İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

AÇIK TEKERLEKLİ TEK KOLTUKLU BİR SPOR OTOMOBİLİN TASARIMI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Onur KARACA

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Programı

Aralık 2017

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

AÇIK TEKERLEKLİ TEK KOLTUKLU BİR SPOR OTOMOBİLİN TASARIMI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Onur KARACA
503131716

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Programı

Tez Danışmanı: Öğr. Gör. Dr. Orhan Atabay

Aralık 2017

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503131716 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Onur KARACA, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı "AÇIK TEKERLEKLİ TEK KOLTUKLU BİR SPOR OTOMOBİLİN TASARIMI" başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı :	**Öğr. Gör. Dr. Orhan ATABAY** İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
Jüri Üyeleri :	**Prof. Dr. Ahmet GÜNEY** İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
	Doç. Dr. Tarkan SANDALCI Yıldız Teknik Üniversitesi	.....

Teslim Tarihi : 17 Kasım 2017

Savunma Tarihi : 13 Aralık 2017

Eşime ve aileme,

ÖNSÖZ

Yapılan bu çalışmada açık tekerlekli spor bir otomobil boş kâğıttan belli kriterler altında tasarlanmıştır. Tasarlanan otomobilin konsepti belli bir müşteri hedef kitlesinden yola çıkarak oluşturulmuştur. Taşıtın tasarımsal öğeleri bu konsept bağlamında gerçekleştirilmiştir.

Tasarlanan taşıt Adams/Car yazılımında çalıştırılmış ve böylece taşıtın seyir özellikleriyle birlikte yol tutuş performansı gözlemlenmiştir. Ayrıca taşıtın mukavemet açısından belli yükler altındaki davranışı incelenmiş olup, aerodinamik analizlerle taşıta etkiyen aerodinamik sürüklenme ve yere basma kuvvetleri tespit edilmiştir. Çalışmanın sonucunda belli bir tasarım plânlamasına sahip oldukça tutarlı bir taşıt modeli ve göze hoş gelen tasarıma sahip bir spor otomobil ortaya çıkmıştır.

Bu tez çalışmasının hazırlanmasında hiçbir zaman desteğini esirgemeyen ve karşılaşılan her çıkmazda yol gösteren tez danışmanım Öğr. Gör. Dr. Orhan Atabay'a, başta ailem ve eşim olmak üzere beni bu süreçte destekleyen herkese çok teşekkür ederim.

Aralık 2017 Onur KARACA

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ ..... **vii**
İÇİNDEKİLER ..... **ix**
KISALTMALAR ..... **xi**
SEMBOLLER ..... **xiii**
ÇİZELGE LİSTESİ ..... **xv**
ŞEKİL LİSTESİ ..... **xvii**
ÖZET ..... **xxiii**
SUMMARY ..... **xxv**
1. GİRİŞ **1**
1.1 Amaç 1
1.2 Motivasyon 1
1.3 Literatür Özeti 2
2. ARAÇ TASARIMINA GİRİŞ **9**
2.1 Taşıt Tasarımında Süreçler ve Başlıca Tasarım Öğeleri 9
2.1.1 Taşıt Sınıfları ve Çeşitli Örnekler [14] 11
2.2 Tasarım Özü (Design Brief) 15
2.2.1 Tasarım Kriterleri 15
2.2.2 Hedef Kitle Çalışması 16
2.2.3 Benchmark 17
2.2.4 İlk Tasarım ve Araç Paketleme Çalışmaları 23
3. TAŞIT DİNAMİĞİNE DAİR ÖNEMLİ KRİTERLER **27**
3.1 Lastik Mekaniği 27
3.2 Genel Taşıt Denklemi ve Seyir Dirençleri 33
3.3 Taşıt Ağırlık İlişkisi ve Yük Transferleri 36
3.4 Süspansiyon ve Direksiyon Geometrileri 47
3.5 Aerodinamik Hususlar 61
4. ARAÇ MODELLEME **73**
4.1 Şasi Strüktürünün Yapılanması 73

4.2 Gövde Geometrisinin Oluşturulması 77
4.3 Süspansiyon, Direksiyon ve Tekerlek Geometrilerinin Oluşturulması 83
4.4 Motor Arz Eğrileri ve Testere Dişi Diyagramları 95
4.5 Fren Sistemi 97
5. ANALİZ VE SİMÜLASYONLAR 99
5.1 Şasi Mukavemet Analizi 99
5.2 Aerodinamik Analiz 104
5.2.1 Ön Kanat Aerodinamik Davranışı 106
5.2.2 Arka Kanat Aerodinamik Davranışı 108
5.2.3 Aracın Genel Sürüklenme Direnci ve Aerodinamik Sonuçlar 109
5.3 Taşıt Dinamiği Açısından Analiz 111
5.3.1 Adams/Car Yazılımında 'Template', 'Subsytem' ve 'Assembly' Oluşturma 111
5.3.2 Aracın Adams/Car Yazılımında Modellenmesi 114
5.3.3 Taşıt Karakteristiği İncelemesi 119
5.3.4 İvmelenme ve Frenleme Performansı 127
5.3.5 Adams/Smart Driver İncelemesi 129
5.3.6 Belli Bir Parkur Kesiminde Aracın Tur Analizi 130
5.3.7 'Four Poster Test Rig' Üzerinde Şasi Salınımları İncelemesi 136
6. SONUÇ VE YORUMLAR 141
6.1 Teze Genel Bakış ve Elde Edilen Çıktılar 141
6.2 İleriye Dönük Çalışma Önerileri 142
KAYNAKLAR 145
ÖZGEÇMİŞ 149

KISALTMALAR

CATIA	:Conception Assistée Tridimensionelle Interactive Appliqué
	:(Üç Boyutlu İnteraktif Tasarım Yazılımı)
ADAMS	:Automated Dynamic Analysis of Mechanical Systems
ISO	:International Organization for Standardization

SEMBOLLER

$\mathbf{F_x}$	: Doğrusal tahrik kuvveti
$\mathbf{F_R}$	: Yuvarlanma direnci
$\mathbf{F_L}$	: Aerodinamik direnç
$\mathbf{F_{st}}$	: Yokuş direnci
$\mathbf{F_B}$	: İvme direnci
$\mathbf{m_R}$	: Tekerlek kütlesi
$\mathbf{J_R}$	: Tekerlek atalet momenti
$\boldsymbol{\varphi_R}$	: Tekerlek açısal hızı
R	: Tekerlek dinamik yarıçap
r	: Tekerlek statik yarıçap
e	: Hareket halindeki merkezle statik merkez farkı
$\boldsymbol{\Phi}$	: Spektrum yoğunluğu
$\boldsymbol{\Omega}$	: Yol dairesel frekansı

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1: Benchmark Çalışması Karşılaştırma Tablosu..... 22
Çizelge 4.1: Kullanılan Profilin Değerleri [39]. 76
Çizelge 4.2: Kullanılan Lastikleri Değerleri [17]. 78
Çizelge 4.3: Fren Sistemi Değerleri [41] 98
Çizelge 5.1: Şasi Modal Frekans Değerleri. 103
Çizelge 5.2: Analiz İçin Başlangıç ve Sınır Şartları. 106
Çizelge 5.3: Ön Kanat Aerodinamik Değerleri..... 107
Çizelge 5.4: Arka Kanat Aerodinamik Değerleri 108
Çizelge 5.5: Ön ve Arka Akstaki Yay Serbestlikleri. 115
Çizelge 5.6: Adams Yazılımında Fren Sistemi Değerleri..... 117
Çizelge 5.7: Başlangıç ve Sınır Şartları. 131
Çizelge 5.8: Araç Parametrelerinde Yapılan Değişiklikler..... 132
Çizelge 5.9: Kat Edilen Mesafelerin Karşılaştırılması. 133
Çizelge 5.10: Taşıtlar İçin Hız Profilleri Karşılaştırması. 135
Çizelge 5.11: Yol Sınıflandırmaları..... 138

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1: Tasarım Süreci Şablonu. 10
Şekil 2.2: Mikro Otomobil Örneği. 11
Şekil 2.3: Ekonomi Sınıfı Otomobil Örneği. 12
Şekil 2.4: Lüks Otomobil Örneği. 12
Şekil 2.5: Spor Otomobil Örneği. 13
Şekil 2.6: Minivan Örneği. 13
Şekil 2.7: SUV Örneği. 14
Şekil 2.8: Kamyonet Örneği. 14
Şekil 2.9: Ticari Van Örneği. 15
Şekil 2.10: Caterham 7 160 [25]. 18
Şekil 2.11: Caterham 7 160 [25]. 18
Şekil 2.12: Morgan 3 Wheeler [26]. 19
Şekil 2.13: Morgan 3 Wheeler Şasi İmâlatı [26]. 19
Şekil 2.14: Volkicar [27]. 20
Şekil 2.15: VUHL 05 Alüminyum Şasi [28]. 21
Şekil 2.16: VUHL 05 [28] 21
Şekil 2.17: BAC Mono [29]. 22
Şekil 2.18: İlk Tasarım Çalışmaları. 23
Şekil 2.19: İlk Paketleme Fikirleri. 24
Şekil 2.20: Konsept Çizim Çalışmaları. 25
Şekil 3.1: Lastik Eksen Takımı [7]. 27
Şekil 3.2: Lastik Kayma Olayı [6]. 28
Şekil 3.3: Farklı Lastik Türlerinin Oluşturduğu Tutunma Katsayıları [6]. 29
Şekil 3.4: Çapraz Hareket Açısı ve Lastiğin Doğrultusu [6]. 30
Şekil 3.5: Harket Hâlindeki Lastikte Oluşan Kuvvet Profili [7]. 30
Şekil 3.6: Doğrusal Kaymaya Karşı Üretilen Tahrik Kuvveti [7]. 31
Şekil 3.7: Lastik Maksimum Tahrik Çemberi [6]. 32
Şekil 3.8: Viraj Alma Sırasında Lastiğin Ürettiği Kuvvetler [6]. 32
Şekil 3.9: Lastik Bazında Hareket Denklemleri [15]. 33

Şekil 3.10: Lastik Bazında Hareket Denklemleri [15]. 34
Şekil 3.11: Doğrusal Taşıt Denklemi Modeli [15]. 34
Şekil 3.12: Süspansiyon Yalpa Hareketi, Ani Dönme ve Yalpa Merkezi [6] 38
Şekil 3.13: Anti-Dive ve Anti-Squat Hareketleri. 41
Şekil 3.14: Lastiğin Yanal Kuvvet Oluşturma Potansiyeli. 43
Şekil 3.15: Yanal Yük Transferi Altında Tekerlek Hareketleri [6]. 44
Şekil 3.16: Yalpa Merkezinin Yüksekliğinin Neden Olduğu Kaldırma [6]. 45
Şekil 3.17: 6 Dereceli Lastik Serbestliği 48
Şekil 3.18: Çift A Kollu Süspansiyon Örneği [6]. 48
Şekil 3.19: Çift A Kollu Asılış [6] 49
Şekil 3.20: Salıncak Kolu [6]. 49
Şekil 3.21: Aynı Uzunlukta Paralel Kolların Hareketi [6]. 50
Şekil 3.22: Eşit Uzunlukta Olmayan Kolları Hareketleri 51
Şekil 3.23: Eşit ve Paralel Olmayan Kolların Durumu [6]. 52
Şekil 3.24: Ön Tekerlek Düzeni [5]. 54
Şekil 3.25: Süspansiyon Kollarını Oluşturmak İçin Kullanılan Baz Noktalar [5]. 57
Şekil 3.26: Süspansiyon Kollarının 3B Şekilde Kesişmesi [5]. 58
Şekil 3.27: Ackermann Direksiyon Geometrisi [6]. 59
Şekil 3.28: Formula 1 Aracı ve Ters Ackermann 59
Şekil 3.29: Tekerlek Hareketi vs. Toe Açısı. 60
Şekil 3.30: Tekerlek Hareketi vs. Toe Açısı [5]. 61
Şekil 3.31: Sırasıyla Çeper Kayması ve Basınç Direnci [16]. 62
Şekil 3.32: Bazı Şekillerin Sürüklenme Direnç Katsayıları [32]. 63
Şekil 3.33: Sınır Tabakada Akış Ayrılması [5]. 64
Şekil 3.34: F1 Aracında Sidepod Girişindeki Vorteks Jeneratörü [33]. 65
Şekil 3.35: Kanat Profili Etrafındaki Kuvvet Dağılımı [6]. 66
Şekil 3.36: Farklı Pistler İçin Geliştirilen Kanat Profilleri [34]. 67
Şekil 3.37: Kanat Stol Durumu [35]. 68
Şekil 3.38: Eklenen 2. Kanatla Beraber Akışın Ayrılmaması [35]. 68
Şekil 3.39: Ground Efekt [35]. 69
Şekil 3.40: Difüzör. 69
Şekil 3.41: Difüzör. 70
Şekil 3.42: Y250 Vorteksinin Oluşması. 71
Şekil 4.1: F1 Aracı Monokok Gövde Kesiti [36]. 74
Şekil 4.2: F1 Aracı Monokok Gövde [37]. 74

Şekil 4.3: Bac Mono Uzay Kafes Şasi [38]. 75
Şekil 4.4: BAC Mono Şasi Motor Bağlantısı [38]. 75
Şekil 4.5: Tasarlanan Şasinin Resmi. 76
Şekil 4.6: Tasarlanan Şasinin Bölümleri. 77
Şekil 4.7: Şasi ve Diğer Elemanların Montaj Resmi. 78
Şekil 4.8: Tasarlanan Gövdenin Resimleri. 79
Şekil 4.9: Pushrod İçin Kullanılan NACA 0024 Profili. 80
Şekil 4.10: Aerodinamik Kanat Profili [40]. 80
Şekil 4.11: CAESES Yazılımında Tasarlanan Arka Kanat Profili. 82
Şekil 4.12: Tasarlanan Ön Kanat Profili. 83
Şekil 4.13: Kingpin Açısı ve Scrub Radyus. 84
Şekil 4.14: Kaster Açısı ve Mesafesi. 85
Şekil 4.15: Ön Düzen Geometrisi. 86
Şekil 4.16: Ön Süspansiyonun Yandan Ayarlanması. 87
Şekil 4.17: Baz Noktaların Üstten Görünümü. 88
Şekil 4.18: Baz Noktaların Önden Görünümü. 89
Şekil 4.19: Süspansiyon Sisteminin Resmi. 89
Şekil 4.20: Pushrod Kol Oranı. 90
Şekil 4.21: Adams/Car Yazılımında Ön Süspansiyon Modeli. 91
Şekil 4.22: Yalpa Merkezi Dikey Hareketi. 91
Şekil 4.23: Ani Dönme Yarıçapı. 92
Şekil 4.24: Yalpa Merkezi Dikey Hareketi. 93
Şekil 4.25: Tekerleğin Dikey Hareketine Karşılık Kamber Açısı. 93
Şekil 4.26: Tekerleğin Dikey Hareketine Karşılık Toe Açısı 94
Şekil 4.27: Paralel Ackermann Doğrulaması. 94
Şekil 4.28: Motor Güç ve Tork Eğrileri. 96
Şekil 4.29: Testere Dişi Diyagramı. 96
Şekil 4.30: Taşıt Hızı ve Güç Arasındaki Bağıntı. 97
Şekil 4.31: Tekerleğe Aktarılan Tork. 97
Şekil 5.1: Burulma Rijitliği Test Düzeneği [9]. 99
Şekil 5.2: Şasi Analizi İçin Yapılan Ağ Takımı. 100
Şekil 5.3: Şasi Profillerinin Kaynak Tanımlaması. 100
Şekil 5.4: Şasi Burulma Rijitliği Analizi İçin Verilen Yükler. 101
Şekil 5.5: Von Misses Gerilmeleri. 101
Şekil 5.6: Burulmaya Maruz Kalmış Şaside Uzama Miktarları. 102

Şekil 5.7: Eğilme Hareketine Maruz Kalmış Şasi İçin Von Misses Gerilmeleri..... 102
Şekil 5.8: Eğilme Hareketine Maruz Kalmış Şasi İçin Uzama Miktarları..... 103
Şekil 5.9: 1. Modda Görülen Von Misses Gerilmeleri. 104
Şekil 5.10: Aerodinamik Rüzgâr Tüneli Analizi İçin Oluşturulan Ağ. 105
Şekil 5.11: Ön Kanat Basınç Profili..... 106
Şekil 5.12: Formula E Mahindra Takımının Ön Kanadı [42]..... 107
Şekil 5.13: Arka Kanat Basın. Profili. 108
Şekil 5.14: Akış Çizgileri..... 109
Şekil 5.15: Akış Çizgileri..... 110
Şekil 5.16: Akış Çizgileri..... 110
Şekil 5.17: Adams Yazılım Dosyaları Arasındaki Hiyerarşi. 112
Şekil 5.18: Template Orijin Noktası. 113
Şekil 5.19: Ön Süspansiyon Hardpoint Listesi. 113
Şekil 5.20: Kullanılan Damperin Yük Grafiği [18]. 116
Şekil 5.21: Taşıt Assembly Modeli..... 118
Şekil 5.22: Taşıt Assembly Modelinin Önden Görünümü. 118
Şekil 5.23: Taşıt Assembly Modelinin Üstten Görünümü..... 119
Şekil 5.24: Ağırlık Merkezinin Y Ekseninde X Eksenine Göre Kat Ettiği Mesafe. 121
Şekil 5.25: Ağırlık Merkezinin Y Ekseninde X Eksenine Göre Kat Ettiği Mesafe. ... 122
Şekil 5.26: Direksiyon Simidi Sapma Açısına Karşılık Yanal İvme ve Savrulma Açısı. . 123
Şekil 5.27: Yanal İvme Sonucu Oluşan Yük Transferinden Ötürü Lastikteki Düşey Yük Azalması. 123
Şekil 5.28: Ağırlık Merkezinin Y Ekseninde X Eksenine Göre Kat Ettiği Mesafe. 124
Şekil 5.29: Az Döner Etkiyi Ani Dönme Merkeziyle Açıklayan Durum [6]. 125
Şekil 5.30: Yanal İvmeye Karşılık Direksiyon Simidi Sapma Açısı. 126
Şekil 5.31: Orijinal Taşıt, Ön Aks Stabilizatörü Eklenmiş Taşıt, Ön Kanat Eklenmiş Taşıt arasındaki Direksiyon Simidi Sapma Açısı Farkları. 126
Şekil 5.32: Seyir Davranışlarını Tekerlek Kuvvetlerinin Ağırlık Merkezi Etrafında Yaptıkları Moment Olarak Gösteren Durum [6]. 127
Şekil 5.33: 0-100 km/h Tesi..... 128
Şekil 5.34: Taşıt Durma Mesafesi..... 128
Şekil 5.35: Taşıt Durma Zamanı. 129
Şekil 5.36: Adams/ Smart Driver Çalışma Prensibi. 129
Şekil 5.37: Taşıtın Sürüldüğü Parkur..... 131
Şekil 5.38: Lastik Faktörlerinin Kuvvet Oluşturma Üzerine Etkileri [22]. 132

Şekil 5.39: Orijinal Araç ve Lastikleri İyileştirilmiş Aracın Yanal İvme Performansları Karşılaştırması. 134
Şekil 5.40: Orijinal Araç ve Lastikleri İyileştirilmiş Aracın Kayma Açısı Karşılaştırması. 134
Şekil 5.41: Şikan Manevrasının Yol Profili. 135
Şekil 5.42: İvme Performansları Karşılaştırması. 136
Şekil 5.43: Four Poster Test Rig. 137
Şekil 5.44: Yol Pürüzlülüğü. 138
Şekil 5.45: Şasinin Düşey Yöndeki İvmeleri. 138
Şekil 5.46: FFT Diyagramı. 139
Şekil 5.47: Konfor Değerlendirmesi. 139

AÇIK TEKERLEKLİ TEK KOLTUKLU BİR SPOR OTOMOBİLİN TASARIMI

ÖZET

Tez kapsamı boyunca işlenecek konunun başlığı boş kâğıttan (blank sheet) başlanarak tek koltuklu spor amaçlı bir otomobilin tasarlanmasıdır. Bu minvalde işlenecek alt konu başlıkları belli bir sistematik içinde ele alınacak olup, tez çalışmasının sonucunda belli tasarım kriterlerine göre dizayn ana hatları belirlenmiş, özgün özelliklere sahip, mühendisliğinin temel aşamaları işlenerek tariflenmiş tek koltuklu spor amaçlı bir otomobil tasarımı çıktısı elde edilecektir.

Öncelikle tasarlanacak olan aracın mevcut benzer otomobillerin bulunduğu pazardaki konumu işlenecektir. Aracın hitap edeceği hedef kitlenin seçiminden sonra bu hedef kitleye özgü tasarım kriterleri belirlenecektir. Aracın olması planlanan pazardaki mevcut diğer örnek arabalar üzerinde yapılacak olan benchmark çalışmalarının da katkısıyla, bu tasarım kriterleri mühendislik alt yapısı ile işlenmeye çalışılacaktır. Tasarım kriterlerinin belirginleşmesinin akabinde belli taşıt öğeleri ilk paketleme çalışmaları kapsamında araç üzerinde konumlandırılacaktır. Bu başlıca taşıt öğeleri şu şekildedir:

a. Gövde,
b. Şasi,
c. Süspansiyon,
d. Direksiyon,
e. Tahrik Organı,
f. Yük Kapasitesi,
g. Sürücü

Tasarım kriterlerinin ve taşıt öğelerinin konumunun belirlenmesinin ardından literatürden alınan bilgiler ışığında aracın tasarımına başlanacaktır. Spor bir otomobil tasarlanacağı için şasi tasarımında öncelikli hedef burulma rijitliği yüksek bir tasarım meydana getirmektir. Tübüler çelik profilden olması planlanan şasi aynı zamanda mümkün olduğu kadar hafif olarak tasarlanacaktır.

Gövde tasarımı için hedef müşteri kitlesinin beklentileri çok önemlidir. Dolayısıyla pazar içinde rekabet etme kapasitesi yüksek bir araç tasarımı üzerinde durulacaktır. Aerodinamik açıdan hem hedef kitlenin belirlediği tasarım kriterlerinin getirdiği fiziki sınırlar göz önünde bulundurulacak hem de düşük aerodinamik dirence sahip bir tasarım üzerinde çalışılacaktır. Aynı zamanda araç için bir ön ve bir de arka kanat tasarımı gerçekleştirilecektir. Bu kanatların yaratacağı yere basma kuvveti ilerleyen aşamalarda analiz edilecektir.

Süspansiyon sistemi tasarımı ile direksiyon sistemi tasarımı bir arada ele alınacaktır. Tasarlanacak olan taşıt bir spor otomobil olduğundan yaygın süspansiyon tipi olan çift A kollu asılış üzerinde durulacaktır. Alt ve üst salıncak kolları literatürden elde edilecek bilgiler ışığında tasarlanacaktır. Yük transferleri etkisinde lastikten

maksimum verimi alabilmek adına süspansiyon tasarımı ve lastik seçimi detaylıca irdelenecektir. Direksiyon sistemi tasarımı da tekerleğin düşey hareketi esnasında toe açısının değişimini minimum düzeyde yapacak şekilde tasarlanacaktır. Tek koltuklu bir spor otomobil tasarlanacağı için aracın tek kişilik olması hedeflenmektedir. Dolayısıyla yolcular için ayrıca bir hacim üzerinde çalışılmayacak olup yine aynı sebeplerden ötürü belirli bir bagaj hacmi de oluşturulmayacaktır.

Aracın üç boyutlu olarak tasarlanmasının akabinde hesaplamalar kısmına geçilecektir. Bu aşamada ağırlıklı olarak Adams/Car yazılımında koşulacak simülasyonlar işlenecektir. Öncelikle, şasi tasarımı sırasında hedeflenen buruma rijitliğine erişilip erişilmediği kontrol edilecek olup aynı zamanda şasi üzerinde statik mukavemet hesapları da yapılacaktır. Bu çalışmalara paralel olarak aracın aerodinamik karakteristiği de incelenecek olup sürüklenme ve kaldırma katsayıları bulunacaktır. Aynı zamanda ön ve arka kanadın oluşturduğu yere basma kuvveti ve araç üzerinde momentleri yerel olarak hesaplanıp Adams/Car modeline entegre edilecektir. Bu sayede bu yere basma kuvvetlerinin araç dinamiğinde nasıl katkı vereceği genel anlamda belirlenmiş olunacaktır.

Adams/Car yazılımında oluşturulan araç modelinin alt sistemlerinin büyük bir kısmı yazılım içinde baştan tanımlanacaktır. Oluşturulan taşıt tasarımına ait özgün "template"ler ve "subsystem"ler meydana getirilecektir. Daha sonrasında modellenen bu geometriler bir araç assembly klasörü altında birleştirilecektir. Bahsi geçen kısımda yazılıma ait bu teknik terimler detaylı olarak açıklanacaktır. Oluşturulan bu araç modeli yazılım içinde tanımlanan bir sürücü tarafından belli bir parkur üzerinde koşturulacaktır. Bir turun tekraren sürülmesi olarak hedeflenen çalışma sırasında araç modeli üzerinde gerçekleştirilecek değişimler hem kendi içlerinde hem de kümülatif olarak karşılaştırılacak olup araç seyir özelliklerine dair etkileri irdelenecektir. Bunun yanı sıra araç Adams/Car yazılımının içinde sanal olarak bir 'four-poster test rig' üzerine konumlandırılacak, belli bir yol uyarısında ortaya çıkacak tekerlek ve gövde salınımları da incelenecektir. Tüm bu analizler aracın gerçek hayattaki performansının bir göstergesi olacaktır.

Tezin kapanış kısmında tasarlanan aracın hem tasarımsal açıdan hem de taşıt dinamiği açısından elde ettiği sonuçlar etraflıca açıklanacak ve tartışılacaktır. Yapılan çalışmanın yanında ileriye dönük olarak eklenebilecek çalışmalardan bahsedilecek olup, çalışma kapsamında belirli bir altyapı yönergesi oluşturulmaya çalışılacaktır.

DESIGN OF AN OPEN WHEEL SINGLE SEATER SPORTS CAR

SUMMARY

Today, evaluating automobile product in pure sense is an incomplete point of view. Especially as a result of the internet taking place in every area of life and as a result of changes in consumption habits, user want to see their expectations in the car product as well. Cars are no longer sold under 'charm' or 'eye catching design'. The car, which has embraced the dream of people and is a symbol of a status, is now being studied more carefully by the users. The automobile ,s now bieng explored in the light of some of the following terms:

- Extra urbanization
- Traffic congestion
- Air pollution and ecological instability
- Security problems
- Park problem
- Fatal traffic accidents

Nowadays, producers are taking measures to overcome these drawbacks when designing and marketing their vehicles. Smaller sized car designs are taking place on the market to overcome traffic congestion problems. Moreover, the presence of driver assistant systems is piling up in most automobile advertisements in order to avoid traffic accidents. Along with this, changing consumption habits in target groups also put pressure on those who design vehicles. Consumers substitute other items for consumption needs related to automobile purchase. For example, the couples can spend their automobile investment in travel expenses to various destinations around the world. Thanks to the development of the internet, the consumers are able to use the car in the city for everyday needs, much cheaper by means of increased vehicle sharing applications. Because of these parameters, the designers have to think their design ideas to compromise all of these expectations.

The subject of the thesis is to design a single seater sports car starting with a blank sheet. Subtitles to be worked on this work will be handled in a systematic way and as a result of the thesis work, the design outlines will be determined according to certain design criteria and a single seater sports design will be achieved with the basic features of the vehicle engineering with unique characteristics.

The main motivation is to apply the entire education knowledge while working on the thesis. Nowadays, a Turkish automobile subject is trend topic subject. But, there is a misunderstood subject that the approach to a new automobile design is not conceptual. Because a concept car is known as a car which has a futuristic point of view. However, a new car should be designed on a concept. The concept word defines the whole design idea of this new designed car. This conceptual study is primarily based on the target audience. On this concept, the car's performance and other criteria are built and a car design is revealed. The motivation to use throughout the thesis is to explore the design

of a vehicle in a certain systematic way by touching the stages of automobile design processes.

Firstly, the position of the vehicle which will be designed, will be handled in the market where the existing similar cars are located. Following the selection of the target market to be addressed by the vehicle, specific design criteria will be determined according to this target market The design criteria will be tried to be processed by the engineering infrastructure, with the contribution of the benchmark work which will be done in the market where the planned vehicle is located with the other existing sample vehicles. Following the determination of the design criteria, certain vehicle parts will be positioned on the vehicle package. These are the main parts of a vehicle:

a. Body,
b. Chassis,
c. Suspension System,
d. Steering System,
e. Powertrain,
f. Driver,
g. Luggage

After the design criteria and the location of the vehicle parts are determined, the design of the vehicle will start according the knowlegde from the litterature. The primary goal in chassis design is to realize high stiff torsional stiff rigidity; because of the design of a sports car The chassis, which is designed with tubular steel profiles, will also be designed as light as possible at the same time.

The expectations of the potential customers are very important to design the car body. Therefore, the main goal is to design a vehicle which can compete in the target market. In terms of aerodynamics, both the physical limits imposed by the design criteria determined by the target market will be considered and requirement of low aerodynamic resistance will guide to design process. At the same time, a front and a rear wing will be designed for the vehicle. The downforce which is created by these wing will be analyzed at later stages.

The suspension system and the steering system design will be considered together. Since the vehicle to be designed is a sports car, the double wishbone suspension which is common for sports cars will be emphasized. The upper and lower swing arms will be designed according to information obtained from the literature. Suspension design and tire selection will be studied in detail in order to obtain maximum efficiency from the tire performance under the load transfer effects. The steering system design will also be designed to minimize the change in toe angle during vertical wheel movement. A single-seater sports car will be designed so that the vehicle should be for a single person. Therefore, a volume will not be worked on for the passengers, and a specific luggage volume will not be created due to the same reasons.

After the vehicle is designed in three dimensions, the calculations phase will be followed. At this stage, simulations will be carried out predominantly in Adams / Car software. First, the target rigidity value will be controlled during the frame design and at the same time static strength calculations will be made for the frame. In parallel with these studies, the aerodynamic characteristics of the vehicle will be examined and the drag and the lift coefficients will be found. At the same time, the force generated by the front and rear wing and the moments on the vehicle will be calculated locally and these values are integrated into the Adams / Car model. In this way, it will be

determined in general terms how these downforces will contribute to vehicle dynamics.

Most of the subsystems of the vehicle model created in Adams / Car software will be defined from blank sheet in the software. The original "templates" and "subsystems" are made for the vehicle design. After this process, subsystems are integrated into a assembly file. These technical terms will be explained in detail further. This vehicle model will be driven by the Smart Driver onto a spesific circuit The changes that will be made on the vehicle model during the study will be compared both internally and cumulatively and the effects on vehicle cruise characteristics will be examined. In addition to this, the vehicle will be positioned on a 'four-poster test rig' and the wheel and body oscillations that will occur in a given road excitations will also be examined. All these analyzes will be a demonstration of the real life performance of the vehicle.

At the final section of the thesis work, the results which will be obtained from both the design process and the vehicle dynamics analysis will be explained and discussed. Future research topics will be explained according to these results. Therefore, these future topics will create a spesific infrastructure for reasearchers.

1. GİRİŞ

1.1 Amaç

Bu çalışmanın ana amacı belli bir sınıftaki otomobili pazardaki karşılığına uygun olarak tasarlayarak taşıt dinamiği açısından temel özelliklerini ortaya çıkarmaktır. Bu amaca hizmet edecek şekilde gerekli literatür çalışmasının yapılıp güvenilir teknik bir altyapıya oturan bir otomobil ortaya çıkarmak ana hedeftir. Çalışmaların belirli bir sistematiğe sahip olacak şekilde ilerlemesi ve konuya dair temel analiz sonuçlarının elde edilmesi hedeflenmektedir. Çalışmada benzer konu üzerine araştırma yapmak isteyen araştırmacılar için güvenilir bir altyapı oluşturulması da yine amaçlanmaktadır.

1.2 Motivasyon

Tez konusu belirlenirken ve tez kapsamı hakkında çalışılırken yararlanılan motivasyon belli bir tür otomobilin kitabi bilgiler ışığında ve mühendislik eğitimi boyunca alınan eğitimin gerektirdiği ölçütler içinde tasarlanacak olmasıdır. Ülkemizde son yıllarda önemli bir trend olan yerli otomobil tartışmalarında görülen en büyük eksiklik genellikle otomobil tasarımına kavramsal yaklaşılmamasıdır. Konsept araç tasarımı denilince akla gelen ilk fikrin fütüristik görünüme sahip ilginç araç tasarımı olması bundaki en önemli etkendir. Aslında doğru olan fikri altaypı ise, her arcın belli bir konsept dahilinde tasarlanmakta olduğudur. Kelime karşılığı olarak da konsept bir kavram demektir. Dolayısıyla her aracın doğasında bir kavramlar topluluğu yatmaktadır. Bu kavramsal çalışma da öncelikle aracı kullanacak hedef kitle göz önünde bulundurularak oluşturulmaktadır. Bu kavram üzerine aracın performans ve diğer kriterleri inşa edilip ortaya bir otomobil tasarımı çıkmaktadır. Tez boyunca kullanılacak motivasyon, otomobil tasarım süreçlerinin safhalarına dokunarak belli bir sistematik içinde bir araç tasarımının ortaya çıkarılmak istenmesidir.

1.3 Literatür Özeti

Literatür özeti oluşturulurken iki genel başlık üzerinde durulmuştur.

1. Mevcut otomotiv pazarı hakkında değerlendirmeler
2. Araç performansı üzerine teknik incelemeler

Mevcut otomotiv pazarı incelenirken günümüzde bir otomobil tasarlarken hangi hususların göz önünde bulundurulduğu üzerinde durulması planlanmaktadır. . Aynı zamanda otomotiv tasarımında güncel tasarım örnekleri hakkında okuyucuya bilgi verilmesi amaçlanmaktadır.

İkinci grup literatür araştırmasında ise araç performansı üzerinde durulmuştur. Tasarım kriterleri belirlenmiş olan araçta mekanik altyapının nasıl olmasının gerektiğine dair kitabi bilgiler üzerinde durulması hedeflenmektedir. Tez kapsamında tasarlanması planlanan otomobilin bir spor otomobil olduğu göz önünde bulundurulduğunda, mekanik öğelerin geometrilerinin belli bir sistematik içinde olması gerekmektedir.

Günümüzde otomobil ürününü salt anlamda kendi başına değerlendirmek eksik bir bakış açısıdır. Özellikle internetin hayatın her alanında yer alması sonucunda ve tüketim alışkanlıklarına meydana gelen değişiklikler sonucunda kullanıcılar beklentilerini otomobil ürününde de görmek istemektedirler. Otomobiller artık ‘cazibe’ veya ‘göz alıcı tasarım’ başlıkları altında satılamamaktadır. Geçmişten beri gelen yerleşik algıda insanların hayalini süsleyen ve statü sembolü olan otomobil artık kullanıcılar tarafından daha fazla titizlikle incelenmektedir. Otomobil günümüzde aşağıdaki bazı terimlerin ışığında irdelenmektedir [1]:

a. Aşırı kentleşme
b. Trafik sıkışıklığı
c. Hava kirliliği ve paralelinde ekolojik dengesizlikler
d. Petrol yataklarındaki rezerv sıkıntısı
e. Güvenlik sorunları
f. Park sorunu
g. Ölümcül trafik kazaları

Günümüzde üreticiler araçlarını tasarlarken ve onları pazarlarken bu olumsuzlukları kaldıracak önlemleri göz önünde bulundurmaktadırlar. Aşırı kentleşme ve akabinde

meydana gelen trafik sorununun üzerinden daha ufak ebatlı otomobil tasarımları pazarda yerini almaktadır. Yine aynı şekilde düşünüldüğünde trafik kazalarının önüne geçebilmek adına sürücü asistanlarının varlığı çoğu otomobil reklamında göze çarpmaktadır. Bunun yanı sıra hedef kitlelerdeki tüketim alışkanlıklarının değişimi de araçları tasarlayanların üzerinde bir baskı unsuru oluşturmaktadır. Tüketiciler otomobil satın almakla ilgili tüketim ihtiyaçlarını başka kalemlerle ikame etmektedirler. Örnek vermek gerekirse global anlamda iletişimin üst düzeyde hissedildiği günümüzde çiftler otomobil için harcayacakları yatırımları dünyanın çeşitli destinasyonlarına yapacakları gezi masraflarına kaydırabilmektedirler. İnternetin gelişmesi sayesinde artan araç paylaşım uygulamaları vasıtasıyla çok daha ucuz bir şekilde şehir içinde otomobili günlük ihtiyaçları için kullanabilmektedirler.

Özellikle gençler arasında otomobilin ürün olarak kapladığı değer önceki senelere oranla bir hayli düşüş yaşamaktadır. Bu durum özellikle gelişmiş ülkelerde ve otomobil piyasası anlamında belli bir doygunluğa ulaşmış ülkelerde kendini göstermektedir[2]. Japonya'da şu anda 40-50 yaşlarında olan insanlara eskiden öğrenci oldukları zaman hayatlarındaki öğelerin önem sırası sorulduğunda otomobil 7. sıradayken günümüz öğrencilerinde bu sıra 17 olarak gözükmektedir[2]. Almanya'da yapılan bir başka anket çalışmasında da her 5 gençten biri için otomobil hiçbir şey ifade etmemektedir[2]. Mercedes, BMW ve Audi gibi 'premium' otomobil markalarının bu ülkeden çıktığı düşünüldüğünde Alman gençlerin %30'u kendileri için diğer öncelikli harcamalar dururken (gezi,tatil, vs.) otomobile harcama yapmayı düşünmemektedir[2]. Aynı şekilde Fransa'da 1983 yılında 18-19 yaşlarındaki bireylerin %35'i ehliyet sahibiyken 2010 yılında bu oran %19'a düşmüştür[1].

Otomotiv sektöründeki bu daha az otomobil satın alma arzusunun altında yatan bir diğer önemli sebep de aşırı şehirleşmedir. Günümüzde dünyada yaşayan nüfusun yarısı kentlerde yaşamaktadır ve bu oran her geçen gün artmaktadır. 2050 yılında 9 milyar (%86'sı kent nüfusu) olması düşünülen nüfus göz önünde bulundurulduğunda kent nüfuslarının bu fazlalığı belli bir yaşam standardı oluşturmak için oldukça güçlük çıkaracaktır.

İnsanlar kentlerde kişisel zamanlarını geçirmek için daha az otomobil kullanmaktadır. Toplu taşıma imkânlarının gelişmesiyle birlikte otomobil kent hayatında gittikçe daha az yer tutmaktadır. Bu durum otomobil kullanımında bazı önemli değişikliklere yol açmıştır. Özellikle Avrupa'nın batısındaki şehirlerde araç paylaşımı sistemleri hızla

gelişmektedir. Araç paylaşım sistemleri bireyler arasında özel oluşumlarla olduğu gibi resmi kurumlar aracılığıyla da oluşturulabilmektedir. Buna verilebilecek en önemli örnek Paris'te Autolib isminde meydana getirilen oluşumdur. Daha önce Paris Belediyesi tarafından oluşturulan bisiklet paylaşımı Velib sisteminin bir benzeri otomobiller için gerçekleştirilmiştir. 2012 yılında şehir genelinde 1740 araçla gerçekleştirilen sistemde bireyler belli noktalardan abonelikleri sayesinde araçları alıp bırakabilmektedir. Bolloré marka bu otomobiller tamamen elektrikli olmakta olup aynı zamanda Fransa ve AB'nin daha temiz ve ekolojik kentler hedefleri için de önemli bir yer tutmaktadır[3].

Otomobilin popüler bir tüketim ürünü olmaktan çıkması sadece gençler arasında bir özellik olarak görülmemektedir. 2007 yılında Avrupa'da 15 milyon yeni araç satılmışken, 2013 yılında bu sayı 12 milyon olmuştur[1]. Gelişmiş ülkelerde artık kullanıcılar için otomobil bir statü sembolü olmaktan çıkmıştır. 1960'larda örnek aile yaşamı otomobil objesi etrafında şekillenirken günümüzde kadın ve erkeğin birlikte çalışma hayatında var olması sonucu kent içindeki kısıtlı zamanlarında otomobilin getirdiği çeşitli külfetlere (park sorunu, sigorta primleri, devletin koymuş olduğu çeşitli vergiler) katlanmak istememektedirler[1]. Gelişmiş ülkelerdeki tüketiciler, beyaz eşya, ev dekorasyonu veya seyahatleri için birikmiş sermayelerini harcarken otomobili ikinci plana atmaktadırlar. Aynı zamanda tüketici alışkanlıklarına yüksek oranda etkisi olan bilişim sektörünün yüksek teknolojiyle hızla gelişmesi sonrası toplum içinde farklı sosyal statü sembollerinin gelişmesi (iPhone sahibi olmak) otomobilin yerleşik, geleneksel statü sembolünü kaybetmesine neden olmuştur[1].

Mobilite kelimesi her geçen gün otomobil tasarımında daha önemli hâle gelmektedir. Otomobilin yarattığı ekolojik dengesizlikler ve yüksek şehirleşme oranları yüzünden otomobilin global ölçekte sürdürülebilir gereklilikler ve kişisel mobilite ihtiyaçlarını dengeli bir şekilde götürecek şekilde gelişmesi gerekecektir[1]. Elektrikli araçlar, sürücüsüz otomobiller, akıllı otomobiller gibi kavramlar otomobilin evrimindeki yeni aşamalardan olacaktır. Geleneksel üreticilerin yanı sıra diğer sektörlerdeki lider firmaların da (Google, Apple, Baidu, Über) sektöre getirdiği yeni bakış açıları sayesinde otomotiv sektöründe önemli gelişmeler yaşanmaktadır.

Elektrikli otomobillerin popülerliği günümüzde gittikçe artmaktadır. Yapılan araştırmalar 2025 yılında elektrikli otomobillerin yaklaşık %20-25'lik bir paya sahip olacağını göstermektedir. 2030 yılından sonra içten yanmalı motorla tahrik edilen

otomobillerin oranının %50'ye düşmesi beklenmektedir[4]. Günümüzde elektrikli otomobil adetleri ve model sayıları gün geçtikçe artmaktadır. Tesla Motors Company bu tarz otomobiller üreten firmalardan piyasa değeri en çok olan şirkettir. Piyasa değeri 48,7 milyar $'a ulaşan Tesla bu değeriyle Ford'u (45,6 milyar $) geride bırakmıştır. Bu rakamlar elektrikli otomobillerin sektör içinde önemli bir hâle geldiğini göstermektedir. Yüksek satış hedefiyle diğer Tesla modellerine nazaran daha düşük fiyatla satılması hedeflenen (35,000 $) Model 3, 31 Mart 2016'daki lansman tarihinden itibaren bir hafta içinde 325,000 adet ön sipariş almıştır [23]. Sektördeki bu atılım elektrikli otomobillerin diğer otomobillerle aynı satış fiyatlarında satılabileceğini göstermektedir. Fiat-Chrysler Automobiles – FCA'nın CEO'su Sergio Marchionne bu rezervasyon sayısının üstüne yaptığı açıklamada böyle bir şeyin gerçekleşmesinin zor olduğunu; ancak mümkün olduğunun ispatlanması hâlinde kendilerinin de 12 ay içinde böyle bir model üretebileceklerini söylemiştir[24].

Tesla'nın başarısına binaen Çin başta olmak üzere benzer yolları izleyen birçok elektrikli otomobil firması kurulmuştur. Bu firmaların en önemli iki örneği; Faraday Future ve NexTV'dir. İki firma da Çinli telekomünikasyon firmaları tarafından finanse edilen Amerika'da Silikon Vadisi merkezli firmalardır. Bu durum otomobilin geleceğinde birçok farklı sektörün bir araya gelerek çeşitli teknoloji alışverişleriyle yeni tür otomobiller tasarlayacağını göstermektedir. İki firma tarafından da lanse edilen araçlar 4. seviye olarak bahsedilen tam otonom otomobillerdir. Aynı zamanda sürücüsüz kullanıma imkân tanıyan bu teknolojiyle beraber 2020 yılından itibaren sürücüsüz otomobiller de yollarda yer bulacaktır. Yapılan araştırmalara göre günümüzde gelişmiş ülkelerde doğan çocukların kendi sürdükleri otomobillerinin hiçbir zaman olmayacağına dair otomobilin geleceğini etkileyecek tahminler mevcuttur[25].

Otomobil teknolojisindeki bu gelişmelerin yanı sıra daha önce bahsedilen global ekolojik dengesizlikler ve şehir hayatının getirdiği problemlerden ötürü otomobil tasarımında yapılacak yenilikler tahrik sistemlerinin nasıl olacağının yanı sıra üretim metotlarında da yeni gelişmeleri sağlayacaktır. Yine Çin sermayeli İtalya'da merkezi bulunan OS Vehicle firması gelecekte otomobillerin üretim metotlarına yenilikçi fikirler getirmektedir. Platform üretim metoduna yeni bir bakış açısı getiren firma otomobil üretmek isteyen yerli start-up firmalarına belli bir sabit platforma sahip yürür aksam şasiyi sağlayarak yeni start-upların AR-GE sürecine zaman ve para olarak fayda

sağlamayı amaçlamaktadır. OS Vehicle gerekli yatırımı aldıktan sonra 2017 yılı itibariyle bu platformu hayata geçirip, üretime başlamıştır. Aynı platform felsefesini Renault ile işbirliği yaparak Twizy şasisi üzerine uygulamak gibi bir çalışma da şirketin planları çerçevesinde mevcuttur. Üretim metotlarına değişiklik getiren firma da Amerikalı Local Motors firmasıdır. 2015 Detroit Autoshow Fuar'ında 48 saat içinde üç boyutlu yazıcıyla Strati ismini verdikleri aracı üretmişlerdir

Otomobil tasarımında göz önünde bulundurulması gereken bu noktaların yanı sıra teknik anlamda da hedef kitleye hitap edilecek performansa sahip bir otomobil ortaya çıkarmak gerekmektedir. Bu çalışma kapsamı boyunca tasarlanması hedeflenen otomobil, açık tekerlekli tek koltuklu üstü açık bir spor otomobil olacağından performans değerleri bu tür otomobillerin sahip olduğu teknik değerlere benzer olmalıdır. Literatür çalışması kapsamında özellikle bu tür araçların teknik incelemelerinin yapıldığı çalışmalar üzerinde durulmuştur. Yarış araçları dinamiği üzerine yapılmış olan incelemelerin yanı sıra çeşitli öğrenci proje çalışmalarında ki spesifik örnekler de incelenmiştir. Aynı zamanda tek koltuklu açık tekerlek araçların gelmiş olduğu en üst noktayı temsil eden Formula 1 araçlarının yapısı da araştırmalar sırasında oldukça önemli bir yer edinmiştir.

Belli bir parkurda veya normal yol şartlarında sürülecek olan bir spor otomobilde performans açısından dikkat edilecek ilk önemli nokta lastiklerden her daim en üst performansı alabilmektir. Hızlanırken, frenlerken, viraj alırken ya da bu manevraların hepsini karma bir şekilde uygularken lastiklerden elde edilecek doğrusal ve yanal kuvvetler aracın yol üstünde tutunmasını sağlayacak temel kuvvetlerdir. Dolayısıyla bu anlamda lastik mekaniğini kavramak ve de ona uygun şekilde aracın geri kalanını tasarlamak gerekmektedir.

Performans anlamında araçtan maksimumu alabilmek için lastiklerin her daim limitlerinde çalışabilmesi gerekmektedir. Aracın geri kalan kısımlarında yapılacak değişikliklerin bu limit değerleri aşağıya çekmemesi tasarım sırasında göz önünde bulundurulmalıdır. Doğrusal ve yanal yük transferleri bu limitlerde belirgin değişiklikler yaratmaktadır. Örnek vermek gerekirse arkadan tahrikli bir taşıt, sağa doğru bir viraja yüksek fren kuvvetiyle girerse doğrusal yöndeki yük transferinden ötürü ön akstaki lastiklerde bulunan düşey yük artacaktır. Aynı sebepten ötürü arka akstaki lastiklerde de düşey yük azalacaktır. Aynı zamanda yanal yük transferinden ötürü taşıtın viraj içindeki lastiklerin düşey yükleri de azalacaktır. Dolayısıyla sert bir

fren ivmesiyle sağa doğru viraja hızlı giren bir otomobilde arka sağ lastikler doyuma ulaşabilir. Bu sebepten ötürü arka lastiklerde oluşacak çapraz hareket açısı artacaktır. Belli bir noktadan sonra oluşan çapraz hareket açısı daha fazla yanal kuvvet üretemeyeceği için arka aksta kayma meydana gelecektir. Aşırı döner bir davranış sergileyecek olan taşıt viraj içinde arka akstan kayma yaşayacağı için sürücünün aracı kontrol etmesi imkansız hâle gelecektir. Ayrıca ön aksta bulunabilecek bir kanat profili de ön akstaki düşey yüklerin daha da artmasına ve arka akstaki düşey yüklerin daha da azalmasına yol açacaktır. Bu şekilde yüksek yere basma kuvveti oluşturan otomobillerde ön kanat arka kanada göre daha fazla yere basma kuvveti uygularsa bahsedilen sağa doğru viraj alma manevrası sırasındaki arka aksta meydana gelecek kayma miktarı daha da artacaktır. Dolayısıyla aerodinamik kuvvetler de belli bir denge gözeterek taşıta eklenmelidir. Eğer taşıtın ön akstan kayma yaşaması istenirse, ön akstaki toplam yanal yük oluşturma kapasitesinin azaltılması gerekmektedir. Bu durum stabilizatörler vasıtasıyla gerçekleştirilebilir. Ön aksa yerleştirilecek bir stabilizatör ön akstaki yanal yük transferini artıracaktır. Stabilizatörün sertliğiyle orantılı olan bu yük transferi artışı sonrası viraj dışındaki tekerlekte bulunan düşey yük miktarı artarken, iç taraftaki düşey yük de aynı oranda azalacaktır. Dolayısıyla bu sefer de ön akstaki iç tekerleklerin doyuma ulaşması gerçekleşebilir. Bunun gibi birçok faktör lastiklerin çalışmasını olumlu veya olumsuz etkileyebilmektedir. Tasarımcı bu noktada taşıt üzerindeki dikey yük oranını, doğru oranda belli bir denge gözeterek ayarlamalıdır [5-7].

Taşıtın mimari yapısı, taşıtın yol üstündeki performansını ve seyir özelliklerini etkilemektedir. Taşıtın gövde rijitliği yol tutuş performansına önemli derecede etki etmektedir. Burulma rijitliği düşük olan gövdeye sahip araçlarda taşıtın doğrusal ve yanal yük transferlerindeki davranışları sürücü tarafından öngörülemez. Zira gövdenin kendisi de bir yay-damper elemanı gibi çalışarak bu yük transferlerini engellemeye çalışmaktadır. Bu durum stabilite açısından sorun teşkil etmektedir [8-10]. Günümüzde normal binek sedan araçlarda burulma rijitliği 5500 Nm/derece ile 13500 Nm/derece arasında değerler almaktadır. Formula tarzı bir yarış otomobilinde bu değer 16500 Nm/derece gibi yüksek olmaktadır [5]. Tez çalışması kapsamında tasarlanacak olan otomobilin şasisi bu kavramlar göz önünde bulundurularak tasarlanacaktır.

Taşıtın yol üstü performansına ve yol tutuş özelliklerine etki eden bir diğer parametre de aerodinamik kuvvetlerdir. Özellikle spor ve yarış otomobillerinde aerodinamik

kuvvetlerin etkileri tasarımcılar tarafından sıklıkla kullanılmaktadır. Temel uygulamaların başında bir otomobile ön ve arka kanat profili ekleyerek yere basma kuvveti oluşturmak gelmektedir. 1960'ların başından beri uygulanan bu yöntem sayesinde taşıtların viraj alma performanslarında ciddi artışlar gözlenmektedir. Ancak burada gözden kaçırılmaması gereken önemli bir husus vardır. Eklenen bu parçalar yere basma kuvveti oluşturdukları kadar aracın aerodinamik direncini de artırmaktadırlar. Dolayısıyla eklenen her bir kanat profili düzlüklerde taşıtların maksimum hızını engellemektedir. Bu sebepten ötürü kanat tasarımı sırasında belli bir optimizasyon modeliyle yere basma kuvveti ve aerodinamik direnç kuvveti arasında bir ilişki kurulmaktadır [11]. Tasarımcılar aerodinamik kuvvetlerin getirdiği bu yan etkileri çözmenin yanı sıra bir de ön ve arka kanat yere basma kuvvetleri arasında bir denge kurmak zorundadırlar. Eğer bir kanat diğerine göre nispeten daha fazla kuvvet uyguladığında, aracın ön ve arka aksında bir kuvvet dengesizliği oluşacaktır. Bu durumda akslardaki lastik potansiyellerinin birbiriyle çatışmasına yol açacaktır. Bunun önüne geçebilmek için tasarımcılar ön ve arka kanat profilleri arasında dengeli bir tasarım yapmak zorundadırlar. Tüm bu yan etkilerden bağımsız olarak yere basma kuvveti oluşturmanın bir yolu da 'ground effect' denilen fizik olayını tasarımlarda kullanmaktır. Aracın altından geçen havanın hız profili üstünden geçen hız profiline oranlar daha yüksek bir değer alabilirse aracın altı ve üstü arasında bir basınç farkı oluşacak ve bu basınç farkı yüksek bir yere basma kuvveti yaratacaktır [5,6,12,13]. Modern spor otomobiller yere basma kuvveti en çok bu sayede üretebilmektedir. Çünkü hem ön ve arka kanadın getirdiği aerodinamik direnç kuvvetlerinin önüne geçilmiş olunmaktadır hem de iki aks arasında daha dengeli bir kuvvet profili oluşturulmaktadır.

Bahsedilen kaynaklar ışığında tez çalışması kapsamı boyunca tasarlanması hedeflenen tek koltuklu, açık tekerlekli spor otomobil hem otomotiv pazarının içindeki değişkenlere göre hem de performans kriterleri açısından referans teknik çalışmalar göz önünde bulundurularak tasarlanacaktır.

2. ARAÇ TASARIMINA GİRİŞ

2.1 Taşıt Tasarımında Süreçler ve Başlıca Tasarım Öğeleri

Taşıt tasarımını otomobil özelinde ele alacak olursak; bir otomobil şu ana elemanlardan oluşur[14]:

a. Gövde,
b. Şasi (Frame),
c. Süspansiyon Sistemi,
d. Direksiyon Sistemi,
e. Fren Sistemi
f. Lastikler ve Jantlar
g. Tahrik Organları,
h. Yük Kapasitesi,
i. Sürücü ve Yolcular

Günümüzde global nitelikte seri üretim yapan otomobil firmaları için tasarım süreci 2 ila 4 yılı kapsamaktadır. Bu sürecin uzunluğuna göre yaklaşık 1 yıl tasarım stüdyosunda geçebilmektedir. Yoğun tempoda geçen bu 4 yılın sonunda üretilen otomobil hem fizibilite açısından hem de pazarlama direktifleri ve üretilebilirlik açısından tüm nitelikleri karşılamalıdır.

Otomobil tasarımında, tasarım stüdyosundaki yaklaşık 1 senede şu aşamalar gerçekleşir. Bu aşamalar tüm tasarım sürecinin başlangıç noktasını oluşturur [14].

- **Ürün plânlama ve araştırma**
  - Sürecin bu aşaması ilgili pazarların, müşterilerin ve mevcut rakiplerin incelenmesiyle başlar. Bu süreçte trend olan teknolojiler ve üretim yöntemleri de araştırılmaktadır.
- **İşlevsel hedefler**
  - Proje için ilk amaçlar oluşturulur. Bu amaçlar hem müşterinin, hem de üreticilerin perspektifinden bakılarak meydana getirilir.

- **Tasarım ve paketleme fikirleri**
  - Temel komponentlerin yerleşimi ve inovatif özelliklerin çeşitli konfigürasyonlarda çizimi bu safhada yapılır.
- **Benchmark, Boyutlandırma**
  - Hemen hemen aynı özellikleri taşıyan araçlar tasarım doğrultusunu doğrulamak için karşılaştırılır. Bu süreç ayrıca temel ölçülerin oluşturulması için de kullanılır.
- **Gelişmiş Tasarım, Paketleme ve Kil Model Yapımı**

Konsept için temel ölçüler ve anahtar noktalar bir kere formülize edildikten sonra tam ölçekli kil model inşa edilir ve paketleme geliştirilir.

Şekil 2.1: Tasarım Süreci Şablonu.

Son konsept çalışma, üretim mühendisleri ve tasarımcıların oluşturduğu bir takım tarafından ele alınır. Bu grup üretim fizibilitesi yüksek iç ve dış yüzeyler geliştirir, maliyet hedeflerini karşılar aynı zamanda da mevcut pazarların koşullarını sağlar. Test sonrası, küçük değişikliklerle tasarım sonlanır.

Tüm bu süreçleri biraz daha açmak gerekirse, tasarım belli kısıtlar çerçevesinde bir mühendislik problemine geniş çaplı deneyimler sonucu çözüm bulma aktivitesidir. Tasarımdan gerçeklemeye kadar geçen sürede muhtelif kısıtlar estetik, ergonomi, imalat ve maliyettir. Dizayn sürecinin başında tasarım ekibi şunları gözetmelidir [14]:

- Problemin tespiti ve irdelenmesi

- Müşteriyle birlikte bir tasarım özü (design brief) oluşturulması
- Bu öz ne hiçbir fikrin olgunlaşamayacağı kadar geniş ne de inovasyona yer bırakmayacak kadar kısıtlı olmalı
- Tasarım ekibi müşterinin isteklerini tamamen anlamalı ve tasarım limitlerini bilmelidir.
- Bu doğrultuda mevcut benzer ürünler üzerinden araştırmalar yapılacaktır.
- Tüm bunlardan sonra ana probleme odaklanılacaktır.

