T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YOLCU MİNİBÜSÜNDE ISIL KONFOR ŞARTLARININ SAĞLANMASI ÜZERİNE TEORİK VE DENEYSEL ÇALIŞMA

Birkan YILMAZGÖZ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Proses Programı

Danışman

Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN

Eylül, 2019

T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YOLCU MİNİBÜSÜNDE ISIL KONFOR ŞARTLARININ SAĞLANMASI ÜZERİNE TEORİK VE DENEYSEL ÇALIŞMA

Birkan YILMAZGÖZ tarafından hazırlanan tez çalışması 19.09.2019 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Makine Mühendisliği Programı **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN

Yıldız Teknik Üniversitesi

Danışman

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN, Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Jüri Üyeleri

Dr. Öğr. Üyesi Meryem Handan ÇUBUK
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Jüri Üyeleri

Dr. Öğr. Üyesi Alper ÖZPINAR
İstanbul Ticaret Üniversitesi _____

Danışmanım Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN sorumluluğunda tarafımca hazırlanan Yolcu Minübüsünde Isıl Konfor Şartlarının Sağlanması Üzerine Teorik ve Deneysel Çalışma 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.

Birkan YILMAZGÖZ

İmza

Aileme

ve

biricik eşime

TEŞEKKÜR

Bu çalışmada, danışmanlığımı üstlenerek her türlü bilgi ve tecrübesini esirgemeyen değerli akademisyen Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN'a teşekkürlerimi sunarım.

Birkan YILMAZGÖZ

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ vii

KISALTMA LİSTESİ ix

ŞEKİL LİSTESİ x

TABLO LİSTESİ xi

ÖZET xii

ABSTRACT xiv

1 Giriş 1

1.1 Literatür Özeti 1

1.2 Tezin Amacı 9

1.3 Hipotez 9

2 Teorik Analiz 10

2.1 Isı Transferi Analizi 10

2.2 Isı Denge Yöntemi 11

2.2.1 Metabolik Yük 12

2.2.2 Işınım Yükü 13

2.2.2.1 Direkt Işınım Yükü 13

2.2.2.2 Dağılı Işınım Yükü 14

2.2.2.3 Yansıyan Işınım Yükü 15

2.2.3 Ortam Yükü 16

2.2.4 Egzoz Yükü 17

2.2.5 Motor Yükü 18

2.2.6 Havalandırma Yükü 18

2.2.7 Klima Yükü 19

2.3 Isı Denge Yöntemi Hesapları 20

2.3.1 Metabolik Yük Hesabı 20

2.3.2 Işınım Yükü Hesabı 21

2.3.2.1 Direkt Işınım Yükü Hesabı 22

2.3.2.2 Dağılı Işınım Yükü Hesabı 23

2.3.2.3 Yansıyan Işınım Yükü Hesabı 25

2.3.3 Ortam Yükü Hesabı ... 26
2.3.4 Egzoz Yükü Hesabı ... 28
2.3.5 Motor Yükü Hesabı ... 29
2.3.6 Havalandırma Yükü Hesabı ... 30
2.3.7 Klima Yükü Hesabı ve Konfor Sıcaklığına Gelme Süresi ... 32

3 Deneysel Çalışma 34
3.1 Deneysel Ölçüm Koşulları ve Metodu ... 34
3.2 Deneysel Ölçüm Sonuçları ... 38
3.3 Belirsizlik Analizi ... 40

4 Sayısal Analiz 41
4.1 Geometrik Model ... 41
4.2 Ağ Yapısı ... 42
4.3 Sınır Koşulları ve Analiz Kabulleri ... 43
4.4 Sayısal Analiz Sonuçları ... 44

5 Sonuç ve Öneriler 48
5.1 Taşıtın Kabin Hava Sıcaklıklarının Karşılaştırılması ... 48
5.2 Taşıtın Kabin Hava Hızlarının Karşılaştırılması ... 49
5.3 Taşıtın Kabin Bağıl Nem Değerlerinin Karşılaştırılması ... 51

Kaynakça 52

A Uzaydan Gelen Güneş Işınımı Özellikleri 54

B Doymuş Suyun Özellikleri 55

C Yüksek Rakımlarda Atmosfer Özellikleri 56

D Havanın 1 Atm Basınçta Özellikleri 57

Tezden Üretilmiş Yayınlar 58

SİMGE LİSTESİ

A	Yüzey alanı [m^2]
A_{gf}	Taşıtın ön cam yüzey alanı [m^2]
A_{gs}	Taşıtın yan cam yüzey alanı [m^2]
A_{gb}	Taşıtın arka cam yüzey alanı [m^2]
A_m	Taşıtın toplam dış gövde yüzey alanı [m^2]
A_g	Taşıtın toplam dış cam yüzey alanı [m^2]
A_v	Vücut yüzey alanı [m^2]
A_{Egz}	Egzoz boru sıcaklığının etkisinde kalan alan [m^2]
A_{Mot}	Motor sıcaklığının etkisinde kalan alan [m^2]
B	Gerçek güneş ışınımı [W/m^2]
C	Atmosferik sönme katsayısı
c_a	Kabin havasının özgül ısısı [j/kg°C]
D	Yılın değişik ayları için belirlenen katsayı
d	Özgül kütle [kg/m^3]
d_a	Kabin havasının özgül kütlesi [kg/m^3]
E	Saat açısı [°]
G	Yolcu ağırlığı [kg]
H_o	Dış ortam hava entalpisi [j/kg]
H_i	Kabin içi hava entalpisi [j/kg]
h	Taşınım ısı transfer katsayısı [W/m^2°C]
h_o	Taşıt dışı ısı transfer katsayısı [W/m^2°C]
h_i	Taşıt içi ısı transfer katsayısı [W/m^2°C]
IK	Taşıt içinde soğutulması gereken ısıl kütlenin değeri [j/°C]
$İ_{Dir}$	Direkt ışınım ısı kazancı [W/m^2]
$İ_{Dağ}$	Dağılı ışınım ısı kazancı [W/m^2]
$İ_{Yan}$	Yansıyan ışınım ısı kazancı [W/m^2]
k	Isı iletim katsayısı [W/m°C]
L	Tabaka kalınlığı [m]
m	Kütle [kg]
m_a	Kabin hava kütlesi [kg]
m_{Hav}	Hava kütle akış debisi [kg/m^3]
M	Metabolik ısı üretimi [W/m^2]
N	Yerel enlem açısı [°]
P_a	Hava basıncı [kPa]
P_s	Suyun doyma basıncı [kPa]
$Q_{İlt}$	İletim ısı transferi miktarı [W]
$Q_{TŞn}$	Taşınım ısı transferi miktarı [W]
$Q_{IŞn}$	Işınım ısı transferi miktarı [W]
Q_{Met}	Metabolik yük [W]
Q_{Dir}	Direkt ışınım yükü [W]
$Q_{Dağ}$	Dağılı ışınım yükü [W]
Q_{Yan}	Yansıyan ışınım yükü [W]
Q_{Ort}	Ortam yükü [W]
Q_m	Gövde yüzeylerinin ortam yükü [W]
Q_g	Cam yüzeylerinin ortam yükü [W]

Q_{Egz}	Egzoz yükü [W]
Q_{Mot}	Motor yükü [W]
Q_{Hav}	Havalandırma yükü [W]
Q_{KY}	Klima yükü [W]
R	Birim yüzey alanı için ısıl direnç [$m^2°C/W$]
R_m	Taşıtın gövde yüzeyleri için birim alan başına ısıl direnç [$m^2°C/W$]
R_g	Taşıtın cam yüzeyleri için birim alan başına ısıl direnç [$m^2°C/W$]
R_{Egz}	Taşıtın egzoz yüzeyi için birim alan başına ısıl direnç [$m^2°C/W$]
R_{Mot}	Taşıtın motor yüzeyi için birim alan başına ısıl direnç [$m^2°C/W$]
RPM	Taşıt motoru ve klima fanının dakikadaki devir sayısı [devir/dakika]
t	Zaman [s]
t_c	Soğuma süresi sabiti [s]
t_p	Soğuma süresi [s]
T	Sıcaklık [°C, K]
T_a	Hava sıcaklığı [°C]
T_{Konf}	Konfor sıcaklığı [°C]
T_0	Kabin içi ilk hava sıcaklığı [°C]
T_o	Dış hava ortam sıcaklığı [°C]
T_s	Taşıt dış gövde ortalama yüzey sıcaklığı [°C]
T_i	Kabin içi ortalama hava sıcaklığı [°C]
T_{Egz}	Egzoz gaz sıcaklığı [°C]
T_{Mot}	Motor sıcaklığı [°C]
U	Yüzey elementinin toplam ısı transfer katsayısı [$W/m^2°C$]
U_m	Taşıtın gövde yüzeyleri için toplam ısı transfer katsayısı [$W/m^2°C$]
U_g	Taşıtın cam yüzeyleri için toplam ısı transfer katsayısı [$W/m^2°C$]
U_{Egz}	Taşıtın egzoz yüzeyi için toplam ısı transfer katsayısı [$W/m^2°C$]
U_{Mot}	Taşıtın motor yüzeyi için toplam ısı transfer katsayısı [$W/m^2°C$]
V_a	Hava hızı [m/s]
W	Özgül nem oranı [g su/g kuru hava]
W_o	Dış ortam özgül nem nem oranı [g su/g kuru hava]
W_i	Kabin içi özgül nem nem oranı [g su/g kuru hava]
X_d	Yerel güneş zamanı dakika farkı
Y	Yolcu boyu [m]
Z	Hacim [m^3]
Z_a	Kabin hava hacmi [m^3]
$\sum$	Eğim açısı [°]
$\delta T.\delta x^{-1}$	Akış yönünde sıcaklık gradyeni [K/m]
ΔT	Sıcaklık gradyeni [°C]
ε	Yayma katsayısı
σ	Stefan-Boltzmann sabiti [W/m^2K^4]
$\boldsymbol{\tau}$	Yüzey geçirgenliği
$\boldsymbol{\theta}$	Geliş açısı [°]
β	Yükseklik açısı [°]
δ	Deklinasyon açısı [°]
ρ_g	Yer yansıtma katsayısı
Φ	Bağıl nem [%]

KISALTMA LİSTESİ

ASHRAE	Amerikan Isıtma Soğutma İklimlendirme Mühendisleri Topluluğu
AST	Gerçek Güneş Zamanı
COP	Etkinlik Katsayısı
ET	Yerel Zamanla Güneş Zamanı Arasındaki Fark
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
LSM	Yerel Standart Zamana Göre Meridyenin Açı Ölçüsü
LON	Yerel Meridyenin Açı Ölçüsü
LST	Yerel Standart Zaman
PLEA	Pasif ve Düşük Enerji Mimarisi Konferansı
RPM	Dakikadaki Devir Sayısı

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 Kabin içindeki ölçüm noktalarının lokasyonu [1] 1
Şekil 1.2 Farklı insan yüklerinde sıcaklık dağılımının karşılaştırılması [1] 2
Şekil 1.3 Zamana bağlı ısıl yük değişimi [2] 3
Şekil 1.4 Net kabin ısıl yükü ve kabin sıcaklığının zamana bağlı değişimi [2] 4
Şekil 1.5 Kabin içinde zamana göre °C biriminde sıcaklık dağılımı [3] 5
Şekil 1.6 Kabin içinde zamana göre m/s biriminde hava hızı dağılımı [3] 6
Şekil 1.7 Kabin içinde yer, göğüs ve baş seviyesinde sıcaklık dağılımı [3] 7
Şekil 1.8 Kabin içinde baş seviyesinde zamana göre sıcaklık dağılımı [3] 7
Şekil 1.9 Kabin içinde Kelvin biriminde sıcaklık dağılım [4] 8
Şekil 1.10 Kabin içinde x yönünde alınan kesitte m/s biriminde hız dağılımı [4] 8
Şekil 2.1 Tipik bir taşıtta ısıl yüklerin şeması [2] 12
Şekil 3.1 Test minibüsü 385
Şekil 3.2 Test minibüsünün dış ölçüleri 38
Şekil 3.3 Test minibüsünde oturma şeması 386
Şekil 3.4 Deneyde kullanılan dijital sıcaklık, nem kayıt cihazı ve dijital anemometre cihazı 38
Şekil 4.1 3 boyutlu minibüs kabin modeli 41
Şekil 4.2 Minibüs modelinin ağ yapısı 42
Şekil 4.3 Minibüs modelinde menfez girişleri 44
Şekil 4.4 Sayısal analizde ölçüm noktaları 45
Şekil 4.5 Taşıtın orta kesitinde °C biriminde sıcaklık dağılımı 46
Şekil 4.6 Taşıtın orta kesitinde m/s biriminde hava hızı dağılımı 46
Şekil 5.1 Taşıt kabini içinde deneysel çalışma ve sayısal analiz hava sıcaklık değerleri 49
Şekil 5.2 Taşıt kabini içinde deneysel çalışma ve sayısal analiz hava hız değerleri 50

TABLO LİSTESİ

Tablo 2.1 Isı denge yöntemi hesap sonuçları tablosu 33
Tablo 3.1 Deneyin yapıldığı gün dış ortam ve taşıt kabini koşulları 39
Tablo 3.2 Test minibüsü özellikleri 39
Tablo 3.3 Dijital sıcaklık, nem kayıt cihazı özellikleri 39
Tablo 3.4 Dijital anemometre cihazı özellikleri 37
Tablo 3.5 Minibüs içinde ölçülen hava sıcaklığı ve hava hızı sonuçları 39
Tablo 4.1 Taşıtın malzeme özellikleri 44
Tablo 4.2 Kabin içinde hava sıcaklığı ve hava hızı sayısal analiz sonuçları 47
Tablo 5.1 317 s sonunda kabin içi hava sıcaklıklarının karşılaştırılması 49

ÖZET

Yolcu Minibüsünde Isıl Konfor Şartlarının Sağlanması Üzerine Teorik ve Deneysel Çalışma

Birkan YILMAZGÖZ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN

Bu tez çalışmasında, bir yolcu minibüsünde yolcularla birlikte taşıt kabinini etkileyen ısı kazançları belirlendikten sonra, ısı denge yöntemi kullanılarak, 317 s sonunda belirlenen 23 °C konfor sıcaklığına geldiği teorik olarak hesaplanmıştır.

Park halinde rölantide çalışan yolcu minibüsü, içinde yolcularla birlikte taşıt kliması çalıştırıldıktan sonra, sürekli ölçümler alınarak teorik olarak hesaplanan soğuma süresi sonunda, kabin içinde kuru termometre hava sıcaklığı, hava hızı ve bağıl nem yüzdesi, 9 farklı noktada deneysel olarak ölçülmüştür.

Çalışmanın devamında, ANSYS programının FLUENT hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) modülü yardımıyla, sonlu hacimler yöntemine göre, sayısal analiz yapılmıştır. Sayısal analizde, deneysel çalışma ve teorik analizde referans alınan taşıtın geometrik ölçülerine uygun olarak ısıl modelleme yapılmıştır. Programda oluşturulan taşıt modeline ağ yapısı ve sınır koşulları uygulandıktan sonra, teorik olarak hesaplanan soğuma süresinde, deneysel çalışmadaki 9 ayrı nokta için hava sıcaklığı ve hava hızı değerleri sayısal olarak bulunmuştur. Sınır koşulları belirlenirken, taşıt klimasında soğutulan havanın ön ve tavan kısımlarında bulunan

10 adet hava menfezinden taşıt kabinine soğutulmuş hava girişi, farklı sıcaklıklara sahip taşıtın gövde ve cam duvar yüzeyleri dikkate alınmıştır.

Deneysel çalışma ve sayısal analiz sonunda elde edilen kabin içi hava sıcaklık değerleri, deneysel çalışmada ortalama 24,3 °C, sayısal çalışmada ortalama 20,8 °C bulunmuştur. Teorik analizde kabul edilen 23 °C kabin içi konfor hava sıcaklığına göre, deneysel çalışmada % 5,65 fark, sayısal analizde % 9,57 fark olduğu görülmüştür. Deneysel çalışma ve sayısal analiz sonunda, elde edilen kabin içi ortalama hava hızı değeri sırasıyla 0,53 m/s ve 0,59 m/s dir. Ortalama hava hızı değerleri arasındaki fark 0,04 m/s bulunmuştur.

Teorik analiz, deneysel çalışma, ve sayısal analizden elde edilen sonuçlar sonraki taşıt tasarımlarına yol göstermesi için karşılaştırılmıştır. Sonuçlarda farklılıklara neden olan birkaç asıl sebep vardır. Teorik analiz yapılırken ısı denge yöntemine ait kabuller, sayısal analiz yapılırken sınır koşulları ve analiz kabulleri, sayısal modellemede kullanılan taşıt geometrisi ve taşıtın iç malzeme yapısında yapılan kabuller, deneysel çalışmada yapılan ölçüm hatalarının asıl sebepler olabileceği düşünülmektedir.

Anahtar Kelimeler: Isıl Konfor, Sayısal Analiz, Yolcu Minibüsü

ABSTRACT

Theoretical and Experimental Study on Thermal Comfort Conditions in Passenger Van

Birkan YILMAZGÖZ

Department of Mechanical Engineering

Master of Science Thesis

Advisor: Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN

In this thesis, after determining the heat gains affecting the passenger cabin with the passengers in a passenger van, it has been theoretically calculated that it has reached the determined 23 °C comfort temperature at the end of 317 s by using heat balance method.

After turning on the vehicle's air conditioner, in a parked idling passenger van with seated passengers inside, continuous measurements have been taken and dry thermometer air temperature, air velocity and relative humidity percentage have been measured experimentally at 9 different points at the end of theoretically calculated cooldown time.

As a continuation of the study, numerical analysis has been carried out according to finite volume method with the help of FLUENT's computational fluid dynamics (CFD) module of ANSYS program. In the numerical analysis, thermal modeling has been developed in accordance with the geometric dimensions of the vehicle referenced in the experimental study and theoretical analysis. After applying the mesh structure and boundary conditions to the vehicle model created in the program, the air temperature and air velocity values have been determined numerically for 9 different points of the experimental study at the theoretically calculated cooldown time. In determining the boundary conditions, the entry of the air cooled in the vehicle's air conditioner into the vehicle cabin through the 10 air

vents located in the front and ceiling parts, the body and glass wall surfaces of the vehicle having different temperatures have been taken into consideration.

At the end of the experimental study and numerical analysis, the average temperature of the cabin air was 24.3 °C in the experimental study and 20.8 °C in the numerical analysis. According to the 23 °C interior cabin comfort air temperature accepted in the theoretical analysis, it has been seen that there is a difference of 5.65 % in the experimental study and 9.57 % in the numerical analysis. The average air velocity obtained at the end of the experimental study and numerical analysis is 0.53 m/s and 0.59 m/s respectively. The difference between average air velocities has been found to be 0.04 m/s.

The results obtained from theoretical analysis, experimental study and numerical analysis have been compared to lead further vehicle designs. There are a number of main reasons that caused the differences in the results. Assumptions of heat balance method during theoretical analysis; boundary conditions and analysis assumptions during numerical analysis, vehicle geometry used in numerical modeling and the assumptions made in the interior material structure of the vehicle; mistakes made in the experimental study are thought to be the main reasons.

Keywords: Thermal Comfort, Numerical Analysis, Passenger Van

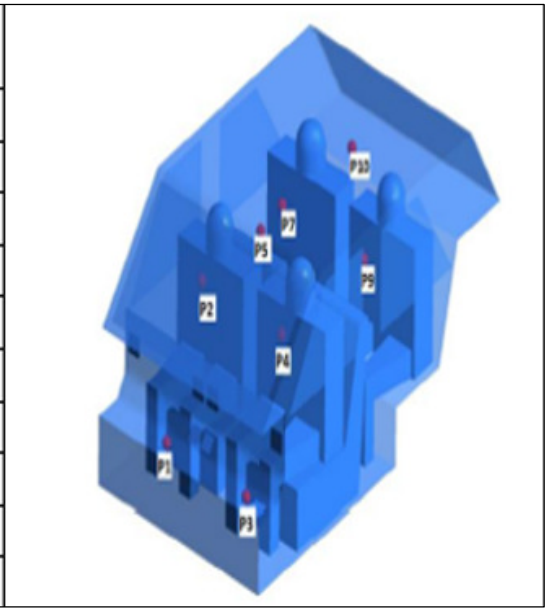
1
Giriş

1.1 Literatür Özeti

Günümüzde, ısıl konfor faktörleri her çeşit taşıt için, tasarım aşamasından müşteri memnuniyet ve geri bildirimlerine kadar her zaman önemlidir. Tasarım aşamasında bulunan bir taşıtı, istenilen ısıl koşullara göre tasarlamak için, taşıtın geometrisi, malzeme yapısı, farklı koşullarda ısıl yük değerleri ve klima sisteminin seçimi en temel parametrelerdir. Literatürde, taşıt ısıl konforu üzerine yapılan teorik, deneysel ve sayısal analiz çalışmaları bulunmaktadır. Bu çalışmalar, sadece teorik, deneysel veya sayısal analiz yöntemine göre yapılmıştır. Bu yöntemlerin hepsi kullanılarak elde edilecek sonuçların birbiriyle karşılaştırması yapılmamıştır.

2013 yılında yapılan bir çalışmada Rameshkumar, Jayabal ve Thirumal [1], sabit duran bir otomobilde sıcaklık ve hız değerlerini deneysel çalışma ve sayısal analiz yaparak karşılaştırmıştır. Farklı insan yüklerine göre Şekil 1.1'de gösterilen belirli 10 farklı noktada sıcaklık ve hız değerlerini kaydetmiştir.

