

T.C.
BİTLİS EREN ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

İKLİMLENDİRME SİSTEMLERİNİN İÇ HAVA
KALİTESİNE VE HAVADAN BULAŞAN
HASTALIKLARIN YAYILIMINA ETKİSİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

ERGÜN BOZKURT

DANIŞMAN
DOÇ. DR. FARUK ORAL

HAZİRAN 2025

BİTLİS

T.C.
BİTLİS EREN ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

İKLİMLENDİRME SİSTEMLERİNİN İÇ HAVA
KALİTESİNE VE HAVADAN BULAŞAN
HASTALIKLARIN YAYILIMINA ETKİSİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

ERGÜN BOZKURT

ORCID: 0009-0003-8319-4006

DANIŞMAN

DOÇ. DR. FARUK ORAL

HAZİRAN 2025

BİTLİS

T.C.
BİTLİS EREN ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ
YÜKSEK LİSANS TEZ ÇALIŞMASI
ETİK BEYANI

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Yüksek Lisans öğrencisiyim. Hazırlamış olduğum **“İklimlendirme Sistemlerinin İç Hava Kalitesine ve Havadan Bulaşan Hastalıkların Yayılımına Etkisi”** başlıklı tezde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi; tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu; tez çalışmasında yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi; kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı; bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim./...../2025

İmza

Ergün BOZKURT

T.C.
BİTLİS EREN ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ
TEZ YAZIM KILAVUZU UYGUNLUK BEYANI

“İklimlendirme Sistemlerinin İç Hava Kalitesine ve Havadan Bulaşan Hastalıkların Yayılımına Etkisi” başlıklı yüksek lisans / doktora tezi Bitlis Eren Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Tez Yazım Kılavuzuna uygun olarak hazırlanmıştır./...../2025

Tezi Hazırlayan

Danışman

İmza

Ergün BOZKURT

İmza

Doç. Dr. Faruk ORAL

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Başkanı

İmza

Prof. Dr. Zeki ARGUNHAN

T.C.
BİTLİS EREN ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ
TEZ ONAY SAYFASI

Bitlis Eren Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı öğrencisi Ergün BOZKURT tarafından hazırlanan “İklimlendirme Sistemlerinin İç Hava Kalitesine ve Havadan Bulaşan Hastalıkların Yayılımına Etkisi” adlı Yüksek Lisans ile ilgili tez savunma sınavı, .../...../20. tarihinde yapılmış ve tezin oy birliği/ oy çokluğu ile kabul/ red edilmesine karar verilmiştir.

JÜRİ:

İMZA

Danışman: Doç. Dr. Faruk ORAL
(BİTLİS EREN ÜNİVERSİTESİ)

.....

II. Danışman: Doç. Dr. Bahadır Erman YÜCE
(BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ)

.....

Üye: Unvanı Adı SOYADI
(Üniversite Adı)

.....

Üye: Unvanı Adı SOYADI
(Üniversite Adı)

.....

Bitlis Eren Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Yönetim Kurulunun tarih ve sayılı kararıyla jüri tarafından kabul edilmiş bu çalışmanın yüksek lisans tezi olarak kabulü onaylanmıştır.

....../...../2025

Prof. Dr. Mehmet Bakır ŞENGÜL

Enstitü Müdürü

T.C.

Bitlis Eren Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

**İKLİMLENDİRME SİSTEMLERİNİN İÇ HAVA KALİTESİNE VE HAVADAN
BULAŞAN HASTALIKLARIN YAYILIMINA ETKİSİ**

Yüksek Lisans Tezi

Ergün BOZKURT

Danışman: Doç. Dr. Faruk ORAL

Haziran 2025

ÖZET

Bu çalışma Bitlis Eren Üniversitesi Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği İklimlendirme Laboratuvarında gerçekleştirilmiştir. Laboratuvar’da bulunan split tip klimanın belirli aralıklardaki üfleme açısı, hızı ve sıcaklığı ele alınarak bu parametrelere bağlı olarak ısıl konfor, cereyan ve izleyici gaz konsantrasyonu Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) metodu ile incelenmiştir. Ofis tipi olan odada bir adet duvar tipi split klima, bir adet masa, bir adet dolap ve deney düzeneği mevcuttur. Odada bulunan duvar tipi klima üç modda çalışırken üfleme menfezinden çıkan havanın hız değerleri ölçülmüş ve elde edilen veri hem deneysel çalışmada hem de HAD analizinde referans veri olarak kullanılmıştır. Üç boyutlu olarak yapılan sayısal çalışmada akış sürekli, sıkıştırılmaz ve türbülanslı olarak ele alınmış ve yazılım olarak da Ansys Fluent 2023R2 kullanılmıştır. Odadaki hava ısınmadan dolayı yoğunluk farkı nedeniyle yer değişikliğine uğrayacağından Bousinesq yaklaşımı baz alınmıştır. Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes denklemleri (RANS) tabanlı Realizable k- ϵ türbülans modeli seçilmiş olup duvar fonksiyonlarından Scalable Wall Function seçilmiştir. Sıcaklık ve hız verileri üzerinden akış sonucu oda içinde oluşan cereyan verileri ve gaz konsantrasyonu elde edilmiştir. HAD analizinde yapılan çalışma, klimanın tam karşısına konumlanan düzenek üzerine konan hız, sıcaklık sensörleri üzerinden ölçülmüş ve birbirleri ile kıyaslanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Üfleme açısı, İç Hava Kalitesi, Havadan bulaşma, Cereyan, Taguchi optimizasyonu

Republic of Türkiye

Bitlis Eren University Graduate School

Department of Mechanical Engineering

**THE EFFECT OF AIR CONDITIONING SYSTEMS ON INDOOR AIR
QUALITY AND THE SPREAD OF AIRBORNE DISEASES**

Master's Thesis

Ergün BOZKURT

Supervisor: Doç. Dr. Faruk ORAL

June 2025

ABSTRACT

This study was carried out in the Mechanical Engineering Air Conditioning Laboratory of the Faculty of Engineering and Architecture of Bitlis Eren University. The blowing angle, velocity and temperature of the split type air conditioner in the laboratory were taken into consideration at certain intervals and the thermal comfort, draft and tracer gas concentration were investigated by the Computational Fluid Dynamics (CFD) method. There is one wall-type split air conditioner, one table, one cabinet and an experimental setup in the office type room. While the wall-type air conditioner in the room was operating in three modes, the velocity values of the air coming out of the blowing nozzle were measured and the obtained data were used as reference data both in the experimental study and in the CFD analysis. In the three-dimensional numerical study, the flow was considered as continuous, incompressible and turbulent and Ansys Fluent 2023R2 was used as the software. Since the air in the room will undergo a displacement due to the density difference due to heating, the Boussinesq approach was taken as basis. The Realizable k - ϵ turbulence model based on Reynolds Averaged Navier-Stokes equations (RANS) was selected and the Scalable Wall Function was also selected from the wall functions as well. In the experimental study, thermal comfort indexes and gas concentration were obtained with sensors placed on the experimental setup and compared with the same data obtained by CFD analysis.

Keywords: Blowing angle, Indoor Air Quality, Airborne infection, Draft, Taguchi optimization.

TEŐEKKÖR

Bu alışmamın tamamlanmasında değini hi esirgemeyen, sorunlara vakit ayırıp özüm yollarını bulmama yardımcı olan Hocam Do. Dr. Bahadır Erman YÜCE'ye, bilgi ve tecrübesiyle çalışmalarıma katkıda bulunan Hocam Doç. Dr. Faruk ORAL'a, yoğun çalışmalarım esnasında sabır gösterip manevi değini hiç esirgemeyen eşim ve çocuklarıma ayrı ayrı teşekkür ederim.

Ergün BOZKURT

30.06.2025



İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	I
ABSTRACT	II
TEŞEKKÜR	III
İÇİNDEKİLER	IV
ÇİZELGELER DİZİNİ	VI
ŞEKİLLER DİZİNİ	VII
FOTOĞRAFLAR DİZİNİ	VIII
KISALTMALAR DİZİNİ	X
SİMGELER DİZİNİ	XI
1. GİRİŞ	1
2. MATERYAL VE YÖNTEM.....	12
2.1. Deneysel Model.....	13
2.1.1. İç Ortam Deney Düzenegi.....	13
2.1.1.1. Hız Sensörü.....	14
2.1.1.2. Veri kaydediciler.....	16
2.1.1.3. Alıcı Port.....	17
2.1.1.4. Yazılım	18
2.1.2. Split Tip Klima	20
2.1.3. Klima Üfleme Ağız Hız-Sıcaklık Ölçüm Anemometresi.....	21
2.1.4. Deneysel Model Sınır Şartları	21
2.2. HAD Metodu.....	22
2.2.1. HAD Metodu Sınır Şartları	23
2.2.2. HAD Metodu Ağdan Bağımsızlık.....	24
2.2.2.1. HAD Metodu Ağdan Bağımsızlık – Isıl Konfor	25
2.2.2.2. HAD Metodu Ağdan Bağımsızlık – Havadan Bulaş Riski.....	26

2.2.3. Türbülans Modelleri.....	27
2.2.4. Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes Denklemleri (RANS).....	27
2.2.4.1. k-ε Modeli	32
2.2.4.1.1. Realizable k-ε Modeli.....	33
2.2.5. Duvar Yaklaşımları	35
2.2.5.1. Ölçeklenebilir (Scalable) Duvar Fonksiyonu	38
2.3. Isıl Konfor	39
2.3.1. Geometrik Model.....	40
2.3.2. Cereyan Oranı	41
2.4. Havadan Bulaşma	42
2.4.1. Geometrik Model.....	43
2.5. Taguchi Metodu.....	44
2.6. Anova.....	47
2.7. İzleyici Gas (Tracer Gas) Kullanımı.....	48
2.8. Doğrulama.....	49
3. BULGULAR VE TARTIŞMA.....	51
3.1. Sonuçlar ve Değerlendirme	51
3.1.1. Isıl Konfor	51
3.1.2. Havadan Bulaşan Hastalıkların Yayılmı	64
4. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	76
5. KAYNAKLAR	78

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 2. 1. Ölçüm cihazlarının teknik özellikleri	13
Çizelge 2. 2. Hız Transmitteri teknik özellikleri [59].....	16
Çizelge 2. 3. Alıcı Port Teknik Özellikleri [60].....	17
Çizelge 2. 4. Klima üfleme hızı ölçüm anemometresi teknik özellikleri [62]	21
Çizelge 2. 5. Klima üfleme modları.....	22
Çizelge 2. 6. Farklı eleman ölçüsüne göre oluşan eleman sayısı ve Ağ Kaliteleri.....	25
Çizelge 2. 7. Farklı eleman ölçüsüne göre oluşan eleman sayısı ve ağ kaliteleri.....	26
Çizelge 2. 8. PMV Değerleri.....	39
Çizelge 3. 1. Taguchi orthogonal dizi (L9/33).....	52
Çizelge 3. 2. Ortalama S/N oranları ve parametrelerin Cereyan Oranı üzerindeki etkileri	53
Çizelge 3. 3. Draft Oranı (DR) değerlerine bağlı ANOVA Sonuçları.....	53
Çizelge 3. 4. En iyi Senaryoya göre elde edilen sonuçların karşılaştırılması	63
Çizelge 3. 5. Taguchi orthogonal dizi (L9 / 33).....	65
Çizelge 3. 6. Ortalama S/N oranları ve parametrelerin SF ₆ konsantrasyonuna göre sıralaması.....	66
Çizelge 3. 7. SF ₆ Gaz konsantrasyonu değerlerine bağlı ANOVA Sonuçları	66
Çizelge 3. 8. En iyi Senaryoya göre elde edilen sonuçların karşılaştırılması	75

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2. 1. Deney düzeneği şematik diyagramı.....	15
Şekil 2. 2. Farklı eleman ölçülerinde % Cereyan Oranı	26
Şekil 2. 3. Farklı eleman ölçülerinde SF ₆ Gaz Konsantrasyonu.....	27
Şekil 2. 4. Duvar fonksiyonu ve yakın duvar modeli çözümlerinin gösterimi (Fluent) .	36



FOTOĞRAFLAR DİZİNİ

Fotoğraf 2. 1. BEU İklimlendirme laboratuvarı genel yerleşim planı	14
Fotoğraf 2. 2. Hız Transmitteri [59].....	15
Fotoğraf 2. 3. Veri Kaydedici [60].....	17
Fotoğraf 2. 4. Alıcı Port [60]	18
Fotoğraf 2. 5. Yazılımdaki verilerin monitor ekranındaki görüntüsü	19
Fotoğraf 2. 6. Yazılımdaki verilerin ve sensörlerin genel durumlarının görüntüsü.....	19
Fotoğraf 2. 7. Yazılımın grafik ekranı	20
Fotoğraf 2. 8. Airfel Marka split tip klima (AS22-3004S model)	20
Fotoğraf 2. 9. Klima üfleme hızı ölçüm anemometresi [61].....	21
Fotoğraf 2. 10. İklimlendirme lab ağ yapısı (Soldan sağa 100mm, 75mm, 50mm eleman ölçüsü)	25
Fotoğraf 2. 11. İklimlendirme Lab Ağ Yapısı (Soldan sağa 100mm, 75mm, 50mm)...	26
Fotoğraf 2. 12. En küçük (η) ve en büyük (L) Girdap görünümü [69]	28
Fotoğraf 2. 13. RANS Türbülans Modelleri	33
Fotoğraf 2. 14. Yakın Duvar katmanları (Ansys Fluent)	37
Fotoğraf 2. 15. PMV Ölçeğine Göre PPD Değerlerinin Dağılımı [19]	40
Fotoğraf 2. 16. BEU İklimlendirme Lab yerleşim planı	41
Fotoğraf 2. 17. İklimlendirme Lab. genel yerleşim planı	44
Fotoğraf 2. 18. Deneysel ve HAD sonucu elde edilen hız verilerinin karşılaştırılması.	50
Fotoğraf 3. 1. Parametrelerin Cereyan Oranı üzerindeki etkisi	52
Fotoğraf 3. 2. Draft Oranı (DR) değerlerine bağlı ANOVA Sonuçları.....	54
Fotoğraf 3. 3 (Devamı). Hız & Sıcaklık dağılımı.....	55
Fotoğraf 3. 4. Hız & Sıcaklık dağılımı.....	56
Fotoğraf 3. 5 (Devamı). Senaryoların: PMV & PPD dağılımı	57
Fotoğraf 3. 6. Senaryoların: PMV & PPD dağılımı.....	58
Fotoğraf 3. 7 (Devamı). Senaryoların Cereyan oranı dağılımı.....	59
Fotoğraf 3. 8. Senaryoların Cereyan oranı dağılımı	60
Fotoğraf 3. 9. En İyi Case Hız, Sıcaklık, PMV, PPD ve Cereyan oranı dağılımları	62
Fotoğraf 3. 10. Parametrelerin SF ₆ gaz konsantrasyonu üzerindeki etkileri.....	65
Fotoğraf 3. 11. SF ₆ Gaz Konsantrasyonu değerlerine bağlı ANOVA Sonuçları.....	66
Fotoğraf 3. 12 (Devamı). Hız & Sıcaklık dağılımı.....	67
Fotoğraf 3. 13. Hız & Sıcaklık Dağılımı.....	68

Fotoğraf 3. 14 (Devamı). PMV & PPD dağılımı.....	69
Fotoğraf 3. 15. PMV & PPD dağılımı	70
Fotoğraf 3. 16 (Devamı). DO & SF ₆ Gaz konsantrasyonu dağılımları	71
Fotoğraf 3. 17. DO & SF ₆ Gaz konsantrasyonu dağılımları	72
Fotoğraf 3. 18. En iyi case hız, sıcaklık, PMV, PPD, DO ve SF ₆ gaz konsantrasyonu dağılımı	74



KISALTMALAR DİZİNİ

ACH	: Air Change per Hour
ACR	: Air Change Rate
CAD	: Computer Aided Design
CFD	: Computational Fluid Dynamics
DNS	: Direct Numerical Simulation
Ewt	: Enhanced Wall Treatment
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
LES	: Large Eddy Simulation
RANS	: Reynolds Avaraged Navier-Stokes
RNG k- ϵ	: RNG k- ϵ Türbülans Modeli
SST	: Shear Stress Transport k- ϵ Türbülans Modeli
Std k- ϵ	: Standart k- ϵ Türbülans Modeli
Std k- ω	: Standart k- ω Türbülans Modeli
Wf	: Wall Function

SİMGELER DİZİNİ

$\bar{U}$	: Ortalama Hız
$\bar{u}$	: Ortalama Hız x Bileşeni
C_k	: Standart k-ε Türbülans Modeli Sabiti
C_ε	: Standart k-ε Türbülans Modeli Sabiti
$C_{\varepsilon 1}$	: Standart k-ε Türbülans Modeli Sabiti
$C_{\varepsilon 1RNG}$	: RNG k-ε Türbülans Modeli Sabiti
$C_{\varepsilon 2}$	: Standart k-ε Türbülans Modeli Sabiti
$C_{\varepsilon 2RNG}$	: RNG k-ε Türbülans Modeli Sabiti
C_μ	: Standart k-ε Türbülans Modeli Sabiti
D	: Hidrolik Çap
K	: Türbülans Kinetik Enerjisi
P	: Basınç
p'	: Modifiye Basınç
PD	: Yüzde Memnuniyetsizlik
Re	: Reynold Sayısı
Re_{dh}	: Hidrolik Çapa Göre Tanımlanmış Reynold Sayısı
Re_{ij}	: Reynold Gerilmeleri Tensörü
Re_x	: Yerel Reynold Sayısı
t	: Zaman
T	: Sıcaklık
Tu	: Türbülans Şiddeti
u	: x Yönündeki Hız Bileşeni
u'	: Ortalama Hızdan Sapmanın x Bileşeni
u^+	: Boyutsuz Hız
u_0	: Giriş Hızı

u_t	: Teğetsel Hız
u_τ	: Teğetsel Hız
ν	: Kinematik Viskozite
v	: y Yönündeki Hız Bileşeni
w	: z Yönündeki Hız Bileşeni
y^+	: Cidardan Boyutsuz Uzaklık
α	: Standart k- ϵ Türbülans Modeli Sabiti
β	: Standart k- ϵ Türbülans Modeli Sabiti
β'	: Standart k- ϵ Türbülans Modeli Sabiti
ϵ	: Türbülans Kinetik Enerji Yayılımı
κ	: Von Karman Sabiti
μ	: Viskozite
μ_{eff}	: Efektif Viskozite
μ_t	: Türbülans Viskozitesi
ρ	: Yoğunluk
σ_k	: Standart k- ϵ Türbülans Modeli Sabiti
σ_ω	: Standart k- ϵ Türbülans Modeli Sabiti
τ_w	: Duvar Kayma Gerilmesi
ω	: Türbülans Frekansı

1. GİRİŞ

Havalandırma, iç mekanlarda hava yoluyla bulaşmayı kontrol etmek için en etkili mühendislik yöntemi olarak kabul edilmektedir [1]. Havalandırma, iç mekan havasını dış mekan veya başka bir şekilde işlenmiş bulaşıcı olmayan besleme havası ile değiştirerek havadaki patojenlerin birikimini seyreltir ve bu da iç mekan sakinleri arasında bulaş riskini önemli ölçüde azaltır [2]. Havalandırma, iç mekan hava hareketini etkileyen birincil faktör olarak tanımlanmıştır [3]. İyi tasarlanmış bir havalandırma sistemi enfeksiyon riskini en aza indirebilirken [3], yetersiz bir sistem riski artırabilir [3]. Havalandırma, çapraz bulaşma olarak da tanımlanan, enfekte bir kişi tarafından solunum yoluyla dışarı atılan kirleticilerin ve damlacık çekirdeklerinin (aerosollerin) kapalı bir ortamda havaya karışması ve ardından başka bir duyarlı kişi tarafından solunması yoluyla gerçekleşen bulaşmanın da sebepleri arasındadır [4].

Son COVID-19 bağlamında iyi iç ortam havalandırmasını teşvik etmek ve sağlamak için çeşitli uluslararası ve ulusal sağlık kuruluşları (DSÖ, CDC, NHS, RKI, SIG) ve profesyonel HVAC (Isıtma, Havalandırma ve İklimlendirme) birlikleri (REHVA, ASHRAE) tarafından yönergeler ve yol haritaları yayınlanmıştır [2], [5]. Bu resmi rehberlerin ve belgelerin varlığı, havalandırmanın pandemi sonrası dönemde bulaşıcı hastalık kontrolünde ne kadar önemli bir yere oturduğunu göstermektedir. Yine pandemi ile birlikte, iç ortam hava akışı, parçacık dağılımı ve havalandırma stratejilerinin virüs yayılımı üzerindeki etkilerini inceleyen bilimsel çalışmalarda önemli bir artış olmuştur [6]. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) gibi modelleme araçları yardımıyla hastane odaları [7], ofisler [8], sınıflar [9], [10], restoranlar [11], [12], trenler [13], otobüsler [13], üniversiteler [14] ve asansör kabinleri [15] gibi çeşitli iç ortam senaryolarında hava akışı desenleri, parçacık dağılımları ve havalandırma etkinliğinin optimize edilmesi yoğun olarak çalışılmıştır. Bu çalışmalar, havalandırmanın kirleticileri ve virüs içeren aerosollerin seyreltme ve ortamdaki uzaklaştırmadaki rolünü detaylı bir şekilde araştırmışlardır [6], [16].

Havalandırmadan beklenen asıl görevlerden ilki istenilen iç hava kalitesinin (İHK) sağlanmasıdır. İHK, kapalı bir ortamın ne kadar sağlıklı ve konforlu olduğunu belirleyen önemli bir faktördür [17]. Modern toplumlarda insanların zamanlarının 90%'ından fazlasını iç ortamlarda geçirdiği göz önüne alındığında, iç hava kirliliğine maruz kalmanın insan sağlığı ve iş üretkenliği üzerinde büyük etkileri olduğu

belirtilmiştir [5]. Yetersiz İHK, insan vücudunun bağışıklık sistemini zayıflatabilir, bireyleri bulaşıcı hastalıklara karşı daha savunmasız hale getirebilir ve üretkenliği azaltabilir [18]. Ayrıca baş ağrısı, baş dönmesi, huzursuzluk, nefes almada zorluk, terleme, yorgunluk, artan kalp atışı ve kan basıncı gibi rahatsızlıklara neden olabilir [18]. İHK, aynı zamanda ısı konfor ve enerji tüketimi ile de yakından ilişkilidir. İç ortam kalitesini belirleyen temel faktörler arasında ısı konfor bulunur [18]. Havalandırma sistemleri, enerji maliyetlerinden ödün vermeden hem ısı konforu hem de İHK'ni iyileştirmeyi amaçlar [19].

Isıl konfor, termal ortamdan memnuniyeti yansıtan bir ruh hali olarak ifade edilmektedir [20]. İç ortam tasarımında önemli bir parametredir ve bir kişinin bulunduğu kapalı ortamda ısısal olarak nötr olma durumu olarak tanımlanır [21]. Bu durum, insan vücudu ile çevre arasındaki ısı transferinin sıfıra yakın olduğu zaman gerçekleşir [21]. Bu konforun sağlanması, çalışanların iyiliği ve üretkenliklerinin artırılması için esastır [22]. Isıl konforu değerlendirmek için çeşitli standartlar ve modeller kullanılmaktadır. Bunlar arasında ASHRAE Standard 55 [20] ve ISO 7730 [23] en yaygın olanlardır. Ayrıca Fanger'in teorisi PMV – Predicted Mean Vote (Tahmini Ortalama Oy) ve PPD – Predicted Percent Dissatisfaction (Tahmini Yüzde Memnuniyetsizlik) [9], [19], [21] ve Gagge'nin iki düğümlü modeli [24] de ısı konfor tahmininde kullanılan modellerdendir.

Literatürde yapılan ısı konfor çalışmaları genelde HAD desteği ile beraber yapılmıştır. HAD, karmaşık akış, ısı transferi ve kütle transferi problemlerini sayısal yöntemlerle çözmek için kullanılan güçlü bir araçtır [25]. İç mekan ortamlarındaki hava akış hızını, sıcaklık dağılımını, nem taşınımını ve kirletici/aerosol konsantrasyonlarını tahmin etmek için geniş çapta kullanılmaktadır [24], [25], [26], [27]. HAD, havalandırma performansını, ısı konforu ve İHK'ni değerlendirmek için 1970'lerden beri bina mühendisliğinde kullanılan bir araştırma yöntemidir [3], [25]. Ayrıca, enerji tasarrufu [25] ve havadan bulaşan enfeksiyon risklerinin incelenmesinde de kullanılır [25], [28].

HAD simülasyonları, hava akış desenlerini, sıcaklık konturlarını [29] ve kirletici konsantrasyonlarını görselleştirebilir [16]. Bu, farklı havalandırma stratejilerinin odanın tamamını veya belirli alanları nasıl etkilediğini anlamaya yardımcı olur [29]. Özellikle, kirletici kaynakların bulunduğu durumlarda, HAD, kirleticilerin nasıl yayıldığını ve potansiyel olarak diğer kişilere nasıl ulaştığını modelleyebilir [16], [28]. Damlacıkların buharlaşması ve hareketi de dikkate alınabilir [3]. Kirleticilerin taşınmasını, kütle, momentum ve enerji korunum denklemlerini çözerek simule eder [27].

HAD simülasyonlarının doğruluğunu sağlamak için deneysel doğrulama (validation) önemlidir [30], [31]. Saha ölçümleri (hava sıcaklığı, hızı, partikül konsantrasyonu) [27], [30] veya termal mankenlerle [24], [31], [32], [33] yapılan deneyler, HAD sonuçlarını doğrulamak için kullanılır.

HAD, çok sayıda parametrenin incelenmesi gerektiğinde hesaplama maliyeti yüksek olabilir [25]. Bu zorluğun üstesinden gelmek için Taguchi metodu ve Varyans Analizi (ANOVA) gibi istatistiksel yöntemler kullanılabilir. Bu yöntemler, tüm olası kombinasyonları modellemek yerine, modellenecek parametrelerin ve seviyelerinin bir alt kümesini seçerek hesaplama sayısını azaltmaya yardımcı olurken, yine de geçerli sonuçlar elde edilmesini sağlar [25].

Literatürde ısı konfor çalışmalarında split tip klimalar ile bolca çalışılmış ancak oda içi akış pek çalışılmamıştır. Klima, konfor ve havalandırma uygulamalarında yaygın olarak kullanılan ana cihazların başında gelir [28], [29], [34], [35]. Split tip klimaların iç ünitesi, havayı sağlayan bir çapraz akış fanı ve sıcaklığını değiştiren bir ısı değiştiricisi içerir. Bu bileşenler, havalandırma fonksiyonunun temelini oluşturur [34]. Ortama verilen havanın hızı ve sıcaklığı gibi parametreler termal konfor açısından gerekli parametrelerdir [3]. İç ortamın tasarımı yapılırken içeriye üflenen taze havanın yönü, hızı ve dağılım şekli önemlidir [21]. İç ortamda bulunan masa dolap gibi materyaller akışın oda içindeki dağılımını değiştirerek türbülans oluşturabilmektedirler [8]. Türbülans oluşumu iç ortamda hızın karakteristiğini değiştirip basıncı düşürdüğünden, ısı transferi artışına sebep olsa bile konfor açısından istenmeyen bir durumdur [21]. Arzu edilen durum türbülansız ve düşük hızda bir akışın sağlanmasıdır. Çünkü yüksek hava hızı ve dolayısıyla türbülanslı akış, kişinin üzerinde cereyan (draft) hissine neden olarak konforu olumsuz etkileyebilir [21].

Yuce ve arkadaşları [36] bir ofis odasında gerçekleştirdikleri bir çalışmada konfor alanını saptamaya çalışmışlardır. Çalışma kış şartlarında gerçekleştirilmiştir. Sonuçta elde edilen hız & sıcaklık diyagramları ve PD% (yüzde memnuniyetsizlik) konfor değerleri Annex20 odası [37] verileri ile kıyaslanmıştır. Çalışma 3 farklı giriş hızı ve sıcaklık verileri üzerinden yürütülmüş ve elde edilen 9 veri ısı konforu etkileyen altı temel faktör olan hava sıcaklığı, hava hareketi, nem (çevresel faktörler) ile ortalama radyan sıcaklık, vücut ısı üretimi ve giysiler göz önünde bulundurularak konfor alanı saptamaya çalışılmıştır.

Bahadır Erman Yüce [38] doktora tezinde çeşitli ısıtma sistemlerinin ısı konfor indisleri ve Gagge modelini kullanarak bir ofis ortamında türbülanslı akış modellerini incelemiştir. Gagge ısı duyarlılık modelini C programlama dili yardımıyla HAD yazılımına aktardığı bu çalışmada çevresel parametrelere (lokal hava hızı ve sıcaklığına) göre vücudun on altı farklı parçasının her birinin etrafındaki ortalama sıcaklık ve hız değerlerini ayrı ayrı hesaplamıştır. Oturmuş vaziyette bulunan bir mankenin oda içine dahil edildiği 2D ve 3D çalışıldığı bu çalışmada vücudun farklı bölgelerinde oluşan farklı sıcaklık ve hız dağılımlarına her bir vücut parçasının farklı tepkiler vermesi (deri ve kor sıcaklıklarının değişmesi gibi) sağlanmıştır. Çalışmada zamana bağlı simülasyonlar gerçekleştirilmiş ve PMV, PPD ve PD (PD; Draft Rate (DR), Draft Oranı (DO) veya Cereyan Oranı (CO) olarak da ifade edilmektedir) gibi ısı konfor parametreleri değerlendirilmiştir. Bu çalışma ile HAD yöntemlerinin de yardımıyla, farklı ısı transfer mekanizmaları için (doğal, zorlanmış, birleşik taşınım) literatürde var olan çalışmalar deneysel verilerle doğrulanmıştır. İki boyutlu (2D) ve üç boyutlu (3D) simülasyon sonuçları karşılaştırılmış, oda geometrisinin simetrik olmaması ve nefes alıp verme gibi etkilerin 2D ve 3D sonuçlarda önemli farklılıklara yol açabildiği gösterilmiştir. Ayrıca zorlanmış taşınım durumunda Standard k- ϵ modeli diğer modellere göre deneysel sonuçlara daha yakın sonuçlar verdiği, doğal taşınım ise en iyi sonuçlar SST k- ω modelinde elde edildiği saptanmıştır. Birleşik taşınım sıcaklık dağılımları bakımından en iyi sonuçların Standard ve SST k- ω modellerinde elde edilse de hız dağılımları incelendiğinde ϵ modelleri diğer modellere kıyasla deneysel sonuçlarla daha uyumlu olduğunu bulmuştur.

Pulat ve arkadaşları [3] yaptıkları bir çalışmada, kış şartlarında duvar-tip klima ile ısıtılan bir ofis odasında ısı konfor araştırması yapmışlardır. Çalışmada klimadan 9 farklı giriş hızları girildiğinden 9 ayrı hız dağılımı, sıcaklık dağılımı, CO₂ oranı ve PMV ve PPD değerleri okunmuştur.

Bahadır Erman Yüce yüksek lisans tezinde [39] oda havalandırmasında hava akışı, sıcaklık dağılımı, ısı transferi ve ısı konfor konularını HAD yardımıyla incelemiştir. İki farklı oda geometrilerinin kıyaslama maksadıyla 2D ve 3D çalışıldığı bu çalışma ile kapalı ortamlardaki hava akışı ve ısı transferinin davranışı anlamaya çalışılmış ve bu durumun ısı konfor üzerindeki etkisini değerlendirilmeye çalışılmıştır. Oda içindeki ısı konfor indeksleri (PMV, PPD ve PD) çalışılmış ve Annex20 odası verileri ile kıyaslanmıştır. Farklı klima üfleme hızları altında üç boyutlu oda geometrisinde, oda

içindeki eşyaların (manken ve masa) hava akışı ve konfor üzerindeki etkileri de incelenmiştir. Çalışmanın bulgularına göre, özellikle iki boyutlu analizlerde düşük üfleme hızlarında akışın ters dönebildiği gözlemlenmiştir. Oda içindeki mobilyaların yüzde memnuniyetsizlik dağılımını önemli ölçüde etkilediği ve yüksek hızlarda giriş bölgesinde ve mankenin ayaklarına yakın bölgelerde memnuniyetsizliğin arttığı belirtilmiştir.

Yongson ve arkadaşları [29] yaptıkları bir çalışmada split tip bir klimayı bir ofis ortamında 3 farklı lokasyonda konumlandırarak hız ve buna bağlı olarak sıcaklık ölçüleri almış ve insan konforu için uygun hızlar tespit edilip en uygun lokasyon(ları) önermişlerdir.

Yuce ve arkadaşları [25] bir çalışmalarında, sıcaklık, hız ve 3 farklı boyutlarda modellenen bir Annex 20 Odasını baz alarak binalarda havalandırma performansının HAD analizini, Taguchi, ANOVA ve GRA gibi istatistiksel yöntemleri kullanarak optimize etmişlerdir. Temiz hava girişinin üstten ve kirli havanın karşı duvar alttan sağlandığı 2D Annex 20 odası [37] için 3125 analiz yerine 25 analiz gerçekleştirilmiştir. Hem hava akımı riskini hem de hava yağını azaltmak için en uygun parametreleri bulmayı amaçladıkları bu çalışmalarında hava akımı riskinin biraz daha yüksek olduğunu bulmuşlardır. Optimal değerlerin simülasyonu için seçilen bu 25 analiz arasında olmamasına rağmen bu çalışmada kullanılan istatistiksel yöntemlerin deneysel, sayısal ve analitik çalışmalar için çok uygun olduğuna ve havalandırma, iç hava kalitesi, ısıl konfor, enerji tasarrufu ve hava yoluyla bulaşan enfeksiyon risklerinin azaltılması ile ilgili iç ortam modelleme çalışmalarında kullanım için büyük bir potansiyele sahip olduğunu ifade etmişlerdir.

Liu ve arkadaşları [40] Nanjing'de 39 tipik üniversite sınıfında toplam 1639 öğrenci üzerinde ısıl konfor üzerine saha incelemesi yapmışlardır. Yaz ve kış şartları için elde ettikleri PMV ve PPD değerlerini ve sıcaklık değerlerini paylaşmışlardır. Araştırmanın sonuçlarına göre Nanjing üniversite sınıflarında iç mekan hava sıcaklıkları benzer iç ve dış koşullara dayalı olarak belirgin şekilde farklılıklar gösterdiği, öğrencilerin yaklaşık %48'i nötr termal duyum bildirdiği, %86'sı nötrden hafif sıcak veya hafif serin aralıkta termal duyum bildirdiği, %9'u sıcak, %5'i serin, %1'i çok sıcak (hot) ve %13'ü çok soğuk (cold) hissettiğini belirtmişlerdir. Son olarak öğrencilerin temel olarak %81'i sınıf ortamındaki termal koşulları kabul edilebilir bulunduğunu belirtmişlerdir.

Zhu ve arkadaşları [41] bir hastanenin asansöründe Jet havalandırmasının (JH) etkilerini incelemişlerdir. Wells-Riley modeliyle birleştirilmiş HAD simülasyonları, havalandırma stratejileri, jet yüksekliği, besleme havası momentumu ve giriş en-boy oranındaki değişikliklerle birlikte dokuz havalandırma senaryosunda hava akışı dağılımını, termal tabakalaşmayı ve enfeksiyon olasılığını değerlendirmişlerdir. Elde ettikleri bulgulara göre, 1,5 m'lik bir jet yüksekliği ve 1,11 m/s'lik bir hava besleme hızına sahip optimize edilmiş JH konfigürasyonunun, enfeksiyon olasılığını %0,24'e düşürdüğünü göstermişlerdir.

Hastanelerde geliştirilmiş duvar sistemleri ile ısı konfor ve enerji verimliliğini optimize etmek için Cui ve arkadaşlarının yaptıkları bir çalışmada [42] hedeflenen optimal ısı konfor sağlandıktan sonra çeşitli hasta grupları arasında ısı konfor artışının %37.0 ile %43.5 arasında değiştiğini belirtmişlerdir. Aynı zamanda, enerji verimliliği iyileştirmelerinin %7.64 ile %7.98 arasında olduğunu gözlemlemişlerdir.

Wang ve arkadaşları [43] Yüksek hızlı tren kabininde karışık havalandırma ile hava akış özellikleri ve ısı konfor değerlendirmesini deneysel ve numerik olarak çalıştıkları bir araştırmalarında yüksek hızlı tren kabinlerinde PMV değerinin hafif soğuk olduğunu, PPD ve PD oranlarının ise sırasıyla %25'ten ve %20'den fazla olduğunu tespit etmişlerdir.

Havalandırma sistemlerinden beklenen ikinci önemli görev ise ısı konforun yanında hava hareketlerinin, havanın içinde barınan parçacıkların (aerosollerin) yayılmasını da sağlamasıdır. Çünkü birçok bulaşıcı hastalık için ana solunum yolu bulaşma aracı, insanlar arasında hava yoluyla bulaşmasıdır [27]. Bunu destekleyen çalışmalardan biri 2008 Geneva/İsviçre'de Dünya Sağlık Örgütü (DSÖ) tarafından paylaşılmıştır. Bu çalışmanın verilerine göre dünya çapında bulaşıcı solunum yolu enfeksiyonlarının yılda 4,3 milyon ölüme neden olduğunu ve bunun da tüm yıllık ölümlerin %7,2'sini oluşturduğunu bildirmektedir [44].

