

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜZEYLERİNDEN SOĞUTULAN BİR YAŞAM
MAHALİNDE GERÇEKLEŞEN FARKLI TERMAL
KOŞULLARDA IŞINIM VE TAŞINIMIN SAYISAL OLARAK
İNCELENMESİ

Cihan SEZER

YÜKSES LİSANS TEZİ
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Isı-Proses Programı

Danışman
Doç. Dr. Özgen AÇIKGÖZ

Temmuz, 2020

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜZEYLERİNDEN SOĞUTULAN BİR YAŞAM MAHALİNDE
GERÇEKLEŞEN FARKLI TERMAL KOŞULLARDA İŞİNİM VE
TAŞINIMIN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Cihan SEZER tarafından hazırlanan tez çalışması 13.07.2020 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Isı Proses Programı **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Doç. Dr. Özgen AÇIKGÖZ
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Özgen AÇIKGÖZ, Danışman

Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Galip TEMİR, Üye

Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Ebru MANÇUHAN, Üye

Marmara Üniversitesi

Danışmanım Doç. Dr. Özgen Açıkgöz sorumluluğunda tarafımca hazırlanan Yüzeylerinden Soğutulan Bir Yaşam Mahalinde Gerçekleşen Farklı Termal Koşullarda Işınım ve Taşınımın Sayısal Olarak İncelenmesi başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Cihan SEZER

İmza

TEŞEKKÜR

Bu tezi hazırlamamda katkı ve desteklerinden dolayı başta danışmanım Doç. Dr. Özgen AÇIKGÖZ'e olmak üzere, Berna MERT'e, Şükrü Can SEZER'e ve manevi desteklerini esirgemeyen biricik aileme teşekkürü bir borç bilirim.

Cihan SEZER



İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ	vi
KISALTMA LİSTESİ	viii
ŞEKİL LİSTESİ	ix
TABLO LİSTESİ	xiii
ÖZET	xiv
ABSTRACT	xvi
1 GİRİŞ	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.2 Tezin Amacı	14
1.3 Orijinal Katkı	14
2 SAYISAL ANALİZ	15
2.1 Isı Transfer Katsayısının Hesaplanması	15
2.2 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD)	16
2.2.1 Ön İşlemci	17
2.2.2 Çözücü	18
2.2.3 Son İşlemci	18
2.2.4 Yönetici Diferansiyel Denklemler	19
2.2.5 Boussinesq Yaklaşımı	20
2.2.6 Türbülans Modellenmesi	20
2.2.7 Işınımın Modellenmesi	21
2.3 Yüzeylerinden Soğutulan Bir Yaşam Mahalinde Gerçekleşen Farklı Termal Koşullarda Taşınım ve Işınımın Sayısal Olarak İncelenmesi . . .	22
2.3.1 Bir Konut veya Ofis Odasına Ait Yaşam Alanının Geometrik Modeli	23
2.3.2 Geometrik Modelin Sonlu Hacimlere Ayrılması	24
2.3.3 Problem Değişkenlerinin Belirlenmesi	27
2.3.4 Çözümlerden Elde Edilen Sonuçlar	33
2.3.5 Literatür ile Karşılaştırma ve Validasyon	72

3 SONUÇ VE ÖNERİLER	79
KAYNAKÇA	82
TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR	82



SİMGE LİSTESİ

A	Alan
P	Basınç
$\dot{Q}_{\text{ışınım,maks}}$	Bir cismin yaydığı maksimum ısı ışıınım
T_w	Duvar sıcaklığı
F	Görme faktörü
h	Isı transfer katsayısı
k	Isıl iletim katsayısı
$\dot{q}_r$	İşınım ısı akısı
h_r	İşınım ısı transfer katsayısı
$\dot{Q}_{\text{iletim}}$	İletim ile ısı transferi
R	Korelasyon katsayısı
$\dot{m}$	Kütlesel debi
c_p	Özgöl ısı
T	Sıcaklık
σ	Stefan-Boltzman sabiti
$\dot{q}_c$	Taşınım ısı akısı
h_c	Taşınım ısı transfer katsayısı
$\dot{Q}_{\text{taşınım}}$	Taşınım ile ısı transferi
$\dot{q}_{\text{toplam}}$	Toplam ısı akısı
u	X eksenindeki hız bileşeni
v	Y eksenindeki hız bileşeni
A_s	Yüzey alanı
T_s	Yüzey sıcaklığı

ϵ	Yüzey yayıcılığı
w	Z eksenindeki hız bileşeni



KISALTMA LİSTESİ

AUST	Ortalama Isıtılmamış Yüzey Sıcaklığı
CFD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
DNS	Doğrudan Sayısal Simülasyon
DO	Discrete Ordinates
DTRM	Ayrık Transfer Işınım Modeli
DV	Yer Değiştirmeli Havalandırma
IAQ	İç Hava Kalitesi
MRT	Ortalama Radyant Sıcaklığı
RANS	Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes Denklemleri
S2S	Surface To Surface

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1	Sıcaklığı mutlak sıfırın üzerindeki bütün cisimler ısı ışınım yayar [2]	2
Şekil 1.2	Elektromanyetik spektrum [3]	3
Şekil 2.1	Sayısal çözümde kullanılan yaşam alanına ait geometrik model	23
Şekil 2.2	Geometrik modelin x düzleminde görünüşü	24
Şekil 2.3	Geometrik modelin sonlu hacimlere ayrılmış hali	25
Şekil 2.4	Radyatör ile oda havası arasındaki sınır tabaka ve <i>inflation</i>	25
Şekil 2.5	Oda yüzeyleri ile oda havası arasındaki sınır tabaka ve <i>inflation</i>	26
Şekil 2.6	Sonlu hacim sayısına bağlı olarak radyatör yüzeyindeki ortalama Nusselt sayısındaki değişim	27
Şekil 2.7	Genel ayarlar	28
Şekil 2.8	Çözüm modelleri	29
Şekil 2.9	Problemde kullanılan malzemeler	30
Şekil 2.10	Havanın özellikleri	30
Şekil 2.11	Radyatöre sabit sıcaklık tanımlanması	31
Şekil 2.12	Oda duvarlarına ait özelliklerin belirlenmesi	32
Şekil 2.13	İterasyonlarda; süreklilik, momentum, k, epsilon ve enerji artıklarının izlenmesi	33
Şekil 2.14	1,5 m/s taze hava giriş hızında ısı transfer katsayılarının sıcaklık farkı ile değişimi	35
Şekil 2.15	1,5 m/s taze hava giriş hızında ısı akılarının sıcaklık farkı ile değişimi	36
Şekil 2.16	1,5 m/s taze hava giriş hızında elde edilen sayısal veriler ile kolerasyon verilerinin karşılaştırılması	37
Şekil 2.17	313 K radyatör sıcaklığında sıcaklık dağılımının izometrik görünümü	38
Şekil 2.18	313 K radyatör sıcaklığında sıcaklık dağılımının X-düzleminde görünümü	38
Şekil 2.19	313 K radyatör sıcaklığında hız dağılımının izometrik görünümü	39
Şekil 2.20	313 K radyatör sıcaklığında hız dağılımının X-düzleminde görünümü	39
Şekil 2.21	313 K radyatör sıcaklığında oda içerisindeki hız vektörlerinin izometrik görünümü	40
Şekil 2.22	313 K radyatör sıcaklığında oda içerisindeki hız vektörlerinin X-düzleminde görünümü	40

Şekil 2.23 313 K radyatör sıcaklığında hız vektörlerinin odanın ortasında YZ düzleminde oluşturulan yüzey üzerinde izometrik görünümü	41
Şekil 2.24 313 K radyatör sıcaklığında hız vektörlerinin odanın ortasında YZ düzleminde oluşturulan yüzey üzerinde X-düzleminden görünümü .	41
Şekil 2.25 353 K radyatör sıcaklığında sıcaklık dağılımının izometrik görünümü	42
Şekil 2.26 353 K radyatör sıcaklığında sıcaklık dağılımının X-düzleminden görünümü	42
Şekil 2.27 353 K radyatör sıcaklığında hız dağılımının izometrik görünümü . .	43
Şekil 2.28 353 K radyatör sıcaklığında hız dağılımının X-düzleminden görünümü	43
Şekil 2.29 353 K radyatör sıcaklığında oda içerisindeki hız vektörlerinin izometrik görünümü	44
Şekil 2.30 353 K radyatör sıcaklığında oda içerisindeki hız vektörlerinin X-düzleminden görünümü	44
Şekil 2.31 353 K radyatör sıcaklığında hız vektörlerinin odanın ortasında YZ düzleminde oluşturulan yüzey üzerinde izometrik görünümü	45
Şekil 2.32 353 K radyatör sıcaklığında hız vektörlerinin odanın ortasında YZ düzleminde oluşturulan yüzey üzerinde X-düzleminden görünümü .	45
Şekil 2.33 2 m/s taze hava giriş hızında ısı transfer katsayılarının sıcaklık farkı ile değişimi	48
Şekil 2.34 2 m/s taze hava giriş hızında ısı akılarının sıcaklık farkı ile değişimi	48
Şekil 2.35 2 m/s taze hava giriş hızında elde edilen sayısal veriler ile kolerasyon verilerinin karşılaştırılması	50
Şekil 2.36 313 K radyatör sıcaklığında sıcaklık dağılımının izometrik görünümü	51
Şekil 2.37 313 K radyatör sıcaklığında sıcaklık dağılımının X-düzleminden görünümü	51
Şekil 2.38 313 K radyatör sıcaklığında hız dağılımının izometrik görünümü . .	52
Şekil 2.39 313 K radyatör sıcaklığında hız dağılımının X-düzleminden görünümü	52
Şekil 2.40 313 K radyatör sıcaklığında oda içerisindeki hız vektörlerinin izometrik görünümü	53
Şekil 2.41 313 K radyatör sıcaklığında oda içerisindeki hız vektörlerinin X-düzleminden görünümü	53
Şekil 2.42 313 K radyatör sıcaklığında hız vektörlerinin odanın ortasında YZ düzleminde oluşturulan yüzey üzerinde izometrik görünümü	54
Şekil 2.43 313 K radyatör sıcaklığında hız vektörlerinin odanın ortasında YZ düzleminde oluşturulan yüzey üzerinde X-düzleminden görünümü .	54
Şekil 2.44 353 K radyatör sıcaklığında sıcaklık dağılımının izometrik görünümü	55
Şekil 2.45 353 K radyatör sıcaklığında sıcaklık dağılımının X-düzleminden görünümü	55
Şekil 2.46 353 K radyatör sıcaklığında hız dağılımının izometrik görünümü . .	56

Şekil 2.47 353 K radyatör sıcaklığında hız dağılımının X-düzleminde görünümü	56
Şekil 2.48 353 K radyatör sıcaklığında oda içerisindeki hız vektörlerinin izometrik görünümü	57
Şekil 2.49 353 K radyatör sıcaklığında oda içerisindeki hız vektörlerinin X-düzleminde görünümü	57
Şekil 2.50 353 K radyatör sıcaklığında hız vektörlerinin odanın ortasında YZ düzleminde oluşturulan yüzey üzerinde izometrik görünümü	58
Şekil 2.51 353 K radyatör sıcaklığında hız vektörlerinin odanın ortasında YZ düzleminde oluşturulan yüzey üzerinde X-düzleminde görünümü	58
Şekil 2.52 2,5 m/s taze hava giriş hızında ısı transfer katsayılarının sıcaklık farkı ile değişimi	61
Şekil 2.53 2,5 m/s taze hava giriş hızında ısı akılarının sıcaklık farkı ile değişimi	61
Şekil 2.54 2,5 m/s taze hava giriş hızında elde edilen sayısal veriler ile kolerasyon verilerinin karşılaştırılması	63
Şekil 2.55 313 K radyatör sıcaklığında sıcaklık dağılımının izometrik görünümü	64
Şekil 2.56 313 K radyatör sıcaklığında sıcaklık dağılımının X-düzleminde görünümü	64
Şekil 2.57 313 K radyatör sıcaklığında hız dağılımının izometrik görünümü	65
Şekil 2.58 313 K radyatör sıcaklığında hız dağılımının X-düzleminde görünümü	65
Şekil 2.59 313 K radyatör sıcaklığında oda içerisindeki hız vektörlerinin izometrik görünümü	66
Şekil 2.60 313 K radyatör sıcaklığında oda içerisindeki hız vektörlerinin X-düzleminde görünümü	66
Şekil 2.61 313 K radyatör sıcaklığında hız vektörlerinin odanın ortasında YZ düzleminde oluşturulan yüzey üzerinde izometrik görünümü	67
Şekil 2.62 313 K radyatör sıcaklığında hız vektörlerinin odanın ortasında YZ düzleminde oluşturulan yüzey üzerinde X-düzleminde görünümü	67
Şekil 2.63 353 K radyatör sıcaklığında sıcaklık dağılımının izometrik görünümü	68
Şekil 2.64 353 K radyatör sıcaklığında sıcaklık dağılımının X-düzleminde görünümü	68
Şekil 2.65 353 K radyatör sıcaklığında hız dağılımının izometrik görünümü	69
Şekil 2.66 353 K radyatör sıcaklığında hız dağılımının X-düzleminde görünümü	69
Şekil 2.67 353 K radyatör sıcaklığında oda içerisindeki hız vektörlerinin izometrik görünümü	70
Şekil 2.68 353 K radyatör sıcaklığında oda içerisindeki hız vektörlerinin X-düzleminde görünümü	70
Şekil 2.69 353 K radyatör sıcaklığında hız vektörlerinin odanın ortasında YZ düzleminde oluşturulan yüzey üzerinde izometrik görünümü	71

Şekil 2.70 353 K radyatör sıcaklığında hız vektörlerinin odanın ortasında YZ düzleminde oluşturulan yüzey üzerinde X-düzleminde görünümü .	71
Şekil 2.71 1,5 m/s taze hava giriş hızında radyatör yüzeyinden taşınım ve ısıtım Oranı	73
Şekil 2.72 2 m/s taze hava giriş hızında radyatör yüzeyinden taşınım ve ısıtım oranı	73
Şekil 2.73 2,5 m/s taze hava giriş hızında radyatör yüzeyinden taşınım ve ısıtım oranı	74
Şekil 2.74 Lu ve ekibinin çalışmalarında kullandığı geometri [23]	74
Şekil 2.75 Lu ve ekibinin taşınım etkilerine bağlı elde ettiği akış profili [23] . .	75
Şekil 2.76 Bu çalışmada taşınım etkilerine bağlı olarak elde edilen akış profili .	75
Şekil 2.77 Khalifa ve Marshall'ın çalışmasında taşınım ısı transfer katsayısının sıcaklık farkına bağlı değişimi [11]	76
Şekil 2.78 Khalifa ve Marshall'ın türettiği korelasyonun kullanılmasıyla elde edilen sonuçlar ile bu çalışmada elde edilen sayısal sonuçların karşılaştırılması	77

TABLO LİSTESİ

Tablo 2.1	Sonlu Hacim Sayısından Bağımsızlık Testi	27
Tablo 2.2	Sınır Şartları	31
Tablo 2.3	1,5 m/s Taze Hava Giriş Hızında Tanımlanan Parametreler	34
Tablo 2.4	1,5 m/s Taze Hava Giriş Hızında Elde Edilen Radyatör Yüzeyindeki Isı Akıları	34
Tablo 2.5	1,5 m/s Taze Hava Giriş Hızında Elde Edilen Radyatör Yüzeyindeki Isı Transfer Katsayıları	35
Tablo 2.6	1,5 m/s Taze Hava Üfleme Hızında Sayısal Verilerin Korelasyon Sonuçları ile Karşılaştırılması	37
Tablo 2.7	2 m/s Taze Hava Giriş Hızında Tanımlanan Parametreler	46
Tablo 2.8	2 m/s Taze Hava Giriş Hızında Elde Edilen Radyatör Yüzeyindeki Isı Akıları	47
Tablo 2.9	2 m/s Taze Hava Giriş Hızında Elde Edilen Radyatör Yüzeyindeki Isı Transfer Katsayıları	47
Tablo 2.10	2 m/s Taze Hava Üfleme Hızında Sayısal Verilerin Korelasyon Sonuçları ile Karşılaştırılması	50
Tablo 2.11	2,5 m/s Taze Hava Giriş Hızında Tanımlanan Parametreler	59
Tablo 2.12	2,5 m/s Taze Hava Giriş Hızında Elde Edilen Radyatör Yüzeyindeki Isı Akıları	60
Tablo 2.13	2,5 m/s Taze Hava Giriş Hızında Elde Edilen Radyatör Yüzeyindeki Isı Transfer Katsayıları	60
Tablo 2.14	2,5 m/s Taze Hava Üfleme Hızında Sayısal Verilerin Korelasyon Sonuçları ile Karşılaştırılması	63
Tablo 2.15	Yüzeyleri İzotermal Olarak Soğutulan Bir Odanın Isıtılmasında Kullanılan Farklı Tip Radyatörlerin Taşınım ve Işınım Oranları [14]	72
Tablo 2.16	Khalifa ve Marshall'ın Türettiği Korelasyonun Kullanılması ile Elde Edilen Sonuçlar	77

Yüzeylerinden Soğutulan Bir Yaşam Mahalinde Gerçekleşen Farklı Termal Koşullarda Işınım ve Taşınımın Sayısal Olarak İncelenmesi

Cihan SEZER

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Doç. Dr. Özgen AÇIKGÖZ

Bu çalışmada, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) kullanılarak, yüzeylerinden soğutulan bir yaşam alanında farklı termal koşullarda ve taze hava üfleme debilerinde, taşınım ve ısıtım yoluyla gerçekleşen ısı transferi karakteristikleri sayısal olarak incelenmektedir. Sayısal analiz, bir CFD yazılımı olan ANSYS Fluent ile gerçekleştirilmiştir. Bir konut veya ofis odasına ait gerçek boyutlu bir oda modellenerek, bu oda içerisinde farklı termal koşullar oluşturulup taşınım ve ısıtım sayısal olarak incelenmiştir. Yaşam alanının taze hava ihtiyacı için 200x100 mm boyutlarındaki taze hava menfezinden sırasıyla 1,5 m/s, 2 m/s ve 2,5 m/s hızlarda taze hava verilmiştir. Yaşam alanının ısıtma ihtiyacı için radyatör kullanılmıştır. Radyatör yüzey sıcaklığı bu üç durum için ayrı ayrı 313 K, 318 K, 323 K, 328 K, 333 K, 338 K, 343 K, 348 K ve 353 K değerlerine ayarlanmıştır. Oda duvarlarından ısı kaybını temsil etmek amacıyla duvarlara sabit sıcaklık verilmiştir. Değişen termal koşullar altında radyatör yüzeyindeki taşınım ısı akısı, ısıtım ısı akısı, toplam ısı akısı, taşınım ısı transfer katsayısı, ısıtım ısı transfer katsayısı ve toplam ısı transfer katsayısı değerleri sayısal olarak belirlenmiştir. Yapılan CFD analizlerinin ardından; radyatör yüzeyindeki taşınım ısı akısı değeri 285,79 W/m² ile 983,36 W/m² arasında, ısıtım ısı akısı değeri 120,63 W/m² ile 441,25 W/m² arasında, toplam ısı akısı değeri 406,45 W/m² ile 1424,51 W/m² arasında, taşınım ısı transfer katsayısı 11,68 W/m²K ile 15,23 W/m²K arasında, ısıtım ısı transfer katsayısı 4,87 W/m²K ile 6,82 W/m²K arasında ve son olarak toplam ısı transfer katsayısı 16,40 W/m²K ile 22,05 W/m²K değerleri arasında olduğu saptanmıştır. Taze hava üfleme hızı 1,5 m/s'den 2

m/s'ye çıkarıldığında; bütün radyatör yüzey sıcaklıklarında ortalama olarak, taşınım ısı transfer katsayısı %2,68 oranında, toplam ısı transfer katsayısı %2,02 oranında, taşınım ısı akısı %3,27 oranında ve toplam ısı akısı %2,25 oranında artış göstermiştir. Taze hava üfleme hızı bir kademe daha arttırılarak 2,5 m/s'ye çıkarıldığında ise taşınım ısı transfer katsayısı %2,59 oranında, toplam ısı transfer katsayısı %1,55 oranında, taşınım ısı akısı %2,35 oranında ve toplam ısı akısı %1,63 oranında artış göstermiştir. Artan radyatör yüzey sıcaklığı ile birlikte taşınım ve ısıtım etkilerinin arttığı gözlenmiştir. Havalandırma hızının artması taşınım etkilerini arttırırken ısıtım üzerinde bir etkisi olmamıştır. ısıtım etkilerinin salt yüzey sıcaklıklarına bağlı olarak değiştiği gözlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Taşınım, ısıtım, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD)



The Numerical Analysis of Convection and Radiation in a Living Space that is Cooled from Their Surfaces

Cihan SEZER

Department of Mechanical Engineering
Master of Science Thesis

Advisor: Assoc. Prof. Dr. Özgen AÇIKGÖZ

This paper investigates numerically the heat transfer characteristics through convection and radiation in a living space cooled from their surfaces, using Computational Fluid Dynamics (CFD). Numerical analysis was performed with ANSYS Fluent, a CFD software. Modeled space is a real-size room belonging to a residence or an office. Different thermal conditions and fresh air inlet velocities were generated in this room and convection and radiation were investigated numerically. Different velocities fresh air was given from 200x100 mm dimensions of fresh air outlet to room for fresh air requirement, respectively. Radiator was used for heating requirement. Radiator surface temperature was set to between 313 K and 353 K for these different cases, separately. Room walls were set to a constant temperature for the purpose of representing heat loss from walls. Convective heat flux, radiative heat flux, total heat flux, convective heat transfer coefficient, radiative heat transfer coefficient and total heat transfer coefficient were determined numerically under changing thermal conditions. According to CFD analysis; convective heat flux between 285,79 W/m^2 and 983,36 W/m^2 , radiative heat flux between 120,63 W/m^2 and 441,25 W/m^2 , total heat flux between 406,45 W/m^2 and 1424,51 W/m^2 , convective heat transfer coefficient between 11,68 W/m^2K and 15,23 W/m^2K , radiative heat transfer coefficient between 4,87 W/m^2K and 6,82 W/m^2K and total heat transfer coefficient between 16,40 W/m^2K and 22,05 W/m^2K were determined on the radiator surface. When the fresh air inlet velocity increased from 1.5 m/s to 2 m/s; on average of all radiator surface temperatures, convective heat transfer coefficient increased by 2.68%, total heat transfer coefficient increased by 2.02%, convective heat flux increased by

3.27% and total heat flux increased by 2.25%. When the fresh air inlet velocity increased by one more step to 2.5 m/s; convective heat transfer coefficient increased by 2.59%, total heat transfer coefficient increased by 1.55%, convective heat flux increased by 2.35% and total heat flux increased by 1.63%. It was observed that effects of convection and radiation increase with increasing radiator surface temperature. Increasing ventilation velocity improved convection effect, however there was no effect on radiation. It was observed that the radiation effect change solely depends on surface temperatures. As a result, heat transfer coefficient will be lower with low radiator surface temperature and optimum ventilation velocity. This causes that decreasing energy consumptions and increasing thermal comfort.

Keywords: Convection, radiation, computational fluid dynamics (CFD)



1.1 Literatür Özeti

Sıcaklık; sistemlerin birbiri ile enerji transferi yapabilmeleri için gerekli olan özellik farkıdır. İki sistem arasındaki sıcaklık farkının bir sonucu olarak; bir sistemden diğer bir sisteme transfer olan enerjiye ısı denir. Transfer olan bu enerjinin hızının belirlenmesiyle ilgilenen bilim dalına Isı Transferi denir. Isı üç farklı yol ile aktarılabilir; iletim, taşınım ve ışıyım [1,2].

İletim; maddelerin moleküler etkileşimleri sonucu, yüksek ısıya sahip moleküllerin enerjisini düşük ısıya sahip moleküllere aktarması ile olur. İletim yolu ile ısı transferi; katı, sıvı ve gazlarda gerçekleşebilir. İletim ile ısı transferi için maddesel ortam gereklidir. İletim ile gerçekleşen ısı transferi miktarı Fourier'in Isı İletim Denklemi ile belirlenebilir [2].

$$Q_{\text{iletim}} = -kA \frac{dT}{dx} \quad (W) \quad (1.1)$$

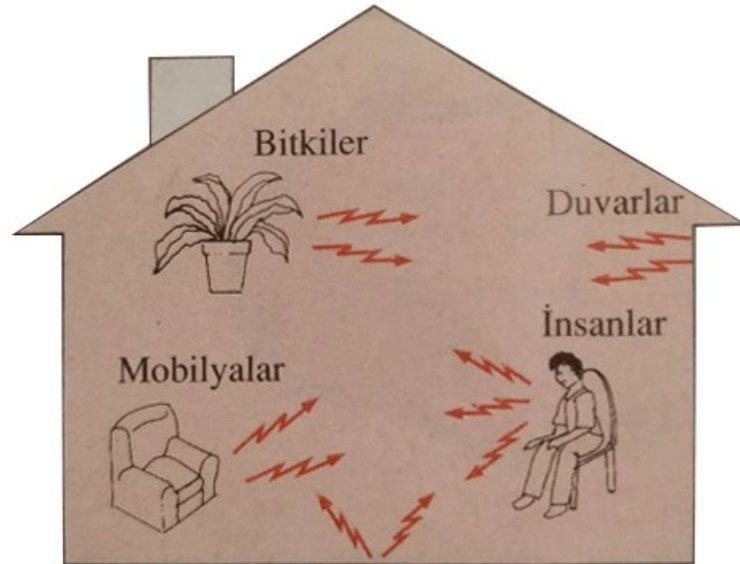
Katılarda moleküller birbirine göre sabit konumda bulunduklarından, ısı transferi yalnız iletim ile gerçekleşir. Fakat sıvı ve gazlarda iletim veya taşınım yolu ile gerçekleşebilir. Sıvı ve gazlarda bir akışkan akışının mevcut olduğu durumlarda ısı transferi taşınım ile gerçekleşirken, bir akışkan akışının mevcut olmadığı durumlarda iletim ile gerçekleşir. Taşınım ile iletim, gerçekleşebilmeleri için bir maddesel ortam gerektirdiğinden benzerdir. Taşınım ile ısı transferinin iki farklı mekanizması vardır; doğal taşınım ve zorlanmış taşınım. Doğal taşınım, akışkan akışı varlığının yer çekimi etkileriyle gerçekleştiği durumlarda; zorlanmış taşınım ise akışkan akışının zorlanmış bir dış etki ile, örneğin bir pompa veya fan yardımı ile gerçekleştiği durumlarda gerçekleşir. Taşınım ısı transferi miktarı Newton'un Soğuma Kanunu ile belirlenebilir

[2].

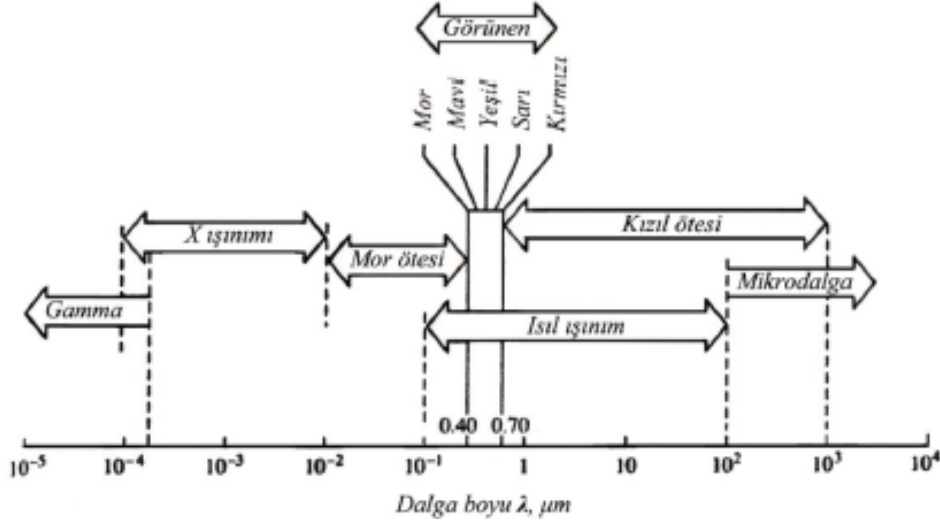
$$Q_{\text{taşınım}} = hA_s(T_s - T_{\infty}) \quad (W) \quad (1.2)$$

Isı transfer mekanizmalarından bir diğeri ise ışıdır. Işı, atom ve moleküllerin elektronik biçimindeki değışimin bir sonucu olarak sahip oldukları iç enerjiyi elektromanyetik dalgalar ile yaymasıdır. Sıcaklığı mutlak sıfırın (0 K) üzerindeki bütün cisimler ısı ışı yayar (Şekil1.1). Işı ısı transferi, iletim ve taşıımdan farklı olarak maddesel bir ortam gerektirmez, boşlukta yayılabilir ve vakumdan etkilenmez. Birbirini gören iki cisim, kendilerinden daha soğuk bir ortamla ayrılmış olsa dahi ışı ile ısı transferi gerçekleşir. Güneş'in Dünya'yı ısıtması ışı ısı transferine bir örnektir. Güneş ile Dünya kendilerinden daha soğuk uzay boşluğu ile ayrılmış olmalarına rağmen ışı ile Güneş'ten Dünya'ya ısı aktarımı gerçekleşir. Bir cismin yayabileceğı maksimum ısı ışı miktarı Stefan-Boltzmann kanunu ile belirlenebilir [2].

$$Q_{\text{ışı,maks}} = \sigma A_s T_s^4 \quad (W) \quad (1.3)$$



Şekil 1.1 Sıcaklığı mutlak sıfırın üzerindeki bütün cisimler ısı ışı yayar [2]



Şekil 1.2 Elektromanyetik spektrum [3]

Cisimlerin sürekli olarak ışıyım yayması, pratik uygulamalarda ışıyımın önemli bir yere sahip olduğunu göstermektedir. Çoğu pratik uygulamada ısı transferi mekanizmaları eş zamanlı olarak gerçekleşir. Bu tezde; ısıtılan bir yaşam alanında ısıtılan yüzeydeki taşınım ve ışıyım karakteristikleri sayısal olarak incelenecektir.

Awbi ve Hatton yaptıkları çalışmada yüzeylerinden ısıtılmış bir yaşam mahalindeki doğal taşınımı incelediler. Çalışmalarında 2,78 m x 2,78 m x 2,3 m boyutlarında bir test odası kullandılar. Bu test odasını, sırasıyla dikey ve yatay yüzeylerinden ısıtarak Taşınım Isı Transfer Katsayılarını belirlediler. Bu çalışmayı deneysel ve CFD analizi olarak desteklediler. Test odasında havalandırma gibi zorlanmış taşınım sağlayacak herhangi bir unsur olmadığından çalışmalarında elde ettikleri sonuçlar doğal taşınım kaynaklı sonuçlar oldu. Odanın iç yüzeyine tutturulmuş plakalar ile duvar ve döşemeyi homojen olarak ısıttılar ve yüzey ile hava sıcaklıklarını doğru bir biçimde ölçtüler. Bu deneysel verilerinden elde ettikleri Taşınım Isı Transfer Katsayıları ile CFD analizinden elde ettikleri sonuçları karşılaştırdılar [4].

Awbi ve Hatton yaptıkları bir diğer çalışmada yüzeylerinden ısıtılmış bir yaşam mahalinde doğal ve zorlanmış taşınımı beraber incelediler. Bu çalışmalarında, bir hava jeti ile havalandırma sağlanan yüzeylerinden ısıtılmış bir odadaki lokal ve yüzeylerdeki ortalama konveksiyon ısı transfer katsayılarını araştırdılar. Deneylerini, homojen bir sıcaklık dağılımı sağlamak için iç yüzeylerine plakalar yerleştirilmiş, küçük ofis boyutlu, iyi izole edilmiş bir test odasında gerçekleştirdiler. Test odası içerisinde konveksiyon akımlarını oluşturabilmek için ayarlanabilir nozullu bir hava jeti kullandılar. Deneylerinde sırasıyla duvarları, zemini ve tavanı ısıtarak doğal taşınım ve zorlanmış taşınımın kombinasyonu olan konveksiyon ısı transfer katsayılarını ölçtüler. Havalandırma sağlanan bu odada ölçülen konveksiyon ısı

transfer katsayılarının, eş değer doğal taşınım ısı transfer katsayılarından daha büyük olduğunu belirttiler. Ancak bu artışın; tavanda, zemin ve duvardakine oranla çok daha büyük olduğunu buldular [5].

Wallentén ise taşınım ısı transfer katsayısını, gerçek boyutlu bir odada inceledi. Wallentén, taşınım ısı transfer katsayılarını duvarlarının doğal iklim koşulları ile temasta olduğu gerçek boyutlu bir oda içerisinde mobilya kullanarak ve kullanmadan ölçtü. Güneş radyasyonu sebebiyle oluşan ısı akımını tahmin edebilmek için bu yöntemi kullandı. Taşınım ısı transfer katsayısını; duvar yapı elemanlarından olan ısı akısı ile hesaplanmış uzun dalga ışıınımı arasındaki farktan hesapladı. Bulduğu sonuçlarda doğruluk %15 olmasına rağmen farklı ısıtma ve havalandırma yöntemlerinin etkilerini açıkça belirleyebildi [6].

Wang, radyatör ile ısıtılan bir odadaki ısı transfer karakteristiklerini sayısal çözüm ile inceledi. Konut mahallerindeki kışın gerekli iç hava sıcaklığını koruyabilmek için doğal taşınım ile ısı transferi en önemli araçtır. Radyatör yüzeyindeki taşınım ısı transfer katsayısını belirlemek; mahaldeki ısı akışını, mahalın termal konforunu ve toplam enerji tüketimini değerlendirmek için birincil öneme sahiptir. Wang, Çin'in Lanzhou bölgesinde radyatör ile ısıtılan bir yaşam mahalindeki ısı transfer özelliklerini sayısal olarak analiz etmek için k- ϵ türbülans modelini kullandı. Sayısal çözüm sonuçları; radyatör yüzeyindeki ortalama Nusselt sayısının, artan dış duvar ısı iletim katsayısı, azalan radyatör yüzey alanı ve azalan dış ortam sıcaklığı ile birlikte arttığını göstermiştir. Fakat dış duvar ısı iletim katsayısının yerel Nusselt sayısı üzerindeki etkisi zayıftır [7].

Saravanan ve Sivaraj, içine yerleştirilmiş bir ısıtıcı ile ısıtılan bir odadaki ısı ışıınım ve doğal taşınım arasındaki etkileşimi incelemiştir. Yaptıkları çalışmada, odanın dikey duvarlarını soğuturken yatay duvarlarını yalıtmışlardır. Bu çalışmada izotermal ve ısı üreten olmak üzere iki tip ısıtıcı kullanmışlardır. Isıl ışıınım ile doğal taşınım karakteristiklerini saptamak için lineer olmayan kısmi diferansiyel denklemleri uniform olarak elemanlarına ayrılmış sonlu hacimler yöntemi ile çözmüşlerdir. Rayleigh sayısı, ısıtıcının en boy oranı ve yüzey yayıcılığı gibi parametreleri oluşturdukları çözüm modeli ile incelemişlerdir. Toplam ısı transfer hızının, hem izotermal hem de ısı üreten ısıtıcılar için artan Rayleigh sayısı ve yüzey yayıcılığı ile birlikte arttırılabileceğini saptamışlardır [8].

Horokiri ve ekibi, sonlu duvar kalınlığına ve bir ısı kaynağına sahip bir odada doğal ve zorlanmış taşınımı sayısal olarak incelemiştir. İlk olarak, Prandtl sayısı 0,7 ve Grashof sayısı 10^7 şartlarında iki boyutlu havalandırmasız bir kare oda modelini incelemişlerdir. Sonuçları daha önce doğruluğu kabul edilmiş sayısal

sonuçlar ile karşılaştırıp, akım fonksiyonu ve sıcaklık dağılımları konularında tutarlılık sağlamışlardır. Daha sonra ise; içerisinde bir ısı kaynağına, havalandırmaya ve sonlu duvar kalınlığına sahip u boyutlu bir modelle ısı transferi karakteristiklerini incelemeye devam etmişlerdir. Hem duvarın hem de oda havasının sıcaklık dağılımlarını ve ısı transferi özelliklerini sayısal olarak analiz edip sonuçları karşılaştırmışlardır. Elde ettikleri sonuçlar ile ısıtma cihazı özellikleri, duvar kalınlığının etkisi, iç ortam ısı konfor seviyesi ve enerji tüketimi arasındaki bağıntıları geliştirmişlerdir. ısı kaynağı ve pencerenin oda içerisindeki yerleşiminin sıcaklık dağılımına önemli bir etkisi olduğunu belirtmişlerdir. $0,22 \text{ W/m}^2\text{K}$ ısı transfer katsayısına sahip, 20 cm kalınlığındaki bir duvar, 40 cm kalınlığında bir duvar ile karşılaştırıldığında, ince olan duvarın %53 daha fazla ısı kaybettiğini ve duvarın i sıcaklığının $4,6^\circ\text{C}$ daha düşük olduğunu saptamışlardır [9].

Dalkılıç ve ekibi, ev tipi hidronik radyatörlerin ısı transfer karakteristiklerini sayısal olarak incelemiştir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği programı olan ANSYS ile yaptıkları analizlerde, iki farklı geometrik şekle sahip iki farklı boyuttaki ev tipi radyatörün ısı kapasitelerini ve taşınım ısı transfer katsayılarını hesaplayıp literatür ile doğrulamışlardır. Ayrıca, radyatördeki suyun kütlesel debisi, suyun radyatöre giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki fark ve radyatörün yüzeyi ile vre havası arasındaki sıcaklık farkı gibi parametrelerin taşınım ısı transfer katsayısı üzerine etkilerini incelemişlerdir [10].

Khalifa ve Marshall, bir test odasının yüzeylerindeki ısı transfer katsayılarını belirlemek için deneysel bir çalışma yapmıştır. Deneysel alışmaları için 2,95 m uzunluğunda, 2,35 m genişliğinde ve 2,08 m yüksekliğinde gerçek boyutlu bir test odası kullanmışlardır. Bu test odasının yüzeylerindeki ısı transfer katsayılarını belirlemek için binalarda en çok kullanılan ısıtma şartlarını kapsayacak şekilde sürekli rejim deneyleri yapmışlardır. Her biri 24 saat süren 142 adet deneyin ardından 10 yeni ısı transferi bağıntısı geliştirmişler ve kullanıma sunmuşlardır [11].

Chai ve ekibi, sonlu hacimler yöntemini kullanarak ışınım ısı transferini modellemiştir. Geliştirdikleri model; şeffaf, emici, yayıcı ve anizotropik saçılma ortamlarını incelemek için kullanılabilir. Geliştirdikleri model ile ayrıca ışınım ile gerçekleşen ısı transfer hızı da belirlenebilir. Chai ve ekibi, bu modeli kullanarak sonlu hacimler yöntemini 6 farklı problemde uyguladılar ve elde ettikleri sonuçları önceki çalışmalar ile karşılaştırdılar. Ayrıca u boyutlu problemlerde, sonlu hacimler yönteminin verimini araştırdılar [12].

Ramesh ve Venkateshan, diferansiyel interferometre kullanarak hava dolu bir test odası içerisinde doğal taşınım ve yüzey ışınımı ile gerçekleşen ısı transferi karakteristiklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Deneylerinde kullandıkları test

odası; farklı şekilde ısıtılan iki dikey duvar ile adyabatik olan iki yatay duvara sahiptir. Yaptıkları deneylerde, yüzey ışıınımı varlığında doğal taşınımın baskılandığını kanıtlamışlardır. Yayıcılığı yüksek duvarlara sahip bir odada; laminar aralıktaki Grashof sayılarında, taşınım ve ışıınım için ortalama Nusselt sayılarını veren bağıntıları sundular [13].

Risberg ve ekibi, iç mekanlardaki ısı transfer karakteristiklerini incelemek için oluşturulacak hesaplamalı akışkanlar dinamiği modelinde, simülasyonları basitleştirmek, sonlu eleman sayısını ve dolayısıyla çözüm süresini azaltmak için bir çalışma yapmıştır. Yaptıkları çalışmada, yaşam alanlarında doğal taşınımı sayısal olarak incelemek için; hesaplamalı akışkanlar dinamiği simülasyonlarında en yaygın olarak kullanılan türbülans modeli olan $k-\epsilon$ türbülans modeli, doğal taşınımı incelerken bazı problemler sergileyebilirken, öte yandan diğer türbülans modelleri ise sayısal analiz açısından talepkar davranabildiğini göstermişlerdir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği simülasyonuna kullanıcı tanımlı duvar fonksiyonları eklenerek, $k-\omega$ türbülans modeline kıyasla sonlu eleman sayısı önemli bir ölçüde azaltılabilir. Önerdikleri kullanıcı tanımlı duvar fonksiyonu, radyatör yüzeyinin ayrıntılı olarak çözülmesine gerek kalmadan, farklı radyatör tipleri için düzeltme faktörü ile de kullanılabilir. Bu çalışmada; üretici verilerine kıyasla hata, incelenen radyatör yüksekliği ve sıcaklığı için %0,2'den daha azdır [14].

Rodríguez ve Hinojosa, bir oda içerisindeki hava akışını ve ısı transferi karakteristiklerini inceleyen bir çalışma yapmıştır. Üç boyutlu dikdörtgen bir oda için farklı sınır koşullarında sayısal sonuçları sunmuştur. Çalışmasında türbülanslı akışı ve duvarlar arasındaki görme faktörüne bağlı ışıınımı dikkate almıştır. İncelediği modelde, dikey duvarlardan birine sabit bir ısı akısı verilmiş, bu duvarın karşısına denk gelen duvara sabit yüzey sıcaklığı vermiş, diğer duvarları ise adyabatik olarak tanımlamıştır. Havanın giriş hızını 0,5 m/s, duvarların yayıcılığını ise 0,8 olarak kabul etmiştir. Oluşturduğu matematiksel modeli, hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımı kullanarak sayısal olarak çözmüştür. Sayısal sonuçlara göre; sıcaklık dağılımlarını, akış rejimini ve ısı transfer katsayılarını belirleyip sonuçları tartışmıştır. Sayısal sonuçlara göre ışıınımın toplam ısı transferine oranının %50 civarında olduğunu bulmuştur. Ayrıca yine bulduğu sonuçlara göre; ısı transfer katsayısının ve sıcaklık dağılımının büyük ölçüde giriş şartlarına bağlı olduğunu saptamıştır [15].

Rahmati ve Gheibi, belirli bir radyatör türünde çıkış ısılarını iyileştirmek için deneysel ve sayısal bir çalışma yapmıştır. Mühendisler her zaman yüksek verimli ve düşük enerji tüketimli ısıtma cihazlarının kullanılmasıyla ilgilenmişlerdir. Düşük basınçlı sıcak su radyatörleri, bir çok ülkede kullanılan en yaygın ısıtma sistemidir. Radyatörlerin çıkış ısını arttırmak için alternatif bir yöntem olarak kanatçıklar kullanılabilir.

