

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**TAŞIT TİTREŞİMLERİNİN LPD TEMELİNE DAYALI
ROBUST H_∞ KONTROLÜ**

Makina Yük. Müh. Cem ONAT

**FBE Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Makina Teorisi ve Kontrol Programında
Hazırlanan**

DOKTORA TEZİ

Tez Savunma Tarihi : 14/04/2006
Tez Danışmanı : Prof. Dr. İsmail YÜKSEK
Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Nurkan YAĞIZ
: Prof. Dr. Faris KAYA
: Doç. Dr. Arif ADLI
: Yrd. Doç. Dr. İ. Beklan KÜÇÜKDEMİRAL

İSTANBUL, 2006

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	v
KISALTIMA LİSTESİ.....	vi
ŞEKİL LİSTESİ.....	vii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xi
ÖNSÖZ.....	xii
ÖZET.....	xiii
ABSTRACT.....	xiv
1 GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Özeti.....	3
1.2 Tezin Amacı İçeriği ve Önemi.....	17
2 NONLİNEERİTE VE PARAMETRE BELİRSİZLİKLERİNİN PERFORMANS ÖLÇÜTLERİNE ETKİLERİNİN İNCELENMESİ.....	21
2.1 Çeyrek Taşıt Modeli ve Ödünleşmeler.....	21
2.2 Sistemdeki Belli Başlı Nonlineerite Kaynakları ve Parametre Belirsizlikleri.....	23
2.2.1 Nonlineer Yay Karakteristiği.....	24
2.2.2 Nonlineer Sönüm Karakteristiği.....	25
2.2.3 Simülasyonlar.....	26
2.2.4 Sistemdeki Parametre Belirsizlikleri.....	29
3 H_{∞} KONTROLÜN TEMELLERİ.....	36
3.1 Vektör ve Matris Normları.....	36
3.2 Tekil Değer Ayrışımı.....	38
3.2.1 Özdeğerler Kazanç İfadesini Belirlemede Neden Yetersiz Kalır.....	39
3.2.2 Çok Değişkenli Sistemlerde Yön Kavramı.....	39
3.2.3 Tekil Değer Ayrışımının Fiziksel Anlamı.....	40
3.2.4 Robustluk Analizi.....	41
3.3 H_{∞} Normunun Hesaplanması.....	42
3.4 Model Belirsizliği.....	44
3.4.1 Lineer Kesirli Dönüşümler (LFT).....	46
3.4.2 Bazı Önemli LFT Özellikleri.....	47
3.5 Küçük Kazanç Teoremi.....	48
3.6 Robust Kararlılık.....	48
3.7 H_{∞} Kontrol Problemi.....	50
3.8 Kapalı Çevrim Transfer Fonksiyonlarının Şekillendirilmesi ile H_{∞} Kontrolcü Tasarımı.....	51
3.8.1 Frekans Tanım Bölgesi Kriterleri.....	52
3.8.1.1 Genlik ve Faz Payı.....	52
3.8.1.2 Maksimum Tepe Kriteri.....	54

3.8.2	Ağırlaştırılmış Hassasiyet Fonksiyonu	55
3.8.3	Karmaşık Hassasiyet	56
3.8.4	Genelleştirilmiş Sistemin Elde Edilmesi	57
3.8.5	Genelleştirilmiş Sistemde Ağırlıkların Bulunması Hali.....	57
3.8.6	Su Yatağı Etkisi.....	58
3.9	Lineer Matris Eşitsizlikleri (LMI) Temeline Dayalı H _∞ Kontrol Formülasyonu.....	59
3.10	Formülasyonun Lineer Parametre Değişimli (LPD) Sistemlere Genelleştirilmesi.....	61
3.11	Robust Kazanç Programlamalı Kontrolcülerin Durum Uzay Realizasyonu.....	61
3.12	Çeyrek Taşıt Modeli İçin H _∞ Kontrolcü Tasarımı	63
3.12.1	Genelleştirilmiş Sistem.....	63
3.12.2	Simülasyonlar	65
3.12.3	Kalman Filtresi Esaslı Kontrolcü Tasarımı	71
4	ÇEYREK TAŞIT MODELİ İÇİN LPD TEMELİNE DAYALI H _∞ KONTROLCÜ TASARIMI	79
4.1	Çeyrek Taşıt Modeli ve Genelleştirilmiş LPD Model.....	79
4.2	Çeyrek Taşıt Modeli İçin Simülasyonlar.....	83
5	FARKLI KONTROL ALTERNATİFLERİNİN KİYASI	90
5.1	Beş Serbestlik Dereceli Yarım Taşıt Modeli.....	90
5.2	Birinci Durum.....	92
5.3	İkinci Durum	92
5.4	Üçüncü Durum	93
5.5	LMI Temeline Dayalı H _∞ Kontrolcü Tasarımı.....	93
5.6	Simülasyonlar	95
6	NONLİNEER TAM TAŞIT MODELİ İÇİN LPD TEMELİNE DAYALI ROBUST H _∞ KONTROLCÜ TASARIMI	103
6.1	Yedi Serbestlik Dereceli Nonlinear Tam Taşıt Modeli.....	103
6.2	Modelin Lineerleştirilmesi	105
6.3	Modelin Durum Uzayı Formuna Getirilmesi	106
6.4	LPD Modelin Kurulması	108
6.5	LPD Kontrol Tasarımı.....	116
6.6	LPD Kontrolcünün Sentezi	119
6.7	Nonlinear Tam Taşıt Modelinin Simülasyonu	120
6.7.1	Kütle değişimine duyarlı LPD kontrolcünün kötü hal performansı	136
6.8	Lineer Model Üzerinden Frekans Cevaplarının Elde Edilmesi.....	147
7	SONUÇ VE ÖNERİLER	150
	KAYNAKLAR.....	152
	EKLER.....	157

Ek 1 eyrek taşıt modeli hareket denklemleri ve durum uzayı formundaki ifadesi.....	158
Ek 2 Ağırlık fonksiyonları.....	159
Ek 3 Parameteye bağlı ağırlık fonksiyonlarının LPD ifadeleri	160
Ek 4 Tam taşıt modeli simülasyon parametreleri.....	161
ÖZGEÇMİŞ	162

SİMGE LİSTESİ

A	Sistem matrisi
a	Yarım taşıt modelin ağırlık merkezinin ön aksa uzaklığı
B	Giriş matrisi
b	Yarım taşıt modelin ağırlık merkezinin arka aksa uzaklığı
C	Ölçümler (çıkışlar) matrisi
c	Yarım taşıt modelinde sürücü koltuğunun gövdeye bağlantı noktasının ağırlık merkezine olan uzaklığı
$c_{1,2,3,4}$	Süspansiyon sisteminin sönüm katsayıları
c_f	Yarım taşıt modeli için ön süspansiyon sönüm katsayısı
c_p	Yarım taşıt modelinde sürücü koltuğu sönüm katsayısı
c_r	Yarım taşıt modeli için arka süspansiyon sönüm katsayısı
D	Çıkışlar için giriş matrisi
e	Hata vektörü
J	Yarım taşıt modeli için atalet momenti
J_2	Kafa vurma hareketindeki atalet momenti
J_3	Yalpalama hareketindeki atalet momenti
k_{sf}	Yarım taşıt modeli ön süspansiyon yay katsayısı
k_{sr}	Yarım taşıt modeli arka süspansiyon yay katsayısı
k_{tf}	Yarım taşıt modeli ön tekerlek yay katsayısı
k_{tr}	Yarım taşıt modeli arka tekerlek yay katsayısı
$k_{1,2,3,4}$	Süspansiyon sisteminin yay katsayıları
$k_{5,6,7,8}$	Tekerleklerin yay katsayıları
L_1	Ağırlık merkezi noktasının ön aksa olan dik uzaklığı
L_2	Ağırlık merkezi noktasının arka aksa olan dik uzaklığı
m_b	Yarım taşıt modelinde gövde kütlesi
m_f	Yarım taşıt modelinde ön aks kütlesi
m_r	Yarım taşıt modelinde arka aks kütlesi
m_1	Taşıt gövdesi kütlesi
m_{1min}	Taşıt kütlelerinin nominal değeri
m_{1max}	Tam yükleme durumunda taşıt kütlesi
$m_{4,5,6,7}$	Aksların ağırlıkları
m_p	Yarım taşıt modeli için sürücü koltuğu kütlesi
p	Programlama parametre vektörü
p_1	Birinci programlama parametresi
p_2	İkinci programlama parametresi
T_1	Ağırlık merkezinin ön aksa olan uzaklığı
T_2	Ağırlık merkezinin arka aksa olan uzaklığı
t	Zaman
$u_{1,2,3,4,p}$	Kontrolcü kuvvetleri
$x_{1,2,4,5,6,7}$	Taşıt elemanlarının düşey yer değişimleri
$x_{y1,2,3,4}$	Yoldaki düzgünsüzlükler
V	Taşıt hızı
y	Ağırlık merkezinden geçen tekerlek izine paralel eksen
z	Ağırlık merkezinden geçen akslara paralel eksen
α	Taşıt gövdesinin yalpalama hareketi
φ	Faz farkı
γ	H_∞ kontrol performansı
θ	Taşıt Gövdesinin kafa vurma hareketi
ω	Frekans

KISALTMA LİSTESİ

<i>abs</i>	Mutlak Değer
<i>FLC</i>	Bulanık Mantık Kontrolcü (Fuzzy Logic Controller)
<i>KFEK</i>	Kalman Filtresi Esaslı Kontrolcü
<i>LMI</i>	Lineer Matris Eşitsizlikleri (Linear Matrix Inequality)
<i>LPD</i>	Lineer Parametre Değişimli
<i>LPV</i>	Linear Parameter Varying
<i>LQG</i>	Lineer Kuadratik “Gaussian” (Linear Quadratic Gaussian)
<i>LQR</i>	Lineer Kuadratik Regülatör (Linear Quadratic Regulator)
<i>LTI</i>	Lineer Zamanla Değişmeyen (Linear Time Invariant)
<i>MAX</i>	Maksimum
<i>sd₁</i>	Taşıtın Ön Sağ Süspansiyonu İçin Süspansiyon Sapması
<i>sd₂</i>	Taşıtın Ön Sol Süspansiyonu İçin Süspansiyon Sapması
<i>sd₃</i>	Taşıtın Arka Sol Süspansiyonu İçin Süspansiyon Sapması
<i>sd₄</i>	Taşıtın Arka Sağ Süspansiyonu İçin Süspansiyon Sapması
<i>PID</i>	Orantı-İntegral-Türev
<i>PD</i>	Orantı-Türev
<i>P</i>	Orantı

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1	Çeyrek taşıt modeli.....	22
Şekil 2.2	$G_a(s)$ 'nin Kutup-Sıfır haritası.....	23
Şekil 2.3	$G_{sd}(s)$ 'nin Kutup-Sıfır haritası.....	23
Şekil 2.4	Sertleşen yay karakteristiği.....	24
Şekil 2.5	Yumuşayan yay karakteristiği.....	24
Şekil 2.6	Karesel sönüm karakteristiği.....	25
Şekil 2.7	Doğrusal olmayan sönüm karakteristiği.....	26
Şekil 2.8	Gerçek sönüm karakteristiği.....	26
Şekil 2.9	Genliği 5 cm olan sinüzoidal tümsek.....	27
Şekil 2.10	Genliği 11 cm olan sinüzoidal tümsek.....	27
Şekil 2.11	Birinci yol durumunda lineer ve nonlinear modeller için taşıt gövdesi ivmelenmesi.....	27
Şekil 2.12	Birinci yol durumunda lineer ve nonlinear modeller için süspansiyon sapması.....	28
Şekil 2.13	Birinci yol durumunda lineer ve nonlinear modeller için tekerlek sapması.....	28
Şekil 2.14	İkinci yol durumunda lineer ve nonlinear modeller için taşıt gövdesi ivmelenmesi.....	28
Şekil 2.15	İkinci yol durumunda lineer ve nonlinear modeller için süspansiyon sapması.....	29
Şekil 2.16	İkinci yol durumunda lineer ve nonlinear modeller için tekerlek sapması.....	29
Şekil 2.17	Farklı parametre değeri durumları için nonlinear modelin ivme cevabı.....	30
Şekil 2.18	Farklı parametre değeri durumları için nonlinear modelin süspansiyon sapması cevabı.....	30
Şekil 2.19	Farklı parametre değeri durumları için nonlinear modelin tekerlek sapması cevabı.....	31
Şekil 2.20	Taşıtlar gövdesi kütlelerinin değişimiyle ivme frekans cevabı.....	31
Şekil 2.21	Taşıtlar gövdesi kütlelerinin değişimiyle süspansiyon sapması frekans cevabı.....	32
Şekil 2.22	Taşıtlar gövdesi kütlelerinin değişimiyle tekerlek sapması frekans cevabı.....	32
Şekil 2.23	Süspansiyon sönüm katsayısının değişimiyle ivme frekans cevabı.....	32
Şekil 2.24	Süspansiyon sönüm katsayısının değişimiyle süspansiyon sapması frekans cevabı.....	33
Şekil 2.25	Süspansiyon sönüm katsayısının değişimiyle tekerlek sapması frekans cevabı.....	33
Şekil 2.26	Lineer ve nonlinear modelin faz diyagramı.....	34
Şekil 2.27	$m_1=2000$ kg için lineer ve nonlinear modelin faz diyagramı.....	34
Şekil 2.28	$c_1=500$ Ns/m için lineer ve nonlinear modelin faz diyagramı.....	35
Şekil 2.29	$m_1=2000$ kg ve $c_1=500$ Ns/m için lineer ve nonlinear modelin faz diyagramı.....	35
Şekil 3.1	Euclid normu.....	36
Şekil 3.2	Hamiltonian matrisinin realizasyonu.....	43
Şekil 3.3	Çarpım belirsizlikleri.....	45
Şekil 3.4	Toplam belirsizlikleri.....	46
Şekil 3.5	$T_{zw} = F_1(P, \Delta_1)$ ve $T_{yu} = F_u(P, \Delta_u)$ 'e ait blok diyagram.....	47
Şekil 3.6	Küçük kazanç teoremi.....	48
Şekil 3.7	Robust kararlılık.....	49
Şekil 3.8	Standart H_∞ kontrol blok diyagramı.....	50
Şekil 3.9	Bir kontrol yapısı.....	52
Şekil 3.10	Bode eğrisi.....	53
Şekil 3.11	Nyquist eğrisi.....	54
Şekil 3.12	Ağırlaştırılmış hassasiyet fonksiyonu.....	56
Şekil 3.13	Genelleştirilmiş kontrol yapısına geçiş.....	57
Şekil 3.14	Ağırlık fonksiyonlarıyla genelleştirilmiş kontrol yapısı.....	58
Şekil 3.15	Su yatağı etkisi.....	59

Şekil 3.16 Kazanç programlamalı H_{∞} kontrol yapısı	63
Şekil 3.17 Çeyrek taşıt modeli için genelleştirilmiş yapı	64
Şekil 3.18 Ağırlık fonksiyonlarıyla genelleştirilmiş yapı	65
Şekil 3.19 Birinci durum için H_{∞} kontrolcünün ivme cevabı	66
Şekil 3.20 Birinci durum için H_{∞} kontrolcünün süspansiyon sapması cevabı	66
Şekil 3.21 Birinci durum için H_{∞} kontrolcünün dinamik tekerlek kuvveti cevabı	66
Şekil 3.22 Birinci durum için H_{∞} kontrolcünün kontrol kuvveti	67
Şekil 3.23 İkinci durum için H_{∞} kontrolcünün ivme cevabı	67
Şekil 3.24 İkinci durum için H_{∞} kontrolcünün süspansiyon sapması cevabı	67
Şekil 3.25 İkinci durum için H_{∞} kontrolcünün dinamik tekerlek kuvveti cevabı	68
Şekil 3.26 İkinci durum için H_{∞} kontrolcünün kontrol kuvveti	68
Şekil 3.27 Birinci durum için H_{∞} kontrolcünün ivme frekans cevabı	69
Şekil 3.28 Birinci durum için H_{∞} kontrolcünün süspansiyon sapması frekans cevabı	69
Şekil 3.29 Birinci durum için H_{∞} kontrolcünün tekerlek sapması frekans cevabı	69
Şekil 3.30 İkinci durum için H_{∞} kontrolcünün ivme frekans cevabı	70
Şekil 3.31 İkinci durum için H_{∞} kontrolcünün süspansiyon sapması frekans cevabı	70
Şekil 3.32 İkinci durum için H_{∞} kontrolcünün tekerlek sapması frekans cevabı	70
Şekil 3.33 LQG kontrol kanununun blok diyagramı	72
Şekil 3.34 Detaylandırılmış LQG kontrol kanununun blok diyagramı	73
Şekil 3.35 Birinci durum için KFE kontrolcünün ivme cevabı	73
Şekil 3.36 Birinci durum için KFE kontrolcünün süspansiyon sapması cevabı	74
Şekil 3.37 Birinci durum için KFE kontrolcünün dinamik tekerlek kuvveti cevabı	74
Şekil 3.38 Birinci durum için KFE kontrolcünün kontrol kuvveti	74
Şekil 3.39 İkinci durum için KFE kontrolcünün ivme cevabı	75
Şekil 3.40 İkinci durum için KFE kontrolcünün süspansiyon sapması cevabı	75
Şekil 3.41 İkinci durum için KFE kontrolcünün dinamik tekerlek kuvveti cevabı	75
Şekil 3.42 İkinci durum için KFE kontrolcünün kontrol kuvveti	76
Şekil 3.43 Birinci durum için KFE kontrolcünün ivme frekans cevabı	76
Şekil 3.44 Birinci durum için KFE kontrolcünün süspansiyon sapması frekans cevabı	77
Şekil 3.45 Birinci durum için KFE kontrolcünün tekerlek sapması frekans cevabı	77
Şekil 3.46 İkinci durum için KFE kontrolcünün ivme frekans cevabı	77
Şekil 3.47 İkinci durum için KFE kontrolcünün süspansiyon sapması frekans cevabı	78
Şekil 3.48 İkinci durum için KFE kontrolcünün tekerlek sapması frekans cevabı	78
Şekil 4.1 Genelleştirilmiş LPD sistem	80
Şekil 4.2 LPD kontrolcüler ailesi	82
Şekil 4.3 Birinci yol durumu için LPD kontrolcünün ivme cevabı	84
Şekil 4.4 İkinci yol durumu için LPD kontrolcünün ivme cevabı	84
Şekil 4.5 Birinci yol durumu için LPD kontrolcünün süspansiyon sapması cevabı	84
Şekil 4.6 İkinci yol durumu için LPD kontrolcünün süspansiyon sapması cevabı	85
Şekil 4.7 Birinci yol durumu için LPD kontrolcünün dinamik tekerlek kuvveti cevabı	85
Şekil 4.8 İkinci yol durumu için LPD kontrolcünün dinamik tekerlek kuvveti cevabı	85
Şekil 4.9 Birinci yol durumu için LPD kontrolcünün kontrol kuvveti	86
Şekil 4.10 İkinci yol durumu için LPD kontrolcünün kontrol kuvveti	86
Şekil 4.11 Step yol	86
Şekil 4.12 Step yol girişi için süspansiyon sapması cevabı	87
Şekil 4.13 LPD kontrolcünün farklı parametre değerleri için ivme frekans cevabı	88
Şekil 4.14 LPD kontrolcünün süspansiyon sapması frekans cevabı	88
Şekil 4.15 LPD kontrolcünün farklı parametre değerleri için tekerlek sapması frekans cevabı	88
Şekil 4.16 LPD kontrolcünün farklı p değerlerinde gövde hızı girişi için frekans cevabı	89

Şekil 4.17 LPD kontrolcünün farklı p değerlerinde süspansiyon sapması girişi için frekans cevabı.....	89
Şekil 5.1 Beş serbestlik dereceli yarım taşıt modeli.....	90
Şekil 5.2 Standart H_{∞} kontrol yapısı	91
Şekil 5.3 Yol fonksiyonu.....	96
Şekil 5.4 Taşıt gövdesinin düşey ivmelenmesi	96
Şekil 5.5 Sürücü koltuğunun düşey ivmelenmesi	97
Şekil 5.6 Taşıt gövdesinin kafa vurma ivmelenmesi.....	97
Şekil 5.7 Ön süspansiyon sapması.	98
Şekil 5.8 Arka süspansiyon sapması	98
Şekil 5.9 Koltuk süspansiyon sapması	99
Şekil 5.10 Step yol girişi için ön süspansiyon sapması.....	99
Şekil 5.11 Step yol girişi için arka süspansiyon sapması.....	99
Şekil 5.12 Step yol girişi için koltuk süspansiyon sapması.....	100
Şekil 5.13 Ön yol girişinden taşıt gövdesi düşey ivmelenmesine olan frekans cevabı.....	101
Şekil 5.14 Ön yol girişinden taşıt gövdesi kafa vurma ivmelenmesine olan frekans cevabı .	101
Şekil 5.15 Ön yol girişinden sürücü koltuğu düşey ivmelenmesine olan frekans cevabı	101
Şekil 5.16 Ön yol girişinden ön süspansiyon sapmasına olan frekans cevabı	102
Şekil 6.1 Yedi serbestlik dereceli tam taşıt modeli	103
Şekil 6.2 K_A , K_{θ} , K_a , K_{sd1} ve K_{sd2} kazanç ifadelerinin p_1 ile değişimi.....	114
Şekil 6.3 Genelleştirilmiş LPD tam taşıt modeli.....	118
Şekil 6.4 LPD kontrolcüler ailesi	119
Şekil 6.5 Genliği 5 cm olan yol fonksiyonları	121
Şekil 6.6 Genliği 11 cm olan yol fonksiyonları	121
Şekil 6.7 Birinci yol girişi için gövdenin düşey hareketi	122
Şekil 6.8 Birinci yol girişi için kafa vurma hareketi	123
Şekil 6.9 Birinci yol girişi için yalpalama hareketi	123
Şekil 6.10 Birinci yol girişi için gövdenin düşey ivmelenmesi.....	124
Şekil 6.11 Birinci yol girişi için kafa vurma ivmelenmesi.....	124
Şekil 6.12 Birinci yol girişi için yalpalama ivmelenmesi	125
Şekil 6.13 Birinci yol girişi için ön sağ dinamik tekerlek kuvveti.....	125
Şekil 6.14 Birinci yol girişi için ön sağ süspansiyon sapması	126
Şekil 6.15 Birinci yol girişi için ön sol süspansiyon sapması	127
Şekil 6.16 Birinci yol girişi için arka sol süspansiyon sapması	127
Şekil 6.17 Birinci yol girişi için arka sağ süspansiyon sapması.....	128
Şekil 6.18 Birinci yol girişi için kontrolcü kuvvetleri.....	128
Şekil 6.19 İkinci yol girişi için gövdenin düşey hareketi	129
Şekil 6.20 İkinci yol girişi için gövdenin kafa vurma hareketi	130
Şekil 6.21 İkinci yol girişi için gövdenin yalpalama hareketi.....	130
Şekil 6.22 İkinci yol girişi için gövdenin düşey ivmelenmesi	131
Şekil 6.23 İkinci yol girişi için gövdenin kafa vurma ivmelenmesi.....	131
Şekil 6.24 İkinci yol girişi için gövdenin yalpalama ivmelenmesi	132
Şekil 6.25 İkinci yol girişi için ön sağ dinamik tekerlek kuvveti.....	132
Şekil 6.26 İkinci yol girişi için ön sağ süspansiyon sapması	133
Şekil 6.27 İkinci yol girişi için ön sol süspansiyon sapması.....	134
Şekil 6.28 İkinci yol girişi için arka sol süspansiyon sapması.....	134
Şekil 6.29 İkinci yol girişi için arka sağ süspansiyon sapması	135
Şekil 6.30 İkinci yol girişi için kontrolcü kuvvetleri	135
Şekil 6.31 Tam yükleme durumunda taşıt gövdesinin düşey hareketi.....	136
Şekil 6.32 Tam yükleme durumunda kafa vurma hareketi	137

Şekil 6.33 Tam yükleme durumunda yalpalama hareketi	137
Şekil 6.34 Tam yükleme durumunda gövdenin düşey ivmelenmesi.....	138
Şekil 6.35 Tam yükleme durumunda gövdenin kafa vurma ivmelenmesi.....	138
Şekil 6.36 Tam yükleme durumunda gövdenin yalpalama ivmelenmesi.....	139
Şekil 6.37 Tam yükleme durumunda ön sağ dinamik tekerlek kuvveti.....	139
Şekil 6.38 Tam yükleme durumunda ön sağ süspansiyon sapması.....	140
Şekil 6.39 Tam yükleme durumunda ön sol süspansiyon sapması	141
Şekil 6.40 Tam yükleme durumunda arka sol süspansiyon sapması	141
Şekil 6.41 Tam yükleme durumunda arka sağ süspansiyon sapması.....	142
Şekil 6.42 Tam yükleme durumunda kontrolcü kuvvetleri.....	142
Şekil 6.43 Step yol girişi için süspansiyon sapması cevapları	143
Şekil 6.44 LPD kontrolcünün $\dot{x}_1 \rightarrow u_1$ 'e frekans cevabı	144
Şekil 6.45 LPD kontrolcünün $\dot{\theta} \rightarrow u_1$ 'e frekans cevabı	144
Şekil 6.46 LPD kontrolcünün $\dot{\alpha} \rightarrow u_1$ 'e frekans cevabı.....	145
Şekil 6.47 LPD kontrolcünün $sd_1 \rightarrow u_1$ 'e frekans cevabı.....	145
Şekil 6.48 LPD kontrolcünün $sd_2 \rightarrow u_1$ 'e frekans cevabı	146
Şekil 6.49 LPD kontrolcünün $sd_3 \rightarrow u_1$ 'e frekans cevabı	146
Şekil 6.50 LPD kontrolcünün $sd_4 \rightarrow u_1$ 'e frekans cevabı	147
Şekil 6.51 Taşıt gövdesinin düşey ivmelenmesi frekans cevabı	148
Şekil 6.52 Taşıt gövdesinin kafa vurma ivmelenmesi frekans cevabı	148
Şekil 6.53 Taşıt gövdesinin yalpalama ivmelenmesi frekans cevabı.....	149
Şekil 6.54 Ön sağ süspansiyon sapmasının frekans cevabı.....	149

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 2.1 Çeyrek taşıt için simülasyon parametreleri.....	22
Çizelge 2.2 Lineer ve nonlinear modeller için performans kriterlerinin maksimum değerleri.	30
Çizelge 5.1 Yarım taşıt modelinin parametreleri	97
Çizelge 5.2 Kontrolcülerin performans karşılaştırmaları.....	102

ÖNSÖZ

Bu tezi hazırlayabilmem için bana bilgi ve moral açısından en uygun çalışma olanaklarını sunan ve güler yüzü hiç eksik etmeyen çok değerli danışman hocalarım Sn. Prof. Dr. İsmail YÜKSEK ve Doç. Dr. Selim SİVRİOĞLU'na, değerli görüş, öneri ve yönlendirmelerinden dolayı Sn. Prof. Dr. Nurkan YAĞIZ'a, çalışmamın her aşamasında desteğini esirgemeyen Yrd. Doç. Dr. İ. Beklan KÜÇÜKDEMİRAL ve Öğr. Grv. Dr. Ersun YALÇIN'a, bölüm içerisinde sağladığı imkanlardan dolayı Prof. Necati TAHRALI'ya ve çok değerli mesai arkadaşlarım Arş. Grv. Gökhan SAATÇI ve Arş. Grv. Şaban ÇETİN'e en kalbi duygularıyla teşekkür ederim.

ÖZET

Taşıt gövdesi ve tekerlek aksamı arasına bir yay ve sönüm elemanı yerleştirilerek oluşturulan geleneksel pasif süspansiyon sistemleri, sürüş konforu, yol tutuşu ve süspansiyon sapması performans ölçütleri arasında bir ödünleşme sunarlar.

Pasif süspansiyonlara geri besleme ile kontrol edilebilen bir eyleyici eklenmesi ile elde edilen aktif süspansiyon sistemleri için kontrol tasarımı konusundaki araştırma faaliyetleri hem ticari alanda hem de bilimsel alanda yoğun bir şekilde devam etmektedir.

“Taşıt Titreşimlerinin LPD Temeline Dayalı Robust H_∞ Kontrolü” başlıklı bu tezde, taşıt gövdesi kütlesi değişimine duyarlı, kötü yol şartlarında sertleşen lineer parametre değişimi (LPD) temeline dayalı H_∞ kontrolcü tasarlanmıştır.

Birinci bölümde aktif süspansiyon kontrolü konusunda genel bir literatür taraması yapılmıştır. İkinci bölümde modeldeki nonlinearite ve parametre belirsizliklerinin performans ölçütlerini nasıl etkilediği incelenmiştir. Üçüncü bölümde önce H_∞ kontrolün temelleri verilmiştir. Ardından bir çeyrek taşıt modeli için H_∞ ve Kalman Filtresi Esaslı (KFE) kontrolcü tasarlanmıştır. Bölüm 3’ün sonunda, H_∞ kontrolcünün gövde kütlesi değeri değişse bile güzel sonuçlar verdiği görülmüştür. Dördüncü bölümde çeyrek taşıt modeline, süspansiyon sınırlarına yaklaştığı zaman sertleşen aktif süspansiyon kontrolcüsünü tasarlamak için parametreye bağımlı ağırlık fonksiyonları kullanılmıştır. Beşinci bölümde, bir yarım taşıt modeli için üç farklı kontrol aksam stratejisi göz önüne alınmıştır. Birincisi, aktif süspansiyon aksamı sadece sürücü koltuğuyla gövde arasına takılıdır, ikincisi aktif süspansiyon aksamı tekerleklerle gövde arasına takılıdır. Son olarak hem aktif tekerlekleri ve hem de aktif sürücü koltuğunu içeren bir topoloji düşünülmüştür. Beşinci bölümün sonunda, bedel performans ilişkisi göz önüne alındığında sadece tekerleklerde aktif elemanlar içeren süspansiyon topolojisinin en iyi yapı olduğu sonucuna varılmıştır. Altıncı bölümde, önce orijinal bir kontrol stratejisi olarak gövde kütlesi değişiminin göz önüne alındığı LPD tam taşıt modeli kurulmuştur. Ardından kötü yol şartlarında sertleşen LPD temeline dayalı H_∞ kontrolcü tasarlanmıştır. Bölüm altının sonunda LPD temeline dayalı H_∞ kontrolcü nonlinear tam taşıt modeline farklı yol ve yükleme durumlarında uygulanmış ve simüle edilmiştir.

Çalışmanın sonunda, LPD kontrolcünün performansı ve pasif duruma göre kapalı çevrim cevaplarındaki güzel gelişmeler, sürüş konforu ve süspansiyon sapması performansı göz önüne alınarak, tartışılmıştır.

Anahtar kelimeler: Taşıt titreşimleri, H_∞ kontrol, LPD kontrol, Nonlinear kontrol, LQG kontrolcü, Süspansiyon sistemleri, Otomotiv

ABSTRACT

Conventional passive suspension systems that employ a spring and damper between the car body and wheel assembly represent a tradeoff between performance metrics such as passenger comfort, road holding and suspension deflection.

Research activities in control design for active suspension systems which would be implemented by adding an actuator controlled by feedback into passive suspensions are intensively continuing in both trading area and academic area.

In this thesis, titled “LPV Based Robust H_∞ Control of Vehicle Vibrations”, a linear parameter varying (LPV) based H_∞ controller which is sensitive to the body mass variations and which stiffens on bad road conditions is designed.

In chapter one, a general literature research in matter of active suspension control is fulfilled. In chapter two, how performance metrics are influenced by nonlinearities and parameter uncertainties in the models is investigated. In chapter three, firstly, the basics of H_∞ control are given. Then H_∞ and Kalman Filter Based (KFB) controller are designed for quarter car model. At the end of the chapter, it is seen that H_∞ controller gave very good results in spite of the changes of body mass. In chapter four, parameter-dependent weighting functions are used to design active suspensions that stiffen as the suspension limits are reached for quarter car model. In chapter five, three different assembly strategies are considered in a half car model. Firstly, active suspension assembly which is mounted only to the driver seat, then the active suspension assemblies which are mounted between the wheels and the car body. And finally a topology which includes both active wheel and active seat assemblies is considered. At the end of the chapter five, if one considers the cost performance relations, it is concluded that suspension topology that only includes active components on the wheels is the best structure. In chapter six, firstly, LPV full car model which is body mass varying is considered in is established as an original control strategy. Then LPV based H_∞ controller which is stiffened in bad road conditions is designed. At the end of the chapter six, LPV based H_∞ controller is applied to nonlinear full car model and simulated in various load conditions and road conditions.

At the end of the thesis, according to passenger comfort and suspension deflection performance metrics, the LPV controller’s performance and good improvements in closed loop responses compared to passive system responses are discussed.

Keywords: Vehicle vibrations, H_∞ control, LPV control, Nonlinear control, LQG controller, Suspension systems, Automotive

1. GİRİŞ

Mekanik sistemlerin dinamik davranışlarının bilimsel incelemesi dört aşamalı bir sistematik içerisinde gerçekleştirilir.

Birinci aşama fiziksel model kurma aşamasıdır. Ele alınan gerçek sistem, sürdürülen incelemede güdülen amaçlar bakımından belirleyici olmadığına inanılan ayrıntılarından soyutlanarak, onu ancak bu amaçlar çerçevesinde temsil etme yeteneğine sahip, olabildiğince yalın bir model elde edilir.

İkinci aşama matematiksel model kurma aşamasıdır. Elde edilen fiziksel modelin matematik alanındaki tasviri oluşturulur. Böylece dinamik problemi matematik problemine dönüşmüş olur.

Üçüncü aşama matematik problemin çözülmesi aşamasıdır. Hareket yasaları uyarınca dinamik problemlerinde matematiksel model diferansiyel denklemlerden ibaret olduğundan, çözülmesi gereken problem bir diferansiyel denklem problemidir.

Dördüncü ve son aşama ise yeniden fizik alanına dönüş aşamasıdır. Matematik problemin çözülmesi ile elde edilen sonuçlara fiziksel anlamların yüklenmesi ve bulguların yorumlanması ile inceleme tamamlanır.

Her dinamik problemin incelenmesinde zorunlu olarak izlenen bu yol dinamik ile matematiği kaçınılmaz olarak iç içe geçirmektedir. Bu durum iki bilim dalının karşılıklı olarak etkileşimine ve bu arada bazı fikir ve kavramların birinden diğerine aktarılmasına yol açmıştır. Diferansiyel denklemler kuramındaki lineer ve lineer olmayan denklemler ayrımı, işte bu yoldan, mekaniğe yansıtılmıştır. Matematiksel model olarak lineer ya da lineer olmayan diferansiyel denklemlere götürmelerine bakılarak mekanik sistemlerde lineer ya da lineer olmayan (nonlinear) sistemler diye adlandırılmışlardır. Ancak mekanik sistemler bakımından bu ayrım yapay hatta yanıltıcı olmaktadır. Çünkü bu ayrım, davranışları lineer olmayan diferansiyel denklemlerle tanımlanan mekanik sistemler yanında, davranışları lineer diferansiyel denklemlerle tanımlanan mekanik sistemlerin de bulunduğu yanlış izlenimine yol açmaktadır. Oysa gerçek hiçbir mekanik sistemin davranışı tam olarak lineer bir diferansiyel denklem modeline uymaz. Yani gerçekte lineer sistem diye adlandırılacak hiçbir mekanik sistem yoktur. Sadece dinamik incelemenin birinci yani fiziksel model kurma aşamasında, ya da ikinci, yani matematiksel model kurma aşamasında lineerleştirilmiş sistemlerden söz edilebilir. Ne var ki dinamik problemlerin bu tür lineerleştirmeler yardımıyla ele alınması, mekanik biliminin tarihsel gelişmesi içinde çok güçlü ve yaygın bir eğilim olarak yer etmiştir.

Bu eğilimin tek sebebi matematik biliminde diferansiyel denklem kuramının lineer ve nonlineer denklemler konusunda aynı gelişmeyi gösterememiş olması ve lineer denklemlere ilişkin hemen hemen bütün sorunları çözebilme aşamasına geldiği halde nonlineer denklemler konusunda çok zayıf kalmış olmasıdır.

