

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**RADYANT ISITMA VE SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN ISIL KONFOR VE
ENERJİ VERİMLİLİĞİNİN SAYISAL ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Koray BEDİR

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Akışkan Programı

HAZİRAN 2012

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**RADYANT ISITMA VE SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN ISIL KONFOR VE
ENERJİ VERİMLİLİĞİNİN SAYISAL ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Koray BEDİR
(503101113)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Akışkan Programı

Tez Danışmanı: Doç.Dr. Y.Erhan BÖKE

HAZİRAN 2012

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503101113 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Koray BEDİR**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**RADYANT ISITMA VE SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN ISIL KONFOR VE ENERJİ VERİMLİLİĞİNİN SAYISAL ANALİZİ**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Doç.Dr. Y.Erhan BÖKE**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Doç.Dr. Ş.Özgür ATAYILMAZ**
Yıldız Teknik Üniversitesi

Yrd.Doç.Dr. İbrahim Necmi KAPTAN
İstanbul Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **04 Mayıs 2012**
Savunma Tarihi : **05 Haziran 2012**

ÖNSÖZ

Tez çalışmamda fikirlerinden yararlandığım değerli hocam Doç.Dr. Y.Erhan Böke'ye gösterdiği ilgi ve anlayıştan dolayı teşekkür ederim.

Tez çalışmasına başlamamı sağlayan ve beni yönlendiren Sn. Aliihsan Koca'ya, çalışmamın sayısal kısımlarında gerekli desteği veren Sn. Rıfat Memiş'e ve Mir Ar-Ge firmasına teşekkür ederim.

Tez çalışmama destek veren arkadaşlarım Yalçın Topaçoğlu, Kenan Kaya, Barış Burak Kanbur ve Onur Temel'e teşekkür ederim.

Öğrenim hayatım boyunca maddi, manevi desteklerini esirgemeyen babam Abdurrahman Bedir, annem Neziha Bedir, abim Şahin Bedir, halam Müjgan Bedir ve dedem Mehmet Necati Erdem'e teşekkür ederim.

Yüksek lisans süresince burs aldığım TÜBİTAK'a desteğinden dolayı teşekkür ederim.

Haziran 2012

Koray Bedir
(Makina Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	v
İÇİNDEKİLER.....	vii
KISALTMALAR.....	ix
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xi
ŞEKİL LİSTESİ.....	xv
SEMBOL LİSTESİ.....	xxi
ÖZET.....	xxv
SUMMARY.....	xxvii
1. GİRİŞ.....	1
1.1 Tezin Amacı.....	2
1.2 Literatür Araştırması	2
1.3 Isıl Konfor	6
1.3.1 Genel ısı konfor	6
1.3.1.1 Isıl ortam değişkenleri.....	9
1.3.1.2 Kişisel değişkenler	10
1.3.2 Yerel ısı konfor.....	12
1.3.2.1 Radyant sıcaklık asimetrisi.....	13
1.3.2.2 Hava akımı	15
1.3.2.3 Düşey yöndeki sıcaklık farkı.....	16
1.3.2.4 Zemin yüzey sıcaklığı	18
1.3.3 Isıl ortam kategorileri.....	18
1.3.4 ASHRAE 55 ve ISO 7730 standartlarının belirlediği ısı konfor kriterleri.....	21
2. SAYISAL ÇÖZÜM YÖNTEMİ.....	23
2.1 Korunum Denklemleri.....	23
2.2 Doğal Taşınım Çözümü	24
2.2.1 Boussinesq modeli	24
2.2.2 Doğal taşınım akış rejimi	25
2.3 Türbülansın Modellenmesi	26
2.3.1 Standart k-ε modeli.....	27
2.4 Radyasyonun Modellenmesi.....	28
2.4.1 Discrete Ordinates radyasyon modeli.....	29
2.4.2 Sayısal radyasyon modelinin doğrulanması.....	33
2.4.2.1 Analitik olarak hesaplama.....	33
2.4.2.2 Sayısal olarak hesaplama	34
3. ODA MODELLENMESİ VE ANALİZLERİ	37
3.1 Odanın Isıtma Durumu	38
3.1.1 Odanın müstakil bir dairenin içerisinde bulunduğu ısıtma durumu	38
3.1.1.1 Oda modeli IM1.....	38
3.1.1.2 Oda modeli IM2.....	58
3.1.1.3 Oda modeli IM3.....	70

3.1.1.4 Odanın müstakil daire içerisinde bulunduğu ısıtma durumunda elde edilen enerji tasarrufu	83
3.1.2 Odanın ara kat dairesi içerisinde bulunduğu ısıtma durumu	83
3.1.2.1 Oda modeli IA1	84
3.1.2.2 Oda modeli IA2	92
3.1.2.3 Oda modeli IA3	100
3.1.2.4 Odanın ara kat dairesi içerisinde bulunduğu ısıtma durumunda elde edilen enerji tasarrufu	107
3.1.3 Odanın ısı konfor durumu aynı olacak şekilde klasik ve radyant ısıtma sistemleriyle ısıtılmasının karşılaştırılması.....	108
3.2 Odanın Soğutma Durumu.....	108
3.2.1 Pencereden geçen güneş ışıının şiddetinin hesaplanması.....	109
3.2.2 Odanın ara kat dairesi içerisinde bulunduğu soğutma durumu.....	109
3.2.2.1 Oda modeli S4.....	109
3.2.2.2 Oda modeli S1	123
3.2.2.3 Oda modeli S2.....	132
3.2.2.4 Oda modeli S3	142
3.2.2.5 Odanın radyant sistemle soğutulması durumunda elde edilen enerji tasarrufu	150
3.3 Isıtma Durumunda Panel Üzerindeki Akış İçin Yeni Korelasyon Türetilmesi.....	150
4. SONUÇ VE ÖNERİLER	155
KAYNAKLAR.....	159
EKLER	163
ÖZGEÇMİŞ.....	187

KISALTMALAR

ASHRAE	: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
COP	: Coefficient of Performance (Soğutma Etkinlik Katsayısı)
DO	: Discrete Ordinates
DR	: Draught (Hava Akımı)
IA1	: Isıtma Ara kat Model 1
IA2	: Isıtma Ara kat Model 2
IA3	: Isıtma Ara kat Model 3
IGDAŞ	: İstanbul Gaz Dağıtım Anonim Şirketi
IM1	: Isıtma Müstakil Model 1
IM2	: Isıtma Müstakil Model 2
IM3	: Isıtma Müstakil Model 3
ISO	: International Standards Organization
OS	: Orta Derecede Sıcaklık
PD	: Percentage of Dissatisfied (Memnuniyetsizlik Oranı)
PMV	: Predicted Mean Vote (Tahmini Ortalama Oy)
PPD	: Predicted Percentage of Dissatisfied (Tahmini Memnuniyetsizlik Oranı)
RTD	: Radyatif Transfer Denklemi
TEDAŞ	: Türkiye Elektrik Dağıtım Anonim Şirketi
S1	: Soğutma Model 1
S2	: Soğutma Model 2
S3	: Soğutma Model 3
S4	: Soğutma Model 4
YS	: Yüksek Derecede Sıcaklık

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1.1: Standart ısı his ölçeği.....	6
Çizelge 1.2 : Farklı PMV değerleri için bireysel ısı his oylarının dağılımı.....	7
Çizelge 1.3 : Yapılan aktiviteye göre aktivite hız değerleri	10
Çizelge 1.4 : Giysilerin yalıtım değerleri	11
Çizelge 1.5 : Yaz ve kış sezonu için giysi ve yalıtım değerleri	12
Çizelge 1.6 : Isıl ortam kategorileri.....	19
Çizelge 1.7 : Baş ile ayak bileği arasındaki düşey yöndeki sıcaklık farkı.....	19
Çizelge 1.8 : Zemin yüzey sıcaklığının aralığı	19
Çizelge 1.9 : Radyant sıcaklık asimetrisi.....	20
Çizelge 1.10 : Kategorilere göre genel ısı konfor kriterleri.....	20
Çizelge 1.11 : Çalışma sıcaklığı ve ortalama hava hızı için örnek kriterler	21
Çizelge 1.12 : Genel ısı konfor kriterleri.....	21
Çizelge 1.13 : Yerel ısı konfor kriterleri.....	22
Çizelge 3.1 : Oda analiz durumlarında belirtilen kodlamalar	37
Çizelge 3.2 : Yüzeylerin tanımlanması.....	40
Çizelge 3.3 : Yapı elemanlarının ısı iletim katsayısı değerleri	42
Çizelge 3.4 : Oda modeli IM1 için ısı transferi dengesi.....	45
Çizelge 3.5 : Panel yüzey sıcaklıkları.....	49
Çizelge 3.6 : Alan ağırlıklı ısıtılmamış yüzey sıcaklığı	50
Çizelge 3.7 : Oda modeli IM1 için genel ısı konfor girdi değerleri	50
Çizelge 3.8 : Oda modeli IM1 için genel ısı konfor çıktı değerleri	51
Çizelge 3.9 : Referans çizgisi 1, 2, 3 için düşey yöndeki sıcaklık farkı analizi.....	53
Çizelge 3.10 : Referans çizgisi 1, 2, 3 için yüksek hava hızı analizi	54
Çizelge 3.11 : Oda modeli IM1 için 1. bölge analiz sonuçları	57
Çizelge 3.12 : Oda modeli IM1 için 2. bölge analiz sonuçları	57
Çizelge 3.13 : Oda modeli IM1 için 3. bölge analiz sonuçları	57
Çizelge 3.14 : Oda modeli IM1 için 4. bölge analiz sonuçları	58
Çizelge 3.15 : Oda modeli IM1 için panel minimum ısı akısı ve hava sıcaklığı	58
Çizelge 3.16 : Oda modeli IM2 için genel ısı konfor girdi değerleri	62
Çizelge 3.17 : Oda modeli IM2 için genel ısı konfor çıktı değerleri	63
Çizelge 3.18 : Referans çizgisi 4, 5, 6 için düşey yöndeki sıcaklık farkı analizi.....	65
Çizelge 3.19 : Referans çizgisi 4, 5, 6 için yüksek hava hızı analizi	65
Çizelge 3.20 : Oda modeli IM2 için 1. bölge analiz sonuçları	68
Çizelge 3.21 : Oda modeli IM2 için 2. bölge analiz sonuçları	69
Çizelge 3.22 : Oda modeli IM2 için 3. bölge analiz sonuçları	69
Çizelge 3.23 : Oda modeli IM2 için 4. bölge analiz sonuçları	70
Çizelge 3.24 : Oda modeli IM2 için panel minimum ısı akısı ve hava sıcaklığı	70
Çizelge 3.25 : Oda modeli IM3 için genel ısı konfor girdi değerleri	75
Çizelge 3.26 : Oda modeli IM3 için genel ısı konfor çıktı değerleri	75
Çizelge 3.27 : Referans çizgisi 7, 8, 9 için düşey yöndeki sıcaklık farkı analizi.....	78
Çizelge 3.28 : Referans çizgisi 7, 8, 9 için yüksek hava hızı analizi	78

Çizelge 3.29 : Oda modeli IM3 için 1. bölge analiz sonuçları	81
Çizelge 3.30 : Oda modeli IM3 için 2. bölge analiz sonuçları	81
Çizelge 3.31 : Oda modeli IM3 için 3. bölge analiz sonuçları	82
Çizelge 3.32 : Oda modeli IM3 için 4. bölge analiz sonuçları	82
Çizelge 3.33 : Oda modeli IM3 için panel minumum ısı akısı ve hava sıcaklığı	82
Çizelge 3.34 : Odanın müstakil daire içerisinde bulunduğu ısıtma durumunda elde edilen enerji tasarrufu	83
Çizelge 3.35 : Referans çizgisi 10, 11, 12 için düşey yöndeki sıcaklık farkı analizi	87
Çizelge 3.36 : Referans çizgisi 10, 11, 12 için yüksek hava hızı analizi	88
Çizelge 3.37 : Oda modeli IA1 için 1. bölge analiz sonuçları	90
Çizelge 3.38 : Oda modeli IA1 için 2. bölge analiz sonuçları	91
Çizelge 3.39 : Oda modeli IA1 için 3. bölge analiz sonuçları	91
Çizelge 3.40 : Oda modeli IA1 için 4. bölge analiz sonuçları	91
Çizelge 3.41 : Oda modeli IA1 için panel minumum ısı akısı ve hava sıcaklığı	92
Çizelge 3.42 : Referans çizgisi 13, 14, 15 için düşey yöndeki sıcaklık farkı analizi	95
Çizelge 3.43 : Referans çizgisi 13, 14, 15 için yüksek hava hızı analizi	96
Çizelge 3.44 : Oda modeli IA2 için 1. bölge analiz sonuçları	98
Çizelge 3.45 : Oda modeli IA2 için 2. bölge analiz sonuçları	98
Çizelge 3.46 : Oda modeli IA2 için 3. bölge analiz sonuçları	99
Çizelge 3.47 : Oda modeli IA2 için 4. bölge analiz sonuçları	99
Çizelge 3.48 : Oda modeli IA2 için panel minumum ısı akısı ve hava sıcaklığı	99
Çizelge 3.49 : Referans çizgisi 16, 17, 18 için düşey yöndeki sıcaklık farkı analizi	103
Çizelge 3.50 : Referans çizgisi 16, 17, 18 için yüksek hava hızı analizi	104
Çizelge 3.51 : Oda modeli IA3 için 1. bölge analiz sonuçları	106
Çizelge 3.52 : Oda modeli IA3 için 2. bölge analiz sonuçları	106
Çizelge 3.53 : Oda modeli IA3 için 3. bölge analiz sonuçları	106
Çizelge 3.54 : Oda modeli IA3 için 4. bölge analiz sonuçları	107
Çizelge 3.55 : Oda modeli IA3 için panel minumum ısı akısı ve hava sıcaklığı	107
Çizelge 3.56 : Odanın ara kat dairesi içerisinde bulunduğu ısıtma durumunda elde edilen enerji tasarrufu	107
Çizelge 3.57 : Klasik ve radyant ısıtma sistemlerinin karşılaştırılması	108
Çizelge 3.58 : Pencereye gelen ve pencereden geçen ışınlam şiddeti değerleri	109
Çizelge 3.59 : Oda modeli S4 için ısı transferi dengesi	112
Çizelge 3.60 : Oda modeli S4 için genel ısı konfor girdi değerleri	115
Çizelge 3.61 : Oda modeli S4 için genel ısı konfor çıktı değerleri	116
Çizelge 3.62 : Referans çizgisi 19, 20, 21 için düşey yöndeki sıcaklık farkı analizi	118
Çizelge 3.63 : Referans çizgisi 19, 20, 21 için yüksek hava hızı analizi	118
Çizelge 3.64 : Oda modeli S4 için 1. bölge analiz sonuçları	121
Çizelge 3.65 : Oda modeli S4 için 2. bölge analiz sonuçları	122
Çizelge 3.66 : Oda modeli S4 için 3. bölge analiz sonuçları	122
Çizelge 3.67 : Oda modeli S4 için 4. bölge analiz sonuçları	123
Çizelge 3.68 : Oda modeli S4 için panel minumum ısı akısı ve hava sıcaklığı	123
Çizelge 3.69 : Referans çizgisi 22, 23, 24 için düşey yöndeki sıcaklık farkı analizi	128
Çizelge 3.70 : Referans çizgisi 22, 23, 24 için yüksek hava hızı analizi	128
Çizelge 3.71 : Oda modeli S1 için 1. bölge analiz sonuçları	131
Çizelge 3.72 : Oda modeli S1 için 2. bölge analiz sonuçları	131
Çizelge 3.73 : Oda modeli S1 için 3. bölge analiz sonuçları	131

Çizelge 3.74 : Oda modeli S1 için 4. bölge analiz sonuçları.....	132
Çizelge 3.75 : Oda modeli S1 için panel minumum ısı akısı ve hava sıcaklığı.....	132
Çizelge 3.76 : Referans çizgisi 25, 26, 27 için düşey yöndeki sıcaklık farkı analizi	137
Çizelge 3.77 : Referans çizgisi 25, 26, 27 için yüksek hava hızı analizi.....	138
Çizelge 3.78 : Oda modeli S2 için 1. bölge analiz sonuçları.....	140
Çizelge 3.79 : Oda modeli S2 için 2. bölge analiz sonuçları.....	140
Çizelge 3.80 : Oda modeli S2 için 3. bölge analiz sonuçları.....	141
Çizelge 3.81 : Oda modeli S2 için 4. bölge analiz sonuçları.....	141
Çizelge 3.82 : Oda modeli S2 için panel minumum ısı akısı ve hava sıcaklığı.....	141
Çizelge 3.83 : Referans çizgisi 28, 29, 30 için düşey yöndeki sıcaklık farkı analizi	146
Çizelge 3.84 : Referans çizgisi 28, 29, 30 için yüksek hava hızı analizi.....	147
Çizelge 3.85 : Oda modeli S3 için 1. bölge analiz sonuçları.....	148
Çizelge 3.86 : Oda modeli S3 için 2. bölge analiz sonuçları.....	148
Çizelge 3.87 : Oda modeli S3 için 3. bölge analiz sonuçları.....	149
Çizelge 3.88 : Oda modeli S3 için 4. bölge analiz sonuçları.....	149
Çizelge 3.89 : Oda modeli S3 için panel minumum ısı akısı ve hava sıcaklığı.....	149
Çizelge 3.90 : Odanın radyant sistemle soğutulması durumunda elde edilen enerji tasarrufu.....	150
Çizelge 3.91 : Isı akısına bağlı olarak Ra_L sayısının değişimi.....	151
Çizelge 3.92 : Churchill ve Chu bağıntısıyla $\overline{Nu}_L$ sayılarının hesabı	151
Çizelge 3.93 : $\overline{Nu}_L = 0.1Ra_L^{(1/3)}$ bağıntısıyla $\overline{Nu}_L$ sayılarının hesabı	152
Çizelge 3.94 : Taşınım katsayısına bağlı olarak $\overline{Nu}_L$ sayısının değişimi.....	152
Çizelge A.1 : Dış duvar 1 yapı detayı.....	164
Çizelge A.2 : Dış duvar 2 yapı detayı.....	164
Çizelge A.3 : İç duvar yapı detayı.....	164
Çizelge A.4 : Tavan yapı detayı.....	165
Çizelge A.5 : Taban yapı detayı.....	165
Çizelge B.1 : Kış sezonunda bölgelere göre ortam hava sıcaklıkları.....	167
Çizelge B.2 : 1. bölge için odanın yapı elemanlarından olan ısı kaybı (müstakil) ..	167
Çizelge B.3 : 1. bölge için klasik ısıtma sisteminin yıllık yakıt maliyeti (müstakil).....	167
Çizelge B.4 : 1. bölge için radyant ısıtma sisteminin yıllık yakıt maliyeti (müstakil).....	167
Çizelge B.5 : 2. bölge için odanın yapı elemanlarından olan ısı kaybı (müstakil) ..	168
Çizelge B.6 : 2. bölge için klasik ısıtma sisteminin yıllık yakıt maliyeti (müstakil).....	168
Çizelge B.7 : 2. bölge için radyant ısıtma sisteminin yıllık yakıt maliyeti (müstakil).....	168
Çizelge B.8 : 3. bölge için odanın yapı elemanlarından olan ısı kaybı (müstakil) ..	168
Çizelge B.9 : 3. bölge için klasik ısıtma sisteminin yıllık yakıt maliyeti (müstakil).....	169
Çizelge B.10 : 3. bölge için radyant ısıtma sisteminin yıllık yakıt maliyeti (müstakil).....	169
Çizelge B.11 : 4. bölge için odanın yapı elemanlarından olan ısı kaybı (müstakil) ..	169
Çizelge B.12 : 4. bölge için klasik ısıtma sisteminin yıllık yakıt maliyeti (müstakil).....	169

Çizelge B.13 : 4. bölge için radyant ısıtma sisteminin yıllık yakıt maliyeti (müstakil)	170
Çizelge C.1 : 1. bölge için odanın yapı elemanlarından olan ısı kaybı (ara kat).....	172
Çizelge C.2 : 1. bölge için klasik ısıtma sisteminin yıllık yakıt maliyeti (ara kat)..	172
Çizelge C.3 : 1. bölge için radyant ısıtma sisteminin yıllık yakıt maliyeti (ara kat)	172
Çizelge C.4 : 2. bölge için odanın yapı elemanlarından olan ısı kaybı (ara kat).....	172
Çizelge C.5 : 2. bölge için klasik ısıtma sisteminin yıllık yakıt maliyeti (ara kat)..	172
Çizelge C.6 : 2. bölge için radyant ısıtma sisteminin yıllık yakıt maliyeti (ara kat)	173
Çizelge C.7 : 3. bölge için odanın yapı elemanlarından olan ısı kaybı (ara kat).....	173
Çizelge C.8 : 3. bölge için klasik ısıtma sisteminin yıllık yakıt maliyeti (ara kat)..	173
Çizelge C.9 : 3. bölge için radyant ısıtma sisteminin yıllık yakıt maliyeti (ara kat)	173
Çizelge C.10 : 4. bölge için odanın yapı elemanlarından olan ısı kaybı (ara kat)...	173
Çizelge C.11 : 4. bölge için klasik ısıtma sisteminin yıllık yakıt maliyeti (ara kat)	174
Çizelge C.12 : 4. bölge için radyant ısıtma sisteminin yıllık yakıt maliyeti (ara kat)	174
Çizelge E.1 : Yaz sezonunda bölgelere göre dış hava sıcaklıkları	180
Çizelge E.2 : 1. bölge için odanın yapı elemanlarından olan ısı kazancı.....	180
Çizelge E.3 : 1. bölge için klasik soğutma sisteminin yıllık elektrik tüketim tutarı.....	180
Çizelge E.4 : 1. bölge için radyant soğutma sisteminin yıllık elektrik tüketim tutarı.....	180
Çizelge E.5 : 2. bölge için odanın yapı elemanlarından olan ısı kazancı.....	180
Çizelge E.6 : 2. bölge için klasik soğutma sisteminin yıllık elektrik tüketim tutarı.....	181
Çizelge E.7 : 2. bölge için radyant soğutma sisteminin yıllık elektrik tüketim tutarı.....	181
Çizelge E.8 : 3. bölge için odanın yapı elemanlarından olan ısı kazancı.....	181
Çizelge E.9 : 3. bölge için klasik soğutma sisteminin yıllık elektrik tüketim tutarı.....	181
Çizelge E.10 : 3. bölge için radyant soğutma sisteminin yıllık elektrik tüketim tutarı.....	182
Çizelge E.11 : 4. bölge için odanın yapı elemanlarından olan ısı kazancı.....	182
Çizelge E.12 : 4. bölge için klasik soğutma sisteminin yıllık elektrik tüketim tutarı.....	182
Çizelge E.13 : 4. bölge için radyant soğutma sisteminin yıllık elektrik tüketim tutarı.....	182
Çizelge F.1 : Oda modeli IA1 için ısı transferi dengesi.....	184
Çizelge F.2 : Oda modeli S1 için ısı transferi dengesi.....	184
Çizelge F.3 : Oda modeli IM2 için ısı transferi dengesi.....	184
Çizelge F.4 : Oda modeli IA2 için ısı transferi dengesi.....	185
Çizelge F.5 : Oda modeli S2 için ısı transferi dengesi.....	185
Çizelge F.6 : Oda modeli IM3 için ısı transferi dengesi.....	185
Çizelge F.7 : Oda modeli IA3 için ısı transferi dengesi.....	186
Çizelge F.8 : Oda modeli S3 için ısı transferi dengesi.....	186

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Çalışmada incelenen oda modeli	4
Şekil 1.2 : PPD ile PMV arasındaki ilişki.....	8
Şekil 1.3 : (a) Güneşli ve rüzgârsız ortam ve (b) bulutlu ve rüzgârlı ortam	8
Şekil 1.4 : PPD ile çalışma sıcaklığı arasındaki ilişki	9
Şekil 1.5 : Çeşitli aktivite hızı değerleri	10
Şekil 1.6 : Giysiler ve yalıtım değerleri.....	12
Şekil 1.7 : Radyant sıcaklık asimetrisi	13
Şekil 1.8 : Radyant asimetriden kaynaklanan konforsuzluk durumu	13
Şekil 1.9 : (a) Radyant sıcaklık asimetrisi ve (b) hava akımının etkisi	14
Şekil 1.10 : Hava sıcaklığı ve türbülans yoğunluğuna göre izin verilen hava hızları	16
Şekil 1.11 : Ortalama hava hızından kaynaklanan konforsuzluk durumu	16
Şekil 1.12 : Düşey yöndeki sıcaklık farkından kaynaklanan konforsuzluk durumu	17
Şekil 1.13 : (a) Düşey yöndeki sıcaklık farkı ve (b) zemin yüzey sıcaklığı	17
Şekil 1.14 : Zemin yüzey sıcaklığından kaynaklanan konforsuzluk durumu	18
Şekil 1.15 : İzin verilen ortalama hava hızları	20
Şekil 1.16 : Genel ısıl konfor kriterlerine bağlı olarak ısıl konfor bölgesi.....	22
Şekil 2.1: Radyasyon ısı transferi.....	29
Şekil 2.2 : Açısal uzayın 1/8'lik kısmının ayrıklaştırılması	30
Şekil 2.3 : Açısal koordinat sistemi.....	30
Şekil 2.4 : Saydam olmayan duvarda radyasyonla ısı transferi	31
Şekil 2.5 : Yaygın yansıma	31
Şekil 2.6 : Aynasal yansıma.....	31
Şekil 2.7 : Yarı saydam duvarda radyasyonla ısı transferi	32
Şekil 2.8 : Karşılaştırmada esas alınan oda modeli	33
Şekil 2.9 : Sıcak yüzey ile soğuk yüzeyler arasındaki ışınlama ile ısı geçişi için elektrik devre benzetmesi	33
Şekil 2.10 : Radyasyon modelinin doğrulanması için kullanılan sayısal çözüm ağı	34
Şekil 2.11 : Radyasyon modelinin belirlenmesi.....	35
Şekil 2.12 : Örnek oda modeli için sınır şartlarının tanımlanması.....	35
Şekil 2.13 : Sayısal analiz sonucunda elde edilen radyasyon ısı transferi miktarı.....	36
Şekil 3.1 : Çözüm şematigi	38
Şekil 3.2 : Oda modeli IM1	39
Şekil 3.3 : Oda modeli IM1 için sayısal çözüm ağı	39
Şekil 3.4 : Oda modeli IM1 elemanlarının istatistik bilgileri	39
Şekil 3.5 : Oda modeli IM1 elemanlarının çarpıklık (skewness) dağılımları.....	40
Şekil 3.6 : Çözüm için genel ayarların yapılması	41
Şekil 3.7 : Çözüm modellerinin belirlenmesi	41
Şekil 3.8 : Oda modeli IA1 için havanın özelliklerinin girilmesi	42
Şekil 3.9 : Oda modeli IA1 için duvar ve pencerenin sınır şartlarının tanımlanması	43
Şekil 3.10 : Oda modeli IA1 için duvar radyasyon sınır şartının tanımlanması	44

Şekil 3.11 : Oda modeli IA1 için panel sınır şartının tanımlanması.....	44
Şekil 3.12 : (a) Standard ve (b) Body Force Weighted.....	45
Şekil 3.13 : Oda modeli IM1 içerisindeki akım çizgilerinin dağılımı	46
Şekil 3.14 : Oda modeli IM1 içerisindeki hava hız dağılımının hacimsel gösterimi. 46	
Şekil 3.15 : Oda modeli IM1 için $x = 2$ m düzlemindeki hız vektörleri dağılımı	47
Şekil 3.16 : Oda modeli IM1 yüzeylerindeki sıcaklık dağılımları.....	47
Şekil 3.17 : Oda modeli IM1 için $x = 2$ m düzlemindeki sıcaklık dağılımı	48
Şekil 3.18 : Oda modeli IM1 için $z = 0.6$ m, $z = 1.8$ m, $z = 3$ m düzlemlerindeki sıcaklık dağılımları	48
Şekil 3.19 : Oda modeli IM1 için hava sıcaklık dağılımının hacimsel gösterimi.....	49
Şekil 3.20 : Oda modeli IM1 için PPD ile PMV arasındaki ilişki	51
Şekil 3.21 : Referans çizgisi 1, 2, 3 ve yaşam alanı	52
Şekil 3.22 : Referans çizgisi 1, 2, 3 için düşey yöndeki sıcaklık dağılımı	52
Şekil 3.23 : Referans çizgisi 1, 2, 3 için düşey yöndeki hava hız dağılımı	53
Şekil 3.24 : Oda modeli IM1 için $z = 3$ m düzlemindeki sıcaklık dağılımı	54
Şekil 3.25 : Oda modeli IM1 için PPD ile I_{cl} arasındaki ilişki	55
Şekil 3.26 : Oda modeli IM1 için PMV ile I_{cl} arasındaki ilişki	55
Şekil 3.27 : Oda modeli IM1 için PPD ile aktivite hızı arasındaki ilişki	56
Şekil 3.28 : Oda modeli IM1 için PMV ile aktivite hızı arasındaki ilişki.....	56
Şekil 3.29 : Oda modeli IM2	59
Şekil 3.30 : Oda modeli IM2 için sayısal çözüm ağı	59
Şekil 3.31 : Oda modeli IM2 elemanlarının istatistik bilgileri	59
Şekil 3.32 : Oda modeli IM2 içerisindeki akım çizgilerinin dağılımı	60
Şekil 3.33 : Oda modeli IM2 için $z = 3$ m düzlemindeki hız vektörleri dağılımı.....	60
Şekil 3.34 : Oda modeli IM2 içerisindeki hava hız dağılımının hacimsel gösterimi. 61	
Şekil 3.35 : Oda modeli IM2 yüzeylerindeki sıcaklık dağılımları.....	61
Şekil 3.36 : Oda modeli IM2 için $z = 3$ m düzlemindeki sıcaklık dağılımı	62
Şekil 3.37 : Oda modeli IM2 için $z = 0.6$ m, $z = 1.8$ m, $z = 3$ m düzlemlerindeki sıcaklık dağılımları	62
Şekil 3.38 : Oda modeli IM2 için PPD ile PMV arasındaki ilişki	63
Şekil 3.39 : Referans çizgisi 4, 5, 6.....	64
Şekil 3.40 : Referans çizgisi 4, 5, 6 için düşey yöndeki sıcaklık dağılımı	64
Şekil 3.41 : Referans çizgisi 4, 5, 6 için düşey yöndeki hava hız dağılımı	65
Şekil 3.42 : Oda modeli IM1 için $x = 2$ m düzlemindeki sıcaklık dağılımı	66
Şekil 3.43 : Oda modeli IM2 için PPD ile I_{cl} arasındaki ilişki	67
Şekil 3.44 : Oda modeli IM2 için PMV ile I_{cl} arasındaki ilişki	67
Şekil 3.45 : Oda modeli IM2 için PPD ile aktivite hızı arasındaki ilişki	68
Şekil 3.46 : Oda modeli IM2 için PMV ile aktivite hızı arasındaki ilişki.....	68
Şekil 3.47 : Oda modeli IM3.	70
Şekil 3.48 : Oda modeli IM3 içerisindeki akım çizgilerinin dağılımı	71
Şekil 3.49 : Oda modeli IM3 içerisindeki hava hız dağılımının hacimsel gösterimi. 71	
Şekil 3.50 : Oda modeli IM1 için $z = 3$ m düzlemindeki hız vektörleri dağılımı.....	72
Şekil 3.51 : Oda modeli IM3 için $x = 2$ m düzlemindeki hız vektörleri dağılımı	72
Şekil 3.52 : Oda modeli IM3 yüzeylerindeki sıcaklık dağılımları.....	73
Şekil 3.53 : Oda modeli IM3 için $z = 0.6$ m, $z = 1.8$ m, $z = 3$ m, $z = 4.2$ m, $z = 5.4$ m düzlemlerindeki sıcaklık dağılımları	73
Şekil 3.54 : Oda modeli IM3 için $x = 0.6$ m, $x = 2$ m, $x = 3.4$ m düzlemlerindeki sıcaklık dağılımları	74
Şekil 3.55 : Oda modeli IM3 için $z = 3$ m düzlemindeki sıcaklık dağılımı	74
Şekil 3.56 : Oda modeli IM3 için $x = 2$ m düzlemindeki sıcaklık dağılımı	75

Şekil 3.57 : Oda modeli IM3 için PPD ile PMV arasındaki ilişki	76
Şekil 3.58 : Referans çizgisi 7, 8, 9	77
Şekil 3.59 : Referans çizgisi 7, 8, 9 için düşey yöndeki sıcaklık dağılımı	77
Şekil 3.60 : Referans çizgisi 7, 8, 9 için düşey yöndeki hava hız dağılımı	78
Şekil 3.61 : Oda modeli IM3 için PPD ile I_{cl} arasındaki ilişki	79
Şekil 3.62 : Oda modeli IM3 için PMV ile I_{cl} arasındaki ilişki	80
Şekil 3.63 : Oda modeli IM3 için PPD ile aktivite hızı arasındaki ilişki	80
Şekil 3.64 : Oda modeli IM3 için PMV ile aktivite hızı arasındaki ilişki	81
Şekil 3.65 : Oda modeli IA1 için duvar sınır şartının girilmesi	84
Şekil 3.66 : Oda modeli IA1 yüzeylerindeki sıcaklık dağılımları	84
Şekil 3.67 : Oda modeli IA1 için $z = 3$ m düzlemindeki sıcaklık dağılımı	85
Şekil 3.68 : Oda modeli IA1 için $x = 2$ m düzlemindeki sıcaklık dağılımı	85
Şekil 3.69 : Oda modeli IA1 için $z = 0.6$ m, $z = 1.8$ m, $z = 3$ m, $z = 4.2$, $z = 5.4$ m düzlemlerindeki sıcaklık dağılımları	86
Şekil 3.70 : Referans çizgisi 10, 11, 12	86
Şekil 3.71 : Referans çizgisi 10, 11, 12 için düşey yöndeki sıcaklık dağılımı	87
Şekil 3.72 : Referans çizgisi 10, 11, 12 için düşey yöndeki hava hız dağılımı	88
Şekil 3.73 : Oda modeli IA1 için $z = 3$ m düzlemindeki sıcaklık dağılımı	89
Şekil 3.74 : Oda modeli IA1 için PPD ile I_{cl} arasındaki ilişki	89
Şekil 3.75 : Oda modeli IA1 için PPD ile aktivite hızı arasındaki ilişki	90
Şekil 3.76 : Oda modeli IA2 yüzeylerindeki sıcaklık dağılımları	92
Şekil 3.77 : Oda modeli IA2 için $z = 3$ m düzlemindeki sıcaklık dağılımı	93
Şekil 3.78 : Oda modeli IA2 için $x = 2$ m düzlemindeki sıcaklık dağılımı	93
Şekil 3.79 : Oda modeli IA2 için $x = 0.6$ m, $x = 2$ m, $x = 3.4$ m düzlemlerindeki sıcaklık dağılımları	94
Şekil 3.80 : Referans çizgisi 13, 14, 15	94
Şekil 3.81 : Referans çizgisi 13, 14, 15 için düşey yöndeki sıcaklık dağılımı	95
Şekil 3.82 : Referans çizgisi 13, 14, 15 için düşey yöndeki hava hız dağılımı	96
Şekil 3.83 : Oda modeli IA2 için $z = 3$ m düzlemindeki sıcaklık dağılımı	96
Şekil 3.84 : Oda modeli IA2 için PPD ile I_{cl} arasındaki ilişki	97
Şekil 3.85 : Oda modeli IA2 için PPD ile aktivite hızı arasındaki ilişki	98
Şekil 3.86 : Oda modeli IA3 yüzeylerindeki sıcaklık dağılımları	100
Şekil 3.87 : Oda modeli IA3 için $z = 3$ m düzlemindeki sıcaklık dağılımı	101
Şekil 3.88 : Oda modeli IA3 için $x = 2$ m düzlemindeki sıcaklık dağılımı	101
Şekil 3.89 : Oda modeli IA3 için $x = 0.6$ m, $x = 2$ m, $x = 3.4$ m düzlemlerindeki sıcaklık dağılımları	102
Şekil 3.90 : Referans çizgisi 16, 17, 18	102
Şekil 3.91 : Referans çizgisi 16, 17, 18 için düşey yöndeki sıcaklık dağılımı	103
Şekil 3.92 : Referans çizgisi 16, 17, 18 için düşey yöndeki hava hız dağılımı	104
Şekil 3.93 : Oda modeli IA3 için PPD ile I_{cl} arasındaki ilişki	105
Şekil 3.94 : Oda modeli IA3 için PPD ile aktivite hızı arasındaki ilişki	105
Şekil 3.95 : Oda modeli S4	109
Şekil 3.96 : Oda modeli S4 için havanın özelliklerinin girilmesi	110
Şekil 3.97 : Oda modeli S4 için duvar ve pencere için sınır şartların tanımlanması	110
Şekil 3.98 : Oda modeli S4 için pencere radyasyon sınır şartının tanımlanması	111
Şekil 3.99 : Oda modeli S4 için panel sınır şartının tanımlanması	111
Şekil 3.100 : Oda modeli S4 içerisindeki akım çizgilerinin dağılımı	112
Şekil 3.101 : Oda modeli S4 için $z = 3$ m düzlemindeki hız vektörleri dağılımı	113
Şekil 3.102 : Oda modeli S4 yüzeylerindeki sıcaklık dağılımları	113
Şekil 3.103 : Oda modeli S4 için $z = 3$ m düzlemindeki sıcaklık dağılımı	114

Şekil 3.104 : Oda modeli S4 için $x = 2$ m düzlemindeki sıcaklık dağılımı.....	114
Şekil 3.105 : Oda modeli S4 için $y = 0.9$ m, $y = 1.8$ m, $y = 2.7$ m düzlemlerindeki sıcaklık dağılımları	115
Şekil 3.106 : Oda modeli S4 için hava sıcaklık dağılımının hacimsel gösterimi	115
Şekil 3.107 : Oda modeli S4 için PPD ile PMV arasındaki ilişki.....	116
Şekil 3.108 : Referans çizgisi 19, 20, 21	117
Şekil 3.109 : Referans çizgisi 19, 20, 21 için düşey yöndeki sıcaklık dağılımı	117
Şekil 3.110 : Referans çizgisi 19, 20, 21 için düşey yöndeki hava hız dağılımı	118
Şekil 3.111 : Oda modeli S4 için $y = 1.5$ m düzlemindeki sıcaklık dağılımı.....	119
Şekil 3.112 : Oda modeli S4 için PPD ile I_{cl} arasındaki ilişki.....	120
Şekil 3.113 : Oda modeli S4 için PMV ile I_{cl} arasındaki ilişki	120
Şekil 3.114 : Oda modeli S4 için PPD ile aktivite hızı arasındaki ilişki.....	121
Şekil 3.115 : Oda modeli S4 için PMV ile aktivite hızı arasındaki ilişki	121
Şekil 3.116 : Oda modeli S1 içerisindeki hava hız dağılımının hacimsel gösterimi	124
Şekil 3.117 : Oda modeli S1 için $x = 2$ m düzlemindeki hız vektörleri dağılımı	124
Şekil 3.118 : Oda modeli S1 yüzeylerindeki sıcaklık dağılımları	125
Şekil 3.119 : Oda modeli S1 için $z = 3$ m düzlemindeki sıcaklık dağılımı	125
Şekil 3.120 : Oda modeli S1 için $x = 2$ m düzlemindeki sıcaklık dağılımı.....	126
Şekil 3.121 : Oda modeli S1 için $z = 0.6$ m, $z = 1.8$ m, $z = 3$ m, $z = 4.2$ m, $z = 5.4$ m düzlemlerindeki sıcaklık dağılımları	126
Şekil 3.122 : Referans çizgisi 22, 23, 24.....	127
Şekil 3.123 : Referans çizgisi 22, 23, 24 için düşey yöndeki sıcaklık dağılımı	127
Şekil 3.124 : Referans çizgisi 22, 23, 24 için düşey yöndeki hava hız dağılımı	128
Şekil 3.125 : Oda modeli S1 için $z = 3$ m düzlemindeki sıcaklık dağılımı	129
Şekil 3.126 : Oda modeli S1 için PPD ile I_{cl} arasındaki ilişki.....	130
Şekil 3.127 : Oda modeli S1 için PPD ile aktivite hızı arasındaki ilişki.....	130
Şekil 3.128 : Oda modeli S2 içerisindeki akım çizgilerinin dağılımı.....	133
Şekil 3.129 : Oda modeli S2 için $z = 3$ m düzlemindeki hız vektörleri dağılımı	133
Şekil 3.130 : Oda modeli S2 için $x = 2$ m düzlemindeki hız vektörleri dağılımı	134
Şekil 3.131 : Oda modeli S1 yüzeylerindeki sıcaklık dağılımları	134
Şekil 3.132 : Oda modeli S2 için $z = 3$ m düzlemindeki sıcaklık dağılımı	135
Şekil 3.133 : Oda modeli S2 için $x = 2$ m düzlemindeki sıcaklık dağılımı.....	135
Şekil 3.134 : Oda modeli S2 için $x = 0.6$ m, $x = 2$ m, $x = 3.4$ m düzlemlerindeki sıcaklık dağılımları	136
Şekil 3.135 : Referans çizgisi 25, 26, 27.....	136
Şekil 3.136 : Referans çizgisi 25, 26, 27 için düşey yöndeki sıcaklık dağılımı	137
Şekil 3.137 : Referans çizgisi 25, 26, 27 için düşey yöndeki hava hız dağılımı	138
Şekil 3.138 : Oda modeli S2 için $x = 2$ m düzlemindeki sıcaklık dağılımı.....	139
Şekil 3.139 : Oda modeli S2 için PPD ile I_{cl} arasındaki ilişki.....	139
Şekil 3.140 : Oda modeli S2 için PPD ile aktivite hızı arasındaki ilişki.....	140
Şekil 3.141 : Oda modeli S3 içerisindeki hava hız dağılımının hacimsel gösterimi	142
Şekil 3.142 : Oda modeli S3 için $x = 2$ m düzlemindeki hız vektörleri dağılımı	143
Şekil 3.143 : Oda modeli S3 için $z = 3$ m düzlemindeki hız vektörleri dağılımı	143
Şekil 3.144 : Oda modeli S3 yüzeylerindeki sıcaklık dağılımları	144
Şekil 3.145 : Oda modeli S3 için $z = 3$ m düzlemindeki sıcaklık dağılımı	144
Şekil 3.146 : Oda modeli S3 için $x = 2$ m düzlemindeki sıcaklık dağılımı.....	144
Şekil 3.147 : Referans çizgisi 28, 29, 30.....	145
Şekil 3.148 : Referans çizgisi 28, 29, 30 için düşey yöndeki sıcaklık dağılımı	145
Şekil 3.149 : Referans çizgisi 28, 29, 30 için düşey yöndeki hava hız dağılımı	146
Şekil 3.150 : Oda modeli S3 için PPD ile I_{cl} arasındaki ilişki.....	147

Şekil 3.151 : Oda modeli S3 için PPD ile aktivite hızı arasındaki ilişki	148
Şekil 3.152 : Sayısal ve Churchill bağıntısıyla elde edilen $\overline{Nu}_L$ sayılarının karşılaştırılması	153
Şekil 3.153 : Farklı korelasyonlarla elde edilen $\overline{Nu}_L$ sayılarının karşılaştırılması .	153

SEMBOL LİSTESİ

A_p	: Pencere alanı
A_s	: Yüzey alanı
a	: Yutma katsayısı
C	: Doğal taşınım korelasyon sabiti
$C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_{3\varepsilon}$	: k- ε türbülans modeli sabitleri
C_μ	: k- ε türbülans modeli dinamik viskozite sabiti
E_b	: Yüzeyin ışıyım yayma gücü
e	: Enlem açısı
F	: Şekil faktörü
f	: Güneş sabitinin düzeltme faktörü
f_{cl}	: Giysili vücut yüzey faktörü
f_d	: Yaygın yansımanın toplam yansımaya oranı
Gr	: Grashof sayısı
GS	: Güneş saati
G_b	: Kaldırma kuvvetinden dolayı türbülans kinetik enerjinin üretimi
G_k	: Ortalama hız gradyanından dolayı türbülans kinetik enerjinin üretimi
g	: Yerçekimi ivmesi
H	: Eğik yüzeye gelen güneş ışıının ilk geliş saat açısı
h	: Taşınım katsayısı, saat açısı
I	: Konum ve yöne bağlı ışıyım şiddeti, yatay düzleme gelen anlık güneş ışıını
I_a	: Duvar tarafından soğurulan ışıyım şiddeti
I_{cl}	: Giysi yalıtımı
I_d	: Yatay düzleme gelen anlık direkt güneş ışıını
I_{ed}	: Eğik düzleme gelen anlık direkt güneş ışıını
I_{ey}	: Eğik düzleme gelen anlık yaygın güneş ışıını
I_{gs}	: Güneş sabiti
I_i	: Duvar yüzeyine gelen ışıyım şiddeti
I_r	: Duvar yüzeyinden yansıyan ışıyım şiddeti
I_t	: Duvar yüzeyinden geçen ışıyım şiddeti
I_y	: Yatay düzleme gelen anlık yaygın güneş ışıını
I_{ya}	: Eğik düzleme anlık yansıyarak gelen güneş ışıını
J	: Giden ışıyım
k	: Türbülans kinetik enerjisi, ısı iletim katsayısı
L	: Karakteristik uzunluk
l	: Duvar kalınlığı
M	: Metabolik hız
Nu	: Nusselt sayısı
N_θ, N_ϕ	: Açısal ayırıklaştırma parametreleri
n	: Kırılma indisi, doğal taşınım korelasyon sabiti, n-t koordinat sisteminin normal bileşeni, 1 Ocaktan itibaren gün sayısı
P	: Nokta
Pr	: Prandtl sayısı

p	: Basınç
p_a	: Su buharı kısmi basıncı
Q	: Yatay düzleme gelen toplam güneş ışıınımı
Q_d	: Yatay düzleme gelen direkt güneş ışıınımı
Q_{güneş}	: Pencereden geçen toplam güneş ışıınımı
Q_y	: Yatay düzleme gelen yayılı güneş ışıınımı
Q₀	: Atmosfer dışında yatay düzleme gelen güneş ışıınımı
q_c	: Doğal taşınım ile olan ısı transferi
q_{in}	: Duvar yüzeyine gelen radyasyon enerjisi
q_{rad}	: Radyasyon ile olan ısı transferi
R_a	: Rayleigh sayısı
R_t	: Isıl direnç
$\vec{r}$	: Konum vektörü
SD	: Hava hızının standart sapması
s	: Alınan yol, eğim açısı
$\vec{s}$	: Yön vektörü
$\vec{s'}$	: Yayılım yönü vektörü
T	: Sıcaklık
T_a	: Hava sıcaklığı
T_{al}	: Yerel hava sıcaklığı
T_{aust}	: Alan ağırlıklı ısıtılmamış yüzey sıcaklığı
T_{cl}	: Giysi yüzey sıcaklığı
T_f	: Zemin yüzey sıcaklığı
T_{max}	: Maksimum yüzey sıcaklığı
T_{min}	: Minimum yüzey sıcaklığı
T_p	: Panel yüzey sıcaklığı
T_r	: Ortalama radyant sıcaklık
T_s	: Yüzey sıcaklığı
T_w	: Duvar yüzey sıcaklığı
T₀	: Çalışma sıcaklığı
ΔT_{av}	: Ayak bileği ile baş arasındaki sıcaklık farkı
ΔT_{pr}	: Radyant sıcaklık asimetrisi
Tu	: Türbülans yoğunluğu
t	: n-t koordinat sisteminin teğetsel bileşeni, güneşlenme süresi
t₀	: Gün uzunluğu
U	: Toplam ısı geçiş katsayısı
u, v, w	: Akışkanın ortalama hız bileşenleri
u_i	: Anlık hız
V_{al}	: Yerel hava hızı
V_{ar}	: Bağlı hava hızı
W	: Etkin mekanik güç
x, y, z	: Kartezyen koordinatlar
Y_M	: Sıkıştırılabilirliğin türbülans üzerindeki etkisi
Z	: Deniz seviyesinden yükseklik

Yunan Harfleri

α	: Isı yayılma katsayısı
β	: Hacimsel ısı genleşme katsayısı
Ω'	: Katı açısı
δ	: Deklinasyon açısı
ε	: Türbülans sönümlleme hızı, yayma oranı
ε_w	: Duvar yüzeyinin yayma oranı
θ	: Kutup açısı, güneş geliş açısı
θ_i	: Gelen ışının duvarın normaliyle yaptığı açı
θ_r	: Yansıyan ışının duvarın normaliyle yaptığı açı
μ	: Dinamik viskozite
μ_t	: Türbülans dinamik viskozitesi
ν	: Kinematik viskozite
ρ	: Yoğunluk, yansıtma oranı
ρ_0	: T_0 sıcaklığına karşılık gelen sabit yoğunluk değeri
σ	: Stefan-Boltzmann sabiti
$\sigma_k, \sigma_\varepsilon$	: k- ε için prandtl sayıları
σ_s	: Yayılım katsayısı
Φ	: Faz fonksiyonu
φ	: Azimut açısı
τ_d	: Direkt ışıнімda cam yüzeyinin geçirgenlik katsayısı
τ_y	: Yaygın ışıнімda cam yüzeyinin geçirgenlik katsayısı

RADYANT ISITMA VE SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN ISIL KONFOR VE ENERJİ VERİMLİLİĞİNİN SAYISAL ANALİZİ

ÖZET

Bu çalışmada boyutları 6 m x 4 m x 3 m olan bir odanın radyant panellerle ısıtma ve soğutma durumunda odanın ısıl konfor durumu hem genel ısıl konfor parametrelerine (PMV (Tahmini ortalama oy), PPD (Tahmini memnuniyetsizlik oranı), çalışma sıcaklığı) hem de yerel ısıl konfor parametrelerine (radyant sıcaklık asimetrisi, hava akımı, düşey yöndeki sıcaklık farkı, zemin yüzey sıcaklığı) göre ISO 7730 ve ASHRAE 55 kriterleri dikkate alınarak sayısal yöntemlerle incelenmiştir.

Radyant panellerin oda içerisindeki yerleşimine göre dört ayrı oda modeli oluşturulmuştur. Radyant paneller ısıtma durumunda dış duvarlara, soğutma durumunda ise dış duvarlara ve tavana yerleştirilmiştir. TS 2164 standartına göre Türkiye’de ısıtma sezonu için iklim şartları gözönünde bulundurularak dört ayrı bölge tanımlanmış olup analizler her bir bölge için yapılmıştır. Soğutma durumunda ise söz konusu bölgeler için dış hava şartları ile birlikte pencereden geçen ışıyım şiddeti de dikkate alınmıştır.

Sayısal analiz çalışmalarının tamamı sayısal modelleme amaçlı bir ticari paket program olan ve içerisinde modelleme işleminin farklı aşamaları için özel modüller bulunduran ANSYS 13 kullanılarak yapılmıştır. Üç boyutlu oda geometrisi Design Modeler programında oluşturulduktan sonra, Meshing modülünde sonlu hacimler metodu kullanılarak ayrıklaştırma işlemi gerçekleştirilmiştir. Sayısal çözümler yaygın olarak kullanılan bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımı olan Fluent programında yapılmıştır. Son işlemci program olarak da CFD Post yazılımı kullanılarak sıcaklık ve hız alanları görsel olarak incelenmiştir. Sayısal çözümde doğal taşınımın modellenmesinde düşük sıcaklık farklarında doğru sonuçlar veren Boussinesq yaklaşımı, türbülanslı akışın modellenmesinde duvar yakınındaki akışlarda iyi sonuçlar veren Standart k-ε modeli ve radyasyonla ısı transferi için Discrete Ordinates modeli kullanılmıştır. Örnek oda modeli üzerinde analitik yöntem kullanılarak ek bir çalışma yapılmış ve sayısal çözüm sonuçları ile bu analitik çözüm sonuçları karşılaştırılarak radyasyon modelinin doğruluğu gösterilmiştir.

ISO 7730 ve ASHRAE 55 kriterlerine göre oda içerisinde ısıl konforun sağlanması için panellere verilmesi gereken ısı akısı değerleri ve bu ısı akısı değerlerine karşılık gelen oda sıcaklıkları bulunmuştur. Aynı ısıl konfor durumunda radyant ve klasik ısıtma sistemleri arasında bir karşılaştırma yapılmış, bunun sonucunda radyant ısıtma sisteminde oda içerisinde klasik sisteme göre 1.1°C daha düşük hava sıcaklığı elde edildiği görülmüştür. İki sistem için ısıtma durumunda yıllık yakıt tüketim maliyetleri hesaplanarak birbiriyle karşılaştırılması sonucunda radyant ısıtmada klasik sisteme göre enerji tasarrufu sağlandığı tespit edilmiştir. Dış hava sıcaklıklarının daha düşük olduğu bölgelerde enerji tasarrufunda kayda değer bir artış olmuştur. Soğutma durumunda ise iki sistem için yıllık elektrik tüketim tutarları karşılaştırıldığında radyant soğutmada klasik sisteme göre daha az enerji tüketimi

gerçekleşeceği görülmüştür. Fakat soğutma sezonunda iç ve dış ortam sıcaklığı arasındaki farkın düşük ve soğutma periyodunun daha kısa olması nedeniyle bu enerji tasarrufu soğutma durumunda daha azdır. Yaz ve kış sezonu için oda içerisinde ısıl konforun sağlandığı durumdaki giysi yalıtım değer ve aktivite düzey aralıkları bulunmuştur ve bu aralıkta ısıl dengenin sağlandığı nokta değerler belirlenmiştir.

Isıtma durumunda panellerden verilen farklı ısı akı değerlerine karşılık gelen ve doğal taşınımına ilişkin boyutsuz parametreler olan $\overline{Nu}_L$ ve Ra_L sayıları sayısal olarak bulunmuştur ve buna göre bu iki parametreyi birbine bağlayan yeni bir korelasyon türetilmiştir. Bu çalışmada bulunan $\overline{Nu}_L$ sayılarıyla literatürdeki deneysel korelasyon kullanılarak bulunan $\overline{Nu}_L$ sayıları karşılaştırılmıştır ve sapmanın %15'in altında olduğu görülmüştür.

NUMERICAL ANALYSIS OF THERMAL COMFORT AND ENERGY EFFICIENCY OF RADIANT HEATING AND COOLING SYSTEMS

SUMMARY

In this study characteristics of a model room with dimensions of 6 m x 4 m x 3 m has been investigated numerically with regard to thermal comfort, in case of that the room is heated and cooled by the means of radiant panels. Both general thermal comfort parameters (PMV, PPD, operating temperature) and local thermal comfort parameters (radiant temperature asymmetry, draught, vertical air temperature difference, warm and cool floors) which are described by the standards ISO 7730 and ASHRAE 55 have been taken into consideration.

Four distinct room models have been included in numerical computations considering the location of radiant panels. The TS 2164 standards identify four different regions in Turkey with regard to outdoor climate conditions in winter used in heating systems design. Each region has been represented in numerical analysis by setting these climatological parameters as boundary conditions in heating mode, where in the case of cooling summer conditions as well as incident radiation through window are taken into account.

Throughout the whole numerical analysis procedure it is made use of the commercial software package ANSYS 13, which has separate modules for different stages of analysis. Having been created 3-dimensional models of the room in the Design Modeler software as the first step of the analysis, discretization of the solution domain has been carried out in Ansys Meshing module employing finite volume method. Numerical solutions have been obtained by means of the well-known computational fluid dynamics software, Fluent; while CFD Post is used for post-processing. Natural convection has been modeled by employing Boussinesq method which yields good results provided with small difference in extremum values of temperature within the space in question. Turbulence is simulated by the standard k- ϵ model which is reported to be a good approximation especially for near-wall flows. Radiation heat transfer has been represented by employing the Discrete Ordinates method, accuracy of which has been demonstrated by the author carrying out a study for comparison purpose between the analytical and the numerical method on the sample room model. Heat fluxes from radiant panels and corresponding values of room mean temperature required in order the conditions of thermal comfort described by the standards ISO 7730 to be met have been determined. Having compared radiant and conventional heating systems under similar thermal conditions, indoor air temperature is found to be 1.1°C less in case of radiant heating than of conventional heating. Annual energy consumption is investigated for both systems in heating and cooling mode and it is concluded that there is remarkable energy saving using radiant system for heating, even much more in colder areas in Turkey. In cooling season energy saving associated with radiant system is lower than it is in heating season, since there is a smaller difference between values of indoor and

outdoor temperature, and furthermore, cooling period is shorter than its heating counterpart. Provided that thermal comfort is achieved, the level of activity and the range through which values of clothing insulation may be assigned have been determined.

Dimensionless Nu and Ra numbers regarding the flow induced by natural convection over the panel surface have been found to depend on panel heat flux. A new correlation is derived relating these two dimensionless numbers to each other. Thus, comparison of Nu numbers obtained via numerical solutions with the ones calculated through the experimentally derived correlation which can be found in the literature shows that there is a deviation of less than 15%.

By radiant panels heat transfer occurs in two ways; primarily via radiation between panel surface and occupants which constitutes 60-80 percent of heat transfer and secondarily, heat transfer to indoor air by means of natural convection.

In hydronic climate conditioning systems, heat exchangers are used to transmit the heat from water to indoor environment, or vice versa. This occurs partly by radiation to or from neighbouring surfaces, partly by convection to or from indoor air. Depending on the dominant process, these heat exchangers are called either radiators or convectors. Therefore radiant and convective heating systems produce different thermal comfort environment. Radiative transfer between the occupants and surrounding surfaces benefits from the difference in the fourth power of the temperatures as compared to the heat exchange by convection between the occupants and the adjacent air, which varies linearly with temperature difference.

Mostly advantages of radiant heating system and comparing with the traditional convective heating system. In general, radiant heating systems offer the potential of reduced heating unit sizes, reduced energy consumption, favorable tie-in capabilities with low-temperature and low-intensity energy sources such as solar systems and heat pumps, while maintaining acceptable thermal comfort. Compared to convective heaters, radiant heaters may be operated at a lower air temperature. Because the radiant heat from the heater falls directly on the occupants thus producing more comfortable conditions. This means that radiant heating systems increase the mean radiant temperature to which occupants are exposed, thereby allowing comfort at lower temperatures. Thus, it is possible to maintain the air temperature by 5°C lower compared to classical methods at the same comfort level. A forced convection air-conditioning system, which controls room temperature by supplying cold or hot air, has been the most commonly applied to office buildings. While the system has been popular in view of merely cooling or heating rooms, some discomfort factors have been claimed. The system is likely to create uncomfortable environment caused by draught and air temperature differences between the human head and foot. Many complaints about air-conditioning systems have been claimed, especially in summer by female occupants. The required level for air-conditioning quality in office buildings has gotten higher recently. It could be possible to create an ideal thermal environment with a very expensive system that consumes large amount of energy. In reality, we need to develop a practical system that creates a more comfortable thermal environment than conventional all-air systems with lower energy consumption. One of this solutions is the radiant panel system. This system utilises a thermal radiation effect for air conditioning with radiant panels. The system is believed to create a superior thermal environment than conventional all-air systems. Since part of the heat load is handled by radiant panels, the volume of supplied air

can be reduced, leading to lower energy costs for air transport power. In a space where radiant cooling and heating system is used, the distribution of room temperature becomes more homogeneous and thermal comfort can be higher, compared with the space where conventional air-conditioning system is installed, which agitates air within the room to condition room temperature. Furthermore, by using radiant system, it is possible to get similar comfort with less energy than the heating system. This means that the temperature of the supply water to panels can be set higher in the case of cooling and that it can be set lower in the case of heating, which is expected to increase the coefficient of performance of heat source equipment. For this reason, radiant cooling and heating is the air-conditioning system which combines energy conservation.

At given volume flow rate, water is about 4000 times more efficient for heat transport than air. Radiant systems use water as the transport medium has higher potential for transfer thermal energy while conventional systems that use air as the transport medium has lower potential for delivering sufficient heating/cooling since it is limited to the thermal capacity of the air and its ability to transfer thermal energy. Thus convective heating systems typically respond slower especially to temperature changes. Therefore, radiant systems are very common in Europe and progressively replace air-conditioning.

A convective heating system produces an environment where the air temperature is greater than mean radiant temperature in space. For this reason, infiltration losses are greater than in radiant heating systems which is not favorable since air infiltration rate in a building is one of the significant factors affecting energy use and comfort. Moreover, there would be higher air temperature gradients due to the higher air temperature brought into the space which consequently gives higher temperature at the ceiling than at the floor. Since the overall thermal comfort sensation tends to decrease with an increase in the magnitude of environmental thermal non-uniformity, higher air temperature gradients can also lead to a lack of spatial uniformity of thermal comfort in the given space.

Experimental studies, such as the IEA Research Project on radiant heating system, show that people living in houses with radiant heating systems are more satisfied with indoor climate than people living in houses with conventional heating systems.

Radiant air conditioning systems are expected to be more comfortable and superior energy-saving systems than convective air conditioning systems generally used. This is because radiant air conditioning systems can create an indoor environment, which has smaller vertical temperature differences and almost no air movement field, to be able to prevent local thermal discomfort. In addition, radiant air conditioning systems can be operated under smaller temperature differences between the heat source temperature and room air temperature, which leads to superior energy-savings performance in heat pump systems. Heat load and peak load of a radiant heating system was lower (77% and 80%, respectively) than conventional systems at the same level of thermal comfort. Since part of the sensible thermal load is handled by radiant panels, volume of supplied air can be reduced which in turn can reduce air transport energy. This savings reflects a total energy consumption of 10% less than a conventional convective system. Further savings can be benefited with the use of radiant heaters by means of installing fast-acting surface mounted-radiant panels. However, since radiant heating system heats surfaces instead of the air in the room, higher surface temperatures occur and produce greater heat losses through the

surfaces to the outside. This can be compensated by ensuring that the heated space is well-insulated.

1. GİRİŞ

Bilim adamları ve mühendisler, klasik iklimlendirme sistemlerinin çok fazla enerji tüketmesinden dolayı binalarda ısıl konfor sağlayabilecek daha ekonomik sistemleri keşfetmeye yönelik çalışmalar ile her zaman ilgilenmektedirler. Bu çalışmalar ışığında klasik sistemlere göre mahal içerisinde daha yüksek ısıl konfor sağlayarak enerji tasarrufu sağlayabilecek radyant ısıtma ve soğutma sistemleri geliştirilmiştir. Radyant ısıtma sistemleri bir mahalde yerde, duvarda ya da tavanda sıcaklığı su, hava veya elektrik rezistansı ile kontrol edilebilen, ısı transferinin en az % 50'sinin ışınlama ile gerçekleştiği radyant panel adı verilen düzlemsel yüzeyler oluşturulması temeline dayanır. Bunlardan su ile çalışan hidronik radyant sistemlerin çalışma prensibi; içerisinden sıcak veya soğuk su geçirilmesi suretiyle ısıtılan veya soğutulan panellerin çevredeki katı yüzeyler ile ışınlama, hava ile ise doğal taşınım ile ısı transferi gerçekleştirmesine dayanır. Isıtma durumunda panel yüzeyinden ışınlama ile gerçekleşen ısı transferi %70-80 arasında olabilmekte iken soğutma durumunda ise bu oran %60 mertebesinde [1].

Mahal içerisine sıcak veya soğuk hava sağlayarak hava sıcaklığını kontrol eden zorlanmış taşınım esasına dayalı klasik sistemlerle karşılaştırıldığı zaman radyant sistemlerde daha homojen sıcaklık dağılımı ve daha yüksek ısıl konfor elde edilebilmektedir ve aynı ısıl konfor durumu için daha az enerji tüketimi mümkün olabilmektedir [1]. Zorlanmış taşınım sistemlerinde sık karşılaşılan bir durum da hava akımı ve insanın ayağı ile başı arasındaki yüksek sıcaklık farkı nedeniyle konforsuz bir ortam meydana gelmesidir [2]. Radyant sistemlerde düşey yöndeki sıcaklık farkının daha az olduğu ve hava hareketinin hemen hemen hiç olmadığı bir iç ortam yaratılmasıyla bu yerel ısıl konforsuzluk ortadan kaldırılabilir [3]. Bu sistemlerde ısıtma durumunda daha düşük, soğutma durumunda ise daha yüksek hava sıcaklığında ısıl konfor sağlanabildiğinden termostat sıcaklığı kış sezonunda daha düşük ve yaz sezonunda daha yüksek değerlere ayarlanabilir. Bu da ısıtma ve soğutma durumunda %30'dan fazla bir oranda enerji tasarrufu sağlamaktadır [4]. Sabit debi için suyun ısı aktarımı havaya göre 4000 kat daha fazladır. Kullanımı son

yıllarda artan radyant ısıtma ve soğutma sistemlerinin Avrupa ülkelerindeki yeni yapılan binalarda kullanım oranı %50'den daha fazladır ve bu sistemler giderek klasik sistemlerin yerini almaktadır [5].

1.1 Tezin Amacı

Bu çalışmadaki amaç, yaz ve kış sezonunda Türkiye dış hava şartlarında bir odada radyant panellerle ısıtma ve soğutma yapıldığında iç ortamın ısı konfor düzeyinin uluslararası standartlara uygunluğunun ve önceki çalışmalarda belirtildiği gibi radyant sistemlerde enerji tasarrufunun sağlanıp sağlanamadığının araştırılmasıdır. Aynı zamanda radyant ısıtmanın Türkiye'nin soğuk bölgelerinde kullanıldığı zaman enerji tasarrufunun kayda değer bir biçimde artıp artmadığının ortaya çıkarılması hedeflenmektedir. Zorlanmış taşınım esasına dayalı sistemlerde yüksek hava hızları ve düşey yönde yüksek sıcaklık farklarının neden olduğu konforsuzlukların radyant sistemler kullanılarak ortadan kaldırılıp kaldırılamadığının gösterilmesi de amaçlar arasındadır.

1.2 Literatür Araştırması

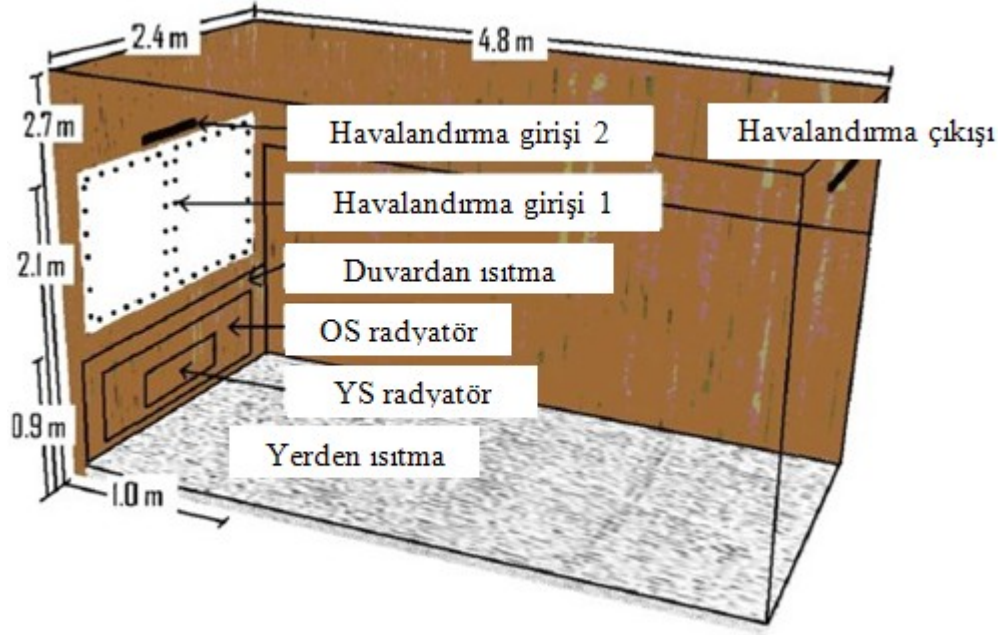
Radyant ısıtmanın konvektif ısıtma ile karşılaştırmasının yapıldığı, avantaj ve dezavantajlarının tespit edildiği birçok araştırma yapılmıştır. Bu çalışmalar genel olarak göstermiştir ki; radyant ısıtma sistemleri daha küçük boyutlu ısıtma birimlerinin yeterli olması, daha az enerji tüketimi gerektirmesi [2], düşük sıcaklıklı enerji kaynakları (güneş panelleri veya ısı pompaları) ile entegre olabilme yeteneği [6] ve ısı konfor şartlarını kabul edilebilir düzeyde karşılaması gibi olumlu özelliklere sahiptir.

Radyant panellerle ısıtmada panelden yayılan ışınlama ısı enerjisi doğrudan ortamdaki cisimlere aktarılır ve panel yüzey sıcaklığının yüksek olması sebebiyle ortalama radyant sıcaklık artar. Böylece konvektif ısıtma sistemlerine göre radyant panellerle daha düşük hava sıcaklığında ısıtma yaparak aynı konfor şartları sağlanabilmektedir [7]. Dudkiewicz ve Jezowiecki yaptıkları çalışmada radyant sistem kullanılarak hava sıcaklığının klasik yöntemlerde olduğundan 5°C daha düşük tutularak aynı ısı konfor düzeyinin yakalanabileceğini göstermişlerdir [8].

İnfiltrasyonla ısı kaybı enerji kullanımını ve konforu etkileyen önemli faktörlerden biridir ve konvektif ısıtma sisteminde ısıtılan ortamın hava sıcaklığının ortalama radyant sıcaklığın üzerinde olmasının radyant ısıtma sistemlerinde olduğundan daha fazla infiltrasyon ısı kaybına neden olması şeklinde istenmeyen bir sonucu vardır [7]. Bu sistemlerde hava sıcaklığının yüksek olması nedeniyle düşey yöndeki sıcaklık değişimi daha büyük olur, bunun sonucunda taban ile tavan arasında sıcaklık farkı fazla olur [9]. Isıl ortamdaki sıcaklık dağılımının homojen olmaması mahal içerisinde toplam ısıl konfor hissinin azalmasına neden olmaktadır [10]. Klasik sistemlerin ısıtma veya soğutma yükünü karşılama kapasitesi havanın ısıl sığası ile sınırlı olduğundan bu sistemler sıcaklık değişimlerine daha yavaş cevap verir [11] ve bu yüzden hava sıcaklığı 1°C arttırılmak istendiğinde enerji tüketiminde %6 artış meydana gelir [12].

