

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**SÜSPANSİYON PARAMETRELERİ OPTİMİZASYONU
VE YARI-AKTİF ELEMAN İLE İSTENEN PASİF DAMPER
KARAKTERİSTİKLERİNİN ELDE EDİLMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Dinçer ÖZCAN**

Anabilim Dalı : Makina Mühendisliği

Programı : Sistem Dinamiği ve Kontrol

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Levent GÜVENÇ

HAZİRAN 2009

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**SÜSPANSİYON PARAMETRELERİ OPTİMİZASYONU
VE YARI-AKTİF ELEMAN İLE İSTENEN PASİF DAMPER
KARAKTERİSTİKLERİNİN ELDE EDİLMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Dinçer ÖZCAN
(503051604)**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 04 Mayıs 2009
Tezin Savunulduğu Tarih : 03 Haziran 2009**

**Tez Danışmanı : Prof. Dr. Levent GÜVENÇ (İTÜ)
Diğer Jüri Üyeleri : Doç. Dr. Bilin Aksun GÜVENÇ (İTÜ)
Prof. Dr. Elbrus Caferov (İTÜ)**

HAZİRAN 2009

Aileme,

ÖNSÖZ

Otomotiv sektörü, tüm sanayileşmiş ülkelerde ekonominin temel taşlarından biridir. Sektörün ekonomideki bu lokomotif etkisinin nedeni, diğer sanayi dalları ve diğer sektörler ile de ilişki içerisinde olmasıdır. Türkiye’de de otomotiv sektörü, ilk üretimlerin yapıldığı 1960’lı yıllardan bu yana şu an, beşte birlik oran ile ülke ihracatının en büyük payına sahip ve ülke çapında doğrudan 230 bin kişinin, dolaylı olarak 4 milyon kişinin gelir elde ettiği bir sektör haline gelmiştir. Diğer taraftan yarattığı katma değer, son teknolojilerin sanayiye intikali, hem üretim hem AR-GE faaliyetleri için nitelikli insan gücü oluşturması gibi faydalarıyla da ülkemizin ve insanımızın küresel dünyadaki yerini şekillendirmektedir.

Günümüzde otomotiv sektöründeki uluslararası rekabet, fiyatla birlikte artık kalite, güvenlik, çevrecilik, ürün çeşitliliği ve geleceğe yatırım gibi başlıklarda da kendini göstermektedir. Bu sebeple firmalar çalışmalarını çevresel standartların yakalanması, alternatif yakıt kullanımı, yakıt tasarrufu, güvenlik, daha az ve geri dönüşüme uygun malzeme kullanımı gibi hedeflere yönlendirmektedir. Bu sayede bugün ürün geliştirme faaliyetlerine daha büyük bütçeler ayrılmakta, sanayi-üniversite işbirlikleriyle ülkemizde yenilikçi ve başarılı çalışmalara imza atılmaktadır.

Kara taşıtlarında güvenli bir sürüş ve konforun elde edilmesi ve bir yarı-aktif süspansiyon sistemi uygulamasını konu alan bu tez çalışmasının her aşamasında bana yol gösteren başta danışman hocam Prof. Dr. Levent Güvenç’e ve her zaman desteğini gördüğüm hocam Yrd. Doç. Dr. Ümit Sönmez’e içten teşekkürlerimi sunuyorum. Ayrıca bana çalışmalarım için veri sağlayan, prototip araç ve test düzenekleri imkanlarından yararlanma fırsatı veren Ford-Otosan’a teşekkürlerimi sunarım.

Son olarak, bugünüme kadar her an sonsuz desteklerini bildiğim ve hissettiğim aileme sevgilerimi sunuyorum, teşekkür ediyorum.

Haziran 2009

Dinçer ÖZCAN

Makina Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	v
İÇİNDEKİLER	vii
KISALTMALAR	ix
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xi
ŞEKİL LİSTESİ.....	xiii
SEMBOL LİSTESİ.....	xvii
ÖZET.....	xix
SUMMARY	xxi
1. GİRİŞ	1
1.1 Süspansiyon Sistemleri	1
1.1.1 Süspansiyon Tipleri.....	2
1.1.2 Optimal Tasarımın Gerekliği	6
1.2 Literatür Taraması.....	7
1.2.1 Konfor	8
1.2.2 Yol tutuşu	8
1.3 Tezin Kapsamı	17
2. ARAÇ MODELLERİ	19
2.1 Çeyrek Araç Modeli.....	19
2.2 Yarım Araç Modeli	20
2.3 Tam Araç Modeli	23
2.4 Carmaker Modeli	25
3. OPTİMİZASYON.....	27
3.1 Giriş.....	27
3.1.1 Optimizasyon Yöntemi	29
3.1.1.1 “fmincon komutu”	29
3.2 Yol Profilinin Oluşturulması.....	30
3.2.1 Tanımlar ve Kavramlar	30
3.2.2 Tek İzli Yol Profili	32
3.2.3 İkinci İzini Eklenmesi	33
3.3 Yay ve Damper Eğrilerinin Elde Edilmesi.....	35
3.4 Çeyrek Araç Modeli Optimizasyonu Sonuçları	36
3.4.1 Birinci Durum: Doğrusal Yay ve Doğrusal Damper.....	36
3.4.2 İkinci Durum: Doğrusal Yay ve Doğrusal Olmayan Damper.....	39
3.4.3 Üçüncü Durum: Doğrusal Yay ve Doğrusal Olmayan Damper.....	41
3.4.4 Sönümleme Eğrisinin Optimizasyonu.....	45
3.4.4.1 Dördüncü Durum	46
3.4.4.2 Beşinci Durum	49
3.4.4.3 Altıncı Durum	51
3.5 Yarım Araç Modeli Optimizasyonu Sonuçları	54
3.5.1 Birinci Durum: Doğrusal Yay ve Doğrusal Damper.....	54
3.5.2 İkinci Durum: Doğrusal Olmayan Yay ve Damper	56

3.5.3	Üçüncü Durum: Doğrusal Olmayan Yay ve Damper	59
3.5.4	Dördüncü Durum: Doğrusal Olmayan Yay ve Damper.....	63
3.5.5	Sönümlleme Eğrisinin Optimizasyonu	66
3.5.5.1	Beşinci Durum	67
3.5.5.2	Altıncı Durum	70
3.6	Carmaker Modeli Benzetim Sonuçları.....	72
3.6.1	Birinci Durum: Yalpa Dinamiği Testi	72
3.6.2	İkinci Durum: Konfor ve Yol Tutuşu Performansları Testi.....	74
3.6.3	Üçüncü Durum: Doğrusal ve Doğrusal Olmayan Süspansiyon Performansları Değerlendirmesi	77
3.6.4	Dördüncü Durum: Sönümlleme Eğrisi Optimizasyonları Testi.....	78
4.	PASİF SÜSPANSİYON YAY VE DAMPER KARAKTERİSTİKLERİ OPTİMİZASYONU İÇİN KULLANICI ARAYÜZÜ HAZIRLANMASI.....	81
4.1	Giriş.....	81
4.2	Kullanıcı Arayüzünün Hazırlanması ve Kullanımı.....	82
5.	YARI-AKTİF SÜSPANSİYON SİSTEMLERİ	87
5.1	Giriş.....	87
5.2	Bir Yarı-aktif Süspansiyon Sistemi Uygulaması	88
5.2.1	Kullanılan Modeller, Kontrolcüler ve Yöntemler.....	88
5.2.1.1	Skyhook, Groundhook ve Hibrid Kontrol Stratejileri.....	88
5.2.1.2	Yalpalama, Yunuslama Kontrolcüler ve Üst Seviye Kontrol.....	91
5.2.2	Prototip Araç Altyapısı	92
5.2.3	Prototip Araç Testleri ve Kontrolcü Performanslarının İncelenmesi.....	94
6.	PASİF DAMPER KARAKTERİSTİKLERİNİN YARI-AKTİF DAMPER İLE ELDE EDİLMESİ.....	99
6.1	Giriş.....	99
6.2	Pasif Damper Karakteristiği Elde Etme Yöntemi	100
6.3	Yöntemin Sağladığı Avantajlar.....	103
7.	SONUÇ VE ÖNERİLER.....	105
	KAYNAKLAR	109
	EKLER.....	113

KISALTMALAR

RMS	: Root Mean Square
ISO	: International Organization for Standardization
PSD	: Power Spectral Density
CVD	: Continuously Varying Damper
MABX	: Microautobox
ADC	: Analog to Digital Converter
DAC	: Digital to Analog Converter
CAN	: Controller Area Network

ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 3.1 : Farklı yol tipleri için G_0 katsayısı	31
Çizelge A.1: Yol profili elde etmek için kullanılan parametreler.....	120

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Çift lades kemiği tipi süspansiyon (Url-4)	3
Şekil 1.2 : Ön ve arkada kullanılan MacPherson tipi süspansiyonlar (Url-4 ve Reimpell, 2001).....	3
Şekil 1.3 : Çok kollu süspansiyon tipi (Reimpell, 2001).....	4
Şekil 1.4 : Yaprak yaylı katı aks tipi süspansiyon (Url-4).....	5
Şekil 1.5 : Çubuk akslı süspansiyon sistemi (Url-4)	6
Şekil 1.6 : Çubuk akslı süspansiyon sisteminin bir türevi (Reimpell, 2001).....	6
Şekil 2.1 : Çeyrek araç modeli (Özcan, 2008'den alınmıştır.)	20
Şekil 2.2 : Yarım araç modeli (Özcan, 2008'den alınmıştır.).....	21
Şekil 2.3 : Arkası bağımlı, tam araç süspansiyon modeli.....	23
Şekil 2.4 : Carmaker araç modeli ana blokları ve bağlantıları ekranı	26
Şekil 2.5 : Carmaker modeli	26
Şekil 3.1 : Farklı yollar için pürüzlülük PSD değerleri	32
Şekil 3.2 : İki İzli yol profili	34
Şekil 3.3 : Ön ve arka dampere ait sönümleme eğrileri.....	35
Şekil 3.4 : Ön ve arka dampere ait sönümleme eğrilerinin eksponansiyel fonksiyonlar ile ifade edilmesi	35
Şekil 3.5 : Yaprak yaya ait karakteristik.....	36
Şekil 3.6 : Beyaz gürültü	37
Şekil 3.7 : Amaç fonksiyonunun optimizasyon süresince değişimi	38
Şekil 3.8 : Tasarım değişkenlerinin optimizasyon süresince değişimi	38
Şekil 3.9 : Amaç fonksiyonu terimlerinin optimizasyon süresince değişimi	39
Şekil 3.10 : Amaç fonksiyonu değişimi.....	40
Şekil 3.11 : Amaç fonksiyonu terimleri değişimi	40
Şekil 3.12 : Tasarım değişkenleri değişimi.....	41
Şekil 3.13 : Damper eğrisi kıyaslaması	41
Şekil 3.14 : Optimizasyonda kullanılan Robson yol profili	42
Şekil 3.15 : Amaç fonksiyonu değişimi.....	43
Şekil 3.16 : Amaç fonksiyonu terimleri değişimi	43
Şekil 3.17 : Amaç fonksiyonu terimlerinin minimizasyonu	44
Şekil 3.18 : Tasarım değişkenleri değişimi.....	44
Şekil 3.19 : Damper eğrisi kıyaslaması	44
Şekil 3.20 : Amaç fonksiyonu değişimi.....	45
Şekil 3.21 : Ön damper eğrisini oluşturan noktalar	46
Şekil 3.22 : Amaç fonksiyonunun değişimi.....	47
Şekil 3.23 : Amaç fonksiyonunu oluşturan terimlerin değişimi	47
Şekil 3.24 : Tasarım değişkenlerinin değişimi (Açılma).....	48
Şekil 3.25 : Tasarım değişkenlerinin değişimi (Kapanma)	48
Şekil 3.26 : Optimizasyon öncesi ve sonrası damper eğrisi	48
Şekil 3.27 : 4 Doğru ile oluşturulan sönümleme eğrisi	49
Şekil 3.28 : Amaç fonksiyonunun değişimi.....	50

Şekil 3.29 : Amaç fonksiyonunu oluşturan terimlerin değişimi	50
Şekil 3.30 : Tasarım değişkenlerinin değişimi (Açılma)	50
Şekil 3.31 : Tasarım değişkenlerinin değişimi (Kapanma).....	51
Şekil 3.32 : Optimizasyon öncesi ve sonrası damper eğrisi	51
Şekil 3.33 : 7 Doğru ile oluşturulan sönümleme eğrisi.....	52
Şekil 3.34 : Amaç fonksiyonunun değişimi.....	52
Şekil 3.35 : Amaç fonksiyonunu oluşturan terimlerin değişimi	53
Şekil 3.36 : Tasarım değişkenlerinin değişimi (Açılma)	53
Şekil 3.37 : Tasarım değişkenlerinin değişimi (Kapanma).....	53
Şekil 3.38 : Optimizasyon öncesi ve sonrası damper eğrisi.	54
Şekil 3.39 : Amaç fonksiyonunun optimizasyon süresince değişimi	55
Şekil 3.40 : Tasarım değişkenlerinin optimizasyon süresince değişimi	55
Şekil 3.41 : Amaç fonksiyonu terimlerinin optimizasyon süresince değişimi	56
Şekil 3.42 : Amaç fonksiyonu değişimi.....	56
Şekil 3.43 : Amaç fonksiyonu değişimi.....	57
Şekil 3.44 : Amaç fonksiyonu terimleri değişimi	58
Şekil 3.45 : Tasarım değişkenleri değişimi.....	58
Şekil 3.46 : Damper eğrisi kıyaslaması	58
Şekil 3.47 : Yay eğrisi kıyaslaması.....	59
Şekil 3.48 : Amaç fonksiyonu değişimi.....	59
Şekil 3.49 : Amaç fonksiyonu değişimi.....	61
Şekil 3.50 : Amaç fonksiyonu terimleri değişimi	62
Şekil 3.51 : Tasarım değişkenleri değişimi.....	62
Şekil 3.52 : Damper eğrisi kıyaslaması	62
Şekil 3.53 : Yay eğrisi kıyaslaması.....	63
Şekil 3.54 : Yalpa dinamiği kıyaslaması	63
Şekil 3.55 : Çift izli yol profili.....	64
Şekil 3.56 : Amaç fonksiyonunun optimizasyon süresince değişimi	65
Şekil 3.57 : Amaç fonksiyonu terimlerinin optimizasyon süresince değişimi	65
Şekil 3.58 : Amaç fonksiyonunun terimlerinin optimizasyon süresince minimizasyonu	66
Şekil 3.59 : Tasarım değişkenlerinin optimizasyon süresince değişimi	66
Şekil 3.60 : Damper eğrisini oluşturan noktalar	67
Şekil 3.61 : Amaç fonksiyonunun değişimi.....	68
Şekil 3.62 : Amaç fonksiyonunu oluşturan terimlerin değişimi	68
Şekil 3.63 : Tasarım değişkenlerinin değişimi (Açılma)	69
Şekil 3.64 : Tasarım değişkenlerinin değişimi (Kapanma).....	69
Şekil 3.65 : Optimizasyon öncesi ve sonrası damper eğrisi	69
Şekil 3.66 : 6 Doğru ile oluşturulan sönümleme eğrisi.....	70
Şekil 3.67 : Amaç fonksiyonunun değişimi.....	71
Şekil 3.68 : Amaç fonksiyonunu oluşturan terimlerin değişimi	71
Şekil 3.69 : Tasarım değişkenlerinin değişimi (Açılma)	71
Şekil 3.70 : Tasarım değişkenlerinin değişimi (Kapanma).....	72
Şekil 3.71 : Optimizasyon öncesi ve sonrası damper eğrisi	72
Şekil 3.72 : Carmaker benzetimi, yalpa açısı kıyaslaması.....	73
Şekil 3.73 : Carmaker benzetimi, yalpalama hızı kıyaslaması	74
Şekil 3.74 : Carmaker benzetimi, yalpa açısı kıyaslaması.....	75
Şekil 3.75 : Carmaker benzetimi, yalpalama hızı kıyaslaması	75
Şekil 3.76 : Asılı kütle düşey ivmeleri PSD'leri.....	76
Şekil 3.77 : Asılı olmayan kütle düşey ivmeleri PSD'leri.....	76

Şekil 3.78 : Carmaker benzetimi, yalpa açısı kıyaslaması.....	77
Şekil 3.79 : Carmaker benzetimi, yalpalama hızı kıyaslaması	78
Şekil 3.80 : Carmaker benzetimi, yalpa açısı kıyaslaması.....	79
Şekil 3.81 : Carmaker benzetimi, yalpalama hızı kıyaslaması	79
Şekil 3.82 : Asılı kütle düşey ivmeleri PSD'leri	80
Şekil 3.83 : Asılı olmayan kütle düşey ivmeleri PSD'ler.....	80
Şekil 4.1 : GUI Ana penceresi	82
Şekil 4.2 : GUI Ana penceresi işlevleri	83
Şekil 4.3 : Optimizasyon seçenekleri penceresi	84
Şekil 4.4 : Model parametreleri penceresi	85
Şekil 4.5 : Yol profili oluşturma penceresi.....	85
Şekil 4.6 : Matlab komutu satırında akan optimizasyon bilgileri.....	86
Şekil 5.1 : Yarı-aktif bir damperin kuvvet bölgeleri.....	89
Şekil 5.2 : Üst seviye kontrol stratejisi	91
Şekil 5.3 : Yarı-aktif süspansiyon sistemi bağlantı şeması.....	93
Şekil 5.4 : Yarı-aktif süspansiyon sisteminin tasarlandığı prototip araç	93
Şekil 5.5 : 4-poster test düzeneği.....	94
Şekil 5.6 : 4 poster test düzeneği – Gövde ivmesi kıyaslaması	95
Şekil 5.7 : 4 poster test düzeneği – Tekerlek ivmesi kıyaslaması	96
Şekil 5.8 : Test pisti	97
Şekil 5.9 : Test pisti – Gövde ivmesi kıyaslaması	97
Şekil 5.10 : Test pisti – Tekerlek ivmesi kıyaslaması	98
Şekil 5.11 : Carmaker ani frenleme benzetimi	98
Şekil 6.1 : Bir yarı-aktif dampere ait sönümleme karakteristikleri.	100
Şekil 6.2 : Elde edilen pasif damper karakteristiği.....	101
Şekil 6.3 : Pasif damper karakteristiği elde etme yöntemi.	102
Şekil 6.4 : Sunulan yöntemin kullanıldığı test süreçlerinin aşamaları.....	104
Şekil A.1: ISO 2631-1 standardına göre belirlenmiş ağırlık değerleri.....	121
Şekil A.2: ISO 2631-1 standardına göre ağırlıklandırılmış ve ağırlıklandırılmamış gövde ivmesi kıyaslaması.....	121

SEMBOL LİSTESİ

m_s	: Asılı Kütle (Gövde), kg
m_u	: Asılı Olmayan Kütle, kg
z_s	: Asılı Kütle Düşey Yer Değiştirmesi, m
z_u	: Asılı Olmayan Kütle Düşey Yer Değiştirmesi, m
z_r	: Yol Düzgünsüzlüğü, m
b_s	: Doğrusal Damper Katsayısı, Ns/m
b_u	: Doğrusal Tekerlek Sönümleme Katsayısı, N/m
k_s	: Doğrusal Yay Sertliği, N/m
k_u	: Doğrusal Tekerlek Yaylanma Sertliği, N/m
B_F	: Doğrusal Olmayan Damper Karakteristiği Fonksiyonu, Ns/m
z_{RL}, z_{RR}	: Yarım Araç Modeli İçin Yol Düzgünsüzlüğü, m
b_{sL}, b_{sR}	: Yarım Araç Modeli İçin Sol ve Sağ Doğrusal Damper Katsayısı, Ns/m
k_{sL}, k_{sR}	: Yarım Araç Modeli İçin Sol ve Sağ Doğrusal Yay Sertliği, N/m
k_{uL}, k_{uR}	: Yarım Araç Modeli İçin Sol ve Sağ Doğrusal Tekerlek Yaylanma Sertliği, N/m
B_{FL}, B_{FR}	: Yarım Araç Modeli İçin Sol ve Sağ Doğrusal Olmayan Damper Karakteristiği Fonksiyonu, Ns/m
K_{FL}, K_{FR}	: Yarım Araç Modeli İçin Sol ve Sağ Doğrusal Olmayan Yay Sertliği Fonksiyonu, N/m
L	: İz Genişliği, m
ϕ_s	: Asılı Kütle Yalpa Açısı, rad/s
ϕ_u	: Asılı Olmayan Kütle Yalpa Açısı, rad/s
w_i	: Ağırlıklar, $i=1,2,3\dots$
ΔF_{tire}	: Tekerlek Kuvveti Değişimi, N
$\Delta F_{tireopt}$	: Tekerlek Kuvveti Değişimi Optimal Değeri, N

I_{xx}	: Yarım Araç Modeli Asılı Kütle x-ekseni Etrafındaki Atalet Momenti, kg.m ²
I_{uxx}	: Yarım Araç Modeli Asılı Olmayan Kütle x-ekseni Etrafındaki Atalet Momenti, kg.m ²
$\ddot{Z}_s$	: Ağırlıklandırılmış Asılı Kütle İvmesi RMS Değeri
$\ddot{Z}_{sopt}$	: Ağırlıklandırılmış Asılı Kütle İvmesi Optimal RMS Değeri
Φ_s	: Asılı Kütlenin Yalpalama Açısı RMS değeri
C_{lost}	: Konfor Performansı Kaybı
H_{lost}	: Yol Tutuşu Performansı Kaybı
I	: Amaç Fonksiyonu Terimleri
W	: Amaç Fonksiyonu Terimleri Ağırlıkları
M	: Ceza Parametreleri
c_i	: Kısıt Fonksiyonları, i=1,2,3...
$\ddot{x}$	: Ağırlıklandırılmış Asılı Kütle İvmesi RMS Değeri
$\ddot{Z}_{active}$	: Aktif Süspansiyon ile Elde Edilmiş Asılı Kütle İvmesi, m/s ²
$\ddot{Z}_{passive}$	: Pasif Süspansiyon ile Elde Edilmiş Asılı Kütle İvmesi, m/s ²
$F_{T,active}$	: Aktif Süspansiyon ile Elde Edilmiş Tekerlek Kuvveti Değişimi, N
$F_{T,passive}$	: Pasif Süspansiyon ile Elde Edilmiş Tekerlek Kuvveti Değişimi, N
$P_{loss,active}$	: Aktif Süspansiyon ile Elde Edilmiş Enerji Kullanımı, J
$P_{loss,passive}$	: Pasif Süspansiyon ile Elde Edilmiş Enerji Kullanımı, J

SÜSPANSİYON PARAMETRELERİ OPTİMİZASYONU VE YARI-AKTİF ELEMAN İLE İSTENEN PASİF DAMPER KARAKTERİSTİKLERİNİN ELDE EDİLMESİ

ÖZET

Süspansiyon sistemleri kara taşıtlarının sürüş güvenliği, performansı ve yolcu konforu gibi temel özelliklerini önemli ölçüde belirleyen ana bileşenlerinden biridir. Sürüş esnasında yol pürüzlülüğüne maruz kalma, frenleme, hızlanma ve viraj alma gibi farklı sürüş durumlarında, ortalama bir sürücünün kontrolünü kaybetmeden güvenli bir şekilde sürüşü sürdürmesi ve seyir konforunun yolcuların sağlığını tehlikeye atmayacak bir seviyede olmasının sağlanması, optimal olarak ayarlanmış bir süspansiyon sistemi ile mümkündür. Bir süspansiyon sisteminin istenen yol tutuşu ve konfor özelliklerini sağlaması için optimal olarak tasarlanması problemi, süspansiyonun temel unsurları olan katı noktaların 3 boyutlu uzayda konumlandırılması ve yay, damper, denge çubuğu, tampon ve burç gibi elemanların karakteristiklerinin belirlenmesini içermektedir. Bu problem, doğası gereği birbiriyle çelişen unsurları bünyesinde barındırdığından, bu unsurlar arasında bir optimal çözümü gerektirmektedir.

Bu tez çalışmasında, bir hafif ticari araca ait yay ve damper karakteristiklerinin optimizasyonu ele alınmıştır. Önde bağımsız MacPherson, arkada katı aks süspansiyon sistemine sahip araç için, çeyrek, yarım ve tam araç süspansiyon modelleri oluşturulmuştur. Ayrıca bir araç dinamiği yazılımında oluşturulan yüksek serbestlik dereceli bir model de doğrulama amaçları için kullanılmıştır. Yay ve damperlerin doğrusal ve doğrusal olmayan karakteristikleri, farklı yol profilleri üzerinde optimize edilmiştir. Robson metoduyla oluşturulan gerçekçi yol profilleri de bu amaç için kullanılmıştır. Doğrusal olmayan karakteristiklerin kullanıldığı durumlarda, mevcut eğri bir katsayı ile ölçeklendirilerek, bu katsayının optimum değeri aranmıştır. Bu yöntemle, optimizasyon sonucu bulunan eğrinin, üretilebilirliği garanti altına alınmıştır. Ayrıca doğrusal olmayan damper eğrilerinin yeniden şekillendirilmesini içeren, eğriyi oluşturan noktaların optimizasyonu ile mevcut eğrinin performansı da sorgulanmıştır. Aracın asılı olan ve asılı olmayan kütlelerine ait düşey ivme değerleri, hesaplanan en büyük ve en küçük tekerlek kuvvetleri arasındaki fark, gövdeye ait yalpa açısı gibi büyüklükler optimizasyon sürecinde amaç fonksiyonlarında yer almıştır. Asılı kütleye ait ivme değerleri, ISO'nun yolcu konforu ile ilgili mevcut standardına göre ağırlıklandırılarak kullanılmıştır. Optimizasyon sonuçlarının doğrulanması amacıyla yapılan testlerde, standart çift şerit değiştirme manevrası ve frekansı belli aralıklarda değişen sinüzoidal yol profili kullanılmıştır. Optimizasyon sonuçları ve doğrulama amaçlı yapılan benzetimlerde elde edilen sonuçlara ait grafikler, ilgili başlıklar altında verilmiştir.

Bahsedilen çalışmaların için hazırlanan kodun daha sonraki çalışmalarda da kolaylıkla yürütülmesi ve bir süspansiyon sistemi optimizasyonu aracı geliştirmek amacıyla modelleme, yol profili oluşturma, optimizasyon ve sonuçların grafikler halinde görüntülenmesi işlemlerini içeren bir kullanıcı arayüzü programı Matlab’de hazırlanmıştır.

Pasif süspansiyon çalışmalarının yanı sıra bu tez çalışmasında, sönümleme karakteristiği sürekli olarak değişebilen damper kullanan bir yarı-aktif süspansiyon sistemi de tanıtılmıştır. Söz konusu hafif ticari araç için tasarlanmış Skyhook, Groundhook, Hibrid ve geçici rejim gövde hareketi kontrolü algoritmaları, benzetim ve gerçek araç testleriyle sınanmış, sonuçları tartışılmıştır. Gerçek araç testleri, 4 adet yarı-aktif dampere sahip prototip araç ile çeşitli test yollarında ve 4-post test düzeneklerinde yapılmıştır.

Bu tez çalışmasında ayrıca, bir araç için istenen konfor ve yol tutuşu performanslarını sağlayacak damper karakteristiklerinin belirlenmesi süreçlerinde kullanılabilecek bir pasif damper karakteristiği elde etme ve deneme yöntemi önerilmiştir. Yarı-aktif damperler ile istenen sönümleme eğrisinin oluşturulmasını öneren bu yöntemle, tasarım aşamasındaki bir aracın damper karakteristiğinin belirlenmesi sürecinin daha kısa sürede, ekonomik ve yüksek doğruluklu olması öngörülmektedir.

OPTIMIZATION OF SUSPENSION PARAMETERS AND EMULATION OF DESIRED PASSIVE DAMPER CHARACTERISTICS USING A SEMI-ACTIVE COMPONENT

SUMMARY

Suspension system is one of the main parts of road vehicles which dramatically determines their handling and ride comfort characteristics. An optimal suspension system provides a vehicle both ride comfort for driver and passengers and road holding capability for a moderate driver on varying road conditions and driving circumstances such as accelerating, decelerating, cornering, subjecting road irregularity etc. The optimal design problem of a suspension system contains locating the coordinates of the hardpoints in 3D space and specifying the characteristics of compliance elements which are springs, dampers, stabilizers bumpers or bushings. Since the solution of this problem inherently requires a compromising result, suspension parameters have to be optimally set.

In this thesis, optimization of spring and damper characteristics of a light commercial vehicle is handled. Lumped parameter quarter car and half car suspension models are built which represent respectively MacPherson front suspension and solid rigid type rear suspension of the selected light commercial vehicle. In addition to these models, a high fidelity model which was constructed in a vehicle dynamics software is also used for verification purposes. Both linear and nonlinear approaches to the characteristics of the springs and dampers are subjected to optimization procedure on different road profiles. Robson method was used for creating realistic road profiles. In nonlinear approach, nonlinear characteristics of the components are scaled with a scaling coefficient and optimal value of the scaling coefficient is searched within the optimization process. The manufacturability of the optimized damping curve is guaranteed by using this optimization strategy. Moreover, the points that shape the nonlinear characteristic curve of the damper is subjected to optimization as well and in this way curve's performance is also questioned. In the performance indices, several dynamic parameters are utilized such as vertical accelerations of both sprung and unsprung mass, tire forces, roll angle and roll rate of sprung mass. Vertical acceleration data that belong to sprung mass is weighed according to ISO Standard which concerns with comfort perception of humans on road vehicles and regularizes comfort performance for road vehicles. For the validation of the optimization results, several simulations are run with the high fidelity model of the concerned light commercial vehicle. Standardized double lane change maneuver and a road profile that consists of sinusoidal waves with varying frequency are used to fulfill the verification requirements. Optimization and validation results are given in respective graphs in related subsections.

These optimization procedures are put into to a graphical user interface (GUI) in order to construct a suspension optimization tool for future works. This GUI which is prepared in Matlab, contains suspension models with linear and nonlinear spring and damper characteristics, optimization procedure and realistic road profile builder.

Apart from the passive suspension studies, in this thesis, a semi-active suspension system that uses continuously varying dampers is also introduced. Skyhook, Groundhook, Hybrid and transient active body control algorithms that are designed for the concerned light commercial vehicle are mentioned and performance of the controllers are shown via simulation and real world test results. Real world tests are run on different road profiles, test tracks and on 4-poster test benches with the prototype vehicle which has 4 semi-active dampers.

Furthermore, a method that can be applied in the processes in which the passive damper characteristics are shaped according to the desired comfort and handling performances for the vehicle, is proposed. Basically the method consists of the usage of semi-active dampers for obtaining a desired damping curve. Thus, the design process of the passive dampers' characteristic curves predicted to be completed in a shorter term, in more economical and more precise way.

1. GİRİŞ

1.1 Süspansiyon Sistemleri

Süspansiyon, araçlarda asılı olan ve asılı olmayan kütleler arasındaki katı elemanlar ve bunları birbirine bağlayan kinematik mafsallardan; yay, burç ve dengeleyici çubuklardan oluşan bir sistemdir. Temel olarak süspansiyon sistemleri, araç gövdesini yoldan ayırarak, yol kaynaklı düzgünsüzlüklerin buraya tamamıyla aktarılmasını engeller. Bir süspansiyon sisteminin tasarımı temel olarak, bağlantı noktalarının (katı noktaların) konumlarının 3 boyutlu uzayda saptanması ve yay, damper, burç ve dengeleyici çubuk gibi esnek elemanların karakteristiklerinin istenen sürüş performanslarını sağlayacak şekilde belirlenmesi işlemlerini içerir. (Özcan, 2008)

Temelde süspansiyon sistemleri bağımlı ve bağımsız süspansiyonlar olarak iki grupta incelenebilir. Bağımlı süspansiyonlarda temel eleman, tekerlekleri birbirine paralel ve kendisine göre dik konumda tutan katı akstır. Basit bir yapıya sahip olmalarına karşın yol tutuşu ve konfor performansları sınırlıdır. Bağımsız süspansiyonlara bu ismin verilmesinin sebebi, farklı tekerleklerin düşeyde farklı hareket imkanlarının olmasıdır. Bağımsız süspansiyonların diğer avantajları arasında az yer kaplamaları, hafiflikleri, az dönerlik karakterine yatkın olmaları, yol düzgünsüzlüklerinin etkilerinin farklı tekerleklerle de aktarılmaması gibi özellikler sayılabilir. Bu özellikleriyle özellikle yol tutuşunda önemli performans artışları sağlarlar.

Farklı kullanım amaçlarıyla üretilen kara araçlarında çeşitli yapılarda süspansiyonlar kullanılmaktadır. Örneğin ticari araçlarda çok daha sık görülen, az parça içermesiyle kolay ve ucuza mal edilen ve yük taşımaya uygun; bunun yanı sıra düzgün olmayan yollarda titreşimlerin gövdeye aktarılmasına engel olamayan, konfor özelliği düşük, boyut olarak büyük ve ağır olan katı akslı süspansiyonlar kullanılmaktadır. Diğer taraftan 1970'li yıllarda tasarlanan, bağımsız süspansiyonun avantajlarını taşıyan, kompakt yapısı ve iyi konfor özellikleri olan ancak kamber kazancı kaybı nedeniyle yalpa dinamiğinde yanıl kuvvet kaybı yaşayan MacPherson tipi süspansiyonlar,

küçük ve orta boyutlu binek araçlarda çok yaygın bir hale gelmiştir. “A” şekilli, 2 kol içeren, bağımsız süspansiyonlar arasında en iyi yol tutuşu ve konfor özelliklerini sunan, katı kollar ile tekerleği şasiye bağlamasıyla dönüş sırasında tekerleğin düşey doğrultusunu en uygun bölgede tutan, fakat bunların yanında iyi bir kamber açısı kazancı sağlayamayan çift lades kemiği süspansiyonlar, genellikle lüks ve spor otomobillerde tercih edilmektedir. Yük oranı geniş aralıklarda değişen treyler veya treyler çeken araçlarda sürüş yüksekliği ayarı imkânı vermesiyle ve şehirlerarası yolculuk yapan otobüslerde yüksek konfor performansı göstermesi ile geniş kullanım alanı bulmuş süspansiyon tipi de havalı süspansiyonlardır.

1.1.1 Süspansiyon Tipleri

Günümüzde araçların ön süspansiyonlarında artık çoğunlukla bağımsız tip süspansiyonlar kullanılmaktadır. Ön süspansiyonda kullanılan katı akslı süspansiyonların, tekerleklerin doğrultularının ayarlanamaması, ağır olmaları ve titreşimlerden dolayı aracı yönlendirme sorunlarına sebep olmalarıyla kullanımı sadece ağır araçlar veya off-road araçlarıyla sınırlı kalmıştır. Diğer taraftan ön tekerleklerde kullanılan farklı tipte bağımsız süspansiyonlar mevcuttur.

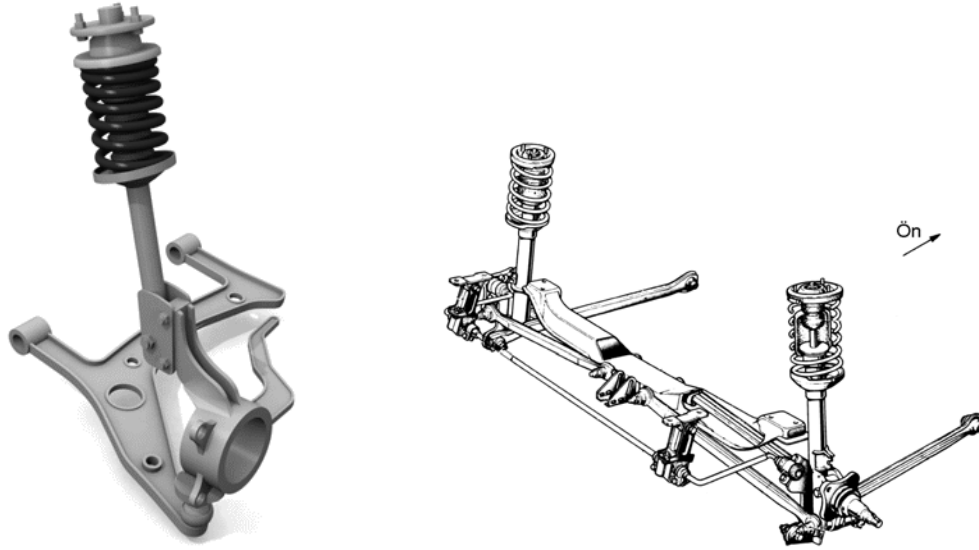
Çift lades kemiği süspansiyon, karşılıklı iki kontrol kolunun araç şasisine dönel mafsallarla bağlandığı ve direksiyon sistemine de bir küresel mafsallı çubuk ile bağlanan bir süspansiyon tipidir (Şekil 1.1). Alt ve üst kontrol kollarının birbirlerine göre yaptıkları açıların, dolayısıyla bu kolları oluşturan elemanların boylarının değiştirilmesiyle yalpalama ve yunuslama merkezi noktaları belirlenir. Ayrıca süspansiyonun alt ve üst noktaları arasındaki hareketi esnasında oluşan kamber, toe gibi tekerlek açıları da, kontrol kollarının uzunluklarıyla belirlenir. Bu uzunlukların optimal ayarlanmasıyla yüksek yol tutuşu özellikleri sağlanmasının yanı sıra, pozitif ve negatif ivmelenmelerde meydana gelen yük transferi oranlarında da olumlu etki yakalanır. Bu yönüyle çift lades kemiği süspansiyonlar, çekişin olduğu tekerleklere bakılmaksızın, arka süspansiyonlarda da tercih edilmektedir. Yüksek konfor ve yol tutuşu performansı sunması ancak pahalı oluşu ve geniş süspansiyon boşluğu gerektirmesiyle genellikle spor ve lüks otomobillerde kullanım alanı bulmuştur.

MacPherson tipi bağımsız süspansiyon, çift lades kemiği süspansiyondan hareketle elde edilmiş bir tasarımıdır (Şekil 1.2). Çift lades kemiği süspansiyondaki üst kontrol kolunun kaldırılıp, yay ve damperin süspansiyon boşluğunun üstündeki bir noktaya



Şekil 1.1 : Çift lades kemiği tipi süspansiyon (Url-4)

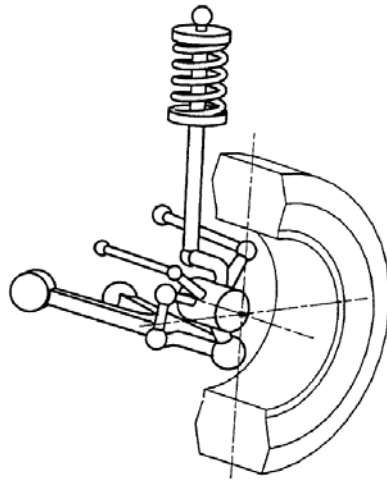
bağlanması ile elde edilmiştir. Ön çeyrekler için kullanılan en yaygın süspansiyonlardır. Direk tipi yay ve damper, bir küresel mafsal ile alt kontrol kolu üzerinde döner. Direksiyon sistemi elemanı çubuk, önden yada arkadan olmak üzere tekerlek milinin de içinde olduğu elemandan çıkan bir kola bağlıdır. Genel olarak çift lades kemiği süspansiyonlara kıyasla daha düşük yol tutuşu, konfor ve titreşim performansı sunmasına karşılık, basit yapısı, daha küçük bir boşluğa yerleştirilebilir olması ve düşük maliyetleriyle yaygın bir kullanıma sahiptir.



Şekil 1.2 : Ön ve arkada kullanılan MacPherson tipi süspansiyonlar (Url-4 ve Reimpell, 2001)

Çok kollu süspansiyon teorik olarak 3 ila 5 bağımsız kol ile tekerlek kuvvetlerinin ve momentlerinin kontrol edildiği süspansiyon tipidir (Şekil 1.3). Bağımsız

süspansiyonların sunduğu avantajların yanısıra aracın yunuslama hareketlerinin dengelenmesindeki performansı, kingpin ötelemesinin ve radyal yüklerden meydana gelen bozucu kuvvet ve torkların diğer özelliklerden bağımsız olarak ele alınabilmesi, toe ve kamber karakteristiklerinin tekerlek kuvvetlerinin oluşumu bakış açısından kontrolü, yalpa merkezinin nerdeyse tamamen bağımsız belirlenmesi gibi özellikleri de gösterir. Diğer taraftan fazla sayıdaki kol ve mafsalları ile yüksek maliyetli yapısı, mafsallardaki yatakların yıpranmaya karşı hassaslığı ve süspansiyon geometrisi ve kolların mukavemeti açılarından kısıtların fazlalığı gibi dezavantajları da beraberinde getirir.

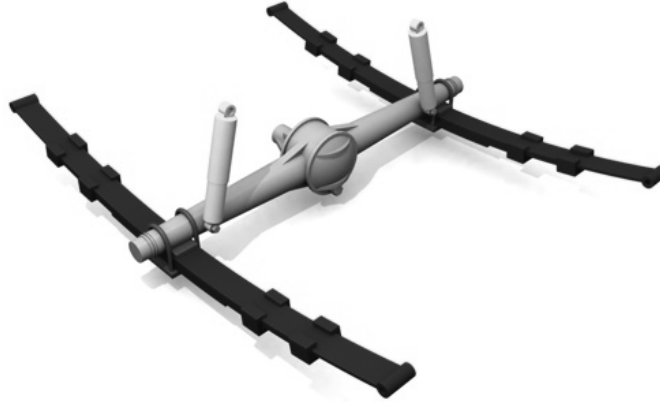


Şekil 1.3 : Çok kollu süspansiyon tipi (Reimpell, 2001)

Taşıyıcı kollu (trailing arm) süspansiyon, aracın gövdesine mafsallanan, sürüş doğrultusunda boyuna yerleştirilmiş koldan oluşur. Tekerleğin sadece düşey hareketine izin verdiğinden düşey ve yanal kuvvetler kamber ve toe değişimine sebep olmaz. Önden çekişli araçlarda arka süspansiyonlar için uygun olan taşıyıcı kollu süspansiyonun kullanımıyla yer kullanımı minimum olan bu tipin yarattığı boşluk avantajları kullanılabilir. Burulma yayları kullanıldığında, taşıyıcı kolun uzunluğunun ayarlanmasıyla yük altında titreşimlere karşı iyi bir yaylanma özelliği sağlanabilir. Diğer taraftan aşırı döner karaktere yatkınlığı ve yalpa merkezinin yere yakınlığı dezavantajları arasında sayılır.

Buraya kadar sayılan süspansiyon tiplerinden bazıları arka süspansiyonlar için de uygulanabilir niteliktedir. Ön yada arka tekerlekler için, farklı karakterdeki süspansiyonlar, araçta çekişin olduğu tekerleğe göre farklı avantajlar ve dezavantajlar gösterebilmektedir.

Arka süspansiyonlarda, özellikle ticari araçlarda, yaygın görülen yaprak yaylı katı aks tipi süspansiyonlar çok basit ve ucuz bir konstrüksiyona sahiptir (Şekil 1.4). Yaprak yaylar katı aksa tutturulmuş ve damperler de aks ve şasi arasına yerleştirilmiştir. Yaprak yaylar da her iki ucundan şasiye bağlanmıştır. Konfor performansının düşüklüğü, yaprak yayın büyük stroğu için sağlanması gereken büyük boşluk en önemli dezavantajıdır. Ayrıca araç dinamiği için ince ayarlamaların yapılmasına olanak veren bir tip değildir. Diğer taraftan kamber ve toe değişimi yoktur, dolayısıyla iyi yol tutuşu sağlar ve tekerlek aşınmalarını en azda tutar. Yalpalama sırasında kamber değişimi olmadığından yanal kuvvet aktarımı sabittir. Yaprak yayın yerine helezon yay kullanımı ve bir kontrol çubuğu eklemesiyle benzer bir katı aks süspansiyon tipi elde edilir. Yaprak yay kaynaklı dezavantajların bu yapıyla önüne geçilir.



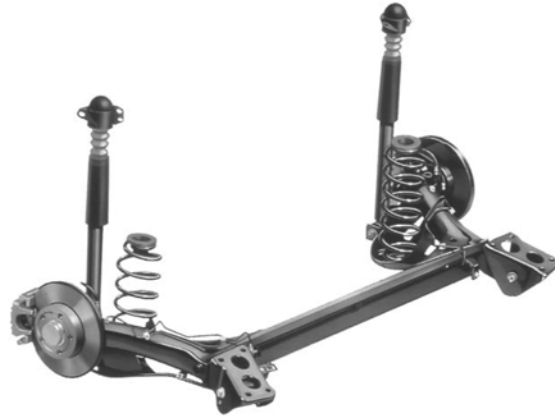
Şekil 1.4 : Yaprak yaylı katı aks tipi süspansiyon (Url-4)

Önden çekişli araçlarda arka süspansiyon sistemi olarak kullanılan bir diğer bağımlı süspansiyon tipinde tekerlekleri birbirine bağlayan bir katı aks, bu aks ve gövde arasına bağlanmış helezon yay ve damper ünitesi ve her iki tarafta yer alan taşıyıcı kollar bulunur (Şekil 1.5) . Ayrıca panhard çubuğu denilen ve aksın bir yandan diğer yana olan hareketini kısıtlayarak yol tutuşu problemlerini engelleyen bir yapı da bu süspansiyonda yer alır. Bu yapıdaki katı aksın bağlantı noktaları değiştirilerek, çalışması sırasında burulmaya da maruz kalacak şekilde bağlanmasıyla yarı bağımsız bir yapı elde edilebilmektedir. Tekerlek merkezinden olan bu kaçıklığı ile yapı, hem bir denge çubuğu olarak çalışır hem de düşey ve yanal kuvvet ve momentleri iyi bir şekilde dengeler. Az parça sayısı ile az yer kaplar ve hafif bir asılı olmayan kütle sunar. Kinematik bakış açısından bakıldığında da, süspansiyonun hareketinde düşük toe ve kamber değişimleri göstermesi avantajları arasında sayılabilir. Diğer taraftan

taşıyıcı kolun deformasyonu ile aşırı döner karaktere yatkınlık göstermesi ve burulma elemanı bağlantılarında yüksek gerilimlere maruz kalması dezavantajlarıdır. Basitlik ve düşük üretim maliyetleri ile bugün de küçük ve orta boyutlu binek otomobillerde yaygın kullanımı görülmektedir.