Taşıtlar; gövdeleri, aksları, dönen ve mafsallı elemanları ve süspansiyon sistemleri ile gerek pürüzlü yollarda ve gerekse dışardan etkiyen aerodinamik kuvvetlerle tam anlamıyla bir titreşim sistemi gibi davranırlar. Bunun için bilhassa yoldan gelen zorlayıcı kuvvetler taşıtta gürültü ve konfor problemleri ortaya çıkarabileceği için taşıt titreşimlerinin etüt edilmesi çok önemli bir konudur.

Bir taşıt kompleks çok kütleli bir dinamik sistem olarak modellenebilir. Model kompleksliğinin derecesi tamamen modellemenin amacına bağlıdır. İki serbestlik dereceli çeyrek taşıt modeli sadece dikey yöndeki öteleme titreşimleri, dört serbestlik dereceli yarım taşıt modeli her iki tekeri de modellemek suretiyle hem dikey yöndeki ötelemeli titreşimleri hem de taşıtın kafa vurma hareketini incelemek için kullanılır. Basit olarak yedi serbestlik dereceli tam taşıt modeli de dikey ötelemeli titreşim ve kafa vurma hareketinin yanı sıra taşıtın yalpalama hareketinin incelenmesini de mümkün kılmaktadır. Bütün bu nicelikler taşıt tasarımında çok önemlidir. Çeşitli yol şartlarında taşıt titreşimlerini bastırmak için şimdiye kadar üç tip süspansiyon sistemi önerilmiş ve başarıyla uygulanmıştır. Bunlar pasif, yarı-aktif ve aktif süspansiyon sistemleridir.

Viskoz sönümlü pasif süspansiyon sistemi basit tasarımı ve maliyetinin düşük olması yönünden avantajlıdır. Ancak performansı sınırlı şekildedir. Diğer taraftan aktif süspansiyon sistemleri geniş bir frekans bölgesinde yüksek kontrol performansı sağlar. Aktif süspansiyonlar ise yüksek güç kaynakları, birçok algılayıcı, servovalf ve ileri teknoloji ürünü kontrolcü üniteleri gerektirirler. Aktif süspansiyon sistemlerinin bu gereklerinin üstesinden gelmenin bir yolu ise yarı aktif süspansiyon sistemi kullanmaktır. Yarı aktif süspansiyon sistemleri arzu edilen kontrol performansını büyük güç kaynakları ve pahalı donanım cihazları olmaksızın sağlayabilirler.

Literatürdeki birçok çalışmada titreşim kontrolü ve dinamik analizler lineer mekanik taşıt modeli üzerinde gerçekleştirilmiştir. Ancak yukarıda da belirtildiği gibi taşıt lineer olmayan bir sistemdir çünkü taşıt lineer olmayan özelliklere sahip süspansiyonlar, tekerlekler ve diğer elemanlardan meydana gelmektedir. Bu yüzden pürüzlü bir yolda hareket eden bir taşıtta kaotik cevaplar ortaya çıkabilmektedir.

Taşıt modellerindeki belirsizlik kaynaklarından bir tanesi de taşıt parametrelerindeki değişimdir. Uygulamada taşıt gövdesinin kütlesi, bagaj yükü ve taşıta binen kişi sayısı ile birlikte değişir. Taşıt gövdesi kütlesindeki bu değişim, malzeme teknolojisindeki hızlı gelişim göz önüne alındığında taşıt ağırlığının azalmasıyla yakın gelecekte üretilecek taşıtlarda yüksek oranlarda olacaktır. Aynı zamanda, zaten tespiti oldukça güç olan sönüm kuvveti katsayısı da işletme sıcaklığının değişmesi (amortisörün ısınmasıyla) ile birlikte akışkan viskozitesinin azalmasına bağlı olarak değişir. Süspansiyon yay karakteristiğinin de nonlineer karakterde olduğu düşünülürse taşıt parametrelerindeki bu değişimler kontrol performansını olumsuz yönde etkileyebilmektedir.

Birçok kontrol uygulamasında, tasarlanan sistemin sönüm ve doğruluk koşullarına uyması dışında, dış bozucu ve parametre değişimlerine karşı davranışının dayanıklı (duyarsız) olması bir başka deyişle “robust” olması beklenir. Geleneksel geribeslemeli kontrol sistemlerinin yapısında dış bozucu ve parametre değişimlerine karşı etkisiz kalma özelliğinin bulunduğu bilinmektedir. Ancak geleneksel geribesleme yapısında dayanıklı sistemlere sadece kararlılığı ters yönde etkileyen, yüksek çevrim kazançları uygulanarak ulaşılmaktadır.

Taşıt titreşimleri değerlendirilirken büyük bir çoğunlukla üç önemli performans kriteri çerçevesinde değerlendirilir. Bunlar; seyir konforu performansı, yol tutuş performansı ve süspansiyon sapma aralığıdır. Literatürde yaygın olarak, seyir konforunun taşıt gövdesinin dikey ivmelenmesiyle ilişkili olduğu kabul edilmektedir. Seyir konforunu iyileştirmek için yol bozucusu girişinden taşıt gövdesinin dikey ivmelenmesine olan transfer fonksiyonunu 0-20 rad/s frekans aralığında bastırmak gerekmektedir. Bu noktada, konfor için gerekli olan taşıt gövdesinin dikey ivmelenmesi minimize edilirken pratikte taşıtların yapısal özellikleri sebebiyle süspansiyon stroğunun belirli bir değerde olması gerçeği de göz önüne alınmalıdır. Pratikte bu değer aşıldığında sadece seyir konforu kaybına değil aynı zamanda taşıtın yıpranmasına da sebep olmaktadır. Bu yüzden sürüş konforuna odaklanılarak kontrol dizayn etmek için yol bozucusu girişinden süspansiyon sapma aralığına olan transfer fonksiyonu da göz önüne alınmalıdır.

1.1 Literatür Özeti

Otomotiv endüstrisi için aktif süspansiyon sistemleri araştırma çalışmaları son yıllarda gerek otomotiv endüstrisinde olsun ve gerekse akademik alanlarda olsun büyük ilgi kaynağı olmaktadır. Bu çalışmalarda, yeterli süspansiyon çalışma açıklığı sağlanması ile taşıtın yol tutuş kabiliyetinin artırılması konusu ve yaylanmalı kütlenin (taşıt gövdesinin) dikey ivmelenmesinin azaltılması yani taşıt seyir konforunun geliştirilmesi konusu olmak üzere iki

ana konu vardır. Bu konuda literatürde yer alan belli başlı çalışmalara bir göz atılacak olunursa:

JOLLY (1983), nonlinear bir matematik model kullanarak, bir taşıt süspansiyonu için bir yaklaşım tarzı önermiştir. Sonuçta alternatif bir deneme yanılma metodu teklifiyle belirttiği yaklaşımın, hızlı ve etkili bir taşıt süspansiyonu tasarımını mümkün kılacağı sonucuna varmıştır.

Kara taşıtlarına etki eden zorlayıcı dinamik kuvvetler sadece yoldan kaynaklanmaz. Seyir halindeki taşıtlara ayrıca aerodinamik kuvvetlerde etki eder. CANBAZOĞLU (2000), kara taşıtları aerodinamiğini genel olarak incelemiştir. Bu maksatla önce aerodinamik kuvvet sistemini ele almış ve özellikle sürüklenme kuvveti ve taşıtın yakıt sarfiyatı üzerinde durmuştur. Sonra akım alanı, kontrol ve kararlılık ile havalandırma ve gürültüyü ele almıştır.

KAYA (1986), beş serbestlik dereceli bir modelde hız, ağırlık ve süspansiyon sistemi ve sönüm ve yay katsayılarının değişik değerleri için, yol şartlarını sinüzoidal kabul ederek taşıt titreşimlerini incelemiştir.

SHARP ve diğerleri (1986), pasif, aktif ve yarı aktif süspansiyon sistemlerinin performans kabiliyetlerini mukayeseli olarak incelemiştir. Bu karşılaştırma seyir rahatlığı, süspansiyon çalışma aralığı ve teker yük değişkenliği ölçütleri baz alınarak çeyrek taşıt modeli üzerinde yapılmıştır. Yapılan simülasyonda her bir sistem için aynı yol pürüzlülüğü, aynı hız ve aynı süspansiyon çalışma aralığı kullanılmıştır. Sonuçta pasif, yarı aktif ve aktif süspansiyon sistemlerinin dizayn özellikleri ve göreceli performans kabiliyetleri verilmiştir.

HADY ve CROLLA (1989) bir taşıtın bütününe ima eden tam taşıt modeli ele almışlardır. Sınırlı sayıda durum geribeslemeli kontrolcü ile tam durum geribeslemeli kontrol durumunu karşılaştırmışlardır. Sonuçta söz konusu sistemin performansının hemen hemen tam durum geribeslemeli sisteminki kadar iyi olduğunu ve önerdikleri kontrolün pratik uygulanabilirliğinin çok daha cazip olduğunu göstermişlerdir.

KORKMAZ ve KARADAĞ (1990), kompleks bir taşıtı, sürekli elastik çubuk, noktasal kütleler ve yay-sönüm-kütle elemanlarından oluşan bir sistem olarak düşünüp kombine sonlu elemanlar-transfer matrisi tekniği ile sönümlü ve sönümsüz durumlar için öz değer problemini çözmüşlerdir. Deneysel sonuçları teorik olarak elde ettikleri sonuçlar ile karşılaştırmışlardır.

WILLAMS (1997), çalışmasında aktif süspansiyon sistemlerinin temel prensiplerini tanıtmıştır. İki kısım halinde yayınlanan bu çalışmasının ilk kısmında bir konvansiyonel pasif süspansiyonun tasarımında gereken uzlaşmalar tekrar gözden geçirmiştir ve ardından bu

süspansiyona aktif elemanlar dahil ederek söz konusu uzlaşmaları nasıl değiştirilebileceğini göstermiştir. Çalışmasının ikinci kısmında ise aktif süspansiyon sistemi donanımını tartışmıştır.

YÜKSEK (1995), taşıt titreşim genliklerinin maksimum değerlerini minimize edecek optimum süspansiyon elemanlarının dizaynını yapmıştır. Bu amaçla basitten genele olmak üzere taşıtın farklı dinamik modellerini oluşturup hareket denklemlerini elde etmiştir. Optimizasyon formülasyonunu simpleks metodunu kullanarak lineer programlama tekniğiyle yapılmıştır.

MİROSLAVE (1997), taşıt titreşimlerinin parametrik olarak inceleyerek bir çalışma yapmıştır. Bu amaçla oluşturduğu yedi serbestlik dereceli rijit gövdeli taşıt modelinde, yer değiştirmeleri, kütle ve atalet momentlerini parametrik olarak kabul ederek pratikte de kullanılabilir bir yöntem geliştirmiştir.

ELBEHEIRH ve diğerleri (1996), rasgele bir yol üzerinde çeyrek taşıt modelini kullanarak taşıt titreşimlerini minimize edecek optimum süspansiyon deplasmanını bulmuşlardır.

ÖZLÜ ve GÜNEY (1997) oluşturdukları üç boyutlu bir taşıt titreşim modeli için tekerleğin sönüm katsayısının seyir emniyetine ve titreşim konforuna etkilerini incelemişlerdir. Tekerlek sönüm katsayısının tanımlanmasında kullanılan üç yöntem de kullanılarak sonuçlar arasında karşılaştırma yapmışlardır.

GUO (1993), çeşitli darbe girişleri için taşıt titreşimlerini incelemiş ve eşdeğer tekerlek temas modelini geliştirmiştir.

Bir taşıtın aktif süspansiyon kontrolü probleminin çözümü için kullanılan güncel metot bir yarım taşıt modeli veya bir çeyrek taşıt modeli kullanmaktır. Bu tarz modellemeler pratik uygulamalar için her zaman uygun olmamaktadır. LI ve NAGAI (1999) taşıtın motorunu, koltuklarını ve yolcularını göz önüne alarak çok serbestlik dereceli bir taşıt modeli oluşturmuşlardır. LQ kontrol teorisinin kullanımıyla bu model için bir kontrolcü dizayn etmişlerdir. Sonuçta çeşitli performans ölçütlerinin test edilmesi ile uygun bir kontrol şeması önermişlerdir.

YU ve diğerleri (1998), iki serbestlik dereceli çeyrek taşıt modeli üzerinde çeşitli lineer kontrol yöntemlerini uygulamışlardır. Uygulanan çeşitli kontrol yöntemleri, tam durum geri beslemeli (full state feedback), aks kütlesi mutlak hız geri beslemeli ve LQG kontrolcüdür. Bu yöntemlerden LQG daha iyi seyir konforu kalitesi, süspansiyon çalışma aralığı büyüklüğü ve daha iyi yol tutuşu kabiliyeti kriterleri göz önüne alındığında ön plana çıkmıştır.

KURİMOTO ve YOSHİMURA (1998), kayan kipli kontrolcüler kullanarak bir taşıt aktif süspansiyonunun konstrüksiyonunu gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmalarında taşıtı, yol yüzeyinden gelen düzensiz tahriklere maruz dört serbestlik dereceli nonlinear bir sistem olarak modellemişlerdir. Aktif süspansiyon, kayan kipli kontrol, lineer ve nonlinear kontrollerin bir toplamı olarak elde edilmiştir. Simülasyon sonuçları önerdikleri aktif süspansiyonun titreşim izolasyonu performansının çok etkili olduğuna işaret etmektedir.

LİN ve KANELLAKOPOULOS (1997), aktif süspansiyon sistemleri için nonlinear bir “Backstepping” dizayn geliştirmişlerdir. Buradaki orjinallik süspansiyon gezinmesinin genliğine bağlı olan etkin band genişliğine sahip bir nonlinear filtrenin kullanılmasındadır. Sonuçta dizaynlarıyla birlikte sistem performansında sağlanan gelişme simülasyon aracılığıyla gösterilmiştir.

OHSAKU ve diğerleri (1999), çalışmalarında konvansiyonel nonlinear teorisi yerine nonlinear H_∞ kontrol teorisi temeline dayanan yarı aktif süspansiyonu için bir sönümleyici kontrol sisteminin gelişimini tanıtmışlardır. Taşıt süspansiyon modeli olarak iki serbestlik dereceli bir sistem kullanmışlardır. Bu yapı bilineer olduğu için kontrolcü dizayn etmek kolay değildir. Lineer Ricati denklemini çözerek, Hamilton-Jacobi eşitsizlikleri temeline dayanan kontrolcüyü dizayn etmişlerdir. Nonlinear H_∞ kontrol teorisinin taşıt titreşimlerini optimal ve güzel bir şekilde kontrol etmesinin muhtemel olduğu yapılan simülasyonlarca da doğrulanmıştır.

MICHELBERGER ve diğerleri (1993) çalışmalarında aktif süspansiyonda kullanılan bazı kontrol metotlarıyla ilgilenmişlerdir. H_∞ kontrolün aktif süspansiyon sistemi olarak uygulanabilirliğini test etmişlerdir. Bunu güncel olarak kullanılan çeyrek taşıt modeline uygulayarak yapmışlardır. Sonuçta robust kontrol problemini, tam durum değişkeni geribeslemeli H_∞ aracılığıyla çözmüşlerdir.

NARAYANAN ve SENTHİL (1998), nonlinear pasif süspansiyon elemanlarına sahip iki serbestlik dereceli bir taşıt modelinin rasgele tahriklere verdiği cevabın aktif kontrolünü göz önüne almışlardır. Nonlinear elemanlara sahip aktif süspansiyonun performansının buna karşılık gelen pasif süspansiyon sisteminkinden çok daha iyi olduğunu göstermişlerdir. Lineerleştirme tekniğinin doğruluğunu denetlemek için Monte Carlo simülasyonunu gerçekleştirmişlerdir. Lineerleştirilmiş taşıt modelinden elde ettikleri sonuçlarla bu sonuçları karşılaştırmışlardır ve sonuçlar arasında iyi bir uyuşmanın olduğunu gözlemlemişlerdir.

Aktif ve yarı-aktif süspansiyon sistemlerinin pratik uygulamalarında eyleyicilerin (actuator) şasi ve tekerlekler arasına yerleştirilmesini gerektirir. Bu dizayn sınırlaması yüzünden

eyleyiciler eş zamanlı olarak hem taşıt gövdesine hem de tekerlere dinamik etkiler üretirler. LEE ve HEDRICK (1998), çalışmalarında; dikey ivmelenme, süspansiyon hareketi ve teker yük değişikliği arasındaki bu sınırlamaları iki kısıt denklemi kullanarak belirlemişlerdir. Bu çalışmada taşıt gövde modu için bir gelişme sağlamışlar fakat teker modu için katı zorluklarla karşılaşmışlardır. Sonuçta çeyrek taşıt modeli gibi yarım taşıt modelinde de hemen hemen aynı ödünleşme (trade-off) performansı sergilendiğini gözlemlemişlerdir.

ALLEYNE ve diğerleri (1993), çeyrek taşıt modeli üzerinde PID kontrolüyle kayan kipli kontrol yöntemini kıyaslamışlardır. Simülasyon ve deneysel sonuçlar ile bu nonlinear kayan kipli kontrolcünün PID kontrolcünden daha etkin olduğunu göstermişlerdir.

ALLEYNE ve diğerleri (1995), daha önceden geliştirilmiş nonlinear kayan kipli kontrol kanununu bir elektro hidrolik süspansiyon sistemine uygulamışlardır. Kontrolcü performansı süspansiyon sistemi modelinin gerçek modele yakınlığına bel bağlamaktadır. Bu çalışmada modeldeki hatayı azaltmak için Lypunov analizine dayanan standart parametre adaptasyon şemasını tanıtmışlardır. Kontrolcünün performansını eyleyicinin belirlenmiş bir kuvveti izleme yeteneği ile saptamışlardır. Çeyrek taşıt modeline uyguladıkları aktif kontrolcünün performansı, adaptasyon şeması ile birlikte ve adaptasyon şeması olmadan analiz etmişlerdir. Simülasyon ve deneysel sonuçlar taşıtın seyir konforu kalitesine göre aktif sistemin pasif sistemden daha iyi olduğunu göstermiştir. Ayrıca adaptif şemaların performansı iyileştirdiğini ancak modifiye edilmiş (tekrar düzenlenmiş) şemanın performansda daha büyük bir gelişme sağladığı sonucuna ulaşmışlardır.

CARTER (1998), pasif ve yarı-aktif sönüm elemanları kullanılan dört serbestlik dereceli model ile devrilme-düzlem modelinin (tam taşıt) geçici cevap karakteristiklerini karşılaştırmıştır. Bu çalışmada önerilen bulanık mantık yarı-aktif kontrol politikası, gövde ve aks dinamiklerini dengeleme yönünden yine bu çalışmada incelenen konvansiyonel yarı-aktif sönüm kontrol politikalarından daha iyi sonuçlar verdiği görülmüştür.

SIMON (1998), ağır yük taşıtları için yarı-aktif birincil “manyetik akışkanlı” süspansiyonların deneysel bir değerlendirmesini yapmışlardır. Sonuçta anayol verileri; “manyetik akışkanlı” damperler ve “Skyhook” kontrol politikalarının ölçülen ivmelerin RMS (root mean square) değerlerinin azaltılmasında etkili olduğunu ortaya koymuştur.

ESMAILZADEH ve FAHIMI (1997), lineer tam taşıt modelini kullanarak aktif süspansiyon dizaynı gerçekleştirmişlerdir. Bu modelde pasif sistemlerdeki sönümün yerini eyleyici almıştır. Eyleyici optimum tam geri besleme vektörü ile kontrol edilmiştir. Geribesleme katsayısı tayin edildikten sonra, aktif ve pasif sistemlerin sonuçları karşılaştırılmıştır ve aktif

süspansiyon performansının çok iyi olduğu tespit edilmiştir. Araç parametrelerindeki değişikliklerin sistem performansını etkilememesi arzu edilir. Araçların süspansiyonu optimum aktif süspansiyon yaklaşımı ile kontrol edilmiştir.

GİLİOMEE ve ELS (1998), çalışmalarında yarı-aktif hidro-pnömatik yay ve damper sistemi ile ilgilenmişlerdir. Bu sistem iki konumlu hidro-pnömatik yay ve iki konumlu hidro-pnömatik damperi kapsamaktadır. Sistem özellikle arazi taşıtlarının konfor ve sürüş kolaylığını iyileştirmektedir. Ağır arazi taşıtlarının konfor ve sürüşünü iyileştirmek için süspansiyon gereksinimlerini, yarı aktif hidro-pnömatik yay ve yarı aktif damperin avantajlarını referans alarak ele almışlardır. Laboratuvar testlerinde yay ve damper karakteristiklerinin yanı sıra, yarı aktif yay ve yarı aktif sönümleyici için valf cevap zamanını da belirlemişlerdir. Birinci derece konfor testlerini gerçekleştirmek için, üç tonluk yaylanan kütleyle sahip tek serbestlik dereceli test donanımı kullanmışlardır. Yaptıkları bu testler adım cevabı ve rasgele giriş cevabını içermektedir. Test donanımını, yay ve damper için yarı aktif kontrol stratejilerini belirlemelerinin yanı sıra, harici hidrolik pompa kullanmadan yükseklik ayarının yapılabilmesi için kontrol stratejilerinin geliştirilmesine yönelik olarak da kullanmışlardır. Bu çalışmalarından, yarı aktif hidro-pnömatik yay kullanıldığı zaman konfor ve sürüşün optimizasyonu için yüksek ve düşük yay oranlı süspansiyon elde etmenin mümkün olduğu ve sert yay grubu seçildiği zaman nonlinear yay karakteristikleri süspansiyon yayı için çok elverişli olduğu sonucuna ulaşmışlardır.

CAMPOS ve diğerleri (1999), iki serbestlik dereceli çeyrek taşıt modelini kullanarak taşıt süspansiyon sistemlerinin aktif kontrolü için geri-adım temeline dayanan bulanık mantık şemayı tanıtmışlardır. Orijinal hidrolik göğüslemenin bütün dinamiklerini göz önüne almışlardır. Buna servo valf dinamikleri de dahildir. Nonlinear hidrolik göğüsleme dinamiklerini tahmin etmek için bir bulanık mantık sistem kullanmışlardır. Geri-adım temelli bulanık mantık şemanın en iyi performansı sağladığı, hem pasif süspansiyon sistemi ve hem de geleneksel PID kontrol şemalarının kullanıldığı aktif kontrol durumlarıyla mukayeseli simülasyon yapılarak ortaya koymuşlardır.

HYNIOVA ve diğerleri (2001), bir hidro-pnömatik süspansiyonun aktif kontrolü için bulanık mantık kullanmışlardır. Çeyrek taşıt modelini kullanarak yaptıkları simülasyonda iyi seyir konforu ve iyi yol tutuşu performans kriterlerini sağlamışlardır. Ayrıca bulanık mantık temeline dayanan bu aktif süspansiyon sisteminin söz konusu çeyrek taşıt modelinin kararlılığını da iyi yönde geliştirdiğini saptamışlardır.

JAMEI ve diğeri (2001), bir nonlinear çeyrek taşıt süspansiyon sisteminde bulanık temeline dayanan bir kontrolcü geliştirmişlerdir. Jamei ve diğeri bu çalışmalarında daha önce YOSHİMURA (1996) tarafından geliştirilen bir aktif süspansiyon sistemi için bulanık mantık kontrolcü ile Rao ve diğeri (1997) önerdikleri bulanık mantık kontrolcü arasında bir karşılaştırma yapmışlardır ve “Bağ Grafikleri” (Bond Graphs) metodunu kullanarak bir nonlinear çeyrek taşıt süspansiyonu rasgele yol pürüzlülüğüne maruz kalması halinde modellemişlerdir. Bu modellerinde Ford Fiesta MK-2 taşıtının gerçek parametrelerini kullanmışlardır. Simülasyon sonuçları özellikle sürekli rejim alanı civarında farklı performanslara sahip kural tabanlarına işaret etmiştir. Yoshimura'nın kontrolcüsünün söz konusu alan civarında Rao'nunkinden daha iyi olduğu sonucuna varmışlardır.

JAMEI ve diğeri (2000), çalışmalarında minimum sayıda kural ile bulanık temelli bir aktif kontrol süspansiyon sistemi sunmuşlardır. Buna ek olarak Ford-Fiesta MK-2 ye ait gerçek taşıt parametreleri ile oluşturulan bir çeyrek taşıt modelinin bağ grafik (Bond-Graph) gösterimini ortaya koymuşlardır. Bu çalışmada önerdikleri 25 kural tabanlı bulanık kontrolcü ile 49 kural tabanlı bir bulanık kontrolcüyü mukayese ederek önerdikleri söz konusu kontrolcünün iyi seyir konforu ve iyi yol tutuş performansı sergilediğini ve söz konusu kontrolcünün bilgisayar hesaplama yükünü önemli ölçüde azalttığını yani reaksiyon süresini kısalttığını saptamışlardır.

KÜÇÜKDEMİRAL ve diğeri (2005), aktif süspansiyon sistemleri için tek girişli robust adapteli kayan kipli bir bulanık mantık kontrolcü önermişlerdir. Kayan kipli kontrolcünün robustluğuyla bulanık mantığın kabiliyetlerini birleştiren bu kontrolcünün global kararlılık probleminin üstesinden geldiğinin geçerli sonuçları sunulmuştur. KÜÇÜKDEMİRAL ve diğeri, önerdikleri bu kontrolcünün etkinliğini ve performansını, gerçek sisteme yakın bir nonlinear model üzerinde, PID ve PD ve kendinden ayarlamalı bulanık şemalı kontrol teknikleriyle karşılaştırmalı olarak göstermişlerdir.

KUO ve diğeri (2000), bir otomobil aktif süspansiyon sistemi için bir bileşik kontrolcü geliştirmişlerdir. Bu bileşik şema bir bulanık geribesleme kontrolcü ve bir bulanık ileri-besleme kontrolcünden meydana gelmektedir. Buradaki bulanık geribesleme kontrolcü, gövde ve aks hızlarının varyasyonlarına göre seyir konforu ve yol tutuşu arasındaki uyum sağlamayı sağlamak için kullanılmaktadır. Bulanık ileri-besleme kontrolcü ise yoldan gelen bozucu etkinin sisteme kabul edilmemesi işlevini görmek için kullanılmıştır. İleri sürdükleri bu bileşik kontrolcü taşıt pürüzlü yolda seyrederken iyi yol tutuş yeteneği ve iyi seyir konforu sağlamıştır. Simülasyonu bir çeyrek taşıt modeli üzerinde yapmışlardır ve elde ettikleri

sonuçlar önerdikleri kontrol stratejisinin etkin olduğunu ve optimal kontrol ile karşılaştirmalı olarak daha iyi performans sağladığı sonucuna varmışlardır.

LAUWERYS ve diğerleri (2002), aktif çok emicinin kullanıldığı bir otomobil için bir kontrolcü geliştirmişlerdir. Buradaki çok absorberi iki adet akım kontrollü valf aracılığıyla sürekli olarak sönüm karakteristiklerini değiştirmektedir. çok sönümleyiciyi (nonlinear hidrolik sistem) dinamik sinir ağlarıyla modellemişlerdir. Ayrıca önerdikleri kontrolcülerin çeyrek taşıt modeli üzerindeki deneysel sonuçlarını da göstermiş olup çeşitli lineer otomobil kontrolcülerin kombinasyonu ile önerdikleri nonlinear sönümleyici modelini ters çevirme stratejisiyle karşılaştırmışlardır.

KARLSSON ve diğerleri (2000), bir bedel fonksiyonu temeline dayanan bir nonlinear optimal kontrol kanunu geliştirmişlerdir. Kk bozucu etkiler için performansın lineer kontrollü süspansiyon ile benzer olduğunu ancak büyük bozucu etkiler altında performansı iyileştirdiğini saptamışlardır ve lineer kontrolcüden daha emniyetli bir seyir sağladığı sonucuna varmışlardır.

GONÇALVES ve diğerleri (2003), esnek çok gövdeli dinamikleri kullanarak modelledikleri kara taşıtının seyir konforunu iyileştirmek için süspansiyon sistemlerinin optimizasyonunu gerçekleştirmişlerdir. Esnek çok gövdeli modeller için önerdikleri bu optimizasyon metodu, genel sonlu elemanlar ayrıştırması kullanılmasıyla kompleks şekilli gövdelerin gösterilmesine olanak tanımaktadır. Bu metodu, esnekliğin seyir konforu ve yol tutuş dinamik davranışlarında çok önemli bir rol oynadığı kara taşıtına uygulamışlardır. Taşıtın optimum dizaynına sonlu farklar duyarlılığı ile bir optimizasyon kullanarak ulaşmışlardır. Simülasyonlar, taşıtta çeşitli binme durumları hesaba katılarak farklı hızlar ve farklı yol profilleri için yapılmıştır.

Taşıt dinamikleri için kontrolcü dizaynı prosesi, aşırı biçimde karmaşık olmaksızın önemli bütün dinamik etkileri bünyesinde barındırabilen modeller gerektirir. Kontrolcüler ise genel olarak sensörlere, sinyal işleme organlarına, eyleyicilere ve bu kısımları içeren ve gösteren taşıt modellerine ihtiyaç duyar. Bu noktada bağ grafikleri (Bond- Graphs), az ve öz biçimde etkileşim içerisinde bulunan bütün enerji domeni tiplerinin resimsel gösterimini sunar ve kontrol donanımı ile ilişkide bulunan taşıt dinamiklerinin gösterimi için üstün bir araçtır. MARGOLIS ve SHIM (2001) elektriksel olarak kontrol edilen frenler ve her bir süspansiyon köşesindeki kontrolcleriyle birlikte bir nonlinear taşıt dinamiği modelini Bağ Grafikleri metodunu kullanarak geliştirmişlerdir. Bu çalışmalarında herhangi bir kontrolcü geliştirmemişlerdir ancak yapılan simülasyonda kontrolcülü durum sonuçları da gösterilmiştir.

JAMEI ve diğeri (2003), çalışmalarında bir bulanık kural tabanı ortaya çıkarmak için jenerik bir metot kullanmışlardır. Hemen hemen bütün bulanık kural taban üretim algoritmaları gerekenden fazla ve üst üste bindirilmiş üye fonksiyonlar üretmektedir. Jamei ve diğeri bu probleme yönelmiş olup herhangi bir benzer üye fonksiyonunu birleştirecek şekilde bir algoritma uygulamışlardır. Önerdikleri bu algoritma genel olarak daha fazla şeffaf ve daha fazla yorumlanabilir kural tabanına, minimum sayıda üye fonksiyonuna ve kural sayısının azalmasına yol açmıştır. Önerdikleri bu metodolojiyi Ford Fiesta MK-2 taşıtının parametre değerlerine sahip taşıt modeli üzerinde nonlinear bağ grafikleri kullanılan bir aktif kontrol sisteminin dizaynı için başarıyla uygulamışlardır.

ALKHAIB ve diğeri (2003), çalışmalarında jenerik algoritma metodunu tek serbestlik dereceli lineer bir titreşim izolasyonu problemi için uygulamışlardır ve bu metodu lineer çeyrek taşıt süspansiyon modelinin titreşim izolasyonu optimizasyonuna genişletmişlerdir. Bu metodun iki serbestlik dereceli çeyrek taşıt modeline uygulanması söz konusu metodun çok serbestlik dereceli sistemlere de uygulanabilirliğini göstermektedir. Ayrıca bu çalışmalarında jenerik algoritma tekniğiyle elde edilen çözümün optimalliğini göstermek için bir örnek vermişlerdir.

MARZBANRAD ve diğeri (2003), bir rasgele yolda taşıt süspansiyonunun istatistiksel optimal kontrolü üzerinde çalışmışlardır. Yol pürüzlülüğü, analizde kullanılan bir dört serbestlik dereceli yarım taşıt modeli ve bir filtre edilmiş beyaz gürültü işlemi olarak modellenmiştir. Bu çalışmada bir sensörün yol pürüzlülüğünü ölçmek üzere ön tampona takıldığı ve iki sensöründe yaylanmasız kütle ile taşıt gövdesinin göreceli hızlarını ölçtüğü varsayılmıştır. Taşıt sisteminin durum değişkenleri Kalman filtresine benzer bir metot kullanılarak tahmin edilmiştir. Süspansiyon sistemini, ön ve arka süspansiyon çalışma boşluğu, teker sapması ve gövde ivmelerinin ana kare değerlerini içeren performans göstergesini minimize etmek suretiyle optimize etmişlerdir.

GÜÇLÜ (2003), PID kontrollü bir yolcu koltuğuna ve aktif süspansiyonlara sahip nonlinear sekiz serbestlik dereceli bir taşıt modelinin dinamik davranışlarını incelemiştir. Bu çalışmada göz önüne alınan nonlinearite damperlerdeki kuru sürtünmeden dolayı meydana gelmektedir. Süspansiyonlar ise McPherson göğüsleme tipi bağımsız süspansiyonlar olarak göz önüne alınmıştır. Kontrol stratejisi üç farklı durumda hesaba katılmıştır. Birinci durumda sadece yolcu koltuğuna kontrol uygulanmıştır. İkinci durumda sadece taşıt gövdesine kontrol uygulanmıştır. Son durumda ise hem yolcu koltuğuna hem de taşıt gövdesine aynı zamanda kontrol uygulanmıştır. Güçlü, elde ettiği performans sonuçlarını karşılaştırmış ve yolcu

koltuğunun altına bir kontrolcü eklenmesinin seyir konforunu büyük ölçüde iyileştireceği sonucuna varmıştır.

Taşıt modellemesinde tekerlek için çeşitli yaklaşımlar vardır. Bu yaklaşımlar içinde en yaygın olarak kullanılanı, tekerleği bir yay-sönüm elemanı ve kütle olarak göstermektir. SORON ve GOEL (2000), dönen bir tekerleğin dinamik rijitliğini ve sönüm katsayısını belirlemek için laboratuvar tekniği geliştirmişlerdir. Normal yükün, tekerlek hava basıncının ve hızın dinamik rijitlik ve sönüm katsayısı üzerine etkilerini dört tekerlek tipi için bir rapor olarak hazırlamışlardır.

YAO ve diğerleri (2002), çalışmalarında MR (manyetik akışkanlı) sönümleyicili yarı aktif kontrollü bir taşıt süspansiyon sistemi sunmuşlardır. İlk olarak akış modunda bir MR sönümleyici tasarlamışlardır. Bu sönümleyici için performans testi "Instron" makinesiyle yapmışlardır. Bunun ardından MR sönümleyicinin karakterini belirlemek için matematiksel model olarak "Bouc-Wen" modelini seçmişlerdir. Matlab deki optimizasyon metodu ve MR sönümleyicinin deneysel sonuçları ile modelin katsayıların tayin etmişleridir. Sonuç olarak MR sönümleyici modelini de içeren bir çeyrek taşıt modeli kullanılarak süspansiyon sisteminin titreşimlerini kontrol etmek için bir yarı aktif kontrol stratejisi geliştirmişlerdir. Bu çalışmada MR sönümleyici için yapılan deneysel araştırmadan, manyetik alan altında MR sönümleyicinin çok geniş bir aralıkta ayarlanabilen sönüm kuvveti verdiği ve sönüm katsayısının elektrik akımı ile arttığı, fakat uyarım genliği ile düştüğü görülmüştür. Yao ve diğerleri MR amortisörlü bir çeyrek taşıt modelini simüle ederek, yarı aktif kontrol ile yaylanan kütlelerin ivme cevabının, süspansiyon gezinmesinin ve tekerlek sapmasının gövde rezonansı çevresinde etkin bir şekilde kontrol edilebildiğini göstermişlerdir.

NOILLANT ve diğerleri (2002), lokal kontrol performanslarını arttırmak için ABS ile süspansiyon sistemi arasında kooperatif bir kontrol gerçekleştirmişlerdir. Kontrolcü ilkin modelden bağımsız hale getirilmiş ve hibrit hiyerarşik kontrol mimarisi geliştirilmiştir. Bu kontrol mimarisinin avantajlarını simülasyon sonuçlarıyla birlikte taşıt performansı üzerinde tartışmışlardır.

YÜKSEK ve diğerleri (2002), kayan kipli kontrol uygulanan ve bir yolcu koltuğu takılı yarı taşıt modeli ele almışlardır. Bu çalışmada üç durum hesaba katılmıştır. Birinci durumda süspansiyon sistemi pasif sistem alınıp sadece yolcu koltuğuna kontrol uygulanmıştır. İkinci durumda aktif süspansiyon ve pasif yolcu koltuğu kombinezonu denenmiştir. Son durumda ise hem koltuğa hem de süspansiyonlar aktiftir. Her üç durum için de simülasyon yapılarak en iyi seyir konforunu sağlayan seçeneği belirlemek için karşılaştırmalar yapmışlardır.