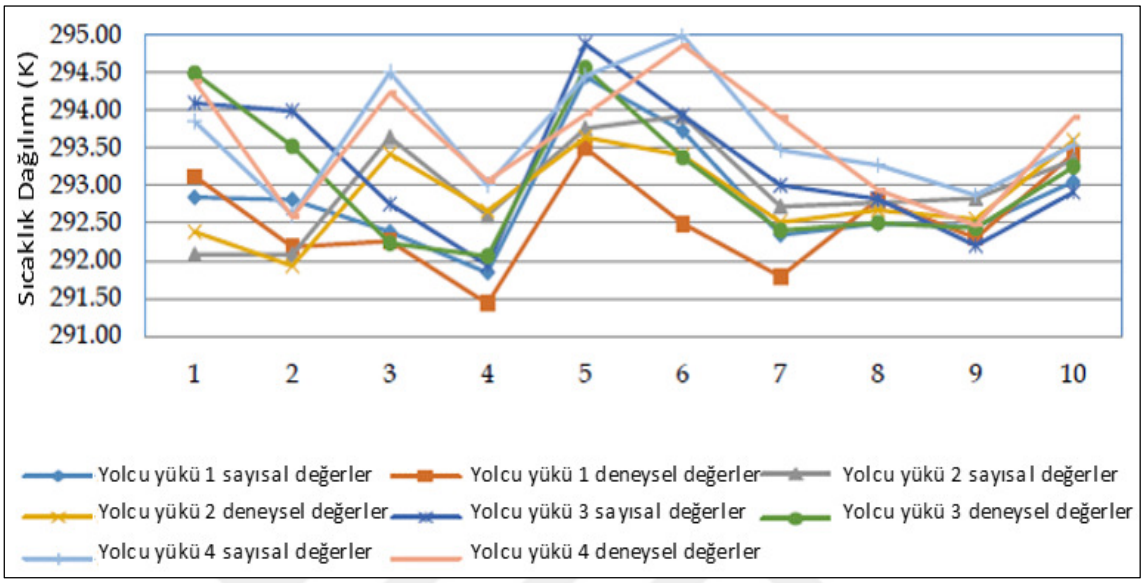
Ölçüm Noktaları	Bölgeler
P1	Diz seviyesi (sağ ön taraf)
P2	Göğüs seviyesi (sağ ön taraf)
P3	Diz seviyesi (sol ön taraf)
P4	Göğüs seviyesi (sol ön taraf)
P5	Baş seviyesi (ön koltuklar arası)
P6	Diz seviyesi (sağ arka taraf)
P7	Göğüs seviyesi (sağ arka taraf)
P8	Diz seviyesi (sol arka taraf)
P9	Göğüs seviyesi (sol arka taraf)
P10	Baş seviyesi (arka koltuklar arası)



Şekil 1.1 Kabin içindeki ölçüm noktalarının lokasyonu [1]

ANSYS yazılımı kullanarak taşıtı 3 boyutlu küt bir çizimle modelledikten sonra belirlenen sınır koşulları ve kabullere göre FLUENT modülünde sayısal analiz

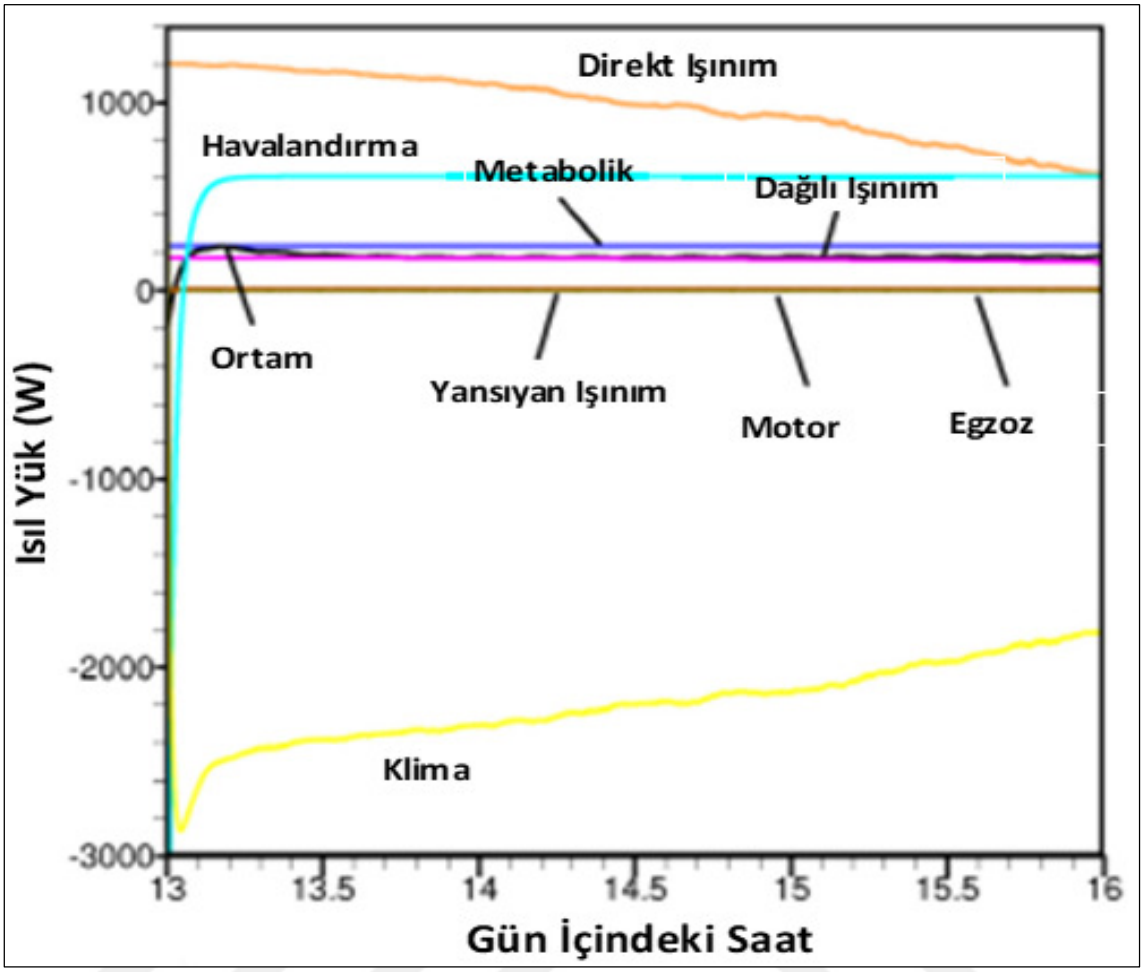
yapmışlardır. Sayısal analiz sonucuna göre taşıt kabininde farklı ölçüm noktalarında hava sıcaklığı 289 K-297 K ve hava hızı 0,18 m/s–3,14 m/s aralığında bulunmuştur. Deneysel çalışma ve sayısal analize ait sıcaklık değerlerinin değişimi 10 farklı nokta için Şekil 1.2'de gösterilmiştir.



Şekil 1.2 Farklı insan yüklerinde sıcaklık dağılımının karşılaştırılması [1]

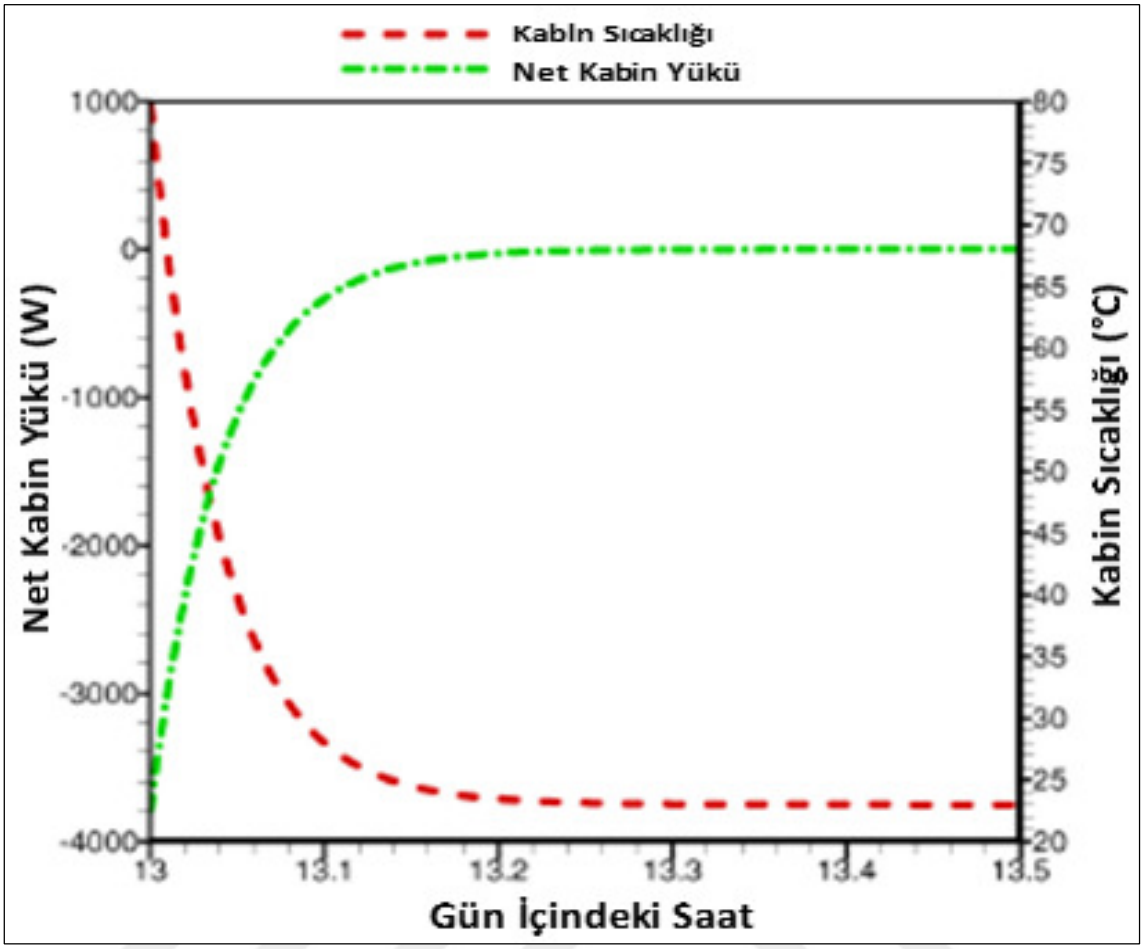
2014 yılında yapılan bir çalışmada Vaghela ve Kapadia [2], bir otomobilin gerçek ölçülerini dikkate alarak küt bir çizimi matematik model olarak kullanmıştır. Model üzerinden ısı denge yöntemine göre taşıtın ısıl kazançlarını hesaplayarak soğutma yüklerinin değişimini karşılaştırmışlardır. Taşıtın kliması çalışmaya başladıktan sonra ilk 10 dakikada konfor sıcaklığına ulaştığını kabul etmiştir. Isı denge yöntemine göre taşıtın ısıl yüklerini ve klima yükünü hesaplamıştır. Konfor sıcaklığına ulaştıktan sonraki 10 dakika içinde taşıtın ısıl yüklerini ve klima yükünü hesaplamıştır. Hesaplamaları tekrar ederek günün belli saatleri için her bir ısıl yükün değişimini grafik üzerinde göstermiştir. Günün farklı saatlerinde net kabin yükü ve kabin sıcaklığını karşılaştırmıştır. İlk 10 dakika için klima yükünü -2800 W, toplam ısıl yükü -2570 W olarak hesaplamıştır. Konfor sıcaklığına ulaştıktan sonraki 10 dakika için klima yükünü -2230 W toplam yükü 0 W olarak hesaplamıştır. İlk 10 dakika sonunda kabin içinde sıcaklık değişimi durmuş ve daimi koşula ulaşılmıştır.

Şekil 1.3'de metabolik, ışınım, ortam, egzoz, motor, havalandırma ve klima ısıl yüklerinin zamana bağlı değişimi tek grafik üzerinde verilmiştir.



Şekil 1.3 Zamana bağlı ısıl yük değişimi [2]

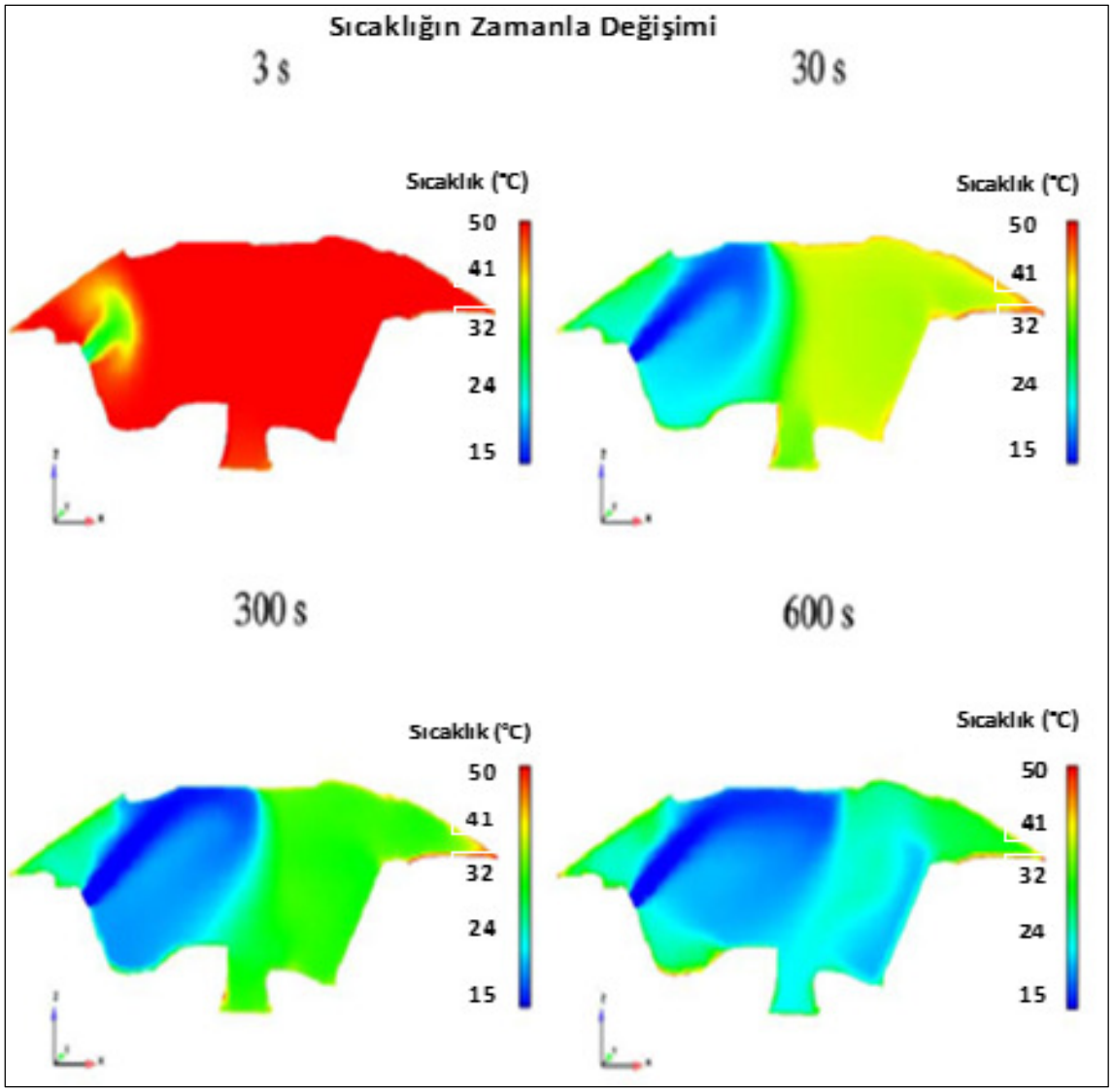
Şekil 1.4'de net kabin ısı yükünün ve kabin sıcaklığının zaman bağlı değişiminin büyük oranda ilk 10 dakikada değiştiği ve kabinin konfor sıcaklığına geldiği gösterilmiştir.



Şekil 1.4 Net kabin ısıl yükü ve kabin sıcaklığının zamana bağlı değişimi [2]

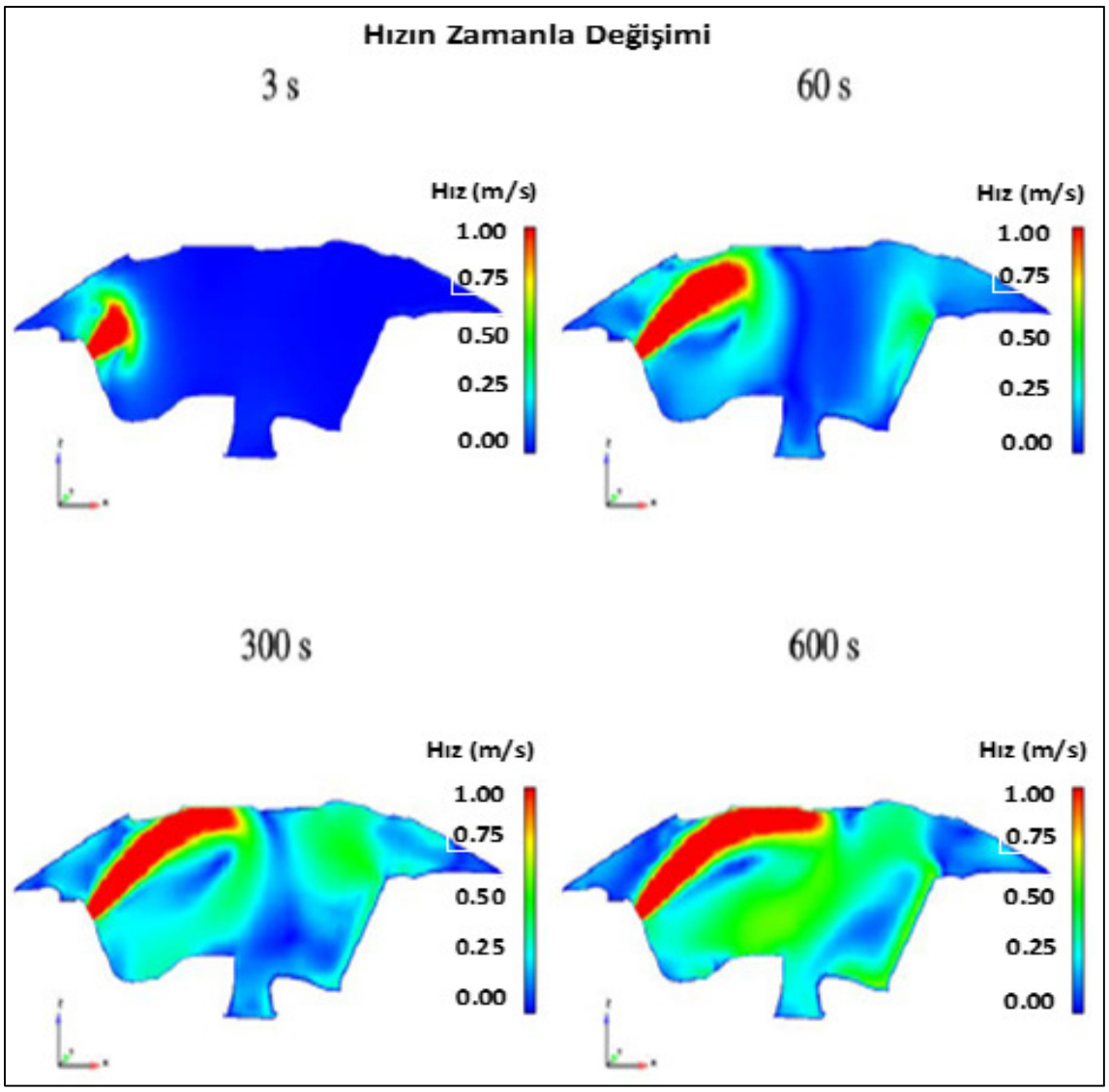
2007 yılında yapılan bir çalışmada Jonsson [3], bir otomobili rüzgar tünelinde 3 farklı deneysel koşulda test etmiştir. Test koşullarında değişen parametreler yolcu sayısı, rüzgar hızı, hava menfezlerinin değişik açılarda çalışması tercih edilmiştir. Deneysel test sonuçlarını karşılaştırmak için taşıtın gerçek ölçüleri dikkate alınarak taşıt kabinini ANSYS programında modelledikten sonra FLUENT modülü yardımıyla dört farklı konfor durumu için kabin içinde sıcaklık ve hava hızı dağılımını 3 s, 30 s, 300 s, 600 s olarak farklı zaman dilimlerine göre incelemiştir. Hava menfezleri farklı açıklıkta ve hava hızında ayarlanmıştır.

Şekil 1.5'de kabin içinde zamana göre sıcaklık dağılımı farklı zaman dilimleri için gösterilmiştir.



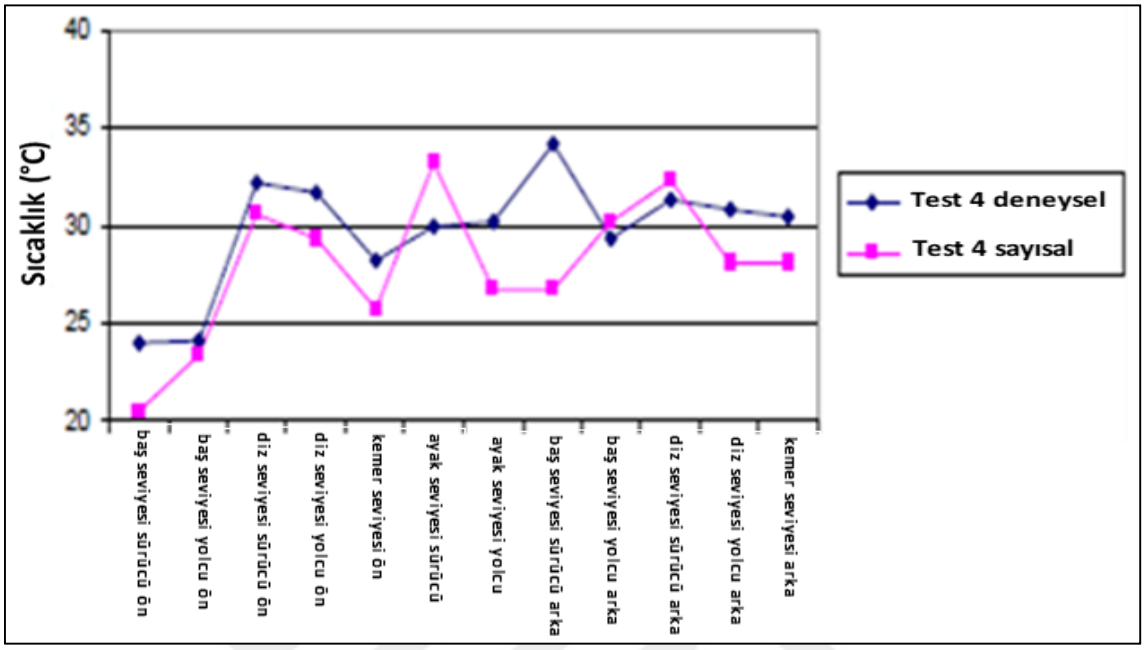
Şekil 1.5 Kabin içinde zamana göre °C biriminde sıcaklık dağılımı [3]

Şekil 1.6'da kabin içinde zamana göre hava hızı dağılımı farklı zaman dilimleri için gösterilmiştir.



