

#

**GTD MODEL İDARİ HİZMET PİKAP ARACININ AERODİNAMİK
ANALİZİ**

İ.Timuçin İNCE

**DOKTORA TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

ARALIK 2007

ANKARA

#

İ.Timuçin İNCE tarafından hazırlanan GTD MODEL İDARİ HİZMET PİKAP ARACININ AERODİNAMİK ANALİZİ adlı bu tezin Doktora tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Prof. Dr. Nevzat ONUR

.....

Tez Danışmanı, Makina Müh. Anabilim Dalı

Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği ile Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Doktora tezi olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Nuri YÜCEL

.....

Makina Müh., Gazi Üniversitesi

Prof. Dr. Nevzat ONUR

.....

Makina Müh., Gazi Üniversitesi

Prof. Dr. Haşmet TÜRKOĞLU

.....

Makina Müh., Gazi Üniversitesi

Doç. Dr. Ö. Murat DOĞAN

.....

Kimya Müh., Gazi Üniversitesi

Doç. Dr. Cemil YAMALI

.....

Makina Müh., ODTÜ

Tarih: 05 / 12 / 2007

Bu tez ile G.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu Doktora derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Nermin ERTAN

.....

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada orijinal olmayan her türlü kaynağa eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

İ.Timuçin İNCE

GTD MODEL İDARİ HİZMET PİKAP ARACININ AERODİNAMİK ANALİZİ

(Doktora Tezi)

İ.Timuçin İNCE

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

Aralık 2007

ÖZET

Bu çalışmada, bir pikap aracına etki eden direnç kuvveti ve buna bağlı olarak direnç katsayısının belirlenebilmesi için model taşıtın deneysel ve üç boyutlu sayısal analizi gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışma Ankara Rüzgar Tüneli(ART)'nde $\frac{1}{4}$ ölçekli model araç ile iki aşamada yapılmıştır. Birinci aşamada simetri eksenine boyunca basınç ölçümü, ikinci aşamada ise direnç kuvveti ölçümü beş farklı hızda gerçekleştirilmiştir. Sayısal çalışma ise deneyde kullanılan taşıtla aynı ölçülere sahip taşıtın, ART ile aynı ölçülerdeki bir rüzgar tüneline yerleştirilmesiyle deneyde kullanılan hızlarda gerçekleştirilmiştir. Sayısal çalışmada temel akış denklemleri Fluent paket programı ile çözülmüştür. Türbülans etkisi duvar kenarı fonksiyonları ile k- ϵ (standart, realizable,RNG), Reynolds gerilme modeli(RSM) ve k- ω (standart, SST) türbülans modelleri kullanılarak hesaplanmıştır. Deneysel ve sayısal çalışmalarda en yüksek basınç taşıtın ön kısmında en düşük basınç ise ön cam ile tavanın birleştiği kısımda olduğu gözlenmiştir. Deneysel ve sayısal çalışma sonunda analiz edilen model aracın direnç katsayısı tespit edilmiştir.

Bilim Kodu : 914.1.065
Anahtar Kelimeler : Aerodinamik analiz, türbülans, direnç katsayısı, fluent
Sayfa Adedi : 190
Tez Yöneticisi : Prof. Dr. Nevzat ONUR

**AERODYNAMIC ANALYSIS OF GTD MODEL ADMINISTRATIVE
SERVICE VEHICLE**

(Ph. D. Thesis)

İ.Timuçin İNCE

**GAZİ UNIVERSITY
INSTITUTE OF SCIENCE AND TECHNOLOGY**

December 2007

ABSTRACT

In this study, experimental study and three dimensional simulation are performed to determine drag force and drag coefficient of the pickup vehicle. Experimental study is carried out with $\frac{1}{4}$ scale model vehicle in two different steps in Ankara Wind Tunnel. In the first step pressures measured and in the second step drag force measurements had been done for five different velocities. Simulation is performed in test velocities with same vehicle and with a similar wind tunnel to Ankara Wind Tunnel. Governing equations are solved numerically using Fluent CFD solver. Turbulent effect has been calculated using k- ϵ (standard, realizable,RNG) and Reynolds stress model with near wall treatment (standard wall function, non-equilibrium wall function, enhanced wall treatment) and k- ω (standard, SST) turbulent models. Experiments and simulation results show that maximum pressure occurs in front of vehicle, minimum pressure occurs in the intersection of windscreen and the roof. Drag coefficient of model vehicle has been calculated.

Science Code	: 914.1.065
Key Words	: Aerodynamic analyses, turbulence, drag coefficient, fluent
Page Number	: 190
Adviser	: Prof. Dr. Nevzat ONUR

TEŞEKKÜR

Bu tezin oluşmasında yardım ve katkılarını esirgemeyen, beni sürekli yönlendiren saygıdeğer hocam Prof. Dr. Nevzat ONUR'a, değerli fikirleri ile katkıda bulunan tez izleme komitesinin saygıdeğer üyeleri Prof. Dr. Nuri YÜCEL'e, Prof. Dr. Haşmet TÜRKOĞLU'na ve Doç. Dr. Ö.Murat DOĞAN'a, yardımlarını hiç esirgemeyen Yrd. Doç. Dr. Oğuz TURGUT'a, Arş. Gör. Kamil ARSLAN'a ve Arş. Gör. Özen KURTUL'a teşekkür ederim. Ayrıca deneysel çalışmalar esnasında zaman mefhumu gözetmeden yardımcı olan başta sayın Süleyman KURUN olmak üzere Ankara Rüzgar Tüneli personeline, Fluent paket programının kullanımında büyük destekte bulunan sayın Emre ÖZTÜRK'e, her kademedeki tüm çalışma arkadaşlarıma, çalışmalarım esnasında sürekli desteğini esirgemeyen değerli ailem anneme, eşime, oğluma ve kızıma çok teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	x
ŞEKİLLERİN LİSTESİ	xii
RESİMLERİN LİSTESİ	xvi
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xviii
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR TARAMASI.....	5
3. KARAYOLU TAŞITLARININ AERODİNAMİĞİ.....	9
3.1. Bir Araç Etrafındaki Hava Akış Mekaniği.....	9
3.2. Bir Araç Üzerindeki Basınç Dağılımı	14
3.3. Aerodinamik Kuvvetler.....	17
3.3.1. Direnç kuvveti.....	18
4. MATEMATİKSEL FORMÜLASYON.....	30
4.1. Genel Denklemler	30
4.1.1. Süreklilik denklemi	30
4.1.2. Momentum denklemi	31
4.1.3. Navier-Stokes denklemleri.....	32
4.1.4. Genel aktarım(Transport) denklemi.....	37
4.2. Türbülansın Modellenmesi	38

Sayfa

4.2.1. Türbülanslı akış için zaman-ortalamalı denklemler	39
4.2.2. Çeşitli türbülans modelleri	47
5. DENEY	67
5.1. Giriş.....	67
5.2. Rüzgar Tüneli.....	67
5.2.1. Benzerlik	69
5.2.2. Rüzgar tüneli deneylerindeki sınırlamalar	71
5.2.3. Rüzgar tünellerinin genel özellikleri	71
5.2.4. Rüzgar tünellerinin ana elemanları	72
5.2.5. Mevcut bazı rüzgar tünelleri	74
5.3. Deney Ortamı ve Kullanılan Teçhizat.....	75
5.3.1. Çoklu basınç ölçer.....	79
5.3.2. Ankara Rüzgar Tüneli-veri toplama sistemi	84
5.4. Deneye Tabi Tutulan Model	86
5.5. Basınç Ölçüm Deneyi İçin Modelin Hazırlanması	90
5.6. Basınç Ölçüm Deneyi	93
5.7. Akım Görüntüleme.....	98
5.8. Direnç Katsayısı (C_D) Belirleme Deneyi	99
6. FLUENT İLE ÇÖZÜM.....	103
6.1. Geometri.....	103
6.2. Ağ.....	104
6.3. Çözüm	107
6.3.1. k- ϵ türbülans modeli ile elde edilen veriler	115

Sayfa

6.3.2. k- ω türbülans modeli ile elde edilen veriler	119
6.3.3. RSM türbülans modeli ile elde edilen veriler	119
7. SONUÇ VE ÖNERİLER	122
KAYNAKLAR	132
EKLER.....	135
EK-1 Standart k- ε türbülans modelinin STWF – NEWF – EWT duvar kenarı modelleme opsiyonları ile kullanılması sonunda elde edilen veriler	136
EK-2 Realizable k- ε türbülans modelinin STWF – NEWF – EWT duvar kenarı modelleme opsiyonları ile kullanılması sonunda elde edilen veriler	147
EK-3 RNG k- ε türbülans modelinin STWF – NEWF – EWT duvar kenarı modelleme opsiyonları ile kullanılması sonunda elde edilen veriler	158
EK-4 Standart ve SST k- ω türbülans modelinin kullanılması sonunda elde edilen veriler.....	169
EK-5 RSM türbülans modelinin STWF ve NEWF duvar kenarı modelleme opsiyonları ile kullanılması sonunda elde edilen veriler.....	176
EK-6 Akım görüntüleme deneyi sonunda elde edilen veriler	183
EK-7 Basınç ölçüm deney sonuçları	188
ÖZGEÇMİŞ	190

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 3.1. Aerodinamik kuvvet ve momentler	18
Çizelge 3.2. Bazı geometrik şekillerin $(F_D)_f$ ve $(F_D)_p$ katkıları	20
Çizelge 3.3. Çeşitli cisimlerin direnç katsayıları	21
Çizelge 3.4. Bir araç üzerindeki direncin ana kaynakları	24
Çizelge 4.1. İki boyutlu türbülanslı akışlar için karışma uzunlukları	51
Çizelge 5.1. Tam ölçekli kara taşıtları deneyleri için Avrupa'da kullanılan bazı rüzgar tünellerinin teknik özellikleri	75
Çizelge 5.2. Ankara Rüzgar Tünelinin teknik özellikleri	77
Çizelge 5.3. Basınç ölçer teknik ve geometrik özellikleri	80
Çizelge 5.4. Çoklu basınç ölçer konnektör pin yerleşimi fonksiyonları	82
Çizelge 5.5. Adresleme için örnek işlem	84
Çizelge 5.6. Akım görüntüleme testi görüntüleri başlangıç ve bitiş zamanları	98
Çizelge 5.7. ART direnç katsayısı belirleme deney sonuçları	102
Çizelge 6.1. Fluent simülasyonunda kullanılan yakınsama tolerans faktörleri	107
Çizelge 6.2. Sayısal çözümde kullanılan özellikler	110
Çizelge 6.3. Relaksasyon kriterleri	110
Çizelge 6.4. Diskritizasyon özellikleri	110
Çizelge 6.5. Havanın özellikleri	111
Çizelge 6.6. Hız 15m/s için direnç kuvveti	111
Çizelge 6.7. Hız 20m/s için direnç kuvveti	112
Çizelge 6.8. Hız 25m/s için direnç kuvveti	113

Çizelge	Sayfa
Çizelge 6.9. Hız 30m/s için direnç kuvveti	113
Çizelge 6.10. Hız 35m/s için direnç kuvveti	114
Çizelge 7.1. Taşıtın ön camında (26-35nci istasyonlar) ölçülen basınçlar (Pa).....	123

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 1.1. Direnç katsayısının yakıt tüketimine etkisi.....	1
Şekil 3.1. Aerodinamik bir gövde üzerinden akmakta olan akış tüpleri	10
Şekil 3.2. Bir gövde üzerindeki akışın basınç ve hız değişimleri	11
Şekil 3.3. Bir sınır tabakanın gelişimi.....	12
Şekil 3.4. Bir karşı basınç gradyenindeki akış ayrışması.....	13
Şekil 3.5. Silindirik bir gövde üzerindeki girdap hareketi	13
Şekil 3.6. Bir otomobilin merkez çizgisi boyunca olan basınç dağılımı.....	14
Şekil 3.7. Bir otomobilin arkasında oluşan girdap sistemleri	15
Şekil 3.8. Farklı araç tiplerindeki aerodinamik kaldırma ve direnç kuvvetleri.....	16
Şekil 3.9. Ayrışma noktasının, arka bölümdeki kir birikimi üzerindeki etkisi	17
Şekil 3.10. Otomobil üzerine etkiyen aerodinamik kuvvet ve momentler.....	18
Şekil 3.11. Bir cisme etki eden direnç kuvveti bileşenleri.....	19
Şekil 3.12. Silindir ve kolon şekilli cisimlerin direnç katsayıları	22
Şekil 3.13. Küre ve diğer üç boyutlu cisimlerin direnç katsayıları.....	22
Şekil 3.14. Bir kamyon için C_D değerindeki düşüşün yakıt kazancına olan etkisi	23
Şekil 3.15. C_D değerinin tarihsel gelişimi	24
Şekil 3.16. Ön uç tasarımının direnç üzerindeki etkisi	25
Şekil 3.17. Ön cam açısının direnç üzerindeki etkisi.....	26
Şekil 3.18. Tekerlek haznesindeki hava akış dönüşü.....	27
Şekil 3.19. Tipik motor bölmesindeki hava akış şekli	28

Şekil	Sayfa
Şekil 3.20. Soğutma sisteminin direnç üzerindeki etkisi	29
Şekil 4.1. Bir akışkan elemanın yüzeylerindeki gerilme bileşenleri.....	32
Şekil 5.1. Kapalı deney odalı, sesaltı açık devreli rüzgar tüneli ana elemanları.....	71
Şekil 5.2. Açık deney odalı,sesaltı açık devreli rüzgar tüneli ana elemanları.....	72
Şekil 5.3. Ankara Rüzgar Tüneli krokisi.....	77
Şekil 5.4. Çoklu basınç ölçer bileşenleri.....	81
Şekil 5.5. Çoklu basınç ölçer üstten görünüş	81
Şekil 5.6. Çoklu basınç ölçer konnektör pin yerleşimi	82
Şekil 5.7. Çoklu basınç ölçerin tipik elektrik diyagramı.....	82
Şekil 5.8. Çoklu basınç ölçer, elektronik kart, veri toplama sistemi bağlantı şeması	83
Şekil 5.9. Adresleme için örnek	85
Şekil 5.10. ART-veri toplama sistemi arayüzü	85
Şekil 5.11. Basınç delikleri yerleşimi (arkadan görünüş)	90
Şekil 5.12. Basınç delikleri yerleşimi (önden görünüş)	91
Şekil 5.13. Basınç delikleri yerleşimi (üstten görünüş)	91
Şekil 5.14. Basınç deliklerinin konumları.....	92
Şekil 5.15. Deney odası boyutları	93
Şekil 5.16. Hız 15m/s için basınç ölçüm verileri	94
Şekil 5.17. Hız 20m/s için basınç ölçüm verileri	95
Şekil 5.18. Hız 25m/s için basınç ölçüm verileri	95
Şekil 5.19. Hız 30m/s için basınç ölçüm verileri	96
Şekil 5.20. Hız 35m/s için basınç ölçüm verileri	96

Şekil	Sayfa
Şekil 5.21. Bütün hızlar için basınç ölçüm verileri.....	97
Şekil 5.22. Bütün hızlar için basınç katsayısı deneysel veriler.....	97
Şekil 5.23. Direnç kuvvetinin hızlara göre değişimi.....	102
Şekil 5.24. Direnç katsayısının Reynolds sayısına göre değişimi.....	102
Şekil 6.1. Fluent çözümünde kullanılan rüzgar tüneline taşıtın konumu.....	103
Şekil 6.2. Geometrinin ağ ile kaplanmış durumu.....	105
Şekil 6.3. Taşıtın tünel içindeki konumu	106
Şekil 6.4. Simetri eksenini boyunca taşıttan dışa doğru ağ.....	106
Şekil 6.5. Standart k- ϵ türbülans modeli ile deneysel direnç kuvvetleri.....	116
Şekil 6.6. Realizable k- ϵ türbülans modeli ile deneysel direnç kuvvetleri	117
Şekil 6.7. RNG k- ϵ türbülans modeli ile deneysel direnç kuvvetleri.....	118
Şekil 6.8. k- ω türbülans modeli ile deneysel direnç kuvvetleri	119
Şekil 6.9. RSM türbülans modeli ile deneysel direnç kuvvetleri.....	120
Şekil 6.10. Çeşitli türbülans modelleri ile elde edilen deneysel direnç kuvvetleri.....	121
Şekil 7.1. Akım görüntüleme testleri ön tekerlek	124
Şekil 7.2. Akım görüntüleme testleri arka tekerlek	125
Şekil 7.3. Akım görüntüleme testleri kasa iç kısmı	125
Şekil 7.4. Akım görüntüleme testleri kasa yan kısmı	125
Şekil 7.5. Akım görüntüleme testleri ön kaput	126
Şekil 7.6. Akım görüntüleme testleri kapı kısmı.....	126
Şekil 7.7. Akım görüntüleme testleri ön cam kısmı.....	126
Şekil 7.8. Akım görüntüleme testleri tavan kısmı.....	127

Şekil	Sayfa
Şekil 7.9. Keskin köşeli kenarlardaki hız vektörleri ve akış durumu	130
Şekil 7.10. Ön tampon.....	130
Şekil 7.11. Ön camdaki akış.....	131
Şekil 7.12. İlk ve değişiklik yapılmış geometriler (a)ilk durum ön (b)değiştirilmiş ön (c)ilk durum ön cam (d)değiştirilmiş ön cam.....	131

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 5.1. Çoklu basınç ölçer	78
Resim 5.2. Elektronik kart	78
Resim 5.3. Veri toplama ara kablosu	79
Resim 5.4. SCXI-1163R bağlantı bloğu SCXI-1316 bağlantısı	84
Resim 5.5. Model şase	86
Resim 5.6. Model panjur ve kaput	87
Resim 5.7. Model kasa	87
Resim 5.8. Model kupa ve çamurluk	87
Resim 5.9. Model şase ve kupa	88
Resim 5.10. Model şase, kupa ve kaput	88
Resim 5.11. Model şase, kupa, kaput ve kasa	88
Resim 5.12. Model tekerlekler	89
Resim 5.13. Model araç	89
Resim 5.14. Siyah renkli model araç	89
Resim 5.15. Basınç delikleri (1mm çapında)	92
Resim 5.16. Basınç hortumlarının montajı	93
Resim 5.17. Basınç hortumlarının çoklu basınç ölçere bağlantısı	93
Resim 5.18. Test odasında deneye tabi tutulacak taşıtın konumu.....	94
Resim 5.19. Model taşıta iplikçik yerleştirilmesi	98
Resim 5.20. ART dış ve iç balans sistemleri	99
Resim 5.21. Model aracın takviyesi	100

Resim	Sayfa
Resim 5.22. Kuvvet ölçümünde kullanılan dinamometre	100
Resim 5.23. Dinamometrenin araç ile bütünlenmesi için hazırlanması.....	100
Resim 5.24. Dinamometrenin araç ile bütünlenmesi	101
Resim 5.25. Direnç ölçme deneyine tabi tutulacak model aracın konumu (arka)	101
Resim 5.26. Direnç ölçme deneyine tabi tutulacak model aracın konumu (ön).....	101

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış bazı simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklama
A	Alan (m^2)
$C_1, C_2, C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_{3\varepsilon}$	Türbülans model sabitleri
C_D	Boyutsuz direnç katsayısı
C_p	Boyutsuz basınç katsayısı
C_μ	k- ε model sabiti
d	Çap (m)
D_e, D_w, D_n, D_s	Difüzyon katsayıları (kg/m.s)
e	Anlık deformasyon (m)
E	Ortalama deformasyon (m)
e_{xx}, e_{yy}, e_{zz}	Doğrusal uzama deformasyon elemanları
e_{xy}, e_{yz}, e_{xz}	Doğrusal kayma deformasyon elemanları
f	Sürtünme indisi
F_D	Direnç kuvveti (N)
G	Türbülans kinetik enerji üretimi (W/m^3)
i, j	x ve y yönleri indisi
ℓ	Türbülans uzunluk skalası (m)
ℓ_m	Karışım uzunluğu (m)
k	Türbülans kinetik enerji (m^2/s^2)
$k(t)$	Anlık kinetik enerji (m^2/s^2)
K	Ortalama kinetik enerji (m^2/s^2)
P	Basınç indisi
p	Basınç (N/m^2)
P	Zaman ortalamalı basınç (N/m^2)
P_∞	Ortam basıncı (N/m^2)

Simgeler	Açıklama
R	Ana gerinim ve ilave terimler
Re	Reynolds sayısı
rms	kök-ortalama-kare indisi
S	Kaynak terimi
t	Zaman (s)
$\vec{u}$	Anlık hız vektörü (m/s)
u	Anlık hız vektörünün x bileşeni
v	Anlık hız vektörünün y bileşeni
w	Anlık hız vektörünün z bileşeni
$\vec{u}'$	Çalkantı hız vektörü (m/s)
u'	Çalkantı hız vektörünün x bileşeni (m/s)
v'	Çalkantı hız vektörünün y bileşeni (m/s)
w'	Çalkantı hız vektörünün z bileşeni (m/s)
$\vec{U}$	Ortalama hız vektörü(m/s)
U	Ortalama hızın x bileşeni(m/s)
V	Ortalama hızın y bileşeni (m/s)
W	Ortalama hızın z bileşeni (m/s)
w	yüzey, duvar indisi
Y	Yutulma
x, y, z	Kartezyen koordinat sistemi indisi
δ	Sınır tabak kalınlığı(m)
δ_{ij}	Kronecker delta
ϵ	Türbülans kinetik enerji yutulması (m^2/s^3)
ϕ	Genel diferansiyel denklemde herhangi bir değişken
φ	Herhangi bir akış değişkeni
φ'	Herhangi bir akış değişkeninin çalkantılı bileşeni
Ψ	Herhangi bir akış değişkeninin ortalama bileşeni
κ	von Karman sabiti
ρ	Yoğunluk (kg/m^3)

Simgeler	Açıklama
λ	viskozite sabiti
μ	Laminar viskozite (Pa.s)
μ_{eff}	Efektif viskozite (Pa.s)
μ_t	Türbülans viskozite (Pa.s)
ν	Kinematik viskozite (m ² /s ²)
$\sigma_k, \sigma_\varepsilon$	Türbülans model sabitleri
$\vec{\Omega}$	Vortisite (s ⁻¹)
$\tau_{xx}, \tau_{yy}, \tau_{zz}$	Normal gerilmeler (N)
$\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{xz}$	Kayma gerilmeleri (N)
τ_w	Duvar kayma gerilimi (N)
ω	Açısal hız (s ⁻¹)
Γ	Difüzyon katsayısı (kg/m.s)
Π_{ij}	Basınç-gerinim etkileşmesinden kaynaklanan aktarım
$\mathcal{G}$	Türbülans hız skalası (m/s)
$\frac{D}{Dt}$	Toplam türev
Kısaltmalar	Açıklama
A.B.D.	Amerika Birleşik Devletleri
SAD	Sayısal Akışkanlar Dinamiği
ART	Ankara Rüzgar Tüneli
RNG	Normalize edilmiş grup (Re-Normalization Group)
RSM	Reynold Gerilme Modeli (Reynold Stress Model)
RANS	Reynold ortalamalı Navier-Stokes
LES	Büyük Eddy Benzeşimi (Large Eddy Simulation)
CPU	Bilgisayar Çalışma Zamanı
SST	Kesme gerilme aktarımı (Shear Stress Transport)

Kısaltmalar**Açıklama****VTs**

Veri Toplama Sistemi

StWF

Standart Duvar Fonksiyonu

NEWF

Dengede Olmadan Duvar Fonksiyonu

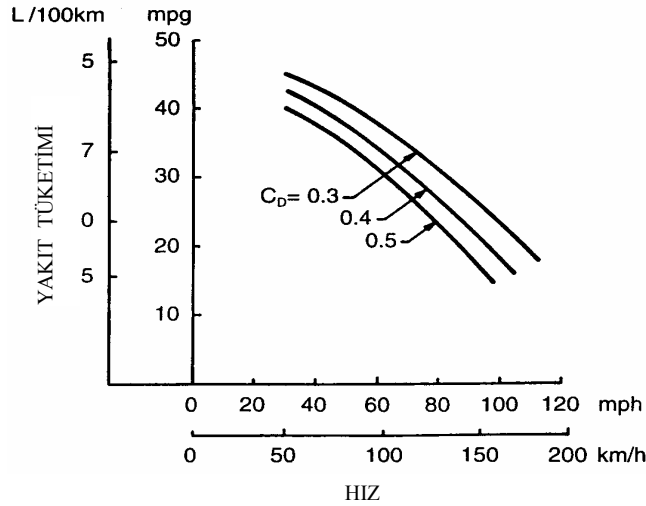
EWT

Yoğunlaştırılmış Duvar Davranışı

1. GİRİŞ

Bir taşıtın aerodinamik yapısı, taşıtın performansını, kontrolünü ve konforunu, taşıt üzerinde kuvvet ve moment oluşturan dış akış alanı ise taşıtın performans ve dengesini büyük ölçüde etkiler. Taşıtın aerodinamik yapısının iyileştirilerek direncinin azaltılması, yakıt tüketimini önemli ölçüde azaltır. Yakıt ekonomisi sağlamanın yanında, taşıtın konforu ve kontrolü yönünden yan rüzgarların, rüzgar gürültüsünün, gövdenin rijitliğinin, farların ve camların, motorun soğutulmasının, dişli kutusu ve frenlerin, iç mekanın ısıtılmasının ve havalandırılmasının aerodinamik yapı ile doğrudan ilişkisi vardır.

Bir taşıta etki eden direnç kuvvetleri o taşıtın ihtiyaç duyacağı enerji miktarını doğrudan etkilemektedir. Bu nedenle direnç kuvvetlerinin ve dolayısıyla direnç katsayılarının tespiti önemlidir. Özellikle aerodinamik direnç son yıllardaki gelişmelere paralel olarak yakıt tüketimine direkt etki eden temel unsur olup Şekil 1.1'de [1] görüldüğü gibi direnç kuvveti hızın karesi ile değişim göstermektedir.



Şekil 1.1. Direnç katsayısının yakıt tüketimine etkisi [1]

1920'li yıllarda otomobillerin direnç katsayısının 0,8 değerinden 0,45 değerine azalması 1960'lı yıllar ile 1970'li yıllarda iki aşamada gerçekleşmiştir. Birinci aşamada otomobiller uzatılmış ve farlar ile çamurluklar gibi önemli parçalar

korunarak gövde detayları yuvarlatılmıştır. İlave olarak direnç katsayısını yaklaşık olarak 0,55'e düşürmek için toplam aerodinamik direncin önemli miktarda azalmasına neden olan ön cephe alanı küçültülmüştür. İkinci aşamada ise duba gövde ve onun varyasyonları olan sedan, station vagon ve hatchback gövde şekilleri kullanılarak direnç katsayısı 0,45 değerine indirilmiştir. Kapalı bir gövde şekline çamurluklar ve farların dahil edilmesiyle araç üzerinden hava akışının geliştirilmesi mümkün olmuştur. Bu tasarım kullanılarak 0,4-0,5 direnç katsayılarına detay tasarımına bağlı olarak ulaşılabilmektedir [2]. 1990'lı yıllarda yakıt ekonomisinin de etkisiyle A.B.D.'de 0,35 , Avrupa'da ise 0,30 değerlerine ulaşılmıştır [3]. Günümüzde bu değerlerin de altına inme çalışmaları devam etmektedir.

Saatteki hızı 100 km. olan bir binek otomobili, gücünün %60'ını hava ile sürtünmeden kaynaklanan direnç kuvvetini, %20'sini tekerlek sürtünme kuvvetini, %20'sini hareketi önleyen diğer kuvvetleri yenmek için harcar. Aracın aerodinamik karakteristiğinin araç kirliliği, motor soğutma sistemi, havalandırma sistemi, fren sistemi, araç etrafındaki hava akışından kaynaklanan gürültü miktarı gibi birçok parametre üzerine de etkisi vardır [4].

Son yıllarda otomotiv endüstrisinde yeni ürünleri geliştirmek için gerekli olan zamanı azaltmak maksadıyla Sayısal Akışkanlar Dinamiği (SAD)'nden oldukça yararlanılmıştır. Bütün sayısal metotlar iki şartı sağlamalıdır: birinci şart gereklilik ve ikinci şart yeterlilik. Diğer bir deyişle sayısal metot uygun doğrulukla sistemin fiziğini oluşturmalı ve bu metot bir deneye göre daha çabuk sonuç vermelidir [5]. Bu çalışmalarda genellikle rüzgar tüneli deneyleri bilgisayar yazılımı ile simüle edilmeye çalışılır ve Navier-Stokes denklemleri nümerik çözülür. Kısıtlı örnekler için sayısal yöntemler başarılı olduğundan, prototiplerin test edildiği ve çok büyük yatırımlarla imal edilen ve işletme maliyetleri de aynı oranda büyük olan rüzgar tünelleri ile yapılan deneyler önemini korumaktadır.

Sayısal Akışkanlar Dinamiği yardımı ile elde edilen veriler deneysel çalışmalar ile doğrulanır. Otomotiv aerodinamiğinde deneysel çalışmalar genellikle rüzgar tünellerinde gerçekleştirilir. Küçük ölçekli modellerin test edildiği rüzgar tünellerinin

yanında büyük otomotiv şirketlerinin sahip olduğu özel 1/1 ölçekli rüzgar tünelleri de kullanılmaktadır. Genellikle bir karayolu taşıtındaki direnç, temel olarak basınç veya bölgesel akım ayrılmasından kaynaklanan dirençtir. Bu nedenle akım ayrılmalarının olduğu keskin kenarların geometrik yapısı direnç üzerinde çok belirgin bir etkiye sahiptir [5].

Rüzgar tünellerinde modeller gerçek boyutunda veya belirli bir ölçek ile kullanılarak modele etki eden aerodinamik yükler, direnç katsayısı ve basınç katsayısı gibi büyüklükler ölçülmektedir. Gerçek boyutta deney yapmak ölçeklendirme problemleri meydana getirmese de büyük rüzgar tünelleri gerektirir ve pahalıdır. Bunun sonucu olarak belirli bir ölçek ile deney yapmak daha ucuz olmasının yanında şekil modifikasyonlarına izin vermesi açısından da yeni ürün geliştirilmesinde yaygın olarak kullanılır. Amerika Birleşik Devletlerinde yolcu arabaları için 3/8 ölçeği yaygın olarak kullanılırken Avrupa da 1/4 ölçeği daha yaygın olmasına rağmen küçük rüzgar tünellerinde 1/5 ölçeğine kadar kullanılır. Ticari taşıtlar için 1/2,5 ölçeği tavsiye edilir [1]. Taşıtın çalışacağı ortamın en gerçekçi benzeşimi yol testleri olmasına rağmen değişken çevre koşulları elde edilen sonuçların genleştirilmesini oldukça etkiler. Bu nedenle sonuçların genleştirilebilmesi açısından rüzgar tüneli deneyleri karayolu taşıtlarının aerodinamiğinde önemli bir yer tutar.

Bu çalışmada bir pikap aracı model olarak ele alınarak, bu aracın direnç katsayısı (C_D) deneysel ve sayısal olarak belirlenmeye çalışılmıştır. Deneysel çalışmalar, Ankara Rüzgar Tünelinde (ART) 15m/s (54km/h), 20m/s (72km/h), 25m/s (90km/h), 30m/s (108km/h) ve 35m/s (126km/h) hızlarda 1/4 ölçekte hazırlanan model üzerinde iki aşamada gerçekleştirilmiştir. Birinci aşamada, model araç üzerine simetri eksenini boyunca açılmış olan kanallar yardımı ile basınç dağılımı ve akım görüntüleme işlemi gerçekleştirilmiştir. İkinci aşamada ise model araca eklenen ilave aparatlar yardımı ile aynı hızlarda direnç katsayıları (C_D) tespit edilmiştir.

Sayısal çalışmalar, deneye tabi tutulan aynı ölçekteki (1/4) model araç ile deneyin yapıldığı rüzgar tüneli boyutlarındaki hesaplama alanı türbülanslı akış şartlarında üç boyutlu modellenerek sonlu hacimler metodunu kullanan Fluent paket programı ile

yapılmıştır. Bu çalışmalar $\frac{1}{4}$ ölçekli model araç üzerinde $1,26*10^6 - 1,68*10^6 - 2,11*10^6 - 2,53*10^6 - 2,95*10^6$ Reynolds sayılarında k- ϵ (standart, realizable, RNG-Re-Normalization Group), k- ω (standart, sst) ve RSM (standart, realizable, RNG-Re-Normalization Group) türbülans modelleri ,standart duvar fonksiyonu (Standart wall function), dengede olmadan duvar fonksiyonu (Non-equilibrium wall function) ve yoğunlaştırılmış duvar davranışı (Enhanced wall treatment) duvar kenarı modelleme opsiyonları ile kullanılarak direnç kuvveti (F_D) ve direnç katsayısı (C_D) hesaplayabilmek için yapılmıştır.

Direnç katsayısı (C_D) boyutsuz bir parametre olup:

$$C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2} \rho V^2 A} \quad (1.1)$$

olarak tanımlanmaktadır [6]. Burada; A (m^2), akış yönüne normal olan düzleme yansıtılmış alanı, ρ (kg/m^3) akışkanın yoğunluğunu, V (m/s) akışkanın akış hızını, F_D (N) ise araca etki eden direnç kuvvetini ifade etmektedir.

Bu çalışmanın amacı, model araç etrafında dış akış incelemesini deneysel ve sayısal yaparak araç geometrisinde akışa uygun olmayan kısımların belirlenmesini sağlamak ve $1,26*10^6 - 1,68*10^6 - 2,11*10^6 - 2,53*10^6 - 2,95*10^6$ Reynolds sayılarında aracın aerodinamik direnç katsayılarının değerini tespit etmektir. Böylece yakıt tasarrufu sağlamak amacıyla direnç katsayısını azaltabilmek için bu model ile daha sonra yapılabilecek yapılacak çalışmalara esas teşkil etmektir. Bu çalışma aynı zamanda, pikap cinsi araçların direnç katsayıları için deneysel verilerle kullanılan türbülans modellerinden elde edilen sayısal verilerin kıyaslanmasına da imkan tanımaktadır.

2. LİTERATÜR TARAMASI

Kaynaklar incelendiğinde kara taşıtlarının aerodinamik özelliklerinin araştırılmasının İkinci Dünya Savaşı sonrasında önem kazandığı görülür. Araştırmalar özellikle direnç katsayısını küçültmeye yönelik olarak yapılmıştır. Aerodinamik etkilerin deneysel olarak rüzgar tüneli kullanılarak incelenmesi ile ilgili ilk çalışmalar 1960'lı yıllardadır.

1969 yılında White (1969) araçların direnç katsayısını (C_D) sayısal olarak hesaplamıştır. White, daha önce deneysel olarak C_D katsayıları belirlenmiş 20 araç üzerinde metodunu uygulamış ve $\pm \%7$ doğruluk oranıyla deneysel sonuçlara yaklaşmıştır [7].

Otomotiv aerodinamiği ile ilgili oldukça geniş bir çalışma Hucho ve Savran (1993) tarafından yapılmıştır. Hucho ve Savran aerodinamik direnç belirleme için geliştirilmiş empirikal metotların bir çoğunun geçerliliğini yitirdiğini ve Reynolds ortalamalı Navier- Stokes metotlarının, otomobillerin aerodinamik karakteristiklerini analiz etmede daha yaygın kullanıldığını göstermişlerdir [3].

Han (1989), zemine yakın küt gövdeli taşıtların SAD (Sayısal Akışkanlar Dinamiği) esaslı aerodinamik direncini belirleyen ilk araştırmacılardan birisidir. Han, sıkıştırılamaz Reynolds ortalamalı Navier – Stokes metodunu $k - \epsilon$ türbülans modeli ile birlikte Ahmed tipi taşıt gövdeleri etrafındaki akışı simule etmek için kullanmıştır [8].

Han ve ark.(1996) üç farklı konfigürasyondaki (kare arka yüzeyli, uzun eğimli arka yüzeyli ve kısa eğimli arka yüzeyli) otomobil için 2 denklemlilik türbülans modellerinden Standard $k - \epsilon$ ve RNG $k - \epsilon$ modeli kullanarak direnç katsayısı belirleme çalışması yapmıştır. RNG modelin kullanıldığı sayısal çözümlerin deneysel sonuçlarla daha uyumlu olduğu tespit edilmiştir [9].

Zamanla araçlarda direnç katsayısının azaltılmasını sağlayacak yöntemler de araştırılmıştır. Araca ilave edilen aksamalar geliştirilmiştir. Bunlardan en yaygın olanları kanatçıklar, spoyler ve hava bentleridir. Schenkel (1977) aracın önüne ve arkasına ilave edilen spoyler'in direnç ve kaldırma kuvvetleri üzerindeki etkilerini 3/8 ölçekli bir model üzerinde rüzgar tüneline incelemiştir [10].

Ohno ve Hohri (1991) “kenar hava bentleri” ilavelerinin aracın aerodinamik performansına etkilerini rüzgar tüneline incelemişlerdir. Çeşitli otomobillere ilave edilen kenar hava bentlerinin uygun geometrik biçimde olmaları halinde direnç ve kaldırma katsayılarını azaltma yönünde etkiledikleri sonucuna varılmıştır [11].

Swift (1991) bir taşıtın yuvarlanma direnci ve aerodinamik direnç katsayısının tespiti için yavaşlama deneyi gerçekleştirmiş, deney sonunda C_D katsayısını 0,37 olarak tespit etmiştir [12].

Roussillon (1981) aerodinamik direnç katsayısı C_D 'nin düşük hızlı çapraz rüzgarda yavaşlama metodu ile ölçülmesi için yol deneyleri yapmışlar ve C_D katsayısını 0,425 belirlemiştir [13].

Gilhaus (1981) 1/5 ölçekte bir kamyon kabin şeklinin ve eklenen rüzgar yansıtıcısının aerodinamik direnci %14 azalttığını tespit etmiştir [14].

Krajnovic ve Davidson (2005) eğimli arka geometriye sahip basitleştirilmiş taşıt üzerinden akışa hareketli bir zeminin etkisini ele almıştır. Yapılan incelemede hareketli zeminin direnç etkisini %8 azalttığı tespit edilmiştir. Türbülans modeli olarak LES (Large eddy simulation) kullanılmıştır [15].

Euler ve RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes) denklemlerinin kullanıldığı akış çözümlemelerinde SAD temel alan son yıllardaki çalışmalar C.P. van Dam (1999) tarafından ele alınmıştır. Uçak, helikopter ve karayolu taşıtları için ses altı ve ses hızındaki akış şartlarında direnç belirleme çalışmalarındaki gelişmeler özetlenmiştir [16].

Lokhande ve ark.(2003) genel amaçlı bir pikap model için transient hız ve basınç değerleri tespit etmişlerdir. SAD simülasyonlarını sonlu hacimleri esas alan Fluent paket programı ile LES ve RNG k- ϵ türbülans modellerini kullanarak yapmışlardır. Simulasyonlarında altı yüzlü ağların dört yüzlü ağlara nazaran daha doğru sonuçlara ulaştığı belirtilmiştir. Taşıta gelen akışın durma noktası olarak ön tamponun hemen üst kısmı tespit edilmiştir [17].

Le Good ve Garry (2004) otomotiv aerodinamiğinde kullanılan basit gövdeleri(Ahmed model, NRSCC/SAE model, Rover model, Davis model, Docton model, Chrysler model, Ford aspect ratio model, GM model v.b.) temel otomobil şekilleri ve değişken geometri modelleri (Ford variable, CNR, SAE/PININFARINA, Ford reference, Volvo ECC) incelemiş avantaj ve dezavantajları belirlemiştir [18].

Perzon ve ark. (1999) 0,3 ölçekte bir çekici ve römork modelinin deneysel sonuçlarını standart k- ϵ , RNG k- ϵ , Non-Linear Eddy Viscosity ve Reynolds Stress Transport (RSM) model türbülans modellerinin kullanıldığı STARCD ve FLUENT UNS paket programları yardımı ile elde edilen verilerle karşılaştırmışlar, RNG k- ϵ ve Non-Linear Eddy Viscosity modelleri ile durma noktalarındaki basıncın daha doğru tayin edilebildiğini belirlemiştir. Verilerin doğruluğunu arttırmak için çözüm ağını arttırmak gerektiğini tespit etmişlerdir [19].

Axelsson ve ark.(1998) bir araba etrafından akışın hesaplanmasında toplam direnci de etkileyen durma ve taban basınç katsayılarının tespitinde istenenden yüksek değerler tespit edildiğini belirlemiştir. Ana etkenlerden birisinin hesaplama alanında kısa giriş bölümleri olması diğer ana etkenin durma hattı boyunca çözüm ağının istenen yoğunlukta olmaması olarak belirtilmiştir [20].

Makowski ve Kim (2000) otomobile benzer şekildeki bir modeli SAD paket programı FLUENT V.5 kullanılarak üç farklı k- ϵ türbülans modeli (standart, realizable ve RNG) ve Non-equilibrium duvar fonksiyonu ile çözmüşlerdir. RSM ile

yapılan çözümde daha fazla CPU zamanı gerektiği ancak daha iyi sonuç alındığı belirtilmiştir [21].

Ramnefors ve ark.(1996) Volvo ECC model taşıtta standart $k-\epsilon$ ve RSM türbülans modelleri kullanarak basınç ve direnç belirleme çalışması yapmışlardır. Köşelerde, spoiler ucunda, motor kaput önünde ve tavanın önü ile arkasında yüksek hatalar tespit etmişlerdir. Çözüm ağının yoğunluğunun direnç ile ilgili hata miktarını etkilediğini ifade etmişlerdir. Kalıntıların $10^{-4} - 10^{-5}$ aralığında olmasının çözümün yakınsaması için yeterli olabileceğini belirtmişlerdir [22].

Perzon ve Davidson (2000) 2-4 milyon hücreli çözüm ağının kullanıldığı hesaplama alanını STARCD paket programı ile standart $k-\epsilon$, non-lineer ikinci derece $k-\epsilon$ ve non-lineer üçüncü derece $k-\epsilon$ türbülans modellerinde transient simulasyonlar gerçekleştirmişlerdir. Direnç kuvveti bütün modeller için hesaplanmış ve deneysel verilerden oldukça önemli miktarda sapmalar olduğu tespit edilmiştir. Transient veya transient olmayan $k-\epsilon$ modellerinin direnci çok yüksek belirlediğini ifade etmişlerdir [23].

Borg ve ark.(2003) karayolu taşıtlarının aerodinamik katsayılarını belirlemek için türbülans modellerin near wall formülasyonlarının etkilerini belirlemişlerdir. Zaman ortalama kararlı RANS metotlarının en az hesaplama zamanı alan metotlar olduğunu LES metodunun hesaplama zamanının çok daha fazla olduğunu ifade etmişlerdir. Otomotiv endüstrisinde dış akış hesaplamaları için SAD’nde günümüzün en yaygın yaklaşımının yüksek Reynolds sayısı türbülans modelleri kullanmak olduğunu belirtmişlerdir. Diskretizasyon şekilleri olarak hem birinci derece hem ikinci derece kullanılarak etkileri kaba ve yoğun çözüm ağlarında incelenmiştir [24].

3. KARAYOLU TAŞITLARININ AERODİNAMİĞİ

3.1. Bir Araç Etrafındaki Hava Akış Mekanîği

Bir otomobil gövdesi üzerindeki akış, Bernoulli Denklemi'nde verilen hız ve basınç arasındaki ilişki ile açıklanır. (Bernoulli Denklemi otomotiv aerodinamiğine uygun olan sıkıştırılamayan akışı varsayar, öte yandan sıkıştırılabilen akış için eşdeğer ilişki Euler Denklemi'nde bulunmaktadır.)

$$P_{\text{statik}} + P_{\text{dinamik}} = P_{\text{toplam}} \quad (3.1)$$

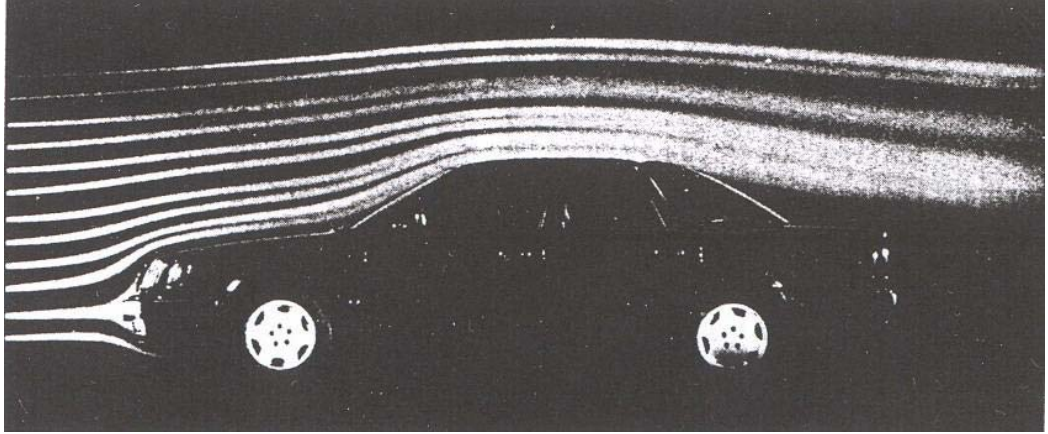
$$P_s + \frac{1}{2} \rho V^2 = P_t \quad (3.2)$$

ρ = Havanın yoğunluğu

V = Havanın hızı (araca göre)

Bu ilişki Newton'un İkinci Yasası'nın sakın bir tarzda akan akışkan hacmine uygulanmasıyla türetilmiştir. Açıklamak gerekirse, buradaki “sakın” kelimesi akışın düzgün bir şekilde hareket ettiğini ve ihmal edilebilir derecede bir sürtünmeye maruz kaldığını anlatmakta olup, bu koşullar bir motorlu taşıta yaklaşan hava akışına da uygulanabilmektedir. Denklem türetilmesinde kuvvetlerin toplamı, akışkan alanı üzerinde etkili olan basınç etkisini ortaya çıkarmaktadır. Bunu momentum değişim hızına eşitlemek hız terimini ortaya çıkarır.

Bernoulli Denklemi, havanın statik ve dinamik basınçlarının toplamının (P_t) araca yaklaştıkça sabit olacağını belirtmektedir. Araç durgun halde, hava da (bir rüzgar tünelineki gibi) hareket halinde ele alınırsa, havanın “akış iplikçikleri” adı verilen çizgiler boyunca akmakta olduğu görülür. Akış iplikçiklerinin bir demeti bir akış tüpünü oluşturur. Şekil 3.1'de gösterildiği gibi bir rüzgar tünelineki duman akışı, akış tüplerinin görülmesini mümkün kılmaktadır.



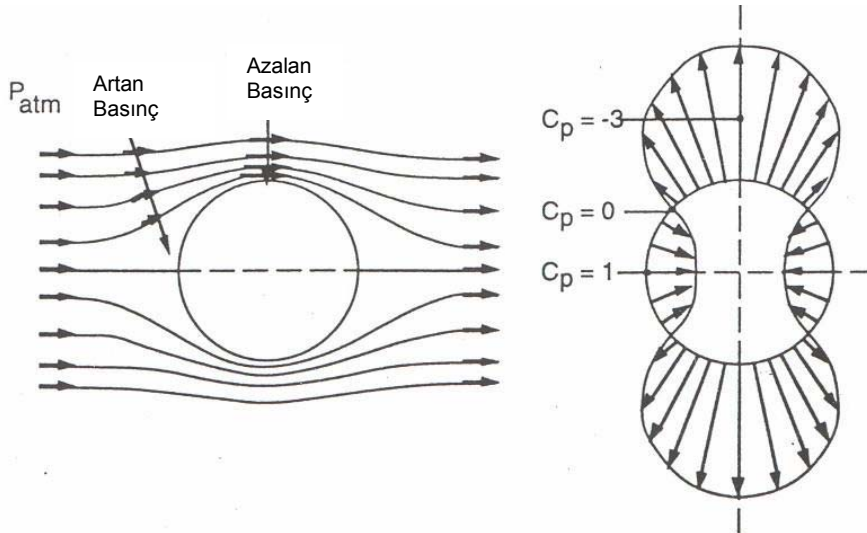
Şekil 3.1. Aerodinamik bir gövde üzerinden akmakta olan akış tüpleri [25]

Taşıttan belli bir mesafe uzaklıkta, statik basınç sadece ortam basıncıdır veya (P_{atm}) barometrik basınçtır. Dinamik basınç, araca yaklaşan tüm akış iplikçikleri için sabit olan bağıl hız tarafından üretilmektedir. Böylece toplam basınç, P_t , tüm akış iplikçikleri için aynı olup $P_s + \frac{1}{2} \rho V^2$ ’ye eşittir.

Akış araca yaklaştıkça, akım tüpleri ayrılır, bazıları aracın üst tarafından bazıları da alt tarafından gider. Sonuç olarak, bir akış iplikçigi doğrudan araç gövdesine gitmeli ve durgunlaşmalıdır (Şekil 3.1’deki arabanın tamponu üzerine çarpan). Bu noktada bağıl hız sıfırlanır. Sıfır hız terimi ile, araç üzerinde o noktada gözlenen statik basınç P_t ’ye eşit olacaktır. Yani, araç üzerinde bu noktaya bir basınç ölçer yerleştirilirse, ölçülen toplam basınç olacaktır.

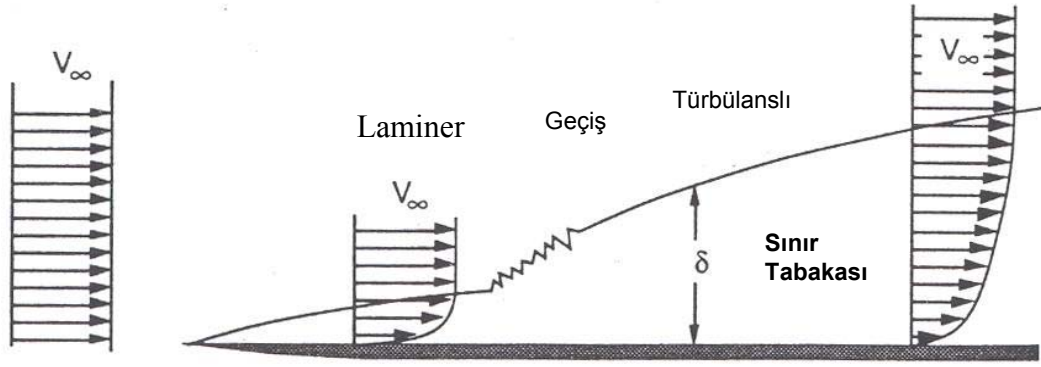
Kaput üzerinden akan akış iplikçiklerine ne olması gerektiğini dikkate alalım. İlk olarak yukarıya yönlendiklerinde, kavis yukarı doğru içbükey olacaktır. Aracın belli bir mesafe üstünde, akım çizgilerinin hala düz olduğu bölgede, statik basınç ortam basıncı ile aynı olmalıdır. Hava akışının yukarıya kavislenmesi için, o bölgedeki statik basınç, hava akımını çevirmek üzere gerekli kuvveti sağlamak için ortam basıncından büyük olmalıdır. Eğer statik basınç daha yüksekse, o zaman bu bölgedeki hız Bernoulli Denklemi’ne uymak için azalmalıdır.

Aksine, akış kaportanın yüzeyini izlemek üzere döndükçe (kaportanın ağzında aşağı doğru kavis), basınç, akışı döndürmek için ortam basıncının altına düşmeli ve hız da yükselmelidir. Bu noktalar, bir silindir üzerindeki akışı gösteren Şekil 3.2’de verilmiştir.



Şekil 3.2. Bir gövde üzerindeki akışın basınç ve hız değişimleri [25]

Böylece Bernoulli Denklemi, basınç ve hızın bir araç gövdesi boyunca hava akışında nasıl değişmesi gerektiğini açıklamaktadır. Sürtünmenin yokluğunda, hava, yukarıya tavan üzerinden ve aşağıya aracın arka tarafına doğru, öndeki gibi hızı basınca değiştirerek akacaktır. Bu durumda, aracın arka tarafı üzerindeki basınç kuvvetleri ön taraftakilerle tam olarak dengelenecek ve direnç oluşmayacaktır. Ancak araştırmalar göstermiştir ki direnç oluşur. Direncin bir kısmı, hava ile aracın yüzeyi arasındaki sürtünmeden ve bir kısmı da sürtünmenin, ana akışı aracın arka tarafına yönlendirmesinden kaynaklanmaktadır.

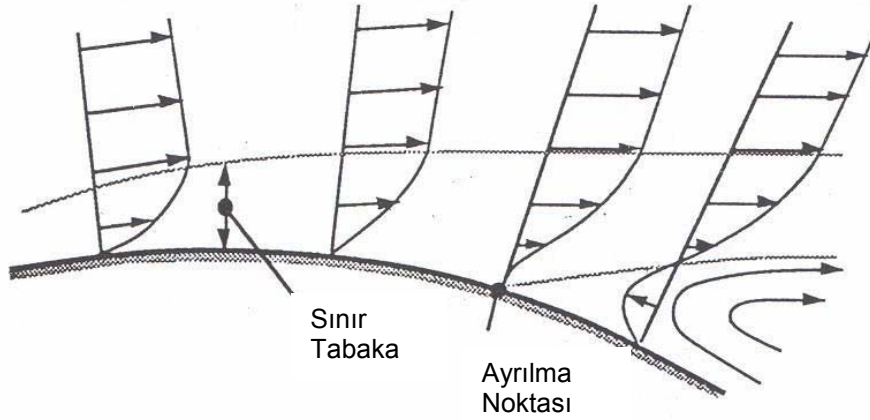


Şekil 3.3. Bir sınır tabakanın gelişimi

Şekil 3.3’de görüldüğü gibi keskin kenarlı bir cisime kararlı bir akış yaklaşırken, tüm hava sabit bir hızla hareket etmektedir. Cisim üzerinden akarken yüzeye temas eden havanın hızı, yüzeydeki sürtünme nedeniyle sıfıra düşmektedir. Böylece yüzeye yakın bölümlerde bir hız profili gelişir ve belli bir uzaklık, δ , için hız ana akışın hızından daha düşük olur. Bu hızı azalan bölge “sınır tabaka” olarak bilinir. Sınır tabaka sıfır kalınlıkla başlar ve cisim boyunca büyür. Başlangıçta, laminar bir akışa sahiptir ancak daha sonra türbülanslı akışa sahip olur.

Araç gövdesinin ön yüzü üzerinde sınır tabaka, duracak akış iplikçığının yüzeye çarptığı noktada başlar. Sınır tabakasında hız sürtünme nedeniyle düşer. Durma noktasındaki basınç toplam basınçtır (statik artı dinamik) ve yüzey boyunca düşer. Yüzey boyunca basınç değişimi havayı sınır tabaka boyunca iter ve tabakanın büyümesi engellenir. Akış yönünde azalan basınç, sınır tabakanın büyümesini engellediğinden “uygun basınç gradyeni” olarak tanımlanır.

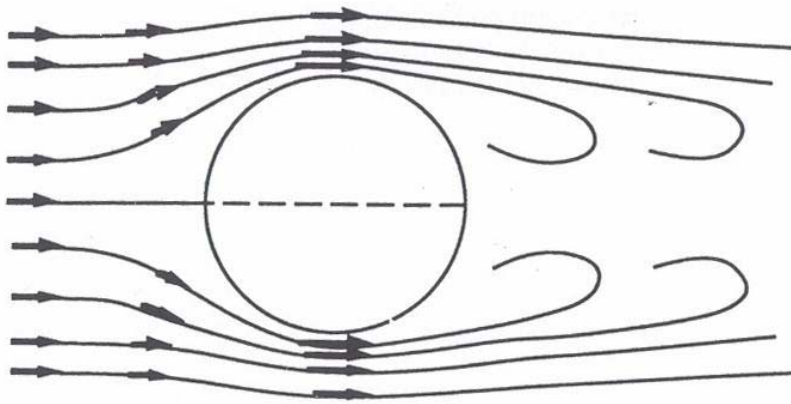
Fakat, akış cismi izlemek için döndükçe, basınç yine artar. Artan basınç sınır tabakasındaki akışı yavaşlatır ve bu da tabakanın kalınlaşmasına neden olur. Böylece “karşı basınç gradyeni” oluşur. Belli bir noktada yüzeye yakın akış basıncının etkisiyle Şekil 3.4’de gösterildiği gibi tersine çevrilebilir.



Şekil 3.4. Bir karşı basınç gradyenindeki akış ayrışması

Akışın durduğu noktaya “ayrılma noktası” denir. Bu noktada ana akış yolu cisimden kurtularak az çok düz bir çizgide yoluna devam eder. Akış, cisim arkasındaki bölgeden hava temin etmeye çalıştığı için bu bölgedeki basınç ortam basıncının altına düşer. Girdaplar oluşur ve akış bu bölgede oldukça düzensizleşir. Bir silindir üzerindeki akıştaki girdap hareketi Şekil 3.5’te gösterilmiştir.