Şekil 1.5 : Çubuk akslı süspansiyon sistemi (Url-4)



Şekil 1.6 : Çubuk akslı süspansiyon sisteminin bir türevi (Reimpell, 2001)

1.1.2 Optimal Tasarımın Gerekliği

Geleneksel olarak kullanılan pasif süspansiyon sistemlerinin tasarımı, yüklü/yüksüz seyir, hızlanma/frenleme, pürüzsüz/pürüzlü yol koşulları, düz yolda seyir, dönüş gibi birbirinden farklı özellikler gerektiren durumları göz önüne alır. Bu durumlardaki farklı çalışma koşulları, hedeflenen sürüş performanslarını belli ölçülerde sağlayan bir çözüm noktasının bulunmasını gerektirir. Örneğin yol pürüzlülüğünün sebep olduğu titreşimlerin olumsuz etkilerinin azaltılması gerekirken aynı zamanda yol yüzeyinin takibi için düşük frekanslı girişlerin geçirilmesi gereklidir. Bu da gösterir ki, kara araçları için süspansiyon tasarımı birbiriyle çelişen kavramların etkilerini içermektedir. (Hrovat, 1997) Bu ifade, hedeflenen konfor ve yol tutuşu

karakterlerinin elde edilmesi için bulunması gereken çözüm noktasının, bu performansları optimum düzeyde sağlayacak bir tasarımı gerçekleyen bir nokta olması gerekliliğini göstermektedir.

Bu hedefler arasındaki çelişkiler aşağıdaki gibi ifade edilebilir. (Reimpell, 2001)

- Daha iyi bir konfor gereksinimi, daha yumuşak bir süspansiyon gerektirirken, daha iyi yol tutuşu özelliği daha sert süspansiyon ayarlarıyla elde edilebilir.
- Engebeli bir yolda yerden yüksek bir seyir tercih edilirken, yüksek hızlarda araç dengesi veya dönüşlerdeki yanal dinamik performansı için yere yakın bir ağırlık merkezi istenmektedir.
- Düşük sönümleme, yol düzgünlüklerinden kaynaklanan kuvvetlerin araç gövdesine daha az aktarılmasını sağlarken, yüksek sönümleme ile de titreşimlerin daha hızlı yok edilmesi sağlanır.

1.2 Literatür Taraması

Süspansiyonun görevi yol pürüzlülüğünden kaynaklanan bozucu etkileri araçta yolculara en az seviyede iletmek ve bunu yaparken de aynı zamanda, en az ortalama bir sürücünün aracın kontrolünü sağlayarak güvenli bir sürüş yapmasını sağlamaktır. Şu bilinen, kabul görmüş bir gerçektir ki; pasif süspansiyon sistemleri ile aynı süspansiyon ayarlarıyla eş zamanlı olarak araca çok iyi bir konfor karakteri ve çok iyi bir yol tutuşu karakteri vermek imkânsızdır. Diğer bir deyişle, iyi konfor karakteri gösteren bir araç tasarlanmak isteniyorsa bu ancak yol tutuşu karakterinden kaybedilmesi karşılığında sağlanabilir. Els (2007), bunu şöyle bir örnekle sunmuştur; sert süspansiyon ayarlarına sahip birçok spor araç yüksek hızlarda bile sürücüsüne çok iyi seviyede bir yol tutuşu performansı sunarken diğer taraftan, kötü bir konfor karakteri göstermektedir. Konfor ve yol tutuşu performanslarının birbiriyle çatışan bu durumları ancak kontrol edilebilir süspansiyon ayarlarıyla aynı anda iyileştirilebilmektedir.

Süspansiyonun çalışma mesafesi, diğer bazı başka etkenlerle birlikte, ağırlık merkezinin yerden yüksekliğini etkileyen bir faktördür. Ağırlık merkezinin yerden yüksekliği ise, konfor ve yol tutuşu için önemli bir diğer büyüklüktür. Büyük bir

Çalışma mesafesi, dolayısıyla yüksek bir ağırlık merkezi konfor karakterine olumlu yansırken, yol tutuşunu olumsuz yönde etkilemektedir.

Diğer taraftan Holdmann (1999), çalışmalarında farklı süspansiyon sönümleme ayarlarının yanal dinamik yani yol tutuşu üzerindeki etkisinin az olduğunu göstermiş, yol tutuşu kriteri olarak kullandıkları yalpa açısını azaltmak için gövde ve tekerlek arasında yanal ivmenin bir fonksiyonu olarak bir kuvvet yer alması gerektiğini belirtmiştir. Buna karşılık Karnopp (1984), yay ve damper karakteristiklerinin değişmesiyle konforda önemli ölçüde gelişme sağlanabileceğini vurgulamıştır.

1.2.1 Konfor

Konfor terimi henüz literatürde kesin ifadeler ile objektif olarak tanımlanmamaktadır. Günümüzde otomotiv firmaları aracın konfor performansına yönelik son düzenlemeleri sübjektif değerlendirmeler ile de yapabilmektedir. Bununla birlikte, konfor terimi yaygın olarak, aracın gövdesinin düşey hareketine ait ivme değeriyle ilişkilendirilmektedir. Hrovat (1997)'de, 2 farklı otomobil ile 18 farklı yolda 78 denekten araçtaki konforu puanlamalarını istenmektedir. Deneklerin verdiği puanlar ve yolcu koltuğundan ve araç zemininden alınan düşey ivme RMS değerleri arasındaki korelasyon oldukça yüksek seviyede çıkmıştır.

Bugün dünyada yaygın olarak konfor performansının değerlendirilmesinde Avrupa'da ISO 2631, İngiltere'de BS 6841, Almanya ve Avusturya'da VDI 2057, Amerika Birleşik Devletleri'nde ve NATO'da AAP standart düzenlemeleri de kullanılmaktadır (Els, 2007).

1.2.2 Yol tutuşu

Harty'nin (2005) tanımına göre yol tutuşu; araç ve sürücünün ulaşabileceği en fazla yanal ivme veya uygun sürtünme yüzdesi olarak tanımlanmaktadır. Aracın belli bir direksiyon girişi limitine kadar, bu girişlere olan cevabı doğrusal olmakta ve ortalama bir sürücü aracı kontrol etmede bu durumlarda problem yaşamamaktadır. Ancak sürtünme sınırları aşıldığında direksiyon girişlerine aracın cevabı artık ileri sürüş tekniğine sahip sürücüler için bile zor durumlar ortaya çıkmaktadır. Bu bakış açısından bakarak, Harty (2005), yol tutuşu söz konusu olduğunda araç tasarımcısının görevinin, aracın doğrusal tepki verdiği bölgeyi mümkün olduğunca geniş tutması olduğunu belirtmiştir.

Yol tutuşu performansını objektif bir şekilde temsil eden ve çalışmalarda bir yol tutuşu kriteri olarak kullanılabilecek büyüklükler hakkında Uys (2006), bir çalışma sunmuştur. Bu çalışmada süspansiyon sistemi optimizasyonu çalışmalarında kullanılan amaç fonksiyonlarında yol tutuşu kriterleri olarak alınabilecek büyüklükler belirtilmiştir. Bu gibi çalışmalardan Els ve Uys (2003), Choi (2001), Data ve Frigero (2002) ve Crolla (1998)'da bir yol tutuşu kriteri olarak yalpa açısı kullanılmıştır. Shim (2006), yüksek yalpa merkezine sahip araçlar için yalpa hareketinin süspansiyon optimizasyonu ile düşürülmesinin, devrilme kazalarının önlenmesindeki önemini vurgulamıştır. Çalışmada, standart bir manevrada aracın yalpa açısının en büyük değerinin en aza indirilmesi amaçlanmaktadır. Araçtaki MacPherson (ön) ve çok kollu (arka) süspansiyonların, aracın yalpalama karakterine en çok etkisi olan parametreleri, kullanılan yazılımda yürütülen hassasiyet analizi ile belirlenmiştir. Süspansiyonun karakterine en çok etkisi olan ve yalpa dinamiği üzerinde en belirgin iyileşmeyi sağlayacak süspansiyon parametreleri, bu analiz sonucunda çıkarılmış ve parametrelerin optimizasyonu yapılarak aracın yalpalama performansında iyileşme elde edilmiştir. Optimizasyonda aracın sahip olduğu az dönerlik özelliğinin belirlenen sınırlardan daha fazla bozulmaması kısıt olarak kullanılmıştır.

Bir aracın yol tutuşu performansının sınanması için uygulanan testler Els (2007), tarafından dinamik, yani geçici rejim testleri ve karalı hal testleri olarak iki başlık altında incelenmiştir. Geçici durumu inceleyen dinamik testler arasında çift şerit değiştirme veya engelden kaçma manevrası yer almaktadır.

Tak ve Chung (2006) çalışmalarında süspansiyon sisteminin geometrik tasarımına sistematik bir yaklaşım sunmuştur. Bu süreçte, toe, kamber açısı değişimleri ve yönlendirilme uyumu (compliance steer) gibi bazı büyüklüklerle ifade edilebilen performans kriterleri belirlenmiş, tasarımda bu kriterlerin istenilen seviyede olmasına dikkat edilmiştir. Çalışmada kullanılan genel performans endeksi, alt endekslerin doğrusal olarak ağırlıklandırılarak bir araya getirilmesi ile oluşturulmuştur. Kinematik analiz ile toe ve kamber açıları eğrileri elde edilmiş ve hedef eğriler belirlenmiştir. Ayrıca her bir tie-rod üzerindeki tepki kuvvetleri kareleri alınarak performans endeksine dahil edilmiştir. Genel performans endeksi şu formda verilmiştir;

$$I = W_1 I_{toe} + W_2 I_{kamber} + \dots + W_f I_{yalpahizi} + W_k I_{tepkikuvvetleri} \quad (1.1)$$

Tasarım süreçlerinde kullanılan çeşitli optimizasyon yöntemleri üzerine bir çalışma Koulocheris (2002) tarafından sunulmuştur. Çalışmada optimum süspansiyon parametrelerinin bulunması sürecinde deterministik ve stokastik yöntemler bir arada kullanılmıştır. Burada amaç, her iki yöntemin avantajlarından da faydalanmaktır. Deterministik yöntemin hızlı yakınsama özelliği ve stokastik yöntemin yerel minimuma takılmaya karşı başarısı bu yöntemde birleştirilmiştir. Sonuçta daha güvenilir ve daha hızlı yakınsamanın böyle bir birleşim ile sağlanabileceği kanıtlanmıştır. Çalışmada farklı yol girişlerinin uygulandığı yarım araç modeli kullanılmıştır. Süspansiyonun geometrik kısıtları göz önüne alınarak söz konusu aracın konfor özelliklerinin iyileştirilmesi hedeflenmiştir. Bunun için aracın gövdesine ait düşey ivme verisinin en yüksek değerinin minimizasyonu yapılmıştır. Yarım araç süspansiyon modeline çeşitli yol girişleri kullanılarak yapılan çalışmada doğrusal olmayan yay ve damper karakteristikleri optimum olarak belirlenmiştir. Amaç fonksiyonu olarak yolcu koltuğundaki bir noktadaki düşey ivme verisinin en yüksek değeri kullanılmış ve bu değer süspansiyon geometrisindeki kısıtlar da göz önüne alınarak minimize edilmiştir. Kısıtlar amaç fonksiyonuna bir ceza fonksiyonu ile eklenmiştir. Amaç fonksiyonunda yer alan bu kısıt fonksiyonu aşağıda verildiği gibi karesel bir fonksiyonla oluşturulmuştur.

$$f(x) = \max(\ddot{x}_s) + M \sum c_i^2(x) \quad (1.2)$$

Burada $\ddot{x}_s$, asılı kütleye ait düşey ivme, M , ceza parametresi ve c_i de x vektöründe yer alan parametreler için olan kısıt fonksiyonudur.

Hızlanma yarışlarının en önemli unsuru olan çekiş kuvvetinin iyileştirilmesi, bu yarışlara katılan araçlar için önemli bir konudur. Ön ve arka tekerlekler üzerindeki yük transferi özellikle motosikletler için çekiş performansını etkileyen en önemli unsurlardan biridir. Geçici rejimde yaşanan bu yük transferi, süspansiyon sisteminden doğrudan etkilenen bir büyüklüktür. Wiers ve Dhingra (2002) çalışmalarında bir yarış motosikleti arka tekerleği için 4 kollu bir süspansiyon tasarlamıştır. Çalışmada, kalkış sırasında yük transferini iyileştirerek arka tekerleğin çekiş performansını artırmış böylelikle aracın ivmelenme özelliğini geliştirmiştir.

Yarış araçları söz konusu olduğunda temas alanına dik olan tekerlek kuvvetlerinin artırılmasının, rekabet için olumlu etki yaptığı gözlemlenmiştir.

Mitchell (2004) çalışmasında genetik algoritma kullanarak geometrik bir optimizasyon yapmıştır. Genetik algoritmada her bir çözümün geçerliliğini derecellemek için gerekli bir puanlama metodu da bu çalışmada geliştirilmiştir. Bu metot ile bir ağırlıklandırma fonksiyonu da kullanılarak her çözümün doğruluğu birimsiz olarak hesaplanmıştır. Genetik algoritma ve bu puanlama yönteminin verimli olarak çalıştığı ve yaygın olarak kullanılan bölgelere ayırarak optimize etme (grid optimization) yönteminden daha hızlı sonuç verdiği gösterilmiştir. Bir çözümün (tasarımın) geçerlilik değeri hesaplanırken süspansiyona ait geometrik parametreler de göz önüne alınmıştır. Bu parametrelerin her biri aynı şiddetlerde bulunmadığı için ve hepsi aynı birime sahip olmadığı için tek bir geçerlilik değeri hesaplamak güçtür. Bu sebeple çalışmada, her tasarıma ait geçerlilik değeri birimsiz olarak hesaplanmış ve bir ağırlıklandırma fonksiyonu ile bir araya getirilmiştir. Genetik algoritma kullanılan optimizasyon sürecinde farklı ağırlıklandırma fonksiyonları denenmiş ve hız ve doğruluk açısından kıyaslanmıştır. Kıyaslama sonucu yakınsama hızından dolayı, birinci dereceden bir normal dağılım fonksiyonu seçilmiştir. Tasarımın geçerlilik değeri şu ifadeler ile hesaplanmıştır;

$$score = 1 - e^{-\frac{C-bound_L}{3(C-x_i)}} \quad (1.3)$$

Eğer,

$$x_i \leq 0 \quad (1.4)$$

veya;

$$score = 1 - e^{-\frac{bound_R-C}{3(x_i-C)}} \quad (1.5)$$

Diğer durumlar için *score* değeri ideal olarak 100 ve sınırdaki ise 28.3 değerini almaktadır. Geçerlilik değerleri hesaplandıktan sonra ağırlıklandırılarak birleştirilir ve aşağıdaki ifadeye göre normalize edilir.

$$TotalScore = \frac{\sum_i W_i score_i}{\sum_i W_i} \quad (1.6)$$

Raghavan (2004) çalışmasında, bir süspansiyonda “tie-rod”a ait bağlantı noktasının doğrusal bir toe açısı sağlayacak şekilde tasarlanması için bir algoritma sunmuştur. Süspansiyonun açılma ve kapanma hareketleri sırasında doğrusal bir toe açısı değişimi iyi bir konfor ve yol tutuşu performansı açısından önem arz etmektedir. Çalışmada sunulan yöntem çift A kollu, MacPherson, ön ve arka 5 kollu süspansiyonları için de uygulanabilir özellik taşımaktadır.

Pasif süspansiyon tasarımındaki birbiriyle çelişen amaçlar arasında bir çözümün bulunması için Deo ve Suh (2004) sertliği otomatik olarak kontrol edilen ve sürüş yüksekliği ayarlanan bir süspansiyon tasarımı önerdiler. Bu yeni tasarım, kullanıcının isteğine göre ve farklı yol koşulları veya manevra girişlerine göre istenen performansı sağlamaktadır.

Goncalves ve Ambrosio (2005) çalışmalarında esnek, çok serbestlik dereceli modelleri konfor ve araç dengesi optimizasyonunda kullandılar. Çalışmada kullanılan esnek modeller, karmaşık şekilli, deforme olabilen parçaların sonlu elemanlar modelleridir. Optimum konfor değerinin bulunması için yazılan performans indeksinde gövdenin farklı noktalarından alınan ivme değerleri kullanılmış ve yolcu konforundaki önemlerine göre ağırlıklandırılmıştır.

Duysinx (2005) bir binek araç için (Audi A6) modelleme, benzetimler yapma ve optimum bir performans elde etme amacıyla yarı-aktif süspansiyon kullanan bir yaklaşım sundu. Bu çalışmalarında kullandıkları mekatronik model şu bileşenlerden oluşuyordu;

- Aracın şasisi, süspansiyonları ve tekerlekleri için mekanik bir alt model
- Yarı-aktif sönümleyicinin davranışını tanımlayan bir elektro-hidrolik alt model
- Konfor ve yol tutuşu karakterlerini iyileştirecek kontrol modeli

Çalışmalarında 2 çeşit modelleme ve optimizasyon yaklaşımı kullanıldı. İlk yaklaşım Matlab-Simulink ortamında yapıldı. Modellemede sembolik olarak denklemler türetilirken, optimizasyon da yine Matlab ortamında gerçekleştirildi. İkinci yaklaşımda çok serbestlik dereceli bir sonlu elemanlar modeli kullanıldı.

Optimizasyon süreci de açık kaynak kodlu endüstriyel bir yazılım kullanılarak yapıldı.

Bir binek otomobilin yol tutuşu performansı Eskandari (2000) tarafından ADAMS/Car kullanılarak optimize edildi. Ön süspansiyonun modifiye edilmesiyle performansta iyileşme sağlandı. Yol tutuşu karakterini gösteren 8 kriter amaç fonksiyonunda yer aldı. Tasarım değişkenleri hassasiyet analizi ile 15'ten 10'a indirildi. Optimizasyonda ayrıca deney tasarımı yöntemi de uygulandı ve parametre sayısının azaltılmasında kullanıldığı belirtildi. Burada amaç fonksiyonu aracın yol tutuşu ve konfor özelliklerini temsil eden ifadelerin doğrusal olarak ağırlık fonksiyonu ile birleştirilmesi ile oluşturulmuştur. Bu amaç fonksiyonu aşağıdaki formda ifade edilmektedir;

$$F = \sum_i W_i X_i \quad (1.7)$$

Burada X_i , savrulma hızı aşma değerini, savrulma hızı yükselme zamanını, yanal ivme yükselme zamanını, yalpa açısı geçici rejim cevabını, az dönerlik katsayısı RMS değerini, direksiyon torku RMS değerini, direksiyon hassasiyeti RMS değerini temsil etmektedir. W_i ise sayılan bu büyüklüklerin optimizasyonda verilmek istenen önemine göre belirlenen ağırlıklar olup, ayarlanabilirlerdir.

He ve McPhee (2007) süspansiyon tasarımı sürecinde literatürde şimdiye kadar yer bulmuş araç modelleme, tasarım değişkenleri ve performans kriterleri tanımlamalarını, optimizasyon probleminin tanımlanma tekniklerini, optimizasyon algoritmalarını, hassasiyet analizleri ve diğer verimli hesaplama yöntemlerini özetle bu çalışmada sunmuşlardır. Çalışmada ayrıca bu yöntemlerin bir kara taşıtı için süspansiyon tasarımında uygulaması sunulmuş, otomatikleştirilmiş bir süspansiyon tasarım metodolojisi kurulmuştur.

Bir aktif süspansiyon sisteminin tasarlandığı Jonasson ve Roos'un (2008) çalışmasında kullanılan amaç fonksiyonu, konfor, sürüş güvenliği ve enerji tüketimi terimlerini içermektedir. Bu 3 kavramı temsil eden büyüklüklerden oluşan amaç fonksiyonu aşağıdaki gibi RMS formunda verilmiştir.

$$|x|_{rms} = \sqrt{\frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} x^2 dt} \quad (1.8)$$

Konfor kavramı genel olarak gövdeye ait ivme verileriyle ilişkilendirilir. Bu yüzden konfor terimi gövdeye ait ivme verilerini içermektedir. Aktif süspansiyon sistemiyle elde edilen gövde ivmesi RMS değerinin pasif sistem ile elde edilen gövde ivmesi RMS değerine oranı konfor endeksi olarak kullanıldı. Bu terimin değerinin 1'in altında olması, mevcut aktif sistemin pasif sisteme kıyasla konforda gelişme sağladığını gösterirken; 1'in üstündeki değerler pasif sistemin daha iyi konfor performansı verdiğini göstermektedir. Toplam performans endeksindeki konfor terimi şu şekilde verilmektedir;

$$I_1 = |\ddot{z}_{active}|_{rms} / |\ddot{z}_{passive}|_{rms} \quad (1.9)$$

Yol tutuşu performansı düşey tekerlek kuvvetlerindeki kuvvetlerin değişimi ile direk ilgilidir. İdeal olan durum ise sabit bir tekerlek kuvvetidir. Konfor terimine benzer olarak pasif ve aktif süspansiyonlar ile elde edilen tekerlek düşey kuvvetleri değişimi performansları oranlanarak bir yol tutuşu endeksi oluşturulmuştur. Bu terim çalışmada aşağıdaki gibi verilmiştir;

$$I_2 = \frac{|F_{T,active}|_{rms}}{|F_{T,passive}|_{rms}} \quad (1.10)$$

Toplam performans endeksinde bulunan üçüncü terim ise aktif sistem tarafından kullanılan enerjiyi optimizasyona katmaktadır. Bu terim de çalışmada aşağıdaki gibi verilmiştir.

$$I_3 = \frac{|P_{loss,active}|}{|P_{loss,passive}|} \quad (1.11)$$

Toplam performans endeksi de bu üç terimin doğrusal olarak ağırlıklandırılarak birleştirilmesiyle aşağıdaki gibi elde edilmiştir.

$$I = W_1 I_1 + W_2 I_2 + W_3 I_3 \quad (1.12)$$

Li (2007) ADAMS/Insight kullanarak 5 kollu bir süspansiyonun optimizasyonunu çalışmasında sunmuştur. Çalışmada hem konfor hem de sürüş güvenliği optimize edilmiştir. Süspansiyonun yapısal parametreleri, tekerlek konum parametresi ve tekerlek iz genişliği gibi parametreler arası etkileşim de incelenmiştir.

Uys (2007) farklı hız ve farklı yol profillerinde optimum konfor ve yol tutuşunu garanti eden yay ve damper ayarları üzerine bir çalışma yapmıştır. Çalışmasında kullandığı süspansiyon ayarları konfor modu veya yol tutuşu modu olarak ayarlanabilmektedir. Çalışmasından çıkan sonuçlardan biri şöyledir; konfor terimi olarak sürücü koltuğu ve yolcu koltuğu noktalarından alınan ivme verilerinin birlikte kullanılması, bu verilerin ayrı ayrı kullanılmasıyla elde edilen sonuçlardan daha iyi sonuç vermiştir. Çalışmadan elde edilen bir diğer önemli sonuç ise şudur; bir yol profili üzerinde belli bir hız kullanılarak yapılan optimizasyon sonucu elde edilen optimum süspansiyon ayarları, aynı yol üzerinde farklı hızlarda da konforda iyileşme göstermektedir. Ayrıca bu optimum ayarlar, optimizasyonun yapıldığı hız değerinde ve başka hızlarda, diğer yol profillerinde de iyileşme göstermektedir. Fakat bu iyileşme, o yol profili ve o hız değeri için özel olarak yapılan optimizasyon sonucu ile elde edilen iyileşme kadar olmamaktadır. Uys (2007) ayrıca şunu da eklemiştir; sürüş konforunun iyileşmesi için sönümleme değeri, standart olarak verilmiş süspansiyon ayarlarındaki sönümleme değerinden daha az olmalı, ön yay değerleri mümkün olduğunca yumuşak, arka yay ise yol ve hız koşullarına göre mümkün olduğunca yumuşaktan sertte doğru olmalıdır. Ayrıca konfor, en çok arka yayın sertliğine bağlıdır.

MacPherson tipi bir ön süspansiyonda, araç gövdesinin yalpa hareketinin, tekerleklerdeki yönlendirme açısına etkisi Habibi'nin (2008) çalışmasında incelenmiş, mekanizmanın karakteristiği optimize edilmiştir. Süspansiyonun bahsedilen karakteristiği, tekerleğin yönlendirme açısının ve süspansiyon kollarının açılarının değişmesi sebebiyle (yani kamber, kaster ve toe açılarının değişimi), yol tutuşunu ve aracın dinamik dengesini etkileyen önemli unsurlardandır. Bu karakteristik açıların (kamber, kaster ve toe) aracın yalpa hareketi sırasındaki hareketini minimize etmek için Habibi (2008) genetik algoritma kullanarak süspansiyon mekanizması elemanlarının optimum boyut ve yönlenişlerini belirlemiştir. Optimizasyonda kullanılan performans indeksi, aracın gövdesinin yalpa hareketinde tüm bu açıların değişimini içermektedir.

Çok serbestlik dereceli, doğrusal elastik deformasyonlu esnek sistemler için genel bir formülasyon, Goncalves and Ambrosio'nun (2003) çalışmalarında verilmiştir. Bu formülasyonlar çalışmada, yol tutuşu ve konfor performansında esnekliğin önemli rol oynadığı bir kara aracı üzerinde uygulanmıştır. Esnekliğin modellenmesinde sonlu elemanlar yöntemi kullanılmıştır. Verilen sonuçlar şunu göstermiştir ki; konforun iyileştirilmesine yönelik olarak yapılmış bu çalışmada kullanılan, bu amaca uygun detaylı araç modeli sayesinde, farklı yol profillerinde ve farklı sürüş koşullarında ölçülebilir düzeyde iyileşme göstermiştir.

Süspansiyon tasarımı bir kavram olarak Sun (2002), 'yol dostu' ağır vasıtaları çalışmasında sunmuştur. Tasarımda yol yükünün tanımlanmasını birincil amaç fonksiyonu olarak kullanmıştır. Sunulan kavramı ve optimizasyon sürecini temsilen bir "Trailing Arm" süspansiyon sistemi örnek olarak verilmiştir. "Trailing Arm" süspansiyon sisteminin dinamik davranışı stokastik işlem teorisi ile ifade edilmiştir. Optimizasyonda tekerlek yükleri amaç fonksiyonunda yer almaktadır. Çalışma sonuçları göstermiştir ki; yüksek basınçlı lastikler yol kaplamasına daha fazla zarar verirken, süspansiyon ve tekerlek sönümlemesinin artması tekerlek yüklerini ve yol kaplamasına verilen zararı azaltmaktadır.

Li (2007) bir diğer çalışmalarında söz konusu aracın yol tutuşu karakterinin optimize edilmesini amaçlamış ve performans endeksini bu doğrultuda oluşturmuşlardır. Performans endeksinde yol yüzeyinin tekerlek tarafından takibi, sürücünün aracın dinamiğine olan etkisi ve yol hissiyatı, yalpa riski ve yanal kayma gibi alt endeksler yer almaktadır. Aracın bu özelliklerini sınyacak simülasyonlarda çift şerit değiştirme manevrası kullanılmış ve performans indeksi değeri hesaplanmıştır. Tasarım değişkenleri olarak ön ve arka süpansiyona ait katı noktaların koordinatları, yay ve damper sertlikleri ve direksiyon ataleti seçilmiştir.

1.3 Tezin Kapsamı

Bu tez çalışmasında, giriş bölümünde karayolu araçlarında kullanılan süspansiyonların görevlerinden bahsedilmiş, tasarımlarında ele alınması gereken kavramlar tanıtılmıştır. Ayrıca literatürde pasif süspansiyonların araç dinamiğine etkisinin incelenmesi ve güvenli ve konforlu bir sürüş için optimizasyonu konuları üzerine yapılmış tipik çalışmalar kapsamlıca tanıtılmıştır. Çalışmalarda kullanılan amaç fonksiyonları, kısıtlar, tasarım değişkenleri ve optimizasyon yöntemlerinden bahsedilmiştir.

Bu tez çalışmasının konusu olan, bir hafif ticari aracın pasif süspansiyonlarındaki yay ve damperlerin optimizasyonu için, ele alınan aracın ön ve arka süspansiyon sistemlerini temsil eden çeyrek araç, yarım araç ve tam araç modelleri 2. Bölüm’de oluşturulmuştur. Ayrıca aracın, yüksek serbestlik dereceli ve temsil kabiliyeti yüksek bir modeli de doğrulama çalışmaları için bir araç dinamiği programında kullanılmıştır.

Pratikte doğrusal karakterli olmayan yay ve damperlere ait sırasıyla yer değiştirmekuvvet ve piston hızı-kuvvet eğrileri, hem belli çalışma bölgeleri için doğrusallaştırılarak hem de doğrusal olmayan halleri kullanılarak 3. Bölüm’de optimize edilmiştir. Optimizasyonlarda sinüzoidal, beyaz gürültü, gerçekçi yol profilleri modellere yol girişleri olarak uygulanmış, gerçekçi yol profilinin analitik yöntemlerle oluşturulması ve amaç fonksiyonlarında kullanılan konfor terimi için ISO ağırlıklandırması, bu bölümde detaylı olarak verilmiştir.

4. Bölüm’de, model parametrelerinin değiştirilebilmesi, yeni yay ve damper karakteristiklerinin istenen bir yol profili üzerinde sinanması ve optimizasyon çalışmalarının tekrarlanabilmesi, sonuçların grafiksel olarak gösterilmesi ve tüm bu işlemlerin herkes tarafından kolay bir şekilde yapılabilmesi için hazırlanan kullanıcı arayüzü programı tanıtılmıştır.

5. Bölüm’de, yarı-aktif süspansiyon sistemleri kısaca tanıtılmış, söz konusu hafif ticari araç üzerinde uygulanmış bir yarı-aktif süspansiyon sisteminin tasarımı ve uygulanan kontrolcü stratejileri detaylandırılmıştır. Ayrıca kontrolcülerin performanslarının sınıandığı test düzeneği ve yol testlerinden sonuçlar verilmiştir.

6. Bölüm’de, yarı-aktif süspansiyon sistemi kullanılarak herhangi bir pasif damper karakteristiğinin elde edilmesi yöntemi tanıtılmıştır. Sunulan yöntemin olası uygulama alanları tartışılmıştır.

Çalışmanın çıktıları ve ilgili tartışmalar 7. Bölüm’de yer almıştır.

2. ARAÇ MODELLERİ

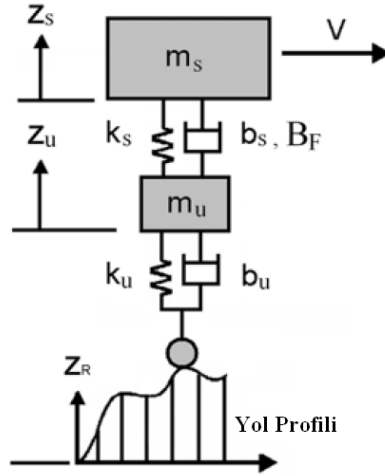
3 boyutlu, karmaşık, bir araca ait tüm alt sistemleri ayrıntılarıyla ele alan, tekerlek yol etkileşimlerini de içerebilen modeller literatürde yaygın olarak bu sistemlerin tam olarak incelenmesinde kullanılmaktadır. Bununla birlikte ardışık olarak işlemlerin tekrar edildiği, bu sistemlerin optimizasyonu süreçlerinde bu yüksek karmaşıklık içeren modeller fazla işlem yükü getirmekte, yüksek kapasiteli işlem gücü ve göreceli olarak uzun zaman gerektirmektedir. Bu durum göz önünde bulundurularak bu çalışmada, söz konusu aracın süspansiyon sisteminin modeli, toplu parametre (lumped parameter) modelleri ile oluşturulmuştur. Bu modeller, çalışmanın temel amaçları olan yay ve damper karakteristiklerinin araç dinamiğine olan etkilerinin araştırılması ve karakteristiklerin optimize edilmesi için gerekli ve yeterli serbestlik derecelerini içermektedir.

Gövdenin ve tekerleğin düşey hareketlerinin incelendiği önde bağımsız süspansiyonlar için çeyrek araç modeli; gövde ve tekerleğin düşey hareketlerinin yanı sıra yalpa hareketlerinin de araştırıldığı arkada katı aks süspansiyon için de yarım araç modeli kullanılmıştır. Yarım araç modeli arka katı aks süspansiyon için sağ ve sol çeyrekleri kapsayacak şekilde oluşturulmuştur. Modeller ve benzetimler MATLAB 7.0.1, Simulink 6.1 ortamında hazırlanmıştır.

Çeyrek araç ve yarım araç modelleri matematiksel olarak aşağıdaki gibi verilmektedir.

2.1 Çeyrek Araç Modeli

Asılı olmayan kütleye yol girişinin yer değiştirme olarak uygulandığı, asılı olan ve asılı olmayan kütlelerin düşey dinamiğini içeren, 2 serbestlik dereceli çeyrek araç modelinin şematik gösterimi Şekil 2.1’de verilmiştir. Araç gövdesinin ve asılı olmayan kütlelerin düşey yer değiştirmesini ifade eden hareket denklemleri, doğrusal ve doğrusal olmayan yay ve damper karakteristikleriyle aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.



Şekil 2.1 : Çeyrek araç modeli (Özcan, 2008'den alınmıştır.)

Doğrusal karakterli yay ve damper için;

$$m_s \ddot{z}_s + b_s (\dot{z}_s - \dot{z}_u) + k_s (z_s - z_u) = 0 \quad (2.1)$$

Doğrusal karakterli yay, doğrusal olmayan karakterli damper için;

$$m_s \ddot{z}_s + B_F (\dot{z}_s - \dot{z}_u) (\dot{z}_s - \dot{z}_u) + k_s (z_s - z_u) = 0 \quad (2.2)$$

Benzer şekilde asılı olmayan kütleye ait hareket denklemleri de aşağıdaki belirtilmiştir. Doğrusal karakterli yay ve damper için;

$$m_u \ddot{z}_u + b_s (\dot{z}_u - \dot{z}_s) + k_s (z_u - z_s) - b_u (\dot{z}_u - \dot{z}_r) - k_u (z_r - z_u) = 0 \quad (2.3)$$

Doğrusal karakterli yay, doğrusal olmayan karakterli damper için;

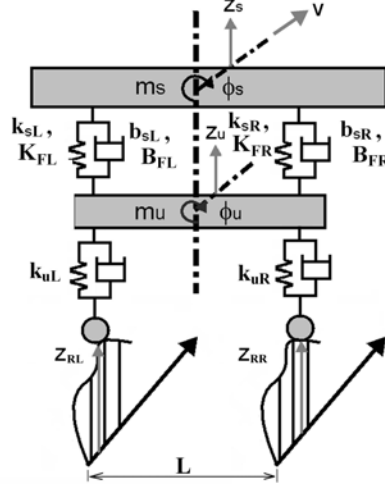
$$m_u \ddot{z}_u + B_F (\dot{z}_s - \dot{z}_u) (\dot{z}_u - \dot{z}_s) + k_s (z_u - z_s) - b_u (\dot{z}_u - \dot{z}_r) - k_u (z_r - z_u) = 0 \quad (2.4)$$

Burada doğrusal olmayan karakterli damper için yazılan $B_F(\dot{z}_s - \dot{z}_u)$, damperin doğrusal olmayan düşey bağıl hız – kuvvet karakterini gösteren fonksiyonun ifadesidir.

2.2 Yarım Araç Modeli

Söz konusu hafif ticari aracın arka katı aks süspansiyonunu temsilen, şematik gösterimi Şekil 2.2 ile verilen yarım araç modeli kullanılmıştır. Model, asılı ve asılı

olmayan kütlelere ait hem düşey dinamiği (z_s ve z_u) içermekte hem de bu iki kütlelerin ağırlık merkezlerinden geçen, sayfa düzlemine dik doğrultudaki eksen etrafındaki dönüşlerini (ϕ_s ve ϕ_u) incelemektedir. Dolayısıyla yarım araç modeli 4 serbestlik dereceli bir modeldir. Yol girişi sağ ve sol tekerleğin her birine ayrı yer değiştirme olarak uygulanmaktadır.



Şekil 2.2 : Yarım araç modeli (Özcan, 2008'den alınmıştır.)

Asılı kütlelerin (araç gövdesinin) ve asılı olmayan kütlelerin (katı aksın) düşey yer değiştirme ve yalpa hareketlerinin denklemleri aşağıdaki gibi yazılmıştır. Asılı kütlelerin düşey yer değiştirmesi için;

$$m_s \ddot{z}_s + F_{sleft} + F_{sright} = 0 \quad (2.5)$$

ifadesi kullanılırken,

$$m_u \ddot{z}_u - F_{sleft} - F_{sright} + F_{uleft} + F_{uright} = 0 \quad (2.6)$$

ifadesi de asılı olmayan kütlelerin düşey yer değiştirmesi için kullanılmıştır.

Asılı kütlelerin yalpa hareketi için aşağıdaki ifadeler kullanılmıştır;

$$I_{xx} \ddot{\phi}_s + F_{sleft} \frac{L}{2} - F_{sright} \frac{L}{2} = 0 \quad (2.7)$$

Asılı olmayan kütlelerin yalpa hareketi, I_{uwx} katı aksın x- ekseni etrafındaki dönme eylemsizliği olmak üzere,

$$I_{uxx}\ddot{\phi}_u - (F_{sleft} + F_{uright})\frac{L}{2} + (F_{sright} + F_{uleft})\frac{L}{2} = 0 \quad (2.8)$$

denklemleriyle ifade edilmiştir. Burada asılı kütleye etkiyen F_{sleft} , F_{sright} kuvvetleri doğrusal yay ve damper karakteristikleri için,

$$F_{sleft} = b_{sL} \left\{ \left(\dot{z}_s + \dot{\phi}_s \frac{L}{2} \right) - \left(\dot{z}_u + \dot{\phi}_u \frac{L}{2} \right) \right\} + \dots \quad (2.9)$$

$$k_{sL} \left\{ \left(z_s + \phi_s \frac{L}{2} \right) - \left(z_u + \phi_u \frac{L}{2} \right) \right\}$$

$$F_{sright} = b_{sR} \left\{ \left(\dot{z}_s - \dot{\phi}_s \frac{L}{2} \right) - \left(\dot{z}_u - \dot{\phi}_u \frac{L}{2} \right) \right\} + \dots \quad (2.10)$$

$$k_{sR} \left\{ \left(z_s - \phi_s \frac{L}{2} \right) - \left(z_u - \phi_u \frac{L}{2} \right) \right\}$$

şeklinde verilirken, doğrusal olmayan karakteristikli yay ve damper durumu için,

$$F_{sleft} = B_{FL} \left\{ \left(\dot{z}_s + \dot{\phi}_s \frac{L}{2} \right) - \left(\dot{z}_u + \dot{\phi}_u \frac{L}{2} \right) \right\} + \dots \quad (2.11)$$

$$K_{FL} \left\{ \left(z_s + \phi_s \frac{L}{2} \right) - \left(z_u + \phi_u \frac{L}{2} \right) \right\}$$

$$F_{sright} = B_{FR} \left\{ \left(\dot{z}_s - \dot{\phi}_s \frac{L}{2} \right) - \left(\dot{z}_u - \dot{\phi}_u \frac{L}{2} \right) \right\} + \dots \quad (2.12)$$

$$K_{FR} \left\{ \left(z_s - \phi_s \frac{L}{2} \right) - \left(z_u - \phi_u \frac{L}{2} \right) \right\}$$

şeklinde verilmiştir. Burada F_{uleft} ve F_{uright} kuvvetleri,

$$F_{uleft} = k_{uL} \left(z_u + \phi_u \frac{L}{2} - z_{RL} \right) \quad (2.13)$$

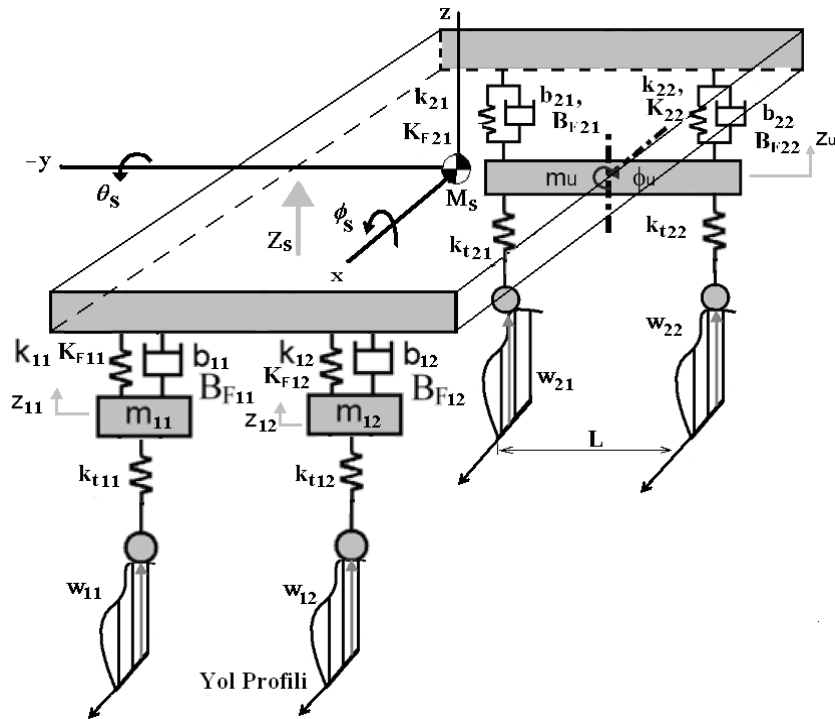
$$F_{uright} = k_{uR} \left(z_u - \phi_u \frac{L}{2} - z_{RR} \right) \quad (2.14)$$

ifadeleriyle kullanılmıştır. Denklem (2.11) ve (2.12)'de doğrusal olmayan karakterli yay ve damper için yazılan B_{FL} ve B_{FR} , damperin doğrusal olmayan düşey bağıl hız – kuvvet karakterini gösteren fonksiyonun; K_{FL} ve K_{FR} de yayın doğrusal olmayan

düşey bağıl yer değiştirme – kuvvet karakterini gösteren fonksiyonun ifadesidir. Ayrıca L , söz konusu hafif ticari aracın arka tekerleklerine ait iz genişliği iken I_{xx} ve I_{uxx} de sırasıyla asılı olan ve asılı olmayan kütlelere ait x- ekseni etrafındaki atalet momentleridir. Benzetim ve optimizasyon sürecinde sağ ve sol süspansiyona ait yay ve damper karakteristikleri aynı kabul edilmiştir.

2.3 Tam Araç Modeli

Tam araç süspansiyon modeli, aracın tüm çeyreklerine ait süspansiyon sistemini içeren bir modeldir. Asılı olmayan kütlelerin düşey hareketleri, arkadaki bağımlı süspansiyonun yalpa hareketi, asılı kütlelerin düşey hareketi ve yatay eksenlerdeki dönme hareketleri bu model tarafından incelenebilmektedir. 7 serbestlik dereceli modelin şematik gösterimi Şekil 2.3 ile verilmiştir.



Şekil 2.3 : Arkası bağımlı, tam araç süspansiyon modeli.

