

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**STANDART BİR ODAKIN RADYANT SOĞUTULMASI DURUMUNDA
HAVALANDIRMANIN KONFORA ETKİSİNİN İNCELENMESİ**

ONUR ORUÇ

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ISI PROSES PROGRAMI**

**DANIŞMAN
PROF. DR. İSMAİL TEKE**

İSTANBUL, 2017

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**STANDART BİR ODANIN RADYANT SOĞUTULMASI DURUMUNDA
HAVALANDIRMANIN KONFORA ETKİSİNİN İNCELENMESİ**

Onur ORUÇ tarafından hazırlanan tez çalışması 07.12.2017 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Prof. Dr. İsmail TEKE
Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. İsmail TEKE
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Ş. Özgür ATAYILMAZ
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Y. Erhan BÖKE
İstanbul Teknik Üniversitesi

ÖNSÖZ

Bu yüksek lisans tez çalışmasında, standart bir odanın radyant soğutulması durumunda havalandırmanın konfora etkisi incelenmiştir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yazılımı olan ANSYS Fluent ile ısı analizleri gerçekleştirilmiş ve elde edilen sonuçlar ortaya konularak, birbirleriyle karşılaştırılmıştır.

Bu yüksek lisans çalışmalarını yöneten, yönlendiren, değerli görüş ve eleştirileri ile tez çalışmamı destekleyen çok değerli danışman hocam Sn. Prof. Dr. İsmail TEKE'ye teşekkürlerimi bir borç bilirim. Ayrıca, tez çalışmam boyunca bana vermiş olduğu destek ve yardımlar için Araştırma Görevlisi Merve ÖZTÜRK'e çok teşekkür ederim.

Gerekli alt yapıyı sağlayan ve tezimi destekleyen Mir Ar-Ge A.Ş. çalışanlarına teşekkürlerimi sunarım.

Son olarak, tüm hayatım boyunca her daim yanımda olan, bugünlere gelmemde maddi ve manevi desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen çok kıymetli aileme en derin duygularıyla teşekkür ederim.

Kasım, 2017

Onur ORUÇ

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ.....	vi
KISALTMA LİSTESİ.....	viii
ŞEKİL LİSTESİ.....	lix
ÇİZELGE LİSTESİ	xiii
ÖZET	xiii
ABSTRACT.....	xv
BÖLÜM 1	
GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.2 Tezin Amacı	8
1.3 Hipotez	9
BÖLÜM 2	
ISIL KONFOR	10
2.1 Isıl Ortam Değişkenleri ve Kişisel Değişkenler	10
2.2 Isıl Konforun Belirlenmesi	11
2.3 Yerel Isıl Konforsuzluklar	14
2.3.1 Hava Akışı.....	14
2.3.2 Dikey Sıcaklık Farkı.....	15
2.3.3 Zemin Yüzey Sıcaklığı	15
2.3.4 Radyant Asimetri	16
2.4 Kabul Edilebilir Isıl Konfor Değerleri	18
BÖLÜM 3	
SAYISAL MODEL	20
3.1 3D Model.....	20
3.2 Korunum Denklemleri.....	21
3.3 Doğal Taşınım.....	22
3.3.1 Doğal Taşınım İçin Akış Rejiminin Belirlenmesi	23
3.4 Türbülans Modelinin Belirlenmesi	24
3.4.1 Standart k-ε Türbülans Modeli	24

3.5	Işınım ile Isı Geçişinin Modellenmesi	25
3.5.1	Güneşten Gelen Işınımın Hesaplanması	25
BÖLÜM 4		
SAYISAL ANALİZ SONUÇLARI		28
4.1	Pasif Soğutma Durumu	28
4.1.1	Oda Modeli	28
4.1.2	Ağ Yapısı.....	29
4.1.3	Genel Özellikler ve Sınır Şartları	30
4.1.4	Pasif Soğutma Durumunda Sıcaklık Dağılımları ve Akım Çizgileri	31
4.1.4.1	Isıl Konfor Değerlerinin Hesaplanması	39
4.1.5	Panjurlu Durum için Sıcaklık Dağılımları ve Akım Çizgileri	44
4.1.5.1	Isıl Konfor Değerlerinin Hesaplanması	47
4.2	Tavandan Havalandırma	50
4.2.1	Oda Modeli	50
4.2.2	Ağ Yapısı.....	51
4.2.3	Genel Özellikler ve Sınır Şartları	51
4.2.4	Tavandan Havalandırmada Sıcaklık Dağılımları ve Akım Çizgileri	52
4.2.4.1	Isıl Konfor Değerlerinin Hesaplanması	61
4.3	Isı Perdeli Havalandırma	65
4.3.1	Oda Modeli	66
4.3.2	Ağ Yapısı.....	66
4.3.3	Genel Özellikler ve Sınır Şartları	67
4.3.4	Isı Perdeli Havalandırma Sıcaklık Dağılımları ve Akım Çizgileri	67
4.3.4.1	Isıl Konfor Değerlerinin Hesaplanması	76
BÖLÜM 5		
SONUÇ VE ÖNERİLER		81
5.1	Tüm Durumlar için Referans Noktalarındaki Sıcaklık Değerleri.....	81
5.2	Tüm Durumlar için Referans Noktalarındaki Hız Değerleri.....	82
5.3	Tüm Durumlar için Dikey Sıcaklık Farkları.....	83
5.4	Tüm Durumlar için Isıl Konfor Değerleri	84
5.5	Havalandırma Durumlarında Hız Vektörlerinin Karşılaştırılması	85
KAYNAKLAR.....		87
EK-A		
GENEL VE YEREL ISIL KONFOR DEĞERLERİ		89
ÖZGEÇMİŞ		91

SİMGE LİSTESİ

α	Isı yayılma katsayısı
β	Hacimsel ısı genleşme katsayısı
$C_{1\varepsilon}$	k- ε türbülans modeli sabiti
$C_{2\varepsilon}$	k- ε türbülans modeli sabiti
$C_{3\varepsilon}$	k- ε türbülans modeli sabiti
C_μ	k- ε türbülans modeli dinamik viskozite sabiti
δ	Deklinasyon açısı
e	Enlem açısı
ε	Türbülans sönümlleme hızı, yayma oranı
f	Güneş sabitinin düzeltme faktörü
f_{cl}	Giyisili vücut yüzey faktörü
f_d	Yaygın yansımanın toplam yansımaya oranı
ϕ	Azimet açısı
Gr_L	Grashof sayısı
GS	Güneş saati
G_b	Kaldırma kuvvetinden dolayı türbülans kinetik enerjinin üretimi
G_k	Ortalama hız gradyanından dolayı türbülans kinetik enerjinin üretimi
g	Yerçekimi ivmesi
H	Eğik yüzeye gelen güneş ışınının ilk geliş saat açısı
h	Taşıyım katsayısı, saat açısı
I	Konum ve yöne bağlı ışınım şiddeti, yatay düzleme gelen anlık güneş ışınımı
I_{cl}	Giyisi yalıtımı
I_d	Yatay düzleme gelen anlık direkt güneş ışınımı
I_{ed}	Eğik düzleme gelen anlık direkt güneş ışınımı
I_{ey}	Eğik düzleme gelen anlık yaygın güneş ışınımı
I_{gs}	Güneş sabiti
I_y	Yatay düzleme gelen anlık yaygın güneş ışınımı
I_{ya}	Eğik düzleme anlık yansıyarak gelen güneş ışınımı
k	Türbülans kinetik enerjisi, ısı iletim katsayısı
L	Karakteristik uzunluk
M	Metabolik hız
μ	Dinamik viskozite
μ_t	Türbülans dinamik viskozitesi

Nu	Nusselt sayısı
n	1 Ocaktan itibaren gün sayısı
ν	Kinematik viskozite
Pr	Prandtl sayısı
p	Basınç
p_a	Su buharı kısmi basıncı
ρ	Yoğunluk
ρ_0	T_0 sıcaklığına karşılık gelen sabit yoğunluk değeri
Q	Yatay düzleme gelen toplam güneş ışıınımı
Q_d	Yatay düzleme gelen direkt güneş ışıınımı
Q_y	Yatay düzleme gelen yayılı güneş ışıınımı
Q_0	Atmosfer dışında yatay düzleme gelen güneş ışıınımı
q	Doğal taşınım ile olan ısı transferi
q_{rad}	Radyasyon ile olan ısı transferi
Ra	Rayleigh sayısı
SD	Hava hızının standart sapması
σ	Stefan-Boltzmann sabiti
$\sigma_k, \sigma_\epsilon$	k- ϵ için prandtl sayıları
σ_s	Yayılm katsayısı
T	Sıcaklık
t	Güneşlenme süresi
T_a	Hava sıcaklığı
T_{cl}	Giyisi yüzey sıcaklığı
T_f	Zemin yüzey sıcaklığı
T_{mr}	Ortalama radyant sıcaklık
T_y	Yüzey sıcaklığı
T_s	Duvar yüzey sıcaklığı
T_0	Çalışma sıcaklığı
τ_d	Direkt ışıınımda cam yüzeyinin geçirgenlik katsayısı
τ_y	Yaygın ışıınımda cam yüzeyinin geçirgenlik katsayısı
ΔT_{av}	Ayak bileği ile baş arasındaki sıcaklık farkı
ΔT_{pr}	Radyant sıcaklık asimetrisi
T_u	Türbülans yoğunluğu
θ	Güneş geliş açısı
t_0	Gün uzunluğu
U	Toplam ısı geçiş katsayısı
u, v, w	Akışkanın ortalama hız bileşenleri
ui	Anlık hız
V_{al}	Yerel hava hızı
V_{ar}	Bağıl hava hızı
W	Etkin mekanik güç
x, y, z	Kartezyen koordinatlar
YM	Sıkışabilirliğin türbülans üzerindeki etkisi
Z	Rakım

KISALTMA LİSTESİ

ASHRAE	American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
CFD	Computational Fluid Dynamics
DO	Discrete Ordinates
DR	Draught (Hava Akımı)
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
HVAC	Heating, Ventilating, Air Conditioning
ISO	International Standards Organization
PD	Percentage of Dissatisfied (Memnuniyetsizlik Oranı)
PMV	Predicted Mean Vote (Tahmini Ortalama Oy)
PPD	Predicted Percentage of Dissatisfied (Tahmini Memnuniyetsizlik Oranı)

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2.1	PMV ile PPD arasındaki ilişki 14
Şekil 2.2	Dikey sıcaklık farkı nedeniyle oluşan yerel konforsuzluk oranı 15
Şekil 2.3	Zemin yüzey sıcaklığı nedeniyle oluşan ısı konforsuzluk oranı 16
Şekil 2.4	Radyant asimetri nedeniyle oluşan konforsuzluk oranları 17
Şekil 2.5	Genel ısı konfor kriteri 19
Şekil 3.1	Oda modeli..... 20
Şekil 4.1	Pasif soğutma durumundaki oda modeli - ön görünüm 28
Şekil 4.2	Pasif soğutma durumunda odanın şekli - arka görünüm..... 29
Şekil 4.3	Pasif soğutma durumunda odanın ağ yapısı..... 29
Şekil 4.4	Pasif soğutma durumu için çarpıklık değerleri..... 30
Şekil 4.5	Pasif soğutma durumu için dikgen kalite değerleri 30
Şekil 4.6	Ağ yapısı için uygunluk değerleri [24] 30
Şekil 4.7	Odanın yüzeylerindeki sıcaklık dağılımı (-18 W/m^2) 32
Şekil 4.8	Odanın yüzeylerindeki sıcaklık dağılımı (-20 W/m^2) 32
Şekil 4.9	Odanın yüzeylerindeki sıcaklık dağılımı (-22 W/m^2) 33
Şekil 4.10	Odanın içindeki akım çizgileri (-18 W/m^2) 33
Şekil 4.11	Odanın içindeki akım çizgileri (-20 W/m^2) 34
Şekil 4.12	Odanın içindeki akım çizgileri (-22 W/m^2) 34
Şekil 4.13	$x=2.0 \text{ m}$ için sıcaklık dağılımları (-18 W/m^2)..... 35
Şekil 4.14	$x=2.0 \text{ m}$ için sıcaklık dağılımları (-20 W/m^2)..... 35
Şekil 4.15	$x=2.0 \text{ m}$ için sıcaklık dağılımları (-22 W/m^2)..... 36
Şekil 4.16	$y=1.1 \text{ m}$ ve $y=2.0 \text{ m}$ için sıcaklık dağılımları (-18 W/m^2)..... 36
Şekil 4.17	$y=1.1 \text{ m}$ ve $y=2.0 \text{ m}$ için sıcaklık dağılımları (-20 W/m^2)..... 37
Şekil 4.18	$y=1.1 \text{ m}$ ve $y=2.0 \text{ m}$ için sıcaklık dağılımları (-22 W/m^2)..... 37
Şekil 4.19	Sıcaklığın hacimsel gösterimi (-18 W/m^2) 38
Şekil 4.20	Sıcaklığın hacimsel gösterimi (-20 W/m^2) 38
Şekil 4.21	Sıcaklığın hacimsel gösterimi (-22 W/m^2) 39
Şekil 4.22	Hesaplamalarda kullanılacak referans noktaları..... 40
Şekil 4.23	Farklı referans noktalarındaki sıcaklık değerleri 41
Şekil 4.24	Farklı referans noktalarındaki hız değerleri 42
Şekil 4.25	Odanın tam ortasındaki referans noktasına göre dikey sıcaklık farkları..... 43
Şekil 4.26	Üç farklı durum için hesaplanan ısı konfor değerleri 43
Şekil 4.27	Odanın yüzeylerdeki sıcaklık dağılımı (-8 W/m^2 Panjurlu) 44
Şekil 4.28	Odanın içindeki akım çizgileri (-8 W/m^2 Panjurlu) 45

Şekil 4.29	x=2.0 m için sıcaklık dağılımları (-8 W/m ² Panjurlu)	45
Şekil 4.30	y=1.1 m ve y=2.0 m için sıcaklık dağılımları (-8 W/m ² Panjurlu)	46
Şekil 4.31	Odanın hacimsel sıcaklık dağılımı (-8 W/m ² Panjurlu)	46
Şekil 4.32	Farklı referans noktalarındaki hız değerleri	46
Şekil 4.33	Odanın tam ortasındaki referans noktasına göre dikey sıcaklık farkları.....	49
Şekil 4.34	Panjurlu durum için ısı konfor değerleri	49
Şekil 4.35	Havalandırmalı soğutma için oda modeli	50
Şekil 4.36	Tavandan havalandırmalı soğutma durumunda odanın ağ yapısı.....	51
Şekil 4.37	Tavandan havalandırmalı durum için çarpıklık değeri	51
Şekil 4.38	Tavandan havalandırmalı durum için dikgen kalite değeri.....	51
Şekil 4.39	Odanın yüzeylerindeki sıcaklık dağılımı (-14 W/m ²)	52
Şekil 4.40	Odanın yüzeylerindeki sıcaklık dağılımı (-16 W/m ²)	53
Şekil 4.41	Odanın yüzeylerindeki sıcaklık dağılımı (-18 W/m ²)	53
Şekil 4.42	Odanın içindeki akım çizgileri (-14 W/m ²)	54
Şekil 4.43	Odanın içindeki akım çizgileri (-16 W/m ²)	54
Şekil 4.44	Odanın içindeki akım çizgileri (-18 W/m ²)	55
Şekil 4.45	x=2.0 m için sıcaklık dağılımları (-14 W/m ²).....	55
Şekil 4.46	x=2.0 m için sıcaklık dağılımları (-16 W/m ²).....	56
Şekil 4.47	x=2.0 m için sıcaklık dağılımları (-18 W/m ²).....	56
Şekil 4.48	y=1.1 m ve y=2.0 m için sıcaklık dağılımları (-14 W/m ²).....	57
Şekil 4.49	y=1.1 m ve y=2.0 m için sıcaklık dağılımları (-16 W/m ²).....	57
Şekil 4.50	y=1.1 m ve y=2.0 m için sıcaklık dağılımları (-18 W/m ²).....	58
Şekil 4.51	x=2.0 m için hız vektörleri (-14 W/m ²)	59
Şekil 4.52	x=2.0 m için hız vektörleri (-16 W/m ²)	59
Şekil 4.53	x=2.0 m için hız vektörleri (-18 W/m ²)	60
Şekil 4.54	Sıcaklığın hacimsel gösterimi (-14 W/m ²)	60
Şekil 4.55	Sıcaklığın hacimsel gösterimi (-16 W/m ²)	61
Şekil 4.56	Sıcaklığın hacimsel gösterimi (-18 W/m ²)	61
Şekil 4.57	Farklı referans noktalarındaki sıcaklık değerleri	63
Şekil 4.58	Farklı referans noktalarındaki hız değerleri	63
Şekil 4.59	Odanın tam ortasındaki referans noktasına göre dikey sıcaklık farkları.....	64
Şekil 4.60	Panjurlu durum için ısı konfor değerleri	65
Şekil 4.61	Isı perdeli havalandırma için odanın şekli.....	66
Şekil 4.62	Isı perdeli havalandırma durumunda odanın ağ yapısı.....	66
Şekil 4.63	Isı perdeli havalandırma durumu için ağ yapısının çarpıklık değeri.....	67
Şekil 4.64	Isı perdeli havalandırma durumu için ağ yapısının dikgen kalite değerleri	67
Şekil 4.65	Odanın yüzeylerindeki sıcaklık dağılımı (-16 W/m ²)	68
Şekil 4.66	Odanın yüzeylerindeki sıcaklık dağılımı (-18 W/m ²)	68
Şekil 4.67	Odanın yüzeylerindeki sıcaklık dağılımı (-20 W/m ²)	69
Şekil 4.68	Odanın içindeki akım çizgileri (-16 W/m ²)	69
Şekil 4.69	Odanın içindeki akım çizgileri (-18 W/m ²)	70
Şekil 4.70	Odanın içindeki akım çizgileri (-20 W/m ²)	70
Şekil 4.71	x=2.0 m için sıcaklık dağılımları (-16 W/m ²).....	71
Şekil 4.72	x=2.0 m için sıcaklık dağılımları (-18 W/m ²).....	71
Şekil 4.73	x=2.0 m için sıcaklık dağılımları (-20 W/m ²).....	72
Şekil 4.74	y=1.1 m ve y=2.0 m için sıcaklık dağılımları (-16 W/m ²).....	72

Şekil 4.75	$y=1.1$ m ve $y=2.0$ m için sıcaklık dağılımları (-18 W/m^2)	73
Şekil 4.76	$y=1.1$ m ve $y=2.0$ m için sıcaklık dağılımları (-20 W/m^2)	73
Şekil 4.77	$x=2.0$ m için hız vektörleri (-16 W/m^2)	74
Şekil 4.78	$x=2.0$ m için hız vektörleri (-18 W/m^2)	74
Şekil 4.79	$x=2.0$ m için hız vektörleri (-20 W/m^2)	75
Şekil 4.80	Sıcaklığın hacimsel gösterimi (-16 W/m^2)	75
Şekil 4.81	Sıcaklığın hacimsel gösterimi (-18 W/m^2)	76
Şekil 4.82	Sıcaklığın hacimsel gösterimi (-20 W/m^2)	76
Şekil 4.83	Farklı referans noktalarındaki sıcaklık değerleri	78
Şekil 4.84	Farklı referans noktalarındaki hız değerler	79
Şekil 4.85	Odanın tam ortasındaki referans noktasına göre dikey sıcaklık farkları.....	79
Şekil 5.1	Tüm durumlar için farklı referans noktalarına göre sıcaklık değerleri.....	82
Şekil 5.2	Tüm durumlar için farklı referans noktalarına göre hız değerleri.....	82
Şekil 5.3	Tüm durumlar için dikey sıcaklık farkları	83
Şekil 5.4	Tüm durumlar için ısı konfor değerleri	82
Şekil 5.5	Isı perdeli durum	85
Şekil 5.6	Tavandan havalandırmalı durum	86

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 2.1 Aktiviteye göre metabolizma hızı.....	11
Çizelge 2.2 Bazı giysiler için yalıtım değerleri	12
Çizelge 2.3 ASHRAE ısı his ölçeği.....	13
Çizelge 2.4 Genel ve yerel ısı konfor şartları	18
Çizelge 3.1 Duvarların ısı geçirgenlik katsayıları	21
Çizelge 4.1 Havanın 24°C'deki özellikleri	31
Çizelge 4.2 Pasif durum için panel ve duvar yüzey sıcaklıkları ve alanları.....	40
Çizelge 4.3 Isıl konforun hesaplanmasında kullanılan değerler	41
Çizelge 4.4 Panjurlu durum için panel ve duvar yüzey sıcaklıkları ve alanları.....	47
Çizelge 4.5 Isıl konforun hesaplanmasında kullanılan değerler	47
Çizelge 4.6 Tavandan havalandırmalı durum için panel ve duvar yüzey sıcaklıkları ve alanları.....	62
Çizelge 4.7 Isıl konforun hesaplanmasında kullanılan değerler	62
Çizelge 4.8 Isı perdeli havalandırma durumu için panel ve duvar yüzey sıcaklıkları ve alanları.....	77
Çizelge 4.9 Isıl konforun hesaplanmasında kullanılan değerler	77

STANDART BİR ODANIN RADYANT SOĞUTULMASI DURUMUNDA HAVALANDIRMANIN KONFORA ETKİSİNİN İNCELENMESİ

Onur ORUÇ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Prof. Dr. İsmail TEKE

Isıl konfor basit olarak insan ile ortam arasındaki enerji dengesine dayanmaktadır. İnsan vücudu sıcak bir ortamda bulunduğu sırada ısı kaybetmek için terleme durumuna, soğuk ortamda bulunduğu sırada ise ısınmak için titreme durumuna geçer. Bu nedenle günlük hayatta ısıl konfor insanların yaşam kalitesini oldukça etkilemektedir. Isıl konfor hesaplama metodu Fanger'in 1970 yılında geliştirmiş olduğu PMV-PPD yöntemine dayanmaktadır. Radyant panel sistemleri kullanılarak yapılan ısıtma ve soğutma diğer konvensiyonel sistemler kullanılarak yapılan ısıtma ve soğutmaya göre daha iyi ısıl konfor değerleri sunmaktadır. Taze hava ihtiyacı sağlamak ve odadaki hava kalitesini artırmak için ise havalandırma sistemleri radyant panel sistemleriyle birlikte kullanılmaktadır. Bu çalışmada, tüm bu durumlar göz önüne alınarak radyant panel kullanılarak yapılan soğutma durumunda havalandırmanın ısıl konfora etkisinin incelenmesi amaçlanmıştır.

Bu amaçla zemin alanı 24 m^2 ($6.00 \text{ m} \times 4.00 \text{ m}$) ve yüksekliği 3.00 m olan, iki yüzü dış duvar, iki yüzü iç duvar olarak kabul edilmiş standart bir oda modeli tasarlanmıştır. Tasarlanan bu model üzerinde pasif havalandırmasız sadece radyant panel sistemi kullanılarak soğutma ve farklı havalandırma durumlarıyla desteklenen radyant panel sistemli soğutma durumları ANSYS – Fluent yazılımı kullanılarak analiz edilmiştir.

Isı perdeli havalandırma sistemi kullanılarak yapılan soğutma, pencereden gelen ısı geçişini engellemiş, paneller vasıtasıyla çekilmesi gereken ısı oranını azaltmıştır. Panellere tanımlanan ısı akısının -16 W/m^2 olduğu ısı perdeli havalandırma durumu,

tavandan havalandırmalı -14 W/m^2 ısı akılı durum, havalandırmaz -18 W/m^2 ısı akılı olan durum ve yine havalandırmaz -22 W/m^2 ısı akılı olan durum ASHRAE 55 ve ISO 7730 standartlarına göre konforsuz bulunmuşlardır. En iyi ısıl konfora sahip durumlar, ısıl perdeli havalandırmalı soğutma durumunda panellere tanımlanan -18 W/m^2 ısı akılı ve -20 W/m^2 ısı akılı olan durumlardır.

Anahtar Kelimeler: ısıl konfor, havalandırma, PMV-PPD, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği, radyant soğutma

DETERMINING THE EFFECT OF THE VENTILATION SYSTEM ON THERMAL COMFORT IN A STANDARD ROOM WITH RADIANT COOLING SYSTEM

Onur ORUÇ

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Prof. Dr. İsmail TEKE

Basically, thermal comfort is based on energy balance between human body and an environment. Human body sweats when the environment is too hot. On the contrary case, human body shivers when the environment is too cold. For this reason, thermal comfort effects the quality of life in daily life. The calculation method of thermal comfort is based on PMV-PPD approach which was developed by Fanger in 1970. In heating and cooling conditions, radiant panel systems provide better thermal comfort than conventional systems. Ventilation systems are used with radiant panel systems to improve Indoor Air Quality and provide fresh air need. In this study, determining the effect of the ventilation system on thermal comfort with radiant cooling system is aimed.

For this purpose, a standard room was designed whose floor area is 24 m² and height 3.00 m. It has two interiors and two exterior walls. For this standard room, only radiant panel system without ventilation and radiant panel system which support by different ventilation types are analyzed with ANSYS - Fluent software.

Ceiling ventilation which is located next to the window creates thermal protection curtain. Thus the ventilation system blocks the heat transfer from the window in to the room. Ceiling ventilation which is located next to the window with -16 W/m² heat flux, mixing ventilation with -14 W/m² heat flux, passive cooling with -18 W/m² heat flux

and -22 W/m^2 heat flux were not found thermally comfortable according to the ASHRAE 55 and ISO 7730 standards. Ceiling ventilation which is located next to the window with 18 W/m^2 heat flux and -20 W/m^2 heat flux have the best thermal comfort values rather than others according to the ASHRAE 55 and ISO 7730 standards.

Keywords: Thermal comfort, ventilation, PMV-PPD, Computational Fluid Dynamics, radiant cooling

1.1 Literatür Özeti

Hodder vd. [1] deplasmanlı havalandırmanın soğutulmuş tavan ile birlikte ısıl konfora etkilerini incelemişlerdir. Tipik bir soğutulmuş tavanlı, deplasmanlı havalandırmaya sahip ofis içeren test odası inşaa edilmiş, tavan sıcaklığı belirli bir aralıkta çalıştırılarak, sekiz kadın denek içeren deneyler yapılmıştır. Dikey radyant sıcaklık asimetrisinin toplam ısıl konfora etkileyen en büyük problem olduğu gözlemlenmiştir.

Imanari vd. [2] radyant tavan panel sistemiyle konvansiyonel hava şartlandırma sistemini ısıl konfor, enerji tüketimi ve maliyet açısından karşılaştırmışlardır. İnsanlardan alınan veriler ile birlikte ısıl çevre, radyant panelli tavanın bulunduğu toplantı odasında test edilmiştir. Veriler odada bulunan erkek denekler üzerinden elde edilmiştir. Sonuçlar radyant tavan panel sisteminin konvansiyonel sisteme göre daha az dikey hava sıcaklık farkı ve daha iyi ısıl çevre oluşturduğunu göstermiştir. Radyant tavan panel sistemi, tipik bir ofis odası için altı katlı binada 3., 4. ve 5. katlarda analiz edilmiştir. Radyant panel kullanımı, ofis odasında besleme hava hacmini düşürmüş ve böylece daha düşük enerji tüketimi sağlamıştır. Bu sayede enerji tüketimi %10 oranında düşmüştür. Radyant tavan panel sisteminin soğutma durumunda çok etkili bir ısıl çevre oluşturduğu, deneklerden daha iyi olumlu oy aldığı ve enerji tasarrufu sağladığı sonucuna varılmıştır. Bunlara ek olarak pazarda yer alacak ürün için, daha hızlı tepki verecek bir sensörün geliştirilmesi, radyant panelleri koordineli çalıştıracak bir ürün tasarlanmasının gereksiniminden bahsedilmiştir. Sonuçlar doğrultusunda, radyant

sistemin Güney Asya ve Orta Amerika başta olmak üzere dünyanın çeşitli yerlerinde etkili olarak kullanılabileceğine dikkat çekmişlerdir.

Behne [3] iç hava kalitesinin odada soğutulmuş tavan ile mixing havalandırma ve deplasmanlı havalandırma arasındaki farkı direkt olarak karşılaştırmış ve benzer şartlar altında değerlendirmiştir. Bu çalışmada izleyici gazın test odasında radyant soğutma durumundaki hareketi incelenmiştir. Sıklıkla kullanılan deplasmanlı havalandırma mixing havalandırmaya oranla iskân bölgesinde daha az kirlilik sağlayarak iç hava kalitesine katkıda bulunur. Bu çalışma gösteriyor ki hava kalitesi ısıl konforla önemli ölçüde ilişkilidir ve deplasmanlı havalandırma yüksek soğutma yükleri mevcut olduğunda da kullanılabilir. Sonuçlar değerlendirildiğinde hiç bir havalandırma sisteminin tam anlamıyla iyi olmadığı, bu sebeple avantaj ve dezavantajlarının iyi değerlendirilmesi gerektiği öne sürülmüştür. Mixing havalandırma ile üniform kirlilik dağılımı gözlemlenmiştir. Hava kalitesi iskan bölgesinde önemli olduğunda ve deplasmanlı havalandırma sistemi tek başına soğutmaya yetmiyor ise; deplasmanlı havalandırma ile radyant tavan soğutması kullanılabilir. Bu uygulama ile birlikte, ofis binaları için hem ısıl konfor sağlanmış hem de hava kalitesi iyileştirilmiştir.

Song ve Kato [4] radyant panel soğutmalı doğal havalandırmanın sıcak ve nemli bölgeler için etkilerini incelemişlerdir. Ofiste radyant soğutma ve rüzgar tarafından yönlendirilen doğal çapraz havalandırma ile ilgili çalışmalar yapmışlardır. İç çevre şartlarının karakteristiklerini belirlemek için hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) kullanmışlardır. Soğutulan hava odanın alt tarafına çöker, ısınan kirli hava ise ofis odasının üst tarafında kalır ve böylece havalandırma ile süpürülür. Japonya’da bahar aylarında bu stratejinin efektif olduğunu göstermişlerdir. Doğal havalandırmalı radyant duvar soğutma ile zeminden soğutmanın farklarını incelemişler ve karşılaştırmışlardır. Eğer sistemde radyant soğutma mevcut ise bahar aylarında ısı yükünün yarısından çoğu radyant soğutma sistemiyle karşılanır. Bütün sezonlarda yapılan çalışmalara göre; doğal havalandırmalı radyant soğutma sisteminin enerji verimliliği zeminden yapılan soğutma sistemine göre daha yüksek çıkmıştır.

Hao vd. [5] tavandan soğutma, deplasmanlı havalandırma ve nem alma sistemlerini kombinleyerek incelemişlerdir. Farklı tipteki ısıtma, havalandırma ve soğutma

sistemleri için enerji tüketimi farklı iken, sağladıkları iç hava kalitesi ve ısı konfor değerleri benzer seviyededir. Bu nedenle düşük enerji tüketimi için en iyi hava kalitesi ve ısı konfor sağlamak önemlidir. Bu çalışmada iç hava kalitesi, ısı konfor ve enerji tasarruf potansiyeli matematiksel model ile tahmin edilmiştir. Çin gibi sıcak ve nemli bölgelerde, bu kombin sistemin fizibilitesinin onaylanması ve sistem performansının değerlendirilmesi için matematiksel modeli Çin’de bir ofis binasında ısı konfor ve iç hava kalitesi bakımından analiz etmişlerdir. Konvansiyonel sistem ile karşılaştırıldığında kombin sistem %8.2 toplam enerji tasarrufu sağlamış, aynı zamanda ısı konfor ve daha iyi hava kalitesi kazandırmıştır. Ek olarak kombin sistem aynı şartlarda çalışan konvansiyonel sisteme göre %62 oranında elektrik tasarrufu sağlamıştır.

Memon vd. [6] doğal havalandırılan sınıfları ve hava şartlandırma sistemine sahip ofisleri TRNSYS programıyla analiz etmişlerdir. Konvansiyonel hava şartlandırma sistemiyle ve radyant soğutma sistemiyle elde edilen ısı konforu karşılaştırmışlardır. Her durum için enerji tüketimi tahmin edilmiştir. Sonuçlar ışığında, yoğunlaşma riski olmadan radyant soğutma sisteminin yılın çoğu zamanı soğutma için kullanılabildiği görülmüştür. Enerji tüketimleri karşılaştırıldığında, radyant sistemin konvansiyonel sisteme göre % 80’e varan enerji tasarrufu sağladığı gözlemlenmiştir.

Song vd. [7] radyant zemin soğutma sistemine entegre edilmiş nem alma sisteminin performansını değerlendirmişlerdir. Radyant sistemlerin tüm hava soğutma sistemlerine alternatif olarak kullanabileceğini, enerji kazanımı sağlayacağını ve iç ısı konforu iyileştireceğini belirtmişlerdir. Fakat sıcak ve nemli bölgelerde soğutma sezonu sırasında radyant zemin soğutma sistemlerinin zemin yüzeylerinde yoğunlaşmaya yol açabileceği üzerinde durmuşlardır. Bu çalışmada radyant zemin soğutma sistemine entegre edilen nem alma havalandırması ile dış havanın nemi alınarak soğutma sistemine girişi sağlanmış ve çığ noktası sıcaklığını düşürerek zemin yüzeyinde yoğunlaşmanın engellenmesi amaçlanmıştır. Radyant zemin soğutma sistemine entegreli nem alma sisteminin performansı değerlendirilmiş, deneysel çalışma ve TRNSYS programı yardımıyla sayısal analiz gerçekleştirilmiştir. Tasarlanan bu sistem hem yoğunlaşma problemini çözmüş hem de iç ısı çevreyi kabul edilebilir seviyeye getirmiştir.

Catalina vd. [8] kontrol edilen şartlar altında bir test odasına kurulan radyant tavan sistemi üzerine hem sayısal hem de deneysel olarak çalışmışlardır. Bu çalışmada amaçlanan durum, PMV endeksi kullanılarak ısı konforu belirlenmesidir. Bütün bu deneysel çalışmalarda iç nem değeri yoğuşma riskinin en az olduğu ve soğutulmuş tavanlarda yoğuşmanın görülmediği değerlerde tutulmuştur. Hava sıcaklık dağılımı üzerine detaylı deneysel ölçümler ile 16.9-18.9°C aralığında değişen soğutulmuş tavan sıcaklıklarında, yüzey sıcaklıkları ve globe sıcaklıkları belirlenmiştir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği için gerekli olan sınır şartları deneysel ölçümlerden elde edilmiştir. İlk olarak simülasyon sonuçları karşılaştırılıp onaylanmış ve sonrasında hız alanı incelenmiştir. Bulunan sonuçlarda bilek ayak bölgesinde hava hızının 0.2 m/s olduğu fakat diğer bölgelerde 0.1 m/s değerini aşmadığı gözlemlenmiştir. Deneysel sonuçlardan elde edilen farklı soğutulmuş tavan sıcaklıklarında dikey sıcaklık farklı 1°C/m olduğu ve standartlara uyduğu gözlemlenmiştir. Ayrıca bu çalışmada ışınsallık (radiosity) metoduyla ortalama radyant sıcaklık, farklı pozisyon tipleri için hesaplanmıştır. Yapılan çalışmada %43 civarında tutulan bağıl nemin yoğuşmayı önlediği ve ısı konforu sağladığı gözlemlenmiştir. Odanın bütününde dikey ve yatay olarak her konumda ısı konfor şartları sağlanmıştır. Bu sonuçlar ışığında soğutulmuş tavan, yüksek metabolizma oranlarında ve/veya yüksek giysi izolelerinde düşük dikey hava gradyanları gibi önemli avantajlar sağlamıştır.

Cehlin ve Moshfegh [9] HVAC mühendisleri için difüzer karakteristikleri ve yerleşimlerinin ısı konforu ve iç hava kalitesine etkilerini incelemişlerdir. Bu çalışmalarında mikro ve makro düzeyde akışı ve havanın ısı davranışlarını gözlemlemişlerdir. Sayısal analizleri onaylamak adına bir seri deney gerçekleştirmişlerdir ve bu analizlerde Reynolds Stress modeli kullanmışlardır. Testlerin sonuçlarına göre, difüzöre giren havanın akış profili difüzörden çıkan akışa büyük etki etmiştir. Bu yüzden mikro seviye simülasyonlardan önce hava girişinin belirlenmesi gerekmektedir. Giriş havasının türbülans yoğunluğu %5 olarak alınmıştır. HAD analizleri hava hızları ve sıcaklıkları için kompleks difüzerlerde deneysel çalışmayla niceliksel ve niteliksel olarak uyum göstermiştir. Fakat ölçümlere göre hızın difüzyonu ve özellikle sıcaklık HAD analizleri tarafından az tahmin edilmiştir. Bunun nedeni hava akışının

düzensizliğinin yüksek olmasıyla ilişkili olabilir. Bu sebeple zamana bağlı simülasyonlar daha doğru çözümler için önerilmektedir.

Causone vd. [10] deplasmanlı havalandırmalı yerden ısıtmalı ve soğutmalı bir sistemin imkânlarını ve limitlerini incelemişlerdir. Tipik bir ofis içerisinde radyant zemin ısıtma ve soğutma ile birlikte deplasmanlı havalandırmanın deneysel incelemesini gerçekleştirmişlerdir. Hava sıcaklık profilleri, hava hız profilleri, yüzey sıcaklıkları, havalandırma etkileri ve ısı konfor değerleri farklı sınır şartlarında ısı manikin kullanılarak elde edilmiştir. Isıtma durumunda, besleme havasının çok ısıtılmaması şartıyla deplasmanlı havalandırmanın kullanılabileceğini belirtmişlerdir. Soğutma durumunda ise yine deplasmanlı havalandırmanın kullanılabileceği; fakat bilek seviyesinde çekme riski ile birlikte dikey hava sıcaklık farklarının dikkatle incelenmesi gerektiğini öne sürmüşlerdir. Bunun nedeni soğutma durumunda hava sıcaklığının artışının söz konusu olmasıdır. Yapılan deneysel çalışmalar göstermiştir ki yerden ısıtma bilek seviyesinde çekme riskini artırmamış, fakat dikey sıcaklık farklarını artırmıştır.

Tye-Gingras ve Gosselin [11] Kanada'nın Quebec şehrindeki bir binanın içerisindeki ısıtıcı tavan ve duvar panel sistemlerinin birleşimi için sayısal optimizasyonunun sonuçlarını ve metodunu sunmuşlardır. Bu analizlerde optimizasyon için sistemin konfor ve enerji tüketimi parametreleri göz önüne alınmıştır. Dizayn değişkenleri ise panellerin boyutu, pozisyonu ve akışkanın giriş sıcaklığıdır. Sonuçlar hiç bir tek optimum çözüm olmadığını, bunun yerine iki değişkenin arasında değiş tokuş yapılan çözümler olan optimum dizaynlar ailesi (Pareto) kullanılabileceğini göstermiştir. Toplam panel yüzeyi %66'ya kadar düşürüldüğünde bile, akışkan giriş sıcaklığı doğru bir şekilde ayarlandığında Pareto optimum çözümlerine ulaşmak mümkündür. Bu durum akışkan sıcaklığı kontrolünün ısıtıcı radyant panellerin maximum konfor ve minimum enerji tüketimini sağlaması için en önemli parametre olduğunu gösterir.

Nutprasert ve Chaiwiwatworakul [12] tropikal iklimlerde radyant soğutma ve nemi alınmış havalandırma sistemleri hakkında çalışma yapmışlardır. Birebir ölçülerdeki radyant soğutma sistemini test odasında test etmişlerdir. Ayrı bir fan coil ünitesiyle havayı beslemeden önce nemini almışlardır. Ayrıca TRNSYS programıyla sistemin modellemesini yapmışlardır. Isıl konfor endeksi PMV metoduyla değerlendirilmiştir.

Sonuçlara bakıldığında radyant soğutma panellerinin havalandırma ile birlikte tropikal iklimlerde kullanılabileceği ortaya çıkmıştır. Deneysel çalışma 18/01/2013 tarihinde 11.15 saatinde başlayıp ertesi gün 10.30'da sonlandırılmıştır. Güneş radyasyonunun etkileri de dikkate alınarak gerçekleştirilmiştir. Tüm bunlar ışığında nemi alınmış besleme havası, odanın nemini kontrol etmede önemli bir rol oynamakla beraber, radyant panelin performansının da artmasına yardımcı olmuştur.

