Durum 5 deneyleri sonucu elde edilen ısı geçiş katsayıları açısından karşılaştırılması

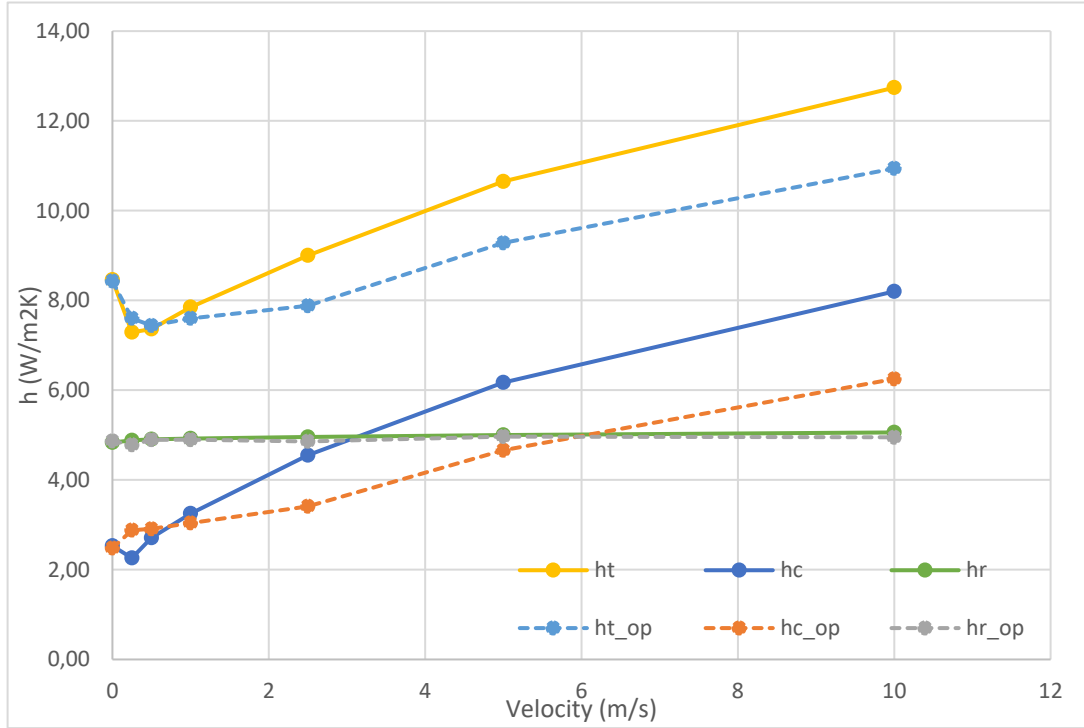
4.7.5 Hava Giriş Sıcaklığının Şartlandırılmadan Verildiği ama Radyant Soğutma ve Havalandırmanın Aynı Duvardan (Durum 1) ve Karşıt Duvarlardan (Durum 4) Yapıldığı Durumların Kendi İçinde Karşılaştırılması



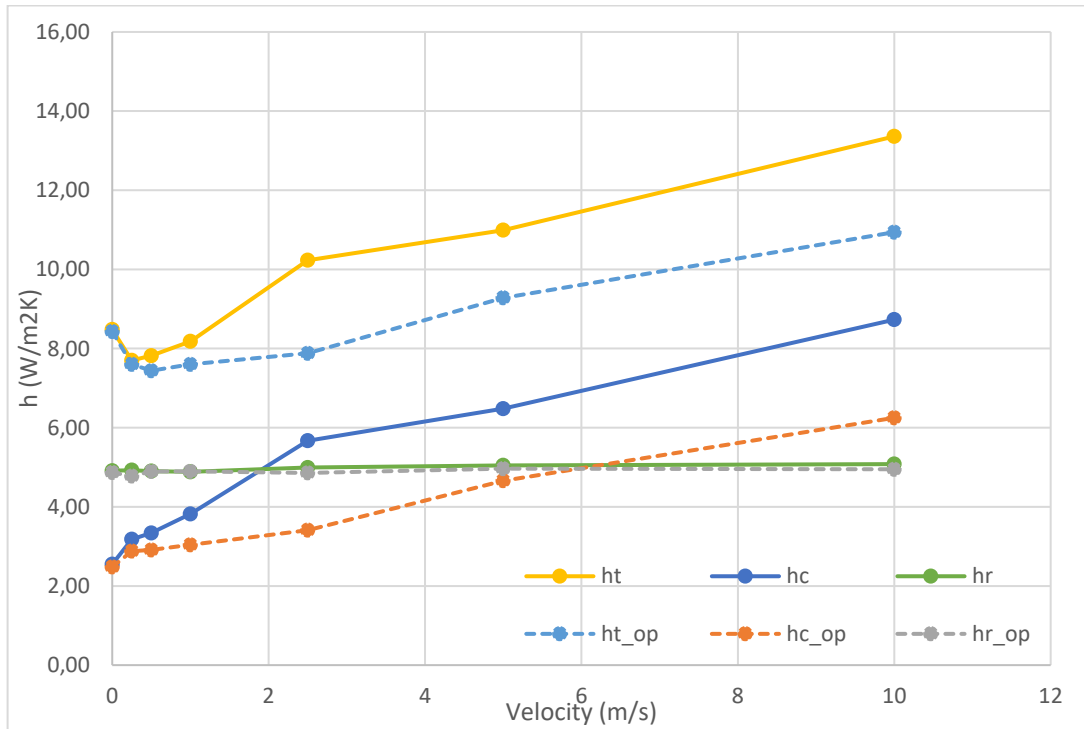
Şekil 4.30 Durum 1 ve Durum 4 deneyleri sonucu elde edilen ısı geçiş katsayıları açısından karşılaştırılması

Şekil 4.30 $T_{a_{in}}$ hava giriş sıcaklığının şartlandırılmadan verildiği ama radyant soğutma ve havalandırmanın aynı duvardan (durum 1) ve karşıt duvarlardan (durum 4) yapıldığı durumların ortalama ısı geçiş katsayılarının kendi içinde karşılaştırılmıştır. Işınım ısı geçiş katsayısının (h_r) neredeyse birebir aynı olduğu ve dolayısıyla toplam ısı geçiş katsayısının (h_t) tamamen taşınım ısı geçiş katsayısına bağlı olduğu anlaşılmaktadır. Tüm hava hızlarında, taşınım ısı geçiş katsayısının (h_c) havalandırmanın aynı duvardan yapıldığı Durum 1'in karşıt duvardan yapıldığı Durum 4'e göre yüksek olduğu görülmektedir. Her iki durumda benzer bir trend göstermektedir. Çok düşük hava hızlarında ısı geçişinde görülen kısmi azalma her iki durumda da gerçekleştiği anlaşılmaktadır. Bu kısmi düşüşün, toplam ısı geçişine etkisi %5'ler seviyesinde kaldığı görülmektedir.

4.7.6 Farklı Hava Giriş Sıcaklıklarında Radyant Soğutma ve Havalandırmanın Aynı Duvardan (Durum 1 ve 2) ve Karşıt Duvarlardan (Durum 5) Yapıldığı Durumların Kendi İçinde Karşılaştırılması



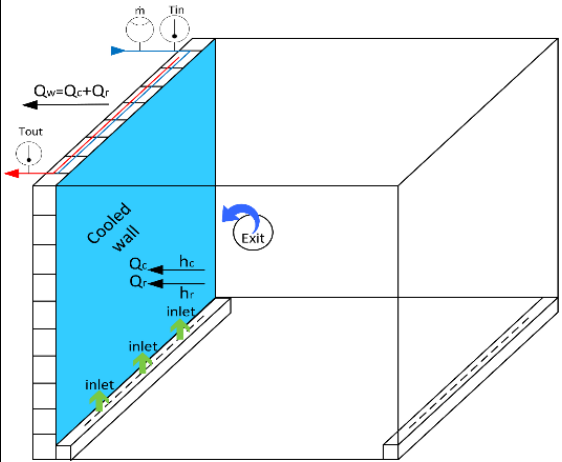
Şekil 4.31 Durum 2 ve Durum 5 deneyleri sonucu elde edilen ısı geçiş katsayıları açısından karşılaştırılması



Şekil 4.32 Durum 3 ve Durum 5 deneyleri sonucu elde edilen ısı geçiş katsayıları açısından karşılaştırılması

Şekil 4.31’de (Durum 2 ve Durum 5), Şekil 4.32’de (Durum 3 ve Durum 5) arasında, $T_{a_{in}}$ hava giriş sıcaklığının farklı değerlerde şartlandırıldığı ve radyant soğutma ve havalandırmanın aynı duvardan ve karşıt duvarlardan yapıldığı durumların ortalama ısı geçiş katsayılarının kendi içinde karşılaştırılması yapılmıştır. Havanın radyant uygulama yapılan duvar ile karşı duvara bitişik yapılması durumlarının ortalama ısı geçiş katsayısı (h) üzerine etkisi incelendiğinde, ısıtım ısı geçiş katsayısında belirgin bir değişim gözlenmemiştir. Fakat taşınım ısı geçiş katsayılarında her zaman radyant uygulama yapılan duvara bitişik hava uygulaması yapılan durumlarda, karşıt duvara yapıldığı durumlara göre h_c belirgin bir şekilde fazla olduğu görülmektedir. Bu farklılık hava hızının düşük olduğu deneylerde düşük olsa da, hava hızının yüksek olduğu deneylerde ihmal edilemeyecek seviyelerde gerçekleşmektedir.