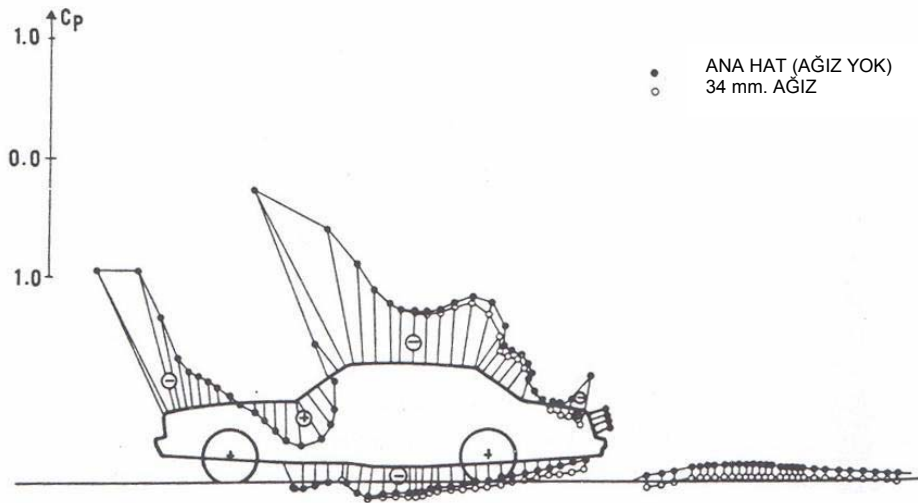
Ayrılma olayı akışın aracın arka tarafına doğru ilerlemesini önler. Ayrılma bölgesindeki basınç aracın ön tarafına etkiyen basıncın altındadır ve tüm basınç kuvvetlerinin farkı “form direnci”ni oluşturur. Araç yüzeyindeki sınır tabakada viskoz sürtünme olayından meydana gelen direnç kuvvetleri “sürtünme direnci”dir.



Şekil 3.5. Silindirik bir gövde üzerindeki girdap hareketi

3.2. Bir Araç Üzerindeki Basınç Dağılımı

Bölüm 3.1’de açıklanan temel mekanizmalar bir aracın gövdesi boyunca oluşan statik basınç dağılımını meydana getirir. Şekil 3.6, deneysel olarak ölçülmüş basınçların yüzeye dik çizilen grafiğini göstermektedir [2]. Basınçlar araçtan belli bir uzaklıkta ölçülen ortam basıncına göre eksi veya artı olarak gösterilmektedir.

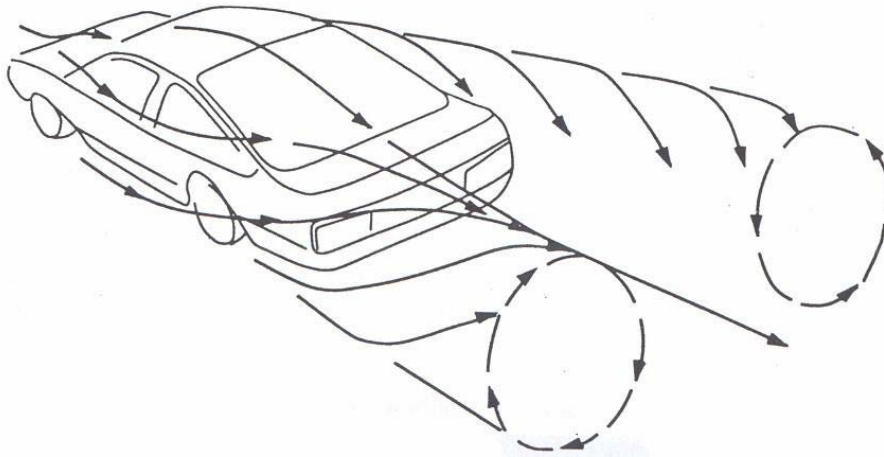


Şekil 3.6. Bir otomobilin merkez çizgisi boyunca olan basınç dağılımı (Basınç katsayıları yüzeye dik olarak çizilmiştir.)

Aracın ön kısmı boyunca yükselen akış dönerek kaputu yatay bir şekilde takip etmeye çalıştıkça kaputun ön ucunda eksi basınç oluşur. Bu bölgedeki karşı basınç gradyeni, bu alanda direnç yaratan sınır tabaka akışını durdurma potansiyeline sahiptir. Son yıllarda, kaput önünü biçimlendirme ayrıntılarına, kaput üzerindeki ayrılmayı ve bunun sonucunda oluşan direnci önlemek için büyük önem verilmektedir.

Ön camın altı ve motor kapağı çevresinde akış yukarı çevrilmelidir, bu yüzden yüksek basınç görülmektedir. Yüksek basınç alanı klima kontrol sistemlerine veya motor hava girişine hava almak için ideal konumdur ve geçmişte bu nedenle sayısız araçta kullanılmıştır. Yüksek basınçlara, ön cam sileceklerini aerodinamik kuvvetler tarafından bozulmaktan koruyan daha düşük hızlar eşlik ederler.

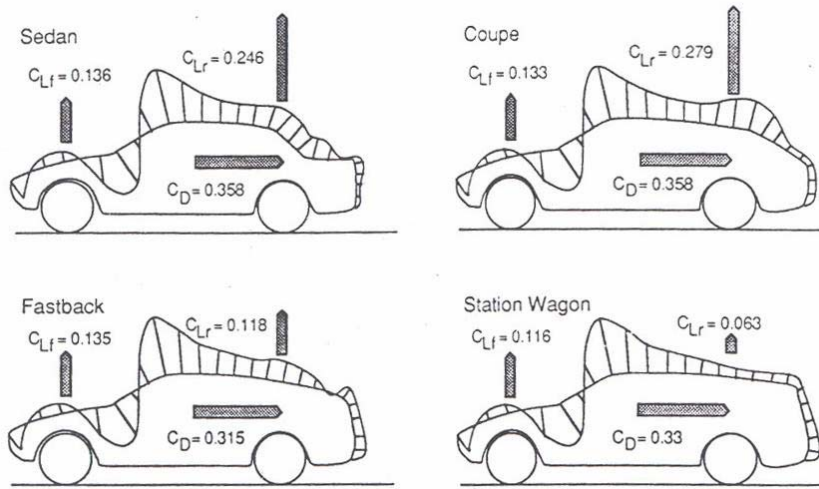
Tavan çizgisi boyunca, akış tavan yolunu takip etmeye çalıştığından, basınç yine eksiye düşer. Bu bölgedeki düşük basıncın belirtisi, üstü açılıp kapanabilen arabaların kumaş tavanlarının dalgalanma hareketinde görülür. Basınç, arka cam üzerinden gövdenin bitimine kadar kavisin devam etmesinden ötürü düşük kalmayı sürdürür. Bu alan, akış ayrışması için en muhtemel yerdir. Bu bölgedeki açıların tasarımı ve gövde çizgisinin detayları aerodinamik açıdan kritik konulardır. Düşük basınçtan dolayı, aracın yan kısımlarındaki akış da bu bölgeye hava eklemeye çalışacak ve ayrışma potansiyeline katkıda bulunabilecektir. Aracın tepe ve yan taraflarındaki genel hava akış örneği Şekil 3.7’de gösterilmiştir [25]. Aracın yan kısımlarındaki akış arkadaki düşük basınç alanına girip tavan üzerindeki akışla birleşerek aracın arkasında sürüklenen girdaplar oluşturur.



Şekil 3.7. Bir otomobilin arkasında oluşan girdap sistemleri

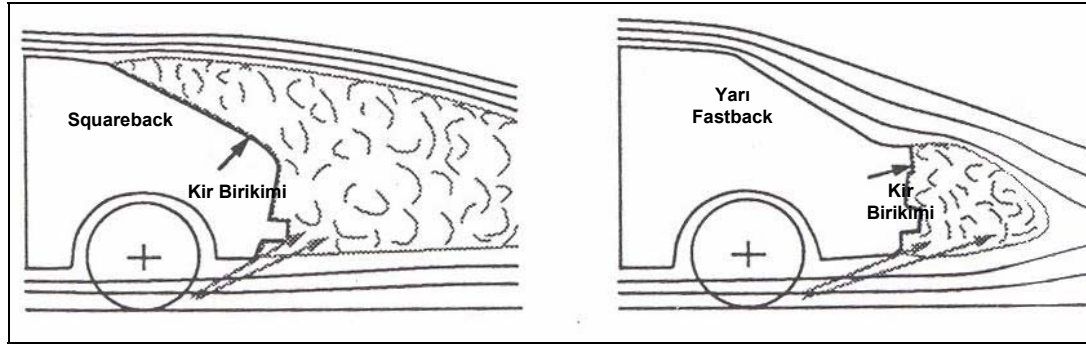
Arka cam açılarının ve arabanın arkasındaki bagaj kapağı uzunluklarının seçiminin aerodinamik kuvvetler üzerinde ayrışma noktasının kontrolü kapsamında doğrudan bir etkisi vardır. Ayrışma belli bir noktada olmak zorundadır ve alan küçüldükçe direnç de genellikle azalır. Teorik olarak, aerodinamik açıdan ideal olan damla şekilli arkadır, başka bir deyişle, 15 derece veya daha düşük açılarla bir noktaya kadar gittikçe incelen konik bir biçimdir. Koniğin noktasına doğru olan alan oldukça küçük olduğu için, ideal aracın arka ucunun büyük bir ayrılma alanı yaratmaksızın kesilip atılabilir olduğu 1930’larda bulunmuştur. Kör arka uç şekli, dirençte ciddi bir artışa yol açmadan arka koltukta geniş bir iç hacme olanak sağlamaktadır.

Ayrılma alanının büyüklüğü aerodinamik direnci doğrudan etkilerken, akışın aracın arkasından aşağıya dönmek için zorlanması, arkadaki aerodinamik kaldırma kuvvetini etkiler. Şekil 3.8, dört tipteki araç için kaldırma ve direnç kuvvetleri üzerindeki etkiyi göstermektedir. Ayrılma alanını asgariye indiren akış kontrolü, basınç düşüşü sebebiyle akış aşağıya çekildiğinden genel olarak arkadaki aerodinamik kaldırma kuvvetinin daha yüksek olması ile sonuçlanır.



Şekil 3.8. Farklı araç tiplerindeki aerodinamik kaldırma ve direnç kuvvetleri

Arka bölümün aerodinamik tasarımında başka bir önemli nokta arka camda ve arka lambalarda kir birikimi potansiyelidir. Ayrılma bölgesindeki yüksek dereceli türbülans tekerlekler tarafından yoldan kaldırılan nem ve kiri üzerine alır. Eğer ayrılma bölgesi bu unsurları içeriyorsa, kir bu bölgelerde birikecek ve Şekil 3.9'da görüldüğü gibi görüş engellenecektir.



Şekil 3.9. Ayrılma noktasının, arka bölümdeki kir birikimi üzerindeki etkisi

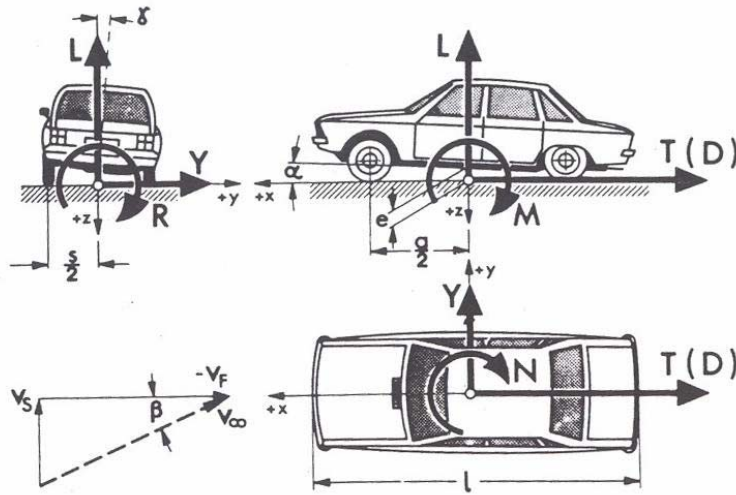
Ayrılmanın tavan çizgisinin arka kenarında oluşup oluşmaması, o konumdaki biçimle ve arka cam açısıyla yüksek oranda ilişkilidir. Şekil 3.9’da görüldüğü gibi soldaki araç için, tavan çizgisi üzerindeki keskin kenar bu noktada ayrılmayı destekler. İyi belirlenmiş bir ayrılma sınırı aerodinamik etkiyi asgariye indirmekte yardımcı olurken, arka camın da ayrılma alanına dahil olması cam üzerinde kir birikimini artırır. Sağdaki aracın diğeriyle karşılaştırılabilir bir arka cam açısı bulunmasına rağmen, tavanın arkasındaki yumuşak geçiş ve eklenen küçük bir bagaj çıkıntısı, hava akış yolunun, aşağıya arka kaputa kadar taşıt çizgilerini takip etmesine yardımcı olur. Ayrılma bölgesi, kaputun ucunda keskin kenar çizgileriyle iyi tanımlanmıştır ki bu da ayrılma bölgesinin durağan hale gelmesine ve etkinin asgariye indirilmesine yardımcı olmaktadır. Bu tasarımla sadece arka lamba bölgesi yol kirine maruz kalmaktadır.

3.3. Aerodinamik Kuvvetler

Hava akışının araç ile etkileşmesi sonucu, kuvvet ve momentler oluşmaktadır. Bunlar Şekil 3.10’da görüldüğü gibi aracın asal eksenlerine göre hareket eden üç kuvvet ve üç moment olarak tanımlanabilir.

Çizelge 3.1 Aerodinamik kuvvet ve momentler

Yön	Kuvvet	Moment
Boyuna eksen (x-ekseni) geriye doğru pozitif)	Direnç	Yuvarlanma momenti
Yanal eksen (y-ekseni) sağa doğru pozitif)	Yan	Sapma momenti
Dikey eksen(z-ekseni) yukarı doğru pozitif)	Kaldırma	Yunuslama momenti



Şekil 3.10. Otomobil üzerine etkiyen aerodinamik kuvvet ve momentler

3.3.1. Direnç kuvveti

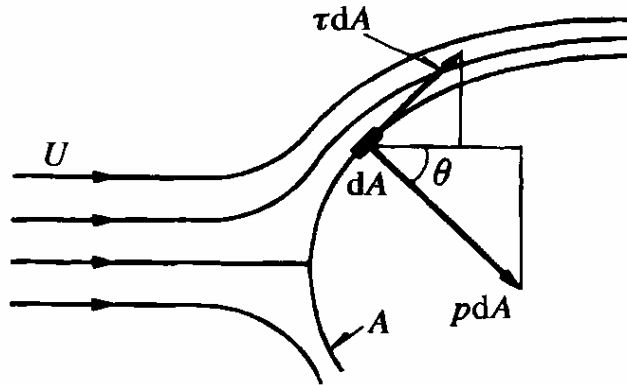
Direnç, normal hızlarda kara yolu taşıtlarında karşılaşılan en büyük ve en önemli aerodinamik kuvvettir. Bir taşıt üzerinde oluşan toplam direnç esas olarak iki kaynağın katkısıyla meydana gelmektedir. Birincisi taşıt gövdesinin üzerinden akan hava akışının meydana getirdiği direnç. Diğeri ise motor, radyatör sistemi ile ısıtma, soğutma ve havalandırma amacıyla taşıtın içinde dolaşan hava akışının meydana getirdiği dirençtir. Bu ikisinden birincisi direncin ana etkeni olup bir kara yolu taşıtı için oluşan toplam direncin % 90'dan fazlasını meydana getirmektedir [1]. Direnç kuvveti, yüzeydeki kayma gerilmeleri ve basınçtan kaynaklanan kuvvetler nedeniyle meydana gelen, akışkanın, üzerinden aktığı cisme akış yönünde uyguladığı net

kuvvettir. Yüzey kayma gerilmesi τ_w 'dan kaynaklanan direnç kuvvetine sürtünme etkilerinden kaynaklandığı için sürtünme direnç kuvveti, basınç nedeniyle meydana gelen direnç kuvvetine ise basınç direnç kuvveti veya (cismin şekil veya biçimine çok bağımlı olması nedeniyle) biçim direnç kuvveti denir.[6]

$$(F_D)_p = \int_A p dA \cos \theta = \int_A (p - p_\infty) dA_y \quad (3.3)$$

Sürtünme direnç kuvveti, akış yönündeki kayma kuvveti bileşenidir ve yüzey kayma gerilmesi τ_w 'nın şiddeti ile cismin konumuna bağlıdır.

$$(F_D)_f = \int_A \tau_w dA \sin \theta = \int_A \tau_w dA_y \quad (3.4)$$

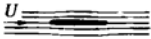
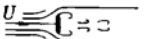


Şekil 3.11. Bir cisme etki eden direnç kuvveti bileşenleri

Eş. 3.3 ve Eş.3.4'de p ortam basıncını, p_∞ atmosfer basıncını dA_y cisim üzerinde akışa dik doğrultudaki alan elamanını, τ_w yüzey kayma gerilmesini ifade eder.

Akışa dik yöndeki sürtünme direnci sıfırdır fakat yüzeye paralel akışta maksimumdur. Bazı geometrik şekillerin $(F_D)_f$ ve $(F_D)_p$ katkıları Çizelge 3.1'de [26] belirtilmiştir.

Çizelge 3.2. Bazı geometrik şekillerin $(F_D)_f$ ve $(F_D)_p$ katkıları [26]

Şekil	Basınç Direnci (%)	Sürtünme Direnci (%)
	0	100
	≈ 10	≈ 90
	≈ 90	≈ 10
	100	0

Bir cismin direnç karakteristikleri, boyutsuz direnç katsayısı C_D ile belirtilir. C_D ise;

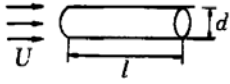
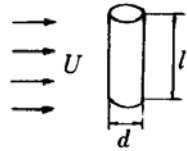
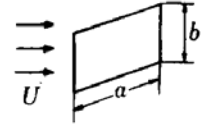
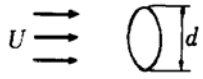
$$C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2} \rho V^2 A} \quad (3.5)$$

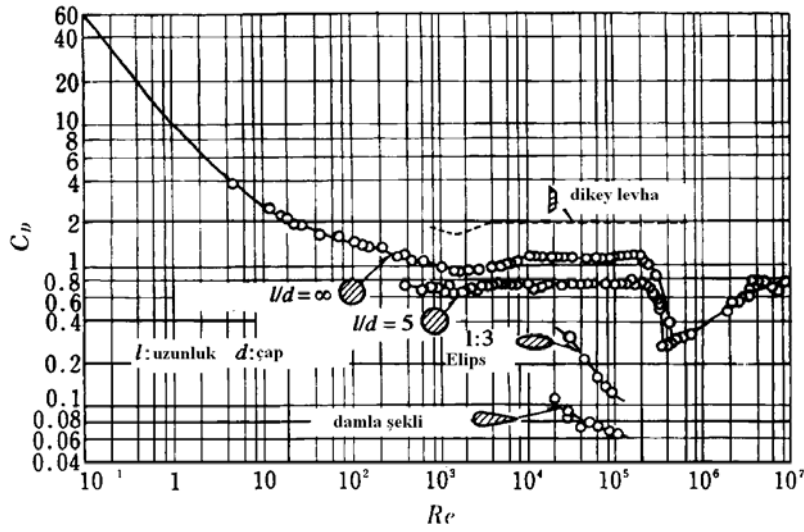
şekilde tarif edilir.[6] C_D katsayısı taşıtın şekline ve rüzgarın hücum açısına göre değişmektedir. Burada, ρ havanın yoğunluğunu, A taşıtın önden bakıştaki izdüşüm alanını V de taşıtın rüzgara göre bağıl hızını göstermektedir. Direnç katsayısı esas olarak cismin şeklinin bir fonksiyonudur fakat Reynolds sayısı ile yüzey pürüzlülüğüne göre de değişim gösterebilir. Sürtünme ve basınç direnç katsayıları mevcut olduğunda, toplam direnç katsayısı bunların toplamıdır.

$$C_D = (C_D)_f + (C_D)_p \quad (3.6)$$

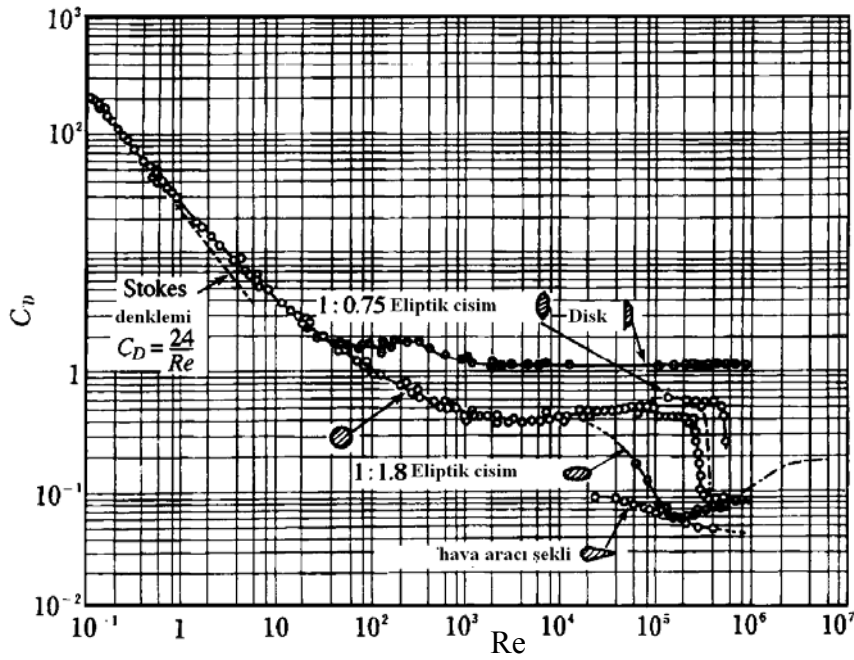
Çeşitli cisimler için direnç katsayıları Çizelge 3.2’de, silindirler ve diğer kolon şekilli cisimlerin Reynolds sayısına göre direnç katsayısının değişimi Şekil 3.12’de, küre ve diğer üç boyutlu cisimlerin Reynolds sayısına göre direnç katsayısının değişimi ise Şekil 3.13’de gösterilmiştir.

Çizelge 3.3. Çeşitli cisimler için direnç katsayıları [26]

Cisim	Boyutsal oran	Alan A	Direnç katsayısı C_D
Akış yönünde silindir	$l/d = 1$		0.91
	2		0.85
	4	$\frac{\pi}{4}d^2$	0.87
	7		0.99
Akışa dik yönde silindir	$l/d = 1$		0.63
	2		0.68
	5		0.74
	10	dl	0.82
	40		0.98
	∞		1.20
Akışa dik yönde eğik levha	$a/b = 1$		1.12
	2		1.15
	4		1.19
	10	ab	1.29
	18		1.40
	∞		2.01
Çok derin yarım küre	I		0.34
	II	$\frac{\pi}{4}d^2$	1.33
koni	$\alpha = 60^\circ$		0.51
	$\alpha = 30^\circ$	$\frac{\pi}{4}d^2$	0.34
		$\frac{\pi}{4}d^2$	1.2
Yolcu otomobili	Ön projeksiyon alanı		0.28–0.37
			



Şekil 3.12. Silindirik ve kolon şeklindeki cisimlerin direnç katsayıları

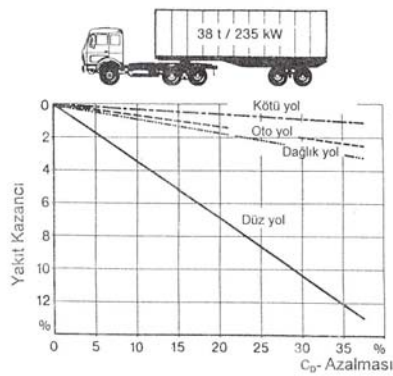


Şekil 3.13. Küre ve diğer üç boyutlu cisimlerin direnç katsayıları

Eş.3.5'den görüldüğü gibi direnç kuvveti hızın karesi ile artmakta ve bunu yenmek için gerekli güç de hızın küpü ile artmaktadır. Yani hız iki katına çıktığında bunu yenmek için gereken güç de sekiz katına çıkmaktadır.

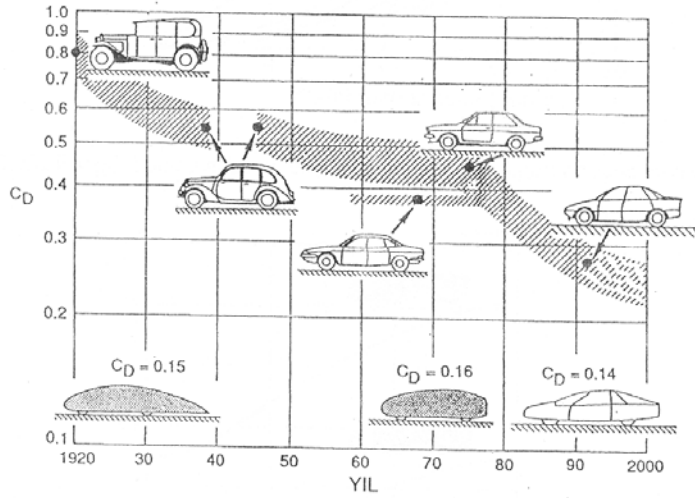
Şekil 1.1'de de görüldüğü gibi 96 km/h'lik daimi hız şartında C_D değeri 0.5'den 0.3'e düşürüldüğünde yakıt ekonomisi % 23 oranında iyileşmektedir.

Şekil 3.14’de bir kamyonu ait C_D değerindeki azalmanın, değişik işletme şartlarındaki yakıt tasarrufuna olan etkisi görülmektedir. Şekil 3.14’de görüldüğü gibi, kamyon için C_D değerinin düşürülmesi yakıt kazancı üzerine en fazla düz yolda etkili olmaktadır [1]. Bu nedenle taşıtların sahip oldukları C_D değerinin düşürülmesi büyük önem arz etmektedir.



Şekil 3.14. Bir kamyon için C_D değerindeki düşüşün yakıt kazancına olan etkisi

Geçmişte de düşük C_D değerine sahip taşıt şekilleri teoride bilinmesine rağmen düşük seyir hızlarından ötürü uygulamaya geçirilmemiştir. Ancak son otuz yıl içerisinde artan taşıt sayısı ve sanayi kuruluşları nedeniyle azalan yakıt rezervleri ve buna mukabil artan seyir hızları nedeniyle yakıt ekonomisi önemli hale gelmiştir. Buna ilaveten artan çevre kirliliği de emisyon sınırlamalarını gündeme getirmiştir. Bütün bu sebepler son otuz yıl içerisinde taşıtların C_D değerinin düşürülmesi için önemli bir baskı unsuru olmuştur. Günümüzde binek taşıtları için C_D değeri 0.30'un altına inmiştir (Şekil 3.15).



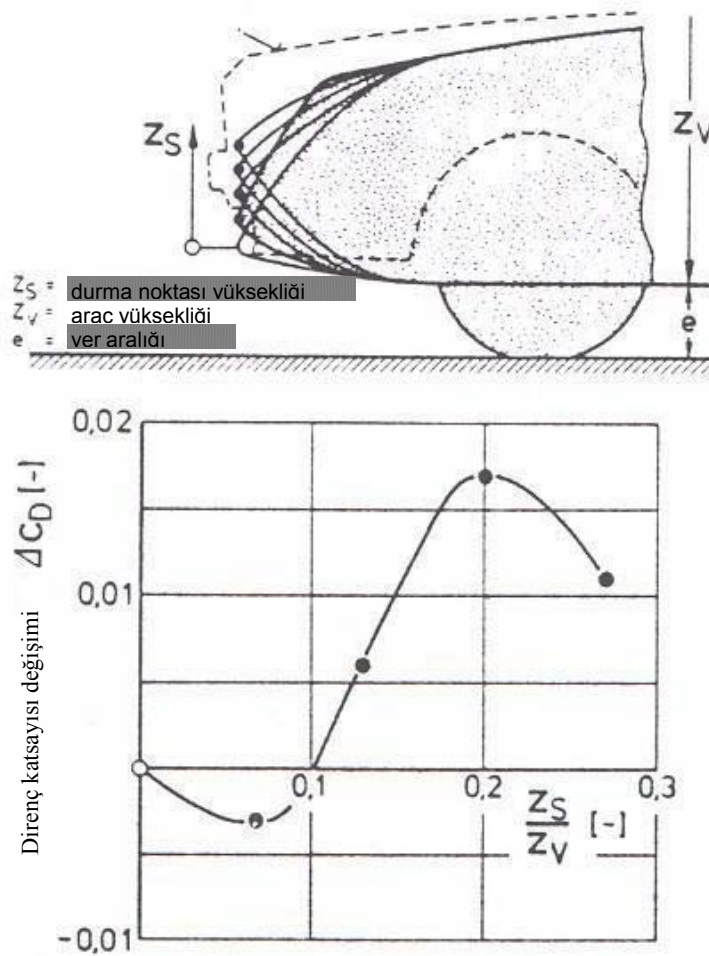
Şekil 3.15. C_D değerinin tarihsel gelişimi [3]

Direncin ana kaynakları ve 1970'lerin otomobilleri için bu bölgelerdeki tahmin edilen direnç azaltma potansiyeli Çizelge 3.3'de [25] belirtilmiştir. Bu çizelgede, direncin yaklaşık olarak %64'ünün (0,28/0,435) gövdeden (taşıt önü, taşıt arkası, taşıt altı ve dış yüzey sürtünmesi) kaynaklandığı görülmektedir. Dirence en büyük katkıyı yapan bölüm, arka taraftaki ayrışma bölgesinden kaynaklanan direnç nedeniyle, taşıt arkasıdır. Direnç azaltma potansiyeli en çok bu bölgededir.

Çizelge 3.3. Bir araç üzerindeki direncin ana kaynakları [1]

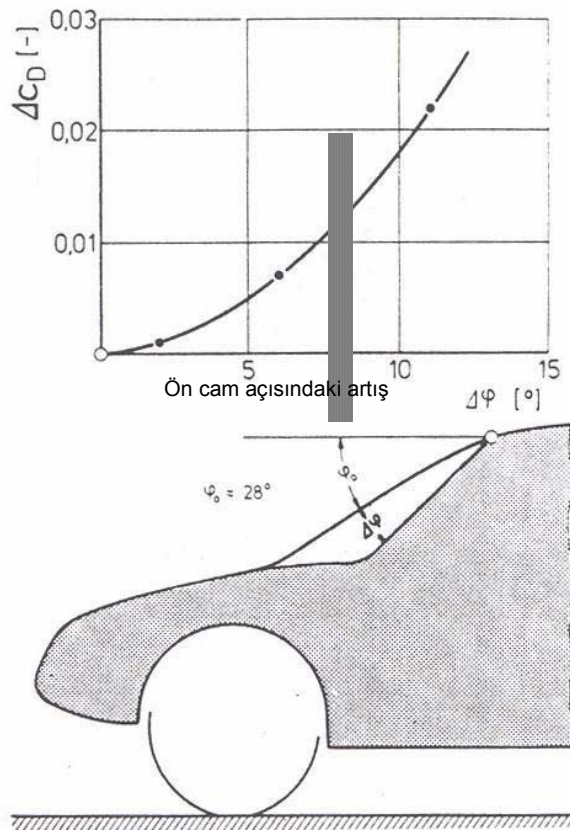
DİRENÇ KATSAYISI BİLEŞENİ	TİPİK DEĞER
Taşıt önü	0.055
Taşıt arkası	0.14
Taşıt altı	0.06
Yüzey Sürtünmesi	0.025
Toplam Gövde Direnci	0.28
Tekerlekler ve tekerlek boşlukları	0.09
Su olukları	0.01
Cam çerçeveleri	0.01
Dış ayna (bir adet)	0.01
Toplam Çıkıntı Direnci	0.12
Soğutma sistemi	0.035
Toplam İç Direnç	0.035
Genel Toplam Direnç	0.435 (1970'ler ve 1980'lerin başı)

Taşıt önü direnci, ön ucun tasarımından ve ön cam açısından etkilenmektedir. Ön ucun “yuvarlaklığı” genellikle dinamik basıncın direnci tetiklemek için üzerinde hareketlenebileceği alanı oluşturur. Şekil 3.16 aracın ön ucunun yüksekliğinin etkisini göstermektedir. Bu noktanın konumu durma noktasına doğru akan akış iplikçığının konumunu belirler. Bu akış iplikçığı, akışın gövde altı ve üstüne ayrılmasını hazırlamasından dolayı önemlidir. Asgari direnç, durma noktasının aracın ön profili üzerinde aşağıda tutulmasıyla elde edilir. Yuvarlaklaştırılmış bir şekil, karayolu araçlarının ön cephe/ızgarasının geleneksel olarak sert hatlarla ele alınmasının aksine aerodinamik için eşit düzeyde önemlidir. Yuvarlaklaştırılmış düşük kaporta çizgisi, toplam direnç katsayısında %5’ten %15’e kadar azalma sağlamaktadır [2].



Şekil 3.16. Ön uç tasarımının direnç üzerindeki etkisi [2]

Ön cam, yatay tavana yaklaştıkça, akış yönünü düzenlemektedir. Bu sebeple ön cam açısının direnç üzerinde, özellikle pikap ve kamyonlarda, doğrudan bir etkisi vardır. Dar açılar direnci azaltır, ancak ön camın güneş ısısından doğan yüklere daha fazla maruz kalması ve dar açılardaki deformasyonun asgariye indirilmesi durumunun üretici üzerinde çok daha fazla kritik talep yaratması, araç tasarımını daha çok karmaşıktırmaktadır. Şekil 3.17 ön cam açısının nominal açı olan 28 dereceden yükseltilmesiyle dirençte oluşan değişimi göstermektedir. Dik bir açı ile, ön cama yaklaşan hava hızı o bölgedeki yüksek basınç ile azalır. Dar bir açı ile, cam silecekleri üzerindeki aerodinamik güçlere ek olarak rüzgar hızı daha yüksek olacaktır [2].

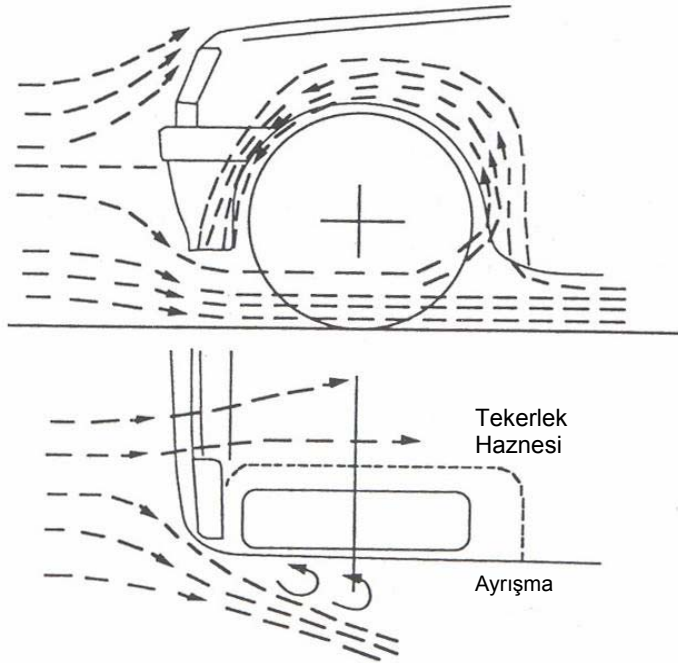


Şekil 3.17. Ön cam açısının direnç üzerindeki etkisi [2]

Taşıt altı, gövde direncini üreten kritik bir alandır. Süspansiyonlar, egzoz sistemleri ve alt gövdedeki diğer çıkıntılı parçalar direncin nedenleridir. Bu alandaki hava akışı, yol yüzeyi üzerindeki sıfır hava hızı ile kontrol edilen ve alt gövde parçalarının

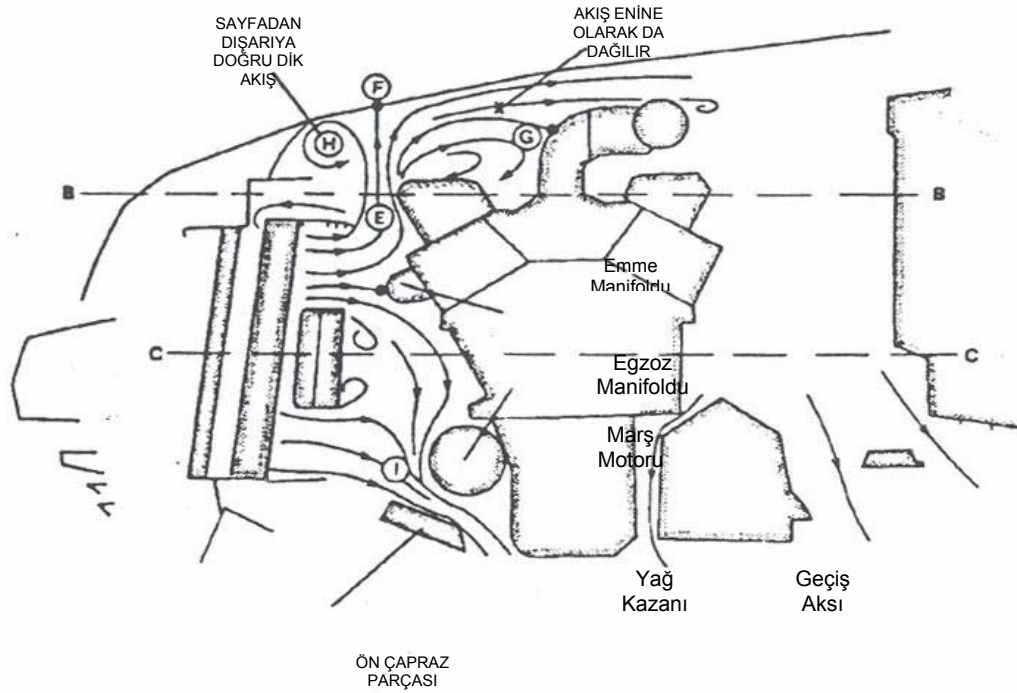
direnciyle tetiklenen bir kesme düzlemidir. Taşıt altı direncini asgariye indirmek için bilinen yol düz taşıt altı panellerinin kullanımıdır.

Gövdedeki çıkıntılar direncin azaltabileceği ikinci bir alanı teşkil etmektedir. Tekerlekler ve tekerlek hazneleri bu sınıftaki en büyük paya sahiptirler. Haznelerdeki dalgalı, dönen akış nedeniyle tekerleklerde önemli derecede direnç oluşur. Şekil 3.18, tekerlek çevresinde meydana gelen karmaşık akış şeklini göstermektedir. Tekerlek haznelerinin keskin kenarları, tekerlek dik düzlemde dönerken, akışın yatay düzlemde ilerlemesine olanak sağlar. Bu etkiler, tekerleğin akışa tabi olan ön yüzünden daha fazla akışı etkilemesine imkan sağlar. Dirençteki azalma tekerleklerin ve tekerlek hazne alanlarının aerodinamik olarak örtülmesiyle sağlanır. Bu durum, arka tekerlekler için bir dereceye kadar mümkün iken, ön tekerleklerdeki direksiyon dönüşü nedeniyle bu işlemin ön tarafta uygulanmasını karmaşıktır. Deneysel araştırma, alt taraf ile yer yüzeyi arasındaki mesafenin düşürülmesi ve tekerlek boşluğunun asgariye indirilmesi ile tekerlek tarafından oluşturulan toplam aerodinamik direnç katkısının düştüğünü göstermiştir [25].



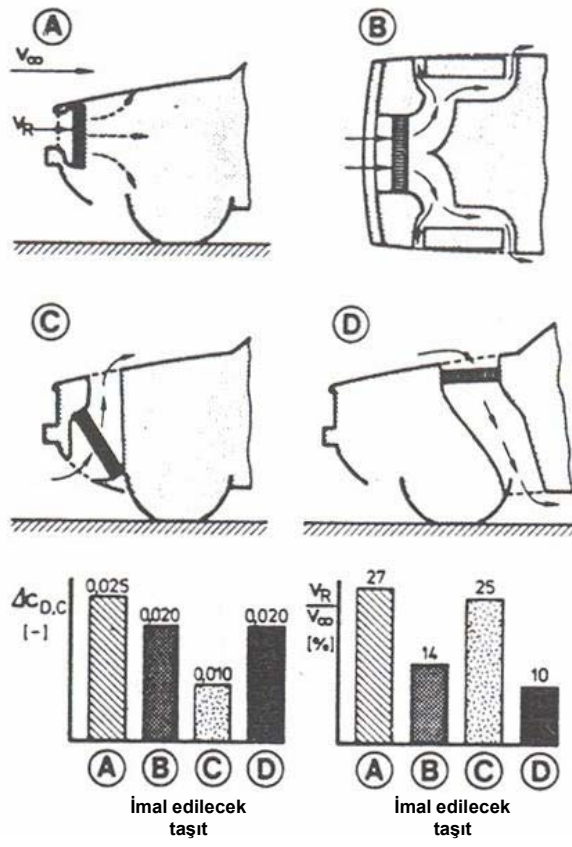
Şekil 3.18. Tekerlek haznesindeki hava akış dönüşü [25]

Soğutma sistemi, direnç yaratan başlıca nedenlerden sonuncusudur. Radyatörden geçen hava akışı motora alev bölmesine etki ederek dinamik basıncı araç üzerinde direnç olarak meydana getirir. Tipik bir motor bölmesi içinde hava akış şekli, bu alanda aerodinamik düzeltmenin olmamasından dolayı çok karmaşık olabilir (Şekil 3.19). Hava akışı şekline dikkat edilmediğinde, radyatöre giren hava, ileri momentumunun büyük bir kısmını, alt taraftaki açıklıklardan dışarı çıkmadan önce, motor bölmesindeki araç parçalarına karşı harcayarak momentum alışverişinin doğrudan artan dirence dönüşmesine sebep olur.



Şekil 3.19. Tipik bir motor bölmesindeki hava akış şekli [25]

Soğutma sistemindeki akış yönetimi, direnç katsayısını 0.035'e kadar etkileyebilir. Bu kaynaktan dirence olan katkı, normal olarak soğutma sistemi girişlerinin açık ve kapalı olduğu durumlarda ölçülen direnç değerlerinin arasındaki fark olarak alınır. Şekil 3.20'de görüldüğü gibi, akışı yönlendirmek için yapılan tasarım (hızın devam ettirilmesini sağlayarak statik basıncı düşük tutan) direnci azaltabilir. Modern otomobillerde direnci azaltmak için soğutma giriş boyutu mümkün olan asgaride tutulmaktadır.



Şekil 3.20. Soğutma sisteminin direnç üzerindeki etkisi

4. MATEMATİKSEL FORMÜLASYON

4.1. Genel Denklemler

$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z}$ ifadesi bileşenleri u , v ve w olan bir $\vec{u}$ hız vektörünün divergence'sı

olarak adlandırılır ve $div \vec{u}$ olarak gösterilir. Aynı hız vektörünün bileşenleri

$u = \frac{\partial \phi}{\partial x}$, $v = \frac{\partial \phi}{\partial y}$ ve $w = \frac{\partial \phi}{\partial z}$ olarak tanımlanırsa $\vec{u} = u\vec{i} + v\vec{j} + w\vec{k} = \text{grad}\phi$ elde edilir.

Buna da ϕ 'nin gradyanı adı verilir.

4.1.1. Süreklilik denklemi

Süreklilik denklemi, bir akışkan elemanında kütle dengesi ile ifade edilir. Diğer bir deyişle akışkan elemanındaki kütle artışı hızı eşittir kütle artışı akışkan elemanına net akış hızı.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (4.1)$$

veya hız vektörü $\vec{u} = u\vec{i} + v\vec{j} + w\vec{k}$ olarak kabul edilirse,

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + div(\rho \vec{u}) = 0 \quad (4.2)$$

şeklinde ifade edilir. Eşitliğin solundaki birinci terim yoğunluğun zaman içindeki değişim hızını, ikinci terim ise akışkan elemanının sınırlarından çıkan kütle artışı net akışını tanımlar ve konvektif terim olarak adlandırılır. Sıkıştırılamayan akışkanlar için yoğunluk(ρ) sabit olup Eş.4.1

$$div \vec{u} = 0 \quad (4.3)$$

veya

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (4.4)$$

haline gelir.

4.1.2. Momentum denklemi

Newton'un ikinci kanununa göre bir akışkan parçasının momentumunun değişim hızı bu akışkan parçasına etki eden kuvvetlerin toplamına eşittir. Bir akışkan parçasının birim hacminin x, y ve z yönlerindeki momentum artış hızı sırasıyla $\rho \frac{Du}{Dt}$, $\rho \frac{Dv}{Dt}$ ve $\rho \frac{Dw}{Dt}$ terimleri ile ifade edilir.

Momentum denkleminin x-bileşeni;

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \frac{\partial(-p + \tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + S_{M_x} \quad (4.5a)$$

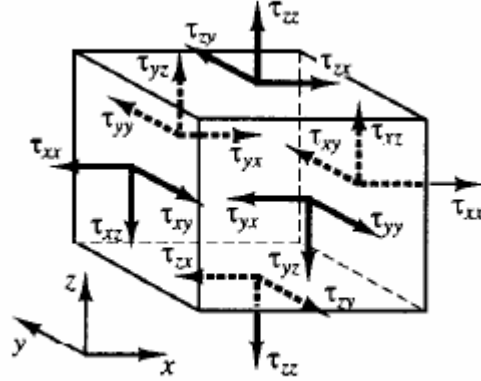
Momentum denkleminin y-bileşeni;

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial(-p + \tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + S_{M_y} \quad (4.5b)$$

Momentum denkleminin z-bileşeni;

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial(-p + \tau_{zz})}{\partial z} + S_{M_z} \quad (4.5c)$$

olarak ifade edilir. Burada p basıncı, τ viskoz gerilmeleri, τ_{ij} Şekil 4.1’de görüldüğü gibi viskoz gerilmelerin yönünü (j yönündeki yüzeyde i yönüne dik), S ise kaynak terimini (S_{Mx} = Birim zamanda birim hacmin x -momentumunun kaynak terimi) belirtir.



Şekil 4.1. Bir akışkan elemanının yüzeylerindeki gerilme bileşenleri

4.1.3. Navier – Stokes denklemleri

Bir çok akışta viskoz gerilmeler bölgesel deformasyon hızı (veya gerinim hızı)’nın fonksiyonu olarak ifade edilir. Üç boyutlu bir akışta bölgesel deformasyon hızı, doğrusal deformasyon hızı ile hacimsel deformasyon hızından meydana gelir [27]. Akışkanları izotropik kabul ederek bir akışkan elemanının doğrusal deformasyon hızı üç yönde dokuz elemana sahiptir. Üçü doğrusal uzama deformasyon elemanı;

$$e_{xx} = \frac{\partial u}{\partial x}, \quad e_{yy} = \frac{\partial v}{\partial y}, \quad e_{zz} = \frac{\partial w}{\partial z} \quad (4.6a)$$

altısı doğrusal kayma deformasyon elemanıdır.

$$e_{xy} = e_{yx} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \quad (4.6b)$$

$$e_{xz} = e_{zx} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \quad (4.6c)$$

$$e_{yz} = e_{zy} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \quad (4.6d)$$

Hacimsel deformasyon,

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = \text{div } \vec{u} \quad (4.7)$$

ile tarif edilir. Bir Newton akışkanında viskoz gerilmeler deformasyon hızlarıyla orantılıdır. Gerilmeleri doğrusal deformasyonlarla ilişkilendirebilmek için μ , dinamik viskozite, gerilmeleri hacimsel deformasyonlarla ilişkilendirebilmek için λ , ikinci viskozite sabitleri kullanıldığında altısı bağımsız dokuz viskoz gerilme elemanları elde edilir.

$$\tau_{xx} = 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} + \lambda \text{div } \vec{u} \quad (4.8a)$$

$$\tau_{yy} = 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} + \lambda \text{div } \vec{u} \quad (4.8b)$$

$$\tau_{zz} = 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} + \lambda \text{div } \vec{u} \quad (4.8c)$$

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \quad (4.8d)$$

$$\tau_{xz} = \tau_{zx} = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \quad (4.8e)$$

$$\tau_{yz} = \tau_{zy} = \mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \quad (4.8f)$$

Pratikte etkisi çok küçük olduğu için ikinci viskozite terimi λ ile ilgili fazla bir bilgi yoksa da gazlar için $\lambda = -\frac{2}{3}\mu$, Schlichting (1979) tarafından önerilmiştir [28].

Sıvılar sıkıştırılmaz olduğu için süreklilik denklemi $\text{div } \vec{u} = 0$ 'dır. Dolayısıyla viskoz gerilmeler, bölgesel lineer deformasyon hızı ile dinamik viskozitenin çarpımının iki katıdır. Eşitlik 4.8a-4.8d-4.8e , Eşitlik 4.5a ile birlikte kullanıldığında

$$\begin{aligned} \rho \frac{Du}{Dt} = & \frac{\partial}{\partial x} \left[-p + 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} + \lambda \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] \\ & + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + S_{M_x} \end{aligned} \quad (4.9)$$

$$\begin{aligned} \rho \frac{Du}{Dt} = & -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[2\mu \frac{\partial u}{\partial x} + \lambda \operatorname{div} \vec{u} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \\ & + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + S_{M_x} \end{aligned} \quad (4.10)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x} \left[2\mu \frac{\partial u}{\partial x} + \lambda \operatorname{div} \vec{u} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] = \\ & \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial z} \right) + \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] \\ & + \frac{\partial}{\partial x} (\lambda \operatorname{div} \vec{u}) = \operatorname{div}(\mu \operatorname{grad} u) + S_{M_x} \end{aligned} \quad (4.11)$$

olarak düzenlenir, yeni bir kaynak terim iki çok küçük terim kaynak terimindeki viskoz gerilme terimine eklenir ve

$$S_M = S_M + s_M \quad (4.12)$$

olarak tanımlanırsa

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \operatorname{div}(\mu \operatorname{grad} u) + S_{M_x} \quad (4.13)$$

elde edilir. Benzer şekilde Eş.4.8b, Eş.4.8d ve Eş.4.8f, Eş.4.5b’de kullanıldığında momentum denkleminin y-bileşeni;

$$\begin{aligned} \rho \frac{Dv}{Dt} = & \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[-p + 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} + \lambda \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) \right] \\ & + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + S_{My} \end{aligned} \quad (4.14)$$

$$\begin{aligned} \rho \frac{Dv}{Dt} = & -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[2\mu \frac{\partial v}{\partial y} + \lambda \operatorname{div} \vec{\mathbf{u}} \right] \\ & + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + S_{My} \end{aligned} \quad (4.15)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[2\mu \frac{\partial v}{\partial y} + \lambda \operatorname{div} \vec{\mathbf{u}} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] = \\ & \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial z} \right) + \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] \\ & + \frac{\partial}{\partial y} (\lambda \operatorname{div} \vec{\mathbf{u}}) = \operatorname{div}(\mu \operatorname{grad} v) + S_{My} \end{aligned} \quad (4.16)$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \operatorname{div}(\mu \operatorname{grad} v) + S_{My} \quad (4.17)$$

olarak elde edilir. Momentum denkleminin z-bileşeni de Eş.4.8c-e-f'nin, Eş.4.5c'de kullanılması neticesinde;

$$\begin{aligned} \rho \frac{Dw}{Dt} = & \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] \\ & + \frac{\partial}{\partial z} \left[-p + 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} + \lambda \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) \right] + S_{Mz} \end{aligned} \quad (4.18)$$

$$\begin{aligned} \rho \frac{Dw}{Dt} = & -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] \\ & + \frac{\partial}{\partial z} \left[2\mu \frac{\partial w}{\partial z} + \lambda \operatorname{div} \vec{u} \right] + S_{Mz} \end{aligned} \quad (4.19)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[2\mu \frac{\partial w}{\partial z} + \lambda \operatorname{div} \vec{u} \right] = \\ & \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial z} \right) + \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial z} \right) \right] \\ & + \frac{\partial}{\partial z} (\lambda \operatorname{div} \vec{u}) = \operatorname{div}(\mu \operatorname{grad} w) + S_{Mz} \end{aligned} \quad (4.20)$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \operatorname{div}(\mu \operatorname{grad} w) + S_{Mz} \quad (4.21)$$

olarak elde edilir. Eş.4.13 – Eş.4.17 – Eş.4.21 ile ifade edilen denklemler Navier – Stokes denklemlerinin sonlu hacimler metodunun geliştirilmesi için en kullanışlı halidir. Sabit viskoziteye sahip sıkıştırılamayan akış için anlık süreklilik denklemi;

$$\operatorname{div} \vec{u} = 0 \quad (4.22)$$

olacağı için Eş.4.13- Eş.4.17 ve Eş.4.21’de yer alan kaynak terimleri içeriğinde $\operatorname{div} \vec{u}$ terimi bulundurması sebebiyle sıfır olur. Herhangi bir ϕ özelliğinin toplam türevi,

$$\frac{D\phi}{Dt} = \frac{\partial \phi}{\partial t} + \vec{u} \bullet \operatorname{grad} \phi = \frac{\partial \phi}{\partial t} + \operatorname{div}(\phi \vec{u}) \quad (4.23)$$

olduğuna göre Eş.4.13- Eş.4.17 ve Eş.4.21’de belirtilen Navier-Stokes denklemleri anlık denklemler halinde yazılırsa,

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \text{div}(u\vec{u}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \text{div}(\text{grad}u) \quad (4.24a)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + \text{div}(v\vec{u}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \text{div}(\text{grad}v) \quad (4.24b)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + \text{div}(w\vec{u}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \text{div}(\text{grad}w) \quad (4.24c)$$

olarak ifade edilir.

4.1.4. Genel aktarım (transport) denklemi

Genel bir skaler değişken(sıcaklık, kirlilik konsantrasyonu v.b.) ϕ dikkate alındığında akış denklemlerinin kapalı şekli,

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \text{div}(\rho\phi\vec{u}) = \text{div}(\Gamma \text{grad}\phi) + S_\phi \quad (4.25)$$

şeklinde yazılabilir [27]. Bu eşitlik söz ile,

Akışkan elemanı ϕ 'nin değişim hızı	+	Akışkan elemanından çıkan ϕ 'nin net akış hızı	=	Difüzyon nedeniyle ϕ 'nin artış hızı	+	Kaynaklar nedeniyle ϕ 'nin artış hızı
şeklinde ifade edilir.						

Eş.4.10, ϕ 'nin aktarım denklemi olarak tanımlanır. Eşitliğin solunda değişim hızı terimi ile konvektif terim, eşitliğin sağında ise difüzyon (Γ = difüzyon katsayısı) terimi ile kaynak terimi yer alır.

Eş.4.10'un üç boyutlu kontrol hacmi boyunca integre edilmesiyle ,

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\int_{KH} \rho \phi dV \right) + \int_A \vec{n} \cdot (\rho \phi \vec{u}) dA = \int_A \vec{n} \cdot (\Gamma \text{grad} \phi) dA + \int_{KH} S_\phi dV \quad (4.26)$$

elde edilir. Veya söz ile söylemek gerekirse;

$$\begin{array}{ccccccc} \phi' \text{'nin} & & \text{Sınırlarındaki} & & \text{Sınırlarındaki difüzyon} & & \phi' \text{'nin net} \\ \text{artış hızı} & + & \text{konveksiyon} & = & \text{nedeniyle} & + & \text{meydana} \\ & & \text{nedeniyle } \phi' \text{'deki} & & \phi' \text{'nin artış hızı} & & \text{gelme} \\ & & \text{net azalma hızı} & & & & \text{hızı} \end{array}$$

şeklinde ifade edilir. Zamana göre değişimin olmadığı problemlerde kararlı aktarım denkleminin integral şekli elde edilir.

$$\int_A \vec{n} \cdot (\rho \phi \vec{u}) dA = \int_A \vec{n} \cdot (\Gamma \text{grad} \phi) dA + \int_{KH} S_\phi dV \quad (4.27)$$

4.2. Türbülansın Modellenmesi

Türbülanslı akış, akış parametrelerinin zamana ve uzay koordinatlarına bağımlı olarak düzensiz değişimler gösterdiği akış olarak tanımlanabilir. Türbülans, yüksek Reynolds sayılarında ortaya çıkan bir akış özelliği olup, kesinlikle bir akışkan özelliği değildir. Türbülanslı akış, çok karmaşık ve düzensiz bir yapıya sahip olmasından dolayı, akış özelliklerinin tamamen tanımlanabilmesinin makul boyutta ekonomik bir yöntemi yoktur. Bununla birlikte pratik mühendislik uygulamalarında türbülanslı akışlara sıkça rastlanmaktadır. Bu nedenle mühendisler türbülanslı akışlar hakkında yeterli derecede bilgi sağlayacak hesaplama yöntemlerine ihtiyaç duymaktadırlar. Bu amaçla, pratikte türbülanslı akışın sadece zaman-ortalama özellikleri ile ilgilenilmektedir. Böylece türbülans çalkantılarının (fluctuation) ortalama akış özellikleri üzerindeki etkisi incelenmekte ve bir çok mühendislik uygulamalarında yeterli sayılabilecek sonuçlar elde edilmektedir. Bu yaklaşımla, laminar akış denklemleri; hızlı ve düzensiz çalkantıların ortalama değerlerde olduğu kabul edilerek yapılan ortalama işlemi ile türbülanslı akış için zaman-ortalama denklemlere dönüştürülmektedir. Bu işlemden sonra, Reynolds gerilimleri, türbülans

ısı akısı, vb. ekstra terimler ortaya çıkmaktadır. Bu terimleri akışın ortalama özellikleri ile ifade etmek için etkili türbülans modellerine ihtiyaç duyulmaktadır.

Bir çok türbülans modeli, türbülans viskozitesi, türbülans difüzyon katsayısı gibi kavramlar kullanmaktadırlar. Sonuç olarak türbülanslı akışı tanımlamak üzere, laminar akış denklemleri ile aynı yapıya sahip zaman-ortalamalı denklemler ortaya çıkmaktadır. Fakat bu denklemlerde viskozite, difüzyon, ısı iletim katsayısı vb. laminar aktarım katsayıları yerine, türbülans etkileri de içeren ve efektif aktarım katsayıları olarak adlandırılan katsayılar kullanılmaktadır. Sözü edilen efektif aktarım katsayıları, laminar ve türbülans aktarım katsayılarının toplamı olarak tanımlanmaktadır.