Myhren ve Holmberg, ısıl konfor ve enerji tüketimini incelemek amacıyla 4.8 m x 2.4 m x 2.7 m boyutlarında bir oda modeli üzerinde sayısal ve bu sayısal analizi doğrulamak için deneysel çalışma yapmışlardır [13]. Deneysel çalışmada dış hava sıcaklığı İsveç koşullarına göre Aralık-Mart arası dönem ortalaması olan -5°C alınmıştır. Odanın ısıtılması yüksek sıcaklık (YS, 90-70°C) ve orta sıcaklıkta (OS, 55-35°C) ısıtma ünitesi olarak radyatör, çok düşük sıcaklıkta (35-25°C) ısıtma ünitesi olarak ise duvardan ve yerden radyant paneller kullanılarak yapılmıştır. Deneysel ve sayısal çalışmada esas alınan oda modeli Şekil 1.1'de görülmektedir. Çalışmada ele alınan oda bir ofis ortamı olarak düşünülmüş ve taze hava ihtiyacının karşılanmasına yönelik olarak pencere etrafına doğrudan dış hava beslemesi yapan havalandırma menfezleri yerleştirilmiştir.

Bu çalışma, düşük sıcaklıkta ısıtma sistemleri kullanıldığında daha düşük hava hızı ve düşey sıcaklık farkı elde edilerek geleneksel yüksek sıcaklıktaki ısıtma sistemlerine göre iç ortam şartlarının iyileştirilebileceğini göstermiştir. İyi tasarlanan ısıtma sistemlerinde hava sıcaklığını 1°C düşürmek, yıllık yaklaşık %7 enerji tasarrufu sağlamaktadır. Fakat düşük sıcaklıkta ısıtma sistemleri direkt olarak dış hava ile havalandırma yapıldığında aşağı yönde hareket eden soğuk hava akımını karşılamada yetersiz kalmaktadır.



Şekil 1.1 : Çalışmada incelenen oda modeli.

Stetiu, ABD'deki ticari binalarda radyant soğutma sistemlerinin enerji ve pik güç kazancını belirlemek için farklı bölgelerde radyant ve zorlanmış taşınımlı soğutma sistemlerini sayısal olarak modellemiştir [14]. ASHRAE 62R standartının gerekliliklerini esas alan bu çalışma sonucunda geleneksel sistemlere göre radyant soğutma sisteminin %30 daha az enerji tükettiği ve ortam şartlandırma için ihtiyaç duyulan pik güç talebinde %27 azalma olduğu, ayrıca tüm bölgelerde yoğuşma riski olmaksızın radyant soğutma sistemlerinin kullanılabileceği görülmüştür. Elde edilen sonuçlar radyant soğutma sisteminden elde edilebilecek potansiyel enerji tasarrufunun sıcak ve kuru iklimlerdeki göre soğuk ve nemli iklimlerde daha az olduğunu ve %17 ile %42 arasında değiştiğini göstermiştir. Radyant soğutma sisteminde dolaşan suyun soğutulması için kullanılan soğutma ünitesinin performans katsayısı (COP) arttırıldığında öngörülen enerji ve pik güç tasarrufu artmıştır.

Imanari ve arkadaşları tavana yerleştirilmiş radyant panellerle geleneksel hava şartlandırma sisteminin ısı konfor, enerji tüketimi ve maliyet açısından bir karşılaştırmasını yapmışlardır [2]. Çalışmada Tokyo'da küçük boyutlarda bir toplantı odasının soğutma durumu incelenmiştir. Toplantı odası tavandan soğutma sistemi ve klasik iklimlendirme sistemi ayrı ayrı uygulanarak oda içerisinde insanlar bulunduğu halde test edilmiştir. İnsanların %80'inin tavandan soğutma sisteminin iklimlendirdiği ortamı konforlu buldukları ortaya çıkmıştır. Tavandan soğutma sistemi ile düşey yöndeki sıcaklık farkının daha az olduğu daha konforlu bir ortam

sağlandığı görülmüştür. Duyulur ısı yükünün bir kısmı radyant paneller tarafından karşılandığından mahale çekilen taze hava ihtiyacı ve buna bağlı olarak fan gücünde azalma sağlanmıştır. Böylece tavandan soğutma yapıldığında az miktarda taze hava çekilmesi durumunda zemine yakın bölgede soğuk hava yığılması olayı ortadan kalkmıştır. Radyant panellerle tavandan soğutma yapıldığında enerji tüketiminin %10 azaldığı ve ilk yatırım maliyetinin amorti edilme süresinin panel fiyatlarına bağlı olarak 1 ile 17 yıl arasında değiştiği görülmüştür.

Vangtook ve Chirarattananon, sıcak ve nemli iklime sahip olan Tayland şartlarında havalandırmanın doğrudan dış havayla yapıldığı bir radyant soğutma uygulamasına ilişkin deneysel ve sayısal çalışma yapmışlardır [15]. Deneyler ve sayısal çözümler 7.5 m² alanına sahip bir odada Mart'ın sıcak ve kuru, Mayıs'ın nemli ve Aralık'ın da soğuk dönemlerinde yürütülmüştür. Sayısal sonuçların deney verileriyle birebir örtüştüğü görülmüştür. ASHRAE ve ISO standartları baz alındığında deneysel ve sayısal sonuçlar radyant soğutmayla ısı konfor sağlanabileceğini göstermiştir. Fakat yoğunlaşmanın önlenmesi amacıyla soğutma suyu sıcaklığının minimum 24-25°C'de tutulması gerektiğinden birim alan başına soğutma kapasitesi 40 W/m² ile sınırlı kalmaktadır ve bu nedenle radyant panelin soğutma etkisi bazı durumlar için yetersiz olmaktadır. Buna rağmen radyant soğutma panelleriyle hava sıcaklığında dikkate değer bir değişim elde edilemediği bu durumlarda bile radyant sıcaklığın düşmesi sağlanabilmektedir.

Miriel ve arkadaşları tavandan soğutma uygulamasında kullanılan radyant panellerin enerji performanslarının incelenmesi ile ilgili Fransa'da iki kış ve bir yaz mevsimi boyunca deneysel çalışma gerçekleştirmişlerdir [16]. Sonuç olarak iyi yalıtılmış binalarda tavana yerleştirilmiş sulu radyant panellerin ısıtma ve soğutmada kullanılabileceği görülmüştür. Radyant panellerinin kapasitesi sınırlı olduğundan şartlandırılacak mahalin ısıtma ve soğutma yükü düşük olmalıdır. Çalışmanın yürütüldüğü Fransa şartları, yoğunlaşmayı önlemek için panel yüzey sıcaklığının minimum 17°C'de tutulmak zorunda olması nedeniyle karasal bölgelere göre radyant soğutma uygulaması için daha az uygundur.

1.3 Isıl Konfor

1.3.1 Genel ısı konfor

Isıl konfor, ısı ortamdan duyulan memnuniyeti belirten bir kavram olarak tanımlanmaktadır [17]. Bireysel konforun sağlanması fiziksel, fizyolojik, psikolojik ve diğer faktörlerden etkilenen bir süreçtir. Fanger, psikolojik teori ile istatistiksel verileri birleştirmiş ve ısı duyarlılığı öngören bir matematiksel model geliştirmiştir. Fanger'e göre aktivite hızı, giysi, ortamın hava sıcaklığı, ortalama radyant sıcaklık, hava hızı ve bağıl nem gibi altı konfor değişkeni konfor şartlarını belirlemek için kullanılan PMV (Tahmini ortalama oy) göstergesini meydana getirmektedir. Fanger, PMV göstergesini standart bir ısı his ölçeğine göre (Çizelge 1.1) ısı ortam değişkenlerinin (hava sıcaklığı, bağıl nem, hava hızı, ortalama radyant sıcaklık) ve kişisel değişkenlerin (aktivite hızı ve giysi) herhangi bir kombinasyonunun kalabalık bir insan grubu üzerindeki etkisini oylama yoluyla tespit eden bir parametre olarak tanımlamaktadır [18].

Çizelge 1.1: Standart ısı his ölçeği [19,20].

Ölçek	İnsanlar üzerindeki etki
+3	Sıcak
+2	Ilık
+1	Hafif ılık
0	Denge (Nötr)
-1	Hafif serin
-2	Serin
-3	Soğuk

PMV aktivite hızı, giysi yalıtımı, ortam hava sıcaklığı, ortalama radyant sıcaklık, hava hızı ve bağıl nemin farklı birleşimi için Denklem 1.1 kullanılarak hesaplanabilmektedir [19].

$$PMV = \left(0.303 \cdot e^{-0.036 \cdot M} + 0.028 \right) \left[\begin{array}{l} (M - W) - 3.05 \cdot 10^{-3} \cdot \{ 5733 - 6.99 \cdot (M - W) - p_a \} \\ -0.42 \cdot \{ (M - W) - 58.15 \} - 1.7 \cdot 10^{-5} \cdot M \cdot (5867 - p_a) \\ -0.0014M(34 - T_a) - 3.96 \cdot 10^{-8} f_{cl} \{ (T_{cl} + 273)^4 - (T_r + 273)^4 \} \\ - f_{cl} \cdot h \cdot (T_{cl} - T_a) \end{array} \right] \quad (1.1)$$

Burada T_{cl} , h ve f_{cl} terimleri sırasıyla Denklem 1.2, 1.3 ve 1.4 ile hesaplanır. 1.2 ve 1.3 numaralı denklemler iterasyon ile çözülmektedir [19].

$$T_{cl} = 35.7 - 0.028 \cdot (M - W) - I_{cl} \cdot \left[3.96 \cdot 10^{-8} \cdot f_{cl} \cdot \left\{ (T_{cl} + 273)^4 - (T_r + 273)^4 \right\} + f_{cl} \cdot h \cdot (T_{cl} - T_a) \right] \quad (1.2)$$

$$h = \begin{cases} 2.38 \cdot |T_{cl} - T_a|^{0.25} \leq 2.38 \cdot |T_{cl} - T_a|^{0.25} > 12.1 \cdot \sqrt{V_{ar}} \\ 12.1 \cdot \sqrt{V_{ar}} \leq 2.38 \cdot |T_{cl} - T_a|^{0.25} < 12.1 \cdot \sqrt{V_{ar}} \end{cases} \quad (1.3)$$

$$f_{cl} = \begin{cases} 1 + 1.29 \cdot I_{cl} \leq I_{cl} \leq 0.078 m^2 \cdot K / W \\ 1.05 + 0.645 \cdot I_{cl} \leq I_{cl} > 0.078 m^2 \cdot K / W \end{cases} \quad (1.4)$$

PPD (Tahmini memnuniyetsizlik oranı) göstergesi, PMV'yi kullanarak ısı olarak memnuniyetsiz insan sayısını tahmin etmektedir. Kalabalık bir insan grubu içerisinde standart ısı his ölçeğine göre (Çizelge 1.1) memnuniyetsizlik hisseden insanlar sıcak, ılık, serin veya soğuk; memnun hissedenler ise nötr, hafif ılık veya hafif serin seçeneklerinden birini oylamaktadır. Deneyler 1300 insanı içeren bir grupta yapılmıştır ve oyların oransal dağılımı Çizelge 1.2'de gösterilmektedir.

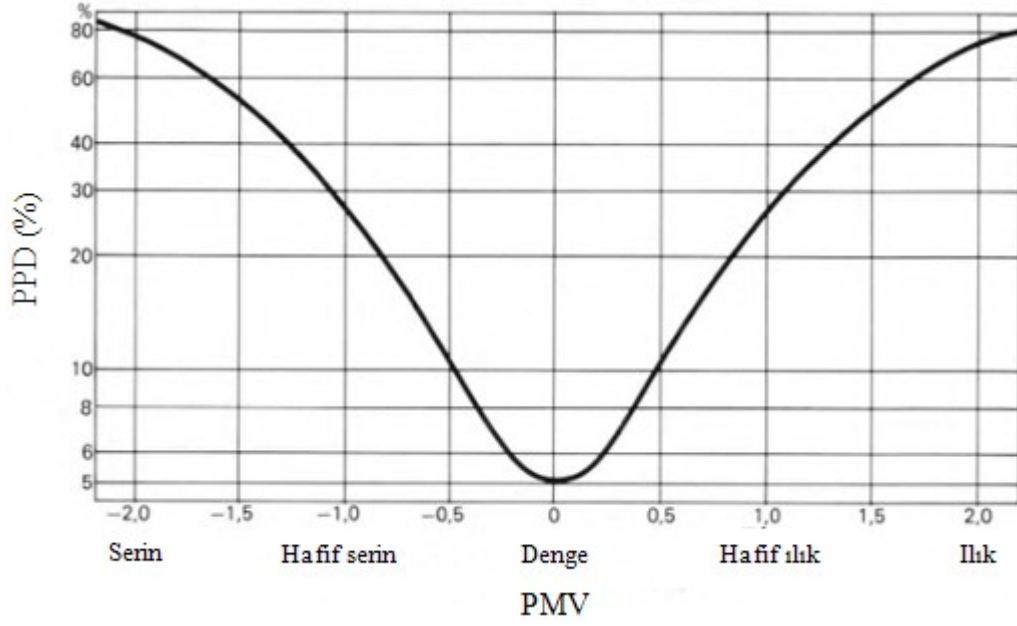
Çizelge 1.2 : Farklı PMV değerleri için bireysel ısı his oylarının dağılımı [19].

PMV	PPD (%)	Oylayan kişilerin oranları (%)		
		0	-1,0,+1	-2,-1,0,+1,+2
+2	75	5	25	70
+1	25	30	75	95
+0.5	10	55	90	98
0	5	60	95	100
-0.5	10	55	90	98
-1	25	30	75	95
-2	75	5	25	70

Hesaplanan PMV değeri kullanılarak Denklem 1.5 yardımıyla PPD hesaplanır [19].

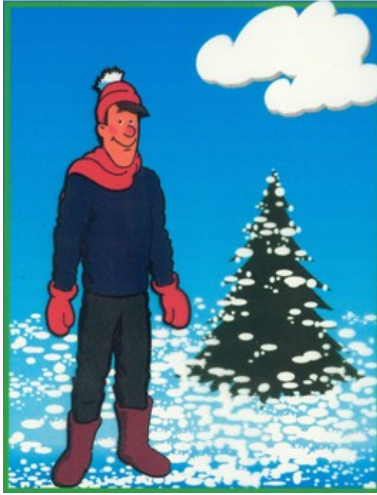
$$PPD = 100 - 95 \cdot \exp(-0.03353 \cdot PMV^4 - 0.2179 \cdot PMV^2) \quad (1.5)$$

Şekil 1.2'de PPD ile PMV arasındaki ilişki gösterilmiştir. Isıl denge PMV değeri 0 olduğu zaman gerçekleşmektedir.



Şekil 1.2 : PPD ile PMV arasındaki ilişki [19,20].

İnsan vücudunun hissettiği sıcaklık (çalışma sıcaklığı) ortamdaki hava sıcaklığına eşit değildir. Ortamda bulunan cisimlerin ve yüzeylerin sıcaklığı da hissedilen sıcaklığı etkilemektedir. Bu durum, rüzgârsız ve güneşli bir havada karın üzerinde hareketsiz duran bir kişinin havanın soğuk olmasına rağmen üşümemesi ile açıklanabilir (Şekil 1.3a). Fakat karın üzerinde hareketsiz duran aynı kişi hava bulutlu ve rüzgârlı olduğu zaman üşümektedir (Şekil 1.3b).



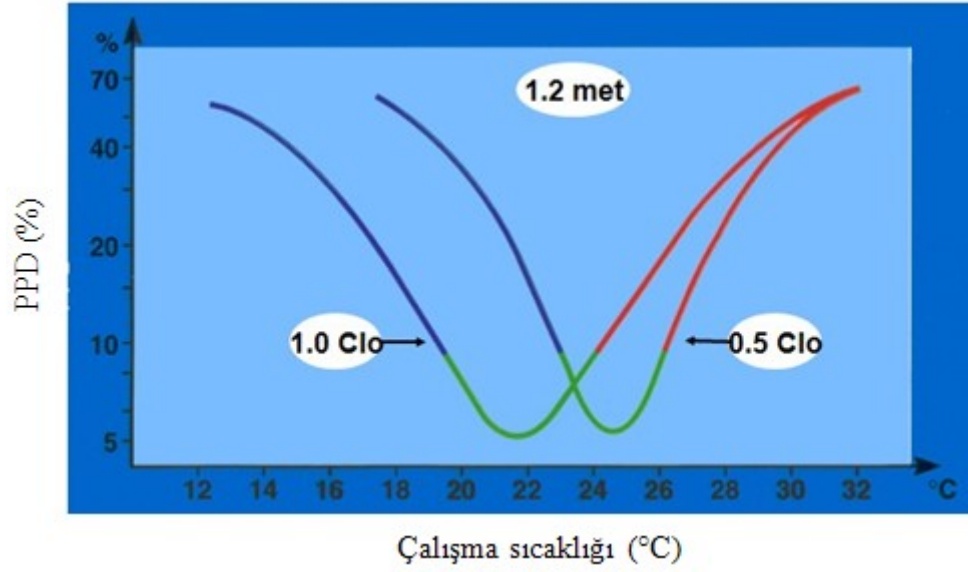
(a)



(b)

Şekil 1.3 : (a) Güneşli ve rüzgârsız ortam ve (b) bulutlu ve rüzgârlı ortam.

Şekil 1.4'te PPD değerinin yaz ve kış sezonu için çalışma sıcaklığı ile değişimi gösterilmiştir.



Şekil 1.4 : PPD ile çalışma sıcaklığı arasındaki ilişki.

1.3.1.1 Isıl ortam değişkenleri

Kapalı bir ortamda, ısı konforu etkileyen ortam değişkenleri hava sıcaklığı, ortalama radyant sıcaklık, hava hızı ve havanın nemliliğidir [19,20].

Hava sıcaklığı, insan ile çevresi arasında taşınım (konveksiyon) ile yapılan ısı alışverişi miktarını belirleyen bir değişkendir. İnsan ile çevresi arasındaki taşınım ile ısı transferi, vücut yüzey sıcaklığı ile hava sıcaklığı dengeleninceye kadar devam eder. Dengelenmiş durumdaki vücut yüzey sıcaklığı insanın iklimsel açıdan konforunda olup olmadığının göstergesidir. Bu nedenle hava sıcaklığı insanın iklimsel konforunu etkileyen önemli ortamsal değişkenlerden birisidir.

Ortalama radyant sıcaklık, insanla çevre yüzeyleri arasında ışıma (radyasyon) yoluyla oluşan ısı transferini belirlemek üzere çevre yüzeylerinin sıcaklıklarının birleşik etkisini ifade eden bir sıcaklıktır. İnsanın mekandaki konumuna, duruş biçimine ve çevre yüzeylerinin sıcaklığına bağlıdır.

Havanın nemliliği, insanın cildinden çevreye olan su buharı difüzyonunu ve nefes ile vücuttan kaybedilen ısı miktarını etkileyen bir ortamsal değişkendir.

Hava hızı; herhangi bir yüzeyle hava arasındaki ısı taşınım katsayısını etkilediğinden, insanla çevresi arasında taşınım yoluyla oluşan ısı transferi miktarını etkileyen önemli bir ortamsal değişkendir.

1.3.1.2 Kişisel değişkenler

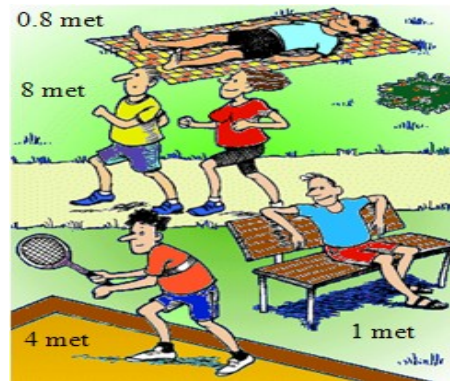
Isıl konforu etkileyen kişisel değişkenler aktivite düzeyi ve giysi türüdür [19,20].

Aktivite düzeyi, insan vücudunun alınan yiyecekleri yakarak birim zamanda ürettiği enerji miktarını etkileyen bir değişkendir. Aktivite hızı insanın yaptığı eylem türü ile yani aktivite seviyesi ile doğrudan ilişkilidir. Isıl konfor insanın çevresiyle yaptığı ısı alışverişi miktarının bir fonksiyonu olduğuna göre, aktivite düzeyi ısı konforu etkileyen önemli değişkenlerden birisidir. Kas ile ilgili aktivitelere bağlı olarak aktivite tarafından enerji açığa çıkmaktadır. Aktivite, met olarak ölçülür ($1 \text{ met} = 58.15 \text{ W/m}^2$). Normal yetişkin için vücut yüzeyi 1.7 m^2 'dir. Isıl konfor içerisinde oturan bir insan 100 W ısı kaybına sahiptir. Vücudun ısı kapasitesinden kaynaklanan aktivite hızı hesaplanacağı zaman son saat için ortalama aktivite düzeyi kullanılmalıdır. Belirli eylem türlerine göre aktivite seviyelerinin aldığı değerler değişkenlik gösterir. Çizelge 1.3'te yapılan eylem türlerine göre aktivite hız değerleri W/m^2 ve met biriminden gösterilmektedir.

Çizelge 1.3 : Yapılan aktiviteye göre aktivite hız değerleri [19].

Aktivite	Aktivite hızı	
	W/m^2	met
Uzanma	46	0.8
Oturarak dinlenme	58	1
Rahat ayakta durma	70	1.2
Hafif düzeyde aktivite	93	1.6
Saatte 2 km hızla yürüme	110	1.9
Orta düzeyde aktivite	116	2
Saatte 3 km hızla yürüme	140	2.4
Saatte 4 km hızla yürüme	165	2.8
Saatte 5 km hızla yürüme	200	3.4

Şekil 1.5'te bazı aktiviteler ve değerleri gösterilmektedir.



Şekil 1.5 : Çeşitli aktivite hız değerleri.

Giysi türü giysilerin ısı yalıtım direncini belirlediğinden ve dolayısıyla insanla çevresi arasındaki ısı transferi miktarını etkilediğinden ısı konfor koşullarının belirlenmesinde bilinmesi gereken kişisel değişkenlerden birisidir. Giysilerin ısı yalıtım direnci genellikle clo birimi ile ifade edilmektedir ($1 \text{ clo} = 0.155 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$). Değişik giysi çeşitleri için ısı yalıtım dirençleri Çizelge 1.4'te gösterilmiştir.

Çizelge 1.4 : Giysilerin yalıtım değerleri [19].

Kategori	Kıyafet	I_{cl} (clo)	I_{cl} ($\text{W/m}^2\cdot\text{K}$)
İç giyim	Kilotlu çorap	0.02	0.003
	Slip	0.04	0.006
	Uzun pantolon	0.10	0.016
İç çamaşırı	Sutyen	0.01	0.002
	T shirt	0.09	0.014
	Slip, naylon	0.14	0.022
Gömler	Kısa gömlek	0.09	0.029
	Normal, uzun gömlek	0.25	0.039
	Kısa	0.06	0.009
Pantolonlar	Normal	0.25	0.039
Yalıtımlı iş tulumu	İş tulumu	0.28	0.043
	Elyaf deri	1.13	0.175
	İnce	0.20	0.031
Kazaklar	Normal	0.28	0.043
	Kalın	0.35	0.054
	Yelek	0.13	0.020
Ceketler	Ceket	0.35	0.054
	Palto	0.60	0.093
	Parka	0.70	0.109
Pantolon üstü ceketler	İş tulumu	0.52	0.081
	Çorap	0.02	0.003
	Ayakkabı	0.02	0.003
Küçük şeyler	Bot	0.10	0.016
	Eldiven	0.05	0.008
	Dizden 15 cm yukarda	0.10	0.016
Etek, elbiseler	kısa etek	0.25	0.039
	Diz hizasında orta boy	0.40	0.062
	Kış elbisesi uzun kollu	0.10	0.016
Gecelikler	Kısa	0.10	0.016
	Uzun	0.50	0.078
	Uyku tulumu	0.72	0.112
Sandalyeler	Tahta veya metal	0.00	0.000
	Kumaş kaplı, minderli	0.10	0.016
	Koltuk	0.20	0.032

Şekil 1.6'da insanların giyindikleri giysiler ve toplam yalıtım değerleri gösterilmiştir.



Şekil 1.6 : Giysiler ve yalıtım değerleri.

Çizelge 1.5’te yaz ve kış sezonu için giysi ve yalıtım değerleri verilmiştir.

Çizelge 1.5 : Yaz ve kış sezonu için giysi ve yalıtım değerleri.

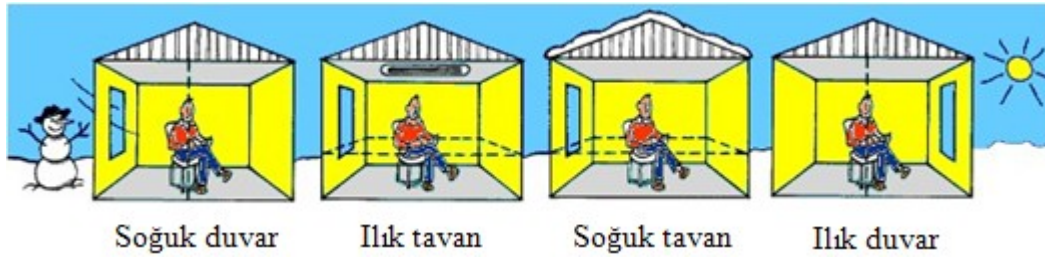
Yaz sezonu	I_{cl} (clo)	Kış sezonu	I_{cl} (clo)
	0.19		0.28
	0.04		0.25
	0.11		0.04
	0.02		0.25
	0.02		0.09
Toplam	0.38	Toplam	0.91

1.3.2 Yerel ısı konfor

Isıl konfor çalışmalarının ilk yıllarında, konforu belirleyen ana etkenin kişinin ısı duyumu olduğu belirtilmiştir. Fakat vücudun genel ısı durumundan başka; eğer asimetric radyasyon, hava akımı, düşey yöndeki sıcaklık değişimleri, sıcak ve soğuk yüzeylerle temas gibi yerel etkiler meydana gelirse kişi kendini istenmeyen bir ısı ortamında bulabilir [21]. Bu yüzden uygun ısı konforun elde edilebilmesi için her bir ısı konfor değişkeninin yerel etkisinin incelenmesi gerekir.

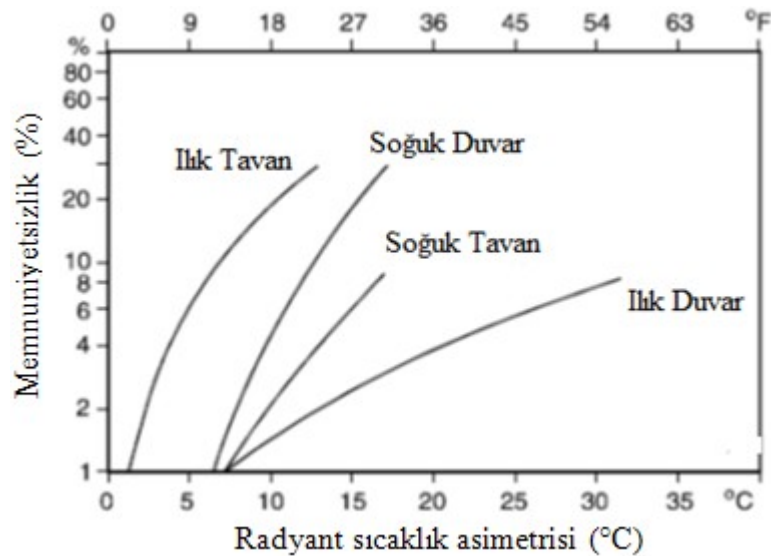
1.3.2.1 Radyant sıcaklık asimetrisi

Radyant sıcaklık asimetrisi şartlandırılan mahal içerisinde seçilen küp şeklindeki bir kontrol hacminin yüzeyleri üzerindeki maksimum ve minimum radyant sıcaklıklar arasındaki sıcaklık farkı olup [8], insanlar sıcak tavan, soğuk duvar veya pencereden dolayı meydana gelen radyant asimetriye oldukça duyarlıdır. Kişi zemine göre tavana daha uzak olduğundan dolayı tavan sıcaklığı standartlar tarafından radyant sıcaklık asimetrisi cinsinden belirlenmekte olup, kabul edilen bu değer 5 K'dir [20]. Ancak çalışmalar göstermiştir ki bu değerler ısıtıcı tipine, ısıtıcının sıcaklığına, büyüklüğüne ve konumuna göre standartlarda belirtilenlerden daha büyük olabilmektedir [8]. Radyant ısıtma veya soğutma tavandan yapılacaksa tavana paralel mahalin orta kesitindeki düzlemdeki sıcaklık farkları, eğer duvardan yapılacaksa duvara paralel mahalin orta kesitindeki düzlemdeki sıcaklık farkları incelenmelidir (Şekil 1.7).



Şekil 1.7 : Radyant sıcaklık asimetrisi.

Şekil 1.8'de ılık tavan, soğuk duvar, soğuk tavan, ılık duvardan dolayı meydana gelen radyant sıcaklık asimetrisine bağlı olarak konforsuzluk oranının değişimi görülmektedir.



Şekil 1.8 : Radyant asimetriden kaynaklanan konforsuzluk durumu [19,20].

Ilık tavan, soğuk duvar, soğuk tavan ve ılık duvar durumunda radyant sıcaklık asimetrisi için memnuniyetsizlik oranları (PD), lojistik regrasyon analizi kullanılarak orijinal verilerden elde edilen 1.6a-d denklemleri ile hesaplanmaktadır [19].

a) Ilık tavan

$$PD = \frac{100}{1 + \exp(2.84 - 0.174 \cdot \Delta T_{pr})} - 5.5 \Leftrightarrow \Delta T_{pr} < 23^{\circ}\text{C} \quad (1.6a)$$

b) Soğuk duvar

$$PD = \frac{100}{1 + \exp(6.61 - 0.345 \cdot \Delta T_{pr})} \Leftrightarrow \Delta T_{pr} < 15^{\circ}\text{C} \quad (1.6b)$$

c) Soğuk tavan

$$PD = \frac{100}{1 + \exp(9.93 - 0.5 \cdot \Delta T_{pr})} \Leftrightarrow \Delta T_{pr} < 15^{\circ}\text{C} \quad (1.6c)$$

d) Ilık duvar

$$PD = \frac{100}{1 + \exp(3.72 - 0.052 \cdot \Delta T_{pr})} - 3.5 \Leftrightarrow \Delta T_{pr} < 35^{\circ}\text{C} \quad (1.6d)$$

ΔT_{pr} : Radyant sıcaklık asimetrisi

Şekil 1.9a’da ateşin çevresinde bulunan insanın ateşe dönük tarafı sıcak, diğer tarafı ise soğuktur. Bu da radyant sıcaklık asimetriden kaynaklanan ısıl konforsuzluğa neden olacaktır.



(a)



(b)

Şekil 1.9 : (a) Radyant sıcaklık asimetrisi ve (b) hava akımının etkisi.

1.3.2.2 Hava akımı

ISO 7730 ısı konfor standartı hava akımını, hava hareketi sebebiyle vücudun istenmeyen yerel soğuması olarak tanımlar. Hava hızının artması vücuttan fazla ısı kaybının meydana gelmesine neden olur. Birçok insan hava hızına duyarlı olduğu için hava akımı havalandırılan ve iklimlendirilen mekanlarda yaşayan insanların en yaygın şikayetlerinden biridir. Şekil 1.9b’de pencerenin yanında duran bir kişinin pencereden gelen hava akımından etkilenmesi görülmektedir. Bu da ısı konforsuzluğa neden olmaktadır. 150 insan üzerindeki çalışmalar sonucunda hava akımı oranı (DR) şu şekilde elde edilmiştir [19,20]:

$$DR = (34 - T_{al}) \cdot (V_{al} - 0.05)^{0.62} \cdot (0.37 \cdot V_{al} \cdot Tu + 3.14) \quad (1.7)$$

T_{al} : Yerel hava sıcaklığı, (°C), 20-60 (°C)

V_{al} : Yerel hava hızı, m/s, < 0.5 m/s

Tu : Türbülans yoğunluğu, %, %10-60

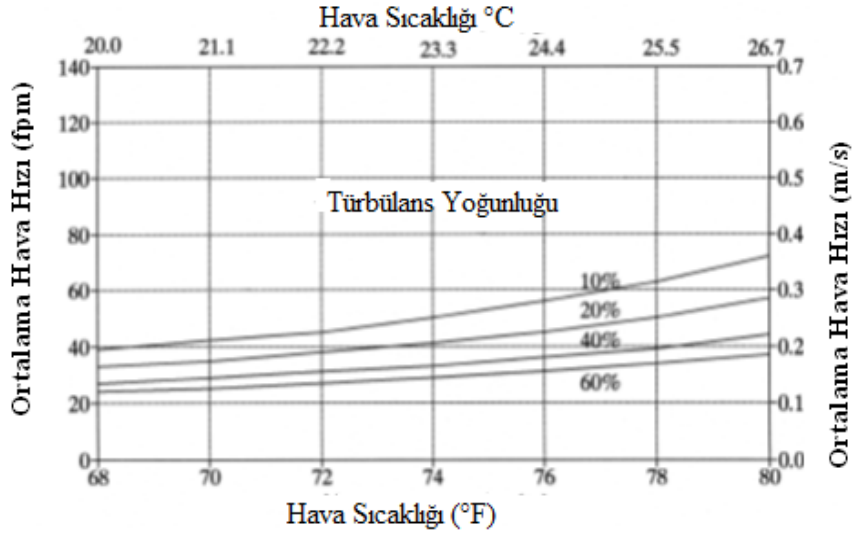
Denklem 1.7’de $V_{al} < 0.05$ m/s için $V_{al} = 0.05$ m/s ve $DR > \%100$ için $DR > \%100$ kullanılır.

Türbülans yoğunluğu Denklem 1.8 ile hesaplanmaktadır [19].

$$Tu = 100 \cdot \frac{SD}{V_{al}} \quad (1.8)$$

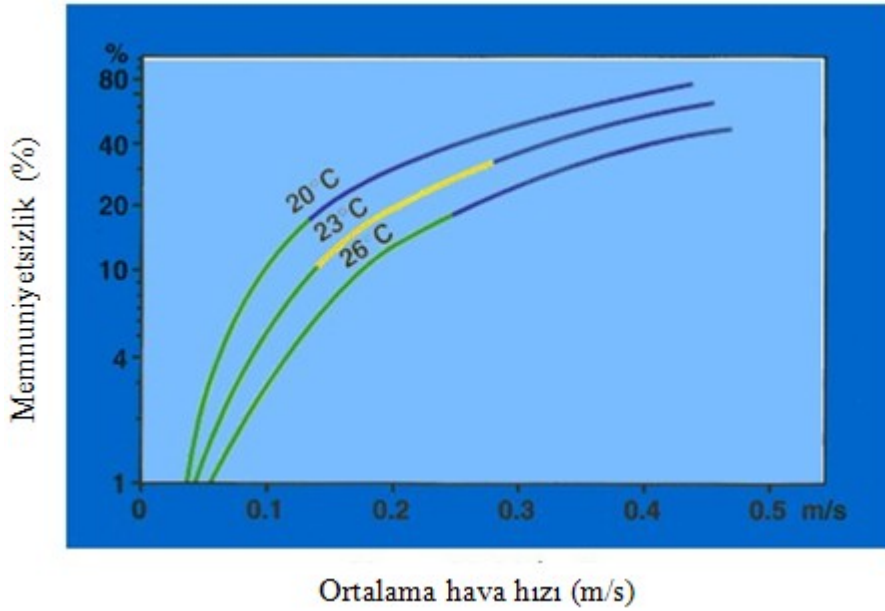
SD : Hava hızının standart sapması

Denklem 1.7, bütün vücudun 0’a yakın ısı hissi için çoğunlukla oturarak yapılan aktivitede ve insanların boynundaki hava akımı için uygulanmaktadır. Kol ve ayak seviyesinde öngörülen hava akımı değeri daha fazla olabilmektedir. Oturarak yapılandan daha yüksek aktivite düzeylerinde ve insanlar nötr’den ziyade ılık hissettikleri zaman hava akımı hissi daha az olmaktadır. Hava hızı değişimi türbülans yoğunluğu tarafından açıklanmaktadır ve yüksek türbülans yoğunluğunda daha fazla konforsuzluk meydana gelmektedir. Şekil 1.10’da hava sıcaklığı ve türbülans yoğunluğuna bağlı olarak hava hızının değişimi görülmektedir [20].



Şekil 1.10 : Hava sıcaklığı ve türbülans yoğunluğuna göre izin verilen hava hızları.

Hava akımı hissi hava sıcaklığına bağlıdır ve düşük hava sıcaklığında yüksek oranda memnuniyetsizlik meydana gelmektedir. Şekil 1.11’de değişik hava sıcaklık değerlerinde hava hızının memnuniyetsizlik oranıyla değişimi görülmektedir.



Şekil 1.11 : Ortalama hava hızından kaynaklanan konforsuzluk durumu.

1.3.2.3 Düşey yöndeki sıcaklık farkı

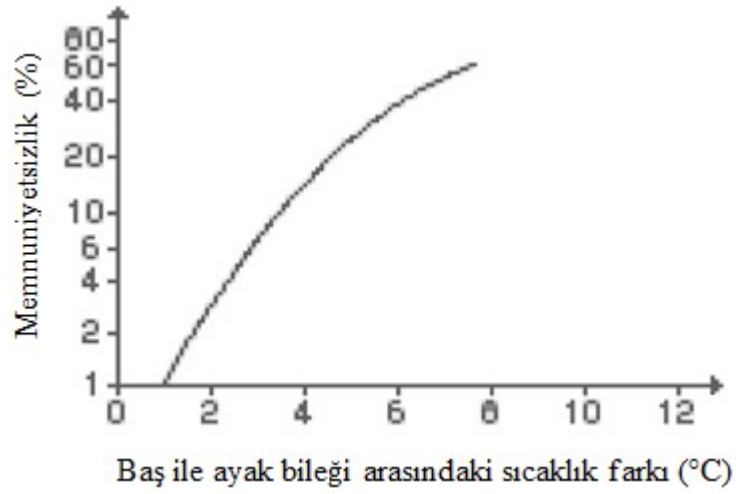
Ayak bileği ile baş arasındaki yüksek sıcaklık farkı konforsuzluğa neden olmaktadır [19,20]. Bu genellikle merkezi hava ısıtma sistemlerinde meydana gelmekle birlikte yanlış tasarlanmış diğer ısıtma sistemlerinde de meydana gelebilmektedir. Ayak bileği ile baş arasındaki sıcaklık farkı 3°C’yi geçmesi istenmez [19,20]. Sıcaklık farkı azaldığı zaman konforsuzluk hissi de azalmaktadır. Düşey yöndeki sıcaklık

farkı için memnuniyetsizlik oranı (PD), lojistik regrasyon analizi kullanılarak orijinal verilerden elde edilen Denklem 1.9 ile hesaplanmaktadır [19].

$$PD = \frac{100}{1 + \exp(5.76 - 0.856 \cdot \Delta T_{av})} \Leftarrow \Delta T_{av} < 8^{\circ}\text{C} \quad (1.9)$$

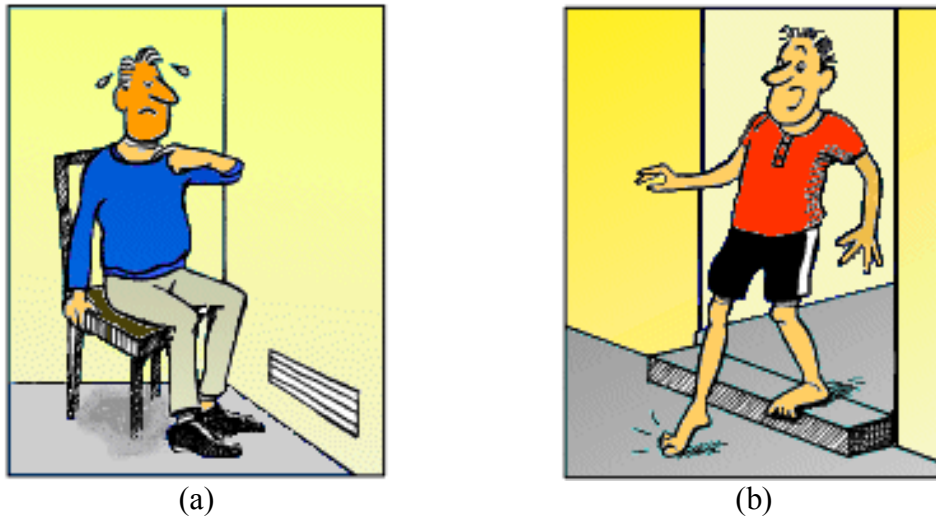
ΔT_{av} : Ayak bileği ile baş arasındaki sıcaklık farkı

Şekil 1.12’de baş ile ayak bileği bölgeleri arasındaki sıcaklık farkından kaynaklanan ısıl memnuniyetsizlik oranı verilmiştir [19,20].



Şekil 1.12 : Düşey yöndeki sıcaklık farkından kaynaklanan konforsuzluk durumu.

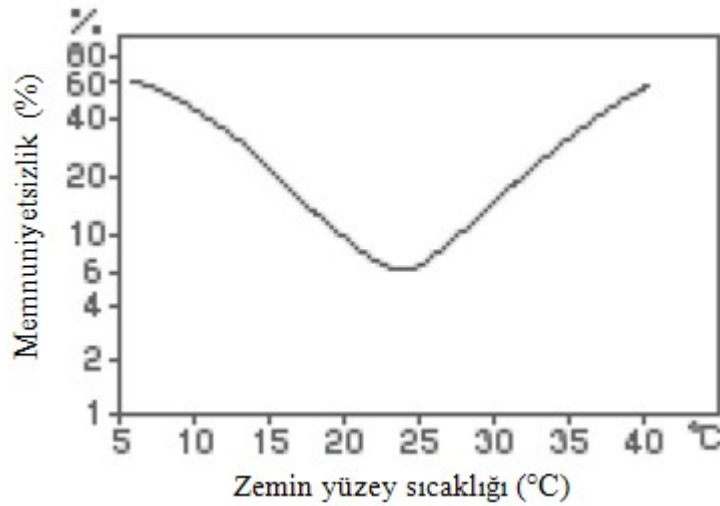
Şekil 1.13a’da bir insanın baş bölgesinin ayak bölgesine göre çok sıcak olduğu ortamda ısıl rahatsızlığı görülmektedir.



Şekil 1.13 : (a) Düşey yöndeki sıcaklık farkı ve (b) zemin yüzey sıcaklığı.

1.3.2.4 Zemin yüzey sıcaklığı

Eğer zemin yüzeyi çok soğuk veya sıcaksa, yaşayanlar ayaklarının ısı duyarlılığından dolayı kendilerini rahatsız hissedeceklerdir [19]. Ev içinde ince ayakkabı giyen insanların ısı konforu için önemli olan şey zemin döşemesinden ziyade zemin yüzeyinin sıcaklığıdır. Bu durum Asya’da yaygın olan çıplak ayak ile evde yürüme gibi durumlarda genellikle görülmektedir. Şekil 1.13b’de zemin yüzey sıcaklığından dolayı rahatsız olan bir insan görülmektedir. Şekil 1.14’te zemin yüzey sıcaklığına bağlı olarak memnuniyetsizlik oranının değişimi gösterilmektedir. Şekil 1.14, ayakta ve oturan insanlar üzerinde yapılan çalışmalar sonucunda elde edilmekle birlikte zemine oturan veya uzanan insanlar için de kullanılabilmektedir. ISO 7730 standartına göre zemin yüzey sıcaklığı 19-29°C arasında olmalıdır.



Şekil 1.14 : Zemin yüzey sıcaklığından kaynaklanan konforsuzluk durumu [19,20].

Zemin yüzey sıcaklığı için memnuniyetsizlik oranı (PD), doğrusal olmayan regresyon analizi kullanılarak orijinal verilerden elde edilen Denklem 1.10 ile hesaplanmaktadır [19].

$$PD = 100 - 94 \cdot \exp(-1.387 + 0.118 \cdot T_f - 0.0025 \cdot T_f^2) \quad (1.10)$$

T_f : Zemin yüzey sıcaklığı

1.3.3 Isıl ortam kategorileri

Bir mahal için arzu edilen ısı ortam Çizelge 1.6’ya göre A, B, C olmak üzere üç kategori arasından seçilebilmektedir. Her bir kategori için bütün kriterler aynı anda sağlanmalıdır.

Çizelge 1.6 : ısı ortam kategorileri [21].

Kategori	Bütün olarak vücudun ısı durumu		Yerel konforsuzluk			
	PPD (%)	PMV	Hava akımı (DR)	PD (%)		
				Düşey yöndeki sıcaklık farkı	Sıcak veya soğuk yüzey	Radyant sıcaklık asimetrisi
A	< 6	$-0.2 < PMV < 0.2$	< 15	< 3	< 10	< 5
B	< 10	$-0.5 < PMV < 0.5$	< 20	< 5	< 10	< 5
C	< 15	$-0.7 < PMV < 0.7$	< 25	< 10	< 15	< 10

Her bir kategori bütün olarak vücudun maksimum tahmini memnuniyetsizlik oranını (PPD) ve yerel konforsuzluğun 4 çeşidinin her biri için memnuniyetsizlik oranını (PD) belirtmektedir. Girdi parametrelerinin ölçümü için kullanılan araçların hassasiyetinden dolayı PMV'nin A sınıf kategorisine uymasını doğrulamak zor olabilmektedir.

Yerel ısı konforsuzluğa neden olan düşey yöndeki sıcaklık farkının üç kategoriye göre limit değerleri Çizelge 1.7'de gösterilmektedir [19,20].

Çizelge 1.7 : Baş ile ayak bileği arasındaki düşey yöndeki sıcaklık farkı.

Kategori	Düşey yöndeki sıcaklık farkı (°C) (zeminden 0.1 ile 1.1 m yukarıdaki sıcaklık farkı)
A	< 2
B	< 3
C	< 4

Yerel ısı konforsuzluğa neden olan zemin yüzey sıcaklığının üç kategoriye göre limit değerleri Çizelge 1.8'de gösterilmektedir [19,20].

Çizelge 1.8 : Zemin yüzey sıcaklığının aralığı.

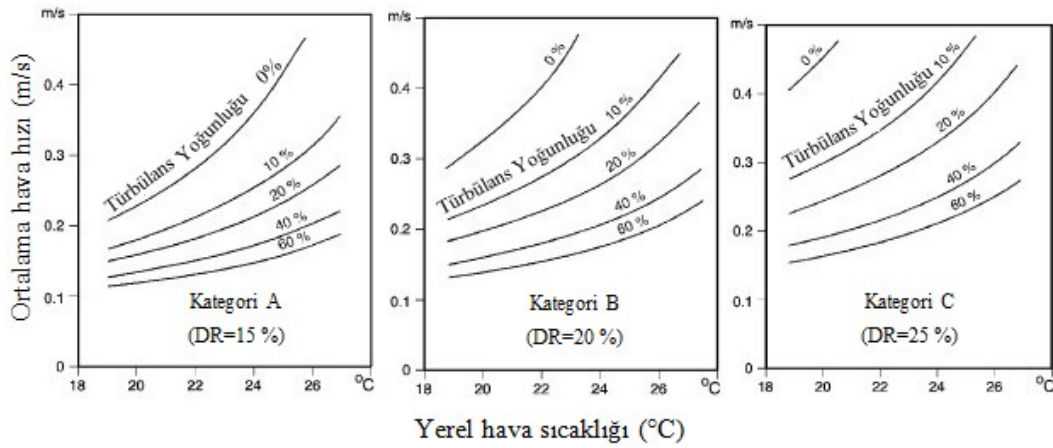
Kategori	Zemin yüzey sıcaklığının aralığı (°C)
A	19-29
B	19-29
C	17-31

Yerel ısı konforsuzluğa neden olan radyant sıcaklık asimetrisinin üç kategoriye göre limit değerleri Çizelge 1.9'da gösterilmektedir [19,20].

Çizelge 1.9 : Radyant sıcaklık asimetrisi.

Kategori	Radyant sıcaklık asimetrisi (°C)			
	Ilık tavan	Soğuk duvar	Soğuk tavan	Ilık duvar
A	< 5	< 10	< 14	< 23
B	< 5	< 10	< 14	< 23
C	< 7	< 13	< 18	< 35

Şekil 1.15'te ısıl ortamın üç kategorisi için türbülans yoğunluğu ve yerel hava sıcaklığının fonksiyonu olarak ortalama hava hızları verilmektedir [21].



Şekil 1.15 : İzin verilen ortalama hava hızları.

Her bir kategori için PMV, PPD, yaz ve kış sezonu için çalışma sıcaklığı kriterleri Çizelge 1.10'da verilmiştir [19].

Çizelge 1.10 : Kategorilere göre genel ısıl konfor kriterleri.

Kategori	PPD (%)	PMV	Çalışma sıcaklığı aralığı (°C)	
			Kış (1clo/1.2met)	Yaz (0.5clo/1.2met)
A	< 6	-0.2 < PMV < 0.2	21-23	24.0-25.0
B	< 10	-0.5 < PMV < 0.5	20-24	23.0-26.0
C	< 15	-0.7 < PMV < 0.7	19-25	22.0-27.0

Bina türlerine bağlı olarak yaz ve kış sezonları için çalışma sıcaklığı aralıkları ve ortalama hava hız limitleri Çizelge 1.11'de gösterilmektedir [21]. Bu değerler belirlenirken bağıl nem yaz sezonu için %60 kış sezonu için %40 alınmıştır.

Çizelge 1.11 : Çalışma sıcaklığı ve ortalama hava hızı için örnek kriterler.

Bina türü	Kategori	Aktivite hızı (met)	Giysi		Çalışma sıcaklığı		Ortalama hava hızı	
			Yaz sezonu (clo)	Kış sezonu (clo)	Yaz sezonu (°C)	Kış sezonu (°C)	Yaz sezonu (m/s)	Kış sezonu (m/s)
Ofis	A	1.2	0.5	1	24.5±0.5	22.0±1.0	0.18	0.15
	B				24.5±1.5	22.0±2.0	0.22	0.18
	C				24.5±2.5	22.0±3.0	0.25	0.21
Restorant	A	1.4	0.5	1	23.5±1.0	20.0±1.0	0.16	0.13
	B				23.5±2.0	20.0±2.5	0.20	0.16
	C				23.5±2.5	20.0±3.5	0.24	0.19
Alışveriş merkezi	A	1.6	0.5	1	23.0±1.0	19.0±1.5	0.16	0.13
	B				23.0±2.0	19.0±3.0	0.20	0.15
	C				23.0±3.0	19.0±4.0	0.23	0.18

Optimum sıcaklık bütün kategoriler için aynı olmasına rağmen kategorilere göre izin verilen memnuniyetsizlik oranı değiştiğinden kabul edilebilir aralık değişmektedir. Kabul edilebilir aralık değeri ısıtma sistemleri tasarımı ve ısı yük hesaplamaları için düşük, soğutma sistemleri için yüksek olmaktadır. İnsanlar genellikle dış hava sıcaklığına bağlı olarak giysilerini değiştirdiğinden dolayı iki sezon için ayrı konfor bölgeleri belirlenmiştir. İki sezon için belirlenen ayrı konfor bölgeleri sabit kıyafet giyilmesi zorunlu olan işyerlerinde ve dış hava sıcaklığının küçük değişimler gösterdiği bölgelerde bazı problemler yaratmaktadır.

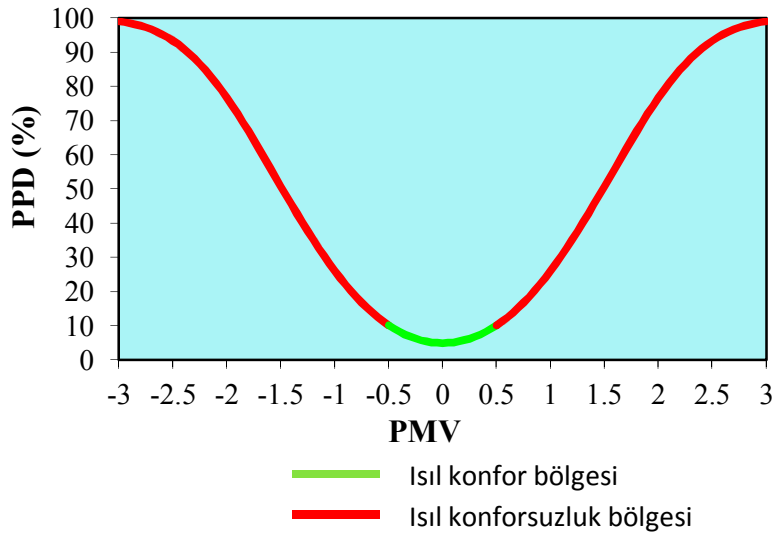
1.3.4 ASHRAE 55 ve ISO 7730 standartlarının belirlediği ısı konfor kriterleri

ASHRAE 55 ve ISO 7730 standartlarının önerileri çoğunlukla hafif aktivite yapan, öncelikle oturarak yapılan aktiviteler içindir (< 1.2 met). Kabul edilebilir çalışma sıcaklığı aralığı, yaz sezonunda 0.5 clo ve kış sezonunda 1 clo giysi değerinde giyinen insanlar için B kategorisine uymaktadır [21]. Standartlar tarafından belirlenen genel ısı konfor kriterleri Çizelge 1.12’de gösterilmektedir.

Çizelge 1.12 : Genel ısı konfor kriterleri.

Parametre	Limit değeri
PMV	-0.5 < PMV < 0.5
PPD	PPD < 10

Standartlar tarafından belirlenen genel ısı konfor kriterlerine bağlı olarak yazılmış program tarafından ısı konforun sağlandığı bölge Şekil 1.16’da yeşil kısım ile gösterilmektedir. Eğri üzerinde yeşil bölge haricinde kalan kırmızı kısımda ısı konforsuzluk mevcuttur.



Şekil 1.16 : Genel ısı konfor kriterlerine bağlı olarak ısı konfor bölgesi.

Standartlar tarafından önerilen yerel ısı konfor kriterleri Çizelge 1.13'te gösterilmektedir [19].

Çizelge 1.13 : Yerel ısı konfor kriterleri.

Parametre		Limit değeri
Radyant sıcaklık asimetrisi	Ilık duvar	$\Delta T_{pr} < 23^{\circ}\text{C}$
	Soğuk duvar	$\Delta T_{pr} < 10^{\circ}\text{C}$
	Soğuk tavan	$\Delta T_{pr} < 14^{\circ}\text{C}$
	Ilık tavan	$\Delta T_{pr} < 5^{\circ}\text{C}$
Hava akımı		$DR < \%20$
Düşey yöndeki hava sıcaklık farkı		$\Delta T_{av} < 3^{\circ}\text{C}$
Zemin yüzey sıcaklığı		$19^{\circ}\text{C} < T_f < 29^{\circ}\text{C}$

İnsanlar genel ısı konfor veya yerel ısı konfor parametrelerinden dolayı memnuniyetsiz olabilmektedir. Genel ısı konfor kriterlerine göre konforlu durumda olan kişi yerel ısı konfor kriterlerine göre konforsuz durumda ya da genel ısı konfor kriterlerine göre konforsuz durumda olan kişi yerel ısı konfor kriterlerine göre konforlu durumda olabilmektedir. Literatürde konforsuz insan sayısının oranının birleşimini veren herhangi bir bağıntı yoktur. Bu yüzden bu durumu basitleştirmek için ASHRAE 55 standartı, %10 genel ısı konfor memnuniyetsizliğin üstüne %10 yerel ısı konforsuzluktan dolayı memnuniyetsizliği ekleyerek toplam ısı kabul edilebilirliği %80 olarak belirlemiştir [20].

Tasarlanacak oda modellerinin ısı konfor durumu ASHRAE 55 ve ISO 7730 standartlarının belirlediği kriterler dikkate alınarak incelenecektir.

2. SAYISAL ÇÖZÜM YÖNTEMİ

2.1 Korunum Denklemleri

Akışkanlar mekaniğinde ve ısı transferinde, akışkanın davranışını matematiksel olarak ifade eden korunum denklemlerinin temeli şu üç yasaya dayanır.

- Akışkan içerisinde ele alınan çok küçük bir kontrol hacminin yüzeylerinden geçen toplam kütle akısı, o hacim içerisindeki kütlenin zamana göre değişimine eşittir. Bu yasa kütlenin korunumu yasası olarak bilinir.
- Aynı hacim elemanı için; yüzeylerden geçen toplam momentum akısı, hacim içerisindeki momentumun zamanla değişimine eşittir. Bu aynı zamanda söz konusu hacme uygulanan net kuvvete eşittir. Bu, momentumun korunumu yasasıdır.
- Hacim elemanının toplam enerjisindeki değişim, ısı transferi miktarındaki ve hacim elemanı üzerinde yapılan işteki değişimin toplamına eşittir. Bu da enerjinin korunumu yasasıdır.

Bu çalışmada akışın üç boyutlu, kararlı ve akışın yoğunluk, viskozite ve ısı iletim katsayısı gibi fiziksel değerlerinin sabit olduğu kabul edilmiştir. Buna bağlı olarak korunum denklemleri şu şekilde elde edilir [22]:

Süreklilik denklemi şu şekilde ifade edilir:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (2.1)$$

x, y, z yönündeki momentum denklemleri sırasıyla şu şekilde ifade edilir:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (2.2a)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) - g \quad (2.2b)$$

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (2.2c)$$

Enerji denklemi şu şekilde ifade edilir:

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (2.3)$$

2.2 Doğal Taşınım Çözümü

Odada panel ile hava arasında doğal taşınım ile ısı transferi gerçekleşmektedir. Doğal taşınım yoğunluk farkından kaynaklanan akışkanın yerçekimi etkisiyle hareket etmesi sonucu gerçekleşir ve bu yoğunluk farkı sıcaklık değişiminden kaynaklanır. Panel üzerinde doğal taşınımdan dolayı gerçekleşen sınır tabaka içindeki herhangi bir noktadaki y-basınç gradyanı, sınır tabaka dışındaki durgun bölge içindeki basınç gradyanına eşit olmalıdır. Ancak bu bölgede $v = 0$ 'dır, bu nedenle 2.2b denklemi şu şekilde olur [23]:

$$\frac{\partial p}{\partial y} = -\rho_0 g \quad (2.4)$$

2.4 denklemi 2.2b denkleminde yerine konursa, doğal taşınım sınır tabakası içindeki her noktada geçerli olan aşağıdaki bağıntı elde edilir [23]:

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = \frac{g}{\rho} (\rho_0 - \rho) + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (2.5)$$

2.5 denkleminin sağ tarafındaki ilk terim kaldırma kuvveti terimidir.

2.2.1 Boussinesq modeli

Yukarıdaki 2.5 denkleminde kaldırma kuvveti terimindeki yoğunluk değişimi ile sıcaklık değişimi arasında bir ilişki kurulabilirse yoğunluk sabit alınarak doğal taşınım modellenebilir. Boussinesq modeli, bu ilişkiyi hacimsel ısı genleşme katsayısının (β) sıcaklık ve yoğunluğa bağlı ifadesinden faydalananarak kurar [23]:

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (2.6)$$

Bu denklemde kısmi türev ifadesi referans bir yoğunluk ve sıcaklık noktasından hareketle fark ifadesine dönüştürülür:

$$\beta \approx -\frac{1}{\rho} \frac{\Delta \rho}{\Delta T} = -\frac{1}{\rho} \frac{\rho_0 - \rho}{T_0 - T}$$

Buradan 2.5 denklemindeki yoğunluk farkı sıcaklık farkına dönüştürülmüş olur:

$$\rho_0 - \rho \approx \rho \beta (T - T_0)$$

Boussinesq yaklaşımına göre düzenlenmiş 2.5 denklemi aşağıdaki şekle gelir [23]:

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = g \beta (T - T_0) + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (2.7)$$

Yoğunluk sabit alındığından Boussinesq modeli kullanılarak sayısal çözümde daha hızlı yakınsama sağlanabilir. Havanın yoğunluğundaki ve sıcaklığındaki değişimler küçük olduğu, yani $\beta(T - T_0) < 1$ sürece bu yaklaşım kullanılabilir.

Boussinesq modeli için sayısal çözüm aşamasında tanımlanması gereken parametreler şunlardır:

- T_0 çalışma sıcaklığı
- T_0 sıcaklığına karşılık gelen sabit yoğunluk değeri, ρ_0
- Hacimsel ısı genleşme katsayısı, β

Isıl genleşme katsayısı ideal gaz kabulü yapılarak aşağıdaki bağıntıyla hesaplanabilir:

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p = \frac{1}{\rho} \frac{p}{RT^2} = \frac{1}{T} \quad (2.8)$$

Burada T sıcaklığı olarak sabit T_0 çalışma sıcaklığı alınır.

2.2.2 Doğal taşınım akış rejimi

Doğal taşınım akış rejimi Grashof sayısı tarafından belirlenir. Grashof sayısı, Reynold sayısının zorlanmış taşınım üstlendiği rolün aynısını doğal taşınım

üstlenir. Reynold sayısı, bir akışkan parçacığı üzerine etkiyen atalet kuvvetlerinin sürtünme kuvvetlerine oranını belirtir. Buna karşılık Grashof sayısı, akışkan üzerine etkiyen kaldırma kuvvetlerinin sürtünme kuvvetlerine oranının bir göstergesidir [23]:

$$Gr_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu^2} \quad (2.9)$$

Prandtl sayısı sürtünme kuvvetlerinin ısıl kuvvetlere oranıdır [23]:

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (2.10)$$

Bir doğal taşınım sınır tabakasında geçiş bölgesi, akışkan içindeki kaldırma ve sürtünme kuvvetlerinin göreceli büyüklüğüne bağlıdır. Bu genellikle Rayleigh sayısı ile ifade edilir. Rayleigh sayısı gerçekte Grashof ve Prandtl sayılarının çarpımına eşittir. Dikey levhalar için kritik Rayleigh sayısı 10^9 olup bu değerin altında ve üstünde akış sırasıyla laminar veya türbülanslıdır [23]:

$$Ra_{x,c} = Gr_{x,c} Pr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)x^3}{\nu\alpha} \approx 10^9 \quad (2.11)$$

2.3 Türbülansın Modellenmesi

Türbülanslı akışın karakteristik özelliği hız alanının çalkantılı olmasıdır. Bu çalkantı momentum ve enerji gibi büyüklüklerin taşınım yoluyla etkin bir şekilde transport edilmesinde önemli rol oynar. Bu çalkantılar küçük ölçekli ve yüksek frekanslı olabileceğinden bu özellikteki akışların sayısal olarak doğrudan modellenmesi oldukça yüksek işlem kapasitesi gerektirmektedir. Bu yüzden anlık değişkenler cinsinden yazılmış korunum denklemleri zaman ortalamalı olarak yazılabilir veya küçük ölçekli yapılar modellenirken sadece büyük ölçekteki türbülans yapıları doğrudan çözülebilir ve böylece türbülanslı akışta korunum denklemleri daha az işlem kapasitesi gerektirecek bir hale getirilebilir. Fakat türbülanslı akış için modifiye edilen bu denklemler kapalı bir denklem sistemi oluşturmaz, yani türbülanslı akışın hesaba katılması bazı ek değişkenlerin denklemlere girmesine neden olur ve böylece bilinmeyen değişkenlerin sayısı denklem sayısından fazla olur. Bu nedenle bu denklem sisteminin kapalı hale getirilmesi için türbülans modelleri geliştirilmiştir.

Çeşitli türbülans modelleri şu şekildedir [24]:

- Spalart-Allmaras model
- k-ε modelleri
 - Standart k-ε model
 - Renormalization-group (RNG) k-ε model
 - Realizable k-ε model
- k-ω modelleri
 - Standart k-ω model
 - Shear-stress transport (SST) k-ω model
- Reynolds stress model (RSM)
 - Linear pressure-strain RSM model
 - Quadratic pressure-strain RSM model
 - Low-Re stress-omega RSM model
- Detached eddy simulation (DES) model
- Large eddy simulation (LES) model

Bu çalışmada Standart k-ε türbülans modeli kullanılmıştır.

2.3.1 Standart k-ε modeli

Bu model türbülans kinetik enerjisi (k) ve türbülans sönmleme hızı (ε) için yazılan iki adet transport denkleminde dayanmakta olup karışım uzunluğu modelinin iyileştirilmesi için geliştirilmiştir. Standart k-ε modelinin duvar yakınındaki akışlarda iyi sonuçlar verdiği bildirilmiştir [25]. Standart k-ε model'in elde edilmesi akışın tamamen türbülanslı olması yaklaşımına dayanmaktadır. Bu yüzden bu model sadece tam türbülanslı akışta doğru sonuç vermektedir.

Bu model için transport denklemleri şu şekildedir [24]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M \quad (2.12)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2.13)$$

Burada G_k ortalama hız gradyanından dolayı türbülans kinetik enerjinin üretimi, G_b kaldırma kuvvetinden dolayı türbülans kinetik enerjinin üretimi, Y_M sıkışabilirliğin türbülans üzerindeki etkisi; $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, $C_{3\varepsilon}$ sabitler; σ_k ve σ_ε , k ve ε için prandtl sayılarıdır.

Türbülans dinamik viskozitesi türbülans kinetik enerjisi ve türbülans sönümleme katsayısının bir fonksiyonu olarak ifade edilir:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.14)$$

Boyutsuz model katsayıları $C_{1\varepsilon} = 1.44$, $C_{2\varepsilon} = 1.92$, $C_\mu = 0.09$, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\varepsilon = 1.3$ değerlerini alırlar. Bu varsayılan değerler, türbülanslı kayma akışları gibi temel akışlar için hava ve su ile yapılan deneysel çalışmalardan elde edilmiştir.

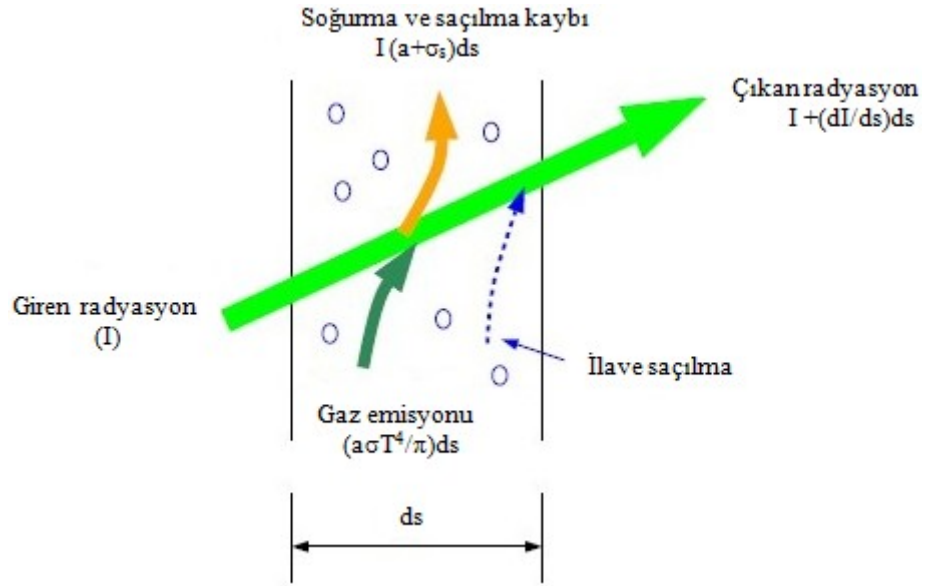
2.4 Radyasyonun Modellenmesi

Radyasyon etkisi, $q_{\text{rad}} = \sigma(T_{\text{max}}^4 - T_{\text{min}}^4)$ değeri taşınım ve iletim değerinden büyük veya eşit olduğu zaman hesaba katılmalıdır. Bu çalışmada da radyasyon ısı transferinin taşınım ile ısı transferine göre daha yüksek oranda gerçekleştiği bir ortam ele alındığından radyasyon etkisi dikkate alınmıştır. Radyasyonla gerçekleşen net ısı akısı Radyatif Transfer Denklemi (RTD) olarak adlandırılan bir integro-diferansiyel denklemin çözülmesiyle elde edilir. RTD spektral ışıınım şiddetinin bir ortam içerisinde izlediği yol boyunca değişimini ifade eder [24]:

$$\frac{dI(\vec{r}, \vec{s})}{ds} + \underbrace{(a + \sigma_s) I(\vec{r}, \vec{s})}_{\text{Soğurma}} = \underbrace{an^2 \frac{\sigma T^4}{\pi}}_{\text{Yayma}} + \underbrace{\frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}') \Phi(\vec{s} \cdot \vec{s}') d\Omega'}_{\text{Saçılma}} \quad (2.15)$$

Burada $\vec{r}$ konum vektörü, $\vec{s}$ yön vektörü, $\vec{s}'$ yayılım yönü vektörü, s alınan yol, a yutma katsayısı, n kırılma indisi, σ_s yayılım katsayısı, σ Stefan-Boltzmann sabiti, I konum $\vec{r}$ ve yöne $\vec{s}$ bağlı ışıınım şiddeti, T sıcaklık, Φ faz fonksiyonu ve Ω' katı açıyı ifade etmektedir.

Şekil 2.1'de radyasyonla ısı transferi prosesi gösterilmektedir [24].



Şekil 2.1: Radyasyon ısı transferi.

Çeşitli radyasyon modelleri şu şekildedir:

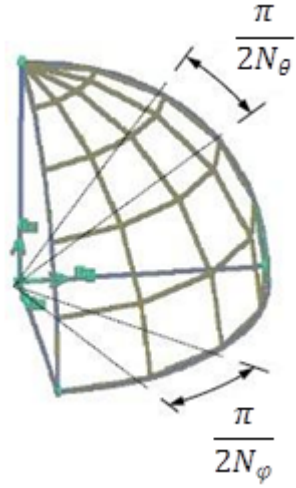
- Discrete Ordinates Model
- Discrete Transfer Radiation Model
- P1 Radiation Model
- Rosseland Model
- Surface-to-Surface

Bu çalışmada Discrete Ordinates radyasyon modeli kullanılmıştır.