Modelde alt indis olarak kullanılan 11 sağ ön çeyreği, 12 sol ön çeyreği, 21 sağ arka çeyreği ve 22 de sol arka çeyreği ifade etmektedir. Buna göre asılı kütlelerin ağırlık merkezinin düşey eksenlerdeki öteleme ve yatay eksenlerdeki dönme hareketlerinin ifadeleri Denklem (2.15) ila (2.17)'deki gibi yazılmaktadır. Gövdenin düşeydeki öteleme hareketi denklemleri,

$$M_s \ddot{z}_s = -f_{s11} - f_{s12} - f_{s21} - f_{s22} - f_{d11} - f_{d12} - f_{d21} - f_{d22} \quad (2.15)$$

şeklinde verilirken, ağırlık merkezinden geçen y-ekseni etrafındaki yunuslama (kafa vurma) hareketine ait dinamik denklemler,

$$I_{yy} \ddot{\theta}_s = a(f_{s11} + f_{s12} + f_{d11} + f_{d12}) - b(f_{s21} + f_{s22} + f_{d21} + f_{d22}) \quad (2.16)$$

şeklinde, ağırlık merkezinden geçen x-ekseni etrafındaki yalpalama hareketine ait dinamik denklemler de,

$$I_{xx} \ddot{\phi}_s = c(f_{s11} + f_{s21} + f_{d11} + f_{d21}) - d(f_{s12} + f_{s22} + f_{d12} + f_{d22}) \quad (2.17)$$

şeklinde verilmektedir. Ön süspansiyonlardaki asılı olmayan kütlelere ve arkadaki katı aksa ait dinamik denklemler sırasıyla,

$$m_{11} \ddot{z}_{11} = f_{s11} + f_{d11} - f_{t11} \quad (2.18)$$

$$m_{12} \ddot{z}_{12} = f_{s12} + f_{d12} - f_{t12} \quad (2.19)$$

$$M_{ur} \ddot{z}_{ur} = f_{s21} + f_{s22} + f_{d21} + f_{d22} - f_{t21} - f_{t22} \quad (2.20)$$

$$I_{ur} \ddot{\phi}_{ur} = -e(f_{s21} + f_{d21} - f_{t21}) + g(f_{s22} + f_{d22} - f_{t22}) \quad (2.21)$$

şeklinde verilmektedir. Modeldeki kinematik denklemler, Emekli (2008) 'deki gibi bir matris şekline getirilerek aşağıdaki Denklem (2.22)'deki gibi verilmiştir.

$$\begin{bmatrix} z_{s11} \\ z_{s12} \\ z_{s21} \\ z_{s22} \\ z_{21} \\ z_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} z \\ z \\ z \\ z \\ z_{ur} \\ z_{ur} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -a & -c & 0 \\ -a & d & 0 \\ b & -c & 0 \\ b & d & 0 \\ 0 & 0 & -e \\ 0 & 0 & g \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \sin \theta \\ \sin \phi \\ \sin \phi_{ur} \end{pmatrix} \quad (2.22)$$

Gövdeye ve asılı olmayan kütlelere ait denklemlerde geçen yay kuvvetleri f_{sij} , damper kuvvetleri f_{dij} ve tekerlek kuvvetleri f_{tij} , aşağıda sırasıyla şöyle verilmiştir.

$$f_{sij} = k_{ij}(z_{sij} - z_{ij}) \quad i, j = 1, 2 \quad (2.23)$$

$$f_{dij} = d_{ij}(t)(\dot{z}_{sij} - \dot{z}_{ij}) \quad i, j = 1, 2 \quad (2.24)$$

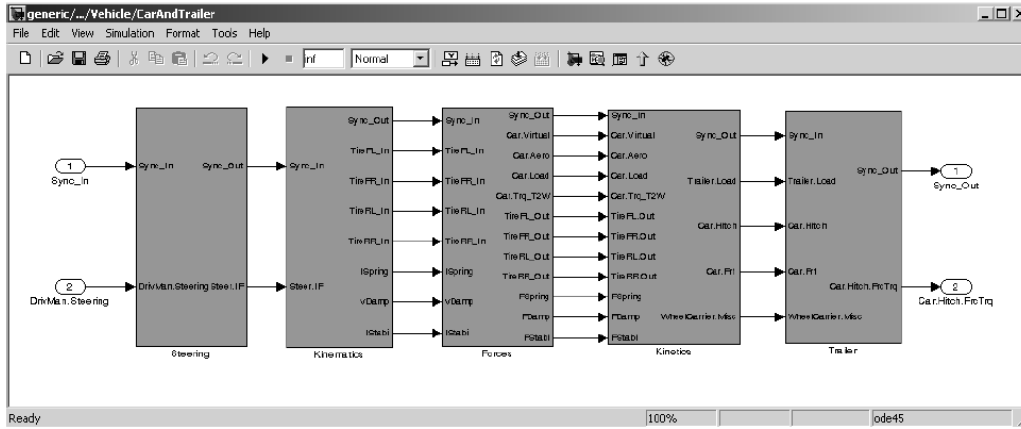
$$f_{tij} = k_{tij}(z_{ij} - \omega_{ij}) \quad i, j = 1, 2 \quad (2.25)$$

Burada k_{ij} ve d_{ij} sırasıyla yay ve damperin doğrusal olarak karakteristiklerini temsil etmektedir. Doğrusal olmayan yay ve damper karakteristikleri kullanıldığında ilgili kuvvetlerin hesabında K_{Fij} ve B_{Fij} kullanılmalıdır.

2.4 Carmaker Modeli

Carmaker, karayolu taşıtlarının modellenmesinde kullanılan ticari bir araç dinamiği yazılımıdır. Yüksek serbestlik dereceli ve yüksek temsil özelliği olan araç modellerinin kurulmasına olanak sağlamaktadır. Carmaker modellerinde motor ve aktarma organları, fren ve süspansiyon sistemleri, tekerlekler ve sürücü modellerinin birer alt model olarak yer alması aracın yüksek doğrulukla temsil edilebilmesini sağlamaktadır. Çok çeşitli yol profilleri hazır olarak kullanılabilmekte veya istenilen profiller oluşturulabilmektedir. Önceden hazırlanmış sürücü modeli ile araç, standartlarca belirlenmiş araç dinamiği testlerinde kullanılan manevralara tabi tutulabilmekte, birçok araç dinamiği ölçüsüne ve değişkenine ait veriler gözlemlenebilmektedir. Ayrıca gerçek zamanlı olarak da çalışabilen araç modelleri sayesinde donanım içeren benzetimlerde de iyi bir araç olarak kullanılabilir.

Carmaker araç modeli, Matlab/Simulink üzerinde kurulmuş bir model olup Matlab/Simulink araçlarıyla oluşturulan yeni sistemler veya kontrolcüler de bu modele adapte edilebilmektedir. Şekil 2.4'te Carmaker'ın, bütün bir araç modelini oluşturan ana bloklarını ve bunlar arasındaki bağlantıları gösteren Matlab/Simulink ekranı görülmektedir. Bu bloklar sırasıyla direksiyon sistemi modelini, direksiyon sistemi ve süspansiyon sistemi arasındaki kinematik bağıntıları, tekerlek kuvvetlerini, kinetik denklemleri ve varsa araçtaki treyler ile ilgili denklemleri içermektedir. Ayrıca yazılım, araç modeline sağlanan sürücü girişleri, gaz, fren, debriyaj, vites ve direksiyon açısı gibi verilerin dışarıdan joystick yardımıyla kullanıcı tarafından girilmesine de olanak vermektedir.



Şekil 2.4 : Carmaker araç modeli ana blokları ve bağlantıları ekranı

Bu tez çalışmasında kullanılan araca ait yüksek serbestlik dereceli bir model, Carmaker yazılımında oluşturulmuştur. Matlab modelleriyle yapılan optimizasyon sonucu elde edilen süspansiyon parametrelerinin, temsil başarımı yüksek bu Carmaker modelinde denenerek sınanması amaçlanmıştır. Standart manevralarla ve oluşturulan yol profilleri üzerinde yapılan bu benzetimlerle optimizasyon sonuçları değerlendirilmiştir. Carmaker’da oluşturulan modelin bir görüntüsü Şekil 2.5’te gösterilmiştir.



Şekil 2.5 : Carmaker modeli

3. OPTİMİZASYON

3.1 Giriş

Modellenen süspansiyon sistemlerine ait yay ve damperlerin optimizasyonu bu başlık altında verilmiştir. Yay ve damperlerin gerçekte doğrusal olmayan karakteristikleri, süspansiyonun düşük bağıl yer değiştirmeli ve düşük bağıl hızlı çalışma alanları dikkate alınarak doğrusallaştırılmış ve elde edilen doğrusal ifadeler optimize edilmiştir. Doğrusal olmayan yer değiştirme-kuvvet ve düşey bağıl hız-kuvvet karakteristiklerine sahip sırasıyla yay ve damperlerin optimizasyonu da bu kısım altında ele alınmıştır. Bu karakteristiklerin doğrusal olmayan bu halleriyle optimizasyonu yüksek karmaşıklık içermektedir. Bu çalışmada bu zorluğun aşılması için benimsenen, öncelikli karakter eğrisi ve bir optimizasyon katsayısı ile bu öncelikli karakteristiğin yukarı-aşağı ötelenmesi yöntemiyle bu karmaşıklık basite indirgenmiştir. Yöntem 2 aşamada gerçekleştirilmiştir (Özcan, 2008):

1. Başlangıç olarak seçilen yer değiştirme-kuvvet (yay için) veya düşey bağıl hız-kuvvet (damper için) eğrilerinin eksponansiyel, polinom vb. tipte bir fonksiyon ($F(x)$) ile ifade edilmesi.
2. Optimum $F(x)$ 'in bulunması için fonksiyonun bir optimizasyon katsayısıyla C_{opt} çarpılması ve bu katsayının optimizasyonunun yapılması. O halde optimum karakteristik $F_{opt}(x)$,

$$F_{opt}(x) = F(x) \times C_{opt} \quad (3.1)$$

şeklinde olmaktadır.

Yöntemin uygulanması sürecinde, toplam amaç fonksiyonunun oluşturulması, her bir iterasyonda değerinin hesaplanması, optimizasyon algoritması seçimi ve uygulanışı ile ilgili göz önüne alınan noktalar aşağıdaki gibi sıralanabilir (Özcan, 2008):

1. Çeyrek ve yarım araç modellerinin sabit hızda yol profili üzerinde zaman domenindeki benzetimleri yapılmıştır. Burada sonuçları önemli ölçüde etkileyip hatalara neden olabilecek 2 durum göz ardı edilmemelidir:
 - a. Optimizasyonda aracın kararlı hal cevabı kullanılmalıdır. Benzetimlerde araç hızı sabit olarak seçildiğinden aracın kararlı hal cevabına oturması için gereken bir süre olacaktır. Bu geçici hal cevabı süresi değerleri, benzetim sonuçlarının başlangıcından çıkarılarak ihmal edilmiştir.
 - b. Modeldeki kütlelerden kaynaklanan statik dengeye ulaşma evresi hesaplamalarda göz önüne alınmalı, ilk koşullar verilirken dikkat edilmelidir.
2. Hedef noktaların ivme değerleri, uluslararası standart ISO 2631-1'e göre frekans domeninde ağırlıklandırılmıştır.
3. Otomotiv üreticilerinin piyasadaki gereksinimlerini karşılamak üzere araçlarında sağladığı performans kriterleri doğrultusunda, bu çalışma için toplam amaç fonksiyonu belirlenmiş ve süspansiyon sistemlerinin optimizasyonunda kullanılmıştır. Bu, optimizasyon çalışmalarının en subjektif aşamasıdır. Hedeflenen özelliklerde bir sistem tasarlamak için, amaca uygun olarak yazılmış ve verilmek istenen öneme göre ağırlıklandırılmış kriterler ile bir toplam amaç fonksiyonu belirlenmiştir.

Toplam amaç fonksiyonu, kendisini oluşturan alt amaç fonksiyonlarının doğrusal olarak birleştirilmesiyle teşekkül eder. Bu çalışmada da alt amaç fonksiyonlarının birbirlerine göre önemlerini belirleyen ağırlıklar vasıtasıyla toplam amaç fonksiyonu yazılmıştır. Buna göre toplam amaç fonksiyonu,

$$I = I_1 \times w_1 + I_2 \times w_2 + \dots + I_n \times w_n \quad (3.2)$$

şeklinde yazılmaktadır. Burada $I_1, I_2 \dots I_n$ alt amaç fonksiyonlarını gösterirken I , toplam amaç fonksiyonunu temsil etmektedir. $w_1, w_2 \dots w_n$ ise burada her bir alt amaç fonksiyonuna karşılık gelen ağırlığı simgelemektedir. Literatürde kullanılan çeşitli alt amaç fonksiyonları örnekleri önceki bölümlerde ele alınmıştır.

4. Çalışma için türev tabanlı, en yakın yerel minimumu bulan, deterministik bir optimizasyon yöntemi seçilmiş ve MATLAB’de uygulanmıştır.

Optimizasyon sonucu elde edilen yeni yay ve damper karakteristiklerinin üretilebilir eğrilere sahip olması, bulunan sonuçların gerçekleştirilebilir olması açısından önem taşımaktadır.

Yay ve damperin karakteristiklerinin optimizasyonu çalışmaları, çeyrek araç modeli optimizasyonları ve yarım araç modeli optimizasyonları olmak üzere iki başlık altında verilmiştir. Yay ve damper karakteristikleri sağ ve sol süspansiyonlar için aynı özellikleri taşımaktadır. Yani yapılan değişiklikler optimizasyon sonrası her iki tarafa da uygulanmaktadır. Optimizasyonlarda yay karakteristiklerinin, statik yükün dengelenmesi, sürüş yüksekliğinin belli değerler arasında kalması gibi gerekliliklerden dolayı sınırlandırılmış aralıklarda değişmesi ön görülmüş, optimizasyonlarda bu dikkate alınmıştır.

3.1.1 Optimizasyon Yöntemi

Sayısal yöntemlerdeki çok miktarda hesaplamalardan doğabilecek hatalarla, dinamik büyüklükler ve amaç fonksiyonu değerlerinde ihmal edilemeyecek hatalar oluşabilir. Bu problemin çözümü için optimizasyon sürecinde türev tabanlı, yaygın olarak kullanılan “Sequential Quadratic Programming” (SQP) kullanan bir algoritma kullanılmıştır. Süspansiyon optimizasyonu üzerine yapılmış, çeşitli deterministik ve stokastik optimizasyon algoritmalarını kıyaslayan çalışmalar göstermiştir ki gerekli olan benzetim sayısı itibariyle stokastik algoritmalar, deterministik algoritmalarından daha fazla bir yük getirmektedir (Koulocheris, 2002).

3.1.1.1 “fmincon komutu”

Matlab’deki *fmincon* komutu sürekli bir amaç fonksiyonunun ve varsa sürekli kısıt fonksiyonlarının olduğu optimizasyon problemlerinde kullanılan türev tabanlı bir optimizasyon algoritması komutudur. Türev hesaplamaları sonlu farklar esasına, (karesel veya kübik yön arama) Yarı-Newton yöntemine dayanmaktadır. Algoritma birçok değişkene bağlı olabilen amaç fonksiyonunu hesaplar ve bir ilk değer tahmininden yola çıkarak, verilen kısıtlar altında en yakın minimumu bulmaya çalışır. Bu genel olarak, doğrusal olmayan programlama veya kısıt içeren doğrusal olmayan optimizasyon olarak adlandırılır.

Algoritmada doğrusal olmayan programlama yöntemlerinden olan, yaygın SQP yöntemi kullanılmaktadır. Bu yöntemde her iterasyonda bir karesel programlama alt problemi çözülmektedir. BFGS (Broyden, Fletcher, Goldfarb ve Shanno) formülü kullanılarak Lagrangian'ın Hessian'ının tahmini her iterasyonda yenilenmekte ve değer fonksiyonu kullanılarak hat taraması yapılmaktadır. (Url-1)

3.2 Yol Profiline Oluşturulması

Analitik olarak yol pürüzlülükleri sisteme giriş olarak farklı şekillerde verilebilir. Bu girişler temel olarak titreşimler ve şoklar olarak sınıflandırılır. Şoklar kısa zaman aralıklarında (anlık olarak), düzgün bir yoldaki tümsek yahut çukur gibi etkilerle gerçekleşen yüksek enerjili girişlerdir. Titreşimler ise süregelen olarak etki eden yol düzgünsüzlüklerinin bir sonucudur. Araç süspansiyonları şoklar ve titreşimlerin bir arada olduğu yol koşullarında çalışmak durumundadır. (Hrovat, 1997) Bu çalışmada yol girişi olarak kullanılmak üzere titreşimler içeren bir profil oluşturulmuştur.

Yol profillerinin ya da yol pürüzlülüğünün tanımlanması için birçok farklı matematiksel model ortaya atılmıştır. Bunlardan en çok kullanılanı izotropik yol yaklaşımıdır (Kamash, 1978). İzotropik yol yaklaşımı özellikle 3 boyutlu analizlerde iki tekerlek için de gerekecek yol profillerini yaratmak için çok uygundur fakat tek boyutlu yani tek bir yol profili çıkarmak içinde kullanılabilir. Verilen bir hedef spektral yoğunluktan, rasgele yol profili bu şekilde çıkartılabilir. Benzer şekilde iki tekerlek için yol profili çıkarmak için profiller arasında uygun korelasyon sağlanarak çapraz spektral yoğunluklar elde edilir. (Kamash, 1978)

Genellikle yol pürüzlülüğünü belirtmek için yol profili düşey genliklerinin spektral yoğunluk bilgisi kullanılır. Bu yöntem ayrıca ISO 8608 standartları ile de belirtilmiştir.

3.2.1 Tanımlar ve Kavramlar

ISO 8608 standardında belirtildiği şekliyle yol profili bilgisi, PSD (Power spectral density) ve dalga sayısı olarak gösterilir. Burada dalga sayısı (çevrim/metre), pürüzlülüğün mesafeye göre değişim oranını belirtir. T periyoduyla zamana bağlı değişen bir sinüs dalgasının frekansı;

$$f = 1/T \quad (3.3)$$

ise, λ dalga boyu olmak üzere, dalga sayısı K ;

$$K = 1/\lambda \quad (3.4)$$

ifadesiyle verilmektedir. Eğer dalga sayısı radyan/metre cinsinden ifade edilecekse açısal frekansta olduğu gibi,

$$w = 2\pi f \quad (3.5)$$

iken, açısal dalga sayısı da;

$$\lambda = 2\pi K \quad (3.6)$$

şeklinde hesaplanır.

Kamash (1978) bir yol profili spektrumu elde etmek için aşağıdaki formülü önermiştir.

$$G(K) = G_o |K|^{-n} \quad (3.7)$$

Burada $G(K)$ spektral yoğunluk($m^3/\text{çevrim}$) olmak üzere n , yol indeksi ($n = 2,5$) ve G_o çeşitli yollar için verilen pürüzlülük katsayılarıdır. Bu katsayılar farklı yol tipleri için Çizelge 3.1 ile belirtilmiştir.

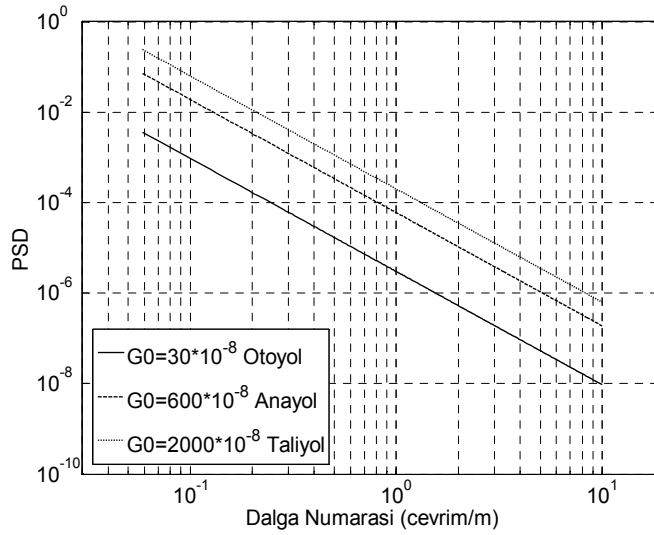
Çizelge 3.1 : Farklı yol tipleri için G_o katsayısı

Yol tipi ($\times 10^{-8}$)	$G_o(m^{0.5}\text{çevrim}^{1.5})$
Otoyol	3 ila 50
Anayol	3 ila 800
Tali Yol	50 ila 3000

Rasgele yol profili üzerinde V hızıyla ilerleyen bir araç için ise profil,

$$G(w) = \frac{1}{V} G(\gamma) \quad (3.8)$$

olarak yazılabilir. Şekil 3.1, Çizelge 3.1’den alınan farklı G_0 değerleriyle elde edilmiş anayol, otoyol ve tali yola ait pürüzlülük değerlerinin PSD grafiğini vermektedir. PSD grafikleri göstermektedir ki yol profilleri düşük frekans değerlerinde büyük genliklere sahipken, frekans arttıkça bu şiddetler azalmaktadır. Tüm frekans aralığı ele alındığında pürüzlülük şiddetleri kıyaslandığında, büyükten küçüğe sıralama tali yol, ana yol ve otoyol şeklinde olmaktadır.



Şekil 3.1 : Farklı yollar için pürüzlülük PSD değerleri

3.2.2 Tek İzli Yol Profili

Tek izli rasgele bir yol profili, hedeflenen ya da istenen spektral yoğunluk, frekans domeninde olduğu için ters Fourier dönüşümü uygulanarak elde edilebilir. Fakat spektral yoğunluktan elde edilen katsayılarda faz açısı bilgisi olmadığı için 0 ile 2π arasında tekdüze dağılımlı rasgele faz açıları atanır (Cebon, 1999). Rasgele faz açıları Matlab’de “rand” komutu ile atanmıştır.

$$z_{r1} = \sum_{k=0}^{N-1} \sqrt{G_k} e^{i\left(\theta_k + \frac{2\pi kr}{N}\right)}, r = 0, 1, 2, \dots, (N-1) \quad (3.9)$$

$$G_k = \frac{2\pi}{N\Delta} G_{11}(\gamma_k) \quad (3.10)$$

$$\gamma_k = \frac{2\pi k}{N\Delta} [\text{rad} / \text{m}] \quad (3.11)$$

Burada,

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

Δ = Yol yüzeyi üzerinde eşit aralıklarla seçilmiş aralıklar

θ_k = 0-2 π arası tekdüze dağılımlı rasgele faz açılarıdır.

3.2.3 İkinci İzin Eklenmesi

Birinci profil $G_{11}(\gamma_k)$ spektral yoğunluğuna sahipken, ikinci profilin $G_{22}(\gamma_k)$ yoğunluğuna sahip olduğunu düşünülerek iki spektral yoğunluk arasındaki çapraz spektral yoğunluk $G_{12}(\gamma_k)$ olarak adlandırılır. Birbirinden b kadar uzaktaki iki paralel iz için çapraz korelasyon fonksiyonu, izotropik yol varsayımına dayanarak (Kamash, 1978)

$$R_{12}(x) = R_{21}(x) = R_{11}(\sqrt{x^2 + b^2}) \quad (3.12)$$

ve

$$R_r = \frac{1}{N-r} \sum_{s=0}^{N-1-r} x_s x_{s+r}, r = 0, 1, \dots, (N-1) \quad (3.13)$$

olarak hesaplanır. (Newland, 1997) Burada $R_{11}(x)$ ilk iz için otokorelasyon fonksiyonudur ve çapraz spektral yoğunluk fonksiyonu $G_{12}(\gamma_k)$ Fourier dönüşümü uygulanarak;

$$G_{12k} = \frac{1}{N} \sum_{r=0}^{N-1} R_{11}(\sqrt{(r\Delta)^2 + b^2}) e^{-i2\pi kr/N}, k = 0, 1, 2, \dots, (N-1) \quad (3.14)$$

şeklinde elde edilir (Cebon, 1999).

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

$$\eta_{12k}^2 = \frac{|G_{12k}|^2}{G_{11k} G_{22k}} \quad (3.15)$$

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

$$z_{r2} = y_{r2} + w_{r2} \quad (3.16)$$

Bu serinin korele edilmiş bileşeni;

$$y_{r2} = \sum_{k=0}^{N-1} \eta_{12k} \sqrt{G_{22k}} e^{i\left(\theta_{k1} + \Psi_{12k} + \frac{2\pi kr}{N}\right)}, r = 0, 1, 2, \dots, (N-1) \quad (3.17)$$

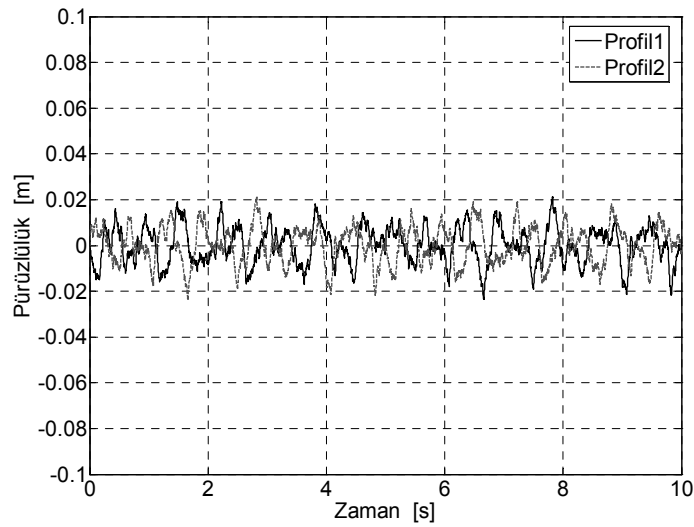
$$\theta_{k2} = \theta_{k1} + \psi_{12k} \quad (3.18)$$

şeklindedir ve $\psi_{12k} = 0$ olarak kabul edilmiştir. Benzer şekilde korelasyonu yapılmamış bileşen

$$w_{r2} = \sum_{k=0}^{N-1} \sqrt{1 - \eta_{12k}^2} \sqrt{G_{22k}} e^{i\left(\Phi_{k2} + \frac{2\pi kr}{N}\right)}, r = 0, 1, 2, \dots, (N-1) \quad (3.19)$$

dir.

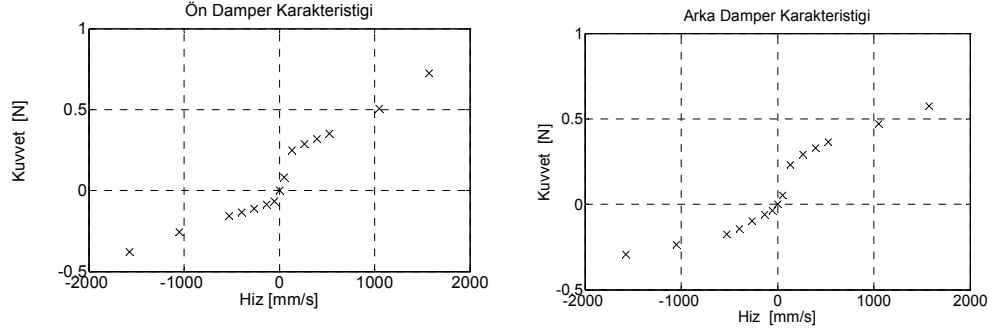
Bu yöntemle elde edilen iki izli yol profili Şekil 3.2 ile göstermiştir.



Şekil 3.2 : İki İzli yol profili

3.3 Yay ve Damper Eğrilerinin Elde Edilmesi

Ön bağımsız süspansiyonun ve arka katı aks süspansiyonun damperlerine ait piston hızı-sönümleme kuvveti eğrileri normalize edilerek Şekil 3.3’te verilmiştir.

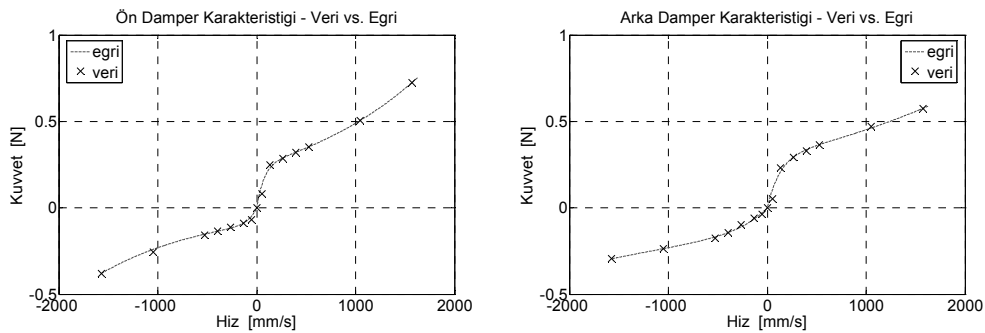


Şekil 3.3 : Ön ve arka dampere ait sönümleme eğrileri

Ön ve arka süspansiyon damper sönümleme eğrileri doğrusal olmayan karakteristikleri, üreticiden sağlanan veriler ile oluşturulmuş, üretilebilirliği bilinen eğrilerdir. Bu sönümleme eğrileri tüm bölgeleriyle aşağıda verilen formdaki eksponansiyel fonksiyon ile ifade edilebilmektedir.

$$F(v) = Ae^{-kv} + Be^{qv} \quad (3.20)$$

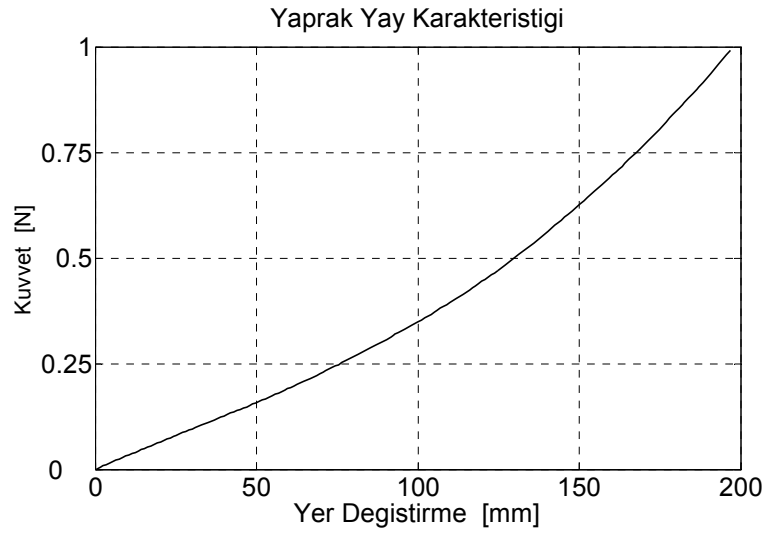
MATLAB ortamındaki “Curve Fitting Toolbox” aracı kullanılarak (3.20) denklemindeki parametreler A , B , k ve q , en küçük kareler metodu ile hesaplanmıştır. Bu işlem ön ve arka dampere ayrı ayrı uygulanarak matematiksel olarak ifade edilen sönümleme eğrileri Şekil 3.4’teki gibi oluşturulmuştur. Eğrilerin apsisin üzerinde kalan kısımları ile altında kalan kısımları için ayrı fonksiyonlar oluşturulmuş, yani ayrı A , B , k ve q değerleri ile tüm karakteristik elde edilmiştir.



Şekil 3.4 : Ön ve arka dampere ait sönümleme eğrilerinin eksponansiyel fonksiyonlar ile ifade edilmesi

Arka süspansiyonda yer alan yaprak yaya ait yer değiştirme-kuvvet verisi üreticiden temin edildiği şekliyle arka süspansiyonu temsil eden yarım araç modeline dahil edilmiştir. Yaprak yaya ait karakteristik Şekil 3.5'te verilmiştir. Benzetimlerde yaprak yayın yer değiştirme-kuvvet karakteristiği, damper karakteristiklerinde olduğu gibi bir fonksiyon ile ifade edilmemiş, 2 boyutlu tablo olarak kullanılmıştır.

Diğer taraftan ön süspansiyona ait helezon yay doğrusala çok yakın bir yer değiştirme-kuvvet karakteristiği gösterdiğinden benzetimlerde her zaman doğrusal eleman olarak kullanılmıştır.



Şekil 3.5 : Yaprak yaya ait karakteristik

3.4 Çeyrek Araç Modeli Optimizasyonu Sonuçları

Ele alınan hafif ticari araçta ön süspansiyon olarak bağımsız MacPherson tipi süspansiyon kullanılmaktadır. 2 serbestlik dereceli çeyrek araç modeli ile temsil edilen bu süspansiyona ait yay sertliği ve damper sönümleme karakteristiği, aşağıda farklı durumlar altında, doğrusal ve doğrusal olmayan karakterli olarak ele alınmış ve bu karakteristikler optimize edilmiştir. Her bir durum başlığı altında, değişkenlerin doğrusal olma ya da olmama durumu, kullanılan yol profili ve amaç fonksiyonu belirtilmiş, optimizasyonla ilgili sonuçlar grafiklerle gösterilmiştir.

3.4.1 Birinci Durum: Doğrusal Yay ve Doğrusal Damper

Burada yay ve damper karakteristikleri sırasıyla düşey bağıl yer değiştirme veya düşey bağıl hıza doğrusal olarak bağlı ifade edilmiş, elde edilen katsayılar optimize edilmiştir. Burada kullanılan amaç fonksiyonunun formu,

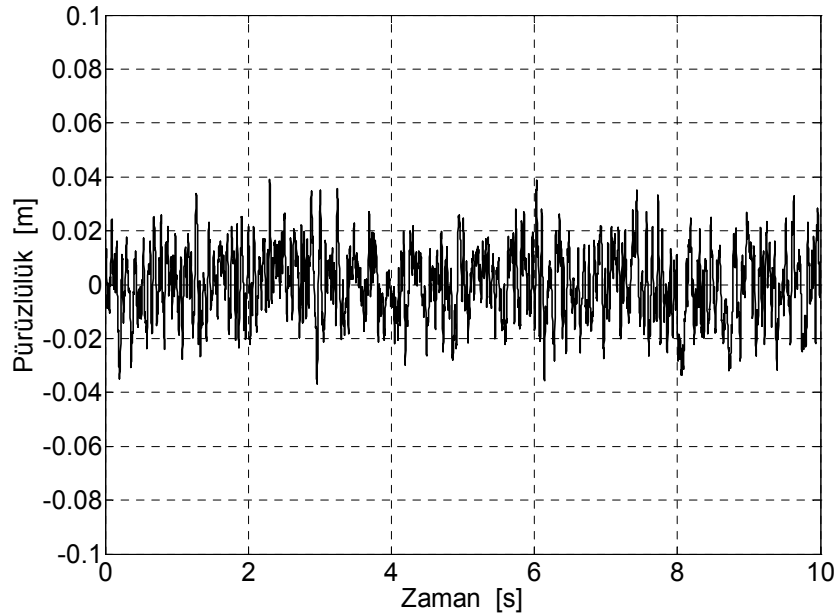
$$I = I_1 w_1 + I_2 w_2 \quad (3.21)$$

şeklinde verilmektedir. Optimizasyon sürecinde amaç fonksiyonu I , minimize edilmektedir. Amaç fonksiyonu I ’da yer alan konfor terimi I_1 , asılı olan kütlenin ISO-2631-1’e göre ağırlıklandırılmış düşeydeki ivmesinin RMS değeri iken I_2 , tekerlek kuvvetlerindeki değişimi göstermektedir. Yol tutuşu performansını temsil eden bu terim, benzetim süresince oluşan tekerlek kuvveti endeksindeki en büyük değer ile en küçük değer arasındaki fark hesaplanarak bulunmaktadır. Denklem (3.21)’deki w_1 ve w_2 ise I_1 ve I_2 terimlerine ait ağırlıklandırma katsayılarıdır. Amaç fonksiyonunu oluşturan I_1 ve I_2 terimlerinin ifadeleri Denklem (3.22)’de verilmiştir.

$$I_1 = \ddot{Z}_1 = |\ddot{z}_1|_{RMS} \quad (3.22)$$

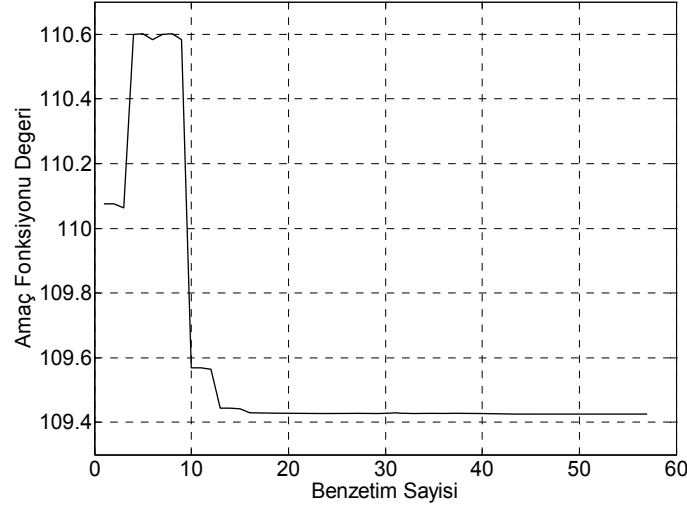
$$I_2 = \Delta F_{tekerlek} = F_{tekerlek,max} - F_{tekerlek,min}$$

Beyaz gürültü sinyali modele yol girişi olarak 10 saniyelik bir benzetimde uygulanmıştır. Düşey yer değiştirme olarak verilen giriş Şekil 3.6’daki gibidir.



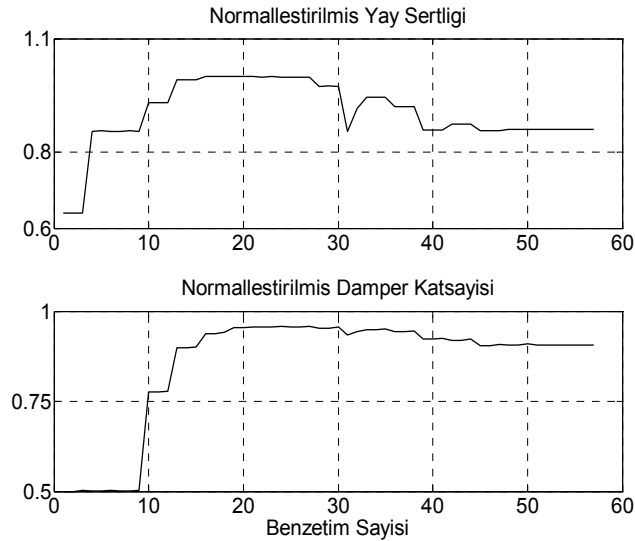
Şekil 3.6 : Beyaz gürültü

Amaç fonksiyonu I 'nin optimizasyon süresince değişimi Şekil 3.7'de verilmiştir. 19 benzetimin ardından amaç fonksiyonu minimuma ulaşarak optimizasyonu sonlandırmıştır.

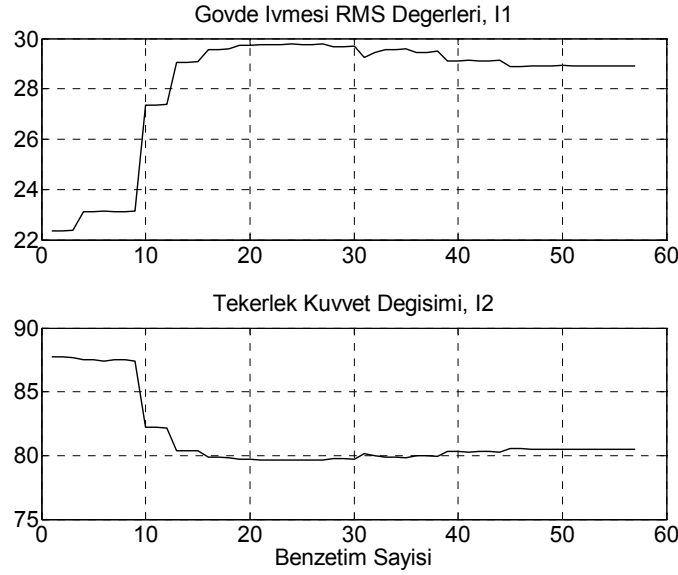


Şekil 3.7 : Amaç fonksiyonunun optimizasyon süresince değişimi

Şekil 3.8 ile optimizasyon sürecinde tasarım değişkenleri yay katsayısı ve damper sönümleme katsayısının normalize edilmiş değişimi gösterilirken, Şekil 3.9'da amaç fonksiyonu I 'yi oluşturan I_1 ve I_2 'nin optimizasyon süresince değişimi gösterilmektedir. Optimizasyon sonucu yay sertliği katsayısı %2 artarken, damper katsayısı ise %7 oranında artış göstermiştir.



Şekil 3.8 : Tasarım değişkenlerinin optimizasyon süresince değişimi



Şekil 3.9 : Amaç fonksiyonu terimlerinin optimizasyon süresince değişimi

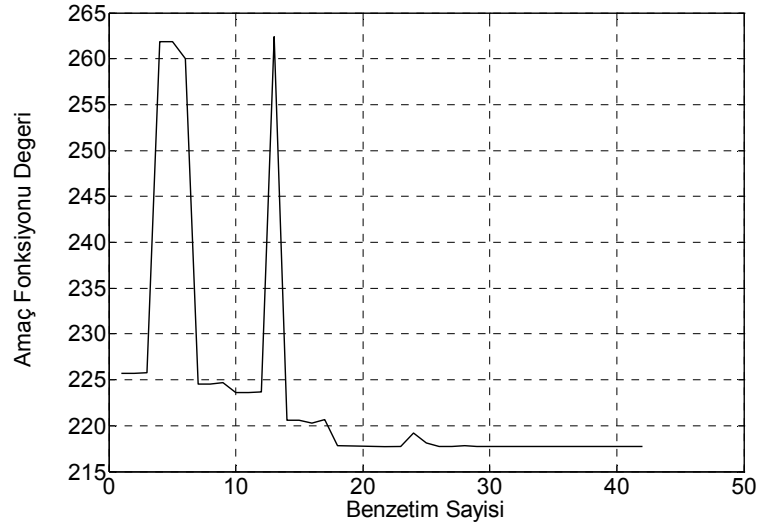
3.4.2 İkinci Durum: Doğrusal Yay ve Doğrusal Olmayan Damper

Burada, damper karakteristiğinde düşey bağıl hız ve damper kuvveti arasında doğrusal olmayan ve asimetrik bir bağlantı vardır. Bu başlık altındaki optimizasyon modelinde tasarım değişkeni olarak kullanılan damper, bu doğrusal olmayan karakteristiği ile ele alınmıştır. Aracın ön süspansiyonundaki helezon yayın sertliği, histerezis etkisi ihmal edildiğinde doğrusal bir karakterle ele alınabileceğinden önceki durumdaki gibi burada da yay sertliği doğrusal olarak kullanılmıştır. Doğrusal olmayan damper karakterinin optimizasyonu eğrinin bir katsayı ile çarpılarak yukarı veya aşağı ötelenmesiyle yapılmaktadır. Dolayısıyla burada optimize edilen değişken bu ölçeklendirme katsayısıdır. Damperin üretici firmasından sağlanan piston hızı-kuvvet eğrisi şeklinin, optimizasyon sonucu oluşacak yeni şekle kılavuzluk edecek olması elde edilecek optimum eğrinin de üretilebilir bir şekle sahip olmasını sağlamaktadır. O halde bu başlık altındaki durumda tasarım değişkenleri yay sertliği katsayısı ve damper karakteristiği ölçeklendirme katsayısı olmaktadır.

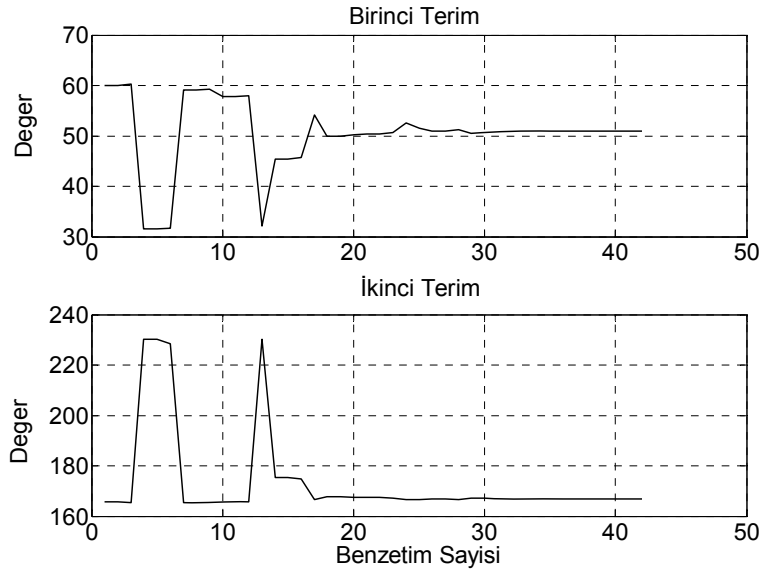
Kullanılan amaç fonksiyonu bu durumda da Denklem (3.21) ile belirtilen formda olup, 1.Durum'da da kullanılan, Denklem (3.22)'deki ifadeleri içermektedir. Modele yol girişi olarak Şekil 3.6 ile verilen beyaz gürültü sinyali kullanılmıştır.

Toplam amaç fonksiyonunun 28 benzetim süren sürecindeki değişimi Şekil 3.10 ile, amaç fonksiyonunu oluşturan her iki terimin optimizasyon sürecindeki değişimi de Şekil 3.11 ile gösterilmektedir. Tasarım değişkenleri yay sertliği ve damper eğrisi

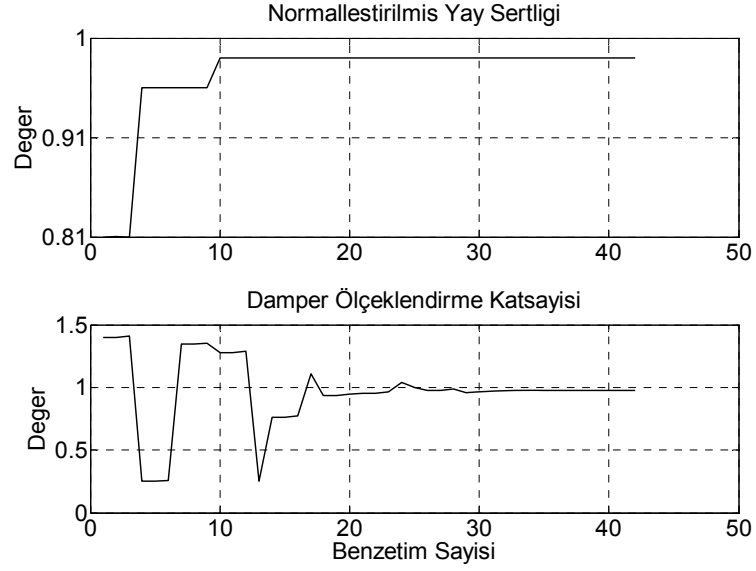
ölçeklendirme katsayısı, optimum noktaya ulaşılan dek Şekil 3.12’de gösterildiği gibi değişmiştir. Sürecin sonunda yay sertliği başlangıç değerine göre %2 artarken, damper eğrisi ölçeklendirme katsayısı %3 azalmıştır. Optimizasyon öncesi ve sonrasında damper karakteristiğinin kıyaslaması Şekil 3.13 ile gösterilmiştir.