4.2.1. Türbülanslı akış için zaman-ortalamalı denklemler

Türbülanslı akış içerisinde oluşan çalkantıların ortalama akış özelliklerine etkisini incelemek ve zaman-ortalamalı türbülanslı akış denklemlerini türetmek üzere herhangi bir akış değişkeni φ ' in ortalama değeri Φ şu şekilde tanımlanabilir;

$$\Phi = \frac{1}{\Delta t} \int_0^{\Delta t} \varphi(t) dt \quad (4.28)$$

φ zamana bağımlı bir değişken olup, kararlı ortalama bileşen Φ ve sıfır ortalama değerli zamana bağımlı çalkantı (fluctuating) bileşeni φ' 'nin toplamı olarak

$$\varphi(t) = \Phi + \varphi'(t) \quad (4.29)$$

şeklinde ifade edilir ve zamana bağımlılık yazılmazsa $\varphi = \Phi + \varphi'$ elde edilir. Çalkantıların zaman ortalaması tanım gereği sıfırdır.

$$\overline{\varphi'} = \frac{1}{\Delta t} \int_0^{\Delta t} \varphi' dt \equiv 0 \quad (4.30)$$

Akışın çalkantılı kısmına ilişkin bilgiler, çalkantıların kök-ortalama-kare (*root-mean-square, rms*) değeri:

$$\varphi_{rms} = \sqrt{\overline{(\varphi')^2}} = \left[\frac{1}{\Delta t} \int_0^{\Delta t} (\varphi')^2 dt \right]^{1/2} \quad (4.31)$$

ile elde edilebilir. Hız bileşenlerinin rms değerleri, türbülans çalkantılara duyarlı hız problemleri ve basit elektrik devreleri ile kolaylıkla ölçülebilmesi açısından, çok büyük önem taşımaktadır [27].

Bir türbülanslı akışa ait ortalama akış denklemlerini türetmeden önce herhangi birbirinden farklı φ ve ψ gibi çalkantı özelliklerinin zaman ortalamaları

$$\varphi = \Phi + \varphi' \quad (4.32)$$

ve

$$\psi = \Psi + \psi' \quad (4.33)$$

ile bunların kombinasyonlarını, türevlerini ve integrasyonunu kapsayan matematiksel kurallar Eş.4.28 ve Eş.4.30 kullanılarak aşağıda Eş.4.34a-Eş.4.34h'de ifade edilmiştir.

$$\overline{\varphi'} = \overline{\psi'} = 0 \quad (4.34a)$$

$$\overline{\Phi} = \Phi \quad (4.34b)$$

$$\overline{\varphi + \psi} = \Phi + \Psi \quad (4.34c)$$

$$\overline{\varphi\psi} = \Phi\Psi + \overline{\varphi'\psi'} \quad (4.34d)$$

$$\overline{\varphi\Psi} = \Phi\Psi \quad (4.34e)$$

$$\overline{\varphi'\Psi} = 0 \quad (4.34f)$$

$$\overline{\frac{\partial \varphi}{\partial s}} = \frac{\partial \Phi}{\partial s} \quad (4.34g)$$

$$\overline{\int \varphi ds} = \int \Phi ds \quad (4.34h)$$

div ve grad operatörlerinin her ikisi de birer fark operatörü olduğu için Eş.4.34a-Eş.4.34h’de belirtilen kurallar, çalkantı (fluctuating) vektörel büyüklüğü $\vec{a} = \vec{A} + \vec{a}'$ ’ya ve bunun çalkantı skaler büyüklüğü $\varphi = \Phi + \varphi'$ ile kombinasyonlarına uygulandığında;

$$\overline{\text{div} \vec{a}} = \text{div} \vec{A} \quad (4.35a)$$

$$\overline{\text{div}(\varphi \vec{a})} = \text{div}(\overline{\varphi \vec{a}}) = \text{div}(\Phi \vec{A}) + \text{div}(\overline{\varphi' \vec{a}'}) \quad (4.35b)$$

$$\overline{\text{div}(\text{grad} \varphi)} = \text{div}(\text{grad} \Phi) \quad (4.35c)$$

matematiksel ifadeleri elde edilir [27]. Çalkantıların etkilerini ifade etmek için Eş.4.22 ve Eş.4.24a-Eş.4.24c’ de akış değişkenleri $\vec{u}$ (dolayısıyla u, v, w) ve p yerine ortalama ve çalkantılı bileşenlerinin toplamı kullanılır. Diğer bir deyişle(ortalama hızın x-bileşeni U , y-bileşeni V , z-bileşeni W , çalkantının x-bileşeni u' , y-bileşeni v' , z-bileşeni w' olduğuna göre);

$$\vec{u} = \vec{U} + \vec{u}' \quad (4.36a)$$

$$u = U + u' \quad (4.36b)$$

$$v = V + v' \quad (4.36c)$$

$$w = W + w' \quad (4.36d)$$

$$p = P + p' \quad (4.36e)$$

yazılır ve daha sonra Eş.4.35’ de belirtilen kurallar uygulanarak zaman ortalamaları alınır. Eş.4.22’de belirtilen süreklilik denklemi bu kurallar gereği,

$$\overline{div \vec{u}} = \overline{div(\vec{U} + \vec{u}')} = 0 \quad (4.37)$$

Eş.4.34a kullanılarak $\overline{\vec{u}'} = 0$ olduğu için

$$\overline{div \vec{u}} = div \vec{U} \quad (4.38)$$

olarak düzenlendiğinde akış için süreklilik denklemi;

$$div \vec{U} = 0 \quad (4.39)$$

olarak bulunur. Süreklilik denklemi için uygulanan duruma benzer bir durum momentum denkleminin x-bileşeni Eş.4.24a için uygulanırsa bu denklemdeki her bir terimin zaman ortalamaları ;

$$\overline{\frac{\partial u}{\partial t}} = \frac{\partial U}{\partial t} \quad (4.40)$$

$$\overline{div(u\vec{u})} = div(U\vec{U}) + div(\overline{u'\vec{u}'}) \quad (4.41)$$

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} \quad (4.42)$$

$$\overline{\nu div grad u} = \nu div grad U \quad (4.43)$$

olarak yazılır. Eş 4.24a'da belirtilen momentum denkleminin x-bileşeninin zaman ortalaması alındığında;

$$\overline{\frac{\partial u}{\partial t}} + \overline{div(u\vec{u})} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \overline{\nu div(grad u)} \quad (4.44)$$

elde edilir. Birinci terimin yerine Eş.4.40'daki karşılığı, ikinci terimin yerine Eş.4.41'deki karşılığı, üçüncü terimin yerine Eş.4.42'deki karşılığı ve en son dördüncü terimin yerine Eş.4.43'deki karşılığı yazıldığında;

$$\underbrace{\frac{\partial U}{\partial t}}_{(I)} + \underbrace{\text{div}(U\vec{\mathbf{U}})}_{(II)} + \underbrace{\text{div}\left(\overline{u'\vec{\mathbf{u}}'}\right)}_{(III)} = - \underbrace{\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x}}_{(IV)} + \underbrace{\nu \text{div grad } U}_{(V)} \quad (4.45)$$

elde edilir. Eş.4.24b’de belirtilen momentum denkleminin y-bileşeninin zaman ortalaması alındığında;

$$\overline{\frac{\partial v}{\partial t}} + \overline{\text{div}(v\vec{\mathbf{u}})} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \overline{p}}{\partial y} + \overline{\nu \text{div}(grad v)} \quad (4.46)$$

elde edilir. Eş.4.40 – Eş.4.43 denklemlerine benzer şekilde;

$$\overline{\frac{\partial v}{\partial t}} = \frac{\partial V}{\partial t} \quad (4.47)$$

$$\overline{\text{div}(v\vec{\mathbf{u}})} = \overline{\text{div}(V\vec{\mathbf{U}})} + \overline{\text{div}(v'\vec{\mathbf{u}}')} \quad (4.48)$$

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial \overline{p}}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} \quad (4.49)$$

$$\overline{\nu \text{div grad } v} = \nu \text{div grad } V \quad (4.50)$$

olduğuna göre Eş.4.47 – Eş.4.50, Eş.4.46’da kullanılarak zaman ortalamalı momentum denkleminin y-bileşeni,

$$\underbrace{\frac{\partial V}{\partial t}}_{(I)} + \underbrace{\text{div}(V\vec{\mathbf{U}})}_{(II)} + \underbrace{\text{div}\left(\overline{v'\vec{\mathbf{u}}'}\right)}_{(III)} = - \underbrace{\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y}}_{(IV)} + \underbrace{\nu \text{div grad } V}_{(V)} \quad (4.51)$$

olarak elde edilir. Benzer şekilde Eş.4.24c’de belirtilen momentum denkleminin z-bileşeninin zaman ortalaması alındığında;

$$\overline{\frac{\partial w}{\partial t}} + \overline{\text{div}(w\vec{\mathbf{u}})} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \overline{p}}{\partial z} + \overline{\nu \text{div}(grad w)} \quad (4.52)$$

elde edilir. Eş.4.40 – Eş.4.43 denklemlerine benzer şekilde;

$$\overline{\frac{\partial w}{\partial t}} = \frac{\partial W}{\partial t} \quad (4.53)$$

$$\overline{div(w\vec{u})} = div(W\vec{U}) + div(\overline{w'\vec{u}'}) \quad (4.54)$$

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} \quad (4.55)$$

$$\overline{v div grad w} = v div grad W \quad (4.56)$$

olduğuna göre Eş.4.53 – Eş.4.56, Eş.4.52’de kullanılarak zaman ortalamalı momentum denkleminin z-bileşeni,

$$\underbrace{\frac{\partial W}{\partial t}}_{(I)} + \underbrace{div(W\vec{U})}_{(II)} + \underbrace{div(\overline{w'\vec{u}'})}_{(III)} = -\underbrace{\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z}}_{(IV)} + \underbrace{v div grad W}_{(V)} \quad (4.57)$$

olarak elde edilir. (I), (II), (IV) ve (V) ile gösterilen terimler anlık denklemler Eş.4.24a- Eş.4.24c’de de görülmektedir. Fakat zaman ortalama prosesi , zaman ortalamalı momentum denklemlerine (III) ile gösterilen yeni terimler ilave etmiştir. Bu terimler çalkantı hızlarının çarpımını ihtiva eder ve hız çalkantılarından kaynaklanan konvektif momentum transferini meydana getirir [27].

Ortalama hız bileşenleri U,V ve W’da ilave türbülans gerilmelerinin etkisini yansıtmak için genellikle (III) ile gösterilen terimler zaman ortalamalı momentum denklemleri (Eş.4.45 – Eş.4.51 – Eş.4.57)’nin sağ tarafına yerleştirilir. Bu düzenleme yapılırsa,

$$\frac{\partial U}{\partial t} + div(U\vec{U}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho} div grad U - div(\overline{u'\vec{u}'}) \quad (4.58)$$

$$\frac{\partial V}{\partial t} + div(V\vec{U}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\mu}{\rho} div grad V - div(\overline{v'\vec{u}'}) \quad (4.59)$$

$$\frac{\partial W}{\partial t} + div(W\vec{U}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\mu}{\rho} div grad W - div(\overline{w'\vec{u}'}) \quad (4.60)$$

$$\text{elde edilir.} \quad \vec{u}' = u' \vec{i} + v' \vec{j} + w' \vec{k} \quad (4.61)$$

olduğuna göre,

$$u' \vec{u}' = u'u' \vec{i} + u'v' \vec{j} + u'w' \vec{k} \quad (4.62)$$

$$v' \vec{u}' = v'u' \vec{i} + v'v' \vec{j} + v'w' \vec{k} \quad (4.63)$$

$$w' \vec{u}' = w'u' \vec{i} + w'v' \vec{j} + w'w' \vec{k} \quad (4.64)$$

şeklinde yazılabilir. Eş.4.62- Eş.4.64'deki ifadeler Eş.4.58- Eş.4.60'da kullanıldığında;

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \text{div}(U \vec{U}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \text{div grad } U + \left[-\frac{\overline{\partial u'^2}}{\partial x} - \frac{\overline{\partial u'v'}}{\partial y} - \frac{\overline{\partial u'w'}}{\partial z} \right] \quad (4.65a)$$

$$\frac{\partial V}{\partial t} + \text{div}(V \vec{U}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \nu \text{div grad } V + \left[-\frac{\overline{\partial u'v'}}{\partial x} - \frac{\overline{\partial v'^2}}{\partial y} - \frac{\overline{\partial v'w'}}{\partial z} \right] \quad (4.65b)$$

$$\frac{\partial W}{\partial t} + \text{div}(W \vec{U}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + \nu \text{div grad } W + \left[-\frac{\overline{\partial u'w'}}{\partial x} - \frac{\overline{\partial v'w'}}{\partial y} - \frac{\overline{\partial w'^2}}{\partial z} \right] \quad (4.65c)$$

elde edilir. İlave gerilme terimleri, yapılarını ifade edebilmek için açık bir şekilde yazılmıştır. Üçü normal ve üçü kayma gerilmeleri olmak üzere toplam altı ilave gerilmeden meydana gelirler. Bunlar;

$$\tau_{xx} = -\overline{\rho u'^2} \quad \tau_{xy} = \tau_{yx} = -\overline{\rho u'v'} \quad (4.66a)$$

$$\tau_{yy} = -\overline{\rho v'^2} \quad \tau_{xz} = \tau_{zx} = -\overline{\rho u'w'} \quad (4.66b)$$

$$\tau_{zz} = -\overline{\rho w'^2} \quad \tau_{yz} = \tau_{zy} = -\overline{\rho v'w'} \quad (4.66c)$$

şeklinde ifade edilen altı ilave türbülans gerilmeleridir. Bu gerilmeler *Reynolds gerilmeleri*, Eş.4.65a- Eş.4.65c'de belirtilen denklemler ise *Reynolds denklemleri* olarak tanımlanır [27]. Türbülanslı akışlarda normal gerilmeler $-\overline{\rho u'^2}$, $-\overline{\rho v'^2}$ ve

$-\overline{\rho w'^2}$ daima sıfırdan farklıdır çünkü bunlar çalkantı hızlarının karesini ihtiva eder. Kayma gerilmeleri $-\overline{\rho u'v'}$, $-\overline{\rho u'w'}$ ve $-\overline{\rho v'w'}$ ise farklı hız bileşenleri arasında korelasyonu kurar. Bir türbülanslı akışta türbülans kayma gerilmeleri de sıfırdan farklıdır ve viskoz gerilmelere göre oldukça büyüktür.

Herhangi skalar bir değişken için bir aktarım denklemi türetildiğinde de benzer ilave türbülans aktarım terimleri meydana gelir. Skalar ϕ için zaman ortalamalı aktarım denklemi,

$$\frac{\partial \Phi}{\partial t} + \text{div}(\Phi \vec{U}) = \text{div}(\Gamma_{\phi}^* \text{grad} \Phi) + \left[-\frac{\partial(\overline{\rho u' \phi'})}{\partial x} - \frac{\partial(\overline{\rho v' \phi'})}{\partial y} - \frac{\partial(\overline{\rho w' \phi'})}{\partial z} \right] + S_{\phi} \quad (4.67)$$

olarak ifade edilir. Buraya kadar verilen denklemlerde akışkan yoğunluğunun sabit olduğu kabul edilmiştir. Ancak pratik uygulamalardaki akışların bir çoğunda ortalama yoğunluk değişebilirken, anlık yoğunluk ise daima türbülans çalkantıları göstermektedir. Bradshaw ve arkadaşları (1981), küçük yoğunluk çalkantılarının akışı önemli ölçüde etkilemediğini ifade etmiştir [29]. Buna göre, yoğunluk çalkantılarının ihmal edilebileceği ancak ortalama yoğunluk değişimlerinin önemli olduğu sıkıştırılabilir türbülanslı akışlar için zaman ortalamalı denklemler aşağıda verildiği gibidir;

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho U)}{\partial t} + \text{div}(\rho U \vec{U}) = & -\frac{\partial P}{\partial x} + \text{div}(\mu \text{grad} U) \\ & + \left[-\frac{\partial(\overline{\rho u'^2})}{\partial x} - \frac{\partial(\overline{\rho u'v'})}{\partial y} - \frac{\partial(\overline{\rho u'w'})}{\partial z} \right] \end{aligned} \quad (4.68a)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho V)}{\partial t} + \text{div}(\rho V \vec{U}) = & -\frac{\partial P}{\partial y} + \text{div}(\mu \text{grad} V) \\ & + \left[-\frac{\partial(\overline{\rho u'v'})}{\partial x} - \frac{\partial(\overline{\rho v'^2})}{\partial y} - \frac{\partial(\overline{\rho v'w'})}{\partial z} \right] \end{aligned} \quad (4.68b)$$

$$\frac{\partial(\rho W)}{\partial t} + \text{div}(\rho W \vec{U}) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \text{div}(\mu \text{grad} W) + \left[-\frac{\partial(\rho \overline{u'w'})}{\partial x} - \frac{\partial(\rho \overline{v'w'})}{\partial y} - \frac{\partial(\rho \overline{w'^2})}{\partial z} \right] \quad (4.68c)$$

Türbülanslı akışlar için herhangi bir skalar değişkenin, ϕ (sıcaklık, konsantrasyon vb.) aktarım denklemi benzer yaklaşımla,

$$\frac{\partial(\rho \Phi)}{\partial t} + \text{div}(\rho \Phi \vec{U}) = \text{div}(\Gamma_{\phi} \text{grad} \Phi) + \left[-\frac{\partial(\rho \overline{u'\phi'})}{\partial x} - \frac{\partial(\rho \overline{v'\phi'})}{\partial y} - \frac{\partial(\rho \overline{w'\phi'})}{\partial z} \right] + S_{\phi} \quad (4.69)$$

şeklinde yazılabilir [27].

4.2.2. Çeşitli türbülans modelleri

Laminar akışlarda kullanılan süreklilik ve Navier-Stokes denklemleri dört bilinmeyenli (u, v, w, p) dört denklem setini oluşturmaktadır. Matematiksel olarak bu denklem seti kapalıdır, yani çözülebilmesi için gerekli şartı sağlamıştır. Ancak türbülanslı akışlara ait Reynolds denklemlerinin oluşturulması için yapılan ortalama işlemi neticesinde altı ekstra bilinmeyen (*Reynolds gerilmeleri*) ortaya çıkmaktadır. Bunun yanında zaman ortalama skalar taşınım denklemlerinde de üç ekstra terim oluşmaktadır. Türbülans modellerinin temel amacı ortaya çıkan bu ekstra terimleri çözmek üzere hesaplama yöntemleri geliştirmektir. Mühendislik uygulamalarında en çok kullanılan ve zaman-ortalama akış denklemlerini temel alan klasik türbülans modelleri şunlardır;

- Karışma uzunluğu modeli (Mixing length model)
- Spalart – Allmaras modeli (One equation model)

- $k-\varepsilon$ modeli (two-equation model)
 - Standart
 - RNG
 - Realizable
- $k-\omega$ modeli (two-equation model)
 - Standart
 - SST (Shear stress transport)
- Reynold gerilim denklemi modeli (Reynold stress equation model)
- Cebirsel gerilim modeli (Algebraic stress model)

Bu modellerin hepsi kullanılmakla beraber $k-\varepsilon$ modeli pratikte en çok kullanılan ve deneysel verilerle karşılaştırılarak güvenilir sonuçlar verdiği belirlenen modeldir.

Türbülanslı akışlarda, türbülans seviyesi ve türbülans gerilimleri akış içerisindeki her noktada değişim göstermektedir. Karışma uzunluğu modeli, bu gerilimleri tanımlamak üzere türbülans viskozitesini pozisyonun fonksiyonu olarak veren basit bir cebirsel denklemle ifade etmektedir. Buna karşın $k-\varepsilon$ modelinde, türbülans viskozitesi, türbülansın üretimi ve yutulumu etkilerini de içermektedir. Bu amaçla biri türbülans kinetik enerjisi, k diğeri ise türbülans kinetik enerji yutulma miktarı (*dissipation*), ε için iki taşınım denklemi çözülmektedir. Söz konusu modellere ilişkin detaylı bilgiler Versteeg and Malalasekera (1995) tarafından verilmiştir [27].

Yukarıda sözü edilen modellerden karışma uzunluğu modeli ve $k-\varepsilon$ modelinin her ikisinde de viskoz gerilimlerle Reynolds gerilimlerinin ortalama akış üzerindeki etkisi arasında bir benzerlik olduğu ihtimalinin varlığı temel alınmıştır. Newton'un viskozite kanununa göre viskoz gerilimler akışkan elemanın deformasyon miktarı ile orantılıdır. Buna göre sıkıştırılamaz bir akışkan için viskoz gerilimler şu şekilde ifade edilmektedir;

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad i,j = 1,2 \quad (4.70)$$

Boussinesq, 1877 yılında, Reynolds gerilimlerinin akışkan elemanın deformasyon miktarı ile ilişkilendirilebileceğini ortaya koymuştur [27]. Boussinesq yaklaşımına göre Reynolds gerilimleri,

$$\tau_{ij} = -\overline{\rho u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad i,j = 1,2 \quad (4.71)$$

şeklinde ifade edilebilir. Bu yaklaşımda, türbülans momentum taşınımının ortalama hız gradyanları ile orantılı olduğu kabul edilmiştir. Benzer yaklaşımla, skalar bir değişkenin türbülans taşınımının da bu değişkenin ortalama değerinin gradyanı ile orantılı olduğu söylenebilir. Buna göre herhangi bir ϕ değişkeninin türbülans taşınımı,

$$-\overline{\rho u'_i \phi'} = \Gamma_t \left(\frac{\partial \Phi}{\partial x_i} \right) \quad (4.72)$$

şeklinde ifade edilmektedir. Burada Γ_t , türbülans difüzyon katsayısını temsil etmekte olup,

$$\Gamma_t = \frac{\mu_t}{\sigma_t} \quad (4.73)$$

şeklinde tanımlanmaktadır. Paydada görülen σ_t ise Prandtl/Schmidt sayısı olarak ifade edilir. Bu yaklaşım kullanılarak türbülanslı akış için düzenlenmiş momentum denklemlerinin elde edilişleri Karabey (2001) tarafından detaylı olarak açıklanmıştır [30].

Karışma uzunluğu modeli

Kinematik türbülans viskozitesinin $\nu_t(m^2/s)$, türbülans hız skalası $\mathcal{G}(m/s)$ ve uzunluk skalası $\ell(m)$ çarpımı şeklinde ifade edilebileceği kabul edilebilir. Buna göre türbülans viskozite,

$$\nu_t = C \mathcal{G} \ell \quad (4.74)$$

olur. Burada C , boyutsuz oran sabitini temsil etmektedir. Sadece $\tau_{xy} = \tau_{yx} = -\rho \overline{u'v'}$ gerilimi ve $\frac{\partial U}{\partial y}$ hız gradyanı tarafından büyük ölçüde etkilenen ve diğer gerilim ve hız gradyanlarının ihmal edilebileceği basit iki boyutlu türbülanslı akışlar için hız skalası,

$$\mathcal{G} = c \ell \left| \frac{\partial U}{\partial y} \right| \quad (4.75)$$

şeklinde tanımlanabilir [27]. Burada c , boyutsuz bir sabittir. Yukarıda verilen Eş.4.74 ve Eş.4.75 eşitliklerini kullanarak ve verilen iki boyutsuz sabiti de içerecek şekilde yeni bir uzunluk skalası ℓ_m tanımlanarak,

$$\nu_t = \ell_m^2 \left| \frac{\partial U}{\partial y} \right| \quad (4.76)$$

şeklinde yeni bir eşitlik elde edilebilir. Bu *Prandtl'ın karışma uzunluğu modeli* olarak bilinmektedir. İki boyutlu türbülanslı akışlar için karışma uzunluğu ℓ_m , basit cebirsel formüller şeklinde ifade edilebilir. Bu cebirsel formüller Çizelge 4.1'de verilmiştir [27].

Çizelge 4.1. İki boyutlu türbülanslı akışlar için karışma uzunlukları [27]

Akış	Karışma uzunluğu ℓ_m	L
Karışma tabakası	$0.07L$	Tabaka genişliği
Jet	$0.09L$	Jet yarı genişliği
Wake	$0.16L$	Wake yarı genişliği
Eksenine göre simetrik jet	$0.075L$	Jet yarı genişliği
Sınır tabaka ($\partial p / \partial x = 0$) -Viskoz alt tabaka ve Log- law tabakası ($y/L \leq 0.22$) - Dış tabaka ($y/L \geq 0.22$)	$\kappa y \{ 1 - \exp(-y^+ / 26) \}$ $0.09L$	Sınır tabaka kalınlığı
Borular ve Kanallar (Tam gelişmiş akış)	$L \{ 0.14 - 0.08(1 - y/L)^2 - 0.06(1 - y/L)^4 \}$	Boru yarıçapı veya kanal yarı genişliği

Çizelge 4.1’de görülen y duvardan olan uzaklığı ve $\kappa = 0.41$ ise von Karman sabitini temsil etmektedir.

Boussinesq yaklaşımı ile Prandtl’ ın karışma uzunluğu modeli birlikte kullanılarak Reynolds kayma gerilimi τ_{xy} ,

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} = -\rho \overline{u'v'} = \rho \ell_m^2 \left| \frac{\partial U}{\partial y} \right| \frac{\partial U}{\partial y} \quad (4.77)$$

biçiminde ifade edilmektedir. Karışma uzunluğu modelinin, türbülans özelliklerinin ortalama akış uzunluk skalası ile orantılı olarak değiştiği akışlar için faydalı olduğu söylenebilir. Bu model ince kayma tabakalı akışlar için uygun bir model olup, ayrılan ve döngülü akışlar için uygun değildir.

k - ε modeli

Standart k - ε modeli

İki boyutlu ince tabakalarda akış yönündeki değişimler türbülansın kendisini bölgesel şartlara göre ayarlayabilecek kadar yavaş olmaktadır. Türbülans özelliklerinin difüzyonu ve konveksiyonu ihmal edilebilirse, türbülansın ortalama akış üzerindeki etkisini karışma uzunluğu ile ifade etmek mümkün olabilecektir. Döngülü akış örneğinde olduğu gibi difüzyon ve konveksiyonun önemli olduğu durumlarda karışma uzunluğu için önerilen cebirsel ifadeler uygun olmamaktadır. Bu durumda yapılması gereken şey türbülansın dinamiği ile ilgilenmektir. Standart k - ε modeli türbülans kinetik enerjisini etkileyen mekanizmalar üzerinde yoğunlaşmaktadır.

Türbülanslı bir akışın anlık kinetik enerjisi $k(t)$, ortalama kinetik enerjisi, K ve türbülans kinetik enerjisinin, k toplamı olarak tanımlanabilir. Bunlar sırasıyla;

$$k(t) = K + k \quad (4.78)$$

$$K = \frac{1}{2} (U^2 + V^2 + W^2) \quad (4.79a)$$

$$k = \frac{1}{2} (\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2}) \quad (4.79b)$$

şeklinde ifade edilebilir. Akışkan elemanının deformasyon oranını da benzer şekilde ortalama ve çalkantılı bileşenleriyle şu şekilde gösterilebilir;

$$e_{ij}(t) = E_{ij} + e'_{ij} \quad (4.80)$$

Burada;

$$e_{xx}(t) = E_{xx} + e'_{xx} = \frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial u'}{\partial x} \quad (4.81a)$$

$$e_{yy}(t) = E_{yy} + e'_{yy} = \frac{\partial V}{\partial y} + \frac{\partial v'}{\partial y} \quad (4.81b)$$

$$e_{zz}(t) = E_{zz} + e'_{zz} = \frac{\partial W}{\partial z} + \frac{\partial w'}{\partial z} \quad (4.81c)$$

$$e_{xy}(t) = e_{yx}(t) = E_{xy} + e'_{yx} = \frac{I}{2} \left(\frac{\partial U}{\partial y} + \frac{\partial V}{\partial x} \right) + \frac{I}{2} \left(\frac{\partial u'}{\partial y} + \frac{\partial v'}{\partial x} \right) \quad (4.81d)$$

$$e_{xz}(t) = e_{zx}(t) = E_{xz} + e'_{zx} = \frac{I}{2} \left(\frac{\partial U}{\partial z} + \frac{\partial W}{\partial x} \right) + \frac{I}{2} \left(\frac{\partial u'}{\partial z} + \frac{\partial w'}{\partial x} \right) \quad (4.81e)$$

$$e_{yz}(t) = e_{zy}(t) = E_{yz} + e'_{yz} = \frac{I}{2} \left(\frac{\partial V}{\partial z} + \frac{\partial W}{\partial y} \right) + \frac{I}{2} \left(\frac{\partial v'}{\partial z} + \frac{\partial w'}{\partial y} \right) \quad (4.81f)$$

şeklinde ifade edilebilir. Ortalama kinetik enerji, K için taşınım denklemi, Eş. 4.65a-Eş.4.65c'de verilen zaman ortalamalı momentum denklemlerinin, ortalama hız vektörünün aynı yöndeki bileşenleri ile çarpılarak toplanmasından sonra bazı cebirsel işlemlerin neticesinde aşağıda verilen şekilde elde edilebilir [31] ;

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho K) + \text{div}(\rho K \vec{U}) = & \text{div} \left(-P \vec{U} + 2\mu \vec{U} E_{ij} - \rho \vec{U} \overline{u'_i u'_j} \right) \\ & - 2\mu E_{ij} \cdot E_{ij} + \rho \overline{u'_i u'_j} \cdot E_{ij} \end{aligned} \quad (4.82)$$

Benzer biçimde türbülans kinetik enerjisi, k için taşınım denklemi, Navier-Stokes denklemlerinin (Eş.4.24a-Eş.4.24c), sırasıyla, çalkantılı hız vektörünün aynı yöndeki bileşenleri ile çarpılarak toplanmasından sonra aynı şekilde Eş. 4.65a- Eş.4.65c'de verilen zaman ortalamalı momentum denklemlerinin sırasıyla, çalkantılı hız vektörünün aynı yöndeki bileşenleri ile çarpılarak toplanıp, elde edilen bu iki denklemin birbirinden çıkarılmasından sonra bazı cebirsel işlemlerin neticesinde şu şekilde elde edilebilir [31] ;

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \text{div}(\rho k \vec{U}) = \text{div} \left(-\overline{p' \vec{u}'} + 2\overline{\mu \vec{u}' e'_{ij}} - \frac{1}{2} \overline{\rho u'_i \cdot u'_i u'_j} \right) \\ - 2\overline{\mu e'_{ij} \cdot e'_{ij}} - \overline{\rho u'_i u'_j \cdot E_{ij}} \end{aligned} \quad (4.83)$$

Eş.4.82 ve Eş.4.83' de eşitliğin sağ tarafında yer alan son iki terim sırasıyla ortalama kinetik enerji, K ve türbülans kinetik enerjisi, k' nın yutulma oranı ile türbülans üretimini ifade etmektedir. Sonuncu terim her iki denklemde de aynı büyüklükte fakat farklı işaretle görünmektedir. İki boyutlu ince tabakalarda ortalama hız gradyanı $\partial U / \partial y$ pozitif olduğunda, $-\overline{\rho u' v'}$ teriminin de pozitif olduğu deneysel olarak tespit edilmiştir. Buna göre söz konusu terim, k denkleminde pozitif olarak, K denkleminde ise negatif olarak etki etmektedir. Bu durum matematiksel olarak, ortalama kinetik enerjinin türbülans kinetik enerjisine dönüşümünü ifade etmektedir. Sondan ikinci terim yani yutulma oranı, $-2\overline{\mu e'_{ij} \cdot e'_{ij}}$ ise k denkleminde negatif olarak etkimektedir. Birim kütledeki yutulma oranının, ε (m^2/s^3) türbülans dinamiğinin incelenmesinde çok önemli bir yeri olup şu şekilde tanımlanmaktadır;

$$\varepsilon = 2\nu \overline{e'_{ij} \cdot e'_{ij}} \quad (4.84)$$

Birim kütledeki yutulma oranı, türbülans kinetik enerji denkleminde türbülans üretim teriminin büyüklüğü ile benzer ölçüde olup kesinlikle ihmal edilemez. Aksine, Reynolds sayısının büyük olduğu akışlarda, türbülans taşınım terimi viskoz taşınım teriminden daima çok daha büyük olmaktadır.

Launder and Spalding (1974) standart k - ε modelinde, biri k , diğeri ise ε için olmak üzere iki denklem belirtmektedir [32]. Bu modelde türbülans hız skalası $\mathcal{G}(m/s)$ ve uzunluk skalası $\ell(m)$ tanımlamak için k ve ε kullanılmakta ve şu şekilde ifade edilmektedir;

$$\mathcal{G} = k^{1/2} \quad \ell = \frac{k^{3/2}}{\varepsilon} \quad (4.85)$$

Türbülans viskozite, karışma uzunluğu modelindeki yaklaşımla,

$$\mu_t = C\rho g\ell = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.86)$$

şeklinde tanımlanmaktadır. Burada C_μ boyutsuz bir sabittir. Standart k - ε modeli türbülans kinetik enerjisi ve türbülans kinetik enerji yutulması için aşağıda verilen denklemleri kullanmaktadır;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \text{div}(\rho k \vec{U}) = \text{div}\left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \text{grad } k\right) + 2\mu_t E_{ij} \cdot E_{ij} - \rho\varepsilon \quad (4.87)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \text{div}(\rho\varepsilon \vec{U}) = \text{div}\left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \text{grad } \varepsilon\right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} 2\mu_t E_{ij} \cdot E_{ij} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (4.88)$$

Standart k - ε modelinde, yapılan bir çok deney neticesinde elde edilen $C_\mu = 0.09$, $\sigma_k = 1.00$, $\sigma_\varepsilon = 1.30$, $C_{1\varepsilon} = 1.44$, $C_{2\varepsilon} = 1.92$ sabit değerleri kullanılmaktadır [27].

Eş.4.83 ile Eş.4.87 arasındaki ilişki incelenecek olursa; Eş.4.84’de verilen türbülans kinetik enerji yutulma oranı tanımından,

$$-2\mu \overline{e'_{ij} \cdot e'_{ij}} = -\rho\varepsilon \quad (4.89)$$

olduğu görülür. Eş.4.83’de eşitliğin sağındaki son terim (*türbülans üretimi*) ise Eş.4.87’de eşitliğin sağındaki ikinci terimle ifade edilmiştir. Reynolds gerilimleri, Boussinesq yaklaşımı ile Eş.4.71 ve

$$E_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (4.90)$$

birlikte kullanılarak,

$$-\overline{\rho u'_i u'_j} = 2\mu_t E_{ij} \quad (4.91)$$

şeklinde ifade edilir. Buna göre,

$$-\overline{\rho u'_i u'_j} \cdot E_{ij} = 2\mu_t E_{ij} \cdot E_{ij} \quad (4.92)$$

biçiminde tanımlanır. Eş.4.83'de yer alan, k 'nın basınç etkisi ile taşınımını temsil eden $-\overline{p' u'}$ teriminin direkt olarak hesaplanabilmesi veya deneysel olarak ölçülebilmesi mümkün değildir. Bu nedenle, k 'nın basınç, viskoz gerilimler ve Reynolds gerilimlerinin etkisi ile taşınımını ifade eden

$$\text{div} \left(-\overline{p' \mathbf{u}'} + 2\mu \overline{\mathbf{u}' e'_{ij}} - \frac{1}{2} \overline{\rho u'_i \cdot u'_i u'_j} \right) \quad (4.93)$$

ifadesi, k 'nın difüzyonla taşınımı

$$\text{div} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \text{grad } k \right) \quad (4.94)$$

şeklinde temsil edilmektedir. Buradaki sabitler, sözü edilen etkilerin doğru olarak temsil edilebilmesi amacıyla deneysel olarak tespit edilmektedir [27]. Türbülans kinetik enerji yutulumu, ε için kullanılan Eş.4.88'de, türbülans kinetik enerjisi, k için kullanılan denkleme benzer şekilde elde edilmiştir. Bu denklemde, ε 'nın üretimi ve yutulumu, k 'nın üretimi ve yutulumu ile orantılı kabul edilmiştir. $C_{1\varepsilon}$ ve $C_{2\varepsilon}$ katsayıları bu oranları temsil etmektedir.

Türbülans kinetik enerji yutulumu denkleminde görülen $\frac{\varepsilon}{k}$ çarpanının kullanılması, k 'nın artmasıyla ε 'nın artmasını ve k 'nın azalmasıyla ε 'nın azalmasını sağlamakta, böylece k 'nın (zaman ortalamalı çalkantılı hız bileşenlerinin karelerinin toplamının yarısı, Bkz. Eş.4.79b) fiziksel olarak yanlış olan negatif değerler almasını engellemektedir.

RNG k-ε modeli

$k - \varepsilon$ denklemi, Navier – Stokes denklemlerine iyi seçilmiş bir istatistik tekniğinin (Renormalization Group method) uygulanmasıyla türetilmiştir. Standart $k - \varepsilon$ denklemine benzer fakat farklı olarak, türbülans yutulma ve ortalama kesme gerilmesi birbirini etkilediği için ε denkleminde ilave terim, türbülansda girdap etkisi, türbülanslı durum Prandtl sayısı için analitik denklem ve efektif viskozite için diferansiyel denklem ihtiva eder.

Güçlü akım çizgili eğrisel akımlarda ve gerinim oranlarında, geçiş akımlarında ve duvar ısı ve kütle transferinde oldukça iyi sonuçlar vermektedir.

Türbülans kinetik enerjisi;

$$\rho U_i \frac{\partial k}{\partial x_i} = \mu_t S^2 + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) - \rho \varepsilon \quad (4.95)$$

denklemini ile ifade edilmektedir. Burada birinci terim taşınımı, ikinci terim üretimi, üçüncü terim difüzyonu ve dördüncü terim yutulmayı ifade etmektedir. S ifadesi ise

$$S \equiv \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \ , \quad S_{ij} \equiv \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_j}{\partial x_i} + \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) \quad (4.96)$$

dir. Yutulma oranı,

$$\rho U_i \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} = C_{1\varepsilon} \left(\frac{\varepsilon}{k} \right) \mu_t S^2 + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) - C_{2\varepsilon} \rho \left(\frac{\varepsilon^2}{k} \right) - R \quad (4.97)$$

denklemini ile ifade edilmektedir. Burada birinci terim taşınımı, ikinci terim üretimi, üçüncü terim difüzyonu, dördüncü terim yok olmayı ve R terimi ana gerinim ve türbülans miktarları ile ilgili ilave terimleri ifade etmektedir.

Realizable k-ε modeli

Realizable kelimesi, modelin türbülanslı akışların fiziği ile uyumlu belirli matematiksel kısıtları normal gerilmelerde karşıladığı anlamını taşır.

Model;

- Standart k – ε modeli ile aynı türbülans kinetik enerji denklemi kullanılır.
- ε için denklem geliştirilmiştir.
- sabit yerine değişken C_μ kullanılır.
- Düzeyssel ve yuvarlatılmış akışlarda (yuvarlatılmış akışların yayılmasını oldukça doğru ifade eder.), güçlü ters basınç gradyanları veya ayrılmaların olduğu sınır tabakalarında, döğülü ve sirkülasyonlu akımlarda ve güçlü akım çizgili eğrisel akımlarda oldukça iyi performans sergiler.

Standart k – ε modelinden farklılıklar:

- Türbülans viskozite için alternatif formülasyondur.

$$\mu_t \equiv \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{U^* k}{\varepsilon}} \quad (4.98)$$

- A_0 , A_s ve U^* hız gradyanlarının fonksiyonudur.

- $\overline{u_i^2} \geq 0$ olması normal gerilmelerin pozitif olmasını sağlar.

- $\left(\overline{u_i u_j} \right)^2 \leq \overline{u_i^2} \overline{u_j^2}$ durumu Schwarz eşitsizliğini sağlar.

Standart $k - \varepsilon$ modelinden farklılıklar:

-Yutulma oranı ε için yeni transport denklemi ihtiva eder:

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right]}_{\text{Difüzyon}} + \underbrace{\rho c_1 S \varepsilon}_{\text{Üretim}} - \underbrace{\rho c_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}}}_{\text{yokolma}} + \underbrace{c_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} c_{3\varepsilon} G_b}_{\text{kaldırma}} \quad (4.99)$$

Eddy viskozite; $\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$ olarak tarif edilir. Burada,

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{U^* k}{\varepsilon}} \quad U^* \equiv \sqrt{S_{ij} S_{ij} + \Omega_{ij} \Omega_{ij}} \quad (4.100)$$

dır.

$$A_0 = 4,04 \quad A_s = \sqrt{6} \cos \phi, \quad \phi = \frac{1}{3} \cos^{-1}(\sqrt{6}W) \quad (4.101)$$

$$W = \frac{S_{ij} S_{ji} S_{ki}}{\tilde{S}}, \quad \tilde{S} = \sqrt{S_{ij} S_{ij}} \quad (4.102)$$

olarak tarif edilir. Boussinesq viskozite ilişkisi;

$$-\overline{\rho u_i u_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad ; \mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.103)$$

Eş.4.103'de belirtildiği şekilde olup normal bileşen;

$$\overline{u^2} = \frac{2}{3} k - 2C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \frac{\partial U}{\partial x} \quad (4.104)$$

dir. Eğer;

$$\frac{k}{\varepsilon} \frac{\partial U}{\partial x} > \frac{1}{3C_{\mu}} \approx 3,7 \quad (4.105)$$

olursa, normal gerilme negatif olur.

k- ω modeli

Bu modelde ω , Kolmogorov (1942) tarafından birim zamanda yutulma oranı olarak tanımlanmıştır [33]. Birimi 1/zaman'dır. Bu model iki kısmi diferansiyel denklem çözer. Bunlar k - ε modelinde kullanılan k denkleminin geliştirilmiş versiyonu ile ω için aktarım denklemdir.

Sayısal davranışı k - ε modeline benzer. Wilcox D.C. (1998) tarafından geliştirilmiş olan k - ω modeli düşük Reynolds-sayısı etkileri için değişiklikleri, sıkışabilirliği ve kesme akım yayılmasını birleştirir [34]. Bu model karışan tabakalar ile düz, yuvarlatılmış ve radyal akım jetlerinde yapılan ölçümlerle uyumlu olan serbest kesme akım yayılma oranını tahmin edebildiği için duvarlarla sınırlandırılmış akımlara ve serbest kesme akımlarına uygulanabilir. Standart ve Menter (1994) tarafından geliştirilmiş olan SST (Shear-Stress Transport) [35] olmak üzere 2 versiyonu vardır.

Standart k- ω modeli

Standart k - ω modeli deneysel bir model olup türbülans kinetik enerji (k) ile birim zamandaki yutulma oranı (ω) için aktarım denklemlerini esas almıştır.

Türbülans kinetik enerji denklemi aşağıda belirtilmiştir:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k$$

(4.106) Burada ;

G_k : Ortalama hız gradyanlarından kaynaklanan türbülans kinetik enerji üretimi,

Γ_k : k'nın efektif difüzyonu,

Y_k : türbülans nedeniyle k'nın yutulması,

S_k : Kaynak terimidir.

Birim zamandaki yutulma oranı ;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho w) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho w u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_w \frac{\partial w}{\partial x_j} \right) + G_w - Y_w + S_w \quad (4.107)$$

olup burada ;

G_w : üretilen ω 'yı

Γ_w : ω 'nın efektif difüzyonunu

Y_w : türbülans nedeniyle ω 'nın yutulmasını

S_w : Kaynak terimini ifade eder.

Türbülans viskosite;

$$\mu_t = \rho \frac{k}{w} \quad (4.108)$$

olarak hesaplanır.

SST k- ω modeli

SST k - ω modeli, duvara yakın bölgede k- ω modeli ile bu bölgenin dışında kalan kısımlarda k- ϵ modelini birleştirir. Bunu gerçekleştirmek için k- ϵ modeli, k- ω formülasyonuna dönüştürülür. Oldukça geniş bir akım çeşidinde (ters basınç gradyanı akımlar, kanat akımları, geçiş şok dalgalarında) standart k- ω modeline göre daha doğru ve daha güvenilirdir. SST k- ω modeli standart k- ω modeline benzemekle birlikte aşağıdaki değişiklikleri ihtiva eder:

a. Standart k- ω modeli ve aktarılan k- ϵ modeli ikiside birleştirici bir fonksiyon ile çarpılır ve iki model birbirine eklenir. Birleştirici fonksiyon, standart k- ω modelini harekete geçirmek için duvara yakın bölgede “1”, aktarılan k- ϵ modelini harekete geçirmek için yüzeyden uzakta “0” dır.

b. SST modeli, ω denkleminde durdurulmuş çapraz difüzyon türevsel terimi birleştirir.

c. Türbülans viskozitenin tanımı, türbülans kesme gerilmesinin aktarımının dikkate alınması için değiştirilmiştir.

d. Modelleme sabitleri farklıdır.

Türbülans kinetik enerji denklemi:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \tilde{G}_k - Y_k + S_k \quad (4.109)$$

Birim zamandaki yutulma oranı ;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho w) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho w u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_w \frac{\partial w}{\partial x_j} \right) + G_w - Y_w + D_w + S_w \quad (4.110)$$

denklemleri ile ifade edilir.

Burada ;

$\tilde{G}_k$: Ortalama hız gradyanlarından kaynaklanan türbülans kinetik enerji üretimini,

G_w : üretilen ω 'yı,

Γ_k : k 'nın efektif difüzyonunu,

Γ_w : ω 'nın efektif difüzyonunu,

Y_k : türbülans nedeniyle k 'nın yutulmasını,

Y_w : türbülans nedeniyle ω 'nın yutulmasını,

D_w : çapraz difüzyon terimini,

S_k ve S_w : Kaynak terimi ifade etmektedir.

Türbülans viskozite;

$$\mu_t = \frac{\rho k}{w} \frac{1}{\max \left[\frac{1}{\alpha^*}, \frac{SF_2}{a_1 w} \right]} \quad (4.111)$$

olarak hesaplanır.

Spalart – Allmaras modeli

Model, türbülans viskosite için tek bir kısmi türevsel denklem çözer. Bu denklem taşınım ve difüzyon transport terimlerini aynı zamanda kinematik viskositenin üretilmesi ve yutulması için ifadeler ihtiva eder. Uzun endüstri için geliştirilmiştir. Duvardan sıçrayıp birleşen akımlar ile hafif ayrılma ve döngülü akımlar için ekonomiktir, doğruluk oranı yüksektir. Yoğun ayrılmaların olduğu akımlarda, serbest kesme akımlarında ve azalan türbülanslarda zayıftır. Dar bir kullanım alanı vardır.

Türbülans viskositesi;

$$\mu_t = \rho \tilde{\nu} \left[\frac{(\tilde{\nu} / \nu)^3}{(\tilde{\nu} / \nu)^3 + c_{v1}^3} \right] \quad (4.112)$$

ifadesi ile hesaplanırken $\tilde{\nu}$ aşağıdaki düzenlenmiş viskosite transport denkleminde elde edilir.

$$\rho \frac{D\tilde{\nu}}{Dt} = \underbrace{\rho c_{b1} \tilde{S} \tilde{\nu}}_{\text{üretim}} + \frac{1}{\sigma_{\tilde{\nu}}} \left[\underbrace{\frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ (\mu + \rho \tilde{\nu}) \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_j} \right\}}_{\text{difüzyon}} + \rho c_{b2} \left(\frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_j} \right)^2 \right] - \underbrace{\rho c_{w1} f_w \frac{\tilde{\nu}}{d^2}}_{\text{kayıp}} \quad (4.113)$$

İlave değişkenler, düzenlenmiş türbülans viskosite ve hız gradyanlarının fonksiyonudur.

Cebirsel gerilme modeli (Algebraic stress model)

Aynı k ve ε denklemleri standart $k - \varepsilon$ modeldeki gibi çözülür. Bununla birlikte Boussinesq yaklaşımı kullanılmaz. Reynolds gerilme denklemlerinin hepsi çıkarılır ve sonra bazı basitleştirici kabuller Reynolds gerilmeleri için cebirsel denklemlerin

türetilmesi için yapılır. Böylece bütün Reynolds gerilme modeline göre daha az kısmi diferansiyel denklemler çözülmelidir ve bunların kullanılması daha kolaydır. Cebirsel denklemler tek başlarına çok kararlı değildir. Bununla beraber standart k ve e modeline göre daha fazla bilgisayar zamanı gerektirir. Bu model 1980'lerde ve 1990'ların başında kullanılmıştır. Araştırmalar devam etmektedir. Fakat endüstride yaygın kullanım alanı olmayıp daha yaygın CFD kodları ile Reynolds gerilme modeli kullanılmaktadır.

Reynold gerilme denklemi modeli (Reynold stress equation model)

Reynolds gerilme modeli, altı bağımsız Reynolds gerilimi için ilave aktarım denklemi çözerek Reynolds – Ortalamalı Navier – Stokes denklemlerini kullanmaktadır.

-Aktarım denklemleri, bir çalkantı özelliği ile momentum denklemlerinin Reynolds ortalaması ile türetilir.

-Yaklaşım türbülans yutulma için bir denklem gerektirir.

-İzotropik eddy viskosite kabulünden kaçınılır. Ortaya çıkan denklemler modellenmesi gereken terimler ihtiva eder.

Reynold gerilim denklemi modeli(RSM) ;

-eğrisel, girdaplı, döngülü ve yüksek gerinim oranlı akımların,

-siklon akışı, girdaplı yanma akımların,

-döngülü akım geçişleri, ikincil akışların,

-ayrılma olan akışların

doğru bir şekilde çözülmesi için iyi bir modeldir. Reynolds gerilmesi R_{ij} 'nin aktarımı için denklem;

$$\frac{DR_{ij}}{Dt} = P_{ij} + D_{ij} - \varepsilon_{ij} + \Pi_{ij} + \Omega_{ij} \quad (4.114)$$

ile ifade edilir. Diğer bir deyişle;

- Değişim hızı $R_{ij} = \overline{u'_i u'_j}$ artı

- taşınım ile aktarılan R_{ij} , eşittir
- üretim P_{ij} , artı
- difüzyon ile aktarılan D_{ij} , eksi
- yutulma oranı ε_{ij} , artı
- türbülans basınç – gerinim etkileşmesinden kaynaklanan aktarım π_{ij} , artı
- döngü nedeniyle aktarılan Ω_{ij} . olarak ifade edilebilir.

Üretim ifadesinin tam sonucu,

$$P_{ij} \equiv \overline{u_i u_k} \frac{\partial U_j}{\partial x_k} + \overline{u_j u_k} \frac{\partial U_i}{\partial x_k} \quad (4.115)$$

olarak belirtilirken difüzyon ile aktarılan tam sonuç:

$$D_{ij} = \frac{\partial J_{ijk}}{\partial x_k} \quad (4.116)$$

dir. Burada;

$$J_{ijk} = \overline{u_i' u_j' u_k'} + p' (\delta_{jk} u_i' + \delta_{ik} u_j') \quad (4.117)$$

olarak ifade edilir.

Difüzyon ile aktarılan model:

$$D_{ij} = \frac{\partial}{\partial x_m} \left(\frac{v_t}{\sigma_k} \frac{\partial R_{ij}}{\partial x_m} \right) = \text{div} \left(\frac{v_t}{\sigma_k} \text{grad}(R_{ij}) \right) \quad (4.118)$$

olarak, yutulma tam sonuç ise;

$$\varepsilon_{ij} = 2\mu \overline{\frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \frac{\partial u'_j}{\partial x_k}} \quad (4.119)$$

olarak, yutulma model sonuç ise;

$$\varepsilon_{ij} = \frac{2}{3} \varepsilon \delta_{ij} \quad (4.120)$$

olarak tarif edilir. Basınç gerinimi tam sonuç;

$$\Pi_{ij} = -p' \left(\frac{\partial u'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial x_i} \right) \quad (4.121)$$

model sonuç;

$$\Pi_{ij} = -C_1 \frac{\varepsilon}{k} (R_{ij} - \frac{2}{3} k \delta_{ij}) - C_2 (P_{ij} - \frac{2}{3} P \delta_{ij}) \quad (4.122)$$

Dönü terimi tam sonuç;

$$\Omega_{ij} = -2w_k (R_{jm} e_{ikm} + R_{im} e_{jkm}) \quad (4.123)$$

şeklindedir. Burada w_k dönü vektörü iken e_{ijk} , indislere bağlı olarak -1, 0 veya 1 değerini alır.

5. DENEY

5.1. Giriş

Pikap aracının $\frac{1}{4}$ ölçekte hazırlanmış olan modeli ile yapılan deneyler Tübitak – Sage’ye bağlı olarak faaliyet gösteren Ankara Rüzgar Tüneli (ART)’nde gerçekleştirilmiştir. Deneyin birinci bölümü iki aşamada yapılmıştır. Birinci aşamada model araç, 15m/s (54 km/h), 20m/s (72 km/h), 25m/s (90 km/h), 30m/s (108 km/h) ve 35m/s (126 km/h) olmak üzere beş farklı hızda hava akışına maruz bırakılarak her bir hız için model üzerindeki basınç dağılımı tespit edilmiştir. İkinci aşamada ise model üzerine iplikçikler eklenerek yine beş farklı hızda (15m/s (54 km/h), 20m/s (72 km/h), 25m/s (90 km/h), 30m/s (108 km/h) ve 35m/s (126 km/h)) akım görüntüleme işlemi gerçekleştirilerek akım ayrılmalarının ve türbülansların meydana geldiği bölgeler tespit edilmiştir. Bu çalışmanın deneysel kısmının ikinci bölümünde ise model araç, 15m/s, 20m/s, 25m/s, 30m/s ve 35m/s olmak üzere yine aynı hızlarda hava akışına maruz bırakılarak her bir hız için model üzerine etki eden toplam direnç kuvveti ölçülmüştür. Buradan elde edilen veriler ile toplam direnç katsayısı tespit edilmiştir.

5.2. Rüzgar Tüneli

Hava içerisinde hareket eden bir cisme etki eden kuvvet ve moment sisteminin, cismin etrafındaki akışa ait özelliklerin ve dolayısıyla aerodinamik karakteristiklerin tayini aerodinamiğin en temel problemlerinden biridir.

Günümüzde, artık bu çalışmalar sayısal yöntemlerle beraber yürütülmektedir. Böylece, bilgisayar ortamında yapılan çalışmalar, hem kullanılan teorilerin hem de elde edilen sonuçların doğruluğu açısından, deneysel çalışmalarla desteklenebilmektedir. Bilgisayar ortamında kullanılan sayısal yöntemlerdeki

yaklaşımlardan dolayı elde edilen sonuçların hayata geçirilmesi açısından deneysel aerodinamik önemini daha uzun yıllar koruyacaktır.

Teoriler tam olarak tamamlanmadığı için deneysel çalışmalar tarafından desteklenmeye ihtiyaç duymaktadır ve bunun için rüzgar tünellerinde ölçeklenmiş bir model üzerinde deneysel çalışmalar zorunludur. Otomotiv sayiinde kullanılan taşıtların tasarımında, bu noktadan hareketle, aerodinamik deney teknikleri iki temel kullanıma sahiptir.

Birincisi, deneysel yöntemler tasarım aşamasında, değişik unsurların olaya etkisini ve modifikasyonların sonucunu, güvenilir, çabuk, direkt ve nispeten ucuz bir şekilde belirlenmesini sağlar. Bilindiği gibi rüzgar tünellerinde, taşıtı oluşturan parçaların modelleri her biri tek başına test edildiği gibi, prototip taşıttan alınan bileşenler direkt olarak rüzgar tüneline kullanılabilir.

İkinci kullanımı ise, teorik çalışmalarla beraber, akışkanın doğal davranışlarının temelleri hakkındaki bilgilerin tedarik edilmesi üzerinedir. Bu sayede teorilerde desteklenebilir ve geliştirilebilir. Bu tip çalışmalar genelde çok iyi planlanmak zorundadır ve son derece detaylı araştırmalar gerektirirler. Bu uzun dönem devam eden araştırma projelerinin sonuçları da, pratik olarak mühendisliğe uygulanabilir olmayabilir.

Cisim (model) etrafındaki akış, tamamıyla görecelidir ve cismin, durgun akışkan içerisinde hareketli olması ile, sonsuzda üniform hıza sahip bir akışkan içerisinde sabit durması arasında bir fark yoktur. Pratik de, sabit olarak duran model üzerinde ölçümler yapmak daha kolay olacağı için tercih edilmektedir. Model sabitlendiği için bitirilmiş olmaya veya kararlı olmaya ihtiyaç duymaz ve böylece modelin değişik unsurlarının aerodinamik özellikleri ayrı ayrı test edilebilir ve karşılıklı etkileşimleri tespit edilebilir. Daha fazlası, sürekli şartlar daha hızlı bir şekilde elde edilir ve daha

uzun bir süre modelin herhangi bir pozisyonu için veya ayarlanabilir unsurlarının (kontrol yüzeyleri) modele göre değişik konumları için korunabilir.

Rüzgar tünelleri her ne kadar gerçek seyir şartlarına yakınlaştırılmaya çalıştırılsa da, hiçbir zaman model üzerinde tam anlamıyla gerçek seyir şartlarını oluşturamazlar. Bunun sebepleri arasında, tünelin yeterince büyük olmamasından dolayı küçük ölçekli modelin kullanılması, tünel içerisinde dolaşan havanın gerçek seyir hızında, gerçek hava yoğunluğunda ve sıcaklığında olmaması sayılabilir. Dolayısıyla, deneyler sonucu elde edilen bilgilerin serbest seyir hali ile uyuşması için bir takım kontroller yapılmalı ve deney öncesi bir takım şartlar sağlanmalı, gerekiyorsa sonuçlar üzerinde düzeltmeler yapılmalıdır. Aksi halde deney sonucu elde edilen boyutsuz katsayılar gerçeklerden uzak olur.