2.4.1 Discrete Ordinates radyasyon modeli

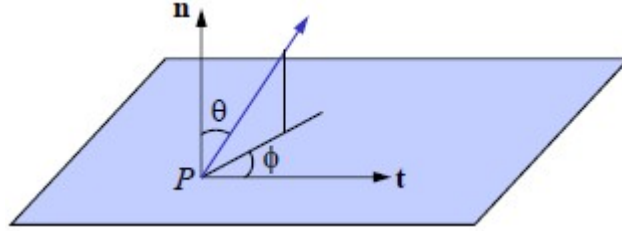
Discrete Ordinates (DO) radyasyon modeli radyatif transfer denklemini, her biri global kartezyen sistemi içerisinde belirlenmiş $\vec{s}$ vektör yönüyle ilgili sonlu sayıdaki ayrık katı parçacık açıları için çözer. DO modeli RTD'yi radyasyon şiddeti için yazılmış bir transport denklemine dönüştürür ve bu denklemini tüm yönler için çözer. DO en kapsamlı radyasyon modelidir. Bu model saçılmayı, yarı saydam ortamı, yansıtıcı yüzeyleri ve dalga boyuna bağlı geçirmeyi hesaba katmaktadır ve konservatif bir metod olup kaba ayrıklaştırma için ısı dengesini sağlayabilmektedir. Bunun yanı sıra ince ayrıklaştırma yapılarak hassasiyet arttırılabilmektedir [24].

Açısal ayrıklaştırma Theta Division (N_θ) ve Phi Division (N_ϕ) parametreleri ile kontrol edilir. Bu parametreler açısal uzayın her bir 1/8'lik kısmını ayrıklaştırmak için kullanılan kontrol açılarının sayısını belirlemektedir (Şekil 2.2). Her bir ayrık ordinat bir katı açı içerisindeki radyasyonla aynı yöndedir.



Şekil 2.2 : Açısal uzayın 1/8'lik kısmının ayrıklaştırılması [24].

Şekil 2.3'te açısal koordinat sisteminde ϕ ve θ açıları görülmektedir.



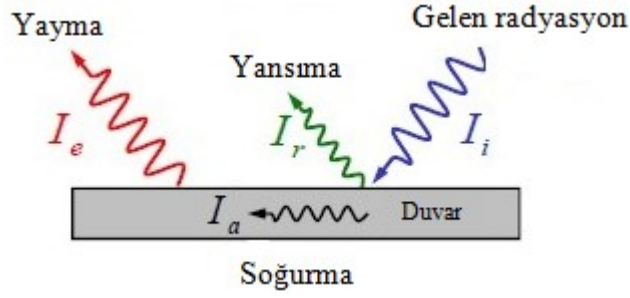
Şekil 2.3 : Açısal koordinat sistemi.

Burada azimut açısı $0 < \phi < 2\pi$, kutup açısı ise $0 < \theta < \pi/2$ aralığındadır.

Discrete Ordinates radyasyon modeli, saydam olmayan duvarların her iki yanında da akışkan veya katı ortam olduğu problemleri çözebilmektedir. Saydam olmayan duvar yüzeyine gelen radyasyon enerjisinin bir kısmı duvarı çevreleyen ortama geri yansımakta, bir kısmı da duvar tarafından soğurulmakta olup bu enerji dengesi şu şekilde ifade edilebilir [24]:

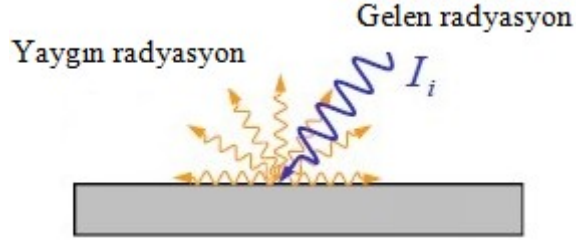
$$I_i = I_r + I_a \quad (2.16)$$

Şekil 2.4'te saydam olmayan duvarda radyasyonla ısı transferi şematik olarak gösterilmektedir [24].



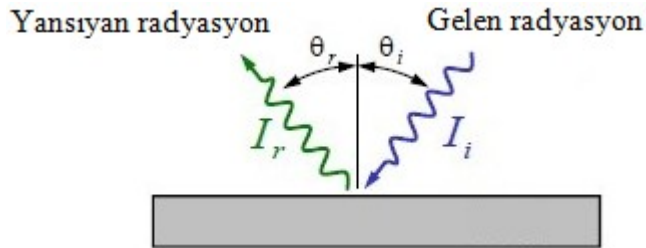
Şekil 2.4 : Saydam olmayan duvarda radyasyonla ısı transferi.

Duvar yüzeyine gelen radyasyon yaygın ve aynasal olmak üzere yansımaktadır. Yaygın ve aynasal yansıyan radyasyon değerleri, duvar yüzeyinin diffuse fraction (f_d) katsayısı değeri ile belirlenmektedir ve bu terim yaygın yansımanın toplam yansımaya oranını ifade etmektedir. Şekil 2.5'te duvar yüzeyine gelen radyasyonun yaygın olarak yansıdığı durum görülmektedir [24].



Şekil 2.5 : Yaygın yansıma.

Şekil 2.6'da yüzeye gelen radyasyonun aynasal olarak yansıdığı durum görülmektedir [24].



Şekil 2.6 : Aynasal yansıma.

Saydam olmayan duvar yüzeyine gelen radyasyon enerjisi q_{in} kabul edilirse,

Duvar yüzeyinden radyasyon yayımı:

$$n^2 \epsilon_w \sigma T_w^4 \quad (2.17)$$

Duvar yüzeyinden yaygın olarak yansıyan radyasyon:

$$f_d(1 - \varepsilon_w)q_{in} \quad (2.18)$$

Duvar yüzeyinden aynasal olarak yansıyan radyasyon:

$$(1 - f_d)q_{in} \quad (2.19)$$

Duvar yüzeyinde soğurulan radyasyon:

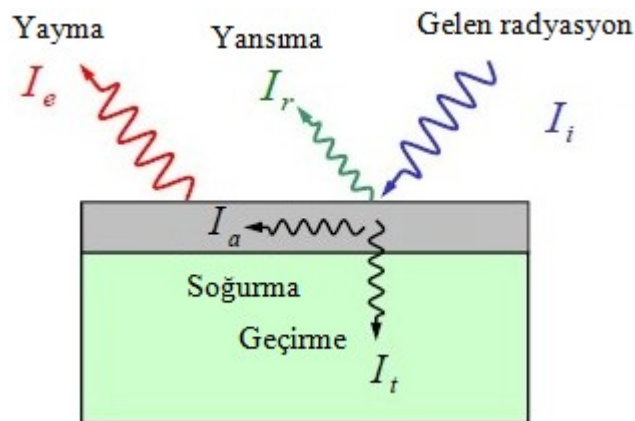
$$f_d \varepsilon_w q_{in} \quad (2.20)$$

denklemleri ile ifade edilir [24]. Burada f_d diffuse fraction, n duvara komşu ortamın kırılma indeksi, ε_w duvar yayılcılığı, σ Stefan-Boltzmann sabiti, T_w duvar yüzey sıcaklığını ifade etmektedir.

Duvar yüzeyine gelen radyasyon enerjisi yarı saydam duvar boyunca aynasal ve yaygın olarak geçmekte, eğer duvarın iki tarafındaki ortamın kırılma indisleri birbirinden farklıysa duvarın iç tarafındaki ortama bir kısmı yaygın diğer kısmı ise aynasal olarak geri yansımakta ve duvar tarafından soğurulmakta olup bu enerji dengesi şu şekilde ifade edilebilir [24]:

$$I_i = I_r + I_a + I_t \quad (2.21)$$

Yaygın olarak geçirilen ve yansıyan radyasyon duvar yüzeyinin diffuse fraction katsayısı değerine bağlıdır. Şekil 2.7’de yarı saydam duvarda radyasyonla ısı transferi gösterilmektedir [24].



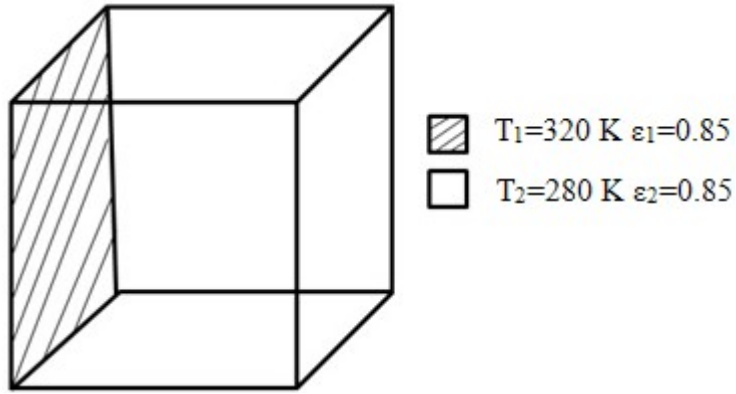
Şekil 2.7 : Yarı saydam duvarda radyasyonla ısı transferi.

2.4.2 Sayısal radyasyon modelinin doğrulanması

Sayısal çözümde radyasyonu modellemek amacıyla kullanılacak olan Discrete Ordinates modeli ile analitik hesap yöntemi basit bir örnek problem üzerinde karşılaştırılmıştır. Burada bir duvarının yüzeyi yüksek sıcaklıkta tutulan küp şeklinde bir oda ele alınmıştır ve karşılaştırma kriteri olarak yüksek sıcaklıktaki duvar yüzeyinden gerçekleşen radyasyon ısı transferi miktarı göz önüne alınmıştır.

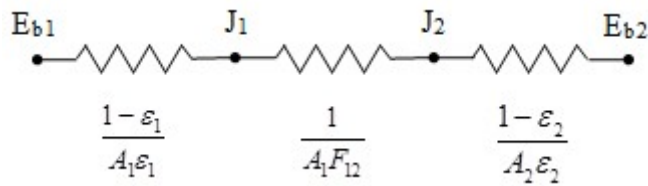
2.4.2.1 Analitik olarak hesaplama

Analitik hesaplar Şekil 2.8’de gösterilen, boyutları 10 cm x 10 cm x10 cm olan oda için yapılmıştır. Duvar yüzey malzemesi alçı olarak alınmıştır ve sıcak yüzey 320 K, soğuk yüzeyler ise 280 K sıcaklığında kabul edilmiştir.



Şekil 2.8 : Karşılaştırmada esas alınan oda modeli.

Odada ışınlama ile gerçekleşen ısı transferine ait ısı direnç şeması Şekil 2.9’da görülmektedir.



Şekil 2.9 : Sıcak yüzey ile soğuk yüzeyler arasındaki ışınlama ısı geçişi için elektrik devre benzetmesi.

Oda, kapalı bir hacim olduğu için sıcak yüzeyden soğuk yüzeylere ışınlama ile net ısı transferi denklem 2.22 ile hesaplanmaktadır [23].

$$q_{rad} = \frac{E_{b1} - E_{b2}}{\frac{1 - \varepsilon_1}{A_1 \varepsilon_1} + \frac{1}{A_1 F_{12}} + \frac{1 - \varepsilon_2}{A_2 \varepsilon_2}} \quad (2.22)$$

Burada duvar yüzeylerinin emisivite değerleri $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 0.85$ olarak belirlenmiştir. Soğuk yüzeylerin sıcaklıkları eşit olduğundan şekil faktörü $F_{12} = 1$ 'dir. Sıcak yüzey alanı $A_1 = 0.01 \text{ m}^2$ ve soğuk yüzey alanların toplamı $A_2 = 0.05 \text{ m}^2$ 'dir. E_b yüzeyin ışıınımı yayma gücü olmakla birlikte Denklem 2.23 ile hesaplanmaktadır [23].

$$E_b = \sigma T^4 \quad (2.23)$$

Isıl devredeki toplam direnç:

$$\sum R_t = \frac{1 - 0.85}{0.01 \cdot 0.85} + \frac{1}{0.01 \cdot 1} + \frac{1 - 0.85}{0.05 \cdot 0.85} = 121 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

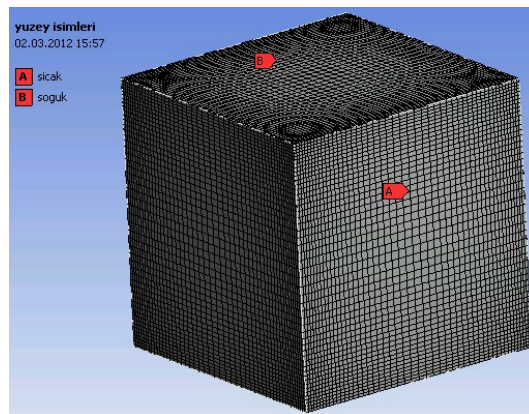
Sıcak yüzeyden soğuk yüzeylere ışıınımla olan ısı transferi:

$$q_{rad} = \frac{5.67 \cdot 10^{-8} \cdot (320^4 - 280^4)}{121} = 2.033 \text{ W}$$

elde edilir.

2.4.2.2 Sayısal olarak hesaplama

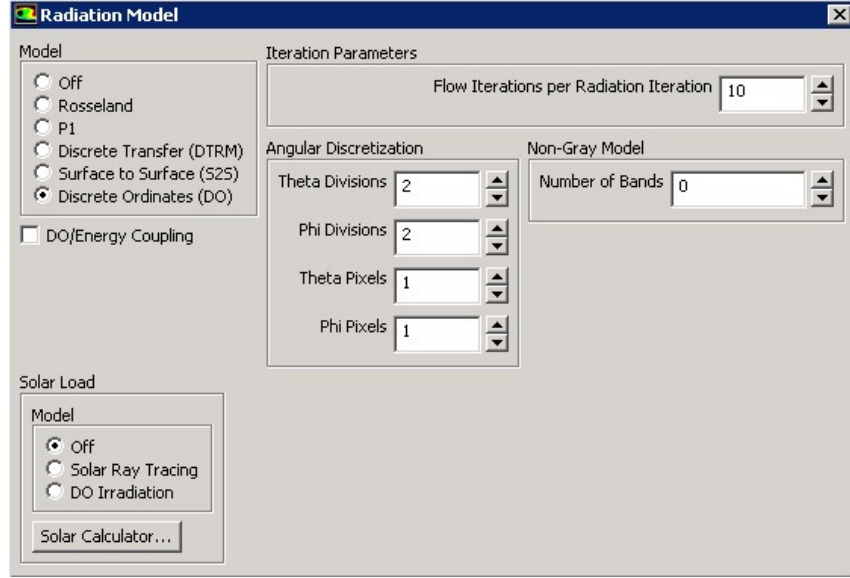
Oda geometrisi Ansys programının Design Modeler bölümünde oluşturulmuş ve Ansys Meshing modülünde dikdörtgen prizma şeklinde sonlu hacimlere ayrılmıştır (Şekil 2.10).



Şekil 2.10 : Radyasyon modelinin doğrulanması için kullanılan sayısal çözüm ağı.

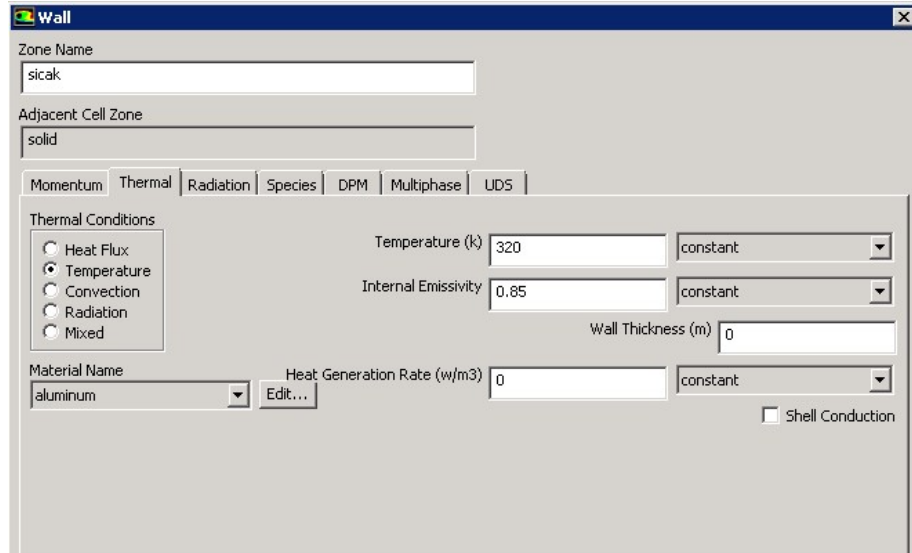
Radyasyon modeli olarak Discrete Ordinates seçilmiştir. Açısal ayrıklaştırma parametreleri olan Theta Divisions (N_θ) ve Phi Divisions (N_ϕ) için varsayılan 2

değeri birçok mühendislik problemi için kabul edilebilir bir değerdir [24]. Theta Pixels ve Phi Pixels için radyasyon problemleri için kullanılması elverişli olan 1 değeri tanımlanmıştır (Şekil 2.11).



Şekil 2.11 : Radyasyon modelinin belirlenmesi.

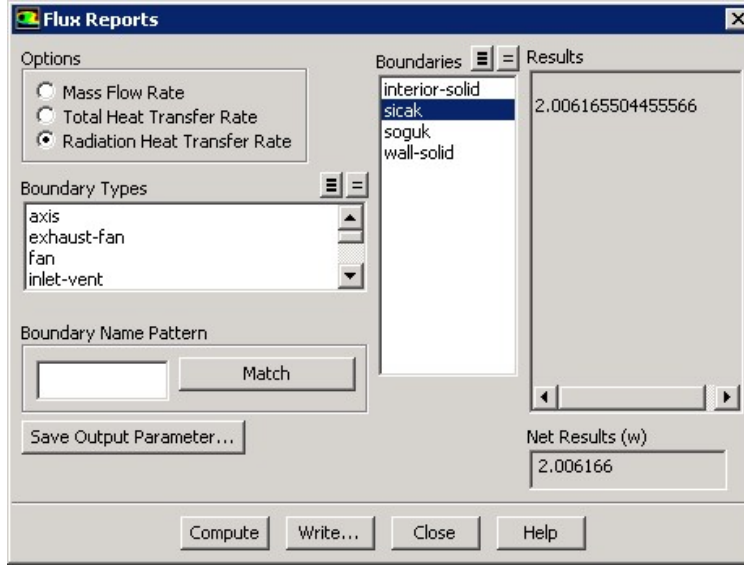
Sınır şartı Wall olarak belirlenen duvar yüzeylerinin sıcaklıkları ve emisivite değerlerinin programda girildiği kısım Şekil 2.12’de görülmektedir. Duvarlara sabit yüzey sıcaklığı sınır şartı verilmiştir.



Şekil 2.12 : Örnek oda modeli için sınır şartlarının tanımlanması.

Analiz sonuçlarında radyasyonla olan ısı transfer miktarı 2.006 W olarak bulunmuştur (Şekil 2.13). Sayısal çözümde bulunan radyasyon ısı transferi miktarı ile analitik çözümde bulunan arasında %1.3 fark bulunmaktadır. Bu değer oldukça

küçük olduğu için Discrete Ordinates radyasyon modeli oluşturulacak sayısal analiz çalışmalarında kullanılabilir.



Şekil 2.13 : Sayısal analiz sonucunda elde edilen radyasyon ısı transferi miktarı.

3. ODA MODELLENMESİ VE ANALİZLERİ

6 m uzunluk, 4 m genişlik ve 3 m yüksekliğinde bir oda tasarlanmıştır. Odanın iki duvarı dış ortama bakan dış duvardır. Odanın 4 m x 3 m boyutlarındaki dış duvarında pencere bulunmaktadır. Kullanılan pencere çift camlı olup 1.2 m genişlik ve 1.4 m uzunluğa sahiptir. Panellerin yerleştirildiği duvar yüzeylerine göre dört model tasarlanmıştır. Paneller birinci modelde 4 m x 3 m boyutlarındaki dış duvara, ikinci modelde 6 m x 3 m boyutlarındaki dış duvara, üçüncü modelde her iki dış duvara, dördüncü modelde ise tavana yerleştirilmiştir. Oda analizleri ısıtma ve soğutma durumları için yapılmıştır. Isıtma, odanın müstakil bir dairenin içerisinde ve ara kat dairesi içerisinde bulunduğu durumlarda soğutma ise odanın sadece ara kat dairesi içerisinde bulunduğu durumda yapılmıştır. Farklı oda modelleri ve farklı oda analiz durumları olduğu için Çizelge 3.1’de her bir durum için kodlamalar tanımlanmıştır. Bu kodlamalar analiz durumları açıklanırken kullanılacaktır.

Çizelge 3.1 : Oda analiz durumlarında belirtilen kodlamalar.

Model	Soğutma	Isıtma	
		Müstakil	Ara kat
1	S1	IM1	IA1
2	S2	IM2	IA2
3	S3	IM3	IA3
4	S4	-	-

Sayısal analiz çalışmalarının tamamı sayısal modelleme amaçlı bir ticari paket program olan ve içerisinde modelleme işleminin farklı aşamaları için özel modüller bulunduran ANSYS 13 kullanılarak yapılmıştır. Üç boyutlu oda geometrisi Design Modeler programında oluşturulduktan sonra, Meshing modülünde sonlu hacimler metodu kullanılarak ayrıklaştırma işlemi gerçekleştirilmiştir. Sayısal çözümler yaygın olarak kullanılan bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımı olan Fluent programında yapılmıştır. Son işlemci program olarak da CFD Post yazılımı kullanılarak sıcaklık ve hız alanları görsel olarak incelenmiştir. (Şekil 3.1).



Şekil 3.1 : Çözüm şematiği.

3.1 Odanın Isıtma Durumu

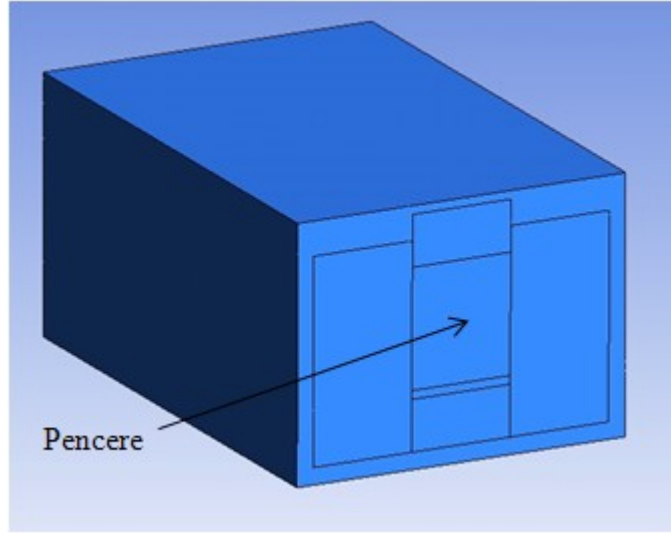
Odanın ısıtılması durumunda paneller üç farklı şekilde duvarlara yerleştirilmiştir. İlk durumda paneller pencerenin bulunduğu dış duvara, ikinci durumda paneller pencerenin bulunmadığı dış duvara, üçüncü durumda ise paneller dış duvarların her ikisine de yerleştirilmiştir. Türkiye ısıtma durumu için dört bölgeye ayrılmakta olup her bir bölgeden birer il seçilerek analizler o bölgedeki ilin dış hava şartlarına göre yapılmıştır. Dört bölge içerisinde 1. bölgeden Antalya, 2. bölgeden İstanbul, 3. bölgeden Ankara ve 4. bölgeden Erzurum illeri seçilmiştir. Isıtma, odanın müstakil ve ara kat dairenin içerisinde bulunduğu durumlarda yapılmıştır.

3.1.1 Odanın müstakil bir dairenin içerisinde bulunduğu ısıtma durumu

Bu durumda odanın iki duvarı dış ortama bakan dış duvar, diğer iki duvarı ısıtılmayan iç mahallere bakan iç duvar, tavan çatı arası hacmine bakan duvar, taban ise döşeme altı toprak olarak kabul edilmektedir.

3.1.1.1 Oda modeli IM1

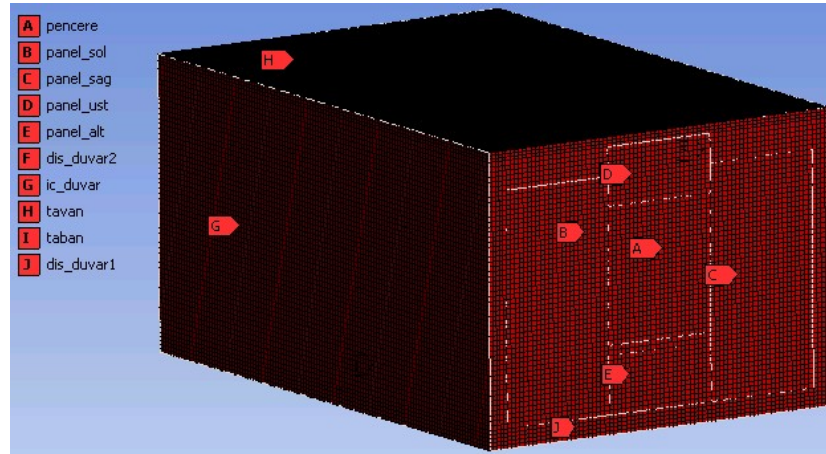
Bu modelde pencerenin üst ve alt tarafına 0.6 m x 1.2 m boyutlarında paneller yatay olarak yerleştirilmiştir. Pencerenin sağ ve sol tarafına dörder adet panel aralarında boşluk kalmayacak şekilde dikey olarak yerleştirilmiştir (Şekil 3.2). Panel ve pencerenin olmadığı dış duvar yüzeyleri 5 cm köpük ile kaplanacaktır. Paneller ve pencere bulundukları yüzeye iz bırakılarak oluşturulmuştur.



Şekil 3.2 : Oda modeli IM1.

Oda modeli IM1 için sayısal çözüm ağı

Sayısal çözüm için tasarlanan oda modeli sonlu hacimlere ayrılmıştır (Şekil 3.3).



Şekil 3.3 : Oda modeli IM1 için sayısal çözüm ağı.

Oda hacmi toplam 602640 adet elamana ayrılmıştır. Elemanların minimum ve maksimum çarpıklığı 10^{-10} ve 10^{-7} 'dir (Şekil 3.4).

Statistics	
☐ Nodes	625086
☐ Elements	602640
Mesh Metric	Skewness
☐ Min	1,30573219653881E-10
☐ Max	2,92975671779634E-07
☐ Average	8,33742295027064E-09
☐ Standard Deviation	0

Şekil 3.4 : Oda modeli IM1 elemanlarının istatistik bilgileri.

Şekil 3.5'te çözüm ağının tamamının altıyüzlü prizma elemanlardan oluştuğu görülmektedir. Bu da ağın düzgünlüğünün bir göstergesidir.



Şekil 3.5 : Oda modeli IM1 elemanlarının çarpıklık (skewness) dağılımları.

Yüzeylerin tanımlanması

Tasarlanan odanın analizinin yapılabilmesi için duvar, pencere ve panel yüzeylerinin tanımlanması gerekmektedir. Tanımlanan bu yüzeyler Çizelge 3.2'de gösterilmektedir.

Çizelge 3.2 : Yüzeylerin tanımlanması.

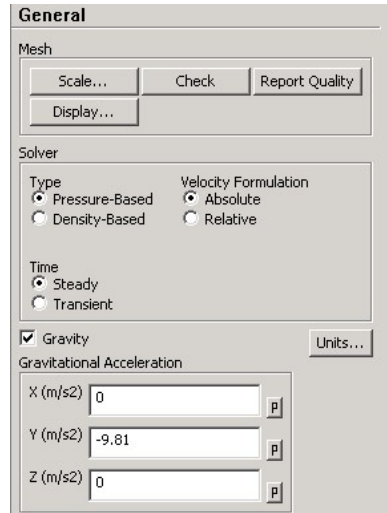
Yapı Elemanı	Yüzeylerin tanımı
Dış duvar 1	Panellerin yerleştirildiği dış duvar
Dış duvar 2	Panellerin olmadığı dış duvar
İç duvar	Kaloriferle ısıtılan hacimlerle çevrili ısıtılmayan hacim
Pencere	Pencere
Taban	Taban
Tavan	Tavan
Panel alt	Pencerenin altında bulunan panel
Panel sağ	Pencerenin sağında bulunan panel
Panel sol	Pencerenin solunda bulunan panel
Panel üst	Pencerenin üstünde bulunan panel

Çözüm yönteminin geliştirilmesi

Tasarlanan ve sonlu hacimlere ayrılan modelin, Fluent programı ile çözümleri gerçekleştirilmiştir. Çözümler için geliştirilen çözüm aşamaları detaylı olarak belirtilmiştir.

Genel

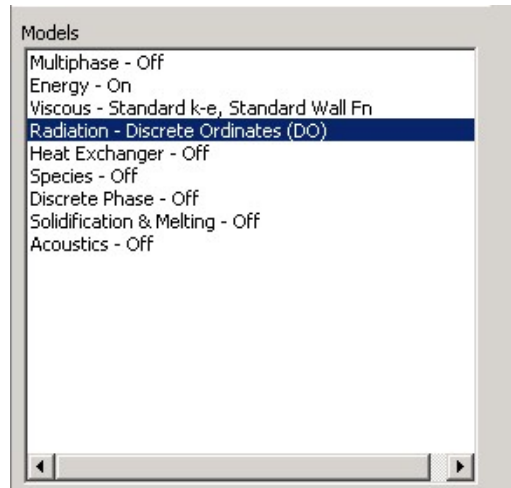
Çözücü tipi olarak Pressure-Based modeli seçilmiştir. Çözümler sürekli hal için yapılmıştır. Oda modelinde doğal taşınım hesaba katılacağından gravity bölümünden yer çekimi ivmesi tanımlanmıştır (Şekil 3.6).



Şekil 3.6 : Çözüm için genel ayarların yapılması.

Model

Panel yüzeylerinden ısı transferi olacağından enerji aktif hale getirilmiştir ve bu ısı transferinin bir kısmı radyasyonla meydana geleceğinden radyasyon seçeneği açılmıştır. Radyasyon modeli olarak, analitik olarak doğrulanan Discrete Ordinates modeli seçilmiştir. Oda içerisindeki hava akışı düzgün olmadığından dolayı viskoz çözüm yöntemi olarak türbülans, türbülans modellerinin içerisinde en genel ve doğal taşınımı çözebilecek olan Standart k-ε modeli seçilmiştir (Şekil 3.7).



Şekil 3.7 : Çözüm modellerinin belirlenmesi.

Malzemelerin tanımlanması

Panel yüzeyi üzerinde kaldırma kuvvetinden dolayı meydana gelen akış için boussinesq modeli seçilmiştir. Havanın çalışma sıcaklığı 20°C olarak belirlenmiştir [13] ve bu sıcaklıktaki havanın yoğunluk değeri 1.194 kg/m³, özgül ısı değeri 1006.86 J/kg·K, ısı iletim katsayısı değeri 0.0257 W/m·K, dinamik viskozite değeri

$1.811 \cdot 10^{-5}$ kg/m·s, hacimsel ısı genleşme katsayısı değeri 0.003413 1/K'dir (Şekil 3.8).

Şekil 3.8 : Oda modeli IA1 için havanın özelliklerinin girilmesi.

Dış duvar 1, dış duvar 2, iç duvar, tavan, taban ve pencere için altı çeşit katı malzeme özelliği programa tanıtılmıştır. Duvarlardan ve pencereden ısı transferi gerçekleşeceğinden ısı iletim katsayısının girilmesi gerekmektedir. Duvarlar birçok yapı detayından oluştuğu için ısı iletim katsayısı şu şekilde hesaplanmaktadır:

$$k = U \cdot l \quad (3.1)$$

Burada U duvarın toplam ısı geçiş katsayısını, l ise duvar kalınlığını temsil etmektedir. Duvarların ve pencerenin ısı iletim katsayı değerleri Çizelge 3.3'te verilmektedir.

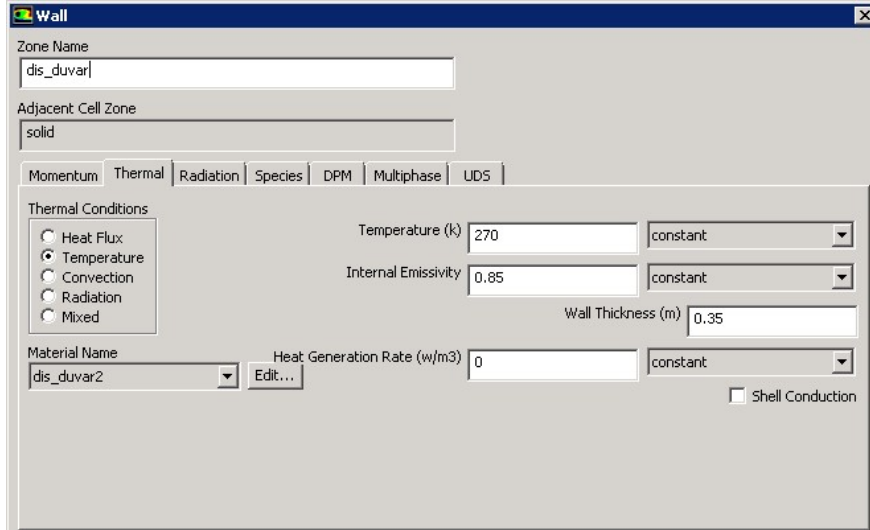
Çizelge 3.3 : Yapı elemanlarının ısı iletim katsayısı değerleri.

Yapı elemanı	U (W/m ² ·K)	l (m)	k (W/m·K)
Dış duvar 1	0.26	0.38	0.099
Dış duvar 2	0.4	0.35	0.14
İç duvar	1.2	0.28	0.336
Pencere	2.2	0.024	0.053
Taban	0.4	0.215	0.086
Tavan	0.3	0.26	0.078

Duvarların yapı detayları ise TS 825 standartına göre seçilip Ek A'da verilmektedir.

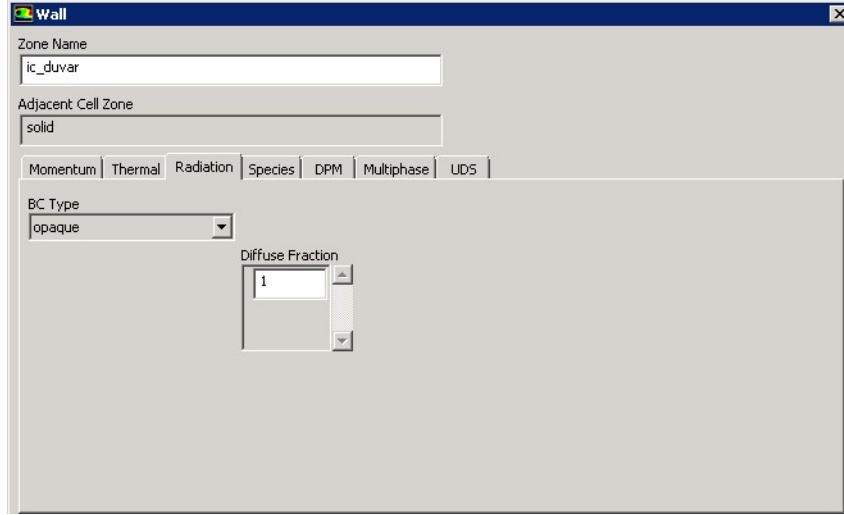
Sınır koşullarının tanımlanması

Duvarlara sıcaklık değerleri verilirken TS 2164 standardı temel alınmıştır. Dış duvarlara ve pencereye, Türkiye'nin ısıtma durumunda 2. bölgesinde bulunan İstanbul ilinin dış ortam sıcaklığı olan 270 K değeri sabit yüzey sıcaklığı şartı olarak verilmiştir. İç duvarların, kaloriferle ısıtılan hacimlerle çevrili ısıtılmayan hacim olduğu varsayılarak bu duvarlara sabit sıcaklık şartı olarak 288 K, tavana dış ortam sıcaklığına bağlı çatı arası sıcaklığı olan 279 K değeri, tabana ise dış ortam sıcaklığına bağlı döşeme altı toprak sıcaklığı olan 282 K değeri verilmiştir. Her bir bölge için dış hava sıcaklığı, çatı arası hacim sıcaklığı ve döşeme altı toprak sıcaklığı EK B'de sunulmuştur. Duvarlar için kalınlık değerleri girilerek duvar boyunca iletimle gerçekleşen ısı transferi hesaba katılmıştır. Radyasyonla ısı transferi için gerekli olan emisivite değerleri duvar ve pencere camı için sırasıyla 0.85 ve 0.9 olarak tanımlanmıştır (Şekil 3.9).



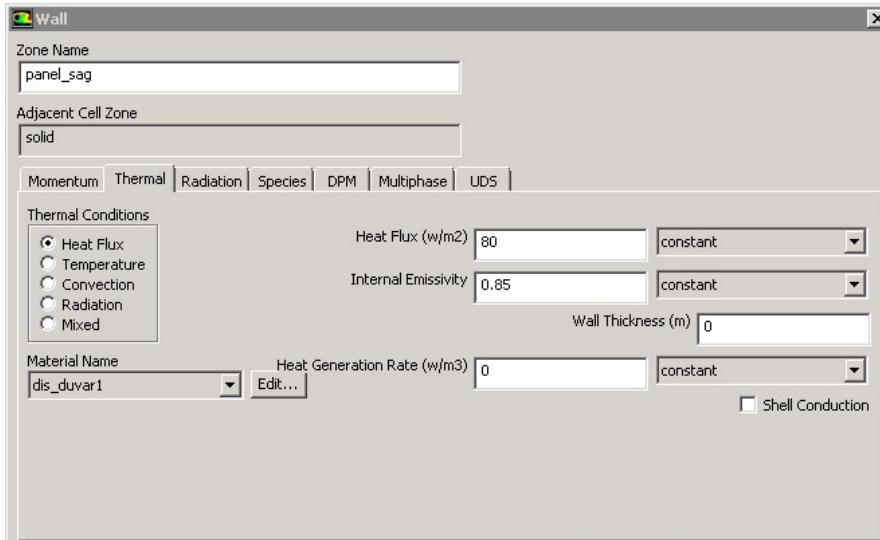
Şekil 3.9 : Oda modeli IA1 için duvar ve pencerenin sınır şartlarının tanımlanması.

Radyasyon sınır koşulunda ise; duvarlar opak kabul edilmiştir. Diffuse fraction değeri (f_d) program tarafından varsayılan 1 değerinde bırakılmıştır (Şekil 3.10). Böylece yüzeye gelen radyasyonun tümü yaygın olarak yansıtacaktır.



Şekil 3.10 : Oda modeli IA1 için duvar radyasyon sınır şartının tanımlanması.

Paneller için 80 W/m^2 ısı akısı verilmiştir ve panellerin emisivite değerleri 0.85 olarak tanımlanmıştır. Panellere ısı akısı verildiği için herhangi bir kalınlık girilmemiştir (Şekil 3.11).

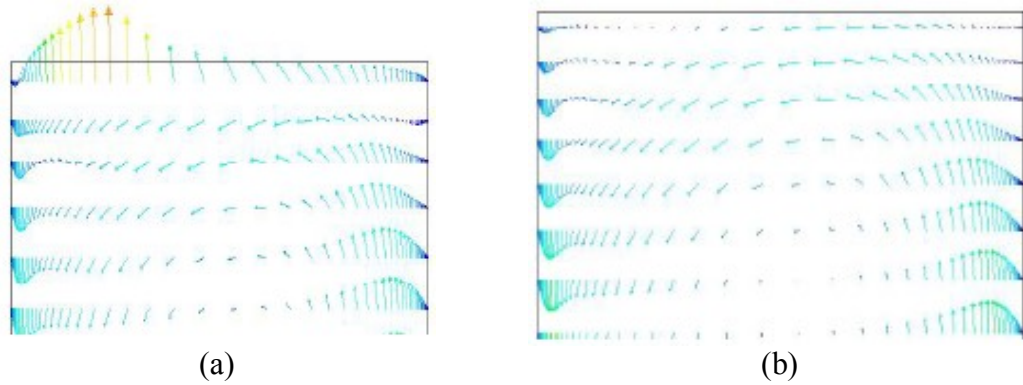


Şekil 3.11 : Oda modeli IA1 için panel sınır şartının tanımlanması.

Ayrıklaştırma yöntemi

Uzay koordinatlarına göre kısmi türevlerin ayrıklaştırılmasında basınç dışındaki değişkenler için upwind metodu kullanılmıştır. Basıncın ayrıklaştırılması için varsayılan yöntem Standard'dır. Fakat doğal taşınımında Body Force Weighted ayrıklaştırma yönteminin daha doğru sonuç verdiği bildirilmiştir [24]. Şekil 3.12'de Standard ile Body Force Weighted ayrıklaştırma yönteminin bir karşılaştırması görülmektedir. Standard yöntemde duvara yakın yerlerde fiziksel olmayan hız dağılımları ortaya çıkabilirken, Body Force Weighted yöntemi uygulandığında daha

gerçekçi bir hız dağılımı görülmüştür. Bu yüzden basıncın ayrıklaştırılmasında Body Force Weighted yöntemi kullanılmıştır.



Şekil 3.12 : (a) Standard ve (b) Body Force Weighted.

Oda modeli IM1 için analiz sonuçları

Analiz sonuçları 2. bölge için panellerden 80 W/m^2 ısı akısı uygulanarak elde edilmiştir.

Oda modeli IM1 için ısı transferi dengesi

Oda içerisindeki ısı transferi dengesi Çizelge 3.4'te gösterilmektedir.

Çizelge 3.4 : Oda modeli IM1 için ısı transferi dengesi.

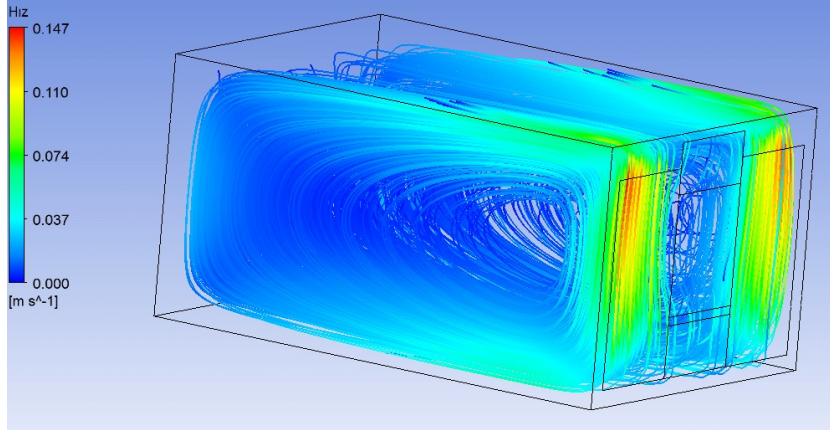
Yapı elemanı	Radyasyon ısı transferi (W)	Toplam ısı transferi (W)
Dış duvar 1	-6.9	-18
Dış duvar 2	-96.6	-155.9
İç duvar	-79.66	-140.6
Panel alt	32.6	57.6
Panel sağ	134.5	230.4
Panel sol	134.4	230.4
Panel üst	32.3	57.6
Pencere	-35.4	-68
Taban	-65	-97.9
Tavan	-50.2	-95.6
Net	0.04	0

Net ısı transferinin 0 olması ısıtma durumunda oda içerisinde ısı dengenin sağlandığını göstermektedir.

Oda modeli IM1 içerisindeki akım çizgileri ve hava hız dağılımı

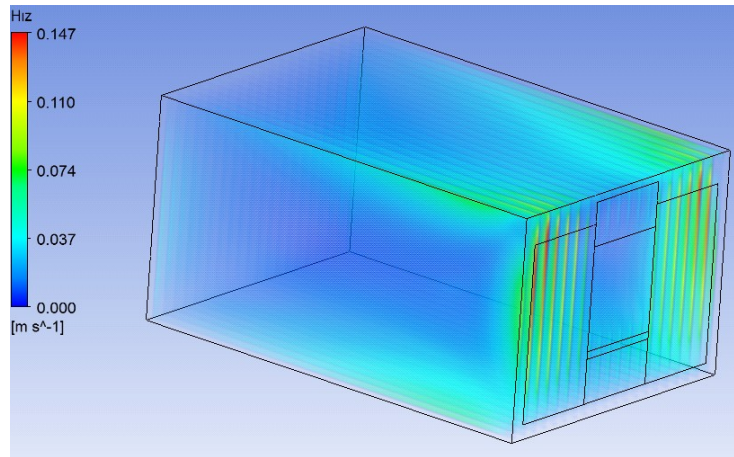
Oda içerisindeki akım çizgilerinin dağılımı Şekil 3.13'te görülmektedir. Sıcak panel yüzeylerine temas eden hava akımı ısınarak yükselmekle birlikte, odanın diğer tarafına doğru ilerlemiştir. Burada panele göre daha düşük sıcaklıkta duvar yüzeyiyle

temas ederek soğumuş ve aşağı yönde hareket etmiştir. Tekrar sıcak panel yüzeyiyle temas eden hava akımının doğal sirkülasyonu devam etmektedir. En yüksek hava hızı 0.147 m/s ile pencerenin sağ ve sol tarafında bulunan panel yüzeyleri üzerinde meydana gelmektedir.



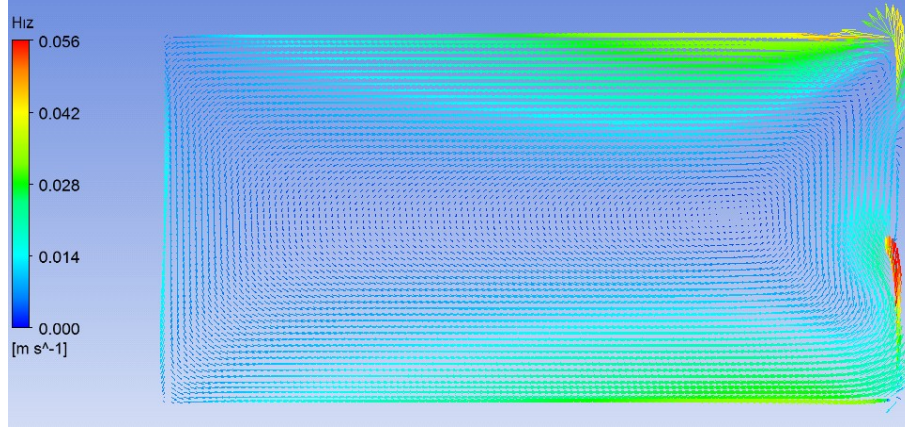
Şekil 3.13 : Oda modeli IM1 içerisindeki akım çizgilerinin dağılımı.

Odanın hacimsel hava hız dağılımı Şekil 3.14'te gösterilmiştir. Panel yüzeyleri ve tavan bölgeleri hariç odanın içerisinde hava hızları oldukça düşüktür. Hacimsel olarak ortalama hava hızı 0.018 m/s'dir.



Şekil 3.14 : Oda modeli IM1 içerisindeki hava hız dağılımının hacimsel gösterimi.

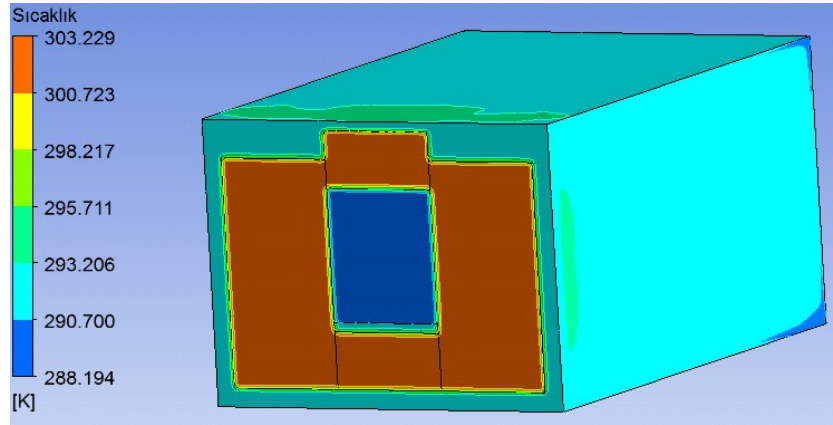
Şekil 3.15'te odanın $x = 2$ m'deki Y-Z düzleminde alınan kesitteki hız vektörleri dağılımı gösterilmiştir. Bu düzlemdeki en yüksek hava hızı panel yüzeyinde görülmektedir. Pencerenin altındaki panel yüzeyinde ısınarak yükselen hava akımı pencere yüzeyinde soğumakta ve pencereden uzaklaşmaktadır. Bu hava akımı üst panelde ısınarak tavan yüzeyine ulaşmaktadır ve tavana gelen sıcak hava akımı soğuk bölgelere giderken hızında düşme meydana gelmektedir.



Şekil 3.15 : Oda modeli IM1 için $x = 2$ m düzlemindeki hız vektörleri dağılımı.

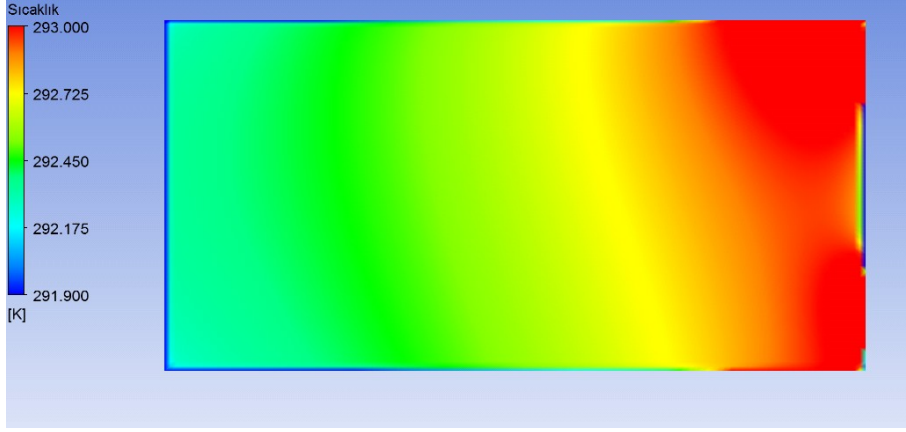
Oda modeli IM1 içerisindeki sıcaklık dağılımı

Oda yüzeylerindeki sıcaklık dağılımları Şekil 3.16’da gösterilmiştir. Odadaki sıcak panel yüzeylerindeki ortalama sıcaklık 302 K, soğuk pencere yüzeyindeki ortalama sıcaklık 288.3 K ve diğer duvar yüzeylerindeki ortalama sıcaklık ise 292 K’dir.



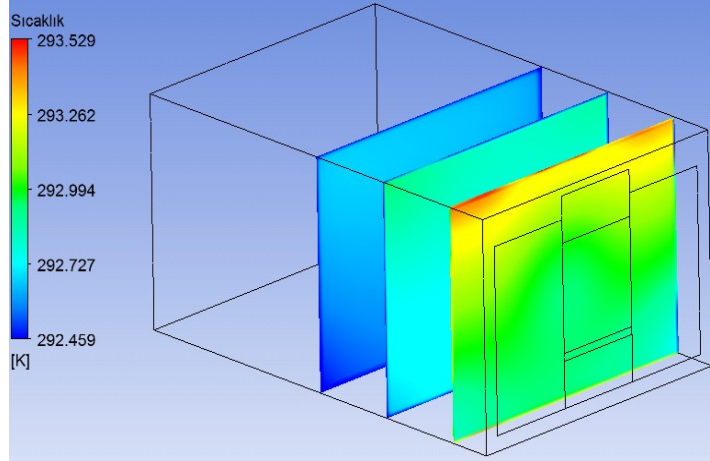
Şekil 3.16 : Oda modeli IM1 yüzeylerindeki sıcaklık dağılımları.

Şekil 3.17’de odanın $x = 2$ m’deki Y-Z düzleminde alınan kesitteki sıcaklık dağılımı gösterilmiştir. Bu düzlemdeki hava sıcaklıkları arasındaki maksimum fark 1.1 K’dir. Panellerin hava sıcaklığı üzerindeki etkisinin, panellerin bulunduğu dış duvar yüzeyinden uzaklaştıkça azaldığı görülmektedir.



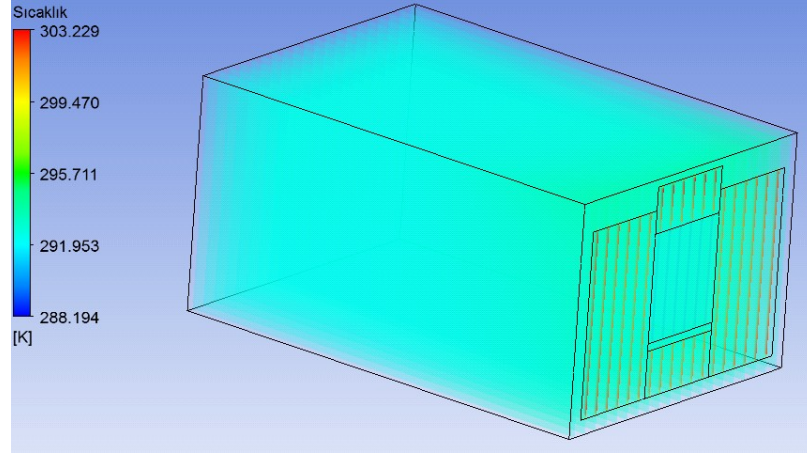
Şekil 3.17 : Oda modeli IM1 için $x = 2$ m düzlemindeki sıcaklık dağılımı.

Şekil 3.18’de odanın $z = 0.6$ m, $z = 1.8$ m, $z = 3$ m düzlemlerindeki sıcaklık dağılımları gösterilmiştir. Panellerin bulunduğu dış duvar yüzeyinden uzaklaştıkça düzlemlerdeki hava sıcaklıklarında azalma görülmektedir.



Şekil 3.18 : Oda modeli IM1 için $z = 0.6$ m, $z = 1.8$ m, $z = 3$ m düzlemlerindeki sıcaklık dağılımları.

Hava sıcaklığı panel yüzeylerinde yükselirken pencere yüzeyinde düşmektedir. Hava sıcaklığı odanın genelinde homojene yakın bir davranış göstermekte olup oda içerisindeki ortalama hava sıcaklığı 292.6 K’dir (Şekil 3.19).



Şekil 3.19 : Oda modeli IM1 için hava sıcaklık dağılımının hacimsel gösterimi.

Oda modeli IM1 için genel ısı konfor şartlarının incelenmesi

Isıl konforun hava sıcaklığı, ortalama radyant sıcaklık, hava hızı, bağıl nem, aktivite hızı ve giysiye bağlı olduğu birinci bölümde bahsedilmiştir. Hacimsel hava sıcaklığı ve hızı sayısal analiz sonucunda elde edilmiştir. Aktivite hızı, giysi ve bağıl nem değerleri standartlarda belirtilen değerler alınmıştır. Genel ısı konfor durumunun incelenmesi için sadece ortalama radyant sıcaklık değerinin hesaplanması gerekmektedir. Bu parametre denklem 3.2’den bulunmaktadır [20].

$$T_r = \frac{T_p + T_{aust}}{2} \quad (3.2)$$

Denklem 3.2’nin çözülebilmesi için T_p ve T_{aust} değerlerinin belirlenmesi gerekmektedir. Burada T_p , panel yüzey sıcaklıklarını ifade etmekte olup Çizelge 3.5’te verilmektedir.

Çizelge 3.5 : Panel yüzey sıcaklıkları.

Panel	T_p (K)
Panel_alt	301.7
Panel_sag	301.9
Panel_sol	302.0
Panel_ust	302.3
Ortalama	302

Birden fazla panel olduğu için panel yüzey sıcaklıkları programdan okunup hesaplamalarda kullanılmak üzere ortalamaları alınmış ve bu değer 302 K olarak bulunmuştur. T_{aust} ise alan ağırlıklı ısıtılmamış yüzey sıcaklığını temsil etmektedir ve Denklem 3.3 ile hesaplanmaktadır [20].

$$T_{aust} = \frac{(T_{s1} \cdot A_{s1} \cdot \varepsilon_{s1} + T_{s2} \cdot A_{s2} \cdot \varepsilon_{s2} + \dots + T_{sn} \cdot A_{sn} \cdot \varepsilon_{sn})}{(A_{s1} \cdot \varepsilon_{s1} + A_{s2} \cdot \varepsilon_{s2} + \dots + A_{sn} \cdot \varepsilon_{sn})} \quad (3.3)$$

Denklem 3.3'te T_s yüzey sıcaklıkları fahrenheit birimindedir. Hesap yöntemi Çizelge 3.6'da gösterilmekte olup T_{aust} değeri fahrenheit biriminde hesaplanıp, kelvin birimine çevrilmiştir.

Çizelge 3.6 : Alan ağırlıklı ısıtılmamış yüzey sıcaklığı.

Yapı elemanı	T (K)	A (m ²)	ε	A· ε (m ²)	T·A· ε (m ² ·K)	T_{aust} (K)
Dış duvar1	292.3	3.12	0.85	2.652	177.171	
Dış duvar2	291.6	18	0.85	15.3	1003.35	
İç duvar	291.9	30	0.85	25.5	1683.79	
Pencere	288.3	1.68	0.9	1.512	90.1391	
Taban	292.2	24	0.85	20.4	1357.56	
Tavan	292.3	24	0.85	20.4	1360.46	
Toplam				85.764	5672.461	292

T_{aust} değeri Denklem 3.3'ten 292 K olarak hesaplanmıştır. T_p ve T_{aust} değerlerinin bulunmasıyla ortalama radyant sıcaklık Denklem 3.2'den 297 K olarak elde edilmiştir. Kış sezonu için giysi değeri 1 clo, fiziksel aktivite hızı 1.2 met ve bağıl nem %50 alınmıştır [19,20]. Sayısal analiz sonucunda hacimsel hava sıcaklığı ve hava hızı sırasıyla 292.6 K, 0.018 m/s olarak bulunmuştur. (Çizelge 3.7).

Çizelge 3.7 : Oda modeli IM1 için genel ısı konfor girdi değerleri.

Parametre	Girdi değerleri
Kıyafet (clo)	1
Hava sıcaklığı (°C)	19.6
Ortalama radyant sıcaklık (°C)	24
Aktivite hızı (met)	1.2
Hava hızı (m/s)	0.018
Bağıl nem (%)	50

Bu girdi değerlerinin sonucunda üç parametre bulunacaktır. Bu parametreler insan vücudunun hissettiği çalışma sıcaklığı ve ısı konforu belirleyici parametreler olan PMV ve PPD göstergeleridir.

Çalışma sıcaklığı, 0.2 m/s'den düşük hava hızlarında Denklem 3.4 ile hesaplanmaktadır [20]:

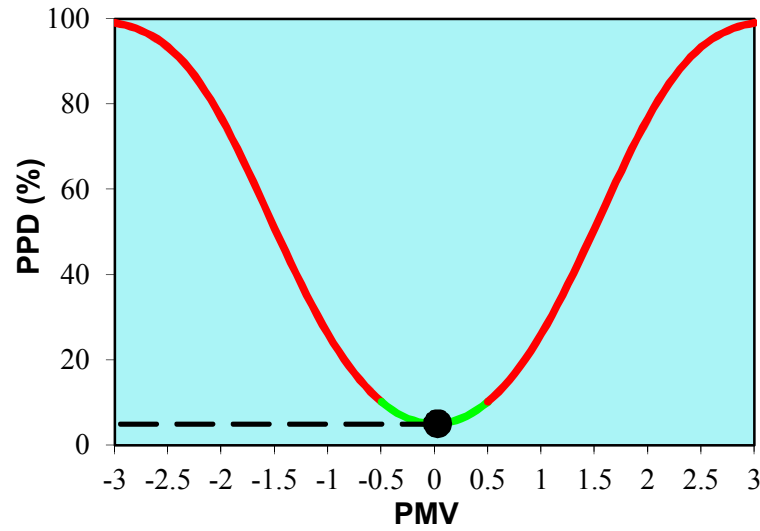
$$T_0 = \frac{T_r + T_a}{2} \quad (3.4)$$

Çalışma sıcaklığı Denklem 3.4'ten 294.8 K olarak bulunmuştur. PMV ve PPD değerleri ise birinci bölümdeki PMV ve PPD denklemlerini içeren ve ASHRAE 55 ile ISO 7730 standartları esas alınarak yazılmış program tarafından hesaplanmıştır. PMV, PPD ve çalışma sıcaklığı değerleri Çizelge 3.8'de gösterilmektedir.

Çizelge 3.8 : Oda modeli IM1 için genel ısı konfor çıktı değerleri.

Parametre	Çıktı değerleri
Çalışma Sıcaklığı (°C)	21.8
PMV	0.03
PPD (%)	5.02

Bu hesaplanan değerlere bağlı olarak yine program aracılığıyla PMV ve PPD arasındaki ilişki grafik hainde çizilip ısı konfor durumu incelenmiştir (Şekil 3.20).



Şekil 3.20 : Oda modeli IM1 için PPD ile PMV arasındaki ilişki.

PPD ve PMV değerlerinin kesiştiği nokta ısı konforun tanımlandığı bölge içerisinde kalmaktadır (Şekil 3.20). Bu durum oda içerisinde genel ısı konfor kriterlerine göre ısı konforun sağlandığını göstermektedir.

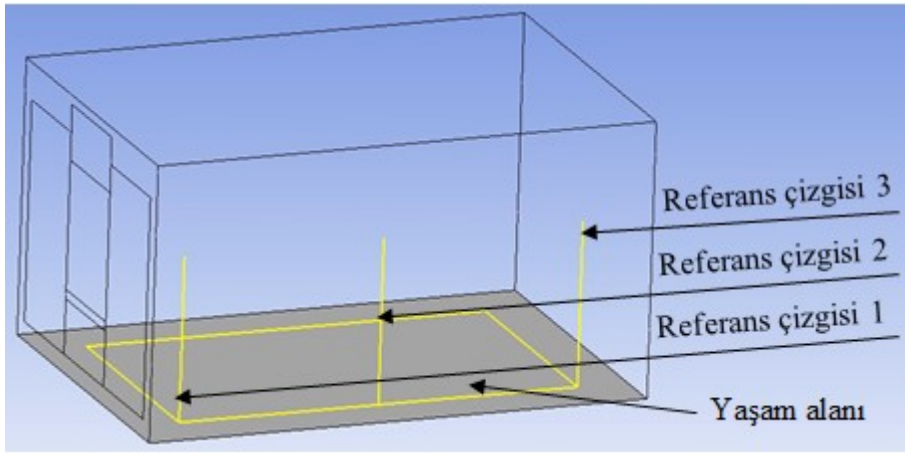
Oda modeli IM1 için yerel ısı konforsuzluğa neden olan durumların incelenmesi

Oda içerisinde yerel ısı konforsuzluğa neden olan durumların; düşey yöndeki hava sıcaklık farkı, hava akımı, radyant sıcaklık asimetrisi ve zemin yüzey sıcaklığı

olduğu birinci bölümde bahsedilmiştir. Bu durumlar oda modeli IM1 için ayrıntılı olarak incelenmiştir.

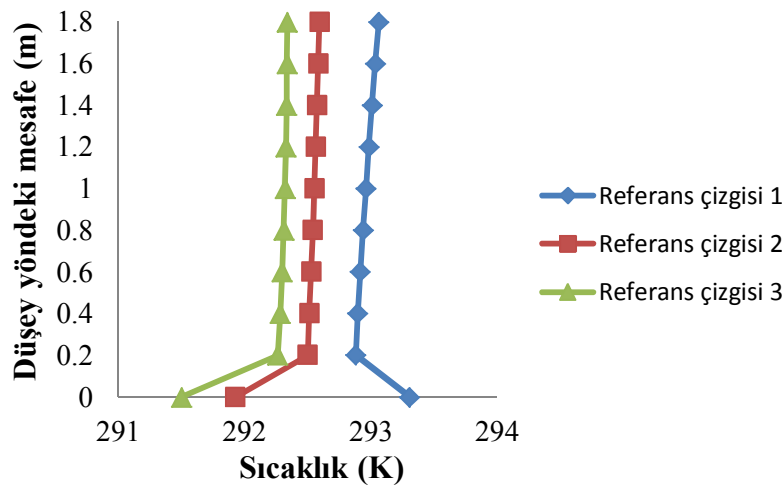
Oda modeli IM1 için düşey yöndeki sıcaklık farkları ve yüksek hava hızları

Yaşam alanı kenarlardan 0.6 m uzaklıkta ve yerden 1.8 m yüksekliğe kadardır [13]. Yaşam alanı içerisindeki en kritik yer, panel döşenmeyen dış duvara en yakın düzlemdir. Bu düzlem içerisinde üç noktada yerden 1.8 m yüksekliğe kadar referans çizgisi oluşturularak düşey yöndeki sıcaklık farkları ve yüksek hava hızları analiz edilmiştir. Referans çizgileri sırasıyla pencerenin bulunduğu duvardan 0.6, 3, 5.4 m uzaklıktadır (Şekil 3.21).



Şekil 3.21 : Referans çizgisi 1, 2, 3 ve yaşam alanı.

Referans çizgileri üzerindeki hava sıcaklık dağılımları Şekil 3.22’de gösterilmektedir. Referans çizgileri üzerinde 0.2 m yükseklikten sonra homojen sıcaklık dağılımı olduğu görülmektedir.



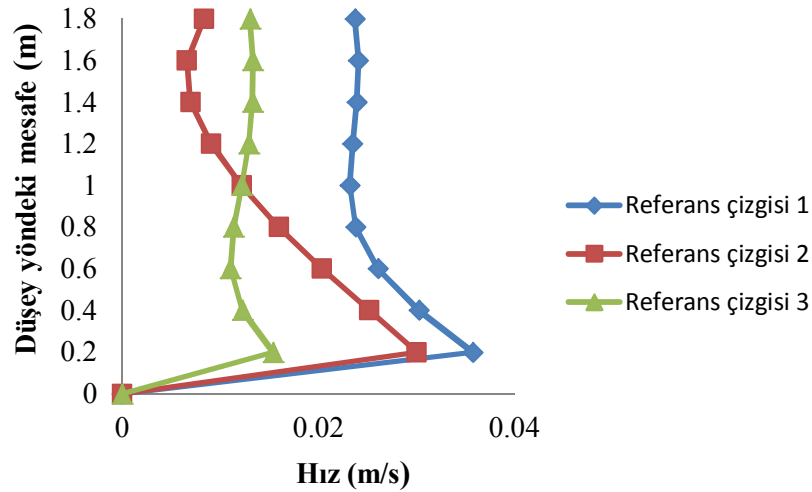
Şekil 3.22 : Referans çizgisi 1, 2, 3 için düşey yöndeki sıcaklık dağılımı.

Referans çizgisi 1, 2, 3 için 0.1 m ile 1.1 m arasındaki sıcaklık farkları Çizelge 3.9’da gösterilmiştir ve bu değerler sırasıyla 0.2, 0.4, 0.5°C’dir. En yüksek düşey yöndeki sıcaklık farkı panellere en uzak referans çizgisi 3 üzerinde olmaktadır. Üç referans çizgisi için bulunan bu değerler, standartlarda belirtilen düşey yöndeki sıcaklık farkı limit değeri olan 3°C’den küçüktür.

Çizelge 3.9 : Referans çizgisi 1, 2, 3 için düşey yöndeki sıcaklık farkı analizi.

Referans çizgisi	T _{0.1} (K)	T _{1.1} (K)	T _{1.1} -T _{0.1} (K)	ISO 7730 (K)
1	292.9	293.1	0.2	< 3
2	292.2	292.6	0.4	< 3
3	291.8	292.3	0.5	< 3

Referans çizgileri üzerindeki hava hız dağılımları Şekil 3.23’te gösterilmektedir. Hava hızı, üç referans çizgisi üzerinde de yerden 0.2 m yükseklikte maksimum değerine ulaşmaktadır. Panele en yakın olan referans çizgisi 1 üzerindeki hava hızı diğer çizgiler üzerindeki hava hızlarından daha yüksektir. 1 m yüksekliğe kadar referans çizgisi 3 üzerindeki hava hızı referans çizgisi 2 üzerindeki hava hızına göre daha az olmakla beraber 1 m yükseklikten sonra referans çizgisi 3 üzerindeki hava hızı daha fazla olmaktadır.



Şekil 3.23 : Referans çizgisi 1, 2, 3 için düşey yöndeki hava hız dağılımı.

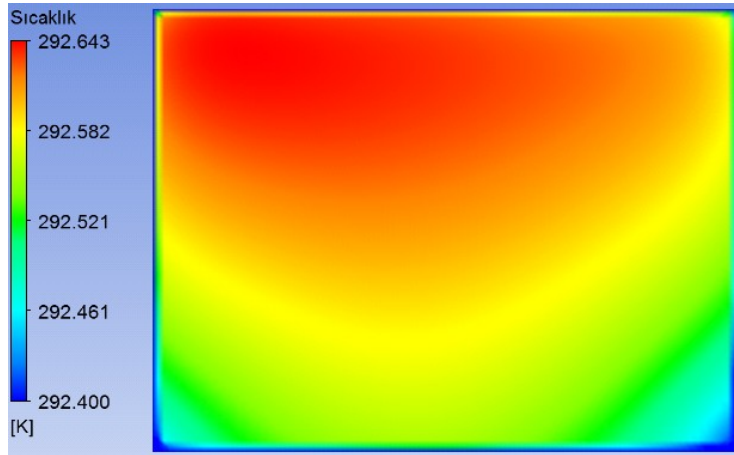
Referans çizgisi 1, 2, 3 için düşey yöndeki maksimum hızlar Çizelge 3.10’da gösterilmiştir ve bu değerler sırasıyla 0.036, 0.03, 0.016 m/s’dir. Üç referans çizgisi için bulunan bu değerler, standartlarda belirtilen maksimum hız limit değeri olan 0.18 m/s’den küçüktür.

Çizelge 3.10 : Referans çizgisi 1, 2, 3 için yüksek hava hızı analizi.