Aryal ve Leephakpreeda [13] şartlandırılmış bir binada ara duvar yapılarının ısıl konfor ve enerji tüketimine etkisini incelemek için HAD analizleri yapmışlardır. İç hava değişkenlerinin iç duvarların kurulumundan önce ve sonra veya bu duvarların kaldırılmasıyla olan değişimini simule etmek için HAD çalışmaları yapılmıştır. Enerji tüketimi için taze havanın soğutma yükü hesaplanırken, ısıl konforun göstergesi olarak PMV (Tahmini ortalama oy) değeri kullanılmıştır. Bazı simülasyon sonuçları, bir kütüphanenin şartlandırılmış alanında uygulanan deneysel çalışmalar ile iyi bir uyum içinde olduğu gözlenerek doğrulanmıştır. HAD sonuçları iç duvarların kurulumu ile birlikte bazı bölgelerin ısıl konfor seviyesinin kötüleştiğini ve enerji tüketiminin %24 daha fazla olduğunu göstermiştir. Besleme difüzöründe ve çekiş ızgaralarının bulunduğu yerlerdeki hava parametrelerini ayarlayarak ısıl konfor ve enerji tüketimi sonradan iyileştirilebilir. Bu nedenle kullanıcıların konforu ve enerji tüketimi için, hava şartlandırma ünitelerini değiştirmeden istenen lokasyonda iç duvarların kurulumu desteklenmemiştir.

Zhao vd. [14] büyük geniş binalar için radyant zemin soğutma uygulamaları hakkında çalışmalar yapmışlardır. Havalimanları, konferans merkezleri, oditoryumlar gibi büyük alanlara sahip binalarda dış bina zarfı camdan olduğu için, iç ısıl çevre yüksek güneş radyasyonundan etkilenecektir. Bu çalışmada geniş alanlı binalarda radyant soğutma performansı üzerinde durulmuştur. Bangkok ve Xian havalimanları için radyant soğutmanın ısıl konfora, sistem etkinliğine ve soğutma kapasitesine etkilerini yaptıkları analizlerle göstermişlerdir. Zemin yüzeylerinde su yoğunlaşmasından korunmak için, AHU sistemini radyant soğutma sistemlerinden önce çalıştırarak iç bağıl nem oranını düşürmüşlerdir. Bunun için yüzeylere birçok çığ noktası sıcaklığını ölçecek sensör konumlandırmışlardır. Soğutma kapasitesinin yüksek olmasından dolayı, radyant soğutma geniş boşluklu binalarda oldukça uygundur. Bu tip binalarda ana ısı kaynakları

direkt güneş radyasyonu ve yüksek sıcaklıktaki bina zarfıdır. Radyant sistemin kullanılması ısı konforu sağlamasının yanında oldukça iyi bir performans sergilemiştir.

Teodosiu vd. [15] havalandırma sistemi ile soğutucu tavana sahip binalar için ısı konfor ve yoğuşma riskini araştırmışlardır. Çalışmalarda yoğun ısı konfor analizleri ve yoğuşma mekanizmaları için gerekli olan su buharının taşınım ve difüzyon terimleri için Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) tekniği ile özel yöntemler tanımlamışlardır. Sayısal model küçük bir ofis için uygulanmıştır. Bu ofis içinde bütün tavan yüzeyinde radyant soğutucu tavan ve karışık ve deplasmanlı olmak üzere iki tip havalandırma göz önüne alınmıştır. Havalandırma sisteminin hava debisi ve soğutucu tavan sıcaklığı değerleri değiştirilerek oluşturulan farklı durumlar için çeşitli simülasyonlar yapılmıştır. Sonuçlara göre, karışık havalandırma ısı konfor ve yoğuşma riski açısından daha üstün bir davranış göstermektedir. Diğer yandan sonuçlar havalandırma sistemine beslenen hava şartlandırılmamış ise havalandırma türü ne olursa olsun ofis içerisindeki ısı konforun sadece radyant soğutucu tavan sistemleri ile düzgün bir şekilde sağlanamayacağını göstermiştir.

Hernández vd. [16] yeni bir havalandırma terminali kurarak bunu radyant zemin ile kombinlemişlerdir. Çalışmalarında hem deneysel hem de sayısal analizler gerçekleştirmişlerdir. Yeni yapılan bu kombin ünite dikdörtgen şeklinde yapılmış olup binanın zeminine monte edilmesi için tasarlanmıştır. Amaçlanan bu sistemin avantajlarından bazıları ise; su soğutma grubunun performansını iyileştirmek, konforu artırmak, iskan bölgesiyle karışımı azaltarak hava kalitesini artırmak, su yoğunlaşmasını engelleyerek damlacıklaşmayı önlemek, zeminin soğutma kapasitesini artırmak ve odadaki ısı yüklerine karşı tepki zamanını düşürmektir. Test sırasında 25 modül içeren ve toplam alanı 3x3 m² olan üniteler kullanılmıştır. Hava ünitelerin köşesinden beslenilmiş ve orta kısmından dağıtılmıştır. Deney ve analizler sonucunda analizlerin deneylerle örtüştüğü görülmüştür. Zemindeki borular sıcaklık dağılımını homojen şekilde sağlamıştır. Dikey sıcaklık farklı 2.7°C olduğu ve ihmal edilebildiğinden dolayı ısı konfor şartları sağlanmıştır.

Liyong vd. [17] radyant zemin soğutma ve görev ortam şartlandırılmalı sistem için analiz ve çalışma parametreleri üzerine çalışma gerçekleştirmişlerdir. Görev ortam

şartlandırma sisteminin mikro çevre için etkili yollardan biri olduğunu belirtmişlerdir. Görev ortam şartlandırma sistemi hem kullanıcının kendi ısı konforunu yaratmasına olanak sağlarken hem de odanın bütününde ısı konforu etkilememektedir. Hem deneysel hem sayısal çalışmalarının sayısal kısmında standart k-ε kullanmışlardır. Simple algoritması ve sonlu hacimler farkıyla yaptıkları sayısal çalışmanın geçerliliğini deneysel çalışmalarla doğrulamışlardır. Sayısal çalışmanın doğruluğunu artırmak adına, üç farklı türbülans modeli ve iki farklı radyasyon modelinin üzerine yoğunlaşmışlardır. En uygun kombinasyon olarak k-ε türbülans modeliyle birlikte DO radyasyon modelinin öne çıktığı görülmüştür. Yapılan çalışmada masa bazlı görev ortam şartlandırılması kullanılmış, besleme havası direkt olarak iskan sahiplerinin yüz kısmına gönderilmiştir. PMV ve PPD endekslerine göre karşılaştırmalar yapılmış, operatif sıcaklıklar ve enerji tüketimleri hesaplanmıştır. Çalışmada belirtilen diğer bir nokta ise, radyant sistem ile kombinlenmiş görev ortam şartlandırılmasının soğutma yükünü düşüreceği yönündedir.

Gao vd. [18] radyant soğutma sistemlerinin yüksek özelliklerini kullanmak ve dizayn prosesini iyileştirmek için ısı konfor ve insan vücudu ile ortam arasındaki ısı değişimini incelemişlerdir. Fanger'in ısı konfor modelini temel alarak ısı konforu geliştirmek için PMV metodunu kullanmışlardır. Sayısal model deneysel veriler ile doğrulanmıştır ve farklı sınır koşulları analiz edilmiştir. ısı konfor ve insan vücudundan olan duyulur ısı kaybı arasındaki ilişki araştırılmıştır. Sonuçlara göre, radyant hava şartlandırma sistemi için yük hesaplama metodu ve dizayn prosesi geliştirmek mümkündür. Başka bir deyişle, ısı konfor kompleks çevresel etkiler yerine insan vücudunun ısı dengesinden direkt olarak değerlendirilebilir. Bu nedenle basitleştirilmiş PMV modelini önermişlerdir.

1.2 Tezin Amacı

Bu çalışmada, radyant paneller kullanılarak soğutulan standart bir odanın farklı havalandırma durumlarında ve havalandırmasız durumlarda uluslararası standartlarda belirtilen ısı konfor şartlarını ne ölçüde sağladığı, havalandırmanın ısı konfora etkisinin ne ölçüde olduğu ve radyant panellerin ısı konforu ne kadar etkilediğinin belirlenmesi amaçlanmıştır.

1.3 Hipotez

Çalışmalar yapılırken havalandırmanın etkisi birçok durumu etkilediği gözlemlenmiştir. Literatürde havalandırmalı durumlar için radyant panelli soğutmanın ısıl konfora etkisinin oldukça yaygın olduğu görülmüştür. Fakat ısı perdesi oluşturarak havalandırmanın yapıldığı çalışmalara rastlanılmamıştır. Buna ek olarak panjur kullanarak ışıının engellendiği durumla karşılaşılmamıştır. Bu iki durumun araştırmalara katkıda bulunacağı düşünülmektedir.

BÖLÜM 2

ISIL KONFOR

Isıl konfor kısaca ortamdan duyulan memnuniyet olarak tanımlanır. İnsandan insana değişen fizyolojik, psikolojik ve buna benzer birçok varyasyona bağlıdır. Bir ortamda her insanı ısı konfor açısından memnun etmek oldukça zordur. Isıl konfor tanımı yapılırken altı adet öncül faktör tanımlanmıştır. Bunlardan iki tanesi kişisel değişkenler dört tanesi ise ısı ortam değişkenleridir.

Kişisel değişkenler, metabolik aktivite hızı ve giysi yalıtımı olarak, ısı ortam değişkenleri ise; hava sıcaklığı, ortalama radyant sıcaklık, hava hızı ve havanın nemi olarak tanımlanır [19].

2.1 Isıl Ortam Değişkenleri ve Kişisel Değişkenler

Hava sıcaklığı, insan ile ısı ortam arasında gerçekleşen ısı transferi miktarını etkileyen bir parametredir. Isı geçişi vücut yüzey sıcaklığı ile ortam sıcaklığı dengeye gelinceye kadar devam eder. Bu nedenle sıcaklık farkının fazla olması ısı konforsuzluğa yol açar.

Ortalama radyant sıcaklık, insan ile ısı ortamdaki yüzeyler arasında ışıınım yoluyla gerçekleşen ısı geçişini belirlemek için kullanılan bir sıcaklıktır. Konuma, insanın duruşuna, yüzeylerin sıcaklıklarına ve alanlarına bağlıdır. En iyi ısı konfor için ışıınım ile ısı geçişinin toplam ısı geçişine oranı %60 civarında olmalıdır.

Hava hızı, taşınım ile ısı transferini etkileyen ve yerel olarak konforsuzluk yaratabilen bir değişkendir.

Havanın nemi, insan ile ısı ortam arasında terleme ve nefes ile ısı geişı etkileyen bir parametredir.

Metabolizma hızı, insanın yaktığı enerji miktarıdır ve insanın aktivitesiyle doğru orantılıdır. Aktivite met birimiyle ifade edilir (1 met = 58.15 W/m²). Yapılan eylem göre değişiklik gösteren metabolizma hızı Çizelge 2.1’de gösterilmiştir [19]. Daha ayrıntılı bilgi için ISO8996 standardından faydalınabilir.

Çizelge 2.1 Aktiviteye göre metabolizma hızı

Aktivite	Aktivite hızı	
	W/m ²	met
Uyuma	40	0.7
Ayakta durma	70	1.2
3.2 km/saat hızında yürüyüş	115	2.0
Ofiste yazı yazmak	65	1.1
Otomobil kullanmak	60 – 115	1.0 – 2.0
Yemek yapmak	95	1.6

Giysi yalıtımı, insan ile ısı ortamarasında ısı geçiş miktarını etkilediğinden önemli bir parametredir. Birimi clo olarak ifade edilmektedir (1 clo = 0.155 W/m²·K). Çizelge 2.2’de bazı giysiler için yalıtım değerleri verilmiştir. Daha ayrıntılı bilgi için ISO9920 standardından yararlanılabilir.

2.2 Isıl Konforun Belirlenmesi

PMV(tahmini ortalama oy) - PPD(tahmini memnuniyetsizlik oranı) yöntemi iskan sahiplerinin ortalama metabolik oranlarındaki aktivite seviyelerinin 1.0 ve 2.0 met olduğu durumda ve giysi yalıtım değerlerinin 1.5 clo veya daha küçük değerlerinde uygulanabilir [20].

Çizelge 2.2 Bazı giysiler için yalıtım değerleri

İş kıyafeti	I_{cl}		Günlük kıyafet	I_{cl}	
	clo	$m^2.K/W$		clo	$m^2.K/W$
İç çamaşırı, tulum, çorap, ayakkabı	0.70	0.110	İç çamaşırı, tişört şort, çorap, terlik	0.30	0.050
İç çamaşırı, gömlek tulum, çorap, ayakkabı	0.80	0.125	İç çamaşırı, ince pantolon, kısıkollu tişört, ince çorap, ayakkabı	0.50	0.080
İç çamaşırı, gömlek tulum, pantolon, çorap, ayakkabı	0.90	0.140	İç çamaşırı, pantolon, çorap, elbise, ayakkabı	0.70	0.105
			İç çamaşırı, gömlek, pantolon, çorap, ayakkabı	1.00	0.155
			Külotlu çorap, çorap, bluz, uzun etek, ceket, ayakkabı	1.10	0.170

PMV, insan vücudunun ısı dengesini baz alarak, bir grup insanın yedi farklı ısı his ölçeğine göre belirlediği ısı konfor sınıflandırmasıdır. ASHRAE ısı his ölçeği Çizelge 2.3'de gösterilmiştir. Isıl denge insan vücudunda üretilen ısı ile kaybolan ısıya eşit olmasıyla sağlanır. İnsan vücudu ısı dengesini otomatik olarak terleme veya üşüme ile sağlar [19].

Çizelge 2.3 ASHRAE ısı his ölçeği

+3	Sıcak
+2	Ilık
+1	Hafif Ilık
0	Nötr
-1	Hafif serin
-2	Serin
-3	Soğuk

PMV metabolizma hızı, giysi yalıtımı, hava sıcaklığı, ortalama radyant sıcaklık, hava hızı ve bağıl nem parametrelerine bağlı olarak denklem 2.1 ile hesaplanır. [20]

$$PMV = \left(0.303 \cdot e^{-0.036 \cdot M} + 0.028 \right) \left[\begin{array}{l} (M - W) \\ -3.05 \cdot 10^{-3} \cdot \{5733 - 6.99 \cdot (M - W) - p_a\} \\ -0.42 \cdot \{(M - W) - 58.15\} \\ -1.7 \cdot 10^{-5} \cdot M \cdot (5867 - p_a) \\ -0.0014M (34 - T_a) \\ -3.96 \cdot 10^{-8} f_{cl} \{(T_{cl} + 273)^4 - (T_r + 273)^4\} \\ -f_{cl} \cdot h_c \cdot (T_{cl} - T_a) \end{array} \right] \quad (2.1)$$

burada

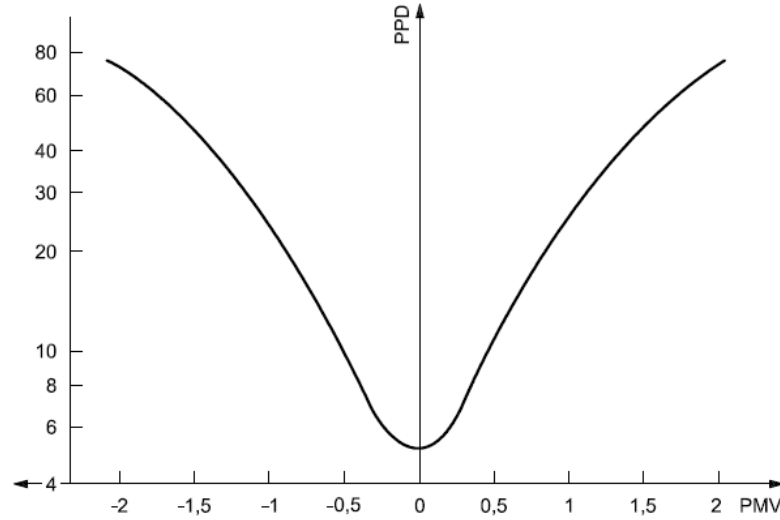
$$T_{cl} = 35.7 - 0.028 \cdot (M - W) - I_{cl} \cdot \left[\begin{array}{l} 3.96 \cdot 10^{-8} \cdot f_{cl} \cdot \{(T_{cl} + 273)^4 - (T_r + 273)^4\} \\ + f_{cl} \cdot h_c \cdot (T_{cl} - T_a) \end{array} \right] \quad (2.2)$$

$$h_c = \left\{ \begin{array}{l} 2.38 \cdot |T_{cl} - T_a|^{0.25} \Leftarrow 2.38 \cdot |T_{cl} - T_a|^{0.25} > 12.1 \cdot \sqrt{V_{ar}} \\ 12.1 \cdot \sqrt{V_{ar}} \Leftarrow 2.38 \cdot |T_{cl} - T_a|^{0.25} < 12.1 \cdot \sqrt{V_{ar}} \end{array} \right\} \quad (2.3)$$

$$f_{cl} = \left\{ \begin{array}{l} 1 + 1.290 \cdot I_{cl} \Leftarrow I_{cl} \leq 0.078 m^2 \cdot K / W \\ 1.05 + 0.645 \cdot I_{cl} \Leftarrow I_{cl} > 0.078 m^2 \cdot K / W \end{array} \right\} \quad (2.4)$$

PPD (Tahmini memnuniyetsizlik oranı), PMV değerlerini kullanıp ısı olarak memnuniyetsiz (sıcak, ılık, serin ve soğuk oyu kullanmış) olan insan sayısının oranını belirtmektedir. PPD değeri denklem 2.5 ile hesaplanır [20].

$$PPD = 100 - 95 \cdot \exp(-0.03353 \cdot PMV^4 - 0.2179 \cdot PMV^2) \quad (2.5)$$



Şekil 2.1 PMV ile PPD arasındaki ilişki

2.3 Yerel Isıl Konforsuzluklar

PMV ve PPD bütün vücudu baz alan ısı konfor parametreleridir. Fakat ısı konforsuzluk bölgesel olarak gerçekleşebilir. En yaygın yerel ısı konforsuzluklar hava akışı, baş ile ayak bileği arasında gerçekleşen normal olmayan dikey sıcaklık farkları, çok yüksek veya çok düşük zemin sıcaklıkları ve yüksek radyant asimetri sıcaklıkları olarak gösterilebilir [20].

2.3.1 Hava Akışı

Hava hareketi sebebiyle vücudun yerel olarak istenmeyen soğumasıdır. Hava hızına, hava sıcaklığına, aktiviteye ve giysi yalıtımına bağlıdır. Giysi yalıtımının olmadığı özellikle baş, boyun, ayak ve bilek bölgelerinde oldukça yüksektir. Denklem 2.6 kullanılarak hesaplanır [20].

$$DR = (34 - T_{al}) \cdot (V_{al} - 0.05)^{0.62} \cdot (0.37 \cdot V_{al} \cdot T_u + 3.14) \quad (2.6)$$

Burada

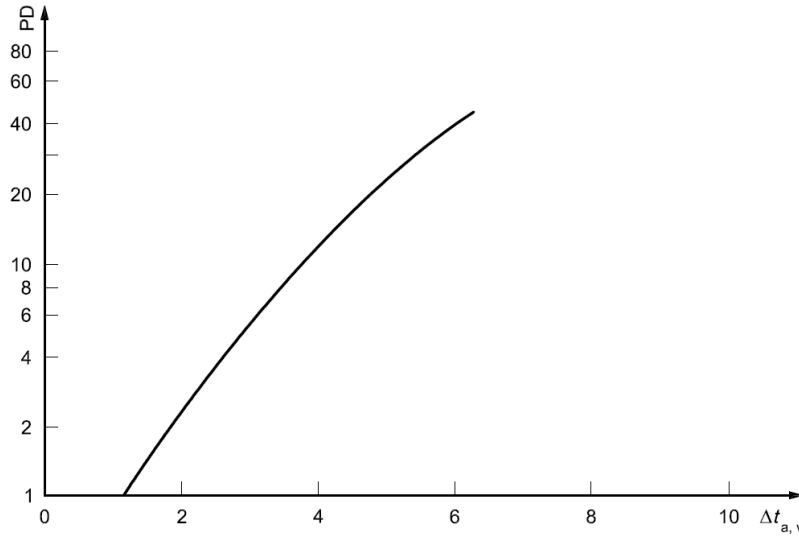
$$Tu = 100 \cdot \frac{SD}{V_{al}} \quad (2.7)$$

Denklem 2.6'da $V_{al} < 0.05$ m/s olduğunda $V_{al} = 0.05$ m/s ve $DR > \%100$ olduğunda $DR = \%100$ alınmalıdır.

2.3.2 Dikey Sıcaklık Farkı

Ayak bileği ile baş arasındaki dikey sıcaklık farkının yüksek olması konforsuzluğa neden olmaktadır. Bu durum en çok merkezi havalandırma sistemlerinde görülmektedir. Ayak bileği ile baş arasındaki sıcaklık farkı 3°C'den fazla olmamalıdır. Sıcaklık farkının azalması konforu artırır. Dikey sıcaklık farkından doğan memnuniyetsizlik oranı denklem 2.8 ile hesaplanmaktadır [20].

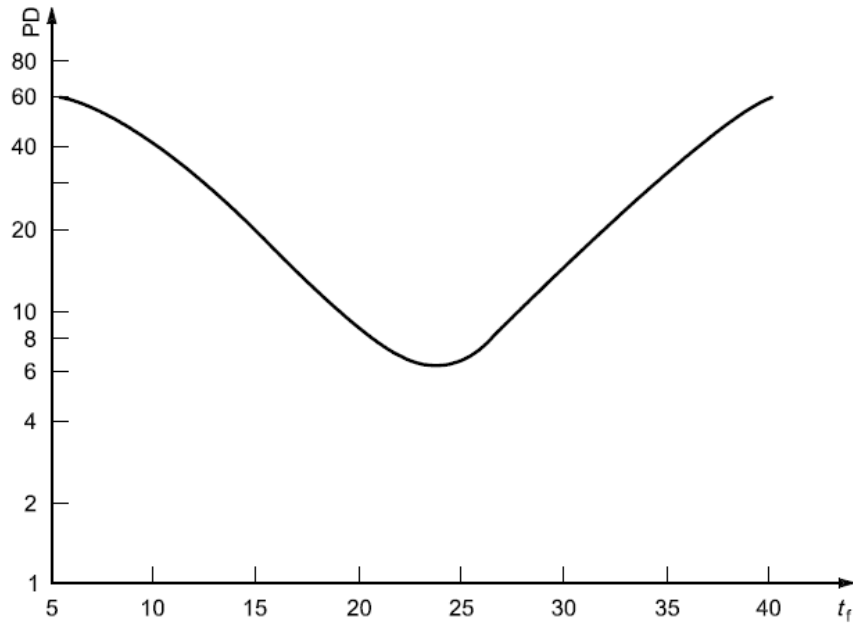
$$PD = \frac{100}{1 + \exp(5.76 - 0.856 \cdot \Delta T_{av})} \Leftrightarrow \Delta T_{av} < 8^\circ\text{C} \quad (2.8)$$



Şekil 2.2 Dikey sıcaklık farkı nedeniyle oluşan yerel konforsuzluk oranı

2.3.3 Zemin Yüzey Sıcaklığı

Eğer zemin çok sıcak veya çok soğuk ise iskan sahipleri ayak bölgelerinde ısı konforsuzluk hissederler. Şekil 2.3'de zemin sıcaklığına bağlı yerel ısı konforsuzluk oranı görülmektedir.



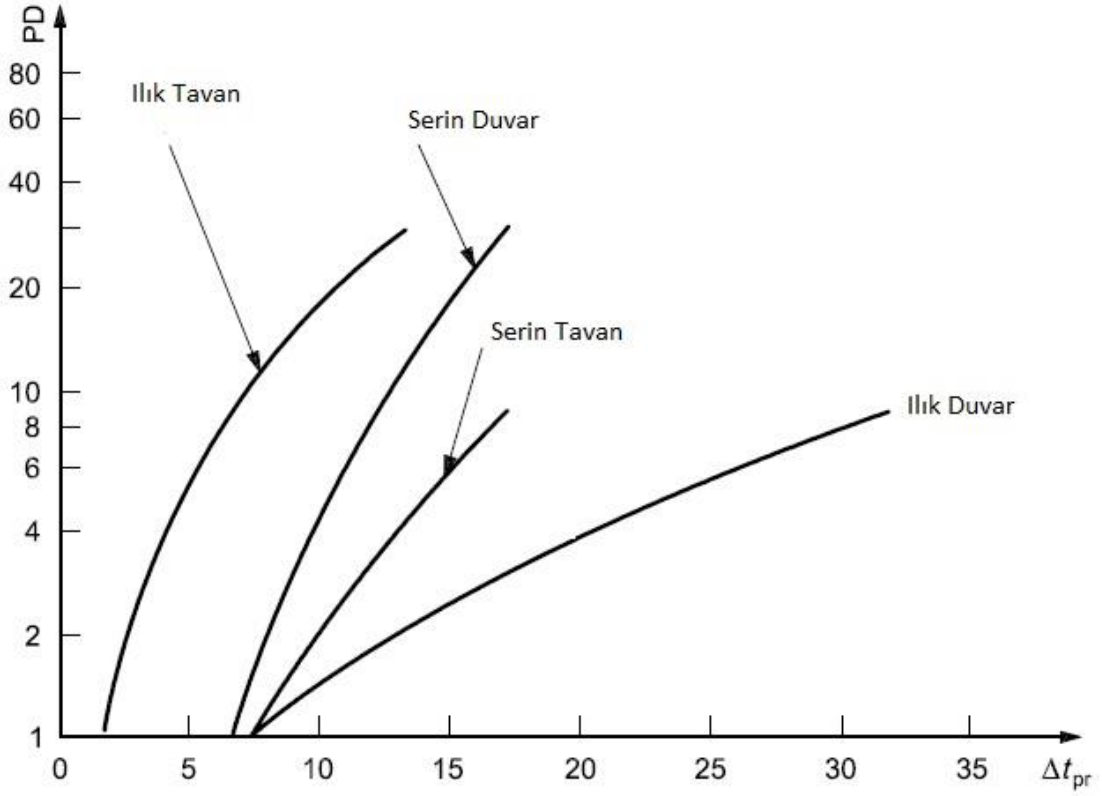
Şekil 2.3 Zemin yüzey sıcaklığı nedeniyle oluşan ısı konforsuzluk oranı

Zemin yüzey sıcaklığı 19°C'den düşük 29°C'den yüksek olmamalıdır. Bu değerler zeminde oturan veya uzanan insanlar için de kullanılabilir. Zemin yüzey sıcaklığı için memnuniyetsizlik oranı (PD) denklem 2.9 ile hesaplanır.

$$PD = 100 - 94 \cdot \exp(-1.387 + 0.118 \cdot T_f - 0.0025 \cdot T_f^2) \quad (2.9)$$

2.3.4 Radyant Asimetri

Vücuttaki ısı radyasyon sıcak, soğuk veya güneş ışığından dolayı üniform şekilde dağılmadığında konforsuzluk meydana gelir. İnsanlar genel olarak radyant asimetriden kaynaklı konforsuzluklara karşı oldukça duyarlıdır. Radyant ısıtma veya soğutma tavandan yapıldığı durumlarda tavana paralel orta kesitteki sıcaklık farkları, duvardan yapıldığı durumlarda ise duvara paralel orta kesitteki sıcaklık farkları incelenmelidir. Şekil 2.4'te radyant asimetriden kaynaklanan memnuniyetsizlik oranları gösterilmiştir.



Şekil 2.4 Radyant asimetri nedeniyle oluşan konforsuzluk oranları

Radyant asimetriye verilebilecek en güzel örnek ateşe dönük bir insanın arkasıyla oluşan sıcaklık farkıdır. Radyant asimetriden kaynaklanan konforsuzluklar denklemler 2.10 2.11 2.12 ve 2.13 ile hesaplanabilir.

Ilık tavan

$$PD = \frac{100}{1 + \exp(2.84 - 0.174 \cdot \Delta T_{pr})} - 5.5 \Leftrightarrow \Delta T_{pr} < 23^{\circ}\text{C} \quad (2.10)$$

Serin duvar

$$PD = \frac{100}{1 + \exp(6.61 - 0.345 \cdot \Delta T_{pr})} \Leftrightarrow \Delta T_{pr} < 15^{\circ}\text{C} \quad (2.11)$$

Serin tavan

$$PD = \frac{100}{1 + \exp(9.93 - 0.5 \cdot \Delta T_{pr})} \Leftrightarrow \Delta T_{pr} < 15^{\circ}\text{C} \quad (2.12)$$

Ilık duvar

$$PD = \frac{100}{1 + \exp(3.72 - 0.052 \cdot \Delta T_{pr})} - 3.5 \Leftarrow \Delta T_{pr} < 35^{\circ}\text{C} \quad (2.13)$$

2.4 Kabul Edilebilir Isıl Konfor Değerleri

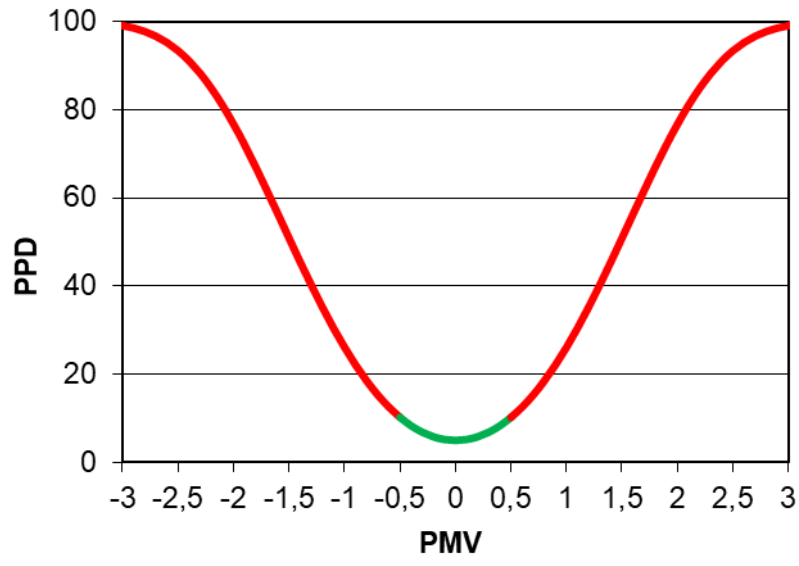
Okul, ofis v.b. ortamlarda aktivite gerçekleştirmeyen (<1.2 met), giysi yalıtımı olarak yazlık günlük giysi giyinen insanlar için (0.5 clo), ASHRAE 55 ve ISO7730 standartlarında belirtilen genel ve yerel ısı konfor şartları çizelge 2.4’de belirtilmiştir [19], [20].

Çizelge 2.4 Genel ve yerel ısı konfor şartları

Parametre	Limit değerleri
PMV	$-0.5 < PMV < 0.5$
PPD	$PPD < 10$
Hava akışı	$DR < \%20$ (Max 0.18 m/s)
Dikey sıcaklık farkı	$\Delta T_{av} < 3^{\circ}\text{C}$
Zemin yüzey sıcaklığı	$19^{\circ}\text{C} < T_f < 29^{\circ}\text{C}$
Radyant Asimetri	Ilık duvar $\Delta T_{pr} < 23^{\circ}\text{C}$
	Serin duvar $\Delta T_{pr} < 10^{\circ}\text{C}$
	Serin tavan $\Delta T_{pr} < 14^{\circ}\text{C}$
	Ilık tavan $\Delta T_{pr} < 5^{\circ}\text{C}$

Genel olarak ısı konforlu olan bir ortamda, yerel olarak konforsuzluklar meydana gelebilir. Aynı zamanda bunun tersi de mümkün olabilir. Bundan dolayı hem genel hem de yerel ısı konfor parametrelerini değerlendirmek oldukça önemlidir [20]. PMV değerinin -0.5 ile 0.5 aralığında olduğunda PPD değerinin %10dan düşük olduğu şekil 2.5’te görülmektedir.

Bu tez kapsamında değerler bu kıstaslar ölçüsünde değerlendirilecektir.

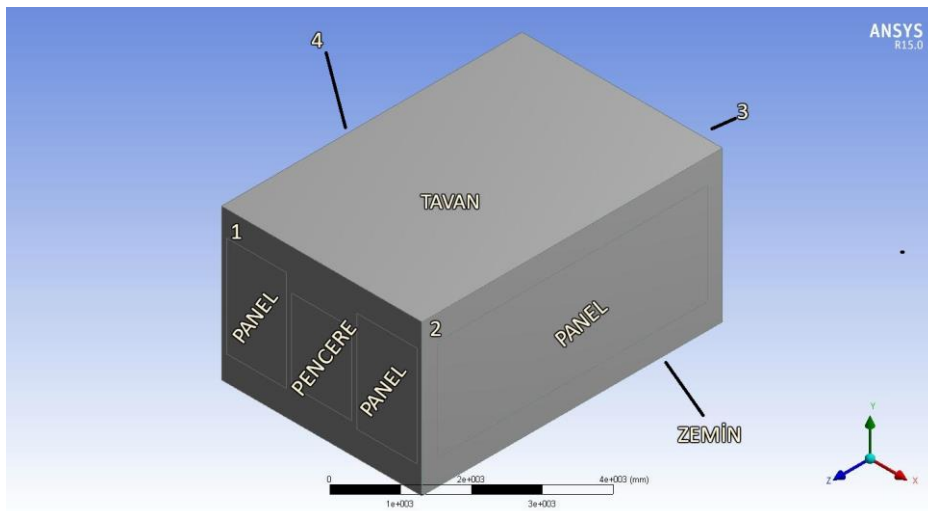


Şekil 2.5 Genel ısı konfor kriteri

SAYISAL MODEL

3.1 3D Model

Bu çalışmada kullanılacak oda Şekil 3.1’de görülmektedir. Hali hazırda tasarlanmış odanın zemin alanı 24 m^2 ($6.00 \text{ m} \times 4.00 \text{ m}$) ve yüksekliği 3.00 metredir. 1 nolu duvar tarafında $1.6 \text{ m} \times 1.2 \text{ m}$ boyutlarında pencere, 3 nolu duvar tarafında 4 nolu duvara yakın konumda $2 \text{ m} \times 0.8 \text{ m}$ boyutlarında bir kapı bulunmaktadır. 1 nolu duvarda pencerenin sağ ve sol konumlarında ikişer adet yüzey alanı 1.2 m^2 ($2.00 \text{ m} \times 0.6 \text{ m}$) olan soğutma panelleri konumlandırılmıştır. 2 nolu duvar ise toplam 5 adet aynı ölçülere sahip soğutma panelleri ile donatılmıştır. Panellerin içerisinde Pex boru ve üzerinde polystren eps yalıtım malzemesi bulunmaktadır. Odanın duvarları poliüretan yalıtım malzemeli sandviç tipinde seçilmiştir. Duvarların ısı geçirgenlik katsayıları TS825 standardına göre belirlemiş ve Çizelge 3.1’de gösterilmiştir [21].



Şekil 3.1 Oda modeli

Çizelge 3.1 Duvarların ısı geçirgenlik katsayıları

Yüzeyler	U [W/m ² K]
1 nolu yüzey	0.4
2 nolu yüzey	0.4
3 nolu yüzey	0.8
4 nolu yüzey	0.8
Tavan	0.3
Zemin	0.4
Pencere	2.20
Kapı	2.60

3.2 Korunum Denklemleri

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği, kısaca lineer olmayan diferansiyel denklemleri lineerleştirip çözüm yapmaktadır. Belli başlı diferansiyel denklemler kütle korunumu, momentum korunumu, enerji korunumu gibi ifade edilebilir.

Akışkanlar mekaniği ve ısı geçişinde kullanılan, akışkan davranışını matematiksel ifadeleştirmeye yarayan korunum denklemleri, genel olarak şu şekilde özetlenebilir.

Akış içerisinde göz önüne alınan çok küçük bir diferansiyel eleman yüzeylerinden geçen toplam kütle akısı, diferansiyel eleman içerisindeki kütlenin zamana göre değişimine eşittir. Bu kütlenin korunumu olarak bilinir.

Aynı diferansiyel eleman için yüzeylerden geçen toplam momentum akısı, eleman içerisindeki momentumun zamanla değişimine eşittir. Bu ifade ise momentum korunumu olarak adlandırılır.

Enerji korunumu ise diferansiyel elemanın enerjisindeki değişim, ısı geçişi miktarındaki değişim ve diferansiyel eleman üzerinde yapılan işteki değişim olarak ifade edilir.

Yapılan çalışmada akışın üç boyutlu ve kararlı, yoğunluğunun ve viskozitesinin sabit olduğu kabul edilmiştir. Böylece;

Süreklilik denklemi

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3.1)$$

Momentum denklemleri

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (3.2)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) - g \quad (3.3)$$

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (3.4)$$

Enerji denklemi

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (3.5)$$

olarak ifade edilebilir [22].

3.3 Doğal Taşınım

Doğal taşınımında akış hareketi yerçekimi ve yoğunluk etkisiyle gerçekleşir. Yoğunluğun artması bir çok sebebe bağlı olabilir, fakat en yaygın nedeni sıcaklık değişiminin olmasıdır. Basıncın sınır tabaka içerisindeki değişimi sınır tabaka dışındaki değişimine eşit olmalıdır. Momentum denkleminde yapılan sadeleştirmelerden sonra denklem

$$\frac{\partial p}{\partial y} = -\rho_0 g \quad (3.6)$$

halini alır.

Denklem 3.6, 3.4'te yerine yazılırsa doğal taşınımında her noktada geçerli denklem 3.7 elde edilir.

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = \frac{g}{\rho} (\rho_0 - \rho) + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial^2 x} + \frac{\partial^2 v}{\partial^2 y} + \frac{\partial^2 v}{\partial^2 z} \right) \quad (3.7)$$

3.7 denkleminin eşitlikten sonraki ilk terim kaldırma kuvveti terimidir. Eğer yoğunluk değişimi sadece sıcaklık değişimi ile ilişkili ise bu terim hacimsel ısı genleşme katsayısı ile ilişkilendirilebilir. Böylece ısı genleşme katsayısı denklem 3.8'deki gibi ifade edilir.

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (3.8)$$

Kısmi türev ifadesi fark ifadesine dönüştürülürse

$$\beta \approx -\frac{1}{\rho} \frac{\Delta \rho}{\Delta T} = -\frac{1}{\rho} \frac{\rho_0 - \rho}{T_0 - T} \quad (3.9)$$

denklemini elde edilir. Yoğunluk farkı sıcaklık farkı cinsinden yazılabilir.

$$\rho_0 - \rho \approx \rho \beta (T - T_0) \quad (3.10)$$

Bu yaklaşıma Boussinesq yaklaşımı adı verilir ve böylece doğal taşınımda geçerli 3.7 denklemini denklem 3.11 halini alır [23].

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = g \beta (T - T_0) + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial^2 x} + \frac{\partial^2 v}{\partial^2 y} + \frac{\partial^2 v}{\partial^2 z} \right) \quad (3.11)$$

Birçok doğal taşınım problemlerinde uygulanan Boussinesq modeli daha hızlı yakınsama sağlar. Bu yaklaşım sadece $\beta(T-T_0) \ll 1$ olduğunda geçerlidir. Sıcaklık farkı yüksek olması durumunda doğru bir yaklaşım göstermez [24].

3.3.1 Doğal Taşınım İçin Akış Rejiminin Belirlenmesi

Reynolds sayısının zorlanmış taşınımda oynadığı rolü, doğal taşınımda Grashof sayısı oynamaktadır. Bu nedenle doğal taşınımda akış rejimi Grashof sayısı ile belirlenmektedir. Reynolds sayısı bir akış elemanının üzerine etkiyen atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlerine oranıdır. Grashof sayısı ise akış elemanının üzerine etkiyen kaldırma kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranı şeklinde açıklanır ve denklem 3.12'deki gibi yazılabilir.

$$Gr_L = \frac{g \beta (T_s - T_\infty) L^3}{\nu^2} \quad (3.12)$$

Doğal taşınımında sınır tabaka laminar bölge ile sınırlı değildir. Doğal taşınımında geçiş bölgesi kaldırma ve viskoz kuvvetlerin değerine oldukça bağlıdır. Geçiş bölgesinin tayini Rayleigh numarasıyla belirlenir. Rayleigh sayısı basit olarak Grashof ve Prandtl sayılarının çarpımıyla elde edilir. Prandtl sayısı sürtünme kuvvetlerinin ısı kuvvetlerine oranıdır ve denklem 3.13’de gösterilmiştir.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (3.13)$$

Dikey düzlem plakalar için kritik Rayleigh sayısı 10^9 olarak tayin edilmiş, bu değer geçiş bölgesini belirtmektedir[23].

$$Ra_{x,c} = Gr_{x,c} Pr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)x^3}{\nu\alpha} \approx 10^9 \quad (3.14)$$

3.4 Türbülans Modelinin Belirlenmesi

Türbülanslı akışlarda akışkan içerisinde hız alanında çalkantılar meydana gelmektedir. Bu çalkantılar küçük veya büyük ölçekli frekansta olabilir. Çalkantılardan dolayı türbülanslı akışın modellenmesi oldukça güçtür. Bazı basitleştirmeler yapılarak çeşitli türbülans modelleri oluşturulmuştur. Bu tez çalışmasında türbülans modellenirken k-ε türbülans modeli kullanılacaktır.

