

T.C.
TRAKYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

KAPALI ORTAMDA TERMAL KONFORUN İNCELENMESİ

KADİR AYDIN

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Berrin KARAÇAVUŞ

EDİRNE-2016

T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü onayı



Prof. Dr. Mustafa ÖZCAN
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

Bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak gerekli şartları sağladığını onaylarım.



Prof. Dr. Yılmaz ÇAN
Anabilim Dalı Başkanı

Bu tez tarafımda okunmuş, kapsamı ve niteliği açısından bir Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.



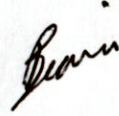
Yrd. Doç. Dr. Berrin KARAÇAVUŞ
Tez Danışmanı

Bu tez, tarafımızca okunmuş, kapsam ve niteliği açısından Makine Mühendisliği Anabilim Dalında bir Yüksek Lisans tezi olarak oy birliği ile kabul edilmiştir.

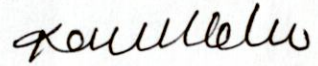
Jüri Üyeleri

İmza

Yrd. Doç. Dr. Berrin KARAÇAVUŞ



Prof. Dr. Kamil KAHVECİ



Yrd. Doç. Dr. Havva CEYLAN



Tarih: 13/07/2016

Yüksek Lisans Tezi

T.Ü. FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

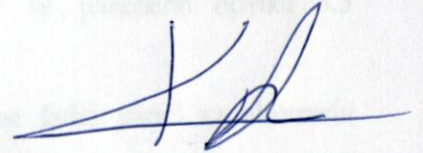
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ YÜKSEK LİSANS PROGRAMI

DOĞRULUK BEYANI

İlgili tezin akademik ve etik kurallara uygun olarak yazıldığını ve kullanılan tüm literatür bilgilerinin kaynak gösterilerek ilgili tezde yer aldığını beyan ederim.

13/07/2016

Kadir AYDIN



13/07/2016

Sayı Sayı: 53

Amir Kadir: Temel konular, Radyasyon, Radyasyon, ISO 7730, HAD

Yüksek Lisans Tezi

Kapalı Ortamda Termal Konforun İncelenmesi

T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

ÖZET

Bu çalışmada, bir ofisin radyant panellerle ısıtılması durumunda genel ve lokal termal konforu hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanılarak nümerik olarak incelenmiştir. Ofis 3 m yükseklik, 6m derinlik ve 3.5 m genişliğe sahiptir.

Modellenen ofis içerisinde iki insan yan yana oturur vaziyette bulunmaktadır. Ofisin koridor duvarına taze hava girişi ve çıkışı sağlayacak menfezler yerleştirilmiştir. Ofiste bir adet pencere bulunmaktadır ve dış duvara yerleştirilmiştir.

Analizler için iki model oluşturulmuştur. Birinci modelde; paneller pencerenin altına, ikinci modelde; paneller tavana konumlandırılmıştır ve panellerin boyutu 3.3 m²'dir.

Her bir model için farklı dış ortam sıcaklıklarında ve farklı panel ısı akılarında analizler yapılmıştır. Çözümlerde kullanılan radyasyon modeli görüş faktörü temelli yüzeyden yüzeye radyasyon modelidir. Akış modeli için RNG k-epsilon türbülans modeli seçilmiştir ve her bir analiz için yaklaşık iki bin iterasyon yapılmıştır.

Çözümlerden elde edilen sonuçlara göre ofiste bulunan insanların genel ve lokal termal konforları hesaplanmıştır. Bu hesaplamalar sonucunda, modellerin termal konfor açısından ISO 7730'a uygunluğu incelenmiştir.

Yıl : 2016

Sayfa Sayısı : 83

Anahtar Kelimeler : Termal konfor, Radyant ısıtma, Radyant panel, ISO 7730, HAD

Master's Thesis
Investigation of Indoor Thermal Comfort
Trakya University Institute of Natural Sciences
Department of Mechanical Engineering

ABSTRACT

In this study, general and local thermal comfort of an office is investigated numerically by using computational fluid dynamics for the condition of heating with radiant panels. The office room has dimensions of 3 m x 6 m x 3.5 m (height, length, width, respectively).

Two people are located side by side with seated position in the modelled office space. To supply fresh air and exhaust stale air, inlet and outlet vents are placed on corridor wall of the office and a window is located on the outer wall of the office.

Two models are created for analyses. At the first model; panels are positioned under the window, at the second model; panels are positioned on ceiling and the size of the panels are 3.3 square meters.

For each model, analyses are made at different outdoor temperatures and different panel heat fluxes. The radiation model used in solutions is surface to surface radiation model based on view factor. RNG k-epsilon turbulence model is selected for the flow model and approximately two thousand iterations are made for each analysis.

General and local thermal comforts of people in the office are calculated according to the results of the solutions. As a result of these calculations, models are examined for ISO 7730 suitability in terms of thermal comfort.

Year : 2016

Number of Pages : 83

Keywords : Thermal comfort, Radiant heating, Radiant panel, ISO 7730, CFD.

ÖNSÖZ

Bu tez çalışmasının hazırlanmasında, her konuda benden yardımlarını ve bilgilerini esirgemeyen, bana her zaman yol gösteren ve teşvik eden değerli hocam, tez danışmanım Yrd. Doç. Dr. Berrin KARAÇAVUŞ’a teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Temmuz – 2016

Kadir AYDIN

İÇİNDEKİLER

BÖLÜM 1

GİRİŞ	1
1.1. Tezin Konusu ve Önemi	1
1.2. Tezin Kapsamı	3

BÖLÜM 2

RADYANT ISITMA	4
2.1. Radyant ve Konvektif Isıtma	4
2.2. Radyant Isıtmanın Termal Konfor Açısından Üstünlükleri	4

BÖLÜM 3

TERMAL KONFOR	7
3.1. Termal Konforun Tanımı	7
3.1.1. Sürekli Rejim Enerji Dengesi Modeli	8
3.2. Termal Konforu Etkileyen Parametreler	11
3.2.1. Hava Sıcaklığı	11
3.2.2. Ortalama Işınım Sıcaklığı	12
3.2.3. Bağıl Nem	12
3.2.4. Hava hızı	12
3.2.5. Metabolik Aktivite	12
3.2.6. Giyim	13
3.3. Lokal Termal Konfor	14
3.3.1. Cereyan	14
3.3.2. Radyant asimetri	15
3.3.3. Düşey Yöndeki Sıcaklık Farkı	16
3.3.4. Sıcak veya Soğuk Zemin Sıcaklığı	16

3.4.Termal Konfor Standartları	17
3.4.1. ISO 7730 Standardı.....	17
BÖLÜM 4	
HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ	19
4.1.Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği	19
BÖLÜM 5	
KAYNAK ARAŞTIRMASI	22
5.1. Literatürdeki Çalışmalar	22
BÖLÜM 6	
MATERYAL VE METOD	26
6.1. Modellerin Tanıtımı	26
6.2. Sınır Koşullarının Belirlenmesi.....	28
6.3. Fluent’te Analiz Adımları	31
6.3.1.Çözüm Ağ Yapısının Oluşturulması.....	31
6.3.2. Akış Modeli Seçimi	32
6.3.3. Radyasyon Modeli Seçimi	35
6.3.4. Materyal Özelliklerinin Tanımlanması.....	36
6.3.4.1. Hava	37
6.3.4.2. Yüzeyler (Dış Duvar, İç Duvarlar, Koridor Duvarı, Pencere)	38
6.3.5. Sınır Koşullarının Tanımlanması.....	38
6.3.6. Çözüm Metotlarının Seçimi ve İterasyon Sayısı	43
6.4. Sonuçların Alınması	45
6.4.1. Sıcaklık Dağılımları.....	46
6.4.2. Ortalama Hava Hızı Değerleri	51
6.4.3. Cereyan Yüzdesi Dağılımları.....	51
6.5. Genel Termal Konfor Değerlerinin Hesaplanması.....	56
6.5.1. Ortalama Işınım Sıcaklığının Hesabı	56

6.5.2. Çalışma Sıcaklığının Hesabı	57
6.5.3. PMV ve PPD Hesabı	58
6.6.Lokal Termal Konfor Değerlerinin Uygunluğu	60
6.6.1. Düşey Yöndeki Sıcaklık Farkının Uygunluğu.....	60
6.6.2. Zemin Sıcaklığının Uygunluğu.....	62
6.6.3. Cereyan Yüzdesi Dağılımlarının Uygunluğu	63
6.6.4. Radyant Asimetrisinin Uygunluğu	67
6.7. Doğal Taşınımında Akışın Durumu	68
 BÖLÜM 7	
SONUÇLAR VE TARTIŞMA	70
KAYNAKLAR	76
EKLER.....	79
EK-A	79
EK-B.....	80
ÖZGEÇMİŞ	89

SİMGELER DİZİNİ

A	Alan, m^2
C	Vücuttan havaya taşınım ile olan ısı kaybı, kcal/h
C_k	Vücuttan giysiye iletimle olan ısı kaybı, kcal/h
C_p	Özgül ısı, kJ/kgK
DR	Cereyan yüzdesi, %
E	İntegrasyon sabiti
E_r	Solunum ile olan buharlaşma ısı kaybı, kcal/h
E_{sk}	Terleme ile deriden ısı kaybı, kcal/h
f_{cl}	Giysi alan çarpanı, m^2C/W
F_{p-i}	Görüş faktörü
g	Yerçekimi ivmesi, m/s^2
Gr	Grashof sayısı
h_c	Isı taşınım katsayısı, W/m^2K
$h_{dış}$	Dış ortam ısı taşınım katsayısı, W/m^2K
$h_{iç}$	İç ortam ısı taşınım katsayısı, W/m^2K
I_{cl}	Giysi izolasyonu, clo
k	Isı iletim katsayısı, W/mK
$k_{eş}$	Eşdeğer ısı iletim katsayısı, W/mK
L	Vücudun toplam ısı yükü, W/m^2
$L_{eş}$	Eşdeğer kalınlık, m
L_k	Karakteristik uzunluk, m
M	Metabolik ısı üretimi, W/m^2
p	Basınç, kPa
p_a	Havadaki su buharı basıncı, kPa
Pr	Prandtl sayısı
q	Isı akısı, W/m^2
$Q_{kayıp}$	Isı kaybı, W
$Q_{kazanç}$	Isı kazancı, W
Pr	Prandtl sayısı
R	Vücuttan havaya ışınila olan ısı kaybı, kcal/h

Ra	Rayleigh sayısı
S	Birim zamanda insan vücudunda depolanan termal enerji, kcal/h
$S_{\emptyset}$	Kaynak terimi
T	Sıcaklık, K
t_a	Ortam sıcaklığı, °C
t_{cl}	Giysi yüzey sıcaklığı, °C
t_f	Sıcak veya soğuk zemin sıcaklığı, °C
T_i	Yüzey sıcaklığı, K
t_r	Ortalama ışıınım sıcaklığı, °C
T_u	Türbülans yoğunluğu, %
T_0	Çalışma sıcaklığı, °C
T_w	Duvar sıcaklığı, °C
T_{∞}	Panal yüzey sıcaklığı, °C
u	Hız vektörünün x eksenindeki bileşeni, m/s
U	Toplam ısı transfer katsayısı, W/m ² K
V	Hava hızı, m/s
v_{ar}	Bağıl hava hızı, m/s
w	Hız vektörünün z eksenindeki bileşeni, m/s
W_k	Mekanik iş, W/m ²
v	Hız vektörünün y eksenindeki bileşeni, m/s
y	İlk ağ noktası ile duvar arasındaki mesafe, m
y^*	Uzunluk ölçeği, m
ν	Kinematik viskozite, m ² /s
ρ	Yoğunluk, kg/m ³
ρ_0	Akışın sabit yoğunluğu, kg/m ³
β	Termal genleşme katsayısı, 1/K
ΔT	Sıcaklık farkı, °C
Δt_{pr}	Yüzey ile insan arasındaki sıcaklık farkı, °C
Δt_{av}	Düşey yöndeki sıcaklık farkı, °C
$\emptyset$	Aktarım değişkeni
x_j	Koordinat ekseni
$\Gamma_{\emptyset}$	Efektif difüzyon katsayısı

τ	Kayma gerilmesi, N/m ²
κ'	Karman sabiti



KISALTMALAR

ASHRAE	Amerikan Isıtma, Soğutma ve İklimlendirme Mühendisleri Birliği
HAD	Hesaplama Akışkanlar Dinamiği
HVAC	Isıtma, Havalandırma ve İklimlendirme
ISO	Uluslararası Standartlar Birliği
PMV	Termal Memnuniyet Oranı
PD	Yüzde Memnuniyetsizlik
PPD	Termal Memnuniyetsizlik Yüzdesi
PD1060	Panel dış duvarda, dış ortam sıcaklığı 10 °C, panel ısı akısı 60 W/m ²
PD1070	Panel dış duvarda, dış ortam sıcaklığı 10 °C, panel ısı akısı 70 W/m ²
PD1080	Panel dış duvarda, dış ortam sıcaklığı 10 °C, panel ısı akısı 80 W/m ²
PD360	Panel dış duvarda, dış ortam sıcaklığı 3.3 °C, panel ısı akısı 60 W/m ²
PD370	Panel dış duvarda, dış ortam sıcaklığı 3.3 °C, panel ısı akısı 70 W/m ²
PD380	Panel dış duvarda, dış ortam sıcaklığı 3.3 °C, panel ısı akısı 80 W/m ²
PDe1060	Panel dış duvarda, dış ortam sıcaklığı -10 °C, panel ısı akısı 60 W/m ²
PDe1070	Panel dış duvarda, dış ortam sıcaklığı -10 °C, panel ısı akısı 70 W/m ²
PDe1080	Panel dış duvarda, dış ortam sıcaklığı -10 °C, panel ısı akısı 80 W/m ²
PT1060	Panel tavanda, dış ortam sıcaklığı 10 °C, panel ısı akısı 60 W/m ²
PT1070	Panel tavanda, dış ortam sıcaklığı 10 °C, panel ısı akısı 70 W/m ²
PT1080	Panel tavanda, dış ortam sıcaklığı 10 °C, panel ısı akısı 80 W/m ²
PT360	Panel tavanda, dış ortam sıcaklığı 3.3 °C, panel ısı akısı 60 W/m ²
PT370	Panel tavanda, dış ortam sıcaklığı 3.3 °C, panel ısı akısı 70 W/m ²
PT380	Panel tavanda, dış ortam sıcaklığı 3.3 °C, panel ısı akısı 80 W/m ²
PTe1060	Panel tavanda, dış ortam sıcaklığı -10 °C, panel ısı akısı 60 W/m ²
PTe1070	Panel tavanda, dış ortam sıcaklığı -10 °C, panel ısı akısı 70 W/m ²
PTe1080	Panel tavanda, dış ortam sıcaklığı -10 °C, panel ısı akısı 80 W/m ²

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 3.1 İnsan vücudunun çevreyle olan termal dengesi	7
Şekil 3.2 PMV ve PPD arasındaki ilişki [13]	10
Şekil 3.3 Termal konfora etki eden parametreler	11
Şekil 3.4 Radyant asimetri ile oluşan lokal termal konforsuzluk (1-sıcak tavan, 2-soğuk duvar, 3-soğuk tavan, 4-sıcak duvar) [13]	15
Şekil 3.5 Düşey yöndeki sıcaklık farkı ile oluşan konforsuzluk [13]	16
Şekil 3.6 Sıcak veya soğuk zemin sıcaklığı ile oluşan konforsuzluk [13]	17
Şekil 6.1 Panelin duvarda olduğu durumda (MODEL 1) odanın elemanları	26
Şekil 6.2 Panelin tavanda olduğu durumda (MODEL 2) odanın elemanları	27
Şekil 6.3 Kaba, orta ve sık ağ yapısında oda orta yüzeyinde sıcaklık dağılımları	31
Şekil 6.4 Modelin ağ yapısı	32
Şekil 6.5 İnsan orta kesitinde ağ yapısı	33
Şekil 6.6 Akış modeli seçimi	35
Şekil 6.7 Radyasyon modeli seçimi ve görüş faktörü hesabı	36
Şekil 6.8 Havanın özelliklerinin tanımlanması	38
Şekil 6.9 Giriş için hız, türbülans yoğunluğu, hidrolik çap ve sıcaklık girdileri	39
Şekil 6.10 Çıkış için basınç, türbülans yoğunluğu ve hidrolik çap girdileri	39
Şekil 6.11 Bilgisayarlar için ısı akısı ve emisivite değerlerinin girdisi	40
Şekil 6.12 Dış duvar, iç duvarlar, koridor duvarı ve pencere için taşınım sınır şartının tanımlanması	41
Şekil 6.13 İnsanlar (insanK ve insanP) için sabit ısı akısı sınır şartlarının girdileri	41
Şekil 6.14 Panel için sabit ısı akısı sınır şartının girilmesi	42
Şekil 6.15 Cereyan (Draught) formülünün tanıtılması	42
Şekil 6.16 Çözüm metotlarının seçimi	43
Şekil 6.17 İterasyonda kullanılmak üzere insan orta yüzeyinde ve oda orta yüzeyinde oluşturulan yüzeyler	44
Şekil 6.18 İterasyona bağlı yakınsama değerleri	45
Şekil 6.19 PD1060, PD1070, PD1080 modellerinin insan orta kesitindeki yüzeyde sıcaklık dağılımı	47

Şekil 6.20	PD360, PD370, PD380 modellerinin insan orta kesitindeki yüzeyde sıcaklık dağılımı	47
Şekil 6.21	PDe1060, PDe1070, PDe1080 modellerinin insan orta kesitindeki yüzeyde sıcaklık dağılımı	48
Şekil 6.22	Panel dış duvarda iken ortalama hava sıcaklık değerleri	48
Şekil 6.23	PT1060, PT1070, PT1080 modellerinin insan orta kesitindeki yüzeyde sıcaklık dağılımı	49
Şekil 6.24	PT360, PT370, PT380 modellerinin insan orta kesitindeki yüzeyde sıcaklık dağılımı	49
Şekil 6.25	PTe1060, PTe1070, PTe1080 modellerinin insan orta kesitindeki yüzeyde sıcaklık dağılımı	50
Şekil 6.26	Panel tavanda iken ortalama hava sıcaklık değerleri	50
Şekil 6.27	PD1060, PD1070, PD1080 modellerinin insan yüzeyinden 25 mm uzaklıktaki yüzeyde cereyan dağılımı	52
Şekil 6.28	PD360, PD370, PD380 modellerinin insan yüzeyinden 25 mm uzaklıktaki yüzeyde cereyan dağılımı	52
Şekil 6.29	PDe1060, PDe1070, PDe1080 modellerinin insan yüzeyinden 25 mm uzaklıktaki yüzeyde cereyan dağılımı	53
Şekil 6.30	PT1060, PT1070, PT1080 modellerinin insan yüzeyinden 25 mm uzaklıktaki yüzeyde cereyan dağılımı	54
Şekil 6.31	PT360, PT370, PT380 modellerinin insan yüzeyinden 25 mm uzaklıktaki yüzeyde cereyan dağılımı	55
Şekil 6.32	PTe1060, PTe1070, PTe1080 modellerinin insan yüzeyinden 25 mm uzaklıktaki yüzeyde cereyan dağılımı	55
Şekil 6.33	Düşey yöndeki sıcaklık değişimini incelemek için oluşturulan çizgi	61
Şekil 6.34	Panelin dış duvarda olduğu durumda düşey yöndeki sıcaklık değişimleri ..	61
Şekil 6.35	Panelin tavanda olduğu durumda düşey yöndeki sıcaklık değişimleri	62
Şekil 6.36	PD1060 ile PT1060 modellerinin cereyan dağılımı karşılaştırması	63
Şekil 6.37	PD1070 ile PT1070 modellerinin cereyan dağılımı karşılaştırması	63
Şekil 6.38	PD1080 ile PT1080 modellerinin cereyan dağılımı karşılaştırması	64
Şekil 6.39	PD360 ile PT360 modellerinin cereyan dağılımı karşılaştırması	64
Şekil 6.40	PD370 ile PT370 modellerinin cereyan dağılımı karşılaştırması	65

Şekil 6.41	PD380 ile PTe380 modellerinin cereyan dağılımı karşılaştırması	65
Şekil 6.42	PDe1060 ile PTe1060 modellerinin cereyan dağılımı karşılaştırması.....	66
Şekil 6.43	PDe1070 ile PTe1070 modellerinin cereyan dağılımı karşılaştırması.....	66
Şekil 6.44	PDe1080 ile PTe1080 modellerinin cereyan dağılımı karşılaştırması.....	67



TABLolar LİSTESİ

Tablo 3.1	Termal duyum skalası	9
Tablo 3.2	Aktivite ‘ye göre insanın ürettiği ısı akıları ve “met” değerleri	13
Tablo 3.3	Giyisilere göre clo biriminde izolasyon değerleri.....	14
Tablo 3.4	Termal konfora bağlı çevre kategorileri	18
Tablo 3.5	Kategori B için termal konfor değerleri.....	18
Tablo 6.1	Oda elemanları ve boyutları.....	27
Tablo 6.2	Oda elemanlarının yapı özellikleri ve ısı iletim katsayıları	28
Tablo 6.3	Isı kaybı hesabı	29
Tablo 6.4	Analizlerde kullanılacak sınır şartları	29
Tablo 6.5	Yüzeylerden insana olan görüş faktörlerinin hesaplanan değerleri	37
Tablo 6.5	Değişkenlere bağlı model isimlendirmeleri	46
Tablo 6.6	Hava hızının ISO 7730’a uygunluğu	51
Tablo 6.7	Model1’de insanK için ortalama ışıınım sıcaklığının hesaplanması	56
Tablo 6.8	Model1’de insanP için ortalama ışıınım sıcaklığının hesaplanması	56
Tablo 6.9	Model2’de insanK için ortalama ışıınım sıcaklığının hesaplanması	56
Tablo 6.10	Model2’de insanP için ortalama ışıınım sıcaklığının hesaplanması	57
Tablo 6.11	Model1’de insanK ve insanP için hesaplanan ortalama ışıınım sıcaklıkları.....	57
Tablo 6.12	Model2’de insanK ve insanP için hesaplanan ortalama ışıınım sıcaklıkları.....	57
Tablo 6.13	Model1 için çalışma sıcaklığı değerleri ve ISO 7730’a uygunluğu.....	58
Tablo 6.14	Model2 için çalışma sıcaklığı değerleri ve ISO 7730’a uygunluğu.....	58
Tablo 6.15	Model1’de insanK için PMV ve PPD değerlerinin hesabı	59
Tablo 6.16	Model1’de insanP için PMV ve PPD değerlerinin hesabı.....	59
Tablo 6.17	Model2’de insanK için PMV ve PPD değerlerinin hesabı	59
Tablo 6.18	Model2’de insanP için PMV ve PPD değerlerinin hesabı.....	60
Tablo 6.19	Zemin sıcaklıklarının ISO 7730’a uygunluğu	62
Tablo 6.20	Model1 için pencereden oluşan radyant Asimetrisinin ISO 7730’a uygunluğu	68
Tablo 6.21	Model2 için pencereden oluşan radyant Asimetrisinin ISO 7730’a uygunluğu	68
Tablo 6.22	Model1 için akış durumu	69
Tablo 6.23	Model2 için akış durumu	69

Tablo 7.1	Model1 ve model2 için ISO 7730'a göre genel ve lokal termal konfor değerlendirmesi.....	75
-----------	---	----



BÖLÜM 1

GİRİŞ

1.1. Tezin Konusu ve Önemi

Dünya nüfusunun artışı ve teknolojik gelişmeler ile birlikte insanların barınma ihtiyaçlarının asgari olmaktan çıkıp, kendilerini daha konforlu hissetme istekleri ve endüstrideki yüksek enerji maliyetleri sebebiyle, çalışanların performanslarının artırılması düşüncesi, doğru ısıtma sistemlerinin seçiminin önemini arttırmıştır.

Günümüzde artarak devam eden enerji kaynağı sorunu ile sürekli artan enerji fiyatları göz önüne alındığında, ticari binaların, kamu kurumlarının ve konutların tasarımında yüksek enerji tasarruflu ısıtma sistemlerinin ihtiyacı ortaya çıkmıştır. Enerji tasarrufunun yanında konforlu iç ortamlar talebiyle birlikte ısıtma sistemlerinin de enerji tüketimi ve konfor açısından optimum seviyede bir çevre oluşturması gerekmektedir. Bu konforlu ortam taleplerinin karşılanmaması ise çalışanların kendilerini memnun hissetmeyip performans düşüklüğü yaşamalarına neden olacak ve bunun sonucu olarak da işletme maliyetleri yükselecektir.

Binalarda ve konutlarda kullanılan ısıtma ve havalandırma sistemlerinin amacı, genel olarak kabul edilebilir oranda insan sağlığına ve çalışmasına negatif etkisi olmayan bir iç ortam havası sunmaktır. Binaların tasarımı yapılırken dikkat edilen en önemli parametre, konforlu bir çevrenin nasıl oluşturulacağıdır. Şu anda yapılan araştırmaların çoğu, optimum termal konfor koşulları korunurken, ısıtılan ve havalandırılan mekanların minimum düzeyde enerji tüketmesi üzerine yoğunlaşmıştır.

Genel olarak ısıtma sistemleri, taşınım ile ısı transferi sağlayanlar ve ışıma ile ısı transferi sağlayanlar olarak iki kısma ayrılabilir. Geleneksel ısıtma sistemleri taşınım ile ısı transferini kullanırlar. Modern ısıtma sistemlerinden biri olan radyant ısıtma sistemleri ise ışıma ile ısı transferini kullanır. Radyant sistemlerde elektromanyetik dalgalar şeklinde yayılmış olan fotonlar, herhangi bir aracı madde olmadan doğrudan mahaldeki kişilere ve cisimlere enerjilerini aktararak ısıtma sağlar. Daha sonra ısınan cisimlerin sıcaklıkları artacağı için ortam havasını da ısıtmış olurlar.

Uzun yıllardır yapılan çalışmalar gösteriyor ki radyant ısıtma sistemlerinin geleneksel konvektif ısıtma sistemlerine göre birçok üstünlüğü vardır. Bu üstünlüklerden bazıları düşük enerji tüketimi ile birlikte, genel ve lokal termal konfor değerlerine daha düşük sıcaklıklarda ulaşması, ortamdaki termal dağılımının homojen olması, çok düşük hava akımlarının oluşması, sessiz çalışması, amortisman süresinin kısa olması ve düşük bakım maliyetleridir.

Kapalı ortamlardaki termal konforun belirlenebilmesi için birçok deneysel ve nümerik çalışmalar yapılmıştır. Deneysel yapılan çalışmalarda deneyler için gerekli zaman uzunluğu, teçhizat maliyeti ve ortam ikliminin istenen düzeye getirilmesinde karşılaşılan zorluklar nedeniyle oldukça zahmetli bir çalışmadır. Nümerik çalışmalar ise geçmiş yıllara nazaran teknolojik gelişmelerin sonucuyla bilgisayar sistemlerindeki performans artışları ve paket programların çeşitlenmesi ile çok ileri düzeylere gelmiştir.

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yardımı ile akış problemlerini, ısı transfer mekanizmalarının her çeşidini ve birlikte yaptıkları etkileri çok düşük tolerans aralıklarında elde etmek mümkündür. Bu olanaklara sahip analiz programlarında ortamdaki herhangi bir değişkenin kişinin termal konforuna hangi düzeylerde etki ettiği kolayca hesaplanabilmekte ve mühendislere büyük zaman kazandırmaktadır.

Bu çalışmada, içinde yan yana oturan iki insan bulunan, radyant panelli ısıtma sistemine sahip, 6m x 3.5m x 3m boyutlarındaki bir ofisin, genel ve lokal termal konforu incelenmiştir. Radyant paneller 3.3 m² boyutunda olup, ilk durumda dış duvara, ikinci durumda ise tavana konumlandırılmıştır. Her iki durum için de farklı dış hava sıcaklıkları ve farklı panel ısı akılarında kişilerin genel ve lokal termal konfor değerlerinin değişimi, hesaplamalı akışkanlar dinamiği yardımıyla FLUENT programında incelenmiştir.

1.2.Tezin Kapsamı

Bir ofis ortamında ısıtma sisteminin doğru seçimi ve ofis içerisinde konumlandırılması, içeride bulunan kişilerin termal konforu açısından büyük önem arz etmektedir. Çünkü, çalışanların kendilerini iyi hissetmeleri, performans değerlerinde de yükselmeye yol açacağından işletmelerin maksimum düzeyde çalışmasına yardımcı olacaktır. Bu tezde de Trakya Üniversitesi Mühendislik Fakültesinde bulunan radyatörle ısıtma sağlanan bir ofiste, radyant panellerle tavandan ve duvardan ısıtma yapılırsa içerideki termal konfor değerlerinin ne ölçüde olacağı FLUENT programı yardımıyla nümerik olarak incelenmiştir.

Tezin konusu, önemi, analizleri yapılacak modelin tanıtımı ve tezin bölümlerinin içeriği Bölüm 1’de anlatılmıştır.

Konvektif ve radyant sistemlerin hangi ısı transfer mekanizması ile çalıştıkları ve radyant ısıtma sistemlerinin yapılan çalışmalarda ortaya konmuş termal konfor açısından üstünlükleri Bölüm 2’de bahsedilmiştir.

Termal konforun tanımı, genel ve lokal termal konfor parametrelerinin neler olduğu, termal konfor standartları ve tezde baz alınacak termal konfor kategorisi Bölüm 3’de belirlenmiştir.

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yaklaşımının önemi, çözüm aşamaları ve ayrıca bu yaklaşımda kullanılan korunum denklemleri Bölüm 4’te açıklanmıştır.

Radyant sistemlerin termal konforu nasıl etkilediği ile ilgili literatürdeki makale ve tez çalışmalarında yapılan deneysel ve nümerik çalışmalar Bölüm 5’te belirtilmiştir.

Kullanılacak iki farklı oda modelinin çizimi ve detayları, hangi ortam şartlarının seçildiği, daha sonra çizilen modelin sonlu elemanlara ayrıldıktan sonraki eleman sayısı ifade edilip, FLUENT programında sınır koşullarının nasıl girildiği Bölüm 6’da açıklanmıştır. Son olarak ta çözümü yapılan modelin sıcaklık, hız ve cırcayan yüzdeleri sunulmuş ve gerekli termal konfor değerleri hesaplanmıştır.

Elde edilen sonuçlar irdelenerek, radyant ısıtma sisteminin kullanıldığı ofiste hangi termal konfor değerlerine ulaşıldığı tartışılarak, modellerin birbirlerine göre üstünlükleri Bölüm 7’de ortaya konmuştur.

BÖLÜM 2

RADYANT ISITMA

2.1. Radyant ve Konvektif Isıtma

Kapalı ortamlardaki termal konforu sağlayabilmek için ısınım veya taşınım ile ya da her iki ısı transfer mekanizmaları ile çalışan çeşitli ısıtma ve soğutma sistemleri geliştirilmiştir. Radyant ve konvektif ısıtma sistemleri doğaları gereği farklı ısı transfer mekanizmaları kullandıklarından dolayı farklı termal konfor ortamları oluşturlarken enerji tüketim miktarları da değişkenlik gösterir.

Geleneksel iklimlendirme sistemleri, taşınım ile olan ısı transfer mekanizmasını kullanarak ısıtma ve soğutma yapar ve bunu yaparken fazla enerji tüketip tüm ortamın çok sıcak ya da çok soğuk olmasına neden olarak yüksek hızdaki hava akımlarının oluşturacağı cereyan etkisi ile de termal konforsuzluğa yol açabilir.

2.2. Radyant Isıtmanın Termal Konfor Açısından Üstünlükleri

Konvektif ısıtıcılarla karşılaştırıldığında, radyant sistemlerde ısıtıcının oluşturduğu ısınım doğrudan ortamda bulunan kişiye ulaştığından daha düşük bir çalışma sıcaklığı elde edilerek daha konforlu bir ortama sahip olunur [1]. Genel olarak radyant ısıtma ve soğutma sistemleri açığa çıkardıkları toplam ısı transferinin %50'sinden fazlasını ısınım ile yaymaktadırlar [2]. Bunun sonucunda kişinin maruz kaldığı ortalama ısınım sıcaklığında artış meydana gelir, böylece konvektif ısıtıcılarla aynı konfor koşullarına iç ortam sıcaklığı 5 °C daha düşük tutularak ulaşılabilir [3]. Radyant

ısıtma sistemleri kullanılan binalarda, insanlar ile radyant yüzeyler arasında ışınlama ısı transferi daha fazla olacağından dolayı, nispeten daha düşük ortam sıcaklığında dahi konfor koşulları korunmakta ve binalardan olan ısı kaybı azalmaktadır [4,5,6].

Radyant ısıtma sistemlerinin avantajlarını, dezavantajlarını ve geleneksel konvektif ısıtma sistemleri ile karşılaştırılmalarını kapsayan birçok araştırma yapılmıştır. Genel olarak bu araştırmalar radyant sistemlerinin düşük enerji tükettikleri düşük sıcaklık ve düşük yoğunluktaki enerji kaynaklarıyla birlikte kolaylıkla çalışabildiklerini ve kabul edilebilir ölçülerde termal konfor koşullarını oluşturabildiklerini göstermişlerdir [1,2,3,7].

Diğer tüm iklimlendirme sistemleriyle karşılaştırıldığında, radyant ısıtma ve soğutma sistemleri genel olarak havadan daha yüksek termal kapasiteye sahip olan suyu kullanır. Dolayısıyla nispeten daha düşük pompalama enerjisi kullanarak ısıtma ve soğutma yaparken harcayacağı enerjiyi azaltmış olur. Jeotermal ve güneş enerjisi gibi yenilenebilir enerji kaynaklarından elde edilecek uygun ve düşük sıcaklıktaki su radyant ısıtma ve soğutma sistemlerinde kullanılabilir.