Aerosoller (damlacık çekirdekleri); bir gaz içinde asılı duran katı veya sıvı parçacıkların süspansiyonudur [1] ve içerdikleri uçucu (su gibi) ve uçucu olmayan kütleden oluşur [45]. Dünya Sağlık Örgütü, çapı 5 mikrometreden küçük olan parçacıkları damlacık çekirdekleri ($<5\mu\text{m}$), çapı 5 mikrometreden büyük olan parçacıkları ise damlacıklar ($>5\mu\text{m}$) olarak sınıflandırmıştır [16]. Damlacık çekirdekleri, çoğu sıvısı

buharlaşmış, potansiyel olarak bulaşıcı (mikroorganizma taşıyan) aerosolün havada asılı kalan artığı şeklinde tanımlanmıştır [1].

Solunum yolu enfeksiyonları, enfekte kişilerden solunan aerosollerin ($< 5 \mu\text{m}$) ve viral damlacıkların ($> 5-10 \mu\text{m}$) iletimi yoluyla ortaya çıkar. Daha büyük solunum yolu viral damlacıkları, yerçekimi nedeniyle düşecek ve bu da temas bulaşmasına yol açarken, daha küçük damlacıklar buharlaşma yoluyla kütle kaybedecek ve havada daha uzun süre kalacaktır [46]. Yakın zamanda yapılan çalışmalarda [47], yaklaşık $5 \mu\text{m}$ yarıçaplı küçük damlacıkların 160 cm yükseklikte, yani ortalama konuşma yüksekliğinde üretildiğinde yere ulaşmasının 9 dakika süreceği gösterilmiştir [47].

Isıl konfor ve aerosollerin iç ortamlarda taşınması ve bulaşıcılığı ortam havasının hızı, sıcaklığı, konumu gibi parametrelere bağlıdır [19], [21]. Bu nedenle araştırmalar yapılırken bu faktörlerin farklı olasılıkları incelenmekte ve faktör sayısı arttıkça yapılması gereken analiz-simülasyon sayısı oldukça artmaktadır [25], [48]. Bu nedenle ekonomiden ve zamandan kazanmak için farklı istatistiksel yöntemlere başvurulmaktadır.

Yüce ve arkadaşları [13] deplasmanlı havalandırmaya sahip bir odada patojen konsantrasyonunu etkileyen parametrelerin analizini Taguchi metodu ve HAD yardımıyla gerçekleştirmişlerdir. İki ayrı vakanın incelendiği bu çalışmada ilk durumda, oda hacminin patojen konsantrasyonu üzerindeki etkisinin, minimum olduğu bulunmuştur. İkinci durumda ise sabit bir oda hacmi dikkate alınmış, bu yaklaşım ile giriş hızı, sıcaklık ve manken konumu gibi belirli parametrelerin etkisini daha ayrıntılı olarak keşfetmeyi amaçlamışlardır. Sonuç olarak giriş hızının patojen konsantrasyonunu en aza indirmede en etkili parametre olduğunu ortaya koymuşlardır.

3 farklı havalandırma sisteminin sınıf ve ofis ortamında deneysel ve HAD ile incelediği Omerzo ve arkadaşlarının [49] yaptığı çalışmada çeşitli havalandırma parametrelerinin kapalı ortamlarda aerosol dağılımını nasıl etkilediğini araştırmaktadır. Elde ettikleri bulgular neticesinde, solunum bölgesindeki ortalama enfeksiyon olasılığını değerlendirirken, hava yoluyla bulaşmaya karşı en yüksek korumayı zeminden yer değiştiren havalandırma sisteminin üstün bir çözüm olduğunu göstermişlerdir.

Tam ölçekli bir test odasında yatay hava akımı dağılımına sahip iç mekanlarda iki kişi arasında solunan damlacık çekirdeklerinin hava yoluyla yayılma özellikleri A_i ve arkadaşları [50] tarafından yapılan bir çalışmada incelenmiştir. Bu çalışmaya göre; Oda hava sıcaklığının ve difüzör konumunun etkisinin değerlendirilmesi, besleme akış jetinin

rotasının ve solunum bölgesindeki akış etkileşimlerindeki rolünün, çapraz enfeksiyon riskinin belirlenmesinde temel faktörler olduğunu göstermektedir.

Yüce ve arkadaşları [13] deplasmanlı havalandırmaya (DH) sahip bir odada patojen konsantrasyonunu etkileyen parametrelerin analizini Taguchi metodu ve HAD yardımıyla gerçekleştirmişlerdir. İki ayrı vakanın incelendiği bu çalışmada ilk durumda, oda hacminin patojen konsantrasyonu üzerindeki etkisinin, minimum olduğu bulunmuştur. İkinci durumda ise sabit bir oda hacmi dikkate alınmış, bu yaklaşım ile giriş hızı, sıcaklık ve manken konumu gibi belirli parametrelerin etkisini daha ayrıntılı olarak keşfetmeyi amaçlamışlardır. Sonuç olarak giriş hızının patojen konsantrasyonunu en aza indirmede en etkili parametre olduğunu ortaya koymuşlardır.

Johnson ve Bruroughs [27] yaptıkları bir çalışmada hesaplamalı akışkanlar dinamiği tekniği ve gelişmiş deneysel ölçüm yöntemleri kullanılarak, bir ofisteki hava hızı, hava sıcaklığı ve partikül konsantrasyonu, farklı havalandırma oranlarına sahip bir karıştırmalı havalandırma (KH) sistemi ve bir DH sistemi altında incelemişlerdir. Bu çalışmaya göre KH sistemi altında hava sıcaklığı ve partikül konsantrasyonu tekdüze iken, DH sistemi hava sıcaklığı ve partikül konsantrasyonunda dikey tabakalaşma oluşmuştur. Partikül konsantrasyonunun dikey tabakalaşması nedeniyle, DH sistemi KH sisteminden daha iyi iç hava kalitesi sağladığı saptanmıştır.

Du ve arkadaşları [45] hastalar ve diş hekimliği çalışanları arasındaki çapraz enfeksiyondan sorumlu olan diş operasyonları sırasında dinamik aerosol be haviors bilgisindeki boşluğu kapatmak için, çeşitli havalandırma tasarımları altında aerosollerin dağılımını ve birikmesini araştırmak için tam ölçekli bir deney ve sayısal simülasyonlar yapmışlardır. Farklı iç mekan hava akımı dağılımlarının çeşitli havalandırma stratejileri altında aerosol dinamikleri üzerindeki etkilerinin kalitatif ve kantitatif karşılaştırmaları, çapraz enfeksiyonun önlenmesi perspektifinden yapılmıştır. Bu çalışmadan elde edilen sonuçlara dayanarak, hava girişlerinin yandan ve hava çıkışının üstten olduğu havalandırma sistemi tasarımının uygun bir kirletici giderme kabiliyetinin yanı sıra iyi bir genel performans gösterdiğini yaptıkları HAD çalışması neticesinde saptamışlardır. Aerosoller, tavana yerleştirilen çıkış yoluyla etkili bir şekilde boşaltılabilir ve incelenen tüm Saatteki Hava Değişim oranları (HDO) altında iç mekan yüzeylerinde sınırlı miktarda biriktirilebilir olduğunu tespit ettiler. Bu nedenle, bu senaryonun diş klinikleri için potansiyel olarak uygun bir havalandırma tasarımı olarak uygulanmasını önermişlerdir.

Shao ve arkadaşları [12] yaptıkları bir çalışmada yerinde ölçümleri ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği simülasyonlarını birleştirerek, potansiyel olarak virüs içeren partiküllerin solunması riskini değerlendirmek için normal solunum davranışlarından kaynaklanan solunan partikülleri ve bunların asansör, küçük sınıf ve süpermarket ortamlarında taşınmasını ölçmüşlerdir.

Sınıflarda virüslerin hava yoluyla bulaşmasını en aza indirmek için havalandırma prosedürleri [51] isimli çalışmalarında Stabile ve arkadaşları sınıf ortamında hastalıkların sınırlı bir bulaşma potansiyelinin korunması için, dışarı verilen CO₂ izleme tabanlı uygun bir geri bildirim kontrol stratejisinin geliştirilmesini önermişlerdir. İlave olarak bir CO₂ yoğunluk eşiğini virüs bulaşması için olası bir gösterge olarak benimsemenin tek başına yanıltıcı olabileceğini bildirmişlerdir.

Park ve arkadaşları [52] pencere açma oranlarına, konumlarına ve hava koşullarına göre bir okul binasındaki doğal havalandırma performansını analiz etmek için sahada ölçümler almışlardır. Havalandırma oranları, izleyici gazın bozulma yöntemiyle hesaplanmış ve enfeksiyon riski Wells-Riley denklemi kullanılarak değerlendirilmiştir. Tek taraflı havalandırmada, havalandırma oranları çapraz havalandırma durumlarından elde edilen değerlerin yaklaşık %30'una düştüğünü, maske takıldığında ve %15'ten fazla pencere açıklığında, enfeksiyon olasılığı tüm durumlarda %1'den az olduğunu bulmuşlardır. Tek taraflı havalandırmada, eğer maruz kalma süresi 1 saatten azsa, maske ile enfeksiyon olasılığı %1'in altında tutulabildiğini, ancak, maruz kalma süresi 2 saatten daha fazla olan tüm durumlarda enfeksiyon olasılığı %1'i aştığını belirtmişlerdir.

Bir asansör kabininde havalandırma modunun aerosol iletimine etkisinin HAD yardımıyla incelendiği [53] bir çalışmada aerosollerin asansör kabininde toplandığını ve belirli başlangıç koşulları altında karışık ve yer değiştirme havalandırma modları ile dışarı atılmasının zor olduğunu göstermişlerdir. Hava perdesinin (yüksek hava hızıyla bir jet akışının oluştuğu ve bitişik alanların izole edildiği sistem), aerosollerin iletimini en düşük soluma, birikim ve süspansiyon oranları ile sınırladığını ve bu yüzden maruziyet riskini azalttığı için önerdiklerini belirtmişlerdir.

HVAC sistemleri ile donatılmış bir asansör kabininde aerosol iletimini incelemek için Nazari ve arkadaşları [15] hesaplamalı modelleme kullanarak yaptıkları bir çalışmada taşıma denklemi kullanarak aerosol konsantrasyonunu modellemişler ve yolcuların solunum bölgelerindeki enfeksiyon riski dağılımını değerlendirmişlerdir. Çalışmada her

bir HVAC tasarımı için partikül giderme verimliliği hesaplanıyor ve HVAC sistemlerinin etkinliğini değerlendirmek için bir bastırma etkisi kriteri getiriliyor. Bulgular, tavanda hem giriş hem de çıkışa sahip olan karıştırmalı havalandırmanın, partikül yayılımını azaltmada en etkili tip olduğunu ve maruz kalma süresi boyunca maksimum %79,40'lık verimlilikle partikülleri uzaklaştırdığını ortaya koymaktadır.

Offermann ve arkadaşlarının [54] hastane ortamlarında hava yoluyla taşınan parçacıkların taşınımını daha iyi anlamak için havalandırma sistemine ani kontrol stratejileri uygulayıp sonuçları irdelemişlerdir. Bu yolla hasta odası kapılarının koridorda PM hareketini kontrol etmek için kapalı kalması gerektiğini, hava yoluyla enfeksiyon iletimine ilişkin bir endişe varsa, hasta odalarından koridorlara parçacıkların taşınmasını daha da azaltmak için bir antre kullanılmasının uygun olacağını belirtmişlerdir.

Lue ve arkadaşları [55] bir hastane odasında hava dağılımının havadan bulaşan enfeksiyon riski kontrol performansının değerlendirilmesi ve uygun havalandırma indekslerini önermek amacıyla, havalandırma indeksleri ile hava yoluyla bulaşma riski arasındaki ilişkileri incelemişlerdir. Çalışmalarında, hava dağıtımının, besleme hava akış hızının, bulaşıcılık yoğunluğunun, oda konfigürasyonunun ve yerleşim dağılımının etkilerinden bağımsız olarak, genel hava yoluyla bulaşma riskini göstermek için Hava Kullanım Etkinliği (AUE) ve Kirletici Yayılma İndeksi'nin (CDI) entegre indeksini, yerel hava yoluyla bulaşma riskini göstermek için ise sadece CDI'yi önermişlerdir.

Shinohara ve arkadaşlarının [56] banliyö trenlerinde hava değişim oranlarının araştırıldığı ve COVID-19'un hava yoluyla bulaşan enfeksiyon riskinin değerlendirildiği çalışmalarında, kapılar kapalıyken, hem duran hem de hareket eden trenlerde pencere açma alanı arttıkça hava değişim oranları da arttığını, kapılar açıkken hava değişim oranları kapalı olduğundan bir miktar daha yüksek bulunmuşlardır. Hareket eden trenlerde hava değişim oranları, tren hızı arttıkça yükseldiğini saptadılar. Boş vagonlar ile 230 mankenle doldurulmuş olanlar arasındaki hava değişim oranları açısından anlamlı bir fark bulunmadığını. Yerin üstünde çalışırken hava değişim oranları, yerin altında çalışmaya göre daha düşük çıktığını saptamışlardır. Bir tren vagonunda 30–300 yolcunun 7–60 dakika seyahat ettiğini varsayıldığında, tüm 12 pencere açıldığında (10 cm yükseklikten) ve klima/fan açıkken, yolcuların trenlerdeki enfeksiyon riskinin kapalı pencereler ve kapalı klima/fan durumuna göre %91–94 oranında azaldığını tahmin etmişlerdir.

Ticari bir uçak kabinindeki farklı hava dağıtım sistemlerinin konfor ve COVID-19 enfeksiyon riski açısından değerlendirildiği bir çalışmada [57] polidispers parçacıkların (farklı büyüklüklerde bir veya birden fazla maddenin/parçacığın diğer bir madde/parçacık içerisinde dağılmış durumda bulunması) hava taşıyıcıları kabinlerinde enfeksiyon riskini hesaplamak için kullanılması gerektiğini bulmuşlardır. Pandeminin başında, DH altında enfeksiyon riski KH altındaki riskten daha düşüktü. Ancak, pandeminin orta ve son aşamalarında, yolcuların maske takması KH altındaki enfeksiyon riskini büyük ölçüde azaltabildiğini ve bu riskin DH altındaki riskle neredeyse eşit hale geldiğini bulmuşlardır.

Havadaki nem oranı da aerosollerin tutulmasında ve uzun süreli yaşamasında önemli rol oynamaktadırlar. Ancak kuru kapalı alanlarda, mikroorganizmaların hava yoluyla bulaşma şansı nemli alanlara göre daha yüksektir [47]. Buna göre nem, hem buharlaşma kinematiğini hem de partikül büyümesini etkiler. Kuru iç mekanlarda, yani daha az nemde ($<40\%$ BN), SARS-CoV-2'nin hava yoluyla bulaşma şansı nemli yerlerden daha yüksektir (yani $>90\%$ BN). Daha önceki çalışmalara dayanarak, iç mekanlarda insan sağlığı için $40-60\%$ 'lık bir bağıl nemin optimal olduğu bulunmuştur. Bu nedenle, SARS-CoV-2'nin hava yoluyla yayılmasını en aza indirmek için hastaneler, ofisler ve toplu taşıma araçları gibi kapalı ortamlar için minimum bir bağıl nem standardı belirlemek önemlidir.

Yukarıda verilen çalışmalar ışığında havalandırma sistemlerinin iç hava kalitesine ve havadan bulaşan hastalıkların yayılımındaki etkisi farklı farklı incelenmiş olsa da split tip klimalar ile yapılmış ve deneysel veriler (üfleme hızı, sıcaklığı, basıncı, ortam kirleticileri ve bu kirleticilerin temizliği) ile desteklenmiş çalışmalar bulunmamaktadır. Bu çalışmada split klimanın olduğu bir odadaki hava akışı incelenmiş ve enfekte damlacık dağılımı izleyici gaz benzetimi ile incelenmiştir. Deneysel çalışma ile klima üfleme hızı ve sıcaklığı ölçülmüş, klimanın karşısında ve 3 metre uzağında yer alan hız ve sıcaklık sensörleri yardımıyla oda içindeki havanın hız ve sıcaklık gibi oda içi akış parametreleri anlık olarak okunmuştur. Deneysel çalışma ile okunan hız, sıcaklık, gaz konsantrasyonu gibi gerçek veriler, HAD sonucu elde edilen ve istatistiksel yöntemler yardımıyla optimize edilen aynı veriler ile kıyaslanmış ve verilerin uyumluluğu görseller/tablolara yardımıyla okuyucunun dikkatine sunulmuştur. Bu vesile ile literatürde eksik olan HAD yardımıyla oda içi akış özelliklerinin incelenmesi araştırmaları bu çalışma ile nispeten tamamlanmaya çalışılmıştır.

2. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu çalışma iki alt bölümden oluşmaktadır. İlk bölümde split tip klima kullanımının iç hava kalitesine, ikinci bölümde ise yine split tip klima kullanımının havadan bulaşan hastalıkların yayılımına etkisinin metodolojisi çalışılmıştır. Çalışma deneysel ve numerik analiz olmak üzere iki kısımdan oluşmaktadır.

Deneysel kısımda Bitlis Eren Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünde bulunan İklimlendirme Odası içinde bulunan deney düzeneği ile deney düzeneğinin karşı duvarında yerden 2.4 m yüksekliğe konumlandırılan klima ve klima üfleme ağzının hemen çıkışına monte edilen hız & sıcaklık ölçüm cihazı yer almaktadır. Üç modda üfleyebilen klimanın çıkış ağzında hız ölçülmekte ve deney düzeneğindeki cihazlar da oda içindeki hız, nem, sıcaklık gibi iç hava kalitesini belirleyen verileri okumaktadır. Deneysel çalışmada elde edilen veriler HAD çalışmasına bir referans teşkil etmekte ve HAD sonucu elde edilen hız, sıcaklık, izleyici gaz konsantrasyonu gibi veriler deneysel veriler ile kıyaslanmış, sonuçlar görseller ve grafikler yardımıyla paylaşılmıştır.

HAD analizi kısmı ise akışkanlar mekaniği ve ısı transferi hesaplamalarında daha yaygın olarak kullanılan sonlu hacim metodu yardımı ile çözülmüştür. Çözüm esnasında momentum denklemleri, süreklilik ve enerji denklemlerinden yararlanılmış, sınır tabaka yaklaşımı göz önünde bulundurulmuştur. Isıl konfor çalışmasında akademik çalışmalarda sıkça kullanılan indeksler tercih edilmiştir. Bunlar PMV, PPD ve PD indeksleridir. Bu indeksler kullanılan yazılımda mevcut olmayıp C programlama dili yardımıyla yazılıma aktarılmıştır. Havadan bulaşma çalışmalarında ise Kükürt hekzaflorür (SF_6) gazı [1], [58], [59] izleyici gaz olarak yazılımda seçilmiş ve çözüm sonucunda odadaki ortalama SF_6 konsantrasyonu elde edilmiştir.

Her iki çalışmada da HAD analizleri senaryolar bazında çalışılmış, senaryolar klima üfleme ağzından ortama giren havanın hızı, sıcaklığı ve üfleme açısı baz alınarak belirlenmiştir. Mevcut parametre kombinasyonu ile toplam 27 adet senaryonun sayısal çözümünün yapılması gerekmektedir. Bu çalışmada ise kısıtlı donanım şartlarından dolayı toplam çözüm süresini azaltmak için bir istatistiksel yöntem olan Taguchi metodundan faydalanılmıştır. Bu metot yardımıyla 9 adet senaryo tasarlanmıştır. Bunun sonucunda en etkili parametreler önem sırasına bağlı olarak belirlenmiş ve “En İyi” ve “En Kötü” senaryolar (parametre setleri) belirlenmiştir.

2.1. Deneysel Model

Deneysel modelde Çizelge 2.1’de karakteristik özellikleri verilen cihazlar kullanılmıştır. Çalışmada 3 modda çalışabilen duvara monte Airfell marka klima kullanılmıştır.

Çizelge 2. 1. Ölçüm cihazlarının teknik özellikleri

Cihaz	Ölçülen Veri	Ölçüm Aralığı	Ölçüm Doğruluğu	Çözünürlük
Testo 405i Anemometre	Üfleme havası sıcaklığı	-20 ~ + 60 °C	± 0.5 °C	0.1 °C
Testo 405i Anemometre	Üfleme havası hızı	0 ~ 30 m/s	0.3 m/s + 5%	0.01 m/s
Delta Ohm Hız Transmitteri	Hız	0.1...5 m/s	±0.1 m/s	
Kablosuz Veri Kaydedici	Sıcaklık Nem	-10...+70 °C 0...85%BN		
Alıcı Port		-10...+60 °C 0...85%BN		

Klimanın uzunluğu, genişliği ve yüksekliği sırasıyla 1,0m x 0,21m x 0,32m'dir. Zeminden 2,4 m yükseklikte yer almaktadır. Hava üfleme nozulu, XY düzleminde x eksenine yönünde altta bulunur. Üfleme ağzında akışın düzgün dağılımı için 2 adet kanat bulunmaktadır. Hava emme ağzı üstte bulunur.

Deneysel çalışmada klima 3 farklı modda çalıştırılmıştır. Bunlar mod1, mod2 ve mod3 olarak isimlendirilmiştir. Modlarda hızlar sırasıyla yaklaşık olarak 7m/s, 8m/s ve 9 m/s olarak ölçülmüştür. Klima çalışırken duvarlardaki sıcaklık değerleri 9 farklı yerden okunmuştur. Dış ortam ile temas halinde olan duvar ve pencere hariç diğer duvarlar ile tavan ve tabanın iç ortam ile ısı dengede olduğu gözlemlenmiştir.

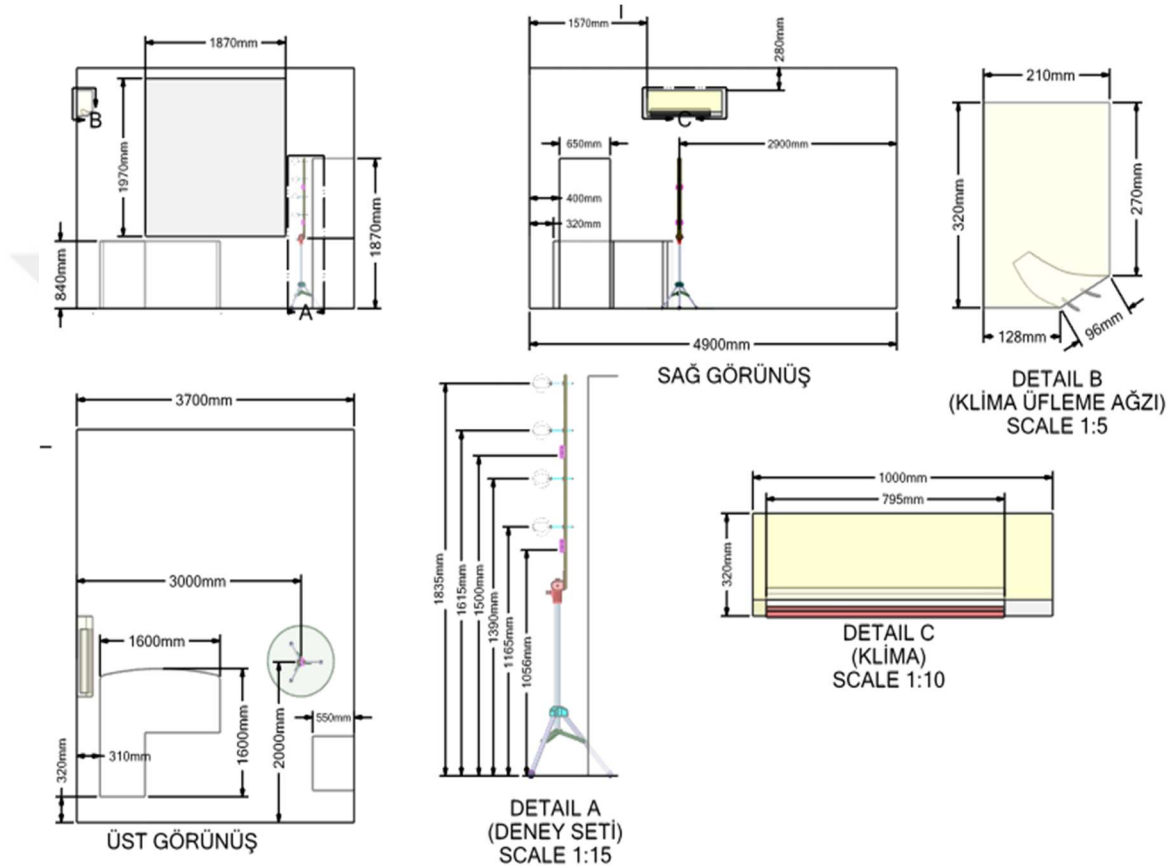
Hız ve sıcaklık ölçüm anemometresi, klima üfleme ağzını ortalayacak şekilde yerleştirilmiştir. Gövde kısmı klimanın hemen altındaki duvara monte edilmiş bir desteğe sabitlenmiştir. Klima farklı modlarda çalıştırılarak dışarı çıkan havanın hızı ve sıcaklığı ölçülmüştür. İklimlendirme odasına ait genel yerleşim planı Fotoğraf 2.1’de verilmiştir.

2.1.1. İç Ortam Deney Düzeneği

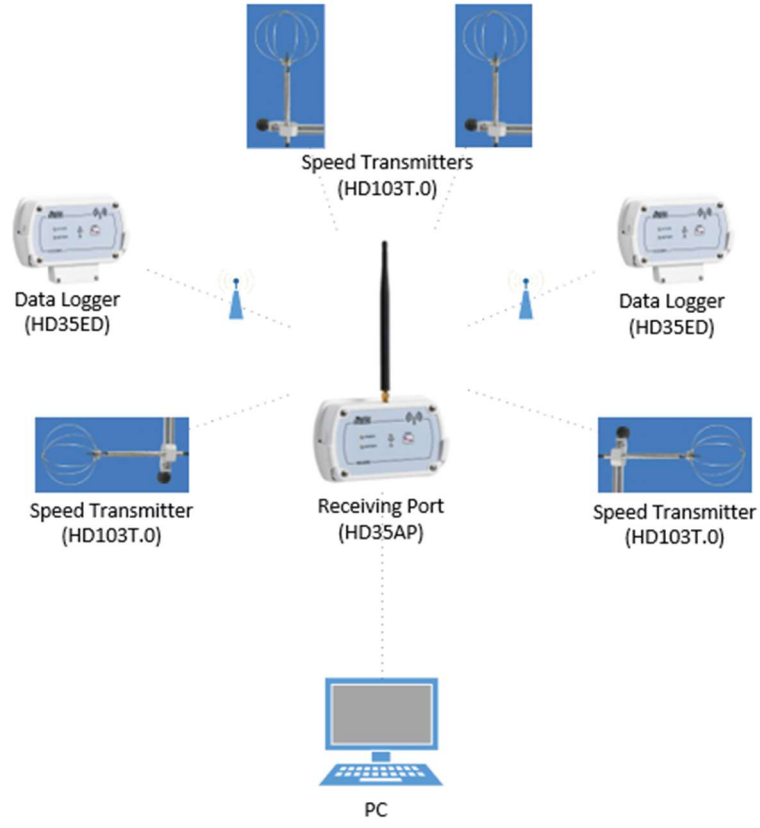
İç ortam deney düzeneği 4 adet hız sensörü, 2 adet veri kaydedici (sıcaklık-CO₂-nem vb), 1 adet alıcı port ve 1 adet masaüstü bilgisayardan oluşmaktadır.

2.1.1.1. Hız Sensörü

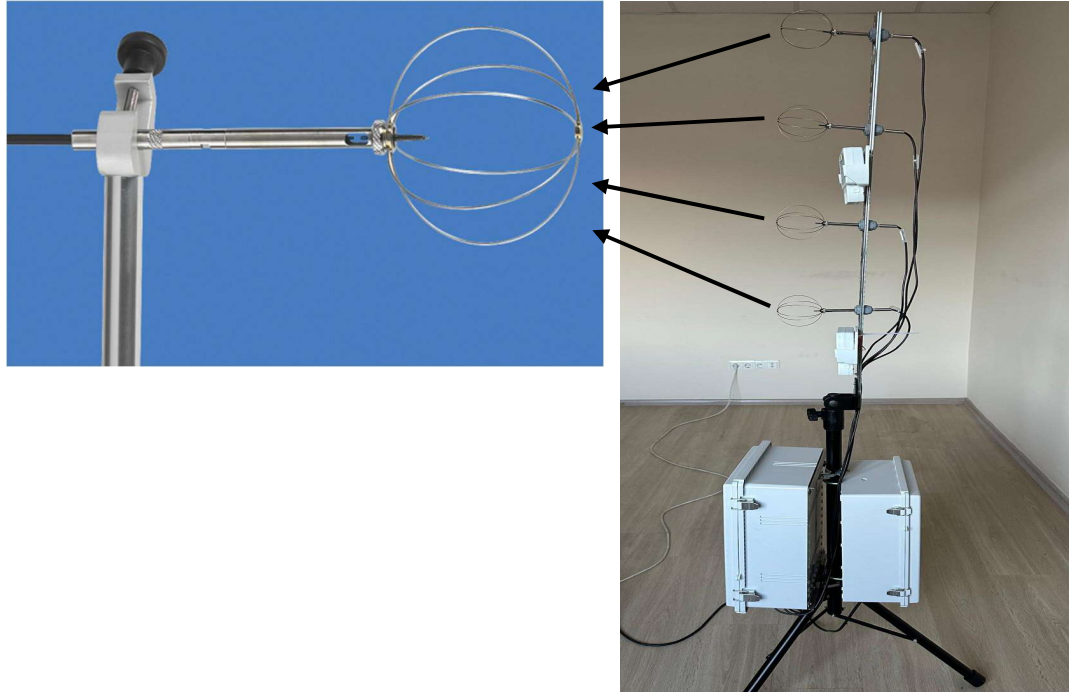
Fotoğraf 2.2’de görülen hız sensöründen Şekil 2.1’deki şematik diyagramda görüleceği üzere 4 adet kullanılmaktadır. Yerden 1.165m, 1.39m, 1.615 ve 1.835m yüksekliğe konumlandırılmışlardır. Çok yönlü bir iletken tel probu kullanarak hava hızını ölçer. Üç yapılandırılabilir analog çıkışa sahiptir. Sensörlere ait teknik özellikler tablosu çizelge 2.2’de verilmiştir.



Fotoğraf 2. 1. BEU İklimlendirme laboratuvarı genel yerleşim planı



Şekil 2. 1. Deney düzeneği şematik diyagramı



Fotoğraf 2. 2. Hız Transmitteri [60]

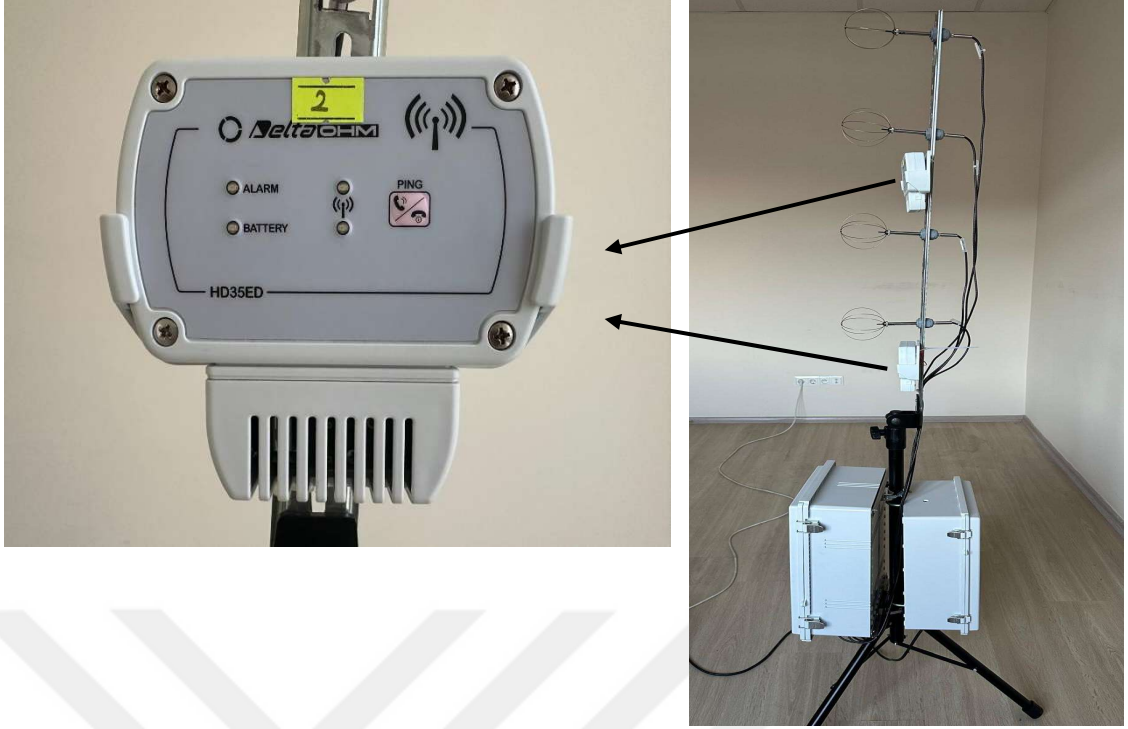
Çizelge 2. 2. Hız Transmitteri teknik özellikleri [60]

HD103T.0 Teknik özellikleri		Ek Bilgiler
Hava hızı ölçüm aralığı	0.1...5 m/s	
Hava hız doğruluğu 0.1-0.99m/s aralığında 1.0-5.0m/s aralığında	± 0.1 m/s ± 0.4 m/s	50%BN & 1013hPa
Sıcaklık Ölçüm aralığı	-10 - +80 °C	
Sıcaklık ölçüm doğruluğu 0 - 70°C aralığında Kalan aralıklar için	± 0.3 °C ± 0.4 °C	
Çıkış (hava sıcaklık ve hız değerleri için)	4 - 20 mA 0 - 20 mA 0 - 10 Vdc	
Yük direnci	$R_L < 500\Omega$ $R_L > 100k\Omega$	Akım çıkışları için Voltaj çıkışları için
Güç kaynağı	24 Vac $\pm 10\%$, 3VA 50...60 Hz	
Çalışma Sıcaklığı Elektronikler probe	-5...+50 °C -10...+80 °C	5 - 75 %BN
Kompanzasyon sıcaklığı	0 - +80 °C	
Depolama sıcaklığı	-10 - +80 °C	
Koruma Sınıfı	IP67	
Sensor çalışma şartları	Temiz hava, BN <80%	
Probe kablo uzunluğu	L=5m	

2.1.1.2. Veri kaydediciler

Deney düzeneğinde yerden 1.056m ve 1.5m yüksekliğe monte edilen veri kaydediciler 2 adet olup alıcı porta kablosuz bağlantı yardımıyla veri aktarır. Alınan ölçümler dahili bellekte saklanır ve düzenli aralıklarla otomatik veya kullanıcı isteğine bağlı olarak ana üniteye gönderilmektedir [61].

Veri kaydediciler ortamdaki sıcaklık, bağıl nem, çiğlenme noktası, yaş termometre sıcaklığı, mutlak nem, karbondioksit konsantrasyonu (ppm cinsinden), atmosfer basıncı ve VOC Index (Uçucu Organik Bileşikler) gibi verileri ölçebilmektedirler. Veri kaydedicilerin resmi Fotoğraf 2.3'te verilmiştir.