3.4.1 Standart k-ε Türbülans Modeli

Standart k-ε modeli türbülans kinetik enerjisi (k) ve türbülans sönmeme oranına (ε) dayanan transport denklemlerini içeren bir türbülans modelidir. Türbülans kinetik enerjisi kesin çözümden elde edilirken türbülans sönmeme oranı ise fiziksel muhakemeler ile elde edilmiştir. Bu türbülans modelinde akışın tamamen türbülanslı olduğu ve moleküler viskozitesinin ihmal edildiği belirtilmiştir [25]. Standart k-ε türbülans modeli en çok bilinen ve çokça kullanılan iki denklemlilik eddy viskozite modelidir. Bu modelin duvar yakınlığında doğru sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir [26]. Doğal taşınım için en uygun model olduğu deneysel olarak kanıtlanmıştır [27]. Bu model için transport denklemleri aşağıda gösterilmiştir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (3.15)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (3.16)$$

Bu denklemlerde G_k ortalama hız gradyanlarından dolayı oluşan türbülans kinetik enerji üretimini, G_b kaldırma kuvvetinden dolayı oluşan türbülans kinetik enerji üretimini, Y_M sıkışabilirliğin türbülans üzerindeki etkisini temsil etmektedir. σ_k ve σ_ε sırasıyla k ve ε için prandtl sayılarıdır. $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, $C_{3\varepsilon}$ sabitlerdir. S_k ve S_ε ise kullanıcı tanımlı kaynak terimleridir. Bu model katsayıları $C_{1\varepsilon} = 1.44$, $C_{2\varepsilon} = 1.92$, $C_\mu = 0.09$, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\varepsilon = 1.3$ değerlerini alırlar. Bu varsayılan değerler deneysel çalışmalar ile elde edilmiş varsayılan değerlerdir. Bir çok çalışma için uyum göstermektedir.

3.5 Işınım ile Isı Geçişinin Modellenmesi

Işınım ile ısı geçişi elektromanyetik dalgalar ile enerjinin aktarılmasına dayanmaktadır. Isıl ısıtım elektromanyetik spektrumda 0.1 ile 100 μm aralığını kapsamaktadır. Işınım ile ısı geçişinin hesaplamalara dahil edilebilmesi için taşınım ve iletim ile ısı geçişleriyle kıyaslandığında çok küçük bir değere sahip olmaması gerekmektedir. Bu çalışmada genel geçer, hemen hemen bütün uygulamalara uyarlanabilen ve doğruluğu kanıtlanmış Discrete Ordinates (DO) ısıtım modeli kullanılacaktır. Bu modelin avantajı hem güneş tarafından sağlanan ısıtım hemde katı ve opak olan yüzeylerdeki ısıtımı da çözebilmesidir [24].

3.5.1 Güneşten Gelen Işıtımın Hesaplanması

Bu çalışmada Ansys – Fluent yazılımıyla analiz gerçekleştirirken, DO ısıtım modeli için güneşten gelen ısıtımın değerlerinin girilmesi gerekmektedir. Girilecek bu değerler için gerekli olan formüller bu bölümde belirtilmiştir. Atmosfer dışında bir gün boyunca yatay düzleme gelen ısıtım denklem 3.17 ile bulunur [28].

$$Q_0 = \frac{24}{\pi} f \cdot I_{gs} (\cos \delta \cos e \sin H + \frac{\pi}{180} H \sin \delta \sin e) \quad (3.17)$$

Burada sırasıyla δ denklinasyon açısı, f güneş sabiti düzeltme faktörü, e enlem, H gün doğuş saat açısı olup aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\delta = 23.45^\circ \sin\left(360 \frac{n+284}{365}\right) \quad (3.18)$$

$$f = 1 + 0.033 \cos\left(360 \frac{n}{365}\right) \quad (3.19)$$

$$H = \arccos(-\tan \delta \tan e) \quad (3.20)$$

I_{gs} terimi güneş sabitidir ve 1353 W/m^2 değerindedir [29].

Yatay düzleme gelen tüm güneş ışıını denklemler 3.21 ile elde edilir.

$$\frac{Q}{Q_0} = a + b \frac{t}{t_0} \quad (3.21)$$

Burada

$$a = 0.103 + 0.000017Z + 0.198 \cos(e - \delta) \quad (3.22)$$

$$b = 0.533 - 0.165 \cos(e - \delta) \quad (3.23)$$

$$t_0 = \frac{2H}{15} \quad (3.24)$$

Yatay düzleme gelen direkt ve yaygın güneş ışıını aşağıdaki denklemlerle bulunur.

$$\frac{Q_y}{Q} = 1 - 1.13 \frac{Q}{Q_0} \quad (3.25)$$

$$Q_d = Q - Q_y \quad (3.26)$$

Yatay düzleme gelen anlık direkt ve anlık yaygın güneş ışıını sırasıyla denklemler 3.31 ve 3.28 ile elde edilir.

$$\frac{I}{Q} = \frac{\pi}{4t_0} \left(\cos\left(90 \frac{h}{H}\right) + \frac{2}{\sqrt{\pi}} (1 - \Psi) \right) \quad (3.27)$$

$$\frac{I_y}{Q_y} = \frac{\pi}{24} \frac{\cosh - \cos H}{\sin H - \frac{\pi}{180} H \cos H} \quad (3.28)$$

Burada

$$\Psi = \exp(-4(1 - \frac{|h|}{H})^2) \quad (3.29)$$

$$h = 15(12 - GS) \quad (3.30)$$

Eğik düzleme gelen anlık direkt, yaygın ve yansıyarak gelen güneş ışınimleri

$$\frac{I_{ed}}{I_d} = \frac{\cos \delta \sin e \cos \gamma \cos h + \cos \delta \sin \gamma \sin h - \sin \delta \cos e \cos \gamma}{\cos \delta \cos e \cosh + \sin \delta \sin e} \quad (3.31)$$

$$I_{ey} = I_y \frac{1 + \cos s}{2} \quad (3.32)$$

$$I_{ya} = I_p \frac{1 - \cos s}{2} \quad (3.33)$$

Denklemleriyle bulunur.

Pencereden camından geçen direkt güneş ışınımı

$$\tau_d I_{ed} \quad (3.34)$$

ile bulunur.

Burada

$$\tau_d = 0.76 - 2.47 \cdot 10^{-3} \theta + 1.16 \cdot 10^{-4} \theta^2 - 2.548 \cdot 10^{-6} \theta^3 \quad (3.35)$$

$$\theta = \cos \delta \sin e \cosh - \sin \delta \cos e \quad (3.36)$$

Denklemleriyle hesaplanır.

Pencere camından geçen yaygın güneş ışınımı ise

$$\tau_y (I_{ey} + I_{ya}) \quad (3.37)$$

denklemiyle bulunur. Burada τ_y 0.79 alınmaktadır [30].

Tüm bu değerler için denklemler Microsoft Excel programı yardımıyla hesaplanıp, Ansys – Fluent programında sınır şartları tanımlanırken ilgili kısma girilmiştir.

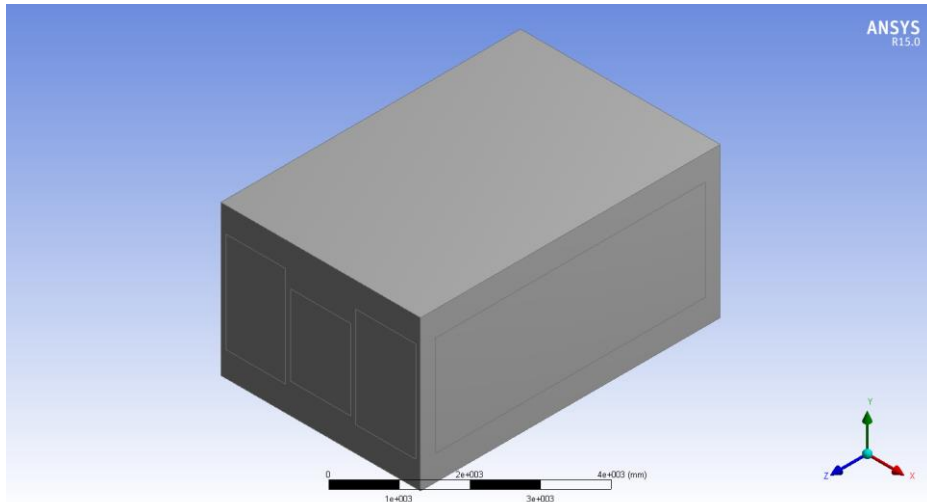
SAYISAL ANALİZ SONUÇLARI

4.1 Pasif Soğutma Durumu

Pasif soğutma durumunda paneller odanın yan duvarına ve pencere bulunan duvara yerleştirilmiştir. Analizler yapılırken pencereden gelen güneş ışınlamaları hesaplamalara dahil edilmiştir. Analizler için İstanbul'da bir yaz günü seçilmiş ve değerler ona göre girilmiştir. Bu bağlamda dış yüzey sıcaklıkları 33°C olarak kabul edilmiştir [31]. Tavan, taban ve iç duvarlardan ise ısı geçişi olmadığı varsayılmıştır. Yapılan analizlerde paneller için sırasıyla -18, -20 ve -22 W/m² ısı akısı değerleri girilmiştir.

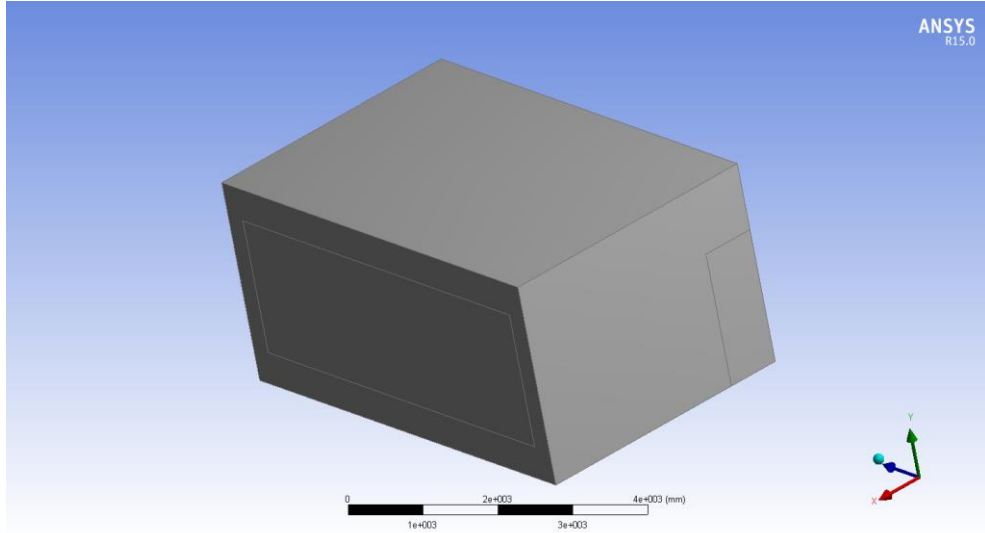
4.1.1 Oda Modeli

Pasif soğutma durumunda oda Şekil 4.1 ve 4.2'de gösterilmiştir.



Şekil 4.1 Pasif soğutma durumundaki oda modeli - ön görünüm

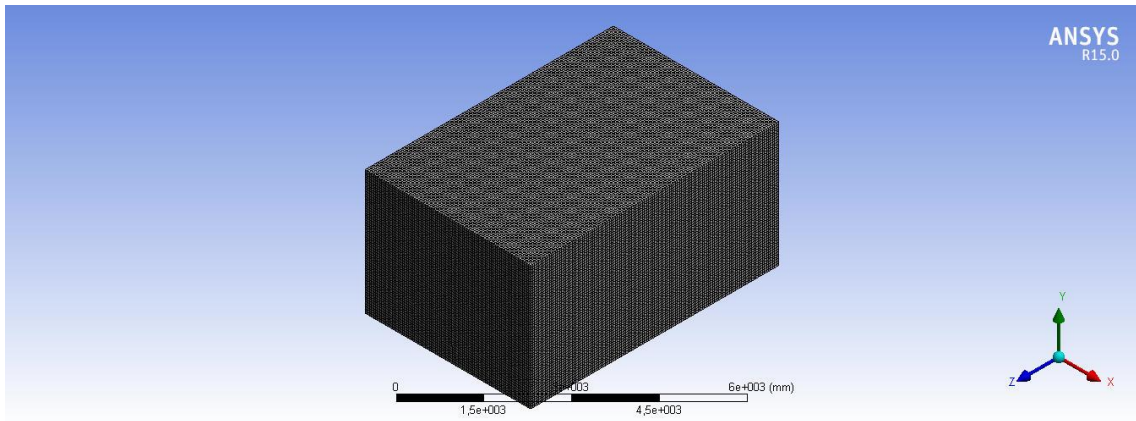
Güney cepheye dönük olarak konumlandırılmış odanın ön yüzünde 2x2 toplam 4 adet panel ve pencere yan yüzeyinde 9 adet panel bulunmaktadır. Arka yüzeyine ise kapı yerleştirilmiştir.



Şekil 4.2 Pasif soğutma durumunda odanın şekli - arka görünüm

4.1.2 Ağ Yapısı

Pasif soğutma durumunda kullanılan eleman sayısı 576000'dir. Şekil 4.3'te ağ yapısı gösterilmektedir. Şekil 4.6 ile kontrol edildiğinde, ağ yapısının kalite değerlerinin oldukça yüksek olduğu görülmüştür.



Şekil 4.3 Pasif soğutma durumunda odanın ağ yapısı

☐ Nodes	597861
☐ Elements	576000
Mesh Metric	Skewness
☐ Min	1,17113458570751E-07
☐ Max	9,90283664837323E-04
☐ Average	1,21575123558124E-04
☐ Standard Deviation	1,15934702391728E-04

Şekil 4.4 Pasif soğutma durumu için çarpıklık değerleri

☐ Nodes	597861
☐ Elements	576000
Mesh Metric	Orthogonal Quality
☐ Min	0,99999880153653
☐ Max	0,999999999999971
☐ Average	0,999999965251333
☐ Standard Deviation	6,93458882731725E-07

Şekil 4.5 Pasif soğutma durumu için dikgen kalite değerleri

Çarpıklık değerleri için uygunluk değerleri

Mükemmel	Çok iyi	İyi	Kabul edilebilir	Kötü	Kabul edilemez
0-0.25	0.25-0.50	0.50-0.80	0.80-0.94	0.95-0.97	0.98-1.00

Dikgen kalitesi değerleri için uygunluk değerleri

Kabul edilemez	Kötü	Kabul edilebilir	İyi	Çok iyi	Mükemmel
0-0.001	0.001-0.14	0.15-0.20	0.20-0.69	0.70-0.95	0.95-1.00

Şekil 4.6 Ağ yapısı için uygunluk değerleri [24]

4.1.3 Genel Özellikler ve Sınır Şartları

Ansys – Fluent programı kullanılırken, çözücü ayarlarında çözücü tipi olarak Pressure-based modeli seçilmiştir. Analizlerin tümü sürekli hal göz önüne alınarak yapılmıştır. Oda modelinde doğal taşınım analizleri yapılacağından yer çekimi ivmesi y doğrultusunda -9.81 m/s^2 olarak tanımlanmıştır.

Çözümlerde ısı geçişi olduğu için enerji modeli aktif hale getirilmiştir. Panellerden ısı geçişi taşınım ve ışıınım ile olduğundan enerji modeline ek olarak radyasyon modeli de aktifleştirilmiştir. Işıınım modeli olarak discrete ordinates (DO) modeli kullanılmıştır. Visköz çözüm yöntemi olarak türbülans, türbülans modelleri içerisinde de standart k- ϵ modeli seçilmiştir. Standart k- ϵ modeli yaygın model olup, doğal taşınım çözümlemesine uygun ve çözüm süresi kısalığı bakımından oldukça kullanışlıdır [24].

Oda içerisinde bulunan havanın sıcaklık değeri 24°C olarak belirlenmiştir. 24°C’de bulunan havanın özellikleri Çizelge 4.1’de verilmiştir.

Çizelge 4.1 Havanın 24°C’deki özellikleri

Havanın yoğunluğu	1.175 kg/m ³
Havanın özgül ısı değeri	1006.94 J/kg·K
Havanın ısı iletim katsayısı	0.02606 W/m·K
Dinamik viskozite değeri	1.831·10 ⁻⁵ kg/m·s
Havanın ısı genleşme katsayısı	0.003367 1/K

Sınır şartları tanımlanırken dış duvarlar için 33°C sıcaklık sınır şartı iç duvarlar, tavan ve taban için adyabatik sınır şartı tanımlanmıştır. Paneller için sırasıyla -18, -20 ve -22 W/m² ısı akısı verilmiştir. Panellerin yüzeyi alçıpan olduğundan dolayı panellere 0.85 emisivite değeri, duvarlara ise 0.9 emisivite değeri girilmiştir [21]. Çözüm metodu olarak SIMPLE şeması seçilmiştir. SIMPLE şeması varsayılan bir yöntem olup, birçok endüstriyel problemlerin çözümünde kullanılmaktadır [24]. Ayrıklaştırma yöntemleri olarak basınç için Body Force Weighted metodu, diğerleri için Second Order Upwind metodları seçilmiştir. Body Force Weighted metodu hem doğal taşınım hem de aksisimetrik girdap akışları için daha doğru sonuçlar vermektedir [25].

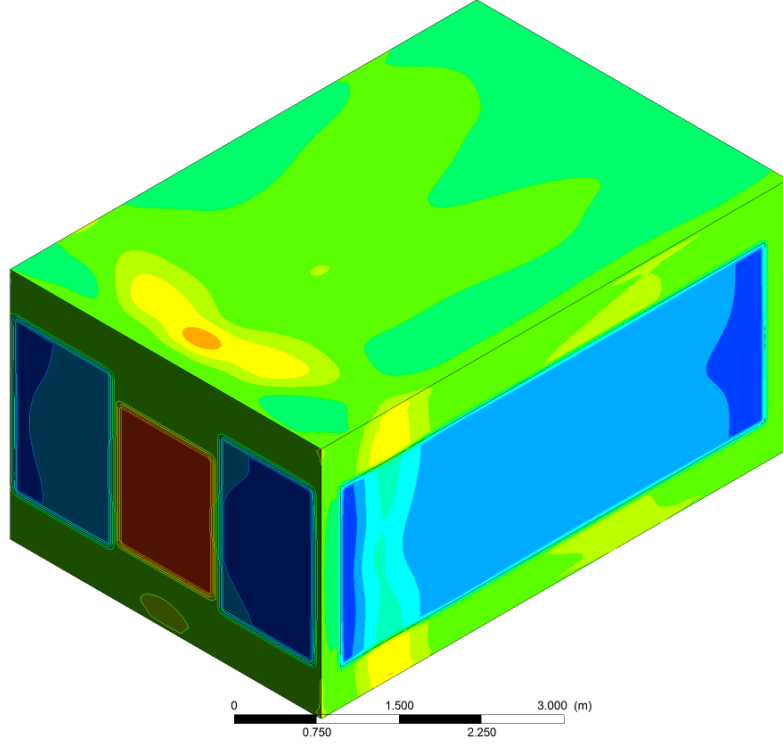
4.1.4 Pasif Soğutma Durumunda Sıcaklık Dağılımları ve Akım Çizgileri

Şekil 4.7’de -18 W/m² için Şekil 4.8’de -20 W/m² için ve Şekil 4.9’da -22 W/m² için oda yüzeylerindeki sıcaklık dağılımları gösterilmiştir. Şekillerde sırasıyla panel yüzey sıcaklıklarının ve tavan yüzey sıcaklıklarının azaldığı gözlemlenmiştir. Panellere tanımlanan ısı akısı değerleri eksi yönde arttıkça panellerdeki soğuk bölgeler artmıştır.

Temperature
Contour 1

303.095
302.460
301.825
301.190
300.556
299.921
299.286
298.651
298.016
297.382
296.747

[K]

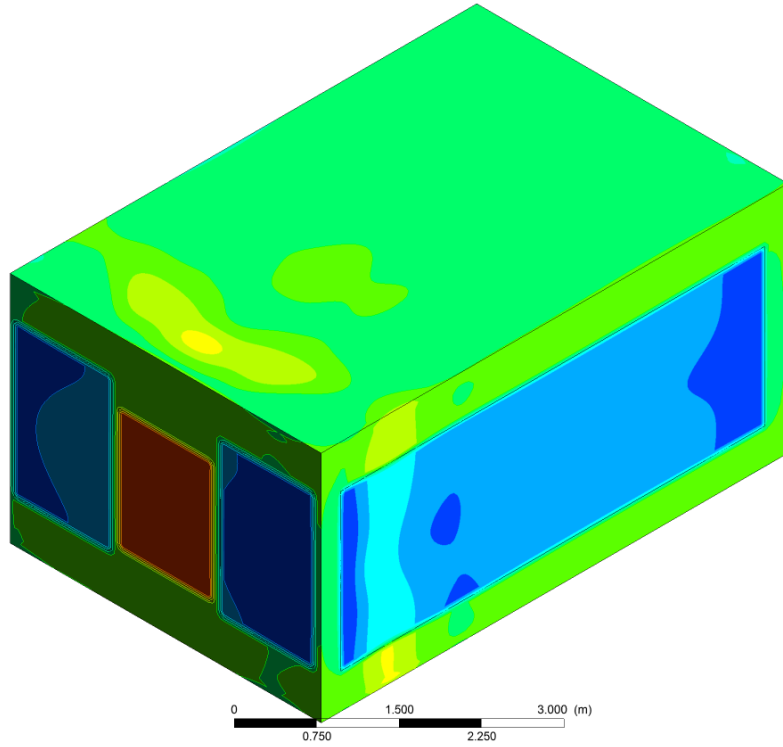


Şekil 4.7 Odanın yüzeylerindeki sıcaklık dağılımı (-18 W/m^2)

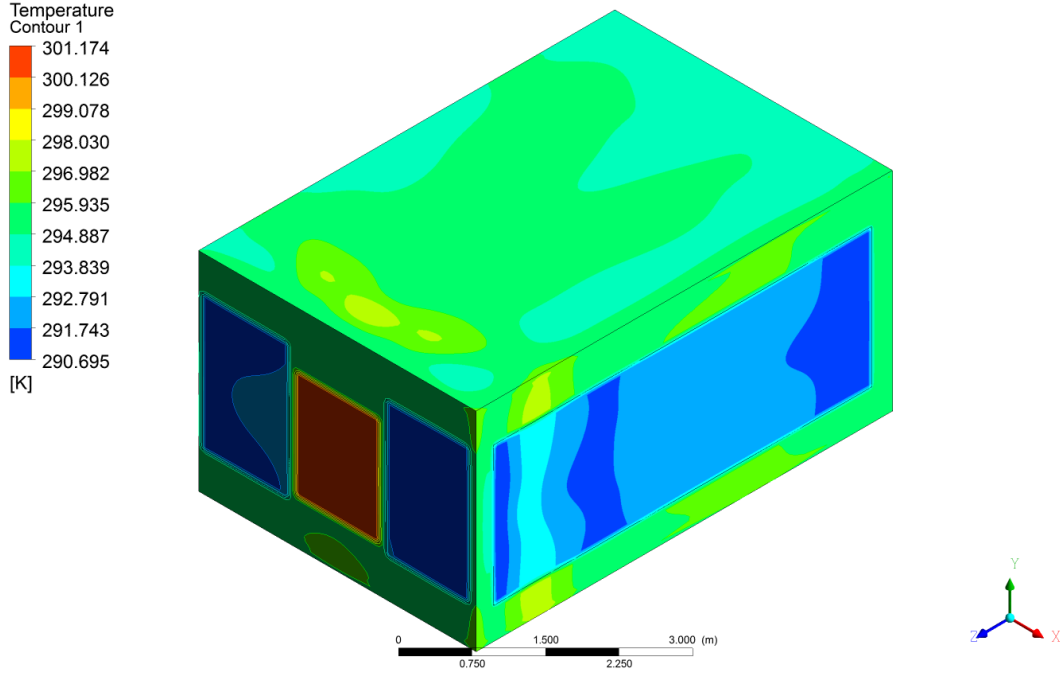
Temperature
Contour 1

302.197
301.366
300.534
299.702
298.870
298.038
297.206
296.374
295.542
294.710
293.878

[K]

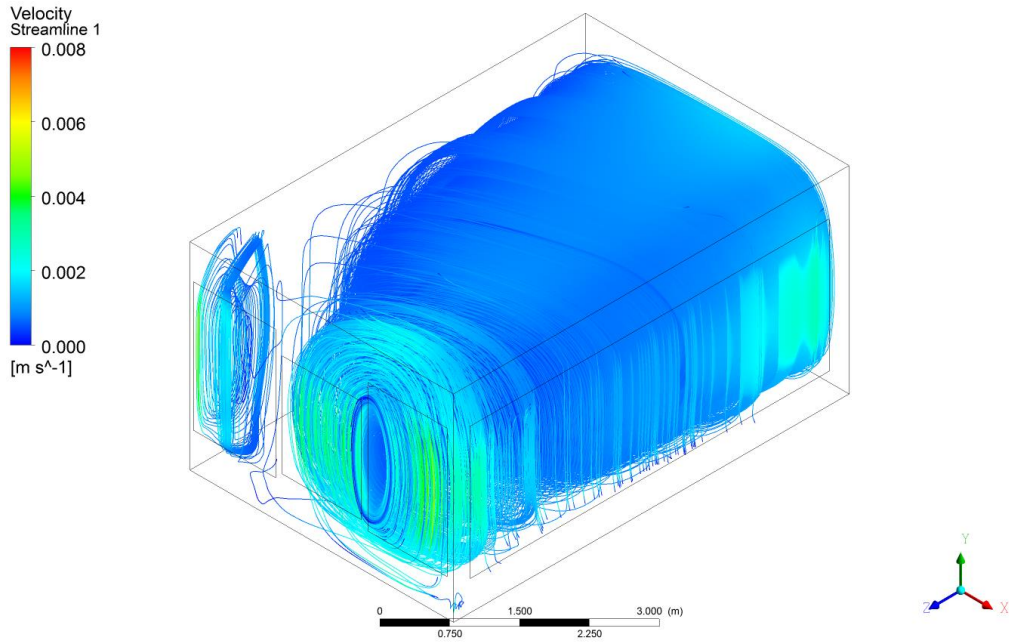


Şekil 4.8 Odanın yüzeylerindeki sıcaklık dağılımı (-20 W/m^2)

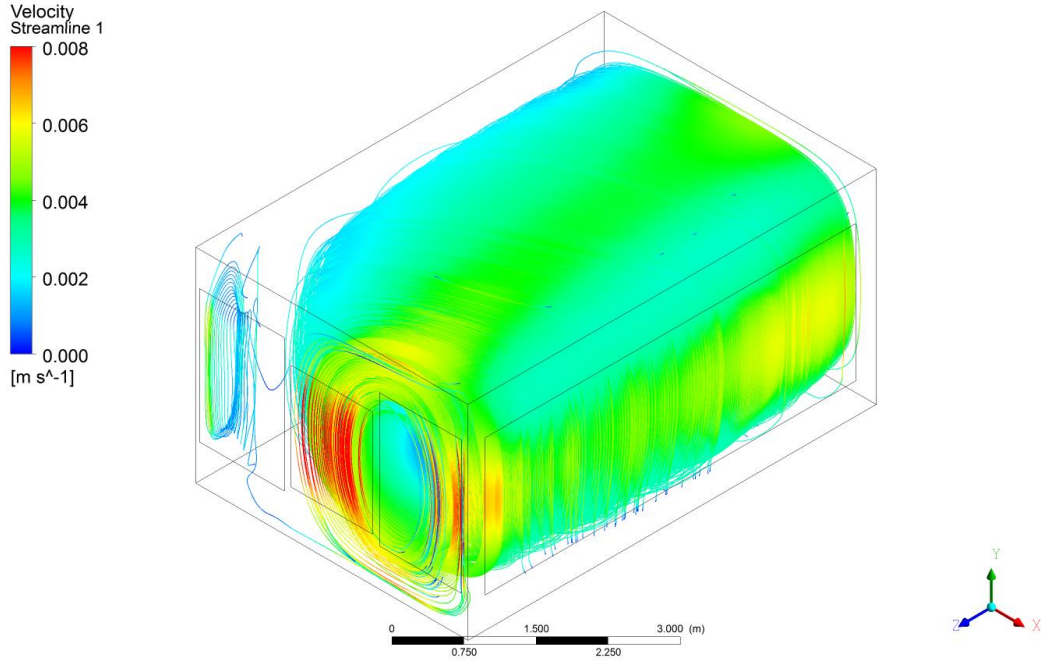


Şekil 4.9 Odanın yüzeylerindeki sıcaklık dağılımı (-22 W/m^2)

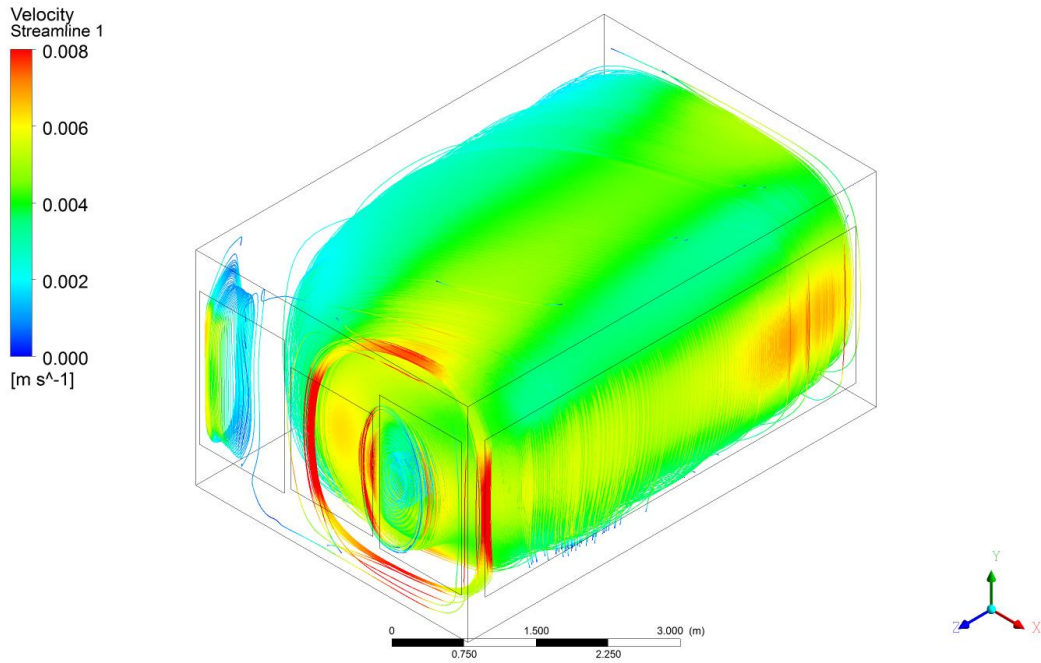
Şekil 4.10'da -18 W/m^2 için Şekil 4.11'de -20 W/m^2 için ve Şekil 4.12'de -22 W/m^2 için akım çizgilerinin dağılımları görülmektedir. Isı akısının -18 W/m^2 olduğu durumda hız değerinin hemen hemen sıfır olduğu, ısı akısı eksi yönde arttıkça hız değerlerinin arttığı görülmüştür. Bunun nedeni olarak, iç ve dış duvar birleşim yerlerinde ve pencereye yakın yerlerde sıcaklık artışı dolayısıyla doğal taşınımın artması gösterilebilir.



Şekil 4.10 Odanın içindeki akım çizgileri (-18 W/m^2)

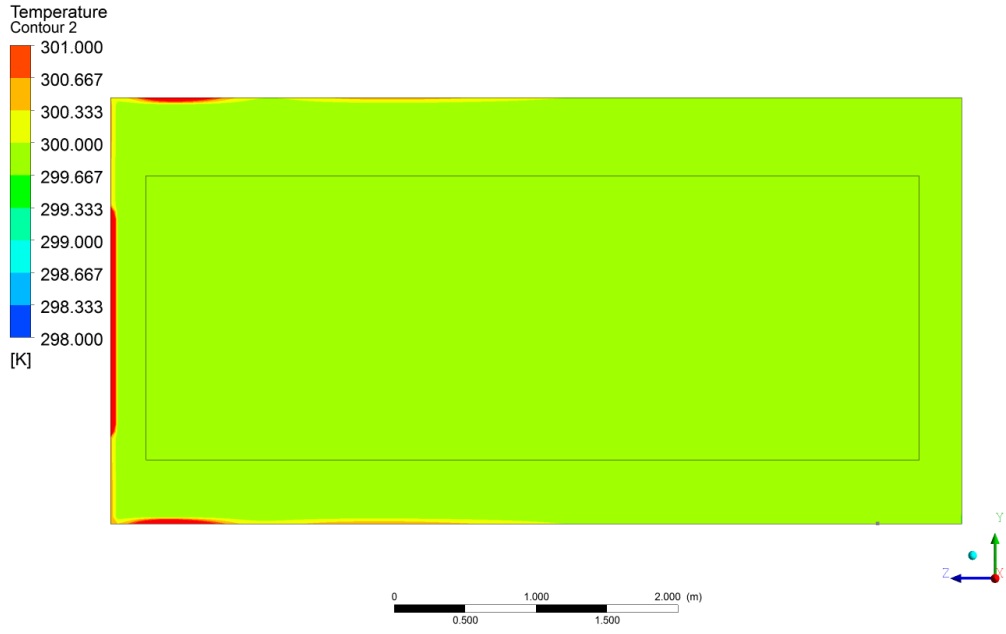


Şekil 4.11 Odanın içindeki akım çizgileri (-20 W/m^2)

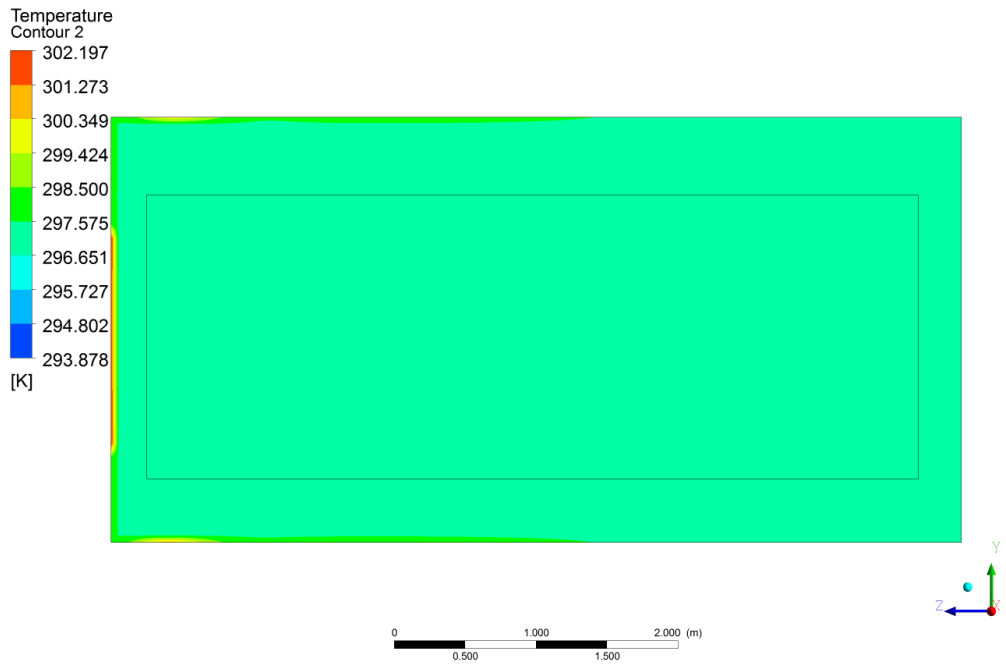


Şekil 4.12 Odanın içindeki akım çizgileri (-22 W/m^2)

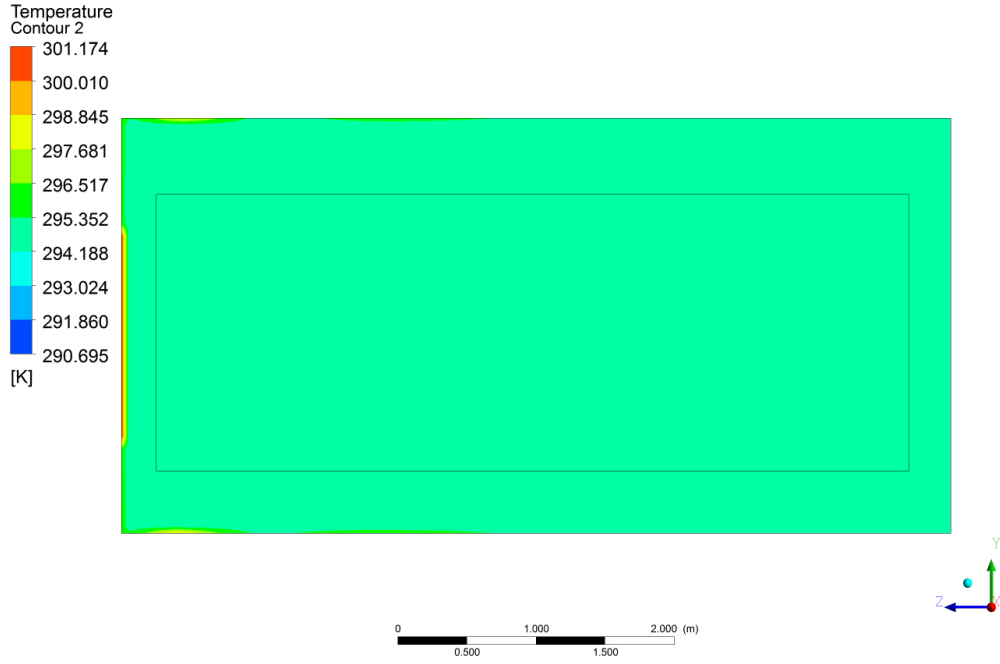
Şekil 4.13’de -18 W/m^2 için Şekil 4.14’de -20 W/m^2 için ve Şekil 4.15’de -22 W/m^2 için $x=2.0 \text{ m}$ ’de sıcaklık dağılımları verilmiştir. Pencereye yakın yerlerde, tavanın ve zeminin pencereye yakın bölgelerinde sıcaklığın daha fazla olduğu görülmüştür. Bunun nedeni olarak güneş ışınımı gösterilebilir. Genel olarak sıcaklığın homojen olarak dağıldığı anlaşılmaktadır.