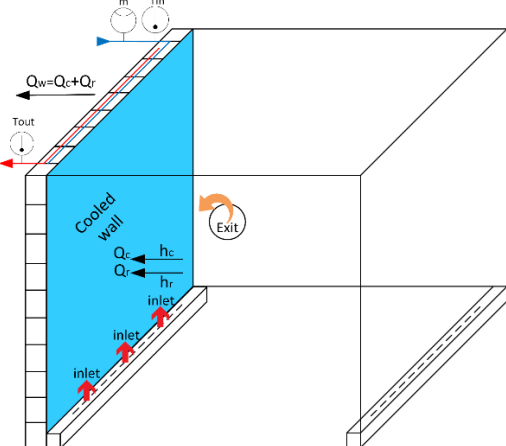
Tablo 4.43 Durum 1 deneylerinden elde edilen sonuçlar

Durum	Deney Kodu	U_a m/s	ACH h^{-1}	W1 $^{\circ}C$	AUST $^{\circ}C$	RC $^{\circ}C$	$T_{a,in}$ $^{\circ}C$	Q_{wall} W	Q_{rad} W	Q_{con} W	h_t W/m ² K	h_r W/m ² K	h_c W/m ² K
	W1W1T0.1	0	0	14,9	19,7	18,8	-	-166,0	-115,9	-50,1	8,61	4,97	2,60
	W1W1T0.2	0,25	0,27	14,6	19,2	18,5	18	-152,4	-108,3	-44,2	8,16	4,84	2,37
	W1W1T0.3	0,5	1,07	14,7	19,1	18,6	19,3	-154,3	-104,1	-50,3	8,21	4,87	2,67
	W1W1T0.4	1	2,69	14,8	19,1	18,6	19,9	-153,1	-100,4	-52,7	8,37	4,80	2,88
	W1W1T0.5	2,5	7,52	15,2	19,1	18,8	19,9	-173,6	-92,6	-81,0	9,91	4,89	4,62
	W1W1T0.6	5	15,6	16	19,8	19,9	22,1	-212,9	-91,1	-121,8	11,21	4,93	6,41
	W1W1T0.7	10	31,7	16,7	20,4	20,6	21,9	-259,7	-88,9	-170,9	13,88	4,94	9,13

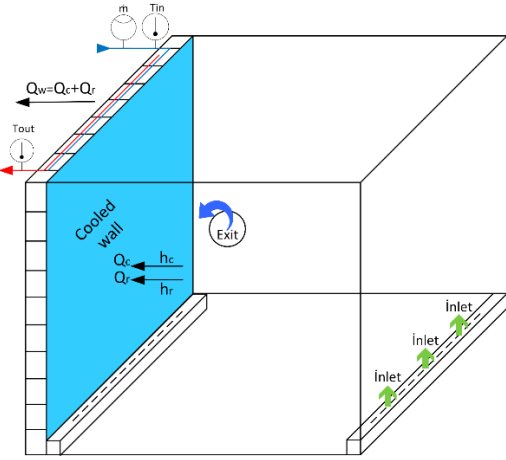
Tablo 4.44 Durum 2 deneylerinden elde edilen sonuçlar

Durum	Deney Kodu	U_a m/s	ACH h^{-1}	W1 $^{\circ}C$	AUST $^{\circ}C$	RC $^{\circ}C$	Ta_{in} $^{\circ}C$	Q_{wall} W	Q_{rad} W	Q_{con} W	h_t W/m ² K	h_r W/m ² K	h_c W/m ² K
Durum 2	W1W1T1.1	0	0	14,2	19,3	18,4	-	-171,0	-119,8	-51,2	8,46	4,83	2,53
	W1W1T1.2	0,25	0,27	14,2	18,8	18,7	20,7	-158,3	-109,1	-49,1	7,29	4,88	2,26
	W1W1T1.3	0,5	1,07	14,5	19,4	19,7	23,6	-184,9	-116,8	-68,0	7,36	4,90	2,71
	W1W1T1.4	1	2,69	14,8	19,8	20,1	24,8	-204,2	-119,6	-84,6	7,85	4,92	3,25
	W1W1T1.5	2,5	7,52	15,3	20,3	20,9	25,2	-243,7	-120,4	-123,3	9,00	4,96	4,55
	W1W1T1.6	5	15,6	15,9	21,0	21,6	25,4	-294,7	-124,0	-170,7	10,65	5,00	6,17
	W1W1T1.7	10	31,7	16,8	22,1	22,6	25,5	-365,1	-130,3	-234,8	12,74	5,06	8,20

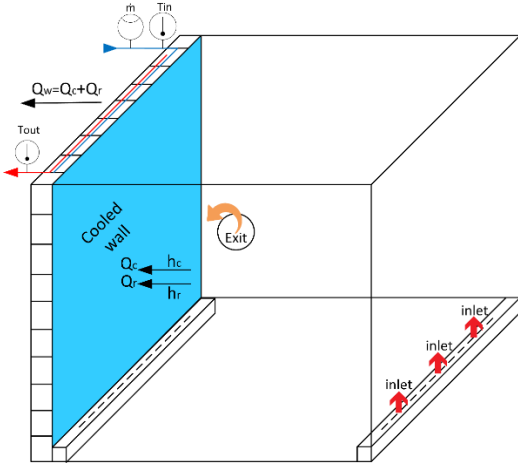
Tablo 4.45 Durum 3 deneylerinden elde edilen sonuçlar

Durum	Deney Kodu	U_a m/s	ACH h^{-1}	W1 $^{\circ}C$	AUST $^{\circ}C$	RC $^{\circ}C$	$T_{a_{in}}$ $^{\circ}C$	Q_{wall} W	Q_{rad} W	Q_{con} W	h_t W/m ² K	h_r W/m ² K	h_c W/m ² K
Durum 3 	W1W1T2.1	0	0	14,2	19,1	18,2	-	-167,4	-117,0	-50,4	8,48	4,91	2,55
	W1W1T2.2	0,25	0,27	14,5	19,1	19,5	23,6	-187,9	-110,2	-77,7	7,70	4,93	3,18
	W1W1T2.3	0,5	1,07	14,7	19,8	20,2	25,1	-210,0	-120,3	-89,7	7,82	4,90	3,34
	W1W1T2.4	1	2,69	15,0	20,3	21,0	26,2	-237,9	-126,8	-111,1	8,18	4,88	3,82
	W1W1T2.5	2,5	7,52	15,8	21,3	21,8	27,7	-297,3	-132,5	-164,8	10,23	4,99	5,67
	W1W1T2.6	5	15,6	16,4	22,3	23,0	28,0	-355,2	-145,7	-209,5	10,99	5,05	6,48
	W1W1T2.7	10	31,7	17,7	24,0	24,7	28,0	-450,9	-156,3	-294,7	13,36	5,08	8,73

Tablo 4.46 Durum 4 deneylerinden elde edilen sonuçlar

Durum	Deney Kodu	U_a m/s	ACH h^{-1}	W1 $^{\circ}C$	AUST $^{\circ}C$	RC $^{\circ}C$	Ta_{in} $^{\circ}C$	Q_{wall} W	Q_{rad} W	Q_{con} W	h_t W/m ² K	h_r W/m ² K	h_c W/m ² K
Durum 4 	W1W3T0.1	0	0	13,6	18,1	17,2	-	-148,0	-105,1	-42,9	8,31	4,80	2,41
	W1W3T0.2	0,25	0,27	13,5	17,6	17,0	16,6	-132,1	-97,4	-34,8	7,68	4,89	2,02
	W1W3T0.3	0,5	1,07	13,5	17,4	17,0	17,3	-126,0	-90,8	-35,3	7,55	4,79	2,11
	W1W3T0.4	1	2,69	13,6	17,4	17,0	17,6	-131,9	-88,6	-43,3	7,88	4,80	2,59
	W1W3T0.5	2,5	7,52	14,0	18,2	18,3	21,0	-168,6	-99,5	-69,1	8,02	4,87	3,29
	W1W3T0.6	5	2	14,2	18,6	18,7	20,4	-197,6	-104,5	-93,1	9,10	4,89	4,29
	W1W3T0.7	10	31,7	14,6	19,1	19,2	20,8	-256,7	-106,3	-150,3	11,42	4,86	6,69

Tablo 4.47 Durum 5 deneylerinden elde edilen sonuçlar

Durum	Deney Kodu	U_a	ACH	W1	AUST	RC	Ta_{in}	Q_{wall}	Q_{rad}	Q_{con}	h_t	h_r	h_c
		m/s	h^{-1}	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	W	W	W	W/m ² K	W/m ² K	W/m ² K
Durum 5 	W1W3T1.1	0	0	13,0	17,6	16,7	-	-154,2	-108,8	-45,4	8,43	4,87	2,48
	W1W3T1.2	0,25	0,27	13,1	17,5	17,6	24,3	-164,5	-102,2	-62,3	7,60	4,78	2,88
	W1W3T1.3	0,5	1,07	13,4	18,2	18,6	26,8	-187,4	-114,2	-73,3	7,44	4,89	2,91
	W1W3T1.4	1	2,69	13,8	19,4	19,8	25,6	-222,1	-133,2	-88,8	7,60	4,90	3,04
	W1W3T1.5	2,5	7,52	14,1	20,2	20,7	26,3	-253,7	-144,0	-109,7	7,88	4,86	3,41
	W1W3T1.6	5	15,6	15,0	22,0	22,5	26,5	-339,1	-168,9	-170,2	9,28	4,96	4,66
	W1W3T1.7	10	31,7	15,5	22,5	22,9	25,8	-392,8	-168,4	-224,4	10,94	4,95	6,25

