

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

KÖRÜKLÜ AĞIR TİCARİ YOLCU OTOBÜSÜNÜN ARAÇ DİNAMİĞİ
MODELİNİN OLUŞTURULMASI VE YANAL HAREKETİNİN
KONTROLÜ

Erol ÇİFCİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Makine Teorisi ve Kontrol Programı

Danışman
Doç. Dr. Semih SEZER

Temmuz, 2019

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

KÖRÜKLÜ AĞIR TİCARİ YOLCU OTOBÜSÜNÜN ARAÇ DİNAMİĞİ
MODELİNİN OLUŞTURULMASI VE YANAL HAREKETİNİN
KONTROLÜ

Erol ÇİFCİ tarafından hazırlanan tez çalışması 30.06.2020 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Doç. Dr. Semih SEZER
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Semih SEZER, Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Cihan DEMİR, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Yener TAŞKIN, Üye
İstanbul Üniversitesi

Danışmanım Doç. Dr. Semih SEZER sorumluluğunda tarafımca hazırlanan Körüklü Ağır Ticari Yolcu Otobüsünün Araç Dinamiği Modelinin Oluşturulması ve Yanal Hareketinin Kontrolü başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Erol ÇİFCİ

İmza



TEŞEKKÜR

Tez çalışması kapsamında, ilk olarak körüklü yolcu otobüsünün araç dinamiği modelleri oluşturulmuştur. Akabinde sanal araç dinamiği modeli testler ile doğrulanmıştır. Doğrulanmış sanal taşıt modeli kullanılarak aracın körük sisteminde bulunan ve arka gövdenin savrulmasını engelleyen körük sisteminin kontrolcüsünün tasarlanması ve geliştirilmesi amaçlanmıştır. Geliştirme yapılan körük sistemi kontrolcüsü ile aracın şerit değiştirme manevrasını daha kararlı olarak yerine getirmesi istenmektedir.

Tez çalışmam sırasında bilgi ve birikimi ile bana destek olan ve değerli zamanını ayırarak akademik gelişimime önemli katkı sağlayan danışman hocam Doç. Dr. Semih SEZER'e sonsuz saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmam boyunca her türlü bilgi ve dokümantasyonu sağlayan Anadolu İisuzu araştırma geliştirme biriminde çalışan çalışma arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Çalışmalarım sırasında her türlü manevi desteği ile yanımda olan Anadolu İisuzu validasyon birim şefi Mehmet BİLİR'e teşekkürlerimi sunarım.

Son olarak da her zaman maddi ve manevi desteği ile yanımda olan aileme teşekkür ederim.

Erol ÇİFCİ

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ	vii
KISALTMA LİSTESİ	x
ŞEKİL LİSTESİ	xi
TABLO LİSTESİ	xvi
ÖZET	xvii
ABSTRACT	xix
1 Giriş.....	1
1.1 Literatür Özeti	3
1.2 Tezin Amacı	11
1.3 Hipotez	12
2 Yolcu Otobüsünün Çoklu Cisimler Dinamiği Modellerinin Oluşturulması. 13	
2.1 Körüklü Yolcu Otobüsü	13
2.2 Msc Adams/Car Çalışma Ortamı	14
2.2.1 Şablonlar Sistemlerinin Oluşturulması.....	15
2.2.2 Alt Sistemlerin Oluşturulması	17
2.2.3 Tam Araç Modelinin Oluşturulması.....	17
2.3 Körüklü Otobüsün Araç Dinamiği Modellerinin Kurulması	18
2.3.1 Ön Süspansiyon ve Direksiyon Sistemlerinin Modellenmesi.....	18
2.3.2 Orta ve Arka Süspansiyon Sistemi.....	21
2.3.3 Orta ve Arka Süspansiyon Sisteminin Viraj Demiri	23
2.3.4 Körük Sisteminin Modellenmesi	26
2.3.5 Gövdenin Çoklu Cisimler Dinamiği Modelinin Oluşturulması	28
2.3.6 Teker Dinamiği.....	28
3 Prototip Araç Üzerinden Yol Verisinin Toplanması	30
3.1 Test Enstrümantasyonu	30
3.1.1 Testte Kullanılan Ekipmanlar ve Yazılımlar	31
3.1.2 Deplasman Sensörlerinin Konumları	32
3.1.3 İvme Ölçer Uygulaması	35

3.2	Prototip Aracı Üzerinden Veri Toplama.....	40
3.2.1	Tümsekten Geçme Testi	40
3.2.2	Şerit Değiştirme Testleri	41
4	Sanal Modelin Testler ile Doğrulanması.....	46
4.1	Şerit Değiştirme Durumunda Model Doğrulama Çalışması.....	46
4.2	Dönüş Çapı Durumunda Model Doğrulama Çalışması.....	47
4.3	Tümsek Geçme Durumunda Model Doğrulama Çalışması.....	49
4.3.1	Amortisörün Yer değiştirme Sonuçlarının İncelenmesi	49
4.3.2	Teker Merkezinden Toplanan İvme Verilerinin İncelenmesi	55
5	Körüklü Yolcu Otobüsün Matematiksel Modelinin Oluşturulması	58
5.1	Taşıtların Yanal Dinamiğinin Modellenmesi	58
5.1.1	İki Akslı Yolcu Otobüsünün Tek İzli Araç Modeli	59
5.1.2	Üç Akslı Körüklü Yolcu Otobüsünün Tek İzli Araç Modeli	63
5.1.3	Ön Gövde İçin Hareket Denklemleri	65
5.1.4	Arka Gövde İçin Hareket Denklemleri	68
5.2	Sönümlemede Kullanılan Yarı Aktif Sönümleyiciler	71
5.2.1	MR (Magnetorheological) Akışkanlarının Uygulamadaki Kullanımı	71
5.2.2	MR Damper Sönümleyicisinin Matematiksel Modelleri.....	73
6	Körük Sistemi İçin Kontrolcü Tasarımı	76
6.1	Msc Adams ve Matlab/Simulink ile Eşzamanlı Simülasyon Modelinin Oluşturulması	76
6.1.1	Adams/Car Çalışma Alanından Modelin Matlab Çalışma Alanına Aktarılması	77
6.1.2	Msc Adams Control Sistemi.....	79
6.1.3	Matlab Simulink Ortamında Modelin Hazırlanması	82
6.2	Körük Sisteminin Kontrolcüsünün Tasarlanması	84
6.2.1	MR Damper Lugre Modelin Kurulması	84
6.2.2	MR Damper Lugre Modelinin Geriliminin PID ile Kontrolü	86
6.3	Msc Adams - Matlab/Simulink Eşzamanlı Simülasyonları.....	89
6.3.1	Araç Hızı 40 km/s, Ön ve Arka Gövdenin Yalpa Açısı ve Hızı	90
6.3.2	Araç Hızı 40 km/s, Ön ve Arka Gövdenin Başvurma Açısı ve Hızı	92
6.3.3	Araç Hızı 40 km/s, Ön ve Arka Gövdenin Savrulma Açısı ve Hızı	95
6.3.4	Araç Hızı 40 km/s, Tekerlerdeki Yanal Kayma Açısı Değişimleri	98

6.3.5	Araç Hızı 40 km/s, Şerit Değişiminde Tekerlere Etkiyen Yanal Kuvvet ve Geri Çevirme Momenti	101
6.3.6	Araç Hızı 40 km/s, Şerit Değişiminde MR Damperin Kuvvet ve Gerilimi.....	105
6.3.7	Araç Hızı 50 km/s, Ön ve Arka Gövdenin Yalpa Açısı ve Hızı	107
6.3.8	Araç Hızı 50 km/s, Ön ve Arka Gövdenin Başvurma Açısı ve Hızı ...	110
6.3.9	Araç Hızı 50 km/s, Ön ve Arka Gövdenin Savrulma Açısı ve Hızı	112
6.3.10	Araç Hızı 50 km/s ,Tekerlerdeki Yanal Kayma Açısı Değişimleri	115
6.3.11	Araç Hızı 50 km/s, Tekerlere Etkiyen Yanal Kuvvet ve Geri Çevirme Momenti.....	117
6.3.12	Araç Hızı 50 km/s, Şerit Değişiminde MR Damper Kuvvet ve Gerilimi	121
7	Sonuç ve Öneriler	123
	Kaynakça	126
	Tezden Üretilmiş Yayınlar	130

SİMGE LİSTESİ

$r, \dot{\Psi}$	Aracın Savrulma Açısal Hızı
β	Aracın Hızlanma Vektörünün Aracın Düzlemsel Eksenine ile Yaptığı
V	Aracın Ağırlık Merkezi Hızı
F_{yr}	Arka Tekerine Etkiyen Yanal Kuvvet
$\ddot{y}, a_y$	Aracın Ağırlık Merkezine Etkiyen Yanal İvme
θ_{vf}	Aracın Hızlanma Vektörünün Aracın Düzlemsel Eksenine ile Yaptığı Açı
l_{2COG}	Arka Gövdenin Arka Aksının Ağırlık Merkezine Olan Mesafesi
A	Akım
γ, β, A	Bouc-Wenn Modelinde Yüklemin Düzgünlüğünü ve Post-Yield ile Pre-Yield Geçişini Kontrol Eden Parametrelerdir
$^{\circ}C$	Derece
R	Dinamik Teker Yarıçapı
M_z	Geri Çevirme Momenti
Hz	Hertz
K_I	İntegral Etki Katsayısı
I	Kütlesel Atalet Momenti
F, P	Kuvvet
km	Kilometre
θ	Körük Sisteminin Dönüş Açısı
F_{1fyw}	Körüklü Otobüsün Ön Tekerine Etkiyen Yanal Kuvvet
F_{1fxw}	Körüklü Otobüsün Ön Tekerine İlerleme Yönünde Etkiyen Kuvvet
V_{1fxw}	Körüklü Otobüsün Ön Tekerinin İlerleme Çizgisel Hızı
V_1, V_2	Körüklü Otobüsün Ön ve Arka Gövdesinin Hızı
a_1, a_2	Körüklü Otobüsün Ön ve Arka Gövdesinin İvmesi
F_{1ry}, F_{2y}	Körüklü Otobüsün Orta ve Arka Tekerine Etkiyen Yanal Kuvvet
F_{1rx}, F_{2x}	Körüklü Otobüsün Orta ve Arka Tekerine İlerleme Yönünde Etkiyen Kuvvet
S_1	Körük Sisteminin Ön Gövde Bağlantı Noktasında, Sağ ve Sol Damper Bağlantı Noktası Arasındaki Mesafe
S_2	Körük Sisteminin Arka Gövde Bağlantı Noktasında, Sağ ve Sol Damper Bağlantı Noktası Arasındaki Mesafe
F_{DL}	Körük Sisteminin Sol Damper Kuvveti

F_{Dp}	Körük Sisteminin Sol Damper Kuvveti
θ_{left}	Körük Sistemi Sol Damperinin Doğrusal Düzlem ile Arasındaki Aç
θ_{right}	Körük Sistemi Sağ Damperinin Doğrusal Düzlem ile Arasındaki Aç
R	Körük Dönme Merkezinin Damper Başına Olan Mesafe
σ_2, σ_b, a_0	MR Damperin Histeresis Karakterini Tanımlamada Kullanılan Katsayılarıdır
f	MR Damper Kuvveti
$\dot{x}$	MR Damperin Relativ Hızı
Z	MR Damperin İç Dinamiğini Tanımlamada Kullanılan İç Değişken
$\sigma_a, \sigma_0, \sigma_1$	MR Damperin Histeresis Karakterini Tanımlamada Kullanılan Katsayılarıdır
K_p	Orantı Kontrol Katsayısı
m_1, m_2	Otobüsün Ön ve Arka Gövdenin Kütleleri
α_f, α_r	Ön ve Arka Teker Kayma Açıları
δ_f	Ön Tekerlerdeki Dönüş Açısı
$C_{\alpha f}, C_{\alpha r}$	Ön ve Arka Tekerlerin Nominal Dönüş Sertlikleri
l_f, l_r	Ön ve Arka Aksların Ağırlık Merkezine Göre Mesafeleri
F_{yf}	Ön Tekere Etkiyen Yanal Kuvvet
F_{yf}, F_{yf}	Ön ve Arka Tekere Etkiyen Yanal Kuvvet
w_{1z}, w_{2z}	Ön ve Arka Gövdenin Savrulma Hızı
l_{1COG}, L_1	Ön ve Arka Aksların Ağırlık Merkezine Göre Mesafeleri
l_{c1}, l_{c2}	Ön ve Arka Gövdenin Ağırlık Merkezlerinin Körük Dönme Merkezine Olan Mesafeleri
n_r	Pnömatik Kaster
h	Saat
f_c	Sürtünme Kuvveti
c_0	Sönümlleme Katsayısı
α	Tekerin Yanal Kayma Açısı
V_{sy}	Tekerin Yanal Hızı
V_x	Tekerin İlerleme Çizgisel Hızı
V_1	Taşıtın Ağırlık Merkezi Hızı
K_D	Türev Etki Katsayısı
L	Uzunluk
$3D$	Üç Boyutlu
d	Viraj Demiri Dış Çapı

l_1, l_2	Viraj Demiri Kol Uzunlukları
V	Volt
f_a	Yer Değiştirme
g	Yerçekimi İvmesi
φ	Yolun Eğim Açısı
m	Kütle
I_z	Z Eksenine Göre Taşıtın Kütlesel Atalet Momenti
J_1, J_2	Z Eksenine Göre Taşıtın Kütlesel Atalet Momentleri

KISALTMA LİSTESİ

ADAMS	Automatic Dynamics of Mechanical Systems
ACS5	Automatic Control Systems 5
ADM	Adams Dataset Files
ACC	Acceleration
ASDC	Articulated System Damping Control
ACF	Adams Command Files
CAD	Computer Aided Design
CM	Center of Mass
DC	Direct Current
DOF	Degree of Freedom
DISP	Displacement
FEM	Finite Element Method
GPS	Global Positioning System
GYRO	Gyroscope
LQR	Linear Quadratic Regulator
LVDT	Linear Variable Differential Transformer
MBD	Multibody Dynamic
MR	Magnetorheological
PID	Oransal-İntegral-Türevsel Denetleyici
SE	Sonlu Elemanlar
SG	Strain Gauge
SAE	Society of Automotive Engineers
VARVAL	Variable Value

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 Sanal Model Geliştirme Süreci.....	2
Şekil 1.2 Taşıt Dinamiği Etkileşim Alanları.....	5
Şekil 1.3 Mekatronik Sistemin Eşzamanlı Simülasyonu	10
Şekil 2.1 Körüklü Yolcu Otobüsü	14
Şekil 2.2 Adams/Car Araç Modeli Oluşturma Mimarisi	14
Şekil 2.3 CAD Verisi Üzerinden Alınan Noktalar Kümesi	15
Şekil 2.4 Adams/Car Sanal Model Gösterimi.....	16
Şekil 2.5 Uzuvlara Ait Atalet ve Kütle Tanımlanması	16
Şekil 2.6 Haberleşme Elemanlarının Uyum Kontrolü.....	17
Şekil 2.7 Ön Süspansiyon ve Direksiyon Sistemi Görseli.....	18
Şekil 2.8 Çoklu Cisim Dinamiği Modeli	19
Şekil 2.9 Msc Adams Amortisör Kuvvet-Hız Grafiği	20
Şekil 2.10 Ön Süspansiyon Sistemine Ait Hava Yayı Karakteristiği	20
Şekil 2.11 Orta ve Arka Süspansiyon Sistemine Ait Görsel	21
Şekil 2.12 Orta ve Arka Süspansiyon Sistemine Ait Çoklu Cisim Dinamiği Modeli	21
Şekil 2.13 Orta ve Arka Süspansiyon Sistemine Ait Hava Yayı Karakteristiği	22
Şekil 2.14 Orta ve Arka Süspansiyon Sistemine Ait Amortisör Kuvvet Hız Grafiği	22
Şekil 2.15 Viraj Çubuğu Teorik Hesaplamaları	23
Şekil 2.16 Viraj Çubuğu Sınır Şartları	24
Şekil 2.17 Viraj Çubuğu İçin Gerilme Dağılımı	25
Şekil 2.18 Viraj Çubuğu İçin Deformasyon Bilgisi.....	25
Şekil 2.19 Körük Sisteminin CAD ve Çoklu Cisimler Dinamiği Modeli.....	26
Şekil 2.20 Körük Sisteminin Sınır Koşulları	27
Şekil 2.21 Tam Taşıt Modeli	27
Şekil 2.22 Kayış Dinamiği Teker Frekans Spektrumu.....	29
Şekil 2.23 3D Yüzey Kontağı.....	29
Şekil 3.1 Sensör Konumları.....	32
Şekil 3.2 Ön Sol Amortisör Deplasman Ölçer Konumu	33
Şekil 3.3 Ön Sağ Amortisör Deplasman Ölçer Konumu.....	33
Şekil 3.4 Orta Sol Amortisör Deplasman Ölçer Konumu	34
Şekil 3.5 Orta Sağ Amortisör Deplasman Ölçer Konumu	34

Şekil 3.6 Arka Sol Amortisör Deplasman Ölçer Konumu	35
Şekil 3.7 Arka Sağ Amortisör Deplasman Ölçer Konumu.....	35
Şekil 3.8 Ön Süspansiyon Sol Teker İvme Ölçer Konumu	36
Şekil 3.9 Ön Süspansiyon Sağ Teker İvme Ölçer Konumu	36
Şekil 3.10 Orta Süspansiyon Sol Teker İvme Ölçer Konumu	37
Şekil 3.11 Orta Süspansiyon Sağ Teker İvme Ölçer Konumu.....	37
Şekil 3.12 Arka Süspansiyon Sol Teker İvme Ölçer Konumu.....	38
Şekil 3.13 Arka Süspansiyon Sağ Teker İvme Ölçer Konumu.....	38
Şekil 3.14 Ön Gövdenin Ağırlık Merkezine Yerleştirilen İvme Ölçer Konumu.....	39
Şekil 3.15 Arka Gövdenin Ağırlık Merkezine Yerleştirilen İvme Ölçer Konumu	39
Şekil 3.16 Fiziki Tümsek	41
Şekil 3.17 Adams/Car Sanal Tümsek Görseli.....	41
Şekil 3.18 Şerit Değiştirme Ölçüleri.....	42
Şekil 3.19 Şerit Değiştirme Testleri.....	43
Şekil 3.20 Testler ile Ölçülen Arka Gövdenin Savrulma Hızı	43
Şekil 3.21 Yol Sinyalinden Seçilen Zaman Aralığı	44
Şekil 3.22 nCode Sinyal İşleme Adımları	44
Şekil 3.23 nCode Glyphworks Ayarları.....	45
Şekil 3.24 İvme Verisinin Deplasman Verisine Dönüştürme Aşamaları	45
Şekil 4.1 Şerit Değiştirme Ölçüleri	46
Şekil 4.2 Şerit Değiştirme, Test ve MBD Sonuçları, $v=40$ km/s	47
Şekil 4.3 Testler ile Belirlenen Dönüş Çapı.....	48
Şekil 4.4 MBD ile Belirlenen Dönüş Çapı	48
Şekil 4.5 Test Sonuçlarına Göre Ön Sol Amortisörün Yer Değiştirme Sonuçları.....	49
Şekil 4.6 Test ve MBD Sonuçlarına Göre Ön Sol Amortisörün Yer Değiştirme Sonuçları, $v= 15$ km / s.....	50
Şekil 4.7 Test Sonuçlarına Göre Ön Sağ Amortisörün Yer Değiştirme Sonuçları....	50
Şekil 4.8 Test ve MBD Sonuçlarına Göre Ön Sağ Amortisörün Tümsekten Geçme İçin Karşılaştırmalı Yer Değiştirme Sonuçları, $v= 15$ Km / s	51
Şekil 4.9 Test Sonuçlarına Göre Orta Sol Amortisörün Yer Değiştirme Sonuçları	51
Şekil 4.10 Test ve MBD Sonuçlarına Göre Orta Sol Amortisörün Yer Değiştirme Sonuçları, $v = 15$ km / s.....	52
Şekil 4.11 Test Sonuçlarına Göre Orta Sağ Amortisörün Yer Değiştirme Sonuçları	52
Şekil 4.12 Test ve MBD Sonuçlarına Göre Orta Sağ Amortisörün Yer Değiştirme Sonuçları, $v= 15$ km / s.....	53
Şekil 4.13 Test Sonuçlarına Göre Arka Sol Amortisörün Yer Değiştirme Sonuçları	53

Şekil 4.14 Test ve MBD Sonuçlarına Göre Arka Sol Amortisörün Yer Değiştirme Sonuçları, $v = 15 \text{ km / s}$	54
Şekil 4.15 Test Sonuçlarına Göre Arka Sağ Amortisörün Yer Değiştirme Sonuçları	54
Şekil 4.16 Test ve MBD Sonuçlarına Göre Arka Sağ Amortisörün Yer Değiştirme Sonuçları, $v = 15 \text{ km / s}$	55
Şekil 4.17 Test ve MBD İçin Ön Teker Merkezi Yer Değiştirme Sonuçları	56
Şekil 4.18 Test ve MBD İçin Orta Teker Merkezi Yer Değiştirme Sonuçları, $v = 30 \text{ km/s}$	56
Şekil 4.19 Test ve MBD İçin Arka Teker Merkezi Yer Değiştirme Sonuçları, $v = 30 \text{ km/s}$	57
Şekil 5.1 İki Akslı Otobüsün Tek İzli Taşıt Modeli	59
Şekil 5.2 Tekerin Kayma Açısı	61
Şekil 5.3 Üç Akslı Körüklü Yolcu Otobüsün Tek İzli Taşıt Modeli	63
Şekil 5.4 Körük Sisteminin Tek İzli Taşıt Modelindeki Konumu	64
Şekil 5.5 Körük Sistemi	70
Şekil 5.6 Manyetik Alanın Artması ile Partikül Dizilimi	73
Şekil 5.7 MR Damper Sönümleyici Genel Yapısı	73
Şekil 5.8 MR Damper Bingham Modeli	74
Şekil 5.9 MR Damper Bouc-Wenn Modeli	75
Şekil 6.1 Msc Adams Kinematik Modeli	77
Şekil 6.2 Msc Adams/Control Veri Aktarım Döngüsü	77
Şekil 6.3 Adams Modeli İçin Oluşturulan Giriş Değişkenleri	78
Şekil 6.4 Adams Modeli İçin Oluşturulan Çıkış Değişkenleri	78
Şekil 6.5 Sistem Değişkeni Oluşturma Penceresi	79
Şekil 6.6 Plant Output Penceresinde Durum Değişkeninin Çıkış Olarak Tanımlanması	80
Şekil 6.7 Msc Adams/Car Simülasyon Kartı	81
Şekil 6.8 Adams Plant Export Kartı	82
Şekil 6.9 Matlab/Simulink'e Aktarılmış Msc /Adams Modeli	84
Şekil 6.10 İç Değişken " Z " Nin Modellenmesi	85
Şekil 6.11 Lugre Simulink Modeli	85
Şekil 6.12 Kontrol Sistemi	86
Şekil 6.13 Sağ ya da Sol Damperin Aktif Olmasını Sağlayan Blok	88
Şekil 6.14 Körük Sistemi Kontrolcüsünün Ayrıntılı Görüntüsü	88
Şekil 6.15 Adams/Matlab Araç Modelinin Detaylı Görseli	89
Şekil 6.16 Ön Gövdenin Yalpa Açısı Değişimi, $v = 40 \text{ km/s}$	90

Şekil 6.17 Ön Gövdenin Yalpa Hızı Değişimi, $v= 40\text{km/s}$	91
Şekil 6.18 Arka Gövdenin Yalpa Açısı Değişimi, $v= 40\text{km/s}$	91
Şekil 6.19 Arka Gövdenin Yalpa Hızı Değişimi, $v= 40\text{km/s}$	92
Şekil 6.20 Ön Gövdenin Başvurma Açısı, $v= 40\text{km/s}$	93
Şekil 6.21 Ön Gövdenin Başvurma Hızı, $v= 40\text{km/s}$	93
Şekil 6.22 Arka Gövdenin Başvurma Açısı Değişimi, $v= 40\text{km/s}$	94
Şekil 6.23 Arka Gövdenin Başvurma Hızı Değişimi, $v= 40\text{km/s}$	94
Şekil 6.24 Ön Gövdenin Savrulma Açısı Değişimi, $v= 40\text{km/s}$	96
Şekil 6.25 Ön Gövdenin Savrulma Hızı Değişimi, $v= 40\text{km/s}$	96
Şekil 6.26 Arka Gövdenin Savrulma Açısı Değişimi, $v= 40\text{km/s}$	97
Şekil 6.27 Arka Gövdenin Savrulma Hızı Değişimi, $v= 40\text{km/s}$	98
Şekil 6.28 Ön Tekerlerde Meydana Gelen Yanal Kayma, $v= 40\text{km/s}$	99
Şekil 6.29 Orta Tekerlerde Meydana Gelen Yanal Kayma, $v= 40\text{km/s}$	99
Şekil 6.30 Arka Tekerlerde Meydana Gelen Yanal Kayma, $v= 40\text{km/s}$	100
Şekil 6.31 Ön Tekerlere Etkiyen Yanal Kuvvet, $v= 40\text{km/s}$	101
Şekil 6.32 Orta Tekerlere Etkiyen Yanal Kuvvet, $v= 40\text{km/s}$	102
Şekil 6.33 Arka Tekerlere Etkiyen Yanal Kuvvet, $v= 40\text{km/s}$	102
Şekil 6.34 Ön Tekerlere Etkiyen Geri Çevirme Momenti, $v= 40\text{km/s}$	103
Şekil 6.35 Teker Temas Yüzeyi Görseli, $v= 40\text{km/s}$	104
Şekil 6.36 Orta Tekerlere Etkiyen Geri Çevirme Momenti, $v= 40\text{km/s}$	104
Şekil 6.37 Arka Tekerlere Etkiyen Geri Çevirme Momenti, $v= 40\text{km/s}$	105
Şekil 6.38 MR Damper Kuvvet Değişimi, $v=40\text{km/s}, v=40\text{km/s}$	106
Şekil 6.39 MR Damperin Gerilim Değerinin Değişimi, $v= 40\text{km/s}$	107
Şekil 6.40 Ön Gövdenin Yalpa Açısı Değişimi, $v= 50\text{km/s}$	108
Şekil 6.41 Ön Gövdenin Yalpa Hızı Değişimi, $v=50\text{km/s}$	108
Şekil 6.42 Arka Gövdenin Yalpa Açısı Değişimi, $v= 50\text{km/s}$	109
Şekil 6.43 Arka Gövdenin Yalpa Hızı Değişimi, $v= 50\text{km/s}$	109
Şekil 6.44 Ön Gövdenin Başvurma Açısı, $v= 50\text{km/s}$	110
Şekil 6.45 Ön Gövdenin Başvurma Hızı, $v= 50\text{km/s}$	110
Şekil 6.46 Arka Gövdenin Başvurma Açısı Değişimi, $v= 50\text{km/s}$	111
Şekil 6.47 Arka Gövdenin Başvurma Hızı Değişimi, $v= 50\text{km/s}$	111
Şekil 6.48 Ön Gövdenin Savrulma Açısı Değişimi, $v= 50\text{km/s}$	112
Şekil 6.49 Ön Gövdenin Savrulma Hızı Değişimi, $v= 50\text{km/s}$	113
Şekil 6.50 Arka Gövdenin Savrulma Açısı Değişimi, $v= 50\text{km/s}$	113

Şekil 6.51 Arka Gövdenin Savrulma Açısının Test Sonuçları ile Karşılaştırılması, $v= 50\text{km/s}$	114
Şekil 6.52 Arka Gövdenin Savrulma Hızı Değişimi, $v= 50\text{km/s}$	115
Şekil 6.53 Ön Tekerlerde Meydana Gelen Yanal Kayma, $v= 50\text{km/s}$	115
Şekil 6.54 Orta Tekerlerde Meydana Gelen Yanal Kayma, $v= 50\text{km/s}$	116
Şekil 6.55 Arka Tekerlerde Meydana Gelen Yanal Kayma, $v= 50\text{km/s}$	117
Şekil 6.56 Ön Tekerlere Etkiyen Yanal Kuvvet, $v= 50\text{km/s}$	118
Şekil 6.57 Orta Tekerlere Etkiyen Yanal Kuvvet, $v= 50\text{km/s}$	118
Şekil 6.58 Arka Tekerlere Etkiyen Yanal Kuvvet, $v= 50\text{km/s}$	119
Şekil 6.59 Ön Tekerlere Etkiyen Geri Çevirme Momenti, $v= 50\text{km/s}$	120
Şekil 6.60 Orta Tekerlere Etkiyen Geri Çevirme Momenti, $v= 50\text{km/s}$	120
Şekil 6.61 Arka Tekerlere Etkiyen Geri Çevirme Momenti, $v= 50\text{km/s}$	121
Şekil 6.62 MR Damper Kuvvet Değişimi, $v= 50\text{km/s}$	122
Şekil 6.63 MR Damperin Gerilim Değerinin Değişimi, $v= 50\text{km/s}$	122

TABLO LİSTESİ

Tablo 2.1 Direksiyon Kutusu Çevrim Oranları	19
Tablo 2.2 Araç Özellikleri	28
Tablo 2.3 Teker Özellikleri.....	28
Tablo 3.1 Test Senaryoları	30
Tablo 3.2 Tümsekten Geçme Test Senaryoları.....	40
Tablo 3.3 Şerit Değiştirme Test Senaryoları	42
Tablo 5.1 İki Akslı Otobüsün Taşıt Parametreleri.....	59
Tablo 5.2 Üç Akslı Körüklü Yolcu Otobüsün Taşıt Parametreleri.....	64
Tablo 5.3 Körük Sisteminin Parametreleri	65
Tablo 6.1 MR Damper Lugre Modeli Parametreleri	86
Tablo 6.2 Kontrolcü Modelde Kullanılan PID Katsayıları.....	88

Körüklü Ağır Ticari Yolcu Otobüsünün Araç Dinamiği Modelinin Oluşturulması ve Yanal Hareketinin Kontrolü

Erol ÇİFCİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Semih SEZER

Bu tez çalışması kapsamında, ağır ticari körüklü yolcu otobüsünün çoklu cisimler dinamiği modellemesinin oluşturulması, sanal modellerin testler ile doğrulanması, sanal model üzerinden aracın şerit değiştirmesi sırasında savrulma açısı değişiminin incelenmesi ve aracın yanal hareketinin kontrolü için kontrolcü geliştirilmesi bu çalışmasının temelini oluşturmaktadır. Farklı ağır ticari araçlar, binek araçlar ve askeri araçların sanal prototiplerinin oluşturulmasının yanı sıra farklı kontrolcü tipleri hakkında detaylı literatür araştırması yapılmış ve bunlardan yararlanılmıştır.

Çalışmanın ilk bölümünde, körüklü yolcu otobüsü hakkında genel bilgiler verilmiştir. Körüklü yolcu otobüsünün körük sisteminin sanal modelinin oluşturulmasının yanında körük sistemine ait kontrolcünün çalışma mantığı hususunda daha önce yazılmış olan makale, tez ve eğitim dokümanlarından kısa bilgiler aktarılmıştır.

İkinci bölümde, araç dinamiği analizleri kapsamında kullanılan ticari simülasyon programı olan Msc Adams/Car'ın çalışma mantığı hakkında bilgi verilmiştir.

Akabinde körüklü yolcu otobüsünün çoklu cisimler dinamiği modellerinin oluşturulması aşamaları ayrıntılı olarak aktarılmıştır.

Üçüncü bölümde, prototip körüklü yolcu otobüsünün teste hazırlanması aşamaları aktarılmıştır. Testler ile yol verisi toplanması kapsamında araç üzerinde enstrümantasyon yapılmıştır. Sensörlerin konumlandırılması ve toplanan verilerinin işlenmesinde kullanılan sinyal işleme yazılımlarıyla birlikte sinyal işleme adımları da aktarılmıştır. Ayrıca yapılan testlerin içeriği hakkında da kısa bilgiler verilmiştir.

Dördüncü bölümde, sanal ortamda yapılan simülasyonların sonuçları ve testler ile elde edilen sonuçlar karşılaştırılarak çoklu cisimler dinamiği modelleri doğrulanmaya çalışılmıştır. Bu doğrulama çalışması araca ait körük sisteminin kontrolcüsünün oluşturulması ve geliştirilmesi çalışmalarına temel oluşturacaktır.

Beşinci bölüm, körüklü yolcu otobüsünün matematiksel ifadesinin incelenmesi ve hareket denklemlerinin çıkarılması çalışmalarını kapsamaktadır.

Altıncı bölümde ise körük sisteminde MR damper kullanılması ve bu kapsamda Matlab/Simulink ortamında kontrolcünün geliştirilmesi çalışması detaylı incelenmiştir. Msc Adam/Car ortamında hazırlanan sanal araç dinamiği modeli ile Matlab/Simulink ortamında hazırlanan kontrolcünün eş zamanlı çalışması mantığı aktarılmıştır. Daha sonra araç dinamiği modeli ile körük sisteminin kontrolcüsünün eşzamanlı simülasyonları çalışmaları derinleştirilmiş ve simülasyonlar ile elde edilen sonuçlar, aracın körük sisteminin test sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Taşıt dinamiği, körüklü otobüs, Msc Adams, MR damper, taşıt kontrol

Vehicle Dynamics Modeling of the Articulated Heavy Commercial Passenger Bus and Control of the Lateral Movement

Erol ÇİFCİ

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Assoc.Prof.Semih SEZER

In this study, the creation of multi-body dynamics modeling of the heavy commercial articulated passenger bus and the verification of the models with tests, the development of the controller for the examination of the change of the angle of yaw during a lane change and the lateral control of the vehicle forms the basis of this thesis. Within the scope of this study, detailed literature research was conducted on different heavy commercial vehicles, passenger vehicles, military vehicles, and different controllers and these were used. Within the scope of this thesis, a new feasible method has been studied and proposed different from the articulated system and controller used in articulated passenger buses.

In the first part of the study, general information about the articulated passenger bus is given. It was written about the modeling of the articulated system of the articulated passenger bus and the operation of the controller and brief information was provided from the articles and training documents.

In the second part, information is given about Msc Adams / Car working logic, which is a commercial simulation program used within the scope of vehicle

dynamics analysis. Subsequently, the stages of creating multiple body dynamics models of the articulated passenger bus are detailed.

The third section scope the preparation phase of the articulated passenger bus, the prototype of which is produced, for testing. Within the scope of data collection with tests, test instrumentation was implemented on the vehicle. The signal processing software and signal processing steps to use for positioning the sensor used and processing the collected data is transferred. In addition, brief information about the content of the tests carried out within the scope of the test is given.

In the fourth section, multiple body dynamics models are tried to be verified by using simulation results and physical test results. This verification work will form the basis for the subsequent controller enhancements.

In the fifth section, it scopes the studies of the mathematical expression of the articulated bus and the extraction of motion equations.

In the sixth section, the use of MR damper in the articulated system and the enhancement of the controller in the Matlab/Simulink the environment in this context is examined in detail. Simultaneous operation of the vehicle dynamics model prepared in the Msc Aadam / Car environment and the control player prepared in the Matlab environment have been presented simultaneously. After that, simultaneous simulations of the vehicle dynamics model and the articulated system controller are deepened and the results are compared with the current results of the vehicle's articulated system obtained by tests.

Keywords : Vehicle dynamics, articulated bus, Msc Adams, MR damper, vehicle control

Otomotiv sanayinde taşıtların tasarlanması ve geliştirilmesi kapsamında taşıtın dinamiğinin değerlendirilmesi sürecinde iki yöntem kullanılmaktadır. Bunlar analitik ve ampirik yöntemlerdir. Ampirik yöntemde daha çok deneme yanılma ile hangi parametrelerin taşıt dinamiği üzerine etkisinin daha fazla olduğu belirlenmeye çalışılır. Özellikle bu tez kapsamında değerlendirilen körüklü yolcu otobüsü gibi ticari ağır taşıtlarda yapıların kompleks olmasından dolayı ampirik yaklaşımlar kolay olmamakla birlikte bizleri yanlış sonuçlara da kolaylıkla götürebilmektedir.

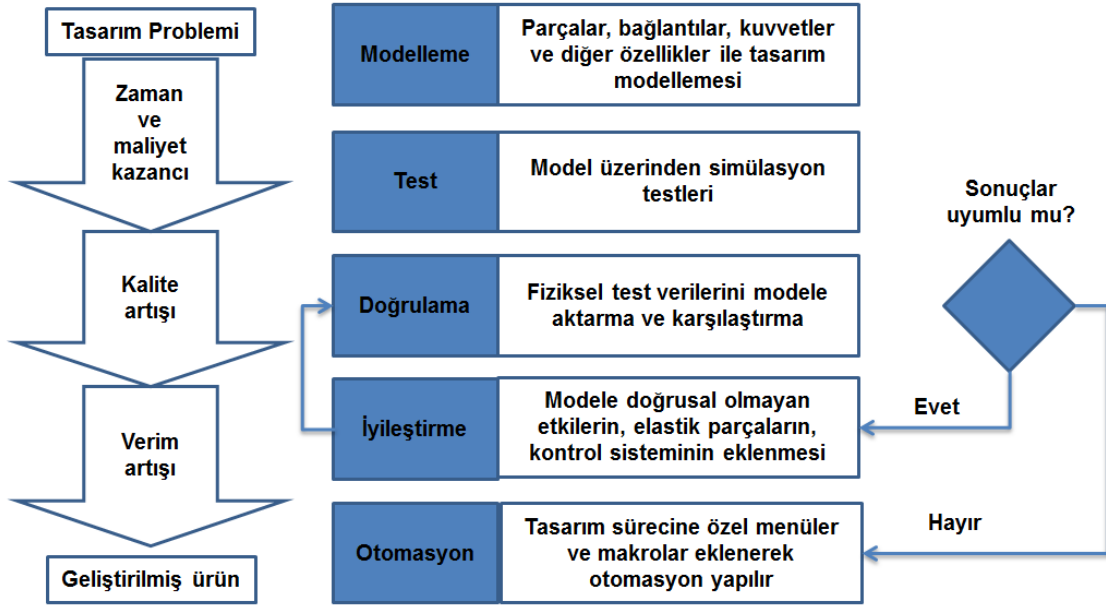
Özellikle körük sistemi gibi kendine ait kontrol algoritmaları olan sistemlerin tasarım parametrelerinin aracın dinamiği üzerine etkileri bilinmeden geçmiş tecrübelerle dayalı tasarımlar yapılması risk teşkil edebilmektedir. Bundan dolayı tasarlanan ve prototipi üretilen körüklü yolcu otobüsünün genel mekaniğini anlamak amacıyla analitik ve deneysel yöntemlerin birlikte kullanılmasına önem verilmelidir.

Araç dinamiği genel olarak otomobil, otobüs ve kamyon gibi araçların ivmelenme, frenleme, konfor, yol tutuş ve kontrol edilebilirliği ile ilgilenmektedir. Araçların dinamik davranışları, yerden lastikler aracılığı ile iletilen kuvvetlerle birlikte yerçekimi ve aerodinamik etkilerden olayı oluşturan kuvvetlere bağlıdır.

Otomotiv sanayisinde her geçen gün araç üreticileri arasında rekabet artmaktadır. Ayrıca kullanıcılardan gelen talepler dolayısı ile üreticiler üzerinde büyük baskılar oluşmaktadır. Üreticiler bu zorlu süreçlerin üstesinden gelebilmek ve rekabet gücünü arttırmak için farklı yöntemleri araştırma çabası içerisine girmişlerdir. Ürün geliştirme süreçlerini kısa tutmanın yanında daha kaliteli ve daha düşük maliyetli çalışmalara odaklanmış ve bunun sonucu olarak üreticiler araç geliştirme süreçlerinde daha fazla sanal model adımlarını kullanmaya başlamışlardır.

Tasarlanan araçların sanal prototipleri simülasyon ortamlarında oluşturulmaya ve aracın genel karakteristiği önceden belirlenmeye çalışılmaktadır. Araç geliştirme süreçleri sanal prototipler üzerinden ilerlenmesinin yanında, optimizasyon

süreçlerinin de aktif olarak kullanılmasıyla birlikte araçlarda istenilen ağırlık ve yakıt tüketimi gibi hedeflerde sanal modeller üzerinden değerlendirilmeye başlanmıştır. Böylelikle üreticiler kendi proje süreçlerinde zaman ve maliyet avantajı sağlamışlardır. Sistemlerin otomotize edilmesi ve optimizasyon süreçlerinin de geliştirilmesi çalışmaları yürütülmektedir. Şekil 1.1’de simülasyon süreçlerinde sanal prototipin geliştirilmesi şematik olarak görülmektedir.



Şekil 1.1 Sanal Model Geliştirme Süreci [1]

Msc Adams (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems), simülasyon ortamında araç modelleri oluşturmada en yaygın olarak kullanılan ticari paket programıdır. Bu tez kapsamında körüklü yolcu otobüsünün çoklu cisimler dinamiği modeli de Msc Adams/Car çalışma ortamında kurulmuştur. Msc Adams ticari paket programı otomotivin dışında havacılık, raylı sistemler, makine ve robotik gibi bir çok alanda yaygın olarak kullanılmaktadır. Özellikle otomotiv sektörüne yönelik özelleşmiş modülleri olan Adams/Car, otomotiv üreticilerinin arge birimlerinde araç geliştirme süreçlerinde aktif kullanılmaktadır. Bu tez kapsamında, Msc Adams/Car ortamında modellenen körüklü yolcu otobüsünün sistem parametreleri ticari gizlilikten dolayı ya değiştirilmiş ya da belirli katsayılar ile çarpılarak paylaşılmıştır.

Körüklü yolcu otobüsünün şerit değişimi sırasında aracın yanal kontrolünü sağlamak için geliştirilen kontrolcü modeli ise Matlab/Simulink programının

Çalışma ortamında oluşturulmuştur. Kontrolcü ve çoklu cisimler dinamiği modeli birleştirilerek eşzamanlı simlasyonlar yapılmış ve bu sonuçlar mevcut kontrolcüye sahip aracın test sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

Tez kapsamında yapılan çalışmaları kısaca:

Bölüm 1’de tezin amacı ve modelleme süreçleri, araç dinamiği değerlendirmeleri ile kullanılan paket programlar tanıtılmıştır.

Bölüm 2’de çoklu cisimler dinamiği modellerinin oluşturulması aşamaları anlatılmıştır.

Bölüm 3’de prototip aracı üzerinden yol verilerinin toplanması ve toplanan bu verilerin işlenmesi aşamaları aktarılmıştır.

Bölüm 4, oklu cisimler dinamiği sonuçları ile test sonuçlarının karşılaştırılması aşamalarını kapsamaktadır.

Bölüm 5’de Körüklü yolcu otobüsünün tek izli matematik modelinin ve durum-uzay modelinin oluşturulması çalışması yapılmıştır.

Bölüm 6’da sanal prototipte kullanılmak üzere Matlab/Simulink paket programı ortamında kontrolcü oluşturma ve eşzamanlı simülasyonların yapılmasını kapsayan çalışmalar yürütülmüştür. Akabinde eşzamanlı simlasyonlar ile elde edilen sonuçlar prototip aracının test sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır.

1.1 Literatür zeti

Taşıt dinamiği ve kontrolü ilgili olarak çok fazla çalışma yapılmış ve yayınlanmıştır. Bundan dolayı bu çalışmada sadece tez kapsamında olan çalışmalardan bahsedilmiştir. Segel (1993) yaptığı çalışmalarda taşıt dinamiğinin tarihsel gelişimini  dönemde özetlemiştir. [2]

Taşıtın icadından 1930’un başlarına kadar olan süreç birinci dönemdir.

- Bu dönemde taşıtın sürüş karakteristiği kapsamında yapılan çalışmalar tecrübe ve deneyimlerle incelenmiştir.
- n tekerin salınımları tecrübe edinilmiş ve sürüş performansının önemi kavranmıştır.

1930'un başlarından 1953 kadar olan süreç ikinci dönemdir.

- Bu dönemde basit teker modelleri kurulmuş ve kayma açısı tanımı yapılmıştır.
- Az yönlendirme ve çok yönlendirme kavramları tanımlanmıştır.
- Kararlı dönüş için iki serbestlik dereceli model kurulmuştur.
- Sürüş performansı testleri ve bağımsız süspansiyonun tasarlanması gibi süreçler bu dönemde olmuştur.

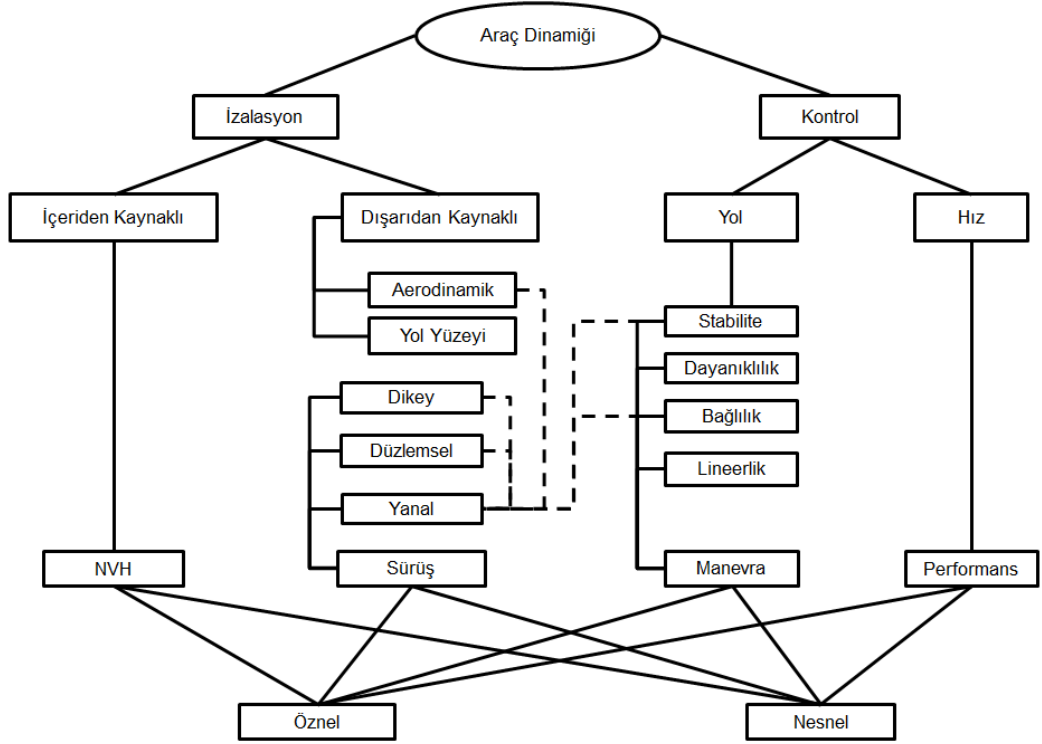
1953'ten 1993'e kadar olan süreç üçüncü dönemdir.

- Teker karakteristiği detaylı olarak araştırılmaya başlanmıştır.
- Manevra, stabilite ve dönüş analizleri daha geniş kapsamda yapılmaya başlanmıştır
- Sürüş performansı üzerine çalışmalar yapılmıştır.

Araç dinamiğini performans, sürüş konforu ve manevra olmak üzere üç ana başlıkta inceleyebiliriz.

Manevra kabiliyeti aracın dönüş karakteristiği ile ilgilidir. Sürücü tarafından verilen dönüş manevrasına karşın aracın stabilitesi ve kontrol edilebilirliği incelenir. Sürüş konforu kapsamında ise yoldan gelen bozucu etkilerin sürücüye ve araca olan etkileri incelenir.[3]

Blundell ve Harty ise taşıt dinamiğinin makinelerin iki ana alanıyla ilgilendiğini belirtmişler ve Şekil 1.2' de olduğu gibi alt ana kollara ayırmışlardır. [4]



Şekil 1.2 Taşıt Dinamiği Etkileşim Alanları [4]

Daha öncede ifade edildiği üzere taşıt dinamiği ve kontrolü üzerine çok fazla akademik çalışma vardır. Bu tez kapsamında ağırlıklı olarak körüklü yolcu otobüsünün manevra kabiliyeti ve kontrolü ile ilgilenilmiştir. Dünyada taşıt dinamiği ve kontrolü üzerine çok fazla çalışma olsa da körüklü yolcu otobüsünün yanal dinamiği ve özellikle körük sisteminin kontrolcüsü üzerine yapılan çalışma sayısı oldukça azdır. Bu kapsamda daha önce araç dinamiği, kontrol, MR damper ve eş zamanlı simülasyonlar üzerine yapılan çalışmalar incelenmiş ve çalışmacıların üzerinde durdukları konular irdelenmiş ve tez kapsamında bu çalışmalardan yararlanılmıştır.