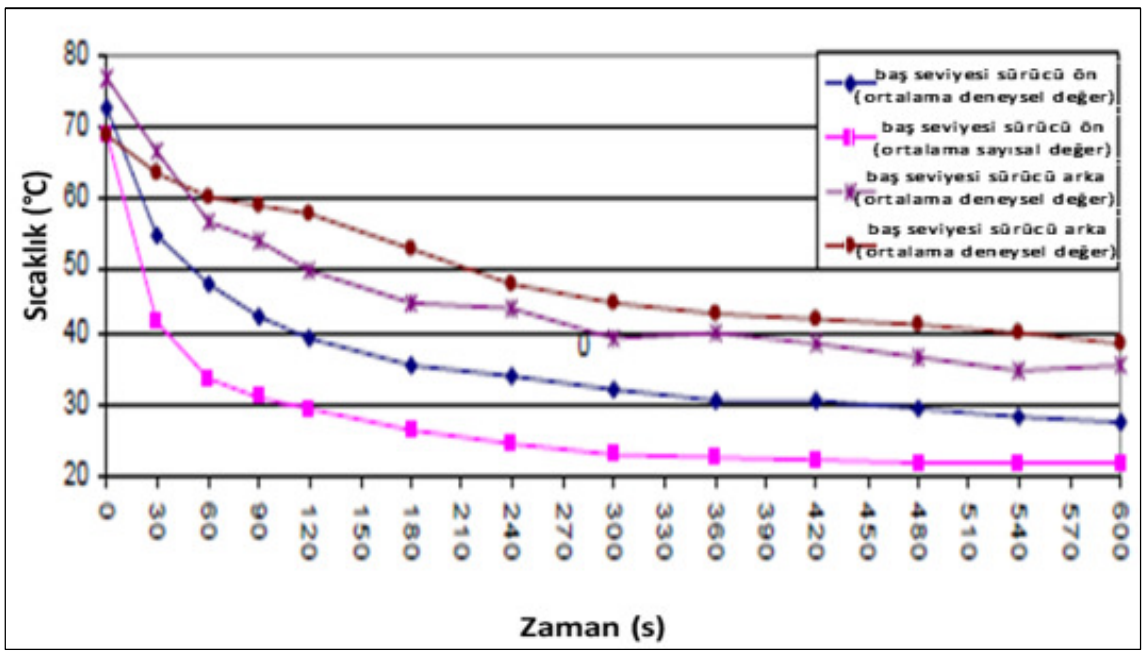
Şekil 1.6 Kabin içinde zamana göre m/s biriminde hava hızı dağılımı [3]

Şekil 1.7'de 4 farklı test ve sayısal analiz durumundan dördüncüsü için kabin içinde yer, göğüs ve baş seviyesinde yolcuların ön ve arka tarafları dikkate alınarak sıcaklık dağılımı gösterilmiştir.



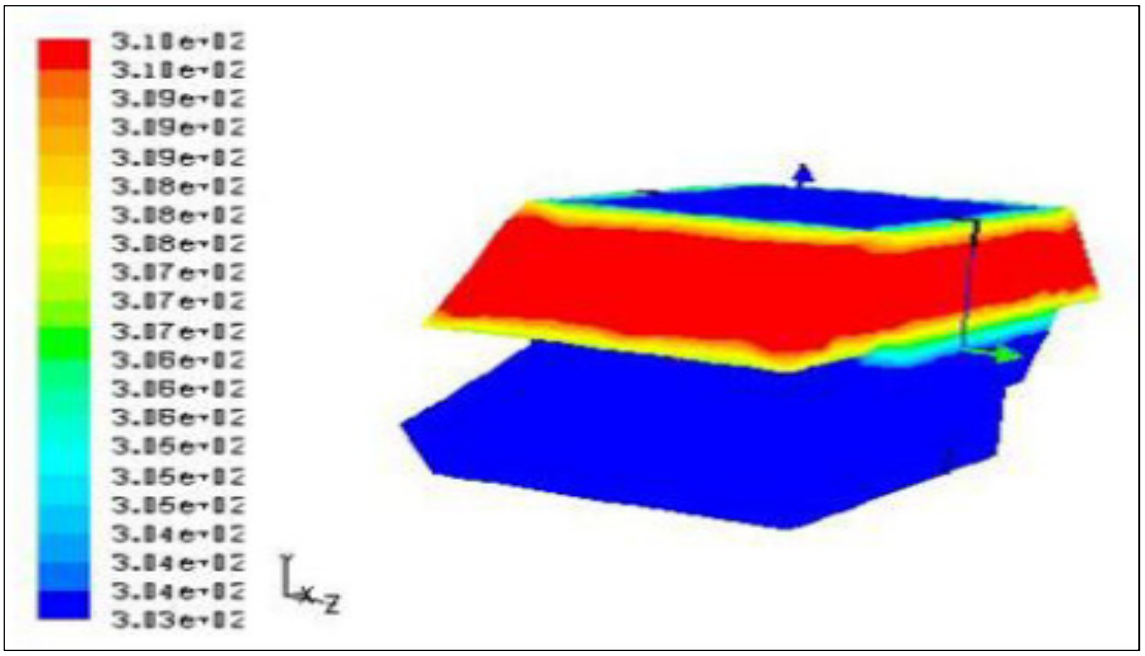
Şekil 1.7 Kabin içinde yer, göğüs ve baş seviyesinde sıcaklık dağılımı [3]

Şekil 1.8'de 3 farklı test durumundan 2.'si ve 4 farklı sayısal analiz durumundan 4.'sü için kabin içinde baş seviyesinde yolcuların ön ve arka tarafları dikkate alınarak zamana göre sıcaklık değişimi gösterilmiştir.

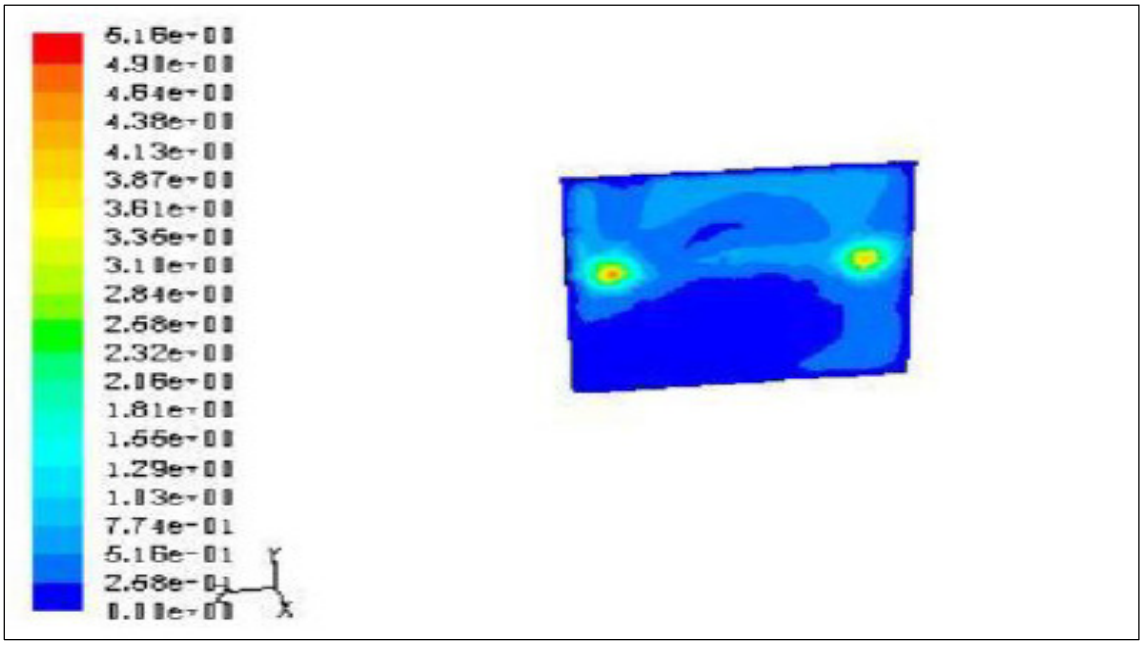


Şekil 1.8 Kabin içinde baş seviyesinde zamana göre sıcaklık dağılımı [3]

2013 yılında yapılan bir çalışmada Quadri ve Jose [4], bir otomobili analiz programında modelledikten sonra kabin içinde sıcaklık ve hız dağılımını sayısal analiz yaparak incelemiştir. Otomobil çeşitli dış ve iç parametrelere ve sınır koşullarına tabi tutulmuştur. Kabin ortamının belirlenmesinde klima sisteminin ve hava menfezlerinin pozisyonunun önemli rol oynadığı gösterilmiştir. Şekil 1.9'da ve Şekil 1.10'da sırasıyla kabin içinde sıcaklık ve hava hızı dağılımları gösterilmiştir.



Şekil 1.9 Kabin içinde Kelvin biriminde sıcaklık dağılım [4]



Şekil 1.10 Kabin içinde x yönünde alınan kesitte m/s biriminde hız dağılımı [4]

1.2 Tezin Amacı

Park halinde rölantide çalışan, yolcu ve isteğe bağlı yük taşıyabilen bir minibüsün insan konfor sıcaklığına ne kadar sürede geldiği teorik olarak ısı denge yöntemine göre hesaplandıktan sonra aynı sürede deneysel çalışma yapılarak doğrulanmıştır. Taşıtın HAD modeli oluşturulduktan sonra teorik analiz ve deneysel çalışmada belirlenen aynı sürede, aynı çevre koşullarında ve aynı kabullerle sayısal analiz programında elde edilen sonuçlar deneysel çalışma sonuçlarıyla birlikte incelenmiştir. Deneysel çalışma ve sayısal analiz sonuçları karşılaştırılırken taşıt kabini içinde yolculara yakın konumda belirlenen 9 farklı noktada hava sıcaklık ve hız değerleri dikkate alınmıştır. Deneysel çalışma ve sayısal analiz sonrası, kabin içi hava sıcaklık değerlerinin, teorik analizde kabul edilen kabin içi konfor sıcaklığından farklı olmasına, deneysel çalışma ve sayısal analiz sonrası belirlenen ölçüm noktalarındaki hava sıcaklık ve hız değerlerinin birbirinden farklı olmasına, sebep olan faktörler belirlenmeye çalışılmıştır. Ayrıca deneysel çalışmada taşıt kabini içinde bağıl nem değişimi gözlenmiştir.

Teorik analiz, deneysel çalışma ve sayısal analiz birlikte yapılarak elde edilen sonuçların karşılaştırılması sayesinde literatürdeki eksikliğin giderilmesi ve gelecekteki taşıt tasarımlarına katkı sağlanması amaçlanmıştır.

1.3 Hipotez

Günümüzde, taşıtlarda sıcaklık ve ısı transferine ait deneysel verilerin önce teorik hesaplarla karşılaştırılmasından sonra bir analiz programı yardımıyla oluşturulan model üzerinde HAD yöntemiyle çözümlenmesi, yeni bir taşıtın tasarım aşamasında referans olacaktır. Elde edilecek karşılaştırmalı sonuçlar gelecekteki taşıt tasarımlarına da yol gösterecektir. Deneysel verilerin ve teorik analiz hesaplarının HAD sayısal analiz sonuçlarıyla karşılaştırılması, yakın değerler veriyorsa ısıl konfor faktörlerinin elde edilmesinde, taşıt tasarımına yol gösterilmiş olur.

2
Teorik Analiz

2.1 Isı Transferi Analizi

Isıl analiz yaparken ısı transferi iletim, taşınım ve ışınım olmak üzere üç farklı şekilde gerçekleşir. Katılarda ısı transferinde iletim gerçekleşirken; akışkanlarda (sıvı, gaz) taşınım; bütün fazlarda ışınım olayı gerçekleşmektedir.

İletim kanunu, diğer adıyla Fourier kanunu olarak da adlandırılır. Birim zamanda bir tabaka boyunca olan ısı akısı miktarının, sıcaklık farkının gradyanına olan oranıdır [5].

$$Q_{\text{İlt}} = -kA\frac{\delta T}{\delta x} \tag{2.1}$$

(2.1) eşitliğinde: k ısı iletim katsayısı, A etkilenen kesit alanı, δT/δx sıcaklık gradyeni, $Q_{\text{İlt}}$ birim zamanda iletim ısı transferi miktarıdır.

Taşınım, bir ortamda iletim ve ışınımla ısı geçişinin yanında, eğer ortam hareketli ise, bu takdirde taşınımla ısı geçişi olur. Taşınımla gerçekleşen ısı transferi Newton'un soğutma yasasına göre ifade edilir [5].

$$Q_{Tşn} = hA\Delta T \tag{2.2}$$

(2.2) eşitliğinde: h taşınım ısı transfer katsayısı, A etkilenen kesit alanı, ΔT yüzey sıcaklığı ile yüzeyden uzak akışkanın sıcaklık farkı, $Q_{\text{Tşn}}$ birim zamanda taşınım ısı transferi miktarıdır.

Işınım, bir cismi meydana getiren elemanter taneciklerin ısıl hareketi, elektromagnetik ışıma şeklinde enerji yaymalarına sebep olur. Sıcaklığın artması, taneciklerin hareketini ve dolayısıyla ışıma şiddetini arttırır [5].

$$Q_{Işn} = \varepsilon\sigma AT^4 \tag{2.3}$$

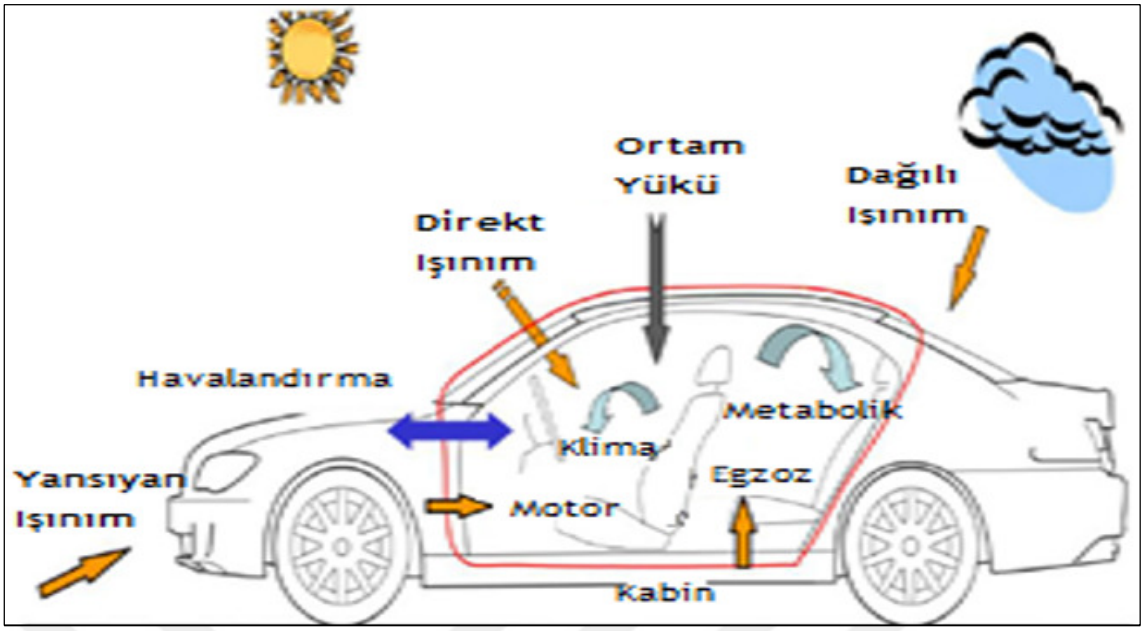
(2.3) eşitliğinde: ε yayma katsayısı, σ Stefan-Boltzmann sabiti, A etkilenen kesit alanı, T Kelvin biriminde sıcaklık, $Q_{\text{Işn}}$ birim zamanda ışınım ısı transferi miktarıdır.

2.2 Isı Denge Yöntemi

Taşıt içinde ısı transferi iletim, taşınım ve ışınım parametrelerine bağlı olmakla birlikte hesapları belli mühendislik kabulleriyle yapılabilmektedir. Kompleks geometriler ve kullanılan malzemelerin farklı ısıl özellikleri gerçeğe yakın bir analizi zorlaştırmaktadır. Teorik analizi kolaylaştırmak için geometriyi ana hatlarıyla basitleştirmek ve malzeme seçimlerini azaltmak gereklidir. Isı denge yükü hesaplarında taşıt içinde bir noktada, herhangi bir zamanda hangi ısıl ve fiziksel özellikler olduğunu belirlemek çok zordur. Isı denge yönteminin amacı, taşıtın soğutma yükünü ısı kazançlarına göre hesapladıktan sonra uygun bir soğutma kapasitesine sahip sistem seçimini yapabilmektir. Taşıtın belirlenmiş iç ve dış parametrelerine göre kabin içinde insan konfor sıcaklığına yaklaşık ne kadar sürede gelineceği hesaplanabilir; günün belli saatlerinde soğutma yükünün değişimi karşılaştırılabilir.

Isı denge yöntemi termodinamiğin ilk yasası enerjinin korunumunu dikkate alır. Kapalı bir hacime ve bu hacmin yüzeylerine farklı kaynaklardan iletim, taşınım ve ışınım ısı kazançlarının toplamı hesaplandıktan sonra hacim içinde dengeye gelen hava sıcaklığı hesaplanır. Aynı zamanda taşıt klimasının soğutma kapasitesi önceden belirlenmişse istenilen konfor sıcaklığının ne kadar sürede elde edileceği belirlenebilir.

Taşıt kabinine etkiyen ısıl yükler metabolik yük, ışınım yükü, ortam yükü, egzoz yükü, motor yükü, havalandırma yükü ve klima yükü olarak ifade edilebilir. Tipik bir taşıtı etkileyen ve taşıtın kabin hava sıcaklığını belirleyen ısıl yükler Şekil 2.1'de gösterilmiştir.



Şekil 2.1 Tipik bir taşıtta ısıl yüklerin şeması [2]

2.2.1 Metabolik Yük

İnsan vücudunda sürekli oluşan kimyasal olaylar mekanik ve ısıl enerji değişimlerini oluşturur. Isıl enerji değişimi insan vücudundan dış ortama ısı ve nem aktarımıyla oluşmaktadır. Taşıt içinde insan vücut dokusundan kabin mahaline ısı geçişi olmaktadır. Kabin havasına aktarılan bu ısı kazancına metabolik yük adı verilir ve aşağıdaki formülle ifade edilebilir.

$$Q_{Met} = \sum_{Yolcular} MA_{VY} \tag{2.4}$$

(2.4) eşitliğinde: M metabolik ısı üretimi ISO 8996 [5] standartlarına göre çeşitli iş ve aktivite seviyelerine göre belirlenir. Sürücü ve yolcu için oturan pozisyonda sırasıyla 85 W/m^2 ve 55 W/m^2 kabul edilebilir. A_{VY}, vücut yüzey alanı boy ve ağırlığın fonksiyonu olarak hesaplanır [6].

$$A_{VY} = 0{,}202G^{0{,}425}Y^{0{,}725} \tag{2.5}$$

(2.5) eşitliğinde: G yolcu ağırlığı, Y yolcu boyudur.

2.2.2 Işınım Yükü

Güneş ışınımından gelen ısı kazancı taşıtlarda önemli bir soğutma yükü oluşturur. ASHRAE'ye göre, ışınım ısı kazancı temel olarak direkt, dağılı ve yansıyan ışınım yükü olarak ayrı hesaplanır [7]. Toplam ışınım yükü aşağıdaki formülle ifade edilebilir.

$$Q_{Işn} = Q_{Dir} + Q_{Dağ} + Q_{Yan} \tag{2.6}$$

(2.6) eşitliğinde: Q_{Dir} direkt ışnım yükü, $Q_{Dağ}$ dağılı ışınım yükü, Q_{Yan} yansıyan ışınım yüküdür.

2.2.2.1 Direkt Işınım Yükü

Direkt ışınım ısı yükü taşıta doğrudan gelen güneş ışınlarından olan ısı kazancını ifade eder ve aşağıdaki eşitlikten hesaplanabilir.

$$Q_{Dir} = \sum_{Yüzeyler} A\tau \dot{I}_{Dir} cos\theta \tag{2.7}$$

(2.7) eşitliğinde: A ışınım ışınlarının etkilediği yüzey alanı ve $\boldsymbol{\tau}$ yüzey geçirgenliğidir. $\boldsymbol{\theta}$ geliş açısı, yüzey normali ve güneşin dünyaya göre konumu arasındaki açıya göre belirlenir.

$\dot{I}_{Dir}$, birim alan başına hesaplanan taşıta doğrudan gelen güneş ışınlarından direkt ışınım ısı kazancını ifade etmektedir ve aşağıdaki eşitlikten hesaplanabilir [6].

$$\dot{I}_{Dir} = \frac{B}{exp\left(\frac{C}{sin\,\beta}\right)} \tag{2.8}$$

(2.8) eşitliğinde: B gerçek güneş ışınımı ve C boyutsuz atmosferik sönme katsayısı yılın değişik ayları için belirlenen sayılardır. ASHRAE'de belirtilen standartlara göre EK-A'dan bulunabilir [7].

β yükseklik açısı, güneşin pozisyonu ve zamana bağlı olarak aşağıdaki eşitlikten hesaplanabilir.

$$sin\,\beta = cosNcos\delta cosE + sinNsin\delta \tag{2.9}$$

(2.9) eşitliğinde: δ güneş deklinasyon açısı ASHRAE'de belirtilen standartlara göre şekil EK-A'dan ilgili ay ve güne göre hesaplanabilir [7].

N yerel enlem açısı, yeryüzündeki herhangi bir noktanın Ekvator'a uzaklığının merkezdeki açı değeridir.

E saat açısı, zamanın açısal ölçüsüdür ve aşağıdaki eşitlikten hesaplanabilir.

$$E = 0{,}25X_d \tag{2.10}$$

(2.10) eşitliğinde: X_d güneşin tepede olduğu zamanla gerçek güneş zamanı arasındaki farkı dakika olarak belirtir. AST gerçek güneş zamanı aşağıdaki eşitlikten hesaplanabilir.

$$AST = LST + ET + 4(LSM - LON) \tag{2.11}$$

LST, yerel standart zamandır.