Tablo 4.48 Doğal taşınım ısı geçiş katsayısı deneysel sonuçlarının literatürle karşılaştırması

Deney Kodu	Isı Transfer Tipi	W1	AUST	RC	ΔT	h_c	ASHRAE Simplified [56]	Sapma %	Alamdari Hammond [4]	Sapma %	Awbi Hatton [3]	Sapma %	ASHRAE Min et al [12]	Sapma %
W1W1T0.1	Doğal+rad	14,9	19,7	18,8	-3,9	2,60	1,46	78,3	2,04	27,3	2,47	5	2,75	5
W1W1T1.1	Doğal+rad	14,2	19,3	18,4	-4,2	2,53	1,49	75,0	2,09	24,4	2,53	3	2,82	8
W1W1T2.1	Doğal+rad	14,2	19,1	18,2	-4,0	2,55	1,47	77,2	2,06	26,3	2,49	4	2,77	6
W1W3T0.1	Doğal+rad	13,6	18,1	17,2	-3,6	2,41	1,43	81,9	1,99	30,5	2,42	8	2,68	3
W1W3T1.1	Doğal+rad	13,0	17,6	16,7	-3,7	2,48	1,44	80,7	2,01	29,4	2,44	7	2,70	4

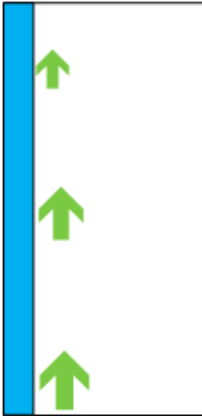
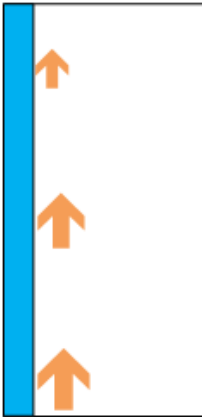
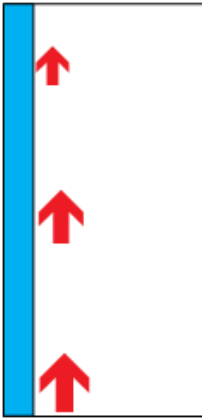
Tablo 4.49 Karşılaştırması yapılan doğal taşınım ısı transfer katsayısı korelasyonları

ASHRAE Simplified [56]	$h = 1.33 \left(\frac{\Delta T}{H} \right)^{1/4} \quad 10^5 < Ra < 10^9$ $h = 1.26(\Delta T)^{1/3} \quad Ra < 10^9$
Alamdari Hammond [4]	$h = \left[\left[1.5 \left(\frac{\Delta T}{H} \right)^{1/4} \right]^6 + \left[1.23(\Delta T)^{1/3} \right]^6 \right]^{1/6}$
Awbi and Hatton [3]	$h = \frac{1.823}{D^{0.121}} (\Delta T)^{0.293}$
ASHRAE, Min et al [12]	$h = 1.87 \frac{(\Delta T)^{0.32}}{H^{0.05}}$

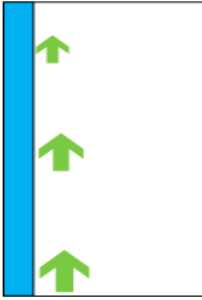
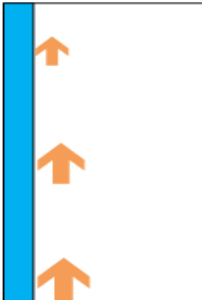
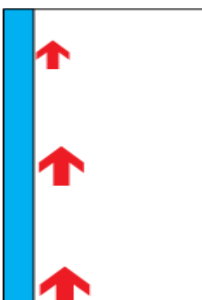
Tablo 4.50 Bulunduğu ortam ile 4.5 C sıcaklık farkına sahip 2.7 m uzunluğundaki düşey plakada, çeşitli hız aralıkları için ısı geçiş tipleri

U m/s	Re	Gr	Ri=Gr/Re ²	Isı Geçiş Tipi	Koşullar
0,24	3,50 x10 ⁴	1,28x10 ⁸	10,44	Doğal	Ri>10 doğal taşınım (zorlanmış taşınım ihmal edilebilir)
0,25	3,65 x10 ⁴	1,28x10 ⁸	9,62	Karışık	0.1<Ri<10 karışık taşınım (Combined natural and forced convection or mixed convection)
0,5	7,30 x10 ⁴	1,28x10 ⁸	2,41	Karışık	
1	1,46 x10 ⁵	1,28x10 ⁸	0,60	Karışık	
2,45	3,58 x10 ⁵	1,28x10 ⁸	0,10	Karışık	
2,5	3,65 x10 ⁵	1,28x10 ⁸	0,10	Zorlanmış	Ri<0.1 zorlanmış taşınım (doğal taşınım ihmal edilebilir)
5	7,30 x10 ⁵	1,28x10 ⁸	0,02	Zorlanmış	
10	1,46 x10 ⁶	1,28x10 ⁸	0,01	Zorlanmış	

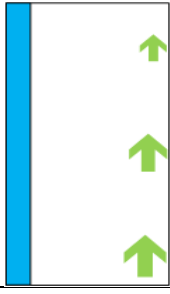
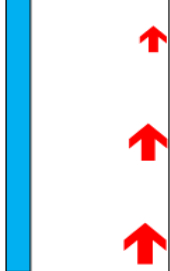
Tablo 4.51 Durum 1, 2, 3 de 0.25, 0.5, 1, 2.5 m/s hızları için oluşturulan ısı taşınım katsayısı korelasyonunun deneysel sonuçları karşılaştırılması

Korelasyon: $h_c = 2,982 + 0,2261ACH + 0,766\Delta T_{in-out} - 0,725\Delta T_{in-s}$ ($R^2 = 0,96$)							
Şekil	Deney Kodu (Durum 1, 2, 3)	ACH	ΔT_{in-out}	ΔT_{in-s}	h_c	Sapma %	h_{c_kor}
	W1W1T0.2	0,27	-1,6	-0,5	2,37	8,0%	2,18
	W1W1T0.3	1,07	-0,2	0,7	2,67	4,0%	2,56
	W1W1T0.4	2,69	0,5	1,3	2,88	-5,2%	3,03
	W1W1T0.5	7,52	0,8	1,1	4,62	2,7%	4,50
	W1W1T1.2	0,27	1,4	2	2,26	-17,9%	2,67
	W1W1T1.3	1,07	3,4	3,9	2,71	-10,8%	3,00
	W1W1T1.4	2,69	4,2	4,7	3,25	-4,6%	3,40
	W1W1T1.5	7,52	4,0	4,3	4,55	-1,7%	4,63
	W1W1T2.2	0,27	3,7	4,1	3,18	8,7%	2,90
	W1W1T2.3	1,07	4,6	4,9	3,34	4,3%	3,20
	W1W1T2.4	2,69	4,9	5,2	3,82	6,5%	3,57
	W1W1T2.5	7,52	5,4	4,3	5,67	19,9%	4,54

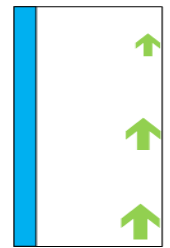
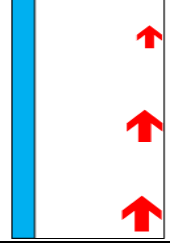
Tablo 4.52 Durum 1, 2, 3 de 5, 10 m/s hızları için oluşturulan ısı taşınım katsayısı korelasyonunun deneysel sonuçları karşılaştırılması

Korelasyon: $h_c = 4,119 + 0,1435ACH$ ($R^2=0,93$)					
Şekil	Deney Kodu (Durum 1, 2, 3)	ACH	h_c	Sapma %	h_{c_kor}
	W1W1T0.6	15,6	6,41	0,9%	6,35
	W1W1T0.7	31,7	9,13	5,1%	8,67
	W1W1T1.6	15,6	6,17	-3,0%	6,35
	W1W1T1.7	31,7	8,20	-5,7%	8,67
	W1W1T2.6	15,6	6,48	1,9%	6,35
	W1W1T2.7	31,7	8,73	0,7%	8,67

Tablo 4.53 Durum 4, 5'de (karşı duvardan havalandırma) 0.25, 0.5, 1, 2.5 m/s için oluşturulan ısı taşınım katsayısı korelasyonunun deneysel sonuçları karşılaştırılması

Korelasyon: $h_c = 2,0984 + 0,1271ACH + 0,0670\Delta T_{in-out} - 0,0387\Delta T_{in-s}$ ($R^2=0,98$)							
Şekil	Deney Kodu (Durum 4, 5)	ACH	ΔT_{in-out}	ΔT_{in-s}	h_c	Sapma %	h_{c_kor}
	W1W3T0.2	0,27	-1,3	-0,4	2,02	-0,5%	2,03
	W1W3T0.3	1,07	-0,4	0,3	2,11	-5,2%	2,22
	W1W3T0.4	2,69	0	0,6	2,59	4,9%	2,46
	W1W3T0.5	7,52	2	2,7	3,29	-0,1%	3,29
	W1W3T1.2	0,27	7,8	6,7	2,88	-1,2%	2,91
	W1W3T1.3	1,07	5,3	8,2	2,91	0,1%	2,91
	W1W3T1.4	2,69	4,4	5,8	3,04	2,7%	2,96
	W1W3T1.5	7,52	2,9	5,6	3,41	-1,6%	3,47