Radyant ısıtma ve soğutma sistemleri geleneksel iklimlendirme sistemlerine göre, düşey yöndeki sıcaklık farkının daha düşük olduğu, hava hareketlerinin minimize edildiği ve lokal konforsuzlukların azaltıldığı bir ortam sağlayarak kişinin termal konfor açısından kendini daha hoşnut hissetmesine yardımcı olur. Ayrıca bu sistemler HVAC (Isıtma Havalandırma İklimlendirme) sistemlerine alternatif olarak sıfır enerjili evlerde veya düşük karbon salımlı binalarda pasif sistemler ile birleştirilerek verimli bir şekilde kullanılabilir [4].

Radyant ısıtma sistemleri ile daha düzgün bir sıcaklık dağılımı elde edildiğinden dolayı iç ortamda çok düşük hava hareketleri oluşur. Termal memnuniyet oranı açısından da daha uygun konfor koşulları elde edilirken enerji tüketiminde azalış görülür [2,8].

Radyant ısıtmanın çok yüksek olması ise asimetric sıcaklık değerini arttıracığından odada bulunan kişiler için lokal konforsuzluklara yol açabilir. Ortamdaki panellerin konumu yüzey sıcaklıklarını ve sıcaklık dağılımlarını büyük ölçüde etkiler böylece belirli bir konfor seviyesine ulaşmak için gerekli ısıtma kapasitesini etkileyebilir [5].

Radyant ısıtma ve soğutma sistemlerinin bu yararları ile son yıllardaki popülaritesi artmış ve dolayısıyla bilim insanlarının ilgisini çekerek sistemin performansını arttırmaya çalışmak için analitik, nümerik ve deneysel olarak birçok çalışmalar yapılmıştır.



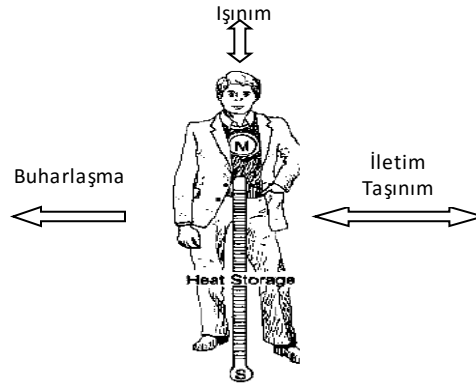
BÖLÜM 3

TERMAL KONFOR

3.1. Termal Konforun Tanımı

Termal konfor; içinde bulunulan ortamın termal çevresinden hoşnut olma durumudur. Bu tanım insanların çoğu için geçerli bir tanımlama olsa da kişinin fiziksel, fizyolojik ve psikolojik haline göre de değişkenlik gösterebilir [9].

Konforlu durumun ilk göstergesi kişinin termal olarak nötr halde olmasıdır. Nötr halden kasıt ise temel olarak kişinin ne çok sıcak ne de çok soğuk hissetmesidir. Bu dengeyi sağlamanın yolu ise vücudumuzun ürettiği ısı enerjisinin kaybettiği ısı enerjisine eşit olmasından geçer. Şekil 3.1’de görüldüğü gibi insandan buharlaşma, ısıtım ve taşınım ile olan ısı transferinin, ısı kayıplarına eşit olması durumu Eşitlik (3.1)’de gösterilmiştir.



Şekil 3.1 İnsan vücudunun çevreyle olan termal dengesi

$$S = M - W_k - E_{sk} - E_r - C - R - C_k \quad (3.1)$$

Bu eşitlikte; S birim zamandaki insan vücudunda depolanan termal enerjiyi, M metabolik termal enerji üretimini, W_k mekanik işi, E_{sk} terleme ile deriden ısı kaybını, E_r solunum ile olan buharlaşma ısı kaybını, C vücuttan havaya taşınım ile olan ısı kaybını, R vücuttan havaya ışınlama ile olan ısı kaybını, C_k vücuttan giysiye iletimle olan ısı kaybını ifade etmektedir.

Kapalı bir ortamın veya kişinin termal konfor açısından uygun değerlerde olup olmadığını belirlemek için birçok çalışma yapılmıştır. Bu çalışmalarda çeşitli modeller ortaya konmuş, ortam ve kişisel değişkenlere bağlı olarak termal konfor tahminlerinde bulunulmuştur. Fanger'ın ortaya koyduğu sürekli rejim enerji dengesi modeli ile termal konforun tahmini en yaygın kullanım alanına sahiptir [10].

3.1.1.Sürekli Rejim Enerji Dengesi Modeli

İnsan vücudunun termal denge durumunda olduğu ve enerji depolamasının ihmal edilebileceği varsayımına dayanan sürekli rejim enerji dengesi modeli 1296 genç Danimarkalı öğrenci deneyin kullanıldığı izole bir ortamda Fanger tarafından geliştirilmiştir. [10,11].

Fanger'ın modeli termal denge teorisi ile fizyolojik termal denge teorisini birleştirerek konfor sıcaklığının değişimini yapılarda yaşayan kişilere göre modellemiştir. Bu teori solunum, titreme, kan debisinin ayarlanması gibi fizyolojik proseslerden kaynaklanıp metabolizma tarafından üretilen ısı vücut tarafından kaybedilen ısıya eşit olması esasına dayanır. Ayrıca Fanger insan vücut ısısının dengelenmesi sisteminin çok efektif bir şekilde kullanılabileceğini ancak bu dengenin oluşmasına rağmen termal konforun her zaman sağlanamayabileceğini vurgulamıştır [12].

Fanger'ın yaptığı deneysel çalışmada deneklere farklı çevresel şartlarda standart bir giysi giydirilip, standart bir aktivite yaptırılmıştır. Daha sonra deneklere bulundukları ortamın ne kadar soğuk ve ne kadar sıcak olduğu sorulmuş ve Tablo 3.1 'de görülen skalaya göre cevaplamaları istenmiştir [10].

Tablo 3.1 Termal duyum skalası [4]

PMV	Anlam	Yorum
3	Aşırı Sıcak	Bunaltıcı ve Tolere Edilemez
2	Sıcak	Çok Sıcak
1	Hafifi Sıcak	Tolere Edilebilir, Sıcak
0	Nötr	Konforlu
-1	Hafif Serin	Tolere Edilebilir, Serin
-2	Serin	Çok Serin
-3	Soğuk	Tolere Edilemez, Soğuk

Fanger bu termal duyum skalasını matematiksek olarak enerji eşitliği yardımı ile nasıl bulunabileceğini elde etmiştir. Çevresel ve kişisel değişkenlere bağlı bu enerji eşitliği ifadesinden PMV(Predicted Mean Vote) Termal Memnuniyet Oranı olarak tanımlanan değer Eşitlik (3.2)'den bulunur.

$$PMV = (0.303e^{-0.036M} + 0.028) \left[\frac{(M - W) - 3.05 \cdot 10^{-3}[5773 - 6.99(M - W) - p_a]}{-0.42[(M - W) - 58.15] - 1.7 \cdot 10^{-5}M(5867 - p_a)} \right. \\ \left. - 0.0014M(34 - t_a) - 3.96 \cdot 10^{-8}f_{cl} \cdot [(t_{cl} + 273)^4 - (t_r + 273)^4] - f_{cl}h_c(t_{cl} - t_a) \right] \quad (3.2)$$

$$f_{cl} = \begin{cases} 1 + 1.29 I_{cl} & \text{için } I_{cl} \leq 0.078 \text{ m}^2\text{°C/W} \\ 1.05 + 0.645 I_{cl} & \text{için } I_{cl} > 0.078 \text{ m}^2\text{°C/W} \end{cases} \quad (3.3)$$

$$h_c = \begin{cases} 2.38(t_{cl} - t_a)^{0.25} & \text{için } 2.38(t_{cl} - t_a)^{0.25} > 12.1\sqrt{v_{ar}} \\ 12.1\sqrt{v_{ar}} & \text{için } 2.38(t_{cl} - t_a)^{0.25} < 12.1\sqrt{v_{ar}} \end{cases} \quad (3.4)$$

$$t_{cl} = 35.7 - 0.028(M - W) - I_{cl} \left\{ 3.96 \cdot 10^{-8}f_{cl} \cdot [(t_{cl} + 273)^4 - (t_r + 273)^4] + f_{cl}h_c(t_{cl} - t_a) \right\} \quad (3.5)$$

Eşitliklerde, M değeri toplam metabolik ısı üretimini, W değeri yapılan işi, p_a değeri havadaki su buharı basıncını, f_{cl} değeri giysi alan çarpanını, t_{cl} değeri giysi yüzey

sıcaklığını, h_c değeri taşınım ısı geçiş katsayısını, t_r değeri ortalama ışıyım sıcaklığını, t_a değeri ortam sıcaklığını, I_{cl} değeri giysi izolasyonunu, v_{ar} değeri ise bağıl hava hızını temsil etmektedir.

Eşitliklere bakıldığında bazı terimlerin birbirlerine bağlı olduğu görülmektedir. Bu yüzden bu dört eşitlik içerisinde bir değer varsayıp varsayılan değer ile hesaplanan değer arasındaki farkın önceden belirlenen tolerans değerinin altına düşene kadar iterasyon yapıp PMV değeri bulunur.

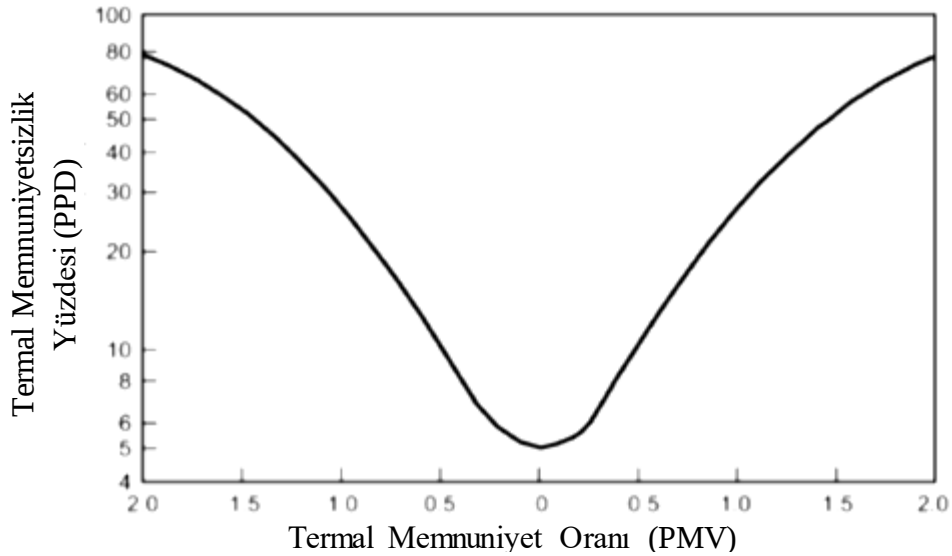
L vücudun toplam ısı yükünü temsile ederse, basitçe PMV değeri Eşitlik (3.6) yardımı ile bulunur.

$$PMV = [0.303 \exp(-0.036M) + 0.028]L \quad (3.6)$$

PMV değeri bulunduktan sonra ise PPD(Predicted Percentage Dissatisfied) Termal Memnuniyetsizlik Yüzdesi PMV değerine bağlı olarak Eşitlik (3.7) ile ifade edilir.

$$PPD = 100 - 95 \exp[-(0.03353PMV^4 + 0.2179PMV^2)] \quad (3.7)$$

PMV ve PPD arasındaki ilişkide Şekil 3.2’de gösterilmiştir.



Şekil 3.2 PMV ve PPD arasındaki ilişki [13]

Grafiğe bakıldığında PMV değerinin 0, yani nötr olduğu durumda kişinin PPD değerinin minimuma geldiği tespit edilebilir.

Fanger'ın PMV- PPD modeli geniş çevrelerce kullanılmakta ve ISO 7730 gibi standartlarda da yerini alarak, konut ve binaların tasarımı yapılırken termal konfor değerlendirmelerinde büyük kolaylık sağlamaktadır.

3.2.Termal Konforu Etkileyen Parametreler

Hava sıcaklığı, ortalama ışıınım sıcaklığı, bağıl nem ve hava hareketi insanın termal ortamla arasındaki ilişkiyi etkileyen dört temel çevresel değişkendir. İnsan aktivitesi ile oluşan metabolik ısı ve kişinin giyimi ile birlikte insanın termal çevresini tanımlayan altı temel faktör vardır (Şekil 3.3).



Şekil 3.3 Termal konfora etki eden parametreler

3.2.1.Hava Sıcaklığı

Hava sıcaklığı vücuttan olan ısı kaybını önemli ölçüde etkiler. Isı kaybını etkilemesi vücut ile çevresi arasındaki enerji eşitliğini de değiştireceğinden dolayı kişinin termal konforunda da hoşnutsuzluğa yol açabilir. Kişinin bulunduğu ortamdaki vücut sıcaklığı değişimi ideal konfor standartlarına göre saatte 0.6 °C'nin üzerine çıkmamalıdır. Termal konfor şartlarında kişinin hoşnut olduğu ortamdaki sıcaklık 18 °C ila 29 °C arasında olmalıdır. Kış aylarında 20 °C ile 23 °C yaz aylarında ise 23 °C ile 26 °C arasındaki değişim standartlara göre uygun kabul edilmektedir [13].

3.2.2.Ortalama Işınım Sıcaklığı

Ortalama ısınım sıcaklığı termal konforu etkileyen önemli parametrelerden biridir. Radyant ısıtma sistemlerinin kullanıldığı bir ortamda ısınımla olan ısı transferi ortam yüzeyleri ile insan arasında gerçekleşecektir. Bu yüzeylerin ortalama sıcaklıkları yüzeylerin kişiyi ne kadar gördüğü ile alakalı olarak ısınımla ısı transferi ile birlikte kişiye yansıyacaktır. Bu yüzden soğuk yüzeyler kişinin konforsuzluğuna sebep olur. Aşağıdaki verilen eşitlikte ortalama ısınım sıcaklığının nasıl hesaplanacağı gösterilmiştir.

$$T_r^4 = \sum_{i=1}^N T_i^4 \cdot F_{p-i} \quad (3.8)$$

Eşitlikte T_i yüzeylerin sıcaklığını, F_{p-i} ise yüzeyden kişiye olan görüş faktörünü, T_r ise hesaplanmak istenen ortalama ısınım sıcaklığını temsil eder.

3.2.3.Bağıl Nem

Optimum bağıl nem değerinin bulunması termal konfor ve sağlık açısından çok önemlidir. Yapılan bazı çalışmalara göre bağıl nemdeki artış küf oluşumuna yol açarken bağıl nemdeki düşüş ise solunum problemleri oluşturup bakteri popülasyonunda da artışa sebep olur. Bu tür olumsuzlukların ortadan kaldırılabilmesi için bağıl nem aralığının %40 ile %60 arasında olması tavsiye edilmiştir [14].

3.2.4.Hava hızı

Hava hızının insan üzerindeki etkisi termal ve dinamik olarak iki şekilde gerçekleşir. Bu yüzden konforlu ve güvenli bir ortam oluşturmak için hava hızının etkisi çok önemlidir [15]. Eğer ortamın sıcaklığı artar ise, aynı termal konfor değerine ulaşabilmek için hava hızının da artırılması gerekir. Özellikle kış aylarında hava hızının artması konforsuzluğa yol açar. Hava hızının kabul edilebilir aralığı 0.1 m/s ile 0.45 m/s olsa da, hava sıcaklığı, nem ve giysi faktörü de bu aralığı değiştirebilir [14].

3.2.5.Metabolik Aktivite

Metabolik aktivite insanın yaptığı iş ile ilgili bir tanımlamadır. Metabolizmanın yaydığı enerji kas aktivitelerinin miktarı ile ilgilidir. Normalde tüm kas aktivitesi

vücutta ısıya dönüştürülür, ancak zor bir fiziksel aktivite yapıldığında bu oran %75'lere geriler. Genel olarak metabolik aktivite düzeyi kişinin ağırlığına, vücut yüzey alanına, sağlık durumuna, cinsiyetine, yaşına, giyimine ve çevresel şartlara bağlıdır. Durağan kişinin ürettiği ortalama ısınn standart olarak metabolik oranı 1 “Met” olarak kabul edilmiştir ve,

$$1 \text{ met} = 18,4 \frac{\text{Btuh}}{\text{ft}^2} = 58,2 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} = 50 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2\text{hr}} \quad (3.9)$$

olarak gösterilmiştir. Tablo 3.2.'de kişinin aktivitesine bağlı olarak ürettiği ısınn met biriminde karşılıkları verilmiştir.

3.2.6.Giyim

Giyinme vücudun ısı kaybını azaltan bir durumdur. Giysiler ısı kaybını azaltmayı izolasyon yaparak sağladıklarından dolayı, vücutla çevresi arasındaki enerji dengesini sağlamada önemli bir görev üstlenir. Bu yüzden doğru veya yanlış bir giysi seçimi termal konfora büyük bir etki yapar. Giysi izolasyonunu ifade eden birime “clo” adı verilmiştir ve

$$1 \text{ clo} = 0,155 \frac{\text{m}^2\text{°C}}{\text{W}} \quad (3.10)$$

olarak ifade edilmektedir. Giysi türüne göre termal dirençler ve clo biriminde karşılıkları Tablo 3.3'de gösterilmiştir.

Tablo 3.2 Aktivite 'ye göre insanın ürettiği ısı akıları ve “met” değerleri [16]

Aktivite	Met	W/m ²
Uyku	0.8	47
Oturarak Dinlenme	1	58
Durağan Aktivite(ofis, ev, okul)	1.2	70
Ayakta Duruş	1.2	70
Hafif Aktivite Ayakta (mağaza, laboratuvar vb.)	1.6	93
Orta Aktivite Ayakta (makine işi, ev işi)	2	117
Ağır Aktivite (ağır makine işi, ağır sanayi)	3	175

Tablo 3.3 Giysilere göre clo biriminde izolasyon değerleri [16]

Giyim Kombinasyonu	Clo	m ² K/W
Çıplak	0	0
Şort	0.1	0.016
Tipik tropik giyim(şort, atlet, sandalet)	0.3	0.047
Hafif Yaz Giyimi (pantolon, gömlek, spor ayakkabı)	0.5	0.078
İş Giysileri	0.8	0.124
Kış İç Ortam Giyimi (pantolon, gömlek, kazak, ayakkabı)	1	0.155
Soğuk iklim Giyimi (kot, kazak, mont, bot)	1.5	0.233

3.3.Lokal Termal Konfor

Kişi termal olarak çevresiyle bir denge halinde olsa da vücudun bazı bölümleri konforuzluğa yol açan istenmeyen çevresel değişkenlere maruz kalabilir. Bu lokal konforsuzluğu, ortamın sıcaklığını artırarak ya da azaltarak çözmek mümkün değildir. Çözüm; lokal olarak fazla soğumalar veya ısınmaları ortadan kaldırmaktır.

Genel olarak lokal konforsuzluk dört ana başlık altında gruplanabilir.

- 1- Cereyan etkisi tarafından vücudun taşınımına ısı transferinin artması nedeniyle soğumaya başlaması.
- 2- Vücudun bazı bölümlerinin asimetric olarak oluşan ısıtım etkisiyle soğuması veya ısınması.
- 3- Ayak ile baş arasındaki düşey yöndeki sıcaklık farkının yüksek olması.
- 4- Sıcak veya soğuk zemin sıcaklığı.

3.3.1.Cereyan

Cereyan vücudun lokal taşınımına istenmeyen bir şekilde soğuması olarak tanımlanabilir [12]. Ya da bir başka tanımla istenmeyen hava akımı da denebilir. Cereyan etkisi en çok vücudun giysi ile kaplanmadığı bölümlerinde ortaya çıkar. Bu yüzden vücutta cereyan etkisinin hissedildiği bölgeler yüz, el ve ayaklardır.

Cereyan etkisi ile vücuttan olan ısı kaybının miktarı, ortalama hava hızı, türbülans yoğunluğu ve hava sıcaklığına bağlıdır. Ofislerde en önemli problemlerden biri de bu cereyan etkisidir. İnsanlar cereyan hissetmeye başladığında bulundukları

ortamdaki sıcaklığın düşük olduğunu düşünüp sıcaklığı arttırmaya çalışırlar, ya da hava hareketlerine yol açan havalandırma sistemlerinin durdurulmasını isterler.

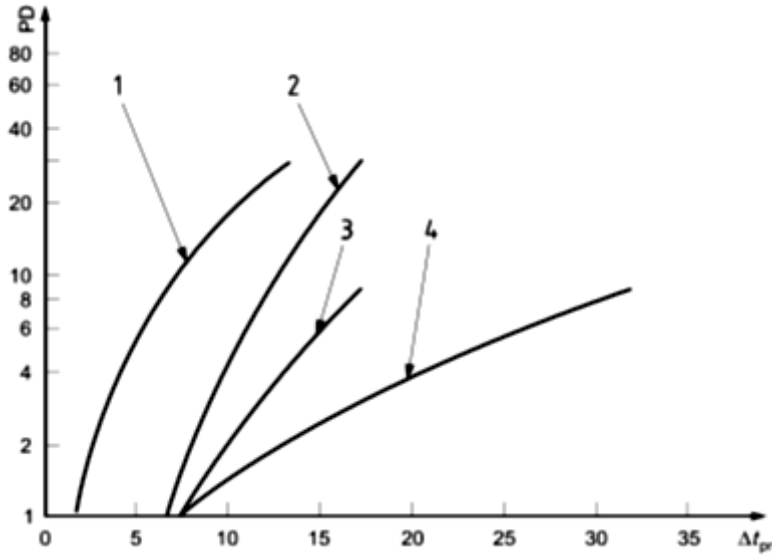
Matematiksel olarak cereyan yüzdesi Eşitlik (3.11) yardımı ile bulunur [17].

$$DR = 0,021(93,2 - t_a)(V - 9,8)^{0,62}(0,0019 V T_u + 3,14) \quad (3.11)$$

Burada t_a hava sıcaklığını, V hava hızını ve T_u ise türbülans yoğunluğunu ifade etmektedir ve DR'nin birimi % olarak belirlenir.

3.3.2.Radyant asimetri

Radyant asimetri ya da uniform olmayan termal radyasyon; soğuk pencereler, izole edilmemiş duvarlar, soğuk materyaller, uygun boyutta olmayan ısıtma panelleri nedeniyle oluşabilir ve konutlarda, ofislerde, restoran ve benzeri yerlerde en yaygın konfor problemlerinden biridir. Radyant asimetri kişinin karşısında bulunan yüzey ile arasındaki sıcaklık farkıdır. Sıcak, soğuk tavan ve sıcak, soğuk duvar nedeniyle oluşan radyant asimetrinin Şekil 3.4'te yüzde memnuniyetsizlik değerleri gösterilmiştir.



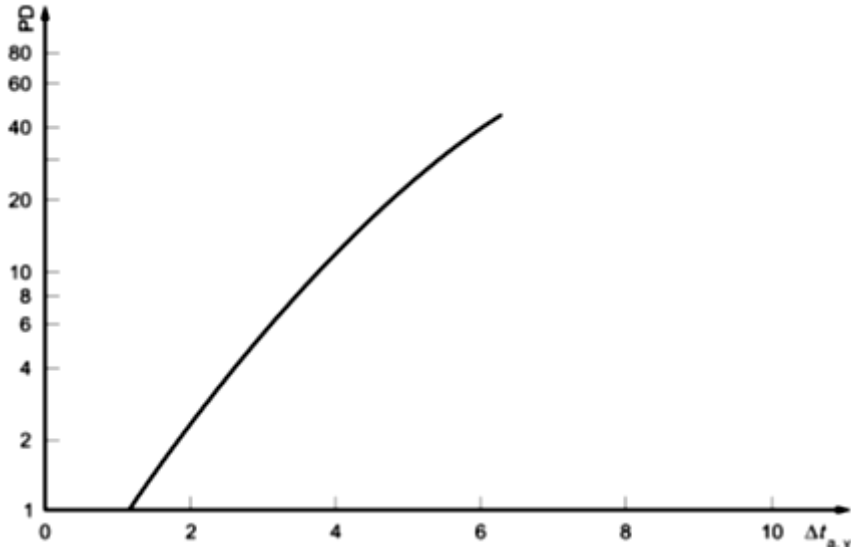
Şekil 3.4 Radyant asimetri ile oluşan lokal termal konforsuzluk (1-sıcak tavan, 2-soğuk duvar, 3-soğuk tavan, 4-sıcak duvar) [13]

3.3.3.Düşey Yöndeki Sıcaklık Farkı

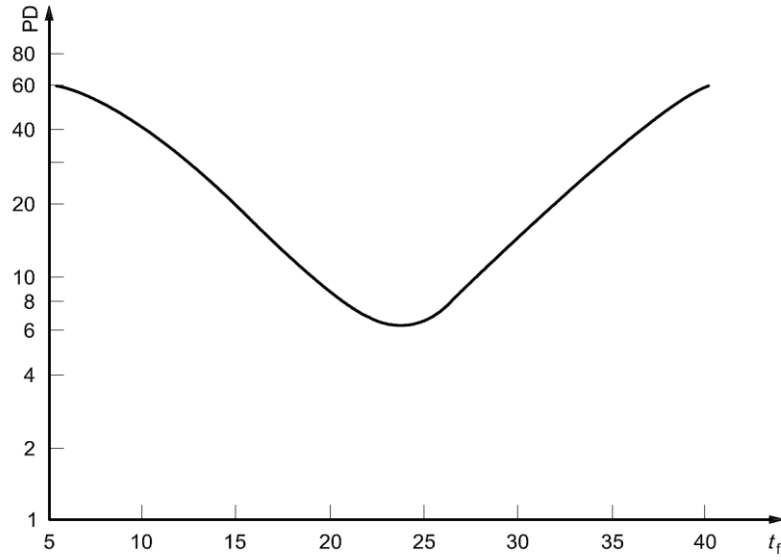
Düşey yöndeki ayak ve baş arasındaki sıcaklık farkının yüksek olması lokal konforsuzluğa yol açan etkenlerden birisidir. Kişinin vücudu termal dengeye ulaşmasına rağmen bu problemin oluşmasına engel olunamadığı durumlar yaşanabilir. Konutların çoğunda hava sıcaklığı normalde zeminden tavana doğru artma eğilimindedir. Konforsuzluğu azaltmanın yollarından biri de bu artışın kabul edilebilir değerlerde olmasını sağlamaktır. Düşey yöndeki sıcaklık farkına bağlı yüzde memnuniyetsizlik değerlerinin değişim grafiği Şekil 3.5’de gösterilmiştir.

3.3.4.Sıcak veya Soğuk Zemin Sıcaklığı

Ayak ile zemin yüzeyi direk olarak temas eder halde olduğundan dolayı yüksek ve düşük sıcaklıktaki zemin lokal konforsuzluk oluşturur. Ayrıca yüksek sıcaklıktaki zemin ortalama ışıınım sıcaklığını da önemli ölçüde arttırır. Kış aylarında zemin sıcaklığının çok düşük olması, kişinin ortam sıcaklığını arttırma eğilimine sebep olacağından fazla enerji tüketimi de ortaya çıkar. Zemin sıcaklığına bağlı yüzde memnuniyetsizlik değerleri Şekil 3.6’da gösterilmiştir.



Şekil 3.5 Düşey yöndeki sıcaklık farkı ile oluşan konforsuzluk [13]



Şekil 3.6 Sıcak veya soğuk zemin sıcaklığı ile oluşan konforsuzluk [13]

3.4. Termal Konfor Standartları

Günümüzde en çok ilgi gören termal konfor standartları insan vücudu ile çevresi arasındaki ısı dengesinin çözümünü baz alan Fanger modeli temeline kurulmuş ASHRAE 55-2004 ve ISO 7730 standartlarıdır. Bu standartlar kişinin bulunduğu ortamdaki termal çevresine ve kişisel değişkenlerine bağlı genel ve lokal termal konfor değerlerinin hangi aralıklarda olması gerektiğini belirtirler. Herhangi bir kapalı ortam tasarımı yapılırken ortamda bulunan kişilerin termal konforları standartlarda verilen değerlerle karşılaştırılıp termal çevre düzenlemesinin bu standartlara göre yapılması gerekir.

Bu çalışmada kullanılacak olan gerekli termal konfor değer aralıkları ISO7730 standardı ile belirlenecektir.

3.4.1. ISO 7730 Standardı

Bir ortamın termal konfor açısından uygun olup olmadığını belirlemek için bazı standartlar tespit edilmiştir. Bu standartlardan en yaygın olarak kullanılan uluslararası standartların dünya çapındaki federasyonu olan ISO'nun belirlediği ISO 7730 standardıdır.

ISO 7730 standardı, normal düzeyde (olağanüstü olmayan) bir termal çevrede bulunan insanın genel ve lokal konforunu tahmin etmek ve bu tahminin kabul edilebilir aralıklarda olup olmadığını belirlemek için kullanılabilir.

Belirlenmiş olan konfor aralıkları ilk olarak A, B ve C olmak üzere 3 farklı kategoriye ayrılmıştır. Her bir kategori için konfor değerlerine ulaşmak teorik anlamda mümkün olsa da teknolojik yeterlilikler mümkün olmayabilir. Bu sınırlamadan dolayı imkanlar dahilinde kategori seçimi yapıp, seçilen kategoriye göre bir ortam tasarlamak gerekir.

Tablo 3.4 Termal konfora bağlı çevre kategorileri [13]

Kategori	Vücudun genel termal durumu			Lokal konforsuzluk		
	PPD (%)	PMV	DR (%)	PD (%)		
				Düşey yöndeki sıcaklık farkı	Sıcak veya soğuk zemin	Radyant asimetri
A	<6	-0.2<PMV<+0.2	<10	<3	<10	<5
B	<10	-0.5<PMV<+0.5	<20	<5	<10	<5
C	<15	-0.7<PMV<+0.7	<30	<10	<15	<10

Bu çalışmada hedef alınacak kategori B kategorisi olacağından dolayı, B kategorisi için ISO 7730 standardında tavsiye edilen genel ve lokal konfor aralıklarının hangi değerleri kapsadığı Tablo 3.5’de sunulmuştur.

Tablo 3.5 Kategori B için termal konfor değerleri [13]

Kategori	Düşey Yöndeki Sıcaklık Farkı (°C)	Zemin sıcaklık aralığı (°C)	Radyant sıcaklık asimetrisi (°C)				Çalışma Sıcaklığı (°C)		Maksimum ortalama hız (m/s)	
			Sıcak Tavan	Soğuk Duvar	Soğuk Tavan	Sıcak Duvar	Yaz	Kış	Yaz	Kış
B	<3	19-29	<5	<10	<14	<23	24.5 ±1.5	22±2	0.19	0.16

BÖLÜM 4

HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ

4.1.Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

Mühendislik hesaplamalarında, akışkan davranışının doğru tespit edilmesi oldukça önemlidir. Analitik yöntemlerle direkt olarak hesaplanamayan kompleks modellerde, ısı transferi, basınç kayıpları, akış hızları gibi verilerin nümerik yöntemlerle, parçanın tasarım aşamasında iken belirlenmesi, zaman ve maliyet açısından üreticiye önemli avantajlar sağlamaktadır.

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği tekniği son yıllarda büyük bir gelişme göstermiştir. Isıtma ve Havalandırma mühendisleri ve araştırmacıları tarafından, nümerik çözümle yeterli hassasiyette ve makul çözüm süresi ile kompleks iç ortam iklimi oluşturabilmeyi sağlamaktadır [18].

HAD, ilgili alanda detaylı hesaplamaların yapılabildiği, akış alanı ve diğer fiziksel detayların gösterilebildiği, bilgisayar tabanlı bir mühendislik yöntemidir. HAD analizlerinin sonuçları, Simülasyon Tabanlı Ürün Tasarım sürecinde ürünün çalışmasını, varsa problemleri bilgisayar ortamında simüle etmeye ve ürün performansını optimize etmekte önemli faydalar sağlamaktadır.

HAD herhangi bir akışı da simüle etmemizi sağlayan nümerik bir yaklaşımdır. Geçmiş 30 yıla kadar, bir akış problemini simüle edebilmek için, matematiksel ve fiziksel ifadelerle birlikte program araçlarını kullanarak problemin çözümü yapılır ve daha sonra veriler üretilip analiz edilirdi. Ancak son 10 yıldaki teknolojik gelişmelerle

birlikte gelişen bilgisayarlar ve donanımlar bu işlemleri çok daha hızlı ve kolay bir şekilde yapılabilmektedir. Uygulayıcılara ve araştırmacılara, akış hızını, basıncı, sıcaklığı ve ısı transferini içeren sistemin karakteristiğini tahmin etmede yardımcı olmaktadır.

Genel olarak HAD analizleri ön işlem (pre-processing), işlem (processing) ve son işlem (post-processing) olarak 3 aşamadan oluşur.

İlk aşama ön işlem yani geometrinin oluşturulmasıdır. Duvarlar, inlet ve outlet gibi sınırlar bu aşamada belirlenir. Geometri ve sınırlar oluşturulduktan model quadrilateral, triangular, hexagonal ve tetrahedral gibi sonlu eleman veya hacimlere ayrılır.

İkinci aşama işlem ise modelin sınır koşullarının girildiği ve çözümün yapıldığı aşamadır. Örnek olarak bir oda düşünüldüğünde, içerideki akışın türü, akışkanın fiziksel özellikleri program içerisinde seçilir veya tanımlanır. Daha sonra hangi türbülans modelinin kullanılacağı akışın türüne göre seçilir. Duvarların hangi ısı transfer mekanizmasına sahip olacağı belirlenerek, varsa eğer inlet ve outlet'in sınır koşulları girilir. Sınır koşulları tamamlandıktan sonra, enerji, basınç sıcaklık gibi her bir mekanizma için çözücülerin seçimi, hassaslık ve çözüm süresi baz alınarak yapılır. Son olarak gerekli iterasyon sayısı ile çözüme başlanır.

