T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TİCARİ ARAÇLARDA ISIL KONFORUN SAYISAL İNCELENMESİ

Eda KUTLU

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Isı Proses Programı

Danışman
Prof. Dr. Hakan DEMİR

Eylül, 2023

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TİCARİ ARAÇLARDA ISIL KONFORUN SAYISAL İNCELENMESİ

Eda KUTLU tarafından hazırlanan tez çalışması 19.09.2023 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Isı Proses Programı **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Hakan DEMİR
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Hakan DEMİR, Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Şevket Özgür ATAYILMAZ, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Yakup Erhan BÖKE, Üye
İstanbul Teknik Üniversitesi _____

Danışmanım Prof. Dr. Hakan DEMİR sorumluluğunda tarafımca hazırlanan Ticari Araçlarda Isıl Konforun Sayısal İncelenmesi başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Eda KUTLU

İmza

Aileme ve dostlarıma.

TEŞEKKÜR

Yüksek Lisans öğrenimim boyunca bilgi ve tecrübelerini esirgemeyen bana her konuda katkıda bulunan, önerileri ve yapıcı eleştirileri ile çalışmalarımı destekleyen ve yol gösteren danışman hocam Sn. Prof. Dr. Hakan DEMİR'e en derin sevgi, saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

Yüksek lisans tez çalışmam için tüm imkan ve olanaklarını sunarak bana destek olan FORD OTOSAN Araştırma ve Geliştirme Merkezine teşekkürlerimi sunarım.

Yüksek Lisans öğrenimim boyunca manevi destekleri ile her zaman beni motive eden, beni cesaratlendiren değerli hocalarım; Sn. Prof. Dr. Özden AĞRA'ya ve Sn. Arş. Gör. Dr. Özlem EMANET'e sevgi, saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

Her türlü problemimde yanımda olan ve teknik desteğini esirgemeyen, çalışmanın farklı aşamalarında verdiği bilgi ve önerileri ile çalışmama destek olan Atalay YILDIRIM'a katkılarından dolayı teşekkürlerimi sunarım.

Yüksek lisans öğrenimim boyunca bana moral kaynağı olan, tez çalışmam süresince her konuda yanımda olup beni cesaretlendiren, desteğini benden hiç esirgemeyen Fatih Çermaoğlu'na ve Hamdi Ergök'e en derin saygılarımı ve teşekkürlerimi sunarım.

Bugünlere gelmemde bana maddi ve manevi her türlü desteği sağlayan, verdiğim kararları destekleyen, her konuda yanımda olan çok değerli annem Songül KUTLU'ya, babam Dilek KUTLU'ya ve ablalarıma derin saygılarımı ve sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Eda KUTLU

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ vi

KISALTMA LİSTESİ vii

ŞEKİL LİSTESİ viii

TABLO LİSTESİ x

ÖZET xi

ABSTRACT xiii

1 GİRİŞ 1

1.1 Literatür Özeti 2

1.2 Tezin Amacı 13

1.3 Hipotez 14

2 TİCARİ ARAÇLARDA ISIL KONFOR 15

2.1 Isıl Konfor Nedir? 15

2.2 PMV ve PPD Ölçekleri 16

2.3 Isıl Konfor Parametreleri 17

3 SAYISAL ÇALIŞMALAR 26

3.1 Temel Denklemler 26

3.2 Türbülans Modelleri 27

3.3 Kaldırma Kuvveti Akımları 29

3.4 Isı Transfer Mekanizmaları 30

3.5 Sayısal Analiz ve Sayısal Analizin Aşamaları 32

4 SONUÇ 57

KAYNAKÇA 63

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR 65

SİMGE LİSTESİ

P	Basınç
G	Gelen Işınım
G_k	Hız Gradyanına Bağlı Türbülans Kinetik Enerjisi
$q_{out,k}$	k Yüzeyinden Çıkan Isı Akısı
G_b	Kaldırma Kuvveti Akımı Sebebiyle Üretilen Türbülans Kinetik Enerjisi
k	Kondüksyon Isı Transfer Katsayısı
h	Konveksyon Isı Transfer Katsayısı
Nu	Nusselt Sayısı
c_p	Özgül Isı
Pr	Prandlt Sayısı
Re	Reynolds Sayısı
T	Sıcaklık
E	Yüzeyin Yayma Gücü
t	Zaman

KISALTMA LİSTESİ

ANN	Artificial Neural Network
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
CAD	Computer Aided Design
CATIA	Conception Assistée Tridimensionnelle Interactive Appliquée
CFD	Computational Fluid Dynamics
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
HVAC	Heating, Ventilation,Conditioning
ISO	International Organization for Standardization
PD	Percentage dissatisfied
PMV	Predicted Mean Vote
PPD	Predicted Percentage of Dissatisfied
SUV	Sport Utility Vehicle
YHT	Yüksek Hızlı Tren

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 Termal akış için CFD hesaplamalarında kullanılan ağ 2
Şekil 1.2 Termal konfor ve enerji tasarrufu için analiz yöntemi 3
Şekil 1.3 Hız büyüklüğünün ve düzlem içi vektörlerin dağılımları 4
Şekil 1.4 Modelden kesitler 5
Şekil 1.5 Anket sonuçları 6
Şekil 1.6 Çalışmadan kesitler 7
Şekil 1.7 Yönlendirme kanatlarının açısının parametrik değişimi için dikkate alınan hava menfezi olan Renault Megane ön panel . . . 8
Şekil 1.8 YHT kabin modeli 9
Şekil 1.9 Pencere kenarında oturan iki yolcunun yüzey sıcaklığı 10
Şekil 1.10 Kullanılan otobüs geometrisi 11
Şekil 1.11 Araç kabin görselleri 12
Şekil 1.12 Araç kabin hacmi ve boyutları 12
Şekil 1.13 ANSYS çıktıları 13
Şekil 2.1 İnsanlar ısıl konfor açısından kendisi için rahat ve sorunsuz ortamı ister 15
Şekil 2.2 Isıl konfor şartlarını etkileyen parametreler 16
Şekil 2.3 PMV ve PPD hakkında 17
Şekil 2.4 Nötr sıcaklık aralığı 18
Şekil 2.5 Isıl denge durumu 19
Şekil 2.6 Mahal operasyon sıcaklık aralıkları 20
Şekil 2.7 Hava hızının etkisi 20
Şekil 2.8 Türbülans yoğunluğunun hava hızına göre değişimi 21
Şekil 2.9 Ortam hızının deri sıcaklığı ve ısı kaybı üzerine etkisi 21
Şekil 2.10 Hava akış hızı ile hava sıcaklığına bağlı uygun konfor alanı 22
Şekil 2.11 Bazı metabolizma hızları 24
Şekil 2.12 Tüm giyim için ısıl direnç hesaplanması 25
Şekil 3.1 Dış taraftan araç CAD görümü ve bileşenleri 33
Şekil 3.2 İç taraftan araç CAD görünümü ve bileşenleri 33
Şekil 3.3 Dış taraf CAD görünümünün kabuk meshlenmiş modeli 34
Şekil 3.4 İç taraf araç CAD görünümünün meshlenmiş modeli 34
Şekil 3.5 Hacim mesh datasının kesit alınmış görüntüsü 35

Şekil 3.6 Hacim mesh datasının cam yüzeylerine atılan sınır tabaka görünümü 35
Şekil 3.7 Hacim mesh model görünümü 36
Şekil 3.8 Araç içindeki hava giriş menfezlerinin konumu 37
Şekil 3.9 Duvar kabul edilen komponetlerin üç boyutlu görünüşü 39
Şekil 3.10 Standart araç koordinatları 41
Şekil 3.11 Menfezler için alınan kesitler 42
Şekil 3.12 Sürücü ve yolcu için alınan kesitler 43
Şekil 3.13 1 Numaralı menfez sıcaklık ve hız konturu 45
Şekil 3.14 2 Numaralı menfez sıcaklık ve hız konturu 46
Şekil 3.15 3 Numaralı menfez sıcaklık ve hız konturu 47
Şekil 3.16 4 Numaralı menfez sıcaklık ve hız konturu 48
Şekil 3.17 5-6 Numaralı menfez sıcaklık ve hız konturu 49
Şekil 3.18 Sürücü ve yolcu vücut çizgisi sıcaklık ve hız konturu 50
Şekil 3.19 Sürücü ve yolcu burun çizgisi sıcaklık ve hız konturu 51
Şekil 3.20 Sürücü sıcaklık ve hız konturu 52
Şekil 3.21 Yolcu sıcaklık ve hız konturu 53
Şekil 3.22 Türkiye için araç içerisindeki güneş yükü - aracın önünden açılı görüntü (Saat 07:00) 54
Şekil 3.23 Türkiye için araç içerisindeki güneş yükü - aracın üzerinden görüntü (Saat 07:00) 55
Şekil 3.24 Türkiye için araç içerisindeki güneş yükü - aracın önünden görüntü (Saat 07:00) 55
Şekil 3.25 Türkiye için araç içerisindeki güneş yükü - aracın önünden görüntü (Saat 12:00) 56
Şekil 4.1 Radar çizelgesi 62

TABLO LİSTESİ

Tablo 3.1 Sayısal analizde kullanılan farklı menfez geometrileri 37
Tablo 3.2 Menfez üfleme hızları 38
Tablo 3.3 Fluent analizlerinde giriş kabul edilen menfezler için sınır koşulları 38
Tablo 3.4 Fluent analizlerinde çıkış kabul edilen menfezler için sınır koşulları 38
Tablo 3.5 Fluent analizlerinde duvar kabul edilen komponent sınır koşulları 39
Tablo 3.6 Güneş ışın izin takipcisine ve güneş yükü hesaplayacısına girilmesi gereken parametreler 40
Tablo 3.7 Analiz matrisi için kullanılan sayısal analiz parametreleri 44
Tablo 3.8 Test sıcaklık çıktıları ve model karşılaştırması 56
Tablo 4.1 Sürücü nefes, göğüs, ayak seviyesi hız ve sıcaklık sonuçları . . . 57
Tablo 4.2 Sürücü nefes, göğüs, ayak seviyesi hız ve sıcaklık sonuçlarına göre hesaplanan PMV ve PPD değerleri 59
Tablo 4.3 Normalize edilmiş değerler 61
Tablo 4.4 Normalize edilmiş değerler matris gösterimi 61

ÖZET

Ticari Araçlarda Isıl Konforun Sayısal İncelenmesi

Eda KUTLU

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Prof. Dr. Hakan DEMİR

Günümüzde gelişen teknolojinin etkisiyle ulaşım araçlarında termal konfor, yolcu ve sürücü sağlığı üzerinde olumlu etkileri olan önemli bir araştırma alanıdır. Bu durumun sonucu olarak da dünyanın içinde bulunduğu iklim krizi ile beraber araç üreten firmalar, araç içi ısıl konfor sağlamak için farklı iklim koşullarına uygun spesifik çözümler üretmeye başlamışlardır.Bu tez çalışmasında ticari bir araçta; üç farklı iklim bölgesi (İsveç-Türkiye-BAE), üç faklı menfez geometrisi (A-B-C) ve üç farklı üfleme sıcaklığı (9 °C - 12 °C - 15 °C) için kabin içerisinde ısıl konfor incelemesi yapılmıştır. Başlangıç kabin sıcaklık koşulu üç çalışma için de 30ºC olarak kabul edilirken menfez üfleme hızları araç testleri sırasında toplanan datalardan alınmıştır . Yapılan çalışmalarda 'Fluent' paket programında; güneş radyasyonu etkisinin en yoğun olduğu gün ve öğlen saat 12:00 girdi olarak kullanılmıştır. Elde dilen sonuçlar ışığında; üç farklı iklim lokasyonunda güneş radyasyonu etkileri, farklı çaptaki menfez geometrileri ve menfez üfleme sıcaklarının ortalama kabin sıcaklarına etkisi incelenmiştir. Vakalar arasında istatistiksel karşılaştırma yapabilmek amacıyla da optimum sıcaklık ısıl konfor şartı 23 °C kabul edilerek elde edilen sonuçlar monoton olmayan normalizasyon yöntemi ile sıcaklık verileri optimum sıcaklığa göre normalize edilmiştir. Optimum sonucun normalize değeri sıfır olduğu için elde edilen sonuçlarda sıfıra en çok yakınsayan değer bu tez çalışmasındaki en optimum çalışma olarak belirlenmiştir. Sonuç olarak bu çalışmada ısıl konfor şartları düşünüldüğünde yığık sıcaklık parametre değerlerine göre değerlendirildiğinde, mevcut menfez olan B menfezine göre çapı daha büyük olan A menfezinde, incelenen sayısal çalışmalarda genel olarak daha iyi sonuçlar elde edildiği gözlemlenmiştir. Noktasal sıcaklık değerlerine göre

de Türkiye-A tipi Menfez sonuçalarının ısıl konfor şartlarına daha yakın olduğu gözlemlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Ticari araç, ısıl konfor, hesaplamalı akışkanlar dinamiği.

ABSTRACT

Numerical Investigation of Thermal Comfort in Commercial Vehicles

Eda KUTLU

Department of Mechanical Engineering
Master of Science Thesis

Supervisor: Prof. Dr. Hakan DEMIR

Today, with the effect of developing technology, thermal comfort in transportation vehicles is an important research area that has positive effects on passenger and driver health. As a result of this situation, together with the climate crisis in the world, the companies that produce vehicles have started to produce specific solutions suitable for different climatic conditions in order to provide thermal comfort in the vehicle. Thermal comfort analysis was carried out inside the cabin for three different climate zones (Sweden-Turkey-UAE), three different vent geometries (A-B-C) and three different blowing temperatures (9 °C - 12 °C - 15 °C). While the initial cabin temperature condition was accepted as 30℃ for all three studies, the vent blowing rates were taken from the data collected during the vehicle tests. In all studies, in the 'Fluent' package program to calculate solar radiation, the day when the solar radiation effect is most concentrated and 12:00 noon is used as input. In the light of the results obtained; The effects of solar radiation, vent geometries of different diameters and vent blowing temperatures on average cabin temperatures were investigated in three different climate locations. In order to make a statistical comparison between the cases, the optimum temperature thermal comfort condition was accepted as 23 °C, and the results obtained were normalized according to the optimum temperature by non-monotonic normalization method. Since the normalized value of the optimum result is zero, the value closest to zero in the obtained results was determined as the most optimum study in this thesis study. As a result, considering the thermal comfort conditions in this study, when evaluated according to the stack temperature parameter values, it was observed

that generally better results were obtained in the numerical studies examined in the A vent, which has a larger diameter than the existing vent B. According to the point-by-point temperature values, it has been observed that the results of the Turkey-A type Vent are closer to the thermal comfort conditions.

Keywords: Comertial vehicle, thermal comfort, computational fluid dynamics.

1
GİRİŞ

Günümüzde gelişen teknolojinin etkisiyle ulaşım araçlarında termal konfor, yolcu ve sürücü sağlığı üzerinde olumlu etkileri olan önemli bir araştırma alanı haline gelmiştir. Bu durumun sonucu olarak da dünyanın içinde bulunduğu iklim krizi ile beraber araç üreten firmalar, araç içi ısıl konfor sağlamak için farklı iklim koşullarına uygun spesifik çözümler üretmeye başlamışlardır.

Araç içi iklimlendirme sistemleri 90'lı yılların başlarına kadar araç üreticileri tarafından öncelik alamayan konulardandı. Bu dönemlerde araç için lüks olarak tanımlanmasından dolayı daha çok belli başlı araçlara yönelik kullanılan bir hizmet halindeydi.

Ancak yolcuların değişen çevre koşullarına uzun süre maruz kalmasından dolayı endişe kaynağı artmaya başlamıştır. Güneş radyasyonun varlığı, araç içinde bulunan bireylerin rahatsız olmasına ve üretkenliklerinin azalmasına ortam hazırlayan negatif ve önemli faktörlerden biri haline gelmiştir. Müşteri beklentilerinin değişmesiyle birlikte araç üreticileri müşterilerinin memnuniyetini artırma konusunu öncelikli hale getirmeye başlamışlardır. Bu durum araç üreticileri arasında bir rekabeti de beraberinde getirmiştir.

Rekabetin beklenilenden daha konsantre olması, ısıl konforun en kısa sürede, en düşük maliyetle, araç tasarımı değiştirmeden ve yakıt tüketimini artırmadan bir yol izlenmesi gerektiğini ortaya koymuştur.

Bu yüksek lisans tez çalışmasında da üç farklı iklim bölgesi için üç farklı menfez geometri tipinde ve üç farklı menfez üfleme sıcaklığında ticari bir araçta güneş radyasyonunun araç içi ısıl konfora etkisi sayısal olarak çalışılmıştır. Çalışma için yapılan optimizasyon çalışması sonucunda parametrelere bağlı 9 farklı analiz çalışması gerçekleştirilmiştir.

Ortaya koyulan bu çalışma dört temel kısımdan oluşmuştur. Birinci bölümdeki ilk kısımda tezin bütünü bakımından değerlendirmesi yapılmış ve taşıt mahalindeki ısıl

konfor hakkındaki literatür çalışmaları derlenmiştir.

İkinci kısımda, ticari araçlarda ısıl konfor ile ilgili genel bir bilgi verilmiştir.

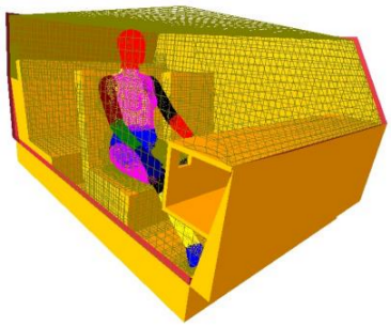
Üçüncü kısımda, sayısal modelin kurulması, gelişimi ve çalışmalar hakkında genel bilgi aktarılmıştır.

Dördüncü kısımda, gerçekleştirilen çalışmaların sonuçları paylaşılmış ve değerlendirilmiştir.

1.1 Literatür Özeti

Isl konforun hayat kalitemize olan etkilerinden dolayı ısıl konfor adı altında, literatürde çok sayıda çalışma bulunmaktadır. Gelişen teknoloji ve yaşam standartlarının değişmesiyle birlikte otomobiller üzerine yapılan çalışmaların yanında hızlı trenler, kamyonlar ve otobüsler üzerine de bir çok çalışma olduğu görülmektedir.Hazırlanan bu tez çalışmasında; yapılan çalışmalarla ilintili olabilecek belirli başlı literatür çalışmaları bu bölümde derlenmiştir.

Martinho, Lopes ve Silva 2007 yılında, aracın ve araca ait hava ve havalandırma sistemlerinin tasarımının ilk aşamalarında, yolcu kabinlerinin termal ortamının kalitesini tahmin etmeyi amaçlamışlardır. Sayısal simülasyonları gerçekleştirmeden önce ilk olarak, gerçek bir termal mankenin dijital modelini elde etmişler ve mankenin CAD yüzeyine bir yüzey ağı örmüşlerdir. Daha sonra deneysel test bölmesi içindeki termal akışın hesaplanması için, manken ve kabin içi yüzeyleri arasında Şekil 1.1'de de gösterildiği gibi tutarlı bir ağ oluşturmuşlardır. Oluşturdukları bu tutarlı ağ sayesinde CFD analizleri gerçekleştirmişlerdir.

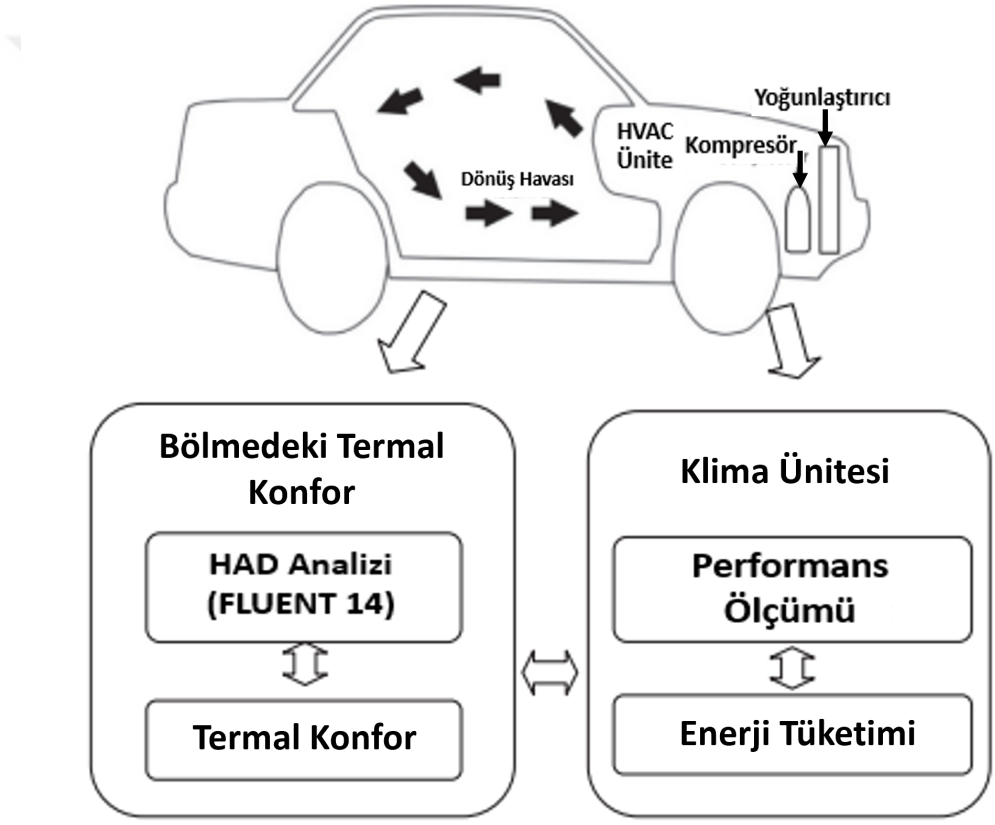


Şekil 1.1 Termal akış için CFD hesaplamalarında kullanılan ağ

Yaptıkları çalışmaların sonucunda; yöntem, araştırıldıktan ve doğrulandıktan sonra daha genel bir insan termoregülasyon modelinin kullanılmasına izin verilebileceğini görmüşlerdir. Bu yöntemin, herhangi bir simetrik ya da asimetrik termal çevre

ortamındaki, insan termal konforunu doğru bir şekilde tahmin etmek için sayısal bir insan konfor modeli türetebileceğini öngörmüşlerdir [1].

Myoung Su Oh vd. 2014 yılında, bir araçta doluluk oranının düşük olduğunu gösteren istatistiksel verileri incelediklerinde, konvansiyonel sistemdeki boş koltuk alanlarına sıklıkla gereksiz soğutma yapıldığını düşünmüşlerdir. Bu nedenle kullanılan alan için yoğun bir spot soğutma sistemi olan lokalize bir iklimlendirme sisteminin, boş koltuk alanlarında ekstra soğutmayı önleyerek enerji tüketimini azaltmasını amaçlamışlardır. Çalışmalarında; ön ve tavan menfezleri aracılığıyla lokalize iklimlendirme sisteminin, hem araç kompartımanındaki ısıl konforu hem de enerji tasarrufunu incelemişlerdir.

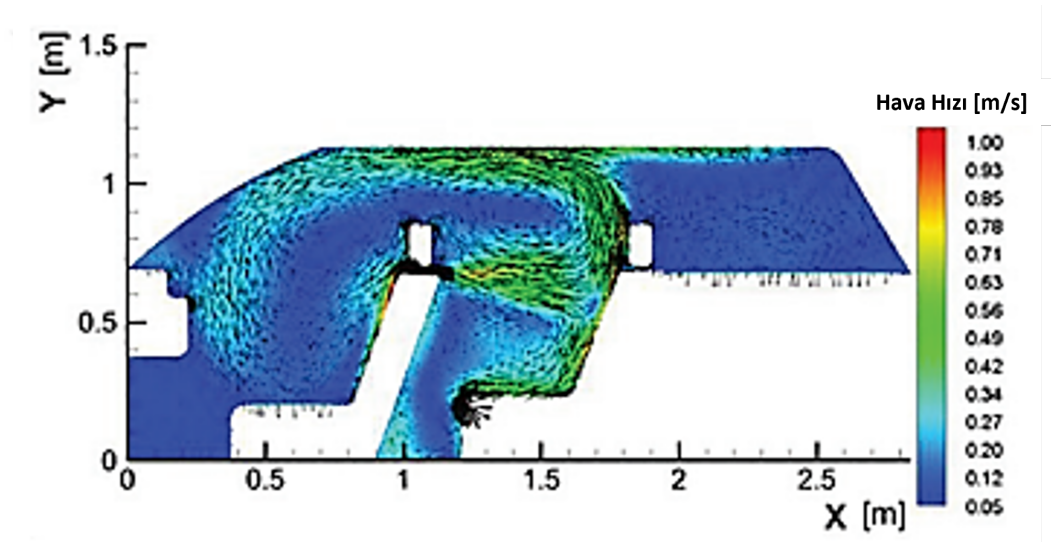


Şekil 1.2 Termal konfor ve enerji tasarrufu için analiz yöntemi

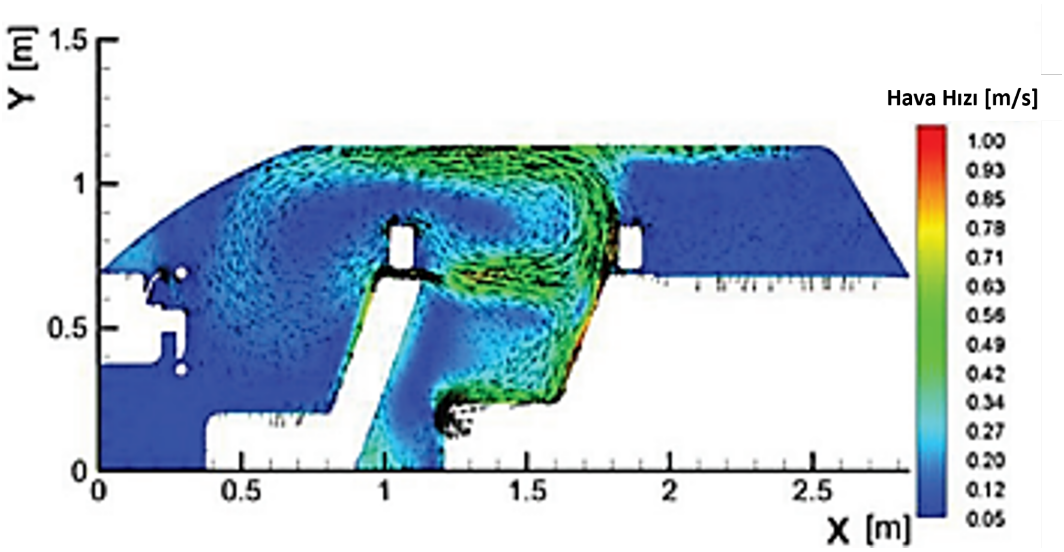
Ön ve tavan menfezleri bulunan araç kompartımanındaki termal konforu; termal endeksler için ampirik korelasyonlarla hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanarak analiz etmişlerdir. Ayrıca iklimlendirme ünitesinin performansını çeşitli hava debilerinde ve hava sıcaklıklarında ölçmüşlerdir. Yaptıkları çalışmalar sonucunda, optimize edilmiş ön ve tavan menfezlerine sahip (9°C havalandırma sıcaklığında konforu sağlayan) lokal klima sisteminin enerji tüketiminin azaldığını görmüşlerdir [2].