WONG ve diğeri (2001), nonlinear sistemler için bir bulanık kayan kontrolcü önermişlerdir. Sürekli rejim hatasını sıfır yapmak için PI kontrolcü metodu kullanılmaktadır. Bu çalışmada kayan kipli kontrolcü ile PI kontrolcüyü bir araya getiren bir bulanık mantık kontrolcü önermişlerdir. Kayan kipli kontrolcü ve PI kontrolcü avantajları bir araya getirilebilir ve dezavantajları ortadan kaldırılabilir. Sonuç olarak önerdikleri kontrolcünün uygulanması ile iyi geçici ve sürekli rejim cevapları elde edilebileceğini saptamışlardır.

FIALHO ve BALAS (2000) çalışmalarında lineer parametre değişimli (LPD) kontrol teknikleri temeline dayanan yeni bir dizayn yaklaşımı geliştirmişlerdir. Tasarladıkları bu H_∞ temeline dayalı nonlinear kontrolcü ile süspansiyon gezinmesine odaklı lineer H_∞ kontrolcü ve gövde ivmelenmesine odaklanmış H_∞ kontrolcülerini iki serbestlik dereceli çeyrek taşıt modeli ile simülasyonunu yapmışlardır. Bu kontrolcüler sadece bir geribesleme sinyali olarak süspansiyon deplasmanını kullanmaktadır. Bu çalışmada önerilen kontrolcüler, seyir konforu performans kriterine odaklanılarak dizayn edilmiştir. Simülasyonda, lineer kontrolcüler ile önerilen H_∞ temeline dayalı LPD kontrolcülü çeyrek taşıt modeli 5 cm ve 11 cm genişliğinde iki ayrı yol modelinde test edilmiştir. Simülasyon sonuçları; süspansiyon stroğunun sınır değerlerinin aşılmaması istendiği göz önünde tutulduğunda önerilen H_∞ temeline dayalı LPD kontrolcünün lineer karşılıklarına göre daha iyi performans sergilediğini ortaya koymuştur.

CHANG ve diğeri (2002), kayan kipli kontrol teorisi ile bulanık kontrol teknolojisini birleştirerek karmaşık tek giriş-tek çıkışlı sistemlerin kontrol edilmesi için yeni tip bir bulanık kontrolcü dizaynı sunmuşlardır. İlk verilen nonlinear sistemin yerel dinamik davranışlarını göstermek için bu sistemin bulanık modelini oluşturmuşlardır. Daha sonra, global kayan kipli kontrolcü ve tam durum değişkeni geribeslemeli kontrolcülerin birleştirilmesi ile bir global kontrolcü oluşturmuşlardır. Robustluğun ve izleme performansının iyileşmesi bulanık mantık temelli kontrol ile kayan kipli kontrolün bütünleştirilmesi ile sağlanmıştır. Buna ek olarak nonlinear sistemlerin temelinde yatan kontrol kararlılığı sorununun giderilmesi, sistem parametrelerindeki belirsizlikten kaynaklanan problemin kayan kipli kontrolün robustluğu ile garanti edilmiştir. Sonuç olarak geliştirilen bu bütünlük kontrolcünün fizibilitesi ve etkinliğini göstermek için iki simülasyon gerçekleştirmişlerdir.

CHOI ve diğeri (2002), çalışmalarında MR damper kullanılan bir tam taşıt süspansiyon sistemi modelinin geribesleme kontrol performansını incelemişlerdir. Bingham modeli ile silindirik bir MR damperi dizayn edip imal etmişlerdir. Bu MR damperin alan-bağımlı sönüm karakteristiklerinin tespitinden sonra, birbirinden bağımsız dört MR damper kullanılarak bir tam taşıt süspansiyon sistemi kurmuşlardır. Bu tam taşıt modelinin hareket denklemlerini,

dikey yer değiştirmeler, kafa vurma hareketi ve yalpalama hareketinden türetmişlerdir. Belirsiz parametre olarak taşıtın yaylanmalı kütesinin ele alınmasıyla, bu sistem belirsizliklerine karşı sistem robustluğu için bir H_∞ kontrolcü formülize etmişlerdir. Bunu ‘‘evrim şekillendirme tasarım prosedürünün’’ benimsenmesiyle gerçekleştirmişlerdir. Sonuç olarak önerdikleri MR süspansiyon sisteminin titreşimlerin üstesinden gelebilme, kontrol performans karakteristiklerini farklı yol şartları için değerlendirerek pratik fizibilitesini ortaya koymuşlardır.

DU ve diğerleri (2004), MR damperli taşıt süspansiyon sisteminin yarı-aktif H_∞ kontrolünü yapmışlardır. İlkin bir MR damper prototipinin üzerine sinüzoidal tahrikler uygulayarak bir deney yapmışlardır. Bu deneyle MR damperin dinamik cevabını karakterize eden bir polinomial model kurmuşlardır. Daha sonra ele aldıkları iki serbestlik dereceli çeyrek taşıt modeli için statik çıkış geri beslemeli H_∞ kontrolcü dizaynı yapmışlardır. Bu dizayn, H_∞ kontrolcü dizaynı için gerekli olan genelleştirilmiş yapı elde edilirken herhangi bir şekilde frekansa bağlı filtreler kullanılmamasıyla yapılmaktadır. Bu tarz H_∞ kontrolcü tasarımının avantajı elde edilen kontrolcünün derecesinin düşük olmasıdır. Tasarladıkları bu statik çıkış geri beslemeli H_∞ kontrolcüye süspansiyon gezinmesini ve gövdenin hızını geri beslemişlerdir. Deneyle elde ettikleri polinomial MR damper modeliyle aktif kontrol kuvvetini bulmuşlardır. Çalışmanın sonunda önerdikleri bu kontrol şemasını rasgele yol profilinde test etmişlerdir. Sonuçlar MR damperle gerçekleştirilen böyle bir statik çıkış geri beslemeli H_∞ kontrolcüyle çok iyi aktif süspansiyon performansına ulaşıldığını göstermişlerdir.

CHOI ve HAN (2003), ER (elektriksel akışkan) damperli çeyrek taşıt modelini ele alarak, taşıt gövdesinin ktesiyle ve ER damperin zaman sabitiyle ilgili olarak modeldeki parametre belirsizliklerini tazmin ederek taşıtta meydana gelen istenmeyen titreşimleri bastıran H_∞ kontrolcü tasarlamışlardır. Taşıt gövdesinin dikey ivmelenmesini, kontrolcülü ve pasif durumlar için hem frekans domeninde hem de zaman domeninde sunmuşlardır. Buna ek olarak taşıt gövdesi kütesinde ve ER damper zaman sabitindeki değişimlere bağlı olarak kontrol cevaplarını ortaya koymuşlardır. Sonuçlar modelde söz konusu parametrelerdeki gibi belirsizlikler olması durumunda bile tasarlanan böyle bir H_∞ kontrolcünün, istenmeyen titreşimleri güzel bir şekilde bastırmaya kabil olduğunu göstermektedir.

DU ve diğerleri (2003), jenerik algoritmalar ve lineer matris eşitsizliklerini kullanarak, statik çıkış geri beslemeli H_∞ kontrolcü dizayn etmek için bir yaklaşım önermişlerdir. Bu çalışmalarında aktif süspansiyonlu bir çeyrek taşıt modeli ele almışlardır. Taşıt gövdesi ivmelenmesi, süspansiyon gezinmesi ve tekerlek deformasyonu minimizasyon problemini

uygun bir şekilde formüle ederek statik çıkış geri beslemeli H_∞ kontrolcüyü elde etmişlerdir. Sonuç olarak, önerdikleri yaklaşımla elde edilen H_∞ kontrolcünün belirsizliklere toleransının oldukça iyi olduğunu frekans domenindeki analizlerle göstermişlerdir.

SHARİATİ ve diğerleri (2004), hidrolik eyleyicili yarım taşıt modeline, kaskat yapılı geri beslemeli bir H_∞ kontrolcü tasarlamışlardır. Önerdikleri kontrol şeması iki serbestlik dereceli olup iki döngü içermektedir. İç döngüde P kontrol kullanılmışlardır. Dış döngüde ise robust H_∞ kontrolcü kullanmışlardır. H_∞ kontrolcüyü iki durum için ayrı ayrı tasarlamışlardır. Birinci durumda modelin herhangi bir belirsizlik içermediğini düşünerek H_∞ kontrolcüyü tasarlamışlardır. İkinci durumda ise sistemdeki belirsizlikler çarpım belirsizliği olarak modele katmışlar ve bu model için H_∞ kontrolcüyü tasarlamışlardır. Önerdikleri bu iki döngülü kontrol yapısının içerdeki döngüsü hidrolik eyleyici nonlineeritesini azaltmaya yöneliktir. Sonuçta önerdikleri bu kontrol yapısını yarım taşıt modelinde rasgele yol girişi için test etmişler ve söz konusu kontrolcüyle üretilen bir aktif süspansiyonun istenmeyen taşıt titreşimlerini, insan hassasiyeti frekansı aralığında etkin bir şekilde bastırıldığını göstermişlerdir.

ZHU ve ISHITOBI (2003), dört serbestlik dereceli nonlineer yarım taşıt modeli kullanarak, yoldan kaynaklanan bozucu etkilerin taşıtlarda karmaşık (kaotik) cevaplara yol açabileceğini göstermişlerdir. Kullandıkları nonlineer yarım taşıt modelindeki nonlineerite kaynakları, sertleşen süspansiyon yay karakteristiği ve bilinear (parçalı lineer) süspansiyon sönüm karakteristiğidir. Bu çalışmalarında herhangi bir kontrolcü tasarlanmamıştır. Faz farklı iki sinüzoidal yol girişi kullanarak nonlineer modelin frekans cevaplarını ve dallanma (bifurcation) diyagramlarını elde etmişlerdir. Hesaplamalarını Matlab bilgisayar programı tarafından sağlanan dördüncü dereceden Runge_Kutta algoritmasıyla yapmışlardır. Frekans cevapları, rezonans bölgelerinde kaotik cevaplar ortaya çıkabileceğini göstermektedir. Dallanma diyagramları ise kaotik cevabın süspansiyon sönüm katsayısının değişimine duyarlı olduğunu ortaya koymaktadır.

FIALHO ve BALAS (2004), iki serbestlik dereceli taşıt modeline, hidrolik eyleyici dinamiğini de göz önüne alarak lineer parametre değişimli (LPD) kazanç programlamalı kontrolcü tasarlamışlardır. Geri besleme olarak süspansiyon sapması, taşıt gövdesi ivmelenmesi, hidrolik basınç ve valf deplasmanını ölçmüşlerdir. Lineer parametre değişimli kontrolcüyü tasarlamak için, taşıt gövdesinin düşey hareketi ve süspansiyon sapması için tasarladıkları ağırlık fonksiyonlarını (filtreleri) programlama parametreleriyle değişecek şekilde almışlardır. Bu çalışmalarındaki programlama parametreleri süspansiyon sapması ve

yol pürüzlülüğüdür. Programlama parametrelerinden birinin yol pürüzlülüğü olması kontrolcüye farklı yol şartlarına adaptasyon yetisi kazandırmaktadır. Farklı yol profilleri kullanılarak elde edile simülasyon sonuçları, lineer parametre değişimli kontrolcünün üstün bir sürüş konforu sağladığını göstermektedir.

SON ve diğerleri (2002), iki serbestlik dereceli lineer çeyrek taşıt modeli kullanarak robust H_∞ kontrolcü tasarlamışlardır. Kontrolcüye geri besleme sinyali olarak sadece taşıt gövdesi ivmelenmesini ölçmüşlerdir. İvme performansı için bir ağırlık fonksiyonu tasarlamışlardır. H_∞ kontrolcüyü Matlab bilgisayar programı tarafından sağlanan LMI (lineer matris eşitsizlikleri) araç kutusunu kullanarak tasarlamışlardır. Zaman tanım kümesindeki simülasyonları rastlantısal (random) yol modeli kullanarak yapmışlardır. Simülasyon sonuçları önerdikleri H_∞ kontrolcünün güzel bir şekilde taşıt gövdesi ivmelenmesini bastırdığını göstermiştir.

GASPAR ve diğerleri (2003), hidrolik eyleyici dinamiğini de göz önüne alarak bir nonlineer çeyrek taşıt modeli için lineer parametre değişimli kontrolcü tasarlamışlardır. Modeldeki nonlineerite kaynakları, sertleşen süspansiyon yay karakteristiği, gerçeğe yakın süspansiyon sönüm karakteristiği ve hidrolik eyleyiciden kaynaklanan nonlineerite kaynaklarıdır. FIALHO'nun lineer parametre değişimli kontrolcü tasarımı çalışmalarından farklı olarak kazanç programlama parametrelerini söz konusu nonlineerite kaynaklarını modele katmak için kullanmışlardır. Yani FIALHO'nun çalışmalarında ağırlık fonksiyonları (filtreler) kazanç programlama vektörüne bağlıken burada modelin kendisi kazanç programlama vektörüne bağlı olarak elde edilmiştir. GASPAR ve diğerleri bu çalışmalarında programlama parametresi olarak süspansiyon sapması (göreceli deplasman) ve göreceli hızları kullanmışlardır. Lineer parametre değişimli kontrolcüye geri besleme sinyali olarak sadece taşıt gövdesi ivmelenmesini ölçmüşlerdir. Zaman tanım kümesindeki simülasyon sonuçlarıyla, LPD kontrolcünün süspansiyon sapması performansı ile sürüş konforu performansı arasındaki ilişkiyi garanti ettiğini ortaya koymuşlardır.

SZASZI ve diğerleri (2004), bu çalışmalarında dört serbestlik dereceli nonlineer yarım taşıt modeli ele alarak lineer parametre değişimli bir kontrolcü tasarlamışlardır. Bunun için ilk önce nonlineer taşıt modelini lineerleştirmişlerdir. Programlama parametrelerine bağlı olarak tasarladıkları ağırlık fonksiyonlarıyla birlikte genelleştirilmiş yapıyı elde etmişlerdir. Programlama parametreleri olarak ön ve arka göreceli deplasmanları (süspansiyon sapması) ve göreceli hızları kullanmışlardır. Yani programlama parametre vektörü dört elemanlı bir vektördür. Kontrolcü için gövde ivmelenmesini geri beslemişlerdir. Çalışmalarının sonunda

tasarladıkları LPD kontrolcüyü nonlinear modele uygulamışlardır. Zaman tanım kümesindeki simülasyonlar LPD kontrolcünün güzel bir performans ortaya koyduğunu göstermektedir.

YAĞIZ ve diğerleri (2000) çalışmalarında çeyrek taşıt modeline LQR ve PID kontrol uygulayıp bir karşılaştırma yapmışlardır. ONAT ve diğerleri (2005) yine iki serbestlik dereceli çeyrek taşıt modeli için ayrı ayrı LQR, FLC (bulanık mantık kontrolcü) ve H_∞ kontrolcü tasarlayıp kontrolcülerin farklı taşıt gövde kütleleri için bir karşılaştırma çalışması yapmışlardır. Bu karşılaştırmayı gövde ivmelenmesi, gövdenin düşey hareketi ve süspansiyon sapması performansının (RMS değerlerinin) birlikte hesaba katıldığı bir performans ölçütü kullanarak yapmışlardır. Sonuçlar H_∞ kontrolcünün güzel sonuçlar verdiğini göstermektedir.

Taşıt titreşimlerinin aktif kontrolü konusunda literatürdeki bilimsel araştırmalara ilişkin olarak konuları ve yayımlandıkları zamanla ilgili genel bir değerlendirme yapmak gerekirse, geleneksel kontrol metotlarının (P, PD, PID, vb...) uygulanmasıyla başlayan, optimal kontrol metotlarının (LQR, LQG, vb...) ve bulanık mantık temeline dayalı kontrol metotlarının uygulanmasıyla devam eden ve son zamanlarda da gerek otomotiv sektöründe olsun gerekse de akademik alanlarda olsun robust kontrol metotlarının (Kayan Kipli Kontrolcüler, H_∞ temeline dayalı Kontrolcüler) uygulanmasına yönelik yoğun araştırmalar göze çarpmaktadır. Son zamanlarda taşıt titreşimlerinin robust kontrolü konusunda yoğunlaşan bu çalışmalarda, bilhassa H_∞ temeline dayalı nonlinear kontrolcü tasarımına yönelik bir araştırma eğiliminden bahsedilebilir.

1.2 Tezin Amacı, İçeriği ve Önemi

Taşıt gövdesi ve tekerlek arasına bir yay ve sönüm elemanı yerleştirilerek oluşturulan pasif süspansiyon sistemleri sürüş konforu, süspansiyon sapması ve yol tutuşu performans kriterleri arasında bir ödünleşme sunarlar. Taşıt titreşimleri değerlendirilirken ele alınan bu üç önemli performans kriterinden sürüş konforu ile süspansiyon sapması birbiriyle ilişkilidir. Zira uygulamada taşıtların yapısal özelliklerinden dolayı, süspansiyon stroku belirli değerlerle sınırlıdır. Bunun için süspansiyon sapmasının bu sınır değerlerine ulaşması, taşıtta kırılmalara ve sürüş konforu kaybına sebep olmaktadır. Bu yüzden konfor için taşıt gövdesi ivmelenmesinin minimizasyonuna odaklanmış bir aktif süspansiyon kontrolcüsünün aynı zamanda süspansiyon sapmasının taşıtın yapısal özelliklerinden kaynaklanan süspansiyon limitlerine ulaşmaması bir kısıt olarak dayatılmalıdır.

Tekerlekle taşıt gövdesi arasına geri besleme ile kontrol edilebilen bir hidrolik eyleyici yerleştirilmesiyle meydana getirilen aktif süspansiyon sistemleri için lineer kontrol metotları kullanılarak tasarlanan süspansiyon kontrolcüleri de çatışma eğilimindeki sürüş konforu ve süspansiyon sapması performans kriterleri arasında ödünleşmeye giderler. Yani lineer kontrol metotlarıyla tasarlanan bir kontrolcünün birbiriyle çatışma eğiliminde olan birden fazla performans kriterine ayrı ayrı odaklanma yetisi yoktur. Bir başka deyişle lineer kontrol metotları kullanılarak tasarlanmış bir aktif süspansiyon kontrolcüsü, sürüş konforu ve süspansiyon sapması performans kriterleri arasında ancak bir ödünleşme sunabilir. Hem sürüş konforu hem de süspansiyon sapması performans ölçütüne odaklanma amacına sadece nonlineer kontrolcüler kullanılarak ulaşılabilir. Bu noktada, en yalın anlatımla, bu tezin nihai amacı süspansiyon sapması genlik değerleriyle birlikte karakter değiştirerek, konfor performansıyla süspansiyon sapması performansı arasında uzlaşmayı garanti edebilecek lineer parametre değişimi (LPD) temeline dayalı H_∞ kontrolcüyü tasarlamak ve ardından lineer ve nonlineer taşıt modellerine uygulamaktır. Tezin orijinalliği, ZHU ve ISHITOBI'nin taşıt titreşimlerinde kaotik cevapların ortaya çıkabileceği sonucuna ulaştıkları çalışmalarında ele aldıkları nonlineer modeli kullanarak, taşıt gövdesi kütlesi değişimine duyarlı lineer parametre değişimli kontrolcüyü yedi serbestlik dereceli tam taşıt modeline uygulamaktır. Önceki bölümde ele alınan, FIALHO, BALAS, SZASZI ve GASPARD'ın aktif süspansiyon sistemleri için LPD kontrol tasarımı çalışmalarından farklı olarak taşıt gövde kütlesi değişimine duyarlı LPD kontrolcünün tasarlanması ve nonlineer tam taşıt modeline uygulanmıştır. Bu amaç doğrultusunda tezin bölümleri ve bunların içeriklerinden bahsederek:

Bölüm 1'de taşıt titreşimlerinin kontrolü konusunda şimdiye kadar yapılmış belli başlı çalışmaların, hangi modele, hangi yaklaşımlarla ve hangi kontrol metodu ana sorularına yanıt aranarak oluşturulmuş özetlerinin verildiği literatür taraması çalışması sunulmuştur. Literatür taramasından taşıt titreşimlerinin lineer parametre değişimi temeline dayalı H_∞ kontrolü konusunun güncel kontrol konularından bir tanesi olduğu sonucuna varılmıştır.

Bölüm 2'de başta taşıt titreşimlerinin değerlendirilmesinde kullanılan performans kriterleri ve bunlar arasındaki ödünleşmeler incelenmiştir. Daha sonra taşıt modellerindeki nonlineerite ve taşıt parametrelerindeki belirsizliklerin söz konusu performans kriterlerine etkileri, hem frekans domeninde hem de zaman domeninde yapılan analizlerle incelenmiştir. Bu incelemede basitlik açısından iki serbestlik dereceli taşıt modeli kullanılmıştır. Bölüm 2'den çıkan en önemli sonuç tezinde ana konularından biri olan taşıt gövdesi kütlesinin artmasının ivme performans kriterine genelde olumlu yönde bir etkisinin ancak süspansiyon sapması

performans kriterine kötü yönde bir etkisi olduğunu göstermektedir. Bu sonuç ileriki bölümlerde taşıt gövdesi kütlelerinin değişimine duyarlı LPD temeline dayalı H_∞ kontrolcünün tasarımı için önem arz etmektedir.

Bölüm 3' de H_∞ kontrol teorisi etraflı bir şekilde tanıtılmıştır. Bölüm 2'de verilen iki serbestlik dereceli taşıt modeli için lineer H_∞ kontrolcü tasarımı yapılmıştır. Bölüm 3'de söz konusu çeyrek taşıt modeli için H_∞ kontrolcünün yanı sıra bir karşılaştırma imkanı olması bakımından bir Kalman Filtresi Esaslı (KFE) kontrolcüde tasarlanmış ve genel bir kıyas yapılmıştır. Bölüm 3'den lineer H_∞ kontrolcülerin taşıt gövdesi kütlelerinin değişimlerine karşın KFE kontrolcüden daha iyi sonuç verdiği ancak lineer kontrol metotları kullanılarak tasarlanmış bir aktif süspansiyon kontrolcüsünün hem ivme performans kriterine hem de süspansiyon sapması performans kriterine odaklanamayacağı ve bu amaca ancak bir nonlineer kontrolcüyle ulaşılacağı sonucuna ulaşılmıştır.

Bölüm 4'de önceki bölümde ele alınan çeyrek taşıt modelinde süspansiyon strokunun ± 8 cm olarak hesaba katılmış ve bu model için süspansiyon sapmasının taşıtın yapısal sınırlarına yaklaştığında sertleşen aktif süspansiyonu meydana getirmek için LPD kontrolcü tasarlanmıştır. Sonuçta LPD kontrolcünün çatışma eğiliminde olan ivme performansı ile süspansiyon sapması performansı arasındaki uzlaşmayı garanti edeceği görülmüştür.

Bölüm 5'de sürücü koltuğu da düşünülerek beş serbestlik dereceli yarım taşıt modeli kullanılarak farklı kontrol alternatifleri değerlendirilmiştir. Bunun için üç farklı durumda lineer H_∞ kontrolcü tasarlanmıştır. Birinci durumda sadece taşıt gövdesi ile sürücü koltuğu arasına kontrolcü yerleştirilmiştir. İkinci durumda sadece süspansiyonlara kontrolcüler yerleştirilmiştir. Üçüncü durumda ise hem sürücü koltuğu altına hem de süspansiyonlara kontrolcü yerleştirilmiştir. Bu bölümden sadece süspansiyonlara eyleyicilerin yerleştirildiği ikinci kontrol durumu alternatifinin daha uygun olduğu sonucuna varılmıştır. Bu sonuç çerçevesinde bölüm 6'daki tam taşıt modelinde sürücü koltuğu modele katılmamıştır.

Bölüm 6'da yedi serbestlik dereceli lineer ve nonlineer tam taşıt modeline taşıt gövdesi kütlesi değişimine duyarlı LPD kontrol temeline dayalı H_∞ kontrolcü tasarlanmış ve simüle edilmiştir. Simülasyonlar, iki farklı yol durumunda taşıtın boş ve tam dolu durumları için yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar, sistemde parametre değişimleri ve nonlineerite olsa bile böyle bir LPD temeline dayalı H_∞ kontrolcü tasarlanmasıyla üretilecek aktif süspansiyon sisteminin üstün performans sergileyeceğini göstermektedir.

Bu tezde iki ana konu ön plana çıkmaktadır. Bunlardan birincisi taşıt gövdesi kütlesi değerlerinin ve buna bağlı olarak kafa vurma hareketi ve yalpalama hareketi atalet

momentlerinin değişimi ve bunun kontrol performans kriterlerine etkisidir. Malzeme teknolojisindeki ilerlemelere paralel olarak yakın gelecek zamanda otomotiv sektöru çok daha hafif taşıtlar üretilebilecektir. Bununla birlikte, taşıt gövdesi kütleindeki değişimler daha yüksek oranlarda seyredecektir ve bu değişimleri göz önüne alabilen kontrolcülerin tasarlanması ön plana çıkabilecektir. Uygulamada süspansiyon elemanlarının hasar gördüğü durumlar genellikle taşıtın tam dolu olduğu, kötü yol şartlarında meydana gelmektedir. Bu tezde yol durumuna ve taşıt gövdesi kütleinin artmasına duyarlı olarak karakter değiştirebilen ve süspansiyon sapması titreşim genliklerinin büyüdüğü durumlarda sertleşen LPD kontrolcü tasarlanmıştır.

İkinci konu ise sistem parametrelerinde belirsizlik ve modelde nonlineerite olsa bile hem konfor hem de süspansiyon sapması performans kriterine odaklanabilen LPD kontrol temeline dayalı robust H_∞ kontrolcü tasarımıdır.

2. NONLİNEERİTE VE PARAMETRE BELİRSİZLİKLERİNİN PERFORMANS ÖLÇÜTLERİNE ETKİLERİNİN İNCELENMESİ

2.1 Çeyrek Taşıt Modeli ve Ödünleşmeler

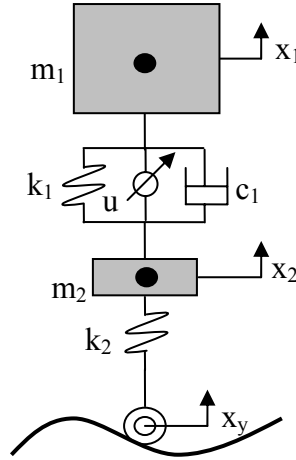
Taşıt titreşimleri değerlendirilirken büyük bir çoğunlukla üç önemli performans kistasıyla değerlendirilir. Bunlar; seyir konforu performansı, yol tutuş performansı ve süspansiyon sapma aralığıdır. Taşıt gövdesi ve tekerlek arasına bir yay ve sönüm elemanı yerleştirilerek oluşturulan pasif süspansiyon sistemleri sürüş konforu, süspansiyon sapması ve yol tutuşu performans kriterleri arasında bir ödünleşme sunarlar. Taşıt titreşimleri değerlendirilirken ele alınan bu üç önemli performans kriterinden sürüş konforu ile süspansiyon sapması birbiriyle ilişkilidir. Zira uygulamada taşıtların yapısal özelliklerinden dolayı, süspansiyon stroku belirli değerlerde sınırlıdır. Bunun için süspansiyon sapmasının bu değerleri aşması taşıtta kırılmalara ve sürüş konforu kaybına sebep olmaktadır.

Şekil 2.1’de gösterilen iki serbestlik dereceli çeyrek taşıt modelinde, taşıtın gövdesi (yaylanmalı kütle) tek serbestlik dereceli bir kütle olarak, dört adet aks ise yine tek serbestlik dereceli ayrı bir kütle (yaylanmasız kütle) olarak düşünülmüştür. Burada m_1 , taşıt gövdesinin kütesini; k_1 , süspansiyon sisteminin yay sabitini; c_1 , süspansiyon sisteminin sönüm sabitini; m_2 , aksların kütesini; k_2 , tekerleğin yay sabitini; x_y yol yüzeyini; u ise m_1 ve m_2 kütlelerinin arasına yerleştirilmiş kontrol elemanı tarafından sisteme etkileyen kontrol kuvvetini göstermektedir. Sisteme ait hareket denklemleri ve bunların durum uzay formundaki ifadeleri sırasıyla Ek 1’de verilmiştir.

Literatürde yaygın olarak, seyir konforunun taşıt gövdesinin dikey ivmelenmesiyle ilişkili olduğu kabul edilmektedir. Seyir konforunu iyileştirmek için yol bozucusu girişinden taşıt gövdesinin dikey ivmelenmesine olan transfer fonksiyonunu 0-65 rad/s frekans aralığında bastırmak gerekmektedir. Bu noktada, konfor için gerekli olan taşıt gövdesinin dikey ivmelenmesi minimize edilirken pratikte taşıtların yapısal özellikleri sebebiyle süspansiyon stroğunun belirli bir değerde olması gerçeği de göz önüne alınmalıdır. Pratikte bu değer aşıldığında sadece seyir konforu kaybına değil aynı zamanda taşıtın yıpranmasına da sebep olmaktadır. Bu yüzden sürüş konforuna odaklanılarak kontrol dizayn etmek için yol bozucusu girişinden süspansiyon sapma aralığına olan transfer fonksiyonu da göz önüne alınmalıdır.

Şekil 2.1’deki iki serbestlik dereceli çeyrek taşıt modeli göz önüne alınırsa; bozucu yol girişinden taşıtın gövdesinin dikey ivmelenmesine olan transfer fonksiyonu $\omega_1 = \sqrt{k_2 / m_2}$ frekansında değişmez bir noktaya sahiptir (FIALHO, 2000). Kontrol tasarımı bakış açısıyla

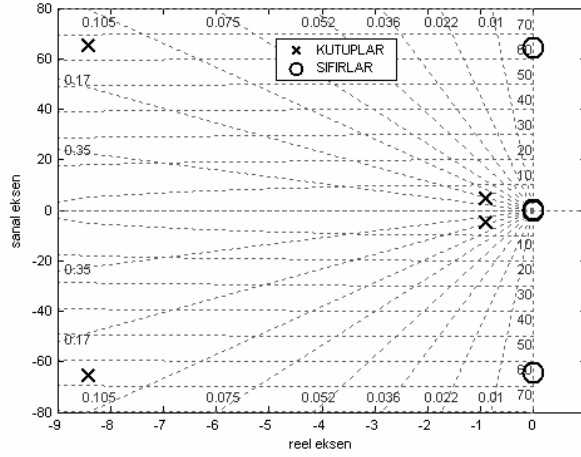
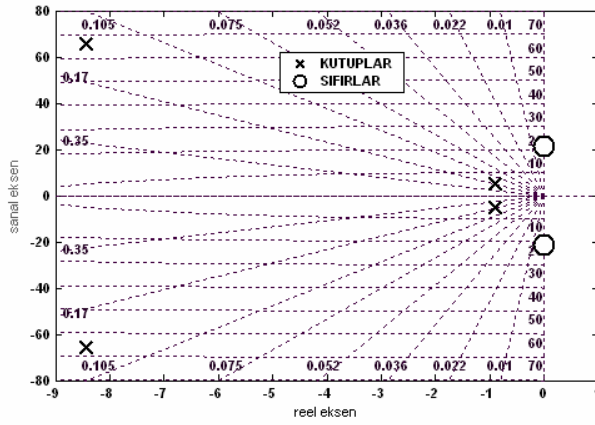
bu durum; kontrol girişinden (u) ivmelenmeye olan transfer fonksiyonu $G_a(s) = \ddot{x}_1 / u$ nun ω_1 frekansında sıfırı olduğu anlamına gelmektedir. Çizelge 1'deki değerler için $\omega_1 = 64.5$ rad/s dir. Benzer şekilde yol bozucu girişinden süspansiyon sapma aralığına olan transfer fonksiyonu $G_{sd}(s) = (x_1 - x_2) / u$ da $\omega_2 = \sqrt{k_2 / (m_2 + m_1)}$ frekansında değişmez bir noktası vardır. Bu durumda kontrol girişinden süspansiyon sapmasına olan transfer fonksiyonunun $\omega_2 = 21.1$ rad/s frekansında sıfırı olduğuna işaret etmektedir. Sistem sıfırlarının kontrol performansı üzerindeki sınırlayıcı etkisi düşünüldüğünde lineer bir kontrolcü söz konusu iki performans kriterini eş zamanlı olarak konfor için gerekli olan düşük frekans bölgesinde minimize edemez (LIN, 1997). Nitekim HEDRICK'in çalışmasında lineer bir kontrolcü kullanılarak düşük frekans bölgelerinde taşıt gövdesinin dikey ivmelenmesinde küçük bir azaltmanın $\sqrt{k_2 / m_2}$ frekansında süspansiyon sapma aralığında büyük artışlara yol açacağını gösterilmiştir (HEDRICK, 1990). Lineer metotlar kullanılarak tasarlanan aktif süspansiyon kontrolcülerini söz konusu iki performans kriteri arasında bu şekilde bir ödünleştirme eğilimindedirler (FIALHO, 2000). Şekil 2.2 ve şekil 2.3'de sırasıyla $G_a(s)$ ve $G_{sd}(s)$ transfer fonksiyonlarının kutup ve sıfır haritaları verilmektedir.



Şekil 2.1 Çeyrek taşıt modeli

Çizelge 2.1 Çeyrek taşıt için simülasyon parametreleri

m_1	Taşıt gövdesinin kütlesi	500 kg
m_2	Tekerlek ve aks kütlesi	60 kg
c_1	Süspansiyon sönüm katsayısı	1000 Ns/m
k_1	Süspansiyon yay katsayısı	13000 N/m
k_2	Tekerlek yay katsayısı	250000 N/m
β	Nonlineerite katsayısı	1300000 N/m ³

Şekil 2.2 $G_a(s)$ 'nin Kutup-Sıfır haritasıŞekil 2.3 $G_{sd}(s)$ 'nin Kutup-Sıfır haritası

2.2 Sistemdeki Belli Başlı Nonlinearite Kaynakları ve Parametre Belirsizlikleri

2.2.1 Nonlineer yay karakteristiği

Yay uçları arasındaki yer değiştirmenin çok küçük değerlerini kapsayan dar bir aralıkta yay karakteristiklerinin k eğimli bir doğru ile temsil edilmesi çoğu defa iyi bir yaklaşıklık oluştursa da gerçek hiçbir yay karakteristiği aslında doğrusal değildir (KELLY, 2000).

Mekanik yaylar, gerilmesiz halleri civarındaki geniş bir bölgede çekme ve basmaya karşı benzer davranış gösterirler, yani karakteristikleri orijin civarındaki geniş bir bölgede orijine göre simetriktir. Buradan, yay karakteristiği konumun $F = ax + bx^3 + cx^5 + \dots$ şeklinde sadece tek kuvvetler içeren bir kuvvet serisiyle ifade edilebilir. Doğrusal olmayan etkiyi göz

ardı etmeyen en basit yaklaşım olarak genellikle bu serinin ilk iki terimi göz önüne alınır. F_{yay} yay kuvveti, x yay uçları arasındaki göreceli yer değiştirme olmak üzere,

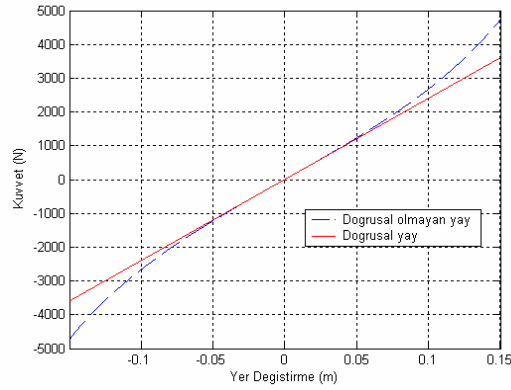
$$F_{yay} = kx + \beta x^3 \quad (2.1)$$

ile ifade edilebilir. Buradaki β sabitinin değerine göre yaylar; $\beta > 0$ ise sertleşen yay, $\beta < 0$ ise yumuşayan yay ve $\beta = 0$ ise doğrusal yay olarak adlandırılır (RAO, 2004).