ET, yerel zamanla güneş zamanı arasındaki farkı ifade eder ve EK-A'dan ilgili aya göre seçilir [7].

LSM, yerel standart zamana göre içinde bulunulan meridyenin açı ölçüsüdür. Standart meridyen açıları Greenwich 0° meridyeninden sonra her 15°'de bir bulunur.

LON, yerel meridyenin açı ölçüsüdür.

2.2.2.2 Dağılı Işınım Yükü

Dağılı ışınım ısı yükü taşıta açılı gelen güneş ışınlarından olan ısı kazancını ifade eder. Dağılı ışınım ısı kazancı direkt ışınım ısı kazancı eşitliğine benzer şekilde aşağıdaki eşitlikten hesaplanabilir.

$$Q_{Dağ} = \sum_{Yüzeyler} A\tau \dot{I}_{Dağ} \tag{2.12}$$

(2.12) eşitliğinde: A ışınım ışınlarının etkilediği yüzey alanı ve $\boldsymbol{\tau}$ yüzey geçirgenliğidir.

$İ_{Dağ}$, birim alan başına hesaplanan taşıta doğrudan gelmeyen, açılı gelen güneş ışınlarından dağılı ışınım ısı kazancını ifade etmektedir ve aşağıdaki eşitlikten hesaplanabilir. [6]

$$İ_{Dağ} = D İ_{Dir} \frac{1 + cos \sum}{2} \tag{2.13}$$

(2.13) eşitliğinde: D boyutsuz katsayısı yılın değişik ayları için belirlenen sayılardır. ASHRAE'de belirtilen standartlara göre EK-A'dan bulunabilir [7]

$İ_{Dir}$, birim alan başına hesaplanan taşıta doğrudan gelen güneş ışınlarından direkt ışınım ısı kazancı eşitlik (2.8)'den hesaplanabilir.

$\sum$ eğim açısı, yüzeyin yatay düzlemle yaptığı açıdır.

2.2.2.3 Yansıyan Işınım Yükü

Yansıyan ışınım ısı yükü taşıta yeryüzünden yansıyarak gelen güneş ışınlarından olan ısı kazancını ifade eder. Yansıyan ışınım ısı kazancı da direkt ve dağılı ışınım ısı kazancı eşitliklerine benzer şekilde aşağıdaki eşitlikten hesaplanabilir.

$$Q_{Yan} = \sum_{Yüzeyler} A \tau İ_{Yan} \tag{2.14}$$

(2.14) eşitliğinde: S ışınım ışınlarının etkilediği yüzey alanı ve $\boldsymbol{\tau}$ yüzey geçirgenliğidir.

$İ_{Yan}$, birim alan başına hesaplanan taşıta yeryüzünden yansıyarak gelen güneş ışınlarından yansıyan ışınım ısı kazancını ifade etmektedir ve aşağıdaki eşitlikten hesaplanabilir [6].

$$İ_{Yan} = \left(İ_{Dir} + İ_{Dağ}\right) \rho_g \frac{1 - cos \sum}{2} \tag{2.15}$$

(2.15) eşitliğinde: $İ_{Dir}$ birim alan başına hesaplanan taşıta doğrudan gelen güneş ışınlarından direkt ışınım ısı kazancı eşitlik (2.8)'den hesaplanabilir. $İ_{Dağ}$ birim alan başına hesaplanan taşıta doğrudan gelmeyen güneş ışınlarından dağılı ışınım ısı kazancı eşitlik (2.13)'den hesaplanabilir.

ρ_g, yer yansıtma katsayısı zemin özelliklerine göre kabul edilen boyutsuz bir değerdir.

2.2.3 Ortam Yükü

Taşıt kabini ve dış ortam havası arasındaki sıcaklık farkından dolayı ısı transferi gerçekleşir. Kademeli olarak taşıtın dış yüzeyi ve dış ortam havası arasında taşınım, gövde paneli boyunca iletim ve taşıtın içindeki malzemelerle kabin havası arasında taşınım gerçekleşmektedir. Ortam yükü aşağıdaki eşitlikten hesaplanabilir.

$$Q_{Ort} = \sum_{Yüzeyler} AU(T_s - T_i) \tag{2.16}$$

(2.16) eşitliğinde: A taşıtın cam ve gövdesinin yüzey alanıdır. U yüzey elementinin toplam ısı transfer katsayısıdır. Toplam ısı transfer katsayısı taşıt yüzeyi dikkate alındığında taşıt içi taşınım, taşıt yüzeyinde iletim ve taşıt dışı taşınım ısı transfer katsayılarına göre bulunur. T_s ve T_i sırasıyla ortalama yüzey sıcaklığı ve kabin havasının ilk sıcaklığıdır.

$$U = \frac{1}{R} \; ; \; R = \frac{1}{h_o} + \frac{L}{k} + \frac{1}{h_i} \tag{2.17}$$

(2.17) eşitliğinde: R birim yüzey alanı için ısıl direnç olarak adlandırılır. h_o ve h_i sırasıyla taşıt dışı ve içi ısı taşınım katsayılarıdır. L tabaka kalınlığı ve k malzeme ısı iletim katsayısıdır.

h_o ve h_i ısı taşınım katsayıları hava hızına ve yüzeyin konumuna bağlıdır. V_a hava hızının fonksiyonu olarak aşağıdaki eşitlikten taşınım ısı transfer katsayıları hesaplanabilir [8].

$$h = 0{,}6 + 6{,}64\sqrt{V_a} \tag{2.18}$$

Taşıt kabin havası sabit hızlarda kabul edilebilir. Dış ortam hava hızı taşıt park halinde ise meteorolojik değerlere göre rüzgar hızı alınarak veya ölçüm yapılarak alınabilir; taşıt hareket halinde ise taşıt hızına eşit kabul edilebilir.

Bir analiz programında sayısal analiz sonuçları teorik analiz hesaplarına kıyasla taşıtın farklı geometrik özelliklerini ve ortam koşullarını dikkate alarak ısı transfer katsayılarını belirlemede daha doğru sonuçlar vermesi için kullanılabilir.

Her yüzey elementinin ısı kazancı veya kaybı dış ortam havasıyla yüzey arasından olan ısı kazancıyla yüzeyle kabin havası arasında olan ısı kazancının farkına eşittir. Net ortam yükü aşağıdaki eşitlikten hesaplanabilir.

$$Q_{Ort} = AU(T_o - T_s) - AU(T_s - T_i) \tag{2.19}$$
$$= AU(T_o - 2T_s + T_i)$$

(2.19) eşitliğinde: T_o dış ortam hava sıcaklığıdır.

2.2.4 Egzoz Yükü

Taşıtlarda kullanılan içten yanmalı motorların çalışması sonucu egzoz gazı açığa çıkar. Tam yükte motor zengin karışımla çalışırken egzoz gaz sıcaklığı 1000 °C'ye kadar çıkabilmektedir [9]. Yüksek sıcaklıkta egzoz gazı taşıtın tabanı boyunca egzoz boruları sayesinde dış havaya atılırken sıcaklık farkından dolayı kabin zemininden kabin içine de ısı transferi olmaktadır. Egzoz gazının etkilediği alan belirlendikten sonra gerçekleşen ısı transferi formülü aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$Q_{Egz} = A_{Egz} U_{Egz} \left(T_{Egz} - T_i\right) \tag{2.20}$$

(2.20) eşitliğinde: U_{Egz} egzoz gazından etkilenen yüzey elemanının toplam ısı geçiş katsayısıdır. Taşıt tabanı doğrudan egzoz borusuna temas ettiği için farklı dış yüzey taşınım katsayısının olmadığı kabul edilebilir. A_{Egz} egzoz boru sıcaklığının etkisinde kalan alan ve T_{Egz} egzoz gaz sıcaklığıdır. Egzoz gaz sıcaklığı (2.21) eşitliği ile hesaplanabilir [10].

$$T_{Egz} = 0{,}138RPM - 17 \tag{2.21}$$

(2.21) eşitliğinde: RPM taşıt motorunun dakikadaki devir sayısıdır.

2.2.5 Motor Yükü

İçten yanmalı motorlarda egzoz yüküyle birlikte motor bölgesinde oluşan ısı da taşıt kabinine ısı kazancı sağlamaktadır. Aşağıdaki eşitlikten motor yükü ısı kazancı hesaplanabilir.

$$Q_{Mot} = A_{Mot} U_{Mot} (T_{Mot} - T_i) \tag{2.22}$$

(2.22) eşitliğinde: U_{Mot} motor sıcaklığından etkilenen yüzey elementinin toplam ısı transfer katsayısıdır. A_{Mot} motor sıcaklığının etkisinde kalan alan ve T_{Mot} motor sıcaklığıdır. Motor sıcaklığı (2.23) eşitliği ile hesaplanabilir [10].

$$T_{Mot} = -2x10^{-6} RPM^2 + 0{,}0355 RPM + 77{,}5 \tag{2.23}$$

(2.23) eşitliğinde: RPM taşıt motorunun dakikadaki devir sayısıdır.

2.2.6 Havalandırma Yükü

Taşıt kabini içinde konfor şartlarından biri olan sıcaklığın yanında taze hava ihtiyacı da son derece önemlidir. Yolcular solunum yaparken kabin içindeki CO_2 oranı giderek artış gösterir. Bu yüzden konfor şartlarını sağlamak için kabin içine yeterli miktarda taze hava girişinin sağlanması gerekir. Arndt ve Sauer [11] seçilen tipik bir taşıt üzerinde farklı adette yolcular için gereken en az miktarda taze hava ihtiyacını deneysel olarak ölçmüşlerdir.

Farklı bir çalışmada Fletcher ve Saunders [12] taşıt kabininden olan hava kaçağının kabin ve dış hava arasında oluşan hava basıncı farkına bağlı olduğunu ve taşıt hareket halinde ise taşıtın hızına da bağlı olduğunu göstermişlerdir. Farklı taşıt çeşitlerinde gerçekleşen hava kaçağını ölçmüşlerdir. Örneğin B segmenti küçük bir binek taşıt için kabin havası ve dış ortam arasında oluşan 10 Pa basınç farkında 0,02 m^3/s hava kaçağı ölçülmüştür [12].

ASHRAE'ye göre kişi başı gerekli temiz hava miktarı en az 2,5 L/s olması tavsiye edilmiştir [7].

Taşıt için yapılan ısıl yük hesabında havalandırma yükünün de dikkate alınması gerekir. Bunun sebebi taşıt klimasi ve havalandırma çalışırken kabin hava basıncının ortam basıncından bir miktar fazla olmasıdır. Taşıt park halinde iken bu

basınç farkının neredeyse oluşmadığı kabul edilebilir. Kabinden dış ortam havasına belli bir debide kabin hava sıcaklığı ve bağıl nem değerine sahip hava kaçağı olduğu kabul edilirse, dış ortam havasından da kabine aynı debide ortam hava sıcaklığı ve bağıl nem değerinde hava girişi olduğu kabul edilebilir.

Psikrometrik diyagram dikkate alındığında hem duyulur hem de gizli ısı havalandırma ısı kazancının içindedir. Havalandırma ısı yükünü hesaplamak için kabine giren veya çıkan hava debisi dikkate alınabilir.

Aşağıdaki eşitlikten havalandırma yükü ısı kazancı hesaplanabilir.

$$Q_{Hav} = m_{Hav}(H_o - H_i) \tag{2.24}$$

(2.24) eşitliğinde: m_{Hav} hava kütle akış debisi, H_o ve H_i sırasıyla dış ortam ve kabin entalpileridir. Entalpi değerleri aşağıdaki eşitlikten hesaplanabilir.

$$H = 1006T_a + (2{,}501x10^6 + 1770T_a)W \tag{2.25}$$

(2.25) eşitliğinde: T_a hava sıcaklığı, W gram su/gram kuru hava biriminde özgül nem oranıdır. Özgül nem oranı bağıl nemin bir fonksiyonu olarak aşağıdaki eşitlikten hesaplanır.

$$W = 0{,}62198\frac{\Phi P_s}{100P_a - \Phi P_s} \tag{2.26}$$

(2.26) eşitliğinde: Φ Bağıl nem, P_a hava basıncı, P_s T sıcaklığında suyun doyma basıncıdır.

2.2.7 Klima Yükü

Taşıtlarda kullanılan klima sisteminin görevi soğutma yaparak kabin havasının istenilen konfor sıcaklığında kalmasını sağlamaktır. Yaz mevsiminde kabin hava sıcaklığı konfor sıcaklığından daha yüksek olacağı için kabin hava sıcaklığının konfor şartlarına gelmesi gerekmektedir. Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimine göre çalışan klima sistemiyle kabin havası yüksek sıcaklık değerlerinden konfor sıcaklığına gelir.

Klima yükü hesaplanırken tipik bir taşıt ve klima sistemi için yapılan kabuller ve hesaplamalar gerçekte birebir taşıt modeli için farklılık gösterebilir. Ayrıca kabin

havasının konfor şartlarına gelmesi için geçen süre klimanın kompresör gücüne ve fanın devir sayısına göre de değişiklik gösterecektir.

Taşıt kabin havasının konfor sıcaklığına gelme süresini ve toplam ısı yükünü hesaplamak için aşağıdaki eşitlik kullanılabilir.

$$Q_{KY} = -\left(Q_{Met} + Q_{Dir} + Q_{Dağ} + Q_{Yan} + Q_{Ort} + Q_{Egz} + Q_{Mot} + Q_{Hav}\right) - (m_a C_a + IK)(T_0 - T_{Konf})/t_c \quad (2.27)$$

(2.27) eşitliğinde: m_a ve c_a sırasıyla kabin havasının kütlesi ve özgül ısısı, IK taşıt içinde soğutulması gereken ısıl kütlenin ısıl değeri, T_0 ilk kabin hava sıcaklığı, T_{Konf} kabin içi konfor sıcaklığı, t_c soğuma süresi sabiti, Q_{KY} klima yüküdür.

Konfor sıcaklığı ASHRAE'ye göre mevsimsel kıyafet seçimine göre değişebilir ve tanımlanan bir aralıkta kullanılabilir. Kış mevsimi için 20-23; yaz mevsimi için 23-26 °C aralığındadır [7].

$$t_c = \frac{t_p}{ln|T_0 - T_{Konf}|} \quad (2.28)$$

(2.28) eşitliğinde: t_p kabinin ilk sıcaklığından konfor sıcaklığına gelmesi için geçen soğuma süresidir. T_0 kabin havasının ilk sıcaklığıdır.

Gerçek klima soğutma performansı ve güç tüketimi kompresör gücüne ve fan hızına bağlı olarak değişir. Klima sisteminin güç tüketimi uygun bir COP değeri belirlenerek tahmin edilebilir [13].

2.3 Isı Denge Yöntemi Hesapları

Taşıt kabinine farklı kaynaklardan gelen ısı kazançları hesaplanmıştır. Isı kazançları toplamı olan soğutma yükü bulunmuştur. Taşıt klimasının soğutma kapasitesi belirlendikten sonra toplam soğutma yüküne göre taşıt kabin havasını istenilen konfor sıcaklığına ne kadar sürede getirdiği hesaplanmıştır.

2.3.1 Metabolik Yük Hesabı

Q_{Met} metabolik ısı yükü sürücü ve yolcular için farklı olarak şu şekilde hesaplanır.

$$Q_{Met} = \sum_{Sürücü} MA_{VY} + \sum_{Diğer\ yolcular} MA_{VY} \quad (2.29)$$

M metabolik ısı üretimi ISO 8996 standartlarına göre sürücü ve yolcu için oturan pozisyonda sırasıyla 85 W/m^2 ve 55 W/m^2 kabul edilmiştir [8].

A_{VY} vücut yüzey alanı, G ağırlığın ve Y boy uzunluğunun fonksiyonu olarak sürücü ve yolcular için şu şekilde hesaplanır.

$$A_{VY} = 0{,}202G^{0.425}Y^{0.725} \quad (2.30)$$

Sürücü ağırlığı 75 kg ve sürücü boyu 1,75 m kabul edilmiştir.

Beş yolcu için ortalama ağırlık 70 kg, ortalama boy 1,7 m kabul edilmiştir.

Sürücü için:

$A_{VY} = 0{,}202x75^{0{,}425}1{,}75^{0{,}725} = 1{,}9[m^2]$

$Q_{Met} = 85[W/m^2]1{,}9[m^2] = 161{,}5[W]$

Yolcular için:

$A_{VY} = 0{,}202x70^{0{,}425}1{,}7^{0{,}725} = 1{,}81[m^2]$

$Q_{Met} = 55[W/m^2]1{,}81[m^2]x5 = 497{,}75[W]$

Sürücü ve yolcuların toplam metabolik yükü aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$Q_{Met} = 161{,}5[W] + 497{,}75[W] = 659{,}25[W]$

2.3.2 Işınım Yükü Hesabı

Güneş ışınımından olan ısı kazancı direkt, dağılı ve yansıyan olarak 3 ayrı şekilde hesaplanmıştır. Toplam ışınım yükü direkt, dağılı ve yansıyan ışınım ısı kazançları toplamı olarak şu şekilde hesaplanır.

$$Q_{Işn} = Q_{Dir} + Q_{Dağ} + Q_{Yan} \quad (2.31)$$

Burada:

Q_{Dir}, $Q_{Dağ}$, Q_{Yan} sırasıyla direkt, dağılı ve yansıyan ışınım ısı yüküdür.

2.3.2.1 Direkt Işınım Yükü Hesabı

Q_{Dir} direkt ışınım yükü taşıtın ön camına 90° gelen güneş ışınları dikkate alınarak şu şekilde hesaplanır.

$$Q_{Dir} = A_{gf}\tau \dot{I}_{Dir} cos\theta \tag{2.32}$$

Burada:

A_{gf} taşıtın ön cam alanı 1,34 m^2 dir.

τ yüzey geçirgenliği cam malzeme için 0,5 alınmıştır [2].

θ geliş açısı camın yüzey normali ve güneşin öğlen dünyaya göre konumu 90° kabul edilerek 45° alınmıştır.

$\dot{I}_{Dir}$, birim alan başına direkt ışınım ısı kazancı taşıtın ön camına doğrudan gelen güneş ışınları dikkate alınarak şu şekilde hesaplanır.

$$\dot{I}_{Dir} = \frac{B}{exp\left(\frac{C}{sin\,\beta}\right)} \tag{2.33}$$

Burada:

B gerçek güneş ışınımı ve C atmosferik sönme katsayısı EK-A'dan eylül ayının on dördüncü günü için enterpolasyonla sırasıyla 1140 W/m^2 ve 0,18 bulunmuştur.

β yükseklik açısı: N yerel enlem açısı, δ deklinasyon açısı ve E saat açısı dikkate alınarak şu şekilde hesaplanır.

$$sin\,\beta = cosNcos\delta cosE + sinNsin\delta \tag{2.34}$$

Yerel enlem açısı Eskişehir ili için 39° alınmıştır.

Deklinasyon açısı EK-A'dan eylül ayının 14. günü için enterpolasyonla 2,22° bulunmuştur.

Saat açısı öğlen 12:00'a göre şu şekilde hesaplanır.

$$E = 0.25X_d \tag{2.35}$$

X_d, güneşin tepede olduğu zamanla gerçek güneş zamanı arasındaki farkı dakika cinsinden hesaplamak için AST gerçek güneş zamanının hesaplanması gereklidir.

AST gerçek güneş zamanı: LST yerel standart zaman, ET yerel zamanla güneş zamanı arasındaki fark, LSM yerel standart zamana göre içinde bulunulan meridyenin açı ölçüsü, LON yerel meridyenin açı ölçüsü dikkate alınarak şu şekilde hesaplanır.

$$AST = LST + ET + 4(LSM - LON) \tag{2.36}$$

LST yerel standart zaman 12:00 dır.

ET yerel zamanla güneş zamanı arasındaki fark EK-A'dan eylül ayı için 7,5 bulunmuştur.

LSM yerel standart zamana göre içinde bulunulan meridyenin açı ölçüsü 30° alınmıştır.

LON yerel meridyenin açı ölçüsü Eskişehir ili için 30° alınmıştır.

E saat açısı aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$E = 0{,}25x7{,}5 = 1{,}88°$

sinβ yükseklik açı değeri aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$sin\,\beta = cos\,39°\,cos\,2{,}22°\,cos\,1{,}88° + sin39°sin2{,}22° = 0{,}8$

Taşıtın ön camı için birim alan başına direkt ışınım ısı kazancı aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$\dot{I}_{Dir} = 1140[W/m^2]/exp(0{,}18/0{,}8) = 910{,}44[W/m^2]$

Taşıtın ön camı için direkt ışınım yükü aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$Q_{Dir} = 1{,}34\ [m^2].0{,}5.910{,}44[W/m^2].cos45° = \ 431{,}33[W]$

2.3.2.2 Dağılı Işınım Yükü Hesabı

$Q_{Dağ}$ dağılı ışınım yükü taşıtın ön, yan ve arka camlarına 90° gelmeyen güneş ışınları dikkate alınarak şu şekilde hesaplanır.

$$Q_{Dağ} = A_{gf}\tau\dot{I}_{Dağ} + A_{gs}\tau\dot{I}_{Dağ} + A_{gb}\tau\dot{I}_{Dağ} \tag{2.37}$$

Burada:

A_{gf} taşıtın ön cam alanı 1,34 m^2 dir.

A_{gs} taşıtın sağ ve sol yönde yan cam alanı toplamı 4,9 m^2 dir.

A_{gb} taşıtın arka cam alanı 0,95 m^2 dir.

τ yüzey geçirgenliği cam malzeme için 0,5 alınmıştır. [2]

$\dot{I}_{Dağ}$, birim alan başına dağılı ışınım ısı kazancı taşıtın ön, yan ve arka camlarına doğrudan gelmeyen güneş ışınları dikkate alınarak şu şekilde hesaplanır.

$$\dot{I}_{Dağ} = D\dot{I}_{Dir}\frac{1 + cos\sum}{2} \tag{2.38}$$

Burada:

D boyutsuz katsayısı EK-A'dan eylül ayının 14. günü için enterpolasyonla 0,01 bulunmuştur.

$\dot{I}_{Dir}$ birim alan başına direkt ışınım ısı kazancı eşitlik (2.33)'den 910,44 W/m^2 olarak hesaplanmıştı.

$\sum$ eğim açısı, yüzeyin yatay düzlemle yaptığı açı taşıtın ön camı için 45°; yan ve arka camları için 90° alınmıştır.