Paul Dancaa vd. 2017 yılında, bir yandan termal konfor ve sayısal tahmin yöntemleri hakkındaki bilgileri derinleştirmeyi amaçlarken diğer yandan da çalışmalarını, geçici ortam parametrelerinin (radyant sıcaklık gibi) oynadığı gerçek rolü analiz etmeyi amaçlayan daha büyük bir araştırma programının parçası haline getirmişlerdir.

Çalışmaların sonucunda, CFD model verileri ile gerçek bir araçta ölçülen veriler arasında iyi bir uyum elde etmişlerdir. Bu şekilde, birkaç parametrenin kabin içi ortam üzerindeki etkisi, sayısal olarak incelenebileceğini görmüşlerdir. Ayrıca araçlarda ısıl konforu değerlendirmek için kullanılan standartlardan olan, PMV ve PPD'nin model araç boşlukları için nicel bir değerlendirme aracı olarak dikkate alınmaması gerektiğini görmüşlerdir [3].



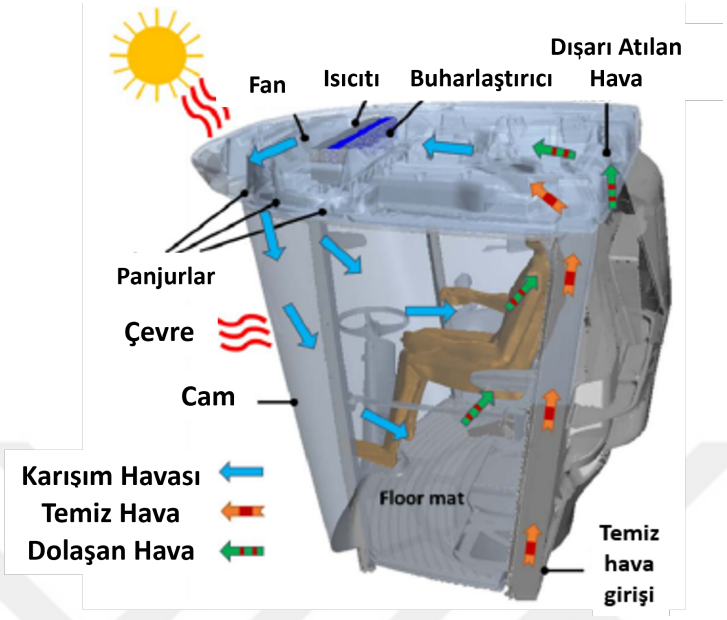
(a) Arabanın sol kısmı



(b) Arabanın sağ kısmı

Şekil 1.3 Hız büyüklüğünün ve düzlem içi vektörlerin dağılımları

Samrendra Singh and Hesam Abbassi 2018 yılında, kabindeki geçici rejimde incelemek için bir biçerdöver iklimlendirme sisteminin, kapsamlı bir termal modelini geliştirmeyi amaçlamışlardır.



(a) Akış yolu ve kabinin ana bileşenleri



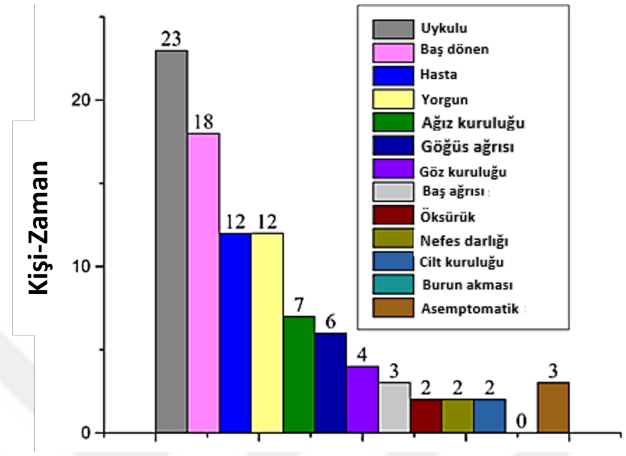
(b) Panjurların tavan döşemesindeki konumu

Şekil 1.4 Modelden kesitler

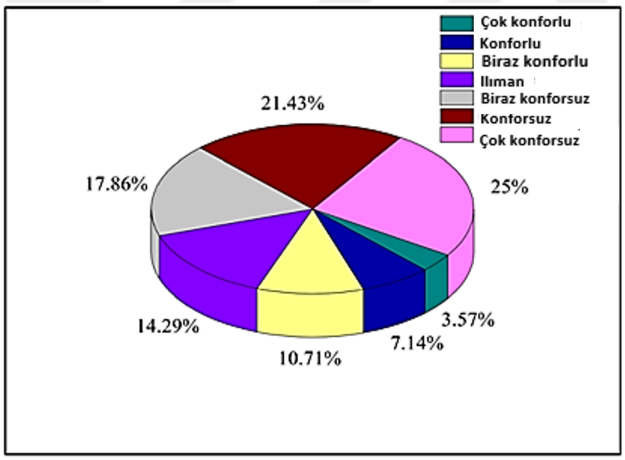
3D Hesaplamalı Akışkanlar Mekaniği kullanarak oluşturdukları simülasyon modeli, kabinin termal durumunu güncellemek için soğutma çevriminin performansına ilişkin bir yapay sinir ağına (ANN) dayandırmışlardır. Eğitilmiş ANN modeli, CFD modelle entegre etmişlerdir. Sonuç olarak, kabin havasının tahmin edilen geçici termal durumunu, deneysel verilerle doğrulamışlardır. Sayısal ve deneysel

sonuçların tutarlılığını göstermişlerdir [4].

Xiaoxuan Zhu vd. 2018 yılında, çalışmalarında klimalı bir otobüste; yolcu konforu ve hava kirliliğinin mikro-çevresel durumunu anketler, saha ölçümleri ve simülasyon yoluyla incelemişlerdir. Öncelikle sübjektif bir analiz olarak; yolcuların iç ortam kalitesi algılarını ve konfor seviyelerini anketlerden belirlemişlerdir.



(a) Rahatsız edici semptomlar



(b) Termal ortamdan gelen memnuniyetsizlik oranı

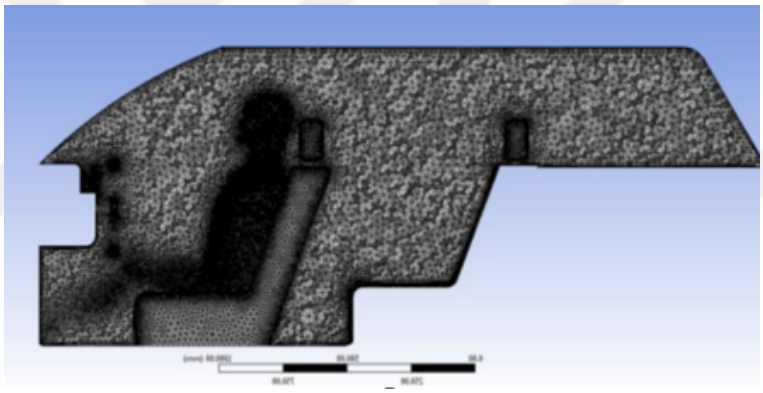
Şekil 1.5 Anket sonuçları

Objektif bir analiz olarak da deneysel sonuçlarla doğrulanan çapı < 10 mikrometre olan parçacıklı madde dahil olmak üzere, kirleticilerin difüzyonunu ve dağılımını belirlemek için ayrık bir faz modeli kullanılarak sayısal bir simülasyon gerçekleştirmişlerdir.Simülasyonda otobüs kabinindeki hava akışını, sıcaklık alanlarını, güneş radyasyonunu, insan ısısını ve partikül yörüngelerini ayrıca da konsantrasyonlarını simüle etmek için 3-D FLUENT modelini, Reynolds'ın ortalama Navier-Stokes (RANS) denklemlerini, P1 radyasyon modelini ve ayrık faz modelini kullanarak modellemişlerdir. Sayısal simülasyon, saha ölçümleri ve sübjektif araştırmaların sonuçlarından; otobüsün içindeki hava kalitesinin ve

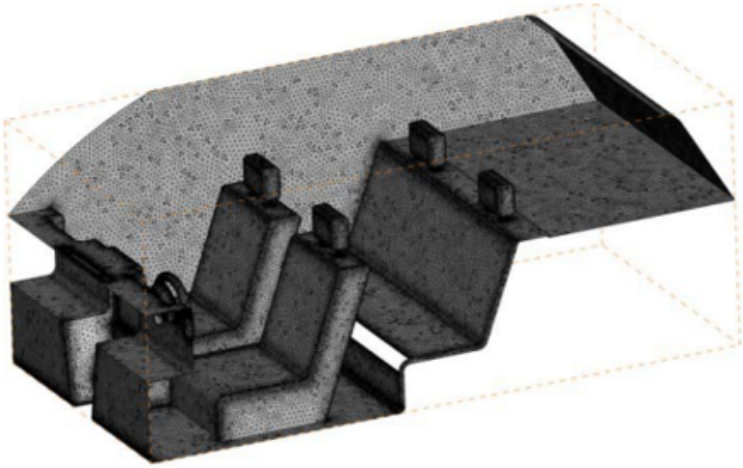
termal konforun yetersiz olduğunu göstermişlerdir. Otobüs içindeki ortamı ve anket sonuçlarını analizinden sonra, yolcuların oturma tercihlerinin konfor seviyelerini iyileştirmeye elverişli olmadığını gördüler ve mevcut durumun iyileştirilmesine acil ihtiyaç olduğunu saptamışlardır.Sonuç olarak; resmi veya özel otobüs sahiplerinin, hava çıkışını ayarlayarak veya klimanın düzenini değiştirerek yani hava besleme açısını değiştirerek, parçacıklı maddenin hacim konsantrasyonunu etkili bir şekilde azaltabilir ve daha konforlu bir otobüs kabini ortamı sağlayabilir olduklarını ispatlamışlardır [5].

Paul Danca vd. 2018 yılında, yolcu kabinindeki sürücü mahallinde bulunan insan vücudunun; hava hızı dağılımını ve termal konfor üzerindeki etkisini sayısal olarak çalışmışlardır.

Sürücü varken ve sürücü yokken Şekil 1.6 'da da gösterildiği gibi, her iki durumda da Şekil 1.7 'de gösterilen sol giriş ızgarasının farklı açılarıyla CFD simülasyonlarını yapmışlardır.

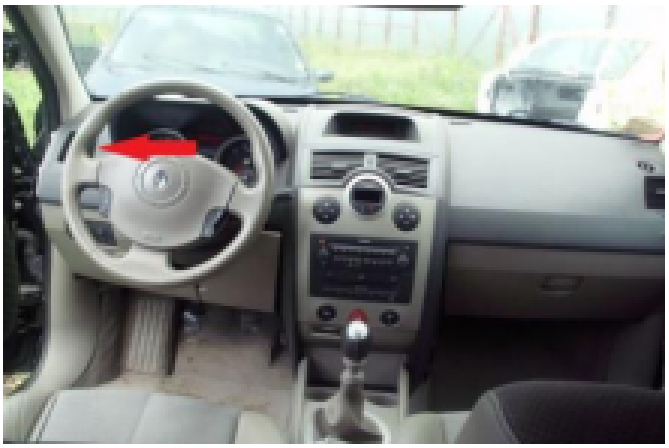


(a) Araçta sürücü var olduğu durum için 6,54 milyon mesh detayı



(b) Araçta sürücü olmadığı durum için 6,14 milyon mesh detayı

Şekil 1.6 Çalışmadan kesitler



Şekil 1.7 Yönlendirme kanatlarının açısının parametrik değişimi için dikkate alınan hava menfezi olan Renault Megane ön panel

Yapılan çalışmalar sonucunda; insan vücudunun varlığının araç kabini içindeki tüm akış modelinin küresel olarak değişmesine yol açtığını görmüşlerdir. Ayrıca maksimum hızların konumları, kılavuz kanatların açısıyla değiştiğini fark etmişlerdir. Her durum için termal konfor PMV/PPD indekslerini hesaplanmışlardır. İnsan vücudunun varlığının, daha rahat bir ortamın oluşmasına neden olduğunu ispatlamışlardır [6].

Che-Cheng Chang vd. 2018 yılında, araç kabinindeki karbondioksit seviyesi arttıkça, sürücünün uyuşukluğu ve reaksiyonların yavaşlaması sonucu kaza riskinin arttığını tespit etmişlerdir. Çalışmalarında, dış havalandırma oranının, araç kabini iç hava kalitesi ve araçtaki her bir kişi için gereken dış hava miktarı üzerindeki etkilerini araştırmak için bir CFD simülasyon modeli geliştirmişlerdir.

Yaptıkları çalışmaların sonucunda;

- ASHRAE Standardı 62.1 dış hava besleme oranı tavsiyelerini kullanarak, araç kabinindeki ortalama karbondioksit konsantrasyonu, 2850 ppm civarında olduğu bilinmektedir. Ancak bu değerler binalar için geçerli olduğundan araçlarda farklı değerler alınması gerektiğini tespit etmişlerdir.
- Araç kabininde 1000 ppm'lik bir karbondioksit konsantrasyonu elde etmek için gereken minimum dış hava besleme hızı, yolcu başına 9,2 l/sn olarak bulmuşlardır.
- 2000 ppm'lik bir karbondioksit konsantrasyonu kriteri için, gerekli dış hava taze hava akış hızı kişi başına 3,6 l/sn'ye düştüğünü görmüşlerdir [7].

Dattatray Hulwan vd. 2019 yılında çalışmalarında, yolcunun termal konforunu

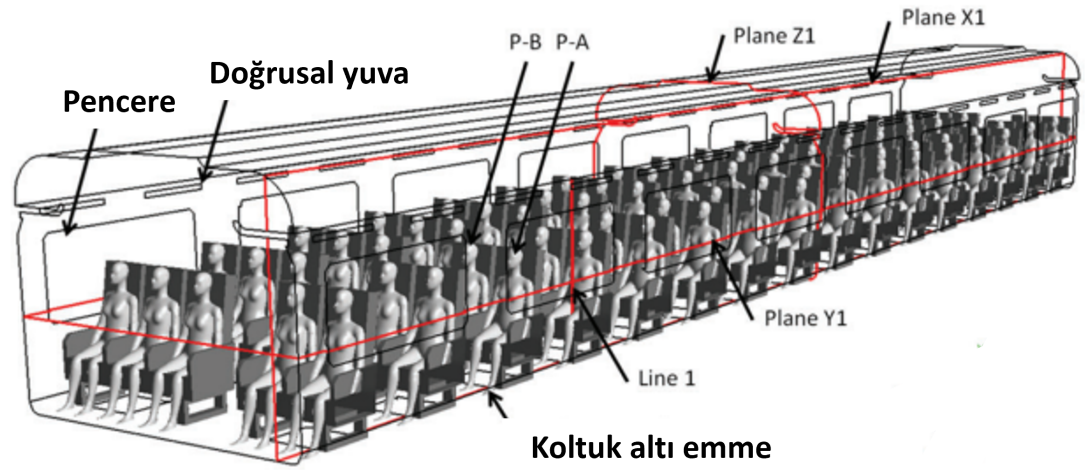
sağlamak için HVAC kanal tasarımını ve parametrik optimizasyonu revize etmek için CFD simülasyonu kullanarak minibüs kabinindeki HVAC soğutma performansını tahmin etmek için bir metodoloji sunmaktadırlar.Çalışmalarının sonucunda ısı yükünü analitik olarak hesaplamışlardır ve CFD modelinde modellemişlerdir. Yolcu ısı yükünü, ASHRAE standardına göre kabul etmişlerdir. Aldıkları sonuçlara göre; CFD simülasyonu, yolcu kabini içindeki sıcaklık ve hız dağılımını tahmin etmiştir. Simülasyon soğuma sonuçlarının, deneysel sonuçlarla iyi bir uyum içinde olduğunu görmüşlerdir [8].

Iacob Liviu SCURTU ve Ancuta Nadia JURCO 2019 yılında, günümüzde ulaşım araçlarında termal konforun yolcu ve sürücü sağlığını olumlu yönde etkilemesinden dolayı bir otobüs model geometrisi üzerinde, termal konfor çalışması gerçekleştirmişlerdir. Geometriyi, SolidWorks ile modellemişlerdir. Ayrıca termal konforun belirlenmesi için de CFD kullanmışlardır.

CFD Simülasyonunda;

- Havalandırma sistemi maksimum kapasitede açık olduğunda, otobüsteki yolcuların kısmen havalandırma sisteminden etkilendiğini gözlemlemişlerdir.
- Daha iyi hava dağılımı için deflektör monte ettiklerinde, yolcuların termal konfor çıktılarında iyileşmeler gözlemişlerdir [9].

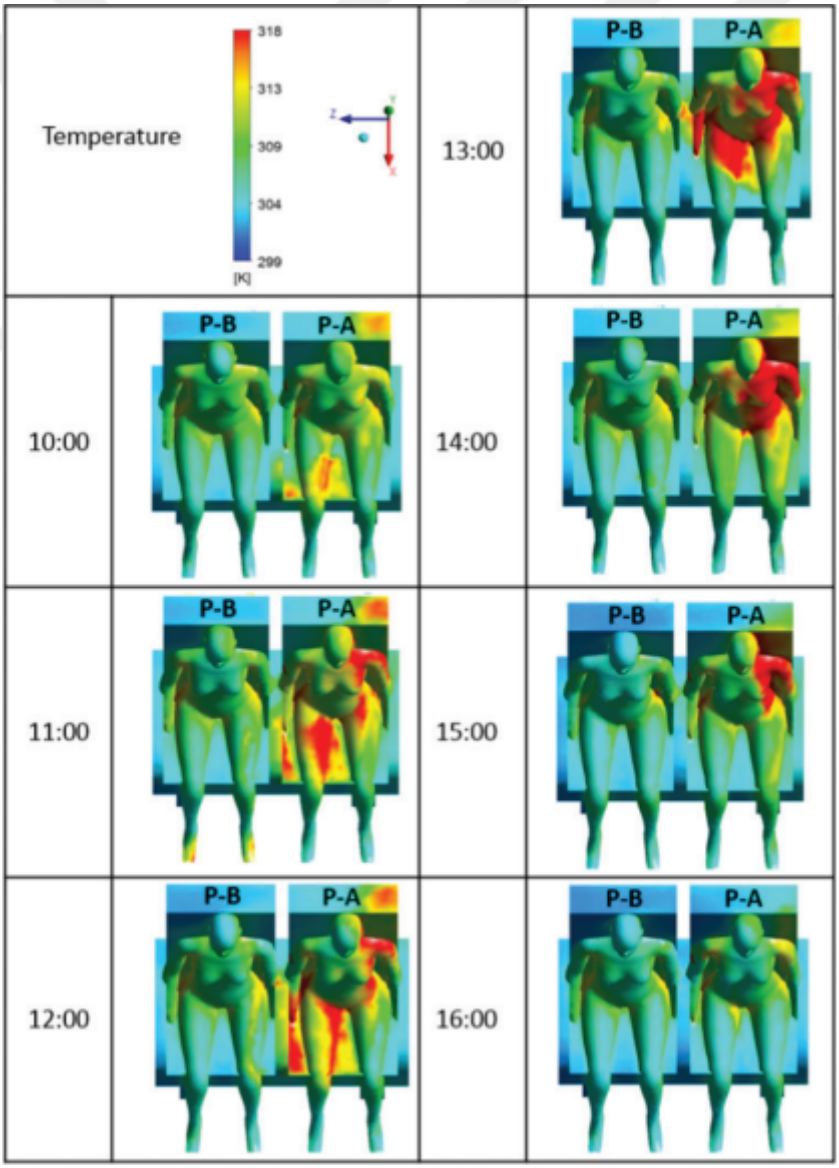
Lin Yang vd. 2020 yılında, tipik bir YHT kabinindeki güneş radyasyonunun, termal konfora etkisi üzerine sayısal bir çalışma yapmışlardır. Çalışmalarında CFD simülasyonu kullanarak YHT kabinini modellemişlerdir.



Şekil 1.8 YHT kabin modeli

Yaptıkları çalışmaların sonucunda;

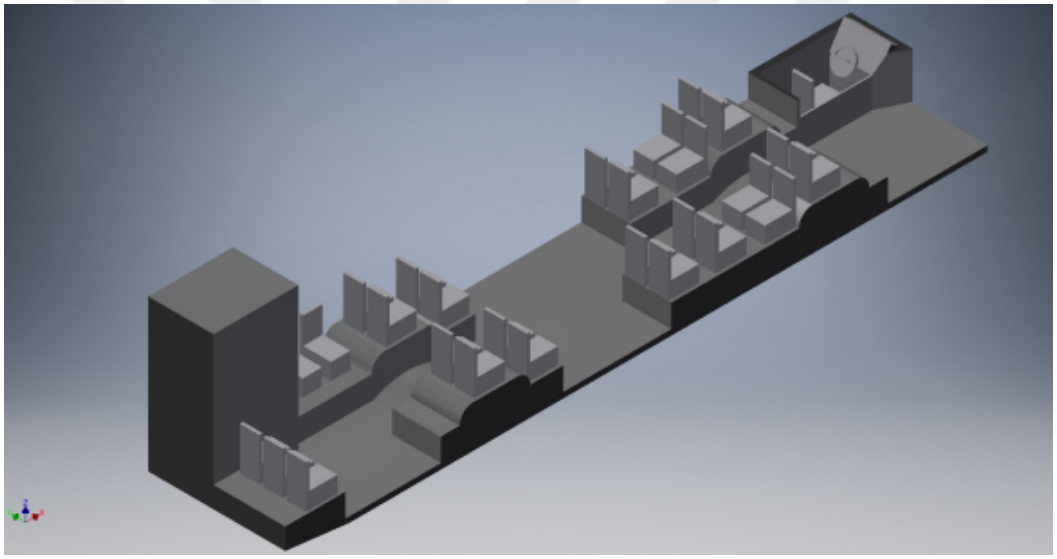
- Simülasyonda güneş radyasyonu etkisi uygulandıktan sonra, genel kabin hava sıcaklığı, özellikle Şekil 1.9 'de de görüldüğü gibi cam kenarındaki yolcuların yakınındaki sıcaklıkların, önemli ölçüde arttış gösterdiğini görmüşlerdir.
- Güney tarafındaki pencerelerin yanında oturan yolcuların günün farklı saatlerinde, özellikle bacak ve omuz bölgelerinde, belirgin bir yüzey sıcaklığı değişimine maruz kaldıklarını tespit etmişlerdir. Ortalama kabin sıcaklığının sabah saatlerinde yükseldiği ve öğleden sonra da sıcakların düştüğünü gözlemişlerdir.
- Ortalama PPD ve PMD değerlerindeki değişimlere batıklarında, endekslerin; güneş ışınlarına maruz kalan yolcular için ISO 7730:2005'in öngördüğü konfor standardı içinde olmadığını fark etmişlerdir [10].



Şekil 1.9 Pencere kenarında oturan iki yolcunun yüzey sıcaklığı

Ariel Orlei Michaloski vd. 2020 yılında, otobüs kabin ortamlarını analiz eden termal konfor üzerine yapılan 22 araştırma makalesini incelemeyi amaçlamışlardır. Çalışmalarının sonucunda; hava sıcaklığı ve hava hızının, çalışmalarda en çok kullanılan parametreler olduğunu tespit etmişlerdir. Sekiz makalede, standart konfor parametreleri üzerine çalışmışlarda bulunmuşlardır. Yolcuların sağlığı üzerindeki olumsuz etkileri en aza indirmek için kapalı otobüslerin içinde sürekli hava değişimi olmasını ya da camların açık turularak bunu sağlanması gerektiğini vurgulamışlardır. Özellikle hava yoluyla bulaşan hastalıklar, karbondioksit konsantrasyonu nedeniyle,muhtemel hava değişimi ihtiyacını belirlemede önemli bir parametre olarak açıklamışlardır [11].

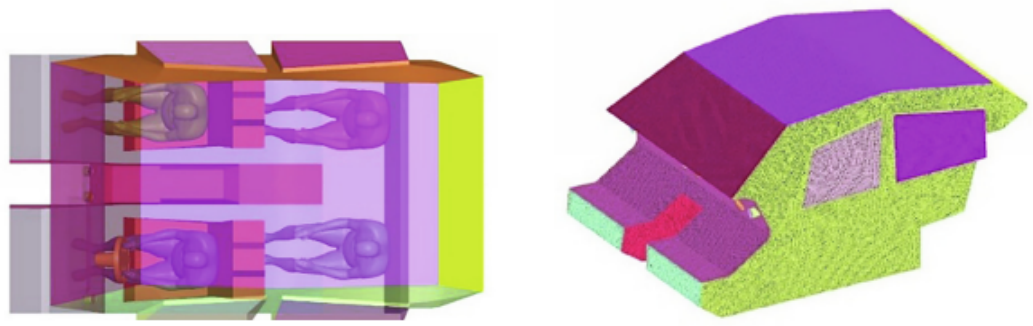
Rajiv Haresh Vaswani R. 2020 yılında Yüksek lisans tezinde, kapalı alanlarda termal tasarım için bir kılavuz olan ASHRAE-55 standardını kullanarak, Torino'daki bir toplu taşıma otobüsünün ısıtma sistemini analiz etmiştir.



Şekil 1.10 Kullanılan otobüs geometrisi

Çalışma, bir otobüs kabininin CFD simülasyonlarını ve termal konfor analizini içeren tüm süreçler hakkında temel bir referans görevi görmüştür. Çalışma sonucunda, yolcular üzerindeki termal algıyı tehlikeye atmadan otobüsün ısıtma veriminin iyileştirilmesi değerlendirilmiştir [12].

L. Karthick vd. 2022 yılında, araç kabin sıcaklığının kabin boyutuna, hava menfezlerinin miktarına-şekline, genel HVAC sisteminin kütle akış hızına-ön panele, süslemelere ve koltuk malzemelerine göre belirlendiği bilgisine dayanarak çalışmalarında; SUV araç kabininde, farklı hava hızlarını araştırmışlar ve buna bağlı olarak da uygun kabin sıcaklığını bulmuşlardır. Çalışmalarını, CFD yazılımı ve sabit durum termal analizi kullanarak gerçekleştirmişlerdir.