Üçüncü aşama olan son işlem ise sıcaklık dağılımı, akış çizgileri, çözdürülen değerlerin değişiminin grafiksel olarak gösterimi gibi bir çok görsel ve grafiksel verilerin görüntülendiği aşamadır.

HAD'de çözüm yapılırken korunum denklemleri gibi bazı akışkanlar mekaniğine ait matematiksel ifadeler kullanılır.

Newtonian akış için korunum denklemleri; kütle, momentum ve enerjinin korunum denklemleridir. Sıkıştırılamaz ve daimi akışta süreklilik denklemi Eşitlik (4.1)'de verilmiştir.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (4.1)$$

Yerçekimi ivmesinin -y yönünde olduğu düşünülürse kaldırma kuvveti etkisi +y yönünde olacağından dolayı x, y ve z eksenlerinde momentum korunumu;

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (4.2)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) - g \quad (4.3)$$

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (4.5)$$

şeklinde verilebilir. Enerjinin korunumu ise;

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (4.6)$$

olarak verilebilir. Eşitliklerde u, v ve w hız vektörünün bileşenlerini, ρ yoğunluğu, g yerçekimi ivmesini, ν kinematik viskoziteyi, p basıncı ve T ise sıcaklığı temsil etmektedir.

BÖLÜM 5

KAYNAK ARAŞTIRMASI

5.1. Literatürdeki Çalışmalar

Zmeureanu ve arkadaşları, özellikle pencerelerden gelen ısınım için bir ortalama ısınım sıcaklığı modeli geliştirmişlerdir. Geliştirilen modelin temelinde her yüzeyin ortalama sıcaklığı ve yüzeylerden insana olan görüş faktörlerinin kullanılması vardır. Yapılan bu çalışmada ortalama radyant sıcaklığının hesaplanması için üç farklı bağıntı verilmiş ve bu üç farklı bağıntı kullanılarak bir sınıftaki kişilerin ortalama radyant sıcaklıkları ile termal memnuniyet yüzdeleri bulunmuştur. Üç bağıntı kullanılarak hesaplanan değerlerde çok az farklılık görüldüğü belirtilmiştir [19].

Tian ve Love, Kanada’da bir binada radyant panel kullanarak termal konforun sağlanıp sağlanmadığını deneysel olarak araştırmışlardır. Ölçtükleri ortalama çalışma sıcaklığı hem kış hem de yazın $22\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve değişim aralığı ise $20.3\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $23.6\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasındadır. Ortalama termal memnuniyet yüzdesi ise konfor düzeyi olan nötr (0) halin biraz üzerinde olarak yazın -0.53 , kışın ise -0.32 ’dir [20].

Kim ve arkadaşları, ofislerde radyant panellerle soğutma, iklimlendirme ile soğutma ve hibrid (radyant panel ve doğal havalandırma) sistemle soğutmayı termal konfor açısından değerlendirip hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile analiz etmiştir. Elde ettiği sonuçlara göre radyant panellerin ısınımla olan ısı transferi ile insanlardan daha fazla ısı çektiği ve böylece ortalama radyant sıcaklığın ve çalışma sıcaklığının diğer

iklimlendirme sistemlerine nazaran daha düşük sıcaklıklarda olmasıyla daha verimli bir soğutma sağladığı görülmüştür [21].

Niu ve Kooi hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizi ile nümerik olarak, havalandırmalı, tavandan soğutma ve havalandırmalı, tavandan soğutma ve hava beslemeli bir oda için termal konfor ve hava kirliliğinin hangi düzeylerde olacağını incelemiştir. Sonuçlara bakıldığında tavandan soğutma ile birlikte havalandırma kullanılan odada, soğutma yükü 50 W/m^2 iken havalandırma verimliliği ile termal konfor açısından daha iyi sonuçlara ulaşılmıştır [22].

Khorasanizadeh ve arkadaşları, radyatörle ısıtma ile yerden ısıtma sistemini hava hareketleri ve sıcaklık dağılımı açısından karşılaştırarak 2 boyutlu nümerik olarak incelemiştir. Elde ettiği sonuçlara göre yerden ısıtma sistemi bulundan modelin oda orta yüzeyinde sıcaklık dağılımı ve düşeydeki sıcaklık gradyeni daha düzgün dağılımlı bir yapı oluşturmuş ve radyatörle ısıtma sistemine göre ideal konfor koşullarına daha fazla yaklaşmıştır [23].

Schellen ve arkadaşları, zemin yüzey sıcaklığındaki artışın kişinin termal konforundaki etkisini nümerik olarak incelemiştir. Yaptıkları çalışmaya göre, zemin yüzey sıcaklığının artmasıyla birlikte odadaki doğal taşınım artış göstereceğinden düşey yöndeki hava hareketlerinin artarak istenmeyen hava akımının termal konforu negatif yönde etkilediği sonucuna varmışlardır [24].

Sarbu ve Sebarchievici, düşük sıcaklıkta ısıtma sistemleri olarak bilinen yerden ısıtma, tavandan ısıtma ve duvardan ısıtma sistemlerinin enerji, çevresel ve ekonomik performanslarını analitik, nümerik ve deneysel olarak incelemiştir. Ayrıca bu sistemlerin termal konfora etkisini matematiksel ve nümerik bir model ile karşılaştırmışlardır. Araştırma sonuçlarına göre yerden ve tavandan ısıtma sistemlerinin diğer düşük sıcaklıkta ısıtma sistemlerine göre daha iyi termal konfor, daha düşük enerji tüketimi, daha düşük karbon emisyonu, daha az bakım maliyeti gerektirdiğini göstermişlerdir [25].

Myhren ve Holmberg, farklı ısıtma sistemleri ve oda içerisindeki konumlarının ortamın iklimini nasıl etkilediğini İsveç'in kış koşullarına göre araştırmıştır. Kullandıkları ısıtma sistemleri orta ve yüksek sıcaklıklara sahip radyatör, yerden ısıtma

sistemi, duvardan ısıtma sistemleridir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile oda içerisinde oluşabilecek cereyan etkilerini, düşeydeki sıcaklık gradyeni değişimini, hava hızını ve enerji tüketimini hesaplamışlardır. Çalışmalarında radyant ısıtma sistemlerinin radyatörle ısıtma sistemine göre iç ortam hava hızını düşürdüğünü, düşey yöndeki sıcaklık farkını azalttığını belirtirlerken, havalandırma kaynağından gelen taze soğuk havanın düşey yönde cereyan etkisi yaptığını tespit etmişlerdir [26].

Imanari ve arkadaşları, radyant tavan panel sistemlerinin ofis binaları için uygulamalarını ve çeşitli özelliklerini araştırmayı amaç edinmişlerdir. Radyant panel sistemi ve klasik klima sistemini termal konfor, enerji tüketimi ve maliyet açısından karşılaştırmışlardır. Yaptıkları deneysel araştırmada, bir ofis ortamını radyant tavan panel sistemi ile donatarak, içerideki insanları kadın ve erkek olarak ayrı ayrı incelemişlerdir. Deneye katılanlara anket çalışması yaparak termal konfor açısından kendilerini nasıl hissettikleri sorulmuştur. Ölçümlerde düşey yöndeki sıcaklık farkının geleneksel ısıtma sistemlerine göre daha iyi sonuçlar verdiği gözlemlenmiş ve enerji tüketimi açısından %10'luk bir iyileştirme hesaplanmıştır [3].

Sakoi ve arkadaşları, bir odada oturur vaziyetteki bir insanın asimetric panel konumları kullanarak insan vücudunun tüm bölgelerinin yüzey sıcaklıklarını, duyulur ısı kaybını, genel ve lokal termal konfor parametrelerini deneysel olarak incelemişlerdir. 25.5 °C ile 30.5 °C arasında değişen hava sıcaklığı, 11.5 °C ile 44.5 °C arasında değişen panel yüzey sıcaklıkları ve %40 ile %50 arasında değişen bağıl nem miktarı ile 35 farklı çevresel ortam oluşturulmuştur. Elde ettikleri verilere göre insan yüzey sıcaklığının lokal olarak üniform olmayan çevresel etkilere göre değişim gösterdiği, ancak ortalama yüzey sıcaklık değerinin aynı kaldığı görülmüştür. Aynı şekilde lokal duyulur ısı kaybının üniform olmayan çevresel etkilere göre değişim gösterdiği, ancak ortalama duyulur ısı kaybının sabit kaldığı görülmüştür. Ayrıca baş bölgesindeki lokal termal konforsuzluk değerlerinin hem yüzey sıcaklığı ile hem de duyulur ısı kaybı ile ilgili olduğu kanısına varılmıştır [27].

Feng, Bauman ve Schiavon, araştırmalarında radyant sistemle donattıkları bir odayı geleneksel iklimlendirme sistemleri ile karşılaştırıp, radyant soğutmanın duyulur soğutma yükünün nasıl etkilediğini ve bu soğutma yükünün radyant sistemler için nasıl hesaplanacağını deneysel olarak incelemişlerdir. Deney sonuçlarına bakıldığında ısı

kazancının artış gösterdiği dönemde, radyant sistem geleneksel iklimlendirme sistemi ile karşılaştırıldığında ortalama %18~21 daha fazla ani soğutma oranına yaklaştığı ve toplam ısı kazancını ortadan kaldırma oranları ise radyant sistem için %75~82 iken geleneksel iklimlendirme sisteminde bu oranın %61~63 olduğu görülmüştür [28].

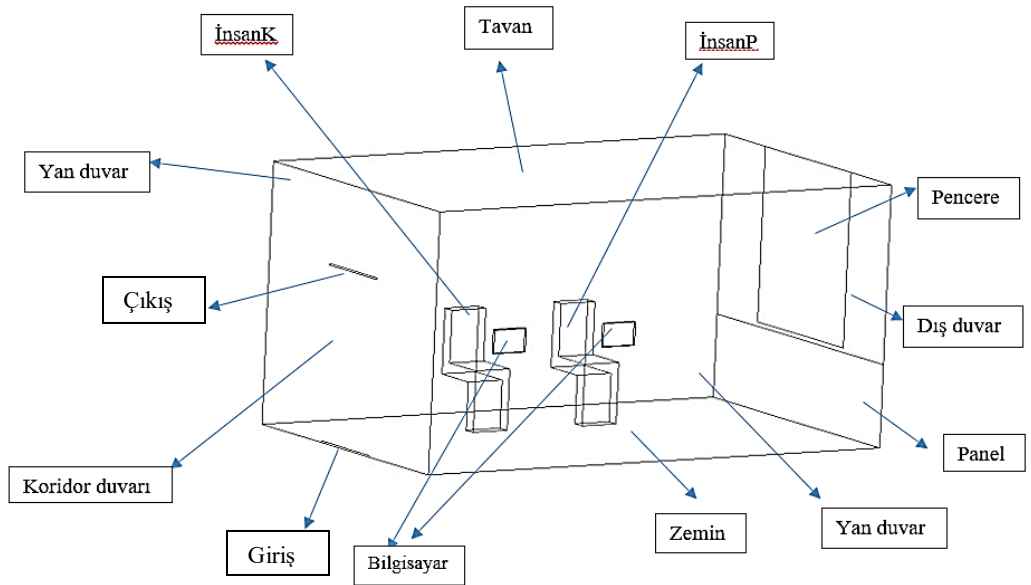
Bedir, yaptığı tez çalışmasında, 6m x 4m x 3m boyutlara sahip bir odada farklı konumlarda radyant paneller kullanarak ısıtma ve soğutma durumunda odanın termal konfor parametrelerinin hangi değerler aldığını hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile Fluent programında simule etmiş ve geleneksel ısıtma sistemleri ile enerji verimliliği açısından da karşılaştırmıştır. Elde ettiği sonuçlara göre radyant ısıtma sisteminin klasik ısıtma sistemine göre 1.1 °C daha düşük hava sıcaklığı değerine sahip olduğunu bulmuştur. Enerji tüketimi karşılaştırmasında da radyant ısıtma sisteminin üstünlüğü tespit edilmiştir [29].

BÖLÜM 6

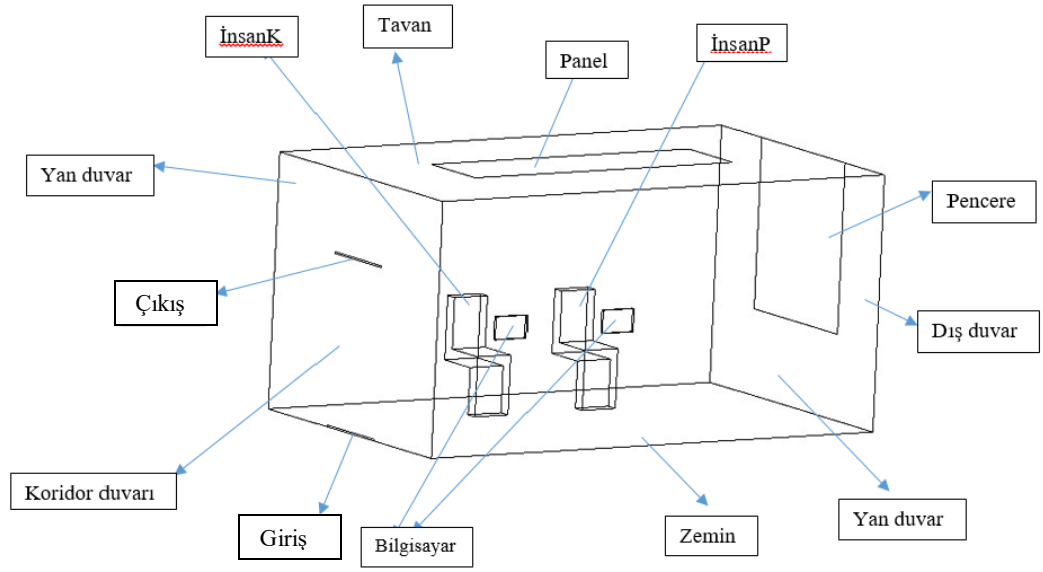
MATERYAL VE METOD

6.1. Modellerin Tanıtımı

Analizi yapılacak modellerin çizimi CATIA V5R21 isimli çizim programı kullanılarak oluşturulmuştur. İki farklı model çizimi yapılmıştır ve bu farklılık odadaki ısıtma panellerinin konumu ile ilgilidir. Panelin dış duvarda konumlandırıldığı model “MODEL 1” (Şekil 6.1), panelin tavanda konumlandırıldığı model ise “MODEL 2” (Şekil 6.2) olarak adlandırılmıştır.



Şekil 6.1 Panelin duvarda olduğu durumda (MODEL 1) odanın elemanları



Şekil 6.2 Panelin tavanda olduğu durumda (MODEL 2) odanın elemanları

Odanın içerisinde yan yana oturmuş pozisyonunda olan basitleştirilmiş iki insan figürü vardır ve her birinin karşısında birer adet bilgisayar ekranı bulunmaktadır. Pencereye daha yakın olan insana “İnsanP”, koridor duvarına daha yakın olan insana ise “İnsanK” ismi verilmiştir. Koridor duvarında bulunduğu varsayılan bir kapının altından taze hava girişi ve üstünden ise hava çıkışı vardır. Odada bulunan pencere ise dış duvar tarafındadır. Analizde isimlendirme yapılırken tavan, yan duvarlar ve zemin; iç duvarlar olarak tanımlanacaktır.

Odanın ve oda içerisindeki elemanların boyutları Tablo 6.1’de verilmiştir. Verilmeyen panel boyutu, sınır koşullarının belirlenmesi başlığı altında odanın ısı kaybı hesabı yapıldıktan sonra belirlenecektir.

Tablo 6.1 Oda elemanları ve boyutları

Elemanlar	Boyutlar
Oda	6m x 3m x 3.5m
İnsan	1.85 m boyunda (85kg)
Bilgisayar	0.27m x 0.03m x 0.21m
Pencere	2m x 1.8m
Giriş	0.02m x 1m
Çıkış	0.02m x 1m

6.2. Sınır Koşullarının Belirlenmesi

Odaya konulacak panelin boyutu, MODEL1'in toplam ısı kaybına eşit olacak şekilde hesaplanmıştır. Isı kaybı hesabı yapılması için gerekli olan oda duvarlarının yapı elemanları, ısı iletim katsayıları ve malzeme kalınlıkları TS825'ten alınarak Tablo 6.2'de gösterilmiştir. Ayrıca duvar yapı elemanlarının ısı iletim katsayıları tek bir eşdeğer ısı iletim katsayısı olarak EK-A'da gösterildiği gibi hesaplanmıştır.

Tablo 6.2 Oda elemanlarının yapı özellikleri ve ısı iletim katsayıları

Oda Elemanı	Yapı Elemanı	Kalınlık (L) (m)	Isı İletim Katsayısı (k) (W/mK)	Eşdeğer Kalınlık (L _{es}) (m)	Eşdeğer Isı İletim Katsayısı (k _{es}) (W/mK)
Dış Duvar	Düşey Delikli Tuğla	0.25	0.35	0.36	0.177
	Taş Yünü	0.05	0.04		
	Dış Sıva	0.03	0.87		
	İç Sıva	0.03	0.87		
İç Duvarlar ve Koridor Duvarı	Düşey Delikli Tuğla	0.25	0.35	0.31	0.395
	Dış Sıva	0.03	0.87		
	İç Sıva	0.03	0.87		
Pencere	PVC	0.03	0.78	0.03	0.78

Isı kaybı hesabının yapılması için panelde oluşan ısı akısı ortalama 70 W/m², dış ortam sıcaklığı ise 3.3 °C olarak seçilmiş ve Tablo 6.3 kullanılarak kayıplar hesaplanmış ve sonuç olarak kayıpları karşılayacak boyutta gerekli panel alanı 3.3 m² olarak bulunmuştur.

Analizlerde kullanılan basitleştirilmiş insan modelleri için sabit ısı akısı sınır şartı tanımlanmış ve bir ofis ortamında standart bir aktivite halindeki insanın ürettiği ısı akısı olan 70 W/m² (1.2 met) değeri belirlenmiştir. İnsan modelleri 1.85m uzunluğunda 85 kg ağırlığında bir insan düşünülerek tasarlanmıştır. Bilgisayarlar için de sabit ısı akısı sınır şartı tanımlanmış ve değer olarak ise günümüzde ofis ortamlarında kullanılan standart bir bilgisayarın ürettiği 20W/m² lik bir ısı akısı tarif edilmiştir. İç duvarlarda (tavan, zemin, yan duvarlar) taşınım olduğu düşünülmüş ve iç ortamlar için kullanılan 7.7 W/m²K 'lık ısı taşınım katsayısı belirlenip, yan odaların sıcaklıkları ise 21 °C olarak alınmıştır.

Tablo 6.3 Isı kaybı hesabı

Kayıplar	Toplam Isı Transfer Katsayısı (U) (W/m ² K)	Alan (A) (m ²)	Sıcaklık Farkı (ΔT)	Q _{kayıp} (W)
Dış Duvar	0.45	3.575	18.7	30.08
İç Duvarlar	0.95	78	2	148.20
Koridor	0.95	10.46	13	129.18
Pencere	4.7	3.6	18.7	316.40
Toplam Kayıp (W)				623.87

Kazançlar	Isı Akısı (W/m ²)	Alan (m ²)	Q _{kazanç} (W)
İnsanlar	70 x 2	2.65	371
Bilgisayarlar	20 x 2	0.54	21.45
Toplam Kazanç (W)			392.46
Gerekli Isı (W)			231.41
	Isı Akısı (W/m ²)	Gerekli Panel Alanı (m ²)	
Panel	70	3.3	

Koridor duvarı için de taşınım sınır şartı düşünülmüş ve koridor sıcaklığı ise ısıtılmamış koridor sıcaklığı olan 9 °C tanımlanıp, yine iç ortam taşınım katsayısı olarak 7.7 W/m²K alınmıştır. Dış duvar ve pencere için taşınım sınır şartı tarif edilerek, dış ortam için ısı taşınım katsayısı değeri 25 W/m²K seçilip, dış ortam sıcaklıkları ise Edirne iline ait uzun yıllar ortalaması olan 3.3 °C ile 10 °C ve -10°C'lik 3 farklı sıcaklık ile çözüm yapılması öngörülmüştür. Koridor duvarında bulunan kapının altından taze hava girişi olacağı varsayılarak standartlarda belirtilen ortalama konforlu hava hızı değerlerinden olan 0.15 m/s değeri seçilmiştir. Kapı üstünden hava çıkışı düşünülerek sıfır basınç sınır şartı tanımlanmıştır. Odada kullanılacak olan panel ise her iki model içinde sabit ısı akısı sınır şartı tanımlanarak, 60, 70 ve 80 W/m²'lik 3 farklı ısı akısında çözüm yapılmak istenmiştir. Uygulanmak istenen tüm sınır şartları Tablo 6.4'de verilmiştir. Böylece her bir model için 3 farklı dış ortam sıcaklığı ve 3 farklı ısı akısı panel kullanılacağından dolayı 9 farklı çözüm yapılacaktır ve toplamda ise 18 çözüm elde edilecektir.

Tablo 6.4 Analizlerde kullanılacak sınır şartları

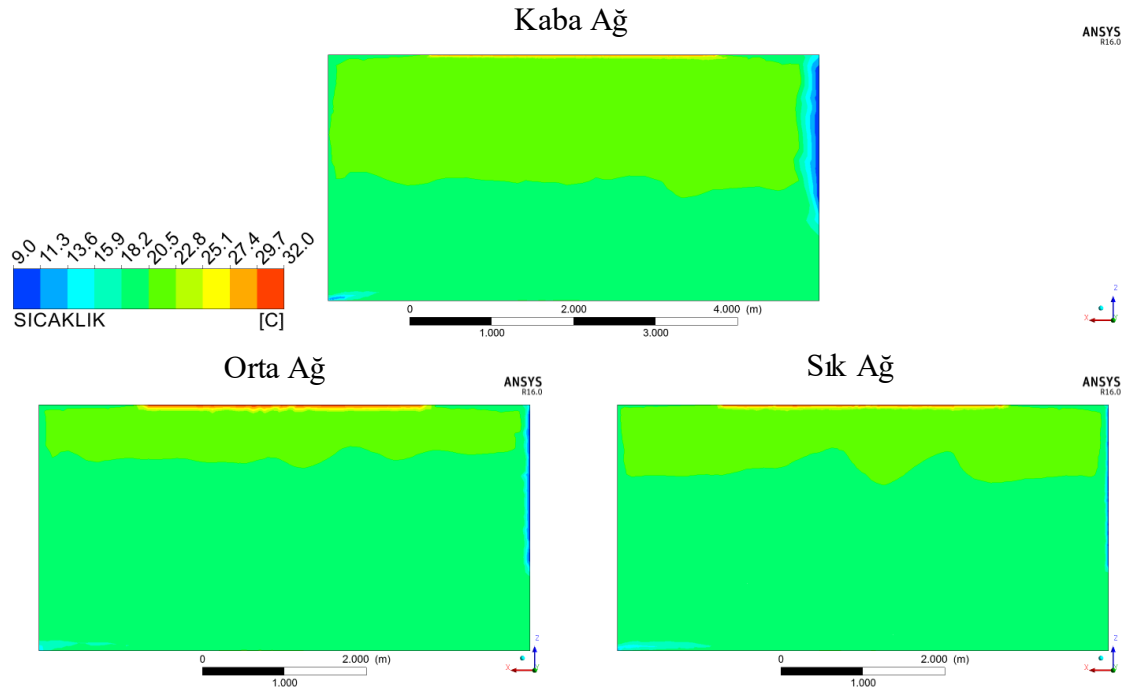
Yüzey	İnsan	Bilgi sayar	İç Duvarlar	Koridor Duvarı	Dış Duvar	Pencere	Giriş	Çıkış	Panel		
Sınır Şartı	Isı Akısı (W/m ²)	Isı Akısı (W/m ²)	Taşınım		Taşınım		Taşınım				
			Yan		Koridor	Dış	Dış	Hız	Basınç	Isı Akısı	
			h _{diş} (W/m ² K)	h _{diş} (W/m ² K)	Sıcaklığı (°C)	h _{diş} (W/m ² K)	Ortam Sıcaklığı (°C)	(m/s)	(Pa)	(W/m ²)	
			Sıcaklığı (°C)	Sıcaklığı (°C)	Sıcaklığı (°C)	Sıcaklığı (°C)	Sıcaklığı (°C)				
Değer	70	20	7.7	21	7.7	9	25	-10	0.15	0	60
								3.3			70
								10			80

6.3. Fluent'te Analiz Adımları

CATIA V5R21 çizim programında geometrisi oluşturulan ve daha sonra sınır koşulları belirlenen modellerin çözümü için ANSYS WORKBENCH içerisinde bulunan FLUENT isimli akış ve ısı transferi çözümü yapabilen paket programı kullanılmıştır. Bir sonraki bölümlerde çözüm ağ oluşturulmasından başlayarak, Fluent içerisinde sınır koşullarının girilmesi, radyasyon ve türbülans modellerinin seçilmesi ve çözücülerin tanımlanması gibi bir çok girdinin nasıl uygulandığı adım adım anlatılacak ve daha sonra ise belirli iterasyon sayılarında çözümler yapılacaktır.

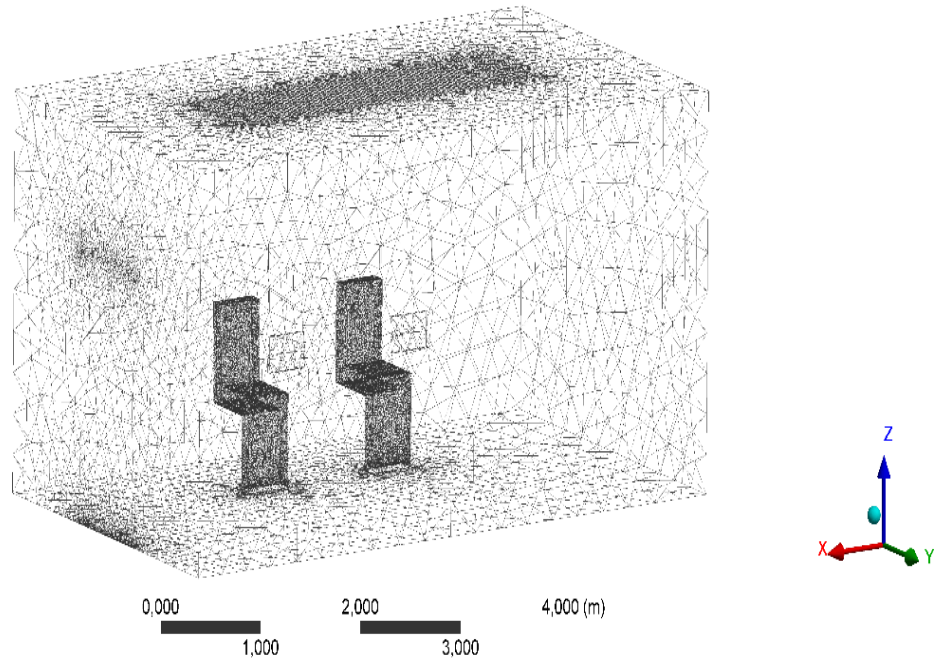
6.3.1.Çözüm Ağ Yapısının Oluşturulması

Modellerin çizimini yaptıktan sonra ön işlemin son aşaması olan ağ yapısı oluşturma bölümüne geçilmiştir. Bu çalışmada ağ yapısından bağımsız çözüm elde edebilmek için, model ilk olarak kaba, orta ve sık ağ yapısına bölünmüştür. Kaba ağ için 350000, orta ağ için 650000 ve sık ağ yapısı için ise 1000000 eleman öngörülmüştür. Her bir ağ yapısı için çözüm yapılp, Şekil 6.3'te gösterildiği gibi, odanın orta yüzeyindeki sıcaklık dağılımının değişimine ve oda içerisindeki ortalama sıcaklık değerinin virgülden sonraki iki basamağının değişmediği ağ yapısına bakılmıştır.



Şekil 6.3 Kaba, orta ve sık ağ yapısındaki oda orta yüzeyinde sıcaklık dağılımları

Orta ve sık ağ yapısındaki sıcaklık dağılımlarının birbirlerine benzer olduğu ve oda içerisindeki ortalama sıcaklık değerinde (293,34 K) virgülden sonraki iki basamakta değişim gözlenmediğinden dolayı ağ sıklığının artırılmasına gerek olmadığı görülmüştür. Bu yüzden sık ağ yapısı daha uzun çözüm zamanı gerektireceğinden dolayı analiz sonuçlarının farklı olmadığı orta ağ, çözüm ağ yapısı olarak belirlenmiştir. Orta ağ yapısındaki model yaklaşık 120000 node ve 650000 elemana sahiptir. Modelin panel, giriş, çıkış ve insan figürleri çözüm hassasiyetini arttırmak amacı ile 0.03 m eleman boyutlarına bölünerek ağ yapısı sıklaştırılmıştır. Kullanılan hücre biçimi ise tetrahedral'dir. Ağ yapısının minimum ortogonal kalitesi 0.17, maksimum çarpıklık değeri ise yaklaşık 0.77'dir. Şekil 6.4'te modelin ağ yapısına bölünmüş hali görülmektedir. Şekil 6.5'te ise insan orta yüzeyi kesitinde ağın sıklığı gösterilmektedir.



Şekil 6.4 Modelin ağ yapısı

6.3.2. Akış Modeli Seçimi

İterasyonlarda kullanılan türbülans modeli RNG *k-epsilon* (2eqn) olarak seçilmiştir. Bu türbülans modeli literatürdeki çalışmalarda elde edilen sonuçlara göre kapalı ortamlarda akış analizi için hassas sonuçlar vermektedir [30].

Nümerik çözümlerde RNG *k-epsilon* modeli Eşitlik (6.1)'i kullanmaktadır.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \phi) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) + S_\phi \quad (6.1)$$

Bu eşitlikte t zamanı, ρ yoğunluğu, ϕ aktarım değişkenini (momentum, sıcaklık, enerji gibi), x_j koordinat eksenini, Γ_ϕ efektif difüzyon katsayısını, S_ϕ ise kaynak terimini temsil etmektedir.

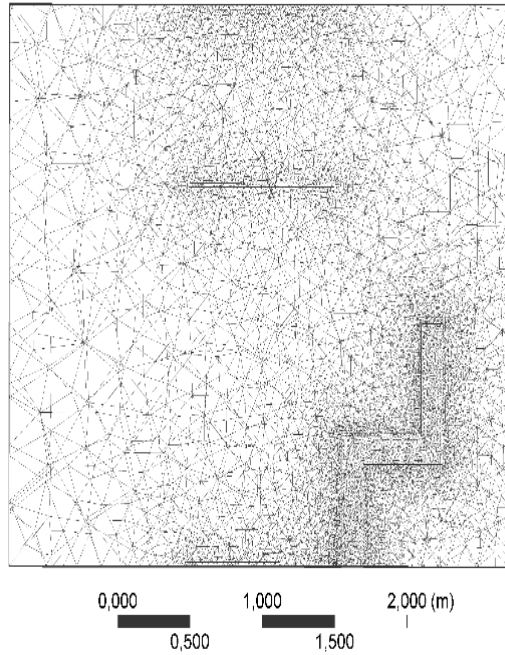
RNG *k-epsilon* metodu yüksek Reynolds sayılarında ve duvar yakınındaki transfer değişkenlerinin standart duvar fonksiyonunda tam kaldırma kuvveti etkisiyle hesaplanmasını gerektirir. Aşağıdaki eşitlikler duvar fonksiyonu için kullanılır;

Hız için,

$$U = \left(\frac{\tau}{\rho} \right)^{0,5} \frac{1}{\kappa} \log \left(\frac{y}{y^*} E \right) \quad (6.2)$$

Türbülans kinetik enerjisi için,

$$\kappa = \frac{1}{C_u^{0,5}} \left(\frac{\tau}{\rho} \right) \quad (6.3)$$



Şekil 6.5 İnsan orta kesitinde ağ yapısı

Türbülans kinetik enerjinin dağılıma oranı için,

$$\varepsilon = \left(\frac{\tau}{\rho}\right)^{\frac{3}{2}} \frac{1}{\kappa' y} \quad (6.4)$$

Sıcaklık için,

$$q = h_c (T_w - T) \quad (6.5)$$

Bu eşitliklerde U duvara paralel hızı, τ kayma gerilmesini, κ' von Karman sabitini, y ilk ağ noktası ile duvar arasındaki mesafeyi, E integrasyon sabitini, y^* uzunluk ölçeğini, q ısı akısını, h_c ısı taşınım katsayısını ve T_w ise duvar sıcaklığını göstermektedir.

Ortam içerisinde ısınan havanın yoğunluğunun azalması ile oluşan kaldırma kuvvetleri doğal taşınım mekanizmasının oluşmasına neden olur. Kaldırma kuvvetleri ile oluşan akışın rejimi ise, doğal taşınımında akışın türbülanslı veya laminar olduğunu gösteren bir boyutsuz sayı olan “Grashof” sayısı ile belirlenir. Grashof sayısı ortam ve yüzey sıcaklıkları, yerçekimi ivmesi, kinematik viskozite ve karakteristik uzunluğa bağlıdır. Doğal taşınımında “Nusselt” sayısının bulunması için kullanılan bir diğer boyutsuz sayısı ise “Rayleigh” sayısıdır. Rayleigh sayısı Grashof sayısı ile momentum yayınının termal yayına oranı olan boyutsuz “Prandtl” sayısının çarpımı ile hesaplanır.