Taşıtın ön camı için birim alan başına dağılı ışınım ısı kazancı aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$\dot{I}_{Dağ} = 0{,}01x910{,}44[W/m^2]\frac{1 + cos\,45°}{2} = 7{,}77[W/m^2]$$

Taşıtın yan ve arka camları için birim alan başına dağılı ışınım ısı kazancı aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$\dot{I}_{Dağ} = 0{,}01x910{,}44[W/m^2]\frac{1 + cos\,90°}{2} = 4{,}55[W/m^2]$$

Taşıtın ön camı için dağılı ışınım yükü aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$Q_{Dağ} = 1{,}34[m^2]0{,}5x7{,}77[W/m^2] = 5{,}21[W]$$

Taşıtın yan ve arka camları için dağılı ışınım yükü aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$Q_{Da\check{g}} = 5{,}85[m^2]0{,}5x4{,}55[W/m^2] = 13{,}31[W]$

Taşıtın ön, yan ve arka camları için toplam dağılı ışınım yükü aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$Q_{Da\check{g}} = 5{,}21[W] + 13{,}31[W] = 18{,}52[W]$

2.3.2.3 Yansıyan Işınım Yükü Hesabı

Q_{Yan} yansıyan ışınım yükü taşıtın ön, yan ve arka camlarına yeryüzünden yansıyarak gelen güneş ışınları dikkate alınarak şu şekilde hesaplanır.

$$Q_{Yan} = A_{gf}\tau\dot{I}_{Yan} + A_{gs}\tau\dot{I}_{Yan} + A_{gb}\tau\dot{I}_{Yan} \quad (2.39)$$

Burada:

A_{gf}, taşıtın ön cam alanı 1,34 m^2 dir.

A_{gs}, taşıtın sağ ve sol yönde yan cam alanı toplamı 4,9 m^2 dir.

A_{gb}, taşıtın arka cam alanı 0,95 m^2 dir.

τ yüzey geçirgenliği cam malzeme için 0,5 alınmıştır [2].

$\dot{I}_{Yan}$, birim alan başına yansıyan ışınım ısı kazancı taşıtın ön, yan ve arka camlarına yeryüzünden yansıyarak gelen güneş ışınları dikkate alınarak şu şekilde hesaplanır.

$$\dot{I}_{Yan} = \left(\dot{I}_{Dir} + \dot{I}_{Da\check{g}}\right)\rho_g \frac{1 - cos\sum}{2} \quad (2.40)$$

Burada:

$\dot{I}_{Da\check{g}}$ birim alan başına dağılı ışınım ısı kazancı ön cam için eşitlik (2.38)'den 7,77 W/m^2 olarak hesaplanmıştı.

$\dot{I}_{Da\check{g}}$ birim alan başına dağılı ışınım ısı kazancı yan ve arka camlar için eşitlik (2.38)'den 4,55 W/m^2 olarak hesaplanmıştı.

ρ_g yer yansıtma katsayısı 0,02 kabul edilmiştir [2].

$\sum$ eğim açısı yüzeyin yatay düzlemle yaptığı açı taşıtın ön camı için 45°; yan ve arka camları için 90° alınmıştır.

Taşıtın ön camı için birim alan başına yansıyan ışınım ısı kazancı aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$\dot{I}_{Yan} = (910{,}44 + 7{,}77)[W/m^2]0{,}02\frac{1 - cos\,45°}{2} = 2{,}69[W/m^2]$$

Taşıtın yan ve arka camları için birim alan başına yansıyan ışınım ısı kazancı aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$\dot{I}_{Yan} = (910{,}44 + 4{,}55)[W/m^2]0{,}02\frac{1 - cos\,90°}{2} = 9{,}15[W/m^2]$$

Taşıtın ön camı için yansıyan ışınım yükü aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$Q_{Yan} = 1{,}34[m^2]0{,}5x2{,}69[W/m^2] = 1{,}8[W]$$

Taşıtın yan ve arka camları için yansıyan ışınım yükü aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$Q_{Yan} = 5{,}85[m^2]0{,}5x9{,}15[W/m^2] = 26{,}76[W]$$

Taşıtın ön, yan ve arka camları için toplam yansıyan ışınım yükü aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$Q_{Yan} = 1{,}8[W] + 26{,}76[W] = 28{,}56[W]$$

Direkt, dağılı ve yansıyan ışınım yükleri toplamı aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$Q_{Işn} = 431{,}33[W] + 18{,}52[W] + 28{,}56[W] = 478{,}41[W]$$

2.3.3 Ortam Yükü Hesabı

Q_{Ort} ortam yükü taşıt kabini içindeki hava ve dış ortam havası arasındaki sıcaklık farkı dikkate alınarak hesaplanmıştır. U yüzey elementi toplam ısı transfer katsayısı taşıtın gövdesi ve camları için ayrı ayrı hesaplanmıştır. T_o dış ortam hava sıcaklığı için deney gününde meteorolojik değerler dikkate alınmıştır. Dış ortam ve kabin içinde hava hızları anemometre cihazı ile ölçülen değerler dikkate alınmıştır. Q_{Ort} şu şekilde hesaplanır.

$$Q_{Ort} = A_m U_m (T_o - T_s) - A_m U_m (T_s - T_i) + A_g U_g (T_o - T_s) - A_g U_g (T_s - T_i) \quad (2.41)$$

Burada:

A_m taşıtın toplam dış gövde yüzey alanı 17,69 m^2 dir.

A_g taşıtın toplam dış cam yüzey alanı 7,19 m^2 dir.

T_o dış ortam hava sıcaklığı 28,5 °C ölçülmüştür.

T_s taşıtın dış gövde ortalama yüzey sıcaklığı 30,5 °C ölçülmüştür.

T_i taşıtın kabin içi ortalama hava sıcaklığı 25 °C ölçülmüştür.

U_m ve U_g sırasıyla taşıtın gövde ve cam yüzeyleri için toplam ısı transfer katsayısı şu şekilde hesaplanır.

$$U = \frac{1}{R} \tag{2.42}$$

R birim alan başına ısıl dirençtir ve şu şekilde hesaplanır.

$$R = \frac{1}{h_o} + \frac{L}{k} + \frac{1}{h_i} \tag{2.43}$$

h_o ve h_i, sırasıyla dış ortam ve kabin içi taşınım ısı transfer katsayısıdır ve hava hızına bağlı olarak şu şekilde hesaplanır.

$$h = 0{,}6 + 6{,}64\sqrt{V_a} \tag{2.44}$$

V_a hava hızıdır. Deney günü dış ortam için 2,05 m/s ölçülmüş; kabin içinde gövde ve cam yüzeylere yakın alınan ölçümlere göre ortalama 0,23 m/s kabul edilmiştir.

Dış ortam taşınım ısı transfer katsayısı:

$h_o = 0{,}6 + 6{,}64\sqrt{2{,}05} = 10{,}11[W/m^{2\circ}C]$

Kabin içi taşınım ısı transfer katsayısı:

$h_i = 0{,}6 + 6{,}64\sqrt{0{,}23} = 3{,}78[W/m^{2\circ}C]$

L, taşıtın gövde ve cam yüzeylerinin tabaka kalınlığıdır. Gövde yüzeyleri için 0,01 m alınmıştır. Cam yüzeyler için 0,003 m alınmıştır.

k, taşıtın gövde ve cam yüzeylerinin ısıl iletkenliğidir. Gövde yüzeyleri için 1,05 W/m°C alınmıştır. Cam yüzeyler için 0,2 W/m°C alınmıştır [2].

Taşıtın gövde yüzeyleri için birim alan başına ısıl direnç aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$R_m = \frac{1}{10{,}11[W/m^2°C]} + \frac{0{,}01[m]}{0{,}2[W/m°C]} + \frac{1}{3{,}78[W/m^2°C]} = 0{,}41[m^2°C/W]$$

Taşıtın cam yüzeyleri için birim alan başına ısıl direnç aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$R_g = \frac{1}{10{,}11[W/m^2°C]} + \frac{0{,}003[m]}{1{,}05[W/m°C]} + \frac{1}{3{,}78[W/m^2°C]} = 0{,}37[m^2°C/W]$$

Taşıtın gövde yüzeyleri için toplam ısı transfer katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$U_m = \frac{1}{0{,}41[m^2°C/W]} = 2{,}44[W/m^2°C]$$

Taşıtın cam yüzeyleri için toplam ısı transfer katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$U_g = \frac{1}{0{,}37[m^2°C/W]} = 2{,}7[W/m^2°C]$$

Taşıtın gövde yüzeyleri için toplam ortam yükü aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$Q_m = 17{,}69[m^2]2{,}44[W/m^2°C](28{,}5[°C] - 2x30{,}5[°C] + 25[°C]) = 323{,}73[W]$$

Taşıtın cam yüzeyleri için toplam ortam yükü aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$Q_g = 7{,}19[m^2]2{,}7[W/m^2°C](28{,}5[°C] - 2x30{,}5[°C] + 25[°C]) = 145{,}6[W]$$

Toplam ortam yükü aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$Q_{Ort} = 323{,}73[W] + 145{,}6[W] = 469{,}33[W]$$

2.3.4 Egzoz Yükü Hesabı

Q_{Egz}, egzoz yükü taşıtın alt kısmında egzoz borularının geçtiği alan dikkate alınarak şu şekilde hesaplanır.

$$Q_{Egz} = A_{Egz} U_{Egz} \left(T_{Egz} - T_i\right) \tag{2.45}$$

Burada:

A_{Egz} taşıtın egzoz sıcaklığının etkisinde kalan bölgenin alanı 0,32 m^2 dir.

T_i taşıtın kabin içi ortalama hava sıcaklığı 25 °C ölçülmüştür.

T_{Egz} egzoz gaz sıcaklığı şu şekilde hesaplanır.

$$T_{Egz} = 0{,}138RPM \tag{2.46}$$

RPM, rölantide çalışan motor için 1000 devir/dakikadır.

T_{Egz} egzoz gaz sıcaklığı aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$T_{Egz} = (0{,}138x1000) - 17 = 121[°C] \tag{2.47}$$

U_{Egz}, taşıtın egzoz borularının geçtiği bölgeye ait ısı transfer katsayısı şu şekilde hesaplanır.

$$U_{Egz} = 1/R_{Egz} \tag{2.48}$$

R_{Egz} taşıtın egzoz borularının geçtiği alana ait birim alan başına ısıl direnç bölüm 3.1.3'de hesaplanan R_m ile aynı kabul edilmiştir.

U_{Egz} taşıtın egzoz borularının geçtiği alana ait toplam ısı transfer katsayısı bölüm 3.1.3'de hesaplanan U_m ile aynı kabul edilmiştir.

Egzoz yükü aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$Q_{Egz} = 0{,}32[m^2]2{,}44[W/m^2°C](121[°C] - 25[°C]) = 74{,}96[W]$$

2.3.5 Motor Yükü Hesabı

Q_{Mot}, motor yükü taşıtın motor sıcaklığının etkisi altında kalan bölgenin alanı dikkate alınarak şu şekilde hesaplanır.

$$Q_{Mot} = A_{Mot}U_{Mot}(T_{Mot} - T_i) \tag{2.49}$$

Burada:

A_{Mot}, taşıtın motor sıcaklığının etkisinde kalan bölgenin alanı 0,68 m^2 dir.

T_i, taşıtın kabin içi ortalama hava sıcaklığı 25 °C ölçülmüştür.

T_{Mot}, motor sıcaklığı şu şekilde hesaplanır.

$$T_{Mot} = -2x10^{-6}RPM^2 + 0{,}0355RPM + 77{,}5 \tag{2.50}$$

T_{Mot}, motor sıcaklığı aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$T_{Mot} = -2x10^{-6}1000^2 + 0{,}0355x1000 + 77{,}5 = 111[°C]$$

U_{Mot}, taşıtın motor sıcaklığının etkisi altında kalan bölgeye ait ısı transfer katsayısı şu şekilde hesaplanır.

$$U_{Mot} = 1/R_{Mot} \tag{2.51}$$

R_{Mot} taşıtın egzoz borularının geçtiği alana ait birim alan başına ısıl direnç bölüm 3.1.3'de hesaplanan R_m ile aynı kabul edilmiştir.

U_{Mot} taşıtın egzoz borularının geçtiği alana ait toplam ısı transfer katsayısı bölüm 3.1.3'de hesaplanan U_m ile aynı kabul edilmiştir.

Motor yükü aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$Q_{Mot} = 0{,}68[m^2]2{,}44[W/m^2°C](111[°C] - 25[°C]) = 142{,}69[W]$$

2.3.6 Havalandırma Yükü Hesabı

Q_{Hav} havalandırma yükü havanın kütle akış debisi ve entalpi değerlerine göre şu şekilde hesaplanır.

$$Q_{Hav} = m_{Hav}(H_o - H_i) \tag{2.52}$$

Burada:

m_{Hav} kütle akış debisi 0,02 kg/s kabul edilmiştir. ASHRAE'ye göre kişi başı gerekli temiz hava miktarı en az 2,5 L/s olmalıdır [7].

H_o ve H_i, sırasıyla dış ortam ve kabin içi entalpileri şu şekilde hesaplanır.

$$H = 1006T_a + (2{,}501x10^6 + 1770T_a)W \tag{2.53}$$

T_a hava sıcaklığıdır.

T_o dış ortam hava sıcaklığı 28,5 °C ölçülmüştür.

T_i taşıtın kabin içi ortalama hava sıcaklığı 25 °C ölçülmüştür.

W gram su/gram kuru hava biriminde özgül nem oranıdır ve şu şekilde hesaplanır.

$$W = 0{,}62198\frac{\Phi P_s}{100P - \Phi P_s} \tag{2.54}$$

Φ bağıl nem dış ortamda ortalama %67; kabin içinde ortalama %57 ölçülmüştür.

P_s T sıcaklığında suyun doyma basıncı Ek B'den iterasyonla dış ortam için 3,75 kPa; kabin içinde 3,17 kPa hesaplanmıştır [5].

P_a hava basıncı Eskişehir ili İnönü ilçesinde 840 m rakım için Ek C'den iterasyonla 91,64 kPa hesaplanmıştır [5].

Dış ortam havasının havanın özgül nem oranı aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$W_o = 0{,}62198\frac{67x3{,}75[kPa]}{100x91{,}64[kPa] - 67x3{,}75[kPa]} = 0{,}0175336$$

Kabin içinde havanın özgül nem oranı aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$W_i = 0{,}62198\frac{57x3{,}17[kPa]}{100x91{,}64[kPa] - 57x3{,}17[kPa]} = 0{,}0125105$$

H_o dış ortam havasının entalpisi aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$H_o = 1006x25 + (2{,}501x10^6 + 1770x25)0{,}0175336 = 69777{,}4[j/kg]$$

H_i kabin içinde havanın entalpisi aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$H_i = 1006x28{,}5 + (2{,}501x10^6 + 1770x28{,}5)0{,}0125105 = 60590{,}85[j/kg]$$

Entalpi hesabı yapılırken taşıt klimaası çalıştıktan sonra ortalama sıcaklığa sahip kabin içi havanın özgül nem oranı korunarak ortalama sıcaklığın dış hava sıcaklığı olduğu; klima menfezlerinden kabin içine gelen dış havanın özgül nem oranı korunarak sıcaklığı ortalama kabin içi hava sıcaklığı olduğu kabul edilmiştir.

Havalandırma yükü aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$Q_{Hav} = 0{,}02[kg/s](69777{,}4[j/kg] - 60590{,}85[j/kg]) = 183{,}73[W]$$

2.3.7 Klima Yükü Hesabı ve Konfor Sıcaklığına Gelme Süresi

Q_{KY} klima yükü şu şekilde hesaplanır.

$$Q_{KY} = -\left(Q_{Met} + Q_{Dir} + Q_{Dağ} + Q_{Yan} + Q_{Ort} + Q_{Egz} + Q_{Mot} + Q_{Hav}\right) - (m_a C_a + IK)(T_0 - T_{Konf})/t_c \quad (2.55)$$

Q_{KY} klima yükü taşıt klimasının soğutma performansına göre teknik kataloğundan 3200 W alınmıştır. Klima yükünün eksi işaretli olması konfor sıcaklığına ulaşmak için soğutma yapılması gerektiğini ifade etmektedir.

Q_{Met} metabolik yük 659,25 W hesaplanmıştır.

$Q_{Işn}$ toplam ışınım yükü 478,41 W hesaplanmıştır.

Q_{Ort} ortam yükü 469,33 W hesaplanmıştır.

Q_{Egz} egzoz yükü 74,96 W hesaplanmıştır.

Q_{Mot} motor yükü 142,69 W hesaplanmıştır.

Q_{Hav} havalandırma yükü 183,73 W hesaplanmıştır.

T_0 taşıtın kabin içi ilk hava sıcaklığı 55 °C ölçülmüştür.

T_{Konf} kabin içi konfor sıcaklığı ASHRAE'ye göre 23 °C alınmıştır [7].

m_a ve c_a, sırasıyla kabin havasının kütlesi ve özgül ısısıdır.

IK, taşıt içinde soğutulması gereken ısıl kütlenin ısıl değeridir.

Kabin havasının kütlesi şu şekilde hesaplanır.

$$m_a = Z_a d_a \quad (2.56)$$

Kabin havasının kütlesi aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

Z_a kabinin hava hacmi 6,73 m^3 kabul edilmiştir.

d_a kabin havasının 55 °C deki özgül kütlesi Ek D'den 1,076 kg/m^3 hesaplanmıştır [5].

$m_a = 6{,}73[m^3]1{,}076[kg/m^3] = 7{,}24\ [kg]$

c_a kabin havasının 55 °C deki özgül ısısı Ek D'den 1007 j/kgK hesaplanmıştır [5].

IK taşıt içinde soğutulması gereken ısıl kütlenin ısıl değeri 15000 j/K kabul edilmiştir.

t_c, t_p soğuma süresini belirleyen soğuma süresi sabiti şu şekilde hesaplanır.

$$t_c = \frac{t_p}{ln|T_0 - T_{Konf}|} \tag{2.57}$$

t_p, kabinin ilk sıcaklığından konfor sıcaklığına gelmesi için geçen süredir.

t_c eşitliği klima yükü formülünde yerine konularak t_p şu şekilde hesaplanır.

$$t_p = -\frac{(m_a C_a + IK)(T_i - T_{Konf})ln|T_0 - T_{Konf}|}{Q_{KY} + \left(Q_{Met} + Q_{Işn} + Q_{Ort} + Q_{Egz} + Q_{Mot} + Q_{Hav}\right)} \tag{2.58}$$

t_p, kabinin ilk sıcaklığından konfor sıcaklığına gelmesi için geçen süre aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$t_p = -\frac{(7{,}24[kg]1007[j/kg°C] + 15000[j/°C])(55\,°C - 23\,°C)ln|55 - 23|}{-3200[W] - 2575{,}85[W]}$$

$$= 317\ s$$

Isı denge yöntemi kullanılarak elde edilen sonuçlar Tablo 2.1'de verilmiştir. Eksi yükler taşıt kabininden ısı kaybını ifade etmektedir.