Tez kapsamında incelenen çalışmalar:

“ Araç Dinamiği Modellerinin Geliştirilmesi ve Savrulma-Devrilme Engelleyici ” başlıklı tez çalışmasında, istenmeyen savrulma ve yalpa dinamiği davranışlarının azaltılması yönelik doğrusal ve doğrusal olmayan araç modelleri oluşturulmuştur. Aracın yalpa ve devrilme karakteristiğini kontrol etmek için geri beslemeli kontrolcü çalışması yürütülmüştür. [5]

Ayçiçek, yüksek lisans tezi kapsamında Msc Adams/Car kullanılarak BMW 750 aracının çoklu cisimler dinamiği modeli kurulmuştur. Model üzerinden aracın seyir

dinamiğine etki eden parametreler değerlendirilmiştir. Ayrıca test sonuçları ile kurulan çoklu cisim dinamiği sonuçları körele edilmeye çalışılmıştır. [6]

“ 8x8 Ağır Ticari Taşıtın Süspansiyon Sistemlerinin Modellenmesi ve Taşıt Dinamiğine Etkilerinin Optimizasyonu ” başlıklı yüksek lisans tezinde öncelikle 8x8 aracının tam taşıt modelleri Msc Adams/Car ortamında hazırlanmıştır. Matlab/Simulink ortamında da 1/8 taşıt modeli kurularak süspansiyon sisteminin parametreleri genetik algoritma kullanılarak optimize edilmeye ve sürüş konforu arttırılmaya çalışılmıştır. [7]

Mehmet Eren UYANIK yaptığı yüksek lisan çalışmasında aktif arka aks yönlendirme kontrolünü irdelemiştir. Bu incelenen kontrolcünün farklı kontrolcülere göre avantajı, aracın manevra kabiliyetini arttırmış ve aracın konforunu iyileştirmiştir. Yapılan çalışmalarda araç modeli olarak tek izli lineer taşıt modelleri ve Adams/Car ortamında kurulan çoklu cisimler dinamiği modelleri ile eşzamanlı simülasyonlar yapılmıştır. Adams/Car ile yapılan eş zamanlı simülasyonların tek izli araç modellerine oranla daha iyi sonuç vermiştir. [8]

“ Design and Optimizaton of Anti-Roll Bar ” başlıklı yüksek lisans tezinde Mariappa, araçlarda kullanılan burulma çubuğunu sonlu elemanlar ile modellemiş ve burulma sertlik değerini analizler ile bulmuştur. Burulma çubuğunun burulma setliğini ayrıca teorik olarak da hesaplanmış ve analizler ile bulunan sonuçla karşılaştırılmıştır. Çalışmalar sonucu elde ettiği burulma sertlik değerlerini çoklu cisimler dinamiği ile modellediği burulma yayına tanımlanmıştır. [9]

“ The Damper Levels İnfuluence on Vehicle Roll, Pitch Bounnce and Cornering Behaviour of Passenger Vehicle ” başlıklı yüksek lisans tezinde Albinsson, öncelikle aracın matematiksel modelini kurmuş akabinde matematik model sonuçları ile test sonuçlarını karşılaştırmıştır. Matematiksel modeller üzerinden aracın süspansiyon sistemindeki amortisör sönüm karakteristiği ile aracın yalpa, başvurma ve sıçrama durumlarını optimize etme çalışması yapmıştır.[10]

“ Co-Simualtion of Full Vehicle Model in Adams and Anti-Lock Brake System Model in Simulink ” başlıklı tez çalışmada, Msc Adams çalışma ortamında kurulan çoklu cisimler dinamiği modeli ile Matlab/Simulink ortamında tasarlanan kontrolcü ile aracın fren sistemi modellenmiş ve eş zamanlı simülasyon yapılmıştır. Bu

yöntemle aracın ABS sistemi geliştirilmeye çalışılmış ve gerçekçi sonuçlar elde edildiği belirtilmiştir. Projelerde karşılaşılan hataları ve zaman kaybını önlemek için eşzamanlı simülasyon mantığı bu uygulamalar için önerilmiştir. [11]

“ Suspension Design Feasibility Study of Light Commercial Vehicle in Adams/Car ” başlıklı tezi kapsamında Kumar, aracın çoklu cisimler dinamiği modelini taşıt modelleme alanda özelleşmiş paket program olan Adams/Car ortamında kurmuştur. Msc Adams /Car içerisindeki mevcut farklı manevra tipleri ile aracın süspansiyon sistemini incelemiş ve ayrıca Adams içerisinde bulunan “ Event Builder ” seçeneğini kullanarak direksiyon açısının değiştirilebileceğini göstermiştir. [12]

Benget JACOBSON taşıt dinamiği üzerine yazdığı ders notlarında taşıtın yanal dinamiği denklemlerinin çıkarılmasını detaylı olarak incelemiştir. Ayrıca körüklü taşıtlar için matematiksel modeller oluşturmuş ve denklemlerini türetmiştir. Bu tez kapsamında körüklü yolcu otobüsünün tek izli araç modeli kurularak yanal denklemlerinin çıkarılmasında bu ders notlarından detaylı olarak yararlanılmıştır. Ek olarak körük sisteminin denklemleri de buradaki denklemlere eklenmiş ve geliştirilmiştir. Jacobson’ın yaptığı çalışmalarda ve yazdığı ders notlarının bölüm 4’ünde taşıtların yanal dinamiğini detaylı olarak incelemiştir. [13]

“ Model-Based Articulated Damping Control ” başlıklı tez çalışması SCANIA firması ile birlikte yapılmıştır. Özellikle körüklü yolcu otobüsü kontrolcüsü üzerine yazılan en kapsamlı tezlerdendir. Bu tez çalışmasında körüklü yolcu otobüsü için model tabanlı artikülasyon sönümleme kontrolü yaklaşımı yapılmıştır. Ayrıca tez çalışması mevcut basit bir araç modelinin araştırılması ve basit model üzerinden artikülasyon sönümleme kontrolörünün tasarlanması ile etkilerinin değerlendirilmesini içermektedir. Hedef olarak da SCANIA otobüslerinde (ACS5) kullanılan mevcut sistemden daha iyi bir sistem tepkisi veren kontrolcü tasarlamaktır. Simülasyon sonuçları üzerinden hangi parametrenin kullanılacağı veya kullanılamayacağı da tartışılmaktadır. Araştırmalar ve yapılan çalışmalar sonucunda ise simülasyon ortamı kullanılarak yapılan kontrolcü geliştirmelerinde elde edilen yeni kontrolcünün ACS5’den daha iyi sonuç verdiği görülmüştür. [14]

Milani 2013’ de yaptığı yüksek lisans tezinde, yarı treyler olarak nitelendirdiğimiz taşıtların tekerleklerine uygulanan aktif yönlendirme kontrolünün, taşıtın manevra

kabiliyetlerini geliştirmesi ile dengesini iyileştirmesindeki potansiyeli araştırılmıştır. Bu alışma kapsamında farklı sürüş simülasyonu modelleri incelenmiş ve çalışmanın amaç ve kapsamına uygun olan bir model tüm ayrıntıları ile Matlab/Simulink ortamında oluşturulmuştur. "Doğrusal Quadratik Regülatör" (LQR) kontrol mantığı kullanılarak treylerin düşük hızlarda yanal kaymalarını en aza indirmeye çalışmıştır. Bunun yanında yüksek hızlarda aracın yalpa ve savrulma karakteriştiğı de azaltılmaya çalışılmıştır. " LQR " da kullanılan ağırlıklandırma katsayıları, " Kuantum Parçacık Sürüş Optimizasyonu " yöntemiyle bulunmuştur. Aktif yönlendirme kapsamında iki farklı kontrol algoritması modele uygulanmış ve sonuçlar aktif yönlendirme uygulanmayan model ile karşılaştırılmıştır. Aktif yönlendirme kontrolü ile yapılan çalışmalar daha iyi sonuç vermiştir. [15]

Szumilas ve arkadaşları " Method of Controlling Innovative Articulation for Articulated Vehicle " başlıklı yayınlanan makalelerinde körüklü yolcu otobüsün tek izli taşıt modelini kurmuşlardır. Körük sisteminde sönümleme yapan amortisörlerin hidrolik sisteminin matematiksel modelini çıkarmışlardır. Oluşturdukları kontrol algoritması ile körük sisteminin geliştirilmesi amaçlanmıştır. Kurulan modelin simlasyonları için ticari paket programlardan olan LabView kullanılmıştır. [16]

Magnetorheological (MR) titreşim sönümleme sistemleri ilk olarak 1940'larda keşfedilmiş ve Jacob RABINOW tarafından geliştirilmeye başlanmasına karşın bu alandaki yoğun çalışmalar daha çok 1990'dan sonra gerçekleşmiştir. Bu sistemler yarı aktif sönümleme elemanları olarak kullanılır iken pasif sistem elemanları olarak da kullanılabilirler. Mehdi AHMADIAN 1990 yıllarda ğrencisi ile birlikte yaptığı çalışmada ağır ticari kamyonların dönme açısının geliştirilmesinde Fuzzy kontrol algoritması kullanmıştır. Magnetorheological (MR) akışkanlar günümüzde birçok alanda kullanılmaktadır. Bunların başında titreşim sönümleme elemanları olan amortisörler gelmektedir. MR teknolojisi büyük ölçüde otomotivde kullanılsa da diğerk yandan yapı sektörü, makine ve havacılık gibi sektörlerde de yaygın olarak kullanılmaktadırlar. Bu tez kapsamında MR damper gerilimi PID kontrolü ile kontrol edilmiştir.

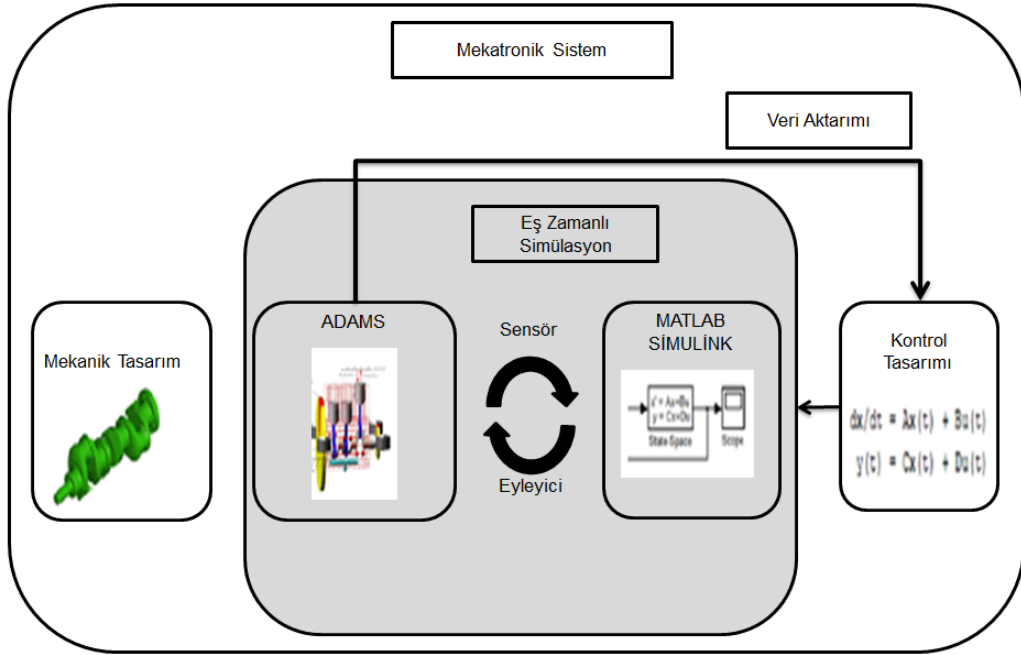
Murat ULUKAPI 2005' de yaptığı yüksek lisans tez çalışmasında, taşıtın konfor ve yol tutuş karakteristiğini geliştirmek amacı ile yarı aktif süspansiyon sistemini incelenmiştir. MR damperin matematiksel modellerini Matlab/Simulink ortamında kurmuş akabinde Skyhook, groundhook ve hibrit kontrolcüler kullanılmıştır. Sonuçlar değerlendirildiğinde skyhook düşük frekanslarda konfor açısından olumlu sonuç verir iken yüksek frekanslarda olumlu sonuç vermemiştir. Groundhook kontrolcüsü yüksek frekanslarda konfor açısından olumlu bulunmuştur. Yapılan çalışmalarda yarı aktif süspansiyon modelleri pasif süspansiyona oranla daha iyi sonuçlar verdiği de ifade edilmiştir. [17]

“ Fuzzy-PID Controller for Semi-Active Vibration Control Using Magnetorheological Fluid Damper ” başlıklı yayınlanan makalede, çeyrek taşıt modeli kurulmuştur ve MR damper kullanılarak yoldan gelen bozucu etkiler sönümlemeye çalışılmıştır. MR damperin akımı başlangıçta PID ile kontrol edilmiştir. PID kontrollü modelin kontrolsüz modele oranla daha iyi olduğu fakat PID'nin sabit PID kazançları nedeniyle değişen koşullarda tatmin edici sonuç vermediği gözlemlenmiştir. Kazanç parametrelerini uyarlanabilir olması için bulanık mantık (Fuzzy) kullanılmıştır. Böylelikle değişen koşullara uyarlanabilir PID kazanç parametreleri elde edilmiştir. Bu yöntemle MR damperden daha iyi sonuç elde edilmiştir. [18]

“Teker Dinamiğinin İncelenmesi ” başlıklı ders notlarında teker dinamiğine ait temel kavramlar aktarılmış ve hareket denklemleri çıkarılmıştır. Yuvarlanma direnci, kuvvet bağlantı katsayısı ve kuvvet bağlantı katsayısı ile kayma arasındaki ilişki tanımlanmıştır. Taşıta ait hareket denklemleri detaylı olarak çıkarılmış ve taşıta etkiyen kuvvetler irdelenmiştir. [19]

“ Manyetoreolojik (MR) Sıvılı Yarı-Aktif Bir Amortisörün Tasarımı ve Prototip İmalatı ” konulu doktora tezinde MR sıvıların çökelme kararlılığının sönümleme üzerindeki etkisi ve manyetik alanın sıvılar üzerindeki etkileri incelenmiştir. En uygun sönümleme yapan MR damper sıvısı konsantrasyonu sonucu ile çeyrek taşıt modeli kurularak sonuçlar pasif sistem süspansiyonu sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Akımın artması ile sönüm kuvvetinin arttığı gözlemlenmiştir. Fakat amortisör hızının artması ile MR damper sıvısının dinamik kuvvet değerlerinin azaldığı ifade edilmiştir. [20]

“ Using of Co-simulation Adams-Simulink for Development of Mechatronic Systems ” başlıklı bildirisinde Brezina ve arkadaşları mekatronik bir sistemin Adams ve Matlab kullanarak eşzamanlı simülasyon ile geliştirilmesi üzerine yoğunlaşmışlardır. Geliştirme süreçlerinde eşzamanlı simülasyonların çok faydalı bir teknik olduğu vurgulanmıştır. Bu yöntemin mekatronikte olduğu gibi robotik, araç ve kompleks mekanik yapıların dinamik davranışlarını kontrol edebilmek için kontrol sistemleri ile birlikte kullanılabileceği vurgulanmıştır. Adams ve Matlab’ın mekatronik sistemlerde kullanım tekniğini Şekil 1.3’de ki gibi tasvir etmişlerdir.



Şekil 1.3 Mekatronik Sistemin Eşzamanlı Simülasyonu [21]

Çalışmalarının sonuç bölümünde mekatronik sistemlerin geliştirilmesinde ve optimizasyonunda çok faydalı bulunduğunu ve gerçek bir mekatronik sistemin sanal prototipi üzerinden çok fazla simülasyon yapılabileceğini ve bunun da zaman ve maliyet açısından çok faydalı olacağı belirtilmiştir. [21]

“ Adams/Simulink interface for Dynamic Modeling and Control of Closed Loop Mechanisms ” başlıklı yazılan makalede dinamik model Msc Adams/View çalışma ortamında kurulmuştur ve kontrol modeli Matlab/Simulink kullanılarak oluşturulmuştur. Farklı kontrol stratejileri altında mekatronik sistemin simülasyonu yapılmış ve kurulan sistemi dengeye getirmek için PD kontrolcünün yeterli olduğu belirtilmiştir. Yine bu makalede de kompleks mekanizmaların

tasarımının ve test edilmesinin eşzamanlı yöntemle yapılmasının iyi bir yöntem olduğu ve iyi sonuçlar verdiği belirtilmiştir. [22]

Daha önceki yapılan çalışmaları incelediğimizde görüyoruz ki eşzamanlı simülasyonlar mekatronik sistemlerinde ve taşıt sistemlerinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Kompleks tam taşıt modellerinin kurulmasında Msc Adams/Car çalışma ortamının kullanılması büyük kolaylık sağlamakta iken kontrolcü tasarımı bir o kadarda zordur. Bunun yanında Matlab/Simulink çalışma ortamı kontrolcülerin tasarlanmasında kolaylık sunmakta iken taşıt modellerinin kurulması sürecini de uzatmaktadır. Ayrı ayrı olarak hazırlanan taşıt modeli ve kontrolcü modelleri iki ayrı program arasında kurul bağlantı sayesinde hem proje süreçlerini kısaltmakta hem de sanal prototipler üzerinden yapılacak geliştirmelere olanak sağlamaktadır.

1.2 Tezin Amacı

Tez kapsamında yapılan çalışmalar neticesinde, tasarlanan ve geliştirme çalışmaları yapılan körüklü yolcu otobüsünün sanal prototiplerinin oluşturulması, sanal prototiplerin testler ile doğrulanması, taşıt dinamiği parametrelerinin iyileştirilmesi amaçlanmıştır. Bunun yanında aracın şerit değişimi sırasında arka gövdenin savrulmasını önleyen körük sistemi kontrolcüsünün oluşturulması yine bu tez kapsamında belirlenen hedeflerdendir. Mevcut körük sistemleri hidrolik sistemler olarak tasarlanmakta ve üretilmektedir. Bu körük sistemlerinin kendilerine ait özel kontrolcüler bulunmaktadır. Bu kontrolcüler sayesinde iki gövdeye sahip olan otobüsler şerit değişimi sırasında aracın arka gövdesinin savrulmasını önlemekte ve aracın şerit değişimi sonrası hızlı bir şekilde kararlı hal almasını sağlamaya çalışmaktadır.

Bu tez kapsamında körük sisteminde sönmülemeyi yapacak sistemler hidrolik yerine daha hızlı tepki veren MR damper olarak modellenmiş ve MR damper gerilimi PID kontrolcü ile ayarlanmıştır. Oluşturulan bu kontrolcü modelinin performansının taşıtın yanal hareketi üzerine olan etkisi araştırılmıştır. Yapılan çalışmalarda tam aracın çoklu cisimler dinamiği modelinin kurulması ile tasarlanan kontrolcü modeli, eş zamanlı olarak çalıştırılması da amaçlanmıştır. Geliştirilmek istenen kontrolcü modeli ile eşzamanlı simülasyon mantığı

kullanılarak aracın yol tutuş ve konfor özelliklerinin arttırılması istenmektedir. Bunun yanında ön, orta ve arka tekerlerde meydana gelen yanal kuvvet ve kayma açıları da azaltılıp daha stabil bir sürüş performansı oluşturulması da hedeflenmiştir.

1.3 Hipotez

Körüklü yolcu otobüsleri ön ve arka gövdeyi birbirine bağlayan körük sisteminden oluşmaktadır. Körüklü yolcu otobüsünün çoklu cisimler dinamiği modelindeki körük sistemi, aracın şerit değişimi sırasında arka gövdenin yanal hareketini kontrol etmek amacıyla kullanılan iki adet damperden oluşmaktadır. Bu damperler MR damper olarak modellenerek aracın arka gövdesinin yanal hareketi daha efektif olarak kontrol edilebilir. Ayrıca arka tekerlerin yanal kaymaları ile yanal kuvvet değerleri de azaltılabilir. MR damper sıvısına gerilim uygulanması ile MR damper sıvısının viskozitesi hızlı bir şekilde arttırılarak sönümleme kuvveti çok küçük bir zaman diliminde oluşturulabilir. MR damper gerilimi PID kontrolcüsü ile kontrol edilip aracın şerit değişimi sırasında ön ve arka gövdenin savrulma açıları ile yanal hareketlerin azaltılabileceği gibi aracın şerit değişimi sonrasında daha hızlı kararlı hal alması sağlanabilir. Aracın hızlı bir şekilde kararlı hal alması ile aracın yalpa açısındaki ve başvurma açısındaki salınımlarda azaltılarak aracın daha konforlu olması sağlanabilir.

Yolcu Otobüsünün Çoklu Cisimler Dinamiği Modellerinin Oluşturulması

Yolcu taşımacılığında kullanılan ağır ticari taşıtlarda konfor ve taşıtın yol tutuşu bir uyum içerisinde olmalıdır. Bu kapsam da yapılan çalışmaların kalitesini arttırmak ve ticari maliyetleri azaltmak amacıyla ilk aşamada taşıta ait sistemlerin, prototip üretimi ve testler öncesinde, sanal modeller ile geliştirme çalışmaları yapılmaktadır. Körüklü yolcu otobüsleri ön ve arka gövde olmak üzere iki gövdeden oluşmakta ve iki gövde kendine özgü kontrolcüsü olan körük sistemi ile bir birine bağlanmaktadır. İlk kapsamda Msc Adams/Car ortamında oluşturulacak olan körük sistemi mekanik olarak modellenenecektir. Daha sonraki aşamalarda geliştirilecek olan kontrolcüler sisteme dahil edilerek çoklu cisimler dinamiği modeli ile kontrolcünün eşzamanlı çalışması sağlanacaktır.

İlk aşamada Msc Adams/Car builder ortamında araca ait direksiyon sistemi, süspansiyon sistemleri ve mekanik körük sistemleri ayrı ayrı modellenenecektir. Akabinde tüm alt sistemler Adams/Car standard interface ortamında birleştirilerek yarım araç ve tam araç modelleri oluşturulacaktır. Model oluşturulma aşamasında ön, orta ve arka süspansiyona ait hava körüğü, amortisör ve bumpstop gibi alt sistemlerin sertlik ve sönüm gibi parametreleri ile lastik parametreleri nonlinear olarak sanal modele eklenmiştir.

Sanal ortamda kurulan çoklu cisimler dinamiği modelleri ile hem yarım araç düzeyinde hem de tam taşıt araç düzeyinde belirli analizler yapılmış aracın hem kinematiği hem de kinetiği incelenmiştir.

2.1 Körüklü Yolcu Otobüsü

Bu tez kapsamında ağır ticari körüklü yolcu otobüsünün çoklu cisimler dinamiği modeli oluşturuldu. Akabinde aracın şerit değişimi sırasında arka gövdenin savrulmasını önleyen körük sisteminin kontrolcüsünün geliştirilmesi ve aracın belirli hızlarda şerit değişimini daha kararlı ve güvenli bir şekilde yerine getirmesi

sağlanmıştır. Bu araçlar yoğun hatlarda ve daha yüksek yolcu kapasitelerine ihtiyaç duyulan toplu taşımacılıkta kullanılmaktadır.

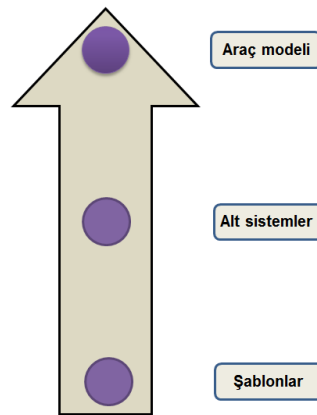


Şekil 2.1 Körüklü Yolcu Otobüsü [23]

2.2 Msc Adams/Car Çalışma Ortamı

Msc Adams/Car taşıt dinamiği kapsamında kendine ait araç sistemleri kütüphanesi olan ve bu alanda farklı simülasyonlara imkan sağlayan ticari bir yazılım programıdır. Program iki arayüzden oluşmaktadır ve bunlar standart ile expert arayüzleridir.

Kullanıcıların kendi özel sistemlerinin şablonlarını oluşturdukları arayüz expert arayüzüdür. Standart arayüzünde ise kullanıcılar oluşturdukları şablonları kullanarak hem yarım taşıt hem de tam taşıt araç modelleri kurabilecekleri gibi program kütüphanesinden hazır şablonları da seçip kullanabilirler. Adams/Car çalışma ortamında taşıtların modellerinin oluşturulması algoritması Şekil 2.2’de görüldüğü gibidir. [7,11,12]



Şekil 2.2 Adams/Car Araç Modeli Oluşturma Mimarisi

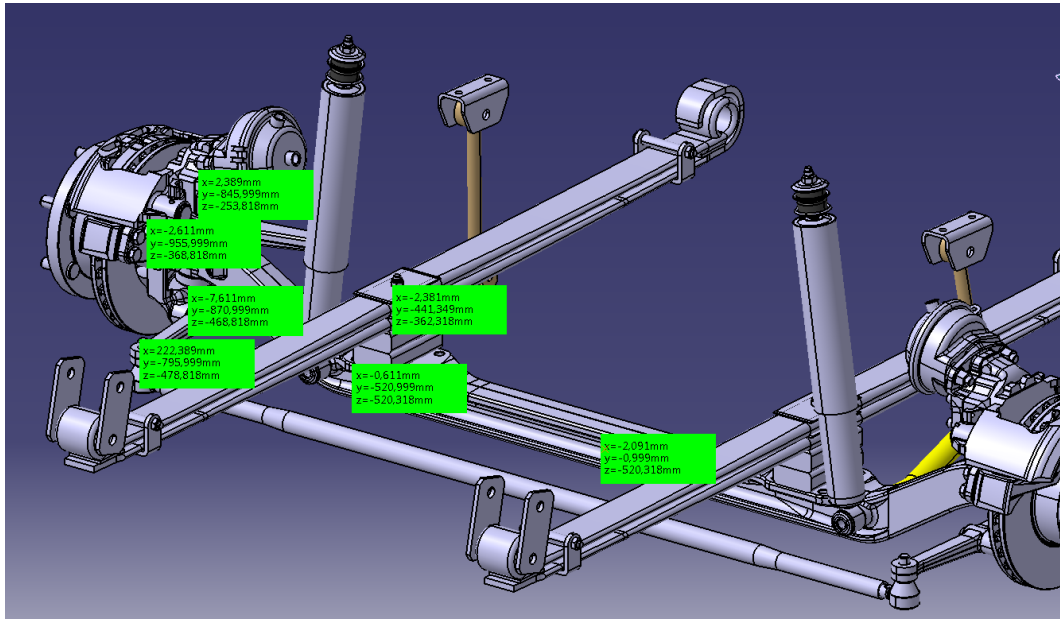
2.2.1 Şablonlar Sistemlerinin Oluşturulması

Bu kapsamda sırasıyla aşağıdaki uygulamalar yapılmalıdır.

- Konum noktalarının CAD çizim üzerinden alınması
- Uzunların mafsallar ile tanımlanması
- Uzunlara kütle ve atalet momentlerinin tanımlanması

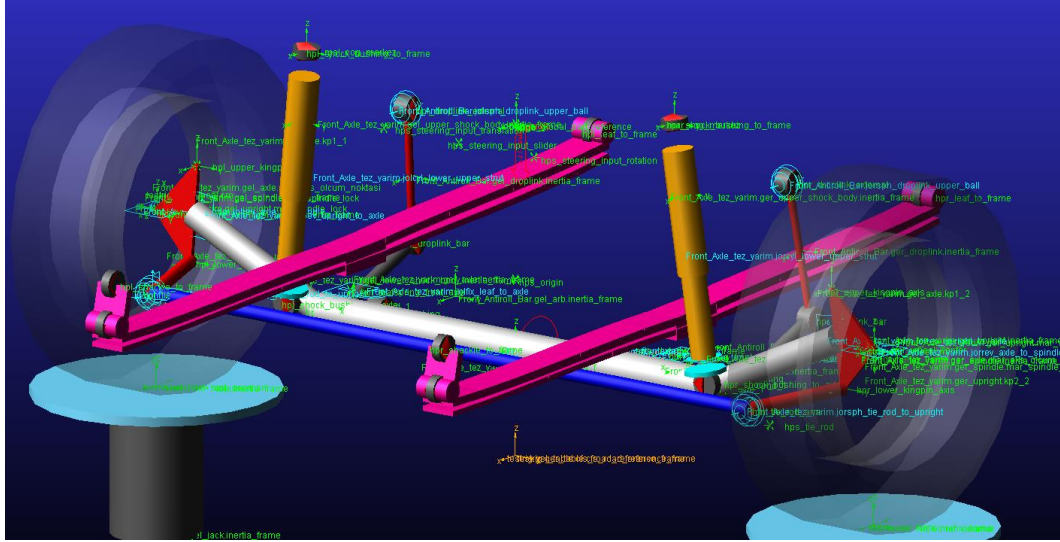
Modellenmesi istenilen süspansiyon sisteminin CAD modelleri Catia programında açılmalıdır. Süspansiyon da yer alan makas, hava körüğü, viraj çubuğu, amortisör vb. parçaların aks ve şasi üzerine bağlantı koordinatlarına noktalar kümesi tanımlanır. CAD model üzerinde tanımlanan noktalar kümesi örnek olarak Şekil 2.3’de gösterildiği gibi olmalıdır ve noktalar kümesi, Adams/Car programına yüklenmelidir.

Eğer modellenen süspansiyon sistemi ile benzer geometriye sahip modeller Adams/Car kütüphanesinde yok ise, noktalar birbirlerine gerekli uzunlar ile bağlanmalıdır. Eğer benzer süspansiyon modeli kütüphanede var ise, sadece Adams/Car sanal modelindeki konum koordinatları değiştirilmelidir.



Şekil 2.3 CAD Model Üzerinden Alınan Noktalar Kümesi

Adams/Car sanal modeli oluşturulurken, CAD modelin üzerinden alınan noktalar sadece uzunların başlangıç ve bitiş koordinatlarını ifade ederler. Uzunların (linkler) birbirlerine veya şasiye bağlantıları sırasında Şekil 2.4’de gösterildiği gibi mafsallar (bağlantı elemanları) tanımlanmalıdır.



Şekil 2.4 Adams/Car Sanal Model Gösterimi

Mafsal uzuvların birbirlerine göre bağıl hareketine izin verecek kısıtlamalar getirmektedir. Toplamda 3 öteleme, 3 adette dönme hareketi olduğu bilindiğine göre; her bir mafsal bir veya birden fazla serbestlik derecesi vermektedir. Sistemin geometrik olarak hazırlanmasından sonra, her bir uzvun atalet momentleri ve kütle bilgileri Şekil 2.5'te gösterildiği gibi girilmelidir. Belirlenen bilgilerin doğru olması analizlerin doğru sonuç vermesi açısından önemlidir.

Mass	100.0	☐ Off-Diagonal Terms
Ixx	1.38256E+005	
Iyy	3.978E+006	
Izz	3.978E+006	
CM location relative to Part	0.0,0.0,0.0	
Density	☒ Material ☐ User Entered	
Material Type	steel	
Symmetric	☒ yes ☐ no	

Şekil 2.5 Uzuvlara Ait Atalet ve Kütle Tanımlanması

2.2.2 Alt Sistemlerin Oluşturulması

Şablon dosyasının oluşturulmasından sonra, şasiye bağlanan amortisör, hava körüğü veya varsa süspansiyona bağlanan makas, viraj çubuğunun bağlantı koordinatlarına “ mount part ” tanımlanmalıdır. Mount partlar “ input communicators ” yani girdi olarak haberleşme elemanı görevini görmektedir. Süspansiyona bağlanacak olan viraj çubuğu veya makaslar ile süspansiyonun bağlanacağı şasi üzerinde mount partlar ile aynı isimde olacak çıkış haberleşme elemanları (output communicators) oluşturulmalıdır.

Oluşturulan bu haberleşme elemanlarının uyumluluğu test edilmelidir. Birbirine bağlanacak 2 şablon dosyasında birbiri ile eşleşen haberleşme elemanları Şekil 2.6’da gösterildiği gibi olacaktır. İstenilen eşleşme olmamış ise haberleşme elemanları kontrol edilmelidir.

```
!----- Matched communicators: -----  
  
Communicator Matching Name: leaf_to_axle_rear  
  Input Communicator Name: ci[1r]_leaf_to_axle_rear  
    Located in: _rear_axle  
  Output Communicator Name: co[1r]_leaf_to_axle  
    Output from: _rear_leaf_c3
```

Şekil 2.6 Haberleşme Elemanlarının Uyum Kontrolü

Diğer yandan her şablon için bir minor ve major rol tanımlanmalıdır. Major rol, şablon dosyasının süspansiyon, viraj denge çubuğu veya makas vb. sistem olduğunu ifade ederken. Minor rol ise, örnek olarak tanımlanan süspansiyon veya makasın ön ya da arka süspansiyonda olduğunu ifade eder. Tanımlanan işlemler yapıldıktan sonra, şablon dosyaları alt sistem dosyalarına dönüştürülebilir.

2.2.3 Tam Araç Modelinin Oluşturulması

Alt sistemler oluşturulduktan sonra, tam araç modeli oluşturulmalıdır. Tam araç modeli oluşturulurken aşağıdaki adımlar takip edilmelidir.

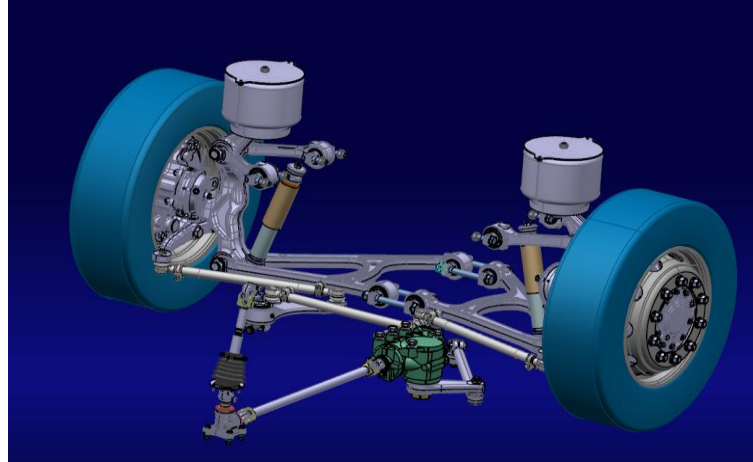
- Her bir alt sistemin major ve minor rolleri kontrol edilmelidir.
- Her bir alt sistemin haberleşme elemanları (communicators) kontrol edilmelidir.
- Modeli oluşturulan aracın referans koordinatları ile Adams/Car modelinin referans koordinatları birbirine eşit olmalıdır.

- Her bir alt sistemin uzaydaki konumu doğru değil ise, alt sistemler kaydırılarak doğru konuma getirilmelidir.
- Tam araç modeli oluşturulduktan sonra, modelin koşması kontrol edilmelidir. Model koşmuyor ise programın verdiği hata çözülmelidir.
- Stabilite hatası var ise, makas, hava körüğü veya amortisörün sertlik ve sönüm eğrileri kontrol edilmelidir.

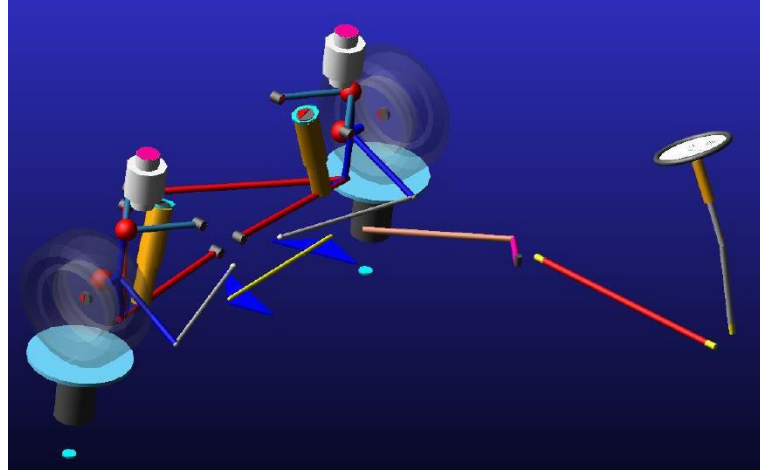
2.3 Körüklü Otobüsün Araç Dinamiği Modellerinin Kurulması

2.3.1 Ön Süspansiyon ve Direksiyon Sistemlerinin Modellenmesi

Şekil 2.7’de görülen ön düzen geometrisi oluşturulmaya başlanır iken ilk olarak parçaların birbirleri ile bağlantı noktaları, belirli bir referans sistemine göre tanımlayan “ konum noktası ” kordinatlarına girilir. Sistem kinematiği oluşturulduktan sonra modelde bulunan elastik parçaların, damper, hava yayları doğrusal olmayan olarak özellikleri modele eklenir. Özellikle modeldeki hava yayları karakteristikleri adyabatik olarak belirlenen özellikleri de modele eklenir. Ayrıca sisteme ait ağırlık bilgileri ile kütleli atalet moment bilgileri de CAD çizimden alınarak modele eklenmiştir.



Şekil 2.7 Ön Süspansiyon ve Direksiyon Sistemi Görseli



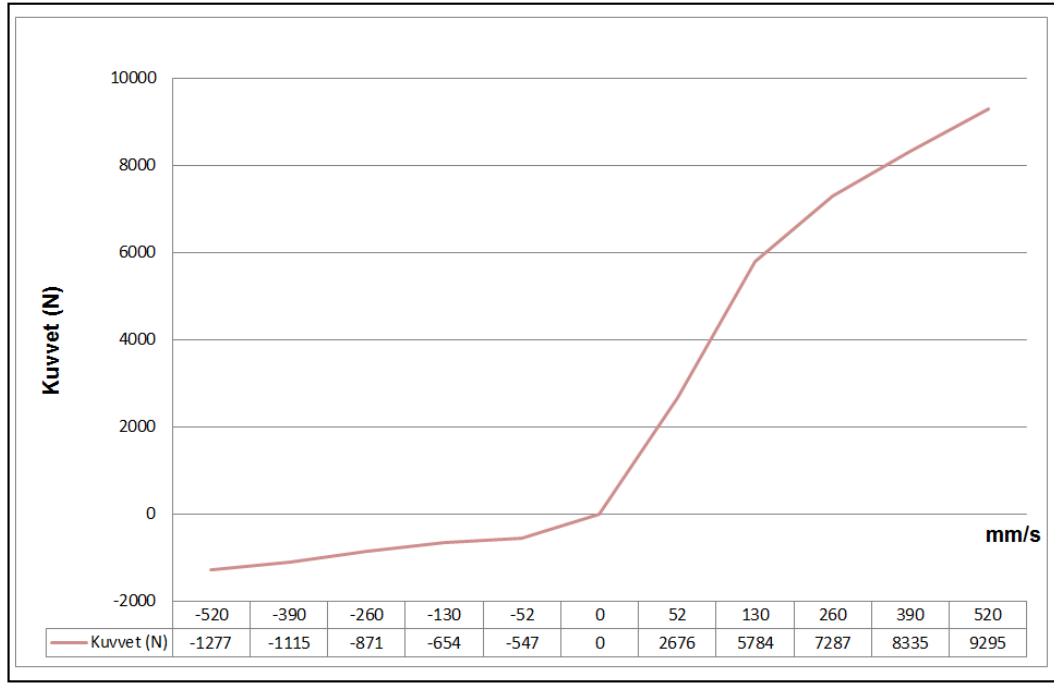
Şekil 2.8 Çoklu Cisim Dinamiği Modeli

Ön süspansiyon sistemi ve direksiyon sistemi birleştirilerek yarım taşıt modeli oluşturulmuştur. Direksiyon simidi ile girilen tur açısına karşın tekerlerin dönüş açılarını belirleyen direksiyon kutusu dişli oranları birebir olarak çoklu cisimler modeline eklenmiştir.

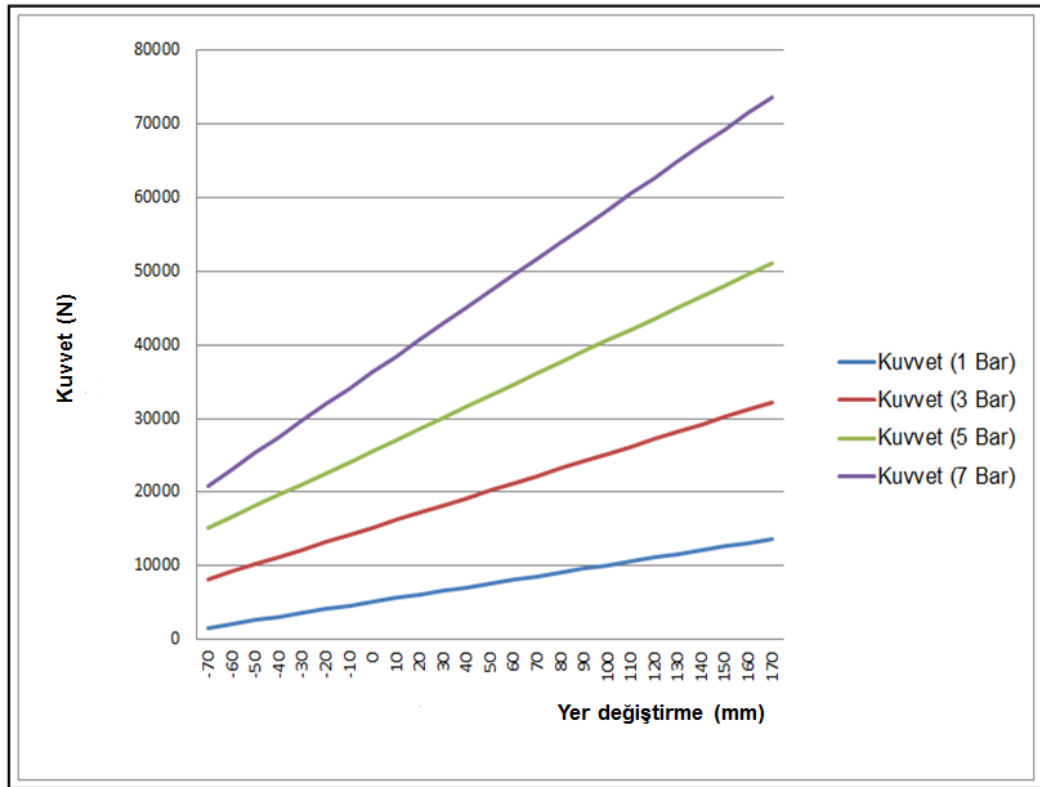
Tablo 2.1 Direksiyon Kutusu Çevrim Oranları

Direksiyon simidi turu	3,1	0	3,1
Pitman kolu hareket açıları	47	0	47
Direksiyon kutusu oranı	26,2	22,2	26,2
150 Bar basınçta ve %90 verimde hidrolik moment	6726 Nm	5717 Nm	6726 Nm

Amortisör karakteristikleri, hıza bağlı olacak şekilde kuvvet grafiği test sistemi ile çıkarılmış ve modele eklenmiştir.



Şekil 2.9 Msc Adams Amortisör Kuvvet-Hız Grafiği



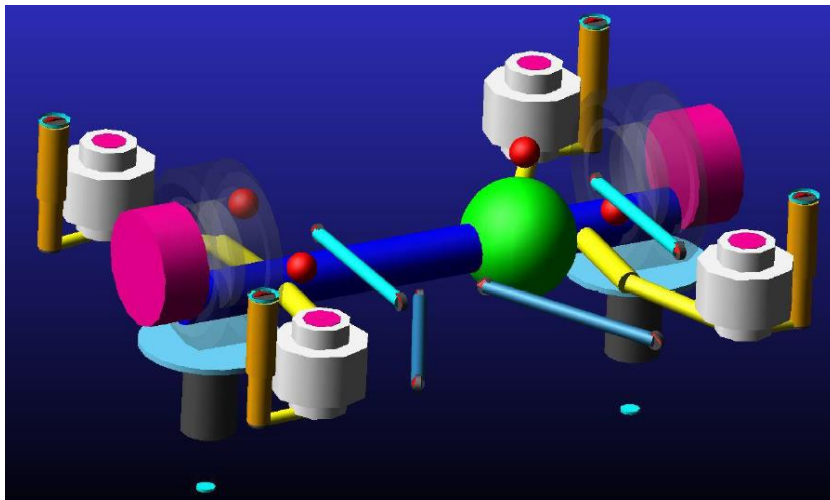
Şekil 2.10 Ön Süspansiyon Sistemine Ait Hava Yayı Karakteristiği

2.3.2 Orta ve Arka Süspansiyon Sistemi

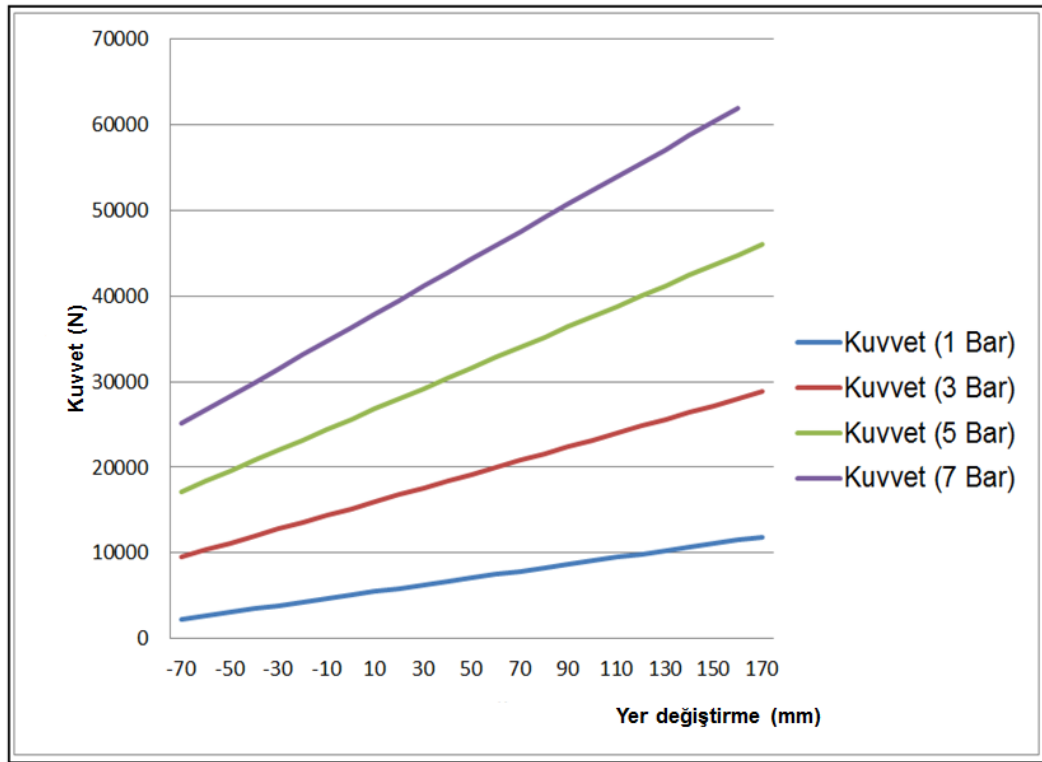
Orta ve arka süspansiyon sistemi kinematik olarak birbirine benzemektedir. Fakat hava yaylarının ön yükleme bilgisi ve amortisör karakteristikleri farklılık göstermektedir. Ön düzen geometrisinde anlatıldığı gibi burada da elastik parçaların karakteristikleri modele eklenerek model elastokinematik hale dönüştürülmüştür. Ayrıca kütle ve kütle atalet moment bilgileri de modele eklenmiştir.



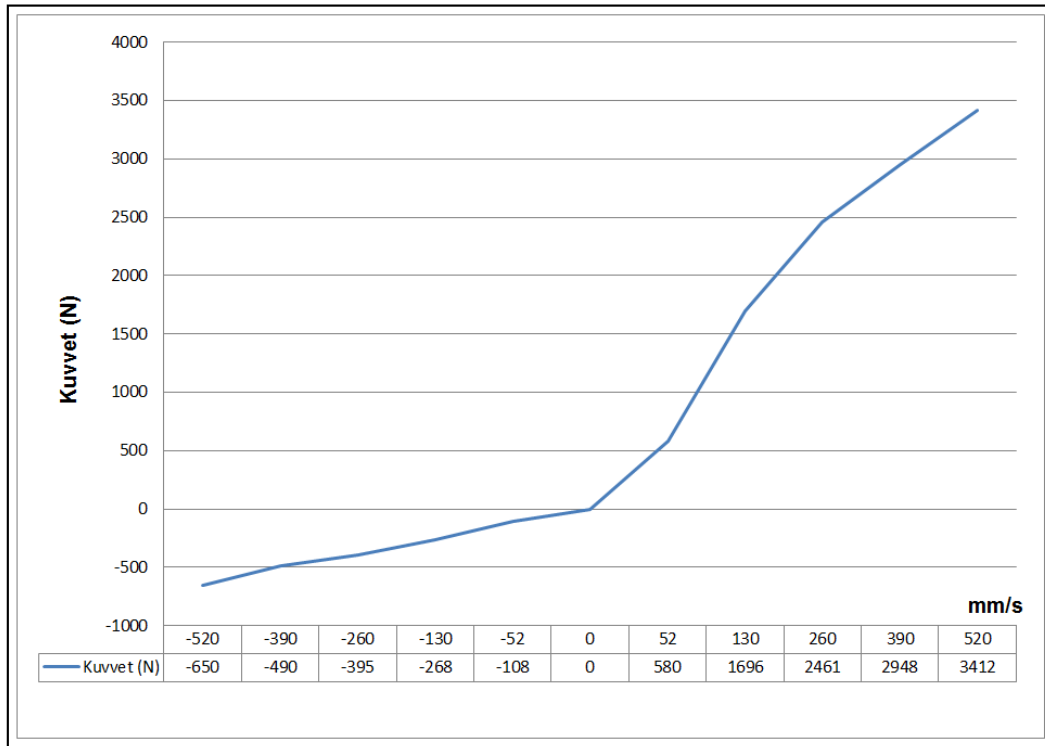
Şekil 2.11 Orta ve Arka Süspansiyon Sistemine Ait Görsel



Şekil 2.12 Orta ve Arka Süspansiyon Sistemine Ait Çoklu Cisim Dinamiği Modeli



Şekil 2.13 Orta ve Arka Süspansiyon Sistemine Ait Hava Yayı Karakteristiği



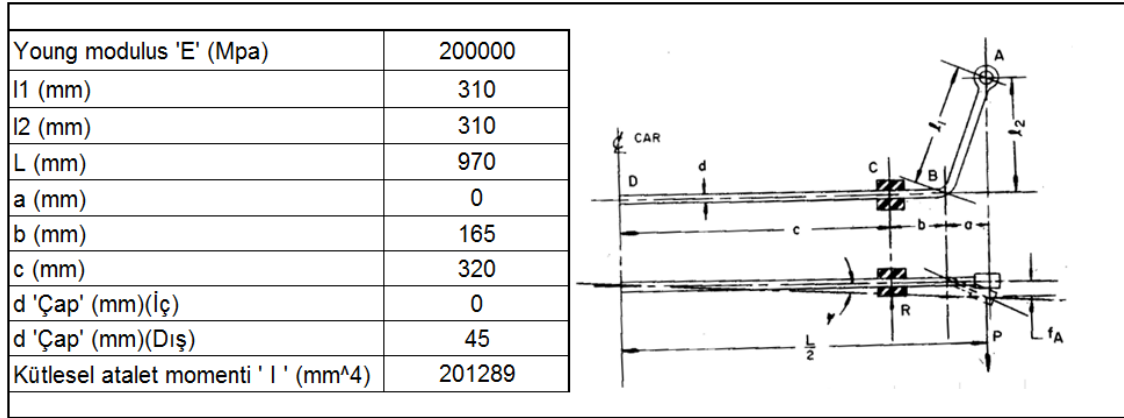
Şekil 2.14 Orta ve Arka Süspansiyon Sistemine Ait Amortisör Kuvvet Hız Grafiği

2.3.3 Orta ve Arka Süspansiyon Sisteminin Viraj Demiri

Araçlar virajı alırken sağa sola devrilmesini önlemek için kullanılan sistemler viraj denge çubuklarıdır. Viraj denge çubuğu için devrilme çubuğu, viraj çubuğu, stabilizatör veya yanal kontrol çubuğu gibi isimler de kullanılır. Bu çalışmada viraj denge çubuğu için burulma sertliği (torsional stiffness) değeri ilk olarak teorik olarak hesaplanacaktır. Daha sonra ise kurulan sonlu elemanlar modeli ile sonuçlar doğrulanacaktır.

2.3.3.1 Teorik Hesaplamalar

Şekil 2.15’de verilen değerlere göre teorik olarak hesaplamada ilk olarak f_a değeri hesaplanacaktır. Bu teorik hesaplamalar SAE tarafından yayınlanan hesaplama metodudur. [9]



Şekil 2.15 Viraj Çubuğu Teorik Hesaplamaları

$$f_a = \frac{m \cdot g}{3 \cdot E \cdot I} \left(l_1^3 - a^3 + \frac{L}{2} \cdot (a + b)^2 + 4 \cdot l_2^2 \cdot (b + c) \right) \quad (2.1)$$

$$f_a = \frac{1000}{3 \cdot (210000) \cdot (201288,959)} \cdot \left(310^3 - 0^3 + \frac{970}{2} \cdot 165^2 + 4 \cdot (310^2) \cdot (485) \right) \quad (2.2)$$

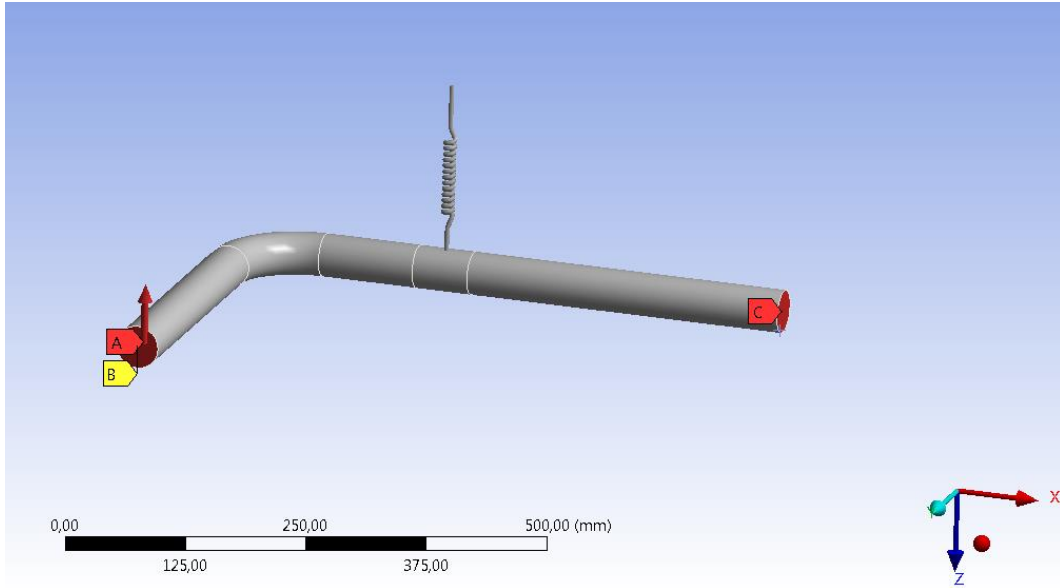
$$f_a = 1,80 \text{ mm} \quad (2.3)$$

Yapılan teorik hesaplamalar sonucunda 1,80 mm, bir yer değiştirme hesaplanmıştır. Bulunan bu yer değiştirmeye göre burulma sertliği değeri hesaplanacak olursa:

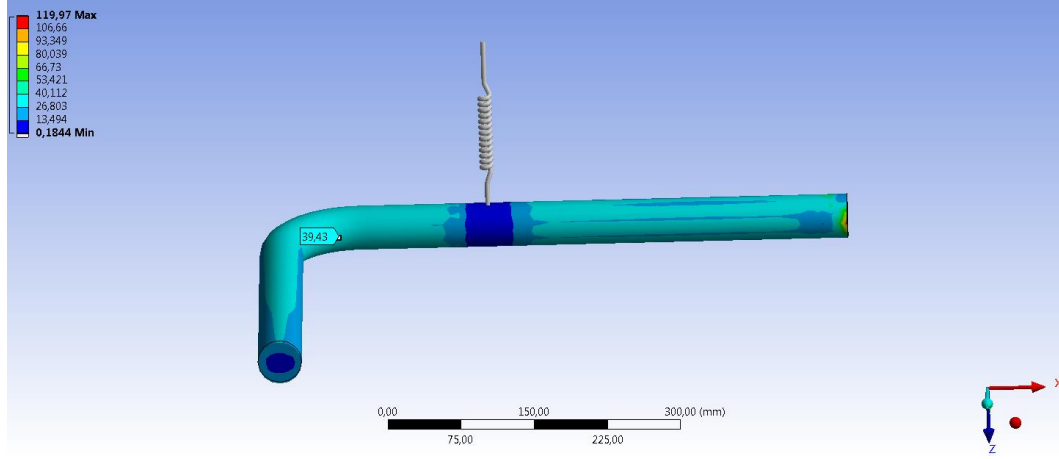
$$\text{Torsional stiffness} = \frac{P \cdot L^2}{2 \cdot f_a} = \frac{1000 \cdot (970)^2}{2 \cdot (1,80)} = 261361 \text{ Nm/rad} \quad (2.4)$$

2.3.3.2 Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Burulma Sertliğinin Bulunması

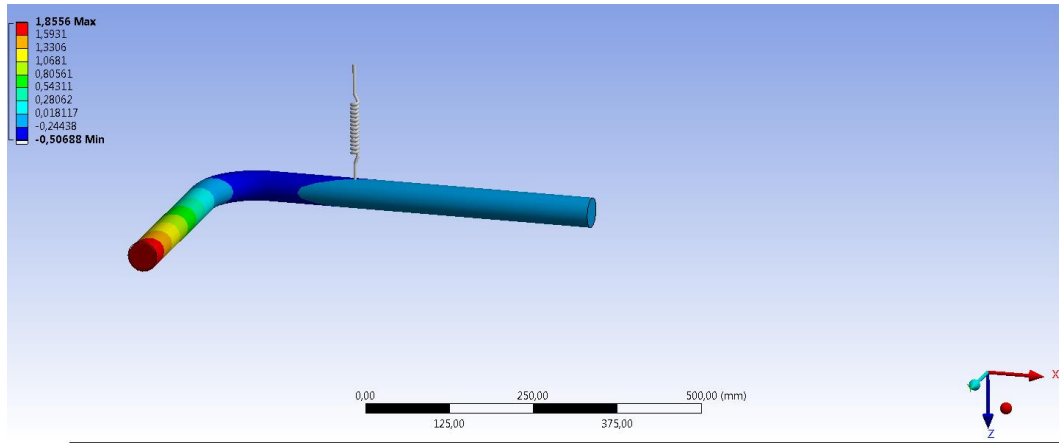
İlk olarak kurulan modelin sınır şartları Şekil 2.16'da görülmektedir. A noktasından etki etmesi koşulu ile 1000N kuvvet uygulanmıştır. B noktalarından ise hareket kısıtlamak için deplasman sınır şartı uygulanmıştır. B noktasındaki sınır şartı olarak x, y eksenlerinde 0mm'lik deplasman girilmiş ve z ekseninde öteleme serbestliği serbest bırakılmıştır. Dönmede ise x ekseninde dönme serbestliği verilir iken y ve z eksenlerinde dönme serbestliği kısıtlanmıştır. Şasiye yatakladığı noktadaki elastik parçalar yay olarak modellenmiş ve yay katsayısı olarak da 1500N/mm değeri girilmiştir. C noktasından simetrik şartı tanımlanmıştır. Kullanılan eleman tipi ise kuadratik hexahedral elemanlardır. [9]



Şekil 2.16 Viraj Çubuğu Sınır Şartları



Şekil 2.17 Viraj Çubuğu İçin Gerilme Dağılımı



Şekil 2.18 Viraj Çubuğu İçin Deformasyon Bilgisi

Şekil 2.18’da ki sonuçlar incelendiğinde maksimum deformasyonun 1,87 mm olduğu gözükmemektedir.