5.2.1. Benzerlik

Gerçek boyutlardaki bir taşıtın rüzgar tüneline deneye tabi tutulmasının pahalı olması veya bu ölçülerde bir rüzgar tüneline bulunma ihtimalinin düşük olması ve deney teçhizatının maliyeti gibi etkenler nedeniyle test edilecek taşıtın modelinin kullanılması en uygun hal tarzıdır. Test edilecek model, gerçek boyutlardaki taşıta etki eden kuvvet, moment ve dinamik yükleri elde edebilmek için belirli özelliklere sahip olmalıdır. Model ile gerçek taşıt arasındaki benzerliğin sağlanabilmesi için üç farklı benzerlik şartı aranır. Bunlar; Geometrik benzerlik, Kinematik benzerlik ve Dinamik benzerliktir.

Geometrik benzerlik

Deney odasına genelde gerçek model konamayacağından dolayı, kullanılacak modelin ölçekli ve gerçeğine uygun olması gerekmektedir. Bu çalışmada kullanılan model taşıt 1/4 ölçektedir.

Kinematik benzerlik

Benzerlik olması için ikinci kriter kinematik benzerliktir. Karşılık gelen noktalardaki hızlar aynı yönde ve mutlak değerlerinin oranı sabit olduğunda iki akış kinematik olarak benzer denir. Genelde kinematik benzerlik, sonsuz akış alanında performansı doğru modelleyebilmek maksadıyla bir cismin direncini belirleyebilmek için sonsuz kesite sahip rüzgar tüneli kullanımını gerektirecekti. Fakat pratikte rüzgar tüneli duvarları taşıt etrafındaki akım çizgilerinin genişlemesini sınırlar. Bu etki blokaj olarak belirtilir ve model kesit alanının rüzgar tüneli kesit alanına oranı blokaj oranı olarak tanımlanır. Karayolu taşıtları için bu oran hava taşıtlarına göre çok daha büyüktür. Bazen %20'ye kadar blokaj oranları kullanılır[3]. Hatta termal deneylerde (mesela motor soğutma) blokaj oranı bu değerden de büyük olabilir. Uzun yıllar taşıtların aerodinamik deneyleri için uzay çalışmalarından edinilen uygulama ile %5 seviyelerindeki blokaj oranı uygun kabul edilmiştir. Böyle bir durumda standart bir araç için deney bölümü kesit alanı 40m^2 olması gerekir. Bu büyüklükte kesit alanı olan çok az otomotiv rüzgar tüneli vardır. Avrupa'da kullanılan rüzgar tünelleri genellikle 25m^2 alana sahiptir[3]. Blokaj düzeltmeleri genellikle açık deney hazneleri için geçerli ise de hali hazırda mevcut değildir. Sık sık küçük oldukları belirtilir ve ihmal edilir. Bu çalışmadaki blokaj oranı %2,6 dır. Diğer bir deyişle model kesit alanı $=0,19\text{ m}^2$, rüzgar tüneli kesit alanı $=7,108\text{ m}^2$ olduğuna göre blokaj oranı $=0,19/7,108=0,026$ elde edilir.

Dinamik benzerlik

Karşılık gelen noktalardaki benzer kuvvet tipleri birbirine paralel ve mutlak değerlerinin oranı sabit olan kuvvet dağılımına sahip iki akış dinamik olarak benzer denir. Bilindiği gibi rüzgar tüneli deneylerinde temel olarak ölçülen büyüklükler aerodinamik kuvvet ve momentlerdir. Doğal olarak daha ufak bir model üzerinde farklı şartlarda oluşan bu büyüklükler bize gerçek aerodinamik kuvvet ve momentler açısından pek bir şey ifade etmezler. Bizim için anlam taşıyan büyüklüklerin boyuttan arındırılmış olması gerekmektedir ki basınç, kuvvet ve moment katsayıları

böyledir. Bu boyutsuz büyüklüklerin gerçek modele ait katsayılar olarak kabul edilebilmesi için dinamik benzerliğin sağlanması gerekmektedir.

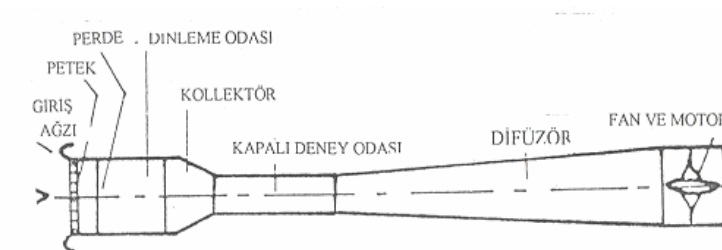
Reynolds sayısı Re , atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranı olarak tarif edilir. Tam bir dinamik benzerlik için geometrik benzerliğe ek olarak gerçek boyutlardaki akışın Reynolds sayısı ile deney anındaki Reynolds sayısı aynı olmalıdır. Bu nedenle rüzgar tüneli deneylerinde kullanılan hızlar yerine bunlara karşılık gelen Reynolds sayıları dikkate alınacaktır. Bunlar ise 15 m/s hız için $Re=1,263 \cdot 10^6$, 20 m/s hız için $Re=1,684 \cdot 10^6$, 25 m/s hız için $Re=2,105 \cdot 10^6$, 30 m/s hız için $Re=2,526 \cdot 10^6$, ve 35 m/s hız için $Re=2,947 \cdot 10^6$ dır.

5.2.2. Rüzgar tüneli deneylerindeki sınırlamalar

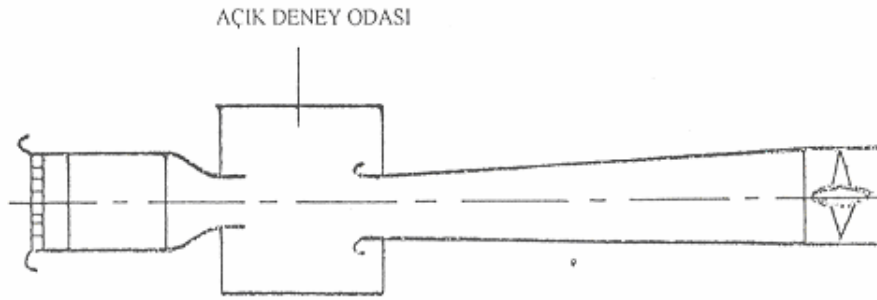
Taşıtlar rüzgar tünelinde deneye tabi tutulduğunda iki ana sınırlama ile karşılaşılır. Birincisi yuvarlatılmış kenarlar nedeniyle rüzgar tüneli deney bölümündeki akışı taşıt bozar. İkincisi taşıt ve yol arasındaki bağıl hareket ve tekerleklerin dönüşünün meydana getirilmesi çok zor olup genellikle ihmal edilir. Bununla beraber son zamanlardaki gelişmeler ile bu sınırlamalar aşılmaktadır [3].

5.2.3. Rüzgar tünellerinin genel özellikleri

Rüzgar tünellerinin görevi, laboratuvarında deney ortamında (deney bölgesi veya deney odası), istenen belirli koşullara (hız, üniformaluluk, türbülans şiddeti v.s) sahip bir hava akımı elde etmektir. Rüzgar tünellerinin deney odası ve deney odası dışındaki kısımları (kolektör, difüzör v.s) deney odasında hava akımının istenen koşullara sahip olabilmesi için uygun olarak dizayn edilirler [35].



Şekil 5.1 Kapalı deney odalı, ses altı açık devreli rüzgar tüneli ana elemanları



Şekil 5.2. Açık deney odalı, ses altı açık devreli rüzgar tüneli ana elemanları

Kara taşıtlarının hız aralığı nedeniyle, kara taşıtlarının incelemelerinde kullanılan rüzgar tünelleri, ses altı (genellikle alçak ses altı) hızlı rüzgar tünelleridir. Kara taşıtları, havacılıkta kullanılan şekillerden farklı olarak, genellikle, aerodinamik şekilli olmayıp, küt ve karmaşık geometrik şekillidirler. Bu nedenle, kara taşıtları etrafındaki akım alanı üç boyutlu olup, oldukça karmaşık bir yapıya sahiptir. Kara taşıtları ile rüzgar tüneline yapılan deneylerde, blokaj etkisi de ayrı bir önem kazanır. Bu nedenle, bu tip deneylerde, açık deney odalı rüzgar tünellerine daha çok yer verilir. Diğer taraftan kara taşıtları, hava taşıtlarından farklı olarak, bir zemin (yol) üzerinde hareket ettiğinden, rüzgar tüneline kara taşıtı ile yol arasındaki etkileşimi de benzeştirmek gerekebilir. Bu nedenle, kara taşıtları aerodinamiği incelemelerinde kullanılan rüzgar tünelleri kendine has bazı özelliklere sahiptir.

5.2.4. Rüzgar tünellerinin ana elemanları

Deney odası

Deney odası, rüzgar tüneline deneyler sırasında modelin konulduğu ve modelin maruz kalması istenen akım şartlarının meydana getirildiği bölgedir. Deney odası kapalı veya açık olabileceği gibi bu iki yöntemi birlikte uygulamakta mümkündür. Ayrıca, duvarları rijit olmayan, ayarlanabilir duvarlı rüzgar tünelleri yapılabilir. Deney odasında akımın türbülanslı olması ve deney odasına dik düzlemlerde akımın düzgünlüğü deney odasının şekline bağlı olduğu gibi, kolektör, difüzör gibi tünelin diğer elemanlarına da yakından bağlıdır. Deney odasının farklı şekillerde olması,

özellikle, deney odası boyunca akımın düzgünlüğü, blokaj etkisi ve modelin deney odasına yerleştirilmesi açılarından önemlidir.

Kapalı deney odası

Kapalı deney odası halinde kolektör çıkışı ile difüzör girişi rijit duvarlarla birleştirilir. Yani, deney bölgesini yanlardan rijit duvarlar sınırlar. Bu halde blokaj etkisi çok önemlidir. Blokaj düzeltilmesi yapmamak için blokaj oranı % 5'i geçmemelidir. Deney odası kesiti, daire gibi farklı şekillerde olabileceği gibi, çoğunlukla kare veya dikdörtgen şeklindedir. Deney odası duvarları boyunca akım yönünden sınır tabaka kalınlaşması deney odasının efektif dik kesit alanında akım yönünde azalma meydana getirir. Bu nedenle, deney odasına akım yönünde uygun genişleme verilerek deney odası boyunca efektif dik kesit alanının sabit kalması sağlanır. Böylece, deney odası boyunca, statik basıncın ve dolayısıyla akım hızının sabit kalması sağlanarak, deney odası boyunca akımın düzgünlüğü temin edilmiş olur.

Açık deney odası

Deney bölgesi geniş bir oda içine alınır. Yani, kolektörü terk eden akım, deney bölgesinde serbest jet halinde genişleyerek ilerler. Bu tip deney odası halinde blokaj etkisi daha azdır. Blokaj düzeltilmesi yapmamak için blokaj oranı % 10'dan küçük olmamalıdır. Açık deney odası halinde, serbest jet genişlemesi nedeniyle, deney odası boyunca kapalı deney odasındakinin aksine, statik basınçta artma ve buna karşılık akım hızında azalma meydana gelir. Bunu önlemek için, yani deney odası boyunca akımın düzgünlüğünü sağlamak için, kolektörün girişi ve difüzörün çıkışı deney bölgesi içine doğru bir miktar uzatılır ve difüzörün girişine çan eğrisi şeklinde eğrilik verilir. Bu durumda, difüzörün giriş kesiti, kolektör çıkış kesitinden geniş olmalıdır. Difüzöre ait giriş kesitinin dizayn parametreleri, deney odasının uzunluğuna bağlıdır.

Kolektör

Rüzgar tünelinin kolektör veya nozul denen kısmı, deney odasından önce yer alır. Görevi, akımı hızlandırmak, düzgünleştirmek ve türbülansı azaltmaktır. Bu maksatla, uygun bir eğrilikle akım yönünde daralır. Kolektörün daralma oranı ile yüzey eğriliği, deney odasına gelen akımın düzgünlüğüne ve türbülanslılığına direk olarak etki eder. Tünelin fazla yer kaplamaması için kolektör boyunun küçük olması istenir.

Ancak, kolektör boyunun kısa olması yüzey eğriliğine de bağlı olarak akımın düzgünlüğünü ve sürekliliğini bozan, akım ayrılmasına neden olabilir. Ayrıca, kolektör daralma oranının büyümesi, deney odasındaki akımın türbülansını azaltır. Bu nedenlerle, kolektörün şekline ait optimum çözüm, belirli bir daralma oranı için, yüzeyde akım ayrılması meydana gelmeyecek şekilde uygun bir eğrilige sahip olması ve boyunun mümkün olduğunca küçük olmasıdır.

Difüzör

Rüzgar tüneline difüzör kısmı, deney odasının çıkış kesitinden itibaren düzgün olarak genişleyerek hava akımının kinetik enerjisini basınç enerjisine çeviren bir kısımdır. Difüzörün performansı, yani kinetik enerjinin potansiyel enerjiye çevrilebilmesi, difüzörün genişleme açısı ve difüzörün genişleme oranı (difüzörün çıkış ve giriş kesitlerine ait alanların oranı) ile artar. Ayrıca, daha az yer kaplaması ve imalat masrafının artmaması için difüzör boyunun kısa tutulması istenir.

Ancak, difüzör genişleme açısının 7° den büyük olması halinde, difüzör yüzeyi üzerinde akım ayrılması meydana gelebilir. Bu olay, deney odasındaki akımın sürekliliğini ve düzgünlüğünü büyük ölçüde bozabilir.

5.2.5. Mevcut bazı rüzgar tünelleri

İngiltere, Fransa ve Almanya gibi Avrupa ülkeleri ile Amerika Birleşik Devletleri ve Kanada gibi diğer bazı ileri ülkelerde kara taşıtları aerodinamiği incelemelerinde

kullanılan muhtelif rüzgar tünelleri mevcuttur. Bu rüzgar tünellerinden bazıları, gerçek taşıt modeli kullanılabileceği (1/1 ölçekli model) büyük rüzgar tünelleridir.

Çizelge 5.1. Tam ölçekli kara taşıtları deneyleri için Avrupa’da kullanılan bazı rüzgar tünellerinin teknik özellikleri [36]

Kolektör

	VW	MIRA	DB	FIAT	St.Cyr	PININF ARINA	FORD EWT
Dik kesit alanı m ²	37,5	35	32,6	30	15	11,75	11
Daralma oranı	4	1,45	3,53	4	5	6,2	6
Genişlik m.	7,5	7,9	7,4	7	5	5	3,6
Yükseklik m.	5,0	4,4	4,9	4,6	3	2,9	3,1
Uzunluk s.	8,0		8,6	8	6,8	10	10

Deney Odası

TİP	Açık	Kapalı	Açık	Açık	Yarıklı Duv.	Açık	Açık
Uzunluk m.	10,0	15,2	10,0	10,5	10,0	9,5	9,0

Giriş Ağzı

Dik kesit alanı m ²	50		60	55	16,6	16	16,8
Genişlik m.	8,2		8,2	8,5	5,2	4,3	4,5
Yükseklik m.	6,5		8,0	6,5	3,2	2,6	3,8
A_{tr}/A_N	1,34		1,85	1,83	1,1	1,36	1,53

Fan

Çap m.	9	4 fans	8,5	9	2*4,6	4,6	4,5
Max RPM min ⁻¹	175		250	150	550		
Max güç kW	2600	970	4000	1865	2*258	625	1120
V_{max} m/s	75	37	75	56	40		

5.3. Deney Ortamı ve Kullanılan Teçhizat

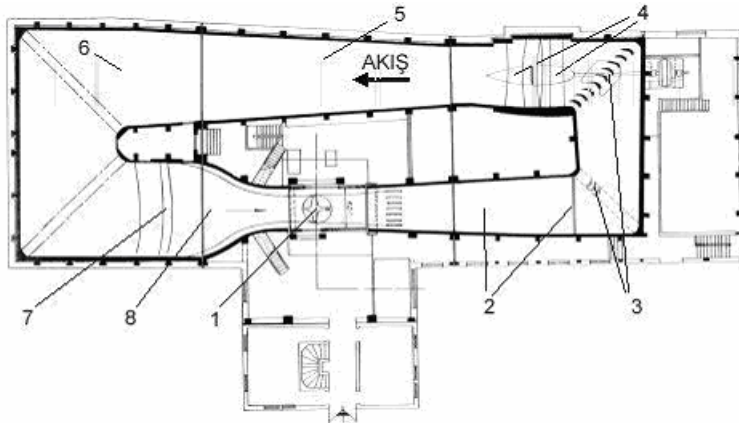
Deney Ankara Rüzgar Tünelinde (ART) yapılmıştır. Ankara Rüzgar Tüneli, 1941 yılında, dönemin Başbakanı Şükrü Saraçoğlu, Milli Eğitim Bakanı Hasan Ali Yücel ve THK Başkanı Şükrü Koçak tarafından uçak ve motor fabrikalarının kurulması,

üniversitelerde uçak mühendisliği eğitime başlanması ile Ankara’da bu kuruluşlara hizmet verecek bir Araştırma-Geliştirme (ARGE) Enstitüsü’nün temelini oluşturacak bir Aerodinamik Araştırma Merkezinin kurulması kararı alınmasını müteakiben 1944 yılında bir İngiliz şirketiyle anlaşılmasının ardından 1947 yılında Milli Eğitim Bakanlığı (MEB) tarafından inşa edilmiş, mekanik ve motor aksamaları ise 1950 yılında monte edilerek tünel, kısmen işler duruma gelmiştir. Ne var ki 1950li yıllarda uçak fabrikasının kapatılması ile ART amaçsız kalmış, montaj çalışmaları durdurulmuştur. Sonraki altı yıl boyunca ART de hiçbir çalışma yapılmayıp 1956 yılında Milli Savunma Bakanlığı’na (MSB) devrinden sonra MSB-ARGE tarafından revize edilmiş ve eksik bölümleri tamamlanmış ancak ART’ de 1993 yılına kadar hiç bir çalışma yapılmamıştır. 1972 yılında Türkiye Bilimsel ve Teknik Araştırma Kurumu’na (TÜBİTAK) bağlı olarak GÜDÜMLÜ Araçlar Teknolojisi ve Ölçme Merkezi (GATÖM) adıyla kurulup daha sonra Balistik Araştırma Enstitüsü (BAE) ve son olarak da Savunma Sanayii Araştırma ve Geliştirme Enstitüsü (SAGE) adını alan enstitü ile mülkiyet sahibi Milli Savunma Bakanlığı (MSB) arasında bir protokol imzalanıp tesisin işletimi TÜBİTAK-SAGE’ ye verilmiştir. İşletiminin TÜBİTAK-SAGE’ ye geçmesiyle birlikte ART’ yi yeniden çalıştırmak için bir proje başlatılmıştır. İlk olarak altyapı çalışmalarına girilmiş, 1994’te ART’ nin içinin temizlenmesi, boyutlandırma çalışmaları, pervane ve motor sistemlerinin bakımı, modernizasyonu ve bazı bölümlerin revizyonu tamamlanmıştır. Rüzgar tünelinin altyapı çalışmaları tamamlandıktan sonra, teknolojinin gerisinde kalan ölçüm sistemlerinin geliştirilmesi ve yenilenmesi amacıyla bir dizi çalışma yapılmıştır. Bu çalışmalar 1998 yılı ortasında bitirildiğinde ülkemiz, deneysel aerodinamik alanında hizmet verebilecek bir yapıya kavuşmuştur. Duman, yağ, kaolin ve iplikçik metotları ile akım görünürlüğü deneyleri yapılabilen, hareketli kameralar taşıtıyla görüntülerin alınabilen ve kaydedilebilen Ankara Rüzgar Tünelinin teknik özellikleri Çizelge 5.2’de verilmiştir.

Çizelge 5.2. Ankara Rüzgar Tünelinin teknik özellikleri

ANKARA RÜZGAR TÜNELİ TEKNİK ÖZELLİKLERİ	
Tipi	Yatay Kapalı Devre
Şartlandırma	Atmosferik
Test Odası Boyutları	3.05 m (GENİŞLİK) x 2.44 m (YÜKSEKLİK) x 6.1 m (UZUNLUK)
En Yüksek Hız	90 m/s
Motor Gücü	750 kW (1000 hP)

Günümüzde rüzgar tünelleri tasarım biçimleri ve hız limitlerine göre değişik sınıflara ayrılırlar. Tasarım biçimlerine göre kapalı ve açık devre olmak üzere iki, hız limitlerine göre de ses altı, ses hızına geçiş ve ses üstü olmak üzere üç tür rüzgar tüneli vardır. Akım kalitesinin yüksek, enerji harcaması ve gürültüsünün az olması nedeniyle, kapalı devre sistemler daha avantajlıdır. ART Şekil 5.3'deki krokisinde görüldüğü gibi ses altı hızlarda çalışan kapalı devre bir rüzgar tüneli olup, en yüksek hızda çalıştığında bile düşük gürültü düzeyine ve deney odasında çok iyi akım kalitesine sahiptir.



Şekil 5.3. Ankara rüzgar tüneli krokisi 1. Deney odası, 2. Çıkış dağıtıcısı (birinci difüzör) ve metal elek, 3. Birinci iki sıra dönme kanatçıkları, 4. Pervane ve öndöngü ile düzeltici kanatçıklar, 5. İkinci dağıtıcı, 6. İkinci iki sıra dönme kanatçıkları, 7. Akım düzenleyici perdeler, 8. Dinlenme odası ve toplayıcı (daralma konisi)

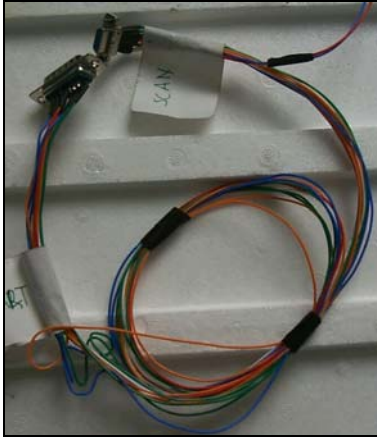
Deney esnasında model aracın yüzeyi üzerindeki basınç ölçümlerinde Pressure Systems firmasına ait 64 kanallı basınç ölçer (Resim 5.1) kullanılmıştır. 64 kanallı basınç ölçer, üzerinde DC/DC dönüştürücü olan elektronik kart ve veri toplama ara kablosu (Resim 5.2 , Resim 5.3) ile birlikte kullanılmıştır.



Resim 5.1. Çoklu basınç ölçer



Resim 5.2. Elektronik kart



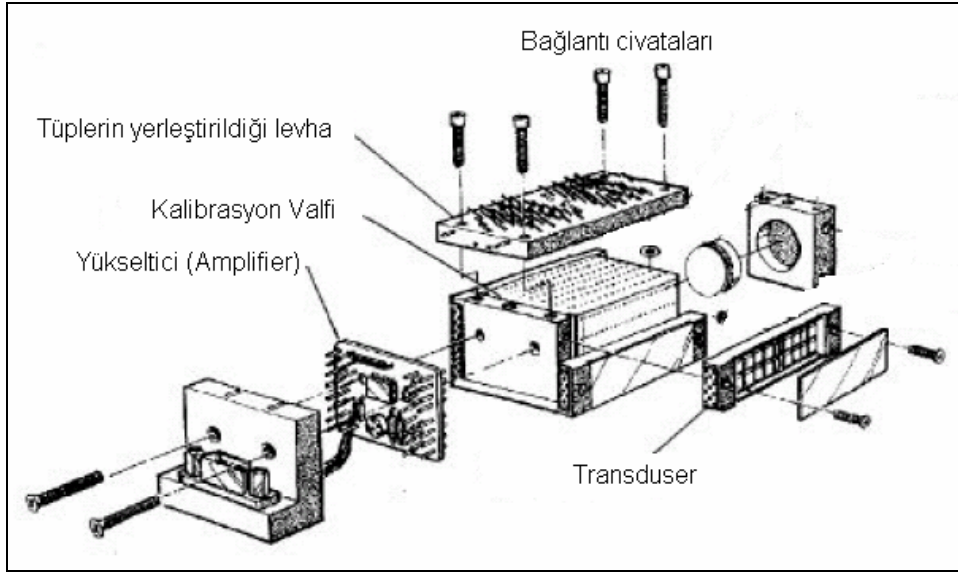
Resim 5.3. Veri toplama ara kablosu

5.3.1. Çoklu basınç ölçer

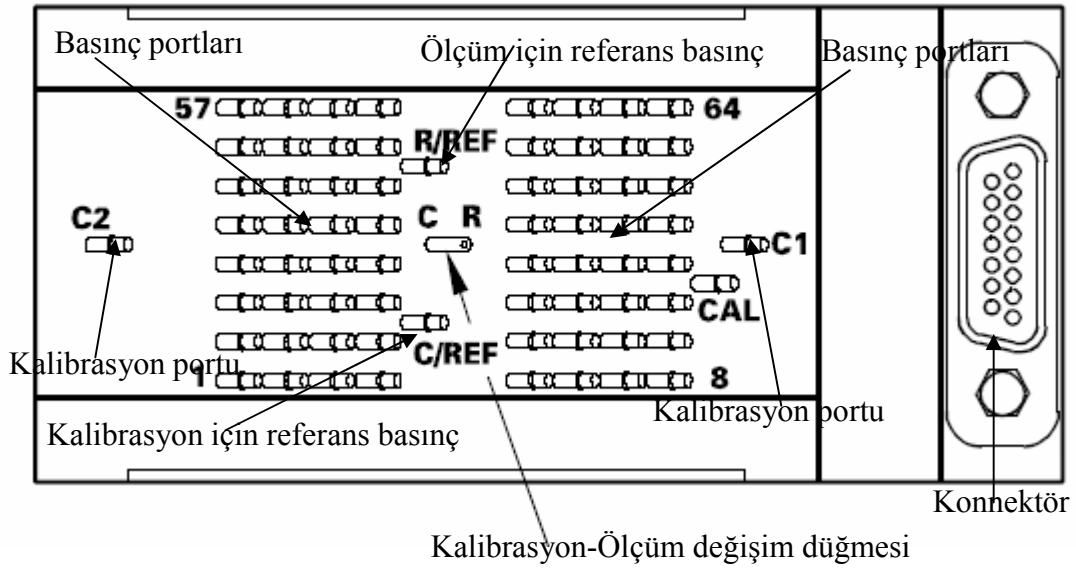
Küçük tip çoklu basınç ölçer, çoklu basınç ölçüm işlemleri için tasarlanmış on-line kalibrasyon yeteneğine sahip her kanalı duyarlı olan bir basınç ölçerdir. Yüksek transduser yoğunluk kriterine göre tasarlanmış olan cihaz, kısıtlı hacimlerde de basınç ölçerlerin kolaylıkla kullanılmasına izin verir. Yüksek yoğunluklu transduserler 16, 32 veya 64 silikon basınç ölçücünden meydana gelir. Basınç ölçücü, saniyede 20000 okuma hızına kadar bir ikili adres kodu ile adreslenebilir. İlave olarak analog çıktılar ± 4 VDC nominal tam skala çıktı sağlamak için cihazın içinde bulunan yükseltici ile güçlendirilmelidir. Bu basınç ölçerler, on-line olarak kendiliğinden kalibre edilmesine izin veren bir kalibrasyon valfine sahiptir. Bu valf pünomatik olarak çalıştırma ve kalibrasyon konumları arasında kullanılır. Kalibrasyon konumunda iken bütün basınç ölçücüler kalibrasyon basıncının hepsine uygulanabilmesi için genel bir kalibrasyon hattına yönlendirilir. On-line kalibrasyonda statik hatalar $\pm \% 0,05$ 'den azdır. Şekil 5.4'de bileşenleri ve Şekil 5.5'de port görevleri verilen standart 64 kanallı basınç ölçer sıcaklık kompanzasyonlu olup teknik ve geometrik özellikleri Çizelge 5.3'de [37] verilmiştir.

Çizelge 5.3. Basınç ölçer teknik ve geometrik özellikleri [37]

No	Tanımı	Teknik ve Geometrik Özellik	
1	Üretici firma	Pressure System	
2	Seri numarası	64933A	
3	Basınç ölçer kanal sayısı	64	
4	Çalışma sıcaklığı	(-25°C)-(+80°C)	
5	Basınç ölçer toplam ağırlığı	140 gr	
6	Ölçüm biçimi	Fark	
7	Basınç ölçüm aralığı	±1 psi	
8	Uygulanabilir azami basınç	%400	
9	Basınç ölçer boyutları	3.3 cm x 3.94 cm x 8.0 cm (genişlik x yükseklik x uzunluk)	
10	Okuma hızı (Scan Rate)	Dakikada 20.000 veri	
11	Dinamik frekans cevabı	50 Hz	
12	Kullanılabilir ortam	Gaz	
13	Her bir kanal çapı	1.016 mm (0.04 inch)	
14	Pnömatik bağlantı	1.016 mm	
15	Statik ölçüm doğruluk (static accuracy) (non-linearity, hysteresis, and non-repeatability)	Tipik	Kötü durum
		± 0.06 %	± 0.1 %
16	Isıl sıfır hatası	Tipik	Kötü durum
		± 0.07%	± 0.2 %

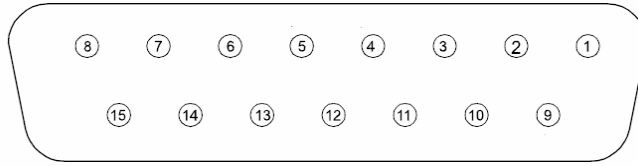


Şekil 5.4. Çoklu basınç ölçer bileşenleri



Şekil 5.5. Çoklu basınç ölçer üstten görünüş

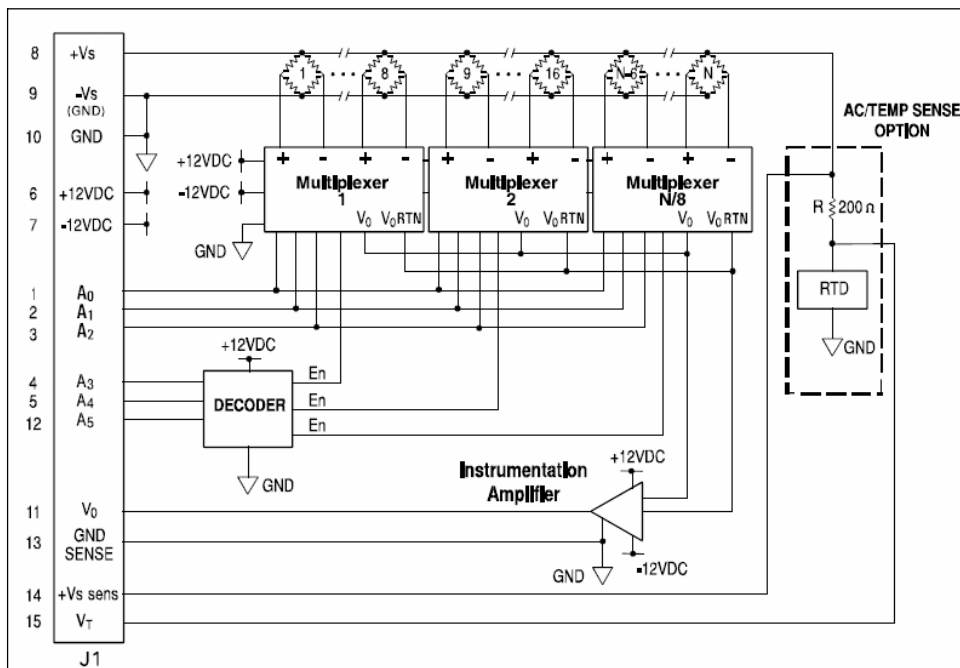
Çoklu basınç ölçerin konnektör fonksiyonları Çizelge 5.4’de, elektriksel diyagramı ise Şekil 5.7’de verilmiştir.



Şekil 5.6. Çoklu basınç ölçer konnektör pin yerleşimi [37]

Çizelge 5.4. Çoklu basınç ölçer konnektör pin yerleşimi fonksiyonları [37]

PİN	FONKSİYON	PİN	FONKSİYON	PİN	FONKSİYON
1	Dijital Adres A0	6	+12 VDC	11	Voltaj Çıktısı, V0
2	Dijital Adres A1	7	-12 VDC	12	Dijital Adres A5
3	Dijital Adres A2	8	+Vs Duyarga Besleme Voltajı (+5 VDC)	13	V0 Sinyal Toprağı
4	Dijital Adres A3	9	-Vs Duyarga Besleme Voltajı Rtn	14	+ Vs Algılama (Uçak Seçeneği)
5	Dijital Adres A4	10	Toprak	15	Vt Sıcaklık Algılama Çıktısı (İsteğe Bağlı)

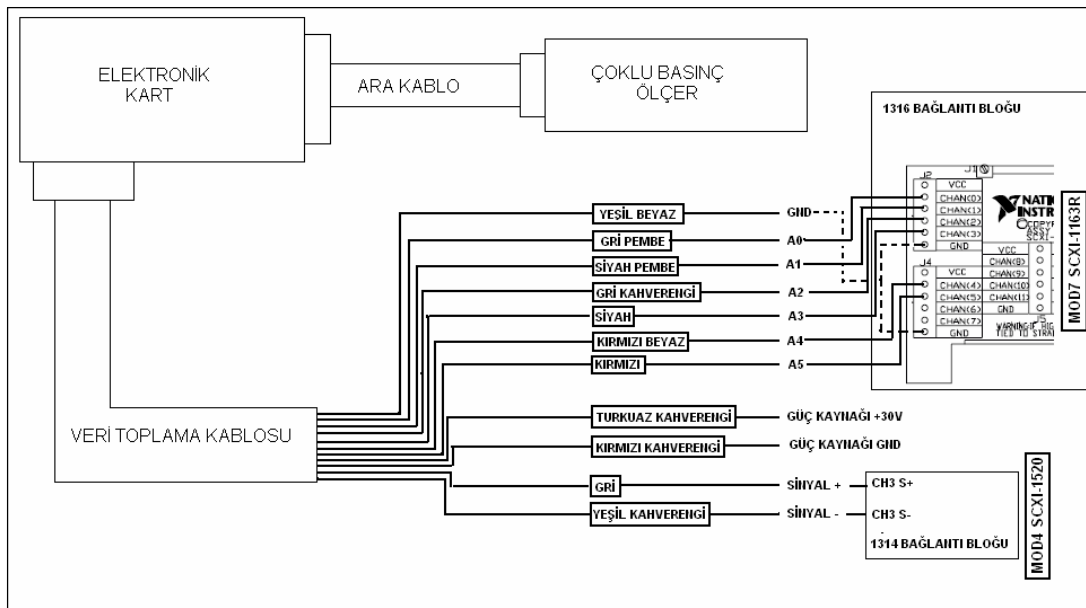


Şekil 5.7. Çoklu basınç ölçerin tipik elektrik diyagramı

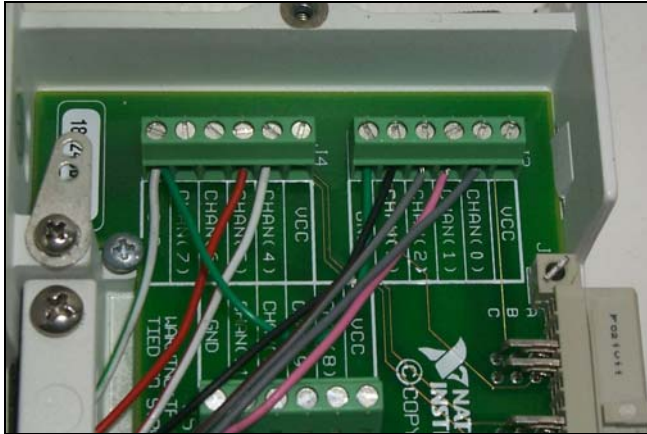
Çoklu basınç ölçer, elektronik kart ve veri toplama sistemi bağlantıları Şekil 5.8’de verilen bağlantı şemasına göre yapılmıştır. Bağlantı şeması incelendiğinde bağlantıların üç grupta değerlendirilebileceği görülmektedir:

- a.Güç Kaynağı Bağlantıları: Elektronik Kartın çalışması için gerekli olan güç kaynağı bağlantılarıdır.
- b.Dijital Adresleme / Komut Bağlantıları: Çoklu basınç ölçere komut yollanan bağlantılardır (SCXI-1163R).
- c.Çıktı Bağlantıları: Çoklu basınç ölçer ölçümlerinin veri toplama kartına bütünlendiği bağlantılardır (SCXI-1520).

Çoklu basınç ölçerin çıktısının DC voltaj olduğu ve yapılan testin durumuna göre SCXI-1520 kartının dolu olması durumunda DC voltaj ölçülebilecek başka bir Veri Toplama Kartı (VTK) kullanılıp Ankara Rüzgar Tüneli – Veri Toplama Sistemi’nde (ART-VTS) yapılacak küçük bir değişim ile çıktıların ölçülebileceği gözden kaçırılmamalıdır. Adresleme bağlantılarının yapılabileceği tek VTK SCXI-1163R olmakla birlikte kanallar ART-VTS’de yapılacak düzenlemeler ile değiştirilebilir.



Şekil 5.8. Çoklu basınç ölçer, elektronik kart, veri toplama sistemi bağlantı şeması



Resim 5.4. SCXI-1163R bağlantı bloğu SCXI-1316 bağlantısı

5.3.2. Ankara Rüzgar Tüneli – veri toplama sistemi

Veri toplama sistemi Şekil 5.10’da arayüzü verilen ART-VTS Labview yazılımı kullanılarak hazırlanmıştır. ART-VTS tünel akış parametrelerinin (sıcaklık, basınç, tünel hızı, vs.) bulunması ve çoklu basınç ölçerin kontrolünde kullanılmıştır.

Bölüm 5.3.1’de bahsedildiği üzere çoklu basınç ölçer 6 adet dijital kanala (A0,A1,A2,A3,A4,A5) sahiptir. Bu dijital kanallardan çoklu basınç ölçere girdi komutları verilerek hangi kanaldan ölçüm alınacağı adreslenmektedir. Adresleme yani kanalın aktif hale gelip ölçüm alabilmesi için o kanalda 12 VDC voltaj farkı olmalıdır. Aktif olan kanallar ikilik sistemde bir komut oluşturmaktadır. İkilik sistemde oluşan bu komutun onluk sistemdeki karşılığının bir fazlası o anda taradığı kanalı gösterir. Söz konusu işlem bir örnek ile aşağıda açıklanmıştır.

Çizelge 5.5. Adresleme için örnek işlem

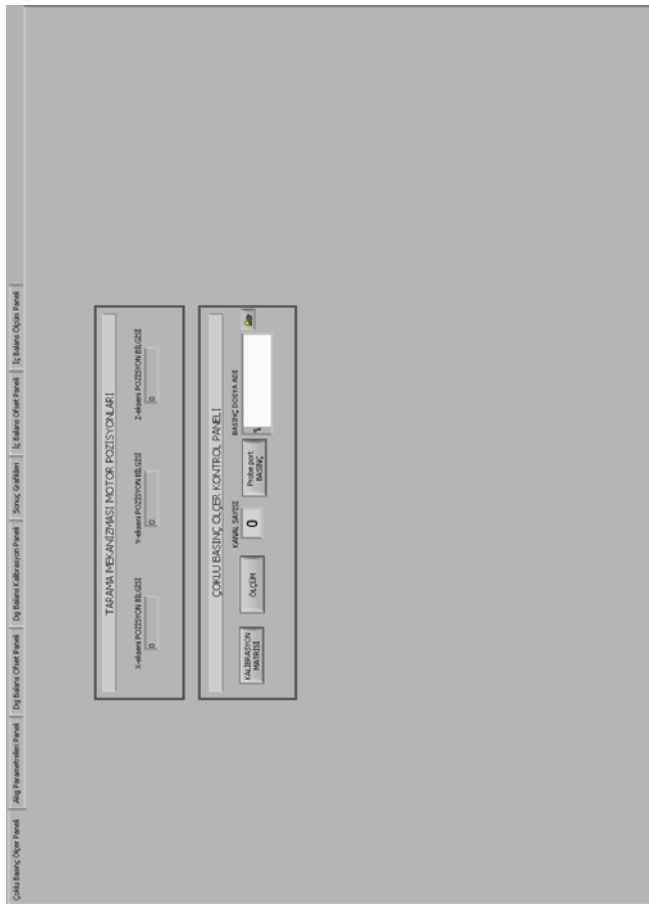
Dijital Adres	A5	A4	A3	A2	A1	A0
Voltaj Farkı	0	12 VDC	0	12 VDC	12 VDC	0
Değer	0	1	0	1	1	0

$$(010110)_2 = 0 \cdot 2^5 + 1 \cdot 2^4 + 0 \cdot 2^3 + 1 \cdot 2^2 + 1 \cdot 2^1 + 0 \cdot 2^0 = 22 = 22 + 1 = 23$$

İKİLİK SİSTEM
İKİLİK SİSTEMDEN ONLUK SİSTEME GEÇİŞ
KANAL NO
TARANAN KANAL NO

Şekil 5.9. Adresleme için örnek

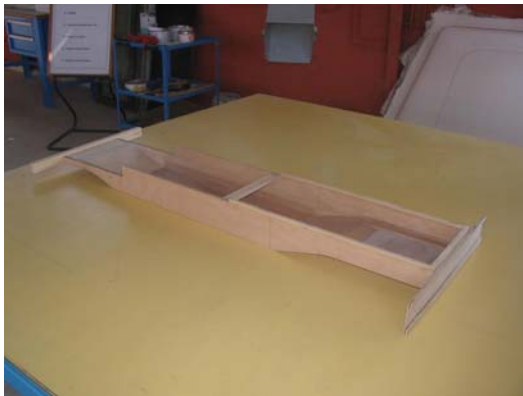
Kanal numarası ile taranan kanal numarasının farklı olmasının sebebi çoklu basınç ölçerin digital dizinde kanalları numaralamasıdır. Çoklu basınç ölçerin kanalları 0'dan başlarken fiziksel dizinde kanal numaraları 1'den başlamaktadır.



Şekil 5.10. ART-VTS Arayüzü

5.4. Deneye Tabi Tutulan Model

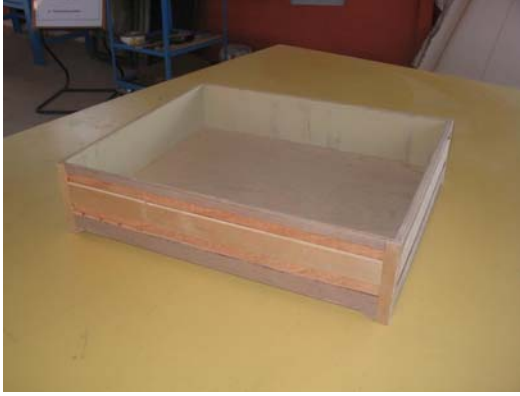
Model, tünel kesit alanı içerisinde büyük bir alanı işgal ederse model ile tünel duvarı arasında kalan alan daralır ve akışkan hızını koruyarak bu dar alandan akıp geçmeden bloke olur ve sınır tabakanın üzerinde akış hızı serbest akış hızına eşit olamaz, akış düzeni bozularak blokaj hataları oluşur. Bunun sonucu olarak akım çizgilerinin gerçekte prototip üzerinde oluşan akım çizgileriyle paralellik şartı sağlanamaz. Ölçülen serbest akış değeri doğru olamayacağından deneylerde elde edilen sonuçlar da gerçeği yansıtamaz. Blokaj oranı model kesit alanının rüzgar tüneli deney odasının kesit alanına oranı olarak tanımlanır. Bu model için ölçek hesaplanırken; test odası alanı: 7.10865m² , Blokaj etkisi nedeniyle kullanım alanı: %5 Model araç alanı: 2.784m² olarak ölçülmüş ve $(7.10865 * \%5) / 2.784 = 0.1276697$, boyut için karekökü alınarak 0.3573 bulunmuştur. %35 ölçekli bir modelin uygun olduğu tespit edilmiştir. Modelde sadelik için %35 yerine 1/4 kullanılmıştır. Bu ölçekteki model Resim 5.5, Resim 5.6, Resim 5.7, Resim 5.8, Resim 5.9, Resim 5.10, Resim 5.11, Resim 5.12,'de görüldüğü gibi parçalar halinde tahta malzemeden hazırlanmış ve meydana getirilen parçalar bir araya getirilerek Resim 5.13'de görüldüğü gibi model oluşturulmuştur. Yüzey pürüzlülüğü gerçek araca yakın hale (gerçek araç için przllk= 0,4 Ra, model araç için przllk= 0,9 Ra) getirildikten sonra akım görüntüleme deneyinde iyi sonuç alabilmek için siyah renge boyanmıştır (Resim 5.14).



Resim 5.5. Model asi



Resim 5.6. Model pancur ve kaput



Resim 5.7. Model kasa



Resim 5.8. Model kupa ve çamurluk



Resim 5.9. Model şase ve kupa



Resim 5.10. Model şase, kupa ve kaput



Resim 5.11. Model şase, kupa, kaput ve kasa



Resim 5.12. Model tekerlekler



Resim 5.13. Model araç

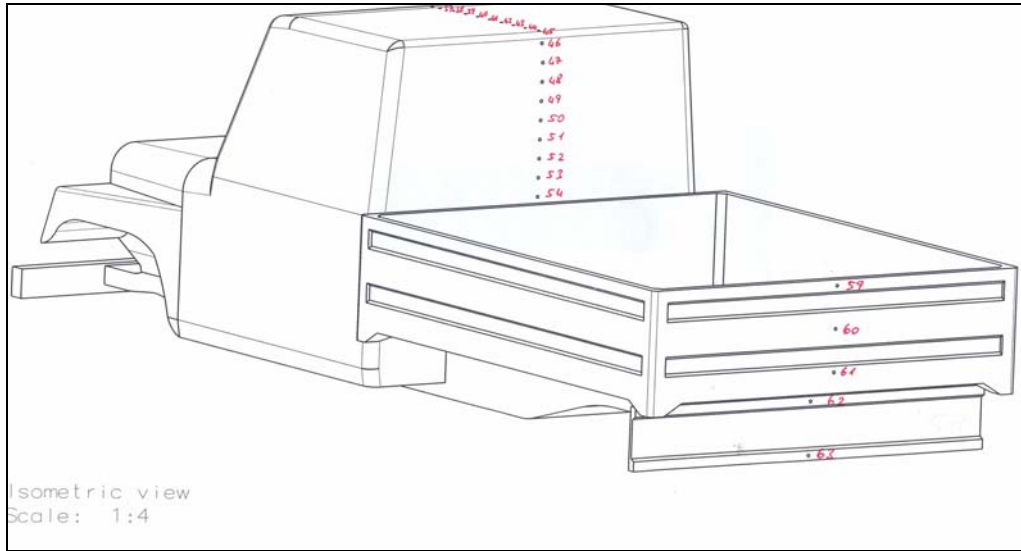


Resim 5.14. Siyah renkli model araç

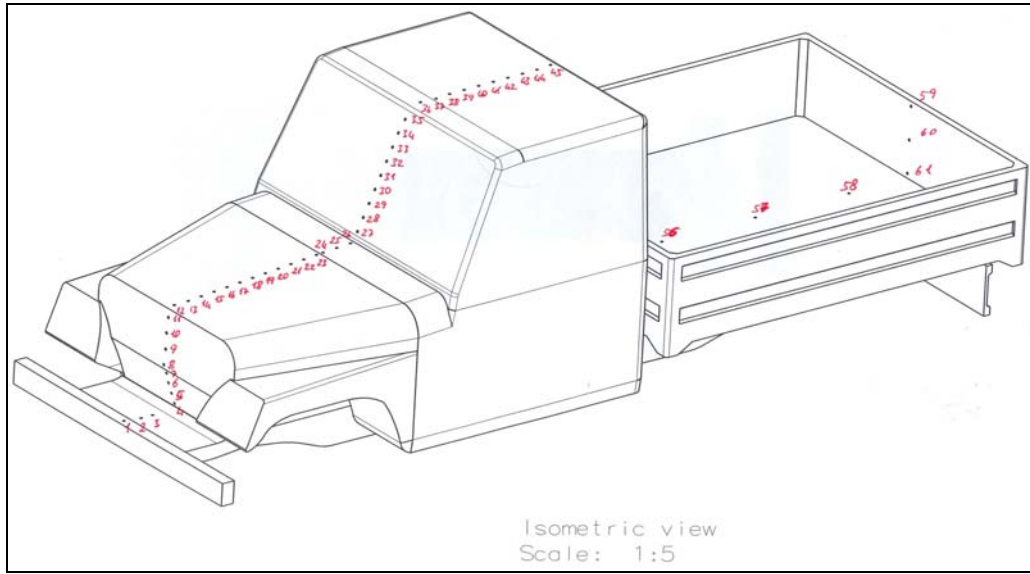
5.5. Basınç Ölçüm Deneyi İçin Modelin Hazırlanması

Model aracın boyanmasını müteakiben Şekil 5.11, Şekil 5.12 ve Şekil 5.13’de belirtilen konumlarda Şekil 5.14’de belirtilen ölçülerde aracın tam simetri ekseninden geçecek şekilde 1mm çapında yüzeye dik olarak büyük bir hassasiyetle 63 delik (çoklu basınç ölçerin port sayısı) delinmiştir (Resim 5.15).

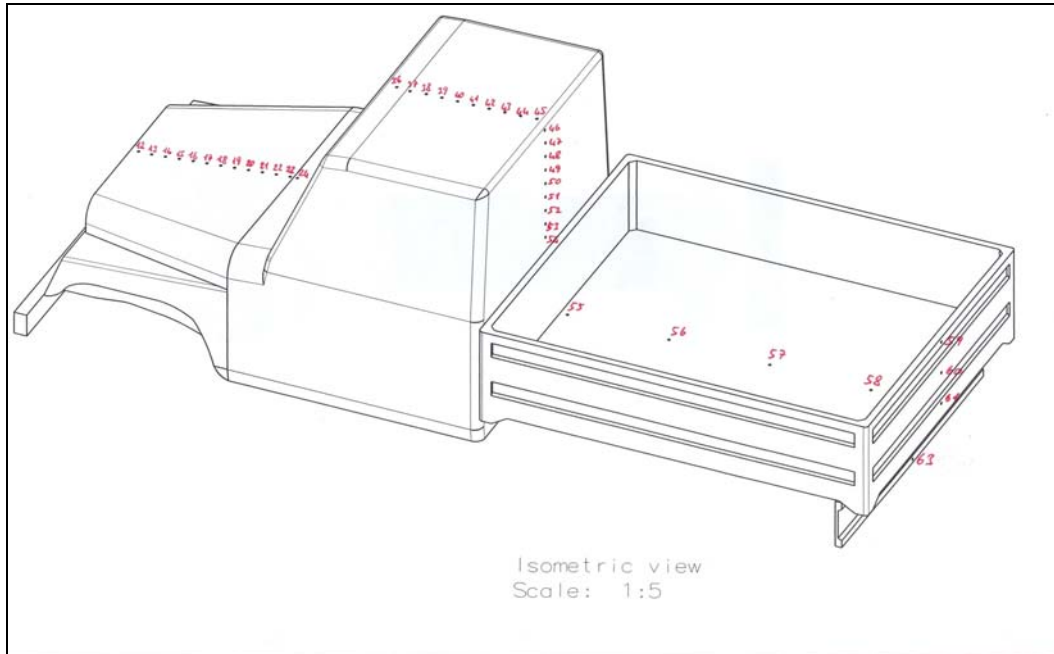
Hava geçişini temin edebilmek amacıyla açılan deliklere şırıngadan kesilen iğne uçları yerleştirilmiş ve silikon ile tahta yüzeye sabitlenmiştir. İğne uçlarının araç yüzeyi üzerinde çıkıntı meydana getirmeyecek şekilde yüzeye sıfır olması sağlanmıştır. Araç içinde kalan iğne uçlarına çoklu basınç ölçer ile irtibatı sağlayacak hortum bağlantısı gerçekleştirilmiş ve hortum iğne ucuna yapıştırıcı ile sabitlenmiştir. Her bir hortuma numara verilerek çoklu basınç ölçere bağlantı sağlanmıştır (Resim 5.16, Resim 5.17).



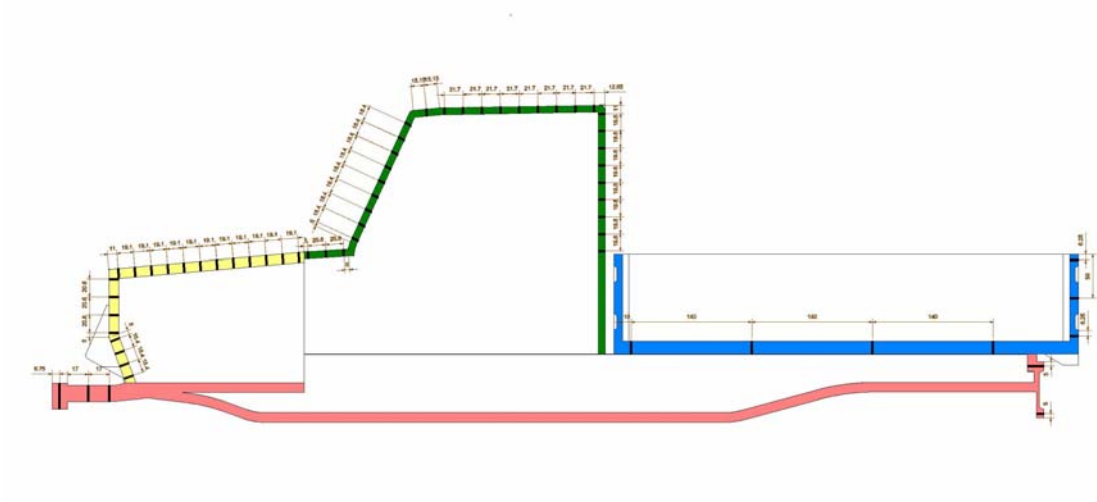
Şekil 5.11. Basınç delikleri yerleşimi (arkadan görünüş)



Şekil 5.12. Basınç delikleri yerleşimi (önden görünüş)



Şekil 5.13. Basınç delikleri yerleşimi (üstten görünüş)



Şekil 5.14. Basınç ölçüm deliklerinin konumları



Resim 5.15. Basınç delikleri (1mm çapında)



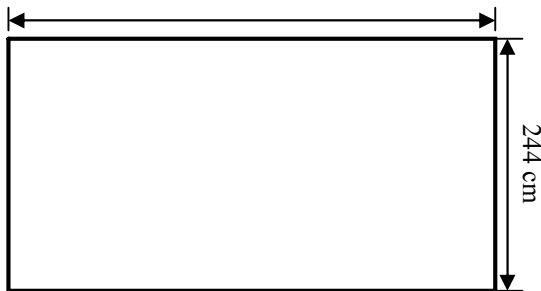
Resim 5.16. Basınç hortumlarının montajı



Resim 5.17. Basınç hortumlarının çoklu basınç ölçere bağlantısı

5.6. Basınç Ölçüm Deneyi

Basınç ölçüm deneyine tabi tutulacak model araç, bir levha üzerine sabitlendikten sonra ön cephesi akış yönüne dik olmak üzere boyutları Şekil 5.15’de verilen ve Resim 5.18’de görülen test odasına yerleştirilmiştir.