Rahmati ve Gheibi, yaptıkları deneysel ve sayısal çalışma ile radyatörlerin ısı transferi karakteristiklerini belirlemişlerdir. Deneylerini beş kanatlı sıcak su radyatörü ile gerçekleştirdiler. Radyatörden alınan ısı taşınım ve ışıınım ile gerçekleştiğinden; radyatör yüzey sıcaklığını, farklı su giriş sıcaklıkları ve akış hızları ile ölçtüler. Deneysel yöntem, BS EN 442 standardında belirtilidiği gibi yapılmıştır. Deneysel çalışmanın yanı sıra, radyatörün ısı transferi karakteristiklerini hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımı ile sayısal olarak inceleyip sonuçları deneysel sonuçlar ile karşılaştırmışlardır. Sayısal ve deneysel sonuçları karşılaştırdıklarında küçük bir hata yüzdesi elde etmişlerdir. Kanatlıklar ile yüzey alanı arttırılmış radyatörden elde edilen ısı, kanatlıksız radyatöre göre %45 daha fazla olduğunu tespit ettiler [16].

Myhren ve Holmberg, havalandırmaya sahip iki farklı ofis odası için farklı ısıtma sistemlerinin iç ortam termal koşullarını nasıl etkilediğini araştıran bir çalışma yapmıştır. Farklı havalandırma sistemleri ve ısıtma ihtiyaçlarına sahip iki farklı ofis odasını ele almışlardır. Isıtma ihtiyacı için sırasıyla yüksek sıcaklık radyatörü, orta-yüksek sıcaklık radyatörü, yerden ısıtma sistemi ve düşük sıcaklıkta geniş duvar yüzeyleri ile ısıtma sistemi kullanmışlardır. Yaptıkları çalışmada her iki ofis odası da yüksek hava değişim katsayısına ve yüksek soğuk hava infiltrasyonuna sahiptir. Oluşabilecek soğuk hava akımını, hava hızı seviyesini, oda içerisindeki sıcaklık dağılımını ve enerji tüketimini belirlemek için hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) simülasyonu kullanmışlardır. Myhren ve Holmberg; yaptıkları bu çalışma sonucunda, düşük sıcaklık ısıtma uygulamalarının geleneksel yüksek sıcaklık ısıtma uygulamalarına göre oda içerisinde daha düşük hava hızı ve sıcaklık farkı sağlayacağını saptamışlardır. Bu sonuçlar düşük sıcaklık ısıtma uygulamalarında ısı transfer katsayısının daha düşük olacağını dolayısıyla da enerji tüketimlerinin daha düşük olacağını göstermektedir. Düşük sıcaklık ısıtma uygulamalarının dezavantajı ise havalandırma ünitesinden sağlanan taze havadan kaynaklı soğuk hava akımına karşı koymakta zayıf olmasıdır. Bu olumsuzluğu engellemede ısı yayıcısının konumu ve havalandırma sisteminin tasarımı önemlidir [17].

Lin ve ekibi, bir ofis binasındaki taşınımlı ve ışıınımlı ısıtma sistemlerinin termal konfor olanaklarının karşılaştırılıp değerlendirildiği bir çalışma yapmıştır. Yaptıkları çalışmada, taşınımlı ve ışıınımlı ısıtma sistemlerinin termal konfor performanslarını ölçüm ve kullanıcı yorumları yoluyla karşılaştıran bir deney gerçekleştirdiler. Deneyde kullanıcıların termal konforunu etkileyecek ortalama radyant sıcaklığı (MRT), nem, hava hareketi, ses seviyesi, sıcaklık dalgalanması ve dikey sıcaklık değişimleri olmak üzere altı fiziksel parametreyi ölçmüşlerdir. Çalışmalarındaki öznel sonuçları elde etmek üzere ise 97 adet katılımcı sırasıyla; hava kaynaklı ısı pompası, radyatör ve yerden ısıtma sistemi ile ısıtılan ortamları deneyimlemişlerdir. Bu deneyimin sonunda katılımcılar; termal konfor, nem, sıcaklık dalgalanması, yerel konforsuz bölgeler, genel

memnuniyet, genel tercih ve akustik memnuniyeti gibi şikayetlere yol açabilecek konularda oy kullanmışlardır. Deney sonuçlarına göre, ortalama radyant sıcaklığı, iç ortam nem oranı ve ses seviyesi konularında, taşınım ve ışınlı ısıtma sistemleri arasında önemli bir fark saptanmamıştır. Işınım ısıtma sistemi, daha az sıcaklık dalgalanmasına sahip olmasına ve daha az yerel konforsuz bölge şikayeti almasına rağmen kullanıcılar tarafından anlamlı ölçüde daha fazla tercih edilmemiştir [18].

Causone ve Olesen yerden ısıtma sistemi bulunan bir iç ortamda farklı konumlardaki havalandırma terminallerinin (DV) iç ortam hava kalitesine (IAQ) etkisini araştıran bir çalışma yapmıştır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile bir sayısal model oluşturup sonuçlarını deneysel sonuçlarla doğrulamışlardır. Oluşturdukları simülasyonda bir ofis odasını ele aldılar ve ofiste bulunan bir insanı hava kirletici unsur olarak düşündüler. Sayısal model, soğuk bir pencereden aşağı doğru hava akışının odadaki kirleticinin yayılması üzerindeki etkilerini anlamayı mümkün kıldı. Oturmuş pozisyonda bir insanın solunum yüksekliğinde havalandırma etkinliği birden yüksek olmasına rağmen odada tanımlanmış bir kirletici tabakalaşmasını görselleştirmek mümkün değildi. Causone ve Olesen, sadece pencerelerin soğuk olmadığını varsaydığında tabakalaşmış bir akış profili tespit edebildi. Daha sonra, oluşturdukları sayısal modeli aynı sınır şartları altında farklı türde kirletici kaynaklarını simüle etmek için kullandılar. Kirletici kaynakların ısı kaynağına bağlı olmadığı durumda; yerden ısıtma sistemi kullanılsa dahi, havalandırma ünitesinin konumunun daha iyi bir iç ortam hava kalitesini garanti etmediğini tespit ettiler. Güçlü ısı kaynakları tarafından üretilen kirleticilerin giderilerek daha iyi iç ortam hava kalitesine ulaşmak için yüksek havalandırma debisi gerektiğini buldular [19].

Akiyama ve Chong, yaptıkları çalışmada doğal taşınım ile oda içerisindeki gri yüzeylerin ısı ışınlı arasındaki etkileşimi sayısal olarak incelemişlerdir. Işınımın akış alanı, sıcaklık dağılımı ve ısı transferi üzerindeki etkilerini tahmin ederek sayısal model oluşturmuşlardır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile elde ettikleri sonuçlara göre; özellikle yüksek Rayleigh sayılarında, yüzey ışınlımının sıcaklık dağılımını ve akış profilini önemli ölçüde değiştirdiğini tespit ettiler. Buna göre ortalama taşınım Nusselt sayısının, artan Rayleigh sayısı ile birlikte arttığını buldular. Yüzey ışınlımının varlığı ortalama taşınım Nusselt sayısının değerini değiştirebilirken; yüzey yayıcılığı değerinin artmasıyla taşınım Nusselt sayısındaki değişimin çok küçük olduğunu gözlemlediler. Yüzey yayıcılığının artmasıyla ortalama ışınlım Nusselt sayısı hızla yükselir. Işınım ısı transferi, büyük yüzey yayıcılığı değerlerinde toplam ısı akışı üzerinde önemli bir rol oynar. Akiyama ve Chong tüm bu tespitlerin ardından odacık içerisindeki ısı transferi karakteristiklerini değerlendirebilmek için ortalama Nusselt sayısı ile ilgili bağıntılar önermişlerdir [20].

Sakai ve ekibi, bir odanın ısıtılmasında yerden ısıtma sistemi ve klima kullanılması durumlarında ısı transfer karakteristiklerini hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanarak incelemişlerdir. Binaların çevresel etkilerinin azaltılması, ortaya çıkan küresel çevre sorunlarıyla beraber önemli bir görev haline gelmiştir. Bir konutun ısıtma yükü, binanın toplam enerji tüketiminin yaklaşık üçte birini oluşturmaktadır. Isıtma ihtiyacı odaklı enerji tüketimlerinin azaltılmasına yönelik oluşturdukları sayısal modelde; dış ortam havasının şartlarının değişimini, soğutma ve ısıtma ihtiyaçlarını, ısı transferinin insan vücuduna etkilerini, ışıınımı ve akış profilini ele alan bir yaklaşımda bulunmuşlardır. Sakai ve ekibi, yaptıkları çalışmada, bir konut için hesaplamalı akışkanlar dinamiğine dayalı taşınım, ışıınım ve iletimi içeren bir sayısal yaklaşımda bulundular. İlk olarak, bir oturma odası için yerden ısıtma ve klima ile ısıtma deneylerini gerçekleştiren bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği simülasyonu gerçekleştirdiler. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile elde ettikleri sonuçları deney sonuçları ile karşılaştırarak, analitik yöntemlerin öngürebilirliğini incelediler [21].

Karabay ve ekibi, yerden ısıtma ve duvardan ısıtma sistemlerini karşılaştıran bir çalışma gerçekleştirmiştir. Yerden ısıtılan ve duvardan ısıtılan bir konut odasındaki akış profilini ve ısı transferi karakteristiklerini incelemek için bir sayısal model oluşturdular. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizinde; 30°C, 40°C ve 50°C olmak üzere üç farklı su sıcaklığı kullandılar. CFD analizleri sonucunda; yerden ısıtma sisteminde oda içerisinde güçlü bir hava akımı oluştuğunu, duvardan ısıtma sisteminde ise insan vücudunun fark edemeyeceği kadar zayıf bir hava akımının oluştuğunu tespit ettiler. Aynı zamanda, analiz sonuçlarına göre yerden ısıtma sisteminde oda içerisinde sıcaklığın homojen olarak dağıldığını, duvardan ısıtma sisteminde ise oda içerisinde sıcaklık dalgalanmaları olduğunu gözlemlediler. Duvardan ısıtma sisteminde oda içerisinde bir sıcaklık dalgalanması gözlemlemelerine rağmen oda içerisindeki sıcaklık farkı 1°C'den daha azdı ve dolayısıyla termal konforu olumsuz yönde etkilemeyecek bir sonuçtu. Karabay ve ekibi, yaptıkları CFD analizleri sonucunda; mühendislerin yerden ısıtma yerine duvardan ısıtma sistemine yönelmelerini önermiştir. Bunun sebebi duvardan ısıtma sistemlerinde yerden ısıtma sistemlerine göre; daha düşük su sıcaklığı ile daha yüksek termal performans ve termal konfor şartları elde edilebilmesi, daha düşük su sıcaklığı kullanılması dolayısıyla yakıt tüketiminin ve en nihayetinde sera gazı emisyonunun önemli ölçüde azaltılabileceğidir [22].

Lu ve ekibi, taşınımlı bir ısı kaynağı tarafından ısıtılan bir odada akış profilini ve sıcaklık dağılımlarını sayısal olarak inceleyen bir çalışma yapmıştır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği simülasyonlarını doğrulamak için standart k- ϵ türbülans modelini ve düşük Reynolds sayılarında k- ϵ türbülans modelini kullanmışlardır. Oluşturdukları hesaplamalı akışkanlar dinamiği simülasyonundan elde edilen sonuçlar ile deneysel

sonuçların karşılaştırılması ile; CFD simülasyonunun akış özelliklerinde güvenilir sonuçlar verdiğini tespit ettiler. Elde ettikleri sonuçlara göre; ısı kaynağı tarafından oluşturulan akımın oda içerisindeki akış profiline ve sıcaklık dağılımına büyük ölçüde etki ettiğini tespit ettiler. Ayrıca gelişmiş bir türbülans modelinin, uygun bir ağ şeması ile beraber standart türbülans modellerinden daha iyi bir sonuç verdiğini tespit ettiler [23].

Seyam ve ekibi, radyant panel ısıtma sistemi kullanılan bir odadaki ısı transfer karakteristiklerini deneysel ve sayısal olarak inceleyen bir çalışma yapmıştır. Yaptıkları çalışmada radyant panel ısıtma sistemini sırasıyla zemine, duvarlara ve tavana konumlandırıdılar. Odanın içerisindeki ve duvardaki sıcaklıkları deneysel olarak ölçtüler. Odanın içerisindeki akış profilini ve sıcaklık dağılımlarını incelemek için ise sayısal bir model oluşturdular. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği simülasyonunda türbülanslı akış için k- ϵ RNG türbülans modelini; ışıyım etkilerini inceleyebilmek için ise DO ışıyım modelini kullandılar. Deneysel ve sayısal olarak elde edilen sonuçlar, sayısal modelin oda içerisindeki sıcaklık dağılımını doğru bir şekilde tahmin edebildiğini tespit ettiler. Oluşturulan sayısal modelin doğrulanmasının ardından bu modeli radyant panel ısıtıcıların konumunun ve boyutlarının oda içerisindeki akış profiline ve sıcaklık dağılımına etkilerini ve ısı transferi karakteristiklerini incelemek için kullandılar. Ulaştıkları sonuçlara göre; en düşük ısı transferi miktarı, radyant panellerin zemine konumlandırıldığı durumda elde edilmiştir [24].

Açıkgöz, tavandan radyant ısıtma sisteminin ısı transfer karakteristiklerini sayısal olarak inceleyen bir çalışma yapmış ve ilgili uluslararası standartları vermiştir. Deneysel standartlara göre yaptığı çalışmada analizler için 4 x 3 x 4 metre boyutlarında bir odayı ele almıştır. Termal sınır şartlarını; radyant tavan için 35 ile 50°C arasında, duvar sıcaklıklarını ise 15 ile 24°C arasında almıştır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımı kullanılarak yapılan iterasyonların ardından her bir durum için radyant panelin taşınım ve ışıyım ısı transfer karakteristiklerini belirlemiştir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği simülasyonlarına göre radyant panelde ortalama 95,82 W/m² ışıyım ısı akısı ve 17,49 W/m² taşınım ısı akısı elde edilmiştir. Literatürdeki çalışmalarla da doğru orantılı olarak radyant paneldeki ısı transferinin yaklaşık %85'inin ışıyım ile gerçekleştiğini gözlemiştir [25].

Cholewa ve Rosinski, panel ısıtma sistemi ile ısıtılan bir odadaki ısı transfer karakteristiklerini inceleyen bir çalışma yapmıştır. Yaptıkları çalışmada radyatör yüzeyinden olan ısı akısının toplam değerini etkileyen parametreleri incelemişlerdir. Toplam ısı transfer katsayısının belirlenmesinde, radyatör yüzeyi ve çevre havası arasında taşınım ve ışıyım ile gerçekleşen ısı transferini dikkate almışlardır. Ayrıca radyatör yüzeyinde gerçekleşen taşınım ve ışıyım ısı transfer karakteristiklerini

inceleyen diğer araştırma sonuçlarını sunup bir karşılaştırma çalışması yapmışlardır [26].

Myhren ve Holmberg havalandırmalı radyatörler ile geleneksel iki panelli radyatörleri karşılaştıran bir çalışma yapmışlardır. Bir oda içerisindeki radyatörün bir havalandırma sistemi ile etkileşime girmesi ile performansı etkilenmiştir. Isı transfer yüzeyi boyunca hava akışının ve ısı transfer yüzeyi ile çevre havası arasındaki sıcaklık farkının artması ile radyatör yüzeyinden daha fazla ısı güç elde edilmiştir. Myhren ve Holmberg yaptıkları çalışmada bir kişilik bir ofis odasını ele almış, havalandırma havası girişinin farklı konumlarda olduğu durumlar için radyatör ısı gücünü ve ısıl konforunu incelemişlerdir. Yaptıkları çalışmada taze hava girişini radyatör panelleri arasına konumlandırmış ve havalandırmalı radyatör sistemi elde etmişlerdir. İncelemelerini hesaplamalı akışkanlar dinamiği simülasyonunda sayısal model oluşturarak yapmışlardır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği simülasyonuna ısıl konfor şartları görselleri ile radyatörden elde edilen ısı güçleri ve geleneksel radyatör performansı ile karşılaştırma sonuçlarını da dahil etmişlerdir. Bir ofis odasına ait olabilecek odadaki hava değişim katsayısını İsveç'te önerilen kişi başına 7 l/s değerinde, kapı ve pencerelerden olan soğuk hava sızıntısını ise İsveç kış şartlarını göz önüne alarak -5°C olarak belirlemişlerdir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği simülasyonundan elde ettikleri sonuçlara göre, havalandırmalı radyatör sistemlerinin geleneksel radyatör sistemlerine göre oda içerisinde daha istikrarlı termal şartlar oluşturduğunu tespit ettiler. Ayrıca; havalandırmalı radyatör sisteminin yüzey sıcaklığı, geleneksel radyatör yüzey sıcaklığından $7,8^{\circ}\text{C}$ daha düşükken oda içerisinde istenen aynı termal şartları sağlayabildiğini tespit ettiler. Havalandırmalı radyatör sisteminin daha düşük yüzey sıcaklığı ile aynı termal şartları sağlayabilmesi, yüzeydeki ısı transfer katsayısının daha düşük olduğu dolayısıyla daha az enerji tüketimine ve çevresel etkiye sahip olacağı anlamına gelmektedir [27].

Sevilgen ve Kılıç, iki panelli radyatör ile ısıtılan bir odada akış profilini, ısı transfer karakteristiklerini, nem geçişini ve termal konfor şartlarını sayısal olarak inceleyen bir çalışma yapmıştır. Çalışmaları için iki panelli bir radyatör ile ısıtılan üç boyutlu bir oda modelleyerek sürekli rejimli akış için sayısal model oluşturdular. Termal konfor şartlarını inceleyebilmek için oda içerisine, gerçek boyutlara ve fizyolojik şekle sahip bir manken eklediler. Analizlerde manken yüzeylerinin sabit sıcaklığa sahip olduğunu varsaydılar. Dış duvar ve pencere için iki farklı ısı transfer katsayısı kullandılar. Oluşturdıkları bu sayısal model ile; insan vücudu yüzeyleri ile oda havası arasındaki ısı transferi özelliklerinin yanı sıra akış profilini, nemi, sıcaklığı ve manken yüzeyi ile oda yüzeylerindeki yerel ısı transfer karakteristiklerini sayısal olarak incelediler. Elde ettikleri sonuçlara göre; daha iyi yalıtılmış dış duvar ve pencereler ile termal konforun artırılacağı ve enerji tüketiminin önemli ölçüde azaltılabileceğini gözlemlediler

[28].

Yang ve ekibi, mekanik havalandırmaya sahip sıcak sulu ısıtma sisteminin ve basınçlı hava ısıtma sisteminin çevresel etkilerini inceleyen bir çalışma yapmıştır. Bu iki sistem Kanada'nın Montreal şehrinde inşa edilen bir konut için tasarlanmıştır. Yang ve ekibi, bu iki sistemin çevresel etkileri açısından karşılaştırıldığı çalışmalarında; yaşam süresi boyunca enerji tüketimi, sera gazları emisyonu, ekserji kullanımı, enerji ve ekserji verimliliği ve toplam maliyet konularını ele almışlardır. Çalışmalarından elde ettikleri sonuçlar, bu sistemlerin işletilmesi sırasında önemli çevresel etkilere sahip olduğunu gösterdi. Elektrik veya doğalgaz kullanan ısı geri kazanımlı havalandırma cihazı ile beraber kullanılan sıcak sulu ısıtma sisteminin, en düşük yaşam boyu enerji tüketimine ve en düşük ekserji tüketimine sahip olduğunu saptadılar. Enerji kaynağı olarak elektrik enerjisini kullanan sıcak sulu ısıtma sistemleri ve basınçlı hava ısıtma sistemleri, diğer enerji kaynaklarını kullanan sistemlere kıyasla daha az sera gazı emisyonuna sahip olduğunu gözlemlediler. Son olarak ise basınçlı hava ısıtma sistemlerinin sıcak sulu ısıtma sistemlerine oranla daha düşük yaşam boyu maliyete sahip olduğunu saptadılar [29].

Hasan ve ekibi, radyatör ve yerden ısıtmadan oluşan düşük sıcaklıklı ısıtma sistemlerini inceleyen bir çalışma yapmıştır. Yapı malzemelerinin daha düşük ısıl geçirgenlik katsayısına sahip olması ve egzoz havasından ısı geri kazanımı modern binalardaki ısı yükünü azaltmaktadır. Bu durum odalarda radyatör kullanılan ve banyolarda yerden ısıtma kullanılan birleşik düşük sıcaklık sisteminin geliştirilmesine olanak sağlamıştır. Hasan ve ekibi yaptıkları çalışmada bir konut binasının ısıl performansını incelemek için dinamik bir simülasyon oluşturmuştur. Oluşturdukları dinamik simülasyonlar ile birleşik düşük sıcaklık ısıtma uygulaması ile geleneksel radyatör ve yerden ısıtma sistemlerini karşılaştırmışlardır. Dinamik simülasyon sonuçları birleşik düşük sıcaklık ısıtma uygulamasının iyi bir performans sergilediğini ve mahalleri gerekli sıcaklık seviyelerinde tutabildiğini göstermiştir [30].

Çalışır ve ekibi, farklı radyatör geometrilerinin etkilerini araştırmak için panel radyatörler üzerinde oluşan akış profillerini incelediler. Panel radyatörler, mahal ısıtması için yaygın olarak kullanılan cihazlardır. Panel radyatör yüzeyi ile oda havası arasındaki sıcaklık farkına bağlı olarak, radyatör üzerinden gerçekleşen doğal taşınım ile ısıtma sağlanır. İç ortamdaki termal konfor şartlarını korumak için ısıtılan havanın radyatör üzerindeki akışını incelemek önemlidir. Çalışır ve ekibi, radyatör üzerindeki hava akışını incelemek için farklı boyutlardaki radyatörler için hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanarak sayısal analiz gerçekleştirmiştir. Radyatör üzerindeki hava akışının iç ortam termal konforuna doğrudan etkisi olduğundan, farklı boyutlardaki radyatörlerin üzerindeki hava akışlarının incelenmesi önemlidir. Çalışır ve ekibinin

yaptığı hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizlerine göre; radyatör panellerindeki eşit olmayan sıcaklık dağılımları, radyatör boyunca farklı hız profillerine sebep olmuş ve su girişinin yakınlarında daha yüksek hızlar elde edilmiştir. Genel olarak radyatör üzerindeki hava akışı genellikle radyatörün monte edildiği duvara doğru sapma göstermiştir. Radyatör yüksekliğindeki artış ile ise bu sapma daha erken aşamalarda gerçekleşmiştir. Çalışır ve ekibi, farklı boyutlardaki radyatörler için yaptığı hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizlerinde, radyatör boyutlarındaki değişim ile benzer akış profilleri elde ettiler. Dolayısıyla farklı radyatör boyutlarının benzer iç ortam termal koşulları sağlayabileceğini saptadılar [31].

Sarbu ve Sebarchievici, düşük sıcaklık ısıtma sistemlerinin performanslarını inceleyen bir çalışma yapmıştır. Çalışmalarında; yerden, tavandan ve duvardan radyant panel merkezi ısıtma sistemlerinde besleme suyu sıcaklığını düşürmenin enerji tasarrufu sağlayabileceğine değindiler. Bu amaçla farklı düşük sıcaklık ısıtma sistemlerinin performansını; sayısal modelleme ve deneysel çalışma ile incelemişlerdir. Elde ettikleri sayısal sonuçlar ile deneysel sonuçları karşılaştırarak bu farklı sistemlerin enerji tüketimlerini, performanslarını, çevresel etkilerini karşılaştırmalı olarak analiz etmişlerdir. Sarbu ve Sebarchievici, yaptıkları çalışma ile yerden ısıtma uygulamasının diğer düşük sıcaklık uygulamalarına göre daha iyi termal konfor sağladığı, daha düşük enerji tüketimine sahip olduğu, daha düşük karbondioksit emisyonuna sahip olduğu ve daha düşük işletme giderlerine sahip olduğu ve bu nedenlerle de daha iyi bir alternatif olduğu sonucuna vardılar [32].

Võsa ve ekibi, radyatör ile ısıtılan odalardaki ısı transfer karakteristiklerine ait tahminlerin doğruluğunu artırmak için sayısal bir model oluşturmuştur. Võsa ve ekibi, belirli bir işletme sıcaklığını korumak için gerekli ısı gücü doğrudan hesaplayan birleşik bir sayısal model geliştirmişlerdir. Geliştirdikleri bu sayısal model ile verilen bir işletme sıcaklığında farklı radyatör tiplerinin ısı güçlerini ölçtüler ve karşılaştırdılar. Böylece, farklı yüzey sıcaklıklarına, ısıtım oranına ve panel sayısına sahip radyatörlerin verimliliklerini belirlediler [33].

Beck ve ekibi, radyatör ile ısıtılan bir odada, radyatörün monte edildiği duvarın yayıcılık değerinin değiştirilmesi ile radyatör ısıl gücündeki değişimi inceleyen sayısal ve deneysel analiz yapmıştır. Yaptıkları çalışma ile yüksek yayıcılığa sahip duvar kullanıldığında yansıtıcı bir yüzey kullanılmasına kıyasla radyatörün arkasında daha yüksek kütle akış hızı ve hava hızı elde edildiğini gözlemlediler. Elde ettikleri sonuçlara göre; yansıtıcı bir duvar yerine yayıcılığı yüksek siyah bir duvar kullanılması ile ısı transfer oranının %20 oranında artırabileceğini saptadılar. Duvar yüzeyinde elde edilen sıcaklıklara baktıklarında ise yansıtıcı bir duvar kullanmanın ısı kayıplarını azaltabileceğini gözlemlediler [34].

Geniy ve Sherement, sabit bir ısı transfer oranına sahip bir ısı kaynağı bulunan bir odada doğal taşınımı ve ışıınımı incelemek için hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanarak sayısal bir model oluşturdular. Akışkan akışına ait akım fonksiyonu, türbülans ve enerji denklemlerini sonlu farklar yöntemi ile çözerek akım fonksiyonu, türbülans ve sıcaklık hakkında sonuçlar elde ettiler. Oluşturdukları sayısal modelde Grashof sayısını, Prandtl sayısını ve ısı iletkenlik katsayısını değişken olarak kullandılar. Son olarak akım çizgilerini ve sıcaklık dağılımlarını içeren detaylı sonuçlara ulaştılar [35].

1.2 Tezin Amacı

Bu tez; bir yaşam mahalinde gerçekleşen farklı termal koşullarda ve taze hava üfleme hızlarında taşınım ve ışıınım ısı transfer mekanizmalarının karakteristiklerinin ve değişen termal koşullar altında taşınım ve ışıınım karakteristiklerindeki değişimlerin saptanması amacıyla yazılmıştır. Bu bağlamda; gerçek boyutlu bir oda modellenip Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği yazılımı kullanılarak ısı transfer karakteristikleri sayısal olarak incelenmiş ve farklı taze hava giriş hızlarında ışıınım ve taşınım ısı transfer katsayıları arasındaki ilişkiyi ifade eden korelasyonlar oluşturulmuştur.

1.3 Orijinal Katkı

Sıcaklığı mutlak sıfırın (0 K) üzerinde olan bütün cisimler ısı ışıınım yaydığından pratik uygulamalarda ısı ışıınımının önemli bir yeri vardır [2]. Bir yaşam alanının ısıtılmasında taşınım ve ışıınım mekanizmaları eş zamanlı olarak gerçekleşir. Klasik radyatör kullanılarak ısıtılan bir yaşam alanında ısı transferinin yaklaşık %70'i taşınım ile gerçekleşirken, yaklaşık %30'luk bir kısmı ise ışıınım ile gerçekleşir [14]. Radyatör yüzey sıcaklığının artması, yaşam alanı içerisinde istenen termal konfor şartları ile radyatör yüzeyi arasındaki sıcaklık farkını arttırdığından taşınım ve ışıınım ısı transfer katsayılarını artırır. Bu, yüksek radyatör yüzeyi sıcaklıklarının enerji maliyetlerini artırdığı anlamına gelir. Yaşam alanının taze hava ihtiyacı için verilen havalandırma hızının artması, ısı kayıplarının artmasına ve dolayısıyla radyatör yüzeyindeki ısı transfer katsayısının artmasına ve enerji maliyetlerinin artmasına sebep olur. Havalandırma hızındaki değişimler yalnızca taşınım karakteristiklerini etkilerken ışıınım üzerinde herhangi bir etkisi yoktur. Bunun sebebi ışıınımın gerçekleşmesi için maddesel ortama ihtiyaç duyulmazken, ışıınım etkilerinin salt yüzey sıcaklıklarına bağlı olarak değişmesidir. Tüm bunlar göstermektedir ki yüksek radyatör yüzey sıcaklığının ve yüksek havalandırma hızlarının termal konfor ve enerji maliyetleri üzerinde olumsuz bir etkisi vardır.

2.1 Isı Transfer Katsayısının Hesaplanması

Bu tezin amacı farklı termal koşullarda ve temiz hava üfleme debilerinde gerçekleşen taşınım ve ışıının sayısal olarak incelenmesidir. Isıtılmış yüzey ile yaşam alanı arasındaki toplam ısı akısı aşağıdaki denklem kullanılarak belirlenir.

$$q_{\text{toplam}} = \frac{mC_p\Delta T_w}{A} (W/m^2K) \quad (2.1)$$

Yukarıdaki denklemde; q_{toplam} radyatör yüzeyindeki toplam ısı akısını, m kütsel debiyi, c_p özgül ısıyı, ΔT_w referans sıcaklık farkını, A yüzey alanını ifade etmektedir.

Işınım ısı transfer katsayısının hesaplanmasında kullanılan sıcaklık; yüzeyler arasındaki görme faktörü kullanılarak hesaplanmış ortalama ısıtılmamış yüzey sıcaklığıdır ve $AUST$ olarak ifade edilir. $AUST$ değerinin hesaplanmasında kullanılan görme faktörü ise F ile ifade edilmiştir. Görme faktörünün hesaplanmasında kullanılan yüzey yayıcılığı ise ϵ ile ifade edilmiştir [36].

$$AUST = \sqrt[4]{\sum_{j=1}^n (F_{s-j} T_j^4)} \quad (2.2)$$

$$F_{\epsilon_{s-j}} = \frac{1}{[(1 - \epsilon_s)/\epsilon_s] + (1 + F_{s-j}) + (A_s/A_j)[(1 - \epsilon_j)/\epsilon_j]} \quad (2.3)$$

$$F_{s-j} = \frac{1}{A_i} \int_{A_i} \int_{A_j} \frac{\cos \theta_i \cos \theta_j}{\pi R^2} dA_i dA_j \quad (2.4)$$

Işınım ısı transfer katsayısı, ısıtılmış yüzey ile diğer yüzeyler arasındaki net ısı transferi yoluyla belirlenebilir. Isıtılmış yüzey ile diğer yüzeyler arasındaki ışıının ısı akısı ve

ışınım ısı transfer katsayısı aşağıdaki denklemlerle belirlenir. Denklemden bulunan σ Stefan-Boltzman sabitini ifade eder.

$$q_r = \sigma \sum_{j=1}^n F_{\epsilon_{s-j}} (T_s^4 - T_j^4) \quad (2.5)$$

$$h_r = \frac{q_r}{AUST - T_s} = \frac{\sigma \sum_{j=1}^n F_{\epsilon_{s-j}} (T_s^4 - T_j^4)}{AUST - T_s} \quad (2.6)$$

İşınım ısı akısı ve taşınım ısı akısının toplamı, toplam ısı akısı değerini verir.

$$q_{total} = q_r + q_c \quad (2.7)$$

$$q_c = q_{total} - q_r \quad (2.8)$$

Taşınım ısı transfer katsayısı aşağıdaki denklemle belirlenir.

$$h_c = \frac{q_c}{T_a - T_s} \quad (2.9)$$

2.2 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD)

Bir akışkan akışının mevcut olduğu mühendislik sistemlerinin tasarımında deneysel çalışma ve sayısal analiz olmak üzere iki temel yaklaşım bulunmaktadır. Deneysel çalışmalar, tasarlanacak sistemin bir modelinin oluşturulmasını gerektirirken; sayısal analiz, diferansiyel denklemlerin analitik veya sayısal olarak çözülmesini içerir. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği, bir akışkan akışına ait diferansiyel denklemlerin bir bilgisayar yazılımı ile çözülmesini içerir. Mühendislik sistemlerinin tasarımında, deneysel çalışmalar ile hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri birbirini tamamlar. Kaldırma, direnç, basınç düşüşü, güç gibi genel özellikler deneysel çalışmalar ile elde edilebilirken; sıcaklık, hız ve basınç dağılımları ile akışa ait hız vektörleri ve akım çizgileri gibi ayrıntılar hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri ile elde edilir. Ayrıca hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri ile bulunan sonuçlar deneysel çalışma sonuçlarıyla karşılaştırılıp sayısal çözümler doğrulanır ve böylece tasarım için gerekli deneysel çalışma sayısı düşürülerek tasarım süreci hızlandırılabilir [37-41].

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği; bir akışkan akışının varlığını ve ısı transferini içeren sistemleri sayısal olarak analiz etmek ve dijital ortamda simülasyonlarını oluşturmak için kullanılır. CFD, endüstride geniş bir uygulama alanına sahiptir ve havacılık, denizcilik, savunma sanayi, elektronik sanayi, güç santralleri, kimya sanayi,

iklimlendirme, çevresel etkiler gibi alanlarda kullanılabilir [37-41].

CFD kodları, hesaplamalı akışkanlar dinamiği problemlerini çözebilecek sayısal algoritmalar etrafında yapılandırılmıştır. Bu kodlar üç ana unsur içerir:

- Ön İşlemci
- Çözücü
- Son İşlemci

2.2.1 Ön İşlemci

Ön işlemci, bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği probleminde kullanılacak girdilerin ve parametrelerin kullanıcı tarafından CFD programına tanımladığı aşamaları içerir [41]. Buna göre Ön İşlemci:

- Problemde kullanılacak geometrinin ve sınır şartlarının tanımlanmasını,
- Geometriyi sonlu hacimlere ayırmak için uygun ağ yapısının oluşturulmasını,
- Modellenmesi gereken fiziksel olayların seçilmesini,
- Akışkan özelliklerinin tanımlanmasını,
- Sınır şartlarındaki koşulların belirlenmesini içerir.

Bir akış probleminin (hız, basınç, sıcaklık, vb.) çözümü her bir hücrenin içerisindeki boğumlarda tanımlanır. CFD çözümlerinin doğruluğu, ağ yapısındaki hücre sayısına bağlıdır. Ağ yapısındaki hücre sayısı arttıkça çözümdeki doğruluk artar fakat optimum sayılabilecek hücre sayısı daha fazla artırılmasına rağmen doğruluktaki artış anlamlı olmayabilir. Bu durumda doğruluğun anlamlı artışının durduğu hücre sayısı için optimum ağ yapısı denilebilir. En uygun ağ yapısının belirlenmesi ve gereğinden fazla hücre sayısı kullanılmaması çözüm süresindeki gereksiz artışı engeller [37].

Bu çalışmada ön işlemci adımı, *DesignModeler* ile problem geometrisi oluşturulmuş; *Meshing* ile uygun ağ yapısı oluşturularak problem geometrisi sonlu hacimlere ayrılmış ve problem sınırları tanımlanmış; *FLUENT* ile çözüm modelleri seçilmiş, malzemelerin özellikleri belirlenmiş ve sınırlardaki şartlar tanımlanmıştır.

2.2.2 Çözücü

Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde temel olarak üç ana sayısal çözüm tekniği bulunmaktadır. Bunlar, sonlu farklar yöntemi, sonlu hacimler yöntemi ve spektral yöntemlerdir. Bu çalışmada çözücü olarak sonlu farklar yönteminin özel bir formülasyonu olan sonlu hacimler yöntemi kullanılmıştır. CFD problemlerinin sonlu hacimler yöntemi ile çözümünün ana hatları aşağıda verilmiştir:

- Etki alanının tüm kontrol hacimlerinde (sonlu hacimler) akışkan akışına ait yönetici denklemlerin integrasyonu
- Ayırıklaştırma; bir önceki adımda elde edilmiş integral denklemlerin cebirsel denklem sistemine dönüştürülmesi
- Cebirsel denklemlerin iterasyon yöntemiyle çözümü

Kontrol hacimleri üzerinde yönetici denklemlerin integrasyonu, sonlu hacimler yöntemini diğer tüm CFD yöntemlerinden ayırır. İntegrasyon sonucu ortaya çıkan ifadeler, her bir sonlu hacme sahip hücre için ilgili fiziksel özelliklerin korunumunu ifade eder. Bir diğer anlamda sonlu hacimler yöntemi, fiziksel özelliklerin korunumu ve sayısal algoritma arasında bir ilişki kurar. Bu ilişki yönetici denklemler ile ifade edilir.

2.2.3 Son İşlemci

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği probleminde ilgili yönetici denklemlerin her bir kontrol hacmi için çözümünün ardından fiziksel anlamlı sonuçlar elde edilir. Bu sonuçların CFD programı tarafından görselleştirildiği ve raporlandığı adım son işlemci adımıdır [37]. Buna göre son işlemci:

- Vektör grafiklerini,
- Fiziksel özelliklere ait dağılım grafiklerini,
- İki boyutlu ve üç boyutlu olarak yüzey grafiklerini,
- Verilen her bir sonuç için görüntüleme seçeneklerini (döndürme, ölçekleme vb.),
- Dinamik sonuç görüntüleme için animasyonları içerir.

Bu çalışmada çözücü adımının ardından, fiziksel sonuçları anlamlandırmak için son işlemci adımına geçilmiştir. Son işlemci adımında; radyatör yüzeyindeki ısı transferi

karakteristikleri raporlaştırılmış, hız vektörleri, sıcaklık konturları ve hız konturları görselleştirilmiştir.

2.2.4 Yönetici Diferansiyel Denklemler

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği kullanılarak incelenecek bir problem öncelikle matematiksel olarak modellenmelidir. Bu matematiksel modeli oluşturmak için ısı transfer mekanizmasını ve akışkan hareketini matematiksel olarak ifade eden yönetici diferansiyel denklemler belirlenmelidir. Süreklilik, momentum ve enerjiyi matematiksel olarak tanımlayan bu diferansiyel denklemler aşağıda verilmiştir [42-45].

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (2.10)$$

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u \vec{V}) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \rho f_x \quad (2.11)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v \vec{V}) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \rho f_y \quad (2.12)$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho w \vec{V}) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + \rho f_z \quad (2.13)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \left(e + \frac{u^2 + v^2 + w^2}{2} \right) \right] + \nabla \cdot \left[\rho \left(e + \frac{u^2 + v^2 + w^2}{2} \right) \vec{V} \right] = \quad (2.14)$$

$$\begin{aligned} & \rho \dot{q} + \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) - \frac{\partial(uP)}{\partial x} - \frac{\partial(vP)}{\partial y} - \\ & \frac{\partial(wP)}{\partial z} + \frac{\partial(u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u\tau_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial(v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(v\tau_{yy})}{\partial y} + \\ & \frac{\partial(v\tau_{zy})}{\partial z} + \frac{\partial(w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(w\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(w\tau_{zz})}{\partial z} + \rho \vec{f} \cdot \vec{V} \end{aligned}$$

Yukarıdaki diferansiyel denklemlerden (2.10) denklemi süreklilik denklemini; (2.11-12-13) denklemleri sırasıyla x, y ve z yönlerindeki momentum denklemlerini; (2.14) denklemi ise enerji denklemini ifade eder. Bu denklemlerde; e birim kütle başına iç enerjiyi, f akışkana etki eden kuvvetleri, k ısıl iletkenliği, P statik basıncı, q ısı akısını, t zamanı, T sıcaklığı, ρ yoğunluğu, τ kayma gerilmesini, u , v ve w sırasıyla

x, y ve z yönlerindeki hızları ifade eder. ∇ Kartezyen koordinatlar için del operatörüdür ve aşağıdaki denklemi ifade eder.

$$\nabla = \frac{\partial}{\partial x} \vec{i} + \frac{\partial}{\partial y} \vec{j} + \frac{\partial}{\partial z} \vec{k} \quad (2.15)$$

2.2.5 Boussinesq Yaklaşımı

Sıcaklık ve basınç dalgalanmaları problem içerisindeki akışkanda yoğunluk dalgalanmalarına sebep olacaktır. Yoğunluktaki bu dalgalanmaları titizlikle hesaba katmak, problemi karmaşıklatacaktır ve önemli süreçleri anlamayı güçleştirecektir. Boussinesq yaklaşımı, doğal taşınım problemlerinde yoğunluk dalgalanmalarını ihmal etmemizi sağlar [46]. Bu çalışmadaki doğal taşınım modelinde havanın yoğunluğu için Boussinesq yaklaşımı kullanılmıştır.

2.2.6 Türbülans Modellenmesi

Bir akışın Reynolds sayısı akışkana etkiyen atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranıdır. Bu oran ile söz konusu akışın akış rejimi belirlenir. Viskoz kuvvetlerin atalet kuvvetlere göre daha baskın olduğu durumlarda akışkanın akmaya karşı iç direncinden dolayı atalet kuvvetleri akışın çalkantılı olmasına sebep olamaz, akış düzgün ve çalkantısız olur. Bu tür akışlar için laminar akış ifadesi kullanılır. Atalet kuvvetlerin viskoz kuvvetlere göre baskın olduğu durumlarda ise atalet kuvvetleri akışkanın akmaya karşı iç direncini bastırır ve akış çalkantılı ve düzensiz bir hal alır. Bu tür akış rejimlerine ise türbülanslı akış denir [40].

Bir akıştaki türbülans varlığı o akışta dinamik olarak karmaşık bir biçimde etkileşime giren çeşitli uzunluk ve zaman ölçeklerine sahip girdaplı bir görünüme sebep olur. Akıştaki türbülans etkilerini yakalayabilmek ve etkilerini inceleyebilmek için sayısal yöntemler geliştirilmiştir. Geliştirilen bu sayısal yöntemler aşağıda verilmiştir [38]:

- Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes Denklemleri (RANS)
- Büyük Girdap Simülasyonu
- Doğrudan Sayısal Simülasyon (DNS)

Bu çalışmada türbülanslı akışın etkilerini inceleyebilmek için Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes denklemlerinden k - ϵ türbülans modeli kullanılmıştır. Bu türbülans modelinde, k kinetik enerjiyi ve ϵ viskoz yutulmayı ifade eder. Modelde kinetik enerji

ve viskoz yutulma ifadelerini tanımlayan iki adet taşınım denklemi bulunmaktadır. Kinetik enerji ve viskoz yutulmayı ifade eden denklemler aşağıda verilmiştir [40].

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \text{div}(\rho k U) = \text{div}\left[\frac{\mu_t}{\sigma_k} \text{grad}(k)\right] + 2\mu_t S_{ij} S_{ij} - \rho \epsilon \quad (2.16)$$

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \text{div}(\rho \epsilon U) = \text{div}\left[\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \text{grad}(\epsilon)\right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} 2\mu_t S_{ij} S_{ij} - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (2.17)$$

Yukarıda verilen denklemlerde; eşitliklerin sol tarafı kinetik enerji ve viskoz yutulmadaki değişim ile taşınım ile taşınan kinetik enerji ve viskoz yutulmanın toplamını ifade ederken eşitliğin sağ tarafı ise difüzyon ile taşınan, üretilen ve yıkılan kinetik enerji ve viskoz yutulmanın toplamını ifade eder.