Bulunan bu değere göre tekrar burulma sertliği değeri hesaplanacak olursa:

$$f_a = 1,85 \text{ mm} \quad (2.5)$$

$$\text{Torsional stiffness} = \frac{mgL^2}{2.f_a} = \frac{1000.970^2}{2.(1,85)} = 254297 \text{ Nm/rad} \quad (2.6)$$

Bu çalışmada araçlarda bulunan viraj denge çubuğunun teorik ve sonlu eleman modellerinin “ Burulma Sertliği ” değerleri için çeşitli hesaplamalar yapılmıştır. Teorik hesaplamalar yapıldıktan sonra sonlu elemanlar ile sonuçların doğruluğu kontrol edilmiş ve aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır.

Yapılan hesaplamalar sonucunda:

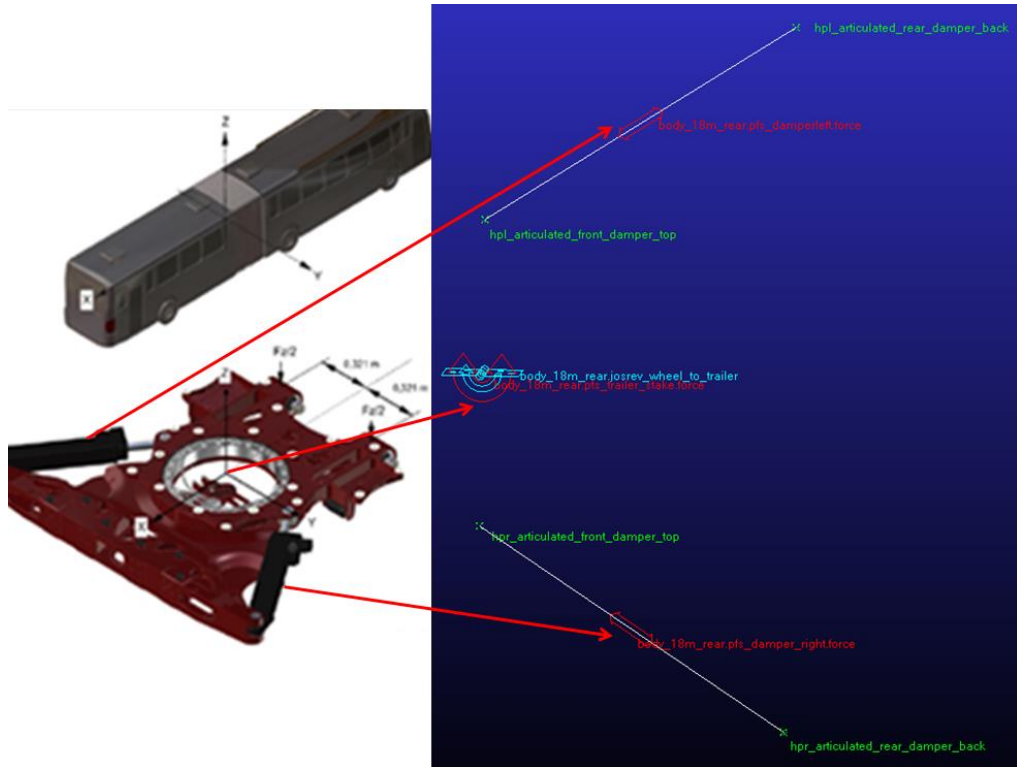
$$\text{Torsional stiffness}_{\text{teorik}} = 261361 \text{ Nm/rad} \quad (2.7)$$

$$\text{Torsional stiffness}_{\text{sonlu elemanlar}} = 254297 \text{ Nm/rad} \quad (2.8)$$

Teorik hesaplama ve sonlu elemanlar modeli sonuçları arasında hata payı hesaplandığında % 2,7 mertebelerinde olduğu görülmektedir. Parçadaki çeşitli ufak ölçüm hataları, sonlu elemanlar ile oluşturulan modelin yakınsaması, teorik hesapta yapılan kabuller gibi etkenler düşünüldüğünde % 2,7 oranında bir hata payının kabul edilebilir olduğu gözükmemektedir.

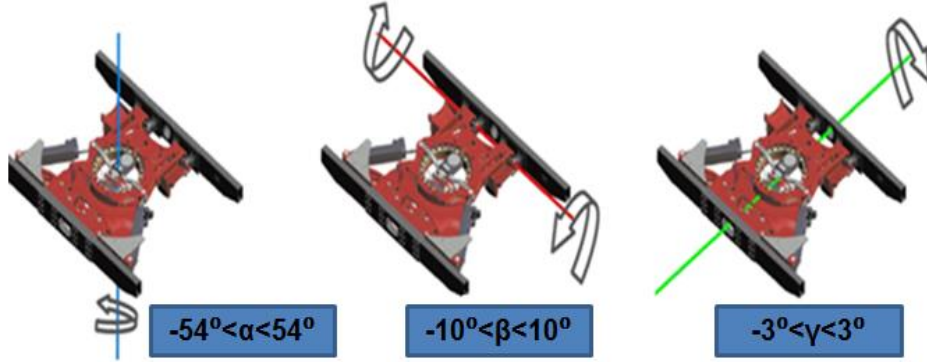
2.3.4 Körük Sisteminin Modellenmesi

Körük sistemi ön ve arka gövdeleri birbirine bağlamaktadır. Körük modelinin sağ ve solunda iki adet damper bulunmaktadır. Sistemin kendisine ait kontrolcüsü sayesinde damperlerin sönüm oranlarını belirlemektedir. Araç ani şerit değişimi sırasında aracın savrulmasını önlemek amacıyla kontrolcüler devreye girmekte ve aracın stabilitesini sağlamaktadır. [23]



Şekil 2.19 Körük Sisteminin CAD ve Çoklu Cisimler Dinamiği Modeli [23]

Şekil 2.20’de gösterilen körük sistemi serbestlikleri çoklu cisimler modeline de eklenmiş ve bu çalışma sınırları içerisinde kalmasına dikkat edilmiştir.

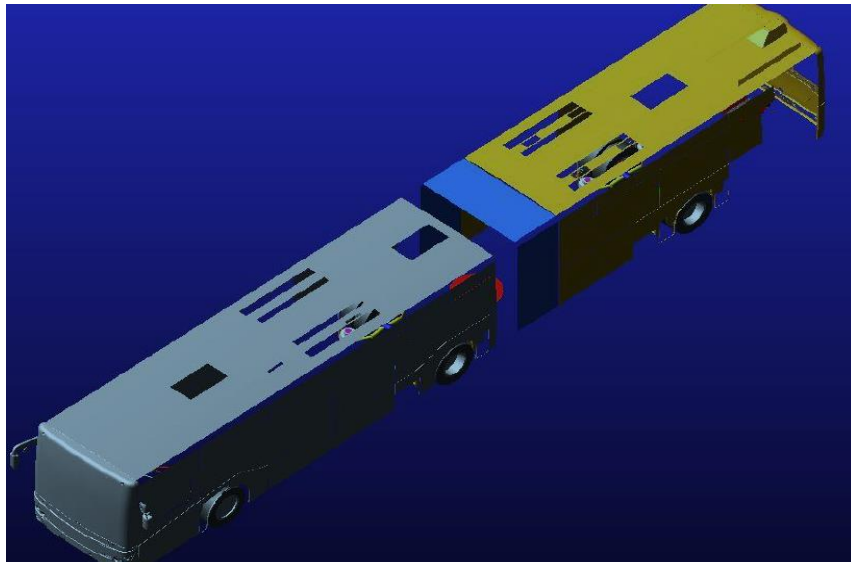


Şekil 2.20 Körük Sisteminin Sınır Koşulları [23]

2.3.5 Gövdenin Çoklu Cisimler Dinamiği Modelinin Oluşturulması

Öbeklenmiş kütle yaklaşımı ile ön ve arka gövdenin tüm ağırlık ve kütle atalet bilgileri ağırlık merkezine tanımlanmıştır. “Msc Adams running full-vehicle analysis and adjustment mass” yöntemi kullanılarak ağırlık bilgisi hızlı bir şekilde ideal konumuna getirilmiştir. [24]

Tüm alt sistemler ve körük sistemi gövde ile birleştirilmiştir. Körüklü otobüsün tam taşıt modeli Şekil 2.21’de gösterildiği gibidir.



Şekil 2.21 Tam Taşıt Modeli

Tablo 2.2 Araç Özellikleri

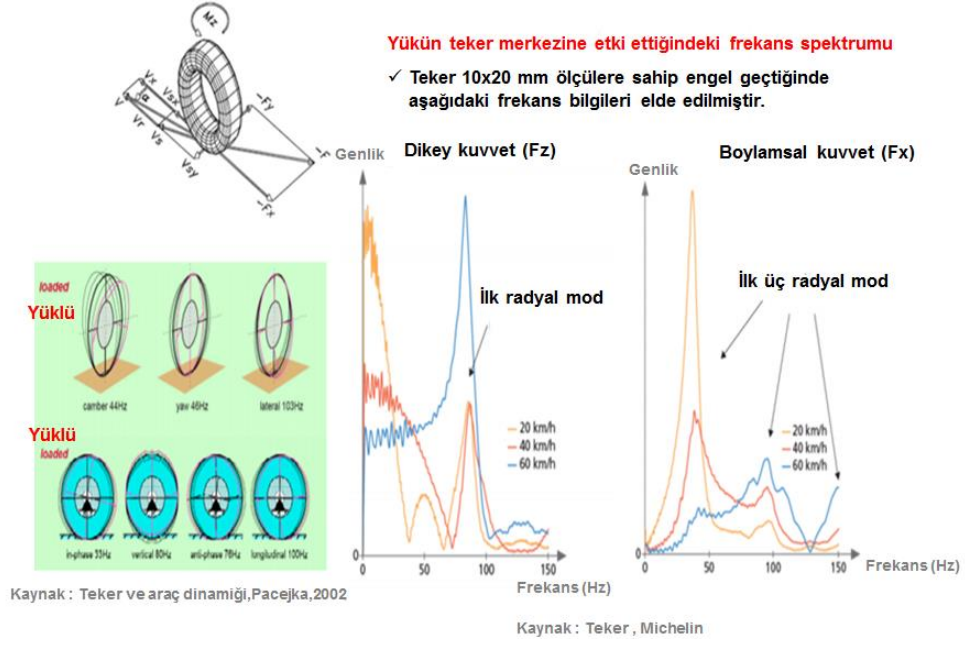
Araç Bilgileri			
Araç ağırlığı (Kg)	16733		
Kütle merkezi (mm)	x=7479	y=-3	z=438
Kütleli atalet momentleri (kgmm ²)	I _{xx} =5,55E10	I _{yy} =1,38E12	I _{zz} =1,42E12

2.3.6 Teker Dinamiği

Msc Adams/Car tekerlek modellerinden daha yüksek frekans aralığına sahip olduğu için “ Belt Dynamics ” modeli seçilmiş ve “ Adams/Tire Contact Methods 3D Enveloping ” kontak algoritması kullanılmıştır. Kayış dinamiği teker frekans spektrumu Şekil 2.23’de gösterilmiştir. [19,25]

Tablo 2.3 Teker Özellikleri

Lastik modeli	275/70R22,5
Statik yüklü yarıçapı	499mm
Dış çapı	968mm
Dönme çevresi	2952mm
Lastik ilk şişirme basıncı	130psi
Hız sembolü ve yük endeksi	148/145j



Şekil 2.22 Kayış Dinamiği Teker Frekans Spektrumu

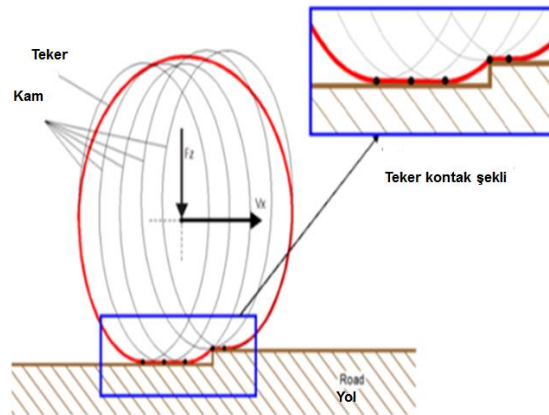
Teker kayış dinamiği frekansları > 15Hz ve teker tipimiz 275/70R22,5 olarak belirlenmiş ve çoklu cisim modeli oluşturulmuştur.

Tekerin slip açısı:

$$\alpha = \text{atan}\left(\frac{V_{sy}}{V_x}\right) \quad (2.9)$$

denkleminde hesaplanır. V_{sy} tekerin yanal hızı, V_x ilerleme çizgisel hızıdır.

Teker ile yol arasında basit tek bir noktadan temasın sağlandığı modellerin olduğu gibi, birçok noktadan temasın sağlandığı karmaşık temas modelleri de mevcuttur.



Şekil 2.23 3D Yüzey Kontağı [24]

Prototip Araç Üzerinden Yol Verisinin Toplanması

3.1 Test Enstrümantasyonu

Proje kapsamında, körüklü aracın araç dinamiği testlerinin yapılması hedeflenmiştir. Testin ilk etabında farklı hızlarla bir engel üzerinden geçiş yapılarak süspansiyon sisteminin yer değiştirmeleri hesaplanmıştır. Testin ikinci etabında farklı hızlarla şerit değiştirme testi uygulanmış bu sırada otobüsün körükten sonraki gövdenin ağırlık merkezinin körükten önceki gövdeye göre yaptığı açı değişimi ölçülmüştür. Testin üçüncü etabında yol verisi toplamak amacıyla otobüsün üzerine belirli noktalara ivmeölçer sensörler yerleştirilmiştir.[11]

Tablo 3.1 Test Senaryoları

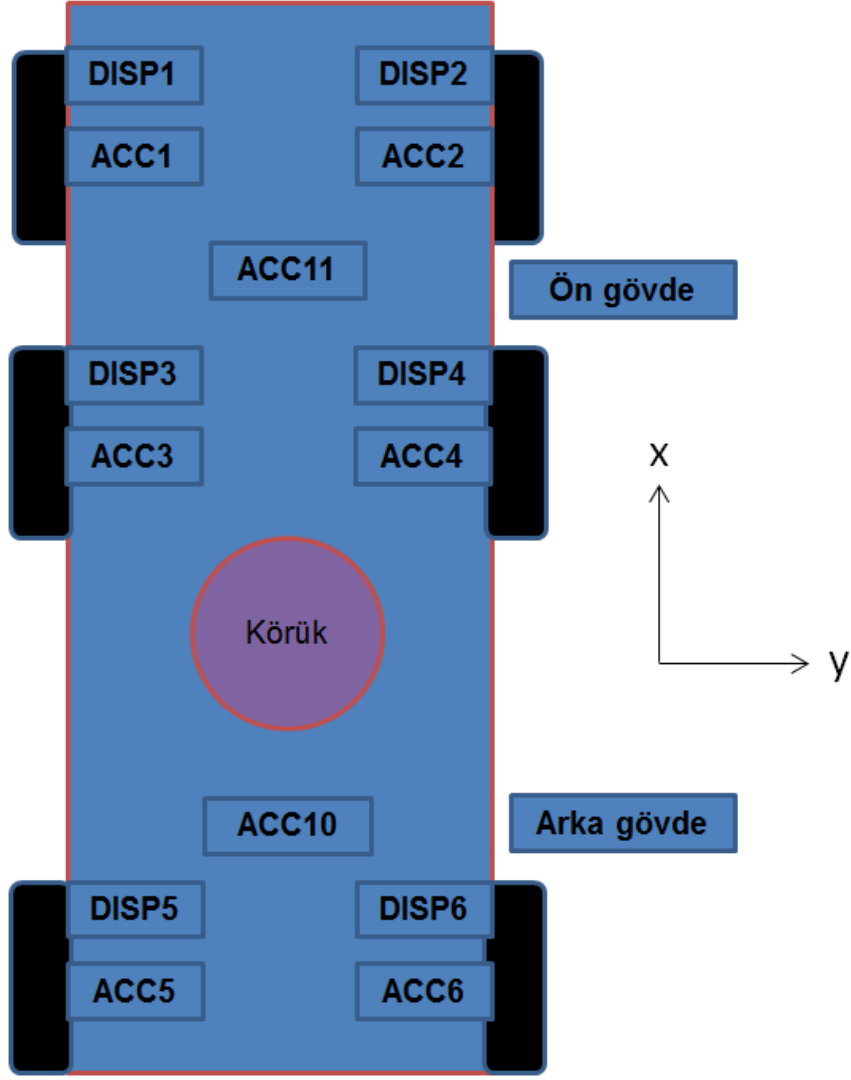
	Test-Etap		Senaryo
Test1	1	Engel geçme	Tümsekten 15 km/s hız ile geçme
Test2	1	Engel geçme	Tümsekten 20 km/s hız ile geçme
Test3	1	Engel geçme	Tümsekten 30 km/s hız ile geçme
Test4	2	Şerit değiştirme	40 km/s hız ile çift şerit değiştirme
Test5	2	Şerit değiştirme	50 km/s hız ile çift şerit değiştirme

3.1.1 Testte Kullanılan Ekipmanlar ve Yazılımlar

Veri toplama sistemi olarak kullanılan cihazlar ve ekipmanlar aşağıda verilmiştir.

- 60 kanala sahip HBM Somat eDAQ veri toplama sistemi sistemi kullanılmıştır. Bu sistem ile tüm veriler kayıt altına alınmaktadır.
- ✓ eDAQ cihazı ile veri toplamada kullanılan tüm kanallar 1000 Hz ile örneklenmiştir.
- İvmeölçer Uygulaması
- ✓ Teker merkezlerinden ve ağırlık merkezinden ivme verisi toplanmıştır. Şekil 3.1’de görüldüğü üzere ACC1,2,3,4,5,6 teker merkezlerinden toplanan tek yönlü (z yönlü) ivme konumlarını temsil etmektedir. ACC10 ve 11 de arka ve ön gövdenin ağırlık merkezlerinden 3 yönlü ivme verisi toplar iken 3 ekseninde de açısal hız ölçmüştür. Seçilen ivmeölçer bilgisi ve modeli aşağıdaki gibidir.
- ✓ $\pm 10g$ 6Dof ivmeölçer (x2) : Dytran 7576A2 (ACC10 ve ACC11)
- LVDT deplasman ölçer uygulaması
Ön, orta ve arka akslarda bulunan amortisörlerdeki yer değiştirmeleri testler sırasında ölçmek için kullanılırlar. Bu konum ölçer sensörler ipli yapıya sahiptirler. Tercih edilen deplasman ölçer tipi ve modeli aşağıdaki gibidir. Şekil 3.1’deki DISP1,2,3,4,5,6 deplasman ölçer konumlarını ifade etmektedir.
 - ✓ LVDT Deplasman Ölçer (x2) : SIKO SG5
 - ✓ LVDT Deplasman Ölçer (x4) : Micro Epsilon WPS-750-MK30-P10
- Kullanılan Yazılım

Yapılan çalışma kapsamında HBM nCode DesignLife 2018 veri işleme yazılımı kullanılmıştır. Verilerdeki kaymalar ve anlamsız zıplamalar, gürültüler bu yazılım ile toplanan verilerden temizlenmiştir.



Şekil 3.1 Sensör Konumları

3.1.2 Deplasman Sensörlerinin Konumları

Prototip aracının ön, orta ve arka süspansiyonlarda bulunan amortisörler üzerlerine LVDT tipi deplasman sensörü yerleştirilerek farklı test senaryolarında amortisör boylarındaki değişim ölçülmüştür. LVDT tipi sensörün çalışma frekansı 20 Hz'dir. Bu ölçümler sanal modelin doğrulanmasında kullanılacaktır.



Şekil 3.2 Ön Sol Amortisör Deplasman Ölçer Konumu



Şekil 3.3 Ön Sağ Amortisör Deplasman Ölçer Konumu



Şekil 3.4 Orta Sol Amortisör Deplasman Ölçer Konumu



Şekil 3.5 Orta Sağ Amortisör Deplasman Ölçer Konumu



Şekil 3.6 Arka Sol Amortisör Deplasman Ölçer Konumu



Şekil 3.7 Arka Sağ Amortisör Deplasman Ölçer Konumu

3.1.3 İvme Ölçer Uygulaması

Taşıtın ön süspansiyonu bağımsız aks olduğundan dolayı her bir tekerin teker merkezine ivmeölçer yerleştirilerek teker merkezinden tek (z) yönlü ivme verileri toplanmıştır. Orta ve arka aks sabit aks olmasından dolayı ivmeölçerler teker merkezine yakın bir noktaya yerleştirilerek yine tek (z) yönlü ivme verisi toplanmıştır. Ayrıca ön ve arka gövdelerin ağırlık merkezlerine yerleştirilen ivmeölçerler ile üç yönlü ivme verisi toplanmıştır.



Şekil 3.8 Ön Süspansiyon Sol Teker İvme Ölçer Konumu



Şekil 3.9 Ön Süspansiyon Sağ Teker İvme Ölçer Konumu



Şekil 3.10 Orta Süspansiyon Sol Teker İvme Ölçer Konumu



Şekil 3.11 Orta Süspansiyon Sağ Teker İvme Ölçer Konumu



Şekil 3.12 Arka Süspansiyon Sol Teker İvme Ölçer Konumu



Şekil 3.13 Arka Süspansiyon Sağ Teker İvme Ölçer Konumu



Şekil 3.14 Ön Gövdenin Ağırlık Merkezine Yerleştirilen İvmeölçer Konumu



Şekil 3.15 Arka Gövdenin Ağırlık Merkezine Yerleştirilen İvmeölçer Konumu

3.2 Prototip Aracı Üzerinden Veri Toplama

Testin birinci etabında farklı hızlarla engel üzerinden geçilerek ve süspansiyon sistemine takılan deplasman ölçerler yardımı ile damperlerin kısıalma ve uzama miktarlarının ölçülmesi hedeflenmiştir.

3.2.1 Tümsekten Geçme Testi

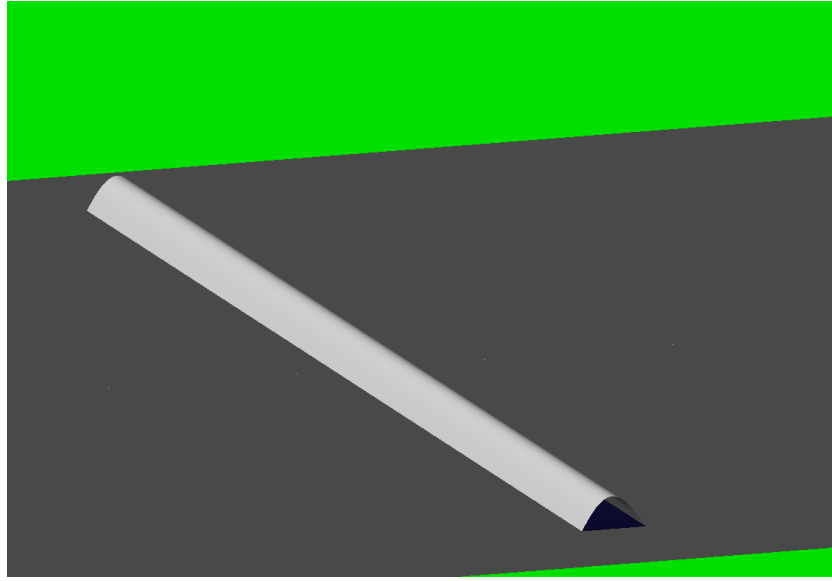
Test senaryoları Tablo 3.2’de verilmiştir. Bu test senaryoları testlerin akabinde aynı tümsek ölçüleri ile Adams/Car ortamında yol modeli oluşturulmuş ve test senaryoları sanal prototip ile simülasyon ortamında da tekrarlanmıştır. Engelin matematiksel ifadesi $y=0,12*\sin(13,09*x)$ şeklindedir. Yol, teker ve kontak uyumunu sağlayacak şekilde üç boyutlu kabuk olarak modellenmiştir.

Tablo 3.2 Tümsekten Geçme Test Senaryoları

	Test-Etap		Sensör	Araç Pozisyonu	Araç	Hız (km/s)
Test 1	1	Tümsek geçme	Deplasman	Çift Teker	Boş	15-15-20-30
Test 2	2	Tümsek geçme	Deplasman	Sağ Teker	Boş	10-15-20-25
Test 3	3	Tümsek geçme	Deplasman	Sol Teker	Boş	10-15-20-25
Test 4	4	Tümsek geçme	Deplasman	Sol Teker	Boş	30
Test 5	5	Tümsek geçme	Deplasman	Çift/Sağ/ Sol Teker	Boş	30



Şekil 3.16 Fiziki Tümsek



Şekil 3.17 Adams/Car Sanal Tümsek Görseli

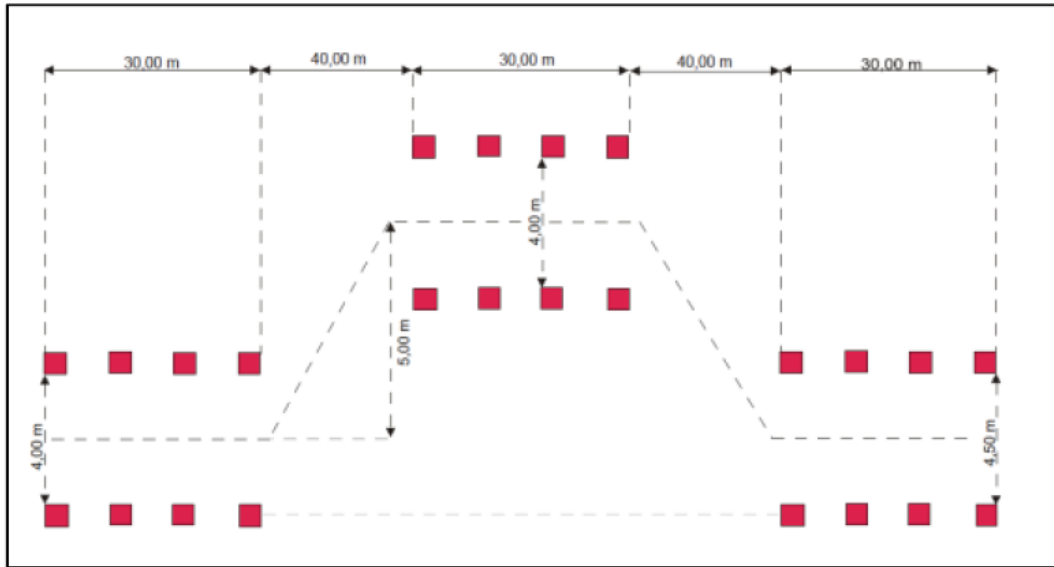
3.2.2 Şerit Değişirme Testleri

Şerit değişirme testleri kapsamında test aracı farklı hızlarla şerit değiştirmiş ve otobüsün körükten sonraki kısmının ağırlık merkezinin körükten önceki kısma göre yaptığı açı değişiminin ölçülmesi hedeflenmiştir. Şerit değişirme test senaryoları Tablo 3.3' de verilmiştir.

Şerit değişirme testleri körük üreticisi tarafından belirlenen, körüğü test etme senaryoları göz önünde bulundurularak testler yapılmıştır.

Tablo 3.3 Şerit Değişirme Test Senaryoları

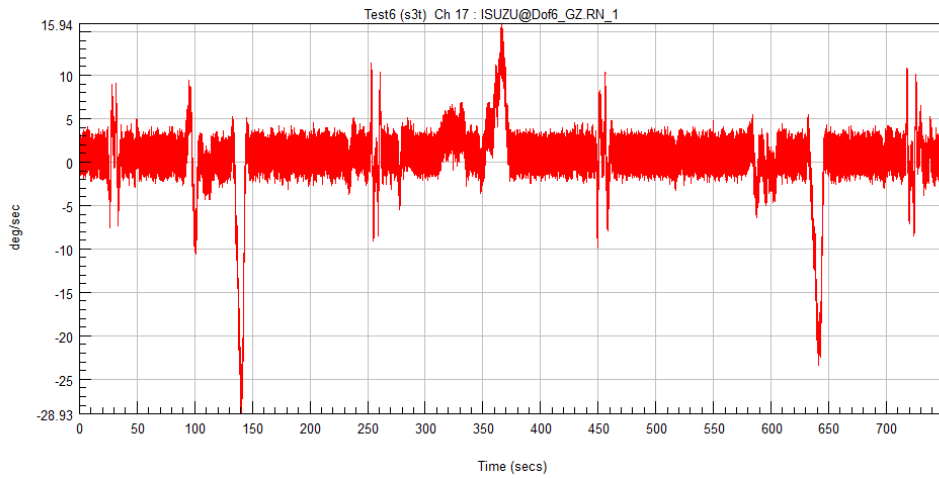
	Test-Etap		Senaryo	Sensör	Araç	Hız (km/s)
Test 6	6	Şerit değişirme	Şerit değişirme	Deplasman İvme Gyro	Boş	40
Test 7	7	Şerit değişirme	Şerit değişirme	Deplasman İvme Gyro	Boş	50

**Şekil 3.18** Şerit Değişirme Ölçüleri

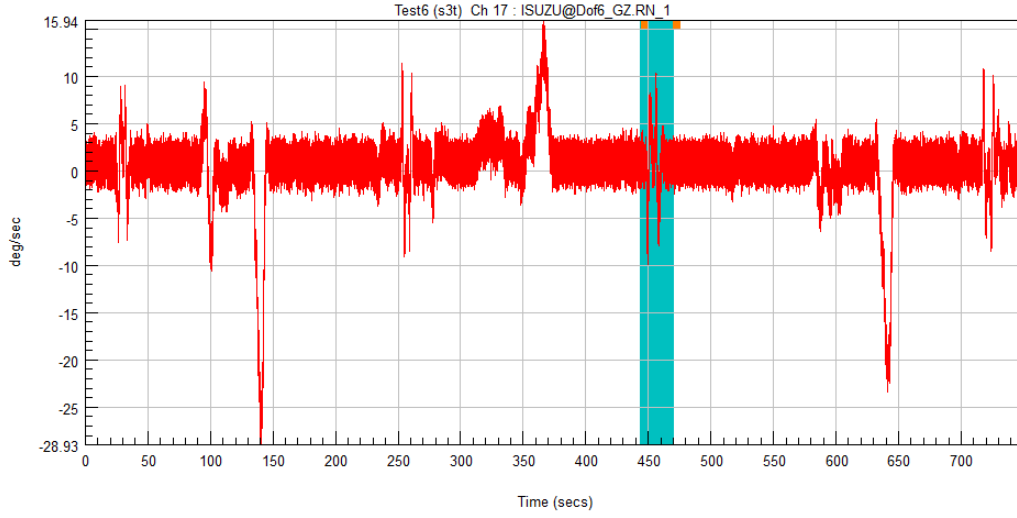


Şekil 3.19 Şerit Değiştirme Testleri

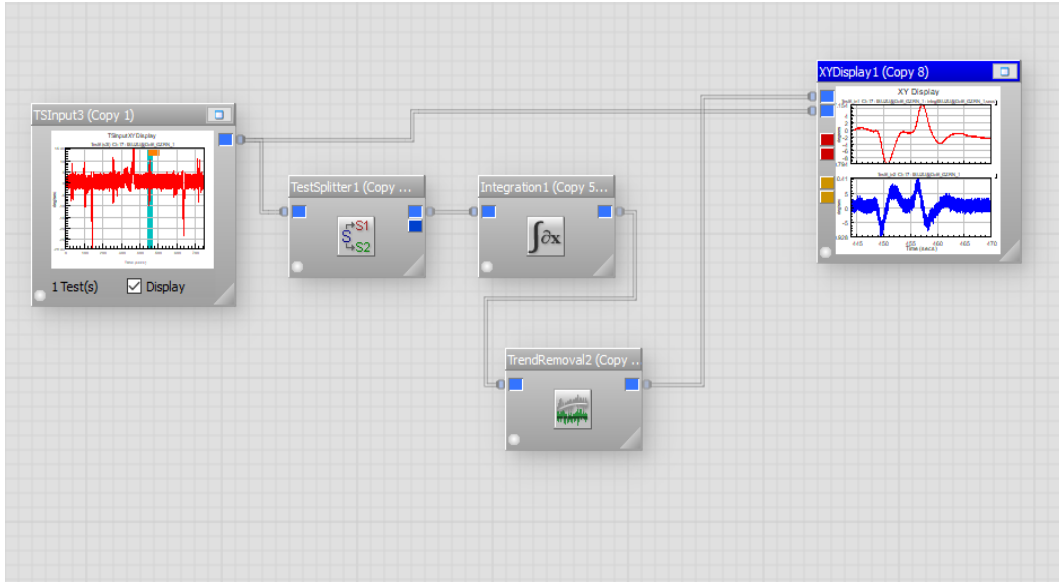
Bu testler kapsamında aracın şerit değiştirmesi sırasında körük sistemine ait özel kontrolcü devreye girmekte ve arka gövdenin savrulmasını önlenmektedir. Bu kapsamda, testler sırasında arka gövdenin şerit değiştirme esnasında aracın arka gövdesinin ne kadarlık bir açı değişimi ile kararlı hale geldiği belirlenmeye çalışılmıştır. Sonraki çalışmalarda bu test sonuçları kullanılarak arka gövdenin savrulmasını azaltacak kontrolcü geliştirme çalışması yapılacaktır. Testler sırasında toplanan verisi şekil 3.14 görülmektedir. Kullanılan sensör zamana bağlı olarak açı değişimini ölçmüştür. Test verisi şekil 3.16’da görüldüğü üzere nCode yazılımı kullanılarak arka gövdenin şerit değişimi sırasındaki açı değeri belirlenmiştir.



Şekil 3.20 Testler ile Ölçülen Arka Gövdenin Savrulma Hızı



Şekil 3.21 Yol Sinyalinden Seçilen Zaman Aralığı



Şekil 3.22 nCode Sinyal İşleme Adımları

Test verisi ayırıştırma (splitter) kartı kullanılarak ilgilenilen zaman aralığı testler ile toplanan yol verilerinden kesilerek alınır. Bu toplanan veri açısal hız verisidir. İhtiyaç duyulan açı değerine dönüştürmek için bu veri bir kez integralden geçirilir. İntegral (Integration) bloğu olduğu gibi bırakılır.

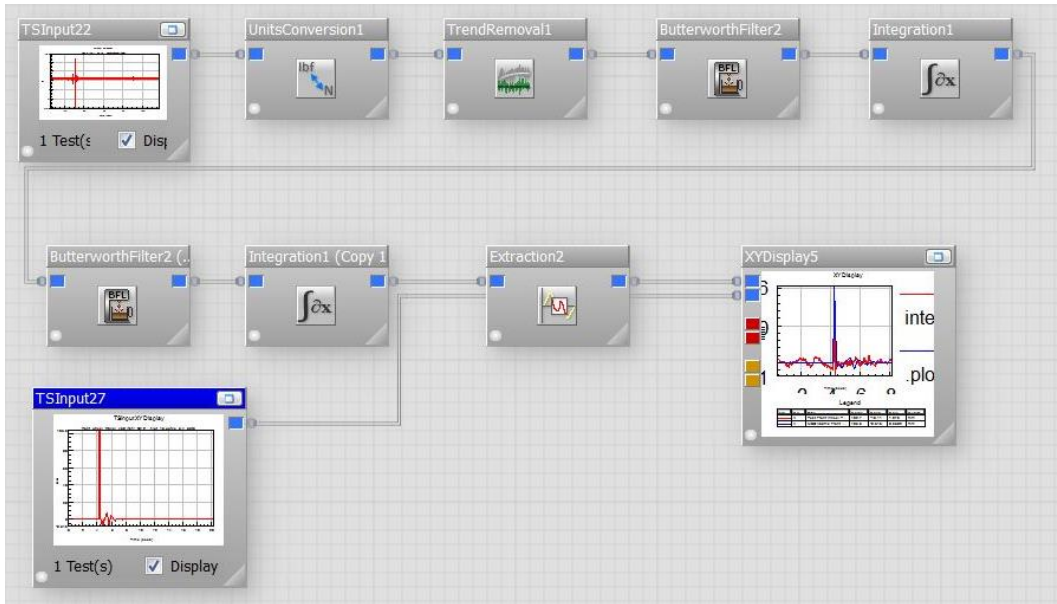
kanal seçilir. Glyph'i olduğu gibi bırakılır. Yönelim kaldırma kutucuğu ile verideki kaymalar düzenlenir. Yönelim kaldırma (trend removal) kutucuğu ayarları verilmiştir.

TrendRemoval Properties		
Name	Value	Description
General		
Method	LinearDrift	Selects an algorithm to correct the drift.
SectionSetting	ByXUnit	Specify the method to be used to define the sections.
StartSection		
StartSectionLength	1	Specify the length of the section at the start of the data.
EndSection		
EndSectionLength	0	Specify the length of the section at the end of the data.
DriftCorrection		
Mean	ZeroOverallMean	Specify the method for applying an offset after the drift correction.
JoinCorrectionMethod	JoinToPoints	Method for making the final middle section join smoothly to its adjacent sections.

Şekil 3.23 nCode Glyphworks Ayarları

Şekil 3.21 deki toplanan verisi şekil 3.22’de verilen sinyal işleme adımı uygulanarak istenilen zaman aralığındaki ve istenilen şerit değişimi araç hızı için arka gövdenin şerit değişimi sırasında ön gövdeye göre yaptığı açısı belirlenebilmektedir.

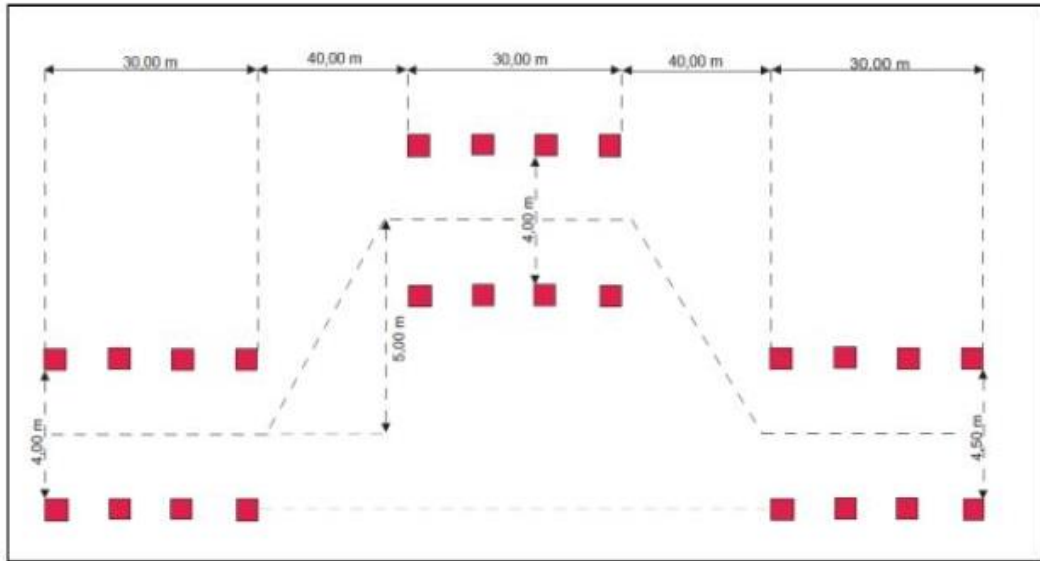
Ayrıca araç teker merkezlerine yerleştirilen ivme verileri öncelikle birimleri g biriminden mm/s^2 birimine dönüştürülür. Akabinde sinyal üzerinde oluşan kaymalar temizlendikten sonra ivme verisi öncelikle 0.75Hz üzeri geçiren (high pass) filtreleme işlemine tabi tutulur ve veri iki kez integralden geçirilerek deplasman verisine çevrilir. Şekil 3.24’de yol verisi için nCode Glyphworks kullanılarak sinyal işleme adımları gösterilmiştir.



Şekil 3.24 İvme Verisinin Deplasman Verisine Dönüştürme Aşamaları

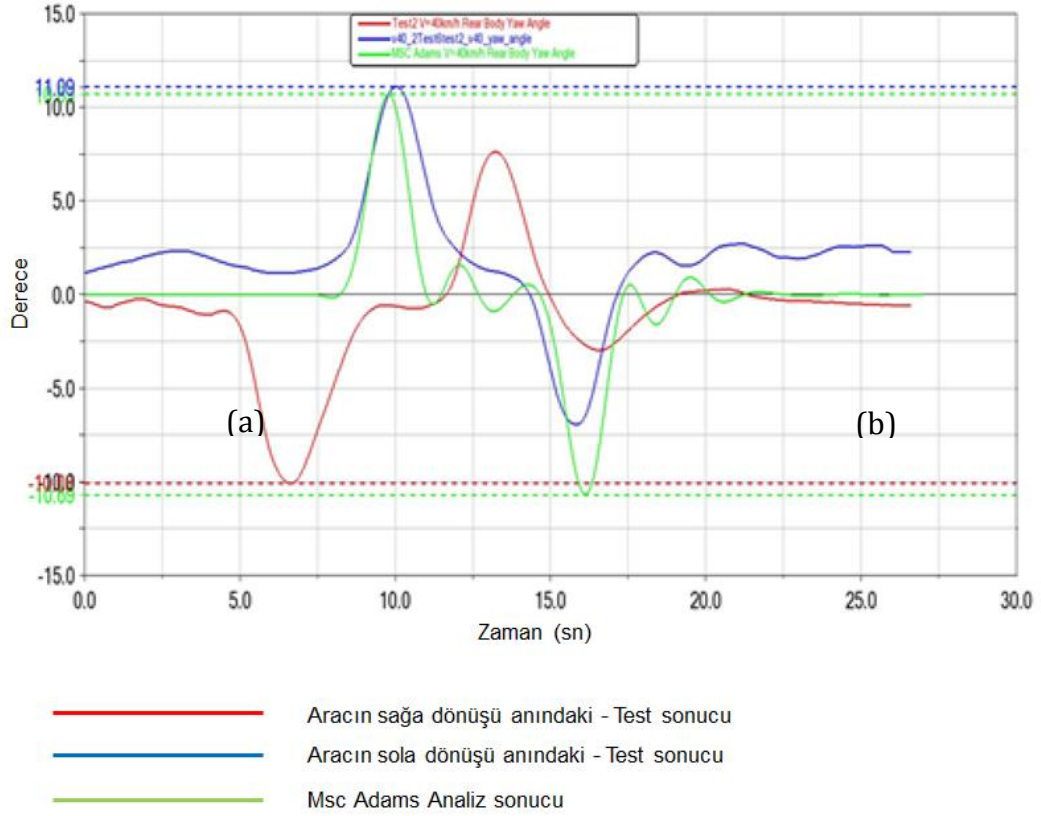
4.1 Şerit Değiştirme Durumunda Model Doğrulama Çalışması

Körüklü yolcu otobüsünün çoklu cisimler dinamiği modeli üzerinden yapılan analizler ile aynı sınır şartlarında yapılan testlerin sonuçları karşılaştırılmıştır. Bu aşamada çoklu cisimler dinamiği modelinin körük sisteminde aktif bir kontrolcü yoktur. Körük sistemi yerine bilinen sönüm oranlarına göre ön ve arka gövdeyi birbirine bağlayan burulma yayı tanımlanarak analizler yapılmıştır. Testlerde ise körüğün sahip olduğu kontrolcü aktif haldedir. Sonraki aşamalarda çoklu cisimler dinamiği modeline kontrolcü eklenerek analizler tekrarlanacaktır. Analizler körük sistemin tasarlandığı ve üretildiği firma tarafından belirlenen test koşullar referans alınarak yapılmıştır. Şerit değiştirme test ve analiz ölçüleri şekil 4.1’de gösterildiği gibidir.



Şekil 4.1 Şerit Değiştirme Ölçüleri [23]

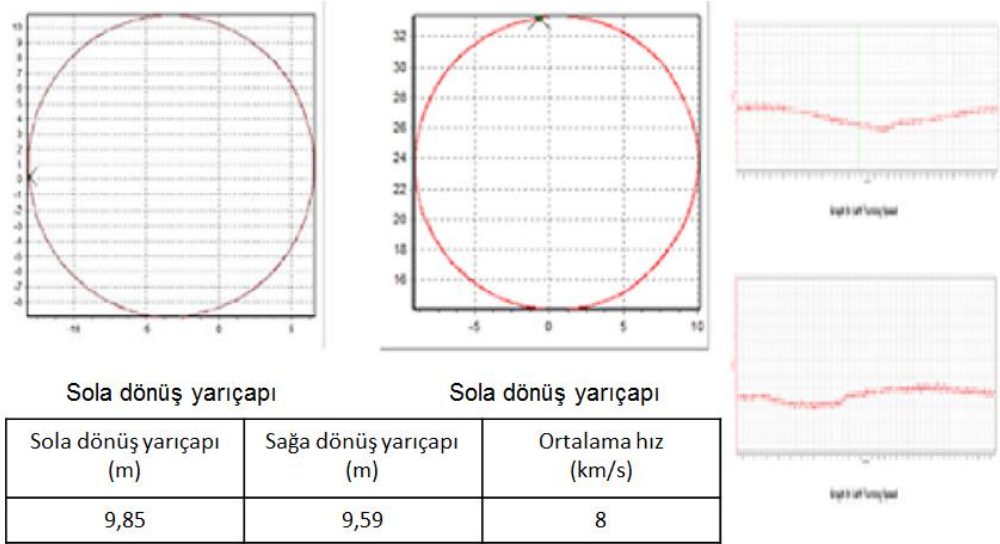
Araç hızı 40 km/s ve 50 km/s hızlarda test ve analizler yapılmıştır. MBD modelindeki körük sistemi mekanik olduğundan doğrulama bu aşamada sadece 40 km/s hızda yapılmıştır.



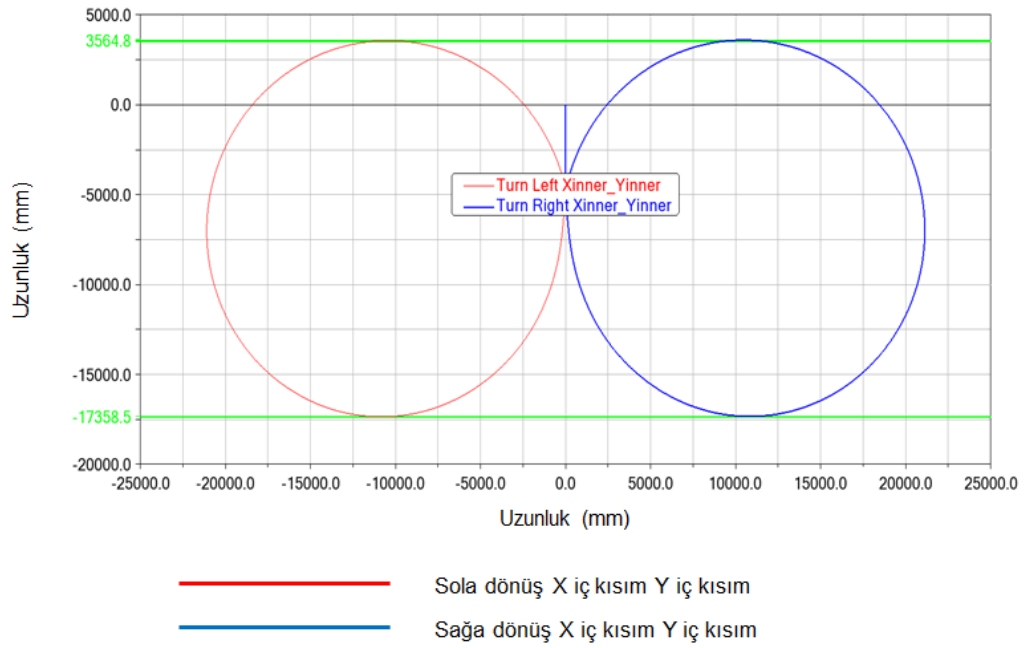
Şekil 4.2 Şerit Değiştirme, Test ve MBD Sonuçları, $v=40$ km/s

4.2 Dönüş Çapı Durumunda Model Doğrulama Çalışması

Çoklu cisim dinamiği modelinin doğrulanması kapsamında öncelikle test aracına direksiyondan maksimum dönüş açısı girdisi verilerek aracın kendi etrafında dönmesi sağlanır. Araç bu dönüşü tamamladığında dönüş yarıçapı ölçülerek aracın maksimum direksiyon açısı ile ne kadarlık bir yarıçapa sahip bir alanda döndüğü belirlenir. Bu test kapsamında aracın körük sisteminin kontrolcüsü devreye girmemelidir. Çünkü körük sistemi dönerken arka gövdeye kuvvet uygulayacağından tekerlerde kaymalar meydana gelebilir ve doğru bir ölçüm sonucu alınmamış olunacaktır. Test sırasında araç hızı tekerlerde kayma oluşmaması için olabildiğince düşük olmasına dikkat edilmiştir. Ortalama araç hızı 8 km/s'dir.