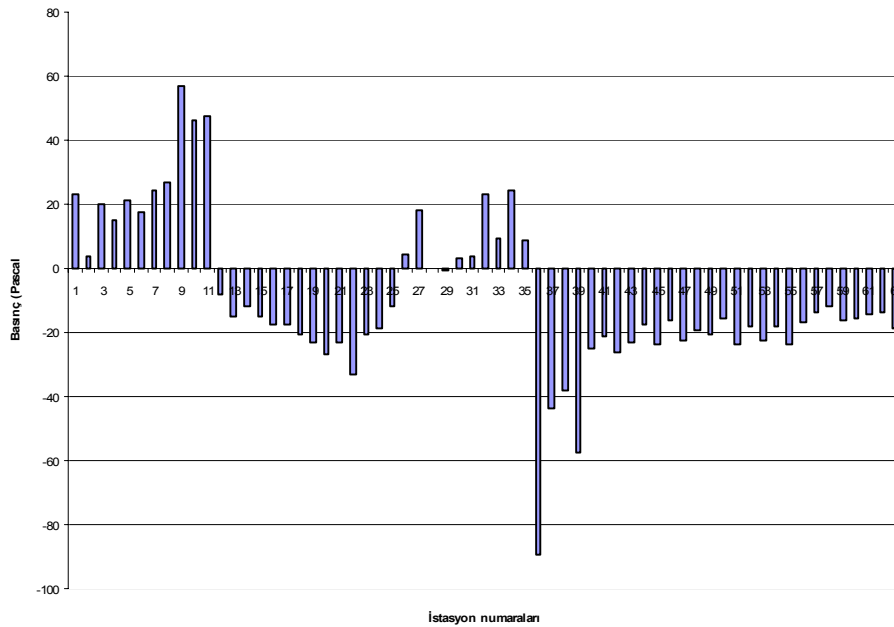


Şekil 5.15. Deney odası boyutları

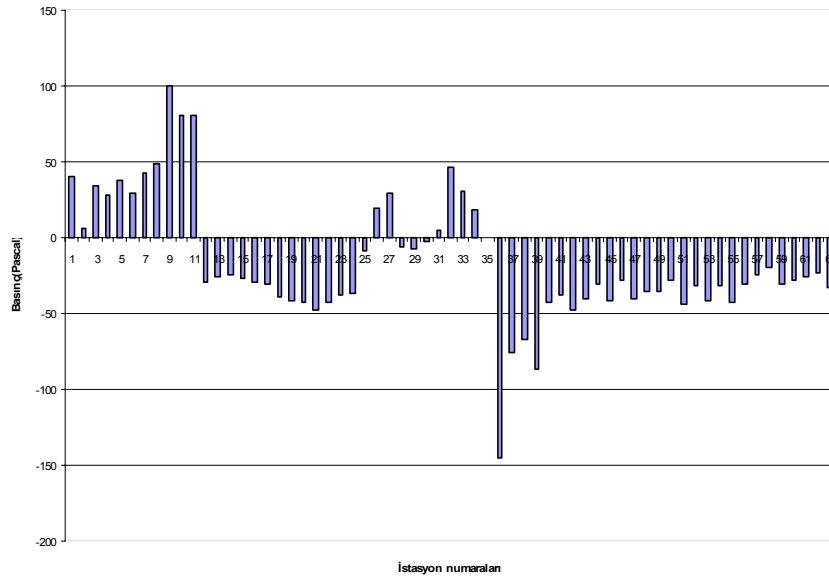


Resim 5.18. Test odasında deneye tabi tutulacak taşıtın konumu

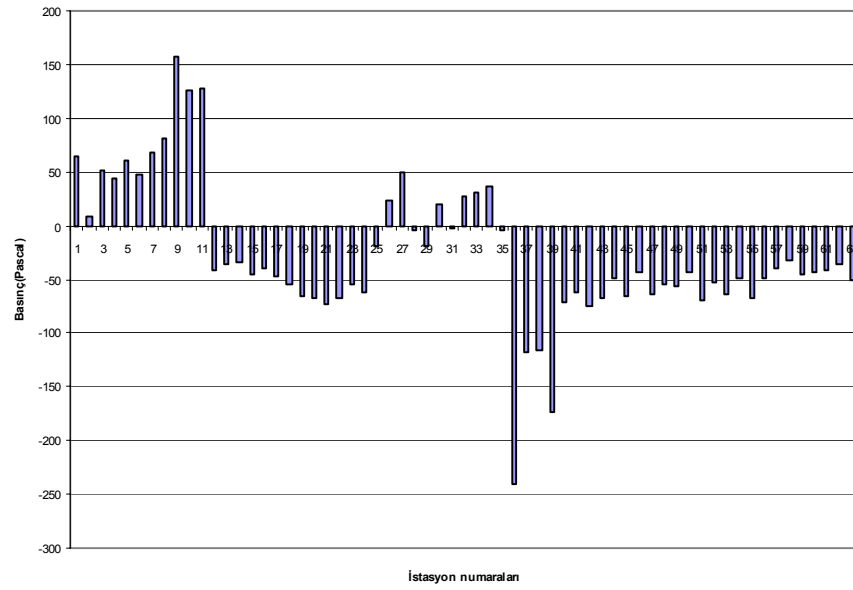
Rüzgar tüneline hava akımının verilmeye başlanması ile birlikte kontrol odasında 15m/s, 20m/s, 25m/s, 30m/s ve 35m/s hızlarda ayrı ayrı model üzerindeki fark basınç ölçümleri alınmıştır. Tespit edilen değerler Çizelge EK-7.1’de belirtilmiştir. Bu değerler kullanılarak elde edilen ölçüm yapılan istasyonlara göre basınç grafikleri ise Şekil 5.16, Şekil 5.17, Şekil 5.18, Şekil 5.19 ve Şekil 5.20’de gösterilmiştir.



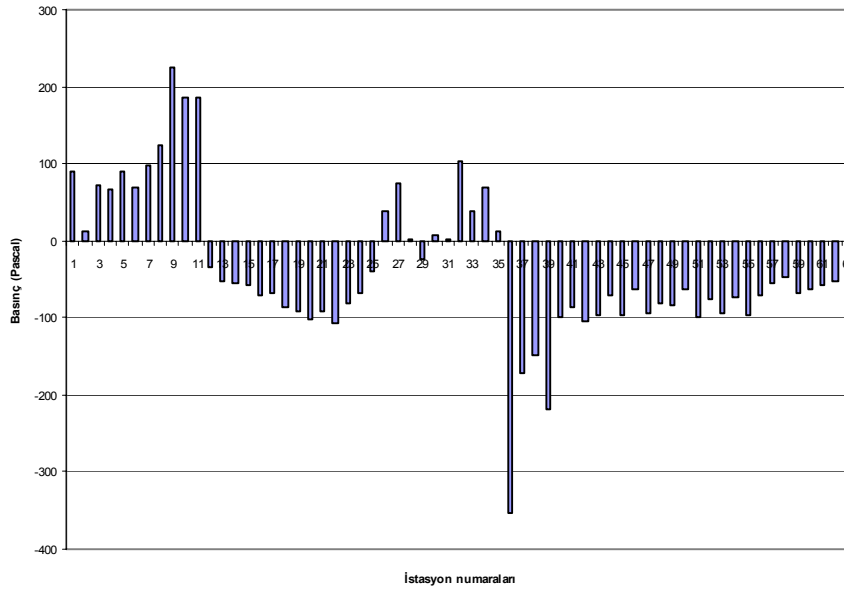
Şekil 5.16. Hız 15m/s için basınç ölçüm deney verileri



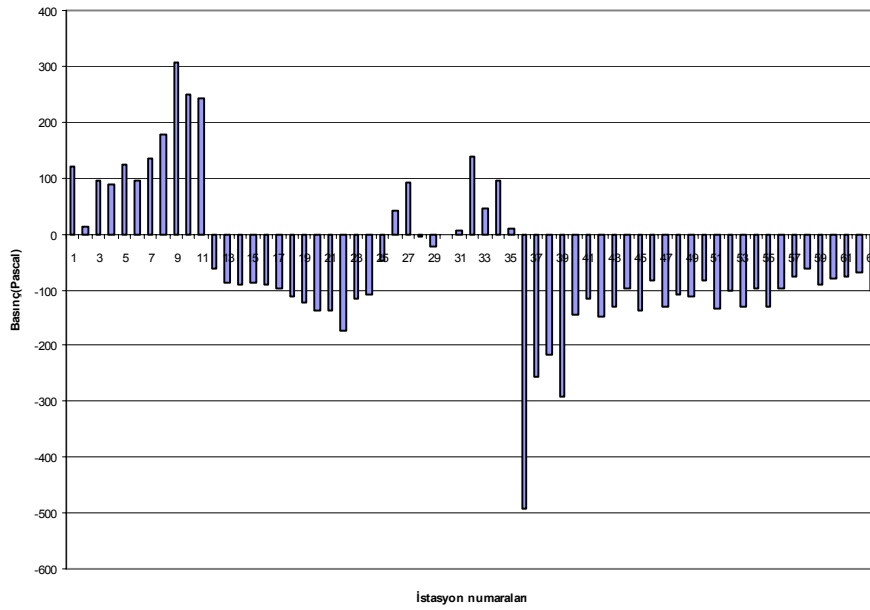
Şekil 5.17. Hız 20m/s için basınç ölçüm deney verileri



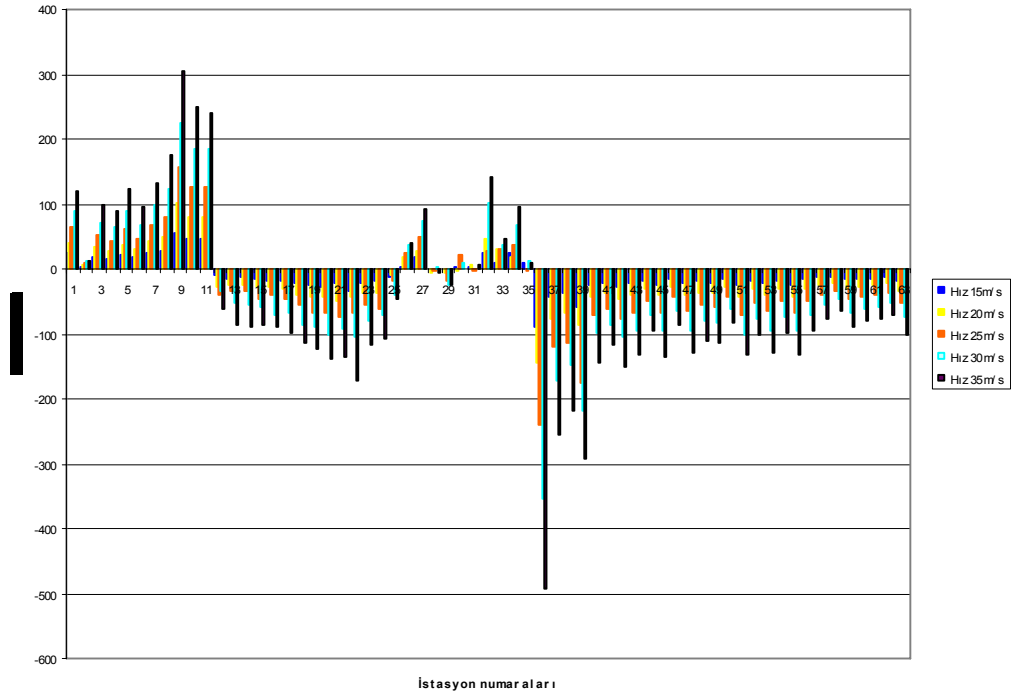
Şekil 5.18. Hız 25m/s için basınç ölçüm deney verileri



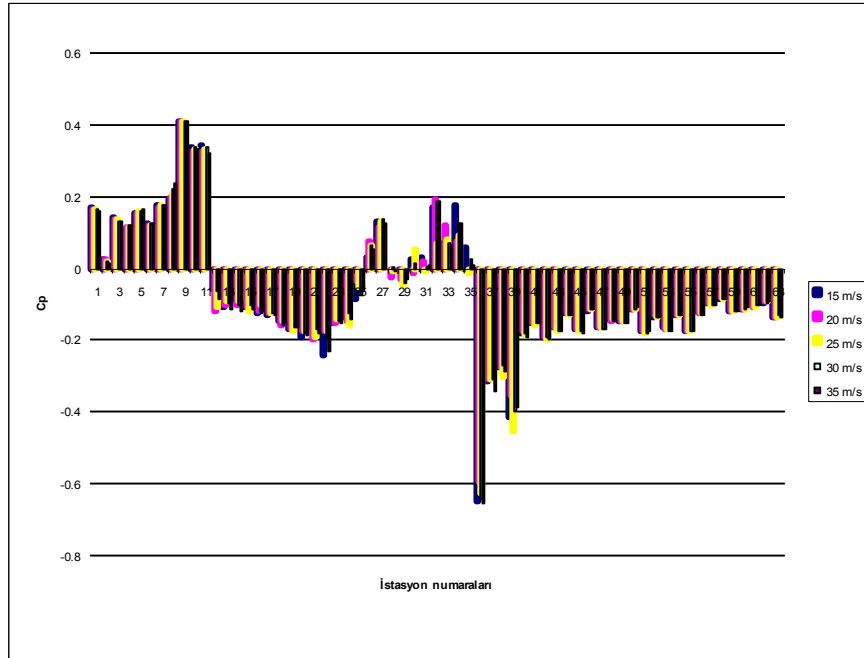
Şekil 5.19. Hız 30m/s için basınç ölçüm deney verileri



Şekil 5.20. Hız 35m/s için basınç ölçüm deney verileri



Şekil 5.21. Bütün hızlar için basınç ölçüm deney verileri



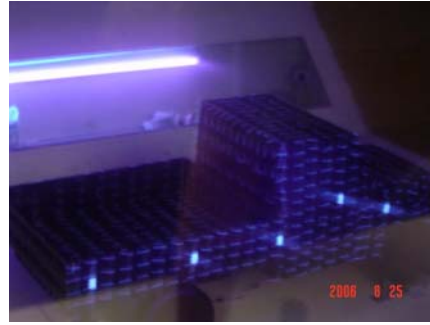
Şekil 5.22. Bütün hızlar için basınç katsayısı deneysel veriler

5.7. Akım Görüntüleme

Akım görüntüleme işlemi basınç ölçüm deneyinin yapıldığı hızlarda (15m/s, 20m/s, 25m/s, 30m/s ve 35m/s) model araç üzerine Resim 5.19’da görülen aparat yardımı ile iplikçiklerin yerleştirilmesi ve kameralar aracılığıyla görüntüler alınarak elde edilmiştir.



a)



b)

Resim 5.19. Model taşıta iplikçik yerleştirilmesi

a) Aparat

b) Kameralar ile görüntüleme

Akım görüntüleme işleminde rüzgar tünelineki havanın hızı 15m/s hıza ulaşıncaya görüntü alınmaya başlanmış ve Çizelge 5.6’da görülen zaman dilimleri boyunca ulaşılan hız değerleri değiştirilmeden görüntü alma işlemine devam edilmiştir. Akım görüntüleme ile tespit edilen akış durumunu gösteren resimler EK-6’da belirtilmiştir.

Çizelge 5.6. Akım görüntüleme testi görüntüleri başlangıç ve bitiş zamanları

HIZ (m/s)	BAŞLANGIÇ	BİTİŞ	TOPLAM UYGULAMA
15	15:41	15:47	6 Dakika
20	15:48	15:53	5 Dakika
25	15:53	15:58	5 Dakika
30	15:59	16:02	3 Dakika
35	16:03	16:08	5 Dakika

5.8. Direnç Katsayısı (C_D) Belirleme Deneyi

Pikap aracının $\frac{1}{4}$ ölçekte hazırlanmış olan modeli ile direnç katsayısı ölçme deneyi de gerçekleştirilmiştir. Model araç, 15m/s (54 km/h), 20m/s (72 km/h), 25m/s (90 km/h), 30m/s (108 km/h) ve 35m/s (126 km/h) olmak üzere beş farklı hızda hava akışına maruz bırakılarak her bir hız için modele etki eden toplam kuvvet bir dinamometre ile tespit edilmiştir. Deney Ankara Rüzgar Tünelinde (ART) yapılmıştır. ART’de modele etkiyen kuvvet ve momentleri ölçmek için bilgisayar destekli veri toplama sistemine bağlı altı bileşenli Resim 5.20’de görülen dış balans veya iç balans sistemleri kullanılmaktadır.



a)

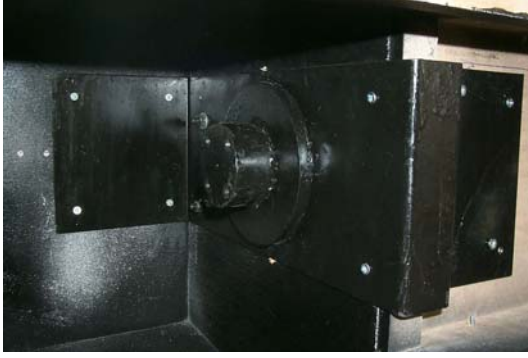


b)

Resim 5.20. ART dış ve iç balans sistemleri

- a) Dış balans
- b) İç balans

Deneye tabi tutulacak model aracın ilk olarak bütünlüğünü pekiştirmek için Resim 5.21’de görülen bir aparat imal edilerek model aracı takviye etmek ve Resim 5.22’de görülen dinamometre ile bağlantısını sağlamak için kullanılmıştır. Dinamometrenin maksimum yük kapasitesi 6600N, besleme V: 10V ve hassasiyeti $0,2E-6$ ’dır. Bu aparat 57,5cm uzunluğunda Resim 5.23 ve Resim 5.24’de görülen diğer bir aparat yardımı ile bütünlenmiştir. Bu imal edilen aparat model aracın yer ile temasının kesilmesini ve ön cephesinin akış yönüne dik olmasını sağlamaktadır (Resim 5.25-Resim 5.26).



Resim 5.21. Model aracın takviyesi



Resim 5.22. Kuvvet ölçümünde kullanılan dinamometre



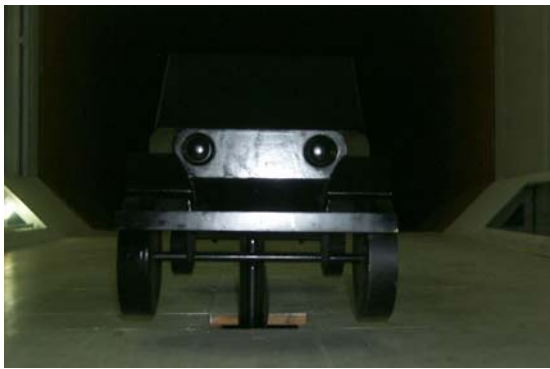
Resim 5.23. Dinamometrenin araç ile bütünlenmesi için hazırlanması



Resim 5.24. Dinamometrenin model araçla bütünlenmesi



Resim 5.25. Direnç ölçme deneyine tabi tutulacak model aracın konumu (arka)

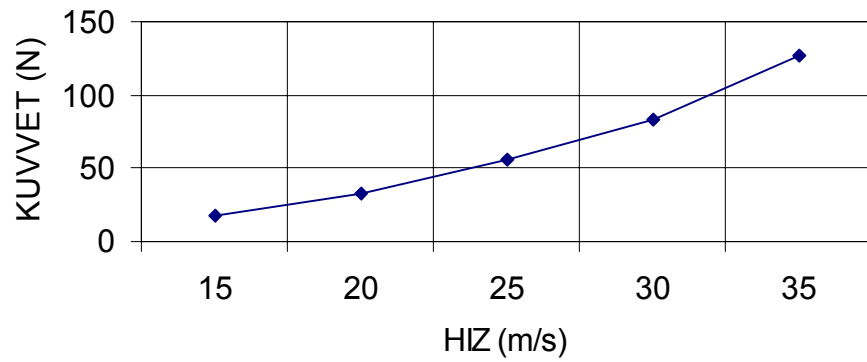


Resim 5.26. Direnç ölçme deneyine tabi tutulacak model aracın konumu (ön)

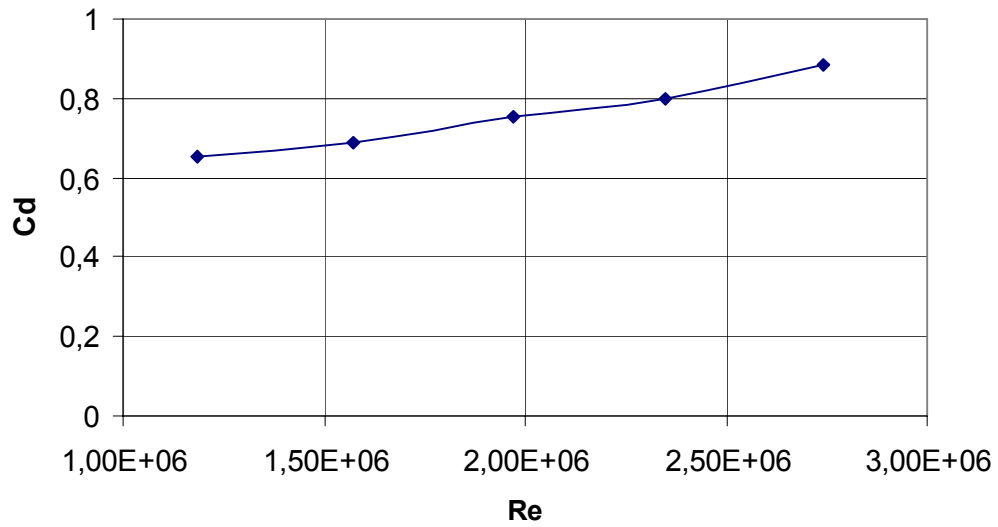
Yapılan deney sonucunda elde edilen veriler her bir hız için tespit edilmiş olup Çizelge 5.7’de, elde edilen direnç kuvveti grafiği Şekil 5.23’de hızlara göre, direnç katsayısı grafiği ise Şekil 5.24’de Reynolds sayılarına göre gösterilmiştir.

Çizelge 5.7. ART direnç katsayısı belirleme deney sonuçları

HIZ (m/s)	Re	P _{atm} (Pa)	C _D ($\rho=1,225\text{-sbt}$)	F _D (N)	Sıcaklık (°C)
0	0	91736.34	0	0	10.903
15	$1,26 \cdot 10^6$	91735.44	0.654	17.414	10.737
20	$1,68 \cdot 10^6$	91732.22	0.689	32.358	10.645
25	$2,11 \cdot 10^6$	91743.28	0.755	55.469	10.648
30	$2,53 \cdot 10^6$	91732.07	0.800	83.857	10.729
35	$2,95 \cdot 10^6$	91737.61	0.882	126.202	10.835



Şekil 5.23. Direnç kuvvetinin hızlara göre değişimi



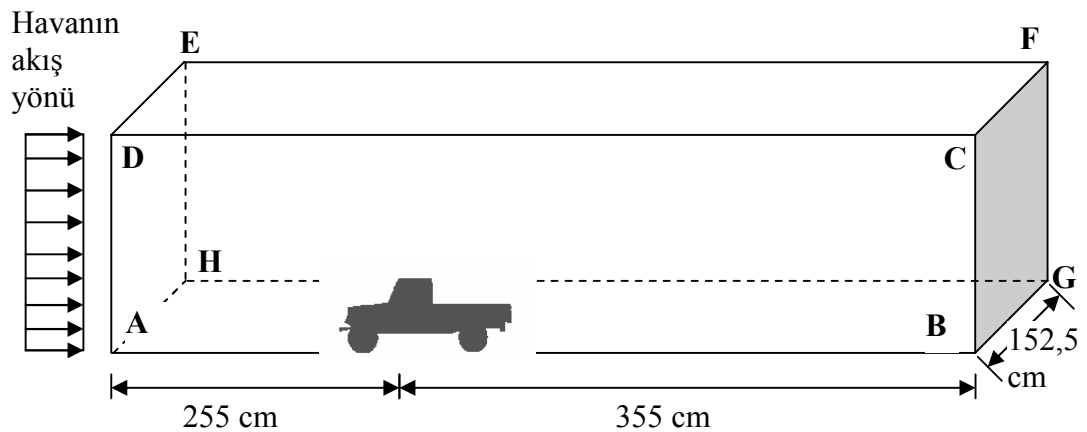
Şekil 5.24. Direnç katsayısının Reynolds sayılarına göre değişimi

6. FLUENT İLE ÇÖZÜM

Bu çalışmada akış alanının sayısal olarak hesaplanmasında sonlu hacimler yöntemi kullanılarak akış problemlerini çözebilen FLUENT V6.2 paket programı kullanılmıştır. Bir FLUENT paket programı ile yapılan analizde müsaade edilen maksimum hesaplama hücrelerinin sayısı kullanılan bilgisayarın donanımına bağlıdır. FLUENT dinamik olarak problemin boyutuna göre hafızda yer açmaktadır. Bununla beraber problemin boyutu hesaplama hücrelerinin sayısı, interpolasyon şeklinin tipi ve akışın laminar veya türbülanslı olması gibi faktörlere bağlıdır. Bu çalışmada Intel 1.86 GHz Core Duo2 işlemcili 1024 MB DDR2 donanım özelliğine sahip bilgisayar kullanılarak FLUENT 6.2.16'nın Windows XP versiyonu ile bütün sayısal koşturmalar yapılmıştır.

6.1 Geometri

Model geometri, amaca yönelik olarak hazırlanmış olup sonuçlar genelde geçerli olabilsin diye bazı genel detaylar çıkarılmıştır (yan aynalar hariç). Taşıt geometrisi ön ve arka tamponların ortasından geçen dikey düzlem boyunca simetriktir. Şekil 6.1 Fluent ile çözümde kullanılan rüzgar tüneline taşıtın konumunu göstermektedir.



Şekil 6.1. Fluent çözümünde kullanılan rüzgar tüneline taşıtın konumu

Şekil 6.1'de görülen sistemde sınır şartlar aşağıda belirtildiği gibidir.

AHED yüzeyi : giriş sabit hız sınır şartı

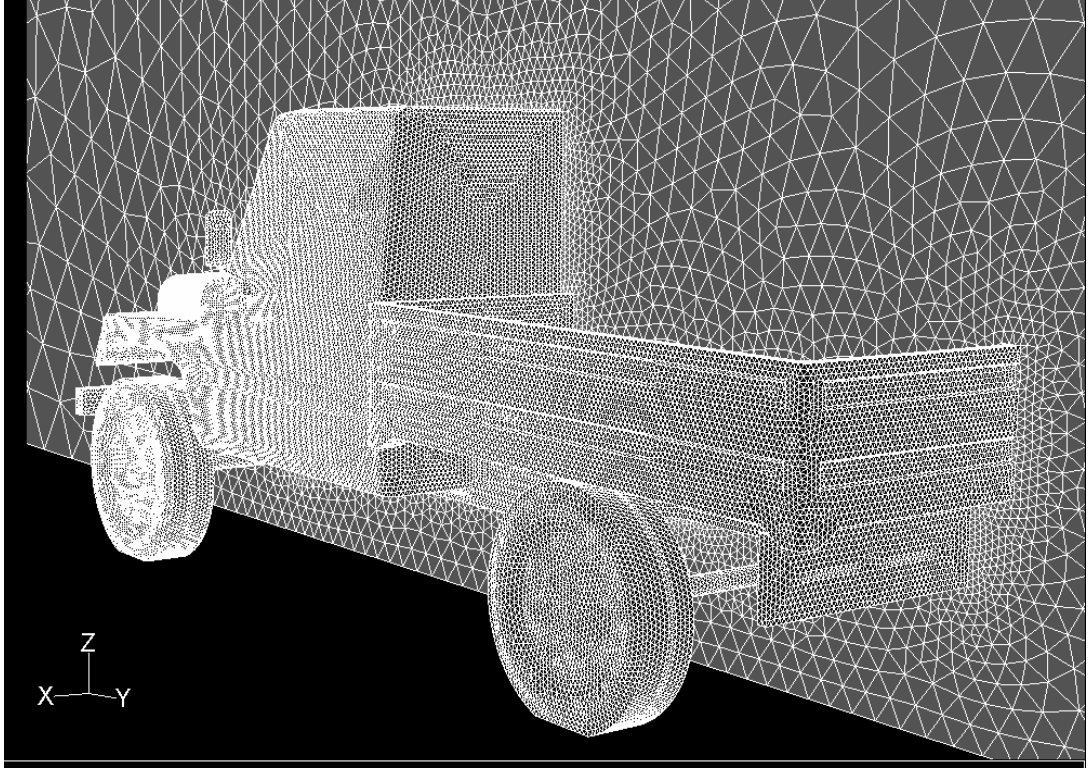
BCFG yüzeyi : çıkış sabit basınç sınır şartı

ADCB yüzeyi : simetri sınır şartı

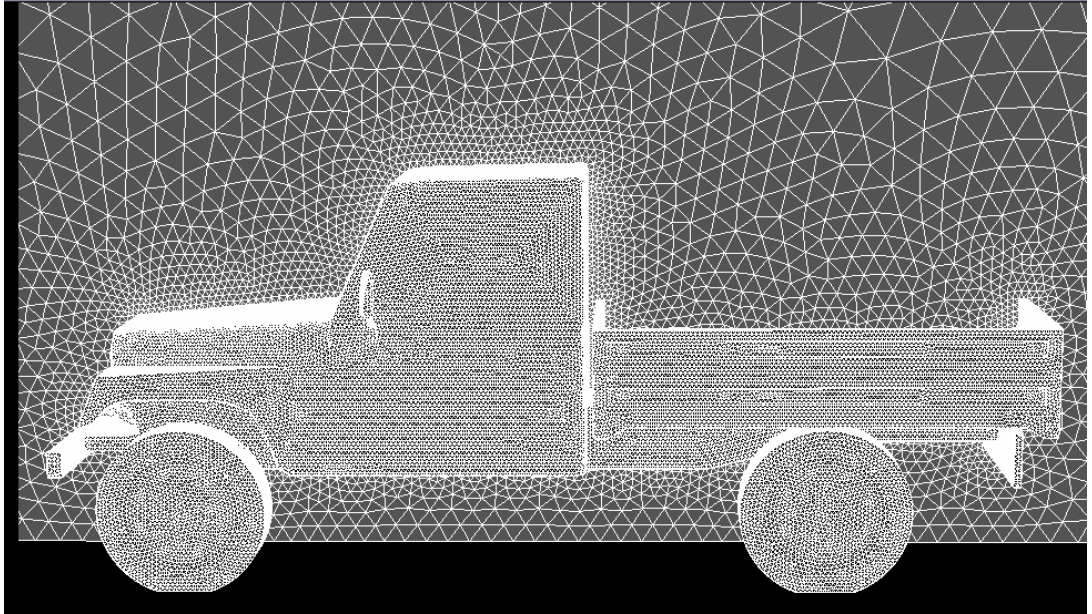
AHGB yüzeyi : duvar sınır şartı (zemin)

6.2. Ağ (Mesh)

Taşıt geometrisi, bilgisayar destekli tasarım yazılımı kullanılarak stp uzantılı hazırlanmış ve Gambit'e aktarılmıştır. Hesaplama alanını kapsayan hacim, deneyde kullanılan rüzgar tünelinin deney odasına eşdeğerdir. Hesaplama alanının girişi hava akış yönüdür. Hesaplama alanı taşıtın iç bölgesi olmayıp rüzgar tünelinin sınırladığı dış hacmidir. İlk olarak taşıt yüzeyi ağ ile kaplanmıştır. $\frac{1}{4}$ ölçekli taşıt için yüzeyler 5mm aralıklı “Tri-Palve” elemanlar yardımıyla ağ ile kaplanmıştır. Ağ ile kaplanmış olan yüzeyler referans alınarak bir boyut fonksiyonu (size function) tanımlanmıştır. Tanımlanan boyut fonksiyonuna bağlı olarak modelin tüm hacmi 1,2 artım hızı (growth rate) baz alınarak tetrahedral elemanlar ile ağlanmıştır. Ağlanmış olan hacim bozuk elemanlar yönünden incelendikten sonra belirlenen bozuk elemanlar(çarpıklığı 0,95 – 1,00 aralığında olanlar) ağ kaldırılarak geometri üzerinde ayıklama yapmak suretiyle temizlenmiştir. Çünkü ayıklanmayan bozuk elemanlar çözümün ıraksamasına veya çözümün hata mesajı vererek durmasına neden olur. Daha sonra tekrar aynı şekilde ağ ile kaplama işlemi gerçekleştirilmiştir. Sınır şartların da uygun şekilde tanımlanmasını müteakiben gambit işletim sisteminde 1203245 tetrahedral hücreden meydana gelmiş ağ ile kaplanan Şekil 6.2a ve Şekil 6.2b'de görülen geometri Fluent'de çözüm yapılabilmesi için “msh” uzantılı olarak export işlemine tabi tutulmuştur. Ağ ile kaplanmış olan taşıtın tünel içindeki konumu ve simetri eksenini boyunca ağın dağılımı Şekil 6.3 ve Şekil 6.4a- Şekil 6.4b'de belirtilmiştir.

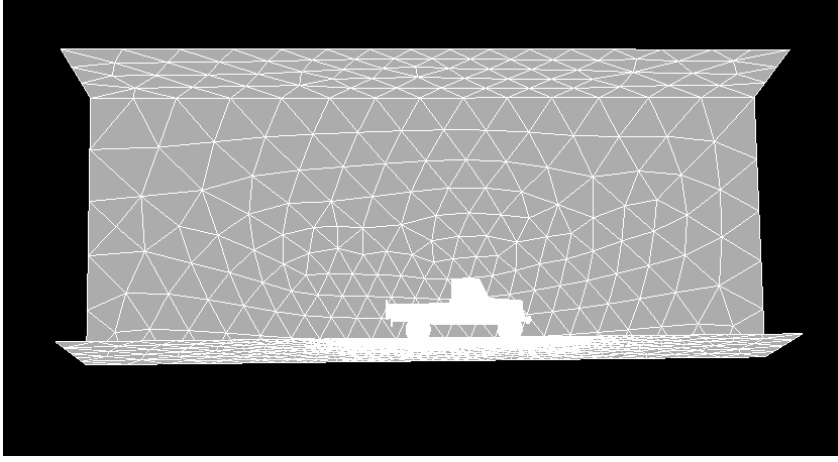


a)

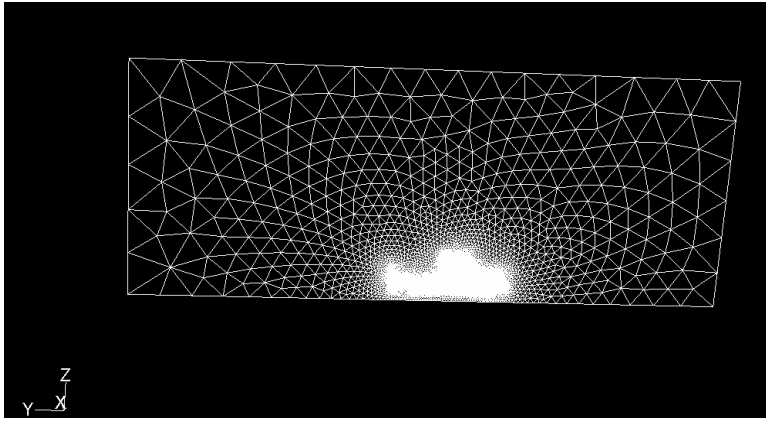


b)

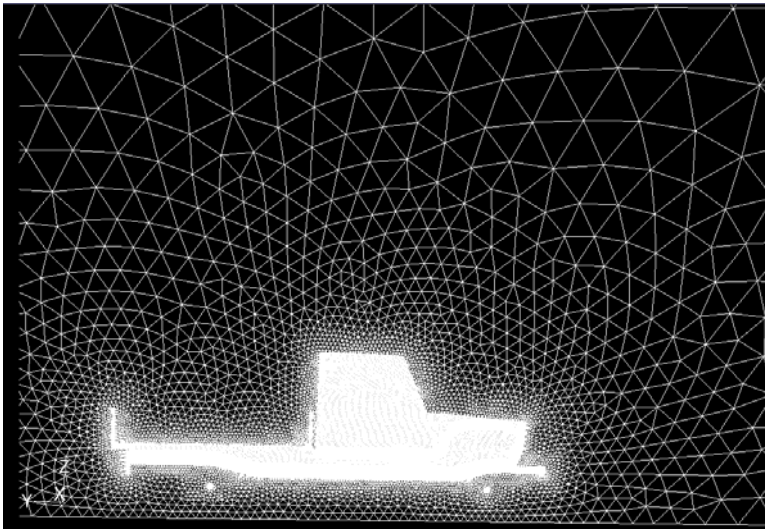
Şekil 6.2. Geometrinin ağ ile kaplanmış durumu a)arka b)yan



Şekil 6.3. Taşıtın tünel içindeki konumu



a)



b)

Şekil 6.4. Simetri ekseni boyunca taşıttan dışa doğru ağ a) Tüm yüzey b) Dışa doğru ağın yoğunluk değişimi

6.3. Çözüm

Bu çalışmada kullanılan sonlu hacimler metodunu esas almış Fluent 6.2.16 paket programı ayırık (segregated) ve birleşik (coupled) olmak üzere iki sayısal çözücü sunmaktadır. Fluent bu metotları kullanarak süreklilik, momentum, enerji ile türbülans ve kimyasal parçacıklar gibi diğer skalerler için genel integral denklemlerini çözmektedir. Her iki durumda da kontrol hacim esaslı teknik, bir işlem gridinin kullanıldığı ayırık kontrol hacimlerine bölünmüş bölümden, farklı bağımlı değişkenler(hız, basınç, sıcaklık) için cebirsel denklemlerin oluşturulduğu her bir kontrol hacimde korunum denklemlerinin integrasyonundan, bağımlı değişkenlerin en son değerlerini kullanmak için diskritize edilmiş denklemlerin lineer hale getirilmesinden ve bu lineer denklem sisteminin çözümünden meydana gelir. Her iki çözüm sistemi de benzer diskritizasyon işlemi(sonlu-hacim) ifade etse de diskritize edilmiş denklemlerin lineer hale getirilmesi ve çözümü farklıdır. Ayırık çözücü korunum denklemlerini(süreklilik, momentum, enerji) sırasıyla çözerken, birleşik çözücü bunları anlık olarak(hepsi birden) çözmektedir.

Bütün korunum denklemleri çözüm alanındaki her noktada dengeye geldiği zaman Fluent programı ile yapılan simülasyonda yakınsama gerçekleşmektedir. Her akışkan değişkeni için artıklar çözümdeki hatanın şiddetini belirtmektedir. Artıklar normalize edilmekte ve her korunum denklemi için hesaplanmaktadır. Genel olarak, Çizelge 6.1’de bu çalışmada kullanılan yakınsama kriterleri verilmektedir.

Çizelge 6.1. Fluent simülasyonunda kullanılan yakınsama tolerans faktörleri

Genelleştirilmiş Artık	Yakınsama Toleransı
Süreklilik	1.0×10^{-7}
X-Hızı	1.0×10^{-7}
Y-Hızı	1.0×10^{-7}
Z-Hızı	1.0×10^{-7}

Çalışma esnasında artıkların değişimi ekranda görülmekte ve artıklar kararlı bir hal aldığı anda yakınsama tolerans değerlerine ulaşılmaya da işleme son verilmektedir.

Fluent programı korunum denklemlerinin (süreklilik, momentum, ve enerji) sayısal olarak çözülebilmesini sağlamak için, cebirsel denklemlere dönüştürebilmek maksadıyla kontrol hacmi formülasyonunu kullanmaktadır. Bu kontrol hacmi tekniği her kontrol hacmi için tanımlanan denklemlerin integre edilmesinden oluşmaktadır. Fluent kontrol hacimlerinin geometrik merkezinde hesaplanan skalar değişkenleri ve hızları saklamaktadır. Fakat, çözüm esnasında, bu değişkenlerin değerleri kontrol hacmi sınırlarında kullanılmaktadır. Yüzey değerleri interpolasyon ile elde edilmekte ve Fluent dört değişik interpolasyon seçeneği kullanmaktadır.

- Birinci Derece Ayırıklaştırma (First-Order Upwind Scheme)
- İkinci Derece Ayırıklaştırma (Second-Order Upwind Scheme)
- Power-Law Scheme
- QUICK Scheme

Birinci Derece Ayırıklaştırma düzeninin önemi interpolasyona akışkan yönünün de dahil edilebilmesidir. Batı yüzeyindeki hücrenin herhangi bir ϕ değeri aynı zamanda merkezdeki ϕ_p ve ϕ_w değerlerinden etkilenmektedir. Fakat, batıdan doğuya güçlü bir taşınım olduğu zaman merkezi fark işlemi uygun olmamaktadır. Çünkü batı yüzeyindeki hücre ϕ_w değerinden ϕ_p değerine oranla daha fazla etkilenmektedir.

Birinci Derece Ayırıklaştırma düzeninin doğruluğu Taylor serileri kesme hataları cinsinden sadece birinci derecedendir. Bu düzenin değerlerini kullanmak yöntemin kararlı olduğunu temin eder fakat, birinci derece doğruluk nümerik difüzyon hatalarına yol açmaktadır. Bu sebeplerden ötürü, birinci derece ayırıklaştırma düzeni bu çalışmada kullanılmamıştır. Nümerik difüzyon hataları ikinci dereceden ayırıklaştırma yöntemi kullanılarak en az düzeye indirilmiştir. Daha yüksek mertebeden düzenler QUICK ve İkinci Dereceden Ayırıklaştırma Şeması gibi daha

fazla komşu noktaya sahiptirler ve ayırıklaştırma hatalarını çevre komşu noktaların etkilerini daha fazla göz önüne alarak en aza indirmektedirler.

Power-law düzeni değişken ϕ 'nin yüzey değerlerini interpolate etmek için bir boyutlu konveksiyon difüzyon denkleminin kesin çözümünü kullanmaktadır. Power-Law şeması akış bir boyutlu olduğu zaman avantajlıdır. Bundan dolayı, akış alanı hesaplama gridleri ile aynı hızda olduğu zaman, akış tahminleri için güzel bir seçenektir. Fakat, akış hesaplama gridleri ile açı yaptığı zaman veya daha yüksek hassasiyet istendiği zaman OUICK(The Quadratic Upstream Interpolation for Convective Kinetics) düzeni veya ikinci dereceden ayırıklaştırma düzeni kullanılması tercih edilmektedir. Birçok durumda, akış alanı hesaplama gridleri ile örtüşmemektedir. Bu nedenle, power-law şeması interpolasyon şeması olarak seçilmemiştir.

OUICK düzeni kontrol hacmi yüzeyinde daha kapsamlı bir yaklaşımı oluşturmaktadır. Birinci derece ayırıklaştırma düzeninde olduğu gibi, OUICK ve ikinci derece ayırıklaştırma düzeninde de interpolasyon esnasında akışın yönü dikkate alınmaktadır. OUICK düzeni kuadratik bir interpolasyon şeması kullanmaktadır. Kuadratik interpolasyon şeması nümerik olarak daha fazla hassasiyet içermekte ve en önemlisi akış alanı grid sistemi ile örtüşmediği durumlarda da rahatça kullanılabilir.

İkinci dereceden ayırıklaştırma düzeninde, hücre yüzeylerindeki değerler OUICK düzeninde olduğu gibi kuadratik interpolasyon yaklaşımı yerine çok boyutlu lineer yaklaşımı ile hesaplanmaktadır. Bu anlamda, hücre yüzeylerinde Taylor serisinin hücre merkezli çözüm açılımı ile yüksek hassasiyet sağlanmaktadır. Bu nedenle bu çalışmada ikinci dereceden ayırıklaştırma düzeni tercih edilmiştir.

Bu çalışmada kullanılan özellikler Çizelge 6.2’de, Relaksasyon kriterleri Çizelge 6.3’de, diskritizasyon özellikleri ise Çizelge 6.4’de belirtilmiştir.

Çizelge 6.2. Sayısal çözümde kullanılan özellikler

Fonksiyon	Özellik
• çözücü • fomülasyon • zaman • hız fomülasyonu • değişim seçeneği • akışkan • Basınç – bağlantısı	• Ayrık (segregated) • İmplicit • Sabit • Mutlak • Düğüm-esaslı • Hava (sıkıştırılmaz) • Simple

Çizelge 6.3. Relaksasyon kriterleri

Basınç	0,25
Yoğunluk	1
Gövde kuvvetleri	1
Momentum	0,55
Türbülans kinetik enerji	0,65
Spesifik yayılım oranı	0,65
Türbülans viskozite	1

Çizelge 6.4. Diskritizasyon özellikleri

Basınç	Standart
Momentum	İkinci derece
Türbülans kinetik enerji	İkinci derece
Spesifik yayılım oranı	İkinci derece

Çözüm için, tünel üst ve yan yüzeyleri ile yol olarak kullanılan yüzeyde duvar, taşıtın olduğu yüzeyde simetri, taşıt yüzeyinde duvar, girişte sabit hız, çıkışta ise sabit basınç sınır şartları kullanılmıştır. Bu çalışmada sabit akışkan özelliklerindeki hava akışkan olarak kullanılmıştır. Süreklilik ve momentum denklemleri sabit akışkan

özellikleri kabulü ile çözülmüştür. Kullanılan akışkanın özellikleri Çizelge 6.5’de belirtilmiştir.

Çizelge 6.5. Havanın özellikleri

Özellik	Tanım	Sayısal Değer
ρ	Yoğunluk	1.225 kg/m ³
μ	Dinamik viskozite	1.7894×10 ⁻⁵
c_p	Özgül ısı	1006.43
k	Isı iletim katsayısı	0.0242

Sayısal çalışmalar ¼ ölçekli model araç üzerinde 1,263*10⁶ – 1,684*10⁶ – 2,105*10⁶ – 2,526*10⁶ – 2,947*10⁶ Reynolds sayılarında k-ε (standart, realizable, RNG), k-ω (standart, sst) ve RSM türbülans modellerini mümkün olanlarda Standart wall function(StWF), Non-equilibrium wall function(NEWF) ve Enhanced wall treatment(EWT) duvar kenarı modelleme opsiyonları ile kullanılarak yapılmıştır. Tespit edilen direnç kuvveti verileri Çizelge 6.6 – 6.10’da belirtilmiştir.

Çizelge 6.6. Hız 15 m/s için direnç kuvveti

Türb. Mod.	(F_D)_p N	(F_D)_f N	(F_D)_{Top} N
ske-StWF	10,942	0,320	11,262
ske-NEWF	11,332	0,279	11,611
ske-EWT	10,951	0,329	11,280
rke-StWF	9,423	0,282	9,705
rke-NEWF	9,194	0,220	9,414
rke-EWT	9,418	0,292	9,711
RNGke-StWF	8,798	0,245	9,044
RNGke-NEWF	9,172	0,213	9,385

Çizelge 6.6 (Devam). Hız 15 m/s için direnç kuvveti

RNGke-EWT	8,631	0,250	8,880
standart k-w	12,994	0,251	13,245
sst k-w	8,483	0,199	8,682
RSM-StWF	8,224	0,266	8,491
RSM-NEWF	8,188	0,215	8,403
DENEY(1/2)	-	-	8,707

Çizelge 6.7. Hız 20 m/s için direnç kuvveti

Türb. Mod.	(F_D)_p N	(F_D)_f N	(F_D)_{Top} N
ske-StWF	17,549	0,546	18,094
ske-NEWF	16,769	0,423	17,192
ske-EWT	17,550	0,562	18,112
rke-StWF	15,375	0,495	15,870
rke-NEWF	16,240	0,424	16,664
rke-EWT	16,208	0,478	16,686
RNGke-StWF	13,703	0,384	14,087
RNGke-NEWF	13,813	0,316	14,129
RNGke-EWT	15,140	0,428	15,568
standart k-w	22,977	0,427	23,404
sst k-w	14,843	0,393	15,236
RSM-StWF	16,325	0,476	16,801
RSM-NEWF	16,310	0,378	16,689
DENEY(1/2)	-	-	16,179

Çizelge 6.8. Hız 25 m/s için direnç kuvveti

Türb. Mod.	(F_D)_P N	(F_D)_f N	(F_D)_{Top} N
ske-StWF	29,597	0,812	30,409
ske-NEWF	30,751	0,680	31,430
ske-EWT	29,622	0,828	30,450
rke-StWF	24,812	0,687	25,499
rke-NEWF	24,486	0,525	25,011
rke-EWT	24,807	0,705	25,512
RNGke-StWF	24,754	0,597	25,351
RNGke-NEWF	23,881	0,498	24,379
RNGke-EWT	23,949	0,632	24,582
standart k-w	35,866	0,647	36,513
sst k-w	23,218	0,488	23,707
RSM-StWF	22,221	0,648	22,869
RSM-NEWF	22,281	0,518	22,799
DENEY(1/2)	-	-	27,735

Çizelge 6.9. Hız 30 m/s için direnç kuvveti

Türb. Mod.	(F_D)_P N	(F_D)_f N	(F_D)_{Top} N
ske-StWF	42,329	1,136	43,464
ske-NEWF	43,968	0,937	44,905
ske-EWT	42,377	1,155	43,532
rke-StWF	33,269	0,822	34,091
rke-NEWF	34,948	0,722	35,669

Çizelge 6.9 (Devam). Hız 30 m/s için direnç kuvveti

rke-EWT	35,233	0,971	36,204
RNGke-StWF	33,668	0,869	34,537
RNGke-NEWF	37,455	0,690	38,145
RNGke-EWT	32,646	0,849	33,495
standart k-w	51,625	0,911	52,536
sst k-w	32,977	0,681	33,658
RSM-StWF	31,906	0,877	32,784
RSM-NEWF	31,888	0,717	32,605
DENEY(1/2)	-	-	41,928

Çizelge 6.10. Hız 35 m/s için direnç kuvveti

Türb. Mod.	(F_D)_P N	(F_D)_r N	(F_D)_{Top} N
ske-StWF	57,316	1,508	58,825
ske-NEWF	59,531	1,231	60,761
ske-EWT	57,370	1,531	58,900
rke-StWF	47,476	1,252	48,728
rke-NEWF	47,171	0,946	48,117
rke-EWT	47,477	1,277	48,754
RNGke-StWF	48,527	1,139	49,667
RNGke-NEWF	53,490	0,901	54,390
RNGke-EWT	50,096	1,123	51,219
standart k-w	70,294	1,217	71,510
sst k-w	45,831	0,902	46,733

Çizelge 6.10 (Devam). Hız 35 m/s için direnç kuvveti

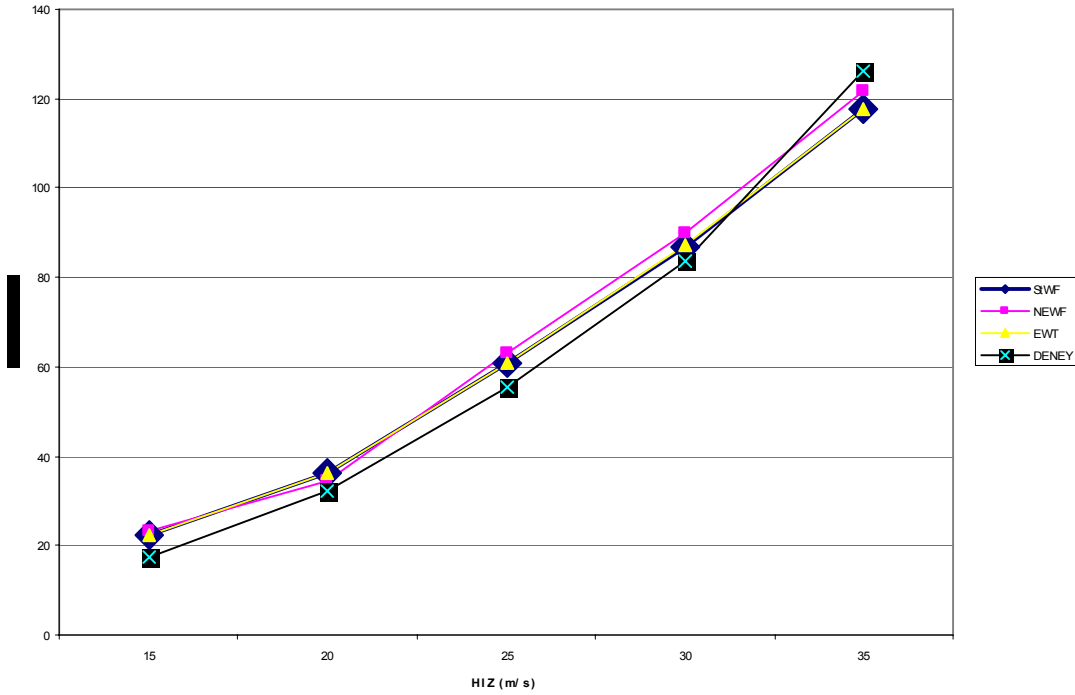
RSM-StWF	54,581	1,212	55,793
RSM-NEWF	43,430	0,933	44,363
DENEY(1/2)	-	-	63,101

6.3.1. k-ε türbülans modeli ile elde edilen veriler

k-ε türbülans modeli standart, realizable ve RNG (Re-Normalization Group) olmak üzere üç farklı biçimde kullanılmıştır.

Standart k-ε türbülans modeli ile elde edilen veriler

Standart k-ε türbülans modeli, standart duvar fonksiyonu (standart wall function), dengede olmadan duvar fonksiyonu (non-equilibrium wall function) ve yoğunlaştırılmış duvar davranışı (enhanced wall treatment) duvar kenarı modelleme opsiyonları ile birlikte kullanıldığında taşıtın maruz kaldığı hız ve basınç profilleri tespit edilerek taşıta etki eden basınç ve kayma gerilmelerinden kaynaklanan direnç kuvveti belirlenmiştir. Direnç kuvveti ölçüm deneyinde elde edilen veriler ile birlikte Şekil 6.5’de gösterilmiştir.



Şekil 6.5. Standart k- ϵ türbülans modeli ile deneysel direnç kuvvetleri

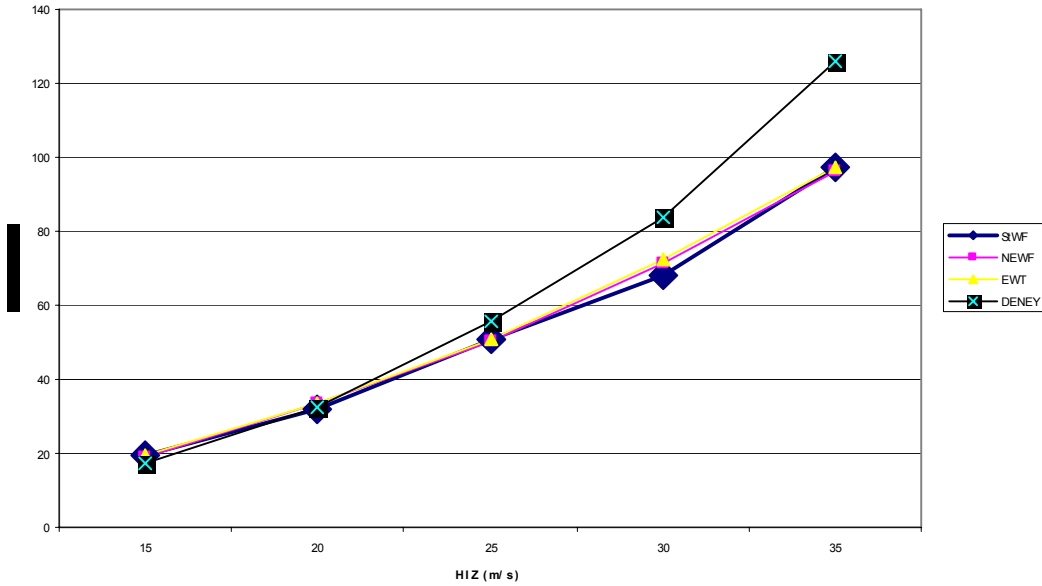
Standart k- ϵ türbülans modeli standart duvar fonksiyonu (StWF), dengede olmadan duvar fonksiyonu (NEWF) ve yoğunlaştırılmış duvar davranışı (EWT) duvar kenarı modelleme opsiyonu ile kullanıldığında $\frac{1}{4}$ ölçekteki model taşıta etki eden direnç kuvvetleri Çizelge 6.4- Çizelge 6.8’de belirtilmiştir. Burada belirtilen sayısal değerler, simetri nedeniyle modelin yarısı kullanıldığı için taşıtın yarısına etki eden kuvvet değerleridir.

Taşıta etki eden statik basınç ve hız profilleri şekilleri, 15m/s hız, 20m/s, 25m/s, 30m/s ve 35m/s için EK-1’de belirtilmiştir.

Realizable k- ϵ türbülans modeli ile elde edilen veriler

Realizable k- ϵ türbülans modeli, standart duvar fonksiyonu (standart wall function), dengede olmadan duvar fonksiyonu (non-equilibrium wall function) ve yoğunlaştırılmış duvar davranışı (enhanced wall treatment) duvar kenarı modelleme opsiyonları ile birlikte kullanıldığında taşıtın maruz kaldığı hız ve basınç profilleri

tespit edilerek taşıta etki eden basınç ve kayma gerilmelerinden kaynaklanan direnç kuvveti belirlenmiştir. Direnç kuvveti ölçüm deneyinde elde edilen veriler ile birlikte Şekil 6.6’da gösterilmiştir.



Şekil 6.6. Realizable k-ε türbülans modeli ile deneysel direnç kuvvetleri

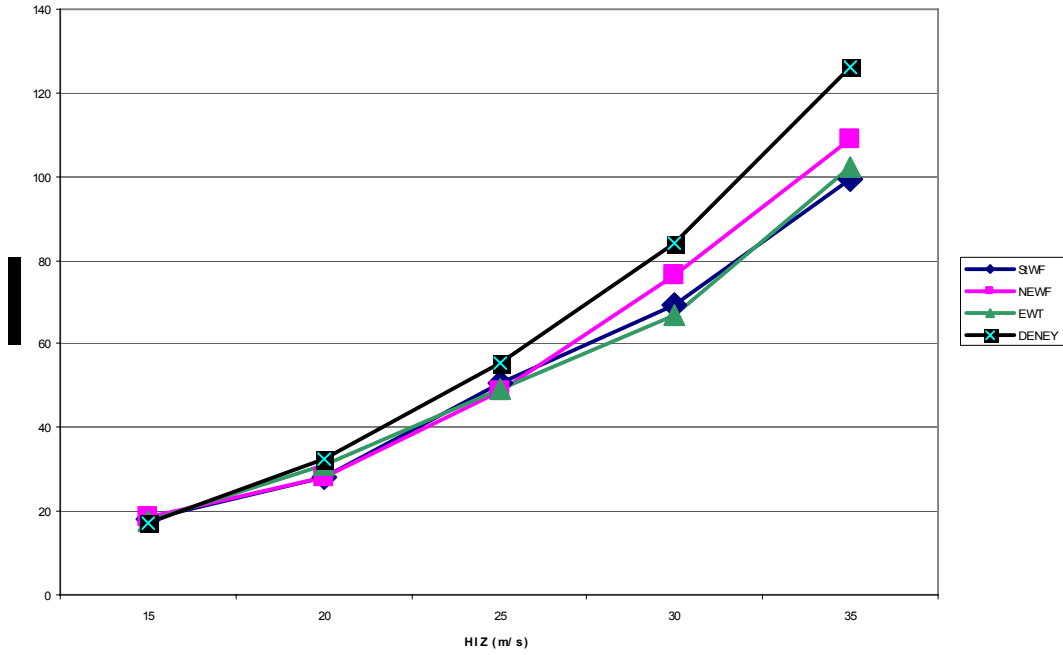
Realizable k-ε türbülans modeli standart duvar fonksiyonu (StWF), dengede olmadan duvar fonksiyonu (NEWF) ve yoğunlaştırılmış duvar davranışı (EWT) duvar kenarı modelleme opsiyonu ile kullanıldığında ¼ ölçekteki model taşıta etki eden direnç kuvvetleri Çizelge 6.4- Çizelge 6.8’de belirtilmiştir. Burada belirtilen sayısal değerler, simetri nedeniyle modelin yarısı kullanıldığı için taşıtın yarısına etki eden kuvvet değerleridir.