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) \cdot L_k^3}{\nu^2} \quad (6.6)$$

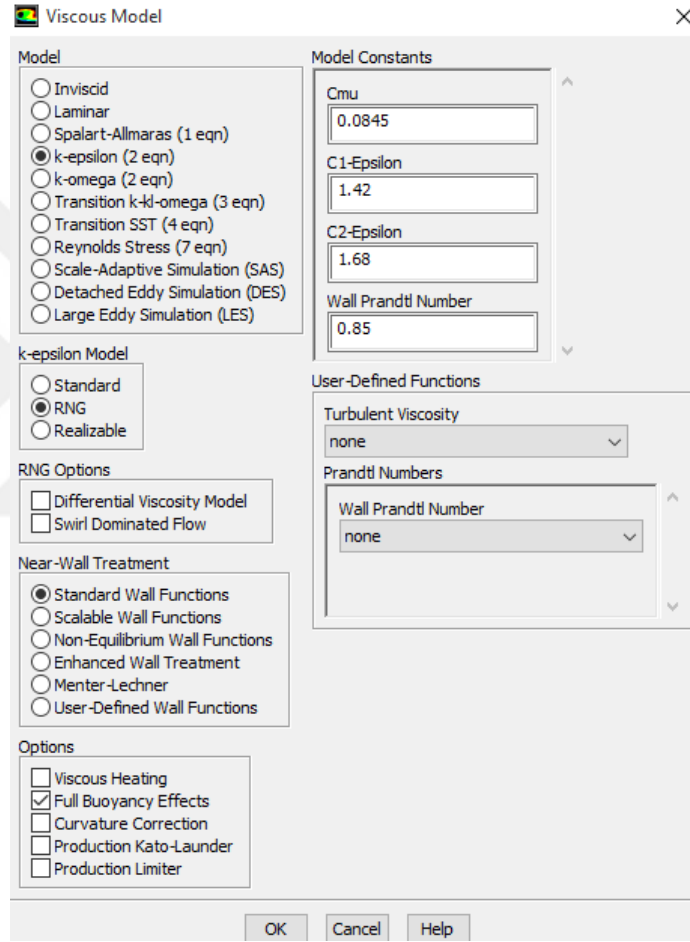
$$Ra = Gr \cdot Pr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) \cdot L_k^3}{\nu^2} Pr \quad (6.7)$$

Eşitliklerde g yerçekimi ivmesini, β ısı genleşme katsayısını, T_s panel yüzey sıcaklığını, T_∞ ortam sıcaklığını, L_k karakteristik uzunluğu, ν kinematik viskoziteyi, Pr ise prandtl sayısını göstermektedir.

Eşitliklerde bulunan kinematik viskozite ve prandtl sayısı, panel yüzey sıcaklığı ile ortamın başlangıçtaki referans sıcaklığının ortalaması alınıp, elde edilen değerdeki havanın özelliklerine bakılarak bulunur.

Hesaplamalarda kullanılacak olan karakteristik uzunluk olarak ise, ortamda oluşacak üç boyutlu doğal taşınım mekanizması düşünülerek bir kabul yapılmıştır. Bu kabul için, panellerin konumu itibari ile oluşacak ısı transfer yönü dikkate alınmış ve her bir model için farklı karakteristik uzunluk değerleri alınmıştır. Karakteristik uzunluk model1 için 6m, model2 için ise 3m kabul edilmiştir.

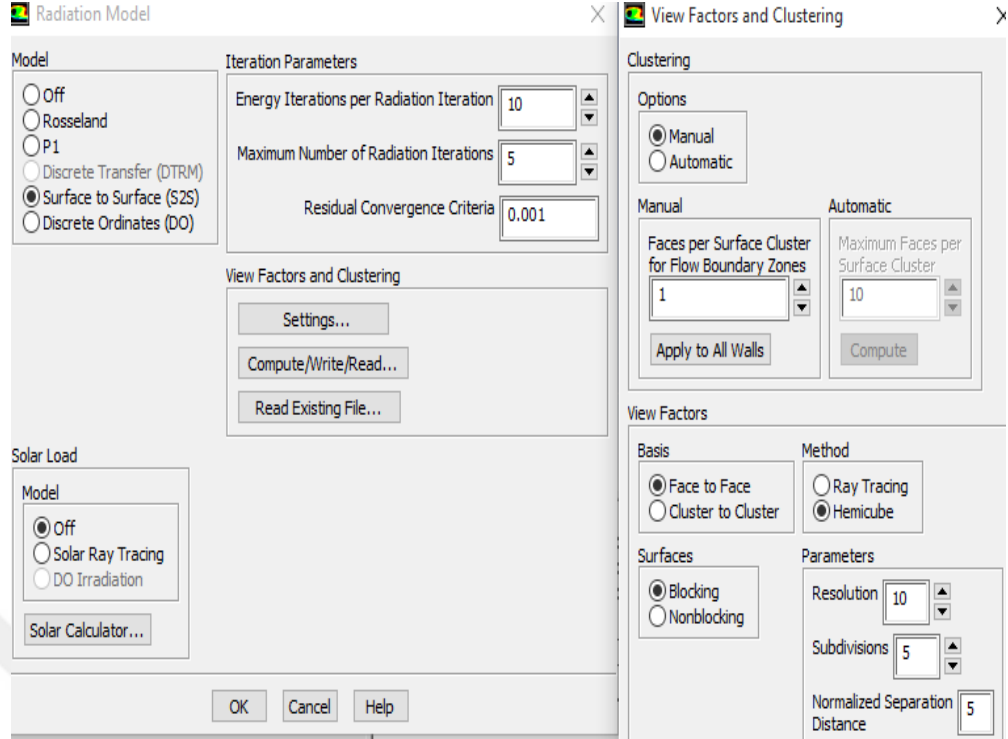
Akış modelinin seçimi yapıldıktan sonra “Viscous Model” sekmesinden programa nasıl tanımlandığı Şekil 6.6’da görülmektedir.



Şekil 6.6 Akış modeli seçimi

6.3.3. Radyasyon Modeli Seçimi

Hesaplamalarda kullanılan radyasyon modeli, yüzeylerin birbirlerini geometrik olarak görüşlerinin açılarını kullanarak radyasyonla ısı transferini hesaplayan ve yüzeyden yüzeye (Surface to Surface) olarak adlandırılan radyasyon modelidir (Şekil 6.7).



Şekil 6.7 Radyasyon modeli seçimi ve görüş faktörü hesabı

Bu modelin temelinde yüzeylerin görüş faktörlerinin hesaplanması vardır. Ayrıca modelin yüzey elemanları gri yayıcı olarak kabul edilir. Yüzeyden yüzeye radyasyon modelinde her bir yüzeyin diğer yüzeylere göre görüş faktörünün hesaplanması gerekir. Ancak bu görüş faktörlerinin hesaplanması oda içerisinde bulunan insan modeli sebebiyle çok zordur ve uzun zaman gerektirir. Fluent içerisinde ise görüş faktörlerinin hesaplanması kolaylıkla yapılabilmektedir. Bu çalışmada hassas sonuçlar alabilmek için tüm yüzeyler hesaplama katılmıştır. Ortalama Işınım Sıcaklığı hesaplamalarında kullanılacak olan insanP ve insanK için görüş faktörleri de her iki model için program yardımıyla bulunmuş ve Tablo 6.5’de gösterilmiştir.

6.3.4. Materyal Özelliklerinin Tanımlanması

Analiz için gerekli materyaller; iç ortamda bulunan hava, dış duvar, iç duvarlar, koridor duvarı ve pencereden oluşmaktadır. Havanın termodinamik özellikleri ile yüzeylerin ısı iletim katsayılarının tanımlanması işlemi “*materials*” bölümünde yapılmıştır.

Tablo 6.5 Yüzeylerden insana olan görüş faktörlerinin hesaplanan değerleri

Yüzey	Görüş Faktörü (F_{i-k})			
	Panel Dış Duvarda		Panel Tavanda	
	İnsanK	İnsanP	İnsanK	İnsanP
Bilgisayar	0,012572	0,012572	0,012572	0,012572
Dış Duvar	0,009847	0,027337	0,018255	0,032337
İç Duvarlar	0,83988	0,806057	0,787707	0,776057
İnsanP / İnsanK	0,014637	0,014637	0,014637	0,014637
Koridor Duvarı	0,084622	0,05622	0,084622	0,05622
Panel	0,01174	0,039184	0,043382	0,043382
Pencere	0,015998	0,030329	0,015998	0,030329

6.3.4.1. Hava

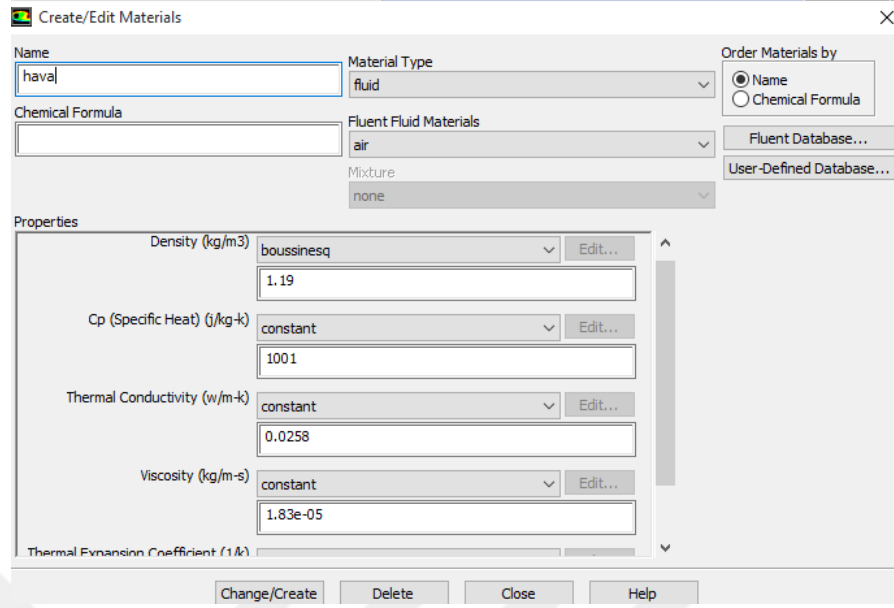
İç ortam havasının ve koridor duvarında bulunan kapının alt yüzeyinden gelecek olan taze havanın özellikleri akışkan olarak “*materials*” “*air*” bölümünden tanımlanmıştır. Yoğunluk farkından kaynaklanacak olan kaldırma kuvvetlerinin etkisi düşünülerek havanın yoğunluğu sabit kabul edilmeyip doğal taşınım problemlerinde, sıcaklık değişimlerinin düşük değerlerde olması durumunda uygulanan boussinesq yaklaşımı kullanılmıştır. Bu yaklaşımda yoğunluk sıcaklığın bir fonksiyonudur.

Boussinesq modeli, momentum denkleminde bulunan kaldırma kuvveti oluştuğu zaman hariç, tüm çözüm denklemlerinde yoğunluk değerini sabit kabul eder.

$$(\rho - \rho_0)g \approx -\rho_0\beta(T - T_0)g \quad (6.9)$$

Eşitlikte ρ_0 akışın sabit yoğunluğu, T_0 çalışma sıcaklığı, β ise termal genleşme katsayısıdır.

Analizlerde kullanılacak olan çalışma sıcaklığı 23 °C olarak belirlenmiş ve buna bağlı olarak havanın yoğunluk değeri 1.19 kg/m³, viskozitesi 1,83.10⁻⁵ kg/ms, ısı iletim katsayısı 0.0258 W/mK, özgül ısı 1001 j/kgK, Prandtl sayısı 0.715, termal genleşme katsayısı ise 0.00338 K⁻¹ olarak tanımlanmıştır (Şekil 6.8).



Şekil 6.8 Havanın özelliklerinin tanımlanması

6.3.4.2. Yüzeyler (Dış Duvar, İç Duvarlar, Koridor Duvarı, Pencere)

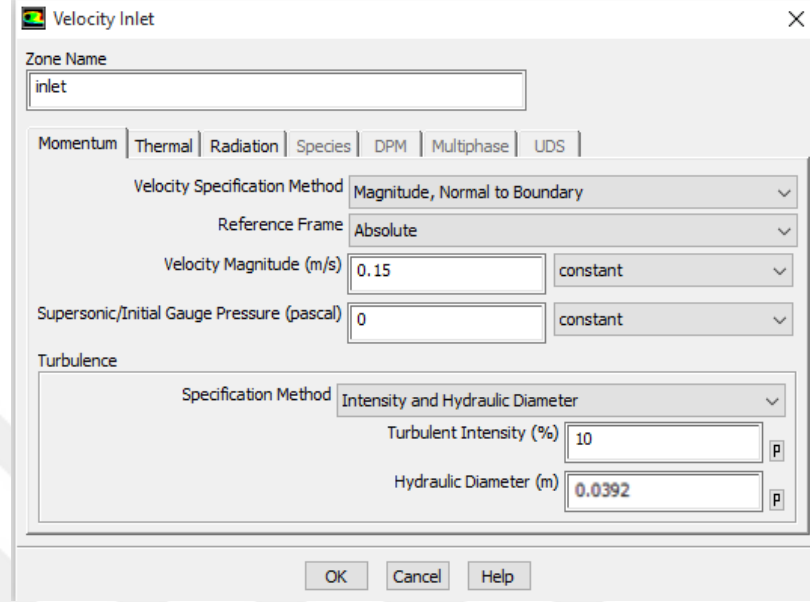
Odanın etrafını kapsayan yüzeylerin tek tek malzeme özellikleri ”materials” bölümünde “solid” olarak tanımlanmıştır. Dış duvar materyali; düşey delikli tuğla, taş yünü, dış sıva ve iç sıvadan, iç duvarlar ve koridor duvarı; düşey delikli tuğla, iç sıva ve dış sıvadan, pencere ise pvc malzemesinden oluşan tek bir malzeme olarak düşünülmüş ve bu malzemelerin ısı iletim katsayıları sınır koşullarının belirlenmesi başlığında basit bir hesaplama ile eş değer bir ısı iletim katsayısına dönüştürülmüştür.

Bu hesaplama sonucunda elde edilen değerler dış duvar için “dd”, iç duvarlar ve koridor duvarı için “id”, pencere için “pncr” ismi altında yeni bir materyal olarak tanımlanmıştır.

6.3.5. Sınır Koşullarının Tanımlanması

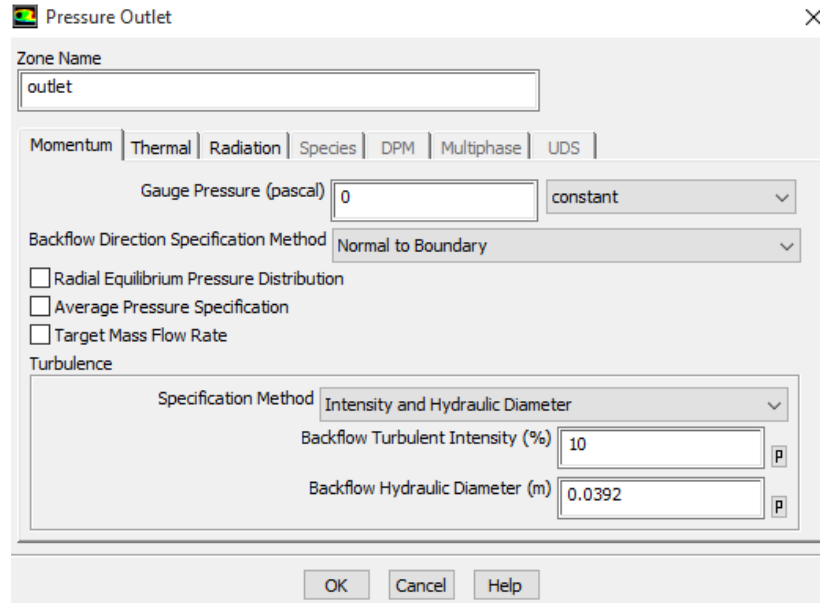
Ortama taze hava sağlamak için koridor duvarında bulunan kapının altından giriş (inlet) yapan hava akımının hız değeri 0.15 m/s ve türbülans yoğunluğunun %10 olduğu varsayılmıştır. Giriş’in hidrolik çapı ise geometrik olarak EK-A’da gösterildiği gibi hesaplanarak 0.392m girilmiştir. Ortama giren havanın sıcaklığı ise girişin koridora baktığı düşünülerek ısıtılmamış koridor sıcaklığı olan 9 °C alınmıştır (Şekil 6.9).

Hava çıkışı (outlet) için ise sabit sıfır basınç sınır şartı kullanılmıştır. Türbülans yoğunluğu ve hidrolik çap ta giriş'te olduğu gibi sırası ile %10 ve 0.392 m olarak girilmiştir (Şekil 6.10).



The image shows the 'Velocity Inlet' dialog box in a software interface. The 'Zone Name' field is set to 'inlet'. The 'Momentum' tab is selected. The 'Velocity Specification Method' is 'Magnitude, Normal to Boundary'. The 'Reference Frame' is 'Absolute'. The 'Velocity Magnitude (m/s)' is set to 0.15 with a 'constant' dropdown. The 'Supersonic/Initial Gauge Pressure (pascal)' is set to 0 with a 'constant' dropdown. The 'Turbulence' section has a 'Specification Method' of 'Intensity and Hydraulic Diameter'. The 'Turbulent Intensity (%)' is set to 10 and the 'Hydraulic Diameter (m)' is set to 0.0392. At the bottom are 'OK', 'Cancel', and 'Help' buttons.

Şekil 6.9 Giriş için hız, türbülans yoğunluğu, hidrolik çap girdileri



The image shows the 'Pressure Outlet' dialog box in a software interface. The 'Zone Name' field is set to 'outlet'. The 'Momentum' tab is selected. The 'Gauge Pressure (pascal)' is set to 0 with a 'constant' dropdown. The 'Backflow Direction Specification Method' is 'Normal to Boundary'. There are three unchecked checkboxes: 'Radial Equilibrium Pressure Distribution', 'Average Pressure Specification', and 'Target Mass Flow Rate'. The 'Turbulence' section has a 'Specification Method' of 'Intensity and Hydraulic Diameter'. The 'Backflow Turbulent Intensity (%)' is set to 10 and the 'Backflow Hydraulic Diameter (m)' is set to 0.0392. At the bottom are 'OK', 'Cancel', and 'Help' buttons.

Şekil 6.10 Çıkış için basınç, türbülans yoğunluğu ve hidrolik çap girdileri

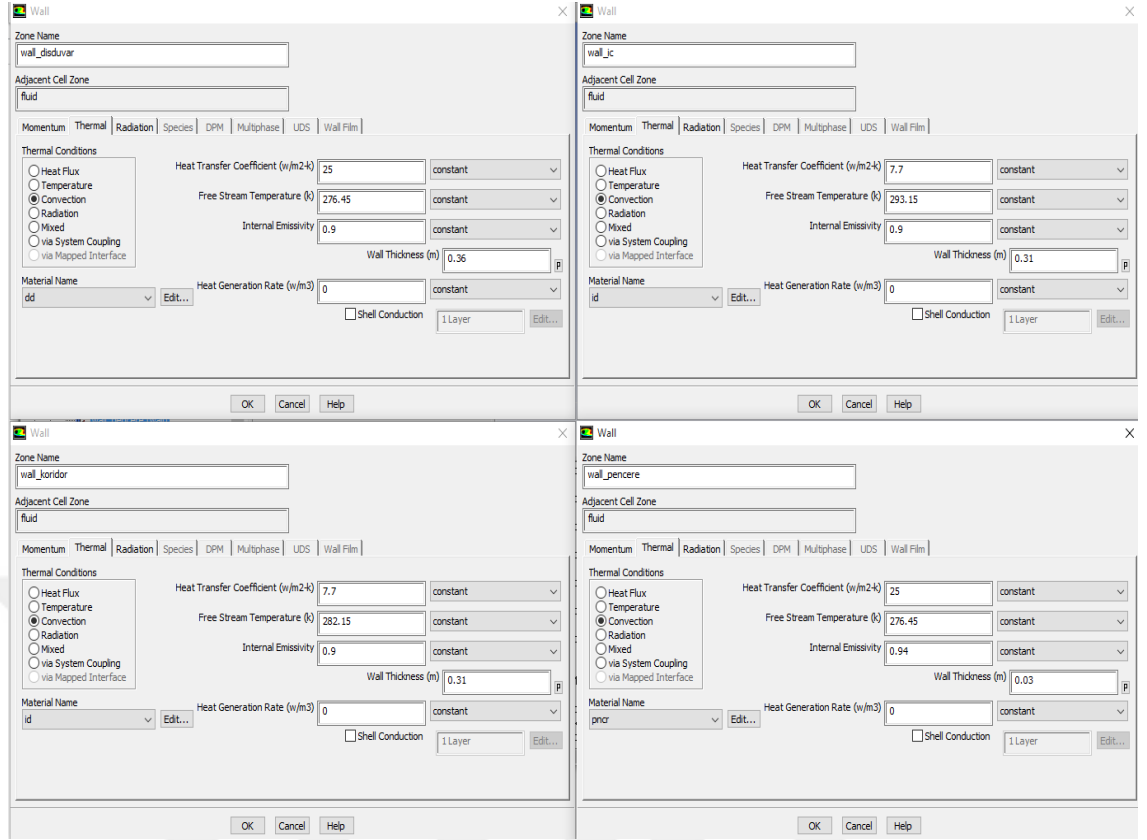
Odada insanların tam karşılarında bulunan iki adet bilgisayar bulunmaktadır. Bu bilgisayarlar sabit ısı akısı ile tek bir sınır şartı olarak tanımlanmış ve değerleri ise yeni nesil bilgisayarların ortalama ürettiği ısı akısı olan $40 (20 \times 2) \text{ W/m}^2$, emisivite değeri ise 0.9 olarak girilmiştir (Şekil 6.11).

Şekil 6.11 Bilgisayarlar için ısı akısı ve emisivite değerlerinin girdisi

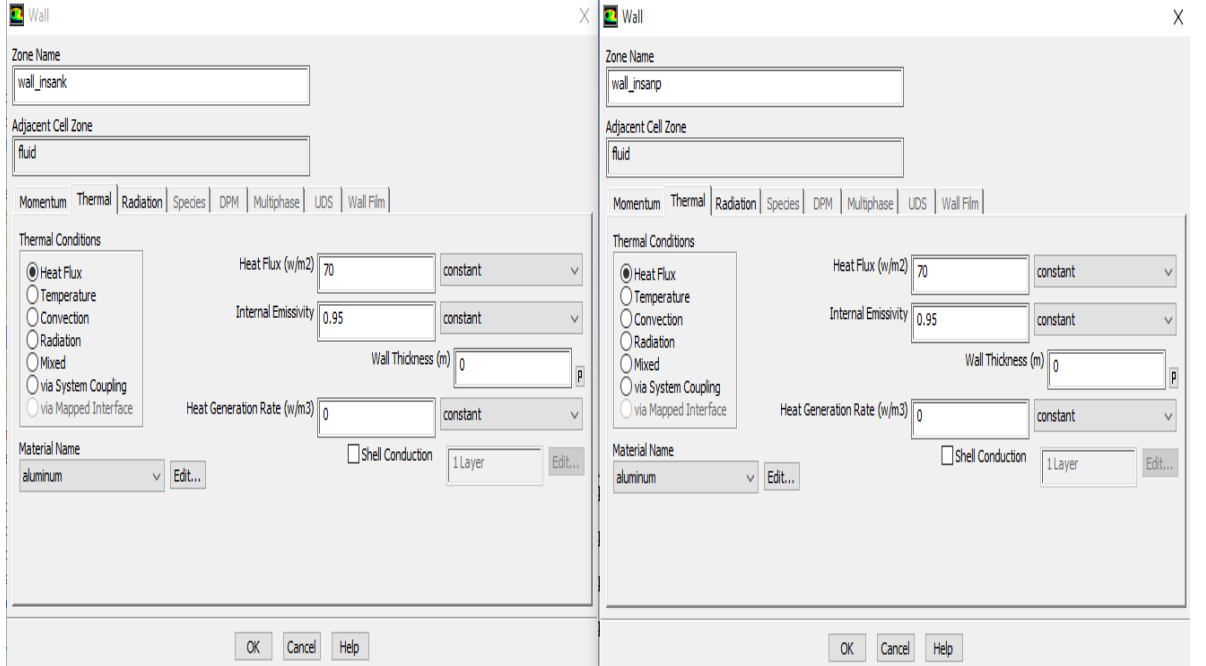
Dış duvar, iç duvar, koridor duvarı ve pencere için taşınım sınır şartı girilmiştir. Dış ortam havası için $-10 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $3.3 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $10 \text{ }^{\circ}\text{C}$ olarak 3 farklı sıcaklık değeri girilmiştir. İç ortamlar ve dış ortamlar için girilen ısı taşınım katsayısı değerleri sırasıyla $7.7 \text{ W/m}^2\text{K}$ ve $25 \text{ W/m}^2\text{K}$ 'dir. Yüzeylerin malzeme tipleri burada seçilip, toplam kalınlık değerleri de Tablo 6.2'de sunulduğu gibi girilmiştir. Ayrıca emisivite değeri dış duvar, iç duvarlar ve koridor duvarı için 0.9, pvc kaplamalı pencere için ise 0.94 olarak alınmıştır.

Odada koridor tarafında ve pencere tarafında olmak üzere yan yana oturan iki insan bulunmaktadır. İnsanK ve insanP için 70 W/m^2 'lık sabit ısı akısı sınır şartı girilerek emisivite 0.95 olarak girilmiştir.

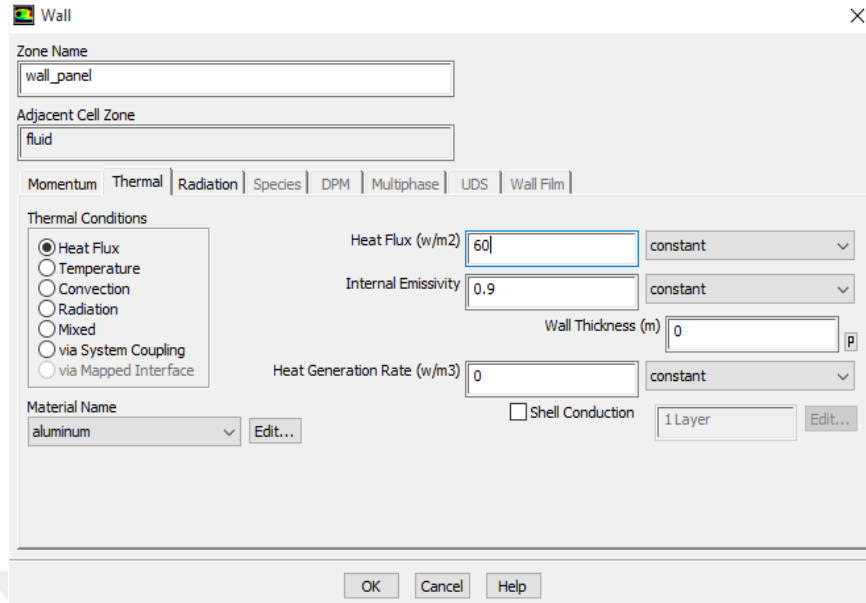
Odayı ısıtmada kullanacağımız paneller için sabit ısı akısı sınır şartı kullanılmıştır. Isı akıları 60 , 70 ve 80 W/m^2 olmak üzere 3 farklı değerde girilmiştir. Emisivite değeri de bulunduğu konum itibari ile dış duvarda olduğundan dış duvar emisivite değeri ile aynı değerde 0.9 olarak tanımlanmıştır.



Şekil 6.12 Dış duvar, iç duvarlar, koridor duvarı ve pencere için taşınım sınır şartının tanımlanması

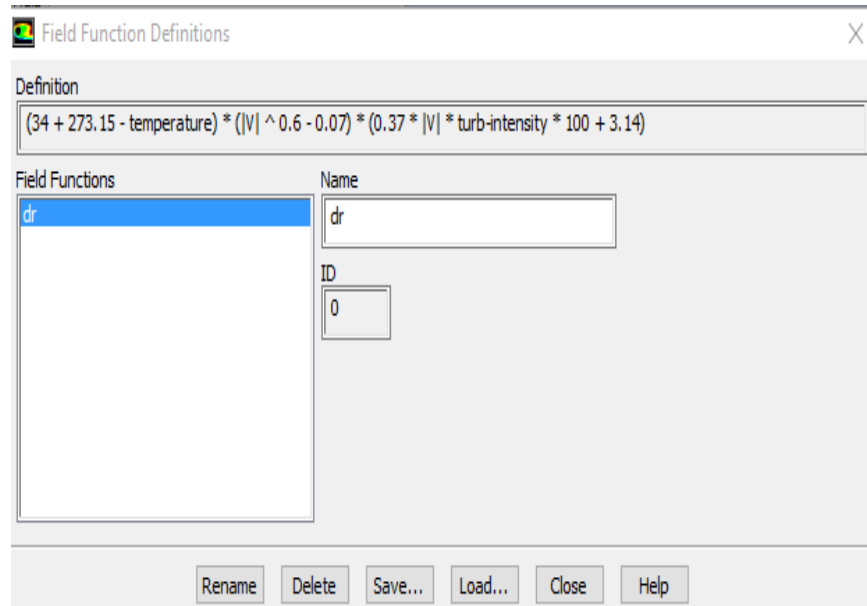


Şekil 6.13 İnsanlar (insanK ve insanP) için sabit ısı akısı sınır şartlarının girdileri



Şekil 6.14 Panel için sabit ısı akısı sınır şartının girilmesi

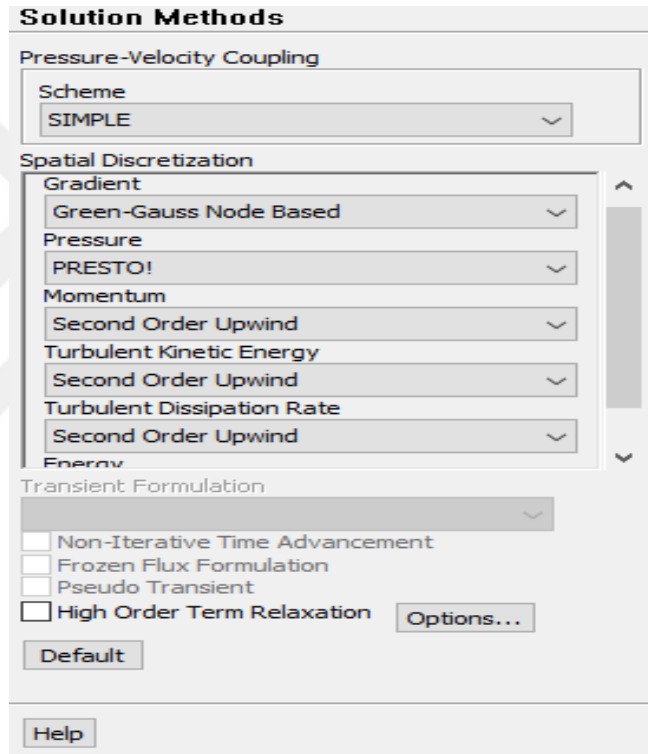
Analizlerde çözdürülmek istenen ve Fluent içerisinde hazır olarak bulunmayan lokal termal konfor parametrelerinden biri olan Cereyan (Draught) etkisi formülü bir fonksiyon olarak tanımlanmıştır. Bunun için “*Costum Field Function*” sekmesi içerisinde bulunan “*Costum Field Function Calculator*” ara sekmesinde Cereyan yüzdesi formülü yazılmıştır. Yazılan yeni formül “dr” olarak isimlendirilmiştir. Daha sonra bu formül istenen bölgelerde kontur olarak kullanılmıştır.



Şekil 6.15 Cereyan (Draught) formülünün tanıtılması

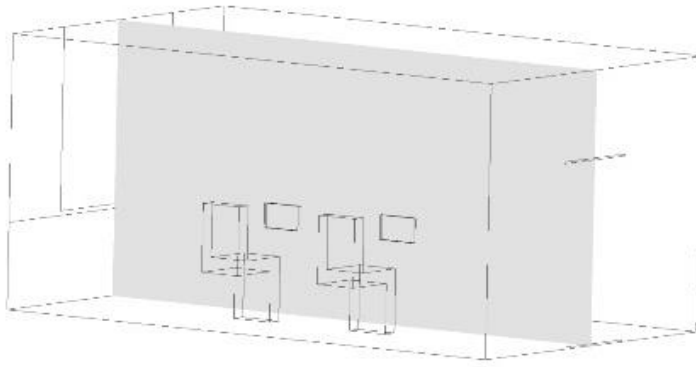
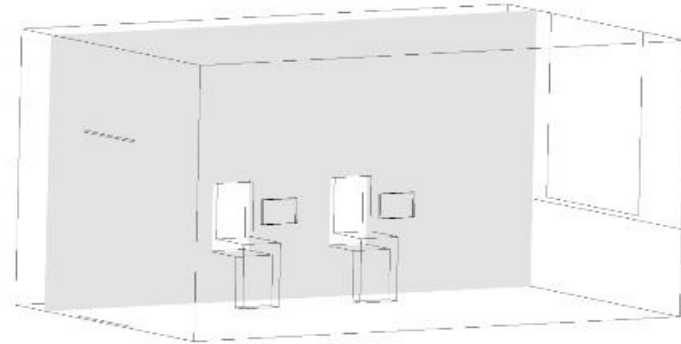
6.3.6. Çözüm Metotlarının Seçimi ve İterasyon Sayısı

Özellikle kaba ve çarpık hücrelerin çözümünü geliştirmek için gradyen çözücüsü olarak “Green Gauss Node - based” seçilmiştir. Kaldırma kuvvetlerinin etkisi incelemek için basınç çözücüsü olarak “PRESTO!” seçilmiştir. “Second Order Upwind” “First Order Upwind” ‘e göre daha doğru çözüm ve daha iyi bir yakınsama sunmasına rağmen çözüm süresinin uzun zaman almasına neden olmaktadır. Yine de çözümlerde gerçeğe yakın sonuçlar alabilmek için momentum, türbülans kinetik enerji, türbülans kayıp oranı ve enerji için “Second Order Upwind” çözüm metodu kullanılmıştır (Şekil 6.16).