Şekil 4.3 Testler ile Belirlenen Dönüş Çapı



Şekil 4.4 MBD ile Belirlenen Dönüş Çapı

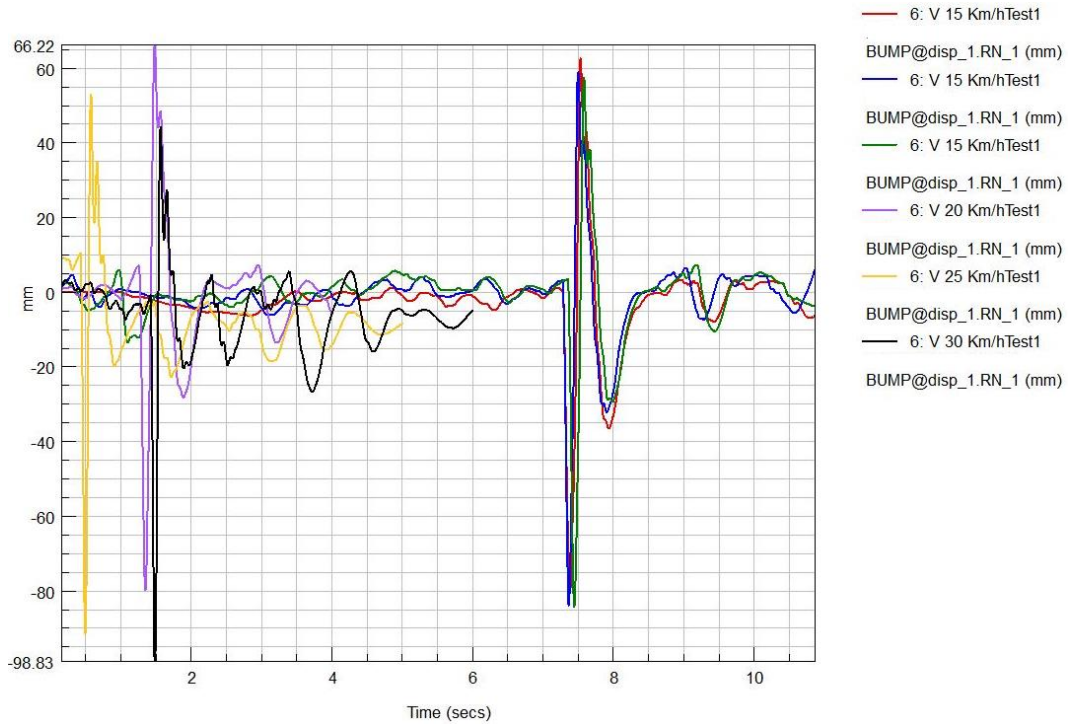
Prototip aracı üzerinden testler ile ölçülen iç dönüş yarıçapı 9,85m iken bu değer çoklu cisimler dinamiği modelinde 10,46 m'dir. Bu iki değer arasındaki yüzdesel fark %5,58'dir. Bu değer model doğrulama aşamasında, direksiyondan girilen dönüş açısına karşın tekerlerden alınan dönme açısının prototip aracında ve MBD modelinde birbirlerine yakın değerler olduğu görülmüştür. Bu aşamada MBD modelin kinematiğinde iyileştirmeye ihtiyaç olmadığı kararına varılmıştır.

4.3 Tümsek Geçme Durumunda Model Doğrulama Çalışması

Oluşturulan tam taşıtın çoklu cisimler dinamiği modeli ile yine modellenen üç boyutlu tümseğe sahip yol modeli kullanılarak sanal analizler yapılmış ve sonuçlar kayıt altına alınmıştır. Aynı koşullarda prototip araçta teste tabi tutulmuştur. Teker merkezlerinden, ön ve arka gövdenin ağırlık merkezlerinden ivme verisi toplanmıştır. Ayrıca bölüm üçte anlatıldığı gibi amortisörlerden de yer değiştirme verisi toplanmıştır. Tablo 3.2’de tümsekten geçme test senaryoları detaylı olarak verilmiştir. Bu yöntemde hem teker karakteristiği doğrulanmaya çalışılmış hem de süspansiyon sisteminin durumu gözlemlenmiştir.

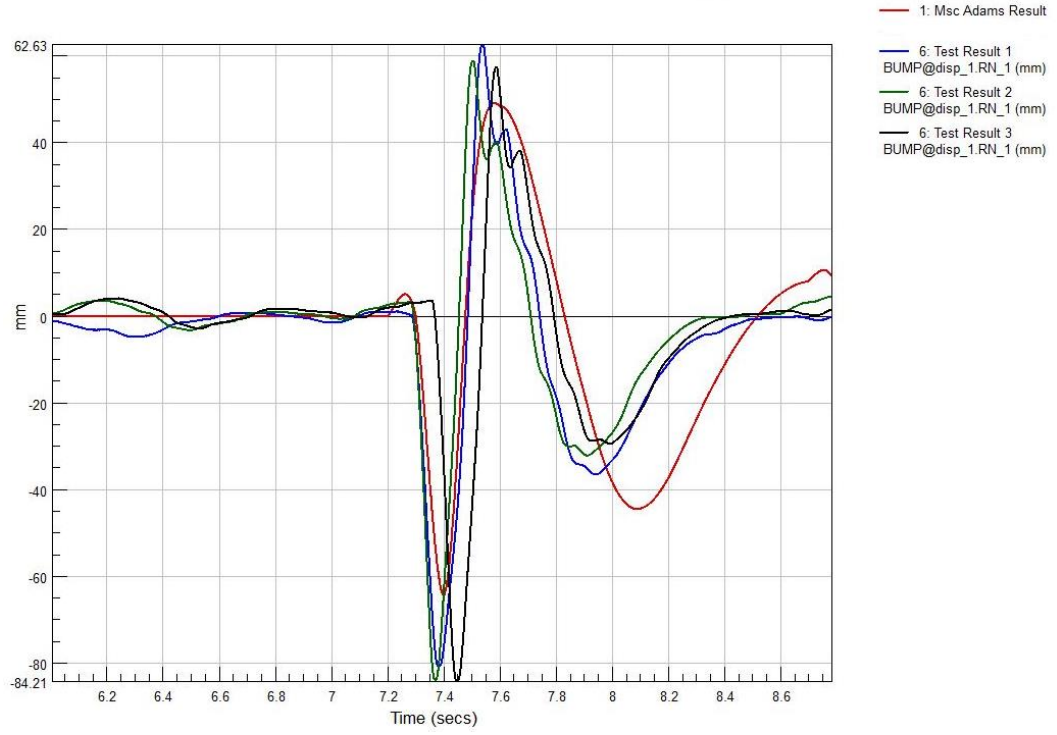
4.3.1 Amortisörün Yer değiştirme Sonuçlarının İncelenmesi

Toplanan test verileri ilk önce kendi içerisinde değerlendirilmiştir. Tekerin tümsekten geçmesi sırasında amortisörün yer değiştirme kısmı yol sinyalinden kesilip alınmıştır. Akabinde MBD model sonuçları ile aynı grafikte gösterilmiştir.

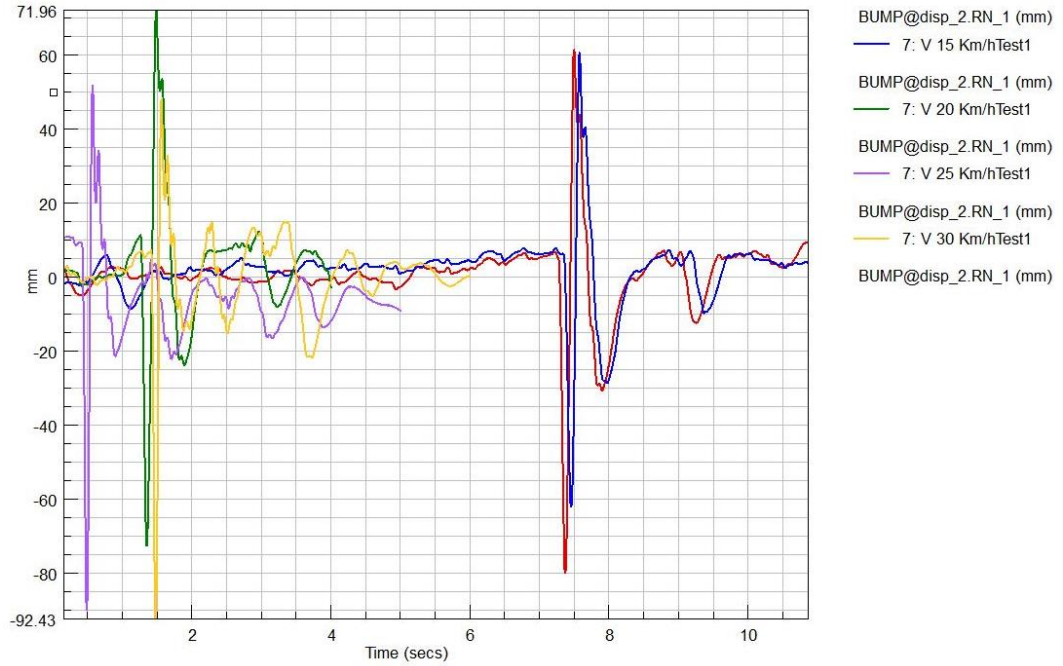


Şekil 4.5 Test Sonuçlarına Göre Ön Sol Amortisörün Yer Değiştirme Sonuçları,

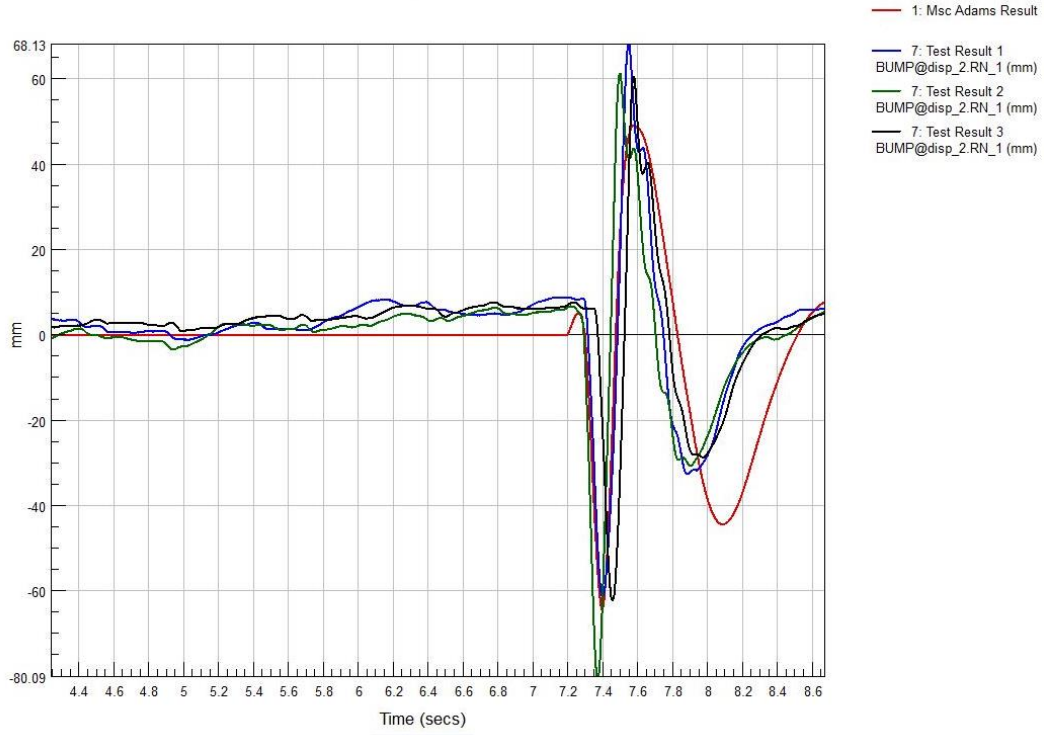
$$v = 15, 20, 25, 30 \text{ km / s}$$



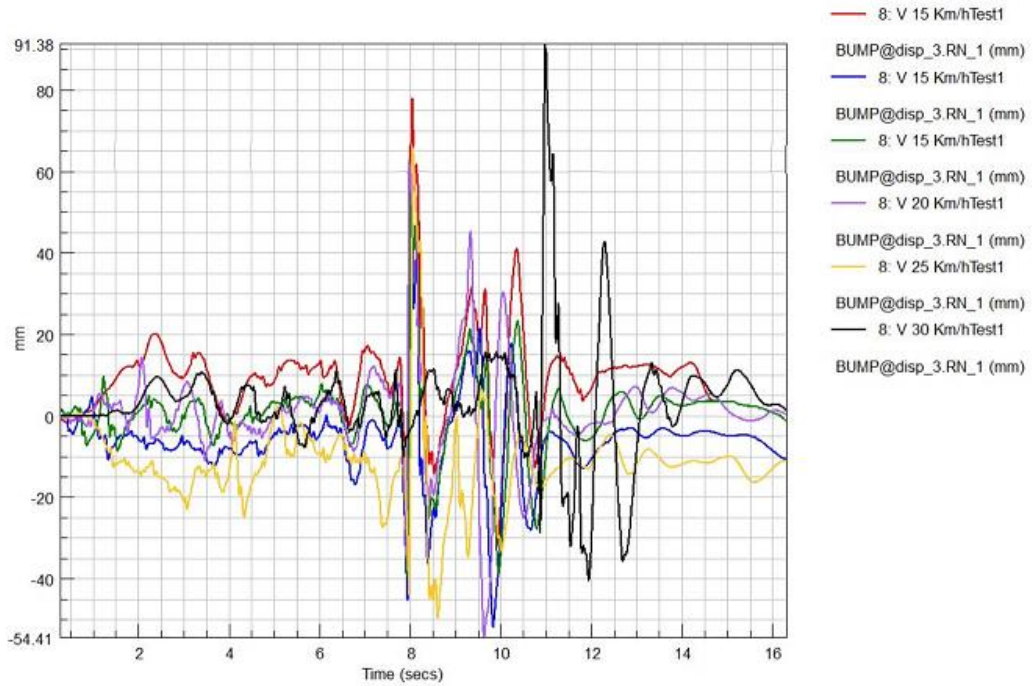
Şekil 4.6 Test ve MBD Sonuçlarına Göre Ön Sol Amortisörün Yer Değiştirme Sonuçları, $v = 15 \text{ km / s}$



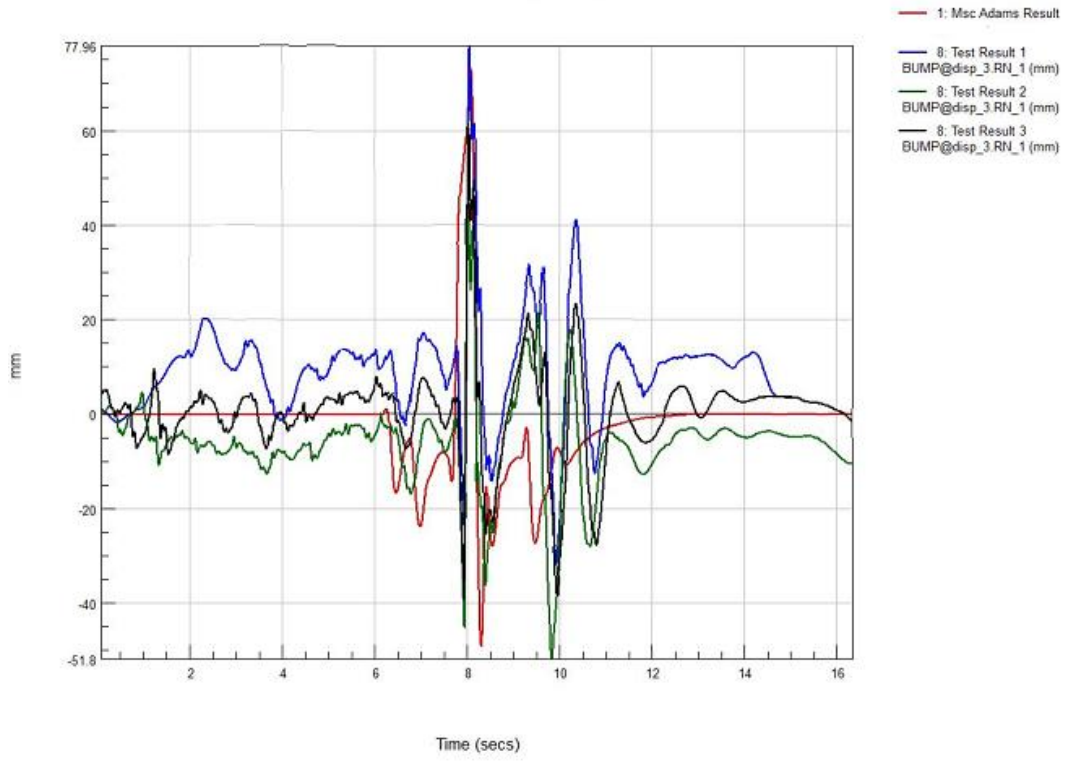
Şekil 4.7 Test Sonuçlarına Göre Ön Sağ Amortisörün Yer Değiştirme Sonuçları, $v = 15, 20, 25, 30 \text{ km / s}$



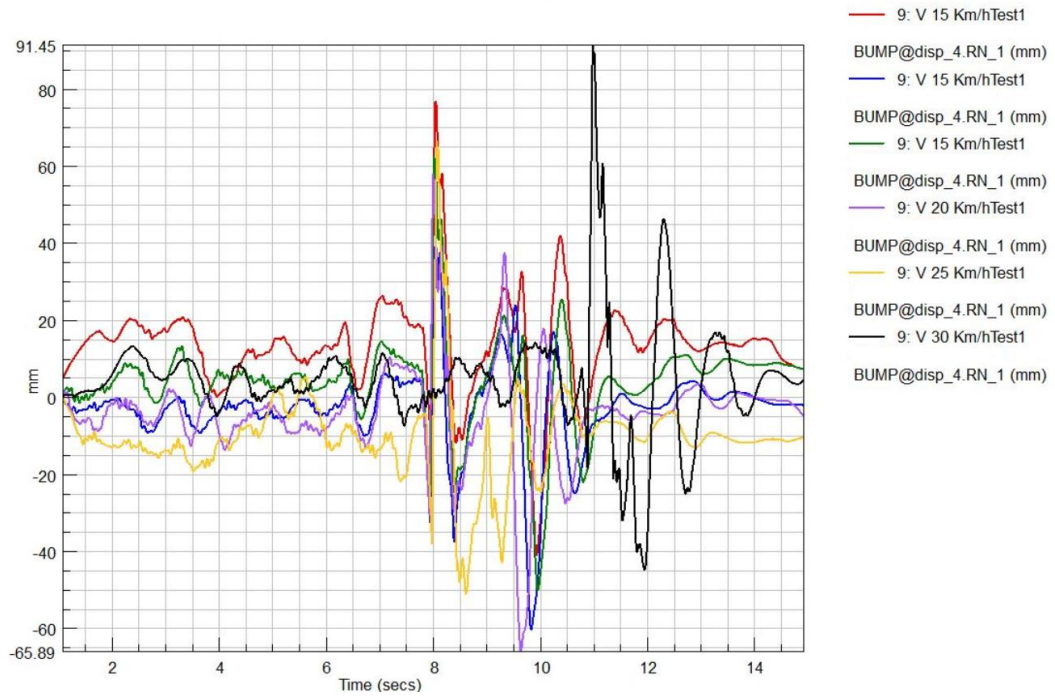
Şekil 4.8 Test ve MBD Sonuçlarına Göre Ön Sağ Amortisörün Tümsekten Geçmesi İçin Karşılaştırmalı Yer Değiştirme Sonuçları, $v = 15 \text{ km / s}$



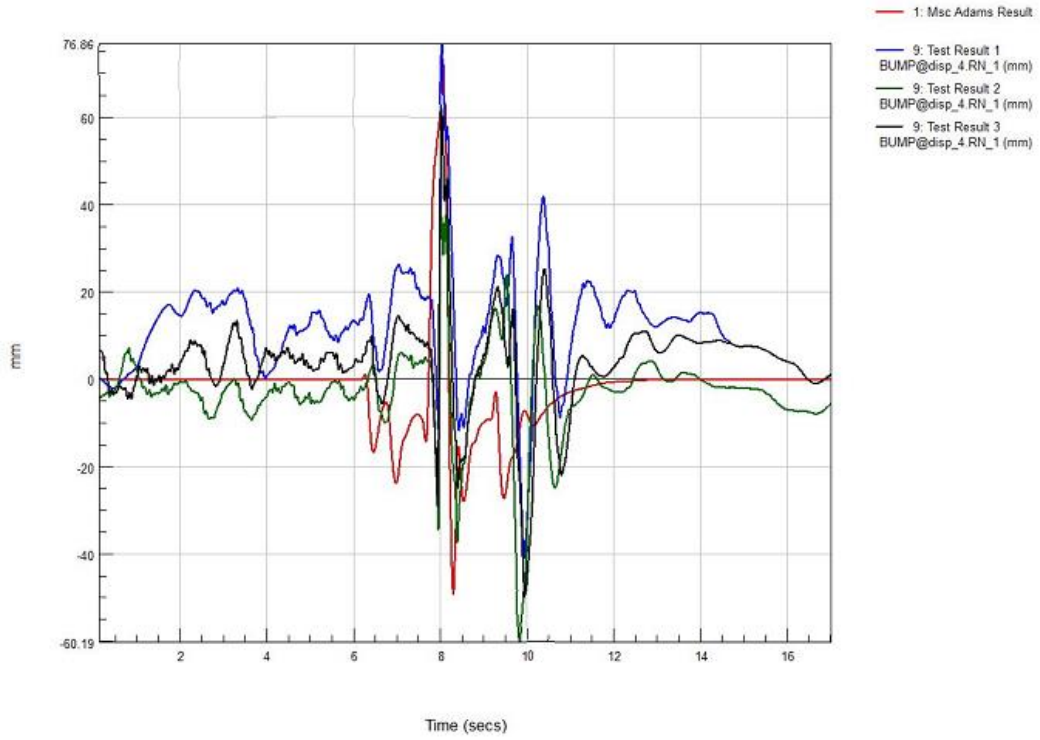
Şekil 4.9 Test Sonuçlarına Göre Orta Sol Amortisörün Yer Değiştirme Sonuçları, $v = 15, 20, 25, 30 \text{ km / s}$



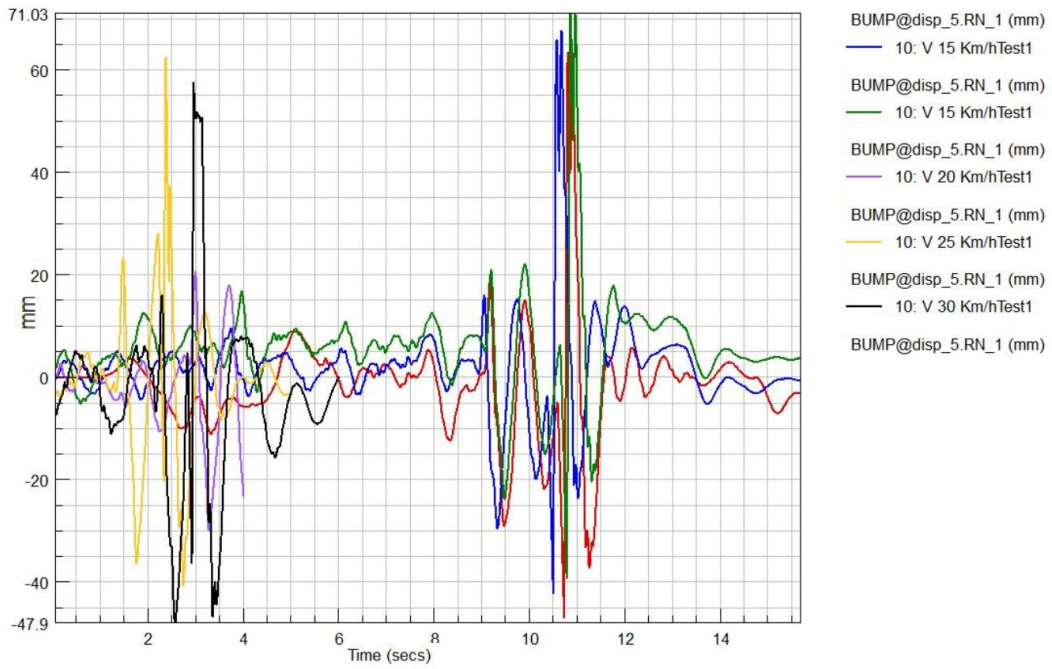
Şekil 4.10 Test ve MBD Sonuçlarına Göre Orta Sol Amortisörün Yer Değiştirme Sonuçları, $v = 15 \text{ km / s}$



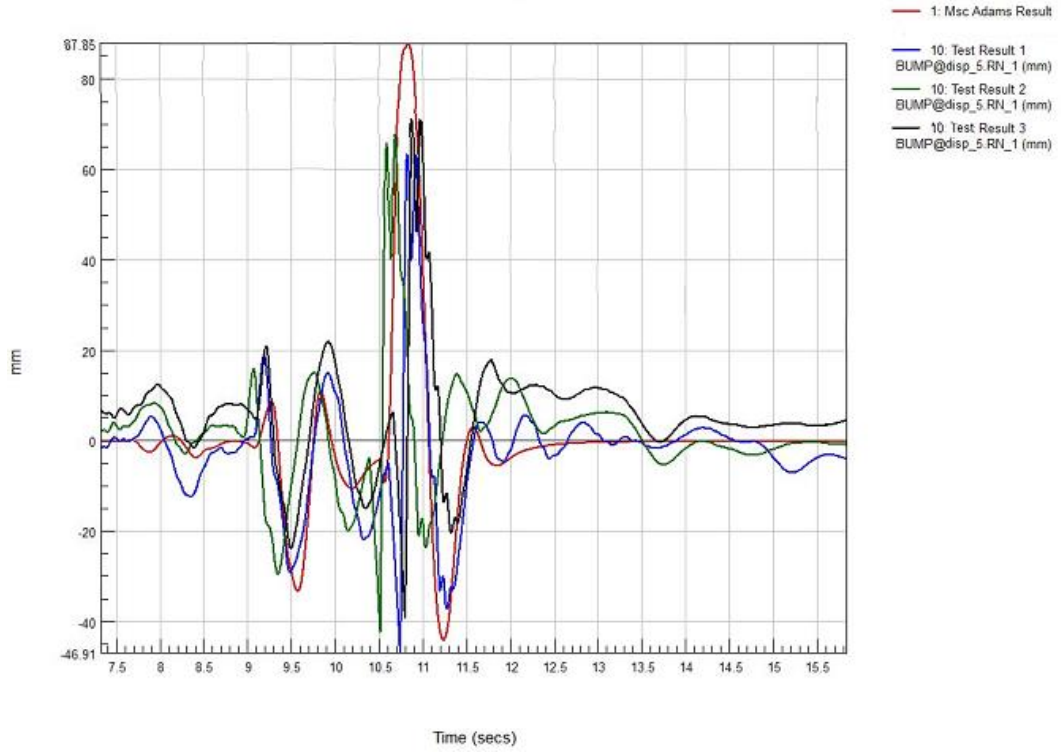
Şekil 4.11 Test Sonuçlarına Göre Orta Sağ Amortisörün Yer Değiştirme Sonuçları, $v = 15, 20, 25, 30 \text{ km / s}$



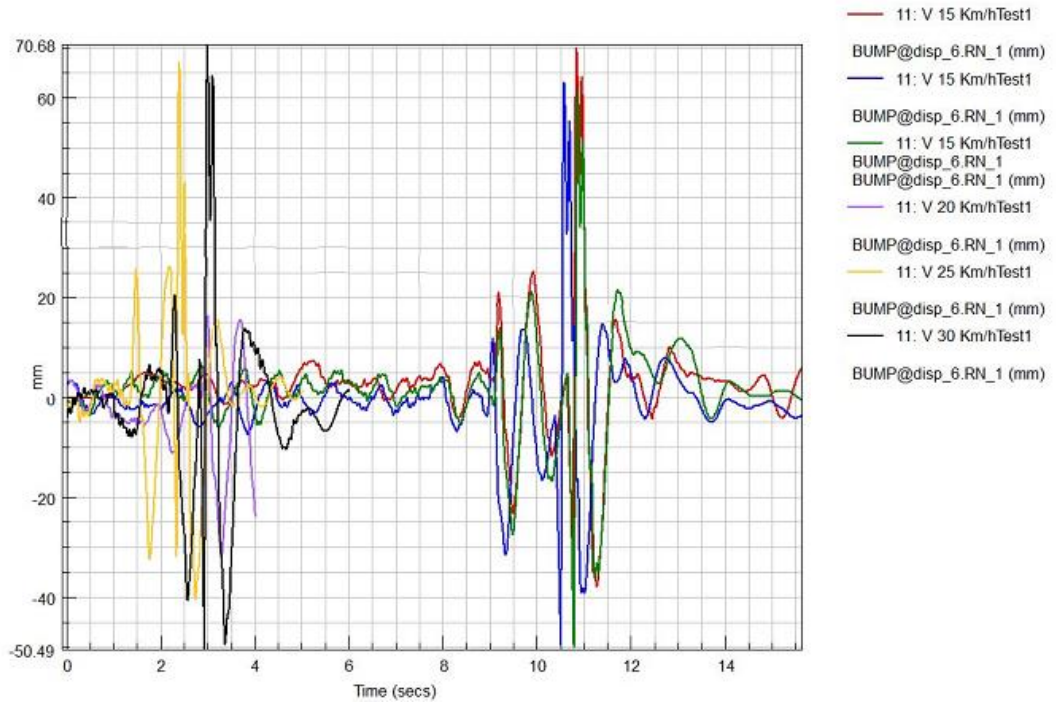
Şekil 4.12 Test ve MBD Sonuçlarına Göre Orta Sağ Amortisörün Yer Değiştirme Sonuçları, $v = 15 \text{ km / s}$



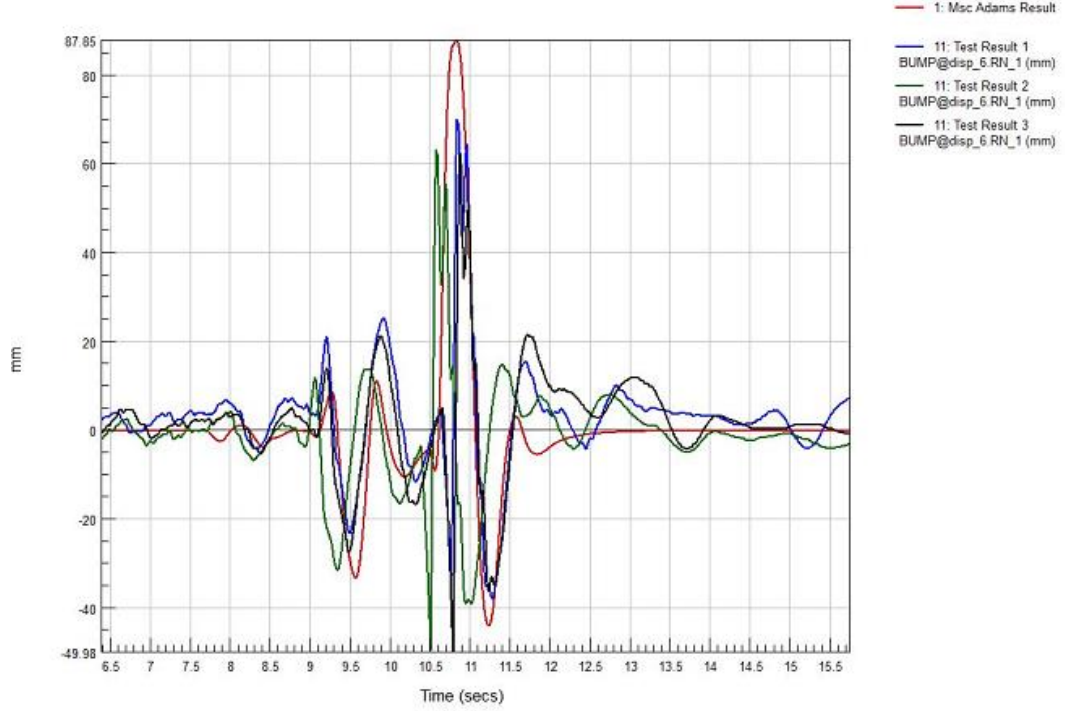
Şekil 4.13 Test Sonuçlarına Göre Arka Sol Amortisörün Yer Değiştirme Sonuçları, $v = 15, 20, 25, 30 \text{ km / s}$



Şekil 4.14 Test ve MBD Sonuçlarına Göre Arka Sol Amortisörün Yer Değiştirme Sonuçları, $v = 15 \text{ km / s}$



Şekil 4.15 Test Sonuçlarına Göre Arka Sağ Amortisörün Yer Değiştirme Sonuçları,
 $v = 15, 20, 25, 30 \text{ km / s}$

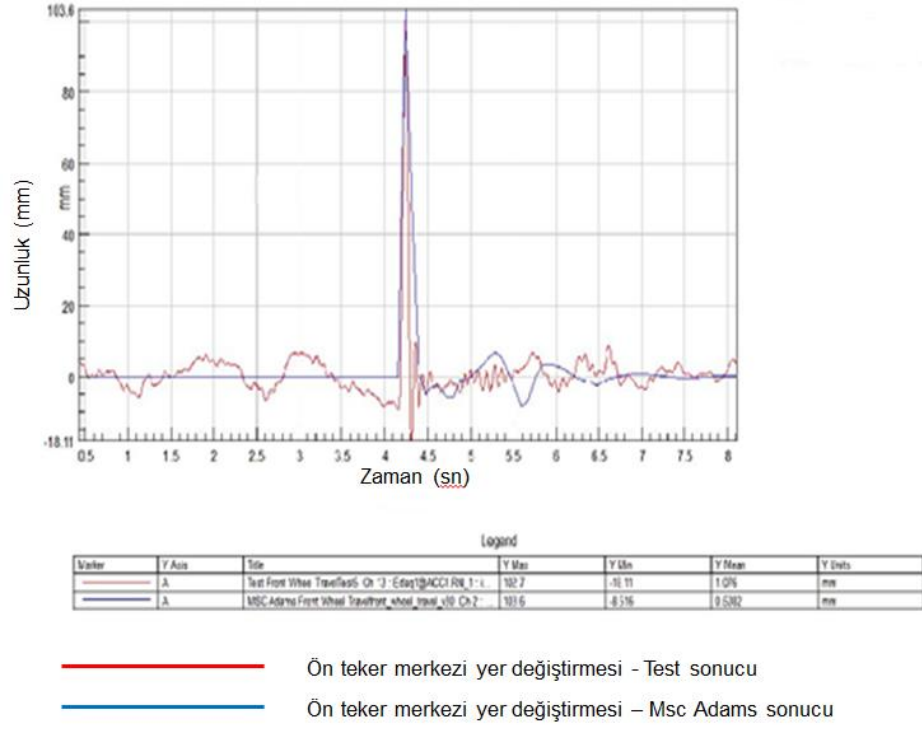


Şekil 4.16 Test ve MBD Sonuçlarına Göre Arka Sağ Amortisörün Yer Değiştirme Sonuçları, $v = 15 \text{ km / s}$

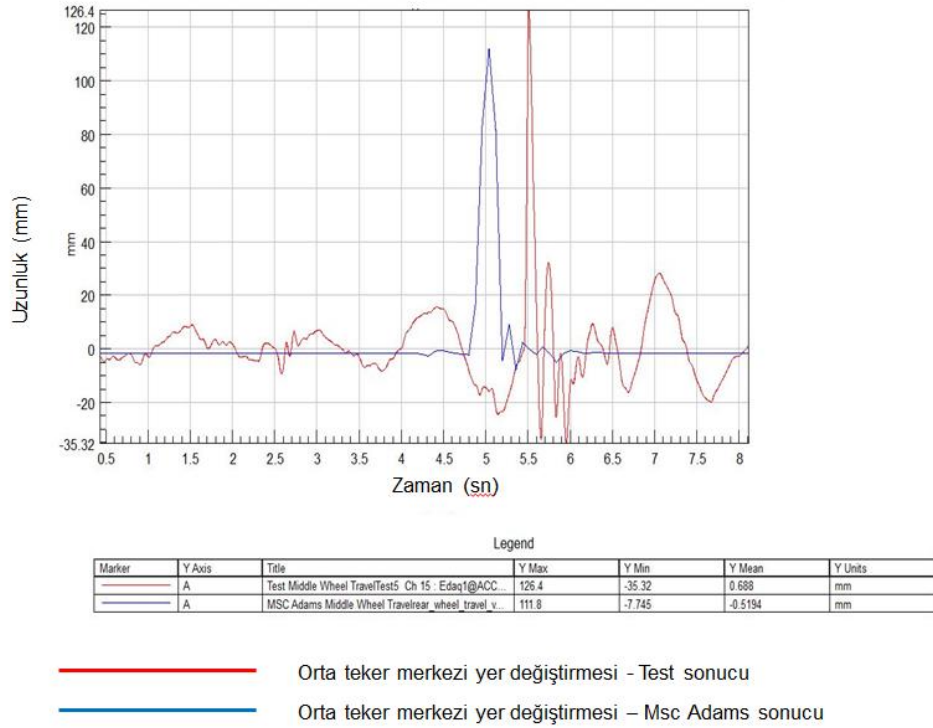
Özellikle test verilerinde tümsek geçtikten sonara salınımlar devam etmiştir. Fakat bu durum MBD modelde görülmemiştir. Bu durumun nedeni olarak MBD yol modelinin tümsekten önceki ve sonraki kısımlarının pürüzsüz yol modeli olmasına karşın test yolu tümsekten sonrada yol üzerinde bulunun pürüzler dolayısı ile araç salınımına devam etmiş olması ve araç tümseği geçtikten sonra test verisinden bu salınımlar gözlemlenmiştir.

4.3.2 Teker Merkezinden Toplanan İvme Verilerinin İncelenmesi

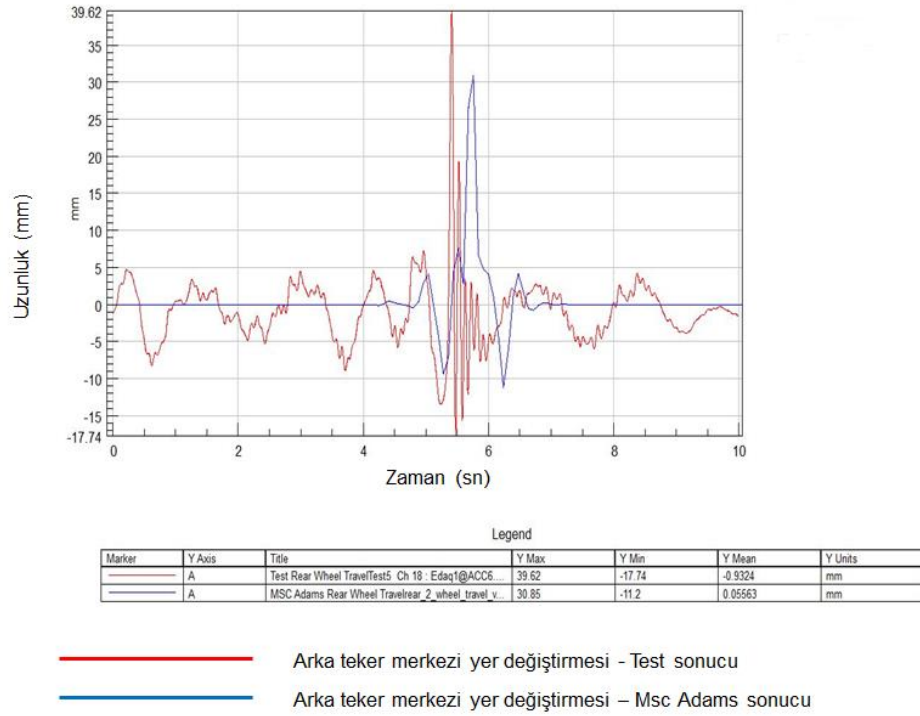
Teker merkezinden toplanan ivme verileri bölüm 3’de detaylı olarak anlatılan sinyal işleme işlemlerinden sonra ivme verileri deplasman verilerine dönüştürülmüştür. Sinyal işleme ve dönüşüm adımları şekil 3.24’de detaylı olarak gösterilmiştir.



Şekil 4.17 Test ve MBD İçin Ön Teker Merkezi Yer Değiştirme Sonuçları,
 $v=30$ km/s



Şekil 4.18 Test ve MBD İçin Orta Teker Merkezi Yer Değiştirme Sonuçları,
 $v=30$ km/s



şekil 4.19 Test ve MBD İçin Arka Teker Merkezi Yer Değiştirme Sonuçları,

$$v=30 \text{ km/s}$$

Hem test aracının teker merkezinin yer değiştirmesi hem de araç dinamiği modelinin teker merkezinden tümsek geçme anında okunan değerler sadece genlik mertebesinde değerlendirilmiştir. Böylelikle tekerlerin dikey sertlik değerlerinin test sonuçlarını sağlayıp sağlamadığı kontrolü yapılmıştır. Orta ve arka tekerler çift teker olarak kullanılmıştır. Özellikle orta teker genlikleri test sonuçları ile çok benzerlik gösterir iken arka teker genliklerinde çok az fark gözlemlenmiştir. Bunun nedeni körük sisteminin burçlarından ve körük sisteminin serbestlik derecesinden kaynaklanmıştır. Bu sonuçlar yeterli bulunmuş ve model üzerinden analizlere devam etme kararı verilmiştir.

Körüklü Yolcu Otobüsün Matematiksel Modelinin Oluşturulması

Körüklü yolcu otobüslerinin yol tutuşlarının ve konforlarının geliştirilmesi çalışmaları hem sanal ortamda hem de matematiksel modeller üzerinden yapılmaktadır. Uzun yolcu otobüslerinin körük sistemlerine sahip olması sebebiyle bu tür araçların özellikle yanal dinamiğinin incelenmesi konusu önem arz etmektedir. Bu kapsamda kurulacak matematiksel modeller yardımı ile aracın yanal dinamiğinin anlaşılması kolaylaşmaktadır. Kurulan matematiksel modeller aracın yanal dinamiğini içeren denklemler olabileceği gibi dikey ve boyuna dinamiğini de içeren çok serbestlik dereceli modellerde olabilir ve bu kurulan modeller ile optimizasyon çalışmaları yapmak mümkündür. Bu tez kapsamında sadece körüklü yolcu otobüsünün yanal dinamiği üzerinde durulacaktır. Matematiksel model sadece aracın genel dinamiğini anlamak ve kontrolcü tasarımında hangi parametrelerin daha etkin olduğunu belirlemek için çıkarılacaktır. Kontrolcü tasarlanmak için kullanılmayacaktır.

5.1 Taşıtların Yanal Dinamiğinin Modellenmesi

Araçların yanal dinamiğinin modellenmesinde en sık kullanılan modeller:

- Tek izli araç modelleri
- Tam araç modelleri

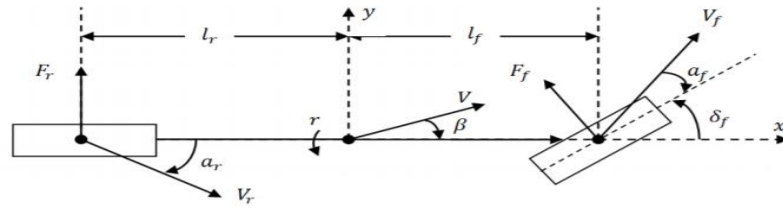
Tam araç modeli ticari paket programı olan Msc Adams/Car ortamında kurulacaktır.

Körüklü yolcu otobüsünün yanal dinamiğinin incelenmesi kapsamında ilk olarak genel hareket denklemlerinin çıkarılması kapsamında birinci aşamada iki akslı bir otobüsün tek izli lineer araç modeli kullanılacaktır. Akabinde kapsam genişletilerek körük sisteminin de yer aldığı üç akslı tek izli lineer araç modelinin çıkarılması aşamasına geçilecektir. Bu model sadece denklemlerin çıkarılması, körüklü yolcu otobüsünün matematiksel olarak ifade edilmesi ve aracın genel davranışının anlaşılması kapsamında yapılacaktır. Tez kapsamında olan körük

sisteminin kontrolcüsünün geliştirilme çalışması Msc Adams/Car ortamında hazırlanan ve testler ile doğrulananan tam taşıt modeli üzerinden yapılacaktır.

5.1.1 İki Akslı Yolcu Otobüsünün Tek İzli Araç Modeli

Tek izli taşıt modelleri literatürde ilk olarak 1940 yıllarında Rierkert ve Schunk tarafından kullanılmaya başlanmıştır. [26] Bu modele bisiklet modeli de denmektedir. Tek izli taşıt modelinde, ön ve arka tekerlekler kullanılarak aracın simetrik olduğu kabulü ile araç eksenine indirgenmesi mantığına göre yapılır. Tek izli taşıt modeli 0,3 ile 0,4 g yanal ivme değerlerine kadar taşıtın yanal dinamiğini oldukça iyi yansıtmaktadır. Zira bu ivme değerlerine kadar taşıt tekerlerinin yanal kaymaları lineer özellik göstermeye devam etmektedir yaklaşımı yapılabilinmektedir. Şekil 5.1’de tek izli taşıt modeli gösterilmiştir. Tablo 5.1’de ise taşıtın parametreleri verilmiştir. Taşıtın x ekseninde dönme hareketi, y ekseninde dönme hareketi ve tekerlere boyuna yönündeki etki eden kuvvetlerin sıfır olduğu kabulü yapılmıştır. [5, 27]



Şekil 5.1 İki Akslı Otobüsün Tek İzli Taşıt Modeli [5, 8, 26]

Tablo 5.1 İki Akslı Otobüsün Taşıt Parametreleri

Sembol	Tanım	Birim
$r, \dot{\psi}$	Savrulma Açısal Hızı	rad/sn
β	Araçın yanal kayma açısı	rad
V	Taşıtın ağırlık merkezi hızı	m/sn
α_f, α_r	Ön ve arka teker kayma açıları	rad
δ_f	Ön tekerlerdeki dönüş açısı	rad

Tablo 5.1 İki Akslı Otobüsün Taşıt Parametreleri (devamı)

$C_{\alpha f}, C_{\alpha r}$	Ön ve arka tekerlerin nominal dönüş sertlikleri	N/rad
m	Taşıtın kütleleri	kg
I_z	z eksenine göre taşıtın kütlelesel atalet momenti	Nm
l_f, l_r	Ön ve arka aksların ağırlık merkezine göre mesafeleri	m
R	Dinamik teker yarıçapı	m

Taşıt hızı arttıkça tekerlerdeki hız vektörünün yönü teker ile aynı yönde olması beklenmez. Bundan dolayı kinematik modelden ziyade aracın yanal dinamiği için kinetik modelinin oluşturulması gerekmektedir. Şekil 5.1’de görülen bisiklet modelindeki $r, \dot{\Psi}$ aracın savrulma açısal hızını ifade etmektedir. [10]

Newton’un ikinci prensibi taşıtın yanal hareket denklemlerinin çıkarılması (y eksenini) için uygulanacak olursa:

$$ma_y = F_{yf} + F_{yr} \quad (5.1)$$

a_y aracın y eksenindeki hareketinden doğan ve ağırlık merkezine etki eden ivmeyi ifade etmektedir. Ayrıca y eksenini yönünde meydana gelen hareketten doğan $\ddot{y}$ ivmesi ve araç üzerine etkiyen merkezci $V_x \dot{\Psi}$ ivmesinden oluşmaktadır.

$$a_y = \ddot{y} + V_x \dot{\Psi} \quad (5.2)$$

5.1 ve 5.2 denklemleri bir araya getirilir ise:

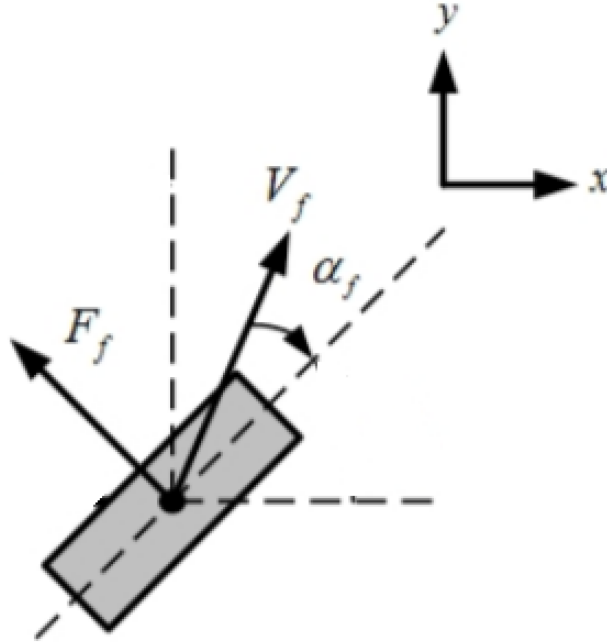
$$m(\ddot{y} + V_x \dot{\Psi}) = F_{yf} + F_{yr} \quad (5.3)$$

Aracın savrulma hareket denklemlerini z eksenindeki moment dengesi ile yazacak olursak:

$$I_z \dot{r} = l_{yf} + l_{yr} \quad (5.4)$$

Ön ve arka tekerleklerle etkiyen yanal kuvvetler F_{yf} ile F_{yr} , tekerleklerin küçük kayma açılarında (4° kadar) orantılı oldukları kabulü yapılabilir.

Tekerleğin kayma açısı, tekerleğin dönme yönünü vektörü ile tekerin hızlanma yönündeki vektörün arasında kalan açı olarak ifade edilir.



Şekil 5.2 Tekerin Kayma Açısı, α_f [5, 26]

Ön tekerleğin kayma açısı:

$$\alpha_f = \delta - \theta_{vf} \quad (5.5)$$

Burada $\theta_v = \beta$ aracın hızlanma vektörünün aracın düzlemsel ekseni ile yaptığı açıyı ve δ ise ön tekerlerin araç ekseni ile yaptığı dönüş açısıdır. Arka tekerler sabit olduğundan dönme meydana gelmez. Bundan dolayı arka tekerler için kayma açısı aşağıda yazıldığı gibi ifade edilir.

$$\alpha_r = -\theta_{vr} \quad (5.6)$$

Ön tekerlerde meydana gelen yanal kayma kuvveti

$$F_{yf} = 2C_{\alpha f}(\delta - \theta_{vf}) \quad (5.7)$$

Burada $C_{\alpha f}$ tek bir ön tekerlekte ki viraj dönme sertliğini verir. Burada her iki ön tekerleği de hesaplamalara katmak için denklem iki ile çarpılır. Benzer işlem arka tekerlerin yanal kuvvetlerini bulmak için tekrarlanır.

$$F_{yr} = 2C_{\alpha r}(-\theta_{vr}) \quad (5.8)$$

θ_{vr} ve θ_{vf} açılarını hesaplayabilmek için:

$$\tan(\theta_{vf}) = \frac{V_y + l_f \dot{\Psi}}{V_x} \quad (5.9)$$

$$\tan(\theta_{vr}) = \frac{V_y + l_r \dot{\Psi}}{V_x} \quad (5.10)$$

ilişkisi kurulabilir.

Küçük açı değişimi kabulü ile ve ayrıca $V_y = \dot{y}$ eşitliği yardımı ile denklemleri sadeleştirecek olursak:

$$\theta_{vf} = \frac{V_y + l_f \dot{\Psi}}{V_x} \quad (5.11)$$

$$\theta_{vr} = \frac{V_y + l_r \dot{\Psi}}{V_x} \quad (5.12)$$

denklemlerini elde ederiz.

(5.5), (5.6), (5.11) ve (5.12) denklemlerini (5.3) ve (5.4) denklemlerinde kullanacak olursak, sistemin durum uzayı modelini yazabiliriz.