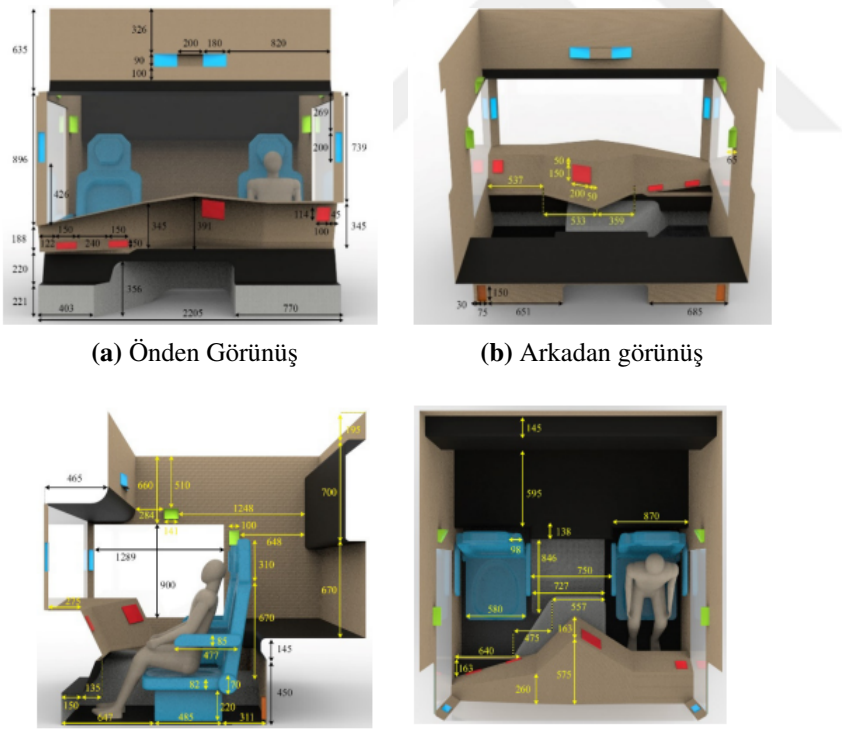


(a) Akış hacmi **(b)** Araç yüzey mesh geometrisi

Şekil 1.11 Araç kabin görselleri

ANSYS FLUENT'e göre, gözlemlenen kabin bulguları kabaca 23 °C'lik bir sıcaklık ve 5 m/sn'lik bir hava akış hızını içerdiğini saptamışlardır [13].

Emre Turgut ve Uğur Yardımcı 2022 yılında çalışmalarında, Şekil 1.12 'de gösterilen kamyon kabinindeki iklimlendirme parametrelerinin ısıl konfor üzerindeki etkisini göstermeyi amaçlamışlardır.

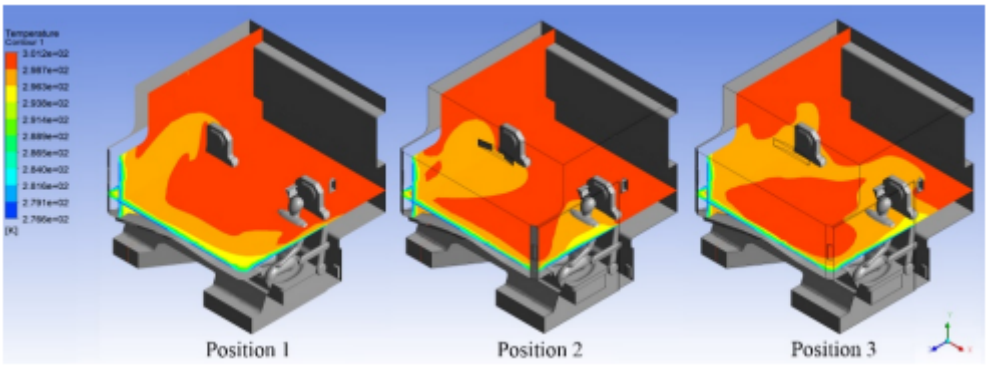


(a) Önden Görünüş **(b)** Arkadan görünüş

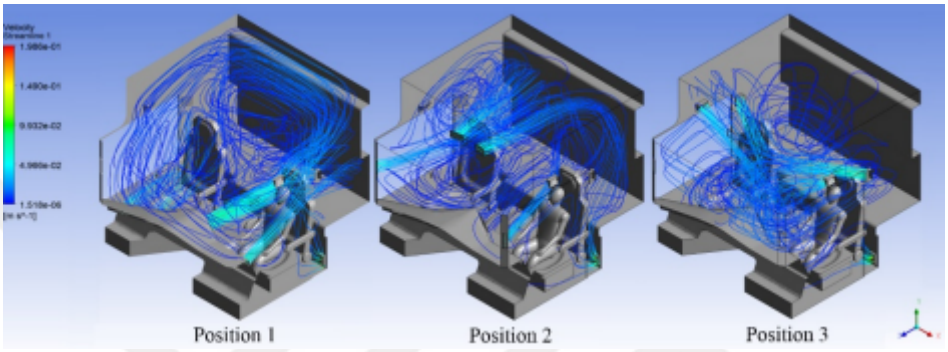
(c) Soldan görünüş **(d)** Üstten görünüş

Şekil 1.12 Araç kabin hacmi ve boyutları

Sonuçları, ANSYS FLUENT paket programı kullanılarak sayısal olarak incelemişlerdir.



(a) Üç farklı konum için sıcaklık grafikleri



(b) Üç farklı konum için akış çizgisi

Şekil 1.13 ANSYS çıktıları

Şekil 1.13 'deki görsellere bakıldığında;

- Klima konumlarını ve menfezlerinden çıkan akışkan hızları ve çıkış sıcaklarını belirlemişlerdir.
- PMV ve PPD değerlerini hesaplamışlardır.
- Kabindeki sıcaklık ve hız dağılımları elde edilmiştir [14] .

1.2 Tezin Amacı

Bu yüksek lisans tez çalışmasında; ticari bir araçtaki termal konfor, üzerine çalışmalar yapılmış ve bunları iyileştirebilmek amaçlanmıştır. Bu amaç yörüngesinde ısıl konfor parametreleri belirlenerek bu parametrelere bağlı olarak ticari araçlarda; farklı iklim bölgelerindeki, menfez tipleri ve üfleme sıcaklıkları incelenmiştir. Önemli bir parametre olan güneş radyasyonun varlığı, araç içinde bulunan bireylerin rahatsız olmasına neden olan bir faktör olduğu için yapılan sayısal çalışmalarla bu etkilerin en aza indirilmesi hedeflenmiştir. Buna yönelik olarak hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanılarak sıcaklık ve hız parametrelerine göre optimum konfor durumu belirlenmiştir.

1.3 Hipotez

Bu Yüksek Lisans tez çalışmasında,ticari bir araçta ısıl konfor paramterelerinin yolcu ve sürücü üzerindeki etkisi açısından sıcaklık ve hız gradyenlerine odaklanılmıştır. Literatürdeki araçlardaki ısıl konfor çalışmaları incelendiğinde, araç üreticileri arasındaki rekabetin beklenilenden daha yüksek olması, ısıl konforun en kısa sürede, en düşük maliyetle, araç tasarımı değiştirmeden ve yakıt tüketimini artırmadan geliştirilmesi gerektiği vurgulanmıştır. Bunlara ek olarak da hız ve sıcaklık parametrelerinin önemli bir çıktı olduğu görülmektedir. Yapılan bu çalışmaların yol göstericiliğiyle, ticari bir araçta ısıl konforu artırmaya yönelik üç farklı parametre ile sayısal bir çalışma gerçekleştirilmiştir. Sayısal çalışma sonuçlarına göre de hız ve sıcaklık çıktılarına bakılarak en uygun çalışma belirlenip araç kabininde ısıl konfor kalitesini artırmak hedeflenmiştir.

2
TİCARİ ARAÇLARDA ISIL KONFOR

Günümüzde hayatımızın her alanında büyük öneme sahip olan otomobiller, hem iş hem de seyahat amaçlı olarak uzun süre vakit geçirdiğimiz hacim alanları haline gelmişlerdir. Özellikle iş amaçlı olarak kullanılan ticari araçlarda; kabin mahalindeki, konfor durumundan uzak ölçümler aracı kullanan kişi için olumsuz şartlar doğurmaktadır. Konforsuz ortamdan etkilenen sürücüde, konsantrasyon bozukluğuna bağlı dikkat kaybı ve ani olarak uyku durumuna geçme söz konusu olmaktadır. Bu durum sürüş halindeki kişinin ve aynı mahalde bulunan diğer yolcuların güvensiz ve tehlikeli bir yolculuk geçirmesine sebep olmaktadır.Bu durumlardan dolayı bulunduğumuz mahalin hava kalitesi önemli bir meseledir.[15]

2.1 Isıl Konfor Nedir?

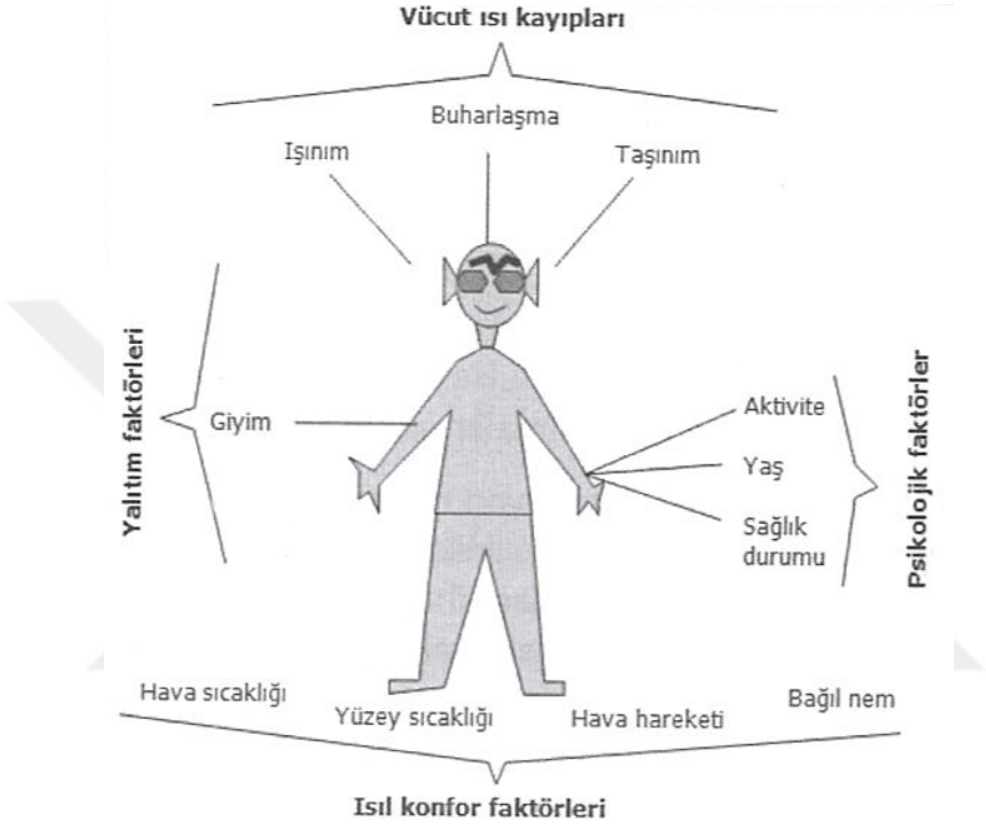
İnsanlar yaşamlarını sürdürdüğü zaman boyunca, ısıl konfor açısından, kendisi için rahat ve sorunsuz olan ortama yönelik mücadele etmişler ve etmeye de devam etmektedirler. İlk yaşam alanlarının oluşturulduğu dönemlerde, inşa ettikleri yapılarında ön planda tuttukları bu durum teknolojinin gelişmesiyle otomotiv kabinlerinde de önemli bir durum haline gelmiştir.



Şekil 2.1 İnsanlar ısıl konfor açısından kendisi için rahat ve sorunsuz ortamı ister

Isıl konforun tam olarak tanımı ISO7730 [16] standartındada da açıklandığı gibi 'Bulunduğu ortamın insan zihnine verdiği memnuniyet.' olarak ifade

edilmiştir. Yani her parametre ne olursa olsun kişilerin aşırılık durumunu yaşamaması olarak açıklanabilir. Ancak aynı mahalde bulunun iki farklı kişi, farklı vücut reaksiyonlarını gösterebilir. Bu durumda bir mahal, ısıl konfor açısından değerlendirilirken; maruz kaldığı ışık, gürültü, hava vb. durumlar da dikkate alınmalıdır. Bu durumda ortaya Şekil 2.2'de gösterildiği gibi biraz kompleks bir ısıl konfor çizimi ortaya çıkmaktadır.

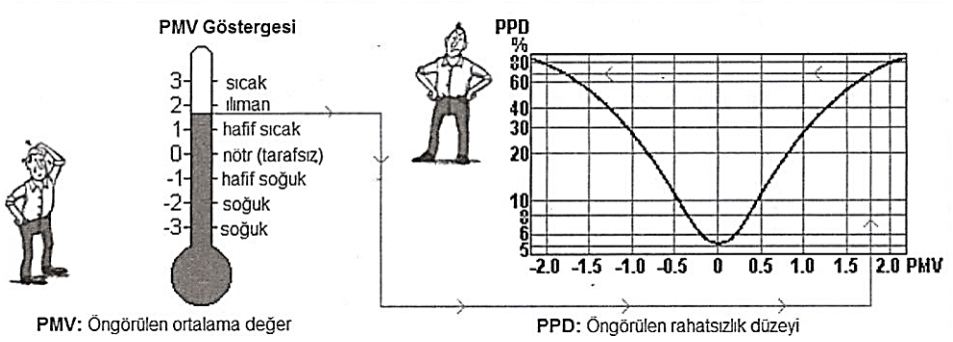


Şekil 2.2 Isıl konfor şartlarını etkileyen parametreler

2.2 PMV ve PPD Ölçekleri

PMV indeksi, belirli bir ortamdaki bir grup insanın öznel derecelendirmelerinin ortalama değerini tahmin etmektedir. PMV ölçeği, -3 (soğuk) ile +3 (sıcak) arasında değişen yedi noktalı bir termal algılama ölçeğidir; burada 0, termal olarak nötr hissi temsil etmektedir.

Belirli bir termal ortamda kaç kişinin memnun olmadığını tahmin etmek için PPD indeksi (Öngörülen Memnuniyetsizlik Yüzdesi) olarak açıklanmıştır. PPD endeksinde, PMV ölçeğinde -3, -2, +2, +3 oyu veren kişiler termal olarak memnun değil olarak kabul edilir [17].



Şekil 2.3 PMV ve PPD hakkında

2.3 Isıl Konfor Parametreleri

Temiz havaya sahip bir mahaldeki kişinin, kendini konforlu hissettiği sıcaklık ve nem değer aralıkları bulumaktadır. ASHRAE Standard 62.1-2022'ye [18] göre ısıl konforu etkileyen durumlar;

- Çevresel Fakörler
  - Sıcaklık
  - Isıl Radyasyon
  - Nem
  - Hava Hızı
- Kişisel Faktörler
  - Fizyolojik Faktörler
  - Giyim

olarak biraraya getirilmişlerdir.

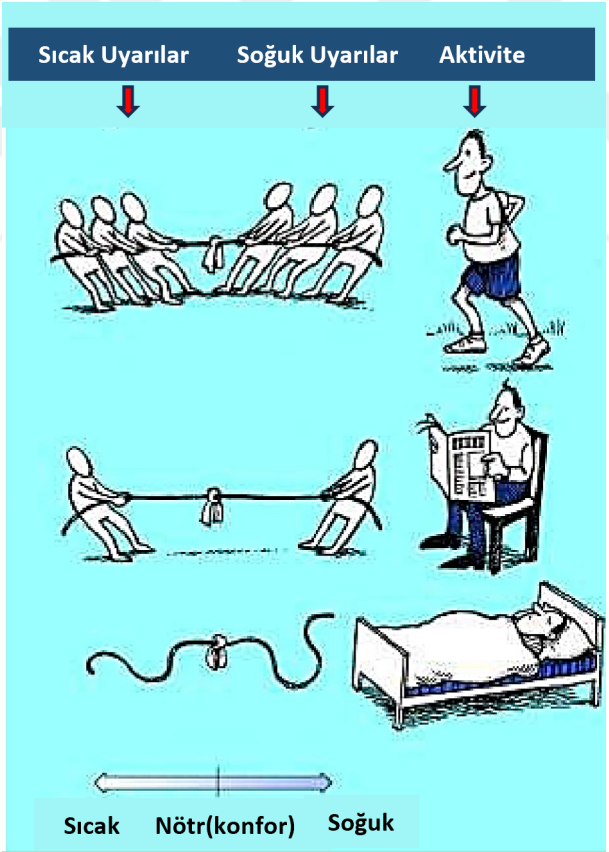
İstenilen bir mahal iklimlendirme prosesinde, hem ısıl konfor hem de iç hava kalitesi belirli oranda birlikte sağlanabiliyor olması gerekmektedir. Ancak uygulamada, araçlarda ısıtma ve soğutma yapan klima sistemleri ile gerçeğe yakın bir havalandırma yapılamamaktadır. Dışarıdan araç kabinine doğrudan giren taze hava, araçtan atılırken herhangi bir ısı geri kazanımı gerçekleştirilmeden dışarı atılmaktadır. Dışarıdan alınan taze havanın miktarı kadar kabin içerisinde nasıl dağılım gösterdiği de önemlidir. Bu sebeple hava dağıtımı ve toplama göreviyle sorumlu olan menfezlerin; mahal içi ısıl konforu sağlayacak hızlarda olmasını sağlayabilecek dizayna yönelik oluşturulmalıdır [19].

2.3.1 Çevresel Faktörler

2.3.1.1 Mahal Hava Sıcaklığı

İnsanların bulunduğu mahalde herhangi bir ısıl rahatsızlık yoksa, insanlar bu durumu konfor şartlarına uygun mahal olarak tanımlar. Birinci konfor koşulu, termal nötrlüktür, bu da kişinin ne çok sıcak ne de çok soğuk hissetmesi anlamına gelir. Beden sıcaklığı 34°C'nin altına düştüğünde, beynimizdeki soğuk algılayıcılarımız beyne uyarılar göndermeye başlar; ve sıcaklık düşmeye devam ettikçe bu uyarıların sayısı artar. Aynı durum beynimizdeki ısı sensörü, sıcaklık 37°C'yi geçtiğinde uyarılar gönderir ve sıcaklık arttıkça uyarıların sayısı da artar. Bu iki durum, termal ortamı değerlendirmemizin temelini oluşturmaktadır.

Beynin uyarılarının bu durumu Şekil 2.4'de de görüldüğü gibi; ipin bir ucunda soğuk uyarıların ve diğer ucunda sıcak uyarıların olduğu bir halat çekme oyunu gibi olduğu varsayılır. Her iki taraftaki uyarılar aynı büyüklükteyse, termal olarak nötr hissedersiniz, değilse, ya çok sıcak ya da çok soğuk hissedersiniz.



Şekil 2.4 Nötr sıcaklık aralığı

İnsan vücudundaki ısıl denge durumununu gösteren ve Fanger tarafından devamlı rejim enerji dengesi olarak çalışılmış denklem;

$$M - W = Q_{sk} + Q_{res} = (C + R + E_{sk}) + (C_{res} + E_{res}) \qquad (2.1)$$

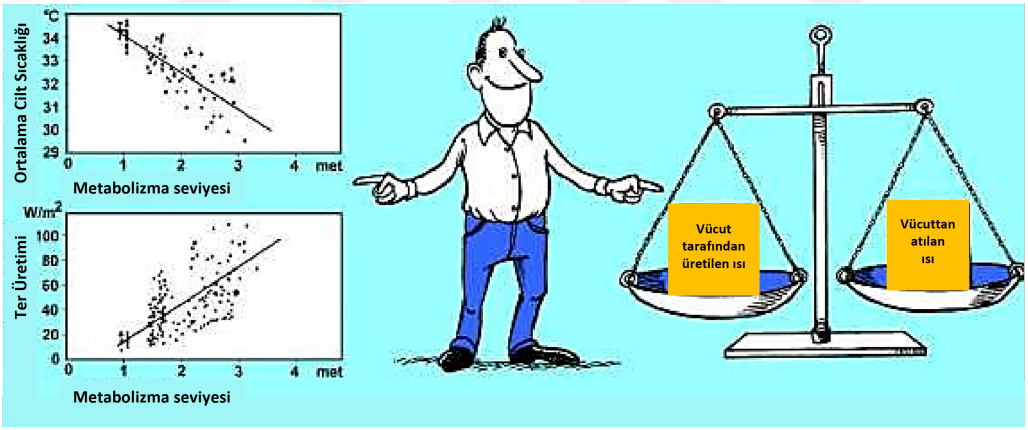
Q_{sk} = deriden olan toplam ısı kaybı, W/m^2

Q_{res} = solunum ile olan toplam ısı kaybı, W/m^2

Isıl konforu sağlamak için Şekil 2.5 de gösterildiği gibi termal olarak iki koşulun yerine getirilmesi gerekmektedir.

Bunlar:

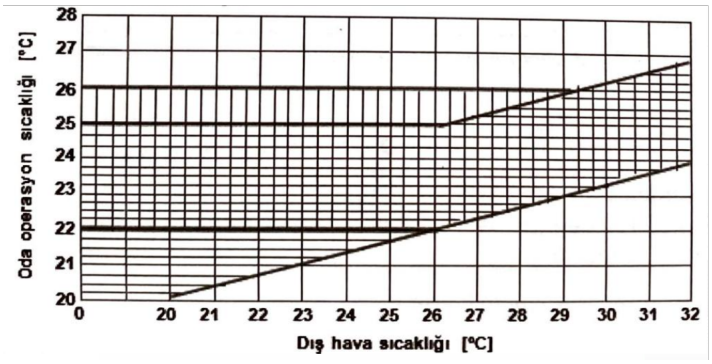
1. Konfor şartlarındaki deri sıcaklığı ile vücut sıcaklığı kombinasyonunun, termal nötrlük hissi sağlayarak gerçekleşmesi,
2. Metabolizmanın ürettiği ısının, vücuttan kaybedilen ısı miktarına eşit olmasının sonucu olarak vücudun enerji dengesinin sağlanması beklenmesi gerekmektedir.



Şekil 2.5 Isıl denge durumu

Isıl konfor şartlarını sağlayan bu iki durumun yapılan deneyler sonucunda [17], birbiriyle bağlantılı olduğu görülmüştür. Yani deri sıcaklığı ve vücut sıcaklığının yapılan aktivite durumuna göre değiştiği saptanmıştır.

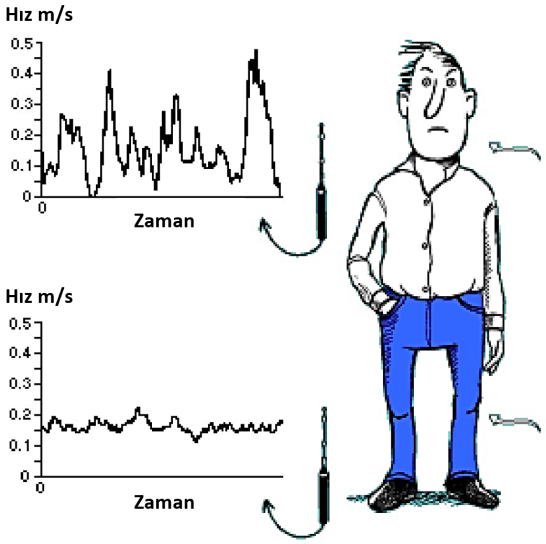
Mahal operasyon sıcaklıkları aralığı, Şekil 2.6 de gösterildiği gibi çapraz taralı yerler olarak ifade edilmiştir. ASHRAE Standard 55'e göre [20] konfor sıcaklığı, bir mahalde bulunan kişilerin yüzde doksanı tarafından kabul edilebilir olduğu operasyon sıcaklığı olarak belirlenmektedir. Bu sıcaklıklar sakin aktivite düzeyinde ve tipik bir iç ortam giysisi referans alınarak ölçüldüğünde; kışın 20-24°C ve yazın 23-26°C olarak değerlendirilmiştir [17].



Şekil 2.6 Mahal operasyon sıcaklık aralıkları

2.3.1.2 Mahal Hava Hızı

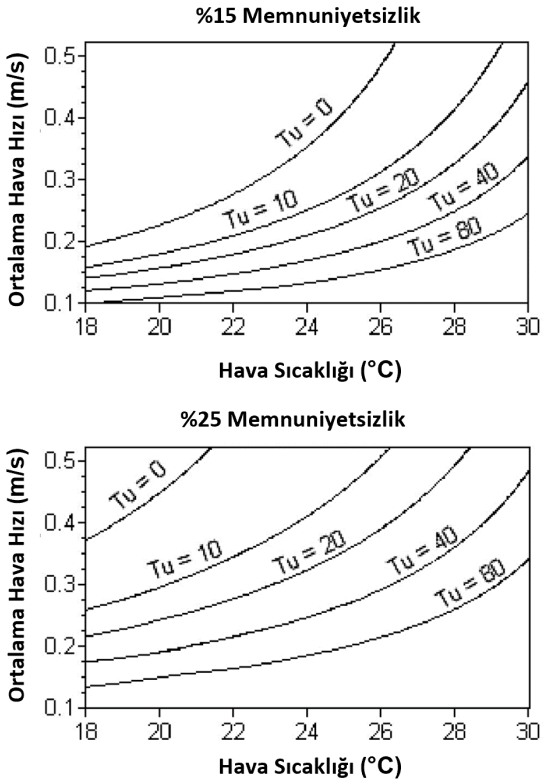
Klimalı taşıtlarda, binalarda ve uçaklarda iç mahal iklimlendirme şartlarından bahsederken, sorunların büyük bir çoğunluğu hava akımından dolayı yaşanmaktadır. İnsanların mahaldeki hava hızını hissedememesinden dolayı vücutlarında istenmeyen bölgesel soğuma olması büyük bir şikayet durumu oluşturmuştur. İnsanlar özellikle vücudun çıplak bölgeleri olan elde, yüzde ve bacaklarda bu durumu daha çok hissederler [17].