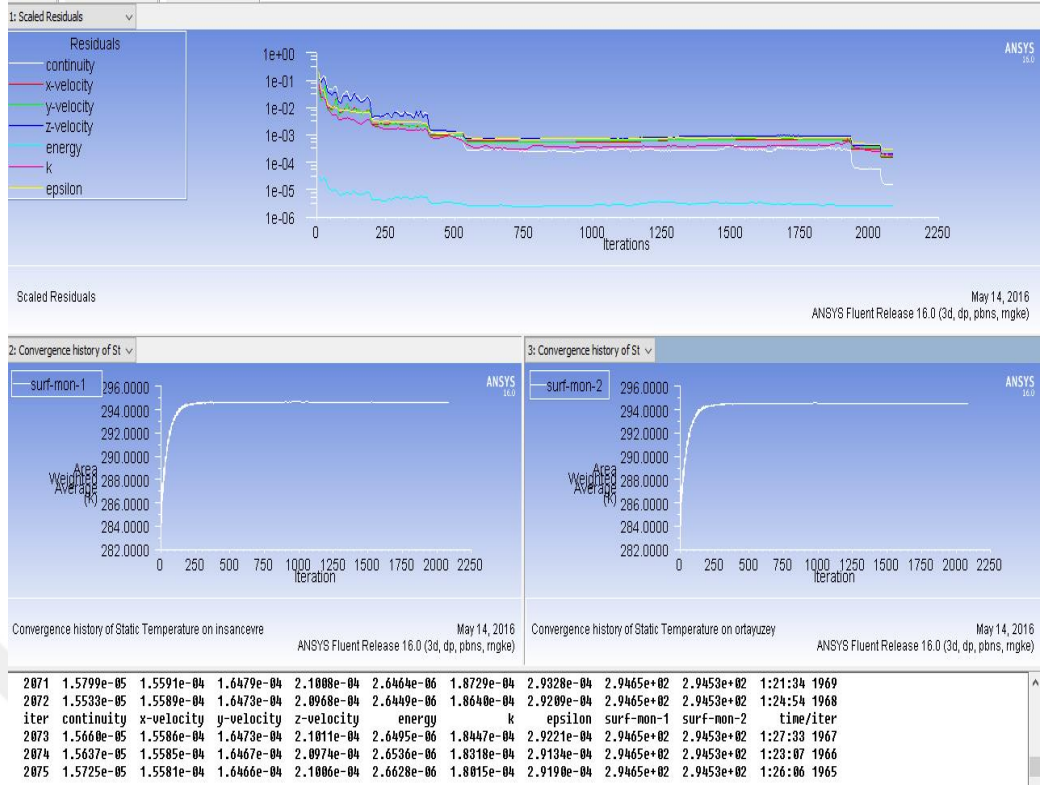
Şekil 6.16 Çözüm metotlarının seçimi

İterasyon yapılırken süreklilik, x, y, z hızları ve enerji değerlerinin yakınsama kriterlerinin yanında, oda içerisindeki bir orta yüzeyde ve insan orta kesitindeki bir yüzeyde sıcaklık değerinin de gözlemlenmesi amaçlanmıştır. Bu yüzden öncelikle “Animations-Sweep Surface” sekmesinden iki yeni yüzey oluşturulup “Solution-Monitors” sekmesinden de her bir iterasyonda yüzeylerdeki ortalama sıcaklık değerinin yakınsama geçmişi de gözlenmiştir (Şekil 6.17).



Şekil 6.17 İterasyonda kullanılmak üzere insan orta yüzeyinde ve oda orta yüzeyinde oluşturulan yüzeyler

Şekil 6.18 'de 3.3 °C dış ortam sıcaklığı ve panel ısı akısının 70 W/m² olduğu durumdaki iterasyon skalası ve yeni oluşturulan yüzeylerdeki ortalama sıcaklığın yakınsama geçmişi gösterilmiştir. Süreklilik için 10⁻⁵, x, y ve z yönündeki hızlar için 10⁻⁴, enerji için 10⁻⁶, k ve epsilon için ise 10⁻⁴ tolerans aralığı uygun görülmüş ve bu tolerans aralığı sağlandığında çözüme son verilmiştir. Ayrıca çözümün doğruluğu için gerekli olan enerji korunumunun sağlanıp sağlanmadığı her bir çözüm için incelenmiş ve EK-B'de sunulmuştur.



Şekil 6.18 İterasyona bağlı yakınsama değerleri

Tüm çözümlerde ortalama iterasyon sayısı 2000'dir. İterasyon yapılırken yakınsamanın sağlanması için rahatlatma faktörleri azaltılmıştır. Momentum için rahatlatma faktörü sırasıyla 0.5, 0.3 ve 0.2 olarak değiştirilmiştir. Her bir çözüm 8 çekirdekli bir işlemci paralel çalıştırılarak ortalama 2 saat sürmüştür. Toplam 3 farklı dış sıcaklık, 3 farklı panel ısı akısı değeri ve 2 farklı model ile 18 farklı çözüm yapılmıştır.

6.4. Sonuçların Alınması

Analizler yapıldıktan sonra, son işlem olan sonuçların görüntülenmesi aşamasına gelinmiştir. Bu kısımda insan orta kesiti yüzeyinde ve insan yüzeyinden 25mm uzaklıkta oluşturulan yüzeydeki sıcaklık ve ceryan etkisi kontur olarak gözlemlenmiştir. Genel ve lokal termal konfor değerlerini hesaplayabilmek için gerekli parametreler programdan okunmuştur. Ayrıca her bir analizdeki yüzeylerden radyasyonla olan ısı transferi ile toplam ısı transfer miktarları EK-B'de tablo halinde sunulmuştur.

Öncelikle daha kolay ve anlaşılır bir şekilde yorum yapabilmek için her bir analiz, ortam değişkenlerine bağlı olarak isimlendirilmiştir ve Tablo 6.5’de bu isimlendirmeler gösterilmektedir.

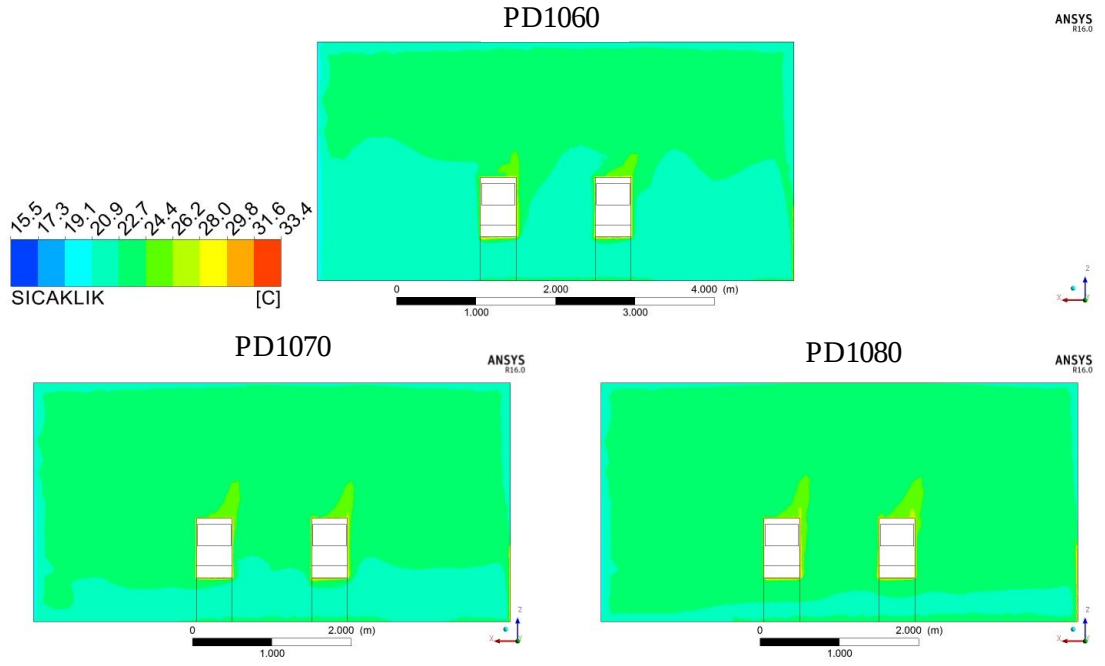
Tablo 6.5 Değişkenlere bağlı model isimlendirmeleri

Ortam Değişkenleri		Modelin İsmi	
Dış Ortam Sıcaklığı (°C)	Panel Isı Akısı (W/m²)	Panel Dış Duvarda	Panel Tavanda
10	60	PD1060	PT1060
10	70	PD1070	PT1070
10	80	PD1080	PT1080
3.3	60	PD360	PT360
3.3	70	PD370	PT370
3.3	80	PD380	PT380
-10	60	PDe1060	PTe1060
-10	70	PDe1070	PTe1070
-10	80	PDe1080	PTe1080

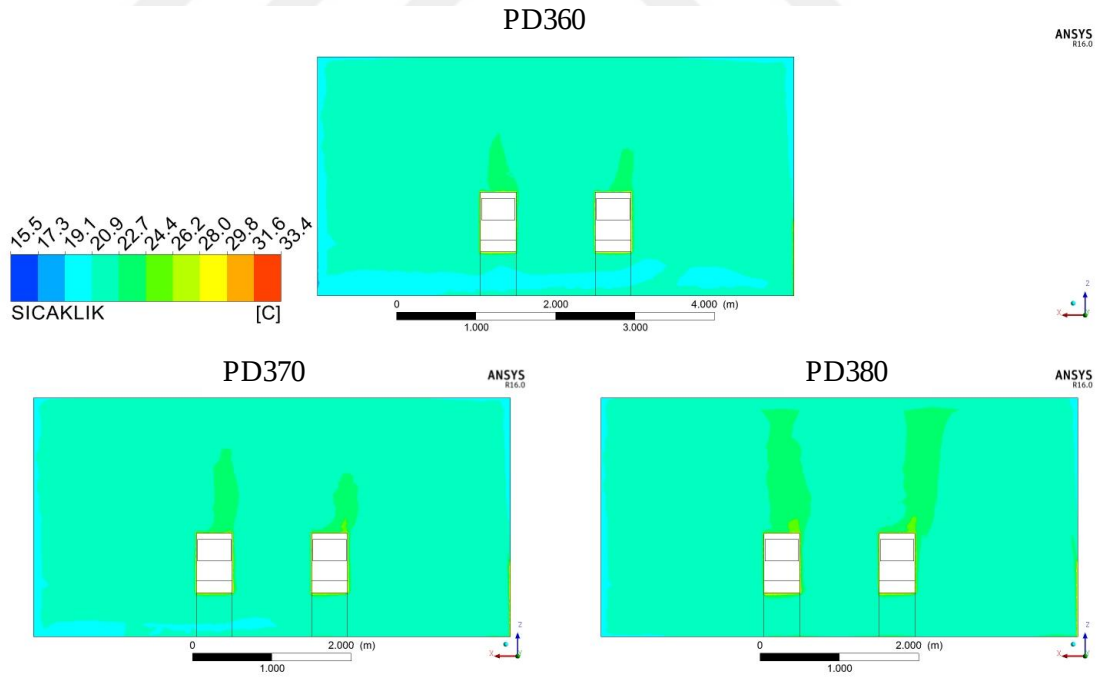
6.4.1. Sıcaklık Dağılımları

Panel dış duvarda konumlandırıldığında, dış ortam sıcaklıklarının 10 °C, 3.3 °C ve -10 °C olduğu durumda, her bir sıcaklık değeri için 60, 70 ve 80 W/m² ısı akılarındaki panel ile insan orta kesitinde oluşturulan yüzeydeki sıcaklık dağılımları Şekil 6.19, Şekil 6.20 ve Şekil 6.21’de gösterilmiştir.

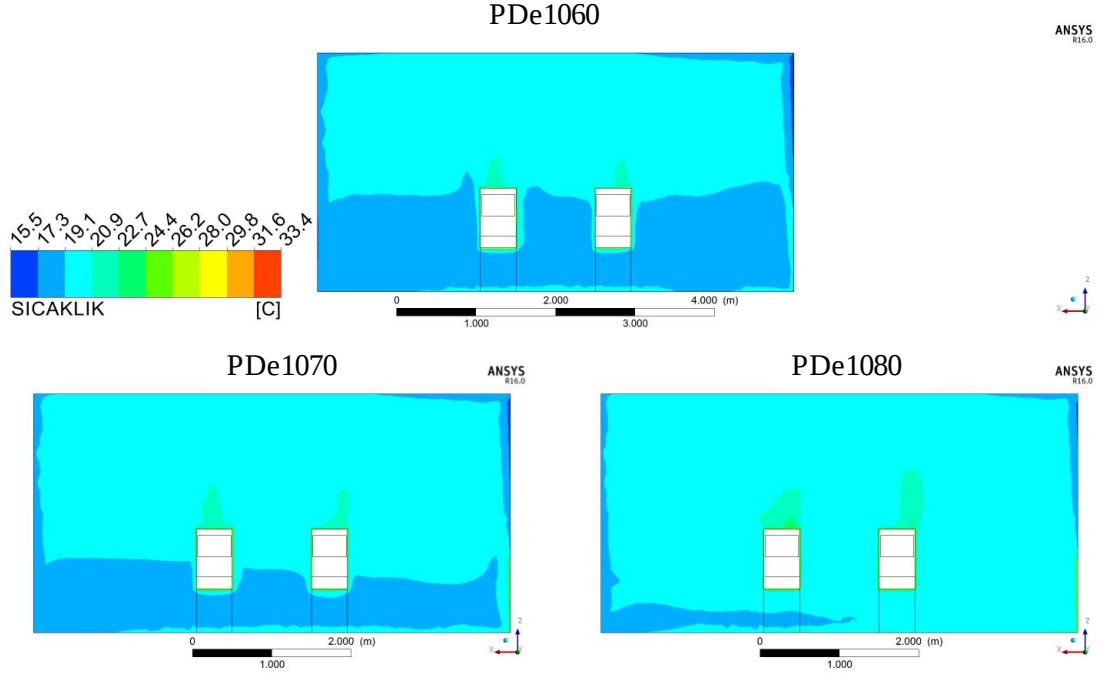
Panelin dış duvara konumlandırıldığı durumda insan orta yüzeyindeki sıcaklık dağılımlarına bakıldığında, dış ortam sıcaklığının değişiminden bağımsız olarak, panel ısı akısı artışının ortamdaki sıcaklık dağılımını daha homojen bir hale getirdiği gözlemlenmektedir. Panel ısı akısının artışı ile insanların ayak bilekleri ve başları arasındaki sıcaklık farkı da azalışa geçmiştir. İnsanlara uygulanan sabit ısı akısı sınır şartından dolayı da insan üzerindeki hava ısıyarak yoğunluğu azalmış ve kaldırma kuvvetinin etkisi ile tavana doğru bir hava hareketi söz konusu olmuştur.



Şekil 6.19 PD1060, PD1070, PD1080 modellerinin insan orta kesitindeki yüzeyde sıcaklık dağılımı

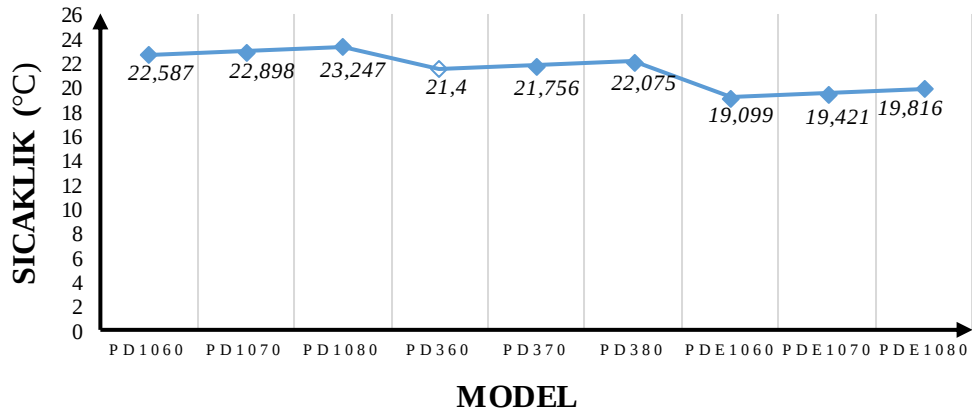


Şekil 6.20 PD360, PD370, PD380 modellerinin insan orta kesitindeki yüzeyde sıcaklık dağılımı



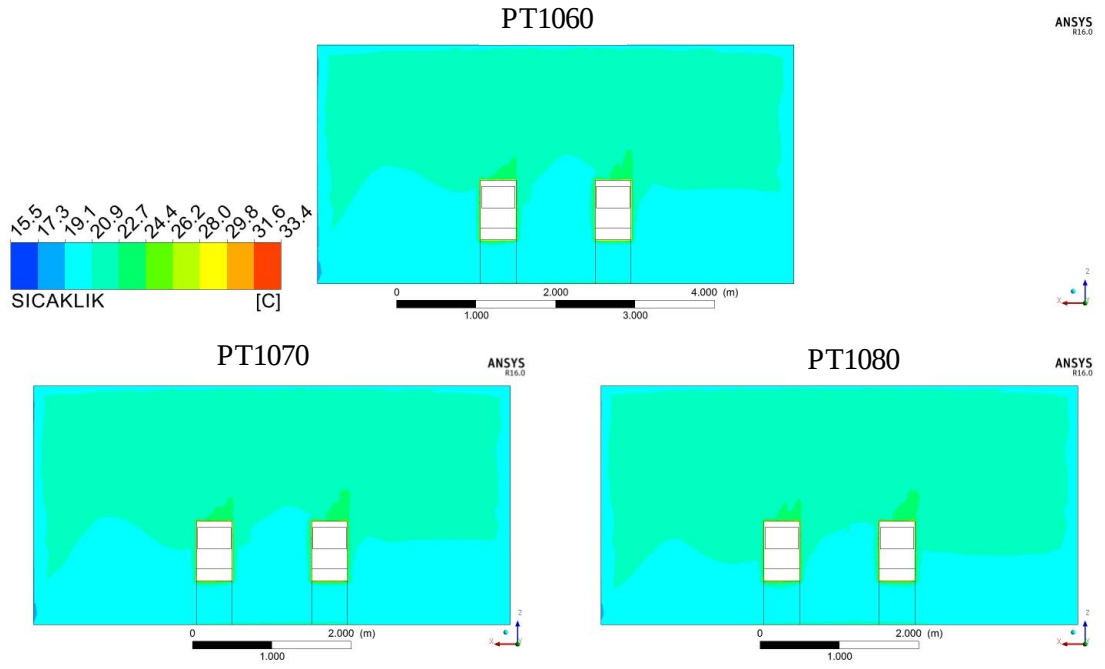
Şekil 6.21 PDe1060, PDe1070, PDe1080 modellerinin insan orta kesitindeki yüzeyde sıcaklık dağılımı

Panel dış duvarda iken oda içerisindeki ortalama hava sıcaklık değerlerinin değişimi de Şekil 6.22’de gösterilmiştir.

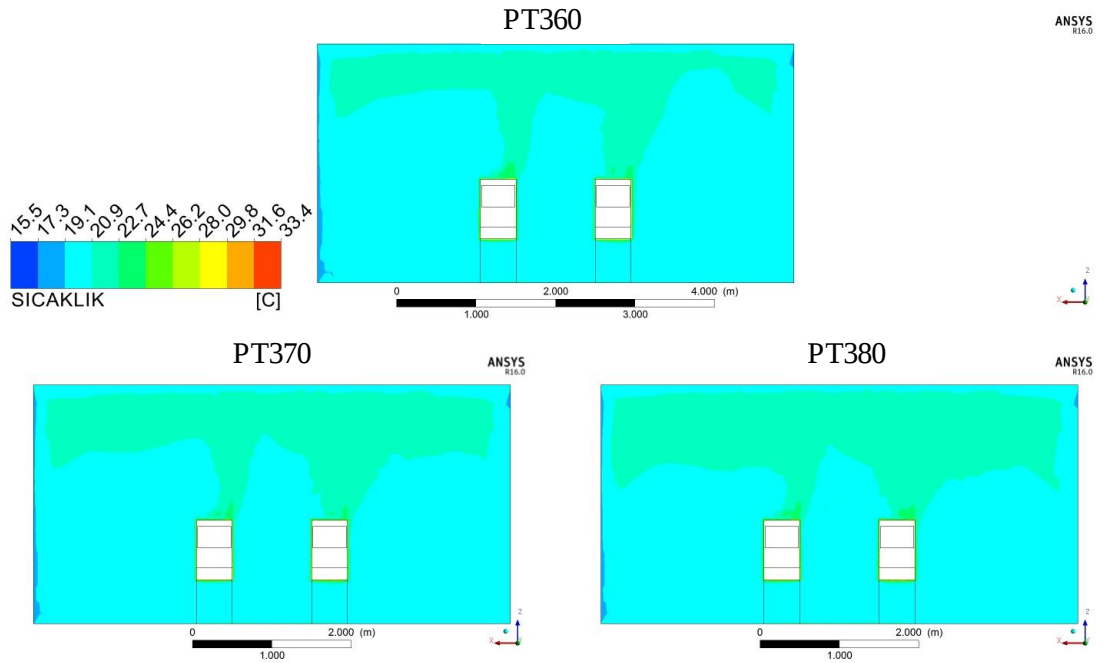


Şekil 6.22 Panel dış duvarda iken ortalama hava sıcaklık değerleri

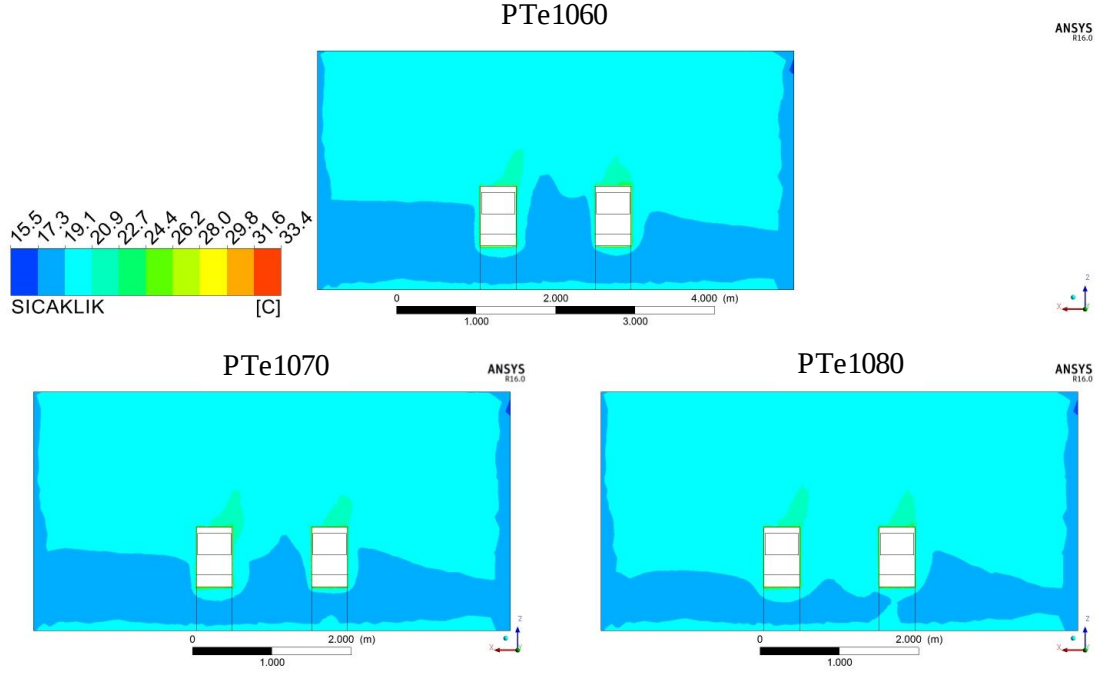
Panel tavanda konumlandırıldığında, dış ortam sıcaklıklarının 10 °C, 3.3 °C ve -10 °C olduğu durumda, her bir sıcaklık değeri için 60, 70 ve 80 W/m² ısı akılarındaki panel ile insan orta kesitinde oluşturulan yüzeydeki sıcaklık dağılımları Şekil 6.23, Şekil 6.24 ve Şekil 6.25’de gösterilmiştir.



Şekil 6.23 PT1060, PT1070, PT1080 modellerinin insan orta kesitindeki yüzeyde sıcaklık dağılımı



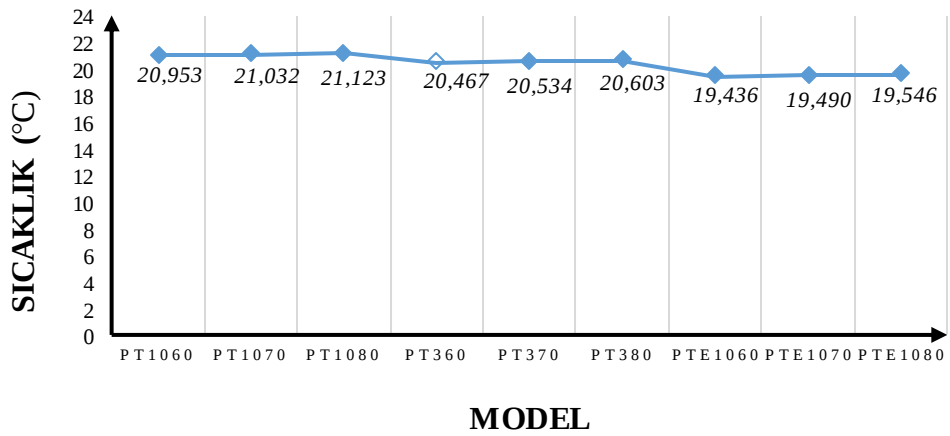
Şekil 6.24 PT360, PT370, PT380 modellerinin insan orta kesitindeki yüzeyde sıcaklık dağılımı



Şekil 6.25 PTe1060, PTe1070, PTe1080 modellerinin insan orta kesitindeki yüzeyde sıcaklık dağılımı

Panelin tavanda olduğu durumlarda ise panelin dış duvarda olduğu duruma kıyasla panel ısı akısının artışı ile birlikte sıcaklık dağılımındaki homojenlik daha az olmaktadır.

Panel tavanda iken oda içerisindeki ortalama hava sıcaklık değerinin değişimi de Şekil 6.26’da gösterilmiştir. Model’ e göre sıcaklık değerlerinde 1~1.5 °C’lık bir farklılık söz konusu olmuştur.



Şekil 6.26 Panel tavanda iken ortalama hava sıcaklık değerleri

6.4.2. Ortalama Hava Hızı Değerleri

Termal konfor parametrelerinden biri olan hava hızı değerinin ISO 7730'a uygunluğu tüm modeller için Tablo 6.6'da verilmiştir. Oda içerisindeki ortalama hava hızı hacimsel ortalama alınarak programdan elde edilmiştir.

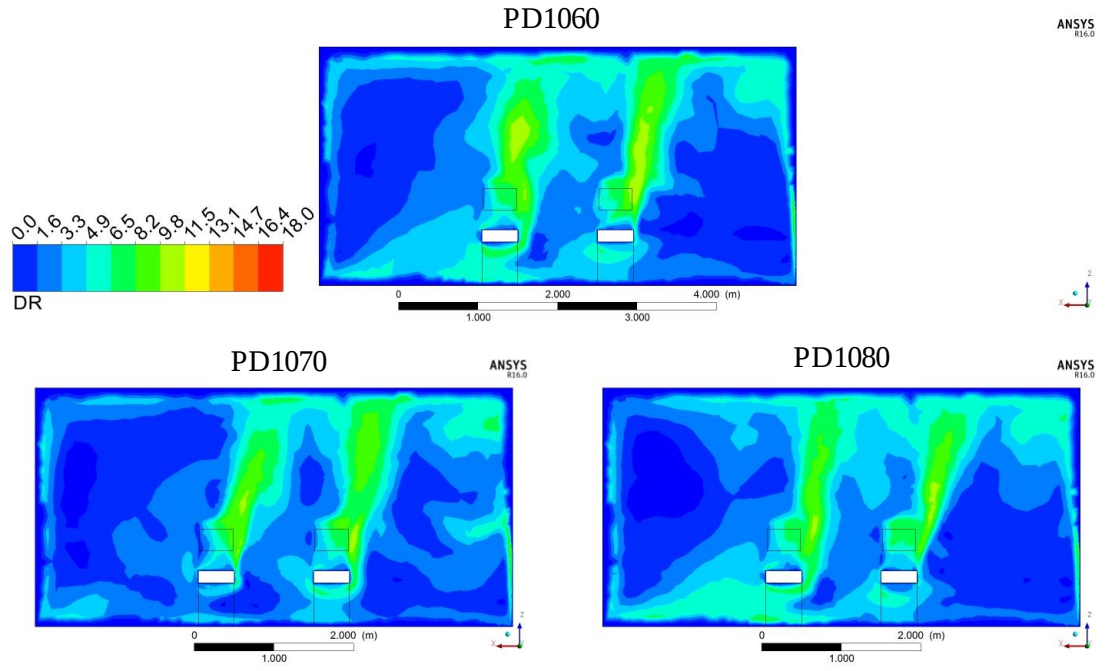
Tablo 6.6 Hava hızının ISO 7730'a uygunluğu

Model	Ortalama Hava Hızı (m/s)	ISO7730'a Uygunluğu
PD1060	0.048	UYGUN
PD1070	0.046	UYGUN
PD1080	0.048	UYGUN
PD360	0.043	UYGUN
PD370	0.044	UYGUN
PD380	0.047	UYGUN
PDe1060	0.047	UYGUN
PDe1070	0.047	UYGUN
PDe1080	0.047	UYGUN
PT1060	0.036	UYGUN
PT1070	0.036	UYGUN
PT1080	0.036	UYGUN
PT360	0.039	UYGUN
PT370	0.038	UYGUN
PT380	0.038	UYGUN
PTe1060	0.039	UYGUN
PTe1070	0.043	UYGUN
PTe1080	0.043	UYGUN

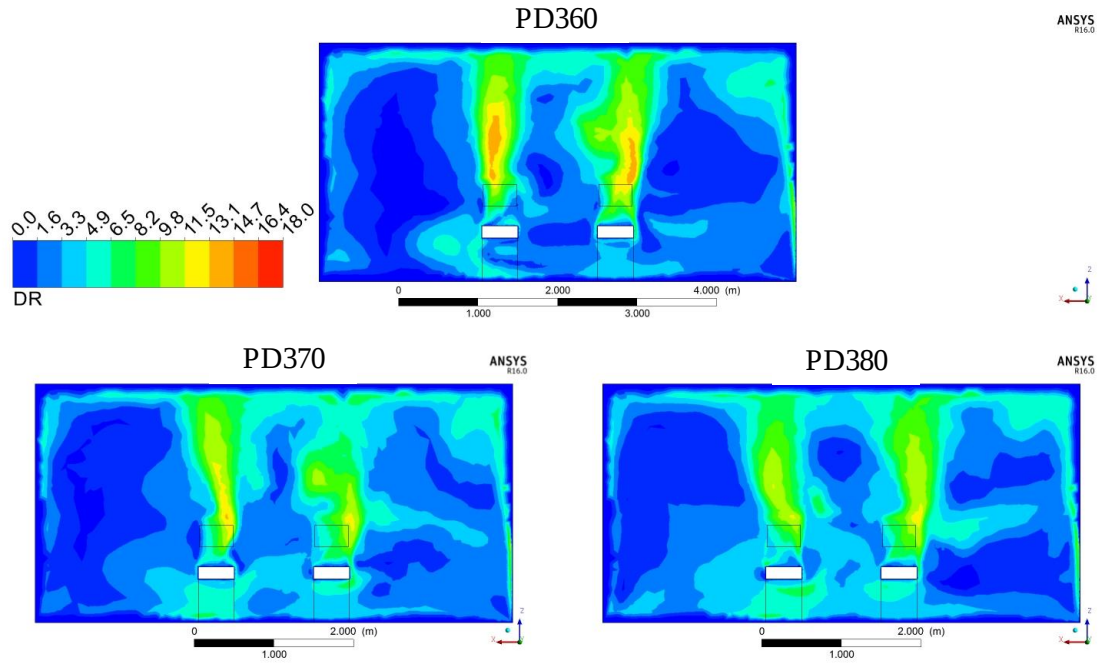
Tablo incelendiğinde tüm modellerde hava hızı değerleri 0.036 m/s ile 0.048 m/s arasında olduğundan dolayı, ISO 7730'a göre kış aylarındaki maksimum ortalama hız değeri olan 0.16 m/s'yi geçmediği görülmüştür.

6.4.3. Cereyan Yüzdesi Dağılımları

Panel dış duvarda konumlandırıldığında, dış ortam sıcaklıklarının 10 °C, 3.3 °C ve -10 °C olduğu durumda, her bir sıcaklık değeri için 60, 70 ve 80 W/m² ısı akılarındaki panel ile insan yüzeyinden 25mm uzaklıktaki yüzeyde oluşan cereyan yüzdesi dağılımları Şekil 6.25, Şekil 6.26 ve Şekil 6.27'de gösterilmiştir.

