

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

SÜSPANSİYON MEKANİZMALI DÖRTTE BİR ARAÇ MODELİ

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Yıldıray KORAY**

Anabilim Dalı : DAP- Mekatronik Mühendisliği

Programı : Mekatronik Mühendisliği

OCAK 2009

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

SÜSPANSİYON MEKANİZMALI DÖRTTE BİR ARAÇ MODELİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Yıldırar KORAY
(518061020)

Tezin Enstitüye Verildiğı Tarih : 25 Aralık 2008

Tezin Savunulduğı Tarih : 20 Ocak 2009

Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Ümit SÖNMEZ (İTÜ)
Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Levent GÜVENÇ (İTÜ)
Yrd. Doç. Dr. Tankut ACARMAN (GSÜ)

OCAK 2009

ÖNSÖZ

Süspansiyon sistemleri araç yolda seyir halinde iken kontrol edilebilirlik, yol tutuş,seyir emniyeti ve konfor gibi özelliklerinin dengeli ve başarılı bir şekilde bir araya gelmesini sağlayan aracın en önemli organlarından biridir. Bu yüzden otomobiller ve diğer motorlu taşıtların kullanılmaya başlanmasından beri gerek pratik gerek ise teorik olarak çokça çalışılmışlardır. Özellikle pasif süspansiyon sistemleri için çeyrek araç modelinden tam araç modeline kadar bir çok farklı model, bu sistemlerin bilgisayar ortamında simüle edilebilmesi amacıyla oluşturulmuşlardır. Mühendislerin görevi ise bu modellerin yardımıyla gerek konfor gerek emniyet ve gerekse kontrol edilebilirlik açısından optimum süspansiyon karakteristiklerini elde ederek bunları gerçek sistemlere uygulamaktır. İşte buradan yola çıkarak elde edilen matematiksel modellerin gerçeğe yaklaşmasının ne kadar önemli olduğu ortaya çıkmaktadır. Bu çalışmada da süspansiyon mekanizmasını barındıran bir süspansiyon sistemi çeyrek araç modeli ile oluşturularak simülasyonları yapılmıştır.

Bu çalışmada her konuda gösterdiği ilgi ve yardımlardan dolayı tez danışmanım sayın Yrd.Doç.Dr.Ümit SÖNMEZ'e teşekkürlerimi borç bilirim. Ayrıca yüksek lisans tahsilim boyunca bana maddi olarak destek olan TÜBİTAK ve tüm hayatım boyunca ham maddi hem manevi her zaman yanımda olan aileme teşekkür ederim.

Ocak 2009

Yıldıray KORAY
Makina Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

KISALTMALAR.....	v
ÇİZELGE LİSTESİ.....	vi
ŞEKİL LİSTESİ.....	vii
SEMBOL LİSTESİ.....	x
ÖZET	xii
SUMMARY.....	xiv
1. GİRİŞ	1
1.1 Süspansiyon Bileşenleri.....	2
1.2 Süspansiyon Tipleri.....	9
1.2.1 MacPherson.....	10
1.2.2 Doublewishbone (a-arm)	10
1.3 Literatür Taraması ve Süspansiyon Modelleri	11
1.4 Tezin Kapsamı	20
2. SÜSPANSİYON SİSTEMİNİN MODELLENMESİ.....	23
2.1 Serbest Cisim Diyagramlarının Çıkartılması	26
2.1.1 Alt kontrol kolu	26
2.1.2 Tekerlek taşıyıcı sistem	27
2.1.3 Üst kontrol kolu.....	28
2.1.4 Tekerlek	29
2.1.5 Asılı kütle.....	30
2.2 İvme Denklemlerinin Elde Edilmesi	31
2.3 Kapalı Çevrimler	33
2.3.1 Kapalı çevrim 1	33
2.3.2 Kapalı çevrim 2	34
2.3.3 Kapalı çevrim 3	35
2.3.4 Kapalı çevrim 4	36
2.3.5 Kapalı çevrim 5	37
2.4 Reaksiyon Kuvvetleri	38
2.5 Kullanılan Diğer Denklemler.....	39
2.6 Simülasyon Modelinin Oluşturulması.....	39
2.7 Başlangıç Şartlarının Bulunması.....	41
2.8 Hata Kontrolü.....	42
2.9 Adams ile Modelleme.....	46
2.10 Simülasyon Sonuçları	48
3. YOL PÜRÜZLÜLÜĞÜ OLUŞTURMA.....	57
3.1 Yol Pürüzlülüğü	57
3.2 Yol Profili Modelleri	59
3.3 Diğer Yol Profilleri	60
3.4 Tek İzli Yol Profili	63
3.5 İkinci İz.....	65
3.6 Adams-Matlab Modeli Cevapları.....	67

4. OPTİMİZASYON	71
4.1 Geometrik Optimizasyon	71
4.1.1 Kamber açısı	72
4.1.2 Dört kollu mekanizma.....	73
4.1.3 Amaç fonksiyonu ve kısıt denklemleri	76
4.1.4 Ani dönme merkezi ve yalpa merkezi etkisi	82
4.2 Nonlineer Yay ve Damper Optimizasyonu	89
4.2.1 ISO 2631 ağırlıklandırma	91
4.2.2 Kısıt denklemleri ve amaç fonksiyonları	93
5. AKTİF SÜSPANSİYON YAKLAŞIMI	99
5.1 PID Kontrol	99
5.2 Modele Sürücü Koltuğu İlavesi	100
6. SONUÇLAR VE TARTIŞMA.....	109
KAYNAKLAR.....	111
EKLER.....	115

KISALTMALAR

ADAMS	: Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems
CAD	: Computer Aided Design
ISO	: International Organization for Standardization
MATLAB	: Matrix Laboratory
MR	: Magneto-rheological
PID	: Proportional Integral Derivative
PSD	: Power Spectral Density
RMS	: Root Mean Square
R-W	: Roberson and Wittenburg
SAE	: Society of Automotive Engineers

ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 2.1 : Başlangıç şartları ve sabit parametreler	42
Çizelge 2.2 : Adams modeli katı nokta koordinatları.....	47
Çizelge 3.1 : Robson'un önerdiği katsayılar	60
Çizelge 3.2 : Iso spektral yoğunluk katsayıları.....	60
Çizelge 3.3 : Iso yol sınıfları	60
Çizelge 3.4 : Literatürde mevcut diğer profiller	61
Çizelge 4.1 : Mekanizma sınıfları.....	74
Çizelge 4.2 : Süspansiyon boyutları.....	82
Çizelge 4.3 : 2. Optimizasyon sonrası süspansiyon boyutları.....	86
Çizelge 4.4 : Konfor açısından ağırlıklandırılmış ivme sınırları.....	94
Çizelge 5.1 : Pid katsayıları.....	103
Çizelge 5.2 : Koltuk pid katsayıları.....	105

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Şekil 1.1 : Aracın yolda dikey yöndeki ivmelenmesi.....	1
Şekil 1.2 : Yaprak yay.....	3
Şekil 1.3 : Ön süspansiyon yay ve şok sönümleyici	4
Şekil 1.4 : Burulma yayı.....	5
Şekil 1.5 : Hidropnömatik yay ve süspansiyon.....	5
Şekil 1.6 : Mcpherson tipi süspansiyon sisteminde kullanılan bir devrilme önleyici çubuk	6
Şekil 1.7 : Devrilme önleyici çubuk katkısı.....	7
Şekil 1.8 : Mr tipi sönümleyici.....	7
Şekil 1.9 : Nonlineer damper karakteristiği.....	8
Şekil 1.10 : Hotchkiss arka süspansiyon.....	9
Şekil 1.11 : Mcpherson tipi süspansiyon sistemi.....	10
Şekil 1.12 : Doublewishbone süspansiyon sistemi.....	11
Şekil 1.13 : İki serbestlik dereceli dörtte bir araç modeli.....	12
Şekil 1.14 : Çift lades kemiği süspansiyon modeli.....	13
Şekil 1.15 : Çift lades kemiği -macpherson.....	14
Şekil 1.16 : Çit lades kemiği süspansiyon r-w için gösterimi.....	15
Şekil 1.17 : Süspansiyon koordinatları.....	16
Şekil 1.18 : Matematiksel idealleştirme.....	17
Şekil 1.19 : Macpherson.....	18
Şekil 2.1 : Oluşturulacak modelin iki boyutlu gösterimi.....	23
Şekil 2.2 : SAE koordinat sistemi.....	24
Şekil 2.3 : Alt kontrol kolu serbest cisim diyagramı.....	27
Şekil 2.4 : Tekerlek taşıyıcı serbest cisim diyagramı.....	27
Şekil 2.5 : Üst kontrol kolu serbest cisim diyagramı.....	28
Şekil 2.6 : Tekerlek serbest cisim diyagramı.....	30
Şekil 2.7 : Asılı kütle serbest cisim diyagramı.....	30
Şekil 2.8 : Kapalı çevrim 1 gösterimi.....	34
Şekil 2.9 : Kapalı çevrim 2 gösterimi.....	35
Şekil 2.10 : Kapalı çevrim 3 gösterimi.....	36
Şekil 2.11 : Kapalı çevrim 4 gösterimi.....	37
Şekil 2.12 : Kapalı çevrim 5 gösterimi.....	38
Şekil 2.13 : Simülasyon modeli şematik gösterimi.....	40
Şekil 2.14 : Kapalı çevrim 1 hatası.....	44
Şekil 2.15 : Kapalı çevrim 2 hatası.....	44
Şekil 2.16 : Kapalı çevrim 3 hatası.....	45
Şekil 2.17 : Kapalı çevrim 4 hatası.....	45
Şekil 2.18 : Kapalı çevrim 5 hatası.....	46
Şekil 2.19 : Oluşturulan adams modeli.....	48
Şekil 2.20 : Yer değiştirme-zaman grafiği.....	49
Şekil 2.21 : İvme-zaman grafiği.....	49

Şekil 2.22 :	Alt kontrol kolu açısal değişimi.....	50
Şekil 2.23 :	Kamber açısı değişimi.....	51
Şekil 2.24 :	Üst kontrol kolu açısal değişimi.....	51
Şekil 2.25 :	Tekerlek sıkışma miktarı.....	52
Şekil 2.26 :	Matlab modeline girilen ivme profili.....	53
Şekil 2.27 :	Adams modeline girilen yol profili.....	53
Şekil 2.28 :	Yer değiştirme cevapları.....	54
Şekil 2.29 :	İvme cevapları.....	54
Şekil 2.30 :	Kolların açısal değişimleri.....	55
Şekil 3.1 :	Bir yol ölçüm verisi örneği.....	58
Şekil 3.2 :	Düzgünleştirilmiş bir yol ölçüm verisi örneği.....	59
Şekil 3.3 :	Iso yol sınıfları.....	62
Şekil 3.4 :	Robson profili için otoyol aralığı.....	62
Şekil 3.5 :	Robson profili için anayol aralığı.....	63
Şekil 3.6 :	Robson profili için tali yol aralığı.....	63
Şekil 3.7 :	Oluşturulan bir yol pürüzlülüğü.....	64
Şekil 3.8 :	Oluşturulan yolun psd spektrumu.....	65
Şekil 3.9 :	Adams-matlab modeli pürüzlülük tepesinden ölçülen yerdeğiştirme miktarı.....	67
Şekil 3.10 :	Matlab/simulink modeline girilen ivme.....	68
Şekil 3.11 :	Adams modeli ivme cevabı.....	68
Şekil 3.12 :	Adams-matlab modeli yol seviyesinden ölçülen yerdeğiştirme miktarı.....	69
Şekil 3.13 :	Matlab modeli tekerlek sıkışması.....	69
Şekil 3.14 :	Matlab modeli kamber açısı.....	70
Şekil 4.1 :	Optimizasyon sınıflandırması.....	71
Şekil 4.2 :	Pozitif ve negatif kamber açısı.....	72
Şekil 4.3 :	Dört kollu mekanizma.....	74
Şekil 4.4 :	a) Double-crank b) Double rocker c) Crank-rocker d) Crank- rocker.....	75
Şekil 4.5 :	Optimizasyon algoritması.....	77
Şekil 4.6 :	Optimizasyon öncesi ve sonrası kamber açısı değişimi.....	78
Şekil 4.7 :	Kamber açısı rms değişimi.....	78
Şekil 4.8 :	Alt kontrol kolu açısal değişimi.....	79
Şekil 4.9 :	Üst kontrol kolu açısal değişimi.....	79
Şekil 4.10 :	Optimizasyon boyunca r_1 değişimi.....	80
Şekil 4.11 :	Optimizasyon boyunca alt kontrol kolu boyu değişimi.....	80
Şekil 4.12 :	Optimizasyon boyunca r_3 değişimi.....	81
Şekil 4.13 :	Optimizasyon boyunca üst kontrol kolu boyu değişimi.....	81
Şekil 4.14 :	Yalpa merkezi kinematik yer tayini.....	82
Şekil 4.15 :	Negatif kol geometrisi.....	83
Şekil 4.16 :	Paralel kol konfigürasyonu.....	84
Şekil 4.17 :	Oluşturulan modele uyarılama.....	84
Şekil 4.18 :	Kamber açısı.....	87
Şekil 4.19 :	Alt kontrol kolu açı değişimi.....	87
Şekil 4.20 :	Üst kontrol kolu açı değişimi.....	88
Şekil 4.21 :	Yalpa merkezi yüksekliği.....	88
Şekil 4.22 :	Optimizasyon boyunca kol değişimleri.....	89
Şekil 4.23 :	Nonlinear damper.....	91

Şekil 4.24 :	a) Oturuş b) Ayakta duruş c) Yatış pozisyonlarına göre titreşime maruz kalınan bölgeler.....	92
Şekil 4.25 :	ISO 2631 ağırlıklandırma fonksiyonu.....	93
Şekil 4.26 :	ISO 2631 ağırlıklandırma katsayıları.....	93
Şekil 4.27 :	ISO 2631 ağırlıklandırma öncesi ve sonrası ivme.....	95
Şekil 4.28 :	ISO 2631 ağırlıklandırma fonksiyonu cevabı.....	96
Şekil 4.29 :	Optimizasyon boyunca amaç fonksiyonu değişimi.....	96
Şekil 4.30 :	Ağırlıklandırılmış ivmenin (rms) optimizasyon boyunca değişimi.....	97
Şekil 4.31 :	Tekerlek kuvveti değişimi.....	97
Şekil 4.32 :	Optimizasyon öncesi ve sonrası nonlinear damper karakteristiği.....	98
Şekil 5.1 :	Uygulanacak pid kontrol gösterimi.....	100
Şekil 5.2 :	Süspansiyon modeline sürücü koltuğu ilavesi.....	100
Şekil 5.3 :	Yol profili.....	102
Şekil 5.4 :	Yol profili ikinci türevi.....	103
Şekil 5.5 :	1. Durum aktif- pasif süspansiyon cevapları.....	104
Şekil 5.6 :	Hata ve eyleyici kuvvetleri.....	104
Şekil 5.7 :	2. Durum aktif- pasif süspansiyon cevapları.....	105
Şekil 5.8 :	2. Durum hata ve eyleyici kuvvetleri.....	106
Şekil 5.9 :	3. Durum için 2. eyleyici hata ve eyleyici kuvvetleri.....	106
Şekil 5.10 :	3. Durum aktif- pasif süspansiyon cevapları.....	107
Şekil A.1 :	Pürüzlü yol ile elde edilen ivmeler.....	116
Şekil A.2 :	Pürüzlü yol ile elde edilen kuvvetler.....	117
Şekil A.3 :	Pürüzlü yol ile elde edilen kuvvetler.....	118
Şekil A.4 :	Pürüzlü yol ile elde edilen hızlar.....	119
Şekil A.5 :	Pürüzlü yol ile elde edilen yerdeğiştirmeler.....	120

SEMBOL LİSTESİ

$\ddot{r}$	: İlgili uzunlukların doğrusal ivmesi
η_{12k}^2	: Koherans fonksiyonu
$\ddot{z}$	: Aracın dikey yöndeki ivmesi
Δ	: Yol yüzeyi üzerinde eşit aralıklarla seçilmiş noktalar
λ	: Dalga boyu
θ_i	: Kolların pozitif y eksenine ile yaptığı açı
α_i	: Kolların açısal ivmesi
a	: Doğrusal ivme
A	: Katsayı matrisi
A_{ci}	: Kolların ağırlık merkezlerinin ivmesi
A_j	: A noktası koordinatları
b	: Bilinen parametrelerden oluşan kolon vektör
B	: Gövde (şasi)
c_1, c_2	: Basit çeyrek araç modeli süspansiyon ve tekerlek sönümleyici katsayıları
B_j	: B noktası koordinatları
C, C_1, C_2, C_3	: Pozitif reel katsayılar
C_j	: C noktası koordinatları
D	: Süspansiyon damper katsayısı
D_j	: D noktası koordinatları
f	: Frekans
F_{ij}	: i'den j'ye etkiyen kuvvet
F_d	: Parçalı nonlinear damper fonksiyonu
g	: Yerçekimi ivmesi
G	: Yol verisi psd değeri
$G_{12}(\gamma_k)$	: Cross spektral yoğunluk fonksiyonu
GK	: Global koordinat sistemi
G_{ri}	: Gradyant
H_h	: ISO 2631 yüksek geçiren filtre transfer fonksiyonu
H_l	: ISO 2631 alçak geçiren filtre transfer fonksiyonu
H_s	: ISO 2631 yukarı step filtre transfer fonksiyonu
H_t	: ISO 2631 ivme-hız geçisi filtre transfer fonksiyonu
H	: ISO 2631 toplam filtre transfer fonksiyonu
$IC_{y,z}$	: Ani dönme merkezi
I_i	: Kolların ataletleri
J_{kamber}	: Kamber açısı optimizasyonunda kullanılan amaç fonksiyonu
J_{konfor}	: Konfor performans ölçümü
$J_{nonlinear}$	: Nonlinear yay ve damper amaç fonksiyonu
J_{strok}	: Süspansiyon hareketi performans ölçümü
J_{toplam}	: Toplam amaç fonksiyonu
J_{yal_mer}	: Yalpa merkezi optimizasyonunda kullanılan amaç fonksiyonu
K	: Süspansiyon yay katılığı

K	: Tekerlek taşıyıcı
k_1, k_2	: Basit çeyrek araç modeli süspansiyon ve tekerlek yay katsayıları
$k_{r,ar}$	: Devrilme önleyici çubuk tarafından ortaya konan direnç
k_{rs}	: Toplam devrilme direnci
K_p	: PID orantısal etki katsayısı
K_i	: PID Integral katsayısı
K_d	: PID türev katsayısı
K_t	: Tekerlek yay katılığı
l	: En uzun kol uzunluğu
LK	: Lokal koordinat sistemi
M	: Moment
m_{araba}	: Çeyrek araç kütlesi
m_i	: Kolların kütleleri
m_{koltuk}	: Çeyrek araç kütlesi
m_t	: Tekerlek ve tekerlek göbeği kütlesi
n	: Dalga sayısı
p, q, k, α, β	: Pozitif reel katsayılar
O'	: Küresel mafsal
p, q	: Diğer kol uzunlukları
R_1, R_2	: Burç
$r_{cci j}$	: Ağırlık merkezi açık çevrim uzunlukları
r_{ci}	: Dört kollu mekanizma ağırlık merkezi vektörel uzunlukları
r_i	: Vektör uzunlukları
$R_{jj}(x)$	: Autokorelasyon fonksiyonu
S	: Süspansiyon kolu
s	: En kısa kol uzunluğu
s	: Basit çeyrek araç modeli için yol profili
T	: Periyod
T_i	: İntegral zamanı
T_d	: Türev zamanı
$U(t)$	: Eyleyici kuvveti
V_0	: Sabit hız
w	: Açısal frekans
W	: Lades Kemiği Yapı
w_{kamber}	: Kamber amaç fonksiyonu ağırlıklandırma katsayısı
w_{konfor}	: Nonliner damper konfor amaç fonksiyonu ağırlıklandırma katsayısı
w_{tutus}	: Nonlineer damper yol tutuş amaç fonksiyonu ağırlıklandırma katsayısı
w_{yalpa}	: Yalpa merkezi amaç fonksiyonu ağırlıklandırma katsayısı
Wb	: Tekerlek taban merkezi
w_i	: Kolların açısal hızı
x_1, x_2	: Basit çeyrek araç modeli dikey koordinatları
YM	: Yalpa merkezi
z	: Aracın dikey yöndeki hareketi
z_r	: Yol pürüzlülüğü
ζ_k	: $0-2\pi$ arası uniform dağılımlı rastgele faz açıları
Ω	: Açısal dalga sayısı

SÜSPANSİYON MEKANİZMALI DÖRTTE BİR ARAÇ MODELİ

ÖZET

Bilindiği gibi süspansiyon sistemleri bir otomobilin en önemli kontrol organlarından biridir. Süspansiyon sisteminin araçta ihtiyaç duyulmasının en önemli nedeni ise yoldan şasiye dolayısıyla sürücüye ve yolcuya iletilecek olan titreşimlerdir. Bu titreşimlerin yönü ve büyüklüğü hem aracın kontrol edilmesini zorlaştıracak hem de konforsuz bir sürüş sağlayacaktır. Bununla birlikte özellikle virajlarda meydana gelecek olan yalpa hareketleri seyir emniyeti açısından istenmeyen sonuçlara varılmasına neden olabilecektir. İşte bu gibi nedenlerden dolayı süspansiyon sistemleri bir aracın olmazsa olmaz parçalarından bir tanesidir.

En basit anlamıyla bir yay ve sönümleyici elemandan oluşan süspansiyon sistemi bu haliyle “pasif süspansiyon” olarak adlandırılmaktadır. Kullanılması ise yeni yeni başlayan ve “aktif süspansiyon” olarak adlandırılan süspansiyon çeşitleri ise bünyesinde kuvvet oluşturan bir elemanı yani eyleyiciyi barındıran süspansiyonlardır. Pasif süspansiyonlar, kendi arasında bir çok alt kola ayrılmakla birlikte özellikle otomobillerde “McPherson” ve “Double wishbone” olarak adlandırılan süspansiyonlar en çok kullanılan çeşitleridir.

Bu çalışmada double wishbone olarak adlandırılan süspansiyon sistemi ele alınarak bir dörtte bir araç modeli ya da daha çok kullanılan ismiyle çeyrek araç modeli olarak incelenecektir. Bilindiği gibi literatürde bulunan ve çokça kullanılan çeyrek araç modeli, süspansiyonun çeşidinden bağımsız olarak sadece asılı kütle, yay, damper, asılı olmayan kütle ve tekerlek gibi elemanların modellenmesiyle oluşturulmaktadır. Gerçekte var olan ve süspansiyonun hareketini önemli ölçüde etkileyebilen kontrol kolları ise bu tür modellerde mevcut değildir. Bu kolların hareketleri ve birbirleriyle olan kuvvet etkileşimleri yani dinamik davranışlarında incelenmesine olanak sağlayan bir modelin oluşturulması bu çalışmanın ana amacını oluşturacaktır.

Buradan yola çıkarak double wishbone tipi süspansiyonun mekanizmasıyla birlikte incelenmesi için önce matematiksel modeli kurulacak daha sonra ise bu modelin bilgisayar simülasyonları incelenecektir. Oluşturulan modelin geçerliliğini göstermek için ise Adams/View ile oluşturulan ve aynı parametrelerden oluşan ikinci bir model ilk modelle elde edilen sonuçlar açısından karşılaştırılacaktır. Her iki model ile de daha gerçekçi sonuçların alınması için ise spektral yoğunluklar kullanılarak sanal olarak elde edilmiş gerçeğe yakın bir yol profili modellere girilecektir.

Bu çalışmada ayrıca elde edilen model üzerinden gidilerek süspansiyonun kinematik optimizasyonu ve yol üzerinde iken nonlinear karakteristikli damper ve yay optimizasyonları yapılmıştır. Kinematik optimizasyon için kamber açısı ve kinematik yalpa merkezi yüksekliği amaç fonksiyonu olarak belirlenirken, yay ve damper için ISO 2631 standartından yararlanılarak konfor ve yol tutuş performansları göz önünde bulundurulmuştur.

Son bölümde ise süspansiyona ve sürücü koltuğu altına birer eyleyici yerleştirilerek PID kontrol kuralı uygulanmış ve elde edilen cevaplar konfor açısından incelenmiştir.

QUARTER VEHICLE RIDE MODEL WITH SUSPENSION MECHANISM

SUMMARY

As we know, vehicle suspension systems are one of the most important parts of the vehicles in terms of controllability. The most important reason to use the suspension systems in the vehicle is because of the vibrations which passes through the chasis and affects both the driver and the passenger. The magnitude and the direction of the vibration will both reduce the controllability of the vehicle and provide an uncomfortable driving experience. On the other hand, roll movements can cause some unexpected results in terms of driving safety. For all these reasons suspension systems are one of the indispensable parts of the vehicle.

In its simplest way a passive suspension consists of a spring and a shock absorber. On the other hand an active suspension which is very new to market, contains a force generator or as it is called an actuator. Though passive suspensions have lots of subclasses and types “McPherson” and “Double wishbone” are the most used ones in the market.

In this study, a double wishbone suspension system was modeled with the quarter car approach. Quarter car models have been studied a lot of times in the literature but regardless of the type of the suspension and modeled with only sprung mass, spring, shock absorber and unsprung mass. In reality suspension mechanisms consists of control arms which are very important and affective on the response of the overall system. So, as the main purpose of this study a quarter car model will be created including the dynamics and force interaction of the control arms and this model will give the possibility for a better analysis.

First of all a mathematical model will be created with the suspension mechanism and computer simulations will be observed. Secondly a similar model will be created using Adams/View to show the validity of the current model. For the realistic responses of the systems some spectral descriptions will be used to create artificially generated road profiles.

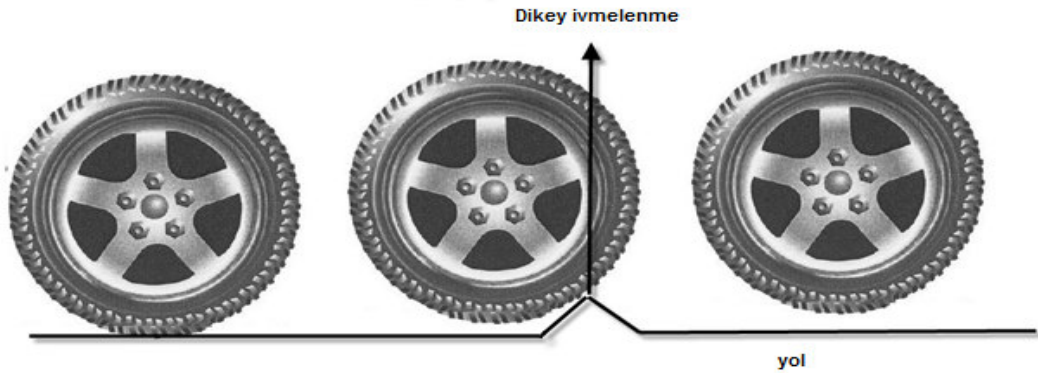
Additionally, kinematical dimensions of the suspension mechanism and the nonlinear damper and spring characteristics of the suspension will be optimized. For the kinematical optimization camber change and the roll center height will be taken into account as a weighted objective function. Similarly for the nonlinear optimization of the damper and spring comfort and handling measures will be taken into account using ISO 2631 weighting standart.

Finally, to observe the applicability of the active suspension approach to the current model in terms of comfort, two actuators will be inserted, one is under the driver seat one is inserted to form an active suspension, using the PID control scheme.

1. GİRİŞ

Teknolojinin gelişmesiyle birlikte artan araç hızları, güvenlik ve konfor gibi kavramlarında zaman içinde yeni anlamlar kazanmasını sağlamıştır. Bir otomobilin hızı ne kadar yüksek olursa olsun sürücü tarafından kontrol edilmesi zor ise bir anlam ifade etmemektedir. Bu yüzden sürüş esnasında aracın kontrolünü sağlayan en önemli elemanların başında süspansiyon sistemleri gelmektedir. Süspansiyon sisteminin en temel görevi tekerlek ile yol arasındaki sürtünmeyi artırarak yoldan araca dolayısıyla kabine geçecek olan titreşimleri en aza indirmektir. Böylelikle sürüş esnasında konfor da sağlanmış olacaktır.

Eğer yol yüzeyleri tamamen düz ve pürüzsüz olsaydı süspansiyon sistemine olan ihtiyaç ortadan kalkacaktı. Fakat yeni yapılmış yollarda bile pürüzlülük mevcut olup, aracın seyri halinde çeşitli kuvvetler yaratarak araç üzerinde sürekli etki halindedir. Newton'un yasalarına göre tüm kuvvetlerin bir büyüklüğü ve yönü vardır. Araç, yolda seyir halinde iken karşılaştığı bir pürüzlülüktен dolayı dikey yönde bir ivme kazanarak yolla olan temasını kaybedecek ve yerçekimi etkisinin altında aşağı yönde kazandığı ivmeyi geri vermeye çalışacaktır [1]. İşte bu gibi bir durumda oluşan enerjiyi sönmüleyecek bir elemana ihtiyaç vardır. Bu ihtiyacıda süspansiyon sistemi çok iyi bir şekilde karşılamaktadır.



Şekil 1.1: Aracın yolda dikey yöndeki ivmelenmesi.

Yukarıda bahsedilenleri sıralayacak olursak süspansiyon sistemleri şu görevlere sahiptir :

- Araç gövdesini yol pürüzlülüğünden izole ederek iyi bir sürüş kalitesi sağlamak. Sürüş kalitesi genel olarak yolcu ve sürücü konumlarının dikey ivmelenmesi olarak tarif edilebilir. İyi dizayn edilmiş bir süspansiyon araç gövdesine gelecek olan titreşim kuvvetlerini azaltarak izolasyon sağlar. Bu, aynı zamanda araç gövdesinin ivmesinde azalması demektir.
- İyi bir yol tutuşu sağlamak. Yol tutuşu; ivmelenme, frenleme ve viraj alma kabiliyeti ile karakterize edilebilir. Bu gibi kabiliyetlere ise normal tekerlek kuvveti minimize edildiğinde varılabilir. Kabaca tekerlek bir yay gibi modellendiğinde, yaydaki dikey yöndeki sıkışma yani tekerlek sıkışması yol tutuşu hakkında bilgi verir.
- Frenleme veya viraj alma sırasında roll ve pitch ivmeleri önemlidir. Eğer bu değerler minimize edilirse süspansiyon sistemi iyi dizayn edilmiş demektir.
- Süspansiyonun bir diğer görevi de statik araç ağırlığını karşılamak olmalıdır [2].

Süspansiyon sistemini basitçe ele aldığımızda yay ve sönümlleme elemanlarından oluşan bir sistemdir diyebiliriz. Fakat süspansiyon mekanizmasını ve çalışmasını anlamak için bir süspansiyonda bulunan elemanların ve özelliklerinin verilmesi uygun olacaktır.

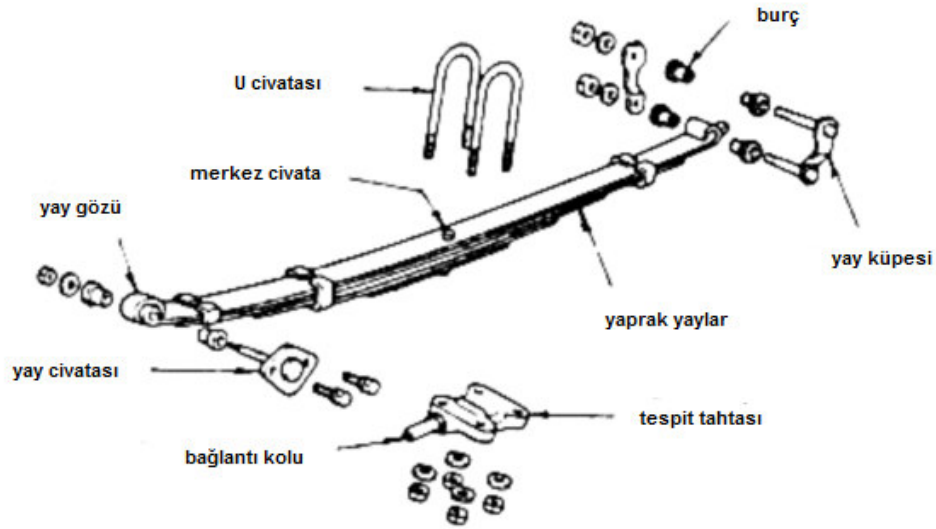
1.1 Süspansiyon Bileşenleri

Süspansiyon sistemi yay, damper, burç ve devrilme önleyici çubuklar gibi elemanlardan oluşmaktadır. Özellikle yay ve damper gibi elemanlar sürüş ve tutuş performansı açısından çok önemli görevler üstlenmektedir.

Süspansiyon performans gereksinimlerine ek olarak, bu elemanların imal eden üreticilerin dizayn aşamasında düşünmesi gereken birçok kısıtlama bulunmaktadır. Bunlar, fiyat, montaj, süreklilik ve bakım gibi parametrelerdir. Süspansiyon bir çok tanımsız engelin bulunduğu yol koşullarında kullanılacağından yorulmaya dayanıklı bir sistem, süspansiyon tasarımcılarının en önemli dizayn parametrelerinden olacaktır [3].

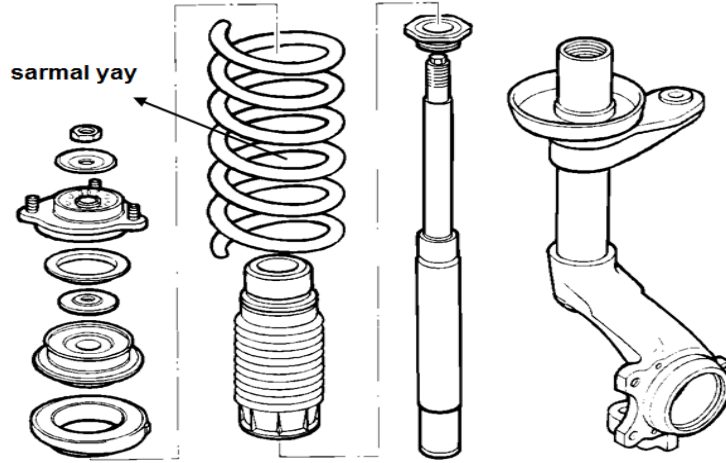
Süspansiyonlarda kullanılan yaylar yaprak yay, sarmal yay, burulma yayı ve hidropnömatik yaylar olarak sınıflandırılabilir.

Yaprak yaylar bazen yarı-eliptik yaylar olarak adlandırılmakla birlikte, motorlu araçların ilk geliştirilme zamanlarından beri kullanılmaktadır. Basit ve dayanıklı yapılarından dolayı günümüzde de özellikle ağır taşıtlarda örneğin kamyon ve kamyonetlerde yaygın bir biçimde kullanılmaktadırlar. Yaprak yaylar tek veya çok yapraklı yapıda olabilmektedir. İkinci durumda yapraklar arasındaki sürtünme yaprakların arasına plastik insörtler konularak giderilebilir. Yaprakların boylarında meydana gelen değişim yay küpesi ile karşılanabilmektedir [3]. Parçaların tümü, bir merkez civatasıyla birbirine bağlanır. Yayların dağılmasını önlemek için saç kelepçeler veya kılıflar kullanılır. Ana yaprağın her iki ucu kıvrılarak yay bağlantı gözleri oluşturulur. Ön askı sisteminde ön dingile, arka askı sisteminde arka köprüye U civatalarıyla bağlanır [4].



Şekil 1.2: Yaprak yay [4].

Sarmal yaylar binek arabalarının ve yolcu otobüslerinin askı sistemlerinde kullanılır. Yuvarlak kesitli yay çeliğinden yapılmış çubukların ısıtıldıktan sonra kalıplar üzerine sarılmasıyla şekillendirilir [4]. Bu çeşit yay ayrıca hafif ve kompakt bir form oluşturarak ağırlık ve montaj açısından avantaj da sağlar. Çok az bakım gerektirir ve sönümleme elemanı ile birlikte aynı eksenli olarak montajlama yapılabilir. Bununla birlikte araç hareketine yanal hiçbir katkı vermemesi ve yayların uzunluğu boyunca meydana gelen direnç gibi bazı dezavantajları da bulunmaktadır.

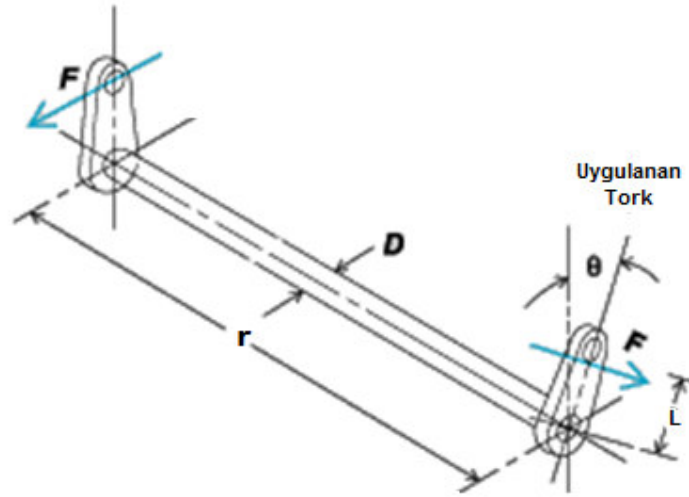


Şekil 1.3: Ön süspansiyon yay ve şok sönümleyici [5].

Sarmal yaylarda halka kesit alanı eğilme, kesme ve burulma gibi kombinasyonların etkisi altındadır. Yay katsayısı, halka çapına ve kesme modülü gibi özelliklere bağlıdır. Halkalar arası uniform dağılımlı silindirik yaylarda belli oranda lineer yay katsayısı elde edilirken değişken yay katsayısı için halka çapı ya da yayın uzunluğu boyunca halkalar arası mesafenin değiştirilmesi gerekmektedir [3].

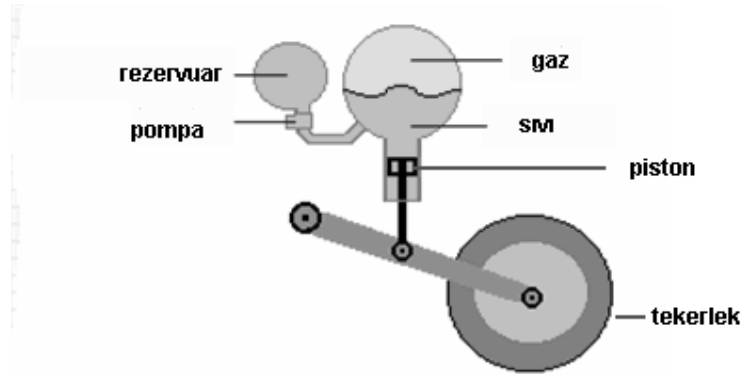
Burulma çubuklu yaylar; titreşim kolu ile bir veya birden fazla uzun çelik çubuklardan meydana gelir. Yayın bir ucu kare şeklinde yapılarak aracın şasisine dönmeyecek şekilde sabitlenir. Diğer ucu da titreşim kolundan askı sisteminin hareketli parçalarından birisine bağlanır. Tekerleğin yol üzerinde yaptığı salınım bu çubuğu burulmaya zorlayarak yaylanmayı sağlar. Kırılmadığı sürece herhangi bir bakıma gerek duyulmaz [4].

Çalışma prensibi, F uygulama kuvvetini $F \times R$ torkuna dönüştürerek çubukta bir burulma meydana gelmesine dayanır. Daire kesit alanlı bir çubuk en düşük yay ağırlığını verir. Bu durumda basit burulma çubuğu teorisi kullanılarak sertlik ve gerilmeler bulunabilir. Genellikle sertlik, burulma çubuğunun çapına, uzunluğuna ve kullanılan malzemenin burulma modülüne bağlıdır. Yayın burulma bölümünde bir miktar eğilme oluşabilir ($F \times L$ momenti) ve destekler kullanılarak minimize edilmesi gerekmektedir [3].



Şekil 1.4: Burulma yayı [6].

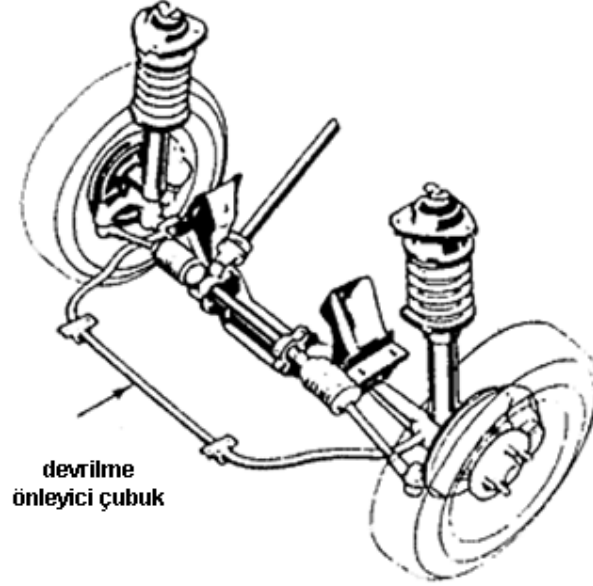
Hidropnömatik yaylar, sabit kütleli bir gazın (tipik olarak nitrojen) değişken hacimli bir kap içinde bulunmasıyla meydana gelir. Tekerlek bir pürüzlülük ile karşılaşınca, piston yukarı doğru hareket ederek esnek diyafram içinde bulunan gazın sıkışmasını sağlar. Hacim azalırken gaz basıncı artarak sert bir yay özelliği gösterir. Bu prensip Moulton-Dunlop hidrogaz süspansiyonlarında kullanılmakla beraber sönümleme özelliği hidropnömatik birimin içinde bulunmaktadır [3].



Şekil 1.5 : Hidropnömatik yay ve süspansiyon [7].

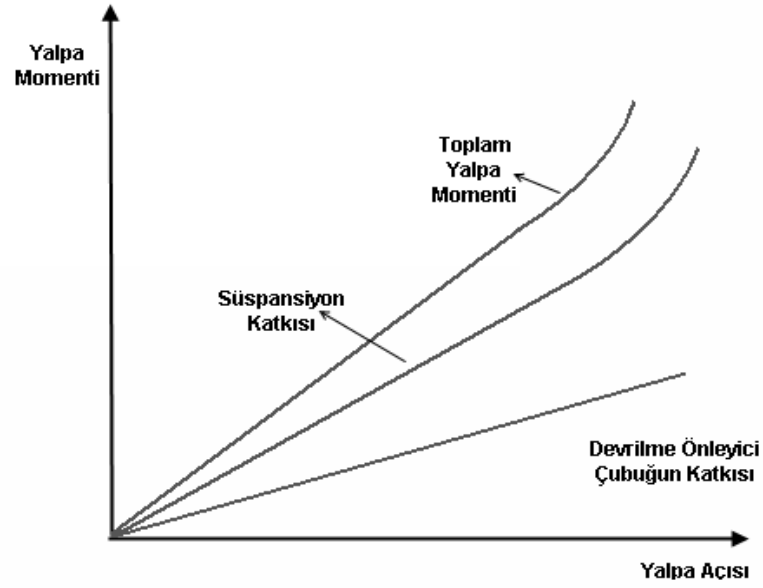
Daha gelişmiş bir sistem Citroen tarafından kullanılmakla beraber bir hidrolik pompa tarafından basınçlı sıvının her bir tekerlekte bulunan hidropnömatik birimlere gönderilmesiyle oluşmaktadır. Araç gövdesinin yükseklik ayarı regülatör valfler ile sürücü ayarı ilede olabilmektedir [3].

Genel olarak hidropnömatik sistemler karmaşık, pahalı ve bakımı da uzun bir dönem için problem olabilmektedir. Fakat yüksek fiyatları gösterdikleri performans ile karşılanmaktadır [3].



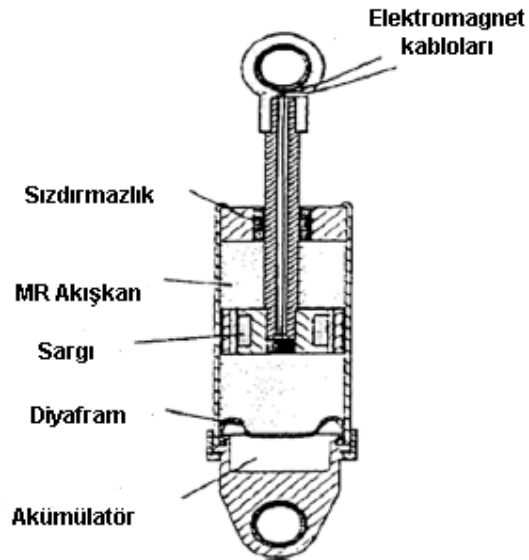
Şekil 1.6 : Mcpherson tipi süspansiyon sisteminde kullanılan bir devrilme önleyici çubuk [8].

Devrilme önleyici çubuklar, yalpa hareketini azaltarak aracın viraj alma karakteristiği üzerine etki eder. Bu U şeklindeki çubuğun uçları tekerlek desteklerine bağlanırken çubuğun ana gövdesi araç gövdesine bağlanır. Bağlantı noktaları eğilme yüklemesi olmayacak şekilde sadece burulma yükünü karşılayacak şekilde seçilmelidir. Eğer tekerleklerden biri diğerine göre yükseltilmişse tüm devrilme direncinin yarısı tekerlek üzerinde aşağı yönde etki ederken, araç gövdesindeki reaksiyon gövdenin yalpalanmasına direnç gösterir. Eğer tekerleklerin ikiside aynı seviyede yükseltilmişse çubuk burulmaz ve araç gövdesine hiçbir yük transfer olmaz. Eğer tekerleklerden biri yukarı yönde diğeri aşağı yönde aynı miktarda yükseltilmiş veya alçaltılmışsa maksimum seviyede devrilme önleme direnci elde edilir. Toplam devrilme direnci k_{rs} , süspansiyon yayı tarafından ortaya konan devrilme direnci ile devrilme önleyici çubuk tarafından ortaya konan direncin $k_{r,ar}$ toplamına eşittir [3].