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} y \\ \dot{y} \\ \Psi \\ \dot{\Psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & a_1 & 0 & a_2 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & a_3 & 0 & a_4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y \\ \dot{y} \\ \Psi \\ \dot{\Psi} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ b_1 \\ 0 \\ b_2 \end{bmatrix} \delta \quad (5.13)$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & a_1 & 0 & a_2 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & a_3 & 0 & a_4 \end{bmatrix} \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ b_1 \\ 0 \\ b_2 \end{bmatrix}$$

$$a_1 = \frac{-2(C_{\alpha f} + C_{\alpha r})}{mV_x}, \quad a_2 = -V_x - \frac{2(C_{\alpha f}l_f - C_{\alpha r}l_r)}{mV_x}$$

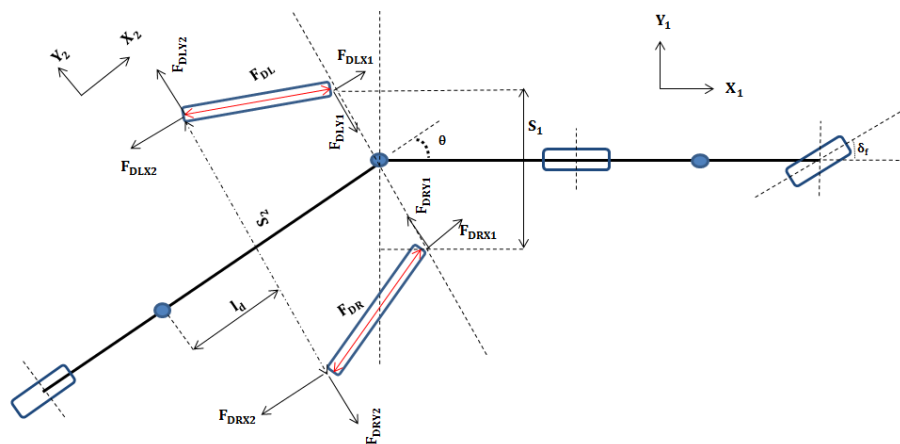
$$a_3 = \frac{-2(C_{\alpha f}l_f - C_{\alpha r}l_r)}{I_z V_x}, \quad a_4 = -\frac{2(C_{\alpha f}l_f^2 + C_{\alpha r}l_r^2)}{I_z V_x}$$

$$b_1 = \frac{2C_{\alpha f}}{m}, \quad b_2 = -\frac{2C_{\alpha f}l_f}{I_z}$$

Tek izli taşıt modelinde durum uzay modeli bize tekerlek dönüş açısı ile taşıtın yanar yer değiştirmesi ve savrulma açısının nasıl değiştiği hakkında bilgi vermektedir. Bu modellemelerde yolun düz olduğu kabulü yapılmıştır. Yol eğimini de hareket

Tablo 5.2 Üç Akışlı Körüklü Yolcu Otobüsün Taşıt Parametreleri

Sembol	Tanım	Birim
w_{1z}, w_{2z}	Ön ve arka gövdenin savrulma rate	rad/sn
V_1	Taşıtın ağırlık merkezi hızı	m/sn
m_1, m_2	Ön ve arka gövdenin kütleleri	kg
α_f, α_r	Ön ve arka teker kayma açıları	rad
δ_f	Ön tekerlerdeki dönüş açısı	rad
$C_{\alpha f}, C_{\alpha r}$	Ön ve arka tekerlerin nominal dönüş sertlikleri	N/rad
l_{1COG}, L_1	Ön ve orta aksların ağırlık merkezine olan mesafeleri	m
J_1, J_2	z eksenine göre taşıtın kütleesel atalet momentleri	Nm
l_{c1}, l_{c2}	Ön ve arka gövdenin ağırlık merkezlerinin körük dönme merkezine olan mesafeleri	m
l_{2COG}	Arka gövdenin arka aksının ağırlık merkezine olan mesafesi	m
θ	Aracın dönüşü sırasında oluşan, ön gövdenin arka gövde ile arasındaki açı	rad



Şekil 5.4 Körük Sisteminin Tek İzli Taşıt Modelindeki Konumu

Tablo 5.3 Körük Sisteminin Parametreleri

Sembol	Tanım	Birim
S_1	Körük sisteminin ön gövde bağlantı noktasında, sağ ve sol damper bağlantı noktası arasındaki mesafe	m
S_2	Körük sisteminin arka gövde bağlantı noktasında, sağ ve sol damper bağlantı noktası arasındaki mesafe	m
F_{DL}	Sol damper kuvveti	N
F_{DP}	Sağ damper kuvveti	N

5.1.3 Ön Gövde İçin Hareket Denklemleri

Newton'un ikinci prensibi taşıtın yanal hareketi (y eksen) için uygulanacak olursa: [13]

$$\begin{aligned}
 m_1(\dot{v}_{1x} - w_{1z}\dot{v}_{1y}) \\
 = \cos(\delta_f)F_{1fxw} - \sin(\delta_f)F_{1fyw} + F_{1rx} + F_{DLX1X} + F_{DLY1X} \\
 + F_{DRX1X} - F_{DRY1X}
 \end{aligned} \quad (5.16)$$

$$\begin{aligned}
 m_1(\dot{v}_{1y} - w_{1z}\dot{v}_{1x}) \\
 = \sin(\delta_f)F_{1fxw} + \cos(\delta_f)F_{1fyw} + F_{1ry} + F_{DLX1Y} - F_{DLY1Y} \\
 + F_{DRX1Y} + F_{DRY1Y}
 \end{aligned} \quad (5.17)$$

$$\begin{aligned}
 J_1\dot{w}_{1z} = [\sin(\delta_f)F_{1fxw} + \cos(\delta_f)F_{1fyw}]l_{1COG} - F_{1ry}(L_1) - F_{DLX1X}\left(\frac{S_1}{2}\right) \\
 - F_{DLX1Y}(l_{c1}) - F_{DLY1X}\left(\frac{S_1}{2}\right) + F_{DLY1Y}(l_{c1}) + F_{DRX1X}\left(\frac{S_1}{2}\right) \\
 - F_{DRX1Y}(l_{c1}) - F_{DRY1X}\left(\frac{S_1}{2}\right) - F_{DRY1Y}(l_{c1})
 \end{aligned} \quad (5.18)$$

$$v_{1fyw} = -\sin(\delta)v_{1x} + \cos(\delta_f)v_{1fyv} \quad (5.19)$$

$$v_{1fyv} = v_{1y} + w_{1z}(l_{1cog}) \quad (5.20)$$

$$v_{1ry} = v_{1y} - w_{1z}(L_1) \quad (5.21)$$

$$v_{1cy} = v_{1y} - w_{1z}(L_{c1}) \quad (5.22)$$

$$F_{1fyw} = -c_{1f}s_{1fy} \ ; \ s_{1fy} = \frac{v_{1fyw}}{c_{1f}} \quad (5.23)$$

$$F_{1ry} = -c_{1r}s_{1ry} \ ; \ s_{1ry} = \frac{v_{1ry}}{c_{1x}} \quad (5.24)$$

$$F_{DLX1X} = F_{DLX1} \cos(\theta) \quad (5.25)$$

$$F_{DLY1X} = F_{DLY1} \sin(\theta) \quad (5.26)$$

$$F_{DRX1X} = F_{DRX1} \cos(\theta) \quad (5.27)$$

$$F_{DRY1X} = F_{DRY1} \sin(\theta) \quad (5.28)$$

$$F_{DLX1Y} = F_{DLX1} \sin(\theta) \quad (5.29)$$

$$F_{DLY1Y} = F_{DLY1} \cos(\theta) \quad (5.30)$$

$$F_{DRX1Y} = F_{DRX1} \sin(\theta) \quad (5.31)$$

$$F_{DRY1Y} = F_{DRY1} \cos(\theta) \quad (5.32)$$

$$v_x = \text{sbt} ; \dot{v}_x = 0 \quad (5.35)$$

Küçük açı değişimi kabulü yapılır ise: $\sin(\delta)=\delta$ ve $\cos(\delta)=1$

$$\begin{aligned} -m_1 w_{1z} v_{1y} = & F_{1fxw} + F_{1rx} + \left(\frac{v_{1y} w_{1z} l_{1COG}}{v_{1x}} - \delta_f \right) \delta_f + F_{DLX1X} + F_{DLY1X} \\ & + F_{DRX1X} - F_{DRY1X} \end{aligned} \quad (5.36)$$

$$\begin{aligned} m_1 (\dot{v}_{1y} + w_{1z} v_{1x}) = & F_{1fxw} \delta_f - c_{1f} \left(\frac{v_{1y} + w_{1z} l_{1COG}}{v_{1x}} - \delta_f \right) - c_{1r} \left(\frac{v_{1y} - w_{1z} L_1}{v_{1x}} \right) \\ & + F_{DLX1Y} - F_{DLY1Y} + F_{DRX1Y} + F_{DRY1Y} \end{aligned} \quad (5.37)$$

$$\begin{aligned} J \dot{w}_{1z} = & \left[F_{1fxw} \delta_f - c_{1f} \left(\frac{v_{1y} + w_{1z} l_{1COG}}{v_{1x}} - \delta_f \right) \right] + c_{1r} \left(\frac{v_{1y} - w_{1z} L_1}{v_{1x}} \right) L_1 \\ & - F_{DLX1X} \left(\frac{S_1}{2} \right) - F_{DLX1Y} (l_{c1}) - F_{DLY1X} \left(\frac{S_1}{2} \right) + F_{DLY1Y} (l_{c1}) \\ & + F_{DRX1X} \left(\frac{S_1}{2} \right) - F_{DRX1Y} (l_{c1}) - F_{DRY1X} \left(\frac{S_1}{2} \right) \\ & - F_{DRY1Y} (l_{c1}) \end{aligned} \quad (5.38)$$

Denklemler düzenlenir ise :

$$\begin{aligned} m_1 \dot{v}_{1y} + \left(\frac{c_{1f} + c_{1r}}{v_{1x}} \right) v_{1y} + \left(\frac{c_{1f} l_{1COG} - c_{1r} L_1}{v_{1x}} + m_1 v_{1x} \right) w_{1z} \\ = (F_{1fxw} + c_{1f}) \delta_f + F_{DLX1Y} - F_{DLY1Y} + F_{DRX1Y} + F_{DRY1Y} \end{aligned} \quad (5.39)$$

$$F_{1ry} = -c_{1r} s_{1ry} \quad ; \quad s_{1ry} = \frac{v_{1ry}}{c_{1x}} \quad (5.40)$$

$$\begin{aligned}
J\dot{w}_{1z} + \left(\frac{c_{1f}l_{1\text{COG}} - c_{1r}L_1}{v_{1x}} \right) v_{1y} + \left(\frac{c_{1f}l_{1\text{COG}}^2 - c_{1r}L_1^2}{v_{1x}} \right) w_{1z} \\
= (F_{1\text{fxw}} + c_{1f})l_{1\text{COG}}\delta_f - F_{\text{DLX1X}}\left(\frac{S_1}{2}\right) - F_{\text{DLX1Y}}(l_{c1}) \\
- F_{\text{DLY1X}}\left(\frac{S_1}{2}\right) + F_{\text{DLY1Y}}(l_{c1}) + F_{\text{DRX1X}}\left(\frac{S_1}{2}\right) - F_{\text{DRX1Y}}(l_{c1}) \\
- F_{\text{DRY1X}}\left(\frac{S_1}{2}\right) - F_{\text{DRY1Y}}(l_{c1})
\end{aligned} \tag{5.41}$$

5.1.4 Arka G6vde İçin Hareket Denklemleri

$$m_2(\dot{v}_{2x} - w_{2z}\dot{v}_{2y}) = F_{2x} - F_{\text{DLX2}} - F_{\text{DRX2}} \tag{5.42}$$

$$m_2(\dot{v}_{2y} - w_{2z}\dot{v}_{2x}) = F_{2y} + F_{\text{DLY2}} - F_{\text{DRY2}} \tag{5.43}$$

$$J_2\dot{w}_{2z} = -F_{2y}l_{2\text{COG}} + F_{\text{DLX2}}\left(\frac{S_2}{2}\right) + F_{\text{DLY2}}(l_d) - F_{\text{DRX2}}\left(\frac{S_2}{2}\right) - F_{\text{DRY2}}(l_d) \tag{5.44}$$

$$v_{2ay} = v_{2y} + v_{2z}l_{2\text{COG}} \tag{5.45}$$

$$v_{2cy} = v_{2y} + w_{2z}l_{c2} \tag{5.46}$$

$$F_{2y} = -c_2s_{2y} \quad ; \quad s_{2y} = \frac{v_{2ay}}{c_{2x}} \tag{5.47}$$

$$-m_2w_{2z}v_{2y} = F_{2x} - F_{\text{DLX2}} - F_{\text{DRX2}} \tag{5.48}$$

$$m_1\dot{v}_{2y} + m_2w_{2z}v_{2x} = -c_2\left(\frac{v_{2y} - w_{2z}l_{2\text{COG}}}{v_{2x}}\right) + F_{\text{DLY2}} - F_{\text{DRY2}} \tag{5.49}$$

$$\begin{aligned} J\dot{w}_{2z} = c_2 \left(\frac{v_{2y} - w_{2z}l_{2COG}}{v_{2x}} \right) l_{2COG} + F_{DLX2} \left(\frac{S_2}{2} \right) + F_{DLY2}(l_d) \\ - F_{DRX2} \left(\frac{S_2}{2} \right) - F_{DRY2}(l_d) \end{aligned} \quad (5.50)$$

Denklemler düzenlenir ise:

$$m_2 \dot{v}_{2y} + \left(\frac{c_2}{v_{2x}} \right) v_{2y} + \left(m_2 v_{2x} - \frac{c_2 l_{2COG}}{v_{2x}} \right) w_{2z} = F_{DLY2} - F_{DRY2} \quad (5.51)$$

$$\begin{aligned} J_2 \dot{w}_{2z} - \left(\frac{c_2 l_{2COG}}{v_{2x}} \right) v_{2y} + \left(\frac{c_2 l_{2COG}^2}{v_{2x}} \right) w_{2z} \\ = F_{DLX2} \left(\frac{S_2}{2} \right) + F_{DLY2}(l_d) - F_{DRX2} \left(\frac{S_2}{2} \right) - F_{DRY2}(l_d) \end{aligned} \quad (5.52)$$

5.39, 5.40 ve 5.51, 5.52 denklemlerini kullanacak olursak, sistemin durum uzayı modelini yazabiliriz.

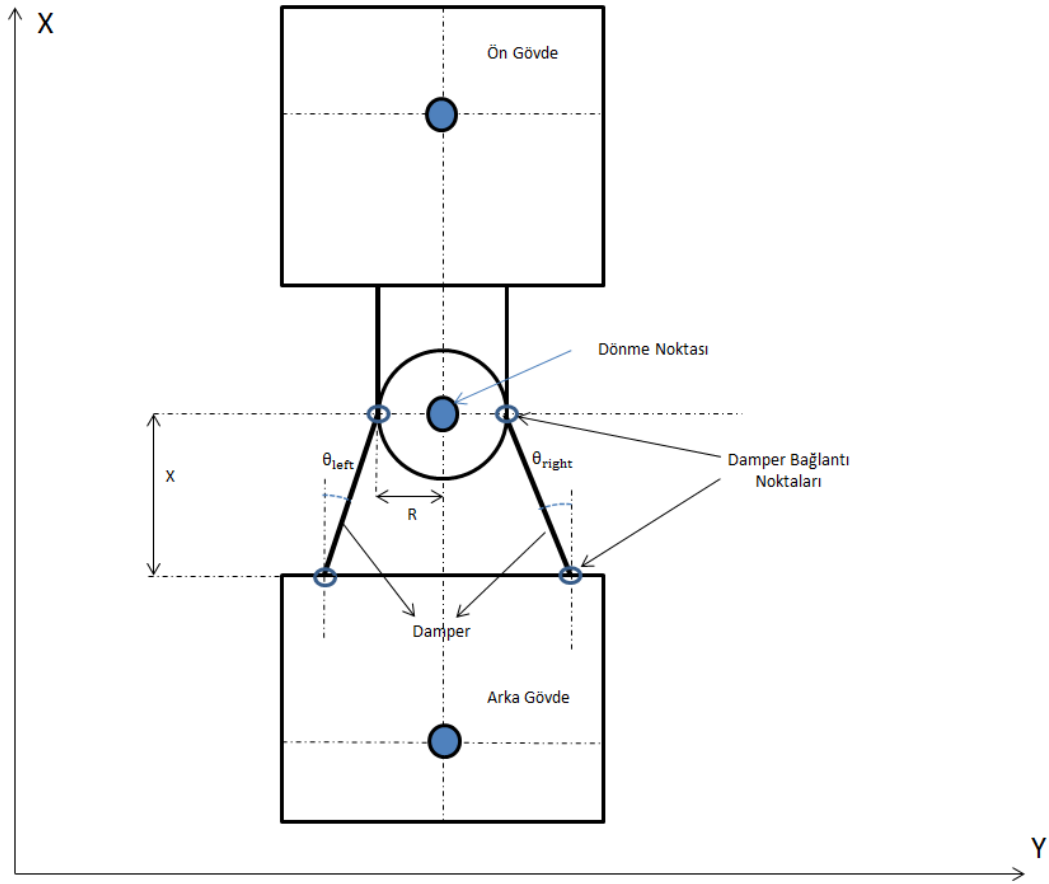
$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} v_{1y} \\ w_{1z} \\ v_{2y} \\ w_{2z} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} a_1 & a_2 & 0 & 0 \\ a_3 & a_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & a_5 & a_6 \\ 0 & 0 & a_7 & a_8 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \delta + \begin{bmatrix} F_{DLY1} \\ F_{DRY1} \\ F_{DLX1} \\ F_{DRX1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 1 & 0 & 0 \\ c_1 & c_2 & c_3 & c_4 \end{bmatrix} \\ &+ \begin{bmatrix} F_{DLY2} \\ F_{DRY2} \\ F_{DLX2} \\ F_{DRX2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 1 & 0 & 0 \\ d_1 & d_2 & d_3 & d_4 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (5.53)$$

$$a_1 = - \left(\frac{c_{1f} + c_{1r}}{v_{1x} m_1} \right) \quad a_2 = - \left(\frac{c_{1f} l_{1COG} - c_{1r} L_1}{v_{1x} m_1} + v_{1x} \right)$$

$$a_3 = - \left(\frac{c_{1f} l_{1COG} - c_{1r} L_1}{J v_{1x}} \right) \quad a_4 = - \left(\frac{c_{1f} l_{1COG}^2 - c_{1r} L_1^2}{J v_{1x}} \right)$$

$$a_5 = \left(\frac{c_2}{v_{2x} m_2} \right) \quad a_6 = \left(\frac{c_2 l_{2COG}}{v_{2x} m_2} - v_{2x} \right)$$

$$a_7 = \left(\frac{c_2 l_{2COG}}{J_2 v_{2x}} \right) \quad a_8 = - \left(\frac{c_2 l_{2COG}^2}{J_2 v_{2x}} \right)$$



Şekil 5.5 Körük Sistemi [14,16]

$$F_{DRY1} = F_{DR} \sin(\theta_{right}) \quad (5.54)$$

$$F_{DRX1} = F_{DR} \cos(\theta_{right}) \quad (5.55)$$

$$F_{DLY1} = F_{DL} \sin(\theta_{left}) \quad (5.56)$$

$$F_{DLX1} = F_{DL} \cos(\theta_{left}) \quad (5.57)$$

$$F_{DRY2} = F_{DR} \sin(\theta_{right}) \quad (5.58)$$

$$F_{DRX2} = F_{DR} \cos(\theta_{right}) \quad (5.59)$$

$$F_{DLY2} = F_{DL} \sin(\theta_{left}) \quad (5.60)$$

$$F_{DLX2} = F_{DL} \cos(\theta_{left}) \quad (5.61)$$

$$\dot{\theta} = \dot{W}_1 - \dot{W}_2 \quad (5.62)$$

5.2 Sönümlemede Kullanılan Yarı Aktif Sönümleyiciler

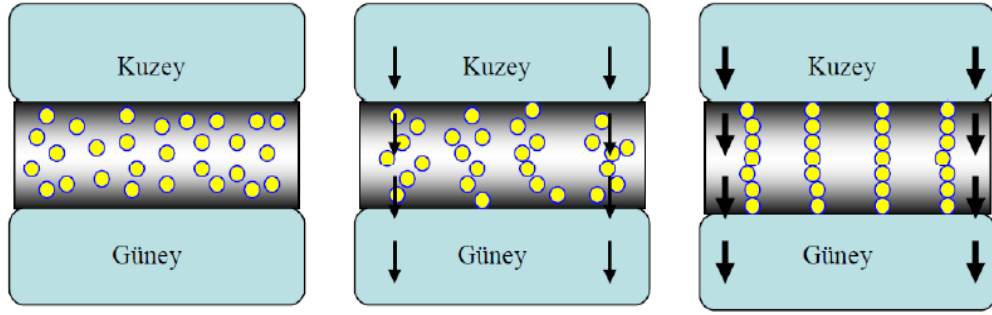
Sönümleme elemanı olarak kullanılan yarı aktif sönümleyiciler aktif ve pasif sönümleyicilere oranla daha geniş bir kullanım alanına sahip olmamalarına rağmen maliyet açısından daha avantajlıdırlar. Bunun yanında pasif sistemlere oranla performans ve yönünden daha üstündürler. Yarı aktif sönümleme sistemlerinin başarısı birlikte kullanıldıkları kontrolcülerin üstünlüklerine göre değişmektedir. Hem pasif hem de yarı aktif sönümleme sistemi olarak kullanılmalarının yanında aktif sistemlere oranla daha düşük güç ihtiyacı gereksinimi bu sistemleri kullanılır kılmış ve bu alandaki çalışmaların sayısının artmasına neden olmuştur. [17, 33]

5.2.1 MR (Magnetorheological) Akışkanlarının Uygulamalardaki Kullanımı

MR manyetik akışkanların kullanımı J. Rabinow tarafından 1940'lı yılların sonlarında kullanılmaya başlanmıştır [28]. MR akışkanların çalışma mantığı, MR sönümleyici içinde bulunan MR sıvısı, taşıyıcı sıvı içerisine mikron seviyede manyetik parçacıklar eklenerek elde edilir. Taşıyıcı sıvı olarak genelde su, silikon bazlı yağ veya petrol bazlı yağ kullanılır. Manyetik parçacık olarak ise genellikle demir kullanılır. MR sönümleyici içinde bulunan MR sıvısı pistonun hareketiyle, pistonun ucunda bulunan boşluktan akmaya zorlanır. Pistonun ucundaki boşlukta aynı zamanda elektromıknatıslar bulunmaktadır. Bu elektromıknatıslar manyetik alan oluşturmazsa MR sıvısı normal akışkan özelliği gösterir.

Fakat elektromıknatıslar manyetik alan oluşturursa, MR sıvısını boşluktan geçerken, içinde bulunan manyetik parçacıklar sıralı bir şekilde dizilerek sıvının viskozitesini değiştirir ve olduğundan daha viskoz bir sıvıymış gibi davranmasını sağlarlar.

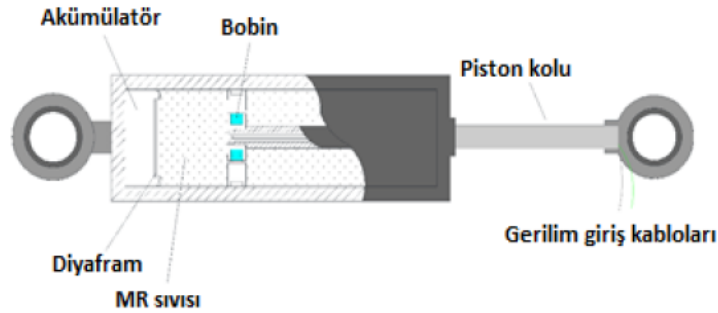
Kısaca damper içindeki sıvıya dışardan bir manyetik alan uygulandığında akışkanın viskozitesinin artırılması prensibine göre çalışır. MR damper sıvısı içerisine ilave edilen bu manyetik karakteristiği olan mikron ölçekli parçacıklar manyetik alanın oluşması ile birlikte sıvının viskozitesi birkaç milisaniye içinde 10^5 , 10^6 katına kadar çıkabilir. Manyetik alan azaltıldığında sıvının viskozitesinde de azalma görülür ve manyetik alan ortadan kaldırıldığında ise akışkan Newtonien akış özelliğini göstermeye devam eder. Şekil 5.6'da görüldüğü üzere manyetik alan akışkan içerisindeki demir taneciklerinin tek bir sıra halinde dizilmesini sağlamaktadır. Manyetik alan yok iken serbest olarak hareket edebilen akışkan manyetik alanın oluşması ile birlikte zincir şeklinde dizilen demir parçacıkları arasından geçmek zorunda kalacaktır. Eğer bu zincir dizilimi yoğunluğu artacak olursa haliyle zincir halkaları arasındaki boşluklar azalacak ve akışkan geçişi zorlaşacaktır. MR damperlerde kullanılan sıvıların kalitesi, kullanım koşulları, yük kapasite ve süreleri gibi faktörler MR damperin kalitesini belirleyen faktörlerdir. Carlson ve Weiss (1994), çalışma sıcaklığının -40 ile +150 °C olduğu aralıkta MR damper sıvıları dayanımlarını muhafaza edebilirler. Kirlenme MR damperin karakteristiğini olumsuz etkilemez. MR damper yeterli manyetik alan kuvvetini üretebilmesi için düşük gerilim (12~24 VDC) veya akım (1~2 A) girişi uygulanması gerekir. Ayrıca herhangi bir sebepten dolayı güç kesilirse MR sönümleyicinin pasif sönümleyici özelliği göstermesi, emniyet açısından önemli bir özelliğidir. [17,18, 29, 30]



Şekil 5.6 Manyetik Alanın Artması ile Partikül Dizilimi [20,29]

5.2.2 MR Damper Sönümleyicisinin Matematiksel Modelleri

Magnetorheological (MR) damper, bir yarı aktif sönüm elemanıdır. MR damper sönüm kuvveti manyetik alan kuvvetine bağlı olarak değişir. MR damper yapısı, piston, MR damper sıvısı, akümülatör ve manyetik sargılardan oluşan bir yapıya sahiptir. MR damperin genel görüntüsü şekil 5.7’de gösterildiği gibidir.[20,30]



Şekil 5.7 MR Damper Sönümleyici Genel Yapısı

Literatürde MR damperin sönüm kuvvetini gerçeğe yakın bir şekilde yansıtan başarılı modeller geliştirilmiştir (Bingham model, Bouc-Wen model, Lugre model vs.). Bu tez kapsamında körüklü yolcu otobüsünün körük sisteminde bulunan damperler tasarlanacaktır. Ve tasarlanacak olan MR damperin matematiksel modeli için Lugre modeli tercih edilmiştir. Lugre modeli basit yapıya sahip olmasının yanında gerçeğe yakın sonuçlar vermesi nedeniyle tercih edilmiştir. Fakat diğer modellerin matematiksel ifadeleri de bu aşamada tanımlanmıştır. MR damper için geliştirilen matematiksel ifadeler aşağıdaki gibidir. [29, 32, 33, 34, 35]

5.2.2.1 Lugre Modeli

Sistemin genel denklemi 5.64 ve 5.65’de verildiği gibidir.

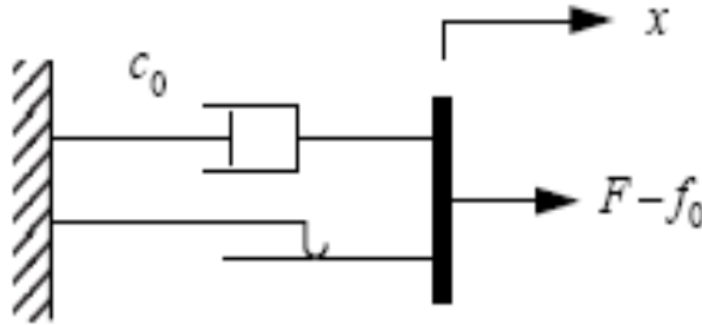
$$f = \sigma_a z + \sigma_0 z v + \sigma_1 \dot{z} + \sigma_2 \dot{x} + \sigma_b \dot{x} v \quad (5.63)$$

$$\dot{z} = \dot{x} - a_0 |\dot{x}| z \quad (5.64)$$

Burada, f MR damper kuvveti [N] , $\dot{x}$ MR damperin relativ hızı [m/s], v MR damperin gerilim değeri, z MR damperin dinamiğini tanımlamada kullanılan iç değişken ve $\sigma_a, \sigma_0, \sigma_1, \sigma_2, \sigma_b, a_0$ MR damperin histeresis karakterini tanımlamada kullanılan katsayılarıdır. [32, 33, 34]

5.2.2.2 Bingham Modeli

Bingham modelinde Şekil 5.8’ de görüldüğü gibi bir viskoz sönümleyici ve buna paralel bağlı bir coulomb sürtünme elemanından oluşmaktadır. [17, 34]



Şekil 5.8 MR Damper Bingham Modeli

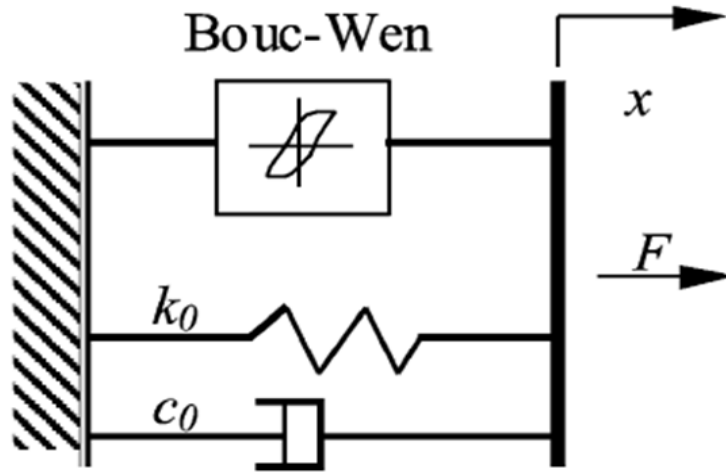
Bu modelleme yapısında sisteme dışardan voltaj girişi yapılmadığından dolayı modellemede, deneyler sonrası elde edinilmiş katsayılardan yararlanılmaktadır. Bu modelleme yönteminde MR damper sönümleyici yapısını tam olarak yansıtmamaktadır. Sistemde ivme ve hız farklı işaretlerde olduğunda sistemin doğrusal olmayan davranışları modellemede oluşturulamamaktadır. Bingham modeli denklemleri 5.66’da verildiği gibidir.

$$F = f_c \text{sgn}(\dot{x}) + c_0 \dot{x} + f_0 \quad (5.65)$$

Bu denklemde f_0 terimi sistemde bulunan akümülatör vasıtası ile kuvvet üzerinde yapılması gereken değişikliği ifade etmektedir. f_c Terimi sürtünme kuvvetini , c_0 terimi ise sönümleme katsayısını ifade etmektedir.

5.2.2.3 Bouc - Wenn modeli

MR damperin matematiksel olarak geliştirilen yöntemlerinden bir diğeri ise Bouc-Wenn modelidir. Bouc-Wenn modelinin şematik gösterimi şekil 5.9' da gösterildiği gibidir. Sistemin genel denklemi ise 5.67'de verildiği gibidir. [17,34]



Şekil 5.9 MR Damper Bouc-Wenn Modeli

$$F = c_0 \dot{x} + k_0 x + \alpha z \quad (5.66)$$

İfadesinde bulunan z terimi sönümleyiciye histeresiz özelliğini sağlayan terimdir.

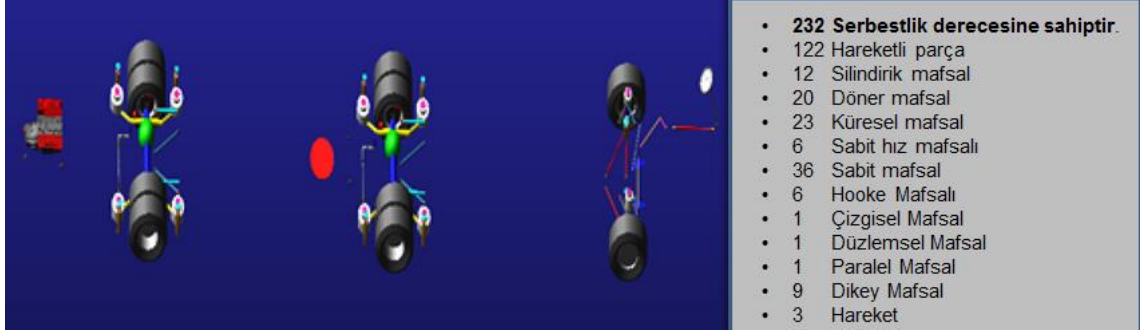
$$\dot{z} = -\gamma |\dot{x}| z |z|^{n-1} - \beta \dot{x} |z|^n + A \dot{x} \quad (5.67)$$

γ , β ve A ise sistemde yüklemenin düzgünlüğünü kontrol eden ve damperin iç değişkenliğini kontrol eden parametrelerdir.

6.1 Msc Adams ve Matlab/Simulink ile Eşzamanlı Simülasyon Modelinin Oluşturulması

Körüklü ağır ticari yolcu otobüsünün lineer tek izli araç modelinin oluşturulması ve hareket denklemlerinin çıkarılması 5'inci bölümde detaylı olarak anlatılmıştır. Lineer tek izli araç modelleri çok hızlı çalışmaktadır. Fakat araç yapısı kompleks olduğunda ve yüksek yanal ivmeye maruz kaldığında bu bisiklet modelleri yetersiz kalmaktadır. Özellikle körüklü yolcu otobüsü gibi karmaşık yapıya sahip araçlar manevralı hareketleri neticesinde tekerlerde meydana gelen yanal kaymalar ile birlikte ön ve arka gövdeye etkiyen yanal ivmeler sistemin kararlılığını bozmaktadır. Zira süspansiyon sistemlerdeki eksiklikler ve çözümü kolaylaştırmak adına yapılan doğrusallaştırma çalışmalarında yapılan kabuller düşünüldüğünde istenilen sonuçların alınmasını zorlaştırmaktadır.

Körüklü yolcu otobüsünün körük sisteminin geliştirilmesi kapsamında Adams ortamında oluşturulan tam araç modeli 232 serbestlik derecesine sahiptir. Körük sisteminin kontrolcüsü ise Matlab/Simulink ortamında geliştirilmiştir. Adams ortamında geliştirilen tam araç modeli ve Matlab/Simulink ortamında oluşturulan kontrolcünün bu tez kapsamında eş zamanlı çalışması sağlanacaktır. Bu yöntem tüm dünyada en yaygın kullanılan yöntemlerden bir tanesidir. Bu işlem adımları sadece Msc Adams veya sadece Matlab kullanılarak da yapılabilinmektedir. Fakat Adams ve Matlab programları bazı özel alanlarda kendi kabiliyetlerini çok daha fazla geliştirmişlerdir. Matlab ortamında tam taşıt modellerinin, mekanizmaların ve karmaşık mekatronik sistemlerin çoklu cisimler dinamiği modellerinin oluşturulması zor ve zaman alıcı iken Msc Adams ortamında bu işlem çok daha kolaydır. Aynı şekilde Matlab/Simulink ortamında kontrolcülerin tasarlanması Msc Adams ortamında kontrolcülerin tasarlanmasından çok daha kolay ve hızlıdır. Anlaşılabacağı üzere her iki programın bazı özel çalışma alanlarında geliştirdikleri yetkinlikler farklılık göstermektedir. Bu nedenle eş zamanlı simülasyonların yapılması ile her iki programın ayrı ayrı yetkinlikleri bir arada kullanılmış olunur.

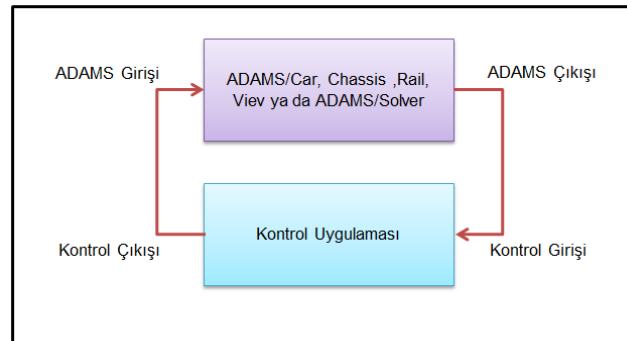


Şekil 6.1 Msc Adams Kinematik Modeli

6.1.1 Adams/Car Çalışma Alanından Modelin Matlab Çalışma Alanına Aktarılması

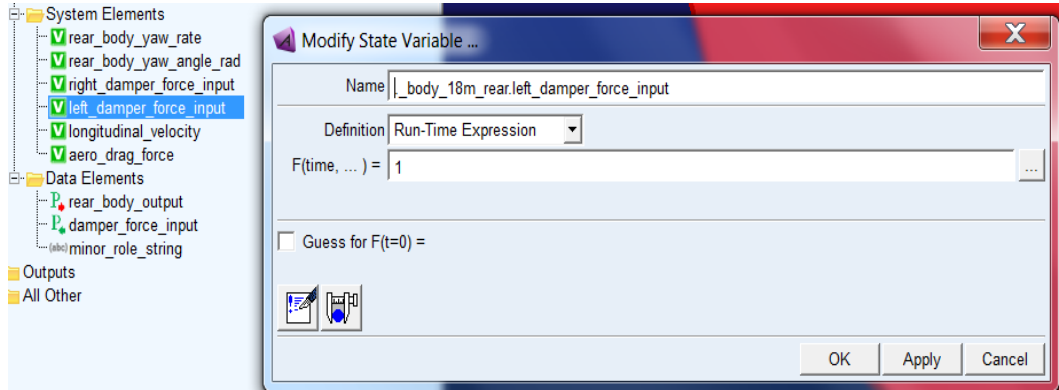
Öncelikle iki programın birlikte eş zamanlı simülasyon yapabilmesi için, diğer bir deyişle mekanik sistemlerin doğrusal olan veya doğrusal olmayan matematiksel modellerinin Matlab programı ile konuşturulabilmesi için Msc Adams/Car programında kontrol modülünün aktif hale getirilmiş olması gerekmektedir. Bunun kullanılabilmesi için Adams/Car programında tools menüsündeki plugin manger penceresi altında bulunan modülünün seçilmesi gerekmektedir.

Adams/Control modülü aracılığı ile Adams programı çalışma alanında hazırlanmış modelinin durum değişkenlerinin diğer programlar yardımı ile kontrol edilmesi sağlanır. Bu eş zamanlı simülasyon yönteminin en büyük katkısı kontrol ve kodlama konularında uzmanlaşmış paket programlar ile hazırlanan farklı kontrol algoritmalarının, farklı mekanik işlevlere sahip sistemler ile bu kontrol algoritmalarının mekanik sistemler üzerine olan etkileri kolaylıkla incelenebilmektedir. Şekil 6.2’de iki program arasındaki görev dağılımı gösterilmiştir. [8, 20, 21]

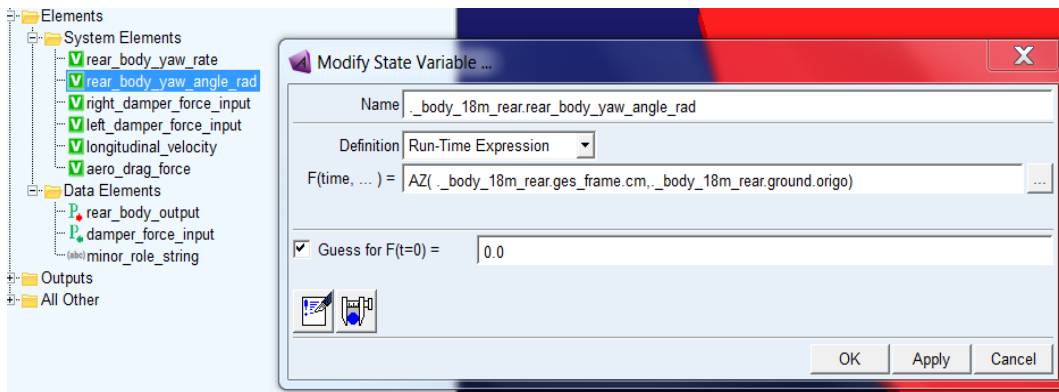


Şekil 6.2 Msc Adams/Control Veri Aktarım Döngüsü [41]

Adams kontrol modülü Matlab, Easy5, FMUv10 ve FMUv20 kontrol programlarını desteklemektedir. İki programın bağlantı kurulabilmesi için öncelikle Msc Adams ortamında hatasız çalışan ve bununda Adams veri tabanına kayıt edilmiş bir model olması gerekmektedir. Böylece ister tam taşıt modeli olsun isterse robotik bir model olsun kolaylıkla kontrolcünün oluşturulduğu program ile bağlantısı kurulabilir. Sisteme giriş değişkenleri olarak kinematik değişkenler olan konum, hız ve ivme olabileceği gibi kinetik değişkenler olan kuvvetler ve momentlerde giriş değişkeni olarak tanımlanabilir. Sistem girişi ve sistem çıkışı olarak tanımlanacak sistem değişkenlerinin hangisinin giriş hangisinin çık olacağını belirlemek için her bir değişken için Msc Adams içerisinde durum değişkenleri (state variable) tanımlanmalıdır. Oluşturulan giriş ve çıkış değişkeni kadar da durum değişkeninin oluşturulmuş olmasına dikkat edilmelidir.



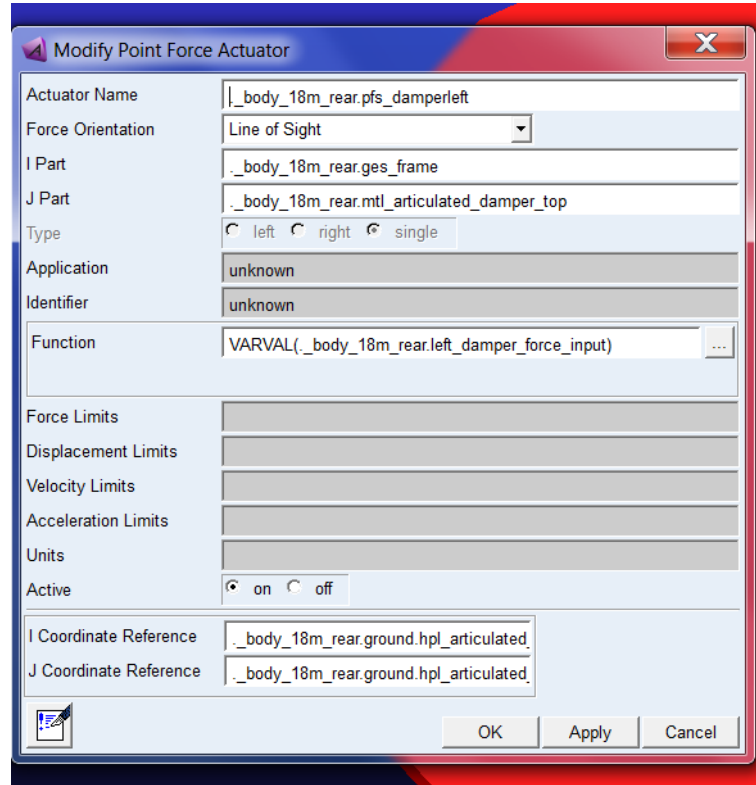
Şekil 6.3 Adams Modeli İçin Oluşturulan Giriş Değişkenleri



Şekil 6.4 Adams Modeli İçin Oluşturulan Çıkış Değişkenleri

Oluşturulan bu durum değişkenleri kullanılarak Adams simülasyon boyunca kullanılır. Eğer bu sistem değişkeni giriş değişkeni olarak tanımlanmış ise kontrolcünden gelen bilgileri Adams alır ve giriş bilgisi olarak modelinde kullanır.

Eğer sistem değişkeni çıkış olarak tanımlanmış ise Adams simülasyon süresince hesapladığı değerleri kontrolcüye gönderir ve kontrolcü bu bilgileri giriş olarak alıp kullanır. Oluşturulan bu sistem değişkenleri kullanacak olan sistemlere tanımlanmalıdır. Adams çalışma ortamının da bu tanımlama yapılır iken “ VARVAL ” fonksiyonu içerisinde tanımlanmış olmasına dikkat edilmelidir. Şekil 6.5’de görüldüğü üzere daha önce oluşturulan “
 ._body_18m_rear.left_damper_force_input ” isimli değişken VARVAL fonksiyonu ile ilgili sistemlerin kullanabileceği şekilde tanımlanmıştır.



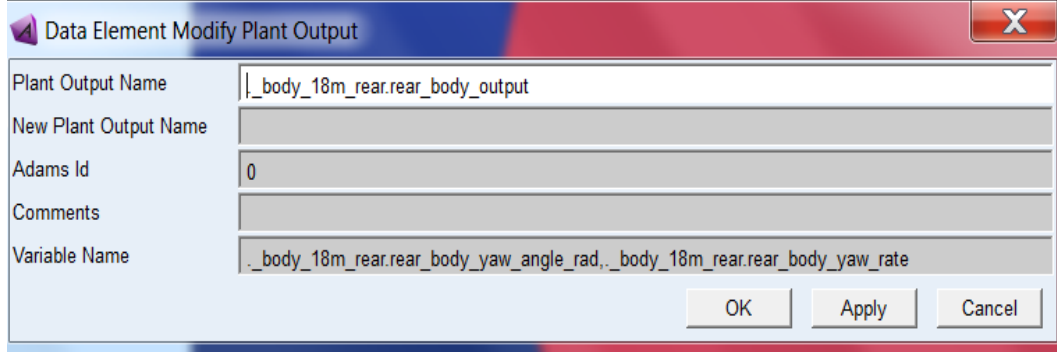
Şekil 6.5 Sistem Değişkeni Oluşturma Penceresi

Durum değişkenlerinden hangisinin çıkış değişkeni olacağı ve kaç tane olacağı konusunda bir sınırlama yoktur. Daha öncede belirtildiği üzere kinetik (kuvvet, moment vb.) değişkenler olabileceği gibi kinematik (konum, hız ve ivme vb.) gibi ölçülebilen tüm durum değişkenleri çıkış değişkeni olarak atanabilir.

6.1.2 Msc Adams Control Sistemi

Giriş ve çıkış olarak tanımlanan tüm sistem değişkenleri Adams/Control tarafından kullanılabilmesi için; Build - Controls toolkit - Plant input veya Plant output kısımlarına mutlaka tanımlanmalıdır. Aksi halde dışarı aktarılan bilgileri

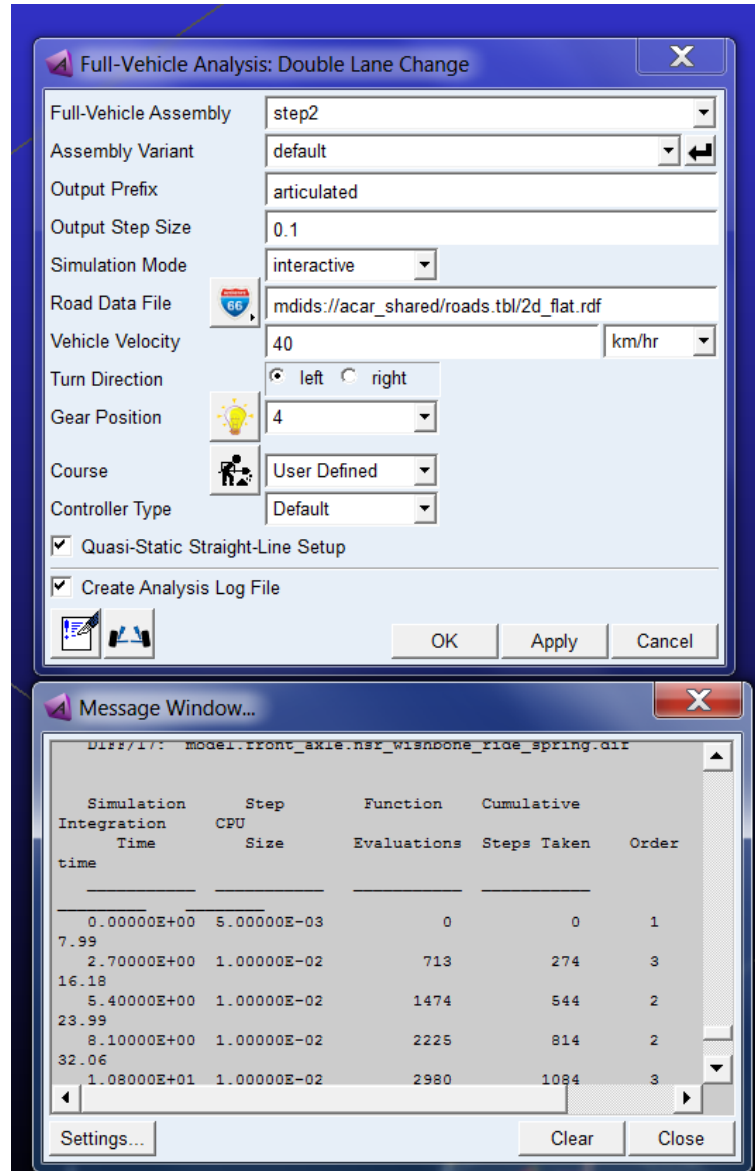
özellikle Matlab/Simulink kullanmamaktadır. Plant output kısmında “ Variable Name ” olarak istenilen sayıda durum değişkeni şekil 6.6’da olduğu gibi yazıla bilinmektedir. [31]



Şekil 6.6 Plant Output Penceresinde Durum Değişkenlerinin Çıkış Olarak Tanımlanması

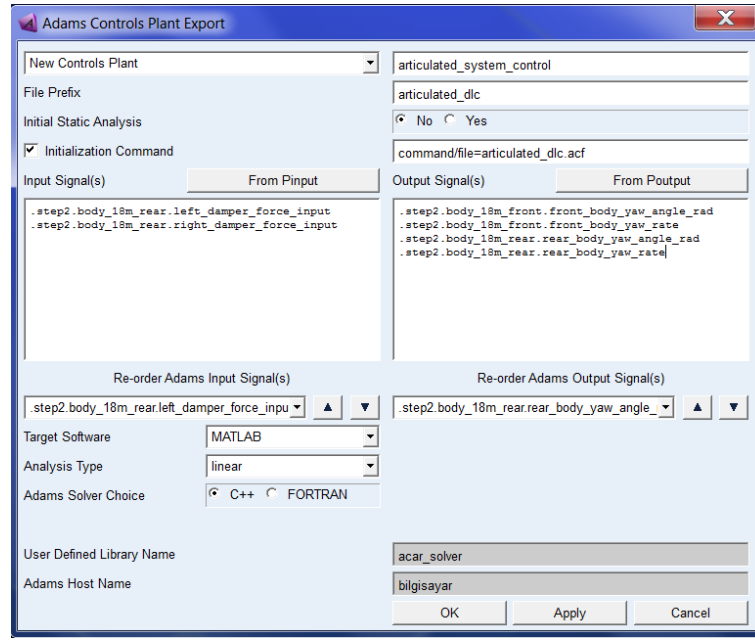
Tüm bu “ Plant Output ” da yaptığımız işlem adımları “ Plant Input ” içinde yapılarak girişleri tanımlamak gerekmektedir. Bu işlemlerde Msc Adams/Control modülü kullanır ve eş zamanlı çalışacağı programın kullanabileceği türde dosyalar vasıtasıyla bilgi aktarımı sağlanır.

Bu tez kapsamında Msc Adams çalışma ortamından Matlab çalışma ortamına veri aktarımı sağlanacağından Adams/Control modülüne geçmeden kurulan körüklü yolcu otobüsünün tam taşıt modeli Msc Adams ortamında açılır. Model çift şerit değiştirme yapacak şekilde analiz koşturulur. Adams çözüm dosyaları içerisinde “.adm ” ve “.acf ” uzantılı iki dosya görülecektir. Burada “.adm ” uzantılı dosya, içerisinde kurulan araç modeli ile alakalı bütün bilgileri barındıran dosyadır.



Şekil 6.7 Msc Adams/Car Simülasyon Kartı

“ .acf ” uzantılı dosya ise yapılan manevra bilgilerini içeren dosyadır. Eş zamanlı simülasyonlarda “ .adm ” ve “ .acf ” dosyaları çok önemlidir. Matlab ile kurulacak olan bağlantı bu dosyalar üzerinden kurulacaktır. Simülasyon koşturulduktan sonra Control/Plant Export ortamından Adams kontrol kartı açılır. Şekil 6.8’de açılan kart gösterilmiştir.



Şekil 6.8 Adams Plant Export Kartı

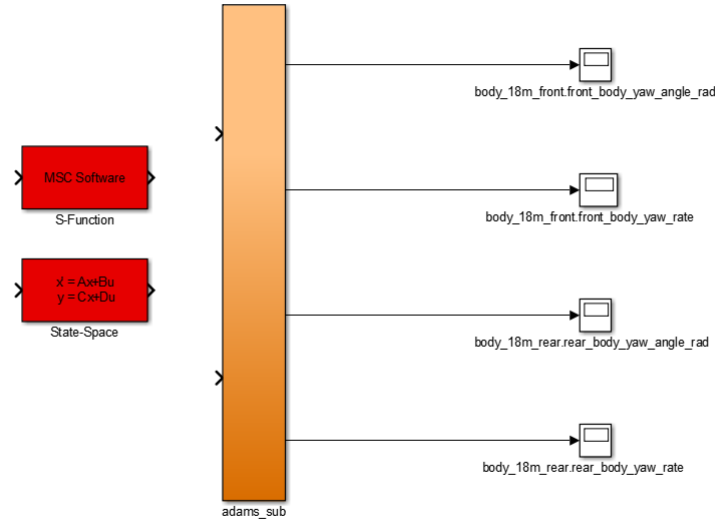
“ File Prefix ” metin kutusuna girilen isim daha önce koşturulan analiz sonucu üretilen “ articulated_dlc.adm ” dosyası ismi ile aynı olmalıdır. Bu girilen isim aynı zamanda diğer kontrol programının tarafından hangi isim ile çağrılacağını belirtir.

“ From Pinput ” seçeneği ile daha önce oluşturulan plant input dosyaları seçilir. Benzer işlem adımı tekrar edilerek bu kez “ From Poutput ” butonu ile daha önce oluşturulan plant output dosyalarının seçilmesi işlemi yapılır. Şekil 6.8’de görüldüğü üzere bu dosyalara daha önce tanımlanan giriş ve çıkış değişkenleri ilgili alanların alt kısımlarına sıralanır. “ Target Software ” ise verinin hangi dış programa aktarılacağı belirtir ve bu kısımda “ Matlab ” seçilir. Burada en önemli noktalardan biriside “ Analysis Type ” kısmıdır. “ Linear (Doğrusal) ” seçilmesi halinde Msc Adams modelinin doğrusallaştırılan durum uzay modeli oluşturulur ve Matlab ortamında bu durum uzay modeli üzerinden simülasyon yapılması sağlanır. Eğer “ Non-linear ” seçilir ise doğrusallaştırma işlemi yapılmaz ve dolayısıyla çok daha doğru simülasyon yapılmış olunur. Bu işlemle birlikte Matlab ortamında simülasyon koşturmaya başladığında eş zamanlı olarak Adams programı da açılır ve ilgili mekanik modelin sistem dosyaları yüklenir akabinde iki program arasında bilgi alış verişi yapılarak simülasyon tamamlanır. Buna ek olarak simülasyonun Adams arayüzünden de takip edilmek istenir ise mutlaka doğrusal olmayan (nonlinear) analiz yönteminin seçilmiş olmasına dikkat edilmelidir.