Ana problem sırasında boyut, biçim, işlev ve görünüş odak konularıdır. Beyin fırtınası çalışmaları bu esnada tasarım ekibi için çok önemlidir. Çeşitli tasarımcı ve mühendis grupları arasında kısıtlı zamanda en verimli sonuç üzerine tartışılır. Bu sayede ilerleyen süreçlerde tasarım özüne dair eksen kayması yaşanmaz. Malzeme, imalat, finiş kalitesi, dayanıklılık, maliyet, güvenlik, ergonomi gibi özellikler beyin fırtınası sırasında tasarım özünün kısıtlarını oluşturmaktadır.

Sonuçta önerilen çözüm veya çözümler gerçek hayata geçirilir. Hayata geçirilirken komponentler veya aracın komple modelleri klasik model oluşturma teknikleriyle veya hızlı prototiplemeyle inşa edilir. Yapılan modellerde aracın şu özellikleri göz önünde bulundurulur:

- Yapım malzemeleri
- Ağırlık, dayanım, korozyon, temel direnç
- Boyut, biçim, ergonomi, estetik, güvenlik standartları

Bu plânlar dahilinde ilk prototip üretilir. Test aşamasında, prototipin belli çevre şartlarında ve yükleme rejimlerinde nasıl tepki verdiği incelenir. Estetik ve ergonomik kaygılarda test programının içine dahildir. Gelen neticelere göre tasarım güncellenir, hatalar düzeltilir ve çözümler iyileştirilir.

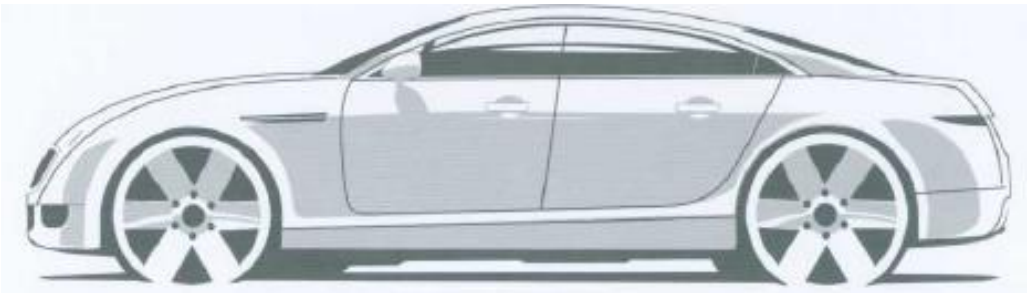
2.1.1 Taşıt Sınıfları ve Çeşitli Örnekler [14]

Şekil 2.2: Mikro Otomobil Örneği.

- **Mikro Otomobiller**
  - Araç sınıfları içinde en küçük tipe sahip araçlardır. Genellikle iki kişilik tasarlanırlar, küçük bir bagaj hacmine sahiptirler. Küçük hacimli bir güç aktarım sistemi ve küçük tekerlek zarfları sayesinde boyut ve ağırlık avantajına sahiptirler. Düşük ağırlıkta ve düşük maliyette üretilmelerine rağmen güvenlik standartlarını haizdirler.

Şekil 2.3: Ekonomi Sınıfı Otomobil Örneği.

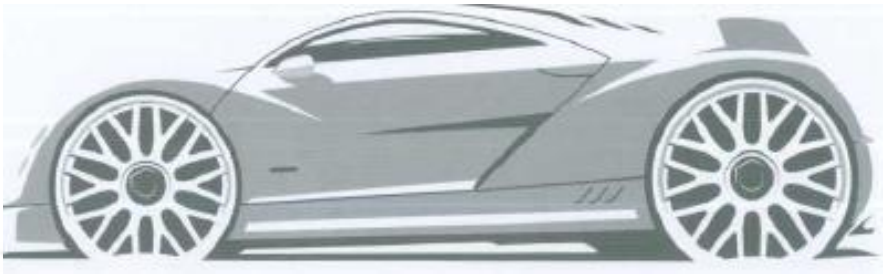
- **Ekonomi Sınıfı Otomobiller**
  - Bu grup araçlar dünya binek otomobillerinin büyük bir kısmını kapsar. B,C ve D segment arabalar bu sınıfa girer. Genellikle 5 kişilik yolcu kapasitesi ve yeterli bir bagaj hacmi nedeniyle paketleme çalışmalarının yüksek verimlilikle yapılması gerekir. Tasarımcılar minimum maliyet, minimum aerodinamik direnç ve minimum ağırlıkta, minimum dış hacme maksimum iç hacmi sığdırmaya çalışırlar. Motor ve güç aktarımında öncelik performanstan ziyade hacimdedir. Aynı zamanda gövde yapılar düşük maliyette yüksek üretim sayılarını da karşılamalıdır.



Şekil 2.4: Lüks Otomobil Örneği.

- **Lüks Otomobiller**
  - Bu arabalar genelde seçkin sınıf veya E segmenti olarak nitelendirilir. İç hacim, tertip ve düzen, hız, yol tutuş ve prestijli bir görünüm bu sınıfa

özgü yüksek önceliklerdir. Güç aktarımı, yolcu paketi ve tekerlek zarfları cömertçe tasarlandığından bu sınıftaki araçlar geniş hacim kaplar. Yüksek kalitede üretilen araç gövdelerinde sessizlik hem aerodinamik açıdan hem de yapısal açıdan kritiktir. Süspansiyon sistemleri hem yol tutuş hem de konfor bağlamında optimum sonuçları göstermelidir.



Şekil 2.5: Spor Otomobil Örneği.

- **Spor ve Özelleşmiş Otomobiller**
  - Bu sınıftaki araçların en önemli amacı yüksek performans ve egzotik bir görünüm yakalayabilmektir. Güçlü aktarma organları, gövde yapıları, iyi süspansiyon, yüksek lastik kalitesi, aerodinamik biçim, düşük ağırlık merkezi gibi özellikler başattır. Yolcu ve sürücü hacimleriyle, kargo hacimleri taviz verilecek şekilde küçüktür. Otomobil tutkunu müşteriler için cazibe unsuru olan özelliklerinden dolayı yüksek fiyatları bir dezavantaj değildir. Bu yüzden düşük hacimlerde elle üretim tercih edilebilir.

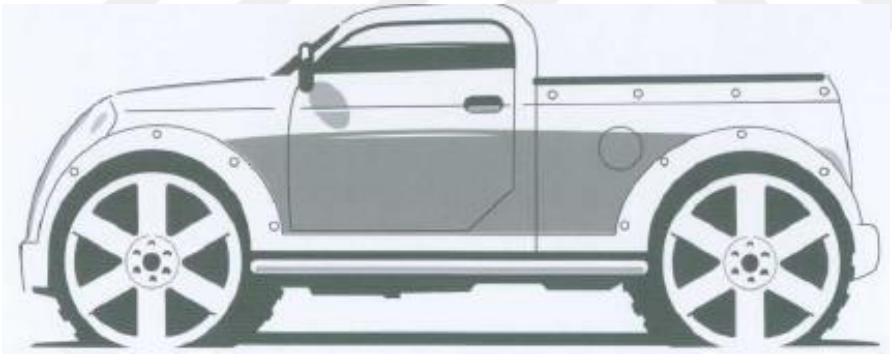
Şekil 2.6: Minivan Örneği.

- **Minivanlar**
  - Oldukça yeni bir segment olan bu sınıftaki araçlarda yolcu paketleme unsuru ön plândadır. 7-8 kişilik yolcu kapasitesi ve hatırı sayılır bagaj

kapasitesiyle araç yükü taşıyacak şekilde tasarlanmaktadır. Aracın tüm aksamları bu minvalde tasarlanıp, üretilir.

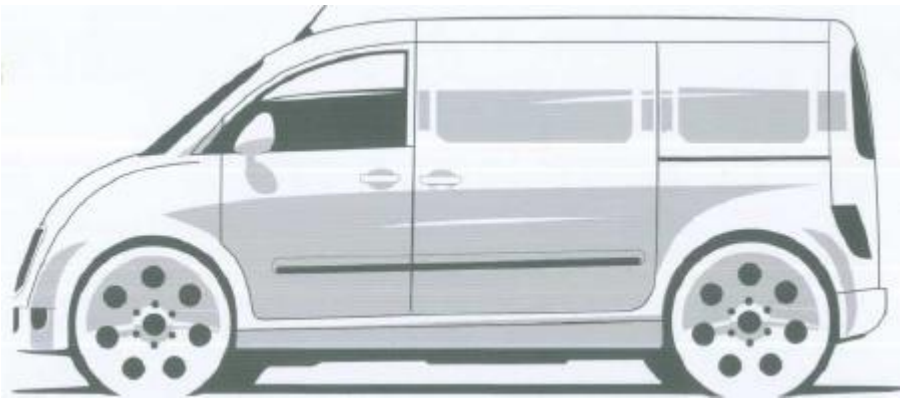
Şekil 2.7: SUV Örneği.

- **SUV (Spor Utility Vehicle)**
  - Spor kullanım araçlar son yıllarda Pazar payını oldukça fazla arttırmıştır. 4-8 kişilik yolcu kapasitesi, yüksek güvenlik sunması ve yola hakim koltuk pozisyonu en önemli özellikleridir.



Şekil 2.8: Kamyonet Örneği.

- **Pikap Kamyonetler**
  - Hem ticari taşımacılık da hem de yolcu taşımacılığında kullanılır. Dayanıklı yapıları, güçlü ve yüksek torklu motorlarıyla, 4 çekiş aktarma sistemleriyle ağır yük şartlarında her türlü çevre ortamında seyredebilirler.



Şekil 2.9: Ticari Van Örneği.

- **Ticari Vanlar**
  - Temel prensipte ekonomik yük taşımacılığı için tasarlanan bu araçların mimarisi de kullanım şekline göre birden fazla tipte araç yapısının özelliklerinin birleşmiş hâli gibidir.

2.2 Tasarım Özü (Design Brief)

2.2.1 Tasarım Kriterleri

Tasarlanması hedeflenen otomobilin ana özellikleri şu şekildedir:

- Açık tekerlekli, tek koltuklu (open whell/single seater) bir otomobil olacaktır. Üstü açık bir yarış otomobili olacaktır. Tasarımda ilham noktası olarak Formula 1 yarış araçları ele alınacaktır. Araç boyutları, motor ve güç aktarma metotları, performans ve yol tutuş değerleri benchmark çalışması sırasındaki araçlarla kıyaslanacaktır.
- Güçlü bir motorun kullanılması plânlanmaktadır. Hafif gövde yapısı sayesinde performansı yüksek bir otomobil ortaya çıkacaktır. Aktarma sisteminde AMT (Automated Manual Transmission) veya DCT (Double Clutch Transmission) kullanılacaktır.
- Motorun iki aksın ortasında olacağı bir düzen düşünülmektedir. Arkadan tahrikli bir otomobil olması plânlanmaktadır. Güçlü motor sayesinde aracı yolda tutmak zor olabilecektir. Böylece sürüş zevki çok fazla ön plana çıkacaktır. Ayrıca sürücünün konumlanmasıyla beraber ağırlık merkezi aracın ortalarında ve yere yakın olacaktır.
- Büyük jantlar ve kalın lastiklerle güçlü bir görüntü verilecektir.

- Aracı temel planlaması bu minvalde olacak olup, yukarıda sıralanan başlangıç kriterleri ileriki safhalarda yer alan tasarım çalışmalarında nirengi noktası olarak kullanılacaktır.

2.2.2 Hedef Kitle Çalışması

- **Kullanıcı Odaklı Özellikler**
  - **maliyet** – **görünüm** – iç hacim – kargo hacmi – yolcu sayısı – ekonomiklik – **ağırlık** – **yol tutuş** – **hız** – **esneklik** – konfor – **sağlamlık** – off-road – **işçilik** – **güvenlik** – **renkler** – NVH – emisyonlar – çekme kapasitesi – özelleştirilebilirlik – yükleme kapasitesi – satış sonrası imkânlar – yol görüş hakimiyeti – kolay inme/binme – manevra kabiliyeti – menzil – **ses** – **güç** – **çarpışma güvenliği** – marka kimliği
- **Üretici Odaklı Özellikler**
  - **üretilebilirlik kapasitesi** – **üretim maliyeti** – üretim hattı – platform – türevler – üretim hacmi – bayi ağı – **pazarlama stratejisi** – **iş gücü** – **boya** – uygun parçalar – garanti süresi – sağ/sol direksiyon
- **Pazar itkisi**
  - yol altyapısı – popülasyon yoğunluğu – park – ekonomiklik – **vergilendirme** – sigorta – ekoloji – **yasalara uygunluk** – güvenlik – iklim – kullanıcı hakları – satış hacimleri – tarife farklılığı – **sürücü destek sistemleri**

Bu kriterlerden koyu olarak seçilenler ışığında aracın pazardaki özellikleri şöyle şekillenmektedir:

- Maliyet açısından tek kişilik bir spor otomobil yapılacağı için ve bu tarz araçların alıcıları için satın alma maliyeti birinci derecede önem taşımadığından arkalarda olmasından dolayı maliyet azaltmak için özel çaba gösterilmeyecektir.
- Görünüm açısından spesifik bir otomobil yapılacağından dolayı egzotik bir görüntü olması zorunludur. Kullanılan malzemeden rengine kadar orijinal öğeler barındırması gerekmektedir.
- Açık tekerlek tek koltuklu (open Wheel/single seater) otomobilin doğası gereği ağırlık fazla olmayacaktır.

- Performans, bu sınıftaki otomobil adına önemli bir parametre olduğu için hız ve yol tutuş büyük bir önem arz etmektedir. Hafif gövdeye konulacak güçlü bir motorla ivmelenme ve maksimum hız değerleri iyi yönde etkilenecektir. Yol tutuş açısından lastik seçimi ve süspansiyon sistemi belirleyici olacaktır. Ancak tamamen mekanik, yani "safkan" bir spor otomobili üretileceği için otomobilin yolda kaymasına izin verilmektedir.
- Üstü açık bir otomobil olacağı için sağlamlık ve güvenlik adına önemli tedbirler alınacaktır.
- İç trim ve dış trimlerde işçilik kalitesi en üst düzeyde olacaktır. Maliyet konusu değil kusursuzluk arayışı ön plânda olacaktır.
- Görünüm itibariyle egzotik olacak ve canlı yan renklerle tamamlanacaktır. Mat siyahın verdiği asalet, seçkinlik ve agresiflik duygularıyla, kullanılması hedeflenen bakır plakaların cilalanması sonucu tasarımda zarafet ön plana çıkacaktır.
- Üretilebilirlik açısından tekil veya çok düşük hacimli satışlar hedeflendiğinden kalıp gerektirmeyen ve sağlamlık sağlayan uzay kafes şasi sistemi benimsenecektir. Atölye tarzı işletme öngörüldüğünden, otomobilin yapımında el becerisi yüksek işçilerin varlığı gereklidir.
- Klasik vergilendirme sistemine tabi olunacaktır. Senede 20.000'den az üretim planlandığı için tip onayı işlemlerinde büyük kolaylık sağlanacaktır. Mekanik bir pilotaj hedeflendiğinden, araçta elzem güvenlik önlemlerinin dışında hiçbir sürücü destek sistemi bulunmayacaktır.

2.2.3 Benchmark

Tasarlanacak araca yakın özellikteki benzer araçların tespitinde öncelikli olarak müşterilerine sundukları 'sürüş zevki' ön plânda tutulmuştur. Aşağıda verilen özelliklere sahip araçların en önemli ortak özelliği bu husus etrafında düşünülmüştür. Benchmark araçları seçilirken genelde İngiliz firmalar üzerinde durulmuştur. Zira otomobil sektöründe motorsporları açısından lokomotif ülke İngiltere'dir. VUHL05 isimli otomobil İngiltere dışından bir örnek olmasından dolayı, VOLKICAR isimli otomobil ise yerli bir deneme olmasından dolayı benchmark çalışmalarına dahil edilmiştir. Performans değerleri ikincil öncelik olarak değerlendirilmiştir. Bu aşamada ortaya çıkarılacak özellikler ve daha önceki bölümlerde tasarım hedefi olarak ortaya konan özelliklerin birleştirilmesiyle tasarlanacak otomobilin temel özellikleri ortaya

çıkacaktır. Stil çalışmaları da yine bu özellikler etrafında başlatılacaktır. Öncelikle bahsedilen araçlar hakkında kısa bilgiler verildikten sonra karşılaştırmalı bir tabloyla benchmark çalışması sonlandırılacaktır.

a) Caterham 7 / 160

Tamamen kullanım zevkini ön plânda tutan araç, düşük bütçeye sahip müşterileri hedeflemektedir. Caterham 7 orijinali itibariyle Colin Chapman'ın 1957 yılında tasarladığı Lotus 7 strüktürü baz alınarak inşa edilmektedir. Hâlen Chapman'ın felsefesi doğrultusunda yüksek motor güçleri yerine tamamen aracı hafifletip, yol tutuş parametrelerini yüksek seviyede tutarak bir yarış otomobili kimliğinde araçların tasarlanması genel özelliğidir. Bu sayede hâlen sınıfında önemli bir 'club-man' stili yarış otomobili özelliğini korumaktadır.

Şekil 2.10: Caterham 7 160 [25].

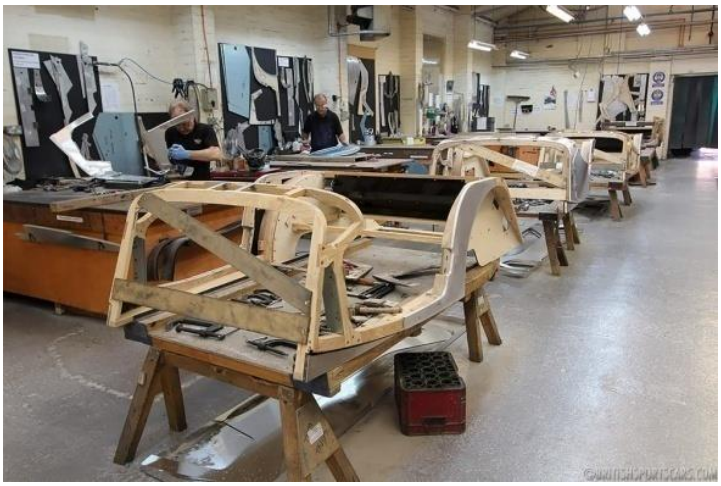
Temel olarak çelik kafes yapının üzerinde alüminyum panel gövde mimarisi benimsenmektedir. Standart güvenlik donanımları (ABS, ESP, airbag, AC, sabit çatı, sabit yan kapı, vb.) özelliklerinin olmaması her ne kadar konfor anlamında eksiklik gibi görülse de günlük pratik kullanımdan çok bir yarış arabası olarak saf sürüş zevki üzerine bir 'Pazar günü' arabası kıvamında kullanılması hedeflenmektedir.

Şekil 2.11: Caterham 7 160 [25].

b) Morgan Three Wheeler

The Morgan Motor Company 1910 yılında Britanyalı Henry Frederick Stanley Morgan tarafından kurulmuştur. Kuruluşundan itibaren firmanın resmi internet sitesindeki tanımlara göre kullanıcılara yüksek sürüş keyfi sağlamaktadır. Benchmark konusunda incelenen araç kendine özgü bir mimariye sahip 3 Wheeler modelidir. 2016 Cenevre Otomobil Fuarı'nda elektrikli modelinin de üretildiği bu model isminden de anlaşılabileceği gibi üç tekerlekli bir yapıya sahiptir. Önde bulunan motoru ve arkadan çekişiyle bu model Caterham 7 160 modelinde olduğu gibi kullanıcılar için şehir dışı kır yollarında sürülmesini amaçlamaktadır. Üretilen diğer tüm Morgan'larda olduğu gibi, 3 Wheeler modelinde de temelde çelik tübüler kafes yapı şasi üzerine ahşap-alüminyum sandviç yapı bir gövde kullanılmaktadır. Senelik 1300 araçlık üretim sayısıyla, Morgan 3 Wheeler 'coach-built' üretim sistemine sahiptir.

Şekil 2.12: Morgan 3 Wheeler [26].



Şekil 2.13: Morgan 3 Wheeler Şasi İmâlatı [26].

c) VOLKICAR

Benchmark çalışmasında yerli ürün olması bakımından özellikleri incelenen VOLKICAR Türk motorsporları açısından tek ürün olma özelliğini taşımaktadır. 2008 yılında eski ralli pilotu Volkan Işık'ın çabalarıyla kurulan VOLKICAR, düşük maliyetle motorsporları ile ilgilenmek isteyen kişiler için tasarlanıp üretilmiştir. Sadece yarış amaçlı inşa edilen otomobil, pistler dışında dar şehir sokaklarında da yarışabilmek için özel olarak tasarlanmıştır. 42 mm ve 32 mm çelik çekme borudan FIA kurallarına uygun inşa edilen şasisine ek olarak fiberglas kompozit yapıda gövdeye sahiptir.

Şekil 2.14: Volkicar [27].

d) VUHL05

Meksika menşei bir firma olan VUHL, 05 modelinin üretimini ve tasarımını birçok ülkede eş zamanlı olarak gerçekleştirmektedir. Şirket amacını hafif bir strüktüre sahip yüksek perfomanslı araç üretmek olarak nitelendirmiştir. 6061-T6 alüminyum ekstrüzyon ve balpeteği formatındaki şasisini Meksika'da üretirken, karbonfiber gövdesini Kanada'da, dizayn optimizasyonlarını İngiltere'de yapmaktadır. 2.0 litrelik atmosferik Ford motorunun kullanıldığı araçta son kullanıcıya yönelik bir yarış otomobili hedeflenmiştir. 2013 yılında üretimine başlanan VUHL 05 şimdilik sadece Britanya'da satışa sunulmuştur.

Şekil 2.15: VUHL 05 Alüminyum Şasi [28].

Şekil 2.16: VUHL 05 [28]

e) Ariel Atom

Benchmark çalışmalarında üzerinde en çok çalışılan modellerden biri olan Ariel Atom yine bir İngilitere menşeili bir markadır. 19 kişilik üretim personeliyle senede yaklaşık 100 adet araç üretmektedir. 0-100 km/h ivmelenme performansı 3,12 saniyedir. Bronz TIG kaynağa sahip 58 mm çapındaki çelik borulardan imâl edilmiş şasinin yanı sıra fiberglas kompozit gövdeyi haizdir. Kullanıcılar araçların özelleştirmesinde bizzat kendileri üretime fikir olarak destek verebilmektedir. Bu sayede son kullanıcının istekleri doğrultusunda orijinal araçlar üretilebilmektedir.

f) BAC Mono

2009 yılında Neill ve Ian Briggs tarafından kurulan Briggs Automotive Company'nin ilk üretim modeli olan Mono, benchmark çerçevesinde incelenen araçlar içerisinde performans açısından en güçlü araçtır. Mono'nun 0-100 km/h ivmelenme performansı 2,71 saniyedir. Yaklaşık 60 personelle hizmet veren firmanın mühendislik kadrosu uzun yıllar Formula 1 ve lüks spor otomobillerine danışmanlık veren kişilerden oluşmaktadır. Merkezi sürücü konumlamasıyla tamamen sürüş hâkimiyetini esas alan

Mono, tübüler çelik şasi ve karbon fiber gövdeye sahiptir. Firma son kullanıcıya F1 sürüş hissiyatı vermeyi vaat etmektedir.

Şekil 2.17: BAC Mono [29].

g) Karşılaştırma Tablosu

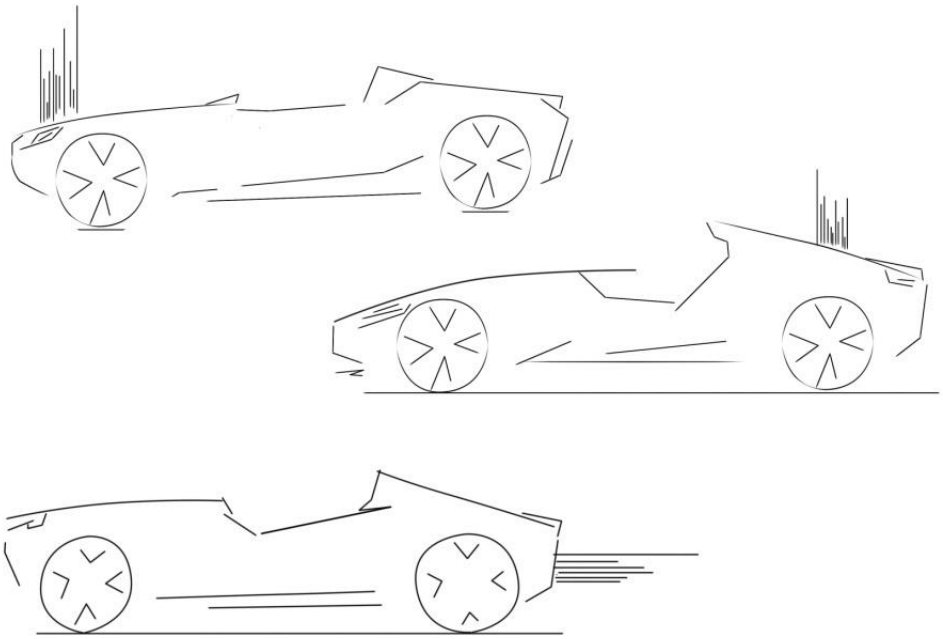
Çizelge 2.1: Benchmark Çalışması Karşılaştırma Tablosu.

Teknik Özellikler Markalar	Caterham 7 /160	Morgan	VOLKICAR	VUHL 05	Ariel Atom	BAC Mono
Motor (Marka, Silindir, Tip)	Suzuki, 660cc, 3 silindir, Aşırı doldurma	S&S, 1983 cc, V Twin, Atmosferik	Yamaha, 1251 cc, 4 silindir, DOHC	Ford, 2000 cc, 4 silindir, atmosferik	Honda, 2000 cc, 4 silindir, atmosferik	Cosworth, 2488 cc, 4 silindir, atmosferik
Maksimum Güç (hp)	80 hp @ 7000d/d	82 hp @ 5250 d/d	115 hp	285	245 hp @ 8600 d/d	305
Maksimum Tork (Nm)	107 Nm @ 3400 d/d	140 Nm @ 3250 d/d	-	420	240 Nm @ 7200 d/d	308
Ağırlık (kg)	490	525	530	695	520	580
Güç/Ağırlık Oranı	163 hp/t	156 hp/t	216 hp/t	410 hp/t	471 hp/t	525 hp/t
0-100 km/h (s)	6.91	6	-	3.7	3.12	2.73
Maksimum Hız (km/h)	160	185	200	245	240	280
Dingil mesafesi (mm)	2225	2336	1915	2300	2345	2565
İz genişliği (mm)	1220	1600	1400	1650	1600	1630
Uzunluk (mm)	3100	3225	3020	3718	3410	3952
Genişlik (mm)	1575	1720	1600	1876	1828	1836
Yükseklik (mm)	1115	1000	1350	1120	1195	1110
Ön Lastik	155/65R14	26'' çap, 18'' jant	205/60R13	205/45R17	195/50R15	205/40R17
Arka Lastik	155/65R14	26'' çap, 18'' çap	205/60R13	245/40R18	195/50R15	245/40R17
Süspansiyon	Çift A kollu bağımsız	Çift A kollu bağımısız	Çift A kollu bağımsız ön, Katı aks arka	Çift A koluu bağımsız	Çift A kollu bağımsız	Çift A kollu bağımsız
Şasi	Tübüler çelik kafes	Tübüler çelik kafes	Tübüler çelik kafes	Alüminyum ekstrüzyon, Alüminyum balpeteği	Tübüler çelik kafes	Tübüler çelik kafes
Gövde	Alüminyum sac	Alüminyum-ahşap sandviç	Fiberglas kompozit	Karbonfiber kompozit	Fiberglas kompozit	Karbonfiber kompozit

Benchmark çerçevesinde incelenen araçlara ait karşılaştırma tablosu yukarıda verilmiştir. Bu tablo hazırlarken dikkat edilen hususlar aracın yapısal olarak ne tür malzemelerden yapıldığı ve ne tür bir ağırlık güç ilişkisinin olduğudur. Taşıt tasarımı sırasında kamber açısı, kaster açısı gibi detay içeren parametreler literatür araştırması sırasında elde edilen kitabi bilgiler ışığında oluşturulacaktır. Benckmark çalışmasına konu olan taşıtlarla ilgili bu bilgiler internet ortamında yapılan araştırmaların sonucunda bulunamamıştır.

2.2.4 İlk Tasarım ve Araç Paketleme Çalışmaları

Araç paketleme çalışmalarına geçmeden önce ilk olarak taslak çizim çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen bu çalışmalar sırasında göz önünde bulundurulan en önemli husus bir önceki bölümde anlatılan hedef kitleye hitap eden tasarım konseptinin temelini oluşturmasıdır.

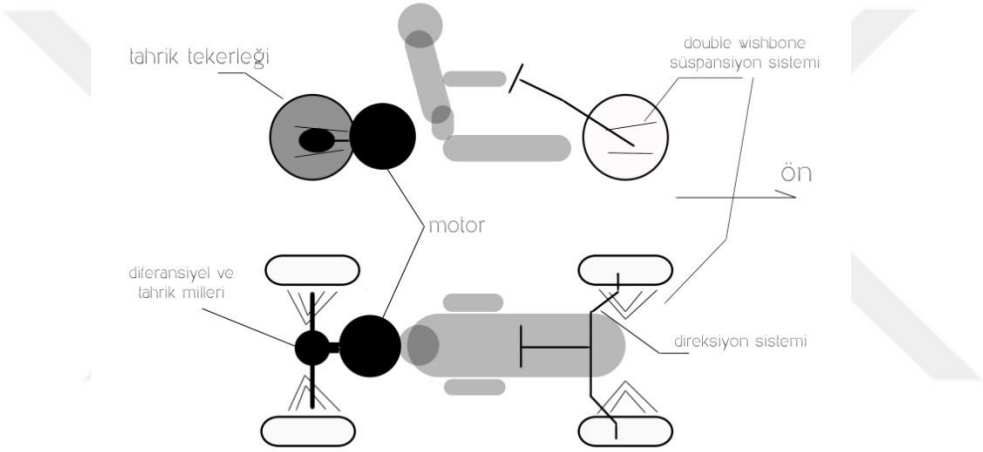


Şekil 2.18: İlk Tasarım Çalışmaları.

İlk taslak çizimlerinin ortaya koyduğu klasik görünüm hedef kitle için otantik bir açık tekerlekli tek koltuklu araç görüntüsünü karşılamamaktadır. Zira benchmark çalışmalarında da incelenen araçlara benzer bir araç yapmak aracın satışı sırasında orijinallik açısından müşteride soru işaretleri yaratacaktır.

Hedef kitle çalışmaları sırasında F1 araçlarından ilham alınacağından bahsedilmişti. Önemli bir yarış organizasyonu olan Formula 1'deki araçlarının görüntüsüne benzer bir çalışma elde etmek hedef kitleye bir yarış otomobili sürüldüğü izlenimi vermek için önemli bir gerekçe yaratmaktadır. Dolayısıyla ilk taslak çizimlerinde bu bakış açısı bundan sonraki tasarım aşamalarında önemli yer tutacaktır.

Taslak çizimler yapılırken bir yandan da paketleme çalışmaları bir arada düşünülmelidir. Zira aracın komponentleri aracın formunu belirlemek adına önemli bir yere sahiptir. Bu açıdan bakıldığında ortaya çıkacak paketleme mantığı aşağıdaki gibidir:

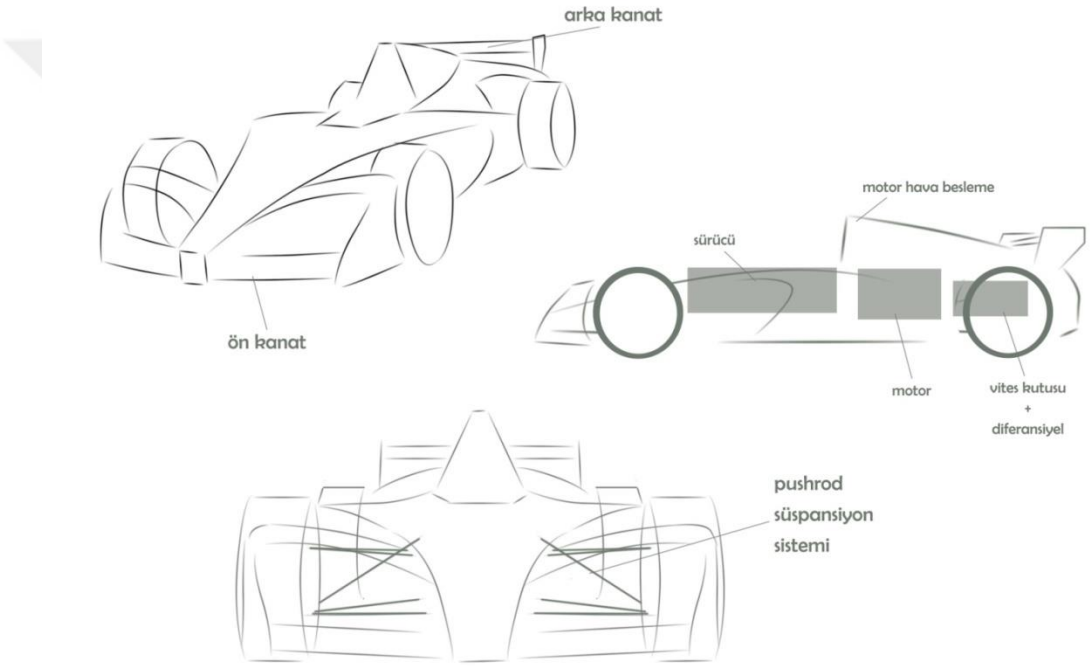


Şekil 2.19: İlk Paketleme Fikirleri.

Çizim üzerinden de görüleceği gibi motorun iki aks arasında ve sürücüye yakın olmasından ötürü ağırlık merkezi aracın orta kısmına çok yakın olacaktır. Aynı şekilde aracın alçak olması ve motorun da bu şekilde konumlandırılmasıyla ağırlık merkezi yere de yakın olacaktır. Vites kutusu ve diğer tahrik elemanları motoru takiben arka aksta konumlandırılacaktır. Bu sayede arkadan itişli bir yapı ortaya çıkacaktır. Günümüzde pist üstü yapılan yarışlarda araçların çok önemli bir kısmı bu yapıyı (tahrik tipini) benimsemiştir.

Paketleme mantığı göz önünde bulundurularak aracın çizimleri tamamlanmalıdır. Formula 1 araçları gibi, bu çalışma kapsamında ortaya konacak olan araç da, ön ve arka kanada sahip olacak olup, fazlaca yere basma kuvveti üretebilecektir. Böylece viraj manevraları sırasında lastiklerin daha fazla tahrik kuvveti ve yan kuvveti üretmesi sağlanacaktır. Araç motor performansı olarak güçlü olacağından açık tekerlekli bir

araç yapmanın getirdiği en büyük dezavantaj olan sürüklenme direnci tolere edilecektir. Hem tekerleklerin açıkta olması hem de kanat gibi yardımcı profillerin eklenmesi yüzünden aerodinamik açıdan sürüklenme yönünde oldukça fazla negatif bir direnç oluşur. Mümkün olduğunca bu etkiyi azaltacak yönde çalışmalar yapılacaktır. Şasi tasarımı uzay-kafes tarzı bir yapıda olacaktır. Gövdeyle bağlantılarda bazı yerler çıplak bırakılarak, özellikle motosiklet tasarımında gördüğümüz çıplak şasi formuyla görüntü açısından güçlü bir imaj ortaya çıkacaktır. Bu sayede aracın saf bir sürüş makinesi olduğu hissi, pazar başarısında tol oynayacaktır.



Şekil 2.20: Konsept Çizim Çalışmaları.

Yukarıdaki resim taslak çizimlerin geldiği nihai noktayı göstermektedir. Bu aşamadan sonra 3 boyutlu ortamda aracın çizimleri araçtaki detaylara ve komponentlere uygun şekilde hazırlanacaktır. Pushrod süspansiyon sistemi sayesinde hem görüntü olarak hem de yol tutuş değerleri bakımından F1 araçlarına yaklaşılacaktır. Zira pushrod süspansiyon sistemi sayesinde aracın önden aldığı rüzgar daha az vorteks yaratarak aracın üstünden arka tarafa doğru akmaktadır. Bir pushrod çubuğu yerine bir helezon yay bulundurulması, rüzgârın yayın baklaları arasında vorteksler yaratıp aracın

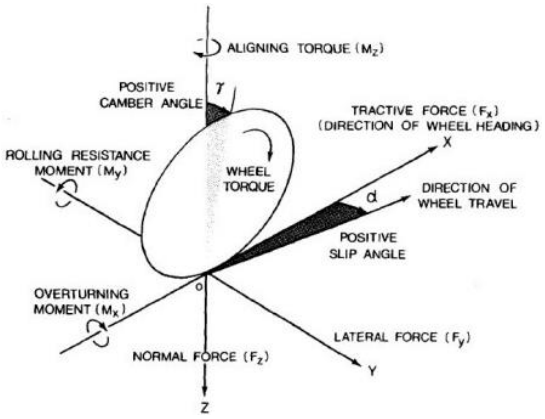
arkasına daha kirli bir hava bırakarak sürüklenme direncini artırmasına neden olmaktadır.

Ayrıca gövde tasarımında süreklilik benimsenmeyecek, bazı yerlerde aracın şasi ve mekanik kısımlarının gözükmesi için gövdede bazı yerler özellikle birbirine bağlanmayacaktır. Bu sayede daha safkan bir yarış makinesi görüntüsü elde edilecektir. Motorun, güç aktarma sisteminin ve aracın diğer temel komponentlerinin gövdenin tasarımının nasıl olacağına yön vereceği açıktır.

3. TAŞIT DİNAMİĞİNE DAİR ÖNEMLİ KRİTERLER

3.1 Lastik Mekaniği

Lastik, taşıt dinamiği açısından bir aracın en önemli komponentlerinden biridir. Taşıtın yalnızca yol ile olan bağlantısını gerçekleştirmekle kalmayıp aynı zamanda aracın performans limitlerini de belirler. Bir taşıtın doğrusal yöndeki ivmelenme, yavaşlama, viraj alma kabiliyetlerini lastiğin kapasitesi belirler. Lastik mefhumu incelenirken göz önünde bulundurulması gereken en önemli husus lastiğin elastik yapısıdır. Lastiğin bu özel yapısı Newton'un belirlediği sürtünme yasalarından farklı olarak tekerleklerin yol ile olan ilişkisini belirler. Kullanılan materyale ve yapısal formuna göre bir lastik üzerine etkiyen dikey yöndeki kuvvetten daha fazla kuvvet üretebilir. Bir lastiğin geliştirdiği bu kuvvetin dikey yöndeki lastik üzerindeki yükle olan ilişkisine tutunma katsayısı denir. Boyutsuz olan bu katsayı bir lastiğin geliştirebileceği maksimum kuvveti belirtir. Ancak bir taşıt hiçbir zaman statik olarak kalmayacağından ötürü, tekerleklerdeki dikey yönde olan kuvvetler de yük transferlerine, yol pürüzlülüğüne bağlı salınımlara ve aerodinamik etkilere bağlı olarak her daim değişir. Yolun yapısındaki anlık durumlar hesaba katıldığında bu değişimi takip etmek gittikçe zorlaşacaktır. Bu sebepten ötürü taşıt tasarımı sırasında iyi bir lastik modeli seçilerek taşıt dinamiği üzerine etkileri incelenmelidir.

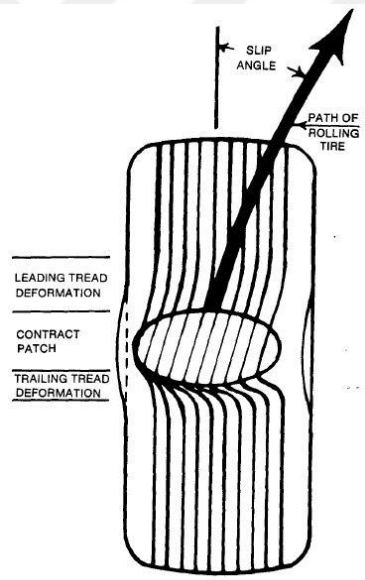


Şekil 3.1: Lastik Eksen Takımı [7].

Yukarıdaki görselde SAE tarafından oluşturulmuş lastik eksen takımı gösterilmektedir. İlerleyen bölümlerde lastikle ilgili verilecek terimler ve bağlı bulundukları eksenler yukarıdaki gibi olacaktır.

Lastiğin elastik yapısının ortaya çıkardığı en önemli sonuç kayma olayıdır. Kayma (slip) olayı lastiğin davranışları incelenirken en önemli parametrelerden biridir. Bir lastiğin doğrusal ve yatay yönde geliştirdiği kuvvetler kayma mekanizmasıyla gerçekleşir. Doğrusal yöndeki kayma oranı (slip ratio) lastiğin doğrusal ivmelenmelerinde rol oynarken, yatay yöndeki kaymanın sonucunda ortaya çıkan çapraz hareket açısı (slip angle) da viraj alma kuvvetini yaratmaktadır.

Çapraz hareket açısı temelde tekerleğin açısal olarak döndüğü düzlemle hareket doğrultusu arasındaki açıdır. Yön değişimi yapan her taşıtın tekerleklerinde hızdan veya viraj yarıçapından bağımsız olarak bir çapraz hareket açısı oluşmaktadır.

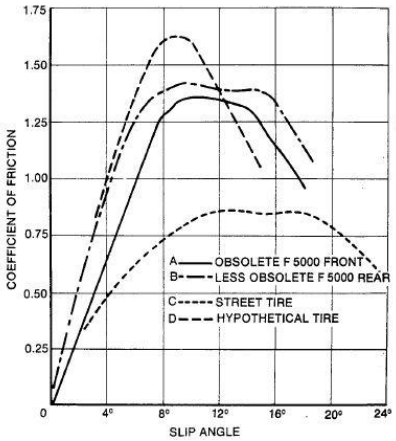


Şekil 3.2: Lastik Kayma Olayı [6].

Lastik dönmeye çalıştığında elastik yapısından ötürü lastiğin yolla temas eden bölümü bu dönme kuvvetine karşı koymaya çalışır. Dolayısıyla temas bölgesinin etrafındaki bölgede burulmalar meydana gelir ve bu yüzden tekerleğin geri kalan kısmı aynı şekilde dönme kuvvetine karşılık veremez. Bu yüzden temas bölgesindeki lastiğin doğrultusuyla lastiğin döndüğü eksen arasında bir açı farkı meydana gelir. Görsel açıdan düşünmeye çalıştığımızda belli bir lastik partikülü temas bölgesinde dönme kuvvetinin etkisiyle döner. Şekil 3.2'de de görüldüğü üzere bu lastik partikülü temas bölgesine girişle beraber şekil değişimine uğrar ve temas bölgesinin ardına geçene

kadar bu kuvvetin etkisinde kalır. Ancak temas bölgesinin hemen ardından eski şekline dönmeye çalıştığından ötürü lastikte bir burulma meydana gelir. Elastik yapısından ötürü bu partikül diğer lastik partiküllerinden ayrılamayacağı için lastikte bir şekil bozukluğu meydana gelir. İşte bu şekil bozukluğu dönme esnasında lastiğin gidiş doğrultusuyla dönme ekseni arasındaki açı farkı oluşumunu açıklamaktadır. Bu açı farkı lastiğin viraj alma kuvvetini doğrudan etkilemektedir. Meydana gelen çapraz hareket katsayısıyla viraj alma kabiliyeti arasında çok yakın bir ilişki mevcuttur.

Viraj alma kuvveti çapraz hareket açısının artmasıyla birlikte artar ve belli bir bölgede maksimuma ulaşır. Maksimuma ulaştığı bu yerden sonra azalır ve lastik daha fazla yanal kuvvet üretemez hâle gelir. Viraj alırken araçların tekerleklerinin sürüklenmesini açıklayan kavram bu şekilde çalışmaktadır. Dolayısıyla taşıt tasarımı sırasında bir lastiğin karakteristiği incelenirken çapraz hareket açısıyla lastik tutunma katsayısı arasındaki ilişkiyi veren grafiği incelemek önemlidir. Grafikteki tutunma katsayısının en fazla olduğu yer lastiğin performans olarak en çok kuvvet geliştirdiği yerdir. Ancak bu maksimum değerin yanı sıra grafiğin maksimum değeri aldıktan sonra aldığı şekil de epey önem arz etmektedir. Maksimum değeri aldıktan sonra eğri yatay eksende bir müddet daha sabit kalabilmelidir. Bu tarz bir karakteristiğe sahip bir taşıt viraj alırken eğer ki sürücü maksimum yatay kuvvet yaratıldığı anda aracı sürerken bile, daha fazla kayma yüzünden aracının kontrolünü kolay bir şekilde kaybetmez. Aksi takdirde çok dar bir bölgede çalışan lastikten ötürü sürücünün aracı sürmesi zorlaşmaktadır.



Şekil 3.3: Farklı Lastik Türlerinin Oluşturduğu Tutunma Katsayıları [6].

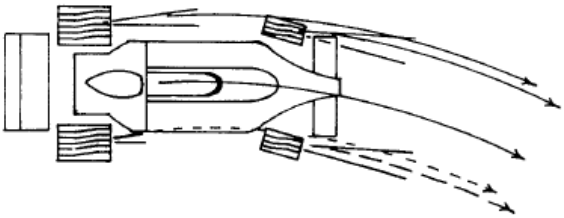


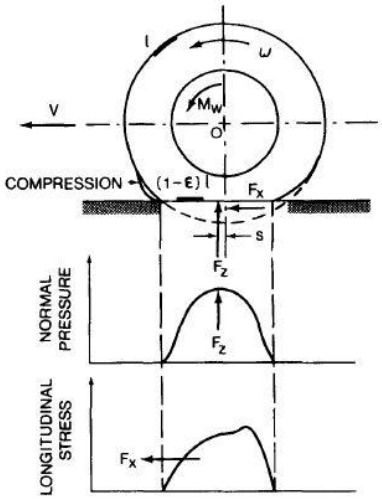
Figure (1C): Tire slip angles and tire paths on road in plan view.

Şekil 3.4: Çapraz Hareket Açısı ve Lastiğin Doğrultusu [6].

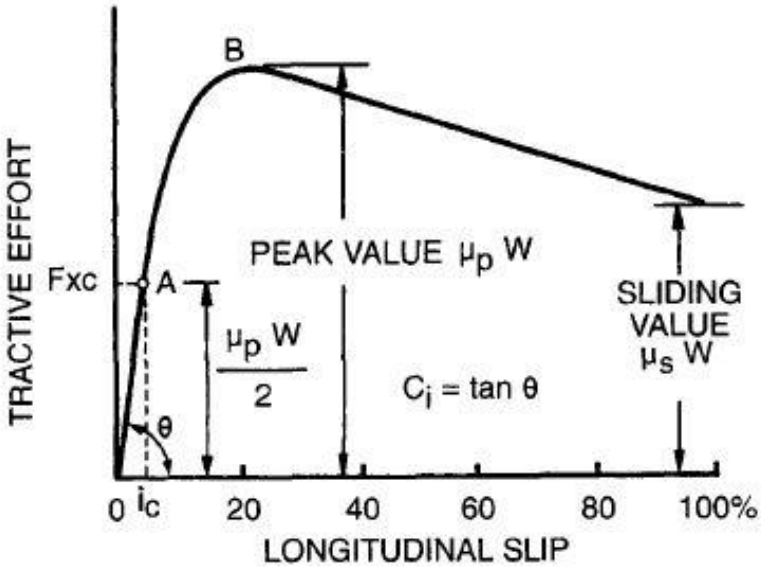
Benzer durum doğrusal yöndeki kaymada da geçerlidir. Doğrusal yönde de aracın tekerlek hızıyla doğrusal yöndeki hızı arasındaki oranın adına verilen kayma oranı doğrusal yöndeki çekişi belirleyen bir faktördür. Lastik ve yol arasındaki etkileşimler çapraz hareket açısının oluşmasındaki etkilerle benzer şekildedir. Elastik yapıdaki lastik temas bölgesinin başlangıcında sıkışır. Dolayısıyla lastiğin serbest dönme haline göre dönerken aldığı yol daha kısadır. Bu fark doğrusal yöndeki kaymayı meydana getirmektedir. Aşağıdaki ifade doğrusal kaymayı vermektedir [7].

$$i = \left(1 - \frac{V}{Rw}\right) \times 100\% = \left(1 - \frac{R_0}{R}\right) \times 100\% \qquad (3.1)$$

Bu formülde i kayma oranını, V lastik merkezinin doğrusal yönündeki hızını, R lastiğin serbest hâlde dönerkenki dönme yarıçapını, R_0 is efektif dönme yarıçapını göstermektedir.



Şekil 3.5: Harket Hâlindeki Lastikte Oluşan Kuvvet Profili [7].

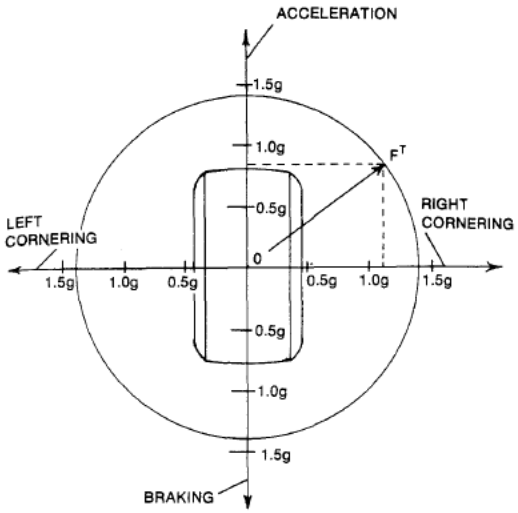


Şekil 3.6: Doğrusal Kaymaya Karşı Üretilen Tahrik Kuvveti [7].

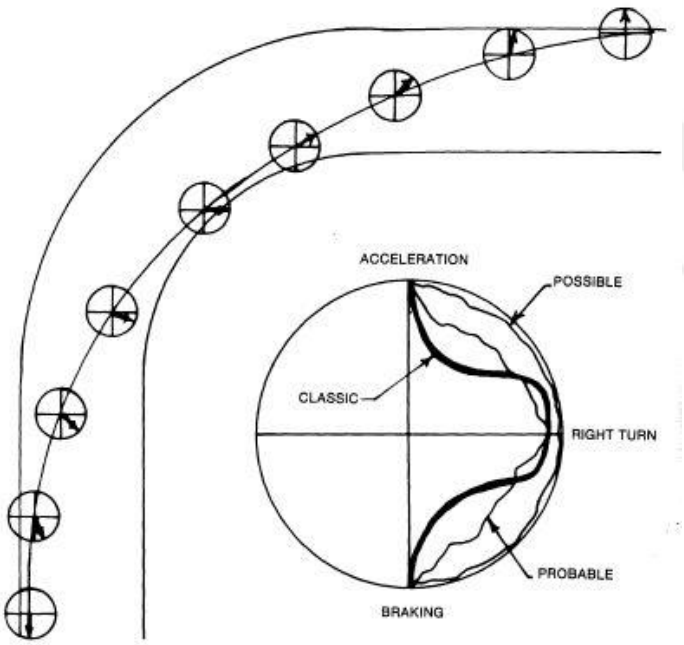
Kayma oranına karşılık gelen tutunma katsayısı ilişkisi yanal kuvvet oluşturan çapraz hareket açısı ilişkisine benzer şekildedir. Lastikte doğrusal yönde meydana gelen kayma miktarının artmasıyla tutunma katsayısı artar, böylece lastiğin ivmelenme için geliştirdiği tahrik kuvvet artar. Ancak belli bir noktadan sonra önemli ölçüde azalır ve lastik kararsız bir hal alır. Maksimum tahrik kuvveti kayma oranının %10-20 mertebelerinde olduğu yerde oluşur.

Ancak lastik kinematiğinde bu kayma olayı taşıtın yol üzerindeki seyri sırasında sadece bir yönde oluşmamaktadır. Tezin kapsamı boyunca tasarlanması hedeflenen bir spor otomobil olacağı için hem doğrusal ivmelenmelerin yarattığı etkiler hem de taşıtın viraj alma performansının etkileri bir arada incelenmelidir. Belli bir yol şartında lastiğin maksimum kapasitesini belirten tutunma katsayısı sadece bir eksen üzerindeki kuvvetleri kapsamaz. Bu tutunma katsayısının oluşturduğu tahrik kuvveti hem doğrusal hem de yanal açıdan kuvvetleri karşılamalıdır. Bu yüzden bu iki etkinin de beraber görüldüğü bir konsept üzerine taşıt tasarımı gerçekleştirilmelidir.

Aracın ana performansını etkileyen lastik kinematiğine göre, bir lastik ivmelenme, yavaşlama ve viraj alma kuvvetlerinin hepsini bir arada yapabilmelidir. Bu etkiler beraber tahrik çemberi konseptinde birlikte gösterilebilir.



Şekil 3.7: Lastik Maksimum Tahrik Çemberi [6].



Şekil 3.8: Viraj Alma Sırasında Lastiğin Ürettiği Kuvvetler [6].

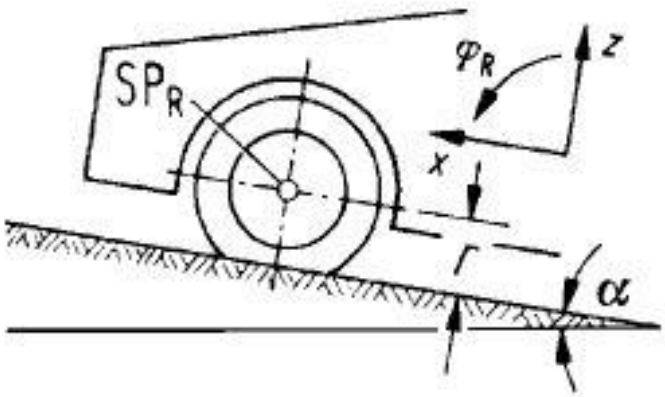
Bir lastiğin ürettiği ideal çeki kuvveti bu çemberin sınırları etrafında verilmiştir. Grafikte gösterilen ideal bir yarış lastiğini temsil etmektedir. İyi bir sürücü bu çeki sınırları içerisinde viraja girip emniyetli bir biçimde ve en hızlı şekilde virajdan çıkacaktır. Sürücüden sürücüye fark eden bu yaklaşımda klasik metot viraja girmeden yüksek bir fren gücüyle yavaşlamayı, daha sonra en güçlü biçimde viraj alma kuvvetiyle birlikte viraja girmeyi ve yine tamamen doğrusal ivmelenmeyi sağlayacak şekilde virajdan çıkmayı hedeflemektedir. Ancak yarış arabalarını süren sürücülerin

farkı burada belirli olmaktadır. Viraja girerken halen daha lastiğin fren kapasitesi mevcuttur, aynı şekilde viraj alırken de ivmelenmek için araca hız verilebilir. Ancak bu durum son derece limitte aracı kullanmayı gerektirmektedir ki bu durum yarış arabalarında sürücülerin farkını ortaya çıkarmaktadır. Bir mühendis olarak bu farkı ortaya çıkarabilmek için lastiğin bu kapasitesinin nasıl kullanılabileceğinin ortaya çıkarılması gerekmektedir. Süspansiyon geometrisinin şekli, dolayısıyla lastiğin kamber ve kaster açılarındaki değişim, yine aynı şekilde yük transferlerini belirleyen aracın rijitliği ve daha birçok unsur aracın lastiklerinin ideal çeki sınırında dolaşmasına olanak tanır. İlerleyen bölümlerde bu etkinin nasıl daha fazla kullanılabileceği üzerinde durulacaktır.

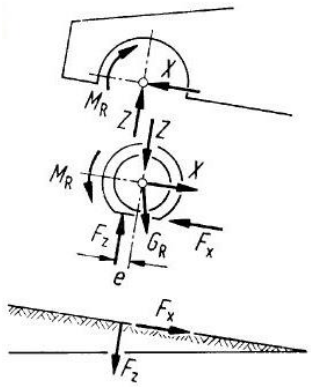
3.2 Genel Taşıt Denklemi ve Seyir Dirençleri

Bir önceki bölümde de bahsedildiği gibi bir taşıtı hareketlendirmek için doğrusal ve yatay yönde kuvvetler lastiğin zeminle ilişkisi sonucu doğmaktadır. Dolayısıyla doğrusal taşıt denklemi yazılırken lastiğin tahrik kapasitesini göz önünde bulundurmak gerekmektedir.

Tekerleği temel alarak oluşturulan hareket denklemleri şu şekildedir[15]:



Şekil 3.9: Lastik Bazında Hareket Denklemleri [15].



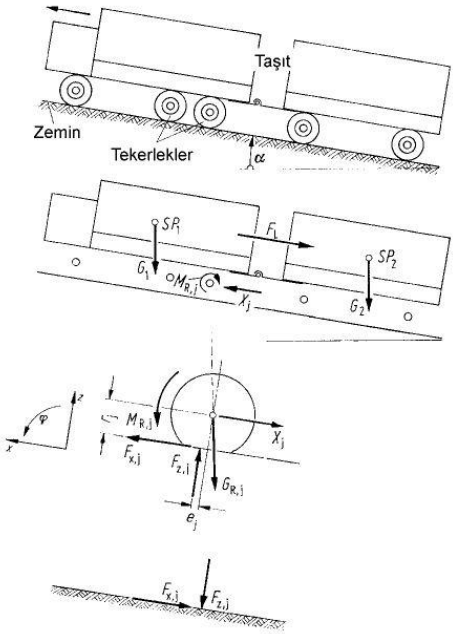
Şekil 3.10: Lastik Bazında Hareket Denklemleri [15].

$$m_R\,\ddot{x} = F_x - X - G_R \sin\alpha \tag{3.2}$$

$$m_R\,\ddot{z} = F_z - Z - G_R \cos\alpha = 0 \tag{3.3}$$

$$J_R\,\ddot{\varphi}_R = M_R - F_x r - F_Z e \tag{3.4}$$

Taşıt doğrusal denklemini elde edebilmek için römorklu bir çekici göz önüne alınmıştır. Taşıt, toplam gövde ve tekerlekler olarak bölünmüştür. Çekiciyle römork arasındaki bağlantı noktasında yalnız x doğrultusundaki kuvvetler gösterilmiştir. Dikey yönde yani z doğrultusundakiler, seyir dirençleri açısından önemli olmadığından dâhil edilmemiştir.