Taşıta etki eden statik basınç ve hız profilleri şekilleri, 15m/s hız, 20m/s, 25m/s, 30m/s ve 35m/s için EK-2’de belirtilmiştir.

RNG k-ε türbülans modeli ile elde edilen veriler

RNG k-ε türbülans modeli, standart duvar fonksiyonu (standart wall function), dengede olmadan duvar fonksiyonu (non-equilibrium wall function) ve yoğunlaştırılmış duvar davranışı (enhanced wall treatment) duvar kenarı modelleme

opsiyonları ile birlikte kullanıldığında taşıtın maruz kaldığı hız ve basınç profilleri tespit edilerek taşıta etki eden basınç ve kayma gerilmelerinden kaynaklanan direnç kuvveti belirlenmiştir. Direnç kuvveti ölçüm deneyinde elde edilen veriler ile birlikte Şekil 6.7’de gösterilmiştir.



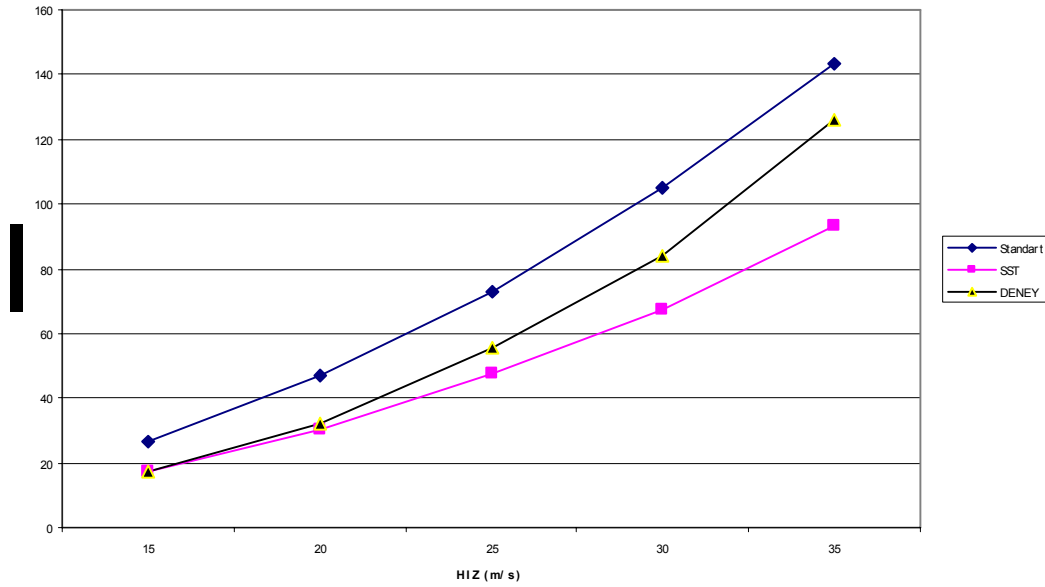
Şekil 6.7. RNG k- ϵ türbülans modeli ile deneysel direnç kuvvetleri

RNG k- ϵ türbülans modeli standart duvar fonksiyonu (StWF), dengede olmadan duvar fonksiyonu (NEWF) ve yoğunlaştırılmış duvar davranışı (EWT) duvar kenarı modelleme opsiyonu ile kullanıldığında $\frac{1}{4}$ ölçekteki model taşıta etki eden direnç kuvvetleri Çizelge 6.4- Çizelge 6.8’de belirtilmiştir. Burada belirtilen sayısal değerler, simetri nedeniyle modelin yarısı kullanıldığı için taşıtın yarısına etki eden kuvvet değerleridir.

Taşıta etki eden statik basınç ve hız profilleri şekilleri, 15m/s hız, 20m/s, 25m/s, 30m/s ve 35m/s için EK-3’de belirtilmiştir.

6.3.2. k- ω türbülans modeli ile elde edilen veriler

k- ω türbülans modeli standart ve SST (Shear stres transport) olmak üzere iki farklı biçimde kullanılmıştır. k- ω türbülans modeli kullanılarak taşıtın maruz kaldığı hız ve basınç profilleri tespit edilmiş, taşıta etki eden basınç ve kayma gerilmelerinden kaynaklanan direnç kuvveti belirlenmiştir. Direnç kuvveti ölçüm deneyinde elde edilen veriler ile birlikte Şekil 6.8’de gösterilmiştir.



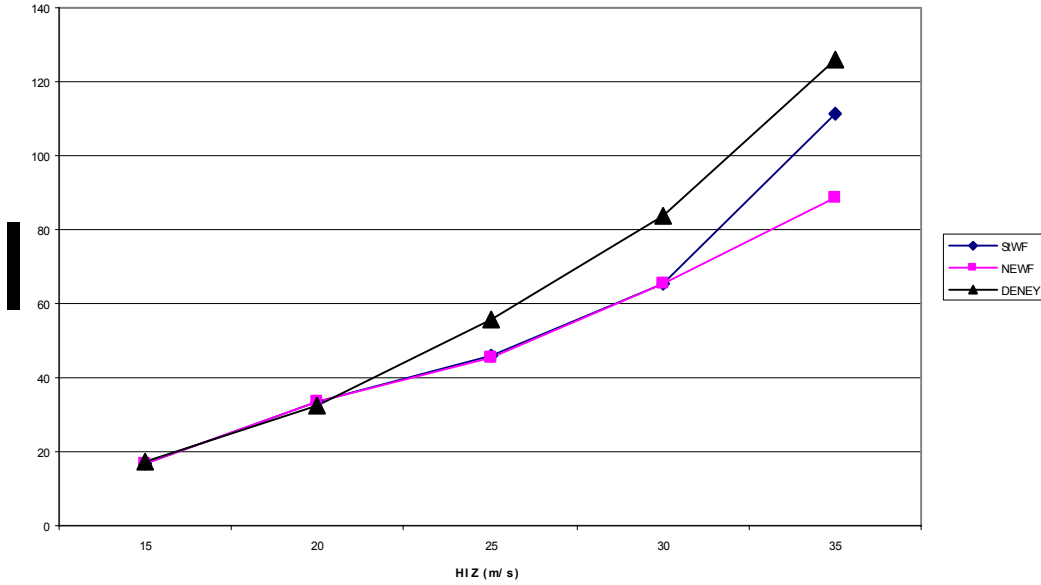
Şekil 6.8. k- ω türbülans modeli ile deneysel direnç kuvvetleri

k- ω türbülans modeli kullanıldığında $\frac{1}{4}$ ölçekteki model taşıta etki eden direnç kuvvetleri Çizelge 6.4- Çizelge 6.8’de taşıta etki eden statik basınç ve hız profilleri şekilleri, 15m/s hız, 20m/s, 25m/s, 30m/s ve 35m/s için EK-4’de belirtilmiştir. Çizelge 6.4- Çizelge 6.8’de belirtilen sayısal değerler, simetri nedeniyle modelin yarısı kullanıldığı için taşıtın yarısına etki eden kuvvet değerleridir.

6.3.3. RSM (Reynolds stres model) türbülans modeli ile elde edilen veriler

RSM türbülans modeli, standart duvar fonksiyonu (standart wall function) ve dengede olmadan duvar fonksiyonu (non-equilibrium wall function) duvar kenarı

modelleme opsiyonları ile birlikte kullanıldığında taşıtın maruz kaldığı hız ve basınç profilleri tespit edilerek taşıta etki eden basınç ve kayma gerilmelerinden kaynaklanan direnç kuvveti belirlenmiştir. Direnç kuvveti ölçüm deneyinde elde edilen veriler ile birlikte Şekil 6.9’da gösterilmiştir.

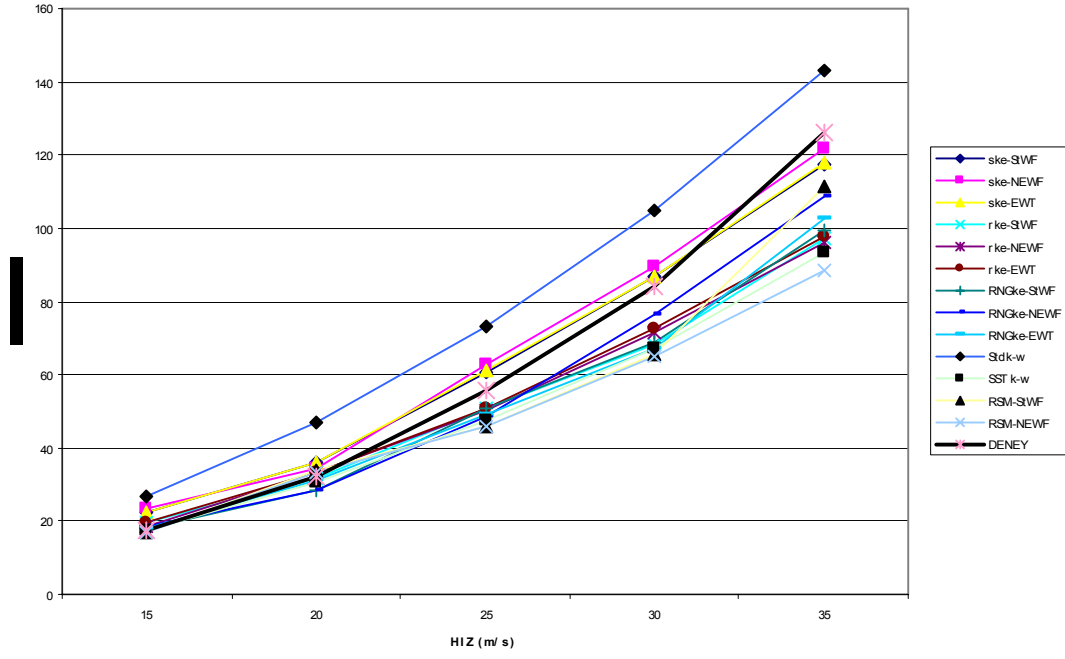


Şekil 6.9. RSM türbülans modeli ile deneysel direnç kuvvetleri

RSM türbülans modeli standart duvar fonksiyonu (StWF) ve dengede olmadan duvar fonksiyonu (NEWF) duvar kenarı modelleme opsiyonu ile kullanıldığında ¼ ölçekteki model taşıta etki eden direnç kuvvetleri Çizelge 6.4 – Çizelge 6.8’de belirtilmiştir. Burada belirtilen sayısal değerler, simetri nedeniyle modelin yarısı kullanıldığı için taşıtın yarısına etki eden kuvvet değerleridir.

Taşıta etki eden statik basınç ve hız profilleri şekilleri, 15m/s hız, 20m/s, 25m/s, 30m/s ve 35m/s için EK-5’de belirtilmiştir.

Sayısal çalışmada kullanılan türbülans modelleri ve duvar kenarı modelleme opsiyonlarının hepsi ile elde edilen veriler, deneysel çalışmadan elde edilen veriler ile birlikte Şekil 6.10’da gösterilmiştir.



Şekil 6.10. Çeşitli türbülans modelleri ile elde edilen deneysel direnç kuvvetleri

7. SONUÇ VE ÖNERİLER

Basınç ölçüm deneyinden elde edilen sonuçlar incelendiğinde deneyin yapıldığı hızlarda (15, 20, 25, 30 ve 35m/s) ölçülen basınç verileri hız arttıkça yükselen bir basınç eğilimi (mesela 4 nolu istasyonda 15m/s için ölçülen değer 15,26 Pa iken 20, 25, 30 ve 35m/s hızlarda sırasıyla 27,58 Pa, 44,24 Pa, 65,89 Pa ve 89,21 Pa) gösterse de deney yapılan hızlarda tespit edilen genel görünüm aynıdır. Bu durum da her hız için çizilmiş olan istasyon numarasına göre basınçları gösteren grafiklerin birbirine benzer olması sonucu meydana getirmiştir. Basınç grafikleri benzer fakat sayısal değer olarak farklı ve artan hızla birlikte yükselen eğilimdedirler. Basınç grafiklerindeki bu benzerlik nedeniyle aşağıda istasyon bazında analiz yapılmıştır.

Model üzerindeki fark basınç dağılımı verileri incelendiğinde her hız için aynı olan aşağıdaki hususlar tespit edilmiştir.

- a. 2 numaralı istasyon tampon gölgesinde kaldığı için bölgesel bir basınç azalması meydana gelmiştir.
- b. Taşıtın ön yüzeyinde (4-11 nolu istasyonlar arası) pozitif basınç oluşmuştur. Bu durum beklentiler dahilinde olup bu bölge aracın panjur kısmına denk gelmektedir. Burada akış motor tarafından engellendiği için basınç artışı beklentiler dahilinde gerçekleşmiştir. Tüm istasyonlar içerisinde en yüksek basınç 9 nolu istasyonda ölçülmüştür.
- c. Motor kaputu yüzeyinde (12-25 nolu istasyonlar arası) negatif basınç meydana gelmektedir. Çünkü akış bu yüzeyin üst kısmında gerçekleştiği için vakum basınç oluşmaktadır.
- d. Tüm istasyonlar içerisinde en düşük basıncın görüldüğü yer 36 nolu istasyon olup bu nokta ön cam ile tavan bölmesinin birleşme yeridir.
- e. 59-63 nolu istasyonların yer aldığı taşıtın kupa arkasına denk gelen bölgede negatif basınç ölçülmüştür. Bu bölgede de muhtemelen meydana gelen geri akışlar negatif basınca sebep olmaktadır.

- f. Araç boyunca pozitif basınç sadece iki bölgede görülmektedir. Aracın ön panjur bölgesi ve ön cam bölgesi. Fakat ön panjur bölgesinde pozitif basınç değerleri daha yüksek olup ön cam üzerinde pozitif basınç değerleri değişiklik arz etmektedir.
- g. Arka kasanın kaput arka yüzeyi ile birleşik olan noktasına karşılık gelen istasyonda kaput arka yüzeyindeki basınçlara benzer değerler gözlenirken, kasa içinde arka kısma doğru basınç değerlerinin azalma gösterdiği kasa arkasında da tekrar arttığı tespit edilmiştir.
- h. Beş hız için elde edilen veriler birlikte değerlendirildiğinde hız arttıkça ölçülen basınç değerlerinin de sayısal olarak arttığı tespit edilmiştir.

Fakat basınç ölçümlerindeki bu genel ortak davranışın dışında olan bölge 26 ila 35 nci istasyonların olduğu bölgedir. Bu bölgeye ait sayısal değerler Çizelge 7.1’de belirtilmiştir. Bu bölge taşıtın ön camının ön kaput ile birleştiği noktadan başlayarak ön camın tavan ile birleştiği noktaya kadar devam eder.

Çizelge 7.1. Taşıtın öncamında (26 -35 nci istasyonlar) ölçülen basınçlar (Pa)

İst. No.	15 m/s	20 m/s	25 m/s	30 m/s	35 m/s
26	4.254	18.995	24.345	36.880	39.852
27	18.306	28.710	49.318	74.753	93.052
28	0.034	-5.916	-4.054	2.634	-6.316
29	-0.786	-7.377	-18.726	-23.670	-23.532
30	3.261	-3.006	20.622	7.957	0.172
31	4.040	5.012	-2.427	1.193	6.826
32	23.325	46.932	26.400	102.153	140.053
33	9.549	30.109	31.406	37.604	46.429
34	24.628	18.333	35.756	68.954	96.313
35	8.467	0.062	-4.123	12.659	8.425

Çizelge 7.1 incelendiğinde 26 ncı ve 27 nci istasyonlarda diğer istasyon ölçümlerinde tespit edilen kabul edilebilir bir artış eğilimi gözlenirken diğer istasyonlarda ise bu eğilimin dışında çok farklı ölçümler tespit edilmiştir.

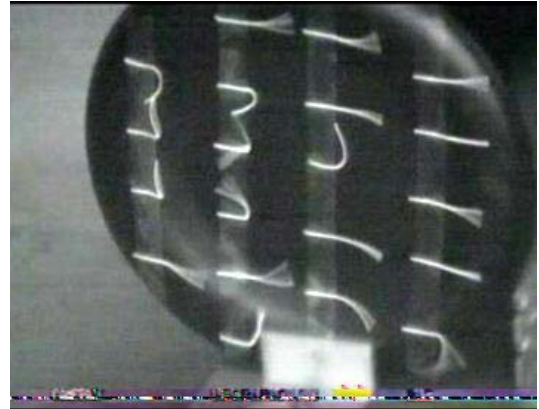
28 nci istasyonda 15m/s hızda sıfıra yakın bir basınç ölçülürken 20 ve 25m/s hızlarda negatif basınç 30m/s hızda tekrar pozitif basınç ve 35m/s hızda tekrar negatif basınç ölçülmüştür. Benzer durum 30,31 ve 35 nolu istasyon ölçümlerinde de tespit edilmiştir. Ön cam bölgesinin ortalarına karşılık gelen 32, 33 ve 34 nolu istasyon ölçümlerinde ise genel olarak yüksek basınçlar ölçülmekle birlikte eğilimleri farklılık göstermektedir. Bu bölgedeki farklı durumun akış esnasında bu bölgede meydana gelen türbülans ve akım ayrılmalarından kaynaklandığı değerlendirilmektedir.

İplikçik metodu akım görüntüleme testleri 15, 20, 25, 30, 35 m/s hızlarda gerçekleştirilmiştir Akım görüntüleme testi görüntüleri incelendiğinde:

- Akım ayrılmalarının yerlerinin hızlara göre değişmediği, hız arttıkça şiddetlerinin arttığı (Şekil 7.1a,b),
- Ön tekerlek kısmında akımın karmaşık olduğu ama arka tekerlek kısmında ise akımın düzgün olduğu (Şekil 7.1, Şekil 7.2),
- Kasa içindeki kısımda akımın karmaşık olduğu (Şekil 7.3),
- Kasanın yan tarafındaki akımın düzgün olduğu (Şekil 7.4),
- Ön kaput kısmındaki akışın karmaşık olduğu ve bu karmaşıklığın taşıtın yan taraflarında da bulunduğu (Şekil 7.5), hızın artması ile karmaşık akım bölgesinin kapı kısmına doğru yayıldığı (Şekil 7.6),
- Ön cam kısmındaki akımın karmaşık olduğu (Şekil 7.7),
- Tavan kısmındaki akımın düzgün olduğu (Şekil 7.8) gözlenmiştir.

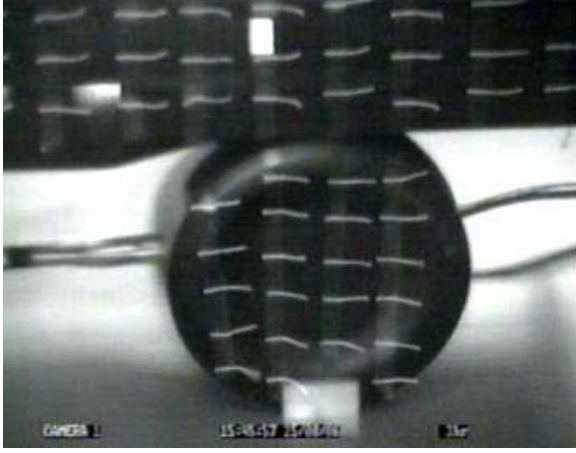


(a)



(b)

Şekil 7.1. Akım görüntüleme testleri ön tekerlek a) Hız 15 m/s b) Hız 20 m/s



Şekil 7.2. Akım görüntüleme testleri arka tekerlek



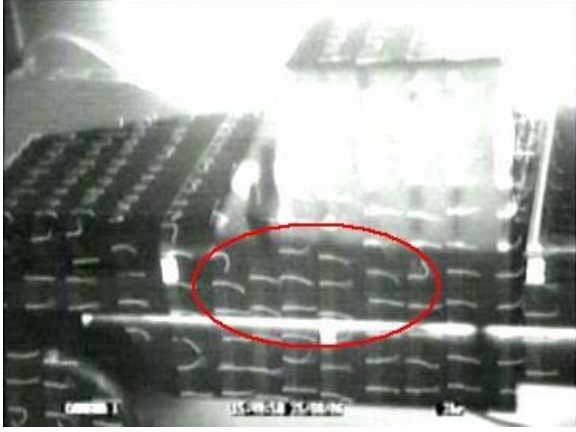
Şekil 7.3. Akım görüntüleme testleri kasa iç kısmı



Şekil 7.4. Akım görüntüleme testleri kasa yan kısmı



Şekil 7.5. Akım görüntüleme testleri ön kaput



Şekil 7.6. Akım görüntüleme testleri kapı kısmı



Şekil 7.7. Akım görüntüleme testleri ön cam kısmı



Şekil 7.8. Akım görüntüleme testleri tavan kısmı

Direnç kuvvetinin belirlenmesi için yapılan deney neticesinde deneyin yapıldığı hızlarda ölçülen direnç kuvveti hızla birlikte artan bir eğilim göstermekle birlikte kuvvet hız grafiğinin eğimi 30 ve 35m/s hızlarda daha dikleşmektedir. Çizelge 5.7 incelendiğinde de ölçülen kuvvetler arasındaki fark (ΔF) ile ilgili benzer bir durum ortaya çıkmaktadır. Deneysel olarak elde edilen bu veri sayısal çalışmalarla kıyaslandığında aşağıdaki hususlar tespit edilmiştir:

a. Sayısal çalışmalarda direnç kuvveti iki kısım olarak tespit edilmiştir. Birincisi basınçtan kaynaklanan direnç kuvveti, diğeri ise sürtünme nedeniyle kayma gerilmelerinin sebep olduğu viskoz direnç kuvveti. Toplam direnç kuvveti ise bu kuvvetlerin toplanması ile bulunmuştur. Fakat esas belirleyici kuvvet basınçtan kaynaklanan direnç kuvvetidir. Çizelge 6.4 incelenirse viskoz direnç kuvveti değerlerinin diğerinin yanında oldukça küçük olduğu görülecektir.

b. Standart k-ε türbülans modeli kullanılarak elde edilen sayısal veriler, deneysel verilerle kıyaslandığında 35 m/s hız için standart duvar fonksiyonu (StWF) ve yoğunlaştırılmış duvar davranışı (EWT) duvar kenarı modelleme opsiyonlarında bulunan sayısal verilerin birbirine oldukça yakın olduğu fakat dengede olmadan duvar fonksiyonu (NEWF) duvar kenarı modelleme fonksiyonu ile bulunan değer deneysel veriye daha yakın olmasına rağmen her üçünün de deneysel veriden düşük değerde olduğu belirlenmiştir. Diğer hızlarda ise deneysel veri değer olarak her üç

duvar kenarı modelleme fonksiyonu kullanılarak bulunan değerlerden düşüktür. Bu durum net bir şekilde Şekil 6.5’de görülmektedir. Aynı şekil incelendiğinde sayısal ve deneysel verilerin eğilim olarak birbirine benzediği ve özellikle düşük hızlarda sayısal değer olarak birbirlerine yakın olduğu değerlendirilmiştir.

c. Realizable $k-\epsilon$ türbülans modeli kullanılarak elde edilen sayısal veriler, deneysel verilerle kıyaslandığında bütün hızlarda standart duvar fonksiyonu (StWF), dengede olmadan duvar fonksiyonu (NEWF) ve yoğunlaştırılmış duvar davranışı (EWT) duvar kenarı modelleme opsiyonlarında bulunan sayısal verilerin birbirine oldukça yakın olduğu fakat deneysel verilerin düşük hızlarda (15-20-25m/s) sayısal çalışmadan elde edilen verilere daha yakın olmasına rağmen 30m/s ve 35m/s hızlardaki sayısal çalışmadan elde edilen verilerden yüksek olduğu belirlenmiştir. Bu durumun deney esnasında meydana gelen titreşimlerden veya sayısal çalışmada kullanılan ağ yapısının yüksek hızda çözüm için yeterli gelmemiş olabileceğinden kaynaklandığı değerlendirilmiştir.

d. RNG $k-\epsilon$ türbülans modeli kullanılarak elde edilen sayısal veriler, deneysel verilerle kıyaslandığında özellikle düşük hızlarda (15m/s, 20m/s, 25m/s) standart duvar fonksiyonu (StWF), dengede olmadan duvar fonksiyonu (NEWF) ve yoğunlaştırılmış duvar davranışı (EWT) duvar kenarı modelleme opsiyonlarında bulunan sayısal verilerin birbirine ve deneysel verilere oldukça yakın olduğu fakat 25m/s hızdan itibaren deneysel verilerin daha yüksek değerde olduğu belirlenmiştir. Ayrıca bu hızdan itibaren duvar kenarı modelleme opsiyonları ile elde edilen veriler arasında da farklılaşma meydana gelmiştir.

e. $k-\omega$ türbülans modeli kullanılarak elde edilen sayısal veriler, deneysel verilerle kıyaslandığında standart $k-\omega$ türbülans modeli kullanılarak elde edilen sayısal verilerin deneysel veriler ile benzer bir hız-kuvvet grafik trendi olmasına rağmen sayısal değer olarak her hız için deneysel verilerden daha yüksek olduğu belirlenmiştir. SST $k-\omega$ türbülans modeli kullanılarak elde edilen sayısal veriler, deneysel veriler ile kıyaslandığında bütün hızlarda deneysel verilerden daha düşük

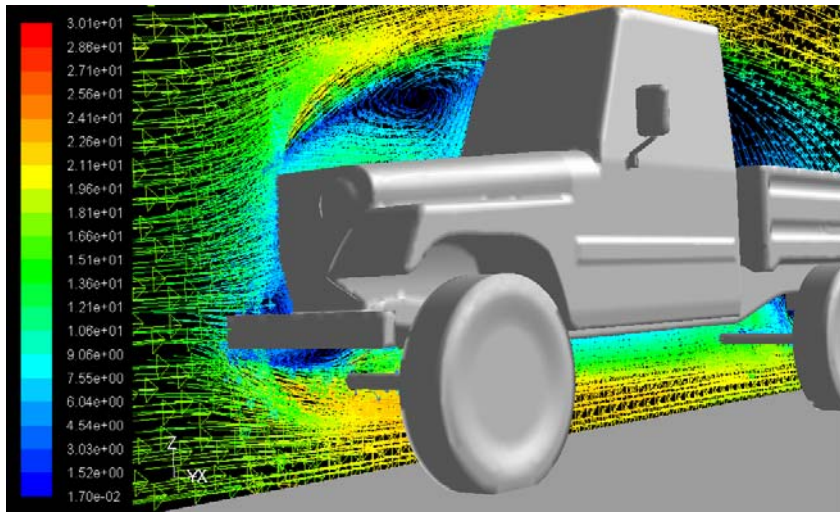
sayısal değerlere sahip olduğu ve hız-kuvvet grafik trendinin ise hem standart $k-\epsilon$ türbülans modeli ile elde edilen grafikten hem de deneysel veriler ile elde edilen grafikten bir miktar farklı olduğu tespit edilmiştir. Ancak 15m/s hız için tespit edilen değer bu model ile hesaplanan değer ile aynı olduğu ve 20m/s hız için ise oldukça yakın olduğu belirlenmiştir.

f. RSM türbülans modeli kullanılarak elde edilen sayısal veriler, deneysel verilerle kıyaslandığında, standart duvar fonksiyonu (StWF) ve dengede olmadan duvar fonksiyonu (NEWF) duvar kenarı modelleme opsiyonları ile hesaplanan değerlerin özellikle düşük hızlarda (15m/s ve 20m/s) deneysel ölçümlerle aynı olduğu, 25m/s ve 30m/s hızlarda ise belirtilen opsiyonlar kullanılarak hesaplanan değerler birbirleri ile aynı kalırken deneysel verilerin biraz altında kaldığı, 35m/s hız ile hesaplanan değerlerin ise her iki opsiyonda da farklılık gösterdiği ve aynı zamanda deneysel verilerden de düşük olduğu fakat StWF duvar kenarı modelleme opsiyonu ile hesaplanan değer deneysel veriye daha yakın olduğu tespit edilmiştir. Bu durumun deney esnasında meydana gelen hataların 25m/s ve 30m/s hızlardaki farklılaşmayı meydana getirmiş olabileceği 35m/s'deki farklılaşmanın ise sayısal çalışmada kullanılan ağ yapısının yüksek hızda ve bu tip bir geometride çözüm için yeterli gelmemiş olabileceğinden kaynaklandığı değerlendirilmiştir.

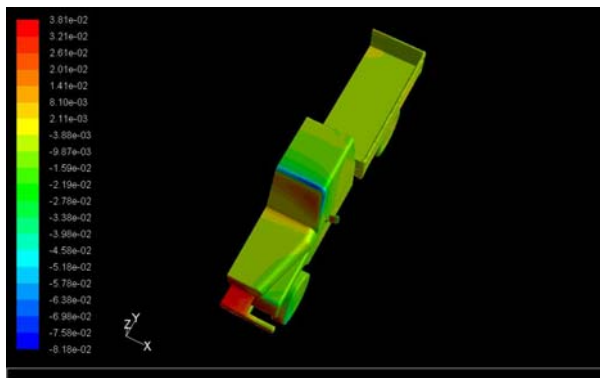
g. Bütün türbülans modelleri bir arada değerlendirildiğinde bu geometri için türbülans modellerinin birçoğu uygun olmasına rağmen en uygun türbülans modelinin düşük hızlarda RSM standart duvar fonksiyonu (StWF) türbülans modelinin ve realizable $k-\epsilon$ türbülans modelinin, yüksek hızlarda ise standart $k-\epsilon$ türbülans modelinin deneysel verilerle daha uyumlu olduğu değerlendirilmektedir.

Ankara Rüzgar Tünelinde elde edilen veriler ile sayısal çalışmadan elde edilen veriler karşılaştırıldığında çok büyük farklılıklar görülmemektedir. Ancak elde edilen verilerden de anlaşılacağı üzere kullanılan modele etki eden direnç kuvveti ve dolayısıyla direnç katsayısı değeri oldukça yüksektir. Bu durumunda Şekil 7.9'da görüldüğü gibi model geometrisindeki keskin köşeli kenarlar fazla olmasından, Şekil

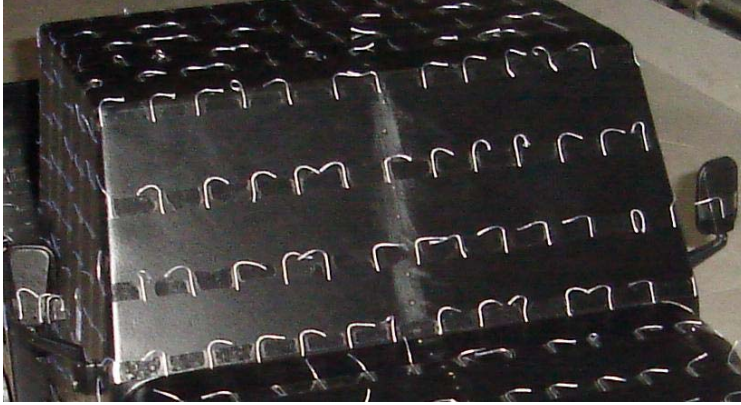
7.10’da görüldüğü gibi ön tampon bölgesinde akış esnasında durma noktaları meydana getiren ve yüksek basınçları yaratan kısımdan ve Şekil 7.11’de görüldüğü gibi ön camın sahip olduğu yüksek açıdan kaynaklanabileceği değerlendirilmektedir. Bundan sonraki çalışmalarda yukarıda sözü edilen problemleri gidermek için geometri üzerinde değişiklikler yaparak daha yuvarlak hatlara sahip bir taşıt geometrisi meydana getirilebilir. Böylece taşıtın direnç katsayısı değeri azaltılarak yakıt sarfiyatı azaltılmış olur.



Şekil 7.9. Keskin köşeli kenarlardaki hız vektörleri ve akış durumu

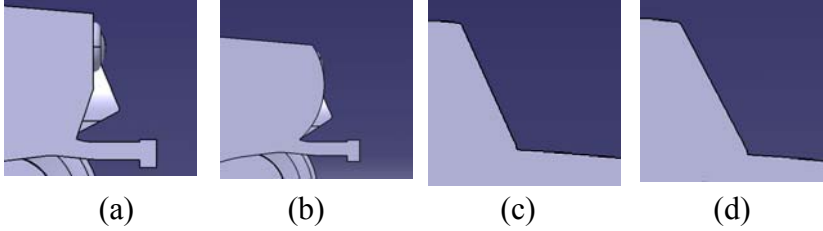


Şekil 7.10. Ön tampon



Şekil 7.11. Ön camdaki akış

Bundan sonraki çalışmalarda bu problemleri gidermek için geometri üzerinde değişiklikler yaparak daha yuvarlak hatlara sahip Şekil 7.12’de görüldüğü gibi bir taşıt geometrisi meydana getirilebilir. Böylece taşıtın direnç katsayısı değeri azaltılarak yakıt sarfıyatı azaltılmış olur.



Şekil 7.12. İlk ve değişiklik yapılmış geometriler (a)ilk durum ön (b)değiştirilmiş ön (c)ilk ön cam (d)değiştirilmiş ön cam

KAYNAKLAR

1. Wong, J.Y., “Theory of Ground Vehicles”, **John Wiley & Sons**, Canada, 211-245 (2001).
2. Hucho, W. H., “Aerodynamics of Road Vehicles 1st Edition”, **Butterworth – Heinemann**, London, England, 38-238 (1987).
3. Hucho, W.H., Souran, G., “Aerodynamics of road vehicles”, **Annual Review Fluid Mechanics**, 25: 485-537 (1993).
4. Çakmak, M.A., “Kara Taşıtlarının Aerodinamik Bakımdan İncelenmesi” , **Mühendis ve Makine Dergisi**, 489:15-25 (2000).
5. Cebeci, T., Shao, J.P., Kafyeke, F., Laurendeau, E., “Computational Fluid Dynamics for Engineers”, **Horizons Publishing**, California, 34-35 (2005).
6. Çengel, Y.A., “Heat Transfer, A Practical Approach”, **McGraw-Hill**, New York, 369 (1998).
7. White, R.G.S., “A Method of estimating automobil drag coefficients”, **International Automobile Engineering Congres, Detroit Mich.**, ABD, 13-17 (1969).
8. Han, T., “Computational analysis of three-dimensional turbulent flow around a bluff body in ground proximity”, **AIAA J.**, 27 (9): 1213-1219 (1989).
9. Han, T., Sumantran, V., Haris, C., Kuzmanov, T., Huebler, M., Zak, T., “Flow-field simulations of three simplified vehicle shapes and comparisons with experimental measurements”, **SAE Technical Paper Series 960678**, 820-835 (1996).
10. Schenkel, K.F., “The origins of drag and lift reductions on automobiles with front and rear spoilers”, **SAE Technical Paper Series, 770389**, 1-11(1977).
11. Ohno, H., Kohri, I., “Improvement of aerodynamic characterics of a passenger car by side airdams”, **International Journal of vehicle Design**, 12 (5/6):598-608 (1991).
12. Swift, A., “Calculation of vehicle aerodynamic drag coefficients from velocity fitting of coastdown data” , **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamic**, 37:167-185 (1991).
13. Roussillan, G., “Contribution to accurate measurement of aerodynamic drag on a moving vehicle from coast-dawn test and determination of actual rolling

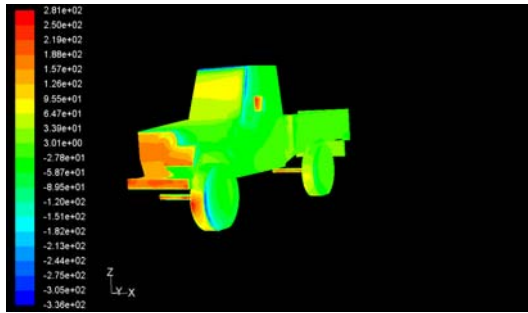
- resistance”, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 9: 33-48 (1981).
14. Gilhaus, A., “The Influence of cab shape on air drag of trucks”, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 9: 77-87 (1981).
 15. Krajnovic, S., Davidson, L., “Influence of floor motions in wind tunnels on the aerodynamics of road vehicles”, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 93: 677-696 (2005).
 16. Van Dam, C.P., “Recent experience with different methods of drag prediction”, *Progress in Aerospace Sciences*, 35: 751-798 (1999).
 17. Lokhande, B., Sovani, S., Khalighi, B., “Transient simulation of the flow field around a generic pickup truck”, *SAE Technical Paper Series, 2003-01-1313*, 1-19 (2003).
 18. Le Good, G.M., Garry, K.P., “On the use of reference models in automotive aerodynamics”, *SAE Technical Paper Series, 2004-01-1308*, 1-25 (2004).
 19. Perzon, S., Janson, J., Höglin, L., “On comparisons between CFD methods and wind tunnel tests on a bluff body”, *SAE Technical Paper Series, 1999-01-0805*, 1-11 (1999).
 20. Axelsson, N., Ramnefors, M., Gustafsson, R., “Accuracy in computational aerodynamics Part 1: Stagnation Pressure”, *SAE Technical Paper Series, 980037*, 223-233 (1998).
 21. Makowski, F.T., Kim, S.E., “Advances in external-aero simulation of ground vehicles using the steady RANS equations”, *SAE Technical Paper Series, 2000-01-0484*, 1-13 (2000).
 22. Ramnefors, M., Bensiyd, R., Holmberg, E., Perzan, S., “Accuracy of drag prediction on cars using CFD-effect of grid refinement and turbulence models”, *SAE Technical Paper Series 960681*, 865-879 (1996).
 23. Perzon, S., Davidson, L., “On transient modeling of the flow around vehicles using the Reynolds equation”, *ACFD 2000* Oct. 17-20, Beijing China, 720-727 (2000).
 24. Borg, A., Perzon, S., Roditcheva, O., “On the influence of the near wall formulation of turbulence models for prediction of aerodynamic coefficients for ground vehicles”, *SAE Technical Paper Series, 2003-01-1317*, 1-7 (2003).
 25. Gillespie, T.D., “Fundamentals of vehicle dynamics 4th ed.”, *Book News, Inc.*, Portland, OR, 79-123 (1992).

26. Nakayama, Y., Boucher, R.F., "Introduction to fluid mechanics", **Butterworth – Heinemann**, London, England, 149-165 (2000).
27. Versteeg, H. K., Malalasekera, W. "An introduction to computational fluid dynamics- The finite volume method", Longman Scientific & Technical, London, 42-82 (1995).
28. Schlichting, H., "Boundary – layer theory", 7th ed., McGraw – Hill, Newyork, 53-58 (1979).
29. Bradshaw, P., Cebeci, T., Whitelaw, J. H., "Engineering calculation methods for turbulent flows", **Academic Press**, London, 180-243 (1981).
30. Karabey, A., "Partiküllerin boyutsal sınıflandırılmasında gaz-katı partikül iki fazlı akışın sayısal incelenmesi", Doktora Tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara, 190-207 (2001).
31. Tennekes, H., Lumley, J.L., "A first course in turbulence", **MIT Press**, Cambridge, MA, 156-159 (1972).
32. Launder, B.E., Spalding, D.B., "The Numerical computation of turbulent flows", **Comput. Methods Appl. Mech. Eng.**, 3: 269-289 (1974).
33. Pope, S.B., "Turbulent flows", **Cambridge University Pres**, Cambridge, UK, 204 (2000).
34. Wilcox, D.C., "Turbulence modeling for CFD", **DCW Industries Inc.**, La Canada, California, 87-90 (1998).
35. Menter, F.R., "Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications", **AIAA Journal**, 32(8):1598-1605 (1994).
36. Atlı, V., "Kara vasıtaları aerodinamiği incelemelerinde kullanılan hava tünelleri", **1. Otomotiv ve Yan Sanayii Sempozyumu**, Bursa, 17-33 (1985).
37. Tokathlıoğlu, M., "Karayolu taşıt aerodinamiğinin sayısal yöntemle incelenmesi", Yüksek Lisans Tezi, **İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü**, İstanbul, 44-45 (1997).

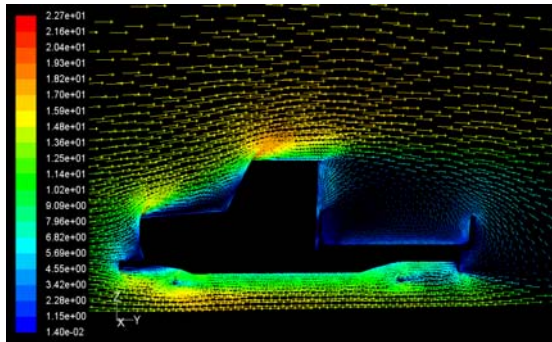
EKLER

EK-1 Standart k- ϵ türbülans modelinin STWF – NEWF – EWT duvar kenarı modelleme opsiyonları ile kullanılması sonunda elde edilen veriler

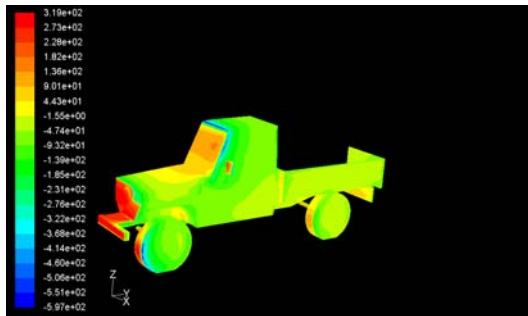
Aşağıda taşıta etki eden statik basınç ve hız profilleri, 15m/s, 20m/s, 25m/s, 30m/s ve 35m/s hızlar için standart duvar fonksiyonu(StWF) duvar kenarı modelleme opsiyonu ile elde edilen verilerdir.



Şekil 1.1. Hız 15 m/s için taşıta etki eden statik basınç

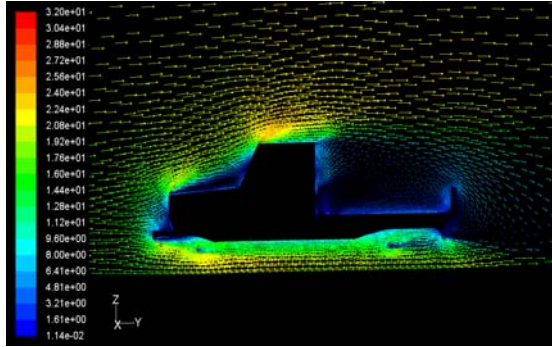


Şekil 1.2. Hız 15 m/s için taşıt üzerindeki hız profili

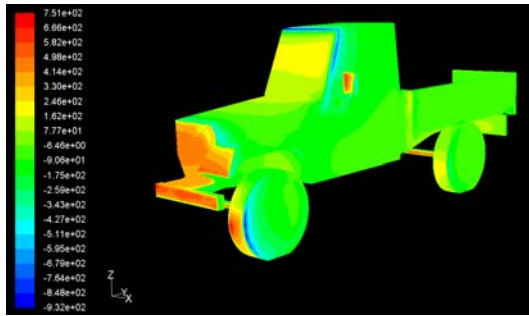


Şekil 1.3. Hız 20 m/s için taşıta etki eden statik basınç

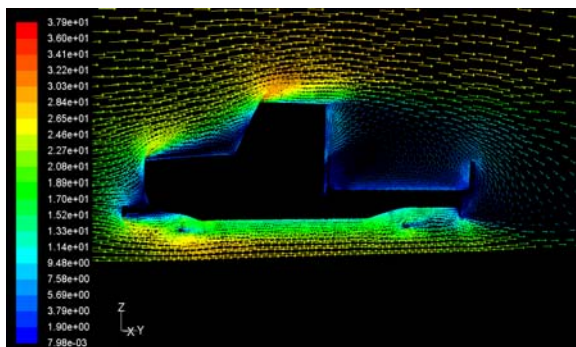
EK-1 (Devam) Standart k- ε türbülans modelinin STWF – NEWF – EWT duvar kenarı modelleme opsiyonları ile kullanılması sonunda elde edilen veriler



Şekil 1.4. Hız 20 m/s için taşıt üzerindeki hız profili

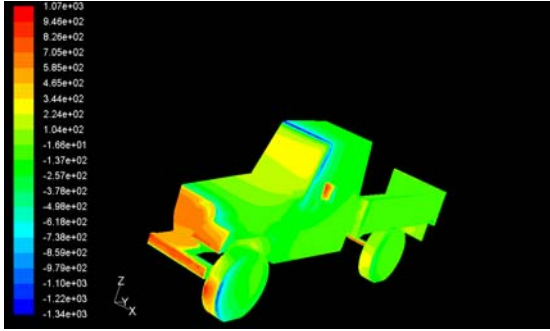


Şekil 1.5. Hız 25 m/s için taşıta etki eden statik basınç

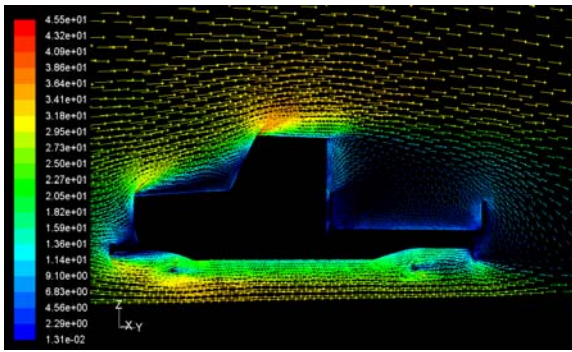


Şekil 1.6. Hız 25 m/s için taşıt üzerindeki hız profili

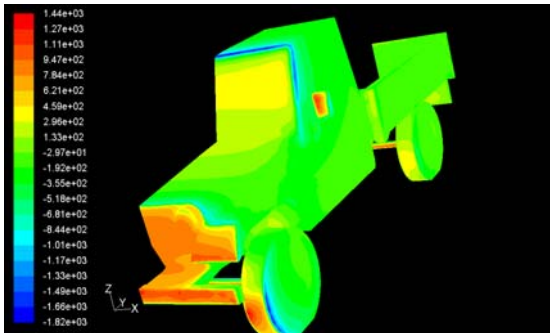
EK-1 (Devam) Standart k- ε türbülans modelinin STWF – NEWF – EWT duvar kenarı modelleme opsiyonları ile kullanılması sonunda elde edilen veriler



Şekil 1.7. Hız 30 m/s için taşıta etki eden statik basınç

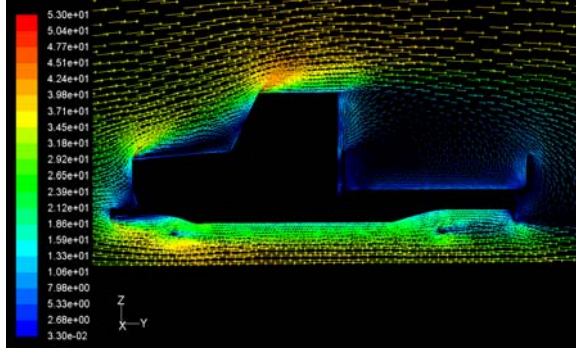


Şekil 1.8. Hız 30 m/s için taşıt üzerindeki hız profili



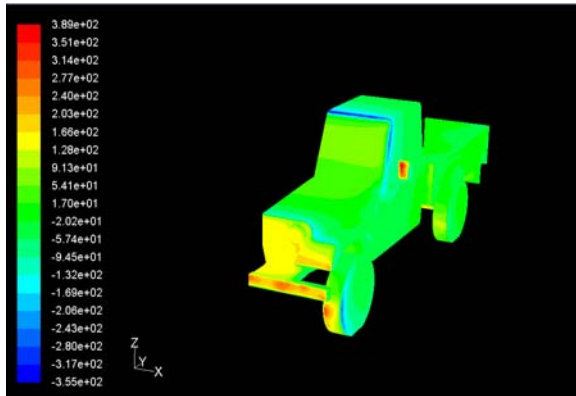
Şekil 1.9. Hız 35 m/s için taşıta etki eden statik basınç

EK-1 (Devam) Standart k- ε türbülans modelinin STWF – NEWF – EWT duvar kenarı modelleme opsiyonları ile kullanılması sonunda elde edilen veriler



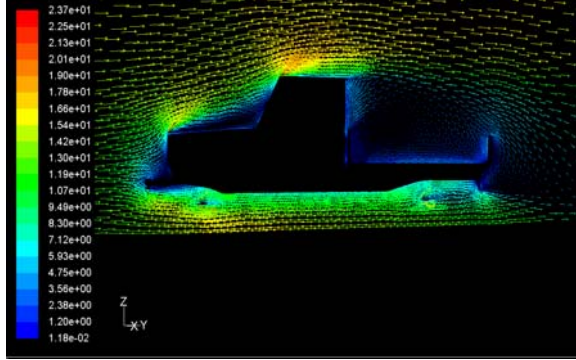
Şekil 1.10. Hız 35 m/s için taşıt üzerindeki hız profili

Aşağıda taşıta etki eden statik basınç ve hız profilleri, 15m/s, 20m/s, 25m/s, 30m/s ve 35m/s hızlar için dengede olmadan duvar fonksiyonu(NEWF) duvar kenarı modelleme opsiyonu ile elde edilen verilerdir.

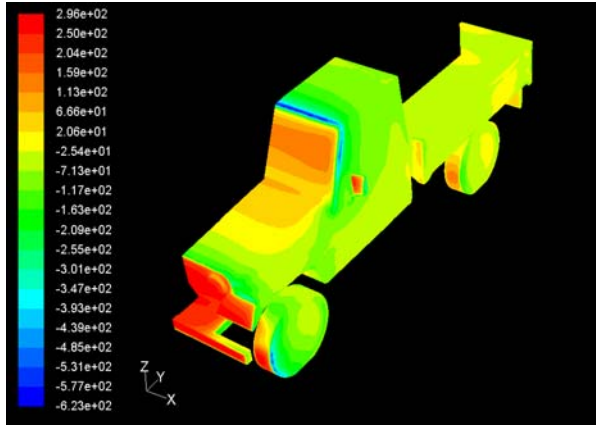


Şekil 1.11. Hız 15 m/s için taşıta etki eden statik basınç

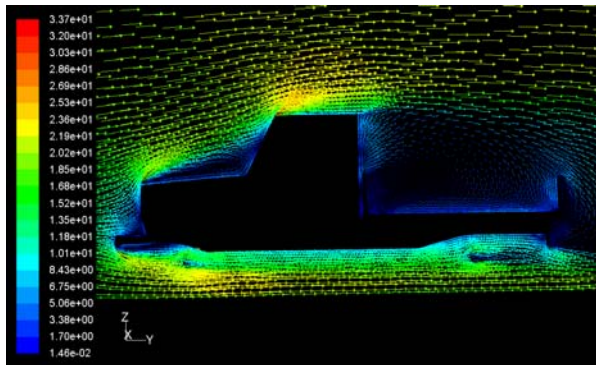
EK-1 (Devam) Standart k- ε türbülans modelinin STWF – NEWF – EWT duvar kenarı modelleme opsiyonları ile kullanılması sonunda elde edilen veriler



Şekil 1.12. Hız 15 m/s için taşıt üzerindeki hız profili

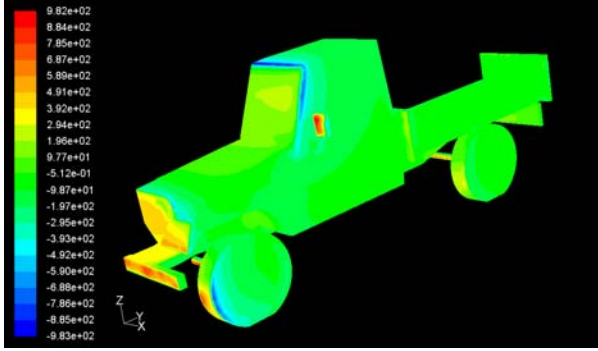


Şekil 1.13. Hız 20 m/s için taşıta etki eden statik basınç

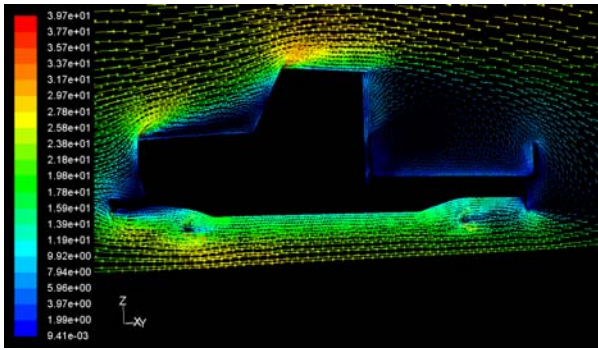


Şekil 1.14. Hız 20 m/s için taşıt üzerindeki hız profili

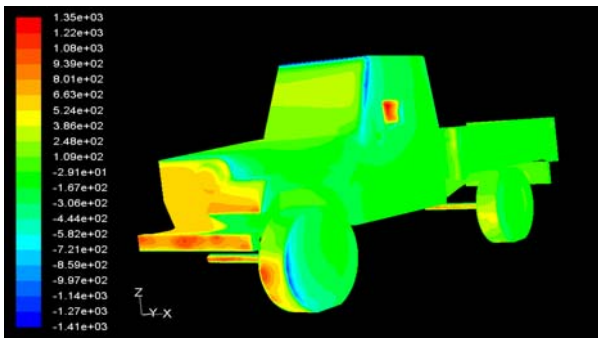
EK-1 (Devam) Standart k- ϵ türbülans modelinin STWF – NEWF – EWT duvar kenarı modelleme opsiyonları ile kullanılması sonunda elde edilen veriler



Şekil 1.15. Hız 25 m/s için taşıta etki eden statik basınç

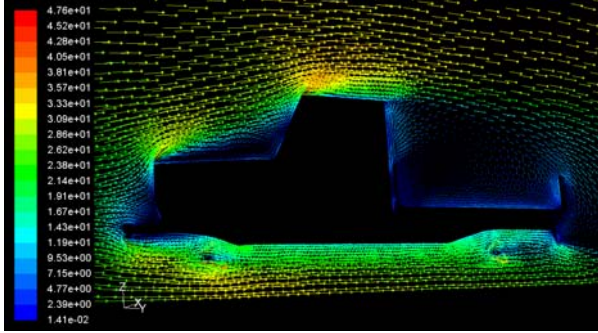


Şekil 1.16. Hız 25 m/s için taşıt üzerindeki hız profili

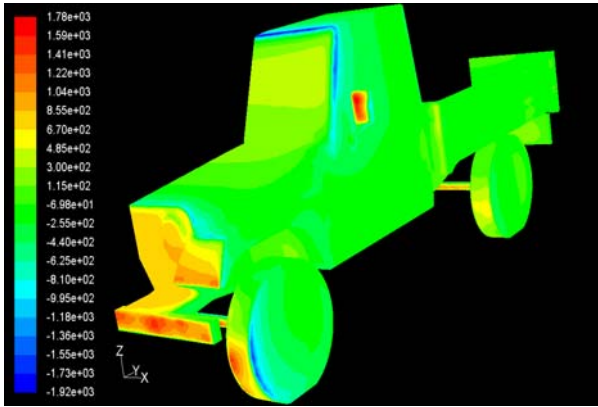


Şekil 1.17. Hız 30 m/s için taşıta etki eden statik basınç

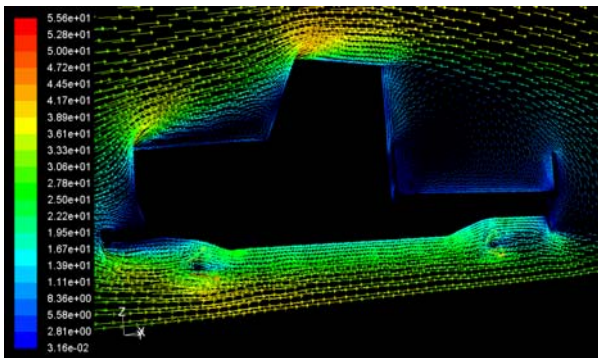
EK-1 (Devam) Standart k- ε türbülans modelinin STWF – NEWF – EWT duvar kenarı modelleme opsiyonları ile kullanılması sonunda elde edilen veriler



Şekil 1.18. Hız 30 m/s için taşıt üzerindeki hız profili



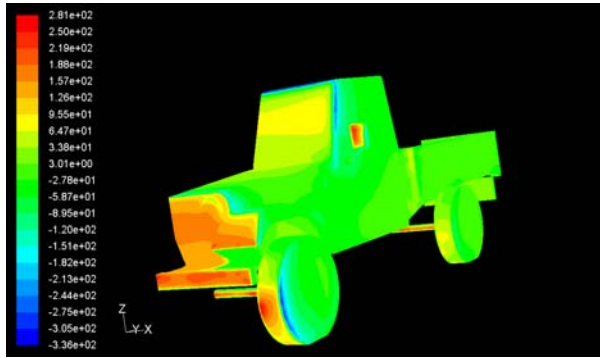
Şekil 1.19. Hız 35 m/s için taşıta etki eden statik basınç



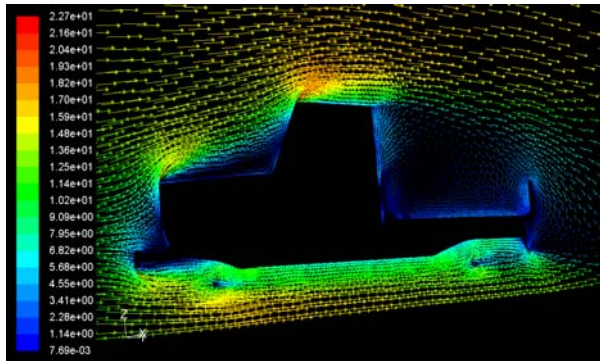
Şekil 1.20. Hız 35 m/s için taşıt üzerindeki hız profili

EK-1 (Devam) Standart k- ε türbülans modelinin STWF – NEWF – EWT duvar kenarı modelleme opsiyonları ile kullanılması sonunda elde edilen veriler

Aşağıda taşıta etki eden statik basınç ve hız profilleri, 15m/s, 20m/s, 25m/s, 30m/s ve 35m/s hızlar için yoğunlaştırılmış duvar davranışı(EWT) duvar kenarı modelleme opsiyonu ile elde edilen verilerdir.