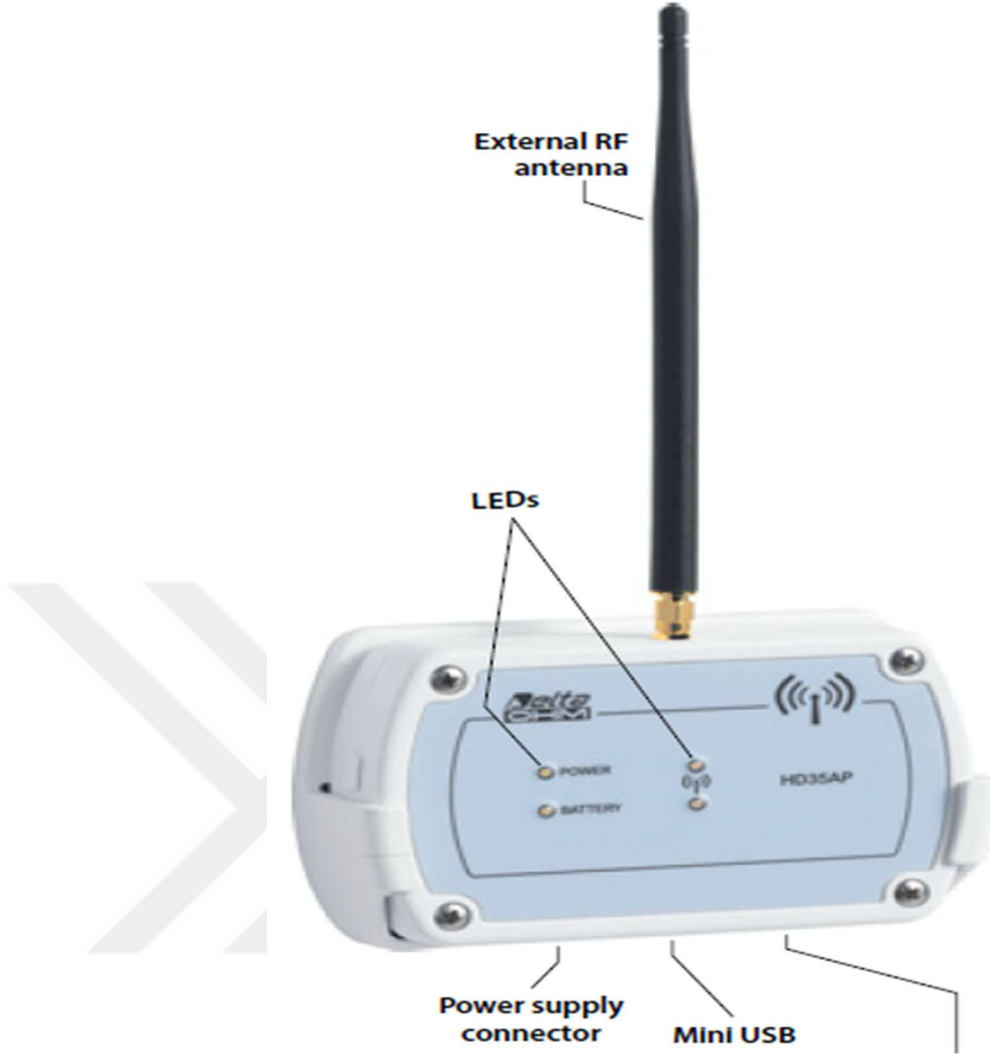
Fotoğraf 2. 3. Veri Kaydedici [61]

2.1.1.3. Alıcı Port

Hız sensörlerinin ve veri kaydedicilerin verileri okuduktan sonra bu verileri aktardıkları yazılımın bir parçası olan donanım arabirimidir. USB bağlantı ile bilgisayara bağlanır ve Wi-Fi bağlantı özelliği mevcuttur. Aldığı verileri depolama ve e-mail yolu ile paylaşma özelliğine de sahiptir. Alıcı Port resmi Fotoğraf 2.4’te, Port’a ait teknik özellikler tablosu ise Çizelge 2.3’te gösterilmiştir.

Çizelge 2. 3. Alıcı Port Teknik Özellikleri [61]

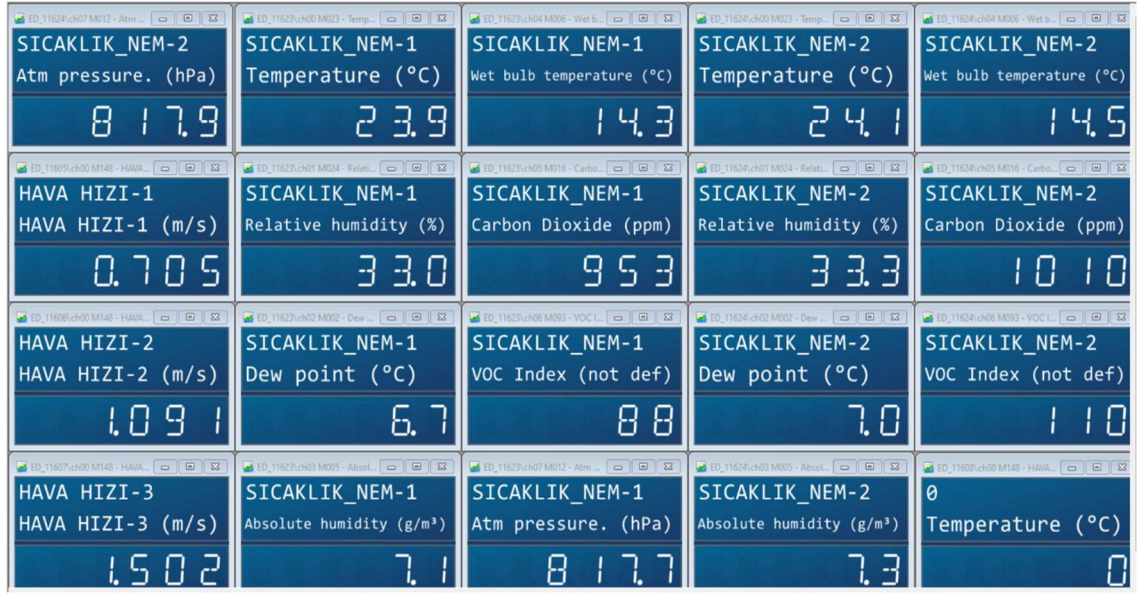
Çalışma Sıcaklığı	-10...+60 °C / 0...85 %BN yoğuşmasız
Wi-Fi bağlantısı	mevcut
Güç tüketimi	≈30 mA (E, U) / ≈38 mA (J)
Anten	Harici RF anten
Güç kaynağı	Dahili 3,7 V lityum-iyon şarj edilebilir pil, kapasite 2250 mA/h, JST 3 kutuplu konektör Doğrudan PC USB portundan güç alır



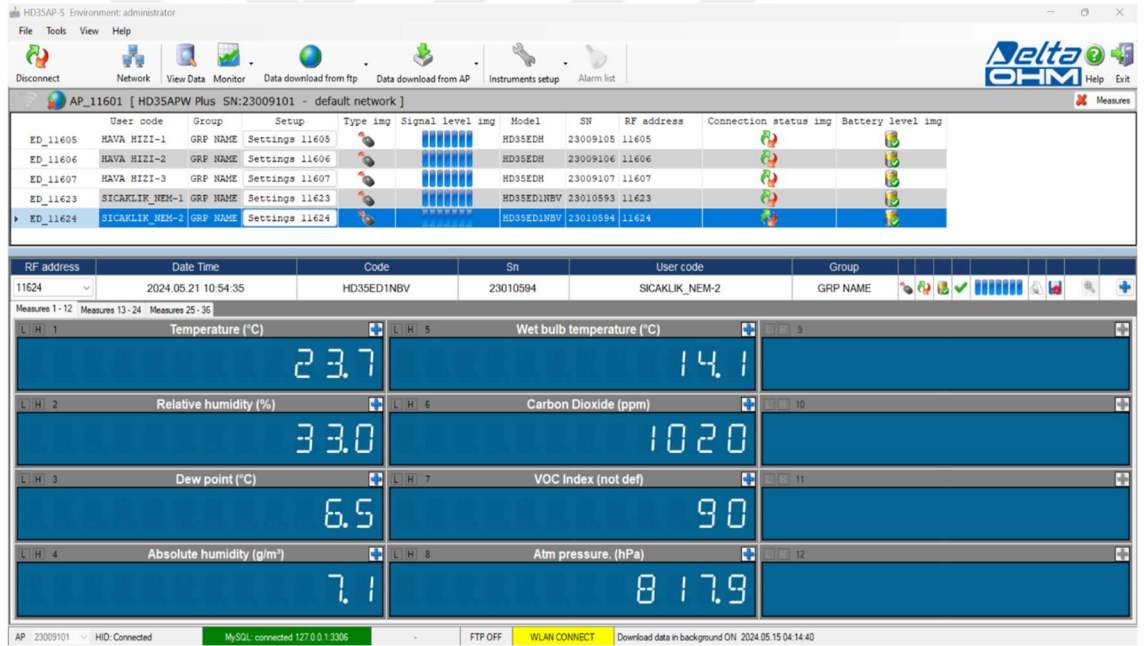
Fotoğraf 2. 4. Alıcı Port [61]

2.1.1.4. Yazılım

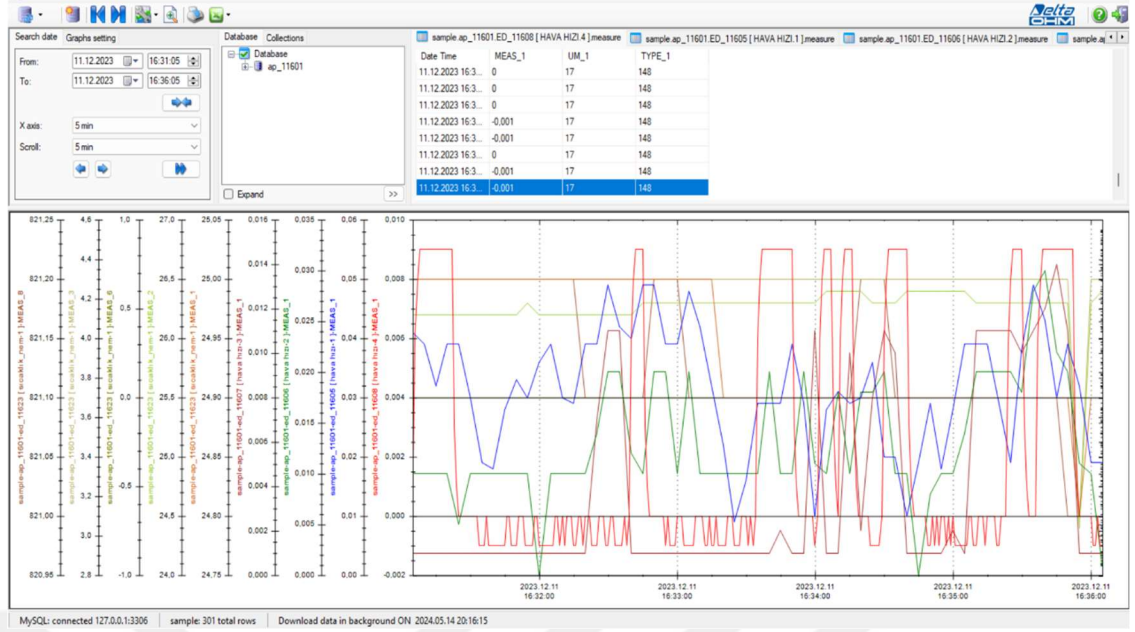
Yazılım, masaüstü bilgisayarına kurulacak verilerin indirilmesine ve görselleştirilmesine, verilerin bir veri tabanına eklenmesine ve sistemin yapılandırılmasını sağlayan özel bir programdır. Verilerin görüntüsü Fotoğraf 2.5'te, sensör ve verilerin genel görüntüsü Fotoğraf 2.6'da ve yazılımın grafik ekran resmi Fotoğraf 2.7'de gösterilmiştir.



Fotoğraf 2. 5. Yazılımdaki verilerin monitor ekranındaki görüntüsü



Fotoğraf 2. 6. Yazılımdaki verilerin ve sensörlerin genel durumlarının görüntüsü



Fotoğraf 2. 7. Yazılımın grafik ekranı

2.1.2. Split Tip Klima

Bir adet Airfel marka (AS22-3004S model) split tip klima mevcuttur. Klima resimleri Fotoğraf 2.8’de verilmiştir. Klima çıkış debisi 1100 m³/h’tir. Klima farklı 3 modda çalışabilmektedir. Bu modlarda sırasıyla 7 m/s, 8 m/s ve 9 m/s hızlarında ortama hava üflemeaktadır. Bu modlarda sıcaklıklar istenildiği gibi ayarlanabilmektedir ancak bu çalışmada 20 °C, 22 °C ve 24 °C sıcaklıkları kullanıldı. Klimanın çıkış ağzında hava çıkışını düzenleyen 2 adet kanat mevcuttur.



Fotoğraf 2. 8. Airfel Marka split tip klima (AS22-3004S model)

2.1.3. Klima Üfleme Ağız Hız-Sıcaklık Ölçüm Anemometresi

Testo marka hız ve sıcaklık ölçüm cihazıdır. Mobil uygulaması mevcut olup cep telefonu üzerinden de ölçüm alınabilmektedir. 400 mm uzayabilen ve 180° dönebilen teleskopik tüpü sayesinde farklı konumlarda ölçüm alma kapasitesine sahiptir. Cihazın resimleri Fotoğraf 2.9’da, cihaza ait teknik özellikler tablosu ise Çizelge 2.4’te verilmiştir.



Fotoğraf 2. 9. Klima üfleme hızı ölçüm anemometresi [62]

Çizelge 2. 4. Klima üfleme hızı ölçüm anemometresi teknik özellikleri [62]

Cihaz	Ölçüm	Aralık	Doğruluk	Çözünürlük
Testo 405i Anemometre	Üfleme Sıcaklığı	-20 ~ + 60 °C	± 0.5 °C	0.1 °C
Testo 405i Anemometre	Üfleme Hızı	0 ~ 30 m/s	0.3 m/s + 5%	0.01 m/s

2.1.4. Deneysel Model Sınır Şartları

Deneysel çalışmada klima 3 farklı modda çalıştırılmıştır. Bunlar mod1, mod2 ve mod3 olarak isimlendirilmiştir. Modlarda hızlar sırasıyla 7m/s, 8m/s ve 9 m/s olarak ölçülmüştür. Klima çalışırken duvarlardaki sıcaklık değerleri 9 farklı yerden okunmuştur. Dış ortam ile temas halinde olan duvar ve pencere hariç diğer duvarlar ile tavan ve tabanın iç ortam ile ısıl dengede olduğu gözlemlenmiştir. Klima üfleme modları tablosu Çizelge 2.5’da verilmiştir.

Çizelge 2. 5. Klima üfleme modları

Klima Üfleme Modu	Üfleme Hızı m/s	Üfleme Sıcaklığı °C	Kanat Açıklığı
Mod1	7	20	Sabit
Mod2	8	22	Sabit
Mod3	9	24	sabit

2.2. HAD Metodu

HAD'in akışkanlar dinamiğindeki tarihi, başlangıçta havacılık ve uzay gibi yüksek teknoloji mühendislik alanlarında bilinen popüler bir çalışma alanı olarak başlamıştır ve günümüzde endüstriyel uygulamalarda ve akademik araştırmalarda giderek daha fazla benimsenmektedir [63].

Türbülans modellemesindeki ilerleme, HAD'in araştırma ve geliştirme geçmişiyle yakından ilişkilidir [64]. Türbülansa dair ilk kavramlardan biri olan "girdap viskozitesi" (eddy viscosity), 19. yüzyılın ortalarında Saint-Venant ve Boussinesq gibi araştırmacıların çalışmalarıyla ortaya çıktı [65]. Bu fikirler, mühendislerin türbülanslı akışların kaba özelliklerini tahmin etme biçimleri üzerinde büyük bir etki yaratmıştır [65]. 1895'te Osborne Reynolds, türbülans araştırmalarının sonuçlarını yayımlayarak "Reynolds ortalaması" adı verilen standart zaman ortalaması sürecini başlattı [66]. Bu öncü çalışma, gelecekteki tüm gelişmeler için derin bir öneme sahipti.

HAD' nin transonik (ses hızına yakın hızlarda gerçekleşen akış rejimi) akışların simülasyonuna ilk uygulaması 1970'lerde gerçekleşmiştir. Bu dönemde, gömülü şok dalgaları yeterince yakalanmış ve ticari uçakların tasarım süreci önemli ölçüde değişmiştir. Ayrıca, 1970'lerden beri binalarda havalandırma performansını modellemek ve incelemek için HAD kullanılmıştır [63].

HAD, daha önce deneysel ve teorik yöntemlerle elde edilmesi mümkün olmayan bir şekilde, kısa sürede iklimlendirme sisteminin akış düzenini analiz etme yeteneğine sahip olmuştur. Dahası, deneylerle elde edilmesi zaman ve maliyet açısından zor olan hava akışı, sıcaklık gibi tüm alandaki sanal dağılımını çok kısa bir süre içinde sunmaktadır [29]. Günümüzde HAD, oda hava dağıtımı [3] ve kapalı alanlardaki iç hava akışı hesaplamalarında da [63] yaygın olarak kullanılmaktadır.

HAD yazılımı çözümleme aşamasında süreklilik, momentum ve enerji denklemlerini kullanır. Akış 3 boyutlu, sıkıştırılamaz ve sürekli rejimde kabul edilmiştir. Süreklilik, momentum ve enerji denklemlerinin Kartezyen koordinatlardaki ifadeleri sırasıyla denklem 2.1-5'te verilmiştir.

Süreklilik Denklemleri:

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

Momentum Denklemleri:

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) + F_x \quad 2.2$$

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + F_y \quad 2.3$$

$$\rho \left(u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) + F_z \quad 2.4$$

Enerji Denklemleri:

$$\rho C_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \left(\frac{\partial P}{\partial t} + u \frac{\partial P}{\partial x} + v \frac{\partial P}{\partial y} + w \frac{\partial P}{\partial z} \right) + k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \mu \Phi \quad 2.5$$

2.2.1. HAD Metodu Sınır Şartları

HAD metodu 2 bölümde incelenmiştir. İlk bölümde ısı konforu ikinci bölümde ise bulaş riski metodolojisi incelenmiştir.

Isıl konfor çalışmasında odanın içine hava 7 m/s, 8 m/s ve 9m/s hızlarla girmektedir. Ardından yine klimaya filtrelenmek için geri gelmektedir. Akış 3 boyutlu, sıkıştırılamaz ve sürekli rejimde kabul edilmiştir. Yan ve üst duvarlar adyabatik olarak alınmış, pencerenin olduğu duvar ve pencere yüzey sıcaklığı 15 °C alınmıştır. Odadaki hava ısınmadan dolayı yoğunluk farkı nedeniyle yer değişikliğine uğrayacağından Bousinesq yaklaşımı baz alınmıştır. Türbülans modeli olarak Realizable k-ε türbülans modeli ölçeklenebilir duvar fonksiyonu ile beraber seçilmiştir. Realizable k-ε modeli oda havalandırmalarında sıkça kullanılmaktadır ve iyi sonuçlar vermektedir. Örneğin: Split tip klimaların üfleme parametrelerinin ısı konforu üzerine etkisinin incelendiği çalışmada [3], bir hastane izolasyon odasında SARS-CoV-2 yayılımının analizinde [67], soğutulmuş bir odanın termal konfor koşulları üzerine CFD analizinde [21], kirletici kontrolünde

sıcaklık kontrollü hava akış sistemine sahip bir ameliyathanenin havalandırma performansının değerlendirilmesinde [68] ve kapalı alanlarda aerosollerin geçici dağılımını tahmin etmede [69] sıkça kullanılmıştır. Giriş için türbülans şiddeti %5 alınmıştır. Akışkanın yoğunluğu 1.225 kg/m^3 , özgül ısı 1006.43 J/kgK , ısı iletkenlik 0.0242 W/mK , viskozite ise $1.7894 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s}$ dir. Yakınsama kriteri ise 10^{-6} olarak ayarlanmıştır. Taguchi metodu yardımıyla 9 senaryo seçilmiştir, senaryo verileri Çizelge 3.2’de verilmiştir. 9 senaryonun HAD analizi sonucunda DO’ları bulunmuş ve bu oranlar metod yardımıyla en iyi ve en kötü senaryo için tekrar çözdürülmüş ve Fotoğraf 3.4’te görüleceği üzere en iyi ve en kötü senaryolar için hız, sıcaklık ve açı değerleri tespit edilmiştir. “Düşük daha iyidir” ilkesi doğrultusunda elde edilen çözüme göre en iyi senaryo verileri seçilmiş ve HAD yardımıyla nihai analiz gerçekleştirilmiştir. Isıl konfor indeksleri (PMV, PPD ve DO) yazılımda bulunmadığı için C programa dilinde hazırlanmış ve yazılıma entegre edilmiştir.

Bulaş riski çalışmasında ise ısı konfor çalışmasındaki sınır şartlarına ilave olarak odaya bir adet manken ilave edilmiştir. Mankenin ağzında 10mm çapında bir alandan laboratuvar ortamına 6lt/dk debiyle ve $36.5 \text{ }^\circ\text{C}$ sıcaklıkta SF_6 gazı verilmektedir. Bu gaz klima havası yardımıyla filtrelenmekte ve HEPA filtre yardımıyla tutulmaktadır. İlave olarak gaz karışımlarını simüle etmek için yazılımın “Species Transport” karışım modeli seçilmiştir.

Her iki çalışmada da sürekli rejimde bir çözüm yapılmıştır. Yan ve üst duvarlar adyabatik olarak alınmış, pencerenin olduğu duvar ve pencere yüzey sıcaklığı $15 \text{ }^\circ\text{C}$ alınmıştır. Giriş için türbülans şiddeti %5 alınmıştır. Akışkan havanın yoğunluğu 1.225 kg/m^3 , özgül ısı 1006.43 J/kgK , ısı iletkenlik 0.0242 W/mK , viskozite ise $1.7894 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s}$ alınmıştır. SF_6 gazının yoğunluğu 6.12 kg/m^3 , ısı iletkenlik 0.0136 W/mK , viskozite ise $1.5 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s}$ alınmıştır. Yakınsama kriteri 10^{-6} olarak ayarlanmıştır. Ayrıca mankenin yüzey sıcaklığı $32 \text{ }^\circ\text{C}$ olarak tanımlanmıştır. Isıl konfor indeksleri yine ilk çalışmada olduğu gibi C programlama dili yardımıyla yazılıma aktarılmıştır.

2.2.2. HAD Metodu Ağdan Bağımsızlık

Ağdan bağımsızlık da çalışmalara bağlı olarak iki bölümde incelenmiştir. İlk bölümde Draft Oranı’na bağlı olarak irdelenirken ikinci bölümde ise SF_6 gaz konsantrasyonu baz alınarak çalışılmıştır.

2.2.2.1. HAD Metodu Ağdan Bağımsızlık – Isıl Konfor

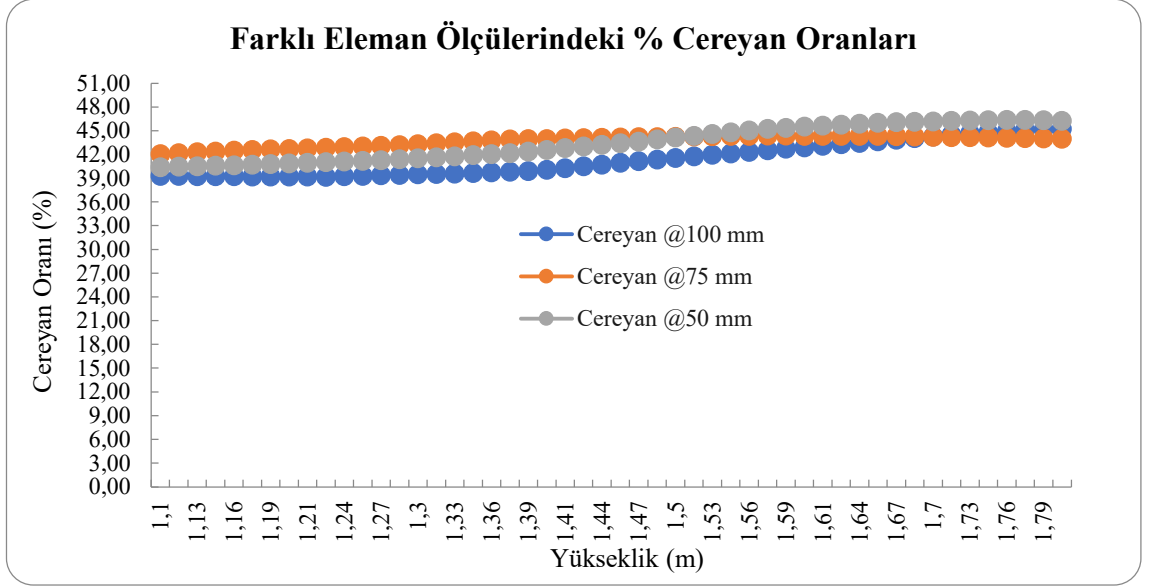
Ağ yapısının kalitesi HAD simülasyonlarında doğru, güvenilir ve bağımsız çözümler elde etmek için temel bir faktördür. Ağın uygun şekilde tasarlanması, sayısal hataları en aza indirmeye ve hesaplama kaynaklarını verimli bir şekilde kullanmaya yardımcı olur. Cidarlarda daha yoğun bir ağ yapısı elde edilmiş, eleman olarak tetrahedra eleman türü seçilmiştir. Çözümde ağ yapısından bağımsızlığı sağlamak amacıyla Fotoğraf 2.10, Çizelge 2.6 ve Şekil 2.2’de görülebileceği gibi üç farklı eleman ölçüsünde (element size) (100mm, 75mm ve 50mm) model mesh edilmiş, çözüm yapılmış ve eleman ölçülerine göre cereyan oranı belirlenip ilgili grafikleri çizilmiştir. 75mm eleman ölçüsü şekiller doğrultusunda tercih edilmiştir.



Fotoğraf 2. 10. İklimlendirme lab ağ yapısı (Soldan sağa 100mm, 75mm, 50mm eleman ölçüsü)

Çizelge 2. 6. Farklı eleman ölçüsüne göre oluşan eleman sayısı ve Ağ Kaliteleri

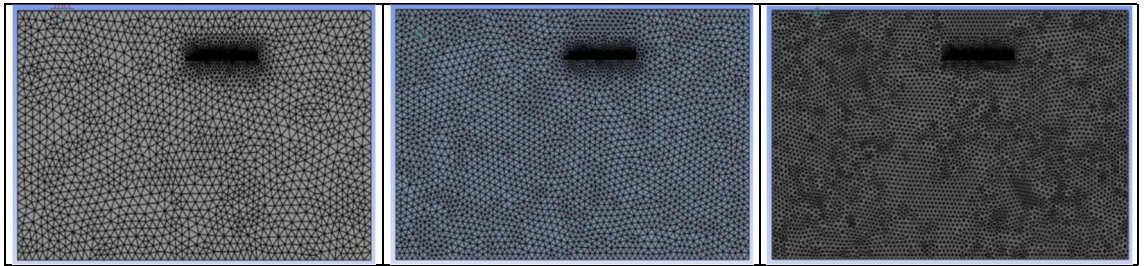
Mesh Ölçüsü	Eleman Sayısı	Mesh Kalitesi	Skewness
100mm	1169727	0.832	0.235
75mm	2130278	0.830	0.239
50mm	3757491	0.836	0.229



Şekil 2. 2. Farklı eleman ölçülerinde % Cereyan Oranı

2.2.2.2. HAD Metodu Ağdan Bağımsızlık – Havadan Bulaş Riski

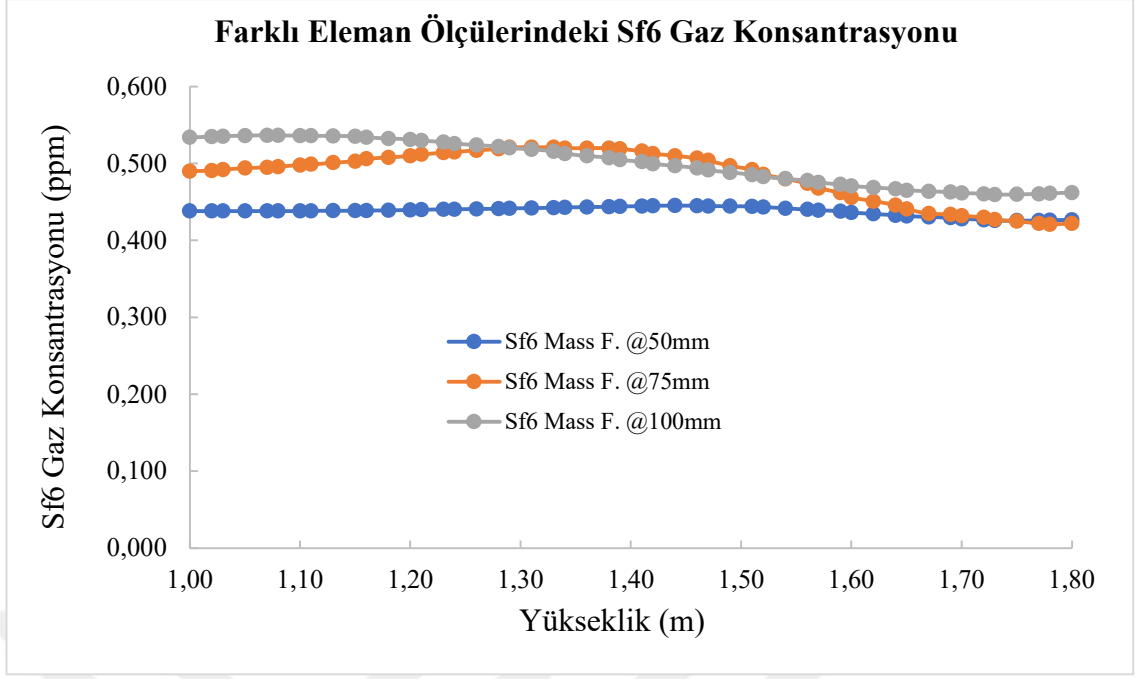
Ağ yapısı çözümün güvenilirliğini ve optimum hesaplama maliyetini sağlayan en önemli parametrelerden biridir. Ağ yapısının sıklığı ve kalitesi doğru sonuca ulaşmada kilit rol oynamaktadır. Cidarlarda daha yoğun bir ağ yapısı elde edilmiş, eleman olarak da tetrahedra eleman türü seçilmiştir. Çözümde ağ yapısından bağımsızlığı sağlamak amacıyla Fotoğraf 2.11, Çizelge 2.7 ve Şekil 2.3'te görülebileceği gibi üç farklı eleman ölçüsünde (element size) (100mm, 75mm ve 50mm) model mesh edilmiş, çözüm yapılmış ve bu eleman ölçülerinde SF₆ gaz konsantrasyonu elde edilmiş ve ilgili grafikleri çizilmiştir. 75mm eleman ölçüsü şekiller doğrultusunda tercih edilmiştir.



Fotoğraf 2. 11. İklimlendirme Lab Ağ Yapısı (Soldan sağa 100mm, 75mm, 50mm)

Çizelge 2. 7. Farklı eleman ölçüsüne göre oluşan eleman sayısı ve ağ kaliteleri

Mesh Ölçüsü	Eleman Sayısı	Mesh Kalitesi	Skewness
100mm	3.236.522	0.82576	0.246
75mm	3.346.198	0.82544	0.246
50mm	3.781.052	0.82569	0.246



Şekil 2. 3. Farklı eleman ölçülerinde SF₆ Gaz Konsantrasyonu

2.2.3. Türbülans Modelleri

Türbülans, sıvıların düzensiz, rastgele ve kaotik davranışlar sergilediği bir akış rejimidir ve genellikle yüksek Reynolds sayılarında ortaya çıkar, laminar akışlardan kademeli bir karmaşıklık artışı ile geçiş yapar. Zaman ve konuma bağlı birer fonksiyon olarak hız, sıcaklık ve basınçta dalgalanmalar görülür.

Bir türbülanslı akışta tüm yönlerde türbülans girdapları adı verilen gelişigüzel, çevrintili yapılar ortaya çıkar. Fotoğraf 2.12’de görülebilen bu girdapların çözümleri için bazı HAD yazılımları türbülanslı akışın tüm ölçeklerinin daimi olmayan hareketini çözmek için bir teknik kullanır. Bu tekniğe Doğrudan Sayısal Similasyon-Direct Numeric Simulation (DNS) adı verilmiştir. Bununla birlikte en büyük ve en küçük girdaplar arasında birkaç mertebe büyüklük ve zaman ölçeği farklı olabilir ($L \gg \eta$). Buna ek olarak Re sayısı büyüdükçe türbülanslı akışların DNS hesaplamaları daha da güçleşir [39].

2.2.4. Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes Denklemleri (RANS)

RANS, Navier-Stokes denklemlerinin zamanla ortalamasının alınmasıyla elde edilen ve türbülansın etkisini Reynolds stres tensörü aracılığıyla modelleyen, mühendislik uygulamalarında yaygın olarak kullanılan bir türbülans modelleme yaklaşımıdır [63].



Fotoğraf 2. 12. En küçük (η) ve en büyük (L) Girdap görünümü [70]

Türbülansın fiziksel detaylarına ve küçük ölçekli girdaplarına odaklanmak yerine, tüm enerji akışlarının ve buna karşılık gelen uzunluk ölçeklerinin modellenmesini içerir. Bu durum, sonuçların ortalama akışı ve ortalama büyüklüklerini göstermesine neden olur.

Mühendislik uygulamalarının çoğunda, türbülanslı akışların ortalama değerleri ile ilgilenildiği için RANS, türbülansın ince detaylarına kıyasla mühendislik hedefleriyle daha uyumlu olabilir. İkinci olarak da özellikle DNS gibi diğer yöntemler zaman, maliyet ve güçlü bilgisayar gereksiniminden dolayı pahalıya kaçmaktadır. Bu nedenle, LES (Large Eddy Simulation) ve DNS gibi yöntemlere kıyasla RANS mühendislik uygulamalarında daha popülerdir [64].

RANS denklemleri, Navier-Stokes denklemlerinin zamanla ortalamasının alınmasıyla elde edilir. Bu işlem sırasında, Reynolds ayrışımı kullanılır ve bu da Reynolds stres tensörü olarak adlandırılan yeni bir terimin ortaya çıkmasına neden olur. Bu terim, türbülansın etkisini temsil eder ve istatistiksel olarak kararlı olduğu varsayılır. Türbülansın bu etkisi, genellikle k - ϵ veya k - ω gibi türbülans modelleri kullanılarak modellenir [71].

RANS'ın temeli, Navier-Stokes denklemlerine ortalama alma kavramının uygulanmasıdır. Bu süreçte, akış alanının (hız, basınç, yoğunluk, sıcaklık gibi) zamana bağlı ortalaması alınır ve türbülans dalgalanmaları bu işlemle ortadan kaldırılır.

$$u_i = \bar{u}_i + u'_i \quad 2.6$$

Burada $\bar{u}_i$ ortalama hız bileşeni, u'_i ise dalgalanma hız bileşenleridir. Basınç gibi diğer skaler birimler için ise Denklem 2.7'deki ifade kullanılır.

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad 2.7$$

Zaman ortalama bileşen;

$$\Phi = \frac{1}{\Delta\tau} \int_{\tau}^{\tau+\Delta\tau} \phi d\tau \quad 2.8$$

Süreklilik denkleminde anlık hız yerine hız bileşenleri yazılır. Bu denklemin ortalaması alınır ve ikinci kez tekrar ortalaması alındığında (dalgalanma terimlerinin ortalaması sıfırdır) kendisine eşit olur. Bu nedenle denklemin son hali aşağıdaki şekilde olur.

$$\frac{\partial V_x}{\partial x} + \frac{\partial V_y}{\partial y} + \frac{\partial V_z}{\partial z} = 0 \quad 2.9$$

N-S denklemlerinin zaman ortalaması anlık hız cinsinden;

$$\rho \left(\frac{\partial v_x}{\partial \tau} + v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_x}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_x}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 V_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 V_x}{\partial z^2} \right) + S_x \quad 2.10$$

x, y ve z eksenlerinde ortalama hız ve çalkantı bileşenlerinin gösterimi;

$$\begin{aligned} \rho \left(\frac{\partial V_x}{\partial \tau} + V_x \frac{\partial V_x}{\partial x} + V_y \frac{\partial V_x}{\partial y} + V_z \frac{\partial V_x}{\partial z} \right) \\ = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 V_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 V_x}{\partial z^2} \right) - \rho \left(\frac{\partial v'_x v'_x}{\partial x} + \frac{\partial v'_x v'_y}{\partial y} + \frac{\partial v'_x v'_z}{\partial z} \right) + S_x \end{aligned} \quad 2.11$$

$$\begin{aligned} \rho \left(\frac{\partial V_y}{\partial \tau} + V_x \frac{\partial V_y}{\partial x} + V_y \frac{\partial V_y}{\partial y} + V_z \frac{\partial V_y}{\partial z} \right) \\ = -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 V_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 V_y}{\partial z^2} \right) - \rho \left(\frac{\partial v'_y v'_x}{\partial x} + \frac{\partial v'_y v'_y}{\partial y} + \frac{\partial v'_y v'_z}{\partial z} \right) + S_y \end{aligned} \quad 2.12$$

$$\begin{aligned} \rho \left(\frac{\partial V_z}{\partial \tau} + V_x \frac{\partial V_z}{\partial x} + V_y \frac{\partial V_z}{\partial y} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial z} \right) \\ = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 V_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 V_z}{\partial z^2} \right) - \rho \left(\frac{\partial v'_z v'_x}{\partial x} + \frac{\partial v'_z v'_y}{\partial y} + \frac{\partial v'_z v'_z}{\partial z} \right) + S_z \end{aligned} \quad 2.13$$

Anlık hız cinsinden zaman ortalama süreklilik denklemi;

$$\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0 \quad 2.14$$

Anlık sıcaklık ve hız cinsinden zaman ortalama enerji denklemi;

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial \tau} + V_x \frac{\partial T}{\partial x} + V_y \frac{\partial T}{\partial y} + V_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \Phi + q \quad 2.15$$

Ortalama sıcaklık, ortalama hız ve çalkantı bileşenleri cinsinden gösterimi;

$$\begin{aligned} \rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial \tau} + V_x \frac{\partial T}{\partial x} + V_y \frac{\partial T}{\partial y} + V_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) \\ = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) - \rho \left(\frac{\partial T' v'_x}{\partial x} + \frac{\partial T' v'_y}{\partial y} + \frac{\partial T' v'_z}{\partial z} \right) + \Phi + q \end{aligned} \quad 2.16$$

Reynolds Ortalamalı Navier Stokes denklemleri 2.17-2.19;

$$\begin{aligned} \rho \left(\frac{\partial V_x}{\partial \tau} + V_x \frac{\partial V_x}{\partial x} + V_y \frac{\partial V_x}{\partial y} + V_z \frac{\partial V_x}{\partial z} \right) \\ = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 V_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 V_x}{\partial z^2} \right) - \rho \left(\frac{\partial v'_x v'_x}{\partial x} + \frac{\partial v'_x v'_y}{\partial y} + \frac{\partial v'_x v'_z}{\partial z} \right) + S_x \end{aligned} \quad 2.17$$

$$\begin{aligned} \rho \left(\frac{\partial V_y}{\partial \tau} + V_x \frac{\partial V_y}{\partial x} + V_y \frac{\partial V_y}{\partial y} + V_z \frac{\partial V_y}{\partial z} \right) \\ = -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 V_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 V_y}{\partial z^2} \right) - \rho \left(\frac{\partial v'_y v'_x}{\partial x} + \frac{\partial v'_y v'_y}{\partial y} + \frac{\partial v'_y v'_z}{\partial z} \right) + S_y \end{aligned} \quad 2.18$$

$$\begin{aligned} \rho \left(\frac{\partial V_z}{\partial \tau} + V_x \frac{\partial V_z}{\partial x} + V_y \frac{\partial V_z}{\partial y} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial z} \right) \\ = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 V_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 V_z}{\partial z^2} \right) - \rho \left(\frac{\partial v_z' v_x'}{\partial x} + \frac{\partial v_z' v_y'}{\partial y} + \frac{\partial v_z' v_z'}{\partial z} \right) + S_z \end{aligned} \quad 2.19$$

Reynolds gerilmelerinden dolayı yukarıdaki 4 denklemde 6 bilinmeyen vardır. Bu nedenle geriye kalan 2 bilinmeyen için Reynolds gerilmelerinin ayrıca modellenmesi gerekmektedir.