Şekil 1.7 : Devrilme önleyici çubuk katkısı.

Sıklıkla şok sönümleyici olarak adlandırılan damper, araç süspansiyonunda ana enerji harcayan elemandır. Araç bir çukura ya da pürüzlülüğe rastladığında oluşan titreşimi sönümlemeye çalışırken asılı kütlenin ivmelenmesi ve asılı olmayan kütlenin kontrolünü sağlayarak iyi yol tutuşu sağlar [3].

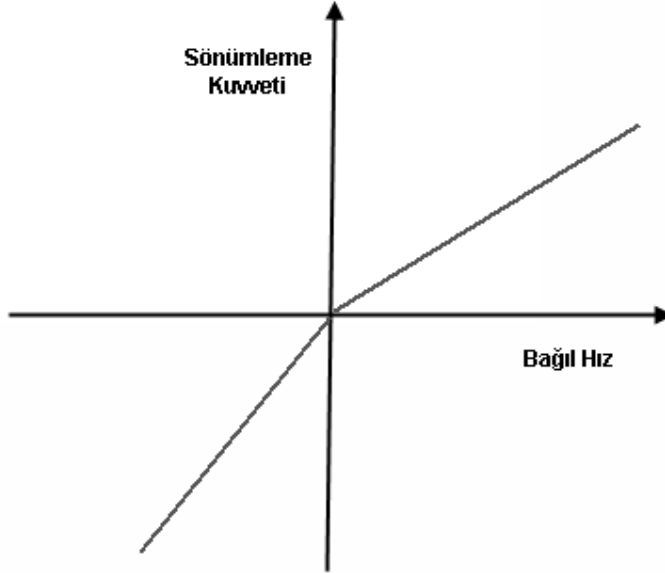


Şekil 1.8 : MR tipi sönümleyici [9].

Süspansiyon damperleri, içinde hidrolik akışkan bulunduran cihazlardır. Asılı kütle ve asılı olmayan kütle arasına bağlanırken uçları arasındaki bağıl hıza bağlı olarak bir sönümleme kuvveti oluştururlar [3].

Şekil 1.8’de bir MR sönümleyici görülmektedir. Bu sönümleyici içinde viskozitesi manyetik alan şiddeti ile değişebilen manyeto reolojik sıvı içermektedir. Bu yağın içinde dağılmış halde metal parçacıklar bulunmaktadır. Manyetik alan uygulandığında metal parçacıkları bir kutuptan diğerine uzanan ince şeritle oluşturur ve böylece sıvı viskozitesi değişir [10].

Yol yüzeyi düzgünlüksüzlüğü ile başa çıkmak için damperin sıkıştığı konumda damperin genişlediği duruma oranla düşük seviyelerde sönümleme ihtiyacı bulunur. Çünkü damperin sıkıştığı konumda oluşan sönümleme kuvveti asılı kütlenin ivmelenmesine yardımcı olurken ikinci durumda yayda biriken enerjinin harcanması için artan miktarlarda sönümlemeye ihtiyaç duyulur. Bu ihtiyaçlar kuvvet-hız grafiğinde çizildiğinde asimetrik olan damper karakteristiği elde edilir [3].



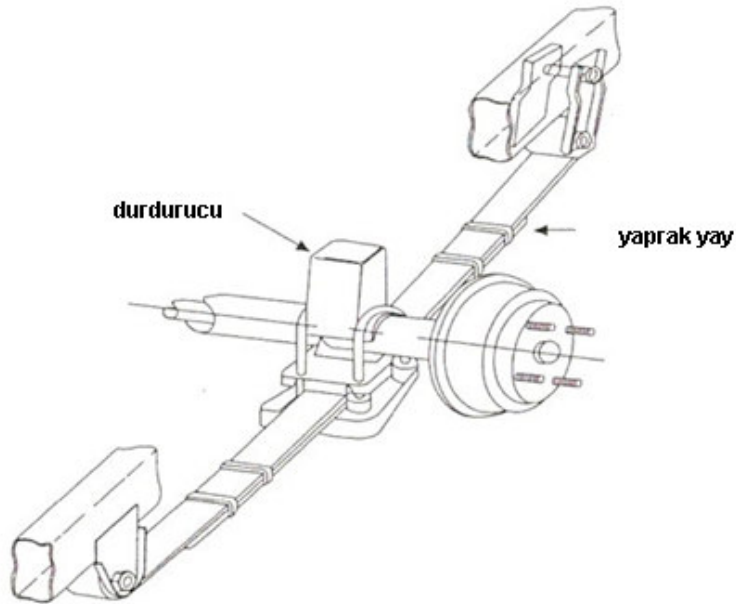
Şekil 1.9 : Nonlineer damper karakteristiği.

1.2 Süspansiyon Tipleri

Genel olarak süspansiyonlar “bağımlı” ya da “bağımsız” olmak üzere iki gruba ayrılmaktadır [3]. Birinci grubun bağımlı olarak adlandırılmasının nedeni ön tekerleklerin süspansiyon sistemlerinin birbirine fiziksel olarak bağlanmış olmasındandır [11]. Tam tersi olarak bağımsız olarak adlandırılan süspansiyon tiplerinde her bir tekerlek için kullanılan süspansiyon sistemi birbirinden bağımsız olarak çalışmaktadır.

Süspansiyon tipinin seçimi birçok parametreye bağlıdır. Bunlar hız aralığı, aksa binecek yük, mevcut alan, maliyet, ağırlık, kinematik özellikler vb. dir.

Bağımlı süspansiyonlarda bir taraftaki tekerleğin hareketi diğer taraftaki partnerine bağımlı olduğundan herhangi bir tekerlek bir çukura girdiğinde oluşan hareket direk olarak diğer taraftakine de yansiyacaktır. Oluşan bu durum ise sürüş ve kontrol açısından olumsuz sonuçlar doğurabilmektedir [3]. Bu yüzden günümüzde bu tip süspansiyonlar genel olarak ağır taşıtlarda veya arazi taşıtlarında kullanılmaktadır. Bu tip süspansiyonların avantajları ise araç gövdesinin yaptığı yalpa hareketlerinin tekerleklerin yalpa açısını etkilememesi ve tekerleklerin aynı hızda olmasından dolayı tekerlek aşınmalarının azalmasıdır [13]. Bağımlı süspansiyonların Hotchkiss, trailing arm gibi çeşitleri bulunmaktadır.

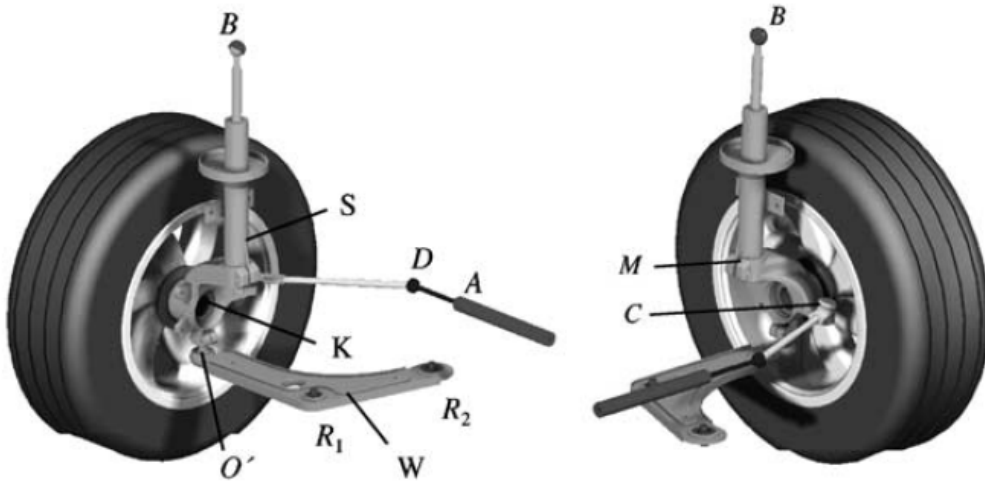


Şekil 1.10 : Hotchkiss arka süspansiyon [3].

Bağımsız süspansiyonlar bağımlı süspansiyonlarla karşılaştırıldıklarında daha fazla dizayn serbestliği vermeleri, daha az yer kaplamaları ve hafif olmaları gibi avantajlara sahiptirler. Bu tipteki en çok kullanılan çeşitleri ise MacPherson ve DoubleWishbone (A-arm) süspansiyonlardır.

1.2.1 MacPherson

Basit yapısı ve düşük bakım/servis maliyetlerinden dolayı MacPherson tipi süspansiyon günümüzde en popüler süspansiyon sistemlerindendir [14]. Bu yüzden bir çok küçük ve orta boyuttaki araçlarda yaygınca kullanılmaktadır . En yaygın konfigürasyonu ile (Şekil 1.11) süspansiyon; tekerlek taşıyıcı sisteme (K) rijit olarak bağlanmış bir süspansiyon kolundan (S) oluşmaktadır. Süspansiyon kolu üst kısmı gövdeye (B) bir elastik elemanla birlikte bir bilyalı yatak tarafından birleştirilmektedir [15].



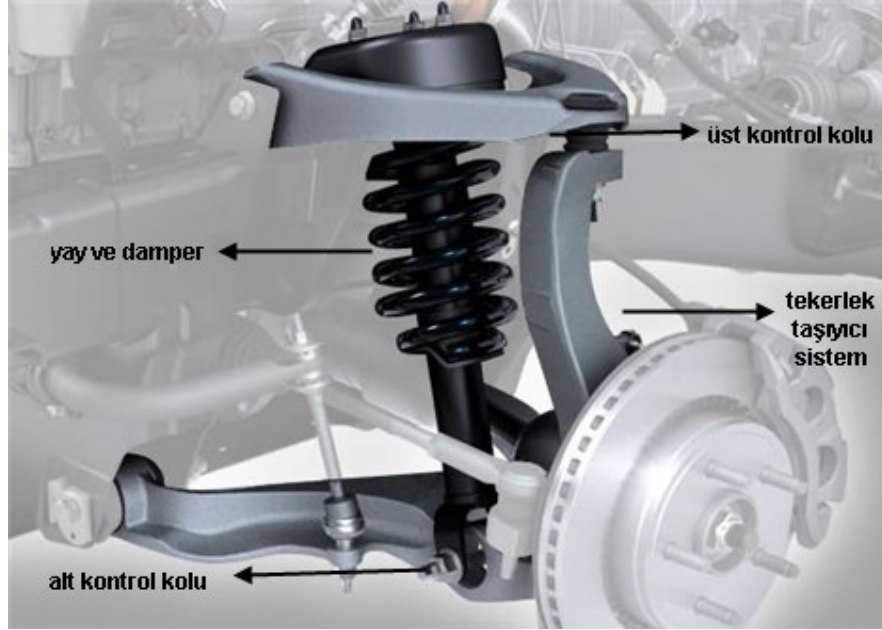
Şekil 1.11 : Mcpherson tipi süspansiyon sistemi [15].

Süspansiyonun alt kısmında tekerlek taşıyıcı sistemi araç gövdesine bağlayan bir lades kemiği yapı (W) bulunmaktadır. Tekerlek taşıyıcı sistem ile lades kemiği bir küresel mafsal ile (O') bağlanırken lades kemiği gövdeye iki burç (R_1 ve R_2) ile bağlanmaktadır [15] .

1.2.2 DoubleWishbone (A-arm)

Aracın önünden bakıldığında klasik bir dört kollu mekanizmayı oluşturan bir yapısı vardır. Tekerlek taşıyıcı sistem kuplör kolunun tam merkezinde yer aldığından bu kol eşit kollu sistemlerde düz bir çizgi boyunca hareket eder [3]. Bu da kamber

açısındaki sapmaları azaltır. Fakat tekerlek temas merkezi yatay hareketleri bu şekilde artmaktadır [16]. Bununla birlikte montajlama kısıtları yüzünden daha sonraları üst kol kısaltılmıştır. Çiftlades kemiği süspansiyon enine ve boyuna yüklere karşı yapısal bir güç sağlamakla birlikte , tasarım esnasında tekerlek kuvvetleri reaksiyon noktalarının istenilen yere yerleştirilmesine olanak sağlayarak tekerlek pozisyonunu yol şartlarına göre iyi bir şekilde ayarlayarak aracın yol tutuş özelliklerini arttırmaktadır [3,16].



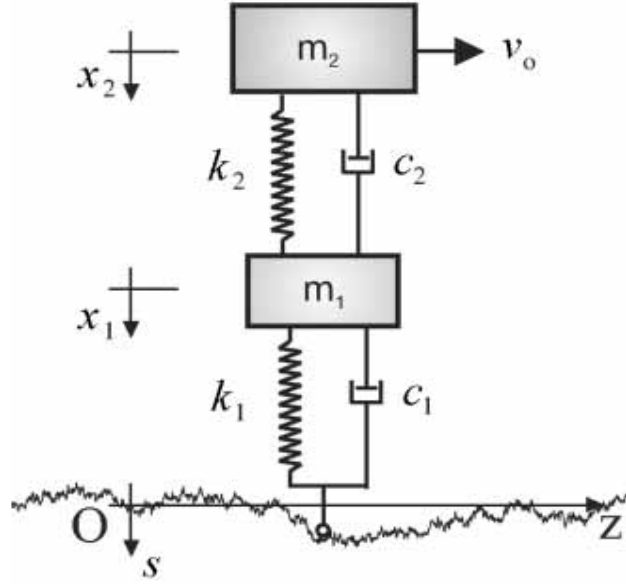
Şekil 1.12 : Doublewishbone süspansiyon sistemi [12].

Çalışmanın özellikle modelleme ile ilgili bölümlerinde ve daha sonraki bölümlerde bu süspansiyondan Türkçe olarak “çift lades kemiği süspansiyon sistemi” ismi kullanılarak bahsedilecektir.

1.3 Literatür Taraması ve Süspansiyon Modelleri

Özellikle bilgisayar destekli araç dinamiği analizlerinde kullanılmak üzere geliştirilmiş en basit model çeyrek araç modelidir. Bir ve iki serbestlik dereceli tipleri bulunmaktadır. Aracın tüm kütesinin dörtte birine eşit bir asılı kütle ile süspansiyonu temsil eden bir yay ve sönümleyici ile iki serbestlik dereceli modellerde aks ağırlığına eşit bir kütle ile tekerleği temsil eden bir yay ve sönümleyici bulunmaktadır.

Şekil 1.13’de V_0 sabit hızı ile bir s profili üzerinde yol alan m_2 dörtte bir kütleli araç için k_2 süspansiyonda bulunan yay, c_2 sönümleyici eleman, m_1 aks kütlesi, k_1 ve c_1 ise tekerleği modellemede kullanılan yay ve sönümleyici katsayılarıdır. x_1 ve x_2 ise ilgili koordinatlardır.



Şekil 1.13 : İki serbestlik dereceli dörtte bir araç modeli [17].

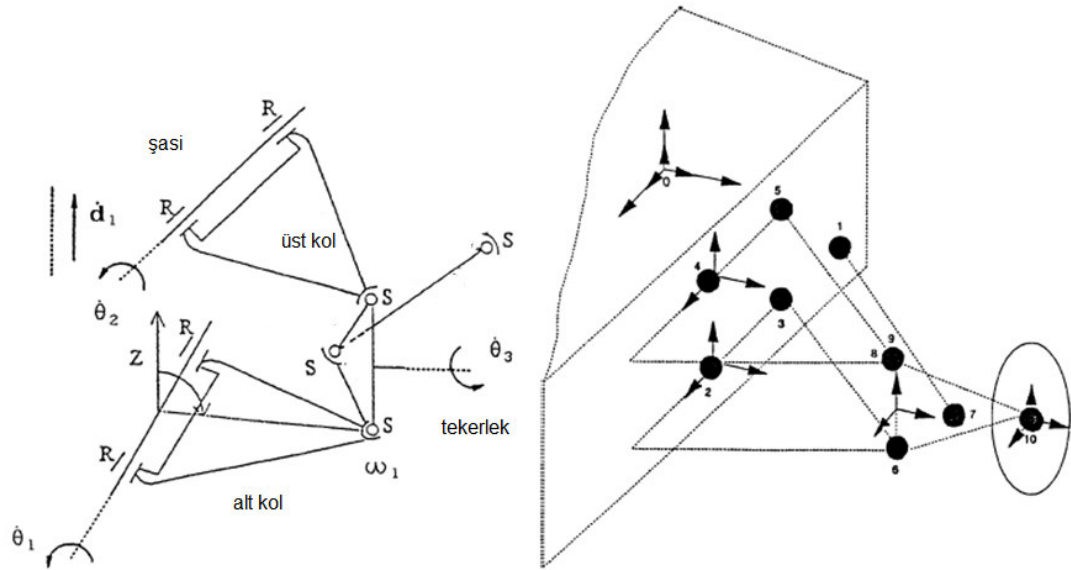
Çeyrek araç modeli yalpa hareketini içermediğinden bu model ile kambar açısı gibi bazı parametrelerin incelenmesi mümkün olmayacaktır [19]. Bu amaçla aracın iki tekerleğini içeren ve dört serbestlik derecesine sahip yarım araç modeli ile bir aracın tüm tekerleklerini içeren ve yalpa hareketinin yanı sıra baş vurma hareketini de içeren yedi serbestlik dereceli basit araç modelleri literatürde çokça kullanılmaktadır [2,18].

Bununla birlikte literatürde farklı süspansiyon tipleri için bazı kinematik ve dinamik modeller de bulunmaktadır. Bu modeller, daha kapsamlı ve ayrıntılı bilgi sunmakla birlikte uygulanabilirlikleri daha zahmetlidir.

Çift lades kemiği tipi süspansiyonun nokta-eklem koordinat formülasyonu ile dinamik analizi literatürdeki mevcut çalışma ile verilmiştir [20]. Tüm mekanik sistem noktasal kütlelerden oluşan eşleniğine çevrilmiş ve hareket denklemlerinin çıkarılması için noktasal kütle dinamiği kuralları uygulanmıştır. Çok sayıda geometrik ve kinematik kısıt olduğu için “hız transformasyonu” yaklaşımı kullanılarak bazı kısıtların elenmesi sağlanmıştır. Bu yaklaşımda hem kartezyen

hemde bağıl-eklem değişkenlerinin kullanılması ile sistemde genelliğin kaybedilmeden yeter sayıda eşitliğin kullanılmasına olanak tanır. Seçilen süspansiyon hem açık hem kapalı çevrimler içermekle birlikte çeyrek araç modeli kullanılmıştır. Gerekli elemanlar (yay-damper) sisteme eklenmiş ve tekerlek de benzer şekilde basitçe yay-damper elemanı olarak ele alınmıştır.

Bu yöntem başlangıç olarak tüm sistemi tanımlamak için sistemin noktasal kütlelerden oluşan eşleniğinin kartezyen koordinatlarda tanımlanmasını kullanır. Noktasal kütlelerin doğrusal hareketinin diferansiyel denklemlerini elde etmek için Newton'un ikinci yasası kullanılır. Elde edilen diferansiyel denklemlerle birlikte kısıt denklemleri sistemin global hareketini her zaman aralığında tanımlamak için bir arada kullanılarak diferansiyel-cebirsal denklem takımı oluşturur. Hesaplamadaki verim artışı için noktasal kütlelerde elde edilen hareket diferansiyel denklemleri, seçilen bağıl koordinatlar cinsinden daha az sayıda denklem verecek şekilde transform edilir. Bu amaç için "hız transformu" kullanılarak kartezyen koordinatlardaki hızları bağıl eklem hızlarına ilişkilendirerek hareketin denklemlerinin daha verimli çözümü ve integrasyonu elde edilir.

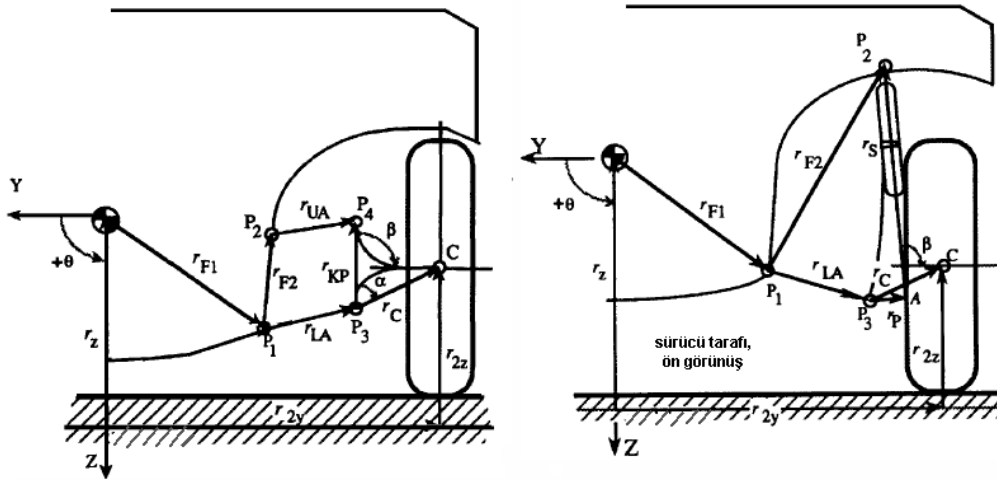


Şekil 1.14 : Çift lades kemiği süspansiyon modeli [20].

Mekanik sistem ana şasi, çift lades kemiği süspansiyon alt sistemi, bir tekerlek ve bir direksiyon rotundan oluşur. Sistemde iki tane kapalı çevrim bulunmaktadır. Bunlardan bir tanesi dört kollu mekanizmadan diğeri de direksiyon rotundan kaynaklanmaktadır. Şasi yukarı ve aşağı hareket etmek koşuluyla doğrusal eklem

olarak tanımlanabilir. Tekerlek basit olarak sönümleme özelliğide gösteren bir doğrusal yay olarak modellenmiştir. Sistem üç serbestlik derecesine sahiptir. Şasi dikey yönlü hareketinden dolayı tek serbestlik derecesine sahiptir. A-arm süspansiyon direksiyon hareket kolu kısıtından dolayı tek serbestlik derecesine sahiptir. Tekerlek yalpa hareketinden dolayı tek serbeslik derecesine sahiptir.

Yine literatürde HVOSM adlı çarpışma simülasyon yazılım paketinin McPherson tipi bir süspansiyon içeren bir araç ile simülasyon yapabileceği gösterilmiştir [21]. Bu yazılım paketi standart olarak geçerliliği kanıtlanmış bir kinematik model kullanmaktadır [22]. Şekil 1.15 (a)'da P_1 , P_2 numaralı döner mafsallar üst ve alt kontrol kollarını şasiye bağlarken P_3 ve P_4 numaralı küresel mafsallar dört kollu mekanizmadaki r_{kp} kolunu üst ve alt kollara bağlamaktadır. Aks, rijit olarak bu kola bağlıdır. Küresel mafsallar aracın dönme esnasındaki hareketini etkilerken r_{kp} kolunun üst ve alt kola göre bağlı eğimini etkilememektedir. Yani verilen üst ve alt kol açısal konumları için bu kol r_{KP} ile tanımlanan eksen etrafında dönmektedir.



Şekil 1.15 : a) Çift lades kemiği b) Macpherson [21].

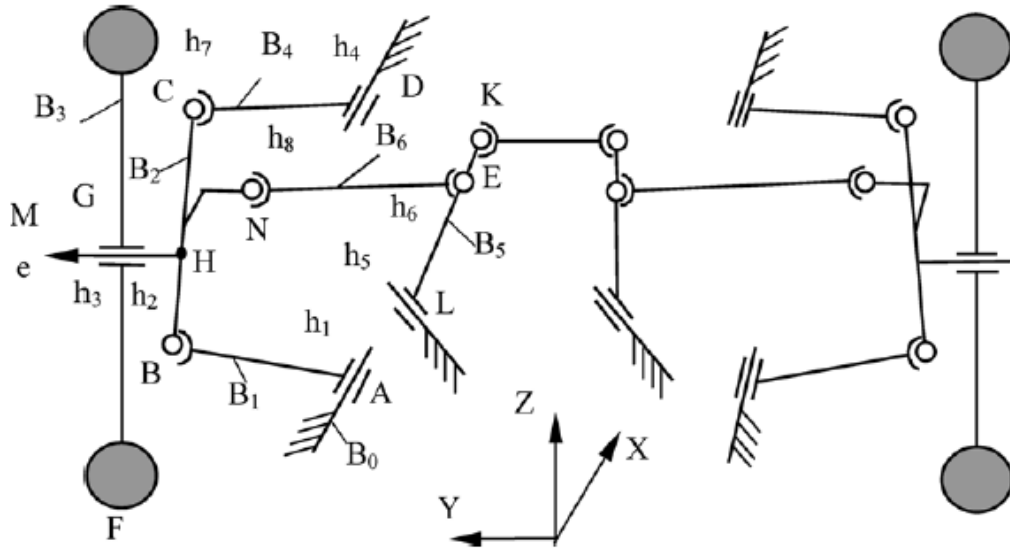
Tekerlek kuvvetleri, yay-damper kuvvetleri, anti-pitch ve anti-roll ampirik olarak elde edilerek tekerleğin izin verilen hareketine orantılı olarak eşit cisim kuvvetleri olarak modele dahil edilmiştir. Tekerlek reaksiyon kuvvetleri makalede belirtilen üç parametreye (ΔT_{2z} , Δr_{2y} ve $\Delta \theta_t$) bağlı olarak bir başvuru çizelgesinden alınarak aracın hareketini tanımlayan Euler denklemlerine dahil edilmektedir.

Modelin kinematik analizi için standart kapalı çevrim yaklaşımı kullanılarak iki tane nonlinear denklem elde edilmektedir. Bu iki denklem euler formülü yardımıyla

bilinmeyen dört ifadenin çözümü için kullanılacak dört bilinmeyenli dört denklem takımına dönüşmektedir. Newton Raphson gibi bir yöntem kullanılarak bu bilinmeyenler kolaylıkla çözülebilmektedir. Pozisyon için çözüm yapıldıktan sonra ise sistemin girişi olan r_{2z} 'ye göre bir kez alınan türevlerden yola çıkarak gerekli hız analizleri yapılabilmektedir.

Yapılan analizlerden sonra yazarlar hem iz genişliği hemde kamber açısı değişiminin MacPherson tipi süspansiyon için çift lades kemiği tipi süspansiyona göre daha az olduğunu göstermişlerdir. Bu, MacPherson tipi süspansiyonun daha iyi sürüş veya daha iyi yol tutuşu olduğunu göstermemekle birlikte yazarlar tarafından yapılan kabuller açısından kurulan modelin MacPherson için daha uyumlu olduğunu göstermektedir.

Literatürde genellikle süspansiyon mekanizmaları ve direksiyon kontrol mekanizmaları ayrı ayrı incelenmektedir. Bu iki mekanizmanın hareketlerinin birbirinden bağımsız olmadığı düşüncesi ve yaptıkları optimizasyon çalışmasının sonuçları açısından ilgili yazarlar bu iki mekanizmayı tümleşik bir sistem olarak ele almışlardır [23]. Bu amaçla R-W (Roberson and Wittenburg) dinamik metodunu kullanarak ikizkenar yamuk şeklindeki bir çift lades kemiği süspansiyonun kinematik-dinamik analizini ve optimizasyonunu yapmışlardır.

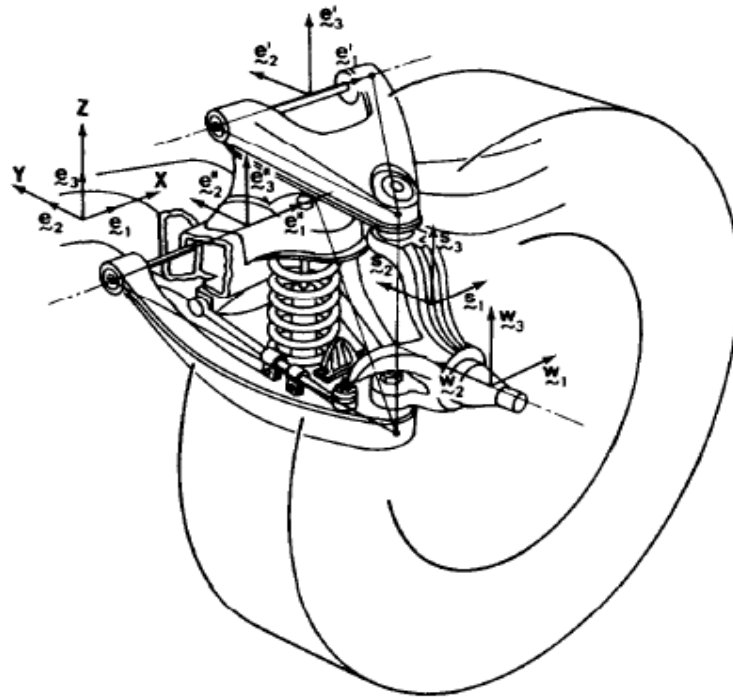


Şekil 1.16 : Çit lades kemiği süspansiyon R-W için gösterimi [23].

Bu modelde B_0 araç gövdesini göstermek üzere B_1 alt süspansiyon kolu, B_4 üst süspansiyon kolu B_3 tekerlek, B_2 kuplör ve mafsallar h_j ($j=1...8$) gibi sembollerle

gösterilmiştir. R-W metodu kullanılarak elde edilen matrislerin ve denklemlerin yanı sıra sistem gerçekte dört serbestlik derecesine sahip olduğundan bazı kapalı çevrim denklemleri yazılarak (altı tane) elde edilen bu kısıt denklemleri sayesinde başlangıçta on olan serbestlik derecesi dörde düşürülmüştür. Elde edilen verilere göre bu dinamik modeller kullanılarak aynı çalışmanın MacPherson gibi başka süspansiyon tiplerinede uygulanabileceği sonucu çıkmıştır. Buna benzer bir çalışma yine aynı yazarlar tarafından MacPherson tipi süspansiyon için yapılmıştır [24].

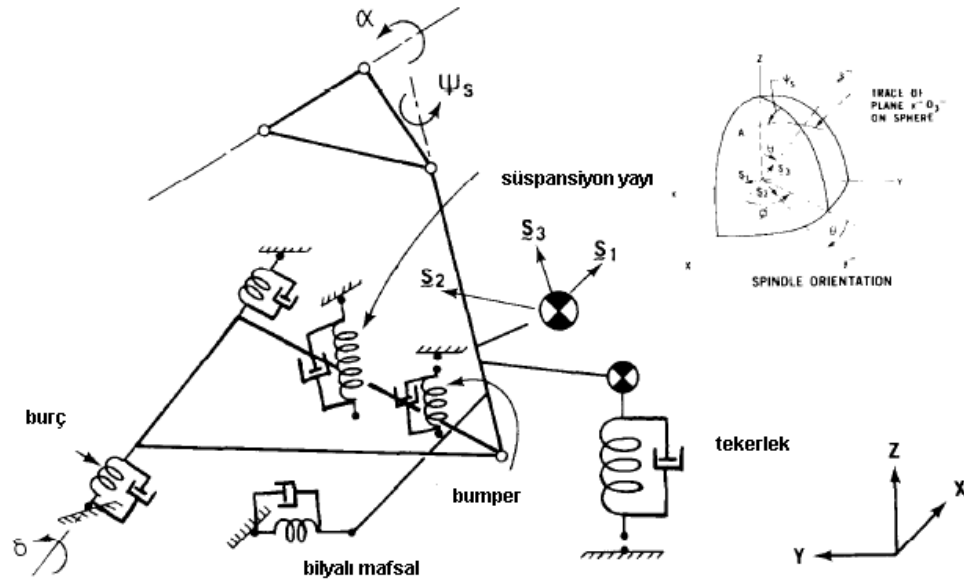
Çiftlades tipindeki bir ön süspansiyonda bulunan çeşitli elemanlar arasında oluşan ve araç gövdesine iletilen yükleri detay bakımından yeterli kabul edilebilecek derecede inceleyen bir matematiksel model yine literatürde mevcuttur [25]. Bu amaçla ele alınan üç serbestlik dereceli süspansiyon Şekil 1.17’de gösterilmektedir. Tekerlek sertliği, alt kol burç uyumluluğu ve rot kolunun direksiyon çatalına bilyalı mafsal ile bağlantı uyumluluğu gibi etkiler işlenmiştir. Bu sistemin nonlinear hareket denklemleri bir bilgisayar yazılımı yardımıyla çözümlenerek SAE test datası ile karşılaştırılmıştır.



Şekil 1.17 : Süspansiyon koordinatları [25].

Bu çalışmada ele alınan sistemi matematiksel olarak idealize edebilmek amacıyla bazı kabullerde bulunulmuştur. Sistemdeki kollar rijit kabul edilmiştir. Tekerlek sertliği bir yay ile modellenmiştir. Süspansiyon yayı ve şok sönümleyicisi alt kola

bağlanmış kütsüz bir yay ve damper ile gösterilmiştir. Mafsallardaki sürtünmeler ihmal edilmiştir. Yapılan tüm kabuller ve ihmallerden sonra hareket denklemlerinin elde edilmesi amacıyla kinetik enerji ve şekil değıştirme enerjisi kısmi türevleri Lagrange denklemlerinde kısıt denklemleriyle birlikte yerine konularak elde edilmiştir. Yapılan simülasyonlardan sonra test verileriyle yapılan karşılaştırmalardan yola çıkarak yazarın modelinin yerdeğıştirme sonuçlarının deneysel verilerle iyi uyum sağladığı görölürken reaksiyon kuvvetleri sonuçlarının daha kötü sonuçlar verdiği görölmektedir.



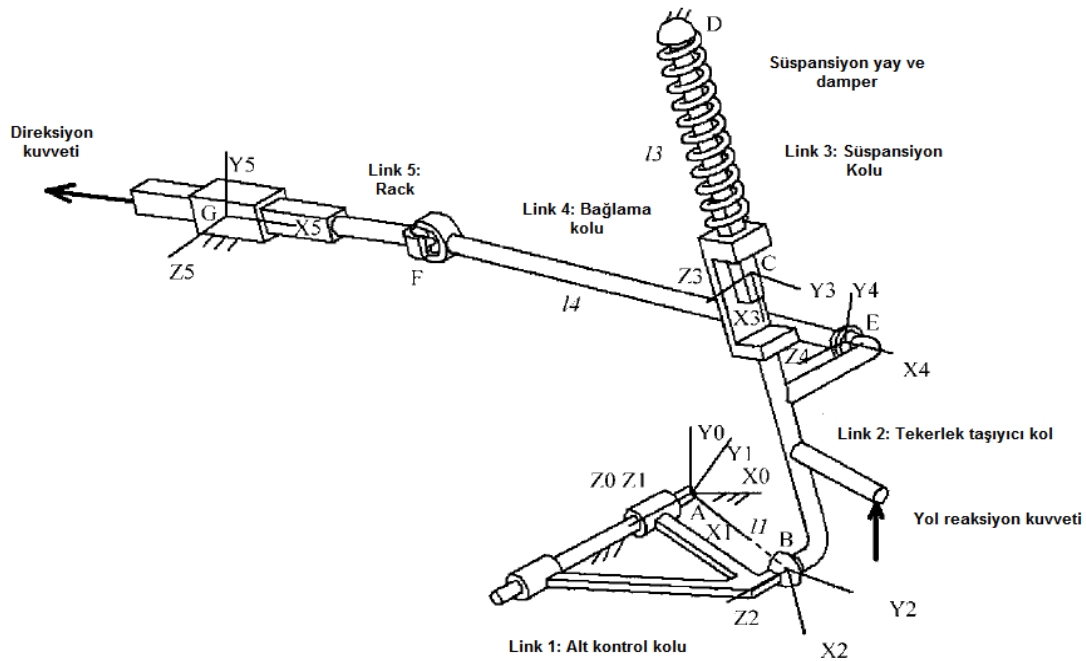
Şekil 1.18 : Matematiksel idealleştirme [25].

Hwang ve diğ. (2007), Suh (1989) tarafından önerilen yerdeğıştirme matrisi kullanarak süspansiyon mekanizmalarının nonlinear hareket analizi yöntemini kullanan bir çift lades kemiğı süspansiyonun kinematik analizini yapmışlardır. Yerdeğıştirme matrisi dönme açılarını ve yerdeğıştirmeleri içermekle birlikte üst ve alt kol uzunluğunun sabit uzunlukta olması gibi kısıtları kullanarak modellerine dahil etmişlerdir. Bu çalışmada ayrıca kontrol edilebilirlik ve stabilite performansları açısından optimizasyon yapılarak kinematik modelden optimum hardpointler elde edilmeye çalışılmıştır. Kamber açısı, kaster açısı, kingpin açısı ve toe açısı kontrol edilebilirlik açısından amaç fonksiyonuna dahil edilirken, devrilme merkezi yüksekliğı stabilite açısından amaç fonksiyonuna dahil edilmiştir. Genetik algoritma kullanılarak yapılan optimizasyon sonucunda kontrol edilebilirlik için ağırlıklandırma faktörünün büyütölmesi durumunda kamber açısı, toe açısı, kaster

açısı ve kingpin açısındaki dağışimin minimize edildiği, tersi durumda stabilite açısından ağırlıklandırma faktörünün büyütölmesi durumunda da devrilme merkezi yüksekliğinin minimize edildiği görölmüşür.

Uçuş dinamiği çalışmalarında kullanılan euler değişkenleri ile hava taşıtı oryantasyonlarını bulma yöntemine benzer bir metotla çift lades süspansiyona bağlı bir tekerleğin hareketini kinematik olarak analiz etmeyi sağlayan gerekli numerik işlemler ve basamaklar ilgili yazarlar tarafından göstermişür [27].

Başka bir çalışmada Macpherson tipi bir süspansiyon iki serbestlik derecesine sahip olacak şekilde modellenmişür [30]. Hareket denklemleri Euler parametrelerinde olacak şekilde sistemin iki kuvvet altındaki (yol reaksiyon kuvveti ve direksiyon kuvveti) dinamik cevabı simüle edilmişür. Simölasyon sonuçları örneklenerek bir nümerik hesaplama rutinine girilmişür. Kütle transferi ve atalet momentleri ile ilgili kavramlar kullanılarak ve nümerik sonuçlarında yardımıyla benzer eklem konfigürasyonuna sahip Macpherson süspansiyonlarında da geçerli olabilecek sembolik ifadeler elde edilmişür.



Şekil 1.19 : Macpherson [30].

Şekil 1.19’da alt kontrol kolu şasiye dönel mafsall ile bağlanmışür. Bir küresel mafsall alt kontrol kolunu ve tekerlek taşıyıcı kol bağlar. Bir doğrusal mafsall ise tekerlek taşıyıcı kol ile süspansiyon kolunu bağlantısını sağlamaktadır. Süspansiyon kolu ise

şasiye bir küresel mafsallık ile bağlanmıştır. Tekerlek taşıyıcı kol aynı zamanda bağlama koluna bir küresel eklem ile bağlanmıştır. Bağlama kolu Rack'e bir başka küresel eklem ile bağlıdır.

Tekerlek taşıyıcı kol ile süspansiyon kolu arasındaki bağımlı hareket, Rack ve şasi arasındaki hareket ve Link 4'ün uzunluğu boyunca oluşturduğu eksen etrafında dönüşü olmak üzere sistemde üç serbestlik derecesi bulunmaktadır. Fakat son serbestlik derecesinin sistem dinamik cevabı üzerinde bir etkisi olmadığı için bu çalışmadan çıkarılmıştır. Bu serbestlik derecesini sistemden çıkarmak için şekilde de görüldüğü gibi link 4 ile link 5 arasındaki küresel eklem bir universal mafsallık ile değiştirilmiştir.

McPherson tipi süspansiyon mekanizması için her 5 link 10 tane parametre içermektedir (kütle, 6 atalet momenti, 3 kütle birinci momentleri). Bu 50 parametreye yay ve damper katsayıları da eklenince toplamda 52 parametre elde edilmektedir. Bu 52 parametre “standart dinamik parametreler” olarak adlandırılmıştır. Eklem kısıtları dolayısıyla bu parametrelerin tamamının dinamik cevap üzerine etkisi yoktur. Bazı parametreler sistemin dinamik cevabını tek başına etkilerken, bazıları diğer parametreler ile lineer olarak etkileşim halindedir. Geriye kalan parametrelerin ise sistem dinamik cevabı üzerine hiç bir etkisi yoktur. Sistemin dinamik cevabını elde edebilecek yeter sayıda parametrelere “esas dinamik parametreler” denir.

Bu bilgilerden yola çıkarak yazarlar hareket denklemlerini Euler parametrelerinde elde etmiştir. Bu hareket denklemlerinden yola çıkarakta sistemin simülasyonu yapılmış ve nümerik değerler elde edilmiştir. 52 standard parametrenin sadece 26 tanesi esas dinamik parametre olarak bulunmuştur. Nümerik sonuçların ve kütle transferi ile atalet momentleri konseptleri kullanılarak bir dizi sembolik ifadeler oluşturulmuştur. Bu sembolik ifadelerin bu çalışmadaki eklem konfigürasyonuna sahip herhangi bir boyuttaki McPherson tipi süspansiyon için geçerli olduğu söylenmiştir.

Mangun (2006) yüksek lisans tezinde, Cherian (2005) tarafından geliştirilen çiftlades kemiği modelini uniform olmayan bir tekerlek modeli için adapte ederek geliştirmiştir. Modelde klasik dört kollu mekanizmaya ek olarak iki eksenel burçtan kaynaklanan iki serbestlik derecesi ile birlikte kuplörün üst ve alt kontrol koluna

sürtünmesiz küresel mafsalla bağlanmasından kaynaklanan ek bir serbestlik derecesi tüm sistemi dört serbestlik derecesine ulaştırmaktadır. Yay ve şok sönümleyici modelleri kütsüz ideal yay ve damper modelleridir. Hareketin denklemleri Lagrange denklemlerini sistematik bir şekilde kullanarak elde edilmektedir. Öncelikle belirli noktaların veya elemanların yerleri atanan koordinat sistemleri ile belirlenmektedir. Bundan sonra rijit cisimlerin mutlak hızları gerekli kinematik ve vektörel analizler ile elde edilmektedir. Gerekli olan kinetik enerjiler hesaplanıp yerçekimi, katılık, enerji sönümlenmesi, genelleştirilmiş kuvvetler olarak hesaplanmaktadır. Gerekli kısıt denklemleride modele girilerek Lagrange denklemleri vasıtasıyla hareketin denklemleri elde edilmiştir.

1.4 Tezin Kapsamı

Literatürde görüldüğü gibi süspansiyon sistemleri çeşitli yollarla incelenebilmektedir. Bazı çalışmalar sadece kinematik analizleri içerdığı gibi bazıları da süspansiyon sistemini dinamik olarak inceleyebilmektedir.

Bu çalışmada da çift lades kemiği tipi süspansiyon için dinamik bir model oluşturulmaya çalışılacaktır. Bu model, klasik çeyrek araç modelinden farklı olarak süspansiyon sistemini oluşturan kolları ve bu kolların üzerine etki eden kuvvetleri de incelemektedir.

Tezin ikinci kısmında yukarıda belirtilen model oluşturulmuştur. Modelin doğruluğunu kanıtlamak için Adams/View ile, aynı parametrelere sahip bir model oluşturularak iki modelin de cevapları incelenmiştir.

Üçüncü kısımda yol pürüzlülüğünün ne olduğu, nasıl tanımlandığı ve literatürde hangi modellerin olduğu gösterilmiş daha sonra ise oluşturulan model ile kullanmak üzere tek izli bir yol profili oluşturulmuştur. Bu profil, Adams ve Matlab modeline girilerek sonuçlar incelenmiştir.

Dördüncü kısımda, hem kinematik-geometrik optimizasyon hem de yol üzerinde hareket halinde iken nonlinear yay ve damper optimizasyonu yapılmıştır. Optimizasyonlarda kullanılan amaç fonksiyonları, kısıt denklemleri açıklanmış ve değişimleri incelenmiştir. Geometrik optimizasyon için kamber açısı ve yalpa merkezi yükseklikleri göz önünde bulundurularak optimum süspansiyon boyutları elde edilmeye çalışılmıştır. Benzer şekilde hareket halinde olan bir araç için

nonlinear karakteristik gösteren yay ve damper optimum noktaları bulunarak konfor ve yol tutuş için iyileşme-kötüleşme araştırılmıştır.

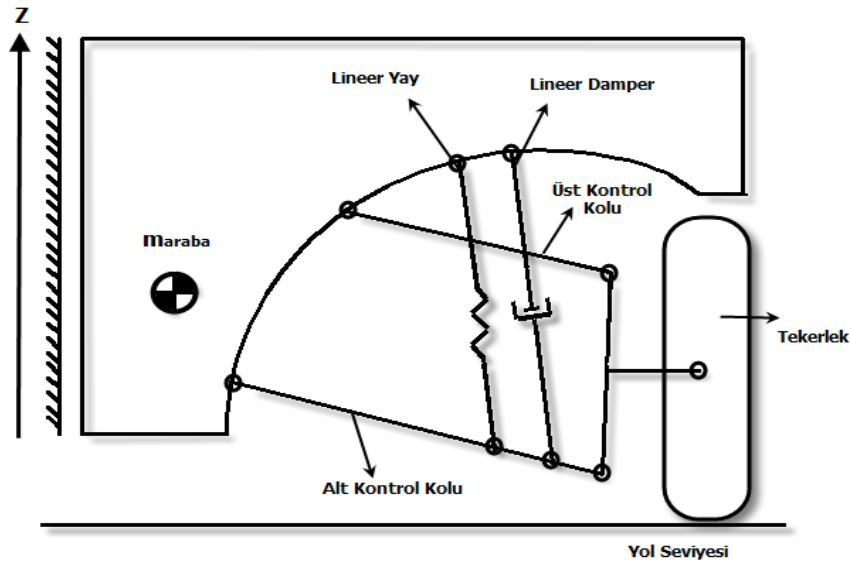
Beşinci kısımda, aktif süspansiyon yaklaşımının elde edilen modele uygulanabilirliğini göstermek amacıyla hem süspansiyona hem de yolcu koltuğu altına birer eyleyici yerleştirerek PID kontrol uygulanarak konfor açısından cevaplar incelenmiştir.