Şekil 3.11: Doğrusal Taşıt Denklemi Modeli [15].

Çekici gövdesi için “1” indisi, römork gövdesi içinse “2” indisi kullanılacaktır. İki gövde arasında bağıl hareket ihmal edilecektir. Denklem şu şekilde olacaktır:

$$(m_1 + m_2)\ddot{x} = -F_L - (G_1 + G_2) \tag{3.5}$$

$$(m_1 + m_2)\ddot{x} = -F_L - (G_1 + G_2)\sin\alpha + \sum_{j=1} X_j \tag{3.6}$$

G_1 ve G_2 gövde ağırlıkları, m_1 ve m_2 kütleleri, α yolun boyuna eğimi, F_L aerodinamik direnci ve $\sum_{j=1}^{n} X_j$ n adet akstaki boyuna kuvvetlerdir.

Her bir aks için numaralı denklemlere göre aşağıdaki denklem takımı yazılır:

$$m_{R,j}\ddot{x}_{R,j} = -X_j + F_{x,j} - G_{R,j}\sin\alpha \tag{3.7}$$

$$J_{R,j}\ddot{\varphi}_{R,j} = M_{R,j} - F_{x,j}r_j - F_{z,j}e_j \tag{3.8}$$

Buradaki $G_{R,j}$, bu akstaki bütün tekerleklerin ağırlığı, $m_{R,j}$ kütleleri ve $J_{R,j}$ aks merkezi etrafındaki tekerlek atalet kuvvetlerinin toplamıdır. $F_{x,j}$ zemin temas bölgesindeki çevre kuvvetlerinin toplamı, $F_{z,j}$ aks yükü, $M_{R,j}$ ise j aksındaki tahrik momentidir.

Aksların $\dot{X}_{R,j}$ ilerleme hızları, gövdenin $\dot{x}$ hızına eşit olduğu kabul edilirse, X_j ve $F_{x,j}$ kuvvetlerinin yok edilmesiyle denklemlerinden:

$$\left(m_1 + m_2 + \sum_{j=1}^{n} m_{R,j}\right)\ddot{x} + \sum_{j=1}^{n} \frac{J_{R,j}}{r_j}\ddot{\varphi}_{R,j} = \sum_{j=1}^{n} \frac{M_{R,j}}{rj} - \left(G_1 + G_2 + \sum_{j=1}^{n} G_{R,j}\right)\sin\alpha - F_L - \sum_{j=1}^{n} F_{z,j}\frac{e_j}{r_j} \tag{3.9}$$

Toplam kütle ve toplam ağırlık tanımları ile:

$$m_1 + m_2 + \sum_{j=1}^{n} m_{R,j} = m \tag{3.10}$$

$$G_1 + G_2 + \sum_{j=1}^{n} G_{R,j} = G = mg \tag{3.11}$$

ve açısal hareket ile ilerleme hareketi arasındaki ilişki ile:

$$\dot{x} = v = RV \; ; \; \ddot{x} = R\ddot{\varphi} \tag{3.12}$$

aşağıdaki hareket denklemi elde edilir:

$$Z = \sum_{j=1}^{n} \frac{M_{R,j}}{r_j} = \left(m + \sum_{j=1}^{n} \frac{J_{R,j}}{r_j R_j} \right) \ddot{x} + G \sin\alpha + F_L + \sum_{j=1}^{n} F_{z,j} \frac{e_j}{r_j} \tag{3.13}$$

Denklemin sağ tarafında dört direnç ifadesi görülmektedir.

Yuvarlanma direnci:

$$F_R = \sum_{j=1}^{n} F_{z,j} \frac{e_j}{r_j} \tag{3.13a}$$

Aerodinamik direnç:

$$F_L \tag{3.13b}$$

Yokuş direnci:

$$F_{st} = G \sin\alpha \tag{3.13c}$$

İvme direnci:

$$F_B = \left(m + \sum_{j=1}^{n} \frac{J_{R,j}}{r_j R_j} \right) \ddot{x} \tag{2.13d}$$

Denklemin sol tarafı ise, tahrik momentlerinin, her statik tekerlek yarıçapına bölümlerinin toplamı olup, kuvvet boyutundadır ve çeki kuvveti;

$$Z = \sum_{j=1}^{n} \frac{M_{R,j}}{r_j} \tag{3.13e}$$

ile gösterilir. Böylece taşıtın doğrusal denklemi elde edilir. Bu çeki kuvveti, hareket dirençlerini yenebilmelidir:

$$Z = F_R + F_L + F_{st} + F_B \tag{3.14}$$

3.3 Taşıt Ağırlık İlişkisi ve Yük Transferleri

Tezin kapsamı boyunca tasarlanacak olan araç bir spor otomobili olduğu için en önemli performans unsuru aracın hızlanmasıdır. Newton'un birinci yasasına göre

kuvvet ivmeyle kütlenin çarpımıdır. Dolayısıyla aracın belli bir kuvvet altında daha iyi ivmelenmesi daha az ağırlığa sahip olmasıyla mümkün olmaktadır. Bu bölümde taşıtın ivmelenmesi konusu ağırlık perspektifinden yaklaşılarak irdelenecektir.

Doğrusal İvmelenme ve Yavaşlama

Yüksek ivmelere ulaşarak hızlanan bir araç ilk bölümde belirtilen hedef kitlenin isteklerini karşılayacaktır. İvmelenme kuvveti temelde aracın kütlesiyle doğrusal yöndeki ivmenin çarpımından oluşmaktadır. Diğer seyir dirençlerinin aracın ilk harekete geçtiği andaki durumlarını hesaba katmazsak aracın ivmelenme performansının önünde aracın ağırlığı durmaktadır. Lastiklerin doğrusal yönde geliştirdiği kuvvet burada sınırlayıcı bir unsur olarak durmaktadır. Ancak motorun ürettiği kuvvetin tekerlekler tarafından tamamen kullanılabileceği düşünüldüğünde aracın ağırlığı önemli bir belirleyici role sahip olmaktadır. Belli bir motor gücüne sahip bir taşıtta aracın ağırlığının azaltılması ivmelenme anlamında önemli bir etkiye sahip olacaktır.

Dönme Ataleti

Tezin kapsamı boyunca tasarlanacak olan taşıtta içten yanmalı motor kullanılması hedeflenmektedir. Bu tarz içten yanmalı motorları ve bağlı bulundukları vites kutuları ve diğer aktarma organları düşünüldüğünde, sahip oldukları dönen parçaların ataletini yenmek için de oldukça önemli bir oranda motor gücü harcanır. Ortalama Can-Am yarış arabasında aracın ilk hareketi esnasında motor gücünün %40'ı tahrik elemanları içindeki dönen parçaların ataletini yenmek için harcanmaktadır. Bu rakam yüksek viteslerde %10 mertebelerine inmektedir [6]. Dolayısıyla bu konuda yapılabilecek yegâne şey dönen parçaların (volan, kavrama, vites dişlileri, vb.) kütlelerini ve atalet momentlerini azaltmaktır. Günümüz F1 araçları bu konuda önemli bir örnektir. Ap Racing tarafından tasarlanan bir F1 kavraması 97 mm çapında olup, sadece 1,3 kg'dır [30].

Merkezcil İvme

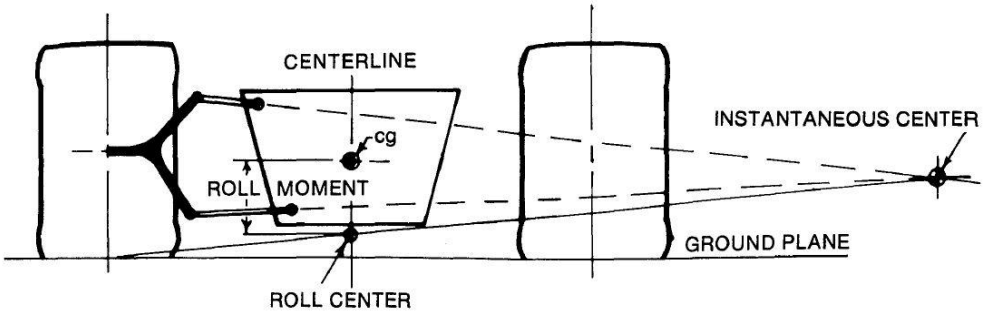
Viraj alma esnasında aracın üzerine etkiyen merkezcil kuvvet de yine aracın kütlesinden etkilenir. Bir taşıta etkiyen merkezcil kuvvet şu şekildedir:

$$Merkezcil\ kuvvet = \frac{kütle\ x\ hız^2}{viraj\ yarıçapı}$$

Katı bir çubuğa bağlı bir taş çevrildiğinde esnek olmayan yapısından ötürü katı çubuk bir noktadan sonra kopacaktır. Bu durum virajda dönen bir araca benzetilebilir. Taş aracı temsil ederken, katı çubuk da aracın yol ile temas etmesini sağlayan lastikleri temsil etmektedir. İlk yaklaşımla hafif bir yapıya sahip bir araç aynı lastiklerle viraj içinde daha iyi performans sergileyebilecektir. Ancak hafif aracın tekerleklerindeki düşey yük de az olacağından, bu etkinin tam doğru bir kestirimi ancak çoklu cisim simülasyonu yazılımlarında (Adams gibi) detaylı analizler sonucunda ortaya çıkabilecektir.

Aracın kütlesi yukarıdaki maddelerde de görüldüğü gibi yüksek bir etkiye sahiptir. Dolayısıyla taşıt tasarımı sırasında ağırlığın azaltılması ve ağırlık merkezinin yerleşimi konuları bir tasarımcı için önemli bir yer teşkil eder.

Aracın yalpa merkezinin konumu aracın ağırlığını kontrol etme yöntemlerinin başında gelmektedir. Süspansiyon sistemine bağlı yaylanmış kütlenin merkezcil ivme altında yalpa yapacağı merkezi belirtir. Aynı zamanda lastik temas bölgesinde oluşan yanal kuvvetlerin şasiye etkiyeceği noktayı da belirtir. Tez kapsamında tasarlanacak olan araçta double-wishbone süspansiyon olmasının hedeflenmesinden ötürü yalpa merkezi şu şekilde bulunabilir:



Şekil 3.12: Süspansiyon Yalpa Hareketi, Ani Dönme ve Yalpa Merkezi [6]

Numaralı şekilde gösterildiği gibi, süspansiyon uzuvları bir ani dönme merkezi oluşturacak şekilde birleştirilir. Daha sonra yaylanmamış kütlenin bağlı bulunduğu tekerleğin temas bölgesindeki merkez noktasından bu ani dönme merkezinin birleştiği doğrunun aracın doğrusal yöndeki orta ekseniyle birleştiği yer yalpa merkezini verecektir. Ancak taşıt dinamiği incelemelerinde araç hareket halindeyken bu yalpa merkezinin konumu sürekli değişmektedir. Zira yük transferleri sonucu aracın süspansiyon kinematiği ve tekerlek sıkışmaları değişmekte olup, yalpa merkezi dikey

ve yatay yönde hareket edebilmektedir. Yalpa ekseni iki akstaki yalpa merkezlerinin birleştirilmesi sonucu elde edilir. Yalpa momenti de aracın ağırlık merkeziyle bu yalpa merkezi arasındaki farktan doğmaktadır. Merkezcil kuvvetin aracın ağırlık merkezine etki ettiği kabul edildiğine göre, yalpa merkeziyle olan mesafenin az olması aracın daha az yalpa yapacağı manasına gelmektedir. Bu yüzden tasarımcı aracın ağırlık merkezini yere yaklaştırırken aynı şekilde aracın yalpa merkezini de aracın ağırlık merkezine yakın olacak şekilde konumlandırmalıdır. Ayrıca aracın polar momentinin de tespiti önemlidir. Düşük polar momentine sahip araçlar manevra kabiliyeti olarak daha efektiftir. Bu tarz araçlar viraj alma esnasında ve direksiyon kuvvetlerine daha çabuk cevap vermektedir. Bir taşıtın polar momentinin az olması aracın kütle yoğunluğunu aracın dingil mesafesi içinde tutacak şekilde aracın kütle merkezine yakın yerde tutarak mümkün olmaktadır. Bu yüzden ortadan motorlu araçlar polar moment olarak daha düşük seviyeye sahiptirler. Performans anlamında birçok otomobilin bu motor mimarisini benimsemesinde bu konunun önemi vardır.

Polar atalet momentinin yanı sıra statik yük dağılımının da aracın performansına etkisi büyüktür. Genelde spor arabaların ağırlık oranları %60-65 oranında arka aksta olmaktadır [6]. Bu durumun yarattığı en önemli etki aracın arka akstan tahrikli olması bakımından lastiklerin çekiş kapasitesini artırmasıdır. Ayrıca ön tekerleklerdeki fazladan yükü alarak viraj alma esnasında aşınmalarının da önüne geçilmektedir. Ayrıca arka frenlerin çalışmasını da olumlu yönde etkilemektedir. Ancak düşük polar atalet momentini de kısıtlayan bir unsur vardır. Aracın arka aks bölgesine yerleştirilecek olan bir spoiler parçanın yaratacağı yüksek aerodinamik yere basma kuvveti araç yüksek hızlarda seyrederken aracın dengesinde sorun yaratacaktır. Bu dengesizliğin önüne geçebilmek için tasarımcılar mümkün olan en fazla polar atalet momentine ihtiyaç duymaktadırlar. Böylece aracın yapısından ötürü kazanabilecekleri bir iç direnç yaratmayı hedeflemektedirler.

Yük transferi konusu da araç performansını doğrudan etkileyen en önemli kriterlerden biridir. Doğrusal doğrultuda yük transferinde aracın toplam ağırlığında bir değişim söz konusu olmaz. İvmelenmeye veya frenlemeye bağlı olarak bir akstan ötekine bir yük değişimi olur. Doğrusal yük transferinin miktarı aracın ağırlığına, ağırlık merkezinin yerden yüksekliğine ve araca etkiyen ivmeye bağlı olarak değişir. Basitçe özetlemek gerekirse doğrusal yük transferi şu şekilde tanımlanabilir:

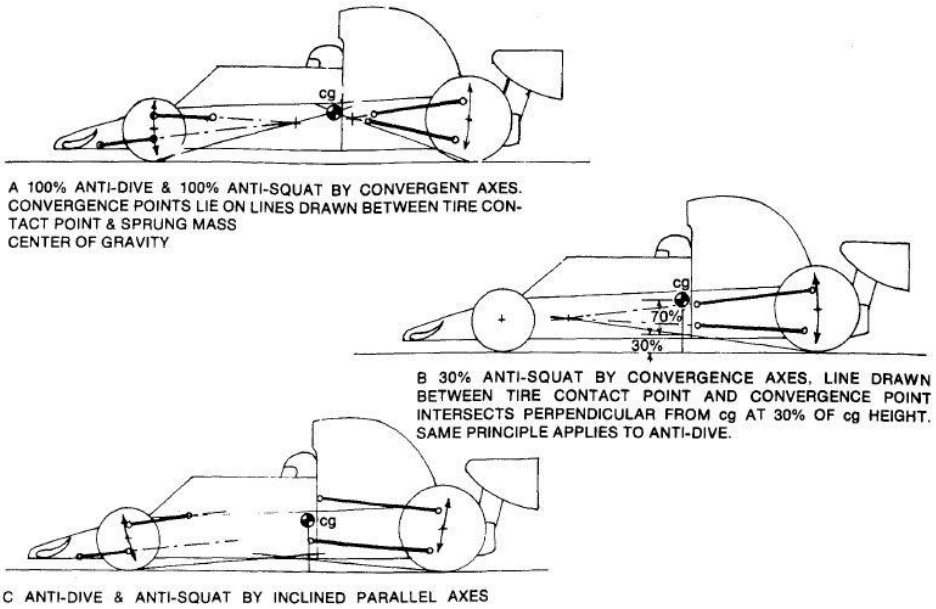
$$Doğrusal\ yük\ transferi = ivme\ (g) x \frac{aracın\ ağırlığı\ (N) x\ ağırlık\ merkezinin\ yerden\ yüksekliği\ (mm)}{dingil\ mesafesi\ (mm)}$$

Öncelikle frenleme esnasında aracın ön aksındaki yük miktarı artar. Bu durumun ortaya çıkardığı ilk sonuç, aracın frenleme performansının önemli bir kısmı sadece ön tekerleklerden karşılanır. Lastik boyutlarının bu etki düşünülmeden tasarlanması araçta ciddi bir fren performansı eksikliği yaratacaktır. Aynı zamanda ön akstaki yük miktarının artması ön süspansiyonlarda yayların sıkışmasına neden olacaktır. Yayların sıkışması sonucu lastiklerdeki kamber açısını geometriye bağlı olarak negatif yönde artıracaktır. Bu durum her ne kadar viraj alma performansı açısından yararlı olsa da lastiklerin frenleme kapasitesini düşürecektir. Dolayısıyla bu etkiler arasında bir denge gözetmek zorunludur. Ayrıca ön süspansiyondaki değişimin beklenenden fazla olmasından ötürü aracın ön tarafının direkt olarak yola teması söz konusu olabilir. Aracın yere çarpan burnundan ötürü ön tekerlekler havalanabilir, böylece aracın yolla temasının kesilmesinden ötürü sürücü aracı kontrol etmekte zorlanabilir ve bu durum ciddi kaza risklerini meydana getirir. Aynı zamanda ön tarafta yere doğru bir yakınlaşma söz konusuyken arka aksta da tam tersi bir şekilde aks üzerine binen yükte bir azalma olur. Böylece süspansiyon yayının ve amortisörünün boyunun uzaması sebebiyle yine geometriye bağlı olarak tekerleklerin kamber açısı pozitif yönde bir artışa maruz kalabilir. Bu durumda zaten azalan frenleme kapasitesinin yanı sıra lastiklerin temas bölgesinde tamamen kararsız bir durum da ortaya çıkabilir. Aynı şekilde viraj alma manevrasının hemen ardından aracın ani ivmelenmesi başlangıçta arka tekerleklerin tahrik kapasitesini artırsa da yüksek orandaki kamber değişimi aracın yine kararsız hâle gelmesine neden olabilir.

Dolayısıyla ilk başta bu yük transferinin etkilerini azaltmak için yapılması gereken iki önemli şey vardır. Aracın ağırlık merkezini yere mümkün olduğunca yaklaştırmak ve aracın dingil mesafesini artırmaktır. Günümüz Formula 1 araçlarının tam da bu geometrik kıstaslara göre tasarlanmasının sonucunda doğrusal yük transferindeki değişimlerin etkisi azaltılabilmektedir. Eğer bir araçta aşırı bir burun çarpması etkisi görülüyorsa ve aracın yukarıda sayılan temel geometrik uzunluklarında bir değişiklik yapılamıyorsa ilk modifiye edilecek kısım süspansiyonun sertliği olacaktır. Süspansiyon sertliğinin artırılması veya ön süspansiyonun seyir yüksekliğinin artırılması aracın ön tarafının yolla temas etmesinin önüne geçecektir. Ancak yaydaki

sıkışma miktarı ve kamber açısındaki değişimin oranı değişmeyecektir. Bu durumda da aracın manevra kabiliyetinde sıkıntılar yaşanacaktır. Bu değişiklikler aracın daha fazla aşırı döner konuma geçmesine neden olmaktadır.

Ancak bunun dışında da bazı çözümler mevcuttur. 'Anti dive' ve 'anti squat' uygulamalarıyla aracın doğrusal yük transferi sırasındaki süspansiyon hareketlerinin önüne geçilebilir.



Şekil 3.13: Anti-Dive ve Anti-Squat Hareketleri.

%100 Anti Dive bir uygulamada aracın ön süspansiyon kollarının doğrusal eksende kesişim noktası tam olarak ağırlık merkezinden geçer. %100 Anti Squat bir uygulamada da arka süspansiyon kollarının doğrusal eksende kesişim noktası aynı şekilde ağırlık merkezinden geçer. Bu geometri değişikliğinin sağladığı yararlar şu şekildedir:

% 100 Anti-dive uygulamada aracın frenlemeden ötürü doğan yük transferinden dolayı doğan 'dive' momentinin yarattığı ön süspansiyon hareketleri ortadan kalkar.

Aynı şekilde % 100 Anti squat geometrisi uygulandığında da aracın ivmelenmesinden ortaya çıkan arka akstaki süspansiyon hareketleri de sıfırlanır.

Süspansiyon kollarının doğrusal eksendeki bu konumlamalarının dışında aynı etkileri yaratacak bir diğer konumlama da süspansiyon kollarının doğrusal eksende paralel olacak biçimde aracın önüne ve arkasına doğru yönlendirilmesidir. Bu şekilde bir geometri seçildiğinde ön aksta frenleme esnasında yaylandırılmış kütle ön aks

etrafında bir yalpa hareketi yapar. Bu durumda süspansiyon uzuvları ‘droop’ pozisyonuna geçer ve böylece yine bir ‘anti-dive’ bir geometri elde edilmiş olur. Süspansiyon kollarının paralel konumlandırılması ağırlık merkezi ve lastik temas yüzeyi arasında yere paralel olacak şekilde yapılırsa % 100 anti dive bir geometri elde edilebilir.

Doğrusal yük transferinin ön ve arka aksta yarattığı yük değişimleri ve bununla birlikte gelen süspansiyon hareketlerini kısıtlamaya yönelik olan bu uygulamaların avantajlarının yanı sıra bazı dezavantajları da mevcuttur. Durumu bir daha özetlemek gerekirse yukarıda bahsedilen ‘anti’ uygulamalar yük transferinin yarattığı aşağı yöndeki bir moment hareketini frenleyecek şekilde yukarı doğru bir moment hareketiyle önlerler. Ancak bu durumda hareket etmeyen süspansiyon elemanları çok katı bir hâle gelir. Dolayısıyla bu tarz yük transferlerinin ve bu tür % 100 anti uygulamalarının birlikte olduğu durumlarda süspansiyon dikey yöndeki tekerlek hareketine duyarsız hâle gelir. Dolayısıyla bu tarz bir uygulamada tam da yük transferinin gerçekleştiği sırada aracın tekerleklerinin bir tümsek üzerinden geçmesi sırasında duyarsız hâle gelen süspansiyon sisteminde ötürü tekerlekler şasiye adeta katı bir şekilde bağlanmış gibi hareket edecektir. Dolayısıyla aracın kontrolü sürücü açısından çok zor hâle gelecektir. Bu sebeplerden ötürü araçlardaki ‘anti’ uygulamaları aracın yük transferindeki davranışlarına göre belirlenir. Uzun bir dingil mesafesine ve uygun süspansiyon sertliğine sahip bir araçta ‘anti’ uygulamasına gitmek çok fayda sağlamaz. Motoru önde konumlandırılmış araçlarda ‘anti-dive’ uygulaması % 30 mertebelerinde gerçekleştirilirken klasik sedan otomobillerde % 25 mertebelerinde uygulanır.

Yanal yöndeki yük transferi de yine aynı mantık çerçevesinde bulunur. Viraj alma esnasında araca etkiyen merkezcil ivme aracın ağırlık merkezine etki eder. Bu merkezcil kuvvet lastiklerin oluşturduğu yanal kuvvetler tarafından karşılanır. Yanal yük transferinin temel ifadesi şu şekildedir:

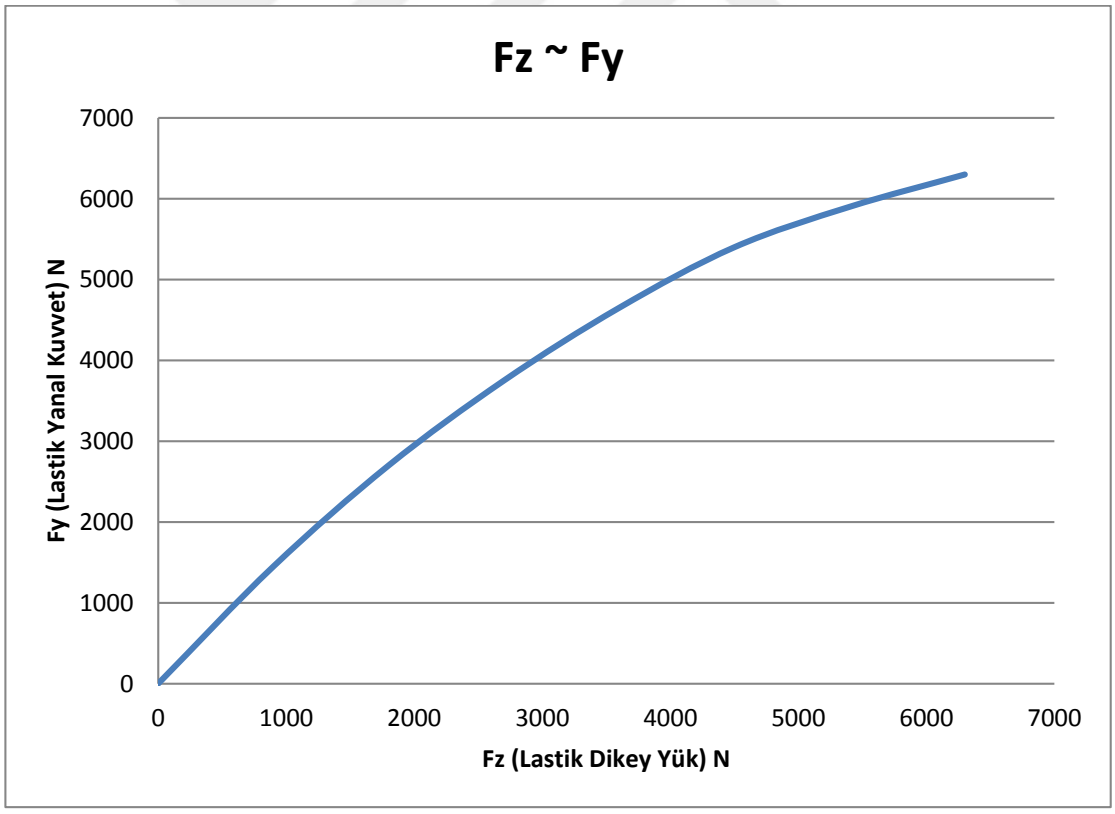
$$Yanal\ yük\ transferi\ (N) = \frac{Yanal\ ivme\ (g)\ x\ ağırlık\ (N) x\ ağırlık\ merkezinin\ yüksekliği\ (mm)}{iz\ genişliği\ (mm)}$$

Yanal yük transferi taşıt dinamiği açısından birçok problemi doğurmaktadır. Öncelikle viraj alma sırasında merkezcil ivmeye kalmış bir taşıt için lastiklerin geliştirdiği yanal kuvvet toplamı lastiklerin üzerine binen dikey yöndeki kuvvete göre belirlenir. Lastik

kinematiği bölümünde lastiklerin nasıl yanal kuvvet geliştirdiği ve çapraz hareket açısının nasıl oluştuğu üzerinde durulmuştu. Ancak yanal yük transferi gerçekleştiğinde lastiklerin ürettiği toplam yanal kuvvet azalır. Bu da taşıtın viraj performansına kötü şekilde etki eder. Bu durumu verilerle ifade etmek gerekirse; tipik bir Can Am yarış arabası göz önüne alınabilir [6]. Örnek taşıtın arka aksına gelen toplam kuvvet 4800 N, iz genişliği 1524 mm ve ağırlık merkezinin yüksekliği 330 mm ve üzerine etkiyen merkezcil ivme 1,4 g olarak kabul edilirse yanal yük transferi şu şekilde bulunabilir;

$$Yanal\ yük\ transferi = \frac{1{,}4\ x\ 4800\ x\ 330}{1524} = 1455\ N$$

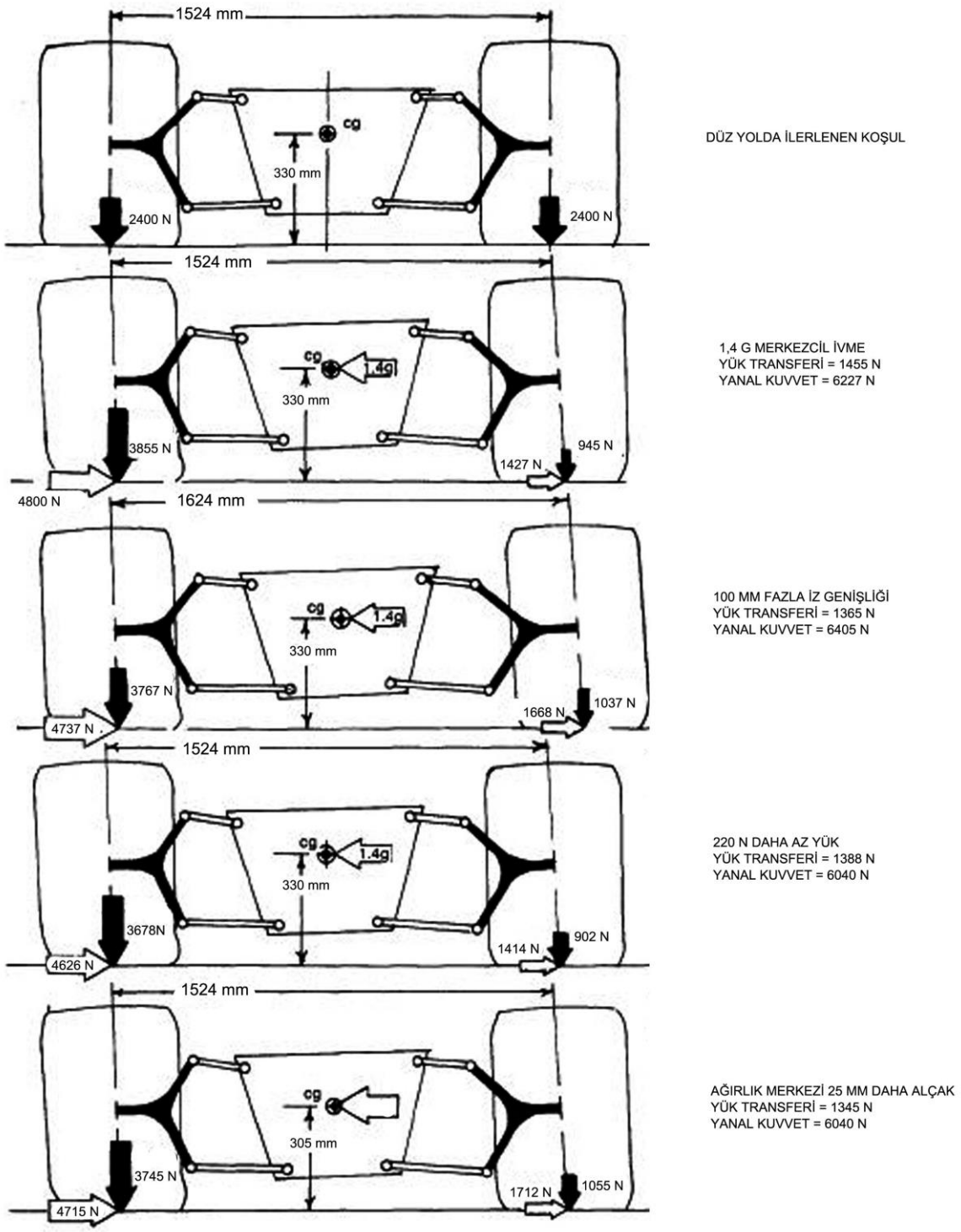
Bu durumda aracın arka aksında içteki tekerlekte düşey yük 945 N olurken dıştaki tekerleğin yükü 3855 N olacaktır. Aşağıdaki lastik karakteristik grafiğine göre bu durumda toplam yanal yük yaklaşık olarak 6725 N'dan 6227 N mertebelerine düşecektir.



Şekil 3.14: Lastiğin Yanal Kuvvet Oluşturma Potansiyeli.

Yanal yük transferinin ortaya çıkardığı bu durumu telafi edebilmek adına yapılması gerekenler merkezcil ivmeyi azaltmak, aracın ağırlığını düşürmek, aracın iz genişliğini

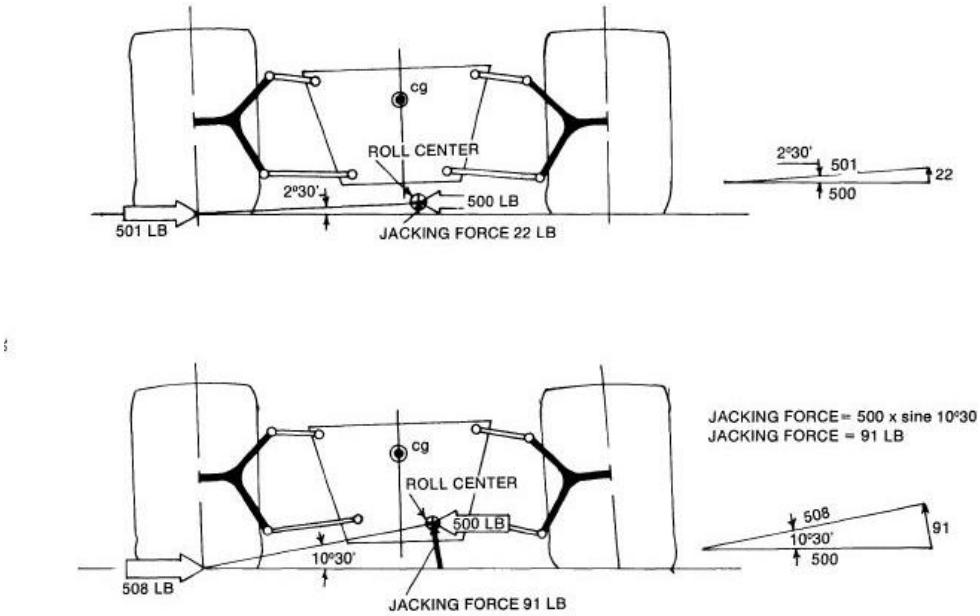
artırmak veya ağırlık merkezinin yerden yüksekliğini düşürmektir. Aşağıdaki şekilde denenmiş bu metotların yanal kuvvet oluşturma potansiyelleri gösterilmiştir.



Şekil 3.15: Yanal Yük Transferi Altında Tekerlek Hareketleri [6].

Ana formüldeki değişkenlerin tamamının üzerinde oynanmasına rağmen lastiklerin ürettiği toplam yanal yükte halen ilk duruma göre bir iyileşme yaşanmamaktadır. Ayrıca aksın yalpa merkeziyle ağırlık merkezi arasındaki mesafe kadar da bir yalpa momenti taşıt üzerine etkimektedir. Bu durum aracın belli bir yalpa açısı yapmasına neden olmaktadır. Aracın yaptığı yalpanın yanal kuvvet oluşturmaya herhangi bir katkısı olmamaktadır. Bunun aksine aracın yalpa yapmasından ötürü süspansiyon hareketlerinin sonucunda tekerleklerdeki kamber açıları önemli miktarda değişebilir. Zaten yanal kuvvet oluşturmaktaki problem kamber açılarının değişmesiyle daha da kötü bir durum haline gelebilir. Dolayısıyla yanal yük transferinin kontrolünün yanı sıra aynı zamanda taşıtın yaptığı yalpa açısının da kontrolü gereklidir.

Taşıtın yaptığı yalpa açısının azaltılması için uygulanacak ilk yöntem yalpa merkezini taşıtın ağırlık merkezine yakın bir yerine konumlandırmaktır. Bu durum yük transferine etki etmeyeceğinden lastiklerin yanal kuvvet geliştirme potansiyelleri için bir değişiklik olmayacaktır. Ancak daha az yalpa açısı yapacak taşıtın tekerleklerindeki kamber açısı değişimleri minimize edilebilir. Ancak yalpa merkezini ağırlık merkezine yaklaştırmanın bazı dezavantajları vardır. Taşıta etki eden merkezcil ivmeyi karşılamak için lastikler tarafından uygulanan yanal kuvvet taşıtın şasisine bir kaldırma kuvvetine (jack force) neden olacaktır. Aşağıdaki şekilde bu durum açıklanmıştır:



Şekil 3.16: Yalpa Merkezinin Yüksekliğinin Neden Olduğu Kaldırma [6].

Lastikler tarafından oluşturulan yanal direnç kuvveti aracın yalpa merkezine etki edecektir. Yalpa merkezi ne kadar yukarıda olursa bu noktaya göre kinematik hesap yapıldığında daha fazla bir kaldırma kuvveti ortaya çıkacaktır. Şasinin yukarı kalkması sonucu süspansiyon uzuvları sanki tekerlekler çukura girmiş gibi davranacaktır. Bu durumda da tekerleklerde beklenmeyen kamber açıları pozitif yönde oluşacağı için viraj alma sırasında lastiklerin oluşturduğu yanak kuvvet toplamında önemli kayıplar yaşanabilmektedir.

Aracın yalpa yapmasını engellemek için diğer bir metot süspansiyonu sertleştirmektir. Süspansiyon sistemindeki yay ve amortisörlerin sertleşmesi sonucu araç daha az yalpa yapacaktır. Ancak yük transferinde bir değişiklik olmayacaktır. Ancak aksa eklenecek bir stabilizatör hem taşıtın yalpa miktarını azaltacağı gibi hem de belirli bir akstaki yük transferini artıracaktır. Böylece sağ ve sol lastiklerdeki toplam yanal kuvvet oluşturma potansiyeli azalacaktır. Bu yüzden taşıt virajlarda daha kötü performans gösterecektir. Bu sebeple bir aks erken kaysın isteniyorsa o aksa stabilizatör ilave edilir. Değişken sertliğe sahip bir stabilizatör tasarımıyla sürücünün virajlarda gerektiği kadar aracın yalpalamasını kontrol etmesinin önü açılabilir. ABD'deki Indy Car yarışlarında araçlar bu tarz bir donanıma sahiptir. Bu sayede pilotlar gerektiği durumlarda aracın yalpalamasını ve doğal olarak lastiklerde oluşacak çapraz hareket açılarını kontrol edebilmektedirler. Bu da taşıtın stasyoner veya instasyoner hareketlerindeki az döner veya aşırı döner olma davranışlarını etkileyecektir. Aracın az döner veya aşırı döner olma durumlarına ilişkin detaylar ilerleyen bölümlerde açıklanacaktır.

Son olarak yük transferleri göz önünde bulundurularak yapılan tasarımda göz önünde bulundurulması gereken husus doğrusal ve yanal yük transferlerinin aynı anda taşıta etki etmesidir. Viraja giren bir aracın hem dönmeye çalışması hem de ani şekilde frenlemesi sonucu ön akstaki dış tekerlek aşırı yüklenmiş olacak bu durumda da araç gereğinden daha fazla aşırı döner konuma gelerek sürücü için daha zor kontrol edilebilir bir araç olacaktır. İlerleyen bölümlerde yapılacak analizlerde aracın bu şartlar göz önünde bulundurularak kontrol edilebilirliği ve manevra kabiliyetleri incelenecektir.

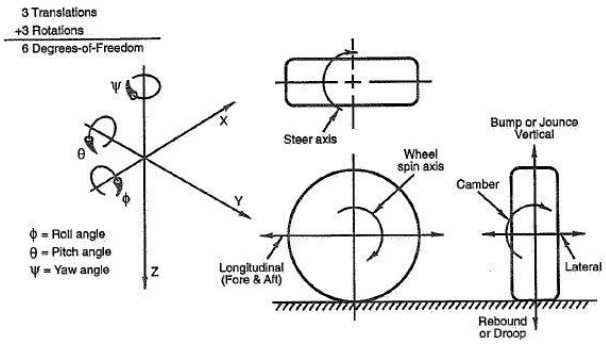
İz genişliği ve dingil mesafesi uzunlukları üzerinde yapılacak oynamalar sayesinde daha iyi bir yol performansı elde edilebilir. Daha uzun bir dingil mesafesin sahip araçta doğrusal ivmelenmelerde daha dengeli bir araç ortaya çıkacaktır. Polar momentin düşürülmesi için yapılacak alanlar daha geniş olduğu için paketleme alanında da

önemli avantajlar sunmaktadır. Ancak kısa dingil mesafeli araçlar manevra kabiliyeti açısından daha iyidir. Bu yüzden hızlı ve büyük yarıçapa sahip virajlarda uzun dingil mesafeli araçlar daha iyi performans sergilerken daha düşük yarıçaplı ve yavaş virajlarda kısa dingil mesafeli araçlar daha iyi performans sergilemektedir. İz genişliğinin artırılmasıyla birlikte merkezcil ivmenin yaratacağı etkiler azaltılabilir, yanal yük transferinde azalmalar yaşanır, aracın yalpa miktarı azalır ayrıca süspansiyon uzuvları için gerekli boşluğun alan artar. Ancak aerodinamik anlamda ön yüzey alanı artacağı için bir dezavantaj yaratılmış olur.

3.4 Süspansiyon ve Direksiyon Geometrileri

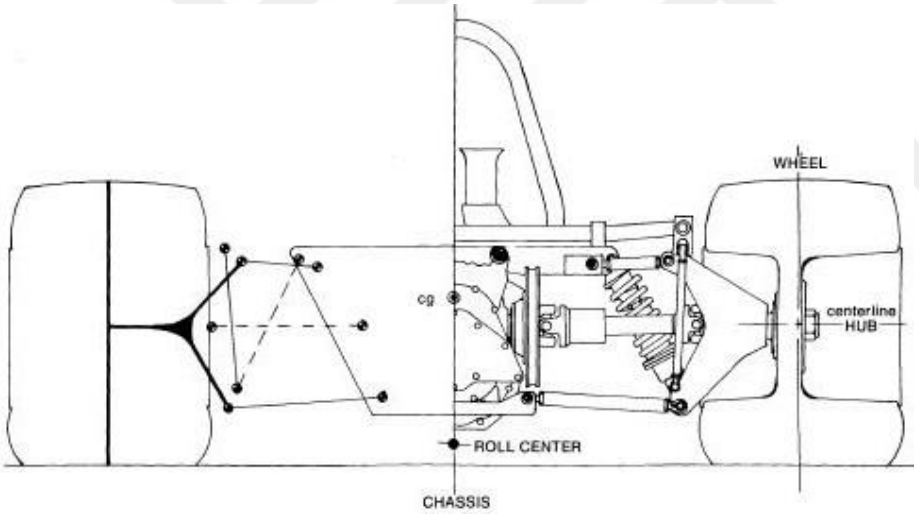
Bir spor otomobilin genel yapısına bakıldığında klasik yapı 4 adet birbirinden bağımsız tekerleğe sahip olduğu görülür. Süspansiyon sistemi bu tekerleğin aracın yol performansı sırasında aracı yola en iyi bağlayacak şekilde tasarlanmalıdır. Aynı zamanda belli bir konfor ölçütünü de sağlamalıdır. Geometrik olarak süspansiyon sistemi incelendiğinde, sistem olarak spor otomobillerinde ve yarış otomobillerinde kullanılan çift a kollu ‘double wishbone’ süspansiyon sistemi benimsenmiştir. İlerleyen kısımlarda bu sistemin nasıl inşa edileceği anlatılacaktır.

Bir tekerlek klasik mekaniğe göre 6 serbestlik derecesine sahiptir. Aşağıdaki resimde bu 6 serbestlik derecesi görülebilir. İdeal bir bakış açısıyla süspansiyon sistemi bağlı olduğu tekerlek aksonunun sadece bir yönde hareketine izin vermelidir. Tekerleğin düşey yöndeki hareketi sistemin serbestlik derecesi olarak belirlenmelidir. Ancak çift A kollu süspansiyon sistemi dört kollu bir sistem olduğuna ve her bir uzuv iki ucundan küresel mafsallarla bağlandığı için izin verilen serbestlik derecesinin dışında da serbestlik görülecektir. Minimal yöndeki bu hareketler belli bir değere kadar süspansiyon sistemine esneklik kazandırarak dinamik tekerlek kuvvetlerine karşı tolerans sahibi bir hareket kabiliyeti vermektedirler.



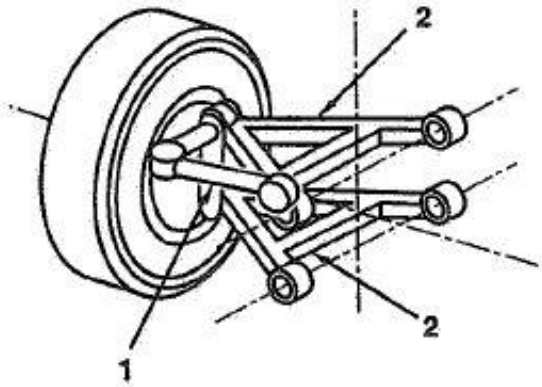
Şekil 3.17: 6 Dereceli Lastik Serbestliği

Çift A kollu süspansiyon sistemi 4 kollu bir kinematik sistemdir. Kolların uzunluğu ve birbirine göre açısı sayesinde tekerleğe istenilen hareket kabiliyeti kazandırılabilir. İlerleyen kısımlarda anlatılacak olan kamber, kaster, toe gibi spesifik tekerlek açılarının kontrolü bu uzuvların birbirine göre olan pozisyonlarına göre belirlenebilir. Aşağıdaki resimde tipik bir çift A kollu süspansiyon sistemine sahip bir otomobilin arkadan görünümü verilmiştir:

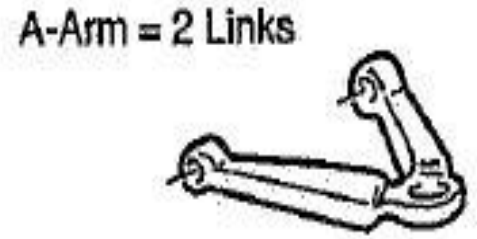


Şekil 3.18: Çift A Kollu Süspansiyon Örneği [6].

Çift A kollu süspansiyon sisteminde iki adet A kolu denilen parça vardır. Her bir parçanın 2 serbestlik derecesi kısıtladığı düşünüldüğünde çift kol 4 serbestlik derecesini kısıtlamaktadır. Süspansiyon sistemine bağlı rot kolunu da eklediğimizde süspansiyon sisteminden istenilen 5 serbestlik kısıtı ortaya çıkmaktadır. Aşağıdaki resimde görülen 1 numaralı parça rot kolunu gösterirken, 2 numaralı parça A kolunu göstermektedir.



Şekil 3.19: Çift A Kollu Asılış [6]



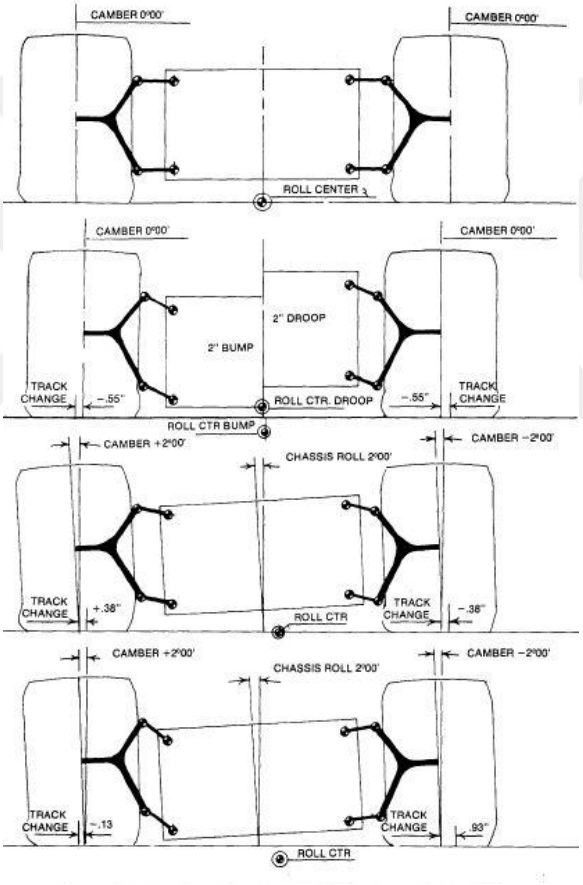
Şekil 3.20: Salıncak Kolu [6].

[5]

Bahsedilen süspansiyon sisteminde tekerleğin hareketini süspansiyon uzuvlarının uzunlukları ve birbirlerine göre olan açıları belirler. Dolayısıyla bu tarz bir süspansiyon sisteminde tek bir doğru yoktur. Ancak bazı hususlar göz önünde bulundurulmalıdır. Göz önünde bulundurulacak noktaları tespit etmek adına süspansiyon sistemindeki uzuvların pozisyonlarının olası hâllerinin üzerinden bazı tespitler yapılabilir. Süspansiyon sistemine aracın önünden bakıldığında karşımıza iki boyutlu 4 kollu bir kinematik zincir çıkmaktadır. Üç farklı sistem üzerinden olası durumlar incelenecektir. Bunlar şu şekildedir [6]:

1. **Eşit uzunlukta paralel kollar**
    - Herhangi bir yalpa hareketi yaşamadığı takdirde tekerleğin dikey hareketinden ötürü bir kamber açışı değişimi olmamaktadır.
    - Kısa uzunluktaki kollara sahip sistemlerde taşıt mevcut aksının iz genişliği önemli ölçüde değişmektedir. Bu durum lastik aşınmalarına sebep olmaktadır.

- Şasinin yapacağı yalpa açısı tekerleğin yapacağı yalpa açısına eşit olmaktadır.
- Dış taraftaki tekerleklerde pozitif kamber olmaktadır. Bu durum aracın viraj performansını kötü şekilde etkilemektedir. Zira viraj alma esnasında tekerleklerin negatif yönde kamber oluşturması istenmektedir.
- İz değişiminin önüne geçmek için süspansiyon kolları uzatılabilir. Ancak bunda şasinin imkân verdiği boyutlar kıstas olarak yer almaktadır.

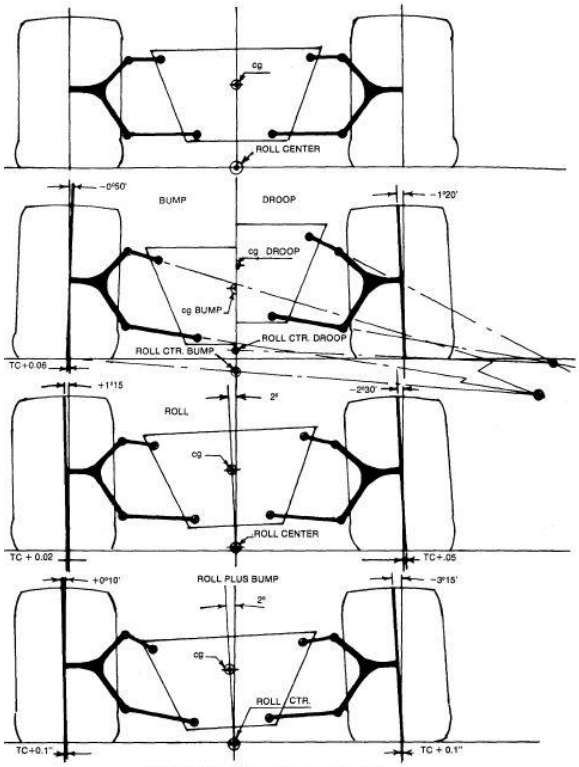


Şekil 3.21: Aynı Uzunlukta Paralel Kolların Hareketi [6].

2. Farklı uzunlukta paralel kollar

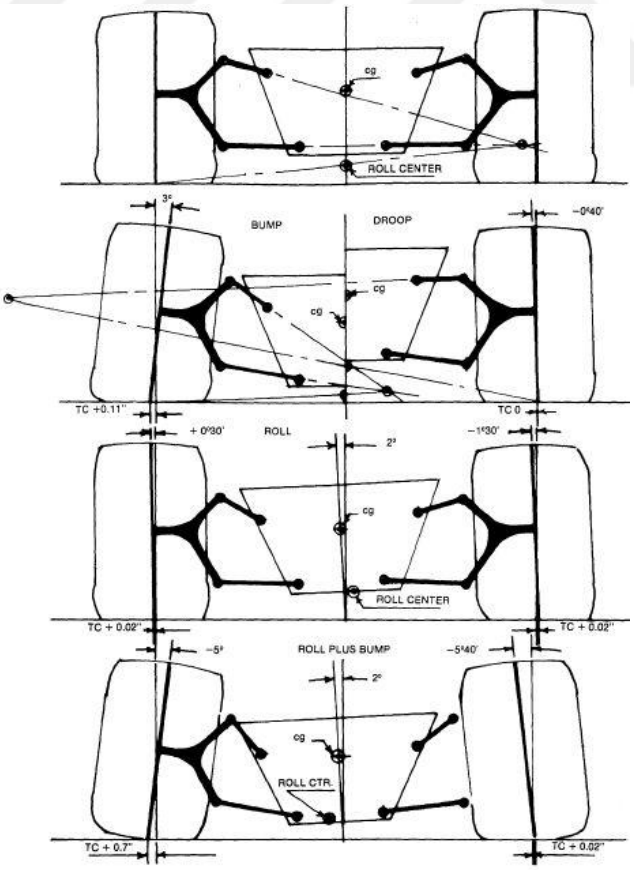
- Üst A kolu daha kısa şekilde olmalıdır.
- Bu sistemde tümsek üzerinden geçiş yapılırken her türlü durumda tekerleklerde negatif kamber açısı oluşur.
- Üst A kolunun daha da kısaltılması sonucu kamber değişiminin eğrisi çok dik hâle gelir.

- Şasinin yalpa hareketi sonrası yapacağı açının yönüyle taşıtın yattığı yöndeki tekerleğin kamber açısının yönü yine aynı kalmaktadır. Ancak bu sefer açı pozitif olduğunda eşit ve paralel uzunluktaki kola göre daha iyi bir sonuç ortaya çıkmaktadır. Ancak taşıtın yatmadığı taraftaki tekerlekte meydana gelen negatif kamber de kayda değer bir gelişme meydana gelmemektedir.
- A kollarının uzunlukları farklı olduğu için tekerleğin dikey hareketi esnasında birbirlerine göre paralel olmayacaklardır. Dolayısıyla hareket esnasında ani dönme merkezine olan uzaklık değişeceği için tekerlekte ani kamber açısı değişimleri gerçekleşebilir. Bu durumda da taşıt sürücünün kontrolü dışında hareket edebilir. Bu sebepten ötürü çok fazla dikey hareketin olduğu yol şartlarında seyredecek araçlar için üst A kolunun uzunluğu mümkün olduğunca alt kolun uzunluğuna yakın seçilmelidir.
- Yalpa merkezi bu tarz sistemlerde yaklaşık olarak aynı yerde kalır.



Şekil 3.22: Eşit Uzunlukta Olmayan Kolları Hareketleri

3. Farklı uzunlukta paralel olmayan kollar
    - Aracın viraj esnasında yattığı tarafta bulunan tekerlekteki pozitif kamber açısı azalır.
    - Bu tarz süspansiyon sistemlerinde çok alçak yalpa merkezleri elde edilebilir. Üst kolun eğimiyle oynayarak istenilen yerde bir yalpa merkezi çıkarılabilir. Yine aynı şekilde ilk maddede anlatılan dış tekerleğin pozitif kamber açısı da ayarlanabilir.
    - Üstteki kolun açısını taşıtın ana merkez çizgisinden aşağı yöne bakacak şekilde arttırıldığı zaman taşıtın virajdayken yattığı taraftaki tekerleğin pozitif olan kamber büyük oran iyileştirilebilir. Ancak bu sefer de kamber açısının değişimi çok hızlı değişeceği için süspansiyon hareketi kontrolsüz bir hâl alabilir. Bunun için süspansiyon kollarının şasiye bağlandığı noktalar yukarı çıkarılabilir. Ancak bu sefer de yalpa merkezi tekerlek dikey hareketini yaptığı sırada statik durumdaki pozisyonuna göre değişiklik göstermektedir.



Şekil 3.23: Eşit ve Paralel Olmayan Kolların Durumu [6].

Geometrilerdeki bu oynamaların sonucunda bazı tasarım kriterleri getirilebilir. Öncelikle ön düzendeki kamber açısı değişimi arka düzene göre daha fazla olmalıdır. Zira araç viraj alırken ve aynı zamanda da frenleme yaptığında aracın viraj içinde kontrol edilebilir olması için mümkün olan tüm kamber kompanzasyonunu kullanmak zorundadır. Araç bileşke yük altındayken ön dış tekerlekteki süspansiyon yayları fazla miktarda sıkışacaktır. Dolayısıyla dış tekerlekte oluşan pozitif kamberin etkisini ortadan kaldıracak çözümlere ihtiyaç vardır. Ayrıca ön düzendeki tekerlekler arkaya göre genellikle daha küçük olduğu için kamber değişimindeki hassasiyet burada daha etkilidir. Aynı zamanda aracın doğrultusunun da kontrolü ön düzendeki direksiyon hareketleri sayesinde gerçekleştiği için ön düzendeki açı düzenlemeleri her zaman önemlidir.