Eddy Viskozitesi Modelleri;

$$\rho \overline{v_x v_x} = -\mu_t \left(2 \frac{\partial V_x}{\partial x} \right) + \frac{2}{3} \rho k \quad 2.20$$

$$\rho \overline{v_y v_y} = -\mu_t \left(2 \frac{\partial V_y}{\partial y} \right) + \frac{2}{3} \rho k \quad 2.21$$

$$\rho \overline{v_z v_z} = -\mu_t \left(2 \frac{\partial V_z}{\partial z} \right) + \frac{2}{3} \rho k \quad 2.22$$

şeklinde matematiksel olarak ifade edilir. Burada k türbülans kinetik enerjidir ve aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$k = \frac{\overline{v_x' v_x'}}{2} + \frac{\overline{v_y' v_y'}}{2} + \frac{\overline{v_z' v_z'}}{2} \quad 2.23$$

$$\rho \overline{v_x v_y} = \rho \overline{v_y v_x} = -\mu_t \left(\frac{\partial V_x}{\partial y} + \frac{\partial V_y}{\partial x} \right) \quad 2.24$$

$$\rho \overline{v_x v_z} = \rho \overline{v_z v_x} = -\mu_t \left(\frac{\partial V_x}{\partial z} + \frac{\partial V_z}{\partial x} \right) \quad 2.25$$

$$\rho \overline{v_z v_y} = \rho \overline{v_y v_z} = -\mu_t \left(\frac{\partial V_z}{\partial y} + \frac{\partial V_y}{\partial z} \right) \quad 2.26$$

Eşitliklerin sağındaki ifadeler Reynold ortalamalı eşitliklerde yerine yazıldığında denklemlerin son hali sırasıyla aşağıdaki gibi olacaktır.

Süreklilik;

$$\frac{\partial V_x}{\partial x} + \frac{\partial V_y}{\partial y} + \frac{\partial V_z}{\partial z} = 0 \quad 2.27$$

X momentum, denklem 3.28;

$$\begin{aligned} \rho \left(\frac{\partial V_x}{\partial \tau} + V_x \frac{\partial V_x}{\partial x} + V_y \frac{\partial V_x}{\partial y} + V_z \frac{\partial V_x}{\partial z} \right) \\ = -\frac{\partial P}{\partial x} + (\mu + \mu_t) \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial V_y}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial V_y}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial V_y}{\partial z} \right) \right] + S_{T_x} \end{aligned} \quad 2.28$$

Y momentum, denklem 3.29;

$$\begin{aligned} \rho \left(\frac{\partial V_y}{\partial \tau} + V_x \frac{\partial V_y}{\partial x} + V_y \frac{\partial V_y}{\partial y} + V_z \frac{\partial V_y}{\partial z} \right) \\ = -\frac{\partial P}{\partial y} + (\mu + \mu_t) \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial V_y}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial V_y}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial V_y}{\partial z} \right) \right] + S_{T_y} \end{aligned} \quad 2.29$$

Z momentum, denklem 3.30;

$$\begin{aligned} \rho \left(\frac{\partial V_z}{\partial \tau} + V_x \frac{\partial V_z}{\partial x} + V_y \frac{\partial V_z}{\partial y} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial z} \right) \\ = -\frac{\partial P}{\partial z} + (\mu + \mu_t) \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial V_y}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial V_y}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial V_y}{\partial z} \right) \right] + S_{T_z} \end{aligned} \quad 2.30$$

$$S_{T_z} = S_z + s_{tz} = S_z + (\mu + \mu_t) \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{\partial V_x}{\partial x} + \frac{\partial V_y}{\partial y} + \frac{\partial V_z}{\partial z} \right] \quad 2.31$$

μ_t türbülans viskozitesidir.

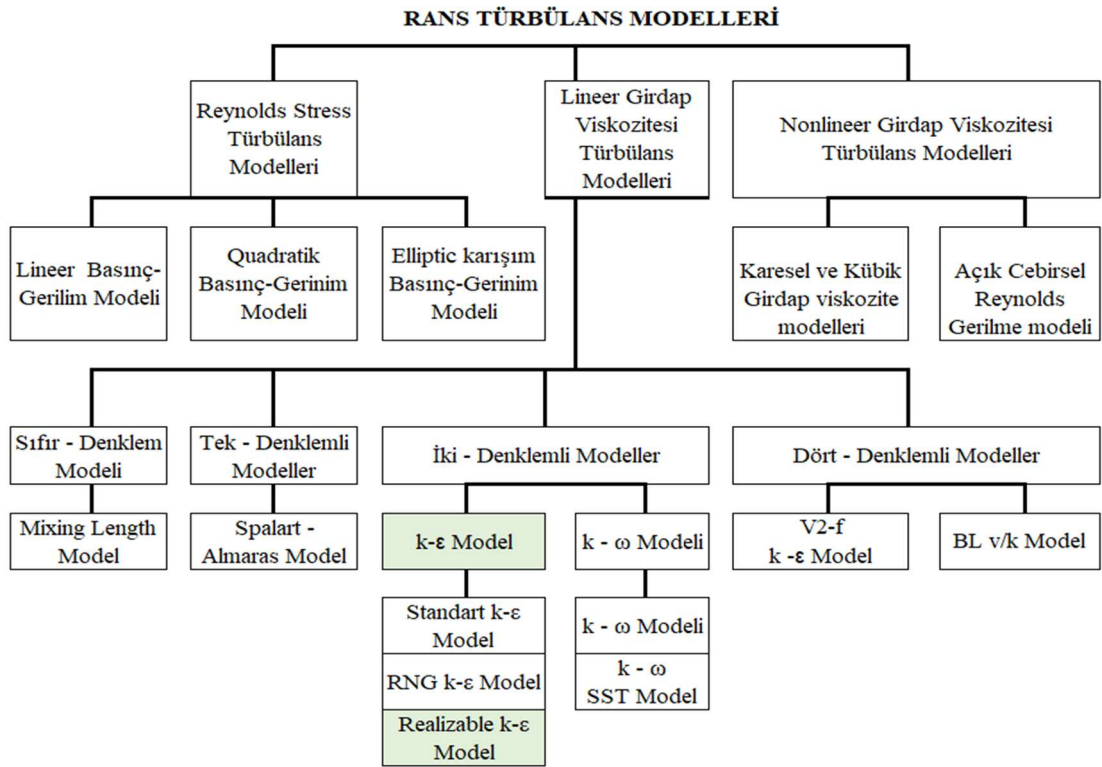
Süreklilik ve momentum denklemlerinin son haliyle bir adet daha bilinmeyen çözülmüş ve beş bilinmeyen kalmış olur. Bundan sonraki işlemlerde türbülans viskozitesinin modellenmesi gerekmektedir. Bu amaçla çeşitli türbülans modelleri geliştirilmiştir ve bu modeller Fotoğraf 2.13'te gösterilmiştir.

2.2.4.1. k-ε Modeli

k-ε türbülans modeli, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiğinde yaygın olarak kullanılan bir iki-denklemler türbülans modelidir [66]. Bu model, türbülanslı akışlar hakkında güvenilir tahminler sağlayan köklü bir modeldir [63].

k-ε Modelinin Temel Özellikleri:

- k-ε modeli, türbülans kinetik enerjisi (k) ve kinetik enerji dağılımı (ε) için iki ayrı taşıma denklemi içerir [66].
- Bu denklemler, türbülansın özelliklerini modellemek için kullanılır ve ortalama akış denklemleriyle birlikte çözülür [66].
- k-ε modeli, endüstriyel ölçekteki uygulamalar için mevcut ticari HAD yazılımlarında çekirdek mühendislik modellerini oluşturur [64].
- Modelin geliştirilmesi uzun bir Ar-Ge geçmişine dayanmaktadır ve bu alanda birçok araştırmacı ve mühendis katkıda bulunmuştur [64].



Fotoğraf 2. 13. RANS Türbülans Modelleri

k-ε türbülans modeli, Standart, RNG (Re-Normalization Group) ve Realizable k-ε modeli olmak üzere üçe ayrılır. Yapılan çalışmalarda realizable k-ε türbülans modelinin oda havalandırması uygulamalarında yaygın olarak kullanıldığını göstermektedir. Bu nedenle bu çalışmamızda realizable k-ε türbülans modeli kullanılmıştır.

2.2.4.1.1. Realizable k-ε Modeli

Standart k-ε modelinin bir çeşididir. “Realizability”, belirli matematiksel kısıtlamalara uyulmasına izin veren ve sonuçta bu modelin performansını artıran değişikliklerden kaynaklanmaktadır. Büyük ölçüde RNG ile aynı faydaları sunar ve

benzer uygulamalara sahiptir. Muhtemelen RNG'den daha doğru ve yakınsaması daha kolaydır.

Realizable k- ε modeli oda havalandırmalarında sıkça kullanılmaktadır. Split tip klimaların üfleme parametrelerinin ısı konfor üzerine etkisinin incelendiği çalışmada [3], HAD ve Lagrangian tutarlı yapılar kullanılarak bir hastane izolasyon odasında SARS-CoV-2 yayılımının analizinde [67], soğutulmuş bir odanın termal konfor koşulları üzerine HAD analizinde [21], kirletici kontrolünde sıcaklık kontrollü hava akış sistemine sahip bir ameliyathanenin havalandırma performansının değerlendirilmesinde [68], kapalı alanlarda aerosollerin geçici dağılımını tahmin etmede [69], Avrupa okullarında termal konforu ve iç hava kalitesini artırmak için rüzgar yakalayıcılar tarafından doğal havalandırmanın pasif soğutma değerlendirmesinde [72] gibi çalışmalarda etkin bir şekilde kullanılmıştır.

Realizable k- ε modeli Std k- ε modelinden iki şekilde ayrılır;

- Realizable k- ε modeli, türbülans viskozitesini farklı bir formülle ifade eder.
- ε transport denklemi, türbülans dalgalanmasının ortalama karekök metodu ile ifade edilerek türetilmiştir.

ε transport denklemi;

$$\frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \left(C_1 S \rho \varepsilon - C_2 \frac{\rho \varepsilon^2}{k + \sqrt{v \varepsilon}} \right) \quad 2.32$$

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right], \quad \eta = \frac{Sk}{\varepsilon}, \quad C_2 = 1.0 \quad 2.33$$

Türbülans viskozitesi;

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_S \frac{U^* k}{\varepsilon}}, \quad A_0 = 4.04 \quad 2.34$$

$$A_S = \sqrt{6} \cos \phi, \quad \phi = \frac{1}{3} \cos^{-1}(\sqrt{6}W), \quad S = \sqrt{S_{ij} S_{ij}} \quad 2.35$$

$$U^* = \sqrt{S_{ij} S_{ij} + \Omega_{ij} \Omega_{ij}}, \quad W = \frac{S_{ij} S_{ij} S_{ki}}{S} \quad 2.36$$

2.2.5. Duvar Yaklaşımları

Akış sistematiğinde duvarların varlığı türbülanslı akışları önemli ölçüde etkilemektedirler. Cidara yakın bölgelerde ortalama hız alanı kaymama koşulunun da etkisi ile karakterini değiştirmektedir. Haliyle türbülans parametreleri de cidarların varlığından etkilenmektedir. Cidara çok yakın bölgelerde viskoz sönümlerden dolayı teğetsel hız bileşeni dalgalanmaları azalmaktadır. Sınır tabakanın dış kısmında ortalama hızdaki türbülans kinetik enerjisinin artması türbülansın da artmasına neden olacaktır.

Cidarlar türbülans ve girdapların temel sebebi olduklarından nümerik çözümlerde cidar etkileri önemli bir yer tutar. Dolayısıyla, duvar yakınında momentum ve diğer skaler parametreler şiddetli şekilde değişir.

CFD açısından, sınır tabaka boyunca hız gradyanını doğru bir şekilde tahmin edebilen bir ağ/grid oluşturmamız çok önemlidir. Türbülanslı akışlar için, ideal olarak duvardan ilk hücrenin çok ince viskoz alt tabaka içinde yer almasını isteriz. Bu, belirli akış senaryoları için mümkün olsa da, bu kriter karmaşık geometrilerdeki karmaşık akışlar için yerine getirilemez. Bunun için duvarın yakınında çok ince bir ağ çözünürlüğü gerektirir ve bu da problemi çözmek için gereken süreyi büyük ölçüde artırır. Bu gereksinimin üstesinden gelmek için duvar fonksiyonları duvara yakın bölgede nispeten kaba bir ağın kullanılmasına izin vererek hesaplama maliyeti azaltırlar.

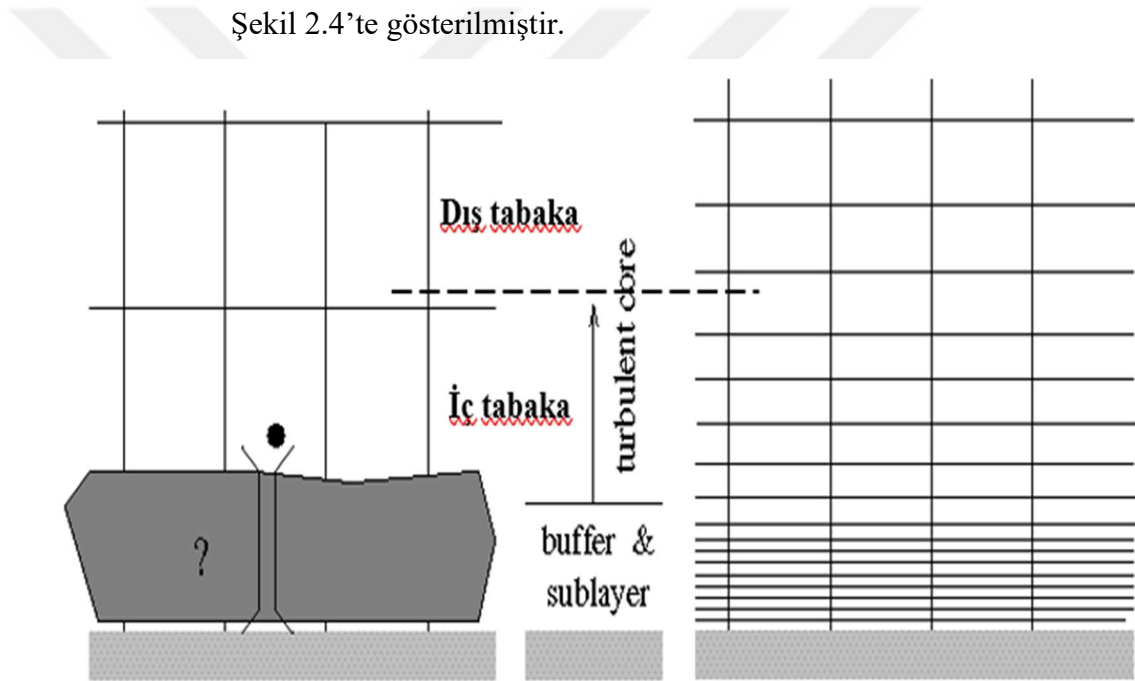
Sınır tabakasının hangi bölgesini yakalamak istediğimize bağlı olarak, uygun ağa ve uygun duvar fonksiyonuna ihtiyacımız olacaktır. Fotoğraf 2.14'te görülebileceği gibi duvar fonksiyonları söz konusu olduğunda bir diğer önemli parametre de y^+ 'tır (y^+). y^+ , duvardan ilk düğüme olan boyutsuz mesafedir. Türbülanslı sınır tabakasının y^+ 'ya dayalı farklı bölgeleri şunlar olacaktır:

- Viscous alt tabaka ($y^+ < 5$);
- Geçiş veya tampon tabaka ($5 < y^+ < 60$);
- Türbülanslı veya log-tabaka ($y^+ > 60$).

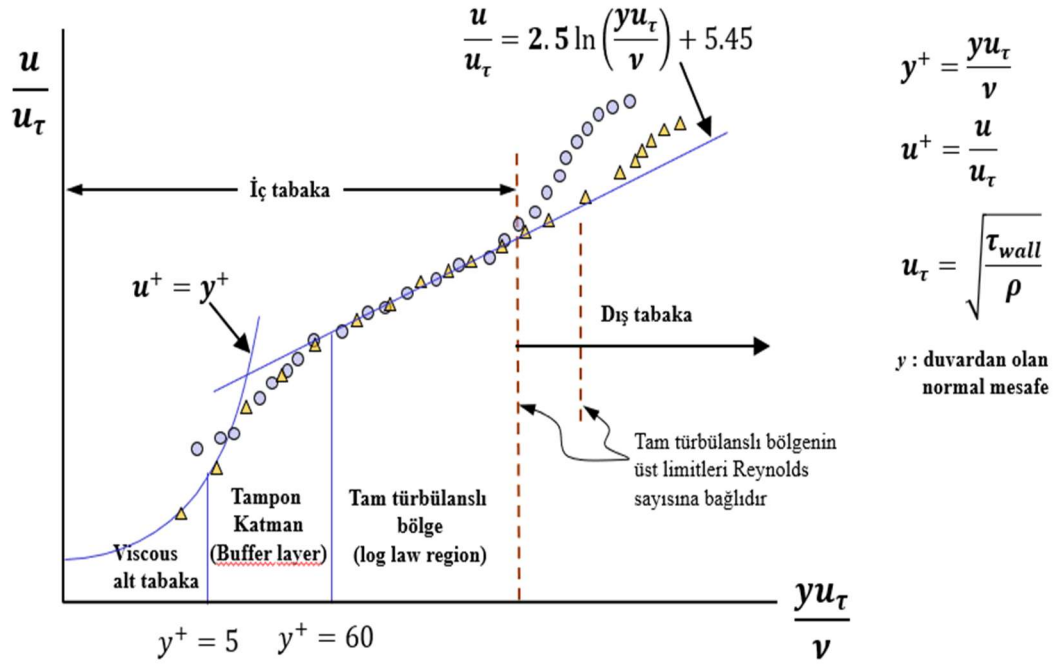
Fotoğraf 2.14'te de görülebileceği gibi en alt katman viskoz alt tabaka olarak adlandırılmaktadır. Alt tabakada akış daima laminardır. Bu tabaka moleküler viskozite, momentum, ısı ve kütle transferinde önemli bir rol oynar. Ara katman ise laminardan türbülansa bir geçiş katmanıdır. Burada hem viskoz alt tabakanın hem de türbülansın ortak etkisi vardır. Dış katman diğer adıyla log-tabaka ise tamamen türbülansın hakim olduğu katmandır.

Geleneksel olarak, duvara yakın bölgenin modellenmesinde iki yaklaşım vardır:

- I. Birinci yaklaşımda, viskoziteden etkilenen iç bölge (viskoz alt tabaka ve tampon tabaka) çözülmez. Bunun yerine, duvar fonksiyonları denilen yarı ampirik formüller, viskoziteden etkilenen bölgeyi duvar ve tam türbülanslı bölge arasında bağ kurmak için kullanılır. Duvar fonksiyonlarının kullanılması, duvarın etkisini çözüme aktarmak için türbülans modellerini değiştirme ihtiyacını ortadan kaldırır.
- II. İkinci çözüm yolu ise, modellerin modifiye edilerek, viskoziteden etkilenen bölgede ve viskoz alt tabaka da dahil olmak üzere çözüm almasını sağlamaktır. Bunu başarmak için ise cidar etrafında çok sık bir ağ yapısı oluşturmak gerekmektedir. İki modelin farkı şematik olarak Şekil 2.4'te gösterilmiştir.



Şekil 2. 4. Duvar fonksiyonu ve yakın duvar modeli çözümlerinin gösterimi (Fluent)



Fotoğraf 2. 14. Yakın Duvar katmanları (Ansys Fluent)

Duvar yasasına göre;

$$\text{Viskoz alt tabaka : } u^+ = y^+ \quad 2.37$$

$$\text{Türbülanslı bölge : } u^+ = \frac{1}{\kappa} \ln(y^+) + C \quad 2.38$$

$$\frac{u}{u_\tau} = 2.5 \ln\left(\frac{yu_\tau}{v}\right) + 5.45 \quad 2.39$$

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_{wall}}{\rho}} \quad 2.40$$

$$\tau_{wall} = \frac{1}{2} C_f \rho U_\infty^2 \quad 2.41$$

$$C_f = 0.058 Re_l^{-0.28} \quad (\text{tüz tabaka için}) \quad 2.42$$

$$\text{Lokal denge : } k = \frac{u_\tau^2}{C_\mu^{\frac{1}{2}}}, \quad \varepsilon = \frac{u_\tau^3}{\kappa y} \quad 2.43$$

$$\kappa = 0.4187, \quad \text{Von Karman Sabiti}$$

$$\mu = \text{Akışkanın dinamik vizkozitesi}, \quad N \cdot \frac{s}{m^2}$$

$y = \text{duvardan ilk düğüme olan mesafe,} \quad m$

$y^+ = \text{duvardan ilk düğüme boyutsuz mesafe}$

$u^+ = \text{duvardan olan boyutsuz hız}$

$u_\tau = \text{sürtünme hızı,} \quad \frac{m}{s}$

$\tau_{wall} = \text{yüzey kayma gerilmesi,} \quad m.s^2$

$C_f = \text{yüzey sürtünme katsayısı}$

$Re_l = \text{uzunluğa bağlı Reynold Sayısı}$

Tüm bunlar göz önüne alındığında bu çalışmamızda Realizable k- ϵ türbülans modeli ölçeklenebilir (Scalable) duvar fonksiyonu ile beraber kullanılmıştır.

2.2.5.1. Ölçeklenebilir (Scalable) Duvar Fonksiyonu

Ölçeklenebilir Duvar Fonksiyonu, CFD simülasyonlarında duvarlara yakın akışkan davranışını modellemek için kullanılan esnek bir yaklaşımdır. Farklı ağ inceliklerine uyum sağlayabilmesi ve çeşitli türbülans modelleriyle birlikte kullanılabilmesi sayesinde, iç mekan hava akışı, partikül dağılımı ve ısı transferi gibi mühendislik problemlerinin modellenmesinde doğru ve verimli sonuçlar elde etmek için tercih edilen bir yöntemdir [25], [28], [45].

k- ϵ modelleri için ölçeklenebilir duvar fonksiyonları yöntemi, duvar yüzeyinin viskoz alt katmanın kenarıyla çakıştığını varsayar ($y^* = 11.26$). Dolayısıyla, akışkan hücreleri her zaman viskoz alt katmanın üzerindedir ve duvara yakın ağ inceltme nedeniyle tahminlerin tutarsızlığı önlenir.

Bu duvar yaklaşımında Std. duvar fonksiyonunda olduğu gibi $y^*=11$ 'in altında çözümde bir bozulma beklenmemektedir. $y^*<11$ olduğu bölgelerde ek ağlar oluşturularak sonuca ulaşmaktadır. $y^*>11$ olduğu bölgelerde ise Std duvar fonksiyonu ile benzer sonuçlar vermektedir.

Ölçeklenebilir duvar fonksiyonu yaklaşımı ile, logaritmik formülasyonda kullanılan y^* değerinin $y^* = \max(y^*, 11.06)$ fonksiyonu ile değiştirilerek 11.06 da sınırlandırılır ve hiçbir noktada y^* değeri bunun altına inmez. Böylece duvar yakınındaki sık ağ yapısının oluşturduğu hatalı sonuçlar engellenmiş olmaktadır.

2.3. Isıl Konfor

Isıl konfor, bir ortamdaki ısı koşullardan duyulan memnuniyet veya rahatlık hissi olarak tanımlanabilir [20]. İdeal ısı konfor, bireyin ne sıcak ne de soğuk hissettiği, nötr bir ısı durumunda olması anlamına gelir [21]. Bu durum, insan vücudu ile çevresi arasındaki ısı transferinin dengede olmasıyla ilişkilidir.

Isıl konforu etkileyen parametreler kişisel ve çevresel olarak sınıflandırılabilir. Bunlardan çevresel faktörler; hava sıcaklığı, nem oranı, hava hızı ve radyant ısıdır. Kişisel faktörler ise metabolik aktivite seviyesi ve giyim düzeyidir [26]. Isıl konfor, bu faktörlerin karmaşık etkileşimi sonucu ortaya çıkar.

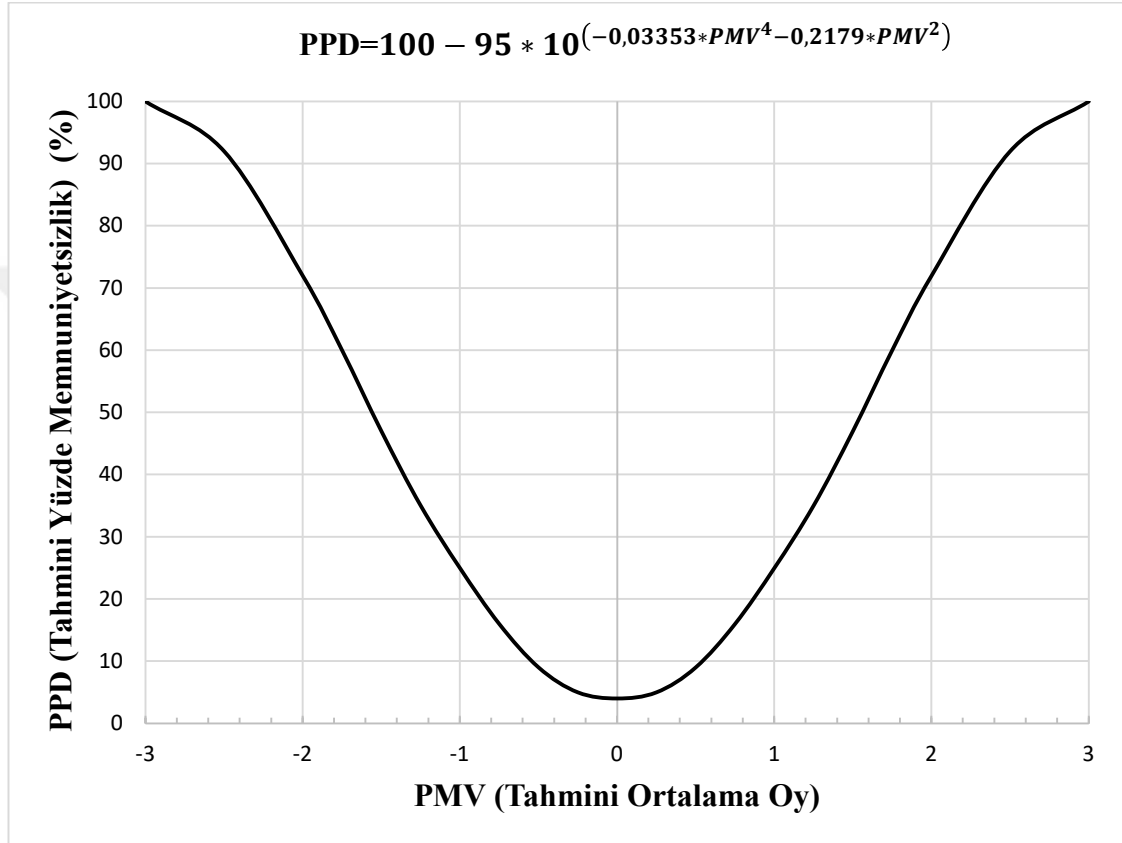
Hava akımı ısı konfor ve havadan bulaşan hastalıkların yayılımının araştırılmasında yaygın olarak kullanılmaktadır. Örneğin; solunum yoluyla yayılan aerosol ve damlacıkların taşınmasında ve dağılmasında [34], termal konforun sağlanmasında [36], [73], [74], [75], [76], [77], [78], insan kaynaklı damlacıkların dinamiğinin incelenmesinde [79], [80], [81], [82], [83], [84], [85] ve ofis, okul, asansör ...vb gibi insanların yaşadığı lokasyonlarda uygun havalandırma stratejilerinin saptanmasında [8], [86], [87], [88], [89], [90], [91], [92], [93] sıkça kullanılmıştır.

Bu çalışmada çevresel faktörlerden olan hava hızı dolayısıyla hava akımı incelenmiştir. ASHRAE'ye göre hava akımı, hava hareketinin neden olduğu insan vücudunun istenmeyen yerel soğumasıdır [20]. Fanger, ısı konfor üzerine yaptığı araştırmalar sonucunda elde ettiği psikolojik ve istatistiksel verileri birleştirmiş, ısı duyarlılığı baz alan matematiksel bir model geliştirmiştir [94]. Bu çalışmaya göre aktivite hızı, giysi, hava sıcaklığı ve hızı, ortalama radyant sıcaklık ve bağıl nem gibi konfor parametreleri ısı konfor şartlarını belirlemek için kullanılan PMV göstergesini meydana getirmektedir. Bu model, insan termal duyumlarını 'soğuk'tan 'sıcak'a doğru yedi düzeye ayırır ve bu düzeyler -3 ile +3 arasındaki sayısal değerlerle temsil edilir. Kalabalık bir insan grubu üzerinde PMV etkisi tesbit edilmiş ve oluşturulan ölçek Çizelge 2.8'de ifade edilmiştir.

Çizelge 2. 8. PMV Değerleri

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

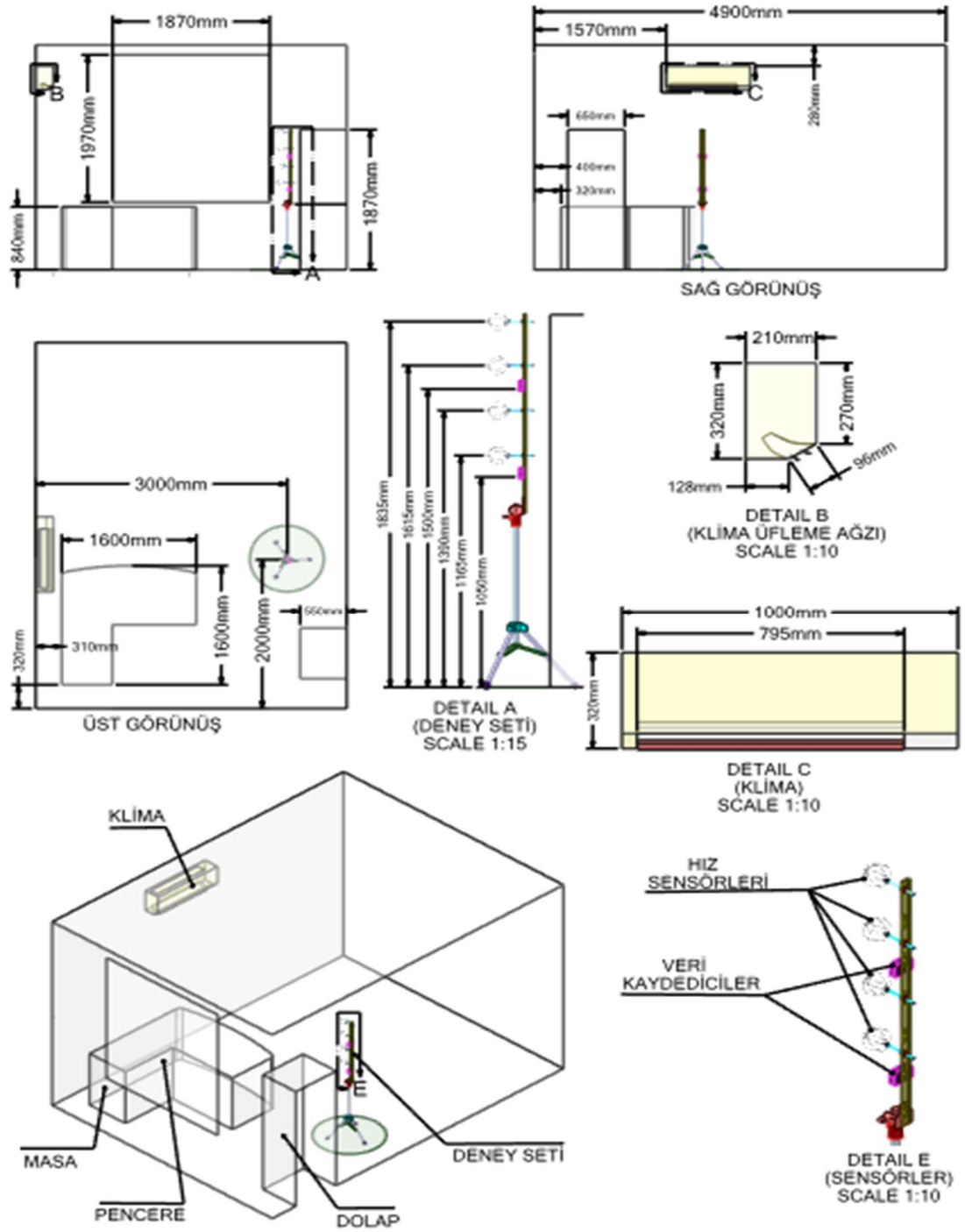
PPD göstergesi, PMV indeksini kullanarak ısı olarak memnuniyetsiz insan sayısını tahmin etmektedir. Kalabalık bir insan grubu içerisinde standart ısı his ölçeğine göre memnuniyetsizlik hisseden insanlar sıcak, ılık, serin veya soğuk; memnun hissedenler ise nötr, hafif ılık veya hafif serin seçeneklerinden birini oylamaktadır. Deneyler 1300 insanı içeren bir grupta yapılmıştır. Fotoğraf 2.15 PPD PMV ilişkisi grafiksel olarak verilmiştir.



Fotoğraf 2. 15. PMV Ölçeğine Göre PPD Değerlerinin Dağılımı [20]

2.3.1. Geometrik Model

İklimlendirme Lab birebir ölçüleri aşağıda Fotoğraf 2.16'da verilmiştir. Üç boyutlu model Ansys SpaceClaim CAD programı yardımıyla çizilmiştir. Hava sol üstte bulunan klimadan alt üfleme kısmından içeriye dolmakta ve yine sol üstte klimanın üstünden klima içine filtrelenecek suretiyle alınmaktadır.



Fotoğraf 2. 16. BEU İklimlendirme Lab yerleşim planı

2.3.2. Cereyan Oranı

Cereyan hissi, hava hızı, rahatsızlığın derecesi, hava sıcaklığı, vücudun etkilenen alanı ve kişinin ısı durumuna bağlıdır. Bulunduğu ortamın sıcaklığı istediği konforun üzerinde olan bir kişi cereyanı hoş bir esinti olarak algılayabilirken, üşüyen bir kişi için cereyan çok rahatsız edici olabilir. Cereyan, ISO 7730'da hava hareketi sebebiyle

vücudun bazı bölgelerinde istenmeyen lokal yüzde memnuniyetsizlik (Percent Dissatisfaction-PD) şeklinde ifade edilmiştir [23] .