Şekil 4.13 $x=2.0$ m için sıcaklık dağılımları (-18 W/m^2)

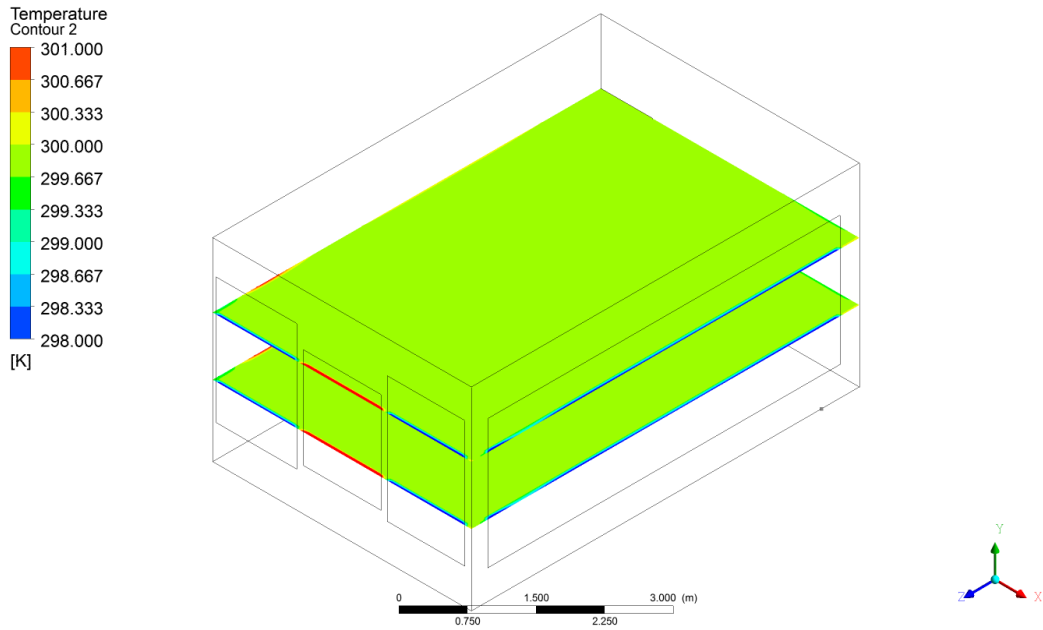


Şekil 4.14 $x=2.0$ m için sıcaklık dağılımları (-20 W/m^2)

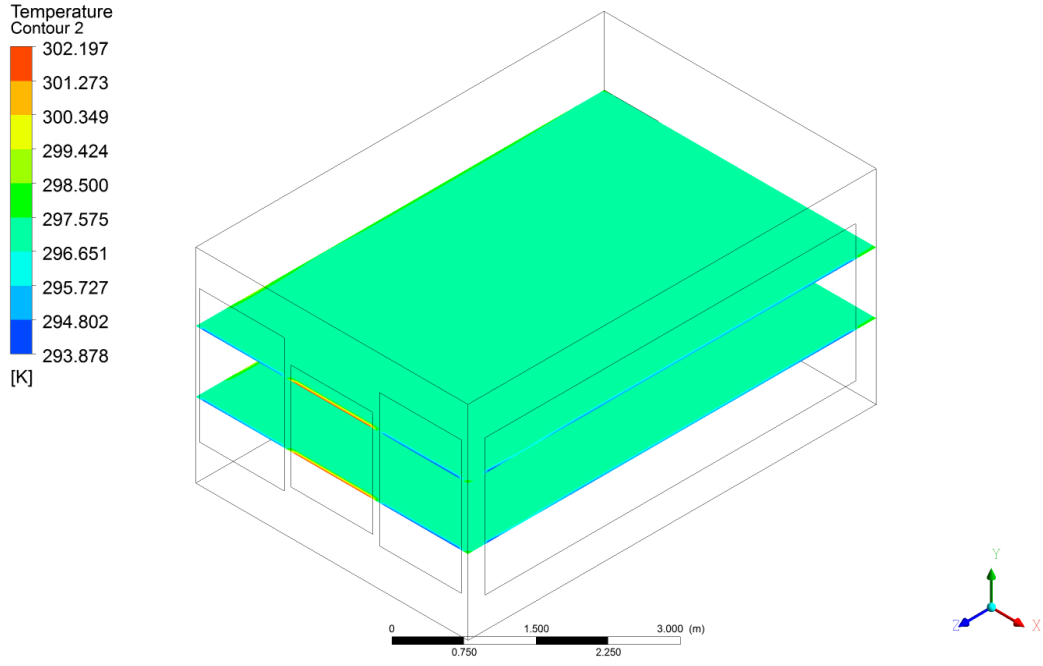


Şekil 4.15 $x=2.0$ m için sıcaklık dağılımları (-22 W/m^2)

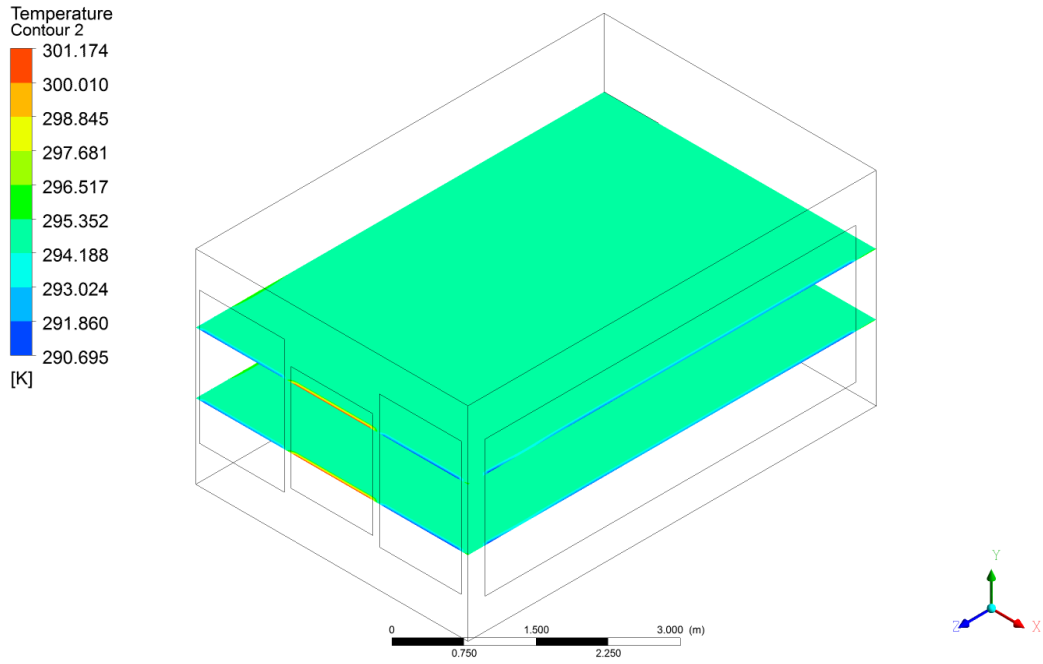
Şekil 4.16'da -18 W/m^2 için Şekil 4.17'de -20 W/m^2 için ve Şekil 4.18'de -22 W/m^2 için $y=1.1$ m ve $y=2.0$ m'de sıcaklık dağılımları verilmiştir. İskân bölgesinde ve 2.0 m yükseklikte panellere yakın bölgelerde sıcaklığın düşük olduğu, pencereye yakın bölgelerde ise yüksek olduğu görülmüştür. Sıcaklığın homojen dağıldığı, panellere tanımlanan ısı akısının eksi yönde artmasıyla sıcaklığın düştüğü açıkça görülmektedir.



Şekil 4.16 $y=1.1$ m ve $y=2.0$ m için sıcaklık dağılımları (-18 W/m^2)



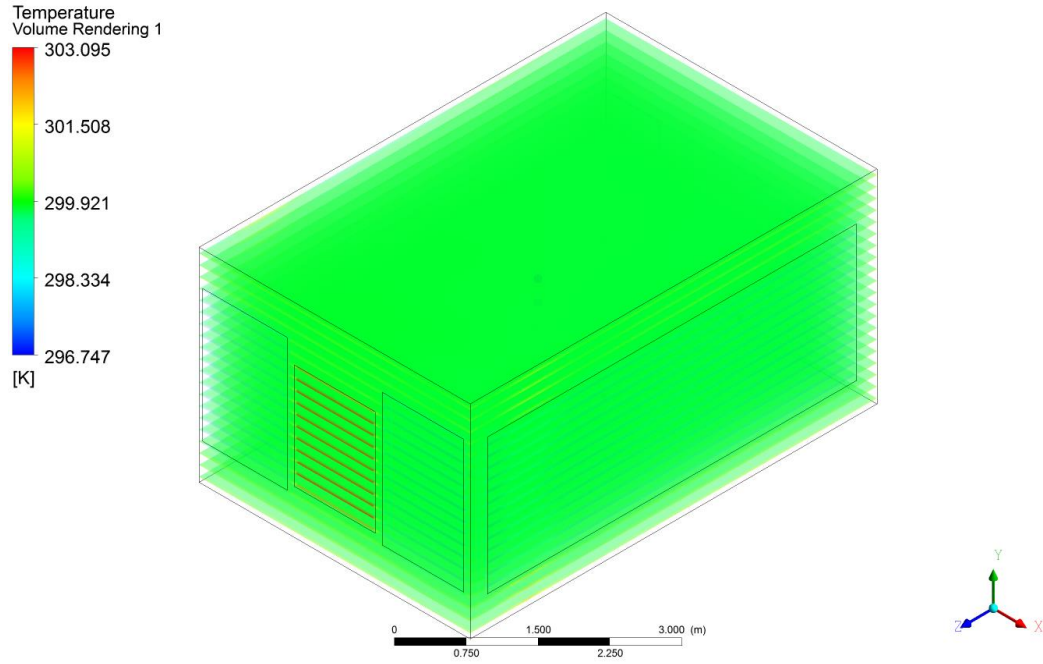
Şekil 4.17 $y=1.1$ m ve $y=2.0$ m için sıcaklık dağılımları (-20 W/m^2)



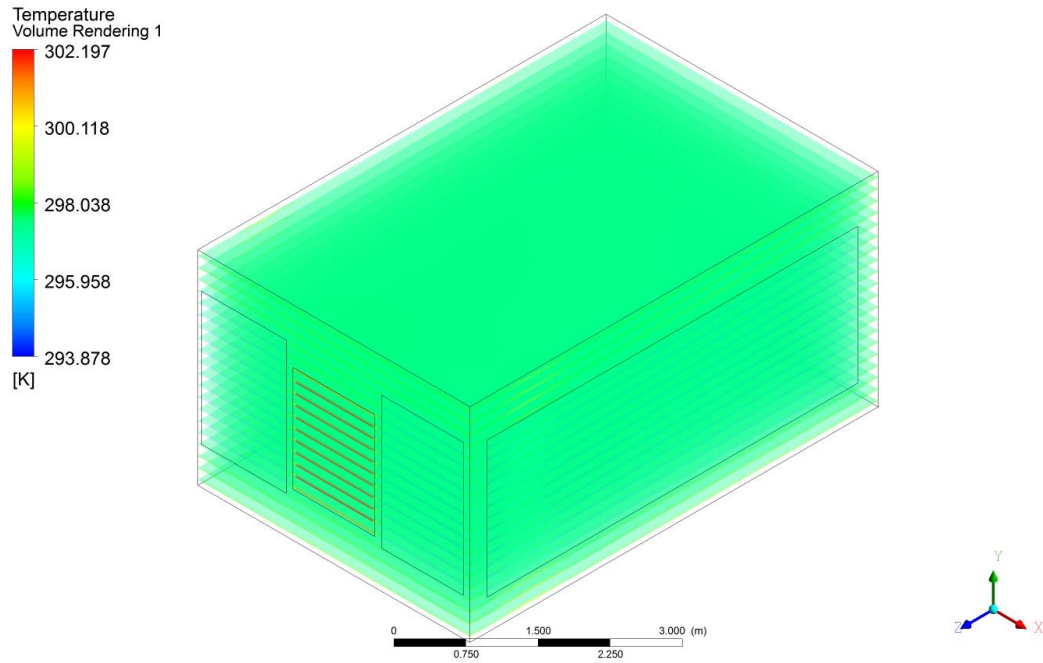
Şekil 4.18 $y=1.1$ m ve $y=2.0$ m için sıcaklık dağılımları (-22 W/m^2)

Şekil 4.19'da -18 W/m^2 için Şekil 4.20'de -20 W/m^2 için ve Şekil 4.21'de -22 W/m^2 için sıcaklıkların hacimsel gösterimi verilmiştir. Hacimsel sıcaklık gösteriminden de

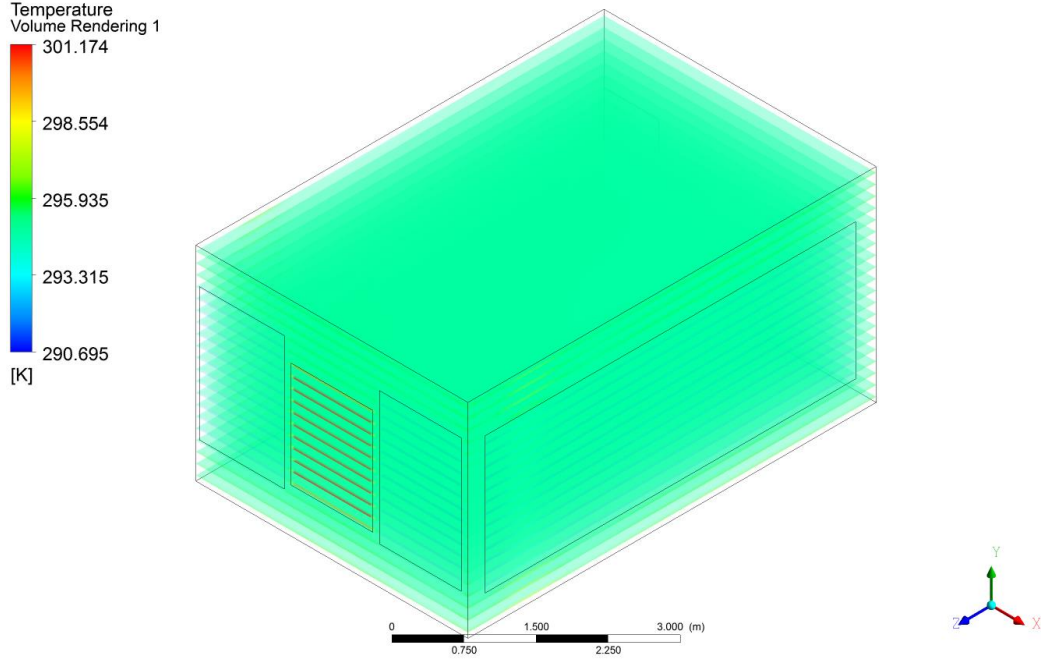
anlaşılaçağı üzere sıcaklık homojen olarak dağılmıştır. Tahmin edilebileceğı gibi tanımlanan ısı akısının eksi yönde artmasıyla sıcaklık düşmüştür.



Şekil 4.19 Sıcaklığın hacimsel gösterimi (-18 W/m²)



Şekil 4.20 Sıcaklığın hacimsel gösterimi (-20 W/m²)



Şekil 4.21 Sıcaklığın hacimsel gösterimi (-22 W/m²)

4.1.4.1 Isıl Konfor Değerlerinin Hesaplanması

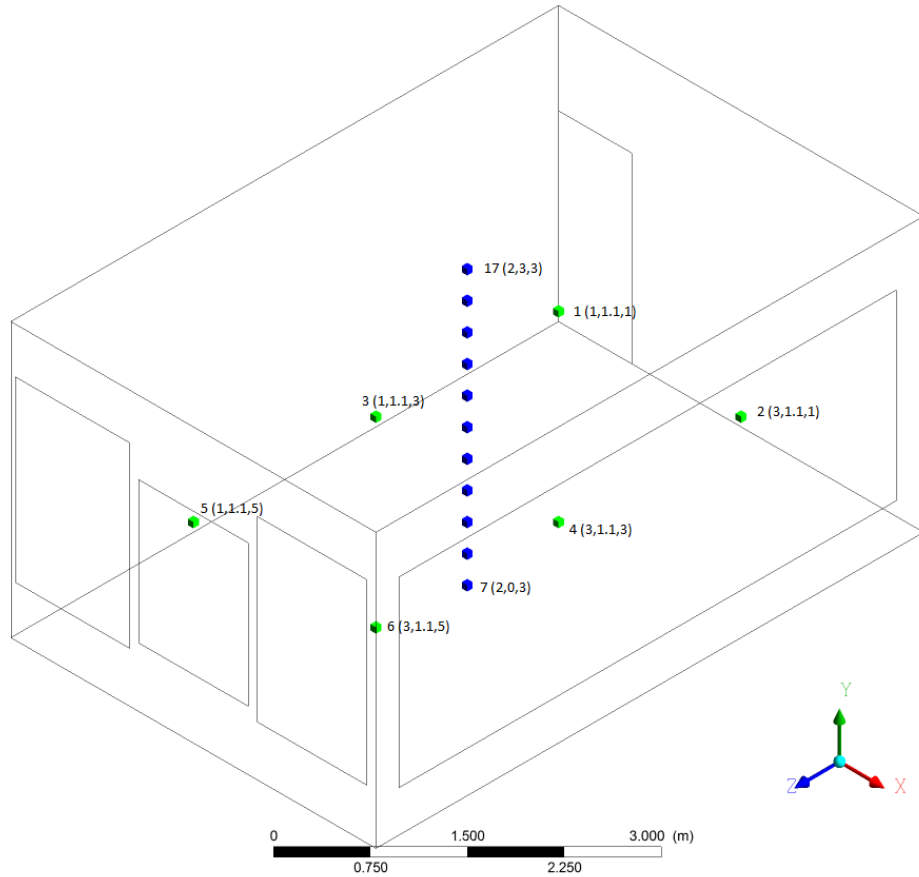
Isıl konfor değerlerinin hesaplamasında kullanılan parametreler Bölüm 2’de açıklanmıştır. Aktiviteye bağlı metabolik hız ayakta durma durumu baz alınarak 1.2 met alınmıştır. Giysi yalıtımı yazlık kıyafetlere uygun olarak 0.50 clo olarak belirlenmiştir. Bağıl nem ASHRAE standardına bağlı olarak % 50 olarak kabul edilmiştir. Hava sıcaklığı değeri ve havanın hız değeri Ansys – Fluent programıyla yapılan analizlerden elde edilmiştir. Diğer bir parametre olan ortalama radyant sıcaklık denklem 4.1 ile hesaplanır [19]. Ortalama radyant sıcaklığın hesaplanması için gerekli olan panel ve duvar yüzey sıcaklıkları ile alanları Çizelge 4.2’de verilmiştir.

$$T_{mr} = \frac{(T_{y1} \cdot A_{y1} + T_{y2} \cdot A_{y2} + \dots + T_{yn} \cdot A_{yn})}{(A_{y1} + A_{y2} + \dots + A_{yn})} \quad (4.1)$$

Çizelge 4.2 Pasif durum için panel ve duvar yüzey sıcaklıkları ve alanları

	Paneller	1nolu Duvar	2nolu Duvar	3nolu Duvar	4nolu Duvar	Tavan	Zemin	Pencere
Alan [m ²]	15.6	5.28	12	7.2	18	24	24	1.92
Sıcaklık [K] (-18 W/m ²)	297.5	300.4	299.8	300.7	300.1	300	300	303
Sıcaklık [K] (-20 W/m ²)	294.7	298.1	298	298.2	297.2	297.7	297.7	302
Sıcaklık [K] (-22 W/m ²)	291.6	295.7	295.1	295.8	294.7	295.1	295.1	301

PMV-PPD değerlerini hesaplamak için iskân bölgesinde altı farklı nokta, dikey sıcaklık farkının hesaplanması için ise odanın tam orta noktasından farklı yüksekliklerde on bir farklı nokta belirlenmiştir. Tüm referans noktaları Şekil 4.22’de gösterilmiştir.



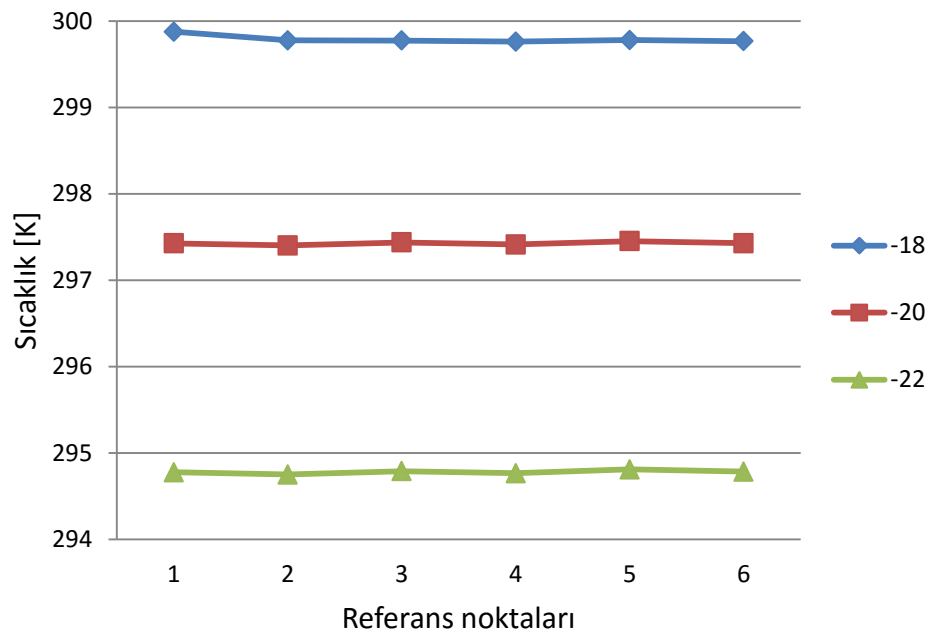
Şekil 4.22 Hesaplamalarda kullanılacak referans noktaları

Isıl konforun hesaplanması için gereken tüm değerler Çizelge 4.3’de özetlenmiştir.

Çizelge 4.3 Isıl konforun hesaplanmasında kullanılan değerler

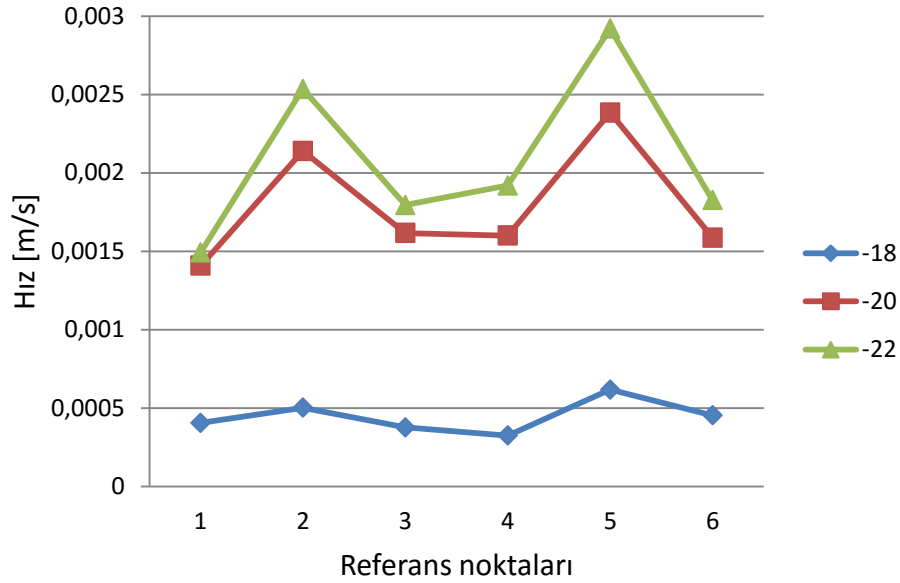
		-18 W/m ²	-20 W/m ²	-22 W/m ²
Isıl ortam değişkenleri	Hava sıcaklığı [°C]	26.63	24.27	21.62
	Ortalama radyant sıcaklık [°C]	26.63	24.30	21.64
	Hava hızı [m/s]	0.0004	0.0018	0.0020
	Bağıl nem [%]	50		
Kişisel değişkenler	Aktivite bağlı metabolik hız [met]	1.2		
	Giysi yalıtımı [clo]	0.50		

Belirlenen altı adet referans noktalarındaki sıcaklık değerleri Şekil 4.23’de gösterilmiştir. Sıcaklığın homojen dağıldığı, ısı akısının negatif yönde artmasıyla sıcaklığın azaldığı görülmektedir.



Şekil 4.23 Farklı referans noktalarındaki sıcaklık değerleri

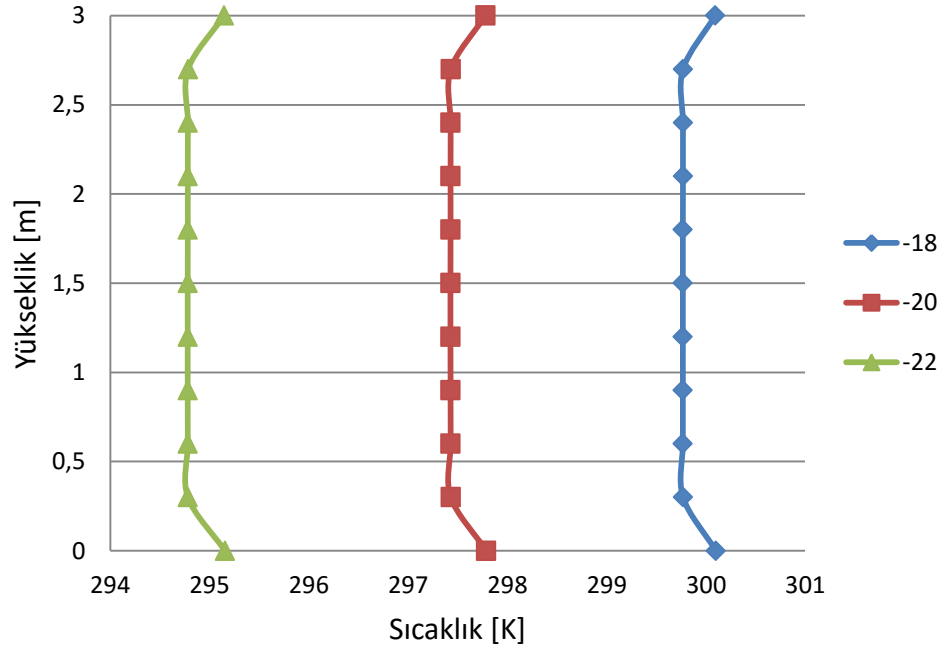
Şekil 4.24’de referans noktalarındaki hız değerleri gösterilmiştir. Panellerdeki ısı akısının negatif yönde artmasıyla hız değerleri de artmıştır. -22 W/m^2 ve -20 W/m^2 değerleri için hızın dalgalı olduğu görülmüştür. Değerlerin değiştiği bu noktalar genellikle panellere yakın konumda bulunmaktadır. ASHRAE standardına göre maksimum hız değeri 0.18 m/s değerini aşmamalıdır [19]. Tüm hız değerlerinin bu değeri aşmadığı görülmüştür.



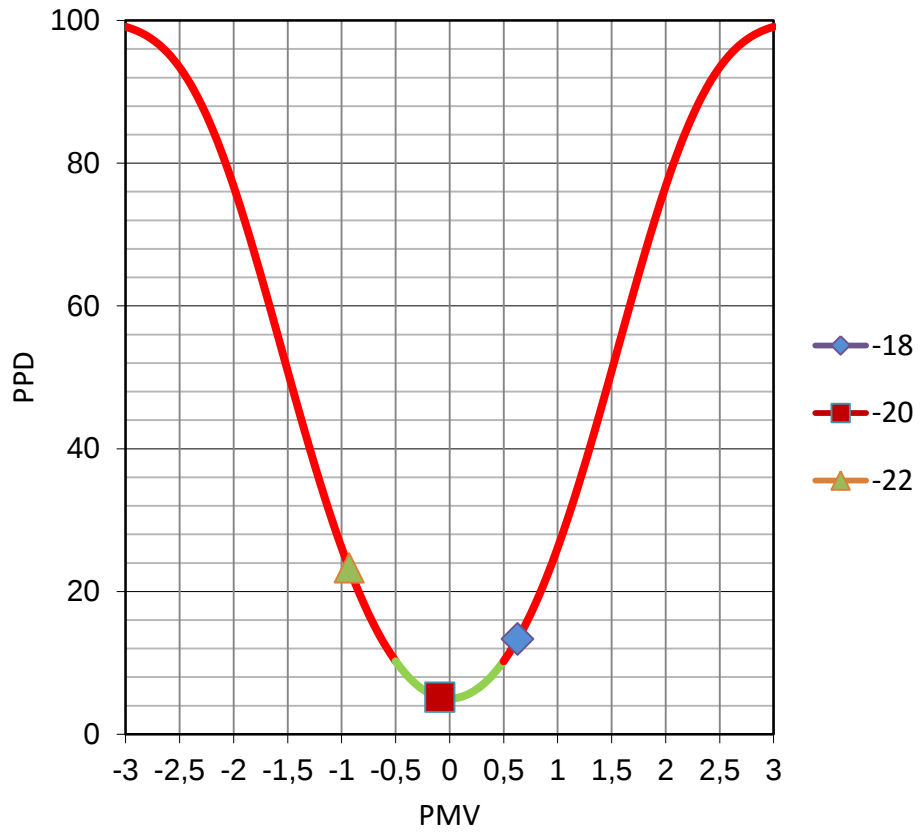
Şekil 4.24 Farklı referans noktalarındaki hız değerleri

Şekil 4.25’de dikey sıcaklık farkları incelenmiştir. Sıcaklık farklarının 0.5 K ’ni geçmediği görülmektedir. ASHRAE standardına göre maksimum dikey sıcaklık farkı değeri 3 K değerini aşmamalıdır. Bu sonuçlara göre standardı sağladığı anlaşılmaktadır.

PMV ve PPD değerleri Fangerin geliştirmiş olduğu, ASHRAE 55 ve ISO 7730 standartlarında belirtilen metod ile yazılmış olan bir excel programı yardımıyla hesaplanmış ve Şekil 4.26’da gösterilmiştir. Pasif soğutma durumu için sadece -20 W/m^2 durumu için ısıl konfor şartlarının sağlandığı görülmüştür. Panellere tanımlanan -18 W/m^2 ısı akısı odayı ısıl konfor değerlerine göre soğutamamıştır. Hissedilen sıcaklığın hafif sıcak olduğu anlaşılmaktadır. -22 W/m^2 durumu içinse panellerin odayı gerektiğinden fazla soğuttuğu görülmektedir. Fangerin ısıl konfor modeline göre odanın hafif serin olduğu belirlenmiştir.



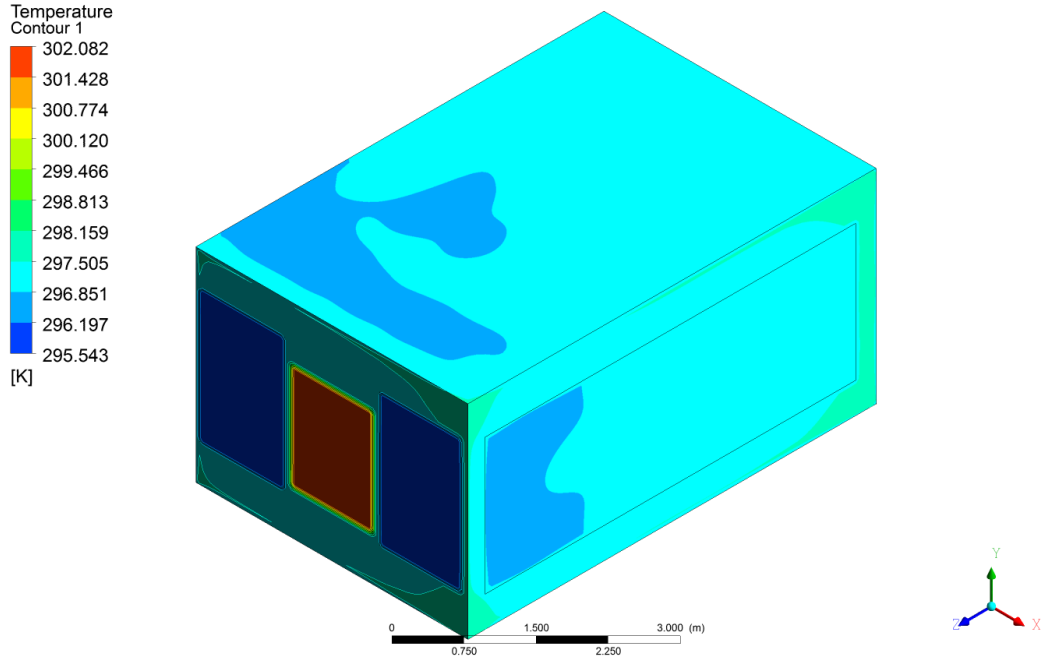
Şekil 4.25 Odanın tam ortasındaki referans noktasına göre dikey sıcaklık farkları



Şekil 4.26 Üç farklı durum için hesaplanan ısı konfor değerleri

4.1.5 Panjurlu Durum için Sıcaklık Dağılımları ve Akım Çizgileri

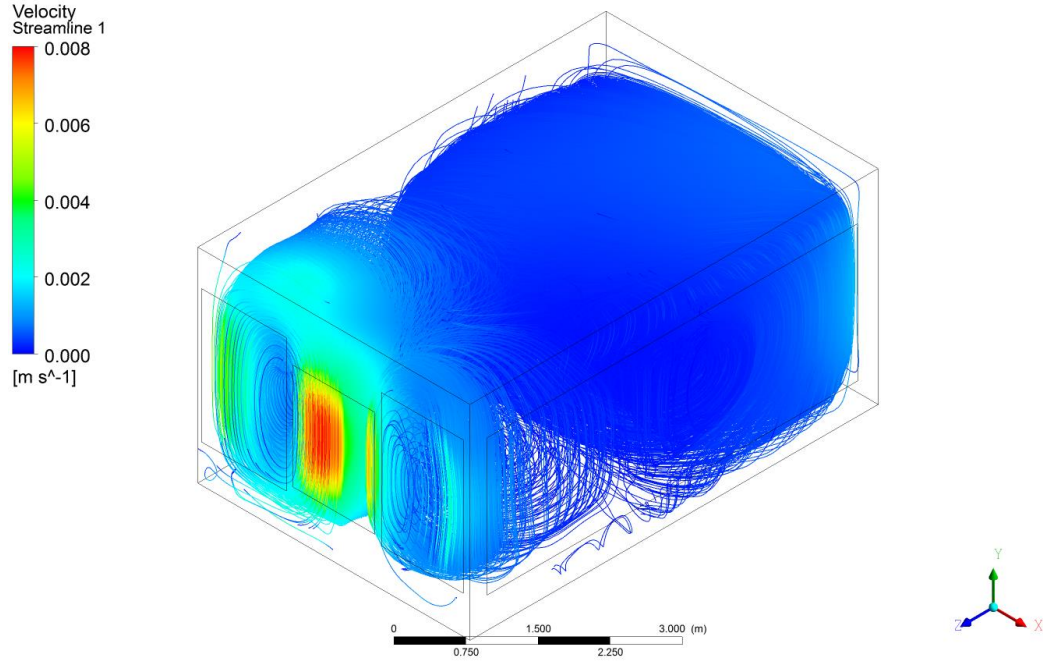
Panjur olması durumunda güneşten gelen ısınım devre dışı bırakılmıştır. Diğer tüm özellikler aynı alınmıştır. Diğer durumların aksine güneş ısınımı oldukça yüksek etki bıraktığından, panellere tanımlanan ısı akısı azaltılarak -8 W/m^2 değeri girilmiştir. Şekil 4.27’de odanın sıcaklık dağılımı gösterilmiştir. İki nolu duvarda bulunan paneller ile odanın sıcaklığının hemen hemen aynı olduğu görülmektedir.



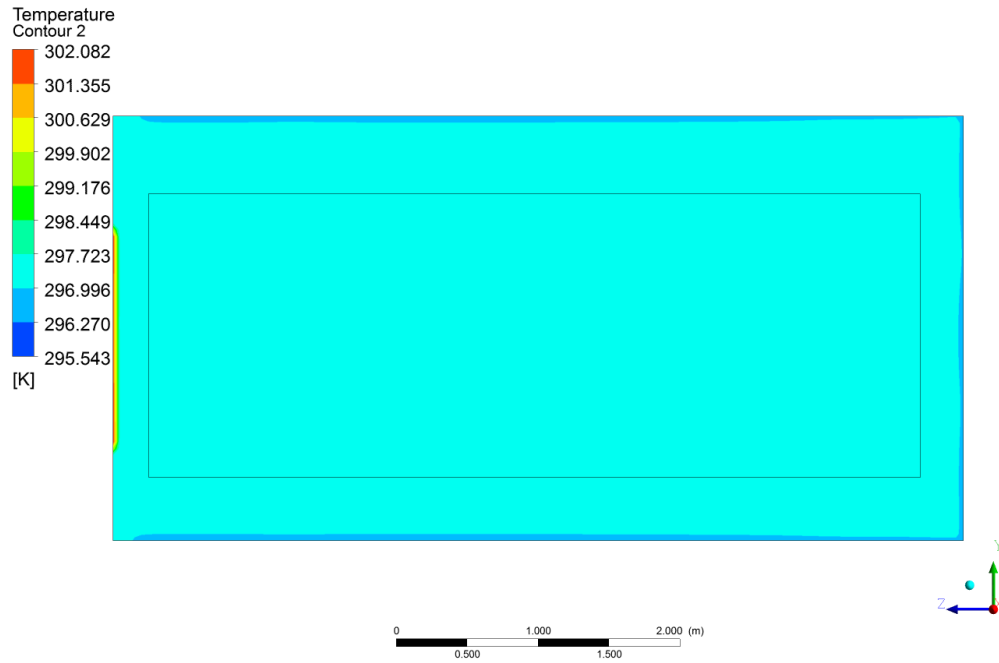
Şekil 4.27 Oda nın yüzeylerdeki sıcaklık dağılımı (-8 W/m^2 Panjurlu)

Şekil 4.28’de panjurlu durum için akım çizgilerinin dağılımı gösterilmiştir. Camın yakınında ısı geçişinin fazla olmasından dolayı sıcaklık artmış, bu nedenle hız ve doğal taşınım artmıştır. Pencere bulunan duvardan uzaklaştıkça hızın azaldığı ve hemen hemen sıfır olduğu anlaşılmaktadır.

Şekil 4.29’da $x=2.0 \text{ m}$ ’de sıcaklık dağılımı verilmiştir. Sıcaklığın cama yakın bölgelerde yüksek olduğu tavanda ve zeminde daha düşük olduğu görülmektedir. Hemen hemen homojen bir dağılım söz konusudur.

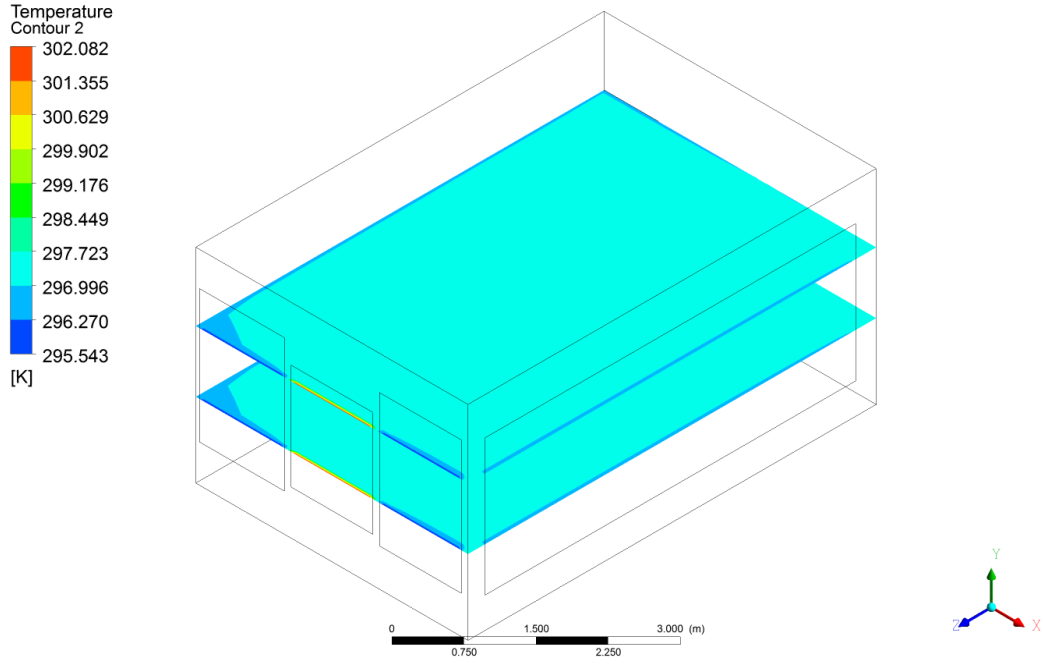


Şekil 4.28 Odanın içindeki akım çizgileri (-8 W/m² Panjurlu)



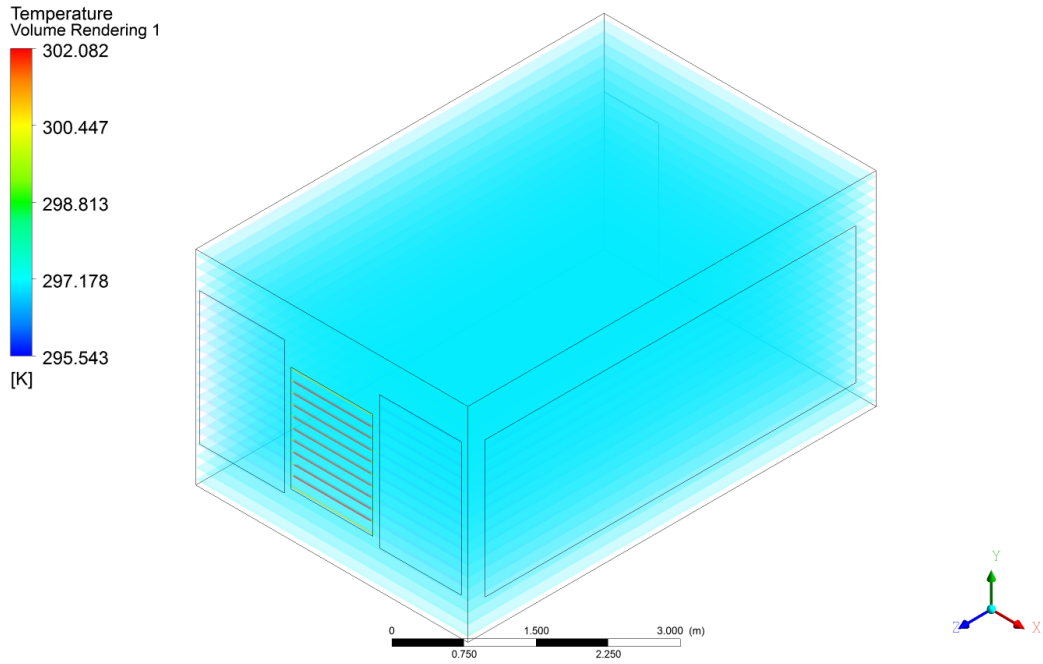
Şekil 4.29 x=2.0 m için sıcaklık dağılımları (-8 W/m² Panjurlu)

Şekil 4.30'da y=1.1 m ve y=2.0 m'de sıcaklık dağılımı verilmiştir. X kesitine benzer şekilde panellere yakın yerlerde sıcaklığın daha düşük, pencereye yakın yerlerde ise sıcaklığın daha yüksek olduğu görülmektedir.