Altıncı ve son kısımda ise yapılan çalışma sonucunda elde edilen sonuçlardan kısaca yeniden bahsederek ileride ne gibi çalışmalar yapılabileceği konusunda önerilerde bulunulmuştur.

2. SÜSPANSİYON SİSTEMİNİN MODELLENMESİ

Bilindiği gibi daha önceki bölümde çift lades kemiği süspansiyon sisteminin literatürde bulunan gerek kinematik gerek dinamik olarak çeşitli modelleri incelenmiştir. Bu bölümde çift lades kemiği süspansiyon sistemi bir dört kollu (four-bar) mekanizma gibi düşünülerek dinamik modeli çıkartılacaktır.

Mekanizma, incelenecek parametreler araç gövdesinin yer değiştirmesi ya da titreşimi ve kamber açısı olduğu için iki boyutlu olarak modellenenecektir. Bu iki boyutlu model, çift lades kemiği süspansiyonun tüm elemanlarını içermekle beraber üst kontrol kolu, alt kontrol kolu ve tekerlek taşıyıcı sistemin oluşturduğu grup mekanizma tekniğindeki dört kollu mekanizmaya karşılık gelmektedir. Süspansiyon karakteristiği bu mekanizmaya eklenen bir lineer yay ve damper ile tamamlanmaktadır. Araç, çeyrek araba modeli olarak ele alınmıştır ve araç kütlelerinin dörtte birine tekabül eden asılı bir kütle süspansiyon mekanizması tarafından taşınmaktadır. Bu süspansiyon sisteminin araç sol önünde bulunduğu düşünüldüğünde aracın hareketi sırasında katedilen yol, araç düzlemine dik olarak alınmaktadır. Sistemin iki boyutlu gösterimi Şekil 2.1’de bulunmaktadır.



Şekil 2.1 : Oluşturulacak modelin iki boyutlu gösterimi.

Üst kontrol kolu ile alt kontrol kolunun araba kütleline ya da şasiye bağlandığı yerler döner mafsallarak ele alınmıştır. Benzer şekilde tekerlek taşıyıcı sistem ile yay ve damper birer döner mafsall kısıtına sahiptir. Aynı zamanda yay ve damper dört kollu mekanizmanın hareketi dolayısıyla sıkışma ya da genişleme hareketi yapmaktadır. Araç kütlesi sadece Z eksenini boyunca hareket edebilecektir. Tekerlek ise yine lineer bir yay ve tekerleğin-tekerlek taşıyıcının kütlesini temsilen basit bir kütleden oluşmaktadır.

Sistemin modeli çıkartılırken gerek üst kontrol kolu, alt kontrol kolu ve tekerlek taşıyıcı sistem gerekse asılı kütlenin hareketinin diferansiyel denklemleri Newton'un ikinci hareket kanunu göz önünde bulundurularak çıkartılmıştır. Dönel hareket yapan kollarda göz önünde bulundurulacak diğer bir husus ise bu kolların ağırlık merkezlerine göre alınacak momentlerdir. Buna göre tüm sistemi etkileyecek ana denklemlerimiz;

$$\sum F = m.A \quad (2.1)$$

$$\sum M = I.\alpha \quad (2.2)$$

dır. Burada F her bir kol ya da kütleyle etki eden kuvvetler, m bu kol ya da gövdenin kütlesi, M ağırlık merkezine göre alınacak momentler, I dört kollu mekanizmayı oluşturan kolların atalet kütleleri, a doğrusal ivme ve α açısal ivmeleri belirtmektedir.

Çift lades kemiği süspansiyon mekanizması modellenirken elde edilecek bilinmeyen ve denklem sayılarının birbirine eşit olması için ayrıca mekanizma içinde bir çok kapalı çevrim yazılmıştır. Bu kapalı çevrimlerden gelecek her bir denklem Euler formülü kullanılarak ;

$$e^{i\theta} = \cos \theta + i\sin \theta \quad (2.3)$$

iki ayrı bileşene ayrılarak bilinmeyenlerin çözümünde kullanılacak iki nonlineer denklem elde edilmektedir. Bu nonlineer denklemlerin de iki kere zamana göre türevi alınarak elde edilen diferansiyel denklemler Matlab/Simulink ortamında oluşturulan model ile çözülmektedir.

Oluşturulan diferansiyel denklemlerde kullanılan kısaltmalar ise şu şekildedir:

θ her bir kol veya yay-damper için pozitif y eksenine ile yapılan açı olmak üzere açısal hız

$$w = \frac{d\theta}{dt} \quad (2.4)$$

ve açısal ivme

$$\alpha = \frac{d^2\theta}{dt^2} \quad (2.5)$$

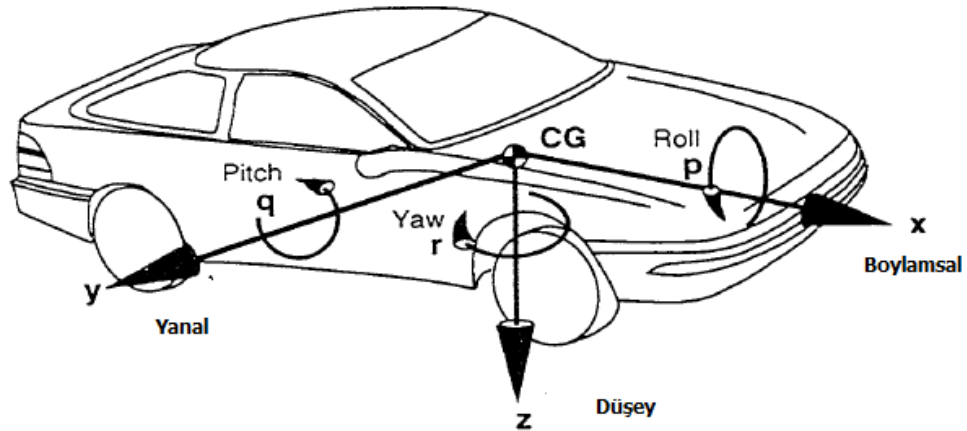
dır. Benzer şekilde r herhangi bir kolun veya yay-damper uzunluğu olmak üzere bu kol veya yay-damperin doğrusal hızı

$$\dot{r} = \frac{dr}{dt} \quad (2.6)$$

ve doğrusal ivmesi

$$\ddot{r} = \frac{d^2r}{dt^2} \quad (2.7)$$

ile gösterilmiştir. r aynı zamanda gerçekte olmayan fakat kapalı bir çevrim oluşturmak için yazılan vektörlerin de uzunluğudur.



Şekil 2.2 : SAE koordinat sistemi [18].

Araç dinamiği modellerinde kullanılan en yaygın koordinat sistemi bilindiği gibi SAE tarafından kullanılan koordinat sistemidir. Fakat bu modelde SAE koordinat

sistemini kullanmanın bazı hatalara neden olacağı düşünülerek SAE koordinat sistemine benzer bir koordinat sistemi kullanılmıştır. İleride de değinileceği gibi tüm kuvvetlerin pozitif seçilmiş olmasından dolayı aşağıda belirtilen koordinat sistemi en uygun koordinat sistemi olarak seçilmiştir.

2.1 Serbest Cisim Diyagramlarının Çıkartılması

Süspansiyon mekanizmasının modellenmesinde ilk aşama olarak tüm sistem, birbiri ile etkileşim halinde olan serbest cisimlere ayrılmıştır. Her bir cisim üzerine etki eden kuvvetlerin z ve y bileşenleri ve yerçekimi gözönünde bulundurularak (2.1) ve (2.2) denklemleri yazılır.

2.1.1 Alt kontrol kolu

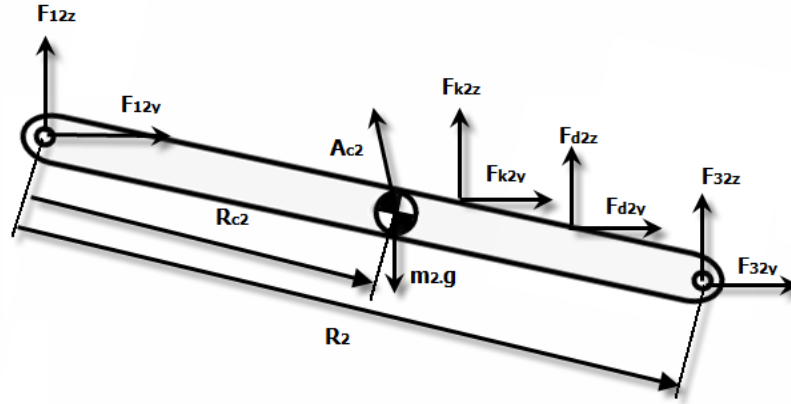
Aşağıda m_2 kütesine sahip alt kontrol kolu üzerine etki eden kuvvetlerin z ve y bileşenleri gösterilmektedir. Yukarıda belirtildiği gibi bu kuvvetler göz önünde bulundurularak Newton'un hareket denklemleri ile ağırlık merkezine göre alınan moment denklemleri yazılmıştır. F_{ij} adlı kuvvet i'den j'ye etki eden reaksiyon kuvvetini göstermektedir. Buna göre araç asılı kütesi 1, alt kontrol kolu 2, tekerlek taşıyıcı sistem ya da mekanizma tekniğindeki adıyla ara kol 3, üst kontrol kolu 4, yay k ve damper d ile sembolize edilmektedir.

Sistemde birbiri ile etkileşim halinde bir çok kuvvet olduğu için bu kuvvetlerin yönünü keyfi seçmek yerine oluşabilecek her hangi bir hatanın önüne geçmek amacıyla tüm bu kuvvetlerin z ve y bileşenleri pozitif olarak seçilmiştir. Daha sonra ise bu kuvvetlerin birbiri ile olan ilişkileri $F_{ij} = -F_{ji}$ şeklinde ayrı denklemler olarak belirtilmiştir.

$$F_{12y} + F_{d2y} + F_{k2y} + F_{32y} = m_2 A_{c2y} \quad (2.8)$$

$$F_{12z} + F_{d2z} + F_{k2z} + F_{32z} - m_2 g = m_2 A_{c2z} \quad (2.9)$$

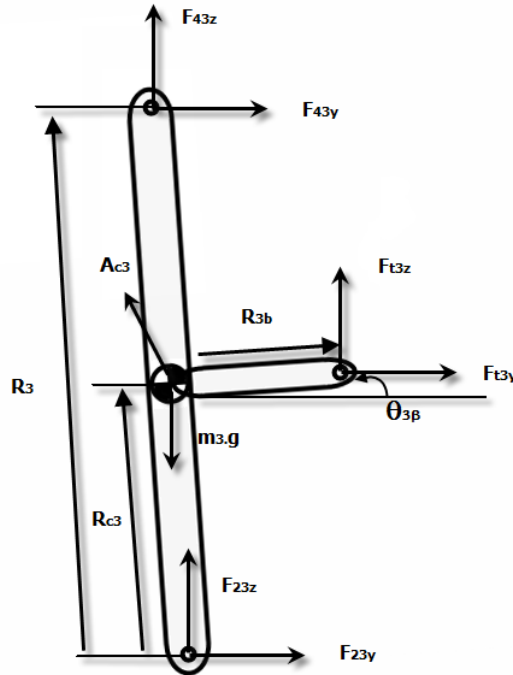
$$\begin{aligned} & F_{32z} \cdot (r_2 - r_{c2}) \cdot \cos\theta_2 - F_{32y} \cdot (r_2 - r_{c2}) \cdot \sin\theta_2 + F_{k2z} \cdot (r_{2k} - r_{c2}) \cdot \cos\theta_2 - \\ & F_{k2y} \cdot (r_{2k} - r_{c2}) \cdot \sin\theta_2 - r_{c2} F_{12z} \cos\theta_2 + r_{c2} F_{12y} \sin\theta_2 + \\ & (r_{2d} - r_{c2}) F_{d2z} \cos\theta_2 - (r_{2d} - r_{c2}) F_{d2y} \sin\theta_2 = I_2 \alpha_2 \end{aligned} \quad (2.10)$$



Şekil 2.3 : Alt kontrol kolu serbest cisim diyagramı.

2.1.2 Tekerlek taşıyıcı sistem

m_3 kütlesi ve r_3 uzunluğu ile temsil edilen bu serbest cisim üzerine etki eden kuvvetler Şekil 2.4’de gösterilmektedir. Cismin ağırlık merkezi diğer kollarda da olduğu gibi tam merkezde seçilmiştir. Bu cismin pozitif y eksenine yaptığı açı θ_3 aynı zamanda kambar açısı olarak kabul edilmiştir. Buna göre tekerlek ile 3 numaralı kol pozitif y eksenine aynı açıyı taramaktadır.



Şekil 2.4 : Tekerlek taşıyıcı serbest cisim diyagramı.

$$F_{23y} + F_{43y} + F_{t3y} = m_3 A_{c3y} \quad (2.11)$$

$$F_{23z} + F_{43z} + F_{t3z} - m_3 g = m_3 A_{c3z} \quad (2.12)$$

$$F_{43z} (r_3 - r_{c3}) \cos \theta_3 - F_{43y} (r_3 - r_{c3}) \sin \theta_3 - F_{23z} r_{c3} \cos \theta_3 + \\ F_{23y} r_{c3} \sin \theta_3 + F_{t3y} r_{3b} \sin \theta_{3b} - F_{t3z} r_{3b} \cos \theta_{3b} = I_3 \alpha_3 \quad (2.13)$$

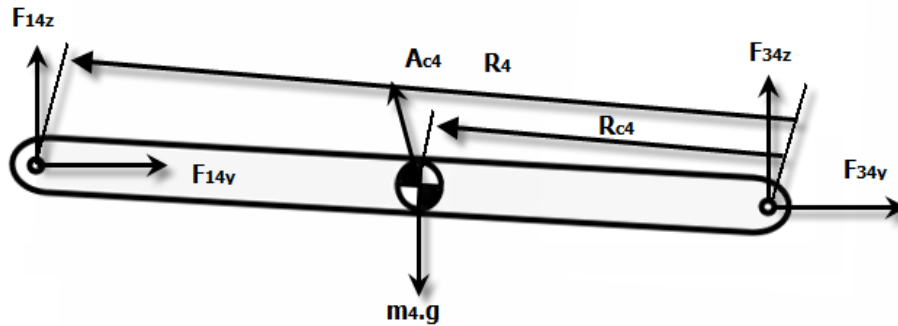
2.1.3 Üst kontrol kolu

Uzunluğu r_4 vektörü ile temsil edilen üst kontrol kolu çift lades kemiği süspansiyon sistemi ilk kullanılmaya başlandığı sıralarda alt kontrol koluna paralel ve aynı uzunlukta seçilmiştir. Fakat daha sonradan bundan vazgeçilerek üst kontrol kolunun daha kısa seçilmesi yaygın olarak kullanılan bir uygulama halini almıştır. Bunun en büyük nedeni ise paralel seçilen konfigürasyonda üst ve alt kolların aynı yarıçaplı yaylar üzerinde hareket ederek tekerlek temas merkezi yatay hareketlerini arttırmasıdır. Bu modelde de kabul görmüş olan uygulama olarak üst kontrol kolu alt kontrol kolundan daha kısa seçilecektir.

$$F_{14y} + F_{34y} = m_4 A_{c4y} \quad (2.14)$$

$$F_{34z} + F_{14z} - m_4 g = m_4 A_{c4z} \quad (2.15)$$

$$F_{14z} (r_4 - r_{c4}) \cos \theta_4 - F_{14y} (r_4 - r_{c4}) \sin \theta_4 - F_{34z} r_{c4} \cos \theta_4 + F_{34y} r_{c4} \sin \theta_4 = I_4 \alpha_4 \quad (2.16)$$



Şekil 2.5 : Üst kontrol kolu serbest cisim diyagramı.

2.1.4 Tekerlek

Sistemde bulunan tekerlek, tekerlek kütlesini ve göbeğini temsil eden bir kütle ile tekerleğin katılığını temsil eden basit bir lineer yay olarak modellenmiştir. Bu yüzden tekerleğe etki eden ve tekerlek taşıyıcı sistem ile etkileşim halinde olan kuvvetler ile tekerleğe etki eden yerçekimi kuvveti ve yay kuvvetleri burada göz önüne alınmıştır.

F_{mt} yay dolayısı ile oluşan kuvveti, K_t yayın katılığı ve r_t tekerleğin sıkışma miktarı, r_{t0} ise tekerleğin ilk boyunu göstermek üzere;

$$F_{mt} = K_t(r_t - r_{t0}) \quad (2.17)$$

$$F_{mty} = F_{mt} \cos \theta_3 \quad (2.18)$$

$$F_{mtz} = F_{mt} \sin \theta_3 \quad (2.19)$$

olarak yazılabilir.

Şekil 2.6 ile gösterilen kuvvetlerin ise birbiri ile olan ilişkileri şu denklemler ile ifade edilir;

$$F_{mty} + F_{tmy} = 0 \quad (2.20)$$

$$F_{mtz} + F_{tmz} = 0 \quad (2.21)$$

$$F_{3ty} + F_{t3y} = 0 \quad (2.22)$$

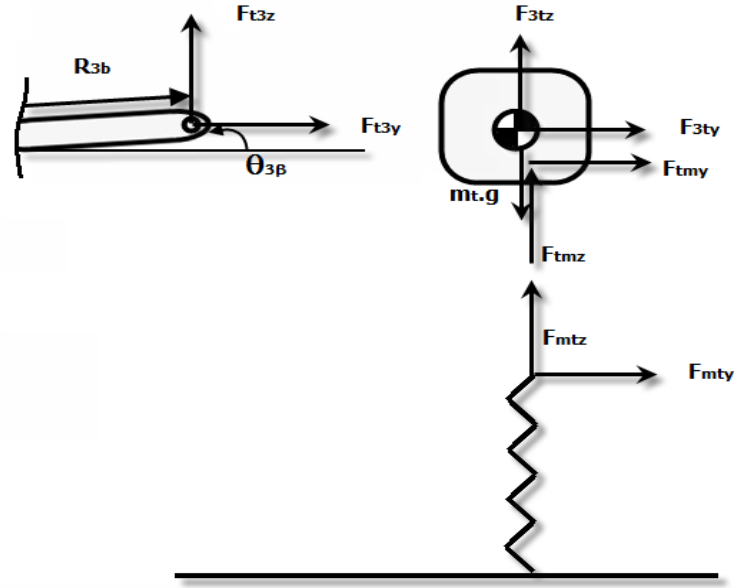
$$F_{3tz} + F_{t3z} = 0 \quad (2.23)$$

Tekerleğin kütlesinden dolayı oluşacak kuvvet dengesi ise;

$$F_{tmy} + F_{3ty} = m_t A_{ty} \quad (2.24)$$

$$F_{3tz} + F_{tmz} - m_t g = m_t A_{tz} \quad (2.25)$$

olarak ifade edilebilir.



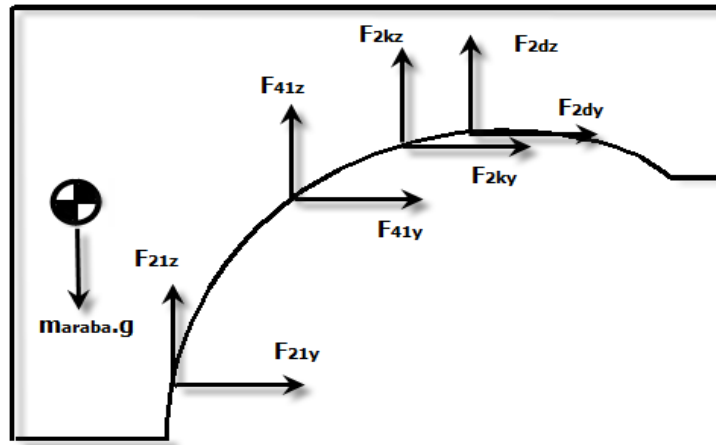
Şekil 2.6 : Tekerlek serbest cisim diyagramı.

2.1.5 Asılı kütle

Şekil 2.7’de görüldüğü gibi asılı kütle üzerine etki eden reaksiyon kuvvetlerinin z ve y bileşenleri gösterilmesine rağmen aracın sadece z yönünde hareketi ele alınacağı için y yönündeki kuvvetler modele dahil edilmemiştir.

$$F_{21z} + F_{41z} + F_{2dz} + F_{2kz} - m_{araba}g = m_{araba}\ddot{z} \quad (2.26)$$

$$F_{21y} + F_{41y} + F_{2dy} + F_{2ky} = 0 \quad (2.27)$$



Şekil 2.7 : Asılı kütle serbest cisim diyagramı.

2.2 İvme Denklemlerinin Elde Edilmesi

Serbest cisim diyagramlarında her bir kol için gösterilen ve kolların ağırlık merkezlerine etki eden A_{ci} ($i=2..4$) isimli lineer ivmeler, tüm sistemde birer bilinmeyene tekabül etmektedir. Bu bilinmeyenleri ifade etmek amacıyla her biri için birer denklem yazmak gerekmektedir. Bu amaçla her bir kol için, aynı başlangıç noktasından başlamak şartı ile yazılacak açık vektörel çevrimlerin iki kez türevi alınarak bu ifadeler bulunabilir.

R_{ci} ($i=2,3,4$) her bir kol için ağırlık merkezinin vektörel yeri olmak koşulu ile;

$$A_{c2} = \ddot{z} + \ddot{r}_{c2} \quad (2.28)$$

$$A_{c3} = \ddot{z} + \ddot{r}_2 + \ddot{r}_{c3} \quad (2.29)$$

$$A_{c4} = \ddot{z} + \ddot{r}_2 + \ddot{r}_3 + \ddot{r}_{c4} \quad (2.30)$$

dir. (2.3) ile verilen Euler formülü kullanılarak bu lineer ivmeleri de z ve y bileşenlerine ayırmak mümkündür.

Buradan yola çıkarak herbir link için vektör denklemleri;

$$r_{cc2y} = r_{c2} \cos \theta_2 \quad (2.31)$$

$$r_{cc2z} = z + r_{c2} \sin \theta_2 \quad (2.32)$$

$$r_{cc3y} = r_2 \cos \theta_2 + r_{c3} \cos \theta_3 \quad (2.33)$$

$$r_{cc3z} = z + r_2 \sin \theta_2 + r_{c3} \sin \theta_3 \quad (2.34)$$

$$r_{cc4y} = r_2 \cos \theta_2 + r_3 \cos \theta_3 + r_{c4} \cos \theta_4 \quad (2.35)$$

$$r_{cc4z} = z + r_2 \sin \theta_2 + r_3 \sin \theta_3 + r_{c4} \sin \theta_4 \quad (2.36)$$

Bu denklemlerin zamana göre 1. türevleri

$$\dot{r}_{cc2y} = -r_{c2} \omega_2 \sin \theta_2 \quad (2.37)$$

$$\dot{r}_{cc2z} = \dot{z} + r_{c2} \omega_2 \cos \theta_2 \quad (2.38)$$

$$\dot{r}_{cc3y} = -r_2 w_2 \sin \theta_2 - r_{c3} w_3 \sin \theta_3 \quad (2.39)$$

$$\dot{r}_{cc3z} = \dot{z} + r_2 w_2 \cos \theta_2 + r_{c3} w_3 \cos \theta_3 \quad (2.40)$$

$$\dot{r}_{cc4y} = -r_2 w_2 \sin \theta_2 - r_3 w_3 \sin \theta_3 - r_{c4} w_4 \sin \theta_4 \quad (2.41)$$

$$\dot{r}_{cc4z} = \dot{z} + r_2 w_2 \cos \theta_2 + r_3 w_3 \cos \theta_3 + r_{c4} w_4 \cos \theta_4 \quad (2.42)$$

ve ikinci türevler

$$A_{c2y} = -r_{c2} \alpha_2 \sin \theta_2 - r_{c2} w_2^2 \cos \theta_2 \quad (2.43)$$

$$A_{c2z} = \ddot{z} + r_{c2} \alpha_2 \cos \theta_2 - r_{c2} w_2^2 \sin \theta_2 \quad (2.44)$$

$$A_{c3y} = -r_2 \alpha_2 \sin \theta_2 - r_2 w_2^2 \cos \theta_2 - r_{c3} \alpha_3 \sin \theta_3 - r_{c3} w_3^2 \cos \theta_3 \quad (2.45)$$

$$A_{c3z} = \ddot{z} + r_2 \alpha_2 \cos \theta_2 - r_2 w_2^2 \sin \theta_2 + r_{c3} \alpha_3 \cos \theta_3 - r_{c3} w_3^2 \sin \theta_3 \quad (2.46)$$

$$A_{c4y} = -r_2 \alpha_2 \sin \theta_2 - r_2 w_2^2 \cos \theta_2 - r_3 \alpha_3 \sin \theta_3 - r_3 w_3^2 \cos \theta_3 - r_{c4} \alpha_4 \sin \theta_4 - r_{c4} w_4^2 \cos \theta_4 \quad (2.47)$$

$$A_{c4z} = \ddot{z} + r_2 \alpha_2 \cos \theta_2 - r_2 w_2^2 \sin \theta_2 + r_3 \alpha_3 \cos \theta_3 - r_3 w_3^2 \sin \theta_3 + r_{c4} \alpha_4 \cos \theta_4 - r_{c4} w_4^2 \sin \theta_4 \quad (2.48)$$

olarak elde edilir.

Benzer şekilde tekerlek için geçerli olan A_{ij} ($j=x,y$) ivmeleri aynı yol izlenerek elde edilebilir. Burada dikkat edilecek husus açık çevrime GK global koordinat orijinininden başlanması gerektiğidir.

$$A_{iy} = \ddot{r}_7 + \ddot{r}_i \cos \theta_3 - 2\dot{r}_i w_3 \sin \theta_3 - r_i \alpha_3 \sin \theta_3 - r_i w_3^2 \cos \theta_3 \quad (2.49)$$

$$A_{iz} = \ddot{r}_{yol} \sin(\pi/2) + \ddot{r}_i \sin \theta_3 + 2\dot{r}_i w_3 \cos \theta_3 + r_i \alpha_2 \cos \theta_2 - r_i w_3^2 \sin \theta_3 \quad (2.50)$$

2.3 Kapalı Çevrimler

Dört kollu mekanizmada kol uzunlukları, kütle, atalet vb. bilinen parametreler olduğu gibi kolların pozitif y eksenini ile yaptığı açılar gibi bilinmeyen parametrelerde bulunmaktadır. Bu nedenle mekanizmada bilinmeyen parametrelerin bulunması için bazı kapalı çevrimlerinde yazılması gerekmektedir.

2.3.1 Kapalı çevrim 1

Şekilde 2.8’de gösterilen LK noktasını lokal koordinat sistemi kabul etmek şartıyla dört kollu mekanizmanın oluşturduğu kapalı çevrim şu şekilde yazılabilir:

$$\vec{r}_2 + \vec{r}_3 + \vec{r}_4 = \vec{r}_1 \quad (2.51)$$

Yine Euler formülü kullanılarak bu vektörel toplam, bileşenlerine ayrılırsa

$$r_2 \cos \theta_2 + r_3 \cos \theta_3 + r_4 \cos \theta_4 - r_1 \cos \theta_1 = 0 \quad (2.52)$$

$$r_2 \sin \theta_2 + r_3 \sin \theta_3 + r_4 \sin \theta_4 - r_1 \sin \theta_1 = 0 \quad (2.53)$$

denklemlerini elde ederiz. Burada θ_1 açısı ve r_1 uzunluğu sabit olduğu için türev ifadelerinde gözükmeyecektir.

Bu denklemlerin zamana göre birinci türevleri alınır

$$-r_2 w_2 \sin \theta_2 - r_3 w_3 \sin \theta_3 - r_4 w_4 \sin \theta_4 = 0 \quad (2.54)$$

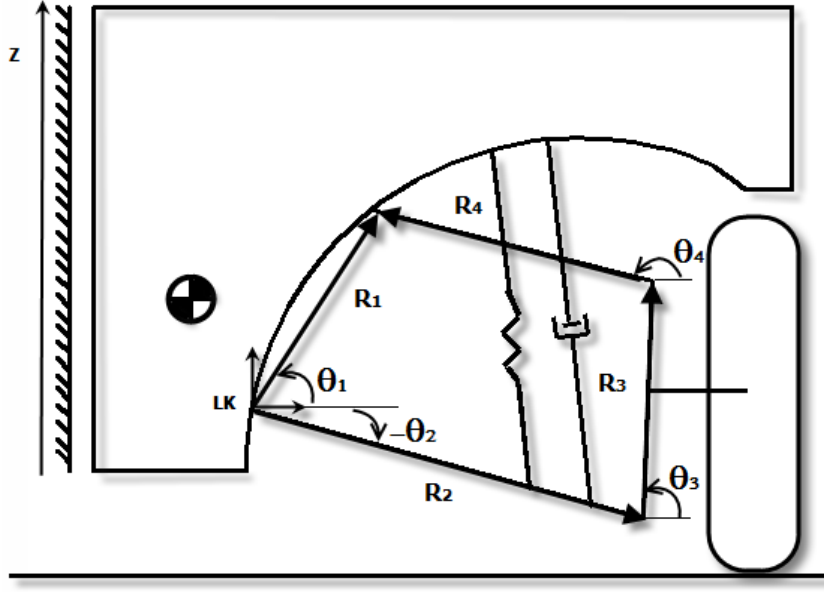
$$r_2 w_2 \cos \theta_2 + r_3 w_3 \cos \theta_3 + r_4 w_4 \cos \theta_4 = 0 \quad (2.55)$$

İkinci türevler ise

$$-r_2 \cos \theta_2 w_2^2 - r_2 \sin \theta_2 \alpha_2 - r_3 \cos \theta_3 w_3^2 - r_3 \sin \theta_3 \alpha_3 - r_4 \cos \theta_4 w_4^2 - r_4 \sin \theta_4 \alpha_4 = 0 \quad (2.56)$$

$$-r_2 \sin \theta_2 w_2^2 + r_2 \cos \theta_2 \alpha_2 - r_3 \sin \theta_3 w_3^2 + r_3 \cos \theta_3 \alpha_3 - r_4 \sin \theta_4 w_4^2 + r_4 \cos \theta_4 \alpha_4 = 0 \quad (2.57)$$

olarak bulunur.



Şekil 2.8 : Kapalı çevrim 1 gösterimi.

2.3.2 Kapalı çevrim 2

Yine LK noktası lokal koordinat sisteminin orijini kabul edilerek yazılacak bir kapalı çevrim ile tekerleğin orta noktasının ne kadar yerdeğiştirdiği gibi bilgilere ulaşmak mümkün olacaktır.

$$\vec{r}_2 + \vec{r}_3 a = \vec{r}_5 + \vec{r}_6 \quad (2.58)$$

Bu kapalı çevrimde aslında var olmayan fakat çevrimi tamamlamak amacıyla keyfi olarak seçilen r_5 ve r_6 gibi bazı uzunluklar bulunmaktadır. Tüm sistemdeki genelliği kaybetmeyecek şekilde ve bilinmeyen sayısı ile denklem sayısını eşit tutmak amacıyla $\theta_5=0^\circ$ ve $\theta_6=90^\circ$ olacak şekilde sabit seçilmiştir.

$$r_2 \cos \theta_2 + r_{3a} \cos \theta_{3a} = r_5 \cos \theta_5 + r_6 \cos \theta_6 \quad (2.59)$$

$$r_2 \sin \theta_2 + r_{3a} \sin \theta_{3a} = r_5 \sin \theta_5 + r_6 \sin \theta_6 \quad (2.60)$$

Yazılan kapalı çevrimin zamana göre birinci türevi;

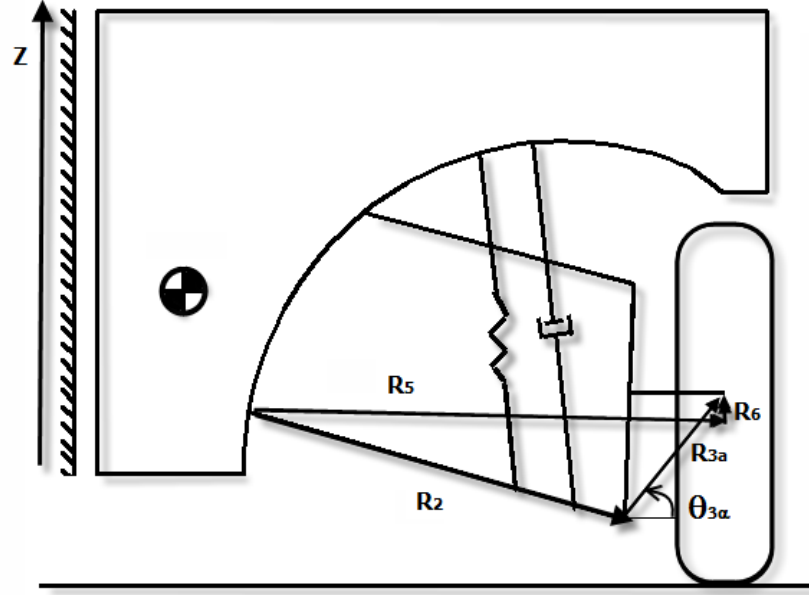
$$-r_2 w_2 \sin \theta_2 - r_{3a} w_3 \sin \theta_{3a} = \dot{r}_5 \cos \theta_5 + \dot{r}_6 \cos \theta_6 \quad (2.61)$$

$$r_2 w_2 \cos \theta_2 + r_3 w_3 \cos \theta_3 = \dot{r}_5 \sin \theta_5 + \dot{r}_6 \sin \theta_6 \quad (2.62)$$

İkinci türevler;

$$\ddot{r}_5 \cos \theta_5 + \ddot{r}_6 \cos \theta_6 = -r_2 \cos \theta_2 w_2^2 - r_2 \sin \theta_2 \alpha_2 - r_{3a} \cos \theta_{3a} w_3^2 - r_{3a} \sin \theta_{3a} \alpha_3 \quad (2.63)$$

$$\ddot{r}_5 \sin \theta_5 + \ddot{r}_6 \sin \theta_6 = -r_2 \sin \theta_2 w_2^2 + r_2 \cos \theta_2 \alpha_2 - r_{3a} \sin \theta_{3a} w_3^2 + r_{3a} \cos \theta_{3a} \alpha_3 \quad (2.64)$$



Şekil 2.9 : Kapalı çevrim 2 gösterimi.

2.3.3 Kapalı çevrim 3

Süspansiyona eklenen yay ve damperin zamana bağlı olarak hem boyları hemde pozitif y eksenine ile yaptıkları açıları değişmektedir. Bu parametrelerinde bulunması için kapalı çevrimlerden yararlanmak gerekmektedir. Yay ve damper için yazılacak kapalı çevrimler birbirine benzemekle beraber aynı sayıda bilinmeyene sahiptirler.

$$\vec{r}_{2k} + \vec{r}_k = \vec{r}_{1k} \quad (2.65)$$

$$r_{2k} \cos \theta_2 + r_k \cos \theta_k - r_{1k} \cos \theta_{1k} = 0 \quad (2.66)$$

$$r_{2k} \sin \theta_2 + r_k \sin \theta_k - r_{1k} \sin \theta_{1k} = 0 \quad (2.67)$$

Bu denklemlerin zamana göre birinci türevleri (θ_{1k} ve r_{1k} sabit olmak üzere)

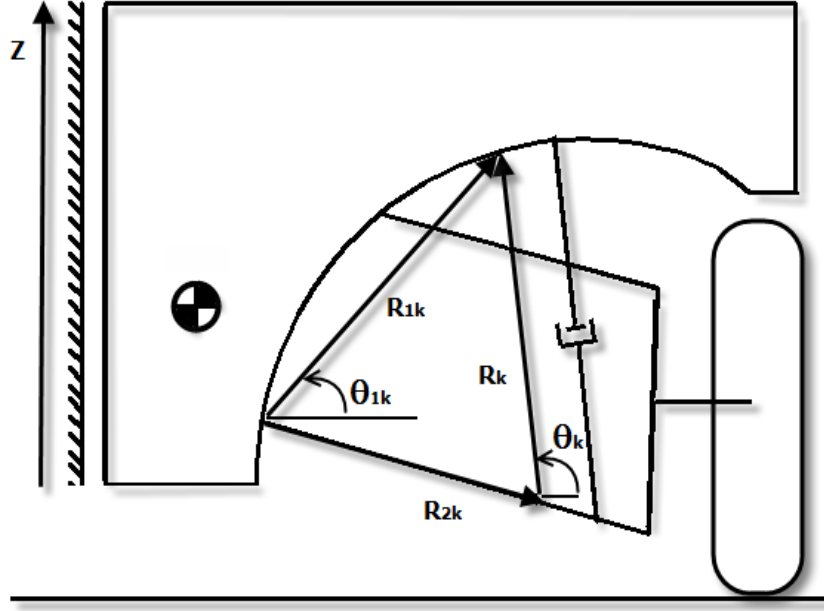
$$-r_{2k} w_2 \sin \theta_2 + \dot{r}_k \cos \theta_k - r_k w_k \sin \theta_k = 0 \quad (2.68)$$

$$r_{2k}w_2\cos\theta_2 + \dot{r}_k\sin\theta_k + r_kw_k\cos\theta_k = 0 \quad (2.69)$$

İkinci türevler

$$-r_{2k}\alpha_2\sin\theta_2 - r_{2k}w_2^2\cos\theta_2 + \ddot{r}_k\cos\theta_k - 2\dot{r}_kw_k\sin\theta_k - r_k\alpha_k\sin\theta_k - r_kw_k^2\cos\theta_k = 0 \quad (2.70)$$

$$r_{2k}\alpha_2\cos\theta_2 - r_{2k}w_2^2\sin\theta_2 + \ddot{r}_k\sin\theta_k + 2\dot{r}_kw_k\cos\theta_k + r_k\alpha_k\cos\theta_k - r_kw_k^2\sin\theta_k = 0 \quad (2.71)$$



Şekil 2.10 : Kapalı çevrim 3 gösterimi.

2.3.4 Kapalı çevrim 4

Yukarıda yazılan denklemler damper içinde geçerlidir. Buna göre

$$\vec{r}_{2d} + \vec{r}_d = \vec{r}_{1d} \quad (2.72)$$

$$r_{2d}\cos\theta_2 + r_d\cos\theta_d - r_{1d}\cos\theta_{1d} = 0 \quad (2.73)$$

$$r_{2d}\sin\theta_2 + r_d\sin\theta_d - r_{1d}\sin\theta_{1d} = 0 \quad (2.74)$$

Birinci türevler

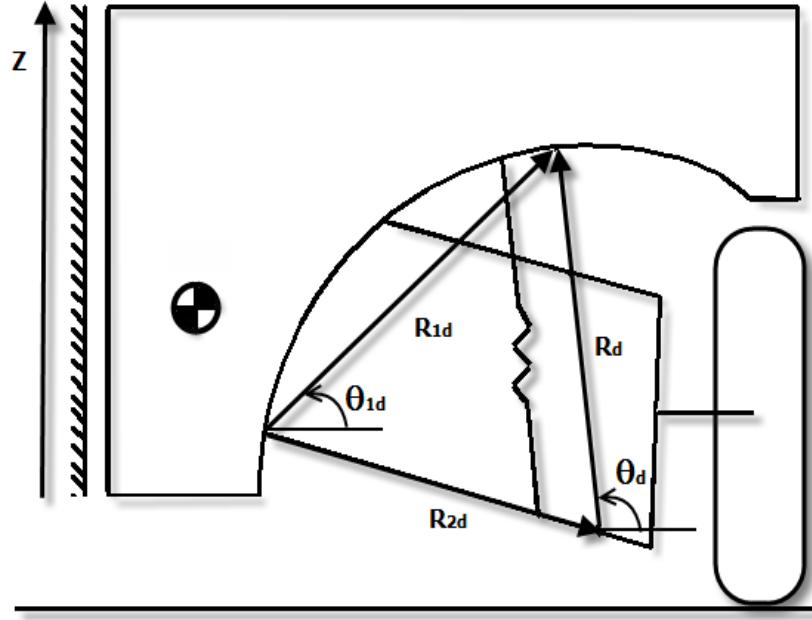
$$-r_{2d}w_2\sin\theta_2 + \dot{r}_d\cos\theta_d - r_dw_d\sin\theta_d = 0 \quad (2.75)$$

$$r_{2d}w_2\cos\theta_2 + \dot{r}_d\sin\theta_d + r_dw_d\cos\theta_d = 0 \quad (2.76)$$

İkinci türevler

$$-r_{2d}\alpha_2\sin\theta_2 - r_{2d}w_2^2\cos\theta_2 + \ddot{r}_d\cos\theta_d - 2\dot{r}_dw_d\sin\theta_d - r_d\alpha_d\sin\theta_d - r_dw_d^2\cos\theta_d = 0 \quad (2.77)$$

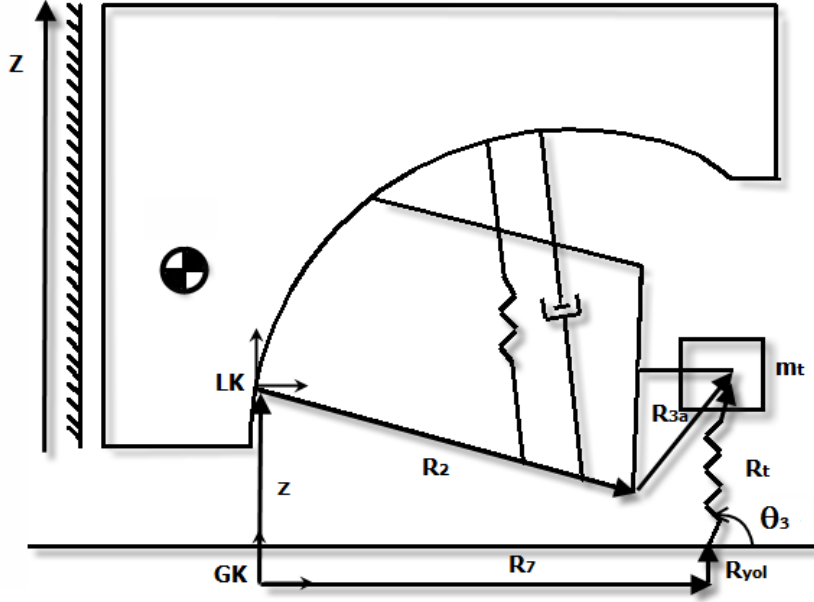
$$r_{2d}\alpha_2\cos\theta_2 - r_{2d}w_2^2\sin\theta_2 + \ddot{r}_d\sin\theta_d + 2\dot{r}_dw_d\cos\theta_d + r_d\alpha_d\cos\theta_d - r_dw_d^2\sin\theta_d = 0 \quad (2.78)$$



Şekil 2.11 : Kapalı çevrim 4 gösterimi.

2.3.5 Kapalı çevrim 5

Dörtte bir araç kütesini temsil eden asılı kütenin yolda seyir halinde ikenki hareketini incelemek amacı ile tüm sisteme bir tane daha kapalı çevrimin eklenmesi gerekmektedir. Böylelikle daha önce LK noktası ile belirtilen lokal koordinat sistemi GK noktası ile belirtilen bir global koordinat sistemine dönüşecektir. Bu amaç ile yazılan kapalı çevrimde z aracın yerdeğiştirmesi, r_7 yatay olarak seçilen ve tekerleğin yere değdiği nokta ile global koordinat sistemi arasındaki mesafe, r_t tekerleğin sıkışma miktarını gösteren vektör ve r_{yol} ise sisteme input olarak girilen yol bilgisidir. Tekerleğin tekerlek taşıyıcı sisteme rijit bir şekilde bağlandığı düşünülerek her ikisinin de pozitif y eksenini ile yaptıkları açı θ_3 olarak ele alınmıştır.