Şekil 2.7 Hava hızının etkisi

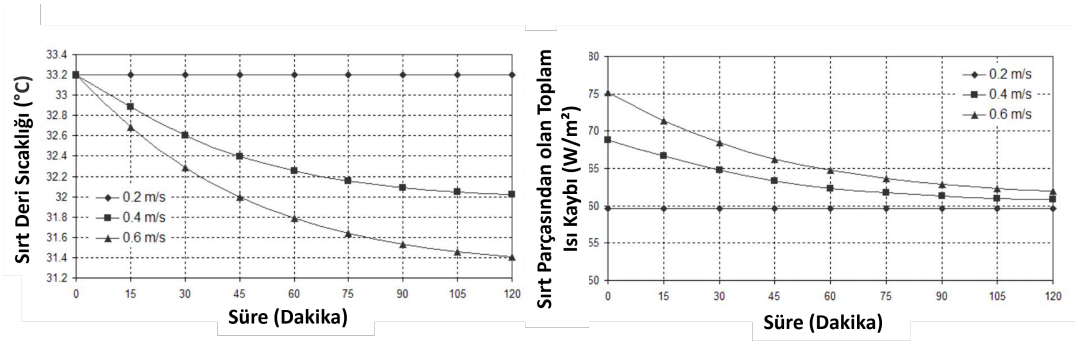
Hava akımının neden olduğu deriden ısı kaybı miktarı, ortalama hava hızına, hava akışındaki türbülansa ve havanın sıcaklığına bağlıdır. Bunlara ek olarak Şekil 2.8 de de görüldüğü gibi aynı mahal sıcaklığında olmalarına rağmen yüksek türbülanslı bir hava akışının, düşük türbülanslı bir hava akışından daha rahatsız edici olduğu bilinmektedir.

Şekil 2.9 de vücuttan atılan toplam ısı kaybının ortam hava hızına bağlı olarak



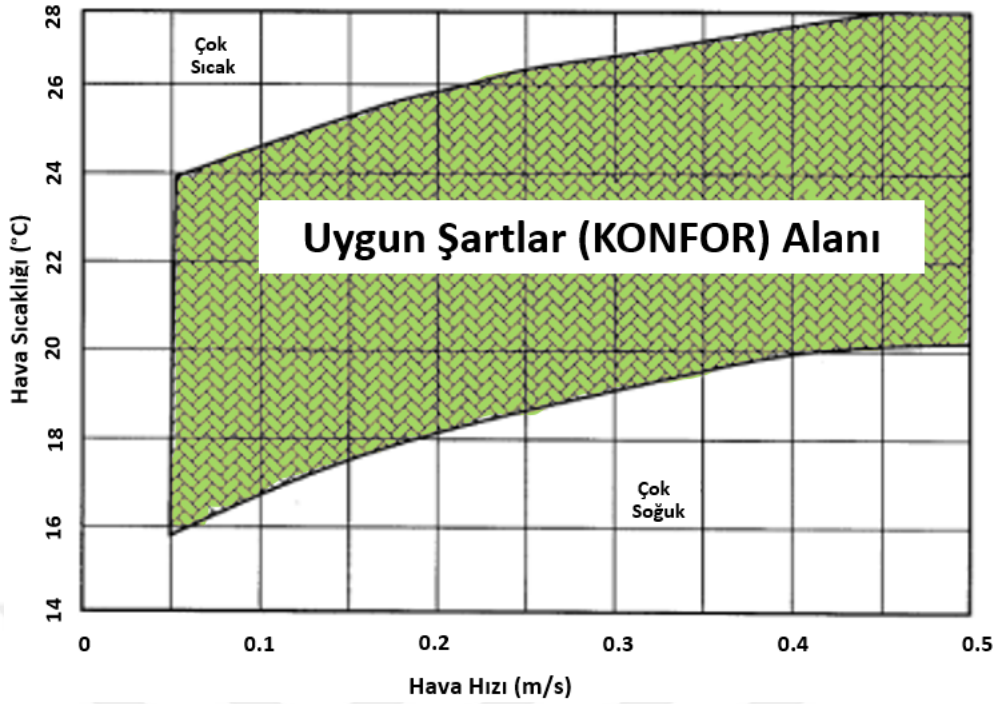
Şekil 2.8 Türbülans yoğunluğunun hava hızına göre değişimi

zamanla değişimi gösterilmiştir. 0.2 m/s hava hızında metabolik ısı üretimine bağlı olarak atılması gereken 60 W/m^2' lik ısı, bulunulan ortama sürekli olarak atılırken, 0.4 m/s ve 0.6 m/s hava hızlarında atılması gerekenden daha fazla ısı transferi gerçekleşmekte ve normal olarak deri sıcaklığı zamanla düşmektedir. Elde edilen sonuçlar yüksek ortam havası hızlarının konforsuz bir ortam olduşturduğunu göstermektedir [21].



Şekil 2.9 Ortam hızının deri sıcaklığı ve ısı kaybı üzerine etkisi

Konforlu bir oram şartı oluşturabilmek için hava kabin içindeki insanlara; önden üflenmeli ve zamana bağlı akış hızı, mahal havası sıcaklığına bağlı olarak Şekil 2.10 da görülen eğriden elde edilen değeri aşmayacak şekilde belirlenmelidir.



Şekil 2.10 Hava akış hızı ile hava sıcaklığına bağlı uygun konfor alanı

Uygun hava hızı, ortam havası sıcaklığına bağlı olarak seçilebildiği gibi insanı rahatsız etmeyecek düzeyde olabilmesi için de 0,15 - 0,20 m/s alınabileceği öngörülmüştür [22].

2.3.1.3 Mahal Hava Nemi

Bir mahalde bulunan insan bedeninde sıcaklık artışı gerçekleşmesine rağmen konfor şikayeti oluşmuyorsa bunun belirli orandan sebebi cildinin buhar yaymasına bağlıdır ve bu durum konfor üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Gerçekleşen buharlaşmanın yoğunluğu cilt yüzeyindeki su ile hava içindeki su buharının buhar basınç farkına bağlı olmaktadır. 20°C'lik normal mahal sıcaklığında, buharlaşma yani terleme yoluyla ısı kaybı, insan bedeni için önemli bir etkiye sahip değildir. Hava neminin bu sıcaklıkta çok etkili olmağı görülmektedir. Ancak mahal sıcaklıkları arttıkça insan, bulunduğu mahaledeki nem durumu hakkında fikir sahibi olamaz. Sıcaklık ve nem birlikte arttıkça havanın su buharı oranı ısının hissedilmesi ile ortaya çıkar. İnsan fizyolojisi açısından en uygun iç bağıl nem miktarı 8-19[mbar] ve 5-12 [g/kg] özgül nem arasında bulunması gerekir [22].

ASHRAE [23] 'de kabul edilmiş olan değerler;

- 20°C oda sıcaklığında,
  - Nem alt sınırı % 35

    * Nem üst sınırı % 80

- 22°C oda sıcaklığında,
    * Nem üst sınırı % 70
- 24°C oda sıcaklığında,
    * Nem üst sınırı % 65
- 26°C oda sıcaklığında,
    * Nem üst sınırı % 55
- 28°C oda sıcaklığında,
    * Nem üst sınırı % 50

kullanılmaktadır.

2.3.1.4 Mahalin Ortalama Işınım Sıcaklığı

Havanın sıcak olduğu bir günde, araç içerinde seyir halindeyken dışarıdan gelen güneş ışınları bizi rahatsız edebilir. Bu rahatsızlık veren durumu araba klimasındaki sıcaklık değerleriyle oynayarak gideremeyiz. Çünkü menfezin üflediği sıcaklık değerini düşürdüğümüzde bu sefer güneş ışınlarının temas etmediği yerlerde konforsuz bir durum ortaya çıkabilir. Bu tek düze olmayan durumlarda ısıl ışınım asimetresi kullanılır. Bu parametre iki zıt koşullara sahip bölgenin yüzey ışınım sıcaklığı arasındaki fark olarak tanımlanmaktadır.

Kişileri farklı durumdaki radyan sıcaklık asimetrisine maruz bırakarak gerçekleştirilen deneyler sonucunda [24],

- En konfordan uzak durum;
    - sıcak tavanların ve soğuk pencerelerin
- En konfor şartına yakın durum;
    - soğuk tavanların ve sıcak duvarların

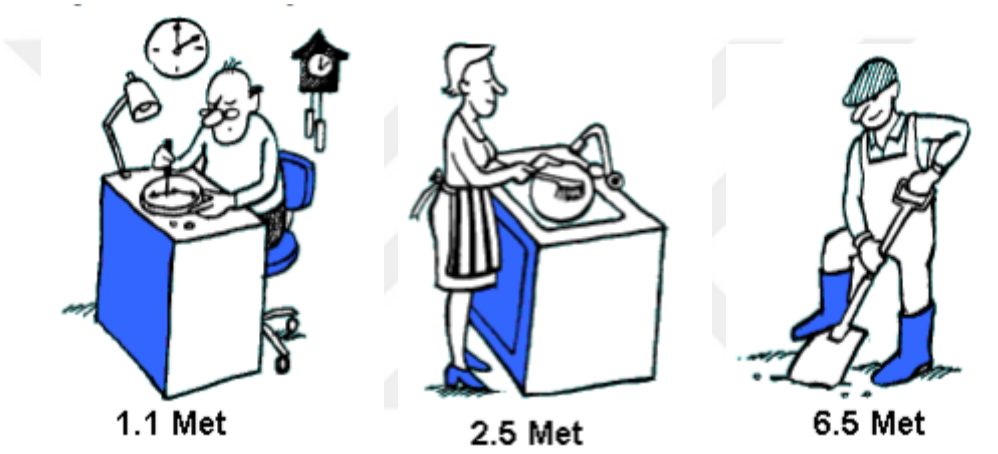
yarattığını göstermektedir.

2.3.2 Kişisel Faktörler

2.3.2.1 Kişinin Aktivite Düzeyi

Metabolizma, vücudun var olabilmesi için olmazsa olmazdır ve tarafından salınan enerji miktarı kas aktivitesi miktarına bağlıdır. Normalde vücuttaki tüm kas aktiviteleri ısıya dönüştürülür, ancak ağır fiziksel çalışma sırasında bu oran düşer. Örneğin,dağa tırmanış yapan bir kişi, açığa çıkardığı enerjisinin bir kısmını vücutta potansiyel enerji olarak depolamaktadır. Vücut metabolizma hızı Met olarak hesaplanır.

$$1Met = 58.15W/m^2 \tag{2.2}$$



(a) Grafiker metabolizma hızı

(b) Ayakta bulaşık yıkadığındaki metabolizma hızı

(c) Kürek ile kazma esnasında metabolizma hızı

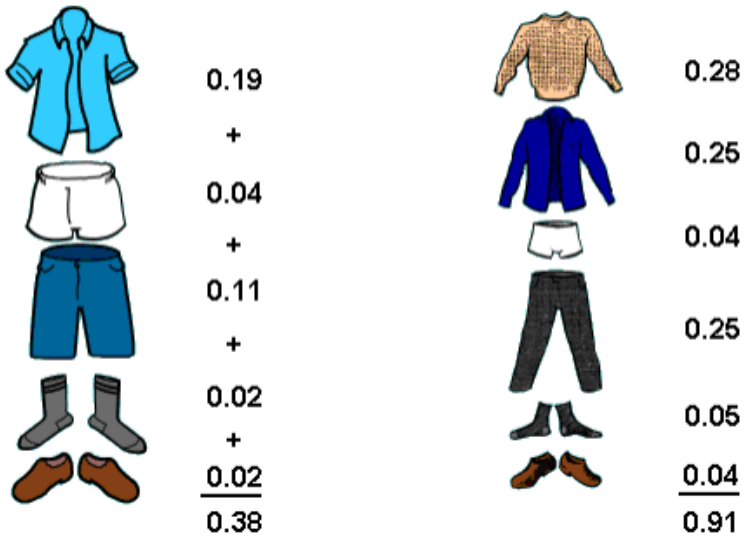
Şekil 2.11 Bazı metabolizma hızları

2.3.2.2 Kişinin Giyiniklik Durumu

Giyiniklilik durumu vücudun kaybettiği ısıyı azaltmaktadır.Bu nedenle giysiler yalıtım değerine göre sınıflandırılır. Giysilerin yalıtımını ölçmek için normalde kullanılan birim Clo birimidir.

$$1Clo = 0.155m^2C/W \tag{2.3}$$

Toplam giyinim ısıl direnç, kişinin üzerine giydiği tüm kıyafetlerin ısıl dirençlerinin toplamına yani Clo değerlerinin toplanmına eşittir. Clo değerleri hesaplanırken; döşemeli koltuklar, araba koltukları ve yatakların vücuttan ısı kaybını azalttığı unutulmamalıdır ve bu nedenle bunlar da genel hesaplamaya dahil edilmelidir.



Şekil 2.12 Tüm giyim için ısıl direnç hesaplanması

3
SAYISAL ÇALIŞMALAR

Teknolojinin gelişmesiyle birlikte HAD yönteminin kullanım sınırları genişlemiştir. HAD yazılımı ile yapılan sayısal simülasyonlar sayesinde araç kabin mahalindeki havanın; hız, sıcaklık, basınç, akış çizgileri gibi bir çok parametreye ait bilgiler yapılan tek bir çözüm içinden elde edilebilmektedir. Her bir parametre için yeni bir simülasyona ve yorucu kurumlumlara gerek olmamaktadır. Bir HAD analizinde, milyonlarca sayısal ağ elemanı kadar ölçüm elemanınız vardır ve veri dağılımlarını, gradyenler olarak geniş bir yelpazede gösterebilmektedir.

Bu çalışmadaki sayısal analizler, bir hesaplamalı akışkanlae dinamiği yazılımı olan "ANSYS 2022 R2 - FLUENT" paket programında yapılmıştır.

Bu bölümde sayısal modelin oluşturulması sırasında kullanılan korunum denklemlerinden, akış çözümlemelerinde arka planda çalışan metodolojilerden ve bu çalışmadaki sayısal analizden bahsedilecektir.

3.1 Temel Denklemler

Bu tez çalışması için kullanılan Fluent paket programı; akış analizlerinin arka planında, Navier-Stokes denklemini yani bu denklemi meydana getiren denklem takımlarını kullanılarak, sonuca ulaşmaya çalışmaktadır. Bu bölümde kısaca bu denklemler hakkında bilgi verilecektir.

Navier-Stokes denklemleri, akışkanlar mekaniğinde hareketi ifade etmektedir. Denklemin amacı ; denklemin bir tarafındaki birim madde miktarı olan kütleye tesir eden momentum varyasyonlarının, denklemin diğer tarafındaki basınç değişimleri ve akmaya karşı gösterilen iç direnç olan viskoz kuvvetlerinin toplamına eşit olduğunu kanıtlamaktır.

Navier-Stokes denklemleri; kütle, momentum ve enerji denklemlerinden türetilmektedir. Bu denklemlerden esas olarak şöyle ifade edebiliriz;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho a_i}{\partial x_i} = 0 \tag{3.1}$$

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i u_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i}[\mu(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}))] \tag{3.2}$$

$$\frac{\partial \rho T}{\partial t} + \frac{\partial \rho T u_j}{\partial x_j} = c_p^- 1 \frac{\partial}{\partial x_j}(k \frac{\partial T}{\partial x_J}) \tag{3.3}$$

P : basınç, ρ : yoğunluk, u : hız, t : zaman, c_p : özgül ısı, x_i : x-y-z pozisyon tansörü, T : sıcaklık, k : kondüksyon ısı transfer katsayısını, μ : dinamik viskozite olarak ifade edilmiştir.

Sıkıştırılamaz akışlarda, yoğunluk değişmeyeceğinden denklemleri şu şekilde ele alabiliriz;

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \tag{3.4}$$

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho \frac{\partial u_i u_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}[\mu(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i})] \tag{3.5}$$

$$\rho \frac{\partial T}{\partial t} + \rho \frac{\partial T u_j}{\partial x_j} = c_p^- 1 \frac{\partial}{\partial x_j}(k \frac{\partial T}{\partial x_J}) \tag{3.6}$$

3.2 Türbülans Modelleri

Birbirinden farklı özelliklere sahip çok sayıda türbülans modeli vardır. Bu modellerin her biri analiz çıktılarını etkilediklerinden büyük farklılıklara sebep olabilir. Eşsiz yani her analize uyabilecek bir türbülans modelinden bahsedemeyiz. Akışkanın türüne, akışkanın türene bağlı olarak Reynolds sayısına, basınç dağılımlarına, sınır tabaka kalınlıkları gibi değişkenlere dayanmaktadır. Genel olarak türbülans modellerinden bahsetmek için iki başlıkta ele alabiliriz:

- Bir eşitlikli Türbülans Modeli,
- İki eşitlikli Türbülans Modeli

3.2.1 Bir eşitlikli Türbülans Modelleri

3.2.1.1 Spalart- Allmaras Modeli

Kolay bir denklem modeli olarak bilinen model, kinematik anafor (türbülanslı) viskozitesi için meydana gelmiş denklemi çözebilmektedir. En güçlü yanı hızlı bir çözüm bakış açısı oluşturmasıdır. Negatif basınç gradyanlarına tutulmuş sınır tabakalar için pozitif bir sonuç elde edebilmektedir. Duvarla çevrelendirilmiş akışlar üzerinde çalışmalar yapan otomotiv, havacılık ve uzay sanayi kullanımları için özelleşmiştirilmiştir.

3.2.2 İki eşitlikli Türbülans Modelleri

3.2.2.1 K-Epsilon Modeli

Kinetik enerji ve türbülans frekansı üzerine odaklanma sağlanılan model olarak bilinir. Duvar çevresi gözlemlemelerinde tercih edilmektedir. Bu durumun en büyük sebebi, azımsanmayacak düzeyde duyarlılığın söz konusu olmasıdır. Buna ek olarak ; Sınır tabakalarda kusursuzluğu, ters basınç varyasonlarına uygunluğu, damıtılmış ters güçlü akışlarda azımzanmayacak kadar yakınsaması, jet akışkanlarda kullanılabilirliği ve serbest kayan tabakalara uygunluğu modelin kuvvetli yanlarıdır. Ancak uzun bir vakite ihtiyacının olması, beklenilenden daha erken büyük çaplı ayrımları değerlendirmeye alması ve bellek gereksiniminin çok fazla olması da geliştirilmesi gereken özellikler olarak bahsedilmektedir.

Sayısız akışkanlar dinamiği modeli çözümlemelerinde tercih edilen $k-\epsilon$ türbülans modeli; güvenilir çıktıları ve bu tez çalışmasına uygunluğu sebepleriyle tercih edilmiştir. Sürekli ve sıkıştırılamaz akışlar için şu şekilde bir formülasyona sahiptir:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k)+\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j)=\frac{\partial}{\partial x_j}[(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k})\frac{\partial k}{\partial x_j}]+G_k+G_b-\rho\varepsilon-Y_m+S_k \quad (3.7)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}\rho\varepsilon+\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho\varepsilon u_j)=\frac{\partial}{\partial x_j}[(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon})\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}]+\rho C_1 S\varepsilon+\rho C_2\frac{\varepsilon^2}{k+\sqrt{V\varepsilon}}+C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}C_{3\varepsilon}G_b+S_\varepsilon \quad (3.8)$$

$$C_1=max[0.43\frac{\eta}{\eta+5}] \quad (3.9)$$

$$\eta = S\frac{k}{\varepsilon} \tag{3.10}$$

$$S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \tag{3.11}$$

G_b :Kaldırma kuvveti tarafından üretilen türbülans kinetik enerjisi

G_k :Hız gradyenine bağlı olan türbülans kinetik enerji üretimi

Y_m :Sıkıştırılamaz akışlarda genleşme dağılması

σ_k :k için Prandlt sayısı

C_1 ve $C_1\varepsilon$:Sabit

σ_ε :ε için Prandlt sayısı

Bu çalışmada:

- $C_1\varepsilon$ =1,44
- C_2 =1,9
- σ_k =1
- σ_ε =1,2

bu sayılar kullanılmıştır.

3.3 Kaldırma Kuvveti Akımları

Kaldırma Kuvveti akımları akışkanın sahip olduğu yoğunluktaki farklılaşmalar sonucunda ortaya çıkan, farklı yollardan momentum edinerek durum değişikliğine sebep olan akımlar olarak bilinmektedir. Akım, yalnızca sıcaklık farkından dolayı oluşuyorsa doğal taşınım adını alır. Bununla birlikte:

- Akışkanın sıcaklık artışından kaynaklı ısınmasının etkisiyle yoğunluğunun düştüğü ve bunun sonucunda da yerçekimi doğrultusunda yükseldiği,
- Akışkanın soğumasıyla yoğunluğunun artarak yerçekimi doğrultusunda alçaldığı

durumlar gerçekleşmektedir. Bunu bir de formülle ifade edersek;

$$u\frac{\partial u}{\partial x} + v\frac{\partial u}{\partial x} = -\frac{g}{\rho}(\rho_\infty \rho) + \frac{\mu}{\rho}\frac{\partial^2 u}{\rho \partial y^2} \tag{3.12}$$

Bu denklem sıkışamaz akım için oluşturulmuştur.

Yoğunluğun değişiminin sıcaklıkla bağlantılı olduğunu da formülüzasyonumuza eklersek;

$$-\frac{1}{\rho}\left.\frac{\partial p}{\partial T}\right|_p \approx -\frac{1}{\rho}\frac{\rho_{\infty - \rho}}{T_\infty - T} \tag{3.13}$$

$$\rho_\infty - \rho \approx \rho\beta(T - T_\infty) \tag{3.14}$$

Nihai formül olan yerçekimi doğruntusunda momentum denklemi;

$$u\frac{\partial u}{\partial x} + v\frac{\partial u}{\partial x} = -g\beta(T - T_\infty) + \frac{\mu}{\rho}\frac{\partial^2 u}{\rho \partial y^2} \tag{3.15}$$

elde edilmiştir.

3.4 Isı Transfer Mekanizmaları

Sıcaklık ayrımlarından kaynaklı bir sistemden başka bir sisteme enerji aktarılabilir. Bu enerji ısı olarak ifade edilmektedir. Bu şekilde enerji aktarım hızlarının var olmasıyla da ilgilenen bilim dalı, ısı transferi olarak ifade edilmektedir. Isı tranferi her zaman, yüksek sıcaklıktaki bir ortamdan düşük sıcaklıktaki bir ortama, üç farklı şekilde iletilerek gerçekleşmektedir. Bu mekanizmalardan aşağıdaki başlıklarda değinilmiştir.

3.4.1 İletim ile Isı Transferi (Kondüksyon)

Madde parçacıklarının, daha yüksek enerjili parçacıklarla etkileşime girmesiyle birlikte; yüksek enerjili parçacıklardan düşük enerjili parçacıklara enerji aktarılmasıyla gerçekleşen mekanızmadır. Mekanızma Fourier Yasası ile açıklanmaktadır. Bir boyutlu düz bir duvardaki (T(x) sıcaklık dağılına sahip olan) iletim aktarımı şu şeklide bir formülasyona sahiptir;

$$q_x^{''} = -k\frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}x} \tag{3.16}$$

$q^{''}$:Duvardan birim yüzeyden birim zamanda aktarılan ısı akısı

dT/dx :Duvardan birim yüzeyden birim zamanda aktarılan ısı akısı doğrultudaki ısı gradyanı

3.4.2 Taşınım ile Isı Transferi (Konveksiyon)

Katı bir yüzey ile o yüzeye yakın ve hareket durumundaki sıvı ve gaz arasındaki mekanızma türüdür. Formülize edilmiş hali;

$$q^{''} = h(T_s - T_\infty) \tag{3.17}$$

h :Konveksyon ısı transfer katsayısı

Ts :Yüzeydeki sıcaklık

T :Akışkan sıcaklığı

3.4.3 Işınım ile Isı Transferi (Radyasyon)

Maddeden; elektromanyetik fotonlar halinde, atom ve mokeküllerinin elektromanyetik dizilimlerindeki farklılaşmalardan dolayı yayılan enerji olarak tanımlanmaktadır. Transferin gerçekleşmesi için aracı bir yüzeye ihtiyacı yoktur. En hızlı olan transfer mekanizmasıdır, boşlukta yavaşlama gibi bir duruma sahip değildir.

Birim yüzeyden serbest olarak çıkan enerji, o cismin yüzeyinin enerji yayma gücü olarak ifade edilir ve E sembolize edilmektedir. Stefan-Boltzman yasasını yayma gücü ile birlikte ele alamamız gerekirse;

$$E_b = \sigma T_b^4 \tag{3.18}$$

Ts :Yüzeyin mutlak sıcaklığı

σ :Stefan-Boltzman sabitidir (5,67x10^{-8} W/$m^2.K^4$).

T :Akışkan sıcaklığı

Aynı sıcaklıktaki siyah bir cismin yayımladığı ısı akısı, gerçek bir yüzeyin yayımladığı ısı akısından daha fazladır ve bu durumda şu eşitliği elde ederiz;

$$E_b = \epsilon \sigma T_s^4 \tag{3.19}$$

ϵ :Yayma oranı

3.5 Sayısal Analiz ve Sayısal Analizin Aşamaları

Bu tez çalışmasında ticari bir araçta; üç farklı iklim bölgesi için üç farklı geometrideki menfezden, üç farklı üfleme sıcaklığı parametresi kullanılarak güneş radyasyonun araç içi ısıl konfora etkisi sayısal olarak çalışılmıştır.

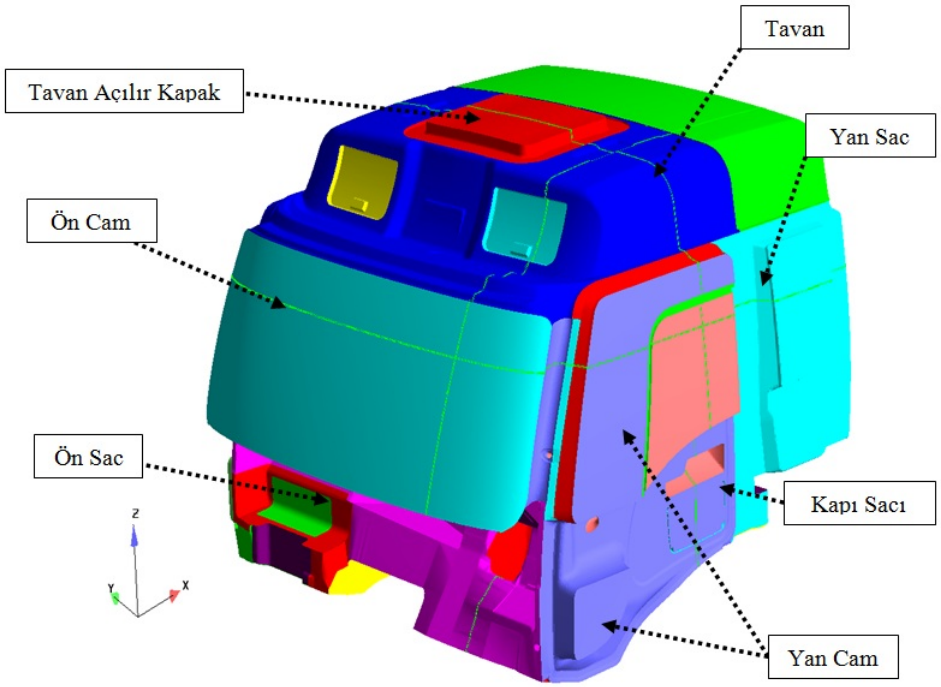
Çalışan vakada;

- Bu üç farklı iklim bölgesi: Stockholm (İsveç), İstanbul (Türkiye) ve Dubai (BAE) olarak seçilmiştir.
- Üç farklı iklim bölgesinin solar radyasyon değerlerinin en yüksek değere sahip olduğu gün ve ay seçilerek analizler gerçekleştirilmiştir.
- Başlangıç kabin sıcaklık koşulu bütün çalışmalar için de 30ºC olarak kabul edilmiştir.
- Üç farklı menfez geometrisi kullanılmıştır.
- Üç farklı menfez üfleme sıcaklık sınır şartı kullanılmıştır. Bunlar; 9ºC, 12ºC ve 15ºC olarak tanımlanmıştır.
- Araç içerisinde iki kişi bununmaktadır. Bunlardan biri sürücü, diğeri de yolcu olarak kabul edilmiştir.