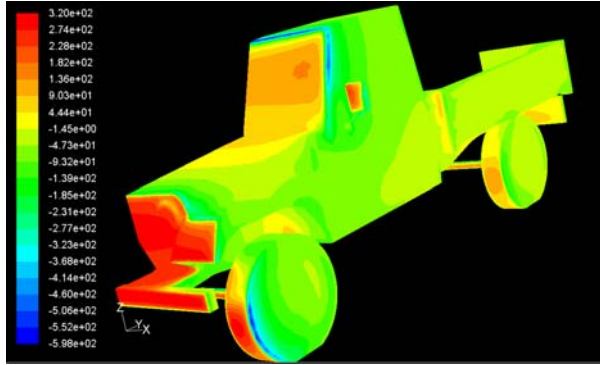


Şekil 1.21. Hız 15 m/s için taşıta etki eden statik basınç

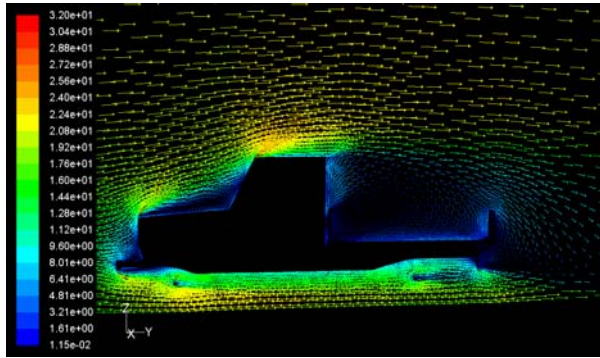


Şekil 1.22. Hız 15 m/s için taşıt üzerindeki hız profili

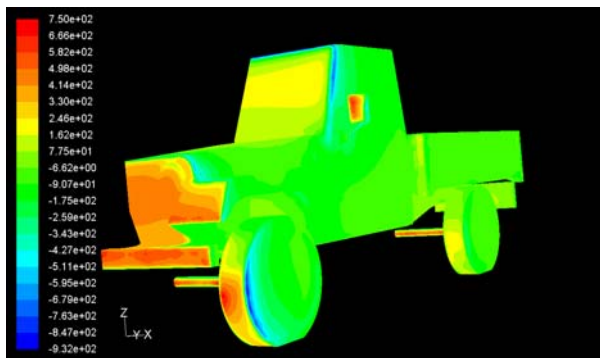
EK-1 (Devam) Standart k- ϵ türbülans modelinin STWF – NEWF – EWT duvar kenarı modelleme opsiyonları ile kullanılması sonunda elde edilen veriler



Şekil 1.23. Hız 20 m/s için taşıta etki eden statik basınç

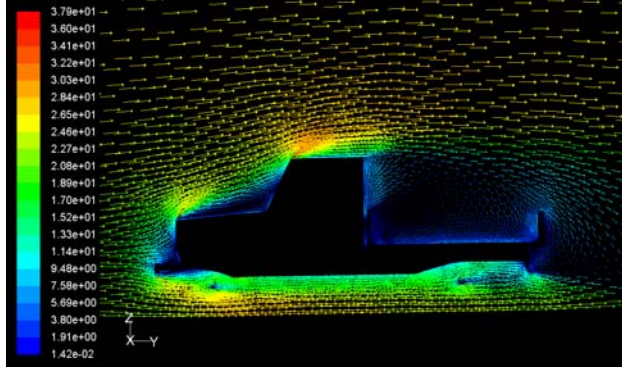


Şekil 1.24. Hız 20 m/s için taşıt üzerindeki hız profili

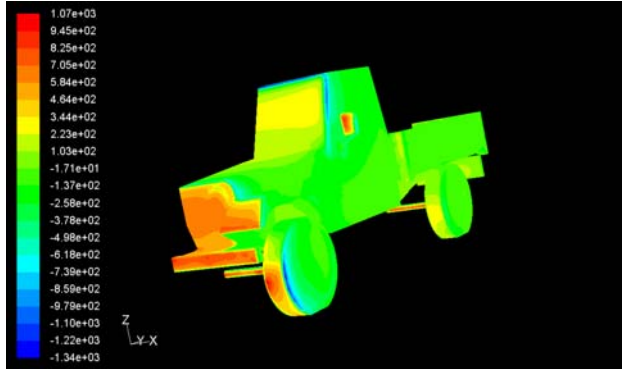


Şekil 1.25. Hız 25 m/s için taşıta etki eden statik basınç

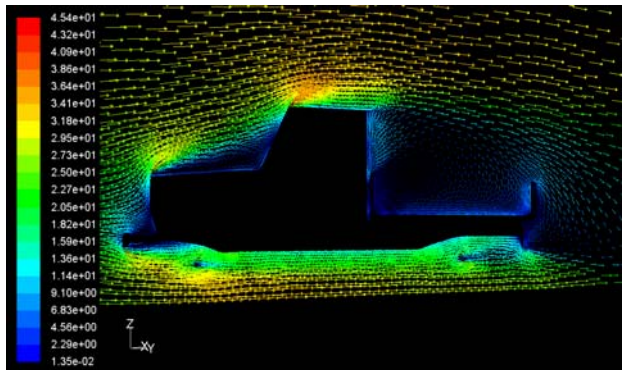
EK-1 (Devam) Standart k- ε türbülans modelinin STWF – NEWF – EWT duvar kenarı modelleme opsiyonları ile kullanılması sonunda elde edilen veriler



Şekil 1.26. Hız 25 m/s için taşıt üzerindeki hız profili

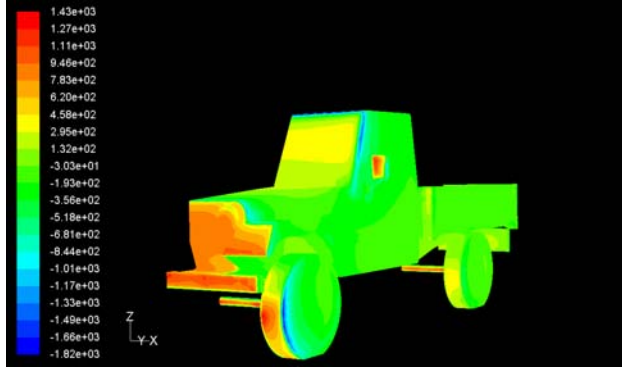


Şekil 1.27. Hız 30 m/s için taşıta etki eden statik basınç

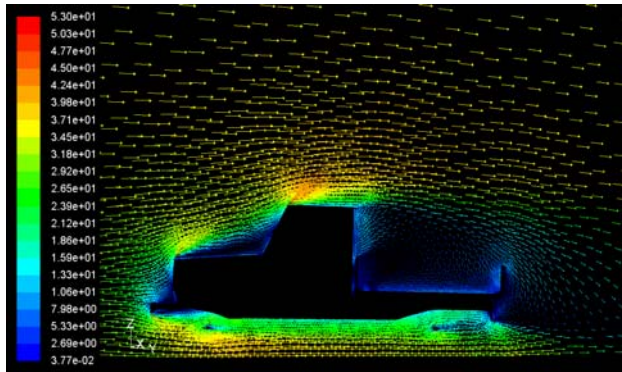


Şekil 1.28. Hız 30 m/s için taşıt üzerindeki hız profili

EK-1 (Devam) Standart k- ε türbülans modelinin STWF – NEWF – EWT duvar kenarı modelleme opsiyonları ile kullanılması sonunda elde edilen veriler



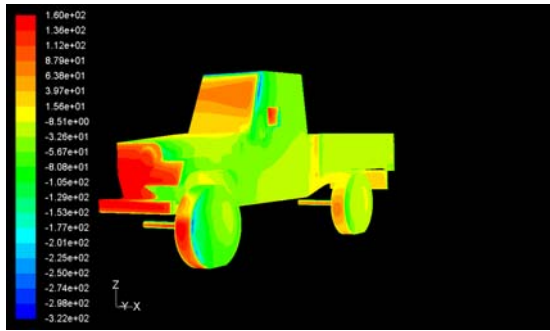
Şekil 1.29. Hız 35 m/s için taşıta etki eden statik basınç



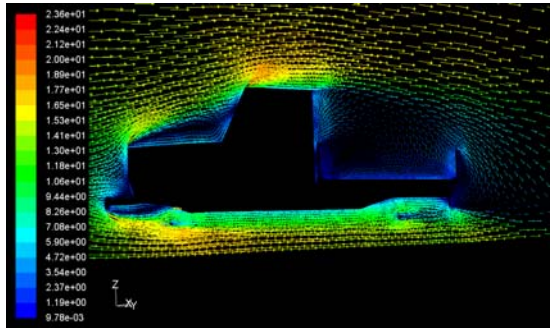
Şekil 1.30. Hız 35 m/s için taşıt üzerindeki hız profili

EK-2 Realizable $k-\varepsilon$ türbülans modelinin STWF – NEWF – EWT duvar kenarı modelleme opsiyonları ile kullanılması sonunda elde edilen veriler

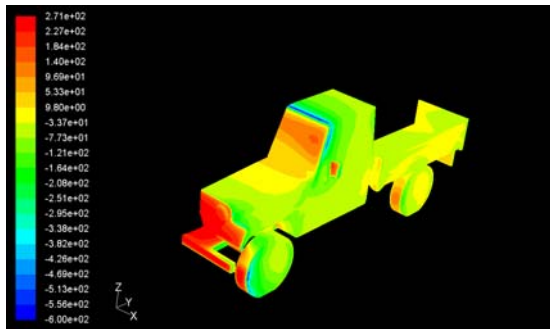
Aşağıda taşıta etki eden statik basınç ve hız profilleri, 15m/s, 20m/s, 25m/s, 30m/s ve 35m/s hızlar için standart duvar fonksiyonu(StWF) duvar kenarı modelleme opsiyonu ile elde edilen verilerdir.



Şekil 2.1. Hız 15 m/s için taşıta etki eden statik basınç

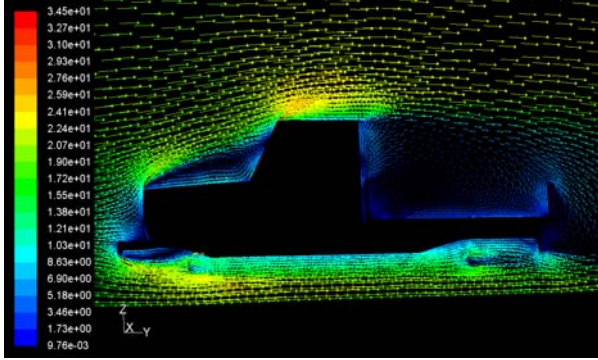


Şekil 2.2. Hız 15 m/s için taşıt üzerindeki hız profili

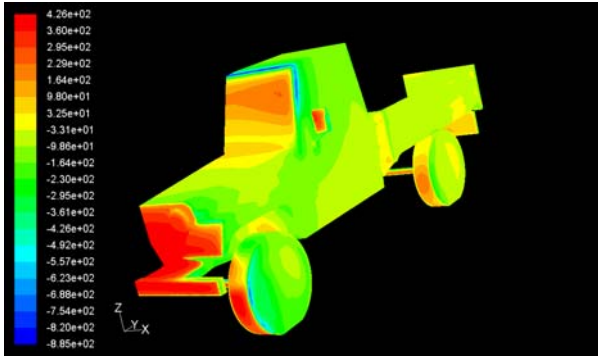


Şekil 2.3. Hız 20 m/s için taşıta etki eden statik basınç

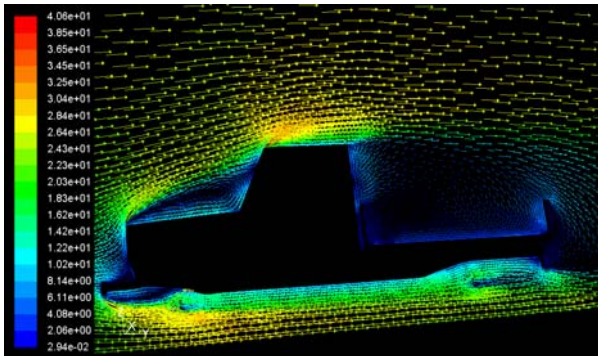
EK-2 (Devam) Realizable $k-\varepsilon$ türbülans modelinin STWF – NEWF – EWT duvar kenarı modelleme opsiyonları ile kullanılması sonunda elde edilen veriler



Şekil 2.4. Hız 20 m/s için taşıt üzerindeki hız profili

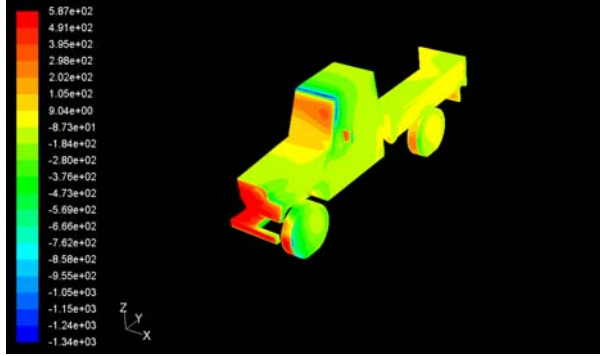


Şekil 2.5. Hız 25 m/s için taşıta etki eden statik basınç

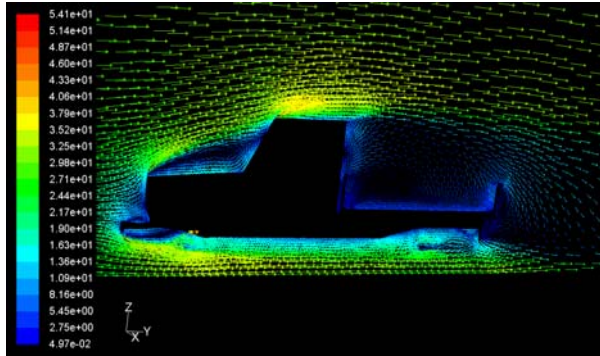


Şekil 2.6. Hız 25 m/s için taşıt üzerindeki hız profili

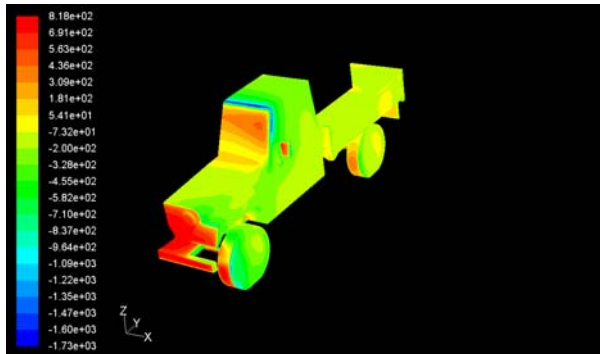
EK-2 (Devam) Realizable k- ε türbülans modelinin STWF – NEWF – EWT duvar kenarı modelleme opsiyonları ile kullanılması sonunda elde edilen veriler



Şekil 2.7. Hız 30 m/s için taşıta etki eden statik basınç

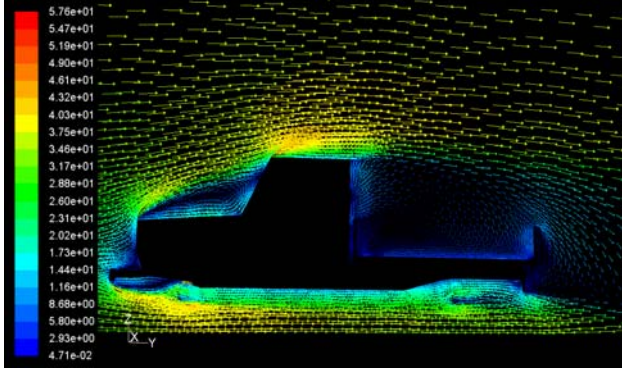


Şekil 2.8. Hız 30 m/s için taşıt üzerindeki hız profili



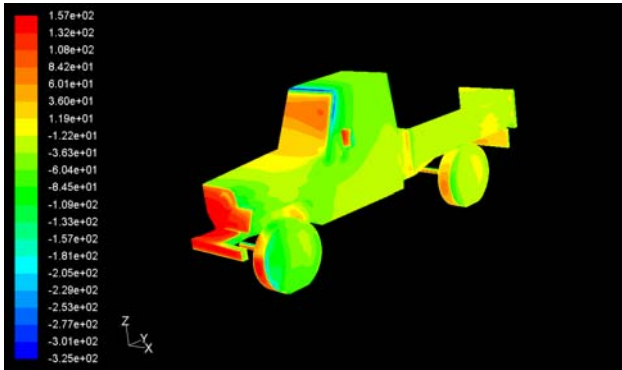
Şekil 2.9. Hız 35 m/s için taşıta etki eden statik basınç

EK-2 (Devam) Realizable $k-\varepsilon$ türbülans modelinin STWF – NEWF – EWT duvar kenarı modelleme opsiyonları ile kullanılması sonunda elde edilen veriler



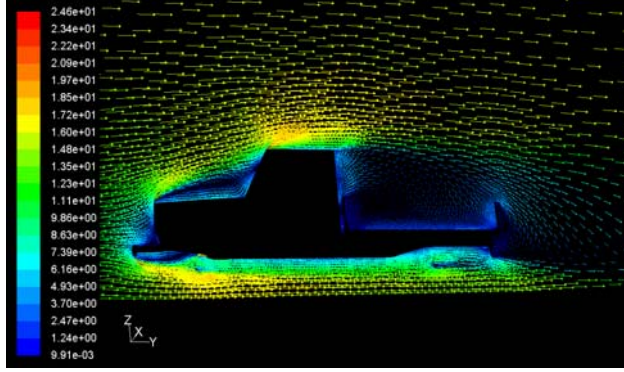
Şekil 2.10. Hız 35 m/s için taşıt üzerindeki hız profili

Aşağıda taşıta etki eden statik basınç ve hız profilleri, 15m/s, 20m/s, 25m/s, 30m/s ve 35m/s hızlar için dengede olmadan duvar fonksiyonu(NEWF) duvar kenarı modelleme opsiyonu ile elde edilen verilerdir.

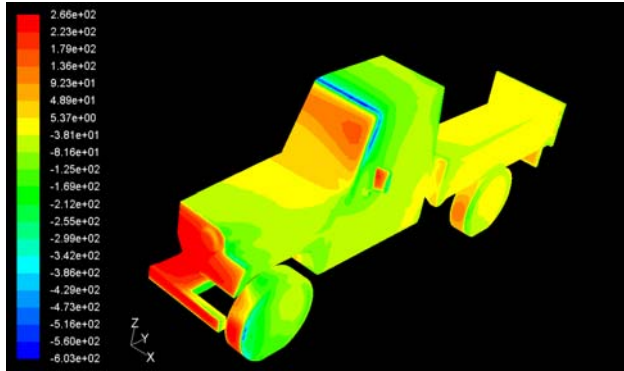


Şekil 2.11. Hız 15 m/s için taşıta etki eden statik basınç

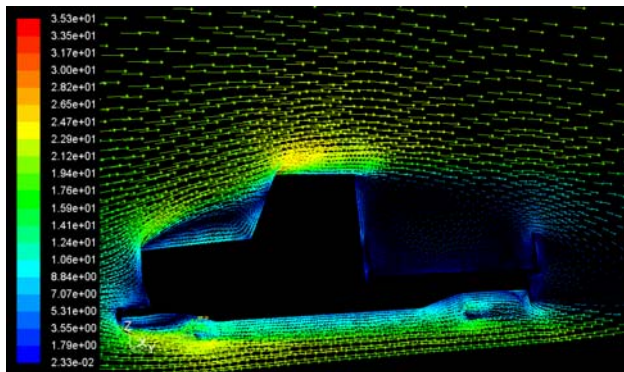
EK-2 (Devam) Realizable $k-\varepsilon$ türbülans modelinin STWF – NEWF – EWT duvar kenarı modelleme opsiyonları ile kullanılması sonunda elde edilen veriler



Şekil 2.12. Hız 15 m/s için taşıt üzerindeki hız profili

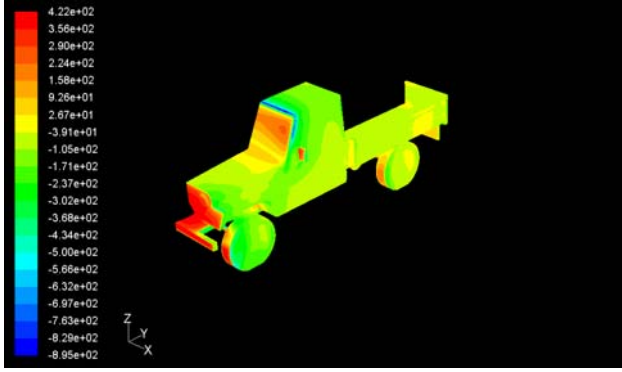


Şekil 2.13. Hız 20 m/s için taşıta etki eden statik basınç

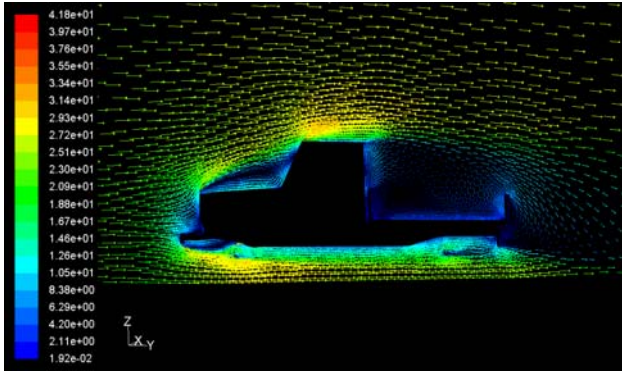


Şekil 2.14. Hız 20 m/s için taşıt üzerindeki hız profili

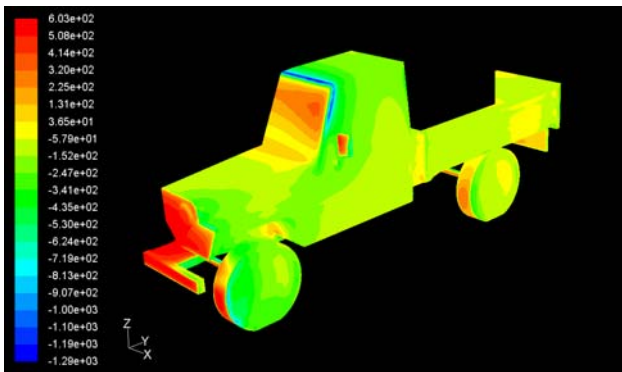
EK-2 (Devam) Realizable $k-\varepsilon$ türbülans modelinin STWF – NEWF – EWT duvar kenarı modelleme opsiyonları ile kullanılması sonunda elde edilen veriler



Şekil 2.15. Hız 25 m/s için taşıta etki eden statik basınç

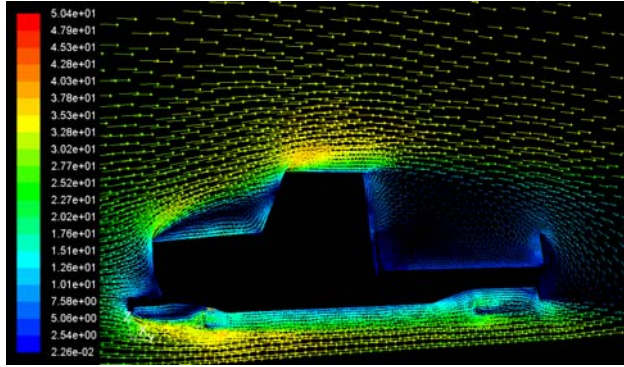


Şekil 2.16. Hız 25 m/s için taşıt üzerindeki hız profili

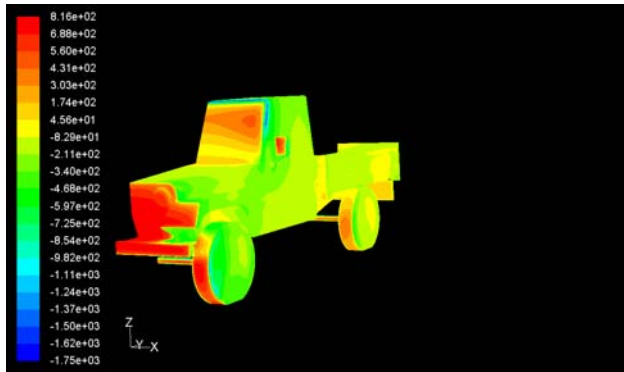


Şekil 2.17. Hız 30 m/s için taşıta etki eden statik basınç

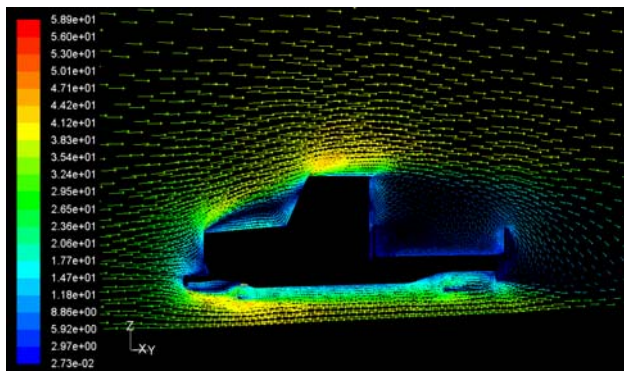
EK-2 (Devam) Realizable $k-\varepsilon$ türbülans modelinin STWF – NEWF – EWT duvar kenarı modelleme opsiyonları ile kullanılması sonunda elde edilen veriler



Şekil 2.18. Hız 30 m/s için taşıt üzerindeki hız profili



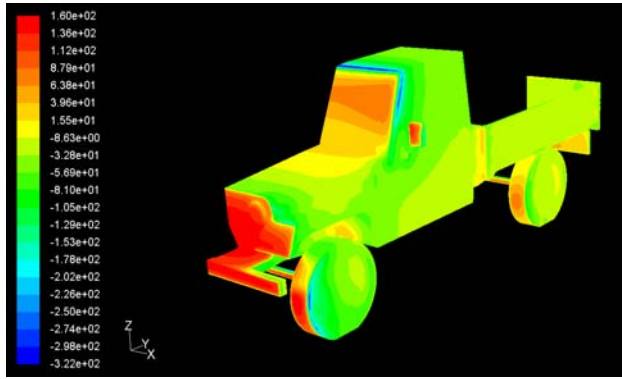
Şekil 2.19. Hız 35 m/s için taşıta etki eden statik basınç



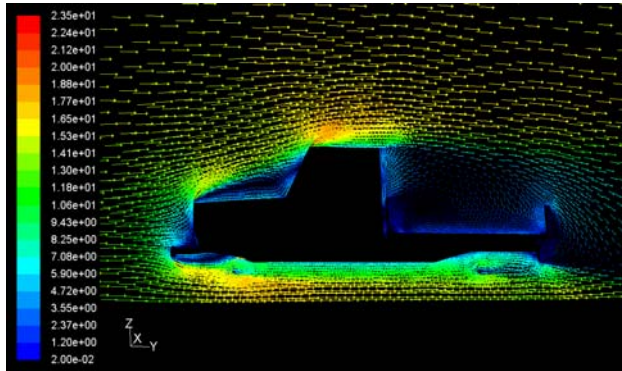
Şekil 2.20 Hız 35 m/s için taşıt üzerindeki hız profili

EK-2 (Devam) Realizable k- ε türbülans modelinin STWF – NEWF – EWT duvar kenarı modelleme opsiyonları ile kullanılması sonunda elde edilen veriler

Aşağıda taşıta etki eden statik basınç ve hız profilleri, 15m/s, 20m/s, 25m/s, 30m/s ve 35m/s hızlar için yoğunlaştırılmış duvar davranışı(EWT) duvar kenarı modelleme opsiyonu ile elde edilen verilerdir.

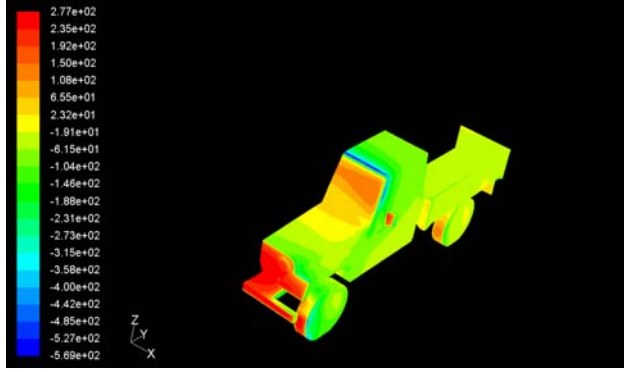


Şekil 2.21. Hız 15 m/s için taşıta etki eden statik basınç

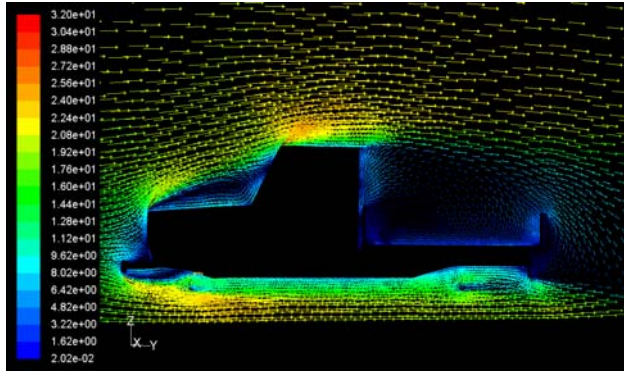


Şekil 2.22. Hız 15 m/s için taşıt üzerindeki hız profili

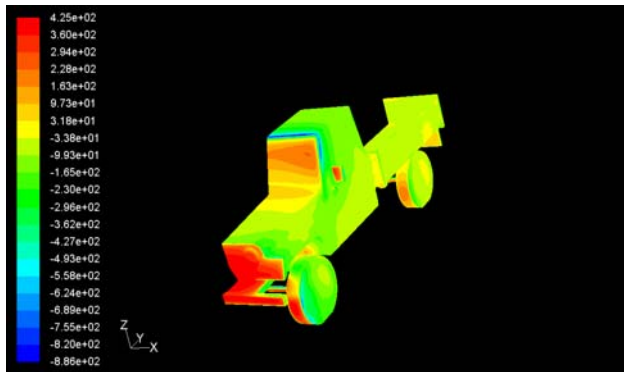
EK-2 (Devam) Realizable $k-\varepsilon$ türbülans modelinin STWF – NEWF – EWT duvar kenarı modelleme opsiyonları ile kullanılması sonunda elde edilen veriler



Şekil 2.23. Hız 20 m/s için taşıta etki eden statik basınç

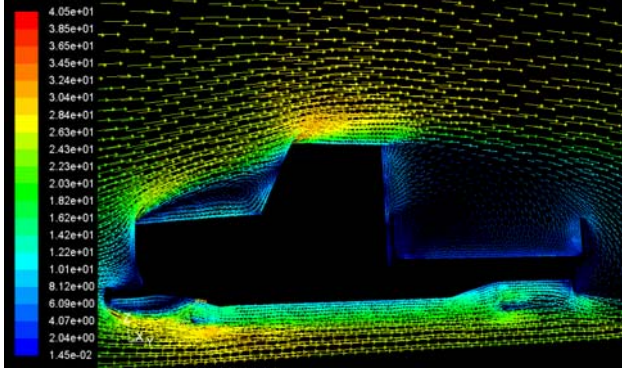


Şekil 2.24. Hız 20 m/s için taşıt üzerindeki hız profili

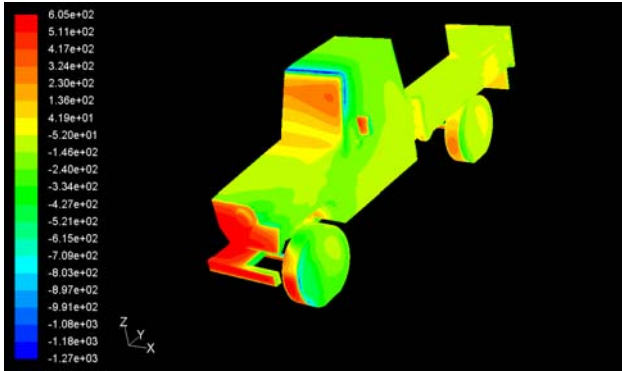


Şekil 2.25. Hız 25 m/s için taşıta etki eden statik basınç

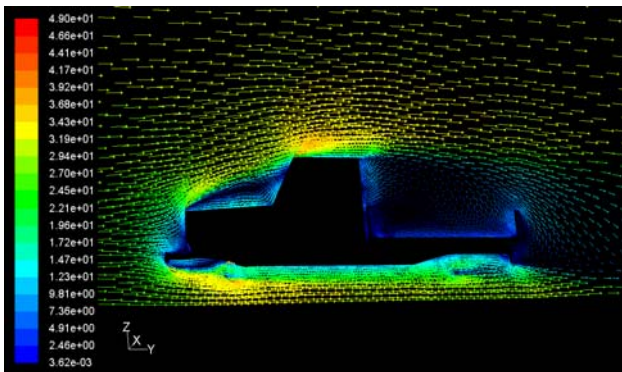
EK-2 (Devam) Realizable $k-\varepsilon$ türbülans modelinin STWF – NEWF – EWT duvar kenarı modelleme opsiyonları ile kullanılması sonunda elde edilen veriler



Şekil 2.26. Hız 25 m/s için taşıt üzerindeki hız profili

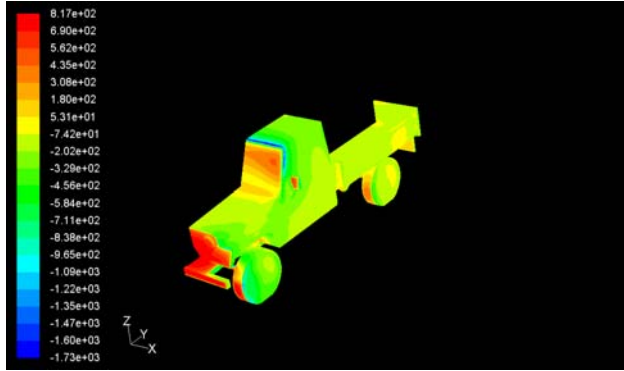


Şekil 2.27. Hız 30 m/s için taşıta etki eden statik basınç

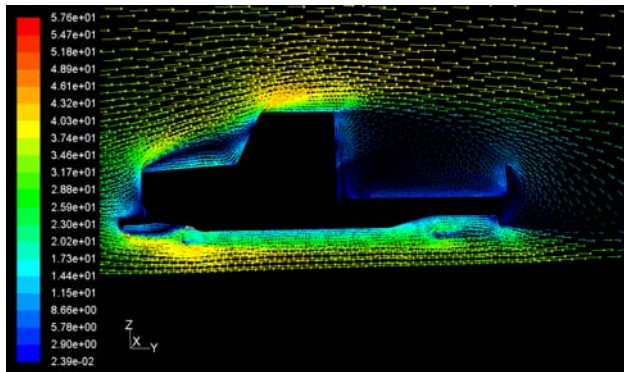


Şekil 2.28. Hız 30 m/s için taşıt üzerindeki hız profili

EK-2 (Devam) Realizable $k-\varepsilon$ türbülans modelinin STWF – NEWF – EWT duvar kenarı modelleme opsiyonları ile kullanılması sonunda elde edilen veriler



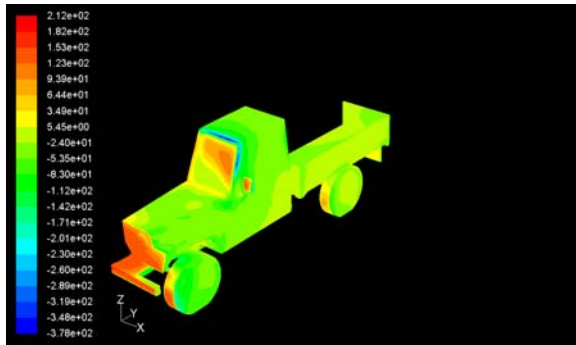
Şekil 2.29. Hız 35 m/s için taşıta etki eden statik basınç



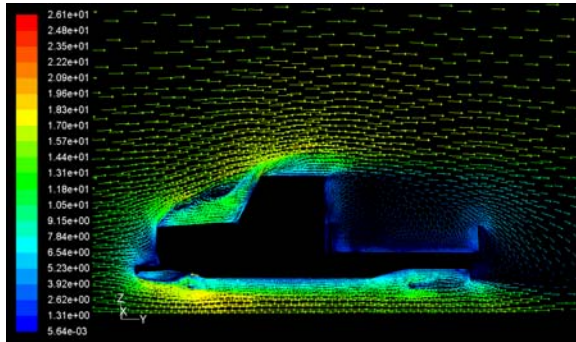
Şekil 2.30. Hız 35 m/s için taşıt üzerindeki hız profili

EK-3 RNG k- ϵ türbülans modelinin STWF – NEWF – EWT duvar kenarı modelleme opsiyonları ile kullanılması sonunda elde edilen veriler

Aşağıda taşıta etki eden statik basınç ve hız profilleri, 15m/s, 20m/s, 25m/s, 30m/s ve 35m/s hızlar için standart duvar fonksiyonu(StWF) duvar kenarı modelleme opsiyonu ile elde edilen verilerdir.

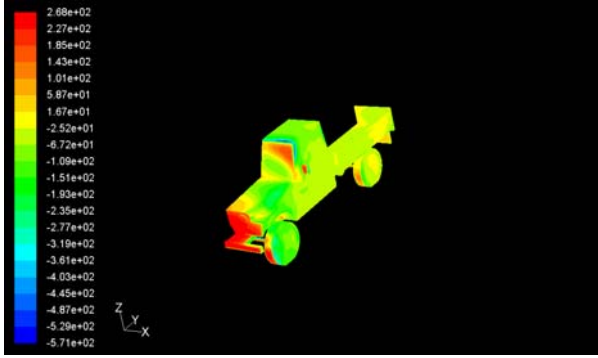


Şekil 3.1. Hız 15 m/s için taşıta etki eden statik basınç

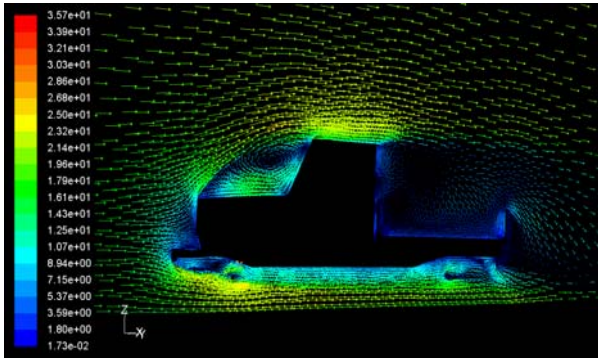


Şekil 3.2. Hız 15 m/s için taşıt üzerindeki hız profili

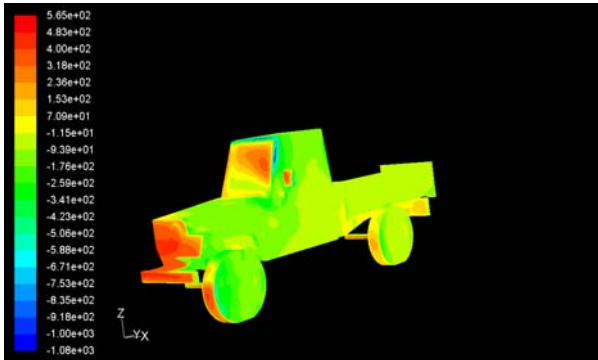
EK-3 (Devam) RNG k- ϵ türbülans modelinin STWF – NEWF – EWT duvar kenarı modelleme opsiyonları ile kullanılması sonunda elde edilen veriler



Şekil 3.3. Hız 20 m/s için taşıta etki eden statik basınç

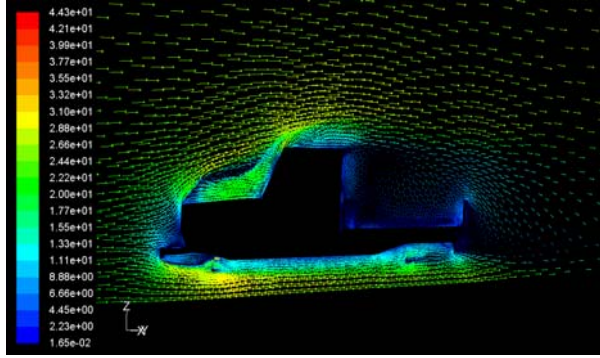


Şekil 3.4. Hız 20 m/s için taşıt üzerindeki hız profili

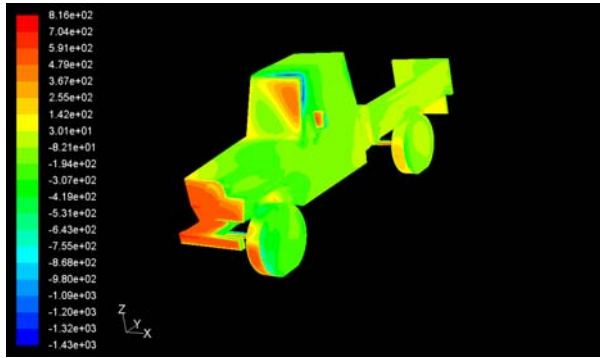


Şekil 3.5. Hız 25 m/s için taşıta etki eden statik basınç

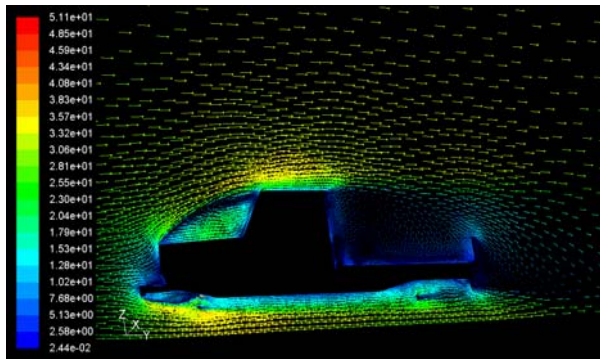
EK-3 (Devam) RNG k- ϵ türbülans modelinin STWF – NEWF – EWT duvar kenarı modelleme opsiyonları ile kullanılması sonunda elde edilen veriler



Şekil 3.6. Hız 25 m/s için taşıt üzerindeki hız profili

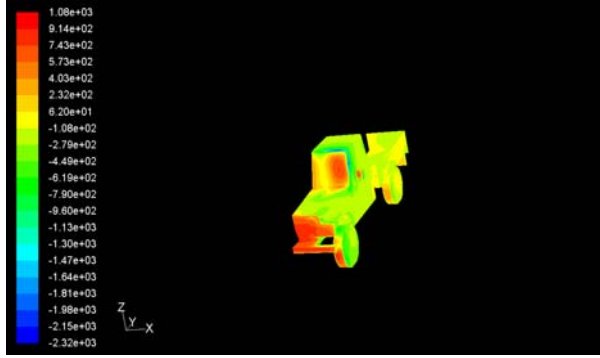


Şekil 3.7. Hız 30 m/s için taşıta etki eden statik basınç

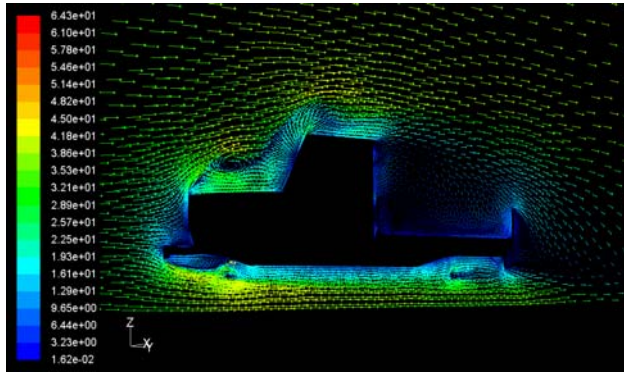


Şekil 3.8. Hız 30 m/s için taşıt üzerindeki hız profili

EK-3 (Devam) RNG k- ϵ türbülans modelinin STWF – NEWF – EWT duvar kenarı modelleme opsiyonları ile kullanılması sonunda elde edilen veriler



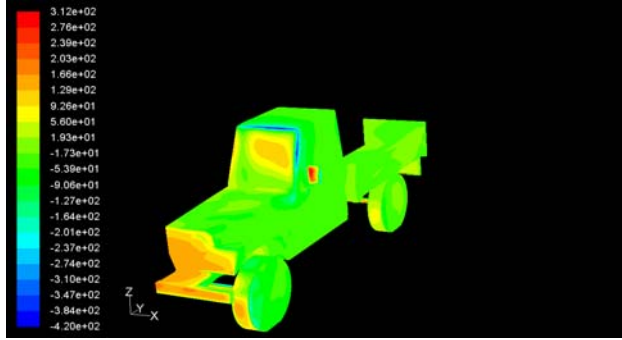
Şekil 3.9. Hız 35 m/s için taşıta etki eden statik basınç



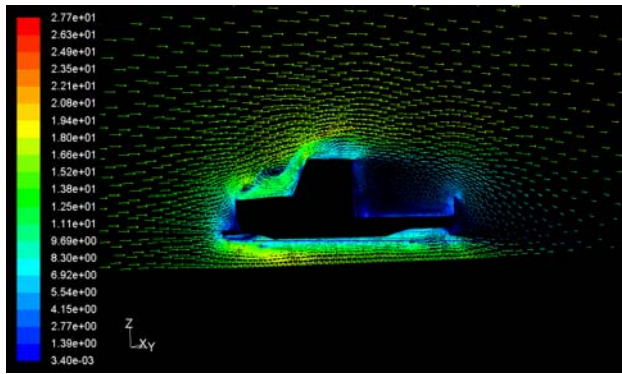
Şekil 3.10. Hız 35 m/s için taşıt üzerindeki hız profili

Aşağıda taşıta etki eden statik basınç ve hız profilleri, 15m/s, 20m/s, 25m/s, 30m/s ve 35m/s hızlar için dengede olmadan duvar fonksiyonu (NEWF) duvar kenarı modelleme opsiyonu ile elde edilen verilerdir.

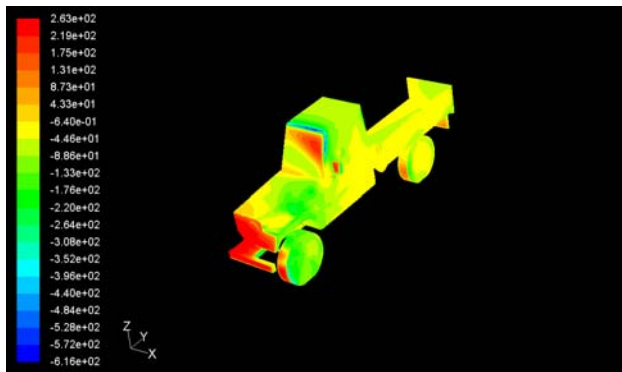
EK-3 (Devam) RNG k- ϵ türbülans modelinin STWF – NEWF – EWT duvar kenarı modelleme opsiyonları ile kullanılması sonunda elde edilen veriler



Şekil 3.11. Hız 15 m/s için taşıta etki eden statik basınç

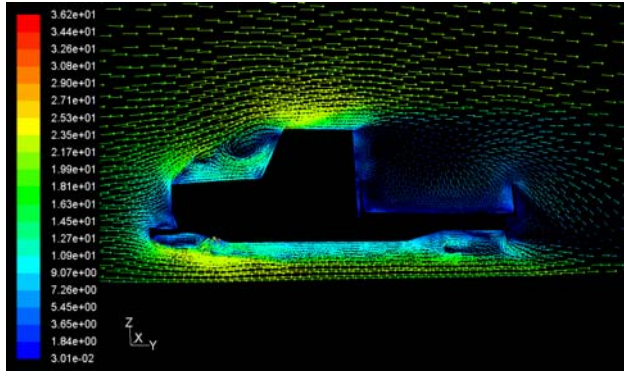


Şekil 3.12. Hız 15 m/s için taşıt üzerindeki hız profili

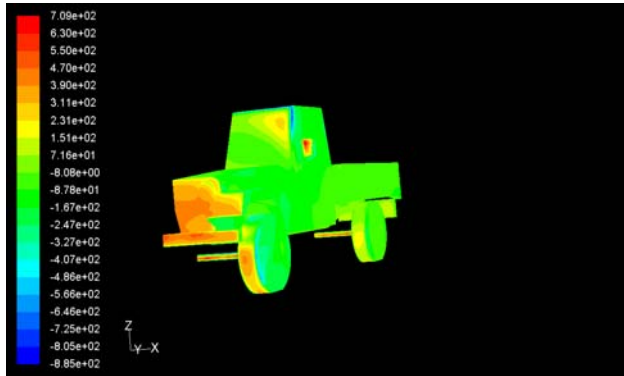


Şekil 3.13. Hız 20 m/s için taşıta etki eden statik basınç

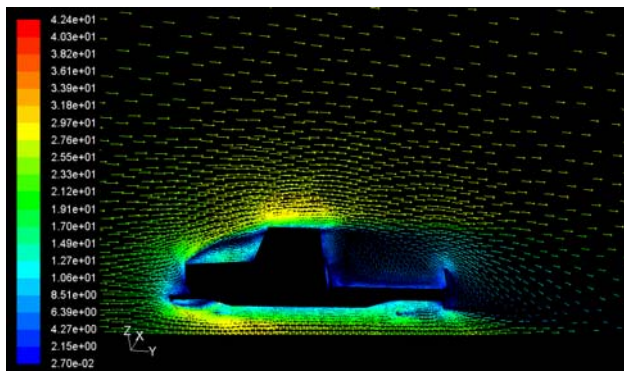
EK-3 (Devam) RNG k- ϵ türbülans modelinin STWF – NEWF – EWT duvar kenarı modelleme opsiyonları ile kullanılması sonunda elde edilen veriler



Şekil 3.14. Hız 20 m/s için taşıt üzerindeki hız profili

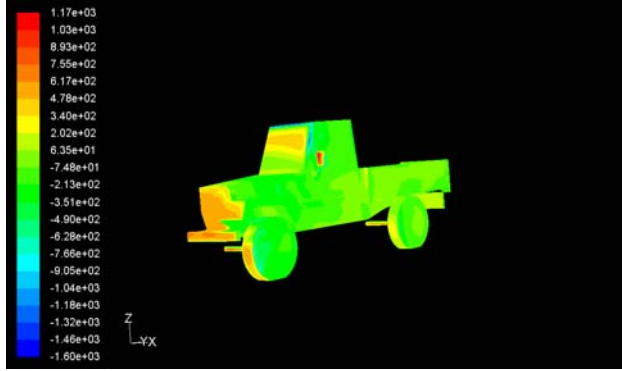


Şekil 3.15. Hız 25 m/s için taşıta etki eden statik basınç

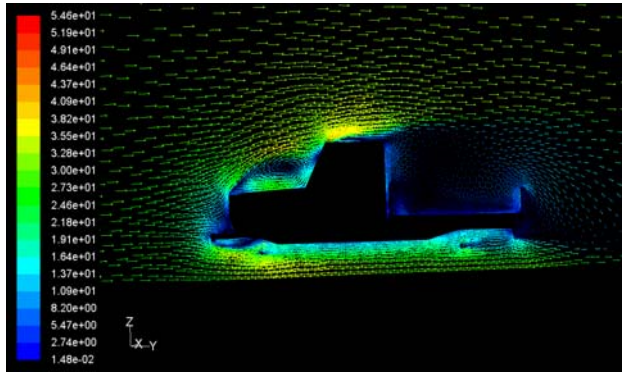


Şekil 3.16. Hız 25 m/s için taşıt üzerindeki hız profili

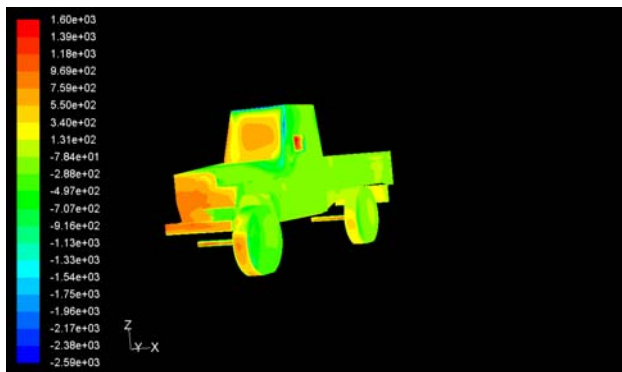
EK-3 (Devam) RNG k- ϵ türbülans modelinin STWF – NEWF – EWT duvar kenarı modelleme opsiyonları ile kullanılması sonunda elde edilen veriler



Şekil 3.17. Hız 30 m/s için taşıta etki eden statik basınç

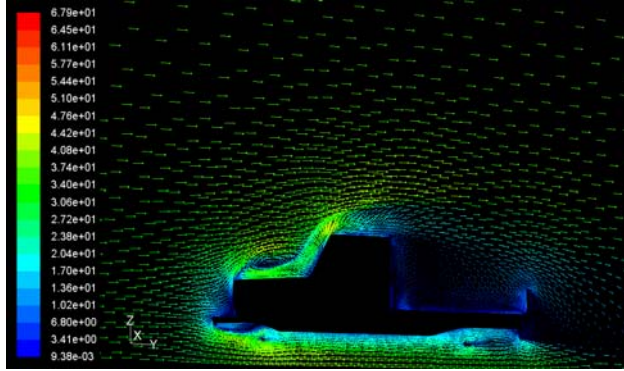


Şekil 3.18. Hız 30 m/s için taşıt üzerindeki hız profili



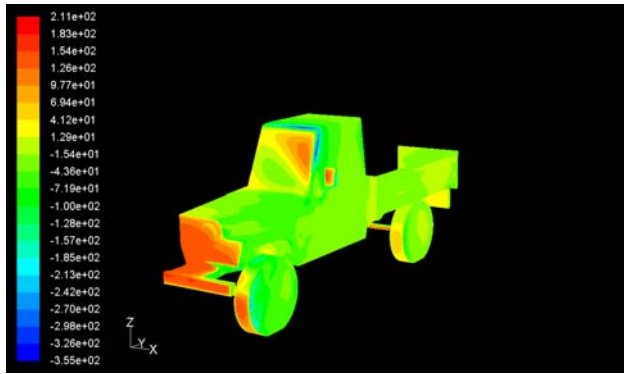
Şekil 3.19. Hız 35 m/s için taşıta etki eden statik basınç

EK-3 (Devam) RNG k- ϵ türbülans modelinin STWF – NEWF – EWT duvar kenarı modelleme opsiyonları ile kullanılması sonunda elde edilen veriler



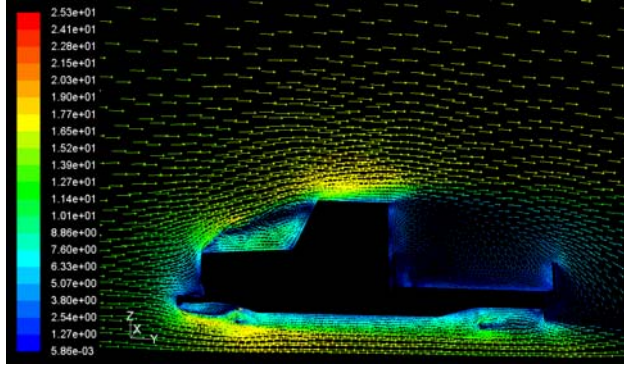
Şekil 3.20. Hız 35 m/s için taşıt üzerindeki hız profili

Aşağıda taşıta etki eden statik basınç ve hız profilleri, 15m/s, 20m/s, 25m/s, 30m/s ve 35m/s hızlar için yoğunlaştırılmış duvar davranışı (EWT) duvar kenarı modelleme opsiyonu ile elde edilen verilerdir.