Tablo 4.54 Durum 4, 5'de 5 ve 10 m/s hızları için oluşturulan ısı taşınım katsayısı korelasyonunun deneysel sonuçları karşılaştırılması

Korelasyon: $h_c = 2,547 + 0,1238ACH$ ($R^2=0,96$)					
Şekil	Deney Kodu (Durum 4, 5)	ACH	h_c	Sapma %	h_{c_kor}
	W1W1T0.6	15,6	4,29	-4,3%	4,48
	W1W1T0.7	31,7	6,69	3,3%	6,47
	W1W1T1.6	15,6	4,66	4,0%	4,48
	W1W1T1.7	31,7	6,25	-3,5%	6,47

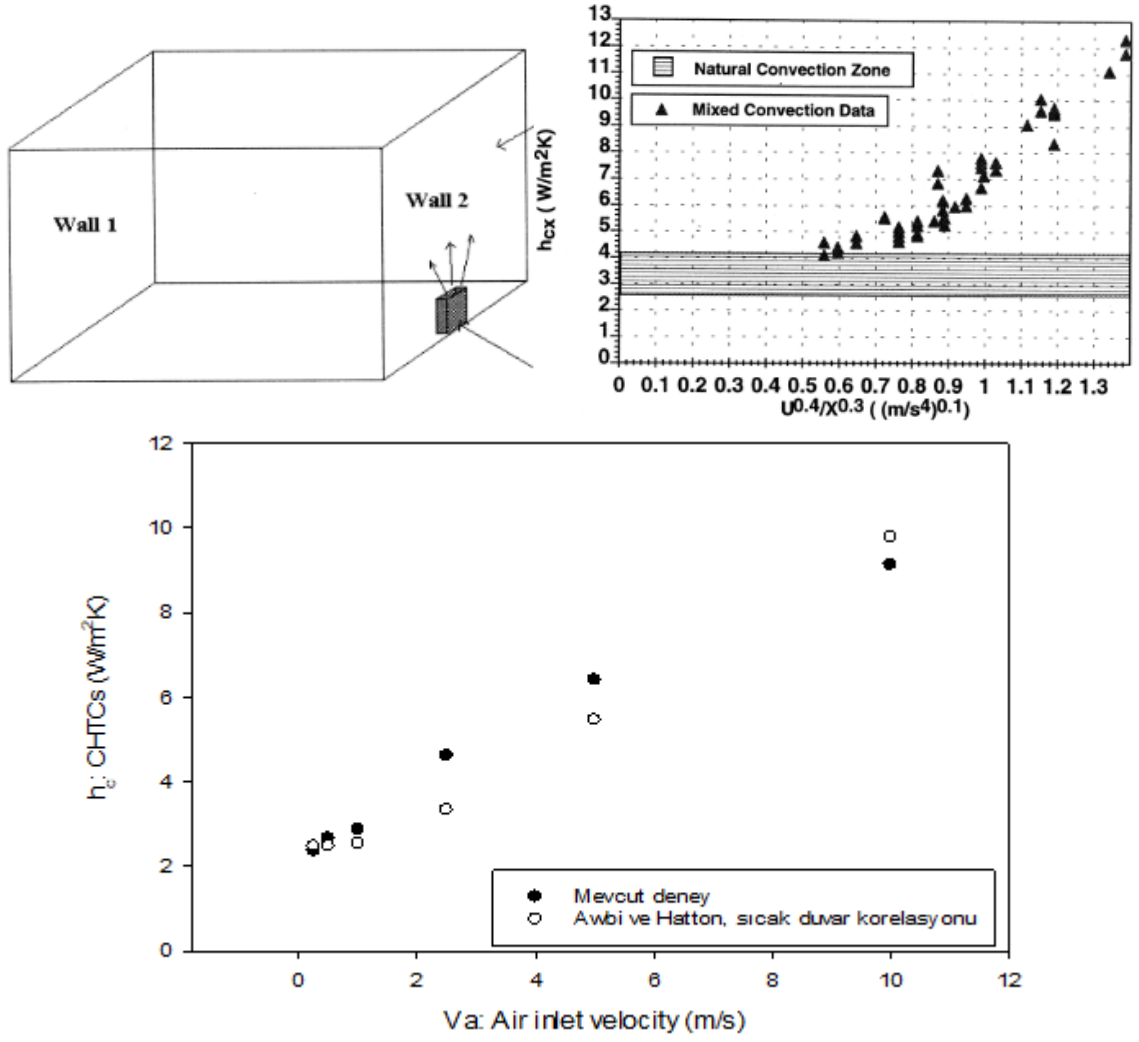
Radyant soğutma yapılan sistemlerde ventilasyonun ile birlikte çalışması durumunda radyant uygulama yapılan duvarın ısı karakteristiklerinin incelenmesi hedeflenmektedir. Bu durumdaki bir sistemde her ne kadar karışım ve zorlanmış taşınım ısı transferi durumları incelemesi yeterli olsa da doğal taşınım değerleri literatürdeki diğer çalışmalar (Tablo 4.49) ile deney düzeneğinin validasyonu açısından incelenmiştir. Bu karşılaştırma Tablo 4.48’de sunulmuştur.

Daha önceki bölümlerde, doğal taşınım çalışmalarına nazaran karışık ve zorlanmış taşınım çalışmalarının karşılaştırılması oldukça zorluğundan bahsedilmiştir. Bunun sebebi olarak, doğal taşınımda durum veya senaryo oluşturan belirleyici etmenin yerden ısıtma, tavandan soğutma v.s. gibi “yüzey” ve “termal uygulama” olması literatürdeki benzer çalışmalar karşılaştırma imkânını artırır. Karışık taşınımda ise radyant yüzey uygulamasına ek olarak, fan yönü (radyant duvara dik veya paralel), fan ağız şekli (genişliği, uzunluğu), fan konumu (doğal taşınıma ters veya paralel) gibi etmenler literatürde benzer çalışma bulma ve karşılaştırma olasılığını azaltmaktadır. Literatürde benzer çalışmalar bulunması durumunda bile çalışma parametreleri açısından rakamsal olarak birebir karşılaştırmaya olanak veremeye bilmektedir. Bu sebeplerle, Tablo 4.48’deki olduğu gibi karışık ve zorlanmış taşınım için birebir karşılaştırma tablosu oluşturmamakla birlikte genel trendlerin karşılaştırılması yapılabilir.

Tablo 4.51, ve Tablo 4.53’de Durum 1 ve Durum 2 düşük hava hızları (0.25,0.5,1, 2.5 m/s) için ısı taşınım katsayısının empirik korelasyon denklemi verilmiştir. İlgili korelasyonda görüldüğü üzere sıcaklık farkları da ısı taşınım katsayısını etkileyen değişken olarak verilmiştir. Bununla birlikte, Tablo 4.52 Tablo 4.54’de aynı sadece bir hız değeri olan ACH değişken olarak verilmiştir. Bunun sebebi yüksek hava hızlarda (5, 10 m/s) alınan deneysel sonuçlar üzerinde yapılan regresyon analizlerinde sıcaklık değerlerinin sonuca etkisi ihmal edilebilir düzeyde kalmıştır. Bu durum literatürde zorlanmış taşınım ısı transfer katsayısı korelasyonlarında hız veya hıza bağlı değişkenlerin (ACH, hacimsel debi) verilmesiyle örtüşmektedir. Bu durumda, her ne kadar ortalama Richardson sayısı bilinmediği ve bilinse dahi kapalı mahal karışık taşınım, dikey plakadaki karışık taşınım için oluşturulan referanslara göre karşılaştırması tartışmalı bir durum olsa da deneysel sonuçlar üzerinde yapılan regresyon analizlerinde Tablo 4.50’de verilen değerlendirmeye

uygun olarak düşük hava hızlarında doğal taşınım etkisi olduğu ama yüksek haza hızlarında doğal taşınım etkisi olmadığı sonucu çıkarılabilir. Bu kabul bu sistemde düşük hava hızlarında (0.25, 0.5, 1, 2.5 m/s) karışık taşınım ve yüksek hava hızlarında (5, 10 m/s) zorlanmış taşınım (doğal taşınım ihmal edilebilir) oluşmuştur ifadesi çıkarılabilir.