Bu çalışmada, PD değeri C programı kullanılarak hazırlanmış ve Kullanıcı Tanımlı Fonksiyon (UDF) bölümü altında Ansys Fluent'e aktarılmıştır. Denklem (3.44)'da görüldüğü gibi hava akım hızı, akışkan sıcaklığı, hızı ve türbülans yoğunluğu parametrelerine bağlı olarak tanımlanmıştır. Türbülans yoğunluğunun çekişi doğrudan etkilediği açıktır. Fanger ve diğerleri bu etkiyi araştırmış ve çekimden memnun olmayan oranı (DO=PD=CO) aşağıdaki gibi tanımlamıştır:

$$PD = (34 - t_a)(V - 0.05)^{0.62}(0.37VT_u + 3.14) \quad 2.44$$

Burada;

PD = Memnuniyetsizlik yüzdesi (%)

Tu = Türbülans şiddeti (%) (%10-60)

t_a = Hava sıcaklığı (°C) (20°-26°)

V = Lokal ortalama hava hızı (m/s) (V<0.5 m/s)

$$Tu = \frac{u'}{\bar{u}} \times 100(\%) \quad 2.45$$

Burada;

$\bar{u}$ = ortalama hız

u' = ortalama hızın çalkantısı

Yüzde memnuniyetsizlik denklemi korunum denklemleri çözüldükten sonra yazılıma harici bir formül ile aktarılmış, sonuçlar kontur olarak elde edilmiştir.

2.4. Havadan Bulaşma

Hava yoluyla bulaşan hastalıkların yayılımı, enfekte bir birey tarafından solunan, patojen yüklü damlacık çekirdeklerinin hava akımları yoluyla yayılmasıyla gerçekleşir [30]. Bu yayılımın modellenmesi, enfeksiyon riskini değerlendirmek ve havalandırma

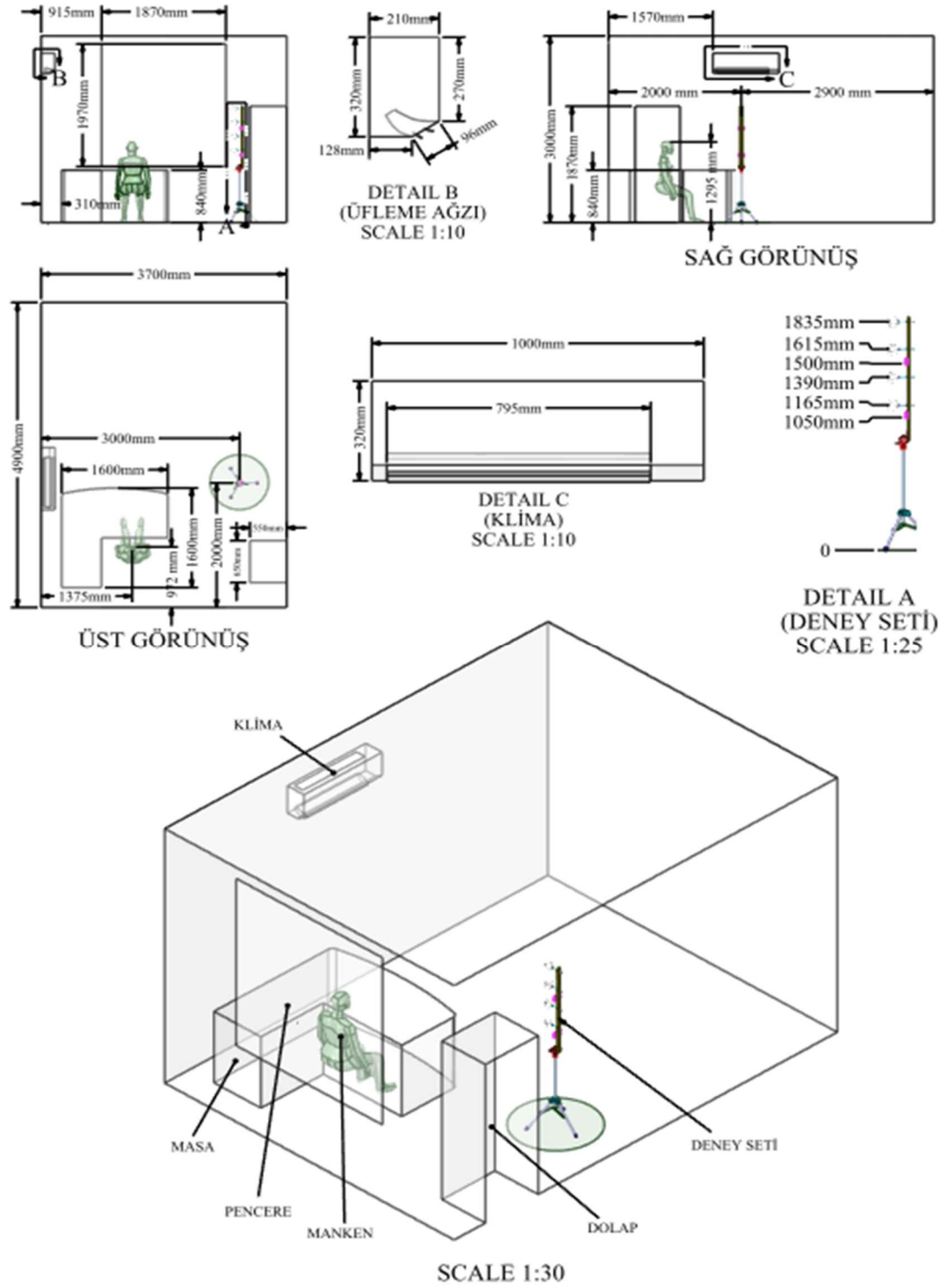
sistemlerinin etkinliğini optimize etmek için kritik öneme sahiptir. Hava yoluyla bulaşma, özellikle 3-5 μm çapındaki küçük partiküller için geçerlidir, çünkü bu partiküller havada uzun süre asılı kalabilir ve aerodinamik özellikleri gazlara daha yakındır [30]. Büyük damlacıklar ise kütleleri nedeniyle daha hızlı çökerler [95],[96].

Bu çalışmada havayolu ile bulaşmayı simule etmek için iç mekan içinde termal manken modellenmiştir. Sayısal modelde mankenin ağzında 10mm çapında bir alandan ortama 6lt/dk debiyle ve 36.5 °C sıcaklıkta SF₆ gazı verilmektedir. Bu gaz klima havası yardımıyla filtrelenebilmekte ve HEPA filtre yardımıyla tutulmaktadır.

Fotoğraf 2.17’de mankenin de bulunduğu iklimlendirme laboratuvarı genel yerleşim planı verilmiştir. Termal manken pencerenin önünde ve masanın başında oturmaktadır. Duvarlardan ve pencereden olan mesafeler için ölçümler Fotoğraf 2.17’de detayları ile birlikte verilmiştir.

2.4.1. Geometrik Model

İklimlendirme Lab birebir ölçüleri aşağıda Fotoğraf 2.17’de verilmiştir. Üç boyutlu model Ansys SpaceClaim CAD programı yardımıyla çizilmiştir. Hava sol üstte bulunan klimadan alt üfleme kısmından içeriye dolmakta ve yine sol üstte klimanın üstünden klima içine filtrelenebilmek suretiyle alınmaktadır. Isıl konfor çalışmasından farklı olarak bu çalışmadaki geometride ilave olarak masanın başında oturan bir adet manken bulunmaktadır.



Fotoğraf 2. 17. İklimlendirme Lab. genel yerleşim planı

2.5. Taguchi Metodu

Taguchi metodu, Japon mühendis ve istatistikçi Dr. Genichi Taguchi tarafından geliştirilmiş süreçleri, ürünleri ve sistemleri geliştirmek ve optimize etmek için kullanılan istatistiksel bir tekniktir. Etkili tasarım prensiplerine ve istatistiksel deneylere dayanır ve

aynı anda gelişmiş kalite, güvenilirlik ve performansı hedeflerken maliyetleri ve değişkenliği en aza indirmeyi amaçlar [97].

Taguchi metodunun temel özellikleri şunlardır:

Ortogonal Diziler: Faktörlerin (değişkenlerin) etkilerini izole etmek ve optimum sonuçlar için en uygun seçeneği belirlemek amacıyla iyi yapılandırılmış deney matrisleri (ortogonal diziler) kullanır [97]. Bu diziler, tam faktöriyel tasarımlara kıyasla gerekli deney sayısını önemli ölçüde azaltır [48]. Örneğin, 3 değişken ve 3 değerden oluşan bir veri seti için toplamda $L=3^3=27$ adet senaryo/deney gereklidir. Bu dizi setine L27 dizisi denir. L27, mühendislerin ve araştırmacıların en önemli faktörleri ve bunların ideal ayarlarını etkili bir şekilde belirlerken deney sayısını minimumda tutmasını sağlayarak, birden fazla değişkene sahip karmaşık sistemleri ele almada olağanüstü derecede değerli olduğunu kanıtlamaktadır. Bu yaklaşım, zamandan ve kaynaklardan tasarruf sağlar ve rastgele dalgalanmaların etkisini azaltarak sonuçların hassasiyetini ve güvenilirliğini artırır.

Taguchi metoduna yerleştirilen L27 ortogonal dizisi, çeşitli endüstriler ve uygulamalara yayılan deneyler tasarlamak, süreçleri iyileştirmek ve dayanıklı sonuçlar elde etmek için vazgeçilmez bir araçtır [97].

Bu çalışmada da değişken sayısı 3 adet ve değer sayısı yine 3 adet olduğundan L27 ortogonal dizisini kullanılabildi ancak Taguchi metodu yardımıyla ortogonal dizi tablosu kullanılarak zamandan da kazanmak maksadıyla çok daha az deneysel çalışma ile sonuca ulaşmak mümkündür. Bu amaçla metot yardımıyla deney/senaryo sayısı 9'a düşürülmüş ve L9 (3^3) dizisi kullanılmıştır. Yine en iyi ve en kötü senaryolar L9 dizisi sonucu oluşan verilerin kullanılmasıyla seçilmiş ve sonuca ulaşılmıştır.

Sinyal-Gürültü (S/N) Oranı: Kaliteyi ölçmek ve tasarım amacına her faktörün etkisini belirlemek için sinyal-gürültü (S/N) oranı kullanılır. S/N oranı, istenen sinyalin (performans) gürültüye (değişkenlik) oranını ifade eder ve daha yüksek bir S/N oranı daha iyi kaliteyi gösterir [98]. S/N oranı, bir parametrenin ayar noktasından veya doğru değerinden sapmasını tahmin eden MSD'nin (ortalama kare sapma) logaritması ile ilişkilidir. S/N oranları belirlenirken yapılan araştırmaya bağlı olarak 3 tip S/N oranı tanımlanmıştır.

a) Yüksek Daha İyi (Larger is Better)[99]:

$$\frac{S}{N} = -10 \log \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{1}{Y_i^2} \right) \quad 2.46$$

b) Düşük Daha İyi (Smaller is Better)[100]:

$$\frac{S}{N} = -10 \log \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n Y_i^2 \right) \quad 2.47$$

c) Nominal En İyi (Nominal the Best) [101]:

$$\frac{S}{N} = 10 \log \left(\frac{\mu^2}{\sigma^2} \right) \quad 2.48$$

Burada μ ortalamaları ve σ standart sapmayı temsil eder ve Y_i 'nci amaç fonksiyonu için ortaya çıkan değeri temsil eder. Delta değerleri her parametrenin maksimum ve minimum S/N değerleri arasındaki fark olarak hesaplanır ve ardından sıralanır. En büyük delta değeri en etkili parametreyi temsil eder ve sıralama bu sıralamadan elde edilir. Bu çalışmamızda termal konfor ve cereyan etkisi göz önünde bulundurularak “Düşük Daha İyi” seçeneği tercih edilmiştir.

Robust Tasarım: Metodun temel amacı, ürün veya sürecin performansını kontrol edilemeyen faktörlerin (gürültü faktörleri) etkisine karşı daha az duyarlı (robust) hale getirmektir [98].

Taguchi metodu, kıvılcım ateşlemeli motorların emisyon optimizasyonu dahil [102] çok çeşitli endüstri ve uygulama alanlarında başarıyla kullanıldığı gibi çeşitli havalandırma sistemlerinin optimizasyonunda [25] ve patojen konsantrasyonunu etkileyen parametrelerin analizlerinde de [13] sıkça kullanılmaktadır. Taguchi metodu, performans, kalite ve maliyet için tasarımları optimize etmek için verimli ve sistematik bir yol sağlar. Her seviye de dahil olmak üzere her bir parametrenin tüm kombinasyonları için önemli deneysel çalışmanın gerekli olduğu durumlarda, Taguchi metodu yardımıyla ortogonal dizi tablosunu kullanarak çok daha az deneysel çalışma ile sonuca ulaşmak mümkündür. Geleneksel olarak, Taguchi metodu, optimizasyon tekniği olarak yaygın olarak kullanılmış ve deneysel çalışmalar için tekraren tercih edilmiştir.

Taguchi metodunun faydaları aşağıdaki şekilde özetlenebilir.

- Parametre uzayını incelemek için özel bir ortogonal dizi tasarımı kullanır, böylece problemi çözmek için çok daha az deney veya simülasyon yapılması gerekir.
- Bir faktör için serbestlik derecesi (DOF), faktör seviyelerinin sayısının 1 eksiğidir. Ortogonal dizi seçimi genellikle toplam serbestlik derecesine göre yapılır.
- Modellenen farklı parametrelerin çözüm üzerindeki etkilerini analiz etmek ve en iyi parametre kombinasyonunu elde etmek için kullanılır.
- Bağımsız parametrelerin bağımlı amaç fonksiyonları için önem sırasını belirler.
- Ayrıca, en iyi ve en kötü senaryoları üretecek bir parametre seti tanımlar.

2.6. Anova

ANOVA, bir deney veya simülasyonda incelenen farklı faktörlerin sonuç üzerindeki etki derecesini ve istatistiksel anlamlılığını belirlemek için kullanılan güçlü bir istatistiksel araçtır [103]. Genellikle Taguchi yöntemiyle birlikte kullanılır [100]. Taguchi yöntemi parametrelerin önem sırasını ve en iyi durum senaryosunu belirlerken [25], ANOVA her parametrenin katkı oranını belirler [8]. Ayrıca, Taguchi yönteminden elde edilen sonuçları istatistiksel güvenilirlik açısından doğrulamak için de kullanılabilir [104].

ANOVA hesaplamaları genellikle şu adımları içerir: Toplam Kareler Toplamı (SST), test edilen her parametre için Kareler Toplamı (SS/SSP), Karesel Hata Toplamı (SSe), toplam serbestlik derecesi (DOF), her parametrenin serbestlik derecesi (DOF), test edilen parametrenin varyansı (VP), Ortalama Kareler (MS) ve F değeri (F).

The total sum of squares (SST)

$$SS_T = \sum_{i=1}^N (Y_i - \bar{Y})^2 \quad 2.49$$

Sum of Squares (SS/SSP) for each tested parameter,

$$SS_P = \sum_{j=1}^t \frac{(SY_j)^2}{t} - \frac{1}{N} \left[\sum_{i=1}^N Y_i \right]^2 \quad 2.50$$

Karesel Hata Toplamı (SSe),

$$SS_E = SS_T - SS_A - SS_B - SS_C - SS_D - SS_E \quad 2.51$$

Toplam Serbestlik Derecesi;

$$DOF_T = N - 1 \quad 2.52$$

Test edilen herbir parametre için Serbestlik Derecesi;

$$DOF_P = N - 1 \quad 2.53$$

Test edilen parametrelerin Varyansı;

$$V_P = \frac{SS_P}{D_P} \quad 2.54$$

Her bir tasarım parametresinin F-Değeri;

$$F_P = \frac{V_P}{V_e} \quad 2.55$$

Yüzdelik katkı;

$$\rho_P = \frac{SS_P}{SS_T} \quad 2.56$$

Burada, $N \rightarrow$ vaka sayısı, $Y_i \rightarrow$ i'inci deneysel sonuç, $P \rightarrow$ parametrelerden her biri, $j \rightarrow$ P parametresinin seviye numarası, $t \rightarrow$ P parametresinin her seviyesinin tekrarı, $SY_j \rightarrow$ P ve j parametrelerini içeren deneysel sonuçların toplamı.

2.7. İzleyici Gas (Tracer Gas) Kullanımı

İzleyici gazlar, kapalı ortamlardaki hava akışını, havalandırma etkinliğini ve solunan damlacık çekirdeklerinin yayılımını incelemek için yaygın olarak kullanılan bir yöntemdir [1], [10]. Kaynaklarda yaygın olarak kullanılan izleyici gazlar arasında nitroz oksit (N_2O) [3], [58], kükürt hekzaflorür (SF_6) [58], [91] ve karbondioksit (CO_2) [13], [25] bulunmaktadır.

İzleyici gazlar, enfekte bir kişiden yayılan virüs yüklü küçük partikülleri ($<5 \mu m$) veya damlacık çekirdeklerini simule etmek için kullanılır. Hava yoluyla bulaşmanın uzun menzilli rotasını karakterize eden 3-5 μm büyüklüğündeki küçük damlacıkların aerodinamiği gaza daha yakın olduğu için izleyici gazlar uygun bir seçenek olarak seçilmektedir. Yaygın olarak hava akışı ve dağılımının incelenmesinde, havalandırma etkinliğinin değerlendirilmesinde, enfeksiyon riski değerlendirmesinde, farklı havalandırma senaryoların karşılaştırılmasında kullanılmıştır.

İzleyici gazların avantajları arasında;

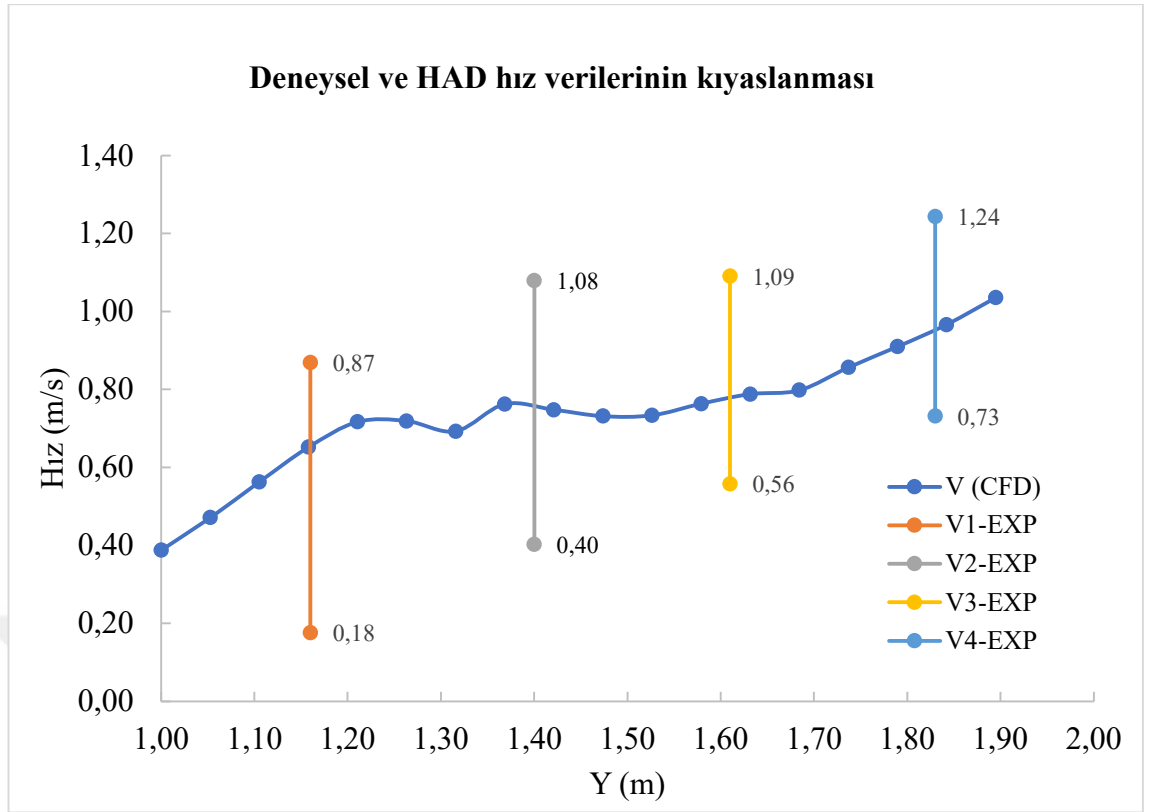
- Küçük partiküllerin davranışını taklit edebilme
- Ölçüm kolaylığı
- Kontrollü deney koşulları
- Simülasyon kolaylığı vb gibi verilebilir.

Avantajlarının yanında kullanımlarında belirli sınırlamalar da mevcuttur. Bunlar;

- Partikül depolanmasını dikkate almaz
- Aerosollerin karmaşık dinamiklerini temsil edemez.
- Büyüklük ve yoğunluk etkileri sınırlıdır.
- Sağlık riski için doğrudan bir ölçüt değildir.

2.8. Doğrulama

İklimlendirme laboratuvarında deneysel olarak elde edilen 4 adet hız verileri, HAD analizi sonucunda elde edilen hız verilerinin karşılaştırılması Fotoğraf 2.18’de verilmiştir. HAD analizi hız grafiği oluşturulurken klimadan $x=3$ m de bulunan deney seti referans alınmıştır. Fotoğraf 2.16’da deney düzeneği üzerinde bulunan hız sensörlerinin yerden yükseklikleri verilmiştir. Her bir hız sensörünün yüksekliği göz önünde bulundurularak analizde $x=3$ m de yerden 1-2 m dikey aralığında bir çizgi (line) oluşturulmuştur. Bu çizgi üzerinden hız grafiği oluşturulmuştur. HAD analizi daimi akışta gerçekleştirildiğinden her bir hız sensörü yüksekliğinde sadece bir adet hız verisi okunabilmektedir. Deneysel çalışmada ise her bir sensöre ait çok fazla veri olduğundan bu verilerin min ve max değerleri grafiğe yansıtılmıştır. Grafikte görülebileceği üzere HAD sonucu elde edilen hız verileri deney sonucu elde edilen hız değerleri ile çakışmakta ve yapılan çalışmayı desteklemektedir.



Fotoğraf 2. 18. Deneysel ve HAD sonucu elde edilen hız verilerinin karşılaştırılması

3. BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu çalışmanın deneysel ayağında oda havalandırmasında üfleme açısı, üfleme akış hızı, üfleme sıcaklık dağılımı ve ısı konfor incelenmiştir. Oda geometrisi aynı sınır şartları altında incelenmiştir. Üç boyutlu Oda geometrisi için Bitlis Eren Üniversitesi Mimarlık ve Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği İklimlendirme Laboratuvarı odası kullanılmıştır.

Deneysel çalışmada oda içinde Klima, deney düzeneği, bir adet masa, bir adet dolap mevcuttur. Çalışma esnasında her bir duvardan 9 ayrı noktada sıcaklık ölçümü yapılmıştır. Yapılan ölçümlerde dış hava ile temasta olan duvar hariç diğer duvarların sıcaklıkları ortam sıcaklıkları ile termal dengede olduğu gözlemlenmiştir.

HAD çalışması için yine bu oda içindeki mevcut eşyaları ile beraber modellenmiştir. HAD çalışması farklı iki çalışmadan oluşmaktadır. İlk çalışmada termal konfor ikinci çalışmada ise ortama manken tarafından salınan SF₆ gazının ortamdaki varlığı incelenmiştir. Bu ikinci çalışma ile enfekte olmuş bir insandan ortama yayılan aerosolların ortamdaki konsantrasyonu ve hastalıkların yayılımındaki etkisi incelenmiştir.

Her iki HAD çalışmasında da analiz için Realizable k- ϵ Türbülans modeli ve Ölçeklenebilir (Scalable) duvar fonksiyonu seçilmiş ve çözümler elde edilmiştir. Boş oda için açı, hız ve sıcaklık faktörlerinden 3'er adet belirlenip Taguchi metodu yardımıyla 9 farklı senaryo belirlenmiştir. Bu dokuz senaryodan yine Taguchi metodu yardımıyla en iyi durum belirlenmiş ve etkiyen parametreler üzerinden termal konfor ve SF₆ gaz konsantrasyonu çalışılmıştır.

3.1. Sonuçlar ve Değerlendirme

3.1.1. Isıl Konfor

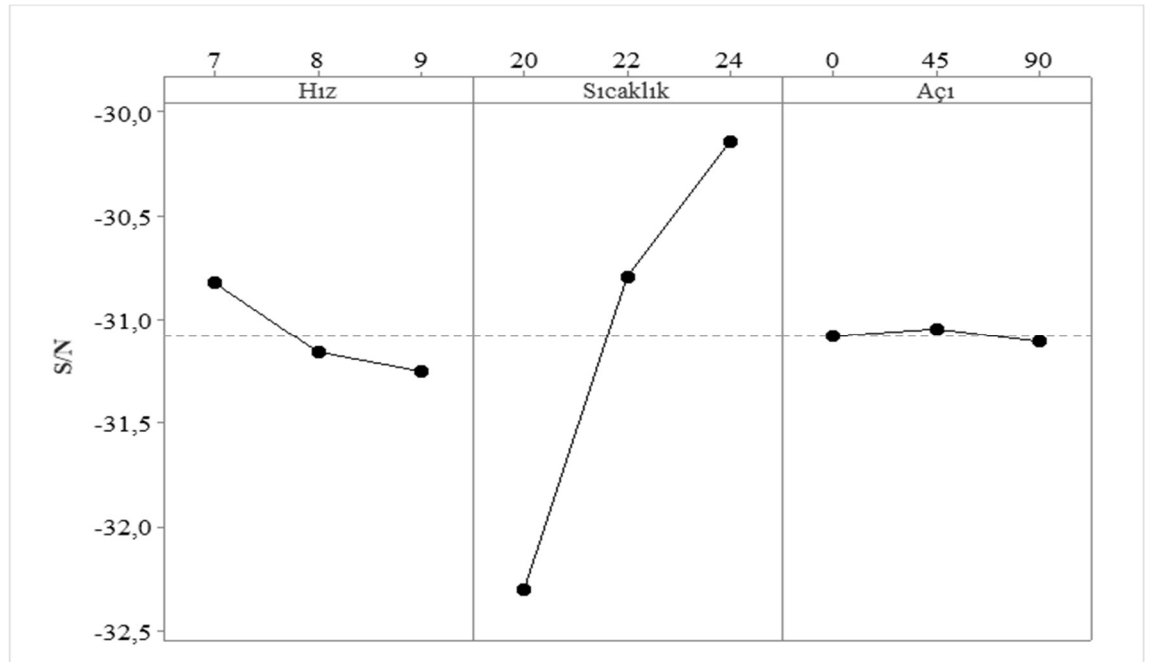
HAD çalışmasında iklimlendirme odası, içindeki mevcut eşyalar ile beraber modellenmiştir. Analiz için Realizable k- ϵ Türbülans modeli ve Ölçeklenebilir (Scalable) duvar fonksiyonu seçilmiş ve çözümler elde edilmiştir. Boş oda için açı, hız ve sıcaklık faktörlerinden 3'er adet belirlenip Taguchi metodu yardımıyla 9 farklı senaryo belirlenmiştir.

Taguchi metodu orthogonal dizi verileri çizelge 3.1'de verilmiştir. 9 senaryonun HAD analizi sonucunda cereyan oranları bulunmuş ve bu oranlar “Düşük daha iyidir”

ilkesi doğrultusunda metot yardımıyla tasarlanmıştır. Fotoğraf 3.1’te görüleceği üzere en iyi ve en kötü senaryolar için hız, sıcaklık ve açı değerleri tespit edilmiş, parametre setinin cereyan oranı üzerindeki etkileri de çizelge 3.2 de verilmiştir. Senaryolardaki parametrelere bağlı olarak gerçekleşen HAD analizlerinin parametre dağılımları Fotoğraf 3.3-7’ da verilmiştir

Çizelge 3. 1. Taguchi orthogonal dizi (L9/3³)

Senaryolar	Parametreler			DR	S/N (DR)
	Hız	Sıcaklık	Açı		
1	7	20	0	40,02	-32,04
2	7	22	45	33,58	-30,52
3	7	24	90	31,30	-29,91
4	8	20	45	41,39	-32,34
5	8	22	90	35,07	-30,90
6	8	24	0	32,52	-30,24
7	9	20	90	42,27	-32,52
8	9	22	0	35,32	-30,96
9	9	24	45	32,66	-30,28



Fotoğraf 3. 1. Parametrelerin Cereyan Oranı üzerindeki etkisi

Çizelge 3. 2. Ortalama S/N oranları ve parametrelerin Cereyan Oranı üzerindeki etkileri

Parametreler			
Level	Hız	Sıcaklık	Açı
1	-30,83	-32,3	-31,08
2	-31,16	-30,79	-31,05
3	-31,25	-30,14	-31,11
Delta	0,43	2,16	0,06
Sıralama (Rank)	2	1	3

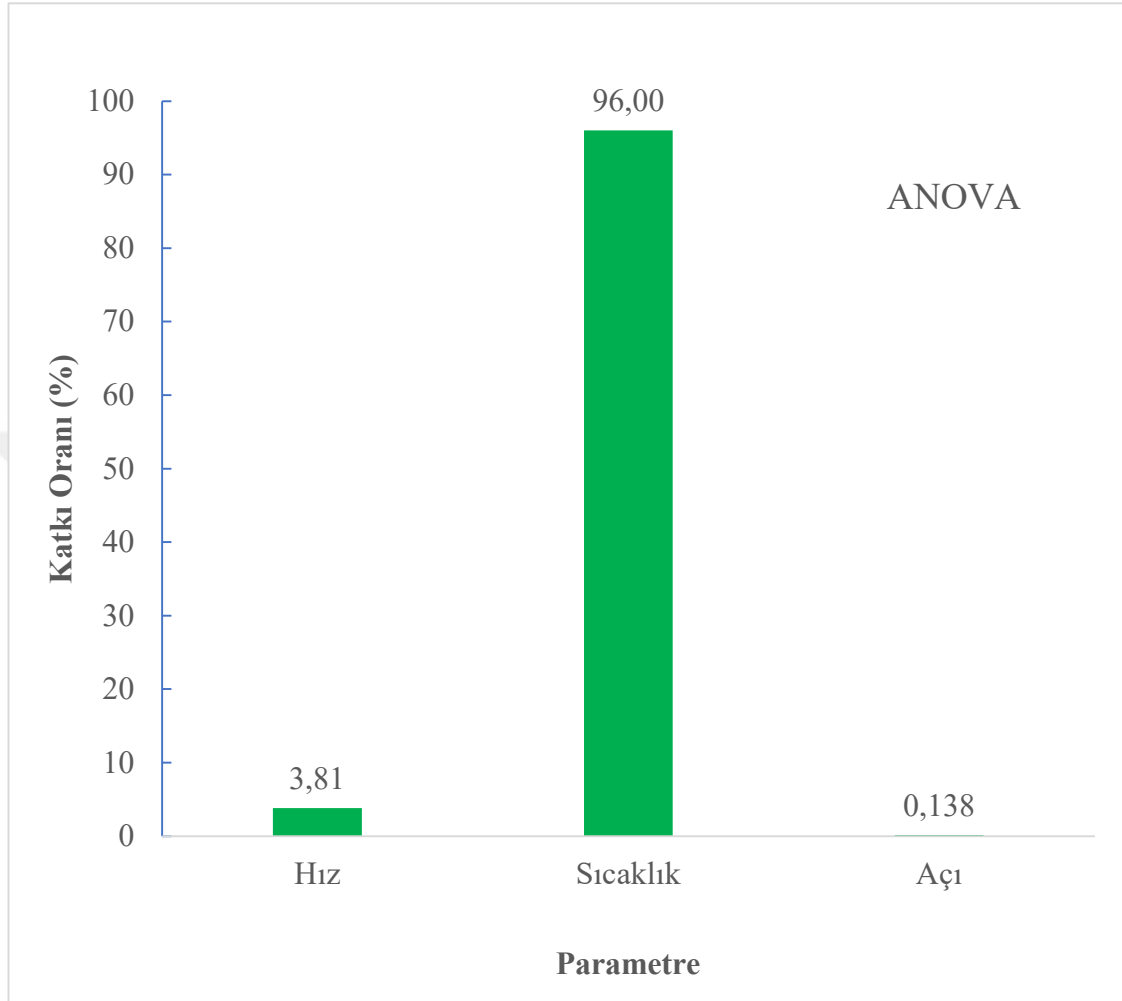
Çizelge 3. 3. Draft Oranı (DR) değerlerine bağlı ANOVA Sonuçları

Parametreler	DOF	SS	MS	F	P	Katkı (%)
Hız	2	5,23	2,61	79,09	0,012	3,81
Sıcaklık	2	131,67	65,83	1993,17	0,001	96,00
Açı	2	0,19	0,094	2,85	0,259	0,138
Hata	2	0,004	0,002			0,85
Toplam	8	0,435				100,00

Çizelge 3.2 incelendiğinde en alt satırında parametrelerin cereyan oranı üzerindeki etkilerin sıralaması görülebilmektedir. Buna göre en cereyan oranı üzerinde en fazla etkiye sahip parametre “Sıcaklık” olurken, en az etki ise “üfleme açısı”na ait olduğu görülmektedir. Bu bulgular ile senaryolar HAD metodu ile çözülmüş ve her bir senaryo için elde edilen hız, sıcaklık dağılımları Fotoğraf 3.3-4’te, PMV ve PPD dağılımları Fotoğraf 3.5-6’te ve Cereyan oranı dağılımları ise Fotoğraf 3.7-8’de verilmiştir.

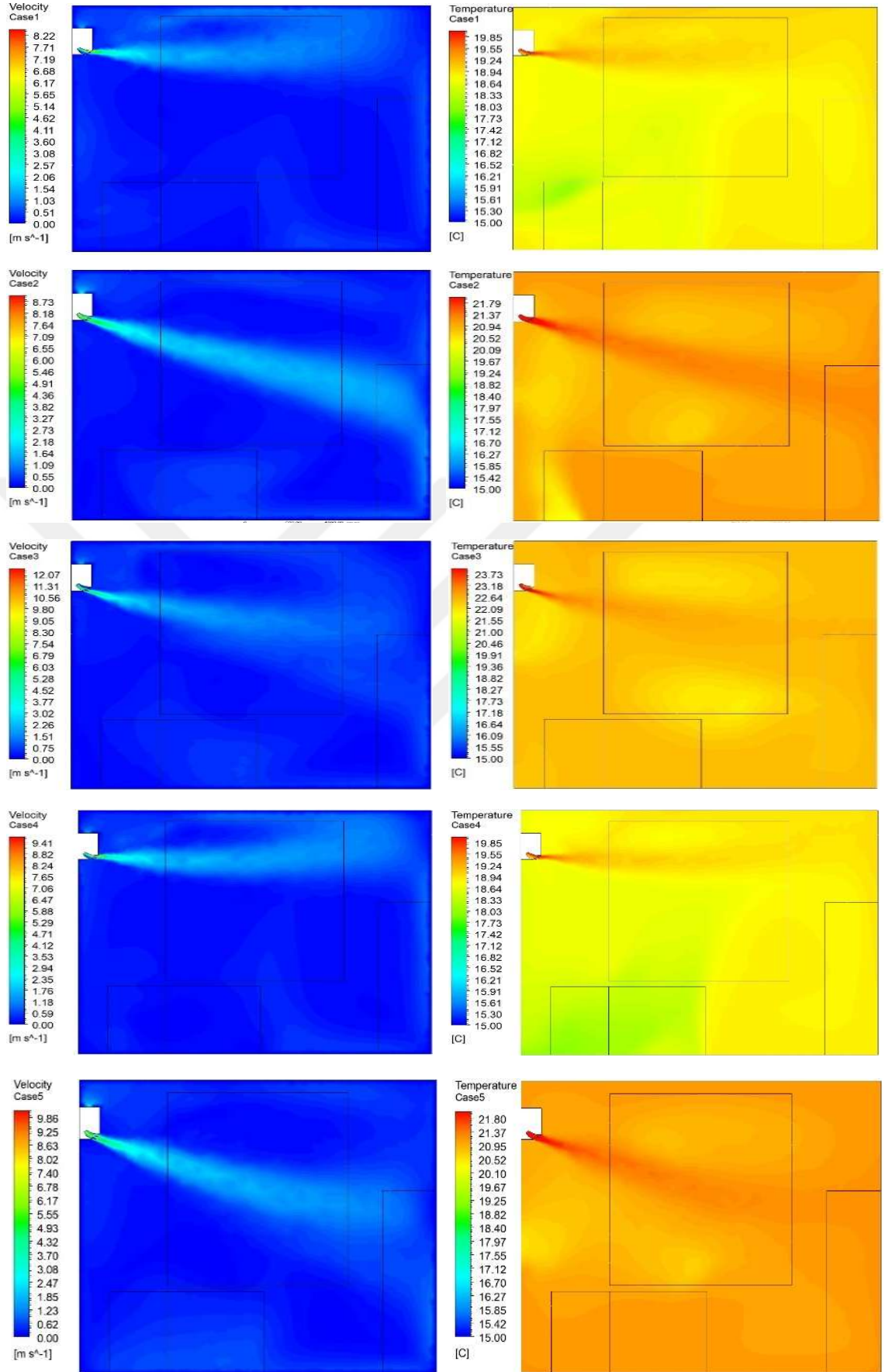
Çizelge 3.3 ve Fotoğraf 3.2’de Varyans Analizi sonuçlarına bakıldığında bu sonuçların Taguchi tasarım sonuçlarını tamamen destekler sonuçlar verdiği görülebilir. Taguchi metodu sonucunda en etkili parametre olarak “Sıcaklık” bulunurken, ANOVA sonucu Sıcaklık parametresinin katkı oranının 96.00% bulunmuştur.