Referans çizgisi	Maksimum hız (m/s)	ISO 7730 (m/s)
1	0.036	< 0.18
2	0.03	< 0.18
3	0.016	< 0.18

Oda modeli IM1 için radyant sıcaklık asimetrisi

Sıcak duvara paralel odanın orta kesitindeki sıcaklık dağılımı Şekil 3.24'te gösterilmiştir. Bu düzlemdeki en yüksek ve en düşük hava sıcaklığı sırasıyla 292.65, 292.4 K'dir. Bu iki değer arasındaki fark 0.25 K'dir ve bu değer, standartlara göre ılık duvar durumunda radyant sıcaklık asimetrisi sınır değeri olan 23 K'i geçmemiştir.



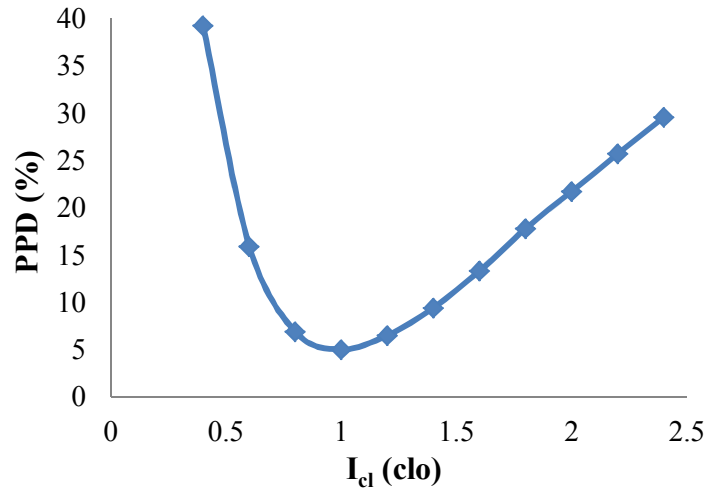
Şekil 3.24 : Oda modeli IM1 için z = 3 m düzlemindeki sıcaklık dağılımı.

Oda modeli IM1 için zemin yüzey sıcaklığı

Oda zemin yüzey sıcaklığı 19.2°C'dir ve bu sıcaklık değeri, standartlarda belirtilen zemin yüzey sıcaklık limit değerleri arasında kalmaktadır.

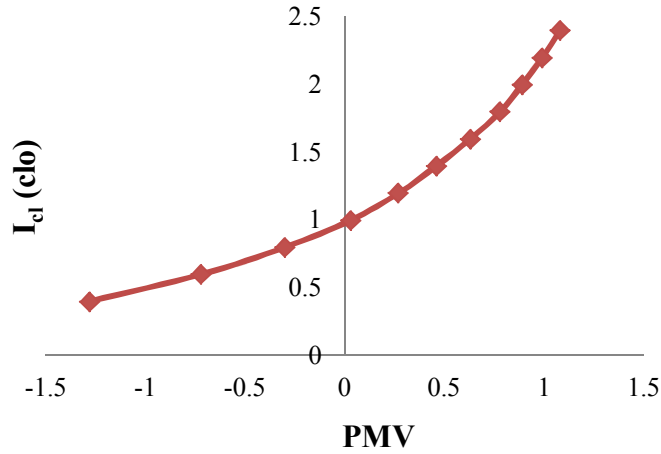
Oda modeli IM1 için giysi ve aktivite hızına göre ısı konfor şartlarının incelenmesi

Isıl konforu belirleyen PPD ve PMV terimlerinin giysi ve aktivite hızı değerleriyle değişimi incelenmiştir. PPD ile giysi arasındaki ilişki Şekil 3.25'te gösterilmektedir ve burada giysi, I_{cl} terimi ile temsil edilmektedir. PPD değeri, giysi değeri 1 clo olana kadar azalış göstermektedir ve bu değerden sonra PPD değerinde artış meydana gelmektedir. 0.8 ile 1.4 clo değerleri arasında ısı konfor şartı sağlanmakta, bu değerler dışında ısı konforsuzluk meydana gelmektedir. En iyi ısı konfor 1 clo değerinde sağlanmaktadır ve bu değere karşılık gelen PPD değeri %5'tir.



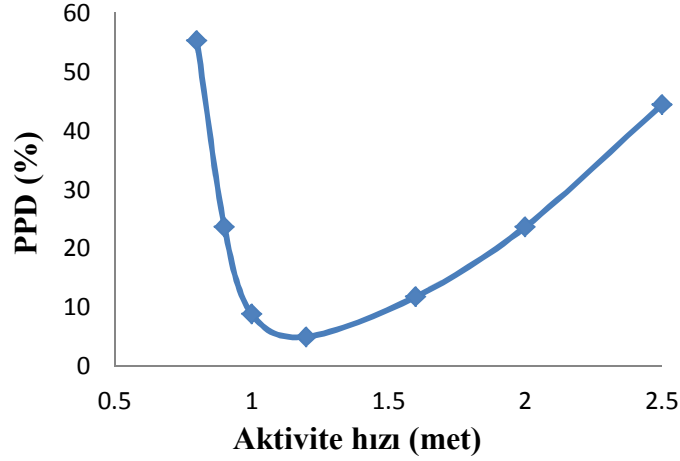
Şekil 3.25 : Oda modeli IM1 için PPD ile I_{cl} arasındaki ilişki.

PMV ile giysi arasındaki ilişki Şekil 3.26'da gösterilmektedir. Oda içerisindeki ısı denge PMV değeri 0 olduğu zaman meydana gelmektedir ve bu değere karşılık gelen giysi değeri 1 clo'dur.



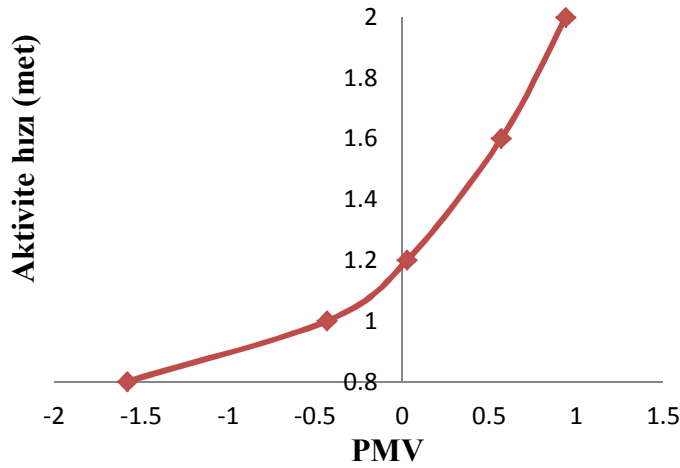
Şekil 3.26 : Oda modeli IM1 için PMV ile I_{cl} arasındaki ilişki.

PPD ile aktivite hızı arasındaki ilişki Şekil 3.27'de gösterilmektedir. PPD değeri, aktivite hızı 1.2 met olana kadar azalış göstermektedir ve bu değerden sonra PPD değerinde artış meydana gelmektedir. 1 ile 1.2 met değerleri arasında ısı konfor şartı sağlanmakta, bu değerler dışında ısı konforsuzluk meydana gelmektedir. İnsanlar rahat bir şekilde oturduğu ve ayakta durduğu zaman ısı konfor içerisinde olacaklardır. En iyi ısı konfor 1.2 met değerinde sağlanmaktadır ve bu değere karşılık gelen PPD değeri % 5'tir.



Şekil 3.27 : Oda modeli IM1 için PPD ile aktivite hızı arasındaki ilişki.

PMV ile aktivite hızı arasındaki ilişki Şekil 3.28’de gösterilmektedir. Oda içerisindeki ısıl denge PMV değeri 0 olduğu zaman meydana gelmektedir ve bu değere karşılık gelen aktivite hızı 1.2 met’dir.



Şekil 3.28 : Oda modeli IM1 için PMV ile aktivite hızı arasındaki ilişki.

Oda modeli IM1 için 1. bölge analiz sonuçları

Oda analizleri, Türkiye’nin ısıtma durumunda 1. bölgesinde bulunan dış hava sıcaklığı 3°C olan Antalya ili için yapılmıştır. Panellerden 80 W/m²’den 40 W/m²’ye kadar değişik ısı akıları verilerek oda içerisinde ısıl konfor durumu incelenmiştir (Çizelge 3.11).

Çizelge 3.11 : Oda modeli IM1 için 1. bölge analiz sonuçları.

Isı akısı (W/m ²)	Hava sıcaklığı (°C)	Çalışma sıcaklığı (°C)	PPD (%)	PMV	Isıl konfor
80	21.4	23.5	8.68	0.42	sağlandı
60	18.4	20.4	6.75	-0.29	sağlandı
50	17.2	18.8	9.61	-0.47	sağlanamadı
40	15.9	17.3	24.87	-0.97	sağlanamadı

Panellerden 80, 60 W/m² ısı akıları uygulandığı zaman ısı konfor sağlanmıştır. 50, 40 W/m² ısı akısı değerlerinde ise ısı konfor sağlanamamıştır. 50 W/m² ısı akısı uygulandığında elde edilen PPD ve PMV değerleri standartların belirlediği değerler içinde kalsa da çalışma sıcaklığı belirlenen değerler dışında kaldığı için ısı konfor sağlanamamıştır.

Oda modeli IM1 için 2. bölge analiz sonuçları

Oda analizleri, Türkiye'nin ısıtma durumunda 2. bölgesinde bulunan dış hava sıcaklığı -3°C olan İstanbul ili için yapılmıştır. Panellerden 80, 70, 60 W/m² ısı akıları verilerek oda içerisinde ısı konfor durumu incelenmiştir (Çizelge 3.12).

Çizelge 3.12 : Oda modeli IM1 için 2. bölge analiz sonuçları.

Isı akısı (W/m ²)	Hava sıcaklığı (°C)	Çalışma sıcaklığı (°C)	PPD (%)	PMV	Isıl konfor
80	19.6	21.8	5.02	0.03	sağlandı
70	18.4	20.4	6.75	-0.29	sağlandı
60	17.3	18.4	15.6	-0.71	sağlanamadı

Panellerden 80, 70 W/m² ısı akıları uygulandığı zaman ısı konfor sağlanmıştır ve 60 W/m² ısı akısı değerinde ise ısı konfor sağlanamamıştır.

Oda modeli IM1 için 3. bölge analiz sonuçları

Oda analizleri, Türkiye'nin ısıtma durumunda 3. bölgesinde bulunan dış hava sıcaklığı -12°C olan Ankara ili için yapılmıştır. Panellerden 95, 90 W/m² ısı akıları verilerek oda içerisinde ısı konfor durumu incelenmiştir (Çizelge 3.13).

Çizelge 3.13 : Oda modeli IM1 için 3. bölge analiz sonuçları.

Isı akısı (W/m ²)	Hava sıcaklığı (°C)	Çalışma sıcaklığı (°C)	PPD (%)	PMV	Isıl konfor
95	18.3	20.9	5.91	-0.21	sağlandı
90	17.8	20.4	7.13	-0.32	sağlandı

95, 90 W/m² ısı akısı değerlerinde ısı konforu sağlanmıştır.

Oda modeli IM1 için 4. bölge analiz sonuçları

Oda analizleri, Türkiye'nin ısıtma durumunda 4. bölgesinde bulunan dış hava sıcaklığı -21°C olan Erzurum ili için yapılmıştır. Panellerden 115, 110 W/m² ısı akıları verilerek oda içerisinde ısı konforu durumu incelenmiştir (Çizelge 3.14).

Çizelge 3.14 : Oda modeli IM1 için 4. bölge analiz sonuçları.

Isı akısı (W/m ²)	Hava sıcaklığı (°C)	Çalışma sıcaklığı (°C)	PPD (%)	PMV	Isı konforu
115	17.6	20.8	6.40	-0.26	sağlandı
110	17	20.2	8.17	-0.39	sağlandı

115, 110 W/m² ısı akısı değerlerinde ısı konforu sağlanmıştır.

Oda modeli IM1 için panel minimum ısı akısı ve hava sıcaklığı

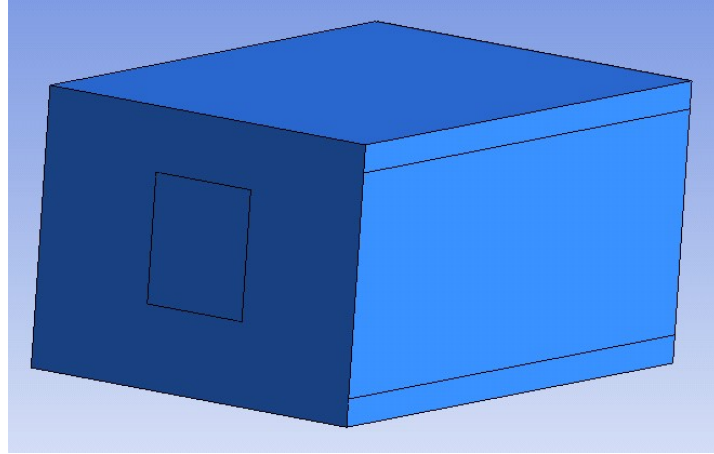
Isı konforu sağlanabilmesi için panellerden verilmesi gereken minimum ısı akıları ve bu ısı akısı değerlerinde ısı konforu sağlandığı hava sıcaklıkları bütün bölgeler için Çizelge 3.15'te gösterilmektedir.

Çizelge 3.15 : Oda modeli IM1 için panel minimum ısı akısı ve hava sıcaklığı.

Bölge	Minimum ısı akısı (W/m ²)	Hava sıcaklığı (°C)
1	60	18.4
2	70	18.4
3	90	17.8
4	110	17.0

3.1.1.2 Oda modeli IM2

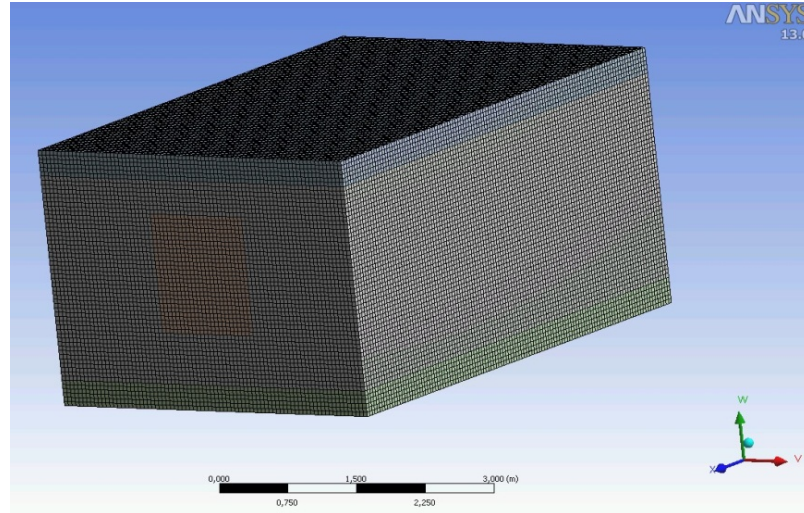
Bu modelde paneller 6 m x 3 m boyutlarındaki dış duvara yerleştirilmiştir. Bu duvara 0.6 m x 1.2 m boyutlarındaki yirmişiş adet panel aralarında boşluk kalmayacak şekilde dikey olarak yerleştirilmiştir (Şekil 3.29). Panel ve pencerenin olmadığı dış duvar yüzeyleri 5 cm köpük ile kaplanacaktır.



Şekil 3.29 : Oda modeli IM2.

Oda modeli IM2 için sayısal çözüm ağı

Sayısal çözüm için tasarlanan oda modeli sonlu hacimlere ayrılmıştır (Şekil 3.30).



Şekil 3.30 : Oda modeli IM2 için sayısal çözüm ağı.

Oda hacmi toplam 576000 adet elemana ayrılmıştır. Elemanların minimum ve maksimum çarpıklığı 10^{-10} ve 10^{-2} olduğu görülmektedir (Şekil 3.31).

Statistics	
☐ Nodes	597861
☐ Elements	576000
☒ Mesh Metric	Skewness
☐ Min	1,3057293693791E-10
☐ Max	1,28654664088042E-02
☐ Average	4,77814086441927E-05
☐ Standard Deviation	5,72707784278078E-04

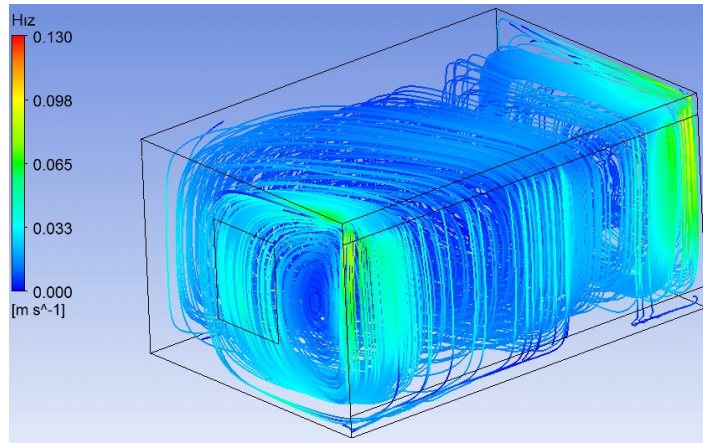
Şekil 3.31 : Oda modeli IM2 elemanlarının istatistik bilgileri.

Oda modeli IM2 için analiz sonuçları

Analiz sonuçları 2. bölge için panellerden 35 W/m^2 ısı akısı uygulanarak elde edilmiştir.

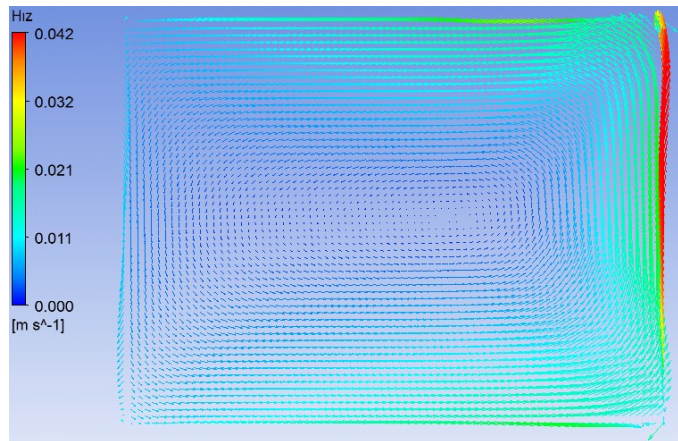
Oda modeli IM2 içerisindeki akım çizgileri ve hava hız dağılımı

Oda içerisindeki akım çizgilerinin dağılımı Şekil 3.32’de görülmektedir. Sıcak panel yüzeylerine temas eden hava akımını ısıtarak yükselmekle birlikte, odanın diğer tarafına doğru ilerlemiştir. Burada panele göre daha düşük sıcaklıkta duvar yüzeyiyle temas ederek soğumuş ve aşağı yönde hareket etmiştir. Tekrar sıcak panel yüzeyiyle temas eden hava akımının doğal sirkülasyonu devam etmektedir. En yüksek hava hızı 0.13 m/s ile panel yüzeyleri üzerinde görülmektedir.



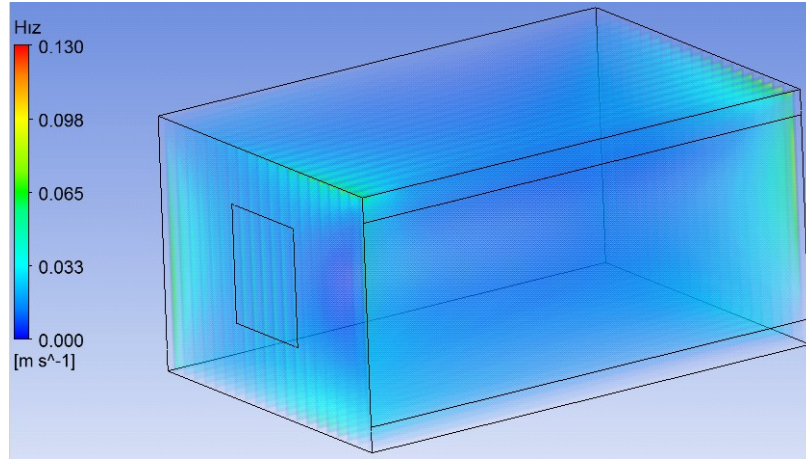
Şekil 3.32 : Oda modeli IM2 içerisindeki akım çizgilerinin dağılımı.

Şekil 3.33’te $z = 3 \text{ m}$ ’deki X-Y düzleminde alınan kesitteki hız vektörleri dağılımı gösterilmiştir. Hava hız vektörlerinin hareket yönüyle doğal sirkülasyon açıkça görülmektedir. Bu düzlemdeki en yüksek hava hızı 0.042 m/s ile panel yüzeyleri üzerinde görülmektedir.



Şekil 3.33 : Oda modeli IM2 için $z = 3 \text{ m}$ düzlemindeki hız vektörleri dağılımı.

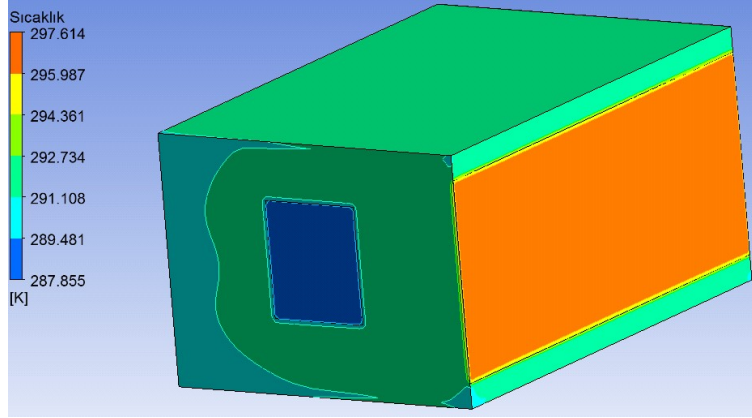
Oda içerisindeki hacimsel hava hız dağılımı Şekil 3.34'te gösterilmiştir ve hacimsel olarak ortalama hava hızı 0.013 m/s'dir.



Şekil 3.34 : Oda modeli IM2 içerisindeki hava hız dağılımının hacimsel gösterimi.

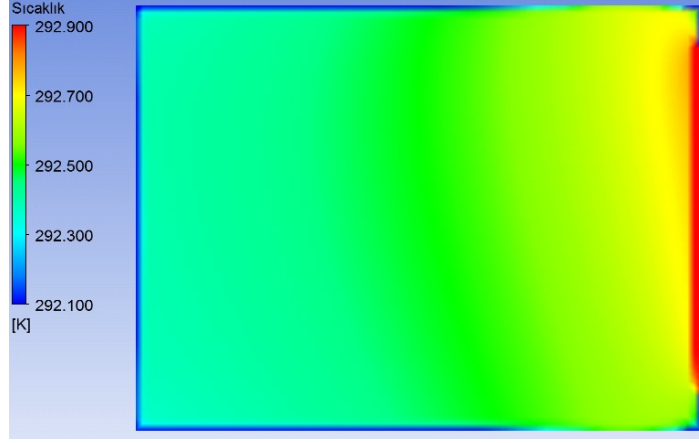
Oda modeli IM2 içerisindeki sıcaklık dağılımı

Oda yüzeylerindeki sıcaklık dağılımları Şekil 3.35'te gösterilmiştir. Odadaki sıcak panel yüzeylerindeki ortalama sıcaklık 296.4 K, soğuk pencere yüzeyindeki ortalama sıcaklık 288 K ve diğer duvar yüzeylerindeki ortalama sıcaklık ise 292 K'dir.



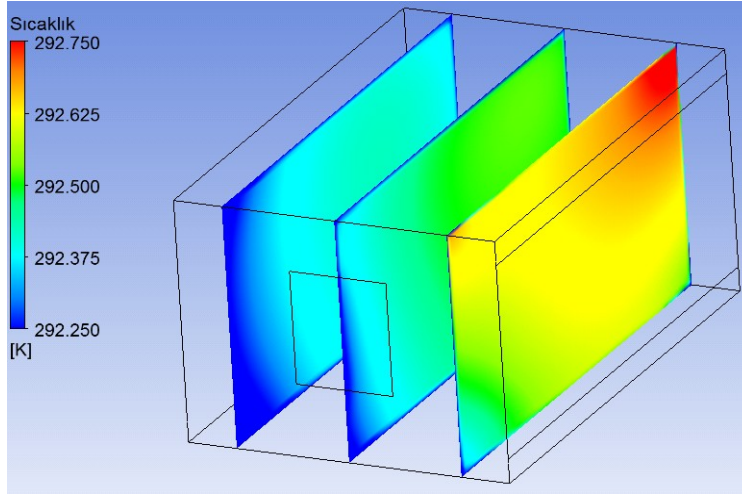
Şekil 3.35 : Oda modeli IM2 yüzeylerindeki sıcaklık dağılımları.

Şekil 3.36'da odanın $z = 3$ m'deki X-Y düzleminde alınan kesitteki sıcaklık dağılımı gösterilmiştir. Bu düzlemdeki hava sıcaklıkları arasındaki maksimum fark 0.8 K'dir. Panel yüzeylerine yakın bölgelerde hava sıcaklığının yükseldiği ve panel yüzeylerinden uzaklaştıkça hava sıcaklığının düştüğü görülmektedir.



Şekil 3.36 : Oda modeli IM2 için $z = 3$ m düzlemindeki sıcaklık dağılımı.

Şekil 3.37’de odanın $x = 0.6$ m, $x = 2$ m, $x = 3.4$ m düzlemlerindeki sıcaklık dağılımları gösterilmiştir. Panellerin bulunduğu dış duvar yüzeyinden uzaklaştıkça sıcaklıklarda azalma görülmektedir.



Şekil 3.37 : Oda modeli IM2 için $z = 0.6$ m, $z = 1.8$ m, $z = 3$ m düzlemlerindeki sıcaklık dağılımları.

Oda modeli IM2 için genel ısı konfor şartlarının incelenmesi

Oda modeli IM2 için genel ısı konfor şartlarının sağlanıp sağlanmadığı incelenecektir. Çizelge 3.16’da genel ısı konfor için girdi parametreleri verilmiştir.

Çizelge 3.16 : Oda modeli IM2 için genel ısı konfor girdi değerleri.

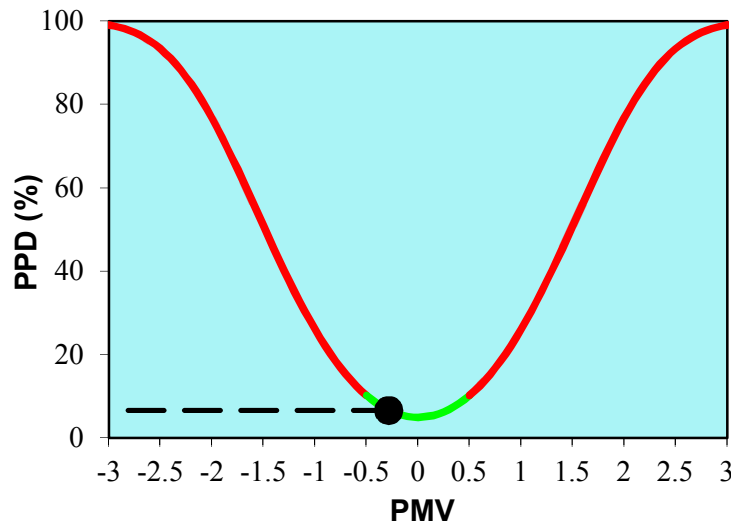
Parametre	Girdi değerleri
Kıyafet (clo)	1
Hava sıcaklığı (°C)	19.5
Ortalama radyant sıcaklık (°C)	21.1
Aktivite hızı (met)	1.2
Hava hızı (m/s)	0.013
Bağıl nem (%)	50

Çalışma sıcaklığı Denklem 3.4'ten 293.3 K olarak bulunmuştur. PMV, PPD ve çalışma sıcaklığı değerleri Çizelge 3.17'de gösterilmektedir.

Çizelge 3.17 : Oda modeli IM2 için genel ısı konfor çıktı değerleri.

Parametre	Çıktı değerleri
Çalışma sıcaklığı (°C)	20.3
PMV	-0.28
PPD (%)	6.63

Bu hesaplanan değerlere bağlı olarak program aracılığıyla PMV ve PPD arasındaki ilişki grafik hainde çizilip ısı konfor durumu incelenmiştir (Şekil 3.38).



Şekil 3.38 : Oda modeli IM2 için PPD ile PMV arasındaki ilişki.

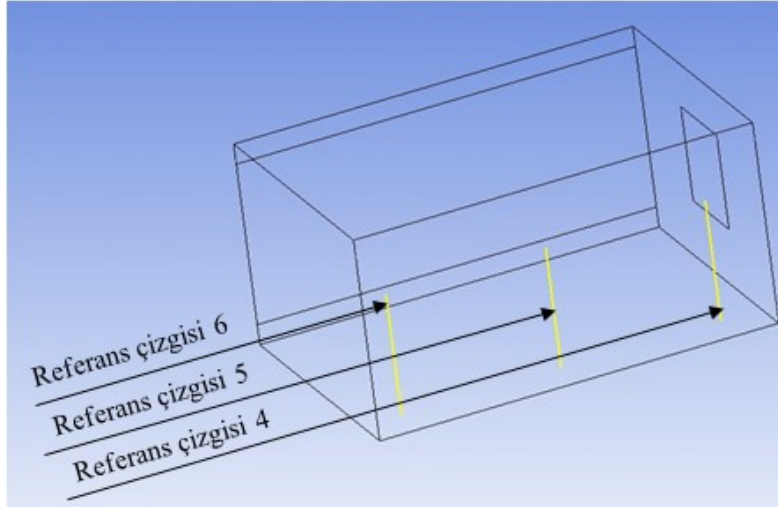
Şekil 3.38'e bakıldığı zaman oda içerisinde genel ısı konfor kriterlerine göre ısı konforun sağlandığı görülmektedir.

Oda modeli IM2 için yerel ısı konforsuzluğa neden olan durumların incelenmesi

Oda içerisinde yerel ısı konforsuzluğa neden olan durumlar oda modeli IM2 için ayrıntılı olarak incelenmiştir.

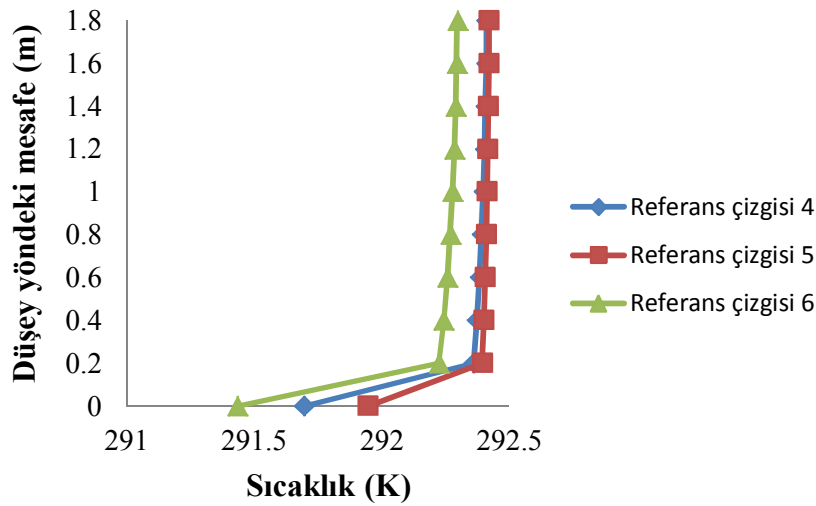
Oda modeli IM2 için düşey yöndeki sıcaklık farkları ve yüksek hava hızları

Yaşam alanı içerisindeki en kritik yer, panellerden en uzak ve yaşam alanının bittiği düzlemdir. Bu düzlem içerisinde üç noktada referans çizgisi oluşturularak düşey yöndeki sıcaklık farkları ve yüksek hava hızları analiz edilmiştir. Referans çizgileri sırasıyla pencerenin bulunduğu dış duvardan 0.6, 3, 5.4 m uzaklıktadır (Şekil 3.39).



Şekil 3.39 : Referans çizgisi 4, 5, 6.

Referans çizgileri üzerindeki sıcaklık dağılımları Şekil 3.40'ta gösterilmektedir. Referans çizgileri üzerinde 0.2 m yükseklikten sonra homojen sıcaklık dağılımı olduğu görülmektedir.



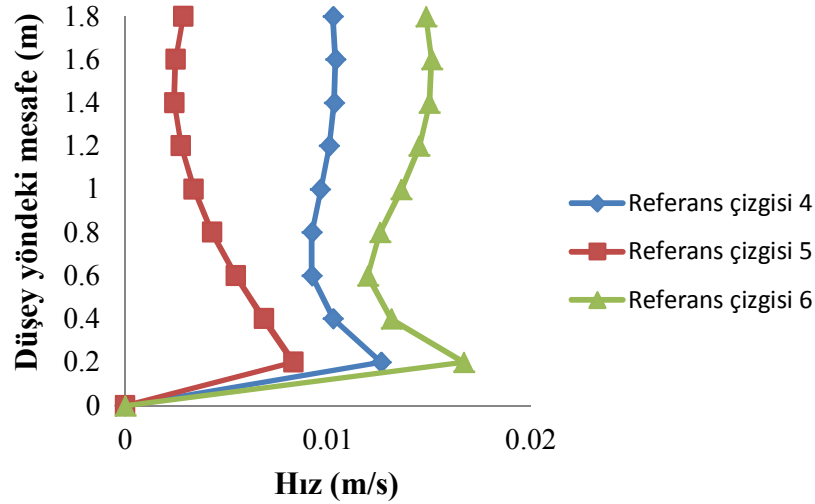
Şekil 3.40 : Referans çizgisi 4, 5, 6 için düşey yöndeki sıcaklık dağılımı.

Referans çizgisi 4, 5, 6 için 0.1 m ile 1.1 m arasındaki sıcaklık farkları Çizelge 3.18'de gösterilmiştir ve bu değerler sırasıyla 0.4, 0.3, 0.5°C'dir. En yüksek düşey yöndeki sıcaklık farkı pencerenin bulunduğu dış duvara en uzak referans çizgisi 6 üzerinde olmaktadır. Üç referans çizgisi için bulunan bu değerler, standartlarda belirtilen düşey yöndeki sıcaklık farkı limit değeri olan 3°C'den küçüktür.

Çizelge 3.18 : Referans çizgisi 4, 5, 6 için düşey yöndeki sıcaklık farkı analizi.

Referans çizgisi	T _{0.1} (K)	T _{1.1} (K)	T _{1.1} -T _{0.1} (K)	ISO 7730 (K)
4	292	292.4	0.4	< 3
5	292.1	292.4	0.3	< 3
6	291.8	292.3	0.5	< 3

Referans çizgileri üzerindeki hava hız dağılımları Şekil 3.41’de gösterilmektedir. Hava hızı, üç referans çizgisi üzerinde de yerden 0.2 m yükseklikte maksimum değerine ulaşmaktadır. Pencerenin bulunduğu dış duvara en uzak referans çizgisi 6 üzerindeki hava hızı diğer çizgiler üzerindeki hava hızlarından daha yüksektir. Referans çizgisi 4 üzerindeki hava hızı referans çizgisi 5 üzerindeki hava hızından daha yüksektir.



Şekil 3.41 : Referans çizgisi 4, 5, 6 için düşey yöndeki hava hız dağılımı.

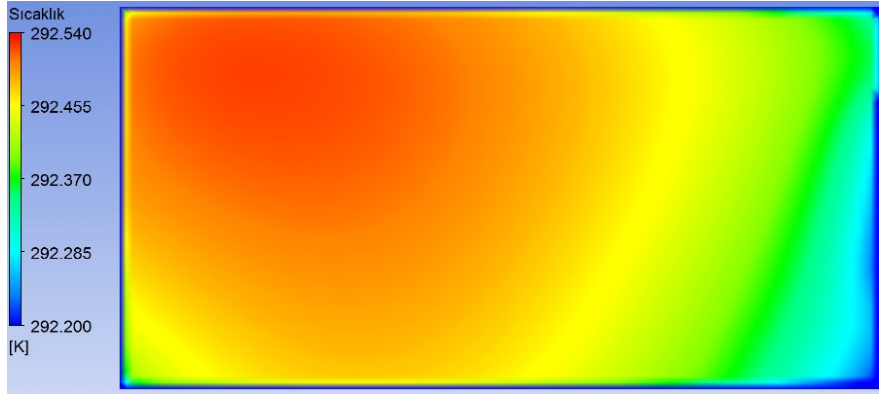
Referans çizgisi 4, 5, 6 için düşey yöndeki maksimum hızlar Çizelge 3.19’da gösterilmiştir ve bu değerler sırasıyla 0.013, 0.01, 0.017 m/s’dir. Üç referans çizgisi için bulunan bu değerler, standartlarda belirtilen maksimum hız limit değeri olan 0.18 m/s’den küçüktür.

Çizelge 3.19 : Referans çizgisi 4, 5, 6 için yüksek hava hızı analizi.

Referans çizgisi	Maksimum hız (m/s)	ISO 7730 (m/s)
4	0.013	< 0.18
5	0.01	< 0.18
6	0.017	< 0.18

Oda modeli IM2 için radyant sıcaklık asimetrisi

Sıcak duvara paralel odanın orta kesitindeki sıcaklık dağılımı Şekil 3.42’de gösterilmiştir. Bu düzlemdeki en yüksek ve en düşük hava sıcaklığı sırasıyla 292.54, 292.2 K’dir. Bu iki değer arasındaki fark 0.34 K’dir ve bu değer, standartlara göre ılık duvar durumunda radyant sıcaklık asimetrisi sınır değeri olan 23 K’i geçmemiştir.



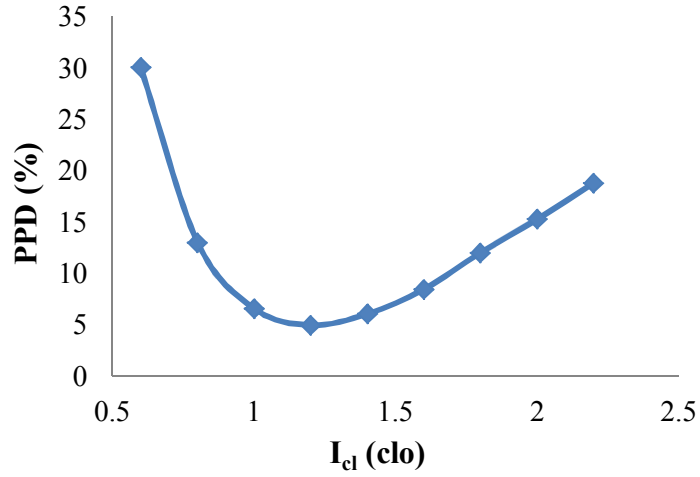
Şekil 3.42 : Oda modeli IM1 için x = 2 m düzlemindeki sıcaklık dağılımı.

Oda modeli IM2 için zemin yüzey sıcaklığı

Oda zemin yüzey sıcaklığı 19.2°C’dir ve bu sıcaklık değeri, standartlarda belirtilen zemin yüzey sıcaklık limit değerleri arasında kalmaktadır.

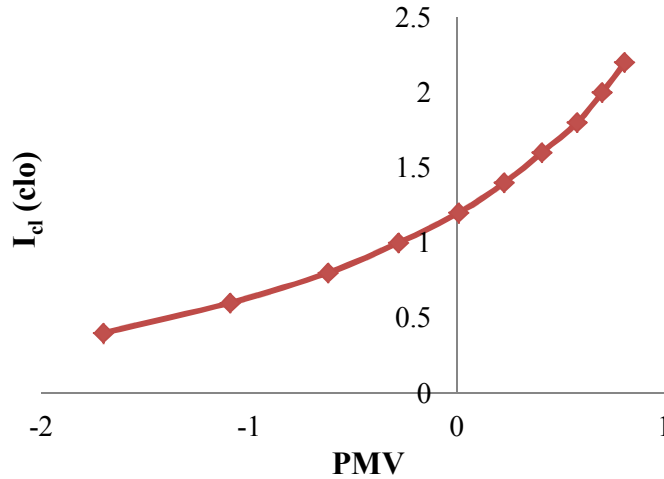
Oda modeli IM2 için giysi ve aktivite hızına göre ısı konfor şartlarının incelenmesi

PPD ile giysi arasındaki ilişki Şekil 3.43’te gösterilmektedir. PPD değeri, giysi değeri 1.2 clo olana kadar azalış göstermektedir ve bu değerden sonra PPD değerinde artış meydana gelmektedir. 1 ile 1.6 clo değerleri arasında ısı konfor şartı sağlanmakta, bu değerler dışında ısı konforsuzluk meydana gelmektedir. En iyi ısı konfor 1.2 clo değerinde sağlanmaktadır ve bu değere karşılık gelen PPD değeri %5’tir.



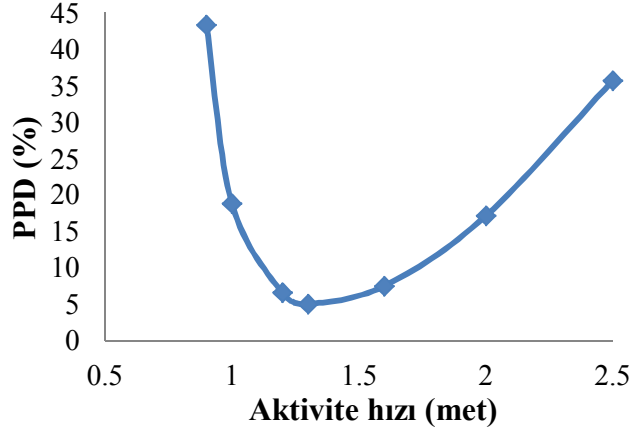
Şekil 3.43 : Oda modeli IM2 için PPD ile I_{cl} arasındaki ilişki.

PMV ile giysi arasındaki ilişki Şekil 3.44'te gösterilmektedir. Oda içerisindeki ısı konforu PMV değeri 0 olduğu zaman dengeye gelmektedir ve bu değere karşılık gelen giysi değeri 1.2 clo'dur.



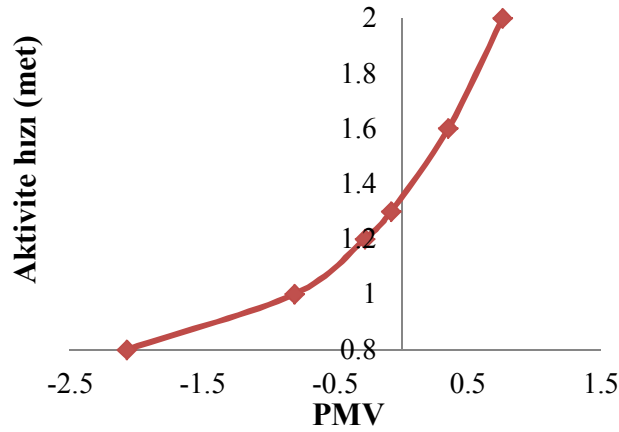
Şekil 3.44 : Oda modeli IM2 için PMV ile I_{cl} arasındaki ilişki.

PPD ile aktivite hızı arasındaki ilişki Şekil 3.45'te gösterilmektedir. PPD değeri, aktivite hızı 1.3 met olana kadar azalış göstermektedir ve bu değerden sonra PPD değerinde artış meydana gelmektedir. 1.2 ile 1.6 met değerleri arasında ısı konfor şartı sağlanmakta, bu değerler dışında ısı konforsuzluk meydana gelmektedir. İnsanlar rahat bir şekilde ayakta durduğu ve ayakta hafif aktivite yaptığı zaman ısı konforu içerisinde olacaklardır. En iyi ısı konforu 1.3 met değerinde sağlanmaktadır ve bu değere karşılık gelen PPD değeri %5.13'tür.



Şekil 3.45 : Oda modeli IM2 için PPD ile aktivite hızı arasındaki ilişki.

PMV ile aktivite hızı arasındaki ilişki Şekil 3.46'da gösterilmektedir. Oda içerisindeki ısı denge PMV değeri 0 olduğu zaman meydana gelmektedir ve bu değere karşılık gelen aktivite hızı 1.3 met'tir.



Şekil 3.46 : Oda modeli IM2 için PMV ile aktivite hızı arasındaki ilişki.

Oda modeli IM2 için 1. bölge analiz sonuçları

Panellerden 40 W/m²'den 20 W/m²'ye kadar değişik ısı akıları verilerek oda içerisinde ısı konfor durumu incelenmiştir (Çizelge 3.20).

Çizelge 3.20 : Oda modeli IM2 için 1. bölge analiz sonuçları.

Isı akısı1 (W/m ²)	Hava sıcaklığı (°C)	Çalışma sıcaklığı (°C)	PPD (%)	PMV	Isıl konfor
40	21.8	22.7	6.75	0.29	sağlandı
35	20.5	21.4	6.9	-0.3	sağlandı
30	19.2	20	7.55	-0.35	sağlandı
25	17.9	19.2	14.15	-0.66	sağlanamadı
20	16.6	17.2	24.87	-0.97	sağlanamadı

Panellerden 40, 35, 30 W/m² ısı akıları uygulandığı zaman ısı konfor sağlanmıştır ve 25, 20 W/m² ısı akısı değerlerinde ise ısı konfor sağlanamamıştır.

Oda modeli IM2 için 2. bölge analiz sonuçları

Panellerden 80 W/m²'den 20 W/m²'ye kadar değişik ısı akıları verilerek oda içerisinde ısı konfor durumu incelenmiştir (Çizelge 3.21).

Çizelge 3.21 : Oda modeli IM2 için 2. bölge analiz sonuçları.

Isı akısı (W/m ²)	Hava sıcaklığı (°C)	Çalışma sıcaklığı (°C)	PPD (%)	PMV	Isıl konfor
80	32.9	34.5	99.1	3.00	sağlanamadı
70	28.6	30.2	75.85	1.98	sağlanamadı
60	27.7	29	62.29	1.71	sağlanamadı
50	23.5	24.8	16.53	0.74	sağlanamadı
40	20.9	21.9	5.21	-0.10	sağlandı
35	19.5	20.3	6.63	-0.28	sağlandı
30	18.4	19.2	10.88	-0.53	sağlanamadı
20	15.7	16.3	33.32	-1.16	sağlanamadı

Panellerden 80, 70, 60, 50, 30, 20 W/m² ısı akıları uygulandığı zaman ısı konfor sağlanamamıştır ve 40, 35 W/m² ısı akısı değerlerinde ise ısı konfor sağlanmıştır.

Oda modeli IM2 için 3. bölge analiz sonuçları

Panellerden 45, 40 W/m² ısı akısı verilerek oda içerisinde ısı konfor durumu incelenmiştir (Çizelge 3.22).

Çizelge 3.22 : Oda modeli IM2 için 3. bölge analiz sonuçları.

Isı akısı (W/m ²)	Hava sıcaklığı (°C)	Çalışma sıcaklığı (°C)	PPD (%)	PMV	Isıl konfor
45	19.2	20.3	6.75	-0.29	sağlandı
40	18	19.2	11.1	-0.54	sağlanamadı

Panellerden 45 W/m² uygulandığı zaman ısı konfor sağlanmıştır ve 40 W/m² ısı akısı değerinde ise ısı konfor sağlanamamıştır.

Oda modeli IM2 için 4. bölge analiz sonuçları

Panellerden 55, 50 W/m² ısı akıları verilerek oda içerisinde ısı konfor durumu incelenmiştir (Çizelge 3.23).

Çizelge 3.23 : Oda modeli IM2 için 4. bölge analiz sonuçları.

Isı akısı (W/m ²)	Hava sıcaklığı (°C)	Çalışma sıcaklığı (°C)	PPD (%)	PMV	Isıl konfor
55	18.9	20.2	7.1	-0.32	sağlandı
50	17.7	19.1	11.57	-0.56	sağlanamadı

Panellerden 55 W/m² uygulandığı zaman ısı konfor sağlanmıştır ve 50 W/m² ısı akısı değerinde ise ısı konfor sağlanamamıştır.

Oda modeli IM2 için panel minimum ısı akısı ve hava sıcaklığı

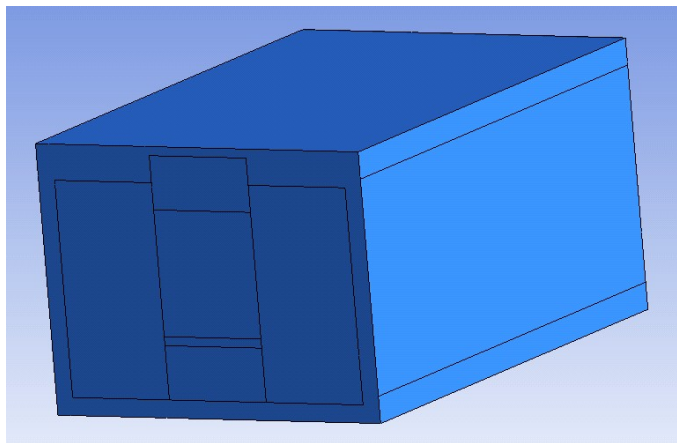
Isıl konforun sağlanabilmesi için panellerden verilmesi gereken minimum ısı akıları ve bu ısı akısı değerlerinde ısı konforun sağlandığı hava sıcaklıkları bütün bölgeler için Çizelge 3.24'te gösterilmektedir.

Çizelge 3.24 : Oda modeli IM2 için panel minimum ısı akısı ve hava sıcaklığı.

Bölge	Minimum ısı akısı (W/m ²)	Hava sıcaklığı (°C)
1	30	19.2
2	35	19.5
3	45	19.2
4	55	18.9

3.1.1.3 Oda modeli IM3

Bu modelde her iki dış duvara da paneller yerleştirilmiştir (Şekil 3.47). Bunun amacı çevre sıcaklığının oda sıcaklığı üzerindeki etkisini azaltmaktır.



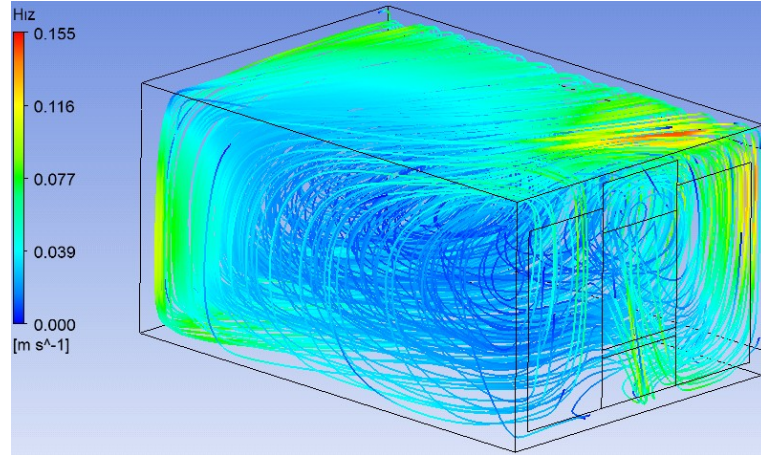
Şekil 3.47 : Oda modeli IM3.

Oda modeli IM3 için analiz sonuçları

Analiz sonuçları 2. bölge için panellerden 20 W/m^2 ısı akısı uygulanarak elde edilmiştir.

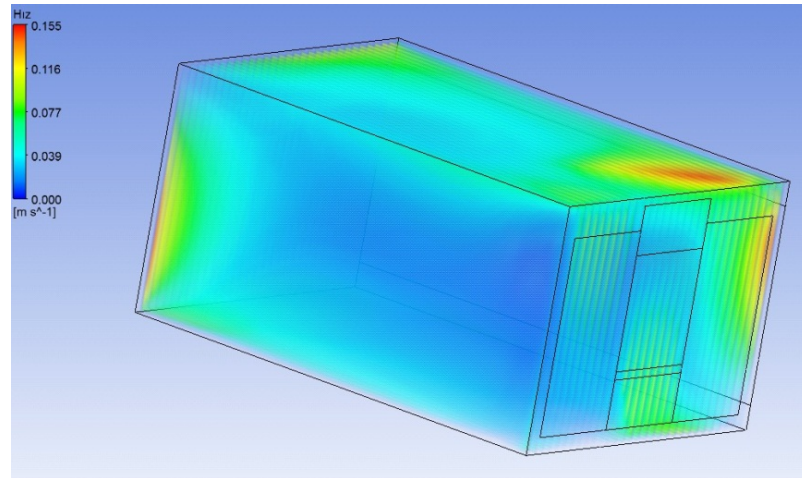
Oda modeli IM3 içerisindeki akım çizgileri ve hava hız dağılımı

Oda içerisindeki akım çizgilerinin dağılımı Şekil 3.48’de görülmektedir. Komşu panel yüzeylerinden ısınan farklı iki hava akımı tavanın belirli bölümünde çarpışmışlardır. En yüksek hava hızı bu bölgede meydana gelmekte olup buradaki hava hızı 0.155 m/s ’dir.



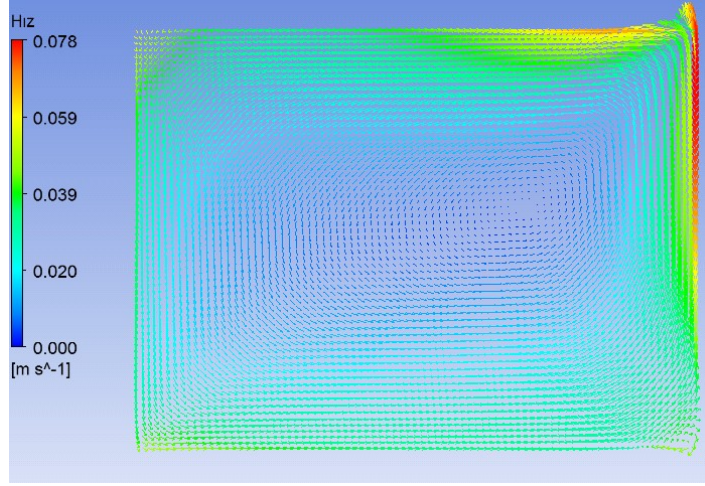
Şekil 3.48 : Oda modeli IM3 içerisindeki akım çizgilerinin dağılımı.

Oda içerisindeki hacimsel hava hız dağılımı Şekil 3.49’da gösterilmiştir. Odaanın tavan kısmında, iç duvarların birleştiği kısımda ve panel yüzeylerinde hızlar yükselmektedir. Odaanın orta kısımlarında hava durağana yakındır ve hacimsel olarak ortalama hava hızı 0.029 m/s ’dir.



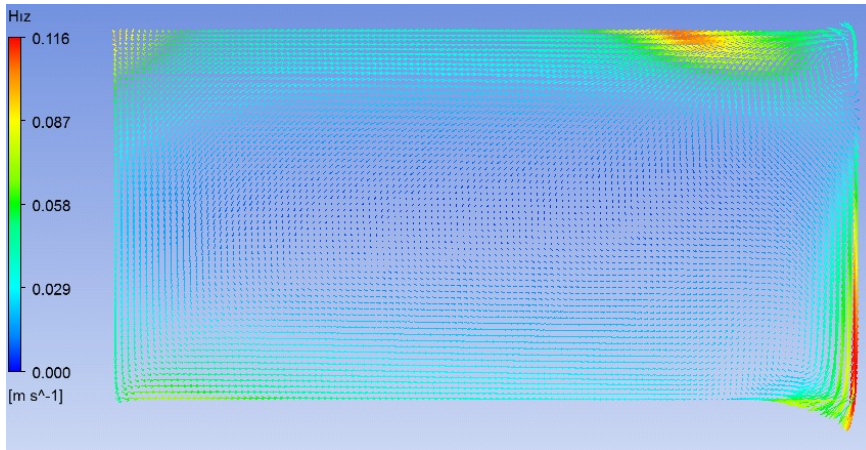
Şekil 3.49 : Oda modeli IM3 içerisindeki hava hız dağılımının hacimsel gösterimi.

Şekil 3.50’de odanın $z = 3$ m’deki X-Y düzleminden alınan kesitteki hız vektörleri dağılımı gösterilmiştir. Bu düzlemdeki en yüksek hava hızı 0.078 m/s ile panel yüzeyinde görülmektedir.



Şekil 3.50 : Oda modeli IM1 için $z = 3$ m düzlemindeki hız vektörleri dağılımı.

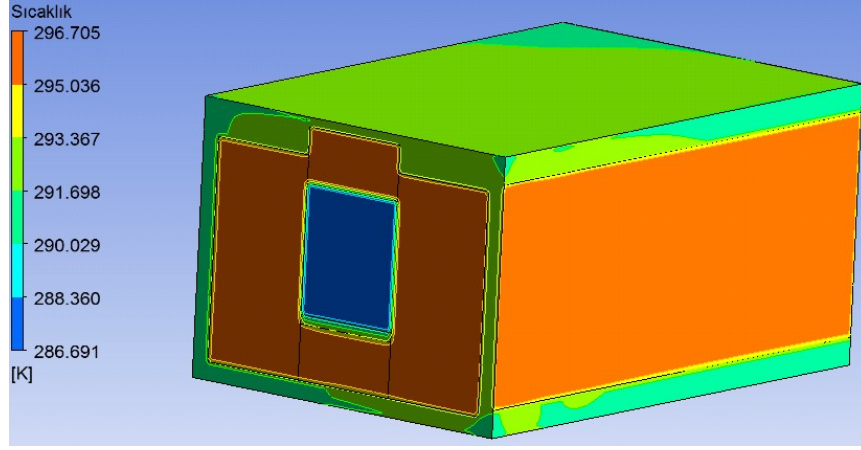
Şekil 3.51’de odanın $x = 2$ m’deki Y-Z düzleminden alınan kesitteki hız vektörleri dağılımı gösterilmiştir. Hava akımı, tavan yüzeyinde ve pencerenin altındaki panel yüzeyinde yüksek hızlara ulaşmıştır.



Şekil 3.51 : Oda modeli IM3 için $x = 2$ m düzlemindeki hız vektörleri dağılımı.

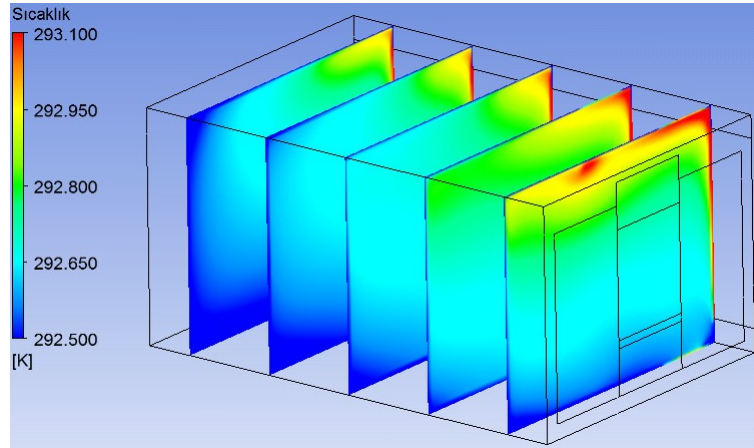
Oda modeli IM3 içerisindeki sıcaklık dağılımı

Oda yüzeylerindeki sıcaklık dağılımları Şekil 3.52’de gösterilmiştir. Odadaki sıcak panel yüzeylerindeki ortalama sıcaklık 296 K, soğuk pencere yüzeyindeki ortalama sıcaklık 287 K ve diğer duvar yüzeylerindeki ortalama sıcaklık ise 292 K’dir.



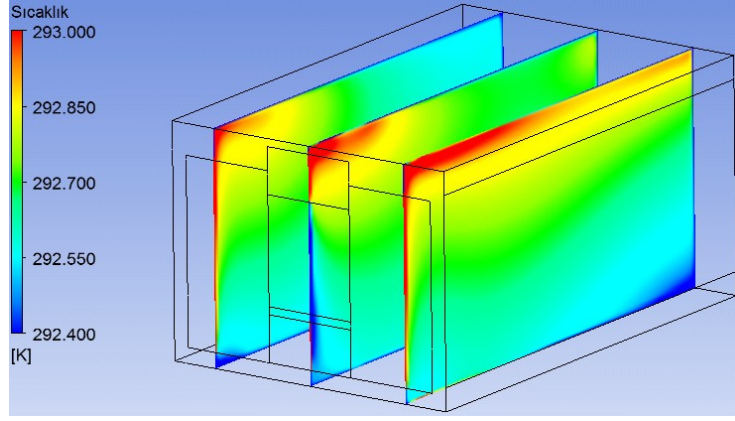
Şekil 3.52 : Oda modeli IM3 yüzeylerindeki sıcaklık dağılımları.

Şekil 3.53'te odanın $z = 0.6$ m, $z = 1.8$ m, $z = 3$ m, $z = 4.2$, $z = 5.4$ m düzlemlerindeki sıcaklık dağılımları gösterilmiştir. Pencerenin bulunduğu dış duvar yüzeyinden uzaklaştıkça düzlemlerdeki hava sıcaklıkları azalmaktadır. Pencerenin üzerinde bulunan panelin etkisinin, panellerin bulunduğu dış duvar yüzeyinden uzaklaştıkça azaldığı görülmektedir.



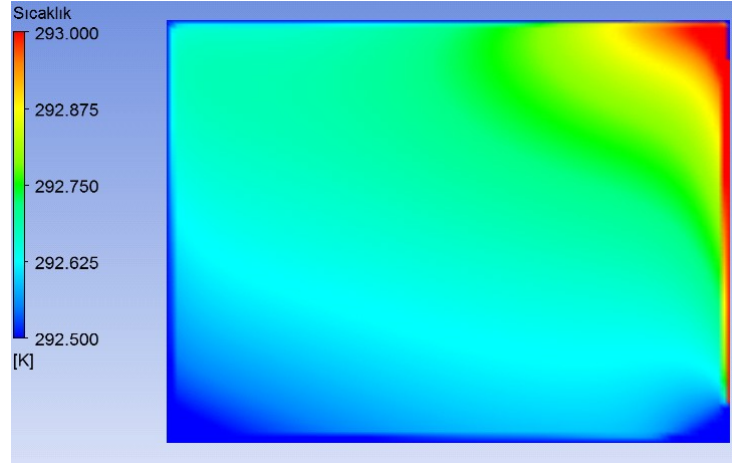
Şekil 3.53 : Oda modeli IM3 için $z = 0.6$ m, $z = 1.8$ m, $z = 3$ m, $z = 4.2$ m, $z = 5.4$ m düzlemlerindeki sıcaklık dağılımları.

Şekil 3.54'te odanın $x = 0.6$ m, $x = 2$ m, $x = 3.4$ m düzlemlerindeki sıcaklık dağılımları gösterilmiştir. Pencerenin bulunmadığı dış duvara konulan panel yüzeylerinden uzaklaştıkça düzlemlerdeki hava sıcaklıkları azalmaktadır.



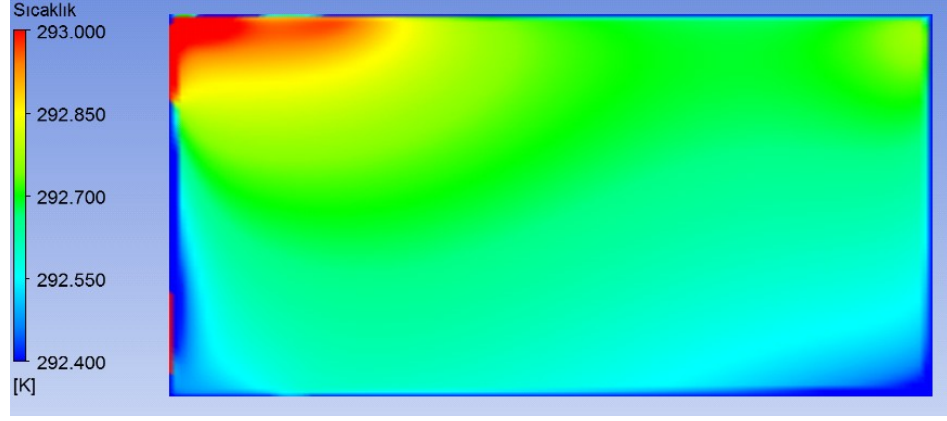
Şekil 3.54 : Oda modeli IM3 için $x = 0.6$ m, $x = 2$ m, $x = 3.4$ m düzlemlerindeki sıcaklık dağılımları.

Şekil 3.55'te panelin $z = 3$ m'deki X-Y düzleminde alınan kesitteki sıcaklık dağılımı gösterilmiştir. Bu düzlemdeki hava sıcaklıkları arasındaki maksimum fark 0.5 K'dir. Oda'nın panel yüzeyine yakın ve üst kısımlarında hava sıcaklığının yükseldiği, panel yüzeyinden uzak ve alt kısımlarında ise hava sıcaklığının düştüğü görülmektedir.



Şekil 3.55 : Oda modeli IM3 için $z = 3$ m düzlemindeki sıcaklık dağılımı.

Şekil 3.56'da panelin $x = 2$ m'deki Y-Z düzleminde alınan kesitteki sıcaklık dağılımı gösterilmiştir. Bu düzlemdeki hava sıcaklıkları arasındaki maksimum fark 0.6 K'dir. Oda'nın üst kısımlarında hava sıcaklığının yükseldiği, pencerenin yüzeyine yakın yerlerinde ve alt kısımlarında ise hava sıcaklıklarının düştüğü görülmektedir.



Şekil 3.56 : Oda modeli IM3 için $x = 2$ m düzlemindeki sıcaklık dağılımı.

Oda modeli IM3 için genel ısı konfor şartlarının incelenmesi

Oda modeli IM3 için genel ısı konfor şartlarının sağlanıp sağlanmadığı incelenecektir. Çizelge 3.25'te genel ısı konfor için girdi parametreleri verilmiştir.

Çizelge 3.25 : Oda modeli IM3 için genel ısı konfor girdi değerleri.

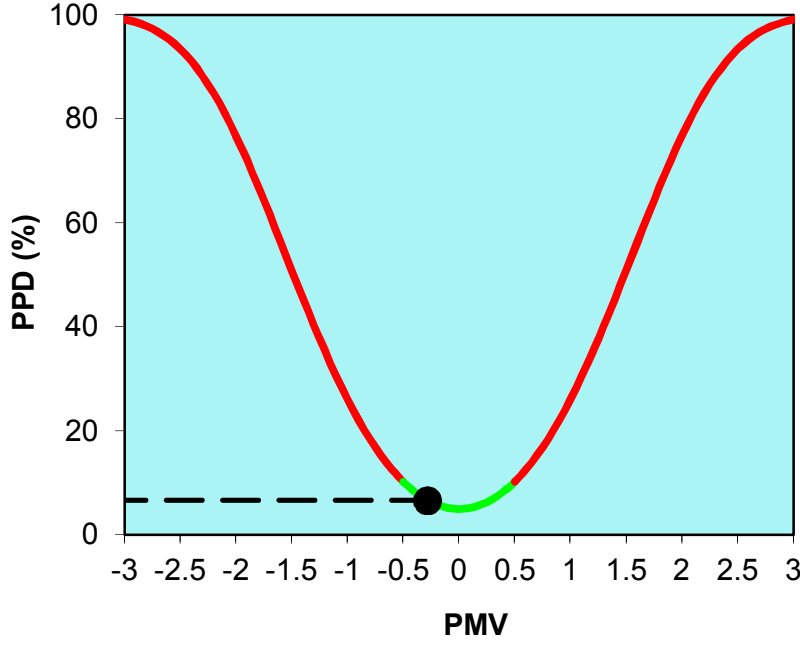
Parametre	Girdi değerleri
Kıyafet (clo)	1
Hava sıcaklığı (°C)	19.7
Ortalama radyant sıcaklık (°C)	20.8
Aktivite hızı (met)	1.2
Hava hızı (m/s)	0.03
Bağıl nem (%)	50

Çalışma sıcaklığı Denklem 3.4'ten 293.2 K olarak bulunmuştur. PMV, PPD ve çalışma sıcaklığı değerleri Çizelge 3.26'da gösterilmektedir.

Çizelge 3.26 : Oda modeli IM3 için genel ısı konfor çıktı değerleri.

Parametre	Çıktı değerleri
Çalışma sıcaklığı (°C)	20.2
PMV	-0.28
PPD (%)	6.63

Bu hesaplanan değerlere bağlı olarak program aracılığıyla PMV ve PPD arasındaki ilişki grafik halinde çizilip ısı konfor durumu incelenmiştir (Şekil 3.57).



Şekil 3.57 : Oda modeli IM3 için PPD ile PMV arasındaki ilişki.

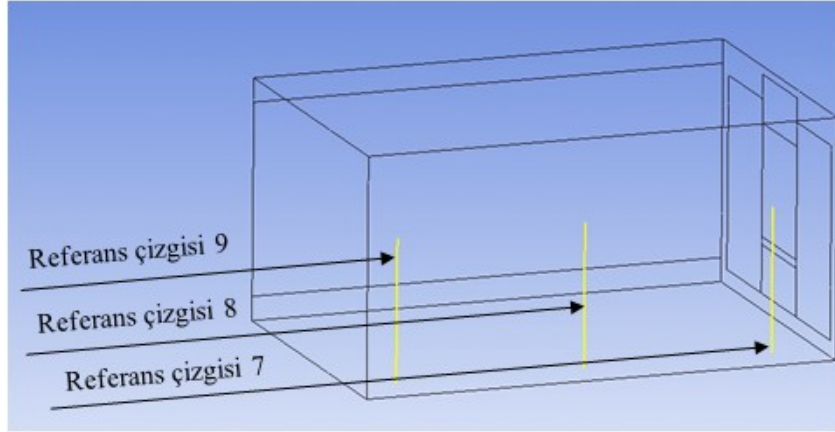
Şekil 3.57'ye bakıldığı zaman oda içerisinde genel ısı konfor kriterlerine göre ısı konforun sağlandığı görülmektedir.

Oda modeli IM3 için yerel ısı konforsuzluğa neden olan durumların incelenmesi

Oda içerisinde yerel ısı konforsuzluğa neden olan durumlar oda modeli IM3 için ayrıntılı olarak incelenmiştir.