Poutput bölümüne mutlaka en az bir durum değişkeni çıkış olarak tanımlanması gerektiği hatırlanmalıdır. Eğer durum değişkenleri Pinput yada Poutput oluşturmadan daha önce giriş yada çıkış olarak tanımlanan durum değişkenlerinin plant export kartı altındaki From Pinput yada From Poutput kısımlarına tek tek eklenebilir olduğu düşünülse de bu işlem hatalıdır. Bu yöntem ile export edilen dosyaları kullanan Matlab/Simulink'te giriş ve çıkış değişkenleri görülmesine karşın analizler koşturulduğunda Matlab s-function hatası vermektedir. Tüm bu tanımlamalar yapıldıktan sonra Adams Controls Plant Export kartında bulunan apply dendiğinde daha önce oluşturulan mekanik sisteme ait tüm sistem dosyaları Adams tarafından oluşturulan ve .m file adındaki dosya içerisine yazılır. Bu dosya hangi çalışma dosyası uzatışında ise matlab çalışma dosyası da aynı uzantıda olmalıdır. Yani Adam ve Matlab çalışma dosyaları aynı olmalıdır. Bu dosyalar farklı olursa, konumları değiştirilirse ya da başka bilgisayara taşınır ise analizler koşar iken hata verir. O yüzden farklı bilgisayara taşınan Adams dosyaları o bilgisayarda yeniden açılarak Adams Control Plant Export kartı yeniden apply yapılmalıdır.

6.1.3 Matlab Simulink Ortamında Modelin Hazırlanması

Bu aşamadan sonra Adams ortamında yapılacak hiç bir işlem kalmamıştır. Bu aşamadan sonraki yapılacak olan tüm işlemler Matlab/Simulink programında yapılmaya başlanacaktır. Matlab açıldıktan sonra yapılması gereken ilk işlem çalışma dosyası olarak daha önce Adams tarafından kullanılan çalışma dosyasının seçilmesi olmalıdır. Bu dosya içerisinde Adams tarafından oluşturulan sistem dosyaları Matlab ortamında gözlemlenir ve bunlardan .m-file olan tutulup sürüklenerek Matlab komut satırına bırakılarak program tarafından okunması sağlanır. Bu işlemten sonra komut ekranında modele ait olan giriş ve çıkışlar listelenecektir. Satır komutuna “ adams_sys ” komutu girilir ve “ adams_sys ” komutu ile birlikte Matlab/Simulink penceresi açılır. Daha önce Adams ortamında oluşturulan giriş ve çıkış değişkenlerini gösteren bloklar görülür. Bu bloklardan biri durum uzay modelini, diğer ikisi de “ S-function ” olarak tanımlanmış olan doğrusal olmayan modeli tanımlar.



Şekil 6.9 Matlab/Simulink'e Aktarılmış Msc/Adams Modeli

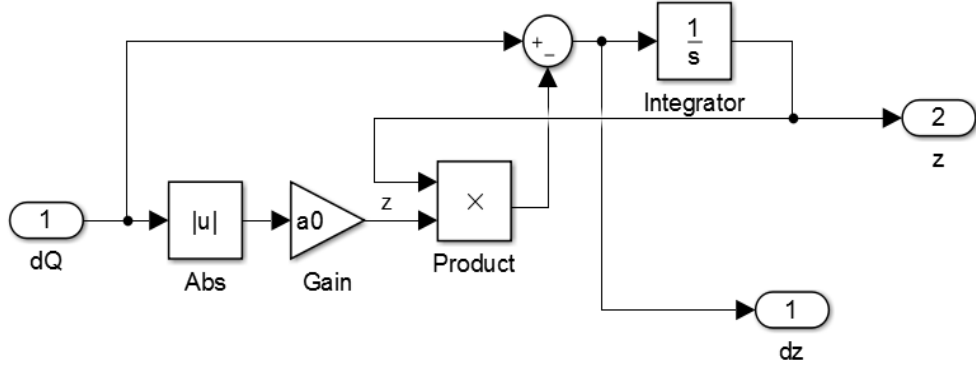
Burada “ adams_sub ” kutucuğu içerisinde yine bir adet S-function ve S-function bloğuna bağlı giriş ve çıkışlarla birlikte veri aktarımını sağlayan ilgili ara işlem kutucukları vardır. S-function sayesinde Adams/Solver çağırılarak çözüm takip edilir. [22, 31]

6.2 Körük Sisteminin Kontrolcüsünün Tasarlanması

Körüklü yolcu otobüsünün şerit değiştirmesi sırasında arka gövdenin savrulmasını önlemek amacıyla sönümleme yapan bir körük sistemine sahiptirler. Ve körük sisteminin de kendine özgü kontrolcüsü vardır. Mevcutta körük sistemlerinin kontrolcüsü hidrolik olan piston silindir mekanizmalarını kontrol etmektedir. Bu tez kapsamında hidrolik sistem yerine MR damper sitemi konumlandırılmış ve aracın arka gövdesinin savrulma açısı kontrol edilmeye çalışılmıştır.

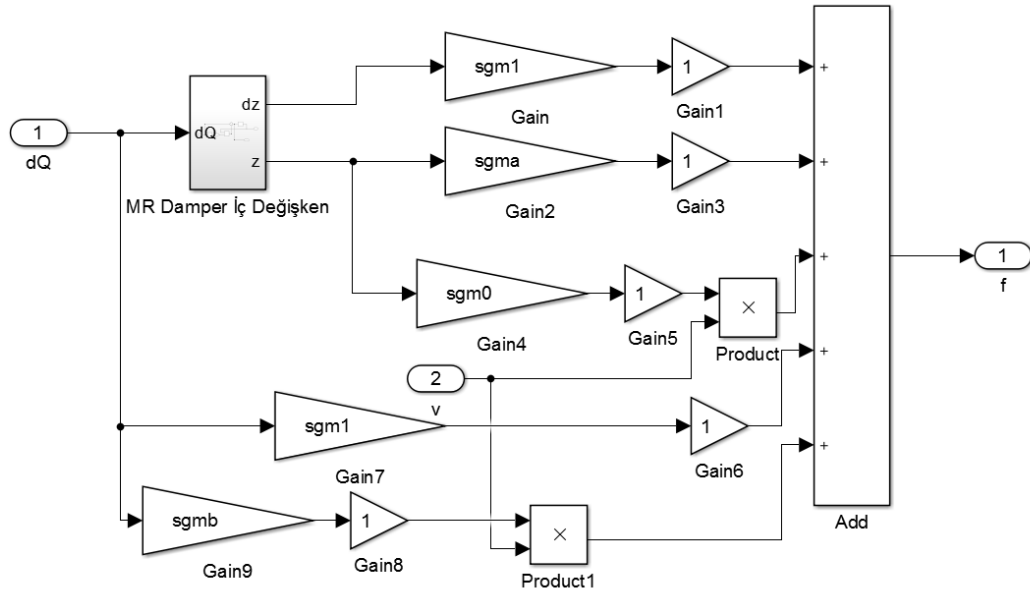
6.2.1 MR Damper Lugre Modelin Kurulması

Daha önce bölüm 5’de MR damperin çalışma mantığı ve Lugre modelinin matematiksel ifadesi anlatılmıştı. Burada Lugre modelinin Matlab/Simulink modeli kurulacak ve Adams/Car ortamında kurulup Simulink ortamına aktarılan körüklü yolcu otobüsün körük sistemine entegre edilecektir. MR damperin iç değişkeni z ’nin Simulink bloklarıyla elde edilmesi şekil 6.10’da gösterildiği gibidir. [38]



Şekil 6.10 İç Değişken “ Z ” nin Modellenmesi

f yani MR damper kuvvetini belirlemek için ise denklem 5.64, Simulink’te aşağıdaki gibi oluşturulabilir.



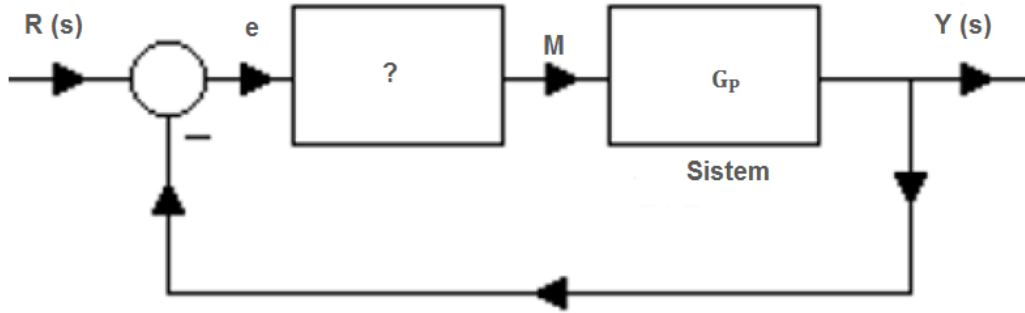
Şekil 6.11 Lugre Simulink Modeli

Tablo 6.1 MR Damper Lugre Modeli Parametreleri [33]

Parametre	Değer	Parametre	Birim
σ_a	76000 N/N	σ_2	1153.3 Ns/m
σ_0	320000 N/(mV)	σ_b	315 Ns/(mV)
σ_1	3.21 Ns/m	σ_0	1400 V/N

6.2.2 MR Damper Lugre Modelinin Geriliminin PID ile Kontrolü

Kontrolcünün tasarlanması kapsamında MR damper için kurulan Lugre modelinin gerilimini kontrol etmek amacıyla sisteme PID eklenmiştir. En yaygın kullanılan kontrolcü olması ve iyi performans göstermesinden dolayı PID seçilmiştir. [35]

**Şekil 6.12** Kontrol Sistemi [35]

Şekil 6.12’de blok diyagramda “ ? ” olan yere “ P ” koyacak olursak hata K_p gibi bir katsayı ile çarpılarak sisteme uygulanır.

$$M(s) = K_p E(s) \quad m(t) = K_p e(t) \quad (6.1)$$

K_p : orantı kontrol katsayısı

Burada K_p arttırılır ise sistemin parametre değişikliğine duyarlılığı azalır, izafi stabilite düşer ve sistemin cevap hızı artar.

Şekil 6.12’de blok diyagramda “ ? ” olan yere “ I ” koyacak olursak

K_I : integral etki katsayısı

$$M(s) = K_I \frac{1}{s} E(s) = \frac{K_I}{s} E(s) \quad (6.2)$$

$$m(t) = K_I \int_0^t e(t) dt \quad (6.3)$$

İntegral kontrol elemanından beklenen asıl amaç daimi rejim hatasını “0” yapmasıdır. İntegral katsayısı daimi rejim hatasını sıfır yapabilir bunun yanında sistemin izafi stabilitesini de azaltır.

Şekil 6.12’de blok diyagramda “ ? ” olan yere “ D ” koyacak olursak

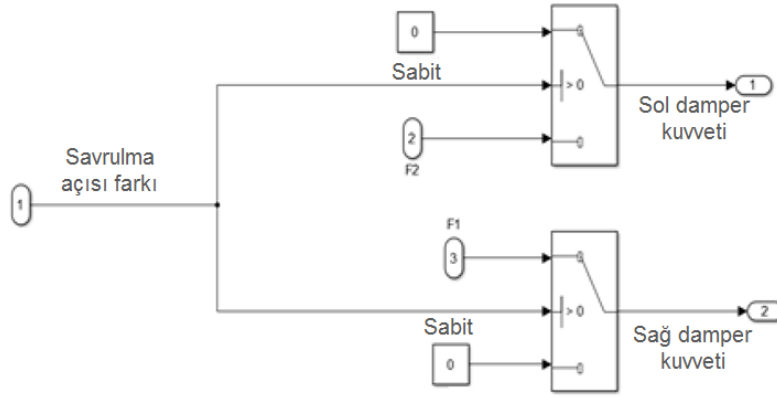
K_D : : türev etki katsayısı

$$M(s) = K_D s E(s) \quad (6.4)$$

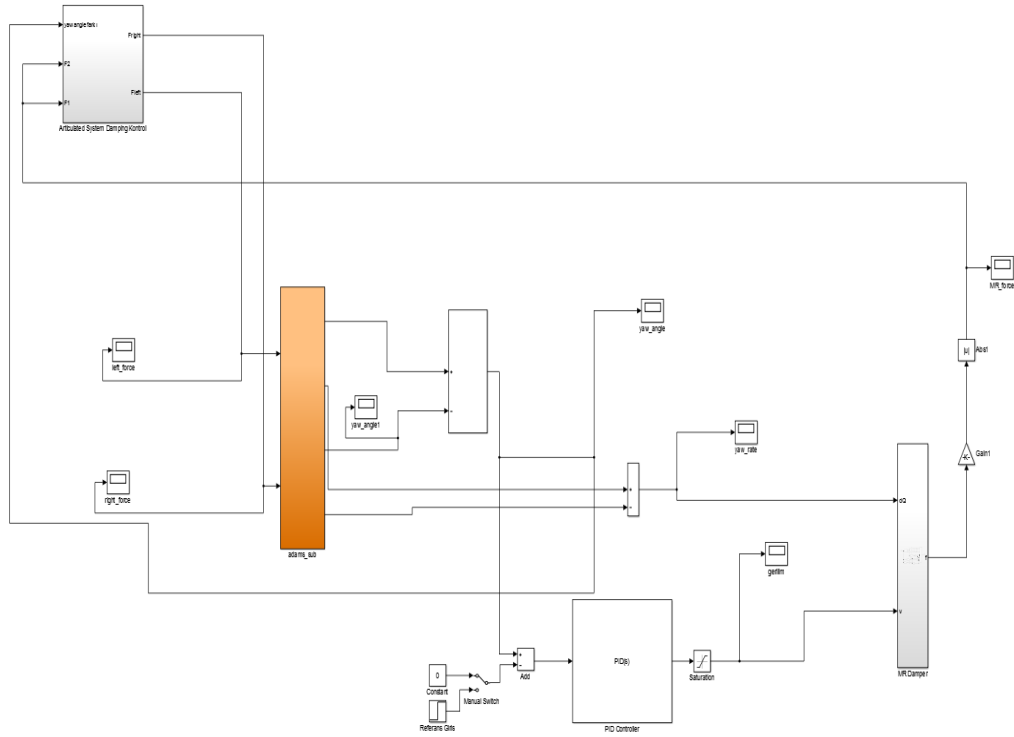
$$m(t) = K_D \dot{e}(t) \quad (6.5)$$

Diferansiyel kontrol elemanın çalışması hata değişim hızına bağlı olduğundan dolayı yalnız kullanılamazlar. Orantı elamanı veya orantı-integral elamanlarıyla beraber kullanılırlar. Türev etki katsayısı daimi rejim hatasını sıfır yapmazlar. Bunun yanında sistemin kararlılığını iyileştirip cevap hızını arttırmırlar.

Şekil 6.14’de görüldüğü üzere körüklü yolcu otobüsünün şerit değişimi sırasında arka gövdenin savrulma açısını ön gövdeninki ile karşılaştırarak olabildiğince düşük kalmasını sağlamak amacıyla PID kontrol MR damperin gerilimini kontrol ederek uygulanacak kuvvet değerini arttırıp azaltmaktadır. Daha önce körük sistemi anlatıldığında bahsedildiği gibi körükte sağ ve sol olmak üzere iki tarafa da MR damper yerleştirilmiştir. Araç hangi yönde şerit değiştirecek ise o yöndeki MR damper kuvveti artması sağlanmıştır. “ Articulated System Damping Control ” kutucuğu vasıtası ile de araç hangi yönde dönüyor ise o yöndeki MR damperin aktif olması sağlanmıştır. Şekil 6.13’de kontrol blokları gösterilmiştir. Şekil 6.14’de kullanılan PID kontrolcüsü için belirlenen katsayılar Tablo 6.2’de verilmiştir.



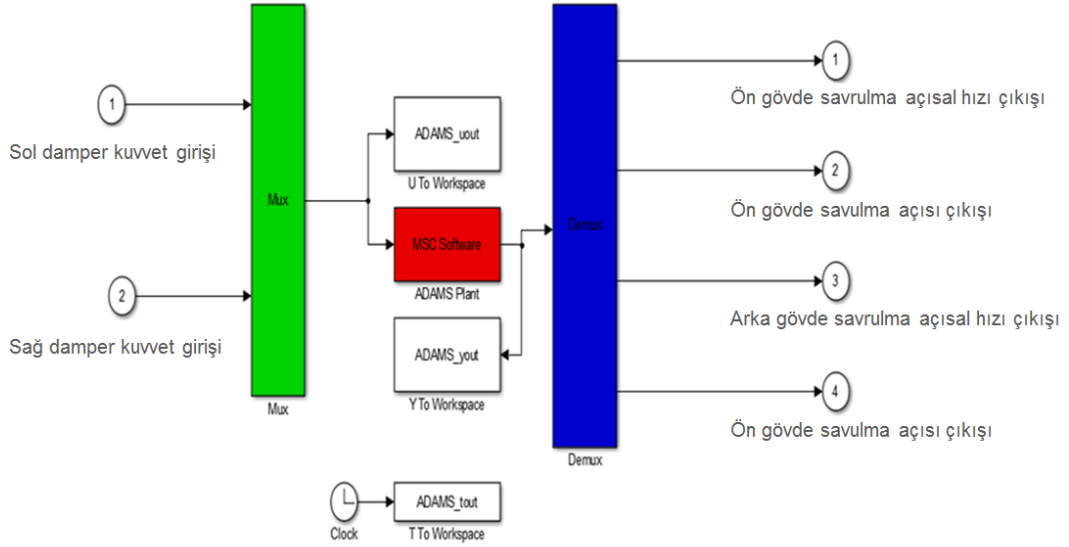
Şekil 6.13 Sağ ya da Sol Damperin Aktif Olmasını Sağlayan Blok



Şekil 6.14 Korkuk Sistemi Kontrolcüsünün Ayrıntılı Görüntüsü

Tablo 6.2 Kontrolcü Modelde Kullanılan PID Katsayıları

P	10
I	1
D	0,001
N	10



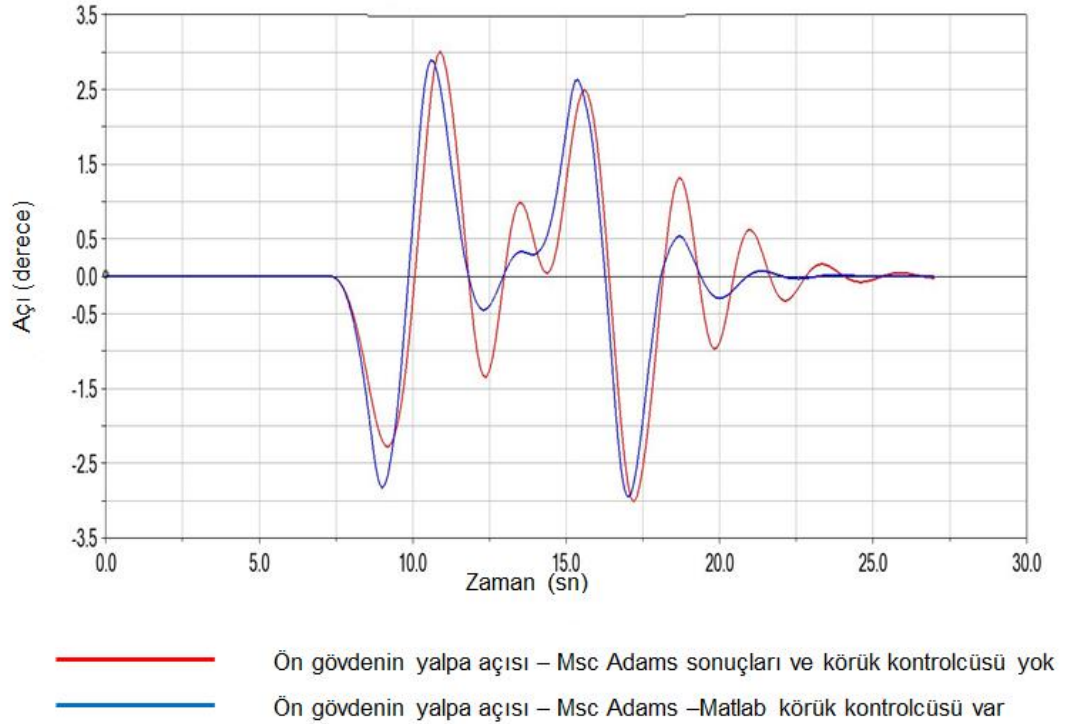
Şekil 6.15 Adams/Matlab Araç Modelinin Detaylı Görşeli

6.3 Msc Adams - Matlab/Simulink Eşzamanlı Simölasyonları

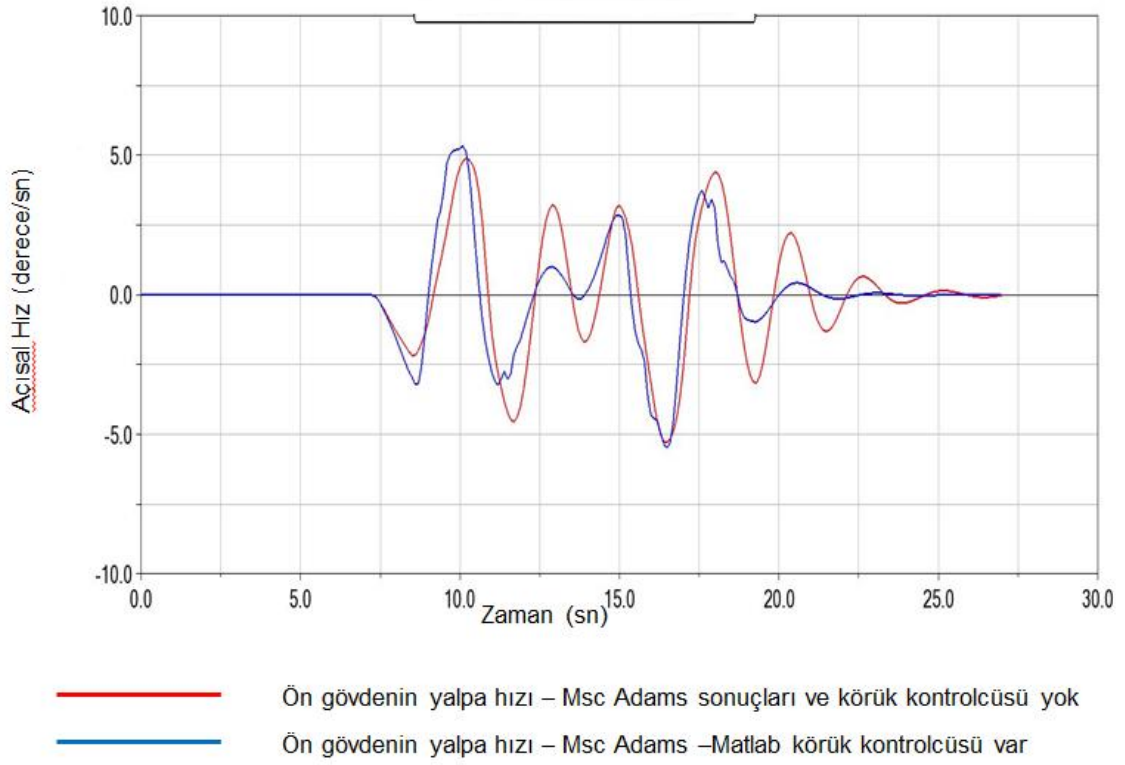
İlk olarak Msc Adams ortamında modellenen körüklü yolcu otobüsünün körük sistemine ve kontrolcüsüne ait bilgiler olmadığı için körük sistemi mekanik olarak modellenmişti. Fakat araç hızı 40 km/s üstünde bir hız ile şerit değıştirmesi analizleri yapıldığında araç kararsızlaşmakta ve arka gövdenin salınımları artmaktadır. 40 km/s hız üzerinde simölasyon ortamında analizler yapılamadığında dolayı araca ait bilgiler simölasyon ortamında değeriendirilememektedir. Bu aşamada yapılan kontrolcü değıştirme çalışmaları bölüm 5 ve 6'da detaylı olarak anlatılmıştır. Geliştirilen kontrolcünün Msc Adams/Car ile eşzamanlı çalıştırılması sonucunda simölasyonlar yapılmıştır. Bölüm 4'de araç şerit değıştirir iken mevcut kontrolcüye sahip (hidrolik sistem) sistem üzerinden toplanan veri ile mekanik olarak modellenen Msc Adams/Car modeli doğrulanmıştır. Akabinde diğeri tüm değıştirme işlemleri Msc Adams/Car ile Matlab/Simulink paket programları üzerinden ilerlenmiştir ve elde edilen sonuçlar değeriendirilmiştir. İlk aşamada Matlab/Simulink ortamında modellenen MR damper modeline ait parametreler daha önce çalışmaları yapıp yayınlanan modellerdeki bilgilerden referans alınmış ve kullanılmıştır.

6.3.1 Araç Hızı 40 km/s, Ön ve Arka Gövdenin Yalpa Açısı ve Hızı

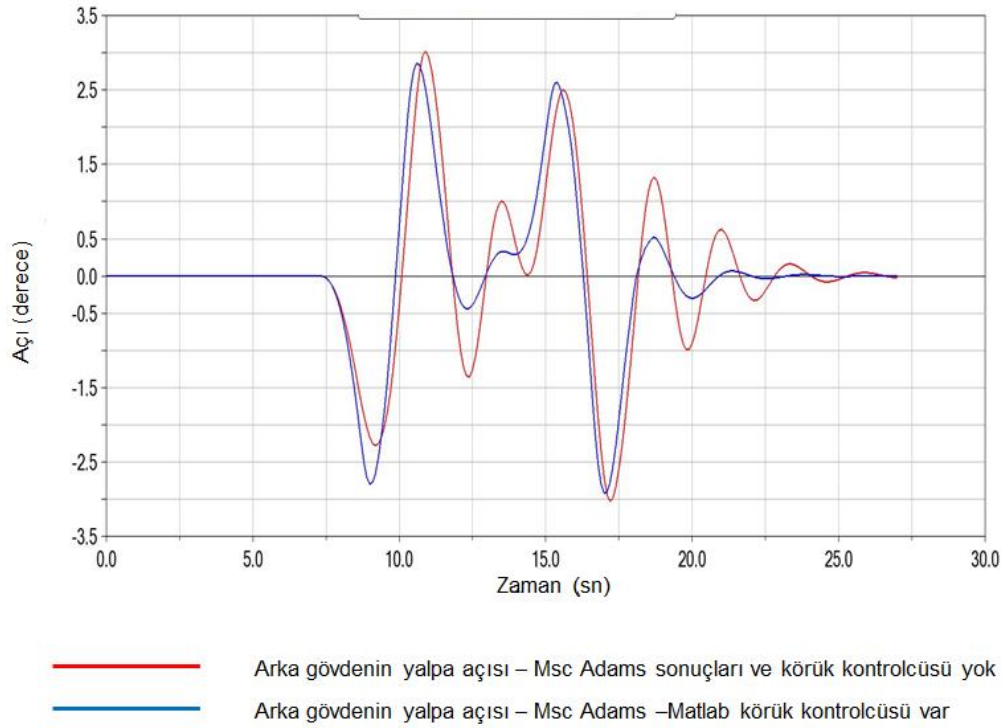
Msc Adams/Car ortamında körük sistemi mekanik olarak modellenmiştir. Mekanik model (Msc Adams Without Controller) ile yapılan şerit değiştirme analizleri sonuçları ile Msc Adams/Car - Matlab/Simulink eşzamanlı simülasyon sonuçları karşılaştırılmıştır. Aracın devrilme sertliğini belirten “ Roll Angle ” araç tasarımıda çok önemli bir parametredir. Şekil 6.16 ve 6.18’de görüldüğü üzere tasarlanan kontrolcünün hem ön gövdede hem de arka gövdenin yalpa açısı üzerinde olumlu etkisi olmuştur. Kontrolcüye sahip olmayan model mevcut hidrolik sisteme sahip taşıtta gövde salınımları şerit değişiminden sonra da devam eder iken MR dampere sahip PID kontrolcülü aracın stabilitesini şerit değişiminden hemen sonra sağladığı ve salınımlarının azaldığı gözlemlenmiştir.



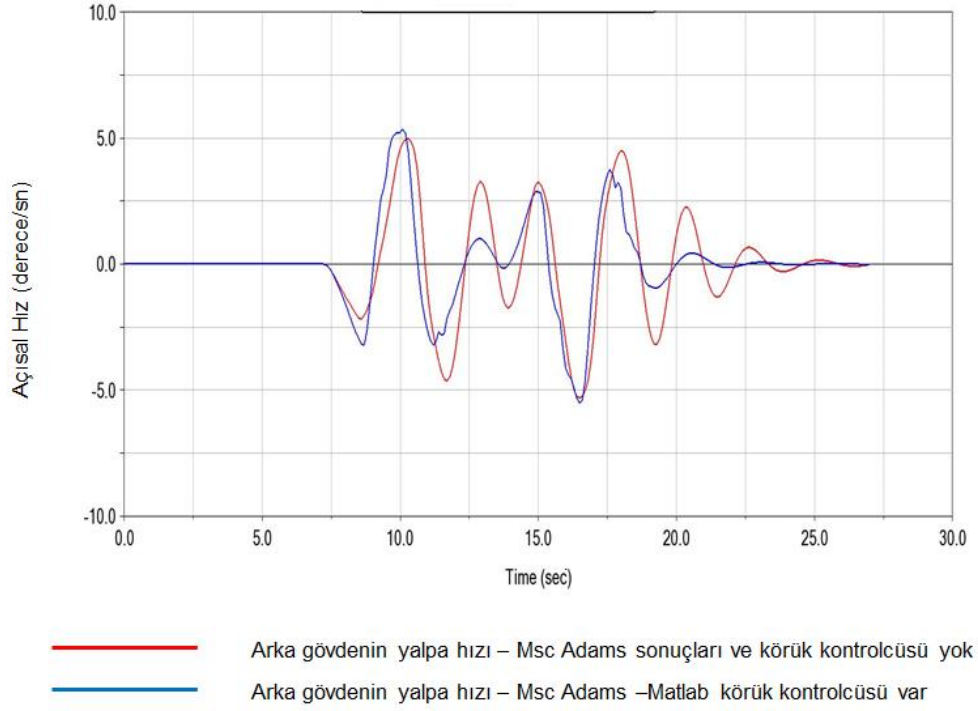
Şekil 6.16 Ön Gövdenin Yalpa Açısı Değişimi, v=40 km/s



Şekil 6.17 Ön Gövdenin Yalpa Hızı Değişimi, $v=40$ km/s



Şekil 6.18 Arka Gövdenin Yalpa Açısı Değişimi, $v=40$ km/s

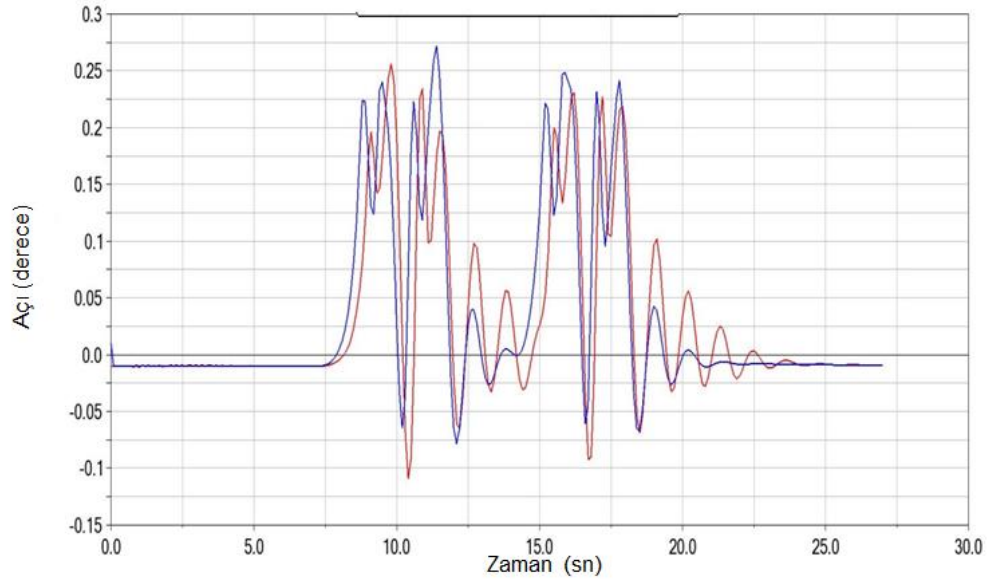


Şekil 6.19 Arka Gövdenin Yalpa Hızı Değişimi, $v=40$ km/s

Hem ön gövdenin hem de arka gövdenin yalpa açısında görülen iyileşme gövdelerin açısız hızlarında da gözlemlenmiştir. Şekil 6.17 ve 6.19’da görüldüğü üzere eşzamanlı simülasyon sonuçlarının açısız hızları daha düşüktür. Buda aracın şerit değişiminden hemen sonra hızlı bir şekilde kararlı hal aldığını ve güvenli bir şekilde yoluna devam ettiğini göstermektedir. Bu durum aracın burulması açısından önemlidir. Zira çok fazla burulmaya maruz kaldığında aracın şasisi üzerinde zamanla burulma kaynaklı deformasyonlar başlayabilir.

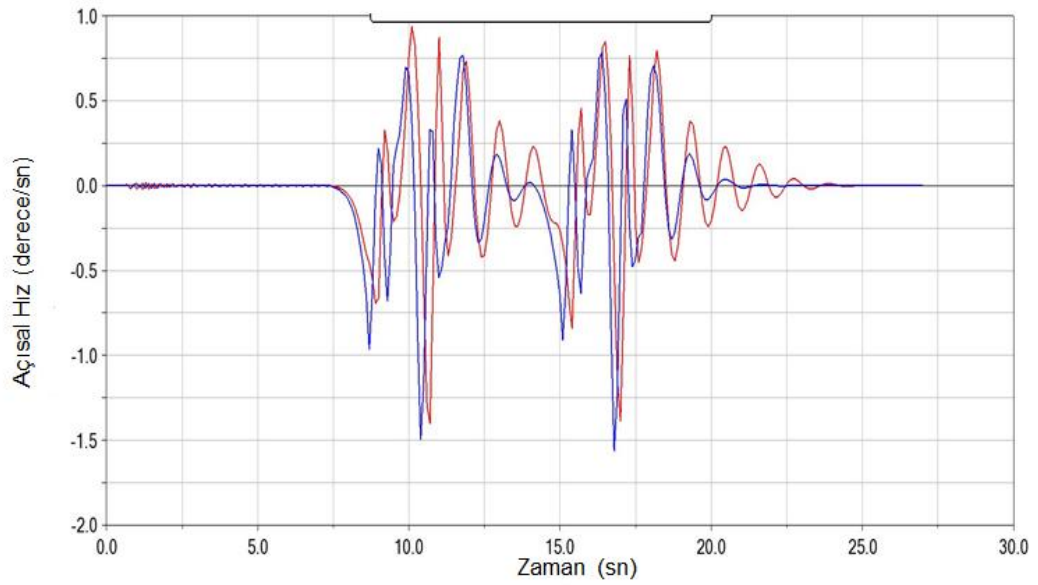
6.3.2 Araç Hızı 40 km/s, Ön ve Arka Gövdenin Başvurma Açısı ve Hızı

Başvurma açısı ya da yunuslama açısı olarak Türkçeye çevrilen “ Pitch ” açısı şekil 6.20 ve 6.22’de görüldüğü gibidir.



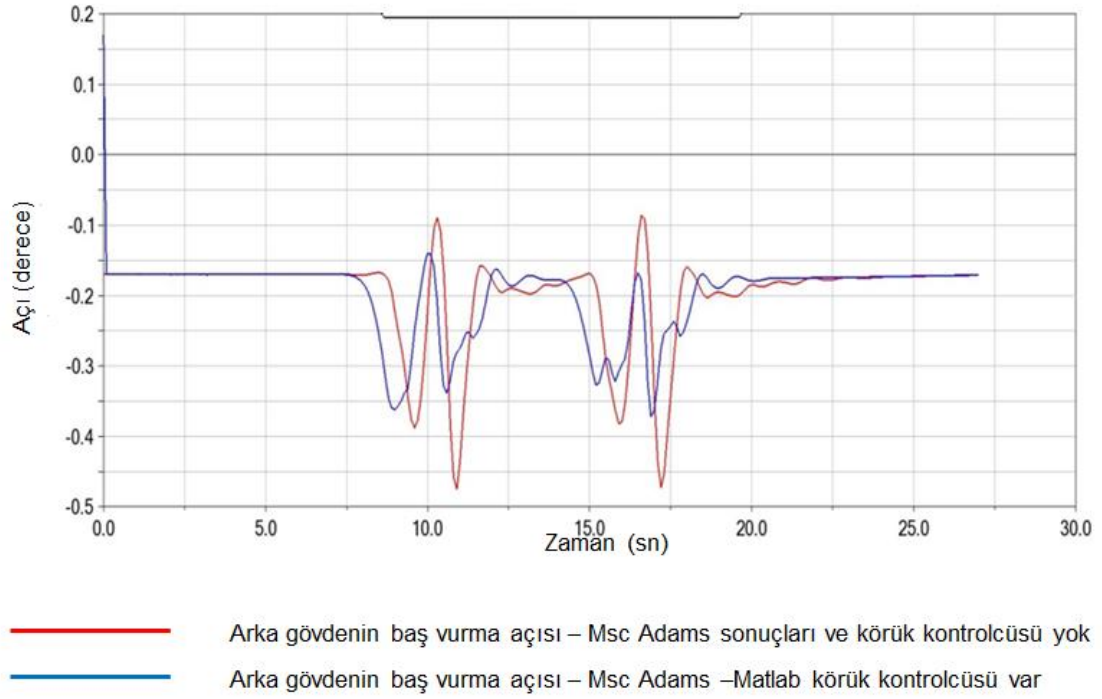
- Ön gövdenin baş vurma açısı – Msc Adams sonuçları ve körük kontrolcüsü yok
- Ön gövdenin baş vurma açısı – Msc Adams –Matlab körük kontrolcüsü var

Şekil 6.20 Ön Gövdenin Başvurma Açısı, $v=40$ km/s

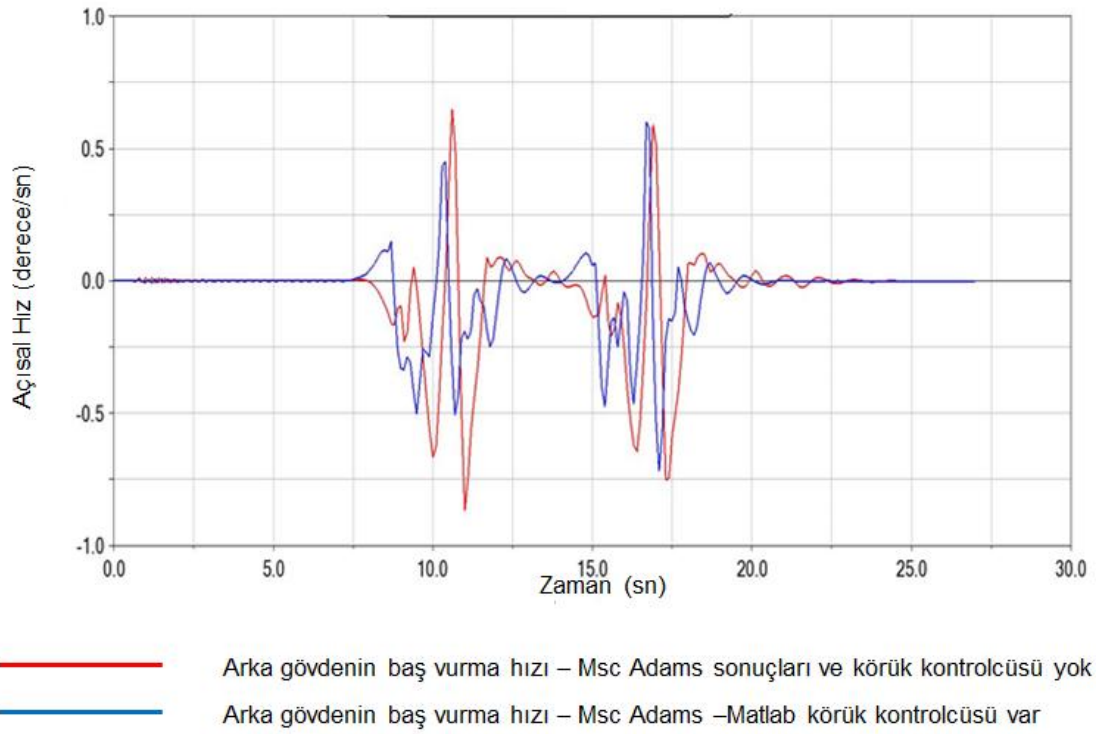


- Ön gövdenin baş vurma hızı – Msc Adams sonuçları ve körük kontrolcüsü yok
- Ön gövdenin baş vurma hızı – Msc Adams –Matlab körük kontrolcüsü var

Şekil 6.21 Ön Gövdenin Başvurma Hızı, $v=40$ km/s



Şekil 6.22 Arka Gövdenin Başvurma Açısı Değişimi, $v=40$ km/s



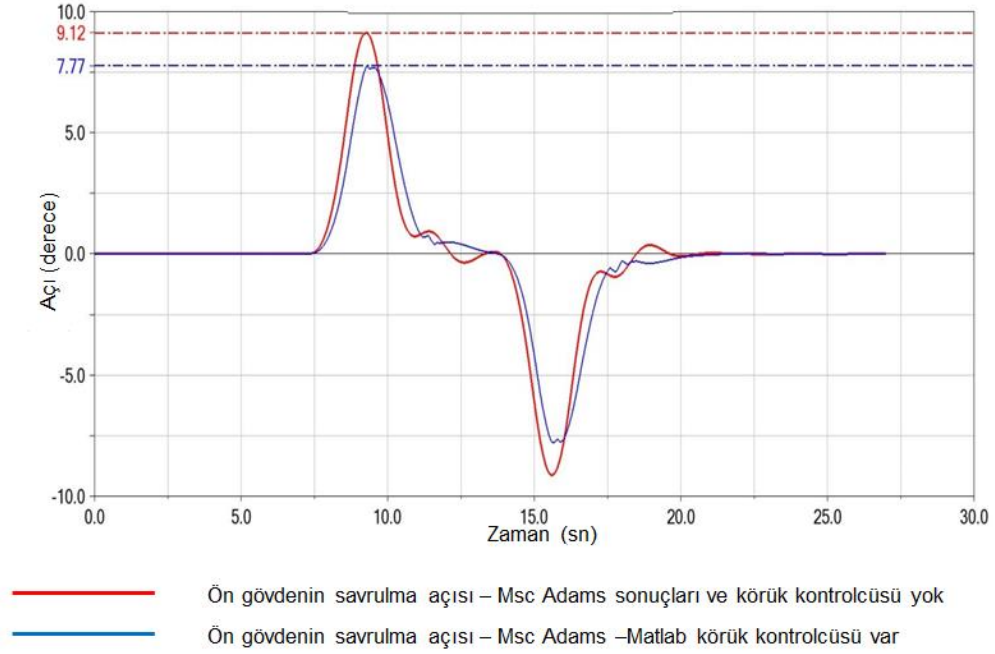
Şekil 6.23 Arka Gövdenin Başvurma Hızı Değişimi, $v=40$ km/s

Başvurma açısı hem ön gövdede hem de arka gövdede daha düşüktür. Görülüyor ki tasarlanan kontrolcünün sadece savrulma açısı üzerine değil hem yalpa hem de

başvurma açısı üzerine olumlu etkilerinin olduğu gözlemlenmiştir. Başlangıç olarak savrulma açısının kontrol edilmesi amaçlanmış olursa da bu çalışma göstermiştir ki körük sisteminin kontrolcüsünün başvurma açısı üzerine de etki etmektedir. Bu durum aracın konforu açısından önemli bir durumdur.

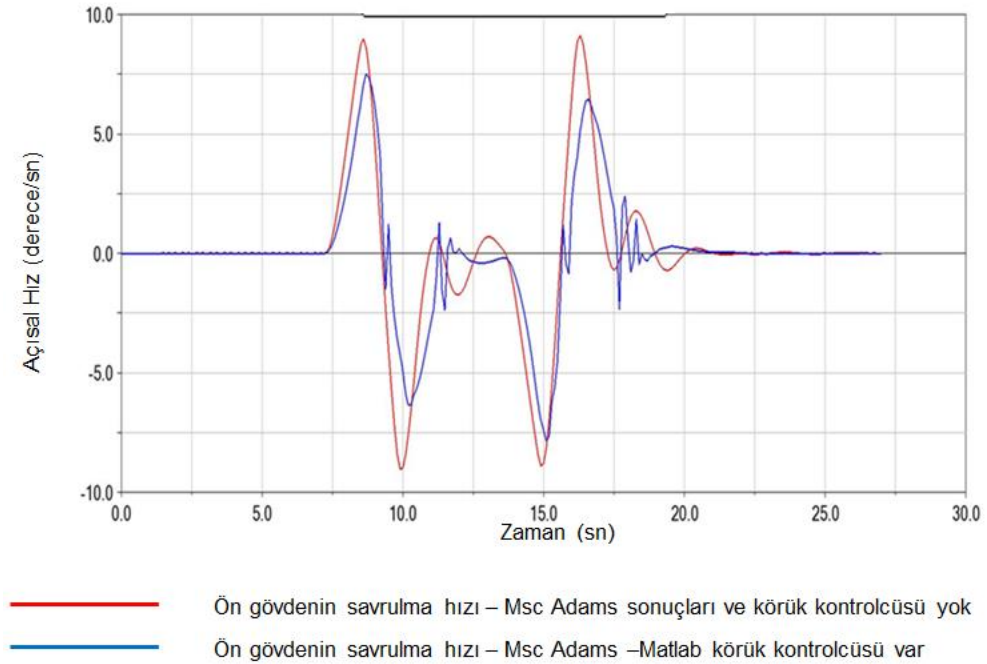
6.3.3 Araç Hızı 40 km/s, Ön ve Arka Gövdenin Savrulma Açısı ve Hızı

Bu tez kapsamında körüklü yolcu otobüsünün arka gövdesinin şerit değişimi sırasındaki davranışı incelenmiştir. Aracın arka gövdesinin savrulmadan ve şerit değişimini olabildiğince küçük açı yaparak tamamlaması istenmektedir. Bu tür uzun araçlar seyir halinde iken önlerine yaya ya da araç çıktığında ani şerit değiştirmeleri durumunda arka gövdeleri istenenden fazla savrulmamalıdır. Savrulma açısının artması hem taşıtlar hem de yolcular için risk teşkil etmektedir. Mevcut hidrolik sisteme sahip ve kendine özgü kontrolcüsü olan körüğün sisteminin, bölüm 4'deki sınır koşullarına göre yapılan testler ile ölçülen savrulma açısı arka gövde için yaklaşık olarak 10 derece mertebelerinde iken, bu değer şekil 6.26'da görüldüğü üzere Msc Adams/Car ortamında modellenen mekanik körük sistemine sahip modelde 10,7 derece olarak ölçülmüştür. Adams modeline, Matlab/Simulink ortamında modellenen MR damper kontrolcüsünün de eklenmesi ile bu değer 8,17 dereceye düşmüştür. Tasarlanan kontrolcünün mevcut sistem kontrolcüsünden daha iyi sonuç verdiği görülmektedir. Mevcut hidrolik sistem yerine MR damper kullanılarak aracın sürüş karakteristiğinin arttırılabileceği anlaşılmaktadır. Şekil 6.25 ve 6.27'de görüldüğü üzere açısız hızlarda da önemli ölçüde iyileşme olmuştur. Burada görülüyor ki MR damper hidrolik sisteme oranla açı değişimine daha hızlı cevap vermiş ve aracın savrulma karakteristiğini daha hızlı iyileştirilmiştir. Özellikle körük sistemi üretilmeyen ülkemizde bu yöntemle körük sistemleri üretilip körüklü yolcu otobüslerinde kullanılabilir.

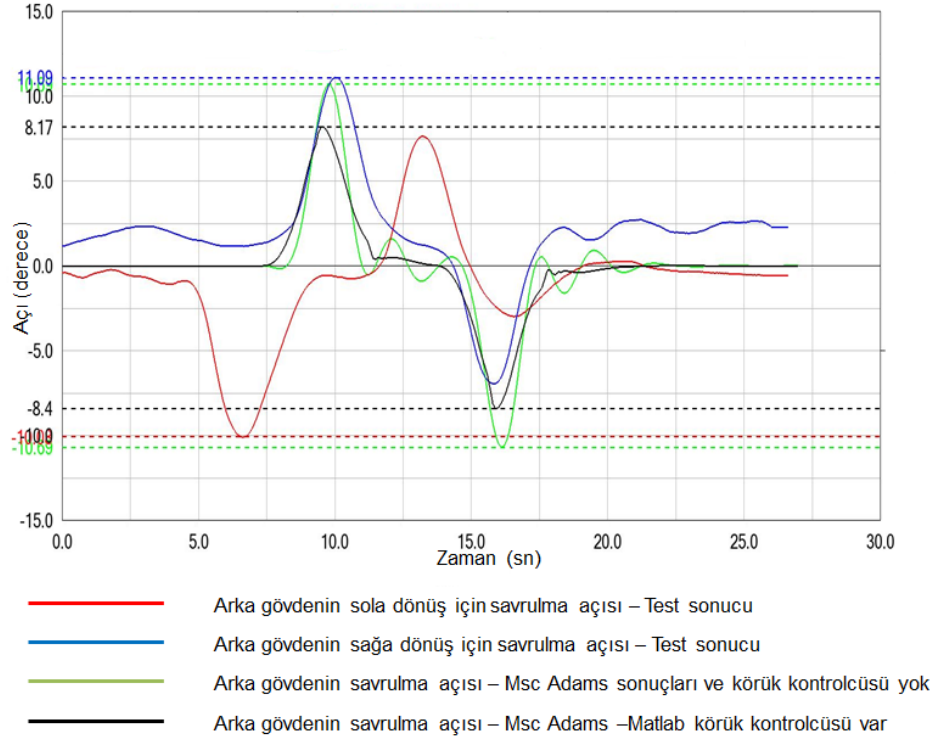


Şekil 6.24 Ön Gövdenin Savrulma Açısı Değişimi, $v=40$ km/s

Ön gövdenin savrulma açısı, kontrolcüsü olmayan Adams/Car modelinde 9,12 derece iken eşzamanlı (kontrolcülü) simülasyonlar ile elde edilen değer 7,77 derecedir. Ön gövdenin savrulma açısında %14,8 mertebelerinde iyileşme gözlemlenmiştir.