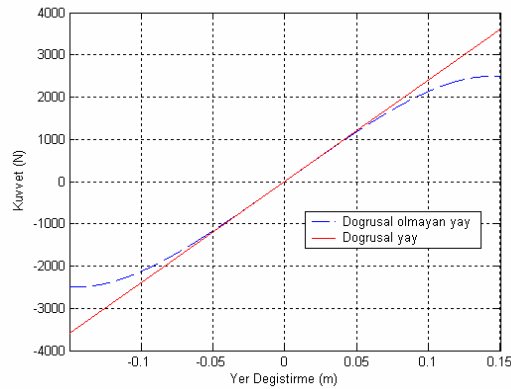
Bazı çalışmalarda yukarıdaki yay modelinden farklı olarak, yay karakteristiğinin denklem (2.2)'deki yapıda olduğu göz önüne alınmıştır (MEIROVITCH, 2001).

$$F_{yay} = k_s \operatorname{sgn}(x)|x|^n \quad (2.2)$$

Burada, k_s yay katsayısı, $\operatorname{sgn}(\cdot)$ işaret fonksiyonu ve n , yayın nonlineeritesini gösteren bir üstün ve yayın nonlineer katsayısı olarak ifade edilir. Denklem 2.2'deki yay modeli, $n=1$ olması durumunda yayın doğrusal karakterde olduğunu ima eder. Şekil 2.4 ve şekil 2.5'de sırasıyla sertleşen ve yumuşayan yay karakteristikleri gösterilmektedir.



Şekil 2.4 Sertleşen yay karakteristiği



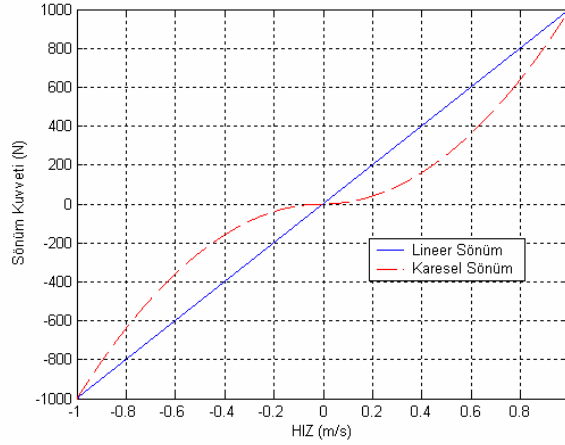
Şekil 2.5 Yumuşayan yay karakteristiği

2.2.2 Nonlinear sönüm karakteristiği

Bir akışkan içinde yüksek Reynolds sayılarındaki hareketlerde, dalmış cisme etkiyen sürüklenme kuvveti büyük bir yaklaşıklıkla hızın karesiyle orantılıdır. Bu sebeple karesel sönüme ilişkin incelemeler yalnız kuramsal olarak değil uygulama bakımından da öneme sahiptir. Karesel sönümlü sistemlerde sönüm kuvveti;

$$g(\dot{x}) = c \cdot \text{sgn}(\dot{x}) \cdot \dot{x}^2 \quad (2.3)$$

ifadesiyle verilmektedir. Buradaki g fonksiyonu hıza bağlı sönüm kuvvetini, \dot{x} sönüm elemanının uçları arasındaki göreceli hızı ve c ise sönüm katsayısını ifade etmektedir. Şekil 2.6'da karesel sönüm karakteristiği gösterilmektedir.



Şekil 2.6 Karesel sönüm karakteristiği

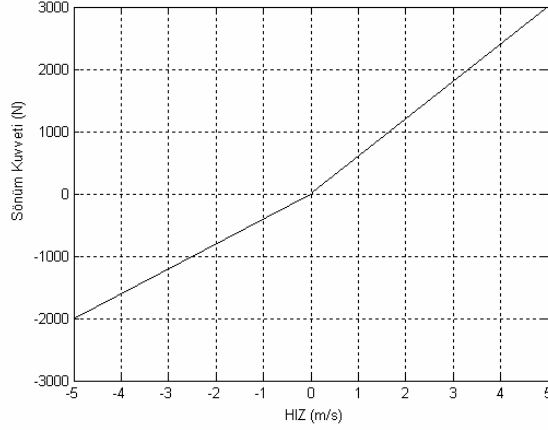
Literatürdeki bazı çalışmalarda süspansiyonlarda doğrusal olmayan sönüm kuvvetleri;

$$F_s = c_s \cdot \Delta\dot{x} \quad (2.4)$$

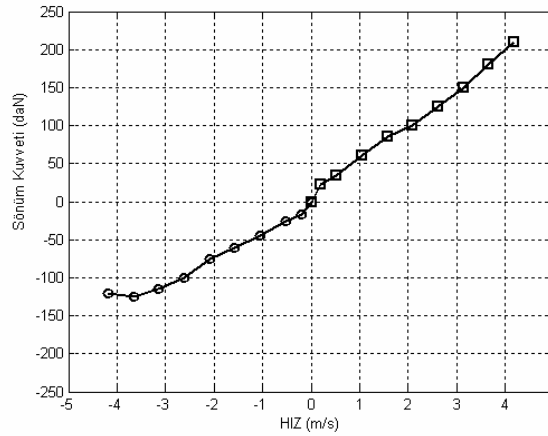
ifadesiyle hesaba katılmıştır. Burada F_s sönüm kuvvetini, $\Delta\dot{x}$ sönüm elemanının uçları arasındaki hız farkını göstermektedir. Buradaki sönüm katsayısı c_s ise aşağıdaki gibi tanımlıdır.

$$c_s = \begin{cases} c_u & \Delta\dot{x} \geq 0 \\ c_d & \Delta\dot{x} < 0 \end{cases} \quad (2.5)$$

Burada c_u ve c_d katsayıları sırasıyla sönüm damperin kapama ve açma durumlarındaki sönüm katsayılarıdır. Şekil 2.7'de bir damperin sönüm karakteristiği gösterilmektedir. Şekil 2.8'de ise bir damperin, test makinesinde ölçülerek elde edilmiş, gerçek sönüm karakteristiği verilmektedir.



Şekil 2.7 Doğrusal olmayan sönüm karakteristiği

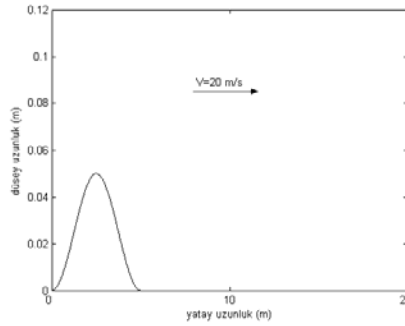


Şekil 2.8 Gerçek sönüm karakteristiği (Yüksek,1994)

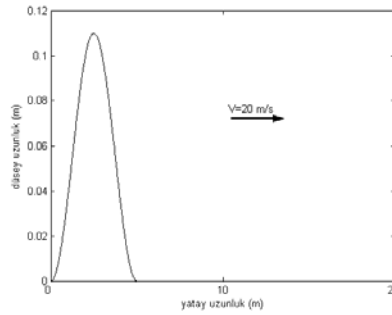
2.2.3 Simülasyonlar

Bu kısımdaki zaman domeni (tanım kümesi) simülasyonları Şekil 2.9 ve 2.10'da gösterilen iki farklı yol durumu için yapılmıştır. Birinci yol girişi 5 cm genliğinde sinüzoidal bir tümsektir. İkinci yol girişi ise 11 cm genliğinde sinüzoidal bir tümsektir. Şekil 2.1'de gösterilen iki serbestlik dereceli çeyrek taşıt modeli iki şekilde düşünülmüştür. Birinci modelde süspansiyon yayının lineer karakterde olduğu ikinci modelde ise süspansiyon yayının, denklem 2.1'de verilen, sertleşen nonlineer yay karakteristiğine uyduğu düşünülmüştür. Şekil 2.11-2.13'de birinci yol girişi durumunda lineer ve nonlineer modeller için sırasıyla taşıt gövdesinin ivmelenmesi, süspansiyon sapması ve tekerlek sapması zaman diyagramları verilmektedir. Şekil 2.14-2.16'da ise ikinci yol girişi durumunda lineer ve nonlineer modeller için söz konusu performans ölçütleri verilmektedir. Çizelge 2.2'de ise Şekil 2.11-2.16'daki her bir durumdaki söz konusu performans ölçütlerinin maksimum değerleri sunulmuştur. Buradan, süspansiyon yayının sertleşen bir yay olarak göz önüne alındığı nonlineer modelin

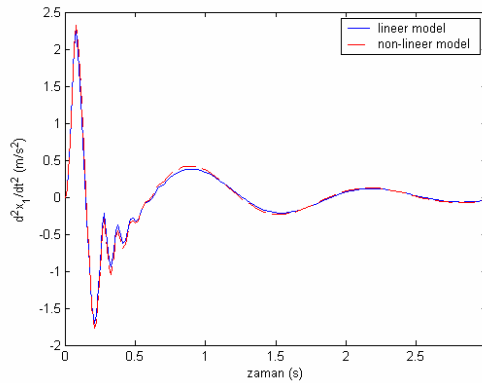
ivme cevabının lineer modele göre daha kötü olduğu ve yol şartları kötüleştikçe yayın sertleşmesi sonucu ivme cevabının daha da kötüleştiği görülmektedir. Süspansiyon sapsması performans ölçütünde ise ivme cevabının aksine bir durum söz konusudur. Yani sertleşen yay karakteristiği sayesinde yol şartları kötüleştikçe sertleşen yay ile birlikte m_1 ve m_2 kütlelerinin göreceli yer değiştirmeleri güçleşmektedir. Yapılan simülasyonlarda, yol tutuş performansı açısından lineer ve nonlinear modeller arasında tekerlek sapsması değerlerinde kayda değer bir değişiklik görülmemektedir.



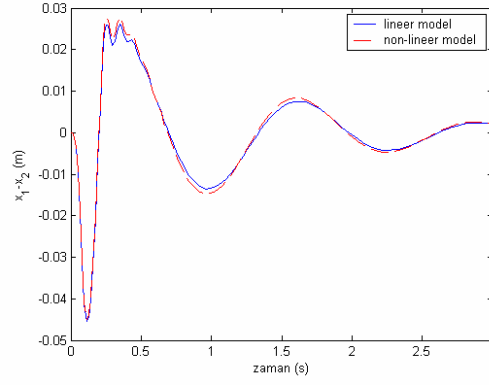
Şekil 2.9 Genliği 5 cm olan sinüzoidal tümsek



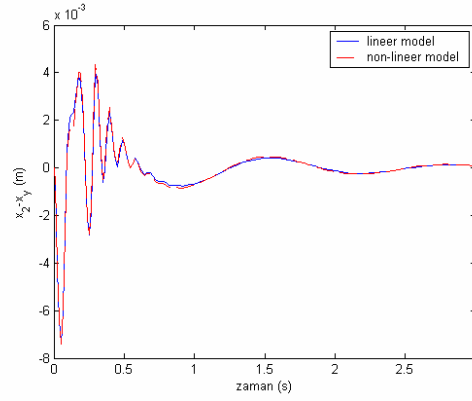
Şekil 2.10 Genliği 11 cm olan sinüzoidal tümsek



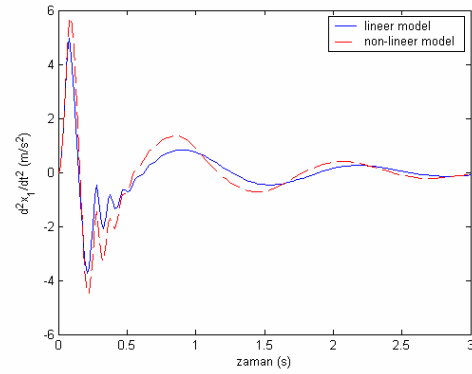
Şekil 2.11 Birinci yol durumunda lineer ve nonlinear modeller için taşıt gövdesi ivmelenmesi



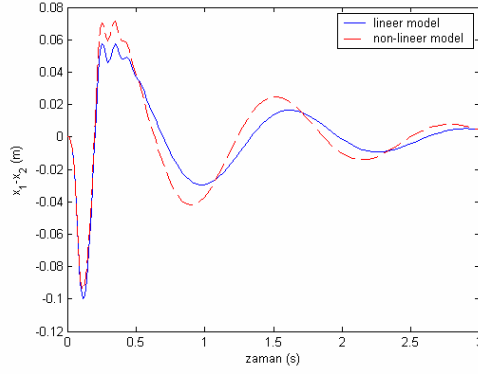
Şekil 2.12 Birinci yol durumunda lineer ve nonlineer modeller için süspansiyon sapması



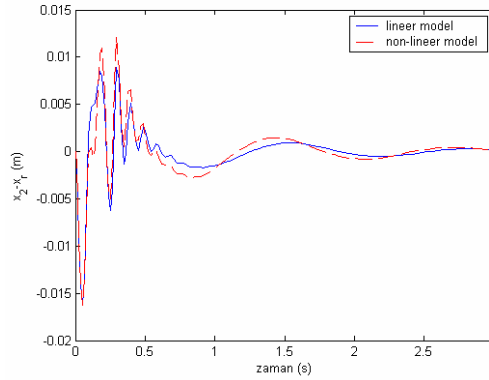
Şekil 2.13 Birinci yol durumunda lineer ve nonlineer modeller için tekerlek sapması



Şekil 2.14 İkinci yol durumunda lineer ve nonlineer modeller için taşıt gövdesi ivmelenmesi



Şekil 2.15 İkinci yol durumunda lineer ve nonlinear modeller için süspansiyon sapması



Şekil 2.16 İkinci yol durumunda lineer ve nonlinear modeller için tekerlek sapması

Çizelge 2.2 Lineer ve nonlinear modeller için performans kriterlerinin maksimum değerleri

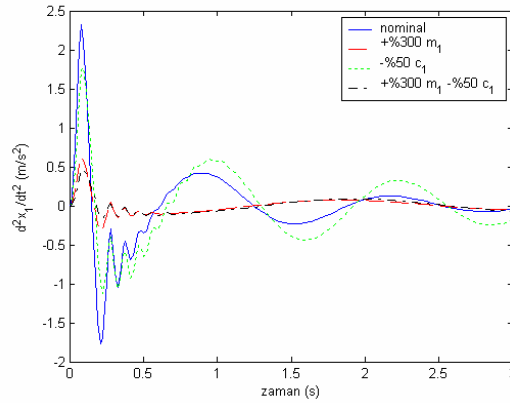
Birinci yol durumu için		İkinci yol durumu için	
LİNEER MODEL			
$\max(d^2x_1/dt^2)$ (m/s ²)	2.2598	$\max(d^2x_1/dt^2)$ (m/s ²)	4.9715
$\max(x_1-x_2)$ (m)	0.0455	$\max(x_1-x_2)$ (m)	0.1000
$\max(x_2-x_y)$ (m)	0.0074	$\max(x_2-x_y)$ (m)	0.0163
NONLİNEER MODEL			
$\max(d^2x_1/dt^2)$ (m/s ²)	2.3233	$\max(d^2x_1/dt^2)$ (m/s ²)	5.7336
$\max(x_1-x_2)$ (m)	0.0449	$\max(x_1-x_2)$ (m)	0.0948
$\max(x_2-x_y)$ (m)	0.0074	$\max(x_2-x_y)$ (m)	0.0163

2.2.4 Sistemdeki parametre belirsizlikleri

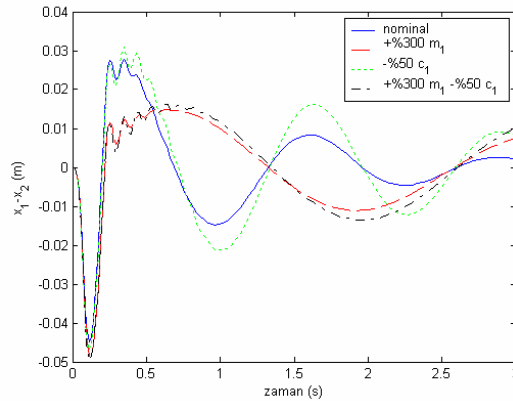
Uygulamada taşıt gövdesinin kütlesi (yaylanmalı kütleleri), bagaj yükü ve taşıta binen kişi sayısı ile birlikte değişir. Malzeme teknolojisindeki hızlı ilerlemeyle birlikte yakın gelecek zamanda daha hafif gövdeye sahip taşıtların üretilmesiyle bu değişim oranı bugünkünden

daha büyük mertebelerde olacaktır. Buna ilave olarak, zaten tam doğru olarak ölçülmesi-belirlenmesi zor olan sönüm kuvveti katsayısı da işletme sıcaklığının artmasına bağlı olarak akışkan viskozitesinin düşmesiyle azalır. Bir başka deyişle uygulamada amortisör ısındıkça sönüm kuvveti katsayısı azalır.

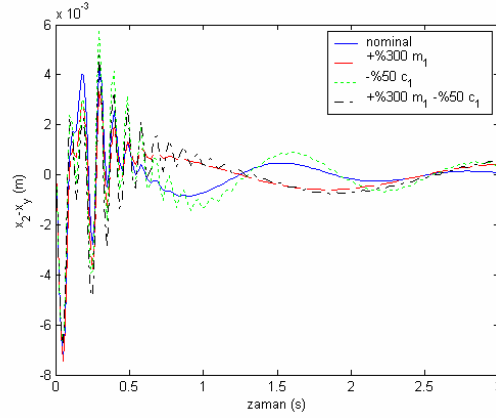
Bu kısımda taşıt gövdesi kütleindeki artışa ve süspansiyon sönüm katsayısı değerindeki azalmaya odaklanılarak bu durumlarda performans ölçütlerinin nasıl etkilendiği incelenmiştir. Zaman domenindeki simülasyonlar, kısım 2.2.2’de verilen sertleşen süspansiyon yayına sahip nonlineer model kullanılarak dört farklı durum için yapılmıştır. Birinci durum sistem parametrelerinin tablo 2.1’deki gibi olduğu nominal durumdur. İkinci durumda taşıt gövdesi kütleinin %300 arttığı düşünülmüştür. Üçüncü durumda süspansiyon sönüm katsayısının %50 azaldığı göz önüne alınmıştır. Dördüncü durumda ise hem taşıt gövdesi kütleinin %300 arttığı hem de süspansiyon sönüm katsayısı değerinin %50 azaldığı düşünülmüştür.



Şekil 2.17 Farklı parametre değeri durumları için nonlineer modelin ivme cevabı



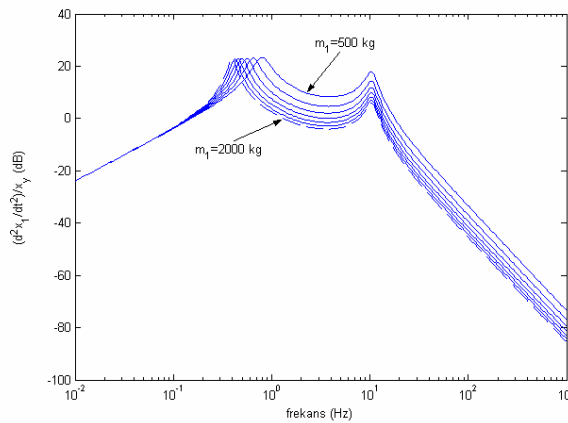
Şekil 2.18 Farklı parametre değeri durumları için nonlineer modelin süspansiyon sapması cevabı



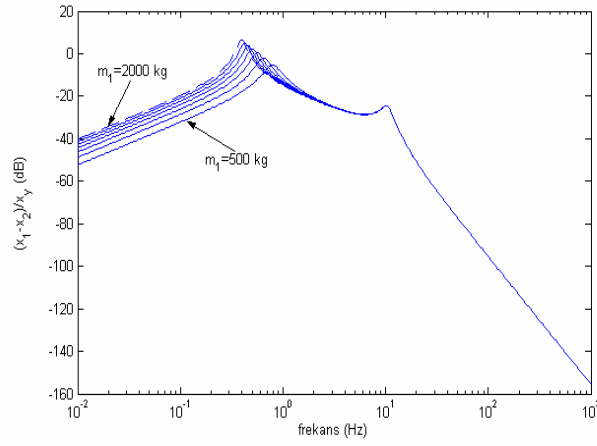
Şekil 2.19 Farklı parametre değeri durumları için nonlinear modelin tekerlek sapması cevabı

Şekil 2.17 taşıt gövdesi kütlesindeki artışın sistemin ivme cevabına iyi yönde bir etkisi olduğunu, süspansiyon sönüm katsayısındaki azalmanın da ivme cevabına az da olsa iyi yönde bir etkisi olduğunu göstermektedir. Şekil 2.18 taşıt gövdesi kütlesindeki artışın süspansiyon sapması performansını olumsuz yönde etkileyeceğini, süspansiyon sönüm katsayısındaki azalmanın da azda olsa buna kötü yönde bir katkı yapacağını göstermektedir. Şekil 2.19 ise taşıt gövdesi kütlesindeki artışın ve süspansiyon sönüm katsayısındaki azalmanın, maksimum tekerlek sapması değerlerini kayda değer bir şekilde değiştirmedini göstermektedir.

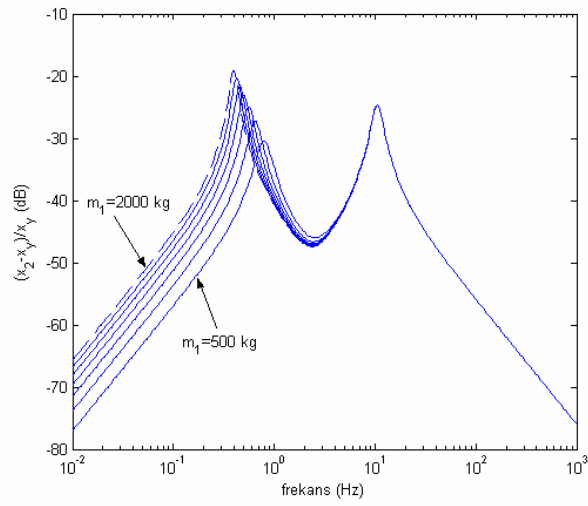
Söz konusu parametre değişimleriyle birlikte performans ölçütlerinin frekans cevaplarının değişimine ilişkin bode diyagramları bölüm 2.2.2’de verilen lineer model kullanılarak yol girişine bağlı olarak elde edilmiştir. Şekil 2.20-2.22’de sırasıyla taşıt gövdesi kütlesinin değişimiyle birlikte ivme cevabı, süspansiyon sapması cevabı ve tekerlek sapması (yol tutuş) cevabı verilmektedir. Şekil 2.23-2.25’ de ise sırasıyla süspansiyon sönüm katsayısının değişimiyle birlikte söz konusu performans ölçütlerinin frekans cevapları sunulmaktadır.



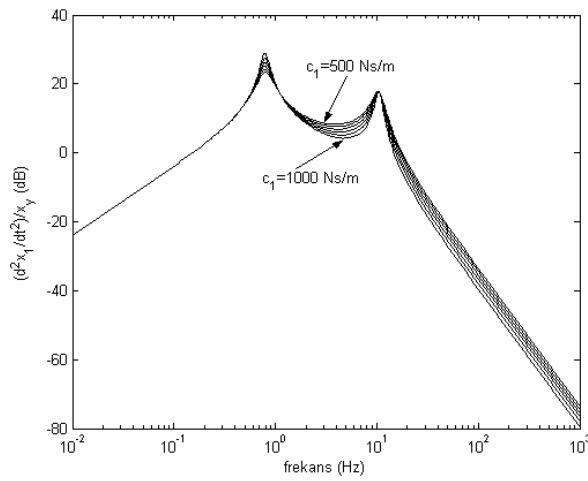
Şekil 2.20 Taşıt gövdesi kütleinin değişimiyle ivme frekans cevabı



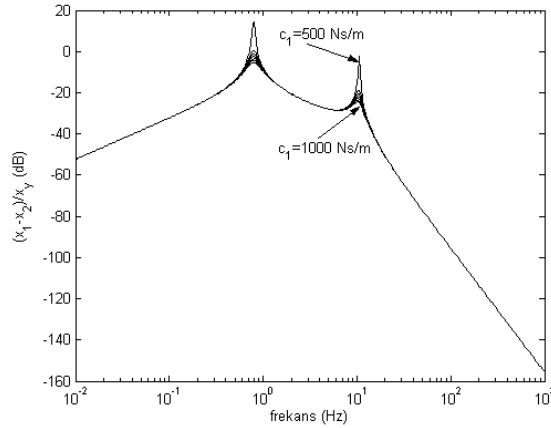
Şekil 2.21 Taşıt gövdesi kütleinin değişimiyle süspansiyon saptması frekans cevabı



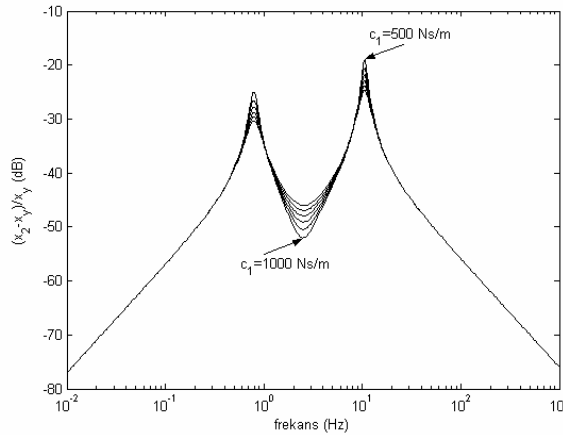
Şekil 2.22 Taşıt gövdesi kütleinin değişimiyle tekerlek saptması frekans cevabı



Şekil 2.23 Süspansiyon sönüm katsayısının değişimiyle ivme frekans cevabı



Şekil 2.24 Süspansiyon sönüm katsayısının değişimiyle süspansiyon saptması frekans cevabı



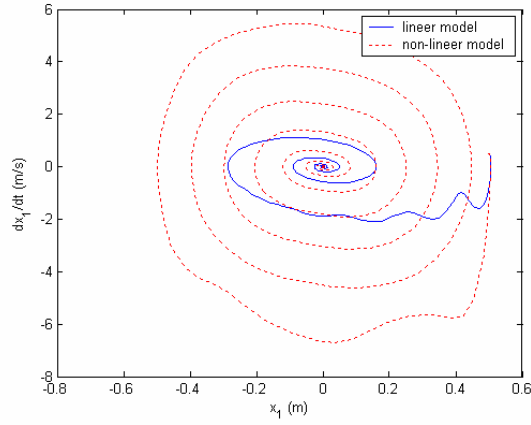
Şekil 2.25 Süspansiyon sönüm katsayısının değişimiyle tekerlek saptması frekans cevabı

Şekil 2.20'den 2 Hz'den daha yüksek frekanslarda taşıt gövdesi kütlesindeki artışın ivme cevabını olumlu yönde etkilediği görülmektedir. Şekil 2.21'den kütlelerin artmasının düşük frekans bölgelerinde süspansiyon saptmasını kötü yönde etkilediği anlaşılmaktadır. Şekil 2.22'den ise taşıt gövdesi kütlesinin artmasının yol tutuş performansını 5 Hz'e kadar kötü bir şekilde etkilediği, 5-15 Hz aralığında azda olsa bir iyileşme sağladığı, daha yüksek frekanslarda ise herhangi bir şekilde etkilemediği görülmektedir.

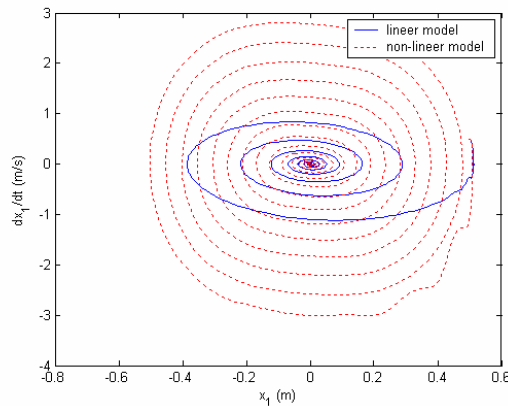
Şekil 2.23'de süspansiyon sönüm katsayısının azalmasının ivme cevabına etkisi, rezonans civarı dışındaki bölgelerde azda olsa olumlu yönde bir etki yapması yönündedir. Şekil 2.24'den sönümdeki azalmanın süspansiyon saptması cevabına sadece rezonans bölgesi civarlarında kötü yönde bir etkisi olduğu anlaşılmaktadır. Şekil 2.25'den ise sönümdeki azalmanın yol tutuş performansına etkisinin, rezonans bölgesi civarlarında kötü yönde olduğu,

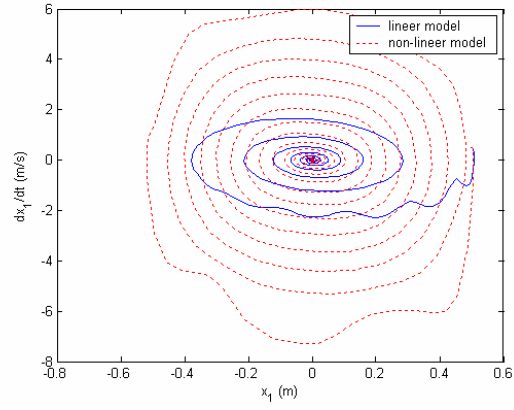
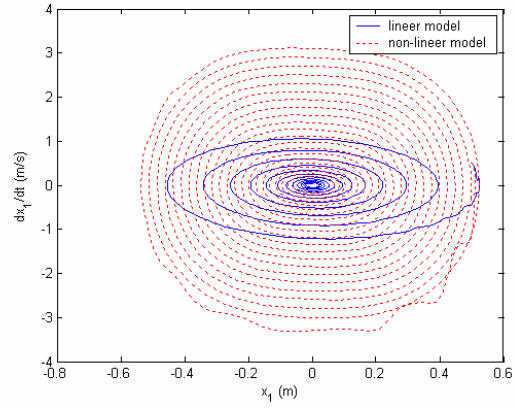
yaklaşık 6-30 Hz aralığında iyi yönde olduğu, yüksek ve çok düşük frekans bölgelerinde ise herhangi bir etkisinin olmadığı anlaşılmaktadır.

Otonom sistemler zamandan bağımsız olduğundan bu tip sistemlerin titreşimleri zaman içindeki kaydırmalardan, başka bir deyişle zaman başlangıcının keyfi olarak seçimlerinden etkilenmezler. Bu özellik otonom sistemlerin titreşimlerinin zamandan bağımsız olarak incelenmesi olanağını yaratır. Bu olanaktan yararlanarak otonom sistemlerin titreşimlerini nitel olarak incelemek üzere geliştirilmiş etkili bir yaklaşım, titreşim hareketinin faz düzlemi üzerinde incelenmesidir. Şekil 2.26-2.29'da ise bölüm 2.2.2'de verilen lineer ve nonlinear modelin $x_1 = 0.5$ m ve $dx_1/dt = 0.5$ m/s başlangıç koşulları için söz konusu dört farklı durumda faz eğrileri verilmektedir. Faz eğrilerinin tekil nokta tipi kararlı odak noktası tipidir. Sistemdeki nonlinearite sertleşen yay karakteristiğinden kaynakladığı ve başlangıç koşulu olarak 0.5 m gibi yüksek bir değer seçildiğinden nonlinear modelin, lineer modele göre daha fazla titreşim yaptığı görülmektedir. Şekil 2-26-2.29'daki faz eğrilerinden, taşıt gövdesi kütesinin artmasının ve süspansiyon sönüm katsayısının azalmasının sistemi daha titreşimli bir hale getirdiği ve denge noktasına daha geç gelmesine yol açtığı görülmektedir.



Şekil 2.26 Lineer ve nonlinear modelin faz diyagramı



Şekil 2.27 $m_1=2000$ kg için lineer ve nonlinear modelin faz diyagramıŞekil 2.28 $c_1=500$ Ns/m için lineer ve nonlinear modelin faz diyagramıŞekil 2.29 $m_1=2000$ kg ve $c_1=500$ Ns/m için lineer ve nonlinear modelin faz diyagramı

3. H_∞ KONTROLÜN TEMELLERİ

3.1 Vektör ve Matris Normları

Gerçek değerli bir fonksiyon olan norm, vektör ve matrisler gibi çok bileşenli matematiksel ifadelerin büyüklüğü yada “uzunluğu” için bir ölçü tanımlamasını sağlar.

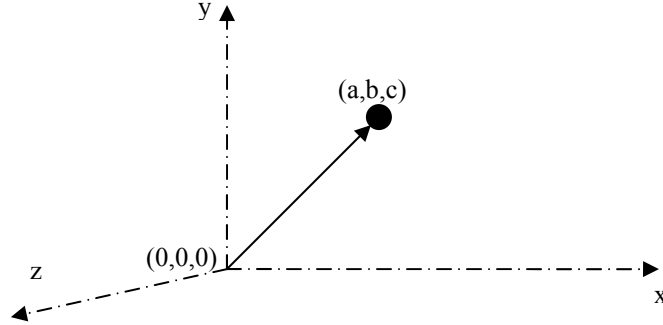
Üç boyutlu Euclid uzayında

$$[F] = [a \quad b \quad c] \quad (3.1)$$

şeklinde ifade edilen bir vektördür, burada a, b ve c sırasıyla x, y ve z eksenleri boyunca uzunluklardır. Şekil 3.1’de gösterilen bu vektörün uzunluğu yani, (0 0 0) koordinatından (a b c) koordinatına olan uzaklık basitçe

$$\|F\|_e = \sqrt{a^2 + b^2 + c^2} \quad (3.2)$$

şeklinde hesaplanabilir.



Şekil 3.1 Euclid normu

Burada $\|F\|_e$ sembolü bu uzunluğun $[F]$ ’nin Euclid normu olduğunu ifade eder.

Benzer şekilde, n boyutlu bir $[X] = [x_1 \quad x_2 \quad \dots \quad x_n]$ vektörü için Euclid normu aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\|X\|_e = \sqrt{\sum_{i=1}^n x_i^2} \quad (3.3)$$

Kavram bir $[A]$ matrisi için genelleştirilerek

$$\|A\|_e = \sqrt{\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n a_{i,j}^2} \quad (3.4)$$

elde edilir. Bu ifadeye özel bir ad verilir: “Frobenius normu”. Ancak, diğer vektör normlarında olduğu gibi, $\|A\|$ ’nin büyüklüğünü nicelleştirmek için tek bir değer verir.

Vektörler için p normları denen ve genel olarak

$$\|X\|_p = \left(\sum_{i=1}^n |x_i|^p \right)^{1/p} \quad (3.5)$$

şeklinde ifade edilen alternatifleri vardır. Buradan Euclid normu ile 2 normu $\|X\|_2$ ’nin eşdeğer olduğu görülür.

Diğer önemli normlardan biri şudur:

$$\|X\|_1 = \sum_{i=1}^n |x_i| \quad (3.6)$$

Burada norm, elemanların mutlak değerlerinin toplamı olarak ifade edilir. Bir başkası maksimum genlik veya üniform vektör normudur.

$$\|X\|_\infty = \max_{1 \leq i \leq n} |x_i| \quad (3.7)$$

Burada norm mutlak değeri en büyük eleman olarak tanımlanır.

Benzer bir yaklaşım kullanılarak matrisler için de norm tanımlanabilir. Üniform matris normu veya satır toplamı normu da,

$$\|A\|_\infty = \max_{1 \leq i \leq n} \left(\sum_{j=1}^n |a_{i,j}| \right) \quad (3.8)$$

şeklinde tanımlanır. Bu durumda, her satır için elemanların mutlak değerlerinin toplamı hesaplanmakta ve bu toplamaların en büyüğü norm olarak alınmaktadır.

Belirli normları kullanmanın bazı kuramsal yararları varsa da, seçim bazen pratik düşüncelerden etkilenir. Örneğin, üniform satır normu (sonsuz normu), hesaplanmasının kolay olması ve genellikle matrisin büyüklüğü için yeterli bir ölçü vermesi sebebiyle çok geniş bir kullanım alanı bulur (CHAPRA, 2002).

3.2 Tekil Değer Ayrışımı

Tanım 3.1: $U^T = U^{-1}$ özelliğini sağlayan kompleks kare matrislere birincil (unitary) matrisler adı verilir.

Örneğin; $U = \begin{bmatrix} \frac{1}{2} + j\frac{1}{2} & \frac{1}{2} + j\frac{1}{2} \\ \frac{\sqrt{2}}{2} & -\frac{\sqrt{2}}{2} \end{bmatrix}$ olsun. Bu matris için $U^T U = I$ dir. Yani U bir birincil matristir.