Tablo 2.1 Isı denge yöntemi hesap sonuçları tablosu

Isıl Yük Çeşidi	Yük Değeri (W)
Metabolik Yük	659,25
Işınım Yükü	478,41
Ortam Yükü	469,33
Egzoz Yükü	74,96
Motor Yükü	142,69
Havalandırma Yükü	183,73

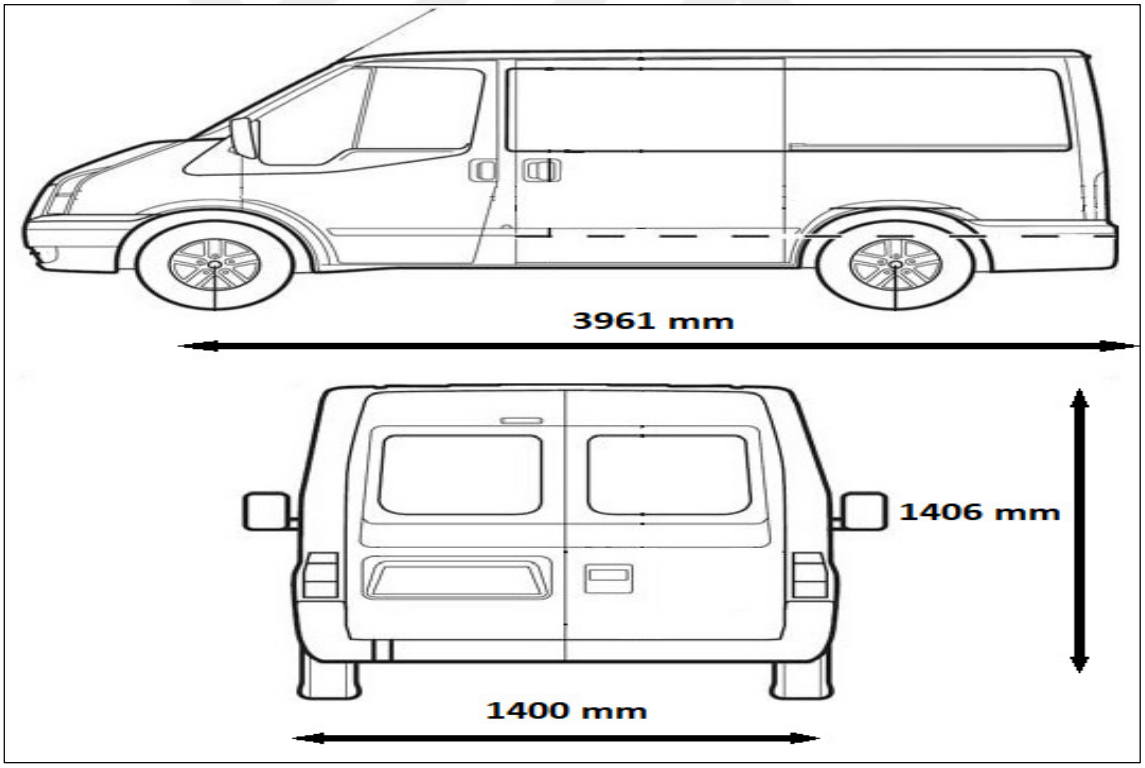
3
Deneysel Çalışma

3.1 Deneysel Ölçüm Koşulları ve Metodu

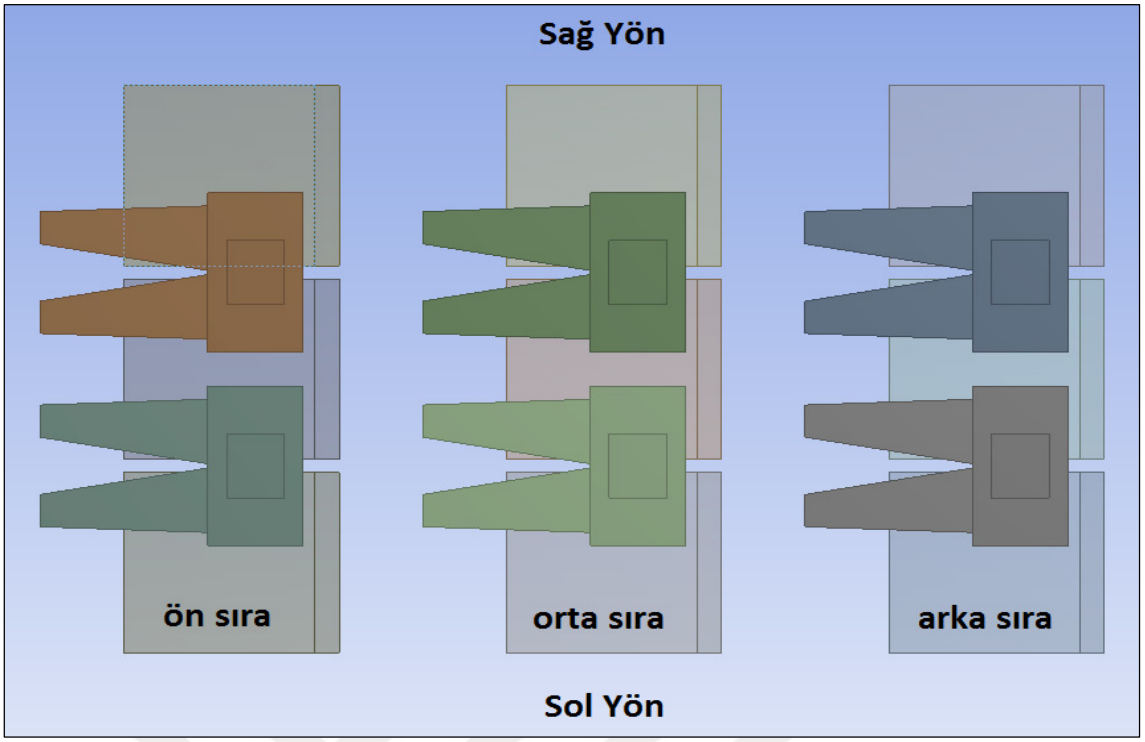
Şekil 3.1'de verilen test minibüsü güney-kuzey yönünde bir gün önceden park halinde bırakılmıştır. Test minibüsünün geometrik dış ölçüleri Şekil 3.2'de verilmiştir. Sürücü dahil 6 yolcu dikey ve yatay yönlerde simetrik pozisyonda Şekil 3.3'de gösterildiği gibi oturmuştur. Taşıtın klima fanı en son dördüncü devir kademesine ayarlanmış ve iç hava dolaşım seçeneği kapalı olarak dış ortam havasının soğutularak kabin içine girmesi sağlanmıştır. Taşıtın ön panel ve tavan tarafında bulunan 10 adet hava menfezi zemine göre sırasıyla 90° yatay ve dikey pozisyonda ayarlanmıştır. Deney günü öğlen 12:00'da park halindeki taşıtın motoru ve kliması çalıştırılarak, teorik analizde hesaplanan kabin havasının konfor sıcaklığına gelme süresi olan 317 s sonunda kabin içinde sıcaklık, hava hızı ve bağıl nem değerleri yolculara yakın 9 farklı nokta için kaydedilmiştir. Deney süresince yolcular yerinden kalkmadan sıcaklık ve bağıl nem değerleri için Şekil 3.4'de gösterilen dijital sıcaklık, nem kayıt cihazı; hava hızı değeri için dijital anemometre cihazı kullanılmıştır. Deneyin yapıldığı gün dış ortam ve taşıt kabinine ait koşullar Tablo 3.1'de verilmiştir. Test minibüsüne ait özellikler Tablo 3.2'de verilmiştir.



Şekil 3.1 Test minibüsü



Şekil 3.2 Test minibüsünün dış ölçüleri



Şekil 3.3 Test minibüsünde oturma şeması

Tablo 3.1 Deneyin yapıldığı gün dış ortam ve taşıt kabini koşulları

Lokasyon	İnönü, Eskişehir
Yerel enlem ve boylam açısı	39°, 30°
Rakım	840 m
Deney tarihi ve saati	14 Eylül, 12:00
Dış ortam hava sıcaklığı	28,5 °C
Dış ortam bağıl nem yüzdesi	%67
Dış ortam hava hızı	2,05 m/s
Gökyüzü	Açık ve bulutsuz
İlk kabin içi hava sıcaklığı	55 °C
İlk kabin içi bağıl nem yüzdesi	%55
Hava menfezleri ortalama hava akış debisi	3 L/s

Tablo 3.2 Test minibüsü özellikleri

Motor silindir hacmi	0,002 m^3
Maksimum motor gücü	95,6 kW
Maksimum klima soğutma gücü	3200 W
Maksimum kademede klima fanı devir sayısı	3950 d/d
Kabin hacmi (koltuklar ve yolcular hariç)	6,73 m^3
Taşıtın toplam cam alanı	7,19 m^2
Taşıtın toplam dış gövde yüzey alanı (cam alanı, taşıt tabanı ve motor bölgesi hariç)	17,69 m^2
Taşıtın uzunluğu (motor ve ön panel kısımları hariç)	3961 mm
Taşıtın genişliği (yan aynalar hariç)	1400 mm
Taşıtın yüksekliği (taban döşemesinden tavan kısmına) kadar)	1406 mm

Deney süresince kullanılan ölçüm cihazlarına ait özellikler Tablo 3.3 ve Tablo 3.4'de verilmiştir.

Tablo 3.3 Dijital sıcaklık, nem kayıt cihazı özellikleri

Sıcaklık ölçüm aralığı	-30 °C ~ +60 °C
Sıcaklık ölçüm hassasiyeti	±0,6 °C (-30 °C ~ +60°C aralığında)
Bağıl nem ölçüm aralığı	%0 ~ %99
Bağıl nem ölçüm hassasiyeti	±%3 (25 °C'de, %20 ~ %90 bağıl nem aralığında)

Tablo 3.4 Dijital anemometre cihazı özellikleri

Hava hızı ölçüm aralığı	0 m/s – 30 m/s
Hava hızı ölçüm hata oranı	%3



Şekil 3.4 Deneyde kullanılan dijital sıcaklık, nem kayıt cihazı ve dijital anemometre cihazı

3.2 Deneysel Ölçüm Sonuçları

Yolculara yakın belirlenen bölgelerde 9 farklı noktada alınan ölçümlere göre 317 s sonunda 23,5 °C-26 °C aralığında sıcaklık değişimi ve 0,1 m/s-1,35 m/s aralığında hava hızı değişimi gözlemlenmiştir. Ölçüm yapılırken kabin hava sıcaklığı henüz tamamen konfor sıcaklığına ve daimi duruma ulaşmadığı için ölçüm yapılırken kaybedilen süre de dikkate alınarak 0 °C-0,5 °C hassasiyet aralığında ölçülen hava sıcaklık değerleri 0,5 °C hassasiyetle bir üst sıcaklık değerine yuvarlanmıştır. Hava hızı değerleri için deney süresi sonunda aynı noktada 2 kez ölçüm yapılarak ortalama değer alınmıştır. Ölçüm sonuçları Tablo 3.5'de gösterilmiştir.

Yolcuların hepsi taşıt içinde oturduktan sonra bağıl nem %55 ölçülmüştür. Test sonunda ölçülen bağıl nem %59 dur.

Deneysel çalışma sonuçlarını etkileyen başlıca çevre koşulları taşınım ısı transferi için dış ortam hava sıcaklığı, dış ortam hava hızıdır. Işınım ısı transferi yükünü etkileyen havanın açık ve bulutsuz olmasıdır.

Deneysel çalışma sonuçlarını en fazla etkileyen ısı yükleri, ısı denge yöntemi hesapları da dikkate alındığında metabolik, ışınım, ortam ve havalandırma yüküdür. Sonuçları etkileyen önemli parametreler, metabolik yük için yolcu sayısı, ışınım yükü için hava durumu ve taşıtın cam malzeme yapısı ve yüzey alanı, havalandırma ve ortam yükü için dış ortam hava sıcaklığı, dış ortam hava hızı, kabin içi sıcaklık, klima soğutma kapasitesi ve fan devir sayısı yanında taşıtın cam ve cam dışı gövde malzeme yapısı ve yüzey alanlarıdır.

Deney sonuçlarını etkileyebilecek diğer parametreler, taşıt kliması çalıştırılmadan önce taşıtın camları açılarak dış ortama göre daha sıcak olan kabin havasını tahliye etmek ve dış havanın daha fazla kabin içine girmesini sağlamak soğuma süresini kısaltacaktır. Taşıt klimasını iç hava dolaşım seçeneği açık çalıştırmak sadece kabin içindeki mevcut havayı soğutmaya yardımcı olacağından soğuma süresini uzatacaktır.

Tablo 3.5 Minibüs içinde ölçülen hava sıcaklığı ve hava hızı sonuçları

Ölçüm Noktası	Bölge (yön, koltuk sıra)	Hava Hızı (m/s)	Sıcaklık (°C)
P1	Diz seviyesi (iki yolcu arası, ön)	0,65	24,5
P2	Göğüs seviyesi (iki yolcu arası, ön)	1,35	23,5
P3	Baş seviyesi (iki yolcu arası, ön)	0,95	24
P4	Diz seviyesi (iki yolcu arası, orta)	0,1	25
P5	Göğüs seviyesi (iki yolcu arası, orta)	0,35	24
P6	Baş seviyesi (iki yolcu arası, orta)	0,45	23,5
P7	Diz seviyesi (iki yolcu arası, arka)	0,1	26
P8	Göğüs seviyesi (iki yolcu arası, arka)	0,35	24,5
P9	Baş seviyesi (iki yolcu arası, arka)	0,45	24

3.3 Belirsizlik Analizi

Kabin içinde ilk hava sıcaklık değeri kabin havasının ısıl konfor sıcaklığına gelme süresini etkileyen en önemli parametrelerden biridir ve belirsizlik analizinin yapılması önemlidir.

Belirsizliğin tahmin edilmesinde hassas bir yöntem Kline ve McClintock tarafından sunulmuştur. Bu yöntem, önceden yapılan hesaplama ve ölçümlerdeki belirsizlik özelliklerinin incelenmesine dayanmaktadır [14].

Bu yönteme göre; hesaplama ve ölçümler yaparak nihai hesaplanması gereken büyüklük T ve bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız değişken ise S_1, S_2...S_n olarak düşünülürse T aşağıdaki gibi ifade edilmiştir.

$$T = T(S_1, S_2 \dots S_n) \tag{3.1}$$

Her bağımsız değişkene ait hata oranları J_1, J_2...J_n ve T büyüklüğünün hata oranı J_T ise, belirsizlik analizi yöntemine göre aşağıdaki gibi ifade edilmiştir.

$$J_T = \mp[((\delta T/\partial S_1)J_1)^2 + ((\delta T/\partial S_2)J_2)^2 + ((\delta T/\partial S_n)J_n)^2]^{1/2} \tag{3.2}$$

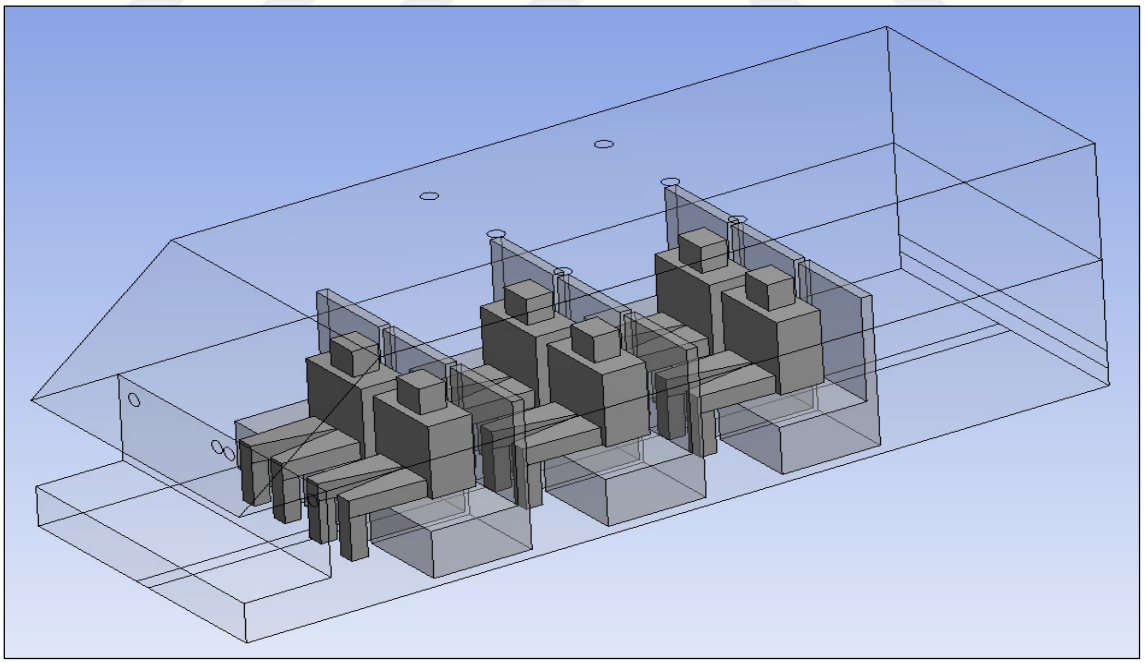
Kabin içinde ilk sıcaklık değeri dijital sıcaklık kaydedici cihazıyla ölçülmüştür. 55 °C kabin içi ilk hava sıcaklığı ölçümü için dijital sıcaklık kayıt cihazının katalog değeri olan hata oranı ±0,6 °C alınarak aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$J_T = [(0.6\ °C/55\ °C)^2]^{1/2} = \%1{,}1$

4
Sayısal Analiz

4.1 Geometrik Model

Şekil 4.1'de verilen 3 boyutlu minibüs kabini, kabin içinde yolcular ve koltuklarla birlikte modellenmiştir. 9 koltuk simetrik olarak üçerli sıra halinde ve her sırada ikişer yolcu oturur pozisyonda yerleştirilmiştir. Analizi kolaylaştırmak için ölçülere uygun küt çizimler tercih edilmiştir. Yolcular simetrik olarak 90° dik oturan pozisyonda yerleştirilmiştir. İnsan gövdesi düz ve kollar gövde içinde, baş kısmı dikdörtgen olarak kabul edilmiştir. Taşıtın ön panelinde birbirlerine simetrik sağ ve solda 2 adet, ortada 2 adet hava giriş menfezi modellenmiştir. Taşıtın tavan kısmında 6 adet hava giriş menfezi üçerli sıra halinde ikinci ve üçüncü koltuk hizasında modellenmiştir. Gerçek ölçülerine uygun olarak yolcu minibüsünün genişliği 1400 mm, uzunluğu 3961 mm ve yüksekliği 1406 mm olarak modellenmiştir.

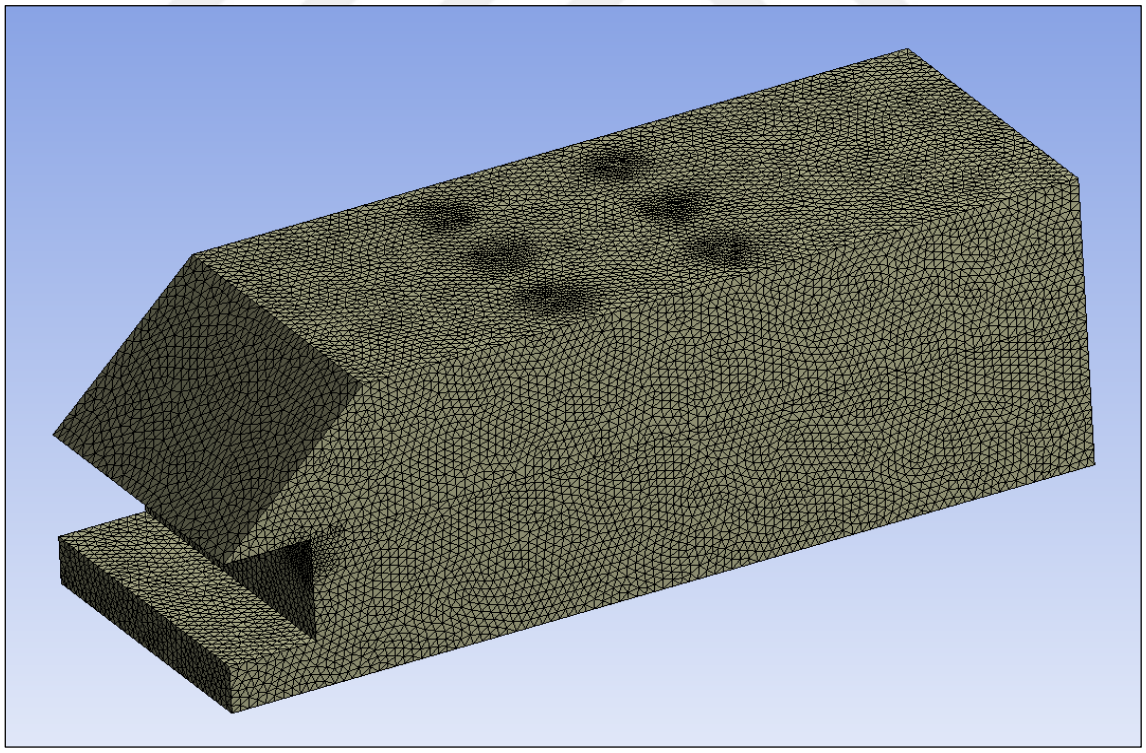


Şekil 4.1 3 boyutlu minibüs kabin modeli

4.2 Ağ Yapısı

Sayısal analiz yapmadan önce çizilen model üzerinde ağ yapısı oluşturulması gereklidir. Analiz denklemleri oluşturulan ağ yapısıyla sonlu hacimler yöntemine göre çözülmektedir. Ağ yapısının sık olması her zaman daha doğru sonuç vermesi anlamına gelmemektedir. Yapının daha çok doğru elementleri içermesi, doğru bölgelerde doğru metotların seçilmesi gerekmektedir. Programda doğru sonuçlar için kabul edilebilir bir ağ yapısı oluşturulduğu kontrol edilebilir. Ağ yapısındaki element sayısı sınır tabaka analizi yapılacaksa sınırlara yakın bölgelerde kademeli olarak artırılabilir. Element sayısının fazla olması çözünürlük olarak daha detaylı görsel sonuçlar sunabilir. Uygun miktarda element sayısı sonuçları yorumlamada yeterli olacaktır.

Şekil 4.2'de verilen model ağında üçgen yüzeyli elemanlar tercih edilmiştir. Ağ yapısı yaklaşık 20.000 düğüm ve 1.070.000 elementden oluşmaktadır. Ağ kalite metrikleri: Element kalitesi ortalama 0,83, çarpıklık en çok 0,89, diklik kalitesi en düşük 0,17, kritik boy-en oranı ortalama 1,87 hesaplanmıştır.



Şekil 4.2 Minibüs modelinin ağ yapısı

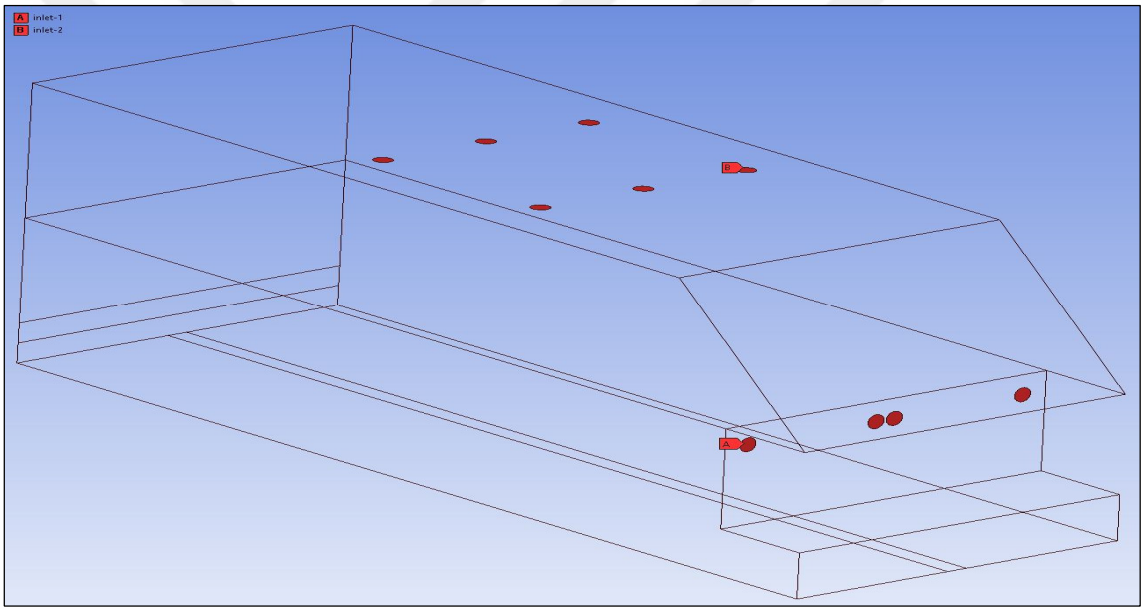
4.3 Sınır Koşulları ve Analiz Kabulleri

Kabin içinde hava akışını ve ısı transferini analiz edebilmek için sınır koşullarının belirlenmesi gereklidir. Hava hızı ve basıncı, sıcaklık, ısı kazancı parametrelerine göre sınır bölgelerinin tanımlanması önemlidir. Yapılan analizde sınırlar kabinin ön ve tavan kısmında bulunan hava giriş menfezlerinde hava sıcaklığı ve hızı, duvar bölgeleri ve taşıtın arka kısmında kabul edilen basınç çıkış bölgesidir. Modelin yan yüzeylerinin üst kısmı cam, alt kısmı gövde olarak kabul edilmiştir. Kabin içi hava sıcaklığı 55 °C, egzoz borusu ve motor sıcaklığı etkisi altında kalan yüzeyler hariç kabin gövde ve cam dış yüzeylerine etkiyen dış hava sıcaklığı 28,5 °C, egzoz borusunun geçtiği bölgede 121 °C, motor bölgesinde 111 °C, yolcular insan vücut sıcaklığı olan 37 °C ve taşıt iç malzemesinin ısıl yükünü temsil etmek için modelde bulunan koltuklar da 37 °C kabul edilmiştir. Modelde bulunan yolcu ve koltukların yoğunluğu 1000 kg/m^3, özgül ısısı 4000 j/kg°C, ısıl iletkenliği 0,34 W/m°C kabul edilmiştir. Güneş ışınımı için taşıtın cam yüzeyleri dikkate alınarak etkin gökyüzü sıcaklığı 12 °C alınmıştır. Birim alan başına ışınım ısı kazançları teorik analizdeki değerler dikkate alınarak direkt ışınım için 910,44 W/m^2, dağılı ışınım için 12,32 W/m^2 alınmıştır. Deneysel çalışmada alınan ortalama ölçümlere uygun olarak ön panelde bulunan menfezlerden hava girişinin 12 °C sıcaklıkta ve 6 m/s hızda; tavan tarafındaki menfezlerden 15 °C sıcaklıkta ve 5 m/s hızda girdiği kabul edilmiştir. Şekil 4.3'de gösterilen modelde bulunan menfezler taşıtın gerçek menfez boyutlarına uygun olarak çapı 7 cm daireseldir. Yerçekimi etkisi 9,81 m/s^2 olarak dikkate alınmıştır. Gövde ve cam yüzeylerde ısı iletim ve taşınım ısı transfer katsayıları, malzeme özellikleri seçilirken teorik analizdeki değerler dikkate alınmıştır. Sadece taşınım ısı transferi için kabin içi ve dışı taşınım ısı transferi katsayılarının ortalaması alınmıştır. Taşıtın malzeme özellikleri Tablo 4.1'de gösterilmiştir.