2.2.7 Işınlımın Modellenmesi

İletim ve taşınımın yanı sıra bir diğer ısı transfer mekanizması da ışınlımdır. Sıcaklığı mutlak sıfırın üzerindeki bütün cisimlerin ısı ışınlım yayıyor olması insan hayatının çevresindeki bütün cisimlerin ısı ışınlım yaydığı anlamına gelir. Bu durum pratik uygulamalarda ve ısı transferi problemlerinde ısı ışınlım etkilerinin değerlendirilmesini gerektirir.

Bir ısı transferi probleminde, ısı ışınlımın etkilerini incelemek ve değerlendirmek için hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde sayısal yöntemler geliştirilmiştir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde ışınlım modelleri olarak adlandırılan bu sayısal yöntemler aşağıda verilmiştir:

- Ayırık Transfer Işınlım Modeli (DTRM)
- P-1 Işınlım Modeli
- Rosseland Işınlım Modeli
- Yüzeyden Yüzeye Işınlım Modeli (S2S)
- Ayırık Ordinat Işınlım Modeli (DO)

Bunlara ek olarak hesaplamalı akışkanlar dinamiği paket yazılımı olan *ANSYS Fluent*, simülasyonlara güneş ışınlımı etkilerinin katılabilmesine olanak sağlar. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği simülasyonunda ışınlım ısı transferinin modellenmesi gereken uygulamalar aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- Açık alevden ışıınım yoluyla ısı transferi
- Yüzeyden yüzeye radyant ısıtma ve soğutma uygulamaları
- Taşınım ve/veya iletim ile eş zamanlı gerçekleşen ışıınım ısı transferi
- İklimlendirme uygulamaları
- Otomotiv sektörü için ısı transferi analizleri

Bu tezde ışıınım etkilerinin sayısal olarak incelenmesi için Yüzeyden Yüzeye (S2S) Işıınım Modeli kullanılmıştır.

Yüzeyden yüzeye ışıınım modeli, kapalı bir hacimde gri yüzeyler arasındaki ışıınım etkilerini incelemek için kullanılabilir. İki yüzey arasındaki enerji değişimi; yüzeylerin boyutuna, aralarındaki mesafeye ve yönlerine bağlıdır. Bu parametreler “görme faktörü” adı verilen geometrik bir işlev ile açıklanır.

Yüzeyden yüzeye ışıınım modelinin ana varsayımı, ışıının herhangi bir absorpsiyonunun ve yayılmasının ihmal edilebileceğidir. Bu nedenle, analizde yalnızca yüzeyden yüzeye ışıınım dikkate alınır.

ANSYS Fluent paket yazılımındaki S2S ışıınım modeli, ışıınım etkilerinin inceleneğİ yüzeyleri gri ve difüz olarak varsayar. Yayıcılığı ve soğurganlığı birbirine eşit olan yüzeylere gri yüzey denir ve gri yüzeyin yayıcılığı ile soğurganlığı dalga boyundan bağımsızdır [49].

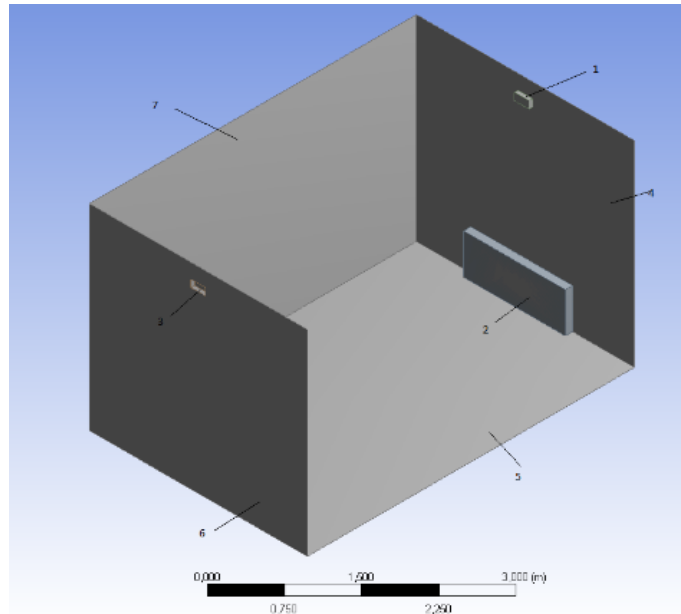
2.3 Yüzeylerinden Soğutulan Bir Yaşam Mahalinde Gerçekleşen Farklı Termal Koşullarda Taşınım ve Işıının Sayısal Olarak İncelenmesi

Bir yaşam alanında gerçekleşen farklı termal koşullarda taşınım ve ışıının sayısal analizi, *ANSYS Workbench* yazılımı ile yapılmıştır. Bu çalışmada; mekanik olarak havalandırılan ve radyatör ile ısıtılan, gerçek boyutlu bir konut veya ofis odasındaki taşınım ve ışıınım ile gerçekleşen ısı transferi karakteristikleri incelenmiştir. Problemin sayısal analizinde kullanılan geometrik model, *ANSYS* yazılımına ait *DesignModeler* programı ile oluşturulmuştur. Problem geometrisi, yine *ANSYS* yazılımına ait *ANSYS Meshing* programı ile sonlu hacimlere ayrılmış ve *ANSYS FLUENT* ile sınır koşulları belirlenerek sayısal çözüm yapılmıştır.

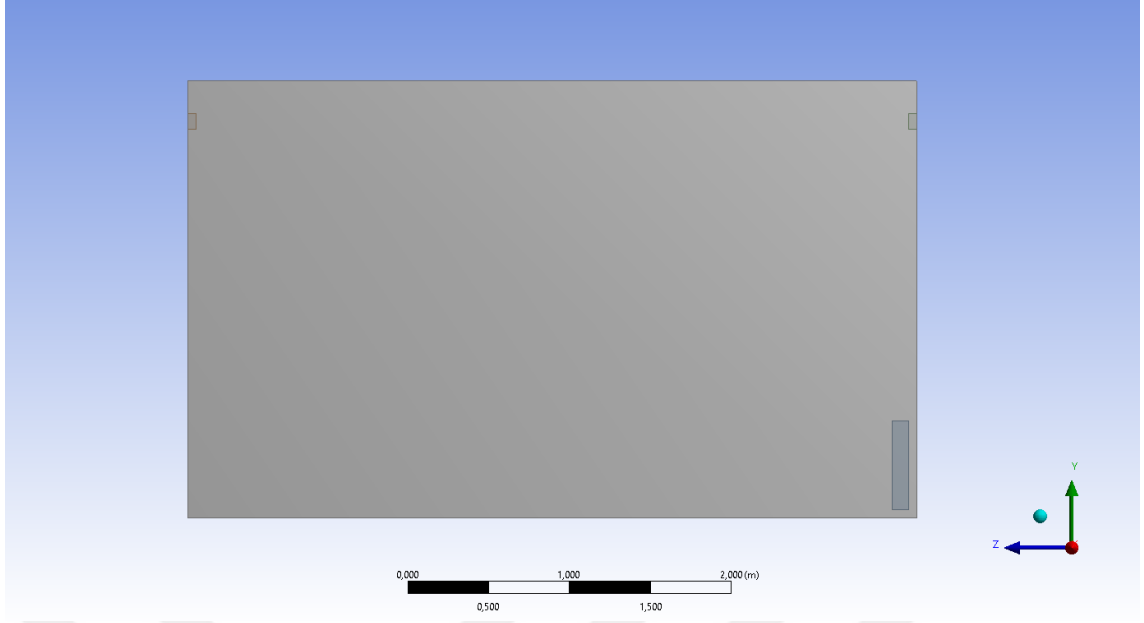
2.3.1 Bir Konut veya Ofis Odasına Ait Yaşam Alanının Geometrik Modeli

Taşınım ve ısıtımın sayısal analizi yapılacak yaşam alanına ait geometrik model ANSYS yazılımına ait *DesignModeler* kullanılarak oluşturulmuştur. Problemde göz önüne alınan bir konut veya ofis odasına ait olabilecek yaşam alanı; 3 metre genişliğinde, 4,5 metre uzunluğunda ve 2,7 metre yüksekliğinde modellenmiştir. Yaşam alanı, 110 x 55 x 10 cm boyutlarında bir radyatör ile ısıtılmıştır. Yaşam alanına 20 x 10 cm boyutlarında bir menfezden taze hava sağlanmaktadır. Havalandırma egzozu ise aynı boyutta bir diğer menfezden sağlanmaktadır. Sayısal çözüm için oluşturulmuş geometrik model Şekil 2.1 ve Şekil 2.2 ile gösterilmiştir. Oluşturulan geometrik modelin gösterilebilmesi için gösterilen şekilde tavan ile bir duvar gizlenmiştir. Geometrik modelde şu kısımlar bulunmaktadır (Şekil 2.1):

1. Taze Hava Menfezi
2. Radyatör
3. Egzoz Menfezi
4. Duvar
5. Döşeme
6. Duvar
7. Duvar



Şekil 2.1 Sayısal çözümde kullanılan yaşam alanına ait geometrik model

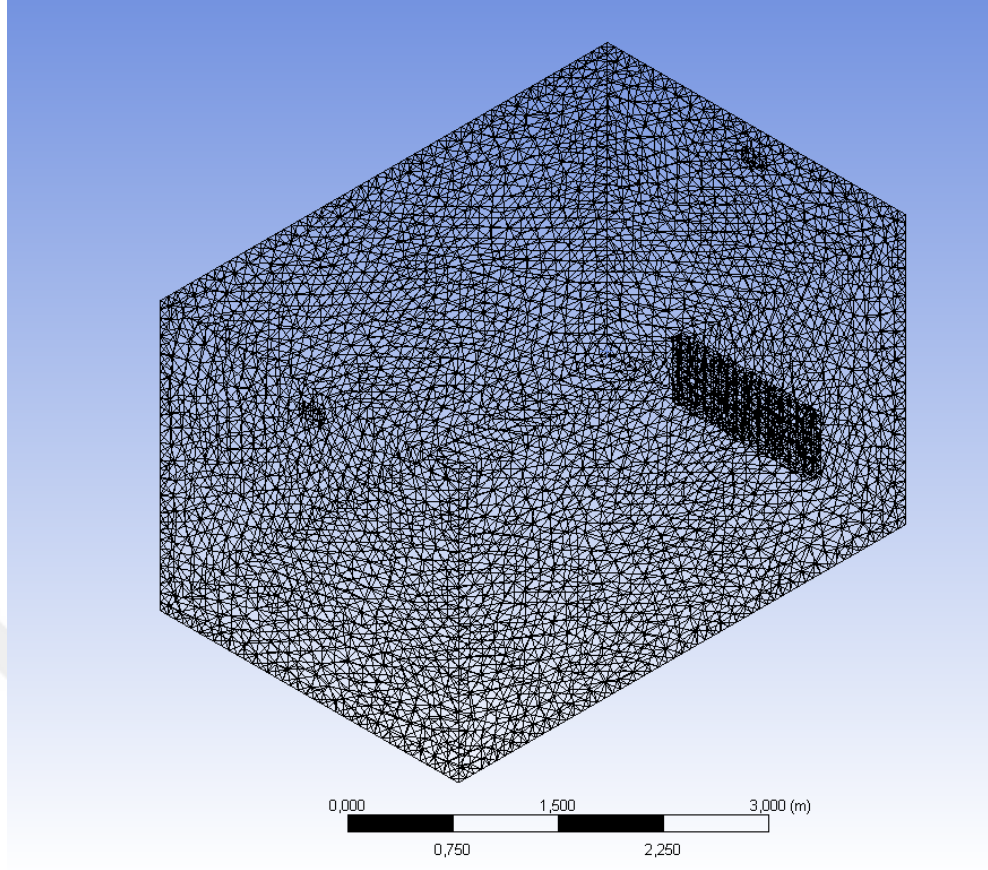


Şekil 2.2 Geometrik modelin x düzleminden görünüşü

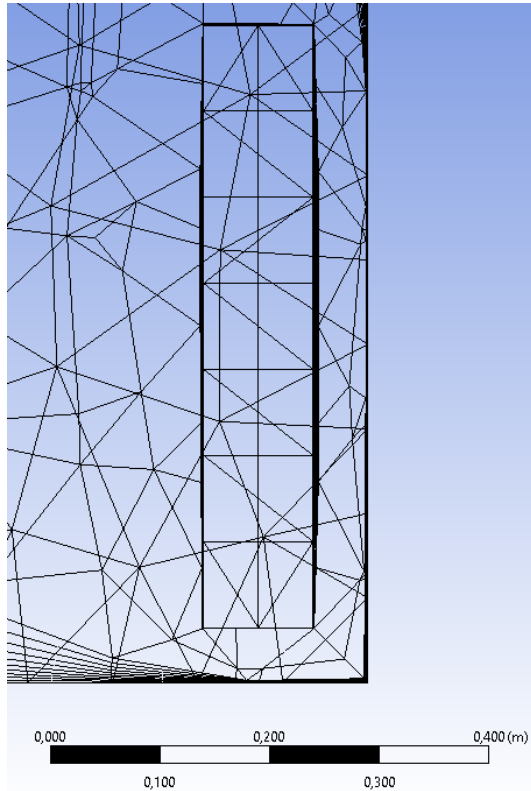
2.3.2 Geometrik Modelin Sonlu Hacimlere Ayrılması

Bu çalışmanın amacı sonlu hacimler yöntemi ile sayısal analiz yapmak olduğundan, geometrinin sonlu hacimlere ayırma adımı oldukça önemlidir. Doğru bir ağ yapısı, sonuçlara olan güvenilirliği artıracaktır. Bu problemde, geometrik modeli sonlu hacimlere ayırmak için *ANSYS Meshing* yazılımı kullanılmıştır. Geometrik modelin sonlu hacimlere ayrılmış hali Şekil 2.3 ile gösterilmiştir.

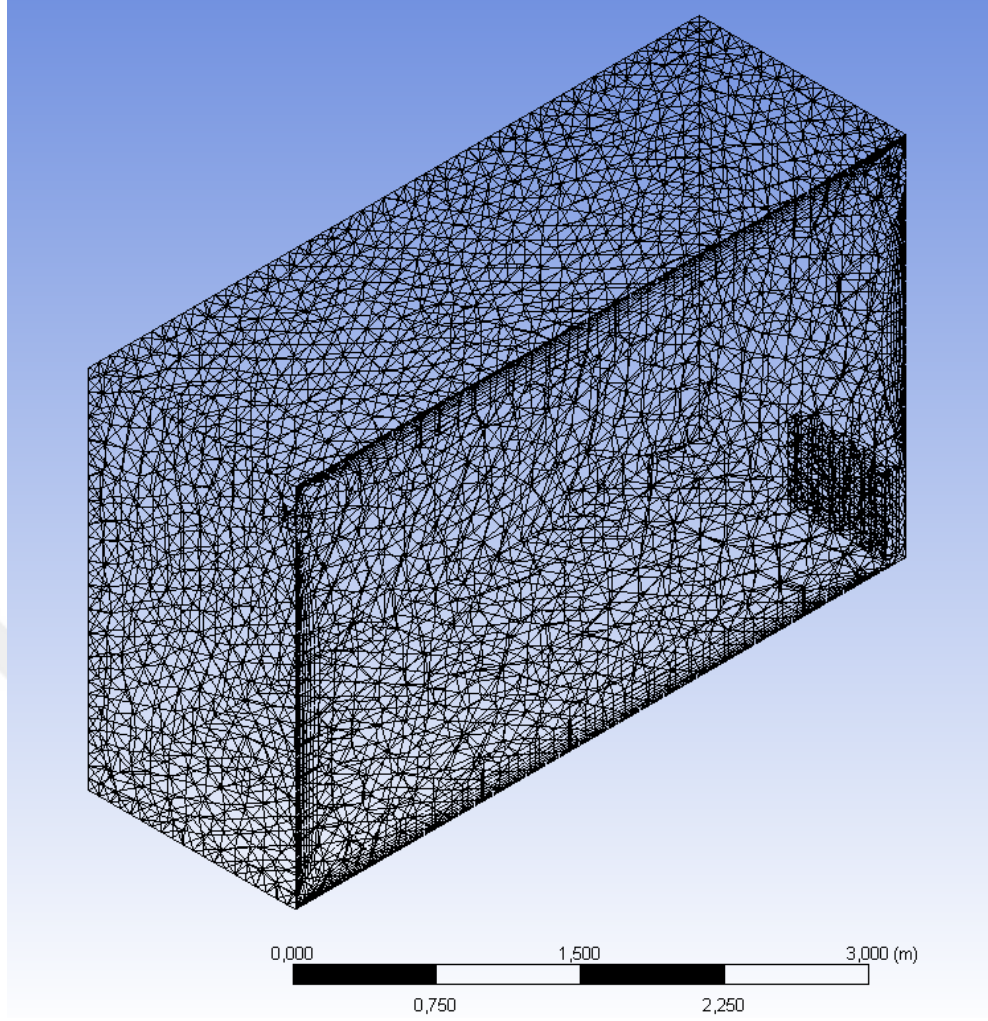
Katı yüzeyler ile akışkanların temas ettiği bölgelerde sınır tabakayı yakalayabilmek için *Inflation* tanımlanmıştır. *Inflation* tanımlanması ile katı yüzeyler ile akışkanların temas ettiği bölgelerde eleman sayısı sıklaştırılmış ve böylece sınır tabakada çözüm doğruluğu artırılmıştır. *Inflation* ile oluşturulan sınır tabaka kalınlığı ve sınır tabadaki sonlu hacim sayısı arttıkça yüzeyde hesaplanan ısı transfer karakteristiklerinin doğruluğu da artacaktır. Fakat sınır tabakadaki sonlu hacim sayısının artışı problemde bulunan toplam hücre sayısını artıracığından çözüm süresi uzarken doğruluktaki artış anlamını kaybedecektir. *Inflation* ile iyi bir sınır tabaka oluşturulduğu yüzeydeki *yplus* değeri ile kontrol edilebilir. Bu problemde iki adet *Inflation* oluşturulmuştur. Bunlardan birincisi, radyatör ile oda havası arasındaki sınır tabakada; ikincisi ise oda yüzeyleri ile oda havası arasındaki sınır tabakadadır. *Inflation* yöntemi ile sınır tabakada daha sık eleman oluşturulması; radyatör ile oda havası arası için Şekil 2.4 ile, oda yüzeyleri ile oda havası arası için Şekil 2.5 ile gösterilmiştir.



Şekil 2.3 Geometrik modelin sonlu hacimlere ayrılmış hali



Şekil 2.4 Radyatör ile oda havası arasındaki sınır tabaka ve *inflation*

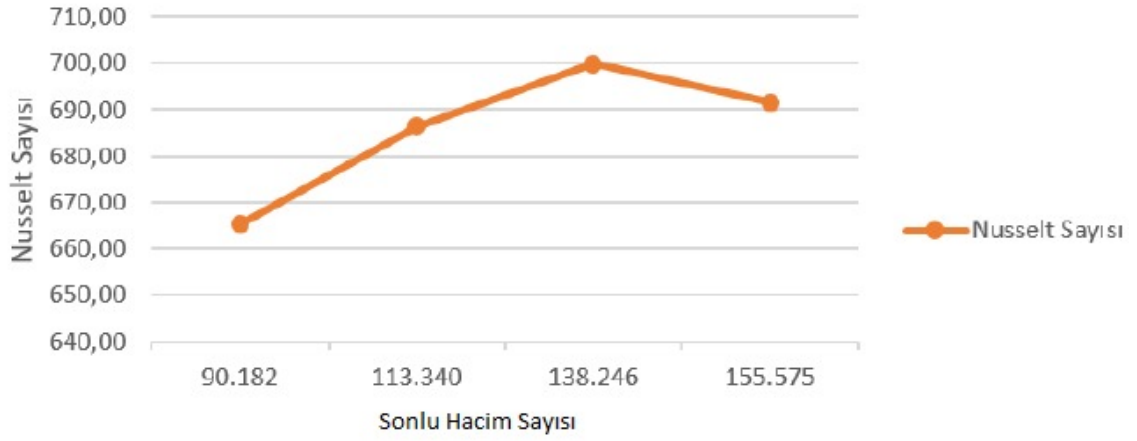


Şekil 2.5 Oda yüzeyleri ile oda havası arasındaki sınır tabaka ve *inflation*

Problemde sonlu hacimli eleman sayısı arttıkça doğruluk da artar fakat problemin çözüm süresi gerçekçi olmayan sınırları aşabilir. Bu nedenle doğru bir çözümle beraber kabul edilebilir bir çözüm süresinde optimum eleman sayısı belirlenmelidir. Optimum eleman sayısını belirlemek için az sayıda elemandan başlayarak çözümler üretilmiş, eleman sayısı artırılarak çözümler yinelenmiştir. Bu şekilde sonlu hacim sayısı belirleme işlemine Sonlu Hacim Sayısından Bağımsızlık Testi denir. Bu problemde Sonlu Hacim Sayısından Bağımsızlık Testi, artan eleman sayısı ile radyatör yüzeyindeki ortalama Nusselt sayıları karşılaştırılarak yapılmıştır. Karşılaştırılan sonuçlara göre 138.246 adet sonlu hacim sayısı belirenmiştir. Sonlu hacim Sayısından Bağımsızlık Testi ve bu problem için belirlenen sonlu hacim sayısı Tablo 2.1 ve Şekil 2.6 ile gösterilmiştir.

Tablo 2.1 Sonlu Hacim Sayısından Bağımsızlık Testi

Sonlu Hacim Sayısı	Radyatör Yüzeyindeki Ortalama Nusselt Sayısı	Değişim
90.182	665,21	-
113.340	686,43	%3,2
138.246	699,77	%1,9
155.575	691,60	%-1,2



Şekil 2.6 Sonlu hacim sayısına bağlı olarak radyatör yüzeyindeki ortalama Nusselt sayısındaki değişim

Probleme ait geometrik model doğru bir biçimde sonlu hacimlere ayrıldıktan sonra probleme ait değişkenlerin tanımlanabilmesi için sınır koşulları tanımlanır. Sınır koşullarının tanımlanabilmesi için *ANSYS Meshing* yazılımında *Named Selection* seçeneği kullanılır. Bu problemde; oda, çevresi duvarlarla çevrili bir akışkan olarak tanımlanmıştır. Radyatör, bu oda havasından ayrık ve katı olarak tanımlanmıştır. Oda yüzeyleri, duvarlar olarak tanımlanmış ve taze hava girişi ile egzoz havası çıkış yüzeyleri ayrı ayrı tanımlanmıştır.

2.3.3 Problem Değişkenlerinin Belirlenmesi

Probleme ait geometrik modelin oluşturulması ve bu geometrik modelin uygun bir şekilde sonlu hacimlere ayrılmasından sonra, sayısal çözüm için probleme ait değişkenler tanımlanmalıdır. Bu adım *ANSYS Fluent* yazılımı ile gerçekleştirilir.

2.3.3.1 Genel

Probleme ait genel özelliklerin belirlendiği adımdır. Bu problem tipinde basınç tabanlı çözücü kullanılmıştır. Sürekli rejimli bir akış incelenmiştir. Doğal taşınımın

incelenebilmesi için yer çekimi tanımlanmış ve geometrik modelin koordinat düzlemi üzerindeki yönüne göre -y yönünde ve $9,81 \text{ m/s}^2$ değerinde yer çekim ivmesi tanımlanmıştır. Bu seçenekteki tanımlamalar Şekil 2.7 ile gösterilmiştir.

General

Mesh

Scale... Check Report Quality

Display...

Solver

Type ☒ Pressure-Based ☐ Density-Based

Velocity Formulation ☒ Absolute ☐ Relative

Time ☒ Steady ☐ Transient

☒ Gravity Units...

Gravitational Acceleration

X (m/s2) 0 P

Y (m/s2) -9.81 P

Z (m/s2) 0 P

Şekil 2.7 Genel ayarlar

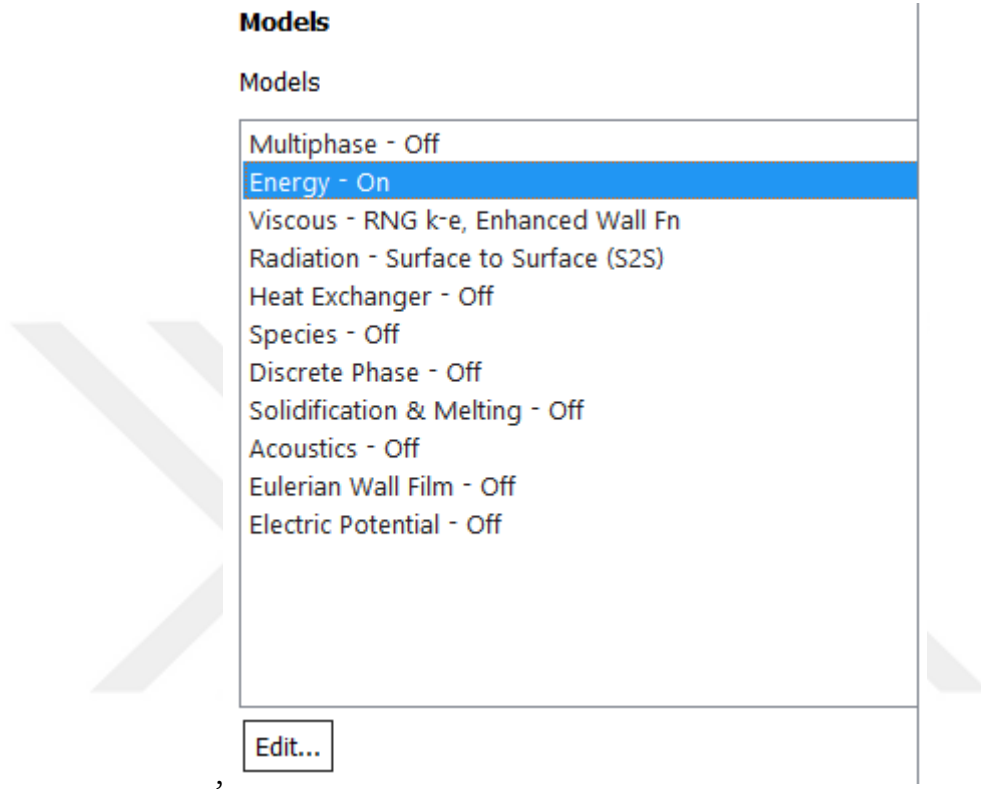
2.3.3.2 Çözüm Modelleri

Problemde taşınım ve ışıınım ile gerçekleşen ısı transferi karakteristikleri inceleneceğinden; enerji, türbülans ve radyasyon modelleri aktif hale getirilmelidir. İlk olarak; ısı transferi denklemlerinin çözümü için enerji denklemi aktif hale getirilmiştir.

İkinci olarak; akışkanlar ile katı yüzeylerin temas ettiği sınır tabakalarda doğru çözüm elde edebilmek için türbülans modeli seçilmelidir. Bu problemde literatürde yaygın olarak kullanılan $k-\epsilon$ türbülans modeli, geliştirilmiş duvar fonksiyonları ile kullanılmıştır. Geliştirilmiş duvar fonksiyonları, basınç gradyanı etkisi ve termal etkiler ile değerlendirilmiştir. Ayrıca viskoz ısıtma seçeneği kullanılmıştır.

Üçüncü olarak; ışıınım etkilerinin incelenebilmesi için *Surface to Surface (S2S)* radyasyon modeli kullanılmıştır. Bu radyasyon modeli, yüzeylerin bir birini görme faktörüne bağlı olarak ışıınım etkilerini sayısal çözüme dahil eder.

Bu çalışmada kullanılan çözüm modelleri Şekil 2.8 ile gösterilmiştir.



Şekil 2.8 Çözüm modelleri

2.3.3.3 Malzemeler

Problemde kullanılan malzemelere ait özellikler *FLUENT* yazılımında *Materials* seçeneğinde tanımlanır. Bu çalışmada duvarlar ve radyatör katı iken oda havası akışkan olarak tanımlanmıştır. Oda havasının özellikleri belirlenirken boussinesq yaklaşımı kullanılmış, havanın özgül ağırlığı $1,4 \text{ kg/m}^3$ ve ısı genleşme katsayısı $0,0033 \text{ 1/K}$ olarak belirlenmiştir. Havanın diğer özellikleri ile katı özellikleri varsayılan değerlerinde kabul edilmiştir. Problemde kullanılan malzeme özellikleri Şekil 2.9 ve Şekil 2.10 ile gösterilmiştir.

Materials

Materials

Fluid
air
Solid
aluminum

Şekil 2.9 Problemde kullanılan malzemeler

Create/Edit Materials

Name: air

Material Type: fluid

Chemical Formula:

Fluent Fluid Materials: air

Mixture: none

Order Materials by: ☒ Name ☐ Chemical Formula

Fluent Database... User-Defined Database...

Properties

Density (kg/m3)	boussinesq	Edit...
	1.4	
Cp (Specific Heat) (J/kg-K)	constant	Edit...
	1006.43	
Thermal Conductivity (W/m-K)	constant	Edit...
	0.0242	
Viscosity (kg/m-s)	constant	Edit...
	1.7894e-05	
Thermal Expansion Coefficient (1/K)	constant	Edit...
	0.0033	

Şekil 2.10 Havanın özellikleri

2.3.3.4 Sınır Koşullarının Belirlenmesi

Problemin sayısal çözümü için sınır şartlarının momentum, termal ve ısıtım özellikleri tanımlanır. Bu problemin sayısal modelinde kullanılan sınır şartları ile bu sınır şartlarının tipleri Tablo 2.2 ile gösterilmiştir.

Tablo 2.2 Sınır Şartları

Sınır	Sınır Şartı
Radyatör	Solid
Oda Duvarları	Wall
Temiz Hava Girişi	Velocity Inlet
Egzoz Havası Çıkış	Pressure Outlet
Radyatör – Oda Ara Yüzeyi	Interface
Temiz Hava Giriş – Oda Ara Yüzeyi	Interface
Egzoz Havası Çıkış – Oda Ara Yüzeyi	Interface
Radyatör İçi	Interior
Oda Havası	Interior

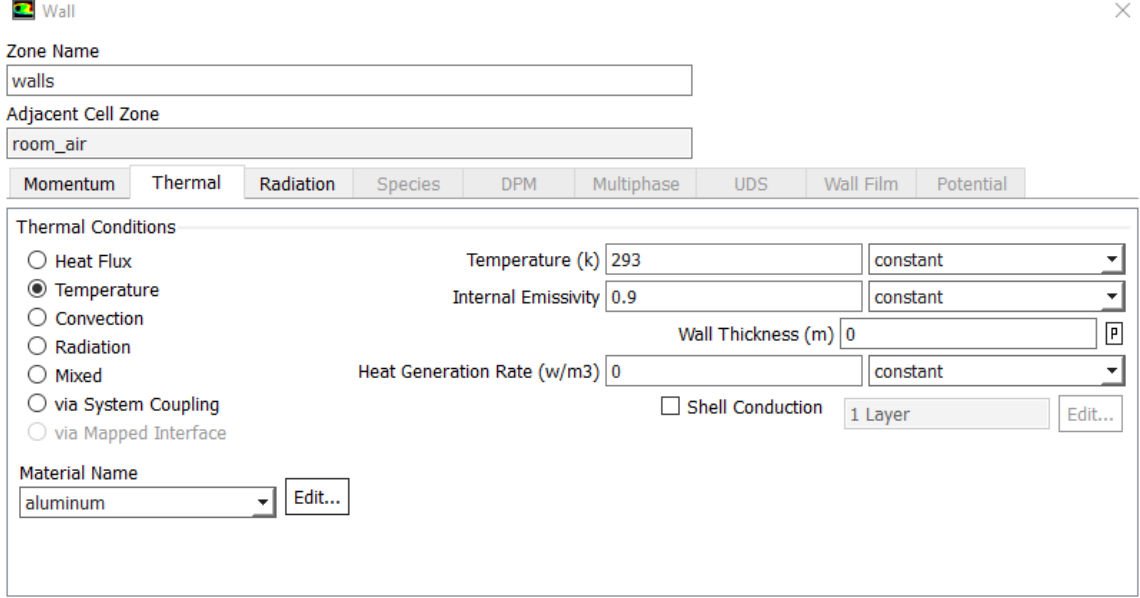
Problemin sayısal modelinde; radyatör katı olarak ve sabit sıcaklıklı tanımlanmıştır. Değişen termal koşulları göz önüne alabilmek için radyatör sıcaklığı sırasıyla; 313 K ve 353 K arasındaki sıcaklıklara ayarlanarak çözümler yinelenip sonuçlar elde edilmiştir. Radyatöre katı olarak sabit sıcaklık verilmesi Şekil 2.11 ile gösterilmiştir.

The image shows a screenshot of the SolidWorks software interface. At the top, there is a 'Solid' tab with a close button. Below it, the 'Zone Name' field is set to 'radiator'. The 'Material Name' dropdown is set to 'aluminum', with an 'Edit...' button next to it. There are four checkboxes: 'Frame Motion' (unchecked), 'Source Terms' (unchecked), 'Mesh Motion' (unchecked), and 'Fixed Values' (checked). Below these, there are four tabs: 'Reference Frame', 'Mesh Motion', 'Source Terms', and 'Fixed Values'. The 'Fixed Values' tab is selected. Under this tab, there is a 'Temperature (K)' field set to '313' and a dropdown menu set to 'constant'.

Şekil 2.11 Radyatöre sabit sıcaklık tanımlanması

Bu çalışmada, termal konforu etkileyen parametrelerden havalandırma etkisi de araştırılmıştır. 20 x 10 cm boyutlarındaki menfezlerden taze hava beslemesi ve egzoz yapılmıştır. Taze hava şartlandırılmamaktadır fakat bir ısı geri kazanım cihazı vasıtasıyla ısı kayıplarının en aza indirildiği düşünülmüştür. Bu çalışmada, taze hava sıcaklığı sabit ve 285 K olarak tanımlanmıştır. Taze hava giriş hızı ise ısı transfer karakteristiklerine, sıcaklık dağılımına ve akış modeline etkilerinin belirlenebilmesi için sırasıyla 1,5, 2 ve 2,5 m/s değerlerinde tanımlanmıştır. Egzoz havasının sıcaklığı sabit ve 293 K değerinde tanımlanmıştır.

Sayısal çözüm için oda duvarlarına sabit sıcaklık tanımlanmıştır. Duvar sıcaklıkları sabit ve 293 K değerine ayarlanmıştır. Duvarların *internal emissivity* değeri ise 0,9 olarak tanımlanmıştır. Duvarlara ait özelliklerin belirlenmesi Şekil 2.12 ile gösterilmiştir.



Wall

Zone Name
walls

Adjacent Cell Zone
room_air

Momentum Thermal Radiation Species DPM Multiphase UDS Wall Film Potential

Thermal Conditions

☐ Heat Flux
☒ Temperature
☐ Convection
☐ Radiation
☐ Mixed
☐ via System Coupling
☐ via Mapped Interface

Temperature (k) 293 constant

Internal Emissivity 0.9 constant

Wall Thickness (m) 0 P

Heat Generation Rate (w/m3) 0 constant

☐ Shell Conduction 1 Layer Edit...

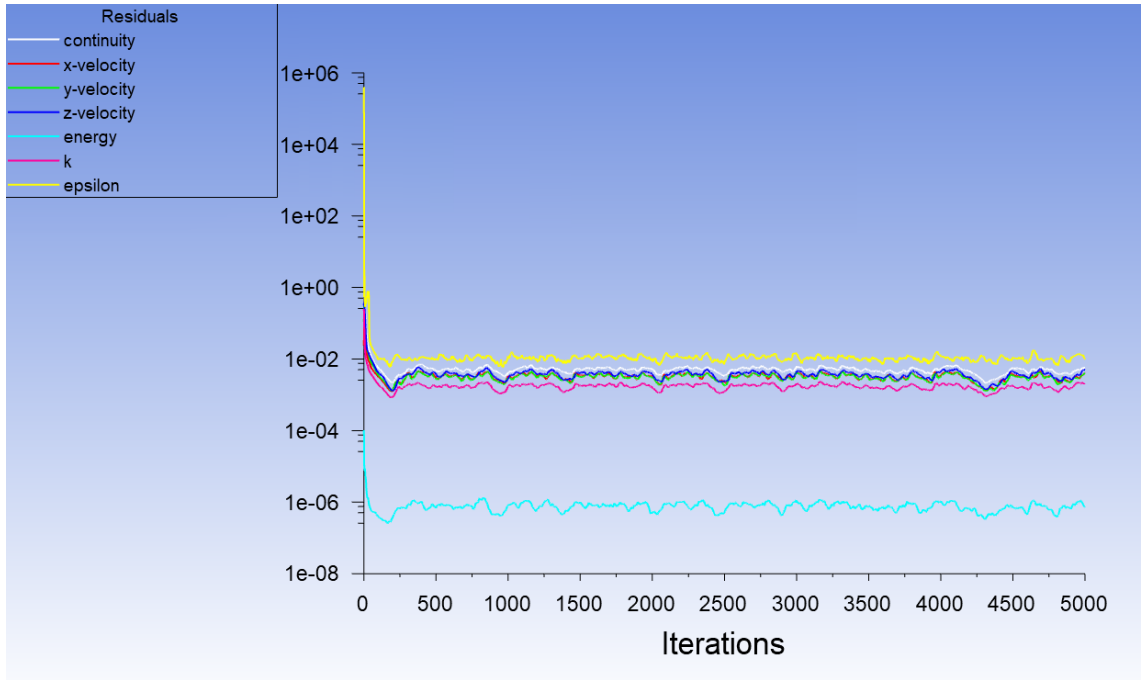
Material Name
aluminum Edit...

Şekil 2.12 Oda duvarlarına ait özelliklerin belirlenmesi

2.3.3.5 Ön Değer Atama ve Çözüm Başlatılması

Çözüme başlanmadan önce *Report Definitions* sekmesi ile çözümler sırasında izlenecek değerler belirlenmiştir. Bu çalışmada radyatör yüzeyindeki ısı transferi karakteristikleri araştırıldığı için, radyatör yüzeyindeki ısı akısı, ısı transfer katsayısı ve Nusselt sayısı iterasyonlar boyunca izlenmiştir. Bu karakteristiklere ait eğrilerin iterasyonlarda artık sabit kaldığı iterasyon sayısı; yeterli iterasyon sayısı olarak düşünülebilir.

Initialization seçeneği ile sayısal modele ön değer atama yapıp çözümlere geçilmiştir. İterasyonlar sırasında; süreklilik, momentum, k, epsilon ve enerji artıkları ile radyatör yüzeyindeki ısı akısı ve ısı transfer katsayısı değerleri izlenmiştir. Sonuçlara 5000 iterasyon sonucunda ulaşılmıştır. (Şekil 2.13)



Şekil 2.13 İterasyonlarda; süreklilik, momentum, k, epsilon ve enerji artıklarının izlenmesi

2.3.4 Çözümlerden Elde Edilen Sonuçlar

Birinci durumda 1,5 m/s, ikinci durumda 2 m/s ve üçüncü durumda 2,5 m/s taze hava giriş hızlarında elde edilen hesaplamalı akışkanlar dinamiği sonuçları aşağıda sunulmuştur.

2.3.4.1 1,5 m/s Taze Hava Giriş Hızında Elde Edilen Sonuçlar

Çözümler ilk olarak 1,5 m/s taze hava giriş hızında; sırasıyla 313 K, 318 K, 323 K, 328 K, 333K, 338 K, 343 K, 348 K ve 353 K radyatör sıcaklıklarında yapılmıştır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği simülasyonunda tanımlanan parametreler Tablo 2.3 ile, radyatör yüzeyinde hesaplanan ısı akıları ve ısı transfer katsayıları ise Tablo 2.4 ve Tablo 2.5 ile verilmiştir.