Birincil matrislerin bazı önemli özellikleri şunlardır: ($U = [u_1 \ u_2 \ \dots \ u_l]$ olsun)

i) Birincil matrislerin kolonları birbirlerine ortonormaldir yani: $u_i^T u_i = \|u_i\|_2^2 = 1$ ve $u_i^T u_j = 0$ $\forall i \neq j$.

ii) Benzer şekilde birincil bir matris için satırlar da ortonormaldir.

iii) Bir vektörü birincil bir matris ile çarpmak vektöre ait 2-normunu değiştirmez.

$$\|Ux\|_2^2 = x^T U^T U x = x^T x = \|x\|_2^2$$

iv) Bir matris birincil ise transpozu da birincildir.

Herhangi bir $(l \times m)$ boyutlu A matrisi $A = U \Sigma V^T$ şeklinde tekil değerler ayrışımı şeklinde ifade edilebilirler. Burada U $(l \times l)$ boyutlu V ise $(m \times m)$ boyutlu birincil matrislerdir. Σ ise $(l \times m)$ boyutlu ve şu şekilde tanımlanan bir matrisdir:

$$\text{Şayet } l \geq m \text{ ise : } \Sigma = \begin{bmatrix} \Sigma_1 \\ 0 \end{bmatrix} \quad \Sigma_1 = \text{diag}(\sigma_1, \dots, \sigma_m)$$

$$\text{Şayet } m \geq l \text{ ise : } \Sigma = \begin{bmatrix} \Sigma_1 & 0 \end{bmatrix} \quad \Sigma_1 = \text{diag}(\sigma_1, \dots, \sigma_l)$$

Burada σ_i ler gerçek negatif olmayan sayılardır ve A nın tekil değerleri olarak adlandırılırlar ve büyükten küçüğe doğru sıralanırlar.

$$\text{Şayet } l \geq m \text{ ise : } \bar{\sigma} \hat{=} \sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \dots \geq \sigma_m \hat{=} \underline{\sigma}$$

$$\text{Şayet } m \geq l \text{ ise: } \bar{\sigma} \hat{=} \sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \dots \geq \sigma_l \hat{=} \underline{\sigma}$$

Burada U ve V birincil matrisler olduğu için U ve V nin kolonları ortonormaldir.

i) V nin kolonları giriş tekil vektörleridir.

ii) U nun kolonları çıkış tekil vektörleridir.

3.2.1 Öz değerler kazanç ifadesini belirlemede neden yetersiz kalır?

Öncelikle öz değerler sadece kare sistemler için geçerlidir. Örneğin $y = Gd$ sistemini ele

alalım, $G = \begin{bmatrix} 0 & 100 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$ şekilde tanımlanmış olsun. Bu transfer fonksiyonunun 2 tane öz değeri

vardır ve her ikisi de sıfırdır. Ancak buradan sistem kazancının sıfır olduğunu ifade etmek

yanlış olur, zira $d = [0 \ 1]^T$ şeklindeki bir giriş için sistem çıkışı $d = [100 \ 0]^T$ dir. Problem

şuradan kaynaklanmaktadır. Öz değerler kazancı ancak özel durumlarda belirler. Bu durum

giriş ve çıkış yönlerinin aynı olduğu durumdur. Bunu görmek için: t_i G fonksiyonuna ait bir

öz vektör olsun. Ayrıca giriş vektörü t_i olsun. Çıkış bu durumda $y = Gt_i = \lambda_i t_i$ olacaktır.

Burada λ_i , t_i 'ye karşı düşen öz değerdir. Buradan,

$$\frac{\|y\|}{\|d\|} = \frac{\|\lambda_i t_i\|}{\|t_i\|} = |\lambda_i| \text{ olacaktır. Yani } |\lambda_i| \text{ sadece } t_i \text{ yönünde kazancı belirler.}$$

3.2.2 Çok değişkenli sistemlerde yön kavramı

Tek girişli tek çıkışlı sistemlerde $y = Gd$ ifadesinin genlik kazancı frekans tanım bölgesinde

$$\frac{|y(\omega)|}{|d(\omega)|} = \frac{|G(j\omega)d(\omega)|}{|d(\omega)|} = |G(j\omega)| \quad (3.9)$$

şeklindedir. Lineer sistemlerde, kazanç frekansa bağlıdır ancak girişe bağlı değildir, zira süper

pozisyon (toplanabilme) ilkesi geçerlidir. Çok girişli çok çıkışlı sistemlerde ise durum bu

kadar kolay değildir. Zira giriş ve çıkış büyüklükleri vektördür. Bu vektörlerin herhangi bir

norm ifadesi ile büyüklüklerinin tespiti gereklidir. Örneğin vektör 2-normu kullanılacak

olunursa, her bir frekans için giriş vektörünün 2-normu

$$\|d(\omega)\|_2 = \sqrt{\sum_j |d_j(\omega)|^2} = \sqrt{d_{10}^2 + d_{20}^2 + \dots}, \quad (3.10)$$

şeklindedir. Benzer şekilde çıkış vektörünün 2-normu

$$\|y(\omega)\|_2 = \sqrt{\sum_i |y_i(\omega)|^2} = \sqrt{y_{10}^2 + y_{20}^2 + \dots}, \quad (3.11)$$

şeklindedir. Buradan sistem kazancı

$$\frac{\|y(\omega)\|_2}{\|d(\omega)\|_2} = \frac{\|G(j\omega)d(\omega)\|_2}{\|d(\omega)\|_2} = \frac{\sqrt{y_{10}^2 + y_{20}^2 + \dots}}{\sqrt{d_{10}^2 + d_{20}^2 + \dots}} \quad (3.12)$$

şeklinde elde edilir. Yine sistem kazancı frekansa bağlıdır ve girişten bağımsızdır ancak giriş vektörünün yönüne bağlıdır. Örneğin; 2 girişli bir sistem için d girişi, $d = \begin{bmatrix} d_{10} \\ d_{20} \end{bmatrix}$ olsun.

Sistem kazancı aşağıdaki 5 farklı giriş vektörü için farklıdır. Aslında aşağıdaki tüm giriş vektörlerinin 2 normları $\|d\|_2 = 1$ dir. Ancak yönleri farklıdır.

$$d_1 = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix}, d_2 = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix}, d_3 = \begin{bmatrix} .707 \\ .707 \end{bmatrix}, d_4 = \begin{bmatrix} .707 \\ -.707 \end{bmatrix}, d_5 = \begin{bmatrix} .6 \\ -.8 \end{bmatrix}$$

Sistem $G_1 = \begin{bmatrix} 5 & 4 \\ 3 & 2 \end{bmatrix}$ olsun. Yukarıda verilen beş girişe karşın sistem çıkışları

$$y_1 = \begin{bmatrix} 5 \\ 3 \end{bmatrix}, y_2 = \begin{bmatrix} 4 \\ 2 \end{bmatrix}, y_3 = \begin{bmatrix} 6.36 \\ 3.54 \end{bmatrix}, y_4 = \begin{bmatrix} .707 \\ .707 \end{bmatrix}, y_5 = \begin{bmatrix} -.2 \\ .2 \end{bmatrix} \text{ olur.}$$

Ve bu 5 çıkış vektörünün 2 -normları:

$$\|y_1\|_2 = 5.83, \|y_2\|_2 = 4.47, \|y_3\|_2 = 7.30, \|y_4\|_2 = 1 \text{ ve } \|y_5\|_2 = .28$$

Dikkat edilecek olunursa kazancın maksimum değeri maksimum tekil değere; kazancın minimum değeri ise minimum tekil değere eşittir. Yani denklem (3.13) ve (3.14) geçerlidir.

$$\max_{d \neq 0} \frac{\|Gd\|_2}{\|d\|_2} = \max_{d=1} \|Gd\|_2 = \bar{\sigma}(G) \quad (3.13)$$

$$\min_{d \neq 0} \frac{\|Gd\|_2}{\|d\|_2} = \min_{d=1} \|Gd\|_2 = \underline{\sigma}(G) \quad (3.14)$$

3.2.3 Tekil değer ayrışımının fiziksel anlamı

Bilindiği gibi herhangi bir $l \times m$ boyutlu matris $G = U\Sigma V^H$ şeklinde tekil değerlerine ayrılabilir. Burada Σ $l \times m$ boyutlu matristir ve $k = \min\{l, m\}$ negatif olmayan tekil değerleri azalan şekilde köşegene dizilmiş diğer elemanları sıfır olan matristir. Tekil değerler ise

$$\sigma_i(G) = \sqrt{\lambda_i(G^H G)} \quad (3.15)$$

şeklinde hesaplandır. Burada

U $l \times l$ boyutlu u_i çıkış tekil vektörlerinden oluşmuş matristir.

V $m \times m$ boyutlu v_i giriş tekil vektörlerinden oluşmuş matristir.

U matrisinin kolon vektörleri olan u_i ler ortogonaldır ve birim uzunluktadır ayrıca prosesin çıkış yönlerini göstermektedir. Benzer şekilde V matrisinin kolon vektörleri olan v_i ler ortogonaldır ve birim uzunluktadır bunlar ise prosesin giriş yönlerini göstermektedir. Bunu görmek için $GV = U\Sigma$ özelliğinden $Gv_i = \sigma_i u_i$ yazılabilir. Burada v_i ve u_i ler vektör σ_i ler ise skaler büyüklüklerdir. Yani giriş v_i yönünde olduğunda çıkış u_i yönünde olacaktır. Ayrıca $\|v_i\|_2 = 1$ olduğunda i . tekil değer σ_i , G nin ilgili yöndeki kazancını verir. Diğer bir deyişle,

$$\sigma_i(G) = \|Gv_i\|_2 = \frac{\|Gv_i\|_2}{\|v_i\|_2}. \quad (3.16)$$

geçerlidir. Örneğin aşağıdaki sistemi ele alalım;

$$G_1 = \begin{bmatrix} 5 & 4 \\ 3 & 2 \end{bmatrix} \text{ bu transfer fonksiyonunun tekil değer ayrışımı}$$

$$G_1 = \begin{bmatrix} 0.872 & 0.490 \\ 0.490 & -0.872 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 7.343 & 0 \\ 0 & 0.272 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0.794 & -0.608 \\ 0.608 & 0.794 \end{bmatrix}^H$$

Dikkat edilecek olunursa 7.343 kazancı giriş vektörü $\bar{v} = \begin{bmatrix} 0.794 \\ 0.608 \end{bmatrix}$ yönündedir. En küçük

kazanç ise $\underline{v} = \begin{bmatrix} -0.608 \\ 0.794 \end{bmatrix}$ istikametindedir. Ayrıca 2 giriş de aynı çıkışı etkilemektedir. Bu G_1

matrisinin diyagonal olmamasından kaynaklanmaktadır. Ayrıca tekil değerler birbirinden çok farklı olduğundan sistem kötü olarak tanımlanabilir. Koşul sayısı en büyük tekil değer en küçük tekil değere oranıdır. Yani söz konusu örnek sistemimizde bu sayı 27 dir.

3.2.4 Robustluk analizi

Standart bir Tekil-Değer Kararlılık Robustluğu Teoremi, Sandberg-Zames'in Küçük Kazanç Teoremine dayanılarak oluşturulabilir.

Bir $M-\Delta$ sistemi her kararlı $\Delta(s)$ için

$$\sigma(\Delta(j\omega)) < \frac{1}{\sigma[M(j\omega)]} \quad (3.17)$$

Her $\omega \in \mathbb{R}$ veya $\|\Delta\|_\infty < \frac{1}{\|M\|_\infty}$ 'u sağlayacak şekilde kararlıdır.

3.3 H_∞ Normunun Hesabı

H_∞ vektör uzayı kararlı, düzgün transfer fonksiyonlarını içerir. Aslında L_2 uzayı üzerinden işaretlerin ne kadar kuvvetlendirileceğini belirler. Bir başka deyişle:

$$\|G(s)\|_\infty \triangleq \sup_{\omega(t) \neq 0} \frac{\|z(t)\|_2}{\|w(t)\|_2} = \sup_{\|w(t)\|=1} \|z(t)\|_\infty \quad (3.18)$$

şeklindedir. Aslında H_∞ normu bir sistemin en kötü hal performansını belirler. Tek girişli tek çıkışlı sistemlerde

$$\|G(s)\|_\infty = \sup_{\omega} |G(j\omega)| \quad (3.19)$$

şeklinde hesaplanır.

Çok girişli çok çıkışlı sistemlerde ise

$$\|G(s)\|_\infty = \sup_{\omega} \{\overline{\sigma}(G(j\omega))\} \quad (3.20)$$

şeklinde ifade edilir.

Çok girişli, çok çıkışlı sistemlerin H_∞ normlarının Bode diyagramları üzerinden hesaplanması oldukça güçtür. Günümüzde Matlab gibi programlar vasıtası ile sistemlerin H_∞ normları kısa yoldan ortay (bisection) algoritması vasıtası ile hesaplanmaktadır. Aşağıda H_∞ normunun hesaplanmasına dair ortay teoremi sunulmuştur.

Teorem 3.2: $G(s)$ lineer zamanla değişmeyen bir sisteme $(A, B, C, 0)$ ait transfer fonksiyonu olsun ve

$$M_\gamma \triangleq \begin{bmatrix} A & \frac{1}{\gamma} BB^T \\ -\frac{1}{\gamma} C^T C & -A^T \end{bmatrix} \quad (3.21)$$

şeklinde bir Hamiltonian matrisi tanımlanmış olsun. $\|G\|_\infty < \gamma$ koşulu ancak ve ancak M_γ , matrisinin sanal eksen üzerinde öz değerlere sahip olmaması durumunda geçerlidir.

İspat: Öncelikle $\|G\|_\infty < \gamma \Leftrightarrow I - \frac{1}{\gamma^2} G^H(j\omega)G(j\omega)$ ifadesinin tersi $\forall \omega \in \mathfrak{R}$ için vardır.

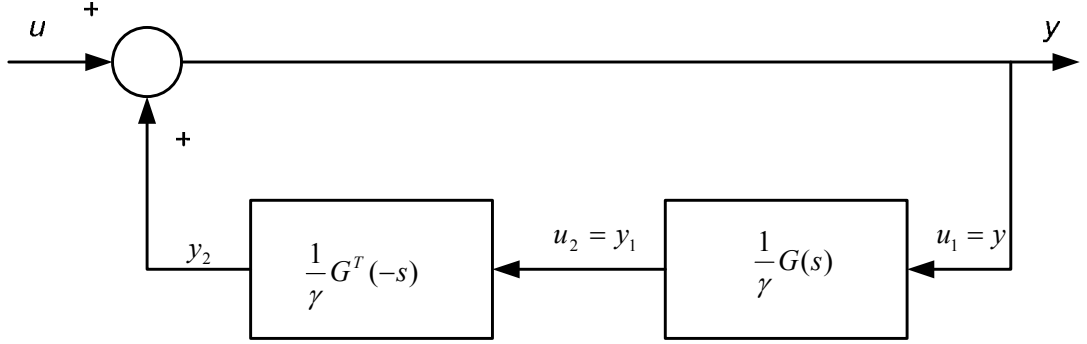
$\left[I - \frac{1}{\gamma^2} G^T(-s)G(s) \right]^{-1}$ ifadesinin sanal eksen üzerinde kutbu yoktur. Birinci eşitlik direkt

olarak H_∞ normunun tanımından çıkmaktadır. İkinci eşitlik ise G nin kesin düzgün oluşuna

dayanmaktadır yani bir başka değişle $\|G\|_{\infty} \geq \gamma$ ise o zaman öyle bir frekans değeri vardır ki sınıra temas etmektedir. İkinci eşitlik buradan türemektedir.

Şimdi M_{γ} nın aslında $\left[I - \frac{1}{\gamma^2} G^T(-s)G(s) \right]^{-1}$ ifadesinin durum uzayı realizasyonuna ait A matrisi olduğunu göstermemiz gerekmektedir. Bunu göstermenin yolu $\left[I - \frac{1}{\gamma^2} G^T(-s)G(s) \right]^{-1}$ fonksiyonunun gerçekleşmesini göstermekten geçmektedir. Şekil

3.2'ye bakılacak olunursa u dan y ye transfer fonksiyonu aslında $\left[I - \frac{1}{\gamma^2} G^T(-s)G(s) \right]^{-1}$ dir.



Şekil 3.2 Hamiltonian matrisinin realizasyonu

$G(s) \sim (A, B, C, 0)$ ile ifade edilirse $G^T(-s) \sim (-A^T, -C^T, B^T, 0)$ şeklinde tanımlanacaktır.

Bileşik sistem ise

$$\dot{x}_1 = Ax_1 + By$$

$$y_1 = \frac{1}{\gamma} Cx_1 \quad (3.22)$$

$$\dot{x}_2 = -A^T x_2 - C^T y_1$$

$$y_1 = \frac{1}{\gamma} B^T x_2 \quad (3.23)$$

$$y = u + y_2$$

olacaktır. Dahili işaretler olan y_1 ve y_2 elimine edilecek olunursa, kapalı çevrim sistemi:

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & \frac{1}{\gamma} BB^T \\ -\frac{1}{\gamma} C^T C & -A^T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B \\ 0 \end{bmatrix} u \quad (3.24)$$

$$y = \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{\gamma} B^T \end{bmatrix} x + I$$

elde edilir. Bu da teoremi ispatlar.

Teorem bize aslında $\|G\|_\infty$ normunun istenilen hassasiyette hesaplanmasına ışık tutmaktadır.

Bunun için ortay teoremi (bisection algorithm) kullanılırsa algoritma şu şekilde olmalıdır:

Adım 1: $\|G\|_\infty$ normu için γ_l şeklinde bir alt sınır tahmini olarak belirle

Adım 2: $\|G\|_\infty$ normu için γ_u şeklinde bir üst sınır tahmin et ve bunun bir üst sınır olduğunu M_{γ_u} nun öz değerlerinin hiçbirinin sanal eksen üzerinde olmaması gereğinden yola çıkarak ispatla. Yani tahmin edilen üst sınır için M_γ ifadesi tekil olmamalıdır.

Adım 3: Şayet $\gamma_u - \gamma_l$ önceden tanımlanmış olan hassasiyetten küçük ise algoritmayı durdur.

Değil ise Adım 4'den devam et.

Adım 4: $\gamma = \frac{1}{2}(\gamma_l + \gamma_u)$ şeklinde tanımla ve M_γ ya ilişkin öz değerleri hesapla. Şayet sanal eksen üzerinde öz değerler bulunursa $\gamma_l := \gamma$ aksi durumda $\gamma_u := \gamma$ atamasını yap.

Adım 5: Adım 3'e git.

3.4 Model Belirsizliği

İyi bir model, tasarımı kolaylaştırmak için yeteri kadar basit, ancak gerçek sistemde çalışacak tasarımların güven verebilmesini sağlayacak detayları bünyesinde barındıracak kadar da komplike olmalıdır (ZHOU, 1996).

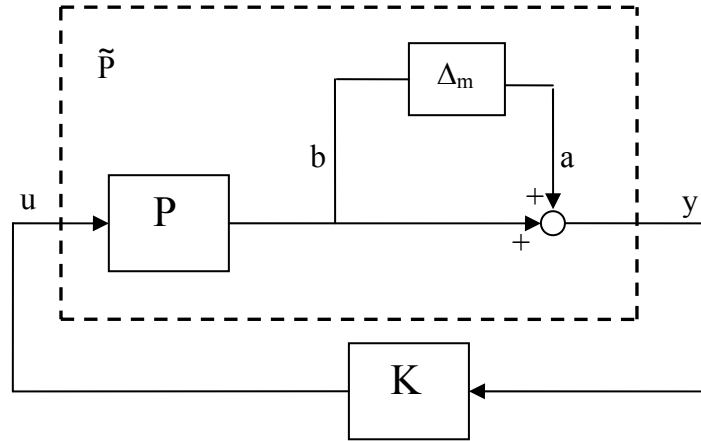
“Belirsizlik” terimi modeller ve gerçek arasındaki farklılıkları ve hataları ifade eder. Belirsizliğin faydalı bir ölçüsü, çıkışların nominal cevabından sapmasının güç dağılımında bir sınırlama sağlamasıdır. En basit durumda, bu güç dağılımı girişten bağımsız olarak düşünülür. Böyle bir yaklaşım, belirsizliğin sınırlı güç dağılımı ile bir ilave gürültü sinyali tarafından üretildiği; belirsizliğin bir ilave gürültü vektörü olarak belirtildiği yaklaşıma eşdeğerdir.

Bu noktada taşıt modelleri özelinde belirsizlik kaynakları olarak iki ana gruptan bahsedilebilir. Birincisi modeldeki lineerleştirme ve kabul işlemlerinden kaynaklanan belirsizlikler. İkincisi

ise işletme esnasında sistem parametrelerindeki değişimdir. Genellikle gerçek çıkışın güç dağılımının nominalden sapması önemli bir şekilde girişe bağlı olacaktır. Bazen sistemlerin parametrelerindeki değişimlerden kaynaklanan belirsizlikleri modele katmak için bir ilave gürültü modeli uygun olmayabilir (ZHOU, 1996). Genellikle, sadece tek bir parametrelili modelleri değil, aynı zamanda model yapısında açıkça belirtilmeyen sistem dinamiklerini de hesaba katan model gruplarını kullanma gereği duyulur. Model belirsizlikleri genel olarak iki yolla hesaba katılabilir. Bunlardan biri, Lineer Kesirli Dönüşümler kullanarak (ilave gürültü modeli veya nominal modelden perturbasyon) diğeri ise politopik modeller kullanmaktır.

Model belirsizlikler çarpım belirsizlikleri ve toplam belirsizlikleri olarak modele katılabilmektedir.

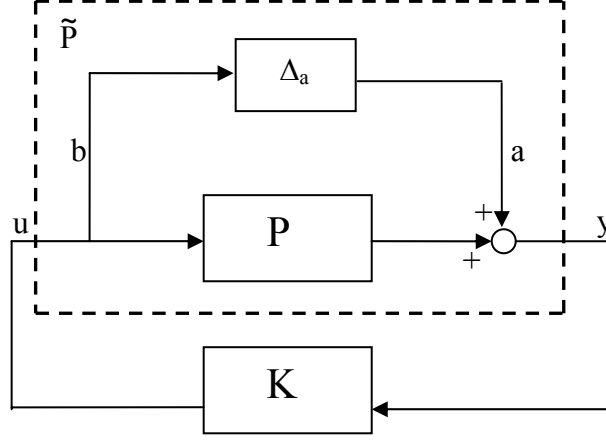
Şekil 3.3'de belirsizliklerin çarpım belirsizliği olarak modele katıldığı bir \tilde{P} sistemi verilmektedir.



Şekil 3.3 Çarpım belirsizlikleri

Burada belirsizlikleri içeren sistem $\tilde{P} = (I + \Delta_m)P$ ile ifade edilebilir. a'dan b'ye olan transfer fonksiyonu ise $T_m = (I - PK)^{-1}PK$ dir.

Şekil 3.4'de ise belirsizliklerin toplam belirsizliği olarak modele katıldığı bir \tilde{P} sistemi verilmektedir.



Şekil 3.4 Toplam belirsizlikleri

Burada belirsizlikleri içeren sistem $\tilde{P} = P + \Delta_a$ ile ifade edilebilir. a'dan b'ye olan transfer fonksiyonu ise $T_a = K(I - PK)^{-1}$ dir.

3.4.1 Linear kesirli dönüşümler (LFT)

Bir lineer kesirli dönüşüm veya LFT $F(s) = \frac{a + bs}{c + ds}$ bilineer dönüşümün matris genelleştirilmesidir.

Tanım: (LFT), P kompleks değerli ve

$$P = \begin{bmatrix} P_{11} & P_{12} \\ P_{21} & P_{22} \end{bmatrix} \in C^{(p_1+p_2) \times (q_1+q_2)} \quad (3.25)$$

şeklinde tanımlanmış bir matris olsun. Ayrıca $\Delta_l \in C^{q_2 \times p_1}$ ve $\Delta_u \in C^{q_1 \times p_2}$ şeklinde tanımlanmış diğer kompleks matrisler olsun. O halde alt lineer kesirli dönüşüm (Lower LFT)

$$F_l(P, \cdot) : C^{q_2 \times p_2} \rightarrow C^{p_1 \times q_1}$$

şeklinde tanımlanır ve

$$T_{zw} = F_l(P, \Delta_l) = P_{11} + P_{12}\Delta_l(I - P_{22}\Delta_l)^{-1}P_{21} \quad (3.26)$$

geçerlidir. Bu transfer fonksiyonuna ait blok gösterim Şekil 3.5'de verilmektedir.

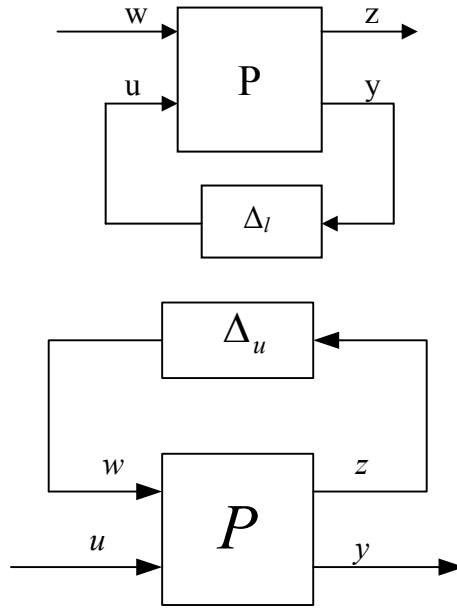
Burada önemli olan ifade $(I - P_{22}\Delta_l)^{-1}$ matrisinin tersinin alınabilmesidir. Eğer bu ters alma işlemi mevcut ise LFT iyi konmuş (well-possed) denir. Benzer şekilde üst LFT

$$F_u(P, \cdot) : C^{q_1 \times p_1} \rightarrow C^{p_2 \times q_2} \quad (3.27)$$

ve

$$T_{yu} = F_u(P, \Delta_u) = P_{22} + P_{21}\Delta_u(I - P_{11}\Delta_u)^{-1}P_{12} \quad (3.28)$$

şeklindedir.



Şekil 3.5 $T_{zw} = F_l(P, \Delta_l)$ ve $T_{yu} = F_u(P, \Delta_u)$ 'e ait blok diyagram

3.4.2 Bazı önemli LFT özellikleri

Özellik 1: $F_u(P, \Delta) = F_l(N, \Delta)$ dır. Burada

$$N = \begin{bmatrix} 0 & I \\ I & 0 \end{bmatrix} P \begin{bmatrix} 0 & I \\ I & 0 \end{bmatrix} \text{şeklindedir.}$$

Özellik 2: (LFT toplamı) $F_u(P, \Delta_1)$ ve $F_u(Q, \Delta_2)$ şeklinde 2 tane LFT verilmiş olsun.

$F_u(P, \Delta_1) + F_u(Q, \Delta_2) = F_u(N, \Delta)$ özelliği geçerlidir ve

$$N = \left[\begin{array}{cc|cc} P_{11} & 0 & P_{12} & \\ 0 & Q_{11} & Q_{12} & \\ \hline P_{21} & Q_{21} & P_{22} + Q_{22} & \end{array} \right] \text{ ve } \Delta = \begin{bmatrix} \Delta_1 & 0 \\ 0 & \Delta_2 \end{bmatrix} \text{şeklindedir.}$$

Özellik 3: (LFT çarpımı) $F_u(P, \Delta_1)$ ve $F_u(Q, \Delta_2)$ şeklinde 2 tane LFT verilmiş olsun.

$F_u(P, \Delta_1)F_u(Q, \Delta_2) = F_u(N, \Delta)$ özelliği geçerlidir ve

$$N = \left[\begin{array}{cc|c} P_{11} & P_{12}Q_{21} & P_{12}Q_{22} \\ 0 & P_{11} & Q_{12} \\ \hline P_{21} & P_{22}Q_{21} & P_{22}Q_{22} \end{array} \right] \text{ ve } \Delta = \begin{bmatrix} \Delta_1 & 0 \\ 0 & \Delta_2 \end{bmatrix} \text{ \u0131eklindedir.}$$

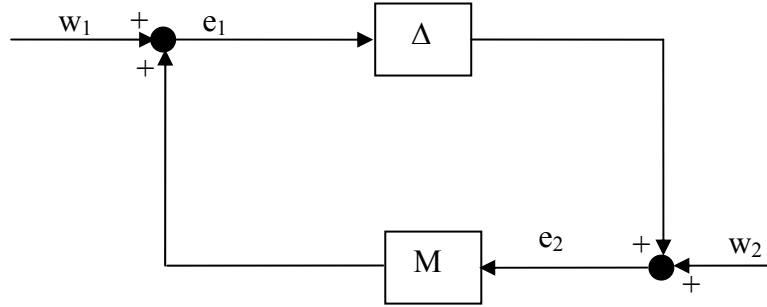
3.5 K\u00fc\u00fck Kazan\u00e7 Teoremi

Robust kararlılık kriteri i\u00e7in \u00e7ıkarılan temel denklem “k\u00fc\u00fck kazan\u00e7 teoremi” olarak adlandırılır (ZHOU, 1996). \u015eekil 3.6’da verilen $M(s)$ kararlı bir $p \times q$ transfer matrisi ile ifade edilen sistemi g\u00f6z \u00f6n\u00fcne alalım.

Teorem:

$M \in RH_\infty$ ve $\gamma > 0$ oldu\u011funu varsayalım. \u015eekil 3.5’de g\u00f6sterilen sistem her $\Delta(s) \in RH_\infty$ i\u00e7in “iyi-halli” ve kendi i\u00e7inde kararlıdır. Bu durumda,

- $\|\Delta\|_\infty \leq 1/\gamma$ i\u00e7in gerek ve yeter ko\u015ful $\|M(s)\|_\infty < \gamma$ ‘dir.
- $\|\Delta\|_\infty < 1/\gamma$ i\u00e7in gerek ve yeter ko\u015ful $\|M(s)\|_\infty \leq \gamma$ ‘dir.



\u015eekil 3.6 K\u00fc\u00fck kazan\u00e7 teoremi

3.6 Robust Kararlılık

Bir kontrol sisteminin davranı\u015fı, kontrol probleminin servo mu, yoksa reg\u00fclat\u00f6r problem olarak ele alındığına ba\u011flı olarak ya hataların yada \u00e7ıkı\u015fların davranı\u015fına g\u00f6re belirlenir.

E\u011fer bazı $s \in \bar{C}_+$ i\u00e7in $\det(I - M(s)\Delta(s)) = 0$ ise, $\det(I - M\Delta)$ ile verilen kapalı \u00e7evrim kutuplarından dolayı geri besleme sistemi kararsız olur. \u015eimdi $\alpha > 0$ olacak \u015eekilde yeteri kadar k\u00fc\u00e7\u00fck bir sayı alalım \u00f6yle ki her kararlı $\|\Delta\|_\infty < \alpha$ i\u00e7in kapalı \u00e7evrim sistem kararlı olsun. Daha sonra α de\u011fi\u015fenini α_{maks} de\u011ferine kadar arttıralım, \u00f6yle ki kapalı \u00e7evrim sistem kararsız hale gelsin. Bu durumda α_{maks} robust kararlılık sınırındır. K\u00fc\u00fck kazan\u00e7 teoremi ile, e\u011fer Δ yapılandırılmışsa α_{maks} a\u015fa\u011fıdaki gibi yazılır.

$$1 / \alpha_{\text{maks}} = \|M\|_{\infty} := \sup_{s \in \bar{C}_+} \bar{\sigma}(M(s)) = \sup_{\omega} \bar{\sigma}(M(j\omega)) \quad (3.29)$$

Herhangi sabit $s \in \bar{C}_+$ için, $\bar{\sigma}(M(s))$ ve Δ yapılandırılmışsa aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\bar{\sigma}(M(s)) = \frac{1}{\min \{ \bar{\sigma}(\Delta) : \det(I - M(s)\Delta) = 0 \}} \quad (3.30)$$

M transfer matrisinin en büyük tekil değerinin karşıtı geri besleme sisteminin kararsızlığına sebep olan en küçük yapılandırılmış Δ 'nın bir ölçüsüdür. Δ yapılandırılmışsa;

$$\mu_{\Delta}(M(s)) = \frac{1}{\min \{ \bar{\sigma}(\Delta) : \det(I - M(s)\Delta) = 0 \}} \quad (3.31)$$

denklem (3.31)'deki tanım yapılandırılmış kompleks Δ 'ya göre $M(s)$ 'nin en büyük yapılandırılmış tekil değeridir. Bu durumda yapılandırılmış kompleks Δ belirsizliği ile geri besleme sisteminin robust kararlılık sınırı

$$1 / \alpha_{\text{maks}} = \sup_{s \in \bar{C}_+} \mu_{\Delta}(M(s)) = \sup_{\omega} \mu_{\Delta}(M(j\omega)) \quad (3.32)$$

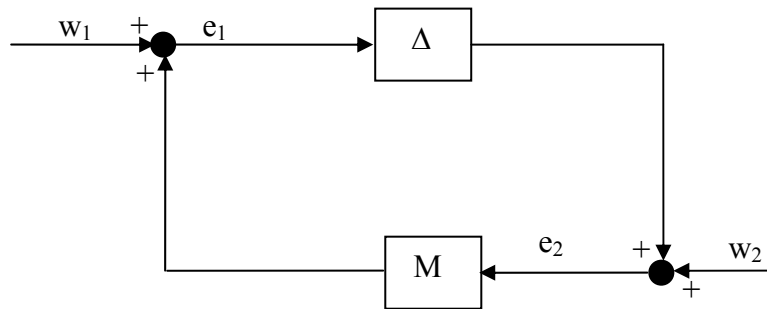
ifadesi ile belirlidir.

μ 'nün bir robustluk analizi aracı olarak en yaygın ve iyi bilinen kullanımı frekans uzayındadır. $G(s)$ 'nin bir kararlı, gerçek-rasyonel, çok giriş-çok çıkışlı bir lineer sistemin transfer matrisi olduğunu kabul edelim.

Teorem:

$\beta < 0$ olsun. Şekil 3.7'de gösterilen çevrimin, $\|\Delta\|_{\infty} < 1/\beta$ ile bütün $\Delta(\cdot) \in M(\Delta)$ için iyi halli ve içten kararlı olması için gerek ve yeter şart aşağıdaki gibi ifade edilir (ZHOU, 1996).

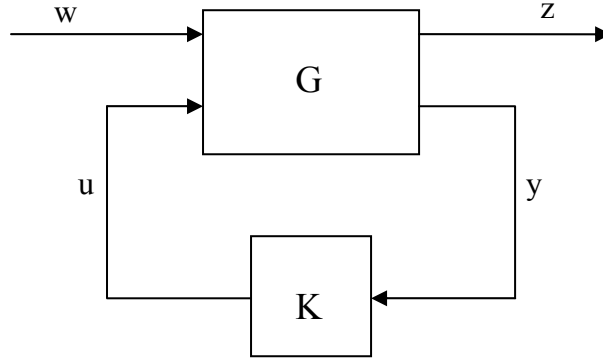
$$\sup_{\omega \in \mathbb{R}} \mu_{\Delta}(G(j\omega)) \leq \beta \quad (3.33)$$



Şekil 3.7 Robust kararlılık

3.7 H_∞ Kontrol Problemi

Şekil 3.8'deki blok diyagram ile tanımlanan sistemi göz önüne alalım.



Şekil 3.8 Standart H_∞ kontrol blok diyagramı

Burada G sistemi ve K kontrolcüsü gerçek-rasyonel ve uygun olarak kabul edilir. G ve K 'nın durum uzayı realizasyonlarının kararlı kılınabilir ve bulunabilir olduğu düşünülür. Kararlılık bir pratik sistemin çalışması için en temel gerekliliktir.

Optimal H_∞ kontrol problemi; T_{zw} w girişlerinden z çıkışlarına olan transfer matrisi olmak üzere, $\|T_{zw}\|_\infty$ normunu minimum yapan, tüm kararlı kılan kabul edilebilir $K(s)$ kontrolcülerini bulmaktır. Optimal H_∞ kontrolcülerini genellikle çok girişli-çok çıkışlı sistemler için tek değildir. Bir Optimal H_∞ kontrolcüsünü bulmak sıklıkla hem sayısal olarak hem de teorik olarak karmaşıktır. Ulaşılabılır H_∞ normunun bilinmesi teorik olarak faydalı olabilir.