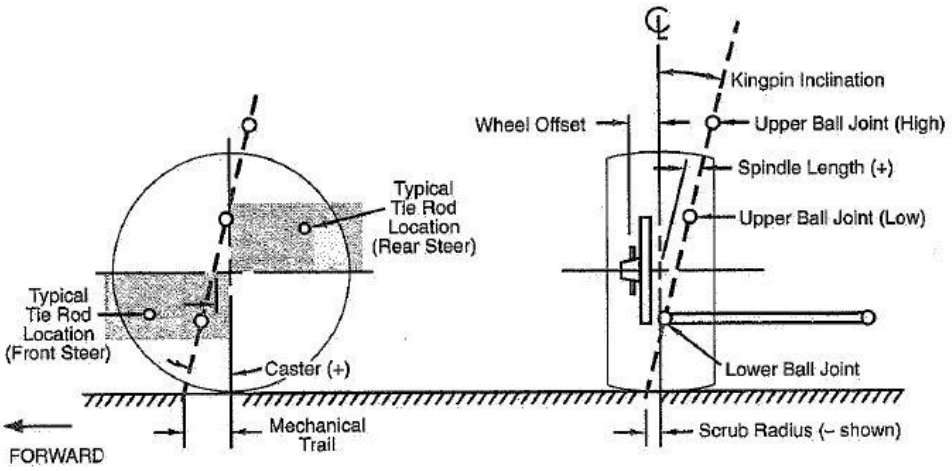
Ön düzendeki yalpa merkezi arka tarafa göre daha düşük tutulmalıdır. Ancak belli bir noktanın altında araç viraj sırasındayken üç tekerlek üzerinde kalmasına neden olabilir. Ayrıca ön ve arka düzendeki yalpa merkezlerinin hareketlerini birbirlerine göre yakın olmalıdır. Araca binen bileşke yükler akslara farklı etkiler yaptırabileceği için bu iki düzendeki yalpa merkezi hareketleri birbirine yakın tutulmalıdır.

Sonuç olarak süspansiyon sisteminden performans olarak beklenti şasinin hareketlerini mümkün mertebe kontrol altında tutarak lastiklerin temas bölgesinde maksimum kapasiteyi kullanmasının sağlanmasıdır. Dolayısıyla şasinin yalpa esnasındaki hareketlerini kısıtlamak adına yapılacak hamleleri tekerleklere olan etkisini göz ardı etmeden düşünmek gerekir.

Şasinin daha az yalpa yapması için daha yüksek yalpa merkezleri seçilebilir; ancak bu sefer de kamber açısı değişimlerinden mahrum kalınır. Dolayısıyla iki durum arasında bir denge gözetilmelidir. Ayrıca yüksek yalpa merkezinin yüksek kaldırma kuvveti (jacking) doğurduğu bir önceki bölümde görülmüştü. Şasinin yalpasını minimize etmek için kullanılabilecek en pratik araç stabilizatör çubuklarıdır. Aynı şekilde süspansiyon elemanlarının sertliği ve kinematik uzuvların uzunluğu istenilen kamber açıları değişimi bölgelerine uygun şekilde yapılmalıdır.

Yukarıda bahsedilen parametrelerin yanı sıra süspansiyon sisteminin üç boyutlu ortamda tasarlanabilmesi için aracın geometrisinden kaynaklanan sınır şartlarını da içeren bir paketleme probleminin çözümü gereklidir. Anlatılan geometri tanımları iki boyutlu ortamda olduğu için bu ifadelerin üç boyutlu uzaydaki karşılıklarının

bulunması gerekmektedir. Ayrıca direksiyon sisteminin de hem geometrik sınırlar bakımından hem de tekerleğin dikey hareketine etkilerinden dolayı göz önünde bulundurularak tasarımcının tasarımını yapması gerekmektedir.



Şekil 3.24: Ön Tekerlek Düzeni [5].

Yukarıdaki resimde tipik bir ön düzen süspansiyon sistemi için tekerlek yerleşimi görülmektedir. İlk yapılacak olan aracın paketleme çalışmaları sırasında süspansiyona ne kadar yer ayrıldığını belirlemektir. Belirlenen bu hacme süspansiyon sistemi üç boyutlu olarak yerleştirilecektir. Motor bloğunun yerleşimi, sürücü ve yolcuların konumu, aracın tahrik aksının seçilmesi gibi konular süspansiyon için gerekli boş hacmin nasıl olması gerektiğini belirleyecektir. Aynı zamanda direksiyon sistemi için de önemli açı ve uzunluklar da yine bu aşamada belirlenecektir.

Aracın dingil mesafesi ve özellikle süspansiyon sistemi için başlıca etmen olan iz genişliği belirlendikten sonra süspansiyon öğelerinin belirlenmesine geçilebilir. İz genişliği bulunurken benchmark çalışması yapılan araçlar örnek olarak alınabilir veya herhangi bir kural kitapçığına bağlı bir araç tasarlanacaksa direkt olarak kurallara göre olan sınırlar içinden iz genişliği seçilebilir. Aracın ana boyutları, akslar arası mesafeler, aks mesafeleri ve paketleme hacmi gibi temel unsurlar belirlendikten sonra bir diğer temel unsur olan lastik ve jant seçimi tasarım esnasında etkili olacaktır. Burada yine aracın tasarım kriterlerinde belirlenen çalışmalara istinaden istenilen tekerlek ebatları seçilebilir.

Jant ofseti burada karşımıza yine belirleyici bir unsur olarak çıkmaktadır. Zira jant ofseti direkt olarak tekerleği döndürecek olan rulmanlar, bu rulmanların monte edileceği akson ve son olarak da aksona bağlı olan fren kaliperlerinin yerini

belirleyecektir. Jant ofseti de yine benchmark çalışmasındaki araçların genel olarak kullandığı jantlardaki değerler alınarak seçilebilir. Fren kaliperi ve diğer tekerlek boyutları belli olduktan sonra aksonun alt salıncak koluyla bağlandığı küresel mafsalın yeri belirlenir. Aksonun alt küresel mafsalının konumu istenildiği gibi belirlenebilir. Ancak üst küresel mafsalla yapacağı kingpin açısı ve scrub radyusu hesaba katıldığında bu mafsalın pozisyonu modifiye edilebilir. Eğer jantın içinde bir konumda küresel mafsal yerleştirilmek isteniyorsa süspansiyon kollarının yapacağı hareketlerin göz önünde bulundurulması gerekmektedir.

Bu aşamadan sonra kingpin açısı, scrub radyus ve akson yüksekliği belirlenmelidir. Birbiriyle ilişkili olan bu terimlerden kingpin açısı belirleyici olandır. Kingpin açısı iki şekilde bulunabilir. Bunlardan ilki scrub radyusu belirli bir değer üzerinden çalışmaktır. Dolayısıyla zemin üzerindeki scrub mesafesi ve akson alt mafsal noktası belli olduğundan kingpin açısı kendiliğinden ortaya çıkacaktır. Diğer bir metot da belirli bir kingpin açısı üzerinden hareket etmektir. O zaman da ortaya çıkan scrub radyusu tasarımcı kabul etmek zorunda kalacaktır.

Arkadan tahrikli taşıtlarda akson alt küresel mafsalı mümkün olduğunca yatay eksende dışarı doğru itilir ve düşük kingpin açılarında çalışılır. Genellikle 8° kingpin açısı tercih edilir. Önden tahrikli araçlardaysa genellikle 16°'lik bir kingpin açısı ve negatif scrub mesafesi belirlenir [5]. Bir aks üzerinde tahrik kuvveti sağ ve sol tekerlek üzerinde çeşitli mekanik nedenlerden ötürü farklı olabilir. Dolayısıyla eğer önden tahrikli bir taşıt söz konusuysa bu direksiyon sistemini etkilemektedir. Eğer bir tork farkı varsa scrub radyus oranında bu iki tekerlek arasındaki fark direksiyon sistemini uyaracaktır ve sürücü direksiyon sisteminde tepki alacaktır. Bu durumun üstesinden gelmek adına önden tahrikli taşıtlarda scrub radyus negatif olmaktadır.

Kingpin açısı tekerleklere bir direksiyon açısı verildiğinde aracın performansına etki etmektedir [5]. Kingpin açısının fazla olması aracın şasisinin aynı oranda fazla yükselmesine neden olmaktadır. Bu durum direksiyonun kendi kendine geri toplamasını sağlayan bir etkiyi doğurmaktadır. Akson yüksekliği bu durumu etkileyen bir başka etkendir. Kingpin açısının bir diğer etkisi tekerleğin kamber açısı üzerinde olmaktadır ki bu durum taşıt performansına doğrudan etki eder. Direksiyon simidinin dönüşü tamamlandığında kingpin açısına bağlı olarak tekerlek pozitif kamber açısı olacak şekilde konumlanmaktadır. Geçtiğimiz bölümlerde bu durumun lastiklerin yanal kuvvet üretmesinde bir problem teşkil ettiği görülmüştür. Bu etkinin ortadan

kaldırılması için kaster açısı üzerinde oynamalar gerekmektedir. Pozitif kaster açısı dıştaki tekerleklerde negatif kamber yaratacaktır. Ancak bu sefer de içteki tekerleklerde pozitif kamber oluşacaktır. Bu etkilerden ötürü kingpin açısı yüksek seçilmemektedir. 8°'lik kigpin açısı seçilmesinin arka planında kingpin-kaster ilişkisinin tekerlekte yarattığı kamber etkisi yatmaktadır.

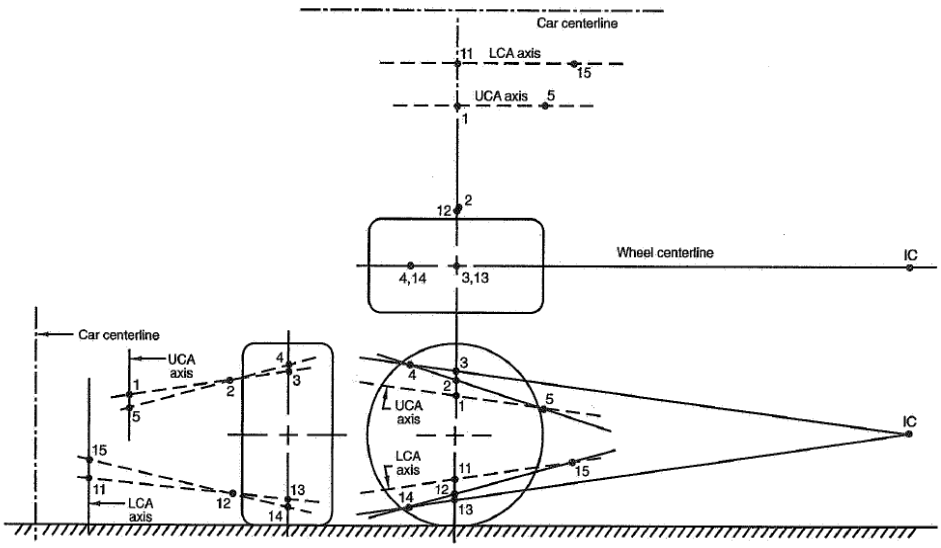
Kaster açısı tekerlekte kamber açısı değişimlerinin yanı sıra direksiyon kuvvetleri üzerinde de etkili olmaktadır [5]. Kaster mesafesinin fazla olması direksiyon sisteminin kendini geri toplamasına dair kuvveti artıracaktır. Lastik kinematiğinde anlatıldığı gibi lastiğin elastik yapısından ötürü kaynaklanan geri çağırıcı moment gibi kaster mesafesi de direksiyon üzerinde bir geri çağırıcı moment oluşturmaktadır. Bu mesafe ne kadar fazla olursa o kadar fazla bir moment oluşur. Dolayısıyla mesafenin artması lastiğin kendi oluşturduğu etkiden çok daha fazla olup lastiğin etkisini önemsizleştirebilir.

Kaster açısı aynı kingpin açısı gibi aracın ön tarafının kalkmasını sağlar. Ancak bu etki araçta çapraz bir yük transferi olmasına neden olmaktadır. Örnek vermek gerekirse sola doğru bir dönüşte yük sol ön tekerlekten sağ arka tekerleğe aktarılmaktadır ki bu durum aşırı döner bir davranış biçimi oluşturmaktadır. Sadece belli bir yönde dönülen pistlerde giden araçların tasarımında bu etkiden yararlanabilmek için sağ ve sol tekerlekler arasında bir kaster açısı farkı yaratılmaktadır. Böylece aracı belli bir seyir yüksekliğinde tutup maksimum performans elde edilebilir.

Kingpin açısının ve akson yüksekliğinin fazla olması düşük hızlarda direksiyon sisteminin kendini merkezlemesini sağlar. Ancak yüksek süratlerde yoldan gelebilecek bir etki bu merkezleme durunu ortadan kaldırabilir. Yol üzerinden gelebilecek bu pürüzlerde direksiyon açısının değişmemesi için akson yüksekliğinin uzunluğu azaltılabilir.

Kingpin açısı ve akson yüksekliği belirlendikten sonra süspansiyon uzuvlarının aksonla monte edileceği noktalar belirlenmiş olmaktadır. Bu arada direksiyon kremayerinin yerinin belirlenmesi gerekmektedir. Aracın önden veya arkadan tahrikli olması ve motor bloğunun konumu gibi temel hacimler direksiyon kutusunun paketleme çalışmalarında kısıtlar olarak yer almaktadır. Süspansiyon sistemindeki tüm uzuvlar kendi içinde bir yay sertliğine sahip olacağı için direksiyon ve süspansiyon elemanlarının birbiriyle uyumsuz çalışmaması gerekmektedir. Araçta oluşabilecek toe

açıları beklenenden farklı çıkabileceği için araç performansı düşecektir. Eğer direksiyon kutusu tekerleğin merkez doğrusal ekseninin arkasına konumlandırılacaksa kaster eğiminin arkasında ve üstte, eğer ön tarafta konumlandırılacaksa kaster eğiminin önünde ve altta yer alması daha doğru olacaktır.



Şekil 3.25: Süspansiyon Kollarını Oluşturmak İçin Kullanılan Baz Noktalar [5].

Süspansiyon sisteminin paketleme çalışmalarından sonra istenilen yalpa merkezi ve aracın kafa vurma momentlerini azaltacak olan 'anti-dive' ve 'anti-squat' geometrileri belirlenir. Bu noktaların seçiminde daha önce anlatılan tekerleğin zeminle olan ilişkisine olan etkileri incelenerek karar verilir. Yapılacak analizlerle bu noktalar modifiye edilerek final tasarımı tamamlanır. Yukarıdaki resimden de görüldüğü üzere iki boyutlu olarak sisteme önden ve yandan bakılarak salıncak geometrileri oluşturulacaktır. Öncelikle önden bakılarak yalpa merkezini belirleyecek şekilde 1,2 ve 3 numaralı noktalar üst salıncak kolu için oluşturulur. Aynı şekilde 11,12 ve 13 numaralı noktalar da alt salıncak için oluşturulur. 1 ve 2 salıncak iç ve dış noktalarını gösterirken 3 numaralı nokta 1 ve 2 noktalarıyla oluşturulmuş doğrunun tekerleğin enine eksenindeki kesişimi sonucunda oluşturulmuştur.

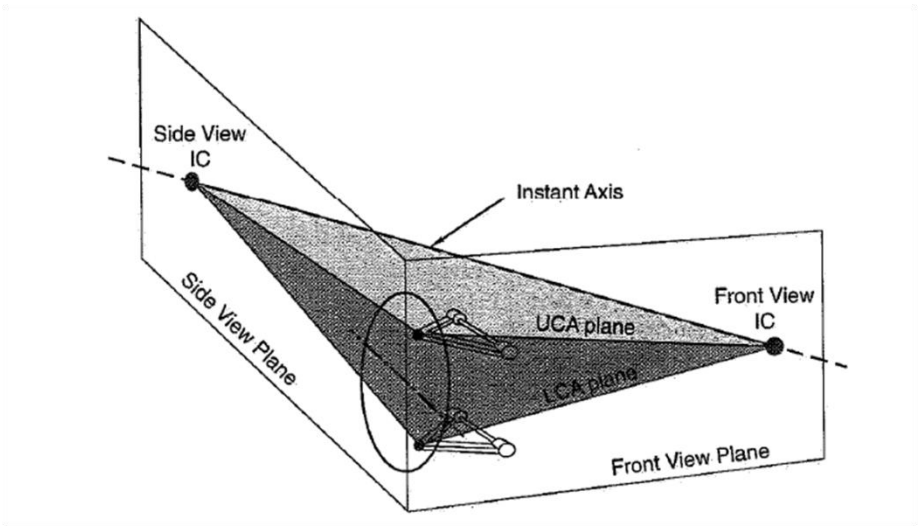
Daha sonra bu üç nokta araca yandan bakılan düzleme geçirilir. Yan düzlemde oluşturulmuş ani dönme merkezi 3 numaralı noktayla birleştirilerek bir doğru oluşturulur. Daha sonra bu doğru üzerinde 4 numaralı bir keyfi nokta seçilir. Bu noktanın tespiti salıncağın geometrisinde önemli etki edeceği için paketleme

kısıtlarına göre istenildiği şekilde belirlenebilir. Daha sonra bu nokta önden bakılan düzleme geçirilir.

Bundan sonra yapılacak adım bu dört noktanın (#1,2,3,4) ve (#11,12,13,14) aynı düzlem içinde kalmasını sağlamaktır. Analitik geometrik kurallara göre üç noktadan bir düzlem geçer ve bu düzlem üzerinde herhangi iki noktadan geçen doğrudan uzatılarak oluşturulan üçüncü bir nokta yine düzlem üzerinde kalır. Seçilen 1,2 ve 4 numaralı noktaların oluşturduğu düzlem üzerinden kalan noktalar oluşturulur.

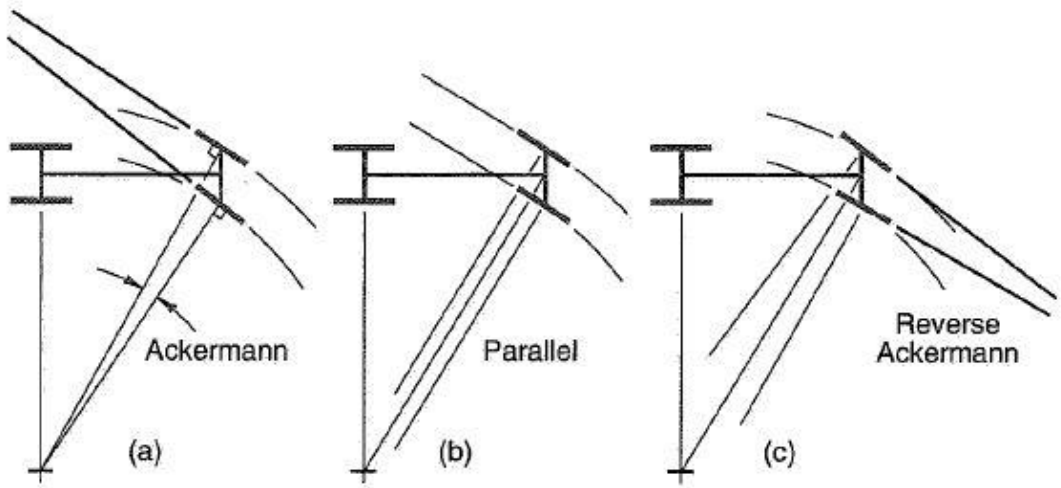
Oluşturulan düzlem üzerinden 2 ve 4 numaralı noktaların birleşiminden oluşturulan doğruya 5 noktası eklenerek üst salıncağın düzlemsel geometrik yerleşimi yapılır. Burada dikkat edilmesi gereken husus üstten bakıldığında 1 ve 5 numaralı noktalardan geçen eksenin aracın doğrultu eksenine paralel olması gerektiğidir.

Bu düzlemsel plânlamanın amacı 2D olarak bulunan ani dönme merkezlerinin önden ve yandan bakıldığından 3D geometriye sahip salıncaklarda her daim kesişim hâlinde olmasını sağlamaktır. Ön düzen için uygulanan bu yöntemde belirlenen süspansiyon pozisyonu arka düzen için de kullanılabilir. Genellikle kullanılan yöntem ön düzendeki geometriyi ters olacak şekilde arka düzene aktarmaktır. Örnek vermek gerekirse sol ön tekerlek için olan geometri arka düzende sağ arka tekerlek de kullanılabilir.



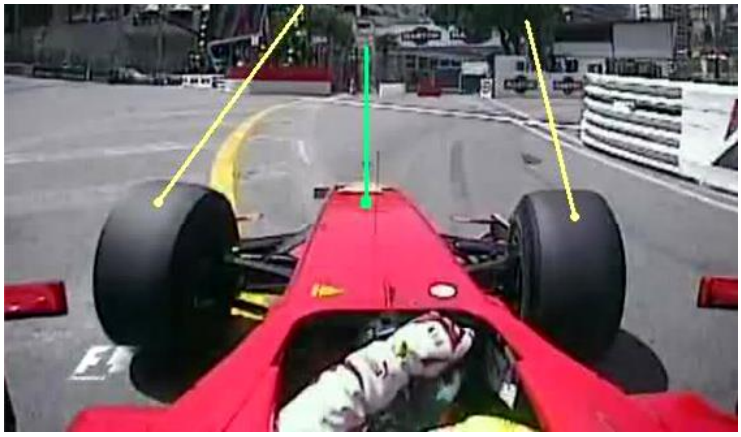
Şekil 3.26: Süspansiyon Kollarının 3B Şekilde Kesişmesi [5].

Süspansiyon sistemi tasarlanırken kullanılan yardımcı bir yöntem de direksiyonun daha iyi çalışmasını sağlayan Ackermann geometrisini uygulamaktır. Ackermann geometrisiyle viraj içinde seyreden bir araçta içteki tekerleğin direksiyon açısı daha fazla olurken dış tekerlek daha az dönecektir. Bu geometri şu şekildedir:



Şekil 3.27: Ackermann Direksiyon Geometrisi [6].

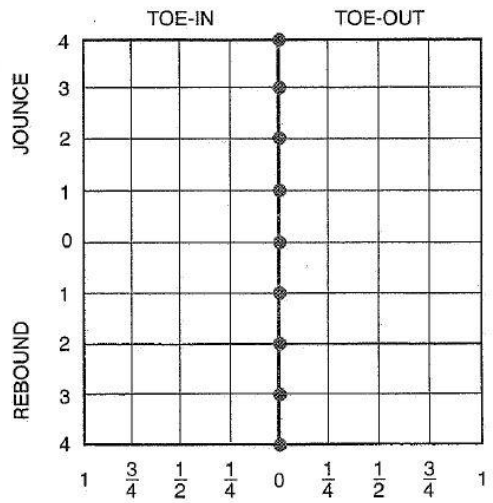
Düşük hızlarda kayma açılarının ihmal edilebilir olduğu durumlarda Ackermann geometrisi aracın performansı açısından iyi çalışırken, yüksek hızlarda viraja alan taşıtlara aynı gerekli katkıyı yapmamaktadır. Yüksek hızla girilen virajlarda içteki tekerlek gereğinden fazla bir çapraz hareket açısıyla yüklenmiş olur. Üretebileceği maksimum yanal kuvvetin üzerinde bir çapraz hareket açısına maruz kalan tekerlek aracı yavaşlatacak ve yüksek sıcaklıklara erişen tekerlekte kaymadan ileri gelen bir aşınma meydana gelecektir. Bunun önün geçmek için yüksek süratli viraj ivmelerinin yaşandığı yarış arabalarında paralel veya ters Ackermann geometrileri uygulanır.



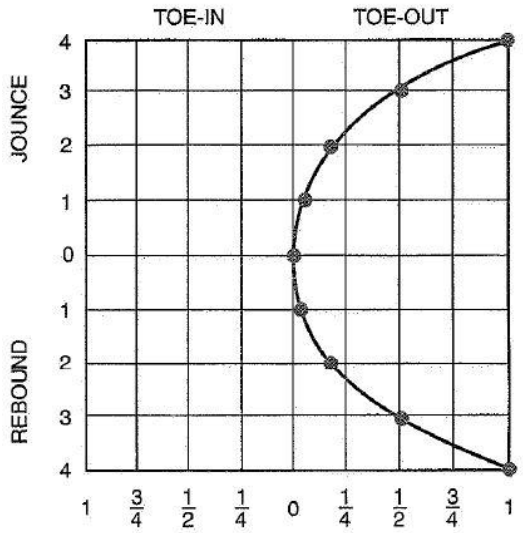
Şekil 3.28: Formula 1 Aracı ve Ters Ackermann

Taşıt tekerlekleri herhangi bir direksiyon girdisi vermeden de dönebilir. Tekerlek rot kollarının süspansiyon uzuvlarıyla arasındaki ilişkisinden ötürü bu tarz hareketler yaşanabilmektedir Tekerleğin tümsek hareketinden veya aracın yalpa ve kafa vurma hareketlerinden kaynaklanan direksiyon sapmaları istenmeyen bir durumdur. Bunun

sebebi aracın tümsek üzerinden geçerken veya yalpa hareketi yaptığı esnada tekerleklerin kendi kendine belli bir açıda dönmeleri sonucu sürücünün istemediği bir yönde yol almasıdır. Tekerleğin böyle bir etkiye girmemesi için (Roll Steer – Bump Steer) rot kolunun doğrultusu süspansiyon uzuvlarının ani dönme merkezine doğru olmalıdır. Böylece hem rot kolu hem de süspansiyon kolları aynı merkez etrafında dönecekleri için aralarında izafi bir hareket olmayacaktır. Rot kolunun uzunluğunun da mümkün mertebe süspansiyon kollarına yakın seçilmesiyle bu etki en aza indirilir. Hem süspansiyon uzuvlarının hem de direksiyon rot kolunun küresel mafsallarla ve kauçuk elemanlarla şasiye monte edilmesinden ötürü tüm bu hareketlerin birbirlerine göre izafi hareketi tamamen sıfırlanamamaktadır. Bu durum ayrıca önemlidir. Çünkü uzuvların birbirine göre hareket edebiliyor olması, yoldan tekerleklere gelecek minimal etkilerde bile direksiyon sisteminin istemsizce çalışmasına neden olur. Bu durumda aracın kontrol edilmesi zorlaşmaktadır. Süspansiyon geometrisi için tasarım yapılırken uzuvların birbirlerine olan etkilerini iyi tetkik edilmesi, tekerleğin şasinin yalpa ve tekerleğin düşey hareketlerine göre dönmesi istenilen düzeylere çekilebilecektir.



Şekil 3.29: Tekerlek Hareketi vs. Toe Açısı.



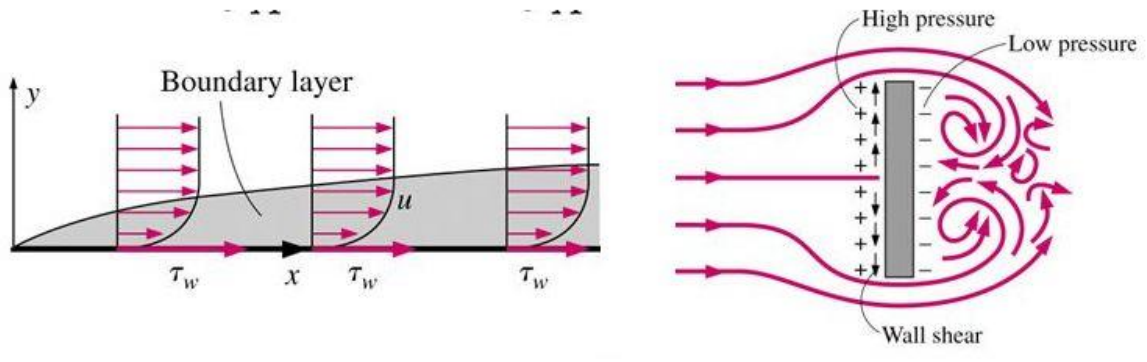
Şekil 3.30: Tekerlek Hareketi vs. Toe Açısı [5].

Aracın yalpadan veya tümsekten geçmesi sonucu olan dönme hareketi tekerleğin dikey hareketine karşılık oluşan toe açıları olarak grafiğe dökülmektedir. Toe açısındaki bu değişim aracın az döner veya aşırı döner davranışlarını etkilemektedir. Eğer taşıta gelen etki sonrası ön tekerlekler virajın dışına doğru dönerse; taşıt az döner bir davranış biçimine girecektir. Arka tekerleklerdeyse virajın içine doğru oluşacak bir toe açısı aracı yine az döner pozisyona sokacaktır.

3.5 Aerodinamik Hususlar

Aerodinamik taşıt tasarımında çok önemli bir konudur. Özellikle tezin kapsamı boyunca tasarlanacak olan taşıtın bir spor otomobili olmasından dolayı aerodinamik kuvvetler taşıt performansı üzerinde etkin rol oynamaktadır. Aracın ivmelenmesinde sürüklenme kuvvetleri yoğun şekilde etkiliyken, viraj performansı gibi lastiklerin kapasitenin kullanıldığı zamanlarda da yere basma kuvveti oldukça etkilidir.

Taşıtlar yol üzerinde seyrederken aerodinamik olarak havayla münasebet içindedirler. Dolayısıyla bahsedilen muhtelif kuvvetleri oluşturan gaz parçacıkları hava molekülleridir. Havayla temas eden bir taşıtın yüzeyinde belli bir direnç kuvveti oluşur. Bu direnç kuvvetleri: Basınç direnci ve yüzey sürtünme direncidir.



Şekil 3.31: Sırasıyla Çeper Kayması ve Basınç Direnci [16].

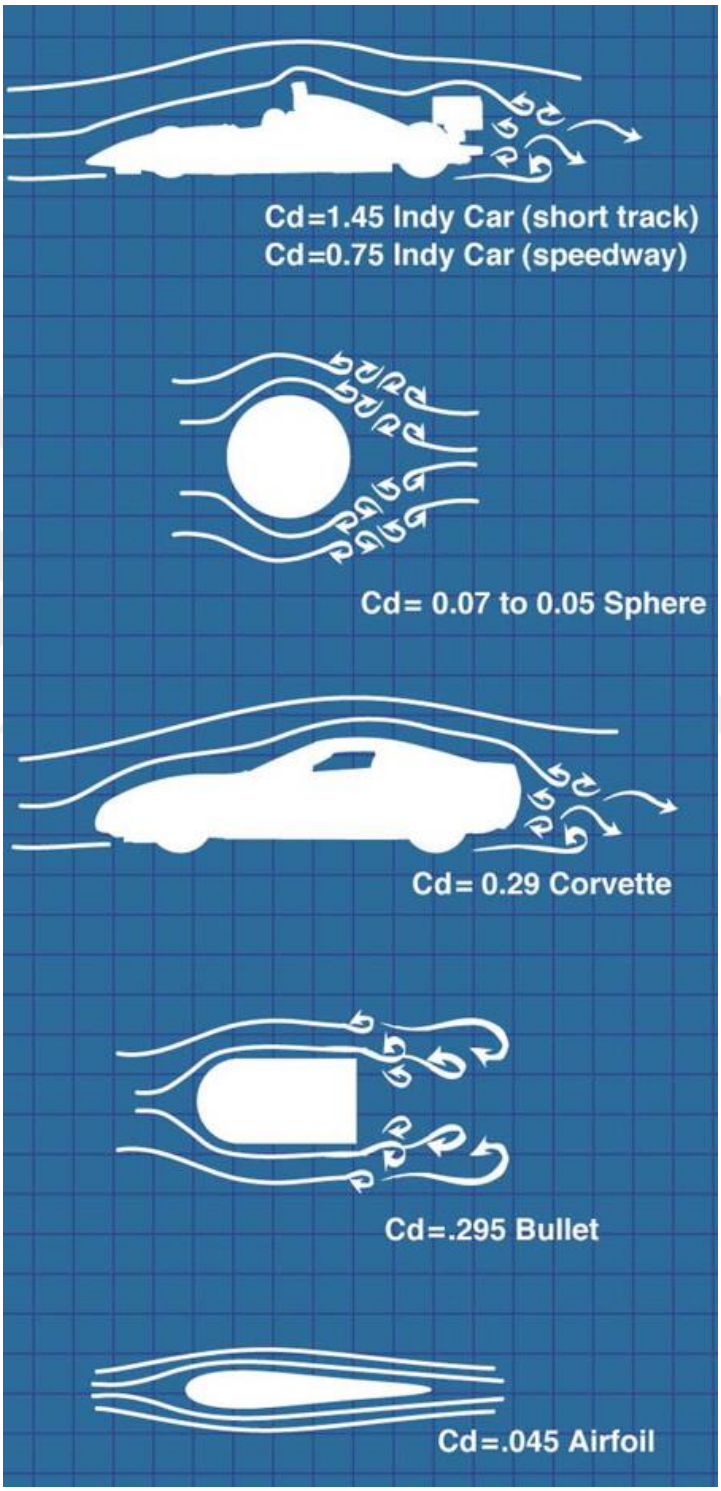
Bir taşıt üzerinde hem basınç sürtünmesinin hem de yüzey sürtünmesinin (çeper kayması) sürüklenme direnci ve kaldırma kuvvetine katkısı birlikte bulunmaktadır. Özel bir durum olan akış yönüne paralel yerleştirilmiş ince düz plakada direnç kuvveti sadece çeperdeki kayma gerilmesine bağlıdır ve basınçtan bağımsızdır. Fakat düz plaka akış yönüne dik olarak yerleştirilirse, direnç kuvveti sadece basınca bağlı olur ve çeper kayma gerilmesinden bağımsız hâle gelir.

Sürüklenme direnci (drag force) bahsedilen bu kuvvet bileşkesinin aracı doğrultu eksenindeki bileşenlerinin toplamından oluşur. Taşıtın doğrultusuna dik yöndeki bileşenler ise kaldırma kuvvetini oluşturur. Sürüklenme direncinin ifadesi şu şekildedir:

$$F_D = \frac{1}{2}\rho C_D A V^2 \tag{3.15}$$

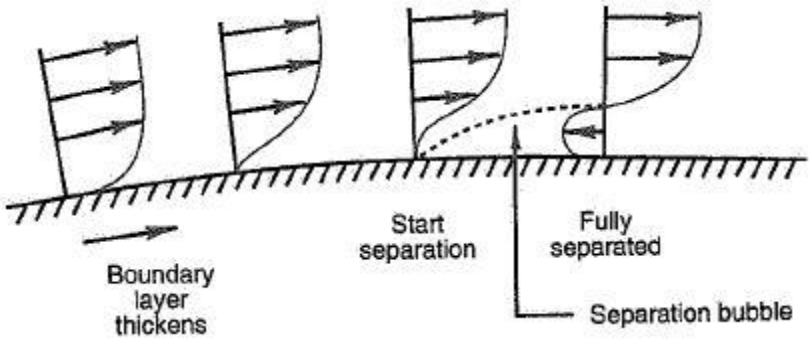
Bu denklemde ρ havanın özkütlesi, A aracın doğrultu eksenindeki iz düşüm alanı, V aracın üzerine etkiyen havayla olan bağıl hızı ve C_D birimsiz sürüklenme şekil katsayısıdır. Bu denklemde dikkat çeken ilk husus aerodinamik sürüklenme direncinin aracın hızının karesiyle doğru oranda artmasıdır. Dolayısıyla yüksek süratlerde seyredildikçe aracın üzerine etkiyen sürüklenme kuvvetinin etki oranı diğer seyir dirençleri arasında artacaktır. Yol üstü performans gereksinimi duyan bir taşıt tasarlandığında hız faktöründen kaçılamayacağı için, denklemde geride kalan değerlerin azaltılması gerekmektedir. Aracın iz düşüm alanı, aracın iz genişliği ve yüksekliği gibi içinde paketleme kıstaslarının da bulunduğu birçok etmene birden sahiptir. Bu yüzey alanı belli bir değerin altına düşürmek sayılan bu paketleme problemlerinden ötürü çok zordur. Havanın özkütlesi de sabit olacağından tasarımcının taşıt tasarımında sürüklenme direncini en aza indirmesi için en geniş

oynayabileceği alan birimsiz olan sürüklenme katsayısıdır. Aracın şekline doğrudan bağlı olan bu katsayının minimize edilmesi tamamen tasarımcının elindedir. Dolayısıyla taşıt tasarımında düşük sürüklenme katsayısına sahip araçlar hızlanma anlamında önemli bir avantaja sahiptir.



Şekil 3.32: Bazı Şekillerin Sürüklenme Direnç Katsayıları [32].

Taşıtlarda sürüklenme direncini artıran en önemli olay akış ayrılmasıdır. Yüksek hızlı bir akışkan eğrisel yüzeyde akmaya zorlandığında buna çok benzer şekilde davranır. Akışkan eğrisel yüzeyin yokuş yukarı kısmında sorunsuz bir şekilde tırmanırken, yokuş aşağı tarafın yüzeyine tutunmakta zorluk çeker. Yeteri kadar yüksek hızlarda akış cismin yüzeyinden kendisini ayırır. Buna akış ayrılması denir. Sıvı veya gaza tamamen daldırılmış yüzeyde bile akış yüzeyden ayrılabilir. Ayrılma noktasının konumu; Reynolds sayısı, yüzey pürüzlülüğü ve akımdaki çalkantıların düzeyi gibi birçok etkene bağlıdır ve katı yüzeyin geometrisinde keskin köşeler veya ani değişimler yoksa ayrılmanın tam olarak nerede olacağı kestirilememektedir.



Şekil 3.33: Sınır Tabakada Akış Ayrılması [5].

Taşıt üzerindeki akış sırasında akışın yüzeyle temas ettiği bölgede bir sınır tabakası oluşur. Aerodinamik anlamda pek çok formülün türetildiği bu alan, kaba olarak akışın cisimle temas ettiği yüzeydeki hız profilinin 0 olduğu yerden, cisim üzerinde serbest halde geçen akışkan akımının hızının %99'una tekabül ettiği yere kadar olan bölgedir. Düşük hızlarda laminer olarak akışın biçimlendiği bu bölgede akış hızlandıkça akış türbülanslı bir hâl almaya başlar ve türbülanslı sınır tabakanın kalınlığı ve uzunluğu artmaya devam eder. Bahsedilen çeper sürtünmelerinden ötürü sınır tabaka içindeki akışkanın hızı ve kinetik enerjisi azalır ve statik basınç tekrar artmaya başlar. Enerjinin gittikçe azalmasından ötürü bir noktadan sonra sınır tabakada tam da ters yönde bir akış meydana gelir ve bu esnada akış ayrılması gerçekleşir. Eğri yüzeylerde bu durum her zaman gerçekleşir ve taşıt tasarımında burası aracın arka kısmına tekabül eder. Taşıtın arkasında oluşan bu akış ayrılmasının ertesinde, büyük bir ayrılmış bölge oluşur. Burada aracın önüne göre daha düşük bir basınç vardır. Dolayısıyla vakum etkisiyle bu basınç farkı aracı geriye doğru çekmek ister. Bu noktada basınç direnci çok büyüktür. Günümüzde pek çok araçta akış ayrılmasının yaşandığı bölgelerde çeşitli vorteks jeneratörleri kullanılmaktadır. Eğri yüzey üzerinde akışkanın bizzat

çarpıp vorteksler oluşturması için tasarlanmış bu yapılar sınır tabakasındaki akışkanın kaybettiği enerjiyi geri kazandırmaya ve böylece havanın araç üzerinden daha geç ayrılmasını sağlamaktadır.

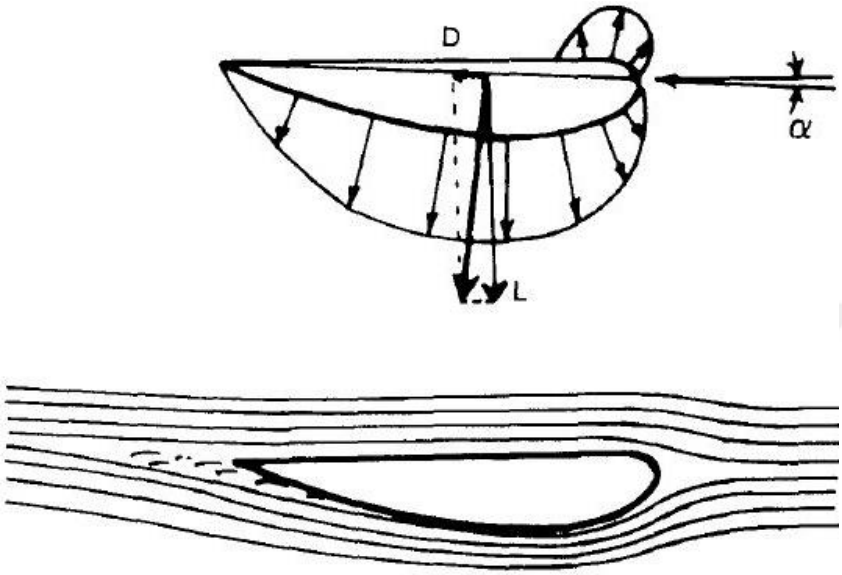
Şekil 3.34: F1 Aracında Sidepod Girişindeki Vorteks Jeneratörü [33].

Sürüklenme direncinin yanı sıra taşıt tasarımında aerodinamik olarak etkiyen diğer bir kuvvet bölüm başlangıcında da anlatıldığı gibi kaldırma kuvveti veya yere basma kuvvetidir. Taşıtların formundan ötürü hava aerodinamik kaldırma kuvveti yaratabilmektedir. Bunun önüne geçmek adına tasarımcı bazı önlemler almak zorundadır. Ancak bir performans aracı tasarımı söz konusu olduğunda kaldırma kuvvetinin etkilerini ortadan kaldırmanın yanı sıra araca eklenecek parçalarla birlikte tam tersi güçlü bir yere basma kuvveti oluşturmak istenmektedir. Günümüzde buna en iyi örnek Formula 1 araçlarıdır. Modern bir F1 aracı üzerindeki aerodinamik elemanlar sayesinde yaklaşık 170 km/h hızla baş aşağı şekilde bir tünelin üstünde seyredebilecek seviyede bir basma kuvveti uygular. Maksimum süratine erişmiş bir F1 aracı (yaklaşık 340 km/h) ağırlığının yaklaşık 4 katı kadarını aynı şekilde taşıyacak bir yere basma kuvveti üretebilmektedir.

Araçlarda yere basma kuvveti ön ve arka kanat tasarımlarıyla gerçekleştirilir. Taşıtın üzerinden geçen akış sıkıştırılamaz olarak kabul edilir. Akışkanlar mekaniğinde belli bir kontrol hacminden geçen akışın belli bir hız vektörüne sahipken özkütlesinin değişmemesi halinde sıkıştırılamaz olarak kabul edilip hesap yapılabileceğini dikte eder. Bu kabulle birlikte Bernoulli denkleminden faydalanılarak ön ve arka kanat tasarımı gerçekleştirilir:

$$p_1 + \rho \frac{v_1^2}{2} + z_1 = p_2 + \rho \frac{v_2^2}{2} + z_2 \tag{3.16}$$

Bu formülde p statik basıncı, v akışkanın hızını ve z akışkanın yüksekliğini belirtmektedir. Akışkan yüksekliğinin hesaba bir etkisi taşıt aerodinamiği için yoktur. Dolayısıyla denklemde hız ve basınç arasında bir ilişki kalır. Bir akışkanın hızı arttığı zaman statik basıncı düşecektir. Tasarlanan kanat profilinde bu etkiden yararlanılarak yere basma kuvveti elde edilir.



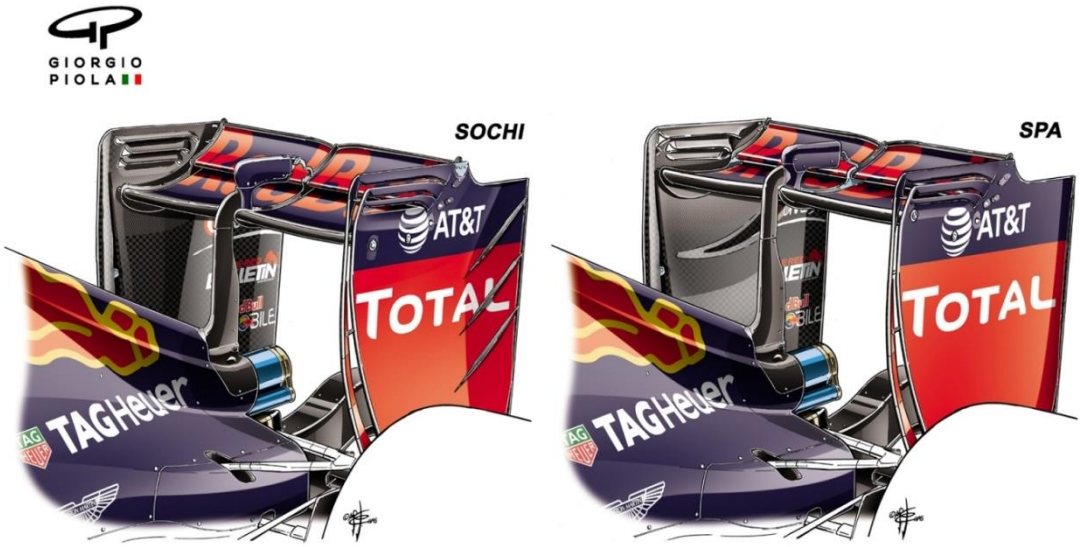
Şekil 3.35: Kanat Profili Etrafındaki Kuvvet Dağılımı [6].

Yukarıdaki resimde bir kanat profili görülmektedir. Bu kanat profiline hücum eden akışkan kanatın altından ve üstünden yoluna devam etmeye çalışır. Kütlenin korunumu ve akışın sıkıştırılamayacağı kabulüyle akış kanadın altında ve üstünde devam eder. Kanat çıkışında sayılan kabullerden ötürü aynı miktarda akışkan molekülü alacağından dolayı kanadın altından geçen akışkan daha hızlı ilerleyecektir. Bu durumda kanadın altında daha az basınç olacaktır. Basınç farkında dolayı kanat profilinde aşağı yönde bir yere basma kuvveti oluşacaktır.

Aerodinamiğin bu temel prensibinden yola çıkılarak günümüz spor otomobillerinde arkada ve önde spoiler denilen kanat yapıları mevcuttur. Kanatlar yardımıyla tekerleklere binen dikey yükler artırılarak lastiklerin tahrik ve fren kuvveti kapasitesi artırılmaktadır. Bu durum özellikle viraj alma performansını artırmaktadır. Ancak göz önünde bulundurulması gereken nokta bu kanatların yarattığı etkiyi belli bir denge gözeterek taşıt tasarımında kullanmak gerektiğidir. Örnek vermek gerekirse aracın ön tarafı arka tarafına göre her zaman daha temiz havaya maruz kalır. Önden gelen hava taşıtın üzerinde çeşitli şekillerde etkilenerek arka kanada ulaşır. Dolayısıyla ön

kanadın oluşturduğu yere basma kuvveti teoride kanadın üretmesi gereken yere basma kuvvetine yakın olmaktadır. Süratlerin iyice artmasıyla beraber aracın burnu biraz daha yere yaklaşır ve ön kanat biraz daha fazla kuvvet üretir. Arka kanat beklenenden daha az kuvvet ürettiği için araç bir anda aşırı döner bir davranış biçimine girebilir. Yüksek süratte oluşacak bu etki taşıtın ciddi bir kaza yapmasına neden olabilir. Dolayısıyla ön ve arka kanatların tekil olarak yapılan incelemeleri her zaman aracın bütünündeki davranışlarıyla karşılaştırılıp tasarım güncellenmelidir.

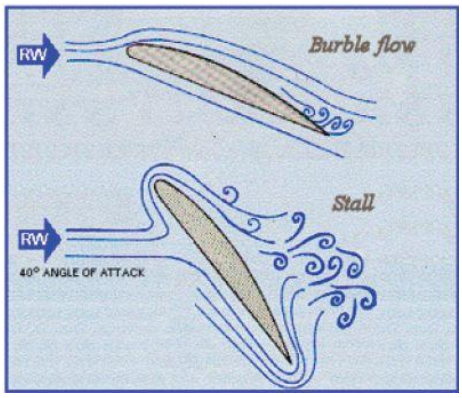
Bunun yanı sıra yere basma kuvveti için araca eklenen her parça beraberinde bir sürükleme kuvveti de getirmektedir. Bu sebepten ötürü bir yarış otomobilinin sürüklenme katsayısı sıradan bir sedan otomobilden daha fazladır. Ancak üretilen yere basma kuvvetleri viraj alma esnalarında taşıta önemli kazanımlar sağladığı için bu kanatları kullanmak bir spor otomobil için oldukça önem teşkil etmektedir. Dolayısıyla taşıtın sürüleceği yerler de göz önünde bulundurularak, eğer ki belli bir pistte yarışmak için tasarım yapılıyorsa, sürüklenme ve yere basma kuvvetleri arasında optimum bir denge kurulmalıdır.



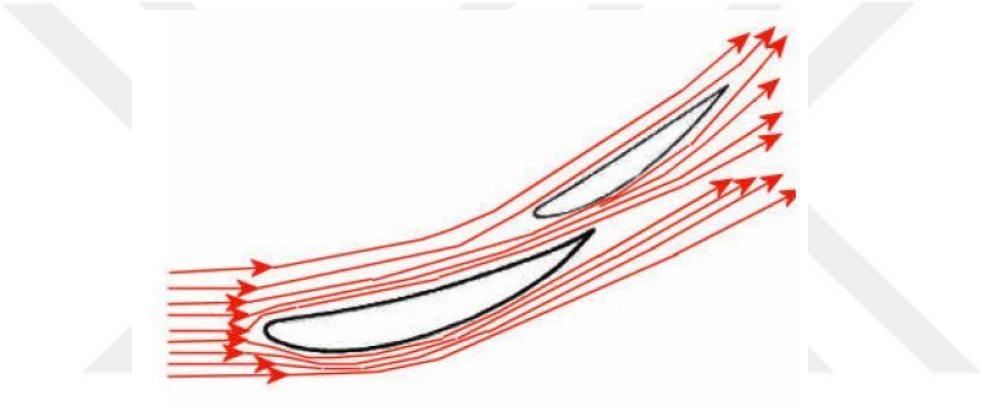
Şekil 3.36: Farklı Pistler İçin Geliştirilen Kanat Profilleri [34].

Yukarıdaki resimde iki farklı arka kanat tasarımı görülmektedir. Daha fazla yere basma kuvveti üretmek adına kanadın hücum açılarıyla oynanabilmektedir. Ancak bunun da bir sınırı vardır. Belli bir değerin üstündeki hücum açılarında kanat stol denilen durma davranışına düşer ve yere basma kuvveti üretemez hâle gelmektedir. Bu sebepten ötürü yarış otomobillerinde genellikle iki veya daha fazla kanadın birlikte

kullanılarak bileşke bir yapı oluşturulduğu görülmektedir. Ancak bu durum da yine sürüklenme anlamında araca fazladan bir direnç katmaktadır.

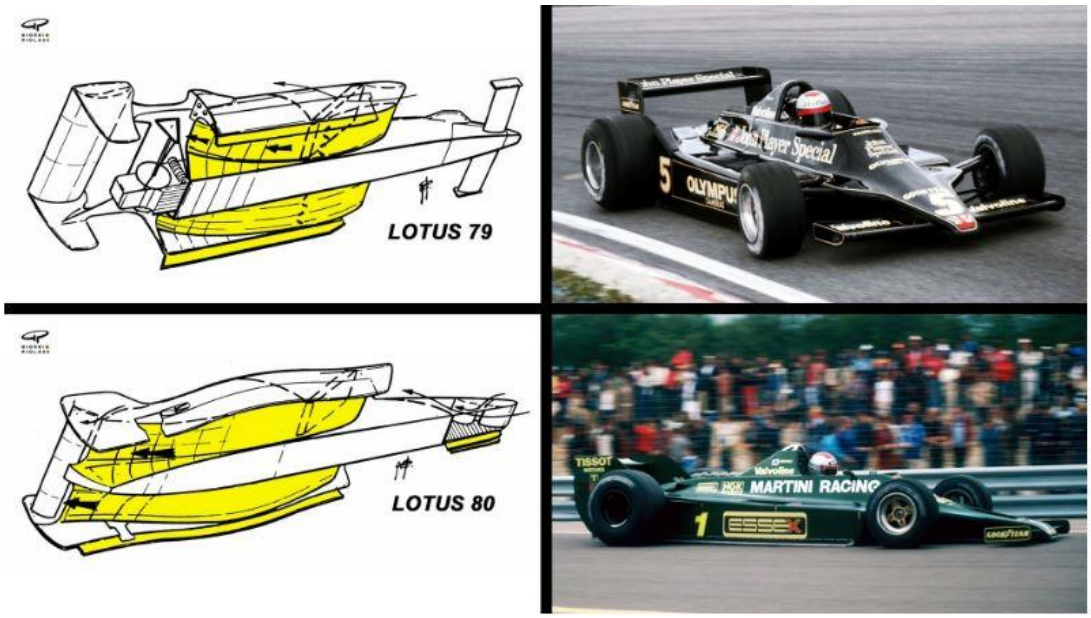


Şekil 3.37: Kanat Stol Durumu [35].



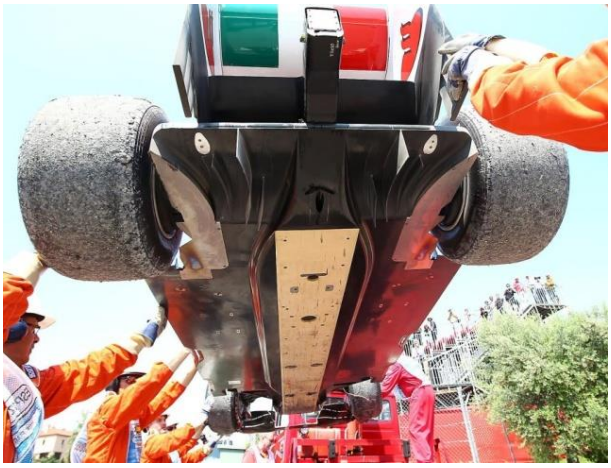
Şekil 3.38: Eklenen 2. Kanatla Beraber Akışın Ayrılmaması [35].

Ancak taşıtlarda yere basma kuvveti sadece ön ve arka kanatlar vasıtasıyla üretilmemektedir. Modern spor otomobillerinde ve hatta Formula 1 gibi spesifik yarış otomobillerinde yere basma kuvvetini oluşturan en büyük etmen 'ground effect' denilen bir etkidir. 1970'li yılların sonunda keşfedilen bu etki sayesinde minimum oranda sürüklenme kuvveti oluşturarak yere basma kuvveti elde edilebilmektedir. Aracın alt kısmına giren hava miktarı bellidir. Aracın alt kısmına mümkün olan en fazla temiz havayı alarak ve bu havayı belli bir ölçüde hızlandırarak aracın alt tarafında üst tarafına göre daha düşük bir basınç alanı oluşturulabilir. Kanat profilinde olduğu gibi aynı akışkan miktarı akışkanı kesen cismin etrafında dolaşacağı prensibinden yola çıkarak tüm aracı bir kanat profiliymiş gibi tasarlayarak bu etkiyi elde etmek mümkündür. Modern Formula 1 araçlarının ürettiği yere basma kuvvetinin % 45'ini bu etki ortaya çıkarmaktadır.



Şekil 3.39: Ground Efekt [35].

Spor otomobillerinde kullanılan difüzör parçası bu etkiyi artırmak adına kullanılmaktadır. Difüzörden çıkan hava serbest akışkan hızına düşer. Bu sebepten ötürü aracın arkasında bir basınç gradyeni oluşur. Difüzörün şeklinden ötürü oluşan bu basınç farkı aracın altında vakum etkisi oluşturarak havayı hızlandırır. Bu da aracın altındaki havanın basıncının düşmesine ve böyle yere basma kuvveti oluşmasına neden olmaktadır. Difüzör tasarımları taşıt aerodinamik tasarımında önemli bir rol oynamaktadır.

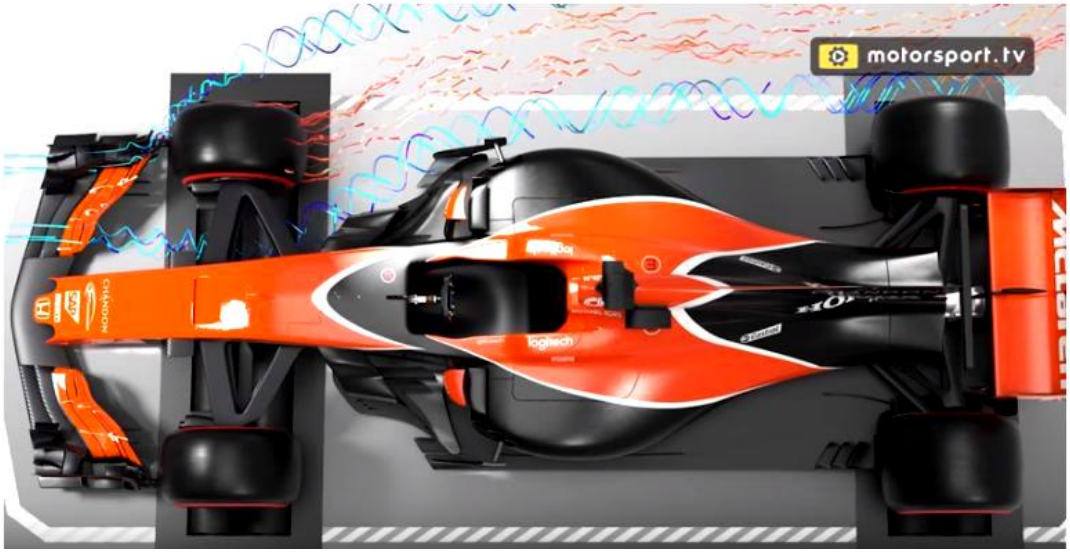


Şekil 3.40: Difüzör.

Şekil 3.41: Difüzör.