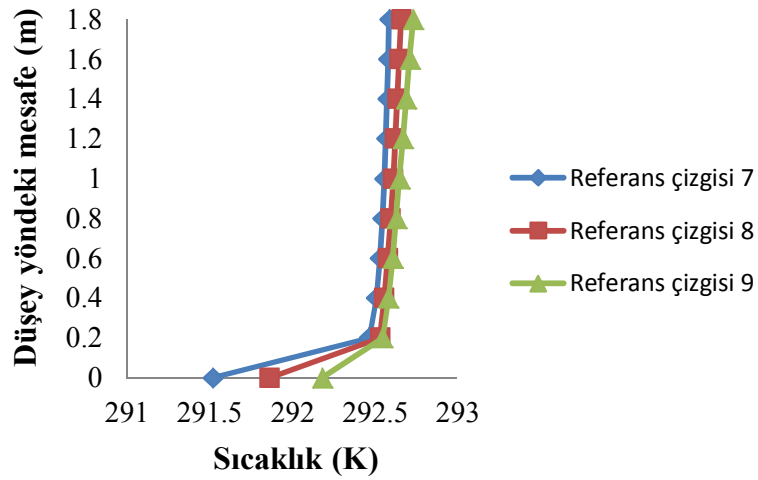
Oda modeli IM3 için düşey yöndeki sıcaklık farkları ve yüksek hava hızları

Yaşam alanı içerisindeki en kritik yer, pencerenin bulunmadığı dış duvardan en uzak ve yaşam alanının bittiği düzlemdir. Bu düzlem içerisinde üç noktada referans çizgisi oluşturularak düşey yöndeki sıcaklık farkları ve yüksek hava hızları analiz edilmiştir. Referans çizgileri sırasıyla pencerenin bulunduğu dış duvardan 0.6, 3, 5.4 m uzaklıktadır. (Şekil 3.58).



Şekil 3.58 : Referans çizgisi 7, 8, 9.

Referans çizgileri üzerindeki sıcaklık dağılımları Şekil 3.59’da gösterilmektedir. Referans çizgileri üzerinde 0.2 m yükseklikten sonra homojen sıcaklık dağılımı olduğu görülmektedir.



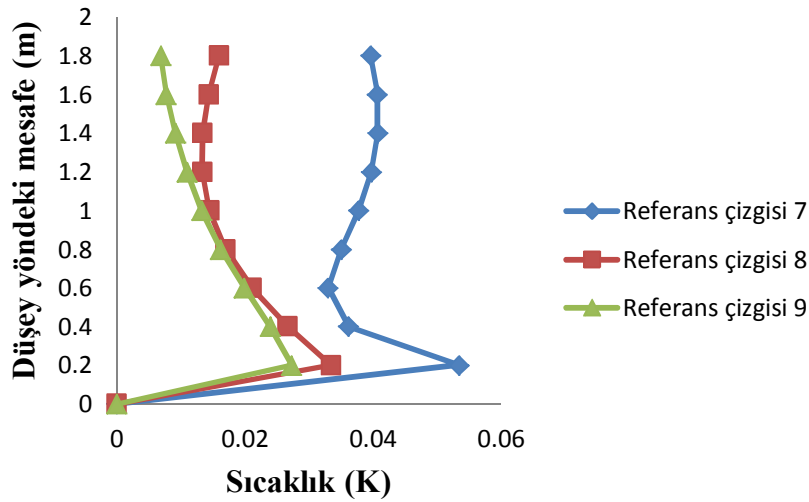
Şekil 3.59 : Referans çizgisi 7, 8, 9 için düşey yöndeki sıcaklık dağılımı.

Referans çizgisi 7, 8, 9 için 0.1 m ile 1.1 m arasındaki sıcaklık farkları Çizelge 3.27’de gösterilmiştir ve bu değerler sırasıyla 0.6, 0.4, 0.3°C’dir. En yüksek düşey yöndeki sıcaklık farkı pencerenin bulunduğu dış duvara en yakın referans çizgisi 7 üzerinde olmaktadır. Üç referans çizgisi için bulunan bu değerler, standartlarda belirtilen düşey yöndeki sıcaklık farkı limit değeri olan 3°C’den küçüktür.

Çizelge 3.27 : Referans çizgisi 7, 8, 9 için düşey yöndeki sıcaklık farkı analizi.

Referans çizgisi	$T_{0.1}$ (K)	$T_{1.1}$ (K)	$T_{1.1}-T_{0.1}$ (K)	ISO 7730 (K)
7	292	292.6	0.6	< 3
8	292.2	292.6	0.4	< 3
9	292.4	292.7	0.3	< 3

Referans çizgileri üzerindeki hava hız dağılımları Şekil 3.60’da gösterilmektedir. Hava hızı, üç referans çizgisi üzerinde de yerden 0.2 m yükseklikte maksimum değerine ulaşmaktadır. Referans çizgisi 7 üzerindeki hava hızı diğer çizgiler üzerindeki hava hızlarından daha yüksektir. Referans çizgisi 8 üzerindeki hava hızı referans çizgisi 9 üzerindeki hava hızından daha yüksektir.



Şekil 3.60 : Referans çizgisi 7, 8, 9 için düşey yöndeki hava hız dağılımı.

Referans çizgisi 7, 8, 9 için düşey yöndeki maksimum hızlar Çizelge 3.28’de gösterilmiştir ve bu değerler sırasıyla 0.053, 0.033, 0.027 m/s’dir. Üç referans çizgisi için bulunan bu değerler, standartlarda belirtilen düşey yöndeki maksimum hız limit değeri olan 0.18 m/s’den küçüktür.

Çizelge 3.28 : Referans çizgisi 7, 8, 9 için yüksek hava hızı analizi.

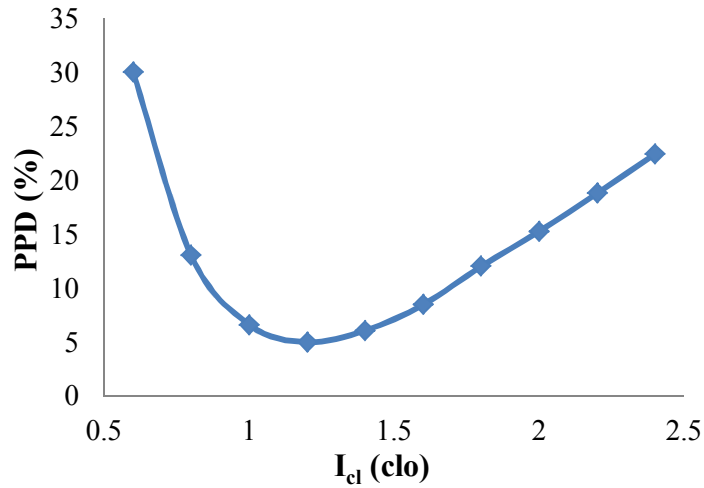
Referans çizgisi	Maksimum hız (m/s)	ISO 7730 (m/s)
7	0.053	< 0.18
8	0.033	< 0.18
9	0.027	< 0.18

Oda modeli IM3 için zemin yüzey sıcaklığı

Oda zemin yüzey sıcaklığı 19.3°C'dir ve bu sıcaklık değeri, standartlarda belirtilen zemin yüzey sıcaklık limit değerleri arasında kalmaktadır.

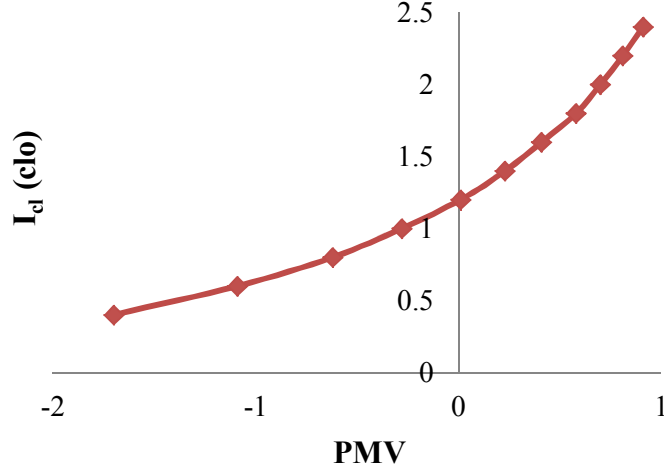
Oda modeli IM3 için giysi ve aktivite hızına göre ısı konfor şartlarının incelenmesi

PPD ile giysi arasındaki ilişki Şekil 3.61'de gösterilmektedir. PPD değeri, giysi değeri 1.2 clo olana kadar azalış göstermektedir ve bu değerden sonra PPD değerinde artış meydana gelmektedir. 1 ile 1.6 clo değerleri arasında ısı konfor şartı sağlanmakta, bu değerler dışında ısı konforsuzluk meydana gelmektedir. En iyi ısı konfor 1.2 clo değerinde sağlanmaktadır ve bu değere karşılık gelen PPD değeri %5'tir.



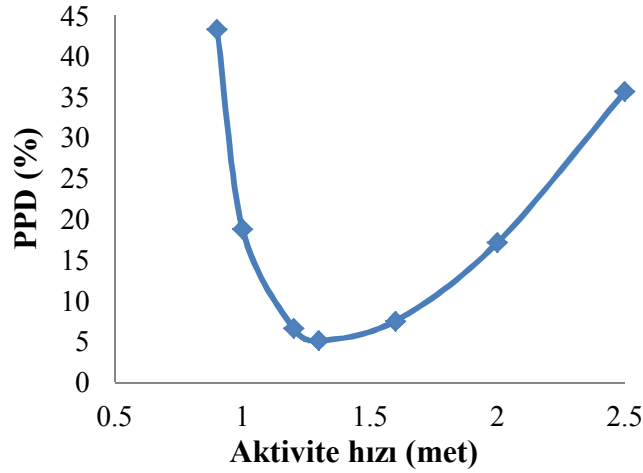
Şekil 3.61 : Oda modeli IM3 için PPD ile I_{cl} arasındaki ilişki.

PMV ile giysi arasındaki ilişki Şekil 3.62'de gösterilmektedir. Oda içerisindeki ısı konfor PMV değeri 0 olduğu zaman dengeye gelmektedir ve bu değere karşılık gelen giysi değeri 1.2 clo'dur.



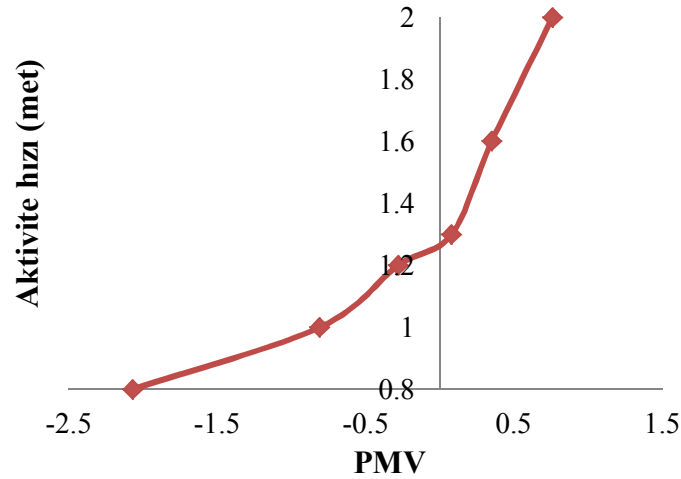
Şekil 3.62 : Oda modeli IM3 için PMV ile I_{cl} arasındaki ilişki.

PPD ile aktivite hızı arasındaki ilişki Şekil 3.63'te gösterilmektedir. PPD değeri, aktivite hızı 1.3 met olana kadar azalış göstermektedir ve bu değerden sonra PPD değerinde artış meydana gelmektedir. 1.2 ile 1.6 met değerleri arasında ısı konfor şartı sağlanmakta, bu değerler dışında ısı konforsuzluk meydana gelmektedir. İnsanlar rahat bir şekilde ayakta durduğu ve ayakta hafif aktivite yaptığı zaman ısı konfor içerisinde olacaklardır. En iyi ısı konfor 1.3 met değerinde sağlanmaktadır ve bu değere karşılık gelen PPD değeri %5.13'tür.



Şekil 3.63 : Oda modeli IM3 için PPD ile aktivite hızı arasındaki ilişki.

PMV ile aktivite hızı arasındaki ilişki Şekil 3.64'te gösterilmektedir. Oda içerisindeki ısı denge PMV değeri 0 olduğu zaman meydana gelmektedir ve bu değere karşılık gelen aktivite hızı 1.3 met'tir.



Şekil 3.64 : Oda modeli IM3 için PMV ile aktivite hızı arasındaki ilişki.

Oda modeli IM3 için 1. bölge analiz sonuçları

Panellerden 19 W/m²'den 10 W/m²'ye kadar değişik ısı akıları verilerek oda içerisinde ısı konfor durumu incelenmiştir (Çizelge 3.29).

Çizelge 3.29 : Oda modeli IM3 için 1. bölge analiz sonuçları.

Isı akısı (W/m ²)	Hava sıcaklığı (°C)	Çalışma sıcaklığı (°C)	PPD (%)	PMV	Isıl konfor
19	20.4	21.3	5.41	-0.14	sağlandı
18	20	20.8	6.10	-0.23	sağlandı
17	19.6	20	7.13	-0.32	sağlandı
15	18.9	19.3	9.81	-0.48	sağlanamadı
10	16	16.3	32.84	-1.15	sağlanamadı

Panellerden 19, 18, 17 W/m² ısı akıları uygulandığı zaman ısı konfor sağlanmıştır ve 15, 10 W/m² ısı akısı değerlerinde ise ısı konfor sağlanamamıştır.

Oda modeli IM3 için 2. bölge analiz sonuçları

Panellerden 20, 15 W/m² ısı akıları verilerek oda içerisinde ısı konfor durumu incelenmiştir (Çizelge 3.30).

Çizelge 3.30 : Oda modeli IM3 için 2. bölge analiz sonuçları.

Isı akısı (W/m ²)	Hava sıcaklığı (°C)	Çalışma sıcaklığı (°C)	PPD (%)	PMV	Isıl konfor
20	19.7	20.2	6.63	-0.28	sağlandı
15	17.6	18.4	17.82	-0.78	sağlanamadı

Panellerden 20 W/m² ısı akısı uygulandığı zaman ısı konfor sağlanmıştır ve 15 W/m² ısı akısı değerinde ise ısı konfor sağlanamamıştır.

Oda modeli IM3 için 3. bölge analiz sonuçları

Panellerden 30, 25 W/m² ısı akıları verilerek oda içerisinde ısıl konfor durumu incelenmiştir (Çizelge 3.31).

Çizelge 3.31 : Oda modeli IM3 için 3. bölge analiz sonuçları.

Isı akısı (W/m ²)	Hava sıcaklığı (°C)	Çalışma sıcaklığı (°C)	PPD (%)	PMV	Isıl konfor
30	21.2	22	5.3	0.12	sağlandı
25	19.2	20	7.85	-0.37	sağlandı

Panellerden 30, 25 W/m² ısı akıları uygulandığı zaman ısıl konfor sağlanmıştır.

Oda modeli IM3 için 4. bölge analiz sonuçları

Panellerden 35 W/m²'den 30 W/m²'ye kadar değişik ısı akıları verilerek oda içerisinde ısıl konfor durumu incelenmiştir (Çizelge 3.32).

Çizelge 3.32 : Oda modeli IM3 için 4. bölge analiz sonuçları.

Isı akısı (W/m ²)	Hava sıcaklığı (°C)	Çalışma sıcaklığı (°C)	PPD (%)	PMV	Isıl konfor
35	20.8	21.7	5.05	0.05	sağlandı
33	19.8	20.5	6	-0.22	sağlandı
32	19.4	20.1	7.13	-0.32	sağlandı
30	18.8	19.6	9.04	-0.44	sağlanamadı

Panellerden 35, 33, 32 W/m² ısı akıları uygulandığı zaman ısıl konfor sağlanmıştır ve 30 W/m² ısı akısı değerinde ise ısıl konfor sağlanamamıştır.

Oda modeli IM3 için panel minimum ısı akısı ve hava sıcaklığı

Isıl konforun sağlanabilmesi için panellerden verilmesi gereken minimum ısı akıları ve bu ısı akısı değerlerinde ısıl konforun sağlandığı hava sıcaklıkları bütün bölgeler için Çizelge 3.33'te gösterilmektedir.

Çizelge 3.33 : Oda modeli IM3 için panel minimum ısı akısı ve hava sıcaklığı.

Bölge	Minimum ısı akısı (W/m ²)	Hava sıcaklığı (°C)
1	17	19.6
2	20	19.7
3	25	19.2
4	32	19.4

3.1.1.4 Odanın müstakil daire içerisinde bulunduğu ısıtma durumunda elde edilen enerji tasarrufu

Odanın kış sezonunda klasik ve radyant sistemlerle ısıtılması için gerekli yakıt maliyetleri EK B’de gösterilmiştir. Isıtma yapılan gün sayısı, 2011 yılının kış sezonunda hava sıcaklığının 15°C’nin altında olduğu gün sayılarının toplamı olarak [26] ve ısıtma sisteminin günlük çalışması 24 saat olarak belirlenmiştir. Doğalgaz birim fiyatı, İGDAŞ’ın 01.04.2012 itibarıyla konut müşterilerine uyguladığı tarifeye göre 0.07826 TL/kWh olarak belirlenmiştir [27]. Çizelge 3.34’te odanın radyant sistemle ısıtılması durumunda bölgelere göre elde edilen enerji tasarrufu gösterilmektedir.

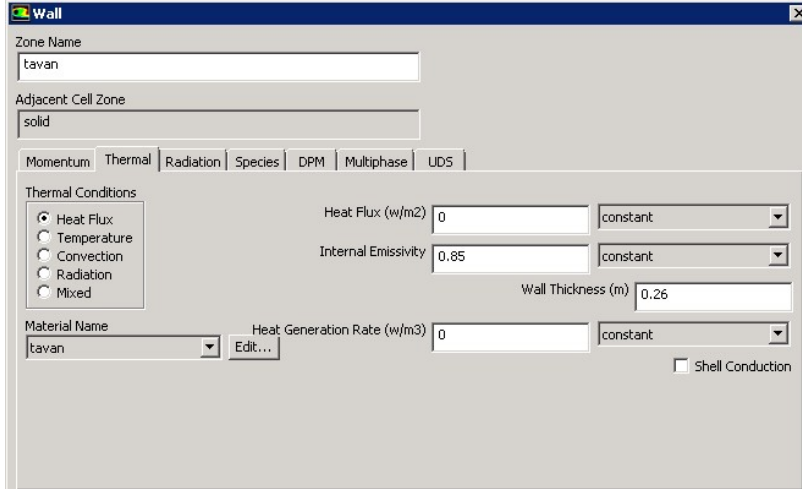
Çizelge 3.34 : Odanın müstakil daire içerisinde bulunduğu ısıtma durumunda elde edilen enerji tasarrufu.

Bölge	Enerji tasarrufu (TL)		
	IM1	IM2	IM3
1	79.0	79.0	100.7
2	143.2	143.2	179.4
3	178.5	178.5	233.8
4	268.2	268.2	333.7

4. bölgede yapı elemanlarından olan ısı kaybı ve ısıtma sistemi yıllık çalışma süresi en fazla olduğundan enerji tasarrufu bu bölgede maksimum düzeye ulaşmıştır. Oda modeli IM3’de iki dış duvara da paneller yerleştirildiği için ısı kaybı azalmakta ve diğer modellere göre panellere daha az ısı akısı verilmektedir. Bu yüzden bu modelde enerji tasarrufu diğer modellere göre daha fazla olmaktadır.

3.1.2 Odanın ara kat dairesi içerisinde bulunduğu ısıtma durumu

Bu durumda odanın iki duvarı dış ortama bakan dış duvar, odanın iç duvarları, tavan ve taban ısıtılan hacimlere bakan duvarlar olarak kabul edilmektedir. Oda ara kat bir dairede bulunduğu için tavan, taban ve iç duvarlardan ısı kaybı olmayacaktır ve bu yapı elemanları için sınır şartı olarak 0 ısı akısı verilmiştir (Şekil 3.65).



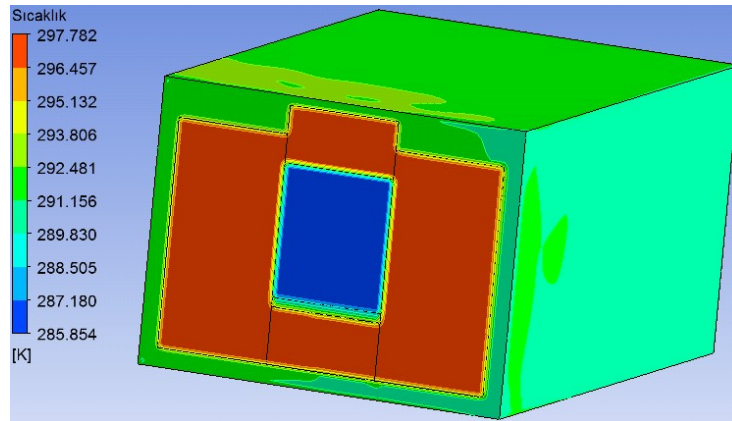
Şekil 3.65 : Oda modeli IA1 için duvar sınır şartının girilmesi.

3.1.2.1 Oda modeli IA1

Analiz sonuçları 2. bölge için panellerden 32 W/m^2 ısı akısı uygulanarak elde edilmiştir.

Oda modeli IA1 içerisindeki sıcaklık dağılımı

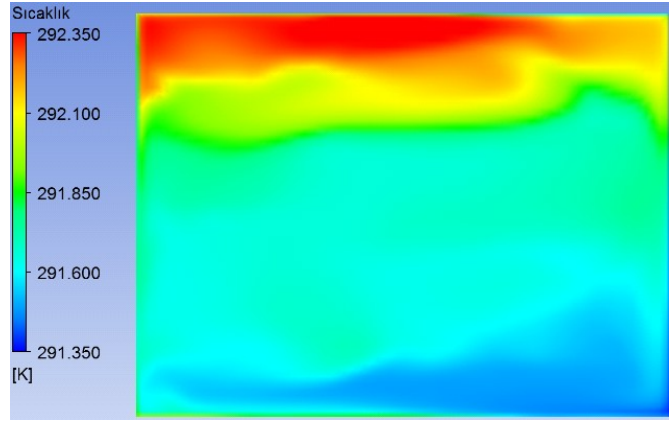
Oda yüzeylerindeki sıcaklık dağılımları Şekil 3.66'da gösterilmiştir. Odadaki sıcak panel yüzeylerindeki ortalama sıcaklık 297.6 K , soğuk pencere yüzeyindeki ortalama sıcaklık 286.6 K 'dir. İç duvar, tavan ve tabandan ısı transferi olmadığından yüzey sıcaklıkları dış duvar yüzey sıcaklığından daha fazladır. Bu yüzeylerdeki ortalama sıcaklık 292.5 K ve dış duvar yüzeylerindeki ortalama sıcaklık ise 291.5 K 'dir.



Şekil 3.66 : Oda modeli IA1 yüzeylerindeki sıcaklık dağılımları.

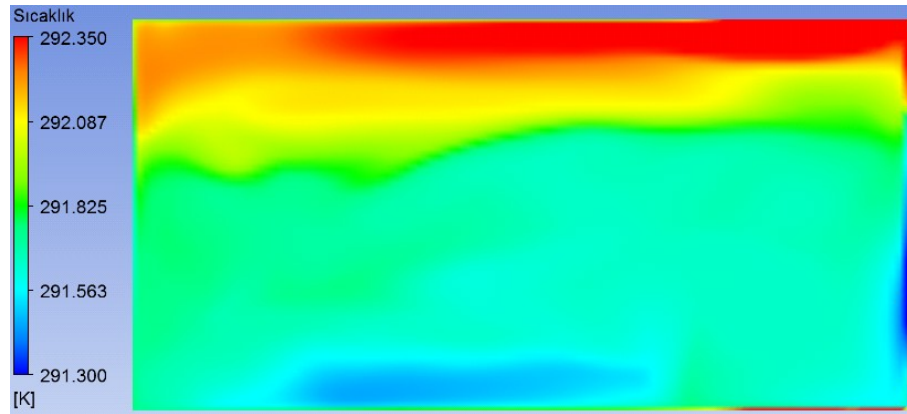
Şekil 3.67'de odanın $z = 3 \text{ m}$ 'deki X-Y düzleminde alınan kesitteki sıcaklık dağılımı gösterilmiştir. Bu düzlemdeki hava sıcaklıkları arasındaki maksimum fark 1 K 'dir. Hava sıcaklığının dış duvar yüzeyinde ve zemine yakın bölgelerde düştüğü,

odanın üst bölgelerinde yükseldiği ve odanın orta bölümlerinde ise homjene yakın olduğu görülmektedir.



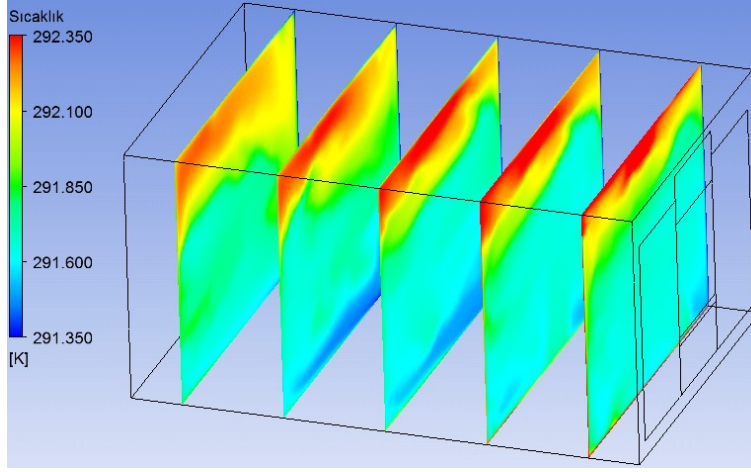
Şekil 3.67 : Oda modeli IA1 için $z = 3$ m düzlemindeki sıcaklık dağılımı.

Şekil 3.68’de odanın $x = 2$ m’deki Y-Z düzleminde alınan kesitteki sıcaklık dağılımı gösterilmiştir. Bu düzlemdeki hava sıcaklıkları arasındaki maksimum fark 1 K’dir. Pencere yüzeyinde ve zeminin orta kısımlarında hava sıcaklığının düştüğü, odanın üst bölgelerinde ise hava sıcaklığının yükseldiği görülmektedir.



Şekil 3.68 : Oda modeli IA1 için $x = 2$ m düzlemindeki sıcaklık dağılımı.

Şekil 3.69’da odanın $z = 0.6$ m, $z = 1.8$ m, $z = 3$ m, $z = 4.2$ m, $z = 5.4$ m düzlemlerindeki sıcaklık dağılımları gösterilmiştir. Pencerenin üstündeki panelin etkisinin pencerenin bulunduğu duvar yüzeyinden uzaklaştıkça azaldığı görülmektedir. Panellerin bulunmadığı dış duvarın etkisi, panellerin bulunduğu dış duvar yüzeyinden uzaklaştıkça artmaktadır. Bütün düzlemlerin orta bölümlerinde homojen hava sıcaklığı vardır.



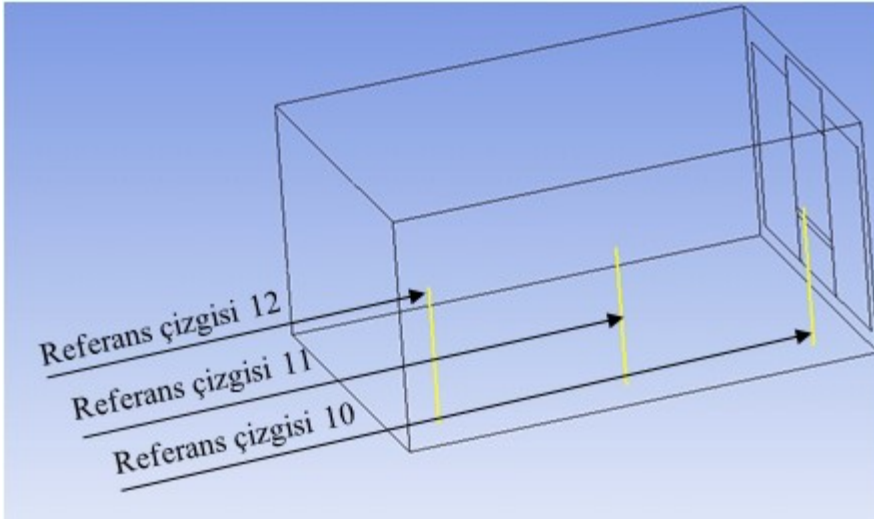
Şekil 3.69 : Oda modeli IA1 için $z = 0.6$ m, $z = 1.8$ m, $z = 3$ m, $z = 4.2$ m, $z = 5.4$ m düzlemlerindeki sıcaklık dağılımları.

Oda modeli IA1 için yerel ısı konfor şartlarının incelenmesi

Oda modeli IA1 için yerel ısı konfor şartlarının sağlanıp sağlanmadığı incelenmiştir.

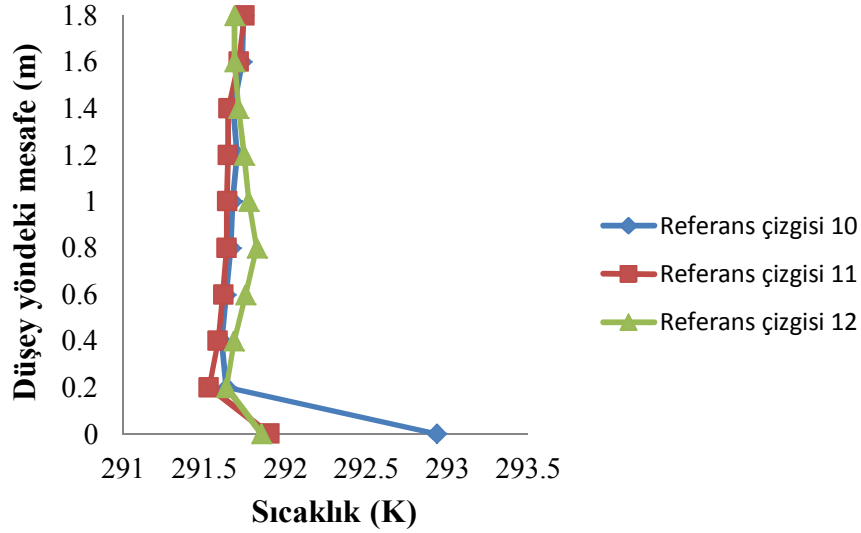
Oda modeli IA1 için düşey yöndeki sıcaklık farkları ve yüksek hava hızları

Yaşam alanı içerisindeki en kritik yer, pencerenin bulunduğu dış duvara komşu iç duvara en yakın yaşam alanının bittiği düzlemdir. Bu düzlem içerisinde üç noktada referans çizgisi oluşturularak düşey yöndeki sıcaklık farkları ve yüksek hava hızları analiz edilmiştir. Referans çizgileri sırasıyla pencerenin bulunduğu dış duvardan 0.6, 3, 5.4 m uzaklıktadır (Şekil 3.70).



Şekil 3.70 : Referans çizgisi 10, 11, 12.

Referans çizgileri üzerindeki sıcaklık dağılımları Şekil 3.71’de gösterilmektedir. Referans çizgileri üzerinde 0.2 m yükseklikten sonra homojen sıcaklık dağılımı olduğu görülmektedir.



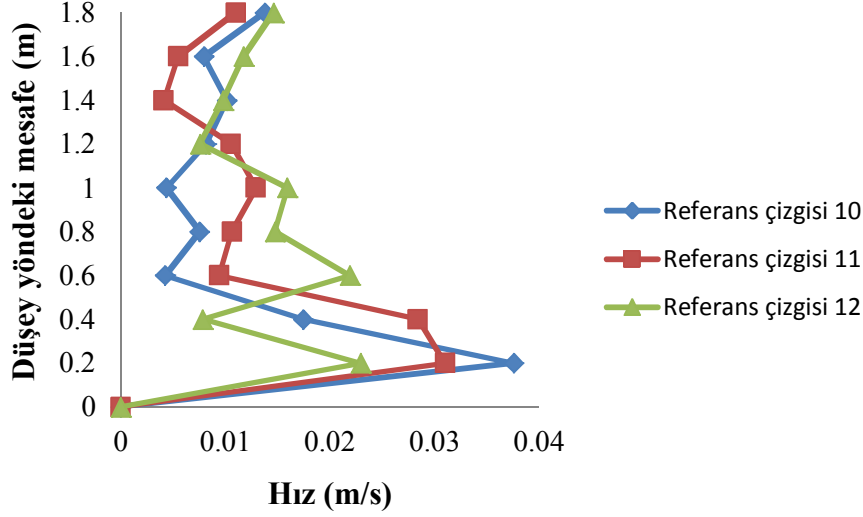
Şekil 3.71 : Referans çizgisi 10, 11, 12 için düşey yöndeki sıcaklık dağılımı.

Referans çizgisi 10, 11, 12 için 0.1 m ile 1.1 m arasındaki sıcaklık farkları Çizelge 3.35’te gösterilmiştir ve bu değerler sırasıyla 0.6, 0.1, 0.02°C’dir. En yüksek düşey yöndeki sıcaklık farkı pencerenin sol tarafındaki panellerin etkisiyle referans çizgisi 10 üzerinde meydana gelmektedir. Üç referans çizgisi için bulunan bu değerler, standartlarda belirtilen düşey yöndeki sıcaklık farkı limit değeri olan 3°C’den küçüktür.

Çizelge 3.35 : Referans çizgisi 10, 11, 12 için düşey yöndeki sıcaklık farkı analizi.

Referans çizgisi	$T_{0.1}$ (K)	$T_{1.1}$ (K)	$T_{1.1}-T_{0.1}$ (K)	ISO 7730 (K)
10	292.3	291.7	0.6	< 3
11	291.7	291.6	0.1	< 3
12	291.74	291.76	0.02	< 3

Referans çizgileri üzerindeki hava hız dağılımları Şekil 3.72’de gösterilmektedir. Referans çizgileri üzerindeki hava hızları yerden 0.2 m yükseklikte maksimum değerlerine ulaşmaktadır. 0.2 m yüksekliğe kadar referans çizgisi 10 üzerindeki hava hızı diğer çizgiler üzerindeki hava hızlarından daha yüksektir ve bu mesafeden sonra referans çizgileri üzerindeki hava hızlarında dalgalanmalar görülmektedir.



Şekil 3.72 : Referans çizgisi 10, 11, 12 için düşey yöndeki hava hız dağılımı.

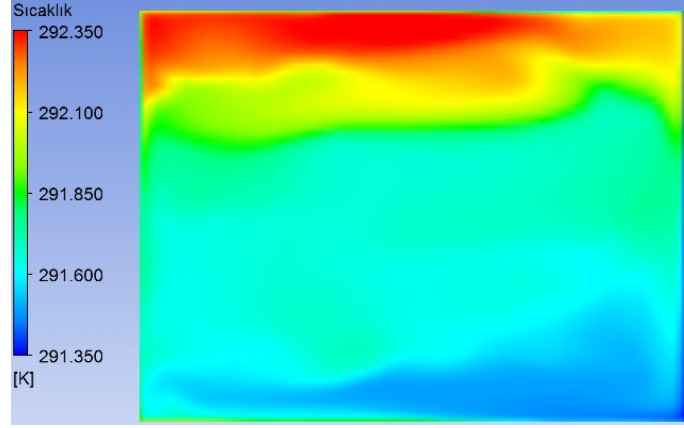
Referans çizgisi 10, 11, 12 için düşey yöndeki maksimum hızlar Çizelge 3.36'da gösterilmiştir ve bu değerler sırasıyla 0.038, 0.031, 0.023 m/s'dir. Üç referans çizgisi için bulunan bu değerler, standartlarda belirtilen düşey yöndeki maksimum hız limit değeri olan 0.18 m/s'den küçüktür.

Çizelge 3.36 : Referans çizgisi 10, 11, 12 için yüksek hava hızı analizi.

Referans çizgisi	Maksimum hız (m/s)	ISO 7730 (m/s)
10	0.038	< 0.18
11	0.031	< 0.18
12	0.023	< 0.18

Oda modeli IA1 için radyant sıcaklık asimetrisi

Sıcak duvara paralel odanın orta kesitindeki sıcaklık dağılımı Şekil 3.73'te gösterilmiştir. Bu düzlemdeki en yüksek ve en düşük hava sıcaklığı sırasıyla 292.35, 291.35 K'dir. Bu iki değer arasındaki fark 1 K'dir ve bu değer, standartlara göre ılık duvar durumunda radyant sıcaklık asimetrisi sınır değeri olan 23 K'i geçmemiştir.



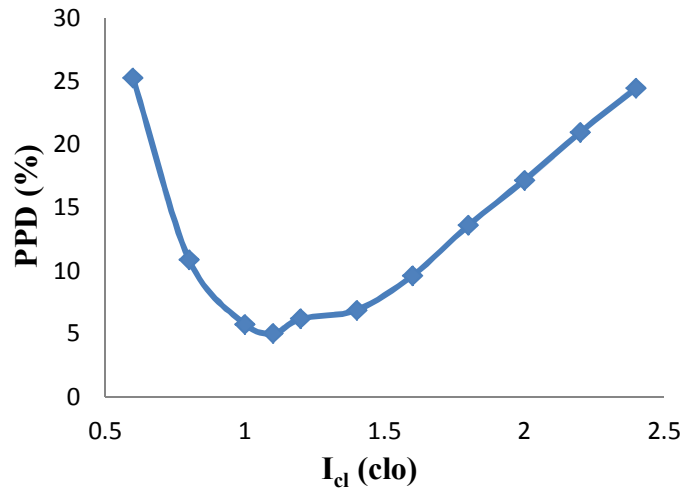
Şekil 3.73 : Oda modeli IA1 için $z = 3$ m düzlemindeki sıcaklık dağılımı.

Oda modeli IA1 için zemin yüzey sıcaklığı

Oda zemin yüzey sıcaklığı 19.5°C 'dir ve bu sıcaklık değeri, standartlarda belirtilen zemin yüzey sıcaklık limit değerleri arasında kalmaktadır.

Oda modeli IA1 için giysi ve aktivite hızına göre ısı konfor şartlarının incelenmesi

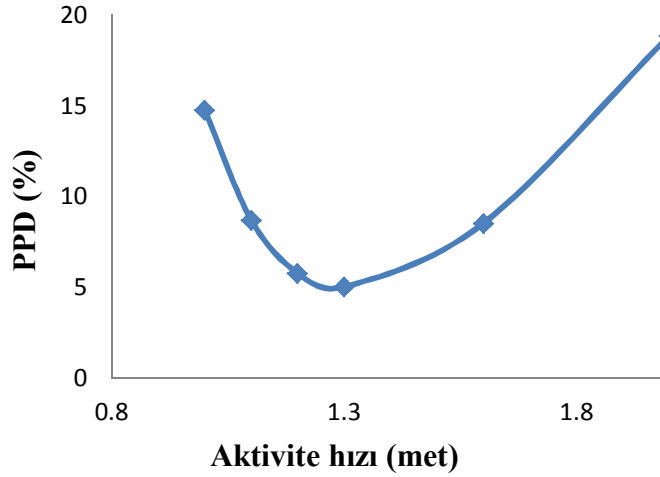
PPD ile giysi arasındaki ilişki Şekil 3.74'te gösterilmektedir. PPD değeri, giysi değeri 1.1 clo olana kadar azalış göstermektedir ve bu değerden sonra PPD değerinde artış meydana gelmektedir. 1 ile 1.6 clo değerleri arasında ısı konfor şartı sağlanmakta, bu değerler dışında ısı konforsuzluk meydana gelmektedir. En iyi ısı konfor 1.1 clo değerinde sağlanmaktadır ve bu değere karşılık gelen PPD değeri %5'tir.



Şekil 3.74 : Oda modeli IA1 için PPD ile I_{cl} arasındaki ilişki.

PPD ile aktivite hızı arasındaki ilişki Şekil 3.75'te gösterilmektedir. PPD değeri, aktivite hızı 1.3 met olana kadar azalış göstermektedir ve bu değerden sonra PPD değerinde artış meydana gelmektedir. 1.2 ile 1.6 met değerleri arasında ısı konfor

şartı sağlanmakta, bu değerler dışında ısı konforsuzluk meydana gelmektedir. İnsanlar rahat bir şekilde ayakta durduğu ve ayakta hafif aktivite yaptığı zaman ısı konfor içerisinde olacaklardır. En iyi ısı konfor 1.3 met değerinde sağlanmaktadır ve bu değere karşılık gelen PPD değeri %5'tir.



Şekil 3.75 : Oda modeli IA1 için PPD ile aktivite hızı arasındaki ilişki.

Oda modeli IA1 için 1. bölge analiz sonuçları

Panellerden 25 W/m²'den 22 W/m²'ye kadar değişik ısı akıları verilerek oda içerisinde ısı konfor durumu incelenmiştir (Çizelge 3.37).

Çizelge 3.37 : Oda modeli IA1 için 1. bölge analiz sonuçları.

Isı akısı (W/m ²)	Hava sıcaklığı (°C)	Çalışma sıcaklığı (°C)	PPD (%)	PMV	Isıl konfor
25	20.6	21.5	5.00	0.01	sağlandı
24	20	20.9	5.41	-0.14	sağlandı
23	19.4	20.3	6.63	-0.28	sağlandı
22	18.9	19.7	8.68	-0.42	sağlanamadı

Panellerden 25, 24, 23 W/m² ısı akıları uygulandığı zaman ısı konfor sağlanmıştır ve 22 W/m² ısı akısı değerinde ise ısı konfor sağlanamamıştır.

Oda modeli IA1 için 2. bölge analiz sonuçları

Panellerden 35 W/m²'den 30 W/m²'ye kadar değişik ısı akıları verilerek oda içerisinde ısı konfor durumu incelenmiştir (Çizelge 3.38).

Çizelge 3.38 : Oda modeli IA1 için 2. bölge analiz sonuçları.

Isı akısı (W/m ²)	Hava sıcaklığı (°C)	Çalışma sıcaklığı (°C)	PPD (%)	PMV	Isıl konfor
35	21.3	22.4	5.91	0.21	sağlandı
32	19.6	20.7	5.75	-0.19	sağlandı
31	19.2	20.4	6.51	-0.27	sağlandı
30	18.4	19.5	9.42	-0.46	sağlanamadı

Panellerden 35, 32, 31 W/m² ısı akıları uygulandığı zaman ısı konfor sağlanmıştır ve 30 W/m² ısı akısı değerinde ise ısı konfor sağlanamamıştır.

Oda modeli IA1 için 3. bölge analiz sonuçları

Panellerden 43 W/m²'den 40 W/m²'ye kadar değişik ısı akıları verilerek oda içerisinde ısı konfor durumu incelenmiştir (Çizelge 3.39).

Çizelge 3.39 : Oda modeli IA1 için 3. bölge analiz sonuçları.

Isı akısı (W/m ²)	Hava sıcaklığı (°C)	Çalışma sıcaklığı (°C)	PPD (%)	PMV	Isıl konfor
45	19.2	20.9	5.60	-0.17	sağlandı
44	19	20.5	6.30	-0.25	sağlandı
43	18.8	20	8.17	-0.39	sağlandı
42	17.0	18.5	15.31	-0.70	sağlanamadı
40	15.9	17.3	24.87	-0.97	sağlanamadı

Panellerden 45, 44, 43 W/m² ısı akıları uygulandığı zaman ısı konfor sağlanmıştır. 42, 40 W/m² ısı akısı değerlerinde ise ısı konfor sağlanamamıştır.

Oda modeli IA1 için 4. bölge analiz sonuçları

Panellerden 56, 55 W/m² ısı akıları verilerek oda içerisinde ısı konfor durumu incelenmiştir (Çizelge 3.40).

Çizelge 3.40 : Oda modeli IA1 için 4. bölge analiz sonuçları.

Isı akısı (W/m ²)	Hava sıcaklığı (°C)	Çalışma sıcaklığı (°C)	PPD (%)	PMV	Isıl konfor
56	18.9	20.9	5.67	-0.18	sağlandı
55	17.8	19.7	9.42	-0.46	sağlanamadı

Panellerden 56 W/m² ısı akısı uygulandığı zaman ısı konfor sağlanmıştır ve 55 W/m² ısı akısı değerinde ise ısı konfor sağlanamamıştır.

Oda modeli IA1 için panel minimum ısı akısı ve hava sıcaklığı

Isıl konforun sağlanabilmesi için panellerden verilmesi gereken minimum ısı akıları ve bu ısı akısı değerlerinde ısıl konforun sağlandığı hava sıcaklıkları bütün bölgeler için Çizelge 3.41’de gösterilmektedir.

Çizelge 3.41 : Oda modeli IA1 için panel minimum ısı akısı ve hava sıcaklığı.

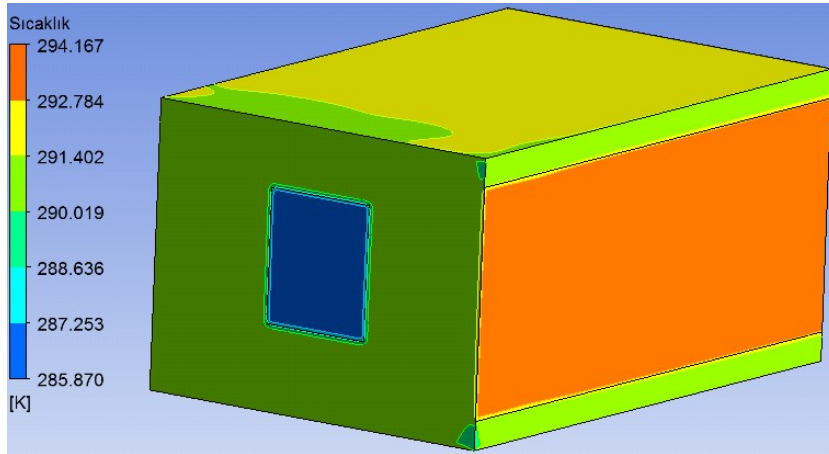
Bölge	Minimum ısı akısı (W/m ²)	Hava sıcaklığı (°C)
1	23	19.4
2	31	19.2
3	44	19.0
4	56	18.9

3.1.2.2 Oda modeli IA2

Analiz sonuçları 2. bölge için panellerden 11 W/m² ısı akısı uygulanarak elde edilmiştir.

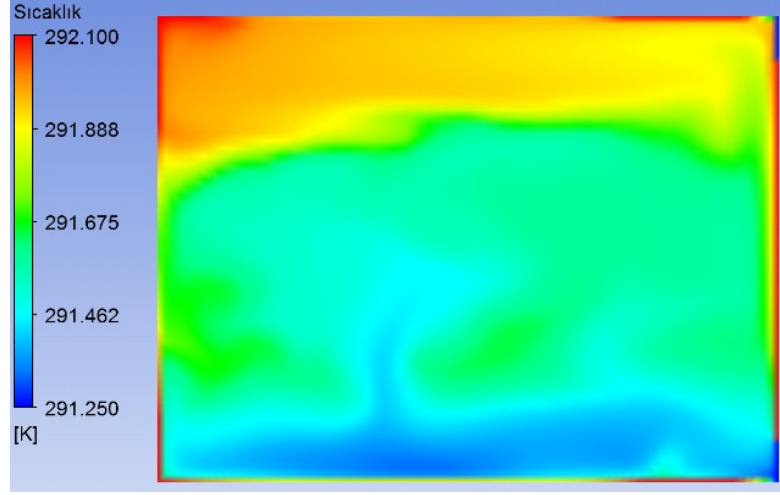
Oda modeli IA2 içerisindeki sıcaklık dağılımı

Oda yüzeylerindeki sıcaklık dağılımları Şekil 3.76’da gösterilmiştir. Odadaki sıcak panel yüzeylerindeki ortalama sıcaklık 293.6 K ve soğuk pencere yüzeyindeki ortalama sıcaklık 286.2 K’dir. İç duvar, tavan ve taban yüzeylerindeki ortalama sıcaklık 292 K ve dış duvar yüzeylerindeki ortalama sıcaklık 290.6 K’dir.



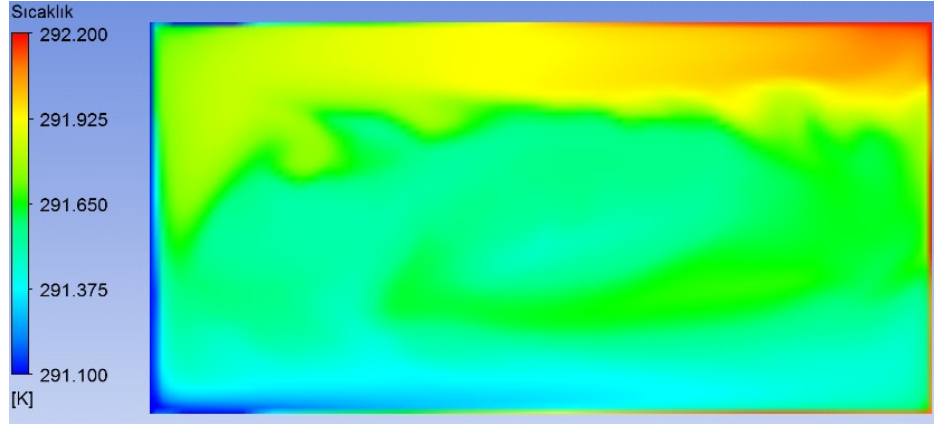
Şekil 3.76 : Oda modeli IA2 yüzeylerindeki sıcaklık dağılımları.

Şekil 3.77’de odanın z = 3 m’deki X-Y düzleminden alınan kesitteki sıcaklık dağılımı gösterilmiştir. Bu düzlemdeki hava sıcaklıkları arasındaki maksimum fark 0.85 K’dir. Hava sıcaklığının panel yüzeylerinde ve odanın üst bölgelerinde yükseldiği, odanın zemine yakın kısımlarında ise düştüğü görülmektedir.



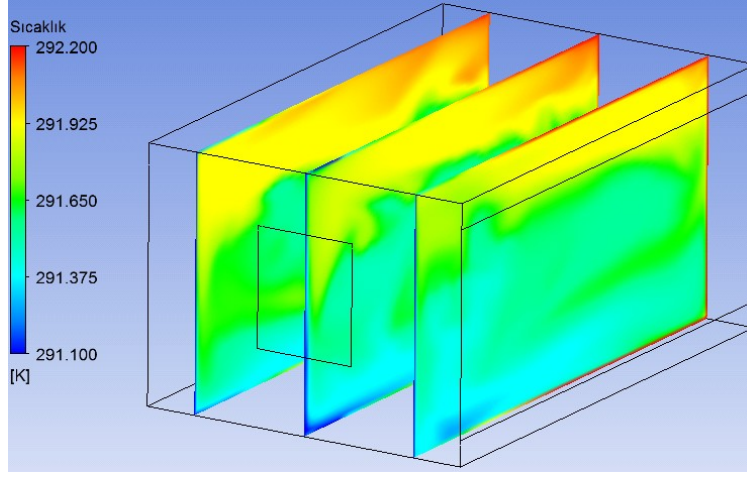
Şekil 3.77 : Oda modeli IA2 için $z = 3$ m düzlemindeki sıcaklık dağılımı.

Şekil 3.78’de odanın $x = 2$ m’deki Y-Z düzleminde alınan kesitteki sıcaklık dağılımı gösterilmiştir. Bu düzlemdeki hava sıcaklıkları arasındaki maksimum fark 1.1 K’dir. Hava sıcaklığının dış duvar yüzeyinde ve zeminin dış duvara yakın bölgelerinde düştüğü, odanın üst kısmında ise yükseldiği görülmektedir.



Şekil 3.78 : Oda modeli IA2 için $x = 2$ m düzlemindeki sıcaklık dağılımı.

Şekil 3.79’da odanın $x = 0.6$ m, $x = 2$ m, $x = 3.4$ m düzlemlerindeki sıcaklık dağılımları gösterilmiştir. Panellerin bulunduğu dış duvardan uzaklaştıkça iç duvarlardan, tavandan ve tabandan ısı transferi olmadığı için düzlemlerin orta bölgelerindeki sıcaklıklarda azalmanın aksine artış olduğu görülmektedir.



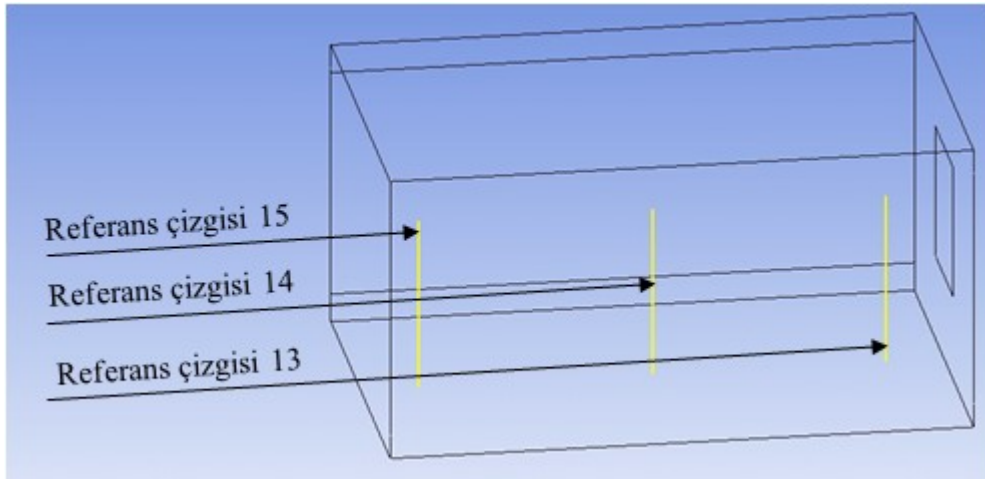
Şekil 3.79 : Oda modeli IA2 için $x = 0.6$ m, $x = 2$ m, $x = 3.4$ m düzlemlerindeki sıcaklık dağılımları.

Oda modeli IA2 için yerel ısı konfor şartlarının incelenmesi

Oda modeli IA2 için yerel ısı konfor şartlarının sağlanıp sağlanmadığı incelenmiştir.

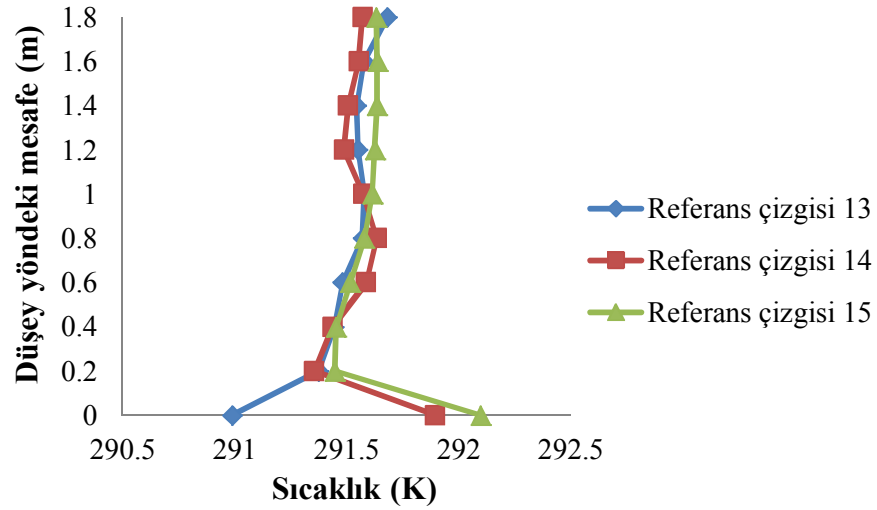
Oda modeli IA2 için düşey yöndeki sıcaklık farkları ve yüksek hava hızları

Yaşam alanı içerisindeki en kritik yer odanın orta kesitindeki düzlemdir. Bu düzlem içerisinde üç noktada referans çizgisi oluşturularak düşey yöndeki sıcaklık farkları ve yüksek hava hızları analiz edilmiştir. Referans çizgileri sırasıyla pencerenin bulunduğu dış duvardan 0.6, 3, 5.4 m uzaklıktadır (Şekil 3.80).



Şekil 3.80 : Referans çizgisi 13, 14, 15.

Referans çizgileri üzerindeki sıcaklık dağılımları Şekil 3.81’de gösterilmektedir. Referans çizgileri üzerinde 0.2 m yükseklikten sonra homojen sıcaklık dağılımı olduğu görülmektedir.



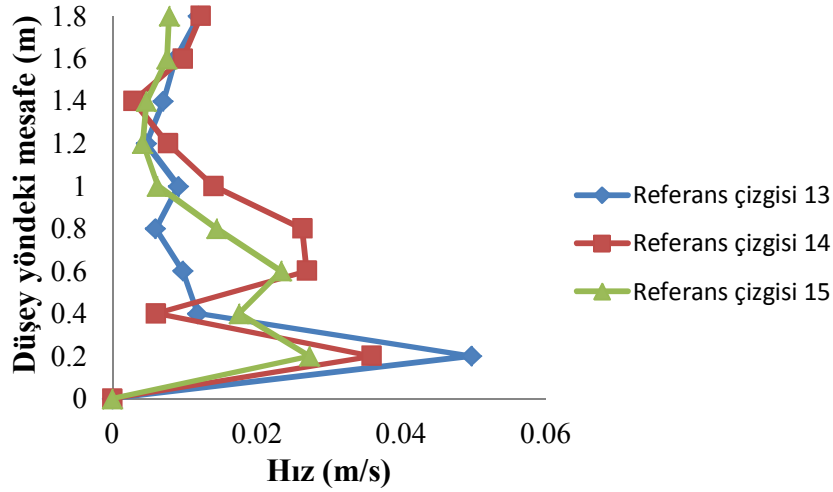
Şekil 3.81 : Referans çizgisi 13, 14, 15 için düşey yöndeki sıcaklık dağılımı.

Referans çizgisi 13, 14, 15 için 0.1 m ile 1.1 m arasındaki sıcaklık farkları Çizelge 3.42’de gösterilmiştir ve bu değerler sırasıyla 0.4, 0.1, 0.2°C’dir. En yüksek düşey yöndeki sıcaklık farkı pencerenin etkisiyle referans çizgisi 13 üzerinde meydana gelmektedir. Üç referans çizgisi için bulunan bu değerler, standartlarda belirtilen düşey yöndeki sıcaklık farkı limit değeri olan 3°C’den küçüktür.

Çizelge 3.42 : Referans çizgisi 13, 14, 15 için düşey yöndeki sıcaklık farkı analizi.

Referans çizgisi	$T_{0.1}$ (K)	$T_{1.1}$ (K)	$T_{1.1}-T_{0.1}$ (K)	ISO 7730 (K)
13	291.2	291.6	0.4	< 3
14	291.6	291.5	0.1	< 3
15	291.8	291.6	0.2	< 3

Referans çizgileri üzerindeki hava hız dağılımları Şekil 3.82’de gösterilmektedir. Referans çizgileri üzerindeki hava hızları yerden 0.2 m yükseklikte maksimum değerlerine ulaşmaktadır. 0.2 m yüksekliğe kadar referans çizgisi 13 üzerindeki hava hızı diğer çizgiler üzerindeki hava hızlarından daha yüksektir ve bu mesafeden sonra referans çizgileri üzerindeki hava hızlarında dalgalanmalar görülmektedir.



Şekil 3.82 : Referans çizgisi 13, 14, 15 için düşey yöndeki hava hız dağılımı.

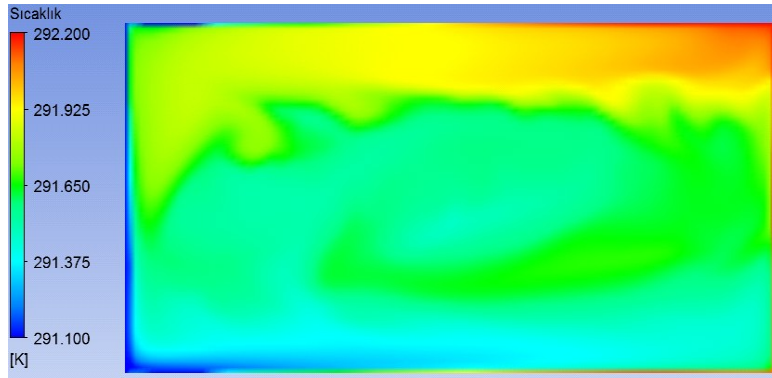
Referans çizgisi 13, 14, 15 için düşey yöndeki maksimum hızlar Çizelge 3.43'te gösterilmiştir ve bu değerler sırasıyla 0.05, 0.036, 0.028 m/s'dir. Üç referans çizgisi için bulunan bu değerler, standartlarda belirtilen düşey yöndeki maksimum hız limit değeri olan 0.18 m/s'den küçüktür.

Çizelge 3.43 : Referans çizgisi 13, 14, 15 için yüksek hava hızı analizi.

Referans çizgisi	Maksimum hız (m/s)	ISO 7730 (m/s)
13	0.05	< 0.18
14	0.036	< 0.18
15	0.028	< 0.18

Oda modeli IA2 için radyant sıcaklık asimetrisi

Sıcak duvara paralel odanın orta kesitindeki sıcaklık dağılımı Şekil 3.83'te gösterilmiştir. Bu düzlemdeki en yüksek ve en düşük hava sıcaklığı sırasıyla 292.2, 291.1 K'dir. Bu iki değer arasındaki fark 1.1 K'dir ve bu değer, standartlara göre ılık duvar durumunda radyant sıcaklık asimetrisi sınır değeri olan 23 K'i geçmemiştir.



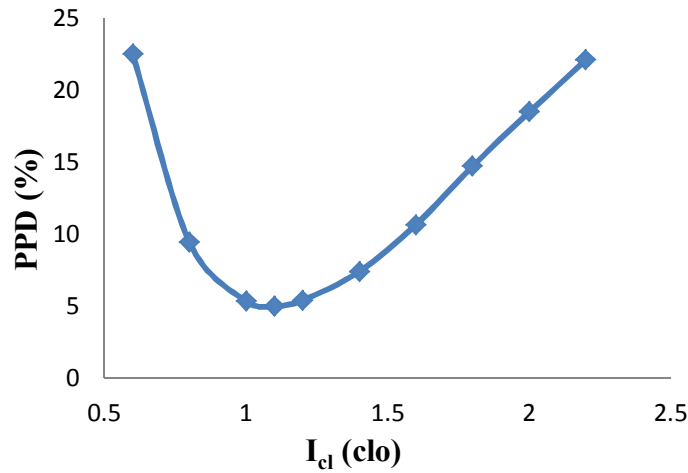
Şekil 3.83 : Oda modeli IA2 için z = 3 m düzlemindeki sıcaklık dağılımı.

Oda modeli IA2 için zemin yüzey sıcaklığı

Oda zemin yüzey sıcaklığı 19.2°C'dir ve bu sıcaklık değeri, standartlarda belirtilen zemin yüzey sıcaklık limit değerleri arasında kalmaktadır.

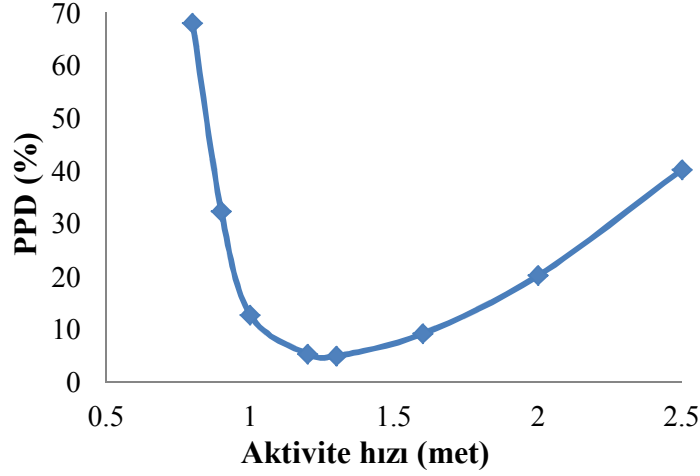
Oda modeli IA2 için giysi ve aktivite hızına göre ısı konfor şartlarının incelenmesi

PPD ile giysi arasındaki ilişki Şekil 3.84'te gösterilmektedir. PPD değeri, giysi değeri 1.1 clo olana kadar azalış göstermektedir ve bu değerden sonra PPD değerinde artış meydana gelmektedir. 0.8 ile 1.4 clo değerleri arasında ısı konfor şartı sağlanmakta, bu değerler dışında ısı konforsuzluk meydana gelmektedir. En iyi ısı konfor 1.1 clo değerinde sağlanmaktadır ve bu değere karşılık gelen PPD değeri %5'tir.



Şekil 3.84 : Oda modeli IA2 için PPD ile I_{cl} arasındaki ilişki.

PPD ile aktivite hızı arasındaki ilişki Şekil 3.85'te gösterilmektedir. PPD değeri, aktivite hızı 1.3 met olana kadar azalış göstermektedir ve bu değerden sonra PPD değerinde artış meydana gelmektedir. 1.2 ile 1.6 met değerleri arasında ısı konfor şartı sağlanmakta, bu değerler dışında ısı konforsuzluk meydana gelmektedir. İnsanlar rahat bir şekilde ayakta durduğu ve ayakta hafif aktivite yaptığı zaman ısı konfor içerisinde olacaklardır. En iyi ısı konfor 1.3 met değerinde sağlanmaktadır ve bu değere karşılık gelen PPD değeri %5'tir.



Şekil 3.85 : Oda modeli IA2 için PPD ile aktivite hızı arasındaki ilişki.

Oda modeli IA2 için 1. bölge analiz sonuçları

Panellerden 9 W/m²'den 7 W/m²'ye kadar değişik ısı akıları verilerek oda içerisinde ısı konfor durumu incelenmiştir (Çizelge 3.44).

Çizelge 3.44 : Oda modeli IA2 için 1. bölge analiz sonuçları.

Isı akısı (W/m ²)	Hava sıcaklığı (°C)	Çalışma sıcaklığı (°C)	PPD (%)	PMV	Isıl konfor
9	20.7	21.1	5.10	-0.07	sağlandı
8.5	20.1	20.3	6.30	-0.25	sağlandı
8	19	19.4	9.42	-0.46	sağlanamadı
7	17.5	17.8	19.18	-0.82	sağlanamadı

Panellerden 9, 8.5 W/m² ısı akıları uygulandığı zaman ısı konfor sağlanmıştır ve 8, 7 W/m² ısı akısı değerlerinde ise ısı konfor sağlanamamıştır.

Oda modeli IA2 için 2. bölge analiz sonuçları

Panellerden 12, 11.5, 11 W/m² ısı akıları verilerek oda içerisinde ısı konfor durumu incelenmiştir (Çizelge 3.45).

Çizelge 3.45 : Oda modeli IA2 için 2. bölge analiz sonuçları.

Isı akısı (W/m ²)	Hava sıcaklığı (°C)	Çalışma sıcaklığı (°C)	PPD (%)	PMV	Isıl konfor
12	20.5	20.9	5.35	-0.13	sağlandı
11.5	19.6	20.1	6.87	-0.30	sağlandı
11	18.7	19.1	10.66	-0.52	sağlanamadı

Panellerden 12, 11.5 W/m² ısı akıları uygulandığı zaman ısı konfor sağlanmıştır ve 11 W/m² ısı akısı değerinde ise ısı konfor sağlanamamıştır.

Oda modeli IA2 için 3. bölge analiz sonuçları

Panellerden 18, 17, 16 W/m² ısı akıları verilerek oda içerisinde ısı konfor durumu incelenmiştir (Çizelge 3.46).

Çizelge 3.46 : Oda modeli IA2 için 3. bölge analiz sonuçları.

Isı akısı (W/m ²)	Hava sıcaklığı (°C)	Çalışma sıcaklığı (°C)	PPD (%)	PMV	Isıl konfor
18	22.1	22.5	6.30	0.25	sağlandı
17	20.0	20.8	5.53	-0.16	sağlandı
16	18.7	19.2	10.44	-0.51	sağlanamadı

Panellerden 18, 17 W/m² ısı akıları uygulandığı zaman ısı konfor sağlanmıştır ve 16 W/m² ısı akısı değerinde ise ısı konfor sağlanamamıştır.

Oda modeli IA2 için 4. bölge analiz sonuçları

Panellerden 23, 22, 21 W/m² ısı akıları verilerek oda içerisinde ısı konfor durumu incelenmiştir (Çizelge 3.47).

Çizelge 3.47 : Oda modeli IA2 için 4. bölge analiz sonuçları.

Isı akısı (W/m ²)	Hava sıcaklığı (°C)	Çalışma sıcaklığı (°C)	PPD (%)	PMV	Isıl konfor
23	22.3	22.9	7.26	0.33	sağlandı
22	20.9	21.6	5.03	0.04	sağlandı
21	19.7	20.7	5.75	-0.19	sağlandı

Panellerden 23, 22, 21 W/m² ısı akıları uygulandığı zaman ısı konfor sağlanmıştır.

Oda modeli IA2 için panel minimum ısı akısı ve hava sıcaklığı

Isıl konforun sağlanabilmesi için panellerden verilmesi gereken minimum ısı akıları ve bu ısı akısı değerlerinde ısı konforun sağlandığı hava sıcaklıkları bütün bölgeler için Çizelge 3.48’de gösterilmektedir.

Çizelge 3.48 : Oda modeli IA2 için panel minimum ısı akısı ve hava sıcaklığı.

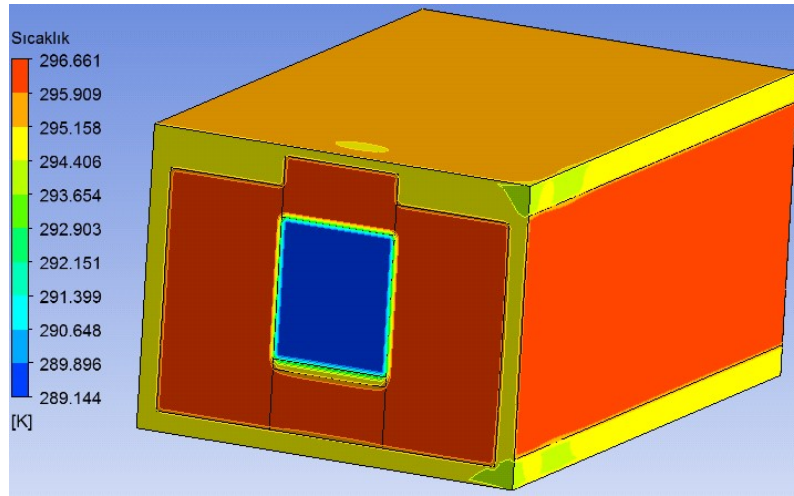
Bölge	Minimum ısı akısı (W/m ²)	Hava sıcaklığı (°C)
1	8.5	20.1
2	11.5	20.1
3	17	20
4	21	19.7

3.1.2.3 Oda modeli IA3

Analiz sonuçları 2. bölge için panellerden 5 W/m^2 ısı akısı uygulanarak elde edilmiştir.