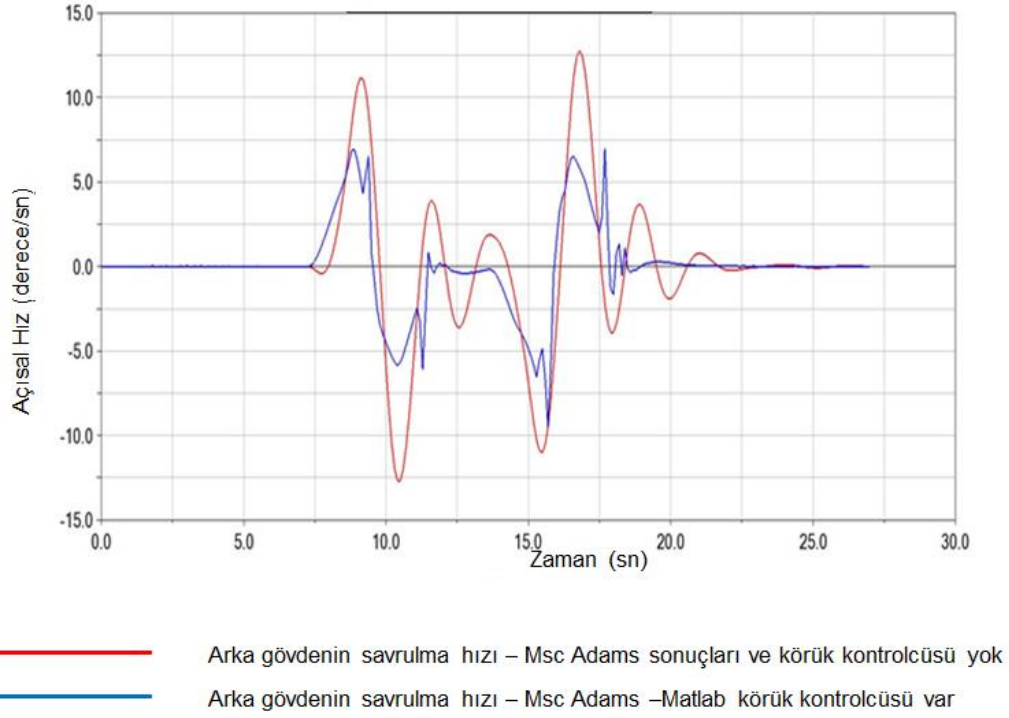


Şekil 6.25 Ön Gövdenin Savrulma Hızı Değişimi, $v=40$ km/s



Şekil 6.26 Arka Gövdenin Savrulma Açısı Değişimi, $v=40$ km/s

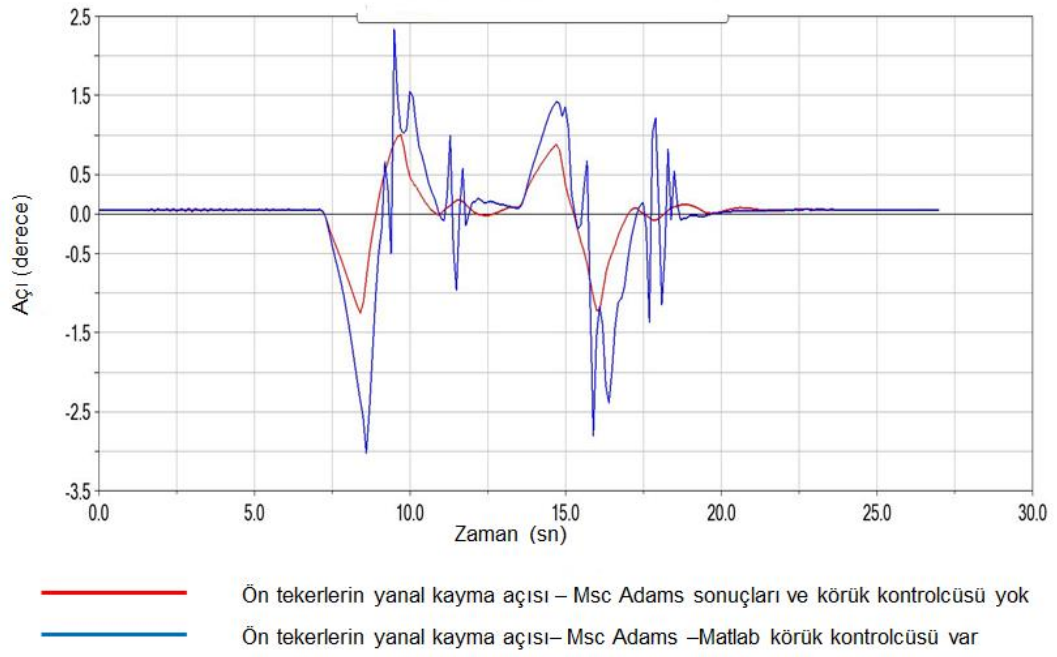
Grafiklerde görülen test1 ve test2 sonuçları, test aracı ile 40 km/s hızda yapılan şerit değiştirme testi olup test iki kez tekrarlanmıştır. Toplanan sinyallerde görülen ofset değerleri uygulanan sinyalizasyon işlemleri ile azaltılarak sıfır düzlemi etrafında salınım yapmasına çalışılmıştır. Arka gövdenin savrulma açısı değişimi incelendiğinde eşzamanlı simülasyon modelinin mekanik modelden %26,33 oranında daha iyi sonuç verir iken test sonuçlarından da %18,3 oranında daha iyi bir sonuç vermiştir.



Şekil 6.27 Arka Gövdenin Savrulma Hızı Değişimi, $v=40$ km/s

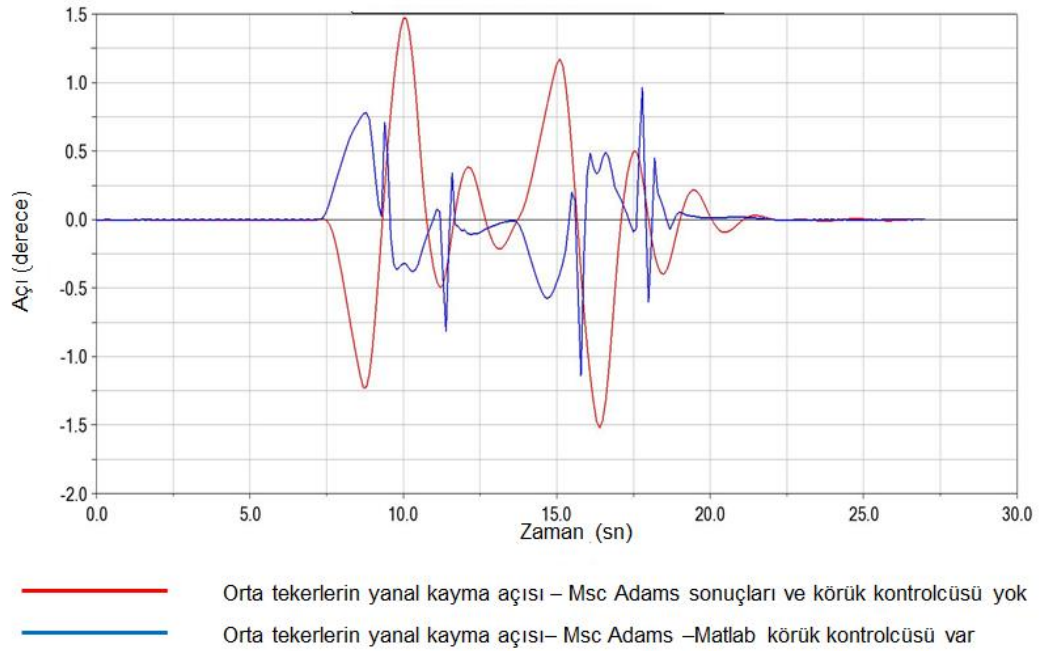
6.3.4 Araç Hızı 40 km/s, Tekerlerdeki Yanal Kayma Açısı Değişimleri

Körüklü yolcu otobüsü şerit değiştirirken arka gövdenin savrulma açısı kadar tekerleklerde meydana gelen yanal kaymada çok önemlidir. Şekil 6.28’de görüldüğü üzere kontrolcünün çalıştığı Adams modelinde ön tekerlerde mevcut modele oranla daha yüksek yanal kaymaya neden olurken şekil 6,29 ve 6,30’da görüldüğü üzere orta tekerler ve arka tekerlerde yanal kayma eşzamanlı simülasyonlarda daha düşüktür. Aracın yol tutuşu kapsamında tekerlerde yanal kaymanın fazla olmamasını isteriz. Zira simülasyonlardan da görüldüğü üzere ön tekerlerin arka tekerlere oranla daha fazla kayma açısına sahip olması aracın daha fazla direksiyon açısı girdisine ihtiyaç duyacağı anlamına gelmektedir.



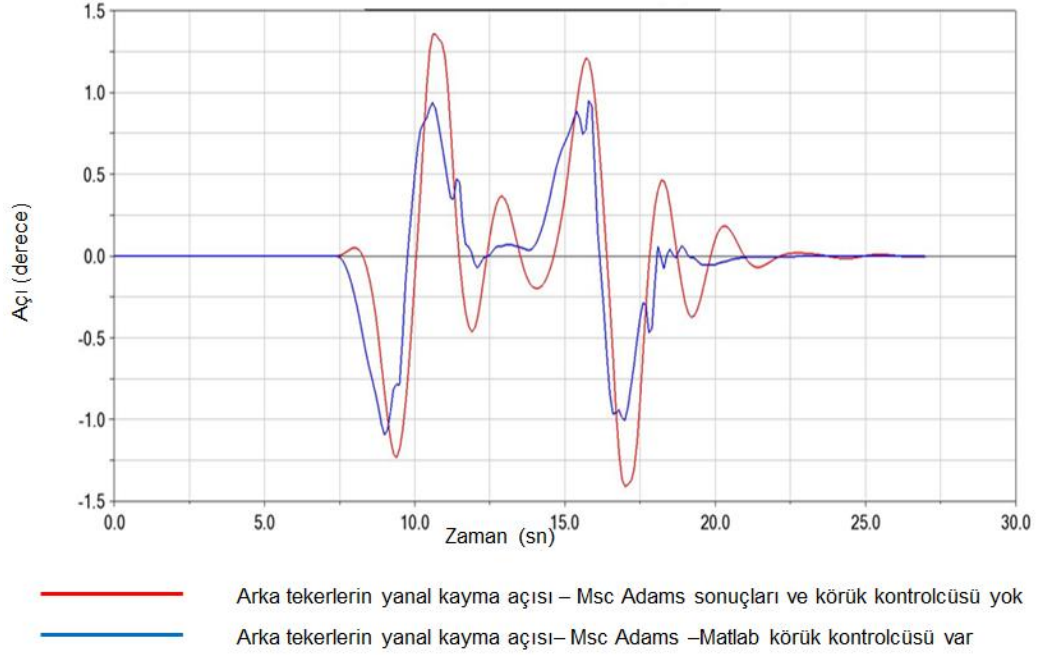
Şekil 6.28 Ön Tekerlerde Meydana Gelen Yanal Kayma, $v=40$ km/s

Kontrolcüye sahip olan sanal prototip aracımızın ön tekerleri çift şerit değiştirme sırasında -3 ile 2,25 derecelik açı arasında bir yanal kaymaya uğrar iken kontrolcüye sahip olmayan araç modelimizde bu değer -1,25 ile 0,75 derece aralığında yanal kayma değerine sahiptir.



Şekil 6.29 Orta Tekerlerde Meydana Gelen Yanal Kayma, $v=40$ km/s

Kontrolcüye sahip olmayan sanal prototip aracımızın orta tekerleri çift şerit değiştirme sırasında -1,25 ile 1,5 derecelik açı arasında bir yanal kaymaya uğrar iken kontrolcüye sahip olan araç modelimizde bu değer -0,75 ile 1,2 derece aralığında yanal kayma değerine sahiptir. Orta tekerlerin yanal kayma değerlerinde ön tekerlerin aksine azalma gözlemlenmiştir.

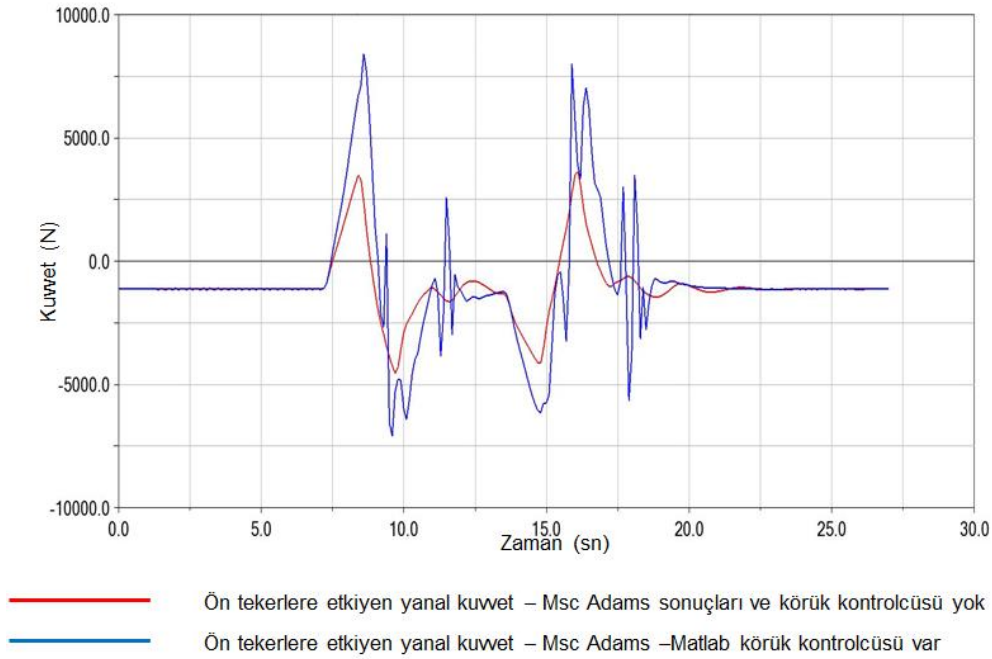


Şekil 6.30 Arka Tekerlerde Meydana Gelen Yanal Kayma, $v=40$ km/s

Kontrolcüye sahip olmayan sanal prototip aracımızın arka tekerleri çift şerit değiştirme sırasında -1,25 ile 1,3 derecelik açı arasında bir yanal kaymaya uğrar iken kontrolcüye sahip olan araç modelimizde bu değer -1,1 ile 0,95 derece aralığında yanal kayma değerine sahiptir. Arka tekerlerin yanal kayma değerlerinde de ön tekerlerin aksine azalma gözlemlenmiştir.

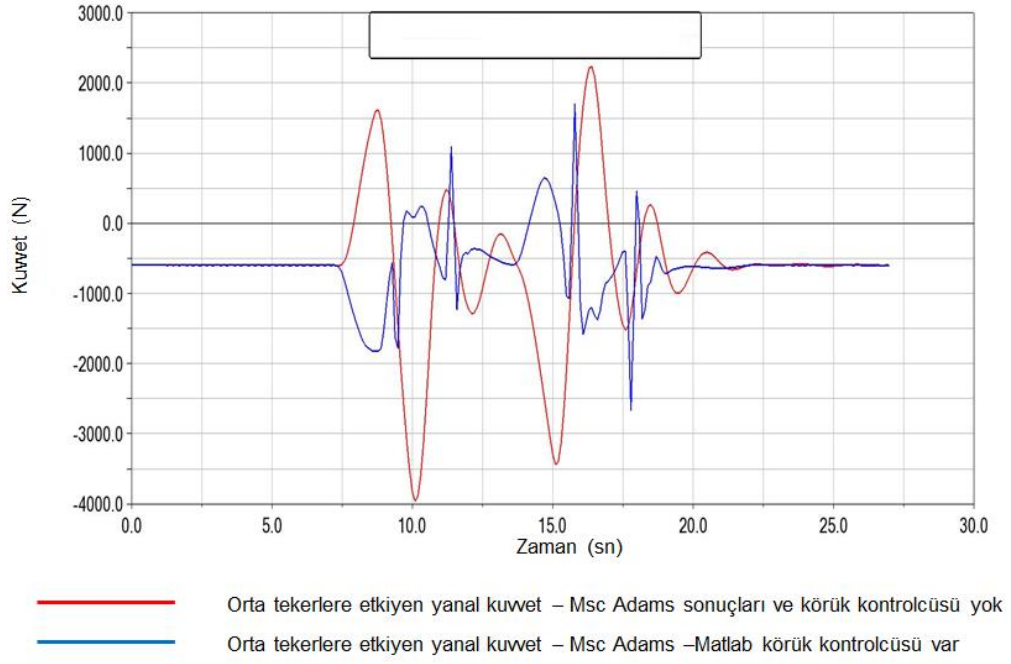
6.3.5 Araç Hızı 40 km/s, Şerit Değişiminde Tekerlere Etkiyen Yanal Kuvvet ve Geri Çevirme Momenti

Şerit değişimi sırasında tekerlere etkiyen yanal kuvvetleri incelediğimizde ön tekerlere etki eden yanal kuvvetler MR damper sisteminin olduğu kontrolcü modelinde daha fazla iken orta ve arka tekerlerde yanal kuvvetler mevcut modele oranla daha düşüktür. Ön tekerlerde yanal kuvvet değerleri eşzamanlı simülasyonda -8500 N ile +8500N aralığında değiştiği gözlemlenir iken bu değer mevcut modelde -3500N ile +3500N mertebelerindedir.



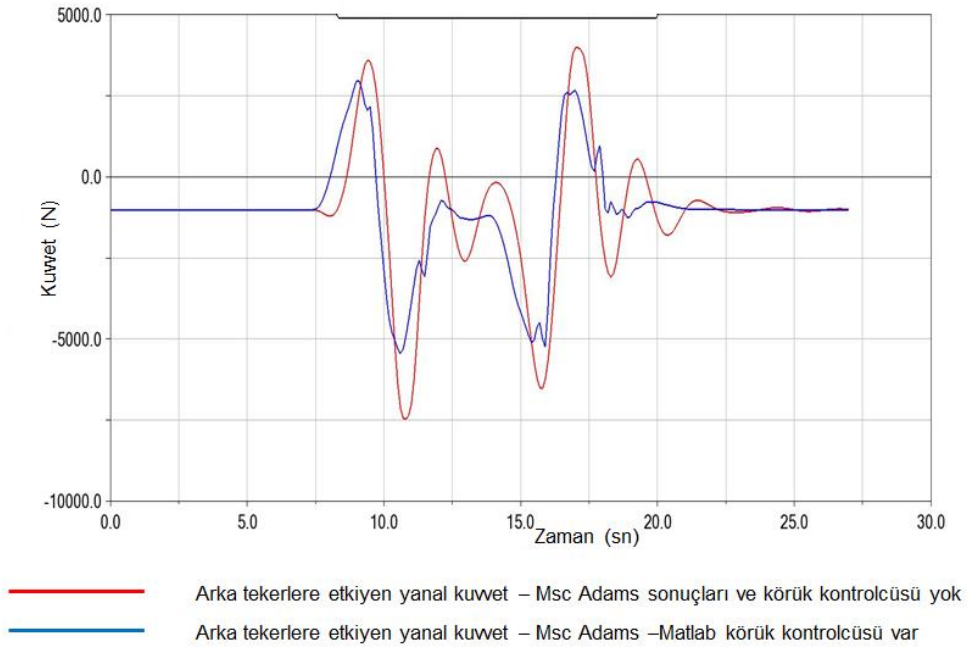
Şekil 6.31 Ön Tekerlere Etkiyen Yanal Kuvvet, $v=40$ km/s

Tekerlere etki eden yanal kuvvet yok ise tekerler hareket doğrultusunda ilerler fakat tekere etkiyen bir yanal kuvvet olduğunda teker bu yanal kuvvetin etkisi altında belirli bir açı yapacak şekilde döner. Bu açı kayma (çapraz hareket) açısıdır. Yanal kuvvet değeri ön tekerlerde şekil 6.32’de görüldüğü üzere kontrolcüye sahip sanal prototip aracında daha fazladır. Dolayısı ile bu kuvvetler altında yanal kaymaların oluştuğunu düşünürsek ön tekerlerde yanal kaymanın daha fazla olmasını bekleriz. Daha önce şekil 6.28’de incelendiği üzere ön tekerlerin kayma açısı kontrolcüye sahip modelde daha yüksek olduğu belirtilmişti.



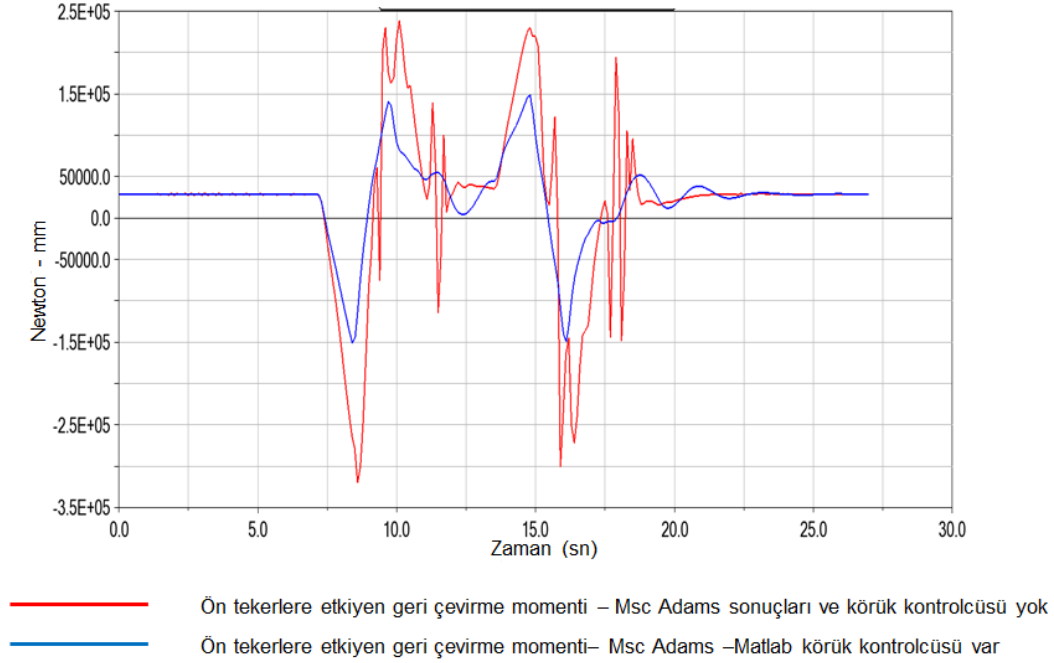
Şekil 6.32 Orta Tekerlere Etkiyen Yanal Kuvvet, $v=40$ km/s

Orta tekerlerde eş zamanlı simülasyonlarda tekerlere etkiyen yanal kuvvet değerleri ± 1600 N aralığında değişir iken mevcut modelde $+2200$ N ile -3900 N aralığında değiştiği gözlemlenmiştir.



Şekil 6.33 Arka Tekerlere Etkiyen Yanal Kuvvet, $v=40$ km/s

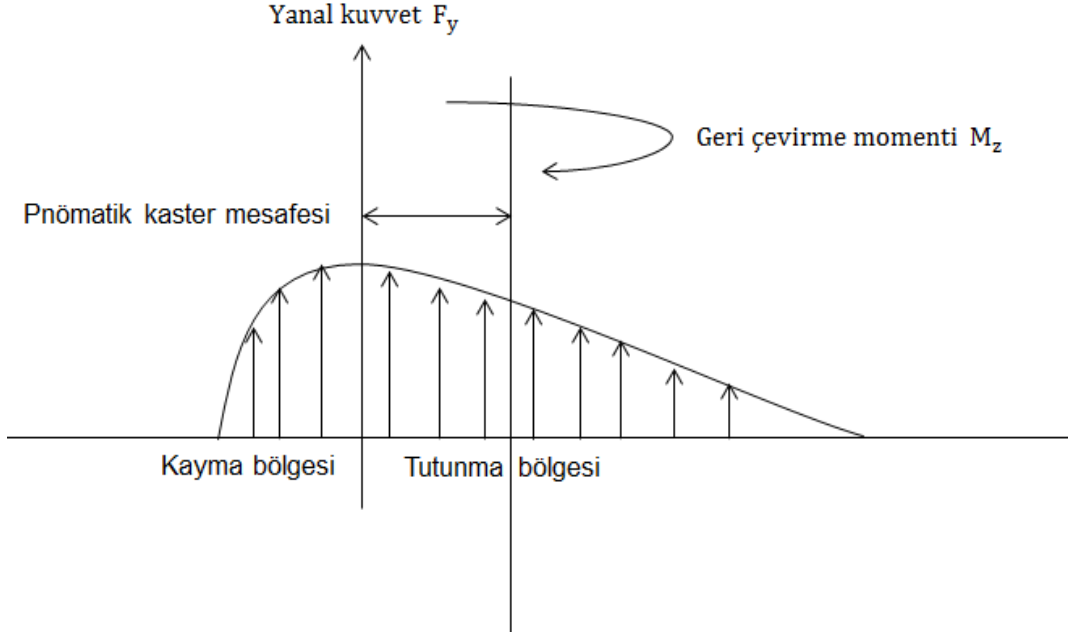
Arka tekerlerde eşzamanlı simülasyonlarda tekerlere etkiyen yanal kuvvet değerleri +2600N ile -5500 aralığında değişir iken mevcut modelde +3700N ile -5050N aralığında değiştiği gözlemlenmiştir.



Şekil 6.34 Ön Tekerlere Etkiyen Geri Çevirme Momenti, $v=40$ km/s

Teker üzerine etkiyen geri çevirme momentlerine baktığımızda yine ön tekerlere etkiyen geri çevirme momentinin yanal kuvvet değerlerinde de olduğu gibi eşzamanlı simülasyonlarda daha fazla iken orta ve arka tekerlerde geri çevirme momentinin eşzamanlı simülasyon değerleri mevcut modele oranla daha düşük olduğu görülmüştür. Geri çevirme momenti, yanal kuvvetler etkisi altında tekerin temas yüzeyinde zemin kuvvetleri oluşur. Oluşan bu zemin kuvvetlerin bileşkesi tutunma bölgesinde değil kayma bölgesinde oluşur. Bu bileşke kuvvetin teker eksenine olan uzaklığına pnömatik kaster “ n_r ”denir. [6]

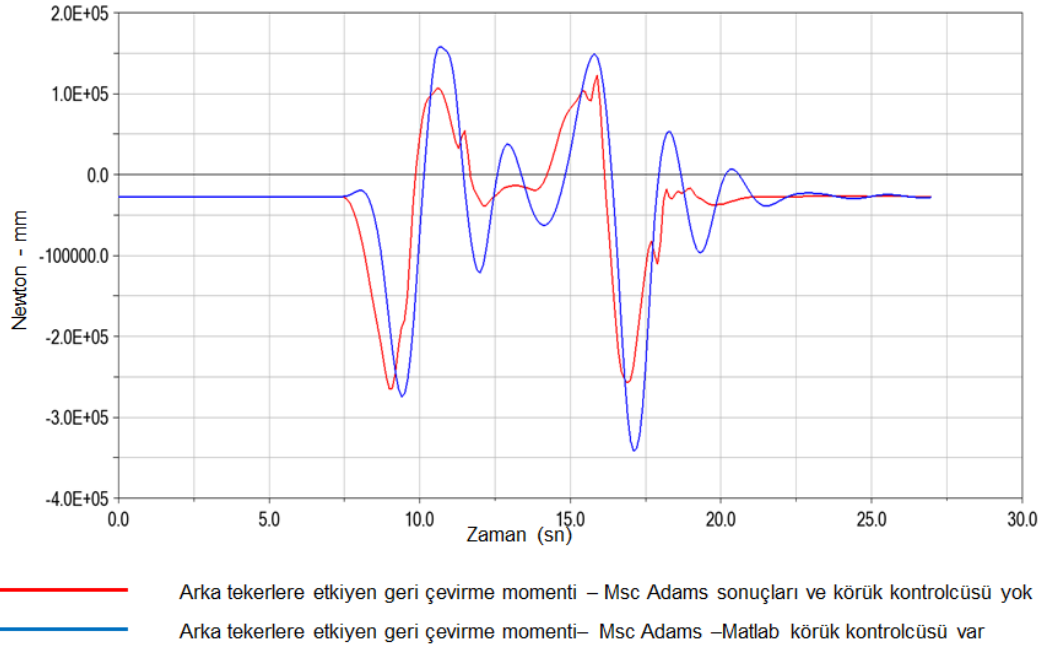
$$M_z = n_r F_y \quad (6.6)$$



Şekil 6.35 Teker Temas Yüzeyi Görseli



Şekil 6.36 Orta Tekerlere Etkiyen Geri Çevirme Momenti, $v=40$ km/s

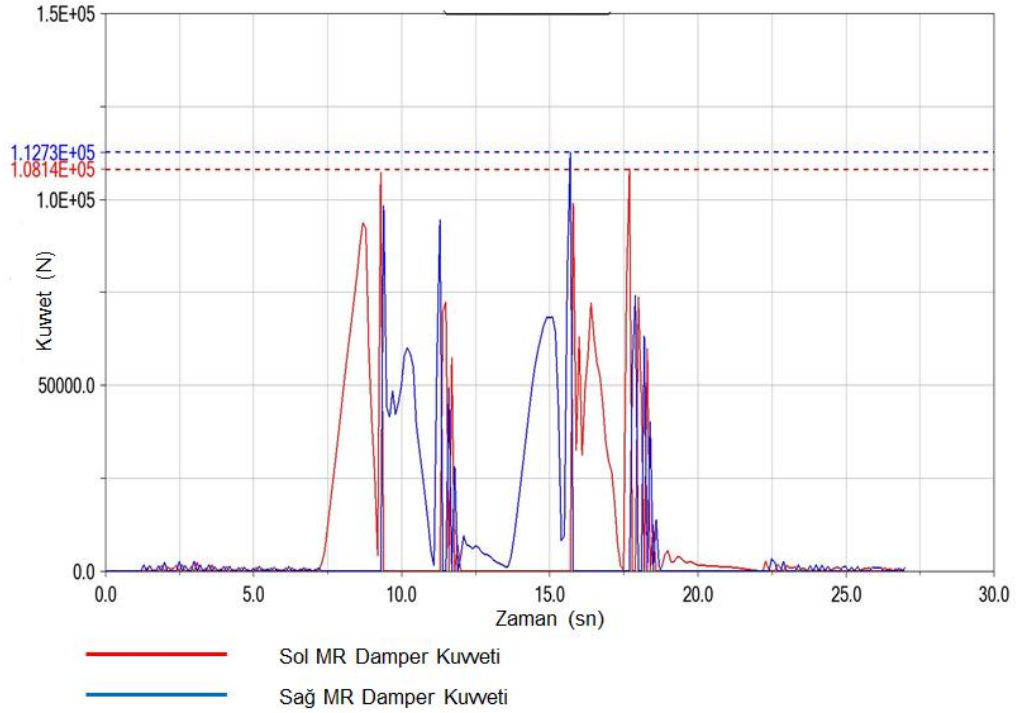


Şekil 6.37 Arka Tekerlere Etkiyen Geri Çevirme Momenti, $v=40$ km/s

Şekil 6.36 ve 6.37’de görüldüğü üzere orta ve arka tekerlere etkiyen geri çevirme momenti şekil 6.34’de gösterilen ön tekerlerinkinin aksine, kontrolcünün aktif olduğu modelde geri çevirme momenti değerleri kontrolcünün aktif olmadığı modeldekine oranla daha düşüktür.

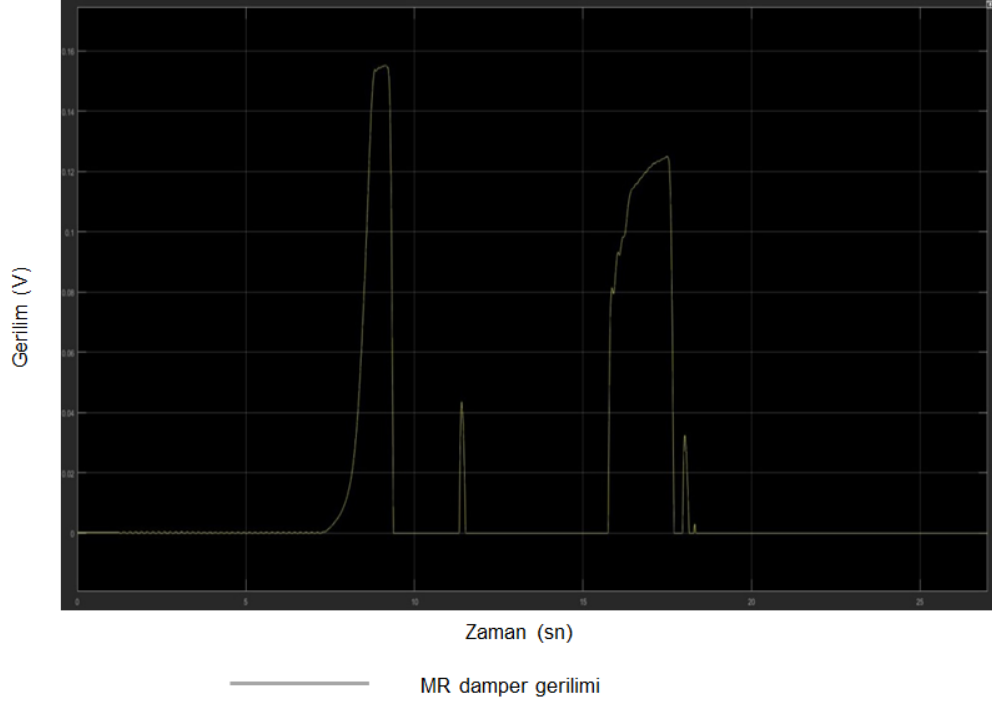
6.3.6 Araç Hızı 40 km/s, Şerit Değişiminde MR Damperin Kuvvet ve Gerilimi

Adams ortamında kurulan tam araç modeli ile Matlab/Simulink ortamında oluşturulan kontrolcü modelinin eşzamanlı simülasyonlarında aracın şerit değişimi sırasında kontrolcü arka gövdenin savrulmasını önlemeye çalışmıştır. Araç sağ şeritten sol şeride geçtiğinde sol MR damper arka gövdeyi ön gövde ile aynı hizada tutmak için kuvvet uygulamıştır. Araç sol şeritten sağ şeride geçtiğinde ise bu sefer sol MR damper kuvvet uygulayarak arka gövdenin ön gövdeden kopmasını engelleyerek aracın daha stabil şekilde şerit değiştirme işlemini tamamlamasını sağlamaya çalışmıştır. Şekil 6.38’de görüldüğü üzere sol damper 0 ile 108 kN ve sağ damper 0 ile 112kN aralığında bir kuvvet değeri eş zamanlı olarak uygulamıştır.



Şekil 6.38 MR Damper Kuvvet Değişimi, $v=40$ km/s

Şekil 6.38’da görüldüğü üzere araç şerit değiştirmedeği ve düz olarak ilerlediği süreçte küçükte olsa MR damper kuvvet üretmiştir. Düz konumda araçta meydana gelen küçük salınımlarda böylelikle sönümlenmiş aracın konforunun armasına neden olmuştur. Özellikle bu tür uzun araçların arka gövdelerinde bu tür salınımlar çok fazla olmakta ve yolcuları uzun yolculuk süresince rahatsız etmektedir. Bu tez kapsamında MR damper aracın sadece yanal hareketini kontrol etmeye çalışmıştır. Görüldüğü üzere küçük salınımları da sönümlemede başarılıdır. Bu safhadan sonra körük sistemine bir MR damper daha ilave edilerek aracın dikey yöndeki salınımları da sönümlenmeye çalışılarak aracın konforu arttırılabilir.

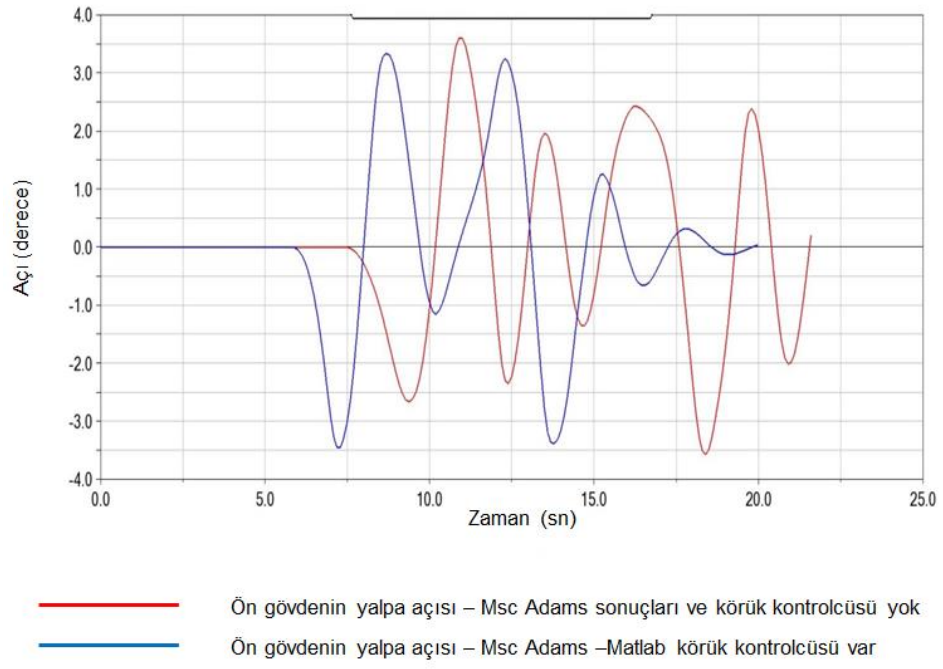


Şekil 6.39 MR Damperin Gerilim Değerinin Değişimi, $v=40$ km/s

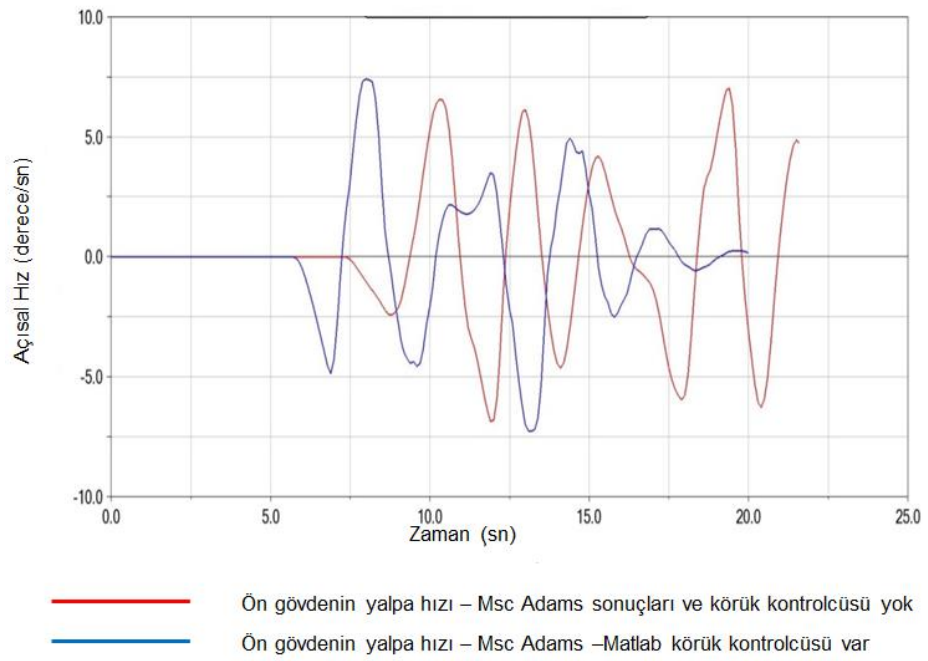
MR damper gerilim değeri 0 ile 0,155V aralığında değişmiştir. MR damper bilgileri [33] referans alınmıştır. Matlab/Simulink ortamında MR damperin ürettiği kuvvet değeri olarak “ gain ” ile x100 kat arttırılarak elde edilen kuvvet değerleri kullanılmıştır. Bu gerilim değeri kuvvet değerinin arttırılması sonucu oluşan gerilim değerleridir. Bu işlemin yapılma amacı, referans olarak belirlenen MR damperin körüklü yolcu otobüsünün arka gövdesinin savrulma açısını kontrol etmek için ürettiği kuvvet değerlerinin düşük kalmasıdır. Daha güçlü bir MR damperin seçilmesi ile bu işleme gerek kalmayacaktır.

6.3.7 Araç Hızı 50 km/s, Ön ve Arka Gövdenin Yalpa Açısı ve Hızı

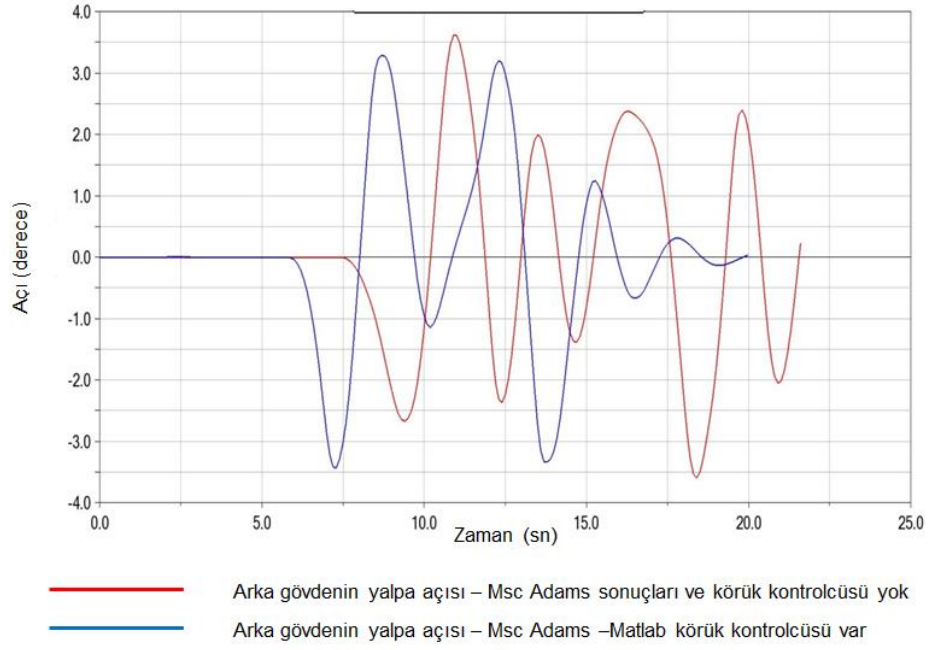
Araç hızı 40 km/s ile yapılan tüm sanal analizler ve testler aynı şekilde araç hızı 50 km/s iken de aynı şekilde yapılmıştır. Şekil 6.40 ve 6.42’de görüldüğü üzere hız arttıkça aracın şerit değiştirme sırasında ön ve arka gövdenin yalpa açısı artmakta ve salınımların genlikleri büyümektedir. Kontrolcüye sahip aracın salınımlarının genlikleri hızla azalarak kontrolcüye sahip olmayan araca oranla daha hızlı kararlı hale gelmiştir.



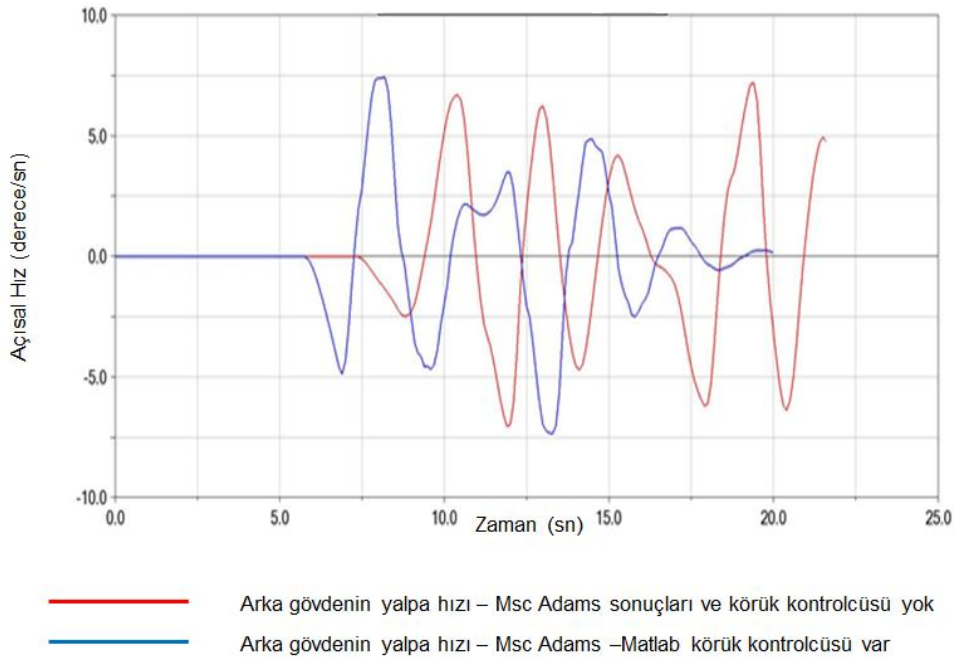
Şekil 6.40 Ön Gövdenin Yalpa Açısı Değişimi, $v=40$ km/s



Şekil 6.41 Ön Gövdenin Yalpa Hızı Değişimi, $v=40$ km/s



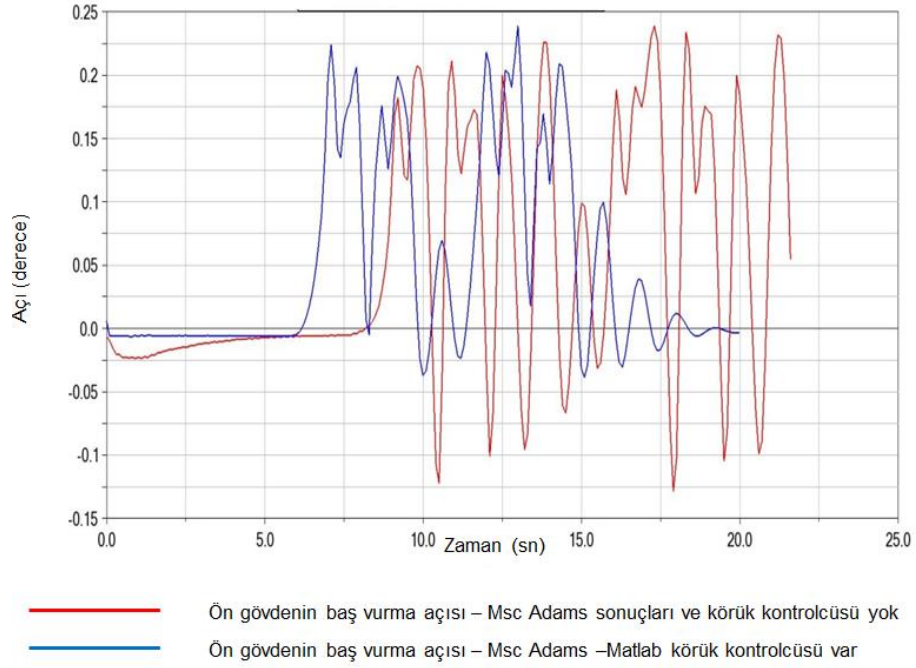
Şekil 6.42 Arka Gövdenin Yalpa Açısı Değişimi, $v=40$ km/s



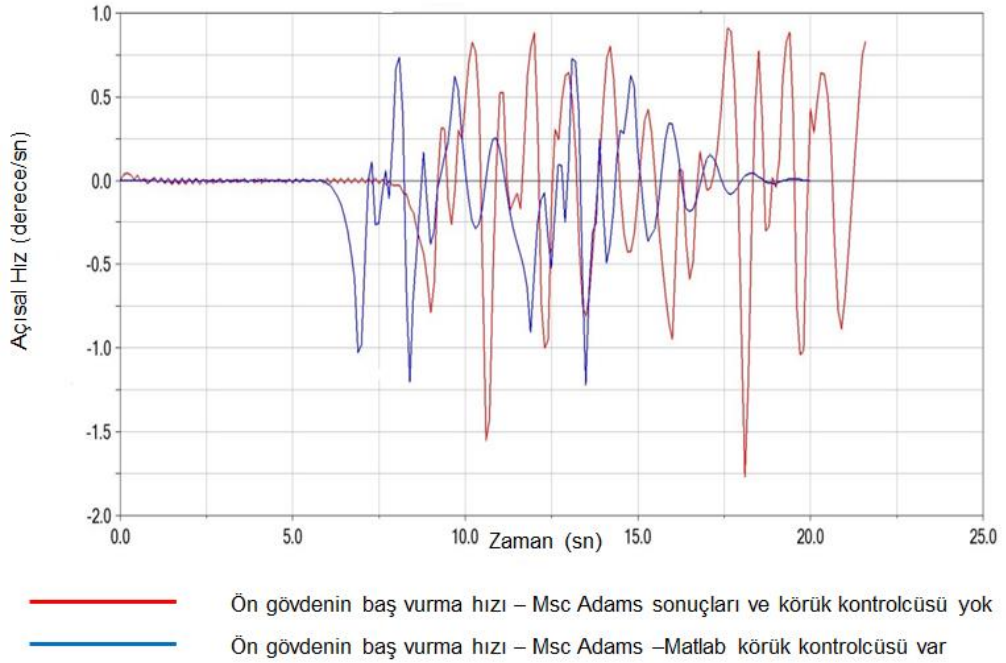
Şekil 6.43 Arka Gövdenin Yalpa Hızı Değişimi, $v=40$ km/s

Şekil 6.41 ve 6.43’de görüldüğü üzere ön ve arka gövdenin açısal hızları da kontrolcüye sahip modelde daha düşük olmakla birlikte hızlı bir azalış göstermiş iken kontrolcüye sahip olmayan model kararsızlığını devam ettirmiştir.

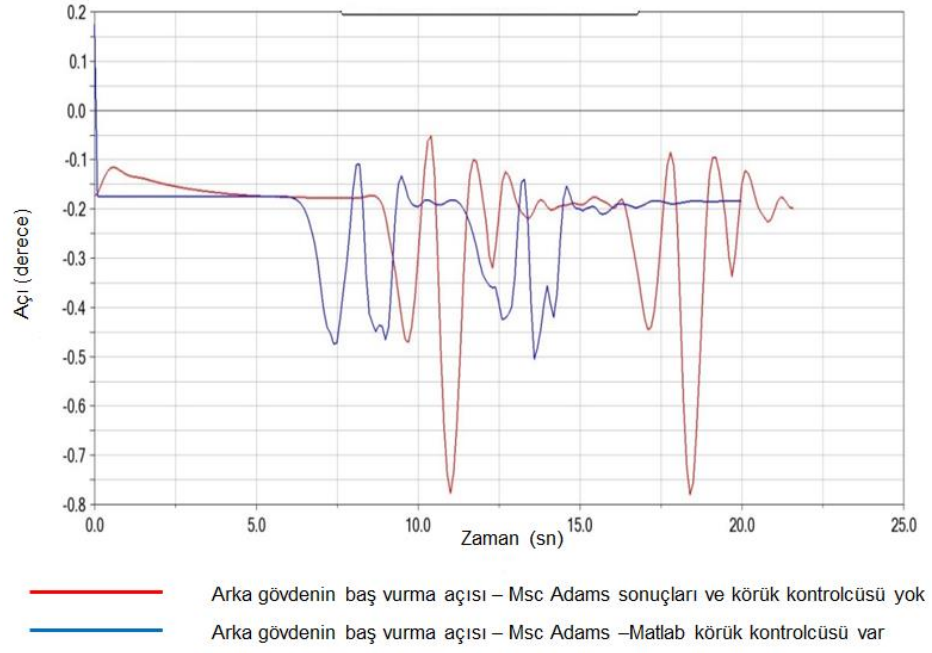
6.3.8 Araç Hızı 50 km/s, Ön ve Arka Gövdenin Başvurma Açısı ve Hızı



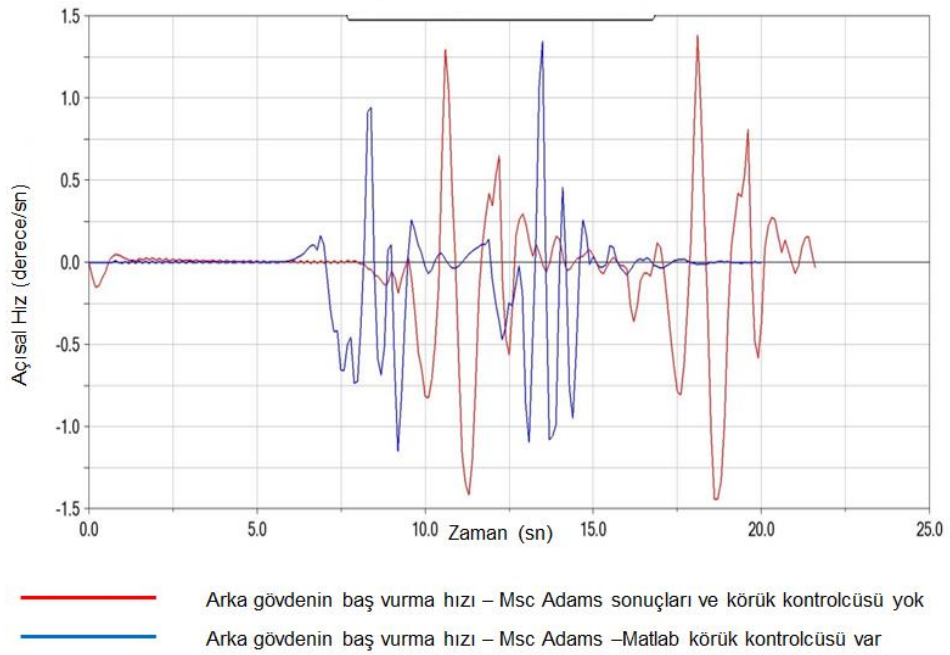
Şekil 6.44 Ön Gövdenin Başvurma Açısı, $v=40$ km/s



Şekil 6.45 Ön Gövdenin Başvurma Hızı, $v=40$ km/s



Şekil 6.46 Arka Gövdenin Başvurma Açısı Değişimi, $v=40$ km/s



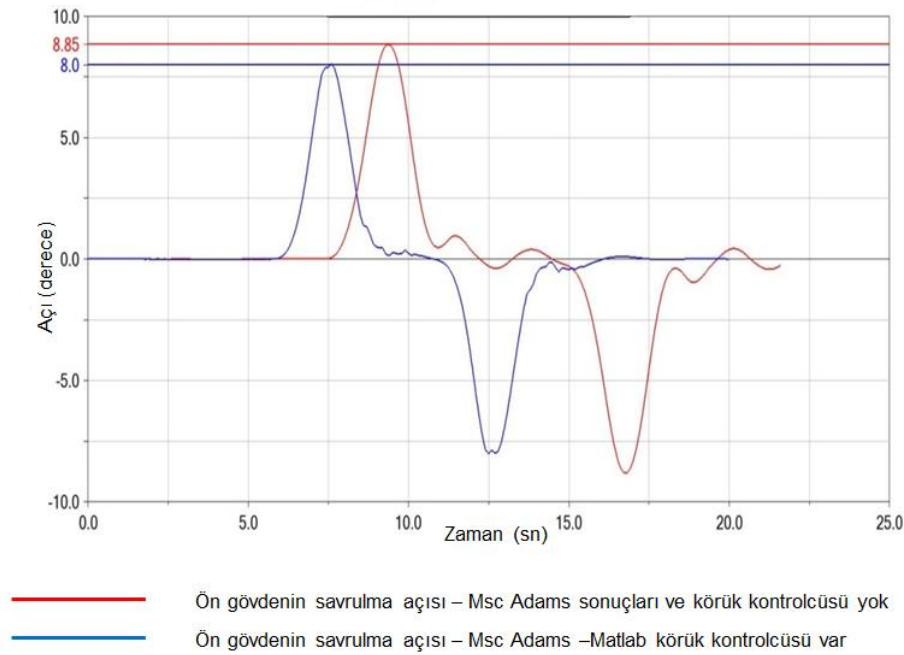
Şekil 6.47 Arka Gövdenin Başvurma Hızı Değişimi, $v=40$ km/s

Körüklü yolcu otobüsünün sanal ortamda prototipinin geliştirilmesi kapsamında analiz sonuçları irdelendiğinde, kontrolcüye sahip olmayan sanal prototip araçların hızı arttıkça stabilitesini kaybettiği görülmüştür. Özellikle aracın konforunun değerlendirilmesi açısından önemli olan yalpa açısı ve başvurma

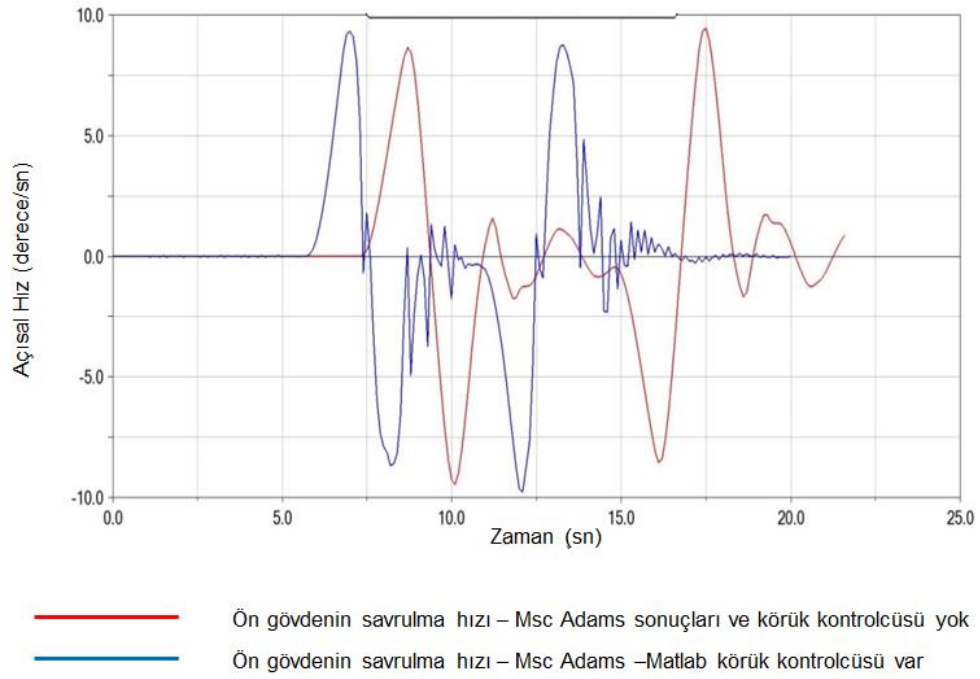
açılarındaki salınımların şerit değiştirme manevrasından sonra bile sönümlenmediği görülmektedir. Araç kütleleri çok büyük olduğundan yüksek hızlarda sanal modeller kontrolcü olmadan istenilen manevraları yerine getirmekte zorlanmaktadır. Bu süreçte sanal modele bir kontrolcünün eklenmesinin önemi daha da artmıştır.