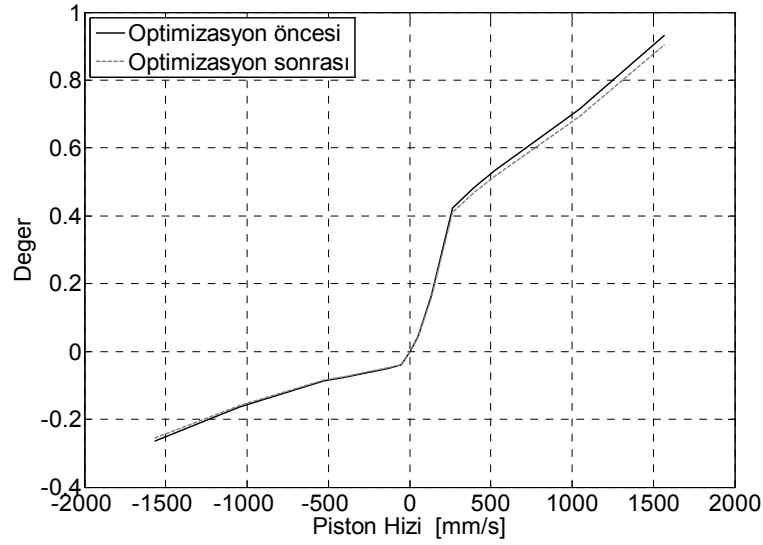
Şekil 3.10 : Amaç fonksiyonu değişimi



Şekil 3.11 : Amaç fonksiyonu terimleri değişimi



Şekil 3.12 : Tasarım değişkenleri değişimi



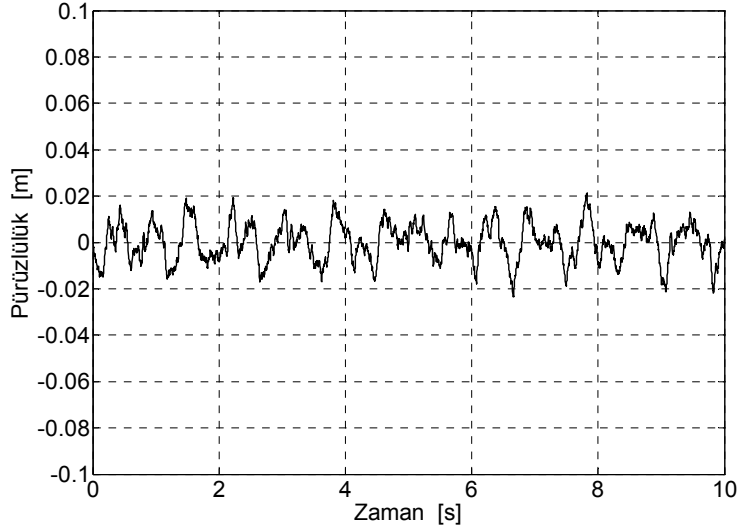
Şekil 3.13 : Damper eğrisi kıyaslaması

3.4.3 Üçüncü Durum: Doğrusal Yay ve Doğrusal Olmayan Damper

Bu durumda da, damper karakteristiği doğrusal olmayan ve asimetric şekliyle ele alınmış ve optimize edilmiştir. Aracın ön süspansiyonundaki helezon yayın sertliği, yine doğrusal olarak kullanılmıştır. Doğrusal olmayan damper karakterinin optimizasyonunda kullanılan ölçeklendirme katsayısı ve damper karakteristiği için bu katsayının optimizasyonu burada da benimsenmiştir. O halde bu başlık altındaki durumda tasarım değişkenleri yay sertliği katsayısı ve damper karakteristiği ölçeklendirme katsayısı olmaktadır.

Kullanılan amaç fonksiyonu Denklem (3.21) ile belirtilen formda olup, burada da önceki durumlarda kullanılan Denklem (3.22) şeklinde kullanılmaktadır.

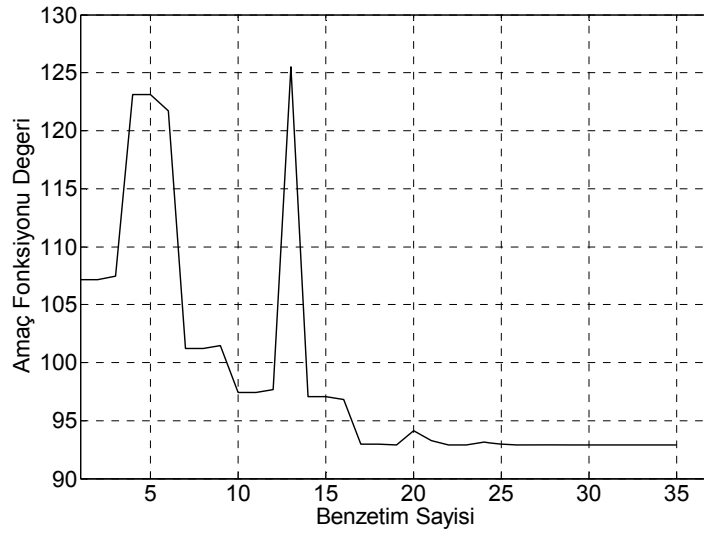
Burada yol girişi olarak, Robson metodu ile oluşturulmuş yol profili kullanılmaktadır. Yol profili başlığı altında verilen yöntem ile elde edilen yol profili Şekil 3.14 ile gösterilmiştir. Oluşturulan bu profil pürüzlülük sınıfı açısından orta seviye pürüzlülüğü olan yaklaşık 100 [m]'lik bir anayolu temsil etmektedir.



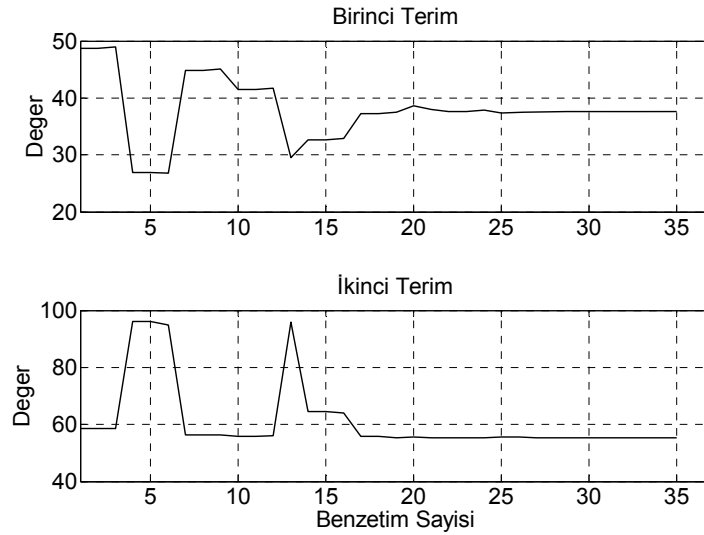
Şekil 3.14 : Optimizasyonda kullanılan Robson yol profili

Toplam amaç fonksiyonunun 35 benzetim süren sürecindeki değişimi Şekil 3.15 ile gösterilmektedir. Amaç fonksiyonunu oluşturan her iki terimin optimizasyon sürecindeki değişimi Şekil 3.16 ile gösterilmekte ayrıca terimlerin süreç boyunca minimizasyonu Şekil 3.17 ile vurgulamaktadır. Tasarım değişkenleri yay sertliği ve damper eğrisi katsayısı, optimum noktaya ulaşılan dek Şekil 3.18 ile gösterildiği gibi değişmektedir. Sürecin sonunda yay sertliği başlangıç değerine göre önemli bir değişim göstermezken, damper eğrisi katsayısı %12 azalmıştır. Optimizasyon öncesi ve sonrasında doğrusal olmayan damper karakteristikleri Şekil 3.19'de kıyaslanmıştır. Tasarım değişkenlerinin optimizasyon sonucu elde edilen değerlerini de kapsayan, belli bir aralıkta değerler alması sağlanarak, bu değerlerin her biri ile yapılan benzetimlerden elde edilen amaç fonksiyonu değerleri Şekil 3.20'deki 3 boyutlu bir grafik aracılığıyla gösterilmektedir. Burada x- ve y- eksenleri tasarım değişkenlerinin aldığı değerleri gösterirken z- eksenini de amaç fonksiyonunun o tasarım değişkeni değerleriyle hesaplanan değerini göstermektedir. 3 boyutlu şeklin minimum noktası aynı zamanda problemin de çözüm noktasını vermektedir. Bu

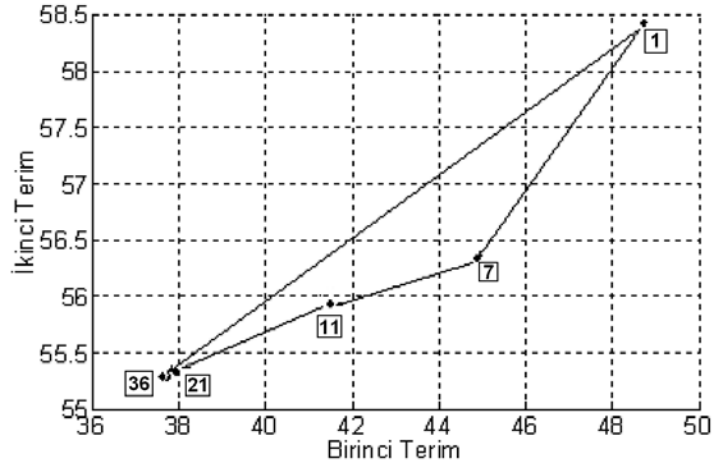
minimum amaç fonksiyonu değerini sağlayan tasarım değişkeni değerleri optimum yay sertliği ve damper eğrisi ölçeklendirme katsayısı değerleridir. Optimizasyon süreci sonucu elde edilen değerler de bu 3 boyutlu grafikten çıkartılan sonuçlarla çok yakın sonuçları vermiştir. Böylelikle optimizasyon sürecinin doğruluğu vurgulanmaktadır.



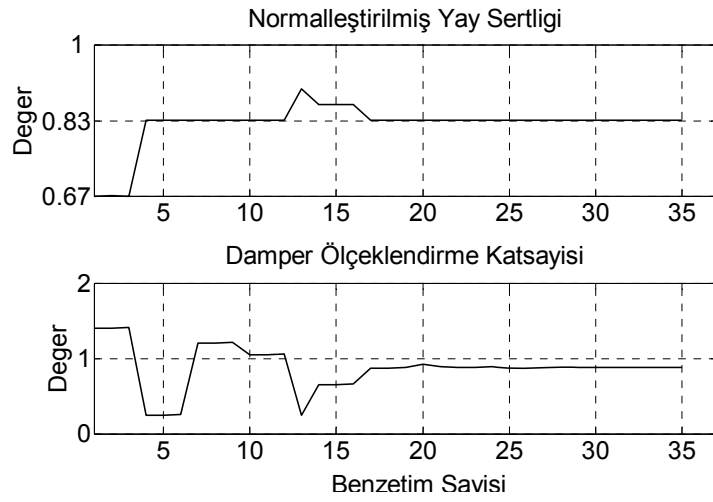
Şekil 3.15 : Amaç fonksiyonu değişimi



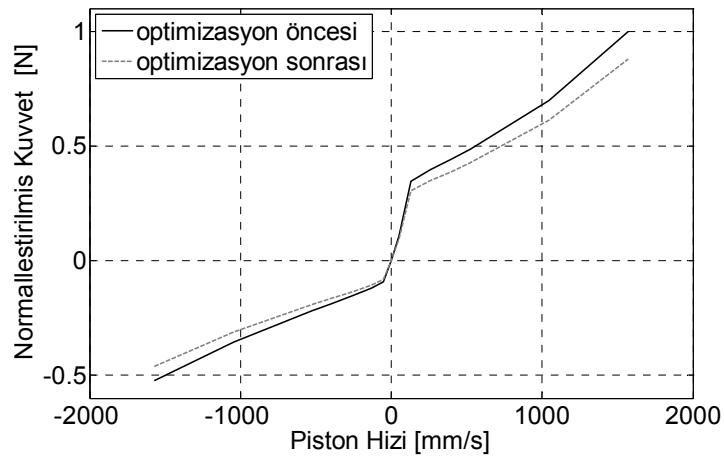
Şekil 3.16 : Amaç fonksiyonu terimleri değişimi



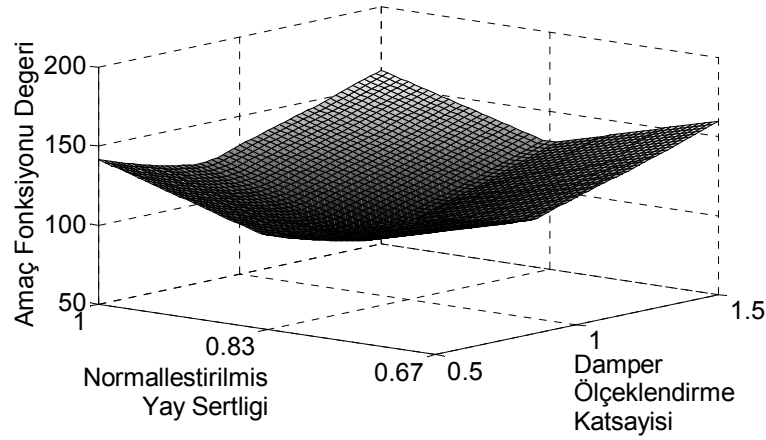
Şekil 3.17 : Amaç fonksiyonu terimlerinin minimizasyonu



Şekil 3.18 : Tasarım değişkenleri değişimi



Şekil 3.19 : Damper eğrisi kıyaslaması



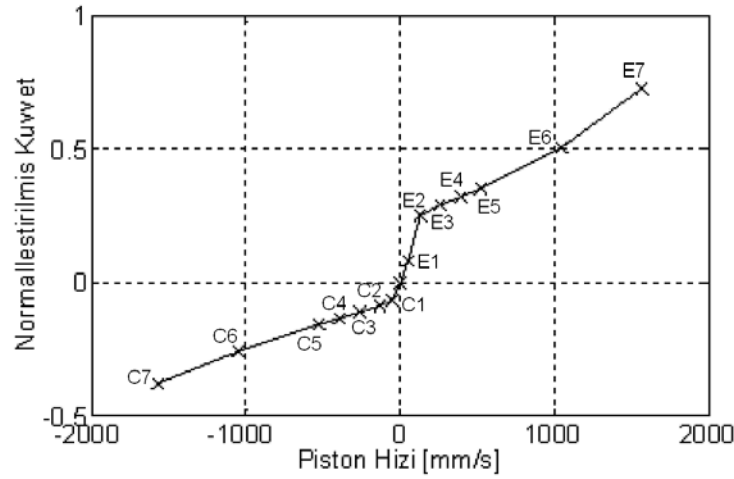
Şekil 3.20 : Amaç fonksiyonu değişimi

3.4.4 Sönümleme Eğrisinin Optimizasyonu

Şimdiye kadarki tüm durumlarda damperin sönümleme eğrisi, bir ölçeklendirme katsayısıyla optimize edilip, üreticisinden alınmış mevcut şekli korunmak şartıyla tasarım değişkeni olarak kullanılmıştır. Damperin üreticisinden alınan şeklin, optimizasyon süresince genel olarak muhafaza edilmesi, optimizasyon sonucunda elde edilen sönümleme eğrisinin de makul şekillerde, üretilebilir bir nitelikte olmasını garanti etmektedir.

Optimizasyonda referans alınabilecek bir eğrinin olmaması ya da mevcut eğrisinin istenen konfor ve yol tutuşu performanslarını verememesi, eğrinin yapısındaki bazı değişiklikleri gerektirebilmektedir. Bu durumda yeni eğrinin şeklinin bir optimizasyon sonucu belirlenmesi gerekecektir. Gerçekte hiç bir zaman doğrusal olmayan bu sönümleme eğrisinin optimizasyonu problemi karmaşık bir problemdir. Bu karmaşık problem, çeşitli yaklaşımlarla basite indirgenip genel olarak sönümleme eğrisi doğrusal olmayan bir formda elde edilebilir. Sönümleme eğrisini oluşturan bir fonksiyonun katsayıları optimize edilerek başlangıçta kabaca şekli belirtilen eğri, beklenen performansı verecek hale getirilebilir. Bir başka yöntemde eğrinin bir kaç parçadan oluştuğu varsayılarak belirli noktadaki bağıl hız değerlerinin veya o noktalarda uygulanması istenen kuvvetlerin optimize edilmesiyle sönümleme eğrisine nihai şekli verilebilir. Bu parçalar doğrusal olup, bu parçaların birleşmesiyle meydana gelen şekil doğrusal olmayan bir karakterde olabilir.

Burada problemin çözümüne basitlik getirebilmek amacıyla optimizasyonda mevcut eğriyi oluşturan noktaların tümünü tasarım değişkeni olarak almak yerine, sönüm eğrisinin temel şeklini oluşturan noktalardaki kuvvet değerleri tasarım değişkeni olarak alınmıştır. Şekil 3.21, ön damper sönümleme eğrisini oluşturan noktaları göstermektedir. Takip eden başlıklarda, bu noktalardan bazıları tasarım değişkeni olarak seçilerek eğrinin optimizasyonu yapılmıştır. Şekil 3.21’de damperin açılma hareketini gösteren pozitif kuvvetlerin bulunduğu kısımda noktalar E harfi ile isimlendirilirken, kapanmadaki noktalara C harfi ile isim verilmiştir.



Şekil 3.21 : Ön damper eğrisini oluşturan noktalar

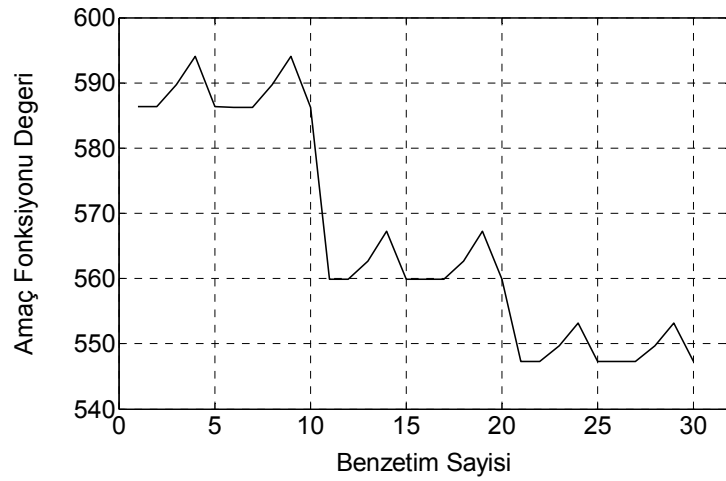
3.4.4.1 Dördüncü Durum

Burada ön dampere ait sönümleme eğrisinin seçilen noktalarının optimizasyonu yapılmıştır. Tasarım değişkeni olarak seçilen noktalar açılmada E2 ve E7; sıkışmada C1 ve C7’dir. Bu noktalara tekabül eden bağıl hızlarda damperin uygulaması istenen kuvvet değeri burada optimize edilmiştir. Kullanılan amaç fonksiyonu Denklem (3.21) ile verilen formda olup, toplam amaç fonksiyonunu oluşturan terimler Denklem (3.22) ile ifade edildiği gibidir.

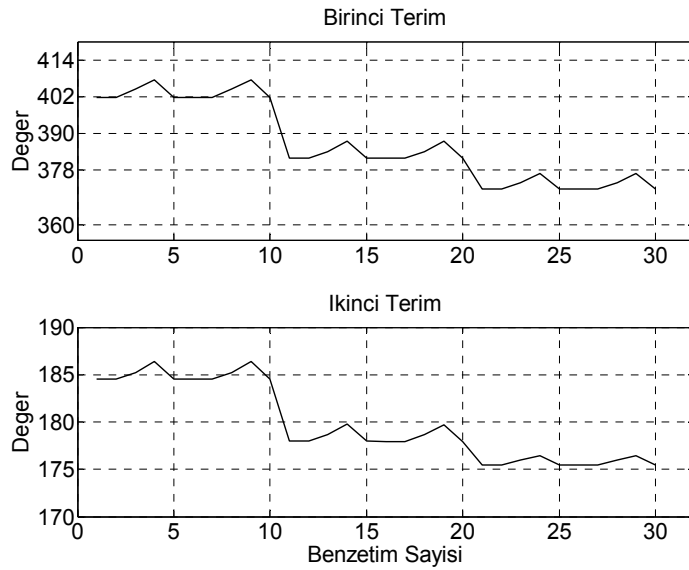
Şekil 3.22 ile Şekil 3.25’te sırasıyla toplam amaç fonksiyonunun, toplam amaç fonksiyonunu oluşturan her iki terimin ve eğrinin açılma ve sıkışma bölgelerinden seçilen tasarım değişkenlerinin optimizasyon sürecindeki değişimi gösterilmiştir. Şekil 3.26’te ise optimizasyon öncesi ve sonrası sönümleme eğrisi kıyaslanmıştır. Tasarım değişkeni noktalar şekilde oklarla gösterilmiştir. Buna göre, optimizasyon sonunda C1 noktasında küçük miktarda artma olurken C7’de önemli bir değişiklik

gözlemlenmemiştir. E2 noktasındaki kuvvet değerinde büyük bir düşme görülürken E7’de az bir miktarda artış olmuştur.

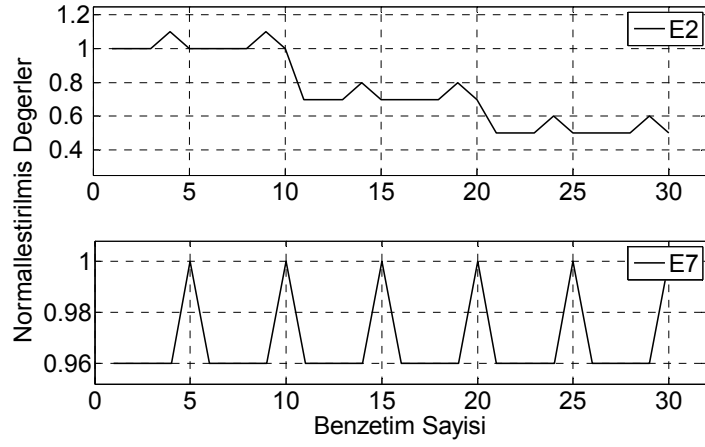
Tasarım değişkeni olarak seçilmeyen noktalara tekabül eden düşey hızlardaki kuvvet değerleri burada sabit tutulmuştur. Bu şekilde yapılan optimizasyonlarda tasarım değişkeni olarak atanmış noktalardaki büyük değişikliklerin, gerçekleşmesi güç şekiller doğurabildiği görülmüştür. Bunun önlenmesi amacıyla, bundan sonraki durumda (5. Durum) eğrinin şekli sadece tasarım değişkeni olarak seçilen noktalar ile şekillendirilecektir.



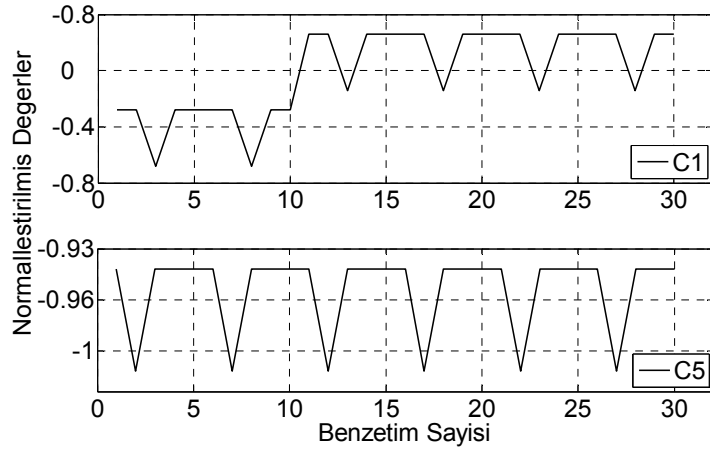
Şekil 3.22 : Amaç fonksiyonunun değişimi



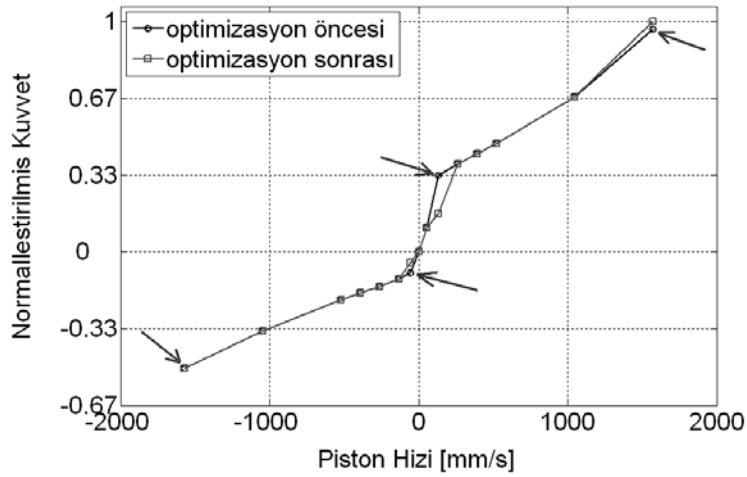
Şekil 3.23 : Amaç fonksiyonunu oluşturan terimlerin değişimi



Şekil 3.24 : Tasarım değişkenlerinin değişimi (Açılma)



Şekil 3.25 : Tasarım değişkenlerinin değişimi (Kapanma)

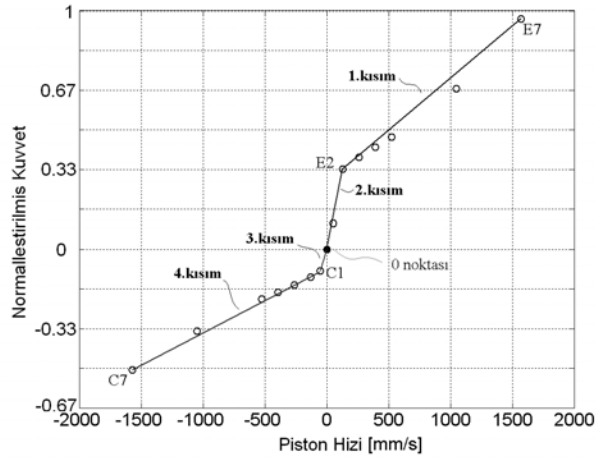


Şekil 3.26 : Optimizasyon öncesi ve sonrası damper eğrisi

3.4.4.2 Beşinci Durum

Burada yine ön dampere ait sönümleme eğrisinin seçilen noktalarının optimizasyonu yapılmıştır. Tasarım değişkeni olarak seçilen noktalar önceki durumdaki gibi açılmada E2 ve E7; sıkışmada C1 ve C7'dir. Bu noktalara tekabül eden bağıl hızlarda damperin uygulaması istenen kuvvet değerleri optimize edilmiştir. Kullanılan amaç fonksiyonu Denklem (3.21) ile verilen formda olup, toplam amaç fonksiyonunu oluşturan terimler Denklem (3.22) ile ifade edildiği gibidir.

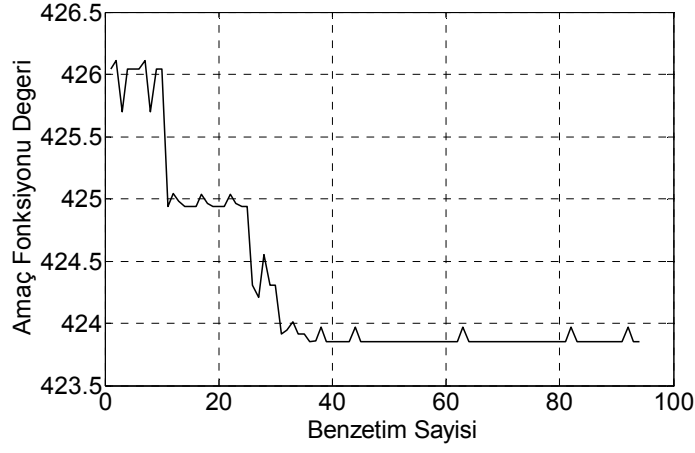
Önceki durumdan farklı olarak burada, tasarım değişkeni olarak seçilmeyen çalışma noktaları ihmal edilerek sönümleme eğrisinin Şekil 3.27 ile gösterilen 4 doğrusal kısımdan oluştuğu varsayılmıştır. Belirlenen noktaların optimize edilmesiyle bu 4 doğrunun eğimi de optimum damper eğrisini vermek üzere şekil alacaktır.



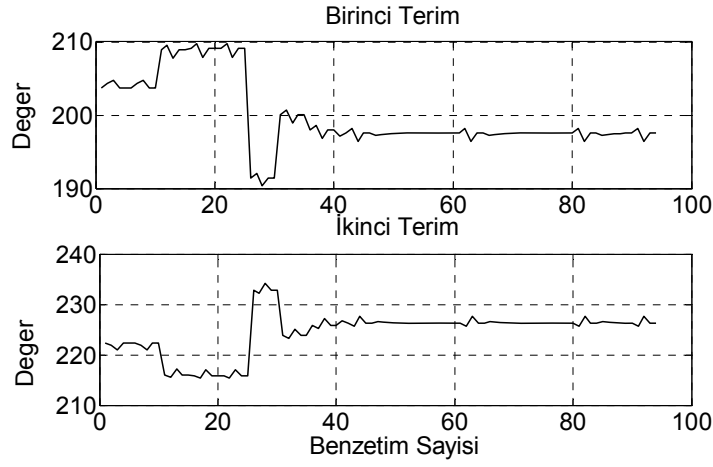
Şekil 3.27 : 4 Doğru ile oluşturulan sönümleme eğrisi

Şekil 3.28 ila Şekil 3.31'da sırasıyla toplam amaç fonksiyonunun, toplam amaç fonksiyonunu oluşturan her iki terimin ve eğrinin açılma ve sıkışma bölgelerinden seçilen tasarım değişkenlerinin optimizasyon sürecindeki değişimi gösterilmiştir. Şekil 3.32 ise optimizasyon öncesi ve sonrası sönümleme eğrileri kıyaslanmıştır. Tasarım değişkeni noktalar şekilde oklarla gösterilmiştir. Buna göre, optimizasyon sonunda C1 noktasında artış olurken C7'de azalma gözlemlenmiştir. E2 noktasındaki kuvvet değerinde bir değişiklik görülmezken E7'de az bir miktarda artış olmuştur.

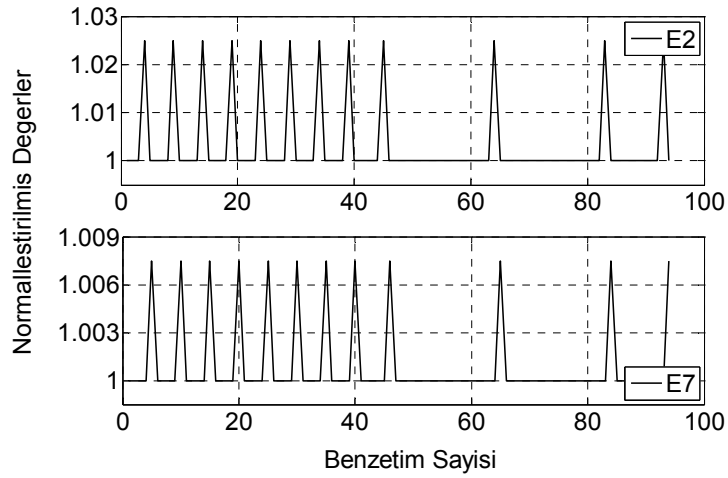
Tasarım değişkeni olarak seçilen ve optimize edilen noktalar, 4 doğruyu şekillendirerek sönümleme eğrisini oluşturmuştur. Bu şekilde yapılan optimizasyonda orijinal sönümleme eğrisine benzeyen şekillere yakın eğrilerin elde edilmesi mümkün olmuştur.



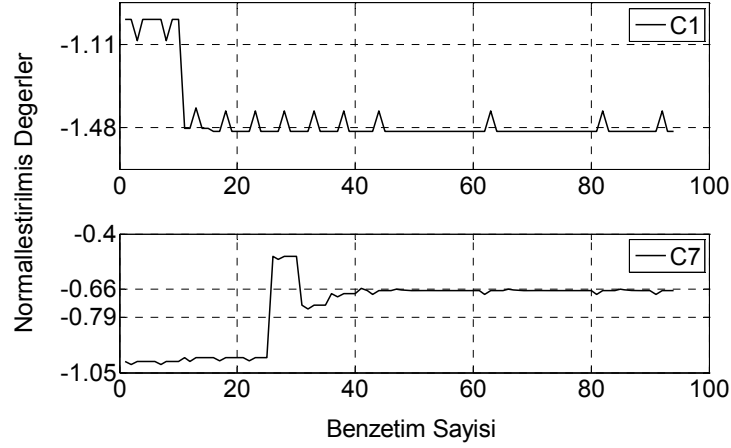
Şekil 3.28 : Amaç fonksiyonunun değişimi



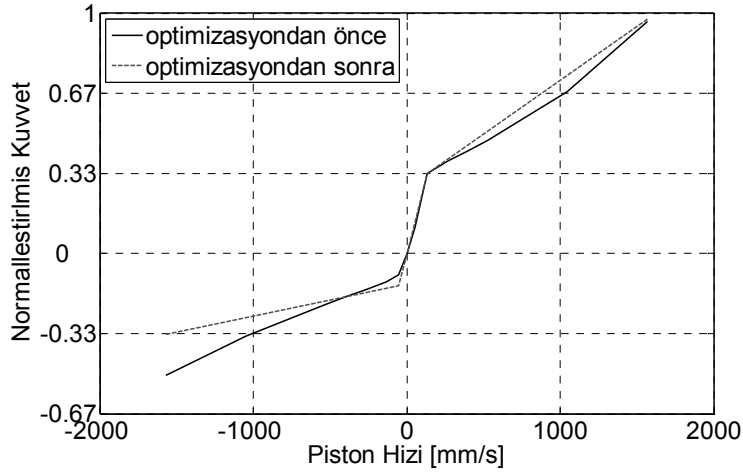
Şekil 3.29 : Amaç fonksiyonunu oluşturan terimlerin değişimi



Şekil 3.30 : Tasarım değişkenlerinin değişimi (Açılma)



Şekil 3.31 : Tasarım değişkenlerinin değişimi (Kapanma)

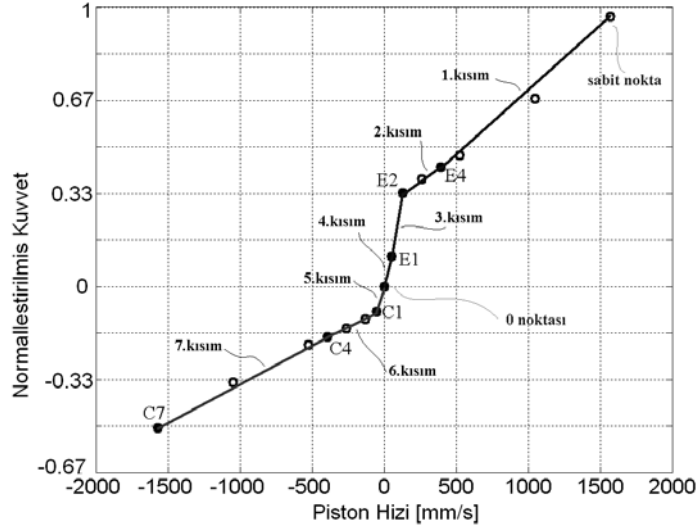


Şekil 3.32 : Optimizasyon öncesi ve sonrası damper eğrisi

3.4.4.3 Altıncı Durum

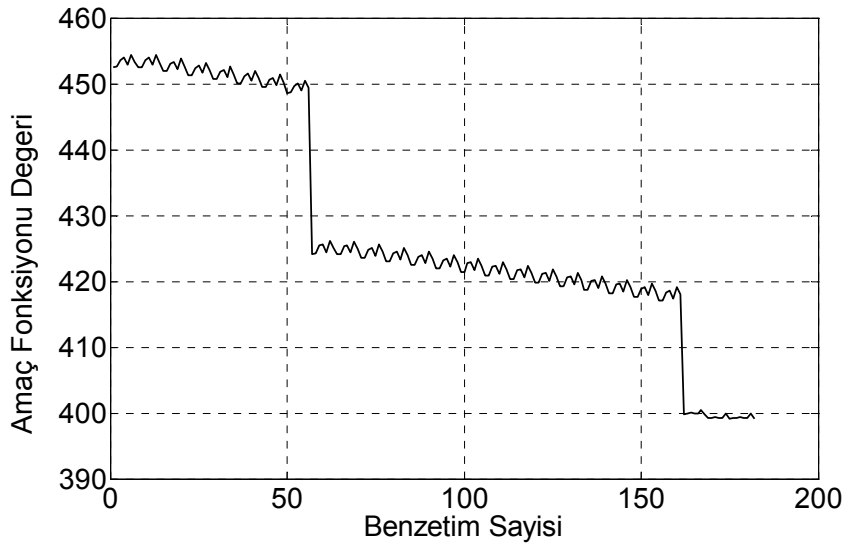
Burada ön dampere ait sönümlleme eğrisinin, seçilen 6 noktasının optimizasyonu yapılmıştır. Tasarım değişkeni olarak seçilen noktalar açılımda E1, E2 ve E4; sıkışmada C1, C4 ve C7'dir. Bu noktalara tekabül eden bağıl hızlarda damperin uygulaması istenen kuvvet değeri burada optimize edilmiştir. Kullanılan amaç fonksiyonu Denklem (3.21) ile verilen formda olup, toplam amaç fonksiyonunu oluşturan terimler Denklem (3.22) ile ifade edildiği gibidir.

Tasarım değişkeni olarak seçilmeyen çalışma noktaları önceki durumda olduğu gibi ihmal edilerek sönümlleme eğrisinin Şekil 3.33 ile gösterilen 7 kısımdan oluştuğu varsayılmıştır. Belirlenen noktaların optimize edilmesiyle bu 7 doğrunun eğimi de optimum damper eğrisini vermek üzere şekil alacaktır.

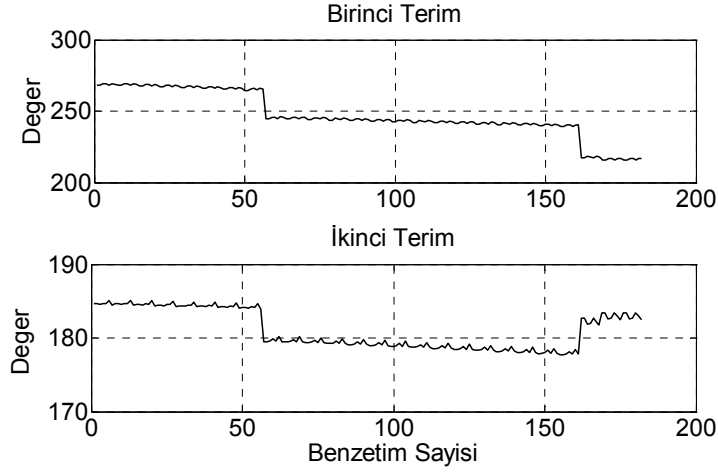


Şekil 3.33 : 7 Doğru ile oluşturulan sönümleme eğrisi

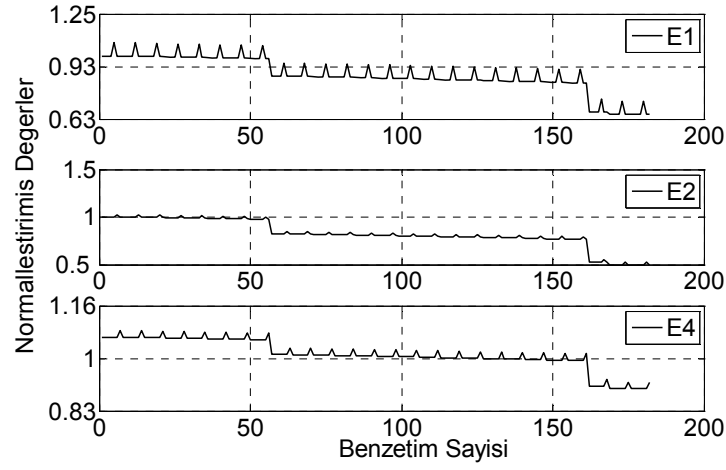
Şekil 3.34 ila Şekil 3.37’te sırasıyla toplam amaç fonksiyonunun, toplam amaç fonksiyonunu oluşturan her iki terimin ve eğrinin açılma ve sıkışma bölgelerinden seçilen tasarım değişkenlerinin optimizasyon sürecindeki değişimi gösterilmiştir. Şekil 3.38’da ise optimizasyon öncesi ve sonrası sönümleme eğrileri kıyaslanmıştır. Buna göre, optimizasyon sonunda C1 ve C4’te belli oranda azalma olurken C7’de az miktarda artış gözlemlenmiştir. E1, E2 ve E4 noktalarındaki kuvvet değerlerinde de değişen miktarlarda düşme görülmüştür.



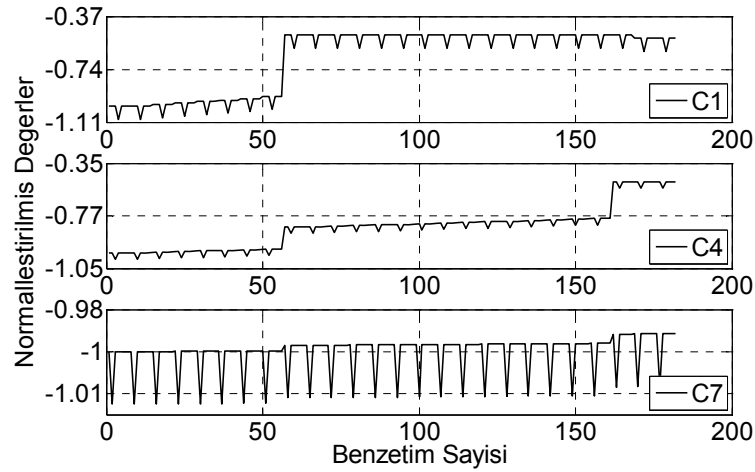
Şekil 3.34 : Amaç fonksiyonunun değişimi



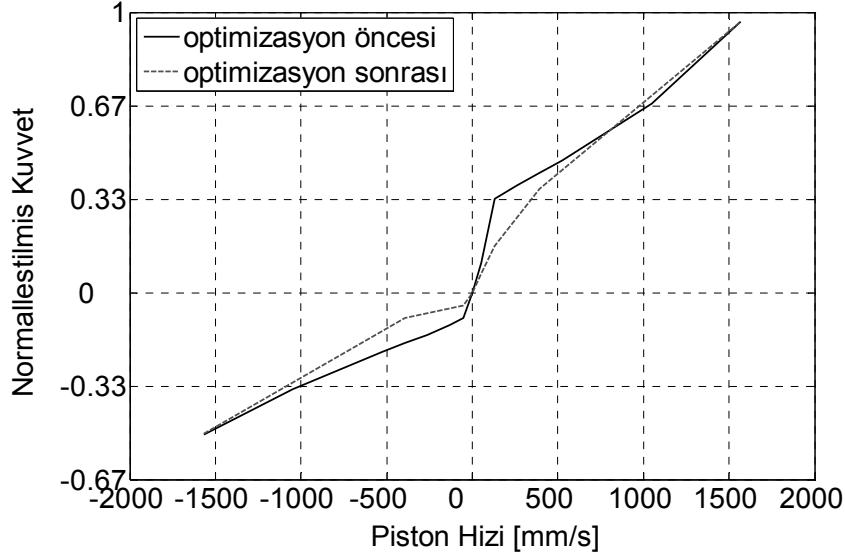
Şekil 3.35 : Amaç fonksiyonunu oluşturan terimlerin değişimi



Şekil 3.36 : Tasarım değişkenlerinin değişimi (Açılma)



Şekil 3.37 : Tasarım değişkenlerinin değişimi (Kapanma)



Şekil 3.38 : Optimizasyon öncesi ve sonrası damper eğrisi.

3.5 Yarım Araç Modeli Optimizasyonu Sonuçları

Ele alınan hafif ticari araçta arka süspansiyon olarak katı akslı ve yaprak yaylı süspansiyon kullanılmaktadır. Yalpa dinamiğini de içeren 4 serbestlik dereceli yarım araç modeli ile temsil edilen bu süspansiyona ait yay sertliği ve damper sönümleme karakteristiği bu başlık altında doğrusal ve doğrusal olmayan karakterli olarak ele alınmış ve bu karakteristikler optimize edilmiştir.

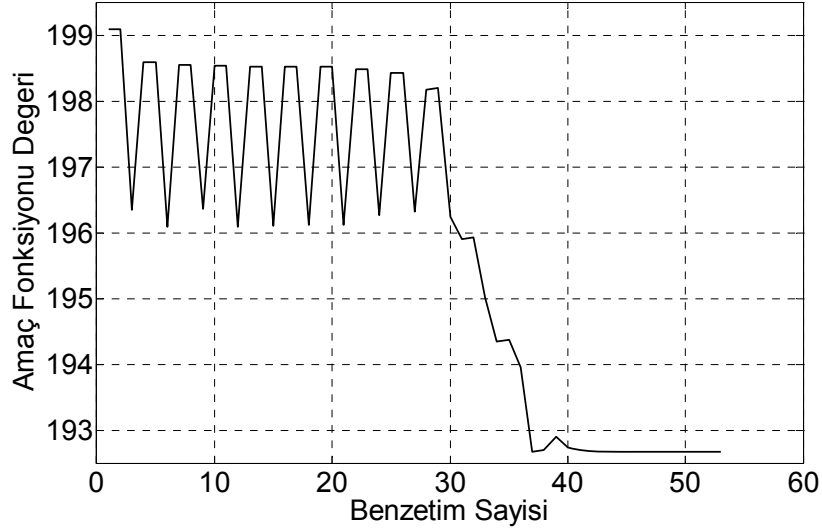
3.5.1 Birinci Durum: Doğrusal Yay ve Doğrusal Damper

Burada tasarım değişkenleri, yaprak yay sertliği katsayısı ve damper sönümleme katsayısı, doğrusal olarak varsayılmış sabit bir eğime sahip doğrular ile ifade edilmiştir. Optimizasyon sürecinde bu değerlerin optimum değerleri aranmıştır.