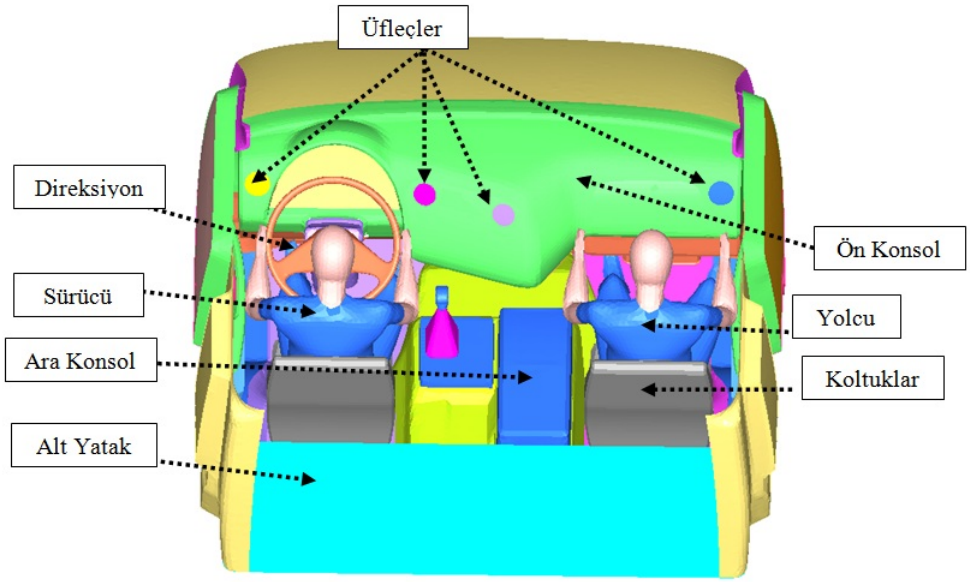
3.5.1 Geometri ve Çözüm Ağı

Sayısal modeli ortaya çıkarmanın ve paket yazılımlarda saptama yapabilmenin ilk şartı, tek ve bütün bir kabin hacim geometrisi meydana getirmektir. Bunun için üç boyutlu CAD datalar, CATIA programında ;

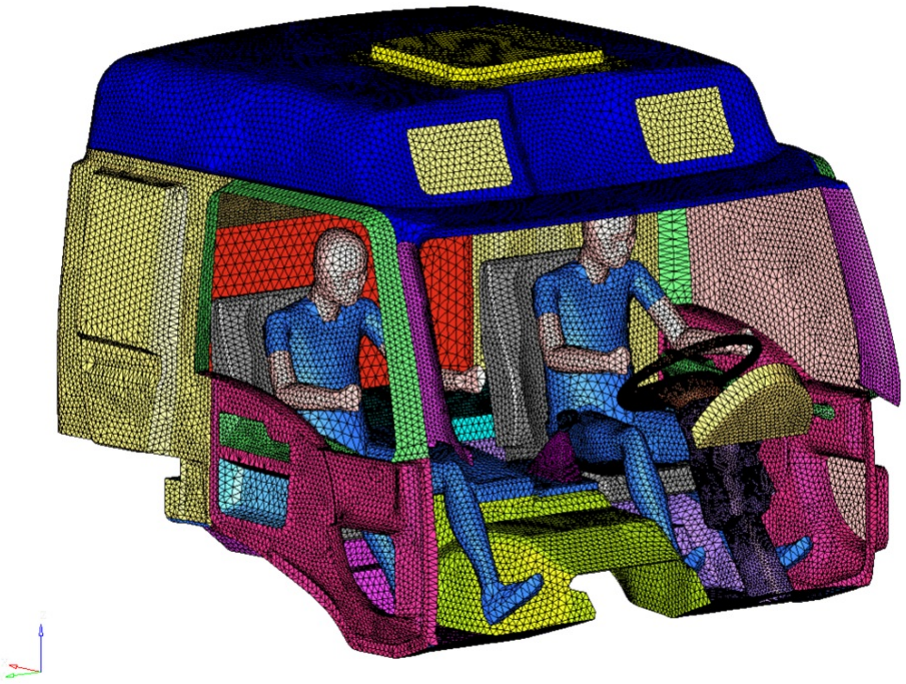
- Şekil 3.1 ve 3.2'de gösterildiği gibi oluşturulmuştur.



Şekil 3.1 Dış taraftan araç CAD görümü ve bileşenleri



Şekil 3.2 İç taraftan araç CAD görünümü ve bileşenleri

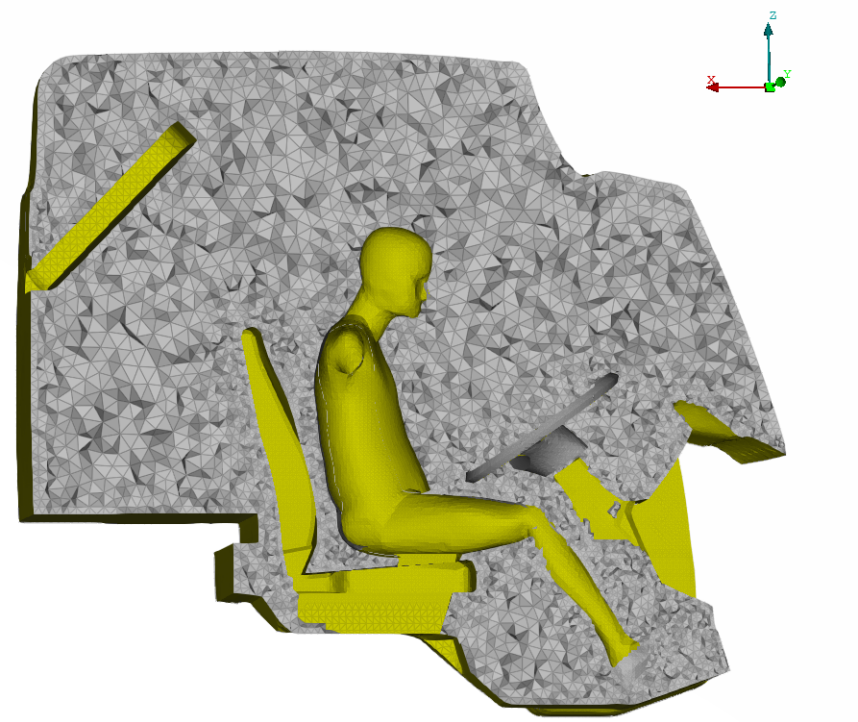


Şekil 3.3 Dış taraf CAD görünümünün kabuk meshlenmiş modeli

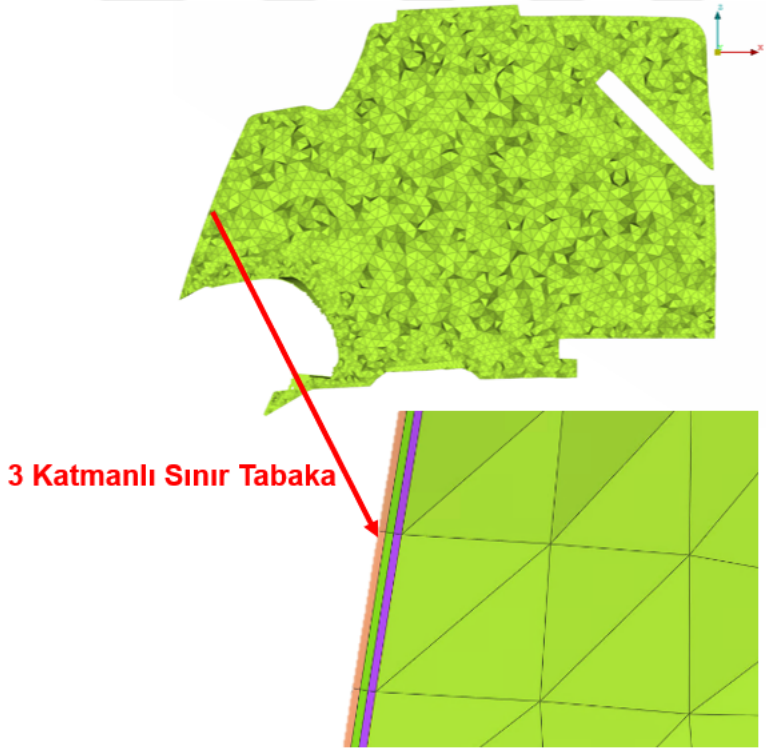


Şekil 3.4 İç taraf araç CAD görünümünün meshlenmiş modeli

- Oluşturalan CAD dataların, ANSA programında Şekil 3.3 ve 3.4'de görüldüğü gibi mesh geometrisi örülmüştür. Oluşturduğumuz kabuk mesh geometrisi kapalı bir hacim oluşturmaktadır.



Şekil 3.5 Hacim mesh datasının kesit alınmış görüntüsü

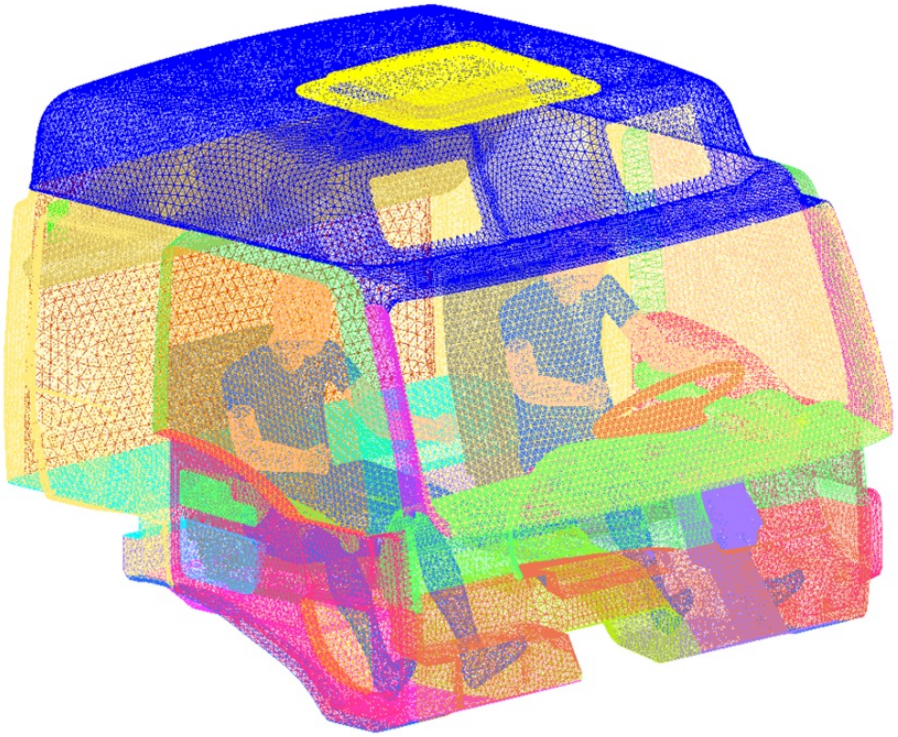


Şekil 3.6 Hacim mesh datasının cam yüzeylerine atılan sınır tabaka görünümü

- Oluşturulan kabuk dataların yine ANSA programında, hedef skewness değeri max. 0.1 olacak biçimde, Şekil 3.5 'de kesit olarak gösterilmiş olan hacim meshleri oluşturulmuştur.

- Meydana gelen hacim mesh datasının; ön cam, sağ ve sol camların ilk üç katmanına Şekil 3.6 'de gösterilen, 1mm kalınlığında sınır tabaka katmanı oluşturularak kabuk kısımlarındaki güneş radyasyonunun daha iyi incelenmesi sağlanmıştır.

Yukarıda bahsedilen adımların sonucunda Şekil 3.7 'deki 6 milyon tetra elemandan oluşan hacim mesh modeli oluşturulmuştur.



Şekil 3.7 Hacim mesh model görünümü

3.5.2 Sayısal Modelde Termal Hesaplamaların Yapılması

Oluşturulan modelde aracın hareket halinde olduğu kabul edilmiştir ve araç dışındakı hava akışının araç içine etkisi olacağı saptanmıştır. Bunun sonucunda araçtaki; tavan, havalandırma kapağı, taban, kapı, arka kısım gibi dışarıyla iç kısmı ayrıştıran parçaların taşınım ısı transfer katsayıları saptanmıştır. Araç içindeki-araç dışındaki taşınım ısı transfer katsayıları ve kullanılan radyasyon verileri için bir hesaplama yapılmayıp Fluent paket programındaki var olan datalar kullanılmıştır.

3.5.3 Sınır Koşulları ve Sayısal Modelin Kurulması

Sayısal analiz için ANSYS FLUENT 2021-R2 versiyonunda sayısal bir model kurulmuştur. ANSA programında kurulan 6 milyon tetra elemandan oluşan mesh

modeli kullanılmıştır.

Uygulanan çözümleme ayarlarını özetle ifade etmek gerekirse;

- Sürekli Durum
- Kaldırma Kuvveti Etkisi
- k - ϵ Türbülans Modeli
- Radyasyon Etkisi
  - Yüzeyden Yüzeye Radyasyon Modeli
  - Güneş İzi Yöntemi
  - Güneş Yükü Hesaplaması

Kullanılan araç modeli içerisinde Şekil 3.8 'de görüldüğü gibi altı adet hava giriş menfezi bulanmaktadır. Bu menfezler analiz modelinde de Şekil 3.8 'deki gibi numaralandırılmıştır.



Şekil 3.8 Araç içindeki hava giriş menfezlerinin konumu

Analizde üç farklı menfez geometrisi için sayısal olarak çalışılmıştır. Tablo 3.1 de ayrıntılı olarak menfez geometrilerinden bahsedilmiştir.

Tablo 3.1 Sayısal analizde kullanılan farklı menfez geometrileri

Menfez Geometrisi Harflendirmesi	**Menfez Geometrilerin Tanımları**	**Daire Yarıçapı (mm)**	**Hidrolik Yarıçapı (mm)**
A	Mevcuttan Daha Büyük Yarıçapa Sahip Daire Menfezi	53,3	-
B	Mevcut Daire Menfez	40,3	-
C	Dikdörtgen Menfez	-	48,5

Daha önceden araç testleri sırasında toplanan datalardan, herbir menfez için Tablo 3.2 'de gösterildiği gibi üfleme hızları belirlenmiştir. Bütün menfez geometrilerinde Tablo 3.2 'deki hızlar kullanılmıştır.

Tablo 3.2 Menfez üfleme hızları

	Menfez-1	**Menfez-2**	**Menfez-3**	**Menfez-4**	**Menfez-5**	**Menfez-6**
Hız (m/s)	2,01	3,77	4,7	2,2	2,27	2,29

Model kurulumunda üç farklı üfleme sıcaklığı kullanılmıştır. Bu sıcaklıklar;

- Düşük üfleme sıcaklığı olarak kabul edilen, 9 °C,
- Normal üfleme sıcaklığı olarak kabul edilen, 12 °C,
- Yüksek üfleme sıcaklığı olarak kabul edilen, 15 °C,

olarak modele girdi sağlanmıştır.

FLUENT analizlerinde kullanılan sınır şartlarını genel olarak göstermek gerekirse;

- Giriş kabul edilen menfezler Tablo 3.3 ,
- Çıkış kabul edilen menfezler Tablo 3.4 ,
- Duvar kabul edilen komponentler Tablo 3.5

ile belirtilmiştir.

Tablo 3.5' de sayısal olarak değerleri ifade edilen komponentler Şekil 3.9 'da görsel olarak ifade gösterilmiştir.

Tablo 3.3 Fluent analizlerinde giriş kabul edilen menfezler için sınır koşulları

Giriş	**Tür**	**Hız (m/s)**	**Türbülans Modeli**
Giriş Menfez-1	Velocity-Inlet	2,01	K and Epsilon
Giriş Menfez-2	Velocity-Inlet	3,77	K and Epsilon
Giriş Menfez-3	Velocity-Inlet	4,7	K and Epsilon
Giriş Menfez-4	Velocity-Inlet	2,2	K and Epsilon
Giriş Menfez-5	Velocity-Inlet	2,27	K and Epsilon
Giriş Menfez-6	Velocity-Inlet	2,29	K and Epsilon

Tablo 3.4 Fluent analizlerinde çıkış kabul edilen menfezler için sınır koşulları

Çıkış	**Tür**
Çıkış Menfez-1	Outflow
Çıkış Menfez-2	Outflow

Tablo 3.5 Fluent analizlerinde duvar kabul edilen komponent sınır koşulları

	Isıl Şartlar	Isı Tranfer Katsayısı [W\m²K]	Sıcaklık [°C]	External Emissivity	External Radyasyon Sıcaklığı [°C]	Heat Flux [W\m²]	Sınır Koşulu Tipi	Işınım Yutma Oranı	Işınım Geçirme Oranı	Işınım Yansıtma Oranı
Gösterge Paneli	Convection	36,2	-	-	-	-	Opak	0,8	0	0,2
Direksiyon	Temperature	-	26,85	-	-	-	Opak	0,8	0	0,2
Direksiyon Kolu	Temperature	-	26,85	-	-	-	Opak	0,8	0	0,2
Sürücü Vücudu	Heat Flux	-	-	-	-	100	Opak	0,8	0	0,2
Yolcu Vücudu	Heat Flux	-	-	-	-	40	Opak	0,8	0	0,2
Sürücü Baş ve Kol	Heat Flux	-	-	-	-	110	Opak	0,8	0	0,2
Yolcu Baş ve Kol	Heat Flux	-	-	-	-	60	Opak	0,8	0	0,2
Döşemeye Giydirme	Convection	36,5	-	-	-	-	Opak	0,8	0	0,2
Ön Konsol	Convection	36,2	-	-	-	-	Opak	0,8	0	0,2
Kapı Cebi	Temperature	-	26,85	-	-	-	Opak	0,8	0	0,2
Kapı Kenar Çerçevesi	Convection	35,9	-	-	-	-	Opak	0,8	0	0,2
Kapı Kolu	Temperature	-	26,85	-	-	-	Opak	0,8	0	0,2
Kapı Paneli	Convection	35,9	-	-	-	-	Opak	0,8	0	0,2
Koltuklar	Temperature	-	26,85	-	-	-	Opak	0,8	0	0,2
Ön Cam	Mixed	100	-	1	39,85	-	Yarı Geçirgen	0,1	0,8	0,1
Sağ ve Sol Camlar	Mixed	100	-	1	39,85	-	Yarı Geçirgen	0,1	0,8	0,1
Direk	Convection	36,2	-	-	-	-	Opak	0,8	0	0,2
Döşeme Diğer	Convection	37,2	-	-	-	-	Opak	0,8	0	0,2
Alt Plakalar	Convection	36,5	-	-	-	-	Opak	0,8	0	0,2
Tavan Kapak	Convection	37,5	-	-	-	-	Opak	0,8	0	0,2
Yatak Altı	Temperature	-	26,85	-	-	-	Opak	0,8	0	0,2
Yatak Altı Levha	Convection	36,5	-	-	-	-	Opak	0,8	0	0,2
Cluster	Convection	36,2	-	-	-	-	Opak	0,8	0	0,2
Ara Konsol	Temperature	-	26,85	-	-	-	Opak	0,8	0	0,2



Şekil 3.9 Duvar kabul edilen komponetlerin üç boyutlu görünüşü

"Güneş Yükü Hesaplayıcı" yardımıyla etki eden radyasyon ısı transfer miktarı hesaplanmıştır. Güneş yükünün yanında güneş tesir doğrultusu ve açısı da hesaplamalar için önemlidir. Bu hesaplamalar için de "Güneş Işın İzin Takibi" den faydalanılmıştır.

Güneş ışın izin takipçisine ve güneş yükü hesaplayacısına girilmesi gereken parametreler;

- Analizde kullanılacak yerin, dünya üzerindeki konumu olan; enlem, boylam ve zaman dilimi olarak belirlenmesi,
- Hesaplama için gerekli olan tarih ve saat girdileri,
- Aracın yön bilgisinin bilinmesi,
- Güneşlenme durumunun tanımlanması gerekmektedir.

Sayısal analiz, üç farklı iklim bölgesi olan; Stockholm (İsveç), İstanbul (Türkiye), Dubai (BAE) için gerçekleştirilmiştir. Tablo 3.6 'da bu konumlara ait girilen parametreler gösterilmektedir.

Tablo 3.6 Güneş ışın izin takipcisine ve güneş yükü hesaplayacısına girilmesi gereken parametreler

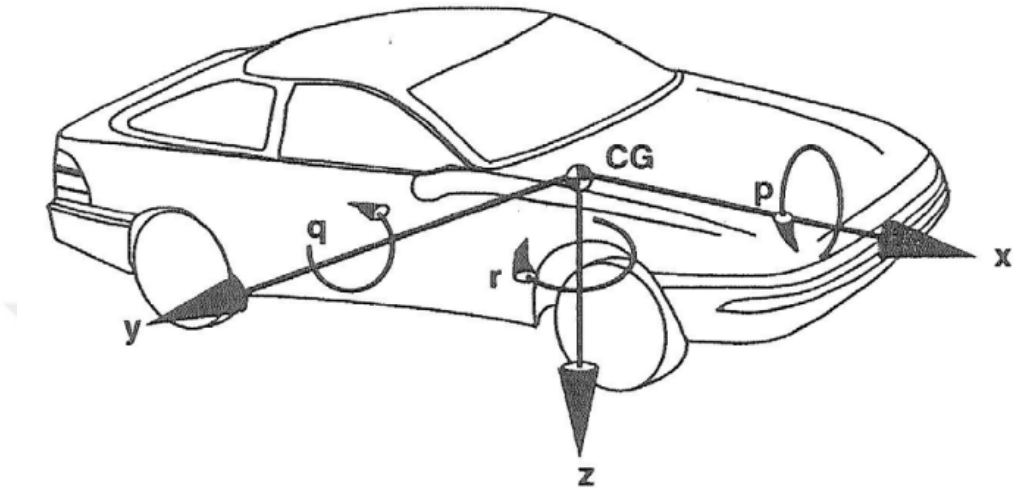
	Stockholm (İsveç)	**Türkiye (İstanbul)**	**Dubai (BAE)**
Enlem	59.28	42.04	25.17
Boylam	17.97	29	55.24
Zaman Dilimi (GMT)	2	3	4
Güneşlenme Radyasyonu (W/m^2)	802.5	909.5	956.2
Tarih	1 Ağustos	1 Ağustos	15 Ekim
Saat	12:00	12:00	12:00

Güneşin görünebilirliği olarak tanımladığımız güneşlenme faktörü, analizlerde hava tamamen bulutsuz olarak tanımlanmıştır ve değeri "1" olarak analizlere girilmiştir.

Güneş yükü hesabı için, ortalama değerde hesap yapan "Fair Weather Conditions" modeli kullanılmıştır.

Araç içindeki yüzeylerin var olan sıcaklarından dolayı radyasyon tesirini görebilmek için, Yüzeyden Yüzeye Radyasyon Modeli uygulanmıştır.

Analizde kullanılacak aracın yönünün belirlenmesi için mesh modelin ait olduğu koordinat ile üç boyutlu uzayda nokta belirlemenin bir yolu olan küresel koordinat düzlemi mukayese edilerek aracın olması gereken yönü belirlenmiş olur.



Şekil 3.10 Standart araç koordinatları

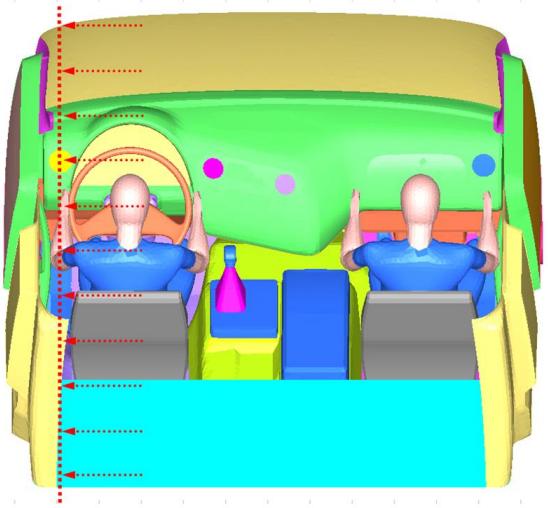
Şekil 3.10 de gösterilen klasik araç doğrultularına göre -X Kuzey, +Y ise doğu yönünü ifade etmektedir. Böylece aracın, güneşin durumuna göre konumunu belirlemiş oluruz.

Bu tez çalışmasında;

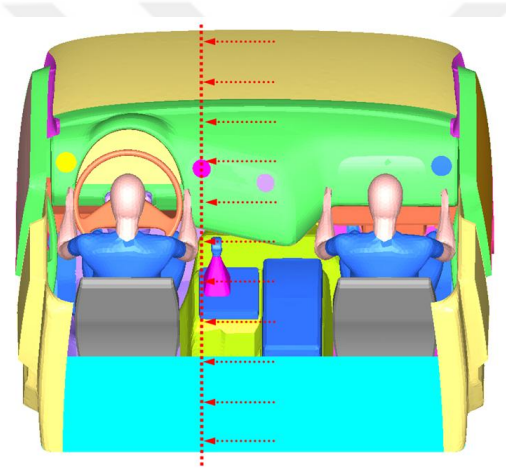
- Üç farklı iklim bölgesi için,
- Üç farklı menfez geometrisinde,
- Üç farklı menfez üfleme sıcaklık

parameterleri kullanılarak toplamda 9 tane sayısal analiz oluşturulmuştur. Bu analizler ve bağlı oldukları parametreler Tablo 3.7 'de ayrıntılı olarak gösterilmiştir.