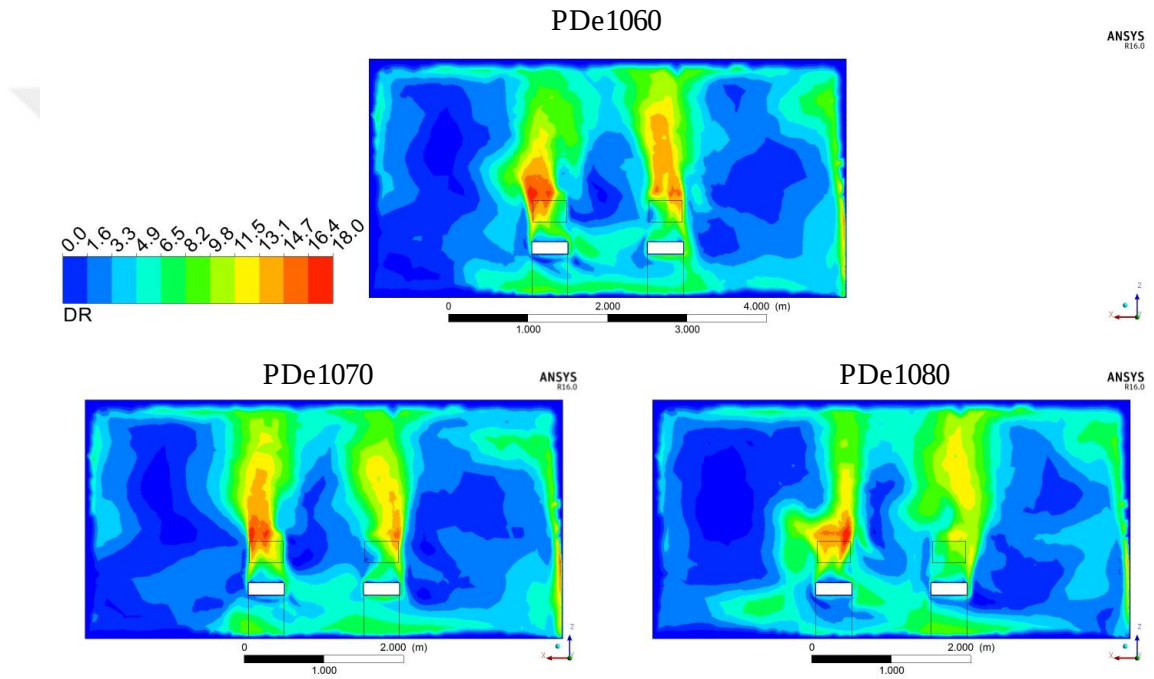


Şekil 6.27 PD1060, PD1070, PD1080 modellerinin insan yüzeyinden 25 mm uzaklıktaki yüzeyde cereyan dağılımı



Şekil 6.28 PD360, PD370, PD380 modellerinin insan yüzeyinden 25 mm uzaklıktaki yüzeyde cereyan dağılımı

Panelin dış duvarda olduğu durumda, insan yüzeylerinden 25 mm uzaklıktaki cereyan konturlarına bakıldığında, 10 °C dış ortam sıcaklığında panel ısı akısından bağımsız olarak her bölgede cereyan yüzdesi %10'nun altındadır ve bu da kişinin lokal konforu açısından iyi bir durumdur. Ancak dış ortam sıcaklığı 3.3 °C ve panel ısı akısı 60 W/m² değerinde iken cereyan yüzdesi her iki insanın baş kısmında %10'nun üzerine çıkmaktadır. Panel ısı akısı artırıldığında ise her iki insanın da lokal konforu iyileşmekte ve istenen %20 cereyan yüzdesinin altına düşmektedir.



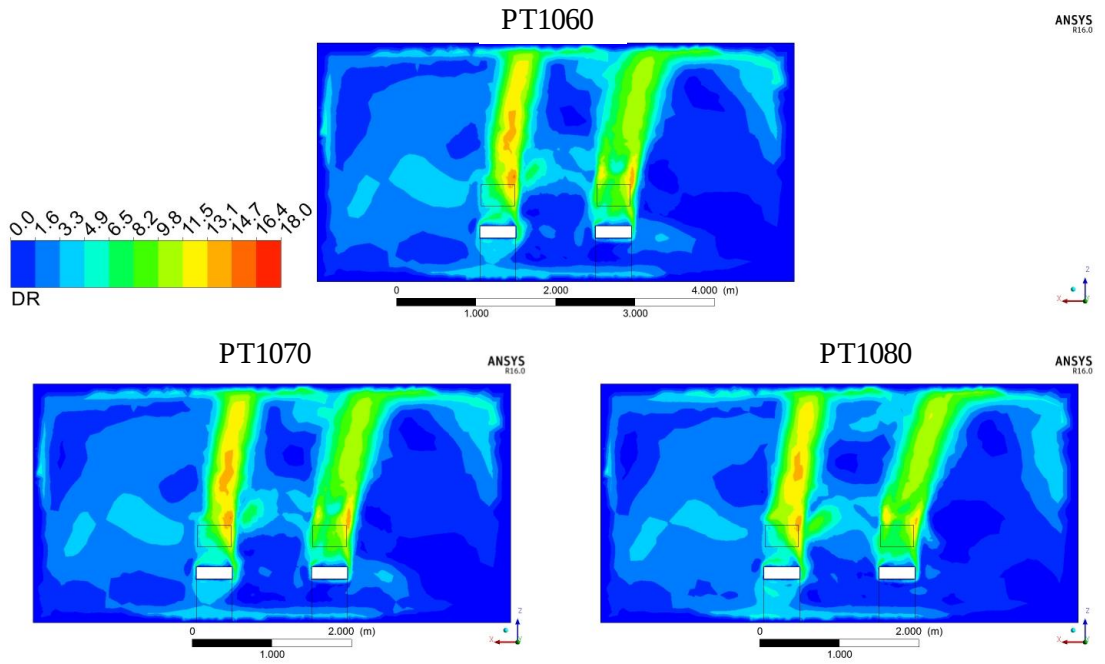
Şekil 6.29 PDe1060, PDe1070, PDe1080 modellerinin insan yüzeyinden 25 mm uzaklıktaki yüzeyde cereyan dağılımı

Dış ortam sıcaklığının -10 °C ve panel ısı akısının 60 W/m² ve 70 W/m² olduğu durumlarda her iki insan da lokal konforsuzluk sınırındadır. Panel ısı akısı 80W/m²'ye çıkartıldığında ise koridor duvarı tarafındaki insanın cereyan yüzdesine bağlı lokal konforsuzluğunda iyileşme olmamasına rağmen, pencere tarafında panele yakın oturan insanın ise cereyan yüzdesi arzu edilen değerlerdedir. Model için tüm ortam şartları incelendiğinde ise baş bölgelerindeki cereyan yüzdesi değeri %20'nin üzerine çıkmadığından ISO 7730'a göre konforlu olduğu tespit edilmiştir.

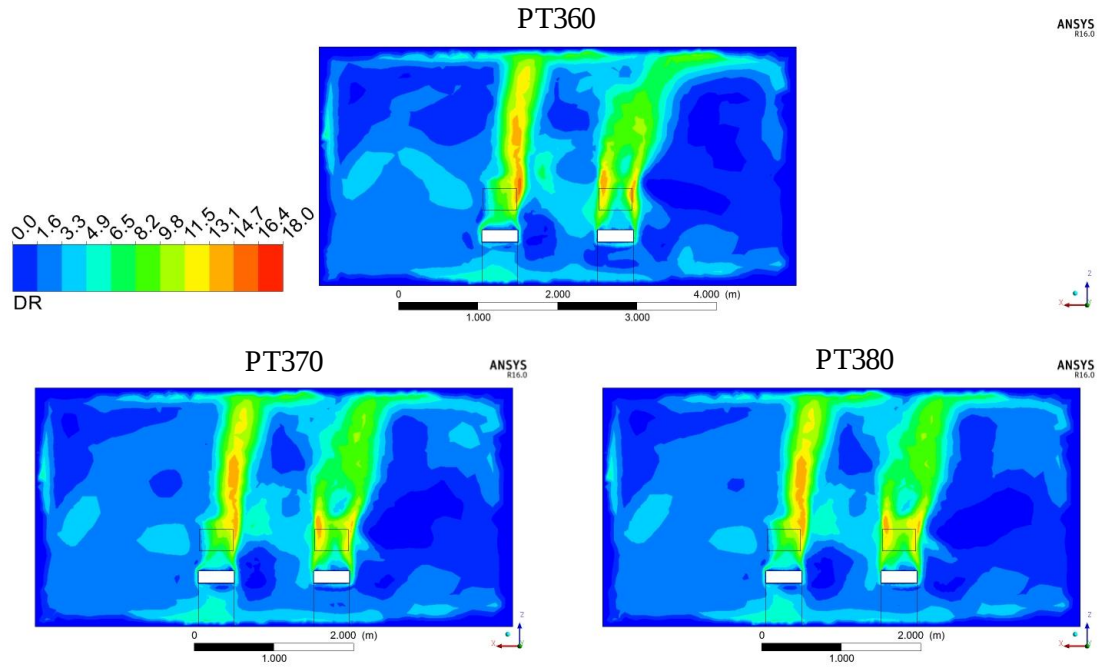
Panel tavanda konumlandırıldığında, dış ortam sıcaklıklarının 10 °C, 3.3 °C ve -10 °C olduğu durumda, her bir sıcaklık değeri için 60, 70 ve 80 W/m² ısı akılarındaki panel ile insan yüzeyinden 25mm uzaklıktaki yüzeyde oluşan cereyan yüzdesi dağılımları Şekil 6.28, Şekil 6.29 ve Şekil 6.30’da gösterilmiştir.

Panelin tavanda oluğu durumda, dış ortam sıcaklığının artışıyla beraber cereyan yüzdesinde azalma olsa da, insanların baş kısmında %10 değerinin altına hiçbir sıcaklık değerinde düşülmemiştir. Panel ısı akısı değerinin arttırılması da lokal konforsuzluk değerlerini düşürememiştir. Cereyan yüzdesinin en düşük olduğu değer ise dış ortam sıcaklığının 10 °C olduğu durumda gözlemlenmiştir.

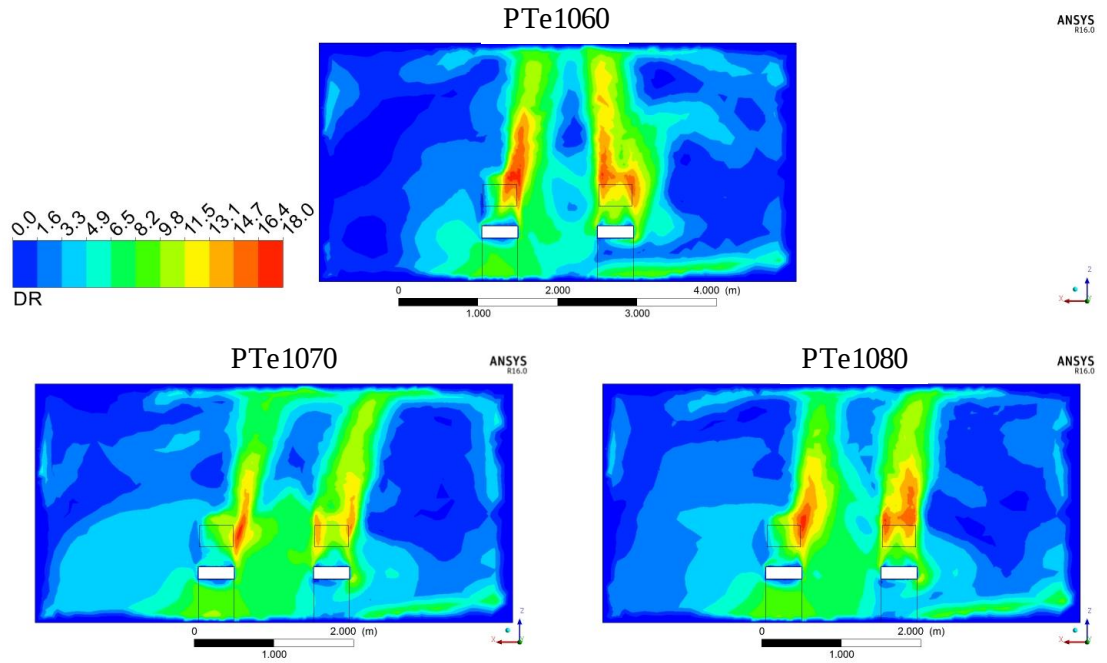
Cereyan yüzdesinin lokal konfor değerlerine uygun olup olmadığına bakıldığında ise model2 için insanların baş kısımlarındaki cereyan yüzdeleri %20’nin üzerine hiçbir ortam şartlarında çıkmamıştır. Sonuç olarak model2 için tüm ortam şartlarında cereyan yüzdesi ISO7730’a göre uygun değer aralıklarında kalmıştır.



Şekil 6.30 PT1060, PT1070, PT1080 modellerinin insan yüzeyinden 25 mm uzaklıktaki yüzeyde cereyan dağılımı



Şekil 6.31 PT360, PT370, PT380 modellerinin insan yüzeyinden 25 mm uzaklıktaki yüzeyde cereyan dağılımı



Şekil 6.32 PTe1060, PTe1070, PTe1080 modellerinin insan yüzeyinden 25 mm uzaklıktaki yüzeyde cereyan dağılımı

6.5. Genel Termal Konfor Değerlerinin Hesaplanması

6.5.1. Ortalama Işınım Sıcaklığının Hesabı

Oda içerisinde bulunan kişilerin PMV ve PPD değerlerinin hesaplanması için öncelikle ortalama ışıınım sıcaklıklarının bulunması gerekir. Tüm modellerdeki insanK ve insanP için ayrı ayrı ortalama ışıınım sıcaklıkları panelin dış duvarda veya tavanda olduğu durumlar için Eşitlik (3.8) kullanılarak hesaplanmış ve bu hesaplamalar Tablo 6.7, Tablo 6.8, Tablo 6.9 ve 6.10'da gösterilmiştir. Elde edilen ortalama ışıınım sıcaklığı değerleri ise panelin dış duvarda olduğu durumlar için ve panelin tavanda olduğu durumlar için sırasıyla Tablo 6.11 ve Tablo 6.12'de gösterilmiştir. Hesaplanan ortalama ışıınım sıcaklıkları değerleri, termal memnuniyet oranı ve yüzde memnuniyetsizlik değerlerinin hesaplanmasında kullanılmıştır.

Tablo 6.7 Model1'de insanK için ortalama ışıınım sıcaklığının hesaplanması

Yüzey	Görüş Faktörü (F)	Sıcaklık (K)								
		PD1060	PD1070	PD1080	PD360	PD370	PD380	PDe1060	PDe1070	PDe1080
bilgisayar	0,012572	301,801	302,161	302,4	300,851	301,223	301,328	298,866	299,016	299,352
dışduvar	0,009847	294,509	294,804	295,158	293,001	293,357	293,653	289,996	290,301	290,658
icduvarlar	0,83988	294,963	295,217	295,501	293,963	294,257	294,527	292,021	292,275	292,587
insanP	0,014637	304,066	304,315	304,661	303,031	303,306	303,574	300,686	301,037	301,511
koridor	0,084622	293,273	293,511	293,781	292,292	292,597	292,854	290,408	290,62	290,922
panel	0,01174	302,774	304,224	305,704	301,539	303,106	304,599	299,022	300,47	302,065
pencere	0,015998	287,589	287,736	287,954	282,92	283,061	283,156	273,606	273,737	273,829
	$\Sigma(Ti^4 \cdot Fi)$	7495105460	7522400403	7552863800	7387951614	7419211668	7447519056	7182638539	7208733202	7241183329

Tablo 6.8 Model1'de insanP için ortalama ışıınım sıcaklığının hesaplanması

Yüzey	Görüş Faktörü (F)	Sıcaklık (K)								
		PD1060	PD1070	PD1080	PD360	PD370	PD380	PDe1060	PDe1070	PDe1080
bilgisayar	0,012572	301,801	302,161	302,4	300,851	301,223	301,328	298,866	299,016	299,352
dışduvar	0,027337	294,509	294,804	295,158	293,001	293,357	293,653	289,996	290,301	290,658
icduvarlar	0,806057	294,963	295,217	295,501	293,963	294,257	294,527	292,021	292,275	292,587
insanK	0,014637	303,825	304,086	304,317	302,895	303,185	303,423	300,77	301,043	301,383
koridor	0,05622	293,273	293,511	293,781	292,292	292,597	292,854	290,408	290,62	290,922
panel	0,039184	302,774	304,224	305,704	301,539	303,106	304,599	299,022	300,47	302,065
pencere	0,030329	287,589	287,736	287,954	282,92	283,061	283,156	273,606	273,737	273,829
	$\Sigma(Ti^4 \cdot Fi)$	7488821767	7519748078	7553795390	7375467091	7410436498	7442274979	7158215373	7187694522	7223538818

Tablo 6.9 Model2'de insanK için ortalama ışıınım sıcaklığının hesaplanması

Yüzey	Görüş Faktörü (F)	Sıcaklık (K)								
		PT1060	PT1070	PT1080	PT360	PT370	PT380	PTe1060	PTe1070	PTe1080
bilgisayar	0,012572	300,523	300,634	300,643	300,2	300,27	300,379	299,308	299,377	299,404
dışduvar	0,018255	293,063	293,152	293,241	292,267	292,356	292,444	290,663	290,758	290,842
icduvarlar	0,787707	293,633	293,703	293,769	293,437	293,505	293,572	293,069	293,157	293,228
insanP	0,014637	302,525	302,622	302,72	301,996	302,13	302,21	300,989	301,177	301,21
koridor	0,084622	292,154	292,24	292,334	291,888	291,972	292,062	291,2	291,383	291,423
panel	0,043382	302,76	304,309	305,917	302,476	304,059	305,648	301,989	303,506	305,183
pencere	0,015998	286,849	286,89	286,935	282,343	282,398	282,448	273,41	273,427	273,515
	$\Sigma(Ti^4 \cdot Fi)$	7304889224	7319252889	7333646716	7276262507	7290600138	7305020724	7220924569	7237328916	7251860956

Tablo 6.10 Model2’de insanP için ortalama ısıtım sıcaklığının hesaplanması

Yüzey	Görüş Faktörü (F)	Sıcaklık (K)								
		PT1060	PT1070	PT1080	PT360	PT370	PT380	PTe1060	PTe1070	PTe1080
bilgisayar	0,012572	300,523	300,634	300,643	300,2	300,27	300,379	299,308	299,377	299,404
disduvar	0,032337	293,063	293,152	293,241	292,267	292,356	292,444	290,663	290,758	290,842
icduvarlar	0,776057	293,633	293,703	293,769	293,437	293,505	293,572	293,069	293,157	293,228
insanK	0,014637	302,525	302,622	302,72	301,996	302,13	302,21	300,989	301,177	301,21
koridor	0,05622	292,154	292,24	292,334	291,888	291,972	292,062	291,2	291,383	291,423
panel	0,043382	302,76	304,309	305,917	302,476	304,059	305,648	301,989	303,506	305,183
pencere	0,030329	286,849	286,89	286,935	282,343	282,398	282,448	273,41	273,427	273,515
	$\Sigma(T_i^{*4} \cdot F_i)$	7212267430	7226486461	7240722956	7177545860	7191762172	7206037665	7111350085	7127288694	7141844424

Tablo 6.11 Model1’de insanK ve insanP için hesaplanan ortalama ısıtım sıcaklıkları

	ORTALAMA İŞINIM SICAKLIĞI (°C)								
	PD1060	PD1070	PD1080	PD360	PD370	PD380	PDe1060	PDe1070	PDe1080
İnsanK	21,085	21,353	21,650	20,028	20,337	20,617	17,969	18,233	18,561
İnsanP	21,023	21,327	21,659	19,904	20,251	20,565	17,722	18,021	18,383

Tablo 6.12 Model2’de insanK ve insanP için hesaplanan ortalama ısıtım sıcaklıkları

	ORTALAMA İŞINIM SICAKLIĞI (°C)								
	PT1060	PT1070	PT1080	PT360	PT370	PT380	PTe1060	PTe1070	PTe1080
İnsanK	19,200	19,344	19,488	18,913	19,057	19,202	18,356	18,522	18,668
İnsanP	18,269	18,413	18,556	17,918	18,062	18,206	17,244	17,407	17,555

6.5.2. Çalışma Sıcaklığının Hesabı

Çalışma sıcaklığı, Eşitlik (6.8)’de tanımlandığı gibi ortam sıcaklığı ile ortalama ısıtım sıcaklığının ortalaması alınarak bulunur ve T_o ile gösterilmektedir [13]. Ortamın genel termal konforunu belirleyen etmenlerden biri de bu sıcaklık değeridir. Her bir modelde insanK ve insanP için çalışma sıcaklığı değeri hesaplanmış ve model1 için Tablo 6.13’de ve model2 için ise Tablo 6.14’de bu değerler verilerek ISO 7730’a uygunluğu tespit edilmiştir. Çalışma sıcaklığı ISO 7730’a göre kış ayları göz önüne alındığında 20 °C ile 24 °C arasında olmalıdır.

$$T_o = \frac{T_{mrt} + T_a}{2} \quad (6.8)$$

Bu eşitlikte T_o çalışma sıcaklığını, T_{mrt} ortalama ısıtım sıcaklığını, T_a ise oda iç hava sıcaklığını temsil etmektedir.

Tablo 6.13 Model1 için çalışma sıcaklığı değerleri ve ISO 7730'a uygunluğu

Model	Çalışma Sıcaklığı (°C)		ISO 7730'a Uygunluğu
	İnsanK	İnsanP	
PD1060	21.84	21.81	UYGUN
PD1070	22.13	22.11	UYGUN
PD1080	22.45	22.45	UYGUN
PD360	20.71	20.65	UYGUN
PD370	21.05	21	UYGUN
PD380	21.35	21.32	UYGUN
PDe1060	18.53	18.41	UYGUN DEĞİL
PDe1070	18.83	18.72	UYGUN DEĞİL
PDe1080	19.19	19.10	UYGUN DEĞİL

Tablo 6.14 Model2 için çalışma sıcaklığı değerleri ve ISO 7730'a uygunluğu

Model	Çalışma Sıcaklığı (°C)		ISO 7730'a Uygunluğu
	İnsanK	İnsanP	
PT1060	20.08	19.61	UYGUN / UYGUN DEĞİL
PT1070	20.19	19.72	UYGUN / UYGUN DEĞİL
PT1080	20.31	19.84	UYGUN /UYGUN DEĞİL
PT360	19.69	19.19	UYGUN DEĞİL
PT370	19.80	19.30	UYGUN DEĞİL
PT380	19.90	19.40	UYGUN DEĞİL
PTe1060	18.90	18.34	UYGUN DEĞİL
PTe1070	19.01	18.45	UYGUN DEĞİL
PTe1080	19.11	18.55	UYGUN DEĞİL

6.5.3. PMV ve PPD Hesabı

PMV ve PPD değerlerinin hesaplanabilmesi için hava sıcaklığı, ortalama ışıma sıcaklığı, hava hızı, bağıl nem yüzdesi, giysi karakteristiği ve metabolik aktivite oranı gereklidir. Hava sıcaklığı ve hava hızı değerleri Fluent içerisinden alınmıştır. Bağıl nem yüzdesi tüm koşullar için %50 olarak düşünülmüştür. Kişilerin giyim karakteristikleri kış koşullarında ofis ortamında takım elbise giydikleri düşünülmüş ve giysi parametresi 1 clo olarak tanımlanmıştır. Metabolik aktivite oranı ise ofis ortamında oturarak çalışan bir kişinin ürettiği ısı akısı için kullanılan 1.2 met değeri girilmiştir. Bu değerler

kullanılarak Eşitlik (3.2), (3.3), (3.4) ve (3.5) yardımıyla iterasyon yapılarak çözülmüş ve elde edilen PMV ve PPD değerleri model1’de insanK ve insanP için sırasıyla Tablo 6.15 ve Tablo 6.16’da, model2’de ise insanK ve insanP için sırasıyla Tablo 6.17 ve Tablo 6.18’de verilmiştir.

Tablo 6.15 Model1’de insanK için PMV ve PPD değerlerinin hesabı

<u>İnsanK</u>	Hava Sıcaklığı (°C)	Ortalama Işınım Sıcaklığı (°C)	Hava Hızı (m/s)	Bağıl Nem (%)	Giyim (clo)	Metabolik Aktivite (met)	PMV (-3,+3)	PPD (%)
PD1060	22,587	21,085	0,048	50	1	1,2	0,11	5,3
PD1070	22,898	21,353	0,046	50	1	1,2	0,18	5,7
PD1080	23,247	21,650	0,048	50	1	1,2	0,25	6,3
PD360	21,4	20,028	0,043	50	1	1,2	-0,14	5,4
PD370	21,756	20,337	0,044	50	1	1,2	-0,06	5,08
PD380	22,075	20,617	0,047	50	1	1,2	0,01	5,0
PDe1060	19,099	17,969	0,047	50	1	1,2	-0,62	13,2
PDe1070	19,421	18,233	0,047	50	1	1,2	-0,56	11,5
PDe1080	19,816	18,561	0,047	50	1	1,2	-0,48	9,8

Tablo 6.16 Model1’de insanP için PMV ve PPD değerlerinin hesabı

<u>İnsanP</u>	Hava Sıcaklığı (°C)	Ortalama Işınım Sıcaklığı (°C)	Hava Hızı (m/s)	Bağıl Nem (%)	Giyim (clo)	Metabolik Aktivite (met)	PMV (-3,+3)	PPD (%)
PD1060	22,587	21,023	0,048	50	1	1,2	0,11	5,2
PD1070	22,898	21,327	0,046	50	1	1,2	0,18	5,7
PD1080	23,247	21,659	0,048	50	1	1,2	0,25	6,3
PD360	21,4	19,904	0,043	50	1	1,2	-0,15	5,5
PD370	21,756	20,251	0,044	50	1	1,2	-0,07	5,1
PD380	22,075	20,565	0,047	50	1	1,2	0,00	5,0
PDe1060	19,099	17,722	0,047	50	1	1,2	-0,65	13,8
PDe1070	19,421	18,021	0,047	50	1	1,2	-0,58	12,0
PDe1080	19,816	18,383	0,047	50	1	1,2	-0,49	10,1

Tablo 6.17 Model2’de insanK için PMV ve PPD değerlerinin hesabı

<u>İnsanK</u>	Hava Sıcaklığı (°C)	Ortalama Işınım Sıcaklığı (°C)	Hava Hızı (m/s)	Bağıl Nem (%)	Giyim (clo)	Metabolik Aktivite (met)	PMV (-3,+3)	PPD (%)
PT1060	20,953	19,200	0,036	50	1	1,2	-0,27	6,5
PT1070	21,032	19,344	0,036	50	1	1,2	-0,25	6,27
PD1080	21,123	19,488	0,036	50	1	1,2	-0,22	6,0
PT360	20,467	18,913	0,039	50	1	1,2	-0,36	7,7
PT370	20,534	19,057	0,038	50	1	1,2	-0,34	7,39
PT380	20,603	19,202	0,038	50	1	1,2	-0,31	7,1
PTe1060	19,436	18,356	0,039	50	1	1,2	-0,54	11,2
PTe1070	19,49	18,522	0,043	50	1	1,2	-0,52	10,73
PTe1080	19,546	18,668	0,043	50	1	1,2	-0,50	10,3

Tablo 6.18 Model2’de insanP için PMV ve PPD değerlerinin hesabı

İnsanP	Hava Sıcaklığı (°C)	Ortalama Işınım Sıcaklığı (°C)	Hava Hızı (m/s)	Bağıl Nem (%)	Giyim (clo)	Metabolik Aktivite (met)	PMV (-3,+3)	PPD (%)
PT1060	20,953	18,269	0,036	50	1	1,2	-0,36	7,70
PT1070	21,032	18,413	0,036	50	1	1,2	-0,34	7,36
PD1080	21,123	18,556	0,036	50	1	1,2	-0,31	7,02
PT360	20,467	17,918	0,039	50	1	1,2	-0,45	9,30
PT370	20,534	18,062	0,038	50	1	1,2	-0,43	8,89
PT380	20,603	18,206	0,038	50	1	1,2	-0,41	8,49
PTe1060	19,436	17,244	0,039	50	1	1,2	-0,65	13,82
PTe1070	19,49	17,407	0,043	50	1	1,2	-0,62	13,23
PTe1080	19,546	17,555	0,043	50	1	1,2	-0,60	12,68

Hesaplanan genel termal konfor değerlerine bakıldığında ISO 7730’a göre PDe1060, PDe1070 modelleri mutlak 0.5’in üzerinde değerlere sahip olduğundan dolayı uygun konfor değerlerine sahip değildirler. Aynı şekilde PTe1060 ve PTe1070 modellerinin de uygun konfor değerlerinde olmadıkları belirlenmiştir.

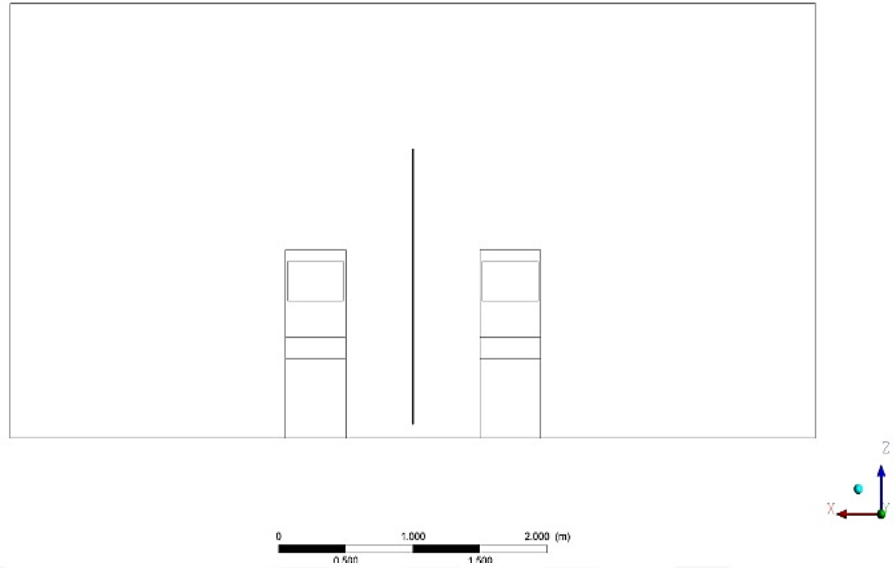
İnsanların birbirlerine göre termal konfor durumları panelin dış duvarda konumlandırıldığı oda modelinde yaklaşık aynı değerlerdedir. Ancak panelin konumu tavan olarak değiştirildiğinde insanK, insanP’ye göre daha iyi konfor değerlerine sahiptir.

6.6.Lokal Termal Konfor Değerlerinin Uygunluğu

Oda içerisinde bulunan insanların lokal termal konforlarının hangi değer aralıklarında olduğu ve bu aralıkların ISO 7730’da tanımlanmış B kategorisine göre uygun olup olmadıkları bu bölümde incelenmiştir.

6.6.1. Düşey Yöndeki Sıcaklık Farkının Uygunluğu

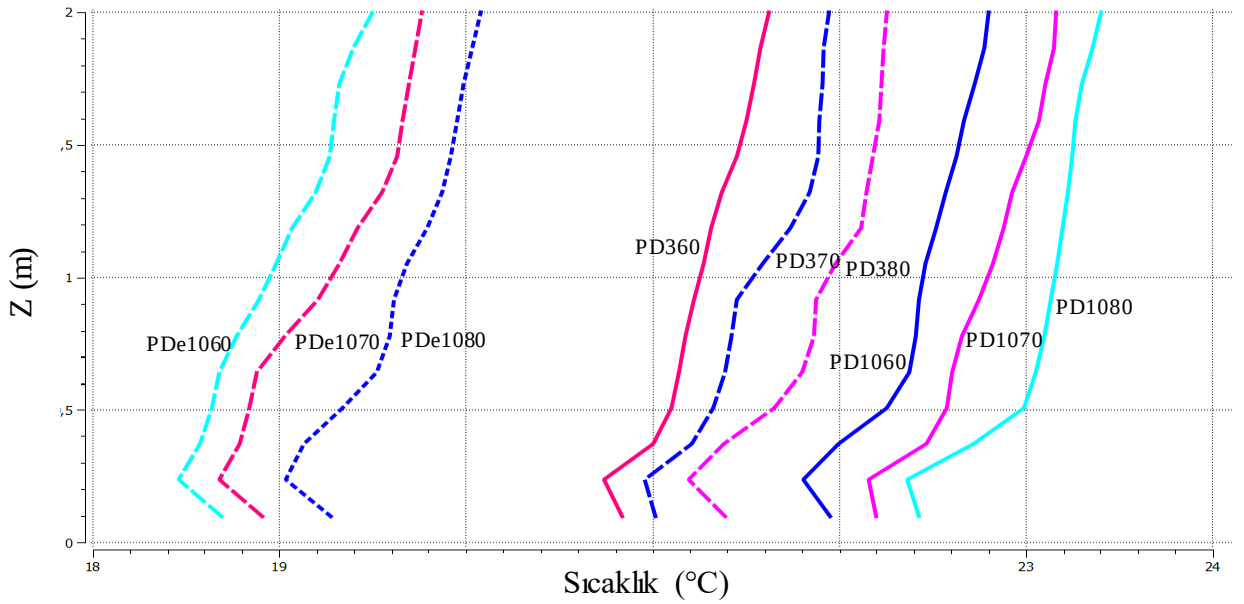
Zeminden itibaren tavana doğru düşey yöndeki sıcaklık farkının yüksek değerlerde olması lokal konforsuzluğa yol açar. Bu konforsuzluğun nedeni insanın baş ve ayak bileği arasındaki sıcaklık farkının ISO 7730’a göre 3 °C’den fazla olmasıdır. Bu yüzden bu sıcaklık farkını incelemek için insanP ve insanK arasına başlangıç noktası zeminden 0.1 m yükseklikte bitiş noktası ise zeminden itibaren 2m olan bir çizgi çizilmiştir (Şekil 6.33).