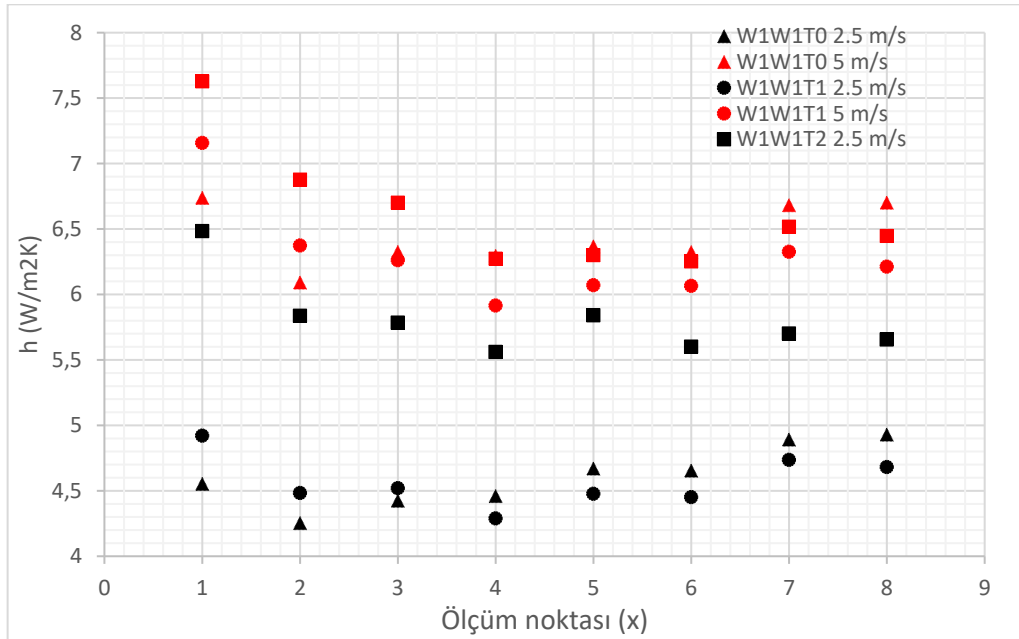
Awbi ve Hatton'un [28] 1999 yılında yapmış olduğu oda içeresindeki karışık taşınım çalışmasında (mixed convection) farklı yüzey ısıtma ve fan konum/yön konfigarasyonlarının incelemiştir. Bu çalışmada, radyant duvar ısıtma ve ısıtılan bu duvara yukarı yönlü ve duvara bitişik fan konumlandırılması konfigürasyon-6 olarak tanımlanmıştır. Bu konfigürasyona ait şematik çizim ve lokal ısı taşınım grafiği Şekil 4.33'de verilmiştir. Şekilde görüldüğü üzere, doğal ısı taşınım katsayısının bölgesi 2,5-4 aralığında gösterilmekle beraber, karışık taşınım katsayısı verisi 3,9-12,1 aralığında verilmiştir. Hız, sıcaklık, difüzör lokasyonu, radyant duvar uygulaması mevcut deney ile aynı olmasa da sonuç aralığı ve CHTC'nin hava hızıyla artışı genel trendi mevcut deney süreçleriyle uyumluluk göstermektedir. Awbi ve Hatton'ın çalışmasında deney testlerinden biri (configuration 6) ısıtılan duvara paralel difüzörden hava akışı sağlanmaktadır. Her ne kadar çalışmada bu bilgi verilmemiş olsa da sıcak duvarda doğal akışın yukarı yönlü olduğu bilgisiyle bu çalışmadaki akış, yardımcı akış (assisting flow) tanımlanabilir. Çalışmada farklı difüzör hava üfleme açıklıkları kullanılmıştır ve bu açıklık kalınlıklarının etkisi de incelenmiştir. Bu sebeple CHTC korelasyonunda difüzör üfleme açıklığı kalınlığı (W) da parametreler içeresindedir. Difüzör üfleme açıklık kalınlığındaki büyük farklılıktan dolayı deneylerde kullanılan difüzör kalınlığı (0.007m) yerine korelasyonun çıkarıldığı çalışmanın difüzör üfleme açıklığı kalınlığı (0.5m) alınmıştır. Durum 1 için deney sonuçlarında elde edilen CHTC değerleri, Awbi ve Hatton'ın korelasyonu ile elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılması Şekil 4.33'de verilmiştir. Awbi ve Hatton'ın çalışmasının farklı çalışma koşullarına sahip olması ve korelasyonun bu şartlarda kullanılması için üretilmesi sebebiyle hata karşılaştırılması yapılmamıştır. İlgili hava hızlarında her iki sonuçta birbirine uyumlu bir şekilde CHTC artışı görülmektedir.



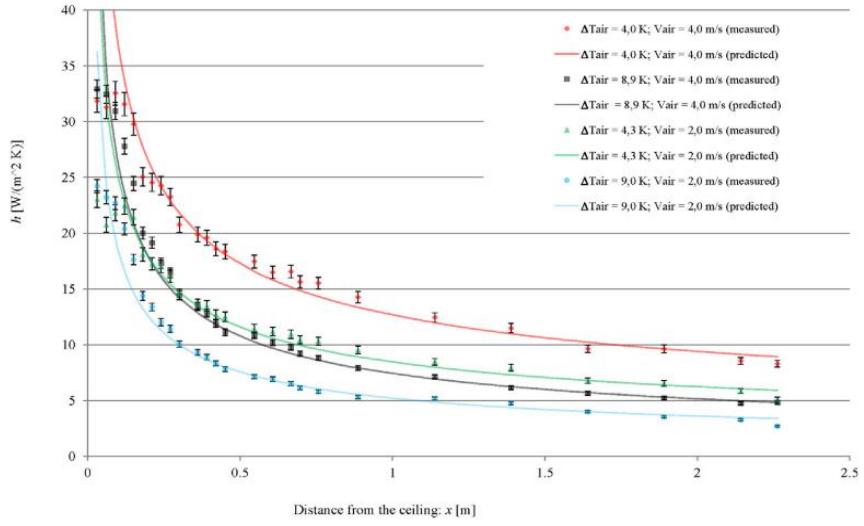
Şekil 4.33 Awbi ve Hatton [28]’nin oda içerisindeki karışık taşınım çalışması

Venko ve diğerlerinin [30] 2013 yılında yapmış oldukları doğal ve karışık taşınım çalışmasında radyant soğuk duvar uygulaması üzerine aşağı yönlü duvara paralel slot difüzör ile oda havalandırılması durumu incelenmiştir. Çalışmadaki bu durum için oda şematik gösterimi ve duvar üzerindeki lokal ısı taşınım katsayılarının, slot difüzöre olan uzaklığı karşılaştırılması verilmektedir. Difüzöre en yakın noktada lokal ısı taşınım katsayısını en yüksek değerini alırken, difüzörden uzaklaştıkça katsayı değeri azalmaktadır. Difüzöre yakın bölgede katsayı değeri ani düşüş göstermekle beraber, yaklaşık duvarın yarı mesafesinden sonra değişim oldukça azalmaktadır. Bu grafikte 2 ve 4 m/s hava hızları arasında hava hızı artımıyla genel ısı taşınım katsayısının daha fazla olduğu da görülebilmektedir. Bu sonuçlar (Şekil 4.36), genel trend olarak Şekil 4.34’de verilen 2.5 ve 5 m/s hızlarındaki lokal ısı taşınım katsayılarıyla benzerlik göstermektedir. Hız ve sıcaklık farkları,

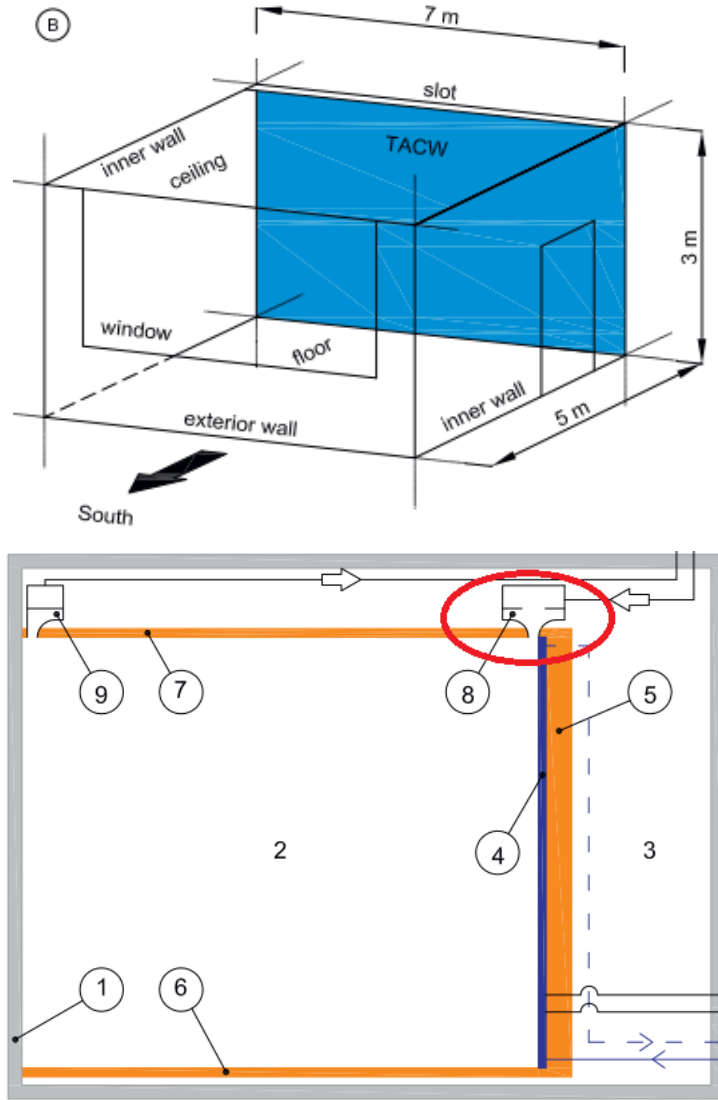
difüzör yerleştirme uygulamaları (yön ve duvara uzaklık) sebeplerinden ve bunlara ek olarak CHTC hesaplamasında referans sıcaklığı farklı alması sebebiyle farklı CHTC sonuçları aynı grafik üst üste çizimle karşılaştırma yapmak mümkün olmamaktadır. Venko'nun deney düzeneğindeki, duvara yakın ölçüm noktalarının daha sık yerleştirilmesi ve genel olarak daha çok ölçüm noktası olması, difüzör açıklığının duvara bitişik olması sebepleriyle duvar boyunca lokal CHTC'lerin genel trend birebir aynı olmasının sebebi olarak gösterilebilir. Fakat tüm bunlara rağmen difüzöre yaklaştıkça lokal CHTC'lerde artış olduğu ve difüzörden uzaklaştıkça duvar üzerindeki lokal CHTC'lerin hava hızının etkisinin azalmasıyla azalması iki deneyde de verilen hızlarda açığa çıkmaktadır.