6.3.9 Araç Hızı 50 km/s, Ön ve Arka Gövdenin Savrulma Açısı ve Hızı

Tez kapsamında, aracın arka gövdesinin yanal hareketinin kontrolü için körük sisteminde MR damper kullanılmıştı. Özellikle araç hızı 40 km/s olduğu durumda hem fiziki hem de sanal testler yapıp sonuçlar karşılaştırıldığında, kontrolcü olmadan kurulan sanal araç modelinin test sonuçları ile benzerlik gösterdiği görülmüştü. Akabinde MR damper ile kurulan kontrol modelinin sanal modele eklenmesi ile kontrolcünün başarılı olarak çalıştığı ve aracın savrulma açısını önemli ölçüde azalttığı görülmüştü. Bu aşamadan sonra tüm testler ve sanal analizler 50 km/s hızla tekrarlanarak aynı kontrolcü modelinin bu hızdaki performansı değerlendirilecektir.



Şekil 6.48 Ön Gövdenin Savrulma Açısı Değişimi, $v=40$ km/s

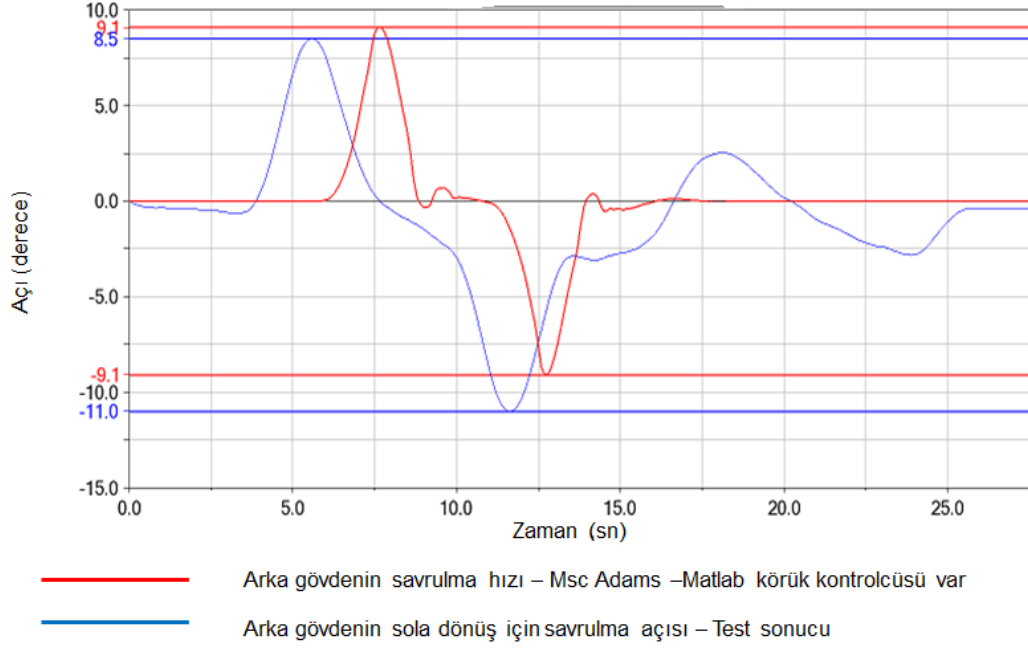


Şekil 6.49 Ön Gövdenin Savrulma Hızı Değişimi, $v=40$ km/s



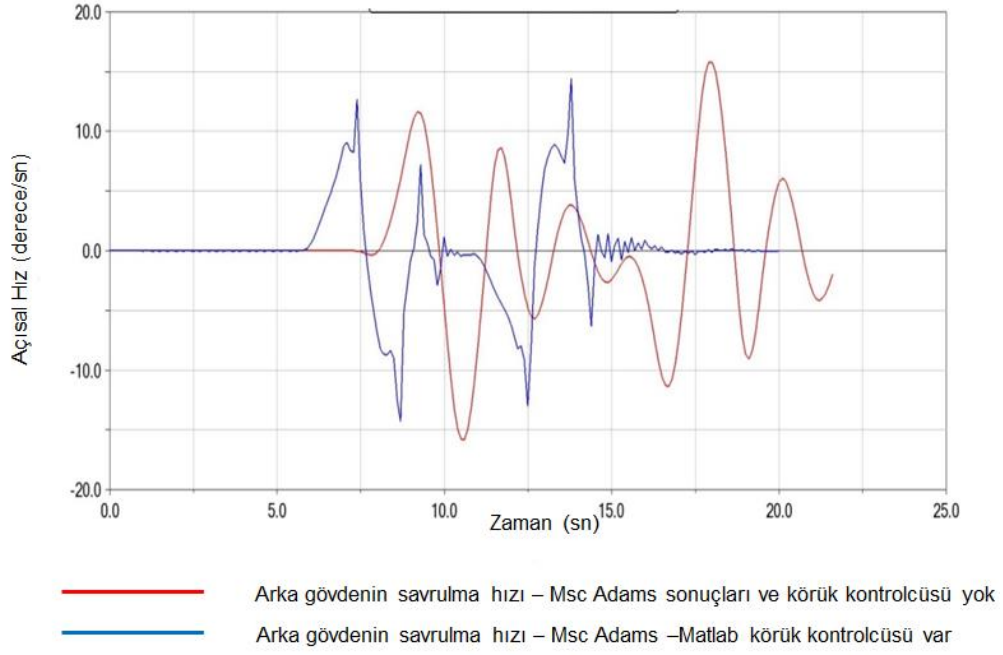
Şekil 6.50 Arka Gövdenin Savrulma Açısı Değişimi, $v=40$ km/s

Kontrolcüye sahip sanal model 9,11 derecelik bir savrulma açısına sahip iken kontrolcüye sahip olmayan model ise 11,17 derecelik savrulma açısına sahiptir. Kontrolcü sanal modelde % 18,4'lik bir iyileşme göstermiştir.



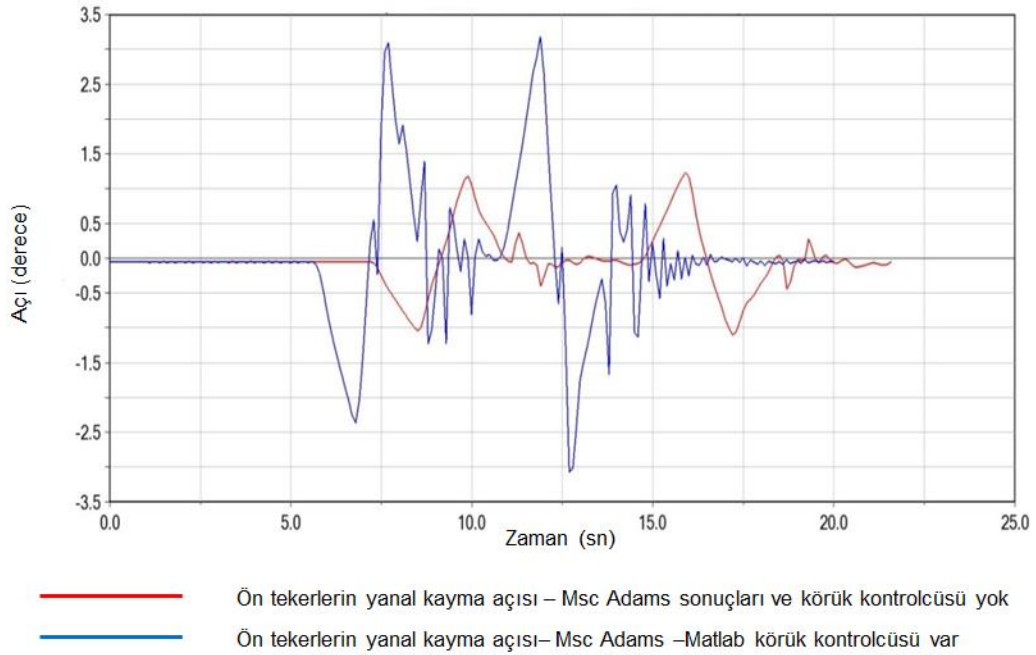
Şekil 6.51 Arka Gövdenin Savrulma Açısının Test Sonuçları İle Karşılaştırılması,
v=40 km/s

Kontrolcüye sahip sanal modelin sonuçları 50 km/s hızla şerit değiştiren aracın test sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Sonuçlar incelendiğinde MR damper PID kontrolcü modeliyle eşzamanlı simülasyonu yapılan sanal model ile hidrolik sisteme ve kendine ait özel kontrolcüsü olan test aracının sonuçları birbiri ile benzerlik göstermiştir. Savrulma açılarının genlikleri birbiri ile aynı olsa da MR dampere sahip PID kontrolcü modelimiz mevcut modelden daha hızlı tepki vererek daha kısa sürede aracın stabilitesini sağlamıştır. Test aracında ise şerit değişiminden sonra bile salınım bir süre devam etmiştir.



Şekil 6.52 Arka Gövdenin Savrulma Hızı Değişimi, $v=40$ km/s

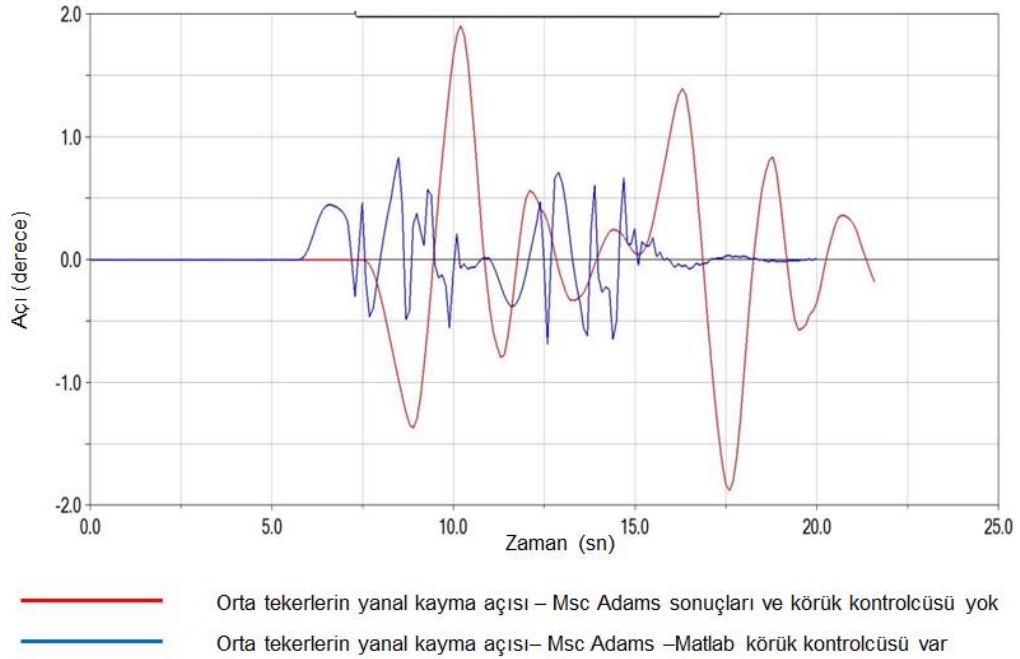
6.3.10 Araç Hızı 50 km/s, Tekerlerdeki Yanal Kayma Açısı Değişimleri



Şekil 6.53 Ön Tekerlerde Meydana Gelen Yanal Kayma, $v=40$ km/s

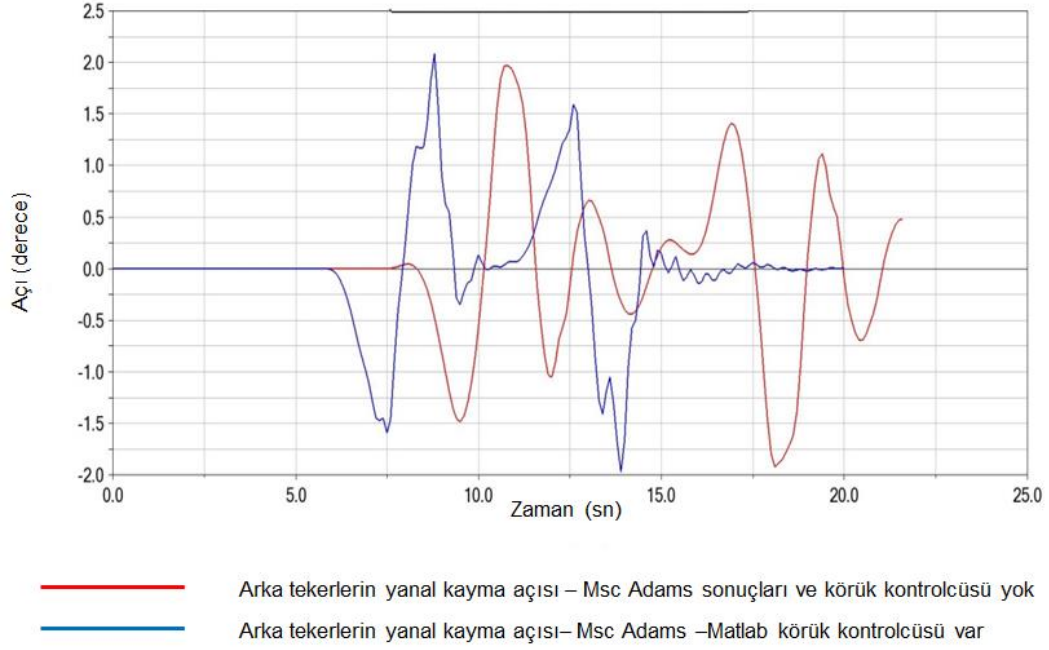
Kontrolcüye sahip olan sanal prototip aracımızın ön tekerleri çift şerit değiştirme sırasında -3 ile 3,2 derecelik açı arasında bir yanak kaymaya uğrar iken

kontrolcüye sahip olmayan araç modelimizde bu değer -0,75 ile 1,2 derece aralığında bir yanal kayma değerine sahiptir.



Şekil 6.54 Orta Tekerlerde Meydana Gelen Yanal Kayma, $v=40$ km/s

Kontrolcüye sahip olmayan sanal prototip aracımızın orta tekerleri çift şerit değiştirme sırasında -1,8 ile 1,8 derecelik açı arasında bir yanal kaymaya uğrar iken kontrolcüye sahip olan araç modelimizde bu değer, -0,75 ile 0,6 derece aralığında yanal kayma değerine sahiptir. Orta tekerlerin yanal kayma açısı değerlerinde n tekerlere oranla azalma gözlemlenmiştir.

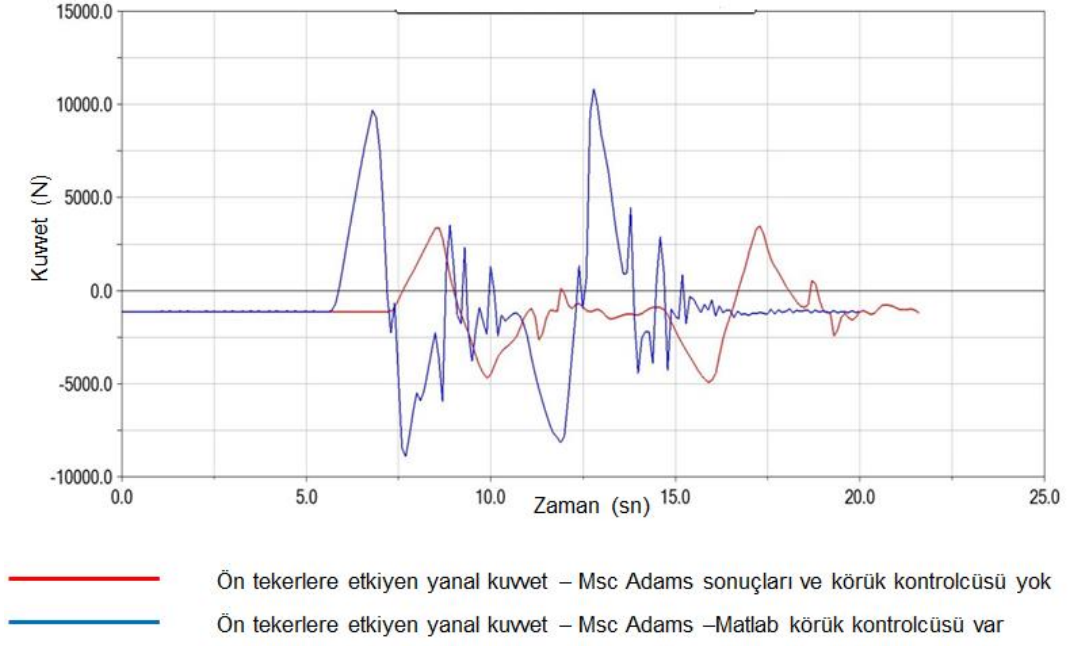


Şekil 6.55 Arka Tekerlerde Meydana Gelen Yanıl Kayma, $v=40$ km/s

Kontrolcüye sahip olmayan sanıl prototip aracımızın arka tekerleri çift şerit değıştirme sırasında -1,8 ile 2 derecelik açı arasında bir yanıl kaymaya uğrar iken kontrolcüye sahip olan araç modelimizde bu değır -2 ile 2,2 derece aralığında yanıl kayma değırine sahiptir. Arka tekerlerin yanıl kayma değırleri hızın artması ile birlikte artmıştır. Şekil 6.55’de görüldüğü üzere kontrolcüye sahip olmayan model şerit değışiminden sonra kararlılığını koruyamamış ve savrulma açısı salınımı devam etmiştir.

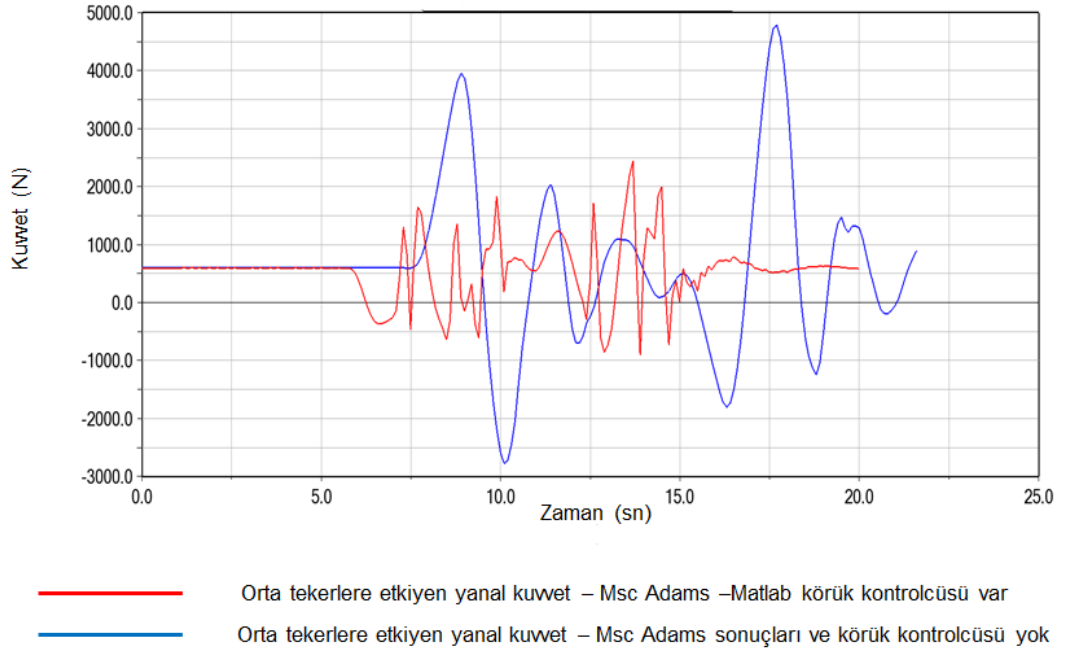
6.3.11 Araç Hızı 50 km/s, Tekerlere Etkiyen Yanıl Kuvvet ve Geri Çevirme Momenti

Şerit değışimi sırasında tekerlere etkiyen yanıl kuvvetleri incelediğimizde ön tekerlere etki eden yanıl kuvvetler MR damper sisteminin olduğu kontrolcü modelinde daha fazla iken orta ve arka tekerlerde yanıl kuvvetler mevcut modele oranla daha düşüktür.



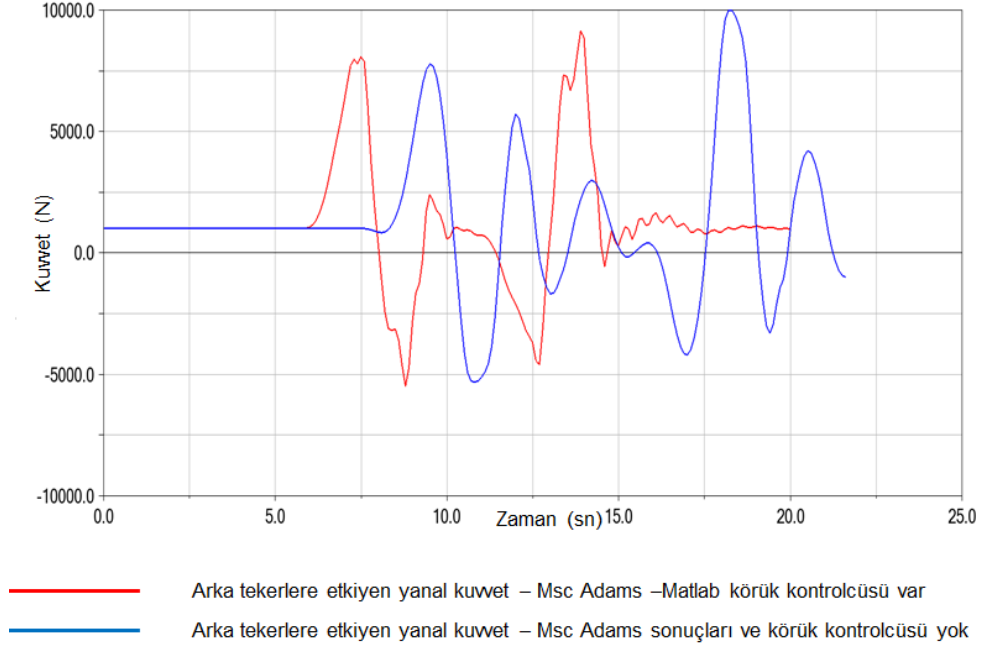
Şekil 6.56 Ön Tekerlere Etkiyen Yanal Kuvvet, $v=40$ km/s

Ön tekerlerde yanal kuvvet değerleri eşzamanlı simülasyonda 10800 N ile -8900N aralığında değiştiği gözlemlenir iken bu değer mevcut modelde (kontrolcünün olmadığı) -494N ile 3460N mertebelerindedir.



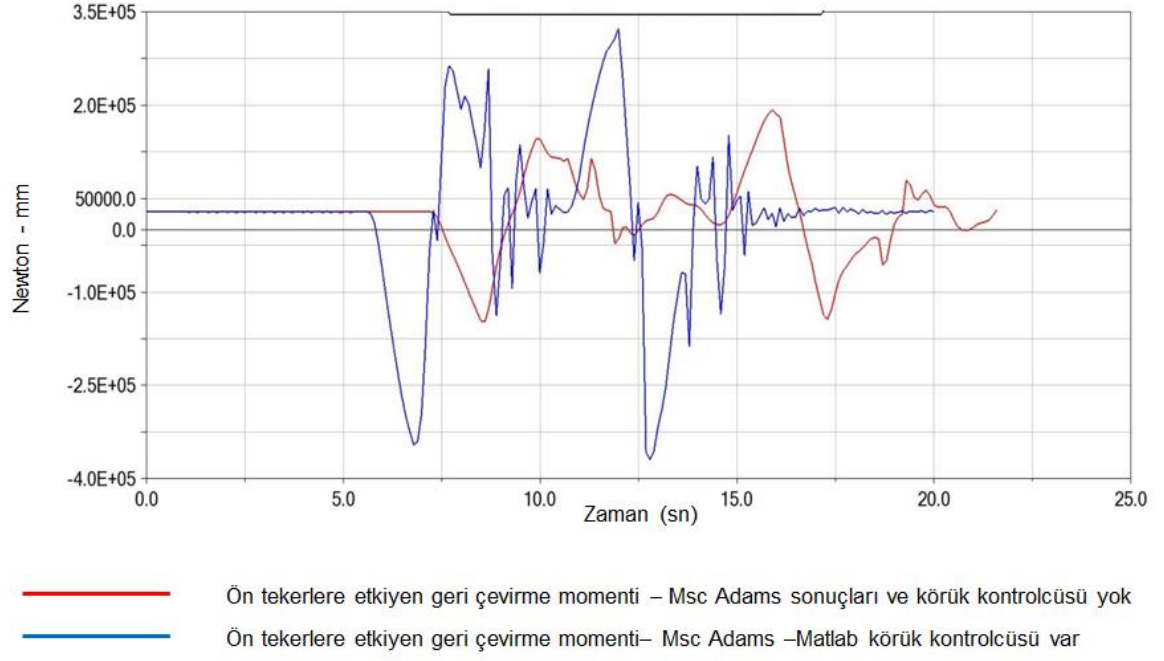
Şekil 6.57 Orta Tekerlere Etkiyen Yanal Kuvvet, $v=40$ km/s

Orta tekerlerde eş zamanlı simülasyonlarda tekerlere etkiyen yanal kuvvet değerleri +2443N ile -903N aralığında değişir iken mevcut modelde +4785N ile -2778N aralığında değiştiği gözlemlenmiştir.

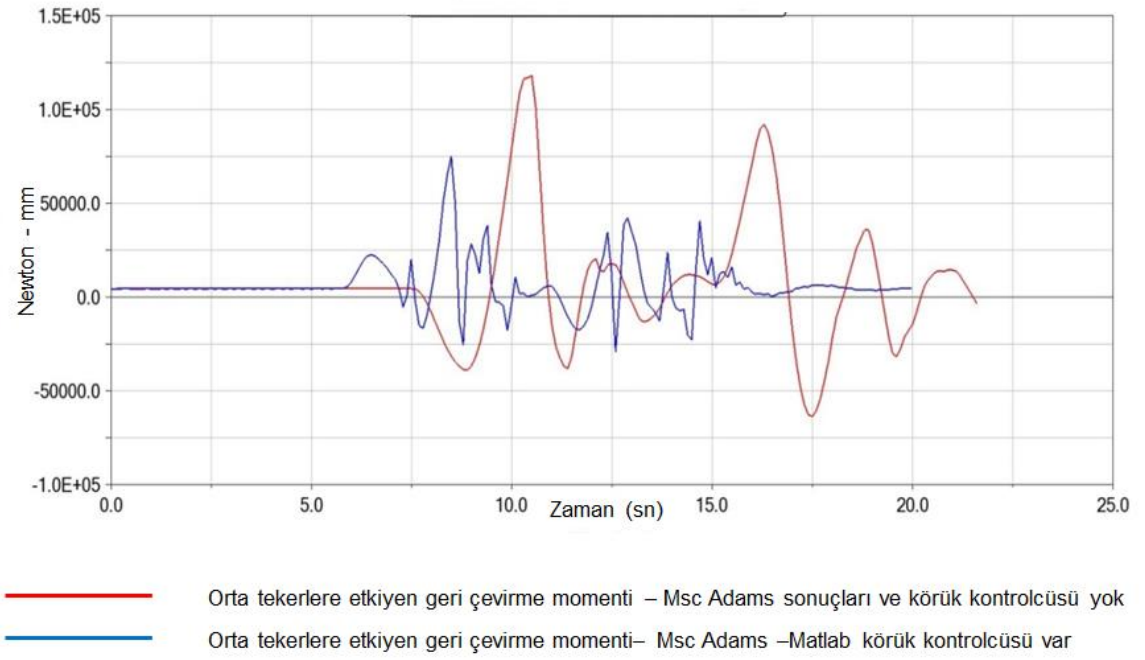


Şekil 6.58 Arka Tekerlere Etkiyen Yanal Kuvvet, $v=40$ km/s

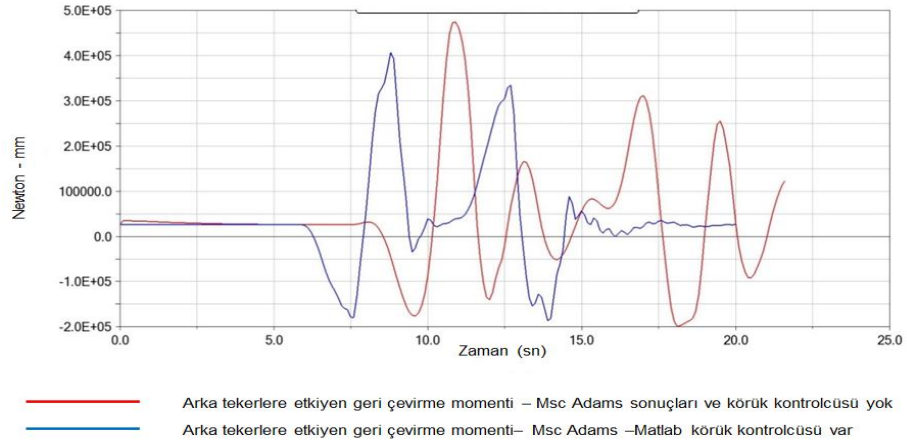
Arka tekerler için eş zamanlı simülasyonlarda tekerlere etkiyen yanal kuvvet değerleri +9144N ile -3500 aralığında değişir iken mevcut modelde +9995N ile -5317N aralığında değiştiği gözlemlenmiştir.



Şekil 6.59 Ön Tekerlere Etkiyen Geri Çevirme Momenti, $v=40$ km/s



Şekil 6.60 Orta Tekerlere Etkiyen Geri Çevirme Momenti, $v=40$ km/s

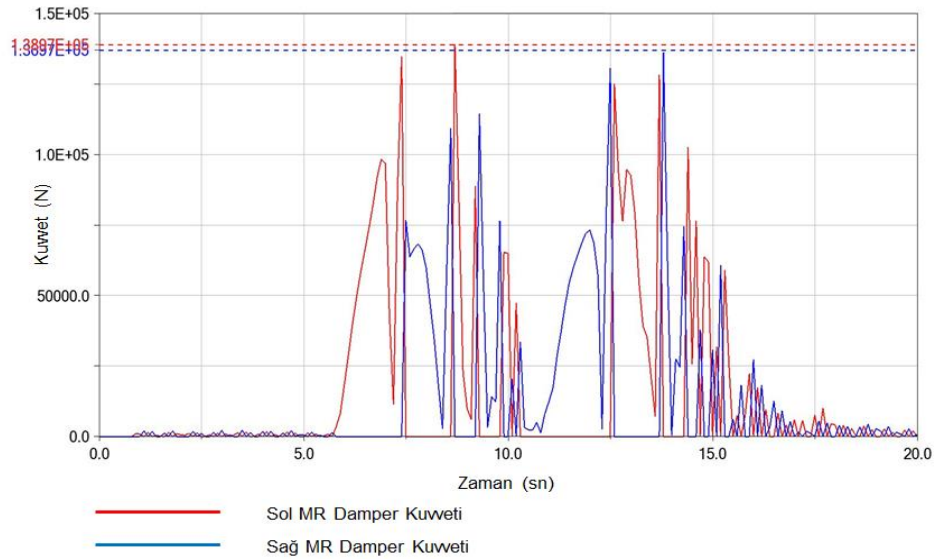


Şekil 6.61 Arka Tekerlere Etkiyen Geri Çevirme Momenti, $v=40$ km/s

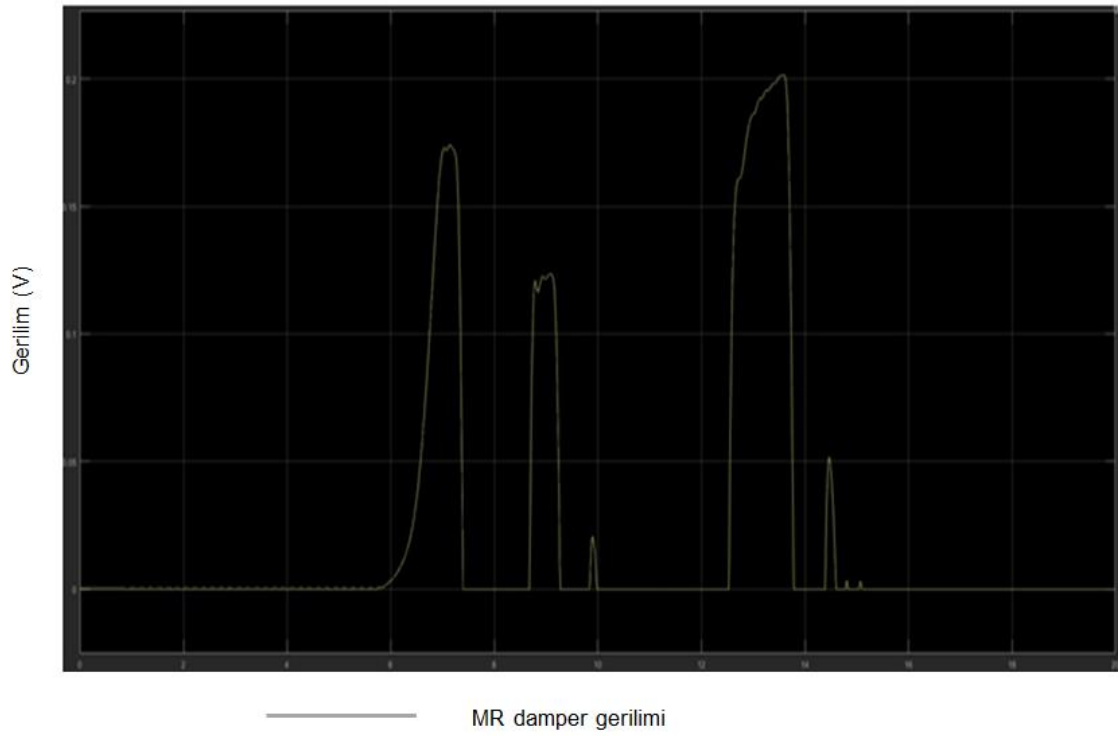
Teker üzerine etkiyen geri çevirme momentlerine baktığımızda, 40km/s hızda yaptığımız simülasyon sonuçları, 50 km/s hızda yaptığımız simülasyon sonuçları ile benzerlik göstermiştir. Yani ön tekerlere etkiyen geri çevirme momenti yanal kuvvet değerlerinde de olduğu gibi eşzamanlı simülasyonlarda daha fazla iken orta ve arka tekerlerde geri çevirme momentinin eşzamanlı simülasyon değerleri mevcut modele oranla daha düşük olduğu görülmüştür.

6.3.12 Araç Hızı 50 km/s, Şerit Değişiminde MR Damper Kuvvet ve Gerilimi

Şekil 6.62’de görüldüğü üzere sol damper 0 ile 138 kN ve sağ damper 0 ile 126 kN aralığında bir kuvvet değeri eş zamanlı olarak uygulamıştır.



Şekil 6.62 MR Damper Kuvvet Değişimi, $v=40$ km/s



Şekil 6.63 MR Damperin Gerilim Değerinin Değişimi, $v=40$ km/s

MR damper gerilim değeri 0 ile 0,2V aralığında değişmiştir. MR damper bilgileri [33] referans alınmıştır.

Matlab/Simulink ortamında MR damperin ürettiği kuvvet değeri 40 km/s hızla yapılan eşzamanlı simülasyon modelinin PID kontrolcü modelinde olduğu gibi burada da damperin ürettiği kuvvet değeri Matlab/Simulink ortamında “gain” ile bu değer x100 yapılarak arttırılmıştır. Kuvvet değerinin arttırılma sonucu oluşan gerilim değerleridir. Bu işlemin yapılma amacı 40 km/s ile yapılan kontrolcü MR damper geriliminde de belirtildiği üzere referans olarak belirlenen MR damperin körüklü yolcu otobüsü için ürettiği kuvvet değerlerinin düşük kalmasıdır. Daha fazla kuvvet üreten MR damper kullanılması ile kuvvet değeri arttırılmadan doğrudan MR damper tarafından üretilen kuvvet değeri kullanılabilir.

Bu tez kapsamında yapılan çalışmalar neticesinde, ticari körüklü yolcu otobüsünün çoklu cisimler dinamiği modeli Msc Adams/Car çalışma ortamında oluşturulmuştur. Bu çalışmayla birlikte ön ile arka gövdeyi birbirine bağlayan ve aracın arka gövdesinin savrulmasını önleyen körük sistemi, mekanik yöntemle modellenerek sanal prototip oluşturulmuştur. Mekanik körük sistemi, üreticiden alınan ve körük sisteminin dönme noktasından yaptığı açıya bağlı olarak damperlerin ürettiği kuvvet değerleri şeklinde sanal modele tanımlanmıştır. Sanal prototip oluşturma aşamasında aracın devrilme karakteristiğini iyileştirmek için kullanılan viraj demirlerinin burulma sertlik değerleri teorik ve sonlu elemanlar ile bulunmuştur. Sonlu elemanlar ve teorik değer arasında %2.7 gibi küçük farkın olduğu görülmüş ve bu burulma sertlik değeri Adams sanal prototip modeline eklenmiştir. Ön ve arka gövdenin kütle bilgileri aracın ağırlık merkezinde tek noktada öbeklenmiş (Lump mass) kütle yöntemi kullanılarak ve kütsel atalet moment bilgileri de gözetilerek oluşturulmuştur. Oluşturulan sanal modelin testler ile doğrulanması kapsamında üretilen prototip aracı üzerinden gerekli veriler toplanmıştır. Toplanan deplasman ve ivme verileri sinyal işleme yöntemleriyle işlendikten sonra model doğrulama aşamasına geçilmiştir. Model doğrulama aşamasında ilk olarak araç hızı 40 km/s olacak şekilde, aracın şerit değiştirme esnasında körük sisteminin yaptığı açı ölçülmüş ve aynı işlem sanal ortamda mekanik olarak modellenen modelin sonuçları ile karşılaştırılmıştır. %6,5 gibi bir sapma ile benzerlik göstermiştir. Aracın dönüş çapının belirlenmesi kapsamında yapılan test ve sanal model arasında %5,8'lik bir hata payı olduğu görülmüştür. Taşıtın süspansiyon sisteminin ve teker modelinin doğrulanması kapsamında yapılan doğrulama çalışmasında bölüm 4.3.1 ve 4.3.2'de gösterildiği üzere hem süspansiyon sisteminin hem de tekerin tümsek geçme durumlarında deplasman genlik değerlerinin örtüştüğü görülmüştür. Sanal prototip modelinin doğruluğundan emin olunduktan sonra körük sistemi için kontrolcü geliştirme aşamasına geçilmiştir. Körüklü yolcu otobüsünün körük sisteminin çalışma mantığının tam olarak anlaşılması için tek izli araç modeli üzerinden bölüm 5'de

hareket denklemleri çıkarılmış ve durum uzay matrisleri oluşturulmuştur. Yolcu taşımacılığında kullanılan körüklü yolcu otobüslerinin sahip oldukları körük sistemi Türkiye de üretilmemektedir. Körük sistemi kontrolcüsü ile aracın savrulma açısı kontrol edilmektedir. Bu tez kapsamında körük sistemine MR damperler eklenilerek Matlab/Simulink çalışma ortamında körük sistemine özgü kontrolcü geliştirme çalışması yapılmıştır. MR damper modeli olarak “Lugre” matematiksel modeli kurulmuş ve MR damperin gerilim değeri “PID” ile kontrol edilmiştir. Matlab/Simulink ortamında kurulan kontrol bloğu ile Msc Adams/Car ortamında kurulan çoklu cisim dinamiği modelinin eşzamanlı olarak çalışması sağlanmıştır. Araç hızı 40 km/s iken kontrolcüye sahip sanal model, körük sistemi mekanik olarak modellenen sanal model ve test sonuçları karşılaştırılmıştır. Ön gövde için sanal modeller arasında kontrolcünün aktif olduğu modelde % 14,8 oranında iyileşme gözlemlenir iken arka gövdenin savrulma açısında %26,33 oranında iyileşme gözlemlenmiştir. Bu değer test sonuçları ile karşılaştırıldığında ise, yeni oluşturulan kontrolcünün aktif olduğu araçta arka gövdenin savrulma açısının test sonuçlarına göre %18,3 oranında daha iyi sonuç verdiği gözlemlenmiştir. Bunun yanında oluşturulan iki sanal model üzerinden yalpa ve başvurma açıları incelendiğinde, kontrolcü model ile yapılan eşzamanlı simülasyon sonuçlarında önemli ölçüde iyileşme olduğu gözlemlenmiştir. Yanal kayma ve yanal kuvvet değerleri PID kontrolcüye sahip sanal modelde ön tekerlerde artmış iken orta ve arka tekerlerde azalmıştır. Kontrolcü modelinin geliştirilmesi ile ön teker kayma ve yanal kuvvet değerleri de azaltılarak optimizasyon yapılabilir. Yapılan bu çalışmalar neticesinde körüklü yolcu otobüsü gibi kompleks aracın çoklu cisimler dinamiği modeli oluşturulmuş ve mevcut test aracı kontrolcüsünün geliştirilebileceği anlaşılmıştır. Doğrulan sanal modeller üzerinden araç geliştirme çalışmaları yapılabilineceği gibi araç üretilmeden aracın genel davranışı hakkında bilgi edinilebilecek. Böylelikle prototip ve test maliyetlerinde avantaj sağlamanın yanında proje süreçlerinin de kısılmasına katkı sağlayacaktır. Bu çalışmada körük sistemindeki MR damperin gerilimi “PID” ile kontrol edilmiş ve değişen koşullara rağmen PID katsayıları sabit alınmıştır. Bundan sonraki süreçte bu katsayılarında kontrol edilebildiği bir kontrol algoritması geliştirilerek kontrolcü modeli daha da geliştirilebilir. Ek olarak körük sistemine eklenecek yeni bir damper ile aracın dikey hareketi de kontrol edilebilir. Bu yöntem

sayesinde aracın başvurma açısı da azaltılarak aracın sürüş halinde daha konforlu olması sağlanabilmektedir.

- [1] Anadolu Isuzu, “Araç dinamiği eğitim dokümanları”, Kocaeli (2011).
- [2] Segel, L., “An overview of developments in road vehicle dynamics: past, present and future”, Proceeding of the Institution of Mechanical Engineer Conference on Vehicle Ride and Handling, 210:83-94, London (1993).
- [3] Gillespie, T. D., “Fundamentals of Vehicle Dynamics”, SAE, ISBN 1-56091-199-9 (1992).
- [4] Blundell, M., Harty, D. “Multibody System Approach to Vehicle Dynamics”, Elsevier Butterworth-Heinemann, ISBN 07506 5112 1 (2004).
- [5] Yiğit, T., (2004). “ Araç Dinamiği Modelleri Geliştirilmesi ve Savrulma -Devrilme Engelleyici Kontrolde Kullanımları”, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ, Fen Bilimler Enstitüsü, İstanbul.
- [6] Ayçiçek, T., (2002). “Bir Taşıt Seyir Dinamiği Modeli”, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ, Fen Bilimler Enstitüsü, İstanbul.
- [7] Küçük, K., (2014). “8x8 Ağır Ticari Taşıtın Süspansiyon Sistemlerinin Modellenmesi ve Taşıt Dinamiğine Etkilerinin Optimizasyonu”, Yüksek Lisans Tezi, Selçuk Üniversitesi, Fen Bilimler Enstitüsü, Konya.
- [8] Uyanık, M., E., (2010). “Adams Chassis Programı ile Suv Araç Modellemesi ve Eş Zamanlı Simülasyon Yardımı ile Aktif Güvenlik Sistemleri Tasarımı ”, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ, Fen Bilimler Enstitüsü, İstanbul.
- [9] Mariappa, A., P., (2018). “Design and Optimization of Anti-Roll Bar”, Master's Final Degree Project, Kaunas University of Technology, Lithuania.
- [10] Albinsson, A., Routledge, C., (2013). “The Damper Levels İnfluence on Vehicle Roll, Pitch Bounnce and Cornering Behaviour of Passenger Vehicle ”, Master's Thesis in Automotive Engineering, Chalmers University of Technology, Sweden.
- [11] Eriksson, T., (2014). “Co-Simualtion of Full Vehicle Model in Adams and Anti-Lock Brake System Model in Simulink”„Master's Thesis in Applied Mechanics, Chalmers University of Technology , Sweden.

- [12] Kumar, S., (2015). "Suspension Design Feasibility Study of Light Commercial Vehicle in Adams/Car", Master's Thesis, Politecnico Di Milano, School of Industrial and Information Engineering, Italy.
- [13] Jacobson, B., (2016). "Vehicle Daynamics Compendium for Course MMF062 Course Note", Division of Vehicle and Autonomous Systems, Department of Applied Mechanics, Chalmers University of Technology, pp:214-215, Sweden.
- [14] Jerling, J., (2013). "Model-Based Articulated Damping Control", Master of Science in Engineering Technology Space Engineering, Lulea University of Technology , Sweden.
- [15] Milani, S., A ., (2013). "Modeling, Simulation and Active Control of Tractor-Semitrailer Combinations", Thesis Submitted to the Graduate School Of Natural and Applied Sciences of Middle East Technical University, Ankara.
- [16] Mateusz, S., Luczak, A., Bodnicki, M., Stozek, M., "Method of Controlling Innovative Articulation for Articulated", MATEC Web of Conferences 157, 04005(2018), MMS2017, DOI: 10.1051/matecconf/201815704005.
- [17] Ulukapı, M., (2005). "Aktif ve Yarı Aktif Süspansiyon Sistemlerinin Simülasyon Ortamında İncelenmesi", Yüksek Lisans Tezi, İTÜ, Fen Bilimler Enstitüsü, İstanbul.
- [18] Kasemi, B., Muthalif, A. G. A., Rashid, M. M, Fathima, S. , " Fuzzy-PID Controller for Semi-Active Vibration Control Using Magnetorheological Fluid Damper " , International Symposium on Robotics and Intelligent Sensors 2012 (IRIS 2012), Artical in Procedia Engineering 00 (2012) 000-000, DOI:10.1016/j.proeng.2012.07.304.
- [19] Demir, A., (2013). "Taşıt Teknolojisi-Teker Dinamiğinin İncelenmesi", Marmara Üniversitesi Teknoloji Fakültesi, İstanbul.
- [20] Ergin, T., (2013). "Manyetoreolojik (Mr) Sıvılı Yarı - Aktif Bir Amortisörün Tasarımı ve Prototip İmalatı", Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [21] Brezina, T., Hadas, Z., Vetiska, J., "Using of Co-simulation ADAMS -SIMULINK for Development of Mechatronic Systems", 14th International Conference Mechatronika, Publisher: IEEE(2011), DOI: 10.1109/MECHATRON.2011.5961080.

- [22] Affi, Z., Romdhane, L. “Adams/Simulink Interface for Dynamic Modeling and Control of Closed Loop Mechanisms”, Publication: ACMOS’05: Proceedings of the 7th WEAS International Conference on Automatic Control, Modeling and Simulation, pp. 353-356, 2005
- [23] HÜBNER GmbH & Co. KG, Eğitim Dokümanları, www.hubner-germany.com, 2015.
- [24] Vehicle Modeling and Simulation Using Adams/Car, Workbook, www.Mscsoftware.com, 2017.
- [25] Adams Tire Help (for Adams 2019.2). Msc software documentation (2019).
- [26] Riekert, P., Schunck, T.E, (1940). “Zur fahrmechanik des gummibereiften kraftfahrzeugs”, Ingenieur Archiv. Vol. 11, pp. 210-224, DOI: 10.1007/BF02086921.
- [27] Aksun, Güvenç, B., (2006). “Taşıt Sistem Dinamiği ve Kontrolü Ders Notları”, İTÜ Makina Fakültesi, İstanbul.
- [28] Rabinow J., (1954). Magnetic fluid shock absorber, United States Patent Office, 2:667,237.
- [29] Çetin S., (2010). “MR Sönümleyici ile Yapıların Titreşim Kontrolü”, Doktora Tezi, YTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [30] Paksoy M., Güçlü R., Çetin S., (2014). “Semiactive Self-Tuning Fuzzy Logic Control of Full Vehicle Model with MR Damper”, Advances in Mechanical Engineering, ISSN:1687-8132, DOI: 10.1155/2014/816813
- [31] Control System Integration with Adams Using Matlab or Easy5, Workbook, www.Mscsoftware.com, 2017.
- [32] Alvarez, L., Jimenez, R., “Semi-active control of civil structures using magnetorheological dampers ”, Published in: Proceeding of the 2003 American Control Conference, 2003, DOI:10.1109/ACC.2003.1239791.
- [33] Muzaffer, M. Paksoy, M., (2019). “ Çeyrek Taşıt Modeli İçin Yarı Aktif PID Kontrol Uygulaması Ders Notları, YTÜ Makina Fakültesi, İstanbul
- [34] G. Z. Yao, F. F. Yap, G. Chen, W. H. Li, S. H. Yeo,(2002). “ MR damper and its application for semi-active control of vehicle suspension system”, Mechatronics,12(7),963-973, DOI: 10.1016/S0957-4158(01)00032-0.

- [35] Laboratuvar Dersi, “Matlab - Simulink ile 2SD Taşıta PID Kontrolör Tasarımı Deneyi Çalışma Notu”, Makina Teorisi, Sistem Dinamiği ve Kontrol Anabilim Dalı, YTÜ Makine Mühendisliği Bölümü

Tezden Üretilmiş Yayınlar

erol.cifci@isuzu.com.tr

sezer@yildiz.edu.tr

- [1] Çifci. E, Sezer. S, “Vehicle Dynamics Modeling and Verification with Test of Articulated Bus”, Proceedings Book of Fifth International Conference on Advances in Mechanical Engineering: ICAME (2019), ISBN 978-605-9546-16-4, 17-19 December, İstanbul.