Tablo 2.3 1,5 m/s Taze Hava Giriş Hızında Tanımlanan Parametreler

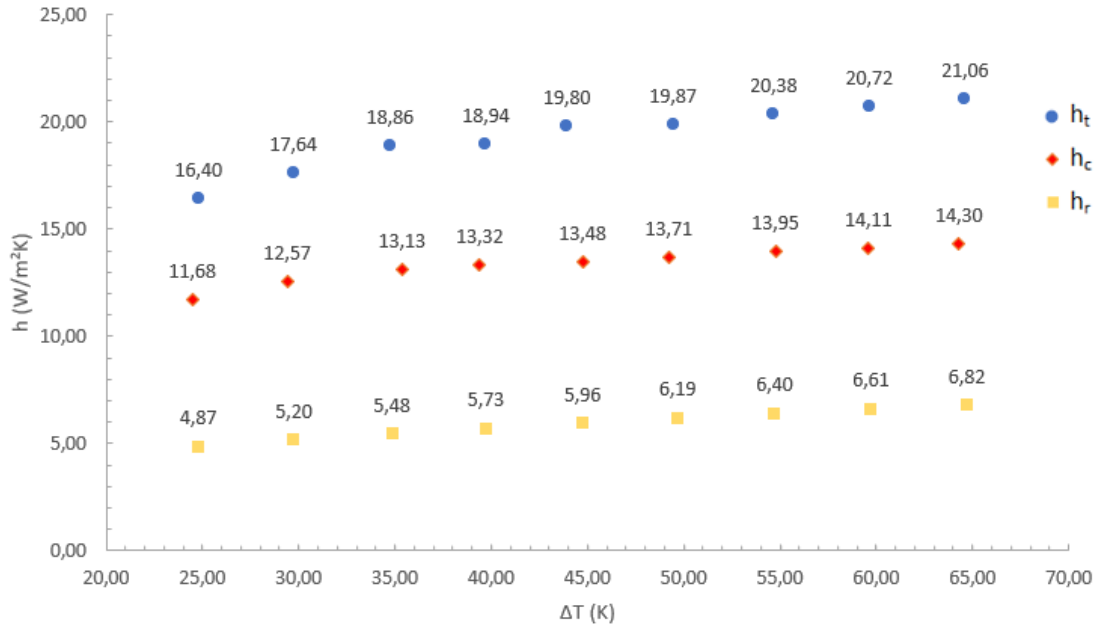
No.	Radyatör Yüzey Sıcaklığı K	Taze Hava Giriş Hızı m/s	Taze Hava Giriş Sıcaklığı K	Egzoz Havası Çıkış Sıcaklığı K	Duvar Sıcaklıkları K
1	313	1,5	285	293	293
2	318	1,5	285	293	293
3	323	1,5	285	293	293
4	328	1,5	285	293	293
5	333	1,5	285	293	293
6	338	1,5	285	293	293
7	343	1,5	285	293	293
8	348	1,5	285	293	293
9	353	1,5	285	293	293

Tablo 2.4 1,5 m/s Taze Hava Giriş Hızında Elde Edilen Radyatör Yüzeyindeki Isı Akıları

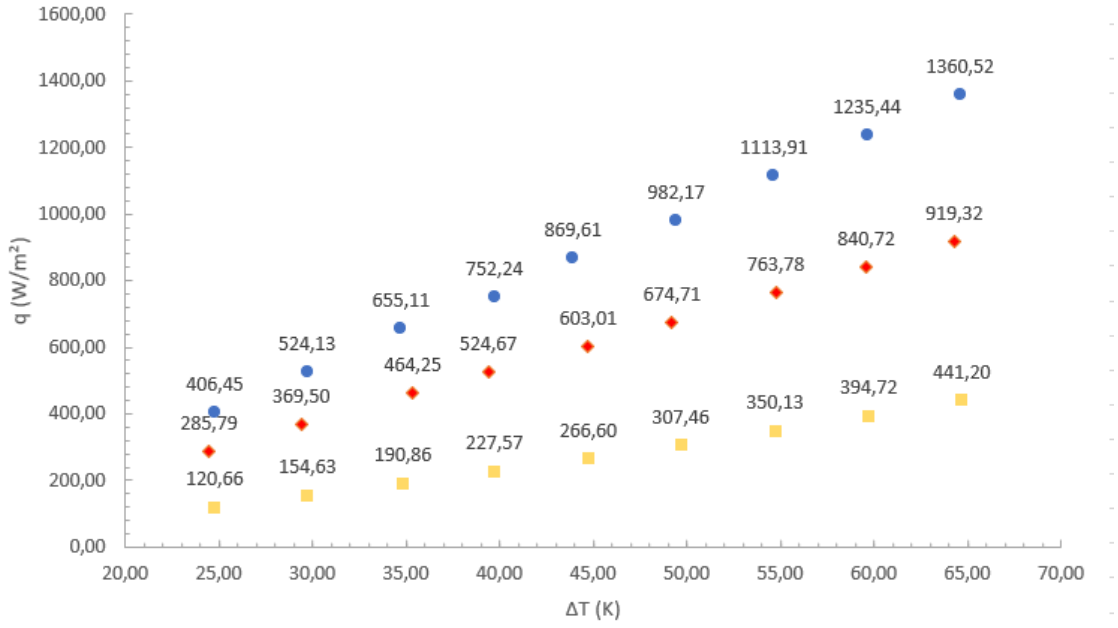
No.	Radyatör Yüzey Sıcaklığı K	Toplam Isı Akısı q_t W/m ²	İşinım Isı Akısı q_r W/m ²	Taşınım Isı Akısı q_c W/m ²	İşinımın Toplam Isı Akısına Oranı q_r/q_t
1	313	406,45	120,66	285,79	0,29686
2	318	524,13	154,63	369,50	0,29502
3	323	655,11	190,86	464,25	0,29134
4	328	752,24	227,57	524,67	0,30252
5	333	869,61	266,60	603,01	0,30657
6	338	982,17	307,46	674,71	0,31304
7	343	1113,91	350,13	763,78	0,31433
8	348	1235,44	394,72	840,72	0,31950
9	353	1360,52	441,20	919,32	0,32429

Tablo 2.5 1,5 m/s Taze Hava Giriş Hızında Elde Edilen Radyatör Yüzeyindeki Isı Transfer Katsayıları

No.	Radyatör Yüzey Sıcaklığı K	Toplam Isı Transfer Katsayısı h_t W/m ² K	İşinım Isı Transfer Katsayısı h_r W/m ² K	Taşınım Isı Transfer Katsayısı h_c W/m ² K	Nusselt Sayısı
1	313	16,40	4,87	11,68	677,84
2	318	17,64	5,20	12,57	728,84
3	323	18,86	5,48	13,13	779,28
4	328	18,94	5,73	13,32	782,57
5	333	19,80	5,96	13,48	818,11
6	338	19,87	6,19	13,71	820,91
7	343	20,38	6,40	13,95	842,09
8	348	20,72	6,61	14,11	856,01
9	353	21,06	6,82	14,30	894,71



Şekil 2.14 1,5 m/s taze hava giriş hızında ısı transfer katsayılarının sıcaklık farkı ile değişimi



Şekil 2.15 1,5 m/s taze hava giriş hızında ısı akılarının sıcaklık farkı ile değişimi

Elde edilen CFD sonuçlarına göre 1,5 m/s taze hava giriş hızında sırasıyla 313 K, 318 K, 323 K, 328 K, 333 K, 338 K, 343 K, 348 K ve 353 K radyatör yüzey sıcaklıklarında radyatör yüzeyindeki taşınım, ışıınım ve toplam ısı akılarının ile ısı transfer katsayılarının sıcaklık farkına bağlı değişimlerini gösteren grafikler yukarıda Şekil 2.14 ve Şekil 2.15 ile gösterilmiştir.

Bu sonuçlara göre 1,5 m/s taze hava giriş hızında; taşınım ısı akısı 285,79 W/m² ile 919,32 W/m² arasında, ışıınım akısı 120,66 W/m² ile 441,20 W/m² arasında, toplam ısı akısı 406,45 W/m² ile 1360,52 W/m² arasında, taşınım ısı transfer katsayısı 11,68 W/m² K ile 14,30 W/m²K arasında, ışıınım ısı transfer katsayısı 4,87 W/m²K ile 6,82 W/m²K arasında ve toplam ısı transfer katsayısı 16,40 W/m²K ile 21,06 W/m²K arasında bulunmuştur.

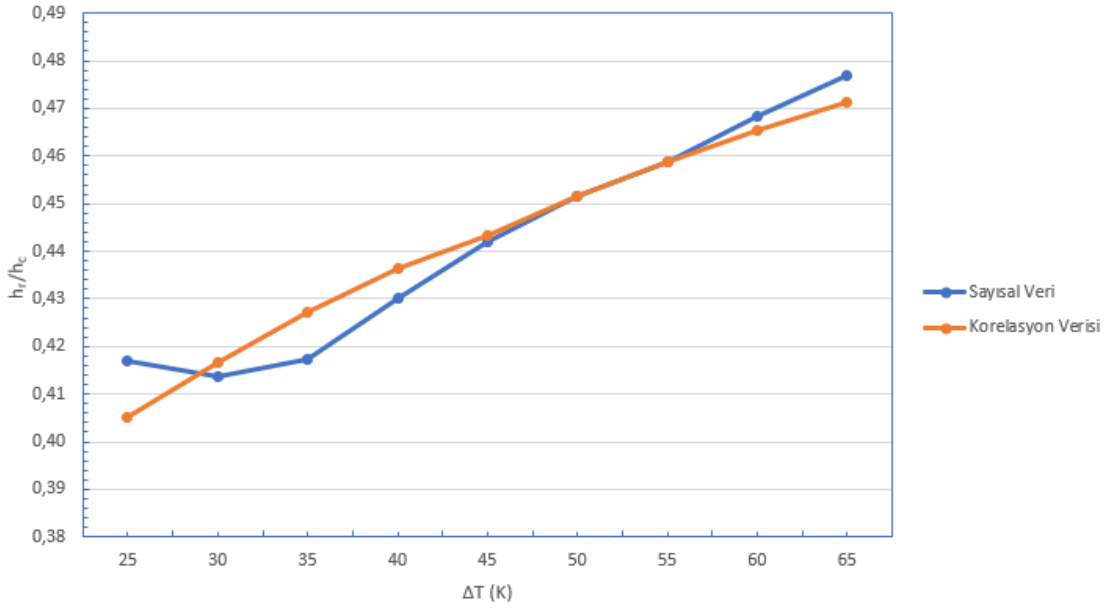
Elde edilen sayısal verilerden yola çıkarak, 1,5 m/s taze hava hızında ışıınım ısı transfer katsayısı ile taşınım ısı transfer katsayısı arasında aşağıdaki denklem ile ifade edilen korelasyon oluşturulmuştur.

$$\frac{h_r}{h_c} = 0,244114(\Delta T)^{0,15774} \quad (2.18)$$

1,5 m/s taze hava üfleme hızında, radyatör yüzeyindeki ışıınım ısı transfer katsayısı ile taşınım ısı transfer katsayısı arasındaki ilişkiyi ifade korelasyon sonuçları ile elde edilen sayısal verilerin karşılaştırılması ve hata oranı Tablo 2.6 ve Şekil 2.16 ile gösterilmiştir.

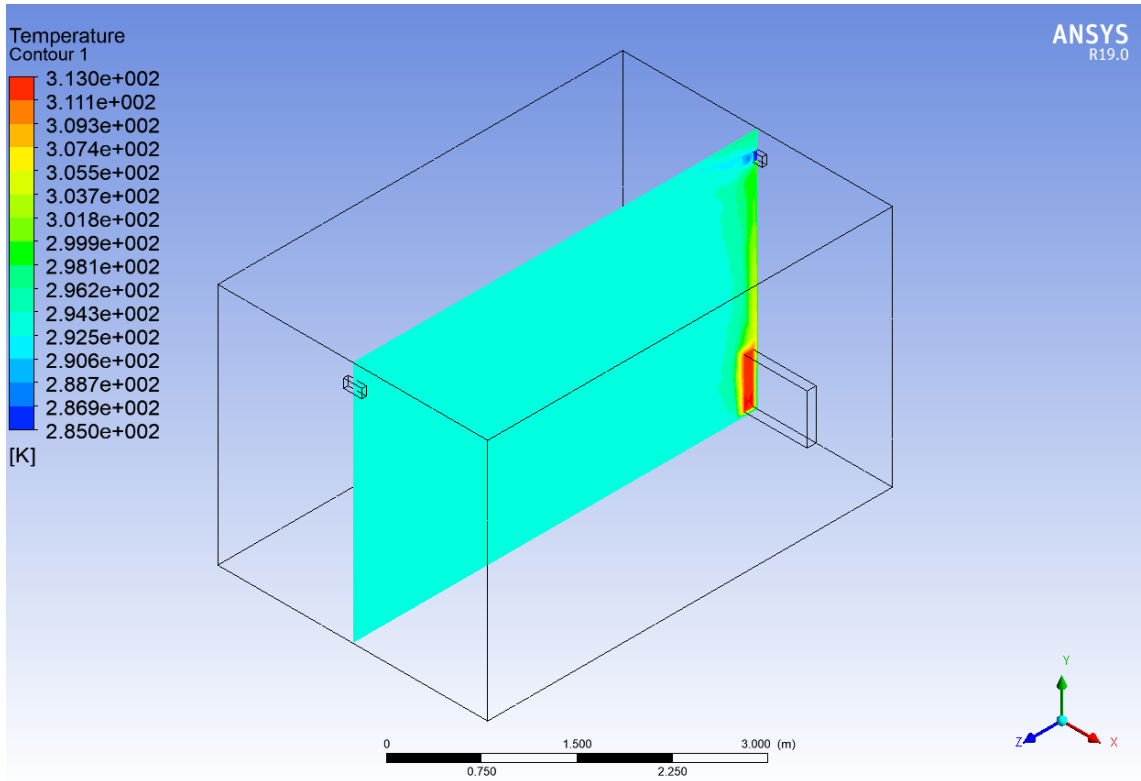
Tablo 2.6 1,5 m/s Taze Hava Üfleme Hızında Sayısal Verilerin Korelasyon Sonuçları ile Karşılaştırılması

Referans Sıcaklık Farkı ΔT K	Sayısal Veri h_r/h_c	Korelasyon Verisi h_r/h_c	Hata Oranı %
25	0,416952055	0,405047	2,855303
30	0,413683373	0,416804	0,75423
35	0,417364813	0,4272	2,35645
40	0,43018018	0,436327	1,42888
45	0,442136499	0,443305	0,26425
50	0,451495259	0,451647	0,0336
55	0,458781362	0,458866	0,01836
60	0,468462084	0,465206	0,694953
65	0,476923077	0,471126	1,215451

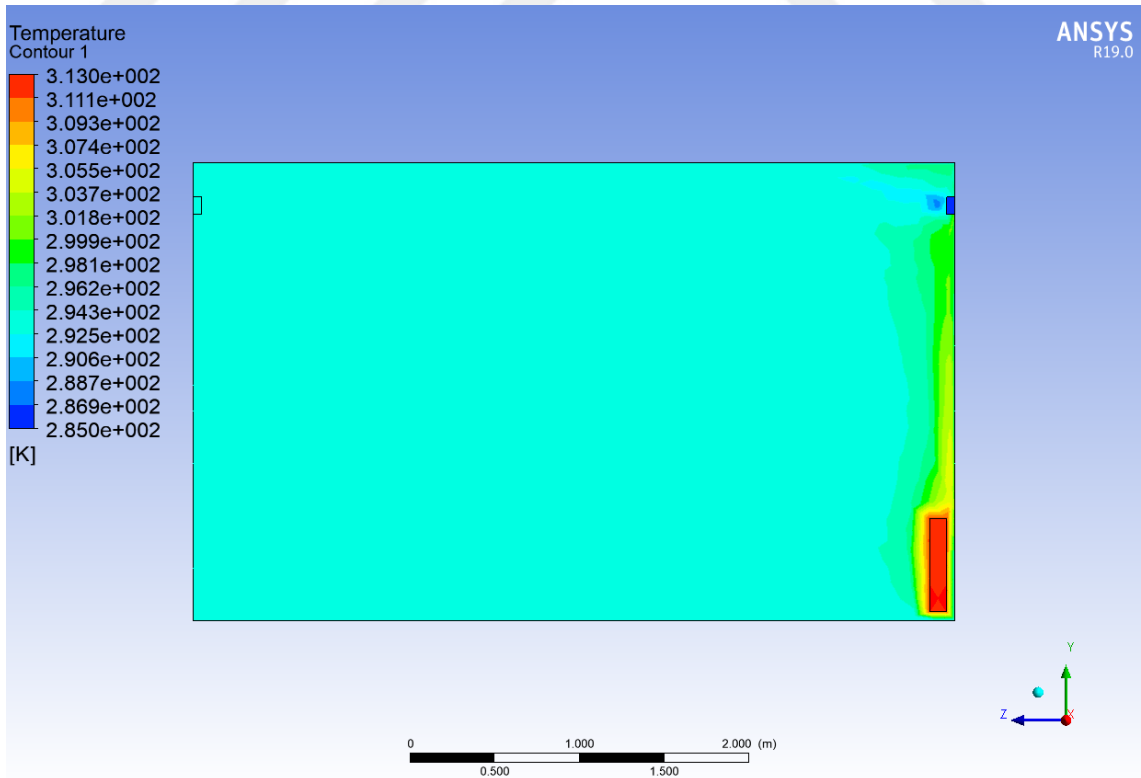


Şekil 2.16 1,5 m/s taze hava giriş hızında elde edilen sayısal veriler ile korelasyon verilerinin karşılaştırılması

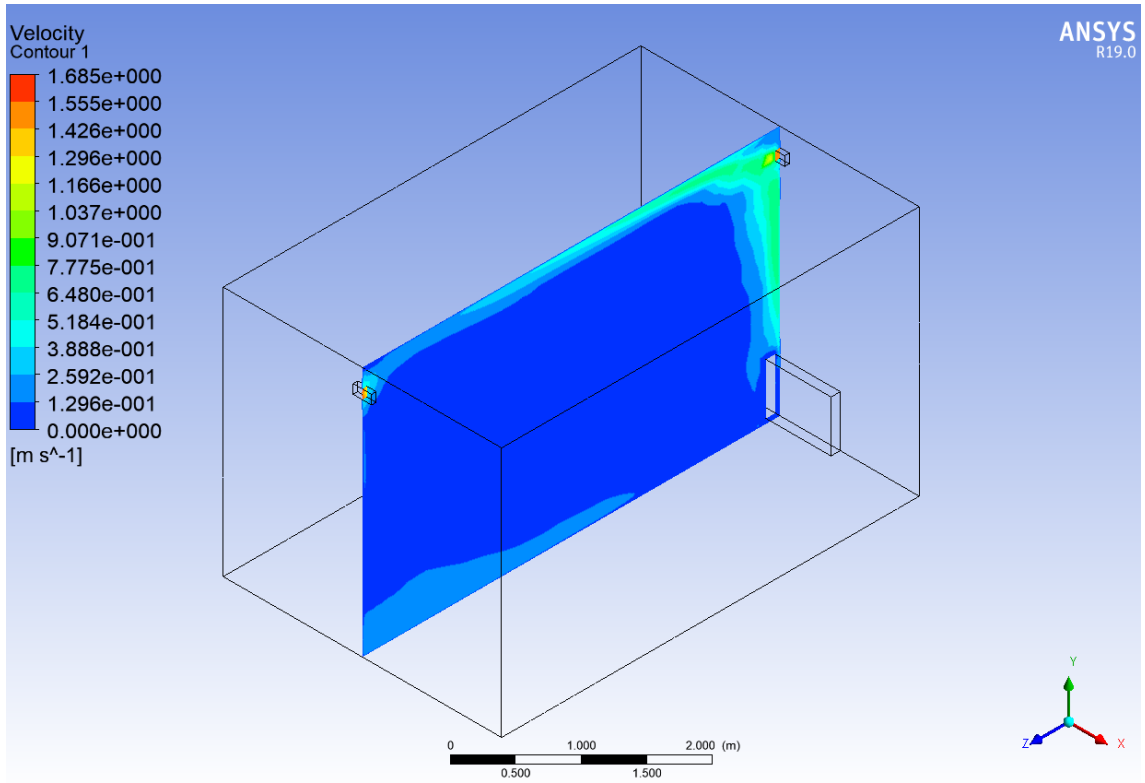
313 K ve 353 K radyatör yüzey sıcaklıklarında yaşam mahalindeki sıcaklık dağılımları, hız dağılımları ve hız vektörleri, izometrik görünümünden ve X-düzlemi görünümünden aşağıda Şekil 2.17 ile Şekil 2.32 arasında verilmiştir.



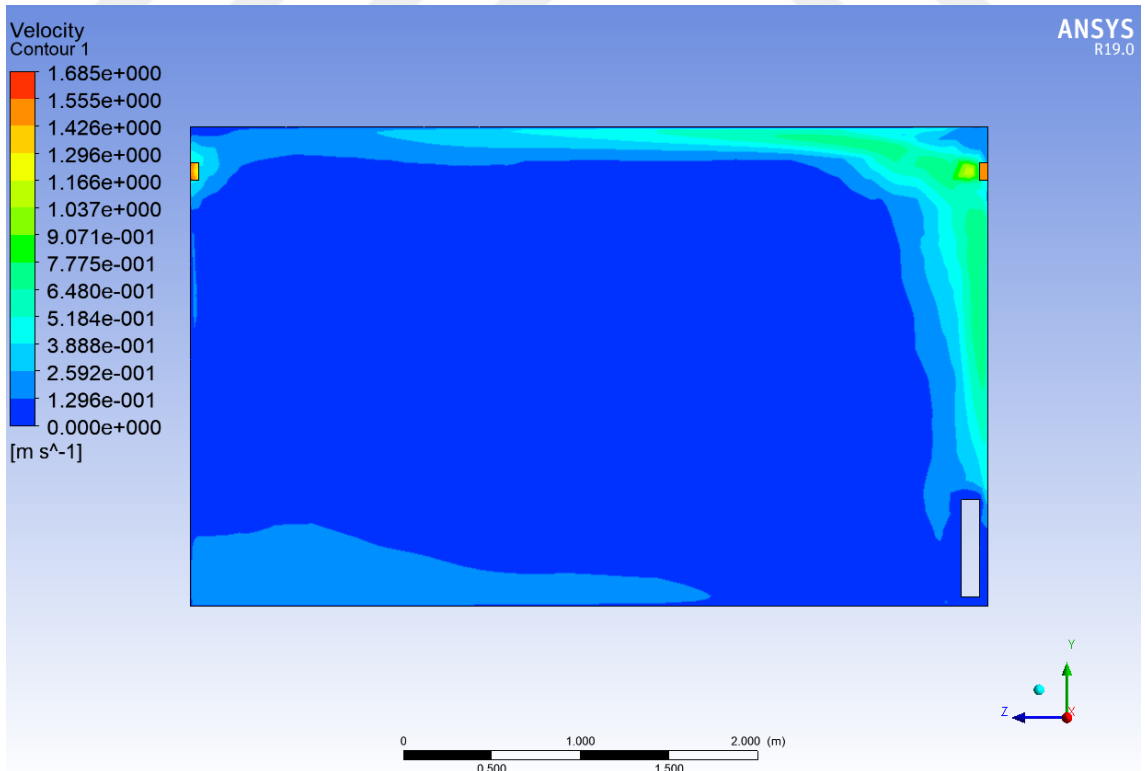
Şekil 2.17 313 K radyatör sıcaklığında sıcaklık dağılımının izometrik görünümü



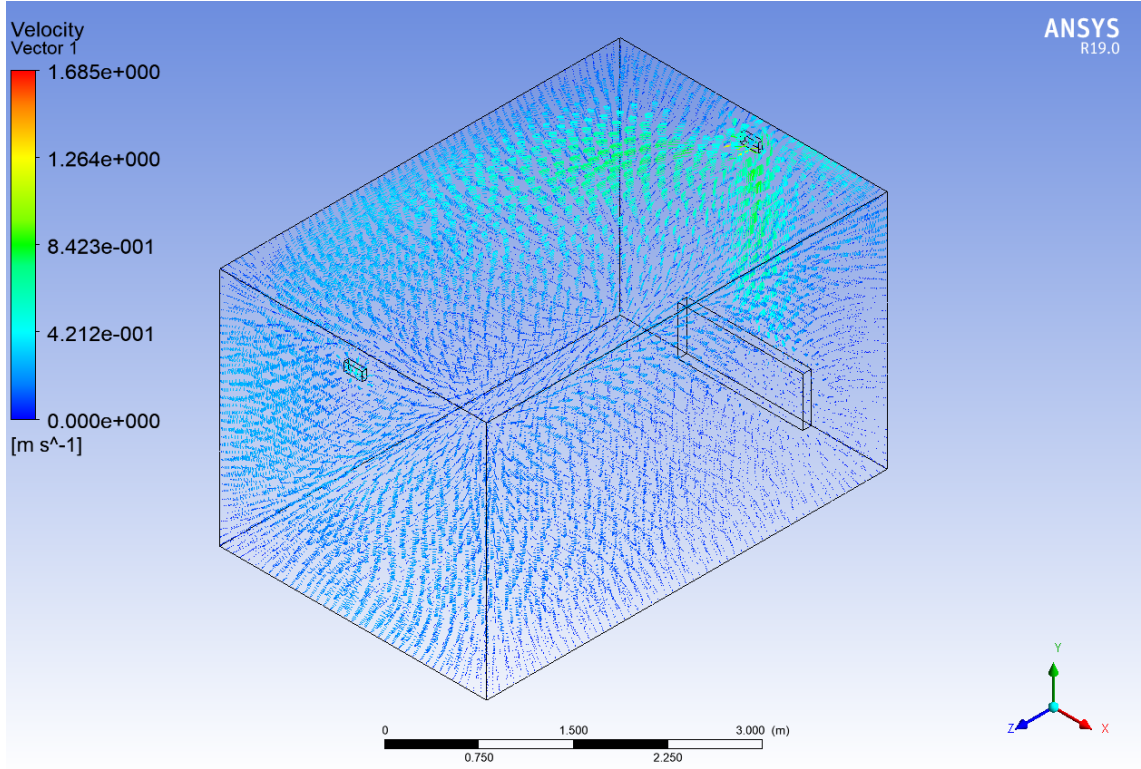
Şekil 2.18 313 K radyatör sıcaklığında sıcaklık dağılımının X-düzleminde görünümü



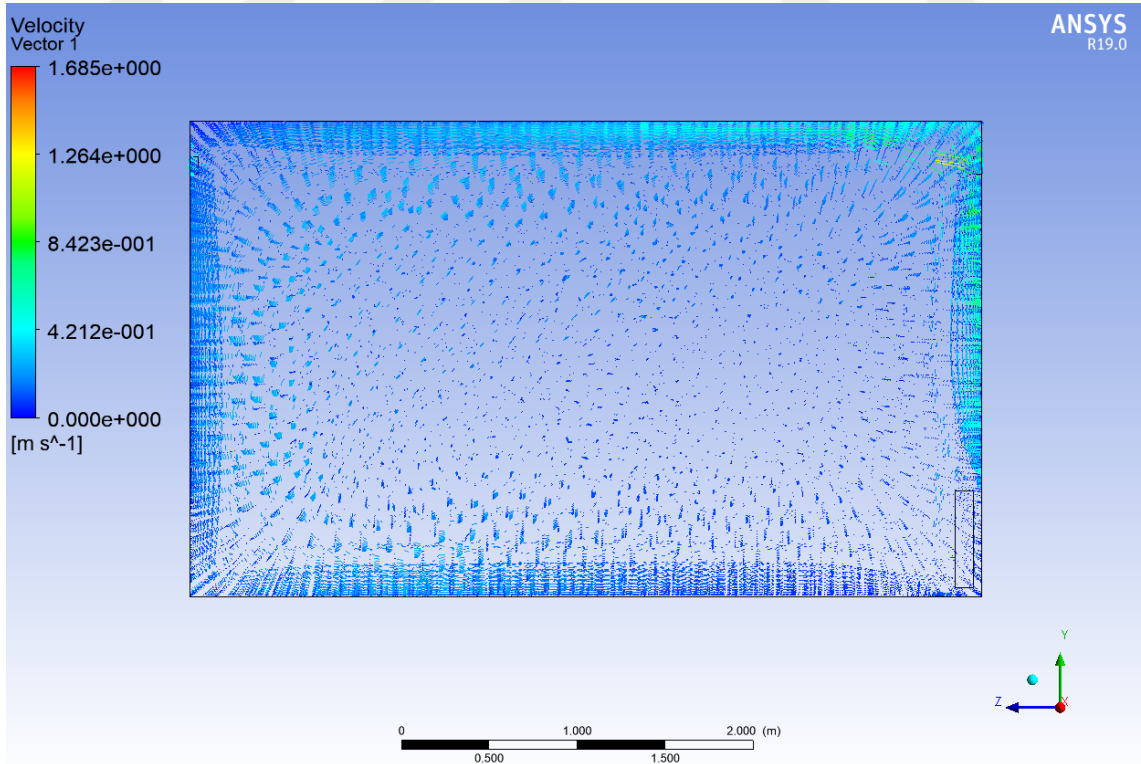
Şekil 2.19 313 K radyatör sıcaklığında hız dağılımının izometrik görünümü



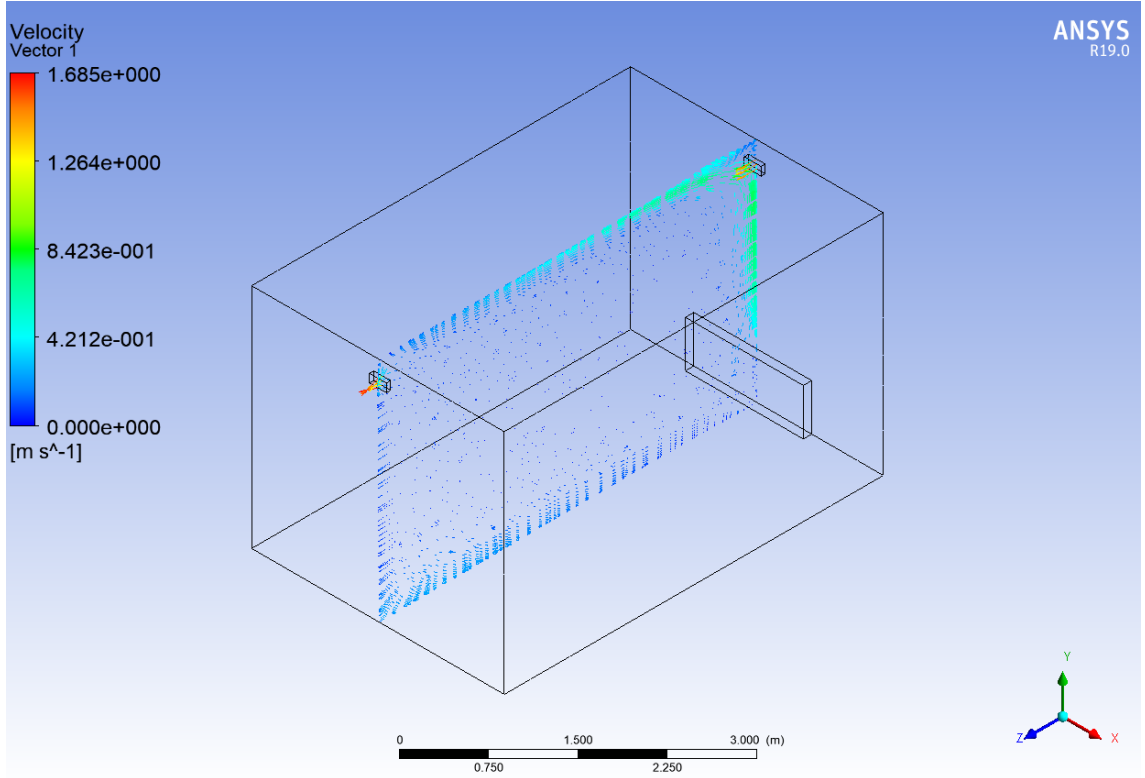
Şekil 2.20 313 K radyatör sıcaklığında hız dağılımının X-düzleminde görünümü



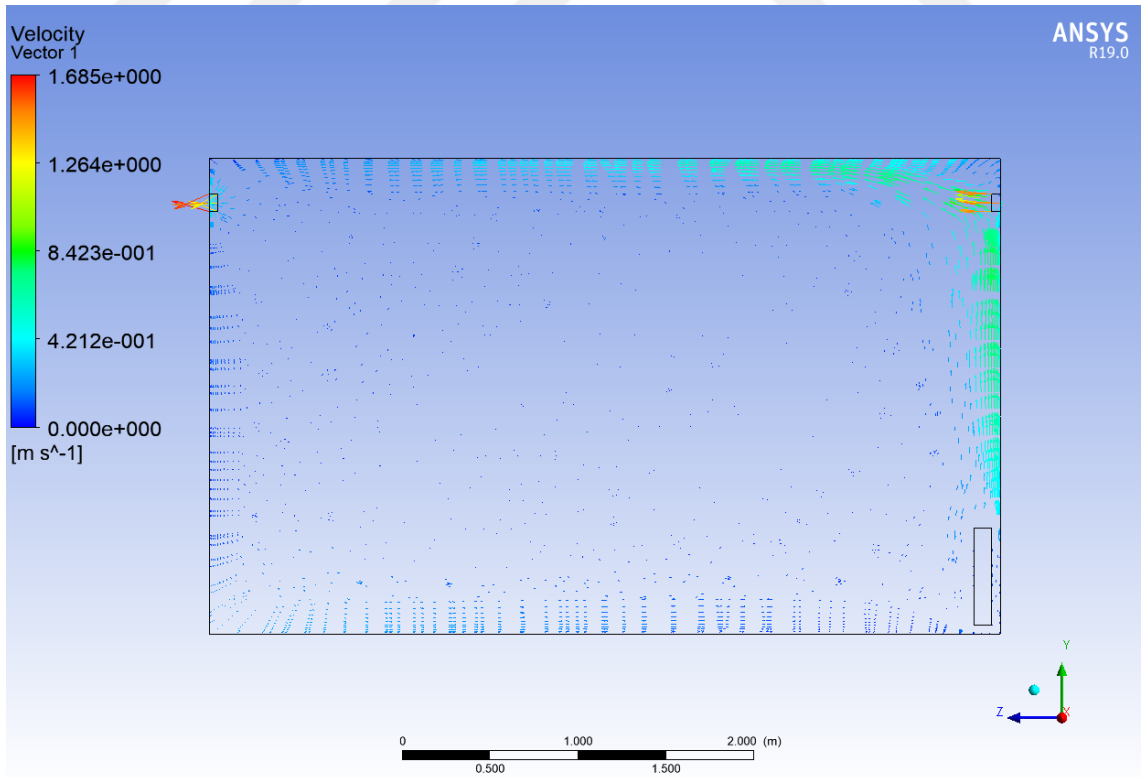
Şekil 2.21 313 K radyatör sıcaklığında oda içerisindeki hız vektörlerinin izometrik görünümü



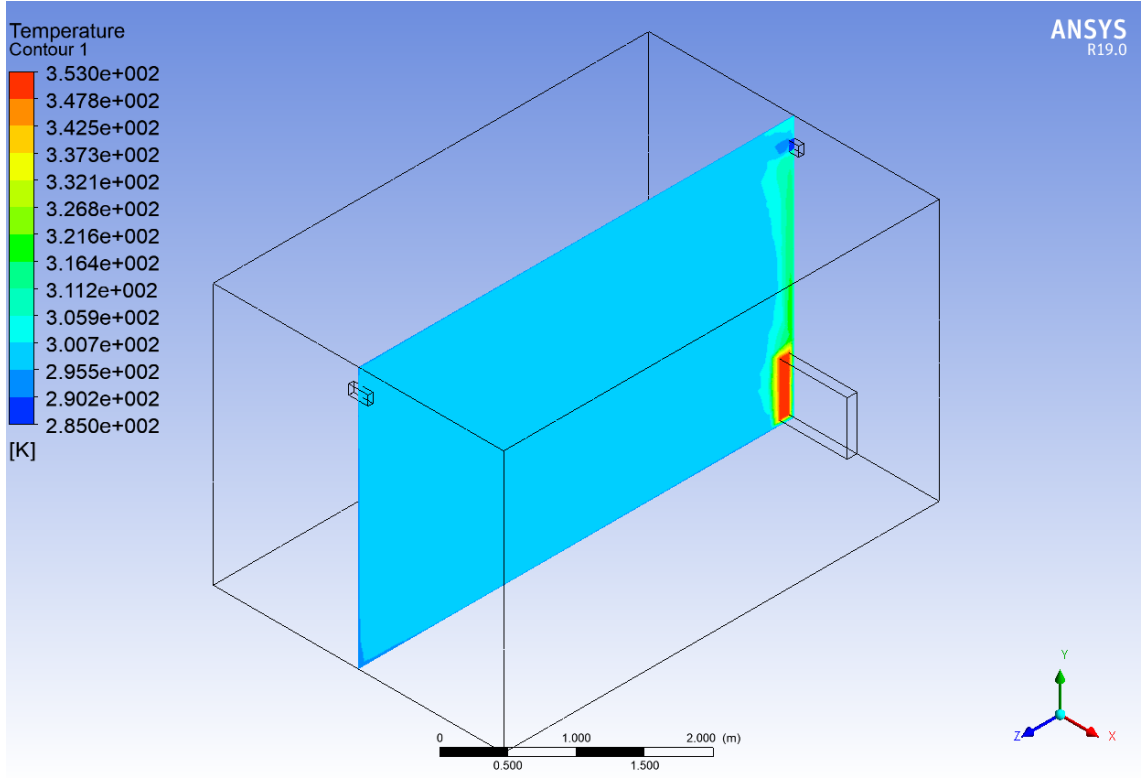
Şekil 2.22 313 K radyatör sıcaklığında oda içerisindeki hız vektörlerinin X-düzleminden görünümü



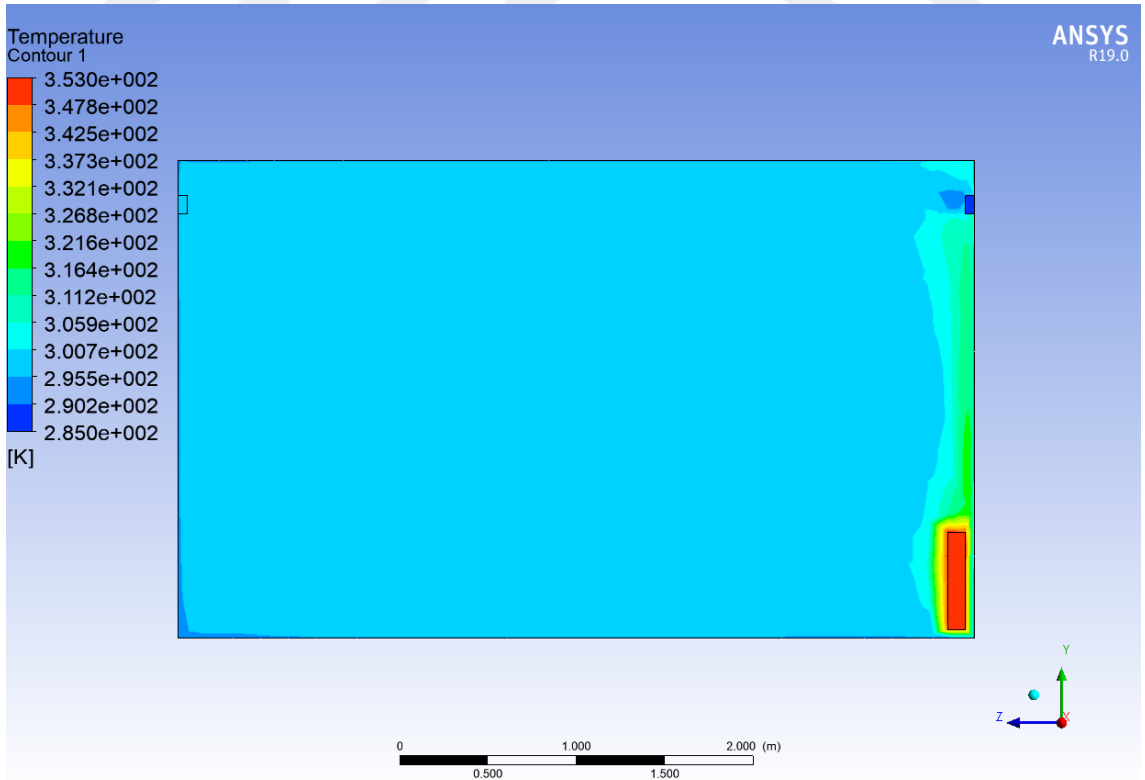
Şekil 2.23 313 K radyatör sıcaklığında hız vektörlerinin odanın ortasında YZ düzleminde oluşturulan yüzey üzerinde izometrik görünümü



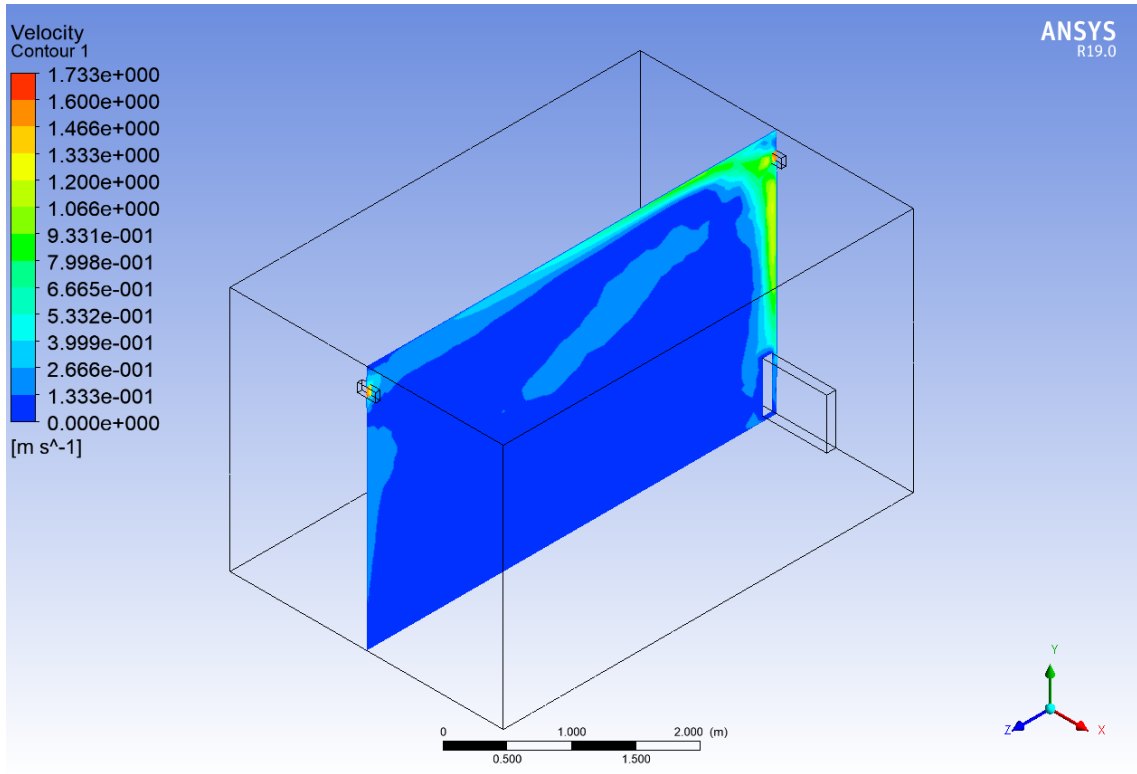
Şekil 2.24 313 K radyatör sıcaklığında hız vektörlerinin odanın ortasında YZ düzleminde oluşturulan yüzey üzerinde X-düzleminde görünümü



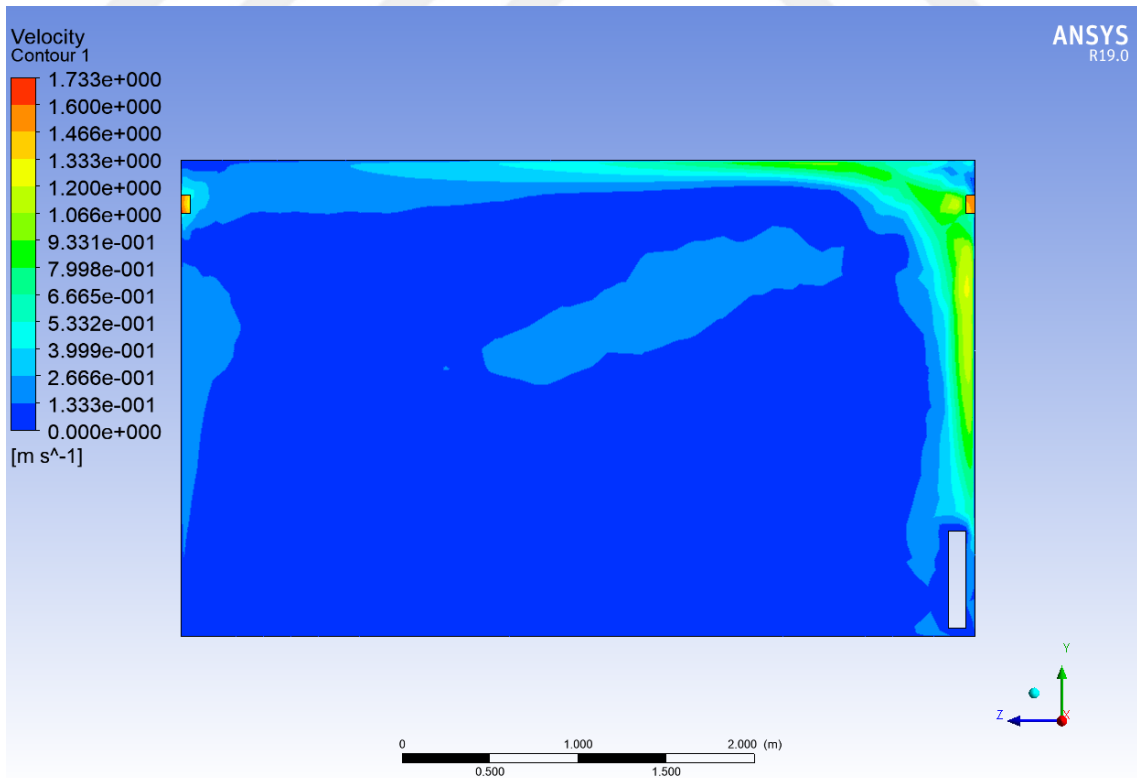
Şekil 2.25 353 K radyatör sıcaklığında sıcaklık dağılımının izometrik görünümü