Taşıt tasarımında aerodinamik anlamda kullanılan bu temel tasarım detaylarının yanı sıra pek çok tasarım fikri modern yarış ve spor otomobillerinde kullanılmaktadır. Bu açıdan bakıldığında gelişimin hiç bitmediği ve üzerinde en çok ayarlama yapılan alanın aerodinamik olması tasarımcıların bu konuya özel olarak eğilmesini gerektirmektedir. Taşıt tasarımında yere basma kuvveti veya sürüklenme direncinin düşürülmesi gibi konuların yanı sıra taşıta etkiyen havanın daha etkin bir şekilde kullanılması için çeşitli yönlendirme parçaları da kullanılmaktadır. Bu parçaların sürüklenme direncini azaltmak veya yere basma kuvveti oluşturma gibi amaçları yoktur. Sadece havayı belli bir açıda yönlendirerek taşıt üzerindeki gerekli noktalara havayı istenildiği şekilde göndermek için kullanılmaktadır.

Günümüz Formula 1 ön kanatlarının tasarımında kural kitapçığının zorunlu kıldığı şekilde ön kanadın orta noktasının sağında ve solunda 250 mm'lik uzunluk içinde herhangi şekilde bir kanat profili oluşturulamamaktadır. Dolayısıyla kanat yapıları bu mesafeden sonra ortaya çıkmaktadır. Tasarımcılar bu kuralı aracın önden aldığı havayı istenilen biçimde yönlendirmek adına geliştirmişlerdir.



Şekil 3.42: Y250 Vorteksinin Oluşması.

250 mm'lik uzunluğun başladığı yerde oluşturan kanat profillerinin yüzünden kenar noktalarda vorteksler oluşmaktadır. Ancak tasarımcılar bu vorteksleri önden gelen havayı hızlandırmak ve belli bir yönde döndürmek üzerine kullanmaktadır. Böylece önden gelen hava hızlanarak tekerleklerin ürettiği kirli havayı aracın dış tarafına atacak şekilde yönlenmektedir. Bu sayede tekerleklerin ürettiği kirli havanın aracın arkasında sirayet ederek diğer aerodinamik elemanların çalışmasını engellemesinin önüne geçilmektedir. Ayrıca hemen ön tekerleklerin arkasında olan motor soğutma radyatörlerine de temiz hava girmesini sağlayarak daha verimli bir motor soğutma operasyonuna zemin hazırlamaktadır.

4. ARAÇ MODELLEME

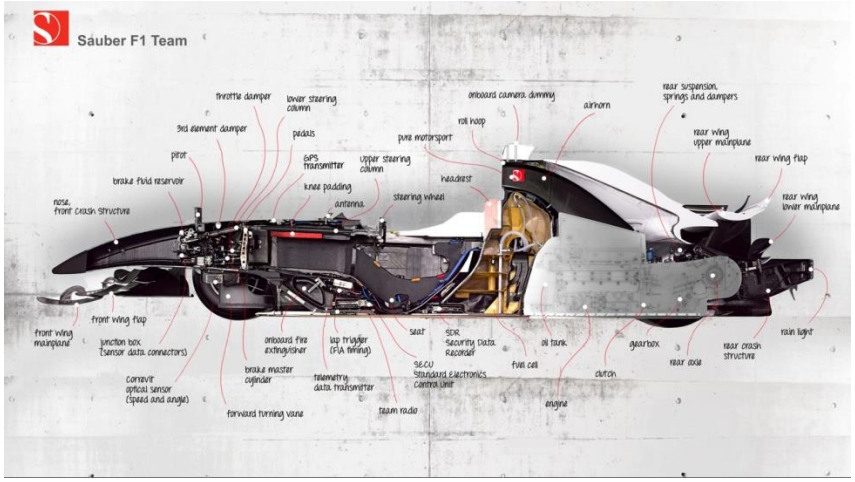
4.1 Şasi Strüktürünün Yapılanması

Şasi strüktürünü oluştururken göz önünde bulundurulması gereken en önemli nokta burulma rijitliğidir. Özellikle spor otomobil tasarımı söz konusuysa bu konu daha fazla etkili olmaktadır. Tekerleklerde oluşan kuvvetler ve akslar arasındaki yük transferlerinin süspansiyon üzerindeki etkisi incelenirken genellikle taşıt bir rijit cisimmiş gibi kabul edilmektedir. Ancak gerçek hayatta taşıtların ana taşıyıcı yapıları esner ve burulur. Tasarım esnasında tasarımcı taşıtın bu davranışını kontrol edecek önlemler almak zorundadır.

Bir spor otomobilin yol üstünde iyi performans verebilmesi için şasisinin boyuna doğrultusu etrafında yüksek bir burulma rijitliği olmak zorundadır. Bu durum şu şekilde açıklanabilir: Aracın şasisi aracın ön ve arka aksını birbirine bağlayan bir yay gibi düşünülebilir. Eğer bu yay yumuşak bir davranış gösterirse aracın yanal yük transferi karşısında bu etkiyi ortadan kaldıracak bir etki göstermeye çalışacaktır. Dolayısıyla süspansiyon elemanlarıyla çatışarak kontrol edilmesi tahmin edilemez bir davranış biçimine dönüşecektir. Sürücünün aracının yanal yük transferi karşısında nasıl bir davranış sergileyeceğini bilmeden aracı yönlendirmesi çok zordur. Dolayısıyla yol tutuş manasında bir araçtan beklenen yüksek burulma rijitliğine sahip olmasıdır.

Günümüzde normal binek sedan araçlarda burulma rijitliği 5500 Nm/derece ile 13500 Nm/derece arasında değerler almaktadır. Formula tarzı bir yarış otomobilinde bu değer 16500 Nm/derece gibi yüksek olmaktadır.

Şasinin bu yüksek rijitliğe sahip olmasını sağlamak için çeşitli yöntemler kullanılabilir. Modern bir spor otomobil tasarımında en geçerli yöntem monokok bir şasi oluşturmaktır. Böylece hem daha hafif bir yapıyla yüksek bir rijitlik elde edilmiş olmaktadır; hem de kompakt tasarımla daha az elemanla yük taşıyan yapı elemanlarıyla gövde panelleri bir araya getirilebilmektedir..



Şekil 4.1: F1 Aracı Monokok Gövde Kesiti [36].

Günümüzde monokok yapı binek otomobillerde çelik sacların soğuk presleme yöntemleriyle şekil verilerek birbirine kaynak işlemleriyle birleştirilmesinden elde edilmektedir. Ancak yarış veya spor otomobillerinde kullanılan ana malzeme karbon fiber takviyeli polimer malzemelerdir. Kompozit yapılar hem üretim esnekliği sağladığı hem de daha hafif yapılar ortaya çıkarabilme kabiliyeti olduğu için tercih edilmektedir. Ancak monokok kompozit araç şasisi hazırlamak tasarım açısından oldukça zorlu bir prosese sahiptir. Aynı zamanda birçok parametrenin bir arada kullanılmasını gerektirmektedir.

Şekil 4.2: F1 Aracı Monokok Gövde [37].

Kompozit elyafların örülme açıları, kullanılacak elyaf katman sayısı, kompozit kalıplama türü, polimer malzemenin çeşidi ve elyafları bir arada tutabilme kabiliyeti gibi birçok parametre kompozit monokok yapı tasarımı yaparken tasarım ekibini meşgul etmektedir. Tez kapsamı sırasında şasi için monokok bir yapıdan ziyade klasik yarış otomobili strüktürü benimsenmiştir. Çelik tübüler profillerden oluşturulmuş uzay

kafes yapıya sahip bir şasi ve bu şasiye eklenmiş bir dış gövde tasarımı tez kapsamında tasarlanan aracın ana yapısını oluşturmaktadır.

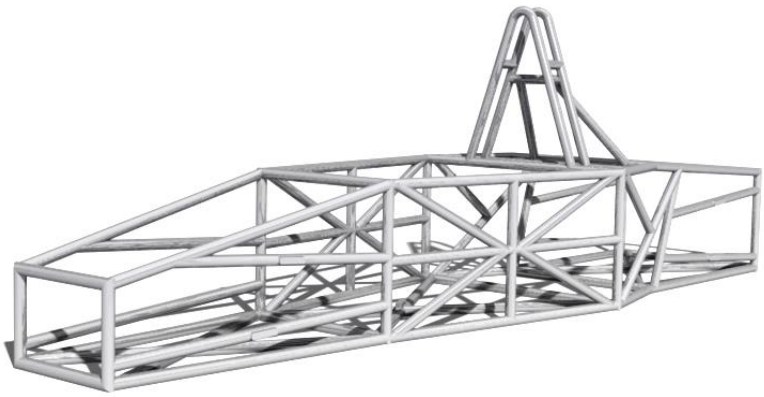
Şekil 4.3: Bac Mono Uzay Kafes Şasi [38].

Uzay kafes yapı bir şasi strüktürü oluşturulurken birbirine kaynak imalatıyla eklenen profillerin arasına köşeden köşeye uzanacak profillerin yerleştirilmesi şasinin burulma rijitliğini artıracaktır. Böylece üçgen yapılarla kafes yapı içinde şasiye binen yükler emilecektir. Bu köşegen uzuvların en çok yarar gösterdiği kısım şasiye en çok yükün tesir ettiği süspansiyon elemanlarının bulunduğu noktalardır. Birleşme noktalarındaki kaynakların ek bir parçayla güçlendirilmesi de yine rijitliği artıran bir unsurdur.

Modern yarış arabalarında motor ve vites kutusunun içinde bulunduğu blok da bir yapı elemanı olarak şasiye bağlıdır. Böylece motor bloğunun rijit yapısından yararlanılarak şasi rijitliği anlamında yarar sağlanmaktadır. İlk olarak 1960'ların başında Colin Chapman tarafından geliştirilen bu metot yarış otomobili tasarımında bugün en geçerli formdur. Modern F1 arabalarının bu formdan tek farkı şasi ana malzemesi olarak metal yerine kompozit tercih edilmesidir.

Şekil 4.4: BAC Mono Şasi Motor Bağlantısı [38].

Tez kapsamında tasarlanan spor otomobili için çelik tübüler profillerden oluşan uzay kafes yapısına sahip bir şasi strüktürü düşünülmüştür. 1018 türü soğuk çekilmiş dikişsiz profiller birbirine TIG kaynağıyla bağlanmıştır. Bu profil ve kaynak türü genellikle yarış otomobillerinde koruyucu kafes imâlatında kullanıldığı için tercih edilmiştir. Tasarlanan şasi ve kullanılan profillerin özellikleri aşağıdaki gibidir:



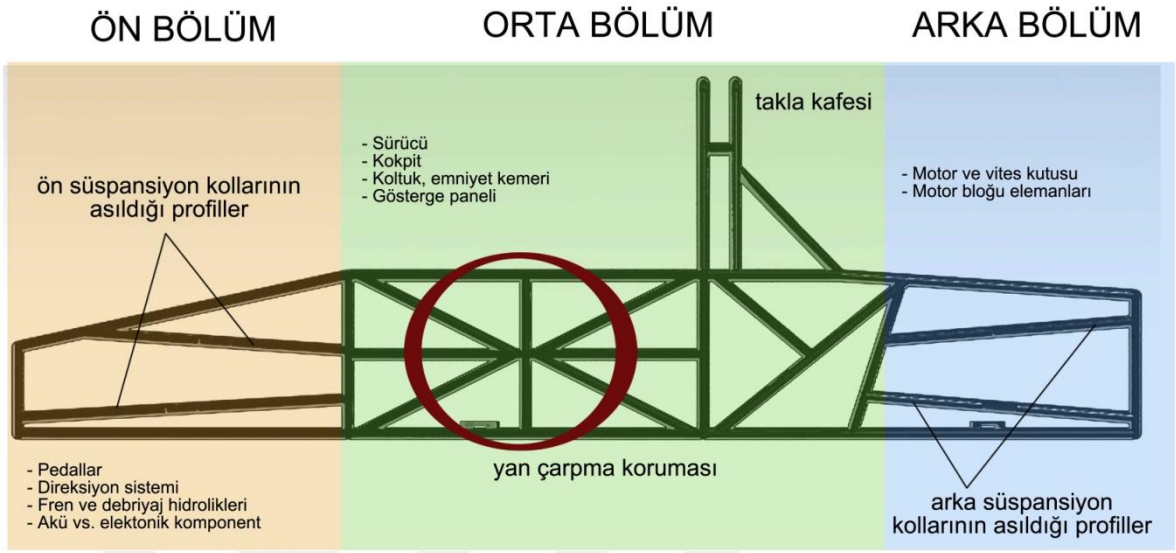
Şekil 4.5: Tasarlanan Şasinin Resmi.

Çizelge 4.1: Kullanılan Profilin Değerleri [39].

Kopma Gerilmesi	440 Mpa
Akma Gerilmesi	370 Mpa
Uzama Miktarı (Çekme testi sırasında)	%15
Rockwell Sertliği	B71

Tasarlanan şasi üç ana ve bir yardımcı bölümden oluşmaktadır. Ön bölüm, önden gelen çarpışmalara karşı sürücüyü korumak için tasarlanmıştır. Ayrıca ön süspansiyon sisteminin bağlantı elemanları bu bölüme yerleştirilmiştir. Ayrıca pedallar ve direksiyon sistemleri de yine ön bölümde konuşlandırılmıştır. Orta bölüm sürücüyü yan etkilerden koruyacak şekilde yoğun çapraz profillerin atıldığı bölümdür. Bu bölüm genel olarak sürücünün etrafında şekillendirilmiş olup, yardımcı bölüm olan takla kafesini de içinde barındırmaktadır. Arka bölüm de yine arka süspansiyon bağlantı elemanlarını ihtiva etmektedir. Ayrıca motor bloğu orta bölümde ve vites kutusu da arka bölümde şasiye yataklanmıştır. Bu bölümde motor ve vites kutusu şasinin bir elemanı gibi düşünülmediği için şasinin ön ve orta bölümünde kullanılan profiller bu bölümde de kullanılmaya devam edilmiştir. Motor bloğu ve vites kutusunun da

birleşmesiyle şasinin arka bölümü burulma rijitliğine oldukça dayanıklı bir yapıya bürünmüştür. Şasinin mukavemet analizi bir sonraki bölümde incelenecektir. Şasinin rijitlik değerlerinin detayları bahsedilen sonraki bölümde incelenecektir.



Şekil 4.6: Tasarlanan Şasinin Bölümleri.

4.2 Gövde Geometrisinin Oluşturulması

Gövde geometrisinin oluşturulmasındaki en önemli etmeni aerodinamik etkiler ve estetik unsurlar oluşturmaktadır. Aracın gövdesi herhangi bir şekilde yük taşımayacaktır. Bu sebepten ötürü mukavemet hesaplarında gövdeyle ilgili bir işlem yapılmamıştır. Taşıtın mukavemet tasarımında tüm yükleri tübüler şasinin karşılayacağı öngörülmüştür. Böylece gövde geometrisinin oluşturulmasında aerodinamik kuvvetlerin varlığı ve ilk bölümde anlatılan hedef kitleye hitap edecek görsel öğeler ana rolü oynamıştır.

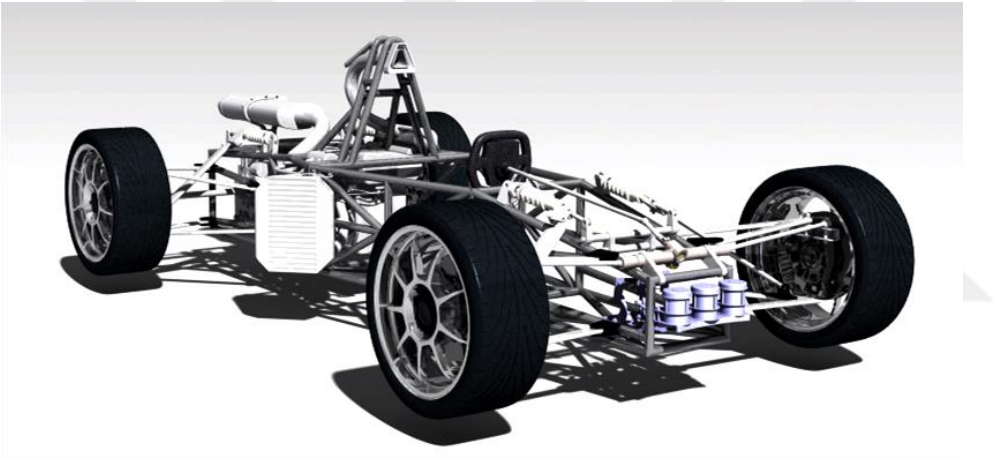
Gövdenin geometrisi oluşturulurken ilk olarak aracın sınırlarının belirlenmesi gereklidir. Tez kapsamında tasarlanan araçta da ilk olarak bu işlem uygulanmıştır. Benchmark çalışması sırasında çeşitli otomobillerin iz genişlikleri ve dingil mesafelerine göre bir referans değeri oluşturulmuştur. Bu referans değere göre aracın iz genişliği 1560 mm, dingil mesafesi de 2565 mm olarak belirlenmiştir. Aracın tasarımı sırasında tekerlek geometrisi olarak 225/45R17 lastiklerin boyutları esas alınmıştır. İleriki bölümlerde anlatılacak olan Adams/Car analizlerinde CAD data bütününde oluşturulan lastik merkezleri bu ölçüden yola çıkarak oluşturulmuştur.

Ancak taşıt dinamiği analizleri sırasında lastik ebatları değişken tutularak taşıt performansı üzerine etkileri incelenmiştir.

Çizelge 4.2: Kullanılan Lastikleri Değerleri [17].

Lastik Ebatı	Yük İndeksi	Yük Kapasitesi	İzin Verilen Jant Boyutu
225/45 R17	91	615 kg	7.5"
Genişlik	**Lastik Çap**	**Statik Yarıçap**	**Dinamik Çevre**
234 mm	642 mm	295 mm	1934 mm

Aracın iz genişliği ve dingil mesafesi belirlendikten sonra seçilen tekerlek ebatları CAD ortamına aktarılarak aracın sınırları belirlenmiştir. Bu aşamadan sonra süspansiyon ve direksiyon geometrileri oluşturularak, aracın şasisi bu uzuvların etrafında şekillendirilmiştir. Bu aşamalar bir sonraki bölümde detaylandırılacaktır.



Şekil 4.7: Şasi ve Diğer Elemanların Montaj Resmi.

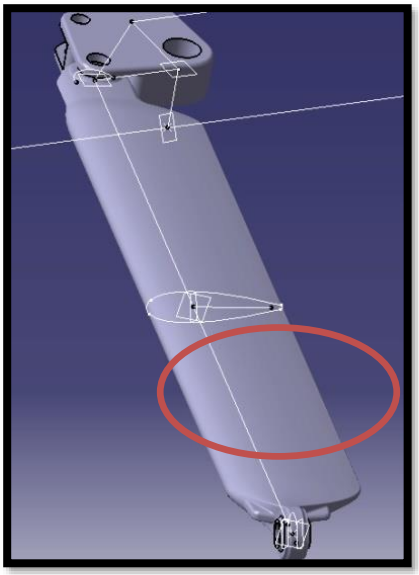
Hedef kitle çalışmaları sırasında aracın görünümünün büyük bir önem teşkil ettiği öngörülmüştü. Bu husustan yola çıkılarak klasik açık tekerlekli araç mimarisinden farklı bir görünüm elde edilmeye çalışılmıştır. Benchmark çalışması sırasında farklı araçların bu mimariyi kullanırken yarış arabaları mimarisinden etkilenmedikleri tespit edilmiştir. Aracın dış görünümü oluşturulurken bu açıdan yaklaşılarak 3 boyutlu yüzey modelleri hazırlanmıştır.

Gövde parçaları kompozit malzemeden üretilecek şekilde tasarlanmıştır. Kapalı bir gövde yerine şasinin bazı yerlerini çıplak bırakacak şekilde bir yapı tercih edilmiştir. Günümüzde spor motosiklet tasarımlarında görülen bu ifade biçimi kullanıcılara mekanik yönü kuvvetli bir ürün kullandıkları hissiyatını vermek için kullanılmaktadır. Aynı mefhumu tez kapsamında tasarlanan araçta da uygulayarak güçlü bir mekanik

yapıya vurgu yapılmıştır. Aynı zamanda yekûn bir gövde oluşturmaktansa modüler şekilde birçok küçük gövde parçası bir arada kullanarak gövde tasarımı tamamlanmıştır. Böylece kullanıcılar renk olarak çok fazla opsiyona sahip olacaklardır. Ayrıca ticari yönden sadece modüler parçalarda yapılacak ufak değişikliklerle potansiyel müşterilere aynı mimariyi baz alan farklı otomobil tasarımları da sunulabilecektir. Bu fikirler fikirsel bazda düşünülmüş olup, tez kapsamı boyunca derinlemesine geliştirilmemiştir. Sadece ilk bölümde anlatılan hedef kitleye uygunluk açısından öneri mahiyetinde ifade edilmektedir.

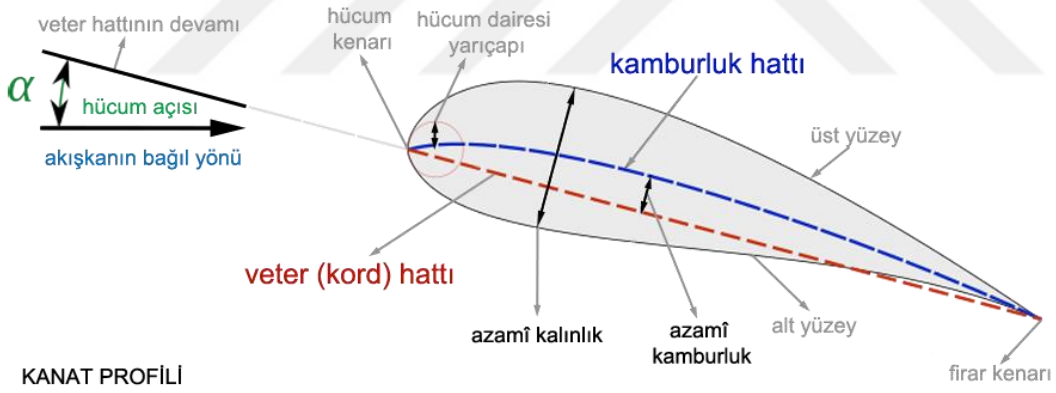
Şekil 4.8: Tasarlanan Gövdenin Resimleri.

Gövde geometrisi oluşturulurken dikkat edilen bir diğer husus aerodinamik kuvvetler olmuştur. Sürüklenme direnci açısından aracın mimarisinden kaynaklanan tekerleklerin açık bir şekilde gövdenin dışında bulunmasından dolayı büyük bir dezavantaj doğmaktadır. Ayrıca ön ve arka kanat tasarımlarıyla yere basma kuvveti oluşturma isteği de yine aracın aerodinamik sürüklenme direnci açısından zayıf olmasına yol açmaktadır. Tasarım esnasından bu genel bilgi temelinde mümkün mertebe en az sürüklenme direncini oluşturacak tasarımlarda karar kılınmıştır. Buna verilebilecek en güzel örnek süspansiyon sistemlerindeki pushrod kollarının NACA0024 profili kullanılarak tasarlanması verilebilir.



Şekil 4.9: Pushrod İçin Kullanılan NACA 0024 Profili.

Ön ve arka kanat tasarımlarında da yine NACA profilinden yararlanılmıştır. NACA profili temelde 4 parametreyle bir kanat profili ortaya çıkarmak adına kullanılmaktadır.



Şekil 4.10: Aerodinamik Kanat Profili [40].

Bu 4 temel parametre şu şekildedir: Kanat uzunluğu (kord uzunluğu), kalınlık, kamurluk ve kamburluğun firar kenarından uzaklığının kord uzunluğuna oranı. Örnek vermek gerekirse NACA 2415 profilinin bu parametreler ışığında açıklaması şöyledir: Kord uzunluğunun %15'i kadar bir kalınlık, %40 oranında uzaklıkta yer alan %2'lik bir kambur. Ulusal Havacılık Danışma Kurulu'nun belirlediği bu standartlar kanat profili oluşturmak adına tüm dünyada geçerli bir standardı belirlemektedir. Bu dört parametre aşağıdaki formüllerde yerlerine konularak kanadın üst ve alt kısmının yapısı ortaya çıkmaktadır:

c: Kord uzunluğu

p: Kamburluğun kord uzunluğu içindeki konumu

m: Kordun onda biri oranındaki maksimum kamburluğu

t: maksimum kanat kalınlığı

$$y_c = \frac{m}{p^2}(2px - x^2); \quad x = 0'dan\ x = p'yekadar \tag{4.1}$$

$$y_c = \frac{m}{(1-p)^2}[(1-2p) + 2px - x^2]; \quad x = p'den\ x = c'ye\ kadar \tag{4.2}$$

$$y_t = \frac{t}{0.2}(0.2969\sqrt{x} - 0.1260x - 0.3516x^2 + 0x2843x^3 - 0.1015x^4) \tag{4.3}$$

$$x_U = x - y_t \sin\theta \tag{4.4}$$

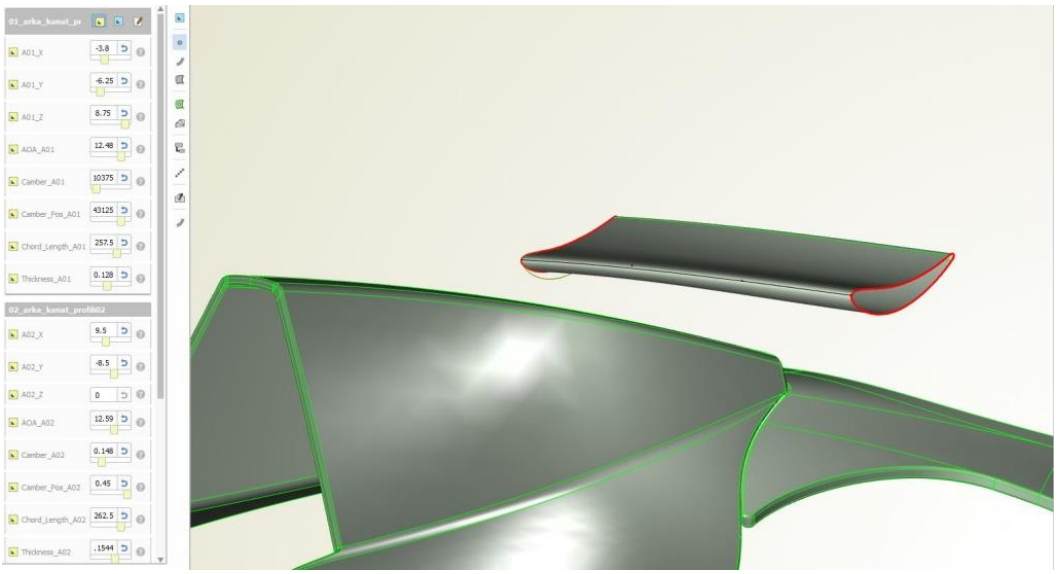
$$y_U = y_c - y_t \cos\theta \tag{4.5}$$

$$x_L = x + y_t \sin\theta \tag{4.6}$$

$$y_L = y_c - y_t \cos\theta \tag{4.7}$$

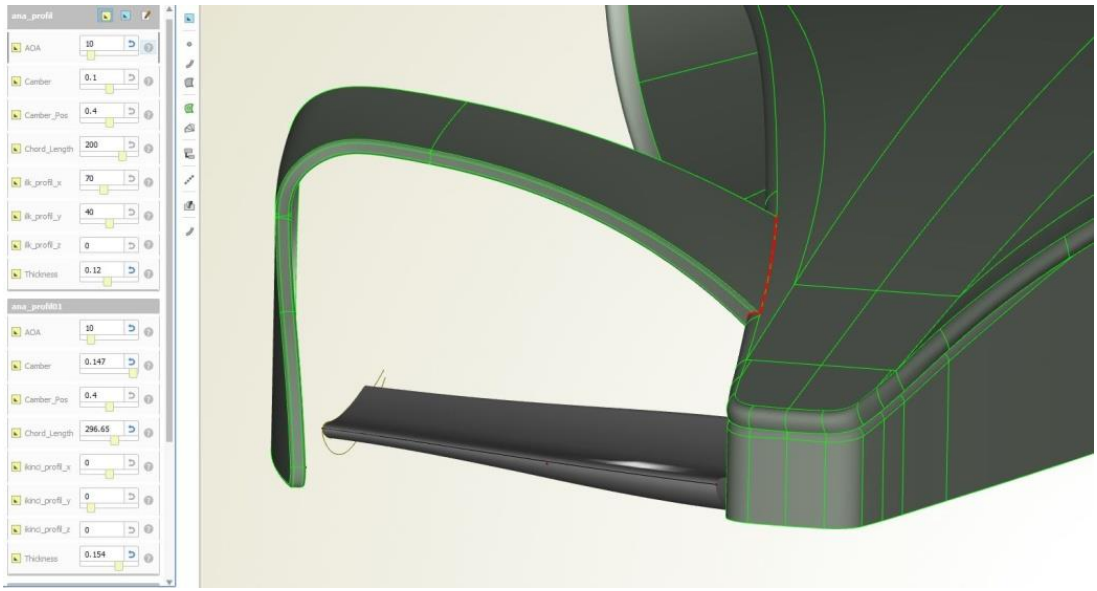
$$\theta = \tan^{-1}\frac{dy_c}{dx} \tag{4.8}$$

Bu karmaşık formüllerin uygulanarak bir kanat profili oluşturmak adına Friendship Systems'in geliştirdiği parametrik tasarım programı "CAESES" kullanılmıştır. Akademik çalışanlar için ücretsiz lisans sağlayan bu program sayesinde yukarıda anlatılan NACA profilleri kullanılarak ön ve arka kanat tasarımları bahsedilen 4 parametreye ve aracın kendi limitlerine uyumlu olacak şekilde tasarlanmıştır. Bu aşamada herhangi bir şekilde maksimum yere basma kuvvetini oluşturacak bir optimizasyon probleminin çözümüne gidilmemiştir. Salt boyutsal olarak standartlara uygun bir profil oluşturulması tezin amacı için yeterli görülmüştür. Gelecekteki çalışmalar kapsamında bu parametrik tasarım anlayışını aracın aerodinamik anlamda etkilendiği tüm bağlantıları da içerecek kompakt bir yapıyla hedef sürüklenme direnci ve hedef yere basma kuvveti bağlamında tasarlanması hedeflenmektedir.



Şekil 4.11: CAESES Yazılımında Tasarlanan Arka Kanat Profili.

Arka kanat tasarımında kanat profilinin uzunluğu aracın boyutlarına uygun olacak biçimde seçilmiştir. Daha fazla yere basma kuvveti oluşturma adına Formula SAE araçlarında gördüğümüz üzere görece abartılı büyüklükte bir kanat profili oluşturma yoluna gidilmemiştir. Zira hedef kitle çalışmalarında da belirtildiği gibi kullanıcı açısından görünümün de önemli bir yer teşkil etmesinden ötürü spesifik bir alanda kalınmıştır. Gelecek etaptaki çalışmalarda bu spesifik alandaki maksimum öğeler ortaya çıkarılacaktır. Mevcut arka kanat tasarımı iki adet kanat profilinin belli bir yol profiliyle süpürülerek elde edilen yüzeyinden oluşmaktadır. Bu iki profilin de hücum açısı yaklaşık 12,5° derece olup, simetrik bir profil çizilmiştir. Aracın simetri eksenindeki profil 262,5 mm'lik bir kord uzunluğuna sahipken, 0,148'lik bir kambur uzunluğuna, 0,1544 oranında bir kalınlığa ve 0,45 oranında bir kambur pozisyonuna sahiptir. Diğer kanat profili de 257,5 mm'lik bir kord uzunluğuna sahipken, 0,104'lük bir kambur uzunluğuna, 0,128 oranında bir kalınlığa ve 0,43 oranında bir kambur pozisyonuna sahiptir.



Şekil 4.12: Tasarlanan Ön Kanat Profili.

Ön kanat tasarımında da yine aynı yol izlenmiştir. Tasarlanan burun ve tekerlek önü yan kanatlarının arasındaki boşluk kanat için bir limit belirlemektedir. Yine aynı şekilde iki kanat profilinin arasında bir yol profilinin süpürülmesiyle elde edilen bir yüzey ön kanadı oluşturmaktadır. Aracın burun tarafındaki profil 296,55 mm'lik bir kord uzunluğuna sahiptir. Aynı profil 0,154 oranında bir kalınlığa, 0,147'lik bir kambur uzunluğuna ve 0,4 oranında bir kambur pozisyonuna sahiptir. Yan kanat tarafındaki kanat profilinin kord uzunluğu 200 mm'dir. Bu profilin kambur oranı 0,1, kambur pozisyonu 0,4 ve kalınlığı da 0,12 oranındadır.

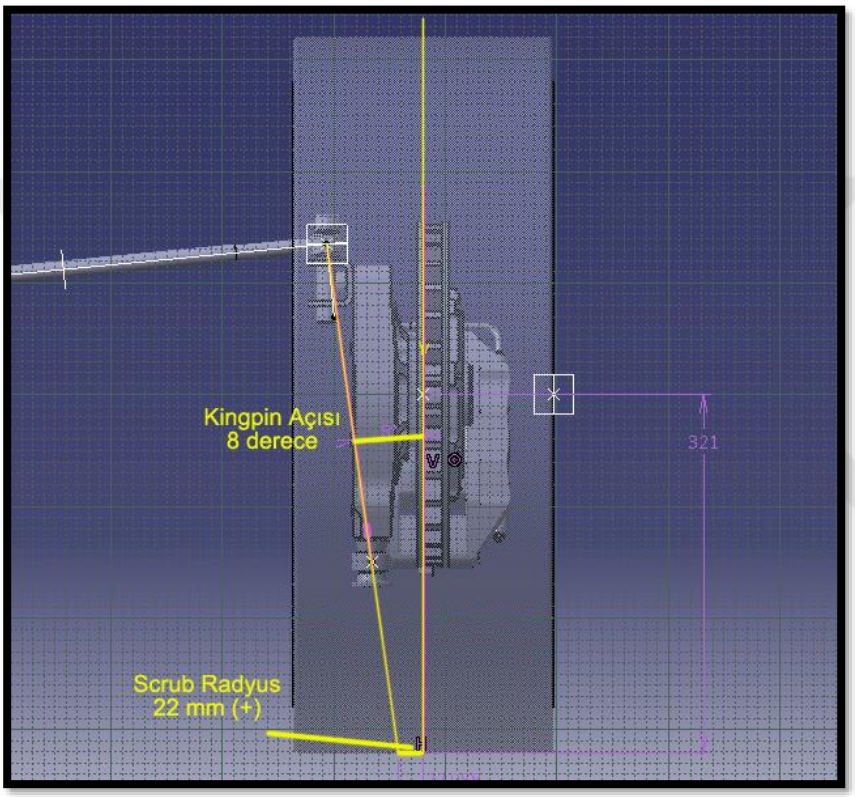
Tasarlanan bu ön ve arka kanat tasarımlarının aerodinamik olarak ürettikleri sürüklenme dirençleri ve yere basma kuvvetleri bir sonraki bölümde incelencektir. Yine aynı şekilde bu aerodinamik kuvvetlerin taşıt dinamiği üzerine etkileri de bir sonraki bölümde işlenecektir.

4.3 Süspansiyon, Direksiyon ve Tekerlek Geometrilerinin Oluşturulması

Süspansiyon, direksiyon ve tekerlek geometrileri aslında birbirlerine bağlı parametreler içeren bütün bir sistemin parçalarıdır. Burada temel nokta aracın tekerleklerinin konumudur. Bu konum bir önceki bölümde belirlenmiştir. Aracı iz genişliği 1560 mm ve dingil mesafesi de 2565 mm olarak tespit edilmiştir. Bu veriler ışığında aracın lastik ve jant seçimleri de yapılmıştır.

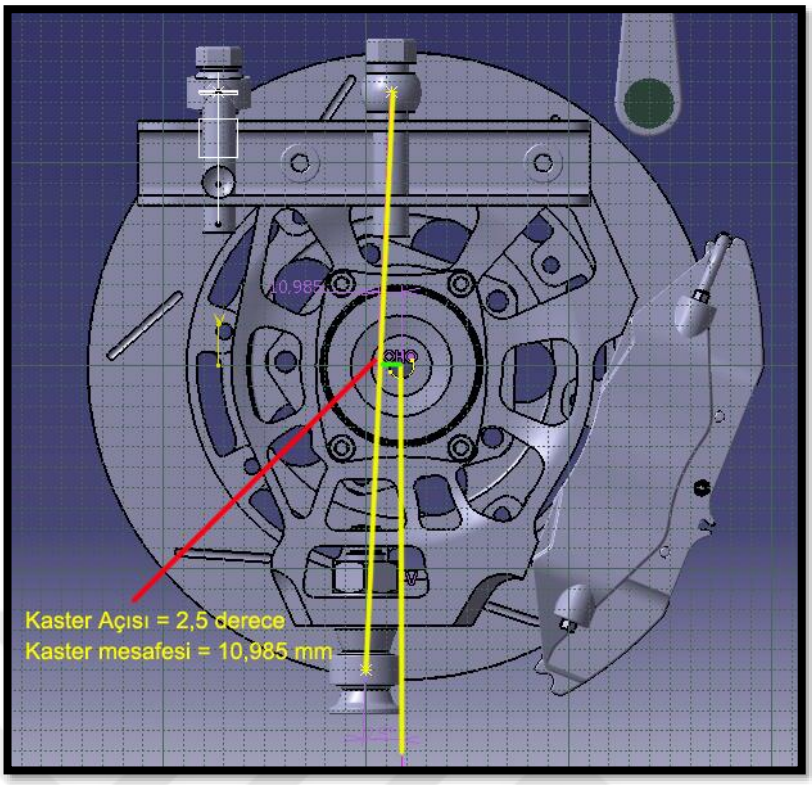
Bu aşamadan sonra daha önceki bölümlerde anlatılan süspansiyon geometrisinin oluşturulması adımları takip edilmiştir. CAD dataları çizim üzerinden elde edilerek ADAMS/Car programına baz noktaları olarak aktarılmıştır. Bu sayede hedeflenen tasarım özelliklerinin davranışları incelenmiştir.

Öncelikle tekerlek geometrisi olarak kingpin açısı ve kaster açısı belirlenmiştir. Bu iki açı tekerlek aksonunun tasarımında temel çıkış noktalarıdır. Bu iki tekerleklerin kamber açı değişim grafiklerini etkilediği için dikkatlice seçilmelidir.



Şekil 4.13: Kingpin Açısı ve Scrub Radyus.

Kingpin açısı literatür bağlı kalınarak 8 derece olarak seçilmiştir. Süspansiyon geometrisinde aksonun alt ve üst noktaları da belirlenerek scrub radyus 22 mm olarak belirlenmiştir. Tüm bu geometrilerin direksiyon açısı değişimlerine verdikleri tepki ilerleyen kısımlarda anlatılacaktır. Burada tasarım olarak ortaya çıkan limitler literatürde de belirtildiği gibi aksonun alt ve üst noktalarının konumudur. Jant ve lastik ebatları göz önünde bulundurularak bu noktalar jantın içinde kalacak şekilde tasarlanmıştır. Bu noktalar daha sonra süspansiyon ana geometrisinin oluşturulmasında baz noktalar olarak kullanılacaktır.

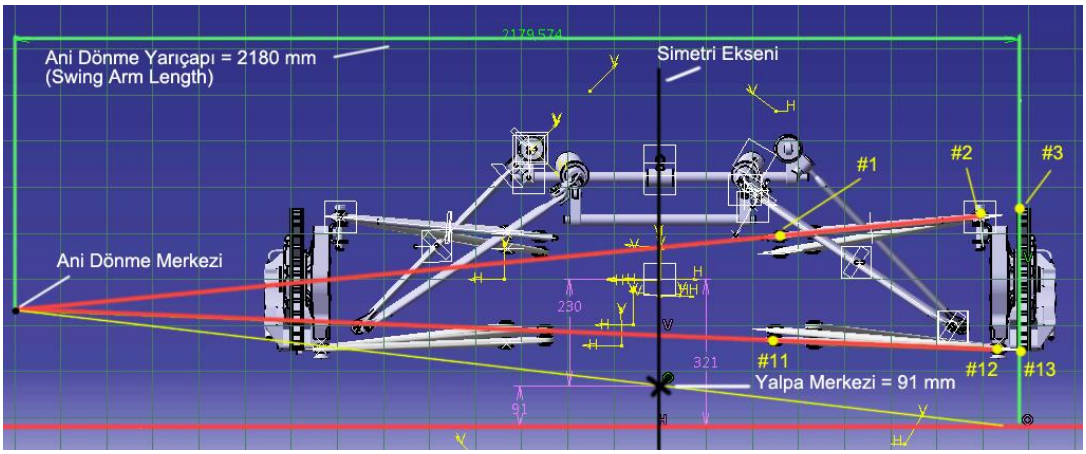


Şekil 4.14: Kaster Açısı ve Mesafesi.

Kaster açısı da yine literatürden alınan bilgiler ışığında 2,5 derece olarak belirlenmiştir. Kaster mesafesi de yaklaşık olarak 11 mm'dir. Kaster mesafesi geri çağırıcı moment oluştururken etkili olmaktadır.

Temel olarak tekerlek aksonunun alüminyum malzemesinden olması planlanmaktadır. Alüminyum kullanılmasının temel hedefi yapısal olarak tekerleğin ve yaylanmamış kütlenin ağırlığı azaltmaktır. Ayrıca imalat sırasında kolay işlenebilir olması da bir diğer avantajıdır. Aksonun alt ve üst noktası süspansiyon uzuvlarına küresel bilyeler vasıtasıyla monte edilecektir. Bu sayede kinematik olarak süspansiyon hareketleri sırasındaki her üç eksende de aksona gelebilecek kuvvetler karşılanabilecektir.

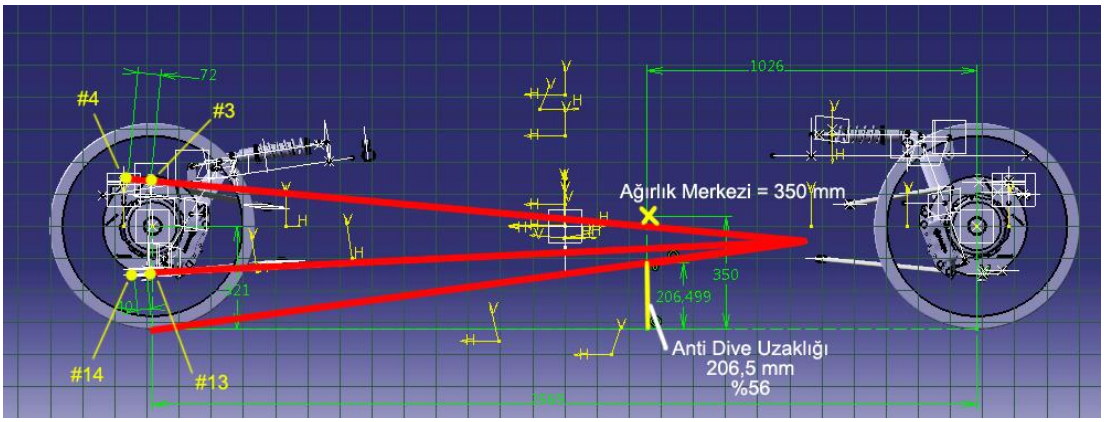
Temel tekerlek geometrisinin oluşturulmasının ardından süspansiyon uzuvlarının yerleşimi aşamasına geçilmiştir. Daha önceki bölümlerde bahsedildiği gibi çift A kollu bir süspansiyon sisteminin olması belirlenmiştir. Modern yarış otomobillerinde dahi bu sistem hem dayanıklılık açısından hem de uygulama pratiği açısından en çok kullanılan yöntem olduğundan bu yapının seçilmesine karar verilmiştir.



Şekil 4.15: Ön Düzen Geometrisi.

Süspansiyon uzuvlarının tasarımı için öncelikle aracın önden görünümü esas alınarak başlanmıştır. Literatür bilgileri taramasında en uygun A kolu tasarımının farklı uzunlukta ve paralel olmayan biçimde olması belirlenmiştir. Bu bilgiler ışığında yukarıdaki resimde görülen iki boyutlu çalışma yapılmıştır. Bu yapıyı oluşturmadan hemen önce aracın ağırlık merkezinin konumunun belirlenmesi gereklidir. Zira aracın tüm yalpa ve kafa vurma momentleri bu merkezin konumuna göre belirlenecektir. Tasarım sırasında arkadan tahrikli bir yapının seçilmesinden ötürü motor ve vites kutusu aracın orta kısmında arkaya doğru bir konum alacaktır. Bu da aracın arkasının daha ağır olacağı bir yapıyı beraberinde getirmektedir. Tüm taşıt parçaları CAD datası olarak tasarlanmadığı için bu aşamada bazı kabuller yapılacaktır. Aracın 40:60 oranında arka tarafın daha ağır olduğu bir yük dağılımı kabul edilmiştir. Bu ağrılık merkezinin de hem ön aksta hem de arka aksta yerden 350 mm uzaklıkta olması varsayımı ortaya konmuştur.

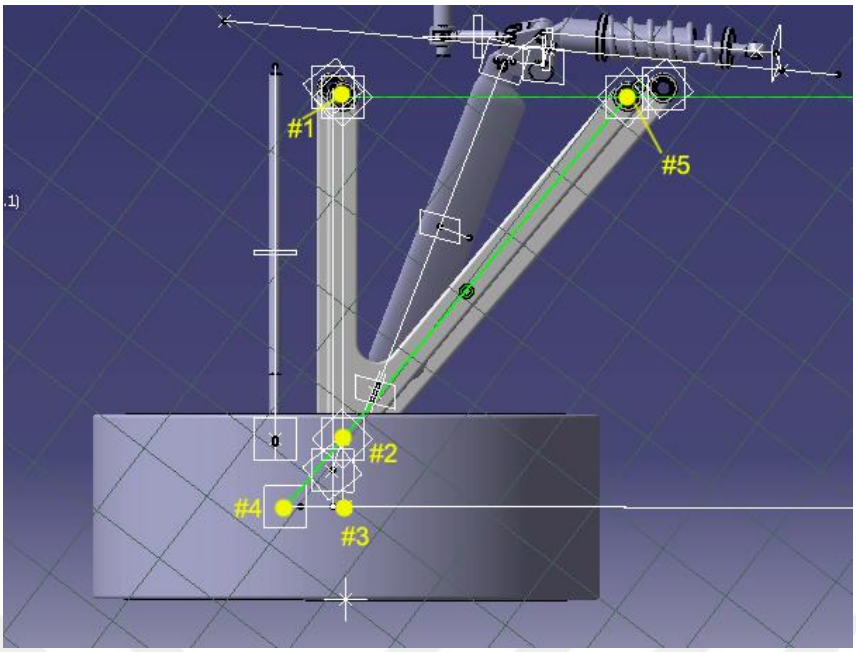
1,2 ve 3 numaralı noktalar ön süspansiyon sistemindeki üst kolun doğrultusunu oluşturmaktadır. Bu noktaların numaralandırmasında literatürden alınan bilgilerle örtüşmesi hedeflenmektedir. Aynı şekilde alt kol için de 11,12 ve13 numaralı noktalar kolun doğrultusunu oluşturmaktadır. Bu iki doğrultunun kesişim noktasının tekerleğin ekseninin zeminle birleştiği noktayla birleştirilmektedir. Bu doğrunun aracın simetri ekseniyle kesiştiği noktanın yere göre olan uzaklığı yalpa merkezini vermektedir. Yanal ivmeler aracın kütlesine etki ederken bu noktaya etki edecektir ve böylece araçta yalpa hareketini oluşturacak bir moment ortaya çıkacaktır. Yapılan tasarımlar sonucunda yalpa merkezi 91 mm olarak belirlenmiştir. Ani dönme yarıçapı da (swing arm length) 2180 mm olmaktadır.



Şekil 4.16: Ön Süspansiyonun Yandan Ayarlanması.

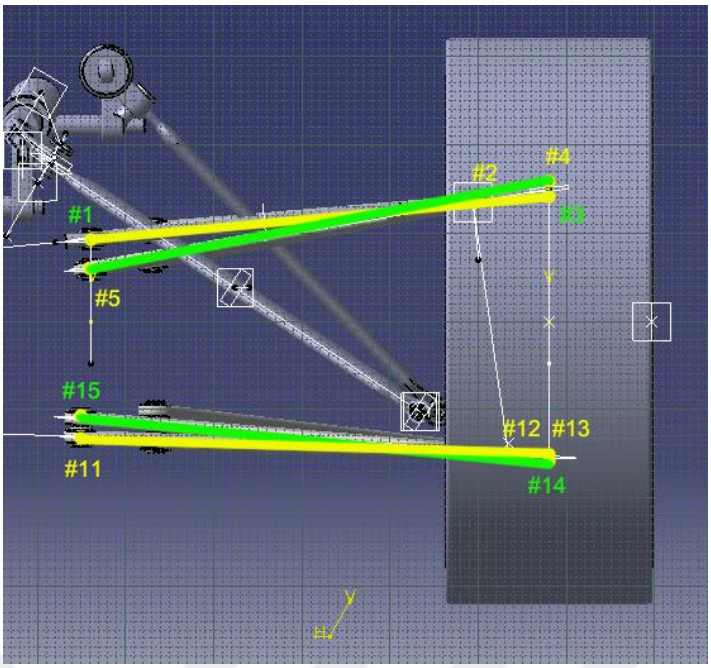
Ön görünümde yalpa merkezi belirlendikten sonra taşıtın yan görünümden de yine benzer geometriler oluşturulmalıdır. Bu geometriler aracın kafa vurma momentlerinin karakteristiğini belirleyecektir. Ön görünümde belirlediğimiz 1,2 ve 3 numaralı noktaları yan görünümdeki iz düşümleri süspansiyon tasarımının ana hatlarını belirleyecektir. Öncelikle ön görünümde olduğu gibi yan görünümde de bir ani dönme merkezi belirlenmelidir. Bu noktanın ağırlık merkezine göre olan uzunluk oranı aracın anti-dive karakteristiğini belirleyecektir. Yaklaşık %56'lık bir anti – dive frenlemesi belirlenmiştir. Bu oranın %100 olması hâlinde araç kafa vurma hareketi yapmayacaktır. Ancak bu sefer de tüm yük süspansiyon bağlantı noktalarına binecek olup, doğrusal yük transferinde aracın süspansiyonu hareket etmeyeceğinden dolayı aracın davranışını kestirmek zor olacaktır. Dolayısıla nerdeyse yarı yarıya bir uzunluk tercihinde bulunulmuştur.

Bir sonraki aşamada bu noktayla ön görünümden projekte edilen 3 ve 13 numaralı noktalara bir doğru çizilmiştir. Bu doğru daha sonra uzatılarak 4 ve 14 numaralı noktalar belirlenmiştir. Tasarımcı bu esnada doğrunun ne kadar uzatılacağını karar vermede özgürdür. Yeni oluşturulan bu noktalar daha sonrasında üst ve alt kolun şasiye bağlantısını belirleyecek diğer noktasını belirleyeceği için önemlidir. A kollarının arasındaki açı da yine bu noktanın yerine göre belirlenecektir. Dolayısıyla aracın geometrik olarak sınırları bu noktaların tasarımı için belli bir limit oluşturmaktadır. Yapılan seçim sonrasında bu limitler kontrol edilerek noktaları tespiti finalize edilmektedir.



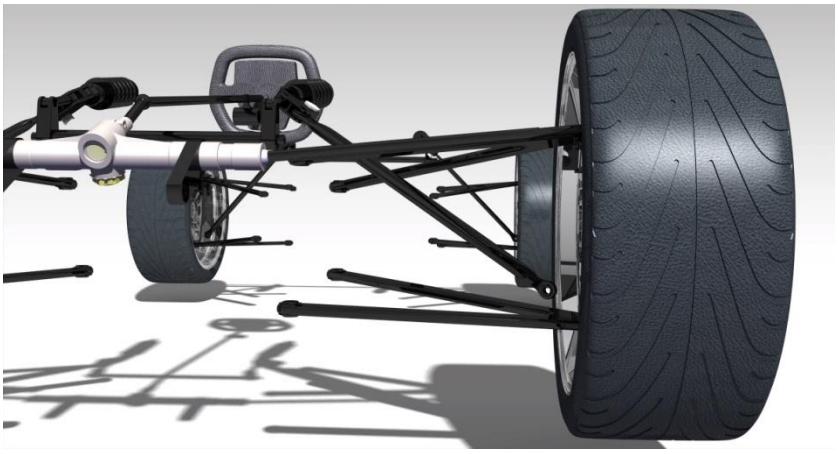
Şekil 4.17: Baz Noktaların Üstten Görünümü.

4 ve 14 numaralı noktalar daha sonra süspansiyon geometrisinde üstten görünüme projekte edilmektedir. Bu aşamada iki kola ayrı şekilde bakmak tasarım kolaylığı sağlayacaktır. Üst koldan bakarak tasarıma devam edildiğinde A kolunun şasiye son bağlantı noktası olan 5 numaralı noktanın tespiti yapılacaktır. 5 numaralı noktayla 1 numaralı noktayı birleştiren doğru aracın doğrusal simetri eksenine paralel olmalıdır. Zira 1 numaralı nokta A kolunun şasiye bağlandığı bir diğer noktadır. 5 numaralı noktayı çizebilmek için bir düzleme ihtiyaç vardır. Analitik geometriye göre üç noktanın birleşiminden bir düzlem geçmektedir. 1,2 ve 3 numaralı noktalar zaten aynı doğru üzerinde olduğu için aynı düzlem üzerinde olmaları doğal sonuçtur. İşte bu noktada 4 numaralı noktanın varlığının önemi ortaya çıkmaktadır. 1,2 ve 4 numaralı noktaların birleşiminde oluşan düzlemde 3 numaralı nokta doğal olarak bulunacaktır. Dolayısıyla bu düzleme çizilen bir diğer nokta olan 5 numaralı noktayla beraber bu beş nokta da aynı düzlem içinde kalacaktır. Aynı şekilde alt kol için de 15 numaralı noktayı belirlemek adına 11,12 ve 14 numaralı noktaların birleşiminden olan düzlem kullanılacaktır. Bu iki düzlem alt ve üst A kollarının çiziminin yapılacağı ana düzlemdir. Bu tasarım metoduyla birlikte üst ve alt A kolları hem önden görünümde hem de yandan görünümde belirlenen ani dönme merkezlerinden geçecek şekilde 3 boyutlu uzayda kesişmiş olacaktır.



Şekil 4.18: Baz Noktaların Önden Görünümü.

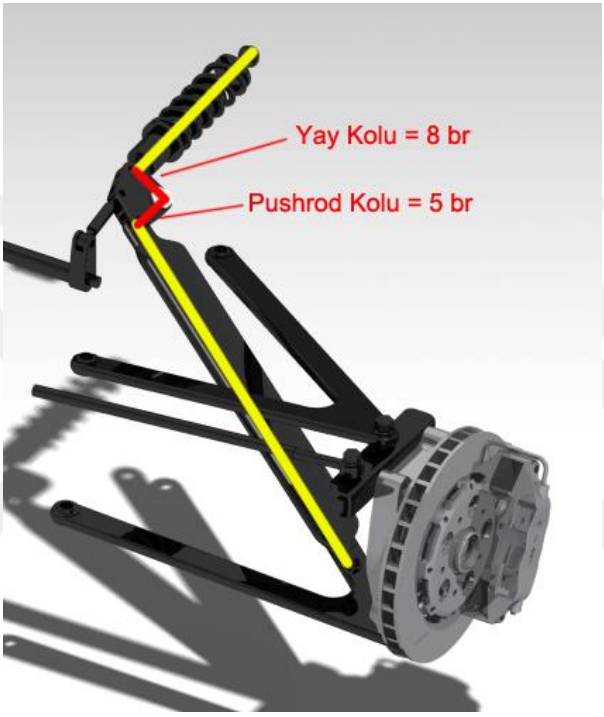
Bu doğrular, noktalar ve düzlemlerin belirlenmesinin ardından süspansiyon uzuvlarının 3 boyutlu CAD tasarımlarına geçilebilir. Arka süspansiyon için de aynı işlemler sırasıyla uygulanabilir. Ancak tasarım açısından kolaylık olması babından ön sol süspansiyon tasarımı arka sağ tarafa gelecek şekilde uzayda ötelenebilir. Şasi ve gövde boyut limitleri göz önünden bulundurularak aynı tasarım şablonu, küçük değişikliklerle kullanılabilir. Tez kapsamında tasarlanan taşıt için arka aks kendi içinde ayrı bir tasarım olarak ele alınmıştır.



Şekil 4.19: Süspansiyon Sisteminin Resmi.

Süspansiyon sisteminde son olarak pushrod kolunun konumlandırılmasıyla birlikte tasarım tamamlanmaktadır. Pushrod kolu, tekerlekten alınan hareketi ‘bellcrank’

vasıtasıyla aracın yay-amortisör elemanlarına iletmektedir. Pushrod tasarımı için belli bir tasarım kriteri yoktur. Burada tasarımı etkileyen yegane faktör salıncakların hareketi sırasında pushrod kolunun herhangi bir yere çarpmasının önüne geçilmesidir. Pushrod kolunun uzunluğuna ve açısına bağlı olacak şekilde tekerlekteki yük belli bir çarpanla çarpılarak yay-amortisör elemanlarına iletilir. Bu da süspansiyonun bulunduğu akstaki yay sertliğini etkilemektedir. Pushrod kolunun açısına göre değişen yay sertliği 'bellcrank' parçasının tasarımıyla ayarlanabilmektedir.