Şekil 2.12 : Kapalı çevrim 5 gösterimi.

$$\vec{z} + \vec{r}_2 + \vec{r}_{3a} = \vec{r}_7 + \vec{r}_{yol} + \vec{r}_t \quad (2.79)$$

$$r_2 \cos \theta_2 + r_{3a} \cos \theta_{3a} = r_7 \cos \theta_7 + r_t \cos \theta_3 \quad (2.80)$$

$$z + r_2 \sin \theta_2 + r_{3a} \sin \theta_{3a} = r_{yol} + r_t \sin \theta_3 \quad (2.81)$$

$$\ddot{r}_7 \cos 0 + \ddot{r}_{yol} \cos(\pi/2) + \ddot{r}_t \cos \theta_3 - 2\dot{r}_t \dot{w}_3 \sin \theta_3 - r_t \alpha_3 \sin \theta_3 - r_t w_3^2 \cos \theta_3 = \ddot{z} \cos(\pi/2) - r_2 \cos \theta_2 w_2^2 - r_2 \sin \theta_2 \alpha_2 - r_{3a} \cos \theta_{3a} w_3^2 - r_{3a} \sin \theta_{3a} \alpha_3 \quad (2.82)$$

$$\ddot{r}_7 \sin 0 + \ddot{r}_{yol} \sin(\pi/2) + \ddot{r}_t \sin \theta_3 + 2\dot{r}_t \dot{w}_3 \cos \theta_3 + r_t \alpha_3 \cos \theta_3 - r_t w_3^2 \sin \theta_3 = \ddot{z} \sin(\pi/2) - r_2 \sin \theta_2 w_2^2 + r_2 \cos \theta_2 \alpha_2 - r_{3a} \sin \theta_{3a} w_3^2 + r_{3a} \cos \theta_{3a} \alpha_3 \quad (2.83)$$

2.4 Reaksiyon Kuvvetleri

Serbest cisim diyagramları ile verilen kuvvet bileşenleri daha öncede değinildiği gibi pozitif olarak seçilmişti. Bu kuvvet bileşenlerinin birbirleriyle olan etkileşimlerini sağlamak yani Newton'un etki tepki kanununu yazmak suretiyle $F_{ij} = -F_{ji}$ elde edilir.

$$F_{12z} + F_{21z} = 0 \quad (2.84)$$

$$F_{32y} + F_{23y} = 0 \quad (2.85)$$

$$F_{32z} + F_{23z} = 0 \quad (2.86)$$

$$F_{43y} + F_{34y} = 0 \quad (2.87)$$

$$F_{43z} + F_{34z} = 0 \quad (2.88)$$

$$F_{14z} + F_{41z} = 0 \quad (2.89)$$

$$F_{d2z} + F_{2dz} = 0 \quad (2.90)$$

$$F_{k2z} + F_{2kz} = 0 \quad (2.91)$$

2.5 Kullanılan Diğer Denklemler

Süspansiyon kollarına ve şasiye etki edecek olan yay ve damper kuvvetleri şu şekilde yazılabilir.

$$F_d = D\dot{r}_d \quad (2.92)$$

$$F_k = k(r_k - r_{k0}) \quad (2.93)$$

Burada k ve D sırasıyla yay ve damper katsayıları r_{k0} ise yayın ilk uzunluğudur. Bu denklemlerin y ve z bileşenleri ise

$$F_{d2y} = F_d \cos\theta_d \quad (2.94)$$

$$F_{d2z} = F_d \sin\theta_d \quad (2.95)$$

$$F_{k2y} = F_k \cos\theta_k \quad (2.96)$$

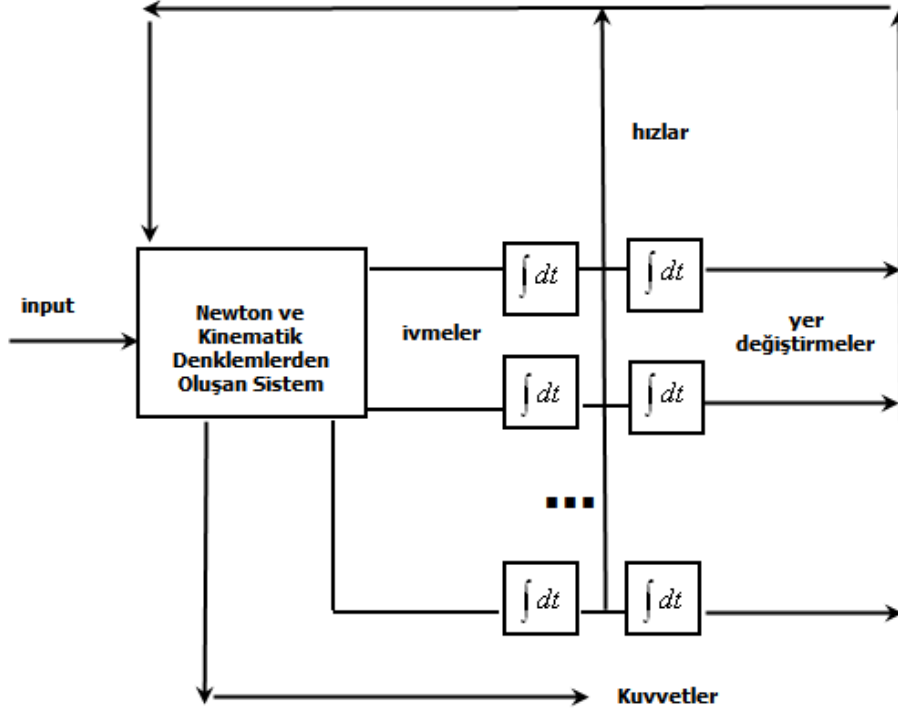
$$F_{k2z} = F_k \sin\theta_k \quad (2.97)$$

olarak yazılabilir.

2.6 Simülasyon Modelinin Oluşturulması

Buraya kadar elde edilen denklemler hem bilinen hem de bilinmeyen parametreleri içeren diferansiyel denklemlerdir. Bu diferansiyel denklemler bir diferansiyel

denklem sistemi oluşturacak şekilde bir matris içine yazılıp, bu matris her zaman aralığında aşağıdaki modele göre çözdürelecek olursa sistemin cevabı elde edilmiş olacaktır. Bu model esas itibarı ile literatürde verilen bazı simülasyon modellerine benzemektedir [32]. Sistemdeki diferansiyel denklemler ikinci dereceden olduğu için matrisin çözümünden elde edilen ivme parametreleri bir kez integre edilirse hız, bir kez daha integre edilirse yer değiştirme verilerine ulaşılır.



Şekil 2.13 : Simülasyon modeli şematik gösterimi.

Sisteme girilecek input ise simülasyonun gerçeğe yaklaşması için yol bilgisi olmalıdır. Fakat burada, ikinci dereceden diferansiyel denklemler söz konusu olduğu için, girilecek inputta ikinci dereceden bir diferansiyel olan ivme bilgisidir.

Elde edilen ikinci dereceden diferansiyel denklemler için oluşturulacak denklem takımı şu şekilde ifade edilebilir;

$$Ax = b \quad (2.98)$$

Burada A katsayı matrisi, x bilinmeyenlerden oluşan kolon vektör ve b ise bilinen ifadeleri içeren kolon vektördür. Bilinmeyen x parametrelerini ise;

$$x = A^{-1}b \quad (2.99)$$

ifadesi ile elde edebiliriz.

2.7 Başlangıç Şartlarının Bulunması

Kapalı çevrimleri içeren bu tip modellerde, simülasyonun başlayabilmesi için verilen başlangıç değerlerinin tutarlı olması gerekmektedir. Yani simülasyonun $t=0$ anında verilen başlangıç değerleri eğer bir çevrimi kapatamıyorsa simülasyon başlayamayacak ve model çalışmayacaktır. Bu yüzden başlangıç şartları hem fiziksel sistemi gerçekleyecek şekilde hem de simülasyonu başlatacak şekilde seçilmelidir.

Simülasyon modelinde bir çok kapalı çevrim olduğu için seçilmesi gereken bir çok değişken vardır. Bu değişkenlerin ilk değerleri aynı zamanda integratörler içine girilmelidir. Bu değişkenlerin seçimi için bir kapalı çevrimi ifade eden denklemlerdeki parametrelerden bir veya bir kaç seçilerek, cebirsel ifadelerden yararlanarak diğer değişkenler hesaplanabilir. Benzer şekilde aynı sonucu verebilecek bir diğer yöntem ise CAD yazılımlarından yararlanarak hem uzunlukların hem de açıların kolaylıkla bulunmasıdır. Bu çalışmada ilk yöntem izlenerek kapalı çevrim denklemlerinden yararlanarak yazılan matlab rutinleri ile başlangıç şartları bulunmuştur.

Çizelge 2.1 : Başlangıç şartları ve sabit parametreler.

<i>Değişken/Sabit</i>	<i>(Başlangıç) Değeri</i>	<i>Değişken/Sabit</i>	<i>(Başlangıç) Değeri</i>
r_1	0.2620 m	m_{araba}	250 kg
r_2	0.4438 m	m_2	2.466 kg
r_3	0.3256 m	m_3	1.328 kg
r_4	0.3833 m	m_4	1.8232 kg
r_{c2}	0.2219 m	I_2	7.2842e-005
r_{c3}	0.1628 m	I_3	2.8766e-005
r_{c4}	0.1916 m	I_4	4.6928e-005
θ_1	1.3397 rad	r_k	0.4683 m
θ_2	6.0701 rad	r_{1k}	0.436 m
θ_3	1.5437 rad	r_{2k}	0.35 m
θ_4	5.0805 rad	θ_{1k}	1.0472 rad
θ_{3a}	0.7237 rad	θ_k	1.8389 rad
θ_5	0 rad	r_d	0.4683 m
θ_6	0.57079 rad	r_{1d}	0.436 m
K	37000 N/m	r_{2d}	0.35 m
D	2200 Ns ² /m	θ_{1d}	1.0472 rad
g	9.81 m/s ²	θ_d	2.8389 rad
K_t	200000 N/m	r_5	0.6009 m
r_t	0.3200 m	r_6	0.0645 m
z	0.2554 m		
r_7	0.5923 m		

2.8 Hata Kontrolü

Modelde bulunan beş tane kapalı çevrim için yazılan Euler formüllerinin eğer her bir çevrim için karelerinin toplamının karekökü (normu) hesaplanırsa çevrimlerde bulunan hatalar hesaplanabilir. Bu sonuçlar sıfıra ne kadar yaklaşırsa çevrimin hatasının o kadar az olduğu sonucuna varılır. Bu, aynı zamanda modelinde doğruluğunu kanıtlamaya yardımcı olacaktır.

Buna göre yazılacak denklemler şu şekildedir;

$$e_{x1} = r_2 \cos \theta_2 + r_3 \cos \theta_3 + r_4 \cos \theta_4 - r_1 \cos \theta_1 \quad (2.100)$$

$$e_{y1} = r_2 \sin \theta_2 + r_3 \sin \theta_3 + r_4 \sin \theta_4 - r_1 \sin \theta_1 \quad (2.101)$$

$$e_1 = \sqrt{e_{x1}^2 + e_{y1}^2} \quad (2.102)$$

$$e_{x2} = r_2 \cos \theta_2 + r_{3a} \cos \theta_{3a} - r_5 \cos \theta_5 - r_6 \cos \theta_6 \quad (2.103)$$

$$e_{y2} = r_2 \sin \theta_2 + r_{3a} \sin \theta_{3a} - r_5 \sin \theta_5 - r_6 \sin \theta_6 \quad (2.104)$$

$$e_2 = \sqrt{e_{x2}^2 + e_{y2}^2} \quad (2.105)$$

$$e_{x3} = r_{2k} \cos \theta_2 + r_k \cos \theta_k - r_{1k} \cos \theta_{1k} \quad (2.106)$$

$$e_{y3} = r_{2k} \sin \theta_2 + r_k \sin \theta_k - r_{1k} \sin \theta_{1k} \quad (2.107)$$

$$e_3 = \sqrt{e_{x3}^2 + e_{y3}^2} \quad (2.108)$$

$$e_{x4} = r_{2d} \cos \theta_2 + r_d \cos \theta_d - r_{1d} \cos \theta_{1d} \quad (2.109)$$

$$e_{y4} = r_{2d} \sin \theta_2 + r_d \sin \theta_d - r_{1d} \sin \theta_{1d} \quad (2.110)$$

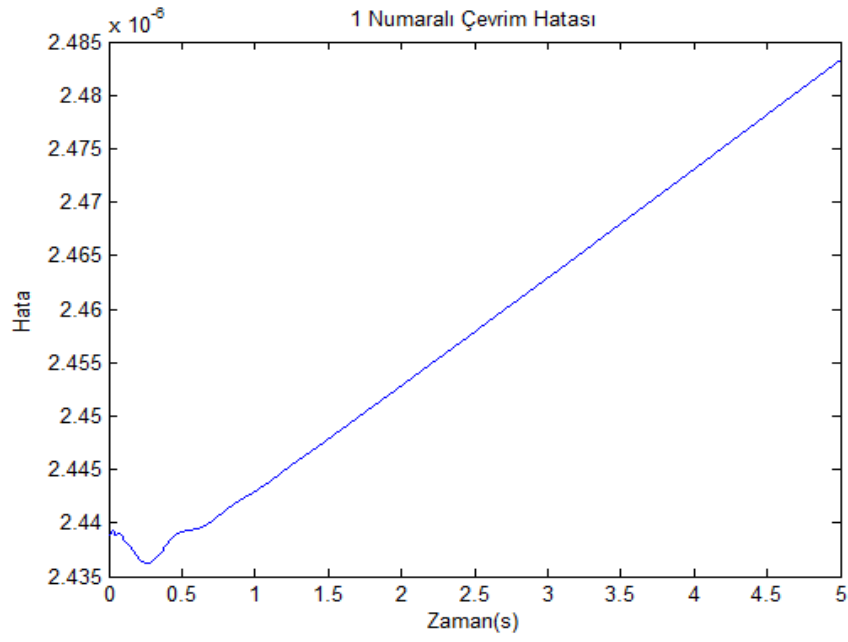
$$e_4 = \sqrt{e_{x4}^2 + e_{y4}^2} \quad (2.111)$$

$$e_{x5} = r_2 \cos \theta_2 + r_{3a} \cos \theta_{3a} - r_7 \cos \theta_7 - r_t \cos \theta_3 \quad (2.112)$$

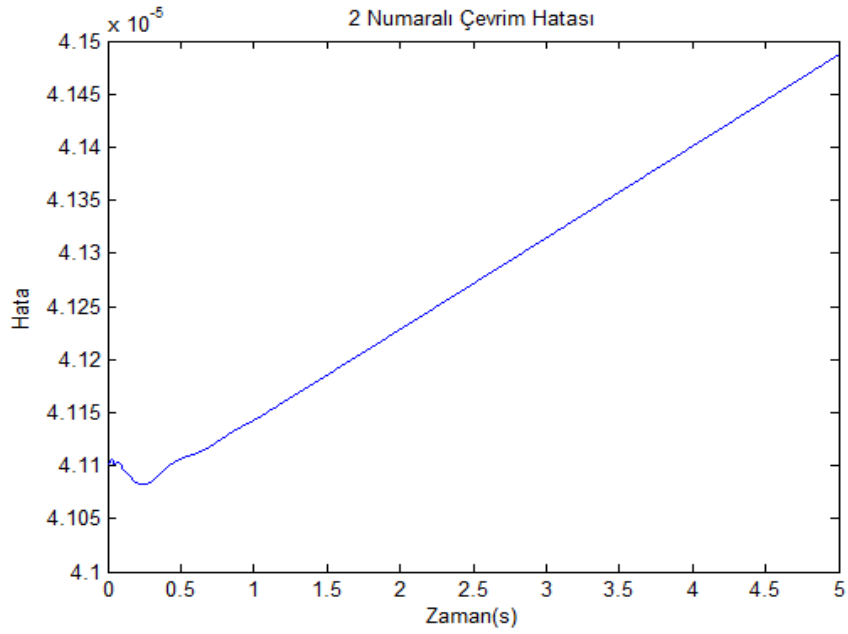
$$e_{y5} = y + r_2 \sin \theta_2 + r_{3a} \sin \theta_{3a} - r_{yol} - r_t \sin \theta_3 \quad (2.113)$$

$$e_5 = \sqrt{e_{x5}^2 + e_{y5}^2} \quad (2.114)$$

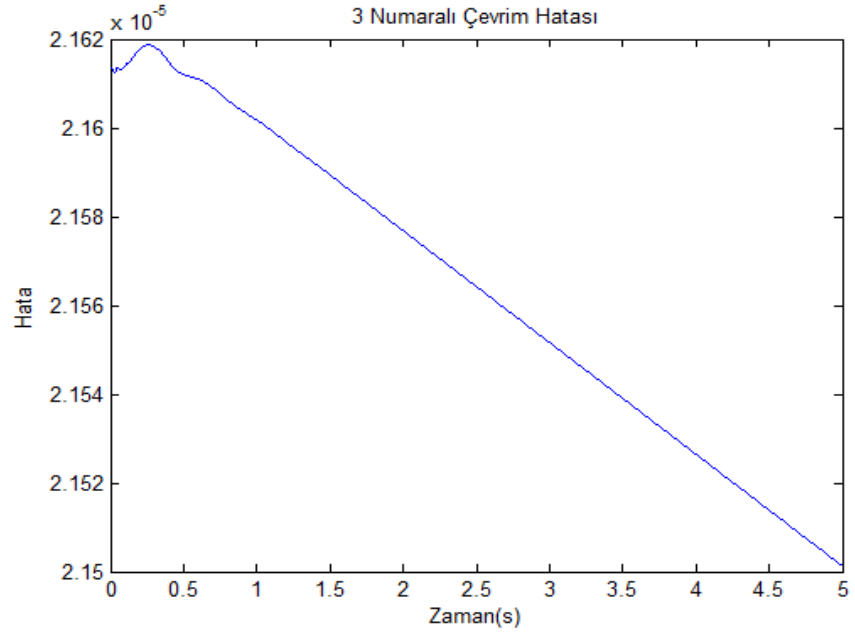
Görüldüğü gibi bu denklemler (2.51), (2.52), (2.58), (2.59), (2.65), (2.66), (2.72), (2.73), (2.79), (2.80) nolu denklemlerin modifiye edilmiş halleridir. Yapılacak statik denge analizi sonucu elde edilen hata grafikleri aşağıda yer almaktadır.



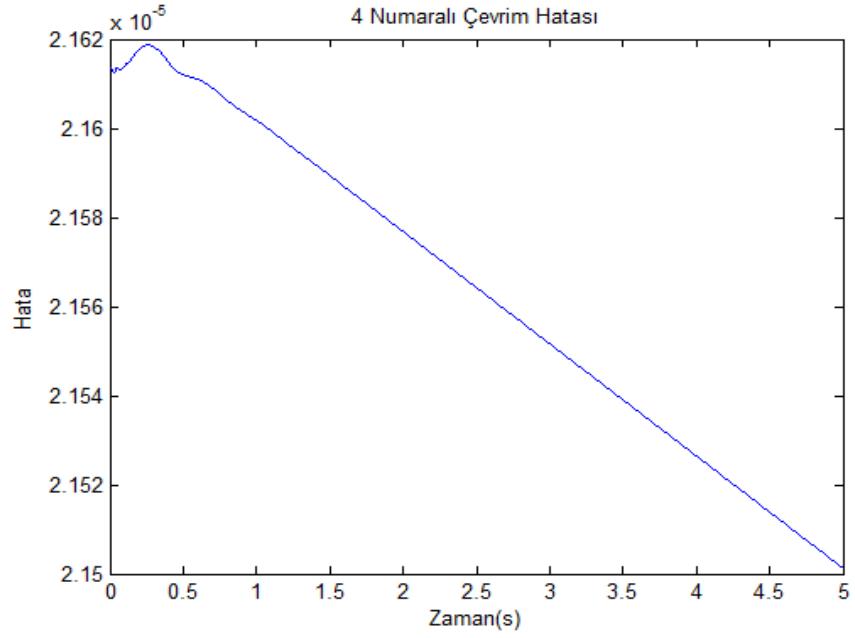
Şekil 2.14 : Kapalı çevrim 1 hatası.



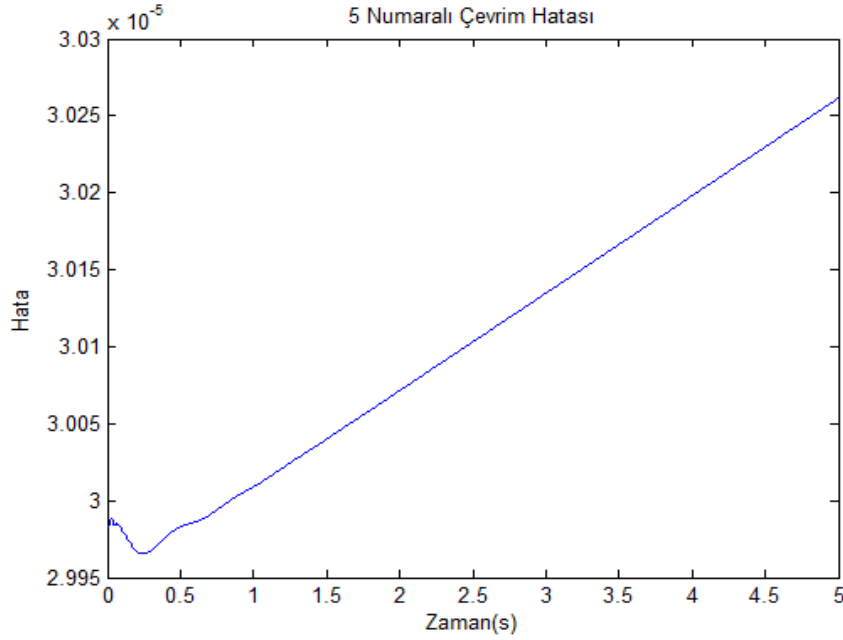
Şekil 2.15 : Kapalı çevrim 2 hatası.



Şekil 2.16 : Kapalı çevrim 3 hatası.



Şekil 2.17 : Kapalı çevrim 4 hatası.



Şekil 2.18 : Kapalı çevrim 5 hatası.

Simülasyonun 5 saniye için Çizelge 2.1’de verilen başlangıç koşulları kullanılarak koşması ile elde edilen sonuçlar yukarıda gösterilmektedir. Grafiklerden de görüleceği gibi hatalar 10^{-5} - 10^{-6} mertebesinde olmaktadır. Oluşan hatalar kabul edilebilir seviyede olmakla birlikte bu hatalar genel itibari ile integrasyon hataları ve başlangıç koşulları hesaplanırken kabul edilen ondalık hassasiyeti sonucunda oluşmaktadır. Hataların sıfırdan büyük olması ise bize ya başlangıç koşullarının yanlış seçildiği ya da modelin hatalı olduğu konusunda bilgi verecektir. Yay ve damper için kullanılan başlangıç değerleri aynı alındığı için yani yay ve damper üst üste oturtulduğu için hata grafikleride aynı olacak şekilde elde edilmiştir.

2.9 Adams ile Modelleme

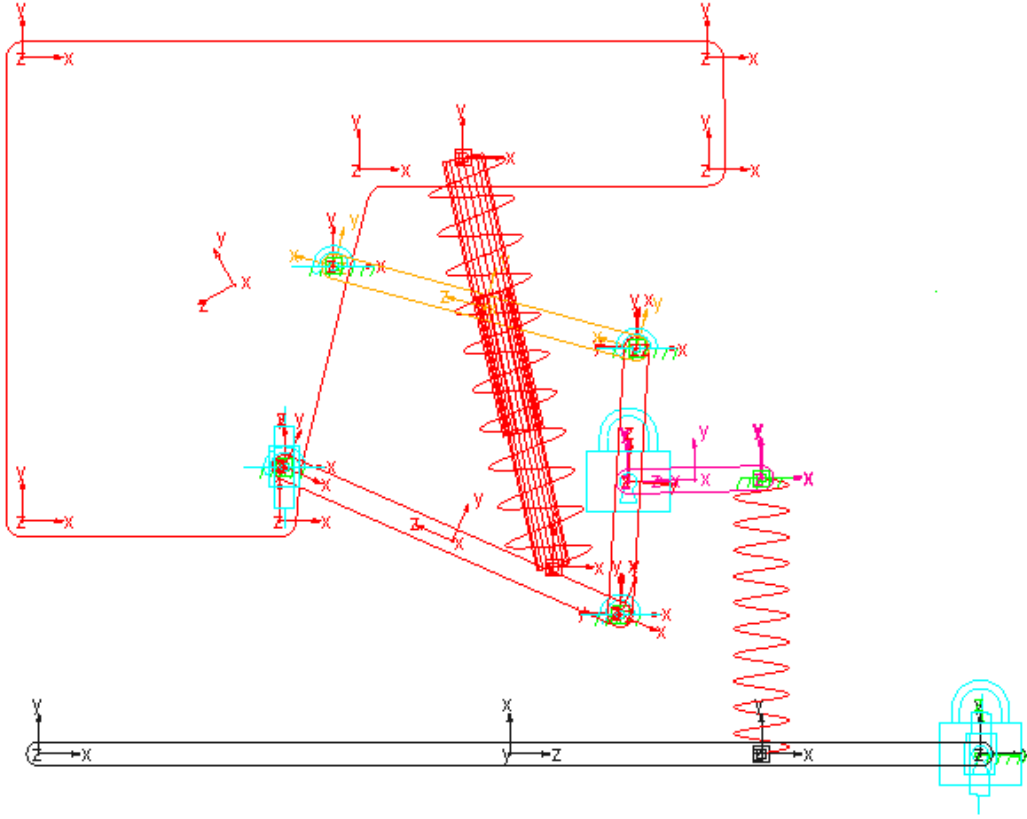
Oluşturulan modelin doğruluğunu kanıtlamak için sadece kapalı çevrimlerde meydana gelecek hatalara bakmak elbette yeterli olmayacaktır. Çünkü, bu hatalar bize yazılan denklemlerin doğru olduğunu ve simülasyon süresince çevrimlerin kapalı tutulduğunu söylemektedir. Yani dinamik olarak elde edilecek cevabın doğruluğu hakkında bir bilgi vermemektedir. Tüm sistemin cevabının doğruluğunu kanıtlamak için ise oluşturulan modele benzer bir model aynı kütle, uzunluk, aç, yay ve sönümleyici katsayıları vb. değerler için Adams/View ile oluşturulacak ve iki model için elde edilecek sonuçlar karşılaştırılacaktır. Adams ile oluşturulacak model

özünde üç boyutlu bir model olmasına rağmen karşılaştırılacak parametreler açısından bunun pek bir önemi olmamaktadır. Örneğin, çeyrek kütlenin yer değiştirmesi açısından sadece tek eksendeki cevaba bakılacağından üç boyutlu modelde diğer eksenlerde oluşabilecek hareketler bizi ilgilendirmeyecektir. İki modelin birbirine benzer olması için matematiksel olarak verilen kısıtlar Adams modelinde de mevcut olacaktır. Bu amaçla Adams ile oluşturulan modeldeki tüm kollar sadece dönme kısıtına sahiptir. Benzer şekilde asılı kütle sadece dikey eksende hareket edecek şekilde kısıtlandırılmıştır. Matematiksel modelde yapılan kabuller örneğin tekerleğin modellenmesi için kullanılan lineer yay ve süspansiyon için kullanılan yay ve damper Adams modelinde de aynen kabul edilmiştir. Ayrıca oluşturulan model üçüncü boyut açısından yeterince ince oluşturulacaktır.

Adams ile oluşturulan modelde seçilen parametreler Çizelge 2.1'dekiler ile aynıdır. Bununla birlikte Adams modelinin oluşturulmasında kullanılan katı noktaların koordinatları şu şekildedir:

Çizelge 2.2 : Adams modeli katı nokta koordinatları.

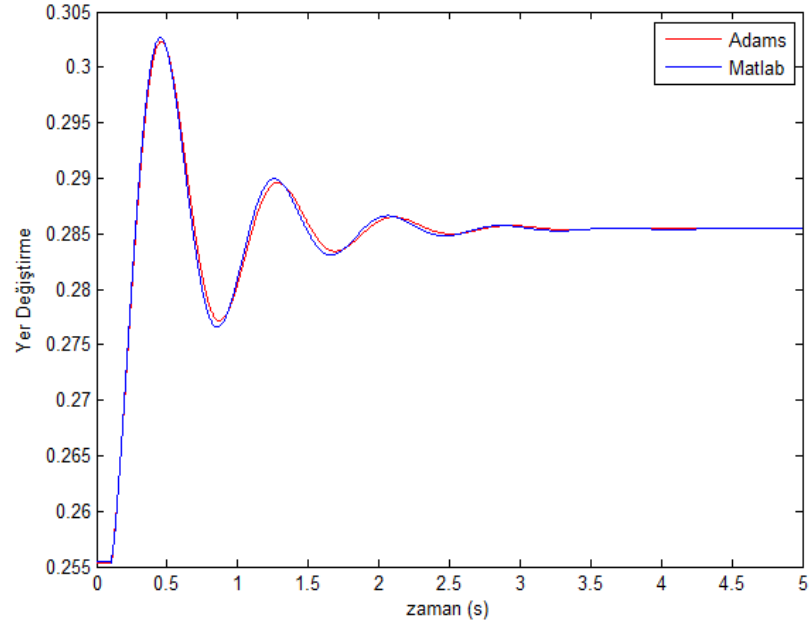
<i>Nokta Adı</i>	<i>Koordinat (x,y) z=0 m</i>	
ground.altkol_sol	0.0	0.35
ground.altkol_sag	0.409935	0.170033
ground.ustkol_sol	0.06	0.5951
ground.ustkol_sag	0.43001	0.49501
ground.knuckle_sag	0.58246	0.33665
kol2.susp_temas	0.32831	0.228
yol.tekerlek_temas	0.58256	0.0
knuckle.tekerlek_temas	0.58246	0.33665
araba.susp_temas	0.218	0.7275



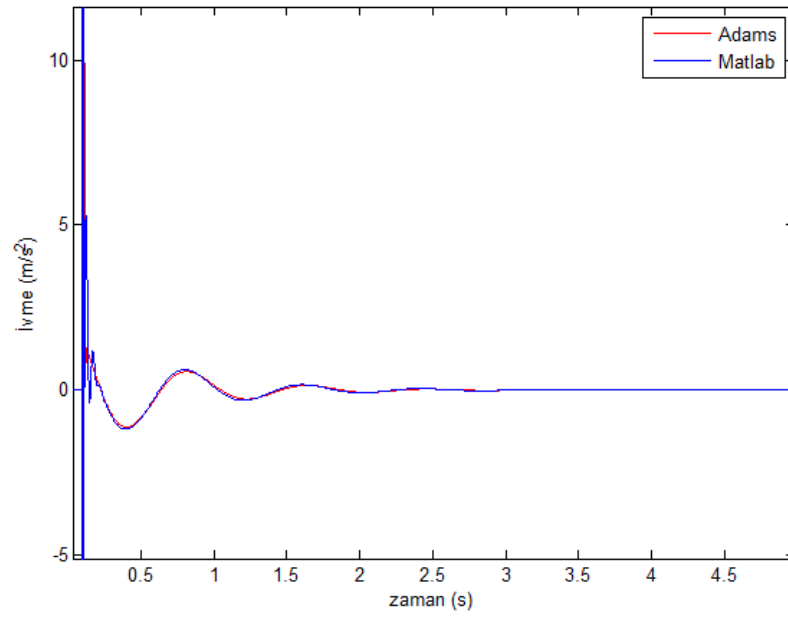
Şekil 2.19 : Oluşturulan adams modeli.

2.10 Simülasyon Sonuçları

İlk önce her iki model içinde aracın 0.03 m büyüklüğündeki bir step input için yapılan simülasyonları incelenecektir. Buna göre şasi üzerinde alınan bir referans noktasının yol ile arasındaki mesafenin artması, süspansiyonun etkisi ile de bir süre sonra sönümlenip kararlı durumuna yaklaşması beklenmektedir. Yol düzlemi, her iki model içinde 0,0 koordinatlarında olacak şekilde seçilmiştir. Şasi üzerinde seçilen referans noktası ise yerden yaklaşık 25 cm yükseklikte bulunmaktadır.



Şekil 2.20 : Yer değıştirme-zaman grafiği.

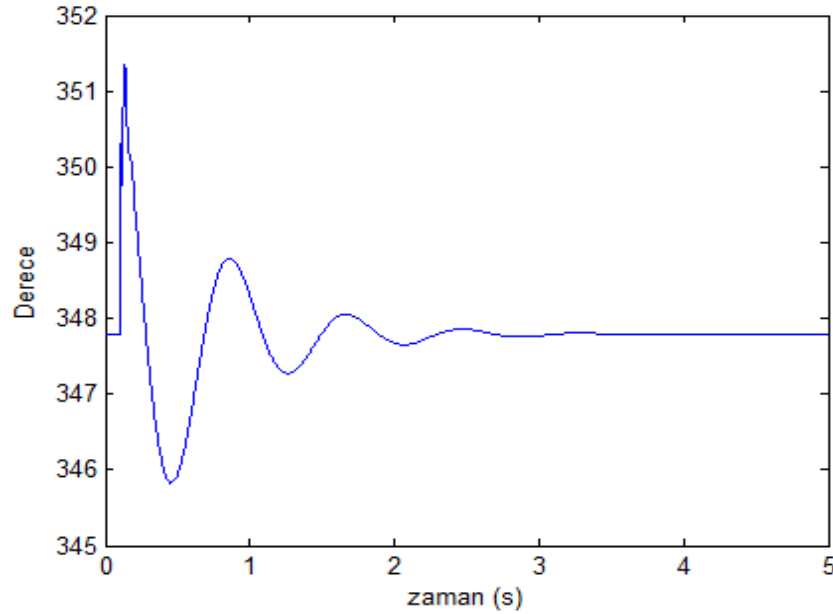


Şekil 2.21 : İvme-zaman grafiği.

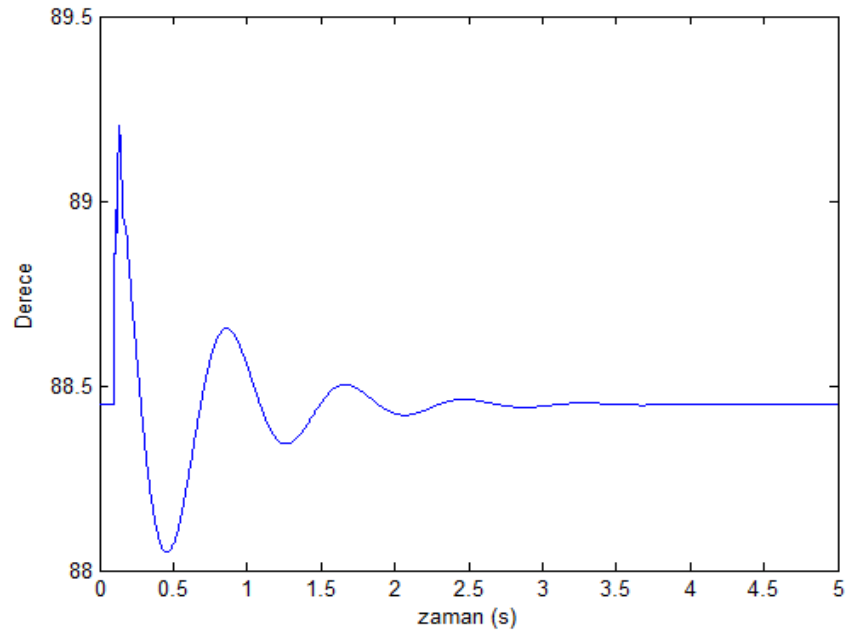
Grafikten görüleceği gibi her iki modelinde cevabı birbiri ile benzerdir. Beklendiği gibi asılı kütle kendi ağırlığının ve süspansiyon kuvvetlerinin etkisi altında zeminden uzaklaşırken süspansiyon kuvvetleri etkisi altında sönümlemeye uğramaktadır. Alınan referans noktası $t=0$ anındaki zeminden yaklaşık 28.5 cm yüksekliğinde ise kararlı konumuna oturmaktadır. İki model arasında oluşan ufak fark ise yazılımların kabul ettiği integrasyon algoritmalarının ya da metodlarının farklı olmasından kaynaklanmaktadır.

Simülasyon sonucunda üst ve alt kontrol kolu ile tekerlek taşıyıcının zamana göre açısal değişimi Şekil 2.22-2.23 ve 2.24’de gösterilmektedir. Gösterilen açılar daha önce belirtilen koordinat sisteminin pozitif eksenleri ile ölçülen açılardır. Arabanın yere tamamen oturması ile kamber açısında 90° ’den bir miktar sapma olmakla beraber bu, yaklaşık 1.5° ’lik bir pozitif kamber açısına yol açmaktadır.

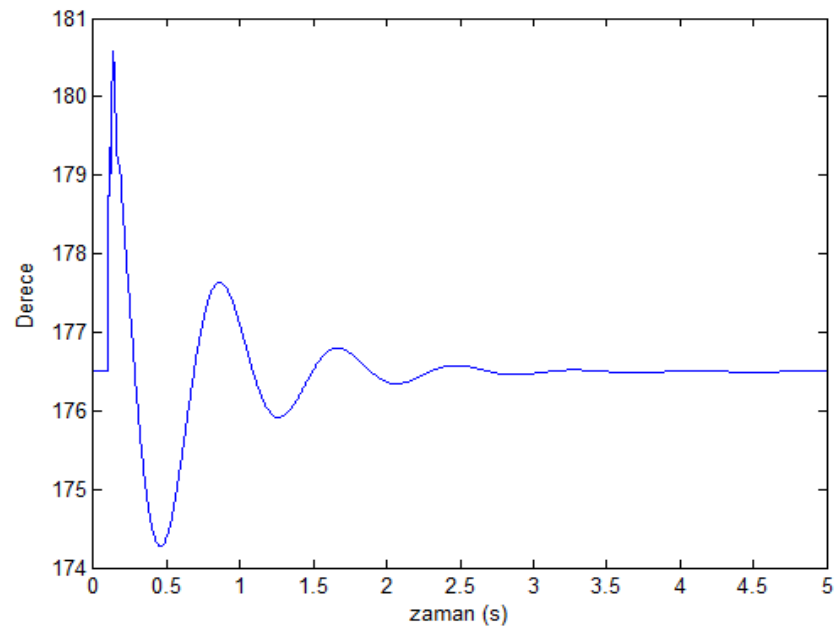
Diğer kolların zaman içindeki açısal değişimi ile tekerleğin sıkışma miktarlarının Matlab/Simulink modelinden alınan sonuçları aşağıda verilmiştir.



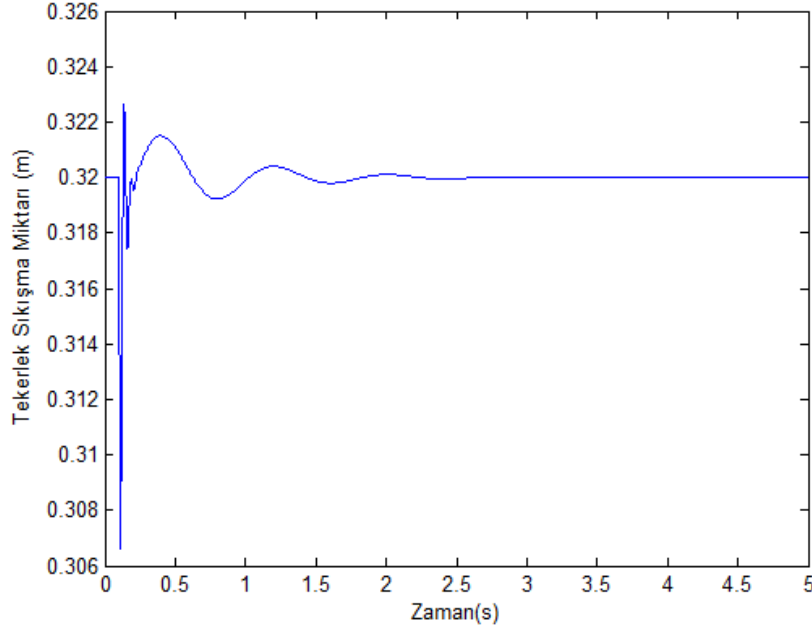
Şekil 2.22 : Alt kontrol kolu açısal değişimi.



Şekil 2.23 : Kamber açısı değişimi.



Şekil 2.24 : Üst kontrol kolu açısal değişimi.

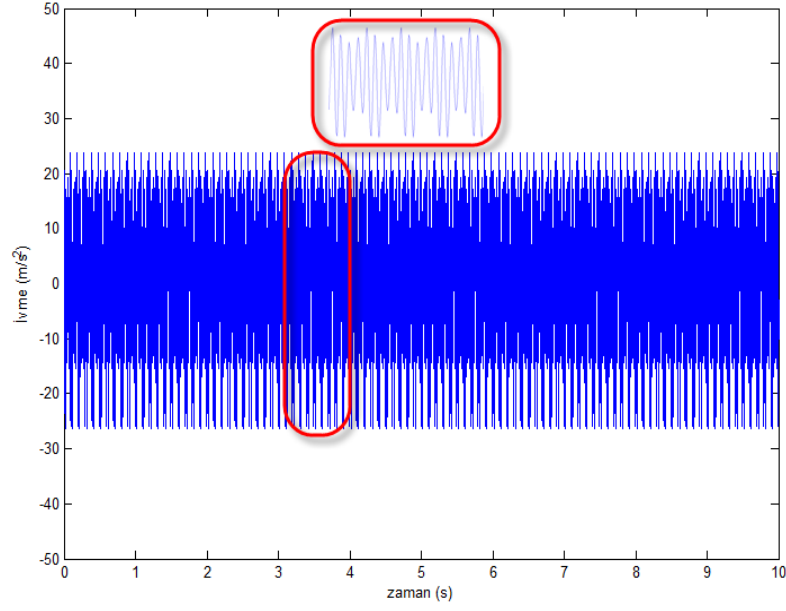


Şekil 2.25 : Tekerlek sıkışma miktarı.

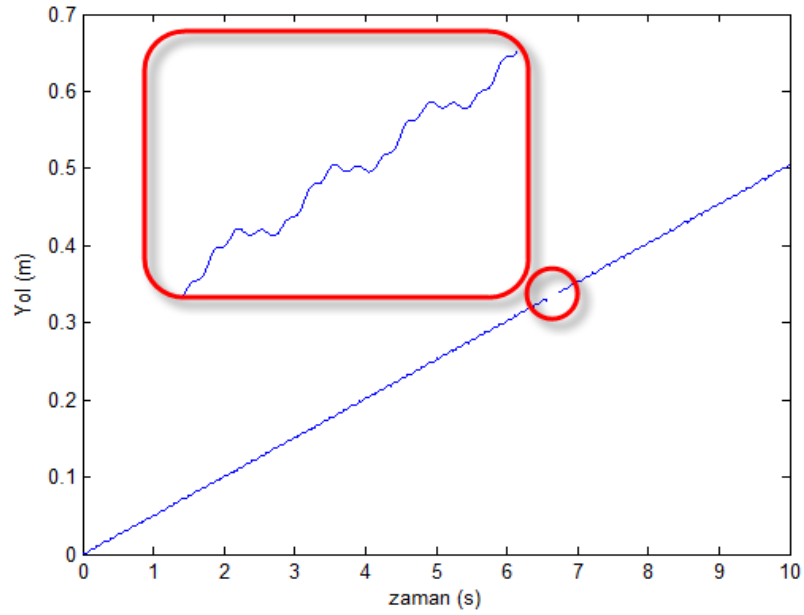
Araç yere oturduktan sonra elde edilen denge durumu ile bulunan bazı değerler denge durumundan sonra yapılacak simülasyonlar için yeni başlangıç koşulları olacaktır. Üç sinüs bileşeninin toplamı olarak ifade edilen bir ivme sinyali Matlab modeline girilerek, bu sinyalin iki kez integrali alınarak ise elde edilen yol verisi Adams modeline girilerek iki cevap karşılaştırılacaktır.

$$20\sin(2\pi 80t) - 4\sin(2\pi 20t) + 5\sin(2\pi 100t) \quad (2.115)$$

Buradaki ikinci bileşen diğerleri ile $\pi/4$ radyanlık bir faz farkına sahiptir.

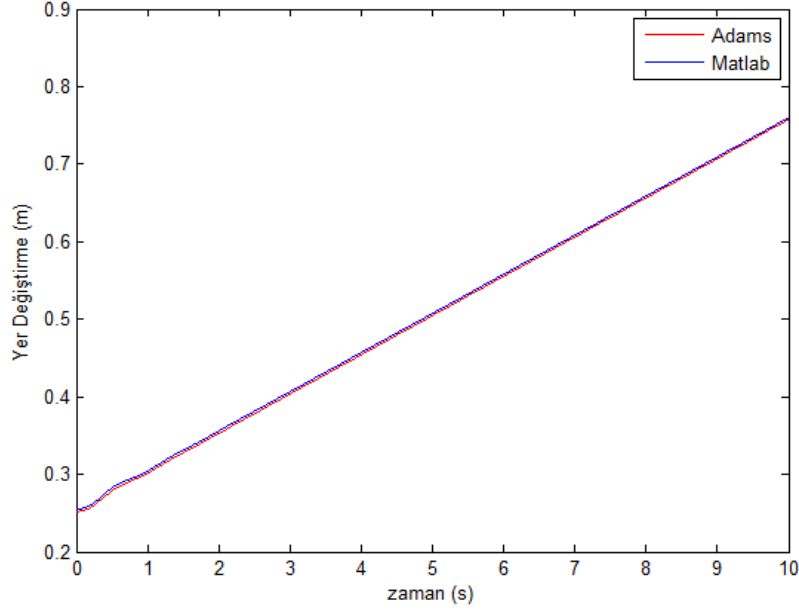


Şekil 2.26 : Matlab modeline girilen ivme profili.