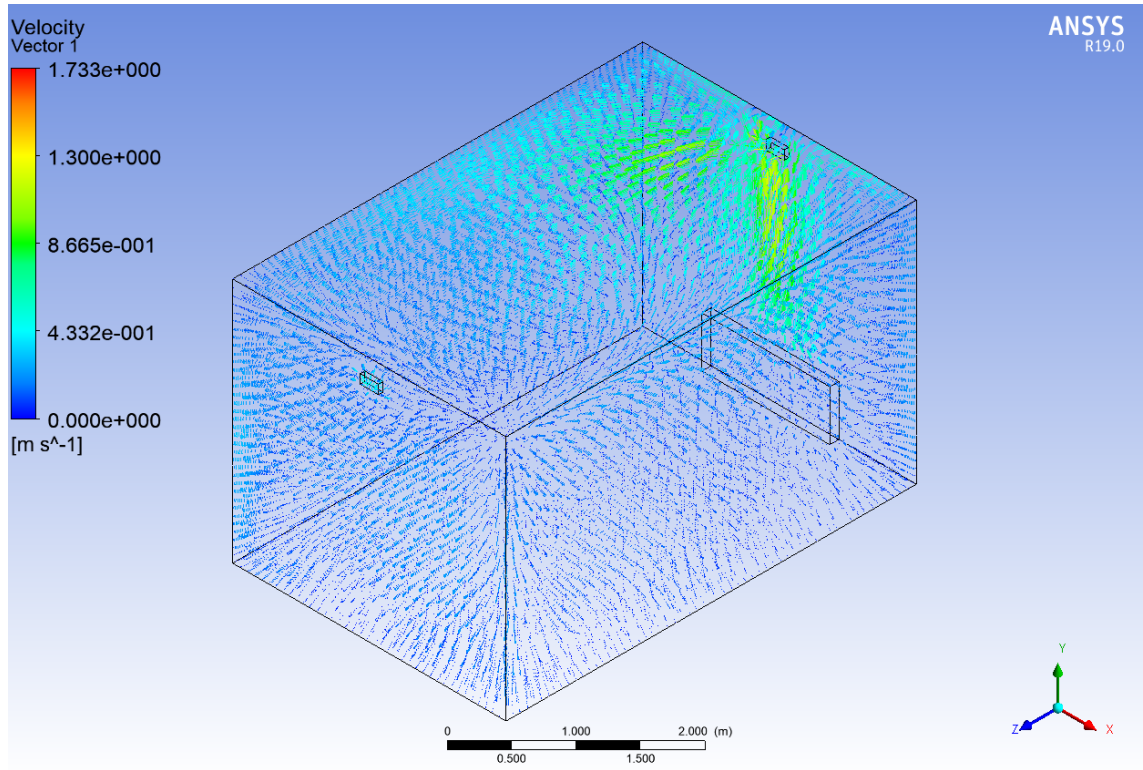
Şekil 2.26 353 K radyatör sıcaklığında sıcaklık dağılımının X-düzleminde görünümü



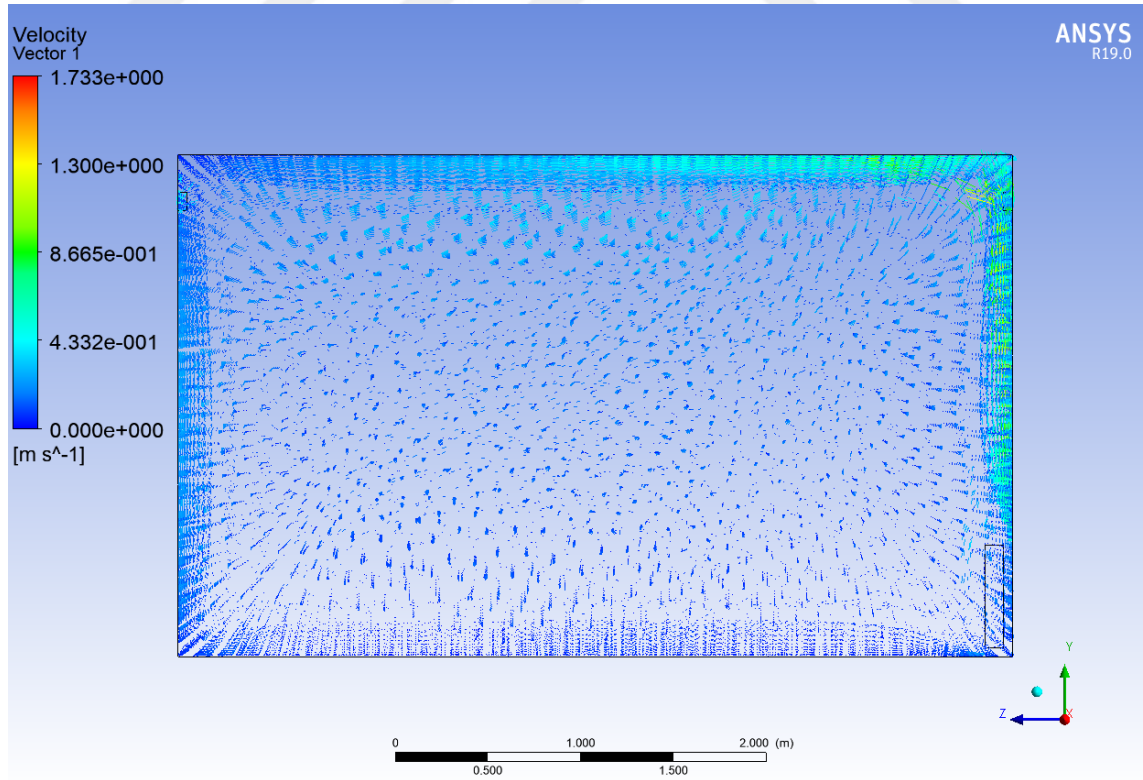
Şekil 2.27 353 K radyatör sıcaklığında hız dağılımının izometrik görünümü



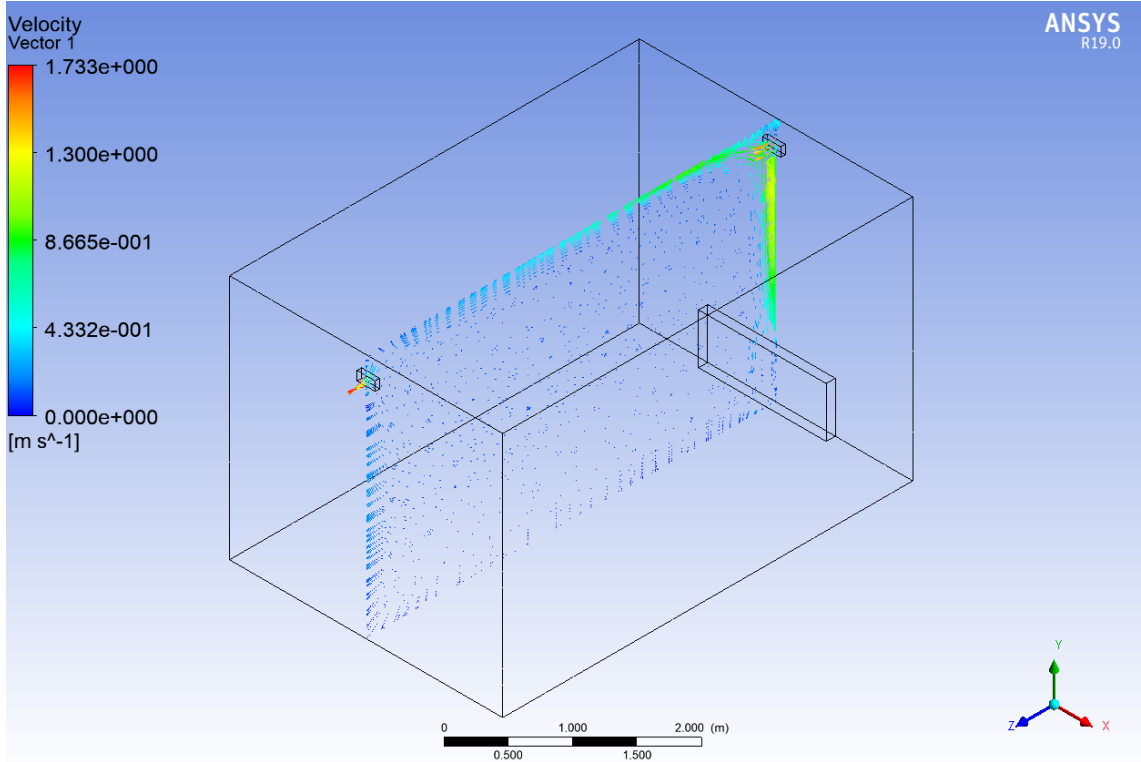
Şekil 2.28 353 K radyatör sıcaklığında hız dağılımının X-düzleminden görünümü



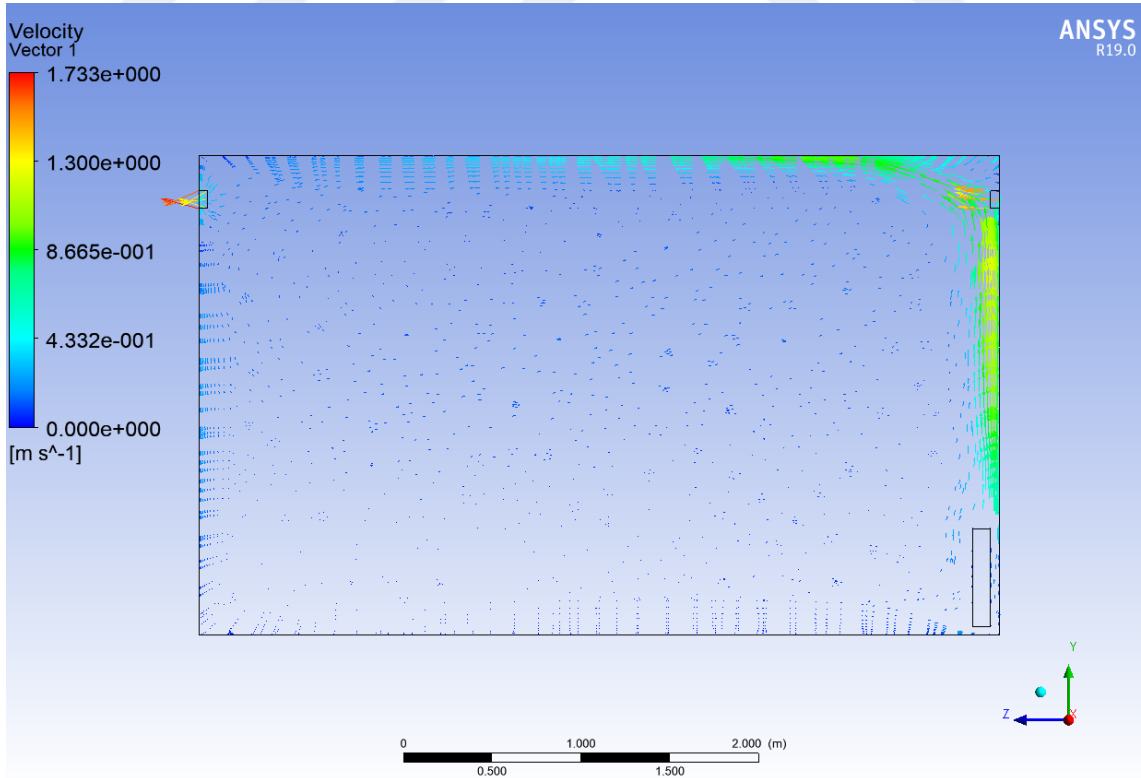
Şekil 2.29 353 K radyatör sıcaklığında oda içerisindeki hız vektörlerinin izometrik görünümü



Şekil 2.30 353 K radyatör sıcaklığında oda içerisindeki hız vektörlerinin X-düzleminden görünümü



Şekil 2.31 353 K radyatör sıcaklığında hız vektörlerinin odanın ortasında YZ düzleminde oluşturulan yüzey üzerinde izometrik görünümü



Şekil 2.32 353 K radyatör sıcaklığında hız vektörlerinin odanın ortasında YZ düzleminde oluşturulan yüzey üzerinde X-düzleminde görünümü

Odadaki sıcaklık dağılımına bakıldığında, radyatör üzerinde doğal taşınım etkileri ile ısınarak yükselen hava ile oda içerisindeki doğal hava ve taze hava girişi sebebiyle olan ısı kaybı gözlenmektedir. Aynı şekilde hız dağılımlarına ve hız vektörlerine bakılarak, doğal taşınım etkileri ile havalandırma etkileri görülebilmektedir.

2.3.4.2 2 m/s Taze Hava Giriş Hızında Elde Edilen Sonuçlar

İkinci durumda, taze hava giriş hızı 2 m/s'ye çıkarılıp çözümler yinelenmiştir. Sırasıyla 313 K, 318 K, 323 K, 328 K, 333K, 338 K, 343 K, 348 K ve 353 K radyatör yüzey sıcaklıklarında radyatör yüzeyindeki ısı transfer karakteristikleri hesaplamalı akışkanlar dinamiği simülasyonu ile çözülmüştür. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği simülasyonunda tanımlanan parametreler Tablo 2.7 ile, radyatör yüzeyinde hesaplanan ısı akıları ve ısı transfer katsayıları ise Tablo 2.8 ve Tablo 2.9 ile verilmiştir.

Tablo 2.7 2 m/s Taze Hava Giriş Hızında Tanımlanan Parametreler

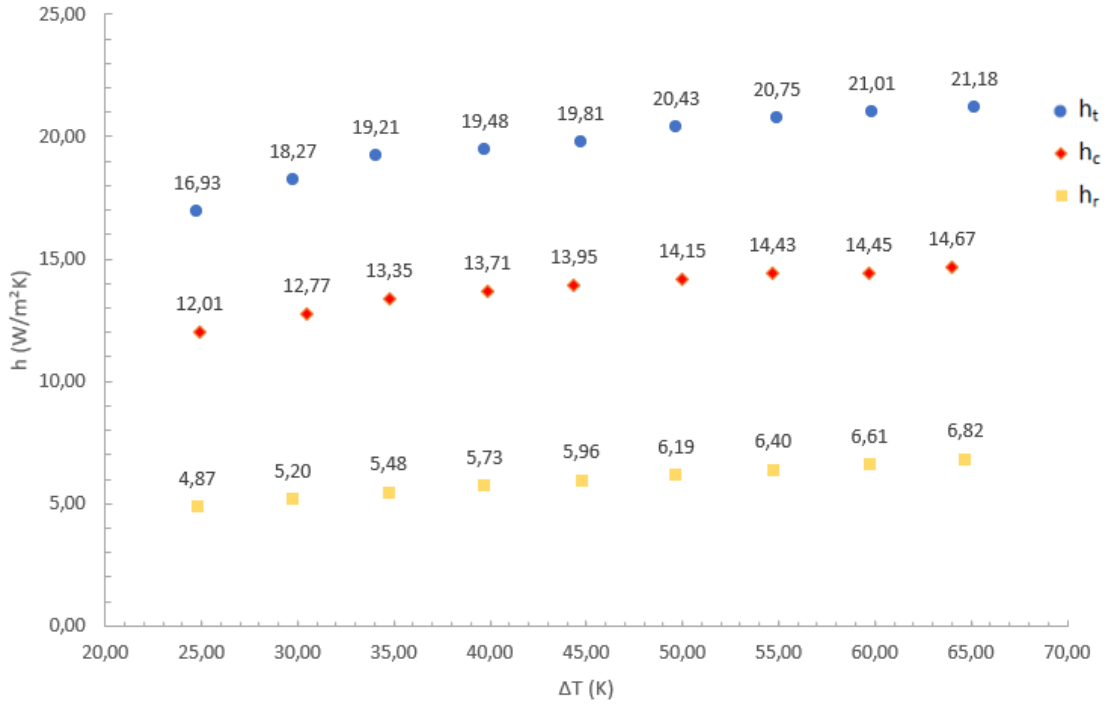
No.	Radyatör Yüzey Sıcaklığı	Taze Hava Giriş Hızı m/s	Taze Hava Giriş Sıcaklığı K	Egzoz Havası Çıkış Sıcaklığı K	Duvar Sıcaklıkları K
1	313	2	285	293	293
2	318	2	285	293	293
3	323	2	285	293	293
4	328	2	285	293	293
5	333	2	285	293	293
6	338	2	285	293	293
7	343	2	285	293	293
8	348	2	285	293	293
9	353	2	285	293	293

Tablo 2.8 2 m/s Taze Hava Giriş Hızında Elde Edilen Radyatör Yüzeyindeki Isı Akıları

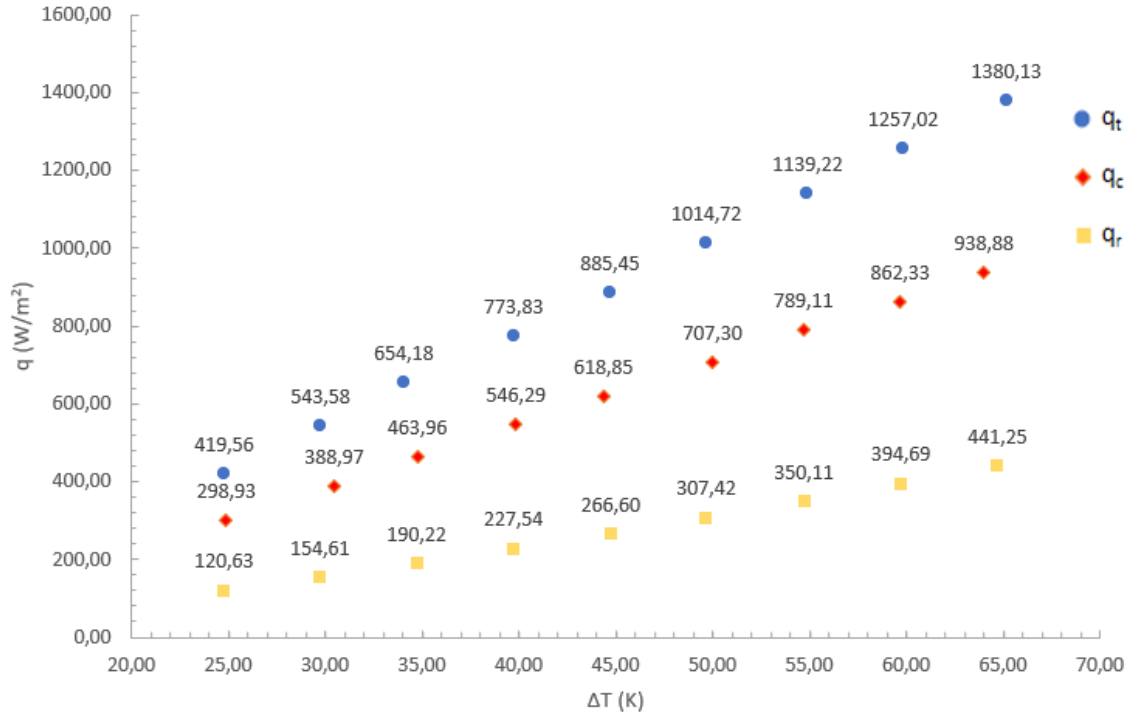
No.	Radyatör Yüzey Sıcaklığı	Toplam Isı Akısı q_t W/m ²	İşınım Isı Akısı q_r W/m ²	Taşınım Isı Akısı q_c W/m ²	İşınımın Toplam Isı Akısına Oranı q_r/q_t
1	313	419,56	120,63	298,93	0,28752
2	318	543,58	154,61	388,97	0,28443
3	323	654,18	190,22	463,96	0,29078
4	328	773,83	227,54	546,29	0,29404
5	333	885,45	266,60	618,85	0,30109
6	338	1014,72	307,42	707,30	0,30296
7	343	1139,22	350,11	789,11	0,30732
8	348	1257,02	394,69	862,33	0,31399
9	353	1380,13	441,25	938,88	0,31972

Tablo 2.9 2 m/s Taze Hava Giriş Hızında Elde Edilen Radyatör Yüzeyindeki Isı Transfer Katsayıları

No.	Radyatör Yüzey Sıcaklığı	Toplam Isı Transfer Katsayısı h_t W/m ² K	İşınım Isı Transfer Katsayısı h_r W/m ² K	Taşınım Isı Transfer Katsayısı h_c W/m ² K	Nusselt Sayısı
1	313	16,93	4,87	12,01	699,77
2	318	18,27	5,20	12,77	754,91
3	323	19,21	5,48	13,35	793,60
4	328	19,48	5,73	13,71	805,10
5	333	19,81	5,96	13,95	818,56
6	338	20,43	6,19	14,15	844,03
7	343	20,75	6,40	14,43	857,38
8	348	21,01	6,61	14,45	868,07
9	353	21,18	6,82	14,67	875,28



Şekil 2.33 2 m/s taze hava giriş hızında ısı transfer katsayılarının sıcaklık farkı ile değişimi



Şekil 2.34 2 m/s taze hava giriş hızında ısı akılarının sıcaklık farkı ile değişimi

Elde edilen CFD sonuçlarına göre 2 m/s taze hava giriş hızında sırasıyla 313 K, 318 K, 323 K, 328 K, 333 K, 338 K, 343 K, 348 K ve 353 K radyatör yüzey sıcaklıklarında radyatör yüzeyindeki taşınım, ışıınım ve toplam ısı akılarının ile ısı transfer katsayılarının sıcaklık farkına bağlı değişimlerini gösteren grafikler yukarıda Şekil 2.33 ve Şekil 2.34 ile gösterilmiştir.

Bu sonuçlara göre 2 m/s taze hava giriş hızında; taşınım ısı akısı 298,93 W/m² ile 938,88 W/m² arasında, ışıınım akısı 120,63 W/m² ile 441,25 W/m² arasında, toplam ısı akısı 419,56 W/m² ile 1380,13 W/m² arasında, taşınım ısı transfer katsayısı 12,01 W/m²K ile 14,67 W/m²K arasında, ışıınım ısı transfer katsayısı 4,87 W/m²K ile 6,82 W/m²K arasında ve toplam ısı transfer katsayısı 16,93 W/m²K ile 21,18 W/m²K arasında bulunmuştur.

Taze hava giriş hızının 1,5 m/s'den 2 m/s'ye çıkarılması ile; taşınım etkilerinin ortalama %2-3 civarı arttığı gözlenmiştir. Bunun sebebi, oda içerisindeki hava hızının artmasının taşınım zorlanmış etkileri artırmasıdır. Işıınım etkilerinin ise salt yüzey sıcaklıklarına bağlı olduğu ve değişmediği gözlenmiştir. Bunun sebebi ışıınım ısı transferinin maddesel ortamdan etkilenmemesi ve maddesel ortama ihtiyaç duymamasıdır.

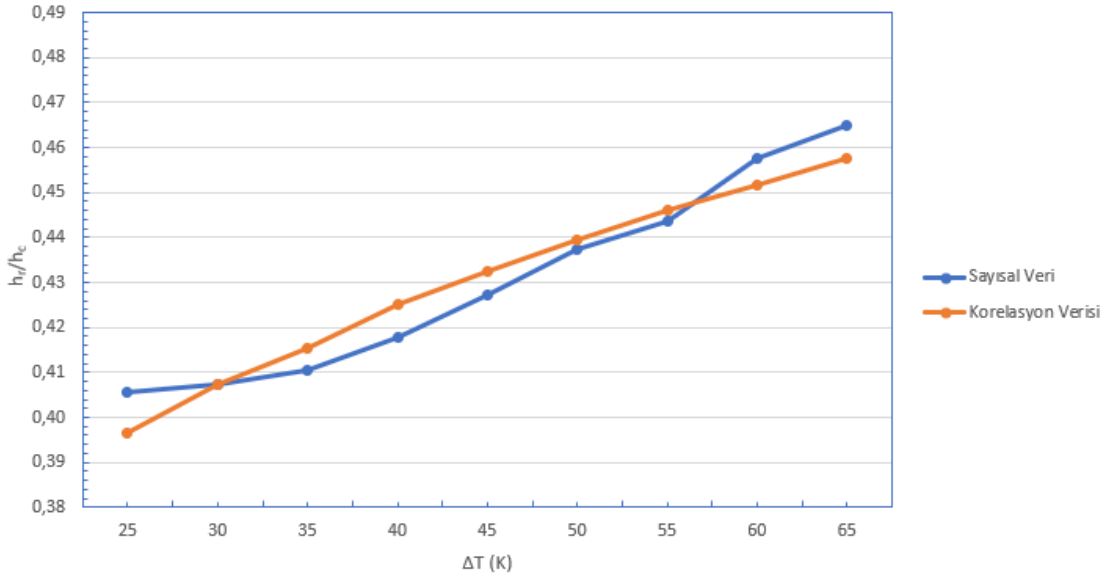
Elde edilen sayısal verilerden yola çıkarak, 2 m/s taze hava hızında ışıınım ısı transfer katsayısı ile taşınım ısı transfer katsayısı arasında aşağıdaki denklem ile ifade edilen korelasyon oluşturulmuştur.

$$\frac{h_r}{h_c} = 0,246199.(\Delta T)^{0,148331} \quad (2.19)$$

2 m/s taze hava üfleme hızında, radyatör yüzeyindeki ışıınım ısı transfer katsayısı ile taşınım ısı transfer katsayısı arasındaki ilişkiyi ifade korelasyon sonuçları ile elde edilen sayısal verilerin karşılaştırılması ve hata oranı Tablo 2.10 ve Şekil 2.35 ile gösterilmiştir.

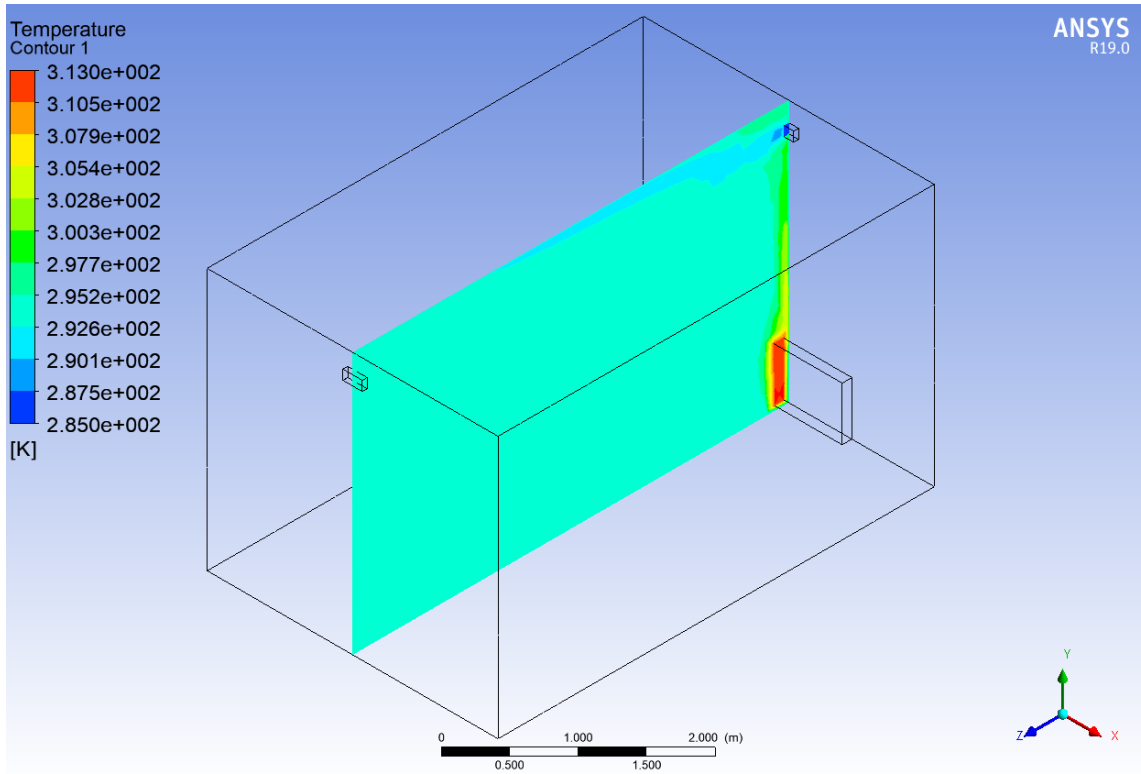
Tablo 2.10 2 m/s Taze Hava Üfleme Hızında Sayısal Verilerin Korelasyon Sonuçları ile Karşılaştırılması

Referans Sıcaklık Farkı ΔT K	Sayısal Veri h_r/h_c	Korelasyon Verisi h_r/h_c	Hata Oranı %
25	0,405495	0,396351	2,255105
30	0,407204	0,407245	0,00996
35	0,410487	0,415484	1,21743
40	0,417943	0,425085	1,70886
45	0,42724	0,432587	1,25159
50	0,437456	0,439407	0,44608
55	0,44352	0,445986	0,55593
60	0,457439	0,451708	1,252884
65	0,464894	0,457465	1,59808

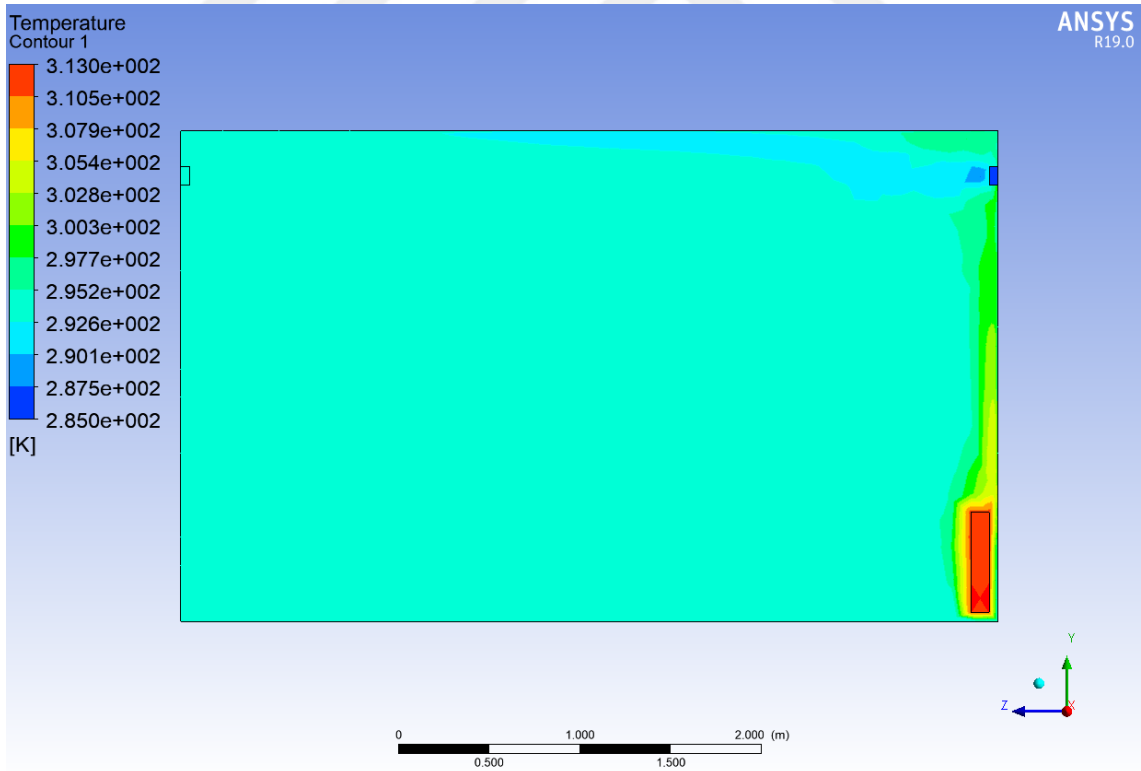


Şekil 2.35 2 m/s taze hava giriş hızında elde edilen sayısal veriler ile korelasyon verilerinin karşılaştırılması

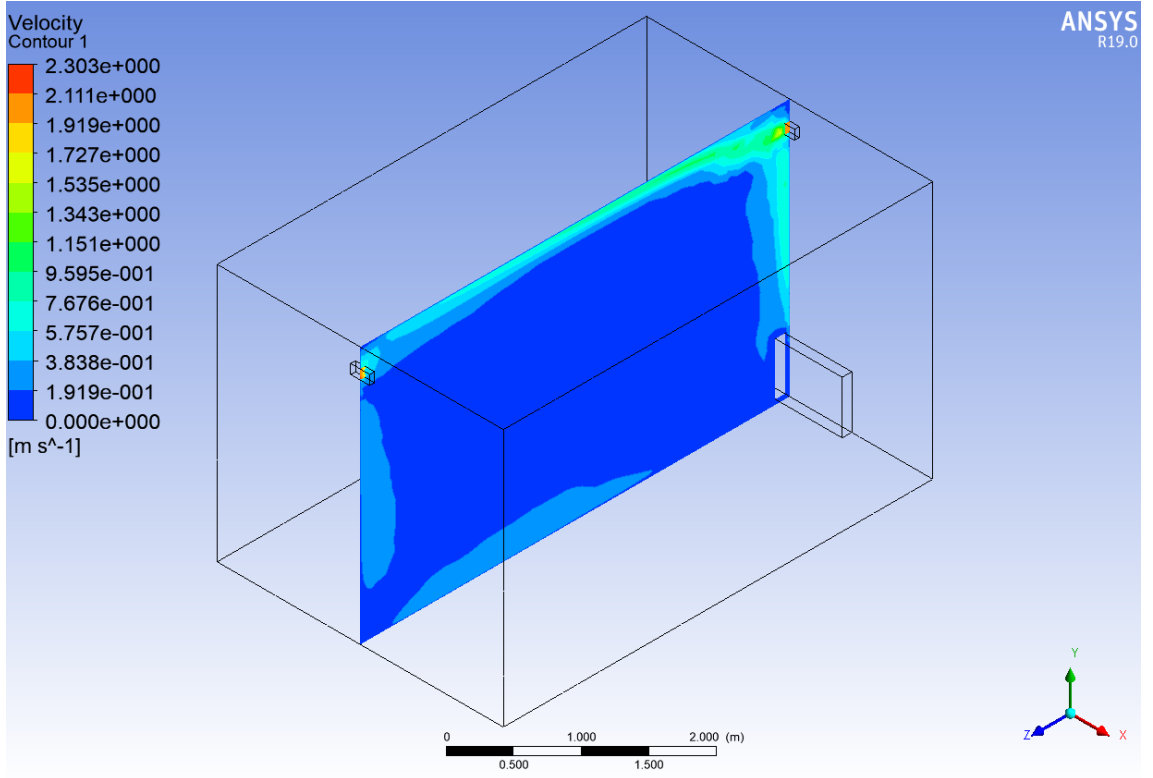
313 K ve 353 K radyatör yüzey sıcaklıklarında yaşam mahalindeki sıcaklık dağılımları, hız dağılımları ve hız vektörleri, izometrik görünümünden ve X-düzlemi görünümünden aşağıda Şekil 2.36 ile Şekil 2.51 arasında verilmiştir.



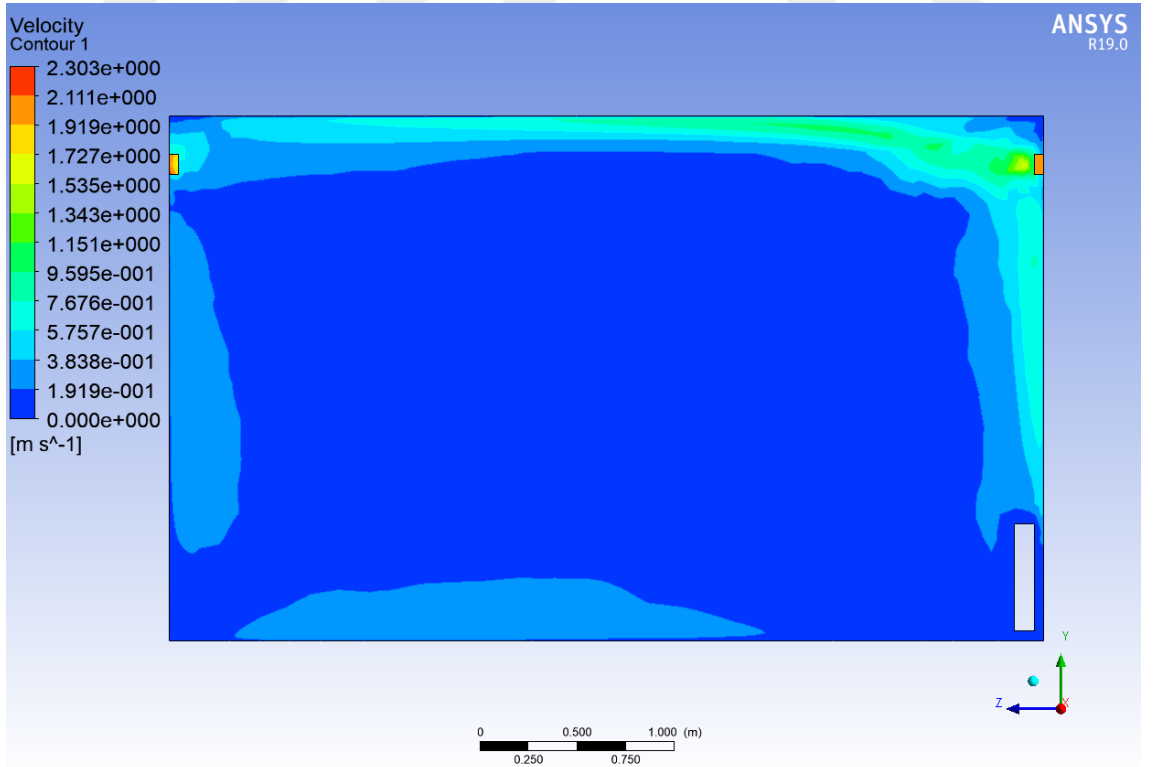
Şekil 2.36 313 K radyatör sıcaklığında sıcaklık dağılımının izometrik görünümü



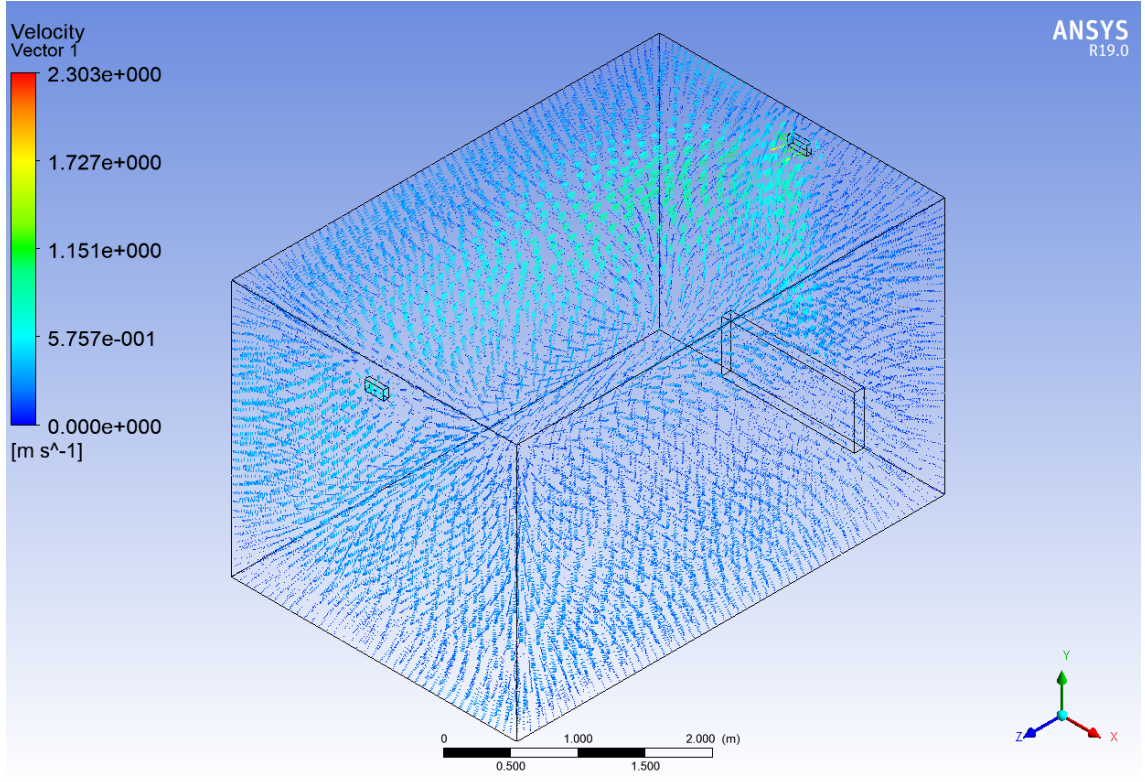
Şekil 2.37 313 K radyatör sıcaklığında sıcaklık dağılımının X-düzleminden görünümü



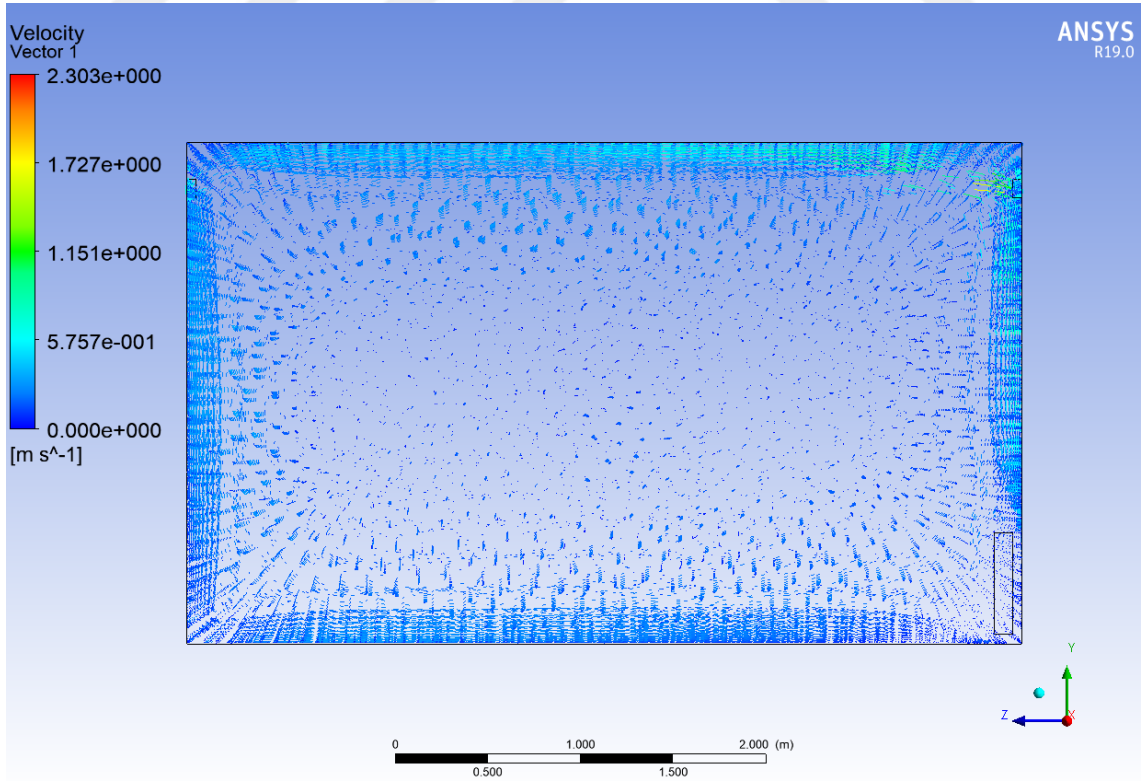
Şekil 2.38 313 K radyatör sıcaklığında hız dağılımının izometrik görünümü