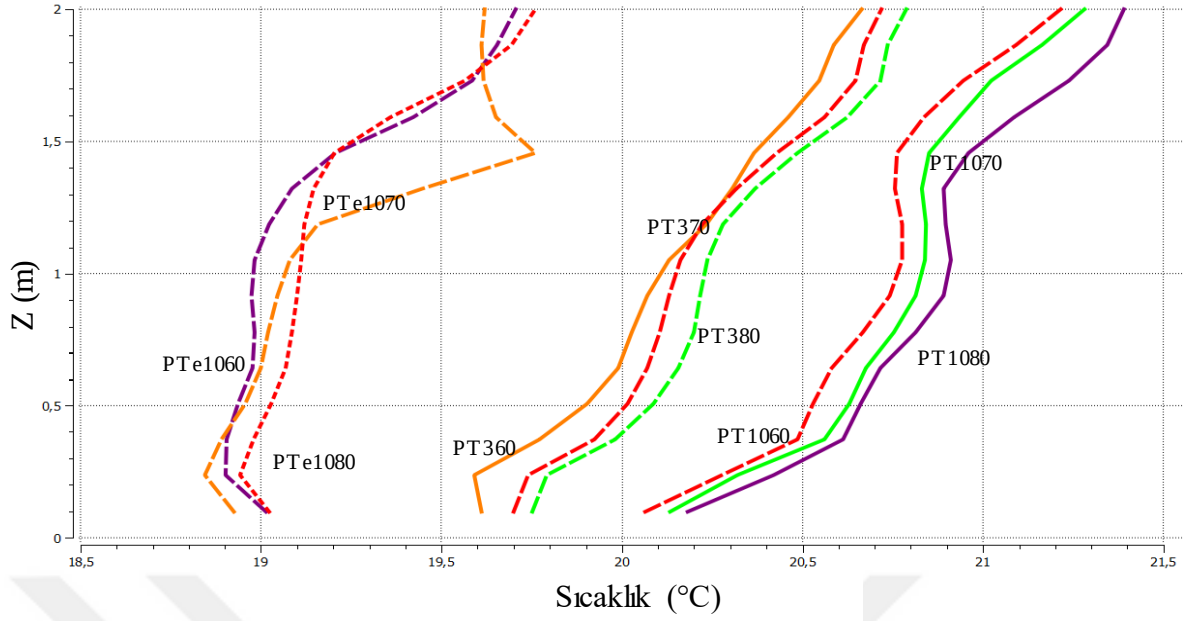
Şekil 6.33 Düşey yöndeki sıcaklık değişimini incelemek için oluşturulan çizgi

Bu çizgi üzerindeki noktaların temsil ettiği sıcaklık değerlerinin değişimi ise model1 için Şekil 6.34’de ve model2 için ise Şekil 6.35’te z yönüne bağlı olarak verilmiştir.

Oluşturulan çizgi üzerindeki sıcaklık değişimlerine bakıldığında model1 ve model2 için hiçbir dış ortam sıcaklığı ve panel ısı akısı değerlerinde sıcaklık farkı 3 °C’yi geçmemiştir. Bu yüzden düşey yöndeki sıcaklık farkına bağlı lokal konfor değerleri tüm modeller için ISO 7730 standardına göre kabul edilebilir aralıklardadır.



Şekil 6.34 Panelin dış duvarda olduğu durumda düşey yöndeki sıcaklık değişimleri



Şekil 6.35 Panelin tavanda olduğu durumda düşey yöndeki sıcaklık değişimleri

6.6.2. Zemin Sıcaklığının Uygunluğu

Odada bulunan kişilerin lokal konforlarını incelemek için zemin sıcaklığına da bakılması gerekmektedir. ISO 7730'a göre zemin yüzey sıcaklığının değeri 19-29 °C arasında olması öngörülmüştür. Bu yüzden programdan tüm modellerin zemin yüzey ortalama sıcaklığı okunmuş ve Tablo 6.19'da ISO 7730'a uygunluğu incelenmiştir.

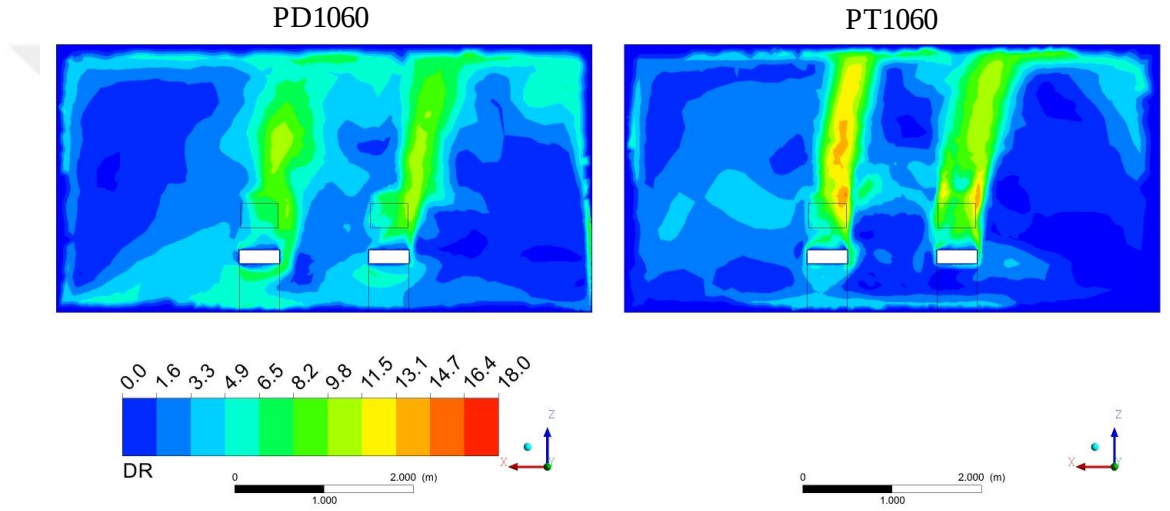
Tablo 6.19 Zemin sıcaklıklarının ISO 7730'a uygunluğu

Model	Zemin Sıcaklığı (°C)	ISO7730'a Uygunluğu
PD1060	21.437	UYGUN
PD1070	21.707	UYGUN
PD1080	22.089	UYGUN
PD360	20.093	UYGUN
PD370	20.493	UYGUN
PD380	20.943	UYGUN
PDe1060	18.024	UYGUN DEĞİL
PDe1070	18.29	UYGUN DEĞİL
PDe1080	18.643	UYGUN DEĞİL
PT1060	19.705	UYGUN
PT1070	19.767	UYGUN
PT1080	19.839	UYGUN
PT360	19.448	UYGUN
PT370	19.518	UYGUN
PT380	19.575	UYGUN
PTe1060	18.601	UYGUN DEĞİL
PTe1070	18.735	UYGUN DEĞİL
PTe1080	18.754	UYGUN DEĞİL

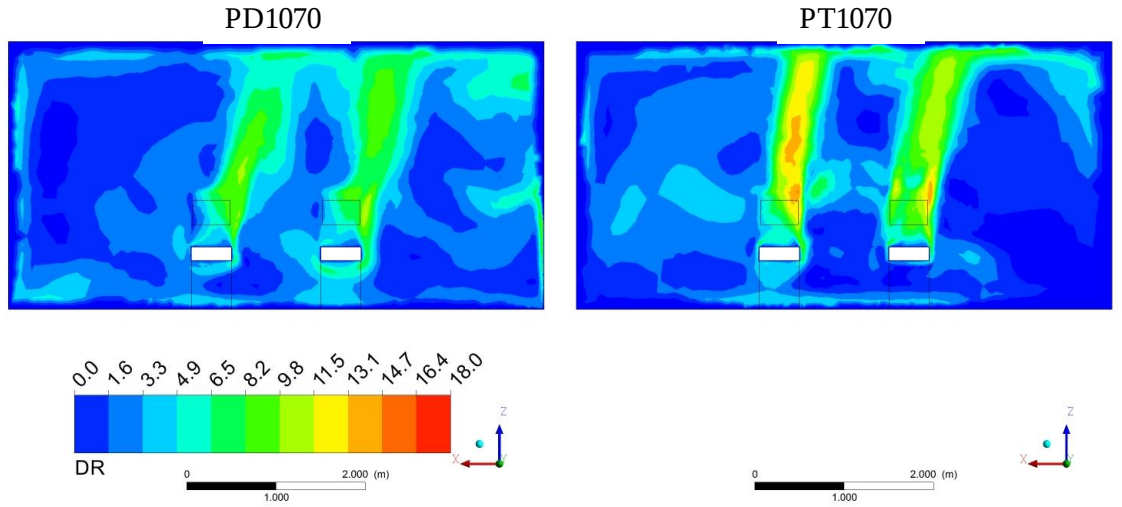
Tablo 6.19 incelendiğinde dış ortam sıcaklığı -10°C olduğu zaman model1 ve model2 için zemin sıcaklığının ISO 7730'a göre uygun değer aralıklarında kalmadığı görülmüştür.

6.6.3. Cereyan Yüzdesi Dağılımlarının Uygunluğu

Cereyan yüzdesi dağılımlarının ısı akılarına bağlı değişimi sonuçların alınması bölümünde incelenmişti. Bu kısımda aynı dış ortam sıcaklığı ve panel ısı akısına sahip modellerin karşılaştırması yapıp, ISO 7730'a göre cereyan yüzdelерinin istenen değerlerde olup olmadığı belirlenmiştir.

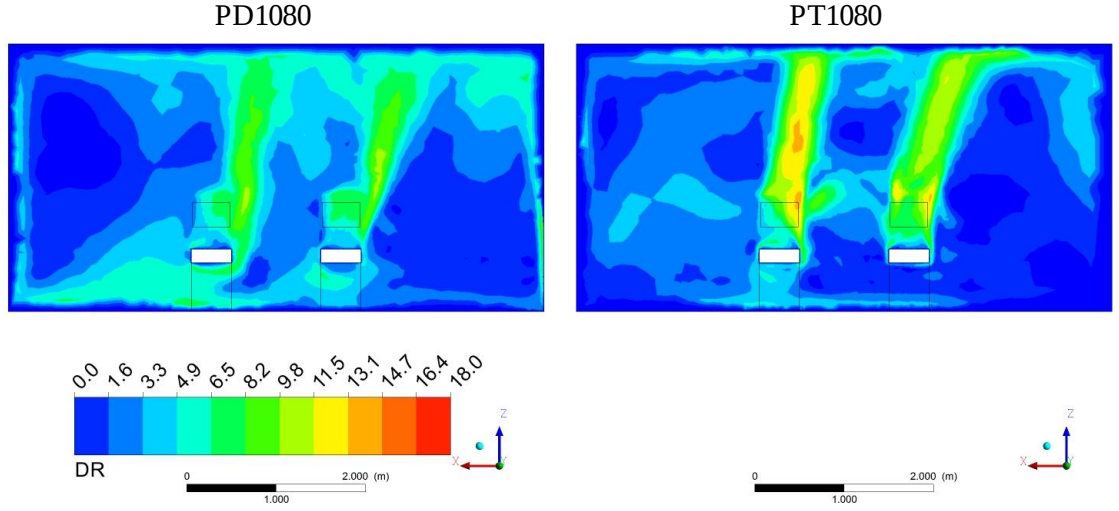


Şekil 6.36 PD1060 ile PT1060 modellerinin cereyan dağılımı karşılaştırması



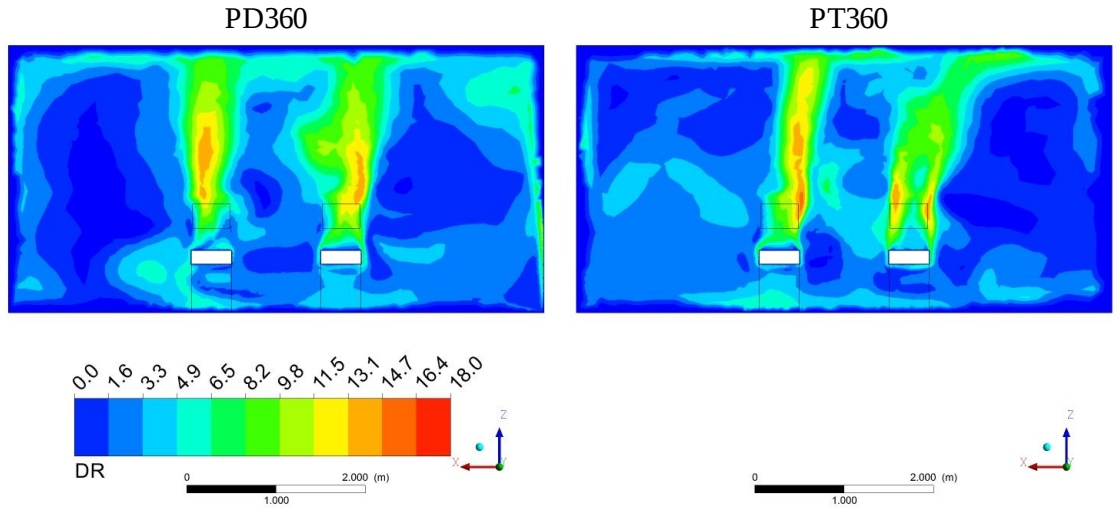
Şekil 6.37 PD1070 ile PT1070 modellerinin cereyan dağılımı karşılaştırması

İlk olarak PD1060 ve PT1060 modellerine bakıldığında, cereyan yüzdeleri PD1060 modelinde her iki insan için baş kısmında %7~8 aralığındadır. PT1060 modelinde ise cereyan yüzdesi artışa geçse de istenen aralıklarda kalmıştır (Şekil 6.36). PD1070 ve PT1070 modellerinde ise 60 W/m^2 ısı akılarındaki modellerde olduğu gibi herhangi bir değişim gözlemlenmemiştir (Şekil 6.37).

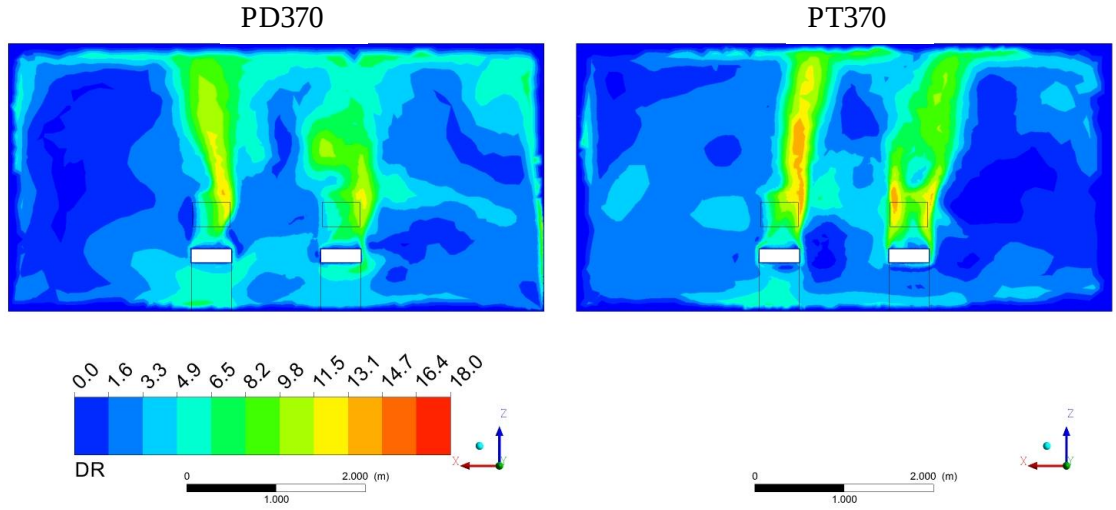


Şekil 6.38 PD1080 ile PT1080 modellerinin cereyan dağılımı karşılaştırması

PD1080 modelinde bulunan insanların baş kısımlarındaki cereyan yüzdeleri %6~7 civarlarında iken, panelin tavana yerleştirildiği PT1080 modelinde ise bu değer her iki insan için %11~13 arasında değişmektedir (Şekil 6.38).



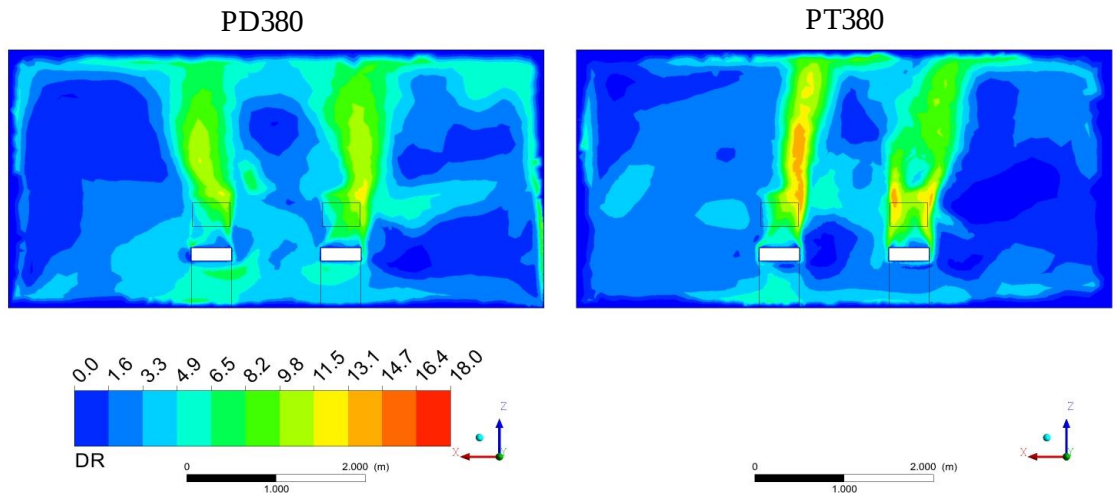
Şekil 6.39 PD360 ile PT360 modellerinin cereyan dağılımı karşılaştırması



Şekil 6.40 PD370 ile PT370 modellerinin cereyan dağılımı karşılaştırması

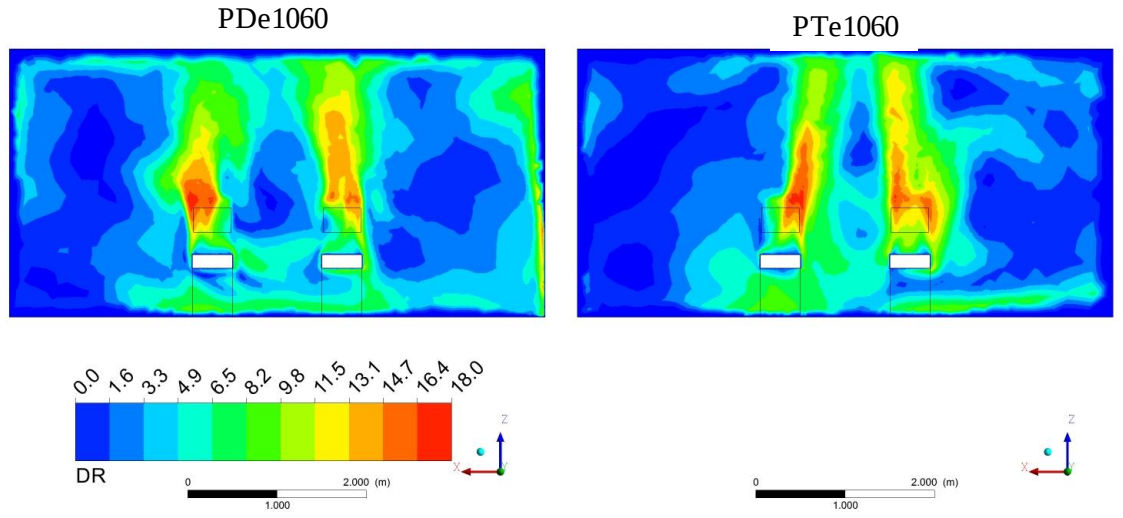
PD360 ve PT360 modellerindeki insanK ve insanP figürlerinin baş kısımlarında maksimum %13~14 cereyan yüzdelere ulaşılmıştır (Şekil 6.39). PD370 modeline geçildiğinde ise bir önceki modele göre her iki insanın da cereyan yüzdesi iyileşmiş ve %9 seviyelerine inmiştir. Ancak PT370 modelinde ise bir önceki 60 W/m²'lik ısı akıllı modele göre insanların baş kısımlarındaki cereyan yüzdelere ufak farklılıklar dışında değişime uğramamıştır (Şekil 6.40).

PD380 modelinde önceki modeldeki gibi cereyan yüzdelinde iyileşme devam etmektedir. Ancak PT380 modelinde ise panel ısı akısının önceki modellere göre artırılmasına rağmen iyileşme görülmemiştir (Şekil 6.41).

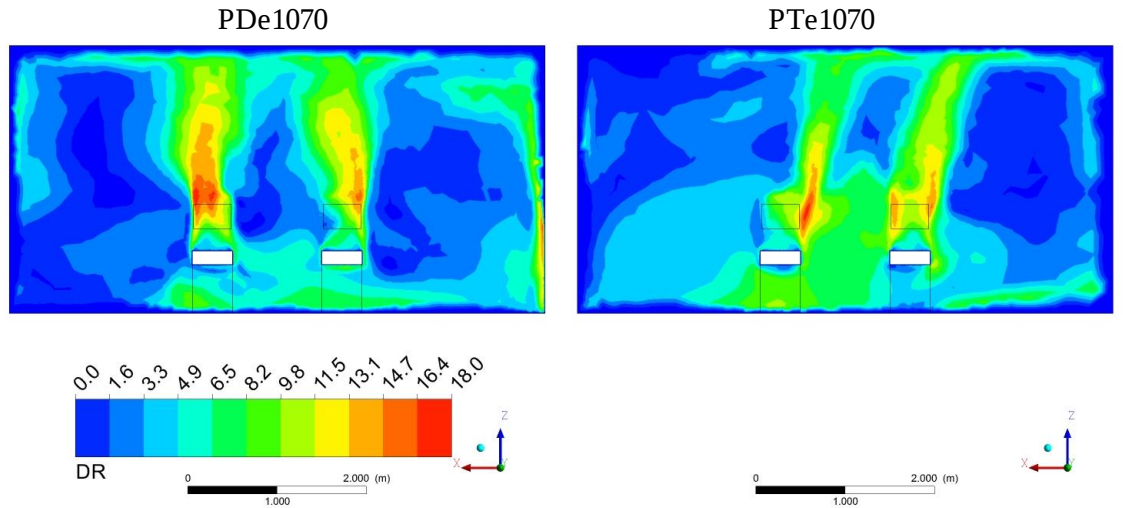


Şekil 6.41 PD380 ile PT380 modellerinin cereyan dağılımı karşılaştırması

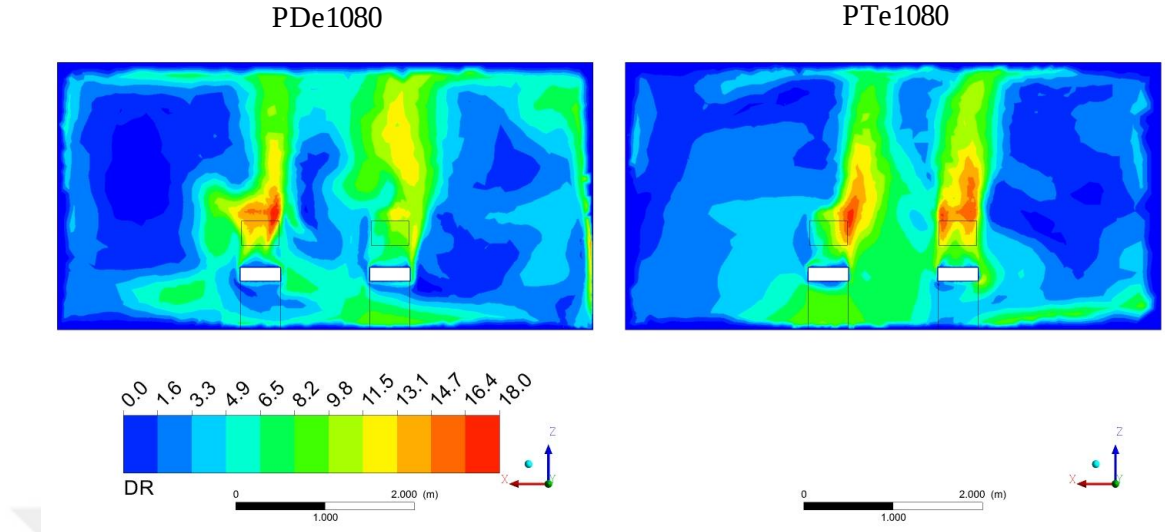
PDe1060 ve PTe1060 modellerinde insanların baş kısımlarındaki cereyan yüzdeleri diğer modellere göre en yüksek seviyelere çıkmış ve %14~17 aralığında kalmıştır. Bu değerlerde %20'lik konforsuzluk sınırına yaklaştığımızı göstermiştir. PDe1070 ve PDe1080 modellerinde ısı akısı arttırıldıkça pencere tarafında bulunan insanP'nin cereyan yüzdeleri düşüş gözlemlenmiş ve PD1080 modelinde bu yüzde %9~10 seviyelerine gerilemiştir. Dış ortam sıcaklığının -10 °C olduğu PTe1070 ve PTe1080 modellerinde ise ısı akısının artışı cereyan yüzdeleri insanP ve insanK için herhangi bir iyileşmeye sebep olmamıştır (Şekil 6.42, Şekil 6.43, Şekil 6.44).



Şekil 6.42 PDe1060 ile PTe1060 modellerinin cereyan dağılımı karşılaştırması



Şekil 6.43 PDe1070 ile PTe1070 modellerinin cereyan dağılımı karşılaştırması



Şekil 6.44 PDe1080 ile PTe1080 modellerinin cereyan dağılımı karşılaştırması

6.6.4. Radyant Asimetrisinin Uygunluğu

Lokal konfora etki eden etmenlerden biri de radyant asimetridir. Bu asimetrisinin oluşma nedeni çok soğuk veya çok sıcak duvarlar, kapılar, pencereler ve cisimlerdir. Kullandığımız oda modellerinde çok sıcak bir eleman bulunmamaktadır. Analizlerde elde edilen sonuçlarda da çok sıcak duvarlarla karşılaşılmamıştır. Ancak radyant asimetri oluşumunu sağlayabilecek elemanlardan olan pencere, dış ortamla direk olarak etkileşim içerisinde bulunduğundan dolayı, pencere ile odada bulunan insanların ortalama yüzey sıcaklık farkları lokal konforsuzluğa yol açabilir.

ISO 7730'a göre soğuk yüzey ile insan yüzeyi arasındaki radyant asimetrisinin(sıcaklık farkı) 10 °C'yi geçmemesi gerekir. Bu yüzden tüm modellerde insanP ve insanK ile pencere arasında oluşması muhtemel radyant asimetri konforsuzluğu, pencere yüzeyinin ortalama sıcaklığı ile insanların ortalama yüzey sıcaklıkları arasındaki fark hesaplanarak bulunmuştur. Tablo 6.20'de model1 için, Tablo 6.21'de ise model2 için pencereden oluşan lokal konforsuzluk değerlerinin uygunluğu gösterilmiştir.

Tablo 6.20 Model1 için pencereden oluşan radyant asimetrinin ISO 7730'a uygunluğu

Model	Radyant Asimetri (Δt_{pr})		ISO 7730'a Uygunluğu
	İnsanP	İnsanK	
PD1060	16.75	16.50	UYGUN DEĞİL
PD1070	16.85	16.61	UYGUN DEĞİL
PD1080	17.10	16.74	UYGUN DEĞİL
PD360	20.44	20.30	UYGUN DEĞİL
PD370	20.62	20.50	UYGUN DEĞİL
PD380	20.78	20.62	UYGUN DEĞİL
PDe1060	27.56	27.64	UYGUN DEĞİL
PDe1070	27.76	27.75	UYGUN DEĞİL
PDe1080	28.18	28.05	UYGUN DEĞİL

Tablo 6.21 Model2 için pencereden oluşan radyant asimetrinin ISO 7730'a uygunluğu

Model	Radyant Asimetri (Δt_{pr})		ISO 7730'a Uygunluğu
	İnsanP	İnsanK	
PT1060	15.69	15.70	UYGUN DEĞİL
PT1070	15.75	15.75	UYGUN DEĞİL
PT1080	15.80	15.78	UYGUN DEĞİL
PT360	19.68	19.88	UYGUN DEĞİL
PT370	19.76	19.88	UYGUN DEĞİL
PT380	19.79	19.92	UYGUN DEĞİL
PTe1060	27.60	28	UYGUN DEĞİL
PTe1070	27.77	28.06	UYGUN DEĞİL
PTe1080	27.72	28.07	UYGUN DEĞİL

Tablolar incelendiğinde dış ortam sıcaklığının 10 °C olduğu modellerde lokal konforsuzluğun olduğu, ancak dış ortam sıcaklığının düşürülmesi ile beraber radyant asimetrinin daha da yüksek değerlere çıktığı görülmektedir. Dış ortam sıcaklığının -10 °C olduğu durumlarda ise radyant asimetri her iki insan için çok yüksek değerlere ulaşmıştır.

6.7. Doğal Taşınımda Akışın Durumu

Odanın ısıtılması durumunda yoğunluğu azalan hava, kaldırma kuvvetlerinin etkisine girecek ve bir doğal taşınım hareketi söz konusu olacaktır. Ortamdaki doğal taşınımın laminar veya türbülanslı oluşu seçtiğimiz fluent içerisinde seçtiğimiz türbülans modelinin doğrulanması olacaktır.

Üç boyutlu kapalı ortamlardaki doğal taşınımında boyutsuz rayleigh sayısının kritik değeri 10^9 'dur. Kritik değerin altında akışın türü laminar, üzerinde ise türbülanslıdır. [31]

Eşitlik (6.6) ve Eşitlik (6.7) kullanılarak her bir model için hesaplanan grashof ve rayleigh sayıları ve bu sayılara bağlı olarak bulunan akış türleri Tablo 6.22 ve Tablo 6.23'te gösterilmiştir.

Tablo 6.22 Model1 için akış durumu

Model	Grashof Sayısı	Rayleigh Sayısı	Akış Türü
PD1060	$2,0 \cdot 10^{11}$	$1,4 \cdot 10^{11}$	Türbülanslı
PD1070	$2,3 \cdot 10^{11}$	$1,7 \cdot 10^{11}$	Türbülanslı
PD1080	$2,7 \cdot 10^{11}$	$2,0 \cdot 10^{11}$	Türbülanslı
PD360	$1,6 \cdot 10^{11}$	$1,2 \cdot 10^{11}$	Türbülanslı
PD370	$2,0 \cdot 10^{11}$	$1,5 \cdot 10^{11}$	Türbülanslı
PD380	$2,4 \cdot 10^{11}$	$1,7 \cdot 10^{11}$	Türbülanslı
PDe1060	$9,0 \cdot 10^{10}$	$6,4 \cdot 10^{10}$	Türbülanslı
PDe1070	$1,3 \cdot 10^{11}$	$9,4 \cdot 10^{10}$	Türbülanslı
PDe1080	$1,8 \cdot 10^{11}$	$1,3 \cdot 10^{11}$	Türbülanslı

Tablo 6.23 Model2 için akış durumu

Model	Grashof Sayısı	Rayleigh Sayısı	Akış Türü
PT1060	$2,4 \cdot 10^{10}$	$1,7 \cdot 10^{10}$	Türbülanslı
PT1070	$3,0 \cdot 10^{10}$	$2,1 \cdot 10^{10}$	Türbülanslı
PT1080	$3,5 \cdot 10^{10}$	$2,5 \cdot 10^{10}$	Türbülanslı
PT360	$2,3 \cdot 10^{10}$	$1,7 \cdot 10^{10}$	Türbülanslı
PT370	$2,9 \cdot 10^{10}$	$2,1 \cdot 10^{10}$	Türbülanslı
PT380	$3,4 \cdot 10^{10}$	$2,4 \cdot 10^{10}$	Türbülanslı
PTe1060	$2,2 \cdot 10^{10}$	$1,5 \cdot 10^{10}$	Türbülanslı
PTe1070	$2,7 \cdot 10^{10}$	$1,9 \cdot 10^{10}$	Türbülanslı
PTe1080	$3,2 \cdot 10^{10}$	$2,3 \cdot 10^{10}$	Türbülanslı

BÖLÜM 7

SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Kişisel farklılıklardan dolayı ortamdaki her kişiyi memnun edecek bir termal ortamı oluşturmak mümkün değildir. Bulunduğu çevreden memnun olmayacak kişiler her zaman bulunacaktır. Ancak birçok kişinin kabul edeceği oranda bir termal çevre oluşturmak mümkündür. Bu çalışmada kabul edilebilir bir termal ortam oluşturmak için duvardan veya tavandan radyant panellerle ısıtma yapılan bir odada bulunan iki kişinin genel ve lokal termal konforu incelenmiştir. Radyant panellerin dış duvarda ve tavanda olduğu iki durumda 3 farklı dış ortam sıcaklığı ve 3 farklı panel ısı akılarında oda içerisinde bulunan kişilerin genel ve lokal termal konforlarındaki değişim Fluent paket programı yardımıyla gözlemlenmiş ve hangi modelin hangi ortam koşullarında daha iyi konfor sağladığı tespit edilmiştir.