Şekil 4.30 $y=1.1$ m ve $y=2.0$ m için sıcaklık dağılımları (-8 W/m^2 Panjurlu)

Şekil 4.31’de odanın hacimsel sıcaklık dağılımı verilmiştir. Kesitlere benzer şekilde hacimsel gösterimde de sıcaklık homojen olarak dağılmıştır.



Şekil 4.31 Odaanın hacimsel sıcaklık dağılımı (-8 W/m^2 Panjurlu)

4.1.5.1 Isıl Konfor Değerlerinin Hesaplanması

Pasif soğutmaya benzer şekilde hesaplama yolu izlenecektir. Sıcaklık, hava hızı ve ortalama radyant sıcaklık harici tüm değerler aynı alınmıştır. Ortalama radyant sıcaklığın hesabı için gerekli olan yüzey sıcaklıkları Çizelge 4.4’de verilmiştir.

Çizelge 4.4 Panjurlu durum için panel ve duvar yüzey sıcaklıkları ve alanları

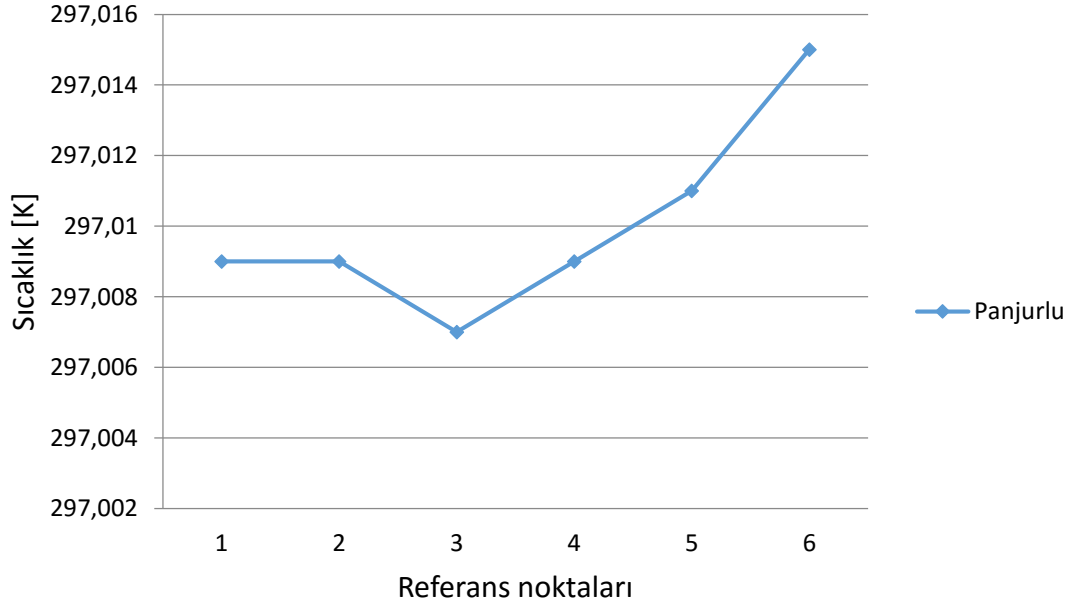
	Paneller	1nolu Duvar	2nolu Duvar	3nolu Duvar	4nolu Duvar	Tavan	Zemin	Pencere
Alan [m ²]	15.6	5.28	12	7.2	18	24	24	1.92
Sıcaklık [K] (-8 W/m ²)	295.7	297.5	296.8	297.4	297	296.9	296.9	301.9

Isıl konforun hesaplanması için gereken tüm değerler Çizelge 4.5’de özetlenmiştir. Hava sıcaklığı, ortalama radyant sıcaklık ve hava hızı Şekil 4.22’de belirtilen referans noktaları yardımıyla hesaplanmıştır.

Çizelge 4.5 Isıl konforun hesaplanmasında kullanılan değerler

Isıl ortam değişkenleri	Hava sıcaklığı [°C]	23.9
	Ortalama radyant sıcaklık [°C]	23.9
	Hava hızı [m/s]	0.000262
	Bağıl nem [%]	50
Kişisel değişkenler	Aktivite bağlı metabolik hız [met]	1.2
	Giyisi yalıtımı [clo]	0.50

Şekil 4.22’de belirtilen altı farklı referans noktasından alınan sıcaklık değerleri Şekil 4.32’de belirtilmiştir. Referans noktalarındaki sıcaklık değerleri incelendiğinde sıcaklığın çok değişmediği, panellere yakın pencereye uzak yerlerde sıcaklığın daha düşük olduğu pencereye yakın yerlerde ise daha yüksek olduğu görülmüştür.



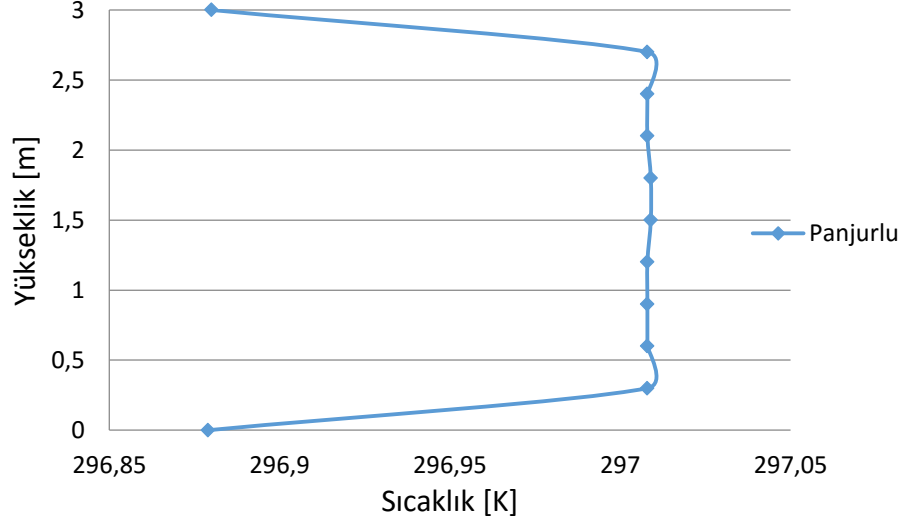
Şekil 4.32 Farklı referans noktalarındaki sıcaklık değerleri

Şekil 4.32’de aynı referans noktalarındaki hız değerleri belirtilmiştir. ASHRAE standartlarına göre hızın 0.18 m/s değerini aşmaması gerekmektedir. Şekilde belirtilen değerlerin standart değerlerinin oldukça altında olduğu görülmektedir.

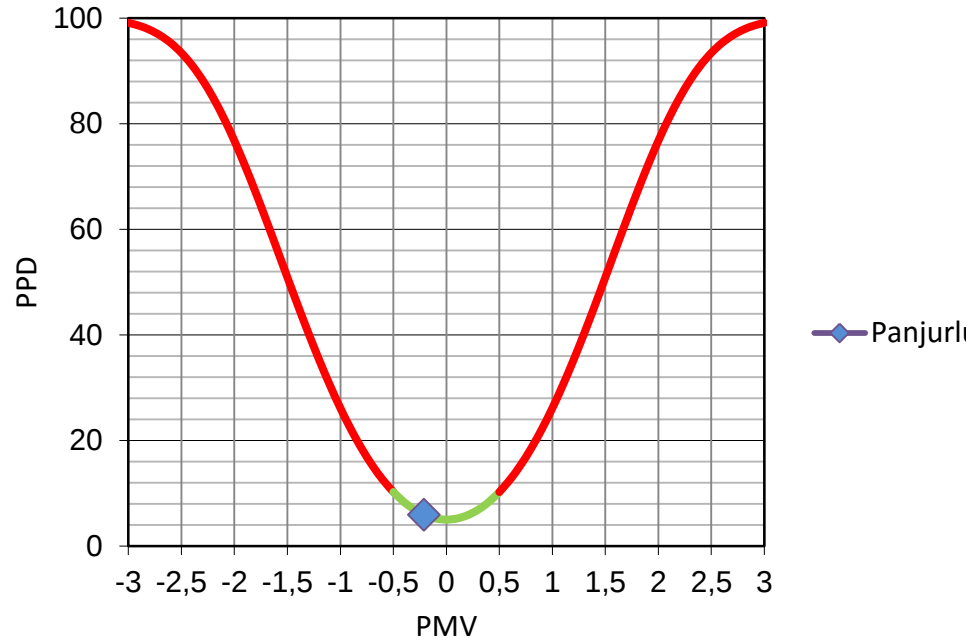


Şekil 4.32 Farklı referans noktalarındaki hız değerleri

Şekil 4.33’de dikey sıcaklık farkı gösterilmektedir. ASHRAE standartlarına göre dikey sıcaklık farkının maksimum 3 K olması gerekmektedir [19]. Şekilde sıcaklık farkının maksimum 0.2 K değerlerinde olduğu görülmektedir.



Şekil 4.33 Odanın tam ortasındaki referans noktasına göre dikey sıcaklık farkları Fangerin geliştirmiş olduğu metod ile yazılmış excel programına göre PMV-PPD değerleri hesaplandığında, panjurlu durum için Şekil 4.34’de ısı konfor değerinin yeşil bölgede kaldığı ve böylelikle ısı konforun sağlandığı görülmektedir.



Şekil 4.34 Panjurlu durum için ısı konfor değerleri

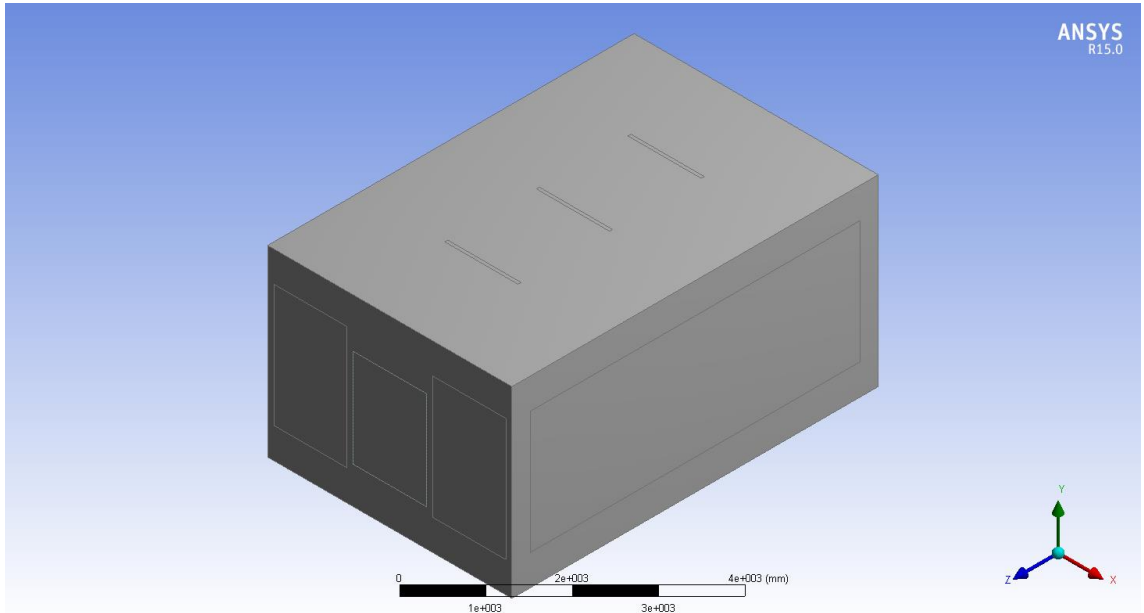
Camdan gelen güneş ışıınının panjur vasıtasıyla engellenmesiyle daha düşük ısı akılarında ısı konfor sağlandığı anlaşılmıştır.

4.2 Tavandan Havalandırma

Tavandan havalandırma soğutma durumunda paneller odanın yan duvarına ve pencere bulunan duvara yerleştirilmiştir. Analizler yapılırken pencereden gelen güneş ışıını hesaplamalara dahil edilmiştir. Analizler için İstanbulda bir yaz günü seçilmiş ve değerler ona göre girilmiştir. Bu bağlamda dış yüzey sıcaklıkları 33°C olarak kabul edilmiştir [31]. Tavan, taban ve iç duvarlardan ise ısı geçişi olmadığı varsayılmıştır. Yapılan analizlerde paneller için sırasıyla -14, -16 ve -18 W/m² ısı akısı değerleri girilmiştir. Tavana alanları 0.06 m² olan (1.2 m x 0.05 m) birbirine eşit üç adet menfez açılmış, ortada bulunan menfezden hava çekilmesi diğerlerinden hava üflenmesi amaçlanmıştır. Hava üflenenden menfezlerden hava hızı değeri ASHRAE standartlarına göre belirlenmiş ve 2.5 L/s olarak tanımlanmıştır [32].

4.2.1 Oda Modeli

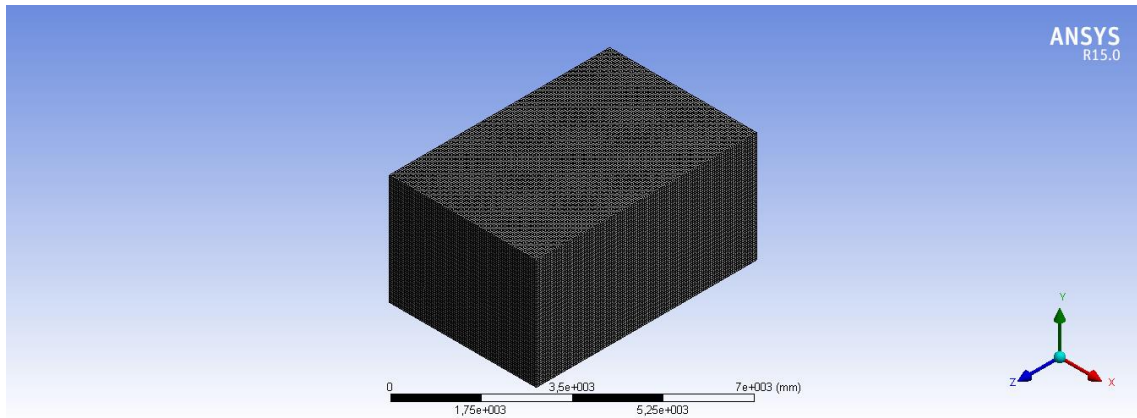
Havalandırma soğutma durumunda oda Şekil 4.35’de gösterilmiştir. Pasif durumla aynı olmak üzere 9 adet yan yüzeyde, 4 adette pencere tarafında toplam 13 adet panel bulunmaktadır. Pasif duruma ek olarak tavanda üç adet menfez konumlandırılmıştır.



Şekil 4.35 Havalandırma soğutma için oda modeli

4.2.2 Ağ Yapısı

Şekil 4.36 de odanın ağ yapısı gösterilmiştir.



Şekil 4.36 Tavandan havalandırmalı soğutma durumunda odanın ağ yapısı

Şekil 4.37’de tavandan havalandırmalı durum için ağ yapısının çarpıklık değeri ve Şekil 4.38’de dikgen kalite değerleri verilmiştir. Şekil 4.6’daki ağ yapısı uygunluk değerleriyle karşılaştırıldığında değerlerin oldukça iyi olduğu görülmüştür.

Statistics	
☐ Nodes	597861
☐ Elements	576000
Mesh Metric	Skewness
☐ Min	3,9195134470041E-10
☐ Max	1,07333514434928E-03
☐ Average	1,02140442776775E-04
☐ Standard Deviation	1,29480089097059E-04

Şekil 4.37 Tavandan havalandırmalı durum için çarpıklık değeri

☐ Nodes	597861
☐ Elements	576000
Mesh Metric	Orthogonal Quality
☐ Min	0,999998615705935
☐ Max	1
☐ Average	0,999999967269949
☐ Standard Deviation	3,99141486059442E-07

Şekil 4.38 Tavandan havalandırmalı durum için dikgen kalite değeri

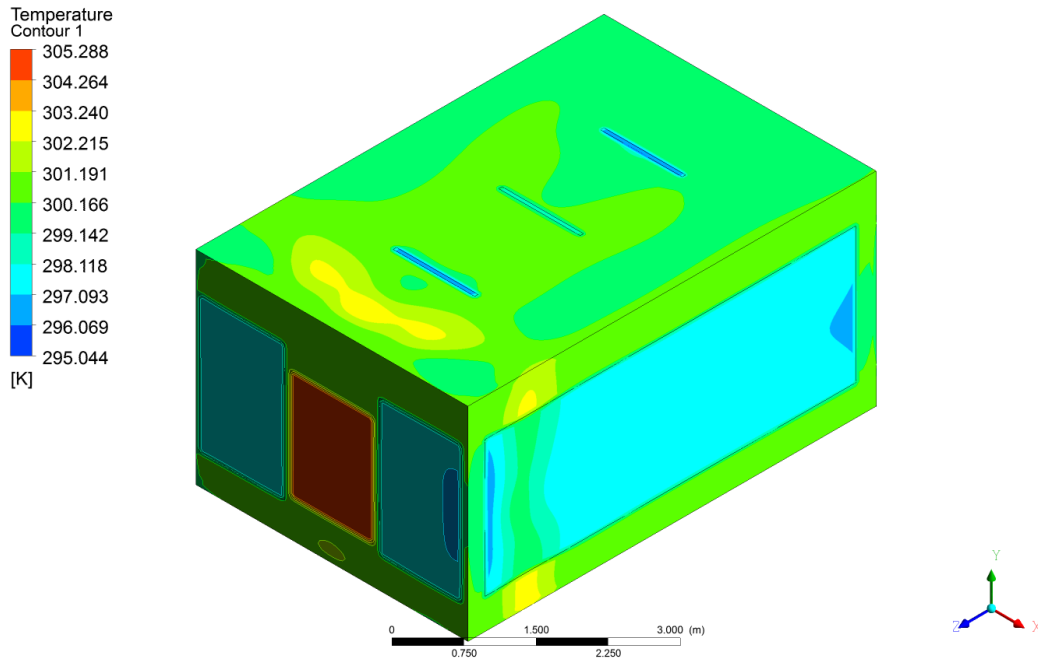
4.2.3 Genel Özellikler ve Sınır Şartları

Pasif soğutma durumuna ek olarak hava girişi ve çıkışı tanımlanmıştır. Diğer bütün özellikler pasif soğutma durumuyla aynı alınmıştır. Havanın debisi tanımlanırken temiz

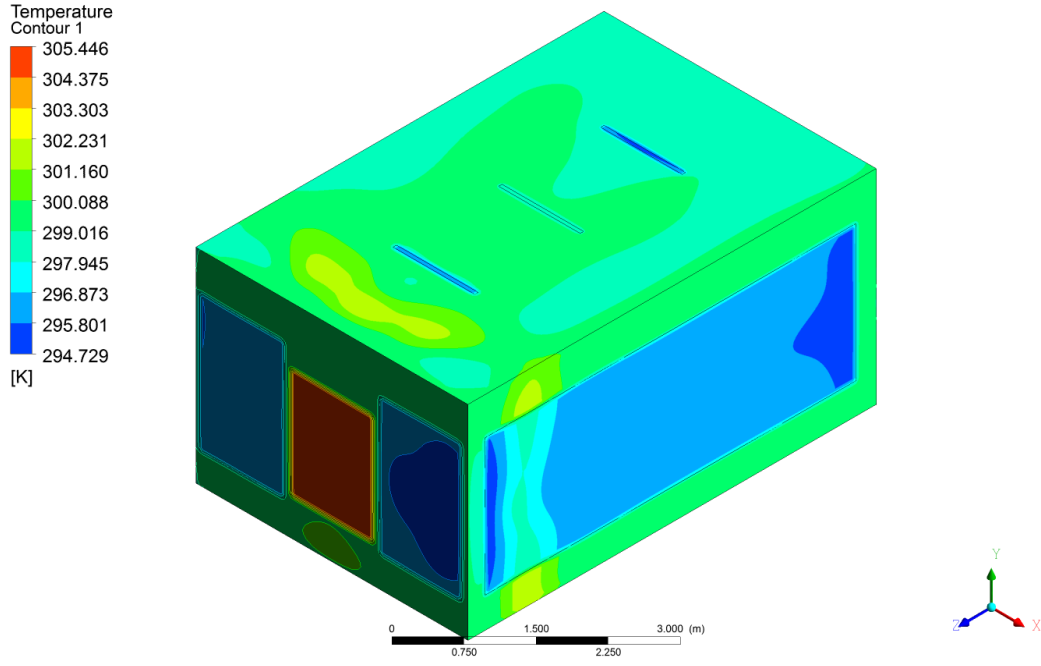
hava ihtiyacına göre ASHRAE standardından faydalanılmıştır [32]. Üflenlen havanın sıcaklığı 20 °C olarak tanımlanmıştır.

4.2.4 Tavandan Havalandırmada Sıcaklık Dağılımları ve Akım Çizgileri

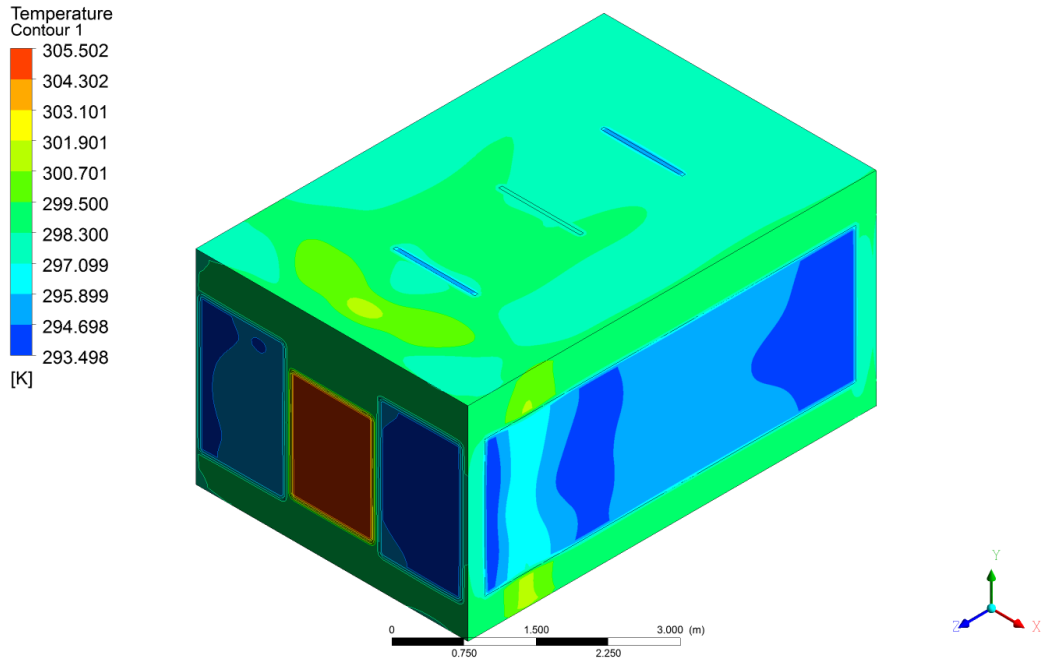
Şekil 4.39’da -14 W/m^2 için Şekil 4.40’da -16 W/m^2 için ve Şekil 4.41’de -18 W/m^2 için oda yüzeylerindeki sıcaklık dağılımları gösterilmiştir. Şekillerde sırasıyla panel yüzey sıcaklıklarının ve tavan yüzey sıcaklıklarının azaldığı gözlemlenmiştir. Panellere tanımlanan ısı akısı değerleri eksi yönde arttıkça panellerdeki soğuk bölgeler artmıştır. Dış duvara yakın yerlerdeki panellerin daha sıcak olduğu görülmüştür.



Şekil 4.39 Odanın yüzeylerindeki sıcaklık dağılımı (-14 W/m^2)



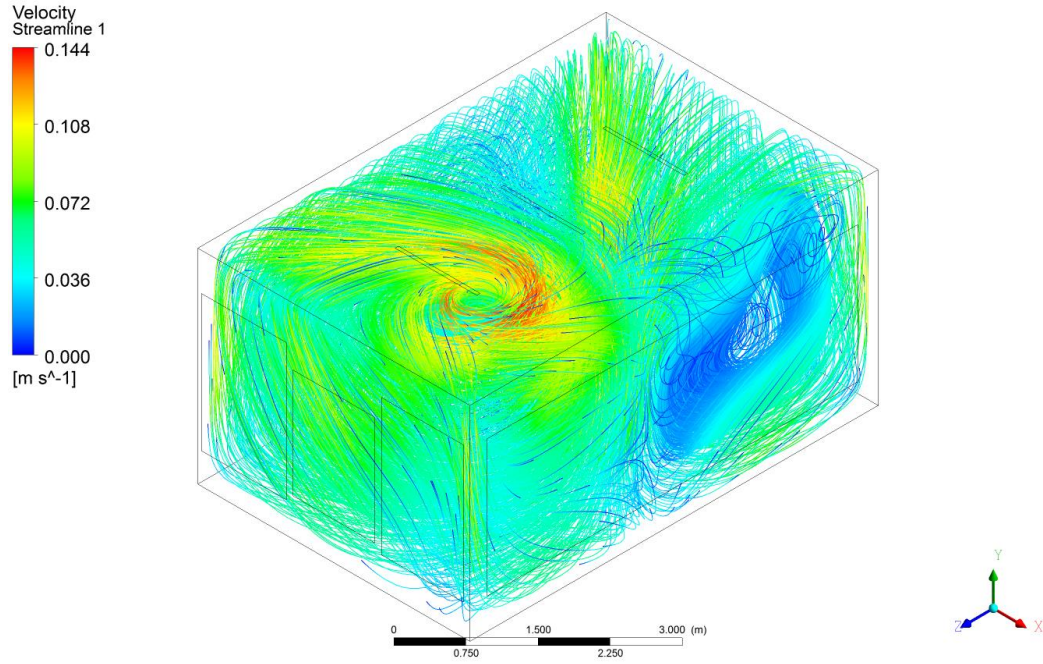
Şekil 4.40 Odanın yüzeylerindeki sıcaklık dağılımı (-16 W/m^2)



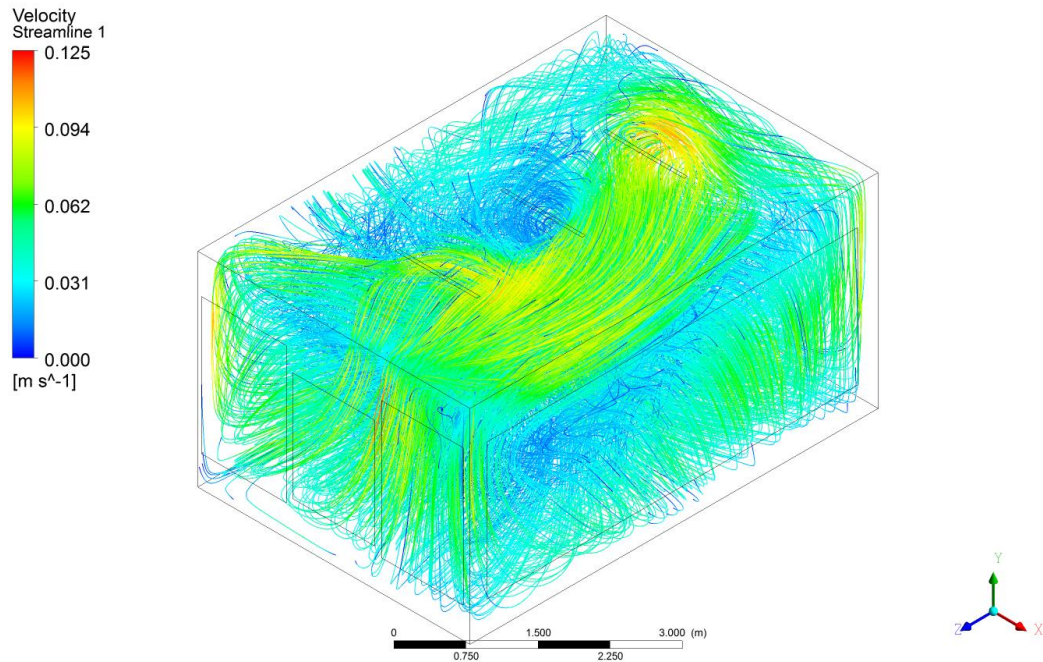
Şekil 4.41 Odanın yüzeylerindeki sıcaklık dağılımı (-18 W/m^2)

Şekil 4.42’de -14 W/m^2 için Şekil 4.43’de -16 W/m^2 için ve Şekil 4.44’de -18 W/m^2 için akım çizgilerinin dağılımları verilmektedir. Havalandırma olduğu için akım çizgilerinin

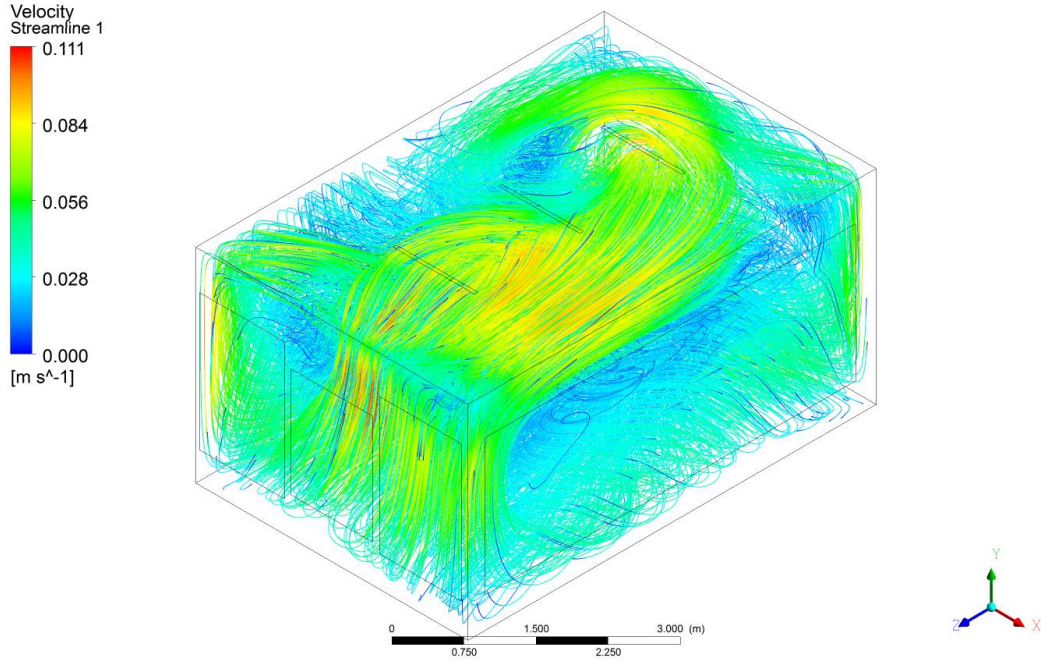
oldukça karmaşık olduğu görülmüştür. Tanımlanan ısı akılarının negatif yönde artmasıyla hız değerlerinin düştüğü anlaşılmıştır.



Şekil 4.42 Odanın içindeki akım çizgileri (-14 W/m^2)

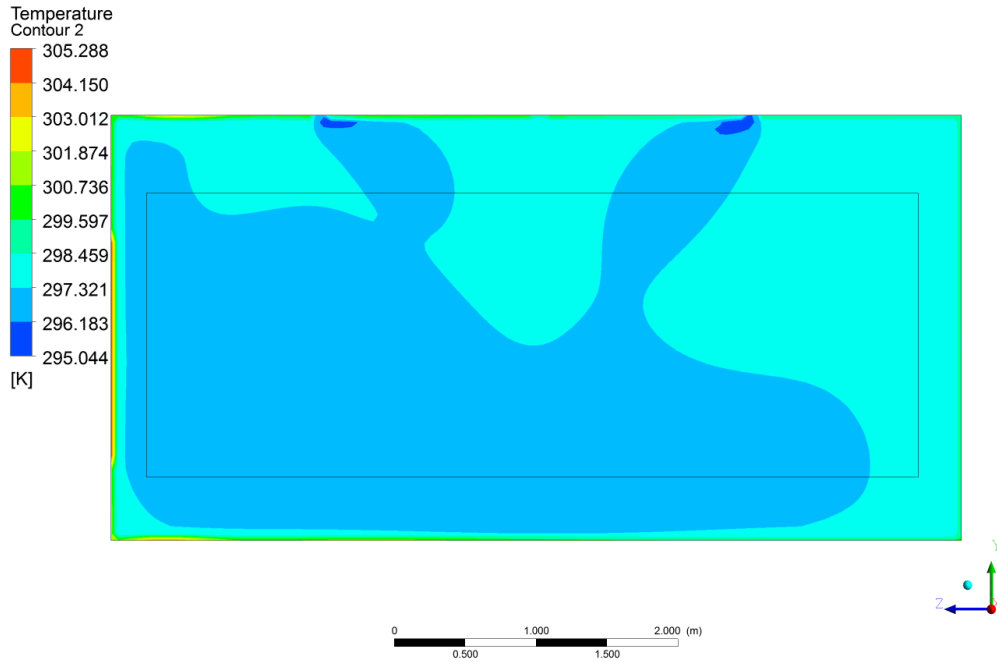


Şekil 4.43 Odanın içindeki akım çizgileri (-16 W/m^2)



Şekil 4.44 Odanın içindeki akım çizgileri (-18 W/m²)

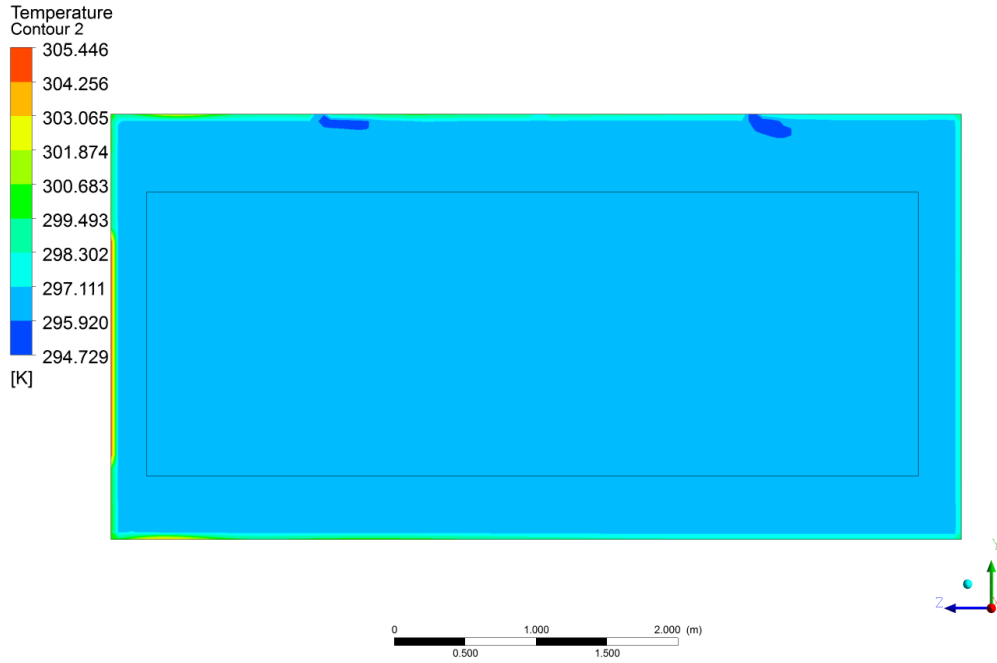
Şekil 4.45’de -14 W/m² için Şekil 4.46’da -16 W/m² için ve Şekil 4.47’de -18 W/m² için x=2.0 m’de sıcaklık dağılımları verilmiştir.



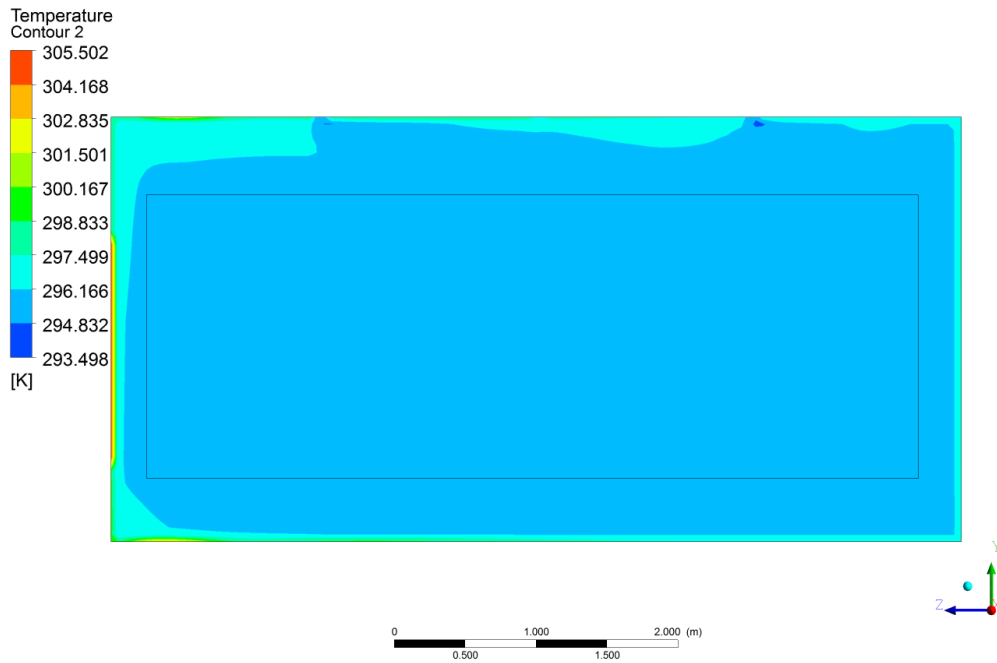
Şekil 4.45 x=2.0 m için sıcaklık dağılımları (-14 W/m²)

Tüm durumlar için pencereye yakın yerlerde tavanın ve zeminin pencereye yakın bölgelerinde sıcaklığın yüksek olduğu görülmüştür. Panellere tanımlanan -14 W/m² ısı

akısı durumu için sıcaklığın diğerlerine göre homojen dağılmadığı anlaşılmıştır. Menfezlerin bulunduğu bölgelerde hava beslemesi yapıldığından sıcaklığın bu noktalarda düşük olduğu görülmektedir.