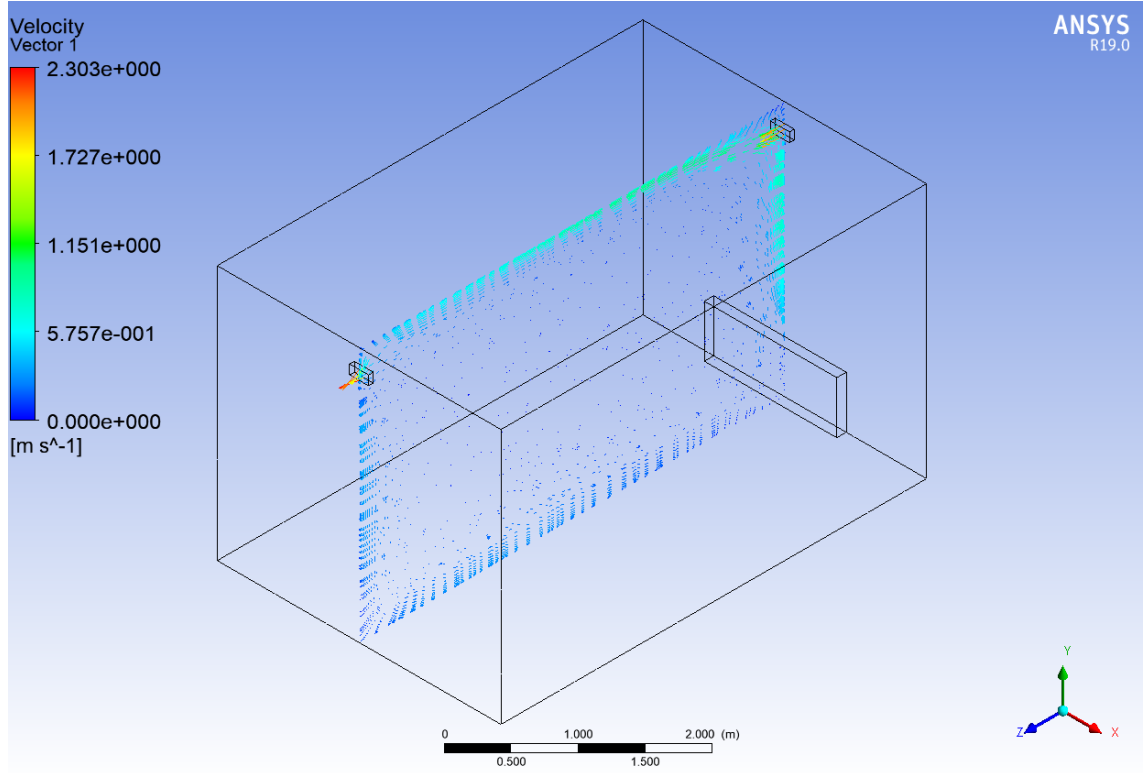
Şekil 2.39 313 K radyatör sıcaklığında hız dağılımının X-düzleminde görünümü



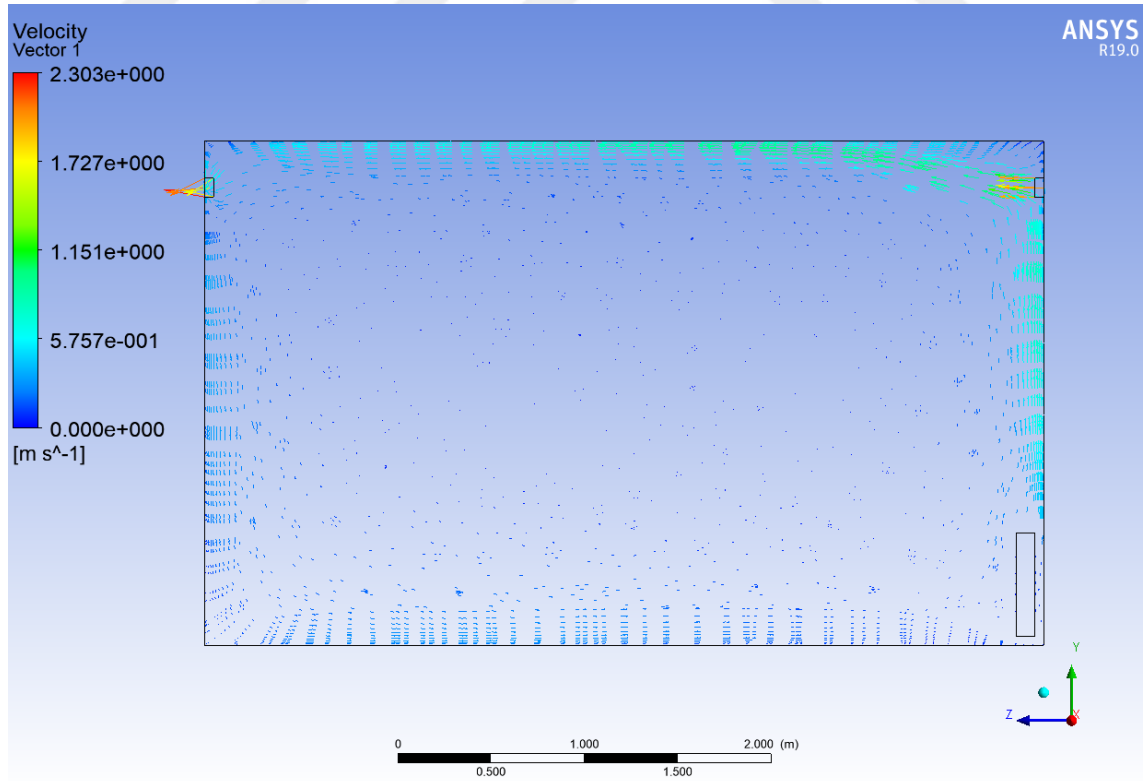
Şekil 2.40 313 K radyatör sıcaklığında oda içerisindeki hız vektörlerinin izometrik görünümü



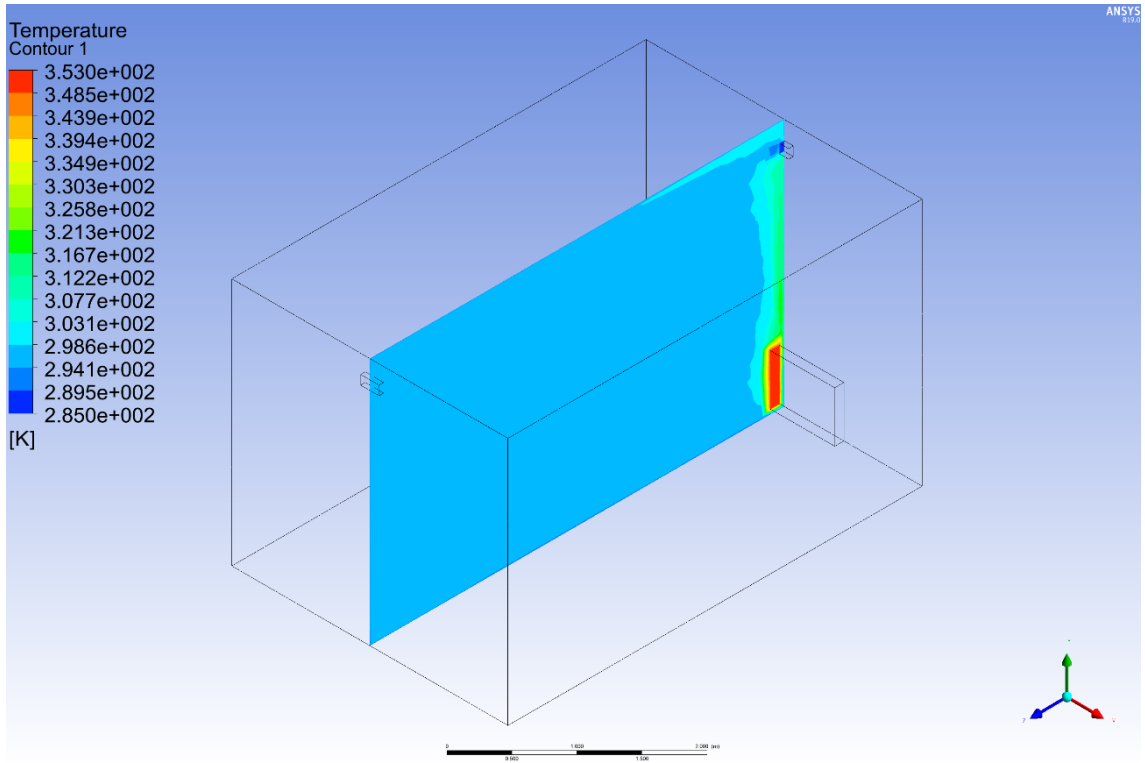
Şekil 2.41 313 K radyatör sıcaklığında oda içerisindeki hız vektörlerinin X-düzleminde görünümü



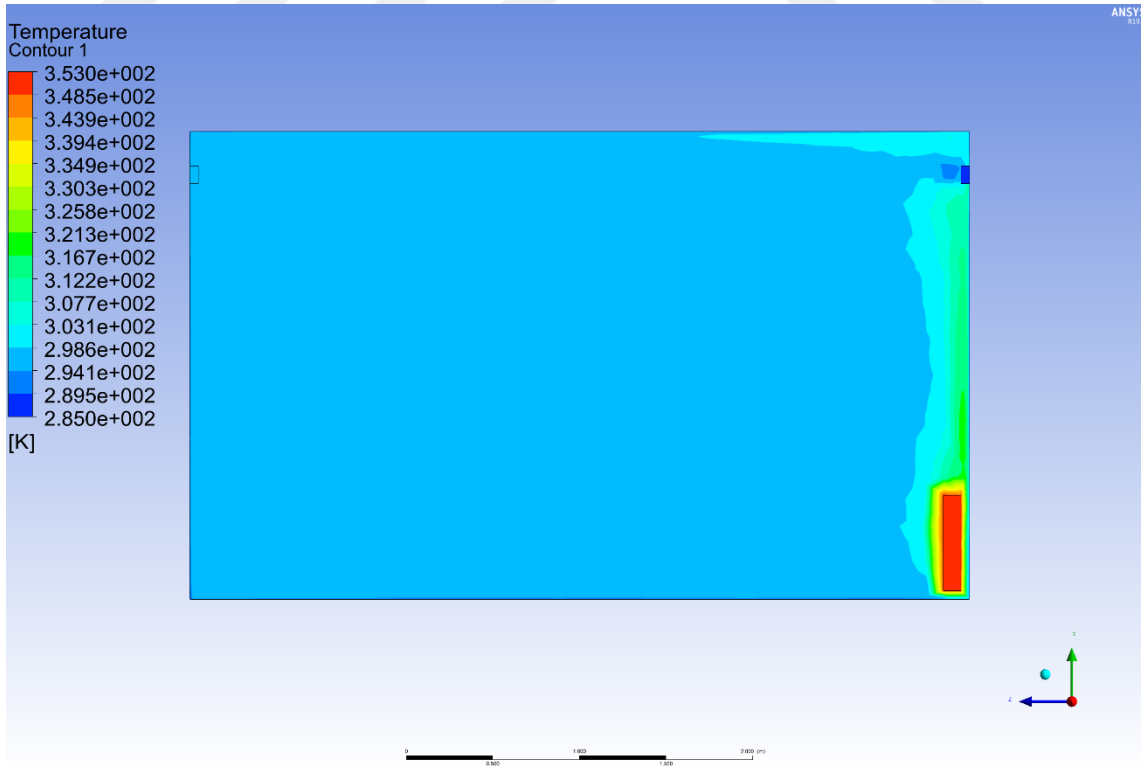
Şekil 2.42 313 K radyatör sıcaklığında hız vektörlerinin odanın ortasında YZ düzleminde oluşturulan yüzey üzerinde izometrik görünümü



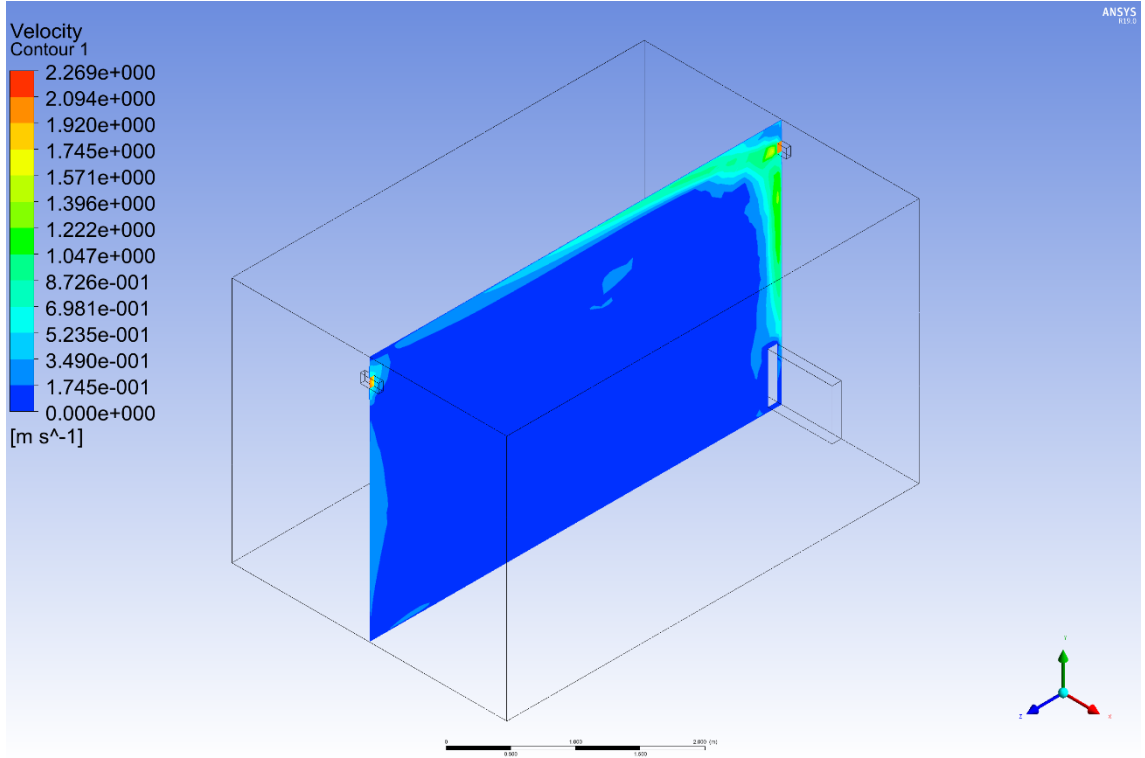
Şekil 2.43 313 K radyatör sıcaklığında hız vektörlerinin odanın ortasında YZ düzleminde oluşturulan yüzey üzerinde X-düzleminde görünümü



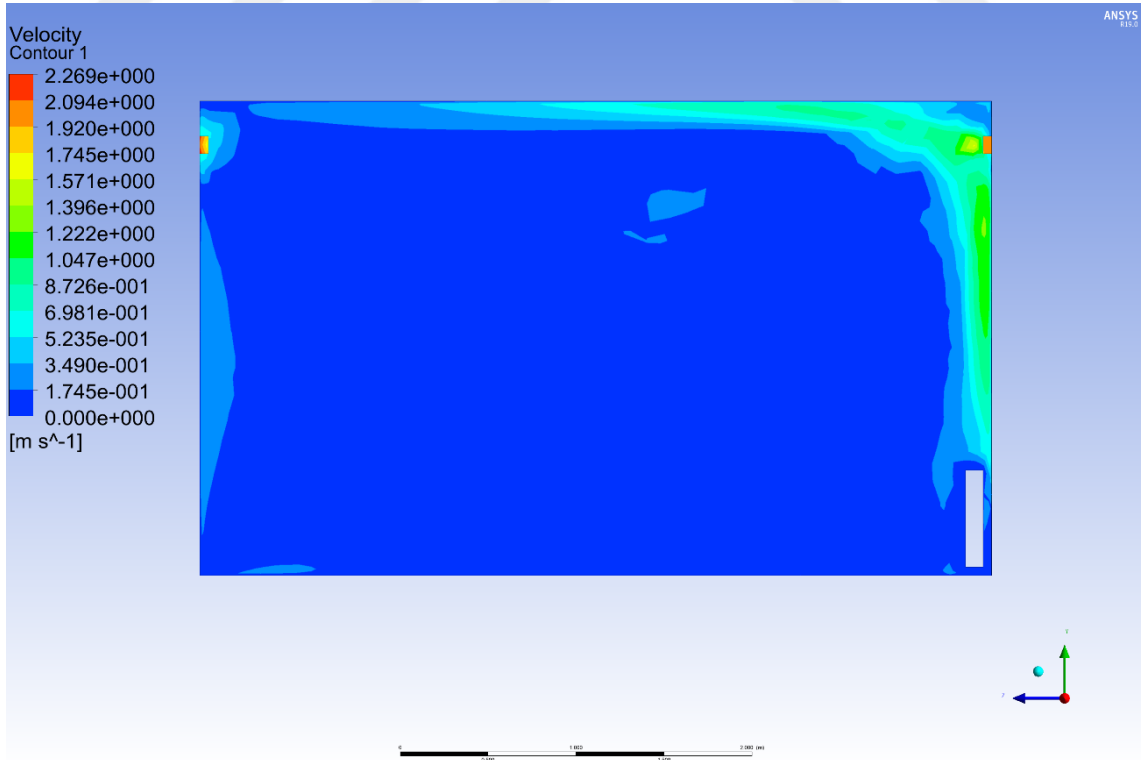
Şekil 2.44 353 K radyatör sıcaklığında sıcaklık dağılımının izometrik görünümü



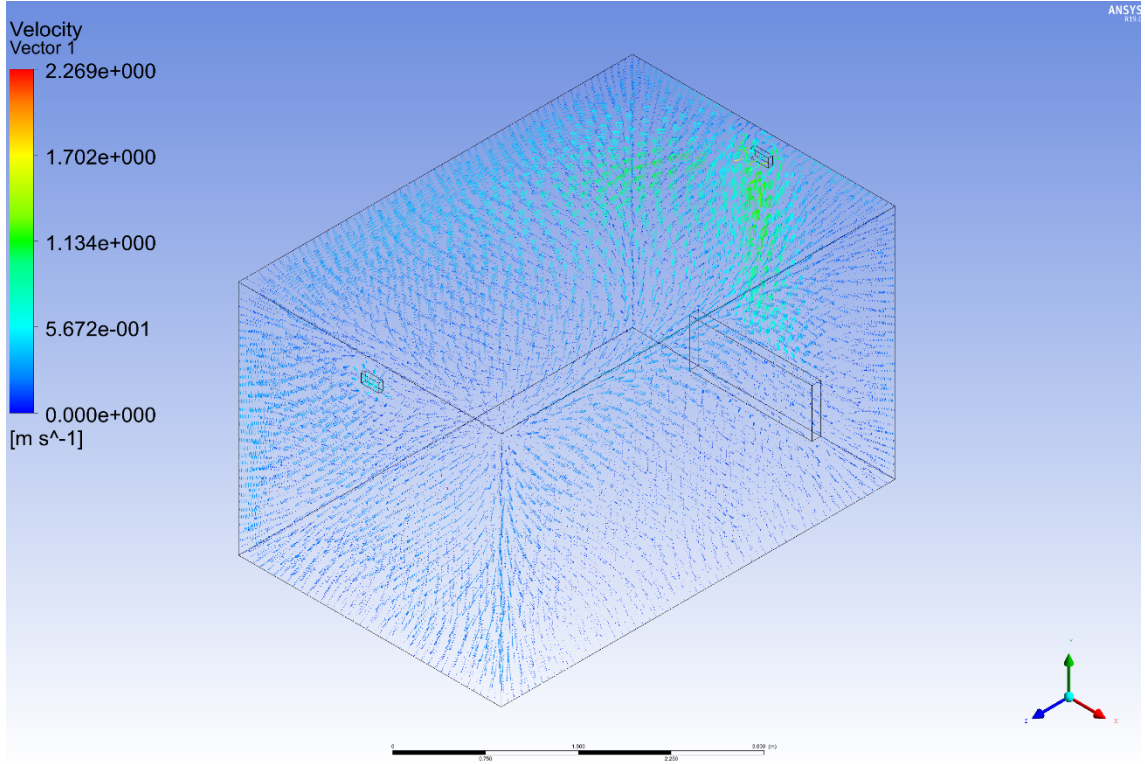
Şekil 2.45 353 K radyatör sıcaklığında sıcaklık dağılımının X-düzleminde görünümü



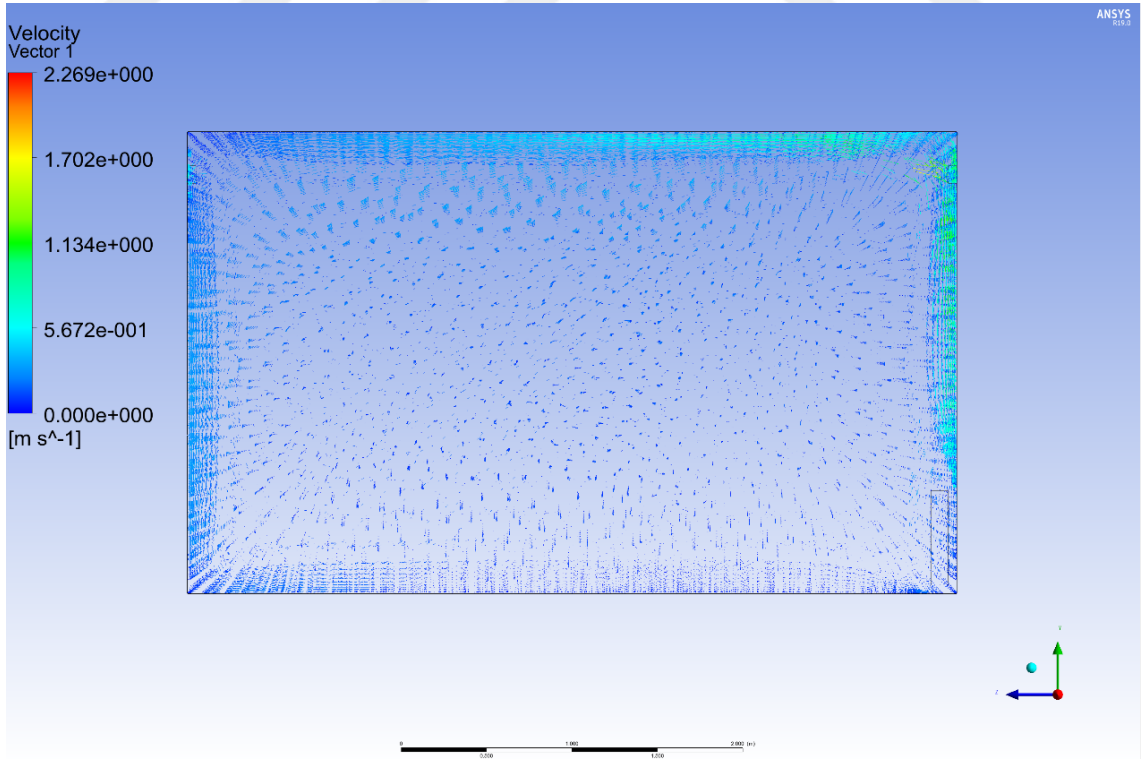
Şekil 2.46 353 K radyatör sıcaklığında hız dağılımının izometrik görünümü



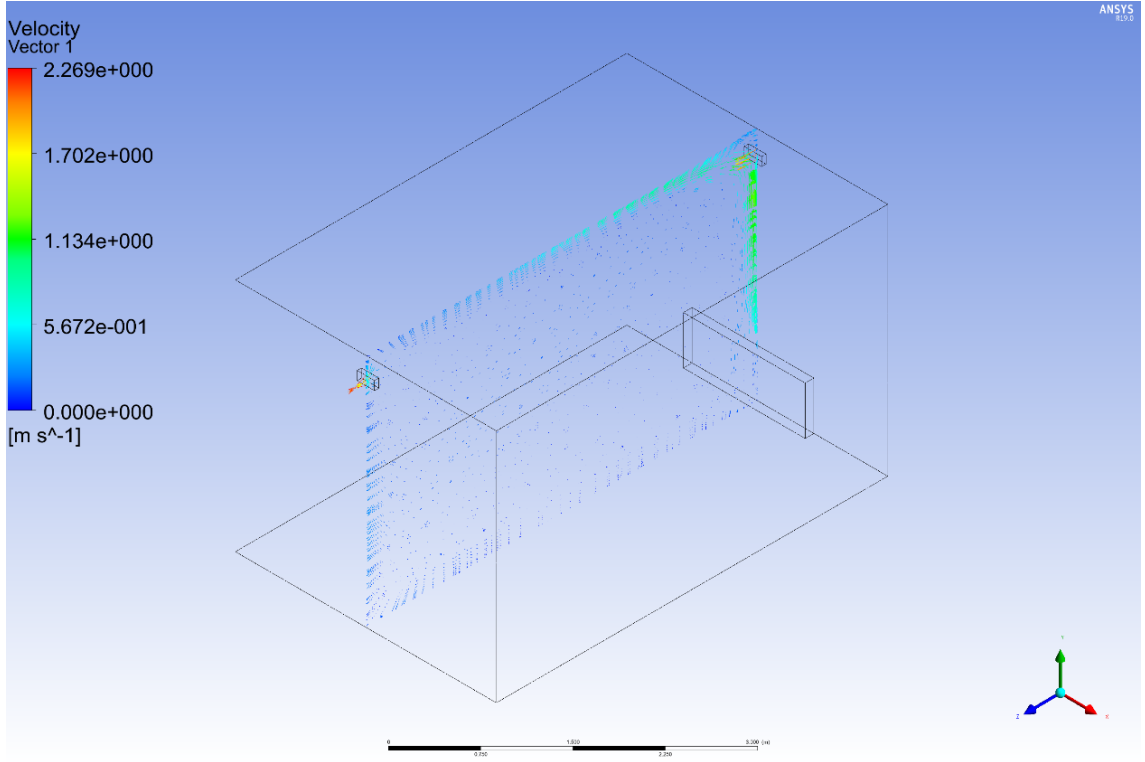
Şekil 2.47 353 K radyatör sıcaklığında hız dağılımının X-düzleminden görünümü



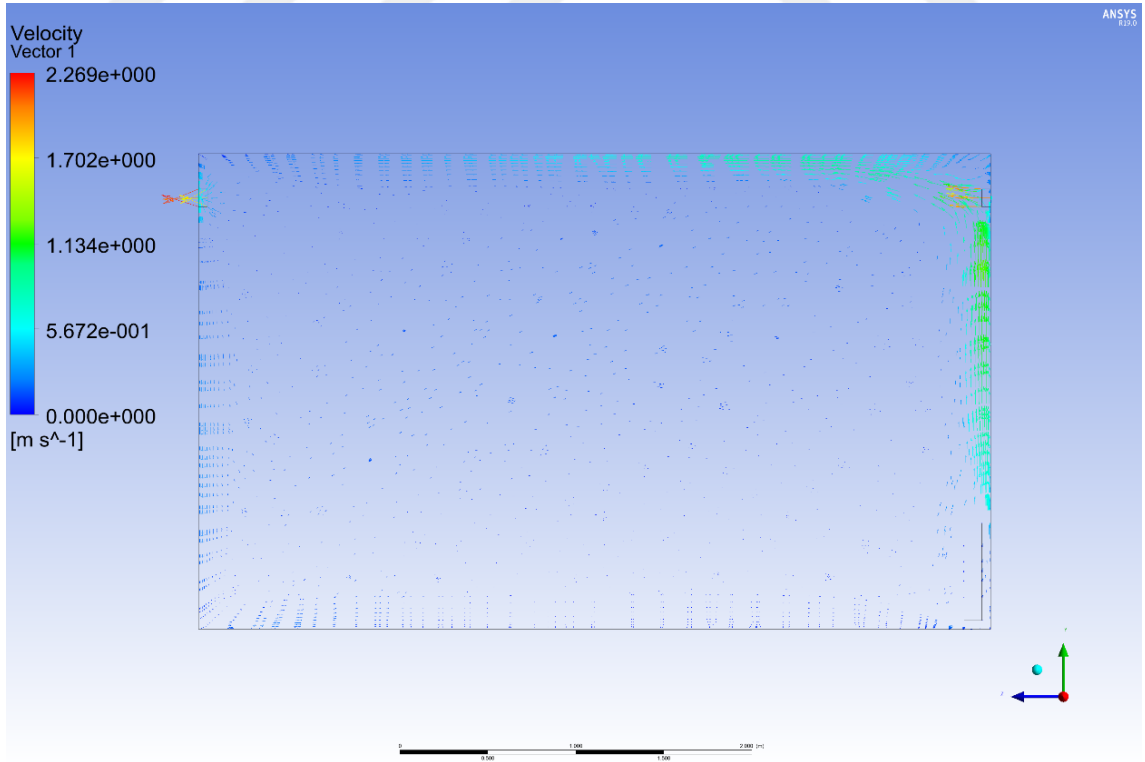
Şekil 2.48 353 K radyatör sıcaklığında oda içerisindeki hız vektörlerinin izometrik görünümü



Şekil 2.49 353 K radyatör sıcaklığında oda içerisindeki hız vektörlerinin X-düzleminden görünümü



Şekil 2.50 353 K radyatör sıcaklığında hız vektörlerinin odanın ortasında YZ düzleminde oluşturulan yüzey üzerinde izometrik görünümü



Şekil 2.51 353 K radyatör sıcaklığında hız vektörlerinin odanın ortasında YZ düzleminde oluşturulan yüzey üzerinde X-düzleminde görünümü

İkinci durum olan 2 m/s taze hava giriş hızında elde edilen CFD sonuçlarına ait sıcaklık dağılımı, hız dağılımı ve hız vektörleri yukarıdaki şekiller ile verilmiştir.

Odadaki sıcaklık dağılımına bakıldığında, radyatör üzerinde doğal taşınım etkileri, doğal taşınımın sebebi ile ısınarak yükselen hava ile oda içerisindeki doğal hava akışı ve taze hava girişi sebebiyle olan ısı kaybı gözlenmektedir. Aynı şekilde hız dağılımlarına ve hız vektörlerine bakılarak, doğal taşınım etkileri ile havalandırma etkileri görülebilmektedir.

2.3.4.3 2,5 m/s Taze Hava Giriş Hızında Elde Edilen Sonuçlar

Üçüncü durumda, taze hava giriş hızı bir kademe daha artırılarak 2,5 m/s'ye çıkarılıp çözümler yinelenmiştir. Sırasıyla 313 K, 318 K, 323 K, 328 K, 333K, 338 K, 343 K, 348 K ve 353 K radyatör yüzey sıcaklıklarında radyatör yüzeyindeki ısı transfer karakteristikleri hesaplamalı akışkanlar dinamiği simülasyonu ile belirlenmiştir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği simülasyonunda tanımlanan parametreler Tablo 2.11 ile, radyatör yüzeyinde hesaplanan ısı akıları ve ısı transfer katsayıları ise Tablo 2.12 ve Tablo 2.13 ile verilmiştir.

Tablo 2.11 2,5 m/s Taze Hava Giriş Hızında Tanımlanan Parametreler

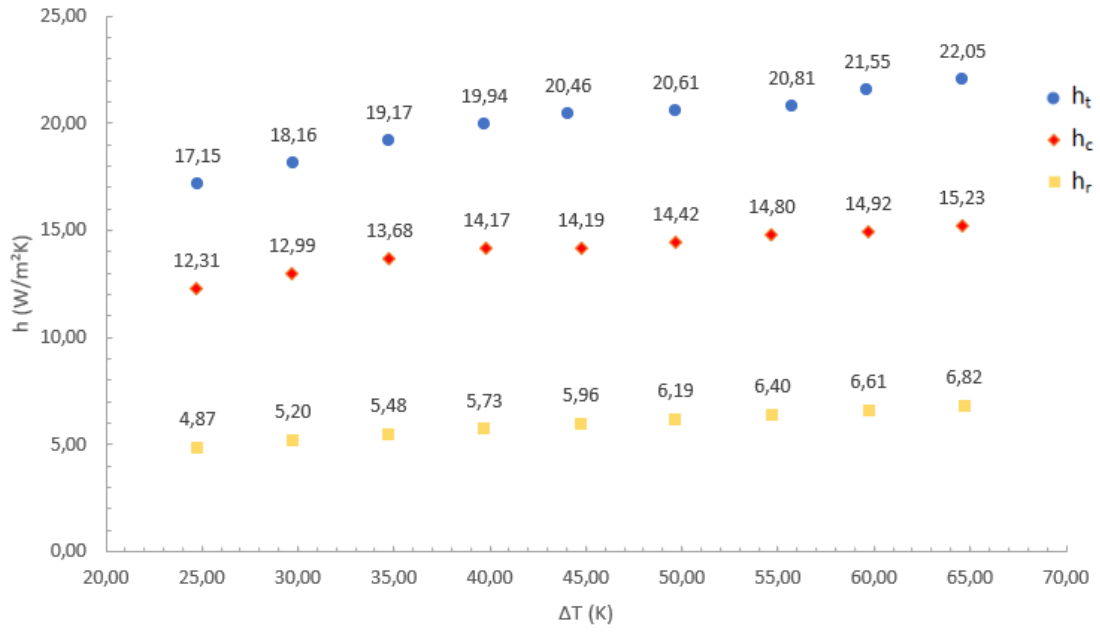
No.	Radyatör Yüzey Sıcaklığı K	Taze Hava Giriş Hızı m/s	Taze Hava Giriş Sıcaklığı K	Egzoz Havası Çıkış Sıcaklığı K	Duvar Sıcaklıkları K
1	313	2,5	285	293	293
2	318	2,5	285	293	293
3	323	2,5	285	293	293
4	328	2,5	285	293	293
5	333	2,5	285	293	293
6	338	2,5	285	293	293
7	343	2,5	285	293	293
8	348	2,5	285	293	293
9	353	2,5	285	293	293

Tablo 2.12 2,5 m/s Taze Hava Giriş Hızında Elde Edilen Radyatör Yüzeyindeki Isı Akıları

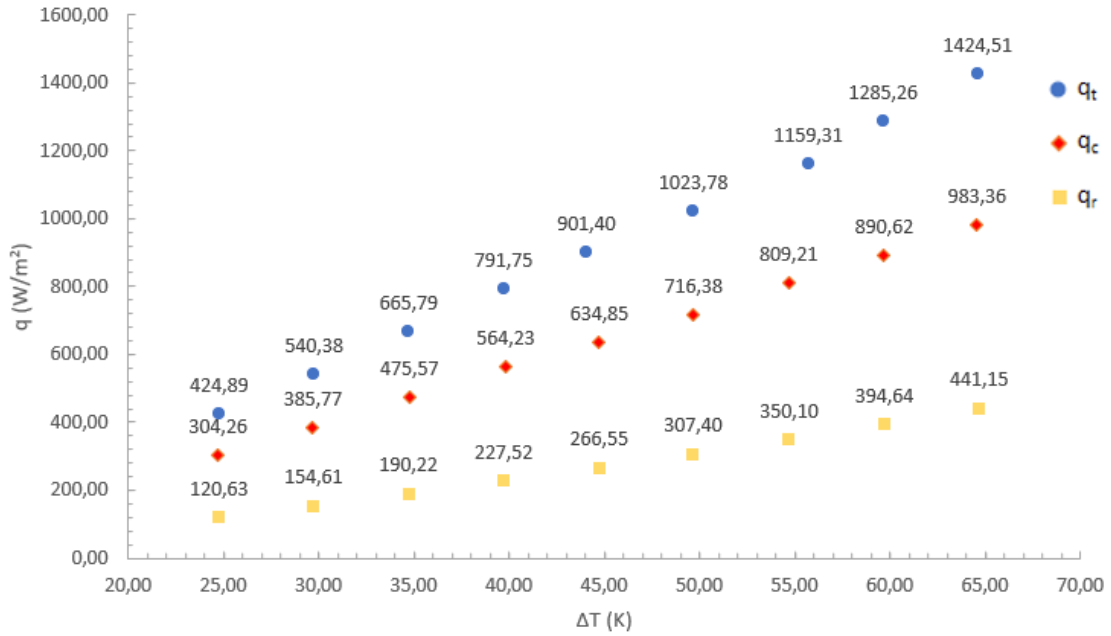
No.	Radyatör Yüzey Sıcaklığı K	Toplam Isı Akısı q_t W/m ²	İşinım Isı Akısı q_r W/m ²	Taşınım Isı Akısı q_c W/m ²	İşinımın Toplam Isı Akısına Oranı q_r/q_t
1	313	424,89	120,63	304,26	0,28391
2	318	540,38	154,61	385,77	0,28611
3	323	665,79	190,22	475,57	0,28571
4	328	791,75	227,52	564,23	0,28736
5	333	901,40	266,55	634,85	0,29571
6	338	1023,78	307,40	716,38	0,30026
7	343	1159,31	350,10	809,21	0,30199
8	348	1285,26	394,64	890,62	0,30705
9	353	1424,51	441,15	983,36	0,30969

Tablo 2.13 2,5 m/s Taze Hava Giriş Hızında Elde Edilen Radyatör Yüzeyindeki Isı Transfer Katsayıları

No.	Radyatör Yüzey Sıcaklığı K	Toplam Isı Transfer Katsayısı h_t W/m ² K	İşinım Isı Transfer Katsayısı h_r W/m ² K	Taşınım Isı Transfer Katsayısı h_c W/m ² K	Nusselt Sayısı
1	313	17,15	4,87	12,31	708,154
2	318	18,16	5,20	12,99	750,43
3	323	19,17	5,48	13,68	792,04
4	328	19,94	5,73	14,21	823,80
5	333	20,46	5,96	14,50	845,34
6	338	20,61	6,19	14,42	851,66
7	343	20,81	6,40	14,41	859,86
8	348	21,55	6,61	14,92	890,69
9	353	22,05	6,82	15,23	911,16



Şekil 2.52 2,5 m/s taze hava giriş hızında ısı transfer katsayılarının sıcaklık farkı ile değişimi



Şekil 2.53 2,5 m/s taze hava giriş hızında ısı akılarının sıcaklık farkı ile değişimi

Elde edilen CFD sonuçlarına göre 2,5 m/s taze hava giriş hızında sırasıyla 313 K, 318 K, 323 K, 328 K, 333 K, 338 K, 343 K, 348 K ve 353 K radyatör yüzey sıcaklıklarında radyatör yüzeyindeki taşınım, ışıınım ve toplam ısı akılarının ile ısı transfer katsayılarının sıcaklık farkına bağlı değişimlerini gösteren grafikler yukarıda Şekil 2.52 ve Şekil 2.53 ile gösterilmiştir.

Bu sonuçlara göre 2,5 m/s taze hava giriş hızında; taşınım ısı akısı 304,26 W/m² ile 983,36 W/m² arasında, ışıınım akısı 120,63 W/m² ile 441,15 W/m² arasında, toplam ısı akısı 424,89 W/m² ile 1424,51 W/m² arasında, taşınım ısı transfer katsayısı 12,31 W/m²K ile 15,23 W/m²K arasında, ışıınım ısı transfer katsayısı 4,87 W/m²K ile 6,82 W/m²K arasında ve toplam ısı transfer katsayısı 17,15 W/m²K ile 22,05 W/m²K arasında bulunmuştur.

Taze hava giriş hızının bir kademe daha artırılarak 2,5 m/s'ye çıkarılması ile; taşınım etkilerinin ikinci duruma göre ortalama %2-3 civarı arttığı, birinci duruma göre ise %4-5 civarı arttığı gözlenmiştir. Bununla birlikte taze hava hızının artmasıyla taşınım zorlanmış etkilerin arttığı doğrulanmış olup hava hareketleri ile taşınım etkilerinin doğru orantılı olduğu belirlenmiştir. Işıınım etkilerinin üçüncü durumda da değişmemesi ise ışıınım ısı transferinin ısı ışıınım yayan cismin sıcaklığına bağlı olduğunu doğrulamıştır.

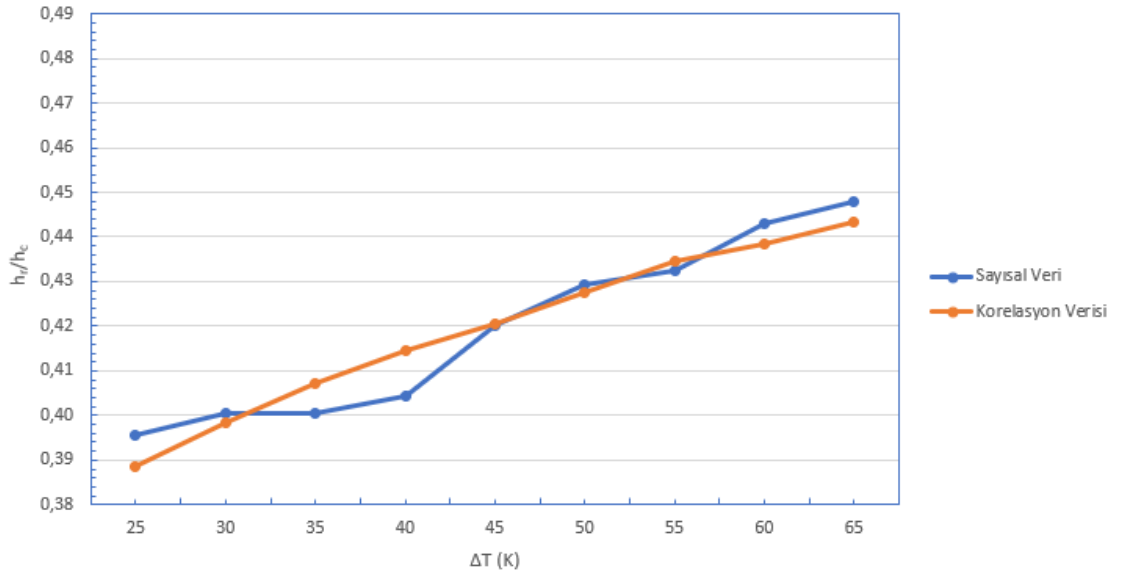
Elde edilen sayısal verilerden yola çıkarak, 2,5 m/s taze hava hızında ışıınım ısı transfer katsayısı ile taşınım ısı transfer katsayısı arasında aşağıdaki denklem ile ifade edilen korelasyon oluşturulmuştur.

$$\frac{h_r}{h_c} = 0,2416.(\Delta T)^{0,13831} \quad (2.20)$$

2,5 m/s taze hava üfleme hızında, radyatör yüzeyindeki ışıınım ısı transfer katsayısı ile taşınım ısı transfer katsayısı arasındaki ilişkiyi ifade korelasyon sonuçları ile elde edilen sayısal verilerin karşılaştırılması ve hata oranı Tablo 2.14 ve Şekil 2.54 ile gösterilmiştir.