Şekil 4.34 Durum 1,2,3 de 2.5 ve 5 m/s hızlarındaki lokal h_c değerleri



Şekil 4.35 Venko ve diğerleri [30] oda içerisindeki karışık taşınım çalışması



Şekil 4.36 Venko ve diğerleri [30] oda içerisindeki karışık taşınım çalışması (devamı)

4.8 Bulgular ve Öneriler

1.8x1.8 m² taban alanına ve 2.7m yüksekliğe sahip kapalı bir mahal içinde bir yüzeyi (duvar) radyant devre yardımıyla soğutulan ve beraberinde farklı hava sıcaklıklarında ve farklı hava hızlarında radyant duvar ve radyant duvara karşıt duvardan havalandırmanın yapıldığı sistemin ısı karakteristikleri incelenmiştir. Isıl karakteristikleri, radyant duvar ve oda arasında oluşan ışınlım, taşınım ve toplam ısı geçişi, ortalama ve lokal ısı geçiş katsayıları ve ortalama ve lokal sıcaklıkları kapsamaktadır. Test odası boyutları itibariyle güvenlik kabinleri, bilet vb. satış noktaları, kısa süreli veri giriş kabinlerine benzerlik göstermektedir. Deneylerde belirtilen deney koşullar için geçerli, radyant soğutma ve havalandırmanın aynı duvardan ve karşıt duvarlardan yapıldığı durumlar için korelasyonlar üretilmiştir. Radyant soğuk duvarda oluşan en düşük taşınım ve toplam ısı geçiş katsayısı, sırasıyla 2.02 ve 7.29 W/m²K ve en yüksek 9.13 ve 13.88 W/m²K olarak hesaplanmıştır. Deplasmanlı havalandırma ısı konfor çalışmaları için çok önemli olan dikey sıcaklık gradyanları da (duvar ve oda merkezi dikey hattı için) ayrıca deney sonuçlarında verilmiştir.

Tablo 4.55 Deney sonuçları datasetinden regresyon analizi sonucu elde edilen ısı taşınım korelasyonları

Korelasyon	Açıklama
$h_c = 2,982 + 0,2261ACH + 0,766\Delta T_{in-out} - 0,725\Delta T_{in-s}$	Havalandırma radyant duvardan $0.25 \leq U_a \leq 2.5$
$h_c = 4,119 + 0,1435ACH$	Havalandırma radyant duvardan $5 \leq U_a \leq 10$
$h_c = 2,0984 + 0,1271ACH + 0,0670\Delta T_{in-out} - 0,0387\Delta T_{in-s}$	Havalandırma karşıt duvardan $0.25 \leq U_a \leq 2.5$
$h_c = 2,547 + 0,1238ACH$	Havalandırma karşıt duvardan $5 \leq U_a \leq 10$

Tüm sonuçlardan yola çıkarak,

Kapalı bir mahalde eğer soğuk duvar kış şartlarından veya bitişik toprak dolgudan sebep oluşuyor ve soğuk duvardan odaya ısı geçişi istenmeyen durum ise, ısı geçişinin düşük olduğu Durum 4 ve Durum 5 benzeri soğuk duvardan hava ile ısıtma yapan fan-coil türü cihazların veya havalandırma giriş mazgallarının karşıt duvara konumlandırılması daha uygundur.

Doğal taşınım ile ısıtma yapan radyatörlerin soğuk duvarın doğal taşınımına ısı direnç oluşturmaları sebebiyle soğuk duvara bitişik konumlandırılmasının daha uygun olacağı görüşü ortaya çıkmaktadır.

Yaz mevsiminde, radyant devre veya bitişik toprak yapı gibi sebepler ile oluşan soğuk duvardan oda içine ısı geçişinin artmasının istendiği durumlarda ise, fan-coil veya hava giriş mazgallarının soğuk duvara bitişik yapılmasının daha uygun olacağı deney sonuçlarından yorumlanabilir.

Ayrıca deneylerin gerçekleştiği küçük kapalı hacimin, güvenlik, satış vb. sebeplerle oldukça yaygın kullanılan kabinlere benzerliği sebebiyle, deney sonuçları bu tür yapılardaki ısı uygulamaların tasarımlarda önemli bir kaynak oluşturabilir.

Test odası hacminin küçük olması, daha yüksek sıcaklık farklarında çalışılmasına olanak sağlamamaktadır. Terminal/kapalı spor salonları/depo gibi yüksek hacimli binalar veya oda/ofis gibi düşük hacimli olsa da dikdörtgen yapısı sebebiyle radyant duvar etkisinin düşük kalma ihtimali olan uygulamalar için farklı test odası dizaynları gelecek çalışmalar için önerilebilir.

Bu tez çalışmasında havalandırmanın radyant soğutma yapılan bir kapalı mahale etkisi sadece ısı karakteristikler açısından incelenmiştir. Bu gibi küçük mahallerin canlı kullanımı için tasarımlarında ısı karakteristikleri haricinde termal konfor (oda içi lokal sıcaklık ve hava hızları, CO₂ ve havadaki partikül oranları, vs)incelemesi de önemlidir. Gelecek çalışmalarda bu hususların dikkate alınması önerilir.

5.1 Belirsizlik Analizi Yöntemi

Deneysel çalışmalarda, deneyci veya deney düzeneği/ölçüm ekipmanı nedeniyle hatalar meydana gelebilir. Bu iki hatadan ilki, deneyimli bir kişi tarafından deneyler yapılarak önlenebilirken, ikincisinden kaçınmak pek mümkün değildir. Deney düzeneğinden kaynaklanan hatalar, deney ekipmanlarının yapısından, yanlış tasarımdan, sabit hatalardan ve rastgele hatalardan kaynaklanan hatalar olarak kabul edilir. Deneylerde ve ekipmanlarda rastgele elektronik salınımlardan, sürtünme etkilerinden vb. rastgele hatalar oluşur. Sabit hatalar ile rastgele hatalar arasında ayırım yapmak genellikle zordur. Sabit hatalar, deney sırasında okunan her değer için aynıdır ve uygun bir kalibrasyon ve düzeltme ile ortadan kaldırılabilir. Ölçü aletinin imalatının doğru yapıldığı kabul edilirse hata analizi; sabit ve rastgele hataların ve bunların deneysel sonuçlara etkisinin belirlenmesidir [57].

Kline ve McClintock [58] tarafından oluşturulan belirsiz analizi yöntemi kullanılarak yapılan deneysel sonuçlardaki belirsizlik hesaplanmıştır. Burada “belirsizlik”ten kastedilen şey hatanın sahip olabileceği olası bir değeridir. Tek bir gözlem için, gerçek ve gözlemlenen değerler arasındaki fark olan hata, belirli bir sabit sayıdır. Ancak belirsizlik veya hatanın ne olabileceği, gözlemin özel durumuna bağlı olarak önemli ölçüde değişebilir. 'Değişken', değişkenlerin kayıtlı değerleri üzerinde düzeltmeler veya hesaplamalar yapılarak elde edilen 'sonuç'un aksine, doğrudan laboratuvarda gözlemlenen temel bir nicelik anlamına gelecektir. Değişkenlerin kaydedilen değerlerine "veri" adı verilir. Elbette birkaç durumda, sonuçlar verilerle aynı olacaktır. "Belirsizliğin yayılması", değişkenlerdeki belirsizliklerin sonuçlardaki belirsizliği etkileme şekli anlamına gelecektir [58].

Sonuçlar öncesinde belirsizlik analizinde kullanılan yöntemi açıklayacak olursak.

“R” belirsizliği hesaplanmak istenen deneysel parametre olsun ve “n” bu parametreyi etki eden bağımsız değişken sayısı ise R Denklem 5.1’de gösterildiği gibi bir n sayıda X bağımsız değişkenlerin fonksiyonu şeklinde yazılabilir.

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

Kline ve McClintock [58] tarafından tek örnekli deneylerde belirsizliği tanımlama üzerine yazılan makalelerinin sonuç bölümünde, R büyüklüğünün hata oranı olmak üzere, $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$ lerde $X_1, X_2, X_3, \dots, X_n$ bağımsız değişkenlere ait hata oranları ise, her bir sonuçtaki belirsizlik aralığını Denklem 5.2 kullanılarak hesaplanabileceği şeklinde özetler.

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

Yukarıda özetlenen belirsiz analizi yöntemini tez çalışmasında elde edilen deneysel sonuçlar için uygulandığında elde edilecek denklemler müteakip denklemlerde verilmiştir.