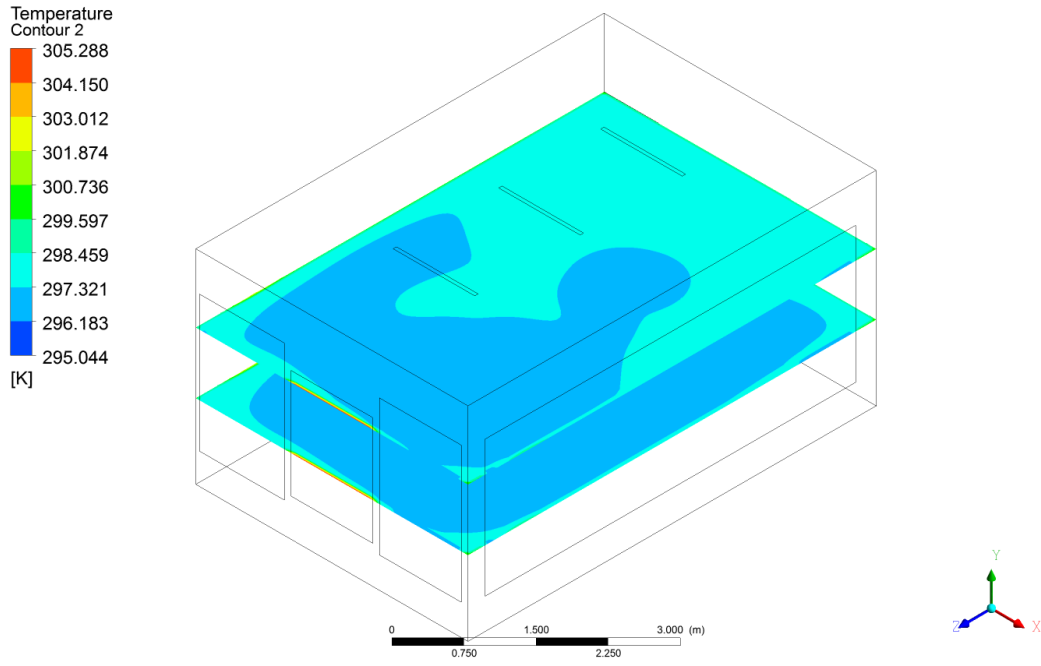


Şekil 4.46 x=2.0 m için sıcaklık dağılımları (-16 W/m²)

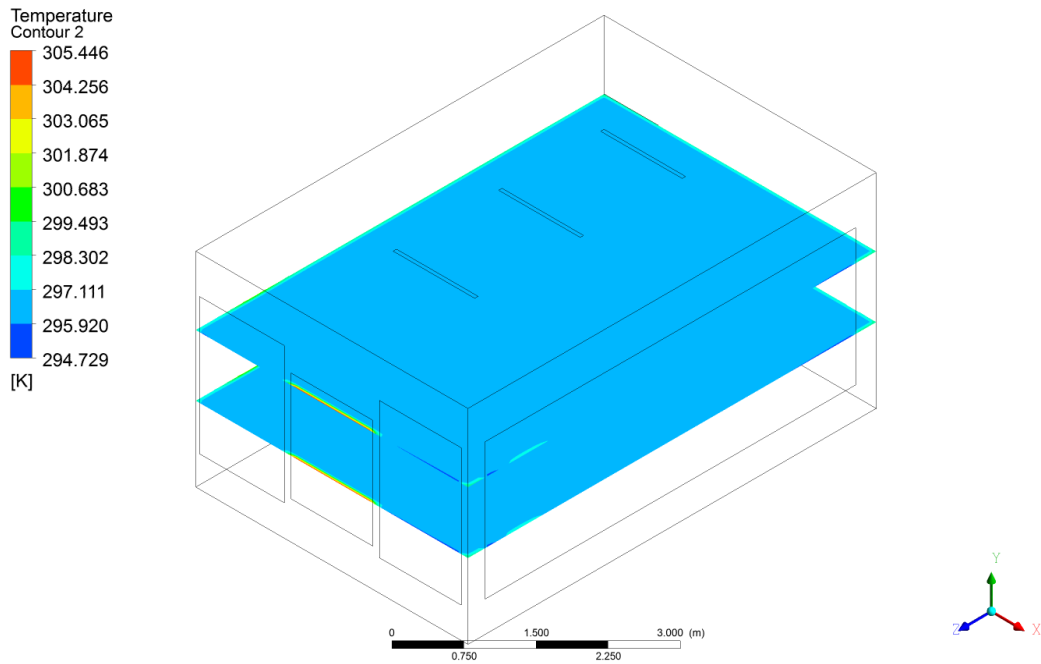


Şekil 4.47 x=2.0 m için sıcaklık dağılımları (-18 W/m²)

Panellere tanımlanan -16 W/m^2 ısı akısı durumu için sıcaklık gözle görülür derecede homojen dağılmıştır. Tanımlanan ısı akısı negatif yönde arttıkça, sıcaklık düşmektedir. Şekil 4.48’de -14 W/m^2 için Şekil 4.49’da -16 W/m^2 için ve Şekil 4.50’de -18 W/m^2 için $y=1.1 \text{ m}$ ve $y=2.0 \text{ m}$ ’de sıcaklık dağılımları verilmiştir.

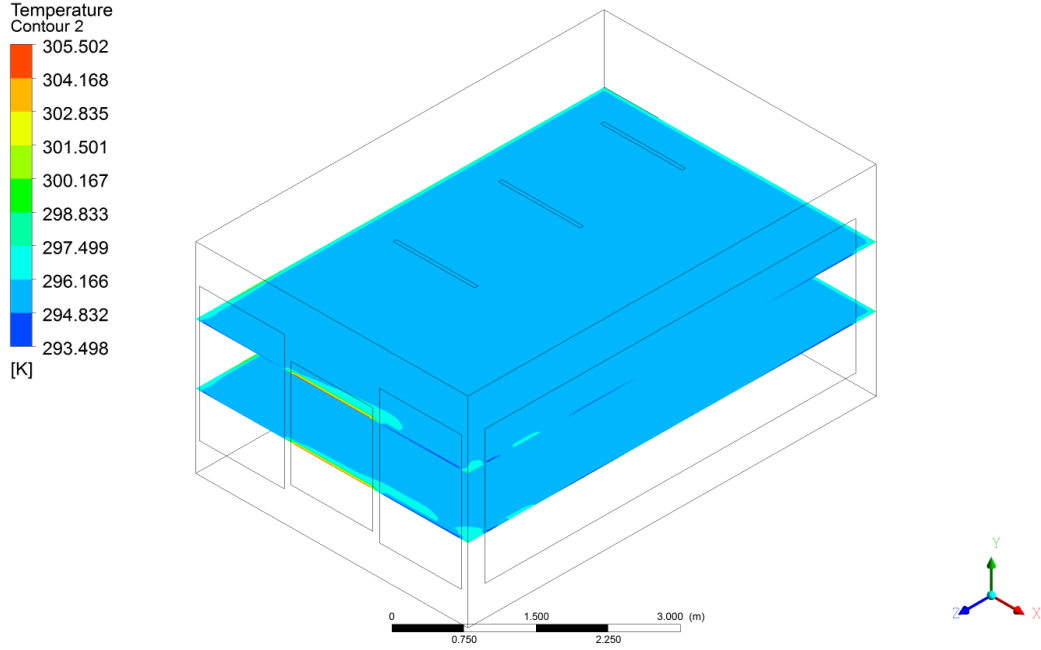


Şekil 4.48 $y=1.1 \text{ m}$ ve $y=2.0 \text{ m}$ için sıcaklık dağılımları (-14 W/m^2)



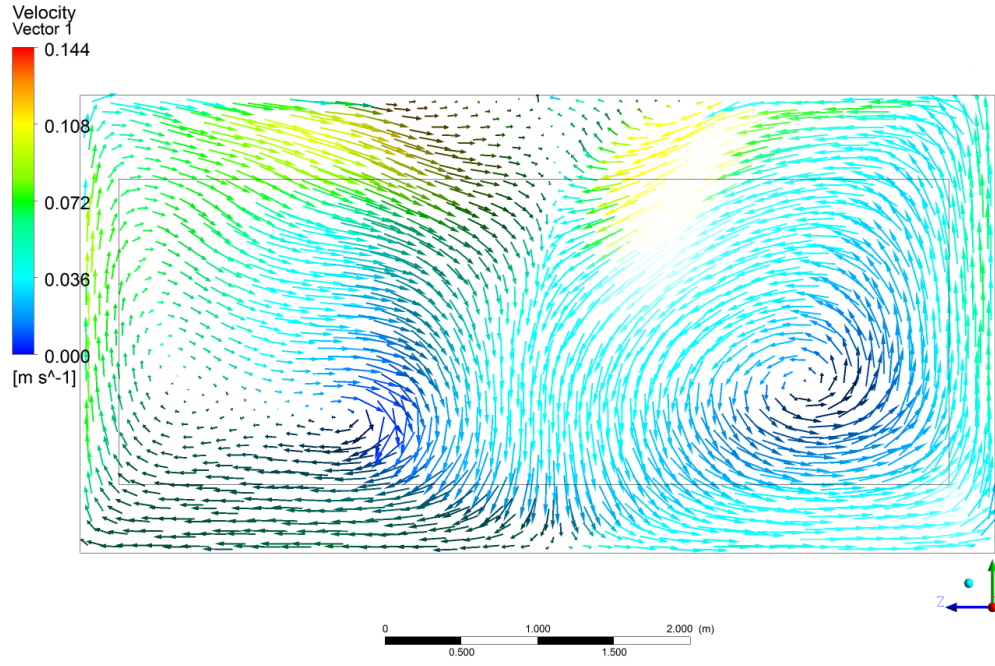
Şekil 4.49 $y=1.1 \text{ m}$ ve $y=2.0 \text{ m}$ için sıcaklık dağılımları (-16 W/m^2)

İskân bölgesinde ve 2.0 m yükseklikte panellere yakın bölgede sıcaklığın düşük olduğu, pencereye yakın bölgelerde ise yüksek olduğu görülmektedir. Sıcaklık ilk durum haricinde homojen olarak dağılmıştır.

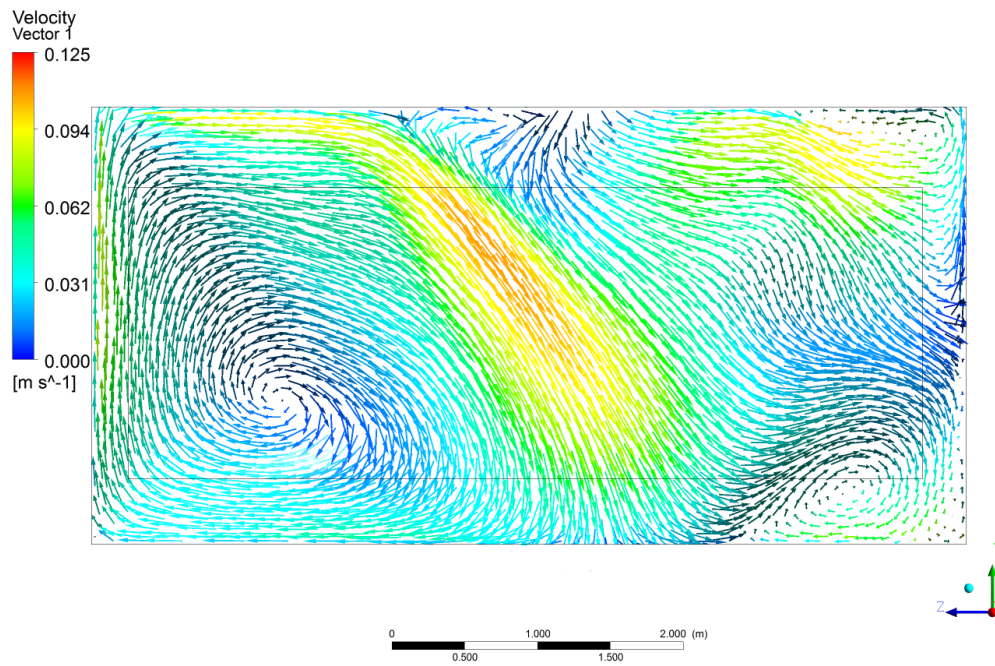


Şekil 4.50 $y=1.1$ m ve $y=2.0$ m için sıcaklık dağılımları (-18 W/m^2)

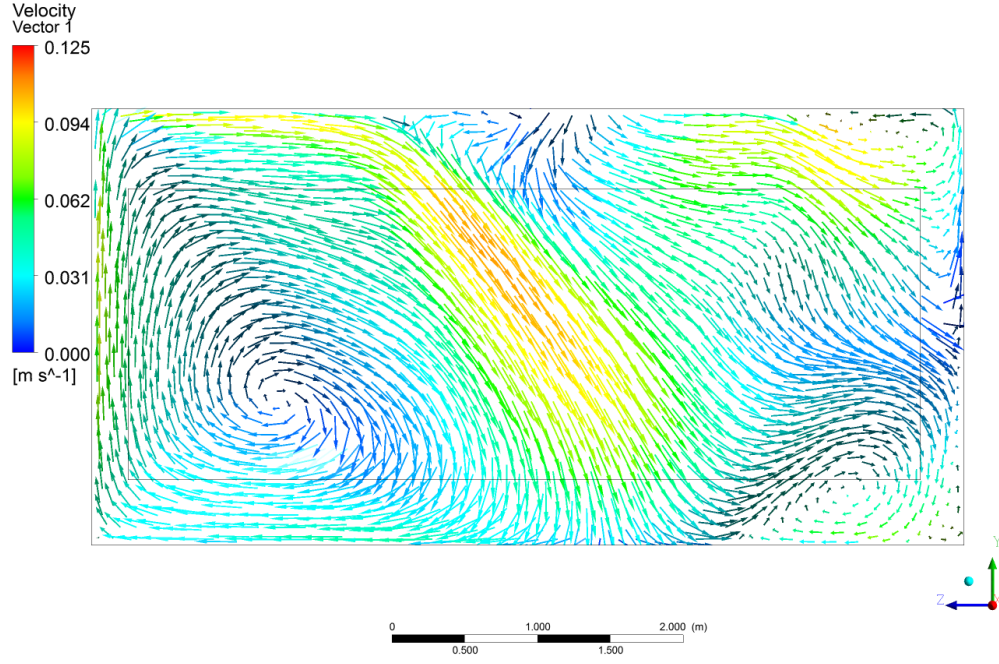
Şekil 4.51’de -14 W/m^2 için Şekil 4.52’de -16 W/m^2 için ve Şekil 4.53’de -18 W/m^2 için $x=2.0$ m’de hız vektörleri verilmiştir. Hava beslenmesi ve havanın çekilmesi durumlarının etkileri ve doğal taşınımın etkisiyle hava hareketi şekillerde açıkça gözükmemektedir. Panellere tanımlanan ısı akısı değeri negatif yönde arttıkça girdap oluşan bölgeler değişiklik göstermektedir. Menfezlerden beslenen hava normale dik doğrultuda üflenmesine rağmen hava hareketi kapı yönünde olduğu görülmektedir. Bunun nedeni olarak pencereden gelen güneş ışınımının oluşturduğu doğal taşınım gösterilebilir. Hava hızının 0.18 m/s den düşük olduğu açıkça görülmektedir. Böylelikle ASHRAE standartlarında belirtilen yerel ısıl kofor değerleriyle uyum göstermektedir [19].



Şekil 4.51 $x=2.0$ m için hız vektörleri (-14 W/m^2)

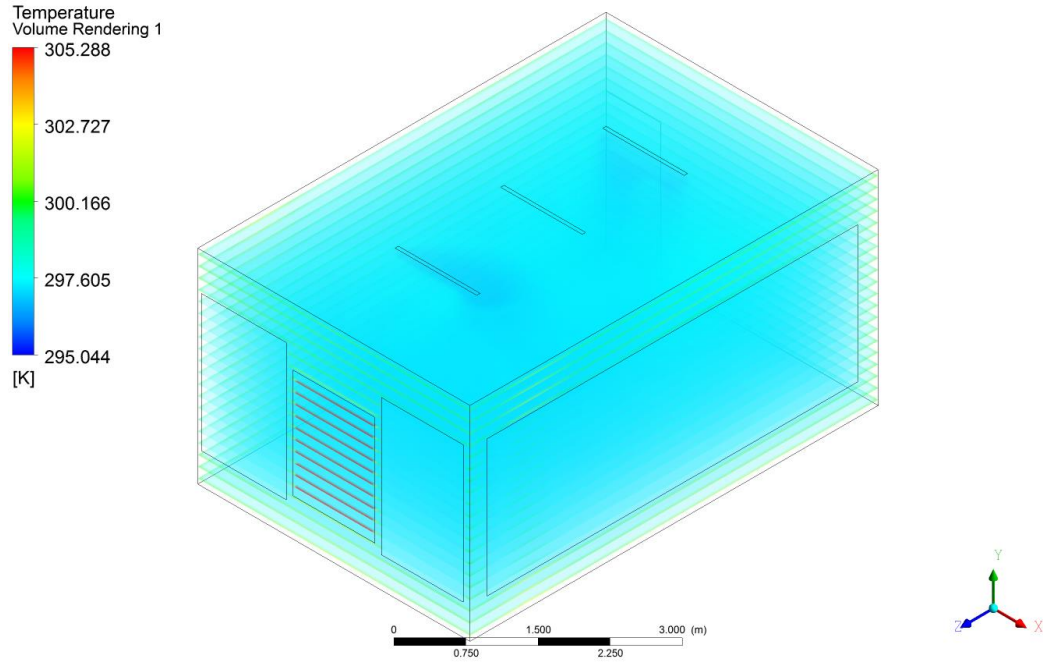


Şekil 4.52 $x=2.0$ m için hız vektörleri (-16 W/m^2)

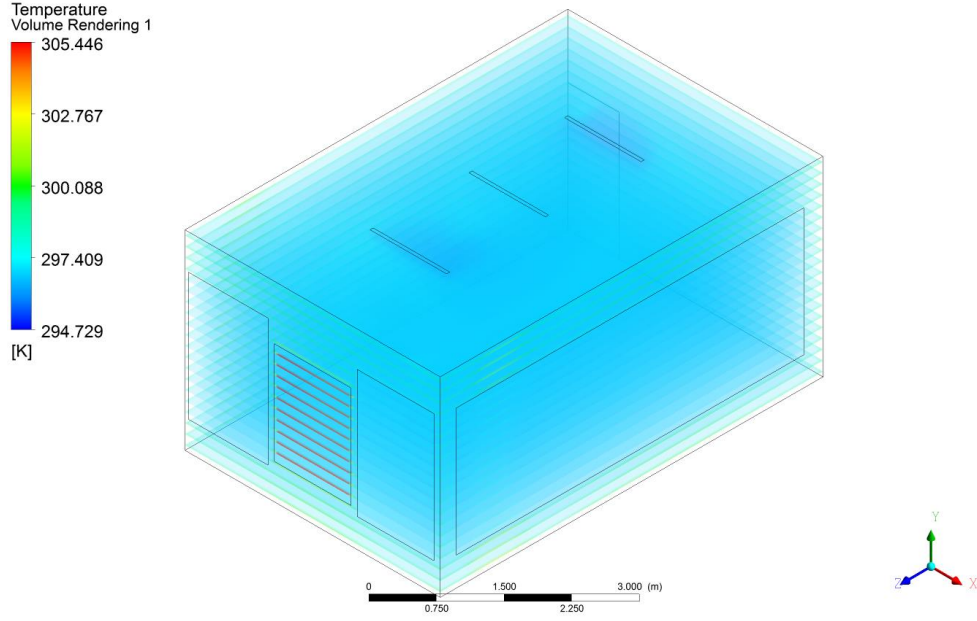


Şekil 4.53 $x=2.0$ m için hız vektörleri (-18 W/m^2)

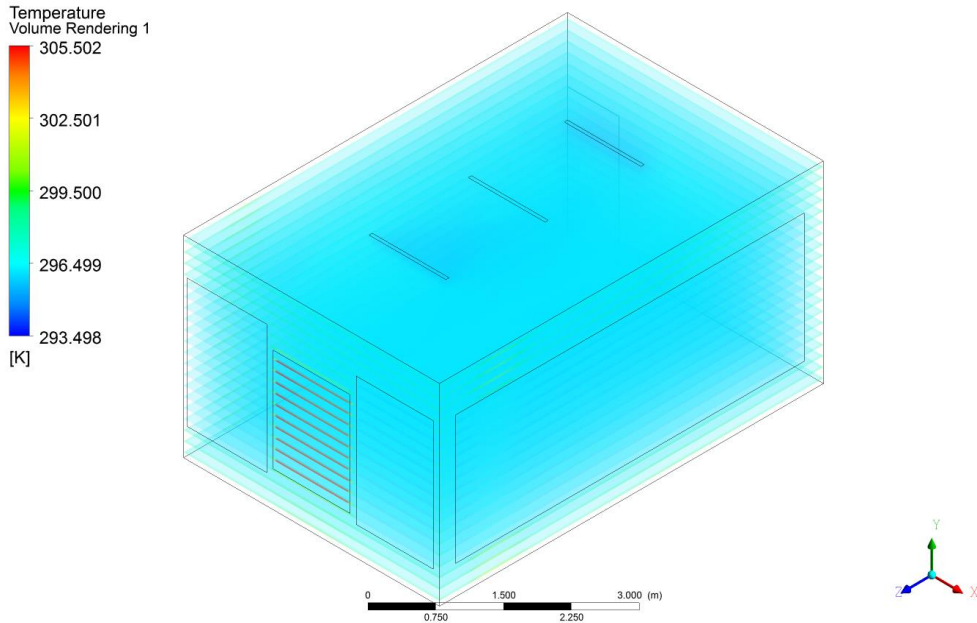
Şekil 4.54'de -14 W/m^2 için Şekil 4.55'de -16 W/m^2 için ve Şekil 4.56'da -18 W/m^2 için sıcaklıkların hacimsel gösterimi verilmiştir. Hacimsel sıcaklık gösteriminden de anlaşılacağı üzere sıcaklık homojen dağılmıştır. Panellerdeki ısı akısının negatif yönde artışı odanın sıcaklığını düşürmüştür.



Şekil 4.54 Sıcaklığın hacimsel gösterimi (-14 W/m^2)



Şekil 4.55 Sıcaklığın hacimsel gösterimi (-16 W/m²)



Şekil 4.56 Sıcaklığın hacimsel gösterimi (-18 W/m²)

4.2.4.1 Isıl Konfor Değerlerinin Hesaplanması

Isıl konfor değerlerinin hesaplamasında kullanılan parametreler Bölüm 2’de açıklanmıştır. Aktiviteye bağlı metabolik hız ayakta durma durumu baz alınarak 1.2 met alınmıştır. Giysi yalıtımı yazlık kıyafetlere uygun olarak 0.50 clo olarak belirlenmiştir. Bağıl nem ASHRAE standardına bağlı olarak % 50 olarak Kabul edilmiştir. Hava sıcaklığı değeri ve havanın hız değeri Ansys – Fluent programıyla yapılan analizlerden elde

edilmiştir. Diğer bir parametre olan ortalama radyant sıcaklık denklem 4.1 ile hesaplanır. Ortalama radyant sıcaklığın hesaplanması için gerekli olan panel ve duvar yüzey sıcaklıkları ile alanları Çizelge 4.6’da verilmiştir.

Çizelge 4.6 Tavandan havalandırmalı durum için panel ve duvar yüzey sıcaklıkları ve alanları

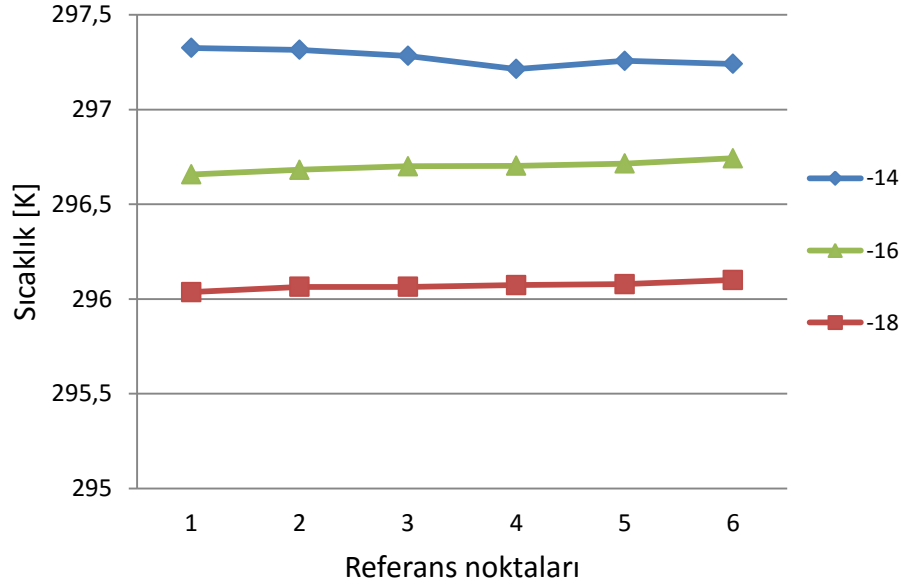
	Paneller	1nolu Duvar	2nolu Duvar	3nolu Duvar	4nolu Duvar	Tavan	Zemin	Pencere
Alan [m^2]	15.6	5.28	12	7.2	18	24	24	1.92
Sıcaklık [K] (-14 W/ m^2)	297.5	300.6	300.2	300.6	299.6	300.2	300.2	305.1
Sıcaklık [K] (-16 W/ m^2)	294.7	299.6	299.1	299.7	298.5	299.1	299.1	305.2
Sıcaklık [K] (-18 W/ m^2)	291.6	298.7	298.1	298.8	297.5	298.1	298.1	305.1

Isıl konforun hesaplanması için gereken tüm değerler ve Şekil 4.22’deki referans noktalarından alınan değerlerin ortalamaları Çizelge 4.7’de özetlenmiştir.

Çizelge 4.7 Isıl konforun hesaplanmasında kullanılan değerler

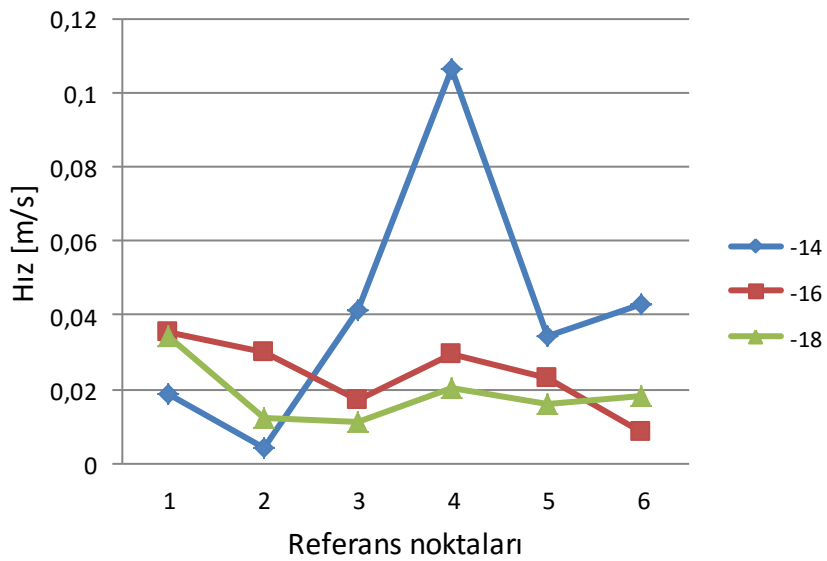
		-14 W/ m^2	-16 W/ m^2	-18 W/ m^2
Isıl ortam değişkenleri				
	Hava sıcaklığı [$^{\circ}C$]	24.12	23.58	22.92
	Ortalama radyant sıcaklık [$^{\circ}C$]	26.77	25.70	24.66
	Hava hızı [m/s]	0.0413	0.0188	0.0238
	Bağıl nem [%]	50		
Kişisel değişkenler	Aktivite bağlı metabolik hız [met]	1.2		
	Giysi yalıtımı [clo]	0.50		

Belirlenen altı adet referans noktalarındaki sıcaklık değerleri Şekil 4.57’de gösterilmiştir. Sıcaklıkların her durum için hemen hemen homojen dağıldığı Şekil 4.57’den anlaşılmaktadır.



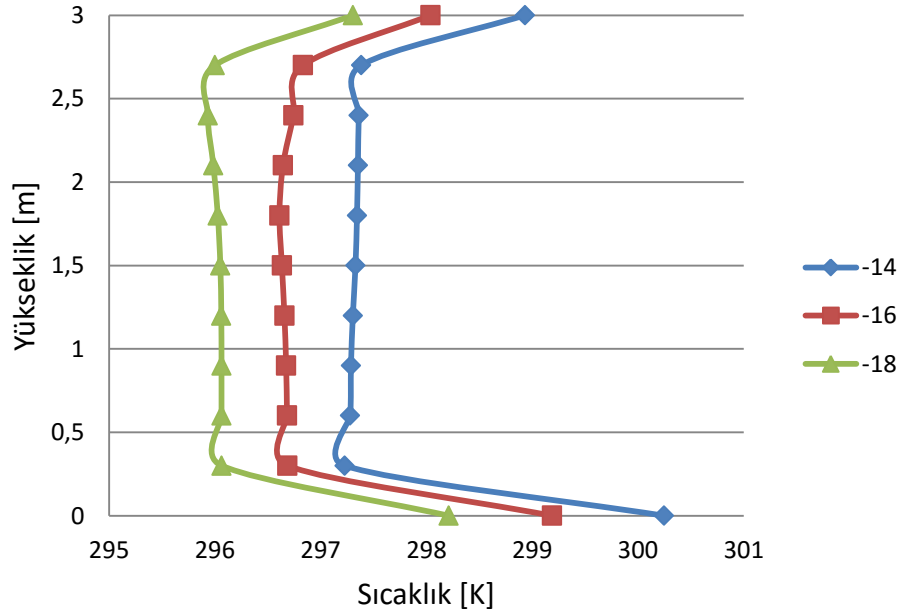
Şekil 4.57 Farklı referans noktalarındaki sıcaklık değerleri

Şekil 4.58’de referans noktalarındaki hız değerleri gösterilmiştir. Tüm durumlar için hızın dalgalı seyrettiği görülmektedir. Her durum için yerel konfor şartları ASHRAE standardına göre sağlanmıştır [19].

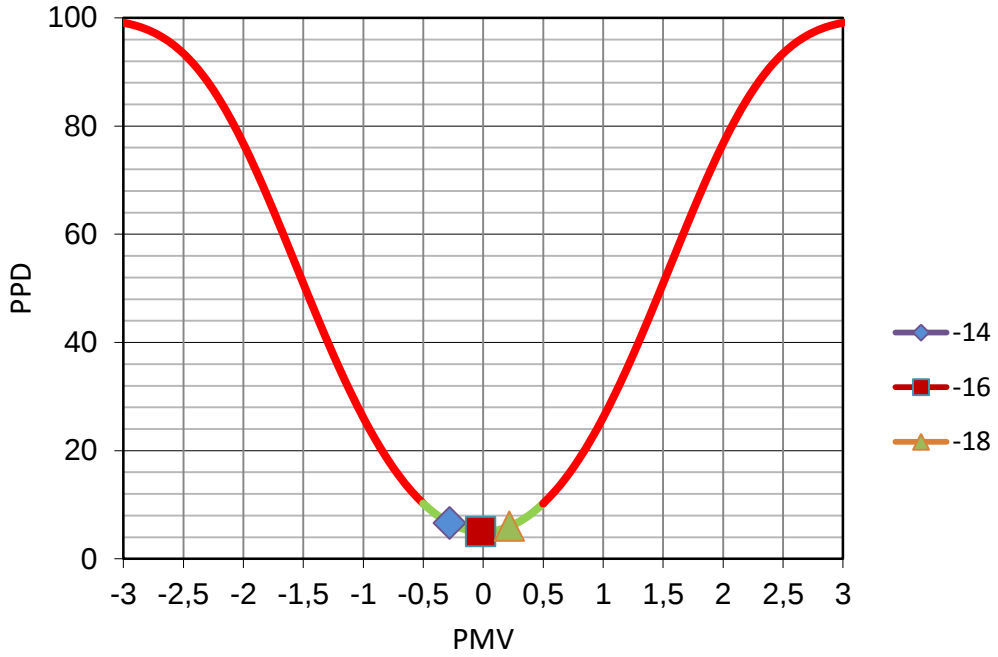


Şekil 4.58 Farklı referans noktalarındaki hız değerleri

Şekil 4.59’da dikey sıcaklık farkları incelenmiştir. Dikey sıcaklık farklarının 3 K değerini geçmediği, böylelikle ASHRAE standardına göre yerel konfor şartlarını sağladığı görülmektedir [19].



Şekil 4.59 Odanın tam ortasındaki referans noktasına göre dikey sıcaklık farkları
PMV ve PPD değerleri daha önceden de kullanılmış olan excel programı yardımıyla hesaplanmış, Şekil 4.60’da gösterilmiştir.



Şekil 4.60 Panjurlu durum için ısı konfor değerleri

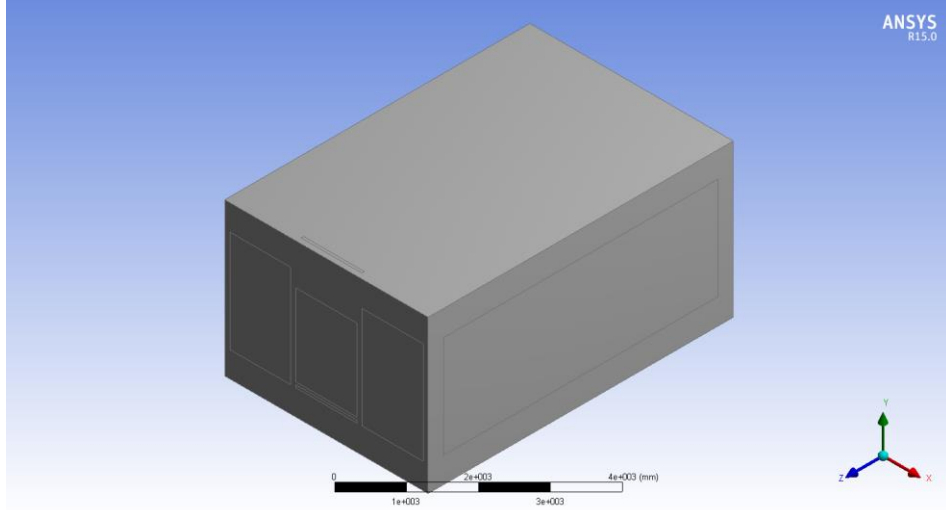
Tüm çalışmalar için ısı konfor değerleri sağlanmıştır. En iyi durumun panellere tanımlanan -16 W/m^2 ısı akısı değerinde olduğu görülmektedir.

4.3 Isı Perdeli Havalandırma

Isı perdeli havalandırma kullanılarak yapılan soğutma durumunda paneller odanın yan duvarına ve pencere bulunan duvara yerleştirilmiştir. Analizler yapılırken pencereden gelen güneş ışınlamaları hesaplamalara dahil edilmiştir. Analizler için İstanbul'da bir yaz günü seçilmiş ve değerler ona göre girilmiştir. Bu bağlamda dış yüzey sıcaklıkları 33°C olarak kabul edilmiştir. Tavan, taban ve iç duvarlardan ise ısı geçişi olmadığı varsayılmıştır. Yapılan analizlerde paneller için sırasıyla -16 , -18 ve -20 W/m^2 ısı akısı değerleri girilmiştir. Tavana pencereye yakın konumda alanı 0.06 m^2 olan ($1.2 \text{ m} \times 0.05 \text{ m}$) menfez açılmış, bu menfezden hava beslemesi yapılmıştır. Hava hızı değeri ASHRAE standartlarına göre belirlenmiş ve 2.5 L/s olarak tanımlanmıştır [32]. Benzer alana sahip çekiş menfezi pencerenin altına konumlandırılmıştır.

4.3.1 Oda Modeli

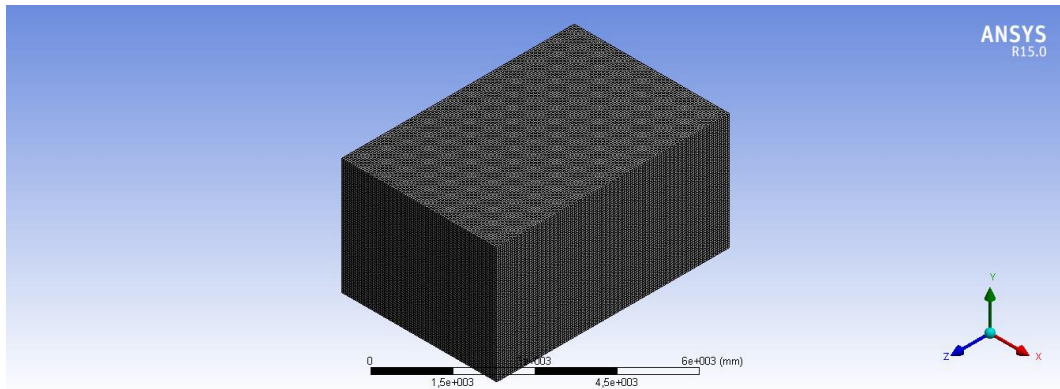
Isı perdeli havalandırma kullanılarak yapılan soğutma durumunda oda Şekil 4.61’de gösterilmiştir. Pasif durumla aynı olmak üzere 9 adet yan yüzeyde, 4 adette pencere tarafında toplam 13 adet panel bulunmaktadır. Pasif duruma ek olarak tavanda bir adet menfez, pencerenin altında da bir adet menfez konumlandırılmıştır. Tavanda bulunan menfezden hava beslemesi, pencerenin altından ise çekiş yapılmaktadır.



Şekil 4.61 Isı perdeli havalandırma için odanın şekli

4.3.2 Ağ Yapısı

Şekil 4.62’de odanın ağ yapısı gösterilmektedir. Şekil 4.63’de ısı perdeli havalandırma kullanılarak yapılan soğutma durumu için ağ yapısının çarpıklık değeri ve Şekil 4.64’de dikgen kalite değerleri verilmiştir. Şekil 4.22’deki ağ yapısı uygunluk değerleriyle karşılaştırıldığında değerlerin oldukça iyi olduğu görülmüştür.



Şekil 4.62 Isı perdeli havalandırma durumunda odanın ağ yapısı

Statistics	
☐ Nodes	597861
☐ Elements	576000
Mesh Metric	Skewness
☐ Min	5,20169667207521E-06
☐ Max	9,9912654183759E-04
☐ Average	1,68415314030761E-04
☐ Standard Deviation	1,34620248905103E-04

Şekil 4.63 Isı perdeli havalandırma durumu için ağ yapısının çarpıklık değeri

Statistics	
☐ Nodes	597861
☐ Elements	576000
Mesh Metric	Orthogonal Quality
☐ Min	0,999998800466714
☐ Max	0,99999999971638
☐ Average	0,99999994425633
☐ Standard Deviation	1,10005616302614E-06

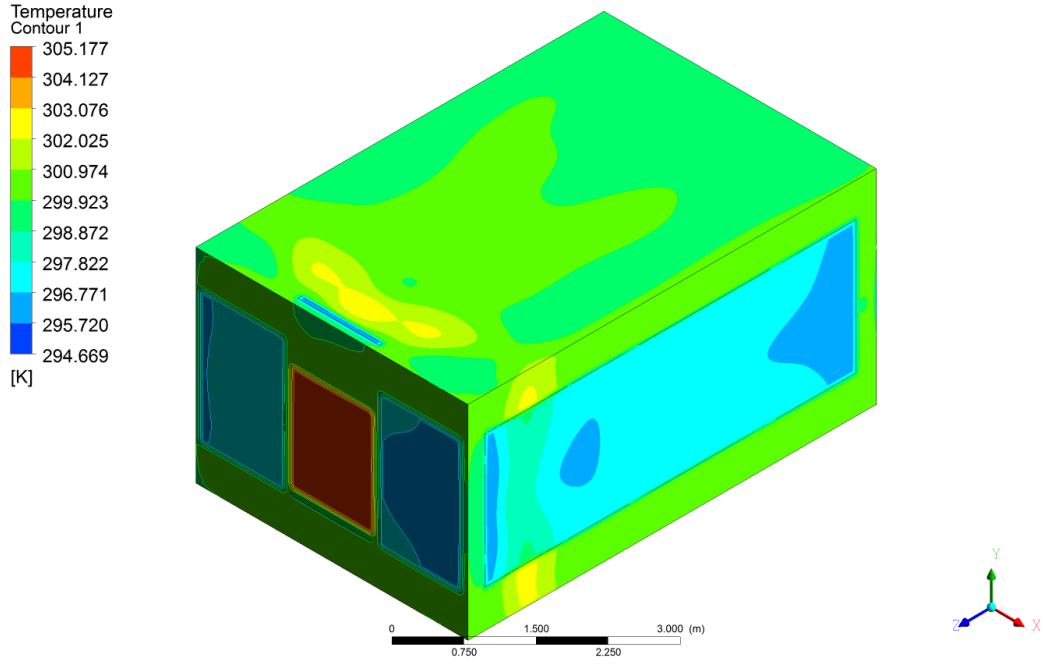
Şekil 4.64 Isı perdeli havalandırma durumu için ağ yapısının dikgen kalite değerleri

4.3.3 Genel Özellikler ve Sınır Şartları

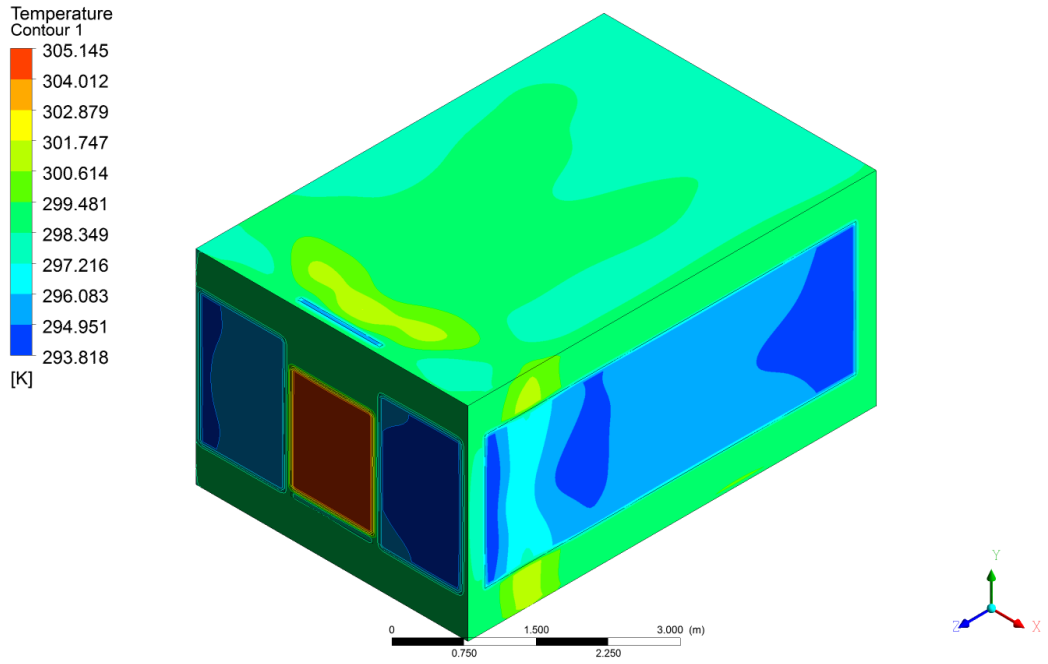
Isı perdeli havalandırma için pasif soğutma durumuna ek olarak hava girişi ve çıkışı tanımlanmıştır. Diğer bütün özellikler pasif soğutma durumuyla aynı alınmıştır. Havanın debisi tanımlanırken temiz hava ihtiyacına göre ASHRAE standardından faydalanılmış 2.5 L/s değeri tanımlanmıştır [32]. Üflenen havanın sıcaklığı 20 °C olarak girilmiştir.