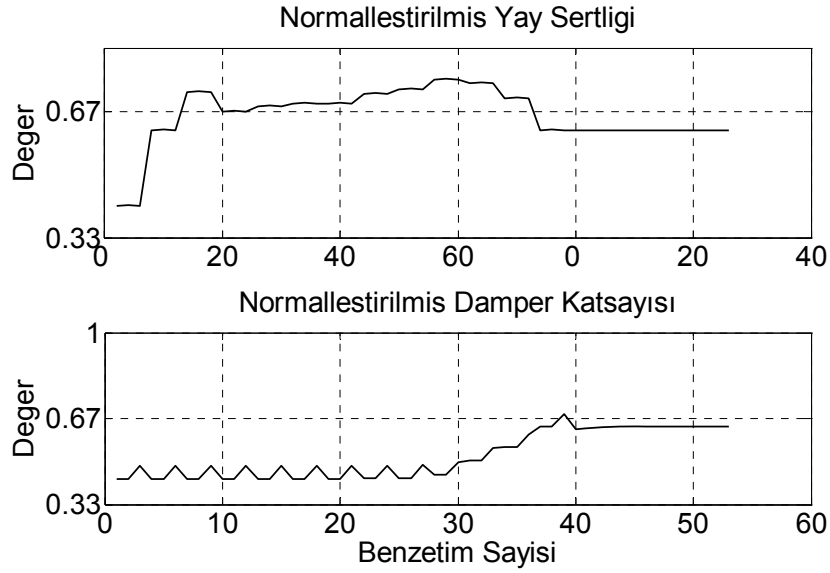
Yol girişi olarak burada, Şekil 3.6 ile verilen beyaz gürültü sinyali kullanılmıştır. Amaç fonksiyonu, Denklem (3.21) ile verilen formda olup, amaç fonksiyonu I 'yi oluşturan I_1 ve I_2 ifadeleri de Denklem (3.22) ile verildiği gibidir. Burada I_2 terimi, sağ ve sol tekerleğe ait tekerlek kuvvetleri indeksindeki en büyük ve en küçük tekerlek kuvvetleridir.

Amaç fonksiyonu I 'nin optimizasyon süresince değişimi Şekil 3.39 ile verilmiştir. 44 benzetimin ardından amaç fonksiyonu minimuma ulaşarak optimizasyonu sonlandırmıştır. Şekil 3.40 ile optimizasyon sürecinde tasarım değişkenleri yay katsayısı ve damper sönümleme katsayısının değişimi gösterilirken, Şekil 3.41 ile

amaç fonksiyonu I 'yi oluşturan I_1 ve I_2 'nin optimizasyon süresince değişimi gösterilmektedir.

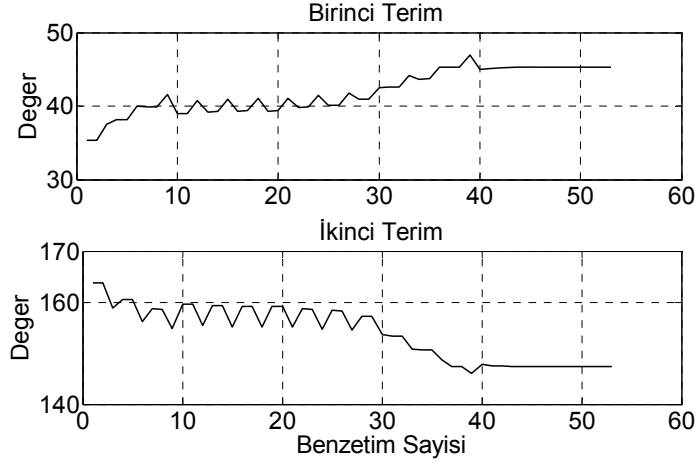


Şekil 3.39 : Amaç fonksiyonunun optimizasyon süresince değişimi



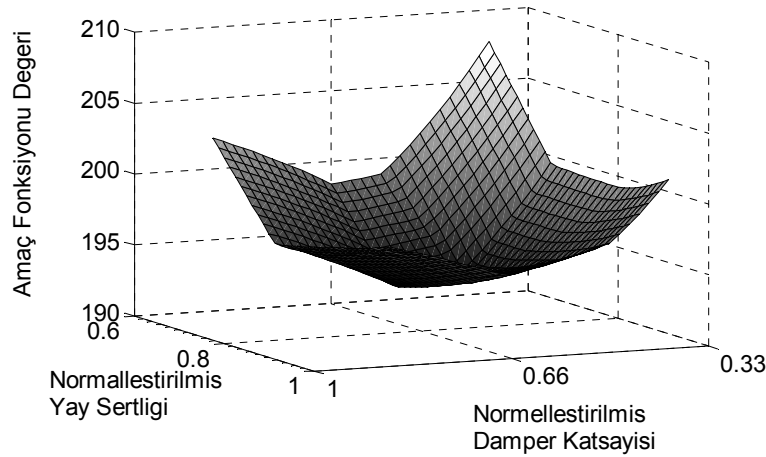
Şekil 3.40 : Tasarım değişkenlerinin optimizasyon süresince değişimi

Tasarım değişkenlerinin optimizasyon sonucu elde edilen değerlerini de kapsayan, belli bir aralıkta değerler alması sağlanarak, bu değerlerin her biri ile yapılan benzetimlerden elde edilen amaç fonksiyonu değerleri Şekil 3.42 ile, 3 boyutlu bir grafik aracılığıyla gösterilmektedir. Burada x- ve y- eksenleri tasarım değişkenlerinin aldığı değerleri gösterirken z- eksenini de amaç fonksiyonunun o tasarım değişkeni değerleriyle hesaplanan değerini göstermektedir. 3 boyutlu şeklin minimum noktası



Şekil 3.41 : Amaç fonksiyonu terimlerinin optimizasyon süresince değişimi

aynı zamanda problemin de çözüm noktasını vermektedir. Bu minimum amaç fonksiyonu değerini sağlayan tasarım değişkeni değerleri, optimum yay sertliği ve damper eğrisi katsayısı değerleridir. Optimizasyon süreci sonucu elde edilen değerler de bu 3 boyutlu grafikten çıkartılan sonuçlarla çok yakın sonuçları vermiştir. Böylelikle optimizasyon sürecinin doğruluğu gösterilmektedir.



Şekil 3.42 : Amaç fonksiyonu değişimi

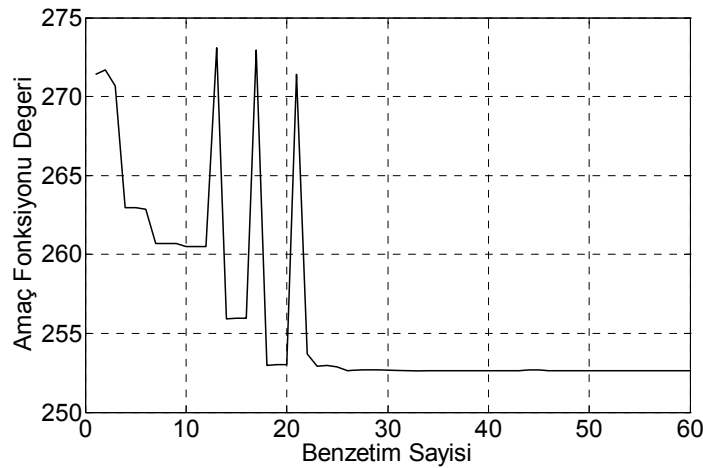
3.5.2 İkinci Durum: Doğrusal Olmayan Yay ve Damper

Burada, damper karakteristiği ve yaprak yay karakteristiği doğrusal olmayan halleriyle tasarım değişkeni olarak kullanılmıştır. Damper sönümleme eğrisi, düşey bağıl hızın doğrusal olmayan bir fonksiyonu olarak ifade edilirken, yaprak yaya ait yer değiştirme-kuvvet eğrisi de yayın doğrusal olmayan karakterini yansıtmaktadır. Doğrusal olmayan yay ve damper karakterlerinin optimizasyonu burada da eğrilerin

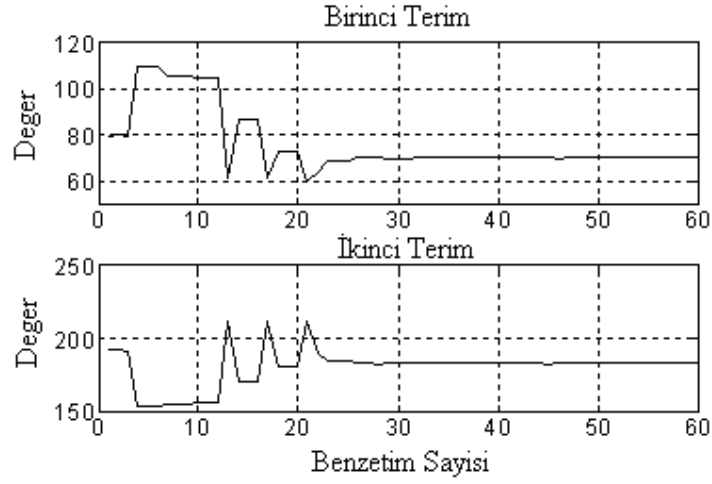
birer ölçeklendirme katsayısı ile çarpılarak yukarı veya aşağı ötelenmesiyle yapılmaktadır. Damperin üretici firmasından sağlanan piston hızı-kuvvet eğrisi şeklinin optimizasyon sonucu oluşacak yeni şekle kılavuzluk edecek olması, ön süspansiyon çalışmalarında olduğu gibi elde edilecek optimum eğrinin üretilebilir bir şekle sahip olmasını sağlamaktadır. Yaprak yayın doğrusal olmayan karakteri de yapılan bir yer değiştirme-kuvvet deneyi ile elde edilen veriler kullanılarak modellenmiştir. Şu halde bu başlık altındaki durumda tasarım değişkenleri yay sertliği karakteristiği ölçeklendirme katsayısı ve damper karakteristiği ölçeklendirme katsayısı olmaktadır.

Kullanılan amaç fonksiyonu bu durumda da Denklem (3.21) ile belirtilen formda olup, Denklem (3.22) şeklindeki ifadeleri içermektedir. Modele yol girişi olarak Şekil 3.6 ile verilen rasgele sinyal kullanılmıştır.

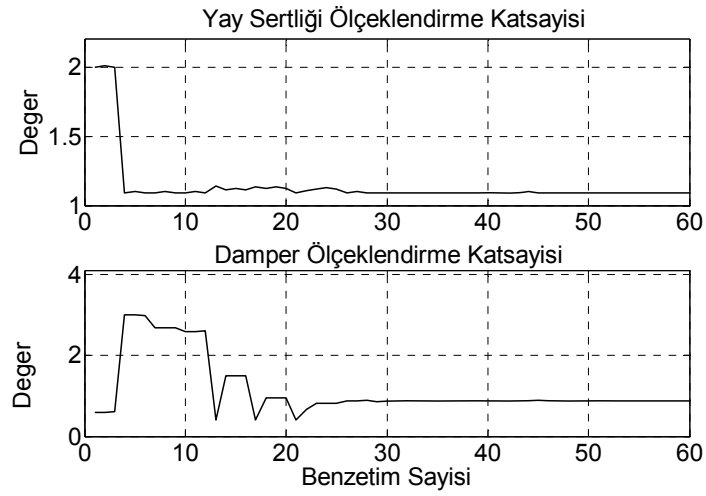
Toplam amaç fonksiyonunun 50 benzetim süren optimizasyon sürecindeki değişimi Şekil 3.43 ile, amaç fonksiyonunu oluşturan her iki terimin optimizasyon sürecindeki değişimi de Şekil 3.44 ile gösterilmektedir. Tasarım değişkenleri yay sertliği karakteristiği ölçeklendirme katsayısı ve damper karakteristiği ölçeklendirme katsayısı, optimum noktaya ulaşılan dek Şekil 3.45 ile gösterildiği gibi değişmiştir. Sürecin sonunda damper eğrisi ölçeklendirme katsayısı yaklaşık %13 azalırken, yay sertliği ölçeklendirme katsayısı başlangıç değerine göre %9 artmaktadır. Optimizasyon öncesi ve sonrasında damper ve yay karakteristiklerinin kıyaslaması Şekil 3.46 ve Şekil 3.47’te gösterilmiştir.



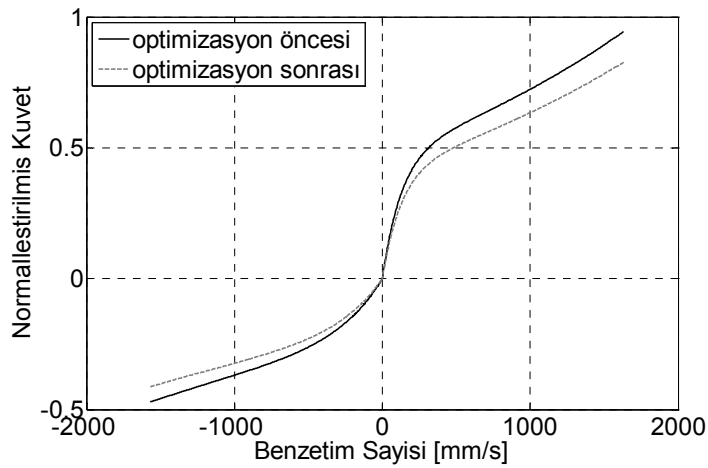
Şekil 3.43 : Amaç fonksiyonu değişimi



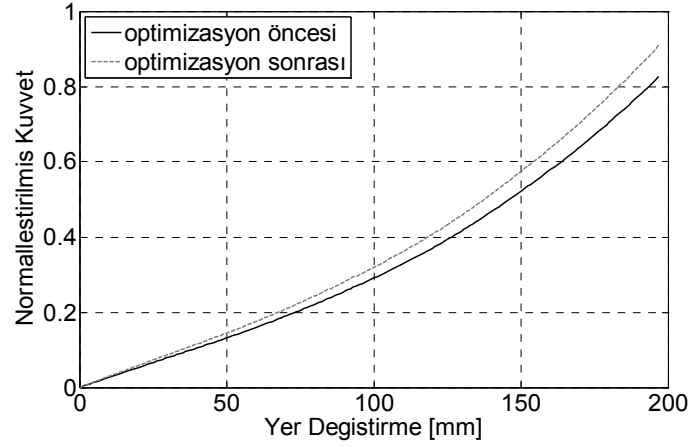
Şekil 3.44 : Amaç fonksiyonu terimleri değişimi



Şekil 3.45 : Tasarım değişkenleri değişimi

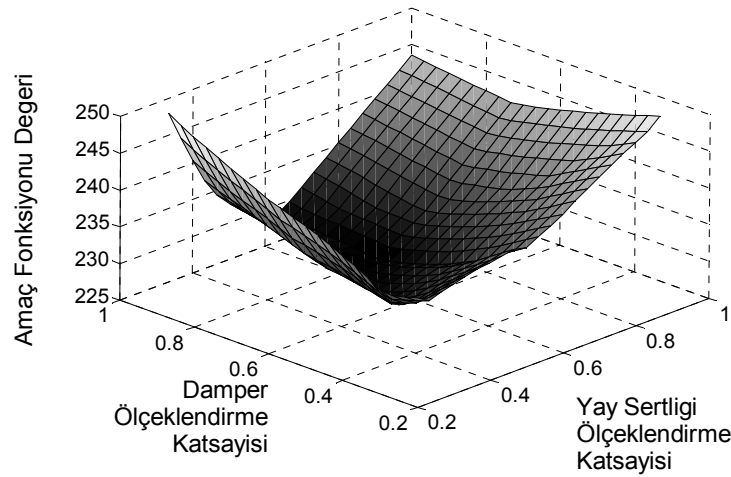


Şekil 3.46 : Damper eğrisi kıyaslaması



Şekil 3.47 : Yay eğrisi kıyaslaması

Tasarım değişkenlerinin optimizasyon sonucu elde edilen değerlerini de kapsayan, belli bir aralıkta değerler alması sağlanarak, bu değerlerin her biri ile yapılan benzetimlerden elde edilen amaç fonksiyonu değerleri Şekil 3.48 ile 3 boyutlu bir grafik aracılığıyla gösterilmektedir. Burada x- ve y- eksenleri tasarım değişkenlerinin aldığı değerleri gösterirken z- eksenini de amaç fonksiyonunun o tasarım değişkeni değerleriyle hesaplanan değerini göstermektedir. 3 boyutlu şeklin minimum noktası optimum yay sertliği ve damper eğrisi katsayısı değerleriyle elde edilmiş değerlerdir. Optimizasyon süreci sonucu elde edilen değerler de bu 3 boyutlu grafikten çıkartılan sonuçlarla oldukça yakın sonuçları vermiştir.



Şekil 3.48 : Amaç fonksiyonu değişimi

3.5.3 Üçüncü Durum: Doğrusal Olmayan Yay ve Damper

Burada, önceki durumdaki tasarım değişkenleri aynı şekilde (doğrusal olmayan) kullanılmıştır. Kullanılan yol profili ise yalpa etkisini artırmak amacıyla önceki

duruma kıyasla daha büyük pürüzlülüğe sahip bir yol olarak seçilmiştir. Önceki durumdan farklı olarak burada Denklem (3.23) ile belirtilen amaç fonksiyonu kullanılmıştır. Bu fonksiyonu oluşturan 3 terim, Denklem (3.24) ile verilmiştir

$$I = I_1 w_1 + I_2 w_2 + I_3 w_3 \quad (3.23)$$

Denklem (3.23) ile verilen toplam amaç fonksiyonunu oluşturan terimler,

$$\begin{aligned} I_1 &= C_{lost} = \ddot{Z} - k_c \times \ddot{Z}_{opt} \\ I_2 &= H_{lost} = \Delta F - k_h \times \Delta F_{opt} \\ I_3 &= \Phi_s = |\phi_s|_{RMS} \end{aligned} \quad (3.24)$$

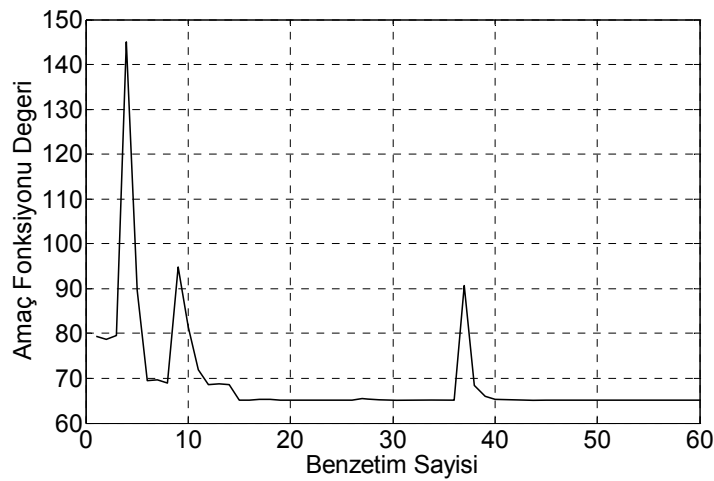
olarak tanımlanmıştır.

2. Durum'da kullanılan, toplam amaç fonksiyonunu oluşturan iki terimin, optimizasyon süreci sonunda aldıkları son değerler, burada optimum referans değerleri olarak ele alınmış ve *opt* alt indisi ile belirtilmiştir. Denklem (3.24)'teki $\ddot{Z}_{opt}$, 2. Durumdaki optimizasyon sonucunda optimum tasarım değişkenleriyle hesaplanan ağırlıklandırılmış gövde ivmesi RMS değerini gösterirken, ΔF_{opt} ise yine 2. Durumdaki optimizasyon sonucunda optimum tasarım değişkenleriyle hesaplanan tekerlek kuvveti değişimi değerini temsil etmektedir. O halde Denklem (3.24)'teki C_{lost} terimi, 2. Durum'da elde edilen optimum konfor performansından ne kadar uzaklaşıldığını gösteren bir terimdir ve $\ddot{Z}_{opt}$ ile, optimizasyon sürecinde değişen gövde ivmeleri RMS değeri $\ddot{Z}$ arasındaki farkı göstermektedir. k_c ise optimizasyon sürecinde oluşan gövde ivmesi RMS değerlerinin optimum RMS değerini ne kadar geçmesine izin verileceğini belirten, bir nevi toleransı belirleyen katsayıdır. H_{lost} terimi ise, 2. Durum'da elde edilen optimum yol tutuşu performansından ne kadar uzaklaşıldığını gösteren bir terimdir ve ΔF_{opt} ile, optimizasyon sürecinde değişen tekerlek kuvveti değişimi ΔF arasındaki farkı göstermektedir. k_h ise optimizasyon sürecinde oluşan tekerlek kuvveti değişimi değerlerinin optimum tekerlek kuvveti değişimi değerini ne kadar geçmesine izin verileceğini belirten tolerans katsayısıdır. Toplam amaç fonksiyonundaki 3. terim ϕ_s ise, asılı kütleyle ait yalpa açısını

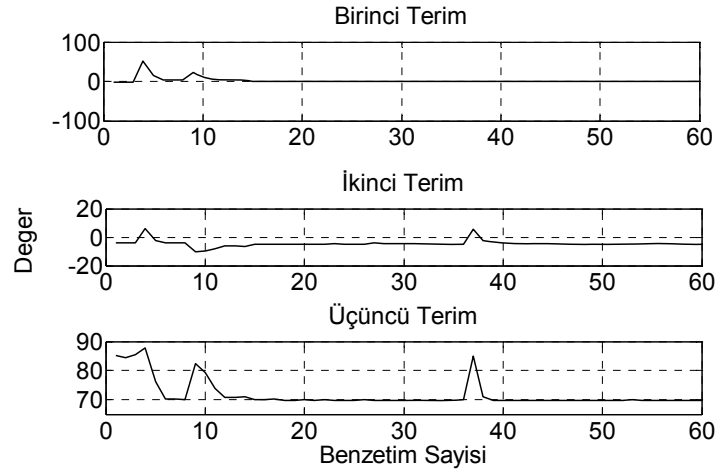
gösterirken Φ_s , yalpa açısı verisinin RMS değerini göstermektedir. Optimizasyonda k_c ve k_h değerleri eşit ve 1.1 olarak alınmıştır. Yani 2.Durum'a kıyasla konfor ve yol tutuşu performanslarının yeni optimizasyon sürecinde %10'dan fazla kötüleşmesi toplam amaç fonksiyonunun artışına sebep olacaktır. Minimize edilmek istenen bu değerler böylelikle konfor ve yol tutuşu performansının önceki duruma kıyasla belirtilen orandan daha fazla kötüleşmesini engellemekte, bu şekilde aracın yalpa dinamiğinin geliştirilmesini amaçlamaktadır.

Toplam amaç fonksiyonunun 43 benzetim süren optimizasyon sürecindeki değişimi Şekil 3.49'de, amaç fonksiyonunu oluşturan her üç terimin optimizasyon sürecindeki değişimi de Şekil 3.50'de gösterilmektedir. Optimizasyon sonunda konfor terimi %9.95'lik performans kaybına işaret ederken, yol tutuşu terimi %2.19 iyileşme göstermiştir. Konfordaki bu kötüleşme, %10'luk performans kötüleşmesi toleransının altında gerçekleşmiştir. Bu kısıt sağlanarak, yalpa dinamiğinde, dolayısıyla yol tutuşu performansında iyileşme sağlanmıştır.

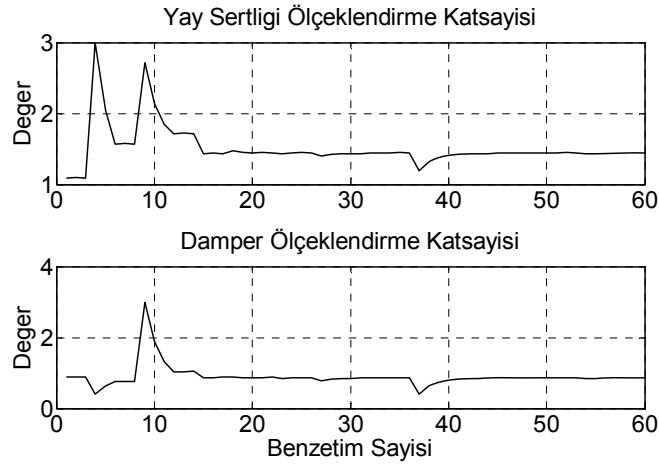
Tasarım değişkenleri yay sertliği karakteristiği ölçeklendirme katsayısı ve damper karakteristiği ölçeklendirme katsayısı, optimum noktaya ulaşılan Şekil 3.51 ile gösterildiği gibi değişmiştir. Sürecin sonunda damper eğrisi ölçeklendirme katsayısı ve yay karakteristiği ölçeklendirme katsayısının optimizasyon öncesi, 2. Durum ve 3.Durum halleri Şekil 3.52 ve Şekil 3.53'de kıyaslanmıştır. 2. Durum'a kıyasla yay sertliği %30 oranında artarken, damper karakteristiği katsayısı %2 azalmıştır.



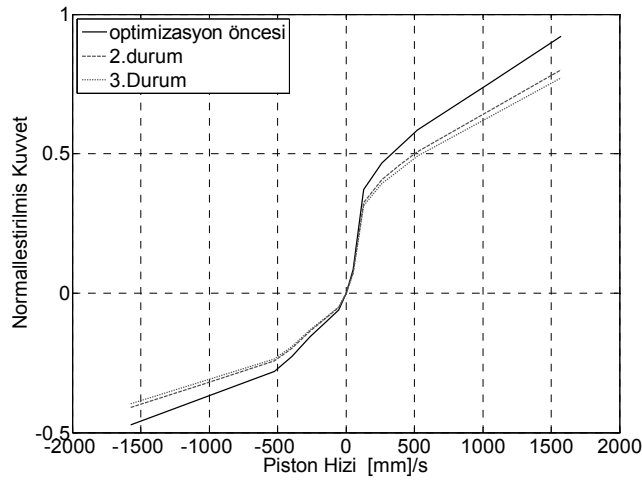
Şekil 3.49 : Amaç fonksiyonu değişimi



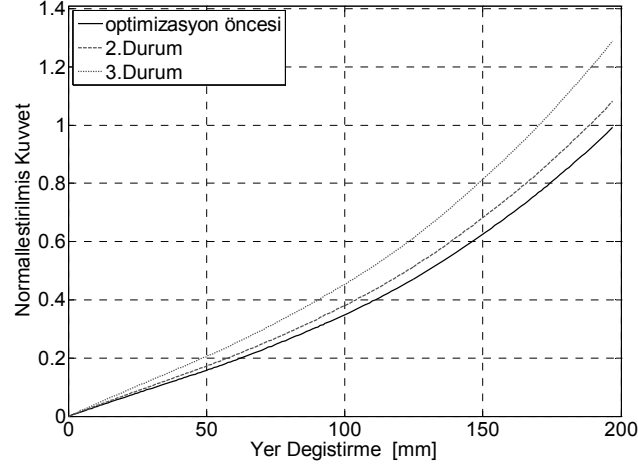
Şekil 3.50 : Amaç fonksiyonu terimleri değişimi



Şekil 3.51 : Tasarım değişkenleri değişimi

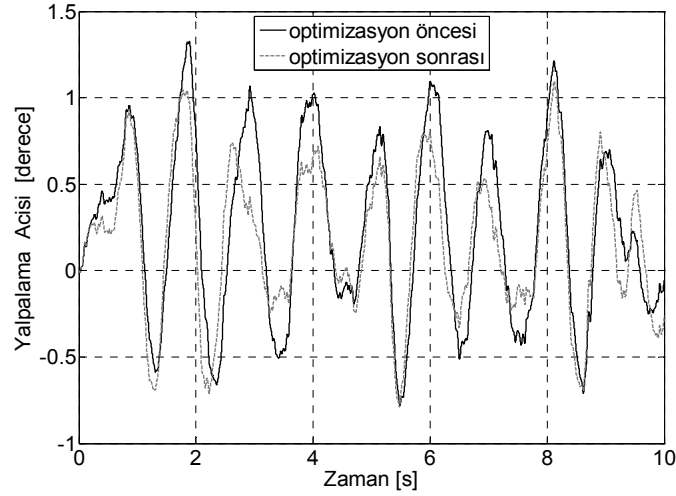


Şekil 3.52 : Damper eğrisi kıyaslaması



Şekil 3.53 : Yay eğrisi kıyaslaması

Optimizasyon sonucu elde edilen optimum damper ve yay karakteristiği ile optimizasyondan önceki karakteristiklerin, kullanılan yol profili üzerindeki yalpa dinamiği performansı kıyaslaması Şekil 3.54 ile verilmiştir. Gövdeye ait yalpa açısı değerlerinin kıyaslandığı grafikte, optimizasyon sonrası yalpa dinamiğindeki iyileşme, en büyük yalpa açısı noktaların şiddetinin azalması şeklinde görülmektedir.



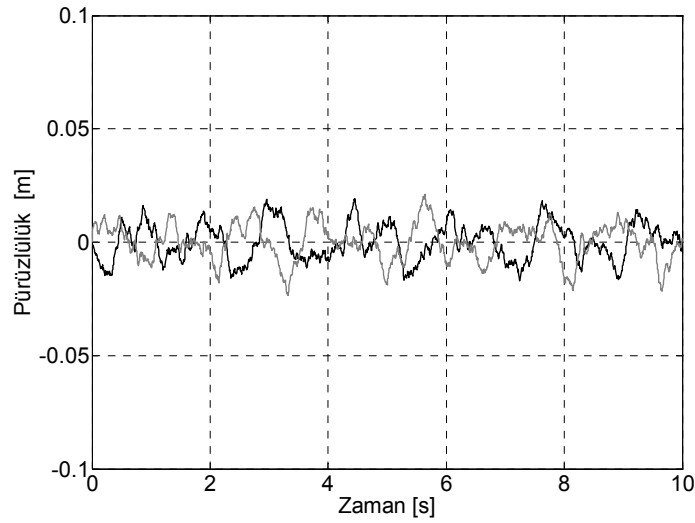
Şekil 3.54 : Yalpa dinamiği kıyaslaması

3.5.4 Dördüncü Durum: Doğrusal Olmayan Yay ve Damper

Burada, damper karakteristiği ve yaprak yay karakteristiği doğrusal olmayan halleriyle tasarım değişkeni olarak kullanılmıştır. Doğrusal olmayan yay ve damper karakterlerinin optimizasyonu burada da eğrilerin orijinal şekillerine sadık kalınıp,

bir ölçeklendirme katsayısı ile çarpılarak yukarı veya aşağı ötelenmesiyle yapılmaktadır.

Robson metodu ile birbirinden bağımsız şekilde elde edilen iki yol profili modele yol girişi olarak uygulanmıştır. Profiller birbirinden bağımsız yaratıldığından aralarında bir korelasyon gözlemlenmemiştir. Bu profil ile rasgele yalpa hareketi elde edilebilmektedir. Düşey yer değiştirme olarak modele verilen yol girişi Şekil 3.55'teki gibidir.



Şekil 3.55 : Çift izli yol profili

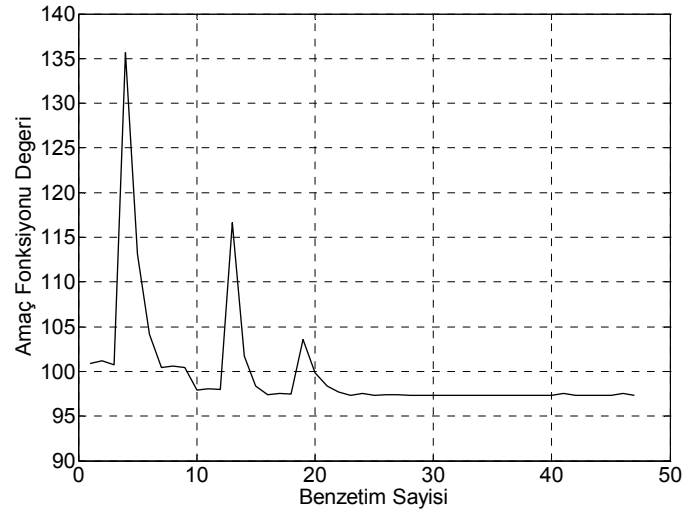
Burada kullanılan amaç fonksiyonu bu durumda Denklem (3.23) ile belirtilen formda olup 3 terim içermektedir. Bu durum başlığı altında amaç fonksiyonu I 'da yer alan I_1 , asılı olan kütle için ISO-2631-1'e göre ağırlıklandırılmış düşeydeki ivmesinin RMS değeri iken I_2 , tekerlek kuvvetleri en büyük ve en küçük değerleri arasındaki farktır. I_3 ise yalpa açısı RMS değerini temsil etmektedir. Amaç fonksiyonunu oluşturan bu terimler Denklem (3.25) ile verilmiştir. Denklem (3.23)'teki w_1 , w_2 ve w_3 ise I_1 , I_2 ve I_3 terimlerine ait ağırlıklandırma katsayılarıdır.

$$I_1 = \ddot{Z}_1 = |\ddot{Z}_1|_{RMS}$$

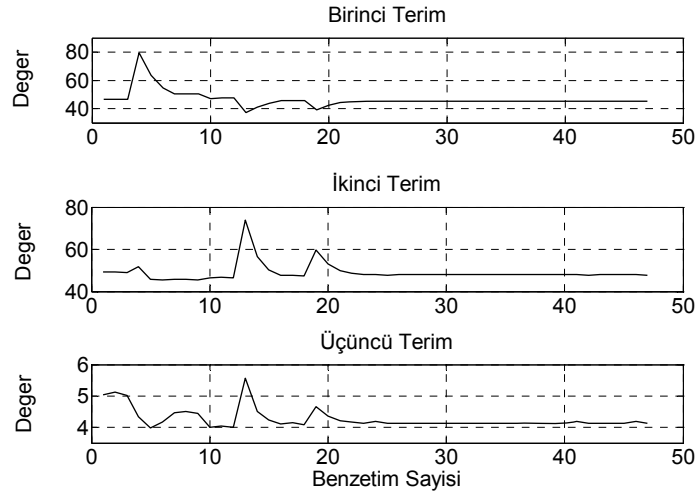
$$I_2 = \Delta F_{tekerlekler} = F_{tekerlekler,max} - F_{tekerlekler,min} \quad (3.25)$$

$$I_3 = \Phi_s = |\phi_s|_{RMS}$$

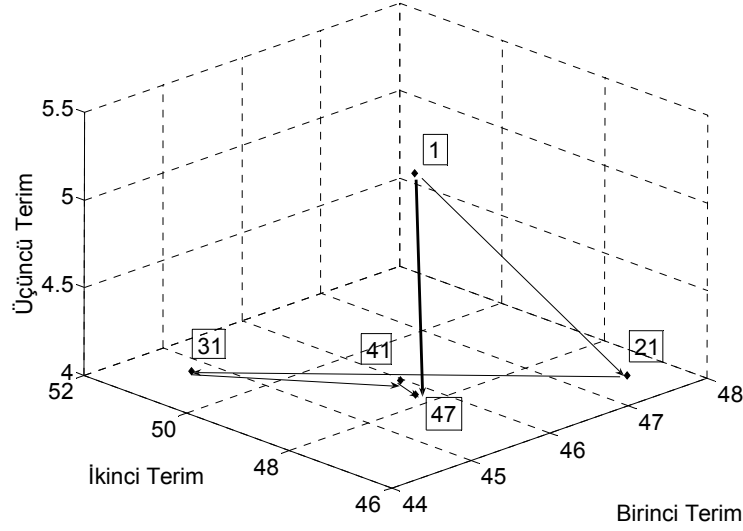
Amaç fonksiyonu I 'nin optimizasyon süresince değişimi Şekil 3.56 ile verilmiştir. 47 benzetimin ardından amaç fonksiyonu minimuma ulaşarak optimizasyonu sonlandırmıştır. Şekil 3.57'de toplam amaç fonksiyonunu oluşturan 3 terimin optimizasyon sürecinde değişimi görülürken, Şekil 3.58'de de terimlerin her birinin optimizasyonun başındaki değerlerine göre minimize edildiği vurgulanmaktadır. Şekil 3.59'da optimizasyon sürecinde tasarım değişkenleri, yay karakteristiği ölçeklendirme katsayısı ve damper sönümleme karakteristiği ölçeklendirme katsayısının değişimi gösterilmektedir.



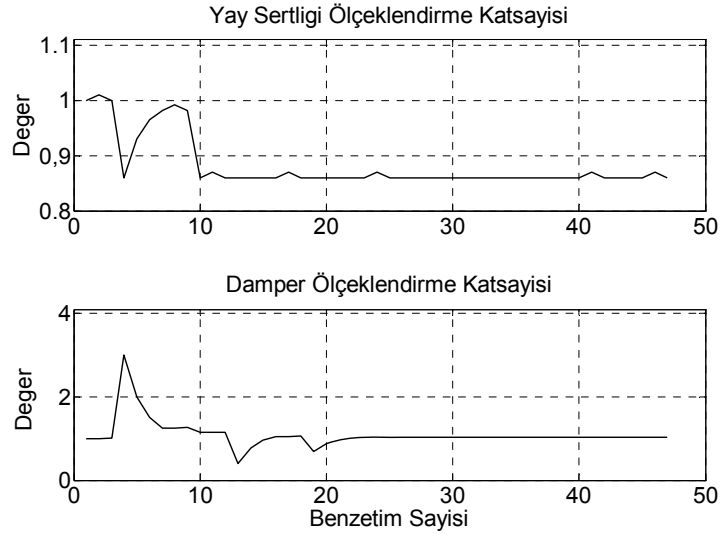
Şekil 3.56 : Amaç fonksiyonunun optimizasyon süresince değişimi



Şekil 3.57 : Amaç fonksiyonu terimlerinin optimizasyon süresince değişimi



Şekil 3.58 : Amaç fonksiyonunun terimlerinin optimizasyon süresince minimizasyonu



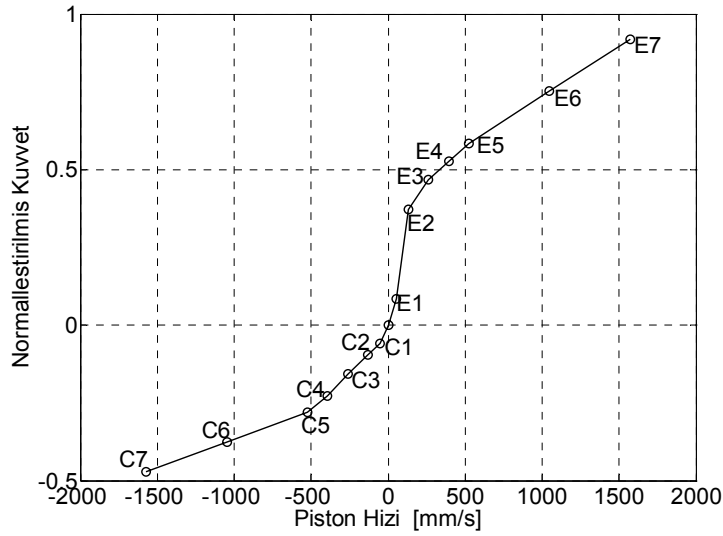
Şekil 3.59 : Tasarım değişkenlerinin optimizasyon süresince değişimi

3.5.5 Sönümleme Eğrisinin Optimizasyonu

Arka süspansiyona ait şimdiye kadarki tüm durumlarda damperin sönümleme eğrisi, üreticisinden alınmış mevcut şekli korunarak tasarım değişkeni olarak kullanılmış, mevcut sönümleme eğrisinin optimize edilen bir ölçeklendirme katsayısı ile çarpılarak en iyi hale getirilmesi ve bu şekilde amaç fonksiyonlarının minimize edilmesi hedeflenmiştir. Ön damperin optimizasyonunda olduğu gibi, arka damperin karakteristik eğrisinin şeklinin de, optimizasyon süresince genel olarak muhafaza

edilmesi, optimizasyon sonunda elde edilen sönümlleme eğrisinin de makul şekillerde, üretilebilir bir nitelikte olmasını sağlamıştır.

Bu başlık altındaki durumlarda arka dampere ait sönümlleme eğrisinin temel şeklini oluşturan noktalarındaki kuvvet değerleri tasarım değişkeni olarak alınmıştır. Şekil 3.60 ile arka damper sönümlleme eğrisini oluşturan noktalar tüm gösterilmiştir. Burada E ile gösterilen noktalar damperin açılma durumundaki noktalarını, C ile gösterilen noktalar ise damperin kapanma halindeki noktalarını temsil etmektedir.



Şekil 3.60 : Damper eğrisini oluşturan noktalar

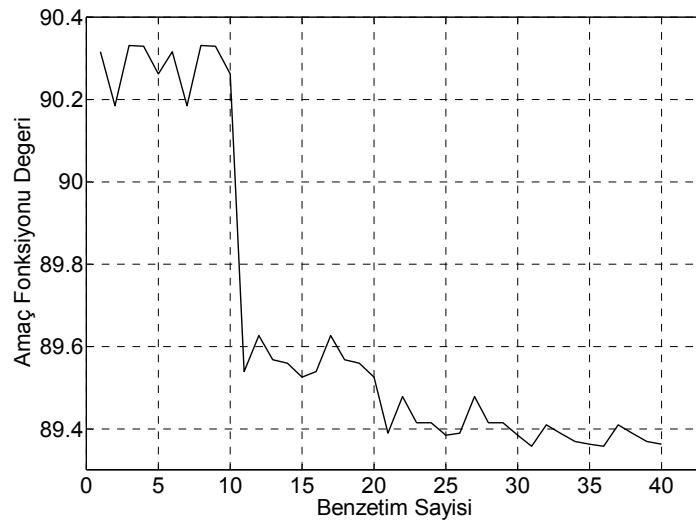
3.5.5.1 Beşinci Durum

Burada arka dampere ait sönümlleme eğrisinin seçilen noktalarının optimizasyonu yapılmıştır. Diğer noktalar sabit tutulmuş, bağıl hız veya kuvvet değerleri değiştirilmemiştir. Tasarım değişkeni olarak seçilen noktalar açılma E2 ve E7; kapanmada C5 ve C7'dir. Bu noktalara tekabül eden bağıl hızlarda damperin uygulaması istenen kuvvet değeri optimize edilmiştir. Kullanılan amaç fonksiyonu Denklem (3.23) ile verilen formda olup, toplam amaç fonksiyonunu oluşturan terimler Denklem (3.25) ile ifade edildiği gibidir.

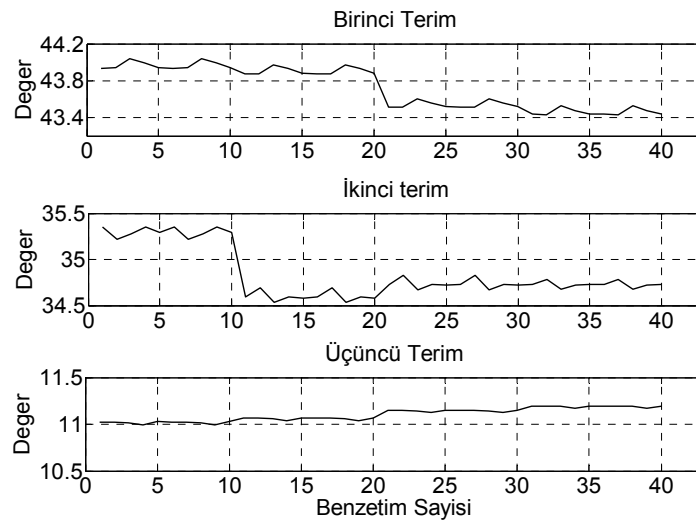
Şekil 3.61 ila Şekil 3.64'te sırasıyla toplam amaç fonksiyonunun, toplam amaç fonksiyonunu oluşturan üç terimin ve eğrinin açılma ve sıkışma bölgelerinden seçilen tasarım değişkenlerinin optimizasyon sürecindeki değişimi gösterilmiştir. Şekil 3.65'te ise optimizasyon öncesi ve sonrası sönümlleme eğrisi kıyaslanmıştır. Tasarım değişkeni noktalar şekilde oklarla gösterilmiştir. Buna göre, optimizasyon

sonunda C5 noktasındaki kuvvette artma olurken C7’de azalma gözlemlenmiştir. E2 noktasındaki kuvvet değerinde büyük bir düşme görülürken E7’de az bir miktarda artış olmuştur.

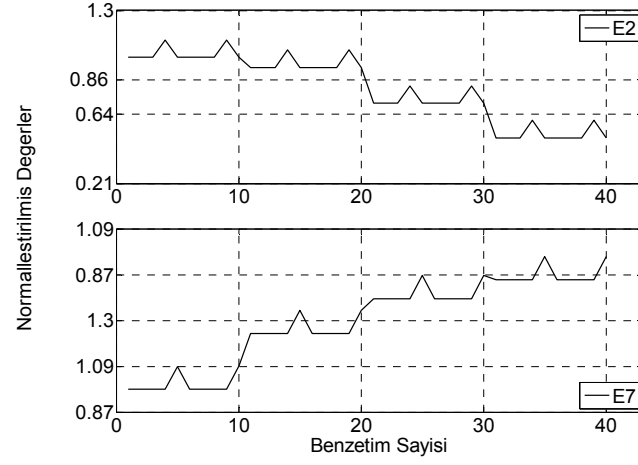
Tasarım değişkeni olarak seçilmeyen noktalara tekabül eden düşey hızlardaki kuvvet değerleri burada sabit tutulmuştur. Bu şekilde yapılan optimizasyonlarda tasarım değişkeni olarak atanmış noktalardaki büyük değişikliklerin, gerçekleşmesi güç şekiller doğurabildiği görülmektedir. Burada optimizasyon sonrası oluşan sönümleme eğrisi de gerçekleşmesi zor bir karakteristiğe örnek olarak gösterilebilir.