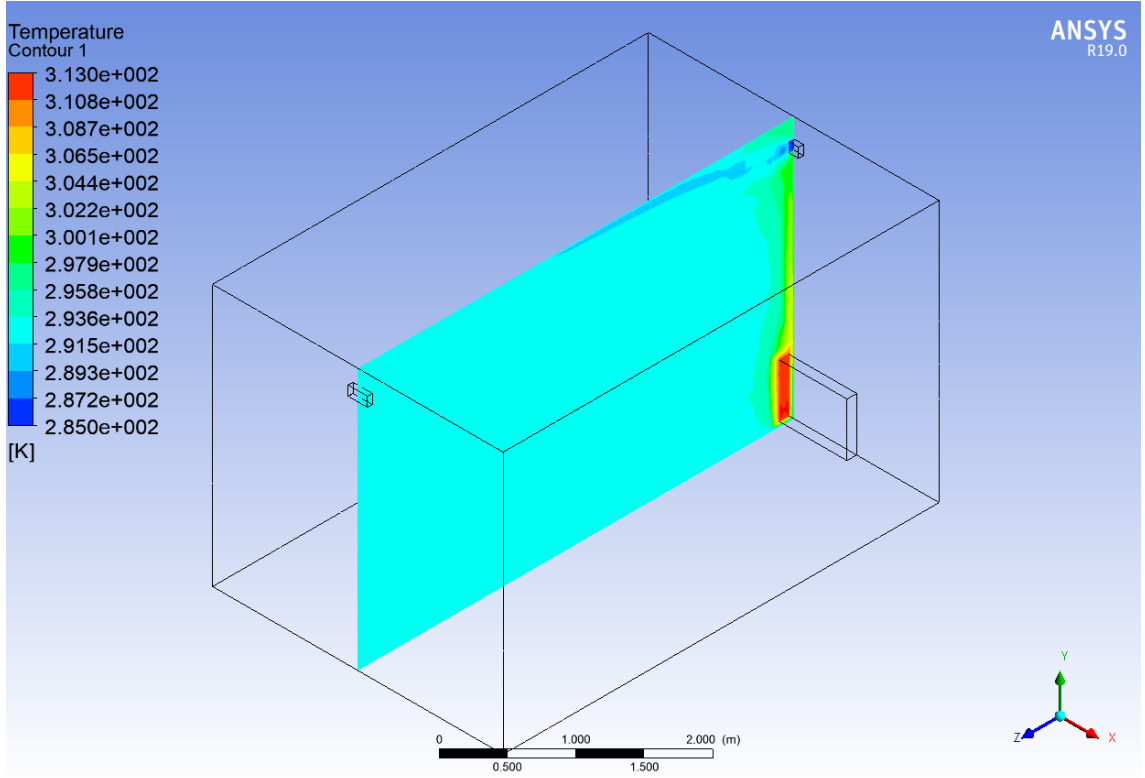
Tablo 2.14 2,5 m/s Taze Hava Üfleme Hızında Sayısal Verilerin Korelasyon Sonuçları ile Karşılaştırılması

Referans Sıcaklık Farkı ΔT K	Sayısal Veri h_r/h_c	Korelasyon Verisi h_r/h_c	Hata Oranı %
25	0,395613323	0,388404431	1,8222065
30	0,400307929	0,39837277	0,483417648
35	0,400584795	0,406981469	1,596833926
40	0,404375441	0,41458831	2,525590825
45	0,420014094	0,420592585	0,137731136
50	0,42926491	0,427631684	0,380470312
55	0,432432432	0,43446776	0,470669532
60	0,443029491	0,438584999	1,003204378
65	0,447800394	0,443460513	0,969155198

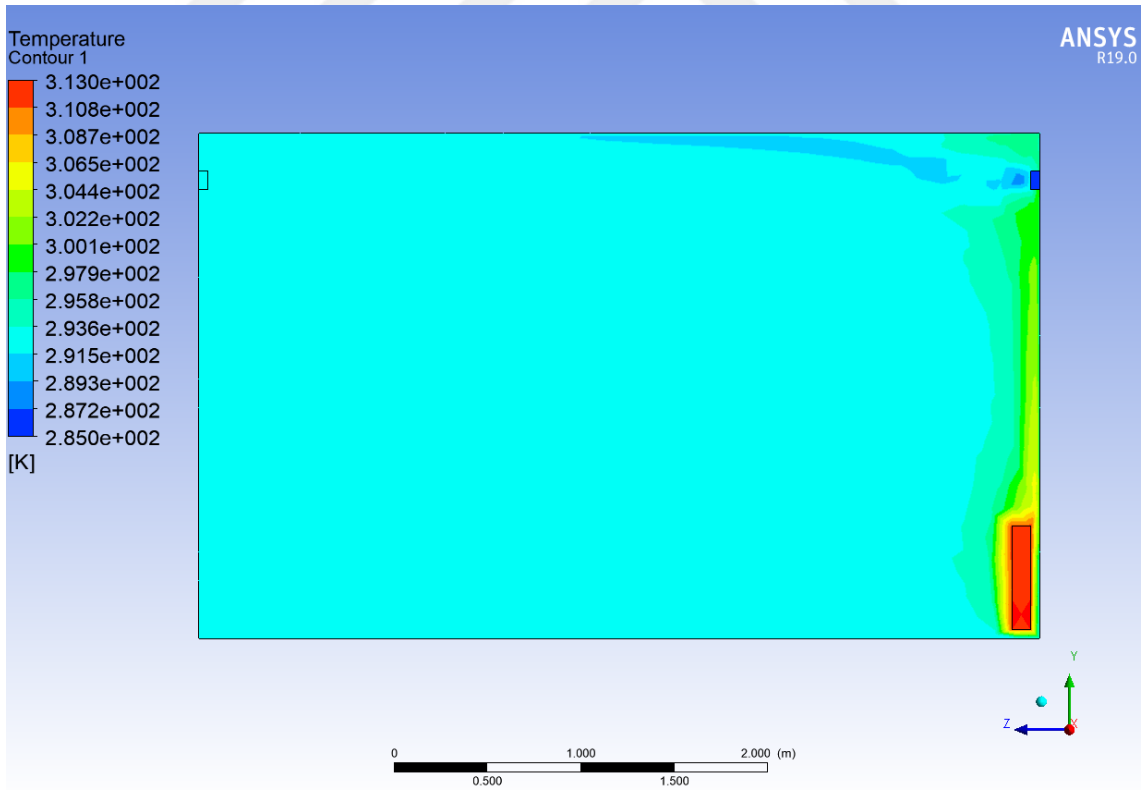


Şekil 2.54 2,5 m/s taze hava giriş hızında elde edilen sayısal veriler ile korelasyon verilerinin karşılaştırılması

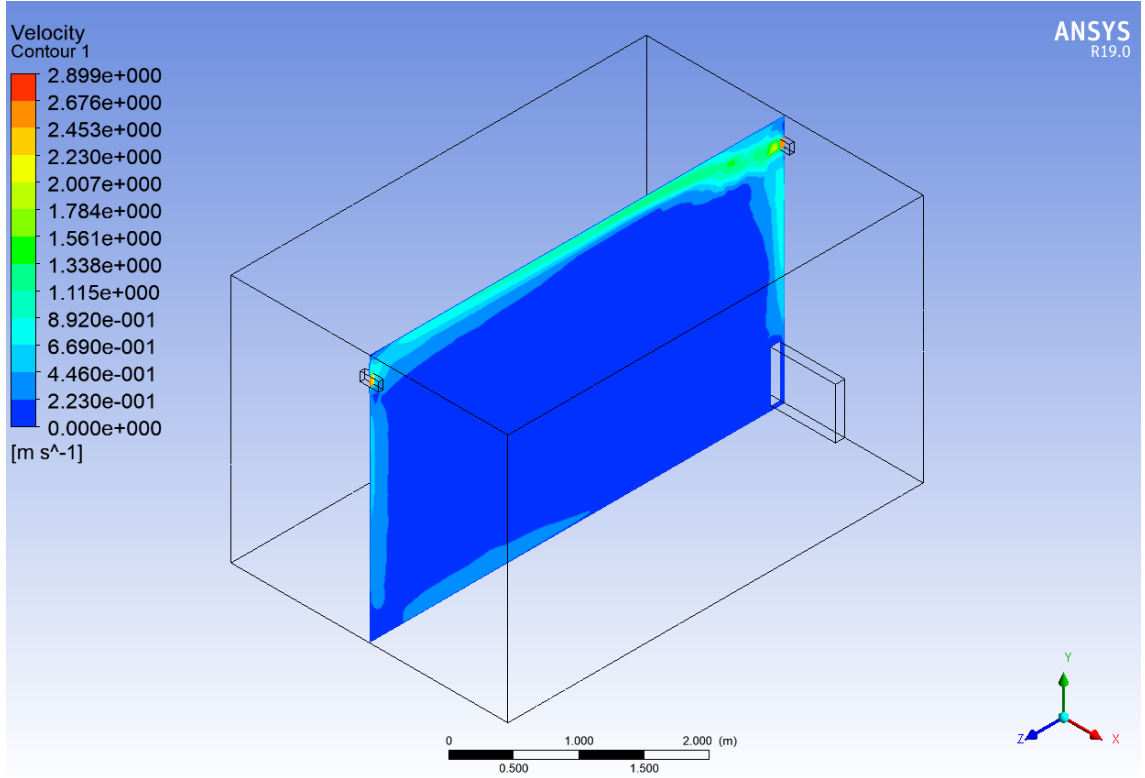
313 K ve 353 K radyatör yüzey sıcaklıklarında yaşam mahalindeki sıcaklık dağılımları, hız dağılımları ve hız vektörleri, izometrik görünümünden ve X-düzlemi görünümünden aşağıda Şekil 2.55 ile Şekil 2.70 arasında verilmiştir.



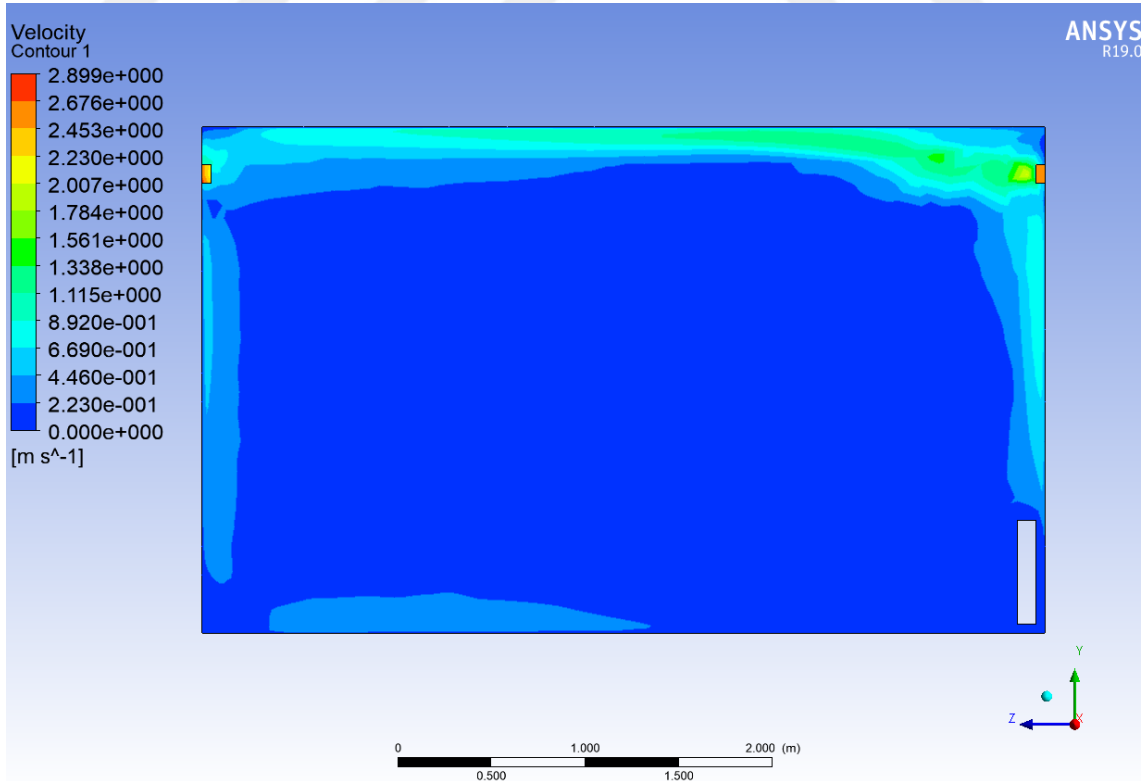
Şekil 2.55 313 K radyatör sıcaklığında sıcaklık dağılımının izometrik görünümü



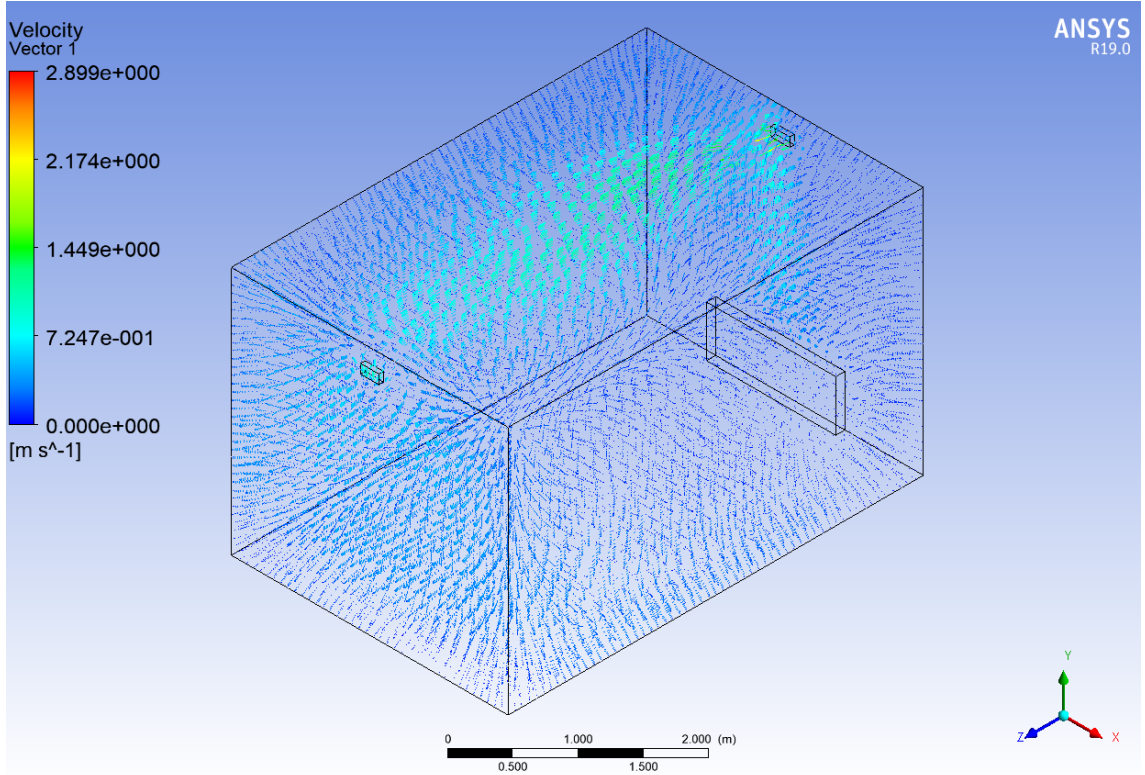
Şekil 2.56 313 K radyatör sıcaklığında sıcaklık dağılımının X-düzleminde görünümü



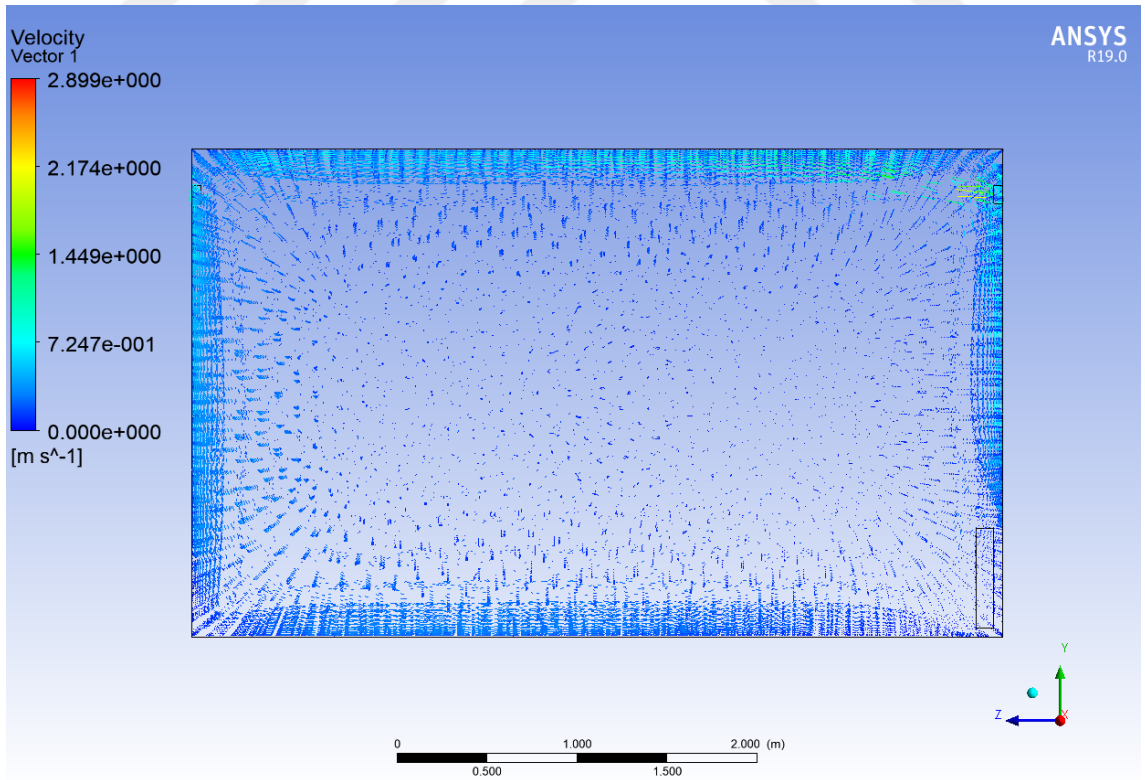
Şekil 2.57 313 K radyatör sıcaklığında hız dağılımının izometrik görünümü



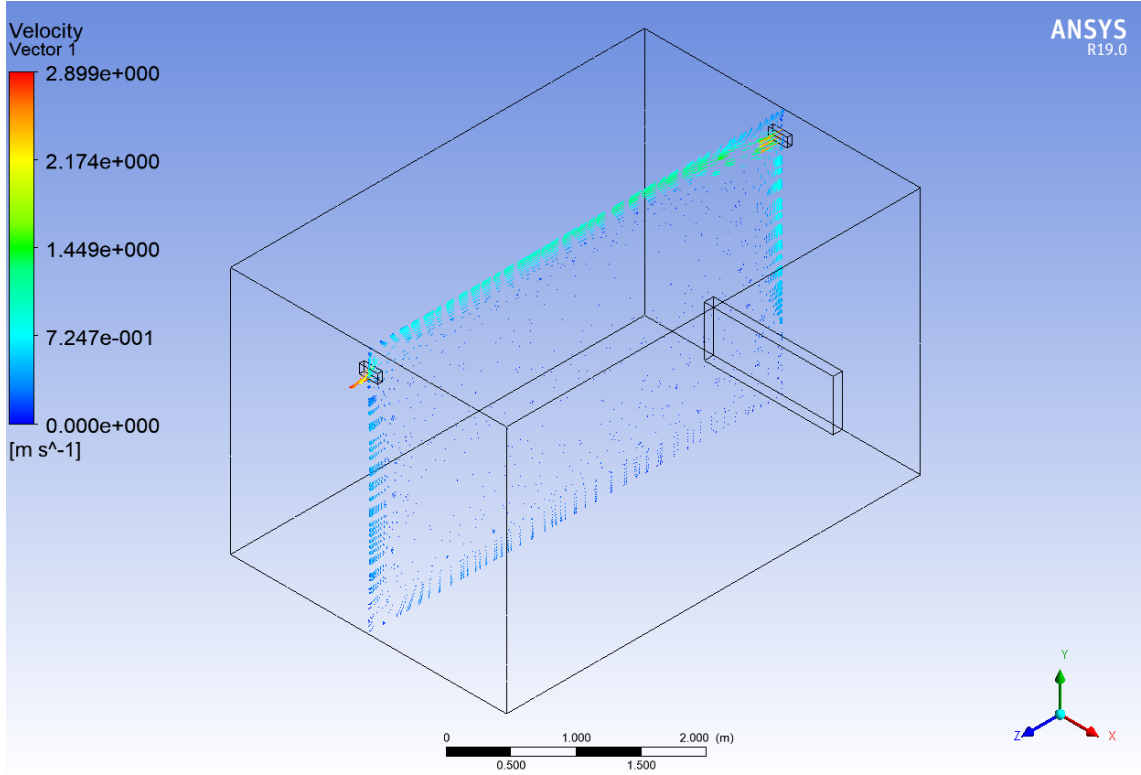
Şekil 2.58 313 K radyatör sıcaklığında hız dağılımının X-düzleminde görünümü



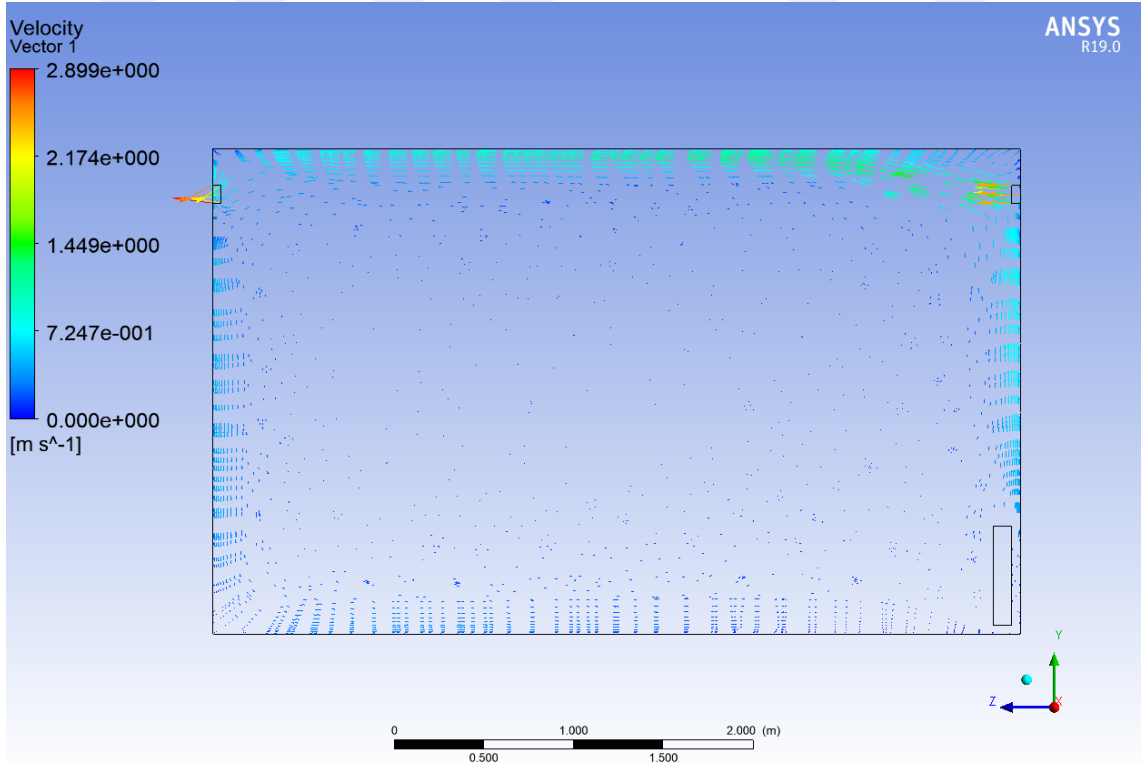
Şekil 2.59 313 K radyatör sıcaklığında oda içerisindeki hız vektörlerinin izometrik görünümü



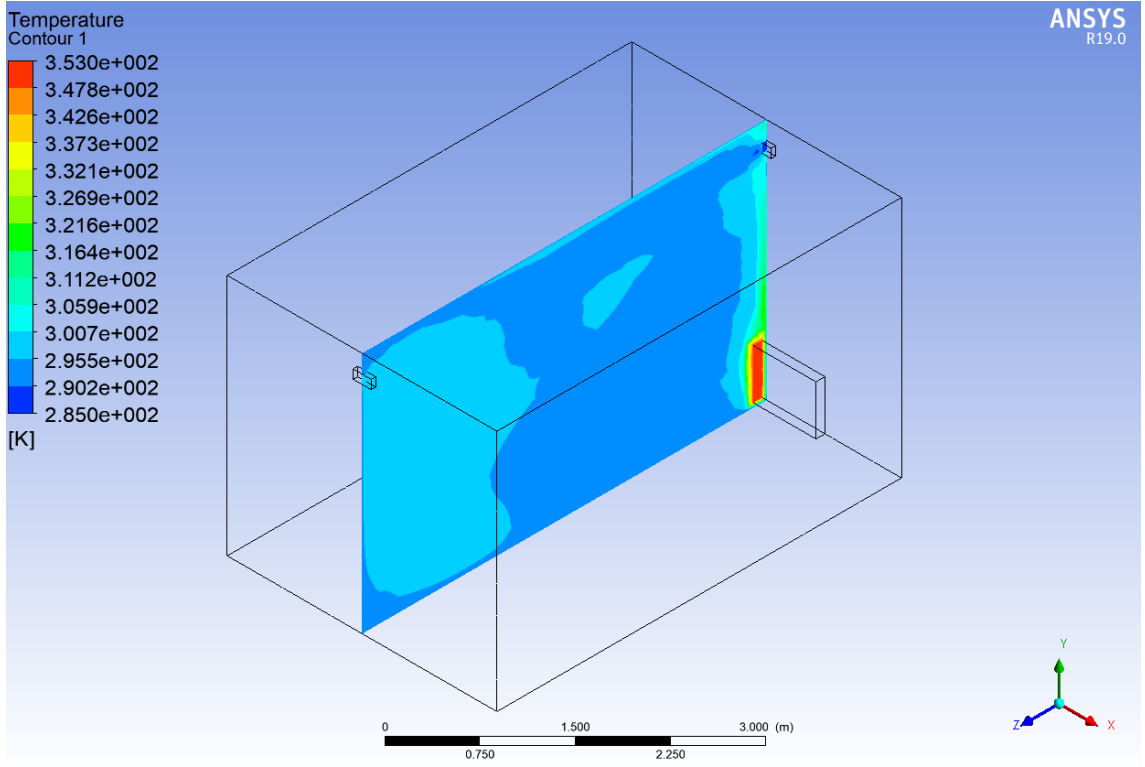
Şekil 2.60 313 K radyatör sıcaklığında oda içerisindeki hız vektörlerinin X-düzleminde görünümü



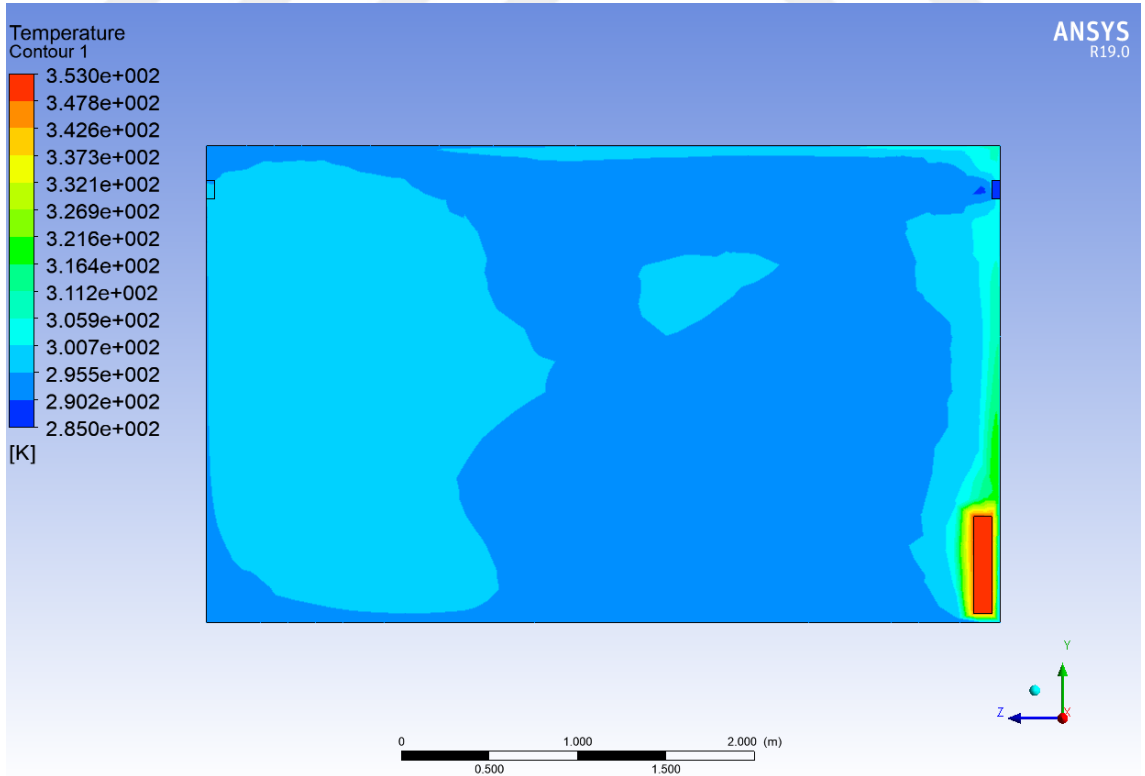
Şekil 2.61 313 K radyatör sıcaklığında hız vektörlerinin odanın ortasında YZ düzleminde oluşturulan yüzey üzerinde izometrik görünümü



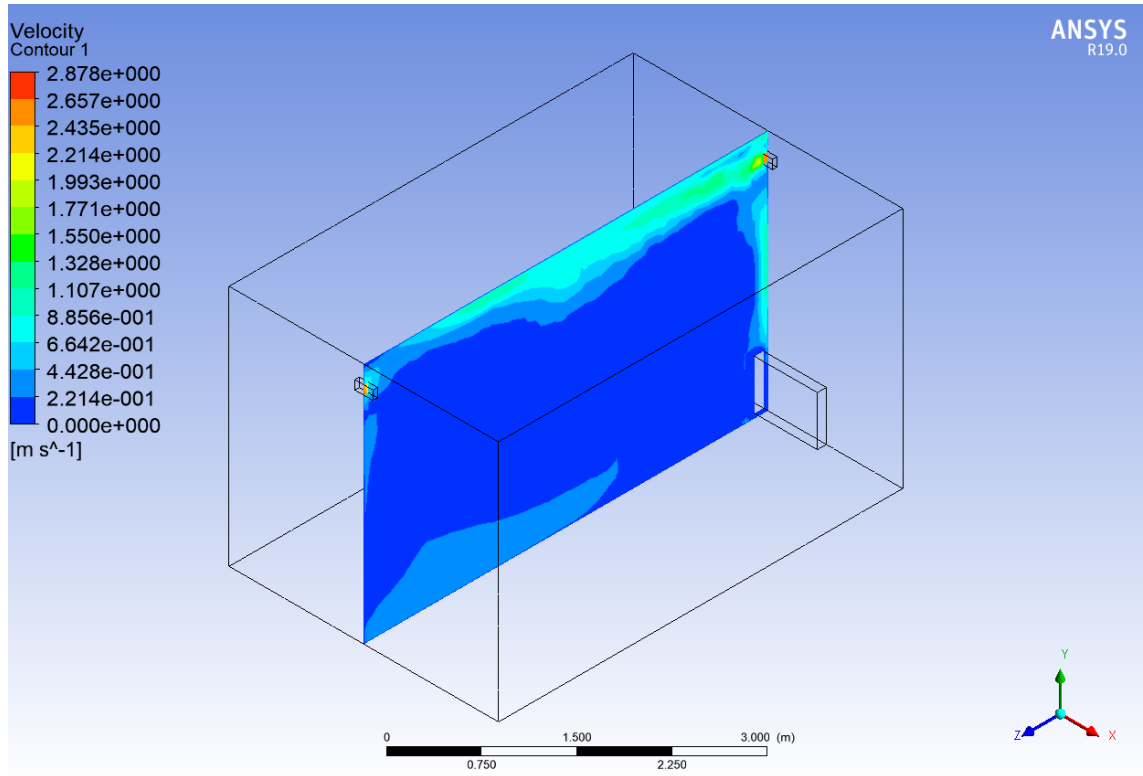
Şekil 2.62 313 K radyatör sıcaklığında hız vektörlerinin odanın ortasında YZ düzleminde oluşturulan yüzey üzerinde X-düzleminde görünümü



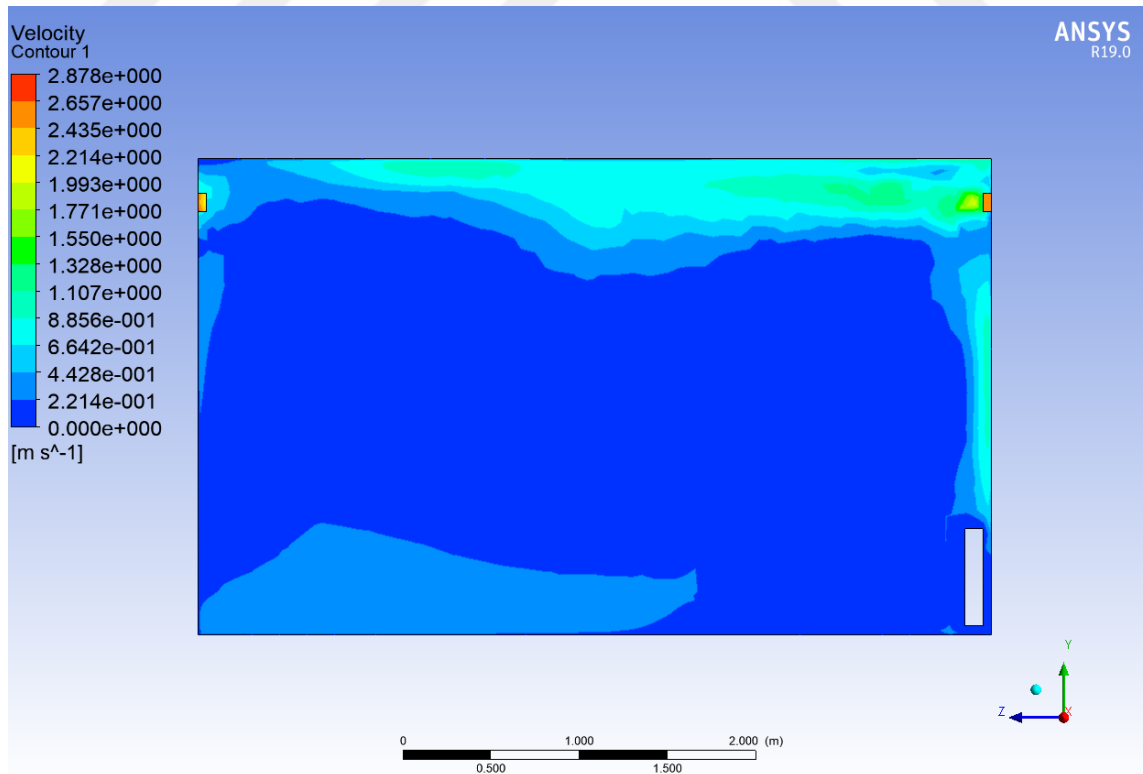
Şekil 2.63 353 K radyatör sıcaklığında sıcaklık dağılımının izometrik görünümü



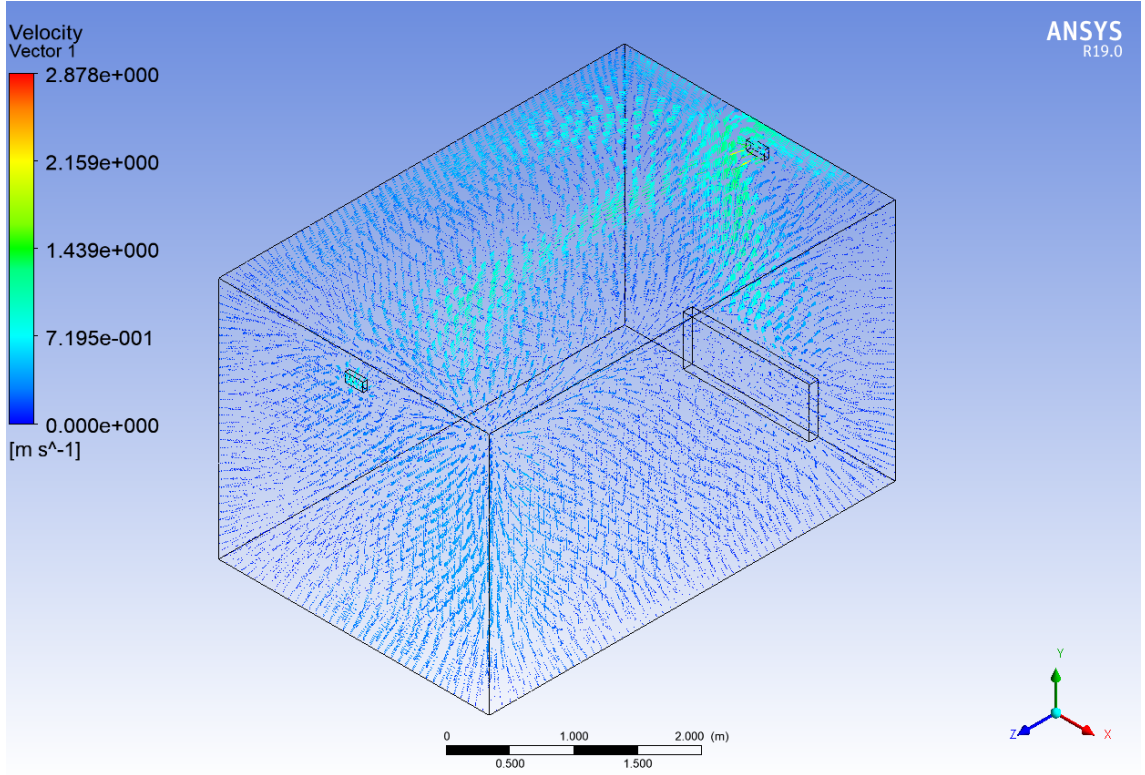
Şekil 2.64 353 K radyatör sıcaklığında sıcaklık dağılımının X-düzleminde görünümü



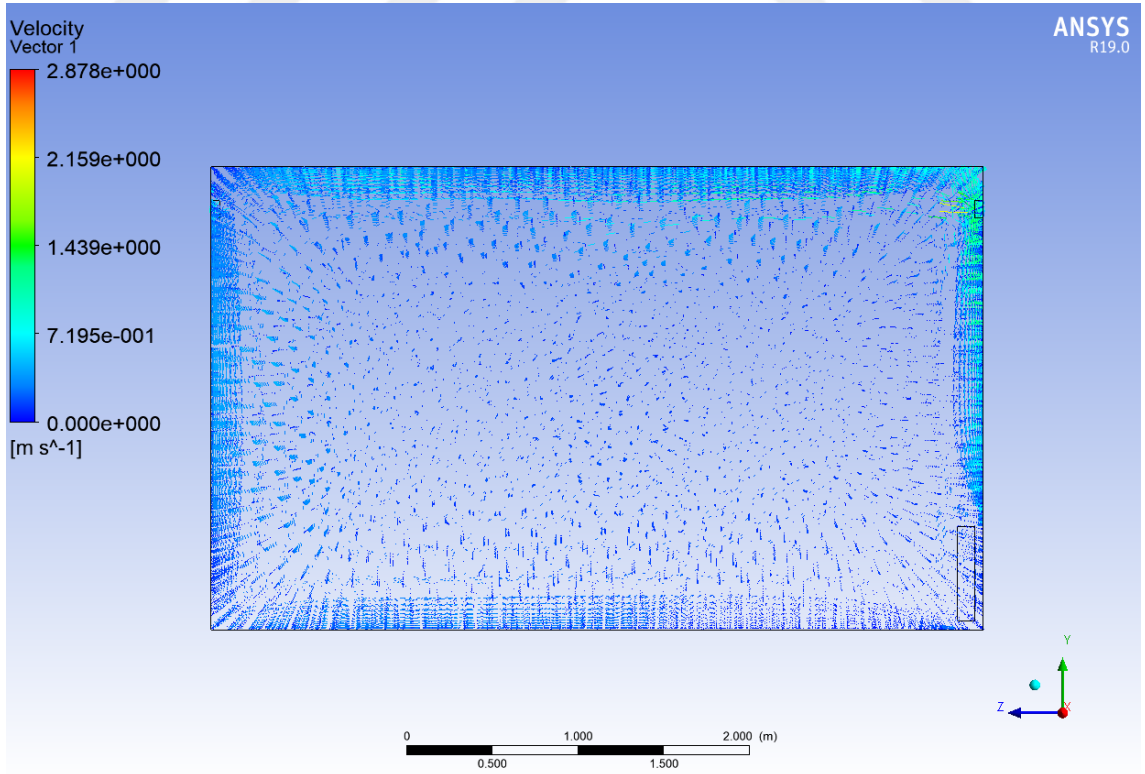
Şekil 2.65 353 K radyatör sıcaklığında hız dağılımının izometrik görünümü



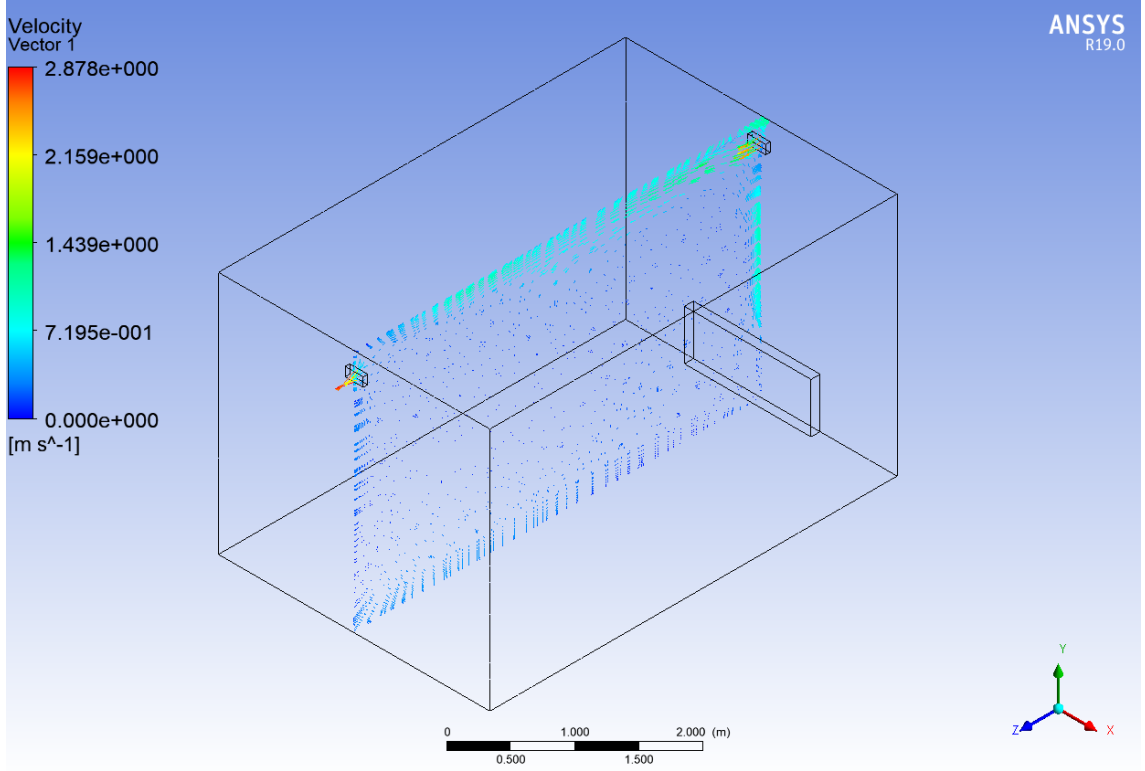
Şekil 2.66 353 K radyatör sıcaklığında hız dağılımının X-düzleminden görünümü



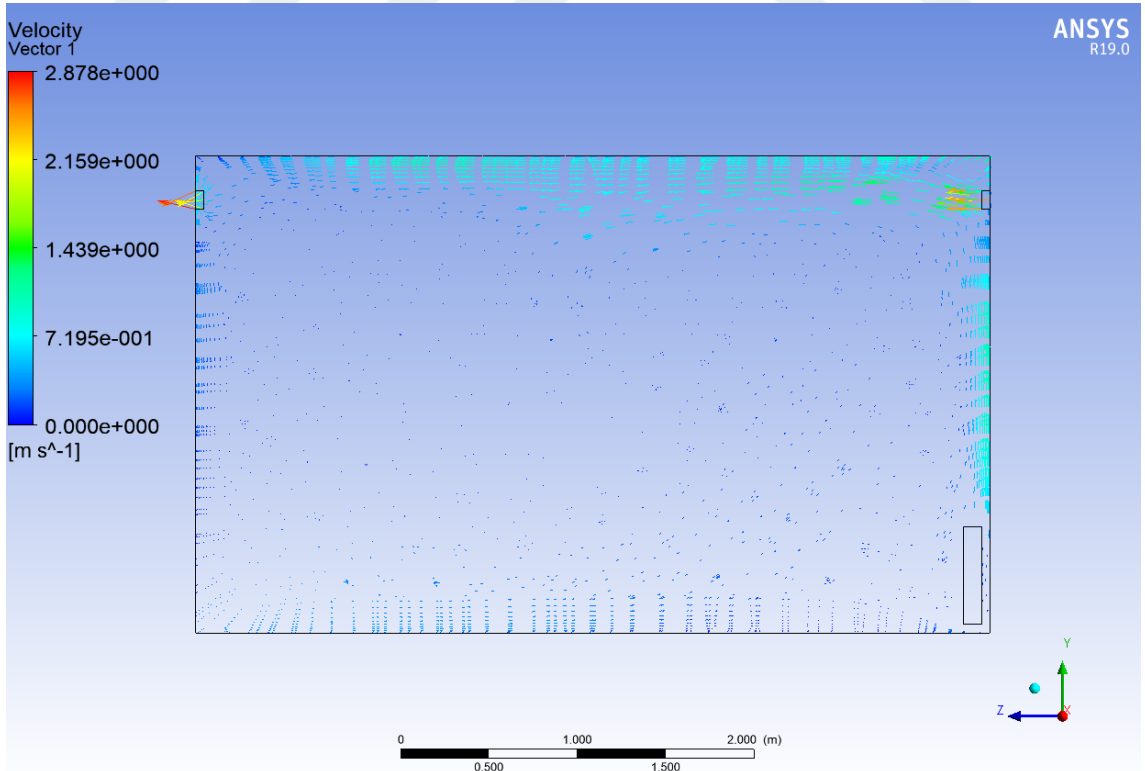
Şekil 2.67 353 K radyatör sıcaklığında oda içerisindeki hız vektörlerinin izometrik görünümü



Şekil 2.68 353 K radyatör sıcaklığında oda içerisindeki hız vektörlerinin X-düzleminden görünümü



Şekil 2.69 353 K radyatör sıcaklığında hız vektörlerinin odanın ortasında YZ düzleminde oluşturulan yüzey üzerinde izometrik görünümü



Şekil 2.70 353 K radyatör sıcaklığında hız vektörlerinin odanın ortasında YZ düzleminde oluşturulan yüzey üzerinde X-düzleminden görünümü

Üçüncü durum olan 2,5 m/s taze hava giriş hızında elde edilen CFD sonuçlarına ait sıcaklık dağılımı, hız dağılımı ve hız vektörleri yukarıdaki şekiller ile verilmiştir.