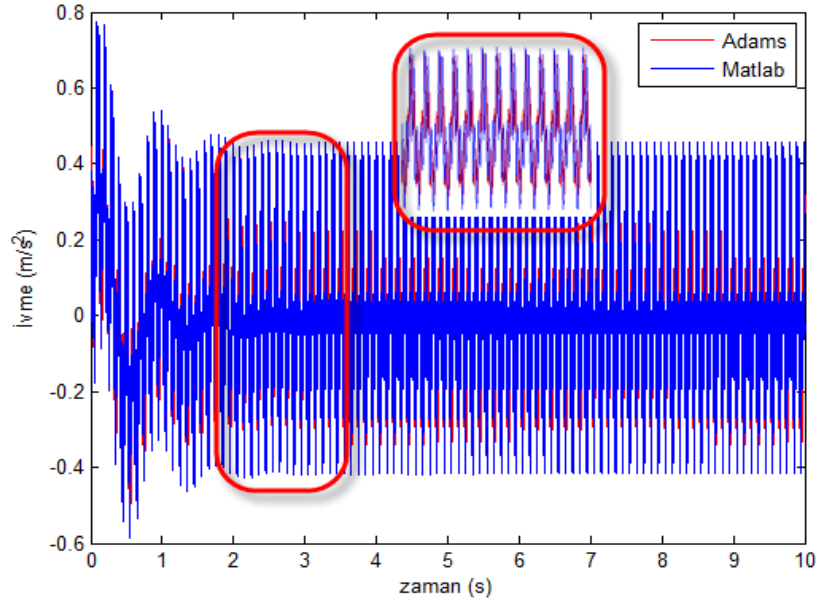


Şekil 2.27 : Adams modeline girilen yol profili.

Görüldüğü gibi verilen ivmenin iki kez integrali ile elde edilen yol pürüzlü bir yokuş olarak ifade edilebilir. Bu verilerin modellere girilmesiyle elde edilen yer değiştirme ve ivme grafikleri ise şu şekildedir:

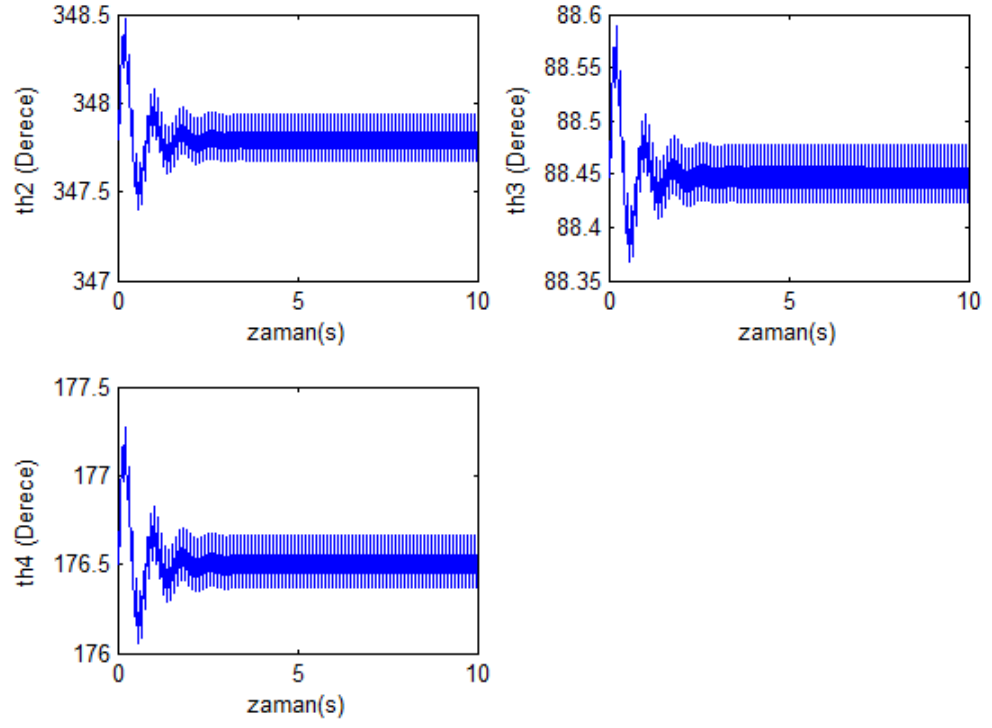


Şekil 2.28 : Yer değıştirme cevapları.



Şekil 2.29 : İvme cevapları.

Beklenildiğı gibi, girilen yol profili yokuş olduğı için araç yokuşu tırmanmaya çalışmaktadır. Bu esnada ise kollar, girilen pürüzlü yolun etkisi ile sallanma hareketini şu şekilde yapmaktadır:



Şekil 2.30 : Kolların açısal değişimleri.

3. YOL PÜRÜZLÜLÜĞÜ OLUŞTURMA

Simülasyona dayanan araç dinamiği analizlerinde oluşturulan modelin mümkün olduğunca gerçeğe yaklaşması için sisteme input olarak girilecek verilerinde mümkün olduğunca gerçekçi olması gerekmektedir. Genellikle araç dinamiği analizlerinde modele input olarak girilen veri yol bilgisi olmaktadır. Yol bilgisi, çeşitli şekillerde alınan ölçüm verileri kullanılarak modele girilebileceği gibi çeşitli matematiksel ifadeler yardımı ile de elde edilebilir.

Bu bölümde yol pürüzlülüğünün tanımı, nasıl gösterileceği ve nasıl elde edilebileceği gibi konularda bilgiler verilmiş ve elde edilen çeyrek araç modelinde kullanılmak üzere değişik yol profilleri matlab ortamında hazırlanan kod ile oluşturulmuştur. Fakat oluşturulan yol verisi modele direkt olarak girilememekle birlikte iki kez türevi alınarak ivme verisine dönüştürülmektedir.

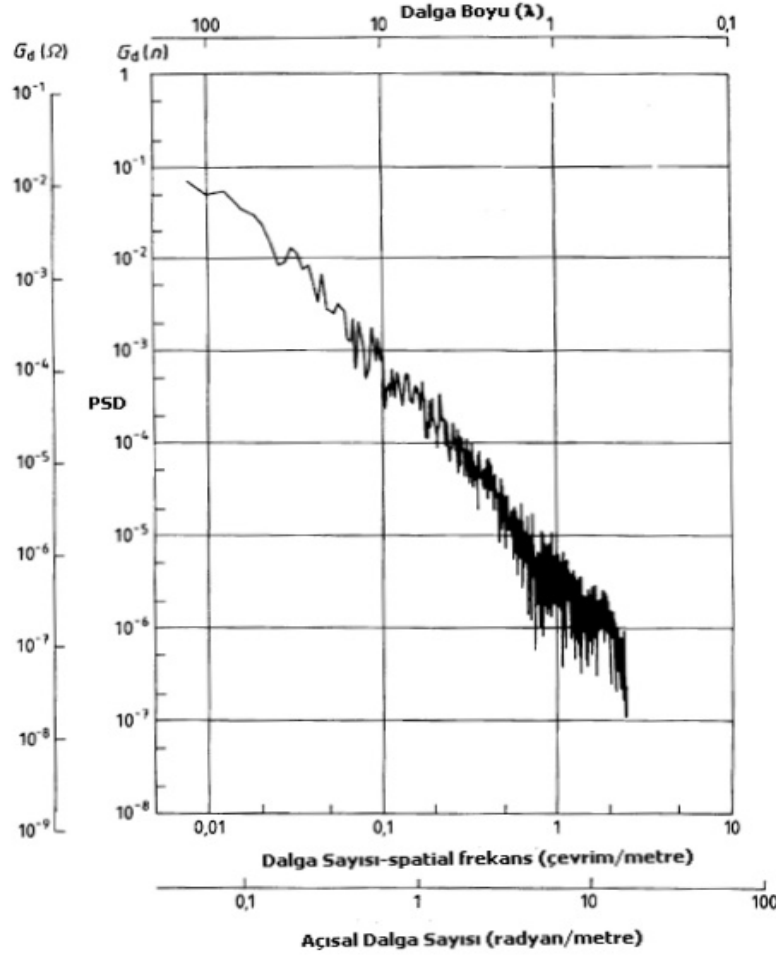
3.1 Yol Pürüzlülüğü

Yol profillerinin ya da yol pürüzlülüğünün tanımlanması için bir çok farklı matematiksel model ortaya atılmıştır. Bu matematiksel ifadelerin belkide en önemli ortak yanı isotropi yaklaşımını ele almalarıdır [34].

Isotropik yol yaklaşımı özellikle üç boyutlu analizlerde iki tekerlek içinde gerekecek yol profillerini yaratmak için kullanılır. Burada amaç verilen matematiksel ifadeden yararlanarak elde edilen tek boyutlu yol profilini kullanarak diğer tekerlek içinde geçerli olan bir yol yaratmaktır. Verilen bir hedef spektral yoğunluktan rastgele bir yol profili çıkarıldıktan sonra geriye kalan iş ikinci tekerlek içinde yol profili çıkarmak için profiller arasında uygun korelasyon sağlanarak cross spektral yoğunlukların elde edilmesidir [35].

Genellikle yol pürüzlülüğünü belirtmek için yol profili dikey genliklerinin spektral yoğunluk bilgisi kullanılır. Bu yöntem ayrıca ISO 8608 standartları ile de belirtilmiştir [33]. Ancak bu standart yol profili ölçümlerinin nasıl yapılacağı hakkında bir bilgi vermemekle birlikte elde edilen verilerin nasıl gösterileceği bilgisini verir.

ISO 8608 standartında da belirtildiği gibi yol profili bilgisi PSD (Power spectral density) ve wavenumber (dalga sayısı) olarak gösterilir.



Şekil 3.1 : Bir yol ölçüm verisi örneği [33].

Burda , nasıl frekans (çevrim/saniye) zamana göre olan değişim oranını belirtiyorsa, dalga sayısında (çevrim/metre) mesafeye göre değişim oranını belirtir. Örneğin zamana bağlı değişen bir sinüs dalgasında periyod T olmak üzere;

$$f=1/T \quad (3.1)$$

ise

λ (m) dalga boyu olmak üzere

$$n=1/ \lambda \quad (3.2)$$

dır.

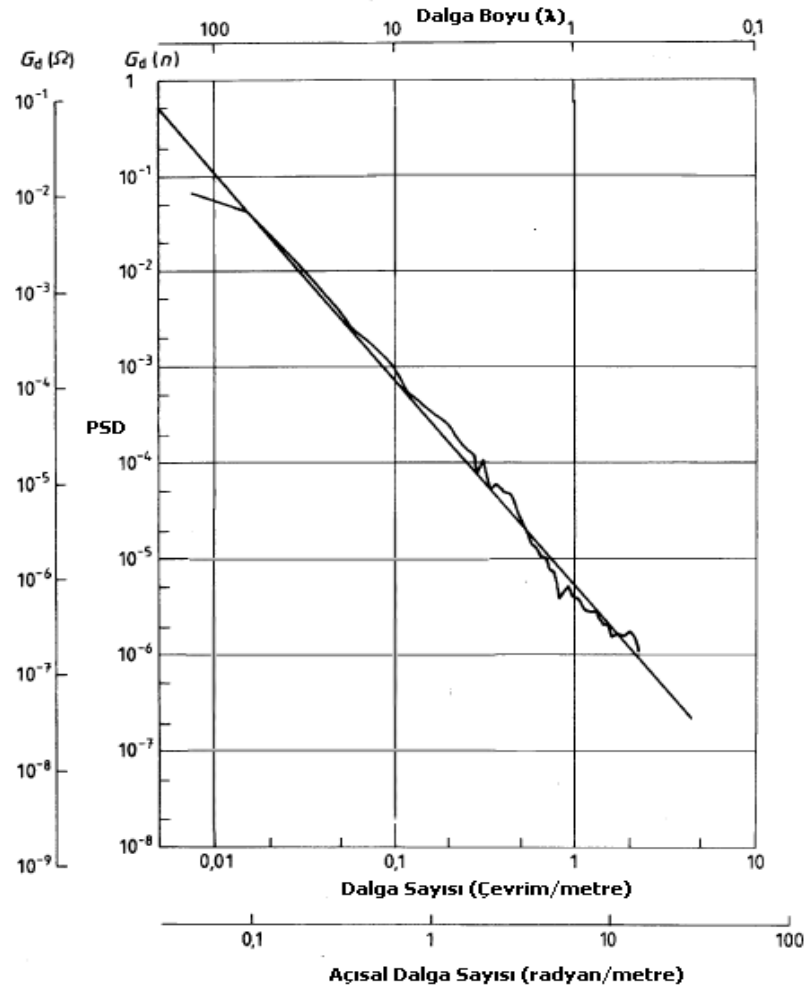
Eğer dalga sayısı radyan/metre cinsinden ifade edilecekse açısal frekansta olduğu gibi

$$\omega = 2\pi f \quad (3.3)$$

açısal dalga sayısı

$$\Omega = 2\pi n \quad (3.4)$$

dır.



Şekil 3.2 : Düzgünleştirilmiş bir yol ölçüm verisi örneği [33].

3.2 Yol Profili Modelleri

[34], bir yol profili spektrumu elde etmek için aşağıdaki formülü önermiştir.

$$G(n) = G_o |n|^{-w} \quad (3.5)$$

Burda $G(n)$ spektral yoğunluk ($m^3/\text{çevrim}$) olmak üzere w yol indeksi ($w=2.5$) ve G_0 çeşitli yollar için verilen pürüzlülük katsayılarıdır.

Çizelge 3.1 : Robson'un önerdiği katsayılar.

<i>Yol Çeşidi</i>	$G_0(m^{0.5\text{çevrim}^{1.5}})$
Otoyol	$3-50 \times 10^{-8}$
Anayol	$3-800 \times 10^{-8}$
Tali Yol	$50-3000 \times 10^{-8}$

Benzer şekilde ISO'nun önerdiği şekilde spectral yoğunluk şu şekilde gösterilebilir;

$$G(n) = \begin{cases} S(G_0)(G/G_0)^{-n_1} \dots n/n_0 \leq 1 \\ S(G_0)(G/G_0)^{-n_2} \dots n/n_0 > 1 \end{cases} \quad (3.6)$$

Çizelge 3.2 : ISO spektral yoğunluk katsayıları.

n_1	n_2	n_0
3	2.25	$\frac{1}{2\pi}$

Çizelge 3.3 : ISO yol sınıfları.

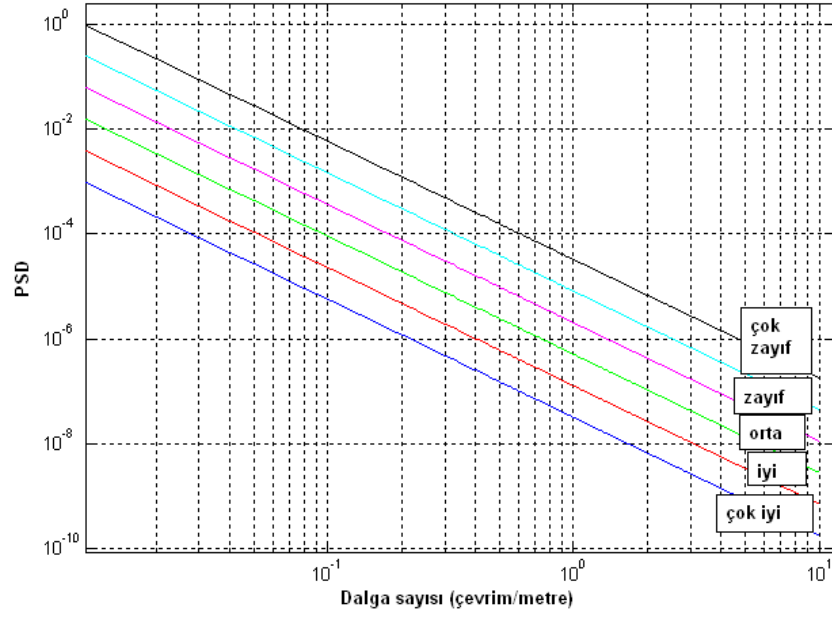
<i>Yol Sınıfı</i>	$S(n_0)$
Çok İyi	2-8
İyi	8-32
Orta	32-128
Kötü	128-512
Çok Kötü	512-2048

3.3 Diğer Yol Profilleri

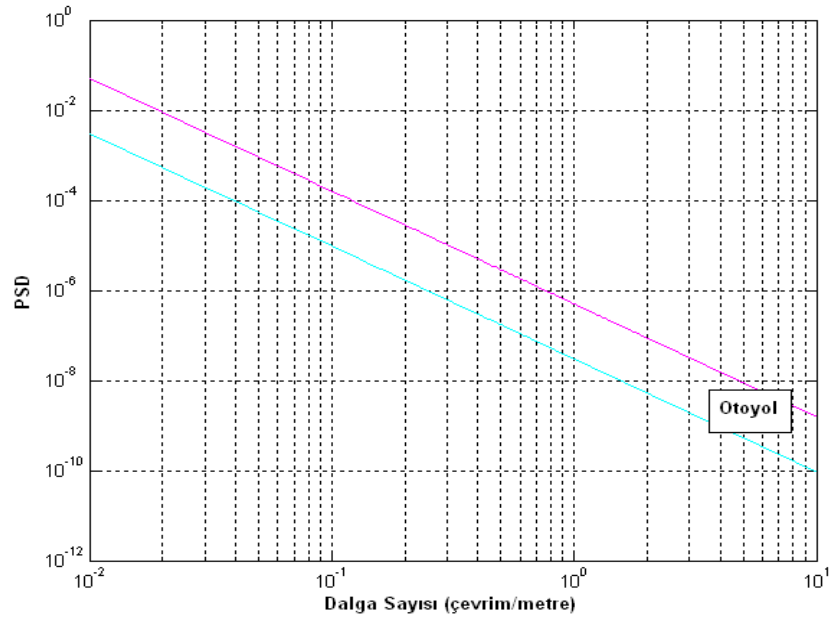
Literatürde benzer şekilde yol spektral yoğunluğu elde etmek amaçlı verilen farklı formülasyonlarda bulunmaktadır. Bunlardan oluşturulan bir Çizelge aşağıda verilmiştir. Bu çizelgede C , C_1 , C_2 , C_3 , p , q , k , α , β pozitif reel sabit katsayılarıdır.

Çizelge 3.4: Literatürde mevcut diğer profiller [48].

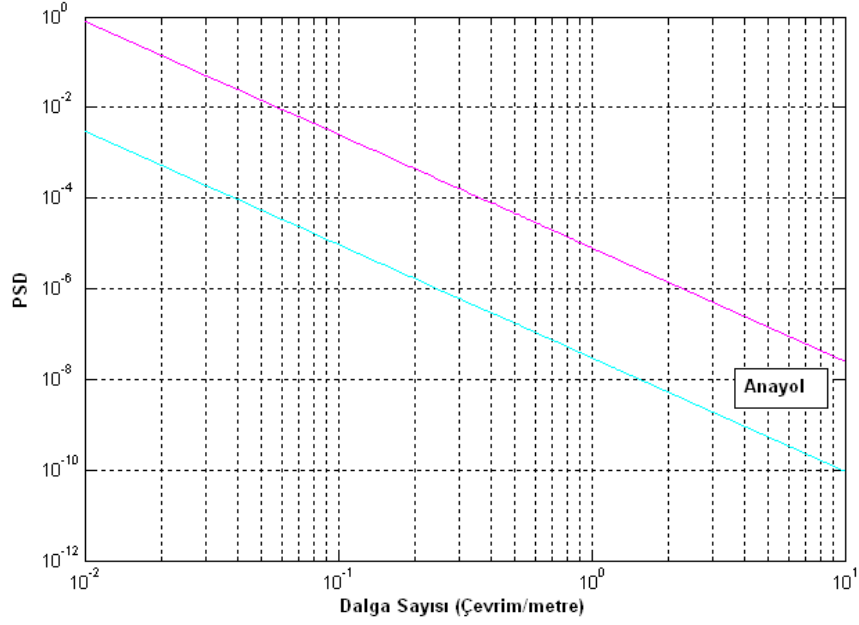
<i>İsim</i>	<i>PSD Yaklaşımı</i>	<i>Dalga Sayısı</i>
Kozin ve Bogdanoff (1961)	$G_d(n) = \frac{A}{ae^{(-n^2/a^2)}}$	$0 \leq n \leq \infty$
BSI (1972)	$G_d(n) = \begin{cases} Cn^{-w_1} \\ Cn^{-w_2} \end{cases}$	$0 \leq n \leq n_0$ $n_0 \leq n \leq \infty$
Sussman (1974)	$G_d(n) = \frac{C}{a^2 + n^2}$	$0 \leq n \leq \infty$
Sussman (1974)	$G_d(n) = \frac{C(n^2 + a^2 + \beta^2)}{(a^2 + n^2 + \beta^2)^2 + 4n^2 a^2}$	$0 \leq n \leq \infty$
Macvean (1980)	$G_d(n) = \frac{C}{(a^2 + n^2)^2}$	$0 \leq n \leq \infty$
Gillespie (1985)	$G_d(n) = \frac{C(1 + (0.066/n^2))}{n^2}$	$0 \leq n \leq \infty$
Sayers (1986)	$G_d(n) = \frac{C_1}{n^4} + \frac{C_2}{n^2} + C_3$	$0 \leq n \leq \infty$
Marcondes (1991)	$G_d(n) = \begin{cases} C_1 e^{-kn^p} \\ C_2 (n - n_0)^q \end{cases}$	$0 \leq n \leq n_0$ $n_0 \leq n \leq \infty$
Xu (1992)	$G_d(n) = \frac{A}{2ae^{(-n^2/((2a)^2))}}$	$0 \leq n \leq \infty$
ISO (1995-09-01)	$G_d(n) = Cn^{-w}$	$0 \leq n \leq \infty$
Two Split	$G_d(n) = \begin{cases} Cn^{-w_1} \\ Cn^{-w_2} \\ Cn^{-w_3} \end{cases}$	$0 \leq n \leq n_1$ $n_1 \leq n \leq n_2$ $n_2 \leq n \leq \infty$



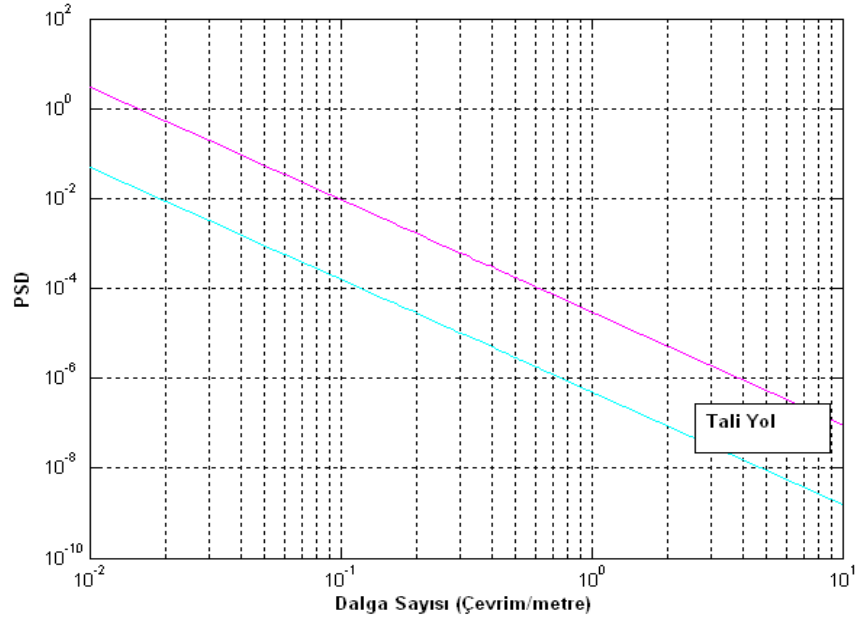
Şekil 3.3 : ISO yol sınıfları.



Şekil 3.4 : Robson profili için otoyol aralığı.



Şekil 3.5 : Robson profili için anayol aralığı.



Şekil 3.6 : Robson profili için tali yol aralığı.

3.4 Tek İzli Yol Profili

Tek izli rastgele bir yol profili, hedeflenen ya da istenen spektral yoğunluk frekans domeninde olduğu için ters Fourier Transformı uygulanarak elde edilebilir. Fakat spektral yoğunluktan elde edilen katsayılar da faz açısı bilgisi olmadığı için 0 ile 2π

arasında uniform dağılımlı rastgele faz açıları atanarak bu eksiklik giderilmiş olur [35]. Burada bu amaç için Matlab rand komutu kullanılmıştır.

$$z_{r1} = \sum_{k=0}^{N-1} \sqrt{G_k} e^{i\left(\xi_k + \frac{2\pi kr}{N}\right)}, r = 0, 1, 2, \dots, (N-1) \quad (3.7)$$

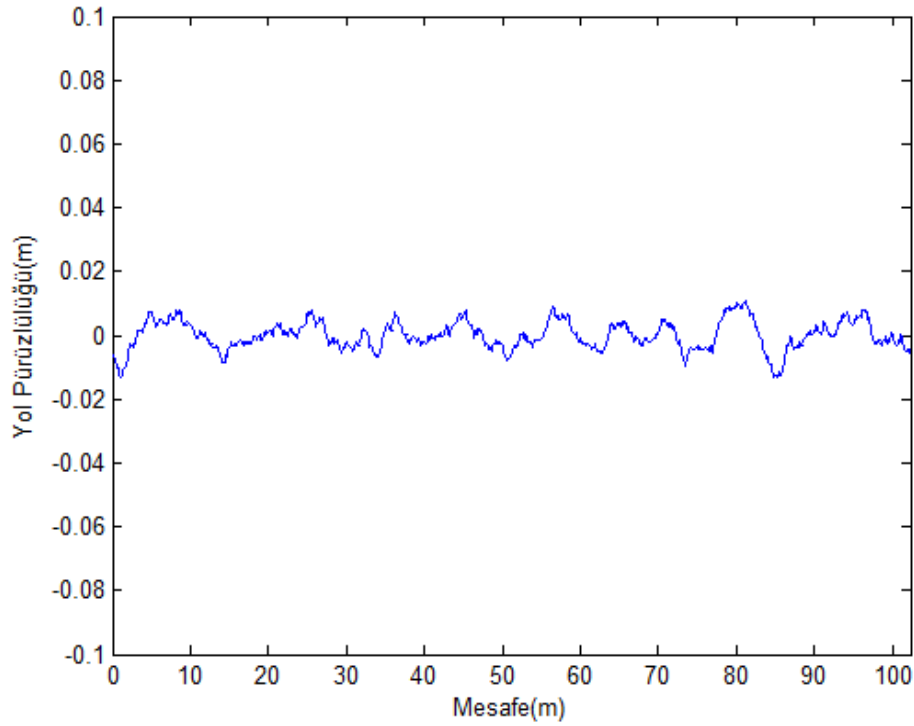
$$G_k = (2\pi/N\Delta) G_{11}(\gamma_k) \quad (3.8)$$

$$\gamma_k = 2\pi k/N\Delta \text{ rad/m} \quad (3.9)$$

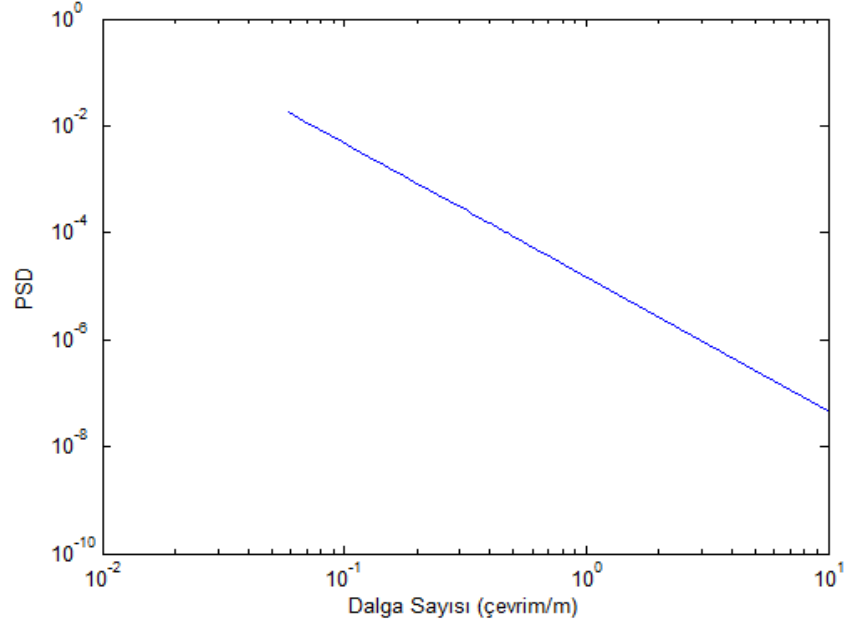
$G_{11}(\gamma_k)$ = hedef spektral yoğunluk

Δ = Yol yüzeyi üzerinde eşit aralıklarla seçilmiş noktalar

$\xi_k = 0-2\pi$ arası uniform dağılımlı rastgele faz açıları



Şekil 3.7 : Oluşturulan bir yol pürüzlülüğü.



Şekil 3.8 : Oluşturulan yolun psd spektrumu.

3.5 İkinci İz

Birinci profil $G_{11}(\gamma_k)$ spektral yoğunluğuna sahipken ikinci profilin $G_{22}(\gamma_k)$ yoğunluğuna sahip olduğunu düşünelim. Böylece iki spektral yoğunluk arasındaki cross spektral yoğunluk $G_{12}(\gamma_k)$ olacaktır.

Birbirinden b kadar uzaktaki iki paralel iz için cross corelasyon fonksiyonu isotropik yol varsayımına dayanarak [34]

$$R_{12}(x) = R_{21}(x) = R_{11}\left(\sqrt{x^2 + b^2}\right) \quad (3.10)$$

dır. Burada $R_{11}(x)$ ilk iz için auto korelasyon fonksiyonudur ve cross spektral yoğunluk fonksiyonu $G_{12}(\gamma_k)$ fourier transformu uygulanarak;

$$G_{12k} = \frac{1}{N} \sum_{r=0}^{N-1} R_{11}\left(\sqrt{(r\Delta)^2 + b^2}\right) e^{-i2\pi kr/N}, k = 0, 1, 2, \dots, (N-1) \quad (3.11)$$

elde edilir [35].

$G_{11}(\gamma_k) = G_{22}(\gamma_k)$ varsayımıyla iki iz arasındaki coherence fonksiyonu;

$$\eta_{12k}^2 = \frac{|G_{12k}|^2}{G_{11k} G_{22k}} \quad (3.11)$$

olur. İkinci iz için yükseklik değerleri iki bağımsız serinin toplamı şeklindedir.

$$z_{r2} = y_{r2} + w_{r2} \quad (3.12)$$

Bu serinin korele edilmiş bileşeni;

$$y_{r2} = \sum_{k=0}^{N-1} \eta_{12k} \sqrt{G_{22k}} e^{i\left(\varsigma_{k1} + \Psi_{12k} + \frac{2\pi kr}{N}\right)}, r = 0, 1, 2, \dots, (N-1) \quad (3.13)$$

$$\varsigma_{k2} = \varsigma_{k1} + \Psi_{12k} \quad (3.14)$$

ve $\Psi_{12k} = 0$ olarak kabul edilmiştir. Benzer şekilde korele edilmemiş (uncorrelated) bileşen

$$w_{r2} = \sum_{k=0}^{N-1} \sqrt{1 - \eta_{12k}^2} \sqrt{G_{22k}} e^{i\left(\varsigma_{k2} + \frac{2\pi kr}{N}\right)}, r = 0, 1, 2, \dots, (N-1) \quad (3.15)$$

dir.

Ters Fourier dönüşümü sonucu elde edilen grafikte düşey eksen pürüzlülük değerleri iken yatay eksen ise metre cinsinden gidilen yol uzunluğudur. Fakat bilgisayar ortamında yapılan simülasyonlar zamana bağlı olarak değişeceğinden rastgele yol profili üzerinde sabit V hızıyla ilerleyen bir araç kabülü ile

$$G(w) = \frac{1}{V} G(\gamma) \quad (3.16)$$

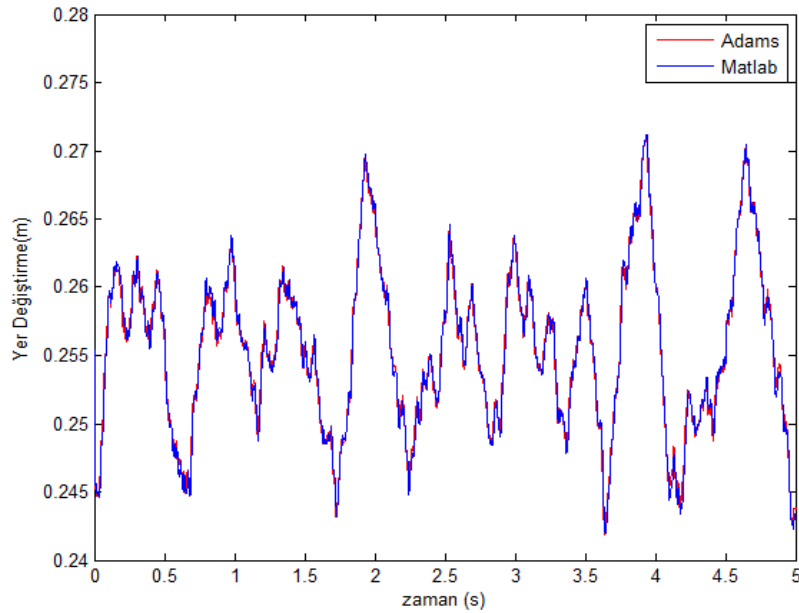
yazılabilir.

Bu çalışmada çeyrek araç modeli ele alındığından sadece tek iz için Matlab ortamında kod hazırlanmıştır.

3.6 Adams-Matlab Modeli Cevapları

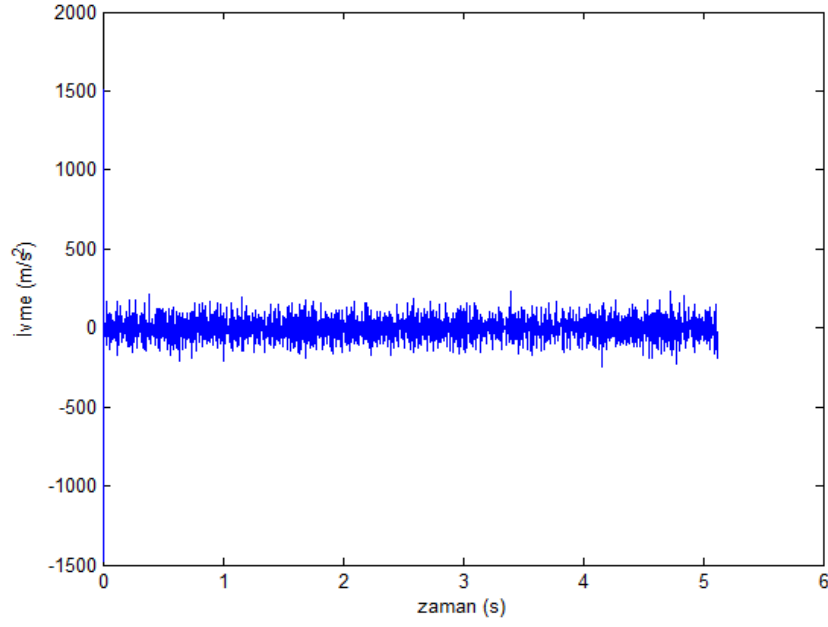
Oluşturulan yolun, araç denge konumuna geldikten sonra Adams ve Matlab ile oluşturulan modellere girilmesi ile elde edilen bazı sonuçlar aşağıda gösterilmektedir.

Şasi üzerinde alınan referans noktası denge konumunda yerden yaklaşık 25 cm yükseklikte bulunmaktadır. Yolun, modele girilmesi ile birlikte simülasyonun 5.1175 saniye koşması ile şasi, 25-27 cm arasında değişen bir aralıkta hareket etmektedir. Aracın yolda hareketi esnasında oluşan düşük ve yüksek frekanslar da grafikten kolaylıkla görülebilmektedir.

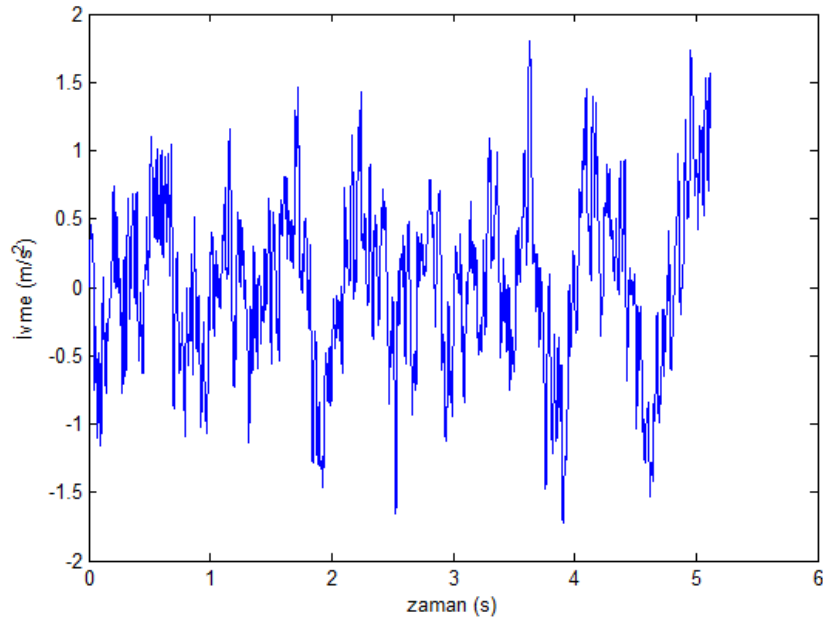


Şekil 3.9 : Adams-Matlab modeli pürüzlülük tepesinden ölçülen yer değiştirme.

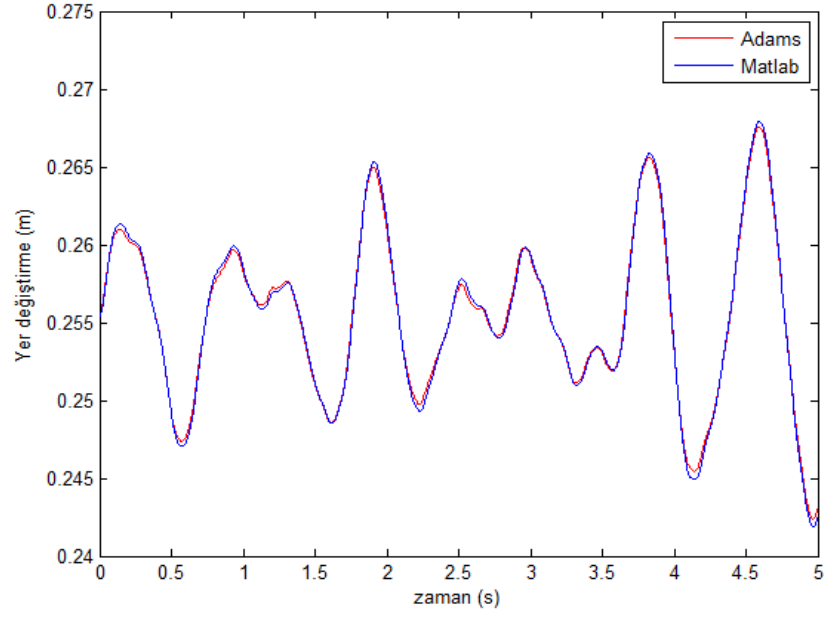
Bu bölümün başında da değinildiği gibi Matlab ile oluşturulan modele direkt olarak yol bilgisi girilememektedir. Bu amaçla, ilk önce oluşturulan yolun iki kez türevi alınarak ivme bilgisine ulaşılması gerekmektedir. Fakat simulink ile alınacak olan türevde sürekli sinyalin bozulması nedeniyle ayrık türev alma operatörü tercih edilerek türev alma işlemi gerçekleştirilmiştir. Bu durumda modele girilen ivme, ayrık veridir ve Adams modeli tam olarak aynı cevabın alınması beklenemez.



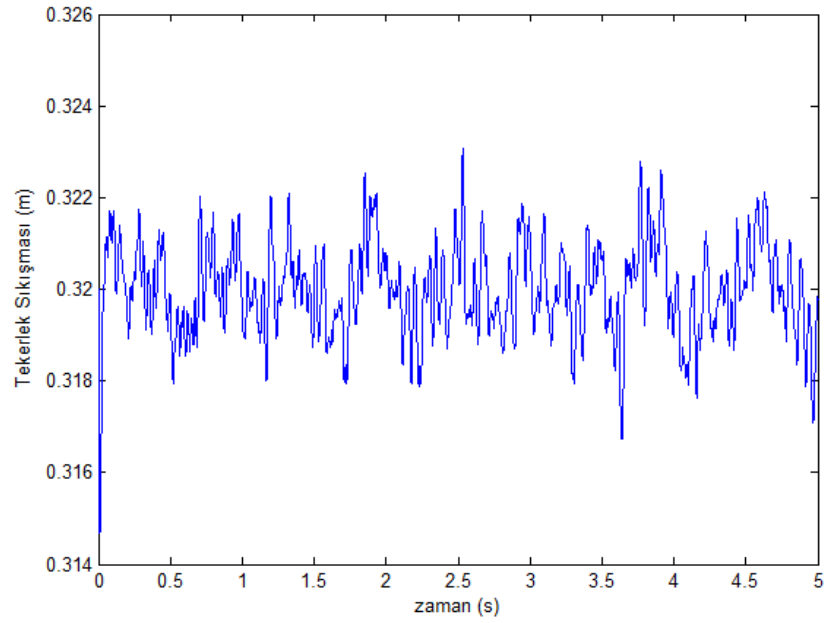
Şekil 3.10 : Matlab/Simulink modeline girilen ivme.



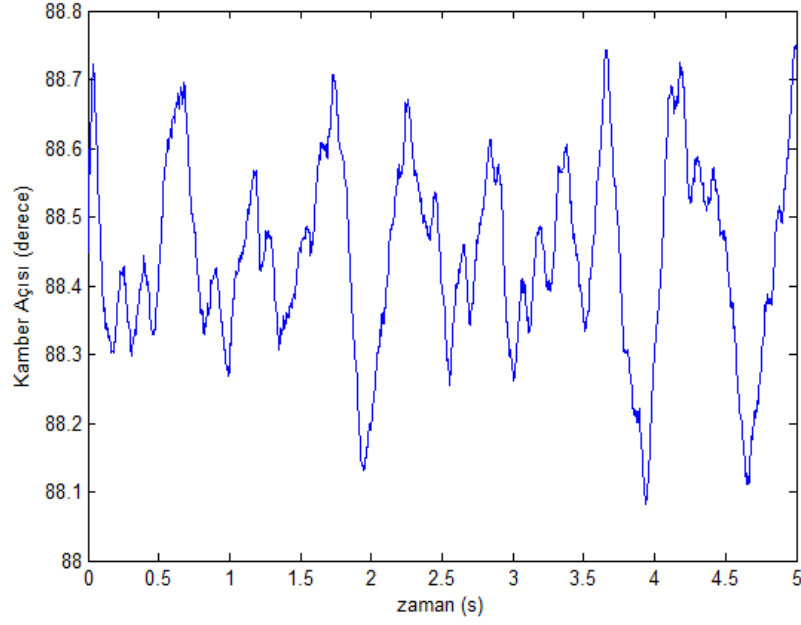
Şekil 3.11 : Adams modeli ivme cevabı.



şekil 3.12 : Adams-Matlab modeli yol seviyesinden ölçölen yer değiştirme.



şekil 3.13 : Matlab modeli tekerlek sıkışması.

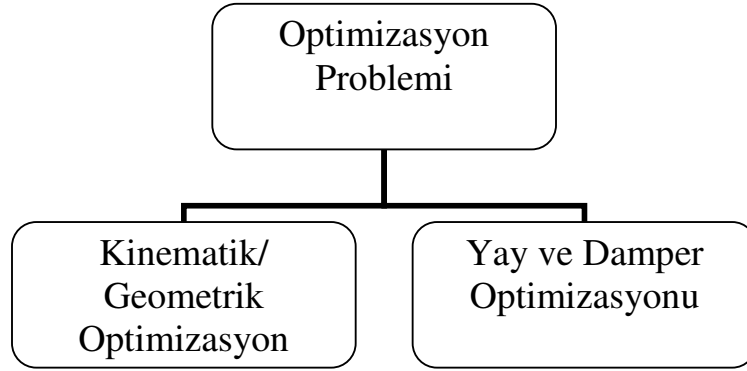


Şekil 3.14 : Matlab modeli kamber açısı.

Daha kesin ve doğru cevap için ise yol verisinden ivmeye ulaşmak yerine ivme verisi ikinci bölümdeki gibi bazı sinüs bileşenleri toplamı olarak düşünülüp iki kez integrali alınarak hata kontrolü yapılabilir. Fakat burda oluşturulan yol verisinin iki kez türevi alınması yolu tercih edilmiştir. Böylelikle gerçek yol verisine yakın cevaplar elde edilmesi hedeflenmiştir.

4. OPTİMİZASYON

Taşıtlar için süspansiyon dizayn problemi, özellikle en basit araba modeli olan çeyrek araç modeli ele alındığında literatürde çokça çalışılmış bir problemdir. Pasif, aktif ve yarı aktif süspansiyonlar için bir çok dizayn metodolojisi araştırılmıştır. Bu kısımda da, ele alınan çift lades kemiği süspansiyon modeli iki yönden incelenerek optimize edilmeye çalışılacaktır. İkinci bölümde Matlab/Simulink yardımıyla kurulan süspansiyon modeli yine Matlab içerisinde bulunan Optimizasyon araç kutusu yardımıyla optimize edilerek alınan sonuçlar Adams'ta kurulan model ile de denenecektir.