Toplam ısı geçiş Q_t için;

$$Q_t = \dot{m} C_p (T_{in} - T_{out}) \quad (5.3)$$

$$w_{Q_t} = \sqrt{\left(\frac{\partial Q_t}{\partial \dot{m}} w_{\dot{m}}\right)^2 + \left(\frac{\partial Q_t}{\partial T_{in}} w_{T_{in}}\right)^2 + \left(\frac{\partial Q_t}{\partial T_{out}} w_{T_{out}}\right)^2} \quad (5.4)$$

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

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

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

$$w_{Q_t} = \sqrt{[C_p (T_{in} - T_{out}) w_m]^2 + [\dot{m} C_p w_{T_{in}}]^2 + [\dot{m} C_p w_{T_{out}}]^2} \quad (5.8)$$

Taşınım ısı akısı q_c için;

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

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

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

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

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

Işınım ısı akısı q_r için;

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

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

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

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

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

Toplam ısı geiş katsayısı (h_t) için;

$$h_t = \frac{Q_t}{A(T_s - T_a)} \quad (5.19)$$

$$w_{h_t} = \sqrt{\left(\frac{\partial h_t}{\partial Q_t} w_{Q_t}\right)^2 + \left(\frac{\partial h_t}{\partial T_s} w_{T_s}\right)^2 + \left(\frac{\partial h_t}{\partial T_a} w_{T_a}\right)^2} \quad (5.20)$$

$$\frac{\partial h_t}{\partial Q_t} = \frac{1}{A(T_s - T_a)} \quad (5.21)$$

$$\frac{\partial h_t}{\partial T_s} = \frac{-Q_t}{A(T_s - T_a)^2} \quad (5.22)$$

$$\frac{\partial h_t}{\partial T_a} = \frac{Q_t}{A(T_s - T_a)^2} \quad (5.23)$$

$$w_{h_t} = \sqrt{\left(\frac{1}{A(T_s - T_a)} w_{Q_t}\right)^2 + \left(\frac{-Q_t}{A(T_s - T_a)^2} w_{T_s}\right)^2 + \left(\frac{Q_t}{A(T_s - T_a)^2} w_{T_a}\right)^2} \quad (5.24)$$

Taşınm ısı geiş katsayısı (h_c) için;

$$h_c = \frac{q_c}{(T_s - T_a)} \quad (5.25)$$

$$w_{h_c} = \sqrt{\left(\frac{\partial h_c}{\partial q_c}\right)^2 + \left(\frac{\partial h_c}{\partial T_s} w_{T_s}\right)^2 + \left(\frac{\partial h_c}{\partial T_a} w_{T_a}\right)^2} \quad (5.26)$$

$$\frac{\partial h_c}{\partial q_c} = \frac{1}{(T_s - T_a)} \quad (5.27)$$

$$\frac{\partial h_c}{\partial T_s} = -\frac{q_c}{(T_s - T_a)^2} \quad (5.28)$$

$$\frac{\partial h_c}{\partial T_a} = \frac{q_c}{(T_s - T_a)^2} \quad (5.29)$$

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

Işınım ısı geçiş katsayısı (h_r) için;

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

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

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

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

$$\frac{\partial h_r}{\partial T_s} = \frac{q_r}{(AUST - T_s)^2} \quad (5.35)$$

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

Yukarıda her bir deneysel sonuç parametresi için elde edilen denklemler kullanılarak hesaplanan belirsizlik analizi sonuçları Tablo 5.1’de verilmektedir.

Tablo 5.1 Deneysel sonuç verilerine ait belirsizlik analiz sonuçları

Büyüklik	Belirsizlik
Toplam ısı akısı	$\pm\%2.2$
Işınım ısı akısı	$\pm\%0.2$
Taşınım ısı akısı	$\pm\%2.2$
Toplam ısı transfer katsayısı	$\pm\%3.6$
Işınım ısı transfer katsayısı	$\pm\%2.5$
Taşınım ısı transfer katsayısı	$\pm\%3.7$

- [1] I. Beausoleil-Morrison, "The adaptive simulation of convective heat transfer at internal building surfaces," *Build. Environ.*, vol. 37, no. 8–9, pp. 791–806, Aug. 2002, doi: 10.1016/S0360-1323(02)00042-2.
- [2] L. Peeters, I. Beausoleil-Morrison, and A. Novoselac, "Internal convective heat transfer modeling: Critical review and discussion of experimentally derived correlations," *Energy Build.*, vol. 43, no. 9, pp. 2227–2239, Sep. 2011, doi: 10.1016/j.enbuild.2011.05.002.
- [3] H. B. Awbi and A. Hatton, "Natural convection from heated room surfaces," *Energy Build.*, vol. 30, no. 3, pp. 233–244, Aug. 1999, doi: 10.1016/S0378-7788(99)00004-3.
- [4] F. Alamdari and G. P. Hammond, "Improved data correlations for buoyancy-driven convection in rooms," *Build. Serv. Eng. Res. Technol.*, vol. 4, no. 3, pp. 106–112, Aug. 1983, doi: 10.1177/014362448300400304.
- [5] Y. Karakoyun, O. Acikgoz, Z. Yumurtacı, and 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, Jan. 2020, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.114517.
- [6] J. A. Myhren and S. Holmberg, "Design considerations with ventilation-radiators: Comparisons to traditional two-panel radiators," *Energy Build.*, vol. 41, no. 1, pp. 92–100, Jan. 2009, doi: 10.1016/J.ENBUILD.2008.07.014.
- [7] A. A. Szewczyk, "Combined Forced and Free-Convection Laminar Flow," *J. Heat Transfer*, vol. 86, no. 4, pp. 501–507, Nov. 1964, doi: 10.1115/1.3688729.
- [8] T. Cholewa, M. Rosiński, Z. Spik, M. R. Dudzińska, and A. Siuta-Oлча, "On the heat transfer coefficients between heated/cooled radiant floor and room," *Energy Build.*, vol. 66, pp. 599–606, Nov. 2013, doi: 10.1016/j.enbuild.2013.07.065.
- [9] T. Cholewa, R. Anasiewicz, A. Siuta-Oлча, and M. A. Skwarczynski, "On the heat transfer coefficients between heated/cooled radiant ceiling and room," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 117, pp. 76–84, May 2017, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.02.019.
- [10] ASHRAE, *Handbook HVAC Fundamentals*, vol. 30329, no. 404. American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, 2009.
- [11] ASHRAE, *2012 ASHRAE Handbook - Heating, Ventilating, and Air-Conditioning: Systems and Equipment*. 2012.
- [12] 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.

- [13] M. J. Li LD, Beckman WA, "An experimental study of natural convection in an office room, large time results," *Sol. Energy*, 1983.
- [14] D. Schlapmann, "Heat output and heat losses of floor heating," 1981, [Online]. Available: <http://pascal-francis.inist.fr/vibad/index.php?action=getRecordDetail&idt=PASCAL83X0365750>.
- [15] A. J. N. Khalifa and R. H. Marshall, "Natural and forced convection on interior building surfaces: preliminary results," 1989.
- [16] 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.*, vol. 33, no. 10, pp. 2219–2236, Oct. 1990, doi: 10.1016/0017-9310(90)90122-B.
- [17] 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.*, 2015, doi: 10.1016/j.enbuild.2015.05.016.
- [18] 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, doi: 10.1016/0017-9310(75)90243-4.
- [19] M. Krajčák, R. Tomasi, A. Simone, and B. W. Olesen, "Experimental study including subjective evaluations of mixing and displacement ventilation combined with radiant floor heating/cooling system," *HVAC&R Res.*, vol. 19, no. 8, pp. 1063–1072, Nov. 2013, doi: 10.1080/10789669.2013.806173.
- [20] F. Causone, F. Baldin, B. W. Olesen, and S. P. Corgnati, "Floor heating and cooling combined with displacement ventilation: Possibilities and limitations," *Energy Build.*, vol. 42, no. 12, pp. 2338–2352, Dec. 2010, doi: 10.1016/J.ENBUILD.2010.08.001.
- [21] N. Matsuki, Y. Nakano, T. Miyanaga, N. Yokoo, and T. Oka, "Performance of radiant cooling system integrated with ice storage," *Energy Build.*, vol. 30, no. 2, pp. 177–183, Jun. 1999, doi: 10.1016/S0378-7788(98)00085-1.
- [22] 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.*, vol. 54, pp. 207–214, 2012, doi: 10.1016/j.enbuild.2012.07.043.
- [23] S. J. Rees and P. Haves, "An experimental study of air flow and temperature distribution in a room with displacement ventilation and a chilled ceiling," *Build. Environ.*, vol. 59, pp. 358–368, Jan. 2013, doi: 10.1016/j.buildenv.2012.09.001.
- [24] J. D. Spitler, C. O. Pedersen, and D. E. Fisher, "Interior convective heat transfer in buildings with large ventilative flow rates," *ASHRAE Trans.*, vol. 97, no. pt 1, pp. 505–515, 1991.
- [25] D. E. Fisher, "An experimental investigation of mixed convection heat