4.3.4 Isı Perdeli Havalandırma Sıcaklık Dağılımları ve Akım Çizgileri

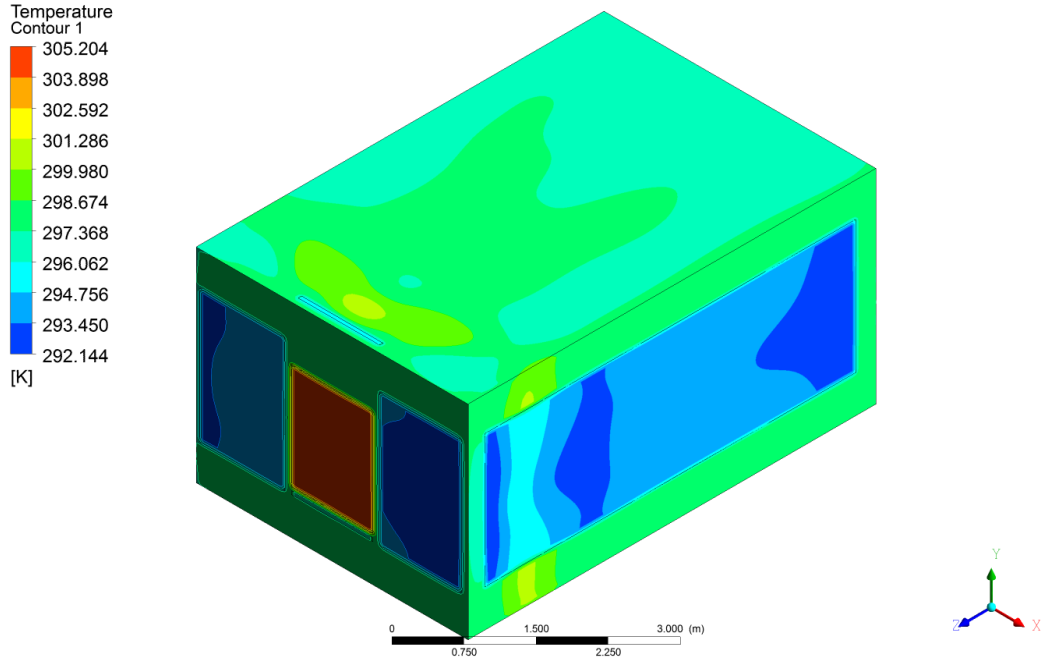
Şekil 4.65’de -16 W/m² için Şekil 4.66’da -18 W/m² için ve Şekil 4.67’de -20 W/m² için oda yüzeylerindeki sıcaklık dağılımları gösterilmiştir. Hava besleme yapılan bölgenin diğer bölgelere göre daha soğuk olduğu görülmektedir. Panellere tanımlanan ısı akısı negatif yönde artış gösterdikçe odanın daha çok soğuduğu ve panel yüzeylerindeki soğuk bölgenin arttığı belirlenmiştir.



Şekil 4.65 Odanın yüzeylerindeki sıcaklık dağılımı (-16 W/m^2)

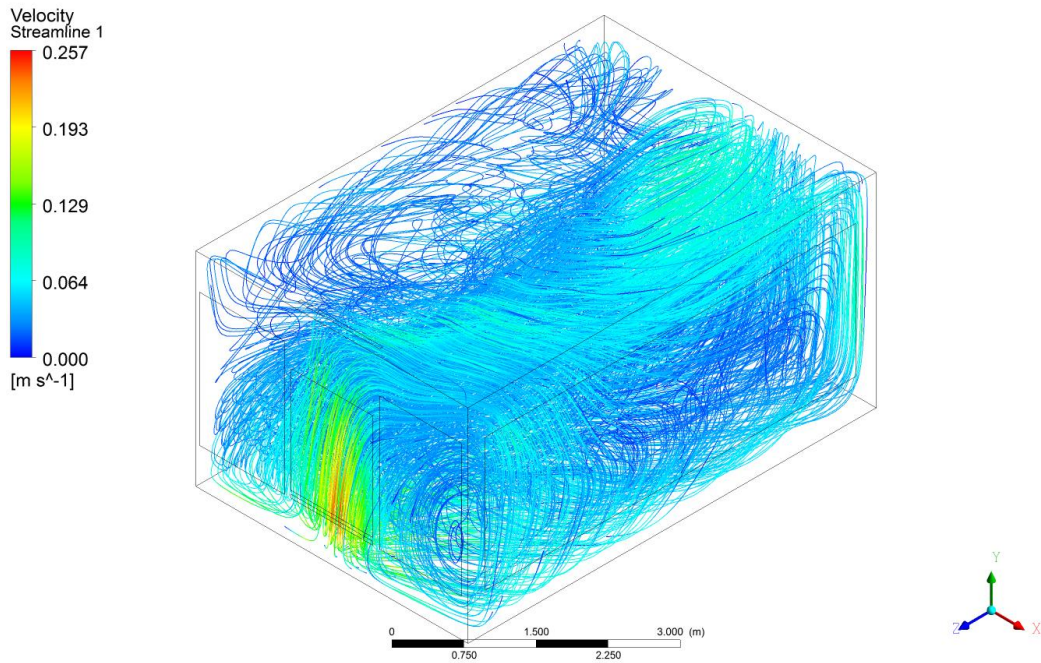


Şekil 4.66 Odanın yüzeylerindeki sıcaklık dağılımı (-18 W/m^2)

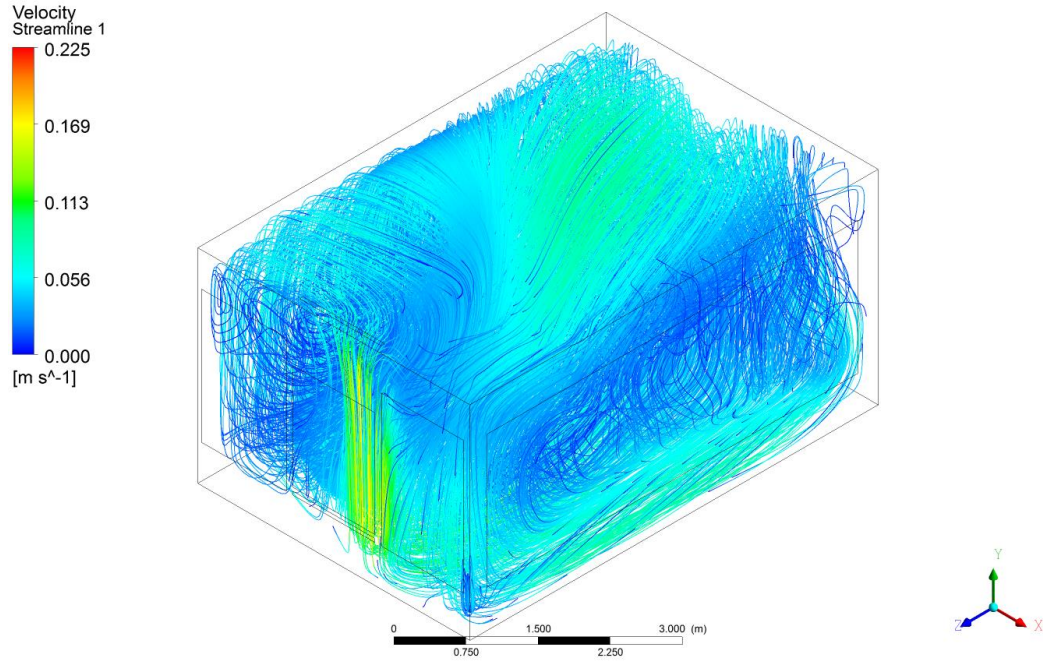


Şekil 4.67 Odanın yüzeylerindeki sıcaklık dağılımı (-20 W/m^2)

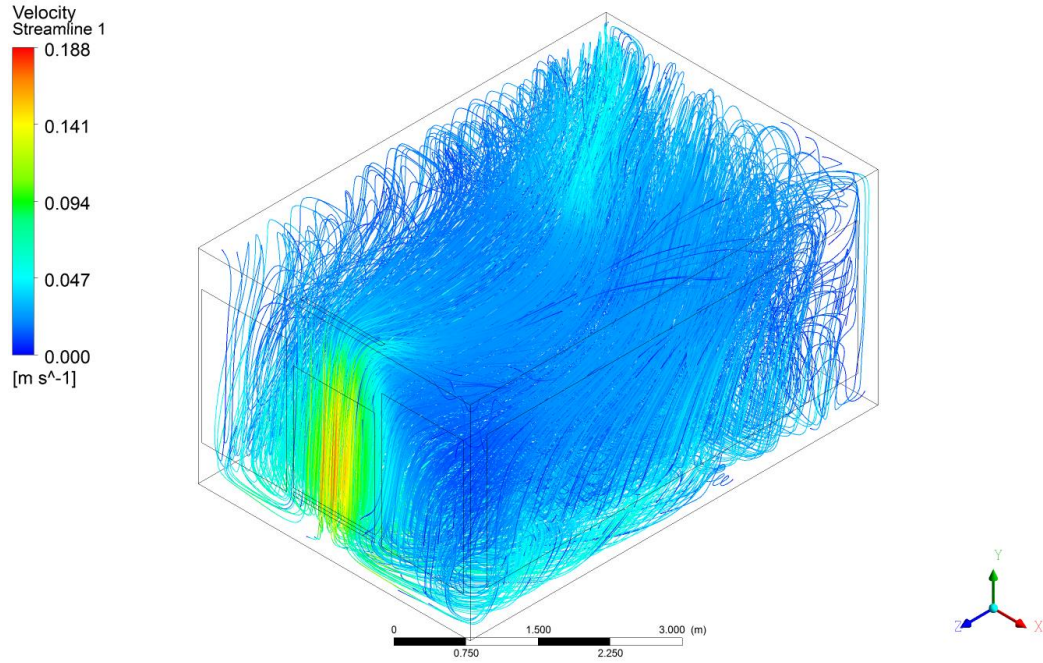
Şekil 4.68'de -16 W/m^2 için Şekil 4.69'da -18 W/m^2 için ve Şekil 4.70'de -20 W/m^2 için akım çizgilerinin dağılımları verilmektedir. Panellere tanımlanan ısı akısının negatif yönde artışıyla oda içerisindeki hız değerleri düşüş göstermiştir. Pencere kenarından hava beslenmesiyle pencereden gelen ısınn oldukça engellendiği akım çizgilerinden anlaşılmaktadır.



Şekil 4.68 Odanın içindeki akım çizgileri (-16 W/m^2)

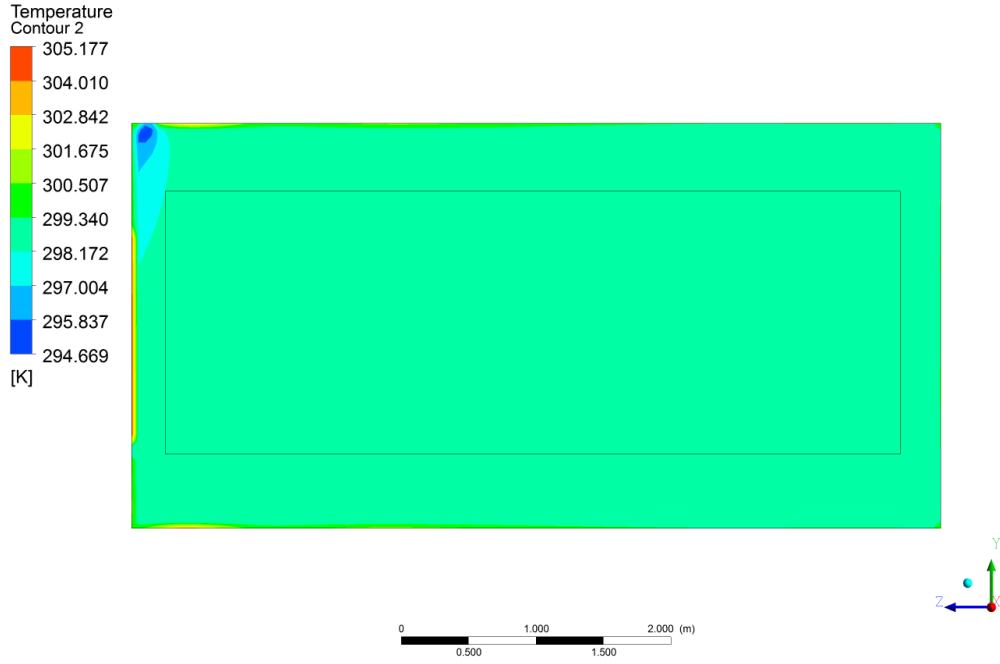


Şekil 4.69 Odanın içindeki akım çizgileri (-18 W/m²)



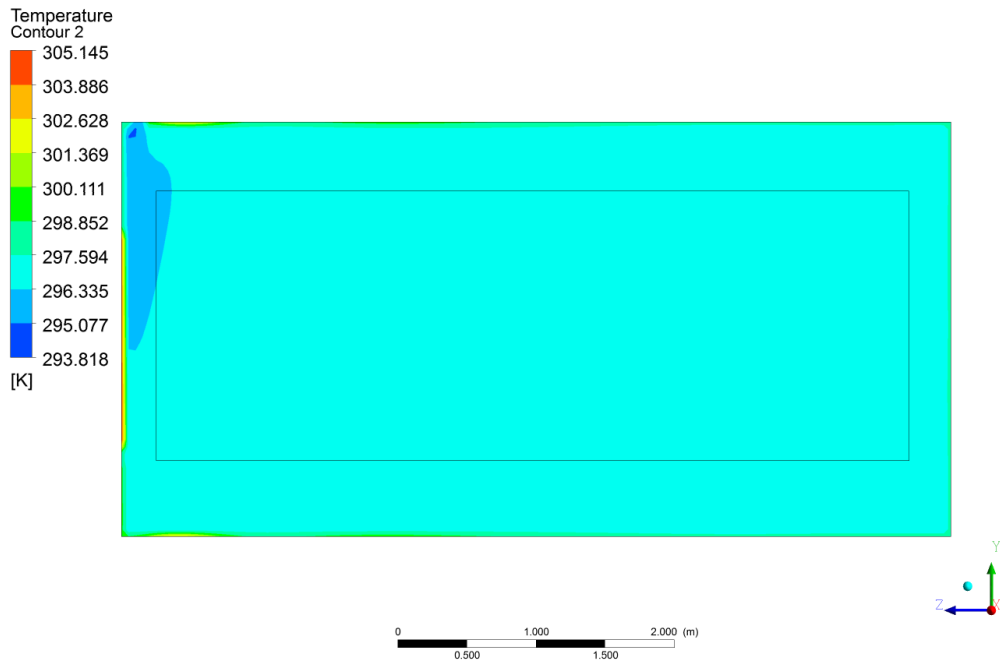
Şekil 4.70 Odanın içindeki akım çizgileri (-20 W/m²)

Şekil 4.71'de -16 W/m² için Şekil 4.72'de -18 W/m² için ve Şekil 4.73'de -20 W/m² için x=2.0 m'de sıcaklık dağılımları verilmiştir.

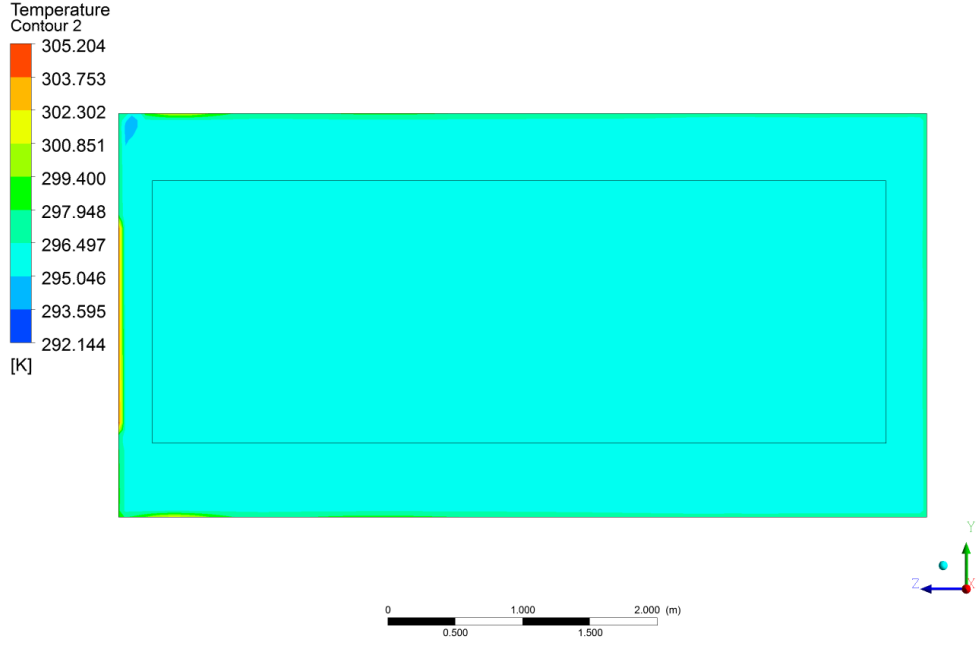


Şekil 4.71 $x=2.0$ m için sıcaklık dağılımları (-16 W/m^2)

Genel olarak sıcaklık homojen ayrılrsa da pencereye yakın konumda tavandan belirli bir yere kadar sıcaklığın düşük olduğu görülmektedir. Panellere tanımlanan ısı akısının -18 W/m^2 olduğu durumda pencereye yakın konumdaki soğuk bölge diğer durumlara göre daha fazladır. Çoğunlukla dış duvara ve pencereye yakın bulunan bölgelerdeki yüzey sıcaklıkları diğer bölgelerdeki sıcaklıklara oranla daha yüksek olduğu görülmektedir.

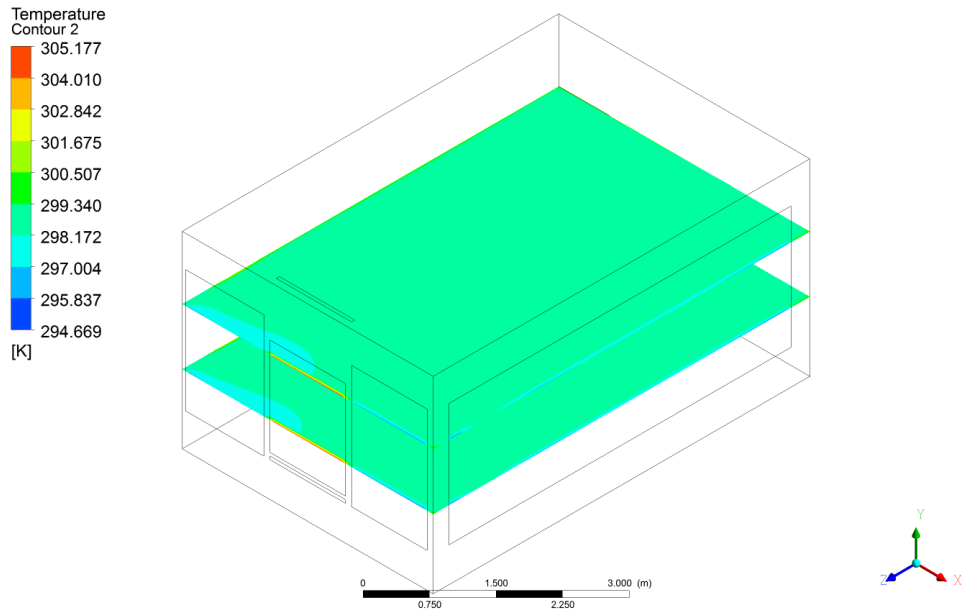


Şekil 4.72 $x=2.0$ m için sıcaklık dağılımları (-18 W/m^2)

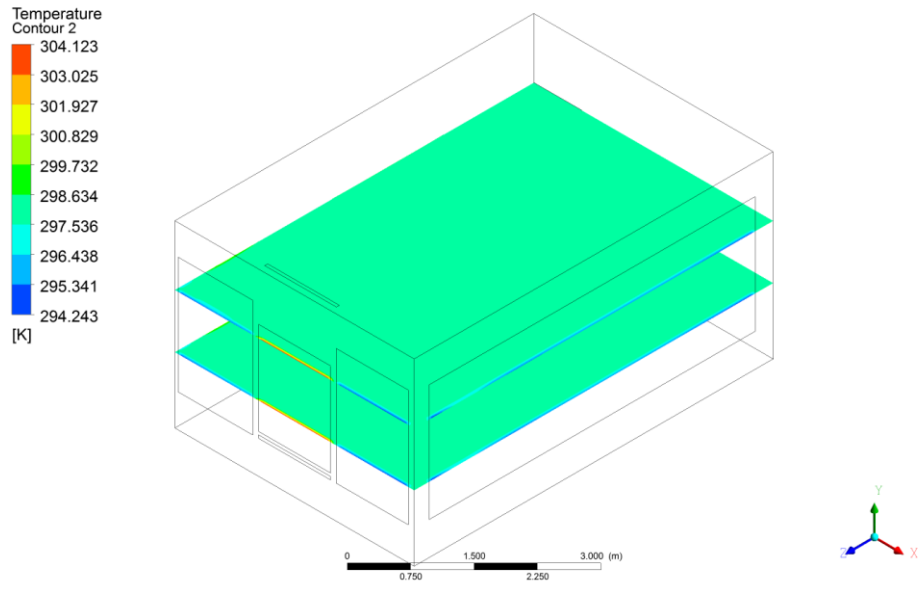


Şekil 4.73 $x=2.0$ m için sıcaklık dağılımları (-20 W/m^2)

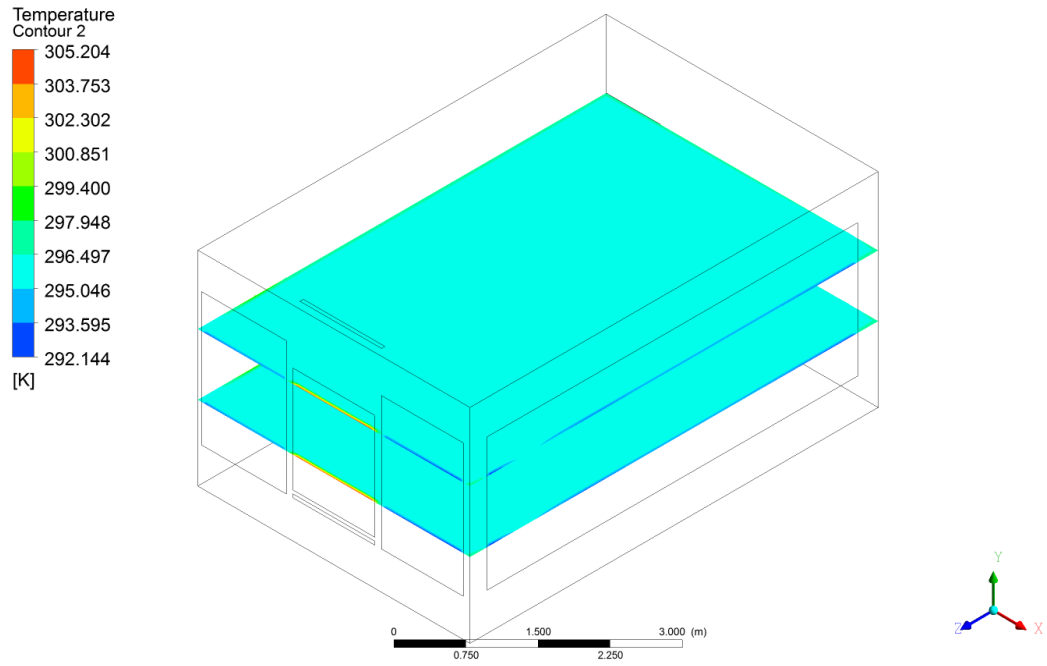
Şekil 4.74’de -16 W/m^2 için Şekil 4.75’de -18 W/m^2 için ve Şekil 4.76’da -20 W/m^2 için $y=1.1$ m ve $y=2.0$ m’de sıcaklık dağılımları verilmiştir. Panellere tanımlanan -16 W/m^2 durumu için pencereye yakın bölgelerde yerel olarak sıcaklığın düşük olduğu, diğer durumlar için ise sıcaklığın homojen dağıldığı görülmektedir. Panel yüzeylerine yakın konumlarda tüm durumlar için sıcaklık düşük, pencereye yakın konumlarda ise sıcaklık yüksektir.



Şekil 4.74 $y=1.1$ m ve $y=2.0$ m için sıcaklık dağılımları (-16 W/m^2)

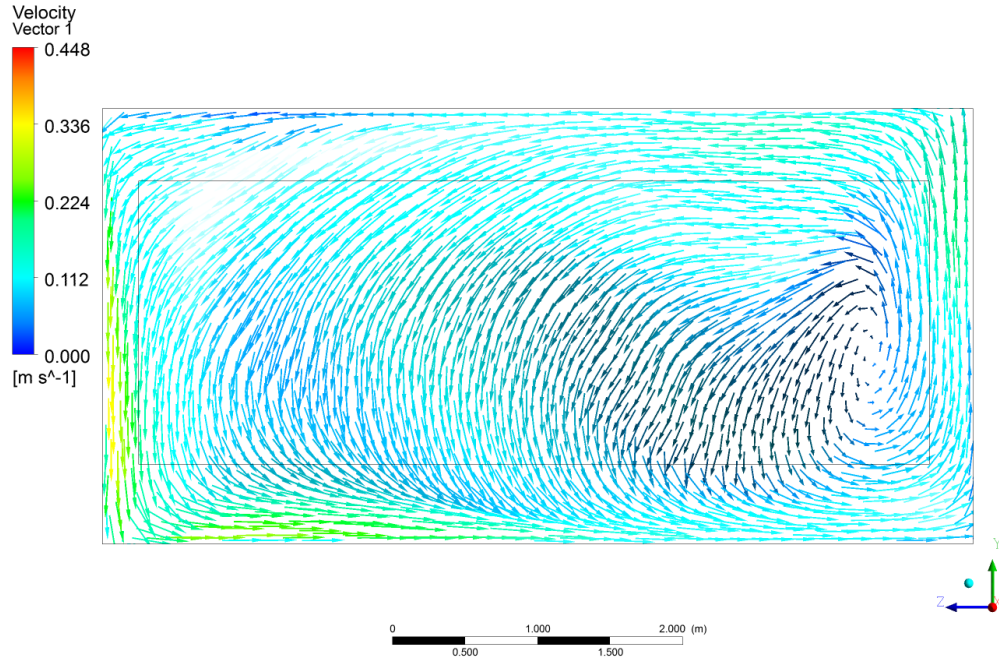


Şekil 4.75 $y=1.1$ m ve $y=2.0$ m için sıcaklık dağılımları (-18 W/m^2)

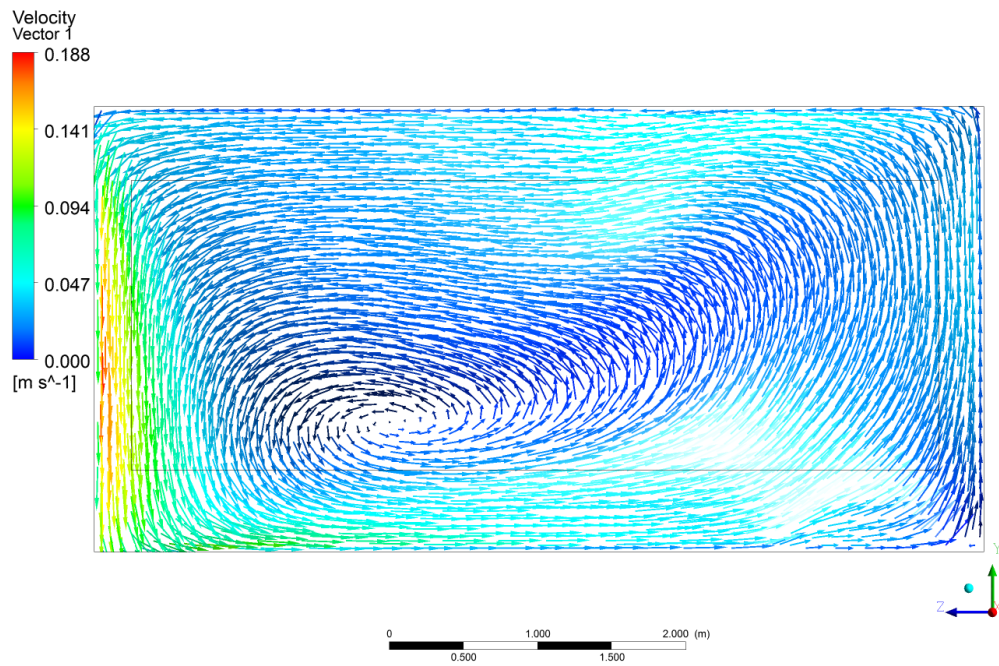


Şekil 4.76 $y=1.1$ m ve $y=2.0$ m için sıcaklık dağılımları (-20 W/m^2)

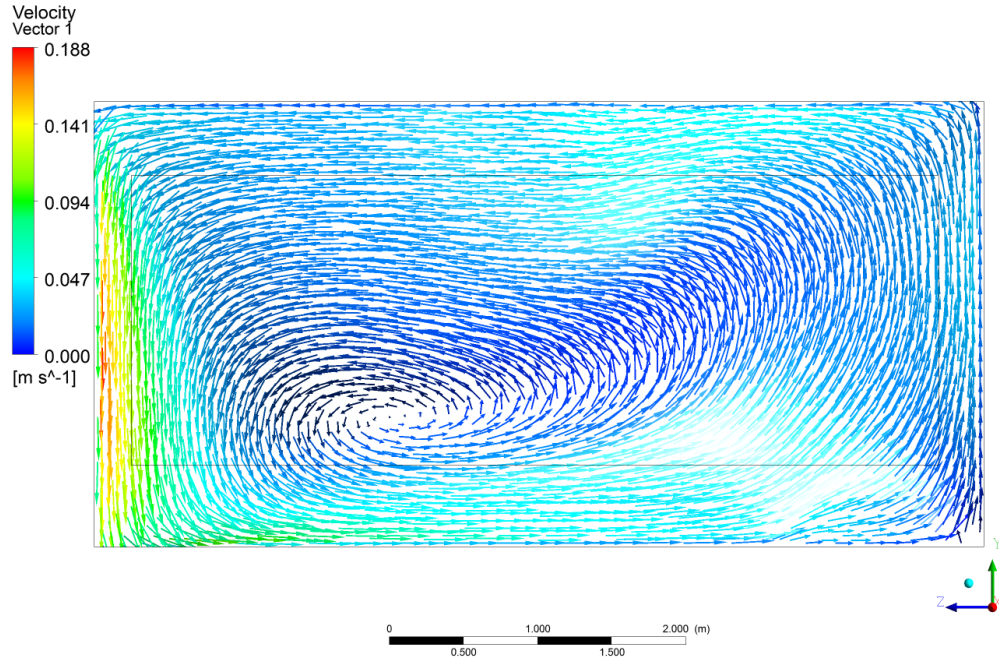
Şekil 4.77’de -16 W/m^2 için Şekil 4.78’de -18 W/m^2 için ve Şekil 4.79’da -20 W/m^2 için $x=2.0$ m’de hız vektörleri verilmiştir.



Şekil 4.77 $x=2.0$ m için hız vektörleri (-16 W/m^2)

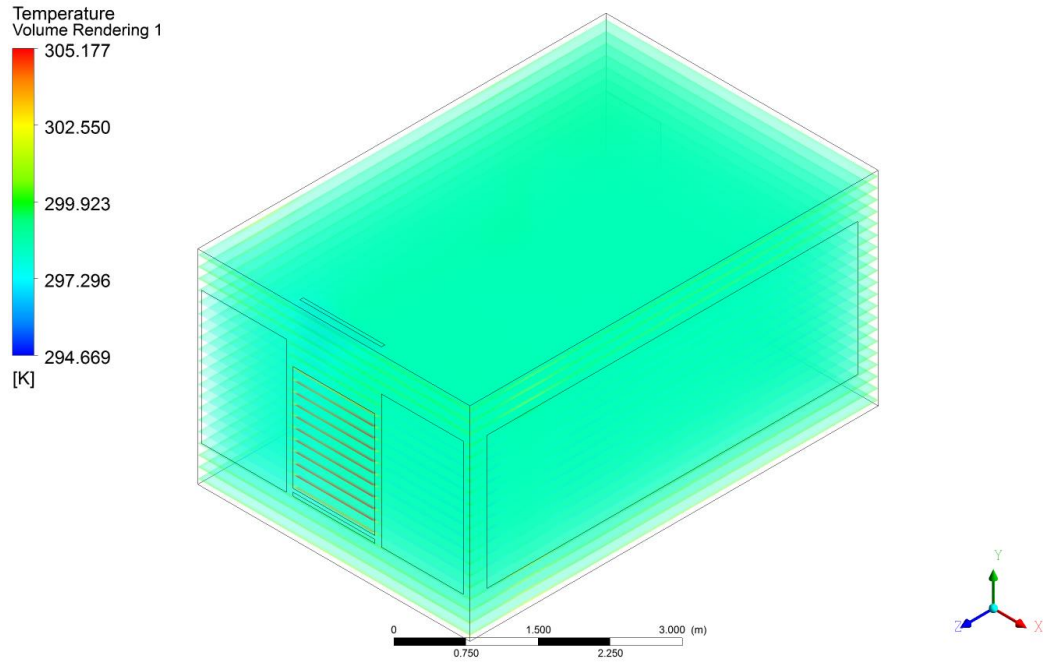


Şekil 4.78 $x=2.0$ m için hız vektörleri (-18 W/m^2)

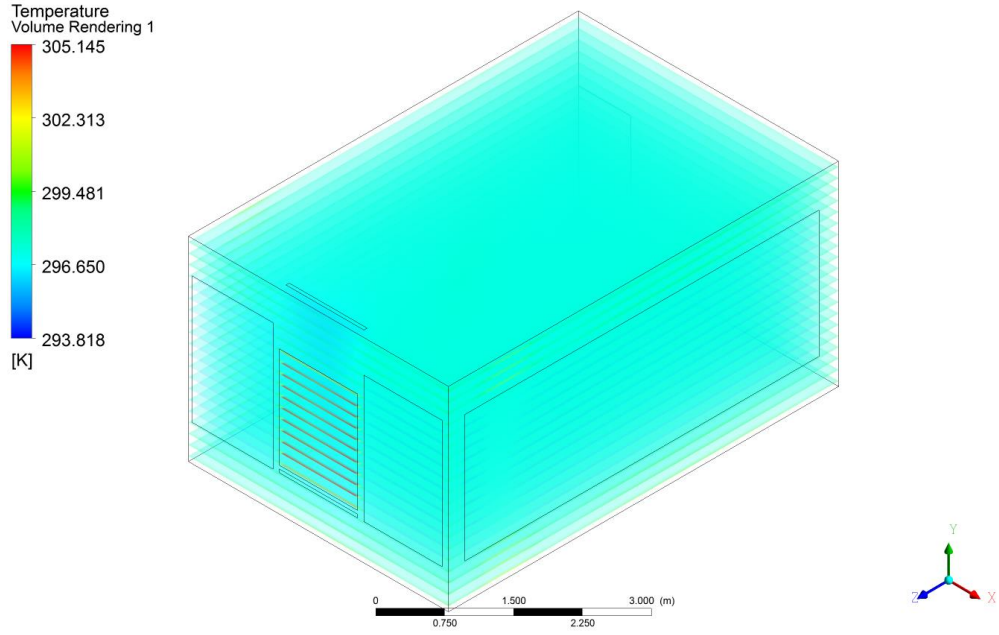


Şekil 4.79 $x=2.0$ m için hız vektörleri (-20 W/m^2)

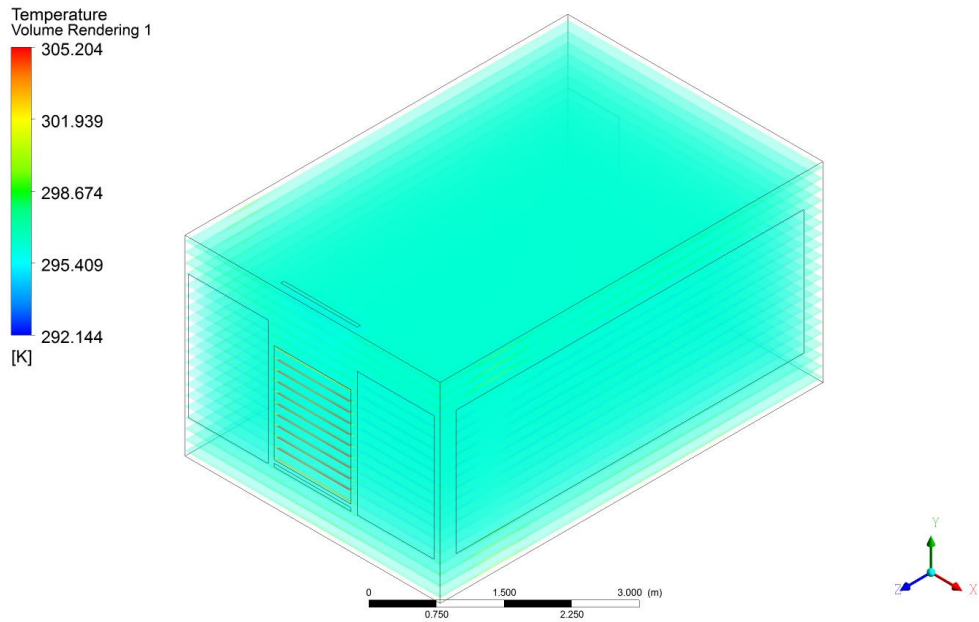
Şekil 4.80'de -16 W/m^2 için Şekil 4.81'de -18 W/m^2 için ve Şekil 4.82'de -20 W/m^2 için sıcaklıkların hacimsel gösterimi verilmiştir.



Şekil 4.80 Sıcaklığın hacimsel gösterimi (-16 W/m^2)



Şekil 4.81 Sıcaklığın hacimsel gösterimi (-18 W/m^2)



Şekil 4.82 Sıcaklığın hacimsel gösterimi (-20 W/m^2)

4.3.4.1 Isıl Konfor Değerlerinin Hesaplanması

Isıl konfor değerlerinin hesaplamasında kullanılan parametreler Bölüm 2’de açıklanmıştır. Bunun için bir parametre olan ortalama radyant sıcaklık denklem 4.1 ile hesaplanır. Ortalama radyant sıcaklığın hesaplanması için gerekli olan panel ve duvar yüzey sıcaklıkları ile alanları Çizelge 4.8’de verilmiştir.