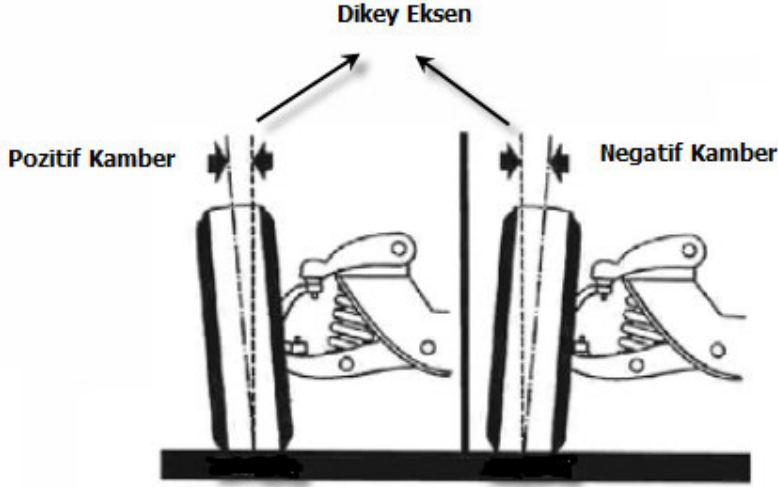
Şekil 4.1 : Optimizasyon sınıflandırması.

4.1 Geometrik Optimizasyon

İkinci bölümde ele alınan çift lades kemiği tipi süspansiyon modelinde daha öncede belirtildiği gibi bir dört kollu mekanizma kullanılmıştır. Bu mekanizmayı geometrik olarak optimize etmek için öncelikle bazı mekanizma tekniği bilgilerine değinmekte yarar vardır. Bu bilgiler aynı zamanda geometrik optimizasyonda kullanılacak bazı kısıt denklemlerinde temelini oluşturacaktır. Ayrıca geometrik optimizasyonda minimize edilmeye çalışılacak olan kamber açısı ile yine bir kısıt olarak kullanılacak yalpa merkezi yüksekliği hakkında bilgi verilmesi uygun olacaktır.

4.1.1 Kamber açısı

Kamber açısı en basit haliyle, bir araca ön veya arkadan bakıldığında tekerleğin dikey ekseni ile aracın dikey ekseni (Z ekseni) arasındaki açı olarak adlandırılır. Eğer Şekil 4.2’de görüldüğü gibi tekerlek dışa doğru eğim vermişse pozitif kamber, içe doğru eğim vermişse ise negatif kamber olarak adlandırılır.



Şekil 4.2 : Pozitif ve negatif kamber açısı [42].

Kamber değişimleri, araç gövdesinin dönüş manevrası sırasında yana doğru yatmasıyla veya tekerleğin dikey hareketleri esnasında meydana gelir. Genel bir kural olarak iyi seçilmiş bir kamber açısı ile araç iyi cevaplar verecektir. Tam yüklü bir aracın yere oturması sırasında ön tekerleklerin sıfır ya da çok az bir pozitif kambere sahip olduğu düşünülmelidir. Tekerleğin yukarı doğru hareketinde aracın harekeri ile etkileşimli olarak negatif kamber elde edilmelidir. Negatif kamberin amacı dönüş kuvvetlerini maksimize etmek, ikinci amacı ise yanal hareketi minimize etmektir [43].

Sonuç olarak kamber açısını kısaca özetleyen özelliklerine şu maddeler halinde değinebiliriz:

- Sürüş kontrol performansını artırır.
- Viraj alma performansını iyileştirir.
- Lastiğin yol yüzeyi ile iyi temas etmesini sağlar.

- Tekerleğe gelen normal tepki kuvvetinden dolayı dingil pimi veya rotillerde meydana gelen yük ve aşınmaları azaltır.
- Kamber açısının iki tarafta eşit olmaması taşıtın bir tarafa çekmesine neden olur. Taşıt, pozitif kamber açısının büyük olduğu tarafa çekme yapar. Bu nedenle iki tekerlek arasındaki kamber açısı farkı 0,5 dereceden fazla olmamalıdır.
- Gereğinden fazla pozitif kamber açısı tekerleğin dıştan aşınmasına negatif kamber ise içten aşınmasına sebep olur.

4.1.2 Dört kollu mekanizma

Dört kollu mekanizma mafsallanmış linklerin oluşturduğu en basit kapalı kinematik çevrimdir. Bu mekanizma sayesinde daha karmaşık sistemler dört kollu mekanizma sayesinde harekete geçirilebilir ya da oluşturulabilir. Bu özelliklerinden ve hareket çeşitliliğinden dolayı presler, analog bilgisayarlar, fonksiyon üreteçleri gibi bir çok makinenin ya da alt sistemin kalbinde dört kollu mekanizmalar bulunmaktadır [37].

Dört kollu mekanizmaları sınıflandırmada bir çok parametre kullanılabilir. Fakat burada kullanılacak sınıflandırma Grashof (1883) tarafından yapılan sınıflandırmanın biraz modifiye edilmiş biçimi olacaktır.

Bir dört kollu çevrimde, mafsallar arasında kalan bölüme link ya da kol denilmektedir. Buna göre;

s = en kısa kolun uzunluğu

l = en uzun kolun uzunluğu

p, q = diğer kolların uzunlukları

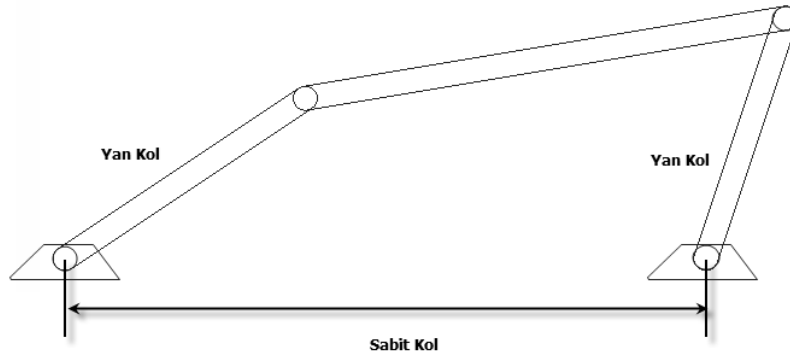
olarak adlandırılmaktadır. s, l, p, q ayrıca ilgili kolların adları olarakta kullanılabilir.

Bir çevrimdeki herhangi bir kol sabitlendiği zaman bu kola sabit kol ya da frame denir. Bunun karşısında kalan kol ara kol, yanlarda kalan kollar ise yan kollar olarak adlandırılır.

c = ara kol uzunluğu

f = sabit kolun uzunluğu

a, b = yan kolların uzunluğu



Şekil 4.3 : Dört kollu mekanizma.

Sabit kola göre dönen yan kola krank adı verilirken dönme hareketi yapmayan kola rocker (sallanan kol) adı verilir.

Grashof teoremine göre ;

$$s + l \leq p + q \quad (4.1)$$

ise dört kollu mekanizma en az bir dönen kola sahiptir.

$$s + l > p + q \quad (4.2)$$

ise tüm üç kol sallanacaktır.

Burada ilk eşitsizlik Grashof kriteri olarak bilinir ve bu eşitsizliği sağlayan mekanizmalar Grashof mekanizması olarak adlandırılır [37].

Çizelge 4.1 : Mekanizma sınıfları [37].

<i>Durum</i>	<i>$l+s ? p+q$</i>	<i>En kısa kol</i>	<i>Tip</i>
1	<	sabit	Double-crank
2	<	yan	Rocker-crank
3	<	kuplör	Double rocker
4	=	herhangi biri	Change point
5	>	herhangi biri	Triple-rocker

Her dört kollu mekanizma yukarıdaki çizelgede belirtilen beş kategoriden birisi içine dahil olmaktadır.

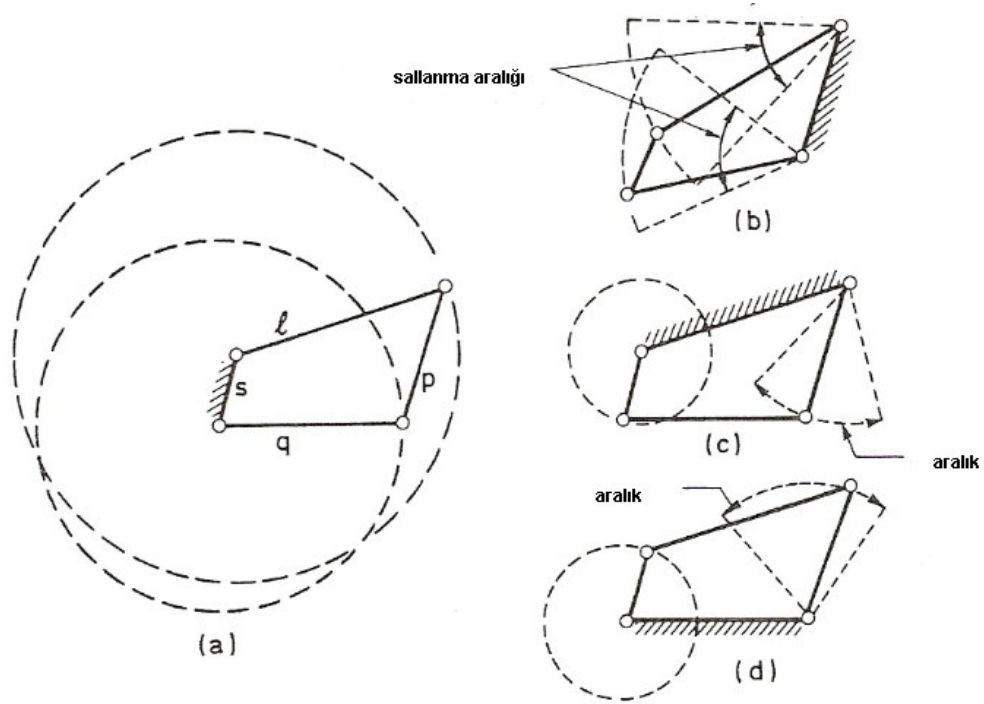
Crank rocker mekanizması: Eğer en kısa kol sabit kola bitişik ise en kısa kol tümüyle dönebilmektedir. Frame'e bitişik diğer kol ise salınım yapan bir hareket gösterir.

Double Crank mekanizması: Eğer sabit kol en kısa kol ise bu kola bitişik diğer kollar tümüyle dönebilmektedir.

Double Rocker mekanizması: Eğer kuplör en kısa kol ise sabit kola bitişik kollar salınım hareketi yaparken kuplör tamamen dönebilmektedir [38].

Change Point mekanizması: Grashof ve Grashof olmayan mekanizmaları ayıran bir limit durumudur [37].

Triple-rocker mekanizması: Tüm üç link sallanmaktadır. Grashof tarafından bu durum da double rocker olarak adlandırılmakla beraber bazı farklar vardır [37].



Şekil 4.4 : a) Double-crank b) Double rocker c) Crank-rocker d) Crank-rocker [37].

Verilen bu bilgilere göre süspansiyon modelimizde kullanılan dört kollü mekanizma Double rocker olarak adlandırılmaktadır. Bu tespitten sonra simülasyon boyunca bu konfigürasyonun bozulmaması için optimizasyon içinde kısıt olarak kullanılacak denkleminiz ;

$$l + s > p + q \quad (4.3)$$

dur.

4.1.3 Amaç fonksiyonu ve kısıt denklemleri

Bir optimizasyon problemi çözülmeye çalışılırken ele alınacak ilk parametreler tasarım değişkenleridir. Tasarım değişkenleri, optimizasyon algoritmasının çalıştırılması esnasında her adımda değiştirilerek belirtilen amaç fonksiyonu minimize ya da maksimize edilmeye çalışılır. Burada yapılacak geometrik optimizasyonda bu amaçla tasarım değişkenlerimiz süspansiyonu oluşturan kolların uzunlukları yani r_1 , r_2 , r_3 ve r_4 tür.

Çeyrek araç modeli geometrik optimizasyon açısından pek fazla parametre içermediğinden ve kamber açısının özellikle çift lades kemiği tipi süspansiyon için önemli bir etkisi olduğundan minimize edilmeye çalışılacak amaç fonksiyonu, kamber açısının 90° 'den sapmasıdır. Bu nedenle yazılacak amaç fonksiyonu şu şekildedir:

$$J_{kamber} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (\theta_{3i} - \pi / 2)^2} \quad (4.4)$$

Burada N, tekerlek orta noktasının yer değiştirmesi sırasında değişime uğrayan kamber açılarının toplam sayısıdır.

Optimizasyon sırasında double-rocker konfigürasyonunun bozulmaması için ise en uzun kol r_2 , en kısa kol ise r_1 olarak seçilmiştir. r_3 ve r_4 ise verilen sınırlar içinde değişebilecektir.

Her bir kol ise daha önceden belirlenen bir üst ve alt uzunluk limitine sahip olacaktır.

Buradan yola çıkarak optimizasyon için kısıt olarak ele alınan denklemler şu şekilde sıralanmaktadır:

$$h_1 = r_3 + r_4 - r_2 - r_1 < 0 \quad (4.5)$$

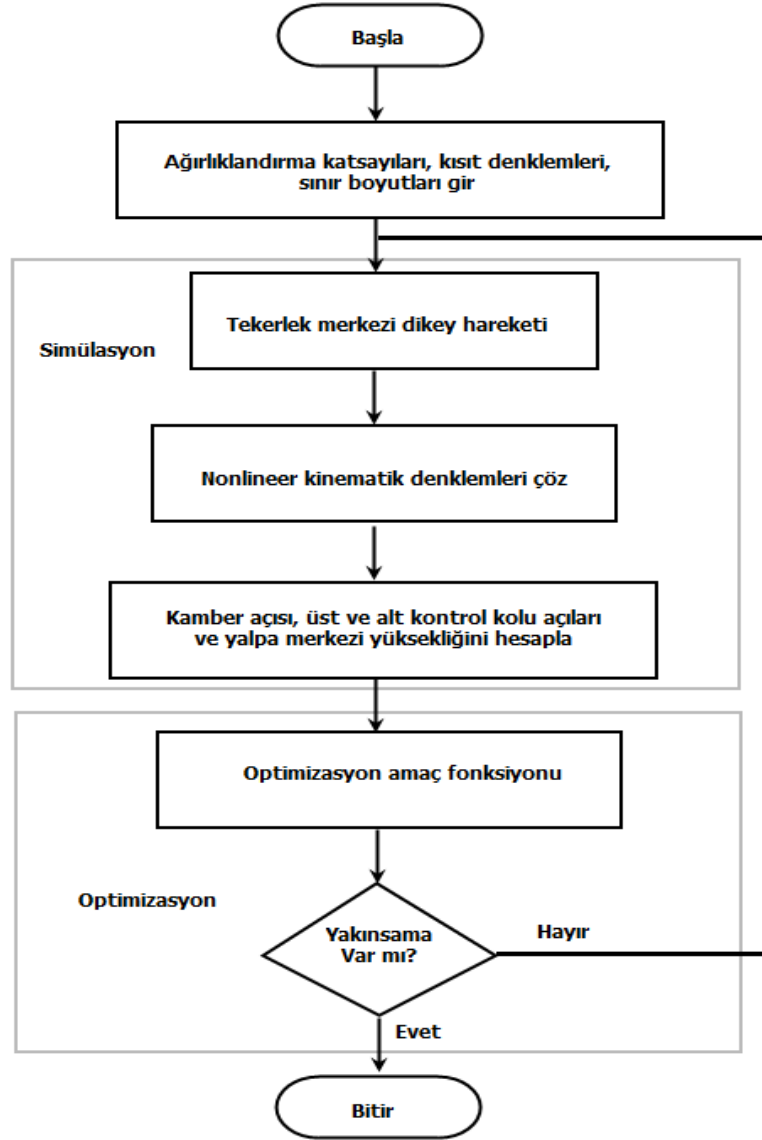
$$h_2 = r_1 - r_3 < 0 \quad (4.6)$$

$$h_3 = r_1 - r_2 < 0 \quad (4.7)$$

$$h_4 = r_1 - r_4 < 0 \quad (4.8)$$

$$r_{üst_j} \leq r_j \leq r_{alt_j}, j = 1, \dots, 4 \quad (4.9)$$

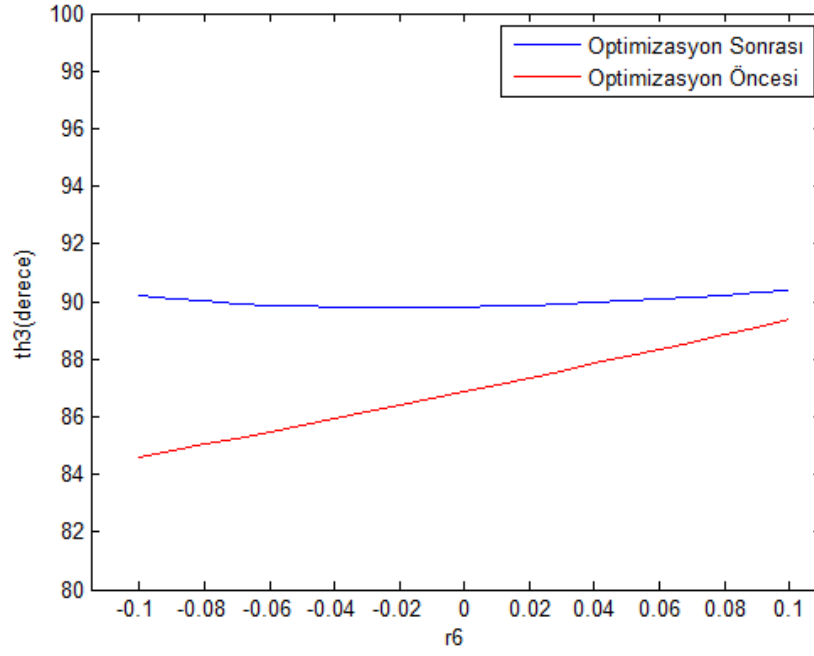
Verilen amaç fonksiyonunun hesaplanmasında ise kinematik denklemler kullanılacaktır. Bu denklemler daha önce bölüm 2’de belirtilen denklemlerdir.



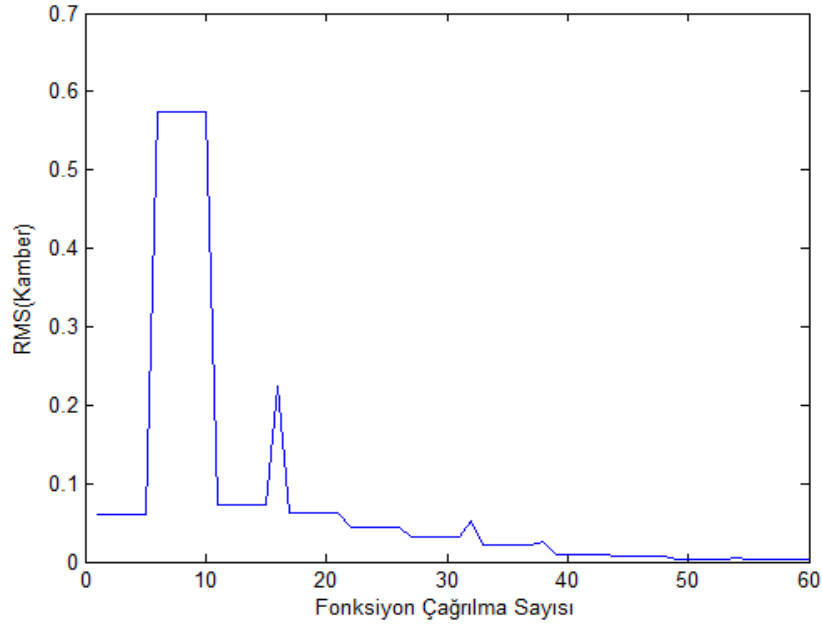
Şekil 4.5 : Optimizasyon algoritması.

Yapılan optimizasyon için geçerli olan algoritma Şekil 4.5’de gösterilmektedir. Tekerlek merkezi dikey hareketine tekaül eden r_6 vektörünün belirli sınırlar içinde hareket ederken bu harekete bağılı olarak değışen açılar ve yalpa merkezi yüksekliğı, nonlinear kinematik denklemlerin çözölmesiyle elde edilmektedir. (4.4) denklemi ile

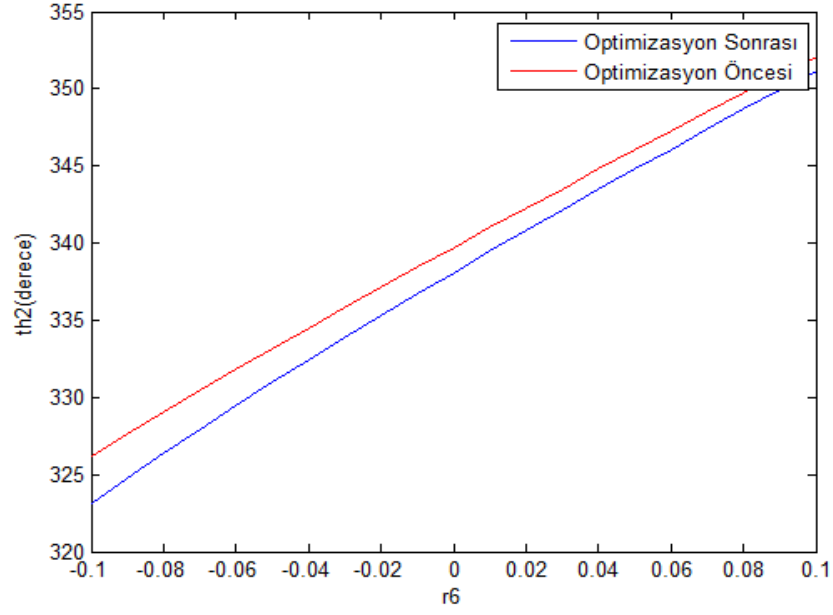
verilen amaç fonksiyonu tanımlandıktan sonra Matlab/Optimizasyon araç kutusu yardımıyla bu fonksiyon minimize edilmeye çalışılmaktadır.



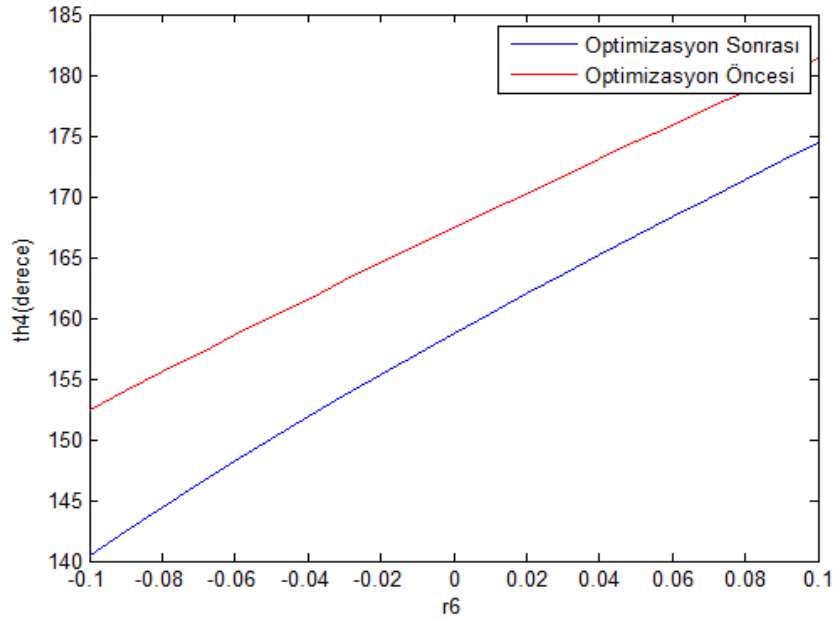
Şekil 4.6 : Optimizasyon öncesi ve sonrası kamber açısı değişimi.



Şekil 4.7 : Kamber açısı rms değişimi.

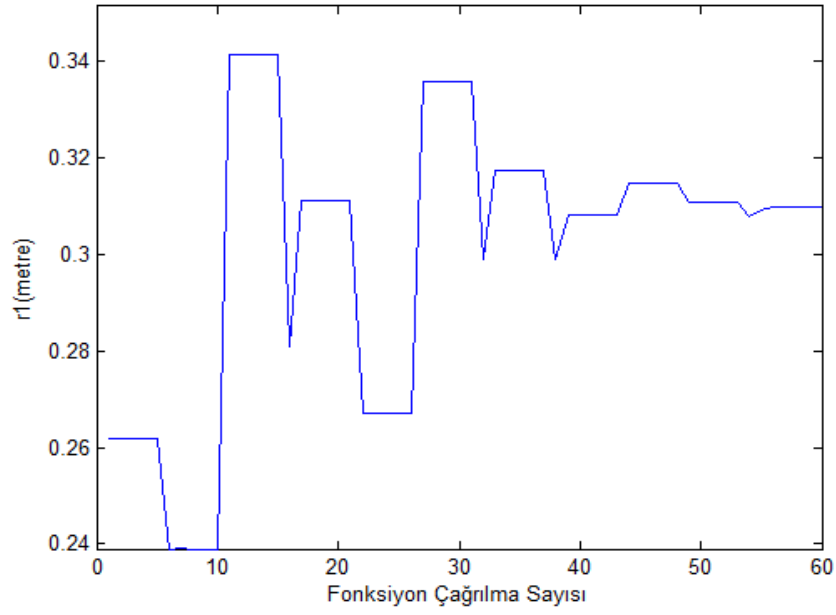


Şekil 4.8 : Alt kontrol kolu açısal değişimi.

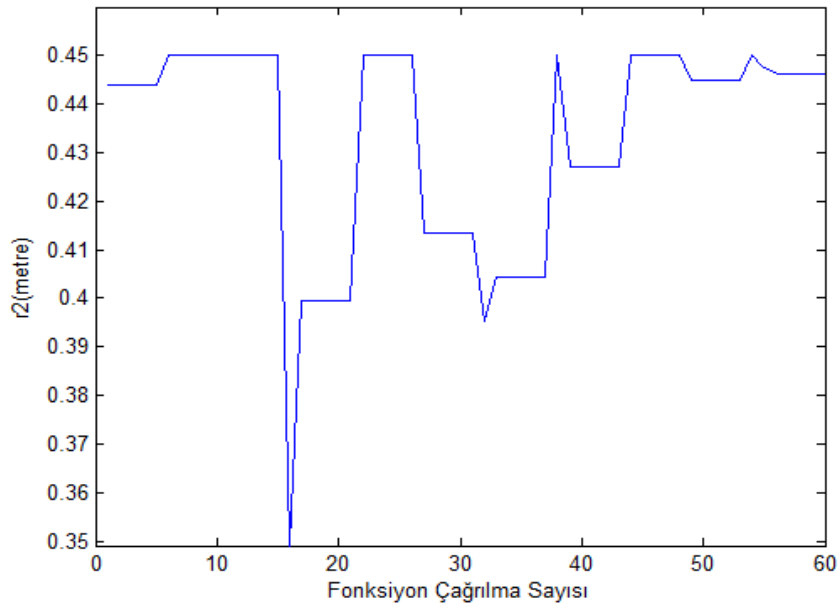


Şekil 4.9 : Üst kontrol kolu açısal değişimi.

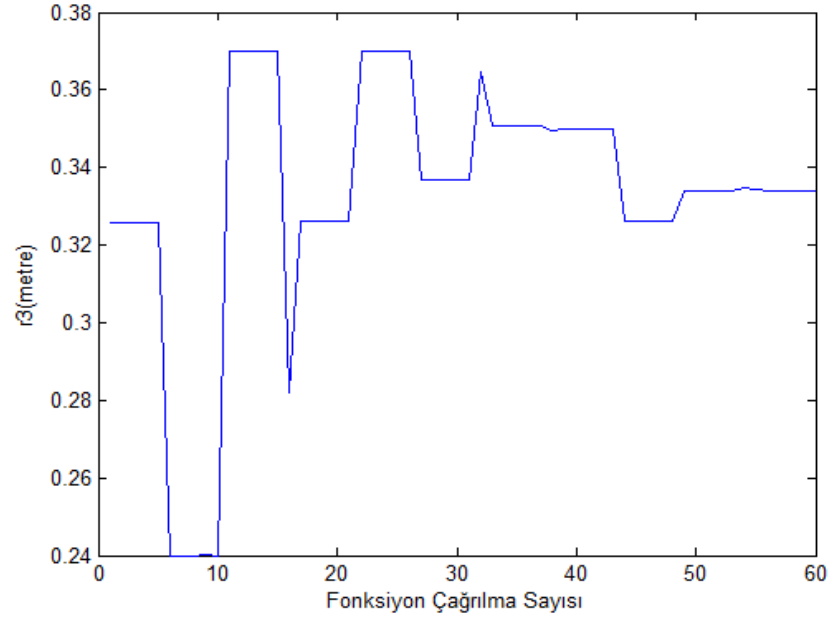
Şekil 4.6’da görüldüğü gibi optimizasyon öncesinde yaklaşık 85-89 derece arasında değişen kamber açısı, optimizasyon sonrasında istenildiği gibi ideale yaklaştırılmıştır. Amaç fonksiyonunun minimize edilmiye çalışıldığı ise kamber rms değerinin değişimi izlenerek görülebilmektedir.



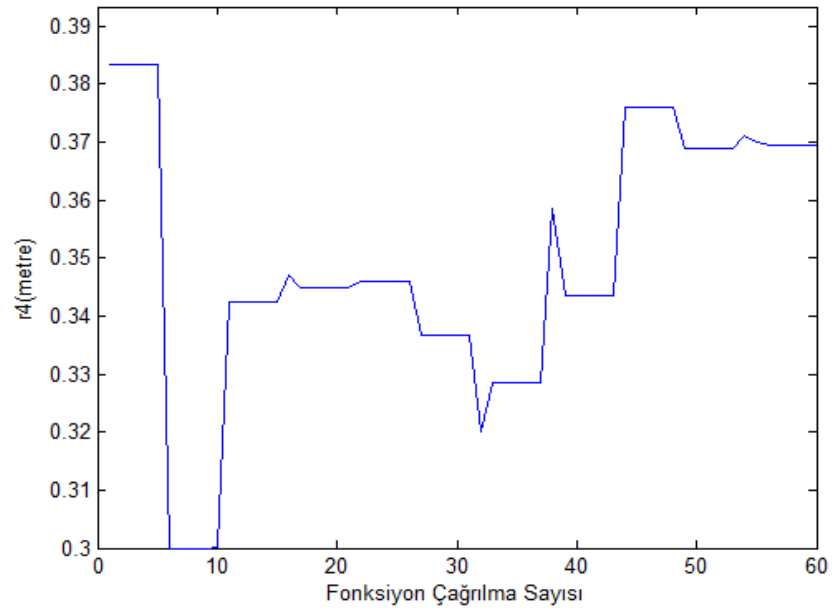
Şekil 4.10 : Optimizasyon boyunca r_1 değişimi.



Şekil 4.11 : Optimizasyon boyunca alt kontrol kolu boyu değişimi.



Şekil 4.12 : Optimizasyon boyunca r_3 değişimi.



Şekil 4.13 : Optimizasyon boyunca üst kontrol kolu boyu değişimi.

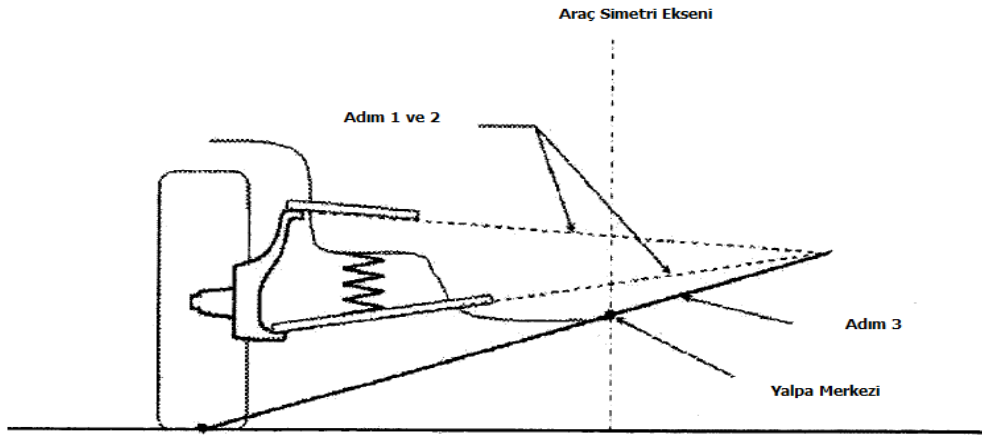
Çizelge 4.2 : Süspansiyon boyutları.

<i>Değişken</i>	<i>Başlangıç Değeri</i>	<i>Optimal Değer</i>
r_1	0.2620 m	0.3099 m
r_2	0.4438 m	0.4463 m
r_3	0.3256 m	0.3341 m
r_4	0.3833 m	0.3694 m

4.1.4 Ani dönme merkezi ve yalpa merkezi etkisi

Ani dönme merkezi, süspansiyon hareketi esnasında herhangi bir anda tekerleğin etrafında dönmeye çalıştığı dinamik bir noktadır. Çift lades kemiği tipi süspansiyon için bu nokta, süspansiyon hareket ettikçe değişmektedir.

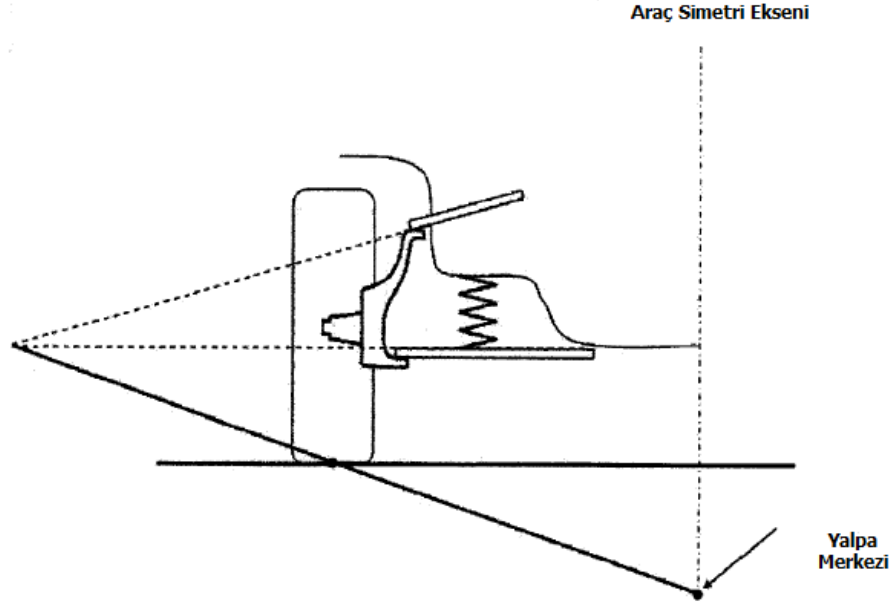
Yalpa merkezi ise aracın etrafında dönmeye çalıştığı ve süspansiyon kolları, tekerlek-yol değme noktası ile araç simetri eksenleri kesişimleri ile belirtilen noktadır.



Şekil 4.14 : Yalpa merkezi kinematik yer tayini [44].

Yalpa merkezi noktası tayini 3 adımda incelenebilir. 1. ve 2. adımlarda üst ve alt kolların uzantıları alınarak kesişim noktaları işaretlenir. 3. adımda bu noktadan tekerleğin yok ile temas halinde bulunduğu noktaya bir doğru çizilir. Bu çizilen doğru üzerinde araç simetri ekseninde bulunan nokta ise yalpa merkezi olarak adlandırılır. Şekil 4.14'deki kolların oluşturduğu konfigürasyon yalpa merkezinin zeminin üstünde kalmasını sağladığı için buna pozitif kol konfigürasyonu denir [46].

Eğer süspansiyon üst ve alt kolları şasiye daha bir dik gelecek şekilde monte edilirse, yalpa merkezi zeminin altında oluşacaktır. Bu ise negatif kol geometrisi olarak bilinmektedir.



Şekil 4.15 : Negatif kol geometrisi [44].

Yalpa merkezinin yerinin tayininde, özellikle süspansiyonun şasiye monte edilmesindeki yer sorunu kritik faktörlerin başında gelmektedir. Yer in azlığına göre yapılacak montaj, aynı zamanda yalpa merkezinin daha çok negatif ya da pozitif olmasını belirleyecektir.

Yalpa merkezi için üçüncü bir konfigürasyon, süspansiyon kollarının birbirine paralel olduğu durumdur. Bu durumda, kollardan çizilecek uzantılar hiçbir zaman kesişmeyecektir. Bu geometride yalpa merkezi yüksekliği bulmak için kesişmeyen uzantıların, tekerlek-yol temas noktası ile kesişimleri alındığında bulunan nokta yol üzerinde olacaktır. Bu konfigürasyon Şekil 4.16'da görünmektedir.

$$A_y = r_0 \cos \theta_0 + r_2 \cos \theta_2 + r_3 \cos \theta_3 \quad (4.10)$$

$$A_z = r_0 \sin \theta_0 + r_2 \sin \theta_2 + r_3 \sin \theta_3 \quad (4.11)$$

$$B_y = r_0 \cos \theta_0 + r_1 \cos \theta_1 \quad (4.12)$$

$$B_z = r_0 \sin \theta_0 + r_1 \sin \theta_1 \quad (4.13)$$

$$C_y = r_0 \cos \theta_0 + r_2 \cos \theta_2 \quad (4.14)$$

$$C_z = r_0 \sin \theta_0 + r_2 \sin \theta_2 \quad (4.15)$$

$$D_y = r_0 \cos \theta_0 \quad (4.16)$$

$$D_z = r_0 \sin \theta_0 \quad (4.17)$$

Bu koordinatlar tarafından tanımlanacak gradyanlar:

$$Gr_1 = \frac{B_z - A_z}{B_y - A_y} \quad (4.18)$$

$$Gr_2 = \frac{D_z - C_z}{D_y - C_y} \quad (4.19)$$

Ani dönme merkezlerinin yeri :

$$IC_y = \frac{Gr_1 A_y - Gr_2 C_y + C_z - A_z}{Gr_1 - Gr_2} \quad (4.20)$$

$$IC_z = A_z + Gr_1 (IC_y - A_y) \quad (4.21)$$

Tekerleğin taban merkezinin koordinatları:

$$Wb_y = r_0 \cos \theta_0 + r_5 \cos \theta_5 \quad (4.22)$$

$$Wb_z = r_0 \sin \theta_0 + r_6 \sin \theta_6 - r_i \quad (4.23)$$

Yalpa merkezinin yeri ise tanımlanacak üçüncü bir gradyanla bulunabilir:

$$Gr_3 = \frac{IC_z - Wb_z}{IC_y - Wb_y} \quad (4.24)$$

$$YM_y = 0 \quad (4.25)$$

$$YM_z = Wb_z + Gr_3(YM_y - Wb_y) \quad (4.26)$$

Optimizasyon açısından yalpa merkezi yüksekliğinde göz önünde bulundurulması önemli olacaktır. Çünkü yalpa merkezine göre oluşan momentler aracı viraja giriş esnasında devirmeye çalışacaktır. Yalpa merkezi araç ağırlık merkezine ne kadar yakınsa oluşacak momentlerde o kadar azalacaktır. Buna göre denklem (4.4) ile verilen amaç fonksiyonu yalpa merkezi ilavesi ile şu şekilde yazılabilir:

$$J_{geo} = w_{kamber} J_{kamber} + w_{yalpa} J_{yalpa} \quad (4.27)$$

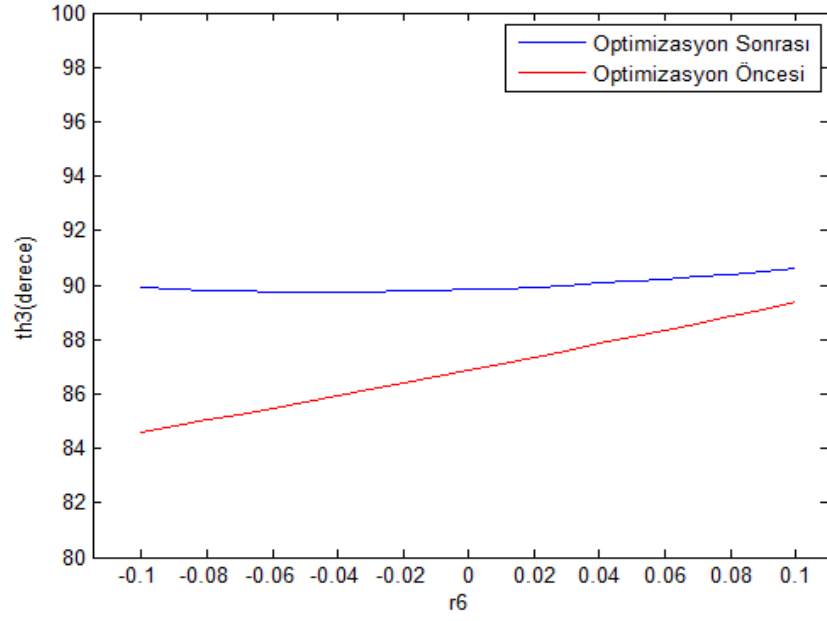
Burada w_{kamber} ve w_{yalpa} yazılan iki amaç fonksiyonu içinde sırasıyla ağırlıklandırma katsayılarıdır. Yalpa merkezi içinse yazılacak amaç fonksiyonu keyfi olarak seçilen ağırlık merkezinden sapma olacaktır.

$$J_{yal_mer} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (YM_z - h_{ağırlık_mer})^2} \quad (4.28)$$

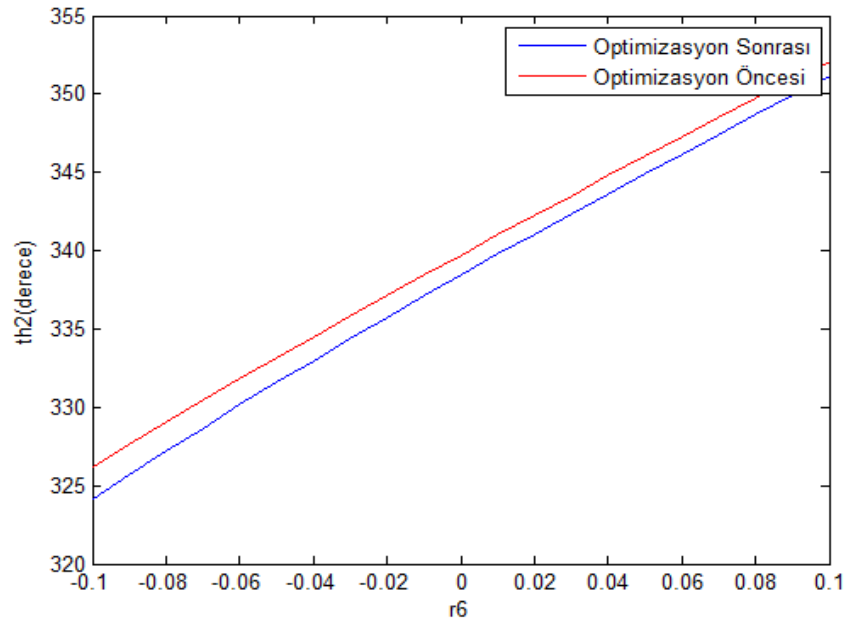
Yapılan optimizasyona göre ilk optimizasyon değerleri, son optimizasyon değerleri ve yüzde farkları Çizelge 4.3’de gösterilmektedir.

Çizelge 4.3 : 2. Optimizasyon sonrası süspansiyon boyutları.

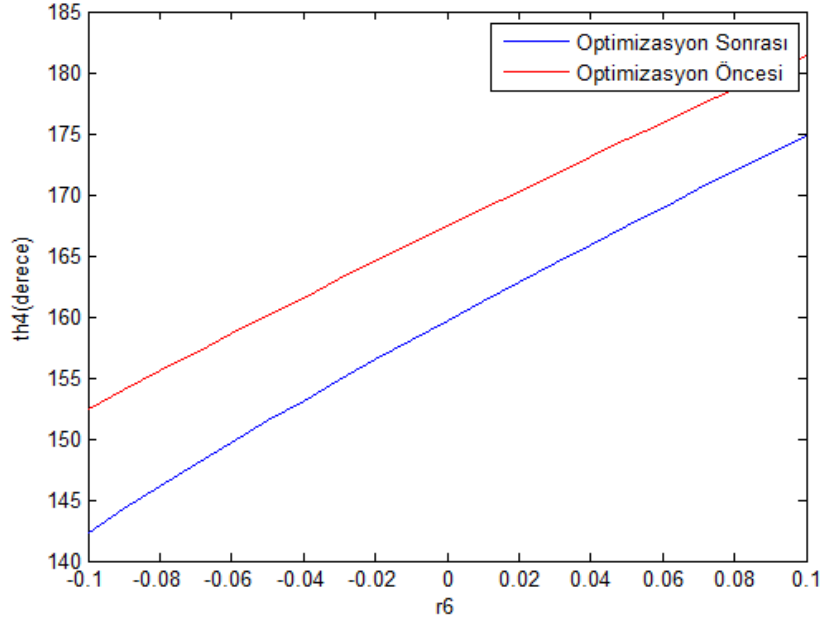
<i>Değişken</i>	<i>Başlangıç Değeri</i>	<i>Bir Önceki Optimal Değer</i>	<i>Optimal Değer</i>	<i>% Değişim</i>
r ₁	0.2620 m	0.3099 m	0.3097 m	-0.06
r ₂	0.4438 m	0.4463 m	0.4585 m	+2.73
r ₃	0.3256 m	0.3341 m	0.3379 m	+1.13
r ₄	0.3833 m	0.3694 m	0.3801 m	+2.89



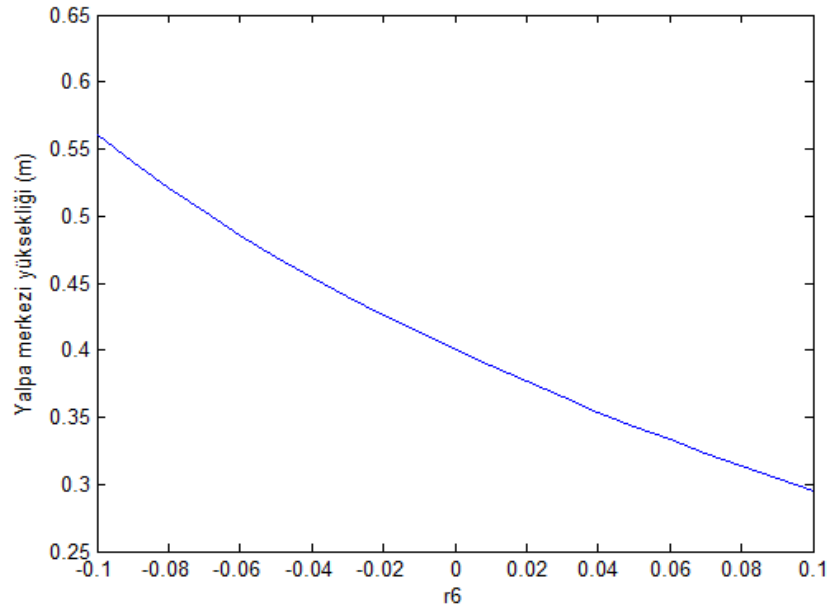
Şekil 4.18 : Kamber açısı.