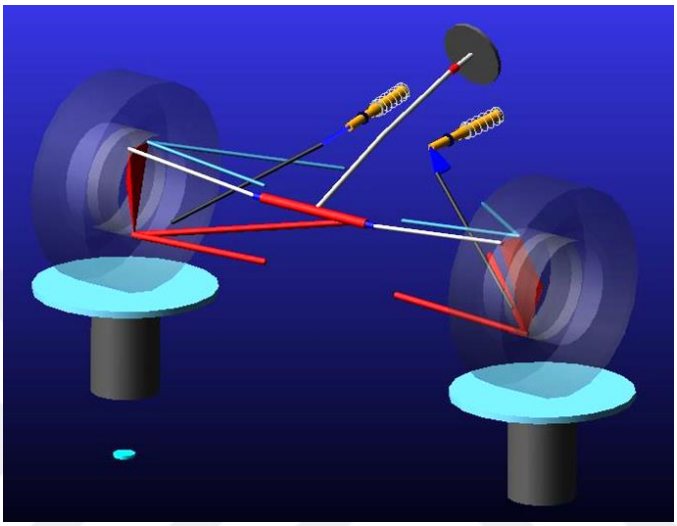


Şekil 4.20: Pushrod Kol Oranı.

Bellcrank parçasında pushrod kolunun mafsala olan uzaklığının amortisörün mafsala olan uzaklığına oranı üzerinden istenilen yay sertliği elde edilebilmektedir. Yapılan tasarımlar esnasında 1:1 şeklinde bir tasarımla birlikte tekerlekten gelen yükler 2 kat fazla şekilde yay-amortisör elemanlarında hissedilmektedir. Bu da aracın eşderğer yay sertliğini yarıya düşürmektedir. Yapılan analizler sonucu pushrod kolunun mafsala olan mesafesinin daha kısa olması sayesinde istenilen yay sertliği elde edilmiştir. En uygun oran 8:5 şeklinde yay-amortisör elemanı etrafındaki kolun daha uzun olduğu sistemdir.

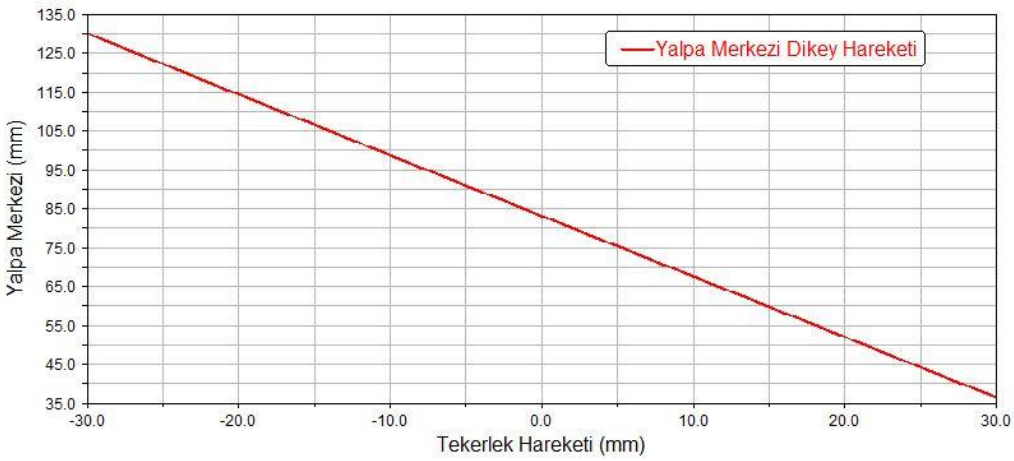
Süspansiyonun çalışması sırasında yukarıda bahsedilen açı ve merkezler sabit bir şekilde kalmazlar. Araç hareket hâlindeyken yoldan gelecek etkiler etrafında tekerlekler dikey yönde bir hareket sergileyecektir. Dolayısıyla tespit edilen açı ve

merkezlerde belli değişimler olacaktır. CAD model olarak oluşturulan süspansiyon tasarımı Adams/Car yazılımına aktarılarak dinamik analizlerle bu değişimler incelenmiştir. Adams/Car yazılımının çalışma yapısı 4. bölümde detaylı olarak anlatılacaktır. Temelde CAD data sırasında alınan 3 boyutlu baz noktaları Adams/Car yazılımında 'hardpoint' olarak sisteme işlenmiştir. Bu sayede kinematik uzuvların 3 boyutlu uzayda konumlanması sağlanmıştır. Daha sonra bu uzuvların arasındaki hareket bağıntıları tanımlanarak sistemin çalışması incelenmiştir.



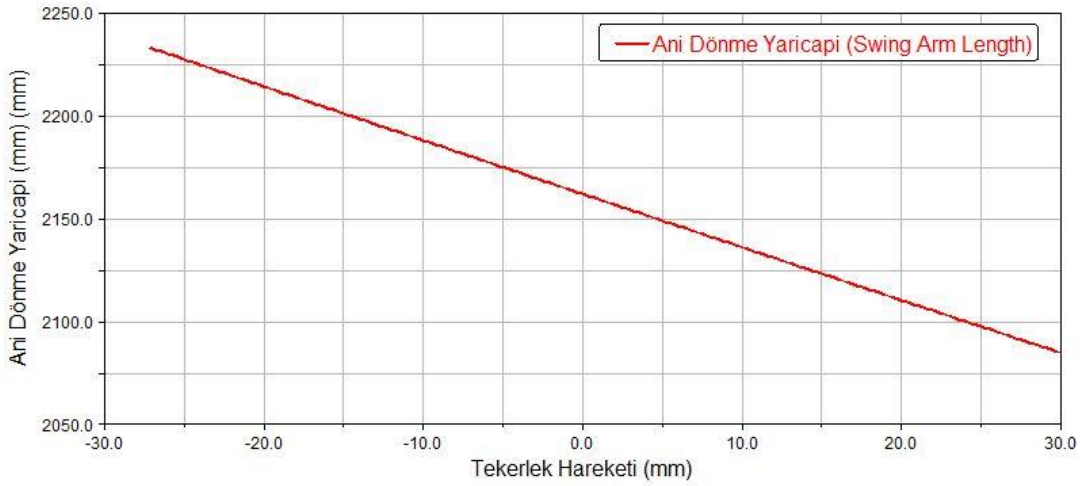
Şekil 4.21: Adams/Car Yazılımında Ön Süspansiyon Modeli.

Muhtelif açı ve merkezlerin değişimlerini incelemek adına ilk etapta iki tekerleğin de birlikte hareket ettiği paralel tekerlek hareketi komutu verilmiştir. İki tekerlek de test rampası üzerinde statik konumdan dikey yönde 3o mm aşağı ve yukarı hareket etmiştir. Bunun sonucunda değişimler şu şekilde olmuştur:



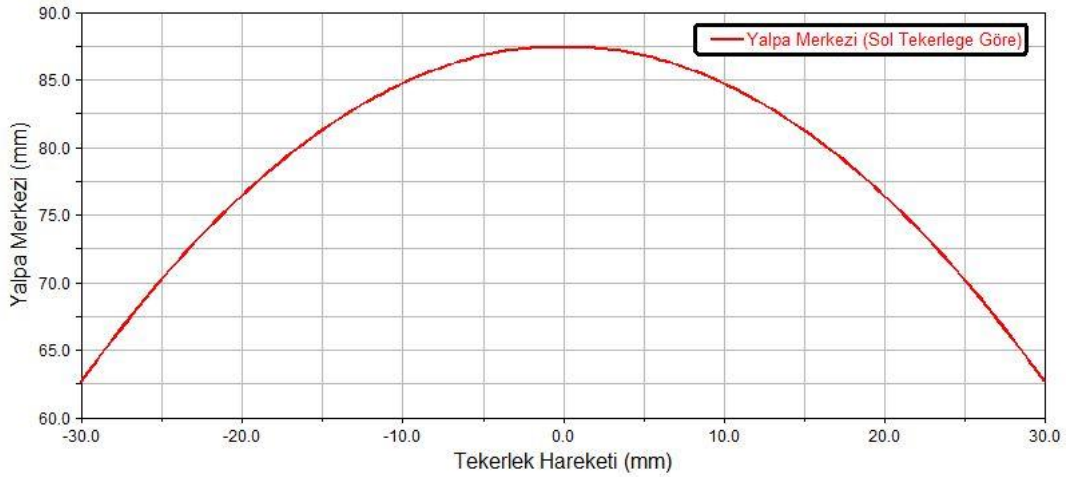
Şekil 4.22: Yalpa Merkezi Dikey Hareketi.

Yalpa merkezi CAD data oluşturulurken 91 mm olarak hesaplanmıştı. Analiz esnasında bu merkez yaklaşık olarak 82 mm olarak ölçülmüştür. Bunda statik konuma gelirken aracın ağırlığından ötürü yayların sıkışması sonucu süspansiyon kollarının yukarı yöndeki hareketi ve lastiğin yük altında ezilmesi neden olmaktadır. Yalpa merkezi tekerlek dikey olarak yukarı hareket ettikçe daha yere yakın bir konuma gelmektedir. Bu beklenen bir durumdur, zira üst kolun açısı yere doğru bakmaktadır. Ayrıca üst kol daha kısa olduğu için alt kola göre daha agresif bir açı değişimi yaşanacaktır. Bu yüzden aracın önünden baktığımızda gördüğümüz ani dönme merkezi hem aşağı yönde hareket edecek, hem de ani dönme yarıçapı da aracın simetri eksenine doğru kısalacaktır. Bu durum ani dönme yarıçapının boyunun değişimi grafiğiyle de desteklenebilir.



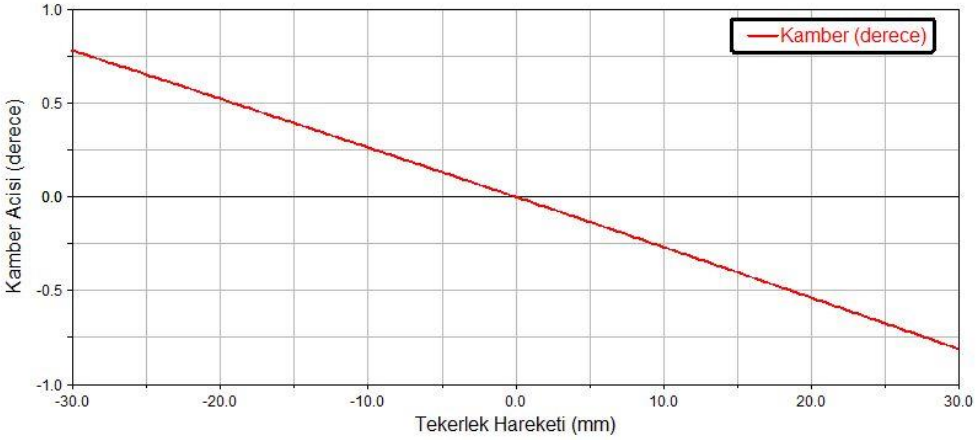
Şekil 4.23: Ani Dönme Yarıçapı.

Ancak tekerlek hareketleri izafi olarak uygulanırsa, yani tekerleklerden biri 30 mm yukarı giderken diğer 30 mm aşağı giderken yalpa merkezinin hareketleri biraz farklılık gösterecektir. Birbirlerine göre karşıt hareket komutu verilerek oluşturulan analizde tekerlekler ters istikamette 30 mm hareket ettirilerek analiz gerçekleştirilmiştir. İzafi hareketten ötürü şasi üzerinde bir yalpa hareketi oluşmuştur. Yalpa merkezinin dikey yöndeki yerinin değişim grafiğe sol tekerleğin hareketine göre aşağıdaki gibidir. Yalpa merkezi dikey yönde paralel tekerlek hareketine nazaran daha az yer değiştirmektedir. Bu durum araç yalpa yaptığı esnada oluşacak yalpa momentinin neredeyse aynı kalmasını sağlamaktadır.



Şekil 4.24: Yalpa Merkezi Dikey Hareketi.

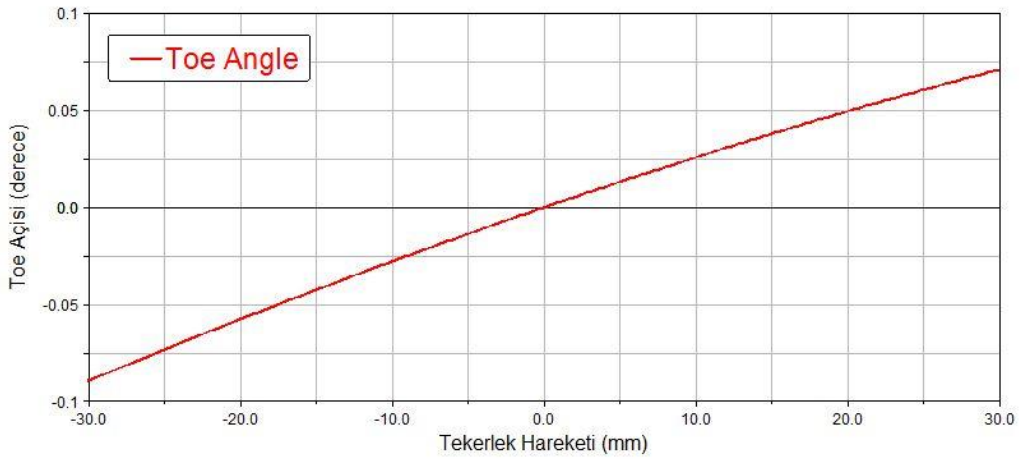
Süspansiyon hareketleri incelenirken taşıt performansına etki edecek en önemli unsurlardan biri de tekerleğin kamber açısı değişimleridir. Tekerleğin dikey hareketi esnasında kamber açısının değişimi yol tutuş anlamında viraj alma manevrası yapan bir taşıt için kritik değerler alabilmektedir. Genelde istenen durum tekerleğin yukarı yöndeki hareketi esnasında negatif bir kamber açısının olmasıdır. Zaten üst kolun daha kısa olduğu bir süspansiyon sisteminde bu durum gerçekleşecektir. Aynı şekilde tekerleğin aşağı yöndeki hareketi esnasında da pozitif kamberin yüksek değerler almaması istenmektedir. İki tekerleğin de paralel olarak aynı yönde yaptıkları 30 mm'lik harekete göre kamber açısı değişimleri her iki tekerlek için de aynı olmaktadır. Dolayısıyla grafik elde edilirken sadece bir tekerlek referans olarak seçilmiştir.



Şekil 4.25: Tekerleğin Dikey Hareketine Karşılık Kamber Açısı.

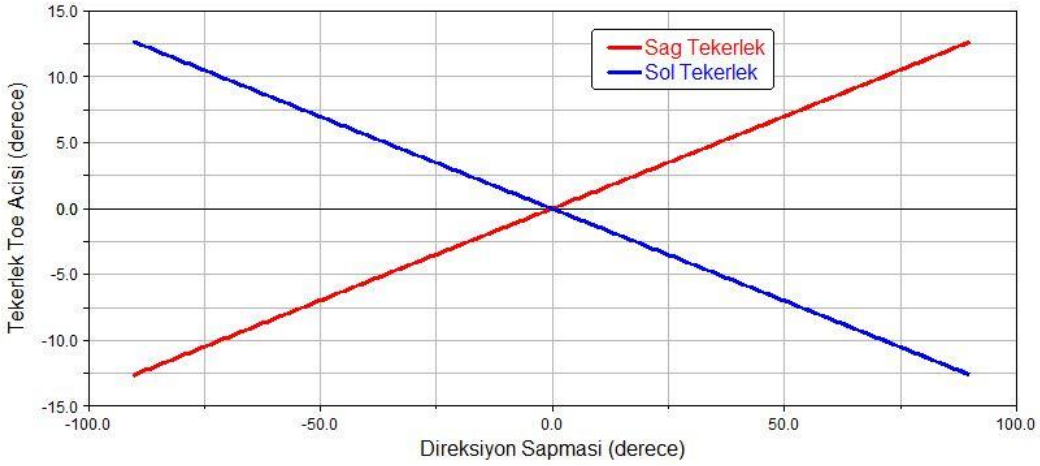
Toe açısının da tekerleğin dikey hareketi esnasında değişmemesi aracın stabilitesi anlamında yararlıdır. Bunun önüne geçebilmek için direksiyon rot kolunun açısı üst kolun açısıyla aynı olacak şekilde tasarlanmalıdır. Tez kapsamında tasarlanan taşıt için

de aynı prensip uygulanmıştır. Bu sayede tekerleğin dikey hareketi sırasında toe açısındaki değişimler minimum düzeyde tutulmuştur.



Şekil 4.26: Tekerleğin Dikey Hareketine Karşılık Toe Açısı

Direksiyon geometrisi için de paralel ackermann prensibi uygulanmıştır. Spor otomobillerde daha çok uygulanan bu yöntemle dıştaki tekerleğin aşırı çapraz hareket açılarına kalmamasının önüne geçilmektedir. Analizi yapabilmek adına direksiyon simidine +90 ve -90 derecelik dönüş manevraları tanımlanmıştır. Bu dönüş açılarına göre tekerleklerin yaptıkları açılar birbirinin aynısı olmaktadır. Paralel ackermann geometrisinde amaç iç ve dış tekerleğin aynı açıda dönmesini sağlamaktır. Oluşturulan geometriyle bu durum sağlanmaktadır.



Şekil 4.27: Paralel Ackermann Doğrulaması.

4.4 Motor Arz Eğrileri ve Testere Dişi Diyagramları

Hedef kitle çalışmaları sırasında potansiyel müşteriler göz önünde bulundurularak güçlü bir motor tasarımı olması planlanmıştır. Bu bilgiden yola çıkarak benchmark çalışmaları sırasında güçlü motoruyla Bac Mono isimli otomobil ön plana çıkmıştır. Tez kapsamı boyunca tasarlanan araçta bu araçta kullanılan motor ve vites kutusu grubunun kullanılmasına karar verilmiştir.

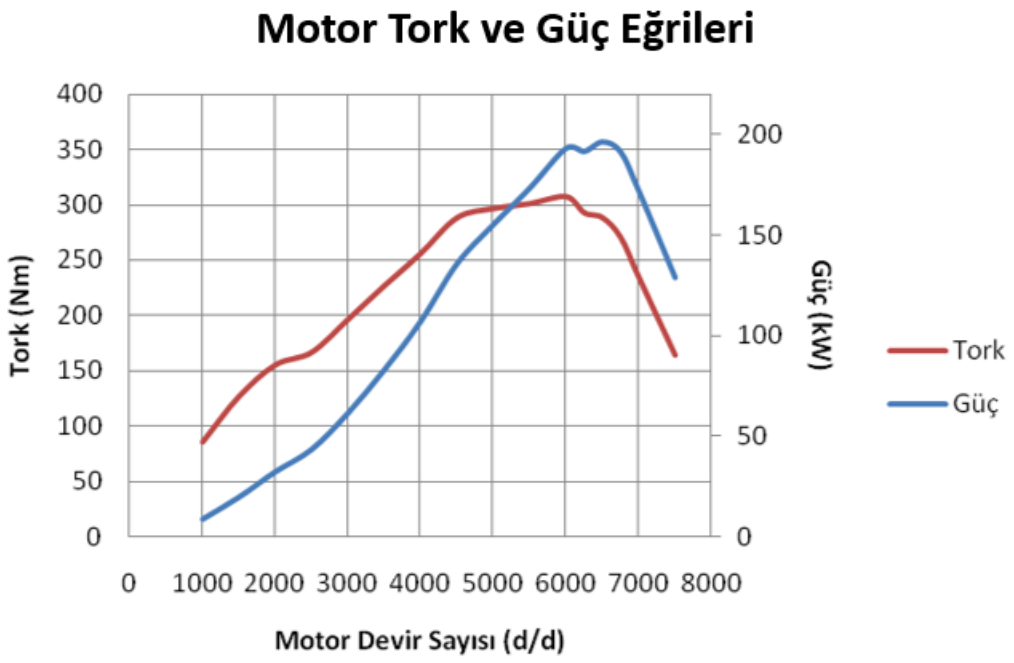
Cosworth marka motor ve vites kutusu grubunun ürettiği güç ve tork eğrileri mevcut literatür araştırmasında elde edilememiştir. Dolayısıyla var olan tork bilgileri Adams/Car yazılımındaki motora göre uyarlanarak motor güç ve tork eğrileri elde edilmiştir.

2500 cc hacme sahip, 4 sıralı silindire sahip motorun CAD datası Grabcad sitesinden alınarak CAD tasarıma aktarılmıştır. Motorun CAD datası şasi ve gövde tasarımı sırasında boyutsal olarak diğer parçaların tasarımında limit teşkil etmiştir.

Uyarlanan bilgiler ışığında elde edilen motor karakteristiği şu şekildedir:

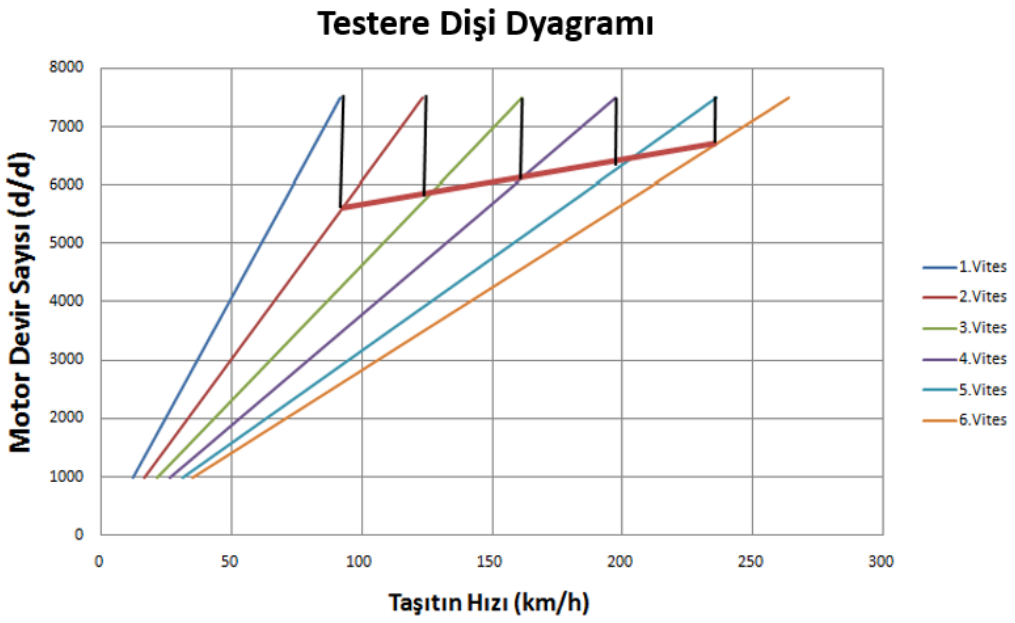
- Maksimum tork: 308 Nm (6000 d/d motor devrinde)
- Maksimum güç: 196 kW (6500 d/d motor devrinde)
- Vites oranları:
    - 1.Vites: 3.16
    - 2.Vites: 2.35
    - 3.Vites: 1.8
    - 4.Vites: 1.47
    - 5.Vites: 1.23
    - 6.Vites: 1.1
    - Diferansiyel Aktarma Oranı: 3.13

Motor güç ve tork eğrisi Şekil 4.28’de verilmiştir.



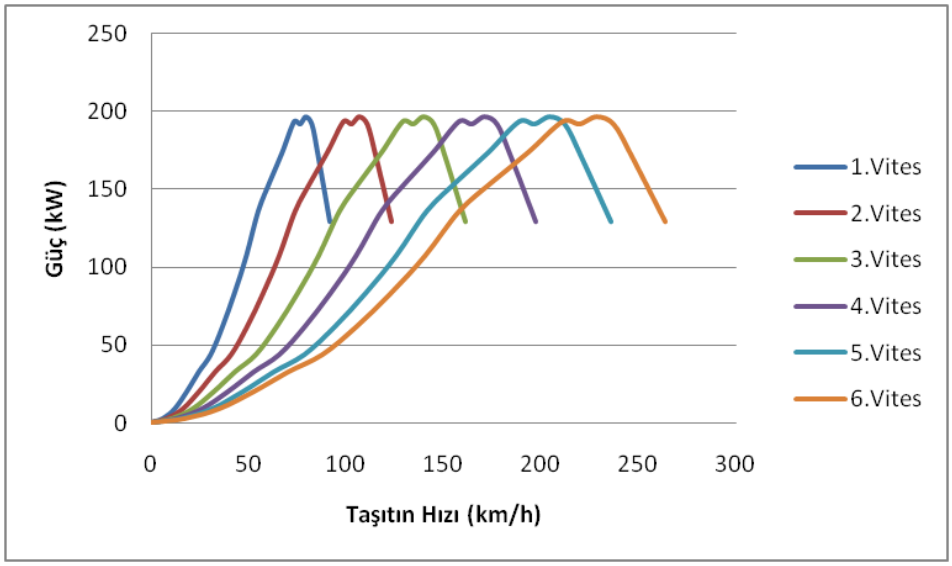
Şekil 4.28: Motor Güç ve Tork Eğrileri.

Aynı şekilde vites grubundaki dişli oranlarıyla oluşturulmuş testere dişi diyagramı da aşağıdaki gibi olmaktadır:

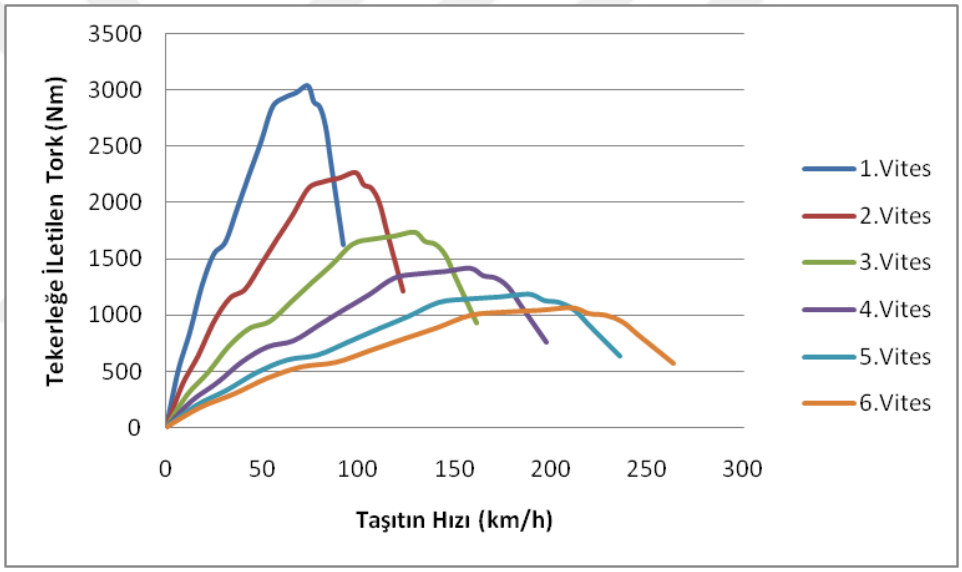


Şekil 4.29: Testere Dişi Diyagramı.

Aracın hızına bağlı olarak ürettiği güç ve tekerleğe aktarılan tork da aktarma organları veriminin %100 olduğu kabulü ile şu şekilde olmaktadır:



Şekil 4.30: Taşıt Hızı ve Güç Arasındaki Bağıntı.



Şekil 4.31: Tekerleğe Aktarılan Tork.

4.5 Fren Sistemi

Fren sistemindeki elemanların yine benchmark çalışması sırasında referans araç olarak seçilen Bac Mono'daki elemanlarla aynı olmasına karar verilmiştir.

4 tekerlekte de disk fren kullanılacaktır. Bu yapıdaki sistem için kullanılan frenler hem ön hem de arka aksta aynı olacaktır. Fren dağılımı 55:45 oranında ve ön aksta daha fazla olacaktır.

AP Racing marka fren kaliperinin ve fren diskinin özellikleri şu şekildedir:

Çizelge 4.3: Fren Sistemi Değerleri[41]

Kaliper Pabuç Alanı	43.5 cm2
Pabuç Kalınlığı	16 mm
Pabuç Derinliği	46.2 mm
Piston Çapı	38.1 mm x 4 Adet
Piston Alanı	45.6 cm2
Disk Çapı	295 mm
Disk Kalınlığı	20.7 mm
Kaliper Ağırlığı	1.7 kg
Efektif Piston Yarıçapı	128.5 mm

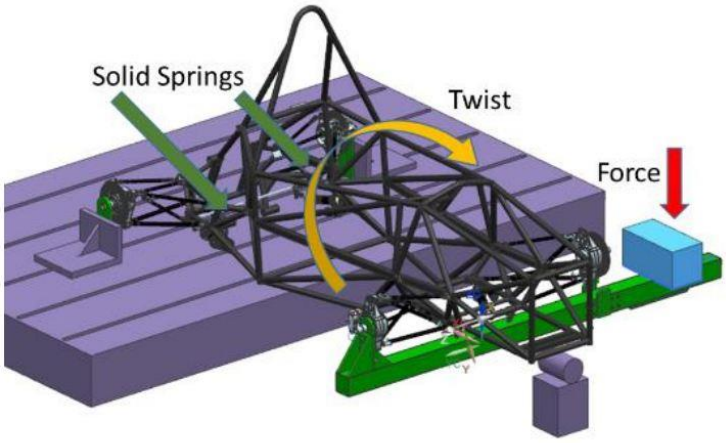
Yukarıdaki bu değerler Adams/Car yazılımına aktarılarak taşıt dinamiği analizleri yaptırılmıştır.

5. ANALİZ VE SİMÜLASYONLAR

5.1 Şasi Mukavemet Analizi

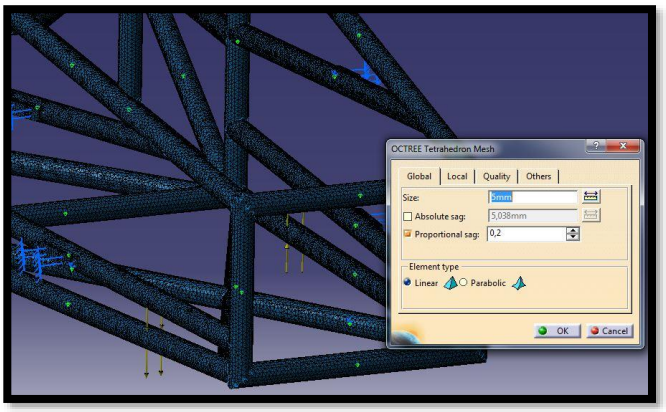
Tez çalışması kapsamında tasarlanan spor otomobilin uzay kafes yapısında bir metal şasiye sahip olacak şekilde tasarlandığı bir önceki bölümde açıklanmıştır. Bu tasarımdan yola çıkarak istenilen şasi birtakım bilgisayar destekli simülasyon programları vasıtasıyla mukavemet yönleri açısından incelenmiştir. Yapılan mukavemet analizlerinin ana amacı taşıta gelmesi beklenen yükler karşısındaki yapısal davranışlarını incelemektir.

Öncelikle şasinin burulma rijitliği incelenmiştir. Burulma rijitliği laboratuar ortamında kurulan test düzeneklerinde arka aksından sabit tutulup ön aksında bir moment yaratmak suretiyle incelenmektedir. Buna ilişkin deney prototipi aşağıdaki gibidir:



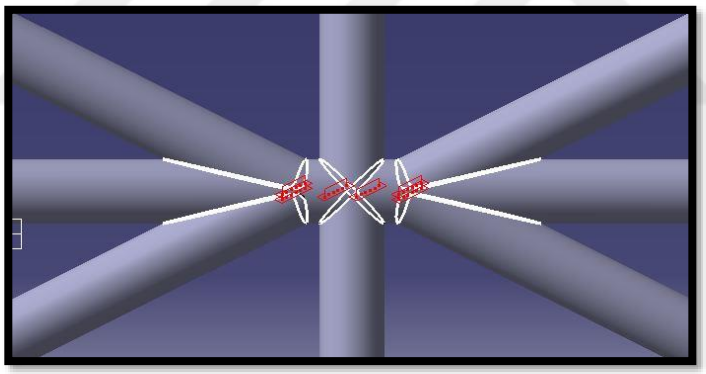
Şekil 5.1: Burulma Rijitliği Test Düzeneği [9]

Bilgisayar ortamında bu test prosedürüne yakın bir sonuç elde edebilmek adına CATIA V5 yazılımında CAD datası oluşturulan şasi, yine aynı yazılım içinde mukavemet açısından analiz edilmiştir. Analiz için gerekli kuvvetler ve sınır koşulları girilmeden önce CAD model sonlu elemanlar metoduna uygun olacak şekilde 5 mm uzunluğundaki tetrahedral ‘mesh’lere bölünmüştür.



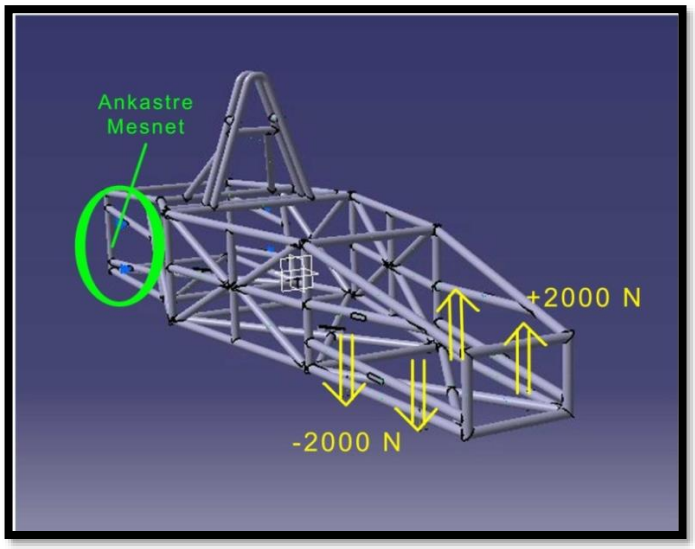
Şekil 5.2: Şasi Analizi İçin Yapılan Ağ Takımı.

89 adet profilin birbirine TIG kaynağıyla bağlandığı şasi strüktürünün bu özelliği de yine yazılıma bir parametre olarak girilmiştir. Profillerin bağlantı durumları aralarındaki ilişkiye dayanarak sisteme yüklenmiştir. Öncelikle hangi profillerin birbirine hangi çizgi üzerinden bağlı olduğu, akabinde de bu çizgi boyunca hangi kaynakla birbirine bağlandığı yazılıma girdi olarak verilmiştir. Aşağıdaki resimde yan çarpma bölgesindeki profillerin birbirleriyle olan bağlantısı gösterilmektedir.



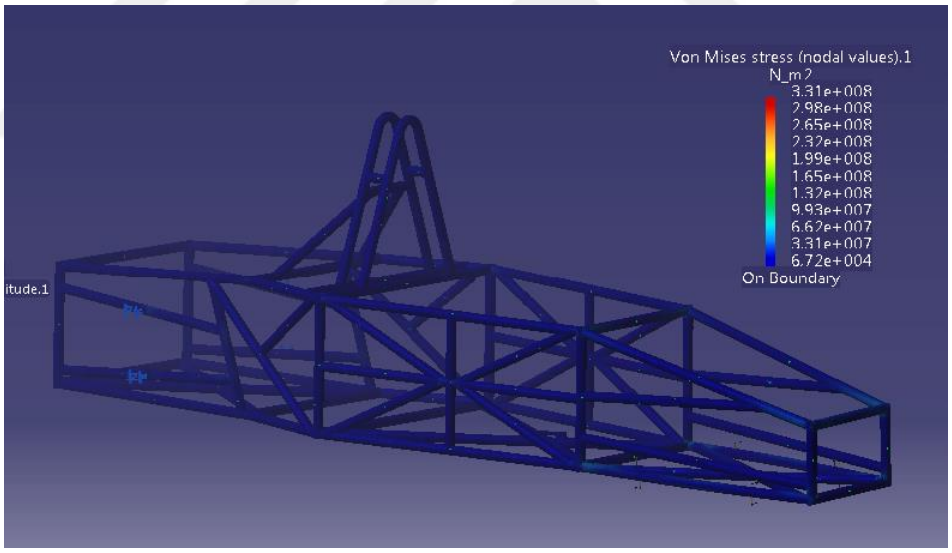
Şekil 5.3: Şasi Profillerinin Kaynak Tanımlaması.

Şasinin burulma rijitliğini incelemek için şasi modeli arka salıncakların bağlantı noktalarından ankastre şekilde mesnetlenmiştir. Bu sayede arka aksın test prosedüründe olduğu gibi hareketleri kısıtlanmıştır. Taşıtın ağırlığı 500 kg olarak kabul edilmiştir. 40:60 oranında arka aksın daha ağır olduğu düzende, ön aksta yaklaşık olarak 2000 N'luk bir statik yük vardır. Bu yük tekerleklere paylaştırılmadan direkt olarak şasinin ön tarafına etki edilmiştir. Şasinin her iki yanına da aynı miktarda fakat ters yönde olacak şekilde kuvvetler yerleştirilmiştir. Bu sayede şasinin x ekseni boyunca bir momente maruz kalması istenmektedir.



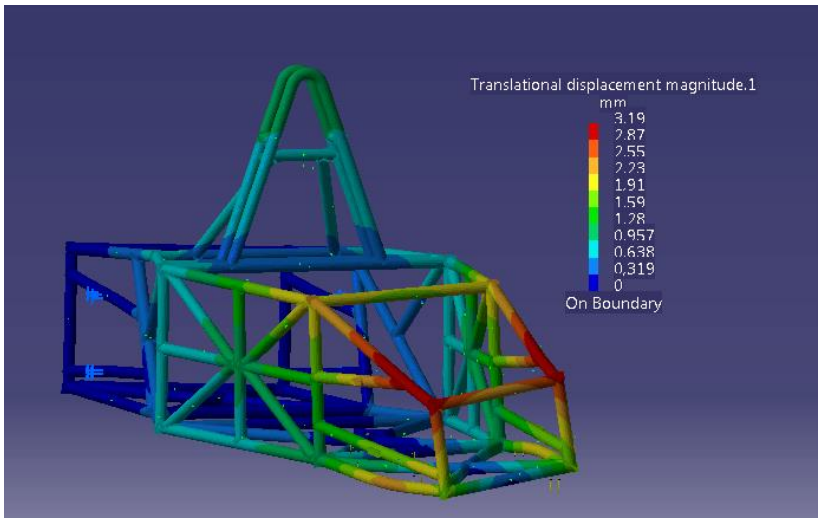
Şekil 5.4: Şasi Burulma Rijitliği Analizi İçin Verilen Yükler.

Şasi üzerine etkiyen kuvvetler ve şasinin kısıtları yukarıda bulunan resimdeki şekilde yazılıma yüklenmiştir. Çıkan sonuçlar şasinin en fazla 3,19 mm şekil değiştirdiğini ve maksimum gerilmenin 331 MPa olduğunu göstermektedir.



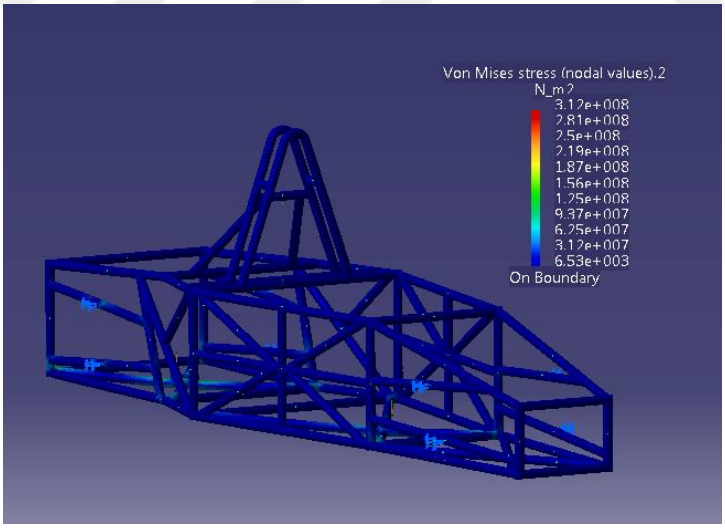
Şekil 5.5: Von Misses Gerilmeleri.

Kullanılan çelik profillerin akma dayanımının altında olmasına rağmen ortaya çıkan gerilme yüksek bir değere sahiptir. Kuvvetin bir süspansiyon sistemi aracılığıyla gelmeden direkt olarak uygulama bölgesinin aşırı yüklenmesine neden olmaktadır. Analiz sonuçları da bu teoriyi desteklemektedir. Tez çalışması sırasında ana araştırma konusu şasinin modal frekans analizi olmadığı için bu kısmın iyileştirmesi gelecekte konu hakkında yapılacak araştırmalara bırakılmıştır.

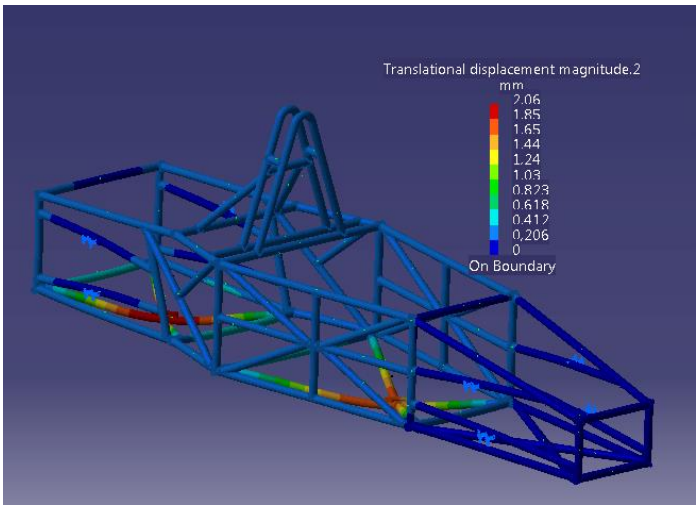


Şekil 5.6: Burulmaya Maruz Kalmış Şaside Uzama Miktarları.

Benzer bir durum eğilme rijitliği incelemesi sırasında da görülmüştür. Sürücünün bulunduğu orta kısma 2000 N ve motorun bulunduğu kısma 3000 N bir kuvvet uygulayarak şasinin statik olarak davranışı incelenmiştir. En yüksek uzama 2,06 mm olurken, en yüksek gerilme 312 MPa olarak tespit edilmiştir. Kuvvetin küçük bir alana uygulanmasından ötürü uygulama bölgesi aşırı yüke maruz kalmakta, bu durum da Von Misses gerilmeleriyle uzama miktarlarını etkilemektedir.



Şekil 5.7: Eğilme Hareketine Maruz Kalmış Şasi İçin Von Misses Gerilmeleri.



Şekil 5.8: Eğilme Hareketine Maruz Kalmış Şasi İçin Uzama Miktarları.

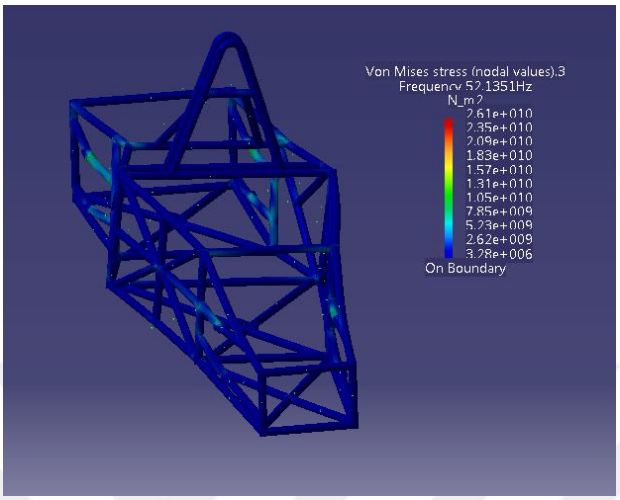
Mukavemet analizinde bir diğer işlenen konu başlığı şasinin modal frekanslarının ve modal şekil davranış şekillerinin belirlenmesidir. Yine CATIA V5 yazılımı içinde mevcut CAD modeli ve mesh ağları kullanılarak modal analiz gerçekleştirilmiştir. Şasinin modal frekansları şu şekildedir:

Çizelge 5.1: Şasi Modal Frekans Değerleri.

Mod Sayısı	Frekans Değeri (Hz)
1	52,14
2	70,29
3	76,41
4	100,43
5	101,59
6	127,75
7	128,65
8	130,80
9	141,09
10	144,79

İlerleyen bölümlerde yapılacak ‘four poster test rig’ analizinde, taşıtın 4 pistonlu bir test düzeneğinde belli bir düzgünlüğe sahip bir yolun üstünden geçmesi sonucu taşıtın gövdesinde oluşacak ivmeler ve frekans değerleri incelenmektedir. Burada görülen ivmelerin frekans değerleri ilk 3 modun frekans değerinden oldukça düşüktür. Bu

konu, ilgili bölümde verilerle desteklenecektir. Ancak modal frekanslardan alınan bilgiler ışığında şasiye gelecek yük ve ivmeler sonucu şasinin rezonansa girerek büyük yüklere maruz kalması durumunun yaşanmadığı modal frekans değerlerinden görülmektedir.



Şekil 5.9: 1. Modda Görülen Von Misses Gerilmeleri.

5.2 Aerodinamik Analiz

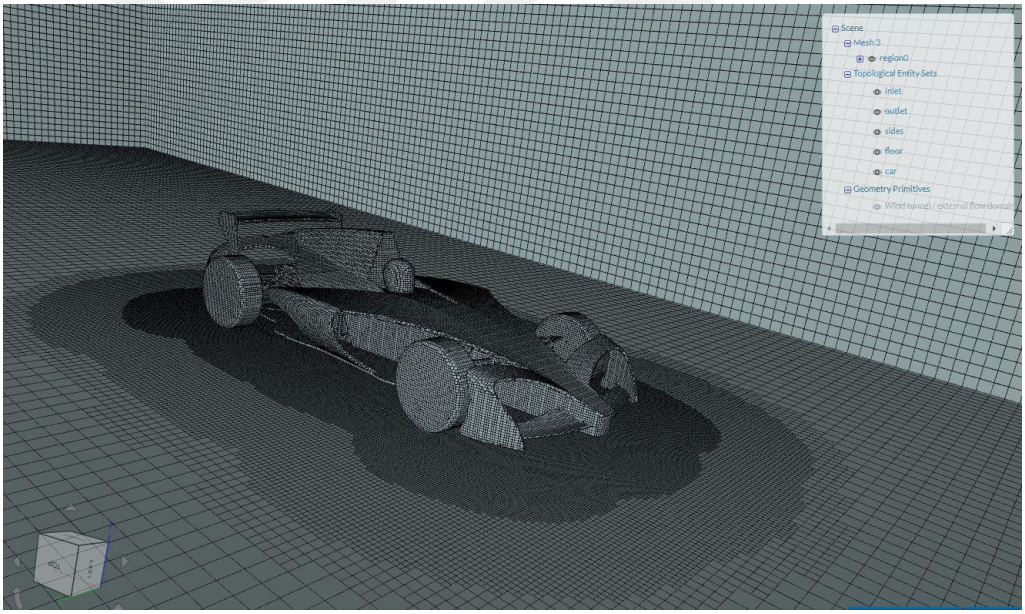
Aerodinamik analiz temelde üç ana konu başlığı üzerine oturtulmuştur:

1. Ön kanat aerodinamik davranışı
2. Arka kanat aerodinamik davranışı
3. Aracın genel tasarımının getirdiği sürüklenme direnci

CAD modeli oluşturulan kanat profillerinin Bernoulli denklemleri çerçevesinde bir basınç farkı oluşturmasının incelenmesi ön ve arka kanat profillerinin analizinin temelini oluşturmaktadır. Aracın genel aerodinamik davranışları incelenirken de sürüklenme katsayısı C_D'nin bulunması ana amaçtır. Aynı şekilde difüzör gibi yapıların da gördükleri aerodinamik işlevin incelenmesi de yine analizlerin hedeflerindendir.

Aerodinamik analizler internet üzerinden bulut hizmeti veren SimScale yazılımı kullanarak yapılmıştır. Bu yazılımın kullanılmasının en büyük amacı analizlerin SimScale üyelik platformu sayesinde uzaktan bir server aracılığıyla yapılması ve bu sayede şahsi bilgisayarın işlemcisinin kullanılmamasıdır.

CAD modelin sisteme yüklenmesinin ardından mukavemet analizindeki işlemlere benzer şekilde geometri üzerinde bir ağ (mesh) oluşturulmuştur. Ancak bu sefer mevcut geometrinin etrafına rüzgâr tüneli görevi görecek ayrıca bir yapının da ağ ile kaplanması gerekmektedir. Çizilen modellerin boyutuna göre bu yapının hacmi belirlenmektedir. Tez çalışması sırasında tasarlanan otomobil için bu sınırlar 8 metre genişliği, 5 metre yüksekliği ve 20 metre uzunluğu kapsamaktadır. Aracın üstünde yüksek bir hava kütlesi tanımlanmazsa sınır tabaka denklemleri ekleneceğinden ötürü serbest hava akım çizgilerinin herhangi bir etkileşime girmeden seyredebileceği bir açık alan bulunmalıdır. Rüzgâr tüneli modelinin yüksekliği bu yüzden önemlidir. Aşağıdaki resimde yazılım içerisinde oluşturulan taşıt ve hava kütlesinin oluşturulmuş ağı bulunmaktadır. Bu ağdaki elemanların boyutlar yazılım tarafından otomatik olarak belirlenmiştir. Kullanıcıya sunulan karmaşıklık düzeyinden 4. seviye (4/5) karmaşıklık düzeyi seçilmiştir. Ağ oluşturulurken serbest akım çizgilerinin bulunduğu yerlerde kaba mesh, araç üzerine doğru ilerledikçe daha rafine bir hâl almaktadır.



Şekil 5.10: Aerodinamik Rüzgâr Tüneli Analizi İçin Oluşturulan Ağ.

Rüzgâr tüneli modeli kabaca bir dikdörtgenler prizması gibi düşünülebilir. Başlangıç şartları aracın hareket ettiğinin kabul edildiği doğrultudaki hızıdır. Çalışma sırasında tüm analizler x ekseninde 60 m/s olarak kabul edilmiştir. Yine başlangıç şartlarından akışkanın basıncı 0 Pa olarak belirlenmiştir. Analiz sırasında kullanılan akışkan havadır. Öz kütlesi 1,226 kg/m^3 olarak kabul edilmiştir. Başlangıç ve sınır şartları şu şekildedir:

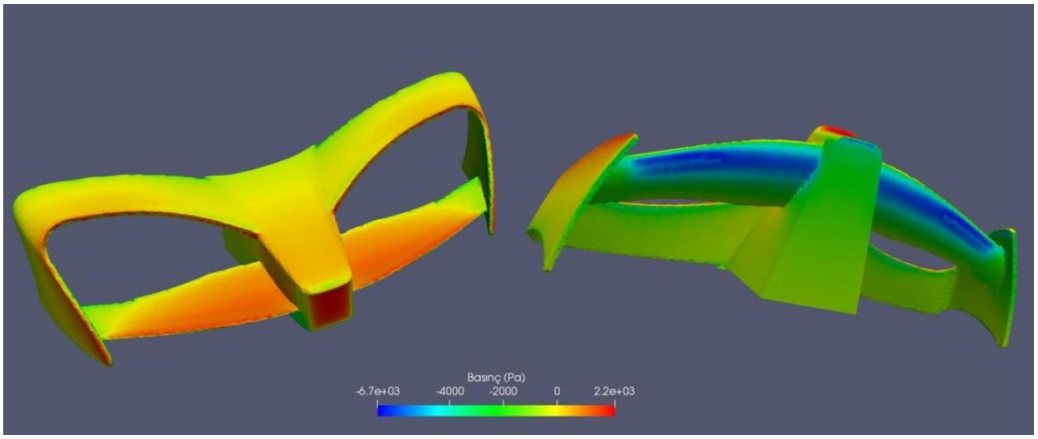
Çizelge 5.2: Analiz İçin Başlangıç ve Sınır Şartları.

Başlangıç Şartları	
Hız	60 m/s (x ekseninde)
Basınç	0 Pa
Sınır Şartları	
Ön Yüzey (Aracın gidiş doğrultusuna göre)	60 m/s hız koşulu
Arka Yüzey	0 Pas
Yan Duvarlar ve Üst Yüzey	Duvar (Kaymama şartı serbest)
Alt Yüzey	60 m/s kayan duvar koşulu
Araç Yüzeyi	Duvar (Kaymama koşulu mecburi)

Bu başlangıç ve sınır şartları ön kanat, arka kanat ve aracın bütün modelinin bulunduğu her üç analizde de bu çerçevede kullanılmıştır.

5.2.1 Ön Kanat Aerodinamik Davranışı

Ön kanat profilinden beklenen kanadın altından geçen havanın hızlanarak düşük basınç bölgesi oluşturmasıdır. Bu sayede kanat yere basma kuvveti oluşturabilecektir. Ayrıca oluşturulan yere basma kuvvetinin aerodinamik sürüklenme direncine oranı da araştırılan bir diğer konudur.



Şekil 5.11: Ön Kanat Basınç Profili.

Tasarlanan kanat profili bahsedilen basınç farkını oluşturmaktadır. Ana kanat profilinin alt eğrisi üstüne göre daha uzun olduğu için kanadın altından geçen hava daha hızlı akmakta, bu yüzden de basınç daha düşük olmaktadır. Ancak tüm bu kanat yapısı içinde sadece alt kanat işlevini yerine getirmektedir. Tasarım sırasında da sadece estetik kaygılardan ötürü kullanılan üst kanat ve onun alt kanatla birleştiren yan yüzeyler yere basma kuvveti açısından herhangi bir katkı sağlamaktadır. Tasarım esnasında da bu yönde bir eğilim beklendiği için ortaya çıkan sonuç beklentilere uygundur. Modern açık tekerlekli yarış arabalarından Formula E yarış araçlarının ön kanadında da benzer yapılar mevcuttur. Bu analiz sayesinde bu yapının sadece yarışa özgü bir araç tasarım modeli olması için eklendiği de kanıtlanmış olmaktadır.

Şekil 5.12: Formula E Mahindra Takımının Ön Kanadı [42].

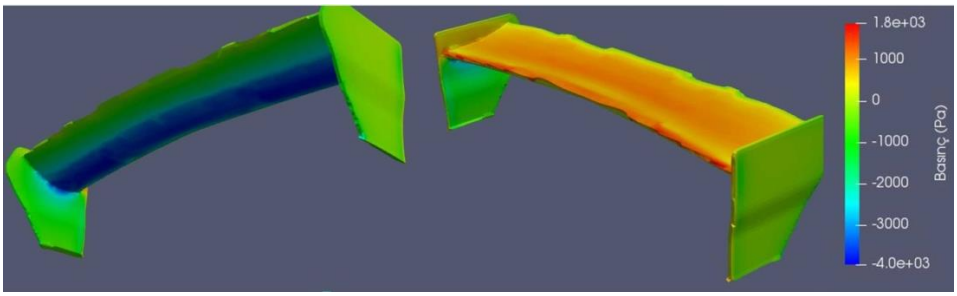
Ön kanata ait aerodinamik değerler şu şekildedir:

Çizelge 5.3: Ön Kanat Aerodinamik Değerleri.

C_L (Kaldırma Kuvveti Katsayısı)	-0.74
C_D (Aerodinamik Sürüklenme Katsayısı)	0.24
Kanat Yüzey Alanı	0.343 m^2
C_L/ C_D	3,08

5.2.2 Arka Kanat Aerodinamik Davranışı

Ön kanatta olduğu gibi arka kanatta da benzer basınç farkı gözlenmektedir. Aşağıdaki şekilde bön kanada benzer şekilde kanadın alt ve üst yüzeylerinin arasındaki basınç farkları görülmektedir:



Şekil 5.13: Arka Kanat Basın. Profili.

Arka kanat tasarımı aracın formundan oldukça etkilenmektedir. Aracın önünden gelen hava aracın tüm parçalarına temas ettikten sonra arka kanada ulaşacağı için bu kanadın yapısını aracın genel formu belirler. Tez çalışması sırasında salt kanat profili tasarımı olarak tasarım yapılsa da gelecek araştırmalarda aerodinamik etütler bu minvalde yapılacaktır. Arka kanadın aerodinamik değerleri şu şekildedir:

Çizelge 5.4: Arka Kanat Aerodinamik Değerleri

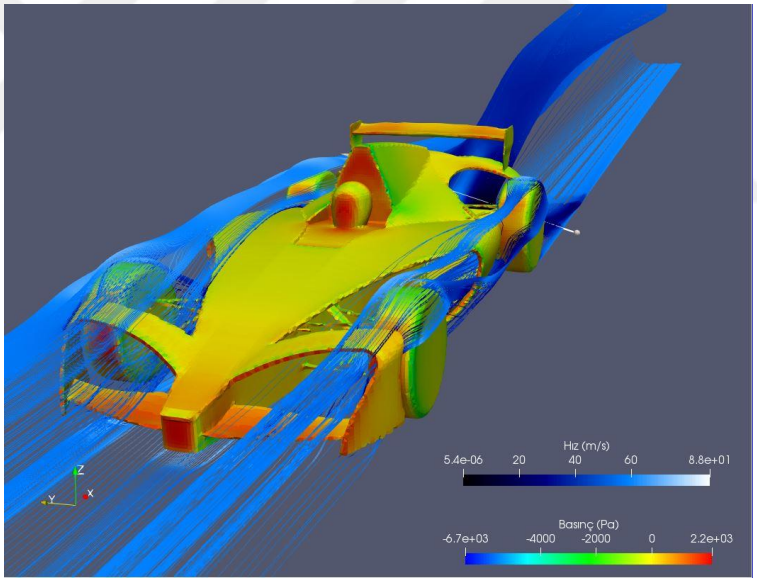
C_L (Kaldırma Kuvveti Katsayısı)	-0.39
C_D (Aerodinamik Sürüklenme Katsayısı)	0.065
Kanat Yüzey Alanı	0.273 m^2
C_L/ C_D	6

Belirgin bir biçimde görünen aracın yere basma katsayısının sürüklenme direnci katsayısına oranı ön kanada göre daha fazladır. Bu durum arka kanadın yere basma kuvveti oluştururken daha az sürüklenme direnci oluşturacak bir yapıda olduğunu göstermektedir. Aynı kanat profilini koruyarak yere basma kuvveti artırılabilir. Aracın estetik görünümünü bozacağından ötürü çok yüksek alan içeren bir kanat tasarımı yapılmamıştır. Daha büyük bir yüzey alanıyla C_L katsayısı artırılabileceği gibi yine profilin parametrelerinin ayarlanmasıyla da artabilmektedir.