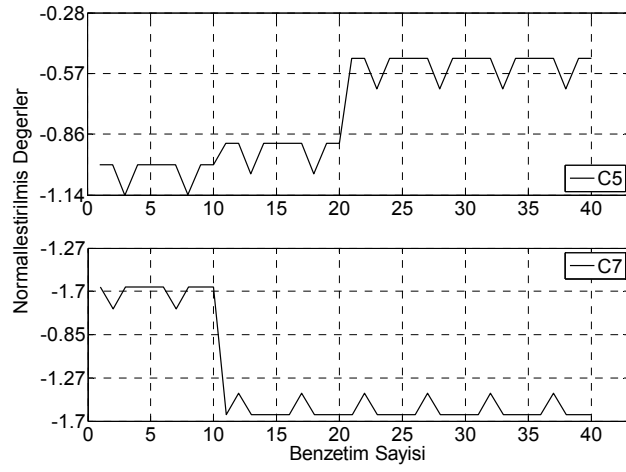
Şekil 3.61 : Amaç fonksiyonunun değişimi



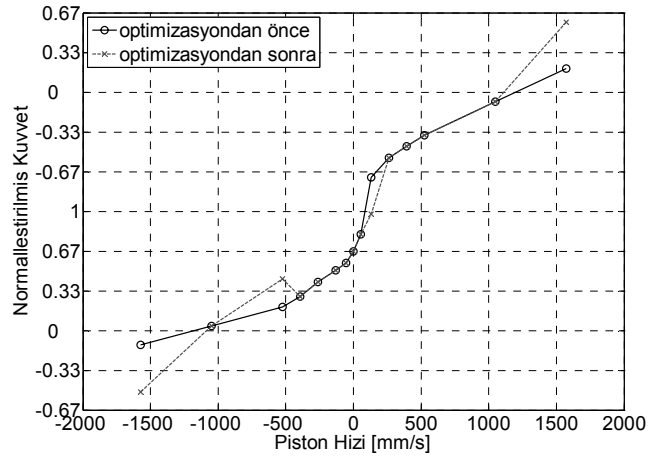
Şekil 3.62 : Amaç fonksiyonunu oluşturan terimlerin değişimi



Şekil 3.63 : Tasarım değişkenlerinin değişimi (Açılma)



Şekil 3.64 : Tasarım değişkenlerinin değişimi (Kapanma)

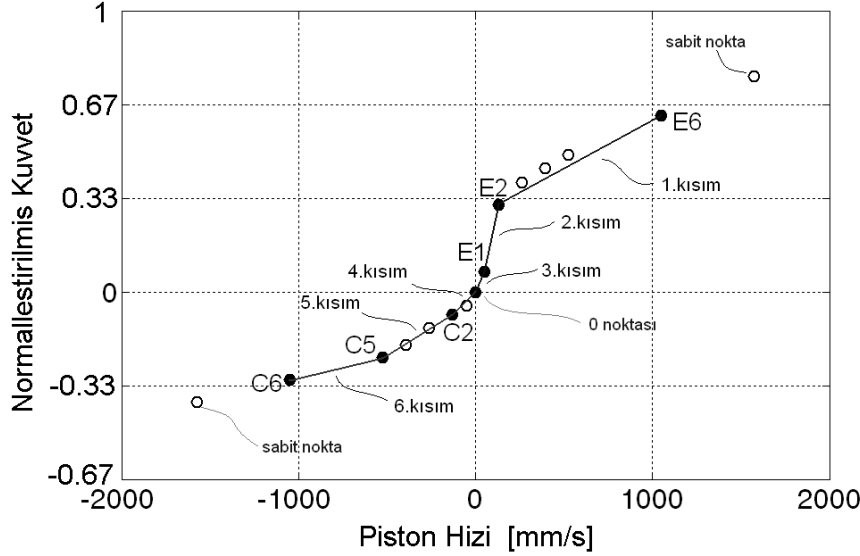


Şekil 3.65 : Optimizasyon öncesi ve sonrası damper eğrisi

3.5.5.2 Altıncı Durum

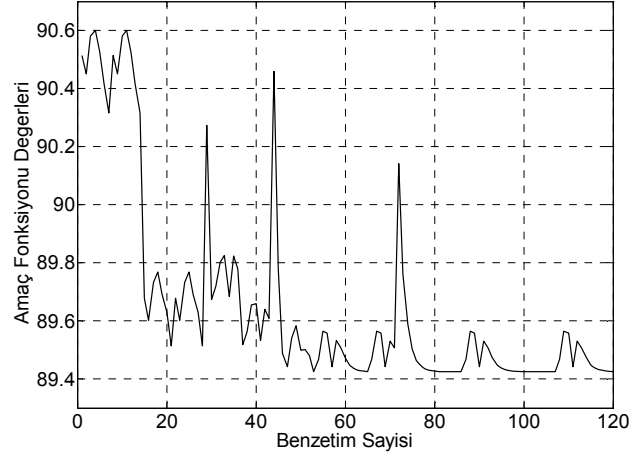
Burada arka dampere ait sönümleme eğrisinin, seçilen 6 noktasının optimizasyonu yapılmıştır. Tasarım değişkeni olarak seçilen noktalar açılmada E1, E2 ve E6; sıkışmada C2, C5 ve C6'dır. Bu noktalara tekabül eden bağıl hızlarda damperin uygulaması istenen kuvvet değerleri burada optimize edilmiştir. Tasarım değişkeni olarak seçilmeyen çalışma noktaları ihmal edilerek, sönümleme eğrisinin Şekil 3.66 ile gösterilen 6 kısımdan oluştuğu varsayılmıştır. Belirlenen noktaların optimize edilmesiyle bu 6 doğruyun eğimi de optimum damper eğrisini vermek üzere şekil alacaktır.

Kullanılan amaç fonksiyonu Denklem (3.23) ile verilen formda olup, toplam amaç fonksiyonunu oluşturan terimler Denklem (3.25) ile ifade edildiği gibidir.

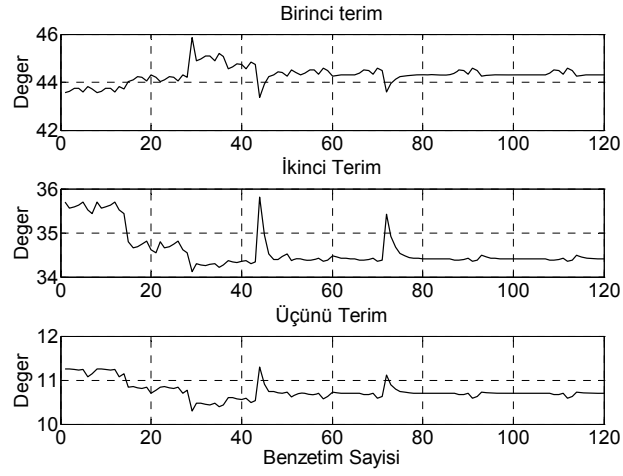


Şekil 3.66 : 6 Doğru ile oluşturulan sönümleme eğrisi

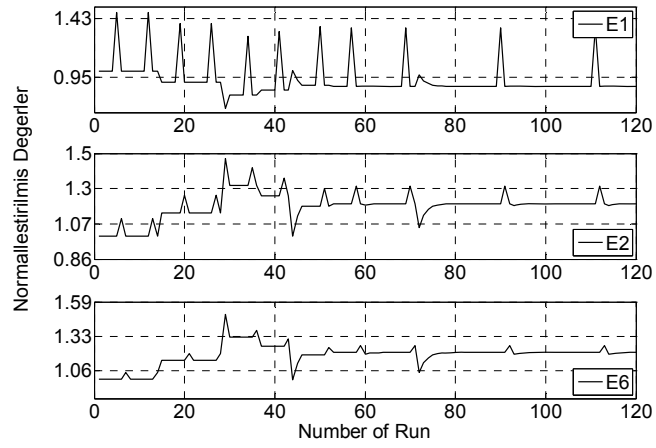
Şekil 3.67 ile Şekil 3.70'te sırasıyla toplam amaç fonksiyonunun, toplam amaç fonksiyonunu oluşturan üç terimin ve eğrinin açılma ve sıkışma bölgelerinden seçilen tasarım değişkenlerinin optimizasyon sürecindeki değişimi gösterilmiştir. Şekil 3.71'de ise optimizasyon öncesi ve sonrası sönümleme eğrisi kıyaslanmıştır. Buna göre, optimizasyon sonunda C2 ve C5'te belli oranda azalma olurken C6'da az miktarda artış gözlemlenmiştir. E1 noktasındaki kuvvet değerinde azalma görülürken, E2 ve E6 noktalarındaki kuvvet değerlerinde de değişen miktarlarda artma görülmüştür.



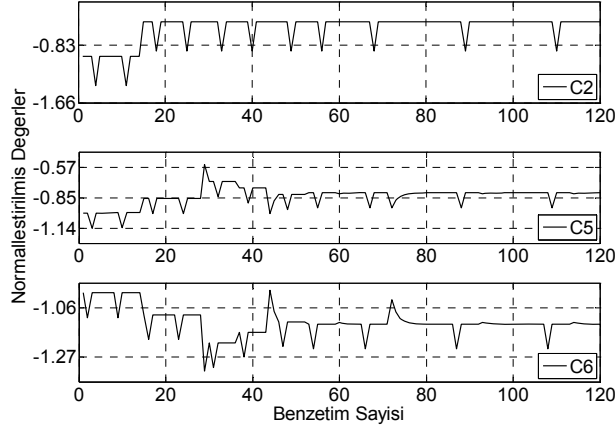
Şekil 3.67 : Amaç fonksiyonunun değişimi



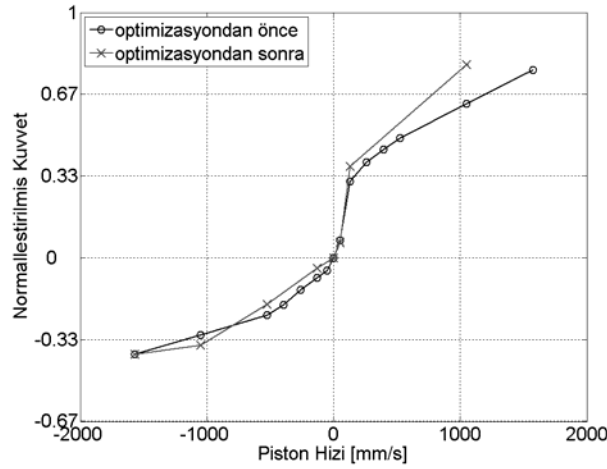
Şekil 3.68 : Amaç fonksiyonunu oluşturan terimlerin değişimi



Şekil 3.69 : Tasarım değişkenlerinin değişimi (Açılma)



Şekil 3.70 : Tasarım değişkenlerinin değişimi (Kapanma)



Şekil 3.71 : Optimizasyon öncesi ve sonrası damper eğrisi

3.6 Carmaker Modeli Benzetim Sonuçları

Yapılan çalışmada hafif ticari aracın Carmaker yazılımında oluşturulmuş yüksek doğruluklu modeli, optimizasyon çalışmalarının sonuçlarının doğrulanması amacıyla kullanılmıştır. Yüksek serbestlik dereceli modelin bu amaç için kullanılması, modelin, aracı temsil performansının kanıtlanmış olmasından dolayı uygundur. Carmaker testleri toplam 4 başlık altında toplanmıştır. Çeyrek araç modeli ve yarım araç modeli ile yapılan farklı optimizasyonlardan elde edilen sonuçlar, ayrı ayrı Carmaker’da teste tabi tutularak doğrulukları sınanmıştır.

3.6.1 Birinci Durum: Yalpa Dinamiği Testi

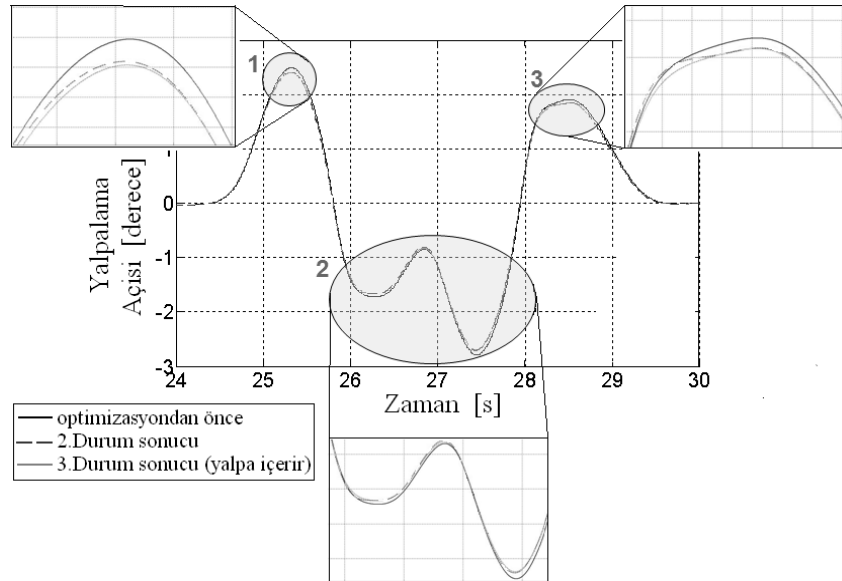
Carmaker modeli ile yapılan ilk benzetimlerde amaçlanan, arka süspansiyon için yapılan optimizasyonlarda kullanılan amaç fonksiyonunda yer alan yalpa ifadesiyle,

söz konusu aracın yalpa dinamiğinin iyileştirildiğinin gösterilmesidir. Bu amaç için araç, Carmaker’da standart çift şerit değiştirme manevrasına sokulmuş, gövdeye ait yalpa açısı değerleri ve yalpalama hızı değerleri farklı durumlar için optimizasyon öncesi değerler ile kıyaslanmıştır. Şekil 3.72 ve Şekil 3.73 sırasıyla yalpa açısı kıyaslaması ve yalpalama hızı kıyaslamalarını göstermektedir. Bu grafiklerdeki kırmızı eğri optimizasyonlar öncesi süspansiyon ayarlarıyla elde edilmiş eğri, diğer iki eğri ise optimizasyon sonrası sonuçlardır.

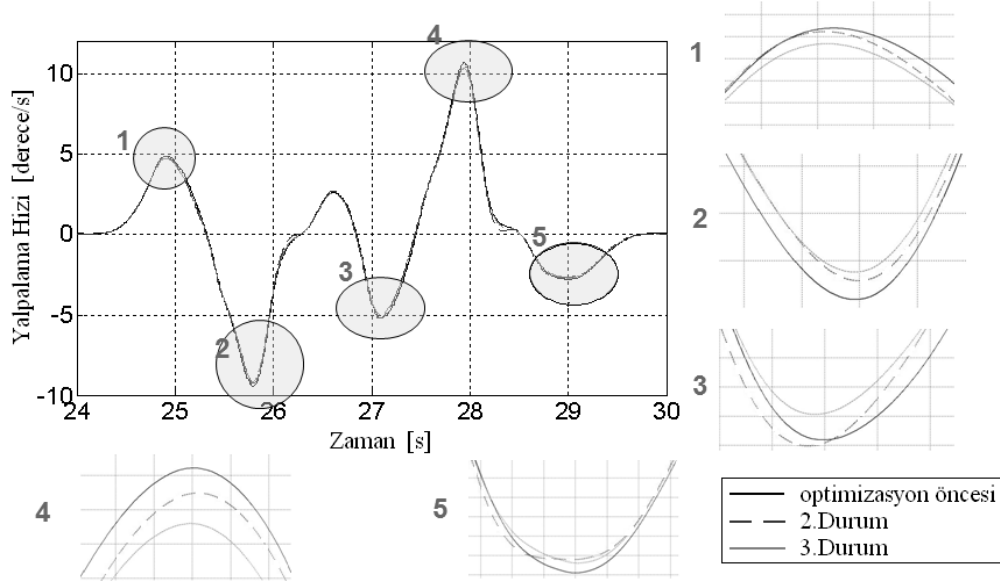
Carmaker’daki bu test için ön süspansiyonda, çeyrek araç modeli optimizasyonları başlığı altında verilen, (yay ve damper karakteristiklerinin doğrusal olmayan halleriyle optimize edildiği) 2.Durum sonuçlarından elde edilmiş yay ve damper karakteristikleri, optimum ön süspansiyon ayarları olarak her iki optimal durumda da kullanılmıştır.

Carmaker modelindeki arka süspansiyon için ise optimal süspansiyon ayarları olarak önce, toplam amaç fonksiyonunun yalpa dinamiği içermediği, 2.Durum’da bulunan optimum değerler ve sonra yalpa dinamiği içerdiği 3.Durumdaki optimum değerler kullanılmıştır.

Alınan sonuçlarda, pasif duruma karşı, yalpalama açısı ve yalpalama hızı performanslarındaki iyileşme küçük miktarlarda olmasına rağmen, Matlab/Simulink benzetimlerindeki iyileşme eğilimi burada da görülmüştür.



Şekil 3.72 : Carmaker benzetimi, yalpa açısı kıyaslaması



Şekil 3.73 : Carmaker benzetimi, yalpalama hızı kıyaslaması

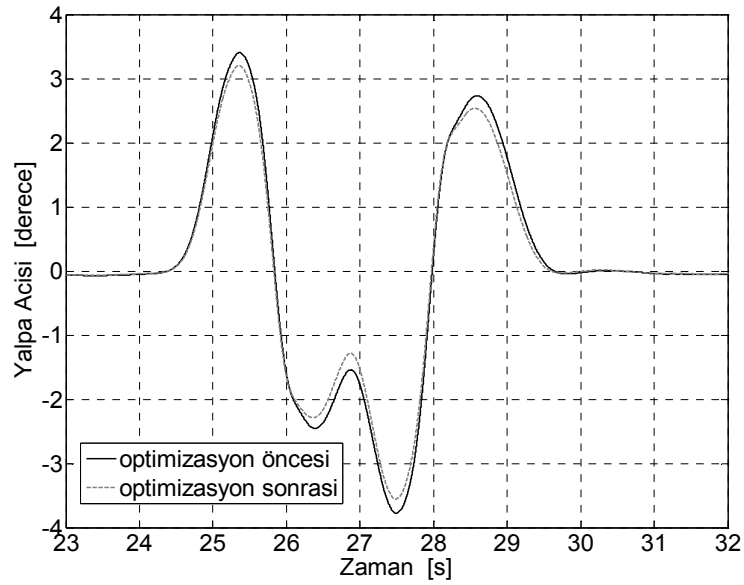
3.6.2 İkinci Durum: Konfor ve Yol Tutuşu Performansları Testi

Carmaker modeli ile yapılan diğer bir benzetimde amaç, yay ve damperin doğrusal olmayan karakterlerinin optimize edildiği durumlardaki sonuçların konfor ve yol tutuşu performanslarına etkisinin değerlendirilmesidir. Bu amaç için araç, Carmaker’da 1 ila 10 Hz aralığında sinüzoidal profile sahip bir yolda sürülmüş ve standart çift şerit değiştirme manevrasına sokulmuştur. Aracın 4 ayrı çeyreği için, asılı ve asılı olmayan kütleye ait düşey ivme değerleri, gövdeye ait yalpa açısı değerleri ve yalpalama hızı değerleri, optimizasyon öncesi süspansiyon ayarlarıyla elde edilen sonuçlar ile kıyaslanmıştır.

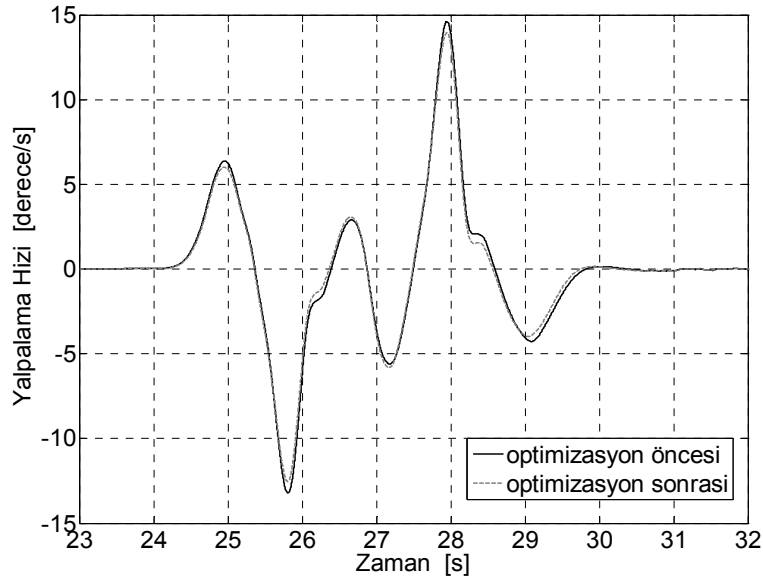
Ön süspansiyonda, çeyrek araç modeli optimizasyonları başlığı altında verilen, yay ve damper karakteristiklerinin doğrusal olmayan halleriyle optimize edildiği 3.Durum sonuçlarından elde edilmiş yay ve damper karakteristikleri kullanılmıştır. Arka süspansiyon için ise, yarım araç modeli optimizasyonları başlığı altında verilen, yay ve damper karakteristiklerinin doğrusal olmayan halleriyle optimize edildiği 4.Durum sonuçlarından elde edilmiş yay ve damper karakteristikleri kullanılmıştır.

Şekil 3.74 ve Şekil 3.75 sırasıyla yalpa açısı kıyaslaması ve yalpalama hızı kıyaslamasını göstermektedir. Alınan sonuçlarda optimizasyon sonrası elde edilen yay ve damper karakteristikleri ile girilen çift değiştirme manevrasında hem yalpa açısında hem de yalpalama hızında iyileşme yakalanmıştır. Yalpa dinamiğinin

literatürde yol tutuşu performansının bir ölçüsü olarak sayıldığı hatırlatılarak, aracın yol tutuşu performansının burada iyileştirildiği gösterilmiştir.



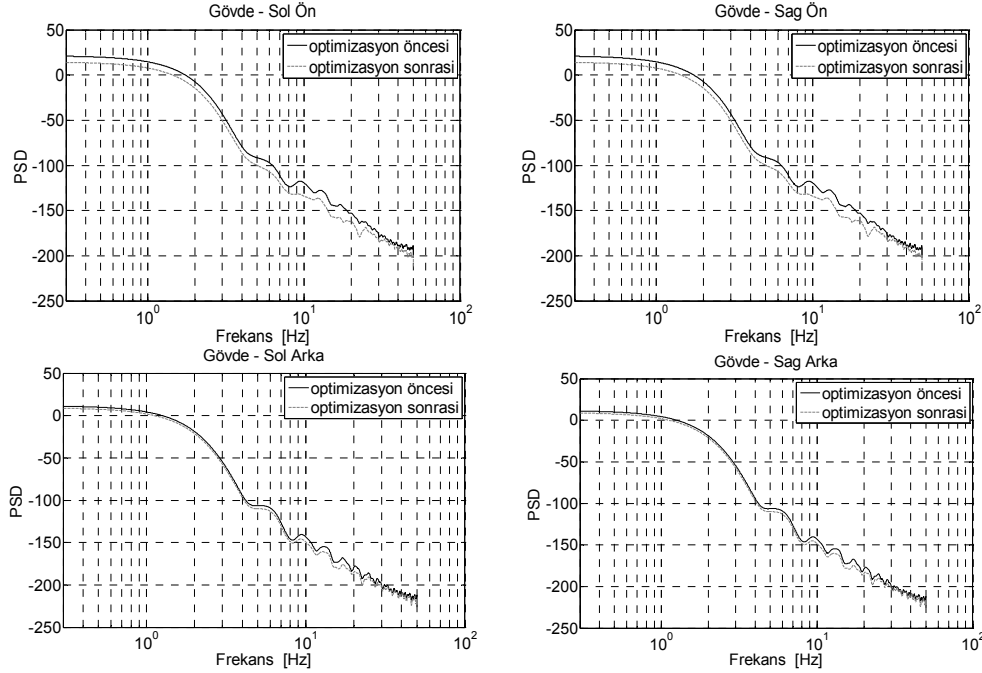
Şekil 3.74 : Carmaker benzetimi, yalpa açısı kıyaslaması



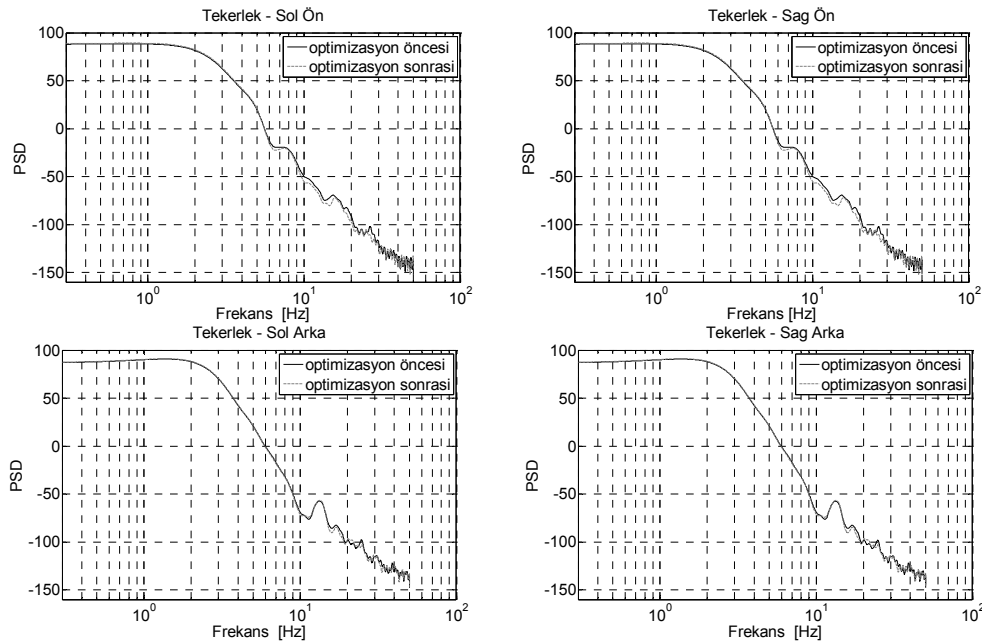
Şekil 3.75 : Carmaker benzetimi, yalpalama hızı kıyaslaması

Şekil 3.76 ile Şekil 3.77, aracın sinüzoidal yol üzerindeki konfor performansını test etmektedir. Şekil 3.76’da aracın dört ayrı çeyreğindeki asılı kütleye ait düşey ivme değerleri optimizasyon öncesi ve sonrası olarak kıyaslanmaktadır. Tüm çeyreklerdeki düşey ivme verilerine ait PSD grafiklerindeki daha düşük şiddet değerleri, performans iyileşmesi olarak göze çarpmaktadır. Arkaya nazaran ön çeyreklerde

daha fazla olmak üzere, verilen yol profili üzerinde optimum süspansiyon ayarlarıyla daha konforlu bir sürüş sağlanmıştır. Ayrıca, Şekil 3.77’de asılı olmayan kütlelerin düşey ivme değerlerine ait PSD grafikleri gösterilmektedir. Konfordaki iyileşmeye karşın asılı olmayan kütle ivmesi değerlerinde önemli bir değişiklik olmamış, mevcut yol tutuşu karakteri korunmuştur.



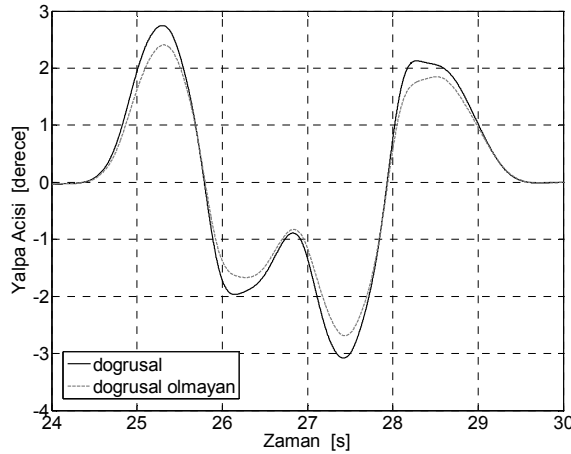
Şekil 3.76 : Asılı kütle düşey ivmeleri PSD’leri



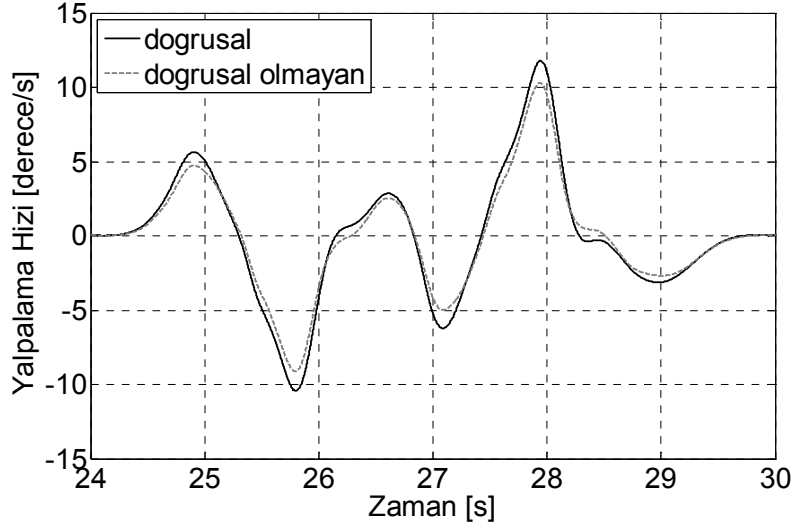
Şekil 3.77 : Asılı olmayan kütle düşey ivmeleri PSD’leri

3.6.3 Üçüncü Durum: Doğrusal ve Doğrusal Olmayan Süspansiyon Performansları Değerlendirmesi

Carmaker’da yapılan bir diğer testte, süspansiyonlarda kullanılan doğrusal olmayan karakterli elemanların performansı, bu elemanların doğrusal karakterli olmaları halinde verecekleri performans ile kıyaslanmıştır. Bu amaç için araç, Carmaker’da standart çift şerit değiştirme manevrasına sokulmuş, önceki durumlarda olduğu gibi gövdeye ait yalpa açısı değerleri ve yalpalama hızı değerleri yay ve damperin optimum doğrusal ve optimum doğrusal olmayan halleri için kıyaslanmıştır. Ön süspansiyonun doğrusal optimum ayarları için çeyrek araç modeli optimizasyon sonuçları başlığı altında detayları verilen 1.Durum sonuçları kullanılırken, arka süspansiyonun doğrusal optimum ayarları için ise yarım araç modeli optimizasyon sonuçları başlığı altında detayları verilen 1.Durum sonuçları kullanılmış, bu şekilde optimum doğrusal karakterli süspansiyona sahip araç oluşturulmuştur. Ön süspansiyonun doğrusal olmayan optimum ayarları için çeyrek araç modeli optimizasyon sonuçları başlığı altında detayları verilen 3.Durum sonuçları kullanılırken, arka süspansiyonun doğrusal olmayan optimum ayarları için ise yarım araç modeli optimizasyon sonuçları başlığı altında detayları verilen 4.Durum sonuçları kullanılmış, bu şekilde optimum doğrusal olmayan karakterli süspansiyona sahip araç oluşturulmuştur. Şekil 3.78 ve Şekil 3.79, bu iki araç için sırasıyla yalpa açısı kıyaslaması ve yalpalama hızı kıyaslamasını göstermektedir. Alınan sonuçlarda doğrusal olmayan yay ve damper karakteristiklerine sahip aracın, doğrusal yay ve damper karakteristikleri içeren araca kıyasla yalpa dinamiğinde önemli ölçüde iyi sonuç verdiği görülmüştür.



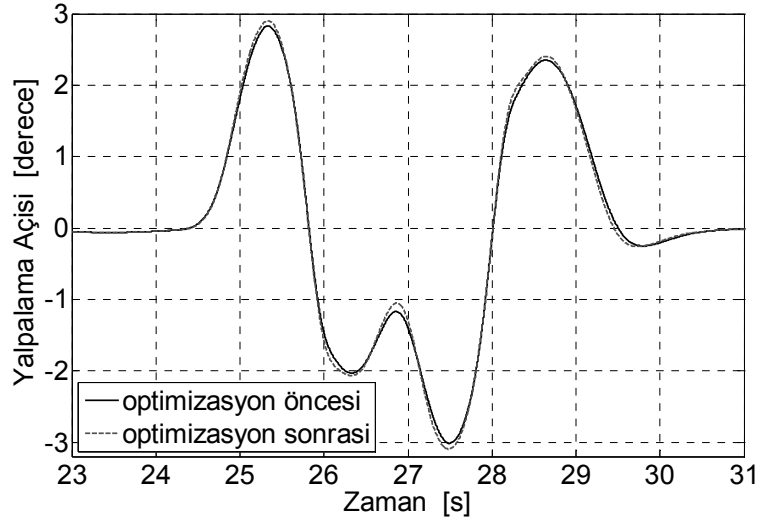
Şekil 3.78 : Carmaker benzetimi, yalpa açısı kıyaslaması



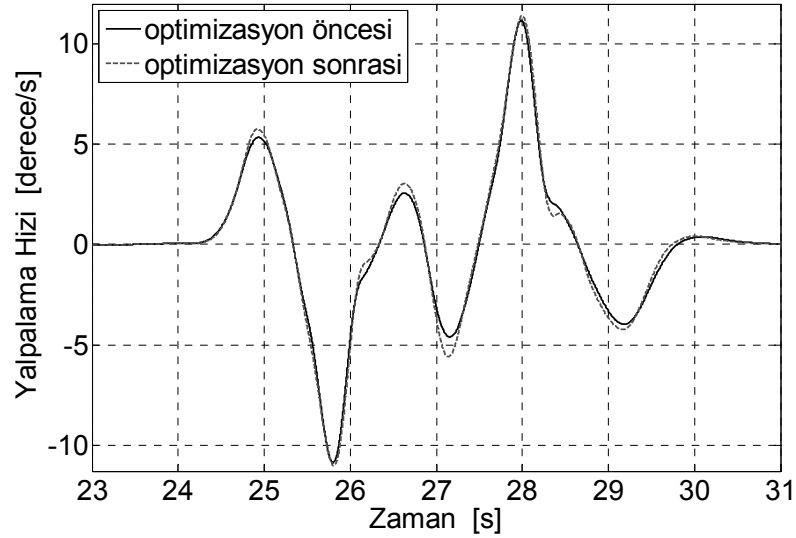
Şekil 3.79 : Carmaker benzetimi, yalpalama hızı kıyaslaması

3.6.4 Dördüncü Durum: Sönümlleme Eğrisi Optimizasyonları Testi

Doğrulama amaçlı yapılan Carmaker testlerinin sonucunda ön ve arka dampere ait sönümlleme eğrilerini oluşturan noktaların optimizasyonunda elde edilen sonuçlar sınanmıştır. Bu amaç için Carmaker’da oluşturulan 1 ila 10 Hz aralığında sinüzoidal profile sahip yol ve standart çift şerit değiştirme manevrası kullanılmıştır. Aracın 4 ayrı çeyreği için asılı ve asılı olmayan kütlelere ait düşey ivme değerleri, gövdeye ait yalpa açısı değerleri ve yalpalama hızı değerleri, optimizasyon öncesi süspansiyon ayarlarıyla elde edilen sonuçlar ile kıyaslanmıştır. Ön süspansiyonda, çeyrek araç modeli optimizasyonları başlığı altında verilen, damper karakteristiğini oluşturan temel noktaların optimize edildiği 6.Durum sonuçlarından elde edilmiş damper karakteristikleri kullanılmıştır. Arka süspansiyon için ise, yarım araç modeli optimizasyonları başlığı altında verilen, damper karakteristiğini oluşturan temel noktaların optimize edildiği 6.Durum sonuçlarından elde edilmiş damper karakteristikleri kullanılmıştır. Ön ve arka yay değerleri ise benzetimlerde optimizasyon öncesi değerleriyle kullanılmıştır. Şekil 3.80 ve Şekil 3.81 sırasıyla yalpa açısı kıyaslaması ve yalpalama hızı kıyaslamasını göstermektedir. Alınan sonuçlarda optimizasyon sonrası elde edilen damper karakteristikleri ile girilen çift şerit değiştirme manevrasında hem yalpa açısında hem de yalpalama hızında performans az miktarda düşmüştür.

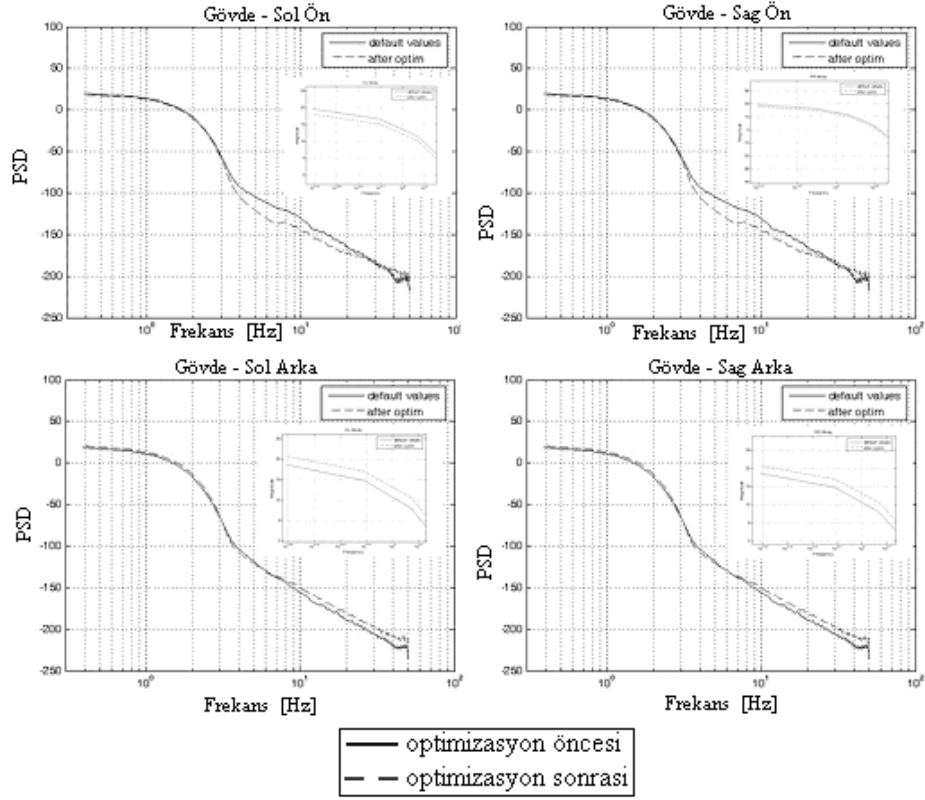


Şekil 3.80 : Carmaker benzetimi, yalpa açısı kıyaslaması

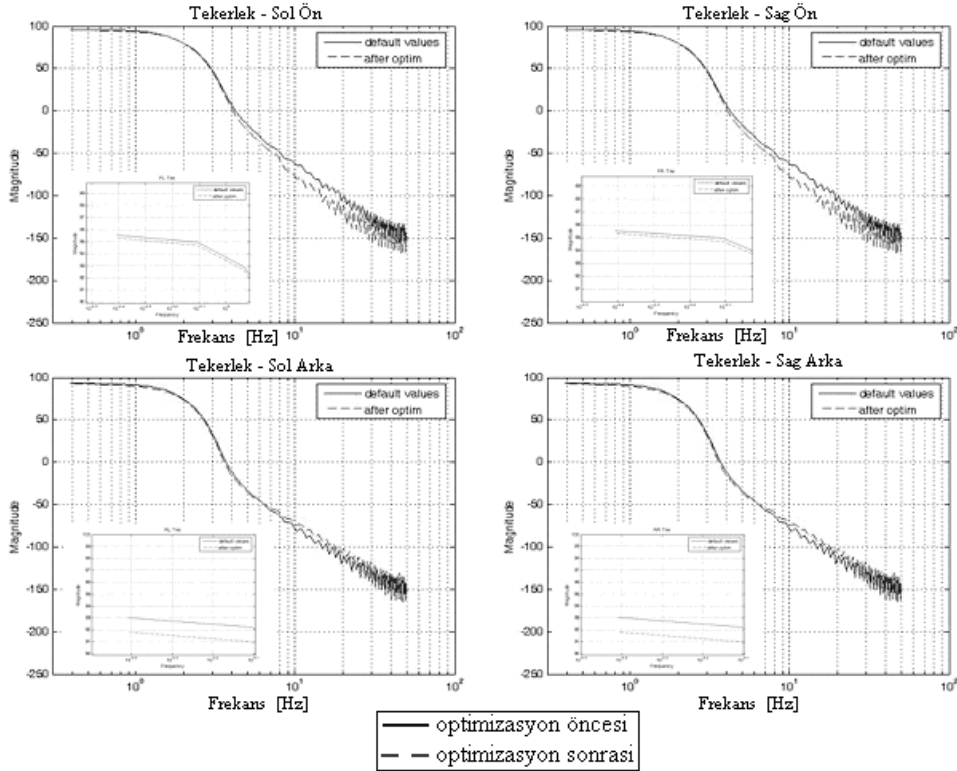


Şekil 3.81 : Carmaker benzetimi, yalpalama hızı kıyaslaması

Şekil 3.82 ve Şekil 3.83, araçların sinüzoidal yol üzerindeki konfor performanslarını test etmektedir. Şekil 3.82, aracın dört ayrı çeyreğindeki asılı kütleye ait düşey ivme değerleri PSD grafiklerini göstermektedir. Ön çeyreklerde ivme şiddetlerinin azalmasıyla yol profili üzerinde, optimum süspansiyon ayarlarıyla daha konforlu bir sürüş sağlanmıştır. Buna karşın arka çeyreklerde ivme değerleri bir miktar artmış, yani konfor performansı düşmüştür. Ayrıca, Şekil 3.83, asılı olmayan kütleler için düşey ivme değerlerine ait PSD grafiklerini göstermektedir. Tüm çeyreklerdeki ivme değerlerindeki değişen miktarlardaki düşüş, optimizasyon sonrası yol tutuşu karakterindeki iyileşmeyi göstermektedir.



Şekil 3.82 : Asılı kütle düşey ivmeleri PSD'leri



Şekil 3.83 : Asılı olmayan kütle düşey ivmeleri PSD'ler

4. PASİF SÜSPANSİYON YAY VE DAMPER KARAKTERİSTİKLERİ OPTİMİZASYONU İÇİN KULLANICI ARAYÜZÜ HAZIRLANMASI

4.1 Giriş

Matlab bünyesinde grafiksel bir kullanıcı arayüzü (GUI) oluşturmak için kullanılan bir araç, GUIDE, bulunmaktadır. Bu araç sayesinde butonlar, metin kutuları, çeşitli menüler, grafik çizdirme pencereleri vb. gibi nesneler kullanılarak bir arayüz programı oluşturulabilmektedir. Grafiksel kullanıcı arayüzü sayesinde, istenen hesaplamaları yapan koda sağlanması gereken bilgiler, kod içerisinde çalışma yapmadan kolayca sağlanabilir veya mevcut girişler değiştirilebilir. Elde edilen sonuçlar isteğe göre derlenebilir. Yukarıda sayılan görsel nesnelerin aracılığıyla bu işlemler, çok kısa açıklamalar ile kodun herkes tarafından kullanılabilmesine olanak tanır.

“*guide*” komutu ile, bir kullanıcı arayüzü yaratmak için gerekli olan her türlü araca erişimi sağlayan Matlab’ın GUI aracı çalışmaktadır. Bu araç sayesinde arayüzün ekranının şablonu oluşturulmakta, nesnelerin konumu ve gerekli düzenlemeler kolaylıkla yapılmaktadır. Daha sonra yerleştirilen nesneler ile ilgili kodlamalar yapılarak bu nesnelere istenilen görevler verilebilmektedir.

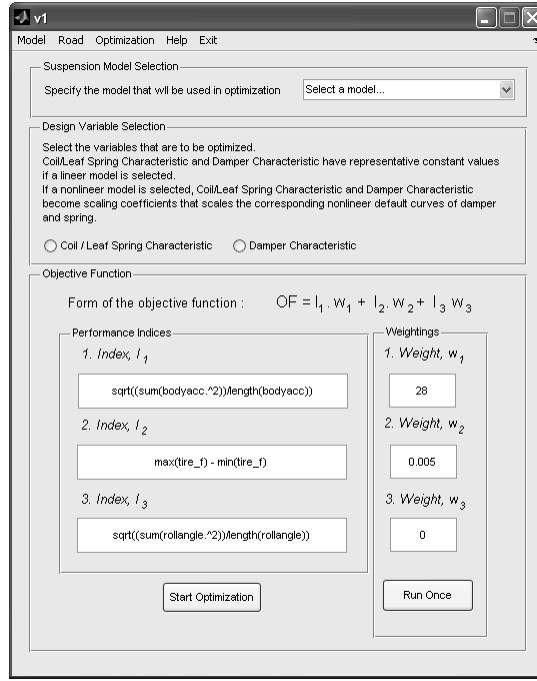
GUIDE aracı, şablonun boyutları ve diğer özellikleri ve şablonda kullanılan nesneler için bir *.m dosyası oluşturmaktadır. Bu dosya, GUI’nin başlatılması, şablon üzerindeki nesnelerin aktif olduklarında çalışması ve gerekli işlemlerin yapılması için gerekli kodu bünyesinde barındırmaktadır. GUI’nin amaca uygun olarak oluşturulması şu temel iki adımla gerçekleştirilir:

- GUI nesnelerinin yerleştirilip şablonun oluşturulması
- GUI nesnelerinin programlanması

Amaca uygun olarak oluşturulmuş ve doğru olarak programlanmış bir GUI, *.m dosyaları içerisinde kodlar ve fonksiyonlar halinde oluşturulmuş programların çok daha kolay ve hızlı bir şekilde kullanılmasına olanak verir.

4.2 Kullanıcı Arayüzünün Hazırlanması ve Kullanımı

Araçlarda konfor ve yol tutuşu performanslarının, süspansiyonun yay ve damper elemanlarının optimizasyonu ile iyileştirilmesi çalışmalarının, bir GUI oluşturularak daha kolay bir şekilde kullanılması ve sonuçların değerlendirilmesi sağlanmıştır. Bir ana pencereye sahip arayüzde yapılmak istenen optimizasyona ait temel bilgiler bu ekranda girilmektedir. Hazırlanan GUI'nin ana penceresine ait görüntü Şekil 4.1 ile gösterilmiştir.