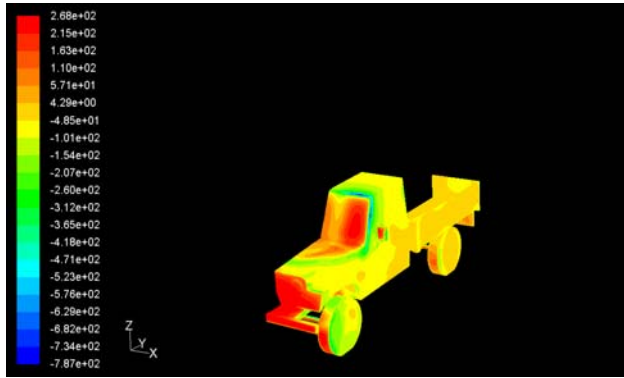


Şekil 3.21. Hız 15 m/s için taşıta etki eden statik basınç

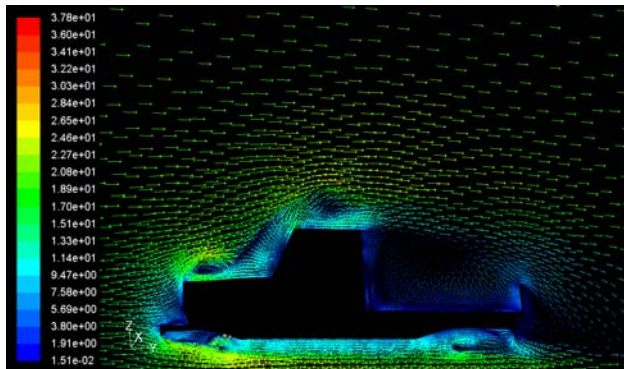
EK-3 (Devam) RNG k- ε türbülans modelinin STWF – NEWF – EWT duvar kenarı modelleme opsiyonları ile kullanılması sonunda elde edilen veriler



Şekil 3.22. Hız 15 m/s için taşıt üzerindeki hız profili

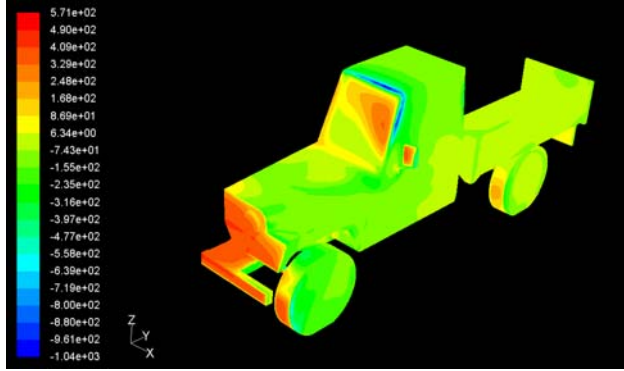


Şekil 3.23. Hız 20 m/s için taşıta etki eden statik basınç

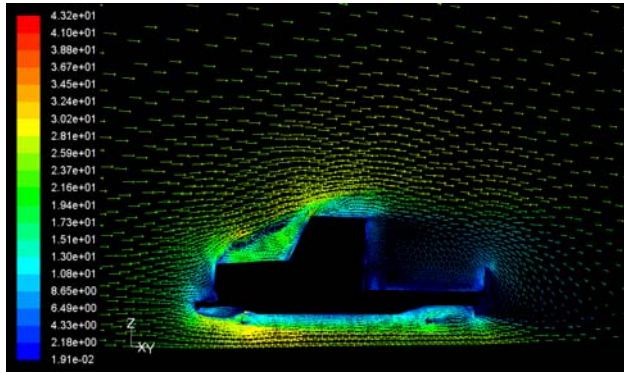


Şekil 3.24. Hız 20 m/s için taşıt üzerindeki hız profili

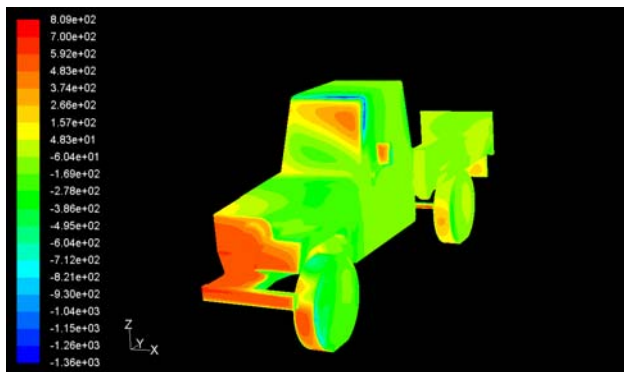
EK-3 (Devam) RNG k- ϵ türbülans modelinin STWF – NEWF – EWT duvar kenarı modelleme opsiyonları ile kullanılması sonunda elde edilen veriler



Şekil 3.25. Hız 25 m/s için taşıta etki eden statik basınç

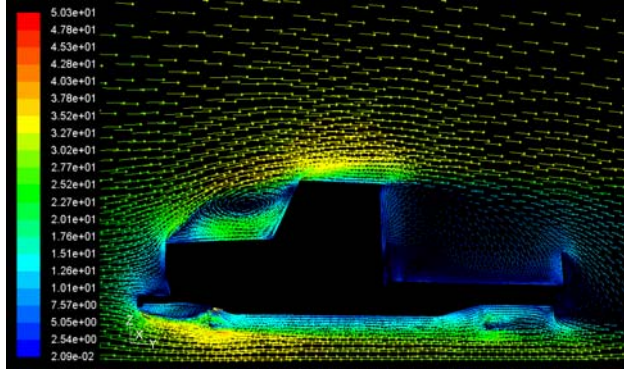


Şekil 3.26. Hız 25 m/s için taşıt üzerindeki hız profili

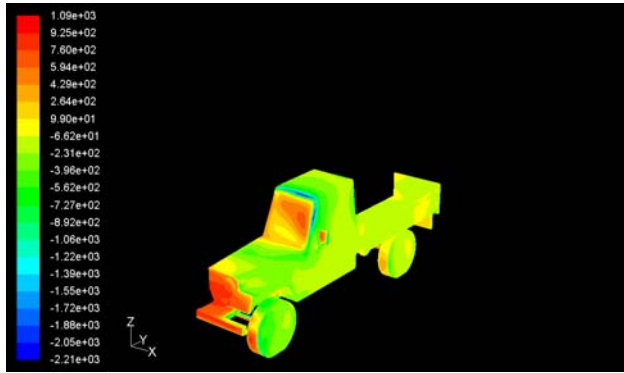


Şekil 3.27. Hız 30 m/s için taşıta etki eden statik basınç

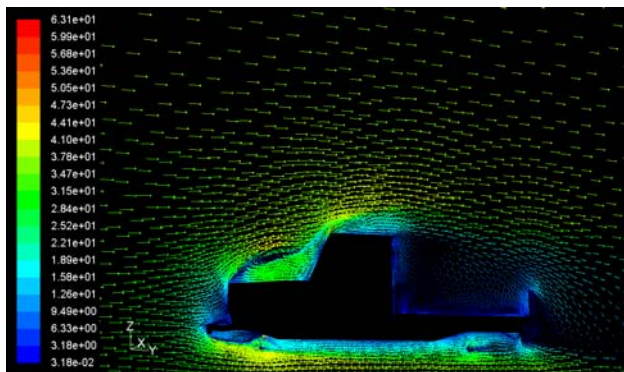
EK-3 (Devam) RNG k- ϵ türbülans modelinin STWF – NEWF – EWT duvar kenarı modelleme opsiyonları ile kullanılması sonunda elde edilen veriler



Şekil 3.28. Hız 30 m/s için taşıt üzerindeki hız profili



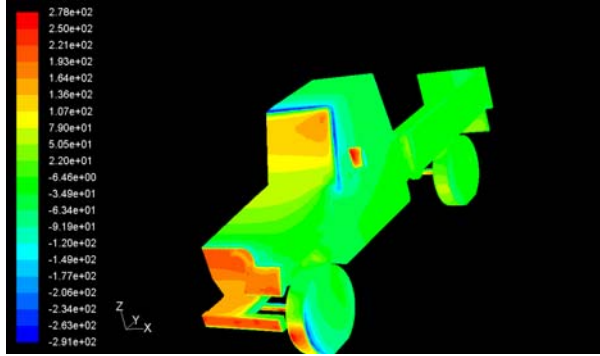
Şekil 3.29. Hız 35 m/s için taşıta etki eden statik basınç



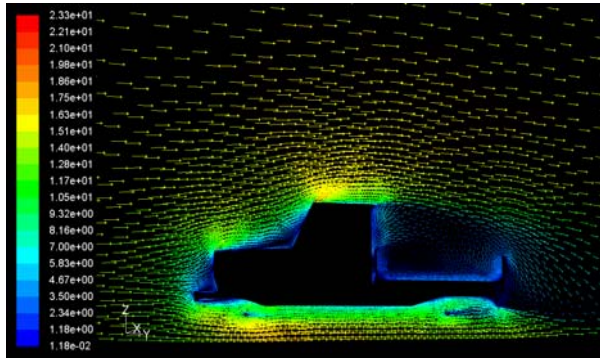
Şekil 3.30. Hız 35 m/s için taşıt üzerindeki hız profili

EK-4 Standart ve SST $k-\omega$ türbülans modelinin kullanılması sonunda elde edilen veriler

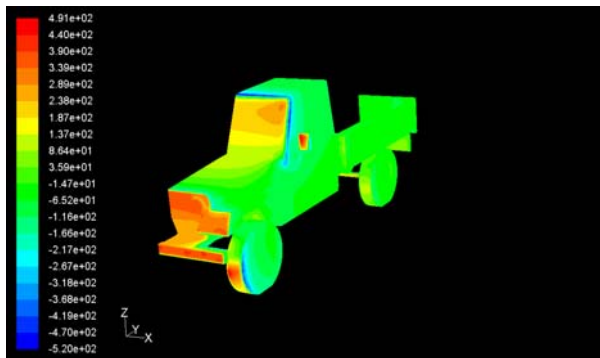
Aşağıda taşıta etki eden statik basınç ve hız profilleri, 15m/s, 20m/s, 25m/s, 30m/s ve 35m/s hızlar için standart $k-\omega$ türbülans modeli ile elde edilen verilerdir.



Şekil 4.1. Hız 15 m/s için taşıta etki eden statik basınç

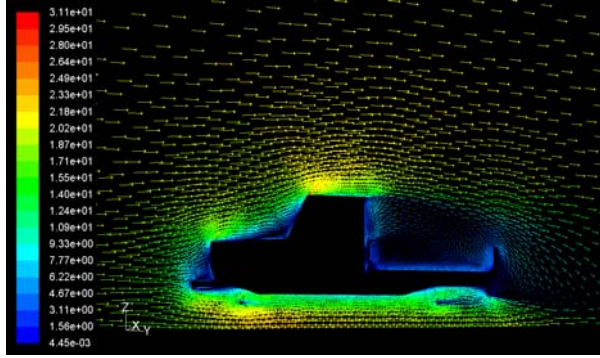


Şekil 4.2. Hız 15 m/s için taşıt üzerindeki hız profili

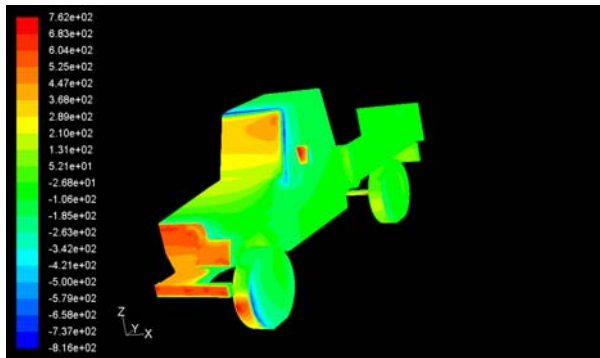


Şekil 4.3. Hız 20 m/s için taşıta etki eden statik basınç

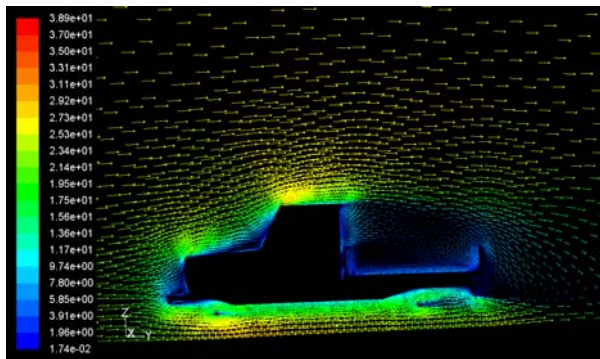
EK-4 (Devam) Standart ve SST $k-\omega$ türbülans modelinin kullanılması sonunda elde edilen veriler



Şekil 4.4. Hız 20 m/s için taşıt üzerindeki hız profili

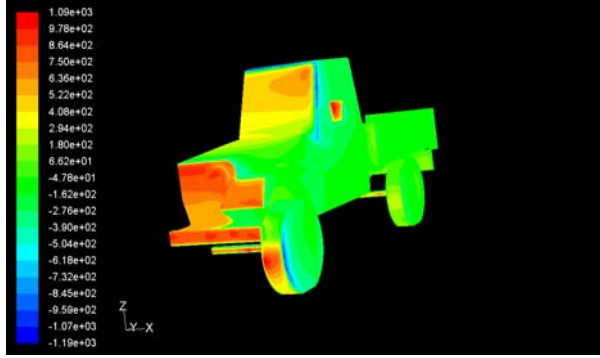


Şekil 4.5. Hız 25 m/s için taşıta etki eden statik basınç

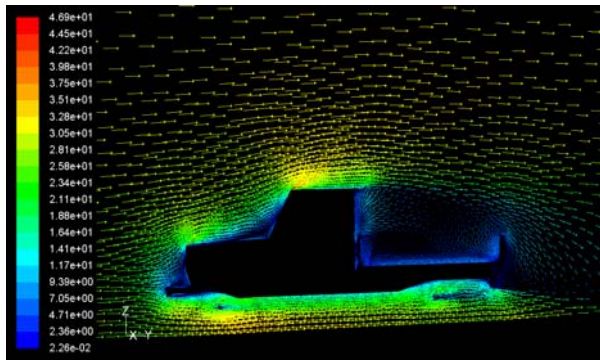


Şekil 4.6. Hız 25 m/s için taşıt üzerindeki hız profili

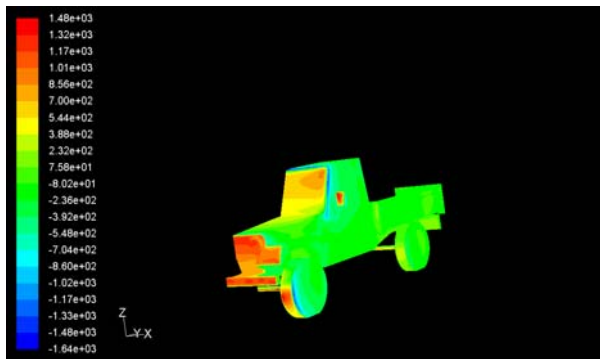
EK-4 (Devam) Standart ve SST $k-\omega$ türbülans modelinin kullanılması sonunda elde edilen veriler



Şekil 4.7. Hız 30 m/s için taşıta etki eden statik basınç

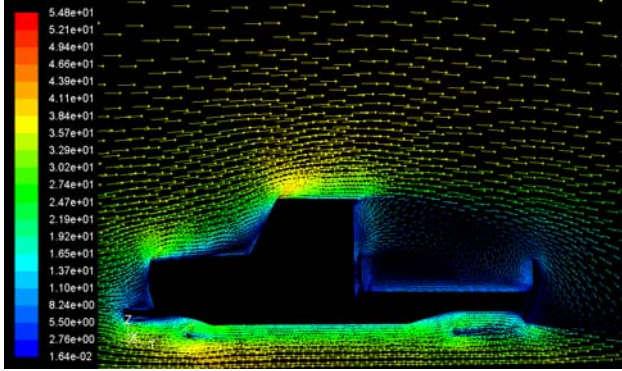


Şekil 4.8. Hız 30 m/s için taşıt üzerindeki hız profili



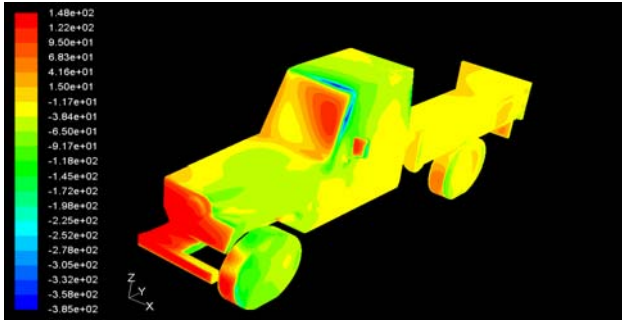
Şekil 4.9. Hız 35 m/s için taşıta etki eden statik basınç

EK-4 (Devam) Standart ve SST k- ω türbülans modelinin kullanılması sonunda elde edilen veriler

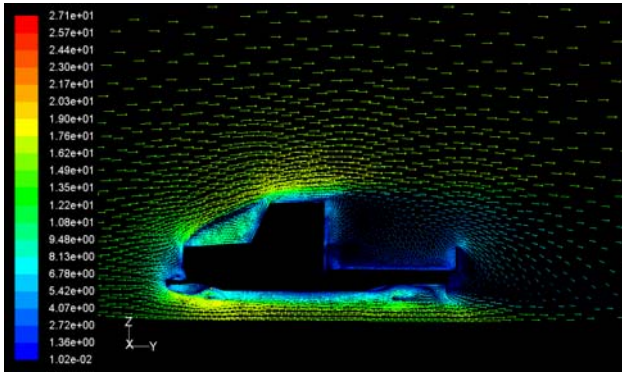


Şekil 4.10. Hız 35 m/s için taşıt üzerindeki hız profili

Aşağıda taşıta etki eden statik basınç ve hız profilleri, 15m/s, 20m/s, 25m/s, 30m/s ve 35m/s hızlar için SST k- ω türbülans modeli ile elde edilen verilerdir.

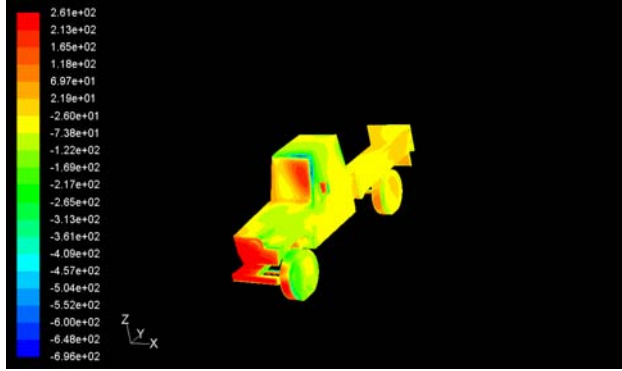


Şekil 4.11. Hız 15 m/s için taşıta etki eden statik basınç

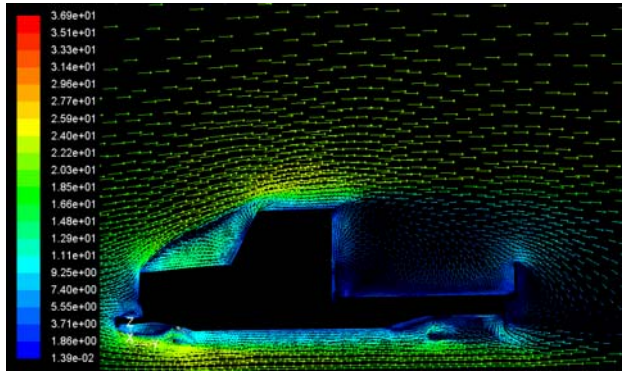


Şekil 4.12. Hız 15 m/s için taşıt üzerindeki hız profili

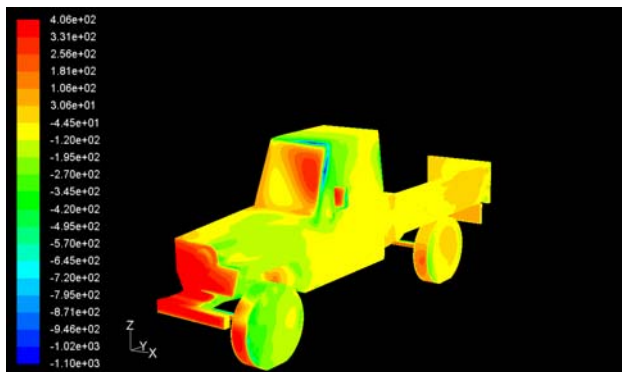
EK-4 (Devam) Standart ve SST $k-\omega$ türbülans modelinin kullanılması sonunda elde edilen veriler



Şekil 4.13. Hız 20 m/s için taşıta etki eden statik basınç

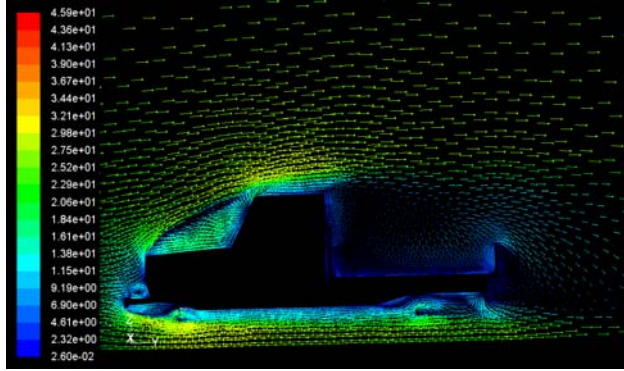


Şekil 4.14. Hız 20 m/s için taşıt üzerindeki hız profili

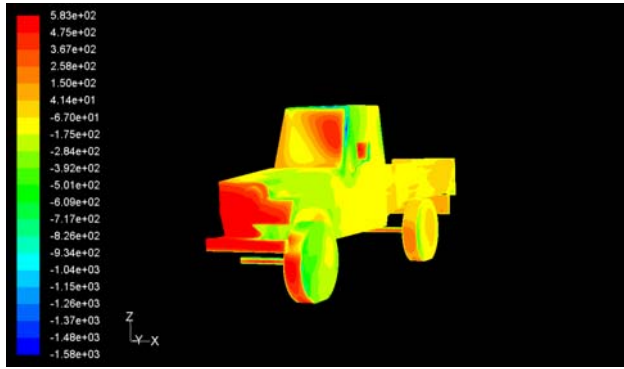


Şekil 4.15. Hız 25 m/s için taşıta etki eden statik basınç

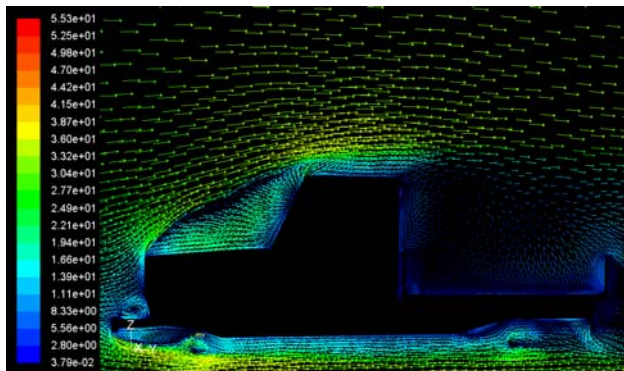
EK-4 (Devam) Standart ve SST $k-\omega$ türbülans modelinin kullanılması sonunda elde edilen veriler



Şekil 4.16. Hız 25 m/s için taşıt üzerindeki hız profili

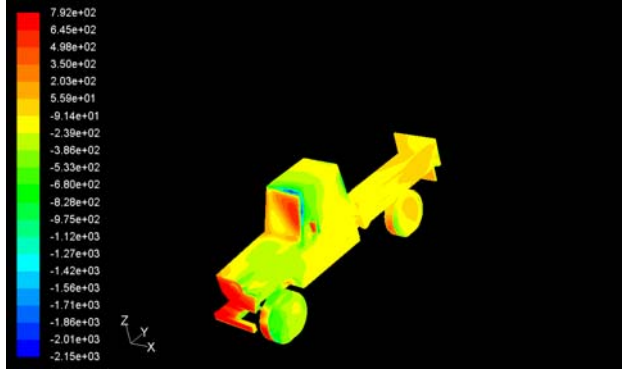


Şekil 4.17. Hız 30 m/s için taşıta etki eden statik basınç

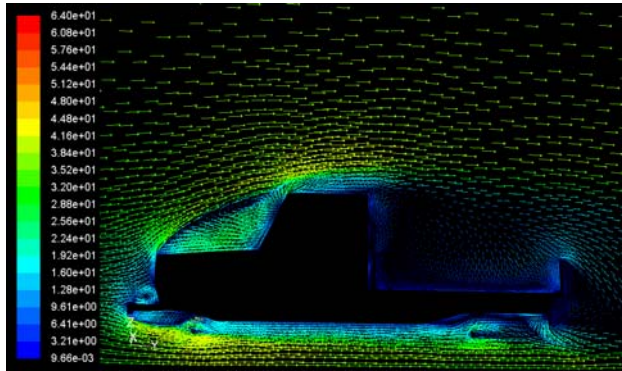


Şekil 4.18. Hız 30 m/s için taşıt üzerindeki hız profili

EK-4 (Devam) Standart ve SST k- ω türbülans modelinin kullanılması sonunda elde edilen veriler



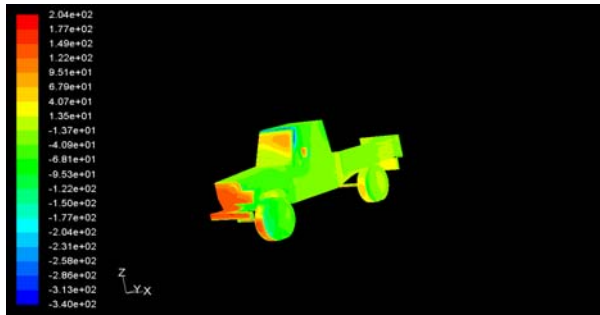
Şekil 4.19. Hız 35 m/s için taşıta etki eden statik basınç



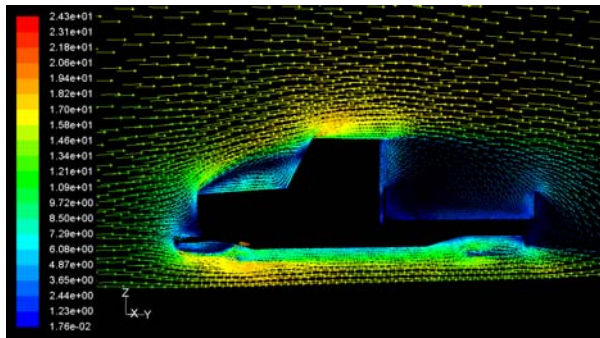
Şekil 4.20. Hız 35 m/s için taşıt üzerindeki hız profili

EK-5 RSM türbülans modelinin STWF ve NEWF duvar kenarı modelleme opsiyonları ile kullanılması sonunda elde edilen veriler

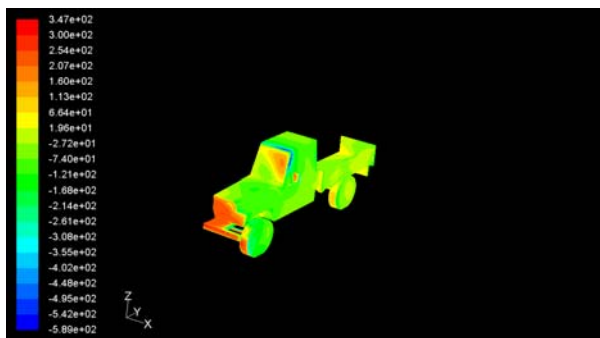
Aşağıda taşıta etki eden statik basınç ve hız profilleri, 15m/s, 20m/s, 25m/s, 30m/s ve 35m/s hızlar için standart duvar fonksiyonu (StWF) duvar kenarı modelleme opsiyonu ile elde edilen verilerdir.



Şekil 5.1. Hız 15 m/s için taşıta etki eden statik basınç

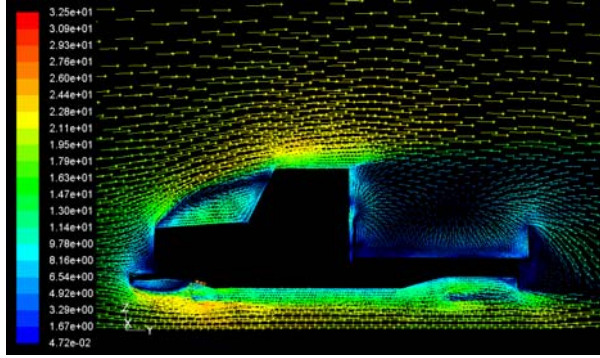


Şekil 5.2. Hız 15 m/s için taşıt üzerindeki hız profili

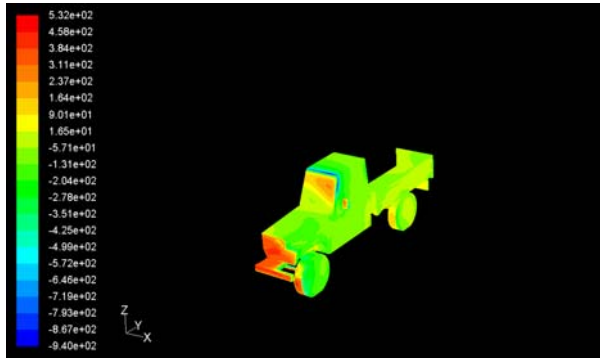


Şekil 5.3. Hız 20 m/s için taşıta etki eden statik basınç

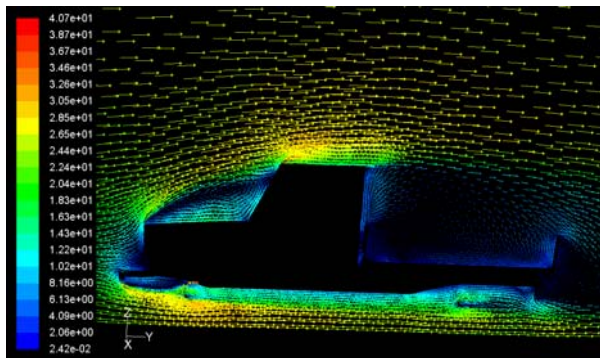
EK-5 (Devam) RSM türbülans modelinin STWF ve NEWF duvar kenarı modelleme opsiyonları ile kullanılması sonunda elde edilen veriler



Şekil 5.4. Hız 20 m/s için taşıt üzerindeki hız profili

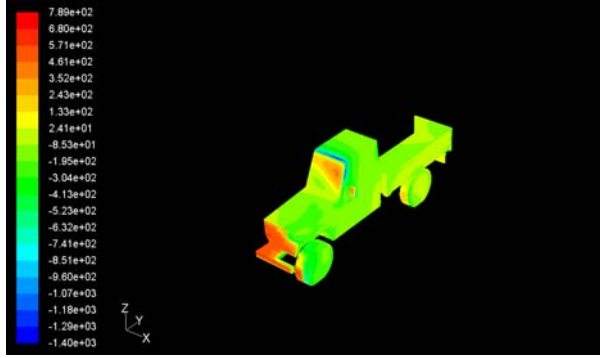


Şekil 5.5. Hız 25 m/s için taşıta etki eden statik basınç

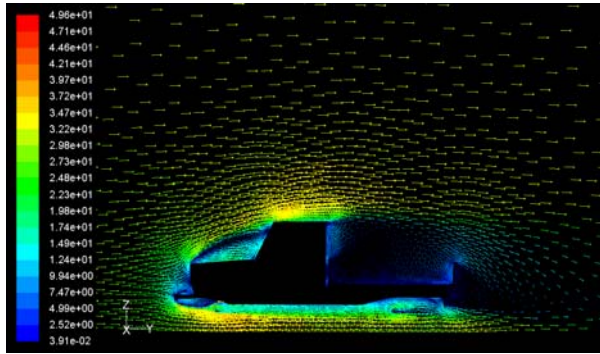


Şekil 5.6. Hız 25 m/s için taşıt üzerindeki hız profili

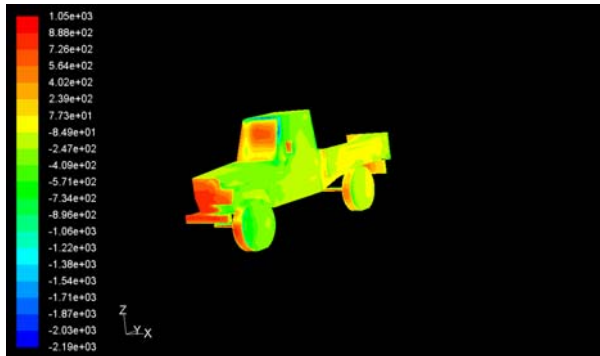
EK-5 (Devam) RSM türbülans modelinin STWF ve NEWF duvar kenarı modelleme opsiyonları ile kullanılması sonunda elde edilen veriler



Şekil 5.7. Hız 30 m/s için taşıta etki eden statik basınç

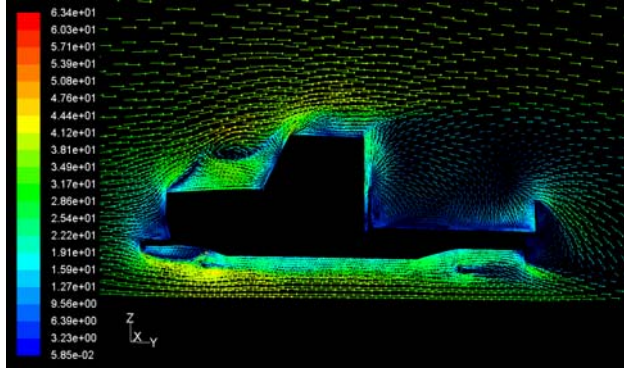


Şekil 5.8. Hız 30 m/s için taşıt üzerindeki hız profili



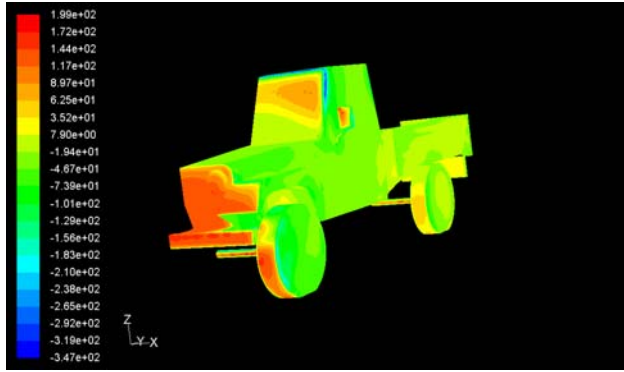
Şekil 5.9. Hız 35 m/s için taşıta etki eden statik basınç

EK-5 (Devam) RSM türbülans modelinin STWF ve NEWF duvar kenarı modelleme opsiyonları ile kullanılması sonunda elde edilen veriler



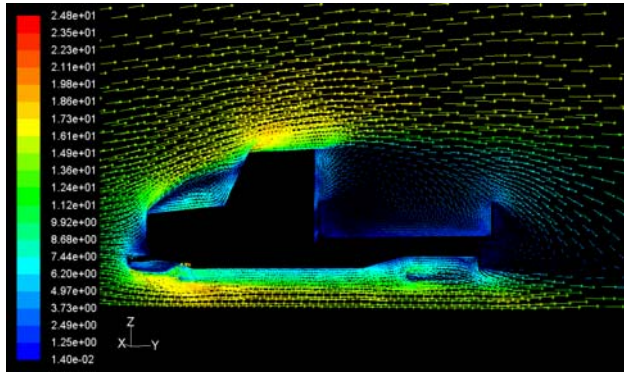
Şekil 5.10. Hız 35 m/s için taşıt üzerindeki hız profili

Aşağıda taşıta etki eden statik basınç ve hız profilleri, 15m/s, 20m/s, 25m/s, 30m/s ve 35m/s hızlar için dengede olmadan duvar fonksiyonu (NEWF) duvar kenarı modelleme opsiyonu ile elde edilen verilerdir.

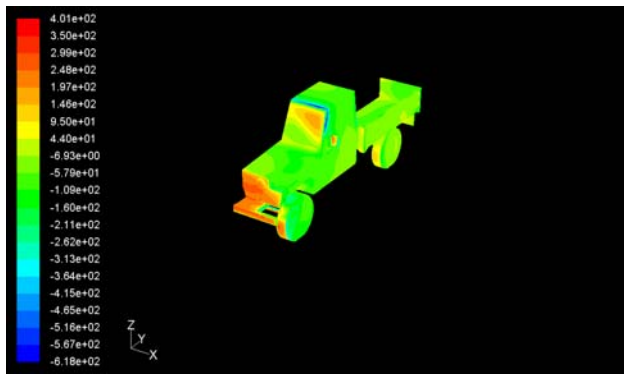


Şekil 5.11. Hız 15 m/s için taşıta etki eden statik basınç

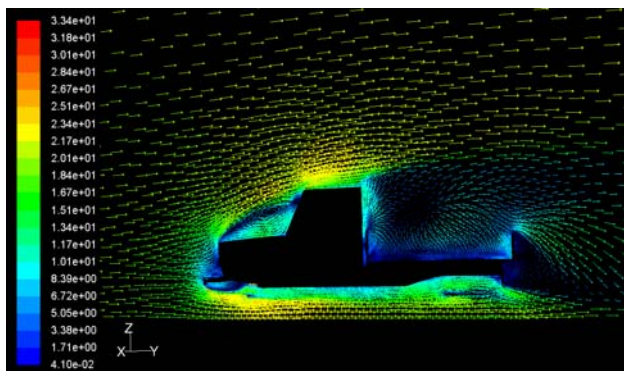
EK-5 (Devam) RSM türbülans modelinin STWF ve NEWF duvar kenarı modelleme opsiyonları ile kullanılması sonunda elde edilen veriler



Şekil 5.12. Hız 15 m/s için taşıt üzerindeki hız profili

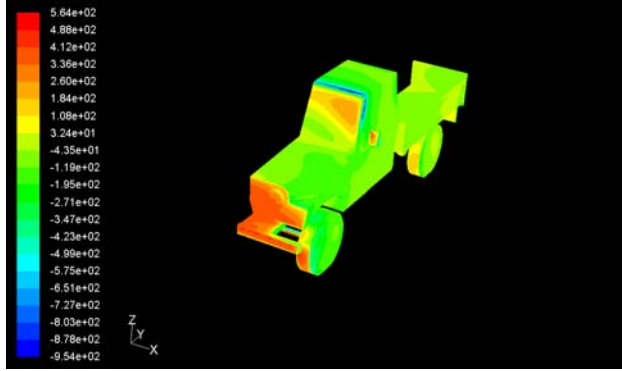


Şekil 5.13. Hız 20 m/s için taşıta etki eden statik basınç

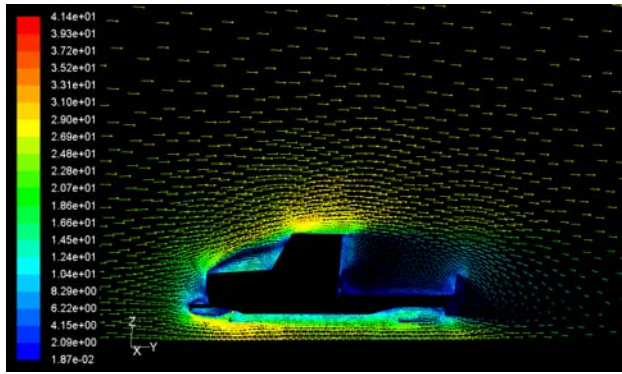


Şekil 5.14. Hız 20 m/s için taşıt üzerindeki hız profili

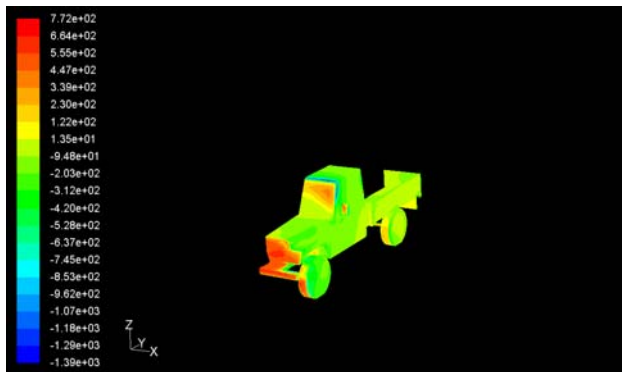
EK-5 (Devam) RSM türbülans modelinin STWF ve NEWF duvar kenarı modelleme opsiyonları ile kullanılması sonunda elde edilen veriler



Şekil 5.15. Hız 25 m/s için taşıta etki eden statik basınç

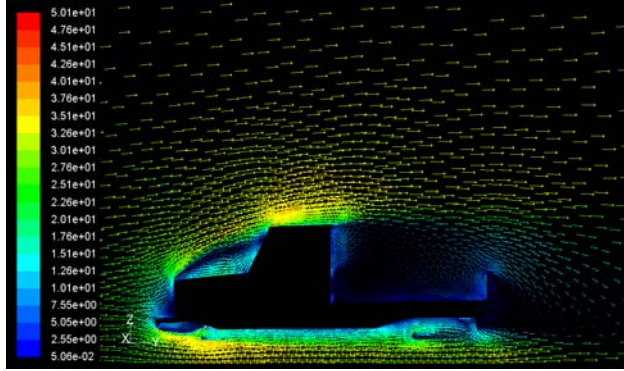


Şekil 5.16. Hız 25 m/s için taşıt üzerindeki hız profili

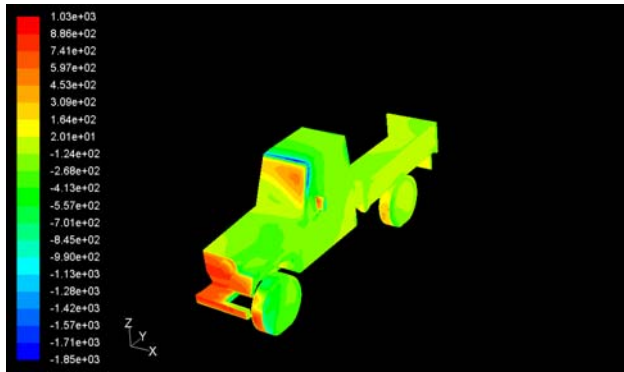


Şekil 5.17. Hız 30 m/s için taşıta etki eden statik basınç

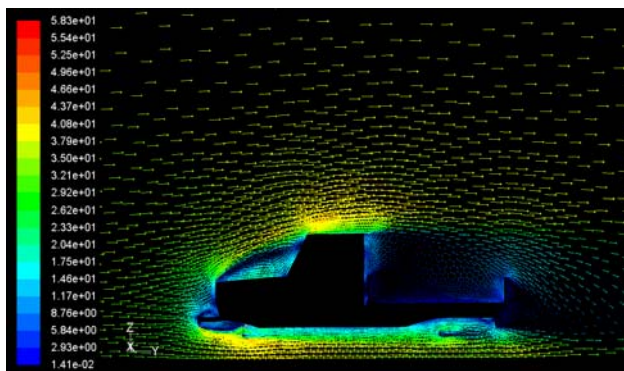
EK-5 (Devam) RSM türbülans modelinin STWF ve NEWF duvar kenarı modelleme opsiyonları ile kullanılması sonunda elde edilen veriler



Şekil 5.18. Hız 30 m/s için taşıt üzerindeki hız profili



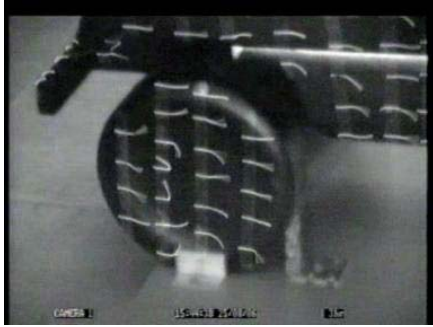
Şekil 5.19. Hız 35 m/s için taşıta etki eden statik basınç



Şekil 5.20. Hız 35 m/s için taşıt üzerindeki hız profili

EK-6 Akım görüntüleme deneyi sonunda elde edilen veriler

Aşağıda ART test odasında akım görüntüleme ile elde edilen veriler, 15m/s, 20m/s, 25m/s, 30m/s ve 35m/s hızlar içindir.



Resim 6.1. Hız 15 m/s için taşıtın ön tekerlek kısmı

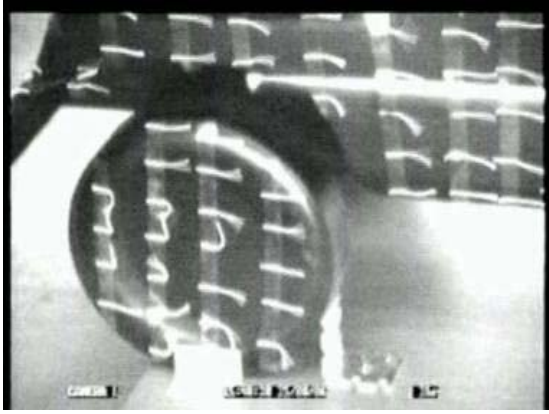


Resim 6.2. Hız 15 m/s için taşıtın arka tekerlek kısmı

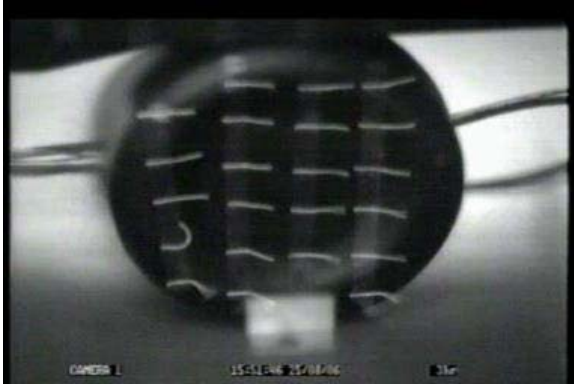


Resim 6.3. Hız 15 m/s için taşıtın ön kaput kısmı

EK-6 (Devam) Akım görüntüleme deneyi sonunda elde edilen veriler



Resim 6.4. Hız 20 m/s için taşıtın ön tekerlek kısmı

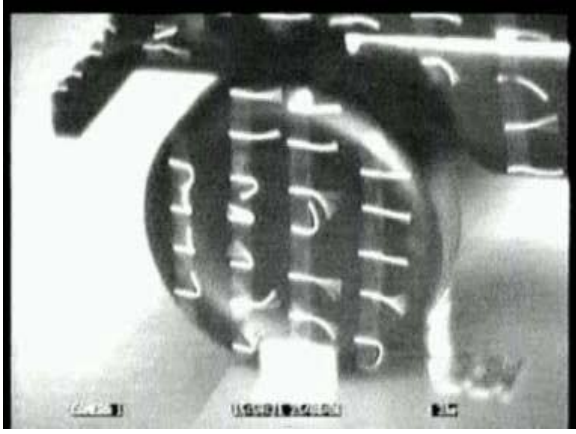


Resim 6.5. Hız 20 m/s için taşıtın arka tekerlek kısmı



Resim 6.6. Hız 20 m/s için taşıtın sol ön yan ve kaput kısmı

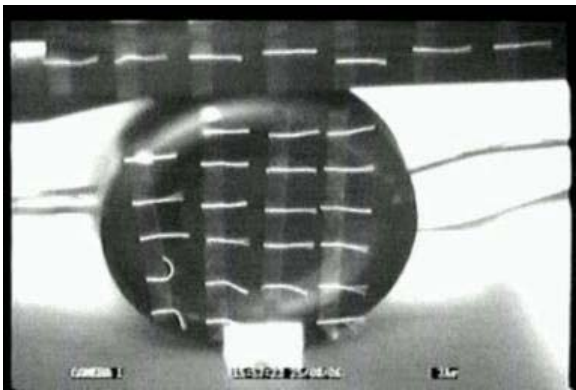
EK-6 (Devam) Akım görüntüleme deneyi sonunda elde edilen veriler



Resim 6.7. Hız 25 m/s için taşıtın ön tekerlek kısmı

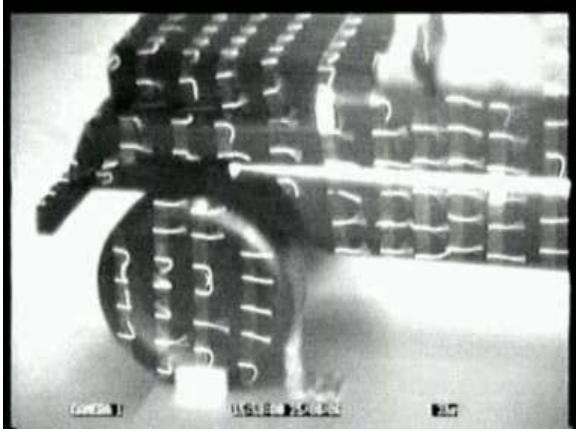


Resim 6.8. Hız 25 m/s için taşıtın ön kaput kısmı

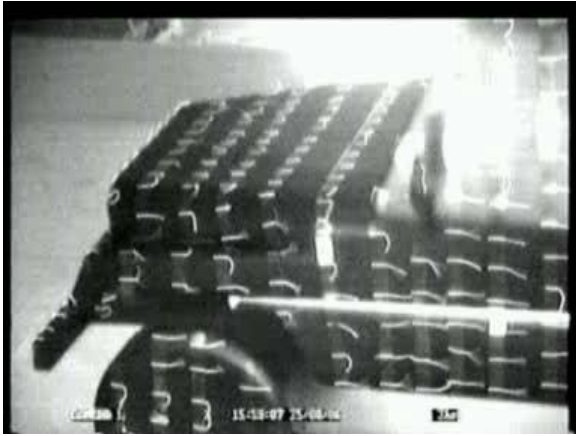


Resim 6.9. Hız 25 m/s için taşıtın arka tekerlek kısmı

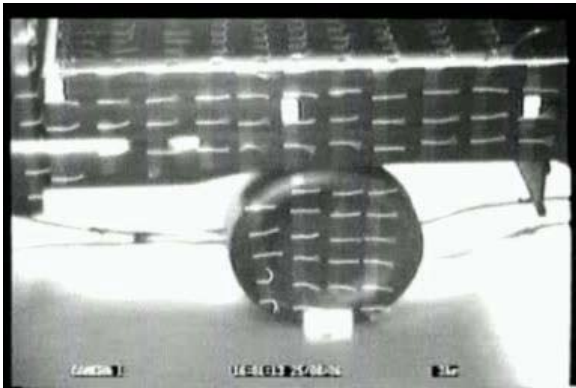
EK-6 (Devam) Akım görüntüleme deneyi sonunda elde edilen veriler



Resim 6.10. Hız 30 m/s için taşıtın ön tekerlek kısmı

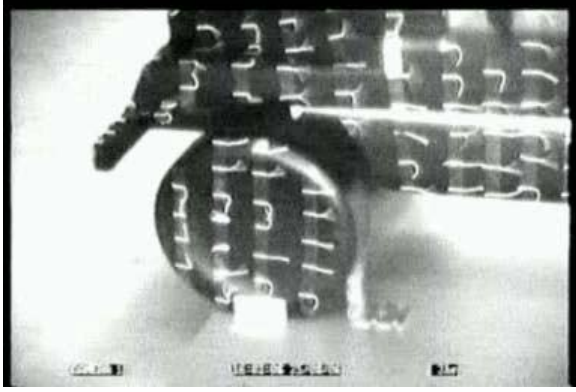


Resim 6.11. Hız 30 m/s için taşıtın ön kaput kısmı

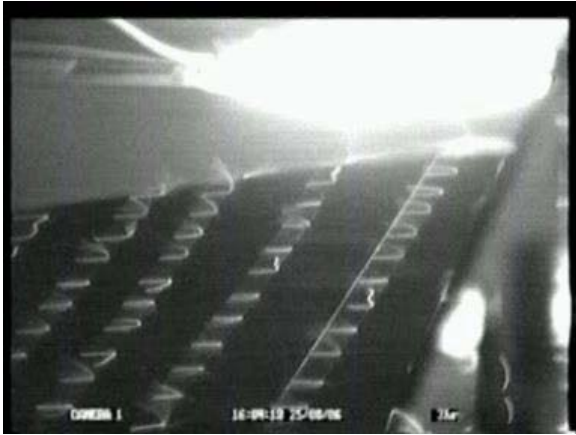


Resim 6.12. Hız 30 m/s için taşıtın arka tekerlek kısmı

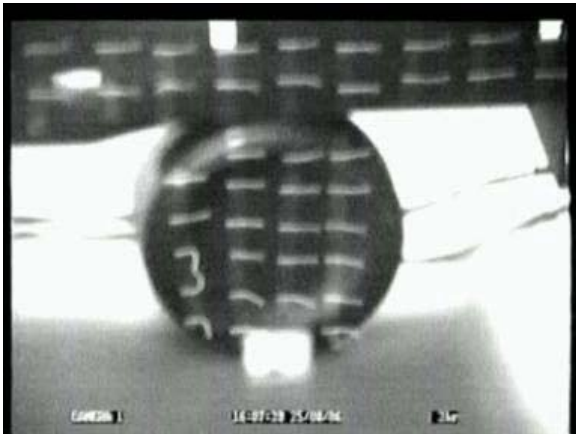
EK-6 (Devam) Akım görüntüleme deneyi sonunda elde edilen veriler



Resim 6.13. Hız 35 m/s için taşıtın ön tekerlek kısmı



Resim 6.14. Hız 35 m/s için taşıtın ön kaput kısmı



Resim 6.15. Hız 35 m/s için taşıtın arka tekerlek kısmı

EK-7 Basınç ölçüm deney sonuçları

Çizelge 7.1. Basınç ölçümü sonuçları

İstasyon Numarası	Atmosfer Basıncı (Pa)	91593,12358	91588,53167	91592,99947	91582,63665	91589,32457
	Sıcaklık (K)	304,8796	305,0193	305,2326	305,4631	305,7386
	Hız (m/s)	15,094547	20,013384	25,084749	30,031914	34,991407
	1	23,2767	39,9827	63,76961	90,42474	121,3753
	2	3,674905	5,832964	7,694549	11,60388	11,41082
	3	19,96722	34,22557	51,62794	71,84337	97,09197
	4	15,26499	27,58592	44,24366	65,89319	89,21126
	5	21,31859	37,55574	60,34291	89,19058	124,5262
	6	17,38168	29,46819	47,02224	68,76141	94,40301
	7	24,48328	42,20281	67,25146	97,80213	133,1171
	8	26,85508	49,06999	81,24092	122,444	176,2851
	9	56,72317	100,0843	156,9178	224,9414	306,1203
	10	46,40171	80,33771	126,5464	184,814	249,5419
	11	47,65656	80,66866	126,7877	186,0619	241,5233
	12	-8,101339	-28,90972	-41,0238	-34,52894	-62,65955
	13	-15,15013	-25,58189	-35,21387	-53,51255	-85,8007
	14	-12,01756	-24,54533	-34,70821	-55,51658	-89,99037
	15	-15,20294	-27,16534	-44,89176	-57,82633	-85,97073
	16	-17,19552	-28,75803	-40,32743	-69,71978	-90,735
	17	-17,69195	-30,10251	-47,40145	-68,60973	-99,86366
	18	-20,59464	-38,47274	-55,56485	-86,12241	-113,598
	19	-23,2698	-41,96839	-66,23793	-90,55574	-124,3263
	20	-26,73097	-43,14049	-67,34109	-101,0702	-138,7294
	21	-22,89749	-48,01509	-72,53284	-92,58969	-136,8265
	22	-33,37062	-42,65786	-67,11356	-106,131	-171,7346
	23	-20,71874	-38,11422	-54,97879	-81,36503	-116,8179
	24	-18,71237	-35,97684	-61,19786	-69,25783	-108,0891
	25	-11,59698	-8,349551	-19,79485	-39,76206	-47,44972
	26	4,254065	18,99506	24,34539	36,88006	39,8517
	27	18,30558	28,70977	49,3182	74,75296	93,05164
	28	0,034474	-5,915702	-4,054117	2,633797	-6,315597
	29	-0,786002	-7,37739	-18,72616	-23,6697	-23,53181
	30	3,26122	-3,006114	20,62222	7,95655	0,172369
	31	4,040328	5,012488	-2,426954	1,192793	6,825809
	32	23,32496	46,93261	26,40002	102,1527	140,0532
	33	9,549238	30,1094	31,40562	37,604	46,42929
	34	24,62807	18,33316	35,75621	68,95446	96,31286
	35	8,466762	0,062053	-4,123065	12,65877	8,425393
	36	-89,36295	-145,6862	-240,2961	-353,8389	-492,92
	37	-43,64381	-75,83543	-118,5553	-171,7898	-256,0299
	38	-38,16248	-67,43072	-115,2321	-147,7271	-217,0125
	39	-57,39196	-86,70157	-174,2788	-219,6187	-290,8415
	40	-24,86939	-42,89228	-72,23637	-99,44308	-143,2662

Çizelge 7.1 (Devam) Basınç ölçümü sonuçları

41	-21,27033	-38,0039	-61,74255	-85,81904	-116,3352
42	-26,4345	-46,96708	-75,71133	-104,8761	-149,4576
43	-22,86991	-40,70665	-66,99635	-96,80928	-131,7243
44	-17,45063	-30,59204	-49,26993	-70,82984	-96,64381
45	-23,51112	-41,26512	-66,71367	-95,72681	-136,2611
46	-16,18889	-27,77898	-43,60244	-63,74203	-85,46741
47	-22,45622	-40,78249	-63,56966	-94,96149	-128,8906
48	-19,62937	-35,54247	-54,65474	-81,22713	-110,7022
49	-20,5119	-35,71484	-57,32301	-82,91635	-113,274
50	-15,5201	-27,80655	-43,20255	-63,00429	-83,22661
51	-23,84207	-43,58176	-69,75426	-100,2153	-132,7517
52	-18,409	-32,24678	-52,999997	-75,96643	-101,6563
53	-22,71133	-41,32717	-63,95577	-95,12007	-129,4697
54	-18,13321	-31,90204	-49,60088	-72,7259	-99,31208
55	-24,04891	-42,45102	-67,55483	-96,11981	-132,0346
56	-16,66463	-30,30935	-48,85625	-70,94015	-96,89202
57	-13,59646	-23,92481	-39,74827	-56,13711	-75,62169
58	-11,73488	-20,1189	-33,19136	-46,93261	-63,55587
59	-16,26473	-29,88877	-45,97424	-67,0653	-90,68674
60	-15,83036	-27,71692	-43,36113	-61,95629	-80,97892
61	-14,45831	-25,99323	-40,73422	-57,88838	-78,38649
62	-13,55509	-22,93196	-35,61831	-52,23468	-69,62326
63	-18,6710	-33,19136	-51,18668	-73,31195	-101,1599

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : İNCE, İ.Timuçin
 Uyruğu : T.C.
 Doğum tarihi ve yeri : 06.01.1962 Nazilli
 Medeni hali : Evli
 e-mail : timucinince@yahoo.com

Eğitim Derecesi	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Doktora	Gazi Üniversitesi/ Makina Mühendisliği Bölümü	2007
Yüksek lisans	Boğaziçi Üniversitesi/ Makina Mühendisliği Bölümü	1988
Lisans	Boğaziçi Üniversitesi/ Makina Mühendisliği Bölümü	1986
	Kara Harp Okulu	1982
Lise	Nazilli Lisesi	1978

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2006 –	MSB İst.İnş.Eml.ve NATO Enf.Blg.Bşk.lığı	İnş. Şube Müdürü
2004 – 2006	7.Bak.Mrk.K.lığı	Teknik Müdür
1988 – 2004	Kara Harp Okulu	Öğretim Görevlisi
1986 – 1988	1100.Ord.Ağ.Bak.Fab.	Bölüm Amiri

Yabancı Dil

İngilizce

Hobiler

Yüzme, yürüyüş