Suboptimal H_∞ kontrol problemi; eğer $\|T_{zw}\|_\infty < \gamma$ yapacak herhangi bir kontrolcü varsa, verilen $\gamma > 0$ için, bütün kabul edilebilir $K(s)$ kontrolcülerini bulmaktır.

Verilen bir γ için $\|T_{zw}\|_\infty < \gamma$ olacak şekilde kabul edilebilir bir $K(s)$ kontrolcüsünün mevcudiyeti için gerek ve yeter koşullar aşağıdaki gibidir. Eğer yeter şartlar sağlanırsa, norm koşullarını sağlayan bütün kabul edilebilir kontrolcüler karakterize edilir.

$\gamma_{opt} := \min \{ \|T_{zw}\|_\infty : K(s) \text{ kabul edilebilir} \}$ değerini optimal seviye olarak alınırsa, suboptimum H_∞ kontrolcülerin mevcut olması için γ 'nın γ_{opt} 'dan büyük olma zorunluluğu açık bir şekilde ortadadır. Optimum H_∞ kontrolcüsünün karakterize edilmesi suboptimum H_∞ kontrolcüsünün karakterize edilmesinden daha zordur.

H_∞ çözümü aşağıdaki iki Hamiltonian matrisini içerir.

$$H_\infty := \begin{bmatrix} A & \gamma^{-2}B_1B_1^* - B_2B_2^* \\ -C_1^*C_1 & -A^* \end{bmatrix} \quad (3.34)$$

$$J_\infty := \begin{bmatrix} A^* & \gamma^{-2}C_1C_1^* - C_2^*C_2 \\ -B_1B_1^* & -A \end{bmatrix} \quad (3.35)$$

Teorem:

Eğer aşağıdaki üç koşul sağlanırsa, $\|T_{zw}\|_\infty < \gamma$ olacak şekilde bir kabul edilebilir kontrolcü mevcuttur (ZHOU, 1996).

i) $H_\infty \in \text{dom}(\text{Ric})$ ve $X_\infty := \text{Ric}(H_\infty) \geq 0$;

ii) $J_\infty \in \text{dom}(\text{Ric})$ ve $Y_\infty := \text{Ric}(J_\infty) \geq 0$;

iii) $\rho(X_\infty Y_\infty) < \gamma^2$

Ayrıca bu koşullar sağlanırsa böyle bir kontrolcü denklem (3.36)'daki formda olacaktır.

$$K_{\text{subopt}}(s) := \begin{bmatrix} \hat{A}_\infty & -Z_\infty L_\infty \\ F_\infty & 0 \end{bmatrix} \quad (3.36)$$

Burada

$$\hat{A}_\infty := A + \gamma^{-2}B_1B_1^*X_\infty + B_2F_\infty + Z_\infty L_\infty C_2 \quad (3.37)$$

$$F_\infty := B_2^*X_\infty \quad (3.38)$$

$$L_\infty := -Y_\infty C_2^* \quad (3.39)$$

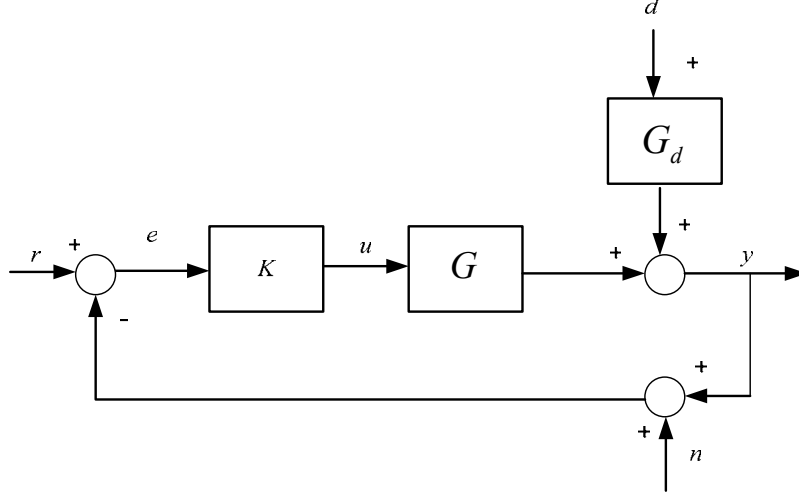
$$Z_\infty := (I - \gamma^{-2}Y_\infty X_\infty)^{-1} \quad (3.40)$$

şeklinde ifade edilmektedir.

3.8 Kapalı Çevrim Transfer Fonksiyonlarının Şekillendirilmesi (Loop Shaping) ile H_∞ Kontrolcü Tasarımı

Şekil 3.9'da verilen kontrol yapısını göz önüne alalım. Kapalı çevrim sistemlerinde S hassasiyet transfer fonksiyonu; $T=1-S$ ise tamamlayıcı hassasiyet transfer fonksiyonunu gösterir. Geri beslemenin negatif olduğu durumlarda $S = (1+L)^{-1}$ ve $T = L(1+L)^{-1}$ dir. Burada L çevrim transfer fonksiyonudur. Çoğu zaman $L=GK$ dır. Ancak ölçme sisteminin de kendisine ait bir dinamiği varsa yani $y_m = G_m y + n$ ise $L=GKG_m$ olacaktır. Kontrol edilen sistemin girişinden görülen transfer fonksiyonu $L_l=GK$ olacaktır. (Veya $L_l=GKG_m$). Bu

durumda hassasiyet fonksiyonu $S_I = (1 + L_I)^{-1}$ şeklini alırken, tamamlayıcı hassasiyet fonksiyonu $T_I = L_I(1 + L_I)^{-1}$ şeklini alacaktır.



Şekil 3.9 Bir kontrol yapısı

Aşağıdaki şu yaklaşımlar çevrim kazançları ile kapalı çevrim cevapları arasındaki ilişkiyi ortaya koyar:

$$\begin{aligned} L(j\omega) \gg 1 &\Rightarrow S \approx L^{-1} \Rightarrow T \approx 1 \\ L(j\omega) \ll 1 &\Rightarrow S \approx 1 \Rightarrow T \approx 0 \end{aligned} \quad (3.41)$$

Ancak geçiş bölgesinde $|L(j\omega)|$ 1 e çok yakındır ve S ve T için direkt $|L(j\omega)|$ e bakarak bir şey söylemek zor olur. Örneğin $L(j\omega)$ -1'e çok yakınken S ve T büyük aşımalar gösterebilir. Bu bakımdan $L(j\omega)$ nin fazı önem taşır. Alternatif bir yöntem direkt olarak S ve T nin şekillendirilmesidir.

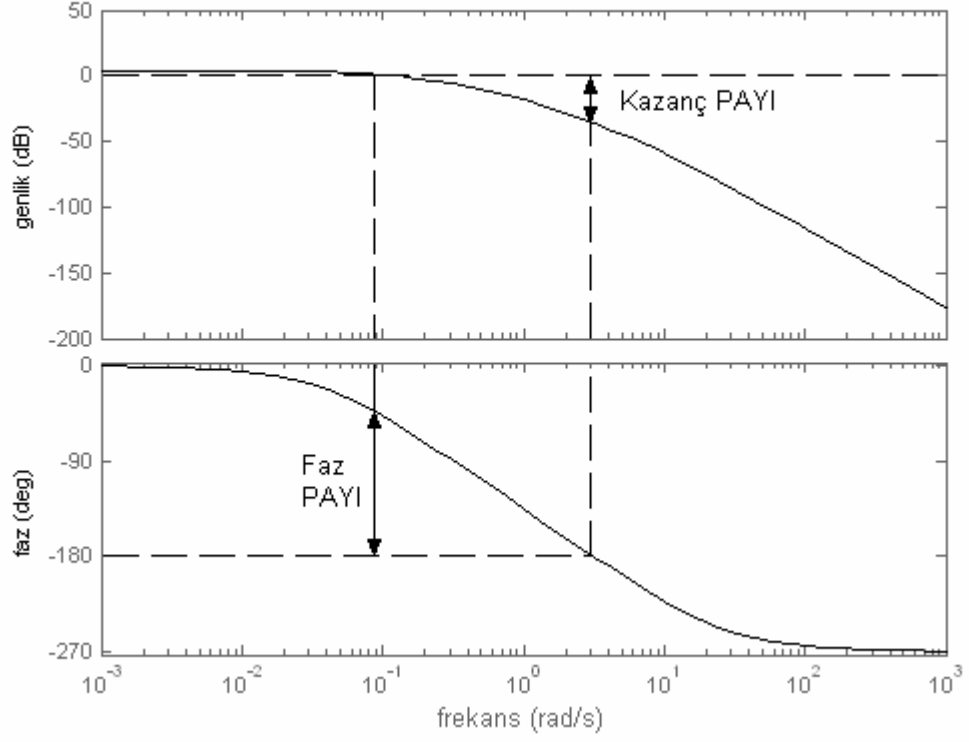
3.8.1 Frekans tanım bölgesi kriterleri

3.8.1.1 Genlik ve Faz payı

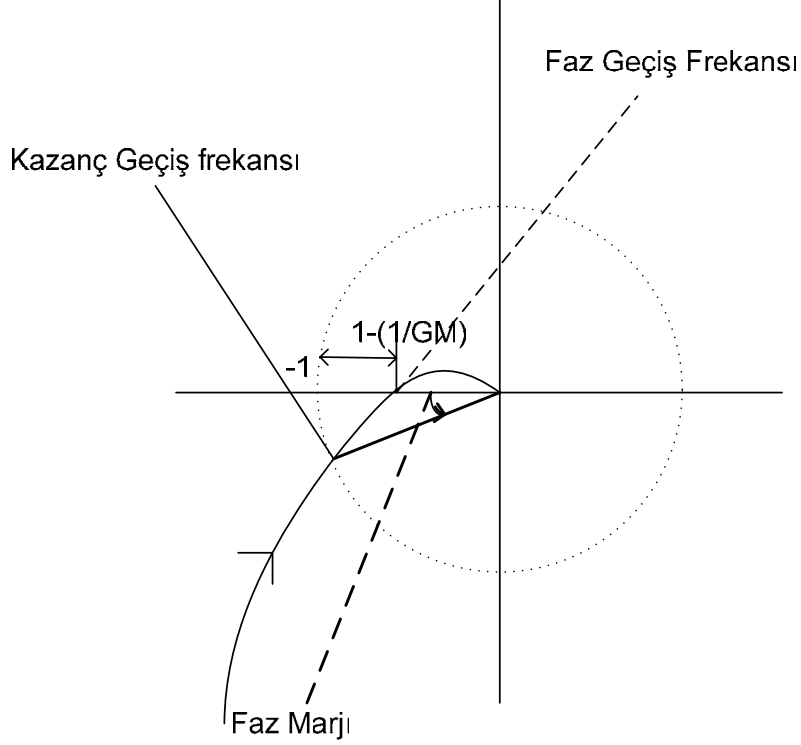
$L(s)$ çevrim transfer fonksiyonu olarak ifade edildiğinde, tipik Bode ve Nyquist diyagramları Şekil 3.10 ve Şekil 3.11'deki gibi olur. Burada genlik payı

$$GM = 1/|L(j\omega_{180})| \quad (3.42)$$

şeklinde tanımlanır. Diğer taraftan ω_{180} faz geçiş frekansıdır ve Nyquist eğrisinin negatif reel eksenini kestiği frekanstır. Yani bu frekans değeri için $\angle L(j\omega_{180}) = -180^\circ$ eşitliği geçerlidir. Birden fazla geçiş varsa en büyük olan faz geçiş frekansı olarak alınır.



Şekil 3.10 Bode eğrisi



Şekil 3.11 Nyquist eğrisi

Faz marjı sistemin kararsız duruma geçmesi için ne kadar negatif faz (gecikme, ölü zaman veya integratör ilavesi durumunda oluşur) ilave edilebileceğini belirleyen bir ölçüttür.

Faz payı için tipik kabul edilebilir değer $FM > 30^0$ dir. Genlik payı için tipik değer ise $GM > 2$ dB şeklindedir.

3.8.1.2 Maksimum tepe kriteri

Hassasiyet ve tamamlayıcı hassasiyet transfer fonksiyonları için şu şekilde tanımlanırlar:

$$M_S = \max_{\omega} |S(j\omega)| \text{ ve } M_T = \max_{\omega} |T(j\omega)| \quad (3.43)$$

Aslında $M_S = \|S\|_{\infty}$ ve $M_T = \|T\|_{\infty}$ şeklinde H_{∞} normu ile ifade edilebilirler.

Burada $S+T=1$ olduğundan $\|S\| - \|T\| \leq \|S+T\| = 1$ koşulu geçerlidir. Yani S ve T en fazla 1 kadar birbirlerinden farklı olabilirler. Kontrol yoksa ($u=0$) $e=y-r=G_d d-r$ dir. Ve geri beslemeli kontrolcü varsa $e = S(G_d d - r)$ dir. Yani geri besleme $|e|$ yi, $|S| < 1$ olduğu tüm frekanslarda azaltarak sistem performansını arttırmaktadır. Genel olarak $|S|$ düşük frekanslarda düşük değerler alır. Örneğin integral etkisi barındıran sistemlerde $|S(0)| = 0$ dir. Ancak tüm fiziksel sistemler kesin düzgün olduğundan frekans yükseldikçe L 'nin kazancı 0'a gider, diğer bir

değişle S 'nin kazancı 1'e gider. Orta frekanslarda yani kazanç geçiş frekansından büyük faz geçiş frekansından küçük frekanslarda M_S 'in genlikçe 1 den büyük değerler alması engellenemez. Burada -1 noktasını içine alan birim yarıçaplı dairenin içindeki bölümde $|S| > 1$ dir. Bu bölümde kontrolör sistem üzerinde etkisizdir. Bir diğer olumsuzluk ise Nyquist diyagramının kararlılık nedeni ile mümkün olduğunca -1 noktasından uzak olması arzu edilir. Bu uzaklık aslında $|1 + L(j\omega)|$ dir. Bu ifade ne kadar azalırsa $S^{-1} = |1 + L(j\omega)|$ olduğundan, S aynı oranda artar. Ayrıca M_S de aynı oranda artar.

3.8.2 Ağırlaştırılmış hassasiyet fonksiyonu

S hassasiyet fonksiyonuna bağlı bazı tipik performans spesifikasyonları şunlardır:

1. Minimum band genişliği frekansı ω_B^* (S in 0.707 yi alttan kestiği ilk frekans)
2. Belli frekanslarda maksimum referans izleme hatası
3. Sistem tipi veya kararlı halde maksimum izleme hatası, A .
4. Belli frekanslarda S in aldığı şekil
5. S 'in maksimum aşım büyüklüğü, yada tepe değeri $\|S(j\omega)\|_\infty \leq M$

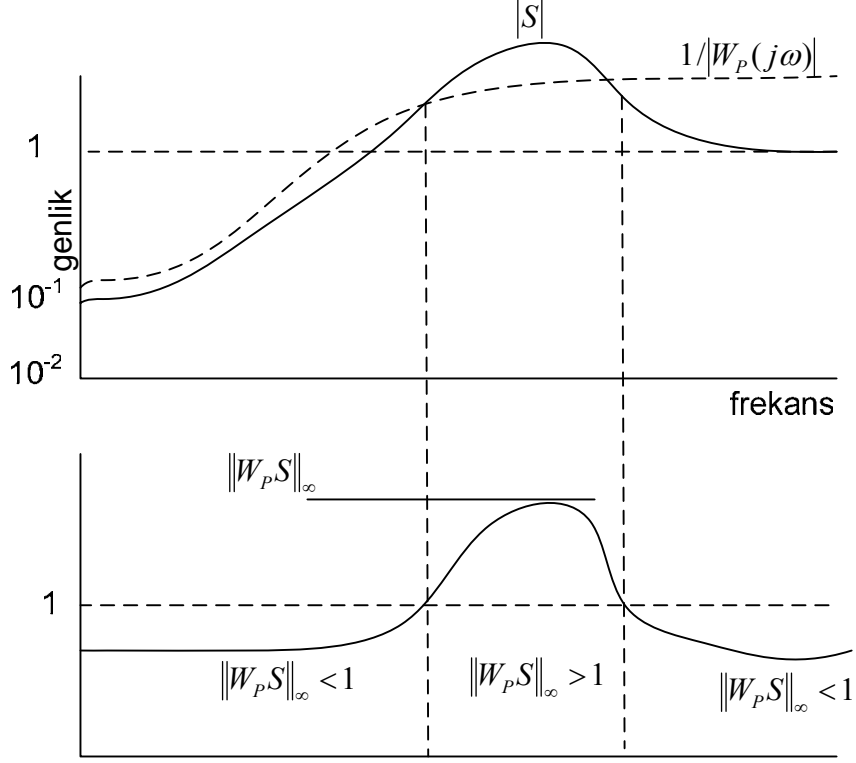
Tepe değerini sınırlamak yüksek frekanslarda gürültünün yükseltilmesini önler ayrıca dayanıklılığı artırır. Genellikle $M=2$ olarak seçilir. Genellikle bu spesifikasyonlar bir üst sınır $1/|W_p(j\omega)|$ olacak şekilde belirlenir. Bu sınır aslında S 'nin şeklini belirler. Burada alt indis p performans anlamını taşır. S genellikle performans belirlemede etkin olduğundan performans gereksinimi şu şekli alır:

$$|S(j\omega)| < 1/|W_p(j\omega)|, \forall \omega \quad \Leftrightarrow |W_p S| < 1, \forall \omega \quad \Leftrightarrow \|W_p S\|_\infty < 1 \quad (3.44)$$

Son eşitlik H_∞ normunun tanımından gelmektedir. Önceden belirlenmiş performans kriterleri $1/|W_p(j\omega)|$ şeklinde tanımlanır. S bu ölçütün altında kalacak şekilde kontrolör aranır. Şekil 3.12'de performans ölçütü olan $1/|W_p(j\omega)|$ yi belli frekans bölgesinde aşmış bir S ifadesi görülmektedir.

Tipik bir üst sınır, $1/|W_p(j\omega)|$ için gösterilmiştir. Ağırlık şu şekilde tanımlanabilir:

$$W_p(s) = \frac{s/M + \omega_B^*}{s + \omega_B^* A} \quad (3.45)$$



Şekil 3.12 Ağırlaştırılmış hassasiyet fonksiyonu

Bazı durumlarda performansı arttırmak için L (ve S) için band genişliğinin altında daha dik eğim gerekli olabilir bu gibi durumlarda daha yüksek mertebeden ağırlıklar kullanmak faydalıdır. Geçiş bölgesinin altında kalan frekanslarda L için -2 lik bir eğim şu şekilde bir ağırlık gereksinimi ortaya koyacaktır.

$$W_{p_2}(s) = \frac{(s/M^{1/2} + \omega_B^*)^2}{(s + \omega_B^* A^{1/2})^2} \quad (3.46)$$

3.8.3 Karmaşık hassasiyet

Dikkat edilecek olursa $\|W_p S\|_\infty < 1$ koşulu band genişliğine bir alt limit koymaktadır ancak band genişliğinin üst sınırı üzerinde herhangi bir kistas oluşturmamaktadır. Bu üst limiti oluşturmanın yolu ise başka bir kapalı çevrim transfer fonksiyonunu da gereksinimlere ilave etmektir. Örneğin tamamlayıcı hassasiyet fonksiyonu $T=I-S=GKS$. Bu bakımdan T için bir üst sınır olan $1/|W_T(j\omega)|$ nin belirlenmesi gerekir. Bu üst sınır ile band genişliğinin üzerindeki frekanslarda L çevrim fonksiyonu hızlı bir şekilde yuvarlanır. Benzer şekilde dayanıklılığı arttırmak için ve giriş kontrol sinyalini sınırlamak için $u = KS(r - G_d d)$ sinyali üzerine de bir

$1/|W_u(j\omega)|$ üst sınırı konulabilir. Bu hassasiyet gereksinimlerini birleştirmek için genellikle bu gereksinimlerin oluşturduğu vektörün sonsuz normunun 1'den küçük yapılması sağlanır. Yani:

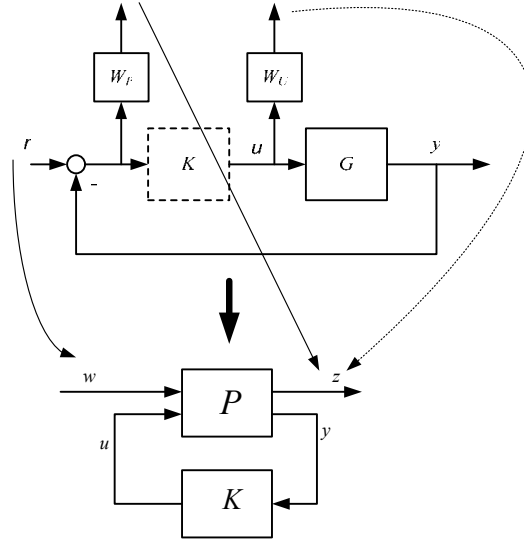
$$\|N\|_{\infty} = \max_{\omega} \bar{\sigma}(N(j\omega)) < 1 ; N = \begin{bmatrix} W_p S \\ W_T T \\ W_U K S \end{bmatrix} \quad (3.47)$$

Burada en büyük tekil değer yardımı ile yani $\bar{\sigma}(N)$ ile N matrisinin büyüklüğü ölçülüyor.

Tek girişli-tek çıkışlı sistemlerde, N vektör olduğundan $\bar{\sigma}(N) = \sqrt{|W_p S|^2 + |W_T T|^2 + |W_U K S|^2}$ olacaktır. Dikkat edilecek olunursa ayrı ayrı $|W_p S| < 1$, $|W_T T| < 1$ ve $|W_U K S| < 1$ yapmak yerine, $\sqrt{|W_p S|^2 + |W_T T|^2 + |W_U K S|^2} < 1$ 'i sağlayan K aranır.

3.8.4 Genelleştirilmiş sistemin elde edilmesi

MATLAB ortamında H_{∞} kontrolcülerinin tasarlanabilmesi için kontrol problemi Şekil 3.13'deki yapı şekline getirilmelidir. Bu yapı haline getirmenin ilk adımı w , z , y ve u sinyal takımı klasik kontrol sistemi blok diyagramı üzerinde belirlenir. P sistemi açık çevrim sistemi olduğundan K kontrolörüne giren ve çıkan tüm çevrimler kesilir.

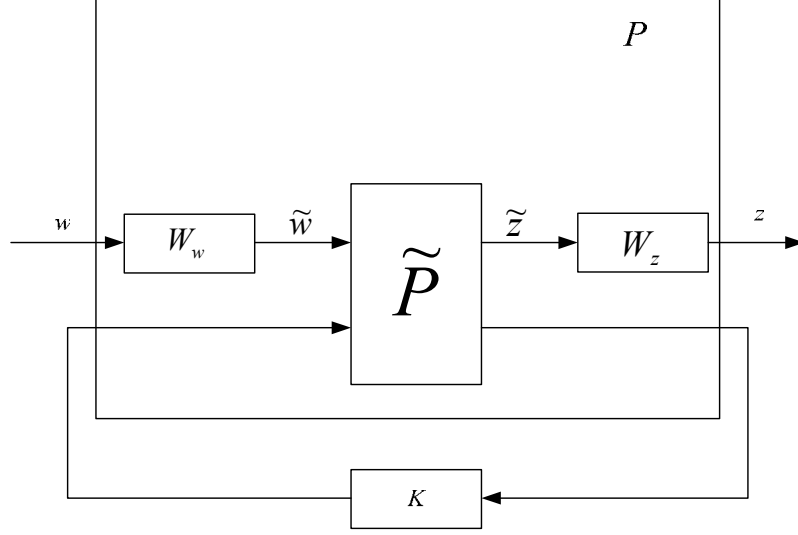


Şekil 3.13 Genelleştirilmiş kontrol yapısına geçiş

3.8.5 Genelleştirilmiş sistemde ağırlıklar bulunması hali

Anlamalı bir kontrolcü sentezi için genellikle Şekil 3.14'de verildiği gibi W_z ve W_w gibi P içersinde ağırlıklar bulundurulur. Ağırlık matrisleri genel olarak frekansa bağlıdır ve

çoğunlukla w ve z ağırlaştırılmış sinyallerin genliklerinin 1 olması sağlanacak şekilde seçilirler. Yani $w \mapsto z$ normu her zaman için 1 e eşit veya 1 den küçük olur. Ağırlık matrisleri kesirli polinomlar şeklinde seçildiğinde kararlı olmak zorundadırlar.



Şekil 3.14 Ağırlık fonksiyonlarıyla genelleştirilmiş kontrol yapısı

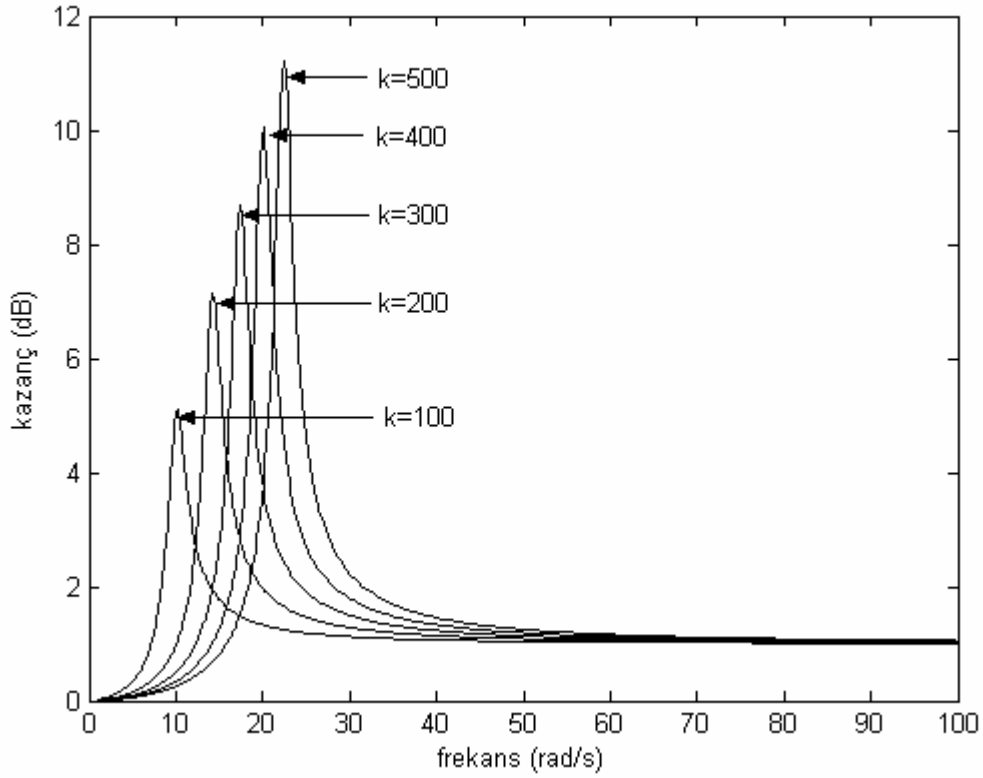
3.8.6 Su yatağı etkisi

Hassasiyet fonksiyonlarında düşük frekanslarda genliğin düşük olması frekans büyüdükçe de fonksiyonun 1'e çok fazla aşım yapmadan yerleşmesi istenir. Ancak belli frekanslarda S 'yi bastırmak diğer frekanslarda genlik olarak ödün vermeyi gerektirir. Yani genlik olarak 1'in altındaki alanların toplamı büyüdükçe aşım o derece artar. Bu kaçınılmazdır. Olay aynı su yatağına benzetilebilir. Yatağın belli noktalarına basınç uygulanarak yatak denize batırılmaya çalışılırsa baskı uygulanmayan yerler havaya kalkar.

Örneğin $L(s) = \frac{k}{s^2 + 2s + 1}$ fonksiyonunu ele alalım. Bu fonksiyon için S hassasiyet

fonksiyonu, $S(s) = \frac{s^2 + 2s + 1}{s^2 + 2s + 1 + k}$ olacaktır. Dikkat edilecek olunursa k değeri ne kadar

arttırılırsa hassasiyet fonksiyonu düşük frekanslarda o derece küçük değerler alır. Ancak Şekil 3.15'den de görülebileceği gibi aşım o derece artar. Bu kaçınılmazdır.



Şekil 3.15 Su yatağı etkisi

3.9 Lineer Matris Eşitsizlikleri (LMI) Temeline Dayalı H_∞ Kontrol Formülasyonu

Sistemin ve kontrolcünün durum uzay gösteriminin sırasıyla denklem (3.48) ve denklem (3.49)'daki gibi olduğunu düşünelim.

$$\begin{bmatrix} \dot{x} \\ z \\ y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B_1 & B_2 \\ C_1 & D_{11} & D_{12} \\ C_2 & D_{21} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ w \\ u \end{bmatrix} \quad (3.48)$$

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_K \\ u \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_K & B_K \\ C_K & D_K \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_K \\ y \end{bmatrix} \quad (3.49)$$

Burada, $x \in \mathcal{R}^n$ ve $x_K \in \mathcal{R}^k$ vektörleri sırasıyla sistemin ve kontrolcünün durum vektörleridir. z ve y sırasıyla kontrol edilen çıkış vektörü ve ölçülen çıkış vektörünü simgelemektedir. u , kontrol giriş vektörünü, w ise bozucu giriş vektörünü göstermektedir. Sistemin ve kontrolcünün birleştirilmesiyle kapalı çevrim sistem aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_{cl} \\ z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{cl} & B_{cl} \\ C_{cl} & D_{cl} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{cl} \\ w \end{bmatrix} \quad (3.50)$$

Buradaki A_{cl} , B_{cl} , C_{cl} , D_{cl} Kapalı çevrim durum uzayı matrisleri denklem (3.51)'deki gibidir.

$$\begin{bmatrix} A_0 & B_0 & \bar{B} \\ C_0 & D_{11} & \bar{D}_{12} \\ \bar{C} & \bar{D}_{21} & \Omega \end{bmatrix} = \left[\begin{array}{cc|cc} A & 0 & B_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_k \\ \hline C_1 & 0 & D_{11} & 0 \\ \hline 0 & I_k & 0 & A_K \\ \hline C_2 & 0 & D_{21} & C_K \end{array} \right] \begin{array}{cc} B_2 \\ 0 \\ D_{12} \\ B_K \\ D_K \end{array} \quad (3.51)$$

Kapalı çevrimin asimptotik kararlılığı için Lyapunov fonksiyonu $V(x) = x^T P x$, $P > 0$ göz önüne alalım. Lineer zamanla değişmeyen (LTI) sistemin w 'den z 'ye L_2 normu denklem (3.52)'deki gibi sınırlandırılır.

$$\|z\|_2 < \gamma \cdot \|w\|_2 \quad (3.52)$$

Pozitif belirli Lyapunov fonksiyonundan $V(x) = x^T P x$, $P > 0$ denklem (3.53)'e gelir (S. BOYD, 1994).

$$\frac{d}{dt} V(x) + z^T z - \gamma^2 w^T w < 0 \quad (3.53)$$

Bu noktada suboptimal H_∞ kontrol problemi $X_{cl} > 0$ için denklem (3.54)'deki matris eşitsizliğinin çözümüdür.

$$\begin{bmatrix} A_{cl}^T X_{cl} + X_{cl} A_{cl} & X_{cl} B_{cl} & C_{cl}^T \\ B_{cl}^T X_{cl} & -\gamma I & D_{cl}^T \\ C_{cl} & D_{cl} & -\gamma I \end{bmatrix} < 0 \quad (3.54)$$

Denklem (3.55)'deki LMI'in çözümü R ve S gibi iki simetrik matrisi bulmayı gerektirir.

$$N_R^T \begin{bmatrix} AR + RA^T & RC_1^T & B_1 \\ C_1 R & -\gamma I & D_{11} \\ B_1^T & D_{11}^T & -\gamma I \end{bmatrix} N_R < 0 \quad (3.55)$$

$$N_S^T \begin{bmatrix} A^T S + SA & SB_1 & C_1^T \\ B_1^T S & -\gamma I & D_{11}^T \\ C_1 & D_{11} & -\gamma I \end{bmatrix} N_S < 0 \quad (3.56)$$

$$\begin{bmatrix} R & I \\ I & S \end{bmatrix} \geq 0 \quad (3.57)$$

Burada N_R ve N_S sırasıyla (B_2^T, D_{12}^T) ve (C_2, D_{12}) 'nin "null uzayını" simgelemektedir (S. BOYD, 1994).

3.10 Formülasyonun Lineer Parametre Değişimli (LPD) Sistemlere Genişletilmesi

Yukarıda verilen LMI temeline dayalı H_∞ kontrol formülasyonu LPD sistemlere genişletilebilir. Durum uzayı gösterimi denklem (3.58)'deki gibi olan LPD sistemi göz önüne alalım.

$$\begin{bmatrix} \dot{x} \\ z \\ y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A(p) & B_1(p) & B_2 \\ C_1(p) & D_{11}(p) & D_{12} \\ C_2 & D_{21} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ w \\ u \end{bmatrix} \quad (3.58)$$

Burada, p zamanla değişen sistem parametrelerinin vektörü ve $A(\cdot)$, $B_1(\cdot)$, $C_1(\cdot)$, $D_{11}(\cdot)$ matrisleri ise p 'nin bir fonksiyonu olan sistem matrisleridir. İzleme sebepleri yüzünden B_2 , C_2 , D_{12} , D_{21} matrisleri p vektöründen bağımsızdır. Son olarak, LPD sistemler için H_∞ kontrol problemi LTI sistemlerde olduğu formdadır.

$$N_R^T \begin{bmatrix} A_i R + R A_i^T & R C_{li}^T & B_{li} \\ C_{li} R & -\gamma I & D_{1li} \\ B_{li}^T & D_{1li}^T & -\gamma I \end{bmatrix} N_R < 0 \quad (3.59)$$

$$N_S^T \begin{bmatrix} A_i^T S + S A_i & S B_{li} & C_{li}^T \\ B_{li}^T S & -\gamma I & D_{1li}^T \\ C_{li} & D_{1li} & -\gamma I \end{bmatrix} N_S < 0 \quad (3.60)$$

$$\begin{bmatrix} R & I \\ I & S \end{bmatrix} \geq 0 \quad (3.61)$$

Burada, A_i , B_{li} , C_{li} ve D_{1li} matrisleri, $A(p)$, $B_1(p)$, $C_1(p)$ ve $D_{11}(p)$ 'nin parametre politopunun $p = p_i$ köşesindeki değerlerini simgelemektedir.

Denklem (3.59), (3.60) ve (3.61)'de verilen eşitsizliklerin çözümü konveks optimizasyon algoritmaları kullanılarak hazırlanmış ileri yazılımlarla yapılır. Aynı konveks programlarla, R ve S matrislerinden Ω kontrolcü matrisi elde edilebilir.

3.11 Robust Kazanç Programlamalı Kontrolcülerin Durum Uzay Realizasyonu

Kazanç programlaması (Gain-Scheduling), bilhassa lineer zamanla değişen ve nonlineer sistemleri kontrol etmek için yaygın bir şekilde kullanım alanına sahiptir. Kazanç programlaması bütün işletme alanı için tek bir LTI (lineer zamanla değişmeyen) kontrolcü aramaktan öte her bir işletme noktası için ayrı bir LTI kontrolcü dizayn etmekten ve işletme şartları değiştiği zaman bu kontrolcüler arasında anahtarlama yapmaktan ibarettir.

Parametreye bağlı sistem denklem (3.62)'deki gibi ifade edilsin.

$$P(.,p) \begin{cases} \dot{x} = A(p)x + B_1(p)w + B_2u \\ z = C_1(p)x + D_{11}(p)w + D_{12}u \\ y = C_2(p)x + D_{21}(p)w + D_{22}u \end{cases} \quad (3.62)$$

Burada $p(t)=[p_1(t), \dots, p_n(t)]$, $\underline{p}_i \leq p_i(t) \leq \bar{p}_i$ zamanla değişen sistem parametrelerinin oluşturduğu vektördür ve yukarıda da belirtildiği gibi $A(\cdot)$, $B_1(\cdot)$, $C_1(\cdot)$, $D_{11}(\cdot)$ matrisleri $p(t)$ 'nin fonksiyonudur. Bu işletme esnasında değişen fiziksel katsayılarına bağlı sistem modelidir. Sistem parametrelerindeki bu değişim yüksek mertebelerde olursa tek bir robust LTI kontrolcü ile yüksek performansa ulaşmak imkansızdır. Söz konusu bu değişen sistem parametrelerinin gerçek zamanda ölçülebilmesi koşuluyla, işletme şartlarıyla birlikte değişen bu ölçümlerle karakter değiştirebilen kontrolcüler kullanmak arzu edilir. Bu gibi kontrolcülerin parametre ölçümleri (programlama parametresi) tarafından programlandığı söylenebilir.