Çizelge 4.8 Isı perdeli havalandırma durumu için panel ve duvar yüzey sıcaklıkları ve alanları

	Paneller	1nolu Duvar	2nolu Duvar	3nolu Duvar	4nolu Duvar	Tavan	Zemin	Pencere
Alan [m ²]	15.6	5.28	12	7.2	18	24	24	1.92
Sıcaklık [K] (-16 W/m ²)	303.4	306.0	306.3	306.4	306.1	306.3	306.3	305.1
Sıcaklık [K] (-18 W/m ²)	295.1	298.9	298.5	299.1	297.9	298.5	298.5	304.7
Sıcaklık [K] (-20 W/m ²)	293.6	297.9	297.4	293.7	296.8	297.4	297.4	304.5

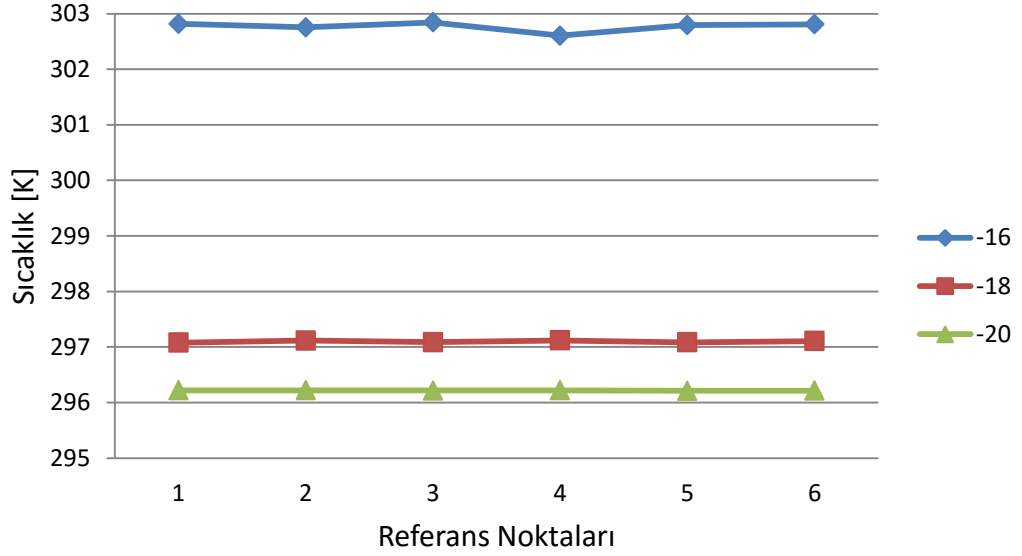
Aktiviteye bağlı metabolik hız ayakta durma durumu baz alınarak 1.2 met alınmıştır. Giysi yalıtımı yazlık kıyafetlere uygun olarak 0.50 clo olarak belirlenmiştir. Bağıl nem ASHRAE standardına bağlı olarak % 50 olarak Kabul edilmiştir. Hava sıcaklığı değeri ve havanın hız değeri Ansys – Fluent programıyla yapılan analizlerden elde edilmiştir.

Isıl konforun hesaplanması için gereken tüm değerler ve Şekil 4.22'deki referans noktalarından alınan değerlerin ortalamaları Çizelge 4.9'da özetlenmiştir.

Çizelge 4.9 Isıl konforun hesaplanmasında kullanılan değerler

		-16 W/m ²	-18 W/m ²	-20 W/m ²
Isıl ortam değişkenleri	Hava sıcaklığı [°C]	29.62	23.94	23.06
	Ortalama radyant sıcaklık [°C]	32.75	24.99	23.56
	Hava hızı [m/s]	0,0428	0,0197	0,0121
	Bağıl nem [%]	50		
Kişisel değişkenler	Aktivite bağlı metabolik hız [met]	1.2		
	Giysi yalıtımı [clo]	0.50		

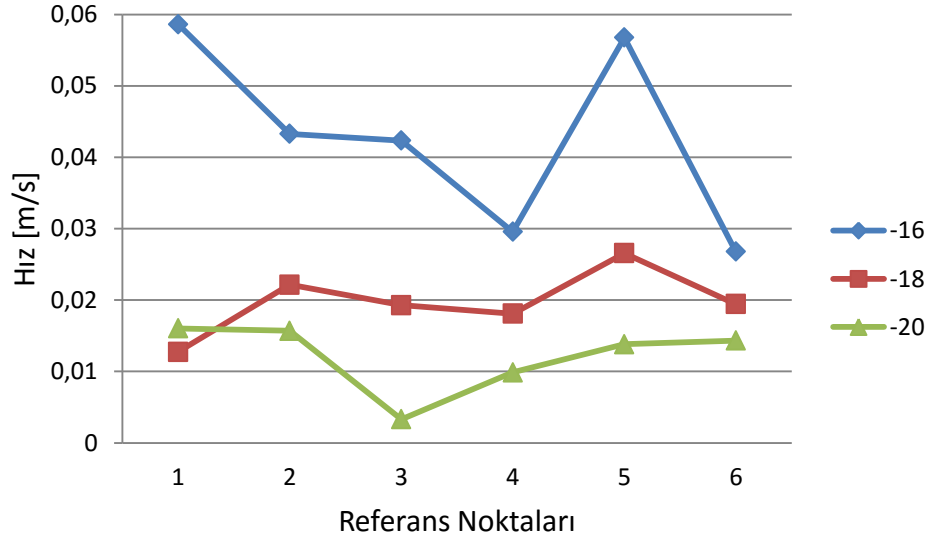
Belirlenen altı adet referans noktalarındaki sıcaklık değerleri Şekil 4.83’de gösterilmiştir.



Şekil 4.83 Farklı referans noktalarındaki sıcaklık değerleri

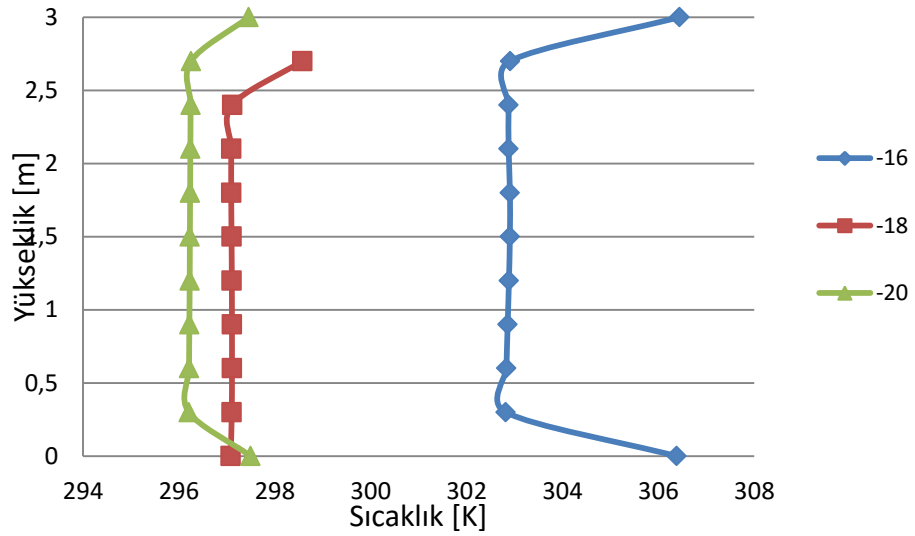
Sıcaklıkların her durum için hemen hemen homojen dağıldığı Şekil 4.83’den anlaşılmaktadır. Panellere tanımlanan ısı akısı -16 W/m^2 ’den -18 W/m^2 ’ye düşürüldüğünde sıcaklığın oldukça düştüğü gözlemlenmiştir. -18 W/m^2 ’den -20 W/m^2 ’ye düşürüldüğünde ise sıcaklığın 1 K değerinde düştüğü anlaşılmaktadır.

Belirlenen altı adet referans noktasındaki hız değerleri Şekil 4.84’te verilmiştir. Tüm durumlar için hızın dalgalı seyrettiği görülmektedir. Her durum için yerel konfor şartları ASHRAE standardına göre sağlanmıştır.



Şekil 4.84 Farklı referans noktalarındaki hız değerler

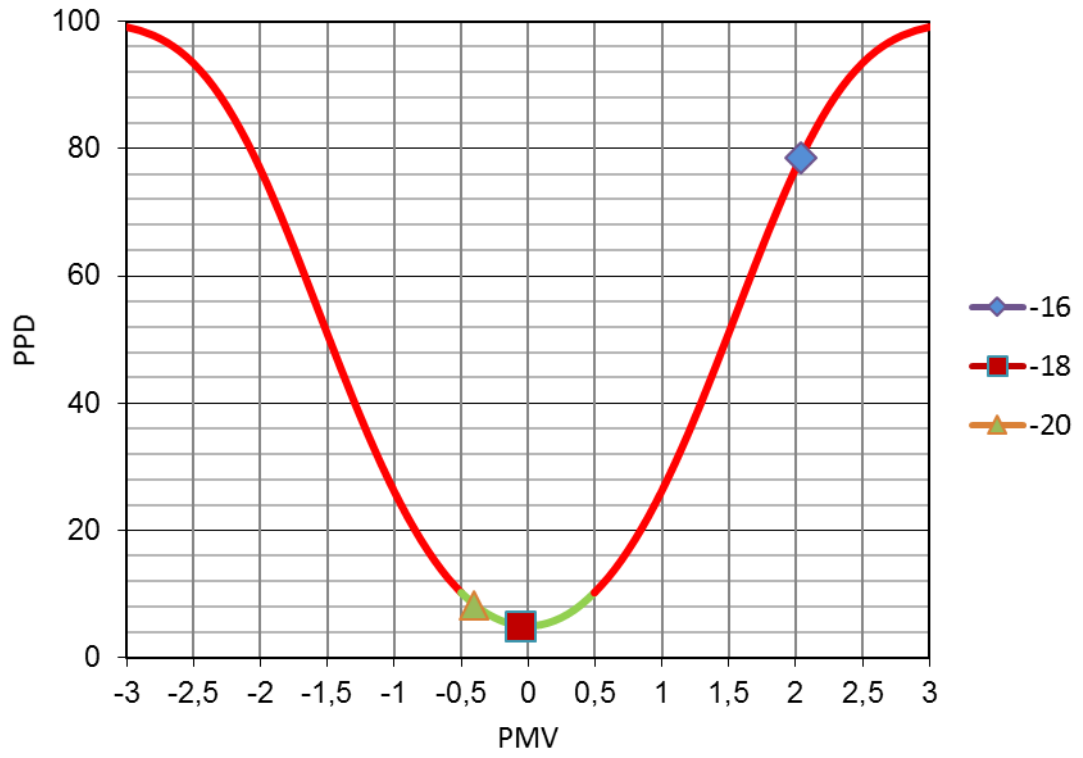
Şekil 4.85’de dikey sıcaklık farkları incelenmiştir.



Şekil 4.85 Odanın tam ortasındaki referans noktasına göre dikey sıcaklık farkları

Dikey sıcaklık farklarının -18 W/m^2 ve -20 W/m^2 değerleri için 3 K değerini geçmediği, böylelikle ASHRAE standardına göre yerel konfor şartlarını sağladığı görülmektedir [19]. Panellere tanımlanan ısı akısının -16 W/m^2 olduğu durumda ise dikey sıcaklık farkının 4 K değere yaklaştığı böylelikle yerel konfor değerini sağlamadığı görülmüştür. PMV ve PPD değerleri daha önceden de kullanılmış olan excel programı yardımıyla hesaplanmış, Şekil 4.86’de gösterilmiştir. Panellere tanımlanan ısı akısının -18 W/m^2

olduğu durumda en iyi ısı konforun sağlandığı, ısı akısının -16 W/m^2 olduğu durumda ise ısı konforun sağlanamadığı görölmüştür.

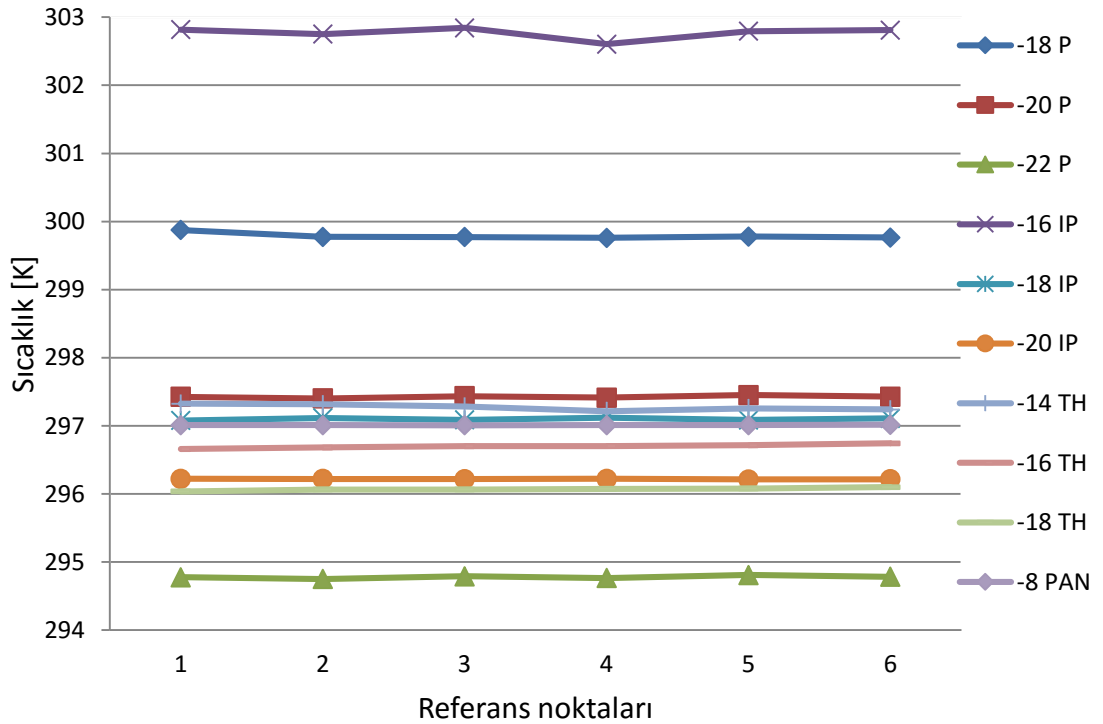


Şekil 4.86 ısı perdeli durum için ısı konfor değerleri

SONUÇ VE ÖNERİLER

5.1 Tüm Durumlar için Referans Noktalarındaki Sıcaklık Değerleri

Şekil 5.1’de tüm durumları içeren altı farklı referans noktasında sıcaklık değerleri verilmiştir. P, pasif havalandırmazsız soğutmayı, IP, ısı perdeli havalandırma durumunu, TH, tavandan havalandırma durumunu, PAN ise panjurlu havalandırmazsız soğutma durumunu ifade etmektedir.



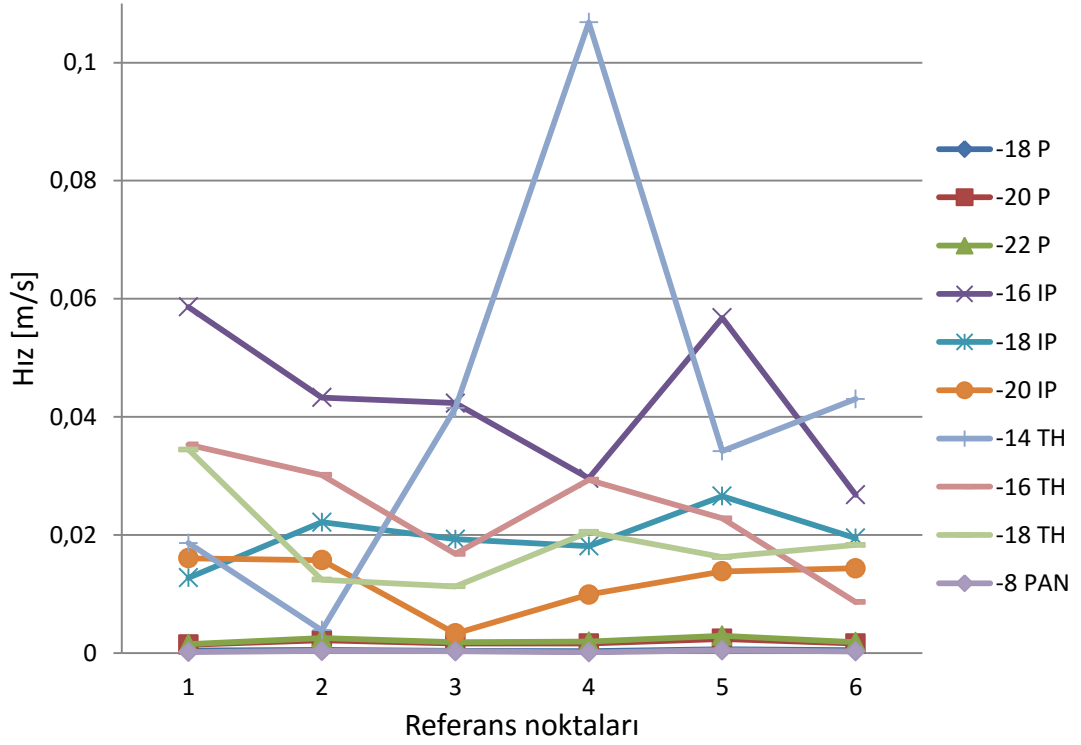
Şekil 5.1 Tüm durumlar için farklı referans noktalarına göre sıcaklık değerleri

Şekil 4.22’deki referans noktalarından alınan sıcaklık değerlerine göre, panellere tanımlanan -16 W/m^2 ısı akıllı ısı perdeli havalandırma durumu, -20 W/m^2 pasif

havalandırmazsız soğutma durumu ve -18 W/m^2 pasif havalandırmazsız soğutma durumu haricindeki tüm durumlar hemen hemen aynı sıcaklık değerlerine sahiptirler.

5.2 Tüm Durumlar için Referans Noktalarındaki Hız Değerleri

Şekil 5.2’de tüm durumlar için altı farklı referans noktasında hız değerleri gösterilmiştir.



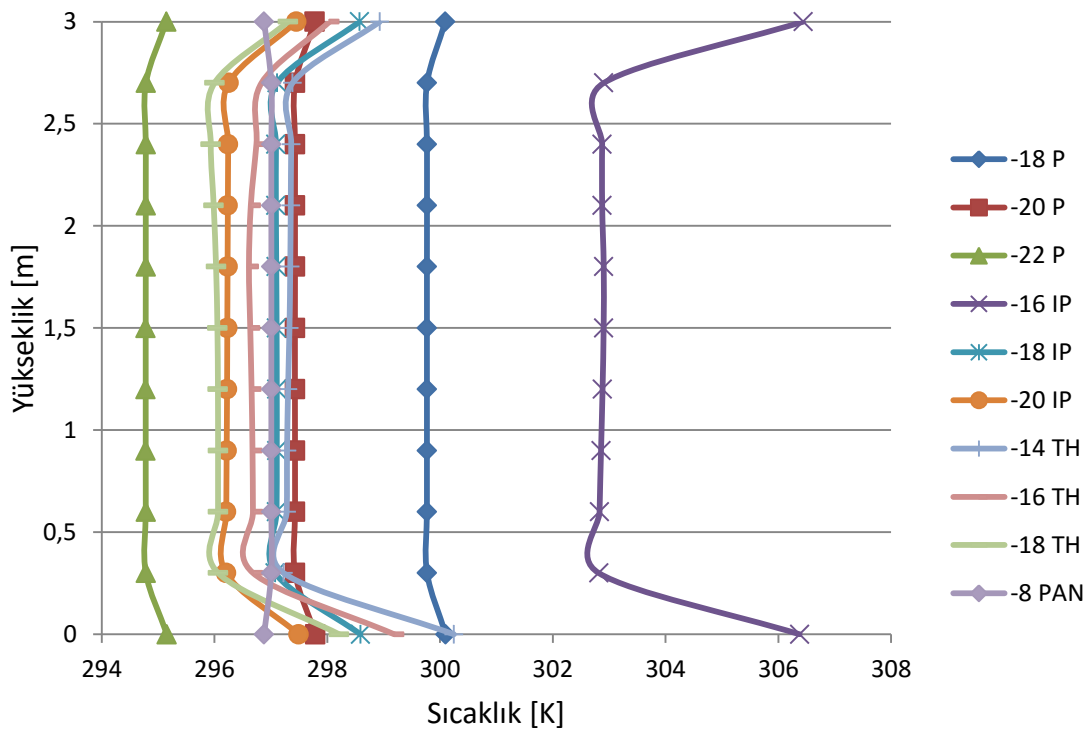
Şekil 5.2 Tüm durumlar için farklı referans noktalarına göre hız değerleri

Burada P, pasif havalandırmazsız soğutmayı, IP, ısı perdeli havalandırma durumunu, TH, tavandan havalandırma durumunu, PAN ise panjurlu havalandırmazsız soğutma durumunu ifade etmektedir. Öngörülebileceği üzere havaladırmazsız soğutma durumlarında hız değerlerinin oldukça düşük olduğu gözlemlenmiştir. Isı perdeli havalandırma durumunun tavandan havalandırma durumuna göre hız değerleri daha düşüktür. En yüksek hız değeri panellere tanımlanan ısı akısı değeri -14 W/m^2 olduğu durumda tavandan havalandırma yapılan çalışmada elde edilmiştir. Bütün durumlar için ASHRAE standartında belirtilen kritik hız değeri 0.18 m/s aşılmamış, böylelikle bütün durumlar için yerel ısı konfor değeri sağlanmıştır. Panellere tanımlanan ısı akısının -14 W/m^2 olduğu tavandan havalandırmalı soğutma durumunda hızın çok

dalgalı seyrettiği gözlemlenmiştir. Ne kadar standartlara uyum gösterse de böyle bir değişim iskan bölgesinde yerel konforsuzluk oluşturabilir.

5.3 Tüm Durumlar için Dikey Sıcaklık Farkları

Şekil 5.3'te tüm durumlar için dikey sıcaklık farkları gösterilmiştir. Burada P, pasif havalandırmasız soğutmayı, IP, ısı perdeli havalandırma durumunu, TH, tavandan havalandırma durumunu, PAN ise panjurlu havalandırmasız soğutma durumunu ifade etmektedir. Şekil 5.3'te görüldüğü üzere panellere tanımlanan ısı akısının -16 W/m^2 olduğu ısı perdeli havalandırma durumunun ASHRAE standartlarında belirtilen dikey hava sıcaklık farkının maksimum 3 K olması gerektiği maddesine uymamaktadır. Bunun sonucu olarak yerel konforsuzluk olduğu belirtilmiştir. Diğer tüm durumlar için dikey sıcaklık farkı açısından yerel konforun sağlandığı görülmektedir. -18 W/m^2 pasif, -16 W/m^2 ısı perdeli ve -22 W/m^2 pasif durumlar haricindeki durumların, hemen hemen aynı sıcaklık değerlerinde olduğu görülmüştür. Zemin sıcaklık değerinin minimum 19°C olması gerektiği ASHRAE standartlarında belirtilmiştir [19].

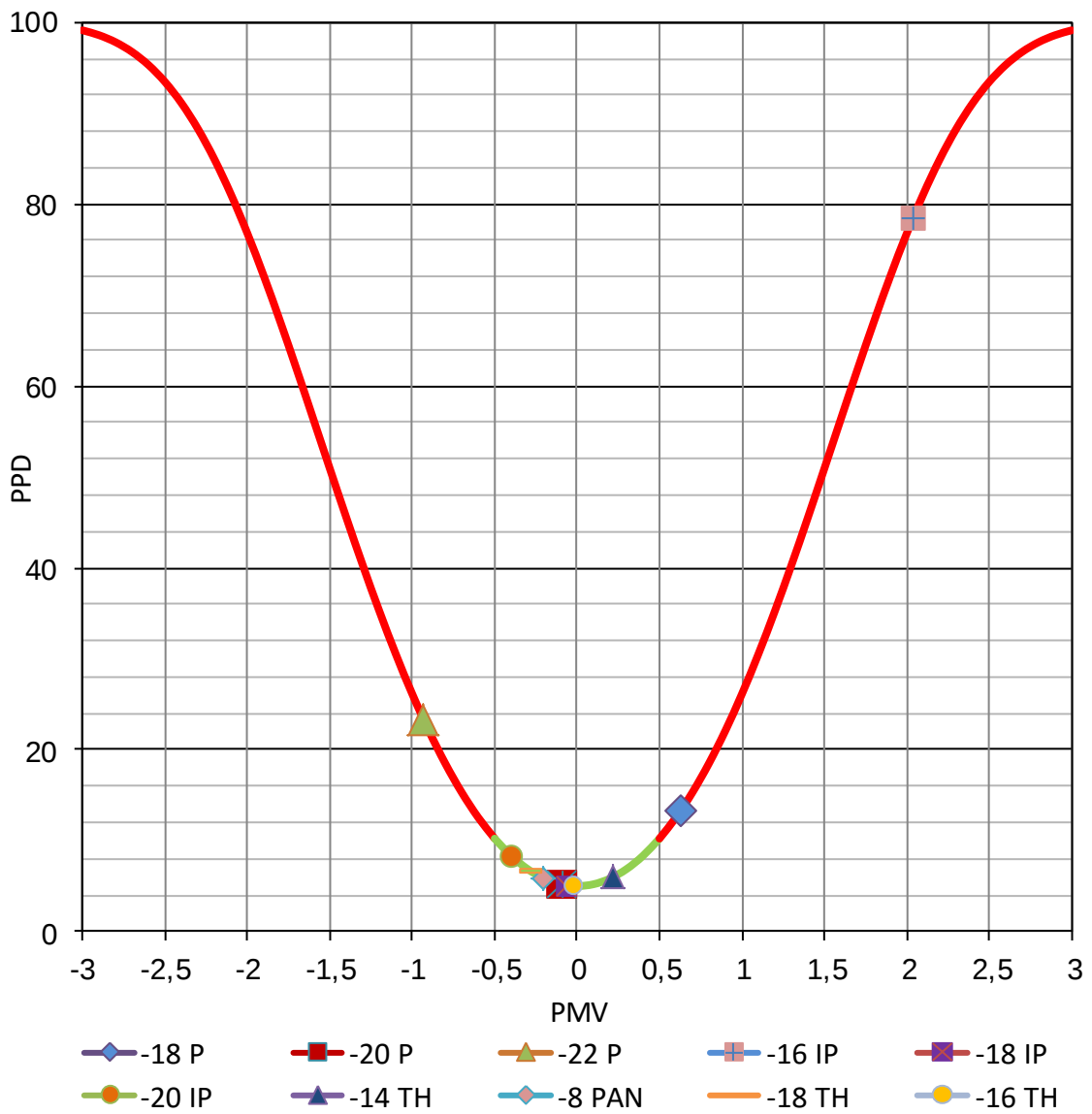


Şekil 5.3 Tüm durumlar için dikey sıcaklık farkları

Tüm durumlar incelendiğinde bu hususta yerel konforsuzluk oluşmadığı gözlemlenmiştir. Radyant asimetri açısından incelendiğinde de ısı konforsuzluğun oluşmadığı görülmüştür.

5.4 Tüm Durumlar için Isıl Konfor Değerleri

Fanger'in geliştirmiş olduğu ve temeli deneysel bir çalışmaya dayanan PMV – PPD metoduna göre yazılmış olan bir excel programından faydalanılarak hesaplanan değerler Şekil 5.4'te tüm durumlar için gösterilmiştir.

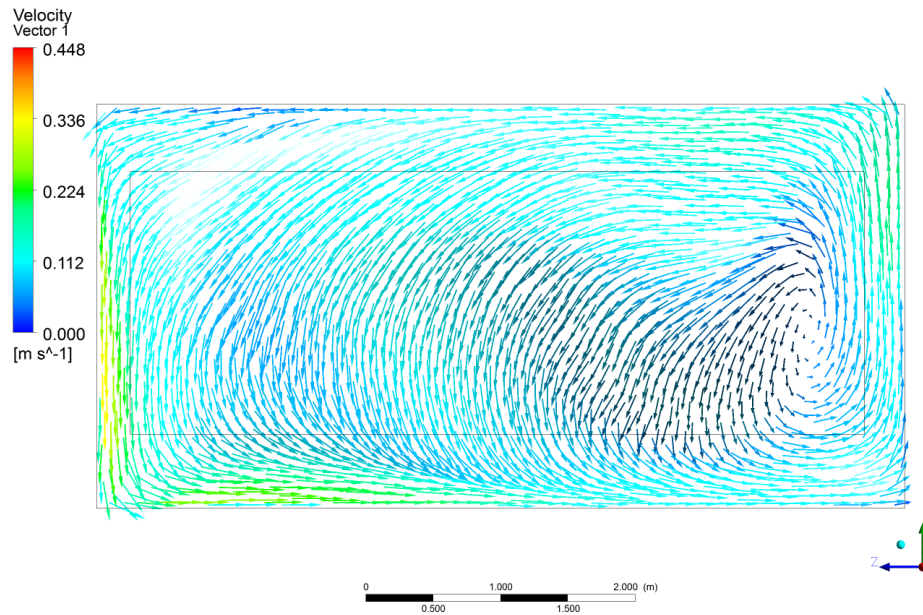


Şekil 5.4 Tüm durumlar için ısı konfor değerleri

Burada P, pasif havalandırmasız soğutmayı, IP, ısı perdeli havalandırma durumunu, TH, tavandan havalandırma durumunu, PAN ise panjurlu havalandırmasız soğutma durumunu ifade etmektedir. Yeşil bölge dışında kalan panellere tanımlanan ısı akısının -16 W/m^2 olduğu ısı perdeli havalandırma durumu, tavandan havalandırılmalı -14 W/m^2 ısı akılı durum, havalandırmasız -22 W/m^2 ısı akılı olan durum ve yine havalandırmasız -18 W/m^2 ısı akılı olan durum fangerin ısı konfor değerlendirmesine göre konforsuz bulunmuşlardır. Şekil 5.4'e göre en iyi ısı konfora sahip durumlar, ısı perdeli havalandırılmalı soğutma durumunda panellere tanımlanan -20 W/m^2 ısı akılı ve -18 W/m^2 ısı akılı olan durumlardır. Tüm durumlar için genel ve yerel ısı konfor değerleri EK-A'da verilmiştir.

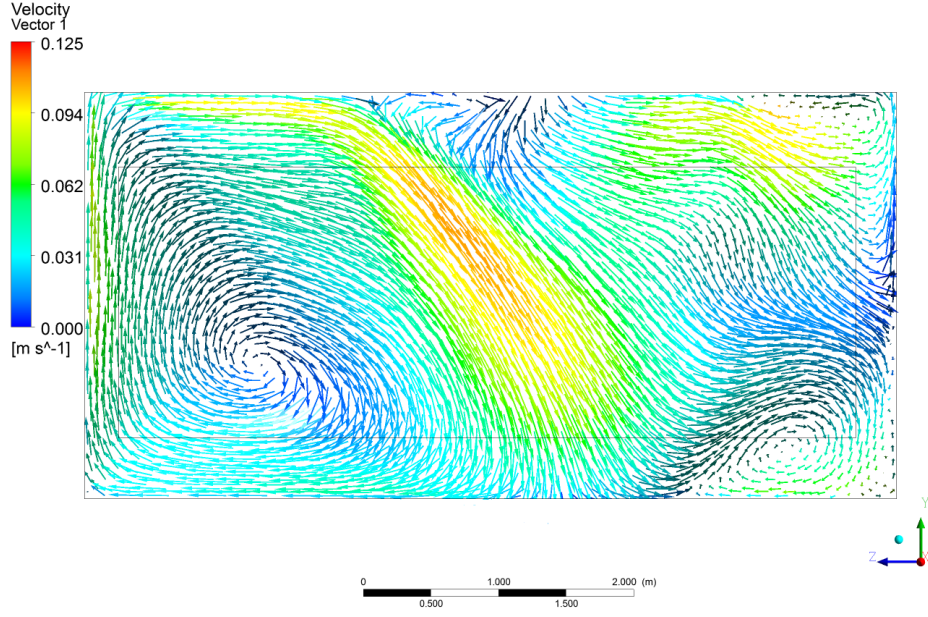
5.5 Havalandırma Durumlarında Hız Vektörlerinin Karşılaştırılması

Her ikisininde panellere tanımlı ısı akısı -16 W/m^2 olan Şekil 5.5'de ısı perdeli Şekil 5.6'da tavandan havalandırılmalı durumlar için hız vektörleri verilmiştir.



Şekil 5.5 Isı perdeli durum

Isı perdeli durumda ne kadar akışın homojen dağılım gösterdiği gözükse de üflenen hava hızının düşük olması sebebiyle homojen dağılmadığı ve pencere altından çekiş yapıldığı için bypass olabileceği görülmektedir. Tavandan havalandırma durumu için ise odada çift girdap oluştuğu görülmektedir.



Şekil 5.6 Tavandan havalandırmalı durum

Ne kadar ısı perdeli durumda tek girdap oluştuğu için daha homojen dağılım gösterdiği sonucuna varıldıysada, tavandan havalandırmanın çift besleme ile çift girdap oluşturduğu için temiz hava ihtiyacını daha çok karşıladığı ön görülmektedir. Isı perdeli havalandırmanın camdan gelen ışınmı engelleyerek ısının geçişini önlemiştir. Tavandan havalandırmada böyle bir durum söz konusu değildir.

KAYNAKLAR

- [1] Hodder, S. G., Loveday, D. L., Parsons, K. C. ve Taki, A. H. (1998). "Thermal comfort in chilled ceiling and displacement ventilation environments: vertical radiant temperature asymmetry effects", *Energy and Buildings*, 27:167–173.
- [2] Behne, M. (1999). "Indoor air quality in rooms with cooled ceilings.", *Energy and Buildings*, 30:155–166.
- [3] Imanari, T., Omori, T. ve Bogaki, K. (1999). "Thermal comfort and energy consumption of the radiant ceiling panel system: Comparison with the conventional all-air system", *Energy and Buildings*, 30:167–175.
- [4] Song, D. ve Kato, S. (2004). "Radiational panel cooling system with continuous natural cross ventilation for hot and humid regions", *Energy and Buildings*, 36: 1273–1280.
- [5] Hao, X., Zhang, G., Chen, Y., Zou, S. ve Moschandreas, D. J. (2007). "A combined system of chilled ceiling, displacement ventilation and desiccant dehumidification", *Building and Environment*, 42:3298–3308.
- [6] Memon, R. A., Chirarattananon, S. ve Vangtook, P. (2008). "Thermal comfort assessment and application of radiant cooling: A case study", *Building and Environment*, 43:1185–1196.
- [7] Song, D., Kim, T., Song, S., Hwang, S. ve Leigh, S. B. (2008). "Performance evaluation of a radiant floor cooling system integrated with dehumidified ventilation", *Applied Thermal Engineering*, 28:1299–1311.
- [8] Catalina, T., Virgone, J. ve Kuznik, F. (2009). "Evaluation of thermal comfort using combined CFD and experimentation study in a test room equipped with a cooling ceiling", *Building and Environment*, 44:1740–1750.
- [9] Causone, F., Baldin, F., Olesen, B. W. ve Corngnati, S. P. (2010). "Floor heating and cooling combined with displacement ventilation: Possibilities and limitations", *Energy and Buildings*, 42:2338–2352.
- [10] Cehlin, M. ve Moshfegh, B. (2010). "Numerical modeling of a complex diffuser in a room with displacement ventilation", *Building and Environment*, 45: 2240–2252.

- [11] Tye-Gingras, M. ve Gosselin, L. (2012). "Comfort and energy consumption of hydronic heating radiant ceilings and walls based on CFD analysis", *Building and Environment*, 54:1–13.
- [12] Nutprasert, N. ve Chaiwiwatworakul, P. (2014). "Radiant cooling with dehumidified air ventilation for thermal comfort in buildings in tropical climate", *Energy Procedia*, 52:250–259.
- [13] Aryal, P. ve Leephakpreeda, T. (2015). "CFD Analysis on Thermal Comfort and Energy Consumption Effected by Partitions in Air-Conditioned Building", *Energy Procedia*, 79:183-188.
- [14] Fernandez Hernandez, F., Cejudo Lopez, J. M., Fernandez Gutierrez, A. ve Dominguez Munoz, F. (2016). "A new terminal unit combining a radiant floor with an underfloor air system: Experimentation and numerical model", *Energy and Buildings*, 133:70–78.
- [15] Teodosiu, C., Ilie, V. ve Teodosiu, R. (2016). "Numerical Prediction of Thermal Comfort and Condensation Risk in a Ventilated Office, Equipped with a Cooling Ceiling", *Energy Procedia*, 85:550–558.
- [16] Zhao, K., Liu, X. H. ve Jiang, Y. (2016). "Application of radiant floor cooling in large space buildings - A review", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 55:1083–1096.
- [17] Gao, S., Wang, Y. A., Zhang, S. M., Zhao, M., Meng, X. Z., Zhang, L. Y., ... Jin, L. W. (2017). "Numerical Investigation on the Relationship between Human Thermal Comfort and Thermal Balance under Radiant Cooling System", *Energy Procedia*, 105:2879–2884.
- [18] Liying, S., Shuang, T. ve Lujie, Z. (2017). "Working parameter selection and analysis of radiant floor cooling combined with desk-based task / ambient conditioning (TAC) system", *Building Services Engineering Research and Technology*, 38:104-120.
- [19] ASHRAE 55, (2013). *Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy*, ASHRAE, Atlanta.
- [20] ISO 7730, (2005). *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*, ISO, 3. Baskı, Geneva.
- [21] TS 825, (2008). *Binalarda Isı Yalıtım Kuralları*, TSE, Ankara.
- [22] White, F. M. (2003). *Fluid Mechanics*, 3. Baskı, McGraw-Hill, New York.
- [23] Incropera, F.P. ve Dewitt, P.D. (2011). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 3. Baskı, John Wiley and Sons, New York.
- [24] ANSYS, (2015). *Ansys Fluent User's Guide*, Yayın No: 16, Cannonsburg.
- [25] ANSYS, (2013). *Ansys Fluent Theory Guide*, Yayın No: 15, Cannonsburg.

- [26] Bardina, J.E., Huang, P.G. ve Coakley, T.J. (1997). "Turbulence Modeling Validation, Testing, and Development", NASA technical memorandum, California, USA.
- [27] Yuan, X. (1995). Wall Functions for Numerical Simulation of Natural Convection along Vertical Surfaces, Yüksek Lisans Tezi, ETH Zürich, Zürich.
- [28] Kılıç, A. ve Öztürk, A. (1985). Güneş Enerjisi, 1. Baskı, Kipaş Dağıtımçılık, İstanbul.
- [29] Iqbal, M. (1983). An Introduction to Solar Radiation, 1. Baskı, Academic Press, Canada.
- [30] Yılmaz, T., H. Bulut ve Özgören, M. (1996). "Isı Kazancı Olarak Camdan Geçen Toplam Güneş Radyasyonu", Ç. Ü. Müh. Mim. Fak. Dergisi, 11/2:133-146.
- [31] Alarko Carrier Sanayi ve Ticaret A.Ş., Şehirlerin Yaz ve Kış Dış Hava Tasarım Sıcaklıkları, <https://www.alarkocarrier.com.tr/tr/TeknikDestek/DisHavaTasari mSicakliklari.pdf>, 30 Haziran 2017.
- [32] ASHRAE, (2013). Ashrae Pocket Guide for HVAC, 8. Baskı, Atlanta.

GENEL VE YEREL ISIL KONFOR DEĞERLERİ

DURUMLAR	PMV	PPD	HAVA HIZI [m/s]	DİKEY SICAKLIK FARKI	ZEMİN YÜZEY SICAKLIĞI [°C]	RADYANT ASİMETRİ
-18 W/m ² P	+ 0.63	13.33	0.00045	< 3°C	26.95	< 10°C
-20 W/m ² P	- 0.09	5.17	0.00179	< 3°C	24.63	< 10°C
-22 W/m ² P	- 0.93	23.27	0.00208	< 3°C	22.00	< 10°C
-8 W/m ² PAN	- 0.21	5.91	0.00026	< 3°C	23.72	< 10°C
-14 W/m ² TH	+ 0.22	6.00	0.04133	< 3°C	27.09	< 10°C
-16 W/m ² TH	- 0.02	5.01	0.02382	< 3°C	25.06	< 10°C
-18 W/m ² TH	- 0.28	6.63	0.01885	< 3°C	26.03	< 10°C
-16 W/m ² IP	+ 2.04	78.54	0.04289	> 3°C	33.22	< 10°C
-18 W/m ² IP	- 0.06	5.07	0.01971	< 3°C	25.44	< 10°C
-20 W/m ² IP	- 0.40	8.33	0.01218	< 3°C	24.34	< 10°C

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Onur ORUÇ
Doğum Tarihi ve Yeri : 10.10.1990 BOLU
Yabancı Dili : İngilizce – Almanca
E-posta : onuroruc9014@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Y. Lisans	Mak. Müh. (Isı-Proses)	Yıldız Teknik Üniversitesi	2017
Lisans	Makina Mühendisliği	Karadeniz Teknik Üniversitesi	2014
Lise	Fen Bilimleri	Eskişehir Kılıçoğlu Anadolu Lisesi	2008

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2017 - ...	Mir Araştırma Geliştirme A.Ş.	Asistan mühendis
2015 - 2016	BSH Ev Aletleri A.Ş.	Proje mühendisi
2011 - 2011	TEI – Tusaş Uçak Motor Sanayii	Stajyer

Bildiri

1. Oruç, O., Teke, İ., Gemici, Z. ve Tütüncü, E. (2017). “A Numerical Study to Determine the Effect of a Ventilation System on Thermal Comfort in a Standard Room with Radiant Cooling System”, International Conference on Energy Systems Engineering ICESE2017, 2-4 Kasım 2017, Karabük.