Bu sonuç iç ortama üfleyen havanın sıcaklığının iç ortam konforunda ne düzeyde etki ettiğini bariz bir şekilde göstermektedir.

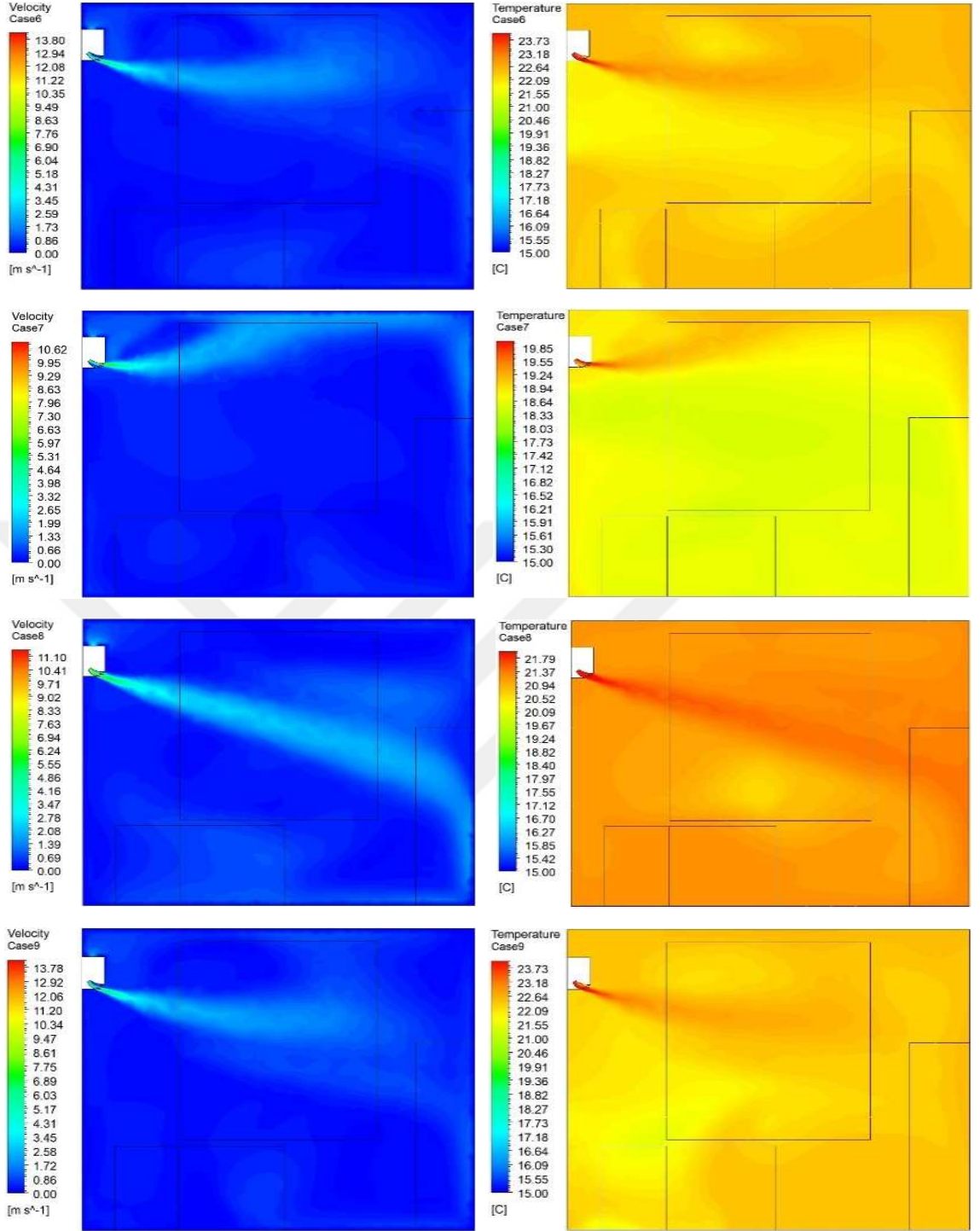


Fotoğraf 3. 2. Draft Oranı (DR) değerlerine bağlı ANOVA Sonuçları

Çizelge 3.2'deki Delta değerleri incelendiğinde “Hız” ve “Üfleme Açısı” parametrelerinin nispeten daha yüksek katkı oranlarına sahip olabilecekleri beklenmektedir ancak Çizelge 3.3'te ANOVA analizi sonucundaki katkı oranlarına bakıldığında iç ortam ısı konfor üzerindeki etkilerinin gerçekte çok küçük olduğu görülebilir. İlave olarak üfleme açısının P değeri incelendiğinde 0,05'ten büyük çıktığı dolayısıyla bu parametre diğer parametrelere kıyasla anlamsız kaldığı söylenebilir.



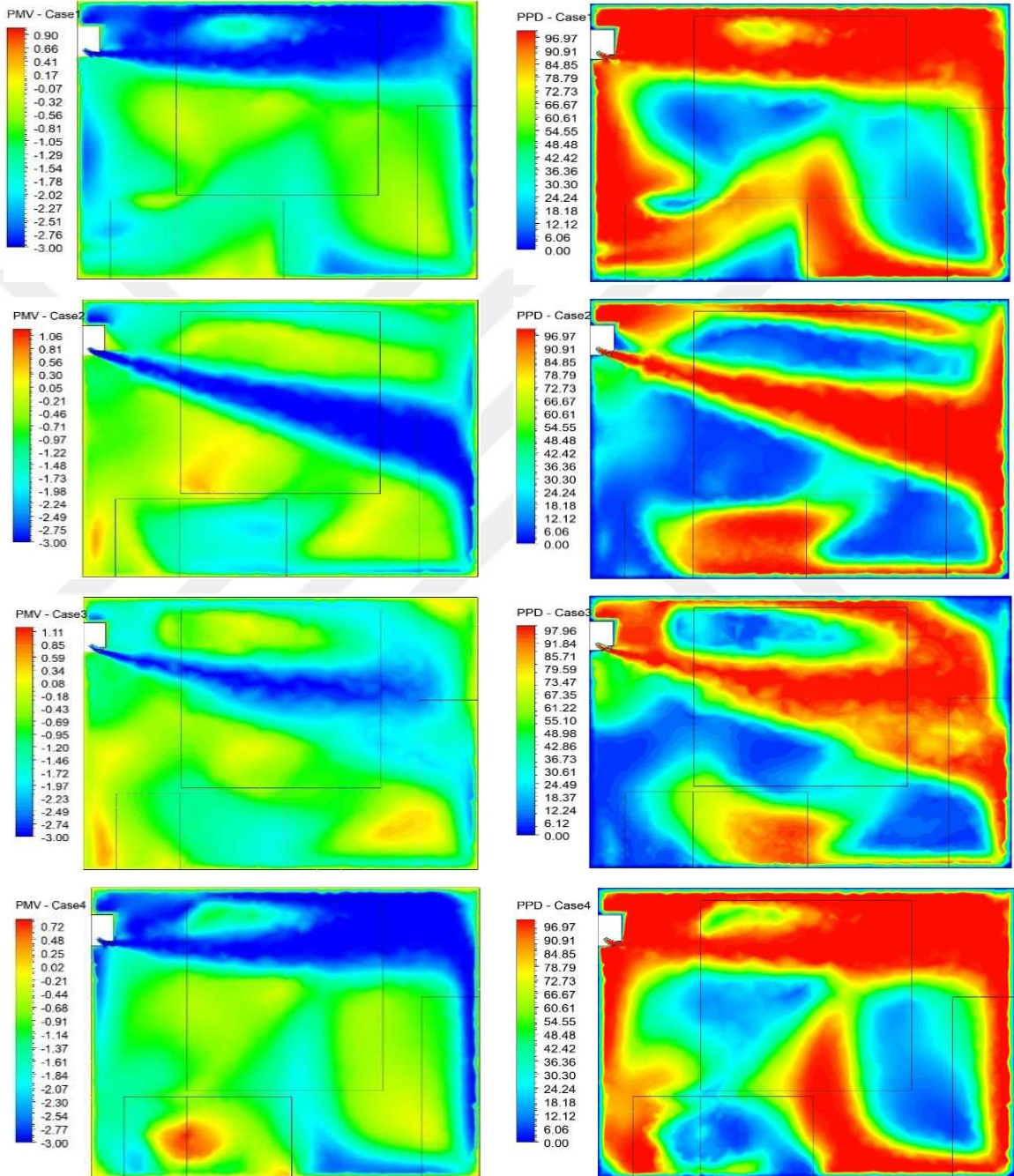
Fotoğraf 3. 3 (Devamı). Hız & Sıcaklık dağılımı



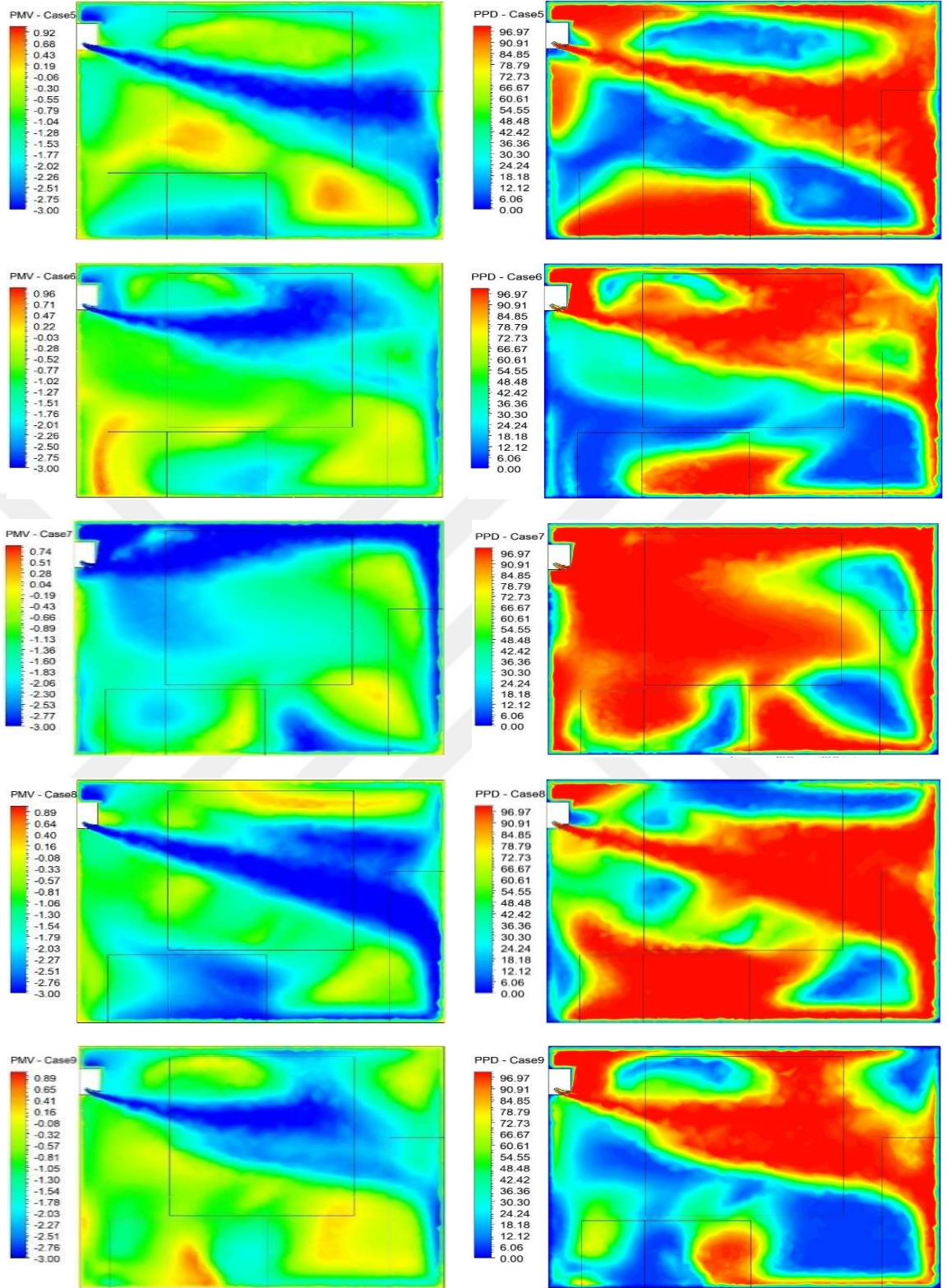
Fotoğraf 3. 4. Hız & Sıcaklık dağılımı

Fotoğraf 3.3-4 incelendiğinde klimadan çıkan havanın ortamdaki dağılımı üfleme açısına göre şekillendiği bariz bir şekilde görülmektedir. Sıfır üfleme açısı ile üflediğinde hız dağılımı yukarı doğru, yüzeye normal yani 45 derece ile üflediğinde ortama daha düzgün dağılmaktadır. Bu durum her üç senaryoda bir tekrarlanmaktadır.

Oda içi sıcaklık dağılımı da hakeza Senaryo 2,5 ve 8 de görüleceği üzere üfleme açısından etkilenebilmektedir. Bu senaryolarda sıcaklık dağılımı nispeten homojen görünmekte, diğer senaryolarda ise yer yer sıcaklık farkları kendini göstermektedir. Ancak senaryoların tamamında ofis ortamındaki mobilyaların hız dağılımında etkili olduğu görülmektedir.



Fotoğraf 3. 5 (Devamı). Senaryoların: PMV & PPD dağılımı

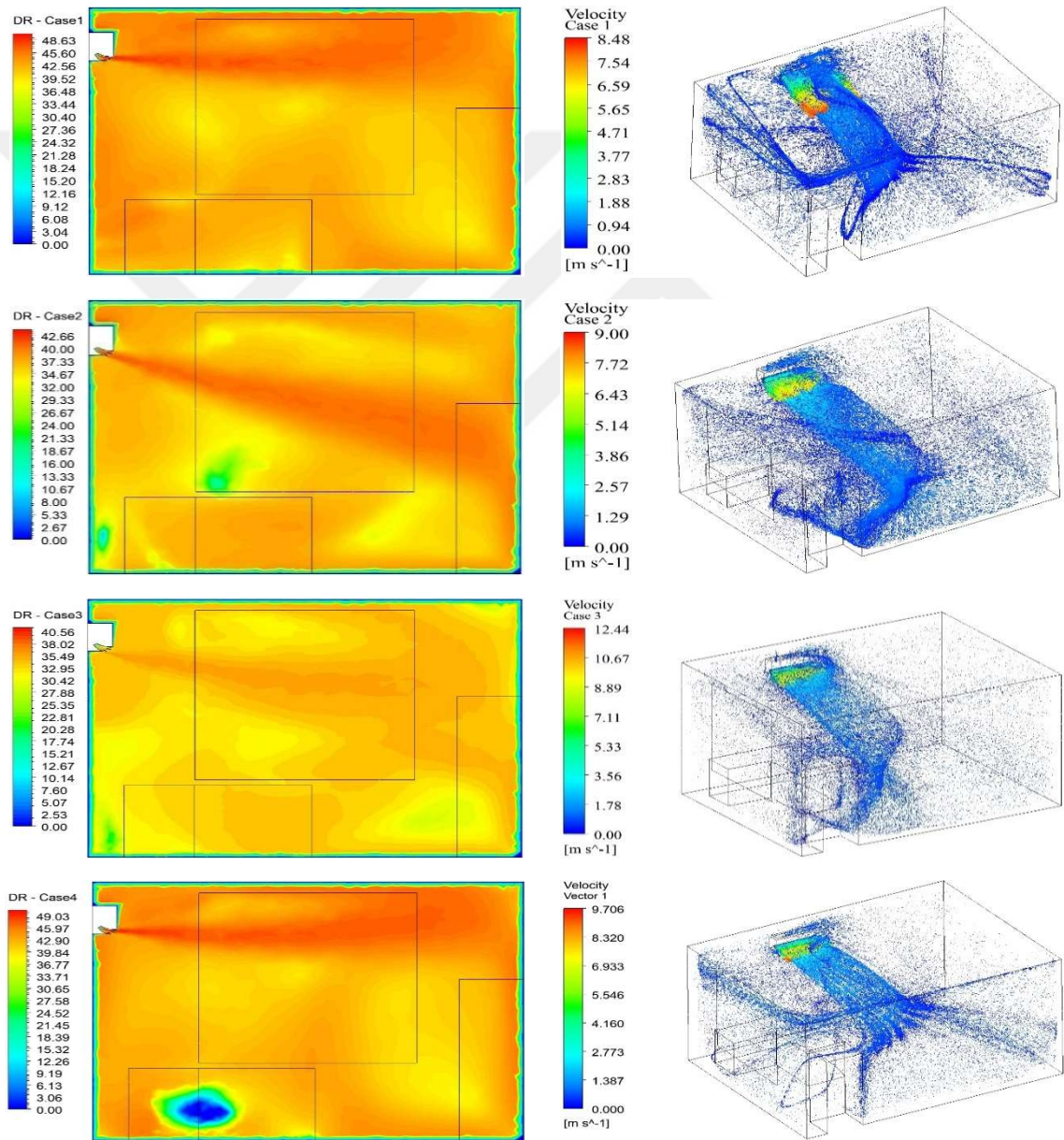


Fotoğraf 3. 6. Senaryoların: PMV & PPD dağılımı

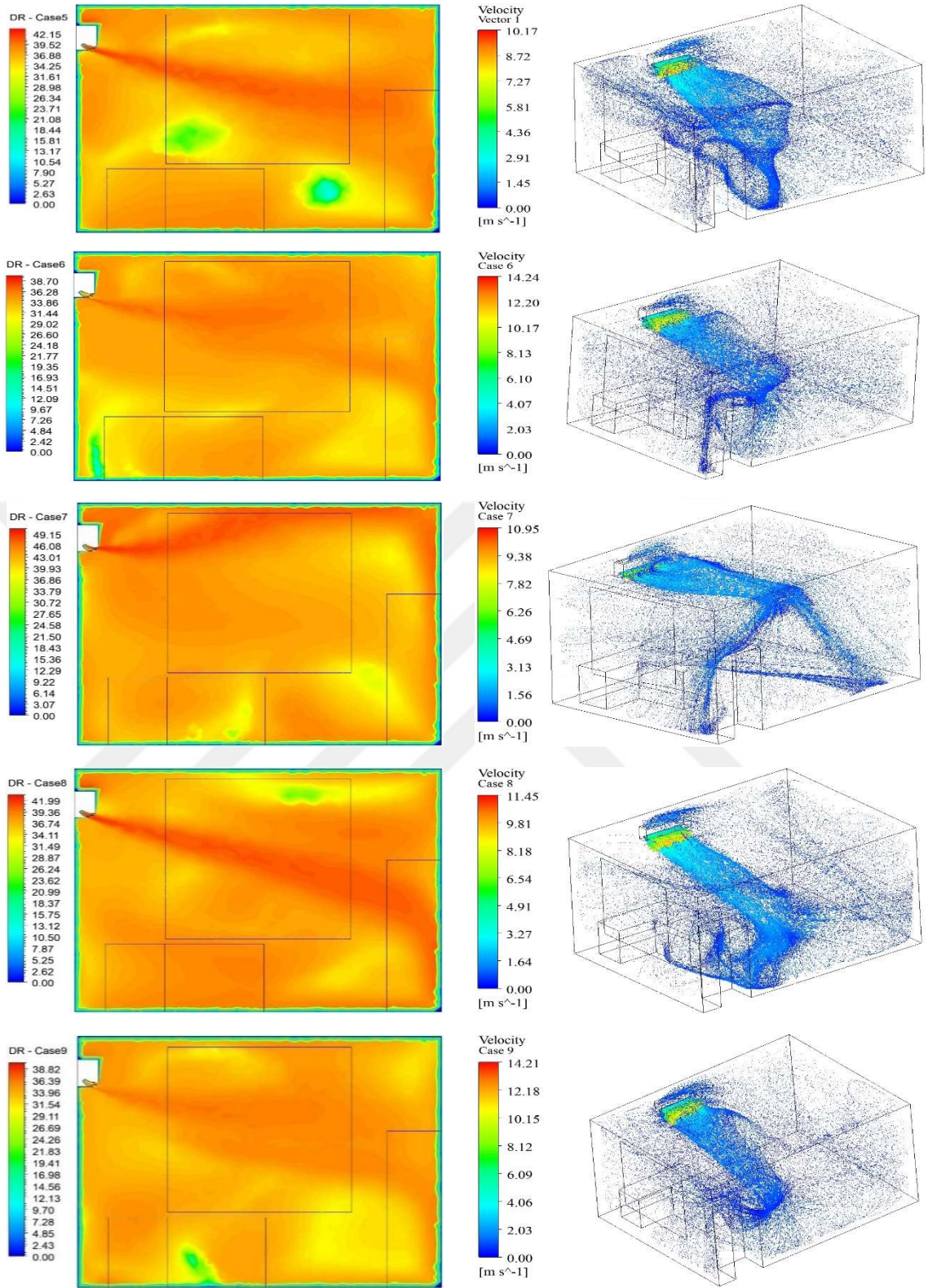
Fotoğraf 3.5-6 de görülebileceği üzere klimanın üfleme açısı ortamdaki PMV dağılımına etki etmektedir. Hava hızının bariz etkili olduğu alanda PMV değeri düşük, diğer ortamlarda ise yüksek çıkmaktadır. Aynı üfleme açıları farklı hava hızları açısından

kıyaslandığında ise düşük hava üfleme hızında düşük PMV, yüksek üfleme hızlarında nispeten yüksek PMV oluşumu görülmektedir.

Aynı fotoğrafta PPD değerleri incelendiğinde bir defa hız arttıkça PPD değerinin bariz bir şekilde azaldığı söylenebilir. Üfleme açısının da yine PPD üzerinde bariz etkidiği görülebilir. Senaryo 1,2 ve 3'teki PPD resimleri incelendiğinde üfleme açısı -X eksenı boyunca seçildiğinde PPD değerinin yüksek, üfleme açısını aşağı doğru seçildiğinde ise PPD değerinin düzenli bir şekilde düştüğü görülmektedir. İç hava kalitesi PPD üzerinden değerlendirildiğinde klimanın iç ortama doğru üflemesi özellikle tavsiye edilebilir.



Fotoğraf 3. 7 (Devamı). Senaryoların Cereyan oranı dağılımı



Fotoğraf 3. 8. Senaryoların Cereyan oranı dağılımı

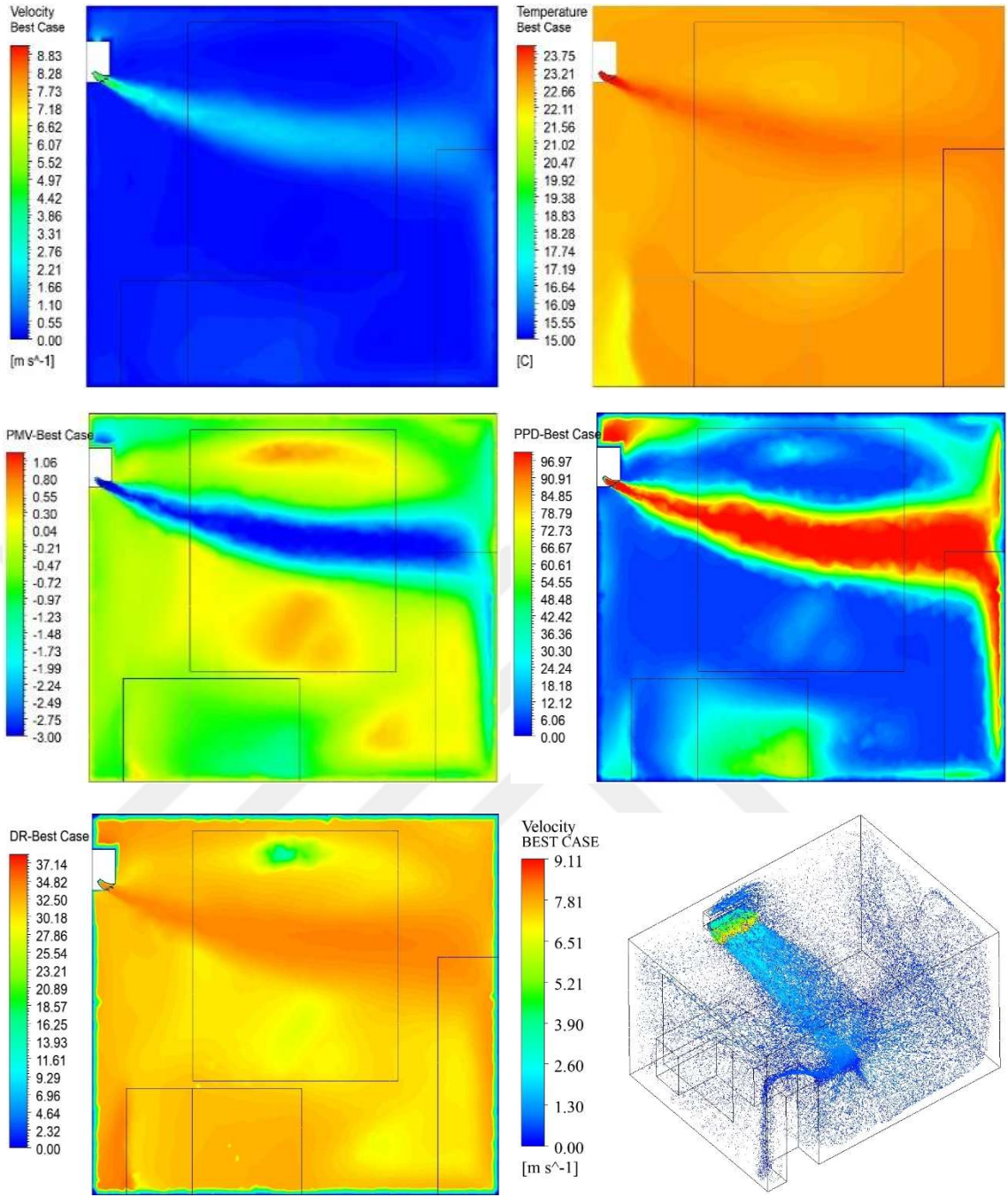
Fotoğraf 3.7-8 incelendiğinde klimanın üfleme açısı, hızı ve sıcaklığının draft oranı üzerinde bariz etki ettiği gözlemlenebilir. Senaryo 1,2 ve 3 teki Cereyan oranı dağılımı gözlemlendiğinde havanın sıcaklığı arttıkça cereyan oranı değerinin düştüğü

bariz olarak görülebilmektedir bu da sıcaklığın termal konfor üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğu sonucu doğurur.

Aynı üfleme açısı ve sıcaklığında ancak farklı hızlardaki Cereyan oranları incelenmek istendiğinde ise senaryo 3, 6 ve 9 incelenebilir. İlgili bu resimlerdeki cereyan oranı dağılımına bakıldığında hız arttıkça cereyan oranı değerinin arttığı gözlemlenebilir bu da klima üfleme hızının cereyan oranı üzerinde negatif bir etkiye sahip olduğu sonucunu doğurur.

Hız vektörlerinin dağılımı incelendiğinde üfleme açısının 0° olduğu senaryo 1 ve senaryo 4'te hava genel olarak tavandan dağılmakta, az denecek miktarda hava aşağıya inmekte ve klima tarafından emilmektedir. Aynı üfleme açısı ama hızın 9 m/s olduğu 7 nolu senaryoda ise ortamdaki havanın önemli bir miktarı aşağı inmektedir. Bu da aşağıda en iyi senaryoda ifade edildiği düşük üfleme hızının termal konfora pozitif yönde etki ettiğini desteklemektedir.

Taguchi metodu uygulandıktan sonra en iyi senaryonun Fotoğraf 3.1 ve Çizelge 3.4'te da görüleceği üzere açının 45 derece, hızın 7 m/s ve sıcaklığın da 24 °C olduğu seçenektir. Bu parametre seti, öncesinde yapılan 9 adet senaryolardaki parametre setinde olmadığı görülebilir. En iyi senaryo parametre seti mevcut diğer sınır koşulları ile tekrar çözüldüğünde Fotoğraf 3.9'daki en iyi senaryo dağılımları elde edilmiştir. Bu dağılımların her biri (sıcaklık, hız, PMV, PPD ve cereyan oranı) senaryolardaki dağılımlar ile birebir kıyaslandığında ofis ortamındaki dağılımları çok daha homojen, indekslerin mutlak büyüklükleri daha düşük ve aynı zamanda ideal konfor şartlarına uygun veya çok daha yakın olduğu açıkça söylenebilir.



Fotoğraf 3. 9. En İyi Case Hız, Sıcaklık, PMV, PPD ve Cereyan oranı dağılımları

En iyi senaryonun Fotoğraf 3.9'daki dağılımına baktığımızda genel olarak senaryolara kıyasla daha homojen görüldüğü söylenebilir. Özellikle PMV ve PPD indekslerinin dağılımı senaryodakilerden çok daha homojen olduğu görülebilir. Hız vektörünün ortamdaki dağılımı hakeza senaryolardakilerden çok daha homojen olduğu, ofis ortamının hemen hemen her tarafında düzenli olarak dağıldığı görülmektedir. Bu da en iyi senaryo tasarımının başarısını desteklemektedir.

Çizelge 3. 4. En iyi Senaryoya göre elde edilen sonuçların karşılaştırılması

HAD ANALİZ SONUÇLARI								
Senaryolar	SINIR ŞARTLARI			ORTALAMA DEĞERLER				
	V _i	T _i	Açı	Draft Oranı	PMV	PPD	Sıcaklık	Hız
	m/s	°C		%		%	°C	m/s
1	7	20	0	40,02	-1,08	50,15	18,79	0,22
2	7	22	45	33,58	-0,56	30,49	21,04	0,23
3	7	24	90	31,29	-0,42	25,70	22,30	0,27
4	8	20	0	41,39	-1,28	57,56	18,76	0,26
5	8	22	45	35,07	-0,78	38,11	20,96	0,27
6	8	24	90	32,52	-0,68	33,47	22,34	0,34
7	9	20	0	42,27	-1,47	65,56	18,73	0,30
8	9	22	45	35,32	-0,89	43,01	21,03	0,31
9	9	24	90	32,66	-0,68	33,37	22,29	0,33
En İyi Senaryo	7	24	45	30,05	-0,25	18,78	22,76	0,25
En Kötü Senaryo	9	20	90	42,11	-1,74	75,20	19,08	0,39

Çizelge 3.3'teki en iyi senaryo analizi sonucunda elde edilen ortalama verilere göre hız = 0.249 m/s, PMV =-0.248, PPD = 18.78 % ve Cereyan Oranı = 30.05 % bulunmuştur. ASHRAE standartlarına göre [20] ideal konfor parametreleri aşağıdaki gibi olmalıdır.

- ✓ -0.5 <PMV<0.5
- ✓ PPD < 10
- ✓ Hız ≤ 0.2 m/s olmalıdır.

Bu veriler ışığında sonuçlar kıyaslandığında elde edilen PMV değerinin çok iyi bir sonuç olduğunu diğer sonuçların ise bir miktar fazla çıktığını ancak ideal ısı konfor değerlerine çok yakın olduğu görülmektedir. Daha küçük mesh ölçüleri ve kaliteli ağ yapısı elde etmek suretiyle PPD, Cereyan oranı ve hız verilerinin ideal değerler

yakalanabileceğini veya en azından bu değerlere bir miktar daha yaklaşılabileceği düşünülmektedir. İlave olarak yine Fotoğraf 3.1’te görüleceği üzere cereyan oranı üzerindeki en etkin parametre beklendiği gibi sıcaklık olurken hızın da cereyan oranı üzerinde etkisi olduğu gözlemlenmiştir. Cereyan oranı üzerindeki en az etki ise üfleme açısı olarak gözlemlenmiştir.

3.1.2. Havadan Bulaşan Hastalıkların Yayılımı

HAD çalışması için yine bu oda içindeki mevcut eşyaları ile beraber modellenmiştir. Isıl konfor çalışmasından farklı olarak odada masa başında oturmuş vaziyette bir adet manken modellenmiştir. Manken üzerinden ortama 32 °C sıcaklıkta ısı geçişi olmaktadır. Analiz için yine Realizable k-ε Türbülans modeli ve Ölçeklenebilir Duvar Fonksiyonu seçilmiş ve çözümler elde edilmiştir.

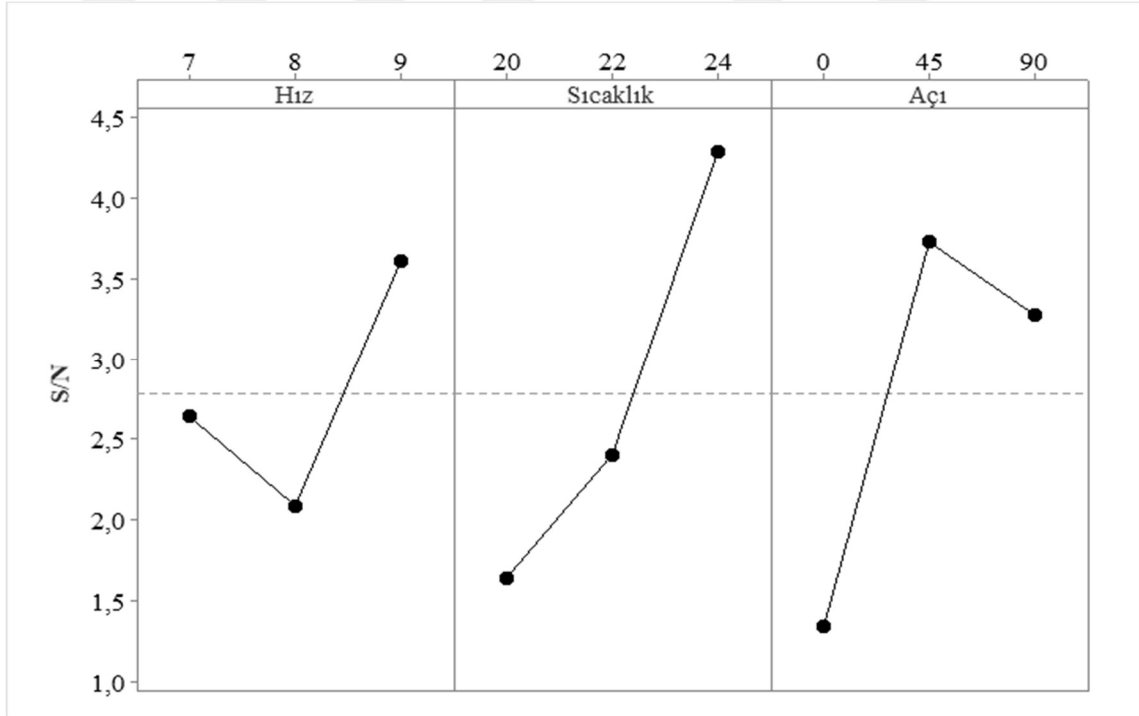
Boş oda için açı, hız ve sıcaklık faktörlerinden 3’er adet belirlenip yine Taguchi metodu yardımıyla 9 farklı senaryo belirlenmiştir. Bu dokuz senaryodan gezici gaz konsantrasyonu üzerinden Taguchi metodu yardımıyla en iyi durum belirlenmiş ve SF₆ gaz konsantrasyonunun en düşük olduğu senaryo tespit edilmiştir.

Çizelge 3.5’te SF₆ gaz konsantrasyonu referans alınarak Taguchi metodu yardımıyla orthogonal dizi seti elde edilmiştir. Grafikte parametre seti ile birlikte S/N oranları da verilmiştir. Çizelge 3.6’da ise hangi parametrenin SF₆ gaz konsantrasyonu üzerinde ne düzeyde etkili olduğu görülebilmektedir. Çizelgeye göre en etkili parametre “Sıcaklık” olurken etkisi en az parametre ise “Hız” olmaktadır. Hız ve üfleme açısı parametreleri Isıl konfor ve havadan bulaşma çalışmalarındaki sıralamaları yer değiştirmiştir.

Fotoğraf 3.10’da verilen en iyi ve en kötü senaryoların tespiti (Taguchi Methodu) yardımıyla 27 adet olması gereken senaryo miktarı 9 adede indirgenmiştir. İlk 9 senaryonun HAD analizi yapıldıktan sonra SF₆ gazının ortamdaki konsantrasyonu ppm cinsinden bulunmuş ve Çizelge 3.5’de listelendiği gibi dördüncü veri olarak metot yardımı ile tekrar tasarlandığında en iyi ve en kötü senaryo parametreleri Fotoğraf 3.10’daki gibi bulunmuştur. Buna göre en iyi senaryo parametre setinde hız = 9 m/s, sıcaklık 24 °C ve açı 45 derece olmuştur. Bu parametre setine göre belirtilen sınır şartlarında HAD analizi yapıldığında En İyi Senaryo parametrelerine ait dağılımlar Fotoğraf 3.18’de verildiği gibi olacaktır.