Parametre vektörü $p(t)$ 'nin n adet elemanı olursa, sistem matrisi,

$$S(p) = \begin{bmatrix} A(p) & B_1(p) & B_2 \\ C_1(p) & D_{11}(p) & D_{12} \\ C_2 & D_{21} & D_{22} \end{bmatrix} \quad (3.63)$$

köşe noktalarına ($\{\Pi_i\}_{i=1}^N$, $N = 2^n$ adet köşe noktası) bağlı olarak, $S\Pi_i$ şeklinde bir politopik matris olarak ifade edilebilir. Denklem (3.64)'de p parametre vektörünün herhangi bir konveks ayrışımı verilmektedir.

$$p(t) = \alpha_1 \Pi_1 + \dots + \alpha_N \Pi_N, \quad \alpha_i \geq 0, \quad \sum_{i=1}^N \alpha_i = 1 \quad (3.64)$$

Buradan sistem matrisinin konveks ayrışımının, parametre kutusunun köşeleriyle ifadesi denklem (3.65)'deki gibi olur.

$$S(p) = \alpha_1 S(\Pi_1) + \dots + \alpha_N S(\Pi_N) \quad (3.65)$$

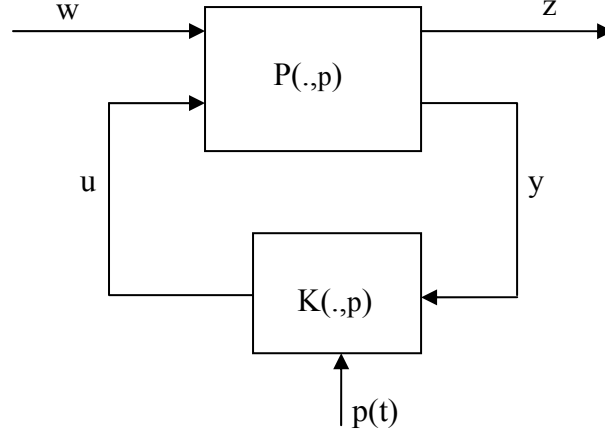
Aranan parametreye bağlı kontrolcünün durum uzayı formu denklem (3.66)'daki gibi olur.

$$K(.,p) \begin{cases} \dot{\zeta} = A_K(p)\zeta + B_K(p)y \\ u = C_K(p)\zeta + D_K(p)y \end{cases} \quad (3.66)$$

Denklem (3.66)'daki $A_K(p)$, $B_K(p)$, $C_K(p)$, $D_K(p)$ matrisleri, parametre kutusunun köşe noktalarındaki $A_K(\Pi_i)$, $B_K(\Pi_i)$, $C_K(\Pi_i)$, $D_K(\Pi_i)$ değerlerinden denklem (3.67) aracılığıyla türetilir.

$$\begin{bmatrix} A_K(p) & B_K(p) \\ C_K(p) & D_K(p) \end{bmatrix} = \sum_{i=1}^N \alpha_i \begin{bmatrix} A_K(\Pi_i) & B_K(\Pi_i) \\ C_K(\Pi_i) & D_K(\Pi_i) \end{bmatrix} \quad (3.67)$$

Bir başka anlatımla, parametreye bağlı (LPD) kontrolcünün durum uzayı realizasyonu, parametre kutusunun köşelerindeki LTI kontrolcülerinin, parametre vektörü kullanılarak yapılan konveks enterpolasyonuyla elde edilir. Şekil 3.16'da bir kazanç programlamalı H_∞ kontrol yapısı verilmektedir.



Şekil 3.16 Kazanç programlamalı H_∞ kontrol yapısı

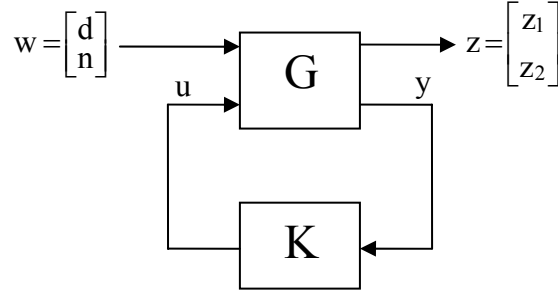
3.12 Çeyrek Taşıtlı Modeli İçin H_∞ Kontrolcü Tasarımı

Bu kısımda bölüm 2'de ele alınan iki serbestlik dereceli lineer taşıtlı modeli için lineer H_∞ kontrolcü tasarlanmıştır. Söz konusu modelin durum uzayı formundaki ifadesi Ek 1'de verilmektedir. Bu kısımdaki amaç, taşıtlı gövdesi kütledeki değişimin kontrol performansına etkilerini ortaya koymaktır. Bu bakımdan H_∞ kontrolcüyle bir karşılaştırma imkanı yaratması bakımından aynı model için bir Kalman filtresi esaslı kontrolcüde tasarlanmıştır. Zaman tanım kümesindeki (domenindeki) simülasyonlar Şekil 2.9'da verilen yol fonksiyonu için iki farklı durumda yapılmıştır. Birinci durum, taşıtlı gövdesi kütlelerinin 500 kg ve süspansiyon sönüm katsayısının 1000 Ns/m olduğu nominal durumdur. İkinci durumda ise taşıtlı gövdesi kütleleri 2000 kg ve süspansiyon sönüm katsayısı 500 Ns/m'dir. Hem zaman tanım kümesi hem de frekans tanım kümesindeki simülasyonlar H_∞ kontrolcünün her iki durumda da iyi bir performans sergilediğini ortaya koymaktadır.

3.12.1 Genelleştirilmiş sistem

H_∞ kontrol tasarımı için ilk aşama Şekil 3.17'de gösterilen genelleştirilmiş yapının elde edilmesidir. Şekil 3.17'de kullanılan değişkenler; y sistem çıkışları vektörünü, z performans

ile ilgili sanal çıkış vektörünü, sistem giriş vektörünü, u ise kontrol giriş vektörünü göstermektedir.



Şekil 3.17 Çeyrek taşıt modeli için geliştirilmiş yapı

Şekil 3.18’de ise ağırlık fonksiyonları ile birlikte geliştirilmiş sistem verilmektedir. Burada d yol bozucu girişini, n sensör gürültüsünü ifade etmektedir. W_{sd} ve W_{act} ağırlık fonksiyonları sistemdeki belirsizliklerin etkisini yok eden veya bastıran filtrelerdir. z_1 ve z_2 bu filtrelerin çıkışlarıdır. $P(s)$, çeyrek taşıt süspansiyon sistemini, $G(s)$ geliştirilmiş sistemi ve $K(s)$ ise tasarlanacak H_∞ kontrolcüyü göstermektedir. Şekil 3.18’deki kontrol modeli esas alınarak aşağıdaki eşitlikler yazılabilir.

$$y = (B_u \cdot u + B_w \cdot d) \cdot P + W_n \cdot n \quad (3.68)$$

$$u = K \cdot y \quad (3.69)$$

Denklem (3.68)’i denklem (3.69)’da yerine yazarsak,

$$y = (K \cdot B_u \cdot y + B_w \cdot d) \cdot P + W_n \cdot n \quad (3.70)$$

$$y \cdot (I - K \cdot B_u \cdot P) = P \cdot B_w \cdot d + W_n \cdot n \quad (3.71)$$

$$y = \frac{P \cdot B_w \cdot d + W_n \cdot n}{(I - K \cdot B_u \cdot P)} \quad (3.72)$$

elde edilir. Benzer şekilde performans çıkışlarda,

$$z_1 = \frac{K \cdot W_{act} \cdot (P \cdot B_w \cdot d + W_n \cdot n)}{(I - K \cdot B_u \cdot P)} = \frac{K \cdot W_{act} \cdot P \cdot B_w \cdot d}{(I - K \cdot B_u \cdot P)} + \frac{K \cdot W_{act} \cdot W_n \cdot n}{(I - K \cdot B_u \cdot P)} \quad (3.73)$$

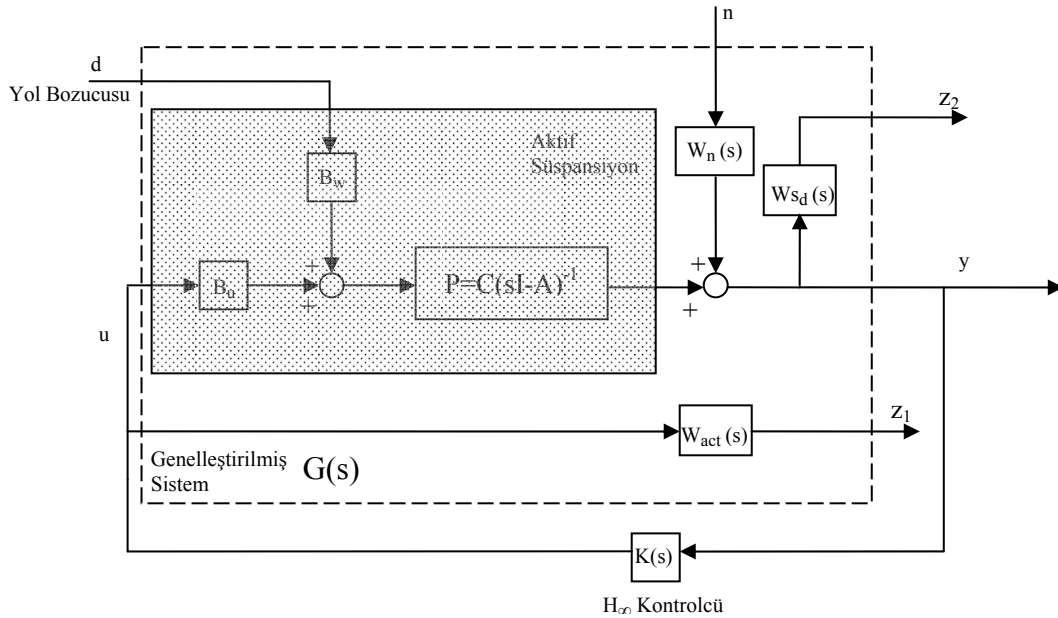
$$z_2 = \frac{W_{sd} \cdot (P \cdot B_w \cdot d + W_n \cdot n)}{(I - K \cdot B_u \cdot P)} = \frac{W_{sd} \cdot P \cdot B_w \cdot d}{(I - K \cdot B_u \cdot P)} + \frac{W_{sd} \cdot W_n \cdot n}{(I - K \cdot B_u \cdot P)} \quad (3.74)$$

şeklinde yazılabilir. Yukarıda elde edilen ifadelerden faydalanılarak, yol bozucusu d ve sensör gürültüsü n ’den kontrol edilen çıkışlar (performans çıkışları) z_1 ve z_2 ’ye olan transfer fonksiyonu aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \end{bmatrix} = G(s) \begin{bmatrix} d \\ n \end{bmatrix} \quad (3.75)$$

Burada $G(s)$ genelleştirilmiş sistemin transfer fonksiyonudur. Genelleştirilmiş sistemin transfer matrisi denklem (3.76)'daki gibi yazılabilir. Genelleştirilmiş sistemin oluşturulmasında kullanılan filtrelerin transfer matrisi şeklindeki ifadeleri, Ek 2'de verilmektedir.

$$G(s) = \begin{bmatrix} G_{11}(s) & G_{12}(s) \\ G_{21}(s) & G_{22}(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{K \cdot W_{act} \cdot P \cdot B_w}{(I - K \cdot B_u \cdot P)} & \frac{K \cdot W_{act} \cdot W_n}{(I - K \cdot B_u \cdot P)} \\ \frac{W_{sd} \cdot P \cdot B_w}{(I - K \cdot B_u \cdot P)} & \frac{W_{sd} \cdot W_n}{(I - K \cdot B_u \cdot P)} \end{bmatrix} \quad (3.76)$$



Şekil 3.18 Ağırlık fonksiyonlarıyla genelleştirilmiş yapı

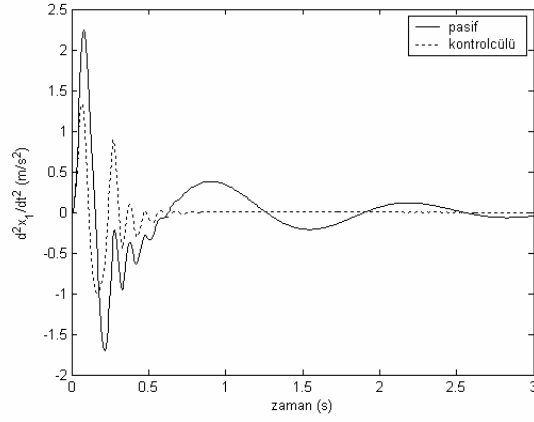
H_∞ kontrolcünün amacı; sistem transfer matrisinin sonsuz normunu, denklem (3.77)'de verildiği gibi, minimize etmek şeklinde ifade edilebilir. Burada γ pozitif bir değerdir.

$$\|G(s)\|_\infty < \gamma \quad (3.77)$$

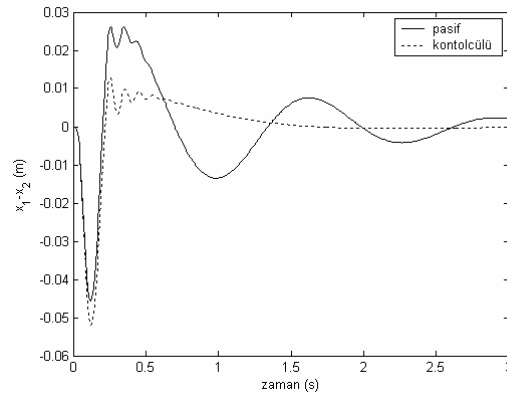
3.12.2 Simülasyonlar

Şekil 3.19-3.22'de sırasıyla H_∞ kontrolcülü aktif süspansiyonun, birinci durumda, ivme, süspansiyon sapması, dinamik tekerlek kuvveti ve kontrol kuvveti cevapları sunulmaktadır. Şekil 3.23-3.26'da ise sırasıyla ikinci durum için ivme, süspansiyon sapması, dinamik tekerlek kuvveti ve kontrol kuvveti cevapları sunulmaktadır. İvmenin minimizasyonuna odaklı bu tasarım, hem 1. durumda hem de 2. durumda ivmenin genlik değerini pasif duruma

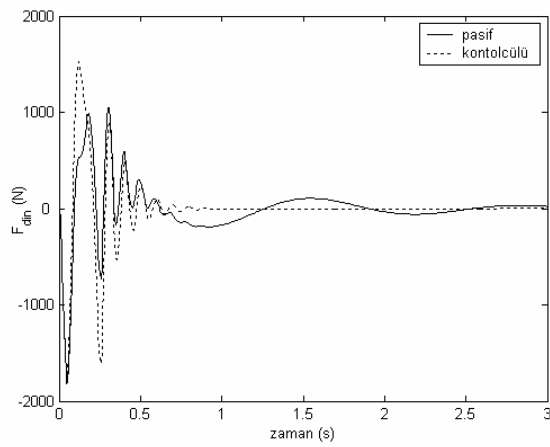
göre sınırlandırmaya kabil olmuştur. Ayrıca, makul süspansiyon sapması ve dinamik tekerlek kuvveti cevapları da elde edilmiştir.



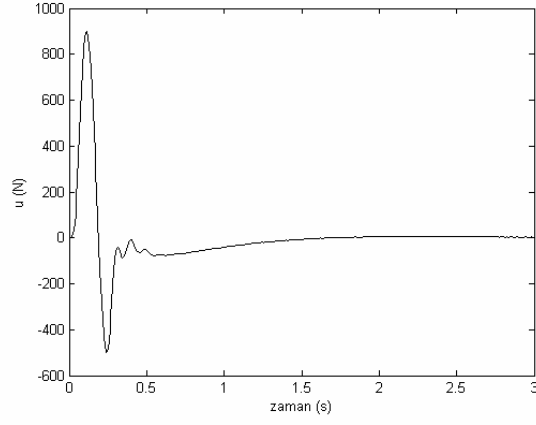
Şekil 3.19 Birinci durum için H_∞ kontrolcünün ivme cevabı



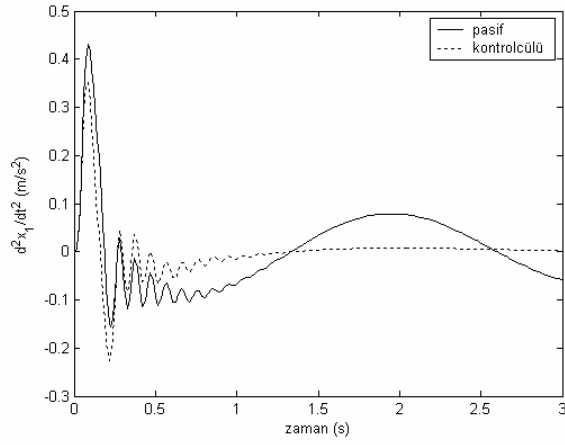
Şekil 3.20 Birinci durum için H_∞ kontrolcünün süspansiyon sapması cevabı



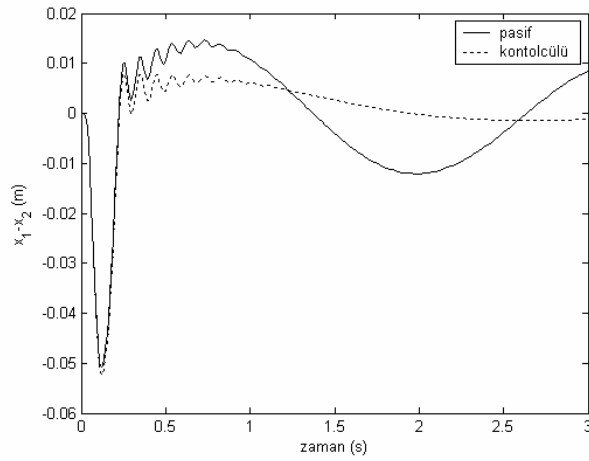
Şekil 3.21 Birinci durum için H_∞ kontrolcünün dinamik tekerlek kuvveti cevabı



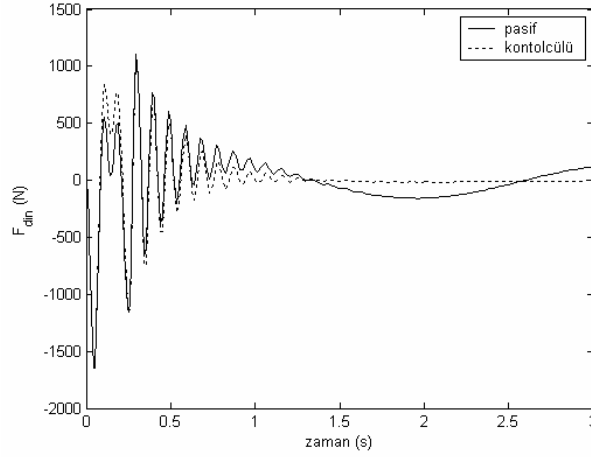
Şekil 3.22 Birinci durum için H_∞ kontrolcünün kontrol kuvveti



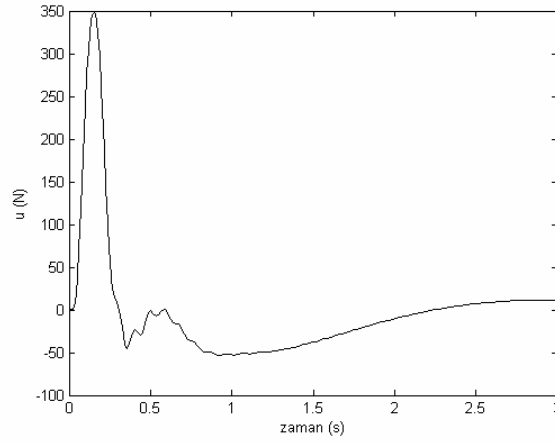
Şekil 3.23 İkinci durum için H_∞ kontrolcünün ivme cevabı



Şekil 3.24 İkinci durum için H_∞ kontrolcünün süspansiyon sapması cevabı

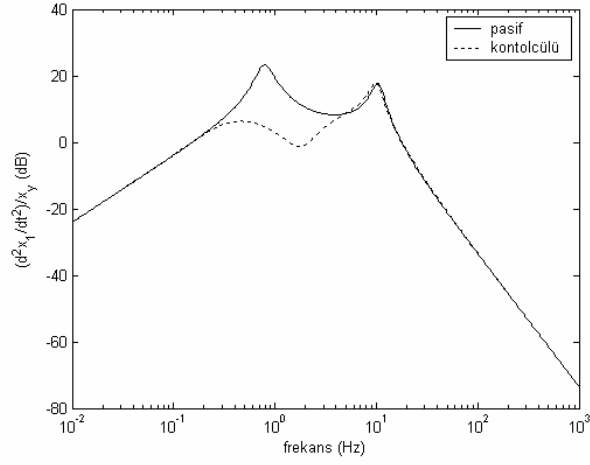


Şekil 3.25 İkinci durum için H_∞ kontrolcünün dinamik tekerlek kuvveti cevabı

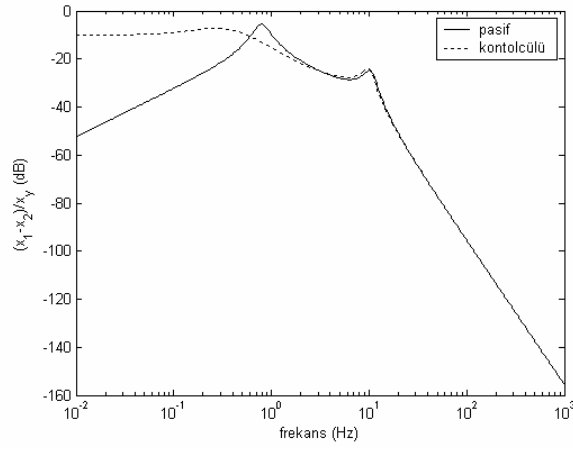


Şekil 3.26 İkinci durum için H_∞ kontrolcünün kontrol kuvveti

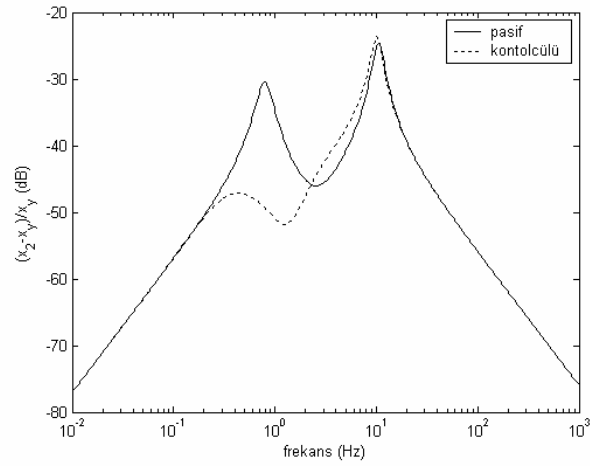
Şekil 27-29'da kontrolcü ve pasif durumlar için, birinci durumda, sırasıyla taşıt gövdesinin dikey ivmelenmesi, süspansiyon sapması ve yol tutuş (tekerlek sapması) performans kriterleri için frekans cevapları verilmiştir. Şekil 30-32'de ise kontrolcü ve pasif durumlar için, ikinci durumda, sırasıyla taşıt gövdesinin dikey ivmelenmesi, süspansiyon sapması ve yol tutuş (tekerlek sapması) performans kriterleri için frekans cevapları verilmiştir. İkinci durumda söz konusu frekans bölgelerinde de iyi bir cevap sergilemektedir.



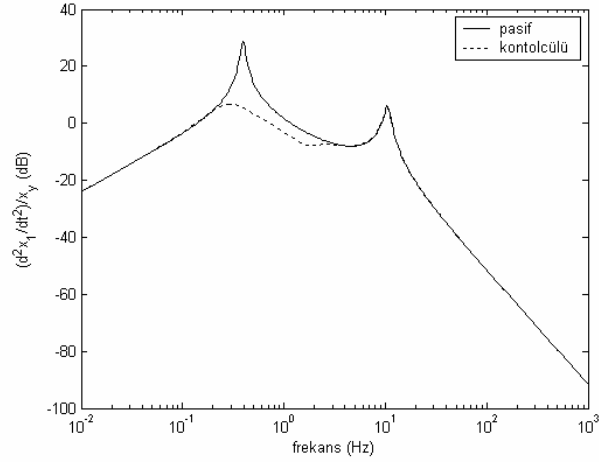
Şekil 3.27 Birinci durum için H_∞ kontrolcünün ivme frekans cevabı



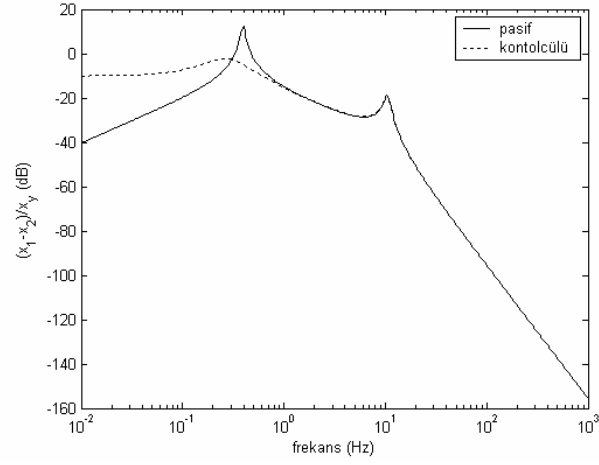
Şekil 3.28 Birinci durum için H_∞ kontrolcünün süspansiyon sapsması frekans cevabı



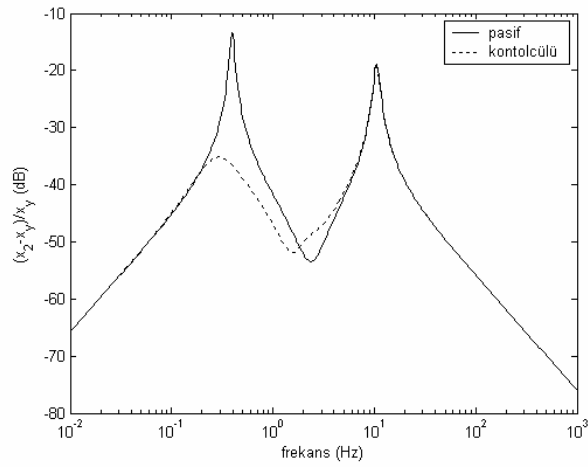
Şekil 3.29 Birinci durum için H_∞ kontrolcünün tekerlek sapsması frekans cevabı



Şekil 3.30 İkinci durum için H_∞ kontrolcünün ivme frekans cevabı



Şekil 3.31 İkinci durum için H_∞ kontrolcünün süspansiyon saptması frekans cevabı



Şekil 3.32 İkinci durum için H_∞ kontrolcünün tekerlek saptması frekans cevabı

3.12.3 Kalman filtresi esaslı kontrolcü tasarımı

Yukarıda tasarlanan lineer H_∞ kontrolcü ile karşılaştırma yapmak için söz konusu lineer iki serbestlik dereceli çeyrek taşıt modeline bir Kalman filtresi esaslı kontrol (KFEK) uygulanmıştır. Söz konusu KFE kontrolcü için sadece gövdenin dikey hareketi (x_1) geribeslenmiştir.

Kapalı çevrimli bir sistemin geribesleme kazançlarını seçerek sistemin köklerinin istenen yerlere yerleşebileceği (pole-placement) iyi bilinmektedir. İstenilen yerlere kökleri yerleştirebilmek için genellikle tüm durum değişkenlerini bilmek (ölçmek, erişmek) gerekmektedir. Sadece ölçümü yapılabilen durum değişkenlerinin geri beslemesi yapılarak kabul edilebilir performansa sahip olan bazı sistemler vardır. Fakat çoğu zaman sadece bu ölçülebilen durum değişkenleri kullanarak kabul edilebilir bir performansa erişmek mümkün değildir. Eğer sistem gözlenebilir bir sistem ise, doğrudan ölçümü yapılamayan durum değişkenlerinin, bulunan ölçüm verileri kullanılarak tahminleri mümkündür. Bu durum değişkenlerin kullanımı ölçümü yapılan değerlerden ziyade genellikle kabul edilebilir bir performans sağlarlar. Durum değişkenlerinin tahmini bazı durumlarda doğrudan ölçümlere bile tercih edilebilir. Bunun sebebi, ölçüm cihazlarının hata oranlarının tahminlerin hata oranlarından bazı durumlarda çok daha büyük olabilmesidir.

Observerler, bilinen bir dış girişe (bozucuya) sahip bir lineer sistemin durumlarının tahmini için faydalı olmasına rağmen esas kullanımı; ölçülemeyen fakat geribesleme kontrolü için gerekli olan durum değişkenlerini bulmakta faydalı olmaktadır.

Sonuç olarak Kalman filtresi özel olarak seçilmiş gözleyici kazancı (Kalman filtre kazancı) ile birlikte bir durum gözleyicisidir. Kalman filtresinin durum uzayı formundaki dinamik denklemi denklem (3.78)'de verilmektedir (OGATA, 2002).

$$\begin{aligned}\dot{\hat{x}} &= A\hat{x} + Bu + K_e(y - \hat{y}) \\ \hat{y} &= C\hat{x}\end{aligned}\tag{3.78}$$

Buradaki K_e kalman filtre kazancıdır ve denklem (3.79) ile ifade edilmektedir.

$$K_e = P_e C^T R^{-1}\tag{3.79}$$

Denklem (3.79)'daki P_e ise denklem (3.80)'de verilen Riccati denkleminin pozitif belirli çözüdür.

$$P_e A^T + A P_e - P_e C^T R^{-1} C P_e + Q = 0\tag{3.80}$$

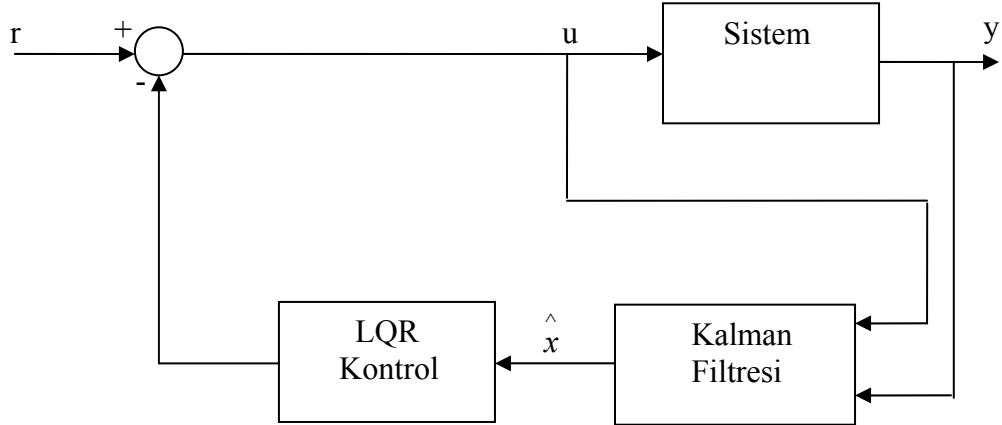
Pratikteki bir çok kontrol sisteminde verilen sistem için bütün durum değişkenleri ölçülemez veya erişilemezdir. Bunun için LQR kontrolcü çok iyi kazanç ve faz payına sahip olmasına rağmen bütün durum değişkenlerinin geri-beslemesi imkânsızdır. Birçok pratik durumda geri-besleme için, verilen sistemin durum değişkenlerinin sadece bir kısmı erişilebilir veya ölçülebilir. Erişilebilen bu durum değişkenlerinden diğerlerinin tahmin edilmesi Kalman filtresi ile gerçekleştirilmektedir. Bu durumda, x durum değişkenleri ve \hat{x} kalman filtresi ile tahmin edilen durum değişkenleri olmak üzere, LQR kontrolde belirlenen $u=-Fx$ kontrol sinyalinin yerini, LQG kontrolde $u = -F\hat{x}$ alır. Buradaki \hat{x} denklem (3.78)'deki gibi ifade edilmektedir (OGATA, 2002).

$$\begin{aligned}\dot{\hat{x}} &= A\hat{x} + Bu + K_e(y - C\hat{x}) \\ u &= -F\hat{x}\end{aligned}\quad (3.81)$$

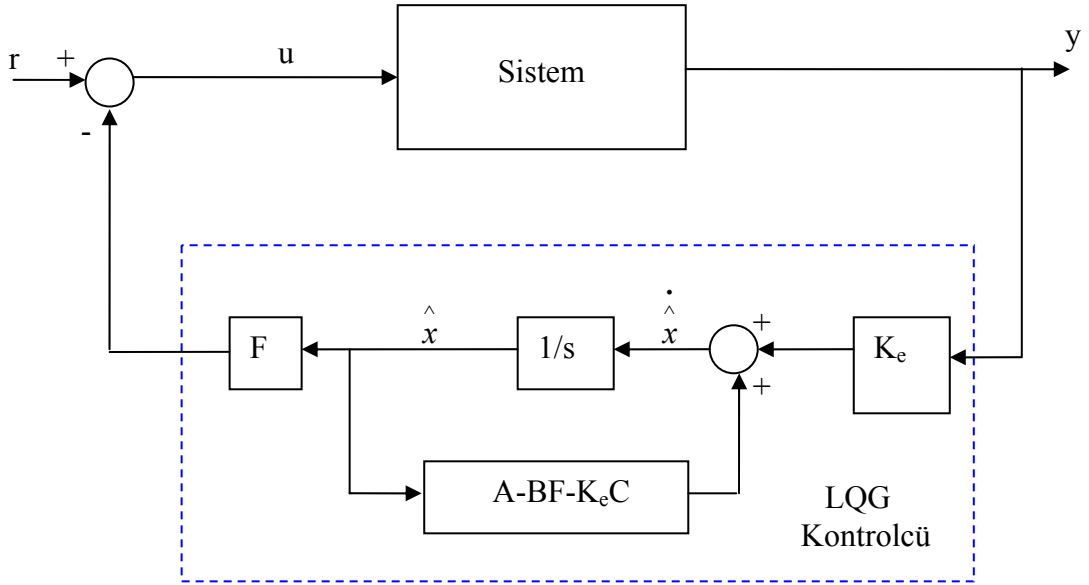
Buradan da denklem (3.78)'deki ifadeye gelinir.

$$\begin{aligned}\dot{\hat{x}} &= (A - BF - K_eC)\hat{x} + K_e y \\ u &= -F\hat{x}\end{aligned}\quad (3.82)$$

Şekil 3.33 ve 3.34'de sırası ile LQG kontrol kanununun blok diyagramı ve onun detayı gösterilmektedir.