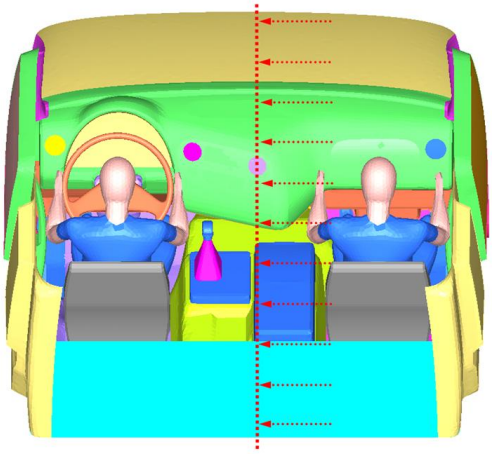
Bu aşamalardan sonra 9 tane sayısal analiz ayrı ayrı ANSYS 2022 R2 - FLUENT paket programında çözdürülmüştür. 10 ayrı görünüşten alınan kesitler yardımıyla sonuçlar incelenmiştir. Kesit aldığımız görünüşler; menfezler için Şekil 3.11 da, sürücü ve yolcular için de Şekil 3.12 de ayrıntılı olarak gösterilmiştir.



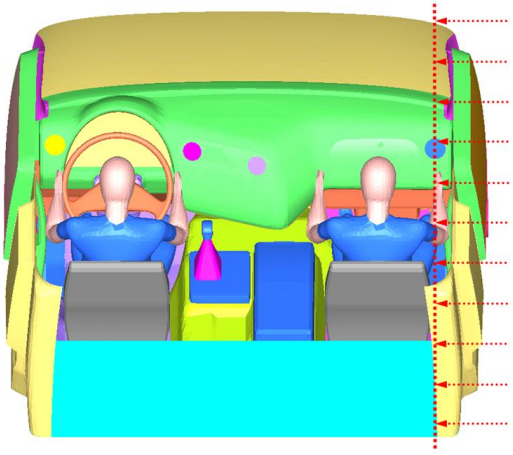
(a) 1 numaralı menfez kesiti - y düzleminde



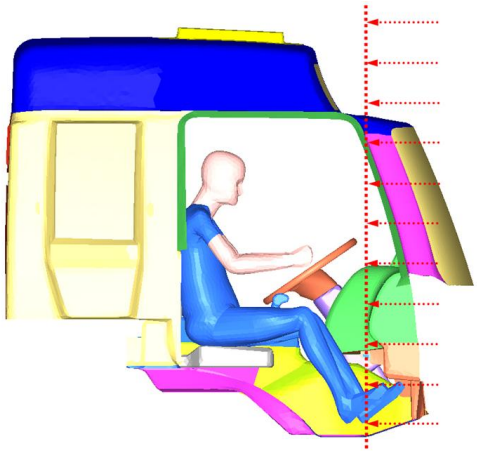
(b) 2 numaralı menfez kesiti - y düzleminde



(c) 3 numaralı menfez kesiti - y düzleminde

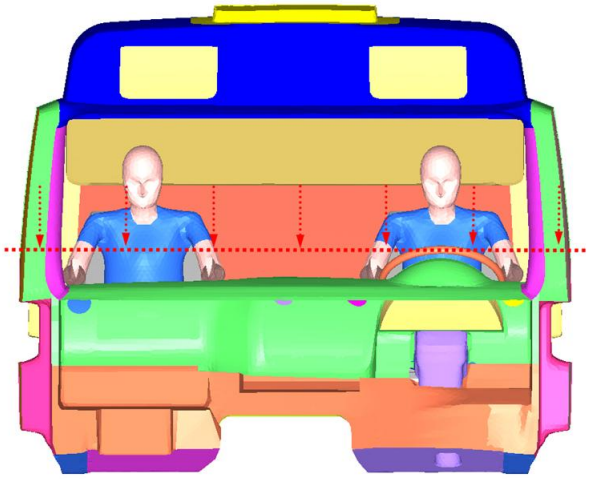


(d) 4 numaralı menfez kesiti - y düzleminde

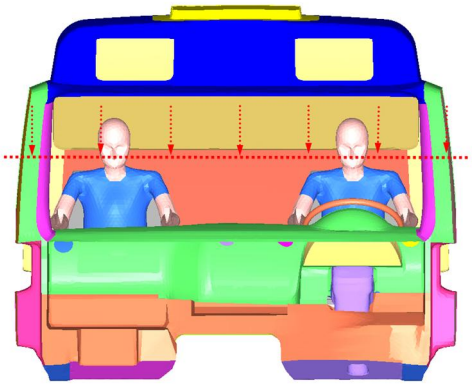


(e) 5 ve 6 numaralı menfezler - x düzleminde

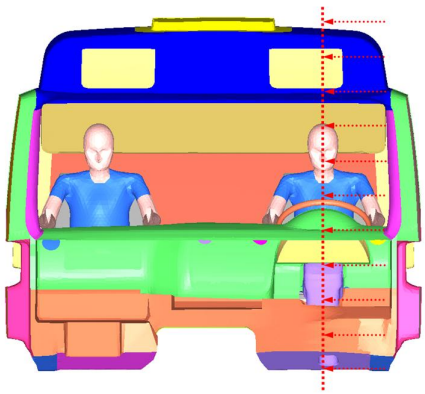
Şekil 3.11 Menfezler için alınan kesitler



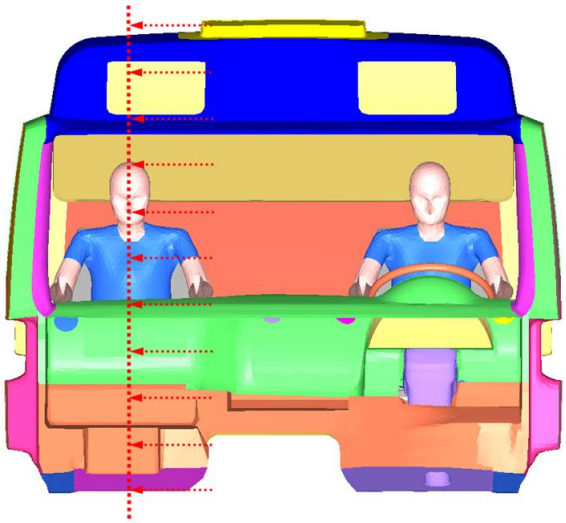
(a) Sürücü ve yolcu vücut çizgisi - z düzleminde



(b) Sürücü ve yolcu burun çizgisi - z düzleminde



(c) Sürücü kesit çizgisi - y düzleminde



(d) Yolcu kesiti çizgisi - y düzleminde

Şekil 3.12 Sürücü ve yolcu için alınan kesitler

Tablo 3.7 Analiz matrisi için kullanılan sayısal analiz parametreleri

Sayısal Analiz	Menfez Geometrisi Tipi	Konum	Üfleme Sıcaklığı (°C)
1.	A Tipi	Stockholm	15
2.	A Tipi	Türkiye	12
3.	A Tipi	Dubai	9
4.	B Tipi	Stockholm	15
5.	B Tipi	Türkiye	12
6.	B Tipi	Dubai	9
7.	C Tipi	Stockholm	15
8.	C Tipi	Türkiye	12
9.	C Tipi	Dubai	9

3.5.4 Sayısal Analiz Sonuçları

3.5.4.1 Üç Faklı İklim Bilgesi ve Üç Farklı Menfez Tipi için Sayısal Analiz Sonuçları

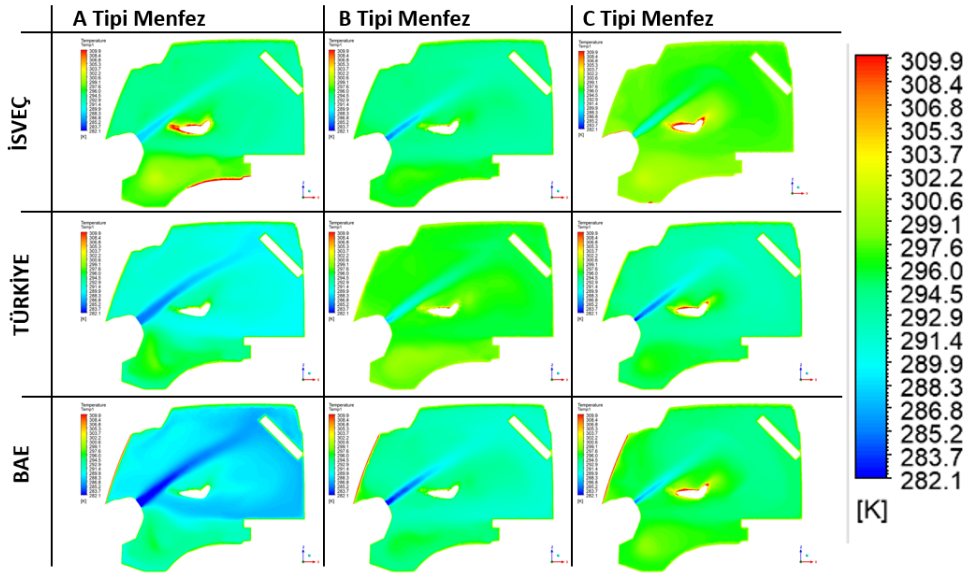
Bu bölümde İsveç, Türkiye ve Birleşik Arap Emirlikleri olmak üzere üç farklı iklim bölgesi ve üç farklı menfez geometrisi (A,B,C) için sayısal analiz çıktıları menfez 1-2-3-4-5-6 üfleme menfezlerinin orta noktasından alınan kesitlerle hem sıcaklık hem de hız gradyenleri olarak verilmiştir 3.7. Bunlar Şekil;

- 3.13, 3.14, 3.15, 3.16, 3.17, 3.18, 3.19, 3.20, 3.21'de

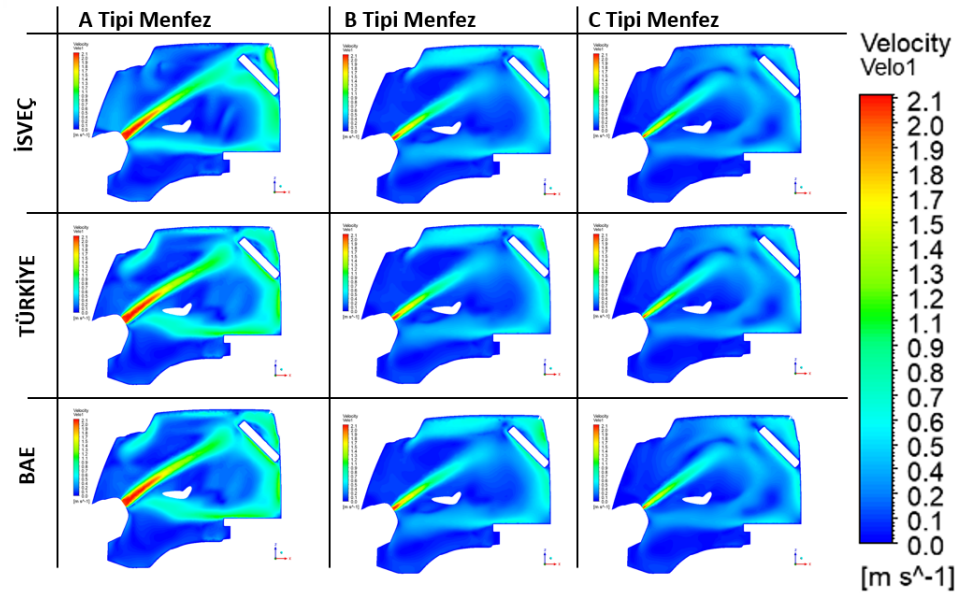
ayrıntılı olarak gösterilmişlerdir.

Üfleme menfezlerindeki karşılaştırma sonuçları incelendiğinde; soğutma etkisinin en yüksek olduğu menfez geometrisinin, A menfezi olduğu görülmektedir. Ancak ısıl konfor şartları da düşünüldüğünde İsveç için A menfezi kullanılan çalışmanın ısıl konfor şartlarına yakınsadığı görülmektedir.

Sürücü ve yolcu etrafından alından kesitlerde; Şekil 3.18, 3.19, 3.20, 3.21 'de yani sürücü ve yolcu mankenlerinin sırasıyla göğüs hizası, burun hizası, sürücü boydan kesiti ve yolcu boydan kesiti için mankenler etrafında ısıl konfor şartlarını irdeleyebilmek için hem sıcaklık hem de hız konturlarının kaşılaştırması verilmiştir. Bu sonuçlara göre mankenlerin hemen etrafındaki hız ve sıcaklık gradyenleri incelendiğinde İsveç lokasyonunda ve A tipi menfezde ısıl konfor parametrelerine en uygun sonuçlara ulaşıldığı gözükmektedir.



(a) Sıcaklık konturu



(b) Hız konturu

Şekil 3.13 1 Numaralı menfez sıcaklık ve hız konturu

Şekil 3.13'de 1 Numaralı menfez kesitinden alınan sıcaklık ve hız konturlarına yer verilmiştir.

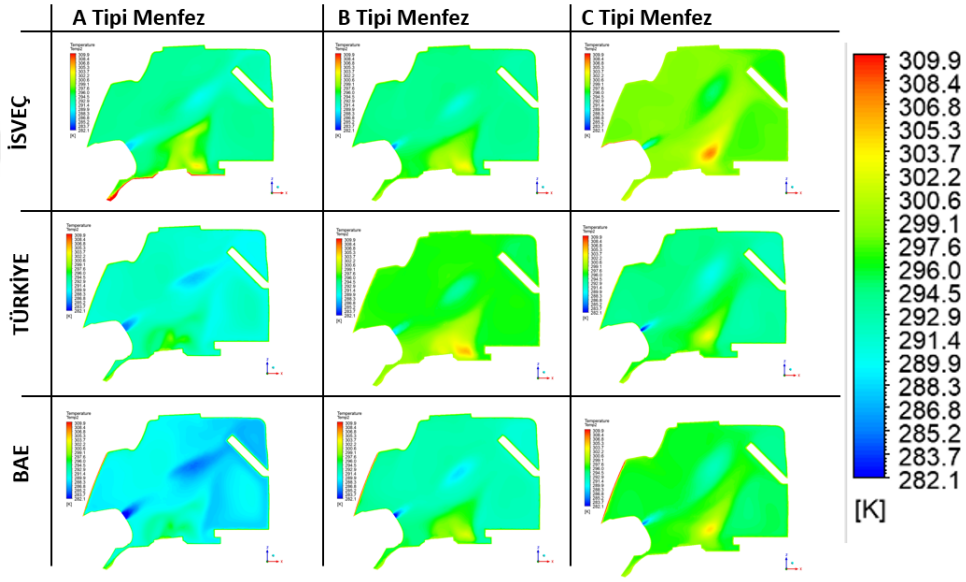
Sıcaklık konturları incelendiğinde; İsveç için A Tipi, Türkiye için C Tipi ve Birleşik Arap Emirlikleri için B Tipi menfez geometrilerinin ısıl konfor aralığına daha uygun olduğu görülmektedir.

Hız konturları incelendiğinde; iklim farkının sonuçlara bir etkisi olmadığını ancak C tipi menfez geometrisinde daha homojen bir hız dağılımı olduğu gözlemlenmektedir.

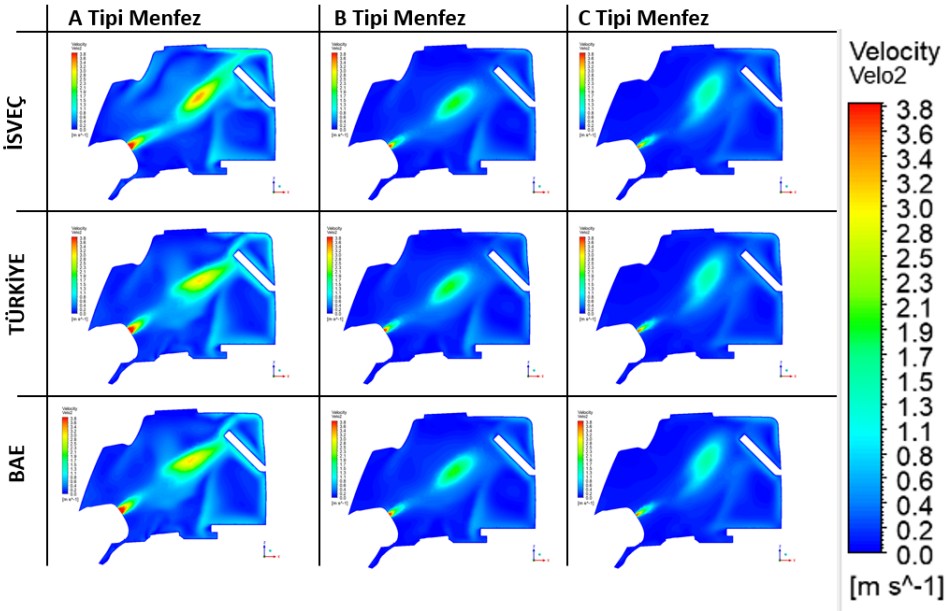
Şekil 3.14'de 2 Numaralı menfez kesitinden alınan sıcaklık ve hız konturlarına yer verilmiştir.

Sıcaklık konturları incelendiğinde; İsveç için A Tipi, Türkiye için C Tipi ve Birleşik Arap Emirlikleri için de C Tipi menfez geometrilerinin ısıl konfor aralığına daha uygun olduğu görülmektedir.

Hız konturları incelendiğinde; iklim farkının sonuçlara bir etkisi olmadığını ancak C tipi menfez geometrisinde daha homojen bir hız dağılımı olduğu gözlemlenmektedir.



(a) Sıcaklık konturu



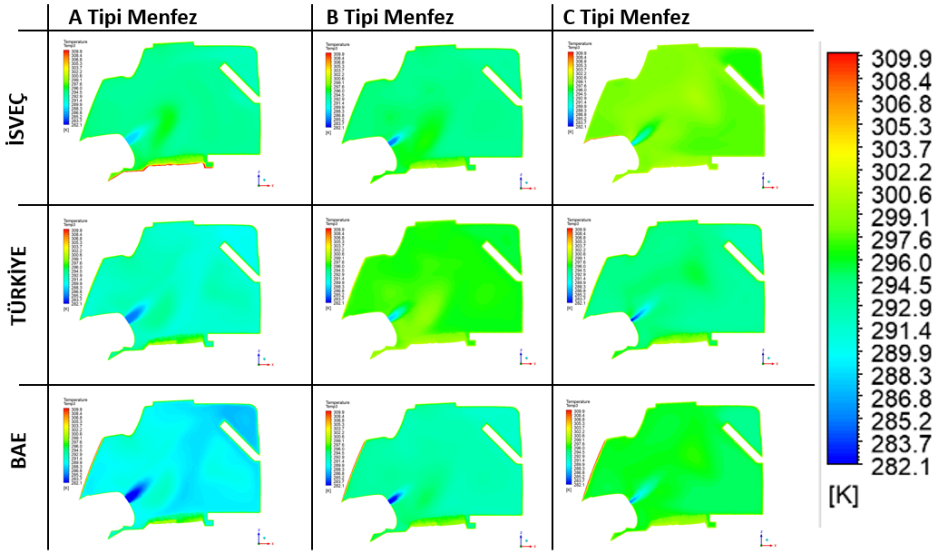
(b) Hız konturu

Şekil 3.14 2 Numaralı menfez sıcaklık ve hız konturu

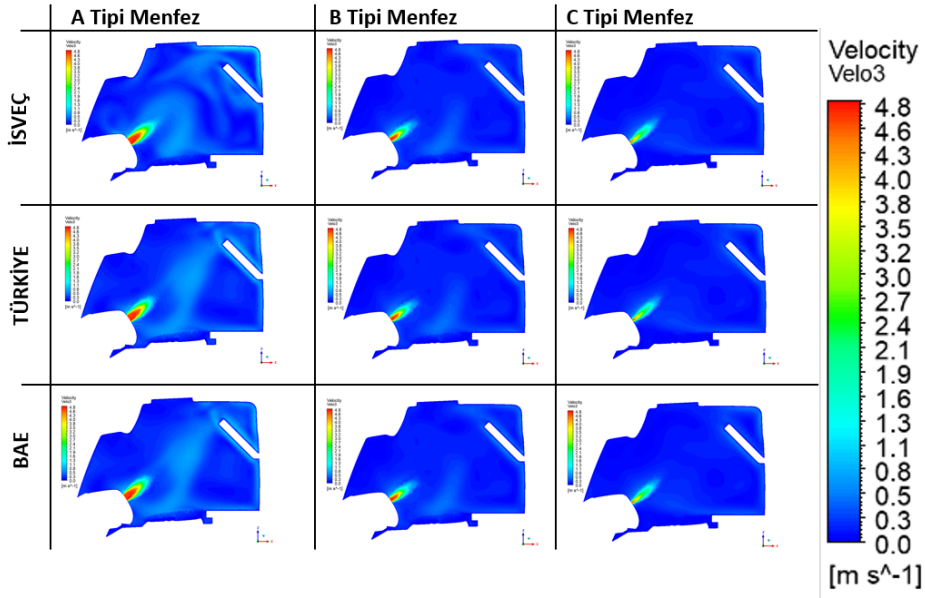
Şekil 3.15'de 3 Numaralı menfez kesitinden alınan sıcaklık ve hız konturlarına yer verilmiştir.

Sıcaklık konturları incelendiğinde; İsveç için A Tipi, Türkiye için C Tipi ve Birleşik Arap Emirlikleri için de B Tipi menfez geometrilerinin ısıl konfor aralığına daha uygun olduğu görülmektedir.

Hız konturları incelendiğinde; iklim farkının sonuçlara bir etkisi olmadığını ancak C tipi menfez geometrisinde daha homojen bir hız dağılımı olduğu gözlemlenmektedir.



(a) Sıcaklık konturu



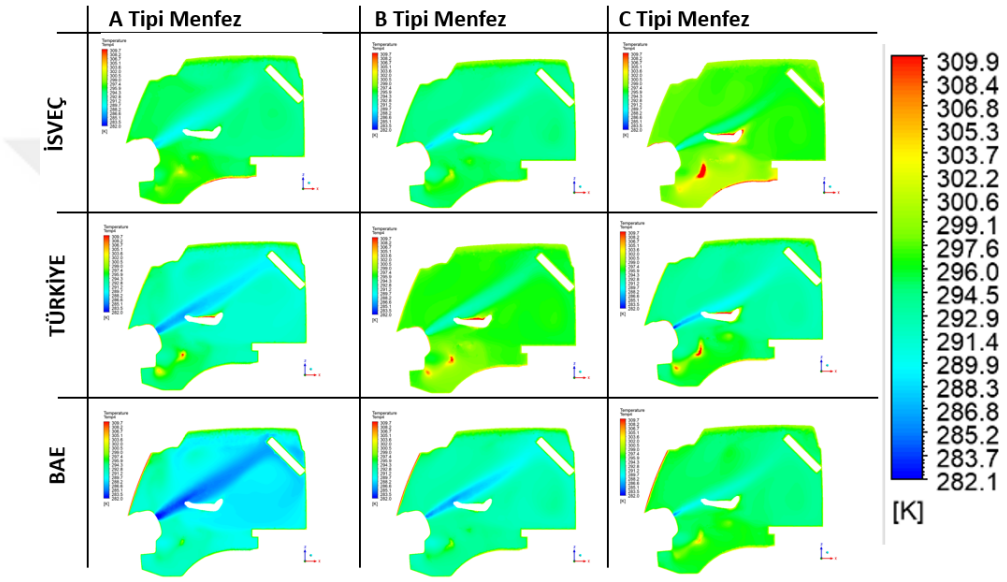
(b) Hız konturu

Şekil 3.15 3 Numaralı menfez sıcaklık ve hız konturu

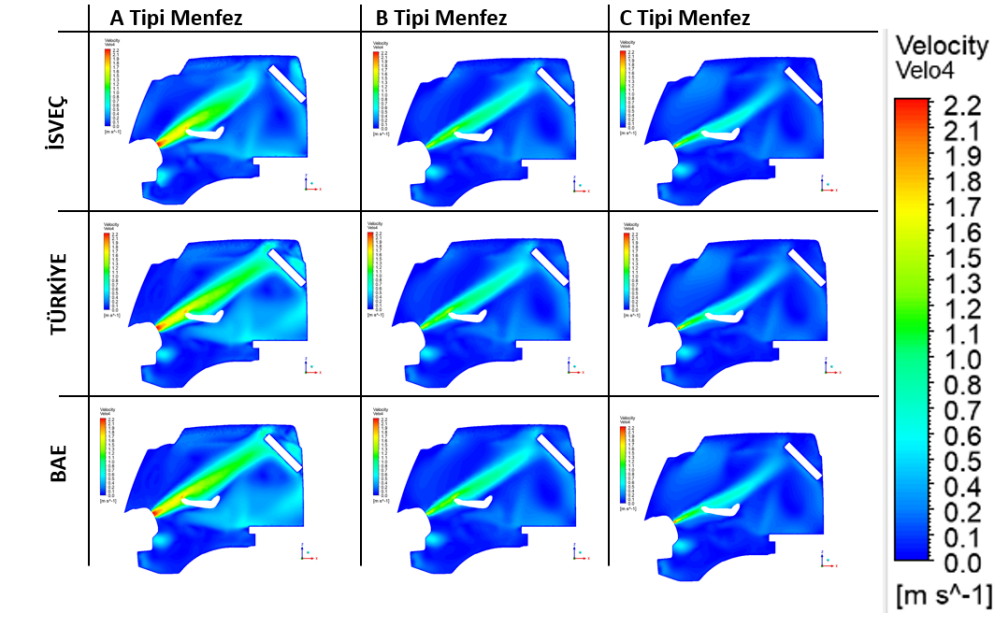
Şekil 3.16'de 4 Numaralı menfez kesitinden alınan sıcaklık ve hız konturlarına yer verilmiştir.

Sıcaklık konturları incelendiğinde; İsveç için A Tipi ve B Tipi, Türkiye için C Tipi ve Birleşik Arap Emirlikleri için de C Tipi menfez geometrilerinin ısıl konfor aralığına daha uygun olduğu görülmektedir.

Hız konturları incelendiğinde; iklim farkının sonuçlara bir etkisi olmadığını ancak C tipi menfez geometrisinde daha homojen bir hız dağılımı olduğu gözlemlenmektedir.