5.2.3 Aracın Genel Sürüklenme Direnci ve Aerodinamik Sonuçlar

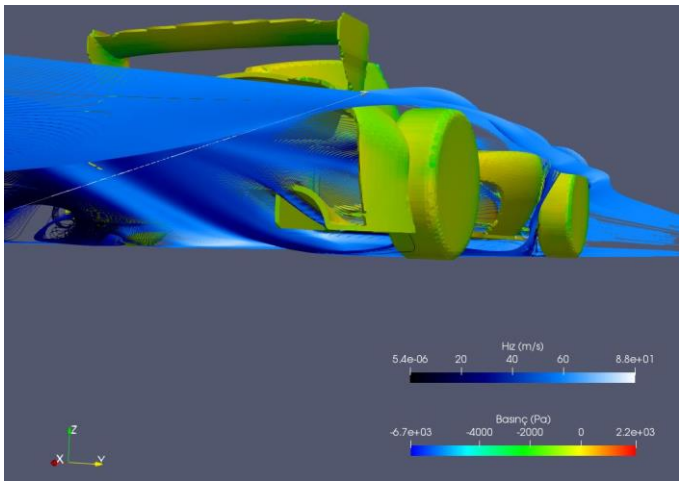
Aracın bütününe bakıldığı zaman tekerleklerin açık olması aerodinamik sürüklenme direnci bakımında büyük bir dezavantaj doğurmaktadır. Aynı zamanda aracın motorunun hava alma kanalları sürücünün baş pozisyonun hemen üstünde olduğu için bu kısım da sürüklenme direnci katsayısı açısından önemli bir engel teşkil etmektedir. Formula 1 gibi yarış arabalarında bu durumun yarattığı etkiyi minimize edebilmek adına hava akışı emme kanalına doğru gidecek şekilde yönlendirilmektedir. Kokpit içinde sürücünün kaskı gibi unsurlar aerodinamik anlamda burada oluşacak basınç direncini yenmek için geliştirilmektedir.

Taşıtın genel aerodinamik incelemesi yapılırken yalnızca sürüklenme direnci üzerinde durulmuştur. Difüzör gibi parçaların yarattığı yere basma kuvvetinin etkisi sayısal anlamda incelenmemiştir. Daha detaylı CFD modelleriyle birlikte bu analizler ileriye yönelik çalışmalar olarak bırakılacaktır.



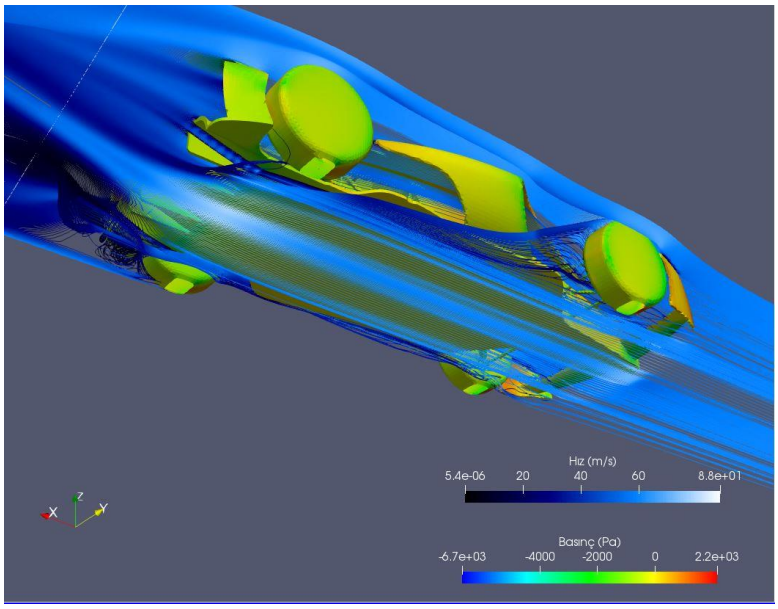
Şekil 5.14: Akış Çizgileri.

Tasarlanan aracın akış analizi incelendiğinde kanatların altından geçen havanın hızlandığı (beyaz çizgilerin yoğunluğu) görülmektedir. Bu durum kanatların istenilen doğrultuda çalıştığının bir işaretidir.



Şekil 5.15: Akış Çizgileri.

Aynı şekilde araca arkadan baktığımızda da difüzöre giren havanın hızlandığı görülmektedir. Bu durum da tasarım esnasında hedeflenen olgulardan biridir. Difüzörün taşıt tasarımında önemli olmasının sebebi çok düşük bir sürüklenme direnci yaratarak yere basma kuvveti oluşturmasıdır. Temelde Venturi prensibiyle çalışan bu parça yarış ve spor otomobil tasarımlarında oldukça kritik bir öneme sahiptir. Tasarlanan difüzörün havayı hızlandırarak aracın arkasındaki serbest akış hızına sahip bölgeye göndermesi parçanın çalıştığının bir göstergesidir.



Şekil 5.16: Akış Çizgileri.

Ancak burada dikkat edilmesi gereken çok önemli bir husus vardır. Yukarıdaki şekilden de görülebileceği gibi ön tekerleklerin yarattığı bol türbülansa sahip hava doğrudan aracın altına girerek difüzörün çalışmasını kötü yönde etkilemektedir. Bu

durumun önüne tekerlek etrafında oluşan kirli havanın yönünün değişmesini sağlayacak parçalar konulabilir. Daha önceki bölümlerde bahsedilen Y250 vorteksi bu anlamda işe yarayan bir olgudur. Aynı şekilde Formula 1 araçlarında aracın alt tarafı tekerlek bitimlerinin hemen ardından yere doğru uzanarak difüzörle olan bağlantıyı kesmek üzere tasarlanmışlardır. Regülasyonların izin verdiği ölçüde takımlar egzozdan çıkan havayı tekerleklerden gelen kirli havayı engellemek için bir perde vazifesi görecek şekilde yönlendirmektedirler.

5.3 Taşıt Dinamiği Açısından Analiz

Tez çalışması kapsamında tasarlanan araç spor bir otomobil olduğu için taşıt dinamiği konusu oldukça büyük önem teşkil etmektedir. Bu bölümde tasarlanan aracın performans ve yol tutuş (handling) değerleri detaylıca işlenecektir. Aracın hızlanma ve yavaşlama performansı, viraj alma kabiliyeti, az döner veya aşırı döner davranış biçimleri ilk etapta araştırılacak konulardır. Otomobilin performansını anlatan ve seyir özelliklerini anlatan bu ifadeler çeşitli manevralarla ortaya çıkarılacaktır. Sonraki aşamalarda çeşitli araç uzuvlarının değerleri değiştirilerek belli bir parkur kesiminde aracın tur analizi yapılacaktır. Böylece taşıt komponentlerinin performans üzerine etkileri incelenebilecektir.

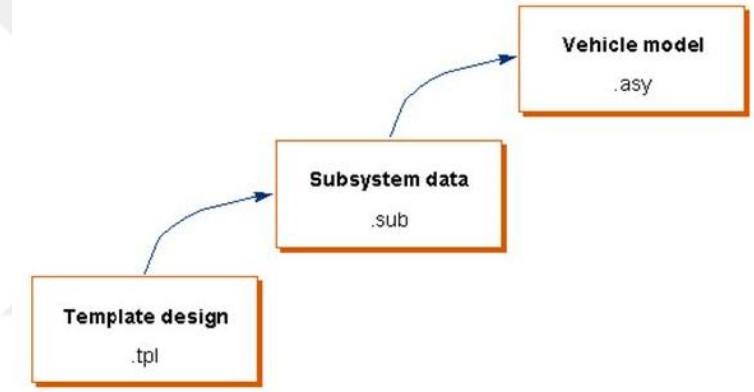
Spor otomobili söz konusu olduğunda aracın yol üstünde her daim hızlı hareket etmesi istenmektedir. Tez çalışması boyunca tasarlanan aracın tasarım felsefesinin temelinde bu olgu yatmaktadır. Bu bölümde hızlı bir otomobilin ihtiyaç duyduğu etmenler işlenecektir. Zira yol üstünde yüksek performans değerlerine sahip bir otomobilin çalışmasını etkileyen birçok unsur mevcuttur. Bu etmenlerin oluştuğu şartlar ve taşıta olan etkileri bu bölümdeki çalışmanın ana fikrini oluşturmaktadır.

5.3.1 Adams/Car Yazılımında 'Template', 'Subsytem' ve 'Assembly' Oluşturma

Adams/Car, gerçek yol testleri yapmadan önce bilgisayar ortamında taşıt davranışlarının incelenebildiği bir yazılımdır. Temelinde çoklu cisim dinamiğine (multi body simulation) dayanan bu yazılım sayesinde kullanıcılar istedikleri test prosedürlerini sanal ortamda uygulayarak gerekli değişiklikleri test safhasına geçmeden gerçekleştirebilmektedirler. Taşıt modeli, birçok uzvun kinematik ilişkiler

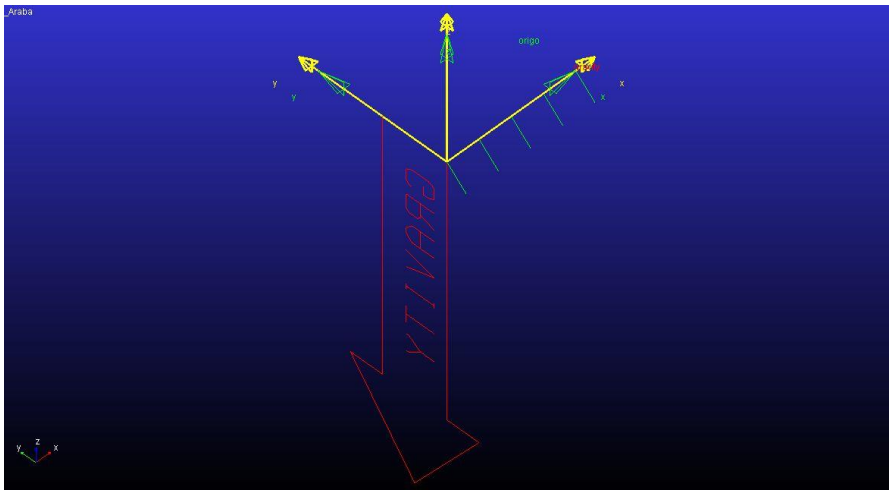
bütünü içinde çalışması sonucu çalışmaktadır. Tez çalışması kapsamında tasarlanan spor otomobil de Adams/Car yazılımın şablonu içinde modellenmiştir.

Adams/Car yazılımında dosyalar arasında belli bir hiyerarşi vardır. Cisimler öncelikle 'template' adı verilen modülde tasarlanmaktadır. Bu modüldeki tasarım sırasında cismin türünün ne olacağı ve araçta nerede konumlandırılacağı tanımlanmaktadır. Örneğin süspansiyon tasarımı yapmak için 'template' dosyası içinde cismi bir süspansiyon olarak belirtmek, daha sonra da bu süspansiyon sisteminin hangi aksta kullanılacağının belirtmek gerekmektedir. 'Template' modülünde tanımlanan bu cisim sonraki aşamada bir alt sistem (subsytem) olarak işlenmektedir. Bütün bir araç modeli bu alt sistemlerden oluşmaktadır. Son aşamada da tüm bu alt sistemler bir araya getirilerek araç modelini (assembly) oluşturmaktadır.



Şekil 5.17: Adams Yazılım Dosyaları Arasındaki Hiyerarşi.

Adams/Car yazılımında hiyerarşik olarak en alttaki dosya türü 'template' dosyalarıdır. Burada alt sistemlerin temel özellikleri belirlenmektedir. Bu temel özelliklerin başında 'hardpoint' denilen noktalar oluşturmaktadır. Bir alt sistemin temelinin tasarımı yapılırken çoklu cisimlerin geometrik olarak uzayda bulundukları yerler bu noktalar tarafından belirlenir. Bir süspansiyon tasarımında A tipi bir alt salıncak kolu için minimum 3 adet hardpoint tanımlamak yeterlidir. Bu noktalar salıncağın pivot noktalarını ve aksonla bağlandığı noktayı belirtecektir. Bir alt sistem birden çok uzvun bir araya gelmesiyle oluştuğu için sonuç olarak bu uzuvlar arasındaki ilişkinin de tanımlanması gerekmektedir. Dolayısıyla buradan bir alt sistemi oluşturma metodolojisi ortaya çıkmaktadır. Bir alt sistem, birbirleri arasında montaj ilişkisi bulunan ve 'hardpointler' vasıtasıyla boyutlandırılmış uzuvların toplamından oluşmaktadır.



Şekil 5.18: Template Orijin Noktası.

'Template' modülü açıldığı zaman kullanıcının karşısına bir orijin noktası ve yerçekiminin yönünü belirten bir başlangıç sayfası çıkmaktadır. Kullanıcı tanımlanan koordinat eksenlerinde orijini referans alarak referans noktalarını,'hardpoint', oluşturmaktadır. Aşağıdaki resimde tez çalışması kapsamında tasarlanan aracın ön süspansiyon sistemine dair bir 'hardpoint' listesi bulunmaktadır.

Hardpoint Modification Table

Assembly Subsystem On_Susp_Tez_02A

	loc_x	loc_y	loc_z
hpl_BC_axis	-265.243	-226.883	351.373
hpl_BC_center	-263.116	-219.872	341.245
hpl_damper_inboard	6.831	-177.707	426.927
hpl_damper_outboard	-264.135	-154.0	386.431
hpl_lca_front	-529.534	-249.279	24.118
hpl_lca_outer	-529.534	-733.91	5.2
hpl_lca_rear	-110.85	-249.279	45.255
hpl_prod_inboard	-312.382	-215.561	333.882
hpl_prod_outboard	-475.139	-634.377	52.176
hpl_ride_height	-766.0	-219.1	21.85
hpl_tierod_inner	-602.091	-225.0	245.023
hpl_tierod_outer	-602.091	-693.856	290.2
hpl_uca_front	-517.091	-260.861	248.478
hpl_uca_outer	-517.091	-693.856	290.2
hpl_uca_rear	-156.78	-260.861	214.59
hpl_wheel_center	-512.0	-780.0	155.2
hps_camber_adj_orien	-512.0	0.0	5.2

Şekil 5.19: Ön Süspansiyon Hardpoint Listesi.

Listede görülen 'hardpoint'ler template modülü içinde oluşturulan parça ve uzuvların konumu belirtmenin yanı sıra bu uzuvlar arasındaki montaj ilişkilerini de açıklamak için kullanılmaktadır. İki uzvun birbirine göre olan mesnet bağlantıları bu noktalar vasıtasıyla belirlenmektedir.

Birçok alt sistem birbirleriyle ‘communicator’ denilen iletişim bağıntıları sayesinde uyumlu çalışabilmektedir. ‘Template’ modülü sırasında ‘hardpoint’ler kadar bir diğer önemli tasarım noktası ‘communicator’lardır. Alt sistem modellenirken uzuvların diğer alt sistemlerle olan bağlantısının karşılanabilmesi için karşılıklı olarak bu ‘communicator’ların eşleşmesi gerekmektedir. Aynı şekilde ‘test rig’lerle düzgün çalışabilmek için de bu ‘communicator’lar eşleşmelidir. Örnek vermek gerekirse, tez çalışması sırasında ön süspansiyon sisteminde ‘bellcrank’ isimli bir uzuv tanımlanmıştır. Bunun şasiye bağlantısı için alt sistem içinde ‘bellcrank to frame’ isimli bir içe dönük ‘communicator’ atanmıştır. Bu parçanın şasiye bağlanacağının ve şasideki sabit bir nokta etrafında döneceğinin tanımlanabilmesi için, şasinin alt sistem dosyasında da aynı isimde dışa dönük bir ‘communicator’ olmalıdır.

‘Template’ modülü içinde tasarlanan ve görevleri belirlenen alt sistemlerin ana montaj (assembly) dosyası oluşturmadan önce alt sistem (subsytem) olarak tanımlanması gerekmektedir. Bu esnada alt sistemin salt taşıt içindeki komponent tanımı ve ‘hardpoint’ listesi tasdiki yapılmaktadır. ‘Subsytem’ olarak tanımlanan bir alt sistemin temel özellikleri artık değiştirilemez duruma gelmektedir. Sisteme gelen kuvvetlerin ve ‘communicator’ların tanımı ‘subsystem’ dosya formatında yapılmamaktadır. Oluşturulan bu ‘subsystem’ler en sonunda ‘assembly’ dosyasını oluşturmaktadır. ‘Assembly’ dosyasının analizler esnasında düzgün çalışabilmesi için ‘subsystem’lerin arasındaki ‘communicator’ların doğru şekilde tanımlanması gerekmektedir. Aksi takdirde bir alt sistemde oluşacak bir kuvvetin veya başka bir alt sistemle beraber çalışacak parçanın tanımının eksik olması halinde ‘assembly’ dosyasındaki araç modeli herhangi bir analiz için kullanılamayacaktır.

5.3.2 Aracın Adams/Car Yazılımında Modellenmesi

Oluşturulan CAD model taşıt dinamiği analizleri yapabilmek adına Adams/Car yazılımına aktarılmıştır. Bir önceki bölümde bahsedilen hiyerarşi içinde öncelikle ‘template’ dosyaları oluşturulmuştur. Tahrik, lastik ve şasi alt sistemleri içinse yazılımın içindeki tanımlı ‘subsystem’lerden uygun olanlar tespit edilip gerekli ‘hardpoint’ değişiklikleriyle tüm taşıtın montaj ‘assembly’ dosyası oluşturulmuştur. ‘Assembly’ dosyasını oluşturan alt sistemler (subsystem) şu şekildedir:

1. Ön Süspansiyon
2. Arka Süspansiyon

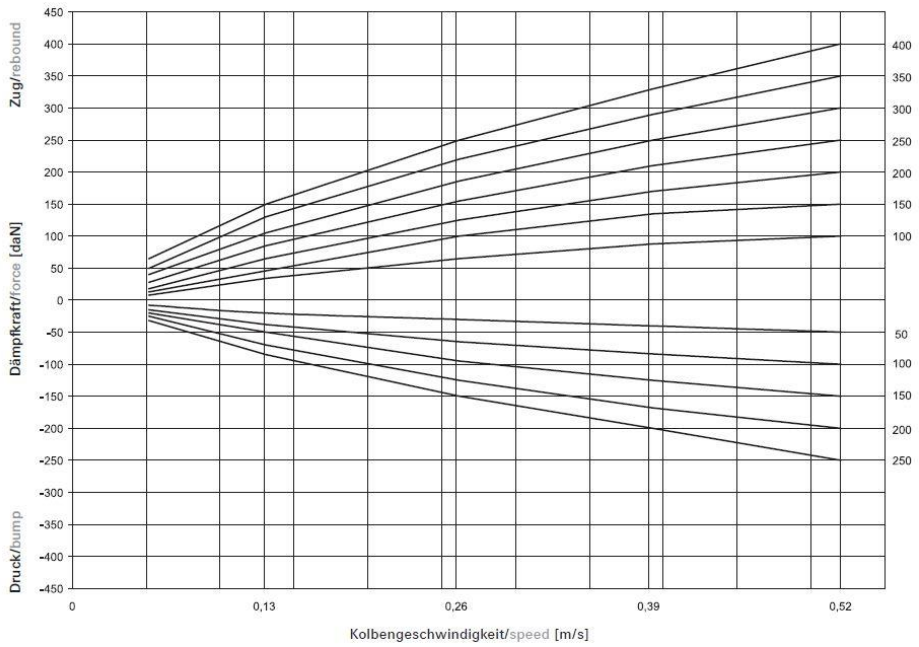
3. Ön Tekerlek Grubu
4. Arka Tekerlek Grubu
5. Direksiyon Sistemi
6. Fren Sistemi
7. Tahrik Motoru ve Güç Aktarma Organları
8. Şasi

Süspansiyon sisteminin 'template' dosyasını oluşturmak için CAD datada tanımlanan model baz alınmıştır. 'Hardpoint'ler CAD datadan alınarak yazılıma yüklenmiştir. Ön ve arka süspansiyon için benzer işlemler uygulanmış olup, subsystem oluşturma aşamasında süspansiyonun hangi aksta olması gerektiği tanımlanmıştır. Süspansiyon sistemlerinde ön ve arka aksta aynı damper kullanılırken arka tarafın yay katsayısı ön akstakine göre daha fazla seçilmiştir. H&R marka olarak kullanılan yayların değerleri şu şekildedir:

Çizelge 5.5: Ön ve Arka Akstaki Yay Serbestlikleri.

	Serbest Boy	**Yay Katsayısı (k)**	**Tamamen Kapalı Durumunda Boy**	**Tamamen Kapalı Olduğundaki Yük**	**Ağırlık**
Ön Yay	152.4 mm	56916 N/m	55,118 mm	5542 N	1.62 kg
Arka Yay	152.4 mm	65672 N/m	54,102 mm	6463 N	1.62 kg

Yaylar, benchmark çalışması sırasında incelenen Bac Mono otomobiline ait yaylardır. Kütle olarak yakın bir kütlede araç tasarımı yapılması plânlandığı için böyle bir karar alınmıştır. Yine aynı şekilde damper olarak da aynı otomobilin damperlerinin kullanılmasına karar verilmiştir. Sachs marka Formula 36RD türündeki damperin yüklenme grafiği şu şekildedir:



Şekil 5.20: Kullanılan Damperin Yük Grafiği [18].

Süspansiyon sisteminin yay ve damperlerinin yazılım içindeki ayarlamaları 'assembly' dosyasından iyi analiz sonuçları almak adına kritik bir öneme sahiptir. Damper uzunluğu 'hardpoint' olarak tanımlanırken damperin üzerindeki herhangi bir ön yük tanımı yapılmamaktadır. Dolayısıyla CAD modelde oluşturulan uzunluk bilgileri direkt olarak Adams/Car yazılımının içine aktarılabilir. Ancak yaylar için aynı durum söz konusu değildir. Yaylar için sistemde bir ön yük tanımlaması yapmak gerekmektedir. Bu durum 'assemly' dosyasını çalıştırırken önemlidir. Eğer aracın statik ağırlık dağılımına göre fazla bir ön yük verilmişse yay analiz başladığında uzama eğilimi gösterecektir. Aynı şekilde az yük verildiği zaman da bu sefer yay kısalmaya çalışacaktır. Zira yazılım sürekli verilen ön yükle yaya binen yük arasındaki farka bakarak yayda gerekli değişiklikleri yapmaktadır. Bu sebepten ötürü aracın statik yük dağılımına göre ilk etapta yayın hangi uzunlukta olacağını tespit edip, 'hardpoint'ler ona göre seçilmelidir. Bu çalışma sırasında 500 kg olarak kabul edilen taşıt ağırlığı için statik yük dağılımında (40:60 arka aks) yola çıkılarak ön aksta 200 kg olduğu belirlenmiştir. Ön tekerleklere yaklaşık 1000 N civarında yük düşerken, 'pushrod'lu çift A kollu süspansiyon sisteminin asılış mekaniğinden ötürü yaya yaklaşık 1160 N'luk bir ön yük gelmektedir. Bu şekilde yüklenen ön süspansiyon sisteminin yaylarında analiz başlangıcında herhangi bir yay uzunluğu değişimi gerekmemiştir. Benzer uygulama arka akstaki süspansiyon sistemi için de gerçekleştirilmiştir.

Ön ve arka tekerlek grupları yazılım içindeki ‘subsystem’lerden alınmıştır. Ön lastikler 195/65R15 olarak seçilirken arka lastikler 235/60R16 olarak seçilmiştir. Tez çalışması kapsamında tasarlanan spor otomobil arkadan tahrikli bir taşıt olduğu için arka lastiklerin öne göre daha büyük olmasına karar verilmiştir. Adams/Car yazılımının içinden gerekli lastik dosyaları (Adams Tire - .tir) tekerlek gruplarına tanımlanmıştır. İki lastik grubu içinde yazılımın içinde tanımlı olan 2002 Pacejka lastik modeli kullanılmıştır.

Direksiyon sistemi için de sıfırdan bir template modeli oluşturulmamış olup mevcut direksiyon sisteminde ‘hardpoint’ değişiklikleriyle istenilen geometri sağlanmıştır.

Fren sistemi için tasarım esnasında belirlenen AP Racing fren disk ve kaliperlerinin (Formula Car Range 4 Radial Piston 7106) özellikleri sisteme girilmiştir. Buna göre fren sisteminde olan değişken parametreler şu şekilde tanımlanmıştır:

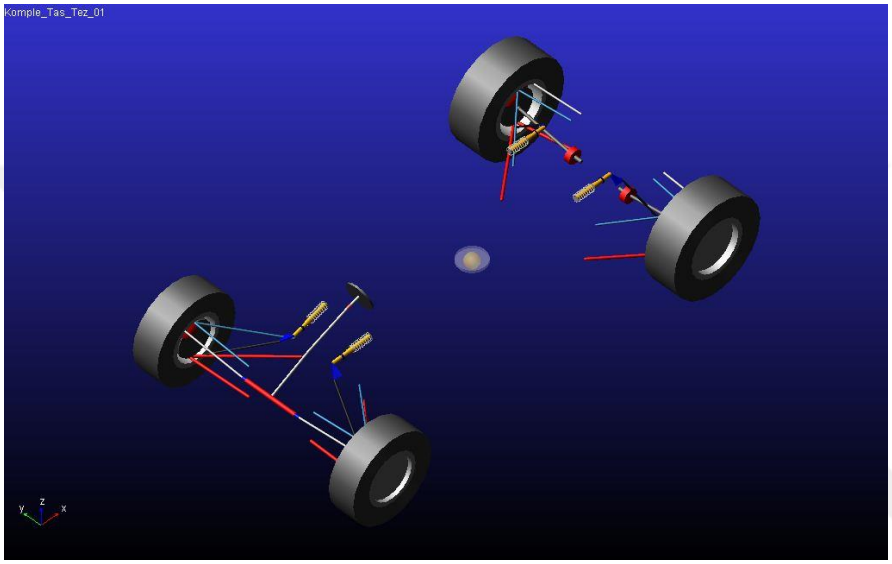
Çizelge 5.6: Adams Yazılımında Fren Sistemi Değerleri.

Fren Dağılımı	%55 – Ön
Ön Fren Sürtünme Katsayısı	0.4
Ön Fren Efektif Piston Yarıçapı	128.5 mm
Ön Fren Piston Alanı	4558 mm^2
Ön Fren Jant Ofseti	25 mm
Ön Tekerlek Göbeği Kalınlığı	40 mm
Ön Fren Diski Kalınlığı	20.7 mm
Maksimum Fren Oranı	%100
Arka Fren Sürtünme Katsayısı	0.4
Arka Fren Efektif Piston Yarıçapı	128.5 mm
Arka Fren Piston Alanı	4558 mm^2
Arka Fren Jant Ofseti	25 mm
Arka Tekerlek Göbeği Kalınlığı	40 mm
Arka Fren Diski Kalınlığı	20.7 mm

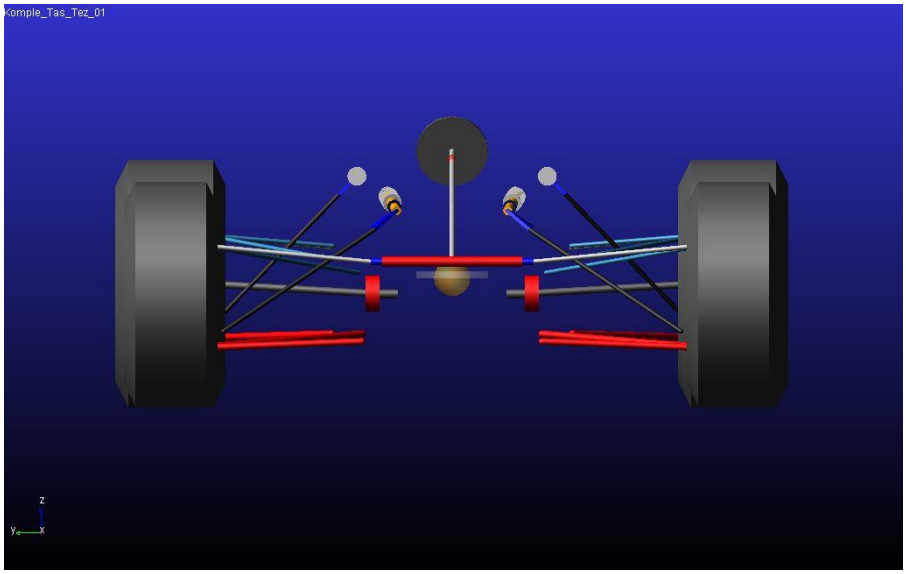
Tahrik organı tanımlamak için yazılımın içinde olan ‘powertrain’ dosyaları eldeki motor güç eğrilerine uyumlu olacak şekilde modifiye edilmiştir. Vites dişlilerinin oranları sisteme girilmiştir.

Şasi için de yazılım içindeki gövde alt sistemi modifiye edilerek ‘subsystem’ dosyası oluşturulmuştur. 500 kg olarak tanımlanan aracın statik yük dağılımı 40:60 oranında arka aksta daha fazla olacak şekilde tanımlanmıştır.

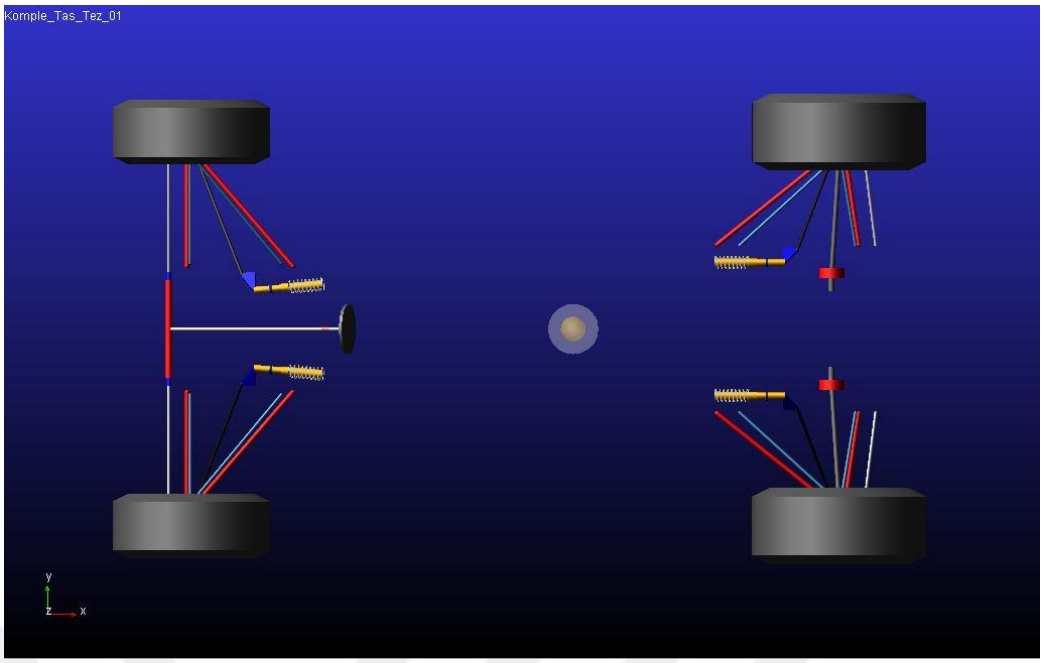
‘Assembly’ dosyası içinde tanımlanan araç modeli aşağıdaki gibidir:



Şekil 5.21: Taşıt Assembly Modeli.



Şekil 5.22: Taşıt Assembly Modelinin Önden Görünümü.



Şekil 5.23: Taşıt Assembly Modelinin Üstten Görünümü.

5.3.3 Taşıt Karakteristiği İncelemesi

Taşıt karakteristiğini belirlemek adına Adams/Car yazılımında bazı test prosedürleri uygulanmıştır. Modern binek otomobiller az döner (understeer) bir yapıya sahip olacak şekilde tasarlanmaktadır. Burada amaç sürücünün aracın seyir davranışlarına vereceği tepki için sürücüye zaman kazandırmaktır. Ayrıca az dönen bir taşıtta sürücünün doğası gereği davranışı direksiyon simidini daha çok çevirmesidir. Az dönen taşıt, dönemeç hareketinde hıza bağlı olarak dönmekte ve daha çok direksiyon simidi sapmasına ihtiyaç duymaktadır. Bunun aksine aşırı döner (oversteer) davranış aracın kararsız durumda olduğu bir davranış biçimdir. Ancak tez çalışması boyunca bir spor otomobili tasarlandığından, bu spor otomobilden beklenti nötr davranış biçimine çok yakın bir aşırı döner davranıştır. Bu sayede sürücü bir viraja girdiğinde direksiyon simidine verdiği sapma açısına karşılık taşıttan hızlı bir dönüş reaksiyonu alabilecektir.

Bir spor otomobilden veya yarış otomobilinden beklenti viraja girerken nötre yakın bir az döner davranış sergilemesidir. Viraj çıkışında da az miktarda bir aşırı döner davranışla düzlüğe tekrar geçmesidir. Sürücünün viraj alma esnasında sürekli bu prensipten hareket ettiği göz önünde bulundurulursa, taşıtın vereceği davranış biçimi kritik hâle gelmektedir. Sürücünün viraj içinde yaptığı hamlelerden sonra taşıtın nasıl davranacağını bilmesi gerekmektedir. Tam anlamıyla aşırı döner davranış sergileyen bir otomobilden böyle bir hissiyatın sürücüye geçmesi mümkün değildir.

Taşıtın davranışını biçimini belirleyebilmek adına standartları olan bazı test prosedürleri uygulanmıştır. Bu manevralar şu şekildedir:

1. Viraj Alma Esnasında Fren (Brake In Turn)
2. Fish Hook (Olta Manevrası)
3. Sabit Viraj Yarıçapında Yol Alma (Constant Radius Cornering)

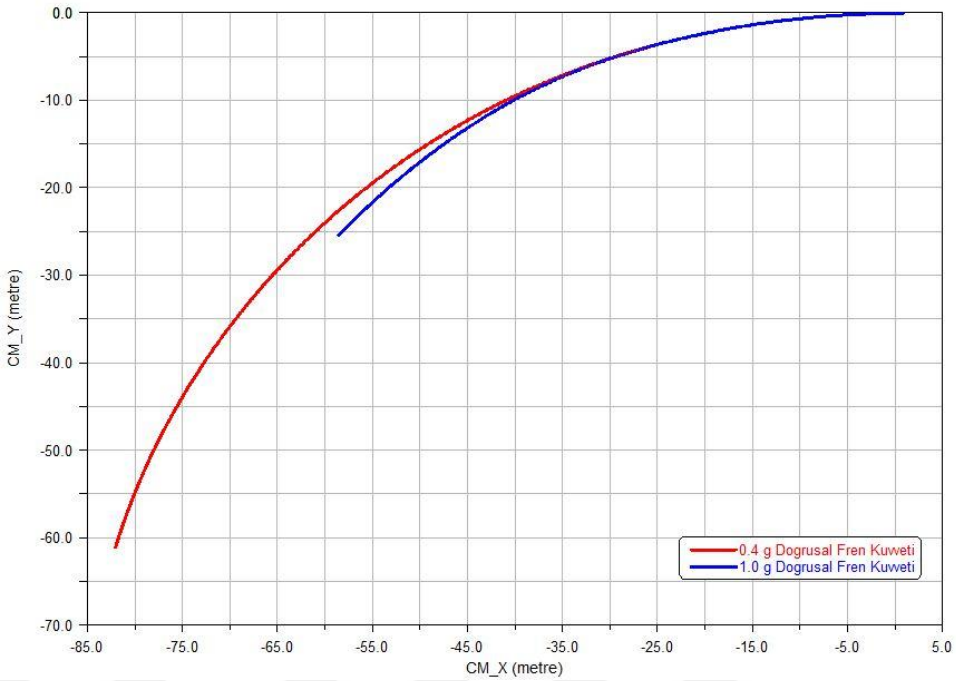
5.3.3.1 'Brake In Turn' Manevrası

'Brake in turn' manevrası bir otomobilin frenleme esnasındaki davranış biçimlerini incelemek için gerçekleştirilmektedir. Yüksek ivmeli bir frenleme sırasında aracın ön aksına doğru bir yük transferi olmaktadır. Arka aksta azalan düşey yöndeki kuvvetten ötürü arka lastikler yanal kuvvet oluşturma bakımından zayıf kalabilirler. Bu manevrayla birlikte hem doğrusal yönde hem de yatay yönde yük transferine maruz kalmış bir otomobilin verdiği tepkiler incelenmektedir.

Test prosedürü ISO 7975 standartlarında yapılmaktadır [19]. Taşıt öncelikle 81 km/h hızına kadar hızlandırılmalıdır. Daha sonra 100 metrelik bir dairesel yolda 5 m/s^2'lik bir yanal ivmeye maruz kalacak şekilde direksiyon simidi sapması verilmektedir. Bu koşullar sağlandıktan sonra direksiyon simidi açısı değiştirilmeden fren kuvveti uygulanmaktadır. Test boyunca direksiyon simidi sapması değişmeyecek ve fren pedalı tam basılmış hâlde kalacaktır.

Öncelikle 2 m/s^2'lik doğrusal yöndeki frenleme ivmeleri taşıta uygulanır. Taşıtın limitlerini ortaya çıkarmak adına uygulanan bu fren ivmesi her kademede 1 m/s^2 artırılmaktadır. Test prosedürü taşıtın kararsız bir şekilde davranış gösterdiği bölgeye kadar devam etmelidir.

Tez çalışması kapsamında tasarlanan spor otomobil de bu prosedüre göre test edilmiştir. Frenleme esnasında yük transferinden ötürü ön akstaki tekerleklere gelen düşey yöndeki kuvvet artmaktadır. Bu yüzden de ön lastiklerin viraj alma kapasiteleri artmaktadır. Ancak bu esnada arka aksta düşey yük azalacağı için arka lastiklerde yüksek çapraz hareket açısı gözlemlenecektir. Dolayısıyla bir seviyeden sonra daha fazla kaymaya lastikler kuvvet üreterek cevap veremezler. Böyle bir durumda aracın aşırı döner bir davranış sergilemesi beklenmektedir. Yapılan analizler sonucunda benzer gözlemler tez çalışması sırasında da görülmüştür.



Şekil 5.24: Ağırlık Merkezinin Y Ekseninde X Eksenine Göre Kat Ettiği Mesafe.

Aşırı dönerlik etkisi doğrusal yöndeki ivmenin artmasıyla beraber artmaktadır. Yukarıdaki grafikte yapılan iki farklı analiz sonucu görülmektedir. Kırmızı çizgiyle gösterilen eğri belirtilen başlangıç koşullarında araca etkiyen 0.4 g'lik doğrusal ivme sonucunda taşıtın ağırlık merkezinin x eksenine göre y ekseninde aldığı yolu göstermektedir. Daha yüksek bir ivmeye maruz kalmış araçta eğrinin yarıçapı düşmektedir. Bu da aşırı döner bir davranış biçimi geliştiğini göstermektedir. Tasarlanan taşıt bu manevra sırasında nötre yakın aşırı döner bir davranış sergilemiştir.

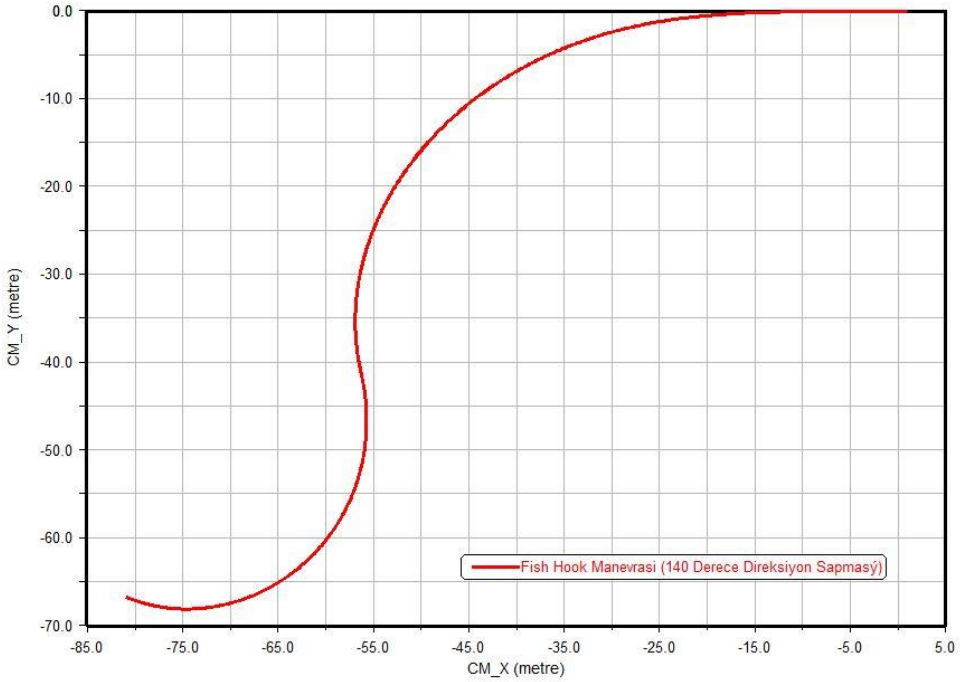
5.3.3.2 'Fish Hook' Manevrası

Taşıt karakteristiğini ve limitlerini anlamak için uygulanan bir diğer manevra da olta (fish hook) manevrasıdır [20]. Bu manevrada taşıtın belli bir hızla seyrederken yüksek direksiyon sapması açıları karşısındaki devrilme hareketi kabiliyeti incelenmektedir. Test prosedürünü gerçekleştirmek amacıyla test aracına 0,3 g yanal ivme oluşturacak direksiyon simidi sapma açısı tespit edilmektedir. Tez çalışmasındaki tasarlanan araçta aynı ivmeyi yaratacak direksiyon simidi sapma açısı 9 derecedir.

Bulunan bu açı testi tamamlamak için kullanılmaktadır. Taşıta bu direksiyon sapma açısının 6,5 katı bir sapma açısı verilerek taşıta yüksek yanal ivmelerin etkimesi istenmektedir. Hemen akabinde direksiyon simidi, direksiyon simidinin sapma açısı aynı büyüklükte ancak zıt yönde olacak şekilde 720 derece/saniye bir hızla

döndürülmektedir. Bu manevra sonrasında aracın dönüş durumuna göre bir yanındaki tekerleklerin zeminle ilişkisini kesmesi beklenmektedir. Tekerleklerin düşey yüklerinin çok azalması veya devrilme olayını başlatacak şekilde sıfıra kadar inmesi daha çok ağırlık merkezi yerden nispeten yüksek ve/veya iz genişliği nispeten dar taşıtlarda gözlenir. Normal boyutlardaki binek otomobillerde veya spor otomobillerde tekerlek kalkması değil, düşey yük azalması beklenir.

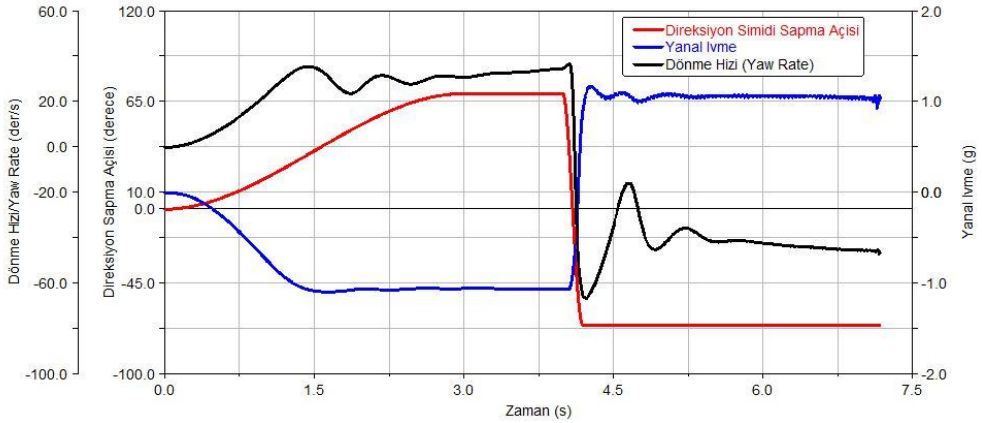
Tez çalışması kapsamında yapılan analizlerde manevranın gerçekleştirilmesi adına ilk etapta 70 derecelik bir direksiyon simidi sapma açısı verilmiştir. Hemen devamında 140 derece zıt yönde döndürerek -70 derecelik bir açı elde edilir. Bu manevra sonucunda araç tekerleklerinde herhangi bir tehlikeli durum tespit edilmemiştir. Ortaya çıkan manevra sonrasında aracın aldığı yolun olta kancasına benzemesinden ötürü bu isim verilmiştir. Manevra sırasında taşıtın hızı 80 km/h saat olarak belirlenmiştir. Bu hız koşulları test prosedürüne uygun olarak verilmiştir.



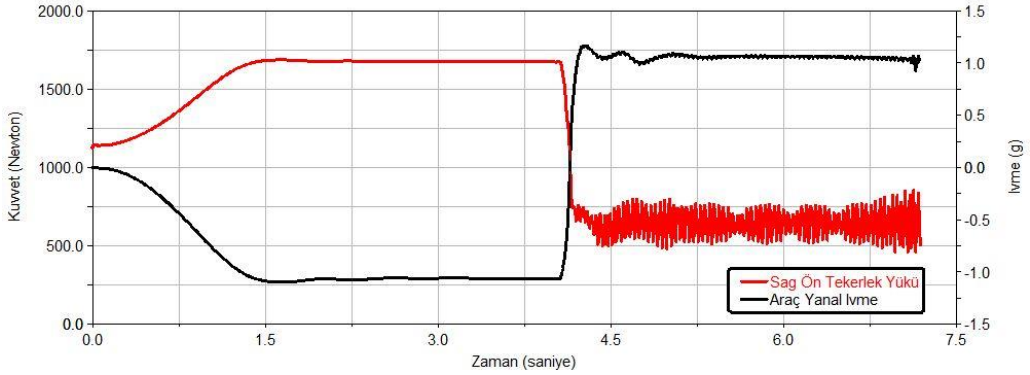
Şekil 5.25: Ağırlık Merkezinin Y Ekseninde X Eksenine Göre Kat Ettiği Mesafe.

Manevra sırasında taşıtın 1 g ‘nin biraz üzerinde bir yanal ivmeye maruz kaldığı görülmektedir. Manevra sırasında taşıtın bu ivmelere karşın iki tekerleği de yerden kesilmemektedir. Tekerlekte oluşan en düşük yük 500 N civarında olmaktadır. Bu durumun ortaya çıkmasındaki temel sebep, taşıtın ağırlık merkezinin oldukça yere yakın olmasıdır. Düşük ağırlık merkezi ve düşük yalpa merkezi sayesinde araçtaki

yalpa hareketi 1,5 dereceyi geçmemektedir. Ayrıca aracın 500 kg gibi düşük bir kütleye sahip olması ve süspansiyon sertliğinin fazla olması da yalpa hareketinin fazla olmamasının nedenlerindendir.



Şekil 5.26: Direksiyon Simidi Sapma Açısına Karşılık Yanal İvme ve Savrulma Açısı.



Şekil 5.27: Yanal İvme Sonucu Oluşan Yük Transferinden Ötürü Lastikteki Düşey Yük Azalması.

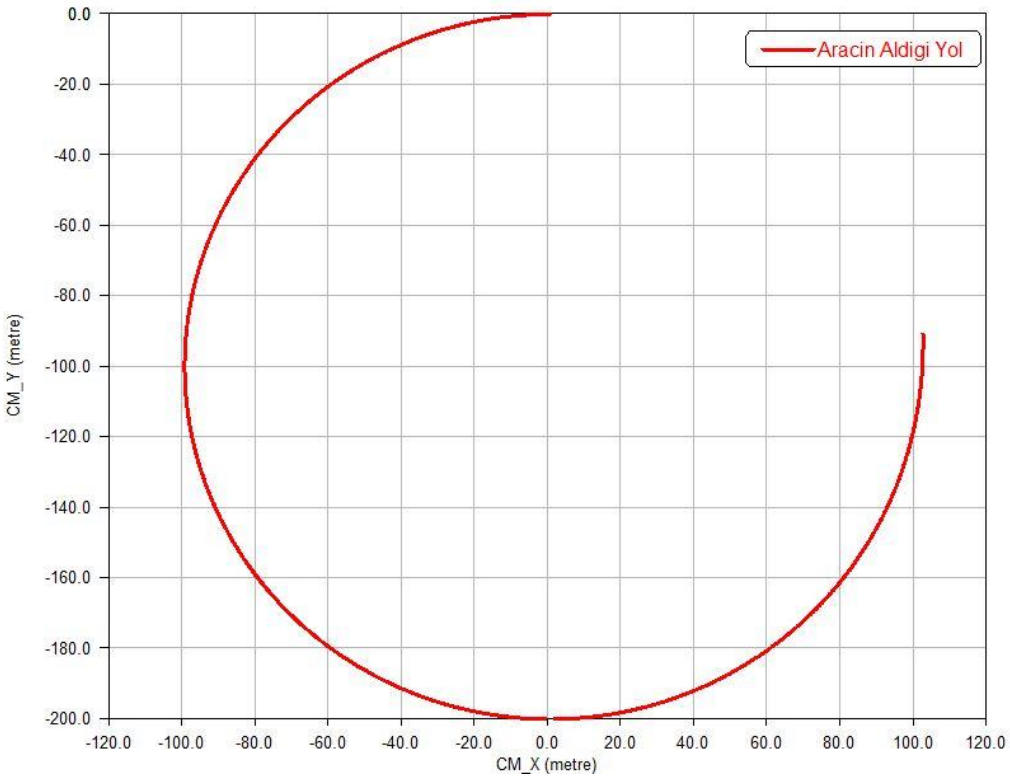
5.3.3.3 Sabit Yarıçapta Viraj Alma Manevrası (Constant Radius Cornering)

Bir taşıtın karakteristiğinin tespit edilmesinde genellikle kalıcı rejim koşullarındaki taşıt cevapları kullanılmaktadır. Sabit yarıçapta viraj alma manevrası bu kalıcı rejim koşullarındaki taşıt karakteristiğini incelemek adına kullanılan yaygın bir yöntemdir [21]. ISO 4138 standartlarına uygun olacak şekilde gerçekleştirilen bu manevra 100 metrelik çapa sahip bir dairesel parkurda gerçekleştirilmektedir. Taşıt, başlangıç koşulu olarak 2 m/s^2 merkezcil ivme üretecek bir hızda manevraya başlamaktadır. Manevra boyunca yanal ivmenin 1 m/s^2 aralıklarla artırılmaktadır. Lastiklerdeki yük durumu azalıp, çapraz hareket açısının daha fazla yanal kuvvet üretemeyeceği noktaya kadar manevra devam ettirilmektedir.

Tez çalışması kapsamında da test prosedürü standartlara uygun şekilde gerçekleştirilmiştir. 100 metrelik çapa sahip dairesel bir yolda taşıt, 0,2 g yanal ivmeye maruz kalacak şekilde sürülmeye başlanmıştır. Daha sonra maksimum yanal ivme 1,2 g olana kadar araç hızlandırılmıştır.

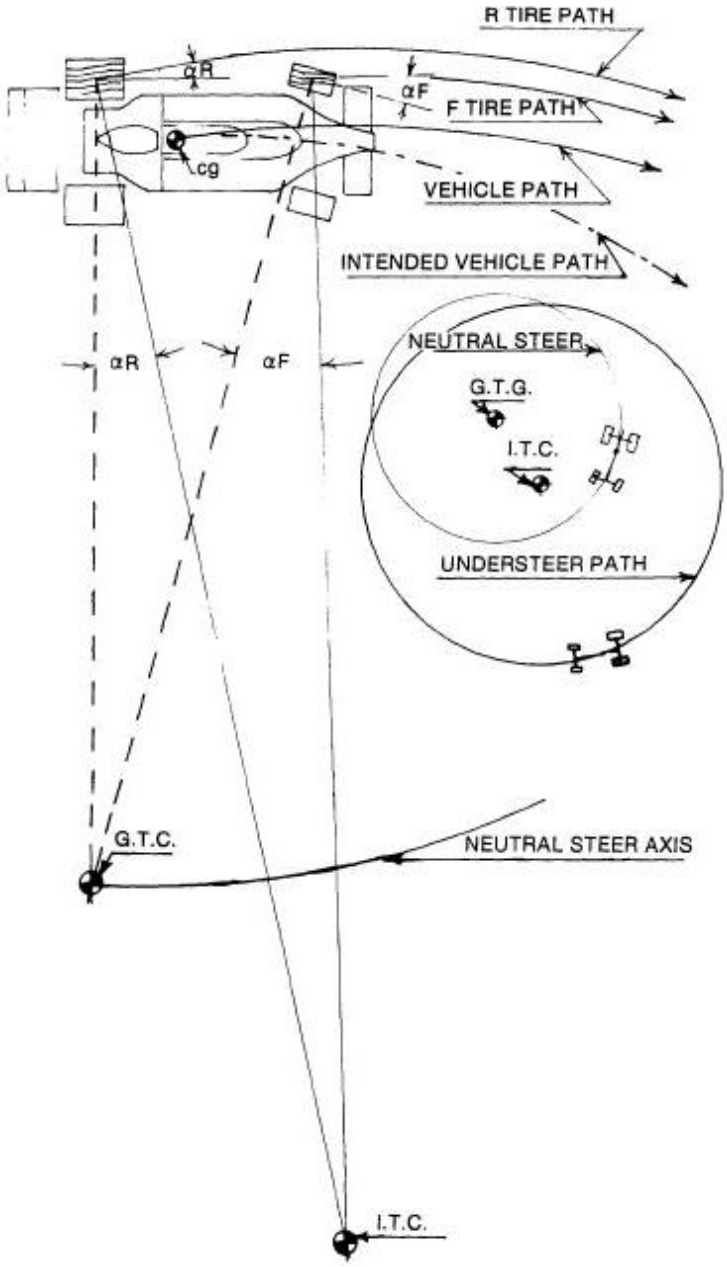
Nötr bir taşıt belli bir yarıçaptaki virajı aldığı sırada sabit direksiyon simidi açısıyla hızlanabilmektedir. Az döner davranışa sahip bir otomobildeyse sürücü, sürücü parkur üstünde hızlanmak için direksiyon simidinin açısını artırmalıdır. Aşırı döner davranış sergileyen bir otomobildeyse, sürücü önceden verdiği direksiyon sapmasını yavaş yavaş geri almak ve hızın daha da artması durumunda dönüş yönüne ters olacak şekilde direksiyon simidi sapma açısı vermektedir. Kararlı rejimde taşıt bu üç durumdan birini alacak şekilde davranır. Lastiklerin üretebileceği yanal kuvvetin bir doyum noktası vardır. Eğer arka lastikler doyum ilk ulaşırsa ve çapraz hareket açılar eşik değerin üzerine çıkarsa araç aşırı döner bir davranış sergileyecektir. Ön lastiklerde oluşacak doyum da aracı az döner bir yapıya kavuşturacaktır.

Yukarıda bahsedilen test koşulları sonucunda taşıtın manevra sırasında izlediği yol şu şekildedir:



Şekil 5.28: Ağırlık Merkezinin Y Ekseninde X Eksenine Göre Kat Ettiği Mesafe.

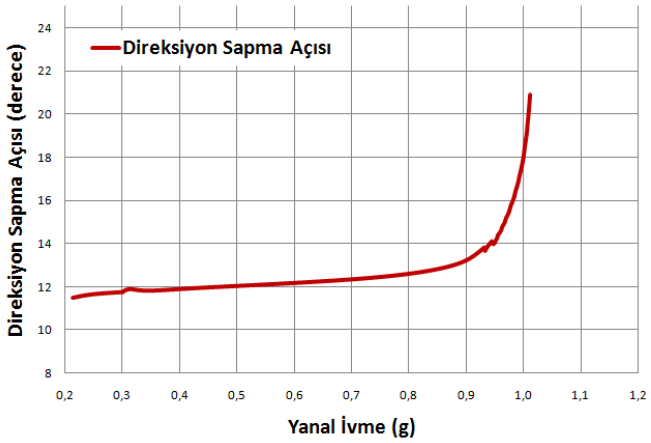
100 metrelik yarıçapta seyreden aracın nötr olması durumunda her iki aksın da aynı şekilde kayması sonucu daire yarıçapı büyüyecek ancak bu büyüme herhangi bir aksın lehine veya aleyhine olmayacaktır. Yukarıdaki grafikten çıkan sonuç taşıtın izlediği yol yarıçapının artmış olduğudur.



Şekil 5.29: Az Döner Etkiyi Ani Dönme Merkeziyle Açıklayan Durum [6].