- transfer in a rectangular enclosure,” University of Illinois at Urbana-Champaign, 1995.
- [26] D. E. Fisher and C. . Pedersen, “Convective heat transfer in building energy and thermal load calculations,” *ASHRAE Trans.*, vol. 103, pp. 137–148, 1997, [Online]. Available: <https://www.osti.gov/biblio/349950>.
 - [27] K. Goldstein and A. Novoselac, “Convective heat transfer in rooms with ceiling slot diffusers (rp-1416),” *HVAC R Res.*, vol. 16, no. 5, pp. 629–655, 2010, doi: 10.1080/10789669.2010.10390925.
 - [28] H. B. Awbi and A. Hatton, “Mixed convection from heated room surfaces,” *Energy Build.*, vol. 32, no. 2, pp. 153–166, Jul. 2000, doi: 10.1016/S0098-8472(99)00063-5.
 - [29] I. Beausoleil-Morrison, “An algorithm for calculating convection coefficients for internal building surfaces for the case of mixed flow in rooms,” *Energy Build.*, vol. 33, no. 4, pp. 351–361, Apr. 2001, doi: 10.1016/S0378-7788(00)00117-1.
 - [30] S. Venko, D. Vidal de Ventós, C. Arkar, and S. Medved, “An experimental study of natural and mixed convection over cooled vertical room wall,” *Energy Build.*, vol. 68, no. PARTA, pp. 387–395, Jan. 2014, doi: 10.1016/j.enbuild.2013.09.014.
 - [31] F. Fernández-Hernández, A. Fernández-Gutiérrez, J. J. Martínez-Almansa, C. del Pino, and L. Parras, “Flow patterns and heat transfer coefficients using a rotational diffuser coupled with a radiant floor cooling,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 168, no. December 2019, 2020, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.114827.
 - [32] J. Spitler, C. Pedersen, D. Fisher, P. Menne, and J. Cantillo, “An experimental facility for investigation of interior convective heat transfer,” *ASHRAE Trans.*, vol. 97(1), pp. 497–504, 1991, Accessed: Aug. 30, 2020. [Online]. Available: www.hvac.okstate.edu.
 - [33] A. Novoselac, B. J. Burley, and J. Srebric, “Development of new and validation of existing convection correlations for rooms with displacement ventilation systems,” *Energy Build.*, vol. 38, no. 3, pp. 163–173, Mar. 2006, doi: 10.1016/j.enbuild.2005.04.005.
 - [34] J. Le Dréau, P. Heiselberg, and R. L. Jensen, “Experimental investigation of the influence of the air jet trajectory on convective heat transfer in buildings equipped with air-based and radiant cooling systems,” *J. Build. Perform. Simul.*, vol. 8, no. 5, pp. 312–325, Sep. 2015, doi: 10.1080/19401493.2014.938121.
 - [35] L. Neiswanger, G. A. Johnson, and V. P. Carey, “An Experimental Study of High Rayleigh Number Mixed Convection in a Rectangular Enclosure With Restricted Inlet and Outlet Openings,” *J. Heat Transfer*, vol. 109, no. 2, pp. 446–453, May 1987, doi: 10.1115/1.3248102.
 - [36] 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.

- [37] ASHRAE, *2012 ASHRAE Handbook Heating, Ventilating, and Air-Conditioning SYSTEMS AND EQUIPMENT*, no. 90. Atlanta GA, 2012.
- [38] F. Causone, S. P. Corgnati, E. Fabrizio, and M. Filippi, *Radiant Systems - Technical Guideline*, no. January. Uponor Corporation, 2009.
- [39] M. Behne, "Indoor air quality in rooms with cooled ceilings. Mixing ventilation or rather displacement ventilation?," *Energy Build.*, vol. 30, no. 2, pp. 155–166, Jun. 1999, doi: 10.1016/S0378-7788(98)00083-8.
- [40] S. Hu, Q. Chen, and L. R. Glicksman, "Comparison of energy consumption between displacement and mixing ventilation systems for different U.S. buildings and climates," *ASHRAE Trans.*, vol. 105, 1999.
- [41] A. Novoselac and J. Srebric, "A critical review on the performance and design of combined cooled ceiling and displacement ventilation systems," *Energy Build.*, vol. 34, no. 5, pp. 497–509, Jun. 2002, doi: 10.1016/S0378-7788(01)00134-7.
- [42] Z. Lin, T. T. Chow, K. F. Fong, C. F. Tsang, and Q. Wang, "Comparison of performances of displacement and mixing ventilations. Part II: Indoor air quality," *Int. J. Refrig.*, vol. 28, no. 2, pp. 288–305, 2005, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2004.04.006.
- [43] Z. Lin, C. K. Lee, S. Fong, T. T. Chow, T. Yao, and A. L. S. Chan, "Comparison of annual energy performances with different ventilation methods for cooling," *Energy Build.*, vol. 43, no. 1, pp. 130–136, 2011, doi: 10.1016/j.enbuild.2010.08.033.
- [44] X. Shan, J. Zhou, V. W. C. Chang, and E. H. Yang, "Comparing mixing and displacement ventilation in tutorial rooms: Students' thermal comfort, sick building syndromes, and short-term performance," *Build. Environ.*, 2016, doi: 10.1016/j.buildenv.2016.03.025.
- [45] Y. Yin *et al.*, "Experimental study on displacement and mixing ventilation systems for a patient ward," *HVAC R Res.*, vol. 15, no. 6, pp. 1175–1191, 2009, doi: 10.1080/10789669.2009.10390885.
- [46] G. Cao *et al.*, "A review of the performance of different ventilation and airflow distribution systems in buildings," *Building and Environment*, vol. 73, pp. 171–186, 2014, doi: 10.1016/j.buildenv.2013.12.009.
- [47] H. Xing, A. Hatton, and H. B. Awbi, "A study of the air quality in the breathing zone in a room with displacement ventilation," *Build. Environ.*, vol. 36, no. 7, pp. 809–820, Aug. 2001, doi: 10.1016/S0360-1323(01)00006-3.
- [48] N. Kobayashi and Q. Chen, "Floor-supply displacement ventilation in a small office," 2003, doi: 10.1177/1420326X03035918.
- [49] European Committee for Standardization, "Ergonomics of the Thermal Environment—Analytical Determination and Interpretation of Thermal Comfort Using Calculation of the PMV and PPD Indices and Local Thermal Comfort Criteria," Brussels, 2005.
- [50] ASHRAE, "ASHRAE Standard 55-2010, Thermal Environmental Conditions

for Human Occupancy.,” Atlanta GA, 2010.

- [51] O. Acikgoz, Y. Karakoyun, Z. Yumurtacı, N. Dukhan, and A. S. Dalkılıç, “Realistic experimental heat transfer characteristics of radiant floor heating using sidewalls as heat sinks,” *Energy Build.*, vol. 183, pp. 515–526, Jan. 2019, doi: 10.1016/j.enbuild.2018.11.022.
- [52] S. Ozsagiroglu, M. Camci, T. Taner, O. Acikgoz, A. S. Dalkilic, and S. Wongwises, “CFD analyses on the thermal comfort conditions of a cooled room: a case study,” *J. Therm. Anal. Calorim.*, no. 0123456789, 2021, doi: 10.1007/s10973-021-10612-w.
- [53] M. Camci, Y. Karakoyun, O. Acikgoz, and A. S. Dalkilic, “A comparative study on convective heat transfer in indoor applications,” *Energy Build.*, vol. 242, p. 110985, Jul. 2021, doi: 10.1016/j.enbuild.2021.110985.
- [54] Y. A. Cengel, “Natural convection,” in *Heat Transfer: A Practical Approach*, 2nd ed., New York, NY: McGraw-Hill, 2002, p. 487.
- [55] D. P. D. Incropera, Frank P., “Free convection,” in *Introduction to heat transfer*, 6th ed., New York, NY: J. Wiley, 1990, p. 594.
- [56] *2009 ASHRAE Handbook-Fundamentals*, SI Edition. 1791 Tullie Circle, N.E., Atlanta, GA 30329: American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers, Inc., 2009.
- [57] J. P. Holman, *Experimental Methods for Engineers*, Eighth Edi. New York, NY: McGraw-Hill, 2012.
- [58] S. Kline and F. McClintock, “Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments,” *Mech. Eng.*, vol. 75, pp. 3–8, 1953.

Konferans Bildirileri

1. M. Camci, Y. Karakoyun, O. Acikgoz, A.S. Dalkilic, A short review of internal mixed convective heat transfer at building applications in: 5th Int. Conf. Adv. Mech. Eng. Istanbul 2019, Yildiz Technical University, Istanbul, 2019.
2. M. Camci, Y. Karakoyun, O. Acikgoz, A.S. Dalkilic, Technicality of the experimental setup for the investigation of radiant heating/cooling systems, in: 6th Int. Conf. Adv. Mech. Eng. Istanbul 2021, Yildiz Technical University, Istanbul, 2021.

Makaleler

1. M. Camci, Y. Karakoyun, O. Acikgoz, A.S. Dalkilic, A comparative study on convective heat transfer in indoor applications, Energy Build. 242 (2021) 110985. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2021.110985>
2. O. Acikgoz, A. B. Colak, M. Camci, Y. Karakoyun, A.S. Dalkilic, Machine learning approach to predict the heat transfer coefficients pertaining to a radiant cooling system coupled with mixed and forced convection (Yayın aşamasında)
3. M. Camci, Y. Karakoyun, O. Acikgoz, A.S. Dalkilic, Experimental study on the local and average heat transfer coefficients of a radiant cooled wall in an enclosure with opposing mixed and forced convection (Yayın aşamasında)

Projeler

1. YTÜ BAPK, Radyant Yüzeyli Isıtma Sistemlerinde Havalandırmanın Isı Geçişi Karakteristiklerine Etkisinin İncelenmesi, Yrt: Doç. Dr. Özgen AÇIKGÖZ, FBA-2019-3743, 2020-2021.