Şekil 4.1 : GUI Ana penceresi

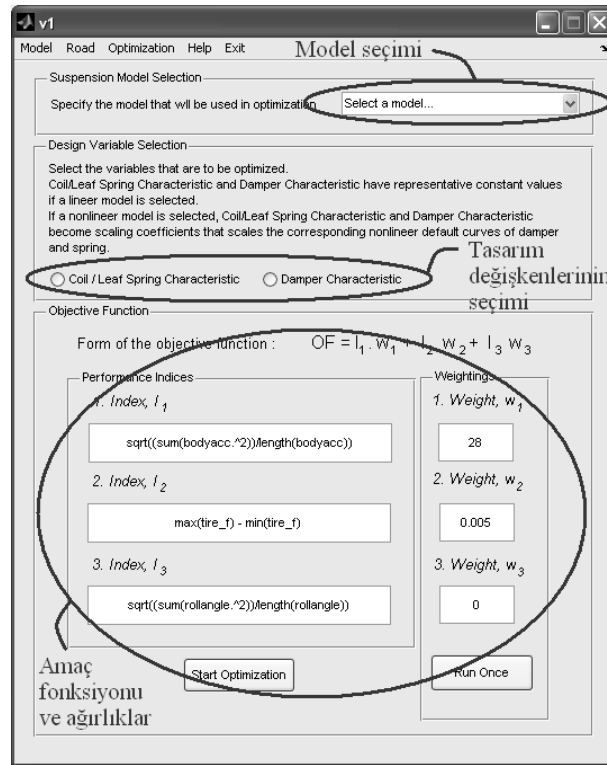
Oluşturulan GUI'de şimdiye kadarki optimizasyon çalışmalarında kullanılan, çeyrek araç modeli ve yarım araç modeli kullanılabilir. Her iki modelin hem doğrusal karakterli yay ve damper içeren hem de doğrusal olmayan karakterli yay ve damper içeren halleriyle kullanımı mümkün olmaktadır. Kullanılacak modelin seçimi ana GUI penceresindeki model seçimi menüsünden yapılmaktadır (Şekil 4.2). Tasarım değişkenleri olarak yay ve damper karakteristikleri birlikte veya tek başına olarak ana penceredeki tasarım değişkenlerinin seçimi menüsünden yapılabilmektedir (Şekil 4.2). Doğrusal karakterli yay ve damperin kullanıldığı modeller, optimizasyon modeli olarak seçildiğinde, tasarım değişkeni olarak seçilen yay ve damper, doğrusal modelde kullanılan yay ve damper katsayıları olacaktır. Bu durumda bu sabitler optimize edilecektir. Doğrusal olmayan araç modellerinin

optimizasyon modeli olarak seçilmesi durumunda, doğrusal olmayan modelde kullanılan yay ve damper eğrileri optimizasyonda başlangıç değerleri olarak kullanılacak ve bu eğriler bir ölçeklendirme katsayısı ile çarpılarak optimize edilecektir. Optimizasyonda kullanılacak performans endeksi veya amaç fonksiyonu, GUI ana penceresindeki performans endeksleri ve ağırlıklar kısmından girilmektedir (Şekil 4.2). Optimizasyonda kullanılacak toplam amaç fonksiyonu I olmak üzere fonksiyonun formu,

$$I = I_1 \cdot w_1 + I_2 \cdot w_2 + I_3 \cdot w_3 \quad (4.1)$$

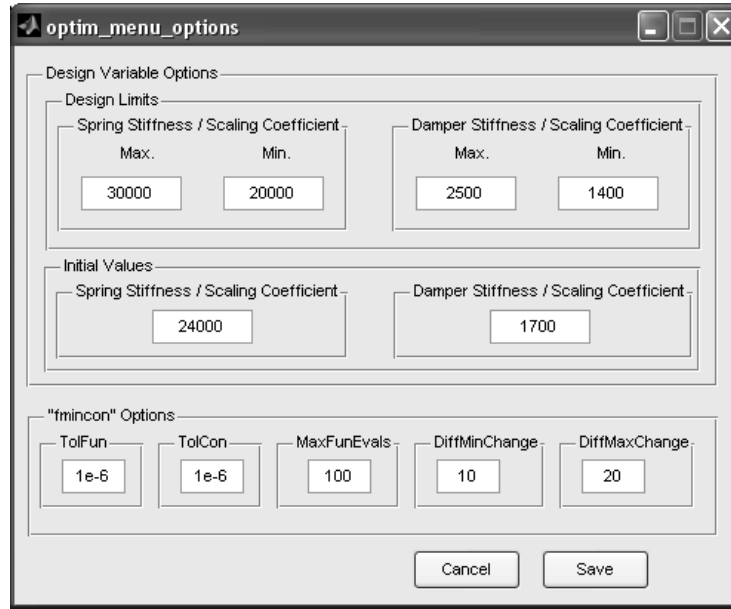
şeklinde. Bu forma uygun olarak bu kısımda kullanıcı, 3 adet amaç fonksiyonu ifadesi ve bunlara karşılık gelen ağırlıklandırmaları girebilmektedir. Ağırlıkların belirlenmesi, kullanıcının amacına göre sisteme vermek istediği karakter ile ilgilidir. Örneğin konfor performansının iyileştirilmek istendiği bir optimizasyonda konfor performansını temsil eden amaç fonksiyonunun ağırlık değeri yüksek tutulmalıdır.

Yine arayüzün ana penceresi üzerinde yer alan bir buton yardımıyla, girilen amaç fonksiyonlarının değerleri optimizasyon başlatılmadan hesaplatılabilmektedir. Bu da ağırlıkların belirlenmesinde yardımcı olmaktadır.



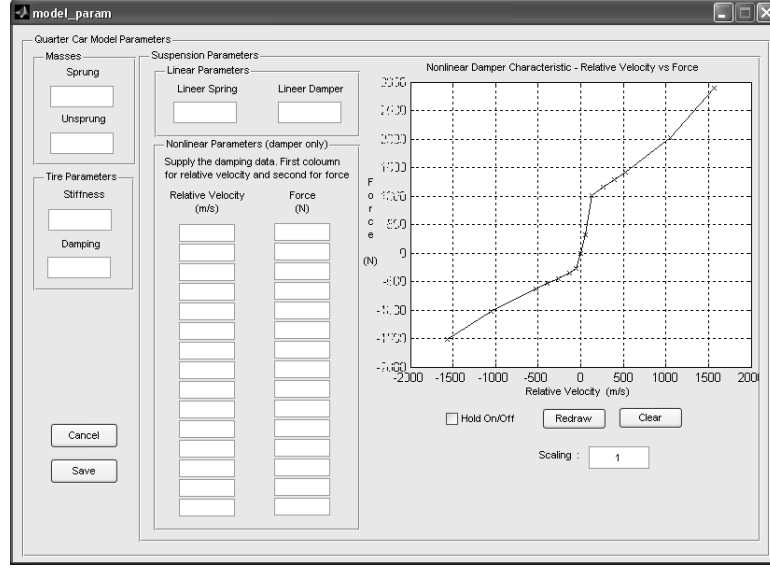
Şekil 4.2 : GUI Ana penceresi işlevleri

Tasarım değişkenlerine ve optimizasyon algoritmasına ait önemli özelliklerin görüntülenip değiştirilebildiği bir özellikler ekranına ana pencere üzerindeki optimizasyon sekmesinden ulaşılmaktadır. Şekil 4.3'te görüntüsü verilen pencere üzerinden kullanıcı, tasarım değişkenlerine ait optimizasyon sürecinde kullanılacak başlangıç, alt ve üst değerleri bilgilerini değiştirebilmektedir. Ayrıca kullanılan optimizasyon algoritmasına ait sonlandırma kriterleri, en fazla iterasyon sayısı, tasarım değişkenlerinin artma azalma aralığı gibi parametrelerin de bu menü aracılığıyla ayarlanması mümkündür.



Şekil 4.3 : Optimizasyon seçenekleri penceresi

Arayüz ile yapılan optimizasyonlarda kullanılabilen araç modellerine ait kütle, yay ve damper karakteristiği, tekerlek modeli yay ve sönüm özellikleri gibi parametreler, ana penceredeki model sekmesinden ulaşılan bir menü ile istenilen yönde değiştirilebilmektedir. Bu sayede modeller farklı bağımsız ve katı akslı süspansiyonlar için de kullanılabilir. Görüntüsü Şekil 4.4 ile verilen çeyrek araç model parametreleri penceresinden, hem doğrusal karakterli yay ve damper içeren hem de doğrusal olmayan karakterli yay ve damper içeren model parametreleri değiştirilebilmektedir. Yarım araç model parametrelerine de benzer bir pencereden ulaşılmakta ve istenen değişiklikler yapılabilmektedir. Doğrusal olmayan sönümleme eğrisine sahip damper ve yayın kullanıldığı modellerde, kuvvet eğrileri istenildiği şekilde değiştirilerek farklı eğriler denebilir veya ölçeklendirme katsayılarıyla optimize edilebilir.



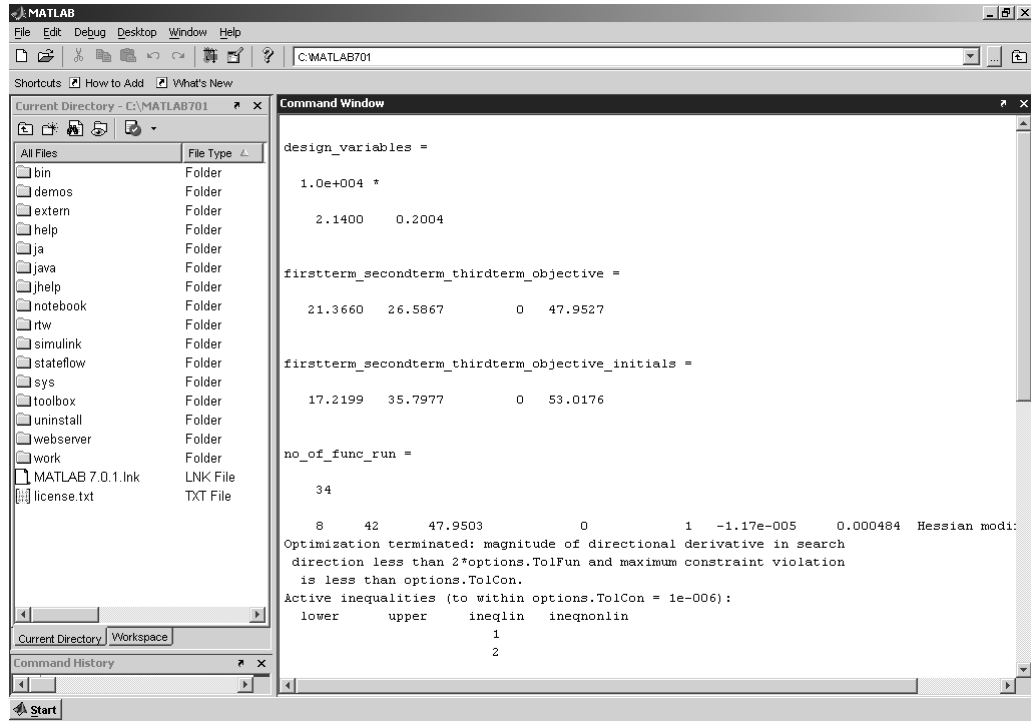
Şekil 4.4 : Model parametreleri penceresi

Optimizasyonlarda kullanılması öngörülen yol girişi farklı pürüzlülük seviyelerinde, uzunluklarda olabilmekte, benzetimlerin farklı araç hızlarında yapılması gerekebilmektedir. GUI'nin ana penceresinden ulaşılabilen yol profili oluşturma menüsü ile farklı özelliklerde yol profilleri Robson metoduyla üretilip, optimizasyonda kullanılmak üzere kaydedilebilmektedir. Yol profili oluşturma ekranı Şekil 4.5 ile gösterilmiştir.

Şekil 4.5 : Yol profili oluşturma penceresi

Optimizasyon süresince Matlab komut satırında performans endekslerinin ve tasarım değişkenlerinin ilk değerleri ve her benzetimde hesaplanan değerleri bilgi olarak sürekli yer almaktadır (Şekil 4.6). Optimizasyon sonunda elde edilen sonuçlar çeşitli grafiklerle otomatik olarak görüntülenmektedir. Bu grafiklerde toplam amaç fonksiyonu ifadesinin, toplam amaç fonksiyonunu oluşturan performans

endekslerinin her birinin ve tasarım değişkenlerinin optimizasyon süresince değişimi ve bu optimizasyonda kullanılan yol profili gösterilmektedir.



Şekil 4.6 : Matlab komutu satırında akan optimizasyon bilgileri

5. YARI-AKTİF SÜSPANSİYON SİSTEMLERİ

5.1 Giriş

Çalışma şekillerine göre süspansiyonlar aktif ve pasif süspansiyonlar olarak 2 genel başlık altında ele alınabilir. Pasif süspansiyonlar, imal edildikten sonra karakteristikleri değiştirilemeyen elemanlardan oluşan sistemlerdir. Yay, damper, denge çubuğu gibi bu elemanlar, tasarım aşamasında aracın sahip olması istenen konfor ve yol tutuşu gibi sürüş performanslarının sağlanması için tasarlanır. Bu performanslar genellikle birbirleriyle çelişen özellikler içerdiğinden, belirlenen oranda iki özelliğin de sağlanması aslında belli oranlarda bu özelliklerden kaybedilmesiyle sağlanmaktadır. Buna karşın aktif süspansiyonlar, yol koşullarına ve aracın gövde hareketlerine göre istenen sürüş dinamiği özelliklerinin korunmasını sağlayabilen ve bunu, bir kontrol sistemi kullanarak sisteme fazladan sağlanan bir enerjiyle (ya da sistemden atılan enerjiyle) gerçekleştirebilen sistemlerdir. Pasif süspansiyonlar ile konfor ve yol tutuşu performansları açısından kıyaslandığında çok daha başarılı oldukları görülür çünkü pasif süspansiyonlarda bulunan kısıtlar aktif sistemlerde aşılmıştır. Diğer taraftan kullandıkları eyleyiciler, yakıt tüketimine olan olumsuz etkileri, paketleme zorluğu ve karmaşık kontrol sistemi gereksinimleriyle pahalı bir sistem olması dezavantajları olarak öne çıkmaktadır.

Yarı-aktif süspansiyonlar, çalışma şekilleri itibarıyla pasif ve aktif süspansiyon sistemlerinin arasında yer alırlar. Yarı-aktif süspansiyon sistemlerinde, sönümleme karakteristikleri seri olarak değiştirilebilen yarı-aktif damperler kullanılır. Yarı-aktif damperler sönümleme katsayıları belirli bir aralıkta değiştirilebilen elemanlardır ve yarı-aktif olarak isimlendirilmelerinin nedeni sistemin hareketinden bağımsız olarak bir kuvvet üretme kabiliyetlerinin olmamasıdır. Aktif sistemlerde olduğu gibi yarı-aktif sistemlerde de bir kontrol sistemi kullanılmaktadır. Yarı-aktif damperler, yol girişleri ve gövde hareketlerine göre uygun sönümleme kuvvetini bu kontrol sistemi sayesinde bularak, istenen performansları sağlamaya çalışırlar. Bu sayede konfor ve yol tutuşu karakterleri arasında hızlı geçişler sağlanarak süspansiyonun her iki performansın da yüksek olduğu noktalarda çalışması sağlanabilir. Yarı-aktif

süspansiyon sistemlerinin aktif sistemlerden en belirgin farkı sistemde herhangi bir eyleyicinin yer almamasıdır. Yarı-aktif sistemlerde sisteme verilen ekstra bir enerji yoktur. Bu özelliği sistemin genel olarak pasifliğini korumakta, bu da sistemin karallığını garanti etmektedir (Emekli, 2007). Yarı-aktif süspansiyon sistemleri pasif süspansiyon sistemleri kadar yer kaplamakta ve pasif süspansiyonlara kıyasla konfor ve yol tutuşu performanslarında önemli miktarda iyileşme sağlamaktadır. Aynı zamanda aktif sistemlere kıyasla yarı-aktif sistemler daha düşük maliyete sahiptir.

5.2 Bir Yarı-aktif Süspansiyon Sistemi Uygulaması

5.2.1 Kullanılan Modeller, Kontrolcüler ve Yöntemler

Söz konusu hafif ticari araç için yarı-aktif süspaniyon sistemi tasarımı çalışmasının ilk adımı olarak, aracın süspansiyon dinamiğini doğru bir şekilde yansıtabilecek araç modelleri oluşturulmuştur. Aracın düşey gövde hareketlerinin ve gövdenin yatay eksenler etrafındaki dönüş hareketlerinin incelendiği ve kontrolcülerin performanslarının sınıdıldığı farklı serbestlik derecelerinden modeller hazırlanmıştır. Hafif ticari araca ait çeyrek araç, yarım araç ve tam araç süspansiyon modelleri ve Carmaker araç modeli Emekli (2008)'de oluşturulmuş ve bu amaçlar için kullanılmıştır.

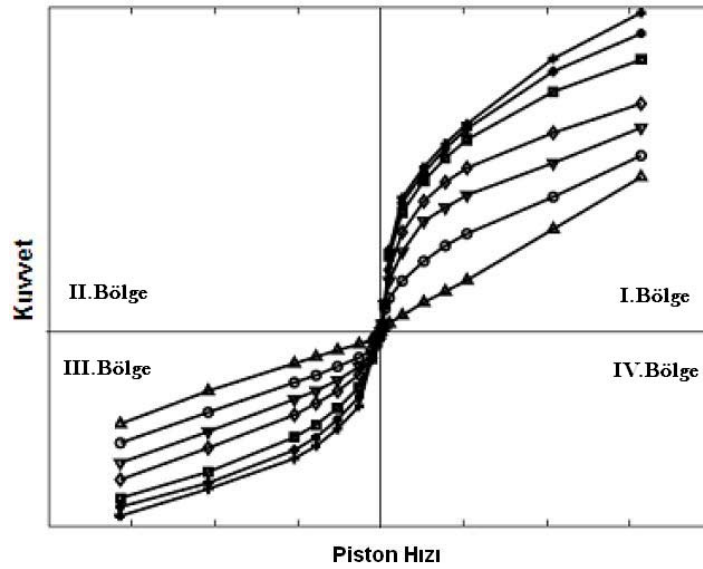
Çalışmada kullanılan kontrolcüler alt seviye ve üst seviye kontrolcüler olarak iki başlık altında ele alınmıştır. Alt seviye kontrolcüler, sürüş konforu ve yol tutuşu performansları için, asılı ve asılı olmayan kütlelerin düşey hareketlerine göre yarı-aktif dampere gerekli komutları sağlarken, üst seviye kontrolcüler gövdenin düşey hareketinin yanı sıra gövdenin yatay eksenler etrafındaki dönüşlerini de hesaba katmakta, uygun algoritmaları anlık olarak aktif kılmaktadır.

Burada denenen alt seviye kontrolcüler, yaygın olarak kullanılan Skyhook ve Groundhook ve bunların bir arada çalıştırıldığı Hibrid kontrolcülerden oluşmaktadır.

5.2.1.1 Skyhook, Groundhook ve Hibrid Kontrol Stratejileri

Asılı kütle titreşimlerini, gökyüzü ile asılı kütle arasında bağlandığı hayal edilen bir damper ile sönümleyerek konforu artırmayı amaçlayan bir kontrol stratejisidir. Teorik olarak burada asılı olmayan kütleyle kuvvet uygulanmaz. Ancak gerçek dünyada asılı olan ve asılı olmayan kütlelere kuvvet uygulanır. Gerçeklenmesi

mümkün olmayan, gövdenin gökyüzünde sabit bir noktaya asılmasını öngören bu sisteme, yarı-aktif süspansiyon sistemlerinde, yarı-aktif damperin kullanımıyla mümkün olduğunca yaklaşılmaya çalışılır. Bu da yarı-aktif damper sönümleme katsayısının belirlenen aralıkta değişmesiyle sağlanır. Sistemin ideal duruma tamamen benzetilememesinin sebebi yarı-aktif damperin, pistonunun hareketi doğrultusunda kuvvet uygulayamamasıdır. Şekil 5.1’de bir yarı-aktif damperin çalışma eğrileri gösterilmiştir. Görüldüğü gibi sadece 1. ve 3. bölgelerde yarı-aktif damperden kuvvet alınabilmektedir. Tüm bölgelerde kuvvet uygulayan bir sistem, ancak aktif bir süspansiyonla, bir eyleyici ile gerçekleştirilebilir.



Şekil 5.1 : Yarı-aktif bir damperin kuvvet bölgeleri

Skyhook kontrolcünün amacı, asılı kütle titreşimlerini azaltarak aracın konfor performansını artırmaktır. Kontrolcü, yol kaynaklı titreşimler devam ederken, gövdenin mümkün olduğunca az hareketini sağlarken, asılı olmayan kütlenin daha fazla düşey hareket yapmasına sebep olur. Bu da, konfordan kazanılan performansın, yol tutuşu performansından kaybedilerek elde edildiğini göstermektedir.

Groundhook kontrol stratejisi, Skyhook’un aksine, asılı olmayan kütlenin hareketini azaltmayı amaçlar. Asılı olmayan kütlenin, teorik olarak yerdeki sabit bir noktaya bir damper ile bağlanmasını öngörür. Bu hayali damper asılı olmayan kütlenin düşey hareketini sönümleyerek yol tutuşu performansını artırır. Gerçek dünyada mümkün olmayan bu sistem de, Skyhook kontrol stratejisinde olduğu gibi, yarı-aktif damperin sönümleme katsayısının değiştirilmesiyle elde edilmeye çalışılır. Şekil 5.1 ile verilen

yarı-aktif damper çalışma bölgelerindeki kısıt sebebiyle, teorik olarak elde edilen performansa ancak yaklaşılabılır.

Groundhook kontrol stratejisi, asılı olmayan kütle, yani tekerleklerin düşey hareketinin sınırlandırmaya yönelik olduğundan ve damper kuvvetlerini bu yönde ayarladığından, aracın yol tutuşu performansında iyileşme sağlar. Fakat bununla birlikte, damper kuvvetlerinin bu şekilde ayarlanması, aracın konfor performansını olumsuz etkiler. Buna göre, bahsedilen her iki kontrol stratejisine de değişen sürüş koşullarında ihtiyaç duyulacağı görülmektedir. Örneğin bir otoyolda ve kuru yol koşullarında seyreden bir araç için aşırı sürüş durumları cereyan etmedikçe konforlu bir süspansiyon ayarı gerekirken, sürtünme katsayısı düşük ıslak veya buzlu bir yolda seyreden araç için ise iyi bir yol tutuşu özelliği gerekli olmaktadır. Üçüncü bir alt seviye kontrol stratejisi olarak sunulan Hibrid kontrol, Skyhook ve Groundhook kontrol algoritmalarının birleşimi olarak öne çıkmaktadır. Emekli (2008)'de Hibrid kontrol stratejisi, Skyhook ve Groundhook algoritmalarından hesaplanan kuvvet değerlerinin bir katsayı ile ölçeklendirilerek yeni bir sönümleme kuvveti hesabının yapılması şeklinde uygulanmaktadır. Buna göre, F_s , Skyhook algoritmasından gelen istenen kuvvet; F_G , Groundhook algoritmasından gelen istenen kuvvet olmak üzere, Hibrid algoritması istenen kuvveti F_H şöyle hesaplanır:

$$F_H = \beta.F_s + (1 - \beta).F_G \quad (5.1)$$

Burada β , Hibrid kontrolcünden çıkacak istenen kuvvet büyüklüğünün, ne kadar Skyhook ve ne kadar Groundhook etkisi içereceğini belirleyen katsayıdır. Tamamıyla konfor gereksiniminin olduğu bir durumda, β 1'e eşit olacak ve Hibrid kontrol kuvveti, Skyhook kontrol kuvvetine eşit olacaktır. Tamamıyla yol tutuşu gereksiniminin olduğu bir durumda ise, β 0'e eşitlenerek Hibrid kontrol kuvveti, Groundhook kontrol kuvvetine eşit hale getirilir. Çeşitli algoritmalar ile β katsayısı, yol sürtünme katsayısı, araç hızı, direksiyon girişleri, ani pedal hareketleri, viraj dönme vb. sürüş durumlarına göre adaptif hale getirilerek anlık optimal bir süspansiyon ayarı elde edilebilir.

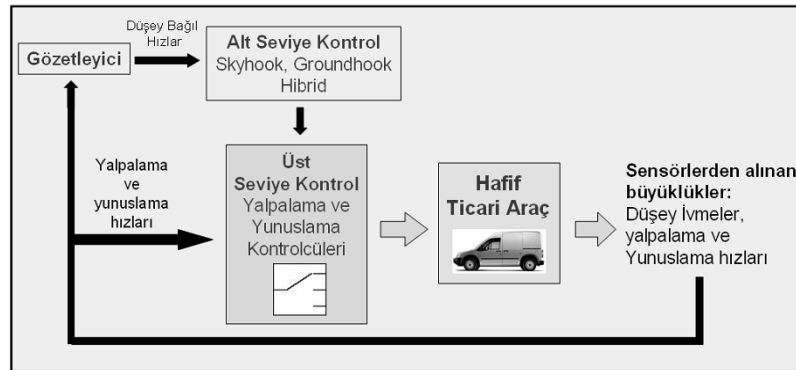
Skyhook, Groundhook ve Hibrid kontrol yapıları, alt seviye kontrolcüler olup, her bir çeyrekteki asılı ve asılı olmayan kütlelerin düşey hareketine göre birbirinden bağımsız olarak yarı-aktif damperlere istenen kuvvetin sağlanması için gerekli

sinyalleri üretmektedir. Bu alt seviye kontrolcü algoritmalarındaki istenen kuvvetlerin (F_S , F_G ve F_H) hesaplanması ayrıntılı olarak Emekli (2008)'de ele alınmıştır.

5.2.1.2 Yalpalama, Yunuslama Kontrolcileri ve Üst Seviye Kontrol

Emekli (2008)'de verilen yalpalama ve yunuslama kontrolcileri, sırasıyla sağ ve sol yarı-aktif damperleri ya da ön ve arka yarı-aktif damperleri, on-off kontrollü bir yapı aracılığıyla kullanır. Gövdenin aşırı yalpa ve kafa vurma hareketlerin geçici rejim davranışları bu kontrolcüler ile kontrol edilerek, aracın kararlı hale dönüşü sağlanır. Örneğin aracın bir sola virajda aşırı yalpalama hızı değerlerine ulaşması durumunda yalpalama kontrolcüsü, sağ taraftaki yarı-aktif damperlere en büyük kuvveti uygulaması için; sol taraftaki yarı-aktif damperlere ise en küçük kuvveti uygulaması için gerekli sinyalleri gönderir. Kural tabanlı olan bu kontrolcüler, aracın yatay eksenler etrafındaki dönme hareketlerinin, standart manevralarla belirlenmiş ve aşılması istenmeyen bir eşik değerini aştığında çalışmak üzere tasarlanmıştır. Tasarlanan yalpalama ve yunuslama kontrolcü algoritmalarının detayları Emekli (2008)'de verilmiştir.

Tasarlanan üst seviye kontrolcü, alt seviye kontrolcileri (Skyhook, Groundhook ve Hibrid), yalpalama ve yunuslama kontrolcülerini yöneten bir ana kontrol stratejisidir. Emekli (2008)'de üst seviye kontrolü, aracın aşırı yalpalama veya yunuslama hareketinde alt seviye Hibrid kontrolcüyü devreden çıkaran ve yalpalama kontrolcüsü veya yunuslama kontrolcüsünü devreye sokan bir anahtarlama mekanizması olarak tasarlanmıştır. Aşırı yalpalama ve yunuslama durumları, aracın önceden atanmış sırasıyla yalpalama hızı veya yunuslama hızı limitlerini aşması halinde meydana gelmektedir. Tasarlanan üst seviye kontrol stratejisi Şekil 5.2 ile gösterilmektedir.

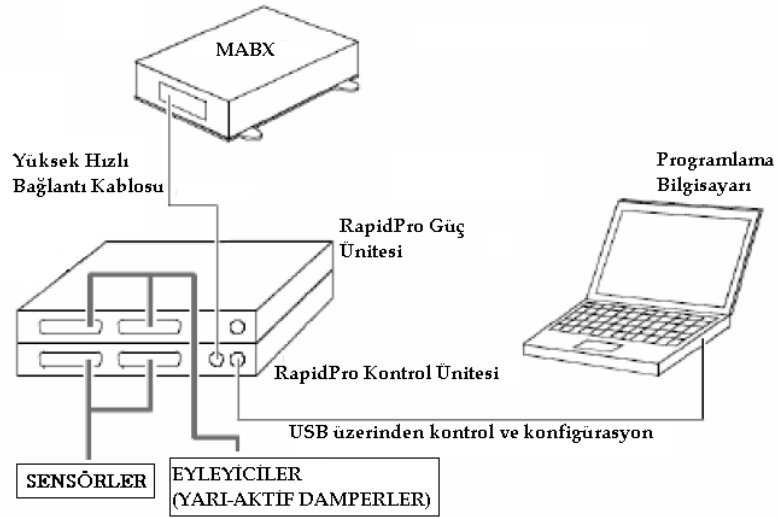


Şekil 5.2 : Üst seviye kontrol stratejisi

5.2.2 Prototip Araç Altyapısı

Burada ele alınan, bir hafif ticari araç için yarı-aktif süspansiyon tasarımı çalışmasında, 4 adet sönümleme özelliği elektriksel etkiyle sürekli değiştirilebilen (CVD – Continuously Varying Damper) yarı-aktif damper, araçta standart olarak bulunan pasif damperlerin yerine monte edilmiştir. Her çeyrekte asılı ve asılı olmayan kütlelerin düşey ivme değerlerini ölçmek üzere 2’şer ivmeölçer sensör ve bu kütleler arası bağıl pozisyon bilgisinin elde edilmesi için de birer doğrusal potansiyometre kullanılmıştır. Ayrıca gövdenin yatay eksenler etrafındaki dönüş hareketlerinin hızının ölçülmesi için bir yalpalama hızı sensörü ve bir yunuslama hızı sensörü aracın ağırlık merkezine yakın bir konuma yerleştirilmiştir. Yarı-aktif damperlerin farklı durumlarda uygulayacağı kuvvetleri hesaplayan kontrol algoritmalarının, asılı ve asılı olmayan kütleler arasındaki düşey bağıl hıza ihtiyaç duymasından dolayı, ivmeölçerlerden alınan düşey ivme verileri gerçek zamanlı işlenerek bu kütlelere ait düşey hareket hızlarının elde edilmesi gerekmektedir. Bu bilgi, bu ivme verilerinin bu amaç için tasarlanan bir Kalman filtresinden geçirilmesiyle elde edilmiştir. Bu Kalman filtresinin tasarımı ve uygulanması Emekli (2008)’de incelenmiştir.

Sistemde, sensör verilerinin toplandığı, kontrol algoritmaları içerisinde bu verilerin işlendiği ve tüm hesaplamaları gerçek zamanlı olarak yapabilen bir elektronik kontrol birimi yer almaktadır. Bu çalışmada tüm veri toplama ve kontrol işlemlerinin yapıldığı elektronik birim “*Microautobox*” (MABX)’ ve “*RapidPro*” dur. Model ismi DS1401 olan bu kontrol ünitesi, Matlab/Simulink ortamında hazırlanan kontrol algoritmalarını, bünyesinde koştan gerçek zamanlı koda çok pratik olarak dönüştürme özelliğinden dolayı bu çalışmada kullanılmıştır (Emekli, 2008). MABX bünyesinde DAC, ADC, CAN ve seri giriş/çıkış birimleri yer alırken, RapidPro ünitesi bir dijital sinyal işleme ünitesi olarak ve bir kontrol birimi olarak görev yapmaktadır. PWM sinyali ile sürülen yarı-aktif damperlere gerekli sinyaller bu üniteden sağlanmaktadır. Prototip araç üzerindeki sensörler, yarı-aktif damperler ve kontrol birimindeki MABX ve RapidPro arasındaki bağlantı şeması Şekil 5.3 ile verilmiştir. Bu donanımların başarıyla araçta yerleştirilmesi, gerekli bağlantıların yapılması ve yarı-aktif kontrol stratejilerinin oluşturularak kontrol ünitesine yüklenmesi ile yarı-aktif sistem donanımlı araç, gerçek dünya testlerine hazır hale getirilmiş olur.



Şekil 5.3 : Yarı-aktif süspansiyon sistemi bağlantı şeması

MABX ve RapidPro donanımları yanında sağlanan ilgili yazılımlar, yaygın olarak kullanılan Matlab/Simulink programı ile uyumlu bir araç kutusunu bu program üzerinden kullanılabilir bir şekilde kullanıcıya sunmaktadır. İlgili donanımların giriş/çıkış birimleri ile iletişimi sağlayan temsili bloklar yardımı ile gerçek dünyadan donanımlar tarafından toplanan veriler bilgisayar (Matlab/Simulink) ortamına aktarılmaktadır.

Gerçek dünya testleriyle kontrol algoritmalarının sınanması için hazırlanmış yarı-aktif süspansiyon donanımlı prototip araç ve elektronik kontrol biriminin araç üzerindeki yerleşimi Şekil 5.4 ile gösterilmiştir.



Şekil 5.4 : Yarı-aktif süspansiyon sisteminin tasarlandığı prototip araç

5.2.3 Prototip Araç Testleri ve Kontrolcü Performanslarının İncelenmesi

Araç için tasarlanan yarı-aktif süspansiyon sistemi kontrol algoritmalarının performanslarının denenmesi için önce bilgisayar ortamında benzetimlere başvurulmuş, daha sonra prototip araç ile gerçek dünya testleri yapılmıştır. Prototip araçla yapılan gerçek dünya testleri, test düzeneği testleri ve yol testleri olarak 2 tipte yapılmıştır. Test düzeneğinde yapılan denemeler, tekrarlanabilirliği ve dolayısıyla kıyaslanabilir olması sebebiyle objektif sonuçlar almaya imkan verirken, yapılan yol testleri de çeşitli yol profillerinde kontrolcülerin performanslarının denenmesine olanak vermiştir. Yapılan testlerle alt seviye ve üst seviye kontrolcülerin performansları sınanmıştır.

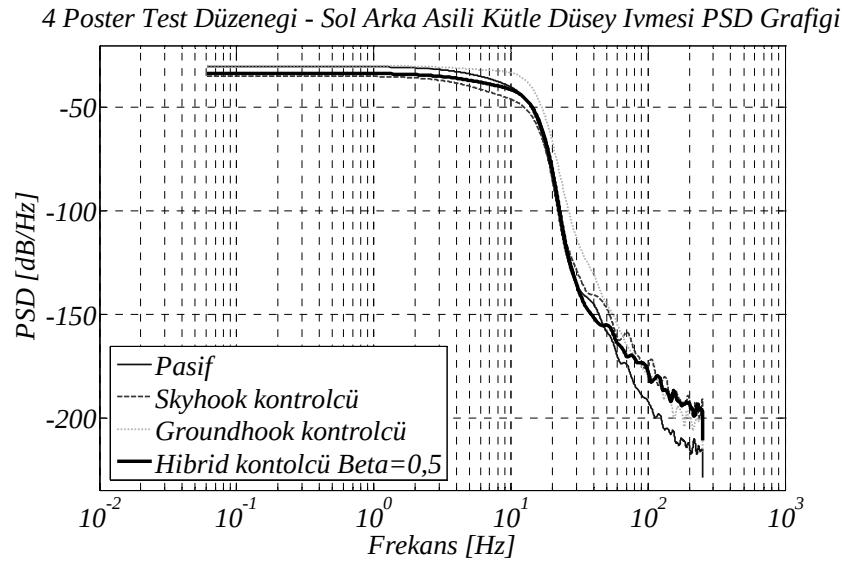
Test düzeneği, 4-poster olarak da anılan, aracın dört ayrı tekerleğinden farklı ya da aynı girişleri uygulayabilen böylelikle çeşitli yol profillerinin ve farklı frekans aralıklarındaki yol girişlerinin uygulanabildiği bir platformdur. Şekil 5.5'te söz konusu hafif ticari araç, 4-poster test düzeneği üzerinde görülmektedir. Çeşitli frekans aralıklarında ve genliklerde yer değiştirme girişleri içeren önceden yüklenmiş veri setleri araca tekrarlı testlerle uygulanmış, böylelikle pasif süspansiyonlar ile kontrolcü algoritmalarının performansları, asılı ve asılı olmayan kütlelerin düşey ivmelerinin PSD grafikleri aracılığıyla kıyaslanmıştır.



Şekil 5.5 : 4-poster test düzeneği

4-poster test düzeneğinde yapılan test ile Skyhook, Groundhook ve Hibrid kontrolcü performansları pasif süspansiyon ile kıyaslanmıştır. Şekil 5.6 ile verilen, sol arka çeyrek asılı kütlelerinin düşey ivmesine ait PSD grafiğinde, pasif süspansiyonun

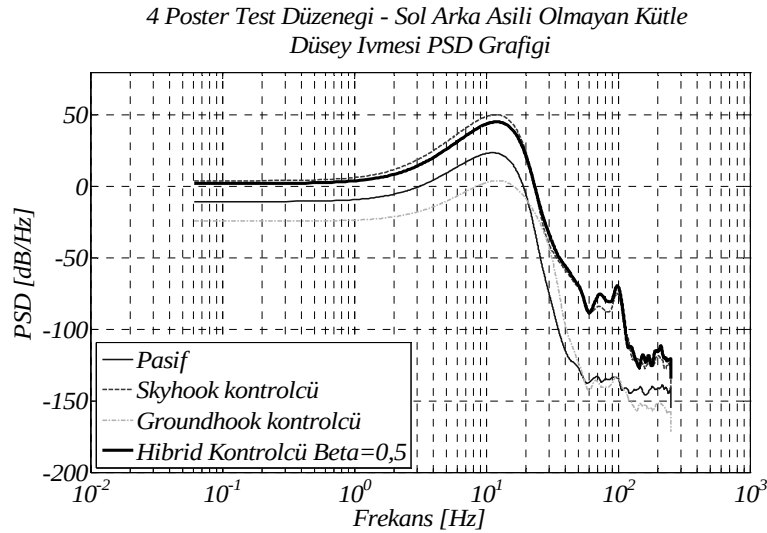
performansına karşı kontrolcülerin performansları görülmektedir. Araçta konfor özelliğini artırmayı amaçlayan Skyhook kontrolcüsü, gövdenin rezonans frekansı aralığı olan 1-2[Hz] aralığını da kapsayan geniş bir bölümde en büyük ivme genliklerini azaltarak pasif süspansiyona kıyasla daha yüksek bir konfor performansı göstermiştir. Groundhook kontrolcü, tekerlek hareketlerini azaltmayı amaçladığından yol kaynaklı titreşimlerin süspansiyon üzerinden daha fazla gövdeye iletilmesine sebep olur. Bu da yine Şekil 5.6'da Groundhook kontrolcünün konfor performansındaki kötüleşmenin sebebini vermektedir. Hibrid kontrolcü belli oranlarda Skyhook ve Groundhook kontrolcü özelliği içerir. Burada bu iki kontrolcünün etkilerini ölçekleyen β katsayısı 0,5 olarak atanmış, kontrolcünün eşit oranda Skyhook ve Groundhook kontrolcü özelliği içermesi sağlanmıştır. Bu şekildeki Hibrid kontrolcünden elde edilen sonuç pasif süspansiyondan iyi bir sonuç vermektedir. Ayrıca beklendiği gibi tek başına Skyhook ve tek başına Groundhook performanslarının arasında bir performans göstermektedir.



Şekil 5.6 : 4 poster test düzeneği – Gövde ivmesi kıyaslaması

Şekil 5.7 ile verilen, sol arka çeyrek asılı olmayan kütlelerinin düşey ivmesine ait PSD grafiğinde, pasif süspansiyonun performansına karşı kontrolcülerin performansları görülmektedir. Araçta yol tutuşu özelliğini artırmayı amaçlayan Groundhook kontrolcüsü, asılı olmayan kütlelerin rezonans frekansı aralığı olan 9-10[Hz] aralığını da kapsayan bir bölümde en büyük ivme genliklerini azaltarak pasif süspansiyona kıyasla daha yüksek bir yol tutuşu performansı göstermiştir. Skyhook kontrolcü, sadece gövde hareketlerini azaltmayı amaçladığından, yol kaynaklı titreşimlerden

kaynaklanan tekerleğin düşey hareketinin artmasına sebep olur. Bu da yine Şekil 5.7’de Skyhook kontrolcünün yol tutuşu performansındaki kötüleşmenin sebebini vermektedir. Hibrid kontrolcü testinde yine β katsayısı 0,5 olarak atanmış, kontrolcünün eşit oranda Skyhook ve Groundhook kontrolcü özelliği içermesi sağlanmıştır. Bu şekildeki Hibrid kontrolcünden elde edilen sonuç pasif süspansiyondan daha iyi bir yol tutuşu vermemektedir. Şekil 5.6 ve Şekil 5.7 ile verilen sonuçlar, β katsayısının çeşitli yol durumlarına göre ayarlanabilir olması gerekliliği mesajını vermektedir.



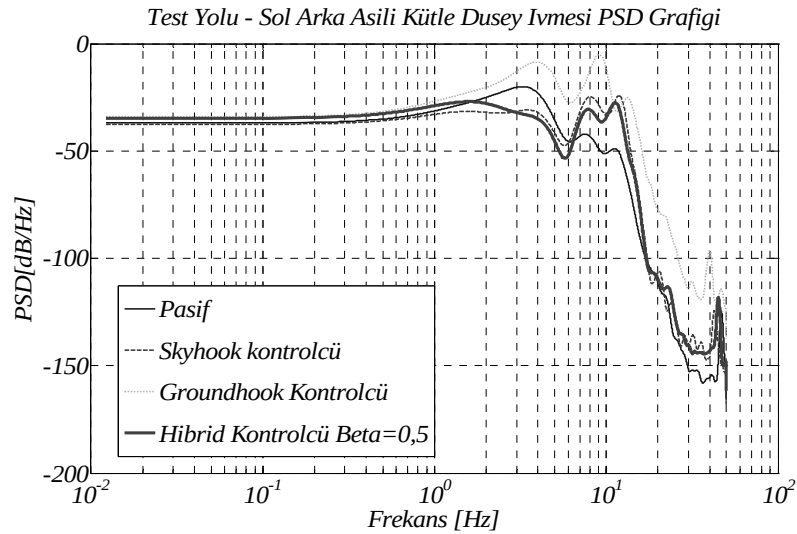
Şekil 5.7 : 4 poster test düzeneği – Tekerlek ivmesi kıyaslaması

Yol testleri, çeşitli frekanslarda girişler içeren bir pistte, rasgele frekanslı ve genlikli bir profile sahip toprak stabilize yolda ve mıcırli bir yolda yapılmıştır. Bu testlerde dikkat edilen husus araç hızının testlerde sabit tutulmasıdır. Bu testlerde de yine amaç, alt seviye kontrolcülerin konfor ve yol tutuşu performanslarının pasif süspansiyon karşısındaki etkinliğini sınamaktır. Şekil 5.8 ile verilen test pistinde 30 [km/h] hızla yapılan testlerde alt seviye kontrolcüler denenmiştir. Sonuçları Şekil 5.9 ve Şekil 5.10 ile verilen testlerde gövde ivmeleri PSD grafiklerine bakıldığında Hibrid ve Skyhook kontrolcülerin 1 ila 7 [Hz] frekans aralığındaki ivmelerde düşüş sağlayarak pasif süspansiyondan daha iyi sonuç verdiği görülmüştür. 1 [Hz]’e yakın bölgelerin gövde rezonans frekansı bölgesi olmasından buradaki şiddetlerin azaltılması konforda önemli bir gelişme sağlarken, ISO tarafından belirlenen, insan bedeninin hassas olduğu 5-8 [Hz] frekans aralığında da iyileşme sağlanması kontrolcülerin performansını kanıtlamaktadır. Tekerlek ivmelerinin kıyaslandığı

Şekil 5.10'da, Groundhook kontrolcü asılı olmayan kütle rezonans frekans bölgesi 10 [Hz] civarında diğer kontrolcülerden çok daha iyi bir performans göstermektedir. β katsayısının 0,5 olarak kullanıldığı Hibrid kontrolcü ise pasif süspansiyona kıyasla yol tutuşunda bir iyileşme göstermemiştir. Test düzeneğinde yapılan testlerde de elde edildiği gibi, β katsayısının yol durumuna ve istenen performansa göre ayarlanması gerekliliği burada da görülmektedir.

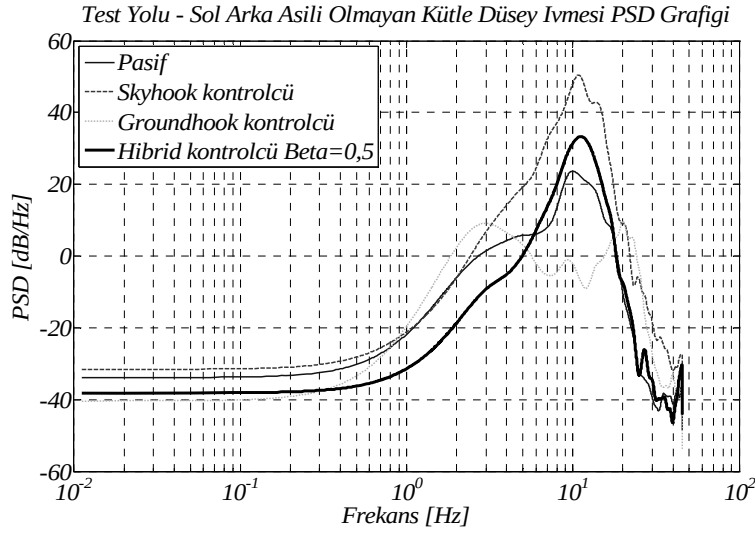


Şekil 5.8 : Test pisti



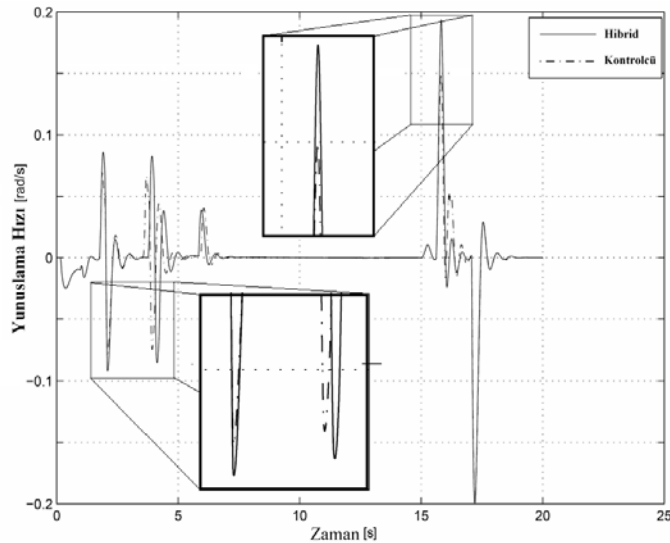
Şekil 5.9 : Test pisti – Gövde ivmesi kıyaslaması

Buraya kadarki sonuçlar alt seviye kontrolcülerin aracın konfor ve yol tutuşu performansı üzerindeki etkilerini göstermiştir. Üst seviye kontrolcülerden yalpalama kontrolcüsü ve yunuslama kontrolcüsü gerçek dünya testlerinin zorluğu sebebiyle çoğunlukla benzetim ortamında denenmiştir. Geçici rejimdeki yalpalama ve yunuslama hareketlerinin dengelenmesi için tasarlanan yalpalama kontrolcüsü ve



Şekil 5.10 : Test pisti – Tekerlek ivmesi kıyaslaması

yunuslama kontrolcüsü, üste seviye kontrolcünün performansının denendiği testlerde sınanmıştır. Şekil 5.11’de Carmaker ortamında hazırlanan araç modeli ile yapılan bir benzetim sonucu yer almaktadır. Bu testte araç, düz yolda hızlandıktan sonra ani fren yaparak büyük yunuslama hızlarına ve açılara ulaşmaktadır. Şekil 5.11’de bir alt seviye kontrolcü olan Hibrid kontrolcü performansı ile aracın frenleme sırasında konulan yunuslama hızı sınır değerini aştığını görerek algoritmayı yunuslama kontrolcüsüne anahtarlayan üst seviye kontrolcünün performansı kıyaslanmıştır. Büyütülen görüntülerde yunuslama kontrolcüsünün, Hibrid kontrolcü karşısında daha düşük yunuslama açıları gösterdiği ve dolayısıyla aracın bu performansını iyileştirdiği görülmektedir.