Çizelge 3. 5. Taguchi orthogonal dizi (L9 / 3³)

Senaryolar	Parametreler			SF ₆ Mass Fraction	S/N (DR)
	Hız	Sıcaklık	Açı		
1	7	20	0	0,960	0,35
2	7	22	45	0,571	4,87
3	7	24	90	0,734	2,69
4	8	20	45	1,056	-0,05
5	8	22	90	0,750	2,50
6	8	24	0	0,644	3,82
7	9	20	90	0,587	4,63
8	9	22	0	1,018	-0,15
9	9	24	45	0,481	6,35



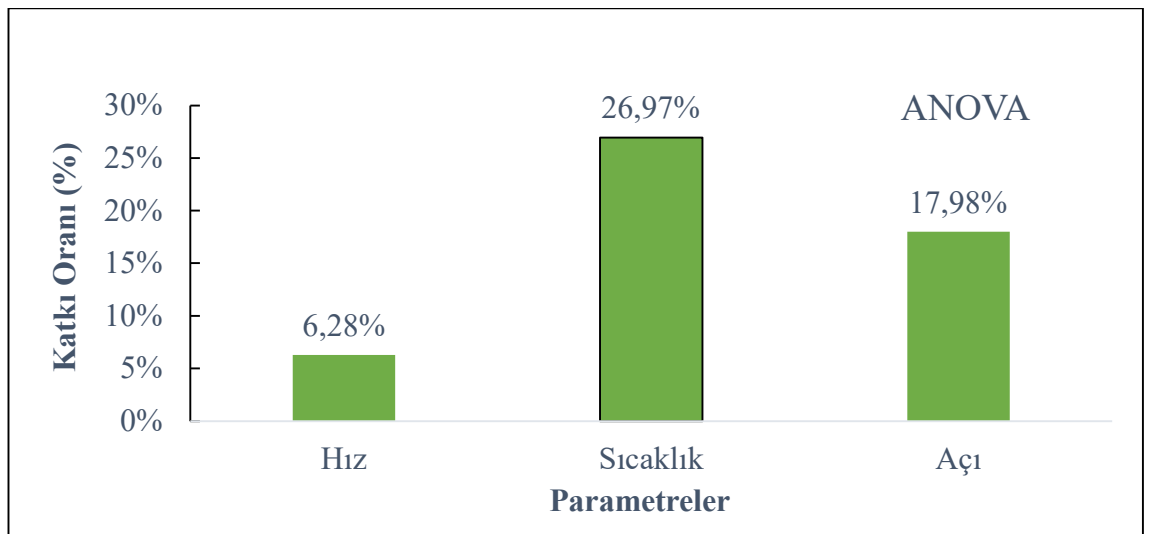
Fotoğraf 3. 10. Parametrelerin SF₆ gaz konsantrasyonu üzerindeki etkileri

Çizelge 3. 6. Ortalama S/N oranları ve parametrelerin SF₆ konsantrasyonuna göre sıralaması

Parametreler			
Level	Hız	Sıcaklık	Açı
1	2,639	1,644	1,34
2	2,089	2,405	3,724
3	3,609	4,287	3,272
Delta	1,519	2,643	2,384
Sıralama (Rank)	3	1	2

Çizelge 3. 7. SF₆ Gaz konsantrasyonu değerlerine bağlı ANOVA Sonuçları

Parametreler	DOF	SS	MS	F	P	Katkı Oranı (%)
Hız	2	0,022	0,011	0,130	0,886	6,28%
Sıcaklık	2	0,095	0,047	0,550	0,644	26,97%
Açı	2	0,063	0,032	0,370	0,731	17,98%
Error	2	0,172	0,086			48,78%
Total	8	0,352				100,00%

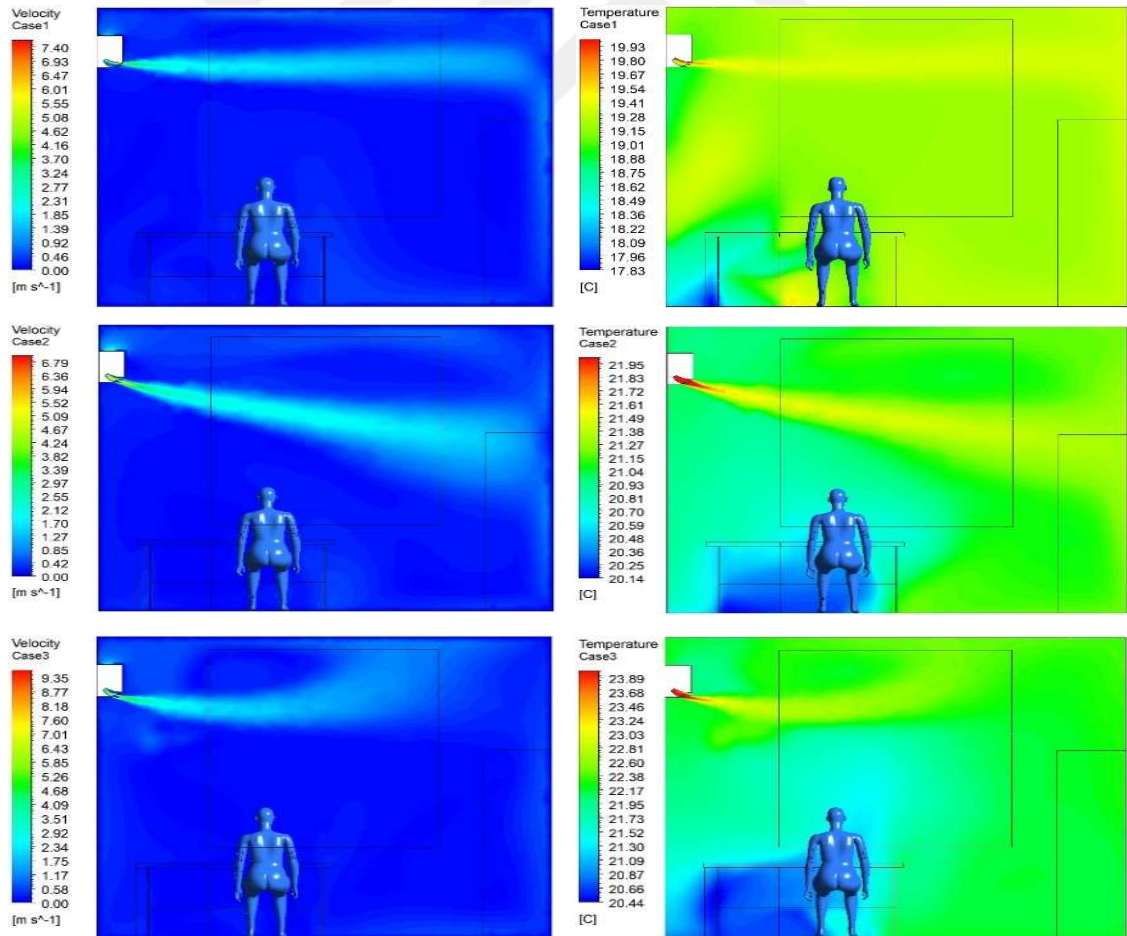


Fotoğraf 3. 11. SF₆ Gaz Konsantrasyonu değerlerine bağlı ANOVA Sonuçları

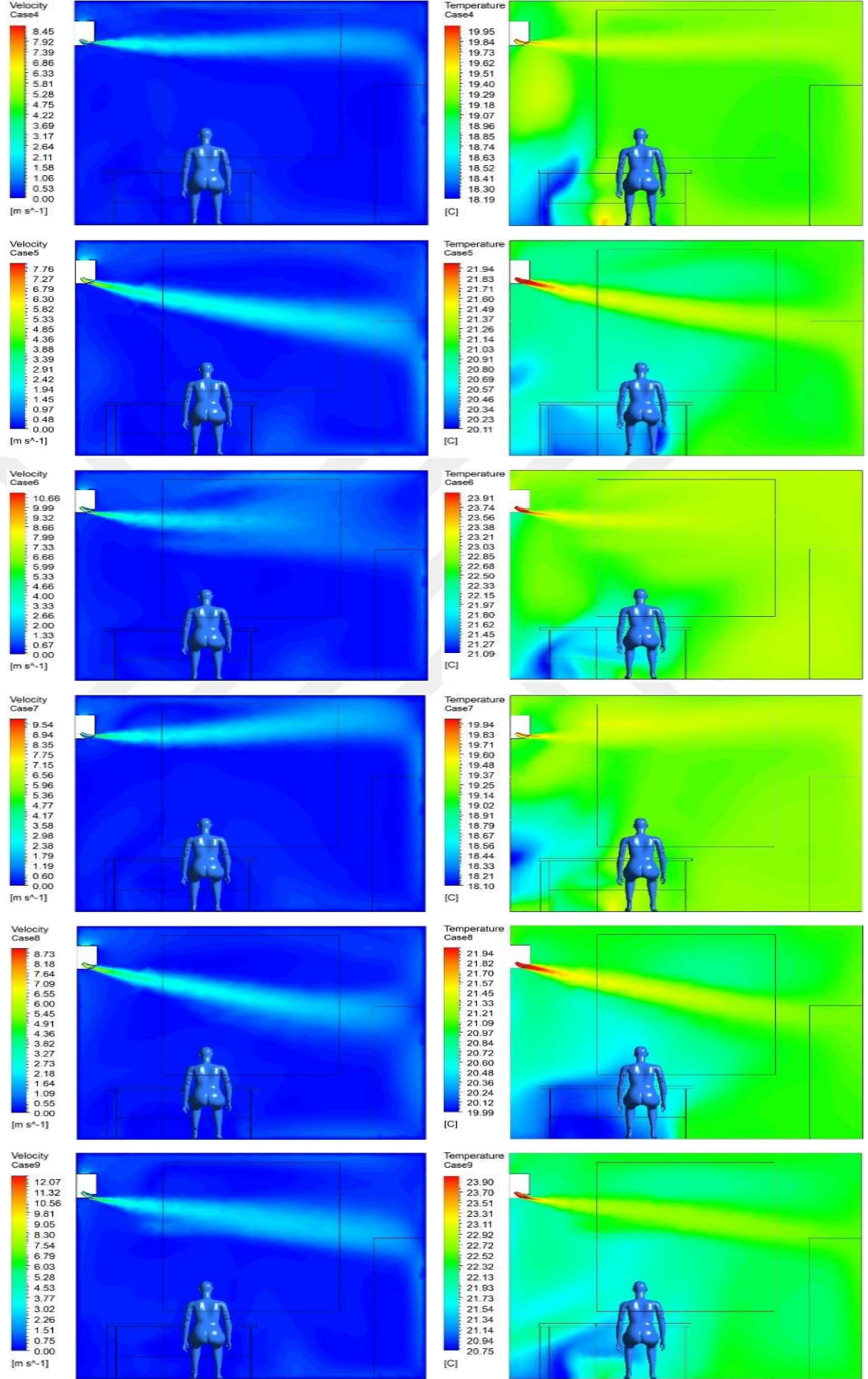
Fotoğraf 3.11 ve Çizelge 3.7’de yapılan ANOVA analizi incelendiğinde her bir parametrenin ortamdaki gaz konsantrasyonu üzerindeki etkisi görülebilmektedir. Buna göre en fazla etkiyen parametre “Sıcaklık” olurken en az düşük etkili parametre ise “Hız” olarak bulunmuştur. Bu sıralama Taguchi metodu sonucu elde edilen sıralama ile aynı olduğu görülebilir. Bu da yapılan çalışmada kullanılan istatistiksel metotların çalışmanın sonuçlarını desteklediği şeklinde ifade edilebilir.

Anova analizindeki P değerleri incelendiğinde her üç parametre için elde edilen sonuçların 0.05’ten büyük çıktığı gözlemlenmiştir. Bunun birkaç sebebi olabilir. İlki odadaki klimanın yeri sürekli sabit olduğundan parametreler birbirinden bağımsız etki ettikleri düşünülebilir. İkinci olarak analizde kullanılan SF₆ gaz konsantrasyonu HAD analizi sonucu elde edilen ortalama değerler olduğu için nispeten etkisiz görülmektedir. Lokal çalışmaların sonuçları farklı P değerlerini verebilir.

Çizelge 3.5’e göre senaryolar HAD metodu ile çözülmüş ve her bir senaryo için elde edilen verilerin dağılımları aşağıda Fotoğraf 3.12-17’de verilmiştir.



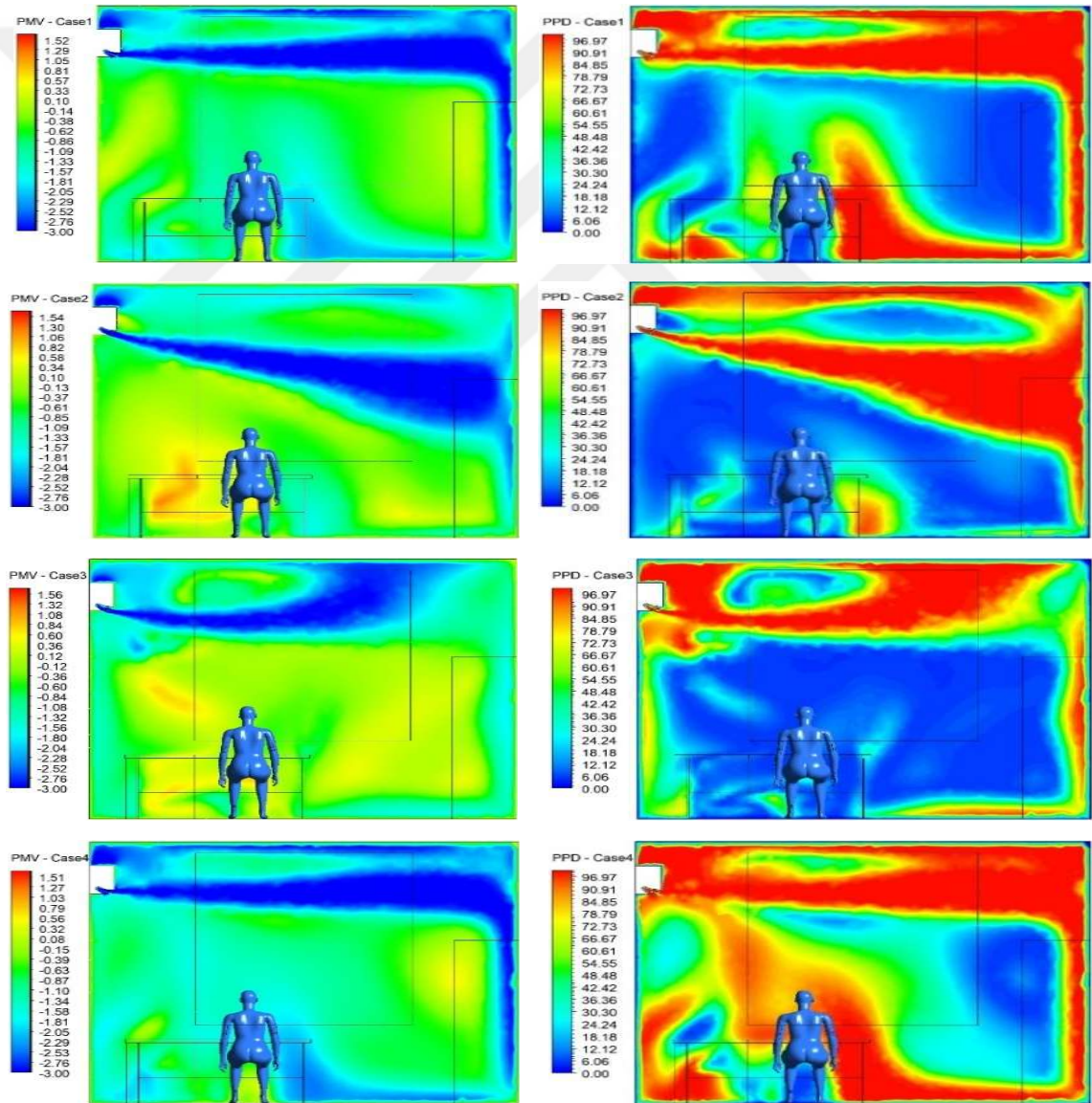
Fotoğraf 3. 12 (Devamı). Hız & Sıcaklık dağılımı



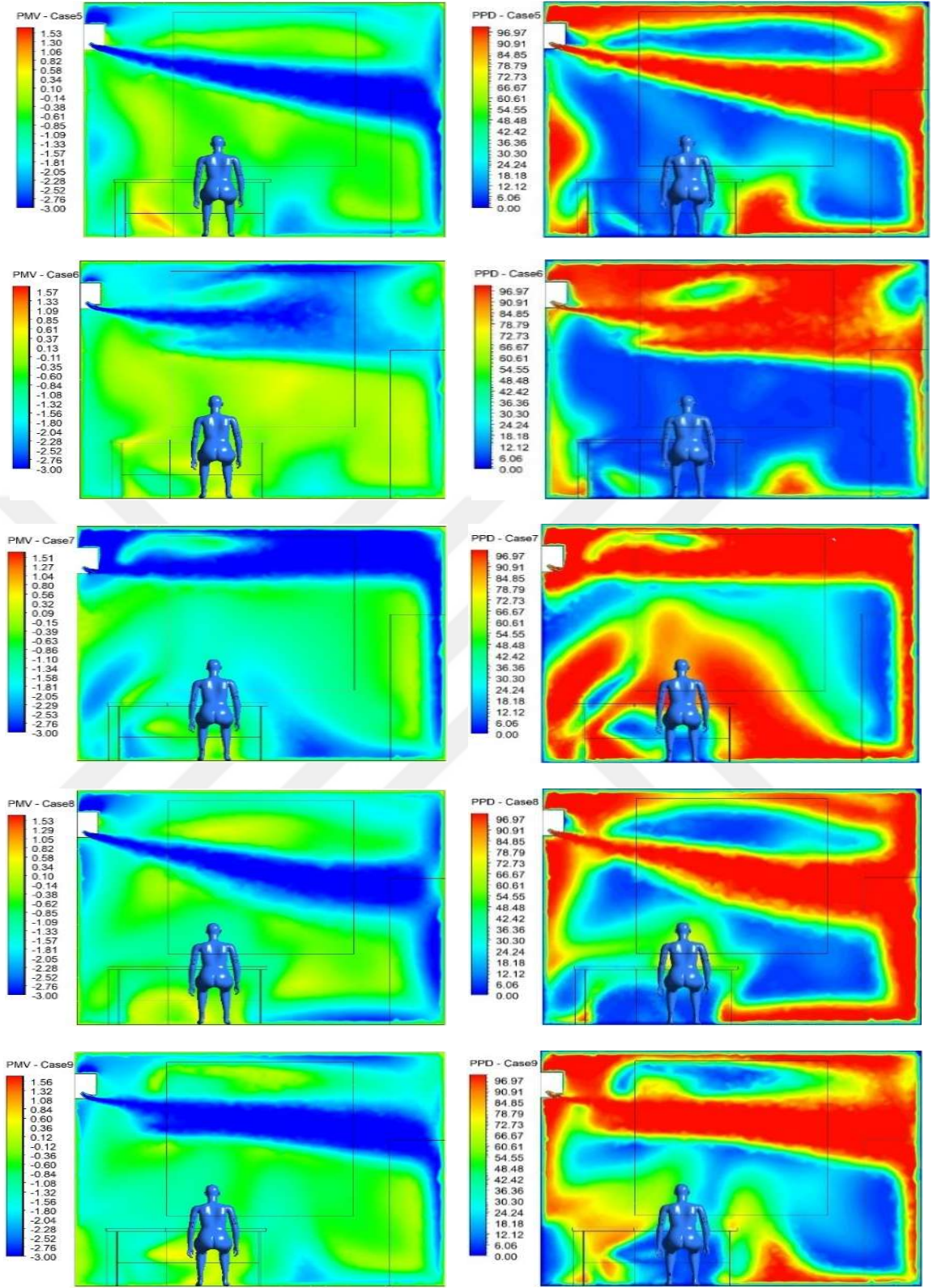
Fotoğraf 3. 13. Hız & Sıcaklık Dağılımı

Fotoğraf 3.12-13 incelendiğinde klimadan çıkan havanın ortamdaki dağılımı üfleme açısına göre şekillendiği bariz bir şekilde görülmektedir. Sıfır üfleme açısı ile üflediğinde hız dağılımı yukarı doğru, yüzeye normal yani 45 derece ile üflediğinde ortama daha düzgün dağılmaktadır. Bu durum her üç senaryoda bir tekrarlanmaktadır.

Oda içi sıcaklık dağılımı da hakeza Senaryolarda görüleceği üzere üfleme açısından etkilenmektedir. Bu senaryolarda sıcaklık dağılımı nispeten homojen görünmekte, diğer senaryolarda ise yer yer sıcaklık farkları kendini göstermektedir. Ancak senaryoların tamamında ofis ortamında bulunan mobilyalardan özellikle masadan etkilenmektedir. Resimlerde görüleceği üzere çalışma masasının alt kısmı ofis iç ortamına kıyasla biraz daha serin kalabilmektedir.



Fotoğraf 3. 14 (Devamı). PMV & PPD dağılımı

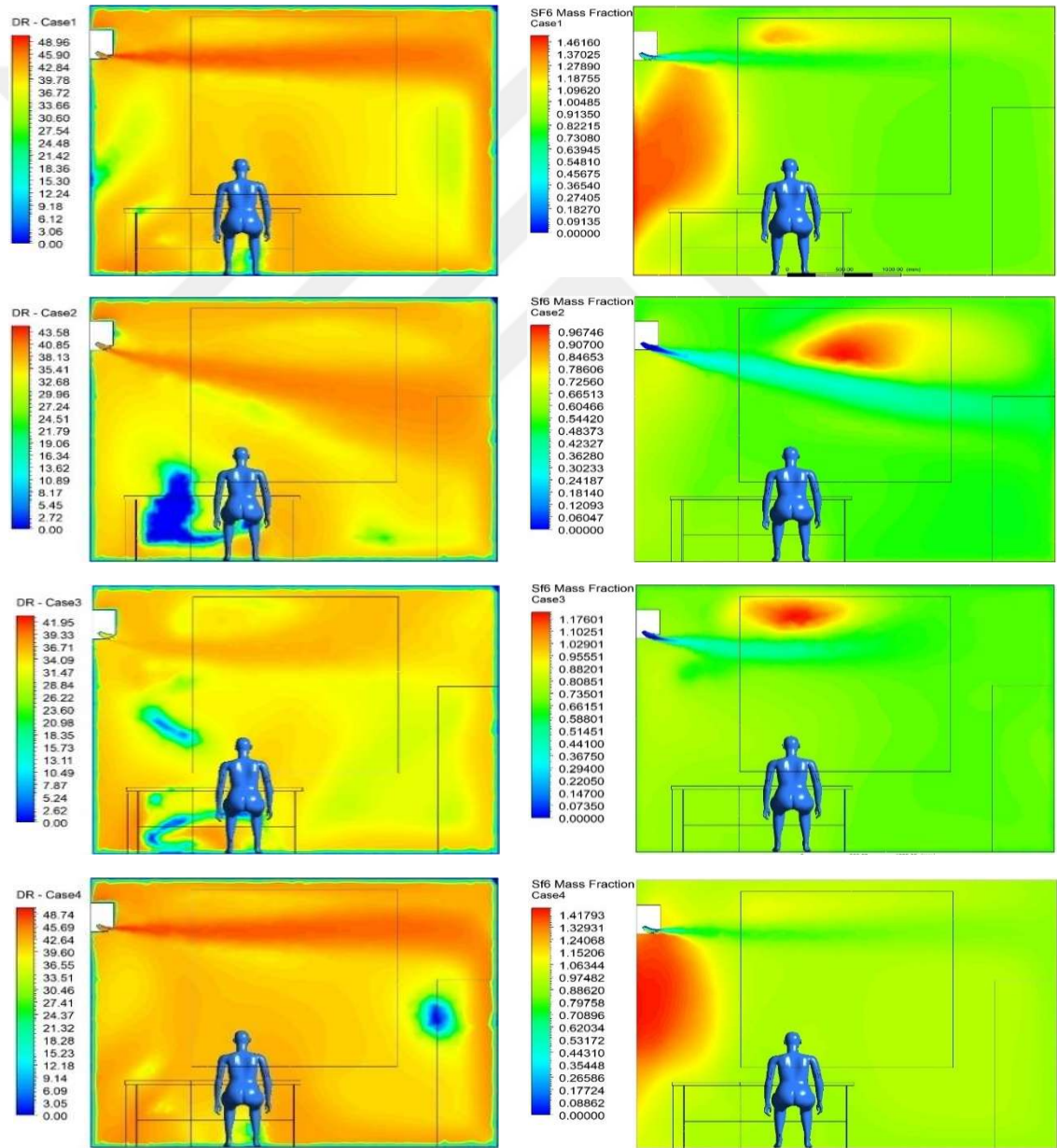


Fotoğraf 3. 15. PMV & PPD dağılımı

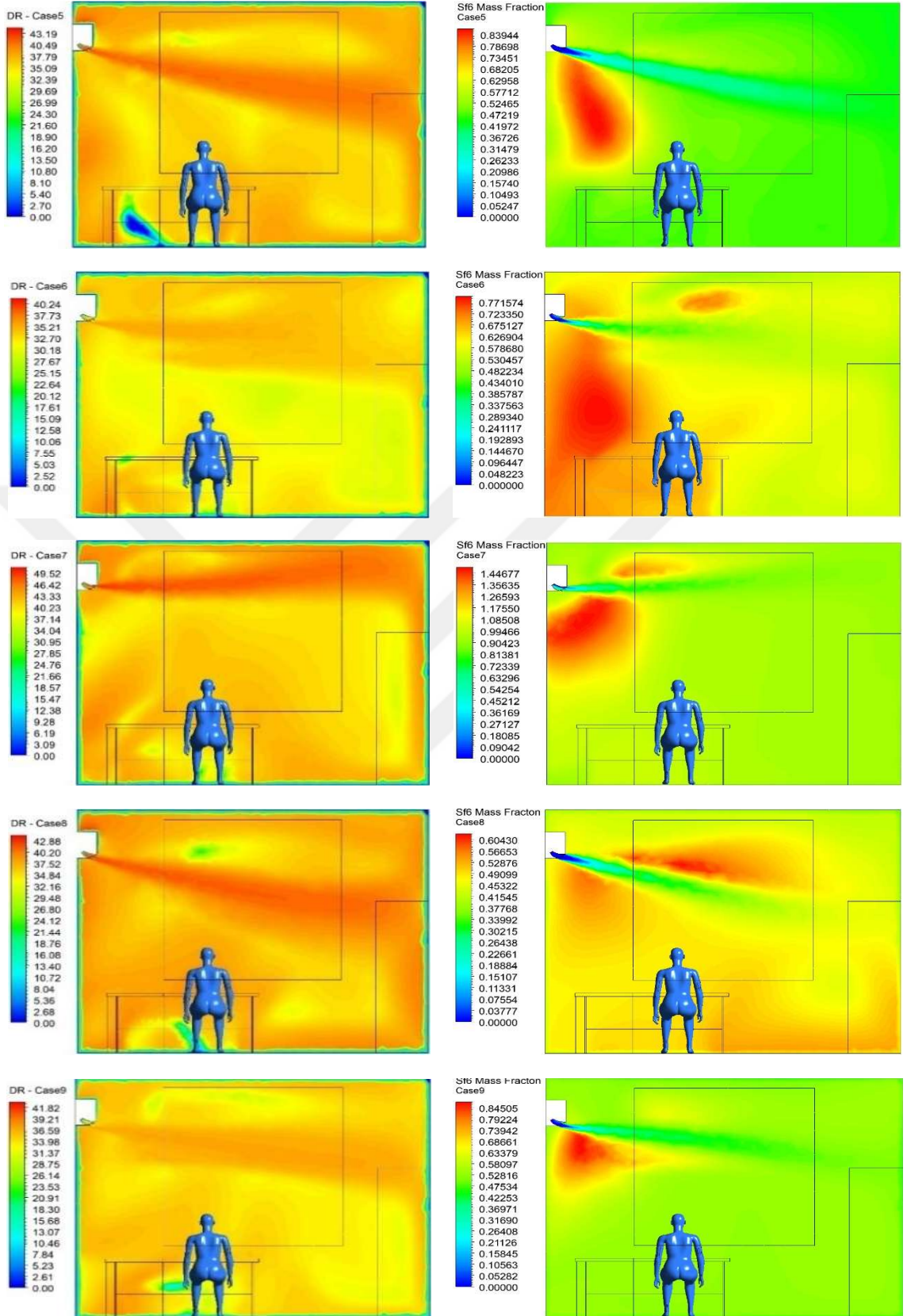
Fotoğraf 3.14-15 de görülebileceği üzere klimanın üfleme açısı ortamdaki PMV dağılımına etki etmektedir. Hava hızının bariz etkili olduğu alanda PMV değeri düşük, diğer ortamlarda ise yüksek çıkmaktadır. Aynı üfleme açıları farklı hava hızları açısından

kıyaslandığında ise düşük hava üfleme hızında düşük PMV, yüksek üfleme hızlarında nispeten yüksek PMV oluşumu görülmektedir.

Aynı Fotoğrafta PPD değerleri incelendiğinde bir defa hız arttıkça PPD değerinin bariz bir şekilde arttığı söylenebilir. Üfleme açısının da yine PPD değerine bariz etkideği görülebilir. Senaryo 1,2 ve 3'teki PPD resimleri incelendiğinde üfleme açısı -X eksenı boyunca seçildiğinde PPD değerinin yüksek, üfleme açısını aşağı doğru seçildiğinde ise PPD değerinin düzenli bir şekilde düştüğü açıkça görülmektedir. İç hava kalitesi PPD üzerinden değerlendirildiğinde klimanın iç ortama doğru üflemesi özellikle tavsiye edilebilir.



Fotoğraf 3. 16 (Devamı). DO & SF₆ Gaz konsantrasyonu dağılımları



Fotoğraf 3. 17. DO & SF₆ Gaz konsantrasyonu dağılımları

Fotoğraf 3.16-17 incelendiğinde klimanın üfleme açısı, hızı ve sıcaklığının cereyan oranı üzerinde bariz etkidiği gözlemlenebilir. Senaryo 1,2 ve 3 teki cereyan oranı dağılımı gözlemlendiğinde üfleme havasının sıcaklığı arttıkça cereyan oranı değerinin düştüğü bariz olarak görülebilmektedir bu da sıcaklığın termal konfor üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğu sonucu doğurur.

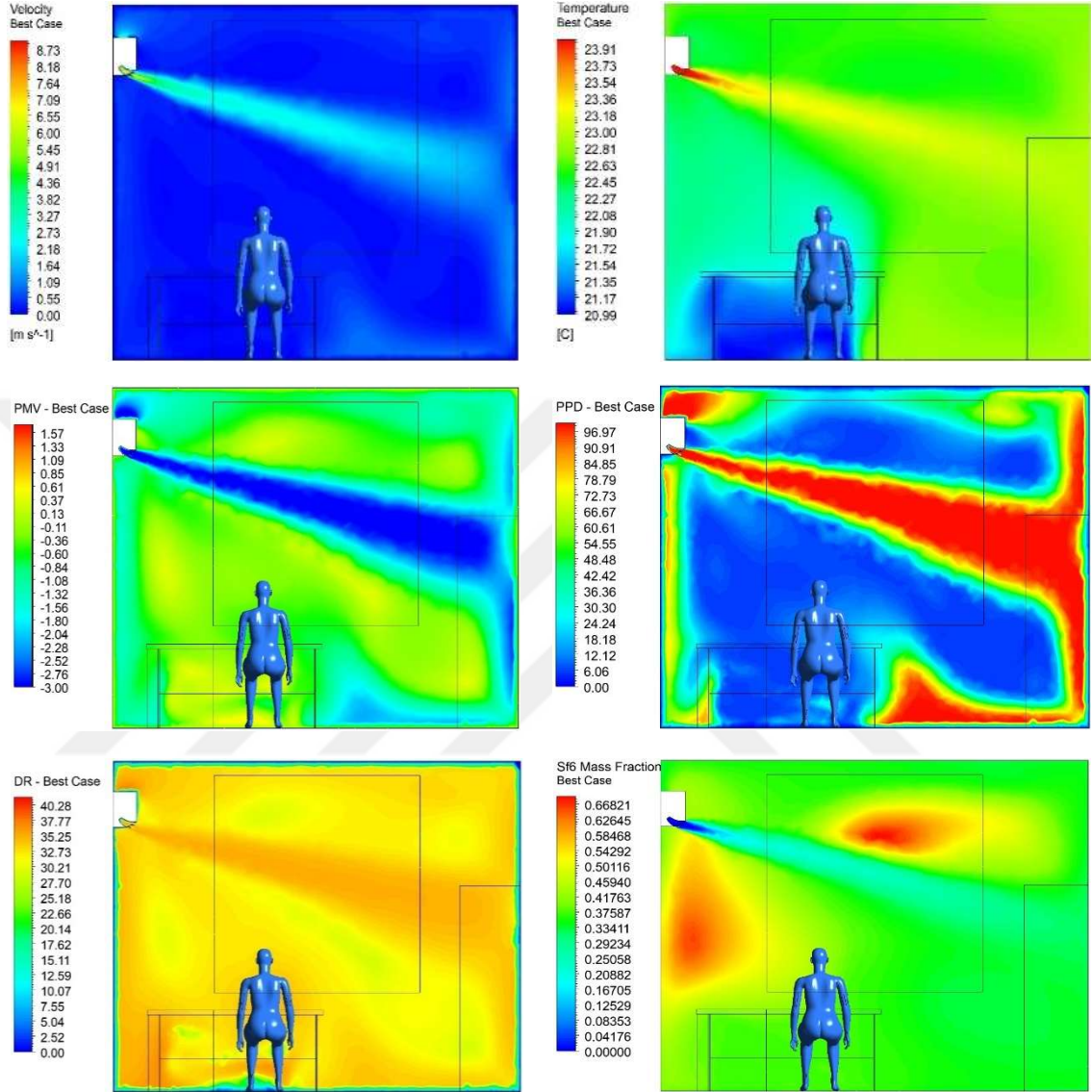
Aynı üfleme açısı ve sıcaklığında ancak farklı hızlardaki cereyan oranı incelenmek istendiğinde ise senaryo 3, 6 ve 9 incelenebilir. İlgili bu resimlerdeki cereyan oranı dağılımına bakıldığında hız arttıkça cereyan oranı değerinin arttığı gözlemlenebilir bu da klima üfleme hızının cereyan oranı üzerinde negatif bir etkiye sahip olduğu sonucunu doğurur.

Fotoğraf 3.16-17'da SF₆ gaz konsantrasyonu incelendiğinde, cereyan oranından farklı olarak klima üfleme hızının artışından olumlu yönde etkilendiği görülebilir. Senaryo 3 ve 6 kıyaslandığında üfleme hızı arttıkça ortamdaki gaz konsantrasyonun bariz bir şekilde azaldığı görülebilir. Klima üfleme açısı 0° olduğunda ortamdaki gaz konsantrasyonunun arttığı dolayısıyla negatif bir etkiye sahip olduğu, üfleme açısı 45° ve 90° derece olduğunda ise ortam gaz konsantrasyonunun düştüğü dolayısıyla bu üfleme açılarının tavsiye edilebilir üfleme açıları olduğu söylenebilir.

Taguchi metodu uygulandıktan sonra en iyi senaryonun Fotoğraf 3.10 ve Çizelge 3.6'da da görüleceği üzere açının 45 derece, hızın 9 m/s ve sıcaklığın da 24 °C olduğu seçenektir. Bu parametre seti, öncesinde yapılan 9 senaryolardaki parametre setinden farklı olduğu görülebilir. Bu dağılımların her biri (sıcaklık, hız, PMV, PPD, DO ve SF₆ gaz konsantrasyonu) senaryolardaki dağılımlar ile birebir kıyaslandığında ofis ortamındaki dağılımları çok daha homojen, indekslerin mutlak büyüklükleri daha düşük ve aynı zamanda ideal konfor şartlarına uygun veya çok daha yakın olduğu açıkça söylenebilir.

Çizelge 3.8'de görüleceği üzere En İyi Senaryo verileri SF₆ gaz konsantrasyonu ve Cereyan oranına bağlı olarak 2 defa incelenmiştir. İlk 9 senaryoda SF₆ gaz konsantrasyonu baz alınarak yapılan analizde hava giriş açısı 0 derece iken giriş hızı arttıkça ortamdaki gaz konsantrasyonunun arttığı ancak giriş açısı 45 ve 90 derece iken giriş hızı arttıkça gaz konsantrasyonunun azaldığı görülmüştür. Yine senaryo 9 ve en iyi senaryo beraber incelendiğinde hız ve sıcaklık parametrelerinin aynı, hava giriş açısının

farklı olduğu bu durumda hem gaz konsantrasyonu hem de ısıl konfor parametrelerinin 45 derecede daha düşük çıktığı görülmüştür.