Tüm modellerin oda içerisindeki hava sıcaklığı değerlerine bakıldığında, panel ısı akısının her 10 W/m^2 'lik artırımında hava sıcaklığı değerinde model1 için ortalama 0.3°C 'lik, model2 için ise 0.1°C 'lik bir yükselişe neden olduğu gözlemlenmiştir. Model1 ise model2'ye göre daha homojen bir sıcaklık dağılımına sahip olmuştur. Ayrıca model1'in ortam sıcaklığı değerleri ortalama olarak model2'den 0.25°C fazladır. Bu fazlalık, model1'de paneller dış duvarın bir kısmını kapladığı için, dış duvardan olan ısı kaybını azaltmış ve bu da ortam sıcaklık değerini model2'ye göre arttırmıştır.

Ortamdaki ortalama hava hızı değişkenlik gösterse de model1 için hava hızı değeri ortalama 0.047 m/s , model2 için ise $0,04 \text{ m/s}$ 'dir. Bu da radyant panellerin

kullanım avantajlarından sayılabilir. Ayrıca bulunan düşük hava hızı değerleri 0.16 m/s değerini aşmadığından dolayı, tüm modeller hava hızı bakımından konforludur.

Ortalama ışıının sıcaklığı, yüzeylerin kişiyi ne kadar gördüğü anlamına gelen görüş faktörü kavramıyla ve bu yüzeylerin sıcaklıkları ile ilgilidir. Model1'de insanP insanK'ya göre pencereye daha yakın olup, pencere ile aralarındaki görüş faktörünün yüksek olmasından ve pencerenin diğer oda elemanlarına göre daha soğuk bir yüzeye sahip olmasından ötürü, ortalama ışıının sıcaklığında bir düşüş yaşanmıştır. Bu yüzden insanK'nın ortalama ışıının sıcaklığı insanP'den daha büyüktür. Ortalama ışıının sıcaklıkları arasındaki fark 0.02 °C ile 0.2 °C arasında değişmektedir. Model2'de ise panelin tavana alınması ile birlikte dış duvarın alanı büyümüş ve insanP dış duvara daha yakın olduğundan dolayı bu değişiklikten daha fazla etkilenmiş ve yine ortalama ışıının sıcaklığı insanK'dan daha düşük olmuştur. Aralarındaki sıcaklık farkı ise 0.9 C ile 1.1 °C arasında değişmektedir.

ISO 7730 standardına göre 20 °C ile 24 °C arasında değişen çalışma sıcaklığı değerleri ortalama ışıının sıcaklığına ve hava sıcaklığına bağlıdır. Model1 için çalışma sıcaklığının uygun olmadığı durum dış ortam sıcaklığının -10 °C olduğu durumdur. Bunun nedeni hava sıcaklığının çok düşük olmasından kaynaklanan ısı kayıplarını panellerin karşılayamaması ve iç ortam sıcaklığının düşüşe geçmesidir. Model2'ye bakıldığında ise, aynı ortamda bulunan kişilerin çalışma sıcaklıklarının farklı olması, ortalama ışıının sıcaklığının kişiden kişiye değişmesinden kaynaklandığından, model2 için 10 °C dış ortam sıcaklığında insanK'nın ortalama ışıının sıcaklığı insanP'den büyük olup, insanK için çalışma sıcaklığı uygunken insanP için ise uygun değildir. Diğer sıcaklıklarda ise çalışma sıcaklığı her iki insan için de uygun aralıklarda değildir.

Genel termal konfor değerlerini belirlemekte kullanılan ortam değişkenleri, bağıl nem hariç Fluent programından alınmıştır. Kişisel değişkenler için ise kış aylarında ofis ortamında takım elbise giyen bir kişinin clo değeri olan 1 ile bilgisayar başında oturarak iş yapan bir kişinin met değeri olan 1.2 değeri girilmiştir. Bu değerlerle birlikte PMV ve PPD değerleri iterasyon yapılarak bulunmuştur. Model1 için PMV değerleri her iki insan için çok yakın değerlerde olup dış ortam sıcaklığının 10 °C olduğu durumda kabul edilebilir aralıklarda olup, 3.3 °C ise neredeyse nötr hale yaklaşmıştır. Yüzde memnuniyetsizlik değerleri de PMV değerine bağlı olarak uygun aralıklarda kalmıştır.

Ancak dış ortam sıcaklığının $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'ye düşmesi ile birlikte, iç ortam sıcaklığı ve kişilerin ortalama ısıtım sıcaklıklarının düşüşü ISO 7730'a göre PMV ve PPD değerlerinin konfor aralıklarının dışına çıkarak uygun olmayan bir durum oluşturmuştur. Bu sorun kullanılan panellerin ısı akılarının ya da alanlarının bu sıcaklıktaki ısı kaybını karşılayamamasından kaynaklanmıştır. Model2 için ise PMV değerleri insanP ve insanK için farklıdır. İnsanP'nin PMV değeri daha yüksektir ve insanK'ya göre daha konforsuzdur. Bunun sebebi panelin tavana alınması ile dış duvarın alanının artarak insanP'nin ortalama ısıtım sıcaklığının azaltılmasıdır. $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $3.3\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de iki insan için de ortam konfor açısından uygunken, dış ortam sıcaklığının $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'ye düşmesiyle, iki insan için de PMV ve PPD değerleri ortamın konforsuz hale geldiğini göstermektedir.

Lokal konforsuzluk ile oluşan termal memnuniyetsizlik, vücudun bazı bölümlerinin istenmeyen soğuma ve ısınmaya maruz kalmasıyla oluşur. Düşey yöndeki sıcaklık farkının da standartlara göre değişimi lokal konfor değerlendirmelerinden biridir. ISO 7730'a göre oda içerisinde, kişilerin yaşam alanlarında, zeminden tavana doğru sıcaklık farkının $3\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'yi aşmaması gerekir. Tüm modeller için düşey yöndeki sıcaklık değişimi grafikleri incelendiğinde, ortalama değişim sıcaklığı $1\sim 1.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'yi geçmemiştir. Bunun nedeni; radyant ısıtmada, panellerden oluşan ısı transferinin %50'den fazlasının radyasyonla gerçekleşmesidir. Böylece radyant panellerle öncelikle havayı ısıtmaktan ziyade, radyasyon ile direk olarak mahalde bulunan cisimler ve kişiler ısıya maruz kaldığından dolayı, düşey yöndeki sıcaklık farkları minimuma inmektedir. Analizi yapılan modellerde ise EK-B'de verildiği gibi panellerden oluşan ısı transferinin %63~83'ü radyasyon mekanizması ile oluşmuştur.

Kişilerin mahal içerisinde vücutlarının direk olarak temas ettiği tek oda yüzeyi zemindir. Sıcak veya soğuk oda zemini ile ayakların teması, ayak ile baş arasında bir sıcaklık farkı oluşturacağından dolayı lokal konforsuzluk durumuna neden olabilir. Model1 ve model2 için dış ortam sıcaklığının $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $3.3\text{ }^{\circ}\text{C}$ olduğu durumlarda zemin sıcaklıkları standartlarda belirtilen $19\sim 29\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'lik sıcaklık aralığına göre uygun durumdadır. Ancak dış ortam sıcaklık değerinin $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'ye düşmesi ile birlikte her iki model içinde zemin yüzey sıcaklıkları $18\text{ }^{\circ}\text{C}$ civarında olmakta ve termal konfor açısından uygun olmayan bir durum oluşturmaktadır. İki model içinde zemin sıcaklıkları incelendiğinde model2'nin zemin sıcaklığı model1'den daha fazladır. Bunun

nedeni model2’de panelin konumu tavanda olduğu için zemin ile arasındaki görüş faktörü artmış ve bu yüzden de radyasyonla olan ısı transferi model1’e göre daha fazla gerçekleşip, zemin yüzey sıcaklığı daha yüksek değerlere ulaşmıştır. Ancak bu değişim lokal termal konfor açısından yeterli olmamıştır. -10 °C’deki zemin yüzey sıcaklığını arttırabilmek için panellerin boyutları veya ısı akıları arttırılmalıdır.

Radyant asimetri kişinin direk olarak maruz kaldığı, diğer yüzeylere göre soğuk veya sıcak yüzeylerle arasındaki sıcaklık farkıdır. Bu yüzeyler vücutta istenmeyen soğuma veya ısınmalara yol açabilir. Pencere yüzeyi diğer yüzeylere göre soğuk olduğundan kişilerin en çok etkilendiği ve radyant asimetri oluşturabileceği bir oda elemanıdır. Analiz için kullandığımız oda modellerinde pencere hariç tüm yüzeyler kabul edilebilir aralıklarda sıcaklıklara sahiptirler. Ancak pencere yüzeyi direk olarak dış ortam ile temas halinde olduğundan dolayı yüzey sıcaklığı dış ortam sıcaklığına yakın değerlere sahip olmuştur. Bu yüzden öncelikle pencere yüzeyinin ortalama sıcaklığı programdan okunmuş ve kişilerin yüzey sıcaklıkları arasındaki farkın standartlara göre 10 °C’nin üzerinde olup olmadığına bakılmıştır. Ancak bu sıcaklık farkı tüm modeller için 10 °C’nin üzerine çıkmıştır ve pencereden oluşan radyant asimetriden dolayı tüm modeller lokal konforsuzluğa sahiptir. Bu konforsuzluğu egale etmenin yolu ısı iletim katsayısı daha düşük bir pencere seçmek veya pencere kalınlığını arttırmak, ya da kişilerin kendilerini nispeten daha konforlu hissetmeleri için pencereden daha uzakta bulunmaktır.

Cereyan, insanların daha çok vücutlarının giysi ile kaplanmamış kısımlarından biri olan baş bölgesinde, istenmeyen hava akımı ile oluşan bir lokal konfor parametresidir. Yapılan analizlerde kişilerin baş bölgesi civarındaki cereyan yüzdeleri yüzeylerinden 25 mm uzaklıkta incelenmiştir. ISO 7730’a göre B kategorisi için cereyan yüzdesi %20’yi geçmemesi gereklidir. Analizi yapılan modeller genel olarak incelendiğinde dış ortam sıcaklığı düştükçe cereyan yüzdelerinde artış gözlenmiştir. Dış ortam sıcaklığının düşmesi ile birlikte iç ortam havasının sıcaklığı da düşmüştür. Bu sıcaklık düşüşü, ortam havasının sıcaklığı ile insan yüzey sıcaklığı arasındaki farkın yükselmesine sebep olmuştur. Böylece kişilerin temas ettiği havanın yoğunluğu azalmış, kaldırma kuvveti etkisiyle de havanın hızı artışa geçmiştir. Hız değerindeki bu artış da cereyan yüzdelerinde doğru orantılı olarak yükselişe neden olmuştur. Aynı dış ortam sıcaklıklarında cereyan yüzdelerinin azaltılması ise ısı akılarının arttırılması ve

sonuç olarak ortam hava sıcaklığının yükselmesi ile sağlanmıştır. Model1 ve model2 kıyaslandığında ise aynı dış ortam sıcaklığında ısı akılarının artırılması model1’de cereyan yüzdesini %1~3 arasında iyileştirirken, model2’de ise bu değerler %1’lerde kalmaktadır. Bunun nedeni; panel konumu tavan olarak değiştirildiğinde, dış duvarın yüzey alanının büyümesi ve odanın toplam ısı kaybının artarak iç ortam hava sıcaklığının düşmesidir. Dış ortam sıcaklığının düşüşü ile beraber ise cereyan yüzdesinin iyileşmesi de düşüşe geçmektedir. Ancak en kötü durum her iki model için de dış ortam sıcaklığının -10 °C olduğu durumda olsa da, cereyan yüzdesi hiçbir modelde %20’yi geçmediği için cereyan yüzdeleri konfor açısından uygun olarak değerlendirilmiştir.

Yapılan analizler sonucunda mahalde bulunan kişilerin genel ve lokal termal konforları hakkında birçok veriye ulaşılmıştır. Bu veriler Tablo 7.1’de bir araya getirilip, analizi yapılan modellerin ISO 7730’a göre hangi durumlarda konforlu yapıya sahip oldukları gösterilmiştir.

Tablo 7.1’e göre; lokal konforsuzluk sağlayan radyant asimetri hesaba katılmaz ise, radyant panellerin konumuna bakılmaksızın tüm konfor koşullarını sağlayan modeller, dış ortam sıcaklığının 10 °C ve 3.3 °C olduğu modellerdir. Dış ortam sıcaklığının -10 °C olduğu durumlarda ise, hiçbir model için tam anlamıyla termal konforun sağladığı söylenemez. Bunun temel sebebi bu sıcaklık değerinin oluşturduğu ısı kaybını, kullanılan panel alanı ve ısı akısının karşılayamamasıdır.

Sonuç olarak panelin tavanda veya dış duvarda olması, ortam koşullarının farklılaşmasına neden olsa da, belirli dış ortam sıcaklıklarında genel ve lokal termal konfor değerlerinin ISO 7730’da bulunan B kategorisine göre kabul edilebilir aralıklarda olmasını sağlamıştır. Bu yüzden ofisin ısıtılmasında kullanılacak olan paneller isteğe göre tavanda veya dış duvarda konumlandırılabilir. Çok soğuk havalarda bu panellerin istenilen düzeyde genel ve lokal termal konfor sağlaması için, duvarlarda yalıtım elemanı daha iyi malzemeler kullanılabilir, pencere camının iletim katsayısı düşük malzeme ile değiştirilmesi sağlanabilir, panel ısı akısı artırılabilir, panel yüzeyi duvar boyutları elverdiği şekilde genişletilebilir.

Analizlerin daha gerçekçi sonuçlar vermesi için ise, güneşten gelen radyasyon hesaba katılarak, çözüm ağ yapısı daha sık elemanlara ayrılıp eleman sayısı artırılabilir

ve yakınsama kriterleri düşürülebilir. Ayrıca farklı çözüm ağ yapılarında, farklı türbülans modellerinde ve farklı radyasyon modellerinde analizler yapılarak elde edilen sonuçlar karşılaştırılabilir.

Tablo 7.1 Model1 ve model2 için ISO 7730'a göre genel ve lokal termal konfor değerlendirilmesi

MODEL	Radyant Asimetri		Cereyan		Zemin Sıcaklığı	Dış Yöndeki Sıcaklık Farkı	Çalışma Sıcaklığı		PPD	PMV
	insanK	insanP	insanK	insanP			insanK	insanP		
PD1060	Uygun Değil	Uygun Değil	Uygun	Uygun	Uygun	Uygun	Uygun	Uygun	insanK	insanP
PD1070	Uygun Değil	Uygun Değil	Uygun	Uygun	Uygun	Uygun	Uygun	Uygun	Uygun	Uygun
PD1080	Uygun Değil	Uygun Değil	Uygun	Uygun	Uygun	Uygun	Uygun	Uygun	Uygun	Uygun
PD360	Uygun Değil	Uygun Değil	Uygun	Uygun	Uygun	Uygun	Uygun	Uygun	Uygun	Uygun
PD370	Uygun Değil	Uygun Değil	Uygun	Uygun	Uygun	Uygun	Uygun	Uygun	Uygun	Uygun
PD380	Uygun Değil	Uygun Değil	Uygun	Uygun	Uygun	Uygun	Uygun	Uygun	Uygun	Uygun
PD1060	Uygun Değil	Uygun Değil	Uygun	Uygun	Uygun Değil	Uygun	Uygun Değil	Uygun Değil	Uygun Değil	Uygun Değil
PD1070	Uygun Değil	Uygun Değil	Uygun	Uygun	Uygun Değil	Uygun	Uygun Değil	Uygun Değil	Uygun Değil	Uygun Değil
PD1080	Uygun Değil	Uygun Değil	Uygun	Uygun	Uygun Değil	Uygun	Uygun Değil	Uygun Değil	Uygun	Uygun
PT1060	Uygun Değil	Uygun Değil	Uygun	Uygun	Uygun	Uygun	Uygun	Uygun	Uygun	Uygun
PT1070	Uygun Değil	Uygun Değil	Uygun	Uygun	Uygun	Uygun	Uygun	Uygun	Uygun	Uygun
PT1080	Uygun Değil	Uygun Değil	Uygun	Uygun	Uygun	Uygun	Uygun	Uygun	Uygun	Uygun
PT360	Uygun Değil	Uygun Değil	Uygun	Uygun	Uygun	Uygun	Uygun	Uygun	Uygun	Uygun
PT370	Uygun Değil	Uygun Değil	Uygun	Uygun	Uygun	Uygun	Uygun	Uygun	Uygun	Uygun
PT380	Uygun Değil	Uygun Değil	Uygun	Uygun	Uygun	Uygun	Uygun	Uygun	Uygun	Uygun
PT1060	Uygun Değil	Uygun Değil	Uygun	Uygun	Uygun Değil	Uygun	Uygun Değil	Uygun Değil	Uygun Değil	Uygun Değil
PT1070	Uygun Değil	Uygun Değil	Uygun	Uygun	Uygun Değil	Uygun	Uygun Değil	Uygun Değil	Uygun Değil	Uygun Değil
PT1080	Uygun Değil	Uygun Değil	Uygun	Uygun	Uygun Değil	Uygun	Uygun Değil	Uygun Değil	Uygun	Uygun Değil

KAYNAKLAR

- [1] R. Zmeureanu, P. Fazio, F. Haghighat, *Thermal Performance of Radiant Heating Panels*, ASHRAE 94, 3-27, (1988).
- [2] R. . Howell, S. Suryanarayana, *Sizing of radiant heating systems: Part I-Ceiling Panels*, ASHRAE 96, 652-665, (1990).
- [3] T. Imanari, T. Omori, K. Bogaki, *Thermal comfort and energy consumption of the radiant ceiling panel system: Comparison with the conventional all-air system*, Energy and Buildings, 30, 167-175, (1999).
- [4] ASHRAE, *ASHRAE handbook-HVAC systems and equipment*, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta, (2012).
- [5] E. Dudkiewicz, J. Jezowiecki, *Measured radiant thermal fields in industrial spaces served by high intensity IR*, Energy and Buildings, 41, 27-35, (2009).
- [6] T. Catalina, J. Virgone, F. Kuznik, *Evaluation of thermal comfort using combined CFD and experimentation study in a test room equipped with a cooling Ceiling*, Building and Environment, 44, 40-50, (2009).
- [7] B. Kilkis, M. Eltez, S.S. Sager, *A simplified model for the design of radiant in-slab heating panels*, ASHRAE 101, 1, 210-216, (1995).
- [8] M.D.F Ling, J.M. Deffenbaugh, *Design strategies for low temperature radiant heating systems based on thermal comfort criteria*, ASHRAE 96, 1, 1296-1305, (1990).
- [9] ASHRAE 2009, *ASHRAE HANDBOOK: Fundamentals (SI)*, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc, Atlanta, (2009).
- [10] P.O. Fanger, *Thermal comfort*, Florida, (1982).

- [11] M. Toksoy, *Termal konfor*, Mühendis ve Makine, 2(13), 37-45 (1994).
- [12] P. O Fanger, *Thermal comfort*, Mc Graw – Hill, USA, (1970).
- [13] ISO 7730, *Ergonomics of the thermal environment - Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria* , (2005).
- [14] ASHRAE 55, *Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy*, (2004).
- [15] S. Murakami, *CFD analysis of wind environment around a human body*, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 83(1-3), 393-408, (1999).
- [16] B.W Olesen,. *International standards and ergonomics of the thermal environment*, Applied Ergonomics, 26(4), 293-302, (1995).
- [17] P. O Fanger, A. K. Melikov, H. Hanzawa, J. Ring, *Turbulence and draft*, ASHRAE Journal, (1989).
- [18] S. Murakami, S. Kato, J. Zeng, *Combined simulation of airflow, radiation and moisture transport for heat release from a human body*, Building and Environment, 35(6), 489-500, (2000).
- [19] R . Zmeureanu, S. Iliescu, D. Dauce, Y. Jacob, *Radiation from cold or warm windows: computer model development and experimental validation*, Building and Environment, 38, 427-434, (2003).
- [20] Z. Tian, J. Love, *A field study of occupant thermal comfort and thermal environments with radiant slab cooling*, Building and Environment, 43, 165-170, (2008).
- [21] T. Kim, S. Kato, S. Murakami, J. Rho, *Study on indoor thermal environment of office space controlled by cooling panel system using field measurement and the numerical simulation*, Building and Environment, 40, 301-310, (2005).
- [22] J. Niu, Jvd. Kooi, *Indoor climate in rooms with cooled ceiling systems. Building and Environment*, 29, 283-290, (1994).

- [23] H. Khorasanizadeh, G. Sheikhzadeh, A. Azemati, BS. Hadavand, ***Numerical study of air flow and heat transfer in a two-dimensional enclosure with floor heating***. Energy and Buildings, 78, 98-104, (2014).
- [24] L. Schellen, S. Timmers, M. Loomans, E. Nelissen, JLM. Henseni, W. van Marken Lichtenbelt, ***Downdraught assessment during design: experimental and numerical evaluation of a rule of thumb***. Building and Environment, 57, 290-301, (2012).
- [25] I. Sarbu, C. Sebarchievici, ***A study of the performances of low-temperature heating systems***, Energy Efficiency, 8, 609-627, (2015).
- [26] JA. Myhren, S. Holmberg, ***Flow patterns and thermal comfort in a room with panel, floor and wall heating***, Energy and Buildings, 40, 524-36, (2008).
- [27] T. Sakoi, K. Tsuzuki, S. Kato, R. Ooka, D. Song, S. Zhu, ***Thermal comfort, skin temperature distribution, and sensible heat loss distribution in the sitting posture in various asymmetric radiant fields***. Building and Environment, 42, 3984-999. (2007).
- [28] JD. Feng, F. Bauman, S. Schiavon ***Experimental comparison of zone cooling load between radiant and air systems***, Energy and Buildings, 84, 152-159, (2014).
- [29] K. Bedir, ***Radyant Isıtma ve Soğutma Sistemlerinin Termal Konfor ve Enerji Verimliliğinin Sayısal Analizi***, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ, (2012).
- [30] Q. Chen, ***Comparison of different $k - \varepsilon$ models for indoor air flow computations***, Numerical Heat Transfer; 28, 353-69, (1995).
- [31] L. Vargas, ***High Rayleigh Number Flows in a Cubical Enclosure***, Yüksek Lisans Tezi, (2005).

EKLER

EK-A

Eşdeğer Isı İletim Katsayısının Hesaplanması

Dış Duvar;

$$\frac{L_1}{k_1 \cdot A} + \frac{L_2}{k_2 \cdot A} + \frac{L_3}{k_3 \cdot A} + \frac{L_4}{k_4 \cdot A} = \frac{L_{eş}}{k_{eş} \cdot A}$$

$$\frac{0,25}{0,35.1} + \frac{0,05}{0,04.1} + \frac{0,03}{0,87.1} + \frac{0,03}{0,87.1} = \frac{0,36}{k_{eş} \cdot 1}$$

$$k_{eş} = 0,177 \text{ W/mK}$$

İç Duvarlar ve Koridor Duvarı;

$$\frac{L_1}{k_1 \cdot A} + \frac{L_2}{k_2 \cdot A} + \frac{L_3}{k_3 \cdot A} = \frac{L_{eş}}{k_{eş} \cdot A}$$

$$\frac{0,25}{0,35.1} + \frac{0,03}{0,87.1} + \frac{0,03}{0,87.1} = \frac{0,31}{k_{eş} \cdot 1}$$

$$k_{eş} = 0,395 \text{ W/mK}$$

Hidrolik Çapın Hesaplanması

Giriş ve Çıkış

$$D_h = \frac{4 \cdot A}{\zeta} = \frac{4 \cdot 0,02.1}{2 \cdot (0,02 + 1)} = 0,0392 \text{ m}$$

EK-B**Tablo 1.** PD1060 için toplam ısı transferi ve radyasyonla ısı transferi miktarları

Yüzey	Toplam Isı Transferi (W)	Radyasyonla Isı Transferi (W)
inlet	-58.38	-1.05
outlet	10.25	0.04
bilgisayarlar	21.45	17.06
dış duvar	-19.58	-9.26
iç duvarlar	-155.84	-100.31
insank	160.12	100.71
insanp	160.12	100.33
koridor duvarı	-126.01	-89.19
panel	199.50	128.41
pencere	-191.95	-144.17

Tablo 2. PD1070 için toplam ısı transferi ve radyasyonla ısı transferi miktarları

Yüzey	Toplam Isı Transferi (W)	Radyasyonla Isı Transferi (W)
inlet	-58.40	-1.07
outlet	9.34	0.04
bilgisayarlar	21.45	17.38
dış duvar	-20.09	-8.99
iç duvarlar	-177.50	-121.85
insank	160.12	101.23
insanp	160.12	100.15
koridor duvarı	-128.81	-89.77
panel	232.75	149.50
pencere	-198.99	-146.85

Tablo 3. PD1080 için toplam ısı transferi ve radyasyonla ısı transferi miktarları

Yüzey	Toplam Isı Transferi (W)	Radyasyonla Isı Transferi (W)
inlet	-58.43	-1.10
outlet	7.96	0.051
bilgisayarlar	21.45	17.25
dış duvar	-20.69	-8.10
iç duvarlar	-201.29	-138.65
insank	160.12	100.96
insanp	160.12	100.62
koridor duvarı	-131.80	-91.19
panel	266	171.10
pencere	-203.43	-150.94

Tablo 4. PD360 için toplam ısı transferi ve radyasyonla ısı transferi miktarları

Yüzey	Toplam Isı Transferi (W)	Radyasyonla Isı Transferi (W)
inlet	-58.26	-0.96
outlet	13.81	0.05
bilgisayarlar	21.45	17.19
dış duvar	-28.53	-17.25
iç duvarlar	-70.27	-35.87
insank	160.12	100.47
insanp	160.12	100.49
koridor duvarı	-115.18	-83
panel	199.5	124.01
pencere	-282.75	-205.13

Tablo 5. PD370 için toplam ısı transferi ve radyasyonla ısı transferi miktarları

Yüzey	Toplam Isı Transferi (W)	Radyasyonla Isı Transferi (W)
inlet	-58.31	-0.99
outlet	12.96	0.04
bilgisayarlar	21.45	17.43
dış duvar	-29.14	-15.45
iç duvarlar	-95.90	-54.11
insank	160.12	100.82
insanp	160.12	100.13
koridor duvarı	-118.38	-84.54
panel	232.75	146.37
pencere	-286.68	-209.58

Tablo 6. PD380 için toplam ısı transferi ve radyasyonla ısı transferi miktarları

Yüzey	Toplam Isı Transferi (W)	Radyasyonla Isı Transferi (W)
inlet	-58.33	-1.02
outlet	11.86	0.05
bilgisayarlar	21.45	16.97
dış duvar	-29.65	-15.19
iç duvarlar	-118.37	-71
insank	160.12	100.97
insanp	160.12	100.05
koridor duvarı	-121.27	-86.06
panel	266	168.41
pencere	-291.92	-213.14

Tablo 7. PDe1060 için toplam ısı transferi ve radyasyonla ısı transferi miktarları

Yüzey	Toplam Isı Transferi (W)	Radyasyonla Isı Transferi (W)
inlet	-58.07	-0.79
outlet	21.12	0.05
bilgisayarlar	21.45	17.12
dış duvar	-46.28	-29.64
iç duvarlar	96.84	95.47
insank	160.12	96.26
insanp	160.12	95.88
koridor duvarı	-94.55	-72.48
panel	199.5	115.11
pencere	-458.64	-317.01

Tablo 8. PDe1070 için toplam ısı transferi ve radyasyonla ısı transferi miktarları

Yüzey	Toplam Isı Transferi (W)	Radyasyonla Isı Transferi (W)
inlet	-58.09	-0.81
outlet	20.29	0.05
bilgisayarlar	21.45	16.79
dış duvar	-46.79	-29.37
iç duvarlar	74.58	76.50
insank	160.12	96.87
insanp	160.12	98.09
koridor duvarı	-97.14	-73.69
panel	232.75	135.40
pencere	-466.95	-319.80

Tablo 9. PDe1080 için toplam ısı transferi ve radyasyonla ısı transferi miktarları

Yüzey	Toplam Isı Transferi (W)	Radyasyonla Isı Transferi (W)
inlet	-58.12	-0.84
outlet	19.15	0.05
bilgisayarlar	21.45	16.84
dış duvar	-47.41	-29.03
iç duvarlar	46.89	58.65
insank	160.12	97.55
insanp	160.12	99.78
koridor duvarı	-100.42	-74.99
panel	266	157.51
pencere	-467.82	-325.51

Tablo 10. PT1060 için toplam ısı transferi ve radyasyonla ısı transferi miktarları

Yüzey	Toplam Isı Transferi (W)	Radyasyonla Isı Transferi (W)
inlet	-58.31	-1.07
outlet	14.80	0.01
bilgisayarlar	21.45	17.24
dış duvar	-32.98	-25.46
iç duvarlar	-181.03	-138.11
insank	160.12	99.79
insanp	160.12	100.46
koridor duvarı	-113.66	-87.33
panel	199.50	165.24
pencere	-169.87	-130.92

Tablo 11. PT1070 için toplam ısı transferi ve radyasyonla ısı transferi miktarları

Yüzey	Toplam Isı Transferi (W)	Radyasyonla Isı Transferi (W)
inlet	-58.32	-1.08
outlet	14.50	0.01
bilgisayarlar	21.45	17.22
dış duvar	-33.28	-25.83
iç duvarlar	-210.79	-162.76
insank	160.12	99.62
insanp	160.12	100.40
koridor duvarı	-114.65	-88.42
panel	232.75	193.36
pencere	-171.81	-132.42

Tablo 12. PT1080 için toplam ısı transferi ve radyasyonla ısı transferi miktarları

Yüzey	Toplam Isı Transferi (W)	Radyasyonla Isı Transferi (W)
inlet	-58.33	-1.09
outlet	14.32	-0.01
bilgisayarlar	21.45	16.88
dış duvar	-33.56	-26.45
iç duvarlar	-240.63	-188.02
insank	160.12	99.17
insanp	160.12	100.19
koridor duvarı	-115.62	-89.82
panel	266	222.91
pencere	-173.78	-133.96

Tablo 13. PT360 için toplam ısı transferi ve radyasyonla ısı transferi miktarları

Yüzey	Toplam Isı Transferi (W)	Radyasyonla Isı Transferi (W)
inlet	-58.30	-1.04
outlet	16.36	0.01
bilgisayarlar	21.45	17.18
dış duvar	-52.62	-42.71
iç duvarlar	-66.25	-45.60
insank	160.12	98.61
insanp	160.12	98.42
koridor duvarı	-110.06	-87.95
panel	199.5	167.08
pencere	-270.30	-203.93

Tablo 14. PT370 için toplam ısı transferi ve radyasyonla ısı transferi miktarları

Yüzey	Toplam Isı Transferi (W)	Radyasyonla Isı Transferi (W)
inlet	-58.30	-1.05
outlet	16.12	-0.01
bilgisayarlar	21.45	17.07
dış duvar	-53.21	-43.30
iç duvarlar	-95.21	-70.45
insank	160.12	97.94
insanp	160.12	98.64
koridor duvarı	-111.02	-89.09
panel	232.75	195.63
pencere	-272.80	-205.37

Tablo 15. PT380 için toplam ısı transferi ve radyasyonla ısı transferi miktarları

Yüzey	Toplam Isı Transferi (W)	Radyasyonla Isı Transferi (W)
inlet	-58.32	-1.06
outlet	15.84	-0.01
bilgisayarlar	21.45	17.05
dış duvar	-53.21	-43.78
iç duvarlar	-124.94	-96
insank	160.12	97.71
insanp	160.12	98.34
koridor duvarı	-111.98	-90.33
panel	266	224.86
pencere	-275.04	-206.81

Tablo 16. PTe1060 için toplam ısı transferi ve radyasyonla ısı transferi miktarları

Yüzey	Toplam Isı Transferi (W)	Radyasyonla Isı Transferi (W)
inlet	-58.23	-1.00
outlet	19.31	-0.01
bilgisayarlar	21.45	16.41
dış duvar	-91.53	-77.32
iç duvarlar	163.05	128.26
insank	160.12	94.46
insanp	160.12	94.54
koridor duvarı	-103.02	-89.04
panel	199.50	171.67
pencere	-470.71	-337.95

Tablo 17. PTe1070 için toplam ısı transferi ve radyasyonla ısı transferi miktarları

Yüzey	Toplam Isı Transferi (W)	Radyasyonla Isı Transferi (W)
inlet	-58.26	-1.00
outlet	19.16	-0.02
bilgisayarlar	21.45	16.27
dış duvar	-91.86	-77.31
iç duvarlar	132.20	103.32
insank	160.12	94.07
insanp	160.12	95.43
koridor duvarı	-104.18	-89.66
panel	232.75	198.86
pencere	-471.50	-339.87

Tablo 18. PTe1080 için toplam ısı transferi ve radyasyonla ısı transferi miktarları

Yüzey	Toplam Isı Transferi (W)	Radyasyonla Isı Transferi (W)
inlet	-58.26	-1.01
outlet	18.94	-0.04
bilgisayarlar	21.45	16.12
dış duvar	-92.13	-78.11
iç duvarlar	104.15	74.86
insank	160.12	93.84
insanp	160.12	94.70
koridor duvarı	-105.03	-91.22
panel	266	229.73
pencere	-475.33	-340.87

ÖZGEÇMİŞ

Kadir AYDIN 1990 yılında Bursa’da doğdu. Orta öğrenimini Milli Piyango Anadolu Lisesinde tamamladı. 2010 yılında Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünde lisans eğitimine başladı. 2013 yılında mezun olduğu Makine Mühendisliği bölümünde 2014 yılında Termodinamik Ana Bilim Dalı’nda yüksek lisansa başladı. 2014 yılının Eylül ayında ÖYP kapsamında Trakya Üniversitesi Makine Mühendisliği Enerji Ana Bilim Dalı’nda Araştırma Görevlisi olarak göreve başladı. Halen Trakya Üniversitesinde bu göreve devam etmektedir.