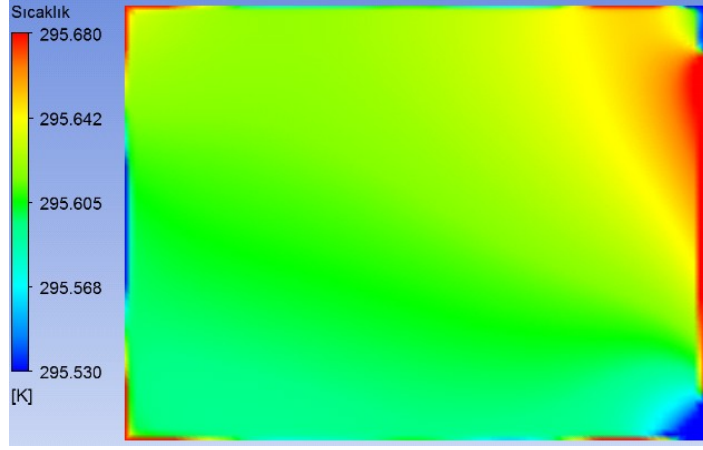
Oda modeli IA3 içerisindeki sıcaklık dağılımı

Oda yüzeylerindeki sıcaklık dağılımları Şekil 3.86’da gösterilmiştir. Odadaki sıcak panel yüzeylerindeki ortalama sıcaklık 296.3 K ve soğuk pencere yüzeyindeki ortalama sıcaklık 289.3 K ’dir. İç duvar, tavan ve taban yüzeylerindeki ortalama sıcaklık 295.6 K ve dış duvar yüzeylerindeki ortalama sıcaklık 294.5 K ’dir.



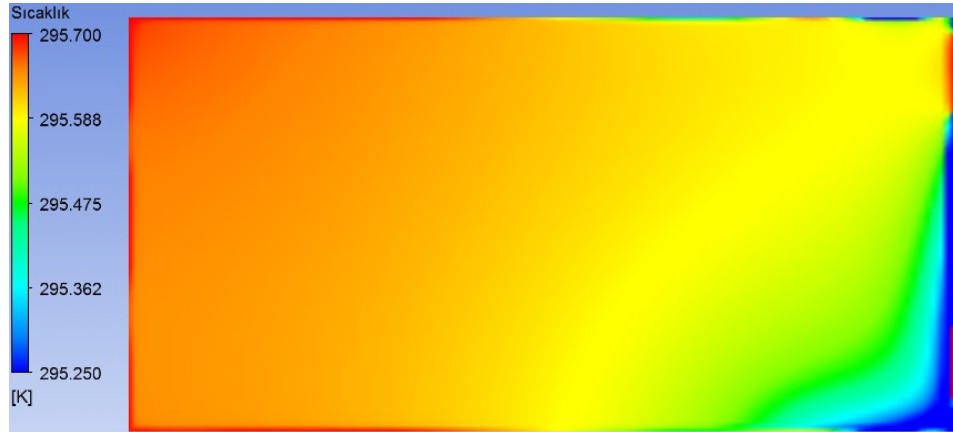
Şekil 3.86 : Oda modeli IA3 yüzeylerindeki sıcaklık dağılımları.

Şekil 3.87’de odanın $z = 3 \text{ m}$ ’deki X-Y düzleminde alınan kesitteki sıcaklık dağılımı gösterilmiştir. Hava sıcaklığının odanın panel yüzeyine yakın ve üst kısımlarında yükseldiği, panelin bulunmadığı dış duvar yüzeylerinde ise düştüğü görülmektedir. Bu düzlemdeki hava sıcaklıkları arasındaki maksimum fark 0.15 K ’dir ve sadece dış duvarda ısı kaybı olduğu için bu düzlemde homojene yakın sıcaklık dağılımı meydana gelmektedir.



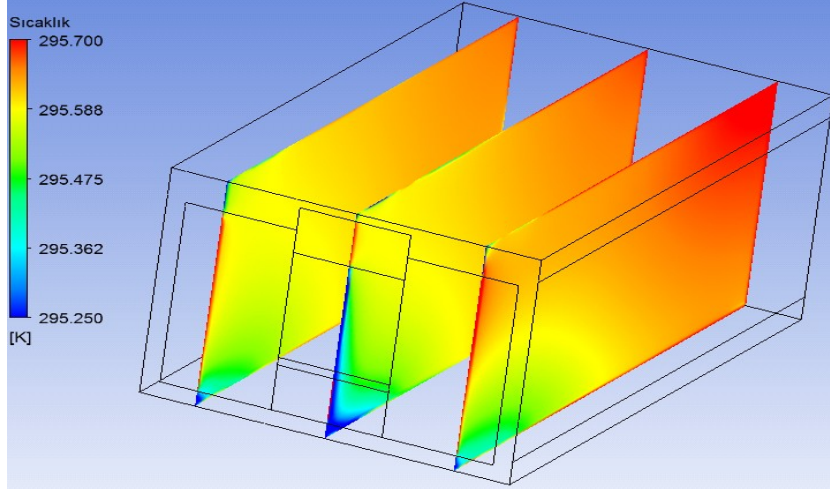
Şekil 3.87 : Oda modeli IA3 için $z = 3$ m düzlemindeki sıcaklık dağılımı.

Şekil 3.88’de odanın $x = 2$ m’deki Y-Z düzleminde alınan kesitteki sıcaklık dağılımı gösterilmiştir. Bu düzlemdeki hava sıcaklıkları arasındaki maksimum fark 0.45 K’dir. Hava sıcaklığının pencere yüzeyine yakın bölgelerde düştüğü, pencereden uzaklaştıkça hem zeminde hem de orta ve üst bölümlerde yükseldiği görülmektedir.



Şekil 3.88 : Oda modeli IA3 için $x = 2$ m düzlemindeki sıcaklık dağılımı.

Şekil 3.89’da odanın $x = 0.6$ m, $x = 2$ m, $x = 3.4$ m düzlemlerindeki sıcaklık dağılımları gösterilmiştir. Her iki dış duvara da panel yerleştirildiği için düzlemlerdeki hava sıcaklıkları homojene yakındır. Fakat $x = 2$ m düzleminde pencereye yakın bölgelerde sıcaklıklarda azalma olduğu görülmektedir.



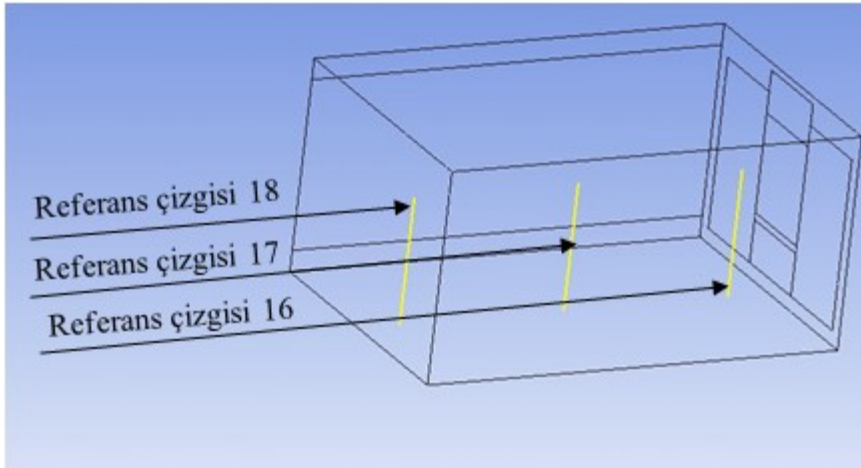
Şekil 3.89 : Oda modeli IA3 için $x = 0.6$ m, $x = 2$ m, $x = 3.4$ m düzlemlerindeki sıcaklık dağılımları.

Oda modeli IA3 için yerel ısı konfor şartlarının incelenmesi

Oda modeli IA3 için yerel ısı konfor şartlarının sağlanıp sağlanmadığı incelenmiştir.

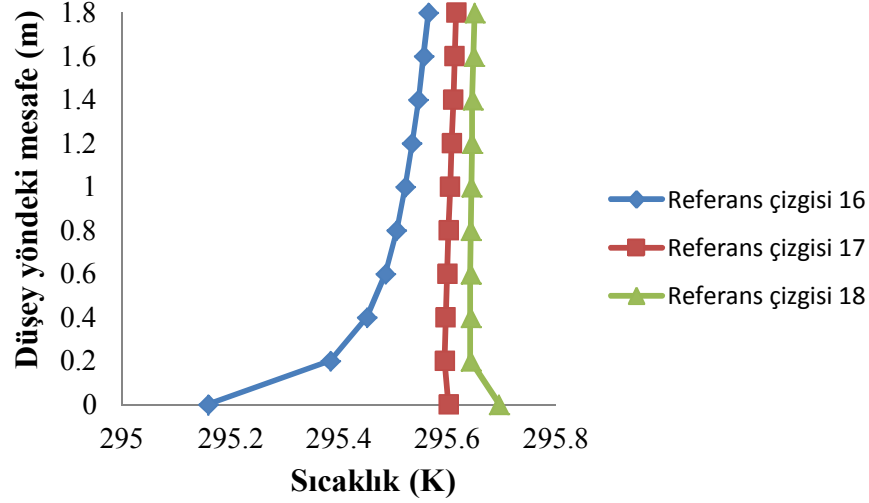
Oda modeli IA3 için düşey yöndeki sıcaklık farkları ve yüksek hava hızları

Yaşam alanı içerisindeki en kritik yer, odanın orta kesitindeki düzlemdir. Bu düzlem içerisinde üç noktada referans çizgisi oluşturularak düşey yöndeki sıcaklık farkları ve yüksek hava hızları analiz edilmiştir. Referans çizgileri sırasıyla pencerenin bulunduğu dış duvardan 0.6, 3, 5.4 m uzaklıktadır (Şekil 3.90).



Şekil 3.90 : Referans çizgisi 16, 17, 18.

Referans çizgileri üzerindeki sıcaklık dağılımları Şekil 3.91’de gösterilmektedir. Referans çizgileri üzerinde 0.2 m yükseklikten sonra homojen sıcaklık dağılımı olduğu görülmektedir.



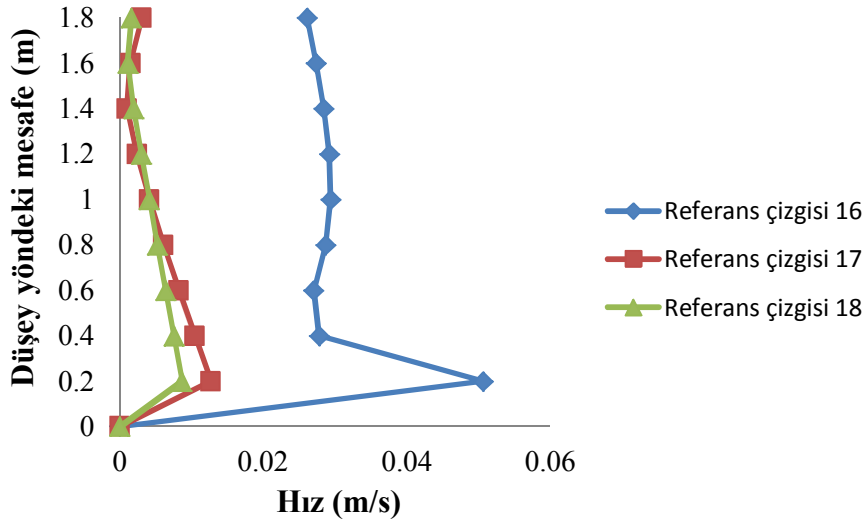
Şekil 3.91 : Referans çizgisi 16, 17, 18 için düşey yöndeki sıcaklık dağılımı.

Referans çizgisi 16, 17, 18 için 0.1 m ile 1.1 m arasındaki sıcaklık farkları Çizelge 3.49'da gösterilmiştir ve bu değerler sırasıyla 0.3, 0.01, 0.03°C'dir. En yüksek düşey yöndeki sıcaklık farkı pencerenin ve panellerin etkisiyle referans çizgisi 16 üzerinde olmaktadır. Referans çizgisi 17 ve 18 üzerinde düşük sıcaklık farkı olmaktadır. Üç referans çizgisi için bulunan bu değerler, standartlarda belirtilen düşey yöndeki sıcaklık farkı limit değeri olan 3°C'den küçüktür.

Çizelge 3.49 : Referans çizgisi 16, 17, 18 için düşey yöndeki sıcaklık farkı analizi.

Referans çizgisi	$T_{0.1}$ (K)	$T_{1.1}$ (K)	$T_{1.1}-T_{0.1}$ (K)	ISO 7730 (K)
16	295.2	295.5	0.3	< 3
17	295.59	295.6	0.01	< 3
18	295.67	295.64	0.03	< 3

Referans çizgileri üzerindeki hava hız dağılımları Şekil 3.92'de gösterilmektedir. Referans çizgileri üzerindeki hava hızları yerden 0.2 m yükseklikte maksimum değerlerine ulaşmaktadır. Panel yüzeylerine en yakın olan referans çizgisi 16 üzerindeki hava hızı diğer çizgiler üzerindeki hava hızlarından daha yüksektir. Referans çizgisi 17 ve 18 üzerindeki hava hızları birbirine yakın seyretmektedir.



Şekil 3.92 : Referans çizgisi 16, 17, 18 için düşey yöndeki hava hız dağılımı.

Referans çizgisi 16, 17, 18 için düşey yöndeki maksimum hızlar Çizelge 3.50'de gösterilmiştir ve bu değerler sırasıyla 0.05, 0.013, 0.01 m/s'dir. Üç referans çizgisi için bulunan bu değerler, standartlarda belirtilen düşey yöndeki maksimum hız limit değeri olan 0.18 m/s'den küçüktür.

Çizelge 3.50 : Referans çizgisi 16, 17, 18 için yüksek hava hızı analizi.

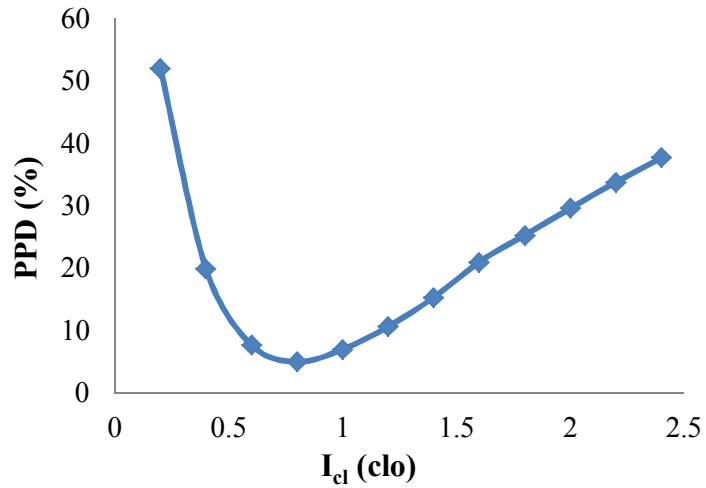
Referans çizgisi	Maksimum hız (m/s)	ISO 7730 (m/s)
16	0.05	< 0.18
17	0.013	< 0.18
18	0.01	< 0.18

Oda modeli IA3 için zemin yüzey sıcaklığı

Oda zemin yüzey sıcaklığı 22.6°C'dir ve bu sıcaklık değeri, standartlarda belirtilen zemin yüzey sıcaklık limit değerleri arasında kalmaktadır.

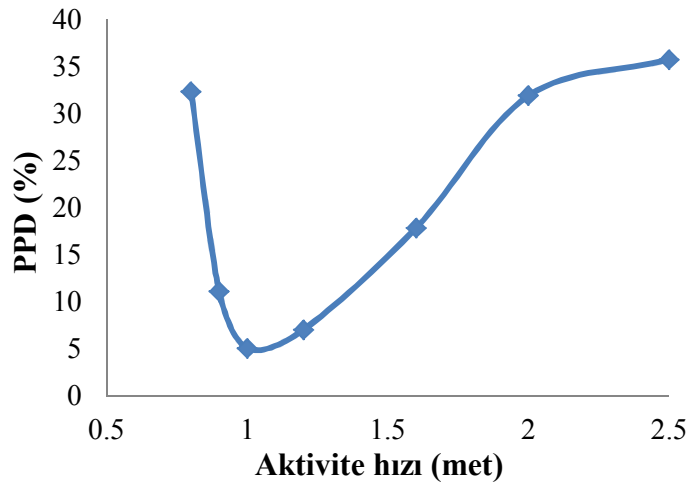
Oda modeli IA3 için giysi ve aktivite hızına göre ısı konfor şartlarının incelenmesi

PPD ile giysi arasındaki ilişki Şekil 3.93'te gösterilmektedir. PPD değeri, giysi değeri 0.8 clo olana kadar azalış göstermektedir ve bu değerden sonra PPD değerinde artış meydana gelmektedir. 0.6 ile 1 clo değerleri arasında ısı konfor şartı sağlanmakta, bu değerler dışında ısı konforsuzluk meydana gelmektedir. En iyi ısı konfor 0.8 clo değerinde sağlanmaktadır ve bu karşılık gelen PPD değeri %5'tir.



Şekil 3.93 : Oda modeli IA3 için PPD ile I_{cl} arasındaki ilişki.

PPD ile aktivite hızı arasındaki ilişki Şekil 3.94'te gösterilmektedir. PPD değeri, aktivite hızı 1 met olana kadar azalış göstermektedir ve bu değerden sonra PPD değerinde artış meydana gelmektedir. 1 ile 1.2 met değerleri arasında ısı konfor şartı sağlanmakta, bu değerler dışında ısı konforsuzluk meydana gelmektedir. İnsanlar rahat bir şekilde oturduğu ve ayakta durduğu zaman ısı konfor içerisinde olacaklardır. En iyi ısı konfor 1 met değerinde sağlanmaktadır ve bu değere karşılık gelen PPD değeri %5'tir.



Şekil 3.94 : Oda modeli IA3 için PPD ile aktivite hızı arasındaki ilişki.

Oda modeli IA3 için 1. bölge analiz sonuçları

Panellerden 4, 3.5, 3 W/m^2 ısı akıları verilerek oda içerisinde ısı konfor durumu incelenmiştir (Çizelge 3.51).

Çizelge 3.51 : Oda modeli IA3 için 1. bölge analiz sonuçları.

Isı akısı (W/m ²)	Hava sıcaklığı (°C)	Çalışma sıcaklığı (°C)	PPD (%)	PMV	Isıl konfor
4	22.4	22.5	6.40	0.26	sağlandı
3.5	20.9	21.1	5.07	-0.06	sağlandı
3	18.9	19.1	10.62	-0.52	sağlanamadı

Panellerden 4 ve 3.5 W/m² ısı akıları uygulandığı zaman ısı konfor sağlanmıştır ve 3 W/m² ısı akısı değerinde ise ısı konfor sağlanamamıştır.

Oda modeli IA3 için 2. bölge analiz sonuçları

Panellerden 5 W/m²'den 3 W/m²'ye kadar değişik ısı akıları verilerek oda içerisinde ısı konfor durumu incelenmiştir (Çizelge 3.52).

Çizelge 3.52 : Oda modeli IA3 için 2. bölge analiz sonuçları.

Isı akısı (W/m ²)	Hava sıcaklığı (°C)	Çalışma sıcaklığı (°C)	PPD (%)	PMV	Isıl konfor
5	22.6	21.2	7.00	0.31	sağlandı
4.5	20	20.2	6.51	-0.27	sağlandı
4	18.2	18.4	15.01	-0.69	sağlanamadı
3	17.8	18.1	17.49	-0.77	sağlanamadı

Panellerden 5 ve 4.5 W/m² ısı akıları uygulandığı zaman ısı konfor sağlanmıştır ve 4, 3 W/m² ısı akısı değerlerinde ise ısı konfor sağlanamamıştır.

Oda modeli IA3 için 3. bölge analiz sonuçları

Panellerden 8, 7, 6 W/m² ısı akıları verilerek oda içerisinde ısı konfor durumu incelenmiştir (Çizelge 3.53).

Çizelge 3.53 : Oda modeli IA3 için 3. bölge analiz sonuçları.

Isı akısı (W/m ²)	Hava sıcaklığı (°C)	Çalışma sıcaklığı (°C)	PPD (%)	PMV	Isıl konfor
8	23.3	23.5	9.81	0.48	sağlandı
7	22.6	22.8	7.13	0.32	sağlandı
6	19.7	20	7.55	-0.35	sağlandı

Panellerden 8, 7, 6 W/m² ısı akıları uygulandığı zaman ısı konfor sağlanmıştır.

Oda modeli IA3 için 4. bölge analiz sonuçları

Panellerden 10, 8 W/m² ısı akıları verilerek oda içerisinde ısı konfor durumu incelenmiştir (Çizelge 3.54).

Çizelge 3.54 : Oda modeli IA3 için 4. bölge analiz sonuçları.

Isı akısı (W/m ²)	Hava sıcaklığı (°C)	Çalışma sıcaklığı (°C)	PPD (%)	PMV	Isıl konfor
10	23	23.2	8.68	0.42	sağlandı
8	19.8	20.1	6.87	-0.3	sağlandı

Panellerden 10, 8 W/m² ısı akıları uygulandığı zaman ısı konforu sağlanmıştır.

Oda modeli IA3 için panel minimum ısı akısı ve hava sıcaklığı

Isıl konforun sağlanabilmesi için panellerden verilmesi gereken minimum ısı akıları ve bu ısı akısı değerlerinde ısı konforu sağlandığı hava sıcaklıkları bütün bölgeler için Çizelge 3.55'te gösterilmektedir.

Çizelge 3.55 : Oda modeli IA3 için panel minimum ısı akısı ve hava sıcaklığı.

Bölge	Minimum ısı akısı (W/m ²)	Hava sıcaklığı (°C)
1	3.5	20.9
2	4.5	20
3	6	19.7
4	8	19.8

3.1.2.4 Odanın ara kat dairesi içerisinde bulunduğu ısıtma durumunda elde edilen enerji tasarrufu

Odanın kış sezonunda klasik ve radyant sistemlerle ısıtılması için gerekli yakıt maliyetleri bölgelere göre EK C'de gösterilmiştir. Çizelge 3.56'da odanın radyant sistemle ısıtılması durumunda bölgelere göre elde edilen enerji tasarrufu verilmektedir.

Çizelge 3.56 : Odanın ara kat dairesi içerisinde bulunduğu ısıtma durumunda elde edilen enerji tasarrufu.

Bölge	Enerji tasarrufu (TL)		
	IA1	IA2	IA3
1	31.5	46.0	61.6
2	59.5	88.4	122.8
3	75.6	112.5	171.4
4	119.6	185.1	269.3

3.1.3 Odanın ısı konfor durumu aynı olacak şekilde klasik ve radyant ısıtma sistemleriyle ısıtılmasının karşılaştırılması

Isıtma durumunda ortalama radyant sıcaklık, radyant sistemlerde klasik sistemlere göre daha fazla olduğundan radyant sistemlerle oda içerisindeki ısı konforun daha düşük sıcaklıklarda sağlanabildiği birinci bölümde bahsedilmiştir. Bu durumun ortaya çıkarılabilmesi için iki ısıtma sistemi için de oda içerisinde aynı ısı konfor durumu sağlanarak birbirleriyle karşılaştırması yapılmıştır ve bu karşılaştırma yapılırken iki sistem için de giysi, aktivite hızı, hava hızı ve bağıl nem değerleri sabit tutulmuştur. Genel ısı konfor girdi ve çıktı parametreleri Çizelge 3.57’de gösterilmiştir.

Çizelge 3.57 : Klasik ve radyant ısıtma sistemlerinin karşılaştırılması.

	Parametre	Radyant ısıtma	Klasik ısıtma
Girdi	Kıyafet (clo)	1	1
	Hava sıcaklığı (°C)	20.9	22
	Ortalama radyant sıcaklık (°C)	22.3	21.2
	Aktivite hızı (met)	1.2	1.2
	Hava hızı (m/s)	0.028	0.028
	Bağıl nem (%)	50	50
	Çalışma sıcaklığı (°C)	21.6	21.6
Çıktı	PMV	0	0
	PPD (%)	5	5

Aynı ısı konfor durumu içerisinde radyant ısıtma sisteminde hava sıcaklığı klasik ısıtma sistemine göre 1.1°C daha düşüktür. Bunun nedeni, radyant ısıtma sisteminde ortalama radyant sıcaklığın klasik ısıtma sistemine göre 1.1°C daha fazla olmasıdır.

3.2 Odanın Soğutma Durumu

Odanın soğutma durumunda paneller tavana ve duvarlara yerleştirilmiştir. Paneller duvarlara ısıtma durumunda olduğu gibi üç farklı durumda konulmuştur. Soğutma analizlerinde güneşten gelen ve pencereden geçen ışınlam şiddeti de dikkate alınmıştır. Soğutma analizleri odanın ara kat bir dairenin içerisinde bulunduğu durum için yapılmıştır.

3.2.1 Pencereden geçen güneş ışınlm şiddetinin hesaplanması

Pencereden geçen güneş ışınlm şiddeti hesabı; pencerenin güneye dönük olduğu durumda, 21 temmuz günü ve saat 12:00 için yapılmıştır. İstanbul ili için örnek hesaplama yöntemi Ek D’de gösterilmektedir. Çizelge 3.58’de illerin enlem değerleri, hesaplamalar sonucu pencereye gelen ve pencereden geçen ışınlm şiddeti değerleri dört bölge için gösterilmiştir.

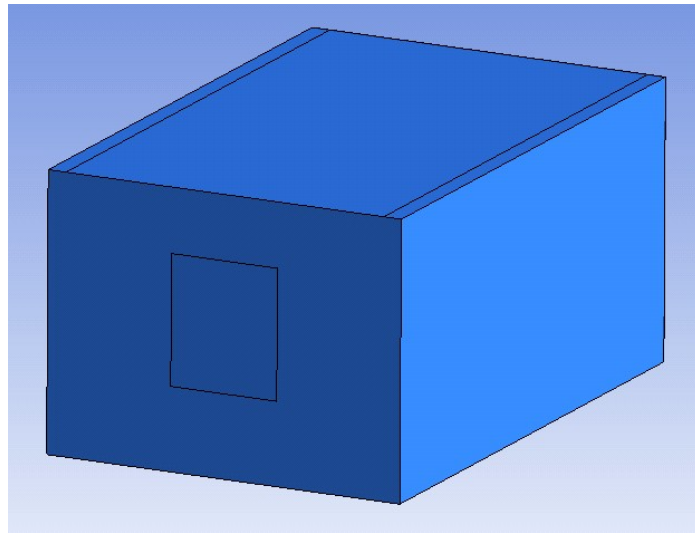
Çizelge 3.58 : Pencereye gelen ve pencereden geçen ışınlm şiddeti değerleri.

Büyükölük	Antalya	İstanbul	Ankara	Erzurum
Enlem (°)	36.5	41	39.56	39.55
Gelen anlık direk ışınlm (W/m^2)	159.14	171.86	175.93	171.3
Gelen anlık yaygın ışınlm (W/m^2)	119.55	125.73	121.87	123.45
Gelen anlık yansıyan ışınlm (W/m^2)	79.2	70.97	75.13	74.13
Geçen anlık direk ışınlm (W/m^2)	28.9	50.64	45.8	44.55
Geçen anlık yaygın ışınlm (W/m^2)	157	155.4	155.63	156.1

3.2.2 Odanın ara kat dairesi içerisinde bulunduğu soğutma durumu

3.2.2.1 Oda modeli S4

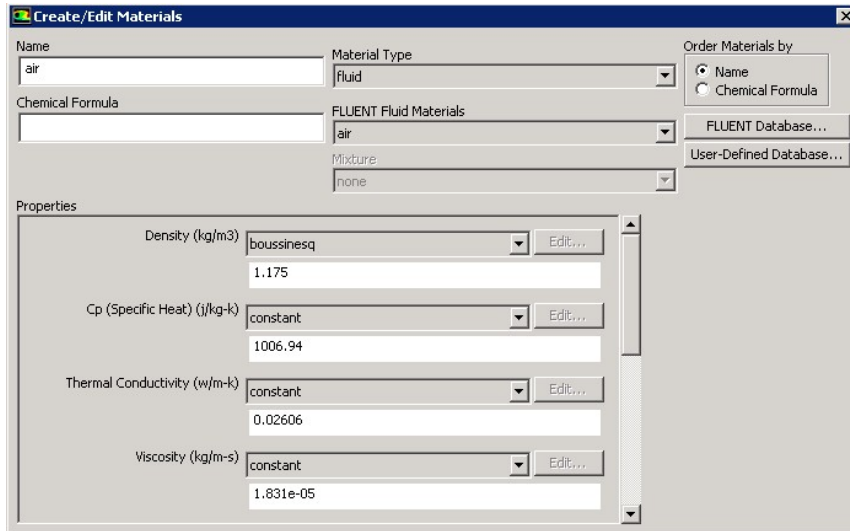
Bu modelde paneller tavana yerleştirilmiştir. Bunun amacı ise sıcak havanın yoğunluk farkından dolayı tavanda toplanacağı düşünöldüğünde, tavana yerleştirilen paneller ile sıcak havanın soğumasını sağlamaktır. Oda tavanına 0.6 m x 1.2 m boyutlarındaki otuzar adet panel aralarında boşluk kalmayacak şekilde dikey olarak yerleştirilmiştir (Şekil 3.95).



Şekil 3.95 : Oda modeli S4.

Malzemelerin tanımlanması

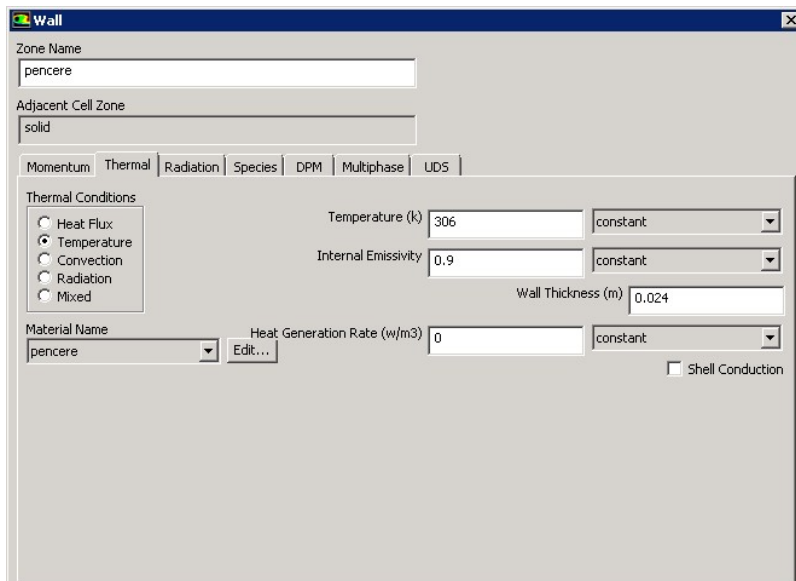
Panel yüzeyi üzerinde kaldırma kuvvetinden dolayı meydana gelen akış için boussinesq modeli seçilmiştir. Havanın çalışma sıcaklığı 24°C olarak belirlenmiştir ve bu sıcaklıktaki havanın yoğunluk değeri 1.175 kg/m³, özgül ısı değeri 1006.94 J/kg·K, ısı iletim katsayısı değeri 0.02606 W/m·K, dinamik viskozite değeri 1.831·10⁻⁵ kg/m·s, ısıl genleşme katsayısı değeri 0.003367 1/K'dir (Şekil 3.96).



Şekil 3.96 : Oda modeli S4 için havanın özelliklerinin girilmesi.

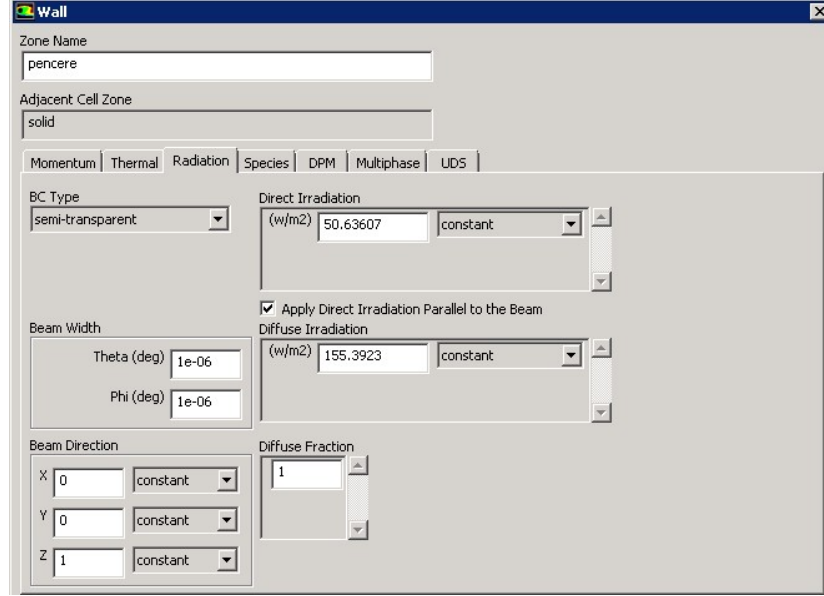
Sınır koşullarının belirlenmesi

Duvarlara ve pencereye sıcaklık sınır şartı, panellere ise ısı akısı sınır şartı verilmiştir. Dış duvarlara ve pencereye soğutma durumunda İstanbul ili için dış ortam sıcaklığı olan 306 K değeri girilmiştir (Şekil 3.97).



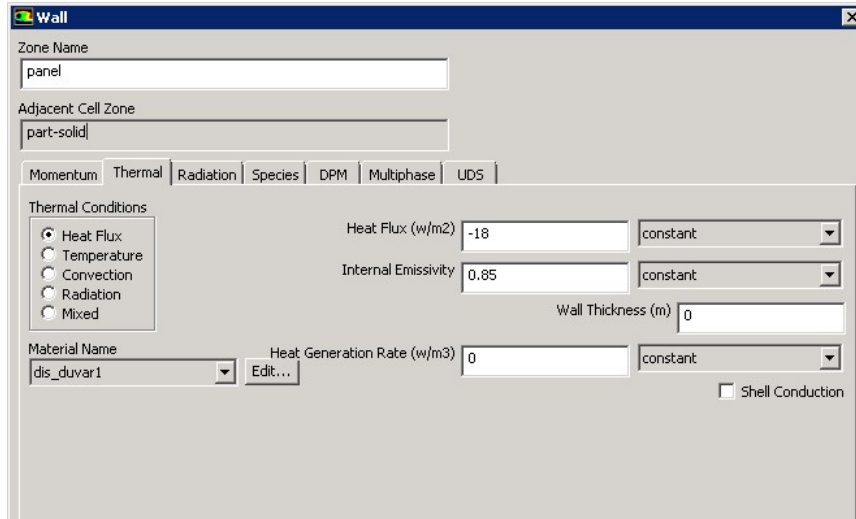
Şekil 3.97 : Oda modeli S4 için duvar ve pencere için sınır şartların tanımlanması.

Radyasyon sınır koşulunda ise; duvarlar opak pencere ise yarı saydam kabul edilmiştir. Pencereden geçen yaygın ve direk ışıınım şiddeti tanımlanmıştır. (Şekil 3.98).



Şekil 3.98 : Oda modeli S4 için pencere radyasyon sınır şartının tanımlanması.

Paneller için -18 W/m^2 ısı akısı değeri girilmiştir ve panellerin emisivite değerleri 0.85 olarak tanımlanmıştır (Şekil 3.99).



Şekil 3.99 : Oda modeli S4 için panel sınır şartının tanımlanması.

Oda modeli S4 için analiz sonuçları

Analiz sonuçları 2. bölge için panellerden 18 W/m^2 ısı akısı çekilerek elde edilmiştir.

Oda modeli S4 için ısı transferi dengesi

Oda içerisindeki ısı transferi dengesi Çizelge 3.59'da gösterilmektedir.

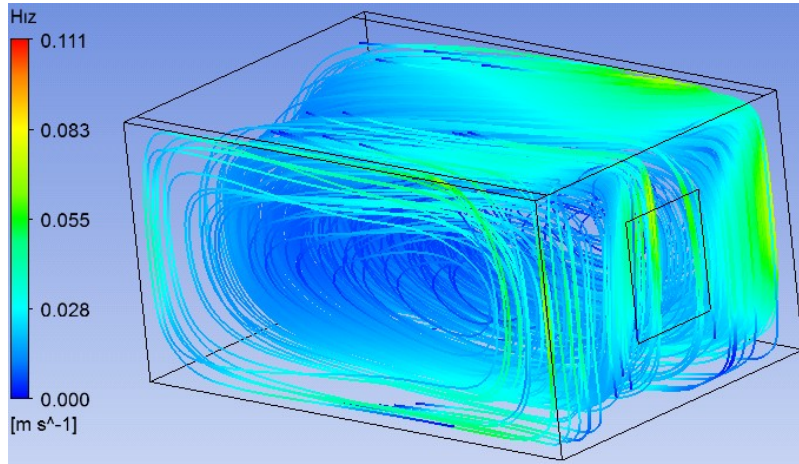
Çizelge 3.59 : Oda modeli S4 için ısı transferi dengesi.

Yapı elemanı	Radyasyon ısı transferi (W)	Toplam ısı transferi (W)
Dış duvar 1	18.7	27.7
Dış duvar 2	24.3	47.8
İç duvar	-12.5	0
Panel	-311.3	-388.5
Pencere	300.1	313
Taban	-18.3	0
Tavan	-1.3	0
Net	-0.3	0

Net ısı transferinin 0 olması soğutma durumunda oda içerisinde ısı dengenin sağlandığını göstermektedir.

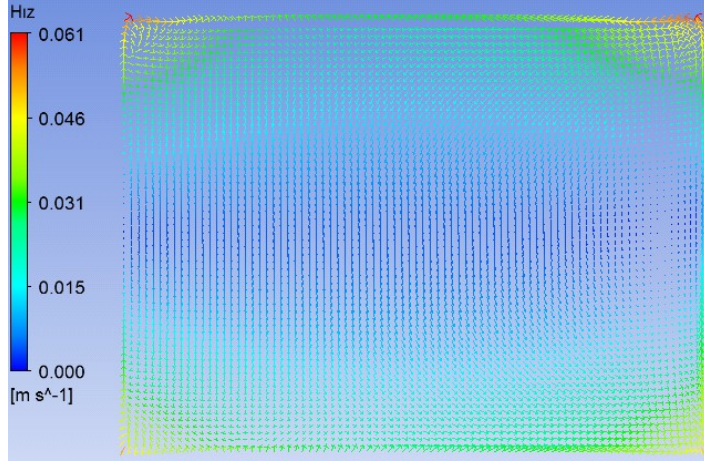
Oda modeli S4 içerisindeki akım çizgileri ve hava hız dağılımı

Oda içerisindeki akım çizgileri Şekil 3.100’de görülmektedir. Sıcak duvar ve pencere yüzeylerine temas eden hava akımı ısınarak yükselmekte burada soğuk panel yüzeyleriyle temas ederek soğumakta ve aşağı yönde hareket etmektedir. Tekrar sıcak duvar ve pencere yüzeyleriyle temas eden hava akımının doğal sirkülasyonu devam etmektedir. Oda içerisindeki en yüksek hava hızı 0.111 m/s’dir.



Şekil 3.100 : Oda modeli S4 içerisindeki akım çizgilerinin dağılımı.

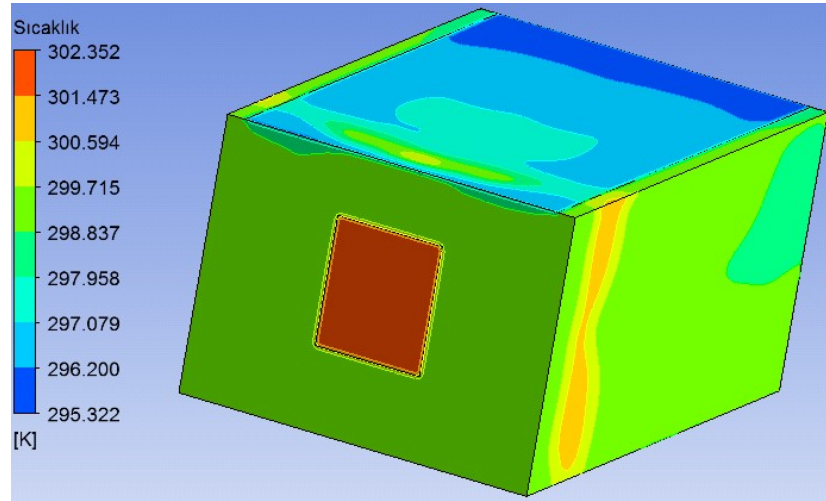
Şekil 3.101’de odanın $z = 3$ m’deki X-Y düzleminde alınan kesitteki hız vektörleri dağılımı gösterilmiştir. Sıcak duvar yüzeylerinde ısınan iki hava akımı yükselip tavan yüzeyine hareket etmektedir. Soğuk panel yüzeyinden soğuyan hava akımı alt kısımlara doğru aşağı yönde ilerlemektedir. Bu düzlemdeki en yüksek hava hızı 0.061 m/s ile iç duvar ve dış duvar yüzeylerinin tavan yüzeyiyle birleştiği bölgelerde meydana gelmektedir.



Şekil 3.101 : Oda modeli S4 için $z = 3$ m düzlemindeki hız vektörleri dağılımı.

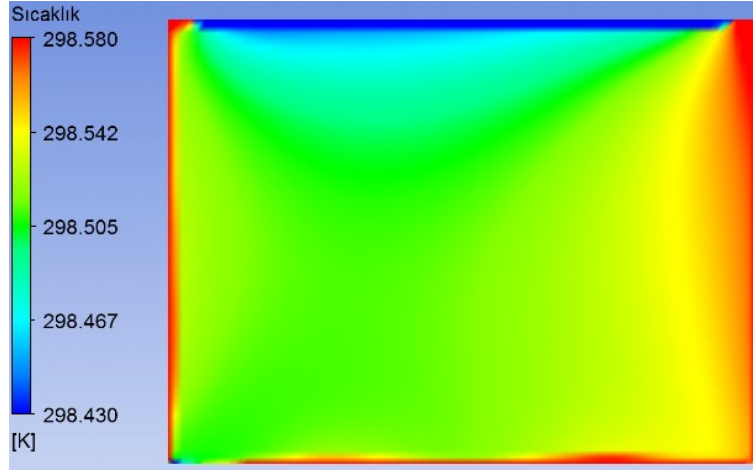
Oda modeli S4 içerisindeki sıcaklık dağılımı

Oda yüzeylerindeki sıcaklık dağılımları Şekil 3.102’de gösterilmiştir. Odadaki sıcak pencere yüzeyindeki ortalama sıcaklık 302.2 K, soğuk panel yüzeylerindeki ortalama sıcaklık 296.8 K ve diğer duvar yüzeylerindeki ortalama sıcaklık ise 299 K’dir.



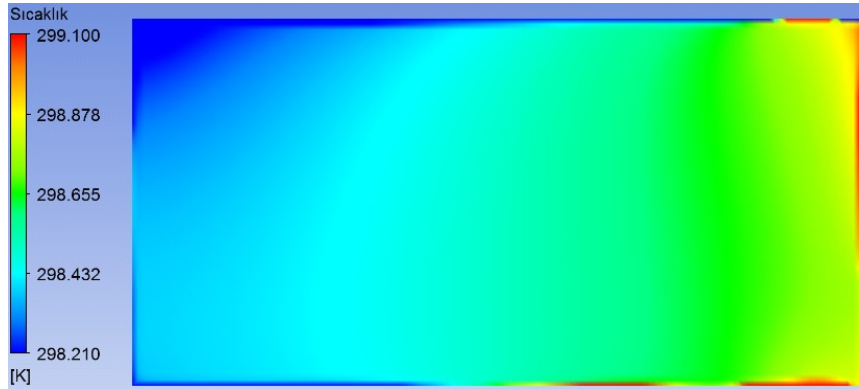
Şekil 3.102 : Oda modeli S4 yüzeylerindeki sıcaklık dağılımları.

Şekil 3.103’te odanın $z = 3$ m’deki X-Y düzleminde alınan kesitteki sıcaklık dağılımı gösterilmiştir. Soğuk panel yüzeylerinin etkisiyle tavan bölgesindeki hava sıcaklığı düşmektedir ve sıcak dış duvar yüzeyinin etkisiyle hava sıcaklığı dış duvar yüzeyine yakın bölgelerde yükselmektedir. Bu düzlemdeki hava sıcaklıkları arasındaki maksimum fark 0.15 K’dir ve oda içerisinde homojen sıcaklık dağılımının hakim olduğu görülmektedir.



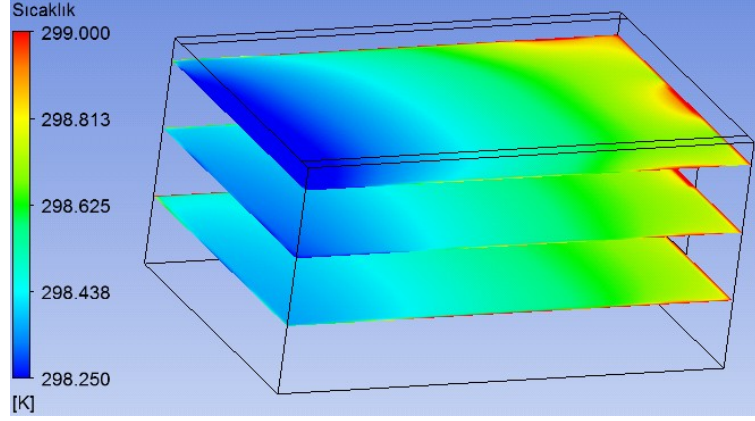
Şekil 3.103 : Oda modeli S4 için $z = 3$ m düzlemindeki sıcaklık dağılımı.

Şekil 3.104'te odanın $x = 2$ m'deki Y-Z düzleminde alınan kesitteki sıcaklık dağılımı gösterilmiştir. Bu düzlemdeki hava sıcaklıkları arasındaki maksimum fark 0.9 K'dir. Pencerenin bulunduğu dış duvar yüzeyinden uzaklaştıkça hava sıcaklığında azalma meydana gelmektedir.



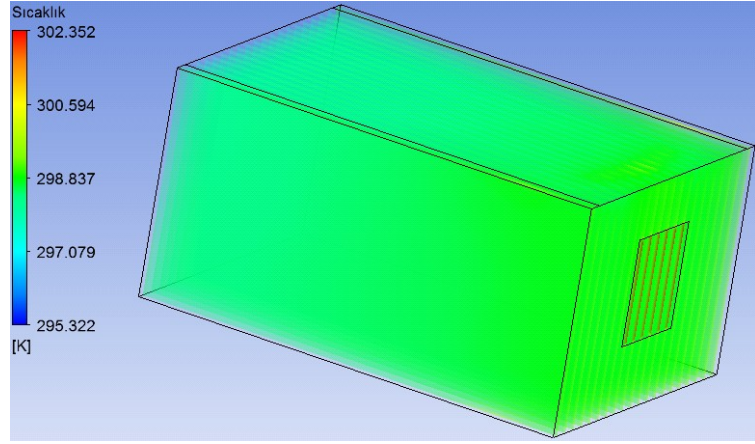
Şekil 3.104 : Oda modeli S4 için $x = 2$ m düzlemindeki sıcaklık dağılımı.

Şekil 3.105'te odanın $y = 0.9$ m, $y = 1.8$ m, $y = 2.7$ m düzlemlerindeki sıcaklık dağılımları gösterilmiştir. Panel yüzeylerinden uzaklaştıkça düzlemlerdeki hava sıcaklıkları artmaktadır.



Şekil 3.105 : Oda modeli S4 için $y = 0.9$ m, $y = 1.8$ m, $y = 2.7$ m düzlemlerindeki sıcaklık dağılımları.

Havanın hacimsel olarak sıcaklığı pencere yüzeyinden uzaklaştıkça azalmaktadır (Şekil 3.106) ve oda içerisindeki hacimsel ortalama hava sıcaklığı 298.53 K'dir.



Şekil 3.106 : Oda modeli S4 için hava sıcaklık dağılımının hacimsel gösterimi.

Oda modeli S4 için genel ısı konfor şartlarının incelenmesi

Yaz sezonu için giysi değeri 0.5 clo, fiziksel aktivite hızı 1.2 met ve bağıl nem %50 alınmıştır [19,20]. Ortalama radyant sıcaklık hesap yöntemi ısıtma durumuyla aynı olduğu için sonuç olarak Çizelge 3.60'da gösterilmiştir.

Çizelge 3.60 : Oda modeli S4 için genel ısı konfor girdi değerleri.

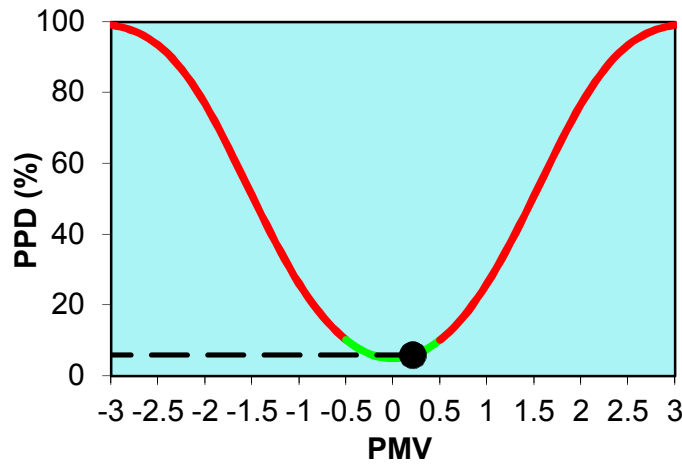
Parametre	Girdi değerleri
Kıyafet (clo)	0.5
Hava sıcaklığı (°C)	25.5
Ortalama radyant sıcaklık (°C)	24.9
Aktivite hızı (met)	1.2
Hava hızı (m/s)	0.018
Bağıl nem (%)	50

Çalışma sıcaklığı Denklem 3.4'ten 298.2 K olarak bulunmuştur. PMV, PPD ve çalışma sıcaklığı değerleri Çizelge 3.61'de gösterilmektedir.

Çizelge 3.61 : Oda modeli S4 için genel ısı konfor çıktı değerleri.

Parametre	Sonuçlar
Çalışma sıcaklığı (°C)	25.2
PMV	0.21
PPD (%)	5.91

Bu hesaplanan değerlere bağlı olarak program aracılığıyla PMV ve PPD arasındaki ilişki grafik hainde çizilip ısı konfor durumu incelenmiştir (Şekil 3.107).



Şekil 3.107 : Oda modeli S4 için PPD ile PMV arasındaki ilişki.

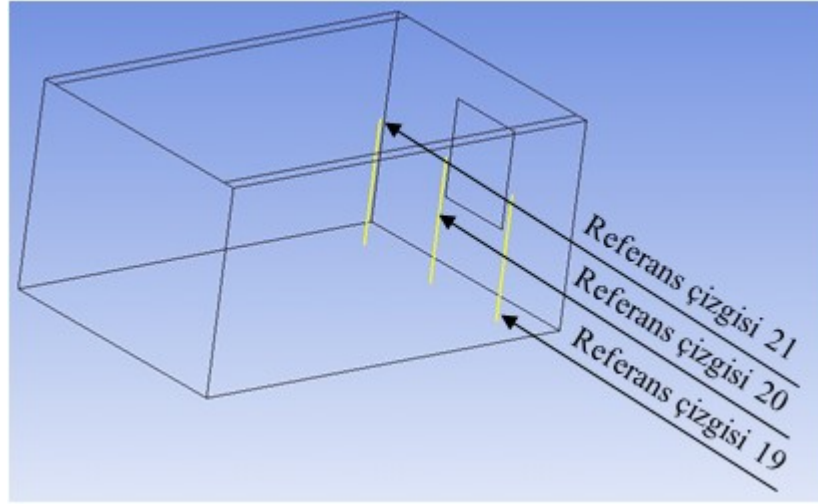
Şekil 3.107'ye bakıldığı zaman oda içerisinde genel ısı konfor kriterlerine göre ısı konforun sağlandığı görülmektedir.

Oda modeli S4 için yerel ısı konforsuzluğa neden olan durumların incelenmesi

Oda içerisinde yerel ısı konforsuzluğa neden olan durumlar oda modeli S4 için ayrıntılı olarak incelenmiştir.

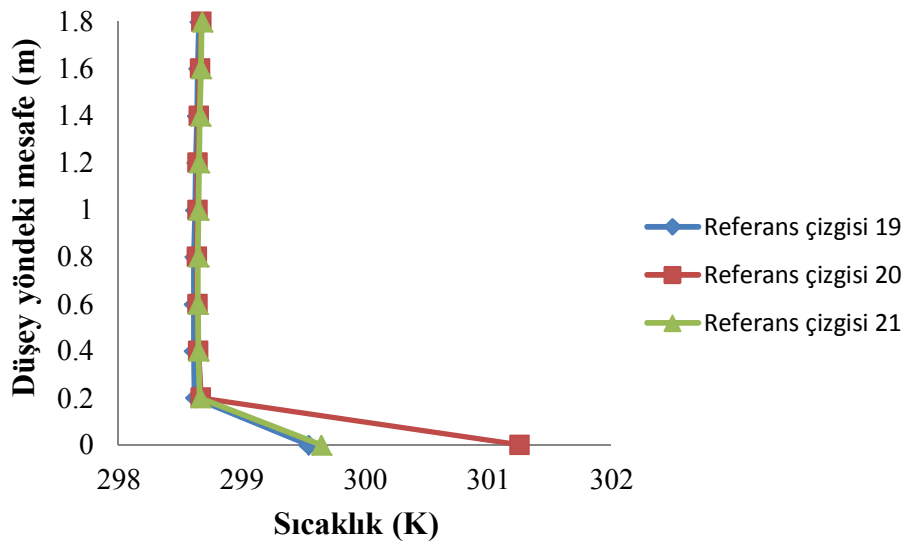
Oda modeli S4 için düşey yöndeki sıcaklık farkları ve yüksek hava hızları

Yaşam alanı içerisindeki en kritik yer, pencerenin bulunduğu dış duvara en yakın yaşam alanının bittiği düzlemdir. Bu düzlem içerisinde üç noktada referans çizgisi oluşturularak düşey yöndeki sıcaklık farkları ve yüksek hava hızları analiz edilmiştir. Referans çizgileri sırasıyla pencerenin bulunduğu dış duvara komşu iç duvardan 0.6, 2. 3.4 m uzaklıktadır (Şekil 3.108).



Şekil 3.108 : Referans çizgisi 19, 20, 21.

Referans çizgileri üzerindeki sıcaklık dağılımları Şekil 3.109’da gösterilmektedir. Referans çizgileri üzerinde 0.2 m yükseklikten sonra homojen sıcaklık dağılımı olduğu görülmektedir.



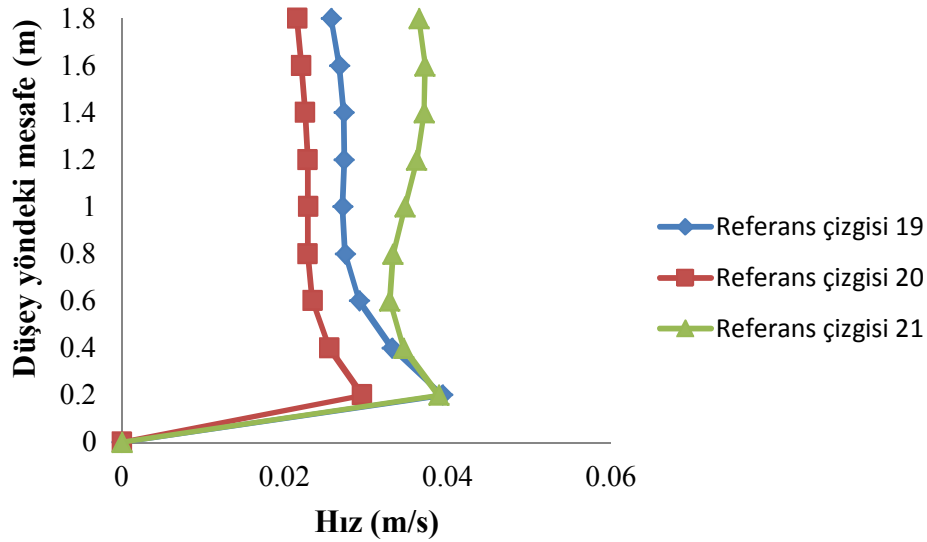
Şekil 3.109 : Referans çizgisi 19, 20, 21 için düşey yöndeki sıcaklık dağılımı.

Referans çizgisi 19, 20, 21 için 0.1 m ile 1.1 m arasındaki sıcaklık farkları Çizelge 3.62’de gösterilmiştir ve bu değerler sırasıyla 0.4, 1.2, 0.5°C’dir. En yüksek düşey yöndeki sıcaklık farkı pencerenin etkisiyle referans çizgisi 20 üzerinde olmaktadır. Üç referans çizgisi için bulunan bu değerler, standartlarda belirtilen düşey yöndeki sıcaklık farkı limit değeri olan 3°C’den küçüktür.

Çizelge 3.62 : Referans çizgisi 19, 20, 21 için düşey yöndeki sıcaklık farkı analizi.

Referans çizgisi	$T_{0.1}$ (K)	$T_{1.1}$ (K)	$T_{1.1}-T_{0.1}$ (K)	ISO 7730 (K)
19	299.1	298.7	0.4	< 3
20	299.9	298.7	1.2	< 3
21	299.2	298.7	0.5	< 3

Referans çizgileri üzerindeki hava hız dağılımları Şekil 3.110’da gösterilmektedir. Referans çizgileri üzerindeki hava hızları yerden 0.2 m yükseklikte maksimum değerlerine ulaşmaktadır. Bu yükseklikte referans çizgisi 19 ve 21 üzerindeki hava hızı birbirine çok yakın olmasına rağmen düşey yönde ilerledikçe referans çizgisi 21 üzerindeki hava hızı diğer çizgiler üzerindeki hava hızlarından daha yüksek olmaktadır.



Şekil 3.110 : Referans çizgisi 19, 20, 21 için düşey yöndeki hava hız dağılımı.

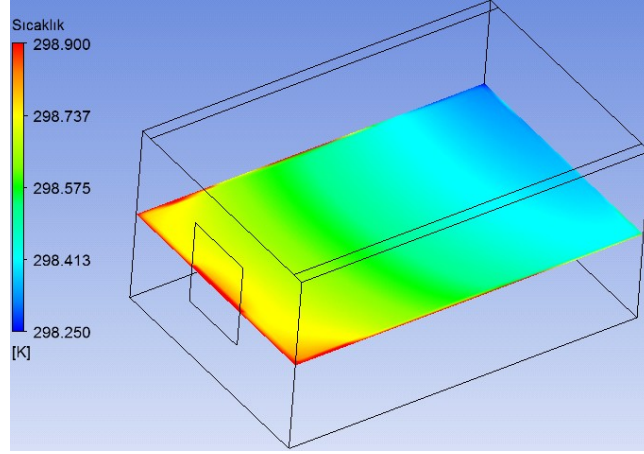
Referans çizgisi 19, 20, 21 için düşey yöndeki maksimum hızlar Çizelge 3.63’te gösterilmiştir ve bu değerler sırasıyla 0.04, 0.03, 0.04 m/s’dir. Üç referans çizgisi için bulunan bu değerler, standartlarda belirtilen maksimum hız limit değeri olan 0.22 m/s’den küçüktür.

Çizelge 3.63 : Referans çizgisi 19, 20, 21 için yüksek hava hızı analizi.

Referans çizgisi	Maksimum hız (m/s)	ISO 7730 (m/s)
19	0.04	< 0.22
20	0.03	< 0.22
21	0.04	< 0.22

Oda modeli S4 için radyant sıcaklık asimetrisi

Soğuk tavana paralel odanın orta kesitindeki sıcaklık dağılımı Şekil 3.111’de gösterilmiştir. Bu düzlemdeki en yüksek ve en düşük hava sıcaklığı sırasıyla 298.9, 298.25 K’dir. Bu iki değer arasındaki fark 0.65 K’dir ve bu değer, standartlara göre soğuk tavan durumunda radyant sıcaklık asimetrisi sınır değeri olan 14 K’i geçmemiştir.



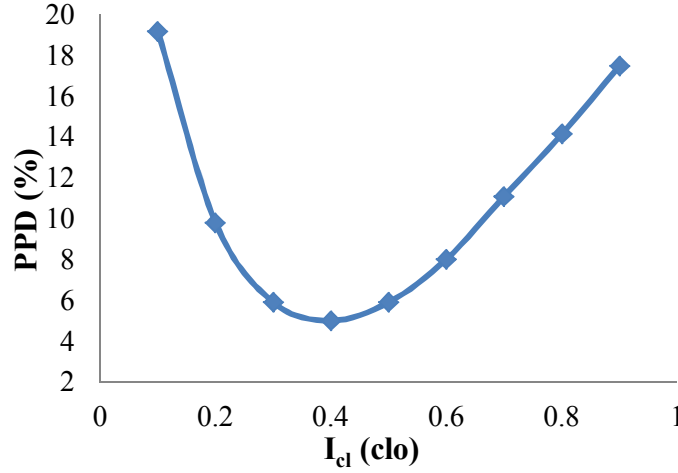
Şekil 3.111 : Oda modeli S4 için $y = 1.5$ m düzlemindeki sıcaklık dağılımı.

Oda modeli S4 için zemin yüzey sıcaklığı

Oda zemin yüzey sıcaklığı 25.9°C’dir ve bu sıcaklık değeri, standartlarda belirtilen zemin yüzey sıcaklık limit değerleri arasında kalmaktadır.

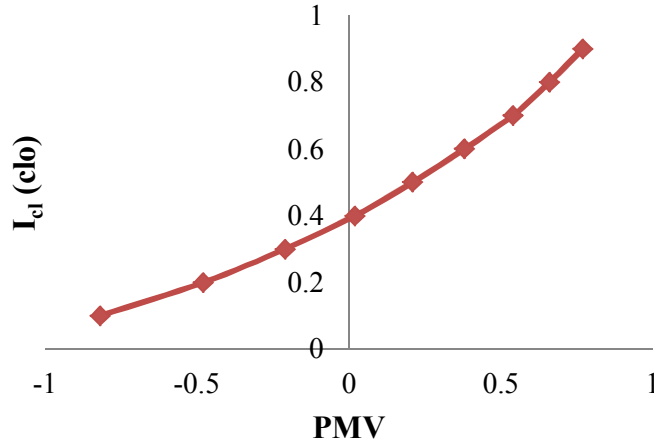
Oda modeli S4 için giysi ve aktivite hızına göre ısı konfor şartlarının incelenmesi

PPD ile giysi arasındaki ilişki Şekil 3.112’de gösterilmektedir. PPD değeri, giysi değeri 0.4 clo olana kadar azalış göstermektedir ve bu değerden sonra PPD değerinde artış meydana gelmektedir. 0.2 ile 0.6 değerleri arasında ısı konfor şartı sağlanmakta, bu değerler dışında ısı konforsuzluk meydana gelmektedir. En iyi ısı konfor 0.4 clo değerinde sağlanmaktadır ve bu değere karşılık gelen PPD değeri %5’tir.



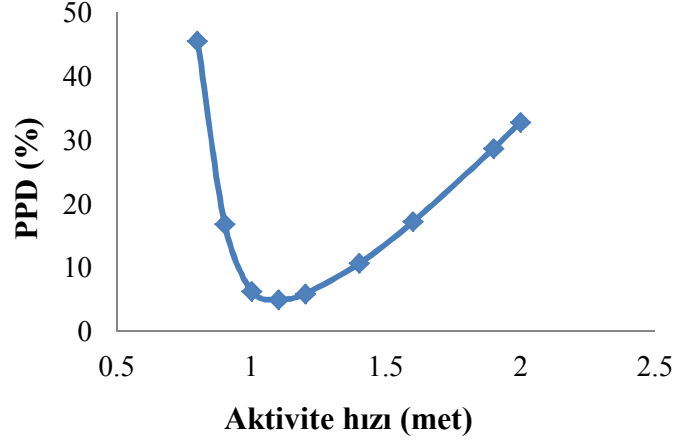
Şekil 3.112 : Oda modeli S4 için PPD ile I_{cl} arasındaki ilişki.

PMV ile giysi arasındaki ilişki Şekil 3.113'te gösterilmektedir. Oda içerisindeki ısı konforu PMV değeri 0 olduğu zaman dengeye gelmektedir ve bu değere karşılık gelen giysi değeri 0.4 clo'dur.



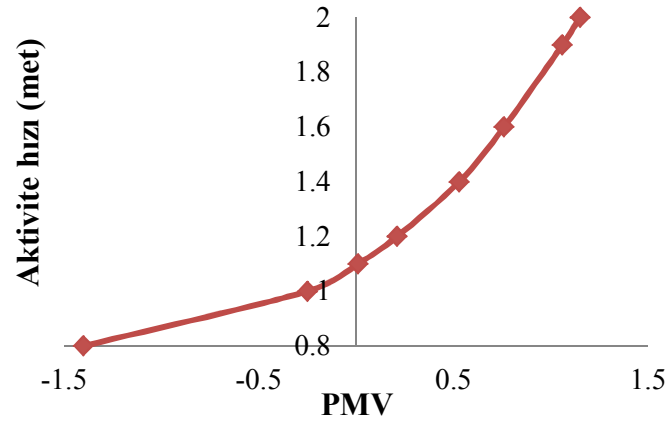
Şekil 3.113 : Oda modeli S4 için PMV ile I_{cl} arasındaki ilişki.

PPD ile aktivite hızı arasındaki ilişki Şekil 3.114'te gösterilmektedir. PPD değeri, aktivite hızı 1.1 met olana kadar azalış göstermektedir ve bu değerden sonra PPD değerinde artış meydana gelmektedir. 1 ile 1.2 met değerleri arasında ısı konfor şartı sağlanmakta, bu değerler dışında ısı konforsuzluk meydana gelmektedir. İnsanlar rahat bir şekilde oturduğu ve ayakta durduğu zaman ısı konforu içerisinde olacaklardır. En iyi ısı konforu 1.1 met değerinde sağlanmaktadır ve bu değere karşılık gelen PPD değeri % 5'tir.



Şekil 3.114 : Oda modeli S4 için PPD ile aktivite hızı arasındaki ilişki.

PMV ile aktivite hızı arasındaki ilişki Şekil 3.115'te gösterilmektedir. Oda içerisindeki ısı konforu PMV değeri 0 olduğu zaman dengeye gelmektedir ve bu değere karşılık gelen aktivite hızı 1.1 met'tir.



Şekil 3.115 : Oda modeli S4 için PMV ile aktivite hızı arasındaki ilişki.

Oda modeli S4 için 1. bölge analiz sonuçları

Panellerden 22 W/m²'den 19 W/m²'ye kadar değişik ısı akıları çekilerek oda içerisinde ısı konfor durumu incelenmiştir (Çizelge 3.64).

Çizelge 3.64 : Oda modeli S4 için 1. bölge analiz sonuçları.

Isı akısı (W/m ²)	Hava sıcaklığı (°C)	Çalışma sıcaklığı (°C)	PPD (%)	PMV	Isı konfor
22	24.5	24.1	5.47	-0.15	sağlandı
21	25.6	25.2	5.91	0.21	sağlandı
20.5	26	25.7	7.70	0.36	sağlandı
20	26.5	26.2	10.44	0.51	sağlanamadı
19	28	27.3	24.47	0.96	sağlanamadı

Panellerden 22, 21, 20.5 W/m² ısı akıları çekildiği zaman ısıl konfor sağlanmıştır ve 20, 19 W/m² ısı akısı değerlerinde ise ısıl konfor sağlanamamıştır.

Oda modeli S4 için 2. bölge analiz sonuçları

Panellerden 21 W/m²'den 17 W/m²'ye kadar değişik ısı akıları çekilerek oda içerisinde ısıl konfor durumu incelenmiştir (Çizelge 3.65).

Çizelge 3.65 : Oda modeli S4 için 2. bölge analiz sonuçları.

Isı akısı (W/m ²)	Hava sıcaklığı (°C)	Çalışma sıcaklığı (°C)	PPD (%)	PMV	Isıl konfor
21	22	21.5	23.27	-0.93	sağlanamadı
20	23.2	22.8	11.33	-0.55	sağlanamadı
19	24.3	23.97	5.67	-0.18	sağlandı
18	25.5	25.2	5.91	0.21	sağlandı
17.5	26.1	25.8	8.01	0.38	sağlandı
17	26.7	26.4	12.05	0.58	sağlanamadı

Panellerden 19, 18, 17.5 W/m² ısı akısı değerlerinde ısıl konfor sağlanmıştır ve 21, 20, 17 W/m² ısı akıları çekildiği zaman ısıl konfor sağlanamamıştır.

Oda modeli S4 için 3. bölge analiz sonuçları

Panellerden 20, 19, 18.5 W/m² ısı akıları çekilerek oda içerisinde ısıl konfor durumu incelenmiştir (Çizelge 3.66).

Çizelge 3.66 : Oda modeli S4 için 3. bölge analiz sonuçları.

Isı akısı (W/m ²)	Hava sıcaklığı (°C)	Çalışma sıcaklığı (°C)	PPD (%)	PMV	Isıl konfor
20	24.4	24.0	5.53	-0.16	sağlandı
19	25.6	25.2	5.91	0.21	sağlandı
18.5	26.1	25.8	8.17	0.39	sağlandı

Panellerden 20, 19, 18.5 W/m² ısı akıları çekildiği zaman ısıl konfor sağlanmıştır.

Oda modeli S4 için 4. bölge analiz sonuçları

Panellerden 16, 15.5, 15 W/m² ısı akıları çekilerek oda içerisinde ısıl konfor durumu incelenmiştir (Çizelge 3.67).

Çizelge 3.67 : Oda modeli S4 için 4. bölge analiz sonuçları.