Şekil 5.11 : Carmaker ani frenleme benzetimi

6. PASİF DAMPER KARAKTERİSTİKLERİNİN YARI-AKTİF DAMPER İLE ELDE EDİLMESİ

6.1 Giriş

Süspansiyon sistemleri kara taşıtlarının sürüş güvenliği, performansı ve yolcu konforu gibi temel özelliklerini önemli ölçüde belirleyen ana bileşenlerinden biridir. Bir süspansiyon sisteminin, aracın bu özelliklerinin belirlenmesinde büyük etkiye sahip elemanları da yay ve damperlerdir. Bir aracın tasarım sürecinde yay ve damperler, araca verilmek istenen sürüş güvenliği ve konfor özelliğine göre tasarlanır. Araca bu özellikleri sağlayacak karakterde imal edilen bu yay ve damperlerin imalatından sonra şayet karakterleri değiştirilemiyorsa bu elemanlara pasif karakterli elemanlar denir.

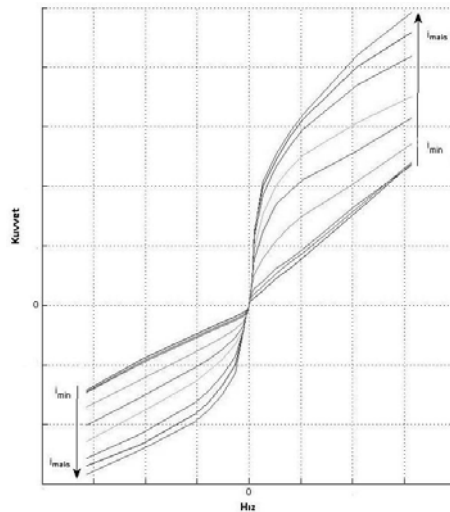
Kara taşıtları süspansiyonları için tasarlanan pasif karakterli yay ve damperlerin tasarım süreci sonunda gerçek araç testlerine tabi tutulmaları gerekir. Sistemin, tasarımda hedeflenen konfor ve yol tutuşu kriterlerine uygunluğu bu testler sonucunda belirlenir. Gerçek araç testleri sürecinde pasif yay ve damper karakteristiklerinde yapılmak istenen bir değişiklik, bu elemanların istenen özelliklere sahip bir şekilde yeniden üretilmesini ya da varsa üzerlerindeki bazı ayar imkânlarıyla ayarlanmalarını gerektirir. Herhangi bir harici etkiyle karakteristiği değiştirilemeyen elemanların kullanılması durumunda, istenen performansı sağlayan donanımın piyasada bulunması, eski donanımı araçtan sökme, yenisinin tedarik edilmesi ve yeni ürünü araca takma işlemlerinin tekrarlanması gerekmektedir. Bu durum, tasarım sürecindeki bir araç için zaman kaybı yaratmakta, seri üretime geçişin ileri tarihlere atılmasına sebebiyet verebilmektedir. Mekanik olarak dışarıdan bir müdahale ile karakteristiği değiştirilebilen elemanların kullanımı söz konusu olduğunda bu değişiklikler ürünlerin üstündeki bazı ayar imkânlarıyla yapılır. Hassas bir yeniden ayarlama imkânı vermeyen elemanlar üzerindeki bu değişiklikler, kısıtlı ve tam olarak kontrollü olmayan bir şekilde olmaktadır. Ayrıca bu değişiklikler, elemanın alt ve üst sınırları dâhilinde, kısıtlı olarak yapılır ve hassasiyet yeterli değildir. Yine de bu şekilde nispeten zaman kayıpları azaltılabilmektedir. Ancak

burada da mekanik etkiyle yapılan bu değişiklikten sonra ulaşılan karakteristik tam olarak ve yüksek doğruluk ile belirlenemez. Bu da tekrar tekrar denemelere sebebiyet verebilir.

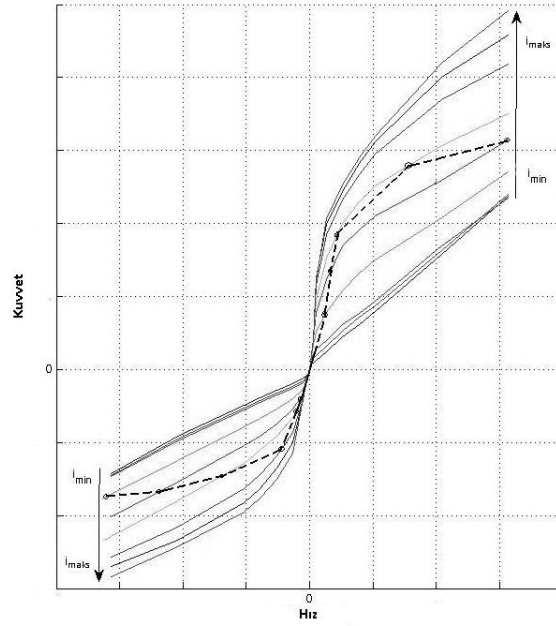
Prototip araç geliştirme aşamasında istenen pasif süspansiyon karakteristiklerindeki bu değişikliklerin mümkün olan en kolay ve hızlı yoldan gerçekleştirilmesi, otomotiv üreticilerine zaman ve maliyet avantajı sağlarken, yüksek doğruluk ve hassasiyetle yapılması da daha iyi bir performans elde edilmesine olanak tanır. Bunun sağlanması için burada sunulan yöntem, yarı-aktif süspansiyon kullanarak istenen pasif süspansiyon karakteristiklerinin elde edilmesi ve karakteristikte istenen değişikliklerin bir kontrol sistemi vasıtasıyla hızlı ve hassas yapılması yöntemidir.

6.2 Pasif Damper Karakteristiği Elde Etme Yöntemi

Yöntemde, sönümleme karakteristiği elektriksel olarak değiştirilebilen yarı-aktif damper kullanılmaktadır. Sağladığı kuvvet karakteristiği elektriksel etkiyle değişebilen yarı-aktif bir damper, aracın asılı olan ve asılı olmayan kütleleri arasındaki düşey bağlı hız (damperin piston hızı) ve dampere verilen elektriksel sinyal ile farklı çalışma eğrileri üzerindeki farklı çalışma noktalarının seçilebilmesine olanak verir. şekil 6.1 ile bir yarı-aktif damperin çalışabileceği farklı karakterdeki sönümleme eğrileri gösterilmiştir. Gerçeklenmek istenen pasif damper karakteri, şekil 6.2’de yarı-aktif damperin eğrileri üzerinde oluşturulduğu gibi doğrusal/doğrusal olmayan ve/veya simetrik/asimetrik olabilir.



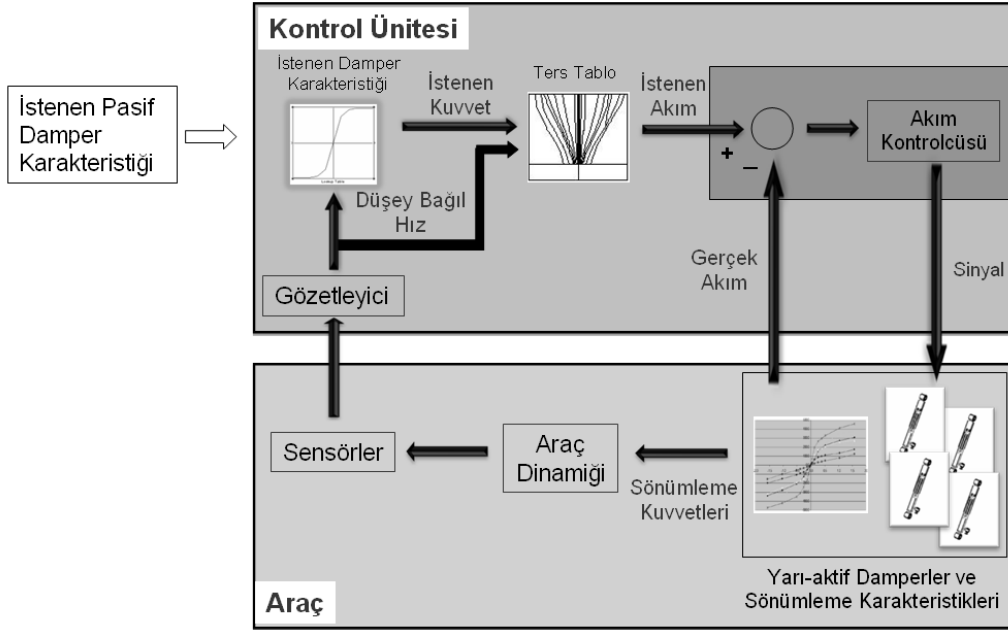
şekil 6.1 : Bir yarı-aktif dampere ait sönümleme karakteristikleri.



Şekil 6.2 : Elde edilen pasif damper karakteristiği.

Yöntemi açıklayıcı bir blok diyagramı Şekil 6.3 ile verilmiştir. Buna göre, süspansiyon tasarımı sürecinde, ilgili araçtan beklenen yol tutuşu ve konfor performanslarına göre bir pasif damper karakteristiği belirlenir. Damperler, piston hızlarının bir fonksiyonu olarak kuvvet ürettikleri için piston hızının bilinmesi gerekmektedir. Piston hızı, araç üzerinde asılı olan ve asılı olmayan kütleler arasında uygun şekilde yerleştirilen doğrusal potansiyometreler ile, ivmeölçerler kullanılarak ölçülen ivme verisi filtre edilerek ve gözetleyicilerden geçirilerek, veya literatürdeki diğer yöntemlerle elde edilebilir. Sensörler ve gözetleyiciler aracılığıyla elde edilen bu piston hızı verisi, pasif damper karakteristiğine göre, o durumda damper tarafından verilmesi gereken kuvvet değerini belirler. Bu kuvvet değeri ve piston hızı (düşey bağıl hız) verileri kullanılarak, yarı-aktif damperde gerekli kuvvetin oluşması için dampere gönderilmesi gereken elektriksel sinyal belirlenir. Bu elektriksel akım değeri, içinde kuvvet değeri ve piston hızı yer alan 2 boyutlu bir tablo aracılığıyla haritalanarak verilebilir. Bu tablodan faydalanılarak yarı-aktif damperlere gönderilmesi gereken akım değeri belirlenir. Bazı durumlarda belirlenen bu akım değeri için birden fazla çözüm vardır. Yani o anki bağıl hızda aynı damper kuvveti, farklı akım değerleri kullanılarak da elde edilebilir. Bu durumda bir önceki akım değerinden en az farkı veren akım değeri çözüm olarak kullanılır. Bu akım değeri, elektriksel kontrol biriminde kapalı bir kontrolcü çevrimi üzerinden geçerek yarı-aktif damperlere ulaşır. Akım, bu akım kontrol devresi ile sürekli olarak istenen

değerlerde dampere sağlanır. Bu sürecin sonunda yarı-aktif damper, harekete zıt yönlü olarak istenen şiddette kuvveti uygular. Çeşitli düşey bağıl hızlarda değişik referans akımlar kullanılarak farklı damper karakteristikleri bu sayede gerçekleştirilmiş olur. İstenen sönümleme karakterlerini sağlayacak bu algoritmanın kontrol sistemine yüklenmesiyle sistem, kullanıcı arayüzü aracılığıyla veya başka pratik yöntemlerle çok farklı karakteristik eğrilerini hassaslıkla gerçekleştirebilecek ve bu karakterler arasında hızlı ve yüksek doğrulukla geçiş yapabilecektir.



Şekil 6.3 : Pasif damper karakteristiği elde etme yöntemi.

Sistemde, istenen sönümleme karakterlerini sağlayacak algoritmaların yer aldığı, düşey bağıl hız verilerinin elde edilmesinde gerekli hesaplamaları gerçek zamanlı olarak yapabilen, yarı-aktif dampere gerekli elektriksel sinyali sağlayabilen bir kontrol birimi kullanılmalıdır.

Karakteristiği elektriksel olarak değiştirilebilen yayların kullanıldığı sistemlerde aynı işlemler yay için de yapılabilecektir. Bu defa asılı olan ve asılı olmayan kütleler arası düşey bağıl pozisyon değerlerine ihtiyaç duyulacaktır. Bu da literatürdeki mevcut yöntemler ile elde edilebilir. Kontrol birimi üzerinde yarı-aktif damper için yapılan işlemler bu defa yay için de yapılarak farklı yay karakterleri çok hassas, yüksek doğruluklu ve hızlı bir şekilde gerçekleştirilebilecektir.

6.3 Yöntemin Sağladığı Avantajlar

Sunulan yöntemde, araç için istenen konfor ve yol tutuşu performansını sağlayacak süspansiyon özelliklerinin araştırıldığı test süreçlerinde pasif süspansiyonlar yerine elektronik kontrollü yarı-aktif süspansiyon kullanılması önerilmiştir.

Test süreçlerindeki araçlarda kullanılacak yarı-aktif damperler ve bu damperlerin elektronik bir sistem vasıtasıyla kontrolü ile tasarım aşamasında belirlenmiş pasif damper karakteristikleri sunulan yöntemle gerçekleştirilebilir. Diğer taraftan test süreçlerinde damperin sönümleme eğrisinde yapılmak istenen genel veya çalışma noktalarındaki hassas değişiklikler, mekanik olarak ayarlanan elemanların kullanımına kıyasla çok daha hızlı bir şekilde yarı-aktif damperler vasıtasıyla yapılabilir. Bu değişiklikler elektronik olarak yapıldığından karakteristikte yapılması istenen değişiklik saniyeler içerisinde gerçekleştirilir. Dolayısıyla geleneksel pasif damperlerin kullanıldığı test süreçlerindeki; donanımı araçtan sökme, yenisiyle değiştirme veya eskisini yeniden ayarlama ve araca takma işlemleri, şeklindeki sistemde harcanan büyük zaman, çok büyük oranda azaltılmaktadır. Bu zaman avantajı, araç tasarım sürecini olumlu etkilemekte ve maliyet düşüşünü de beraberinde getirmektedir.

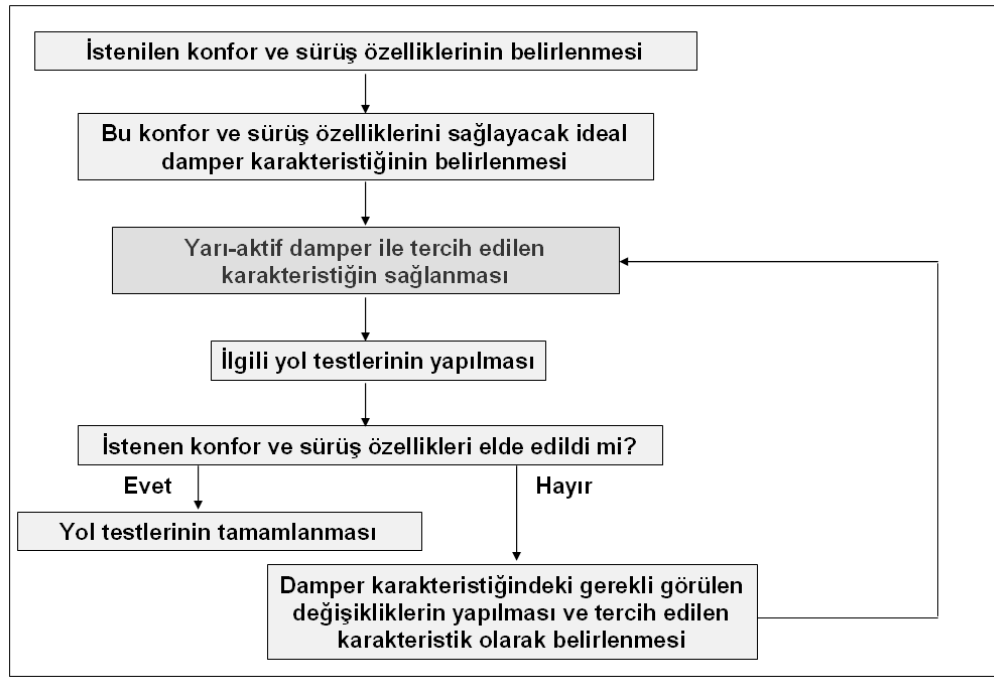
Sağlanan zaman tasarrufunun yanı sıra sunulan yöntemin sağladığı bir diğer avantaj, elektriksel etkiyle yapılan damper karakteristiği değişikliklerinin, çok yüksek hassasiyetlerde ve yüksek doğruluklu olarak yapılabilmesidir. Böylelikle geleneksel pasif damperlerin kullanıldığı test süreçlerindeki; pasif damper eğrisinde yapılan bir değişikliğin doğruluğunu sınamak için yapılan ölçme işlemleri de bu yöntemle devre dışı bırakılmış olmaktadır. Damper karakteristiğinde yapılan çok hassas ve yüksek doğruluklu bu değişiklikler ayrıca, hedeflenen konfor ve güvenlik kriterlerini tam olarak sağlayan süspansiyon ayarlarının da tam olarak bilinmesine imkan vermektedir.

Bunun dışında tasarım ve test sürecinde kullanılan bu yöntem, şu avantajları da beraberinde getirmektedir. Gerçeklenmek istenen pasif damper sönümleme eğrisi ister doğrusal/doğrusal olmayan, isterse simetrik veya asimetrik şekilde tasarlanmış olsun, yarı-aktif damperlerin kullanımı ve elektronik kontrol sistemi ile bu karakteristik tamamen oluşturulabilir ve gerçekleştirilebilir. Farklı yol pürüzlülüğü koşulları için tasarlanmış farklı damper karakteristikleri arasında araç seyir

halindeyken geçiş yapılabilir. 4 tekerlekli bir araç için tüm damperler farklı karakterlere sahip olabilir, sağ/sol, ön/arka farklılıkları denenebilir, araçta yer alan diğer aktif güvenlik sistemlerine, araç stabilitesinin korunması hususunda, destekleyici karakterler gerçeklenerek, yardımcı olunabilir.

Sertliği elektriksel olarak kontrol edilebilen yayların da kullanılmasıyla bu yaylar da sunulan sisteme eklenebilir. Elektronik kontrol sistemi ile sertliği istenildiği gibi, hassas olarak, hızlı ve yüksek doğrulukla değiştirilebilen yaylar ile sistemin kabiliyetleri daha da artacaktır.

Bu yöntemin kullanıldığı test süreçleri, şekil 6.4 ile gösterilen basamakları içermektedir.



şekil 6.4 : Sunulan yöntemin kullanıldığı test süreçlerinin aşamaları

7. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu tez çalışmasında bir hafif ticari araca ait pasif süspansiyon sistemi elemanlarından yay ve damperin karakteristiklerinin optimizasyonu yapılmıştır. Optimizasyon sonuçları benzetimler ile sınanmıştır. Bu optimizasyon çalışmalarının yapılabildiği görsel bir kullanıcı arayüz programı hazırlanmıştır. Ayrıca söz konusu araç için tasarlanmış bir yarı-aktif süspansiyon sistemi tanıtılmış, yapılan benzetim ve testlerde elde edilen sonuçlar ile tasarlanan kontrolcülerin etkinliği gösterilmiştir. Yarı-aktif süspansiyon sisteminin literatürdeki ve uygulamadaki yaygın kullanımından farklı olarak, pasif damper karakterlerinin elde edilmesinde kullanılması ve bu sayede istenen pasif damper karakteristiklerinin daha hızlı, ekonomik ve yüksek doğruluklu olarak elde edilmesini öngören bir yöntem sunulmuştur.

Pasif süspansiyona ait yay ve damper karakteristiklerinin optimizasyonunda çeyrek ve yarım araç modelleri kullanılmıştır. Dinamik sistem modelleme yazılımlarında oluşturulabilen yüksek temsil özelliği sunan modellere kıyasla daha az serbestlik derecesi içeren bu modeller, hesap ve oluşturulma kolaylığı olması, optimizasyon gibi tekrarlı işlemlerin olduğu bir süreçte kısa zamanda sonuç vermesi ile avantajlı konuma gelmektedir. Çeyrek araç süspansiyon modeli, aracın düşey dinamiğini içermesiyle, yarım araç modeli ise hem düşey dinamiği hem de yalpa dinamiğini içermesiyle bu çalışmada söz konusu olan süspansiyon sisteminin dinamiğini yeterli seviyede sağlamıştır.

Süspansiyon sistemindeki yay ve damperin doğrusal olmayan karakteristikleri doğrusallaştırılarak ve mevcut halleriyle optimizasyona tabi tutulmuştur. Gerçekte hiç bir zaman doğrusal olmayan damper ve yay karakteristiklerinin bu halleriyle optimizasyonu zor bir problemdir. Bu zorluk, bir ölçeklendirme katsayısıyla kuvvet değerlerinin çarpılması ve eğrinin yukarı-aşağı ötelenmesi yöntemiyle aşılmıştır. Baz alınan yay ve dampere ait sırasıyla düşey yer değiştirme-kuvvet ve düşey bağıl hız-kuvvet eğrileri, yay ve damperin üreticilerinden temin edilmiştir. Dolayısıyla üretilebilir eğrilerdir. Benimsenen, ölçeklendirme katsayısının optimizasyonu

yöntemi ile, baz alınan şeklin değişmemesi, optimizasyon sonrası üretilebilir bir eğrinin elde edildiğini de garantilemiştir.

Damper sönümleme eğrisinin şekilsel optimizasyonunda toplam 6 noktaya kadar tasarım değişkeni kullanılmıştır. Bu rakamın üzerinde tasarım değişkeni içeren optimizasyonlarda, Matlab ortamında oluşturulan optimizasyon koduyla sağlıklı sonuçlar alınmamıştır. Şekilsel optimizasyondan alınan sonuçlarda baz alınan eğriye çok yakın eğrilerin elde edildiği görülmüştür.

Söz konusu aracın yüksek serbestlik dereceli modeli, optimizasyon sonuçlarının doğrulanması amacıyla yapılan benzetimlerde kullanılmıştır. Bu model ile yapılan benzetimlerde, optimizasyon sonucu elde edilen, doğrusal ve doğrusal olmayan yay ve damper eğrileri, farklı frekanslarda düzgünsüzlükler içeren sinüzoidal yol profilleri ve çift şerit değiştirme manevrası kullanılarak sınanmıştır. Aracın gövdesinin ve tekerleğinin düşey hareketinin ivmesi, yalpa hareketi ve yalpa hareket hızının kıyaslandığı testler sonucu optimal yay ve damper eğrileriyle kimi sonuçların daha iyi konfor ve yol tutuşu performansı verdiği gözlemlenmiştir.

Matlab ortamında yapılan optimizasyon çalışmaları, yine Matlab programında hazırlanan kullanıcı arayüzü vasıtasıyla kolaylıkla tekrarlanabilen ve raporlanabilen bir süspansiyonu optimizasyonu aracı haline getirilmiştir. Bu araç, tez kapsamında, kullanımı için Matlab yazılımına ihtiyaç duyacak şekilde hazırlanmıştır. Bu ortamda hazırlanan arayüz kodlarının bağımsız olarak çalışabilecek yazılım kodlarına dönüştürülmesiyle bu arayüz, bir bilgisayar programı olarak ayrıca kullanılabilecektir.

Yarı-aktif süspansiyon sistemleri de bu çalışma içerisinde kısaca tanıtılmış, söz konusu hafif ticari araç için tasarlanmış bir yarı-aktif süspansiyon sistemi incelenmiştir. Tasarlanmış ve yapılan benzetimler ve gerçek dünya testleriyle sınanmış olan yarı-aktif kontrolcüler bu çalışmada aktarılmıştır. 4 adet yarı-aktif damper ile donatılmış söz konusu hafif ticari aracın donanımlarından bahsedilmiş, kontrolcülerin performansının gösterildiği 4-post test düzeneği ve yol testleri sonuçlarından örnekler sunulmuş, tasarlanan kontrolcülerin performansları kanıtlanmıştır. Elde edilen sonuçlardan, Hibrid kontrolcü parametresi β 'nın çeşitli sürüş durumları için adaptif hale getirilmesiyle konfor ve yol tutuşu özelliklerinde sürekli iyileşme sağlanabileceği görülmüştür.

Bu çalışmada ayrıca, yarı-aktif damper kullanarak, istenen farklı damper sönümleme eğrilerinin elde edilmesi yöntemi sunulmuştur. Yöntemin, araçların süspansiyon test süreçlerinde kullanılmasıyla elde edilebilecek zaman, maliyet ve performans avantajları vurgulanmıştır.

KAYNAKLAR

- Cebon D.**, 1999: Handbook of Vehicle-Road Interaction: vehicle dynamics, suspension design, and road damage, Taylor & Francis
- Choi SB, Lee HK, Chang EG.**, 2001: Field results of a semi-active ER suspension system associated with skyhook controller. *Mechatronics*; **11**:345–53.
- Crolla DA, Chen DC, Whitehead JP, Alstead CJ.**, 1998: Vehicle handling assessment using a combined subjective–objective approach, *SAE International 980226* **107**, 386-395.
- Data S, Frigero F.**, 2002: Objective evaluation of handling quality. *Proceedings of the institution of mechanical engineers*, vol. **216**, part D, J. Automobile Eng, p. 297–305.
- Deo H.V., Suh N.P.**, 2004: Axiomatic Design of Customizable Automotive Suspension. *Proceedings of ICAD*, The Third International Conference on Axiomatic Design Seoul, ICAD-2004-38.
- Duysinx P., Bröls O., Collard J.F., Fiset P., Lauwerys C., Swevers J.**, 2005: Optimization of Mechatronic Systems: Application to a Modern Car Equipped with a Semi-Active Suspension. *6th World Congresses of Structural and Multidisciplinary Optimization*, Rio de Janeiro
- Els PS, Theron NJ, Uys PE, Thoreson MJ.**, 2007: The ride comfort vs. handling compromise for off-road vehicles. *Journal of Terramechanics* **44**, 303–317
- Els PS, Uys PE.**, 2003: Investigation of the applicability of the dynamic-Q optimisation algorithm to vehicle suspension design. *Math Comput Model*, **37**:1029–46.
- Emekli M.E.**, 2008: Hafif Ticari Bir Araç İçin Yarı-aktif Süspansiyon Sistemi Tasarımı. *Yüksek Lisans Tezi*, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Emekli M.E., Sankaranarayanan V., Güvenç B.A., Güvenç L., Oztürk E.S., Ersolmaz S.S., Eyol I.E., and Sinal M.**, 2007: Transient Active BodyControl of a Ford Transit Connect using Semi-active Suspensions. *Commercial Vehicle Engineering Congress and Exhibition* Rosemont, Illinois, October 30-November 1,
- Eskandari A., Mirzadeh O., Azadi S.**, 2000: Optimization of a McPherson Suspension System Using the Design of Experiments Method. *SAE Automotive Dynamics, Stability&Controls Conference and Exhibition*, Novi, Michigan, February 14-16
- Goncalves J.P.C., Ambrosio J.A.C.**, 2003: Optimization of Vehicle Suspension Systems for Improved Comfort of Road Vehicles Using Flexible Multibody Dynamics. *Journal Nonlinear Dynamics*, Vol: **34**, Number 1-2, pp. 113-131

- Goncalves J.P.C., Ambrosio J.A.C.**, 2005: Road Vehicle Modeling Requirements for Optimization of Ride and Handling. *Multibody System Dynamics* **13**:3–23.
- Görener Ö., Görener A.**, 2008: Otomotiv Endüstrisinin Türkiye Ekonomisindeki Yeri: Sektörel Bir İnceleme. *Elektronik Sosyal Bilimler Dergisi*, Güz-2008 **C.7** S.26 (306-319) ISSN:1304-0278
- Habibi H., Shirazi K.H., Shishesaz M.**, 2008: Roll Ster Minimization of McPherson-Strut Suspension System Using Genetic Algorithm Method. *Mechanism and Machine Theory*, vol: **43** pp: 57–67
- Harty D.**, 2005: A review of Dynamic Intervention Technologies and a method to choose between them. *Vehicle Dynamics Expo*, Open Technology Forum, Stuttgart Messe, Stuttgart, Germany
- He Y., McPhee J.**, 2007: A Review of Automated Design Synthesis Approaches for Virtual Development of Ground Vehicle Suspensions. SAE Paper No: 2007-01-0856, World Congress Detroit, Michigan April 16-19.
- Holdmann P., Holle M.**, 1999: Possibilities to improve the ride and handling performance of delivery trucks by modern mechatronic systems. *JSAE Rev* **20**:505–10.
- Hrovat D.**, 1997: Survey of Advanced Suspension Developments and Related Optimal Control Applications. *Automatica*, Vol.**33**, No.10, pp. 1781-1817, Elsevier Science Ltd.
- ISO2631-1**, 1997: Mechanical vibration and shock-Evaluation of human exposure to whole-body vibration. Part 1:General requirements, Second edition 1997-05-01, Corrected and reprinted 1997-07-15.
- Jonasson M., Roos F.**, 2008: Design and Evaluation of an Active Electromechanical Wheel Suspension System. *Mechatronics*, Vol:**18**, Issue 4, pp: 218-230.
- Kamash K.M.A., Robson J.D.**, 1978: The Application of Isotropy in Road Surface Modelling, *Journal of Sound and Vibration* **57**(1),89-100
- Karnopp D, Margolis D.**, 1984: Adaptive suspension concepts for road vehicles. *Vehicle System Dynamics* **13**:145–60.
- Koulocheris D., Vrazopoulos H., Dertimanis V.**, 2002: Optimization Algorithms for Tuning Suspension Systems Used in Ground Vehicles. SAE Paper No: 2002-01-2214. *International Body Engineering Conference & Exhibition and Automotive & Transportation Technology Conference* Paris, France July 9–11,.
- Li M., Changfu Z., Zhao P., Xiangping J.**, 2007: Parameters Sensitivity Analysis and Optimization for the Performance of Vehicle Handling. SAE Paper No:2007-01-3573, *Asia Pacific Automotive Engineering Conference*, Hollywood, CA, USA
- Li L., Xia C., Qin W.**, 2007: Analysis of Kinetic Characteristic and Structural Parameter Optimization of Multi-Link Suspension. SAE Paper No: 2007-01-3558, *14th Asia Pacific Automotive Engineering Conference* Hollywood, California, USA.

- Mitchell S.A., Smith S., Damiano A., Durgavich J., MacCracken R.**, 2004: Use of Genetic Algorithms with Multiple Metrics Aimed at the Optimization of Automotive Suspension Systems. SAE Paper No: 2004-01-3520, *Motorsports Engineering Conference and Exhibition* Dearborn, Michigan
- Newland D.E.**, 1997: An Introduction to Random Vibrations, Spectral and Wavelet Analysis, Third Edition, Longman
- Özcan D., Sönmez Ü., Güvenç L., Ersolmaz Ş.S., Eyol İ.E.**, 2008: Optimization of Nonlinear Spring and Damper Characteristics for Vehicle Ride and Handling Improvement, SAE Technical Paper No: 2008-01-2669 *Commercial Vehicle Engineering Congress & Exhibition*, Chicago, IL, USA
- Raghavan M.**, 2004: Suspension Design for Linear Toe Curves: A Case Study in Mechanism Synthesis *ASME Journal of Mechanical Design*, Vol. **126**, March, pp. 278-282
- Reimpell J., Stoll H., Betzler J.W.**, 2001: The Automotive Chassis: Engineering Principles. Second Edition, Reed Elsevier and Professional Publishing Ltd.
- Shim T., Velusamy P.C.**, 2006: Influence of Suspension Properties on Vehicle Roll Stability. SAE Technical Paper No: 2006-01-1950
- Sun L.**, 2002: Optimum Design of Road-Friendly Vehicle Suspension Systems Subjected to Rough Pavement Surfaces. *Applied Mathematical Modeling*, Vol: **26**, Number 5, pp. 635-652(18)
- Tak T., Chung S.**, 2000: An Optimal Design Software For Vehicle Suspension Systems. SAE Paper No: 2000-01-1618. *SAE Automotive Dynamics & Stability Conference*, Troy, Michigan, May 15-17,.
- Url-1** <<http://www.mathworks.com/access/helpdesk/help/toolbox/optim/>> alındığı tarih 17.02.2009
- Url-2** <<http://hurarsiv.hurriyet.com.tr/goster/haber.aspx?id=8219426&tarih=2008-02-18>> alındığı tarih 22.03.2009
- Url-3** <<http://tr.wikipedia.org/wiki/Otomotiv>> alındığı tarih 22.03.2009
- Url-4** <http://www.carbibles.com/suspension_bible.html> alındığı tarih 26.04.2009
- Uys PE, Els PS, Thoresson MJ.**, 2006: Criteria for handling measurement. *Journal of Terramechanics*, **43**:43-67
- Uys P.E., Els P.S., Thoresson M.**, 2007: Suspension Settings for Optimal Ride Comfort of Off-Road Vehicles Traveling on Roads with Different Roughness and Speeds. *Journal of Terramechanics*, vol: **44** pp: 163–175, 2007
- Wiers P.C., Dhingra A.K.**, 2002: On the Beneficial Effects of Anti-Squat in Rear Suspension Design of a Drag Racing Motorcycle. *Journal of Mechanical Design*, March Vol. **124**, pp: 98-105, 2002.

EKLER

EK A.1 :ISO 2631-1 Gövde İvmesi Ağırlıklandırması

EK A.1

Amaç fonksiyonunda yer alan konfor terimi, insan vücudunun, araç gövdesinin maruz kaldığı titreşimlere olan hassasiyetini göz önüne almakta ve aracın konfor özelliğini optimize etmektedir. Konfor analizlerinde titreşimin şiddet, frekans, doğrultu ve süre gibi özelliklerine göre insan vücudunun bunlara dayanım durumu hesaba katılır. ISO 2631-1’de önerildiği üzere, belirtilen noktalardan ölçülen ivme verileri, titreşimin sayısal olarak ifadesinde kullanılır. Bu ivme verilerinin her bir kartezyen bileşeni Fourier serisinde ifade edilir. Elde edilen spektrum verisinin her terimi, standartta belirtilmiş ağırlıklar ile çarpılarak ağırlıklandırılmış ivme verisi elde edilir. (Özcan, 2008)

Bir sistem olarak insan vücudunun titreşime karşı olan patolojik ve psikolojik cevapları hakkındaki bilgi birikimi arttıkça, taşıtlarda konfor performansının belirlenmesinde analitik ve sayısal olarak yol gösteren yöntemler de gelişmiştir. Son yıllardaki çalışmalar, titreşime ait ivme verisindeki pik noktaların özellikle konfor ve yolcu sağlığı konusundaki önemine işaret etmektedir. Buna karşın, titreşimin zamana bağlı olarak konfora etkisini tam olarak gösteren kesin bulgular halen yoktur. Bu konuda uluslararası standart ISO 2631-1’de, aracın gövdesine ait RMS ivme verisinin, içeriğindeki frekansa göre ağırlıklandırılması yöntemi sunulmaktadır. (ISO 2631, 1997)

Titreşimlerin insan sağlığına, konfora ve taşıt tutması gibi kavramlara olan etkisi titreşimin frekans içeriğine bağlıdır. Farklı temas noktaları ve 6 doğrultulardaki (boylamsal x, y ve z eksenleri; dönel x, y ve z eksenleri etrafında) titreşimlerin ağırlıklandırılması için farklı katsayılar kullanılmaktadır. Bu çalışmada standarttaki, koltuk üzeri bir nokta için ölçülen düşey eksendeki ivme verisinin ağırlıklandırılması yöntemi kullanılmıştır.

Frekans domeninde ağırlıklandırılmış RMS ivme değerinin hesabı aşağıdaki ifade ile yapılmaktadır:

$$a(w) = \left[\sum_i (W_i a_i)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A.1})$$

Burada,

$a(w)$: Frekansa göre ağırlıklandırılmış RMS ivme

W_i : Her bir frekansa karşılık gelen ağırlık katsayısı

a_i : Her bir frekansa karşılık gelen RMS ivmedir.

Ağırlıklandırma sistemi sürekli veya ayırık olarak gerçekleştirilebilir. Bir filtre tasarımına benzeyen bu matematiksel yöntemler aşağıda ayrıntılandırılmıştır. Alt ve üst bant sınırları, sırasıyla iki kutuplu, yüksek geçiren ve alçak geçiren, Butterworth karakterli ve oktav başına -12 dB asimptotik eğimli filtreler ile belirlenir. Bant geçiren filtrelerin köşe frekansları hesaba katılan frekans aralığından alt ve üst sınırlardan 1/3 oktav daha geniş tutulmaktadır. Yani burada anlatılan bant geçiren filtrelerin bant sınırları alt sınır için 0,4 Hz ve üst sınır için 100 Hz'dir.

Filtrelere ait transfer fonksiyonları şu şekilde verilmektedir:

Yüksek geçiren filtreye ait transfer fonksiyonu :

$$|H_h(p)| = \left| \frac{1}{1 + \sqrt{2}w_1/p + (w_1/p)^2} \right| = \sqrt{\frac{f^4}{f^4 + f_1^4}} \quad (\text{A.2})$$

Burada,

$$w_1 = 2\pi f_1 \quad (\text{A.3})$$

Burada,

f_1 = köşe frekansıdır. (asimptotların kesişim noktası)

Alçak geçiren filtreye ait transfer fonksiyonu:

$$|H_l(p)| = \left| \frac{1}{1 + \sqrt{2}p/w_2 + (p/w_2)^2} \right| = \sqrt{\frac{f_2^4}{f^4 + f_2^4}} \quad (\text{A.4})$$

Burada,

$$w_1 = 2\pi f_2 \quad (\text{A.5})$$

Burada,

f_2 = köşe frekansıdır.

İvme-hız geçişi ile ilgili transfer fonksiyonu :

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

$$\sqrt{\frac{f_2^4}{f^4 + f_2^4}} \cdot \sqrt{\frac{f_4^4 \cdot Q_4^2}{f^4 \cdot Q_4^2 + f^2 \cdot f_4^2 (1 - 2Q_4^2) + f_4^4 \cdot Q_4^2}}$$
(A.6)

Burada,

$$w_3 = 2\pi f_3 \text{ ve } w_4 = 2\pi f_4 \text{ 'dir.}$$

Yukarı Adım (yaklaşık 6 dB oktavdaki diklik, ivmenin hızına olan orantılılık) :

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

$$\frac{Q_6}{Q_5} \cdot \sqrt{\frac{f^4 \cdot Q_5^2 + f^2 \cdot f_5^2 (1 - 2Q_5^2) + f_5^4 \cdot Q_5^2}{f^4 \cdot Q_6^2 + f^2 \cdot f_6^2 (1 - 2Q_6^2) + f_6^4 \cdot Q_6^2}}$$
(A.7)

Burada,

$$w_5 = 2\pi f_5 ;$$

$$w_6 = 2\pi f_6 .$$

Sonuç olarak elde edilen transfer fonksiyonu;

$$H(p) = H_h(p) \cdot H_l(p) \cdot H_t(p) \cdot H_s(p)$$
(A.8)

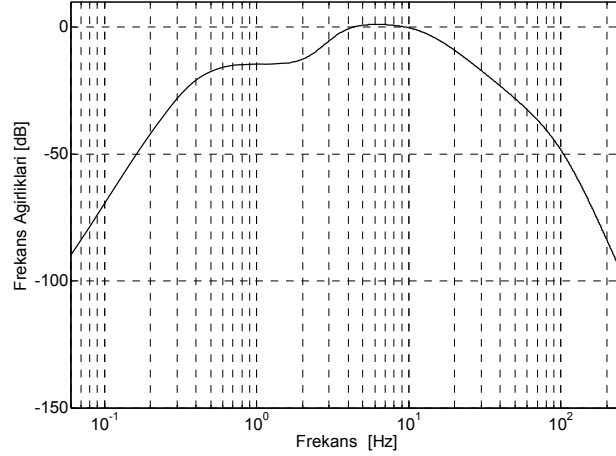
olarak elde edilir.

Sayısal olarak frekansa göre ağırlıkların hesaplanmasında yine ISO 2631-1'den uygun olarak alınan parametreler kullanılmıştır. Bu parametreler Çizelge A. 1'de verilmiştir.

Çizelge A. 1 : Yol profili elde etmek için kullanılan parametreler

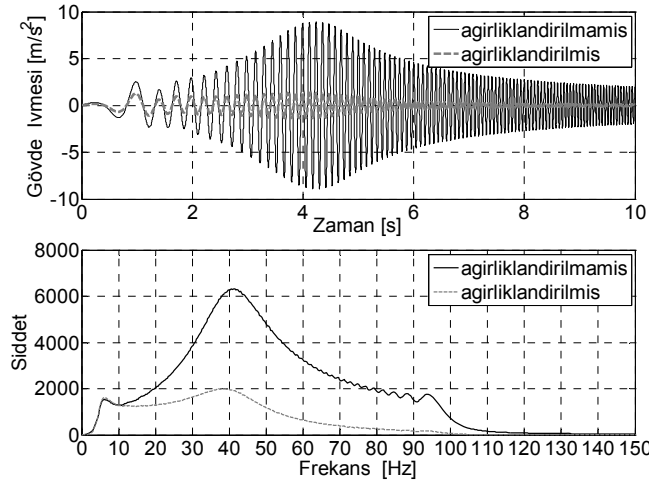
f₁ (Hz)	f₂ (Hz)	f₃ (Hz)	f₄ (Hz)	f₅ (Hz)	f₆ (Hz)	Q₄	Q₅	Q₆
0,4	100	12,5	12,5	2,37	3,35	0,63	0,91	0,91

Standartta frekansa göre belirtilen ivme ağırlıkları, (A.8) denklemi ve Çizelge A. 1'deki parametreler kullanılarak Şekil A. 1'deki gibi elde edilmiştir.



Şekil A. 1 : ISO 2631-1 standardına göre belirlenmiş ağırlık değerleri

Şekil A. 2, frekansı gittikçe artan bir giriş sinyali uygulanmış bir çeyrek araç modelinde asılı kütlenin ivme cevabını ISO 2631-1'e göre ağırlıklandırılmış ve ağırlıklandırılmamış şekilleriyle göstermektedir. Zaman domeninde ve frekans domeninde yapılan kıyaslama göstermektedir ki standartta belirtilen insan vücudunun hassaslık gösterdiği frekans değerlerine tekabül eden 5-8 Hz'lik bölümlerde ivme sinyali güçlendirilmiş, diğer frekanslarda ise zayıflatılmıştır. Böylelikle optimizasyonda insan vücudunda rahatsızlık uyandıran frekanslardaki titreşimlerin azaltılması sağlanırken, konfor ve sürüş güvenliği karakteristikleri arasındaki optimal çözümün bulunması sağlanmıştır.



Şekil A. 2 : ISO 2631-1 standardına göre ağırlıklandırılmış ve ağırlıklandırılmamış gövde ivmesi kıyaslaması.

ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad: Dinçer Özcan

Doğum Yeri ve Tarihi: Aydın, 27.06.1983

Adres: Efeler Mah., Girne Bulvarı, Yunus Emre Sitesi, No:86, Daire:10, Aydın

Lisans Üniversitesi: Dokuz Eylül Üniversitesi – Makine Mühendisliği (İ.Ö.)

Yayın Listesi:

- **Dinçer Özcan**, Levent Güvenç, Bilin Aksun Güvenç, Sinan Öncü, V. Sankaranarayanan, Emre Kural, Ş. Server Ersolmaz, M. Engin Emekli, İ. Erhan Eyol, Mustafa Sinal, “An Overview of Applied Research Activities of ITU-Mekar and Ford Otosan on Active Chassis Control of Light Commercial Vehicles” ICAT 2008, İstanbul, Turkey
- **Dinçer Özcan**, Umit Sonmez, Levent Guvenc, Ş. Server Ersolmaz, Erhan Eyol, “Optimization of Nonlinear Spring and Damper Characteristics for Vehicle Ride and Handling Improvement”, Commercial Vehicle Engineering Congress & Exhibition, October 2008, Chicago, IL, USA, Session: Vehicle Dynamics (Part 1 of 2)
- V.Sankaranarayanan, Sinan Oncu, **Dincer Ozcan**, Levent Güvenç “Vehicle Chassis Control Using Adaptive Semi-active Suspensions”, IFAC World Congress 2008