Sayısal analiz sonlu hacimler yöntemine göre yapılmıştır. Analiz programında denklem çözümleri yapılırken basınç tabanlı yaklaşım, hız formülü mutlak hız, akış tipi zamana bağlı, viskoz model iyileştirilmiş duvar fonksiyonuyla birlikte realizable k-e yöntemi, ışınım için yüzeyden yüzeye yöntemi tercih edilmiştir.

Tablo 4.1 Taşıtın malzeme özellikleri

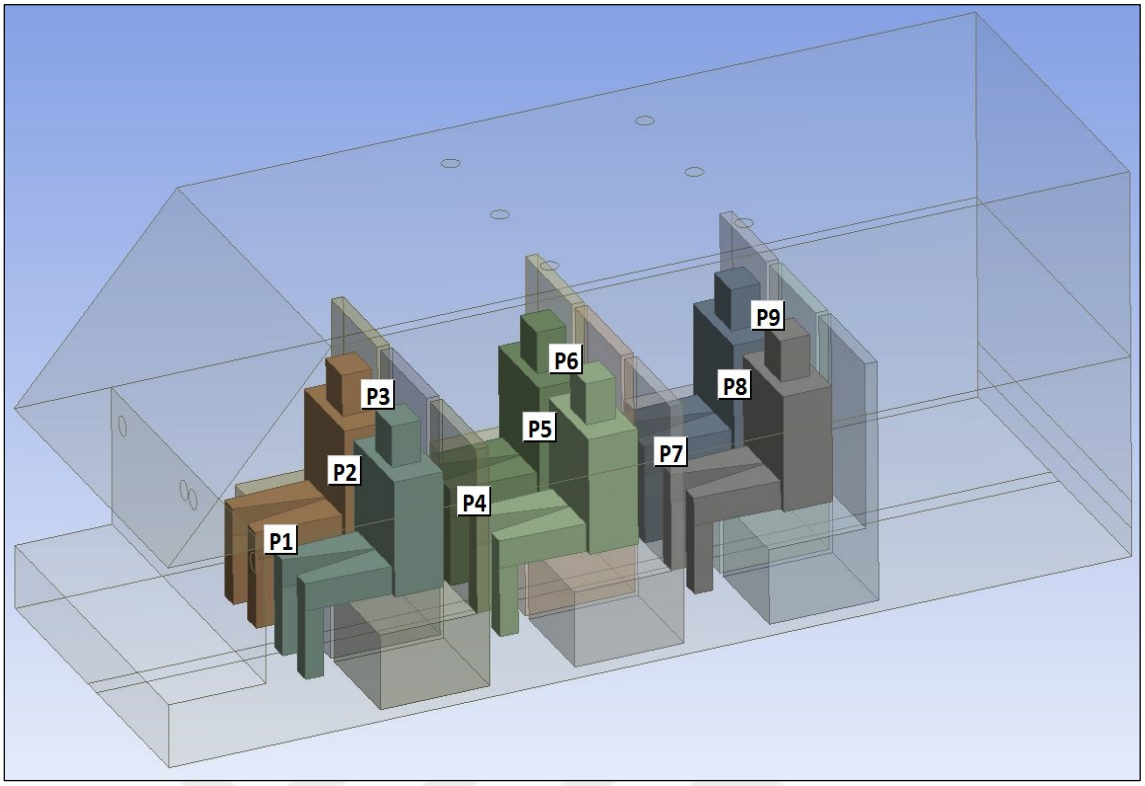
Özellik	Gövde	Cam
Isıl iletkenlik(W/m°C)	0,2	1,05
Tabaka kalınlığı (m)	0,01	0,003
Yüzey geçirgenliği	-	0,5
Soğurganlık	0,4	0,3
Yoğunluk (kg/m^3)	1500	2500
Özgül ısı (J/kg°C)	1000	840



Şekil 4.3 Minibüs modelinde menfez girişleri

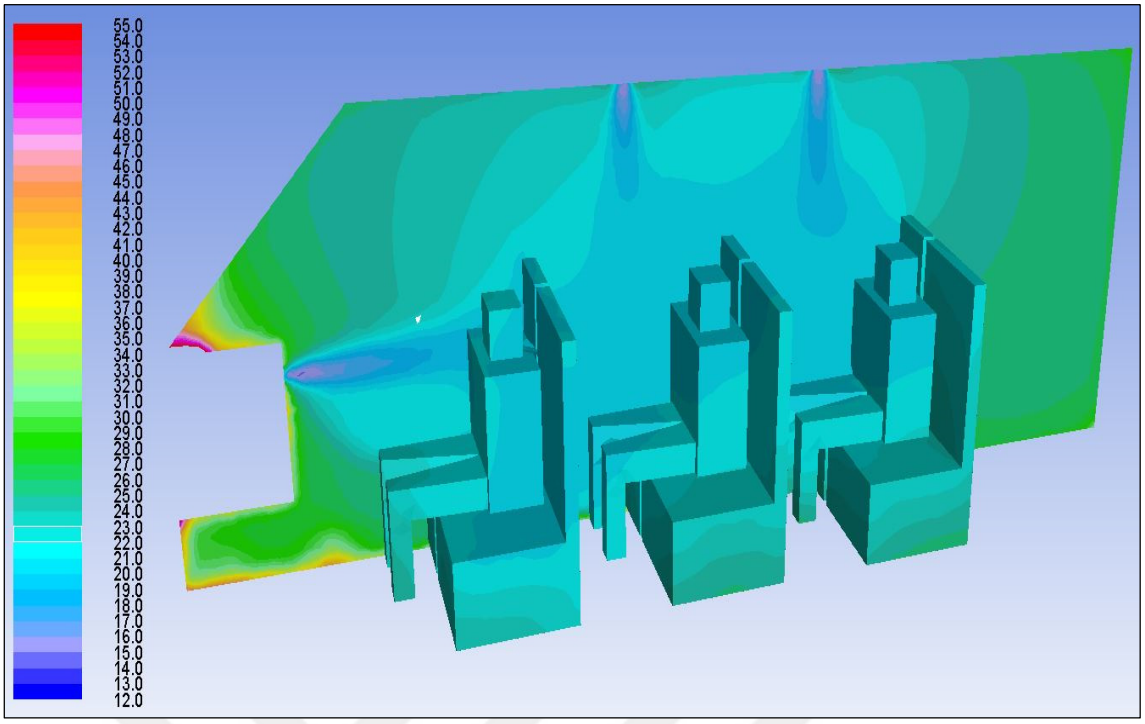
4.4 Sayısal Analiz Sonuçları

Yolculara yakın belirlenen bölgelerde Şekil 4.4'de verilen 9 farklı ölçüm noktasında 317 s sonunda hava sıcaklığı ve hava hızı değerleri belirlenmiştir. Sayısal analiz sonuçları Tablo 4.2'de gösterilmiştir.



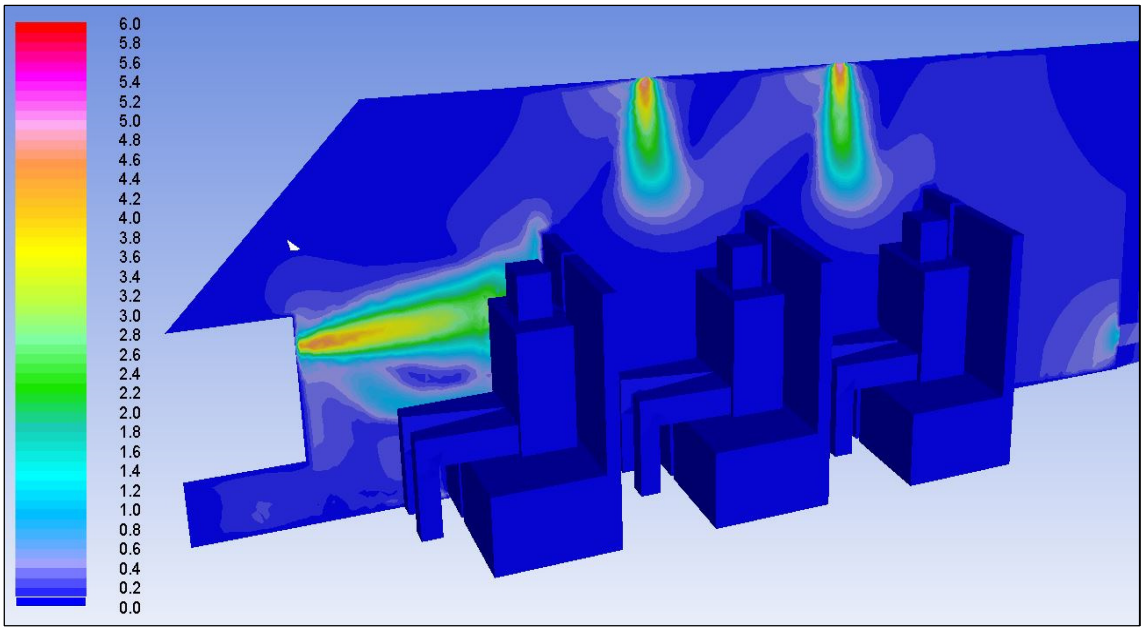
Şekil 4.4 Sayısal analizde ölçüm noktaları

Kabin içinde sıcaklık dağılımı Şekil 4.5'de gösterilmiştir. Yolculara yakın belirlenen bölgelerde 9 noktada alınan ölçümlere göre 19,5 °C-21,5 °C aralığında sıcaklık değişimi gözlenmiştir. Menfezlerin çevresinde taşıtın arka bölgesine göre hava sıcaklığının daha düşük, hava hızının daha yüksek olduğu; motor ve ön panel bölgesinde sıcaklık değerlerinin diğer bölgelere göre daha yüksek olduğu; yolcu mahalinin arkasındaki yük bölümünde hava menfezi bulunmadığı için bu bölgedeki sıcaklık değerleri de yolcu mahaline göre daha yüksek olduğu sayısal analiz sonuçlarından anlaşılmaktadır.



Şekil 4.5 Taşıtın orta kesitinde °C biriminde sıcaklık dağılımı

Kabin içinde hava hızı dağılımı Şekil 4.6'da gösterilmiştir. Menfezlerin çevresinde hava hızının daha yüksek olduğu, taşıtın ön ve tavan kısmındaki menfezlerden kabin içine giren soğutulmuş havanın taşıtın arka bölgesine doğru daha düşük basınç bölgesine yönlendiği sayısal analiz sonuçlarından anlaşılmaktadır.



Şekil 4.6 Taşıtın orta kesitinde m/s biriminde hava hızı dağılımı

Tablo 4.2 Kabin içinde hava sıcaklığı ve hava hızı sayısal analiz sonuçları

Ölçüm Noktası	Bölge (yön, koltuk sıra)	Hava Hızı (m/s)	Sıcaklık (°C)
P1	Diz seviyesi (iki yolcu arası, ön)	0,85	21,5
P2	Göğüs seviyesi (iki yolcu arası, ön)	1,95	19,5
P3	Baş seviyesi (iki yolcu arası, ön)	1,2	21
P4	Diz seviyesi (iki yolcu arası, orta)	0,1	21
P5	Göğüs seviyesi (iki yolcu arası, orta)	0,2	21
P6	Baş seviyesi (iki yolcu arası, orta)	0,35	20,5
P7	Diz seviyesi (iki yolcu arası, arka)	0,1	21,5
P8	Göğüs seviyesi (iki yolcu arası, arka)	0,2	21
P9	Baş seviyesi (iki yolcu arası, arka)	0,35	20,5

5
Sonuç ve Öneriler

5.1 Taşıtın Kabin Hava Sıcaklıklarının Karşılaştırılması

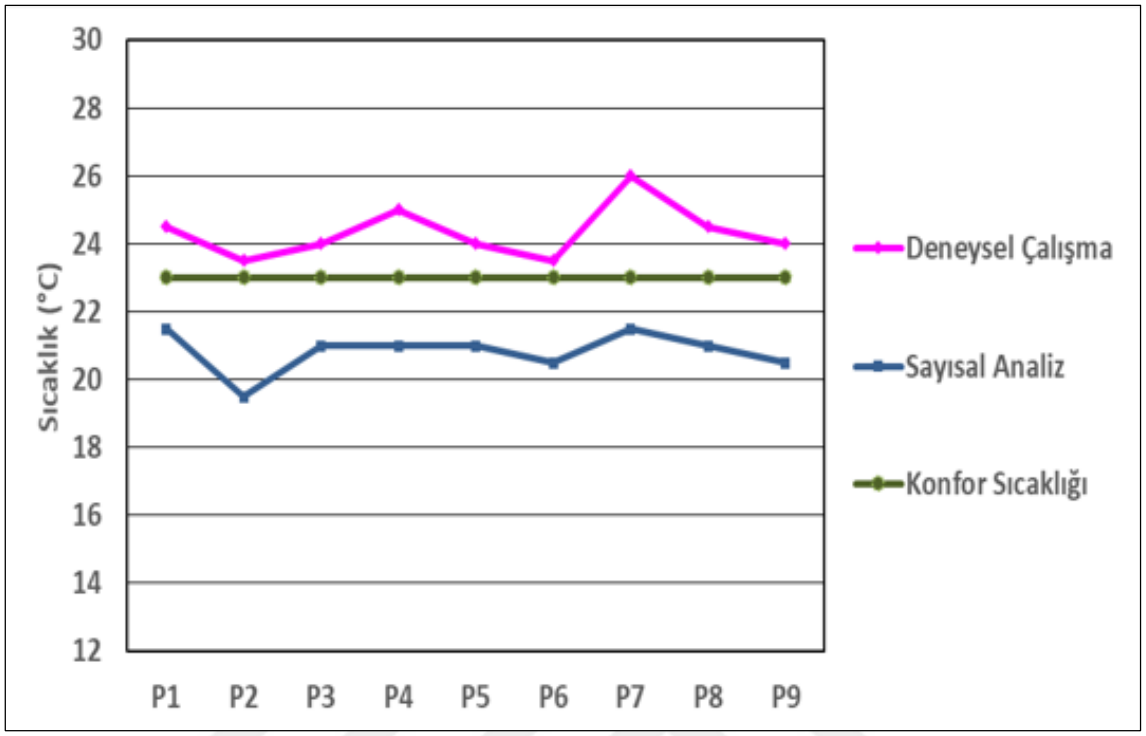
Taşıt kabini içinde belirlenen 9 farklı ölçüm noktasına göre deneysel çalışma ve sayısal analize ait hava sıcaklık değerleri Şekil 5.1'de karşılaştırılmıştır. 9 farklı noktanın ortalama sıcaklık değeri deneysel ölçüm için 24,3 °C hesaplanmıştır. Sayısal analiz sonuçları için ortalama sıcaklık değeri 20,8 °C dir. Deneysel ölçüm için en yüksek hava sıcaklığı değeri P7 noktasında 26 °C, en düşük hava sıcaklığı değeri P2 ve P6 noktalarında 23,5 °C dir. Sayısal analiz sonuçları için en yüksek hava sıcaklığı değeri P1 ve P7 noktalarında 21,5 °C, en düşük hava sıcaklığı değeri P2 noktasında 19,5 °C dir.

Konfor hava sıcaklığı ASHRAE'ye göre mevsimsel olarak 20 °C-26 °C aralığındadır [7]. Bu çalışmada konfor sıcaklığı 23 °C kabul edilmiştir. Konfor sıcaklığının deneysel çalışma sonuçlarının ortalama sıcaklık değeri ile farkı 1,3 °C; sayısal analiz sonuçlarının ortalama sıcaklık değeri ile farkı 2,2 °C dir. Deneysel ölçüm ve sayısal analiz sonuçlarına göre 317 s sonunda kabin hava sıcaklıkları ve teorik analizde kabul edilen referans 23 °C konfor sıcaklığına göre hata oranları Tablo 5.1'de karşılaştırılmıştır.

Deneysel çalışma ve sayısal analiz sonuçları arasındaki sıcaklık farkı taşıtın geometrisinin ve ısı transferini etkileyen malzeme yapısının birebir modellenmemesi sebebiyle oluşmuştur. Isıl modelde koltukların 37 °C insan vücüt sıcaklığında ve yolcular için kabul edilen yoğunluk, özgül ısı, ısıl iletkenlikte kabul edilmesinin yetersiz olduğu anlaşılmaktadır. Ortam yükünü etkileyen taşınım ısı transferi için ısıl modelin taşıtın gerçek malzeme yapısına daha yakın olması gerektiği anlaşılmaktadır.

Sayısal analiz sonuçlarının hem deneysel çalışma sonuçlarına hem de konfor sıcaklığına yakın olduğu gösterilmiştir. Sayısal analizde kullanılan ısıl modelin ve

yapılan kabullerin uygun olduğu gösterilmiştir. Benzer çalışmalar sonraki gelişmiş taşıt tasarımlarına ve klima seçimine yol gösterebilir.



Şekil 5.1 Taşıt kabini içinde deneysel çalışma ve sayısal analiz hava sıcaklık değerleri

Tablo 5.1 317 s sonunda kabin içi hava sıcaklıklarının karşılaştırılması

Kabin Hava Sıcaklığı		Hata Oranı
Teorik analiz	23 °C	Referans sıcaklık
Deneysel çalışma (ortalama)	24,3 °C	% 5,65
Sayısal analiz (ortalama)	20,8 °C	% 9,57

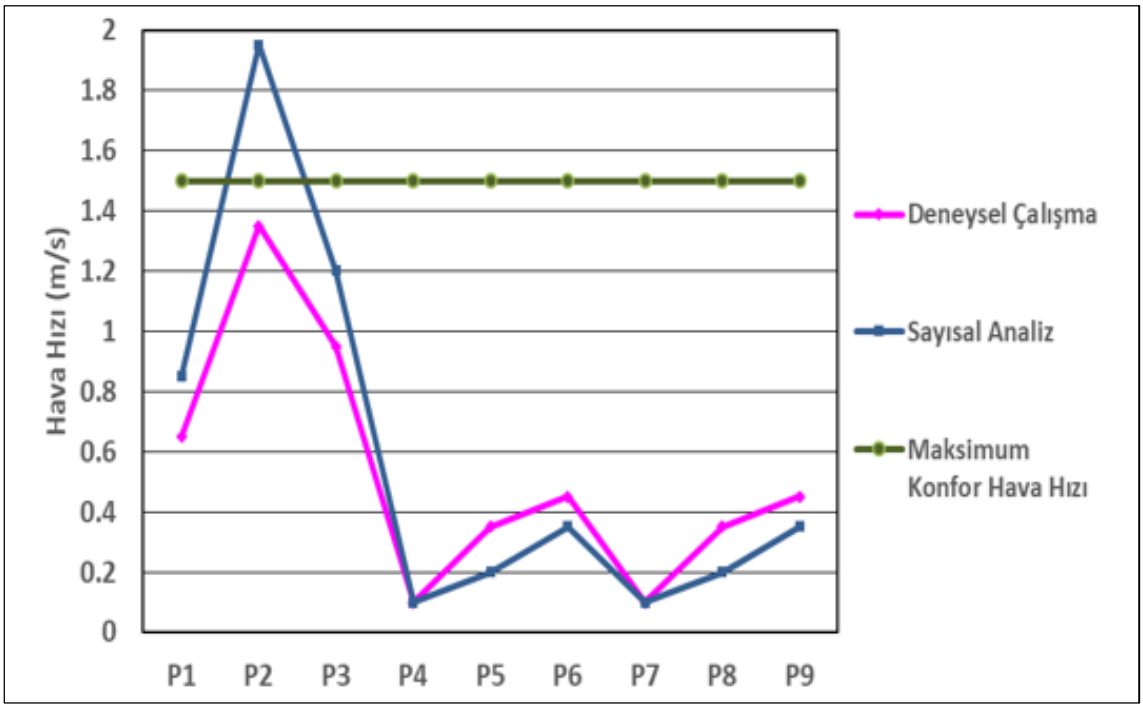
5.2 Taşıtın Kabin Hava Hızlarının Karşılaştırılması

Taşıt kabini içinde belirlenen 9 farklı ölçüm noktasına göre deneysel çalışma ve sayısal analize ait hava hızı değerleri Şekil 5.2'de karşılaştırılmıştır. 9 farklı noktanın ortalama hava hızı değeri deneysel ölçüm için 0,53 m/s hesaplanmıştır. Sayısal analiz sonuçları için ortalama hava hızı değeri 0,59 m/s dir. Ortalama hava hızı değeri farkı 0,06 m/s dir. Hem deneysel çalışma hem de sayısal analiz sonucu için

en yüksek hava hızı değeri P2 noktasında sırasıyla 1,35 m/s ve 1,95 m/s dir. Hem deneysel çalışma hem de sayısal analiz sonucu için en düşük hava hızı değeri P4 ve P7 noktalarında 0,01 m/s dir.