Şekil 4.19 : Alt kontrol kolu açısı değişimi.



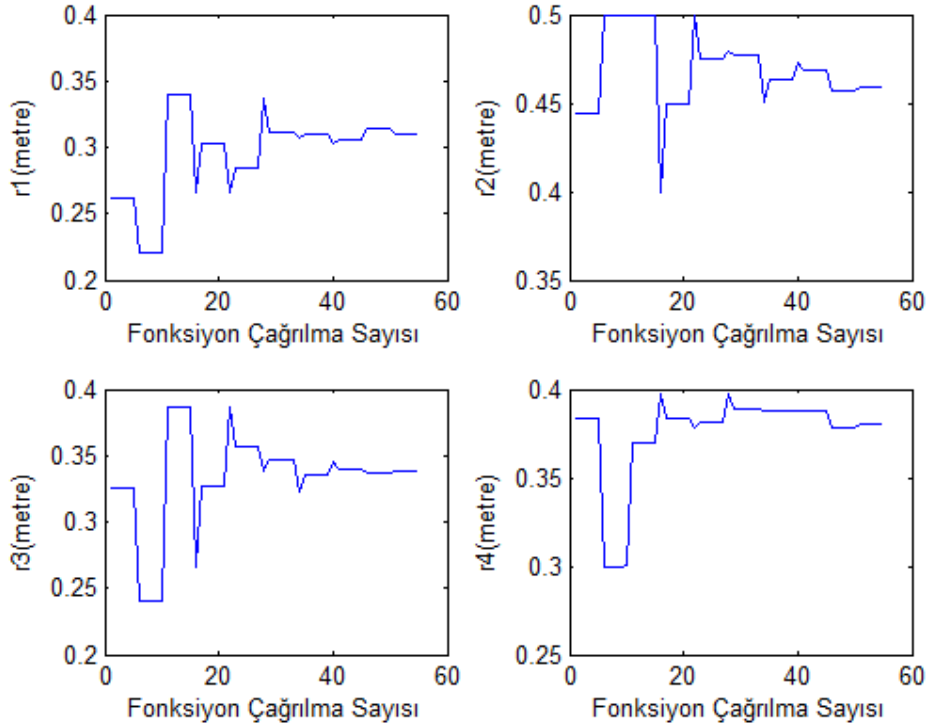
Şekil 4.20 : Üst kontrol kolu açısı değişimi.



Şekil 4.21 : Yalpa merkezi yüksekliği.

Ağırlıklandırılmış amaç fonksiyonları ile yapılmış optimizasyon sonrasında kamber açısı değişiminde artış gözlenmektedir. Fakat değişim aralığı $+0.3^{\circ}$ ile -0.6° arasında değişmekle birlikte yine araç statik durumda iken genelde tercih edildiği gibi bir miktar pozitif kambere sahiptir.

Yalpa merkezi ise araç statik halde iken zeminden 0.4307 metre yükseklikte bulunmakla birlikte tekerlek merkezinin hareketi ile oluşan değişimi Şekil 4.21’de izlenebilmektedir.



Şekil 4.22 : Optimizasyon boyunca kol değişimleri.

4.2 Nonlinear Yay ve Damper Optimizasyonu

Çoğunlukla yay ve damper optimizasyonu için kullanılan amaç fonksiyonları sürüş konforu, süspansiyon stroğu, yol tutuşu gibi parametreleri içermekle birlikte bazen de bu fonksiyonların ağırlıklandırılmış kombinasyonları kullanılarak optimizasyon problemi ele alınmaktadır [41].

İlk olarak bahsedilen performans ölçümü olan sürüş konforu, genellikle araç gövdesinin ya da daha ayrıntılı modellerde ve analizlerde yolcu koltuğunun dikey ivmelenmesi olarak bilinmektedir. Bazende araç gövdesinin ve yolcu koltuğu dikey ivmelenmelerinin karelerinin karekökü alınarak yeni bir performans ölçümü elde edilebilmektedir [40]. Herbir durum içinde ISO 2631 ya da BS6841 gibi çeşitli standartlar tarafından belirlenen ağırlıklandırmalar kullanılarak elde edilen ağırlıklı ivmeler gözönünde bulundurulmaktadır [47,49].

$$J_{komfor} = \frac{1}{T} \int_0^T \ddot{z}^2 dt \quad (4.29)$$

gibi bir integralin yeterince küçük tutulması ile daha iyi bir sürüş konforu sağlanması mümkün olabilmektedir.

Süspansiyon stroğu göz önünde bulundurularak elde edilecek performans ölçümü, çeyrek araç modeli ele alındığında asılı ve asılı olmayan kütlelerin arasındaki dikey yer değiştirme miktarı olacaktır.

$$J_{strok} = \frac{1}{T} \int_0^T z - z_{asılı_olmayan} dt \quad (4.30)$$

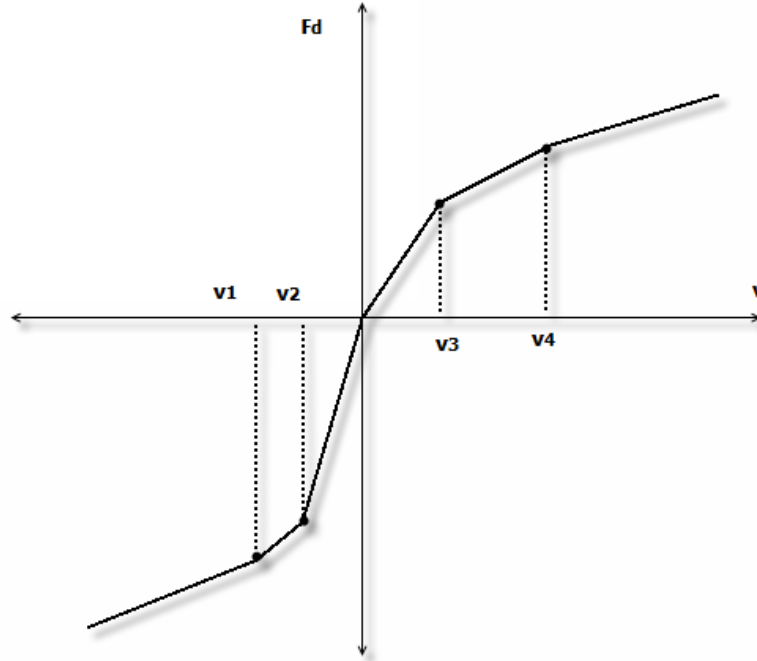
Yol tutuşu açısından ise tekerleğin sıkışma miktarı ya da tekerlek-yer arası kuvvet bir performans ölçümü oluşturacaktır.

Şu ana kadar yapılan simülasyonlarda süspansiyon içinde yer alan yay ve damper lineer olarak kabul edilmiştir. Fakat gerçekte, süspansiyon karakteristiği ideal durumlara benzememektedir. Daha önce Şekil 1.9’da verildiği gibi damper eğrisi lineer olmamakla birlikte (şekilde bilineer) burada nonlinear damper karakteristiği çok parçalı lineer olarak ele alınarak gerçeğe yaklaştırılmaya çalışılacaktır.

Şekil 4.23’te gösterildiği gibi çok parçalı olarak ele alınacak bir damper kuvveti-hız grafiği kullanılarak yapılacak optimizasyon bize gerçeğe yakın sonuçlar verecektir.

Bu karakteristiğin elde edilmesi için yazılacak parçalı fonsiyon ise şu şekildedir:

$$F_d = \begin{cases} D_1 v - v_1(D_2 - D_1) - v_2(D_3 - D_2) & v < -v_2 \\ D_2 v - v_2(D_3 - D_2) & -v_2 \leq v < v_1 \\ D_3 v & -v_1 \leq v < 0 \\ D_4 v & 0 \leq v < v_3 \\ D_5 v + v_3(D_4 - D_5) & v_3 \leq v < v_4 \\ D_6 v + v_4(D_5 - D_6) + v_3(D_4 - D_5) & v > v_4 \end{cases} \quad (4.31)$$



Şekil 4.23 : Nonlineer damper.

4.2.1 ISO 2631 ağırlıklandırma

ISO2631 standartı çeşitli duruş veya oturuş pozisyonları için titreşime hangi noktadan maruz kalındığında gözönünde bulundurarak ivme için bir ağırlıklandırma algoritması sunmaktadır. Buna göre verilen transfer fonksiyonları kaskat bir filtre olarak düşünüldüğünde, istenilen frekanslarda ivmeyi ağırlıklandırarak sonucu vermektedir.

Yüksek geçiren filtre transfer fonksiyonu;

$$|H_h(p)| = \left| \frac{1}{1 + \sqrt{2}w_1 / p + (w_1 / p)^2} \right| \quad (4.32)$$

Alçak geçiren filtre transfer fonksiyonu;

$$|H_l(p)| = \left| \frac{1}{1 + \sqrt{2}p / w_2 + (p / w_2)^2} \right| \quad (4.33)$$

İvme-hız geçişi (düşük frekanslarda ivmeye orantı, yüksek frekanslarda hıza orantı);

$$|H_t(p)| = \left| \frac{1 + p/w_3}{1 + p/(Q_4 w_4) + (p/w_4)^2} \right| \quad (4.34)$$

Yukarı step;

$$|H_s(p)| = \left| \frac{1 + p/(Q_5 w_5) + (p/w_5)^2}{1 + p/(Q_6 w_6) + (p/w_6)^2} \right| \quad (4.35)$$

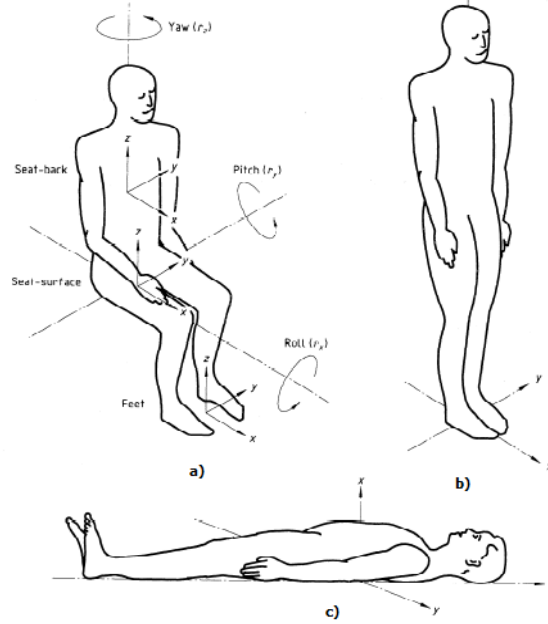
Toplam ağırlıklandırma fonksiyonu ise;

$$H(p) = H_h(p)H_l(p)H_t(p)H_s(p) \quad (4.36)$$

ve

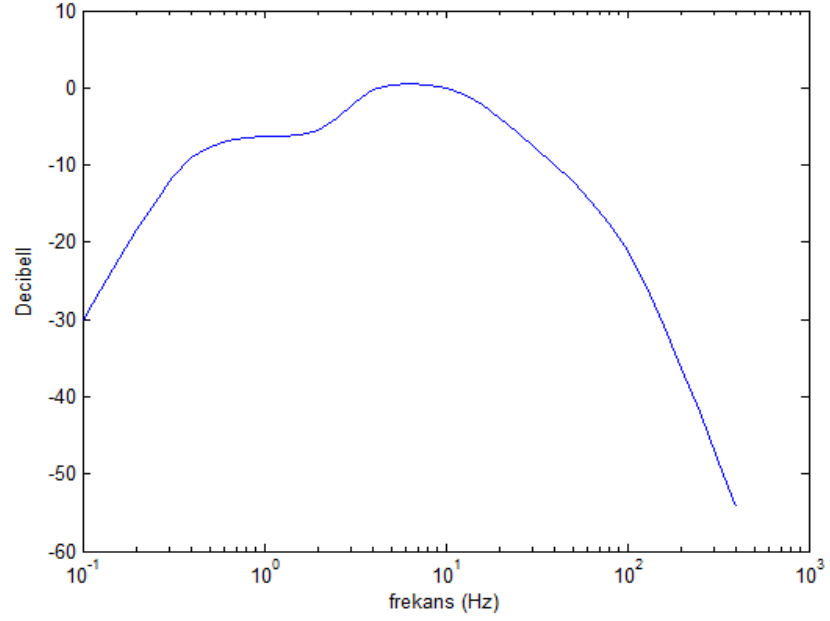
$$p = j2\pi f \quad (4.37)$$

Olarak verilen imajiner açısal frekanstır. Gerekli katsayılar ise standartta verilen Çizelgelerden elde edilebilmektedir.

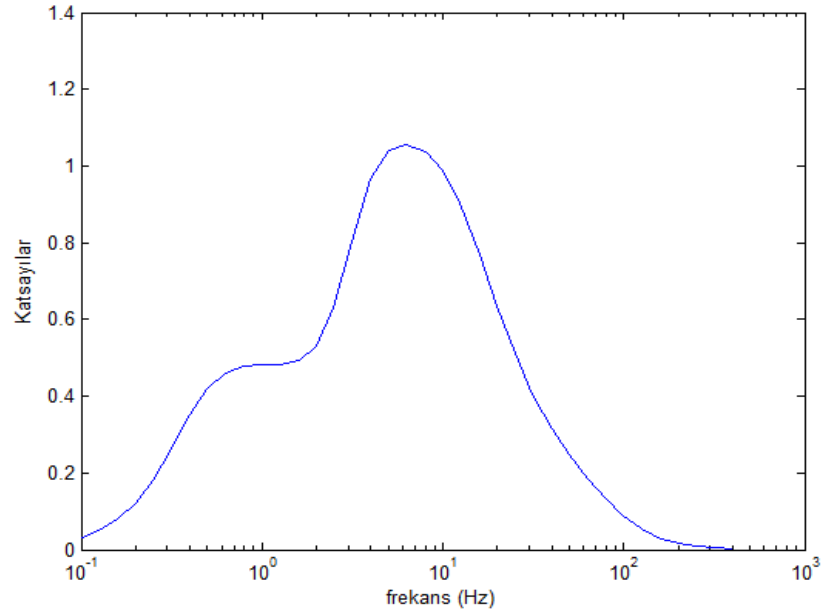


Şekil 4.24 : a) Oturuş b) Ayakta duruş c) Yatış pozisyonlarına göre titreşime maruz kalan bölgeler [47].

Bu transfer fonksiyonlarının kullanılması sonucu herhangi bir frekansta, ivme değeri ile çarpmak üzere 0-1 arası değişen katsayılar elde edilmektedir. Bu katsayıların grafiksel gösterimi Şekil 4.25 ve Şekil 4.26’da bulunmaktadır.



Şekil 4.25 : ISO2631 ağırlıklandırma fonksiyonu.



Şekil 4.26 : ISO2631 ağırlıklandırma katsayıları.

4.2.2 Kısıt denklemleri ve amaç fonksiyonları

Süspansiyon karakteristiği nonlineer olarak ele alındığında yapılacak olan optimizasyon çalışması için konfor açısından yukarıda belirtilen ISO 2631 standartında bulunan bazı değerlerin göz önünde bulundurulması önemli olacaktır.

ISO 2631 standardı ağırlıklandırılmış ivmeler ele alınarak yaptığı sınıflandırmada yaklaşık olarak konfor değerlerini şu şekilde vermiştir;

Çizelge 4.4 : Konfor açısından ağırlıklandırılmış ivme sınırları [47].

<i>Ağırlıklandırılmış ivme (m/s^2)</i>	<i>Konfor</i>
< 0.315	Konforsuz değil
0.315-0.63	Biraz konforsuz
0.5-1	Oldukça konforsuz
0.8-1.6	Konforsuz
1.25-2.5	Çok konforsuz
>2	Aşırı derecede konforsuz

Bu Çizelge göz önüne alındığında ağırlıklandırılmış ivmenin 0.315 m/s^2 'den küçük olması konforsuz olmayan bir yolculuk sağlayacaktır. Bu yüzden bu parametre bir kısıt olarak ele alınmalıdır.

$$g_1 = rms(\ddot{z}_{ağırlıklı}) - 0.315 \leq 0 \quad (4.38)$$

Öte yandan optimizasyon boyunca istenmeyen konfigürasyonların oluşmasını engellemek açısından geometrik kısıtlarında modele dahil edilmesi gerekmektedir. Örneğin; Baural ve Gillespie'nin belirttiği gibi yarım g'lik (4.5 m/s^2) bir ivmenin karşılanabilmesi için süspansiyon en azından 5' lik (0.127 m) bir hareket yapmalıdır. Bu değerler bize maksimum bir ivme ve süspansiyon stroğu tanımlamamız gerektiğini söylemektedir.

$$g_2 = [\max(rk) - \min(rk)] - 0.127 \leq 0 \quad (4.39)$$

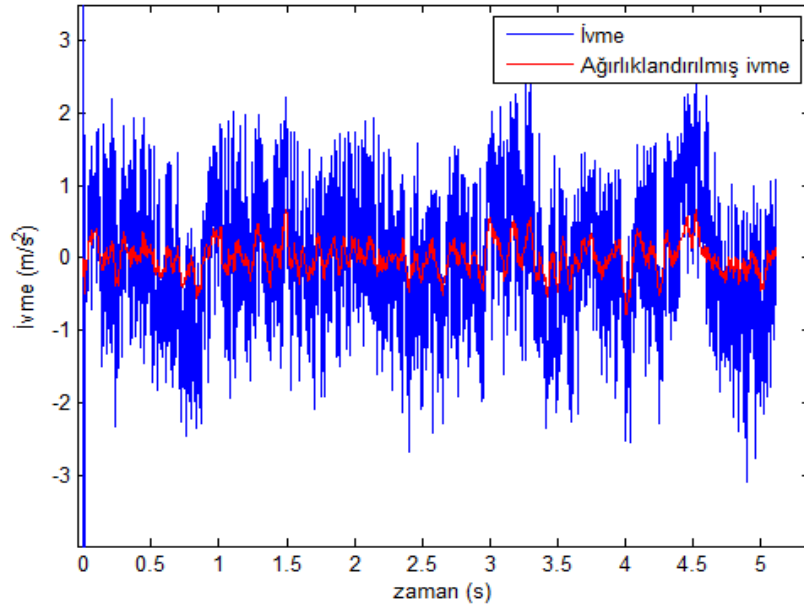
$$g_3 = \max(\ddot{z}) - 4.5 \leq 0 \quad (4.40)$$

Aracın yolda hareketi esnasında tekerlekte meydana gelecek çökme miktarı arttıkça dinamik tekerlek kuvvetleride artacaktır. Bu yüzden maksimum tekerlek çökmesinin de bir kısıt olarak ele alınması gerekecektir.

$$g_4 = [\max(r_t) - \min(r_t)] - 0.02 \leq 0 \quad (4.41)$$

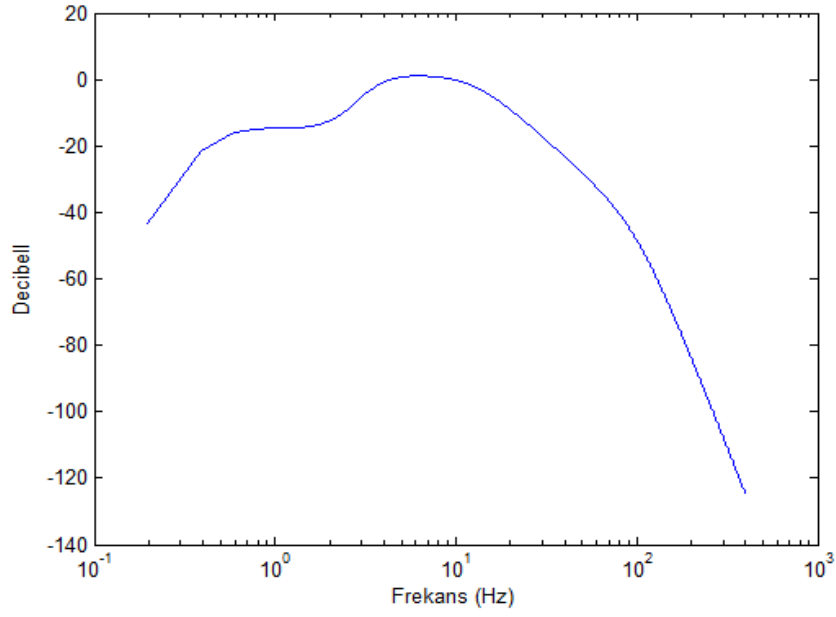
Amaç fonksiyonumuz ise hem konfor (ağırlıklandırılmış araç dikey ivmesi) hem de yol tutuş performanslarını (tekerlek kuvvet değişimi) ağırlıklandırarak elde edilecektir.

$$J_{nonlinear} = w_{konfor} J_{konfor} + w_{tutuş} J_{tutuş} \quad (4.42)$$

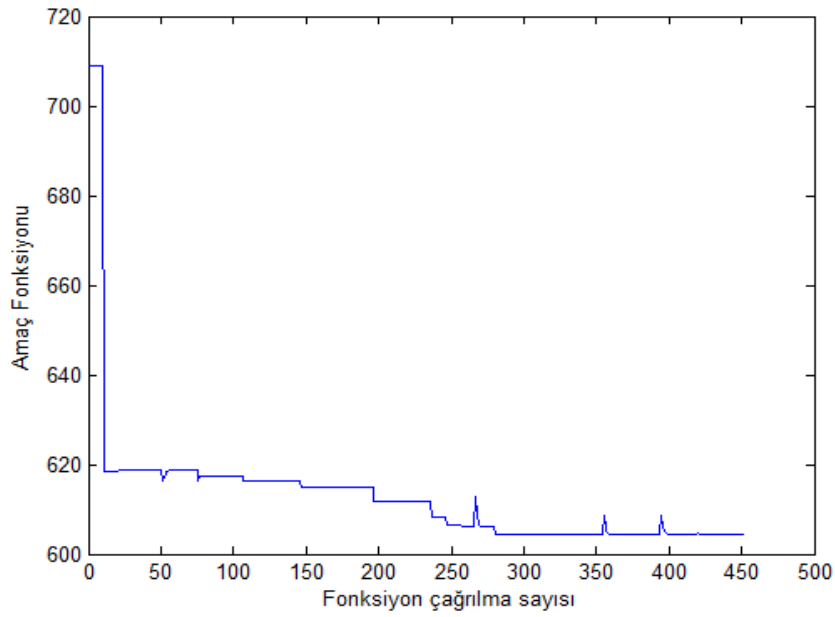


Şekil 4.27 : ISO 2631 ağırlıklandırma öncesi ve sonrası ivme.

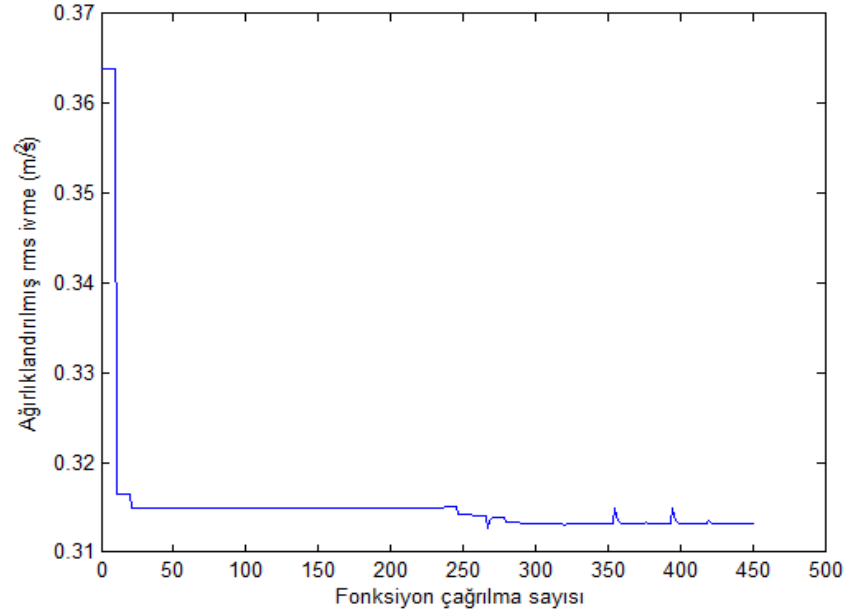
ISO 2631 transfer fonksiyonlarının uygulanması sonucu elde edilen ağırlıklandırılmış ivme yukarıda gösterilmektedir. Transfer fonksiyonlarından elde edilen katsayıların decibell olarak karşılıkları ise frekans domeninde Şekil 4.28’de gösterilmektedir.



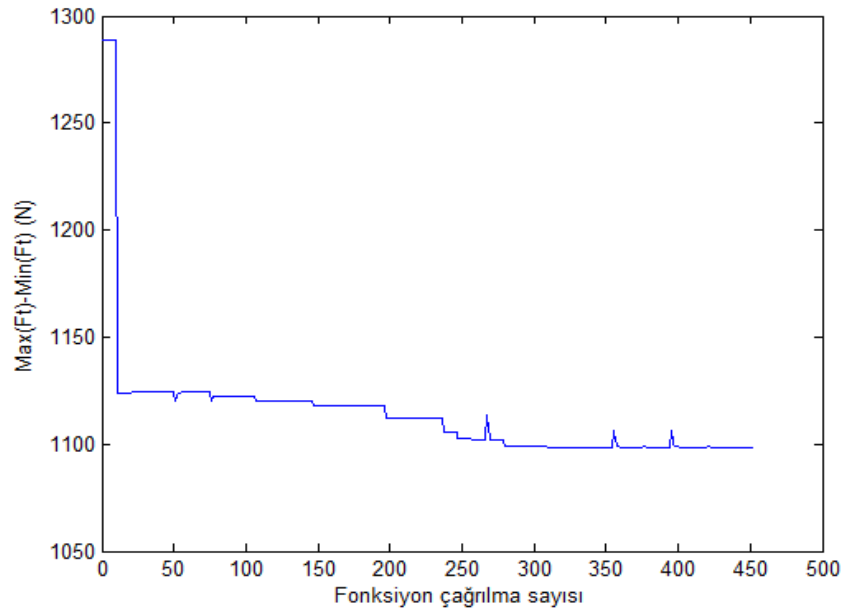
Şekil 4.28 : ISO 2631 ağırlıklandırma fonksiyonu cevabı.



Şekil 4.29 : Optimizasyon boyunca amaç fonksiyonu değişimi.



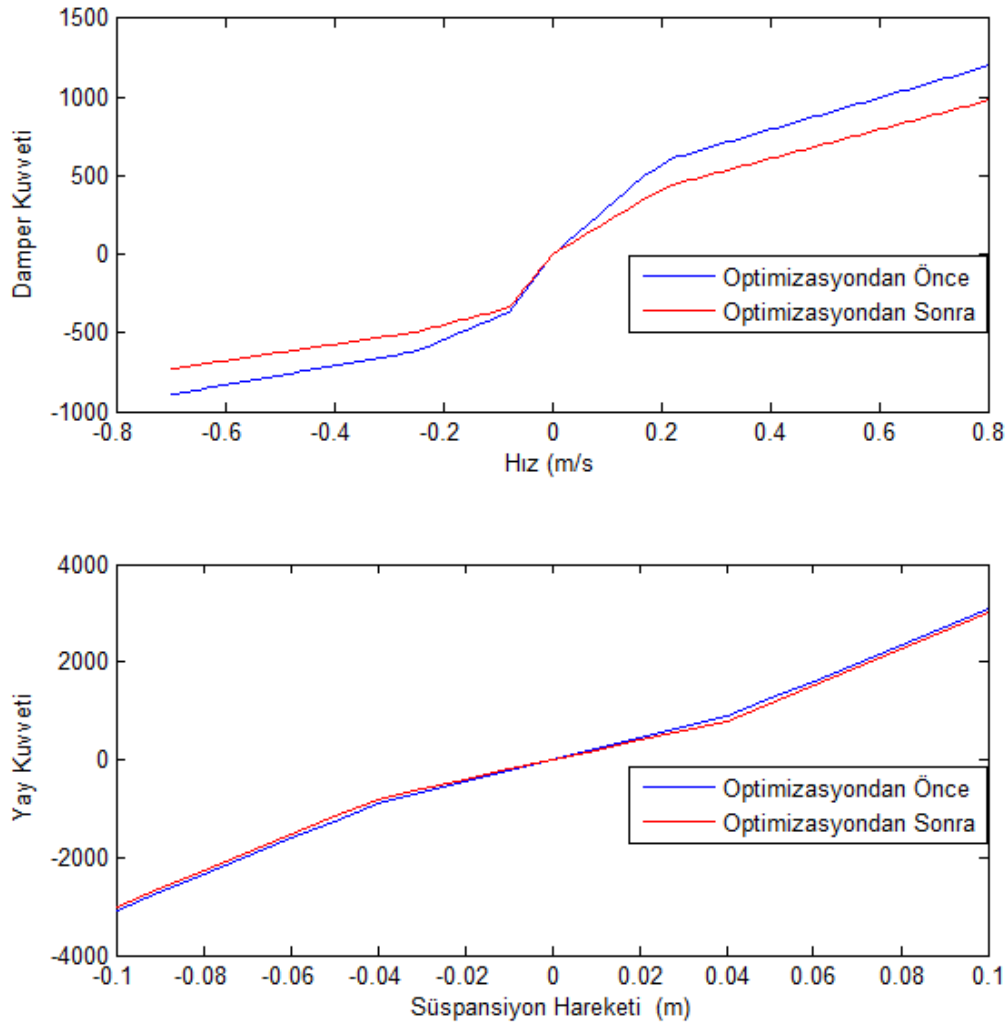
Şekil 4.30 : Ağırlıklandırılmış ivmenin (rms) optimizasyon boyunca değişimi.



Şekil 4.31 : Tekerlek kuvveti değişimi.

Optimizasyon boyunca kullanılan yol profili, sınıflandırılmalar göz önünde alındığında iyi sayılabilecek bir yoldur. Bu yüzden araç yolda ilerlerken ivmesi nispeten düşük olacaktır. ISO 2631 tarafından yapılan sınıflandırmada da belirtildiği gibi konforlu bir yolculuk için ağırlıklandırılmış ivmenin 0.315 m/s^2 'den küçük ya da eşit olması gerekmektedir. Fakat burada belirtilecek husus bu değer farklı

kalitedeki yollarda değişiklik göstermesidir. Yani kalitesi düşük bir yolda ağırlıklı ivme artacak, kaliteli bir yolda ise azalacaktır. Bu yüzden bozuk bir yolda ivmenin 0.315 m/s^2 değerine ulaşması beklenmemelidir. Bu durum göz önünde alınarak optimizasyonda kaliteli sayılabilecek bir yol kullanılarak (4.38) denklemi bir kısıt olarak ele alınmıştır. Optimizasyon öncesi yaklaşık değeri 0.365 m/s^2 olan ağırlıklandırılmış rms ivme değeri optimizasyon sonrası istenilen seviyeye ulaşmaktadır.



Şekil 4.32 : Optimizasyon öncesi ve sonrası nonlinear yay-damper karakteristiği.

5. AKTİF SÜSPANSİYON YAKLAŞIMI

Bilindiği gibi, günümüzde pasif süspansiyonlar kadar aktif süspansiyonlarda sıkça kullanılmaya başlanmıştır. Özellikle aktif süspansiyonlardan elde edilen verim konfor ve yol tutuş açısından önemli olmaktadır. Bu yüzden bu bölümde elde edilen modele pid kontrol uygulanarak aktif süspansiyon cevapları elde edilmeye çalışılacak aynı zamanda modelin aktif süspansiyona uyarlanabilirliği de tartışılmış olacaktır. Yürütülecek çalışma ise literatürden seçilen iki yayından alınacak bazı stratejilerin harmanlanması ile oluşturulacaktır [50,51].

5.1 PID Kontrol

PID, orantısal kontrol, integral kontrol etkisi ve türevsel kontrol etkisini birleştiren bir kontrol yöntemi olarak adlandırılabilir [52]. Bu birleşik kontrol yöntemi, herbir kontrol etkisinin avantajlarını içermektedir. Bu birleştirilmiş kontrol etkiyi sağlayan kontrolcünün denklemleri ise;

$$u(t) = Ke(t) + \frac{K}{\tau_i} \int_0^t e(t)dt + K\tau_d \frac{de(t)}{dt} \quad (5.1)$$

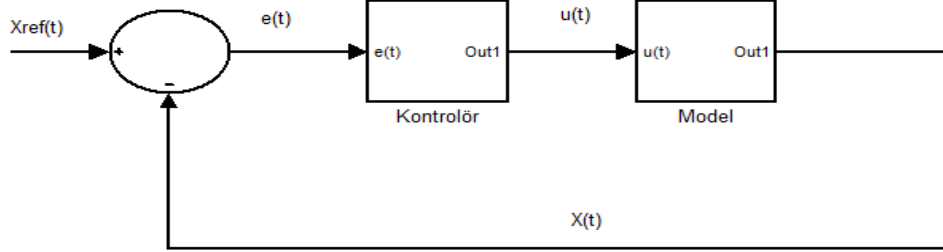
ya da transfer fonksiyonu olarak

$$\frac{U(s)}{E(s)} = K[1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s] \quad (5.2)$$

verilebilir. Burada K orantısal etki, T_i integral zamanı ve T_d türev zamanı olarak adlandırılır. Orantısal etki, cevabı referans değerine yaklaştırırken integral etki hata oranını azaltmaya yarayacaktır. Böylelikle kontrolcü çıkışı $u(t)$, referans değer ile sistemin çıkışı arasındaki fark yani hata olarak tanımlanan $e(t)$ 'ye orantılı olarak değişecektir. Örneğin hata bir önceki değer iki katı ise son kontrol çıkışı iki kat hızlı değişecektir. Kontrol edilen değer referans değerine ulaşırsa yani hiç hata yok ise kontrolcü çıkışında sabit olarak kalacaktır.

Türev etkisi ise hatadaki değişimi hesaplayarak ileriye dönük bir etki sağlar. Buradaki düşünce, eğer hata çok hızlı değişiyorsa referans değerden oluşacak aşırımları engellemeyi garantilemektir.

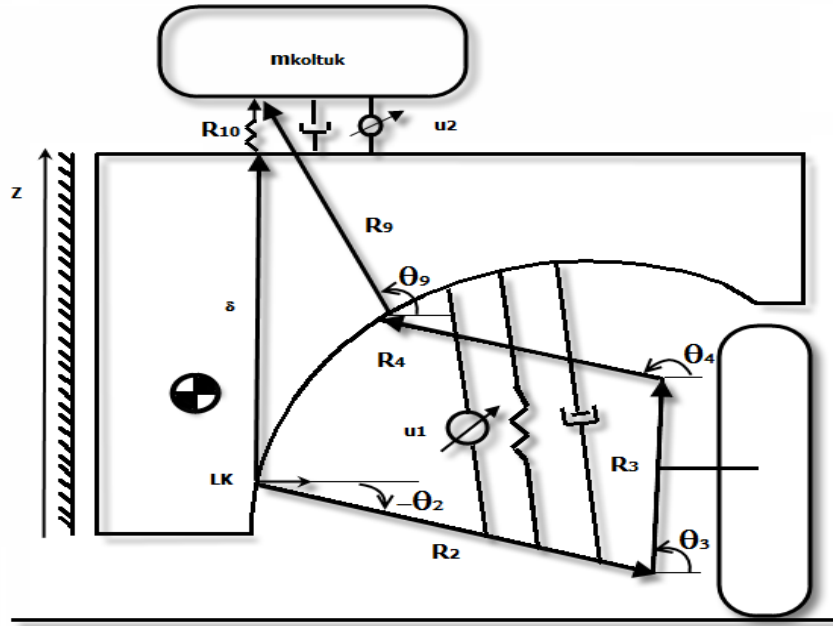
PID kontrol geri beslemeli bir kontrol yöntemi olduğu için sistemin çıkışının bir referans değeri ile karşılaştırarak hata değeri hesaplanmalı ve oluşan hataya göre kontrolör görevini yerine getirmelidir.



Şekil 5.1 : Uygulanacak pid kontrol gösterimi.

5.2 Modele Sürücü Koltuğu İlavesi

Öncelikle burada ele alınacak kontrol stratejilerinin uygulanması bakımından süspansiyon modeline bir sürücü koltuğu eklenmesi gerekmektedir. Bu amaçla daha önce belirtilen yollar izlenerek elde edilecek ek denklemler şu şekildedir;



Şekil 5.2 : Süspansiyon modeline sürücü koltuğu ilavesi.

$$F_{kk1z} + F_{dk1z} - m_k g = A_{koltukz} m_k \quad (5.3)$$

$$F_{1kkz} = K_{koltuk} (r_{10} - r_{10_0}) \quad (5.4)$$

$$F_{1dkz} = D_{koltuk} (\dot{r}_{10}) \quad (5.5)$$

$$A_{koltukz} = \ddot{z} + \ddot{r}_{10} \quad (5.6)$$

$$F_{kk1z} + F_{1kkz} = 0 \quad (5.7)$$

$$F_{dk1z} + F_{1dkz} = 0 \quad (5.8)$$

$$\begin{aligned} & -r_2 \cos \theta_2 w_2^2 - r_2 \sin \theta_2 \alpha_2 - r_3 \cos \theta_3 w_3^2 - r_3 \sin \theta_3 \alpha_3 - r_4 \cos \theta_4 w_4^2 \\ & - r_4 \sin \theta_4 \alpha_4 + \ddot{r}_9 \cos \theta_9 - 2\dot{r}_9 w_9 \sin \theta_9 - r_9 (\alpha_9 \sin \theta_9 + w_9^2 \cos \theta_9) = 0 \end{aligned} \quad (5.9)$$

$$\begin{aligned} & -r_2 \sin \theta_2 w_2^2 + r_2 \cos \theta_2 \alpha_2 - r_3 \sin \theta_3 w_3^2 + r_3 \cos \theta_3 \alpha_3 - r_4 \sin \theta_4 w_4^2 + r_4 \cos \theta_4 \alpha_4 \\ & + \ddot{r}_9 \sin \theta_9 + 2\dot{r}_9 w_9 \cos \theta_9 + r_9 (\alpha_9 \cos \theta_9 - w_9^2 \sin \theta_9) = \ddot{r}_{10} \end{aligned} \quad (5.10)$$

Şekil 5.2’den de görüldüğü gibi belirtilen denklemler yeni bir kapalı çevrimin yazılması ve Newton’un 2. hareket kanunundan yararlanılması sonucu elde edilmiştir. Eklenen koltuk, basit bir kütle ile bir doğrusal yay ve sönümleyiciden oluşmaktadır. Koltuk kütlesi $m_{koltuk}=85$ kg olarak seçilmiştir. Yine yay ve damper katsayıları sırasıyla $K_{koltuk}=25000$ N/m ve $D_{koltuk}=505$ Ns/m olacak şekilde seçilmişlerdir. Ayrıca uygulanacak PID kontrol algoritması için hem süspansiyona hem de koltuğun altına birer adet eyleyici eklenmiştir. Bu eyleyicilerden elde edilecek kuvvetler şu şekilde yazılabilir;

$$u_i(t) = K[e_i(t) + \frac{1}{\tau_i} \int_0^t e_i(t) dt + \tau_d \frac{de_i(t)}{dt}] \quad (5.11)$$

$$i = 1, 2$$

Süspansiyon alt kontrol koluna ve çeyrek araç kütlesine etkiyecek eyleyici bileşenleri ise;

$$u_{1y} = u_1 \cos \theta_k \quad (5.12)$$

$$u_{1z} = u_1 \sin \theta_k \quad (5.13)$$

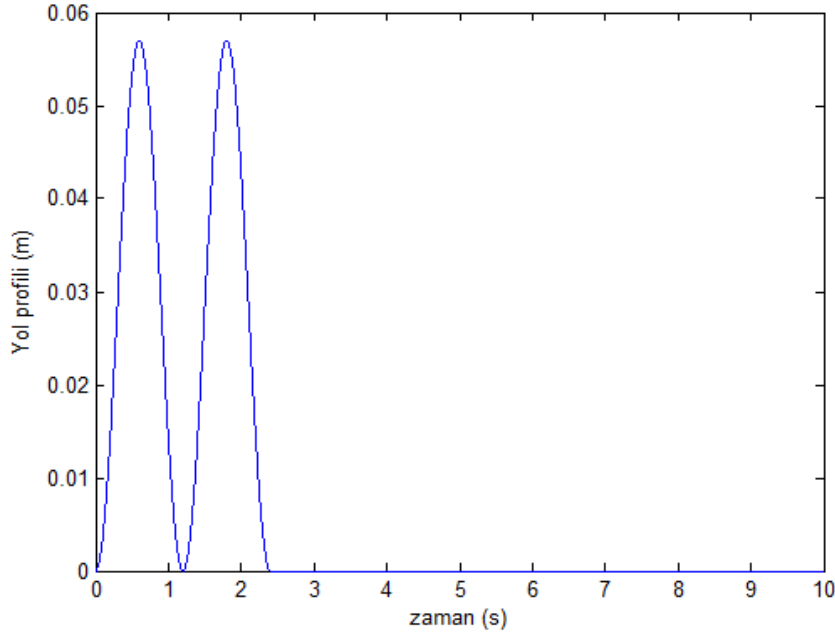
olarak verilebilir.

İzlenecek kontrol stratejisi, Güçlü (2003) tarafından yapılan çalışmanın benzeri olacaktır. Buna göre birinci durumda model bir aktif süspansiyon ve koltuğa, ikinci durumda pasif bir süspansiyon ve pid ile kontrol edilen bir koltuğa, son durumda ise bir aktif süspansiyona ve pid ile kontrol edilen bir koltuğa sahip olacaktır. Her durum için konfor açısından elde edilen değerler karşılaştırılacak ve sonuçlar tartışılacaktır.

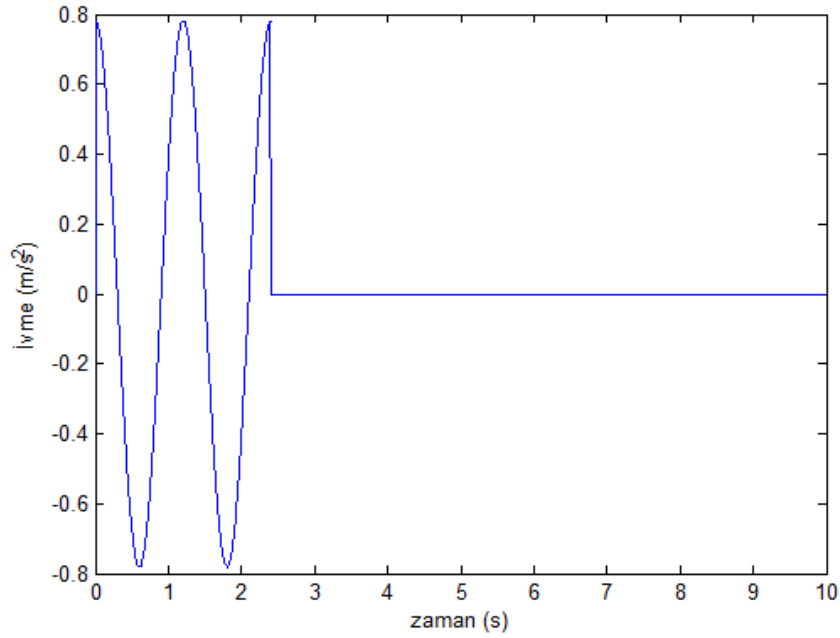
Modele girilecek yol profili ise literatürden seçilen bir profile benzeyecektir [50]. Böylelikle pasif ve aktif süspansiyon cevaplarının daha kolay incelenmesine olanak sağlanacaktır.

$$r_{yol} = \begin{cases} \frac{h}{2}(1 - \cos(wt)), 0 \leq t \leq \frac{2\lambda}{V} \\ 0 \end{cases} \quad (5.14)$$

Burada tepe yüksekliği $h=0.057$ m, yol uzunluğu $\lambda=30$ m, araç hızı $V=25$ m/s ve $w=2\pi V/\lambda$ olacak şekilde seçilmiştir.



Şekil 5.3 : Yol profili.



Şekil 5.4 : Yol profili ikinci türevi.