Isı akısı (W/m ²)	Hava sıcaklığı (°C)	Çalışma sıcaklığı (°C)	PPD (%)	PMV	Isıl konfor
16	25.4	25.1	5.67	0.18	sağlandı
15.5	26.0	25.5	7.85	0.37	sağlandı
15	26.6	26.3	11.33	0.55	sağlanamadı

Panellerden 16, 15.5 W/m² ısı akıları çekildiği zaman ısı konfor sağlanmıştır ve 15 W/m² ısı akısı değerinde ise ısı konfor sağlanamamıştır.

Oda modeli S4 için panel minimum ısı akısı ve hava sıcaklığı

Isıl konforun sağlanabilmesi için panellerden çekilmesi gereken minimum ısı akıları ve bu ısı akısı değerlerinde ısı konforun sağlandığı hava sıcaklığı bütün bölgeler için Çizelge 3.68’de gösterilmektedir.

Çizelge 3.68 : Oda modeli S4 için panel minimum ısı akısı ve hava sıcaklığı.

Bölge	Minimum ısı akısı (W/m ²)	Hava sıcaklığı (°C)
1	20.5	26.0
2	17.5	26.1
3	18.5	26.1
4	15.5	26.0

3.2.2.2 Oda modeli S1

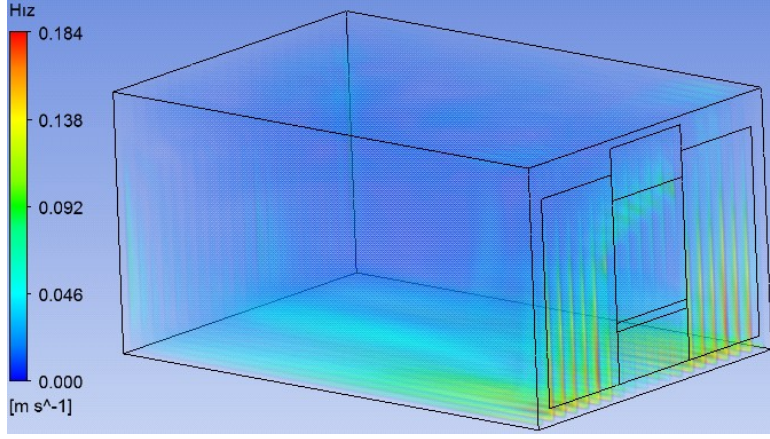
Bu modelde ısıtma durumunda olduğu gibi paneller pencerenin bulunduğu dış duvara yerleştirilmiştir.

Oda modeli S1 için analiz sonuçları

Analiz sonuçları 2. bölge için panellerden 48 W/m² ısı akısı çekilerek elde edilmiştir.

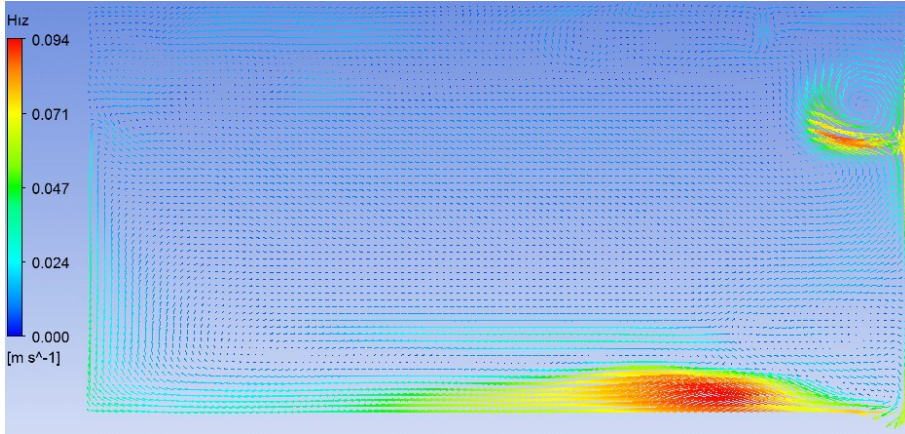
Oda modeli S1 içerisindeki akım çizgileri ve hava hız dağılımı

Şekil 3.116’da odanın hacimsel hava hız dağılımı gösterilmiştir. En yüksek hava hızı 0.184 m/s ile pencerenin sağ ve sol tarafında bulunan panel yüzeyleri üzerinde meydana gelmektedir. Hacimsel olarak ortalama hava hızı 0.0185 m/s’dir.



Şekil 3.116 : Oda modeli S1 içerisindeki hava hız dağılımının hacimsel gösterimi.

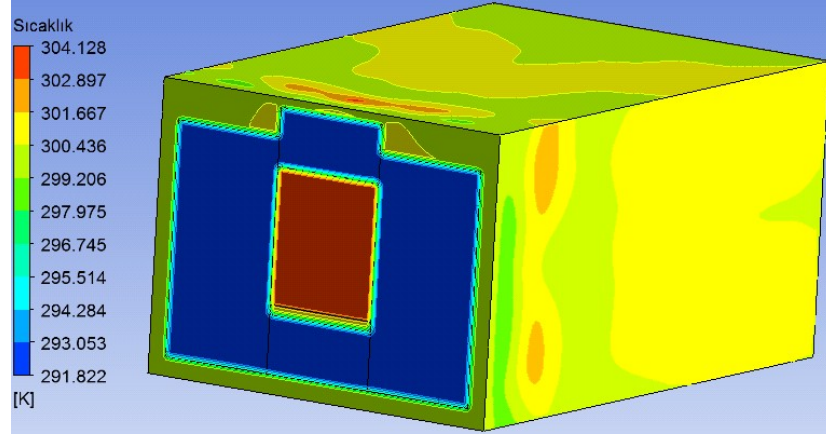
Şekil 3.117’de odanın $x = 2$ m’deki Y-Z düzleminde alınan kesitteki hız vektörleri dağılımı gösterilmiştir. Pencere yüzeyinde ısınan hava yukarı yönde, pencerenin üstündeki panelde soğuyan hava aşağı yönde hareket etmektedir ve bu iki hava akımı iki yüzeyin kesişim yerinde çarpışarak hızlanmaktadır. Pencerenin altındaki panelde soğuyan hava aşağı yönde hareket etmektedir ve taban yüzeyi sıcak olduğu için ısınan hava yatay yönde hızlanmaktadır. Bu düzlemdeki en yüksek hava hızı 0.094 m/s’dir.



Şekil 3.117 : Oda modeli S1 için $x = 2$ m düzlemindeki hız vektörleri dağılımı.

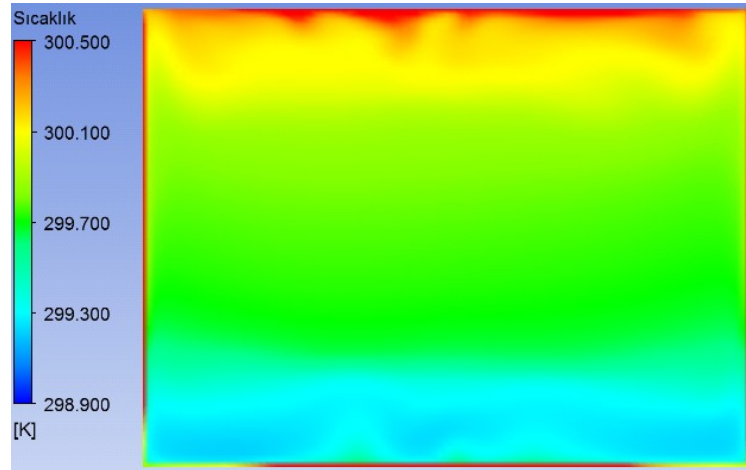
Oda modeli S1 içerisindeki sıcaklık dağılımı

Oda yüzeylerindeki sıcaklık dağılımları Şekil 3.118’de gösterilmiştir. Odadaki sıcak pencere yüzeyindeki ortalama sıcaklık 303.9 K, soğuk panel yüzeylerindeki ortalama sıcaklık 292.5 K ve diğer duvar yüzeylerindeki ortalama sıcaklık ise 300.3 K’dir.



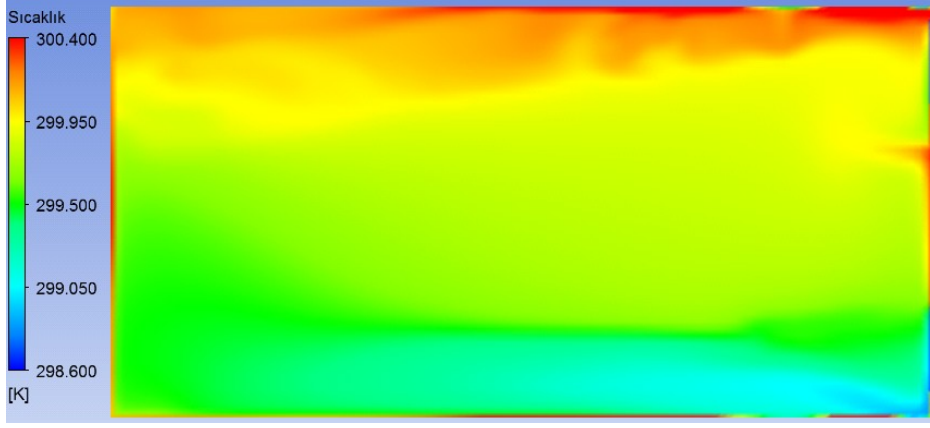
Şekil 3.118 : Oda modeli S1 yüzeylerindeki sıcaklık dağılımları.

Şekil 3.119’da odanın $z = 3$ m’deki X-Y düzleminde alınan kesitteki sıcaklık dağılımı gösterilmiştir. Oda’nın üst bölgelerinde hava sıcaklığında artış görülmektedir ve odanın orta bölgelerinde ise homojen hava sıcaklık dağılımının hakim olduğu görülmektedir.



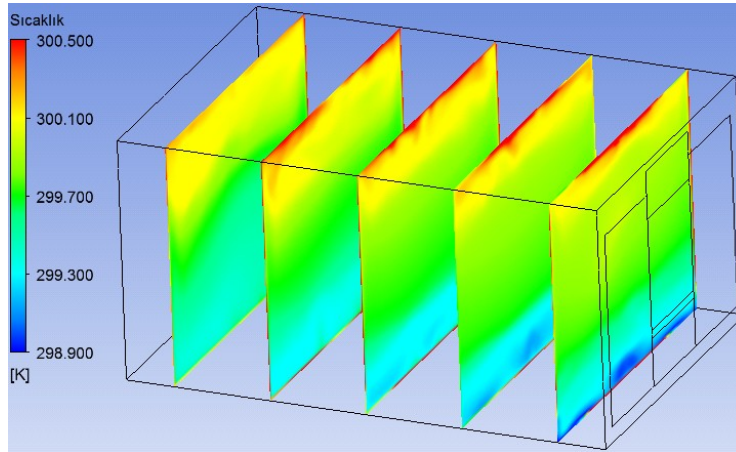
Şekil 3.119 : Oda modeli S1 için $z = 3$ m düzlemindeki sıcaklık dağılımı.

Şekil 3.120’de panelin $x = 2$ m’deki Y-Z düzleminde alınan kesitteki sıcaklık dağılımı gösterilmiştir. Bu düzlemdeki hava sıcaklıkları arasındaki maksimum fark 1.8 K’dir. Pencere yüzeyi ile tavanın belirli bölümlerinde hava sıcaklığı yükselmektedir ve pencerenin alt kısmındaki panelin etkisiyle odanın alt kısımlarında ise hava sıcaklığının düştüğü görülmektedir.



Şekil 3.120 : Oda modeli S1 için $x = 2$ m düzlemindeki sıcaklık dağılımı.

Şekil 3.121’de odanın $z = 0.6$ m, $z = 1.8$ m, $z = 3$ m, $z = 4.2$ m, $z = 5.4$ m düzlemlerindeki sıcaklık dağılımları gösterilmiştir. Pencerenin altındaki panelin etkisinin pencerenin bulunduğu duvar yüzeyinden uzaklaştıkça azaldığı görülmektedir. Panellerin bulunduğu dış duvardan uzaklaştıkça düzlemlerdeki hava sıcaklıklarında azalma görülmektedir.



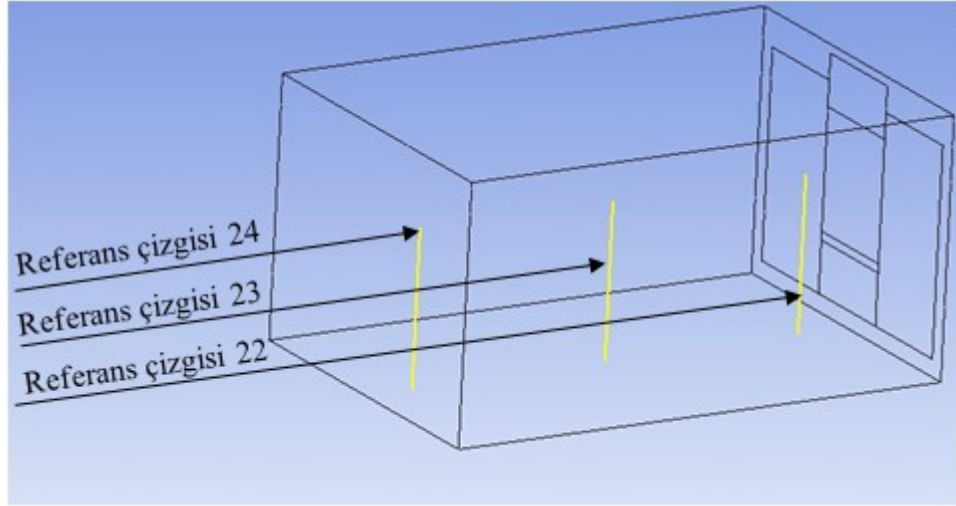
Şekil 3.121 : Oda modeli S1 için $z = 0.6$ m, $z = 1.8$ m, $z = 3$ m, $z = 4.2$ m, $z = 5.4$ m düzlemlerindeki sıcaklık dağılımları.

Oda modeli S1 için yerel ısı konfor şartlarının incelenmesi

Oda modeli S1 için yerel ısı konfor şartlarının sağlanıp sağlanamadığı incelenmiştir.

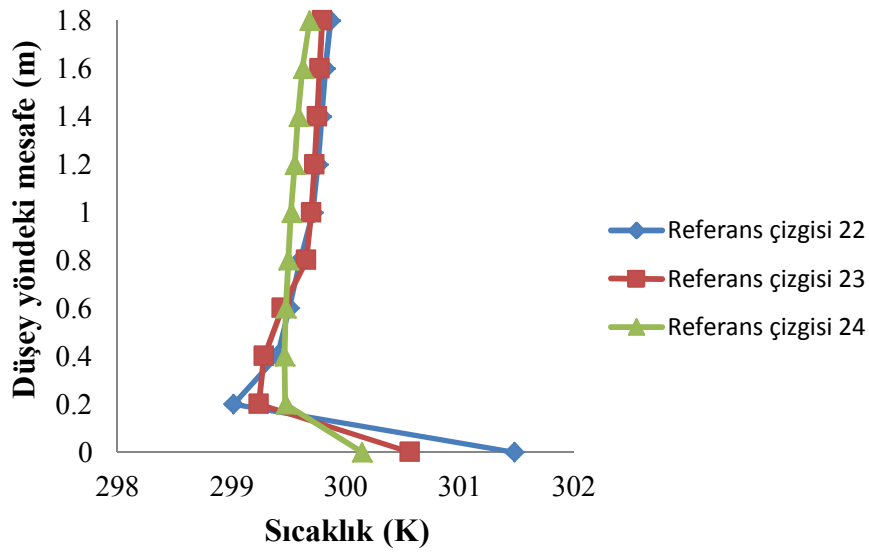
Oda modeli S1 için düşey yöndeki sıcaklık farkları ve yüksek hava hızları

Yaşam alanı içerisindeki en kritik yer, odanın orta kesitindeki düzlemdir. Bu düzlem içerisinde üç noktada referans çizgisi oluşturularak düşey yöndeki sıcaklık farkları ve yüksek hava hızları analiz edilmiştir. Referans çizgileri sırasıyla pencerenin bulunduğu dış duvardan 0.6, 3, 5.4 m uzaklıktadır (Şekil 3.122).



Şekil 3.122 : Referans çizgisi 22, 23, 24.

Referans çizgileri üzerindeki sıcaklık dağılımları Şekil 3.123'te gösterilmektedir. Referans çizgileri üzerinde 0.2 m yükseklikten sonra homojen sıcaklık dağılımı olduğu görülmektedir.



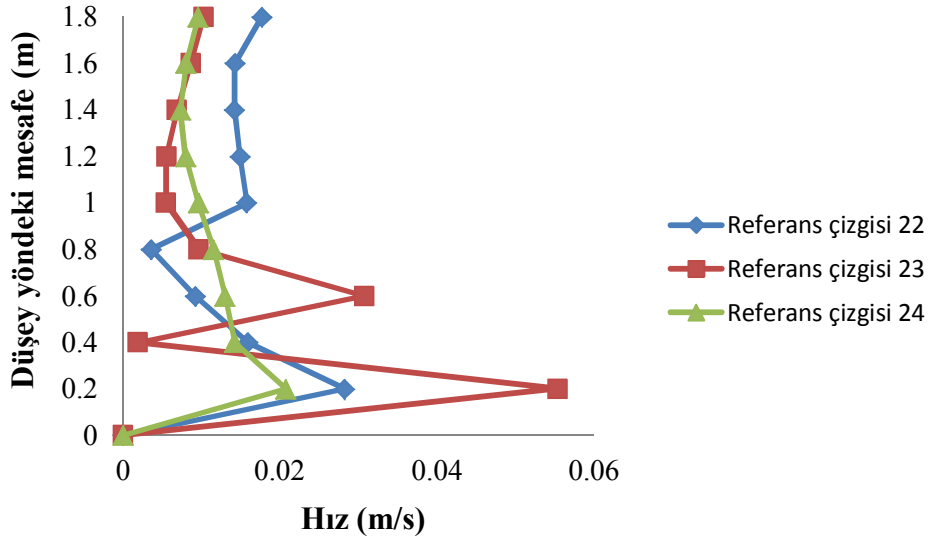
Şekil 3.123 : Referans çizgisi 22, 23, 24 için düşey yöndeki sıcaklık dağılımı.

Referans çizgisi 22, 23, 24 için 0.1 m ile 1.1 m arasındaki sıcaklık farkları Çizelge 3.69'da gösterilmiştir ve bu değerler sırasıyla 0.5, 0.2, 0.3°C'dir. En yüksek düşey yöndeki sıcaklık farkı pencere ve panellerin etkisiyle referans çizgisi 22 üzerinde olmaktadır. Üç referans çizgisi için bulunan bu değerler, standartlarda belirtilen düşey yöndeki sıcaklık farkı limit değeri olan 3°C'den küçüktür.

Çizelge 3.69 : Referans çizgisi 22, 23, 24 için düşey yöndeki sıcaklık farkı analizi.

Referans çizgisi	$T_{0.1}$ (K)	$T_{1.1}$ (K)	$T_{1.1}-T_{0.1}$ (K)	ISO 7730 (K)
22	300.24	299.74	0.5	< 3
23	299.9	299.7	0.2	< 3
24	299.8	299.5	0.3	< 3

Referans çizgileri üzerindeki hava hız dağılımları Şekil 3.124'te gösterilmektedir. Referans çizgileri üzerindeki hava hızları yerden 0.2 m yükseklikte maksimum değerlerine ulaşmaktadır. 0.2 m yüksekliğe kadar referans çizgisi 23 üzerindeki hava hızı diğer çizgiler üzerindeki hava hızlarından daha yüksektir ve bu mesafeden sonra referans çizgileri üzerindeki hava hızlarında dalgalanmalar meydana gelmektedir.



Şekil 3.124 : Referans çizgisi 22, 23, 24 için düşey yöndeki hava hız dağılımı.

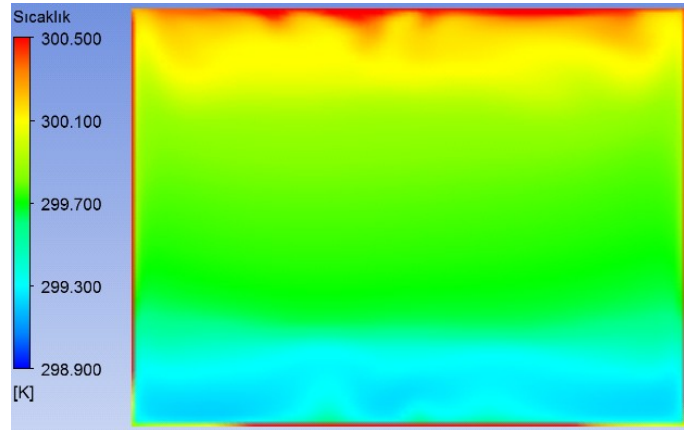
Referans çizgisi 22, 23, 24 için düşey yöndeki maksimum hızlar Çizelge 3.70'de gösterilmiştir ve bu değerler sırasıyla 0.03, 0.055, 0.02 m/s'dir. Üç referans çizgisi için bulunan bu değerler, standartlarda belirtilen maksimum hız limit değeri olan 0.22 m/s'den küçüktür.

Çizelge 3.70 : Referans çizgisi 22, 23, 24 için yüksek hava hızı analizi.

Referans çizgisi	Maksimum hız (m/s)	ISO 7730 (m/s)
22	0.03	< 0.22
23	0.055	< 0.22
24	0.02	< 0.22

Oda modeli S1 için radyant sıcaklık asimetrisi

Soğuk duvara paralel odanın orta kesitindeki sıcaklık dağılımı Şekil 3.125'te gösterilmiştir. Bu düzlemdeki en yüksek ve en düşük hava sıcaklığı sırasıyla 300.5, 298.9 K'dir. Bu iki değer arasındaki fark 1.6 K'dir ve bu değer, standartlara göre soğuk duvar durumunda radyant sıcaklık asimetrisi sınır değeri olan 10 K'i geçmemiştir.



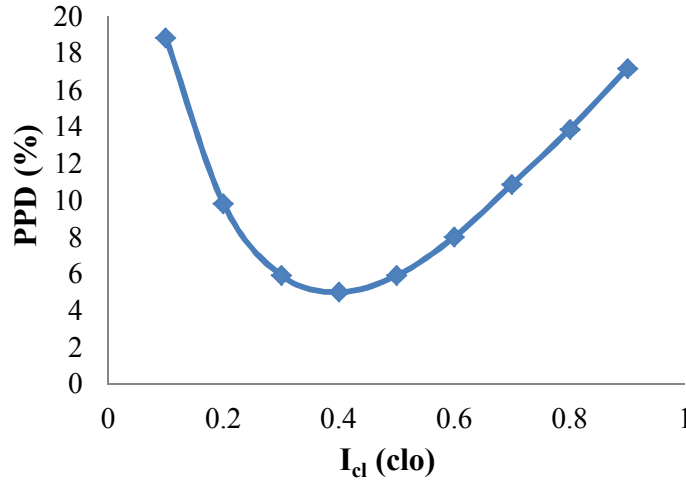
Şekil 3.125 : Oda modeli S1 için z = 3 m düzlemindeki sıcaklık dağılımı.

Oda modeli S1 için zemin yüzey sıcaklığı

Oda zemin yüzey sıcaklığı 27.2°C'dir ve bu sıcaklık değeri, standartlarda belirtilen zemin yüzey sıcaklık limit değerleri arasında kalmaktadır.

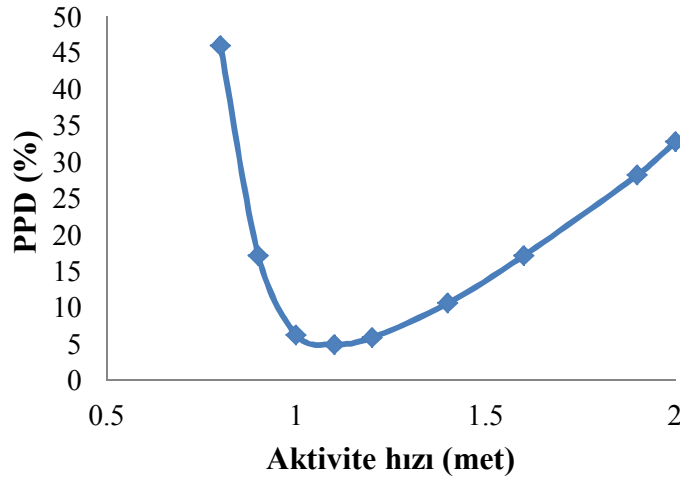
Oda modeli S1 için giysi ve aktivite hızına göre ısı konfor şartlarının incelenmesi

PPD ile giysi arasındaki ilişki Şekil 3.126'da gösterilmektedir. PPD değeri, giysi değeri 0.4 clo olana kadar azalış göstermektedir ve bu değerden sonra PPD değerinde artış meydana gelmektedir. 0.2 ile 0.6 clo değerleri arasında ısı konfor şartı sağlanmakta, bu değerler dışında ısı konforsuzluk meydana gelmektedir. En iyi ısı konfor 0.4 clo değerinde sağlanmaktadır ve bu değere karşılık gelen PPD değeri %5'tir.



Şekil 3.126 : Oda modeli S1 için PPD ile I_{cl} arasındaki ilişki.

Şekil 3.127'de PPD ile aktivite hızı arasındaki ilişki gösterilmektedir. PPD değeri, aktivite hızı 1.1 met olana kadar azalış göstermektedir ve bu değerden sonra PPD değerinde artış meydana gelmektedir. 1 ile 1.2 met değerleri arasında ısı konfor şartı sağlanmakta, bu değerler dışında ısı konforsuzluk meydana gelmektedir. İnsanlar rahat bir şekilde oturduğu ve ayakta durduğu zaman ısı konfor içerisinde olacaklardır. En iyi ısı konfor 1.1 met değerinde sağlanmaktadır ve bu değere karşılık gelen PPD değeri %5'tir.



Şekil 3.127 : Oda modeli S1 için PPD ile aktivite hızı arasındaki ilişki.

Oda modeli S1 için 1. bölge analiz sonuçları

Panellerden 55, 54 W/m^2 ısı akıları çekilerek oda içerisinde ısı konfor durumu incelenmiştir (Çizelge 3.71).

Çizelge 3.71 : Oda modeli S1 için 1. bölge analiz sonuçları.

Isı akısı (W/m ²)	Hava sıcaklığı (°C)	Çalışma sıcaklığı (°C)	PPD (%)	PMV	Isıl konfor
55	26.5	24.8	5.30	0.12	sağlandı
54	27	25.2	6.30	0.25	sağlandı

Panellerden 55, 54 W/m² ısı akıları çekildiği zaman ısı konfor sağlanmıştır.

Oda modeli S1 için 2. bölge analiz sonuçları

Panellerden 50, 48, 47 W/m² ısı akıları çekilerek oda içerisinde ısı konfor durumu incelenmiştir (Çizelge 3.72).

Çizelge 3.72 : Oda modeli S1 için 2. bölge analiz sonuçları.

Isı akısı (W/m ²)	Hava sıcaklığı (°C)	Çalışma sıcaklığı (°C)	PPD (%)	PMV	Isıl konfor
50	25.7	24.1	5.21	-0.10	sağlandı
48	26.7	25.1	5.91	0.21	sağlandı
47	27.0	25.6	7.55	0.35	sağlandı

Panellerden 50, 48, 47 W/m² ısı akıları çekildiği zaman ısı konfor sağlanmıştır.

Oda modeli S1 için 3. bölge analiz sonuçları

Panellerden 50, 49, 48 W/m² ısı akıları çekilerek oda içerisinde ısı konfor durumu incelenmiştir (Çizelge 3.73).

Çizelge 3.73 : Oda modeli S1 için 3. bölge analiz sonuçları.

Isı akısı (W/m ²)	Hava sıcaklığı (°C)	Çalışma sıcaklığı (°C)	PPD (%)	PMV	Isıl konfor
50	26.8	25.2	6.30	0.25	sağlandı
49	27.0	25.6	7.55	0.35	sağlandı
48	27.4	26.3	11.33	0.55	sağlanamadı

Panellerden 50, 49 W/m² ısı akıları çekildiği zaman ısı konfor sağlanmıştır ve 48 W/m² ısı akısı değerinde ise ısı konfor sağlanamamıştır.

Oda modeli S1 için 4. bölge analiz sonuçları

Panellerden 48, 46, 44 W/m² ısı akıları çekilerek oda içerisinde ısı konfor durumu incelenmiştir (Çizelge 3.74).

Çizelge 3.74 : Oda modeli S1 için 4. bölge analiz sonuçları.

Isı akısı (W/m ²)	Hava sıcaklığı (°C)	Çalışma sıcaklığı (°C)	PPD (%)	PMV	Isıl konfor
48	25.3	23.7	5.91	-0.21	sağlandı
46	26	24.4	5.00	0.01	sağlandı
44	26.9	25.7	7.85	0.37	sağlandı

Panellerden 48, 46, 44 W/m² ısı akıları çekildiği zaman ısı konfor sağlanmaktadır.

Oda modeli S1 için panel minimum ısı akısı ve hava sıcaklığı

Isıl konforun sağlanabilmesi için panellerden verilmesi gereken minimum ısı akıları ve bu ısı akısı değerlerinde ısı konforun sağlandığı hava sıcaklıkları bütün bölgeler için Çizelge 3.75'te gösterilmektedir.

Çizelge 3.75 : Oda modeli S1 için panel minimum ısı akısı ve hava sıcaklığı.

Bölge	Minimum ısı akısı (W/m ²)	Hava sıcaklığı (°C)
1	54	27.0
2	47	27.0
3	49	27.0
4	44	26.9

3.2.2.3 Oda modeli S2

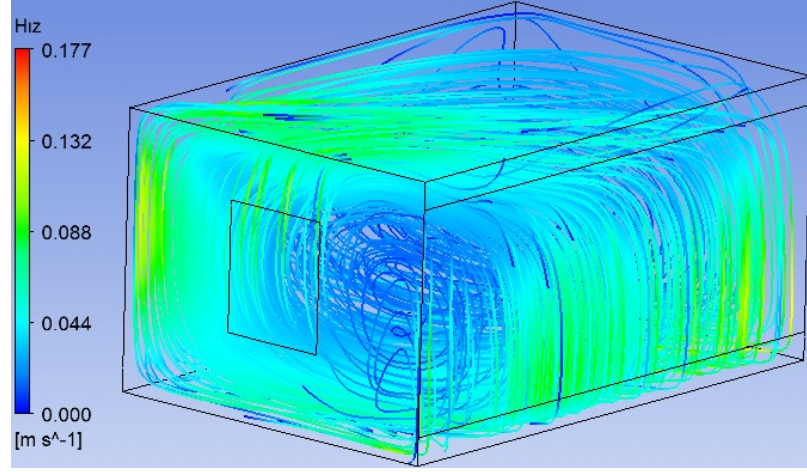
Bu modelde ısıtma durumunda olduğu gibi paneller pencerenin bulunmadığı dış duvara yerleştirilmiştir.

Oda modeli S2 için analiz sonuçları

Analiz sonuçları 2. bölge için panellerden 24 W/m² ısı akısı çekilerek elde edilmiştir.

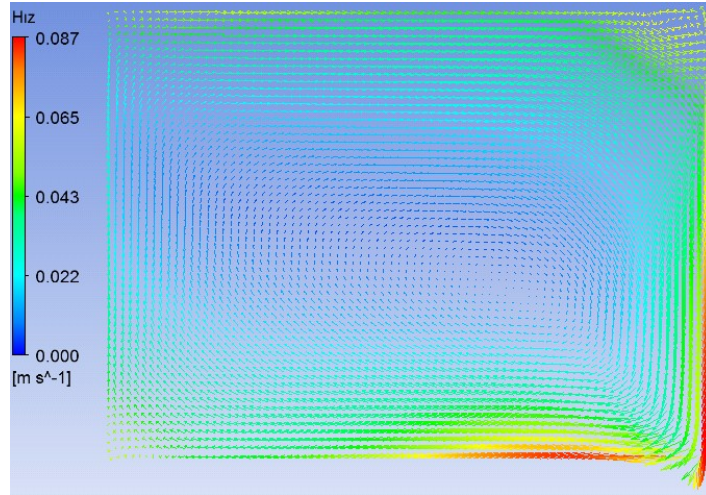
Oda modeli S2 içerisindeki akım çizgileri ve hava hız dağılımı

Oda içerisindeki akım çizgilerinin dağılımı Şekil 3.128'de görülmektedir. Sıcak duvar yüzeyiyle temas eden hava akımı ısınarak yükselmekte, panel yüzeyleriyle temas ederek soğumakta ve aşağı yönde hareket etmektedir. Tekrar sıcak duvar yüzeyiyle temas eden hava akımının doğal sirkülasyonu devam etmektedir. En yüksek hava hızı 0.177 m/s ile panel yüzeyleri üzerinde görülmektedir.



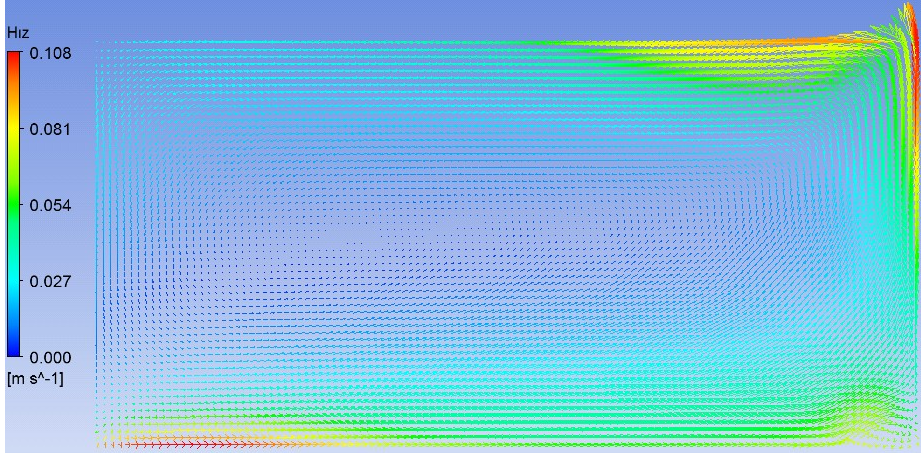
Şekil 3.128 : Oda modeli S2 içerisindeki akım çizgilerinin dağılımı.

Şekil 3.129’da odanın $z = 3$ m’deki X-Y düzleminde alınan kesitteki hız vektörleri dağılımı gösterilmiştir. Bu düzlemdeki en yüksek hava hızı 0.087 m/s ile panellerle temas eden havanın aşağı yönde hızlanmasıyla oluşmaktadır.



Şekil 3.129 : Oda modeli S2 için $z = 3$ m düzlemindeki hız vektörleri dağılımı.

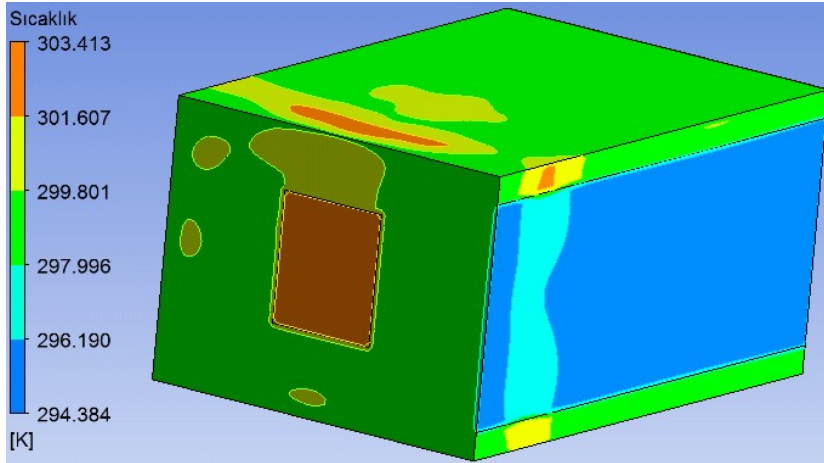
Şekil 3.130’da odanın $x = 2$ m’deki Y-Z düzleminde alınan kesitteki hız vektörleri dağılımı gösterilmiştir. Sıcak pencere ve dış duvar yüzeylerinde ısınan hava yükselmekte, odanın pencere tarafına göre daha soğuk olan bölgesine hareket etmekte ve burada aşağı yönde hareket ederek tekrar pencere tarafına doğru ilerlemektedir. Bu düzlemdeki en yüksek hava hızı 0.108 m/s ile pencere yüzeyinde ısınan havanın hızlanmasıyla oluşmaktadır.



Şekil 3.130 : Oda modeli S2 için $x = 2$ m düzlemindeki hız vektörleri dağılımı.

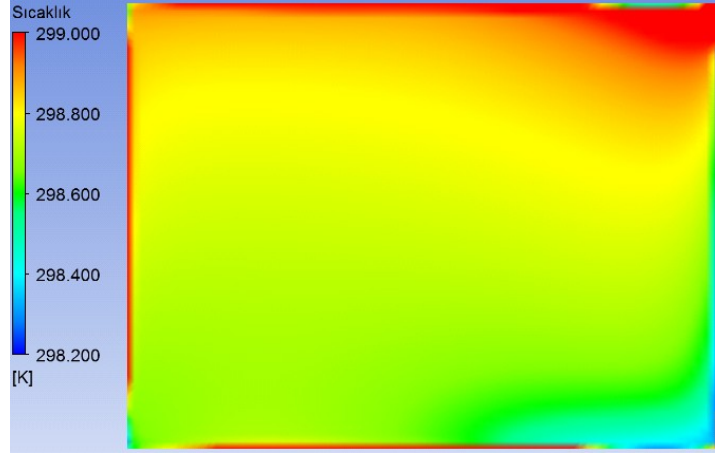
Oda modeli S2 içerisindeki sıcaklık dağılımı

Oda yüzeylerindeki sıcaklık dağılımları Şekil 3.131’de gösterilmiştir. Odadaki sıcak pencere yüzeyindeki ortalama sıcaklık 303 K, soğuk panel yüzeylerindeki ortalama sıcaklık 295.8 K ve diğer duvar yüzeylerindeki ortalama sıcaklık ise 299.3 K’dir.



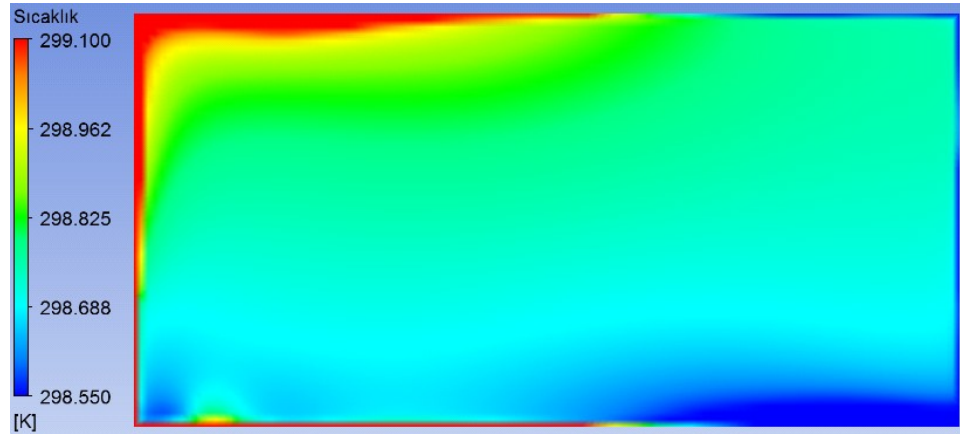
Şekil 3.131 : Oda modeli S1 yüzeylerindeki sıcaklık dağılımları.

Şekil 3.132’de odanın $z = 3$ m’deki X-Y düzleminde alınan kesitteki sıcaklık dağılımı gösterilmiştir. Bu düzlemdeki hava sıcaklıkları arasındaki maksimum fark 0.8 K’dir. Panelin soğuk etkisi panel yüzeyine yakın bölgelerde hava sıcaklığını düşürmektedir. İç duvar ve tavan bölgeleri sıcak olduğu için panelden uzaklaştıkça hava sıcaklığı artmaktadır.



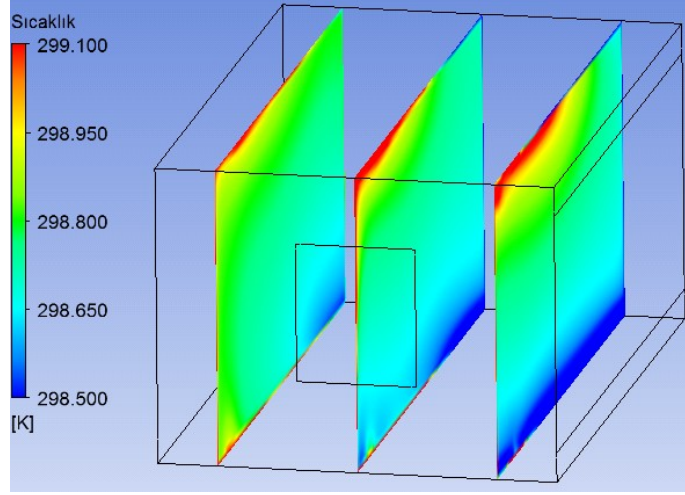
Şekil 3.132 : Oda modeli S2 için $z = 3$ m düzlemindeki sıcaklık dağılımı.

Şekil 3.133'te odanın $x = 2$ m'deki Y-Z düzleminde alınan kesitteki sıcaklık dağılımı gösterilmiştir. Hava sıcaklığı pencere etkisiyle pencereye yakın bölgelerde yükselmektedir ve pencereden uzaklaştıkça hava sıcaklığında azalma görülmektedir.



Şekil 3.133 : Oda modeli S2 için $x = 2$ m düzlemindeki sıcaklık dağılımı.

Şekil 3.134'te odanın $x = 0.6$ m, $x = 2$ m, $x = 3.4$ m düzlemlerindeki sıcaklık dağılımları gösterilmiştir. Panelden uzaklaştıkça düzlemlerdeki hava sıcaklıkları artmaktadır.



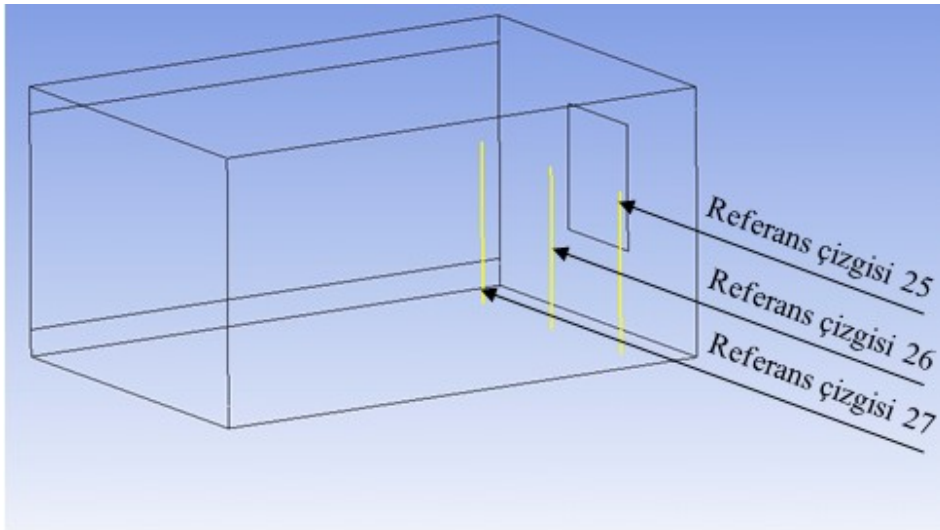
Şekil 3.134 : Oda modeli S2 için $x = 0.6$ m, $x = 2$ m, $x = 3.4$ m düzlemlerindeki sıcaklık dağılımları.

Oda modeli S2 için yerel ısı konfor şartlarının incelenmesi

Oda modeli S2 için yerel ısı konfor şartlarının sağlanıp sağlanamadığı incelenmiştir.

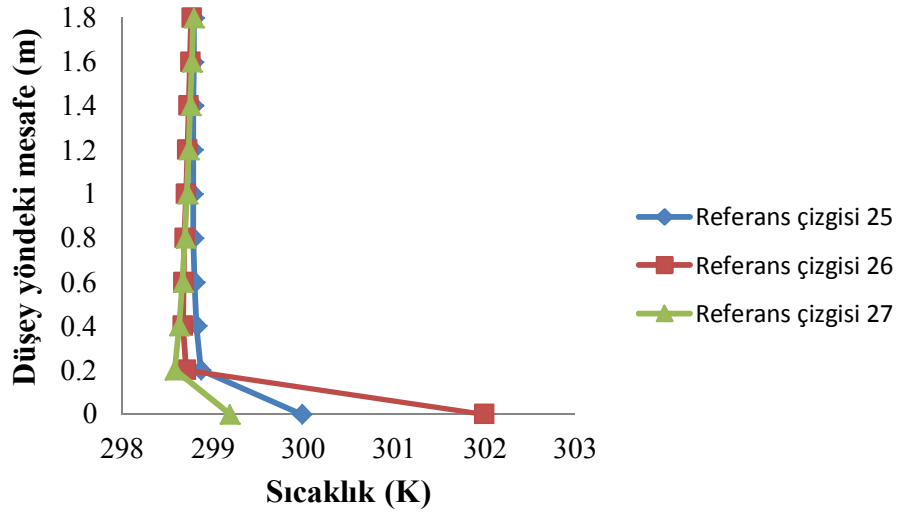
Oda modeli S2 için düşey yöndeki sıcaklık farkları ve yüksek hava hızları

Yaşam alanı içerisindeki en kritik yer, pencerenin bulunduğu dış duvara en yakın yaşam alanının bittiği düzlemdir. Bu düzlem içerisinde üç noktada referans çizgisi oluşturularak düşey yöndeki sıcaklık farkları ve yüksek hava hızları analiz edilmiştir. Referans çizgileri sırasıyla pencerenin bulunduğu dış duvara komşu iç duvardan 0.6, 2, 3.4 m uzaklıktadır (Şekil 3.135).



Şekil 3.135 : Referans çizgisi 25, 26, 27.

Referans çizgileri üzerindeki sıcaklık dağılımları Şekil 3.136’da gösterilmektedir. Referans çizgileri üzerinde 0.2 m yükseklikten sonra homojen sıcaklık dağılımı olduğu görülmektedir.



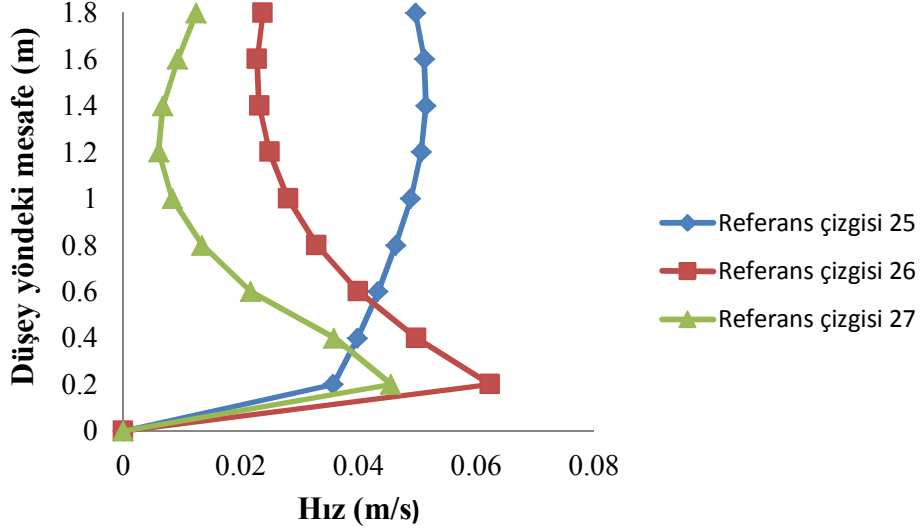
Şekil 3.136 : Referans çizgisi 25, 26, 27 için düşey yöndeki sıcaklık dağılımı.

Referans çizgisi 25, 26, 27 için 0.1 m ile 1.1 m arasındaki sıcaklık farkları Çizelge 3.76’da gösterilmiştir ve bu değerler sırasıyla 0.6, 1.7, 0.2°C’dir. En yüksek düşey yöndeki sıcaklık farkı pencerenin etkisiyle referans çizgisi 26 üzerinde olmaktadır. Üç referans çizgisi için bulunan bu değerler, standartlarda belirtilen düşey yöndeki sıcaklık farkı limit değeri olan 3°C’den küçüktür.

Çizelge 3.76 : Referans çizgisi 25, 26, 27 için düşey yöndeki sıcaklık farkı analizi.

Referans çizgisi	$T_{0.1}$ (K)	$T_{1.1}$ (K)	$T_{1.1}-T_{0.1}$ (K)	ISO 7730 (K)
25	299.4	298.8	0.6	< 3
26	300.4	298.7	1.7	< 3
27	298.9	298.7	0.2	< 3

Referans çizgileri üzerindeki hava hız dağılımları Şekil 3.137’de gösterilmektedir. Referans çizgileri üzerindeki hava hızları yerden 0.2 m yükseklikte maksimum değerlerine ulaşmaktadır. Bu mesafeye kadar referans çizgisi 25 üzerindeki hava hızı en düşükken 0.6 m’den sonra diğer çizgilere göre daha yüksek olmaktadır.



Şekil 3.137 : Referans çizgisi 25, 26, 27 için düşey yöndeki hava hız dağılımı.

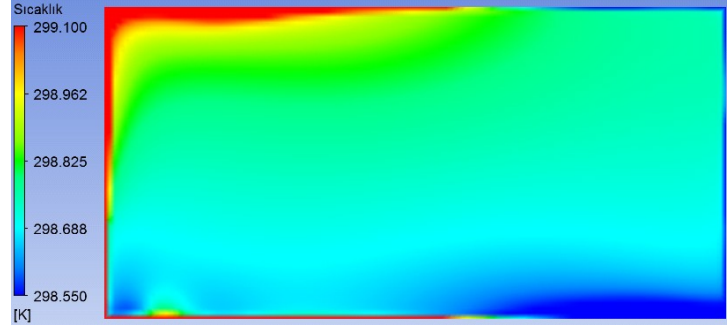
Referans çizgisi 25, 26, 27 için düşey yöndeki maksimum hızlar Çizelge 3.77'de gösterilmiştir ve bu değerler sırasıyla 0.05, 0.06, 0.045 m/s'dir. Üç referans çizgisi için bulunan bu değerler, standartlarda belirtilen maksimum hız limit değeri olan 0.22 m/s'den küçüktür.

Çizelge 3.77 : Referans çizgisi 25, 26, 27 için yüksek hava hızı analizi.

Referans çizgisi	Maksimum hız (m/s)	ISO 7730 (m/s)
25	0.05	< 0.22
26	0.06	< 0.22
27	0.045	< 0.22

Oda modeli S2 için radyant sıcaklık asimetrisi

Soğuk duvara paralel odanın orta kesitindeki sıcaklık dağılımı Şekil 3.138'de gösterilmiştir. Bu düzlemdeki en yüksek ve en düşük hava sıcaklığı sırasıyla 299.1, 298.55 K'dir. Bu iki değer arasındaki fark 0.55 K'dir ve bu değer, standartlara göre soğuk duvar durumunda radyant sıcaklık asimetrisi sınır değeri olan 10 K'i geçmemiştir.



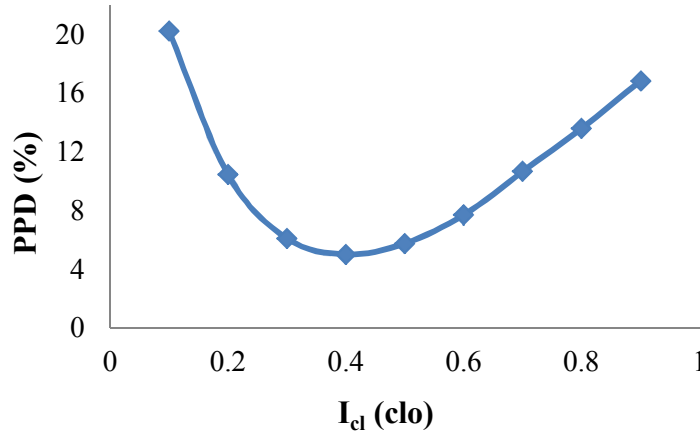
Şekil 3.138 : Oda modeli S2 için $x = 2$ m düzlemindeki sıcaklık dağılımı.

Oda modeli S2 için zemin yüzey sıcaklığı

Oda zemin yüzey sıcaklığı 26.1°C 'dir ve bu sıcaklık değeri, standartlarda belirtilen zemin yüzey sıcaklık limit değerleri arasında kalmaktadır.

Oda modeli S2 için giysi ve aktivite hızına göre ısı konfor şartlarının incelenmesi

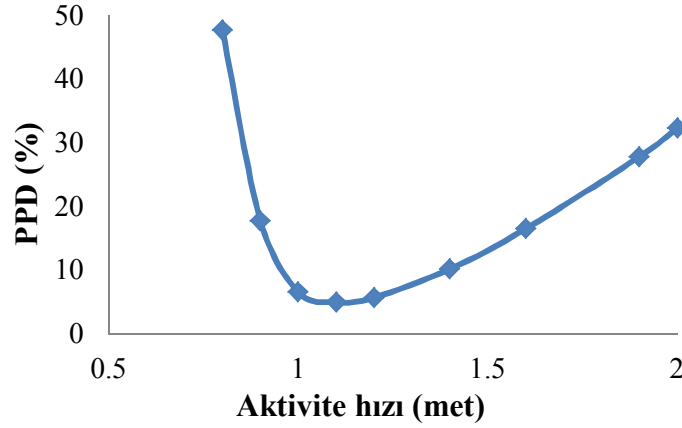
PPD ile giysi arasındaki ilişki Şekil 3.139'da gösterilmektedir. PPD değeri, giysi değeri 0.4 clo olana kadar azalış göstermektedir ve bu değerden sonra PPD değerinde artış meydana gelmektedir. 0.3 ile 0.6 clo değerleri arasında ısı konfor şartı sağlanmakta, bu değerler dışında ısı konforsuzluk meydana gelmektedir. En iyi ısı konfor 0.4 clo değerinde sağlanmaktadır ve bu değere karşılık gelen PPD değeri %5'tir.



Şekil 3.139 : Oda modeli S2 için PPD ile I_{cl} arasındaki ilişki.

PPD ile aktivite hızı arasındaki ilişki Şekil 3.140'da gösterilmektedir. PPD değeri, aktivite hızı 1.1 met olana kadar azalış göstermektedir ve bu değerden sonra PPD değerinde artış meydana gelmektedir. 1 ile 1.2 met değerleri arasında ısı konfor şartı sağlanmakta, bu değerler dışında ısı konforsuzluk meydana gelmektedir. İnsanlar rahat bir şekilde oturduğu ve ayakta durduğu zaman ısı konfor içerisinde

olacaklardır. En iyi ısı konforu 1.1 met değeri sağlanmaktadır ve bu değere karşılık gelen PPD değeri %5'tir.



Şekil 3.140 : Oda modeli S2 için PPD ile aktivite hızı arasındaki ilişki.

Oda modeli S2 için 1. bölge analiz sonuçları

Panellerden 27 W/m²'den 25 W/m²'ye kadar değişik ısı akıları çekilerek oda içerisinde ısı konfor durumu incelenmiştir (Çizelge 3.78).

Çizelge 3.78 : Oda modeli S2 için 1. bölge analiz sonuçları.

Isı akısı (W/m ²)	Hava sıcaklığı (°C)	Çalışma sıcaklığı (°C)	PPD (%)	PMV	Isıl konfor
27	25	24.3	5.10	-0.07	sağlandı
26	25.7	25.1	5.60	0.17	sağlandı
25.5	26.1	25.6	7.13	0.32	sağlandı
25	27.4	26.4	16.53	0.74	sağlanamadı

Panellerden 27, 26, 25.5 W/m² ısı akıları çekildiği zaman ısı konfor sağlanmıştır ve 25 W/m² ısı akısı değeri ise ısı konfor sağlanamamıştır.

Oda modeli S2 için 2. bölge analiz sonuçları

Panellerden 25 W/m²'den 23 W/m²'ye kadar değişik ısı akıları çekilerek oda içerisinde ısı konfor durumu incelenmiştir (Çizelge 3.79).

Çizelge 3.79 : Oda modeli S2 için 2. bölge analiz sonuçları.

Isı akısı (W/m ²)	Hava sıcaklığı (°C)	Çalışma sıcaklığı (°C)	PPD (%)	PMV	Isıl konfor
25	24.7	24.1	5.41	-0.14	sağlandı
24	25.7	25.1	5.75	0.19	sağlandı
23.5	26.2	25.6	7.26	0.33	sağlandı
23	26.7	26.2	10.66	0.52	sağlanamadı

Panellerden 25, 24, 23.5 W/m² ısı akıları çekildiği zaman ısı konfor sağlanmıştır ve 23 W/m² ısı akısı değerinde ise ısı konfor sağlanamamıştır.

Oda modeli S2 için 3. bölge analiz sonuçları

Panellerden 25, 24 W/m² ısı akıları çekilerek oda içerisinde ısı konfor durumu incelenmiştir (Çizelge 3.80).

Çizelge 3.80 : Oda modeli S2 için 3. bölge analiz sonuçları.

Isı akısı (W/m ²)	Hava sıcaklığı (°C)	Çalışma sıcaklığı (°C)	PPD (%)	PMV	Isıl konfor
25	25.5	24.8	5.21	0.10	sağlandı
24	26.6	25.9	9.04	0.44	sağlandı

Panellerden 25, 24 W/m² ısı akıları çekildiği zaman ısı konfor sağlanmıştır.

Oda modeli S2 için 4. bölge analiz sonuçları

Panellerden 22, 21 W/m² ısı akıları çekilerek oda içerisinde ısı konfor durumu incelenmiştir (Çizelge 3.81).

Çizelge 3.81 : Oda modeli S2 için 4. bölge analiz sonuçları.

Isı akısı (W/m ²)	Hava sıcaklığı (°C)	Çalışma sıcaklığı (°C)	PPD (%)	PMV	Isıl konfor
22	25.4	24.8	5.21	0.10	sağlandı
21	26.4	25.9	8.86	0.43	sağlandı

Panellerden 22, 21 W/m² ısı akıları çekildiği zaman ısı konfor sağlanmıştır.

Oda modeli S2 için panel minimum ısı akısı ve hava sıcaklığı

Isıl konforun sağlanabilmesi için panellerden verilmesi gereken minimum ısı akıları ve bu ısı akısı değerlerinde ısı konforun sağlandığı hava sıcaklıkları bütün bölgeler için Çizelge 3.82’de gösterilmektedir.

Çizelge 3.82 : Oda modeli S2 için panel minimum ısı akısı ve hava sıcaklığı.

Bölge	Minimum ısı akısı (W/m ²)	Hava sıcaklığı (°C)
1	25.5	26.1
2	23.5	26.2
3	24	26.6
4	21	26.4

3.2.2.4 Oda modeli S3

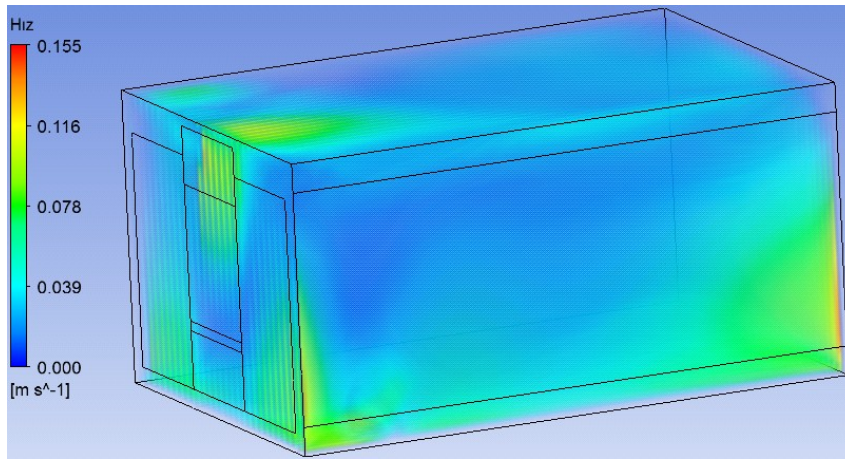
Bu modelde ısıtma durumunda olduğu gibi paneller her iki dış duvara da yerleştirilmiştir. Bunun amacı dış ortam sıcaklığının oda sıcaklığı üzerindeki etkisini azaltmaktır.

Oda modeli S3 için analiz sonuçları

Analiz sonuçları 2. bölge için panellerden 15 W/m^2 ısı akısı çekilerek elde edilmiştir.

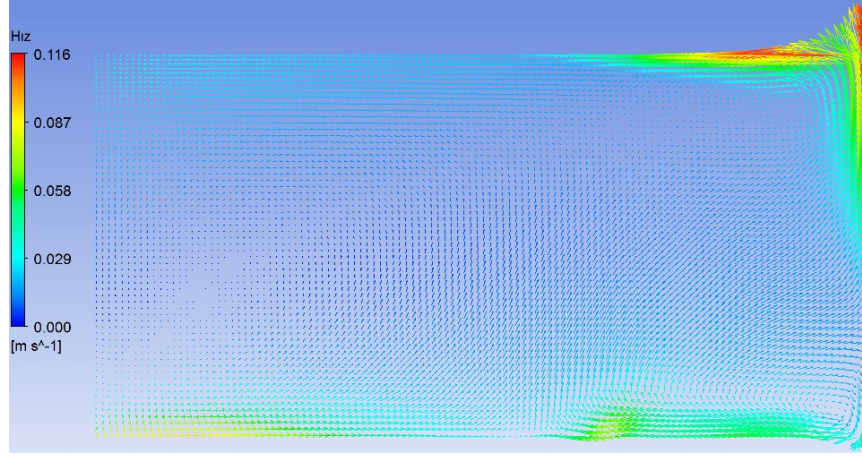
Oda modeli S3 içerisindeki akım çizgileri ve hava hız dağılımı

Şekil 3.141’de odanın hacimsel hava hız dağılımı gösterilmiştir. En yüksek hava hızı 0.155 m/s ile panel yüzeyleri üzerinde meydana gelmektedir. Hacimsel olarak ortalama hava hızı 0.0226 m/s ’dir.



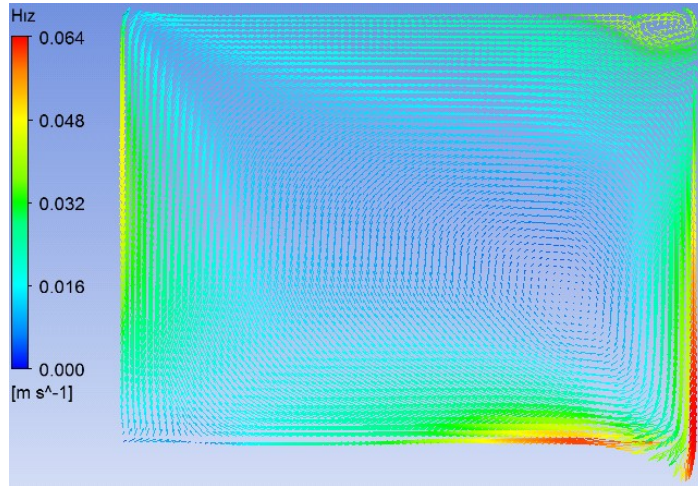
Şekil 3.141 : Oda modeli S3 içerisindeki hava hız dağılımının hacimsel gösterimi.

Şekil 3.142’de odanın $x = 2 \text{ m}$ ’deki Y-Z düzleminde alınan kesitteki hız vektörleri dağılımı gösterilmiştir. Pencerenin alt kısmındaki panelden soğuyan hava akımı aşağı yönde hareket ederek zeminden odanın iç tarafına doğru ilerlemektedir ve iç duvarda aşağı yönde hareket eden diğer hava akımı zeminden dış duvara doğru hareket etmektedir. Bu iki hava akımı zemin bölgesinde çarpışmaktadır. Bu düzlemdeki en yüksek hava hızı 0.116 m/s ile pencere yüzeyinde ısınan havanın hızlanmasıyla pencerenin üst bölgesinde ve tavan bölgesinde oluşmaktadır.



Şekil 3.142 : Oda modeli S3 için $x = 2$ m düzlemindeki hız vektörleri dağılımı.

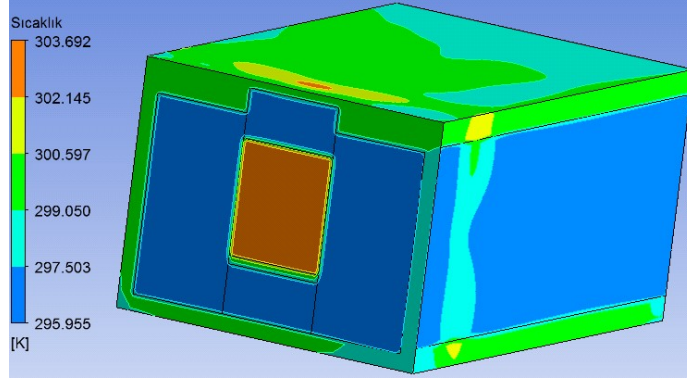
Şekil 3.143'te odanın $z = 3$ m'deki X-Y düzleminde alınan kesitteki hız vektörleri dağılımı gösterilmiştir. Bu düzlemdeki en yüksek hava hızı 0.064 m/s ile panelin alt kısımlarında ve zeminin panel yüzeyine yakın bölgelerinde görülmektedir.



Şekil 3.143 : Oda modeli S3 için $z = 3$ m düzlemindeki hız vektörleri dağılımı.

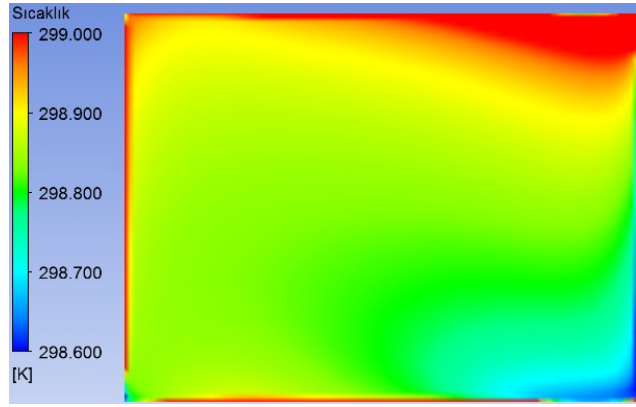
Oda modeli S3 içerisindeki sıcaklık dağılımı

Oda yüzeylerindeki sıcaklık dağılımları Şekil 3.144'te gösterilmiştir. Odadaki sıcak pencere yüzeylerindeki ortalama sıcaklık 303.3 K, soğuk panel yüzeylerindeki ortalama sıcaklık 297 K ve diğer duvar yüzeylerindeki ortalama sıcaklık ise 299.3 K'dir.



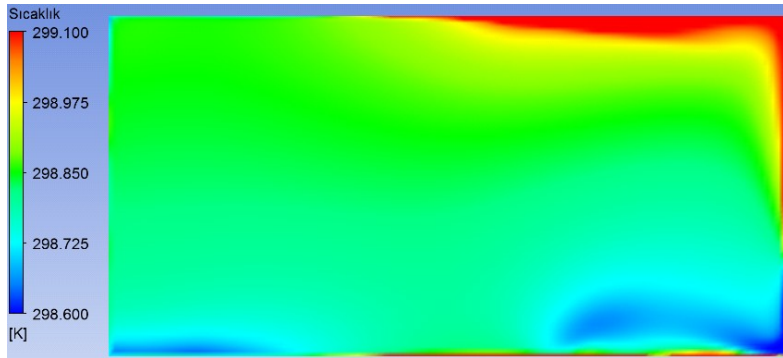
Şekil 3.144 : Oda modeli S3 yüzeylerindeki sıcaklık dağılımları.

Şekil 3.145'te odanın $z = 3$ m'deki X-Y düzleminde alınan kesitteki sıcaklık dağılımı gösterilmiştir. Bu düzlemdeki hava sıcaklıkları arasındaki maksimum fark 0.4 K'dir. Panelin soğuk etkisi panel yüzeyine yakın bölgelerde hava sıcaklığını düşürmektedir ve odanın orta kısmında ise homojen sıcaklık dağılımı görülmektedir.



Şekil 3.145 : Oda modeli S3 için $z = 3$ m düzlemindeki sıcaklık dağılımı.

Şekil 3.146'da odanın $x = 2$ m'deki Y-Z düzleminde alınan kesitteki sıcaklık dağılımı gösterilmiştir. Pencerenin altındaki panel etkisiyle zemin bölümlerinde hava sıcaklığı düşmektedir. Pencere yüzeyinde ve tavanın belirli bölümlerinde hava sıcaklığı daha yüksektir.



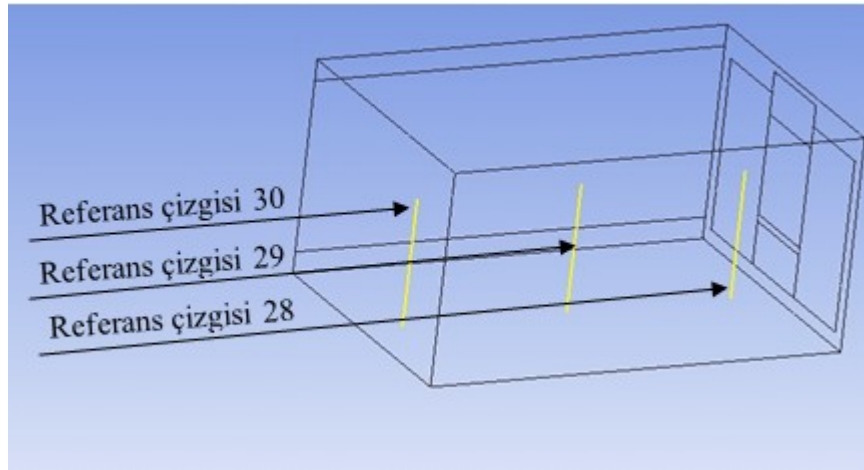
Şekil 3.146 : Oda modeli S3 için $x = 2$ m düzlemindeki sıcaklık dağılımı.