Çalışmada konfor hava hızının PLEA'da yapılan bir çalışmaya göre en yüksek 1,5 m/s olması uygun kabul edilmiştir [15]. Sadece P2 noktasına ait sayısal analiz sonucu 1,5 m/s değerinin üzerindedir. Diğer deneysel çalışma ve sayısal analiz sonuçları bu değerin altındadır.

Deneysel çalışma ve sayısal analiz sonuçları arasındaki hava hızı farkı taşıtın geometrisinin ve malzeme yapısının birebir modellenmemesi sebebiyle oluşmuştur. P2 noktasındaki deneysel çalışma ve sayısal analize ait hava hızı değeri arasındaki farkın diğer ölçüm noktalarına göre fazla olmasının sebebi deneysel çalışmada sürücü ve sürücü hizasındaki yolcu koltuklarının geriye çekilerek ön panele ve hava menfezlerine mesafesinin daha fazla olmasıdır. Ayrıca taşıtın ön panelinin daha detaylı modellenmesi gerektiği anlaşılmaktadır. Sayısal analiz sonuçlarının deneysel çalışma sonuçlarına yakın olduğu gösterilmiştir. Sayısal analizde kullanılan ısıl modelin ve yapılan kabullerin uygun olduğu gösterilmiştir. Benzer çalışmalar sonraki gelişmiş taşıt tasarımlarına ve hava menfezi seçimine yol gösterebilir.



Şekil 5.2 Taşıt kabini içinde deneysel çalışma ve sayısal analiz hava hız değerleri

5.3 Taşıtın Kabin Bağıl Nem Değerlerinin Karşılaştırılması

Konfor şartlarına göre bağıl nem oranı da önemlidir. Yolcular kabin içine yerleştikten sonra bağıl nem %55 ölçülmüştür. Test sonunda ölçülen bağıl nem değeri %59 dur. Yolculardan gelen nem miktarı ve kabin hava sıcaklığının düşmesi bağıl nem değerinde artışa sebep olmuştur. Bağıl nem değeri ASHRAE'ye göre en fazla %65 olması tavsiye edilmiştir [6].

Bu çalışmada taşıt tasarımı ve test aşamalarında konfor şartlarına göre teorik analiz, deneysel çalışma ve sayısal analiz sonuçlarının birbirine referans olduğu gösterilmiştir. İleriki çalışmalarda, birebir iç dış ölçülere ve malzeme yapısına sahip taşıt ısıl modeli geliştirilerek sayısal analizde daha yakın sonuçlar elde edilebilir. Taşıtın her koşulda istenilen sürede ve değerde konfor şartlarını sağlayabilmesi için farklı çevre koşullarında çalışmanın tekrarlanması gereklidir.

Kaynakça

[1] A. Rameshkumar, S. Jayabal, and P. Thirumal, "CFD Analysis Of Air Flow And Temperature Distribution In An Air Conditioned Car," International Refereed Journal of Engineering and Science, vol. 2, issue 4, pp. 01-06, 2013.

[2] J. K. Vaghela, Dr. R. G. Kapadia, "The Load Calculation of Automobile Air Conditioning System," Thermal Engineering International Journal of Engineering Development and Research, vol 2, issue 1, 2014.

[3] J. Jonsson, "Including Solar Load in CFD Analysis of Temperature Distribution in a Car Passenger Compartment," Master's Thesis, Luleå University of Technology, 2007.

[4] Z. Ahmad, J. Jose, "Computational Analysis of Thermal Distribution Within Passenger Car Cabin," International Journal on Theoretical and Applied Research in Mechanical Engineering, vol. 2, issue 2, 2013.

[5] Y. Çengel, "Isı ve Kütle Transferi," Üçüncü Baskı, İzmir Güven Kitabevi, 2011.

[6] ISO Standard, "Ergonomics of the Thermal Environment - Determination of Metabolic Heat Production," ISO Standard 8996, rev. 2004.

[7] ASHRAE Handbook of Fundamental, American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning, Atlanta, GA, 2017.

[8] J. Ingersoll, T. Kalman, L. Maxwell, and R. Niemiec, "Automobile Passenger Compartment Thermal Comfort Model - Part I: Compartment Cool-Down/Warm-Up Calculation," Society of Automotive Engineers, Technical Paper 920266, 1992, doi: 10.4271/920266, 1992.

[9] M. Talbi, B. Agnew, "Energy Recovery from Diesel Engine Exhaust Gases for Performance Enhancement and Air Conditioning," Applied Thermal Engineering, 1(5): 5-10, 2002.

[10] H. Khayyam, A. Z. Kouzani, and E. J. Hu, "Reducing Energy Consumption of Vehicle Air Conditioning System by an Energy Management System," IEEE The 4th International Green Energy Conference, China, 2009.

[11] M. Arndt, M. Sauer, "Spectroscopic Carbon Dioxide Sensor for Automotive Applications," Sensors, Proceedings of IEEE 2004, 1:252-255, 2004.

[12] B. Fletcher, and C. Saunders, "Air Change Rates in Stationary and Moving Motor Vehicles," Journal of Hazardous Materials, 38:243-256, 1994.

[13] M. Fayazbakhsh, M. Bahrami, " Comprehensive Modeling of Vehicle Air Conditioning Loads Using Heat Balance Method", Society of Automotive Engineers Technical paper, doi :10.4271/2013-01-1507, 2013.

[14] S. J. Kline, F. A. McClintock, Describing Uncertainties in Single Sample Experiments, Mechanical Engineer, pp. 1–3, 1953.

[15] M. Talbi, B. Agnew, "Assessment of Air Velocity Preferences and Satisfaction for Naturally Ventilated Office Buildings in India," 30th International PLEA Conference Sustainable Habitat For Developing Societies Choosing The Way Forward Proceedings, Volume 2 pp. 411 – 418, 2014.

[16] ANSYS Fluent 16.2, Ansys Inc., 2015.

A

Uzaydan Gelen Güneş Işınımı Özellikleri

	Birim alan başına güneş ışınımı (W/m^2)	Yerel zamanla güneş zamanı arasındaki fark (dakika)	Deklinasyon açısı	B Gerçek güneş ışınımı (W/m^2)	C Boyutsuz oranlar	D
Ocak	1416	−11.2	−20.0	1230	0.142	0.058
Şubat	1401	−13.9	−10.8	1215	0.144	0.060
Mart	1381	−7.5	0.0	1186	0.156	0.071
Nisan	1356	1.1	11.6	1136	0.180	0.097
Mayıs	1336	3.3	20.0	1104	0.196	0.121
Haziran	1336	−1.4	23.45	1088	0.205	0.134
Temmuz	1336	−6.2	20.6	1085	0.207	0.136
Ağustos	1338	−2.4	12.3	1107	0.201	0.122
Eylül	1359	7.5	0.0	1151	0.177	0.092
Ekim	1380	15.4	−10.5	1192	0.160	0.073
Kasım	1405	13.8	−19.8	1221	0.149	0.063
Aralık	1417	1.6	−23.45	1233	0.142	0.057

B
Doymuş Suyun Özellikleri

Sıcaklık T, °C	Doyma Basıncı P_{doy}, kPa	Özgül Kütle ρ, kg/m³		Buharlaşma Entalpisi h_{ig}, kJ/kg	Özgül Isı c_p, J/kg · K		Isıl İletkenlik k, W/m · K		Dinamik Viskozite μ, kg/m · s		Prandtl Sayısı Pr		Hacimsel Genleşme Katsayısı β, 1/K
		Sıvı	Buhar		Sıvı	Buhar	Sıvı	Buhar	Sıvı	Buhar	Sıvı	Buhar	Sıvı
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2501	4217	1854	0.561	0.0171	1.792×10^{-3}	0.922×10^{-5}	13.5	1.00	-0.068×10^{-3}
5	0.8721	999.9	0.0068	2490	4205	1857	0.571	0.0173	1.519×10^{-3}	0.934×10^{-5}	11.2	1.00	0.015×10^{-3}
10	1.2276	999.7	0.0094	2478	4194	1862	0.580	0.0176	1.307×10^{-3}	0.946×10^{-5}	9.45	1.00	0.733×10^{-3}
15	1.7051	999.1	0.0128	2466	4185	1863	0.589	0.0179	1.138×10^{-3}	0.959×10^{-5}	8.09	1.00	0.138×10^{-3}
20	2.339	998.0	0.0173	2454	4182	1867	0.598	0.0182	1.002×10^{-3}	0.973×10^{-5}	7.01	1.00	0.195×10^{-3}
25	3.169	997.0	0.0231	2442	4180	1870	0.607	0.0186	0.891×10^{-3}	0.987×10^{-5}	6.14	1.00	0.247×10^{-3}
30	4.246	996.0	0.0304	2431	4178	1875	0.615	0.0189	0.798×10^{-3}	1.001×10^{-5}	5.42	1.00	0.294×10^{-3}
35	5.628	994.0	0.0397	2419	4178	1880	0.623	0.0192	0.720×10^{-3}	1.016×10^{-5}	4.83	1.00	0.337×10^{-3}
40	7.384	992.1	0.0512	2407	4179	1885	0.631	0.0196	0.653×10^{-3}	1.031×10^{-5}	4.32	1.00	0.377×10^{-3}
45	9.593	990.1	0.0655	2395	4180	1892	0.637	0.0200	0.596×10^{-3}	1.046×10^{-5}	3.91	1.00	0.415×10^{-3}
50	12.35	988.1	0.0831	2383	4181	1900	0.644	0.0204	0.547×10^{-3}	1.062×10^{-5}	3.55	1.00	0.451×10^{-3}
55	15.76	985.2	0.1045	2371	4183	1908	0.649	0.0208	0.504×10^{-3}	1.077×10^{-5}	3.25	1.00	0.484×10^{-3}
60	19.94	983.3	0.1304	2359	4185	1916	0.654	0.0212	0.467×10^{-3}	1.093×10^{-5}	2.99	1.00	0.517×10^{-3}
65	25.03	980.4	0.1614	2346	4187	1926	0.659	0.0216	0.433×10^{-3}	1.110×10^{-5}	2.75	1.00	0.548×10^{-3}
70	31.19	977.5	0.1983	2334	4190	1936	0.663	0.0221	0.404×10^{-3}	1.126×10^{-5}	2.55	1.00	0.578×10^{-3}
75	38.58	974.7	0.2421	2321	4193	1948	0.667	0.0225	0.378×10^{-3}	1.142×10^{-5}	2.38	1.00	0.607×10^{-3}
80	47.39	971.8	0.2935	2309	4197	1962	0.670	0.0230	0.355×10^{-3}	1.159×10^{-5}	2.22	1.00	0.653×10^{-3}
85	57.83	968.1	0.3536	2296	4201	1977	0.673	0.0235	0.333×10^{-3}	1.176×10^{-5}	2.08	1.00	0.670×10^{-3}
90	70.14	965.3	0.4235	2283	4206	1993	0.675	0.0240	0.315×10^{-3}	1.193×10^{-5}	1.96	1.00	0.702×10^{-3}
95	84.55	961.5	0.5045	2270	4212	2010	0.677	0.0246	0.297×10^{-3}	1.210×10^{-5}	1.85	1.00	0.716×10^{-3}
100	101.33	957.9	0.5978	2257	4217	2029	0.679	0.0251	0.282×10^{-3}	1.227×10^{-5}	1.75	1.00	0.750×10^{-3}
110	143.27	950.6	0.8263	2230	4229	2071	0.682	0.0262	0.255×10^{-3}	1.261×10^{-5}	1.58	1.00	0.798×10^{-3}
120	198.53	943.4	1.121	2203	4244	2120	0.683	0.0275	0.232×10^{-3}	1.296×10^{-5}	1.44	1.00	0.858×10^{-3}
130	270.1	934.6	1.496	2174	4263	2177	0.684	0.0288	0.213×10^{-3}	1.330×10^{-5}	1.33	1.01	0.913×10^{-3}
140	361.3	921.7	1.965	2145	4286	2244	0.683	0.0301	0.197×10^{-3}	1.365×10^{-5}	1.24	1.02	0.970×10^{-3}
150	475.8	916.6	2.546	2114	4311	2314	0.682	0.0316	0.183×10^{-3}	1.399×10^{-5}	1.16	1.02	1.025×10^{-3}
160	617.8	907.4	3.256	2083	4340	2420	0.680	0.0331	0.170×10^{-3}	1.434×10^{-5}	1.09	1.05	1.145×10^{-3}
170	791.7	897.7	4.119	2050	4370	2490	0.677	0.0347	0.160×10^{-3}	1.468×10^{-5}	1.03	1.05	1.178×10^{-3}
180	1,002.1	887.3	5.153	2015	4410	2590	0.673	0.0364	0.150×10^{-3}	1.502×10^{-5}	0.983	1.07	1.210×10^{-3}
190	1,254.4	876.4	6.388	1979	4460	2710	0.669	0.0382	0.142×10^{-3}	1.537×10^{-5}	0.947	1.09	1.280×10^{-3}
200	1,553.8	864.3	7.852	1941	4500	2840	0.663	0.0401	0.134×10^{-3}	1.571×10^{-5}	0.910	1.11	1.350×10^{-3}
220	2,318	840.3	11.60	1859	4610	3110	0.650	0.0442	0.122×10^{-3}	1.641×10^{-5}	0.865	1.15	1.520×10^{-3}
240	3,344	813.7	16.73	1767	4760	3520	0.632	0.0487	0.111×10^{-3}	1.712×10^{-5}	0.836	1.24	1.720×10^{-3}
260	4,688	783.7	23.69	1663	4970	4070	0.609	0.0540	0.102×10^{-3}	1.788×10^{-5}	0.832	1.35	2.000×10^{-3}
280	6,412	750.8	33.15	1544	5280	4835	0.581	0.0605	0.094×10^{-3}	1.870×10^{-5}	0.854	1.49	2.380×10^{-3}
300	8,581	713.8	46.15	1405	5750	5980	0.548	0.0695	0.086×10^{-3}	1.965×10^{-5}	0.902	1.69	2.950×10^{-3}
320	11,274	667.1	64.57	1239	6540	7900	0.509	0.0836	0.078×10^{-3}	2.084×10^{-5}	1.00	1.97	
340	14,586	610.5	92.62	1028	8240	11,870	0.469	0.110	0.070×10^{-3}	2.255×10^{-5}	1.23	2.43	
360	18,651	528.3	144.0	720	14,690	25,800	0.427	0.178	0.060×10^{-3}	2.571×10^{-5}	2.06	3.73	
374.14	22,090	317.0	317.0	0	—	—	—	—	0.043×10^{-3}	4.313×10^{-5}			

C
Yüksek Rakımlarda Atmosfer Özellikleri

Rakım z, m	Sıcaklık T, °C	Basınç P, kPa	Yerçekimi g, m/s²	Ses Hızı c, m/s	Özgül Kütle ρ, kg/m³	Viskozite μ, kg/m · s	Isıl İletkenlik k, W/m · K
0	15.00	101.33	9.807	340.3	1.225	1.789×10^{-5}	0.0253
200	13.70	98.95	9.806	339.5	1.202	1.783×10^{-5}	0.0252
400	12.40	96.61	9.805	338.8	1.179	1.777×10^{-5}	0.0252
600	11.10	94.32	9.805	338.0	1.156	1.771×10^{-5}	0.0251
800	9.80	92.08	9.804	337.2	1.134	1.764×10^{-5}	0.0250
1000	8.50	89.88	9.804	336.4	1.112	1.758×10^{-5}	0.0249
1200	7.20	87.72	9.803	335.7	1.090	1.752×10^{-5}	0.0248
1400	5.90	85.60	9.802	334.9	1.069	1.745×10^{-5}	0.0247
1600	4.60	83.53	9.802	334.1	1.048	1.739×10^{-5}	0.0245
1800	3.30	81.49	9.801	333.3	1.027	1.732×10^{-5}	0.0244
2000	2.00	79.50	9.800	332.5	1.007	1.726×10^{-5}	0.0243
2200	0.70	77.55	9.800	331.7	0.987	1.720×10^{-5}	0.0242
2400	−0.59	75.63	9.799	331.0	0.967	1.713×10^{-5}	0.0241
2600	−1.89	73.76	9.799	330.2	0.947	1.707×10^{-5}	0.0240
2800	−3.19	71.92	9.798	329.4	0.928	1.700×10^{-5}	0.0239
3000	−4.49	70.12	9.797	328.6	0.909	1.694×10^{-5}	0.0238
3200	−5.79	68.36	9.797	327.8	0.891	1.687×10^{-5}	0.0237
3400	−7.09	66.63	9.796	327.0	0.872	1.681×10^{-5}	0.0236
3600	−8.39	64.94	9.796	326.2	0.854	1.674×10^{-5}	0.0235
3800	−9.69	63.28	9.795	325.4	0.837	1.668×10^{-5}	0.0234
4000	−10.98	61.66	9.794	324.6	0.819	1.661×10^{-5}	0.0233
4200	−12.3	60.07	9.794	323.8	0.802	1.655×10^{-5}	0.0232
4400	−13.6	58.52	9.793	323.0	0.785	1.648×10^{-5}	0.0231
4600	−14.9	57.00	9.793	322.2	0.769	1.642×10^{-5}	0.0230
4800	−16.2	55.51	9.792	321.4	0.752	1.635×10^{-5}	0.0229
5000	−17.5	54.05	9.791	320.5	0.736	1.628×10^{-5}	0.0228
5200	−18.8	52.62	9.791	319.7	0.721	1.622×10^{-5}	0.0227
5400	−20.1	51.23	9.790	318.9	0.705	1.615×10^{-5}	0.0226
5600	−21.4	49.86	9.789	318.1	0.690	1.608×10^{-5}	0.0224
5800	−22.7	48.52	9.785	317.3	0.675	1.602×10^{-5}	0.0223
6000	−24.0	47.22	9.788	316.5	0.660	1.595×10^{-5}	0.0222
6200	−25.3	45.94	9.788	315.6	0.646	1.588×10^{-5}	0.0221
6400	−26.6	44.69	9.787	314.8	0.631	1.582×10^{-5}	0.0220
6600	−27.9	43.47	9.786	314.0	0.617	1.575×10^{-5}	0.0219
6800	−29.2	42.27	9.785	313.1	0.604	1.568×10^{-5}	0.0218
7000	−30.5	41.11	9.785	312.3	0.590	1.561×10^{-5}	0.0217
8000	−36.9	35.65	9.782	308.1	0.526	1.527×10^{-5}	0.0212
9000	−43.4	30.80	9.779	303.8	0.467	1.493×10^{-5}	0.0206
10,000	−49.9	26.50	9.776	299.5	0.414	1.458×10^{-5}	0.0201
12,000	−56.5	19.40	9.770	295.1	0.312	1.422×10^{-5}	0.0195
14,000	−56.5	14.17	9.764	295.1	0.228	1.422×10^{-5}	0.0195
16,000	−56.5	10.53	9.758	295.1	0.166	1.422×10^{-5}	0.0195
18,000	−56.5	7.57	9.751	295.1	0.122	1.422×10^{-5}	0.0195

D

Havanın 1 Atm Basınçta Özellikleri

Sıcaklık T, °C	Özgül Kütle ρ, kg/m³	Özgül Isı c_p J/kg · K	Isıl İletkenlik k, W/m · K	Isıl Yayınım Katsayısı α, m²/s²	Dinamik Viskozite μ, kg/m · s	Kinematik Viskozite ν, m²/s	Prandtl Sayısı Pr
−150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
−100	2.038	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-5}	5.837×10^{-6}	0.7263
−50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.7440
−40	1.514	1002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
−30	1.451	1004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
−20	1.394	1005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
−10	1.341	1006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1013	0.03374	3.898×10^{-5}	2.345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1016	0.03511	4.241×10^{-5}	2.420×10^{-5}	2.975×10^{-5}	0.7014
180	0.7788	1019	0.03646	4.593×10^{-5}	2.504×10^{-5}	3.212×10^{-5}	0.6992
200	0.7459	1023	0.03779	4.954×10^{-5}	2.577×10^{-5}	3.455×10^{-5}	0.6974
250	0.6746	1033	0.04104	5.890×10^{-5}	2.760×10^{-5}	4.091×10^{-5}	0.6946
300	0.6158	1044	0.04418	6.871×10^{-5}	2.934×10^{-5}	4.765×10^{-5}	0.6935
350	0.5664	1056	0.04721	7.892×10^{-5}	3.101×10^{-5}	5.475×10^{-5}	0.6937
400	0.5243	1069	0.05015	8.951×10^{-5}	3.261×10^{-5}	6.219×10^{-5}	0.6948
450	0.4880	1081	0.05298	1.004×10^{-4}	3.415×10^{-5}	6.997×10^{-5}	0.6965
500	0.4565	1093	0.05572	1.117×10^{-4}	3.563×10^{-5}	7.806×10^{-5}	0.6986
600	0.4042	1115	0.06093	1.352×10^{-4}	3.846×10^{-5}	9.515×10^{-5}	0.7037
700	0.3627	1135	0.06581	1.598×10^{-4}	4.111×10^{-5}	1.133×10^{-4}	0.7092
800	0.3289	1153	0.07037	1.855×10^{-4}	4.362×10^{-5}	1.326×10^{-4}	0.7149
900	0.3008	1169	0.07465	2.122×10^{-4}	4.600×10^{-5}	1.529×10^{-4}	0.7206
1000	0.2772	1184	0.07868	2.398×10^{-4}	4.826×10^{-5}	1.741×10^{-4}	0.7260
1500	0.1990	1234	0.09599	3.908×10^{-4}	5.817×10^{-5}	2.922×10^{-4}	0.7478
2000	0.1553	1264	0.11113	5.664×10^{-4}	6.630×10^{-5}	4.270×10^{-4}	0.7539

Tezden Üretilmiş Yayınlar

İletişim Bilgisi: birkanyil@gmail.com

Makaleler

1. B. Yılmazgöz, D. B. Özkan, "Yolcu Minibüsünde Isıl Konfor Şartlarının Teorik ve Deneysel Olarak Bulunması," MMO Tesisat Mühendisliği Dergisi, sayı 172, sayfa 28-40, Temmuz-Ağustos 2019.