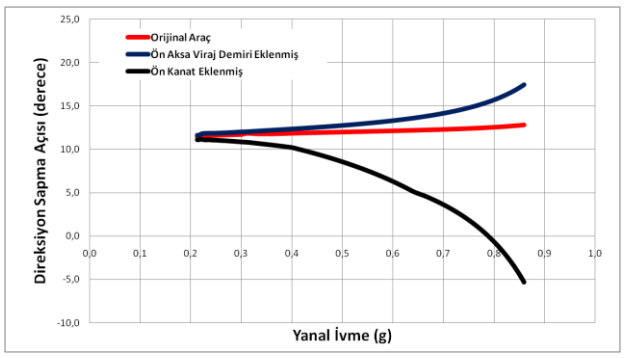
Taşıtın az bir miktar döner bir davranış sergilediği aşağıdaki grafikten de görülebilmektedir. Taşıta uygulanan ivme arttıkça yani taşıtın hızı arttıkça direksiyon sapma açısı da nötr davranışa yakın bir biçimde az miktarda artmaktadır. Bir noktadan sonra ön tekerlekler daha fazla merkezcil kuvvete karşı koyacak yanal kuvvet oluşturamadıkları için ön lastiklerdeki çapraz hareket açılar artmakta ve bu yüzden de

sürücü aracı yolda tutabilmek adına direksiyon simidine daha fazla yön değişikliği girmek zorunda kalmaktadır.



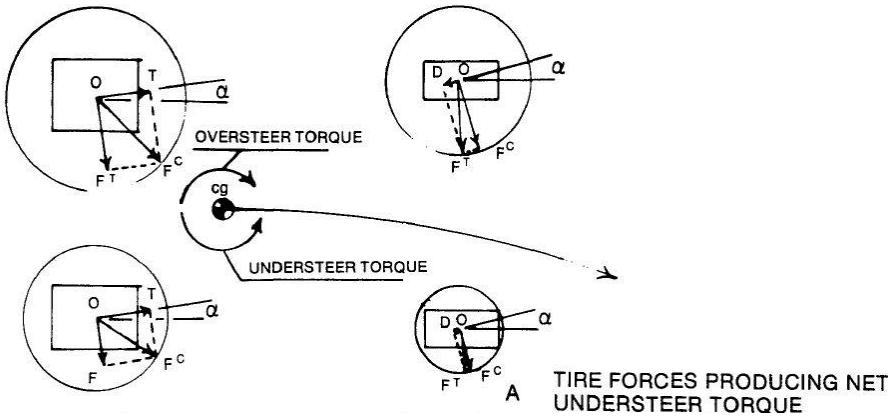
Şekil 5.30: Yanal İvmeye Karşılık Direksiyon Simidi Sapma Açısı.

Tez çalışması kapsamında tasarlanan otomobilin seyir davranışı nötr duruma yakın az döner bir davranıştır. Ancak bu durum taşıt üzerindeki bazı parçalarda yapılacak değişikliklerle değiştirilebilir. Aracın önünde bulunan bir kanat aerodinamik olarak yere basma kuvveti oluşturacağı için ön akstaki lastiklere düşey yönde daha fazla kuvvet gelmesine neden olmaktadır. Böylece ön lastiklerin yanal kuvvet oluşturma potansiyeli de artmaktadır. Ancak bunun belli bir miktarın üstüne çıkmasından ötürü arka aksa gelen düşey yük azalacak ve lastikler bir noktada doyuma ulaşarak kaymaya başlayacaktır. Bu sebepten ötürü de taşıt aşırı döner bir davranış sergilemiş olacaktır. Dolayısıyla spor otomobili tasarımı sırasında aerodinamik açıdan taşıt üzerinde her zaman bir denge gözetilmelidir. Sürücünün inisiyatifi dışında taşıtın akslarında meydana gelecek ani bir değişim taşıtın kararlılığını ciddi bir şekilde etkileyecektir.



Şekil 5.31: Orijinal Taşıt, Ön Aks Stabilizatörü Eklenmiş Taşıt, Ön Kanat Eklenmiş Taşıt arasındaki Direksiyon Simidi Sapma Açısı Farkları.

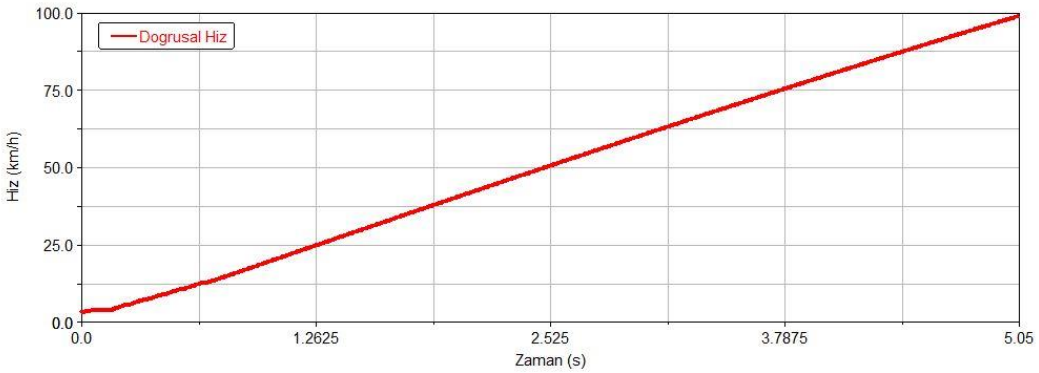
Yukarıdaki grafikte ön kanat eklenmiş bir taşıtın az dönerden aşırı dönere doğru olan seyri görülmektedir. Bu test sırasında ön kanat 170 km/h hızda 150 kg yere basma kuvveti oluşturacak şekilde bir tasarıma sahiptir. Bu ön kanat profili Formula 1 araçlarının ürettiği yere basma kuvvetine yakın bir yere basma kuvveti üretmektedir. Ancak aracın seyir davranışı açısından bir başka durum daha incelenmiştir. Ön aksta bir stabilizatör eklenerek aracın seyir davranışındaki değişim gözlenmiştir. 465 Nm/derece sertliğe sahip bir stabilizatör tez çalışması kapsamında tasarlanan otomobile eklenmiştir. Taşıtın az dönerlik davranışı eklenen stabilizatör nedeniyle artmıştır. Bunda ön akstaki lastiklerin oluşturduğu toplam yanal kuvvetin azalması neden olmaktadır. Sertlik derecesi fazla olan stabilizatörlerin eklendiği akslarda yük transferi artmakta ancak bir değerden itibaren o aksın ürettiğin yanal kuvvet toplamı düşmektedir. Ön aksta yaşanan bu kuvvet düşümü taşıt ani dönme merkezi etrafında az döner bir tork meydana getirmiştir ve bu yüzden taşıtın az dönerlik durumu artmıştır.



Şekil 5.32: Seyir Davranışlarını Tekerlek Kuvvetlerinin Ağırlık Merkezi Etrafında Yaptıkları Moment Olarak Gösteren Durum [6].

5.3.4 İvmelenme ve Frenleme Performansı

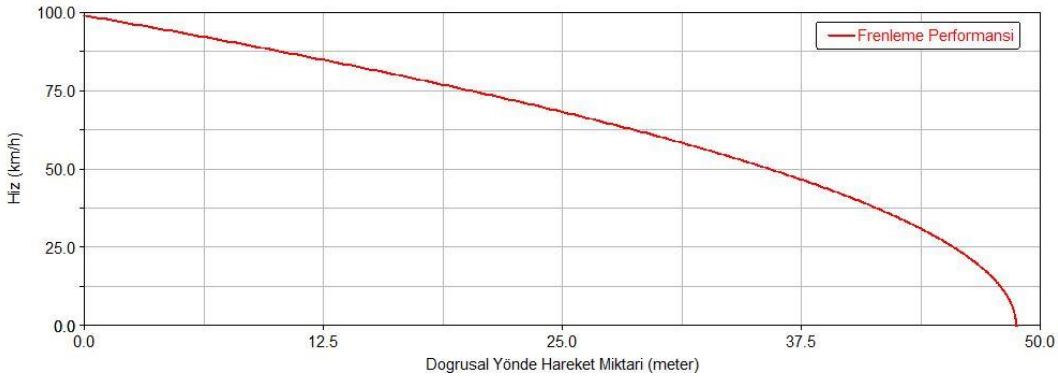
Tez çalışmasında tasarlanan aracın ivmelenme analizi 0-100 km/h testi olarak gerçekleştirilmiştir:



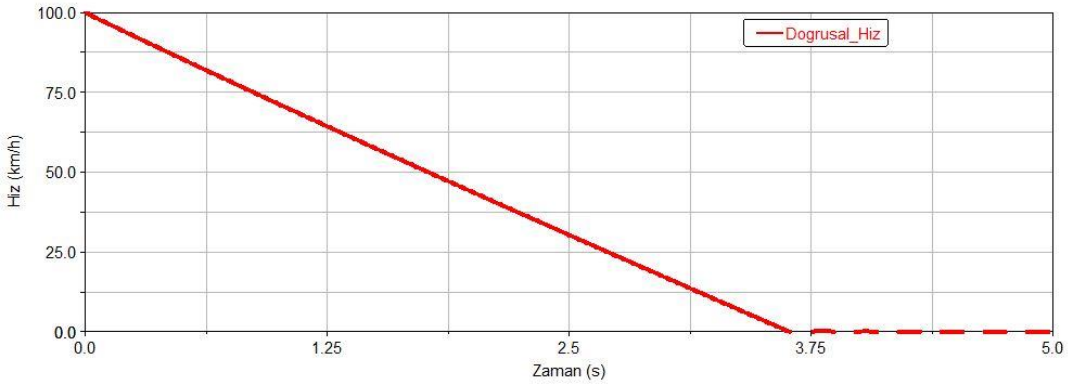
Şekil 5.33: 0-100 km/h Tesi.

İvmelenme analizinin sonucu olarak aracın 0-100 km/h testini 5.0 saniye içinde gerçekleştirmiş olduğudur. Bu durum beklentilerin biraz altındadır. Zira benchmark çalışmasında örnek alınan Bac Mono marka otomobil benzer bir motorla 0 km/h saat hızdan 100 km/h saat hıza 3.0 saniyede çıkabilmektedir. Bu durumun oluşmasında birkaç sebep vardır. Öncelikle Adams analizi açık kontrol teorisi üzerinden kurulduğu için ivmelenirken arka lastiklerde oluşan doğrusal kaymalar kontrol edilememektedir. Bu sebepten ötürü analiz başlangıcında lastiklerden gerekli tahrik kuvveti yeterince alınamamaktadır. Bir diğer sebep taşıtın tasarım açısından bazı olumsuz değerlere sahip olmasıdır. Bac Mono marka otomobil 245/45R17 lastik kullanırken tez çalışmasında tasarlanan otomobilin arka lastikleri Adams yazılımına 235/60R16 lastik kullanılmıştır. Oluşturulan çoklu cisim dinamiğindeki bazı uygunsuzluklar da bu farka yol açabilmektedir.

Frenleme açısından taşıt daha iyi bir performans sergilemektedir. Bu durumu oluşturan esas sebep, tahriğin tek akstan gerçekleştirilirken frenlemenin her iki akstan da gerçekleştirilmesidir.



Şekil 5.34: Taşıt Durma Mesafesi.

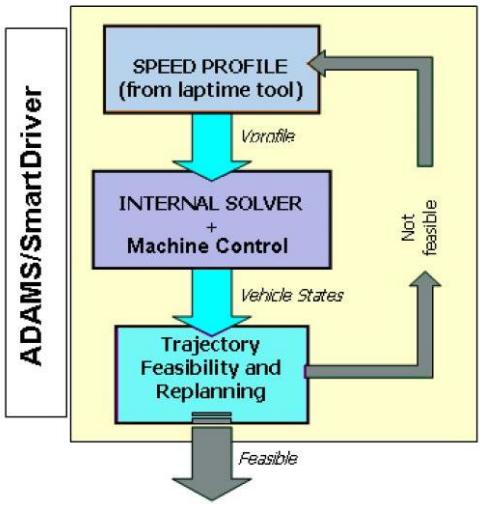


Şekil 5.35: Taşıt Durma Zamanı.

5.3.5 Adams/Smart Driver İncelemesi

Tez çalışması kapsamında tasarlanan otomobilin taşıt dinamiği açısından incelemesi yapılırken belli manevraların yanı sıra Adams yazılımındaki Smart Driver modülü de kullanılmıştır. Bu modülün kullanılmasındaki ana amaç taşıtın belli performans limitlerinde sanal bir sürücü tarafından sürülerek taşıt dinamiği açısından veri toplamaktır.

Adams/Smart Driver tasarlanan taşıtın kendi limitlerinde veya istenilen belli parametrele yakın değerlerde sürüldüğü bir sanal sürücü yazılımıdır. En az parametre girdisiyle taşıtın sistem bazlı dinamiğini araştırmaya olanak kılmaktadır. Aşağıdaki resimde Adams/Smart Driver modülünün çalışma prensibi anlatılmaktadır:



Şekil 5.36: Adams/ Smart Driver Çalışma Prensibi.

Adams/Smart Driver temel prensipte şu şekilde çalışmaktadır:

1. Öncelikle girilen parkur üzerinde bir limit hız profili belirlemektedir.

2. Oluşturulmuş Adams ‘assembly’ dosyası içindeki modelin dinamiklerini kullanarak yazılım içindeki işlemci yapısıyla belirtilen hız profilini uygulamaya çalışmaktadır.
3. Dinamik çözüm sırasında parkur referans noktaları üzerinde hız profilini uygulamaya çalışmaktadır. Eğer parkur referans noktalarının dışına çıkılırsa mevcut dinamiklerin çalışabileceği yeni bir hız profili düzenlenmektedir. Taşıt limitleri bu yeni profil üzerinde tekrar uygulanmaya çalışılmaktadır. Geçerli bir parkur güzergahı elde edilene kadar bu işlem tekrarlanmaktadır.

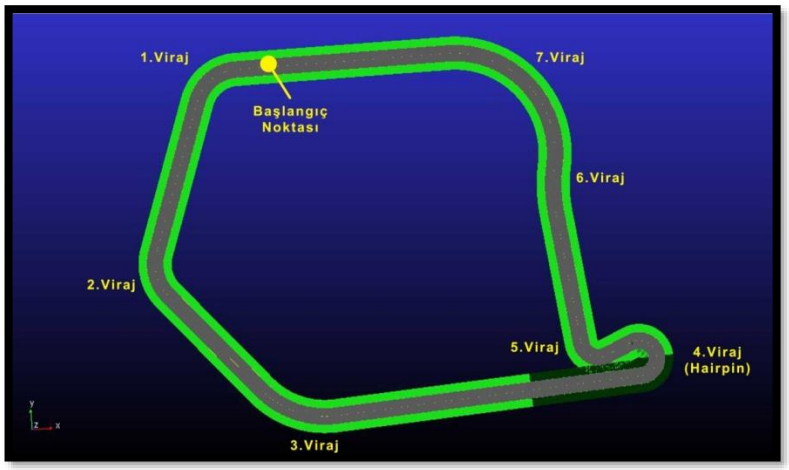
Eğer kullanıcı tarafından taşıt limitlerinin belirlendiği bir koşul bütünü yaratılırsa, Smart Driver bu yeni limitlere göre bir hız profili ortaya çıkarmaktadır. Daha sonraki işlemler yukarıdakilere benzer şekilde işlenmektedir. Temel mantıkta belirlenen taşıt limitleri içerisinde alt sistemlerin çalıştırılması amaçlanmaktadır. Bu limitler doğrusal ve yatay yöndeki ivme limitleridir.

Bu algoritma içinde tez çalışması kapsamında tasarlanan otomobil Adams yazılımının içindeki bir parkur üzerinde Smart Driver tarafından sürülmüştür. Aracın ivmesel limitleri kullanıcı tarafından girilmiştir. Bununla ilgili detaylar ilerleyen başlıklar altında incelenecektir. Analiz sırasında Smart Driver girilen limitler eşliğinde taşıt için parkur üzerinde bir hız profili oluşturmuştur. Bu hız profili o parkur üzerindeki maksimum hızı kapsamaktadır. Ortaya çıkan bu hız profilini taşıt karşılayamadığı zaman hız profili güncellenmekte ve geçerli bir hız profili bulunana kadar iterasyonlar yapılmaktadır.

Çalışma sırasında aracın kendi limitleri yerine kullanıcı tarafından girilen limitler üzerinden çalışılmıştır. Buradaki esas amaç alt sistemlerdeki değişiklikler inceleneceği için yazılımın çözdüğü problemin karmaşıklığını azaltmaktır. Çalışmanın esas amacı parametreleri değiştirilmiş çeşitli alt sistemlerin taşıtın performansına yaptığı etkiyi incelemektir.

5.3.6 Belli Bir Parkur Kesiminde Aracın Tur Analizi

Taşıt dinamiği incelemesi için tasarlanan model Adams yazılımının içinde bulunan MDI_Track isimli parkurda Smart Driver tarafından sürülmüştür:



Şekil 5.37: Taşıtın Sürüldüğü Parkur.

Bu pistin bir turu 1330 metredir. Tasarlanan model pist üzerinde aşağıdaki limitlere uygun olacak şekilde sürülmüştür:

Çizelge 5.7: Başlangıç ve Sınır Şartları.

Başlangıç Hızı	50 km/h
Manevra Süresi	70 s
İvmelenme	% 35
Frenleme	%50
Sola Dönüş İvmesi	%50
Sağa Dönüş İvmesi	%50

Smart Driver tarafından sürülen taşıtın pist üstündeki performansı incelenirken bazı alt sistemlerde değişikliğe gidilmiştir. Bu değişikliklerin taşıt performansına etkileri bu bölümdeki çalışmanın temelini oluşturmaktadır.

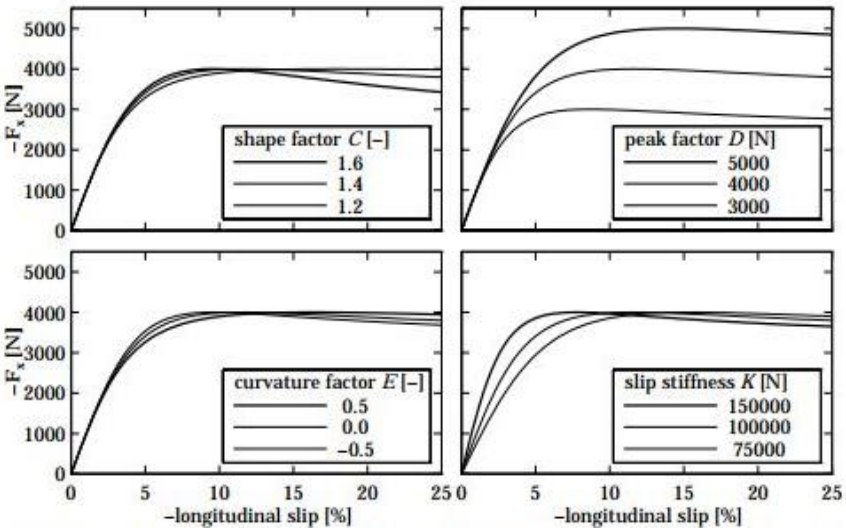
Alt sistemlerdeki değişikliklerin performansa etkisi tur zamanı üzerinden ölçülmüştür. Belli bir zaman karşılığında taşıtın değişiklikler sonrası kat ettiği mesafe hesaplanmıştır. Bu hesaplamalar sonucunda taşıt performansına olumlu yansıyan etkilere sahip değişiklikler aynı sürede daha fazla yol kat edilmesini sağlamıştır.

Orijinal tasarımın üzerine ve ayrı şekilde alt sistemlerde yapılan temel değişiklikler şu şekildedir:

Çizelge 5.8: Araç Parametrelerinde Yapılan Değişiklikler.

Sert Damper	960 Ns/m yerine 2530 Ns/m sertliğinde damper
Daha Etkili Fren Gücü	Efektif piston radyusu 128.5 mm yerine 134 mm
Motor Gücünün Artırılması	30 beygir daha fazla motor gücü
Lastik İyileştirmesi – 1	Slip stiffness faktörünün 1,5 ile çarpılması
Lastik İyileştirilmesi – 2	Tüm stiffness değerlerinin 1,5 ile çarpılması

Lastik modeli yazılımın içinde tanımlanan Pacejka 2002 lastik modelidir. Pacejka lastik modeli temel olarak, lastiğin üzerindeki normal yüke karşılık oluşturduğu doğrusal tahrik/fren ve yanal kuvvetlerin ampirik terimlerinin olduğu trigonometrik bir denklemdir. Bu ampirik ifadeler değiştirilerek lastiğin oluşturduğu kuvvet oranları değiştirilebilir. İlk iyileştirmede sadece bir faktör değiştirilerek taşıt performansına etkisi gözlemlenmiştir. İkinci iyileştirmede ise 4 adet faktör değiştirilmiştir. Bu 4 adet faktör ve lastik kinematiği üzerindeki etkileri aşağıdaki gibidir:



Şekil 5.38: Lastik Faktörlerinin Kuvvet Oluşturma Üzerine Etkileri [22].

Orijinal taşıt Smart Driver tarafından sürüldükten sonra, alt sistemlerdeki değişiklikler sırasıyla uygulanarak taşıt yine Smart Driver tarafından sürülmüştür. Alt sistemlerdeki değişiklikler ayrı şekilde orijinal taşıta uygulanarak performans üzerindeki etkileri tekil olarak incelenmiştir. Parkur analizi son olarak tüm bu değişimlerin aynı anda orijinal taşıta uygulanmasıyla beraber sonlandırılmıştır.

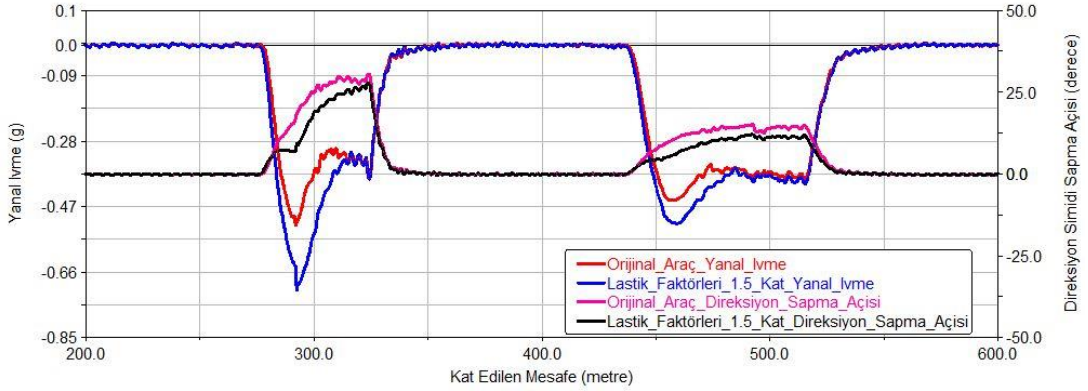
Aşağıdaki çizelgede yapılan değişimlerin belli bir zaman dilimi içerisinde kat edilen mesafeye etkileri gösterilmektedir. 4 lastik faktörünün de değiştirildiği durum kat edilen mesafe olarak en uygun senaryo olarak durmaktadır.

Çizelge 5.9: Kat Edilen Mesafelerin Karşılaştırılması.

Yapılan Değişiklik	Kat Edilen Mesafe
Orijinal Taşıt	1305.8 m
Sert Damper	1306.2 m
Daha Etkili Fren Gücü	1302.6 m
Motor Gücünün Artırılması	1319.3 m
Lastik İyileştirmesi – 1	1306.8 m
Lastik İyileştirilmesi – 2	1366.6 m

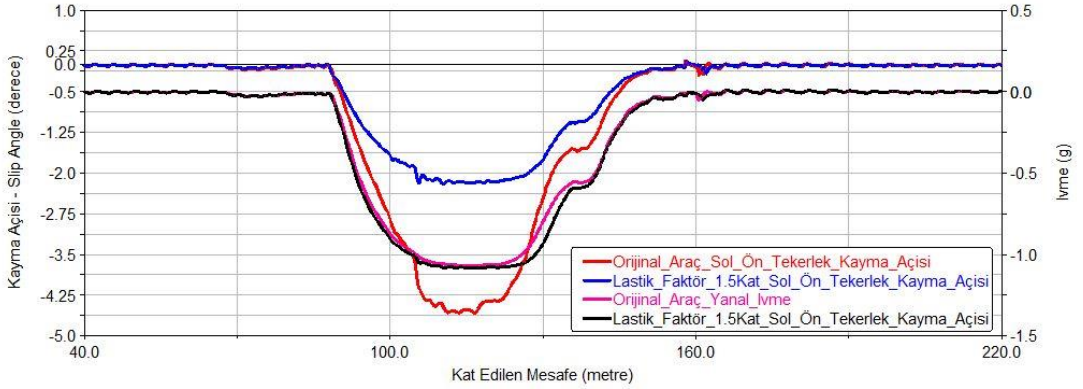
Değişikliklerin kümülatif etkisi lastik iyileştirmesinin etkisinden daha faydalı olmamaktadır. Bunun sebebi 'Smart Driver' yazılımının benzer hız profilini çıkartmasıdır. Lastik iyileştirmesinin etkisi diğer faktörlere göre önemli ölçüde fark sağladığı için yazılım hız profilini benzer şekilde çıkartmaktadır. Dolayısıyla değişimlerin kümülatif etkisi ancak lastik iyileştirmesi kadar etki etmektedir.

Fren gücünün artırılmasına rağmen taşıt performansına olumlu etki etmediği görülmüştür. Burada da yine 'Smart Driver' yazılımının oluşturduğu hız profili önemli bir rol oynamaktadır. Kullanıcı tarafından araç limitleri belirlendiği için araç daha iyi frenleme yapsa da benzer hız profilinin etrafında dolaşıldığı ve de hızlanma anlamında limitler belli olduğu için kat edilen mesafe de önemli bir değişim gözükmemektedir. Araç daha iyi frenleyerek mevcut hız profilinin altına düşmekte ve tekrar aynı hız profilini yakalamaya çalışırken geçen kayıp süre az miktardaki mesafe eksikliğini açıklamaktadır.



Şekil 5.39: Orijinal Araç ve Lastikleri İyileştirilmiş Aracın Yanal İvme Performansları Karşılaştırması.

Spesifik olarak pist üstündeki belli noktalar üzerinden inceleme yapılırsa alt sistemlerde yapılan değişimlerin kat edilen mesafeye nasıl etkidiği ortaya çıkmaktadır. Yukarıdaki grafikte 4 lastik faktörünün de değiştiği durumla orijinal araç arasındaki fark gösterilmektedir. Pistin 2. virajından hemen önce ve 3. virajından hemen sonrası grafiğe aktarılmıştır. Lastik değerleri iyileştirilmiş araç orijinal araca göre virajlarda daha fazla yanal ivme oluşturabilmiştir. Bunda lastiklerin merkezcil ivmeye göre daha fazla yanal kuvvet oluşturabilme potansiyeli etkilidir. Bu sayede modifiye edilmiş araç virajları daha yüksek süratle dönebilmiş ve aynı zamanda daha fazla mesafe kat edebilmiştir. Dikkat çeken diğer bir unsur da modifiye edilmiş aracın direksiyon simidi sapma açısı daha az oluşmaktadır. Bu da lastiklerin kuvvet kapasitesinin artırılmasıyla az döner etkinin azaltıldığını göstermektedir.

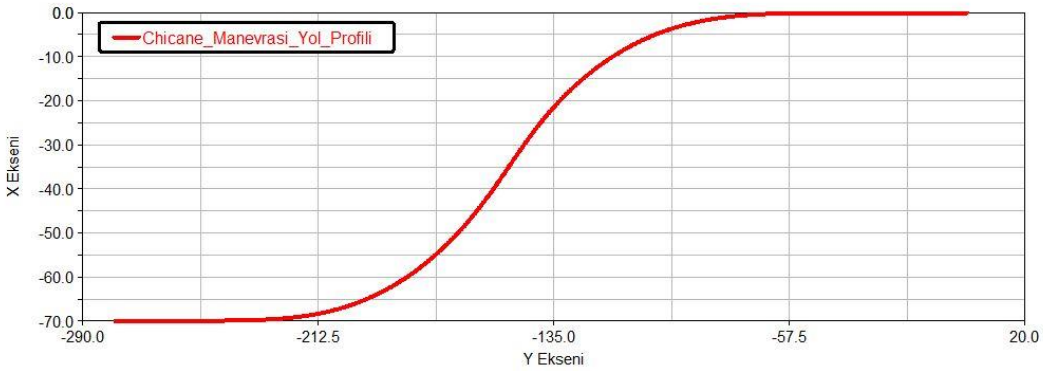


Şekil 5.40: Orijinal Araç ve Lastikleri İyileştirilmiş Aracın Kayma Açısı Karşılaştırması.

Yukarıdaki grafikte benzer hususlar anlatmaktadır. İlk virajda aracın süratinin yüksek olmaması sebebiyle yanal ivme her iki taşıt için de aynı olmaktadır. Ancak orijinal araç aynı yanal kuvveti oluşturabilmek için daha fazla çapraz hareket açısı oluşturmak

zorunda kalmıştır. Eğer yapılan analiz komple bir yarış simülasyonu olsaydı; geçen turlarla birlikte modifiye edilmemiş aracın lastiklerinin daha fazla yıprandığı ve aşındığı gözlemlenecekti. Bu etkilerin tüm tur boyunca birleşmesinden ötürü lastikleri iyileştirilmiş otomobilin aynı zamanda kat ettiği mesafe daha fazla olmaktadır.

Aerodinamik yere basma kuvvetlerin etkisinin gözlemlenebilmesi adına bir şikan viraj profili oluşturulmuştur. Bu viraja sabit hızla giren aracın maruz kaldığı yanal ivmelerin karşılaştırılmasıyla aerodinamik kuvvetlerin performansa etkisi araştırılmıştır.

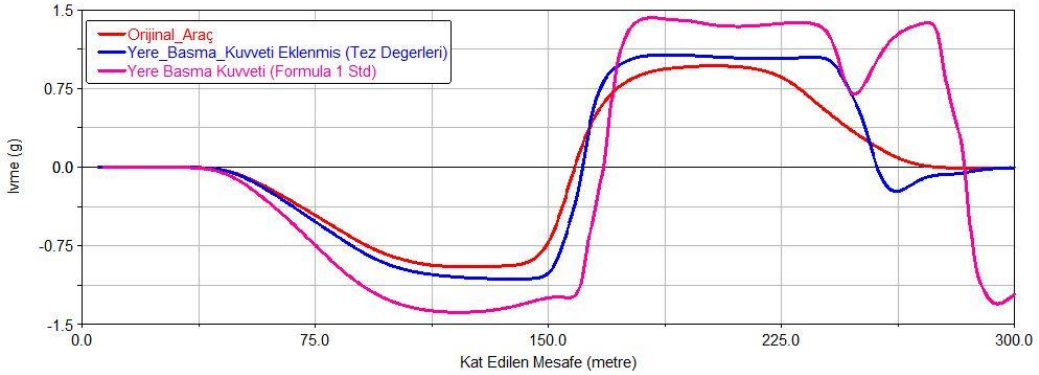


Şekil 5.41: Şikan Manevrasının Yol Profili.

Şikan viraja orijinal taşıt, tez çalışması kapsamında tasarlanan ön ve arka kanatların eklendiği modifiye edilmiş taşıt ve son olarak da F1 standartlarında yere basma kuvveti oluşturan ön ve arka kanada sahip üç taşıt birbirleri arasında karşılaştırılmıştır. Formula 1 yarış araçları standardında ön ve arka kanat, taşıt 170 km/h hızla seyrederken yaklaşık 150 kg yere basma kuvveti oluşturmaktadır. Yapılan analizler sonucunda her bir araç için şikan virajda sabit hızla seyredebilecekleri maksimum hızlar tespit edilmiş ve bu hızlar karşılığında oluşan yanal ivmeler gözlemlenmiştir.

Çizelge 5.10: Taşıtlar İçin Hız Profilleri Karşılaştırması.

Taşıt Türü	Hız Profili
Orijinal Taşıt	30 m/s
Tez Kapsamında Tasarlanan Kanatlara Sahip Taşıt	32.5 m/s
Formula 1 Standardında Kanatlara Sahip Taşıt	35 m/s

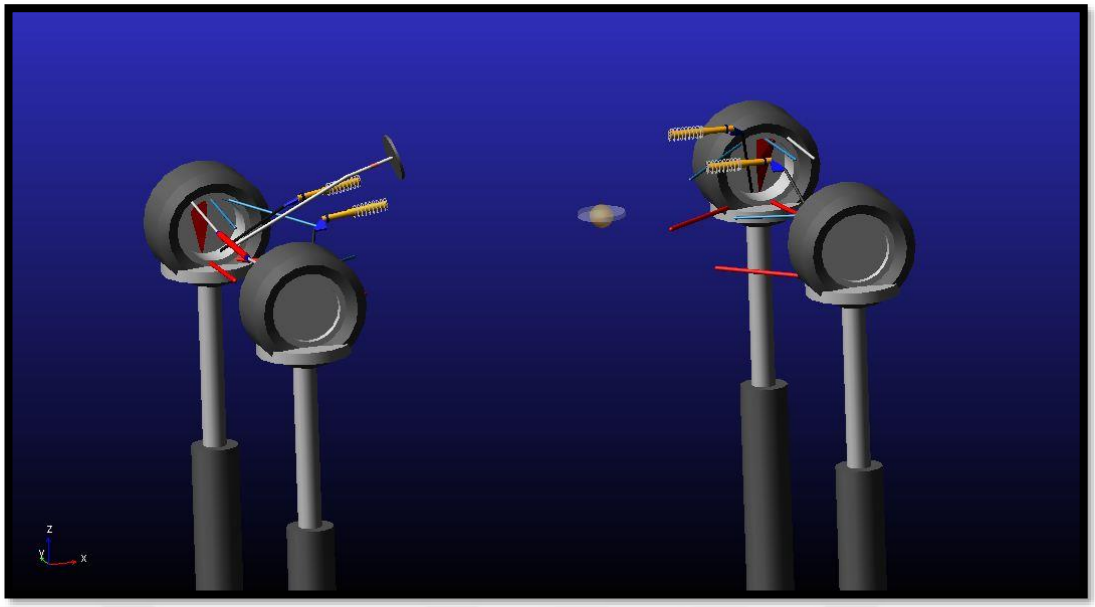


Şekil 5.42: İvme Performansları Karşılaştırması.

Orijinal taşıt maksimum 1,05 g bir yanal ivmeye karşı koyabilirken, yüksek yere basma kuvveti üreten modifiye dilmiş otomobil 1,4 g bir yanal ivmeye karşı koyabilmektedir. Tez çalışması kapsamında tasarlanan ön ve arka kanatlarsa beklendiği üzere orijinal taşıt üzerinde ufak bir iyileştirme gerçekleştirmiştir. Bu durumda daha önce de belirtildiği gibi ufak hücum alanına sahip ve optimize edilmemiş kanat profilleri neden olmaktadır. İleriye dönük çalışmalarda taşıtın aerodinamik açıdan eksik olan bu yönü iyileştirilebilir.

5.3.7 'Four Poster Test Rig' Üzerinde Şasi Salınımları İncelemesi

'Four Poster Test Rig' temel anlamda belli bir yol profilindeki pürüzlülükleri taşıta deneysel bir ortamda aktarmak üzerine kurulmuş bir test düzeneğidir. Taşıt her bir tekerleğinden bir piston üzerine konulur veya pistona bağlanır. Hidrolik pistonlar yol pürüzlülük değerlerini kullanıcının isteğine bağlı şekilde taşıt tekerleklerine iletir. Adams/Car yazılımının içinde de bu test düzeneğini sanal ortamda uygulayabilmek adına bir 'Four Poster' test düzeneği modülü bulunmaktadır. Yapılan 'assembly' modeli bu test düzeneğiyle eşleştirilerek tez çalışması kapsamında tasarlanan otomobilin belli bir yol profiline karşılık şasisinde oluşan dikey yöndeki ivmeler incelenmiştir.



Şekil 5.43: Four Poster Test Rig.

Test düzeneğinde tekerleklere bir yol profili girebilmek adına ISO 8608 yol spektrumları formüllerinden yararlanılmıştır. $\Phi_h(\Omega_0)$ [cm^3] cinsinden ölçülen dairesel frekanslı yol pürüzlülük değerleri genlik cinsinden yol pürüzlülük değerlerine aşağıdaki formül sayesinde dönüştürülmüştür.

$$\Phi_h(\Omega) = \Phi_h(\Omega_0)(\frac{\Omega}{\Omega_0})^{-w} \tag{5.1}$$

$$\Phi_h(w) = v^{w-1}\Phi_h(\Omega_0)(\frac{\Omega}{w})^{w} \tag{5.2}$$

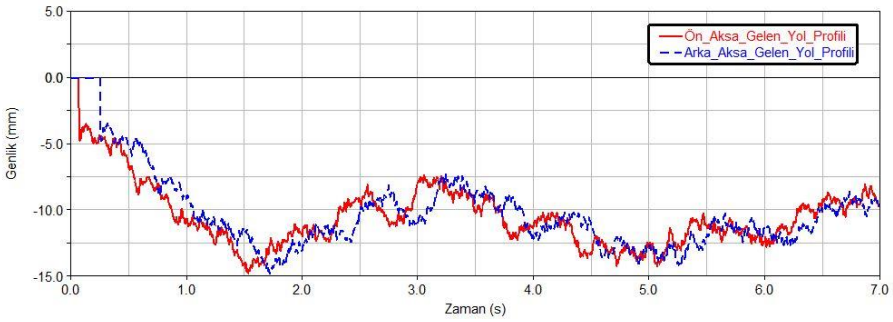
$$\hat{h} \equiv \sqrt{\Phi_h(\Omega_0)}\frac{0.23}{\pi}\sqrt{\frac{v}{w/2\pi}} \tag{5.3}$$

Test düzeneğindeki yolun C sınıfı orta pürüzlülüğe sahip bir yol olmasına karar verilmiştir. Aynı zamanda seyir hızının (v) 50 m/s olmasına karar verilmiştir. ISO 8608 [23] standartlarında spektrum yoğunluk $\Phi_h(\Omega_0)$ bazlı yol sınıflandırmaları aşağıdaki gibidir:

Çizelge 5.11: Yol Sınıflandırmaları.

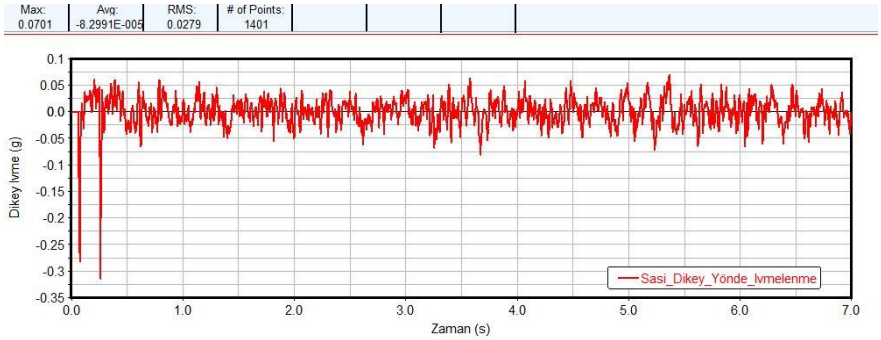
		$\Phi_h(\Omega_0)$ $10^{-6}m^3$		
Sınıf	**Pürüzlülük**	**Alt Sınır**	**Geometrik Ortalama**	**Üst Sınır**
A	**Çok iyi**	-	1	2
B	**İyi**	2	4	8
C	**Orta**	8	16	32
D	**Kötü**	32	64	128
E	**Çok Kötü**	128	256	512
F		512	1024	2048
G		2048	4096	8192
H		8192	16384	-

Yukarıdaki değerlerden oluşturulan 100 metrelik yol profili aşağıdaki gibidir. Aracın ön aksına ve arka aksına gelen yol değerleri aracın dingil mesafesi kadar ofsetlendirilmiştir:



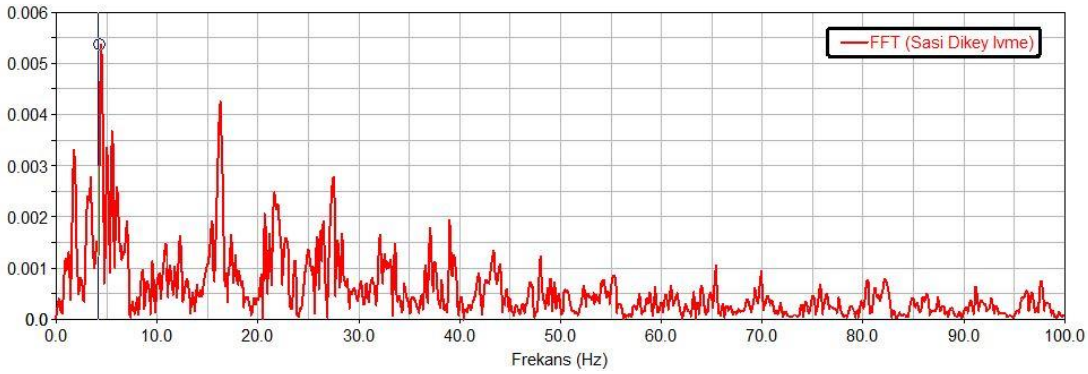
Şekil 5.44: Yol Pürüzlülüğü.

Akslara bu şekilde girilen yol profilinin ardından şasi üzerinde düşey yönde ivmeler aşağıdaki şekilde olmaktadır:



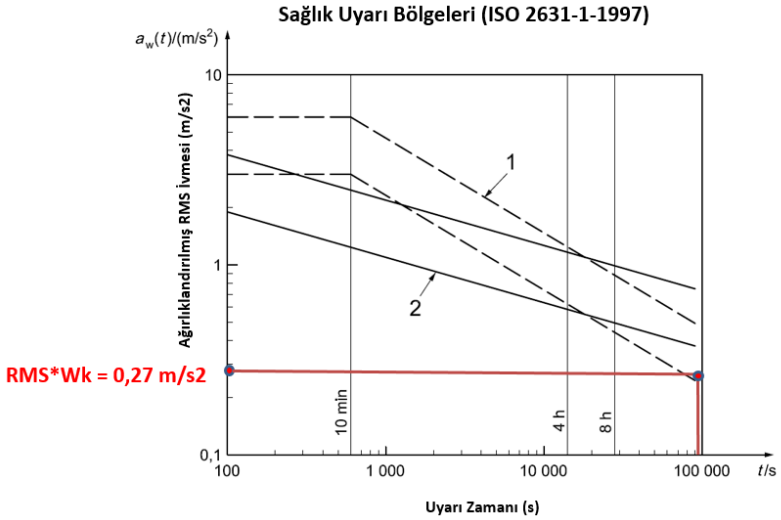
Şekil 5.45: Şasinin Düşey Yöndeki İvmeleri.

Bu ivmelerin FFT dönüşümüne tabi tutulması sonucu oluşan genliklerin frekans dağılımı aşağıdaki gibi olmaktadır:



Şekil 5.46: FFT Diyagramı.

Grafiklerden elde edilen bilgiler ışığında FFT diyagramında en yüksek genlik 4.49 Hz civarında görülmüştür. Şasi ivmesinin RMS değeri de 0,27 m/s^2 olarak ölçülmüştür. ISO 2631 konfor standardına göre z eksenindeki ağırlıklandırma faktörü W_k = 1 olarak belirlenmektedir. Ağırlıklandırma faktörü ve RMS değerinin çarpılması sonucu elde edilen değere göre konfor analizi yapılabilmektedir. Şasiye ait düşey yöndeki ağırlıklandırılmış RMS ivme değeri, uygulanan test koşulları için konforsuzluğun 24 saatten uzun süren bir yolculuk sonrasında ortaya çıkacağını göstermektedir.



Şekil 5.47: Konfor Değerlendirmesi.

6. SONUÇ VE YORUMLAR

6.1 Teze Genel Bakış ve Elde Edilen Çıktılar

Tez çalışması kapsamında açık tekerlekli tek koltuklu bir spor otomobil tasarlanmıştır. Yapılan çalışmalar sonucunda tasarım ilkeleri belli bir temele dayanan, potansiyel bir müşteri hedef kitlesine hitap eden bir spor otomobil elde edilmiştir. Aynı zamanda teknik altyapısı bilgisayar ortamına birçok yazılım tarafından oluşturulmuş ve test edilmiştir. Bu özellikleri sayesinde tez çalışması amacını karşılamaktadır.

Tezin en önemli ana çıktısı belli bir tür otomobilin kitabi bilgiler ışığında ve mühendislik eğitimi boyunca alınan eğitimin gerektirdiği ölçütler içinde tasarlanmış olmasıdır. Literatür taraması sırasında elde edilen teorik bilgiler tez çalışması kapsamında bir otomobil tasarlanmasını sağlamıştır. Bilgisayar ortamında yapılan analizler sonucunda taşıtın göstermiş olduğu davranış biçimleri literatürden alınan bilgilerle örtüşmüştür.

Çalışmanın en büyük faydası teorik bilgilerin pratik anlamda test edilmiş olmasıdır. Gerçek laboratuar koşullarında epey maliyetli bir şekilde yapılabilecek çoğu test bilgisayar destekli tasarım ve analiz yazılımları sayesinde yapılabilmiştir. Bu sayede öğrenilen bilgileri pekiştirmek anlamında bilimsel ve teknik bir altyapı oluşmuştur.

Tez çalışması kapsamında tasarlanan otomobil belli bir konsepte hitap eden bir otomobildir. Benzer konuda araştırma yapmak isteyen araştırmacılara bu yüzden güvenilir bir zemin oluşturulmuştur. Adams/Car yazılımında yapılan analizler sonucunda hedeflenen yüksek performanslı aracın tasarlanabildiği tespit edilmiştir. Özellikle viraj performansı açısından birçok parametrenin taşıta etkisi incelenmiş ve bu etkileri iyileştirecek önerilerde bulunulmuştur.

Tez çalışması sonucu ortaya çıkan en önemli çıktılardan bir tanesi Adams/Car yazılımında test edilebilirliği güvenilir bir model ortaya çıkarılmış olmasıdır. Bu modelle birçok manevra başarıyla gerçekleştirilmiştir. Örnek vermek gerekirse taşıt karakteristiği bakımında alt sistemlerde yapılan değişikliklerin sonucu kitabi bilgiler ve tecrübelerle uyum göstermektedir. 5. bölümde yapılan sabit radyuslu viraj alma

manevrasında ön aksa eklenen aerodinamik yere basma kuvveti ve stabilizatörün sırasıya aracı aşırı döner (oversteer) ve az döner (understeer) yapması literatürdeki bilgilerle eşleşmektedir. Oluşturulan modelin güvenilirliği bu gibi sonuçların literatürle eşleşmesi sonucu ortaya çıkmaktadır. Elde edilen bu model ileride yapılacak çalışmalar için bir altyapı niteliği taşımaktadır. Alt sistemlerin özelliklerini değiştirerek istenilen yapıda bir otomobil modelini oluşturmak için zemin sağlamaktadır.

6.2 İleriye Dönük Çalışma Önerileri

İleriye dönük çalışmalarda en önemli katkı yapılabilecek konu aracın aerodinamik anlamda analizinin derinleştirilmesi olacaktır. Zira tasarlanan ön ve arka kanat profilleri sadece şekil fonksiyonu bazlı kalmış olup, gerekli optimizasyon hesapları tez çalışması kapsamında yapılmamıştır. Bu konudaki eksiklik ileriye dönük çalışmalarla giderilebilir. Bir spor otomobil için aerodinamik etkilerin taşıt performansına etkilerini incelemek çok önemlidir. Bu kuvvetlerin yaratacağı en ufak bir dengesizlik sürücünün aracı beklediği gibi sürememesine neden olacaktır. Yüksek oranda viraj performansı için kullanılan aerodinamik etkiler belli bir denge içinde oluşturulmazsa araç viraj içinde birden bire karakteristik değiştirebilir. Bu şekilde bir otomobil yapısı sürücüler tarafından tercih edilmeyecektir.

İleriye dönük çalışmalarda araştırılması önerilen bir diğer konu mukavemet analizleridir. Yapılan mukavemet analizleri tasarlanan mevcut tasarımın güvenli olduğunu ortaya koysa da bu tarz spor otomobillerinde hafiflik önemli bir parametre olduğu için güvenlik katsayısı yüksek hafif bir gövde elde etmek esastır. Dolayısıyla şasi ve gövde tasarımı sırasında çeşitli optimizasyon yöntemleri kullanılmalıdır. Eğer tez çalışması kapsamında tasarlanan araçta olduğu gibi uzay kafes bir şasi yapısı kullanılacaksa optimizasyon yöntemleriyle bu şasinin ana yapısı rafine hâle getirilebilir. Kullanılacak profillerin boyutu ve bağlantı yöntemleri iyileştirilebilir.

Bu konuların yanı sıra ileriye dönük çalışmalar için araştırılacak bir diğer konu şasinin tasarımı sırasında motoru da bir yapı elemanı olarak kullanabilmektir. Motor ve vites kutusu grubunun şasinin burulma rijitliğine katkı sağladığı bilinen bir gerçektir. Ayrıca daha kompakt şasi ve gövde tasarımlarının da yaratılmasını sağlamaktadır. Modern yarış ve spor otomobillerinin pek çoğunda bu özellik görülmektedir. Şasi profillerinin azalması sebebiyle bir diğer avantaj da ağırlığı azalması olacaktır.

Gövde tasarımı sırasında monokok bir yapı üzerinde çalışmak da yine ileriye dönük araştırma önerilerindendir. Kompozit sandviç yapıda bir monokok gövde tasarlamak modern mimariyi anlamak adına önemli olacaktır. Ana gövdenin taşıyıcı bir yapı görevi de sunması sayesinde daha kompakt tasarımlarla hafif araç gövdeleri elde edilebilecektir.

Tahrik özellikleri bakımından araştırılabilecek konulardan biri hibrit güç üniteleri geliştirmektir. Tez çalışması kapsamında içten yanmalı bir motora sahip bir otomobilin performansı üzerinde çalışılmıştır. Günümüzde Formula 1 yarış otomobilleri hibrit güç ünitelerine sahiptir. Bu hususun da yardımıyla 1600 cc gibi sıradan bir motor hacmiyle 1000 beygirin üzerinde toplam azami güç alınabilmektedir. Elektrifikasyonun günden güne hızla yayıldığı otomotiv sektöründe ara geçiş formu olarak hibrit güç üniteleri tasarlamak elektrikli arabaların geleceği için de altyapı oluşturacaktır.

Bir diğer araştırma noktası Adams/Car modeli için geçerlidir. Tez çalışması kapsamında oluşturulan taşıt modeli katı cisim olarak tanımlanmıştır. ‘Assembly’ dosyası olarak tanımlanan taşıtın tüm alt sistemleri birer katı cisim olarak sisteme girilmiştir. Her ne kadar bu model yaklaşımı çok yanlış olmasa da taşıt modeli içersindeki alt sistemler esneklik barındırabilir. Ancak taşıtlar gerçek hayatta sadece belli manevraları yapmak için tasarlanmamaktadır. Tasarlanan her bir parçanın belli bir ömrü ve dayanımı vardır. Bu sebepten ötürü taşıt üzerindeki titreşimler ve akabinde oluşan gerilmeler uzun vadede taşıta zarar verebilmektedir. Bu konunun araştırılması için taşıt modelindeki kritik parçaların esnek cisim olarak sisteme tanımlanması gerekmektedir. Tasarlanan CAD modeldeki uzuvlar MNF dosyası biçimine getirilerek Adams/Car yazılımında alt sistem olarak oluşturulmalıdır. Böylece taşıtın ve içerdiği parçaların ömür ve dayanımları incelenebilmektedir. Yapılan manevralarda bu yaklaşım pek bir değişiklik yaratmayacak olsa da taşıt ömür testlerinde oldukça isabetli sonuçlar verecektir. ‘Four Poster Test Rig’ modülünde taşıtın kullanım ömrü taklit edilerek saha testleri yapmadan önce tasarlanan parçaların uygun ömre sahip olup olmadığı araştırılabilir.

KAYNAKLAR

[1] Parment, A. (2014). Auto Brand: Building Successful Car Brands fort he Future, Kogan Page, United Kingdom.

[2] Kalmbach,R., Bernhart,W., Kleimann,P.G., Hoffmann,M. (2011). Automotive Landscape 2025: Opportunities and Challenges Ahead, Roland Berger Strategy Consultants, Münih, Almanya.

[3] Nieuwenhuis P., Wells P. (2015). The Global Automotive Industry, John Wiley & Sons Inc, ABD.

[4] Schlick,T., Hertel,G., Hagemann,B., Maiser,E., Kramer,M. (2011) E-Mobility – a promising field for the future, Roland Berger Strategy Consultants, Münih, Almanya.

[5] Milliken W., Milliken D., (1995). Race Car Vehicle Dynamics, SAE Inc, Warrendale, ABD.

[6]Smith, C. (1978). Tune to Win, Aero Publishers, Fallbrook, ABD.

[7]Wong J.Y., (2001). Theory of Ground Vehicles, John Wiley & Sons Inc, ABD.

[8]Kerkhoven, J. (2008) Design of a Formula Student race car chassis. (Yüksek Lisans Tezi). Eindhoven University of Technology, Eindhoven.

[9] Velie, H. (2016) Chassis Torsional Rigidity Analysis for A Formula SAE Racecar, University of Michigan, Ann Arbor, ABD.

[10] Singh, P.R. (2010) Structural Performance Analysis of Formula SAE Car, Jurnal Mekanikal, No.31,46-61.

[11] Bhatmagar, U. R. (2014) Formula 1 Race Car Performance Improvement by Optimization of the Aerodynamic Relationship Between The Front and Rear Wings. (Yüksek Lisans Tezi). PennState University, ABD

[12] Toet, W. Zhang, X. Zerihan,J. (2006) Ground Effect Aerodynamics of Race Cars, Applied Mechanics Review.

[13] Mortel, F. (2003) Cranfield Team F1: The front wing. (Yüksek Lisans Tezi). Cranfield University.

[14] Macey, S. (2008). H-Point, The Fundamentals of Car Design & Packaging, Design Studio Press, Çin.

[15] Güney, A. (1992). Taşıtlarda Güç Aktarımı, Ders Notları, İTÜ, İstanbul.

[16]Çengel Y.A., Cimbala J.M.(2010). Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications, McGraw-Hill, ABD.

[17] Continental 2016-2017 Technical Databook. (2016)

[18] ZF Sachs Racing Damper System (RDS) Delivery Program Datasheet. (2008)

[19] ISO 7975 (2006) Passenger cars – Braking in a turn – Open loop test method, International Organization for Standardization

[20] The Fishhok Maneuver Test Procedure. (2013). Laboratory Test Procedure for Dynamic Rollover, US Department of Transportation – National Highway Traffic Safety Administration

[21] ISO 4138 (2012) Passenger cars – Steady State circular driving behaviour – Open-loop test methods, International Organization for Standardization

[22] Zegelaar P.W.A.,(1998). The Dynamic Response of Tyres to Brake Toqrue Variations and Road Unevennesses, Delft University of Technology, Hollanda.

[23] ISO 8608 (1995) Mechanical Vibration – Road Surface Profiles – Reporting pf Measured Data, International Organization for Standardization, İsviçre.

[24] Mueller, R.L. (2005) Full Vehicle Dynamics Model of A Formula SAE Racecar Using Adams/Car. (Yüksek Lisans Tezi) Texas A&M University.

[25] Url-4.< http://uk.caterhamcars.com/cars/seven-160> erişim tarihi 05.08.2017

[26] Url-5.< https://www.morgan-motor.co.uk/3-wheeler/> erişim tarihi 05.08.2017

[27] Url-6.< http://www.volkanisik.com/images/araclar/volkicar-kirmizi.jpg> erişim tarihi 05.08.2017

[28] Url-7 <https://vuhl05.com/pages/concept> erişim tarihi 05.08.2017

[29]Url-8<http://www.bac-mono.com/galleries.php?gid=11> erişim tarihi 05.08.2017

[30] Url-9 < http://scarbsf1.com/?p=3399> erişim tarihi 31.03.2013.

[31] Url-10 < https://www.f1technical.net/forum/viewtopic.php?t=6608&start=60> erişim tarihi 13.07.2009.

[32]Url-11<https://gr8autotech.wordpress.com/2013/06/16/vehicular-aerodynamics/>. erişim tarihi. 16.06.2013.

[33]Url-12<http://www.somersf1.co.uk/2013/01/2013-f1-car-design-trends-whats-banned.html>. erişim tarihi. 10.01.2013.

[34] Url-13 < https://www.formula1.com/en/latest/technical/2016/8/tech-insight---red-bulls-low-downforce-spa-set-up.htmll>. erişim tarihi. 30.08.2016.

[35] Url-14 < http://www.formula1-dictionary.net> erişim tarihi 10.01.2001

[36] Url-15 < https://www.sauberf1team.com> erişim tarihi 15.11.2017

[37]Url-16 < https://www.motorsport.com/f1/photo/main-gallery/renault-f1-team-r28-chassis-1/> erişim tarihi 20.03.2008

[38]Url-17< http://us.bac-mono.com/newsArchive.php?newsID=94> erişim tarihi 17.09.2014

[39]Url-18<http://www.stockcarsteel.com/cold-drawn-seamless-cds-tube-1018/1018-cold-drawn-seamless-cds-tube> erişim tarihi 10.11.2017

[40] Url-19 < https://tr.wikipedia.org/wiki/Veter_hattı> erişim tarihi 21.10.2012

[41]Url20<https://www.apracing.com/product_details/race_car/brake_calipers/formula_car_range/radial_4_piston-budget_calipers-cp7606_and_cp7613.aspx> erişim tarihi 10.11.2017

[42]Url-20<https://e-formel.de/news/saison-3-erste-bilder-der-neuen-formel-e-fahrzeugnase-aufgetaucht-6439.html> erişim tarihi 10.11.2017

ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : **Onur KARACA**

Doğum Tarihi ve Yeri : **20 Nisan 1989 / Erzurum**

E-posta : onur.karaca140@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2013, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 2013 yılında Teknogirişim Sermaye Desteği programı çerçevesinde Zahar Mobilite Ltd. Şti. İsimli şirketi kurdu.
- Zahar Mobilite Ltd. Şti. hâlen golf arabası tasarımı ve üretimine devam etmektedir.