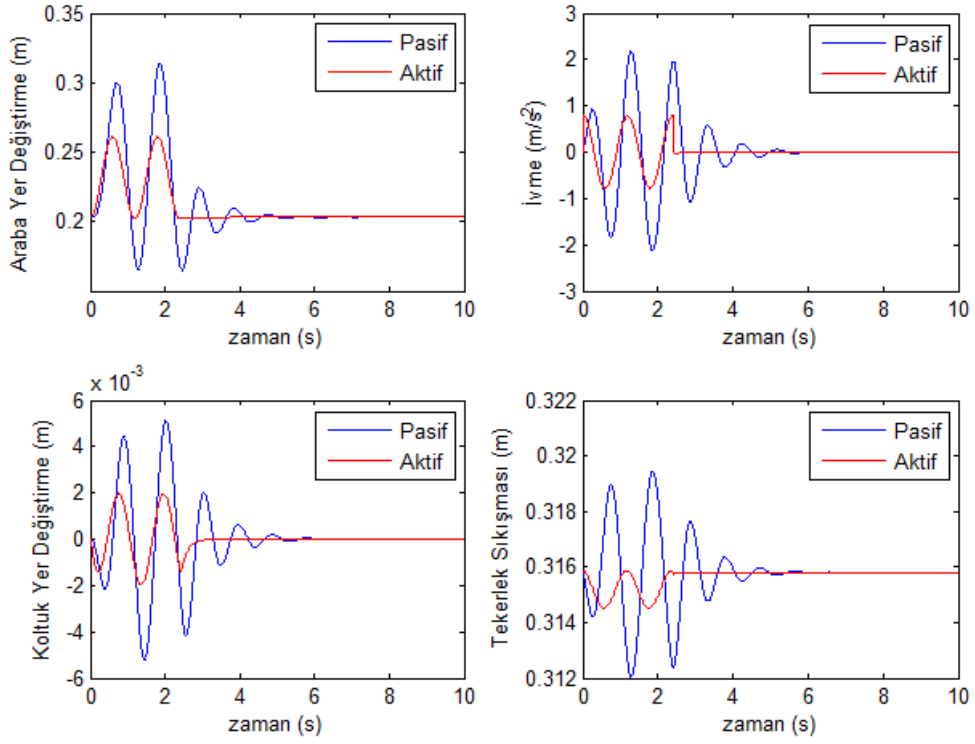
1. Durum;

Yukarıda belirtildiği gibi ilk durumda araçta bulunan süspansiyon aktif bir süspansiyondur ve PID ile kontrol edilmektedir. Kontrol için kullanılan PID parametreleri şu şekildedir;

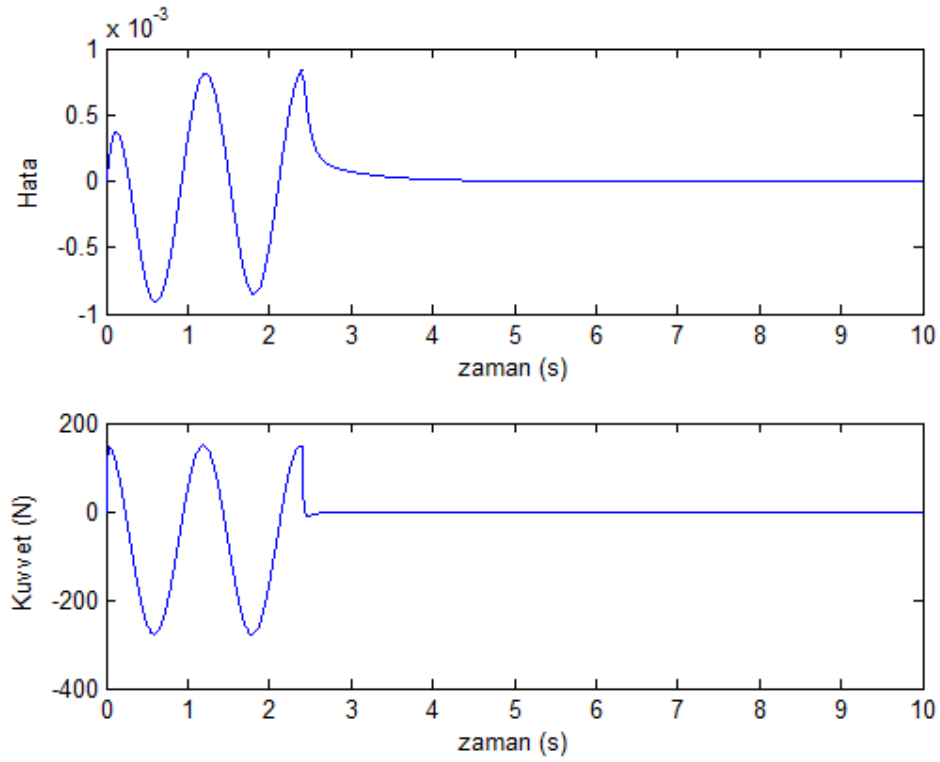
Çizelge 5.1 : PID katsayıları.

K_p	2.5136x10 ⁵ N/m
K_i	3.8440x10 ⁵ N/m
K_d	2.0401x10 ⁴ N/m

Şekil 5.5'ten de görüleceği gibi aktif süspansiyon, pasif süspansiyona göre daha iyi sonuçlar vermektedir. İvmeye meydana gelen azalma bize konforun iyileştiğini, tekerlek sıkışmasındaki azalma ise yol tutuşun arttığını söylemektedir. Aynı zamanda cevapların kararlı zamana oturma süreleride azalmıştır.



Şekil 5.5 : 1. Durum aktif- pasif süspansiyon cevapları.



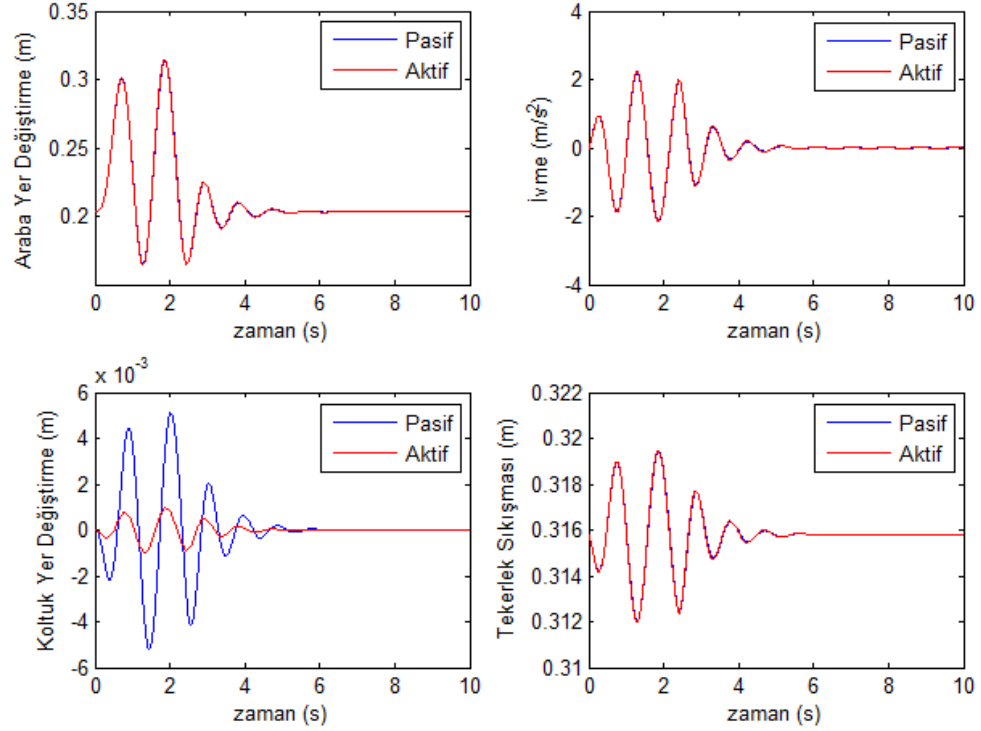
Şekil 5.6 : Hata ve eyleyici kuvvetleri.

2. Durum;

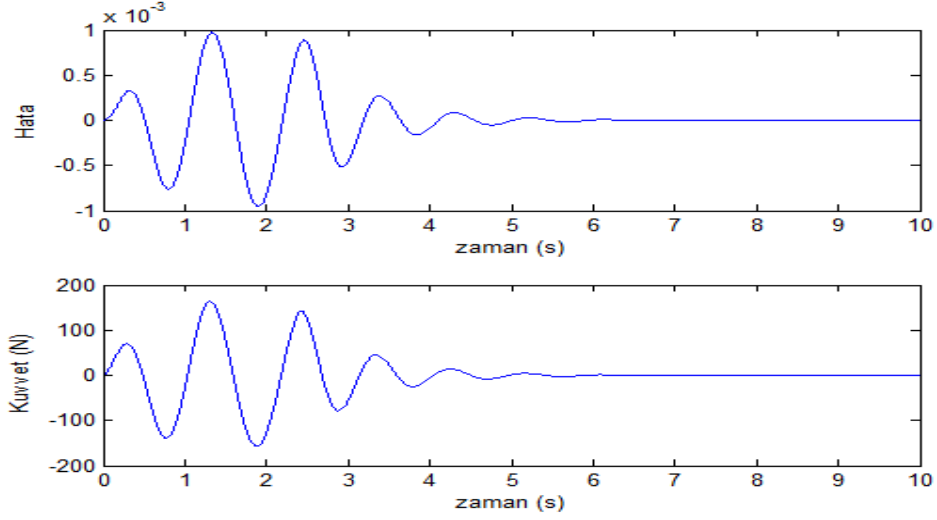
İkinci durumda, sadece koltuk kontrol edildiği için aracın yerdeğiştirme, ivme ya da yol tutuş performanslarında bir değişme gözlenememiştir. Öte yandan koltuk yer değiştirmesi ise 1. duruma oranla beklenildiği gibi iyileşmiştir.

Çizelge 5.2 : Koltuk pid katsayıları.

K_p	1.640×10^5 N/m
K_i	2.576×10^5 N/m
K_d	1.200×10^4 N/m



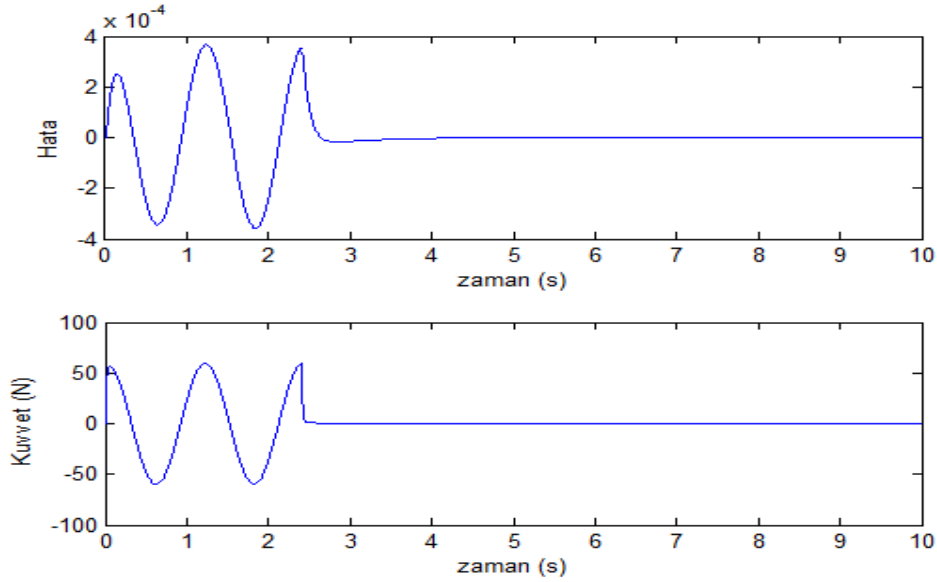
Şekil 5.7 : 2. Durum aktif- pasif süspansiyon cevapları.



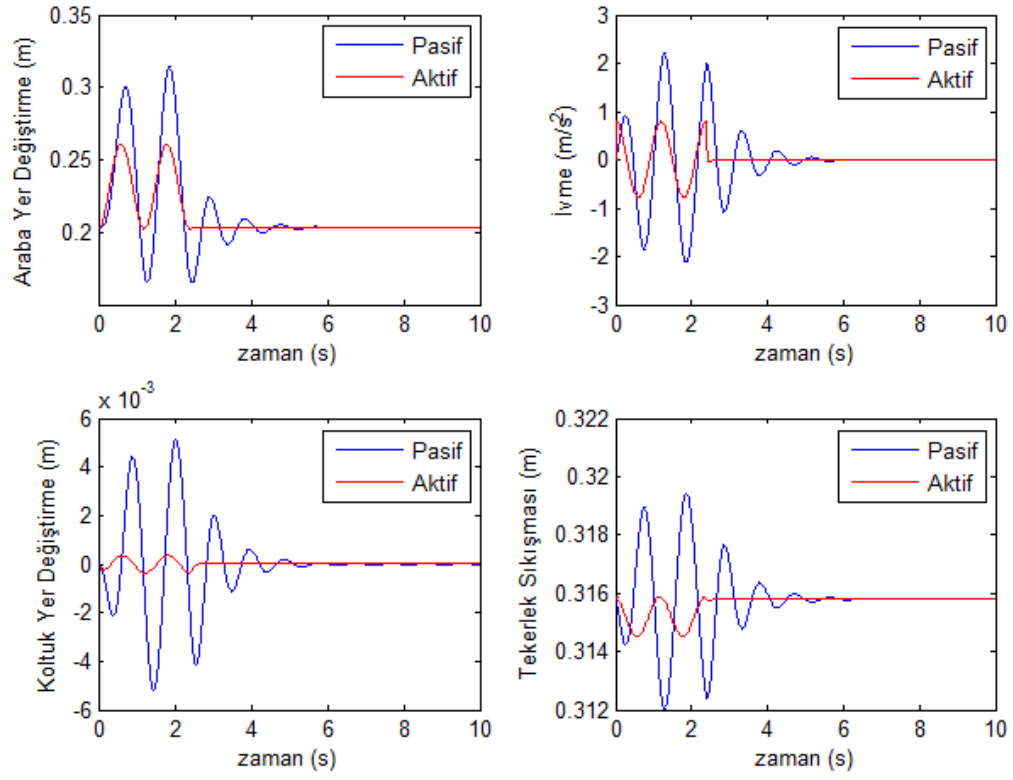
Şekil 5.8 : 2. Durum hata ve eyleyici kuvvetleri.

3. Durum;

Son durumda ise yukarıda belirtilen PID parametrelerini içeren kontrolcüler hem süspansiyonda hem de koltuk altında bulunmaktadırlar. Bu durum için Şekil 5.9 ve 5.10 incelenirse iki kontrolcünün etkisi ile birlikte koltuk yer değiştirme hareketinin iyice azaldığı ve aktif süspansiyonunda yardımıyla hatanın 10^{-4} mertebesine düştüğü görülmektedir. Ayrıca koltuk altındaki eyleyicinin sağladığı kuvvet ve cevap süresi azalmakta, sırasıyla 150 N seviyelerinden 50 N ve 5 saniyeden 2.5 saniyeye düşmektedir.



Şekil 5.9 : 3. Durum için 2. eyleyici hata ve eyleyici kuvvetleri.



Şekil 5.10 : 3. Durum aktif- pasif süspansiyon cevapları.

6. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Bu çalışmada ana amaç olarak araç dinamiği analizlerinde çokça kullanılan çeyrek araç modelini bir adım daha öne taşıyarak çift lades kemiği gibi bir süspansiyon türüne has özellikleri barındıracak bir modelin elde edilmesi amaçlanmıştır. Bu amaçla öncelikle ele alınacak sistemin serbest cisim diyagramları çıkartılarak modellenmeye başlanmış ve kapalı çevrimlerden de yararlanılarak bilinmeyen parametre sayısına eşit sayıda denklem elde edilmeye çalışılmıştır. Tüm sistemde ortak olarak kullanılan ve nerdeyse tüm dinamik modellerin vazgeçilmezi olan Newton kanunları uygulanarak ilgili denklemler elde edilmiştir. Özellikle kapalı çevrimlerden elde edilen denklemlerdeki ilgili parametrelerin hesaplanabilmesi için bu denklemlerin ikinci türevlerinin kullanıldığı da unutulmamalıdır.

Modellemede ikinci aşama olarak oluşturulan modelin doğruluğunu kanıtlamak için Adams/View ile, aynı özelliklere sahip bir model kurularak iki modelin sonuçları karşılaştırılmıştır. Step, sinüsoidalların toplamı şeklinde yazılmış bir rampa hatta gerçek yollara benzer sonuçların alındığı modeller ile oluşturulmuş yol profillerinin iki modele girilmesi ile elde edilen sonuçların aynı olduğu görülmüştür.

Modelin daha kullanışlı olması ve gerçek cevaplara daha da yaklaşılması için ise iki aşamalı olarak optimizasyon problemleri ele alınmıştır. İlk olarak süspansiyon mekanizmasının çalışma sınırlarının yani boyutlarının belirlenmesi gerekecektir. Bu ise bir amaç fonksiyonunun belirlenmesinin ardından bu amaç fonksiyonunun optimize yani minimize edilmesi ile gerçekleştirilebilir. Seçilen amaç fonksiyonu ise kamber açısının pozitif z ekseninden olan sapmasıdır. Yapılan simülasyonlar sonucunda elde edilen boyutlar kamber açısını minimize etmekle beraber daha fazla parametreyi içeren optimizasyonların yapılması şarttır. Bu yüzden özellikle virajlarda önemli bir hal alan yalpa merkezi yüksekliği ikinci bir optimizasyon ile modele dahil edilmiştir. Optimizasyonun ikinci aşamasında ise süspansiyonun nonlinear karaktere sahip olduğu varsayılarak ISO 2631 standartında belirtilen hususlara uyularak konfor ve yol tutuş açısından gerekli incelemeler yapılmıştır.

Son olarak ise modele bir sürücü koltuğu ilavesi ve aktif süspansiyon yaklaşımı ile PID kontrol uygulanmıştır. Ele alınan üç strateji sonucunda araç ve koltuk ivmelerinin azaldığı yani konforun arttığı gözlemlenmiştir.

Yukarıda bahsedildiği gibi çalışmanın asıl amacı mekanizma içeren süspansiyonların çeyrek ya da dörtte bir araç modeli olarak ele alınmasıdır. Böylelikle klasik çeyrek araç modelinde bulunmayan kamber açısı ve mekanizma geometrileri gibi özelliklerde incelenebilecek hatta optimize edilebilecektir. Diğer yandan bu çalışmadan yola çıkılarak ve aynı yollar izlenerek yarım araç modellerinin elde edilmesi de mümkündür. Bu ise çeyrek araç modellerinin barındırmadığı yalpa dinamiğinin de incelenmesine olanak sağlayacaktır. Fakat denklem sayılarının ve başlangıç şartlarının çokluğu bir dezavantaj gibi görünmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] **How Car Suspensions Work**, 2005.
Url-1 <<http://auto.howstuffworks.com/car-suspension.htm>> ,alındığı tarih 2008.
- [2] **Rajamani, R.**, 2006. Vehicle Dynamics and Control, Springer.
- [3] **Smith, J.H.**, 2002. An introduction to modern vehicle design, Warrendale, PA : *SAE International* ; Oxford : *Butterworth-Heinemann*.
- [4] **Süspansiyon Sistemlerinin Analizi**,
Url-2 <http://www.obitet.gazi.edu.tr/obitet/suspansiyon_sis/onsus_sis1.htm> , alındığı tarih 2008.
- [5] **Munki**, 2005. Suspension and Steering,
Url-3 <http://www.saabcentral.com/~munki/technical/suspension_steering/tech_specs.htm> ,alındığı tarih 2008.
- [6] **Sci-Tech Encyclopedia**, 2008. Torsion Bar,
Url-4<<http://www.answers.com/topic/torsion-bar>>,alındığı tarih 2008.
- [7] **Citroen Australia**, 2000. Hydro-Pneumatic Suspension, Technical information,
Url-5 <http://www.myweb.com.au/citroen/cit_tech_hydropneu.htm> ,alındığı tarih 2008.
- [8] **Auto Warranty Broker**, 2008. Automotive Glossary of Terms.
Url-6 <http://www.autowarrantybroker.com/faq_glossary_detailed_a.aspx>,alındığı tarih 2008.
- [9] **Song, X.**, 2008. Decomposition approach to model smart suspension struts, *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*, **13**, 1695-1705.
- [10] **Poynor, J.C.**, 2001. Innovative Designs for Magneto-Rheological Dampers, *Master's Thesis*, Virginia Polytechnic Institute and State University, Blacksburg, Virginia.
- [11] **Longhurst, C.J.**, 2008. The Suspension Bible.
Url-7 <http://www.carbibles.com/suspension_bible.html> ,alındığı tarih 2008.
- [12] **Url-8** <http://www.dodge.com/en/2008/ram_1500/durability/handling_suspension/>,alındığı tarih 2008.

- [13] **Ulukapı, M.**, 2005. Aktif ve Yarı Aktif Süspansiyon Sistemlerinin Simülasyon Ortamında İncelenmesi, *Yüksek Lisans Tezi*, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [14] **Liu, J., Zhuang, D.J., Yu, F. And Lou, L.M.**, 2008. Optimized Design for a Macpherson Strut Suspension with Side Load Springs, *International Journal of Automotive Technology*, **9**, 29-35.
- [15] **Mantaras, D.A., Luque, P., Vera, C.**, 2004. Development and Validation of a Three-Dimensional Kinematic Model for the McPherson Steering and Suspension Mechanism, *Mechanism and Machine Theory*, **39**, 603-619.
- [16] **Boyalı, A.**, 2002. Yol Taşıtları Ön Süspansiyon Sistemlerinin Bilgisayar Destekli Analizi ve Optimizasyonu, *Yüksek Lisans Tezi*, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [17] **Georgiou, G., Verros, G. and Natsiavas, S.**, 2007. Multi-objective optimization of quarter-car models with a passive or semi-active suspension system, *Vehicle System Dynamics*, **45-1**, 77-92.
- [18] **Gillespie, T.D.**, 1992. Fundamentals of vehicle dynamics , Warrendale, PA : *Society of Automotive Engineers*.
- [19] **Sun, T., Zhang, Y. And Barak, P.**, 2002. Quarter Vehicle Ride Model, *Society of Automotive Engineers, Inc*, 2002-01-1581.
- [20] **Attia, H.A.**, 2002. Dynamic modelling of the double wishbone motor-vehicle suspension system, *European Journal of Mechanics A/Solids*, **21**, 167-174.
- [21] **Beard, J.E. and Waggenspack, W.N.**, Kinematic and Dynamic Comparisons of Double A-Arm and McPherson Strut Suspension Systems, *SAE*, 932913.
- [22] **Segal, D.J.**, 1976. HVOSM Vol. 4: Engineering Manual Validation, *NTIS Report FHWA-RD-76-165*, February 1976.
- [23] **Bian, X. L., Song, B. A. and Walter, R.**, 2004. Optimization of steering linkage and double-wishbone suspension via R-W multi-body dynamic analysis, *Forschung im Ingenieurwesen*, **69**, 38 – 43, Springer- Verlag.
- [24] **Bian, X. L., Song, B. A. and Becker, W.**, 2003. The optimisation design of the McPherson strut and steering mechanism for automobiles, *Forschung im Ingenieurwesen*, **68**, 60 – 65, Springer- Verlag.
- [25] **Morman, K.N., Jr.**, 1977. Non-Linear Model Formulation for the Static and Dynamic Analyses of Front Suspensions, *SAE International Automotive Engineering Congress and Exposition Cobo Hall, Detroit*.
- [26] **Hwang, J.S., Kim, S.R. and Han, S.Y.**, 2007. Kinematic design of a double wishbone type front suspension mechanism using multi-objective optimization, *5th Australasian Congress on Applied Mechanics, ACAM 200*, 10-12 December 2007, Brisbane, Australia.

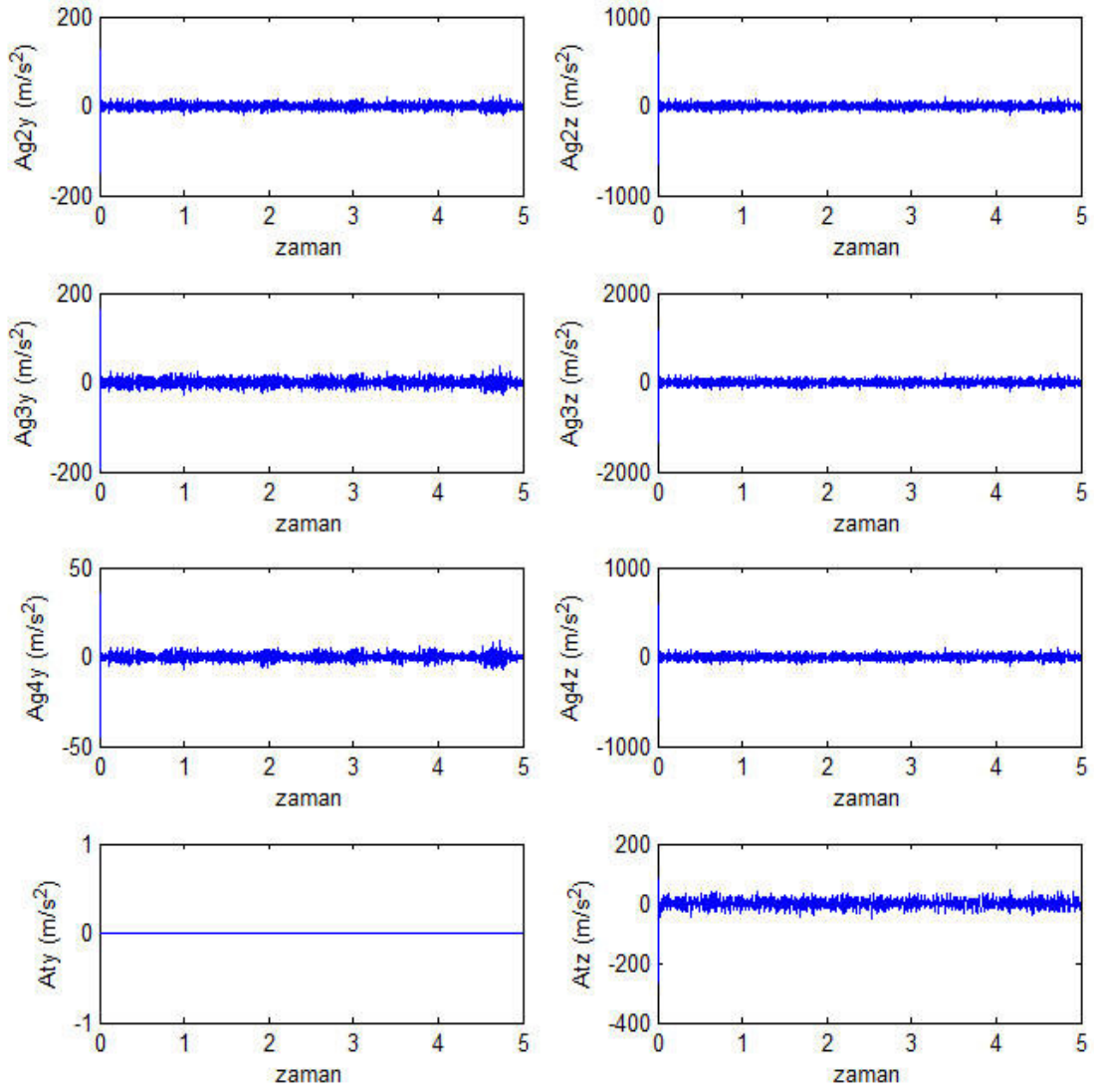
- [27] **Rae, W.J. and Kasprzak, E.M.**, 2002. Kinematics of a Double A-arm Suspension, Using euler Orientation Variables, *SAE 2002 World Congress Detroit, Michigan*, 2002-01-0279.
- [28] **Suh, C. H.**, 1989. Synthesis and Analysis of Suspension Mechanisms with Use of Displacement Matrices, *SAE paper 890098*, 189-200.
- [29] **Mangun, D.A.**, 2006. Simulation And Characterization Of Tire Nonuniformity Induced Steering Nibble Vibrations Through Integrated Subsystems Modeling,
- [30] **Chen, K. And Beale, D.G.**, 2003. Base Dynamic Parameter Estimation of a MacPherson Suspension Mechanism, *Vehicle System Dynamics-International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, **39**, 227-244.
- [31] **Cherian, V.**, 2005. Modeling, Simulation and Experimental Testing of Suspension and Steering Subsystems for Steering Nibble Characterization, *Master's Thesis*, Clemson University, December 2005.
- [32] **Gardner, J.F.**, 2001. Simulations of Machines Using Matlab and Simulink, *Brooks/Cole*.
- [33] **ISO 8608**, 1995. Mechanical vibration- Road surface profiles- Reporting of measured data, *International Organization for Standardization*, Switzerland.
- [34] **Kamash, K.M.A. and Robson, J.D.**, 1978. The Application of Isotropy in Road Surface Modelling, *Journal of Sound and Vibration*, **57(1)**, 89-100.
- [35] **Cebon, D.**, 1999. Handbook of Vehicle-Road Interaction: vehicle dynamics, suspension design, and road damage, pp. 20-27, Taylor & Francis.
- [36] **Norton, R.L.**, 2004. Design of Machinery: an introduction to the synthesis and analysis of mechanisms and machines, Boston: McGraw-Hill Higher Education.
- [37] **Paul, B.**, 1979. Kinematics and Dynamics of Planar Machinery, New Jersey : Prentice-Hall.
- [38] **Chang. W.T., Lin, C.C. and Wu, L.L.**, 2005. A Note on Grashof's Theorem, *Journal of Marine Science and Technology*, **13**, 239-248.
- [39] **Liu, K. And Boyle, W.P.**, 1997. Dimensional Optimization for the Crank-Rocker Mechanism using TK Solver, *Int. J. Engng Ed.*, **13**, 417-425.
- [40] **Uys, P.E., Els, P.S. and Thoresson, M.**, 2007. Suspension settings for optimal ride comfort of off-road vehicles travelling on roads with different roughness and speeds, *Journal of Terramechanics*, **44**, 163-175.
- [41] **Sun. L.**, 2002. Optimum design of "road-friendly" vehicle suspension systems subjected to rough pavement surfaces, *Applied Mathematical Modelling*, **26**, 635-652.
- [42] **Toyo Tire Talk**, 2005. Wheel Alignment - Basic Knowledge for Passenger Cars ,Technical Service Department, Japan.

- [43] **Robert Q. Riley Enterprises, LLC**, 2006. Automobile Ride, Handling, and Suspension Design With Implications for Low Mass Vehicles,
Url-9 <www.rqriley.com/suspensn.htm>, alındığı tarih 2008.
- [44] **Ball, J.K. and Stone, R.**, 2004. Automotive Engineering Fundamentals, *SAE International*, Warrendale, PA.
- [45] **Blundell, M. and Harty, D.**, 2004. The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics, Oxford ; Burlington, MA : Elsevier Butterworth-Heinemann.
- [46] **Broyles, D.J.**, 2007. A Design Optimization Methodology For The Front Suspension of The 2007 Cooper Union Mini Baja SAE Vehicle, *Master of Engineering Thesis*, The Cooper Union for The Advancement of Science and Art Albert Nerken School of Engineering.
- [47] **ISO 2631-1**, 1997. Mechanical vibration and shock- Evaluation of human exposure to whole body vibration, *International Organization for Standardization*, Switzerland.
- [48] **Andren, P.**, 2006. Power spectral density approximations of longitudinal road profiles, *Int. J. Vehicle Design*, **40**, 2-14 .
- [49] **BS 6841**, 1987. British standart guide to measurement and evaluation of human exposure to whole body mechanical vibration and repeated shock, *British Standart Institution*.
- [50] **Shirahatt, A., Prasad, P.S.S., Panzade, P. and Kulkarni, M.M.**, 2008. Optimal Design of Passenger Car Suspansion for Ride and Road Holding, *J.of the Braz. Soc. Of Mech. Sci. & Eng.* , 66-75.
- [51] **Güçlü, R.**, 2003. Active Control of Seat Vibrations of a Vehicle Model Using Various Suspension Alternatives, *Turkish J. Eng. Env. Sci.* , **27**, 361-373.
- [52] **Ogata, K.**, 2002. Modern Control Engineering, Prentice-Hall, New Jersey.
- [53] **Bosch, R. and Bauer, H.**, 2000. Automotive handboook, Stuttgart.

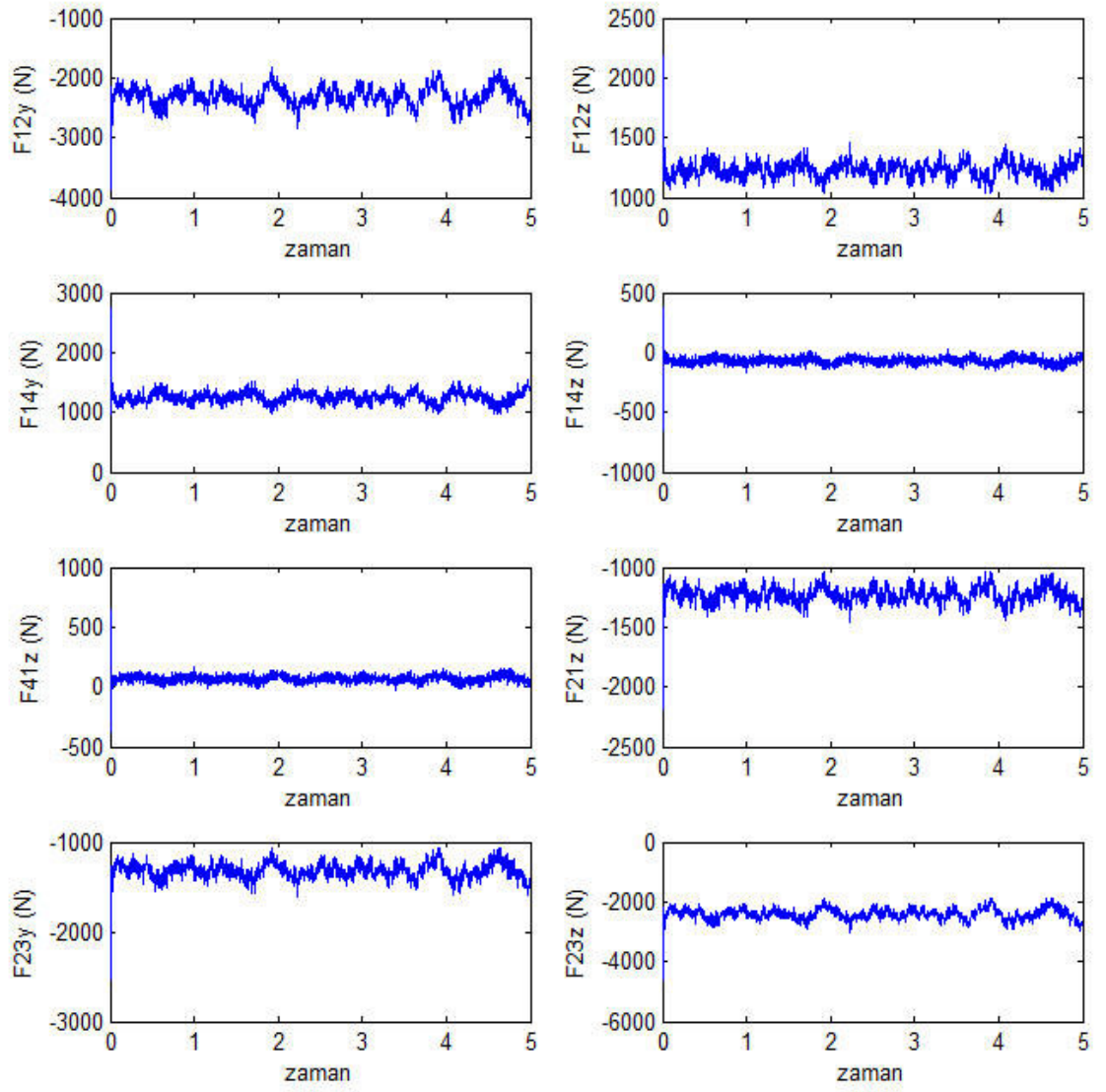
EKLER

EK A : Modele Pürüzlü Yol Girilmesiyle Elde Edilen Cevaplar

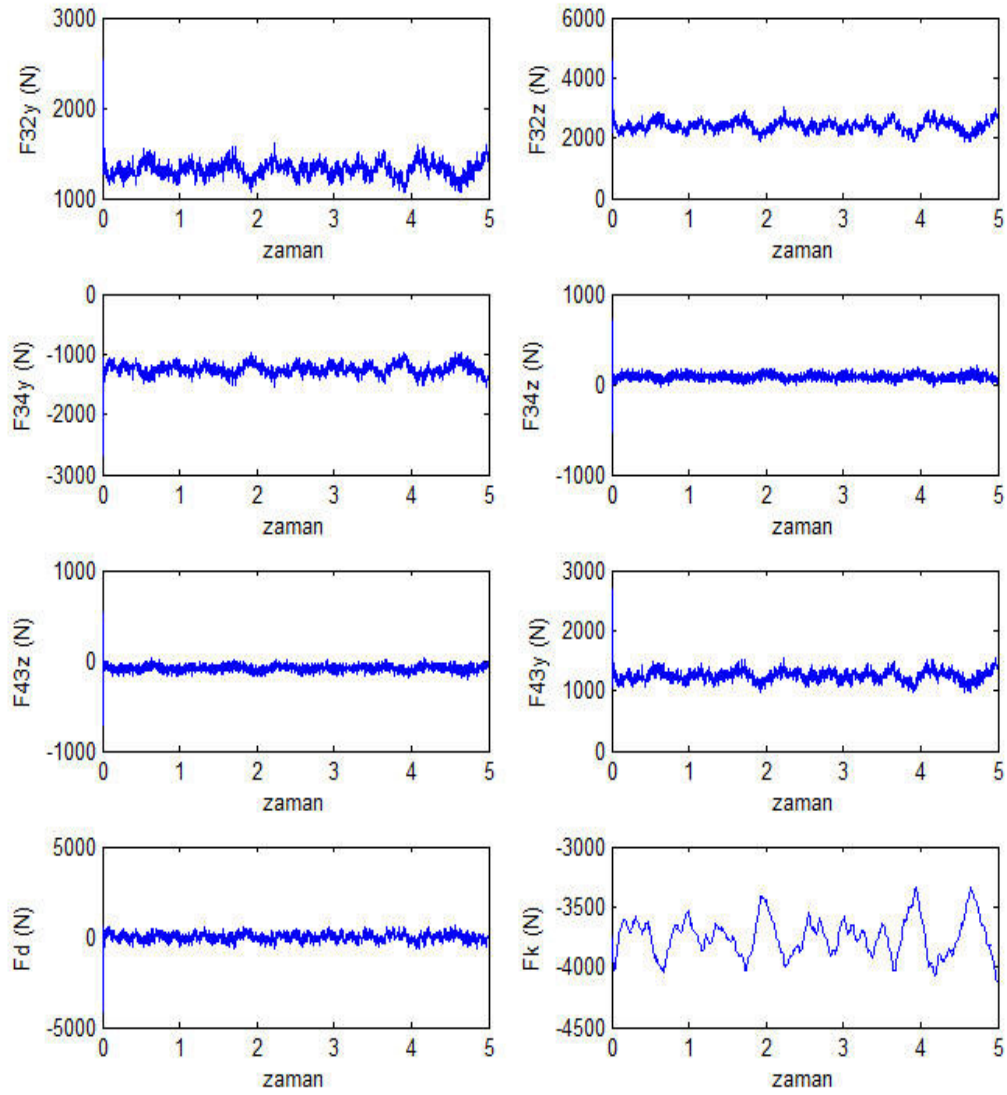
EK A



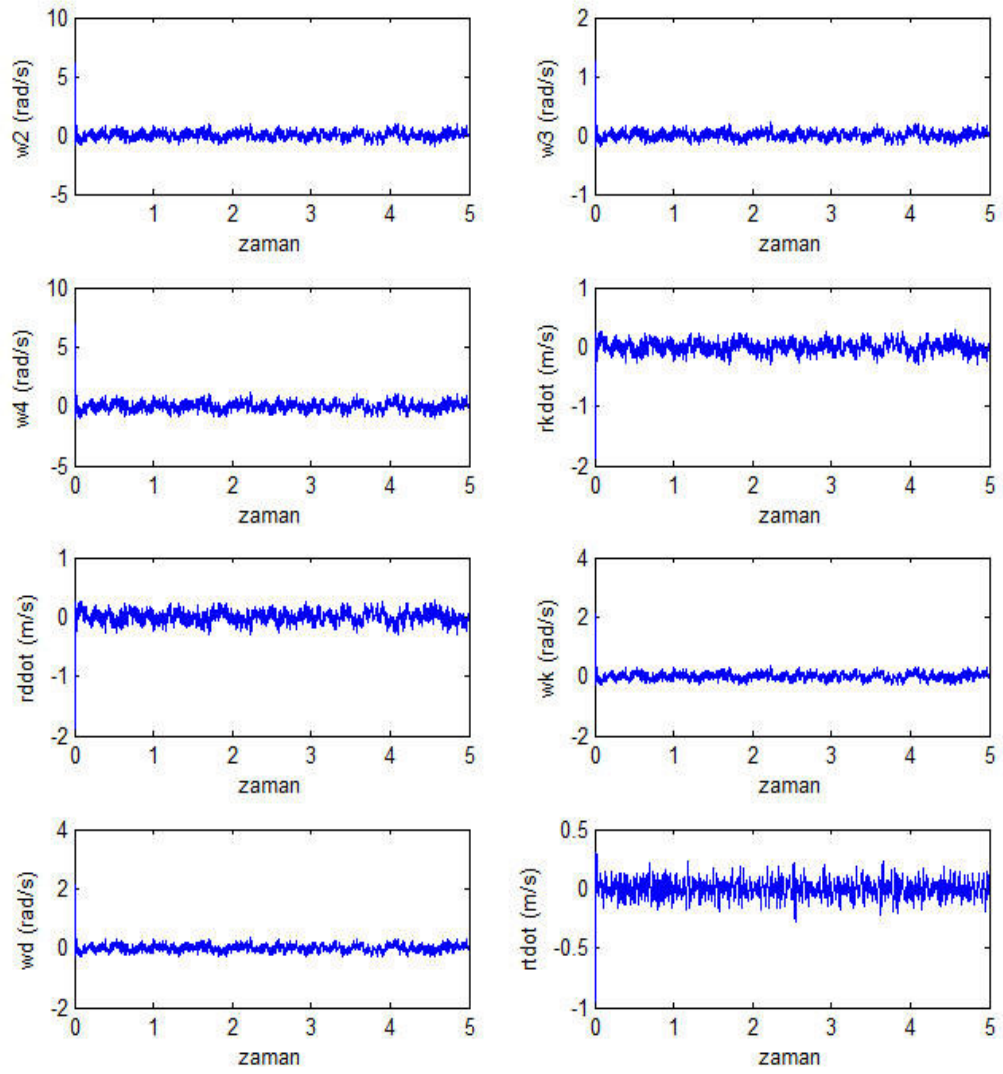
Şekil A.1 : Pürüzlü yol ile elde edilen ivmeler.



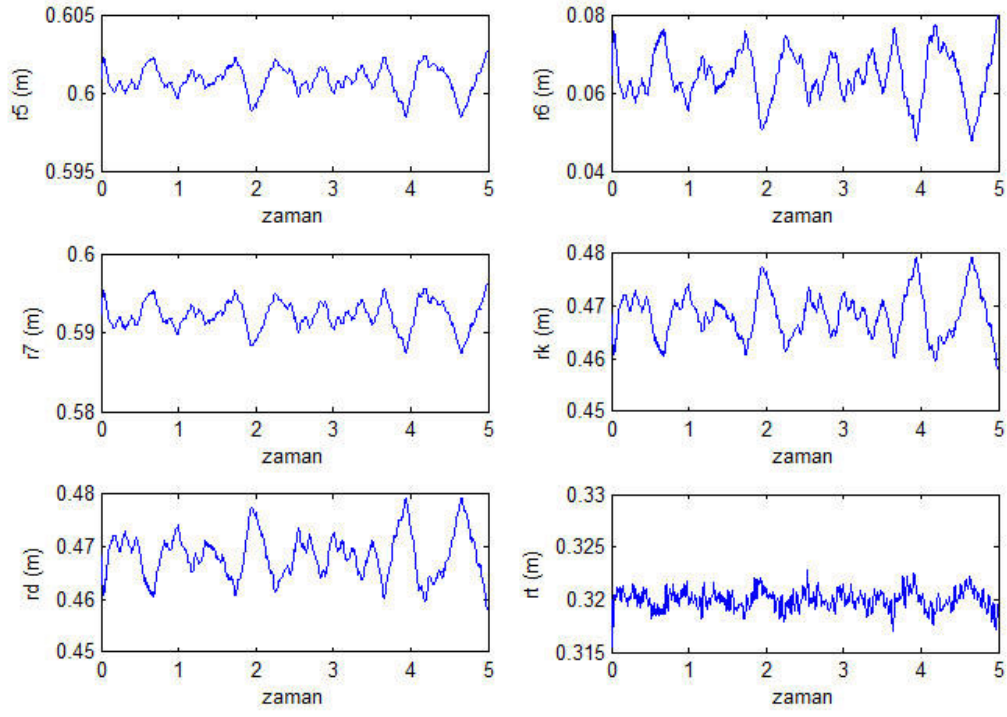
Şekil A.2 : Pürüzlü yol ile elde edilen kuvvetler.



Şekil A.3 : Pürüzlü yol ile elde edilen kuvvetler.



Şekil A.4 : Pürüzlü yol ile elde edilen hızlar.



Şekil A.5 : Pürüzlü yol ile elde edilen yerdeğişirmeler.

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Yıldıray KORAY

Doğum Yeri ve Tarihi: KOCAELİ 1984

Adres: AydınKent Lüleburgaz/KIRKLARELİ

Lisans Üniversite: Yıldız Teknik Üniversitesi