Fotoğraf 3. 18. En iyi case hız, sıcaklık, PMV, PPD, DO ve SF₆ gaz konsantrasyonu dağılımı

En iyi senaryonun Cereyan oranı baz alınarak yapılan çalışmada en iyi Cereyan değeri hızın 7 m/s, sıcaklığın 24 $^{\circ}C$ ve açının 45 derece olduğu parametre setinde gerçekleşmiştir. Bu sonuç ısıl konfor çalışmasındaki parametre seti ile aynıdır. Isıl konfor indeksleri ise ilk çalışmadaki sonuçlara çok yakın çıkmış ve ilk çalışmamızı teyit eder düzeyde gerçekleşmiştir. Cereyan oranı baz alınarak yapılan en iyi senaryo çalışmasında elde edilen SF₆ gaz konsantrasyonu, SF₆ gazı baz alınarak yapılan çalışmadakinden yüksek çıkmıştır. Bunun sebebi cereyan oranı (cereyan hissi) düşük iç ortam hava

hızlarında daha düşük çıkarken, gaz konsantrasyonu yüksek hava hızlarında daha düşük çıkmaktadır.

Çizelge 3. 8. En iyi Senaryoya göre elde edilen sonuçların karşılaştırılması

**HAVADAN BULAŞMA HAD ANALİZ
SONUÇLARI**

Senaryolar	SINIR ŞARTLARI			ORTALAMA DEĞERLER					
	V _i	T _i	Açı	Sf ₆ Gaz Kons.	Draft Oranı	PMV	PPD	Sıcaklık	Hız
	m/s	°C		ppm	%		%	°C	m/s
1	7	20	0	0,960	39,35	-1,07	51,2	19,16	0,23
2	7	22	45	0,571	33,6	-0,53	28,36	20,94	0,22
3	7	24	90	0,734	32,74	-0,54	26,35	22,01	0,27
4	8	20	0	1,056	40,33	-1,31	62,72	19,14	0,27
5	8	22	45	0,511	35,77	-0,92	43,06	20,92	0,3
6	8	24	90	0,644	32,61	-0,73	35,19	22,12	0,33
7	9	20	0	1,013	40,77	-1,45	66,35	19,18	0,31
8	9	22	45	0,481	36,65	-1,08	49,34	20,9	0,33
9	9	24	90	0,558	33,36	-0,88	40,24	22,13	0,37
En İyi Sen. (SF ₆)	9	24	45	0,396	31,4	-0,55	28,39	22,51	0,316
En Kötü Sen. (SF ₆)	8	20	0	1,056	40,33	-1,31	62,72	19,14	0,27
En İyi Sen. (DO)	7	24	45	0,0057	29,54	-0,201	20,10	22,50	0,23

İlave olarak Fotoğraf 3.18 detaylı incelendiğinde en iyi senaryoda SF₆ gazı yoğun olarak klimanın altında ve tavana yakın orta bölgede birikmektedir. DO genel olarak duvara yakın bölgelerde fazla seyredirken manken etrafında nispeten daha düşük çıkmaktadır. PMV ve PPD indeksleri yine manken bölgesinde düşük olduğu görülmektedir. Bu da mankenin konumunun tavsiye edilebilir bir konumda olduğu

söylenbilir. En kötü senaryo bazında bakıldığında ise en kötü senaryonun senaryo 4 ile aynı olduğu görülmektedir. Senaryo 4'ün sonuçları senaryo 7 ile çok yakındır. Bu da 0° üfleme açısının odadaki SF₆ gaz yoğunluğuna olumsuz etkidiği sonucunu doğurmaktadır.

4. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada split klmanın olduğu bir odadaki hava akışı incelenmiş ve enfekte damlacık dağılımı izleyici gaz (SF₆) benzetimi ile incelenmiştir. Deneysel çalışma ile klima üfleme hızı ve sıcaklığı ölçülmüş, oda içindeki havanın hız ve sıcaklık gibi oda içi akış parametreleri anlık olarak okunmuştur. Deneysel çalışma ile okunan hız, sıcaklık, gaz konsantrasyonu gibi gerçek veriler, HAD sonucu elde edilen veriler ile kıyaslanmış ve verilerin uyumlu olduğu görülmüştür. Çalışmanın literatürde görece eksik kalmış olan split tip klmaların kullanıldığı ofis odalarındaki havadan bulaşma riski konusuna dair sunduğu sonuçlar ise aşağıda madde madde ifade edilmiştir.

- 1) Deneysel veriler ve HAD analizleri sonucunda Cereyan üzerine etkiyen en büyük etki “Sıcaklık” olmuştur. Sıcaklık parametresinin ısı konfor üzerindeki etkisi ise 91.80% olarak bulunmuştur. Sıcaklığın artması ile beraber hava akımındaki soğuk/serin esinti yerini ılık havaya bırakacağından ortam sakini üzerindeki ısı memnuniyeti arttıracaktır.
- 2) Havadan bulaş riski açısından bakıldığında, sıcaklığın yine en büyük etkiye sahip olduğu görülmüştür. Sıcaklık arttıkça ortamdaki izleyici gaz oranının düştüğü yapılan bu çalışma ile elde edilmiştir. Çalışmanın giriş bölümünde de açıklandığı üzere enfeksiyon riskinin yüksek olduğu ortamlar ortamdaki havanın nem oranını 40-60% oranından farklı olduğu oranlardır. Bu vesile ile sıcaklık artışı yüksek nem oranlarını düşüreceğinden havadan bulaşan hastalıkların yayılımını bu açıdan düşürmektedir denilebilir.
- 3) Çalışmalar sonucunda klima üfleme hızı arttıkça cereyan hissinin arttığı dolayısıyla ısı memnuniyetin azaldığı görülmüştür. Cereyan üzerine etkiyen ikinci faktör klima üfleme hızı olmuştur. Bu sonuç da esasen beklenen bir sonuç olmuştur. Çünkü hızın artması ile beraber laminar akış yerini türbülanslı akışa bırakmaktadır ki bu da ısı konfor açısından cereyan artışına neden olacağından istenmeyen bir durumdur.
- 4) Isı konfor açısından düşük hız profilleri olumlu sonuç verirken izleyici gaz konsantrasyonu bakımından düşük üfleme hızı tercih sebebi olmaktan

çıkılmaktadır. Çalışmanın ikinci aşamasında elde edilen verilere göre klima üfleme hızı arttıkça ortamdaki izleyici gaz oranı düşmekte bu da enfeksiyon kapma riskini azaltmaktadır.

- 5) Bu çalışma ile klima üfleme açısı ısı konfor üzerinde en düşük etkiye sahip olduğu saptanmıştır. Her ne kadar üfleme açısı oda içi akış özellikleri üzerinde etkili olduğu görülse de ısı konfor üzerindeki etkisi oldukça az olduğu elde edilen DO değerleri ve Taguchi metodu analizi verileri üzerinden görülebilmektedir.
- 6) Isı konfor açısından bakıldığında klima üfleme açısının çok bir etkisi olmasa da oda içindeki partiküllerin dağılımı ve filtrelenmek üzere ortamdan uzaklaştırılması açısından hatırı sayılır bir etkiye sahip olduğu görülmüştür. İlk üç senaryodaki SF₆ gaz konsantrasyonları dağılımı incelendiğinde klima üfleme açısı 0° iken gazın klimanın hemen altında birikebildiği ve uygun klima tasarım ve montaj kriterleri ve havalandırma stratejileri seçilmediğinde yüksek enfeksiyon riski taşıyabileceği söylenebilir.

Sonuç olarak, tek bir hava dağıtım sistemi her durumda en iyi performansı göstermez; etkinlik, belirli koşullara, enfekte kişinin konumuna, hava akış yönüne ve maruz kalan kişilerle olan göreceli pozisyona bağlıdır. Havalandırma sistemleri tasarlanırken, enfeksiyon riskinin azaltılması, termal konforun sağlanması ve enerji verimliliğinin optimize edilmesi arasında hassas bir denge kurulması esastır. Havalandırma sistemlerinde asıl hedef ortama hava vermekten ziyade havanın nereden, hangi hız ve sıcaklıkta ve hangi üfleme açısı ile verilmesi gerektiği önem arz etmektedir. Yukarıda da ifade edildiği gibi yüksek üfleme hızları termal konforu olumsuz etkilerden düşük hava sıcaklıkları da bulaşma riskini arttırmaktadır. Kararsız ve tek tip olmayan havalandırma modları bu hedeflere ulaşmada önemli potansiyel göstermekle birlikte, teknolojik olgunluk, yüksek maliyet ve yetersiz standartlar gibi zorluklarla karşılaşmaktadır. Gelecekteki araştırmalar, düşük enerji tüketimi, yüksek termal konfor ve yüksek hava kalitesi hedeflerine ulaşmak için bu alanlardaki eksiklikleri gidermelidir. Özellikle iç mekanlarda hava yoluyla bulaşan hastalıkların kontrolünde hava değişim oranından (ACH) ziyade yerel hava akış modellerinin ve kişiselleştirilmiş çözümlerin dikkate alınması önem taşımaktadır.

5. KAYNAKLAR

- [1] Y. Li *et al.*, “Role of ventilation in airborne transmission of infectious agents in the built environment - A multidisciplinary systematic review,” *Blackwell Munksgaard*, vol. 17, no. 1, pp. 17-28, 2007, doi: 10.1111/j.1600-0668.2006.00445.x.
- [2] R. Makris, C. Kopic, L. Schumann, and M. Kriegel, “A Comprehensive Index for Evaluating the Effectiveness of Ventilation-Related Infection Prevention Measures with Energy Considerations: Development and Application Perspectives,” *Indoor Air*, vol. 2024, 2024, doi: 10.1155/2024/9819794.
- [3] E. Pulat, & B. E. Yuce, “A Parametric Study on the Effect of Blowing Parameters of Split Type Air Conditioners on Thermal Comfort and Ventilation,” *Heat Transfer Research*, vol. 52, 2021.
- [4] F. Liu, H. Qian, Z. Luo, S. Wang, and X. Zheng, “A laboratory study of the expiratory airflow and particle dispersion in the stratified indoor environment,” *Building and Environment*, vol. 180, 2020, doi: 10.1016/j.buildenv.2020.106988.
- [5] I. J. Al-Rikabi, H. Alsaad, P. Nejat, and C. Voelker, “A comprehensive review on mitigating the risk of airborne particles using add-on systems,” *Building and Environment*, vol. 246, pp. 110983, 2023, doi: 10.1016/j.buildenv.2023.110983.
- [6] Y. Song *et al.*, “Aerodynamic performance of a ventilation system for droplet control by coughing in a hospital isolation ward,” *Environmental Science and Pollution Research*, vol. 30, no. 29, pp. 73812–73824, 2023, doi: 10.1007/s11356-023-27614-w.
- [7] S. Bhattacharyya, K. Dey, A. R. Paul, and R. Biswas, “A novel CFD analysis to minimize the spread of COVID-19 virus in hospital isolation room,” *Chaos Solitons Fractals*, vol. 139, pp. 110294, 2020, doi: 10.1016/j.chaos.2020.110294.
- [8] Ş. Başkaya and E. Eken, “NUMERICAL INVESTIGATION OF AIR FLOW INSIDE AN OFFICE ROOM UNDER VARIOUS VENTILATION CONDITIONS,” *Mühendislik Bilimleri Dergisi*, vol. 12, no. 1, pp. 87, 2006.
- [9] F. Arpino, G. Cortellessa, A. C. D’Alicandro, G. Grossi, N. Massarotti, and A. Mauro, “CFD analysis of the air supply rate influence on the aerosol dispersion in a university lecture room,” *Building and Environment*, vol. 235, pp. 110257, 2023, doi: 10.1016/j.buildenv.2023.110257.
- [10] S. Ferrari, T. Blázquez, R. Cardelli, G. Puglisi, R. Suárez, and L. Mazzearella, “Ventilation strategies to reduce airborne transmission of viruses in classrooms: A systematic review of scientific literature,” *Building and Environment*, vol. 222, pp. 110294, 2022, doi: 10.1016/j.buildenv.2022.109366.
- [11] A. Murga, R. Bale, K. Ito, and M. Tsubokura, “Ventilation strategies for inhalation exposure risk mitigation: Eulerian-Lagrangian LES analysis of particle-laden turbulent flow applying virtual manikins,” *Building and Environment*, vol. 266, pp. 112149, 2024, doi: 10.1016/j.buildenv.2024.112149.

- [12] S. Shao *et al.*, “Risk assessment of airborne transmission of COVID-19 by asymptomatic individuals under different practical settings,” *Journal of Aerosol Science*, vol. 151, pp. 105661, 2021, doi: 10.1016/j.jaerosci.2020.105661.
- [13] B. E. Yuce, A. Aganovic, P. V. Nielsen, and P. Wargocki, “Analysis of parameters influencing pathogen concentration in a room with displacement ventilation using computational fluid dynamics and Taguchi methods,” *Journal of Building Engineering*, vol. 80, p. 108002, 2023, doi: 10.1016/J.JOBE.2023.108002.
- [14] A. ELHUYEYDİ and F. ORAL, “Bitlis Eren Üniversitesi Kampüs Binalarının Isıtma Amaçlı Enerji Verimliliğinin Değerlendirilmesi,” *Karadeniz Fen Bilimleri Dergisi*, vol. 13, no. 2, pp. 434–455, Jun. 2023, doi: 10.31466/kfbd.1221319.
- [15] A. Nazari, C. Wang, R. He, F. Taghizadeh-Hesary, and J. Hong, “Numerical Investigation of Airborne Infection Risk in an Elevator Cabin under Different Ventilation Designs,” *Physics of Fluids*, vol. 1056, pp. 63318, 2023, doi: 10.1063/5.0152878
- [16] L. Borro, L. Mazzei, M. Raponi, P. Piscitelli, A. Miani, and A. Secinaro, “The role of air conditioning in the diffusion of Sars-CoV-2 in indoor environments: A first computational fluid dynamic model, based on investigations performed at the Vatican State Children’s hospital,” *Environmental Research*, vol. 193, pp. 110343, 2021, doi: 10.1016/j.envres.2020.110343.
- [17] M. Alkhalaf, A. Ilinca, and M. Y. Hayyani, “CFD Investigation of Ventilation Strategies to Remove Contaminants from a Hospital Room,” *Designs (Basel)*, vol. 7, no. 1, pp.5, 2023, doi: 10.3390/designs7010005.
- [18] I. J. Al-Rikabi, J. Karam, H. Alsaad, K. Ghali, N. Ghaddar, and C. Voelker, “The impact of mechanical and natural ventilation modes on the spread of indoor airborne contaminants: A review,” *Journal of Building Engineering*, vol. 85, pp. 108715, 2024, doi: 10.1016/j.jobee.2024.108715.
- [19] L. Zhou and F. Haghighat, “Optimization of ventilation system design and operation in office environment, Part I: Methodology,” *Building and Environment*, vol. 44, no. 4, pp. 651–656, 2009, doi: 10.1016/j.buildenv.2008.05.009.
- [20] “ASHRAE Standard 55 - 2010, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineering,” , <https://www.ashrae.org/technical-resources/bookstore/standard-55-thermal-environmental-conditions-for-human-occupancy> (accessed July 7, 2025).
- [21] S. Ozsagiroglu, M. Camci, T. Taner, O. Acikgoz, A. S. Dalkilic, and S. Wongwises, “CFD analyses on the thermal comfort conditions of a cooled room: a case study,” *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, vol. 147, no. 3, pp. 2615–2639, 2022, doi: 10.1007/s10973-021-10612-w.
- [22] I. Jabbar Al-Rikabi, J. Karam, H. Alsaad, N. Ghaddar, and C. Voelker, “Thermal comfort in naturally ventilated office spaces equipped with intermittent

- personalized ventilation,” *Energy Conversion and Management*, vol. 318, pp. 118859, 2024, doi: 10.1016/j.enconman.2024.118859.
- [23] “ISO 7730: Ergonomics of the thermal environment,” Available: www.iso.org (accessed: Jun 23, 2025).
- [24] M. Kilic and G. Sevilgen, “Modelling airflow, heat transfer and moisture transport around a standing human body by computational fluid dynamics,” *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 35, no. 9, pp. 1159–1164, 2008, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2008.05.006.
- [25] B. E. Yuce, P. V. Nielsen, and P. Wargocki, “The use of Taguchi, ANOVA, and GRA methods to optimize CFD analyses of ventilation performance in buildings,” *Building and Environment*, vol. 225, pp. 109587, 2022, doi: 10.1016/J.BUILDENV.2022.109587.
- [26] Y. Zhang *et al.*, “Adaptive Wall-Based Attachment Ventilation: A Comparative Study on Its Effectiveness in Airborne Infection Isolation Rooms with Negative Pressure,” *Engineering*, vol. 8, pp. 130–137, 2022, doi: 10.1016/j.eng.2020.10.020.
- [27] R. Johnson and C. Burroughs, “Investigation of airborne particle exposure in an office with mixing and displacement ventilation,” *Sustainable Cities and Society*, vol. 64, no. 12, pp. 38–48, 2022, doi: 10.1016/j.scs.2022.103718.
- [28] B. E. Yüce *et al.*, “Investigation of infectious droplet dispersion in a hospital examination room cooled by split-type air conditioner,” *Journal of Environmental Health Science and Engineering*, vol. 22, pp. 471–482, 2024, doi: 10.1007/s40201-024-00905-1.
- [29] O. Yongson, I. A. Badruddin, Z. A. Zainal, and P. A. Aswatha Narayana, “Airflow analysis in an air conditioning room,” *Building and Environment*, vol. 42, no. 3, pp. 1531–1537, 2007, doi: 10.1016/j.buildenv.2006.01.002.
- [30] J. Zhang, Y. Zhao, S. Wen, D. Tu, J. Liu, and S. Liu, “Assessment of COVID-19 infection Risk, thermal Comfort, and energy efficiency in negative pressure isolation wards with varied ventilation modes,” *Energy & Building*, vol. 308, pp. 114002, 2024, doi: 10.1016/j.enbuild.2024.114002.
- [31] S. J. Yoo and K. Ito, “Validation, verification, and quality control of computational fluid dynamics analysis for indoor environments using a computer-simulated person with respiratory tract,” *Japan Architectural Review*, vol. 5, no. 4, pp. 714–727, 2022, doi: 10.1002/2475-8876.12301.
- [32] D. Al Assaad, K. Ghali, N. Ghaddar, and C. Habchi, “Mixing ventilation coupled with personalized sinusoidal ventilation: Optimal frequency and flow rate for acceptable air quality,” *Energy & Building*, vol. 154, pp. 569–580, 2017, doi: 10.1016/j.enbuild.2017.08.090.
- [33] W. Oh and S. Kato, “The effect of airspeed and wind direction on human’s thermal conditions and air distribution around the body,” *Building and Environment*, vol. 141, pp. 103–116, 2018, doi: 10.1016/j.buildenv.2018.05.052.

- [34] H. Ikeda, A. Sakabe, S. Hamada, M. Shiota, and T. Kobayashi, "Application of CFD to Prediction of Heat Exchanger Temperature and Indoor Airflow Control Simulation in Room Air Conditioner Development." *Intechopen*, vol. 179, pp. 110079, 2023, doi: 10.5772/intechopen.110076.
- [35] T. Wu, A. D. Clark, G. L. Mitchell, C.-H. Lin, and R. H. Horstman, "Application of CFD Predictions to Quantify Thermal Comfort for Indoor Environments," *The Second International Conference on Building Energy and Environment*, pp. 8, 2012.
- [36] B. Erman Yüce, E. Pulat, and Y. B. E, "Numerical Simulation of Thermal Flow and Comfort in an Office Room," *12th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*, 2016.
- [37] P. Vilhelm, "Aalborg Universitet Specification of a Two-Dimensional Test Case (IEA)." *Institut for Bygningsteknik, Aalborg Universitet*, vol. R9040, pp. 15, 1990.
- [38] B. Erman YÜCE, "Ofis Ortamında Türbülanslı Akış Modellerinin Karşılaştırılması ve Çeşitli Isıtma Sistemlerinin Isıl Konfor İndisleri ve Gagge Modeli Kullanılarak Sayısal Simülasyonu," *Doktora Tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa Uludağ Üniversitesi, Bursa*, 2019.
- [39] B. Erman YÜCE, "Oda Havalandırılmasında Hava Akışı, Sıcaklık Dağılımı, Isı Transferi, ve Isıl Konforun Sayısal Similasyonları," *Yüksek Lisans Tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa Uludağ Üniversitesi, Bursa*, 2015.
- [40] W. Liu, Q. He, Z. Zeng, Z. Jing, J. Han, and Q. Liu, "Field study on thermal comfort in university classrooms during winter in Nanjing," *Energy & Building*, vol. 334, pp. 115509, 2025, doi:10.1016/j.enbuild.2025.115509.
- [41] L. Zhu *et al.*, "Balancing infection risk and thermal comfort with impinging jet ventilation in hospital elevators," *Journal of Building Engineering*, vol. 108, p. 112851, 2025, doi: 10.1016/J.JOBE.2025.112851.
- [42] H. Cui, L. Zhang, H. Yang, and Y. Shi, "Optimizing thermal comfort and energy efficiency in hospitals with PCM-Enhanced wall systems," *Energy & Building*, vol. 323, p. 114740, 2024, doi: 10.1016/J.ENBUILD.2024.114740.
- [43] T. Wang *et al.*, "The airflow characteristics and thermal comfort evaluation in high-speed train cabin with mixing ventilation: An experimental and numerical study," *Building and Environment*, vol. 250, p. 111187, 2024, doi: 10.1016/J.BUILDENV.2024.111187.
- [44] WHO, "The Global Burden of Disease," in *World Health Organisation* 2008, pp. 11-12.
- [45] L. Du, Z. Wan, L. Guo, C. Yang, and Z. Zhu, "Aerosol dynamics in dental clinics: Effects of ventilation mode on the mitigation of airborne diseases transmission," *Environmental Pollution*, vol. 367, pp. 125645, 2025, doi: 10.1016/j.envpol.2025.125645.
- [46] Kimberly A. Prather *et al.*, "Reducing transmission of SARS-CoV-2," *Science*, vol. 368, pp.1422-1424, 2020, doi: 10.1017/jfm.2020.330.

- [47] A. Ahlawat, A. Wiedensohler, and S. K. Mishra, "An overview on the role of relative humidity in airborne transmission of sars-cov-2 in indoor environments," *Aerosol and Air Quality Research*, vol. 20, no. 9, pp. 1856–1861, 2020, doi: 10.4209/aaqr.2020.06.0302.
- [48] Y. E. Cetin, B. E. Yuce, M. Kriegel, P. Wargocki, and P. V. Nielsen, "Optimization of classroom window design using CFD and the Taguchi method," *Journal of Building Engineering*, vol. 106, pp. 13, 2025, doi: 10.1016/j.job.2025.112580.
- [49] B. Omerzo, T. Zakula, and L. R. Glicksman, "Experimental and CFD study of air distribution system and airflow rate impact on airborne transmission," *Building and Environment*, vol. 271, p. 112588, 2025, doi: 10.1016/J.BUILDENV.2025.112588.
- [50] Z. T. Ai, T. Huang, and A. K. Melikov, "Airborne transmission of exhaled droplet nuclei between occupants in a room with horizontal air distribution," *Building and Environment*, vol. 163, pp. 106328, 2019, doi: 10.1016/j.buildenv.2019.106328.
- [51] L. Stabile, A. Pacitto, A. Mikszewski, L. Morawska, and G. Buonanno, "Ventilation procedures to minimize the airborne transmission of viruses in classrooms," *Building and Environment*, vol. 202, p. 108042, Sep. 2021, doi: 10.1016/J.BUILDENV.2021.108042.
- [52] S. Park, Y. Choi, D. Song, and E. K. Kim, "Natural ventilation strategy and related issues to prevent coronavirus disease 2019 (COVID-19) airborne transmission in a school building," *Science of The Total Environment*, vol. 789, p. 147764, 2021, doi: 10.1016/J.SCITOTENV.2021.147764.
- [53] X. Li and B. Feng, "Transmission of droplet aerosols in an elevator cabin: Effect of the ventilation mode," *Building and Environment*, vol. 236, p. 110261, 2023, doi: 10.1016/J.BUILDENV.2023.110261.
- [54] F. J. Offermann, A. Eagan, A. C. Offermann, S. S. Subhash, S. L. Miller, and L. J. Radonovich, "Potential airborne pathogen transmission in a hospital with and without surge control ventilation system modifications," *Building and Environment*, vol. 106, pp. 175–180, 2016, doi: 10.1016/J.BUILDENV.2016.06.029.
- [55] Y. Lu, D. Niu, S. Zhang, H. Chang, and Z. Lin, "Ventilation indices for evaluation of airborne infection risk control performance of air distribution," *Building and Environment*, vol. 222, p. 109440, 2022, doi: 10.1016/J.BUILDENV.2022.109440.
- [56] N. Shinohara *et al.*, "Survey of air exchange rates and evaluation of airborne infection risk of COVID-19 on commuter trains," *Environ International*, vol. 157, p. 106774, 2021, doi: 10.1016/J.ENVINT.2021.106774.
- [57] M. Liu *et al.*, "Evaluation of different air distribution systems in a commercial airliner cabin in terms of comfort and COVID-19 infection risk," *Building and Environment*, vol. 208, p. 108590, 2022, doi: 10.1016/J.BUILDENV.2021.108590.

- [58] W. Liu, D. Liu, and N. Gao, “CFD study on gaseous pollutant transmission characteristics under different ventilation strategies in a typical chemical laboratory,” *Building and Environment*, vol. 126, pp. 238–251, 2017, doi: 10.1016/j.buildenv.2017.09.033.
- [59] Y. Yin *et al.*, “Experimental study on displacement and mixing ventilation systems for a patient ward,” *HVAC and R Research*, vol. 15, no. 6, pp. 1175–1191, 2009, doi: 10.1080/10789669.2009.10390885.
- [60] “HD103T.0 ACTIVE AIR SPEED TRANSMITTER.” www.senseca.com (accessed April 20, 2025)
- [61] “Operating manual Wireless data logging system HD35 series English.” www.deltaohm.com (accessed April 20, 2025)
- [62] “Subject to change without notice. Technical data/accessories testo 405i.” www.testo.com (accessed April 20, 2025)
- [63] Jiyuan. Tu, G. Heng. Yeoh, and Chaoqun. Liu, *Computational fluid dynamics : a practical approach*. Amsterdam: Elsevier/Butterworth-Heinemann, 2013.
- [64] M. Tabatabaian, *CFD MODULE: Turbulent Flow Modeling*. Massachusetts: Mercury Learning and Information, 2015.
- [65] P. A. Davidson, *Turbulence An Introduction for Scientists and Engineers*. Oxford: Oxford University Press, 2015.
- [66] David C. Wilcox, *Turbulence Modeling for CFD*. California:DCW Industries, 2006.
- [67] N. Amahjour, G. García-Sánchez, M. Agaoglou, and A. M. Mancho, “Analysis of the spread of SARS-CoV-2 in a hospital isolation room using CFD and Lagrangian Coherent Structures,” *Physica D*, vol. 453, pp. 133825, 2023, doi: 10.1016/j.physd.2023.133825.
- [68] N. Hu, J. Lans, A. Gram, P. Luscuere, and S. Sadrizadeh, “Ventilation performance evaluation of an operating room with temperature-controlled airflow system in contaminant control: A numerical study,” *Building and Environment*, vol. 259, pp. 111619, 2024, doi: 10.1016/j.buildenv.2024.111619.
- [69] M. Zabihi, J. Brinkerhoff, and R. Li, “On Euler-Lagrange URANS turbulence models for predicting the transient dispersion of aerosols indoors,” *Building and Environment*, vol. 271, pp.112601, 2025, doi: 10.1016/j.buildenv.2025.112601.
- [70] Y. A. Cengel and J. M. Cimbala, *Fluid Mechanics - Fundamentals and Applications*. Boston: McGraw-Hill, 2006.
- [71] A. Giri, C. García-Sánchez, and P. M. Bluysen, “Quantifying airborne transmission in ventilated settings: A review,” *Building and Environment*, vol. 266, pp. 112049, 2024, doi: 10.1016/j.buildenv.2024.112049.
- [72] P. Nejat, Y. Fekri, M. H. Pourghasemian, H. Alsaad, and C. Voelker, “Passive cooling assessment of natural ventilation by windcatchers for enhancing thermal

- comfort and indoor air quality in European schools,” *Building and Environment*, vol. 276, pp. 112848, 2025, doi: 10.1016/j.buildenv.2025.112848.
- [73] M. Fan *et al.*, “A review of different ventilation modes on thermal comfort, air quality and virus spread control,” *Building and Environment*, vol. 212, pp. 108831, 2022, doi: 10.1016/j.buildenv.2022.108831.
- [74] H. Mohamed Kamar, N. B. Kamsah, F. A. Ghaleb, and M. Idrus Alhamid, “Enhancement of thermal comfort in a large space building,” *Alexandria Engineering Journal*, vol. 58, no. 1, pp. 49–65, 2019, doi: 10.1016/j.aej.2018.12.011.
- [75] Y. Liang, H. Wu, J. Yang, and G. Huang, “Local thermal environment and thermal comfort of a novel low-temperature radiant structure using CFD simulation,” *Energy & Building*, vol. 308, pp. 114007, 2024, doi: 10.1016/j.enbuild.2024.114007.
- [76] B. Chen *et al.*, “State-of-the-art thermal comfort models for car cabin Environment,” *Building and Environment*, vol. 262, pp. 111825, 2024, doi: 10.1016/j.buildenv.2024.111825.
- [77] I. Jabbar Al-Rikabi, J. Karam, H. Alsaad, N. Ghaddar, and C. Voelker, “Thermal comfort in naturally ventilated office spaces equipped with intermittent personalized ventilation,” *Energy Conversion Management*, vol. 318, pp. 118859, 2024, doi: 10.1016/j.enconman.2024.118859.
- [78] X. Tian, S. Zhang, Z. Lin, Y. Li, Y. Cheng, and C. Liao, “Experimental investigation of thermal comfort with stratum ventilation using a pulsating air supply,” *Building and Environment*, vol. 165, pp. 106416, 2019, doi: 10.1016/j.buildenv.2019.106416.
- [79] X. Li, C. M. Mak, Z. Ai, K. W. Ma, and H. M. Wong, “Propagation and evaporation of contaminated droplets, emission and exposure in surgery environments revealed by laser visualization and numerical characterization,” *Journal of Hazardous Materials*, vol. 477, pp. 135338, 2024, doi: 10.1016/j.jhazmat.2024.135338.
- [80] T. Dbouk and D. Drikakis, “On respiratory droplets and face masks,” *Physics of Fluids*, vol. 32, no. 6, pp. 063303, 2020, doi: 10.1063/5.0015044.
- [81] P. Bahl, C. Doolan, C. De Silva, A. A. Chughtai, L. Bourouiba, and C. R. Macintyre, “Airborne or Droplet Precautions for Health Workers Treating Coronavirus Disease 2019?,” 2022, *Oxford University Press*. doi: 10.1093/infdis/jiaa189
- [82] K. W. Mui, L. T. Wong, C. L. Wu, and A. C. K. Lai, “Numerical modeling of exhaled droplet nuclei dispersion and mixing in indoor environments,” *Journal of Hazardous Materials*, vol. 167, no. 1–3, pp. 736–744, 2009, doi: 10.1016/j.jhazmat.2009.01.041.

- [83] L. Morawska, "Droplet fate in indoor environments, or can we prevent the spread of infection?," *Indoor Air*, vol. 16, no. 5, pp. 335–347, 2006, doi: 10.1111/J.1600-0668.2006.00432.X.
- [84] X. Yang *et al.*, "Transmission of pathogen-laden expiratory droplets in a coach bus," *Journal of Hazardous Materials*, vol. 397, pp. 122609, 2020, doi: 10.1016/j.jhazmat.2020.122609.
- [85] M. R. Pendar and J. C. Páscoa, "Numerical modeling of the distribution of virus carrying saliva droplets during sneeze and cough," *Physics of Fluids*, vol. 32, no. 8, 2020, doi: 10.1063/5.0018432.
- [86] A. K. Melikov, "Personalized ventilation," *Indoor Air*, vol. 14, pp. 157-167, 2004, doi: 10.1111/j.1600-0668.2004.00284.x.
- [87] T. Karimipanah and H. B. Awbi, "Theoretical and experimental investigation of impinging jet ventilation and comparison with wall displacement ventilation," *Building and Environment*, vol. 37, pp. 1329-1342, 2002.
- [88] I. J. Al-Rikabi, H. Alsaad, S. Carrigan, and C. Voelker, "Human exposure to respiratory aerosols: Impact of ventilation rates, mixing ventilation configuration, and breathing patterns," *Journal of Building Engineering*, vol. 97, pp. 110837, 2024, doi: 10.1016/j.jobbe.2024.110837.
- [89] X. Kong, C. Xi, H. Li, and Z. Lin, "A comparative experimental study on the performance of mixing ventilation and stratum ventilation for space heating," *Building and Environment*, vol. 157, pp. 34–46, 2019, doi: 10.1016/j.buildenv.2019.04.045.
- [90] F. A. Berlanga, I. Olmedo, M. R. de Adana, J. M. Villafruela, J. F. S. José, and F. Castro, "Experimental assessment of different mixing air ventilation systems on ventilation performance and exposure to exhaled contaminants in hospital rooms," *Energy & Building*, vol. 177, pp. 207–219, Oct. 2018, doi: 10.1016/j.enbuild.2018.07.053.
- [91] Y. Cho, T. Steel, H. B. Awbi, T. Karimipanah, and T. Karimipanah, "A comparison between four different ventilation systems," in *International conference Roomvent*, 2002, pp. 4.
- [92] D. Angeli and A. Dama, "Modelling natural ventilation in double skin facade," *Energy Procedia*, vol. 78, pp. 1537–1542, 2015, doi: 10.1016/j.egypro.2015.11.186.
- [93] H. Zhang *et al.*, "A critical review of combined natural ventilation techniques in sustainable buildings," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 141, pp. 110795, 2021, doi: 10.1016/j.rser.2021.110795.
- [94] P. O. Fanger, "Fundamentals of Thermal Comfort," *Advances In Solar Energy Technology*, vol. pp. 3056-3061, 1988, doi: 10.1016/B978-0-08-034315-0.50562-0.

- [95] W. Chen, N. Zhang, J. Wei, H. L. Yen, and Y. Li, "Short-range airborne route dominates exposure of respiratory infection during close contact," *Building and Environment*, vol. 176, pp. 106859, 2020, doi: 10.1016/j.buildenv.2020.106859.
- [96] J. Wei and Y. Li, "Enhanced spread of expiratory droplets by turbulence in a cough jet," *Building and Environment*, vol. 93, pp. 86–96, 2015, doi: 10.1016/J.BUILDENV.2015.06.018.
- [97] M. H. S. Alrashdan, Z. Al-qudah, and M. Al Bataineh, "Microstrip patch antenna directivity optimization via Taguchi method," *Ain Shams Engineering Journal*, vol. 15, pp. 102923, 2024, doi: 10.1016/j.asej.2024.102923.
- [98] S. Shokrollahi, M. Hadavi, G. Heidarinejad, and H. Pasharshahi, "Multi-objective optimization of underfloor air distribution (UFAD) systems performance in a densely occupied environment: A combination of numerical simulation and Taguchi algorithm," *Journal of Building Engineering*, vol. 32, pp. 101495, 2020, doi: 10.1016/j.jobbe.2020.101495.
- [99] A. H. Bademlioglu, A. S. Canbolat, N. Yamankaradeniz, and O. Kaynakli, "Investigation of parameters affecting Organic Rankine Cycle efficiency by using Taguchi and ANOVA methods," *Applied Thermal Engineering*, vol. 145, pp. 221–228, 2018, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.09.032.
- [100] N. Arslanoglu and A. Yigit, "Experimental investigation of radiation effect on human thermal comfort by Taguchi method," *Applied Thermal Engineering*, vol. 92, pp. 18–23, 2016, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.09.070.
- [101] K. Palanikumar, "Experimental investigation and optimisation in drilling of GFRP composites," *Measurement (Lond)*, vol. 44, pp. 2138–2148, 2011, doi: 10.1016/j.measurement.2011.07.023.
- [102] B. E. Yuce and F. Oral, "Multi objective optimization of emission and performance characteristics in a spark ignition engine with a novel hydrogen generator," *Energy*, vol. 289, Feb. 2024, doi: 10.1016/j.energy.2023.129957.
- [103] C. Camposeco-Negrete, "Optimization of cutting parameters for minimizing energy consumption in turning of AISI 6061 T6 using Taguchi methodology and ANOVA," *J Clean Prod*, vol. 53, pp. 195–203, 2013, doi: 10.1016/j.jclepro.2013.03.049.
- [104] A. S. Canbolat, A. H. Bademlioglu, N. Arslanoglu, and O. Kaynakli, "Performance optimization of absorption refrigeration systems using Taguchi, ANOVA and Grey Relational Analysis methods," *J Clean Prod*, vol. 229, pp. 874–885, 2019, doi: 10.1016/j.jclepro.2019.05.020.