Oda modeli S3 için yerel ısı konfor şartlarının incelenmesi

Oda modeli S3 için yerel ısı konfor şartlarının sağlanıp sağlanamadığı incelenmiştir.

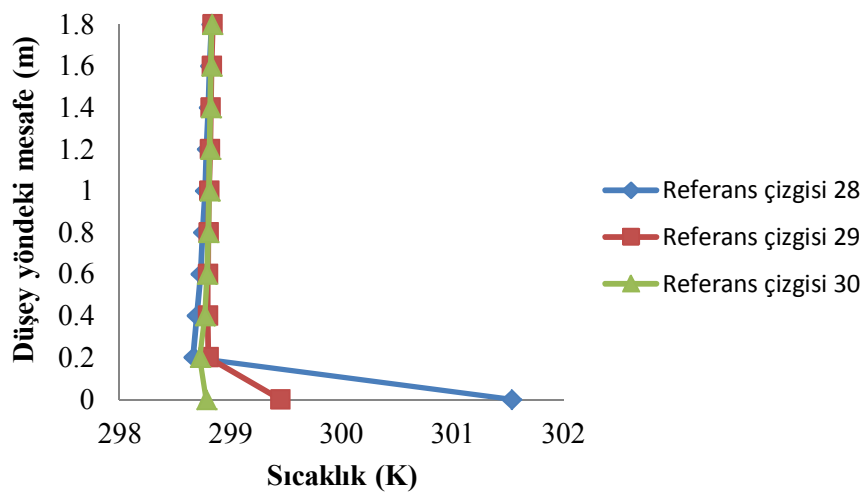
Oda modeli S3 için düşey yöndeki sıcaklık farkları ve yüksek hava hızları

Yaşam alanı içerisindeki en kritik yer odanın orta kesitindeki düzlemdir. Bu düzlem içerisinde üç noktada referans çizgisi oluşturularak düşey yöndeki sıcaklık farkları ve yüksek hava hızları analiz edilmiştir. Referans çizgileri sırasıyla pencerenin bulunduğu dış duvardan 0.6, 3, 5.4 m uzaklıktadır (Şekil 3.147).



Şekil 3.147 : Referans çizgisi 28, 29, 30.

Referans çizgileri üzerindeki sıcaklık dağılımları Şekil 3.148’de gösterilmektedir. Referans çizgileri üzerinde 0.2 m yükseklikten sonra homojen sıcaklık dağılımı olduğu görülmektedir.



Şekil 3.148 : Referans çizgisi 28, 29, 30 için düşey yöndeki sıcaklık dağılımı.

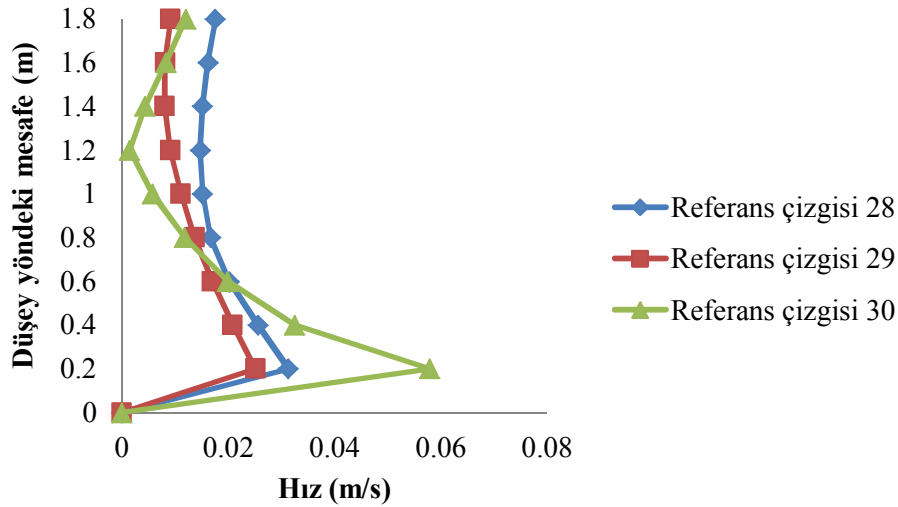
Referans çizgisi 28, 29, 30 için 0.1 m ile 1.1 m arasındaki sıcaklık farkları Çizelge 3.83’te gösterilmiştir ve bu değerler sırasıyla 1.3, 0.3, 0.1°C’dir. En yüksek

düşey yöndeki sıcaklık farkı pencerenin ve panellerin etkisiyle referans çizgisi 28 üzerinde olmaktadır. Üç referans çizgisi için bulunan bu değerler, standartlarda belirtilen düşey yöndeki sıcaklık farkı limit değeri olan 3°C'den küçüktür.

Çizelge 3.83 : Referans çizgisi 28, 29, 30 için düşey yöndeki sıcaklık farkı analizi.

Referans çizgisi	$T_{0.1}$ (K)	$T_{1.1}$ (K)	$T_{1.1}-T_{0.1}$ (K)	ISO 7730 (K)
28	300.1	298.8	1.3	< 3
29	299.1	298.8	0.3	< 3
30	298.7	298.8	0.1	< 3

Referans çizgileri üzerindeki hava hız dağılımları Şekil 3.149'da gösterilmektedir. Referans çizgileri üzerindeki hava hızları yerden 0.2 m yükseklikte maksimum değerlerine ulaşmaktadır. 0.2 m yüksekliğe kadar referans çizgisi 30 üzerindeki hava hızı diğer çizgiler üzerindeki hava hızlarından daha yüksektir. Bu mesafeden sonra referans çizgisi 30 üzerindeki hava hızında dalgalanma görülürken, diğer çizgiler üzerinde homojen hava hız dağılımı görülmektedir.



Şekil 3.149 : Referans çizgisi 28, 29, 30 için düşey yöndeki hava hız dağılımı.

Referans çizgisi 28, 29, 30 için düşey yöndeki maksimum hızlar Çizelge 3.84'te gösterilmiştir ve bu değerler sırasıyla 0.03, 0.025, 0.06 m/s'dir. Üç referans çizgisi için bulunan bu değerler, standartlarda belirtilen maksimum hız limit değeri olan 0.22 m/s'den küçüktür.

Çizelge 3.84 : Referans çizgisi 28, 29, 30 için yüksek hava hızı analizi.

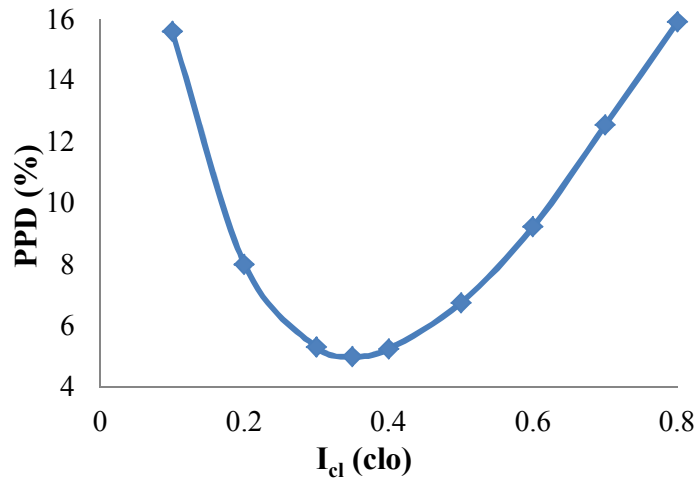
Referans çizgisi	Maksimum hız (m/s)	ISO 7730 (m/s)
28	0.03	< 0.22
29	0.025	< 0.22
30	0.06	< 0.22

Oda modeli S3 için zemin yüzey sıcaklığı

Oda zemin yüzey sıcaklığı 26.2°C'dir ve bu sıcaklık değeri, standartlarda belirtilen zemin yüzey sıcaklık limit değerleri arasında kalmaktadır.

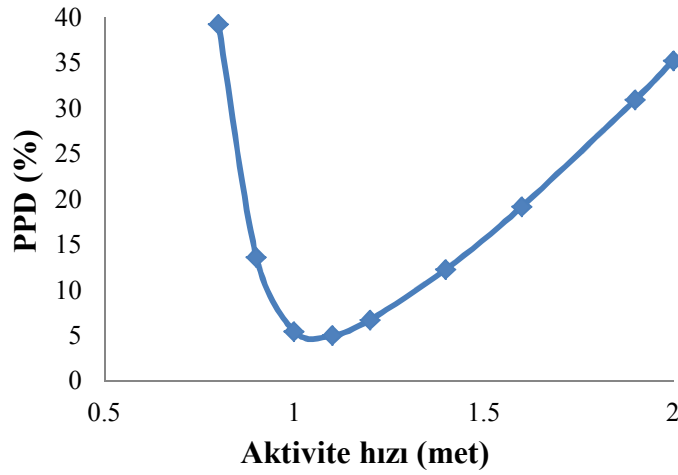
Oda modeli S3 için giysi ve aktivite hızına göre ısı konfor şartlarının incelenmesi

PPD ile giysi arasındaki ilişki Şekil 3.150'de gösterilmektedir. PPD değeri, giysi değeri 0.35 clo olana kadar azalış göstermektedir ve bu değerden sonra PPD değerinde artış meydana gelmektedir. 0.2 ile 0.6 clo değerleri arasında ısı konfor şartı sağlanmakta, bu değerler dışında ısı konforsuzluk meydana gelmektedir. En iyi ısı konfor 0.35 clo değerinde sağlanmaktadır ve bu değere karşılık gelen PPD değeri %5'tir.



Şekil 3.150 : Oda modeli S3 için PPD ile I_{cl} arasındaki ilişki.

PPD ile aktivite hızı arasındaki ilişki Şekil 3.151'de gösterilmektedir. PPD değeri, aktivite hızı 1.1 met olana kadar azalış göstermektedir ve bu değerden sonra PPD değerinde artış meydana gelmektedir. 1 ile 1.2 met değerleri arasında ısı konfor şartı sağlanmakta, bu değerler dışında ısı konforsuzluk meydana gelmektedir. İnsanlar rahat bir şekilde oturduğu ve ayakta durduğu zaman ısı konfor içerisinde olacaklardır. En iyi ısı konfor 1.1 met değerinde sağlanmaktadır ve bu değere karşılık gelen PPD değeri %5'tir.



Şekil 3.151 : Oda modeli S3 için PPD ile aktivite hızı arasındaki ilişki.

Oda modeli S3 için 1. bölge analiz sonuçları

Panellerden 16, 15.5, 15 W/m² ısı akıları çekilerek oda içerisinde ısı konfor durumu incelenmiştir (Çizelge 3.85).

Çizelge 3.85 : Oda modeli S3 için 1. bölge analiz sonuçları.

Isı akısı (W/m ²)	Hava sıcaklığı (°C)	Çalışma sıcaklığı (°C)	PPD (%)	PMV	Isıl konfor
16	25	24.6	5.03	0.04	sağlandı
15.5	26	25.5	7.00	0.31	sağlandı
15	26.6	26.3	11.57	0.56	sağlanamadı

Panellerden 16, 15.5 W/m² ısı akıları çekildiği zaman ısı konfor sağlanmıştır ve 15 W/m² ısı akısı değerinde ise ısı konfor sağlanamamıştır.

Oda modeli S3 için 2. bölge analiz sonuçları

Panellerden 16 W/m²'den 14 W/m²'ye kadar değişik ısı akıları çekilerek oda içerisinde ısı konfor durumu incelenmiştir (Çizelge 3.86).

Çizelge 3.86 : Oda modeli S3 için 2. bölge analiz sonuçları.

Isı akısı (W/m ²)	Hava sıcaklığı (°C)	Çalışma sıcaklığı (°C)	PPD (%)	PMV	Isıl konfor
16	23.8	23.4	7.70	-0.36	sağlandı
15	25.8	25.5	6.75	0.29	sağlandı
14.5	26.7	26.1	12.05	0.58	sağlanamadı
14	27.5	27.2	19.53	0.83	sağlanamadı

Panellerden 16, 15 W/m² ısı akıları çekildiği zaman ısı konfor sağlanmıştır ve 14.5, 14 W/m² ısı akısı değerlerinde ise ısı konfor sağlanamamıştır.

Oda modeli S3 için 3. bölge analiz sonuçları

Panellerden 16, 15 W/m² ısı akıları çekilerek oda içerisinde ısı konfor durumu incelenmiştir (Çizelge 3.87).

Çizelge 3.87 : Oda modeli S3 için 3. bölge analiz sonuçları.

Isı akısı (W/m ²)	Hava sıcaklığı (°C)	Çalışma sıcaklığı (°C)	PPD (%)	PMV	Isıl konfor
16	24.3	23.9	5.75	-0.19	sağlandı
15	26.2	25.8	8.33	0.40	sağlandı

Panellerden 16, 15 W/m² ısı akıları çekildiği zaman ısı konfor sağlanmıştır.

Oda modeli S3 için 4. bölge analiz sonuçları

Panellerden 14, 13.5, 13 W/m² ısı akıları çekilerek oda içerisinde ısı konfor durumu incelenmiştir (Çizelge 3.88).

Çizelge 3.88 : Oda modeli S3 için 4. bölge analiz sonuçları.

Isı akısı (W/m ²)	Hava sıcaklığı (°C)	Çalışma sıcaklığı (°C)	PPD (%)	PMV	Isıl konfor
14	25.3	25	5.41	0.14	sağlandı
13.5	26.1	25.8	8.33	0.40	sağlandı
13	27.2	26.9	16.53	0.74	sağlanamadı

Panellerden 14, 13.5 W/m² ısı akısı çekildiği zaman ısı konfor sağlanmıştır ve 13 W/m² ısı akısı değerinde ise ısı konfor sağlanamamıştır.

Oda modeli S3 için panel minimum ısı akısı ve hava sıcaklığı

Isıl konforun sağlanabilmesi için panellerden verilmesi gereken minimum ısı akıları ve bu ısı akısı değerlerinde ısı konforun sağlandığı hava sıcaklıkları bütün bölgeler için Çizelge 3.89’da gösterilmektedir.

Çizelge 3.89 : Oda modeli S3 için panel minimum ısı akısı ve hava sıcaklığı.

Bölge	Minimum ısı akısı (W/m ²)	Hava sıcaklığı (°C)
1	15.5	26.0
2	15	25.8
3	15	26.2
4	13.5	25.8

3.2.2.5 Odanın radyant sistemle soğutulması durumunda elde edilen enerji tasarrufu

Odanın yaz sezonunda, klasik ve radyant soğutma sistemiyle soğutulması için gerekli elektrik tüketim tutarları EK E’de gösterilmiştir. Soğutma yapılan gün sayısı, 2011 yılının yaz sezonunda hava sıcaklığının 22°C’nin üstünde olduğu gün sayılarının toplamı olarak belirlenmiştir [26]. Soğutma sistemi olarak klima düşünülmüştür ve sistemin günlük çalışması 20 saat olarak belirlenmiştir. A sınıfı klimanın COP değeri 3.21’dir [28]. Radyant soğutma sistemlerinde kullanılan ısı pompasının COP değeri klimanın COP değerinden 0.4 daha fazladır [29] ve radyant soğutma sisteminin COP değeri 3.61’dir. Elektrik birim fiyatı, TEDAŞ’ın 01.04.2012 itibariyle konut müşterilerine uyguladığı tarife göre 25.88 kr/kWh olarak belirlenmiştir [30]. Çizelge 3.90’da odanın radyant sistemle soğutulması durumunda bölgelere göre elde edilen enerji tasarrufu gösterilmektedir.

Çizelge 3.90 : Odanın radyant sistemle soğutulması durumunda elde edilen enerji tasarrufu.

Bölge	Enerji tasarrufu (TL)			
	S1	S2	S3	S4
1	25.7	30.0	36.4	15.1
2	15.0	15.0	16.7	10.1
3	11.9	12.5	14.5	7.6
4	1.3	1.5	1.6	1.1

3.3 Isıtma Durumunda Panel Üzerindeki Akış İçin Yeni Korelasyon Türetilmesi

Panel üzerindeki akış, dikey levha üzerinde doğal taşınım ile meydana gelen akışla prensip olarak aynıdır. Bu tip akış için $\overline{Nu}_L$ ve Ra_L boyutsuz sayılarına bağlı olarak deneysel çalışmalarla birçok korelasyon türetilmiştir. Tüm Ra_L sayılarını kapsayan bir bağıntı Churchill ve Chu tarafından önerilmiştir [23]:

$$\overline{Nu}_L = \left[0.825 + \frac{0.387 Ra_L^{(1/6)}}{\left[1 + (0.492 / Pr)^{(9/16)} \right]^{(8/27)}} \right]^2 \quad (3.5)$$

Genelde mühendislik hesaplarında kullanılan bir bağıntı da şu şekildedir [23]:

$$\overline{Nu}_L = C Ra_L^n \quad (3.6)$$

Laminer ve türbülanslı akış için $\overline{Nu}_L$ sayısı sırasıyla Denklem 3.6a ve 3.6b ile hesaplanır:

$$\overline{Nu}_L = 0.59 Ra_L^{(1/4)} \quad (3.6a)$$

$$\overline{Nu}_L = 0.1 Ra_L^{(1/3)} \quad (3.6b)$$

Burada Ra_L boyutsuz sayısı aşağıdaki bağıntı ile hesaplanır:

$$Ra_L = \frac{g \beta \Delta T L^3}{\nu \alpha} \quad (3.7)$$

Denklem 3.7’de ΔT , panel yüzey sıcaklığı (T_p) ile hava sıcaklığı (T_a) arasındaki farktır. Havanın hacimsel ısı genleşme (β), kinematik viskozite (ν) ve ısı difüzyon (α) katsayıları T_{film} sıcaklığı için bulunmuştur [23]. T_{film} sıcaklığı T_p ile T_a ’nın aritmetik ortalamasıdır.

Oda modeli IM2 için panellere 20, 25, 30, 35, 40 W/ m² ısı akısı değerleri verilerek Ra_L sayıları hesaplanmıştır (Çizelge 3.91).

Çizelge 3.91 : Isı akısına bağlı olarak Ra_L sayısının değişimi.

Isı akısı (W/m ²)	Ra_L
20	$4.2 \cdot 10^9$
25	$4.8 \cdot 10^9$
30	$5.4 \cdot 10^9$
35	$6.0 \cdot 10^9$
40	$6.4 \cdot 10^9$

Ra_L sayıları 10^9 değerinden büyük olduğu için panel yüzeyindeki hava akışı türbülanslıdır. Bulunan Ra_L sayılarına bağlı olarak Churchill ve Chu tarafından elde edilen korelasyon yardımıyla $\overline{Nu}_L$ sayıları hesaplanmıştır (Çizelge 3.92).

Çizelge 3.92 : Churchill ve Chu bağıntısıyla $\overline{Nu}_L$ sayılarının hesabı.

Ra_L	$\overline{Nu}_L$
$4.2 \cdot 10^9$	191.2
$4.8 \cdot 10^9$	200.3
$5.4 \cdot 10^9$	207.1
$5.9 \cdot 10^9$	214.1
$6.4 \cdot 10^9$	218.8

Birçok mühendislik hesaplamalarında türbülanslı akış için deneysel elde edilen $\overline{Nu}_L = 0.1Ra_L^{(1/3)}$ korelasyonu ile $\overline{Nu}_L$ sayıları hesaplanmıştır. (Çizelge 3.93).

Çizelge 3.93 : $\overline{Nu}_L = 0.1Ra_L^{(1/3)}$ bağıntısıyla $\overline{Nu}_L$ sayılarının hesabı.

Ra_L	$\overline{Nu}_L$
$4.2 \cdot 10^9$	160.6
$4.8 \cdot 10^9$	168.8
$5.4 \cdot 10^9$	174.9
$5.9 \cdot 10^9$	181.2
$6.4 \cdot 10^9$	185.5

Panel yüzeylerinden verilen farklı ısı akılarına bağlı olarak Denklem 3.8 ile taşınım katsayısı değerleri hesaplanmaktadır [23]:

$$q_c = \bar{h} A_s (T_p - T_a) \quad (3.8)$$

Denklem 3.9 ile $\overline{Nu}_L$ sayıları bulunmuştur [23]:

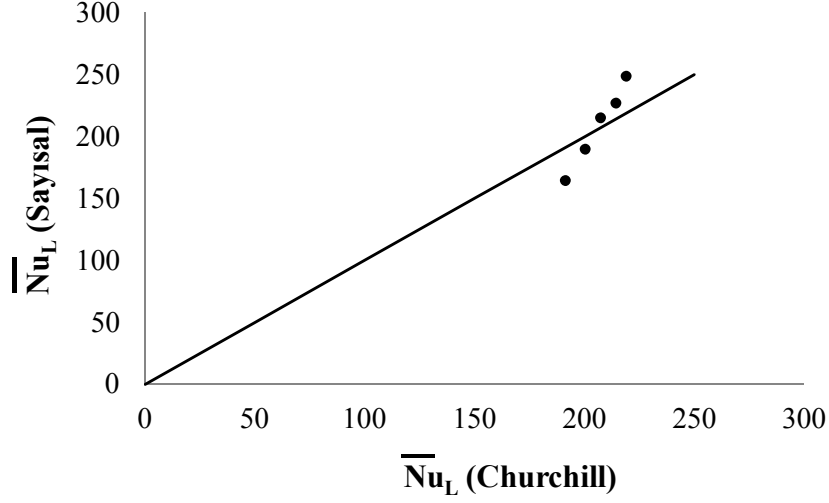
$$\bar{h} = \frac{\overline{Nu}_L \cdot k}{L} \quad (3.9)$$

Hesaplanan $\bar{h}$ ve $\overline{Nu}_L$ sayıları Çizelge 3.94'te gösterilmiştir.

Çizelge 3.94 : Taşınım katsayısına bağlı olarak $\overline{Nu}_L$ sayısının değişimi.

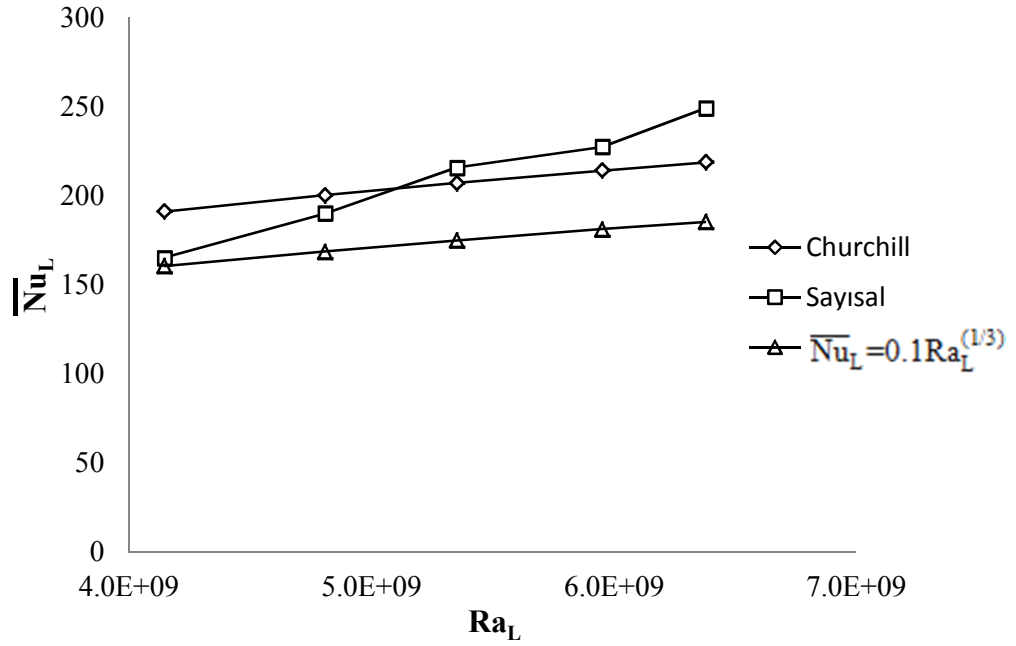
$\bar{h}$ (W/m ² ·K)	$\overline{Nu}_L$
1.76	165.2
2.04	190.2
2.32	215.8
2.46	227.5
2.71	249.3

Churchill ve Chu tarafından elde edilen korelasyonla hesaplanan $\overline{Nu}_L$ sayıları ile bu çalışmada sayısal hesaplanan $\overline{Nu}_L$ sayılarının değişimi Şekil 3.152'de gösterilmiştir. İki şekilde edilen $\overline{Nu}_L$ sayıları arasında %15'in altında fark olduğu bulunmuştur.



Şekil 3.152 : Sayısal ve Churchill bağıntısıyla elde edilen $\overline{Nu}_L$ sayılarının karşılaştırılması.

Bu çalışmada bulunan $\overline{Nu}_L$ sayıları, literatürde deneysel çalışmalar sonucu türetilmiş ve mühendislik hesapları için uygun olan korelasyonlar kullanılarak bulunan $\overline{Nu}_L$ sayıları ile karşılaştırılmıştır (Şekil 3.153).



Şekil 3.153 : Farklı korelasyonlarla elde edilen $\overline{Nu}_L$ sayılarının karşılaştırılması.

Sayısal analiz sonucunda $\overline{Nu}_L = C Ra_L^n$ formülündeki C ve n sayıları panel üzerindeki akış problemi için bulunmuştur. Panel üzerindeki doğal taşınım akışı için $\overline{Nu}_L = 2.10^{-7} Ra_L^{0.93}$ şeklinde yeni korelasyon türetilmiştir.

4. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada radyant panellerle ısıtma ve soğutma yapıldığında farklı panel ısı akıları için oda içerisinde ısı konforu incelenmiştir. ISO 7730 ve ASHRAE 55 standartlarının belirlediği genel ısı konfor kriterlerine göre ısı konforu sağlandığı ısı akısı değerleri dört bölge için bulunmuştur ve bu değerlere karşılık gelen yerel ısı konfor parametreleri incelenmiştir. Zorlanmış taşınım esasına dayalı sistemlerde karşılaşıldığı bildirilen, yüksek hava hızları ve düşey yönde yüksek sıcaklık farklarının neden olduğu konforsuzluklar radyant sistemler kullanılarak ortadan kaldırılmıştır. Yaz ve kış sezonu için oda içerisinde ısı konforu sağlandığı durumdaki giysi yalıtım değeri ve aktivite düzey aralıkları bulunmuştur ve bu aralıkta ısı dengenin sağlandığı nokta değerleri belirlenmiştir.

Yapılan analizler sonucunda duvardan radyant ısıtma ile klasik ısıtma sistemlerinde oda içerisindeki insanlar için ideal hava sıcaklığı olan 22°C'den daha düşük sıcaklıklarda ısı konforu sağlandığı görülmüştür. Bunun sebebi panellerden çevreye yüksek oranda radyasyonla meydana gelen ısı transferi sonucunda oda içerisinde ortalama radyant sıcaklığın artması ve bir anlamda yalıtım görevi gören panellerin bu duvarlardan olan ısı kaybını azaltmasıdır. İki sistemin birbiriyle karşılaştırılması sonucunda radyant ısıtma sisteminde klasik ısıtma sistemine göre 1.1°C daha düşük hava sıcaklığında aynı ısı konforu durumunun elde edildiği görülmüştür.

IM1 ve IA1 modellerinde panel yüzey sıcaklığı, IM2 ve IA2 modellerinde olduğundan daha fazla olmaktadır. Bunun sebebi IM1 ve IA1 modellerinde panel döşenmeyen dış duvarın yüzey alanının daha büyük olması sonucunda daha fazla ısı kaybı gerçekleşmesi nedeniyle panellere verilmesi gereken ısı akısı değerinin daha yüksek olmasıdır. Yüksek panel yüzey sıcaklığı, beraberinde ortalama radyant sıcaklığın da yüksek olması durumunu ortaya çıkarmakta ve bu sayede oda içerisinde diğer modellere göre daha düşük hava sıcaklığında ısı konforu sağlanmaktadır. Örneğin oda modeli IM1 için 4. bölgede 17°C hava sıcaklığında ısı konforu sağlanmıştır. Müstakil daire içerisinde bulunan IM1 ve IM2 modellerinde enerji tasarrufu panellerin yerleştirildiği duvardan etkilenmezken, ara katta bulunan bir

dairede olduğu kabul edilen IA1 ve IA2 modellerinde panel yerleşimi enerji tasarrufunu büyük ölçüde etkilemektedir. Bunun nedeni dış duvar ısı kaybının ara kat oda modelinde toplam ısı kaybı içerisindeki payının daha fazla olmasıdır. IA1 modelinde panel olmayan dış duvardan ısı kaybı fazla olduğu için enerji tasarrufu IA2 modeline göre daha azdır. Panellerin iki duvara da yerleştirildiği IM3 ve IA3 modellerinde bütün dış duvarlardan ısı kaybı daha az bir miktara indirildiği için daha az ısı akısı verilerek ısı konfor şartı sağlanabildiğinden enerji tasarrufu en yüksektir. Her iki duvara panel yerleştirilen Model 3'ün uygulanması ilk yatırım maliyeti daha fazla olsa da bu, yüksek enerji tasarrufu ile dengelenebilir. Dış hava sıcaklıklarının daha düşük olduğu bölgelerde enerji tasarrufunda kayda değer bir artış olmuştur. 4. bölgede model 3 uygulandığında enerji tasarrufu maksimum düzeye ulaşmaktadır ve oda modeli IA3 için 269.3 TL, oda modeli IM3 için 333.7 TL olmaktadır.

Tavandan soğutma yapılan S4 modelinde paneller ısı kazancı olan dış duvarlara konulmadığı için bölgelere göre tasarruf miktarı minimum iken, panellerin iki duvara yerleştirildiği S3 modelinde maksimumdur. S2 modelinde, daha büyük yüzey alanına sahip olan dış duvara paneller yerleştirildiği için S1 modeline göre daha fazla tasarruf elde edilmektedir. S1 modelinde ısı kazancı fazla olduğundan bunu karşılayabilmek için panellerden yüksek ısı akısı çekilmesi gerekmektedir. Bunun sonucunda panel yüzey sıcaklığının düşmesiyle ortalama radyant sıcaklığın da düşük olması durumu ortaya çıkmakta ve bu sayede oda içerisinde diğer modellere göre 1. bölgede 27°C gibi daha yüksek bir hava sıcaklığında ısı konfor sağlanabilmektedir. Soğutma yükünün en fazla olduğu 1. bölgede tasarruf miktarı en fazla, soğutma yükünün en az olduğu 4. bölgede tasarruf miktarı en az olmaktadır. S3 modeli uygulandığında yatırım maliyetinin fazla olmasına rağmen 1. bölgede 36.4 TL ile enerji tasarrufunun bu modelde en yüksek olması bunun diğer modeller karşısında bir dezavantaj olması durumunu ortadan kaldırır.

Soğutma durumunda tasarrufun ısıtmada olduğundan çok daha az olduğu görülmektedir. Bunun sebebi soğutma yapılan gün sayısının ısıtma yapılan gün sayısına göre oldukça az olması ve oda sıcaklığı ile dış hava sıcaklık farkının ısıtma durumunda olduğundan çok daha az olmasıdır.

Sayısal analizler sonucunda panel yüzeyi üzerinde gerçekleşen doğal taşınım ile ısı transferi için farklı ısı akı değerlerinde taşınım katsayıları, boyutsuz $\overline{Nu}_L$ ve Ra_L sayıları bulunmuştur. Farklı ısı akılarına bağlı olarak bulunan $\overline{Nu}_L$ sayıları,

literatürde deneysel çalışmalar sonucu türetilmiş korelasyonlar kullanılarak aynı ısı akısı değerlerine karşılık gelen $\overline{Nu}_L$ sayıları ile karşılaştırılmış ve bu değerler arasında %15'in altında kalan bir oranda sapma olduğu görülmüştür. Ayrıca sayısal analiz yoluyla elde edilen $\overline{Nu}_L$ ve Ra_L sayılarına bağlı olarak $\overline{Nu}_L = 2.10^{-7} Ra_L^{0.93}$ şeklinde yeni bir korelasyon türetilmiştir.

KAYNAKLAR

- [1] **Okamoto, S., Kitora, H., Yamaguchi H. ve Oka, T.** (2010). A simplified calculation method for estimating heat flux from ceiling radiant panels. *Energy and Buildings*, **42**, 29-33.
- [2] **Imanari, T., Omori, T. ve Bogaki, K.** (1999). Thermal comfort and energy consumption of the radiant ceiling panel system. Comparison with the conventional all-air system. *Energy and Buildings*, **30**, 167-175.
- [3] **Kitagawa, K., Komoda, N., Hayano, H. ve Tanabe, S.** (1999). Effect of humidity and small air movement on thermal comfort under a radiant cooling ceiling by subjective experiments. *Energy and Buildings*, **30**, 185-193.
- [4] **Laouadi, A.**, (2004). Development of a radiant heating and cooling model for building energy simulation software. *Building and Environment*, **39**, 421-431.
- [5] **Roulet, C. A., Rossy, J. P. ve Roulet Y.** (1999). Using large radiant panels for indoor climate conditioning. *Energy and Buildings*, **30**, 121-126.
- [6] **Kilkis, B. I., Eltez, M. ve Sager, S. S.** (1995). A simplified model for the design of radiant in-slab heating panels. *ASHRAE Transaction* v101 (1): 210-216.
- [7] **Zmeureanu, R., Fazio, P. P. ve Haghighat, F.** (1988). Thermal Performance of Radiant Heating Panels. *ASHRAE Transaction* v94 (2): 13-27
- [8] **Dudkiewicz, E., Jezowiecki, J.** (2009). Measured radiant thermal fields in industrial spaces served by high intensity infrared heater. *Energy and Buildings*, **41**, 27-35.
- [9] **Howell, R. H. ve Suryanarayana, S.** (1990). Sizing of radiant heating systems: Part I-Ceiling Panels. *ASHRAE Transaction* v96 (1): 652-665.
- [10] **Sakoi, T., Tsuzuki, K., Kato, S., Ooka, R., Song, D. ve Zhu, S.** (2007). Thermal comfort, skin temperature distribution, and sensible heat loss distribution in the sitting posture in various asymmetric radiant fields. *Building and Environment*, **42**, 3984-3999.
- [11] **Berglund, L., Rascati, R. ve Markel, M. L.** (1982). Radiant heating control for comfort during transient conditions. *ASHRAE Transaction* v88 (2): 765-775.
- [12] **Roth, K., Dieckmann, J. ve Brodrick, J.** (2007). Infrared radiant heaters. *ASHRAE Journal* v49 (6): 72-73.
- [13] **Myhren, J. A. ve Holmberg, S.** (2008). Flow patterns and thermal comfort in a room with panel, floor and wall heating. *Energy and Buildings*, **40**, 524-536.

- [14] **Stetiu, C.** (1999). Energy and peak power savings potential of radiant cooling systems in U.S. commercial buildings. *Energy and Buildings*, **30**, 127-138.
- [15] **Vangtook, P. ve Chirarattananon, S.** (2006). An experimental investigation of application of radiant cooling in hot humid climate. *Energy and Buildings*, **38**, 273-285.
- [16] **Mirieli, J., Serres, L. ve Trombe, A.** (2002). Radiant ceiling panel heating-cooling systems: experimental and simulated study of the performances, thermal comfort and energy consumptions. *Applied Thermal Engineering*, **22**, 1861-1873.
- [17] **ASHRAE** (2008). *ASHRAE Handbook-HVAC Systems and Equipment*, American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. Inc., Atlanta.
- [18] **Fanger, P. O.** (1970). *Thermal Comfort, Analysis and Application in Environment Engineering*. Danish Technical Press, Copenhagen.
- [19] **EN ISO 7730** (2005). Ergonomics of thermal environment-Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria. *International Organization for Standardization*, Geneva.
- [20] **ASHRAE Standart 55** (2003). Thermal environment conditions for human occupancy, *ASHRAE*.
- [21] **Olesen, B. W. ve Parsons, K. C.** (2002). Introduction to thermal comfort standarts and to proposed new version of EN ISO 7730, *Energy and Buildings*, **34**, 537-548.
- [22] **White, F. M.** (2003). *Fluid Mechanics*. McGraw-Hill, New York.
- [23] **Incropera, F. P. ve Dewitt, P. D.** (2002). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. John Wiley and Sons, New York.
- [24] **Fluent User's Guide** (1998). Fluent incorporated Centerra Resource park, Lebanon.
- [25] **Bardina, J. E., Huang, P. G. ve Coakley, T. J.** (1997). Turbulence Modeling Validation, Testing, and Development. NASA technical memorandum, California, USA.
- [26] **Url-1** <<http://www.mgm.gov.tr/>>, alındığı tarih: 11.02.2012.
- [27] **Url-2** <<http://www.igdas.com.tr/>>, alındığı tarih: 01.04.2012.
- [28] **Url-3** <<http://www.toshiba-klima.com.tr/>>, alındığı tarih: 06.04.2012.
- [29] **Kilkis, I. B.** (1999). Utilization of wind energy in space heating and cooling with hybrid HVAC systems and heat pumps. *Energy and Buildings*, **30**, 147-153.
- [30] **Url-4** <<http://www.tedas.gov.tr/>>, alındığı tarih: 01.04.2012.
- [31] **TS 2164** (1983). Kalorifer Tesisatı Projelendirme Kuralları, *Türk Standartları Enstitüsü*, Ankara.
- [32] **Kılıç, A., Öztürk, A.** (1985). *Güneş Enerjisi*, Kipaş Dağıtımçılık, İstanbul.

[33] **Url-5** <<http://www.nurcomklima.com>>, alındığı tarih: 10.04.2012.

EKLER

EK A: Yapı detayları

EK A**Çizelge A.1 : Dış duvar 1 yapı detayı.**

Yapı elemanı	l (m)	k (W/m·K)	R _t (m ² ·K/W)	U (W/m ² ·K)
R _i			0.13	
Köpük	0.05	0.035	1.43	
Yatay delikli tuğla	0.24	0.45	0.53	
Isı yalıtım malzemesi	0.06	0.035	1.71	
Dış sıva	0.03	1.4	0.02	
R _d			0.04	
Toplam	0.38		3.86	0.26

Çizelge A.2 : Dış duvar 2 yapı detayı.

Yapı elemanı	l (m)	k (W/m·K)	R _t (m ² ·K/W)	U (W/m ² ·K)
R _i			0.130	
İç sıva	0.02	0.87	0.023	
Yatay delikli tuğla	0.24	0.45	0.530	
Isı yalıtım malzemesi	0.06	0.035	1.710	
Dış sıva	0.03	1.4	0.020	
R _d			0.040	
Toplam	0.35		2.453	0.4

Çizelge A.3 : İç duvar yapı detayı.

Yapı elemanı	l (m)	k (W/m·K)	R _t (m ² ·K/W)	U (W/m ² ·K)
R _i			0.130	
İç sıva	0.02	0.87	0.023	
Yatay delikli tuğla	0.24	0.45	0.533	
İç sıva	0.02	0.87	0.023	
R _i			0.130	
Toplam	0.28		0.839	1.2

Çizelge A.4 : Tavan yapı detayı.

Yapı elemanı	l (m)	k (W/m·K)	R _t (m ² ·K/W)	U (W/m ² ·K)
R _i			0.130	
İç sıva	0.02	0.87	0.023	
Betonarme	0.12	2.5	0.048	
Isı yalıtım malzemesi	0.12	0.04	3.000	
R _d			0.080	
Toplam	0.26		3.281	0.3

Çizelge A.5 : Taban yapı detayı.

Yapı elemanı	l (m)	k (W/m·K)	R _t (m ² ·K/W)	U (W/m ² ·K)
R _i			0.170	
PVC yer döşemesi	0.005	0.23	0.022	
Tesviye şapı	0.03	1.4	0.021	
Isı yalıtım malzemesi	0.06	0.03	2.000	
Tesviye şapı	0.02	1.4	0.014	
Hafif beton	0.10	1.1	0.091	
Toplam	0.215		2.318	0.4

EK B: Odaanın müstakil bir daire içerisinde bulunduğu ısıtımada durumunda bölgelere ortam hava sıcaklıkları, yapı elemalarından olan ısı kayıpları ve yıllık yakıt maliyetleri

EK B**Çizelge B.1 :** Kış sezonunda bölgelere göre ortam hava sıcaklıkları [31].

Bölge	Dış hava sıcaklığı (°C)	Çatı arası hacim sıcaklığı (°C)	Döşeme altı toprak sıcaklığı (°C)
1	3	12	9
2	-3	6	9
3	-12	-3	6
4	-21	-12	3

Çizelge B.2 : 1. bölge için odanın yapı elemanlarından olan ısı kaybı (müstakil).

Yapı elemanı	U (W/m ² ·K)	A (m ²)	ΔT (K)	η	Q (W)
Dış duvar	0.4	28.32	19		239.2
İç duvar	1.2	30	7		280
Taban	0.4	24	13		138.67
Tavan	0.3	24	10	0.9	80
Pencere	2.2	1.68	19		78.03
Toplam					815.9

Çizelge B.3 : 1. bölge için klasik ısıtma sisteminin yıllık yakıt maliyeti (müstakil).

Büyüklik	
Odanın net ısı ihtiyacı (W)	815.9
Isıtma yapılan gün sayısı	146
Isıtma sistemi yıllık çalışma saati (h)	3504
Isıtma sistemi enerji ihtiyacı (kWh)	2858.7
Doğal gaz birim fiyatı (TL/kWh)	0.0782
Yıllık yakıt maliyeti (TL)	223.8

Çizelge B.4 : 1. bölge için radyant ısıtma sisteminin yıllık yakıt maliyeti (müstakil).

Büyüklik	IM1	IM2	IM3
Minimum ısı akısı (W/m ²)	60	30	17
Panel alanı (m ²)	7.2	14.4	21.6
Panelden verilen net ısı (W)	528	528	448.8
Isıtma yapılan gün sayısı	146	146	146
Isıtma sistemi çalışma saati (h)	3504	3504	3504
Isıtma sistemi enerji ihtiyacı (kWh)	1850.1	1850.1	1572.6
Doğal gaz birim fiyatı (TL/kWh)	0.0782	0.0782	0.0782
Yıllık yakıt maliyeti (TL)	144.8	144.8	123.1

Çizelge B.5 : 2. bölge için odanın yapı elemanlarından olan ısı kaybı (müstakil).

Yapı elemanı	U (W/m ² ·K)	A (m ²)	ΔT (K)	η	Q (W)
Dış duvar	0.4	28.32	25		314.7
İç duvar	1.2	30	7		280.0
Taban	0.4	24	13		138.7
Tavan	0.3	24	16	0.9	128.0
Pencere	2.2	1.68	25		102.7
Toplam					964.1

Çizelge B.6 : 2. bölge için klasik ısıtma sisteminin yıllık yakıt maliyeti (müstakil).

Büyüklik	
Odanın net ısı ihtiyacı (W)	964.1
Isıtma yapılan gün sayısı	219
Isıtma sistemi yıllık çalışma saati (h)	5256
Isıtma sistemi enerji ihtiyacı (kWh)	5066.8
Doğal gaz birim fiyatı (TL/kWh)	0.0782
Yıllık yakıt maliyeti (TL)	396.6

Çizelge B.7 : 2. bölge için radyant ısıtma sisteminin yıllık yakıt maliyeti (müstakil).

Büyüklik	IM1	IM2	IM3
Minimum ısı akısı (W/m ²)	70	35	20
Panel alanı (m ²)	7.2	14.4	21.6
Odanın net ısı ihtiyacı (W)	616	616	528
Isıtma yapılan gün sayısı	219	219	219
Isıtma sistemi çalışma saati (h)	5256	5256	5256
Isıtma sistemi enerji ihtiyacı (kWh)	3237.7	3237.7	2775.2
Doğal gaz birim fiyatı (TL/kWh)	0.0782	0.0782	0.0782
Yıllık yakıt maliyeti (TL)	253.4	253.4	217.2

Çizelge B.8 : 3. bölge için odanın yapı elemanlarından olan ısı kaybı (müstakil).

Yapı elemanı	U (W/m ² ·K)	A (m ²)	ΔT (K)	η	Q (W)
Dış duvar	0.4	28.32	34		428.0
İç duvar	1.2	30	7		280.0
Taban	0.4	24	16		170.7
Tavan	0.3	24	25	0.9	200.0
Pencere	2.2	1.68	34		139.6
Toplam					1218.3

Çizelge B.9 : 3. bölge için klasik ısıtma sisteminin yıllık yakıt maliyeti (müstakil).

Büyüklik	
Odanın net ısı ihtiyacı (W)	1218.3
Isıtma yapılan gün sayısı	223
Isıtma sistemi yıllık çalışma saati (h)	5352
Isıtma sistemi enerji ihtiyacı (kWh)	6520
Doğal gaz birim fiyatı (TL/kWh)	0.0782
Yıllık yakıt maliyeti (TL)	510.3

Çizelge B.10 : 3. bölge için radyant ısıtma sisteminin yıllık yakıt maliyeti (müstakil).

Büyüklik	IM1	IM2	IM3
Minumum ısı akısı (W/m^2)	90	45	25
Panel alanı (m^2)	7.2	14.4	21.6
Panelden verilen net ısı (W)	792	792	660
Isıtma yapılan gün sayısı	223	223	223
Isıtma sistemi çalışma saati (h)	5352	5352	5352
Isıtma sistemi enerji ihtiyacı (kWh)	4238.8	4238.8	3532.3
Doğal gaz birim fiyatı (TL/kWh)	0.0782	0.0782	0.0782
Yıllık yakıt maliyeti (TL)	331.8	331.8	276.5

Çizelge B.11 : 4. bölge için odanın yapı elemanlarından olan ısı kaybı (müstakil).

Yapı elemanı	U ($W/m^2 \cdot K$)	A (m^2)	ΔT (K)	η	Q (W)
Dış duvar	0.4	28.32	43		541.2
İç duvar	1.2	30	7		280.0
Taban	0.4	24	19		202.7
Tavan	0.3	24	34	0.9	272.0
Pencere	2.2	1.68	43		176.6
Toplam					1472.5

Çizelge B.12 : 4. bölge için klasik ısıtma sisteminin yıllık yakıt maliyeti (müstakil).

Büyüklik	
Odanın net ısı ihtiyacı (W)	1472.5
Isıtma yapılan gün sayısı	283
Isıtma sistemi yıllık çalışma saati (h)	6792
Isıtma sistemi enerji ihtiyacı (kWh)	10001.1
Doğal gaz birim fiyatı (TL/kWh)	0.0782
Yıllık yakıt maliyeti (TL)	782.8

Çizelge B.13 : 4. bölge için radyant ısıtma sisteminin yıllık yakıt maliyeti (müstakil).

Büyüklik	IM1	IM2	IM3
Minimum ısı akısı (W/m^2)	110	55	32
Panel alanı (m^2)	7.2	14.4	21.6
Panelden verilen net ısı (W)	968	968	844.8
Isıtma yapılan gün sayısı	283	283	283
Isıtma sistemi çalışma saati (h)	6792	6792	6792
Isıtma sistemi enerji ihtiyacı (kWh)	6574.7	6574.7	5737.9
Doğal gaz birim fiyatı (TL/kWh)	0.0782	0.0782	0.0782
Yıllık yakıt maliyeti (TL)	514.6	514.6	449.1

EK C: Odanın ara kat bir daire içerisinde bulunduğu ısıtım durumunda bölgelere göre yapı elemanlarından olan ısı kayıpları ve yıllık yakıt maliyetleri

EK C

Çizelge C.1 : 1. bölge için odanın yapı elemanlarından olan ısı kaybı (ara kat).

Yapı elemanı	U (W/m ² ·K)	A (m ²)	ΔT (K)	η	Q (W)
Dış duvar	0.4	28.32	19	0.9	239.2
Pencere	2.2	1.68	19		78.0
Toplam					317.2

Çizelge C.2 : 1. bölge için klasik ısıtma sisteminin yıllık yakıt maliyeti (ara kat).

Büyüklik	
Odanın net ısı ihtiyacı (W)	317.2
Isıtma yapılan gün sayısı	146
Isıtma sistemi yıllık çalışma saati (h)	3504
Isıtma sistemi enerji ihtiyacı (kWh)	1111.4
Doğal gaz birim fiyatı (TL/kWh)	0.0782
Yıllık yakıt maliyeti (TL)	87

Çizelge C.3 : 1. bölge için radyant ısıtma sisteminin yıllık yakıt maliyeti (ara kat).

Büyüklik	IA1	IA2	IA3
Minimum ısı akısı (W/m ²)	23	8.5	3.5
Panel alanı (m ²)	7.2	14.4	21.6
Panelden verilen net ısı (W)	202.4	149.6	92.4
Isıtma yapılan gün sayısı	146	146	146
Isıtma sistemi çalışma saati (h)	3504	3504	3504
Isıtma sistemi enerji ihtiyacı (kWh)	709.2	524.2	323.8
Doğal gaz birim fiyatı (TL/kWh)	0.0782	0.0782	0.0782
Yıllık yakıt maliyeti (TL)	55.5	41	25.4

Çizelge C.4 : 2. bölge için odanın yapı elemanlarından olan ısı kaybı (ara kat).

Yapı elemanı	U (W/m ² ·K)	A (m ²)	ΔT (K)	η	Q (W)
Dış duvar	0.4	28.32	25	0.9	314.7
Pencere	2.2	1.68	25		102.7
Toplam					417.4

Çizelge C.5 : 2. bölge için klasik ısıtma sisteminin yıllık yakıt maliyeti (ara kat).

Büyüklik	
Odanın net ısı ihtiyacı (W)	417.4
Isıtma yapılan gün sayısı	219
Isıtma sistemi yıllık çalışma saati (h)	5256
Isıtma sistemi yıllık enerji ihtiyacı (kWh)	2193.5
Doğal gaz birim fiyatı (TL/kWh)	0.0782
Yıllık yakıt maliyeti (TL)	171.7

Çizelge C.6 : 2. bölge için radyant ısıtma sisteminin yıllık yakıt maliyeti (ara kat).

Büyüklik	IA1	IA2	IA3
Minimum ısı akısı (W/m^2)	31	11.5	4.5
Panel alanı (m^2)	7.2	14.4	21.6
Panelden verilen net ısı (W)	272.8	202.4	118.8
Isıtma yapılan gün sayısı	219	219	219
Isıtma sistemi çalışma saati (h)	5256	5256	5256
Isıtma sistemi enerji ihtiyacı (kWh)	1433.8	1063.8	624.4
Doğal gaz birim fiyatı (TL/kWh)	0.0782	0.0782	0.0782
Yıllık yakıt maliyeti (TL)	112.2	83.3	48.9

Çizelge C.7 : 3. bölge için odanın yapı elemanlarından olan ısı kaybı (ara kat).

Yapı elemanı	U ($W/m^2 \cdot K$)	A (m^2)	ΔT (K)	η	Q (W)
Dış duvar	0.4	28.32	34	0.9	428.0
Pencere	2.2	1.68	34		139.6
Toplam					567.6

Çizelge C.8 : 3. bölge için klasik ısıtma sisteminin yıllık yakıt maliyeti (ara kat).

Büyüklik	
Odanın net ısı ihtiyacı (W)	567.6
Isıtma yapılan gün sayısı	223
Isıtma sistemi yıllık çalışma saati (h)	5352
Isıtma sistemi enerji ihtiyacı (kWh)	3037.7
Doğal gaz birim fiyatı (TL/kWh)	0.0782
Yıllık yakıt maliyeti (TL)	237.8

Çizelge C.9 : 3. bölge için radyant ısıtma sisteminin yıllık yakıt maliyeti (ara kat).

Büyüklik	IA1	IA2	IA3
Minimum ısı akısı (W/m^2)	44	17	6
Panel alanı (m^2)	7.2	14.4	21.6
Panelden verilen net ısı (W)	387.2	299.2	158.4
Isıtma yapılan gün sayısı	223	223	223
Isıtma sistemi çalışma saati (h)	5352	5352	5352
Isıtma sistemi enerji ihtiyacı (kWh)	2072.3	1601.3	847.8
Doğal gaz birim fiyatı (TL/kWh)	0.0782	0.0782	0.0782
Yıllık yakıt maliyeti (TL)	162.2	125.3	66.4

Çizelge C.10 : 4. bölge için odanın yapı elemanlarından olan ısı kaybı (ara kat).

Yapı elemanı	U ($W/m^2 \cdot K$)	A (m^2)	ΔT (K)	η	Q (W)
Dış duvar	0.4	28.32	43	0.9	541.2
Pencere	2.2	1.68	43		176.6
Toplam					717.8

Çizelge C.11 : 4. bölge için klasik ısıtma sisteminin yıllık yakıt maliyeti (ara kat).

Büyüklik	
Odanın net ısı ihtiyacı (W)	717.8
Isıtma yapılan gün sayısı	283
Isıtma sistemi yıllık çalışma saati (h)	6792
Isıtma sistemi enerji ihtiyacı (kwh)	4875.4
Doğal gaz birim fiyatı (TL/ kwh)	0.0782
Yıllık yakıt maliyeti (TL)	381.6

Çizelge C.12 : 4. bölge için radyant ısıtma sisteminin yıllık yakıt maliyeti (ara kat).

Büyüklik	IA1	IA2	IA3
Minimum ısı akısı (W/m^2)	56	21	8
Panel alanı (m^2)	7.2	14.4	21.6
Panelden verilen net ısı (W)	492.8	369.6	211.2
Isıtma yapılan gün sayısı	283	283	283
Isıtma sistemi çalışma saati (h)	6792	6792	6792
Isıtma sistemi enerji ihtiyacı (kWh)	3347.1	2510.3	1434.5
Doğal gaz birim fiyatı (TL/kWh)	0.0782	0.0782	0.0782
Yıllık yakıt maliyeti (TL)	262	196.5	112.3

EK D: İstanbul’da 21 Temmuz günü saat 12:00’de güneye dönük pencere camından geçen ışı nım şiddetinin hesaplanması [32]

EK D

$$e = 41^\circ$$

$$GS = 12:00$$

$$n = 202$$

$$s = 90^\circ$$

$$\rho = 0.2$$

$$\delta = 23.45^\circ \sin\left(360 \frac{n+284}{365}\right) \quad (\text{D.1.1})$$

Atmosfer dışında bir gün boyunca yatay düzleme gelen ışınlım

$$Q_0 = \frac{24}{\pi} f \cdot I_{gs} (\cos \delta \cos e \sin H + \frac{\pi}{180} H \sin \delta \sin e) \quad (\text{D.1.2})$$

$$f = 1 + 0.033 \cos\left(360 \frac{n}{365}\right) \quad (\text{D.1.3})$$

$$H = \arccos(-\tan \delta \tan e) \quad (\text{D.1.4})$$

$$I_{gs} = 1353 \text{ W/m}^2$$

$$Q_0 = 39.82 \text{ MJ/m}^2 \cdot \text{gün}$$

Yatay düzleme gelen tüm güneş ışınlımı

$$\frac{Q}{Q_0} = a + b \frac{t}{t_0} \quad (\text{D.1.5})$$

$$a = 0.103 + 0.000017Z + 0.198 \cos(e - \delta) \quad (\text{D.1.6})$$

$$b = 0.533 - 0.165 \cos(e - \delta) \quad (\text{D.1.7})$$

$$t_0 = \frac{2H}{15} \quad (\text{D.1.8})$$

$$t = 10.5 \text{ saat}$$

$$Q = 22.41 \text{ MJ/m}^2 \cdot \text{gün}$$

Yatay düzleme gelen direkt ve yaygın güneş ışınlımı

$$\frac{Q_y}{Q} = 1 - 1.13 \frac{Q}{Q_0} \quad (\text{D.1.9})$$

$$Q_y = 8.16 \text{ MJ/m}^2 \cdot \text{gün}$$

$$Q_d = Q - Q_y$$

$$Q_d = 14.25 \text{ MJ/m}^2 \cdot \text{gün}$$

Yatay düzleme gelen anlık direkt ve yaygın güneş ışıını

$$h = 15(12 - GS) \quad (\text{D.1.10})$$

$$\Psi = \exp(-4(1 - \frac{|h|}{H})^2) \quad (\text{D.1.11})$$

$$\frac{I}{Q} = \frac{\pi}{4t_0} (\cos(90 \frac{h}{H}) + \frac{2}{\sqrt{\pi}} (1 - \Psi)) \quad (\text{D.1.12})$$

$$I = 709.7 \text{ W/m}^2$$

$$\frac{I_y}{Q_y} = \frac{\pi}{24} \frac{\cosh - \cos H}{\sin H - \frac{\pi}{180} H \cos H} \quad (\text{D.1.13})$$

$$I_y = 251.46 \text{ W/m}^2$$

$$I_d = I - I_y$$

$$I_d = 458.24 \text{ W/m}^2$$

Eğik düzleme gelen anlık direkt güneş ışıını

$$\frac{I_{ed}}{I_d} = \frac{\cos \delta \cos(e - s) \cosh + \sin \delta \cos(e - s)}{\cos \delta \cos e \cosh + \sin \delta \sin e} \quad (\text{D.1.14})$$

$$I_{ed} = 171.86 \text{ W/m}^2$$

Eğik düzleme gelen anlık yaygın güneş ışıını

$$I_{ey} = I_y \frac{1 + \cos s}{2} \quad (\text{D.1.15})$$

$$I_{ey} = 125.73 \text{ W/m}^2$$

Eğik düzleme anlık yansıyarak gelen güneş ışıını

$$I_{ya} = I \rho \frac{1 - \cos s}{2} \quad (\text{D.1.16})$$

$$I_{ya} = 70.97 \text{ W/m}^2$$

Pencere camından geçen direkt güneş ışıını

$$\tau_d I_{ed} \quad (\text{D.1.17})$$

τ_d , direk ışıınımda cam yüzeyinin geçirgenlik katsayısı olup güneş ışıının geliş açısına ve camın tipine bağlıdır. Çift cam için şu şekilde hesaplanmaktadır:

$$\tau_d = 0.76 - 2.47 \cdot 10^{-3} \theta + 1.16 \cdot 10^{-4} \theta^2 - 2.548 \cdot 10^{-6} \theta^3 \quad (\text{D.1.18})$$

$$\theta = \cos \delta \sin e \cosh - \sin \delta \cos e \quad (\text{D.1.19})$$

$$\tau_d = 0.3$$

$$\tau_d \cdot I_{ed} = 50.64 \text{ W/m}^2$$

Pencere camından geçen yaygın güneş ışıını

$$\tau_y (I_{ey} + I_{ya}) \quad (\text{D.1.20})$$

τ_y , yaygın ışıınımda camın geçirgenlik katsayısı olup 0.79 alınmaktadır.

$$\tau_y \cdot (I_{ey} + I_{ya}) = 155.4 \text{ W/m}^2$$

Pencere camından geçen toplam güneş ışıını

$$A_p \cdot [\tau_y \cdot (I_{ey} + I_{ya}) + \tau_d \cdot I_{ed}] = 346.1 \text{ W/m}^2$$

EK E: Odaanın soğutma durumunda bölgelere göre dış hava sıcaklıkları, yapı elemanlarından olan ısı kazançları ve yıllık elektrik tüketim tutarları

EK E

Çizelge E.1 : Yaz sezonunda bölgelere göre dış hava sıcaklıkları [33].

Bölge	Dış hava sıcaklığı (°C)
1	39
2	33
3	35
4	31

Çizelge E.2 : 1. bölge için odanın yapı elemanlarından olan ısı kazancı.

Yapı elemanı	U (W/m ² ·K)	A (m ²)	ΔT (K)	Q (W)	Q _{güneş} (W)	Q _{toplam} (W)
Dış duvar	0.4	28.32	13	147.3	0	147.3
Pencere	2.2	1.68	13	48.1	312.3	360.4
Toplam				195.3	312.3	507.7

Çizelge E.3 : 1. bölge için klasik soğutma sisteminin yıllık elektrik tüketim tutarı.

Büyüklik	
Odanın net ısı kazancı (W)	507.7
Soğutma sistemi COP değeri	3.21
Soğutma sistemi elektrik tüketimi (W)	158.2
Soğutma yapılan gün sayısı	125
Soğutma sistemi yıllık çalışma saati (h)	2500
Soğutma sistemi enerji ihtiyacı (kWh)	395.4
Elektrik birim fiyatı (TL/kWh)	0.25886
Yıllık elektrik tüketim tutarı (TL)	102.4

Çizelge E.4 : 1. bölge için radyant soğutma sisteminin yıllık elektrik tüketim tutarı.

Büyüklik	S1	S2	S3	S4
Minimum ısı akısı (W/m ²)	54	25.5	15.5	20.5
Panel alanı (m ²)	7.2	14.4	21.6	21.6
Panelden çekilen net ısı (W)	427.7	403.9	368.3	487.1
Soğutma sistemi COP değeri	3.61	3.61	3.61	3.61
Soğutma sistemi elektrik tüketimi	118.5	111.9	102	134.9
Soğutma yapılan gün sayısı	125	125	125	125
Soğutma sistemi çalışma saati (h)	2500	2500	2500	2500
Odanın enerji ihtiyacı (kwh)	296.2	279.7	255.1	337.3
Elektrik birim fiyatı (TL/kwh)	0.25886	0.25886	0.25886	0.25886
Yıllık elektrik tüketim tutarı (TL)	76.7	72.4	66.0	87.3

Çizelge E.5 : 2. bölge için odanın yapı elemanlarından olan ısı kazancı.

Yapı elemanı	U (W/m ² ·K)	A (m ²)	ΔT (K)	Q (W)	Q _{güneş} (W)	Q _{toplam} (W)
Dış duvar	0.4	28.32	7	79.3	0	79.3
Pencere	2.2	1.68	7	25.9	346.1	372
Toplam				105.2	346.1	451.3

Çizelge E.6 : 2. bölge için klasik soğutma sisteminin yıllık elektrik tüketim tutarı.

Büyüklik	
Odanın net ısı kazancı (W)	451.3
Soğutma sistemi COP değeri	3.21
Soğutma sistemi elektrik tüketimi (W)	140.6
Soğutma yapılan gün sayısı	77
Soğutma sistemi yıllık çalışma saati (h)	1540
Soğutma sistemi enerji ihtiyacı (kWh)	216.5
Elektrik birim fiyatı (TL/kWh)	0.25886
Yıllık elektrik tüketim tutarı (TL)	56.1

Çizelge E.7 : 2. bölge için radyant soğutma sisteminin yıllık elektrik tüketim tutarı.

Büyüklik	S1	S2	S3	S4
Minimum ısı akısı (W/m^2)	47	23.5	15	17.5
Panel alanı (m^2)	7.2	14.4	21.6	21.6
Panelden çekilen net ısı (W)	372.3	372.3	356.4	427.7
Soğutma sistemi COP değeri	3.61	3.61	3.61	3.61
Soğutma sistemi elektrik tüketimi	103.1	103.1	98.7	115.2
Soğutma yapılan gün sayısı	77	77	77	77
Soğutma sistemi çalışma saati (h)	1540	1540	1540	1540
Soğutma sistemi enerji ihtiyacı (kWh)	158.8	158.8	152.1	177.4
Elektrik birim fiyatı (TL/kWh)	0.25886	0.25886	0.25886	0.25886
Yıllık elektrik tüketim tutarı (TL)	41.1	41.1	39.4	46.0

Çizelge E.8 : 3. bölge için odanın yapı elemanlarından olan ısı kazancı.

Yapı elemanı	U ($W/m^2 \cdot K$)	A (m^2)	ΔT (K)	Q (W)	Q _{güneş} (W)	Q _{toplam} (W)
Dış duvar	0.4	28.32	9	102	0	102
Pencere	2.2	1.68	9	33.3	338.4	371.7
Toplam				135.3	338.4	473.7

Çizelge E.9 : 3. bölge için klasik soğutma sisteminin yıllık elektrik tüketim tutarı.

Büyüklik	
Odanın net ısı kazancı (W)	473.7
Soğutma sistemi COP değeri	3.21
Soğutma sistemi elektrik tüketimi (W)	147.6
Soğutma yapılan gün sayısı	57
Soğutma sistemi yıllık çalışma saati (h)	1140
Soğutma sistemi enerji ihtiyacı (kWh)	168.2
Elektrik birim fiyatı (TL/kWh)	0.25886
Yıllık elektrik tüketim tutarı (TL)	43.6

Çizelge E.10 : 3. bölge için radyant soğutma sisteminin yıllık elektrik tüketim tutarı.

Büyüklik	S1	S2	S3	S4
Minimum ısı akısı (W/m^2)	49	24	15	18.5
Panel alanı (m^2)	7.2	14.4	21.6	21.6
Panelden çekilen net ısı (W)	388.1	380.2	356.4	439.6
Soğutma sistemi COP değeri	3.61	3.61	3.61	3.61
Soğutma sistemi elektrik tüketimi	107.5	105.3	98.7	121.8
Soğutma yapılan gün sayısı	57	57	57	57
Soğutma sistemi çalışma saati (h)	1140	1140	1140	1140
Soğutma sistemi enerji ihtiyacı (kWh)	122.6	112.6	112.6	138.8
Elektrik birim fiyatı (TL/kWh)	0.25886	0.25886	0.25886	0.25886
Yıllık elektrik tüketim tutarı (TL)	31.7	31.1	29.1	36

Çizelge E.11 : 4. bölge için odanın yapı elemanlarından olan ısı kazancı.

Yapı elemanı	U ($W/m^2 \cdot K$)	A (m^2)	ΔT (K)	Q (W)	Q _{güneş} (W)	Q _{toplam} (W)
Dış duvar	0.4	28.32	5	56.7	0	56.7
Pencere	2.2	1.68	5	18.5	337.1	355.6
Toplam				75.2	337.1	412.2

Çizelge E.12 : 4. bölge için klasik soğutma sisteminin yıllık elektrik tüketim tutarı.

Büyüklik	
Odanın net ısı kazancı (W)	412.2
Soğutma sistemi COP değeri	3.21
Soğutma sistemi elektrik tüketimi	128.4
Soğutma yapılan gün sayısı	8
Soğutma sistemi yıllık çalışma saati (h)	160
Soğutma sistemi enerji ihtiyacı (kWh)	20.6
Elektrik birim fiyatı (TL/kWh)	0.25886
Yıllık elektrik tüketim tutarı (TL)	5.3

Çizelge E.13 : 4. bölge için radyant soğutma sisteminin yıllık elektrik tüketim tutarı.

Büyüklik	S1	S2	S3	S4
Minimum ısı akısı (W/m^2)	44	21	13.5	15.5
Panel alanı (m^2)	7.2	14.4	21.6	21.6
Panelden çekilen net ısı (W)	348.5	332.6	320.8	380.2
Soğutma sistemi COP değeri	3.61	3.61	3.61	3.61
Soğutma sistemi elektrik tüketimi	96.5	92.1	88.9	102
Soğutma yapılan gün sayısı	8	8	8	8
Soğutma sistemi çalışma saati (h)	160	160	160	160
Soğutma sistemi enerji ihtiyacı (kWh)	15.4	14.8	14.2	16.3
Elektrik birim fiyatı (TL/kWh)	0.25886	0.25886	0.25886	0.23734
Yıllık elektrik tüketim tutarı (TL)	4	3.8	3.7	4.2

EK F: Oda modelleri için ısı transferi dengesi

EK F**Çizelge F.1 :** Oda modeli IA1 için ısı transferi dengesi.

Yapı elemanı	Toplam ısı transferi (W)
Dış duvar 1	-18
Dış duvar 2	-152.5
İç duvar	0
Panel alt	23
Panel sağ	92.2
Panel sol	92.2
Panel üst	23
Pencere	-60
Taban	0
Tavan	0
Net	0.06

Çizelge F.2 : Oda modeli S1 için ısı transferi dengesi.

Yapı elemanı	Toplam ısı transferi (W)
Dış duvar 1	4.7
Dış duvar 2	38.6
İç duvar	0
Panel alt	-34.6
Panel sağ	-138.2
Panel sol	-138.2
Panel üst	-34.6
Pencere	302.3
Taban	0
Tavan	0
Net	0.07

Çizelge F.3 : Oda modeli IM2 için ısı transferi dengesi.

Yapı elemanı	Toplam ısı transferi (W)
Dış duvar 1	-88.2
Dış duvar 2	-20.1
İç duvar	-139.8
Panel	504
Pencere	-67
Taban	-95.8
Tavan	-93.9
Net	-0.8

Çizelge F.4 : Oda modeli IA2 için ısı transferi dengesi.

Yapı elemanı	Toplam ısı transferi (W)
Dış duvar 1	-86.5
Dış duvar 2	-20.1
İç duvar	0
Panel	172.8
Pencere	-64.6
Taban	0
Tavan	0
Net	-0.06

Çizelge F.5 : Oda modeli S2 için ısı transferi dengesi.

Yapı elemanı	Toplam ısı transferi (W)
Dış duvar 1	26.9
Dış duvar 2	6
İç duvar	0
Panel	-345.6
Pencere	312.9
Taban	0
Tavan	0
Net	0.1

Çizelge F.6 : Oda modeli IM3 için ısı transferi dengesi.

Yapı elemanı	Toplam ısı transferi (W)
Dış duvar 1	-17.7
Dış duvar 2	-20
İç duvar	-138.9
Panel 1	288
Panel alt	14.4
Panel sağ	57.6
Panel sol	57.6
Panel üst	14.4
Pencere	-63
Taban	-96.3
Tavan	-95.6
Net	0.52

Çizelge F.7 : Oda modeli IA3 için ısı transferi dengesi.

Yapı elemanı	Toplam ısı transferi (W)
Dış duvar 1	-18.8
Dış duvar 2	-21.7
İç duvar	0
Panel 1	72
Panel alt	3.6
Panel sağ	14.4
Panel sol	14.4
Panel üst	3.6
Pencere	-67.6
Taban	0
Tavan	0
Net	-0.05

Çizelge F.8 : Oda modeli S3 için ısı transferi dengesi.

Yapı elemanı	Toplam ısı transferi (W)
Dış duvar 1	5.7
Dış duvar 2	6.2
İç duvar	0
Panel 1	-216
Panel alt	-10.8
Panel sağ	-43.2
Panel sol	-43.2
Panel üst	-10.8
Pencere	312.5
Taban	0
Tavan	0
Net	0.34

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Koray BEDİR

Doğum Yeri ve Tarihi: Yalova, 1987

E-Posta: koraybedir@hotmail.com

Lisans: Dokuz Eylül Üniversitesi Makina Mühendisliği