Odadaki sıcaklık dağılımına bakıldığında, radyatör üzerinde doğal taşınım etkileri, doğal taşınımın sebebi ile ısınarak yükselen hava ile oda içerisindeki doğal hava akışı ve taze hava girişi sebebiyle olan ısı kaybı gözlenmektedir. Aynı şekilde hız dağılımlarına ve hız vektörlerine bakılarak, doğal taşınım etkileri ile havalandırma etkileri görülebilmektedir.

2.3.5 Literatür ile Karşılaştırma ve Validasyon

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanılarak yapılan sayısal analizler ısı transferi problemleri için güvenilir sonuçlar verebilir fakat elde edilen sonuçların güvenilirliğini güçlendirmek için literatürdeki çalışmalar ile doğrulama yapılması önemlidir. Bu nedenle; bu çalışmada sayısal analizi yapılan radyatör yüzeyinden oda havasına transfer edilen ısıнын taşınım ve ışıınım ile gerçekleşme oranı, akış profili ve toplam ısı transferi miktarı literatürdeki çalışmalar ile doğrulanmıştır.

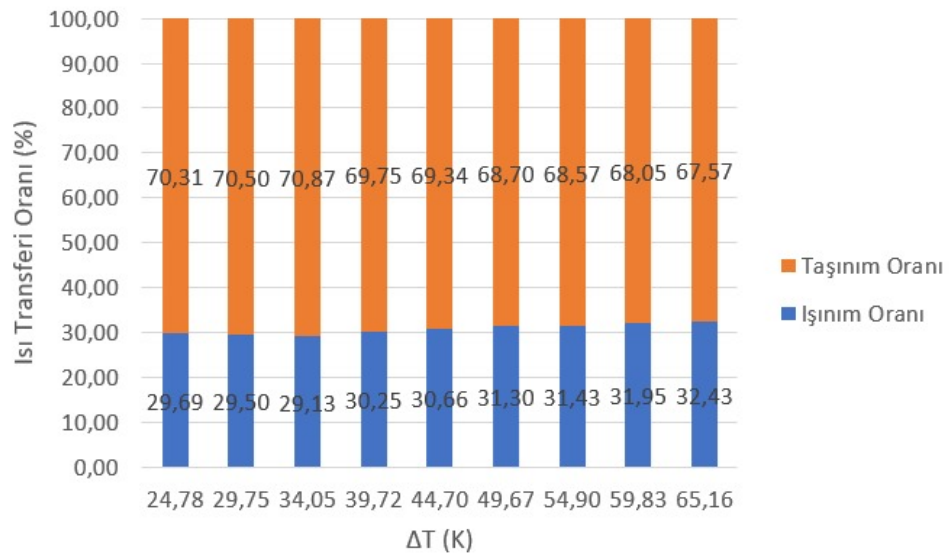
2.3.5.1 Radyatör Yüzeyindeki Taşınım ve Işınım Oranlarının Doğrulanması

Bir konut veya ofis odasının radyatörlü ısıtma sistemi ile ısıtılması durumunda, radyatör yüzeyinden oda havasına gerçekleşen ısı transferi taşınım ve ışıınım ısı transfer mekanizmaları ile gerçekleşir. Kullanılan radyatör tipine göre, taşınım ve ışıınım ile gerçekleşen ısı transferi oranları değişiklik gösterir. Klasik döküm radyatörler ile iki panelli ve üç panelli radyatörlerde taşınım ısı transferinin toplam ısı transferine oranı %70-75 civarlarındayken tek panelli radyatörde bu oran %50 mertebelerindedir. Risberg ve ekibi yaptıkları çalışmada panel sayılarına göre radyatör yüzeyindeki taşınım ve ışıınım ısı transferi miktarının toplam ısı transferi miktarına oranını saptamışlardır. Çalışmalarındaki taşınım ve ışıınım ile gerçekleşen ısı transferi oranları Tablo 2.15 ile verilmiştir. [14]

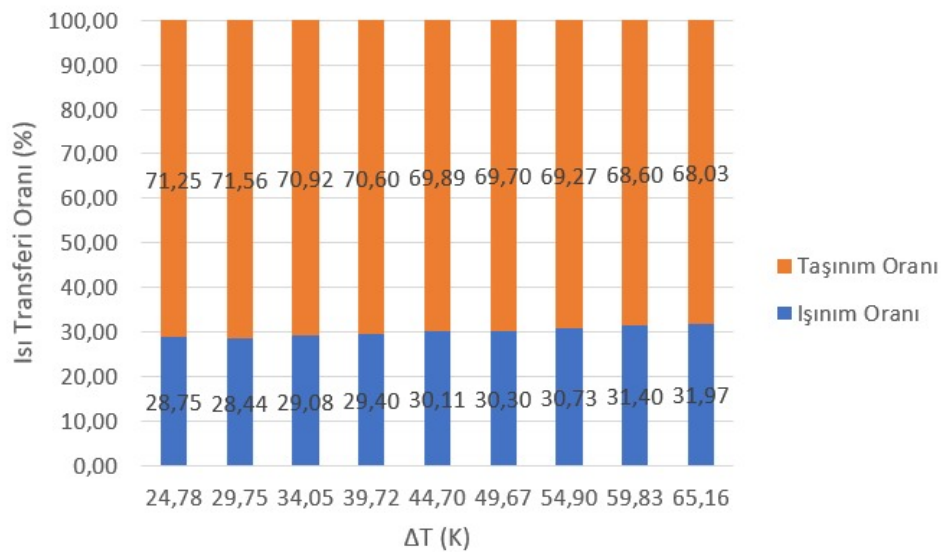
Tablo 2.15 Yüzeyleri İzotermal Olarak Soğutulan Bir Odanın Isıtılmasında Kullanılan Farklı Tip Radyatörlerin Taşınım ve Işınım Oranları [14]

Radyatör Tipi	Işınım Oranı %	Taşınım Oranı %
Bir Panelli	50	50
İki Panelli	30	70
Üç Panelli	25	75

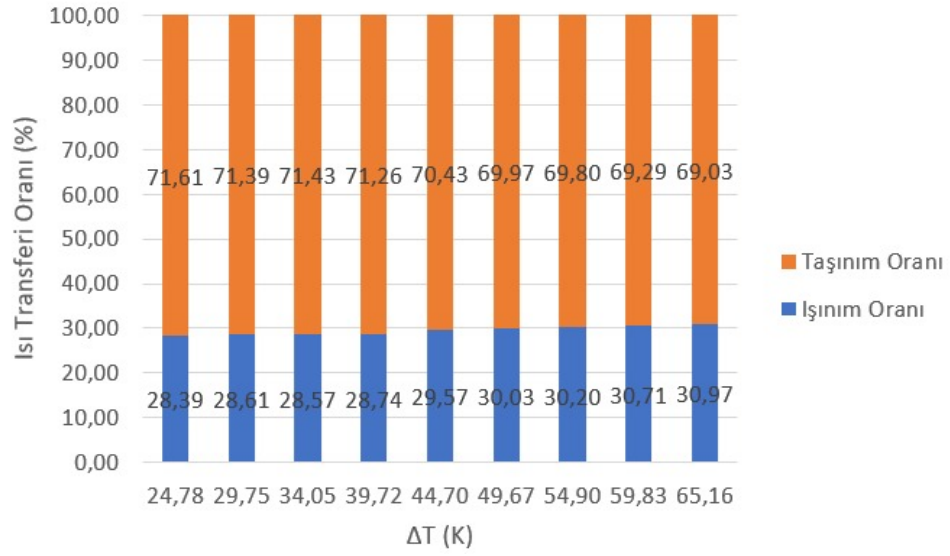
Bu çalışmada yüzeylerinden soğutulan bir yaşam mahalinde farklı termal koşullarda ve hava hızlarında gerçekleşen taşınım ve ısıtım hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanılarak sayısal olarak incelenmiştir. Farklı taze hava üfleme hızlarında ve farklı radyatör yüzey sıcaklıklarında, radyatör yüzeyinden oda havasına taşınım ve ısıtım yoluyla transfer edilen ısı ve ısı transferi karakteristikleri incelenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre; taşınım ve ısıtım ile gerçekleşen ısı transferinin toplam ısı transferine oranını gösteren grafikler; 1,5 m/s taze hava giriş hızı için Şekil 2.71 ile, 2 m/s taze hava giriş hızı için Şekil 2.72 ile ve 2,5 m/s taze hava giriş hızı için Şekil 2.73 ile gösterilmiştir.



Şekil 2.71 1,5 m/s taze hava giriş hızında radyatör yüzeyinden taşınım ve ısıtım Oranı



Şekil 2.72 2 m/s taze hava giriş hızında radyatör yüzeyinden taşınım ve ısıtım oranı

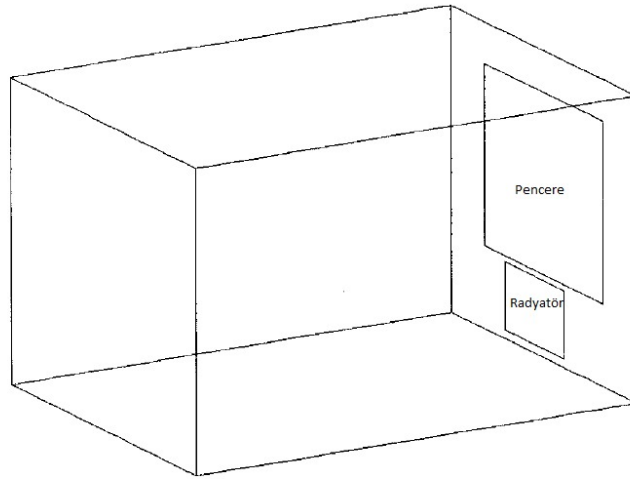


Şekil 2.73 2,5 m/s taze hava giriş hızında radyatör yüzeyinden taşınım ve ısıtım oranı

Grafiklerde görüldüğü gibi, radyatör yüzeyinden oda havasına transfer edilen ısıtım yaklaşık %70'i taşınım ile gerçekleşirken, yaklaşık %30'luk bir kısmı ise ısıtım ile gerçekleşmiştir. Risberg ve ekibinin panel radyatörlerin ısı transferi karakteristikleriyle ilgili yaptığı çalışmada elde ettikleri ısı transferi oranlarına göre; bu çalışmada sayısal analizi yapılan radyatörün yüzeyinden oda havasına transfer edilen ısı miktarının taşınım ve ısıtım oranları doğrulanmıştır.

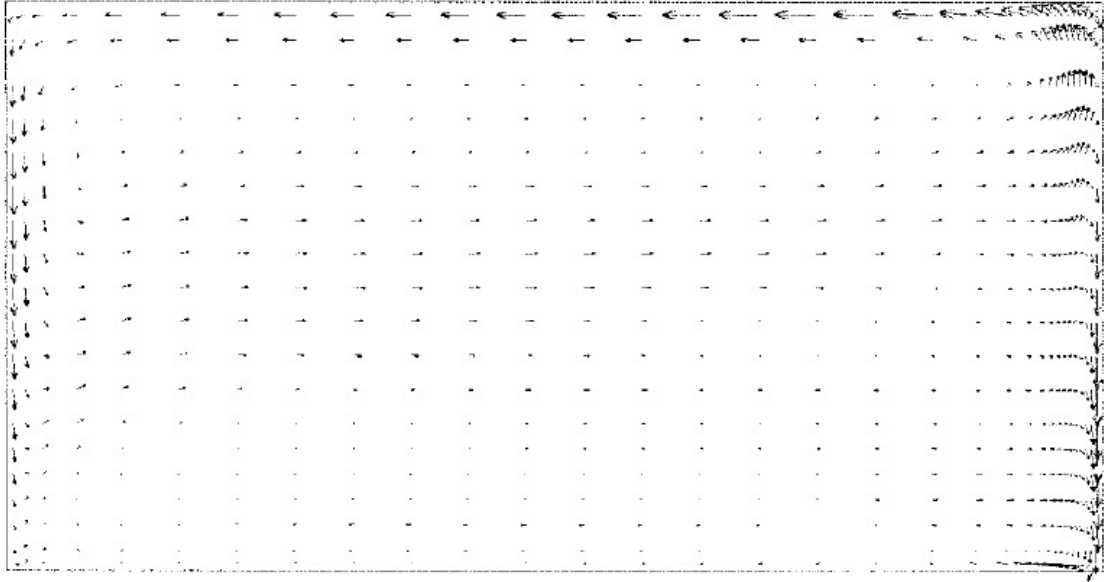
2.3.5.2 Mahaldeki Akış Profiline Doğrulanması

Lu ve ekibi, radyatör ile ısıtılan bir yaşam mahalinde taşınım ile gerçekleşen ısı transferini sayısal olarak inceleyen bir çalışma yapmıştır. Çalışmalarında kullandıkları geometri Şekil 2.74 ile verilmiştir.

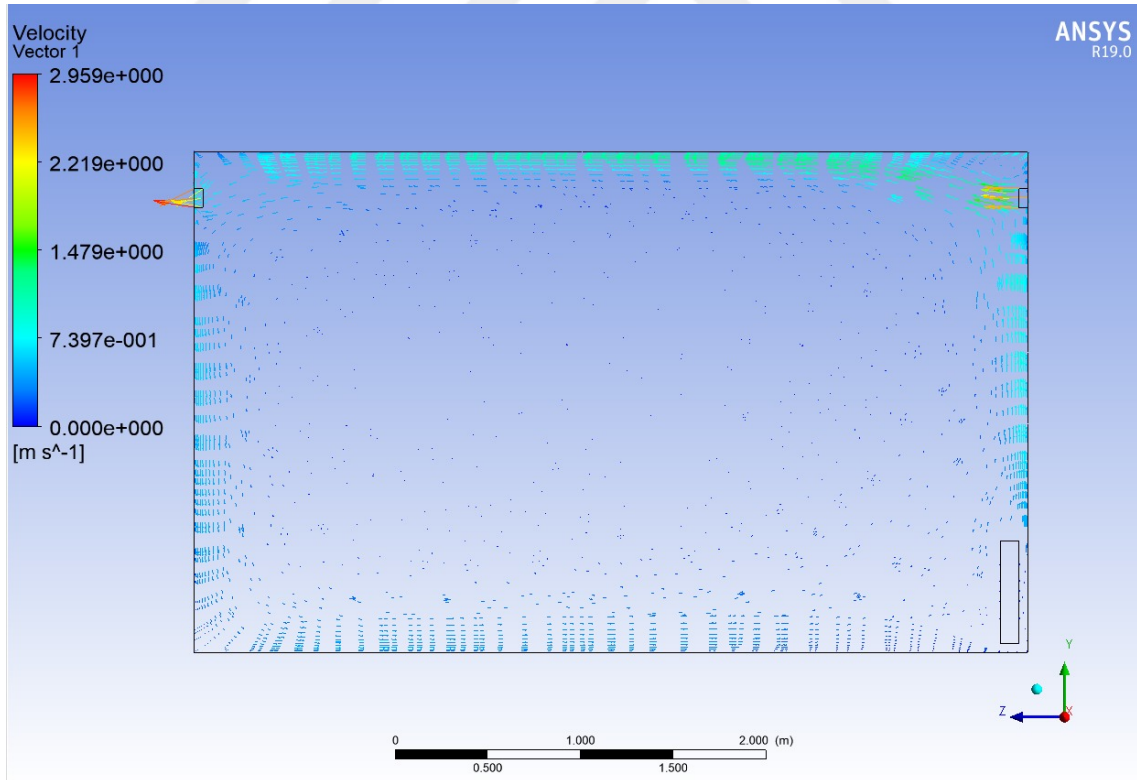


Şekil 2.74 Lu ve ekibinin çalışmalarında kullandığı geometri [23]

Lu ve ekibi, yaptıkları çalışmada taşınım etkilerine bağlı olarak oda içerisindeki akış profilini verdikleri görsel Şekil 2.75 ile; bu çalışmada taşınım etkilerine bağlı olarak ortaya çıkan akış profili ise Şekil 2.76 ile verilmiştir.



Şekil 2.75 Lu ve ekibinin taşınım etkilerine bağlı elde ettiği akış profili [23]

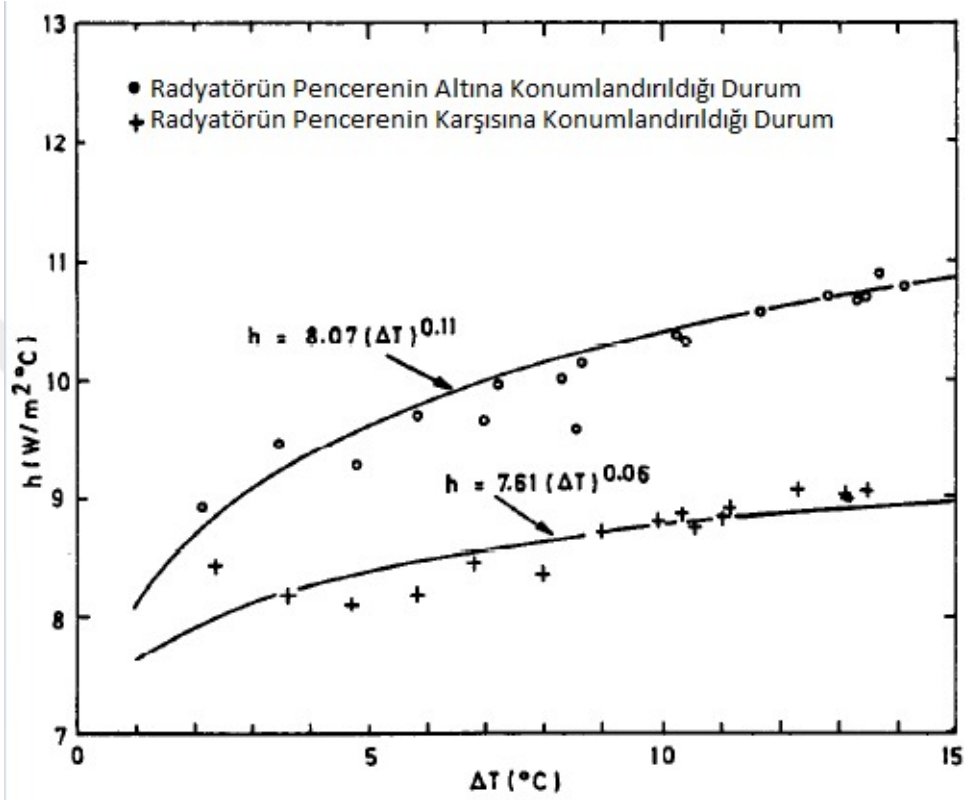


Şekil 2.76 Bu çalışmada taşınım etkilerine bağlı olarak elde edilen akış profili

Bu çalışmada oda içerisinde elde edilen akış profili, Lu ve ekibinin çalışması ile doğrulanarak taşınım etkilerine ait veri ve sonuçların güvenilirliği artırılmıştır.

2.3.5.3 Radyatör Yüzeyindeki Isı Transfer Katsayısı Sonuçlarının Doğrulanması

Khalifa ve Marshall bir oda içerisinde farklı ısıtma sistemlerinin ısı transferi karakteristiklerini inceleyen bir çalışma yapmıştır. Yaptıkları çalışmada, radyatörün pencerenin altına ve pencerenin karşısına konumlandırıldığı durumlarda taşınım ısı transfer katsayısının sıcaklık farkına bağlı değişimi Şekil 2.77 ile gösterilmiştir.



Şekil 2.77 Khalifa ve Marshall'ın çalışmasında taşınım ısı transfer katsayısının sıcaklık farkına bağlı değişimi [11]

Khalifa ve Marshall, elde ettikleri deneysel verilerden yola çıkarak sıcaklık farkına bağlı olarak taşınım ısı transfer katsayısını veren korelasyon türetmişlerdir.[11]

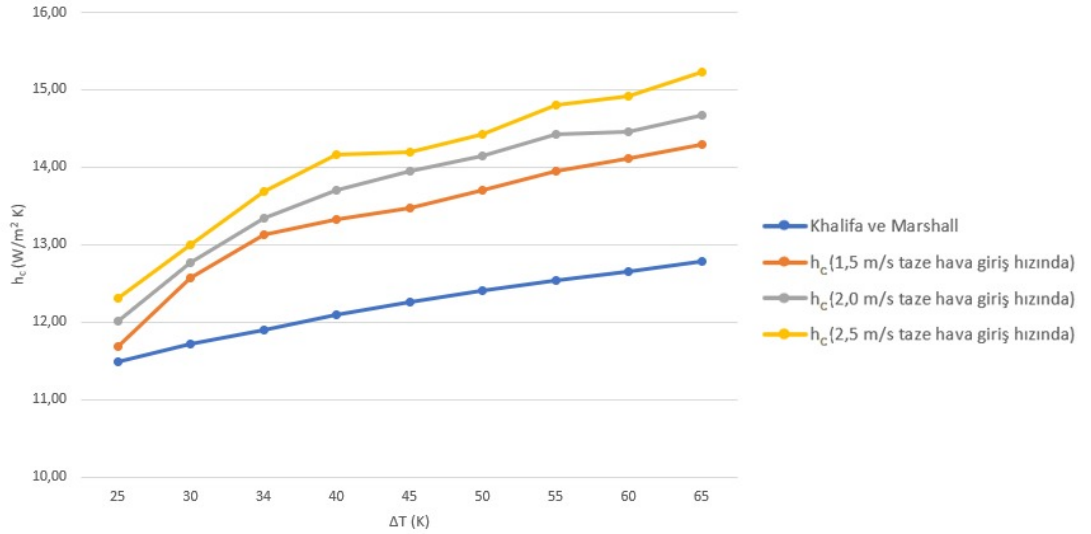
$$h_c = 8,07(\Delta T)^{0,11} \quad (2.21)$$

Taşınım ısı transfer katsayısının hesaplanması için türetilen bu korelasyon, bu çalışmadaki sıcaklık farkları ile kullanıldığında Tablo 2.16 ile gösterilen değerlere ulaşılmıştır.

Tablo 2.16 Khalifa ve Marshall'ın Türettiği Korelasyonun Kullanılması ile Elde Edilen Sonuçlar

Sıcaklık Farkı $\Delta T(K)$	Taşınım Isı Transfer Katsayısı $h_c(W/m^2K)$
24,78	11,488
29,75	11,721
34,05	11,896
39,72	12,100
44,70	12,258
49,67	12,401
54,90	12,538
59,83	12,657
65,16	12,777

Khalifa ve Marshall'ın türettiği korelasyonun kullanılmasıyla elde edilen sonuçlar ile bu çalışmada elde edilen sayısal sonuçların karşılaştırıldığı grafik Şekil 2.78 ile verilmiştir.



Şekil 2.78 Khalifa ve Marshall'ın türettiği korelasyonun kullanılmasıyla elde edilen sonuçlar ile bu çalışmada elde edilen sayısal sonuçların karşılaştırılması

Yukarıdaki grafikte görüldüğü üzere; Khalifa ve Marshall'ın türettiği korelasyonun kullanılmasıyla elde edilen sonuçlar ile bu çalışmada elde edilen sayısal sonuçlar birbirine paralellik göstermektedir. Fakat bu çalışmada elde edilen taşınım ısı transfer katsayıları bir miktar daha yüksektir. Bunun sebebi, Khalifa ve Marshall'ın test odasında havalandırma bulunmamasıdır. Bu çalışmada sonucuna varıldığı üzere havalandırma varlığı taşınım ısı transfer katsayısını artırır. Taşınım ısı transfer katsayısındaki artış, taze hava giriş hızındaki artış ile doğru orantılıdır.

Khalifa ve Marshall'ın çalışmasıyla yapılan bu doğrulama işlemi, bu çalışmada sayısal olarak elde edilen taşınım ısı transfer katsayısı değerlerinin güvenilirliğini artırmaktadır.



3

SONUÇ VE ÖNERİLER

Yüzeylerinden soğutulan bir yaşam alanında, farklı termal koşullarda gerçekleşen taşınım ve ışıının sayısal olarak incelenmesi için hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanılarak sayısal bir model oluşturulmuştur. Farklı termal koşulları oluşturmak için üç farklı havalandırma hızında radyatör yüzey sıcaklıkları 313 K ile 353 K değerleri arasına ayarlanmış ve bu üç senaryoda ayrı ayrı taşınım ve ışıının ile gerçekleşen ısı transfer karakteristikleri sayısal olarak incelenmiştir.

Bu üç senaryoda, ısı transfer karakteristiklerine ait elde edilen sonuçlardan yola çıkarak ışıının ve taşınım ısı transfer katsayıları arasındaki ilişkiyi sıcaklık farkına bağlı olarak ifade eden üç adet bağıntı elde edilmiştir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanılarak sayısal analiz ile elde edilen sonuçlar ile oluşturulan korelaysonlar ile elde edilen sonuçlar karşılaştırılarak hata oranları belirlenmiştir. Üç ayrı taze hava giriş hızı için elde edilen bu bağıntıların güvenilir sonuç verdiği ve ışıının ve taşınım ısı transfer katsayıları arasındaki ilişkiyi ifade etmek için kullanılabileceği saptanmıştır. Elde edilen bağıntılar aşağıda verilmiştir:

1. 1,5 m/s Taze Hava Giriş Hızında ışıının ve Taşınım ısı Transfer Katsayıları Arasındaki İlişki:

$$\frac{h_r}{h_c} = 0,244114(\Delta T)^{0,15774} \quad (3.1)$$

2. 2 m/s Taze Hava Giriş Hızında ışıının ve Taşınım ısı Transfer Katsayıları Arasındaki İlişki:

$$\frac{h_r}{h_c} = 0,246199.(\Delta T)^{0,148331} \quad (3.2)$$

3. 2,5 m/s Taze Hava Giriş Hızında Işınım ve Taşınım Isı Transfer Katsayıları Arasındaki İlişki:

$$\frac{h_r}{h_c} = 0,2416.(\Delta T)^{0,13831} \quad (3.3)$$

Elde edilen sonuçlar, radyatör yüzey sıcaklığının artması ile birlikte taşınım ve ışıınım ısı akıları ile ısı transfer katsayılarının da arttığını göstermiştir. Bunun sebebi; ısı transfer katsayısının hesaplanmasında kullanılan sıcaklık farkının radyatör yüzey sıcaklığının artması ile birlikte artmasıdır.

Çözümlerden elde edilen sonuçlara göre her bir senaryo için ışıınım ve taşınım oranları incelendiğinde, artan radyatör yüzey sıcaklıklarıyla beraber taşınım ve ışıınım etkileri beraber artmalarına rağmen ışıınım etkileri daha fazla artış göstermiş ve ışıınımın toplam ısı transferine oranı artan radyatör yüzey sıcaklığıyla beraber artmıştır.

Her bir senaryodaki ışıınımın toplam ısı transferine oranı taze hava giriş hızına göre değerlendirildiğinde ise; artan taze hava giriş hızıyla beraber ışıınımın toplam ısı transferine oranının azaldığı görülmektedir. Havalandırma etkinliğinin ışıınım ısı transferi üzerinde herhangi bir etkisi olmamasına rağmen taze hava giriş hızının artması, zorlanmış taşınım etkilerini artıracak ve dolayısıyla da taşınım ısı transfer mekanizmasının etkilerini de artıracaktır. Bu durum ışıınımın toplam ısı transferine oranını ise azaltacaktır.

Artan radyatör yüzey sıcaklığıyla beraber radyatör yüzeyinde daha yüksek ısı transfer katsayıları elde edilmiştir. Yüksek ısı transfer katsayıları enerji tüketimini artırarak daha fazla enerji maliyetine sebep olmaktadır. Yüksek radyatör yüzey sıcaklıklarının enerji tüketimi ve termal konfor üzerinde olumsuz bir etkisi vardır. Bu nedenle düşük sıcaklık uygulamaları enerji tüketimi ve termal konfor açısından yüksek sıcaklık uygulamalarına göre daha iyi bir alternatiftir.

Havalandırma hızının artması; taşınım ısı akısını ve taşınım ısı transfer katsayısını artırırken; akışkan akışı ve maddesel ortamdan etkilenmeyen ışıınım ile ısı transferi üzerinde herhangi bir etkisi olmamıştır. Havalandırma olmayan bir mahalde taşınım zorlayacak bir akışkan hareketi olmadığından taşınım salt olarak yerçekimi etkileriyle doğal olarak gerçekleşir. Havalandırma ile birlikte zorlanmış akışkan hareketi gerçekleşecek ve doğal taşınım ile birlikte zorlanmış taşınım etkileri de görülecektir. Havalandırma hızının artması; zorlanmış taşınım etkilerini artırarak taşınım ısı transfer katsayısının artmasına sebep olmuştur. Havalandırma, mahalde bir hava hareketi ve ek bir ısı yükü oluşturacaktır. Bu nedenle havalandırma hızının optimum seviyede tutulması, hava akımları ile oluşacak termal konforsuzluğu ve ek enerji

tüketimlerini en aza indirecektir.

Tüm bunlar göstermektedir ki ısıtma uygulamalarında yüksek sıcaklık uygulamaları yerini düşük sıcaklık uygulamalarına bırakmalıdır. Havalandırma sistemlerinin tasarımında ise havalandırma hızının taşınım etkileri üzerindeki ve dolayısıyla enerji tüketimi ve termal konfor üzerindeki etkileri göz önüne alınarak optimum havalandırma hızı seçilmelidir.



Kaynakça

- [1] Cengel, Y. A. & Boles, M. A. (2001). *Thermodynamics: An Engineering Approach*, McGraw Hill, New York
- [2] Cengel, Y. A., Klein, S., & Beckman, W. (1998). *Heat transfer: a practical approach* (Vol. 141). New York: McGraw-Hill.
- [3] Genceli, F. O., (2004), *Çözümlü Isı Işınımı Problemleri*, Birsen Yayınevi, İstanbul.
- [4] Awbi, H. B., & Hatton, A. (1999). Natural convection from heated room surfaces. *Energy and buildings*, 30(3), 233-244
- [5] Awbi, H. B., & Hatton, A. (2000). Mixed convection from heated room surfaces. *Energy and buildings*, 32(2), 153-166
- [6] Wallentén, Petter. "Convective heat transfer coefficients in a full-scale room with and without furniture." *Building and Environment* 36.6 (2001): 743-751.
- [7] Wang, Y. (2014). Numerical analysis on the heat transfer characteristics of the radiator in a heating room. In *Applied Mechanics and Materials* (Vol. 501, pp. 2307-2310). Trans Tech Publications Ltd.
- [8] Saravanan, S., & Sivaraj, C. (2017). Combined thermal radiation and natural convection in a cavity containing a discrete heater: effects of nature of heating and heater aspect ratio. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 66, 70-82.
- [9] Horikiri, K., Yao, Y., & Yao, J. (2014). Modelling conjugate flow and heat transfer in a ventilated room for indoor thermal comfort assessment. *Building and Environment*, 77, 135-147.
- [10] Dalkilic, A. S. (2019). Determination of some domestic radiators' thermal capacity numerically. *Journal of Thermal Engineering*, 5(4), 251-270.
- [11] Khalifa, A. J. N., & Marshall, R. H. (1990). Validation of heat transfer coefficients on interior building surfaces using a real-sized indoor test cell. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 33(10), 2219-2236.
- [12] Chai, J. C., Lee, H. S., & Patankar, S. V. (1994). Finite volume method for radiation heat transfer. *Journal of thermophysics and heat transfer*, 8(3), 419-425.
- [13] Ramesh, N., & Venkateshan, S. P. (1999). Effect of surface radiation on natural convection in a square enclosure. *Journal of thermophysics and heat transfer*, 13(3), 299-301.
- [14] Risberg, D., Risberg, M., & Westerlund, L. (2016). CFD modelling of radiators in buildings with user-defined wall functions. *Applied Thermal Engineering*, 94, 266-273.

- [15] Rodríguez, N. A., & Hinojosa, J. F. (2012, July). Numerical study of heat transfer by convection and thermal radiation in an air cooled room. In ASME 2012 Heat Transfer Summer Conference collocated with the ASME 2012 Fluids Engineering Division Summer Meeting and the ASME 2012 10th International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels (pp. 1039-1048). American Society of Mechanical Engineers Digital Collection.
- [16] Rahmati, A. R., & Gheibi, A. (2020). Experimental and numerical analysis of a modified hot water radiator with improved performance. *International Journal of Thermal Sciences*, 149, 106175.
- [17] Myhren, J. A., & Holmberg, S. (2008). Flow patterns and thermal comfort in a room with panel, floor and wall heating. *Energy and buildings*, 40(4), 524-536.
- [18] Lin, B., Wang, Z., Sun, H., Zhu, Y., & Ouyang, Q. (2016). Evaluation and comparison of thermal comfort of convective and radiant heating terminals in office buildings. *Building and Environment*, 106, 91-102.
- [19] Causone, F., Olesen, B. W., & Corngati, S. P. (2010). Floor heating with displacement ventilation: an experimental and numerical analysis. *HVAC&R Research*, 16(2), 139-160.
- [20] Akiyama, M., & Chong, Q. P. (1997). Numerical analysis of natural convection with surface radiation in a square enclosure. *Numerical Heat Transfer, Part A Applications*, 32(4), 419-433.
- [21] Sakai, K., Kubo, R., Kajiya, R., Iwamoto, S., Kurabuchi, T., & Kishida, T. (2008). CFD analysis of thermal environment of a room with floor heating or air conditioning. In *Proc. of the 11th Int. Conference on Indoor Air Quality and Climate*.
- [22] Karabay, H., Arıcı, M., & Sandık, M. (2013). A numerical investigation of fluid flow and heat transfer inside a room for floor heating and wall heating systems. *Energy and Buildings*, 67, 471-478.
- [23] Lu, W. Z., Tam, C. M., Leung, A. Y. T., & Howarth, A. T. (2002). Numerical investigation of convection heat transfer in a heated room. *Numerical Heat Transfer: Part A: Applications*, 42(3), 233-251.
- [24] Seyam, S., Huzayyin, A., El-Batsh, H., & Nada, S. (2014). Experimental and numerical investigation of the radiant panel heating system using scale room model. *Energy and buildings*, 82, 130-141.
- [25] Acikgoz, O. (2019). Determination of convective, radiative, and total heat transfer characteristics over a radiant heated ceiling: a computational approach. *J Therm Eng*, 5, 372-384.
- [26] Cholewa, T., & Rosiński, M. (2010). Heat transfer in rooms with panel heating systems. In *IN Proceedings of 41th International Congress on Heating, Refrigerating and Air-Conditioning*, Edited by Branislav Todorović, Belgrad (pp. 370-380).

- [27] Myhren, J. A., & Holmberg, S. (2009). Design considerations with ventilation-radiators: Comparisons to traditional two-panel radiators. *Energy and buildings*, 41(1), 92-100.
- [28] Sevilgen, G., & Kilic, M. (2011). Numerical analysis of air flow, heat transfer, moisture transport and thermal comfort in a room heated by two-panel radiators. *Energy and buildings*, 43(1), 137-146.
- [29] Yang, L., Zmeureanu, R., & Rivard, H. (2008). Comparison of environmental impacts of two residential heating systems. *Building and Environment*, 43(6), 1072-1081.
- [30] Hasan, A., Kurnitski, J., & Jokiranta, K. (2009). A combined low temperature water heating system consisting of radiators and floor heating. *Energy and Buildings*, 41(5), 470-479.
- [31] Calisir, T., Yazar, H. O., & Baskaya, S. (2020). Evaluation of flow field over panel radiators to investigate the effect of different convector geometries. *Journal of Building Engineering*, 101600.
- [32] Sarbu, I., & Sebarchievici, C. (2015). A study of the performances of low-temperature heating systems. *Energy Efficiency*, 8(3), 609-627.
- [33] Vösa, K. V., Ferrantelli, A., & Kurnitski, J. (2019). A combined analytical model for increasing the accuracy of heat emission predictions in rooms heated by radiators. *Journal of Building Engineering*, 23, 291-300.
- [34] Beck, S. B., Blakey, S. G., & Chung, M. C. (2001). The effect of wall emissivity on radiator heat output. *Building Services Engineering Research and Technology*, 22(3), 185-194.
- [35] Kuznetsov, G. V., & Sheremet, M. A. (2011). Conjugate natural convection in an enclosure with a heat source of constant heat transfer rate. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54(1-3), 260-268.
- [36] Koca, A., Gemici, Z., Topacoglu, Y., Cetin, G., Acet, R. C., & Kanbur, B. B. (2014). Experimental investigation of heat transfer coefficients between hydronic radiant heated wall and room. *Energy and Buildings*, 82, 211-221.
- [37] Versteeg, H. K., & Malalasekera, W. (2007). An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method. Pearson education.
- [38] Hoffmann, K. A., & Chiang, S. T. (2000). Computational fluid dynamics volume I. Engineering Education System.
- [39] Cengel, Y. A. (2010). Fluid mechanics. Tata McGraw-Hill Education.
- [40] Wilcox, D. C. (1998). Turbulence modeling for CFD (Vol. 2, pp. 172-180). La Canada, CA: DCW industries.
- [41] Wendt, J. F. (Ed.). (2008). Computational fluid dynamics: an introduction. Springer Science & Business Media.
- [42] Alonzo-García, A., del Carmen Gutiérrez-Torres, C., & Jiménez-Bernal, J. A. (2016). Computational Fluid Dynamics in Turbulent Flow Applications. In *Numerical Simulation-From Brain Imaging to Turbulent Flows*. InTech.

- [43] Alfonsi, G. (2009). Reynolds-averaged Navier–Stokes equations for turbulence modeling. *Applied Mechanics Reviews*, 62(4).
- [44] Wah-Yen, T., Asako, Y., Sidik, N. A. C., & Rui-Zher, G. (2017). Governing equations in computational fluid dynamics: Derivations and a recent review. *Journal of Progress in Energy and Environment*, 1, 1-19.
- [45] Launder, B. E., & Spalding, D. B. (1983). The numerical computation of turbulent flows. In *Numerical prediction of flow, heat transfer, turbulence and combustion* (pp. 96-116). Pergamon.
- [46] Blackadar, A. K. (2012). *Turbulence and diffusion in the atmosphere: lectures in Environmental Sciences*. Springer.
- [47] Guide, A. F. U. (2011). Release 14.0, ANSYS. Inc., USA, November.
- [48] Manual, A. T. (2012). *Design Modeler User Guide*. ANSYS Inc.–.
- [49] Fluent, A. N. S. Y. S. (2011). *Ansys fluent theory guide*. ANSYS Inc., USA.



TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR

İletişim Bilgileri: sezercihan@gmail.com

Makale

1. Sezer, C. & Açıkgöz, Ö. (2020) Radyant Panel Simülasyonu İle Yüzeylerinden Isıtılan Bir Yaşam Alanında Taşınım ve Işınımın Sayısal Analizi, Türk Tesisat Mühendisleri Derneği Dergisi