(a) Sıcaklık konturu



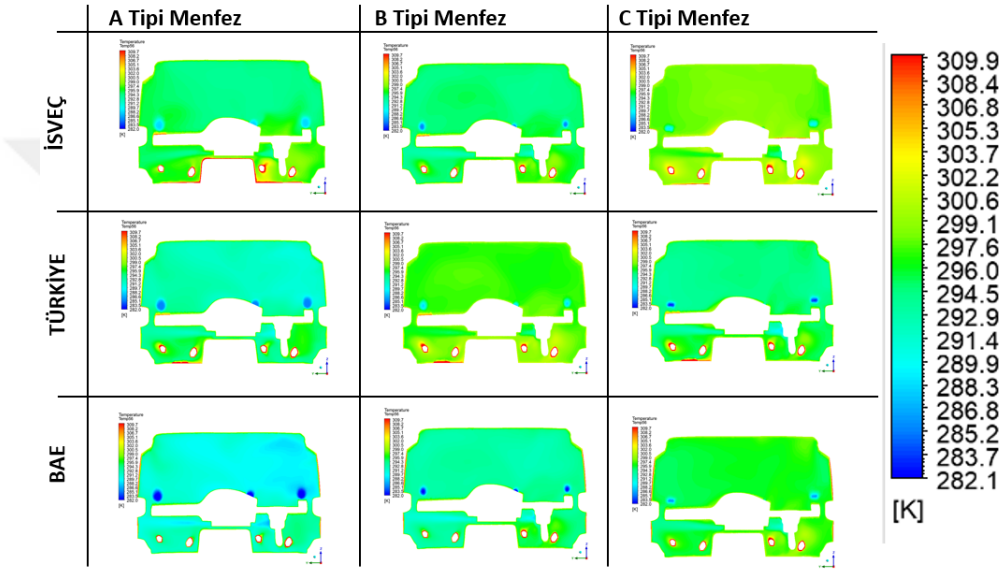
(b) Hız konturu

Şekil 3.16 4 Numaralı menfez sıcaklık ve hız konturu

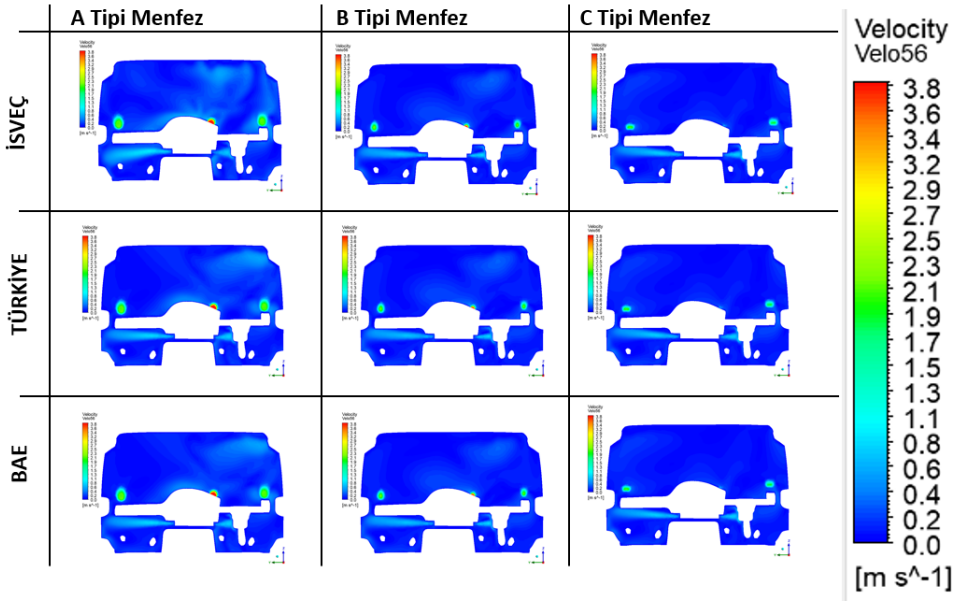
Şekil 3.17'de 5-6 Numaralı menfez kesitinden alınan sıcaklık ve hız konturlarına yer verilmiştir.

Sıcaklık konturları incelendiğinde; İsveç için A Tipi ve B Tipi, Türkiye için C Tipi ve Birleşik Arap Emirlikleri için de B Tipi menfez geometrilerinin ısıl konfor aralığına daha uygun olduğu görülmektedir.

Hız konturları incelendiğinde; iklim farkının sonuçlara bir etkisi olmadığını ancak B ve C tipi menfez geometrisinde daha homojen bir hız dağılımı olduğu gözlemlenmektedir.



(a) Sıcaklık konturu



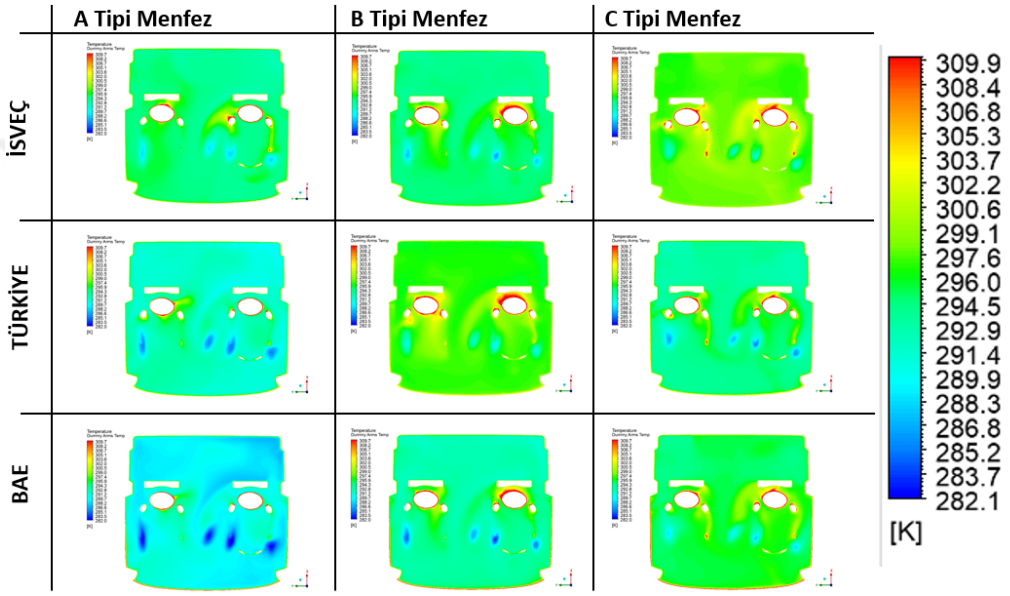
(b) Hız konturu

Şekil 3.17 5-6 Numaralı menfez sıcaklık ve hız konturu

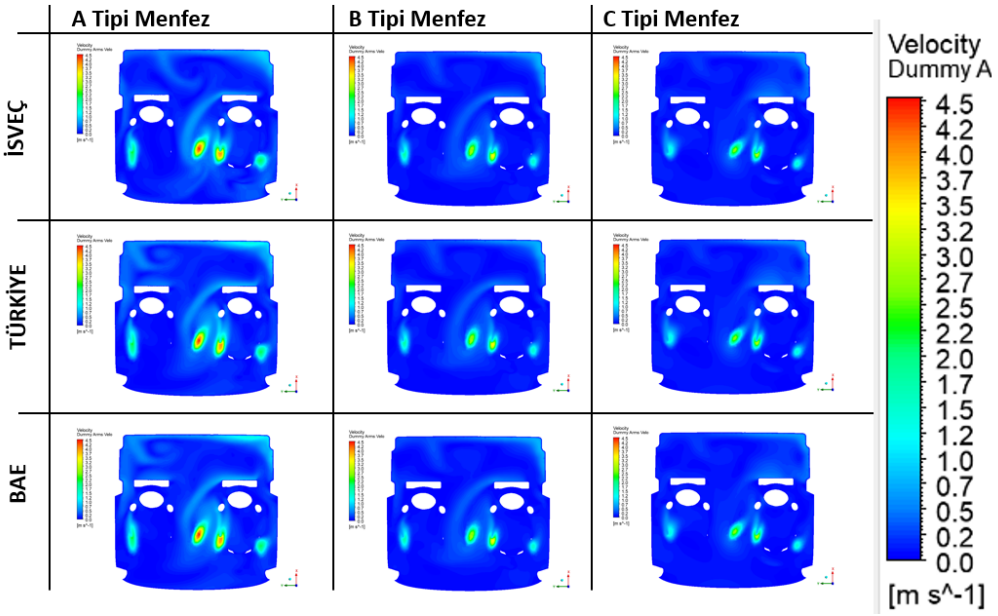
Şekil 3.18'de Sürücü ve yolcu vücut çizgisi kesitinden alınan sıcaklık ve hız konturlarına yer verilmiştir.

Sıcaklık konturları incelendiğinde; İsveç için A Tipi, Türkiye için C Tipi ve Birleşik Arap Emirlikleri için de B Tipi menfez geometrilerinin ısıl konfor aralığına daha uygun olduğu görülmektedir.

Hız konturları incelendiğinde; iklim farkının sonuçlara bir etkisi olmadığını ancak C tipi menfez geometrisinde daha homojen bir hız dağılımı olduğu ve daha az girdapların olduğu gözlemlenmektedir.



(a) Sıcaklık konturu



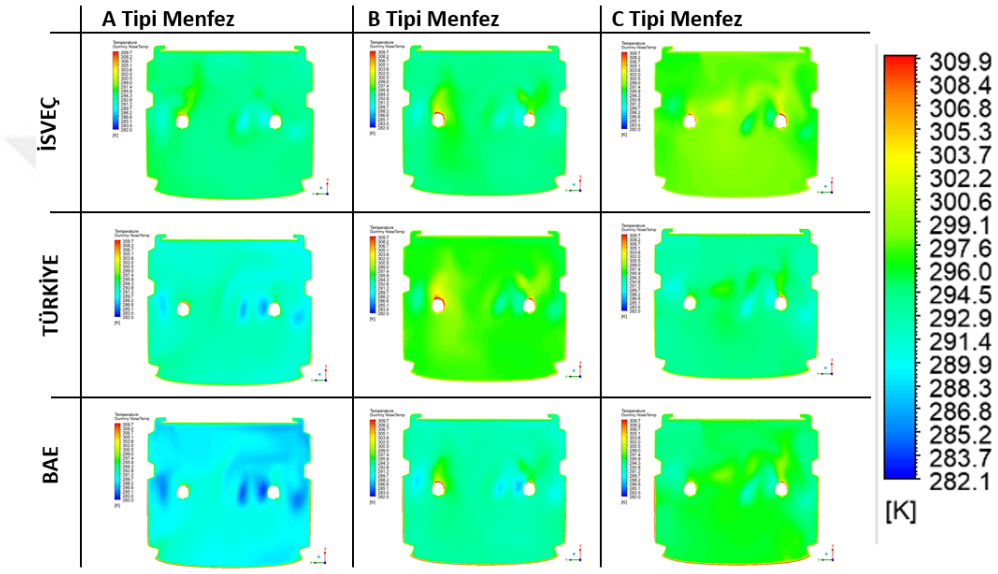
(b) Hız konturu

Şekil 3.18 Sürücü ve yolcu vücut çizgisi sıcaklık ve hız konturu

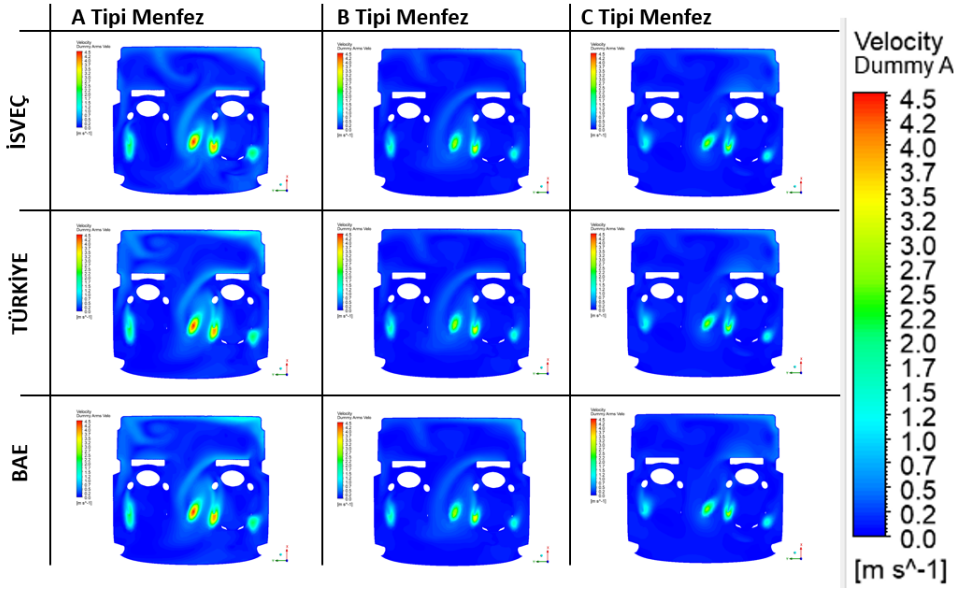
Şekil 3.19'de Sürücü ve yolcu burun çizgisi kesitinden alınan sıcaklık ve hız konturlarına yer verilmiştir.

Sıcaklık konturları incelendiğinde; İsveç için A Tipi, Türkiye için C Tipi ve Birleşik Arap Emirlikleri için de B Tipi menfez geometrilerinin ısıl konfor aralığına daha uygun olduğu görülmektedir.

Hız konturları incelendiğinde; iklim farkının sonuçlara bir etkisi olmadığını ancak C tipi menfez geometrisinde daha homojen bir hız dağılımı olduğu ve daha az girdapların olduğu gözlemlenmektedir.



(a) Sıcaklık konturu



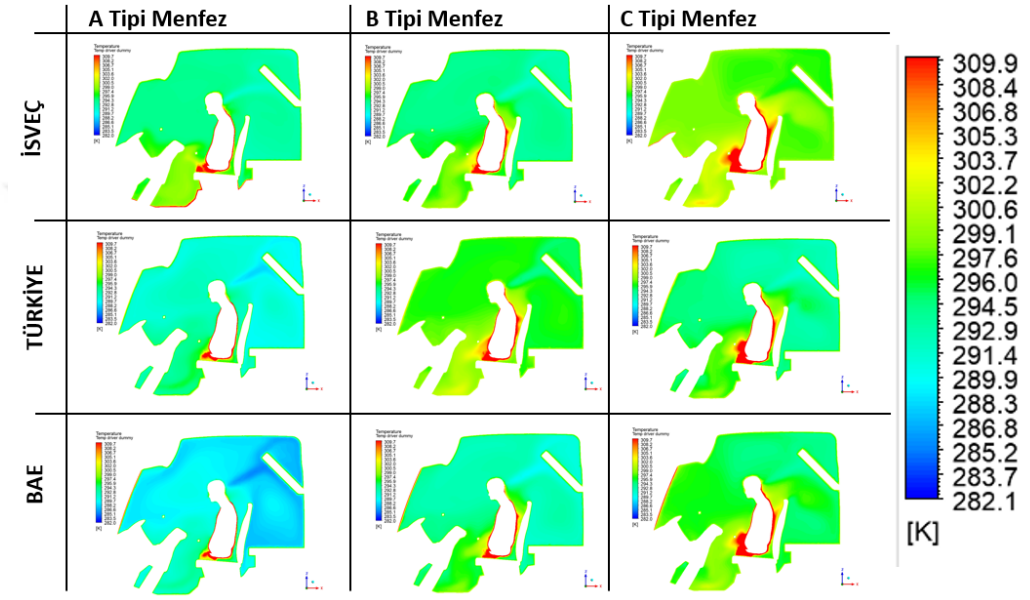
(b) Hız konturu

Şekil 3.19 Sürücü ve yolcu burun çizgisi sıcaklık ve hız konturu

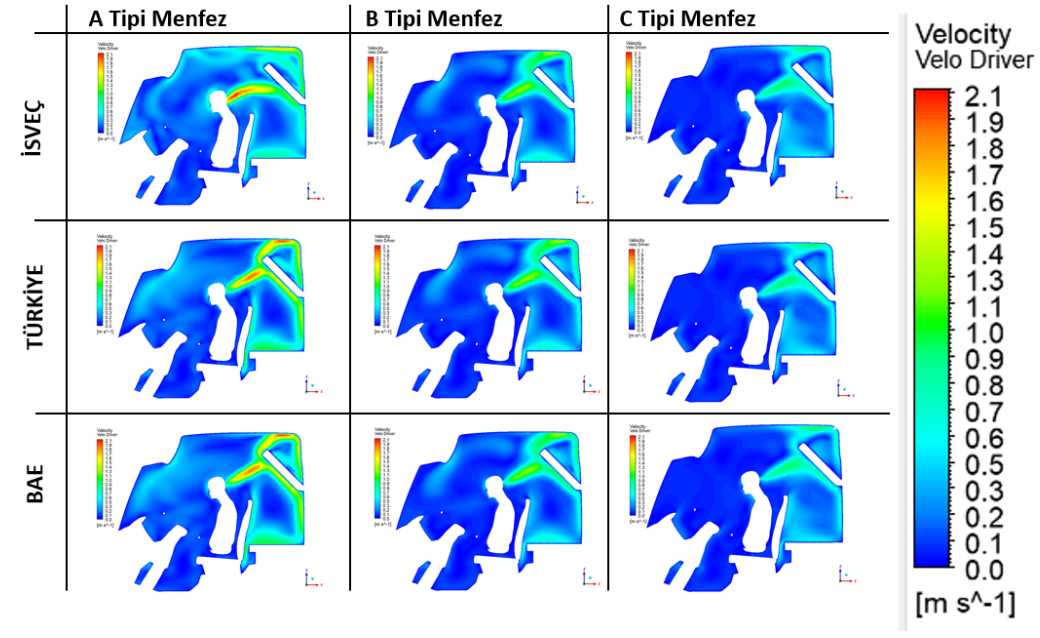
Şekil 3.20'de Sürücü kesitinden alınan sıcaklık ve hız konturlarına yer verilmiştir.

Sıcaklık konturları incelendiğinde; İsveç için A Tipi, Türkiye için C Tipi ve Birleşik Arap Emirlikleri için de B Tipi menfez geometrilerinin ısıl konfor aralığına daha uygun olduğu görülmektedir.

Hız konturları incelendiğinde; iklim farkının sonuçlara bir etkisi olmadığını ancak C tipi menfez geometrisinde daha homojen bir hız dağılımı olduğu gözlemlenmektedir.



(a) Sıcaklık konturu



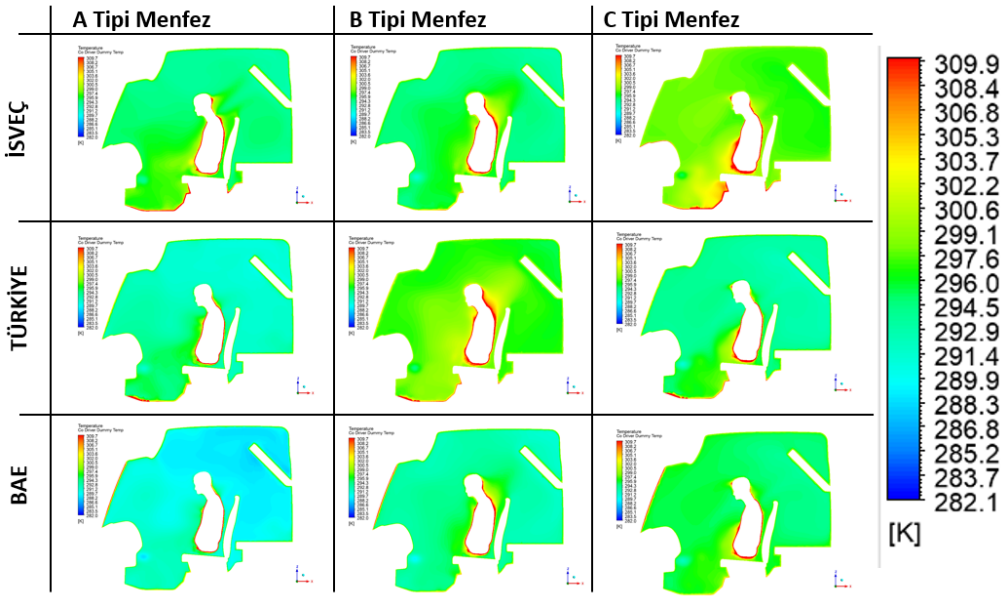
(b) Hız konturu

Şekil 3.20 Sürücü sıcaklık ve hız konturu

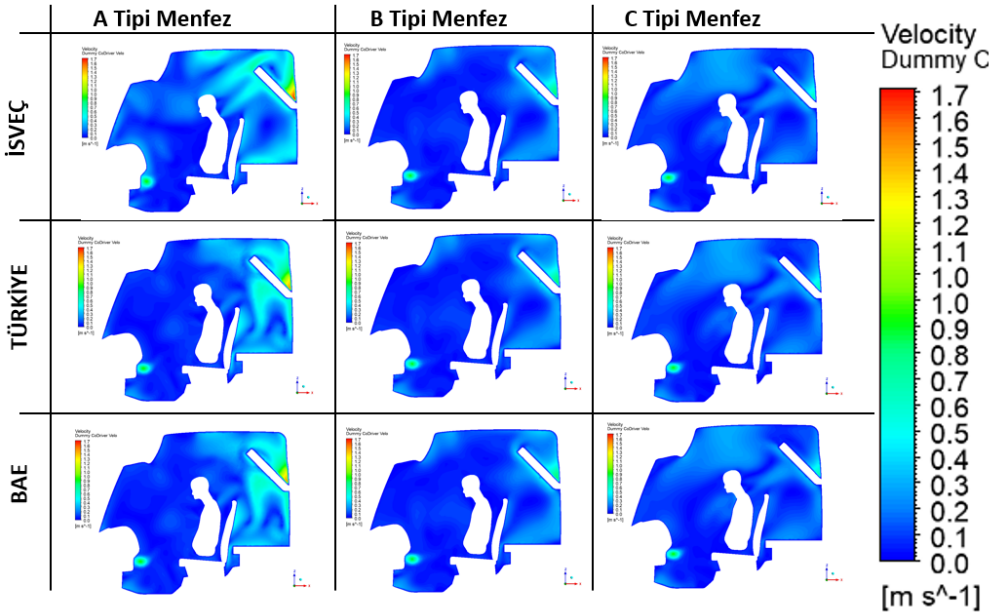
Şekil 3.21'de Yolcu kesitinden alınan sıcaklık ve hız konturlarına yer verilmiştir.

Sıcaklık konturları incelendiğinde; İsveç için A Tipi, Türkiye için C Tipi ve Birleşik Arap Emirlikleri için de B Tipi menfez geometrilerinin ısıl konfor aralığına daha uygun olduğu görülmektedir.

Hız konturları incelendiğinde; iklim farkının sonuçlara bir etkisi olmadığını ancak B tipi menfez geometrisinde daha homojen bir hız dağılımı olduğu gözlemlenmektedir.



(a) Sıcaklık konturu



(b) Hız konturu

Şekil 3.21 Yolcu sıcaklık ve hız konturu

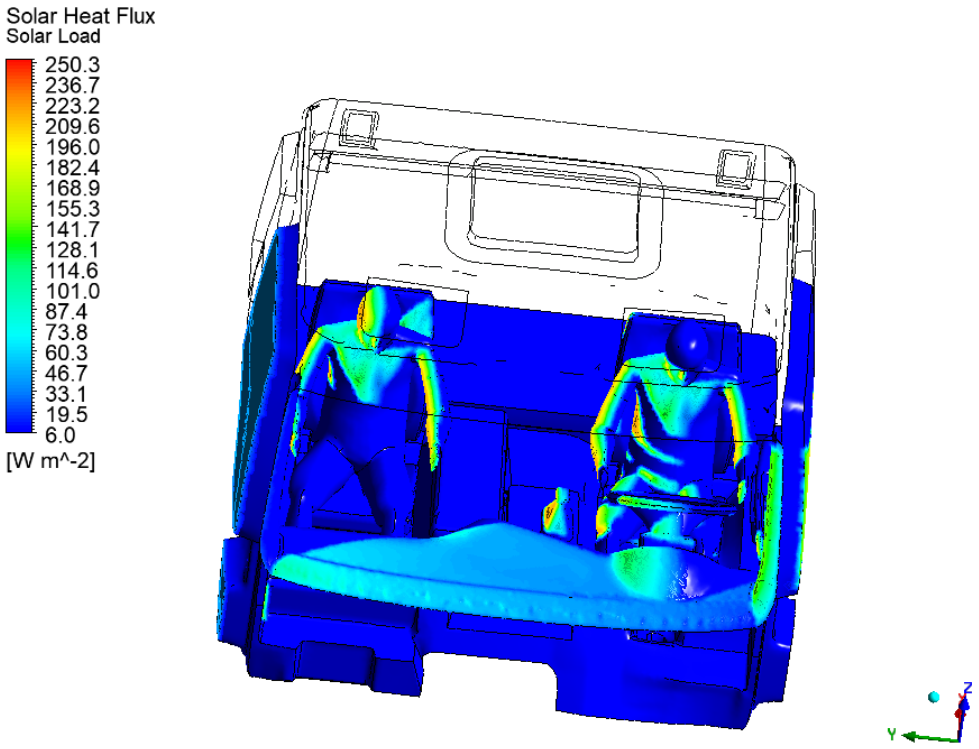
Bölüm 3.5.3'de açıklandığı gibi sayısal bir çalışmanın meydana getirilmesinde güneş izi takipçisi ve güneş yüküne yer verilerek, istenen gün ve saat diliminde taşıta etkiyecek olan güneş yükünün saptanabileceği açıklanmıştı. Türkiye için, model oluştururken analizde kullanılan konum ve günde, sabah saat 07:00 ve öğlen 12:00 için taşıt mahalinin maruz kaldığı güneş yükü sonuçları irdelenmiştir. Böylece;

- Taşıtın bulunduğu konumun gerçeğe uygunluğu yani güneş doğudan yükseldiği için sabah güneş ışığını ilk olarak aracın sağ camında görmemizin gerektiği,
- Güneş yükünün modelde çalışabilirliği

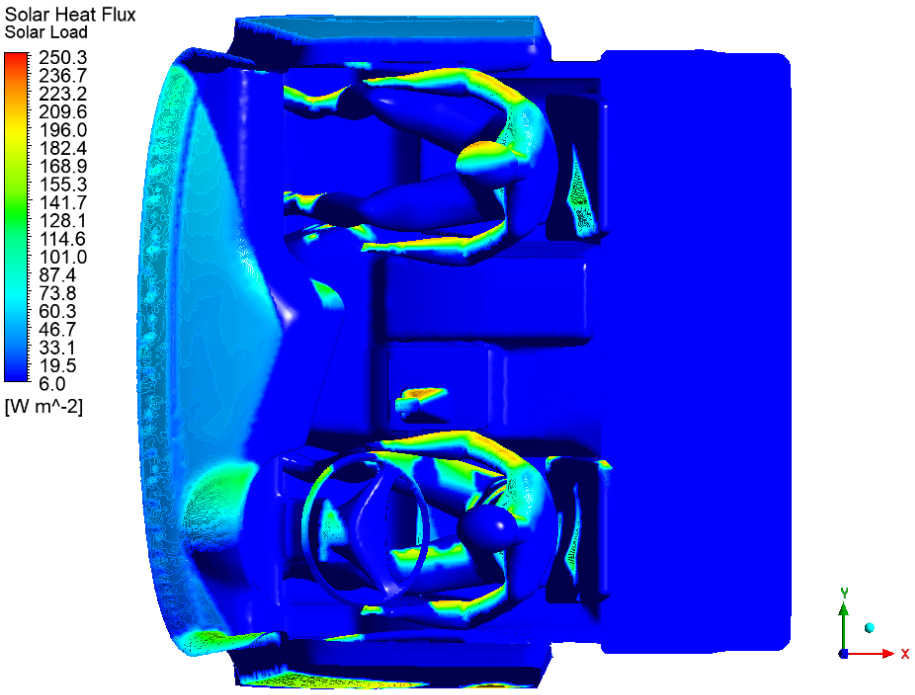
kontrol edilmiştir.

Güneş yükü sonuçlarına bakıldığında;

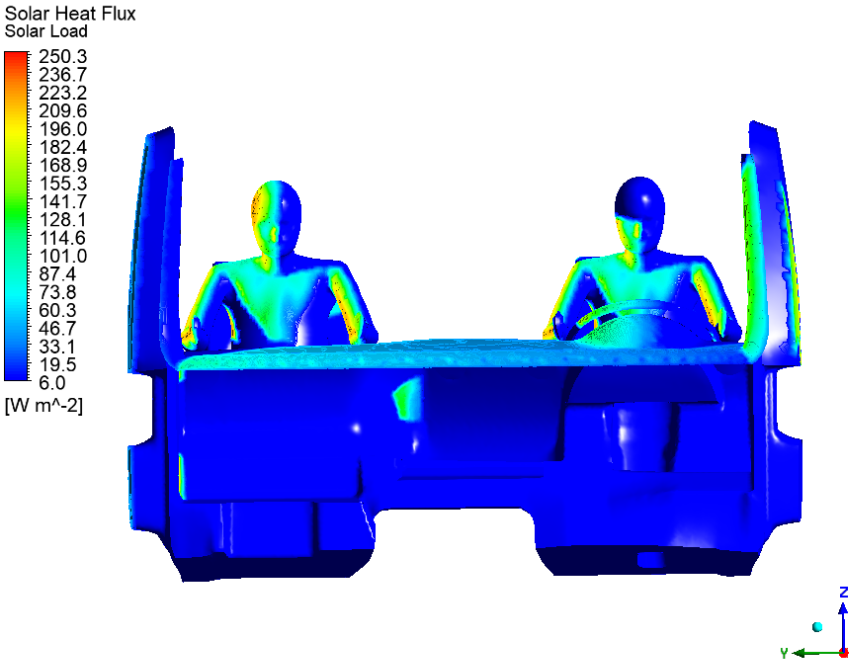
Şekil 3.22, 3.23, 3.24 'deki görsellerde saat 07:00 'dekini referan alırken Şekil 3.25 'daki görselde de 12:00 'dekini göstermektedir.



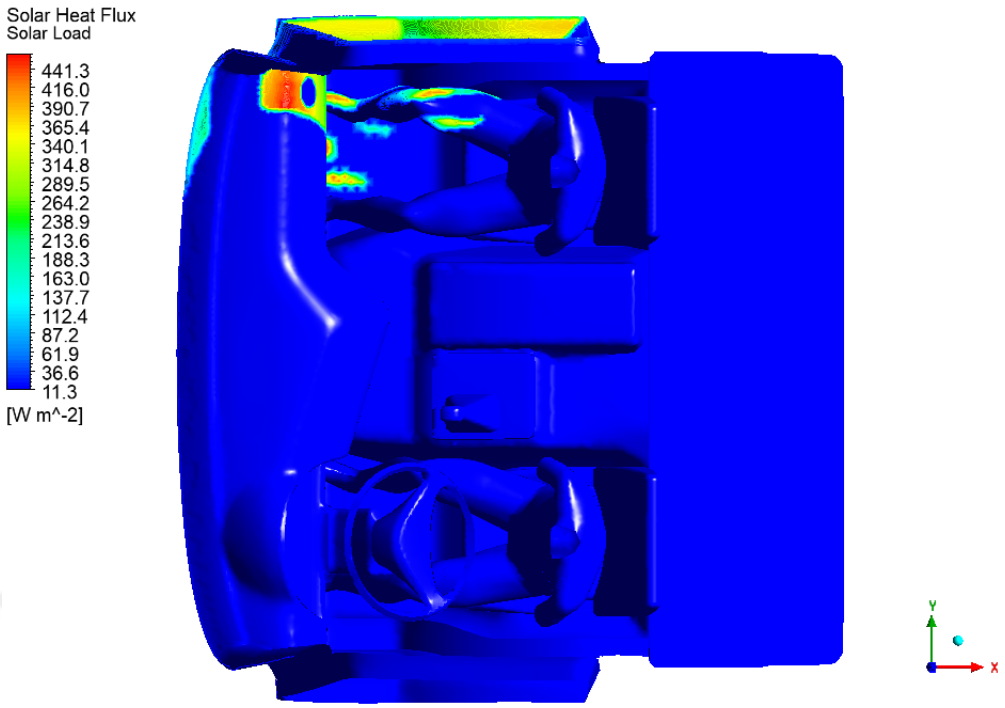
Şekil 3.22 Türkiye için araç içerisindeki güneş yükü - aracın önünden açılı görüntü (Saat 07:00)



Şekil 3.23 Türkiye için araç içerisindeki güneş yükü - aracın üzerinden görüntü (Saat 07:00)



Şekil 3.24 Türkiye için araç içerisindeki güneş yükü - aracın önünden görüntü (Saat 07:00)



Şekil 3.25 Türkiye için araç içerisindeki güneş yükü - aracın önünden görüntü (Saat 12:00)

3.5.4.2 Sayısal Modeli Doğrulama

Türkiye konumunda B menfez geometrisi kullanılarak oluşturulan modelin sıcaklık dataları, araç üzerinden okunan sıcaklık test çıktılarıyla korelasyon sağlaması yapılmaya çalışılmıştır. Okunan değerler sürücü ve yolcu; ayak(yer), göğüs ve nefes bölgesinden okunarak elde edilmiştir.

Tablo 3.8 Test sıcaklık çıktıları ve model karşılaştırması

	Sürücü			**Yolcu**		
	Ayak(yer) Seviyesi Sıcaklık	**Göğüs Seviyesi Sıcaklık**	**Nesfes Seviyesi Sıcaklık**	**Ayak(yer) Seviyesi Sıcaklık**	**Göğüs Seviyesi Sıcaklık**	**Nesfes Seviyesi Sıcaklık**
Ölçülen Test Data (°C)	21,4	21,2	20	24,3	23,8	21,4
Ölçülen Test Data (K)	295,4	294,2	293	297,3	296,8	294,4
Model (°C)	22,2	20,3	19	23,2	22,7	20,3
Model (K)	295,2	293,3	292	296,2	295,7	293,3
Sapma (°C)	0,8	0,9	1	1,1	1,1	1,1
Oran (%)	3,74	4,25	5	4,53	4,62	5,14

4
SONUÇ

Bu tez çalışmasında ticari bir araçta; üç farklı iklim bölgesi (İsveç-Türkiye-BAE), üç faklı menfez geometrisi (A-B-C) ve üç farklı üfleme sıcaklığı (9 °C - 12 °C - 15 °C) için kabin içerisinde ısıl konfor incelemesi yapılmıştır. Üç farklı iklim lokasyonunda güneş radyasyonu etkileri, farklı çaptaki menfez geometrileri ve menfez üfleme sıcaklarının sürücünün; nefes seviyesi, göğüs seviyesi ve ayak seviyesi boktasal sıcaklık ve noktasal hız sonuçları Tablo 4.1 'verilmiştir.

Tablo 4.1 Sürücü nefes, göğüs, ayak seviyesi hız ve sıcaklık sonuçları

Konum	Menfez Tipi	Sıcaklık Nefes Seviyesi [°C]	Sıcaklık Göğüs Seviyesi [°C]	Sıcaklık Ayak Seviyesi [°C]	Hız Nefes Seviyesi [m/s]	Hız Göğüs Seviyesi [m/s]	Hız Ayak Seviyesi [m/s]
İsveç	**A**	21,5	23,3	25,5	0,50	0,13	0,14
İsveç	**B**	17,4	19,8	21,7	0,38	0,21	0,05
İsveç	**C**	26,1	31,4	27,4	0,18	0,07	0,09
Türkiye	**A**	22,8	22,1	21,9	0,14	0,08	0,09
Türkiye	**B**	22,1	22,3	23,9	0,36	0,21	0,05
Türkiye	**C**	21,8	28,1	23,4	0,17	0,07	0,08
BAE	**A**	20,6	19,9	19,8	0,14	0,08	0,08
BAE	**B**	15,3	17,8	19,8	0,36	0,21	0,05
BAE	**C**	23,6	28,5	24,9	0,18	0,07	0,08

- Tablo 4.1' de verilen sürücü nefes, göğüs, ayak seviyesi hız ve sıcaklık sonuçlarına göre alt başlık 2.2'de bahsedilen PMV ve PPD değerleri hesaplanmıştır [25]. Hesaplanan PMV ve PPD değerleri Tablo 4.2 'de ifade edilmiştir.

- PMV ve PPD formüllerini aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır;

$$\textbf{PMV} = [0,303exp(-0,036M) + 0,028][(M - W) - 3,05.10^{-3}[5733 - 6,99(M - W) - p_a] - 0,42[(M - W) - 58,15] - 1.7.10^{-5}M(5867 - p_a) - 0,0014M(34 - t_a) - 3,9610^{-8}f_{cl}[(t_{cl} + 273)^4 - (\overline{t_r} + 273)^4] - f_{cl}h_c[t_{cl} - t_a)] \quad (4.1)$$

$t_a =$ Hava Sıcaklığı

$t_r =$ Ortalama Işınım Sıcaklığı

$M =$ Aktivite Düzeyi

$W =$ Efektif Mekanik İş

$p_a =$ Su Buharı Kısmi Basıncı

$f_{cl} =$ Kıyafet Yüzey Alan Faktörü

$t_{cl} =$ Kıyafet Yüzey Sıcaklığı

$$\textbf{PPD} = 100 - 95exp(-0,33.53(PMV)^4) - 0,217.9(PMV)^2) \quad (4.2)$$

Tablo 4.2 'de elde edilen hesaplamalarda;

- Bağıl nem % 50,
- Kıyafet Katsayısı alt başlık 2.2'de hesaplandığı gibi 0.38 Clo,
- Metabolik Oran 1 met,
- Küre Sıcaklığı 26 °C olarak sabit kabul edilmiştir.

Tablo 4.2 Sürücü nefes, göğüs, ayak seviyesi hız ve sıcaklık sonuçlarına göre hesaplanan PMV ve PPD değerleri

	PMV	**PPD [%]**
İsveç-A Tipi Menfez Sürücü Nefes Seviyesi	-1,75	64,4
İsveç-A Tipi Menfez Sürücü Göğüs Seviyesi	-1,55	53,7
İsveç-A Tipi Menfez Sürücü Ayak Seviyesi	-0,52	10,6
İsveç-B Tipi Menfez Sürücü Nefes Seviyesi	-1,96	75
İsveç-B Tipi Menfez Sürücü Göğüs Seviyesi	-1,30	40,5
İsveç-B Tipi Menfez Sürücü Ayak Seviyesi	-1	26,4
İsveç-C Tipi Menfez Sürücü Nefes Seviyesi	-0,57	11,8
İsveç-C Tipi Menfez Sürücü Göğüs Seviyesi	0,38	7,7
İsveç-C Tipi Menfez Sürücü Ayak Seviyesi	-0,09	5,2
Türkiye-A Tipi Menfez Sürücü Nefes Seviyesi	0,77	17,5
Türkiye-A Tipi Menfez Sürücü Göğüs Seviyesi	0,82	19,2
Türkiye-A Tipi Menfez Sürücü Ayak Seviyesi	-0,84	19,9
Türkiye-B Tipi Menfez Sürücü Nefes Seviyesi	1,45	48,5
Türkiye-B Tipi Menfez Sürücü Göğüs Seviyesi	1,06	28,9
Türkiye-B Tipi Menfez Sürücü Ayak Seviyesi	-0,6	12,6
Türkiye-C Tipi Menfez Sürücü Nefes Seviyesi	0,99	25,6
Türkiye-C Tipi Menfez Sürücü Göğüs Seviyesi	0,12	5,3
Türkiye-C Tipi Menfez Sürücü Ayak Seviyesi	0,62	13,2
BAE-A Tipi Menfez Sürücü Nefes Seviyesi	0,98	25,4
BAE-A Tipi Menfez Sürücü Göğüs Seviyesi	1,16	33,6
BAE-A Tipi Menfez Sürücü Ayak Seviyesi	-1,16	33,4
BAE-B Tipi Menfez Sürücü Nefes Seviyesi	-2,13	82,3
BAE-B Tipi Menfez Sürücü Göğüs Seviyesi	-1,49	50,6
BAE-B Tipi Menfez Sürücü Ayak Seviyesi	-1,36	43,4
BAE-C Tipi Menfez Sürücü Nefes Seviyesi	-0,82	19,2
BAE-C Tipi Menfez Sürücü Göğüs Seviyesi	0,08	5,1
BAE-C Tipi Menfez Sürücü Ayak Seviyesi	0,40	8,4

Tablo 4.2 'deki PMV ve PPD değerlerine bakıldığında;

- Isveç (Stockholm) - C tipi menfez ısıl konfor şartlarına daha yakın,
- Birleşik Arap Emirlikleri (Dubai) - B tipi menfez ısıl konfor şartlarına daha uzak

olduğu görülmüştür.

Vakalar arasında istatistiksel karşılaştırma yapabilmek amacıyla;

$$z = \frac{x_{ij} - x_j}{r_j} \tag{4.3}$$

$z =$ Normalize Edilmiş Değer

$x_{ij} =$ Ortalama Kabin Sıcaklığı

$x_j =$ Optimum Sıcaklık Isıl Konfor Şartı

$r_j =$ Standart Sapma

formülü kullanılmıştır [23] .

Vakalar arasında istatistiksel karşılaştırma yaparken;

- Optimum sıcaklık ısıl konfor şartı 23 °C kabul edilmiş,
- Şekil Tablo 4.1'deki her bir çalışma için monoton olmayan normalizasyon yöntemi ile sıcaklık verileri optimum sıcaklığa göre normalize edilmiş,
- Normalize edilmiş bu değerler Tablo 4.3'de verilmiş,
- Tablo 4.3' deki elde edilen değerlerin matris düzleminde gösterilmiş hali Tablo 4.4 gösterilmiş

olmaktadır.

Tablo 4.3 Normalize edilmiş değerler

Konum	Menfez Tipi	Sıcaklık Nefes Seviyesi [°C]	Sıcaklık Göğüs Seviyesi [°C]	Sıcaklık Ayak Seviyesi [°C]
İsveç	**A**	0,416	0,083	0,694
İsveç	**B**	1,555	0,888	0,361
İsveç	**C**	0,861	2,333	1,222
Türkiye	**A**	0,055	0,25	0,305
Türkiye	**B**	0,25	0,194	0,25
Türkiye	**C**	0,333	1,416	0,111
BAE	**A**	0,666	0,861	0,888
BAE	**B**	2,138	1,444	0,888
BAE	**C**	0,166	1,527	0,527

Tablo 4.4 Normalize edilmiş değerler matris gösterimi

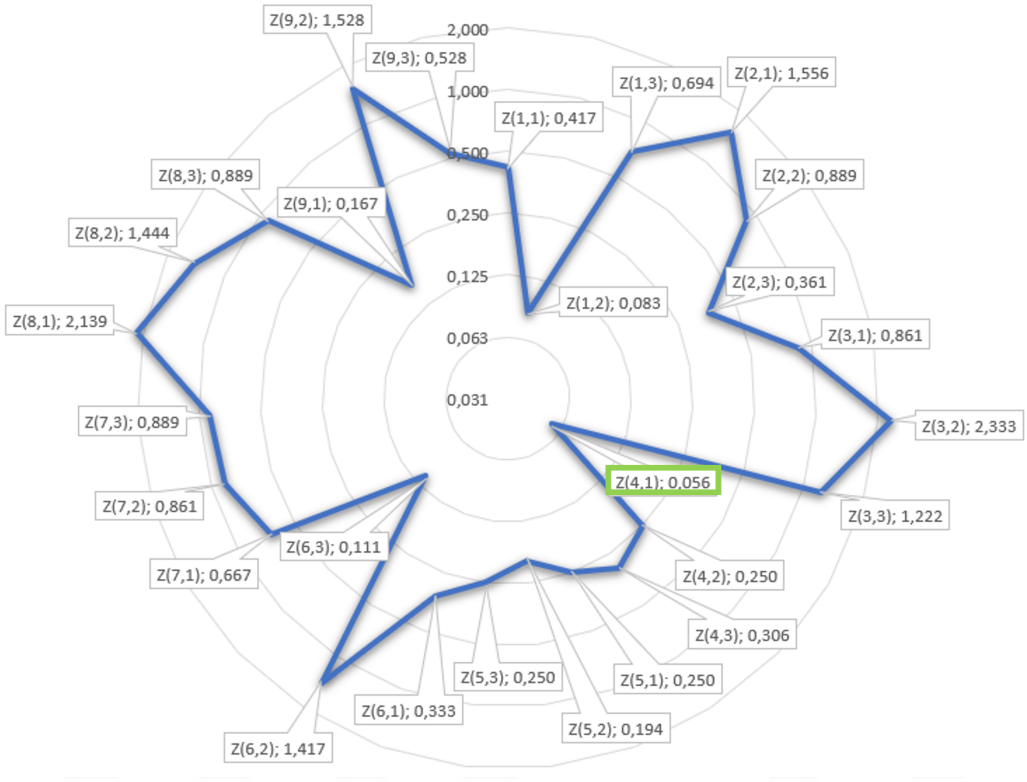
	1. Sütun	**2. Sütun**	**3. Sütun**
1. Satır	z_{11} 0,417	z_{12} 0,083	z_{13} 0,694
2. Satır	z_{21} 1,556	z_{22} 0,889	z_{23} 0,361
3. Satır	z_{31} 0,861	z_{32} 2,333	z_{33} 1,222
4. Satır	z_{41} 0,056	z_{42} 0,250	z_{43} 0,306
5. Satır	z_{51} 0,250	z_{52} 0,194	z_{53} 0,250
6. Satır	z_{61} 0,333	z_{62} 1,417	z_{63} 0,111
7. Satır	z_{71} 0,667	z_{72} 0,862	z_{73} 0,889
8. Satır	z_{81} 2,139	z_{82} 1,444	z_{83} 0,889
9. Satır	z_{91} 0,167	z_{92} 1,528	z_{93} 0,528

Sayısal sonuçların normalize edilmiş değerleri dikkate alındığında; optimum sonucun normalize değeri sıfır olduğu için elde edilen sonuçlarda sıfıra en çok yakınsayan değer bu tez çalışmasındaki en optimum çalışma olarak belirlenmiştir. Tablo 4.3 ' de gösterilen çizelgeden de görüleceği üzere;

- Türkiye - A tipi Menfez - nefes seviyesi en iyi sonuç,
- Birleşik Arap Emirlikleri (Dubai) - B tipi menfez - nefes seviyesi en kötü sonuç

olarak elde edilmiştir.

Tablo 4.4 ’ de gösterilen, yapılan 9 farklı sayısal analizin sonuçları şekil 4.1 ’de radar çizelgesinde de gösterilmiştir.



Şekil 4.1 Radar çizelgesi

Sonuç olarak bu çalışmada ısıl konfor şartları düşünüldüğünde ;

- 3.12 ve 3.2 ’deki alınan herbir kesit için yığık sıcaklık ve yığık hız parametre sonuçlarına göre mevcut menfez olan B menfezine göre çapı daha büyük olan A menfezinde, incelenen sayısal çalışmalarda genel olarak daha iyi sonuçlar elde edildiği gözlemlenmiştir.

- 4.1 ’deki radar çizelgesinde de görüldüğü gibi noktasal sıcaklık ve noktasal hız parametre sonuçlarına göre de Türkiye-A tipi Menfez sonuçalarının ısıl konfor şartlarına daha yakın olduğu gözlemlenmiştir.

Daha sonra yapılacak çalışmalarda üfleme menfezlerindeki hız değerleri de parametrik olarak çalışılıp üfleme hızlarının sayısal analizlere etkisi de incelenebilir.

KAYNAKÇA

[1] N. Martinho, A. Lopes, M. G. Silva, M. do Lena, A. Vieiro–Leiria–Portugal, *Human numerical model for evaluation of thermal comfort in vehicles*, 2007.

[2] M. S. Oh, J. H. Ahn, D. W. Kim, D. S. Jang, Y. Kim, "Thermal comfort and energy saving in a vehicle compartment using a localized air-conditioning system," *Applied Energy*, vol. 133, pp. 14–21, 2014.

[3] P. Danca, F. Bode, I. Nastase, A. Meslem, "On the possibility of cfd modeling of the ındoor environment in a vehicle," *Energy Procedia*, vol. 112, pp. 656–663, 2017.

[4] S. K. Singh, H. Abbassi, P. Tamamidis, "3d investigation into the thermal behavior of the wet multi-disk axle brake of an off-highway machinery," *Applied Thermal Engineering*, vol. 136, pp. 576–588, 2018.

[5] X. Zhu, L. Lei, X. Wang, Y. Zhang, "Air quality and passenger comfort in an air-conditioned bus micro-environment," *Environmental monitoring and assessment*, vol. 190, pp. 1–15, 2018.

[6] P. Danca, F. Bode, I. Nastase, A. Meslem, "Cfd simulation of a cabin thermal environment with and without human body–thermal comfort evaluation," in *E3S Web of Conferences*, EDP Sciences, vol. 32, 2018, p. 01 018.

[7] T.-B. Chang, J.-J. Sheu, J.-W. Huang, Y.-S. Lin, C.-C. Chang, "Development of a cfd model for simulating vehicle cabin indoor air quality," *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, vol. 62, pp. 433–440, 2018.

[8] N. Mhetre, S. Sathyanarayan, M. Diwan, S. Kumar, D. Hulwan, "Prediction of havc cool-down performance inside a minibus passenger cabin using cfd and ıts experimental validation.," *SAMRIDDHI: A Journal of Physical Sciences, Engineering and Technology*, vol. 11, no. 01, pp. 47–56, 2019.

[9] L. I. Scurtu, A. N. Jurco, "Airflow and thermal comfort of the bus passengers," *Journal of Industrial Design and Engineering Graphics*, vol. 14, no. 1, pp. 171–174, 2019.

[10] L. Yang, X. Li, J. Tu, "Thermal comfort analysis of a high-speed train cabin considering the solar radiation effects," *Indoor and Built Environment*, vol. 29, no. 8, pp. 1101–1117, 2020.

[11] M. das Neves Almeida, A. A. de Paula Xavier, A. O. Michaloski, "A review of thermal comfort applied in bus cabin environments," *Applied Sciences*, vol. 10, no. 23, p. 8648, 2020.

[12] R. H. Vaswani Reyes, "Optimization of the heating system of a bus cabin: A numerical approach through openfoam," Ph.D. dissertation, Politecnico di Torino, 2020.

[13] L. Karthick, D. Prabhu, K. Rameshkumar, T. Prabhu, C. Jagadish, "Cfd analysis of rotating diffuser in a suv vehicle for improving thermal comfort," *Materials Today: Proceedings*, vol. 52, pp. 1014–1025, 2022.

[14] E. Turgut, U. Yardımcı, "The effect of air conditioning positions, air conditioning fluid speed, and temperature on thermal comfort in the truck cabin," *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 36, no. 6, pp. 3171–3179, 2022.

[15] M. Ö. Korukçu, B. Pastakkaya, M. K. İşman, "Bir otomobil kabini içerisinde ısıtma süreci için farklı hava hızı kullanımının sayısal analizi," *mmoteskon.org*, 17.03.2013.

[16] I. ISO, "7730: Ergonomics of the thermal environment analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the pmv and ppd indices and local thermal comfort criteria," *Management*, vol. 3, no. 605, e615, 2005.

[17] H. Burgurcu, "Klima tesisatı," pp. 549–561, 2016.

[18] "Ventilation and acceptable indoor air quality ashrae standard," *https://www.ashrae.org/technical-resources/bookstore/standards-62-1-62-2*, 2022.

[19] A. M. Genç, İ. Atmaca, Z. H. Karadeniz, "Şehirlerarası otobüslerde menfez konumlarının kabin içi hava dağılımı üzerine etkisinin incelenmesi," *mmoteskon.org*, 26.03.2023.

[20] R. J. De Dear, G. S. Brager, "Thermal comfort in naturally ventilated buildings: Revisions to ashrae standard 55," *Energy and buildings*, vol. 34, no. 6, pp. 549–561, 2002.

[21] İ. Atmaca, A. Yiğit, "Isıl konfor İle İlgili mevcut standartlar ve konfor parametrelerinin çeşitli modeller İle İncelenmesi," *IX. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi Bildiriler Kitabı (S. 543-555). İçinde İzmir: Altındağ Matbaacılık*, 2009.

[22] İ. Güven, "Taşıt parametrelerinin üretim toleranslarının seyir dinamiğine etkisi," Ph.D. dissertation, Fen Bilimleri Enstitüsü, 2006.

[23] A. Özdağoğlu, "Çok ölçütlü karar verme modellerinde normalizasyon tekniklerinin sonuçlara etkisi: Copras örneği," *Eskişehir Osmangazi Üniversitesi İktisadi ve İdari Bilimler Dergisi*, vol. 8, no. 2, pp. 229–255, 2013.

[24] T. T. M. Derneği, "Thermal comfort," *https://www.ttmd.org.tr/PdfDosyalari/dergi-eki-131-1-1.pdf*, 2021.

[25] İ. O. Öz, S. E. Korcan, İ. Bulduk, "Tekstil sektöründe termal konfor ölçümleri ve alınacak önlemlerin değerlendirilmesi," *Uşak Üniversitesi Fen ve Doğa Bilimleri Dergisi*, vol. 2, no. 2, pp. 21–34, 2018.

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR

Konferans Bildirisi

1. E. Kutlu ve H. Demir, "Üç Farklı İklim Bölgesinde Güneş Radyasyonun Ticari Araçlarda Isıl Konfora Etkisinin Sayısal Olarak İncelenmesi", Avrasya Zirvesi Bilimsel Araştırmalar ve Güncel Gelişmeler Kongresi,pp517,2023