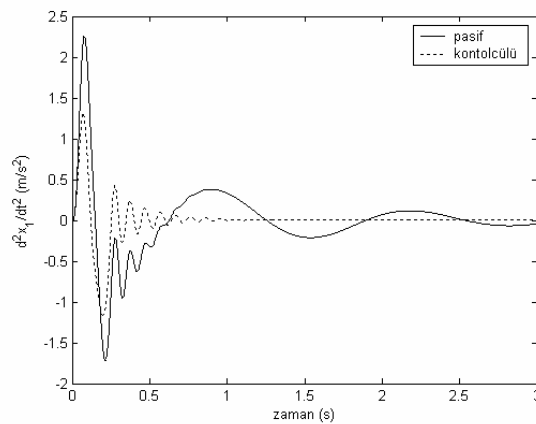


Şekil 3.33 LQG kontrol kanununun blok diyagramı

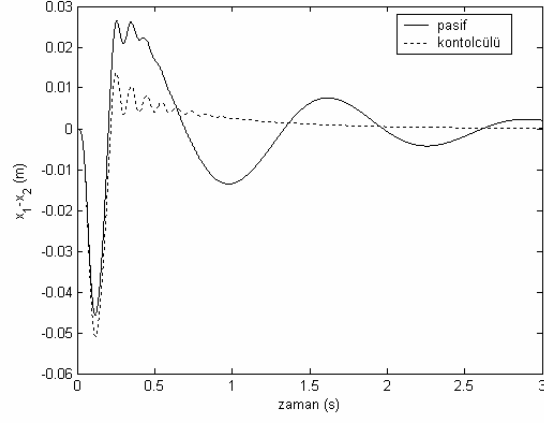


Şekil 3.34 Detaylandırılmış LQG kontrol kanununun blok diyagramı

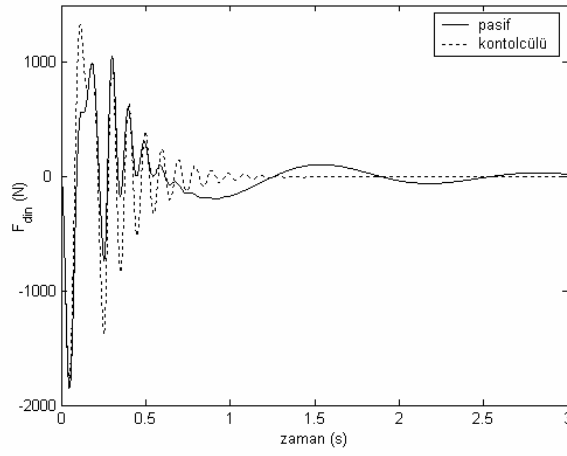
Şekil 3.35-3.38’de sırasıyla KFE kontrolcünün, birinci durum için, ivme, süspansiyon saptması, dinamik tekerlek kuvveti ve kontrol kuvveti cevapları sunulmaktadır. Şekil 3.39-3.42’da ise sırasıyla ikinci durum için ivme, süspansiyon saptması, dinamik tekerlek kuvveti ve kontrol kuvveti cevapları sunulmaktadır. KFE kontrolcünün zaman domenindeki analizlerinden 1. durumda ivmeyi güzel bir şekilde bastırdığı ve makul süspansiyon saptması ve tekerlek saptması cevabı sergilediği gözükmemektedir. Ancak KFE kontrolcünün 2. durumdaki cevapları oldukça kötüdür. 2. durumda ivme genliklerini bastırmaya muktedir olmuştur ancak bu cevap aşırı titreşimli olmuştur. 2. durumdaki süspansiyon saptması ve tekerlek saptması cevapları da oldukça kötüleşmektedir.



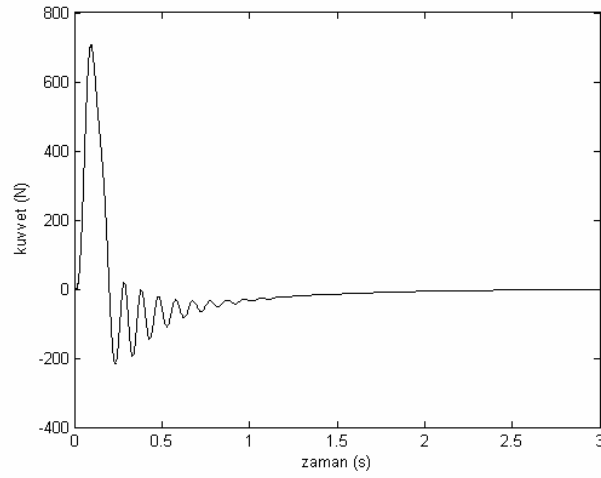
Şekil 3.35 Birinci durum için KFE kontrolcünün ivme cevabı



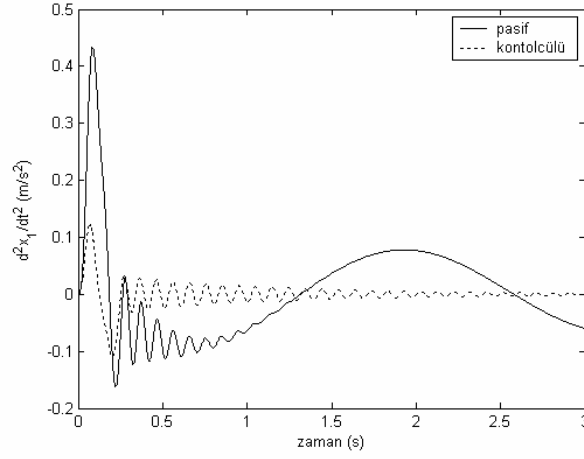
Şekil 3.36 Birinci durum için KFE kontrolcünün süspansiyon sapması cevabı



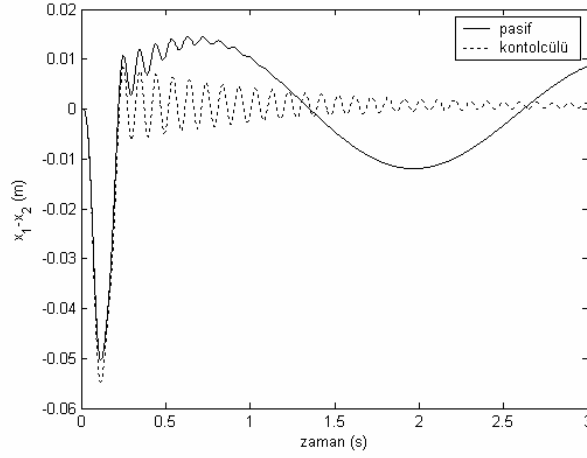
Şekil 3.37 Birinci durum için KFE kontrolcünün dinamik tekerlek kuvveti cevabı



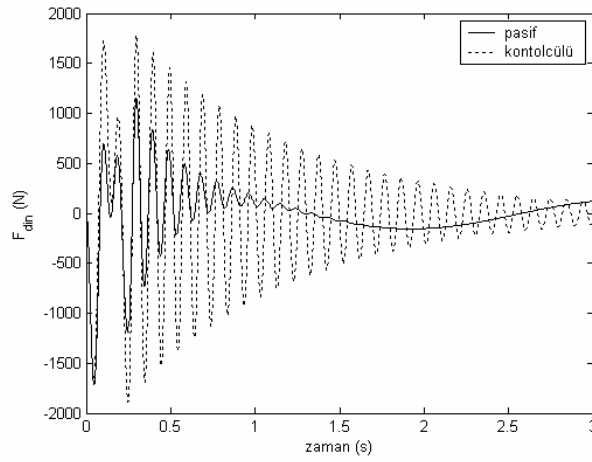
Şekil 3.38 Birinci durum için KFE kontrolcünün kontrol kuvveti



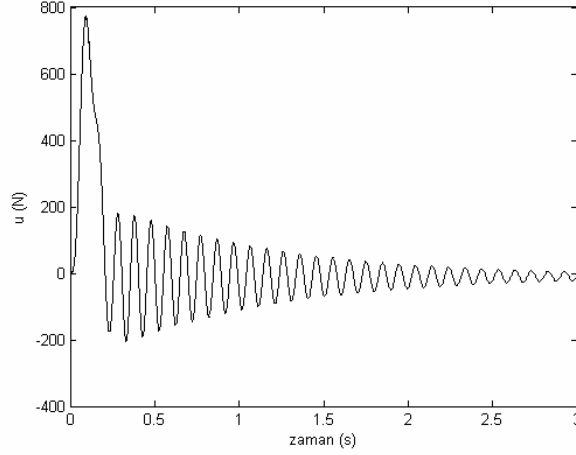
Şekil 3.39 İkinci durum için KFE kontrolcünün ivme cevabı



Şekil 3.40 İkinci durum için KFE kontrolcünün süspansiyon sapsması cevabı

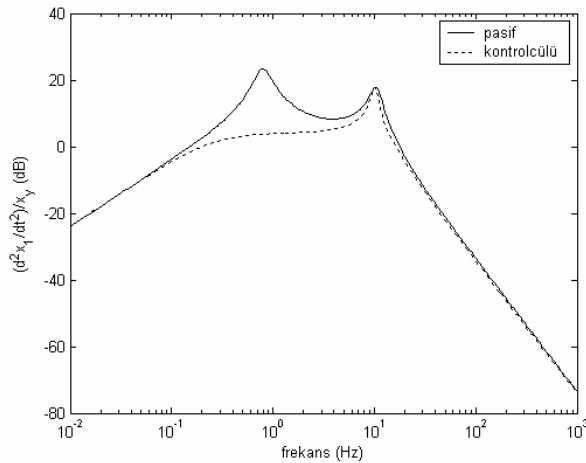


Şekil 3.41 İkinci durum için KFE kontrolcünün dinamik tekerlek kuvveti cevabı

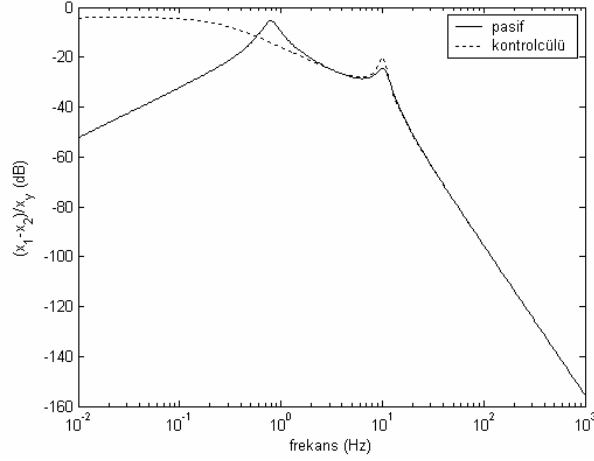


Şekil 3.42 İkinci durum için KFE kontrolcünün kontrol kuvveti

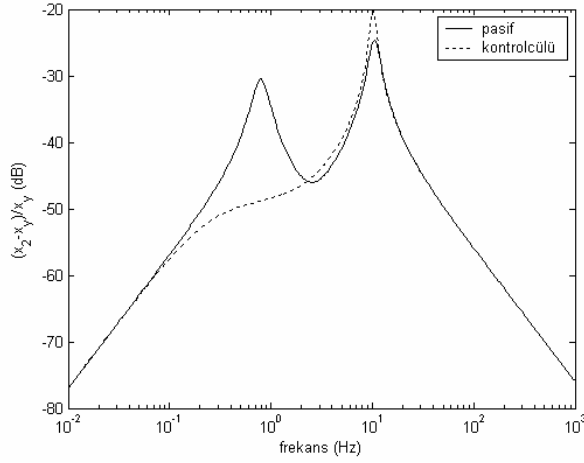
Şekil 43-45'de kontrolcülü ve pasif durumlar için, birinci durumda, sırasıyla taşıt gövdesinin dikey ivmelenmesi, süspansiyon sapması ve yol tutuş (tekerlek sapması) performanslarının frekans cevapları verilmiştir. Şekil 46-48'de ise kontrolcülü ve pasif durumlar için, ikinci durumda, sırasıyla taşıt gövdesinin dikey ivmelenmesi, süspansiyon sapması ve yol tutuş performans kriterleri için frekans cevapları verilmiştir. Birinci durumda güzel frekans cevapları elde edilmesine karşın ikinci durumdaki frekans cevaplarının 2. pik (rezonans) noktalarının keskin bir şekilde aşması titreşimli ve kötü bir zaman cevabına karşılık gelmektedir.



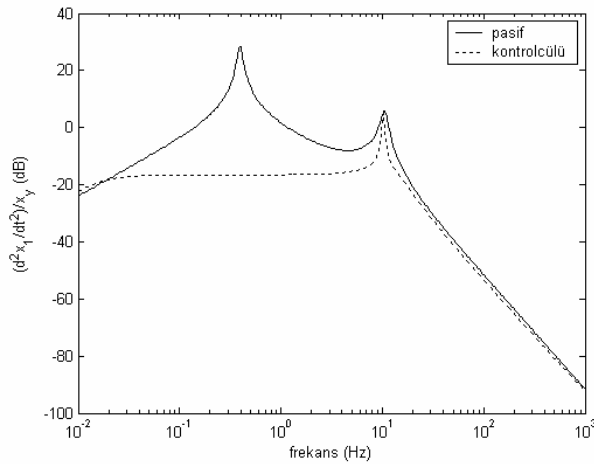
Şekil 3.43 Birinci durum için KFE kontrolcünün ivme frekans cevabı



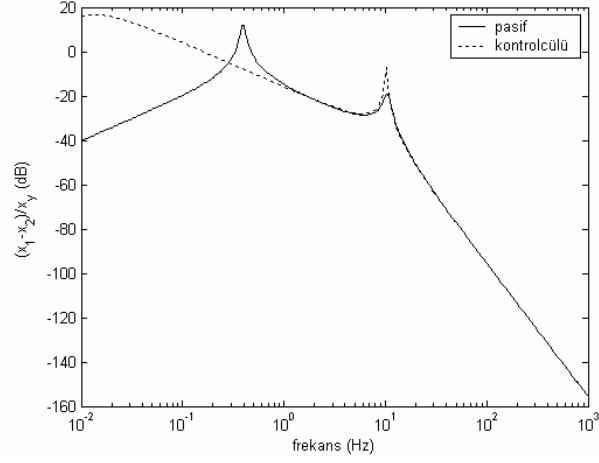
Şekil 3.44 Birinci durum için KFE kontrolcünün süspansiyon sapsması frekans cevabı



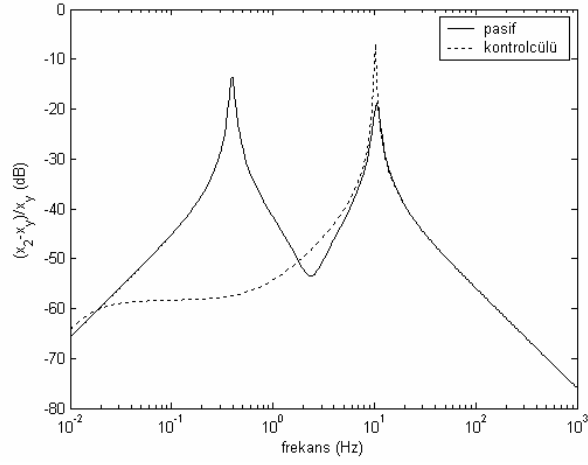
Şekil 3.45 Birinci durum için KFE kontrolcünün tekerlek sapsması frekans cevabı



Şekil 3.46 İkinci durum için KFE kontrolcünün ivme frekans cevabı



Şekil 3.47 İkinci durum için KFE kontrolcünün süspansiyon sapsması frekans cevabı



Şekil 3.48 İkinci durum için KFE kontrolcünün tekerlek sapsması frekans cevabı

4. ÇEYREK TAŞIT MODELİ İÇİN LPD TEMELİNE DAYALI H_∞ KONTROLCÜ TASARIMI

4.1 Çeyrek Taşıt Modeli ve Genelleştirilmiş LPD Model

Bu bölümde konfor problemine odaklanılıp Bölüm 2’de ele alınan çeyrek taşıt modeli için LPD (lineer parametre değişimli) temeline dayalı H_∞ kontrolcü tasarlanmıştır. Bölüm 3’deki H_∞ kontrolcü tasarımından farklı olarak taşıtın süspansiyon stroğunun ± 8 cm olduğu varsayılmış ve bu durum modelde hesaba katılmıştır. Kontrol problemi Bölüm 3’de tasarlanan H_∞ kontroldeki gibi regülatör problem olarak ele alınmıştır. Bu bölümde tasarlanan kontrolcünün, Bölüm 3’deki H_∞ kontrolcüden farkı ağırlık fonksiyonlarının parametreye bağlı olarak alınmasıdır. Dolayısıyla burada elde edilen genelleştirilmiş sistem p parametresine bağlıdır. LPD temeline dayalı H_∞ kontrolcüye süspansiyon sapması ve taşıt gövdesinin dikey hızı geri beslenmiştir. Tasarlanan kontrolcü normal yol şartlarında, süspansiyon sapması değerleri sınır değerlerinden uzaktayken, taşıt gövdesinin ivmelenmesinin minimizasyonuna odaklanmaktadır. Süspansiyon sapmasının sınırlara yaklaştığı anlarda ise bu defa süspansiyon sapmasının minimizasyonuna odaklanmaktadır. Hem frekans hem de zaman domeninde yapılan simülasyonlar, önerilen LPD kontrolcü kullanılarak üretilcek bir aktif süspansiyon sisteminin üstün performans sergileyeceğini göstermektedir.

Lineer H_∞ kontrol tasarımında olduğu gibi LPD temeline dayalı, kazanç-programlamalı, H_∞ kontrolcü tasarımında da ilk adım kontrol sisteminden beklenen sönüm, doğruluk ve robustluk özellikleri ışığında, ağırlık fonksiyonlarını belirlemek ve genelleştirilmiş LPD sistemi oluşturmaktır. Performans için genelleştirilmiş sisteme konulmuş olan W_a ve W_{sd} ağırlık fonksiyonları p programlama parametresine bağlı olarak tasarlanmıştır. Burada programlama parametresi olarak süspansiyon sapması kullanılmıştır. p parametresi $[0,0.08]$ aralığında değişmektedir. Denklem (4.1-5)’de sırasıyla W_a , W_{sd} , W_{act} , W_{n1} ve W_{n2} ağırlık fonksiyonları ve Şekil 4.1’de ise bu ağırlıklar kullanılarak oluşturulmuş genelleştirilmiş kontrol yapısı verilmektedir. Şekil 4.1’deki W_s ve W_n ağırlık fonksiyonları sırasıyla W_a ve W_{sd} ile W_{n1} ve W_{n2} ağırlık fonksiyonlarından oluşmaktadır ve sırasıyla denklem (4.6) ve (4.7)’de verilmektedir. Sistem çıkışına yerleştirilen bu parametreye bağlı olarak ifade edilmiş W_a ve W_{sd} filtrelerinin LPD durum uzayı realizasyonları (A_{W_s} , $B_{W_s}(p)$, C_{W_s} , D_{W_s}) ve transfer matrisi formları Ek 3’de verilmektedir.

$$W_a = \frac{20 \cdot 400 \cdot (0.08 - p)}{s + 20} \quad (4.1)$$

$$W_{sd} = \frac{10 \cdot 3600 \cdot (p)}{s+10} \quad (4.2)$$

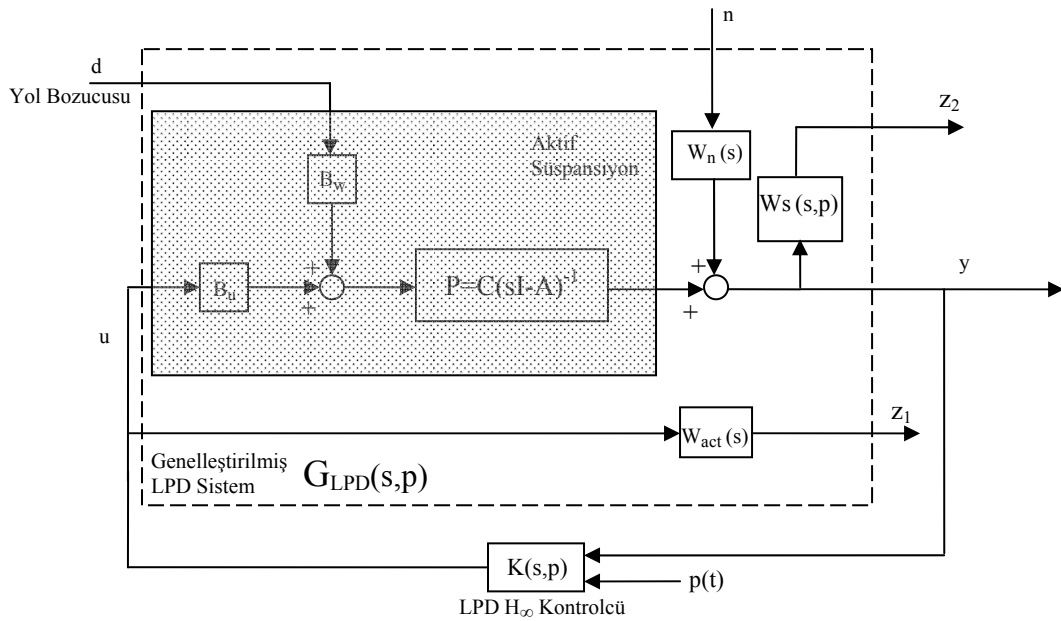
$$W_{act} = 0.007 \quad (4.3)$$

$$W_{n1} = 0.00001 \quad (4.4)$$

$$W_{n2} = 0.00001 \quad (4.5)$$

$$W_s = \begin{bmatrix} \frac{10 \cdot 3600 \cdot (p)}{s+10} & 0 \\ 0 & \frac{20 \cdot 400 \cdot (0.08-p)}{s+20} \end{bmatrix} \quad (4.6)$$

$$W_n = \begin{bmatrix} W_{n1} & 0 \\ 0 & W_{n1} \end{bmatrix} \quad (4.7)$$



Şekil 4.1 Genelleştirilmiş LPD sistem

Şekil 4.1’de A , B_u , B_w , C , matrisleri önceki tasarımlardaki gibi sırasıyla sistem matrisini, kontrol giriş vektörünü, yol giriş vektörünü ve çıkış matrisini göstermektedir. K programlama parametresine bağlı olarak karakter değiştiren kontrolcüyü simgelemektedir. Ek 1’de çeyrek taşıt modelinin söz konusu matrisleri ve sistem durum vektörüyle birlikte durum uzayı formu verilmektedir. z_1 , z_2 , çıkışları performans için gerekli olan genelleştirilmiş yapıdaki bütün sanal çıkışları temsil etmektedir. d ve n , girişleri ise sırasıyla bozucu yol girişini, ölçüm

gürültülerini (süspansiyon sapması ölçüm gürültüsünü ve taşıt gövdesinin dikey hızının ölçüm gürültüsünü) göstermektedir. u ve y ise sırasıyla sisteme etkiyen kontrolcü kuvvetini ve geri besleme için gerekli olan sistem çıkışlarını simgelemektedir.

p parametresine bağlı genelleştirilmiş sistemin durum uzayı realizasyonu denklem (4.8)'deki gibi verilmektedir. x_{z1} ve x_{z2} sırasıyla W_{act} ve W_s filtrelerinin durum değişkeni vektörlerini göstermektedir.

$$\begin{aligned}\dot{x}_{z1}(t) &= A_{act} \cdot x_{z1}(t) + B_{act} \cdot u(t) \\ \dot{x}_{z2}(t) &= A_{ws} \cdot x_{z2}(t) + B_{ws}(p) \cdot C \cdot x(t) + B_{ws} \cdot W_n \cdot n(t) \\ \dot{x}(t) &= A \cdot x(t) + B_w \cdot d(t) + B_u \cdot u(t)\end{aligned}\quad (4.8)$$

Buradaki A_{act} , B_{act} , C_{act} , D_{act} matrisleri W_{act} ağırlık fonksiyonunun durum uzayı realizasyonunu göstermektedir. W_{act} sabit olduğundan $A_{act}=[0]_{1 \times 1}$, $B_{act}=[0]_{1 \times 1}$, $C_{act}=[0]_{1 \times 1}$ ve $D_{act}=[0.007]_{1 \times 1}$ 'dir. Genelleştirilmiş sistem durum uzayı formunun matris ifadeleri ise denklem (4.9-11)'de verilmektedir.

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_{z1} \\ \dot{x}_{z2} \\ \dot{x} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{act} & 0 & 0 \\ 0 & A_{ws} & B_{ws}(p) \cdot C \\ 0 & 0 & A \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{z1} \\ x_{z2} \\ x \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ B_w \end{bmatrix} d + \begin{bmatrix} 0 \\ W_n \cdot B_{ws}(p) \\ 0 \end{bmatrix} n + \begin{bmatrix} B_{act} \\ 0 \\ B_u \end{bmatrix} u \quad (4.9)$$

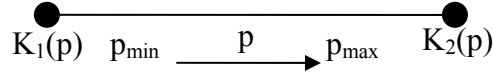
$$\begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{act} & 0 & 0 \\ 0 & C_{ws} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{z1} \\ x_{z2} \\ x \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} D_{act} \\ 0 \end{bmatrix} u \quad (4.10)$$

$$y = \begin{bmatrix} 0 & 0 & C \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{z1} \\ x_{z2} \\ x \end{bmatrix} \quad (4.11)$$

Tasarımdaki son adım ise şekil 4.1'de verilen genelleştirilmiş sistem için LPD temeline dayalı H_∞ kontrolcünün hesaplanması aşamasıdır. Burada bölüm 3.10'da verilen LMI formülasyonu kullanılmıştır. p programlama parametresine bağlı olarak elde edilen model (politopik model) için LPD kontrolcü Matlab bilgisayar programının LMI araç kutusu kullanılarak tasarlanmıştır. p parametresine (süspansiyon sapmasına) bağlı olarak bütün girişlerden bütün sanal çıkışlara olan transfer fonksiyonunun sonsuz (sıra toplamı) normunu minimize eden kararlı kılan kontrolcüler ailesi hesaplanmıştır. p parametresine bağlı olarak bulunan bu kontrolcüler ailesinin her iki ucundaki biri ivme odaklı diğeri süspansiyon sapması odaklı olan iki kontrolcü arasında p parametresine (süspansiyon sapmasına) bağlı olarak lineer enterpolasyon yapılarak LPD kontrolcü tasarlanmıştır. Bu; süspansiyon sapmasının

$|p| = |x_1 - x_2| = [0, 0.06)$ aralığındayken ivme odaklı kontrolcüye iş verilerek,
 $|p| = |x_1 - x_2| > 0.08$ aralığındayken süspansiyon sapması odaklı kontrolcüye iş verilerek ve
 $|p| = |x_1 - x_2| = [0.06, 0.08]$ aralığındayken de söz konusu uçlardaki her iki kontrolcünün uygun biçimde p parametresine bağlı olarak lineer enterpolasyonuyla gerçekleştirilmiştir.

Bu tasarımda, p parametre vektörünün tek elemanı ($n=1$) olduğundan köşe sayısı $N=2^n=2$ 'dir. Yani konveks optimizasyon ile bulunan kontrolcüler Şekil 4.2'de gösterildiği gibi bir doğru parçasının köşesindeki kontrolcülerdir.



Şekil 4.2 LPD kontrolcüler ailesi

Burada $K_1(p)$ kontrolcüsü $p = 0$ olduğu nokta için hesaplanmış kontrolcüdür. $K_2(p)$ kontrolcüsü $p = 0.08$ olduğu nokta için hesaplanmış kontrolcüdür. Bu kontrolcülerin durum uzayı realizasyonları sırasıyla denklem (4.7) ve (4.8)'de verilmektedir.

$$K_1(p) = (A_{K1}(p), B_{K1}(p), C_{K1}(p), D_{K1}(p)) \quad (4.12)$$

$$K_2(p) = (A_{K2}(p), B_{K2}(p), C_{K2}(p), D_{K2}(p)) \quad (4.13)$$

LPD kontrolcünün ($K(p)$ 'nin) sentezi bu iki kontrolcü arasında lineer enterpolasyon yapılarak denklem 4.9'da verildiği gibi yapılmıştır.

$$\begin{aligned} K(p) &:= (A_{K1}, B_{K1}, C_{K1}, D_{K1}), \text{ eger } p \in [0, 0.06] \text{ ise} \\ K(p) &:= (A_{K2}, B_{K2}, C_{K2}, D_{K2}), \text{ eger } p \in [0.08, \infty) \text{ ise} \\ K(p) &:= (A_K(p), B_K(p), C_K(p), D_K(p)), \text{ eger } p \in (p_{min}, p_{max}) \text{ ise} \end{aligned} \quad (4.14)$$

Buradaki $A_K(p)$, $B_K(p)$, $C_K(p)$, $D_K(p)$, p parametre vektörüne bağımlı matrisleri sırasıyla denklem (4.10-13)'de verilmektedir. Burada, $p_{min}=0.06$, $p_{max}=0.08$ 'dir.

$$A_K(p) = \left(\frac{A_{K1} - A_{K2}}{p_{min} - p_{max}} \right) \cdot (p - p_{min}) + A_{K1} \quad (4.15)$$

$$B_K(p) = \left(\frac{B_{K1} - B_{K2}}{p_{min} - p_{max}} \right) \cdot (p - p_{min}) + B_{K1} \quad (4.16)$$

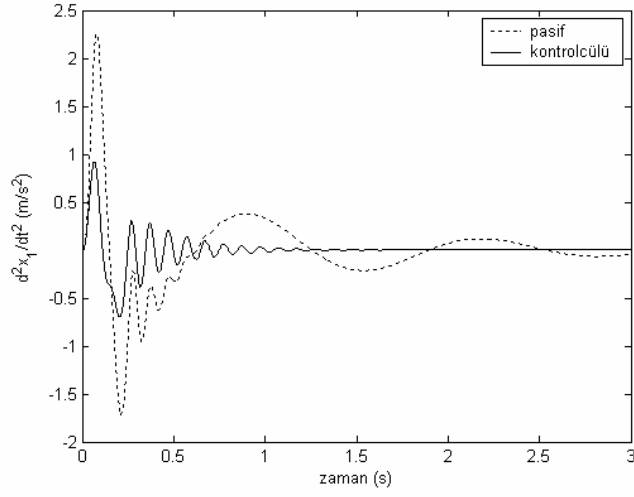
$$C_K(p) = \left(\frac{C_{K1} - C_{K2}}{p_{min} - p_{max}} \right) \cdot (p - p_{min}) + C_{K1} \quad (4.17)$$

$$D_K(p) = \frac{D_{K1} - D_{K2}}{(p_{min} - p_{max})} \cdot (p - p_{min}) + D_{K1} \quad (4.18)$$

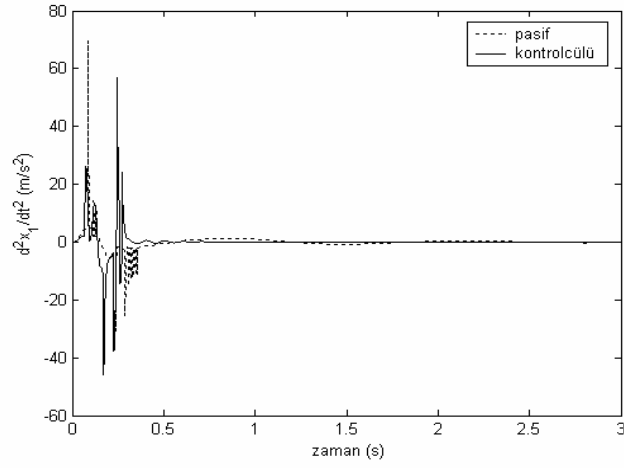
4.2 Çeyrek Taşıt Modeli İçin Simülasyonlar

Zaman domenindeki (tanım kümesindeki) simülasyonlar iki farklı yol girişi durumu için yapılmıştır. 1. yol girişi durumunda simülasyonlar, Şekil 2.9'da gösterilen yol girişi için yapılmıştır. 2. yol girişi durumunda ise şekil 2.10'da gösterilen yol girişi için yapılmıştır. Bunlar sırasıyla 5 cm ve 11 cm yüksekliğindeki sinüzoidal tümseklerdir. Şekil 2.1'de verilen çeyrek taşıt modeli için yapılan simülasyonlarda, süspansiyon sapmasının taşıtın yapısal sınırlarına yaklaştığında süspansiyon yay katsayısının ve sönüm katsayısının ani bir şekilde yüksek oranlarda arttığı kabul edilmiştir. FIALHO ve LIN'in çalışmalarında süspansiyon sapmasının sınırlara ulaştığı durumlarda modelin ivme cevabının 600-800 m/s² mertebelerine kadar çıkabildiği verilmektedir. Şekil 4.3 ve 4.4'de pasif durumdaki modelin sırasıyla şekil 2.9, 2.10'daki yol girişlerine karşı taşıtın gövde ivmelenme cevabı kontrolcülü durumla birlikte verilmektedir. 1. yol girişi durumunda süspansiyon sapması taşıtın yapısal sınırlarının uzağında seyretmekte ve LPD kontrolcü bütün ilgisini ivmeyi minimize etmeye kaydırmış durumdadır. Aynı şekilde şekil 4.5 ve 4.6'da kontrolcülü ve pasif durumun her iki yol şartı için süspansiyon sapması ($x_1 - x_2$) cevabı sunulmaktadır. Şekil 4.5'de 1. yol durumu için süspansiyon sapması sınırlara yaklaşmadığı için süspansiyon sapmasının genliği pasif durumdan daha kötüdür. Şekil 4.6'da 2. yol girişi için süspansiyon sapması taşıtın ± 8 cm olarak katı bir kısıt koyan sınırlarına yaklaşmıştır ve LPD kontrolcü bütün ilgisini süspansiyon sapmasını minimize etmeye kaydırmıştır. Şekil 4.7 ve 4.8'de taşıtın pasif ve kontrolcülü durumları için iki farklı yol şartında dinamik tekerlek kuvveti cevabı verilmektedir. Buradan nonlinear kontrolcünün ilgisini süspansiyon sapmasına odakladığı 2. yol girişi durumunda, ilgisini ivmeye odakladığı 1. yol girişi durumundan daha kötü yol tutuş performansı sergilediği görülmektedir. Şekil 4.9 ve 4.10'da ise her iki yol girişi durumları için kontrolcü kuvveti-zaman grafiği verilmiştir. Aktif süspansiyon sistemi beklendiği gibi kötü yol şartında daha fazla kuvvet gerektirmiştir.

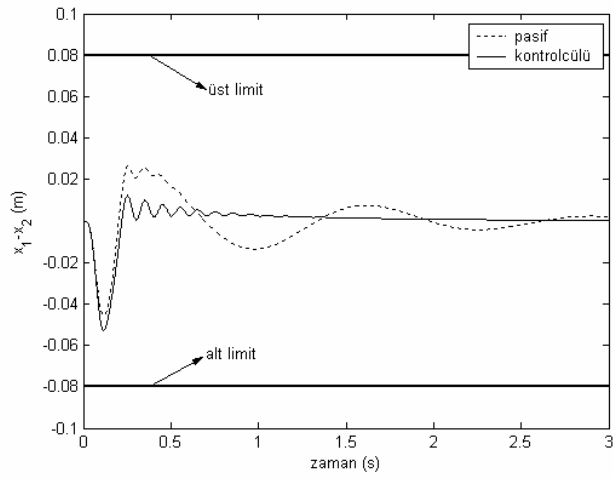
Aktif süspansiyon kontrolcüsü tasarımında önemli bir konu da süspansiyon açıklığının korunması problemidir (YAĞIZ, 2005). Tasarlanan LPD kontrolcünün bunu sağlayıp sağlayamayacağını test etmek için şekil 4.11'de verildiği gibi bir step yol kullanılmıştır. Şekil 4.12'de ise söz konusu step yol için süspansiyon sapması cevabı verilmiştir. Buradan söz konusu LPD kontrolcünün süspansiyon açıklığını koruyacağı görülmektedir.



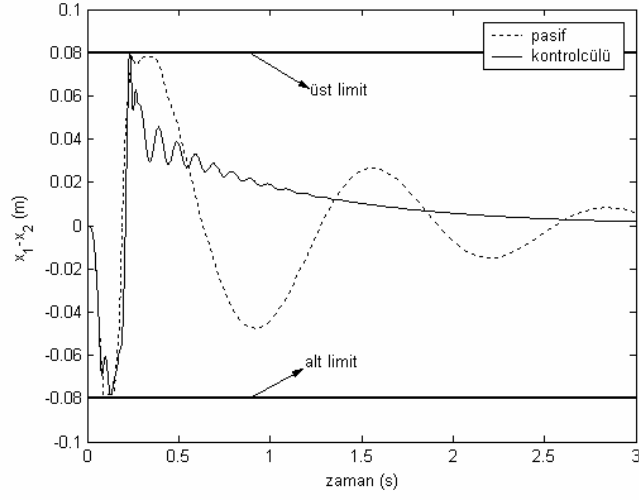
Şekil 4.3 Birinci yol durumu için LPD kontrolcünün ivme cevabı



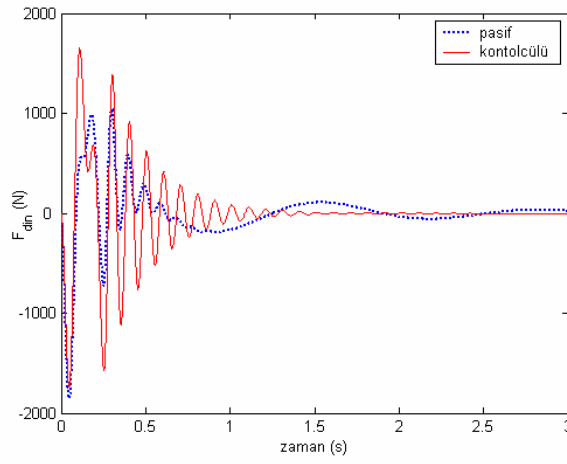
Şekil 4.4 İkinci yol durumu için LPD kontrolcünün ivme cevabı



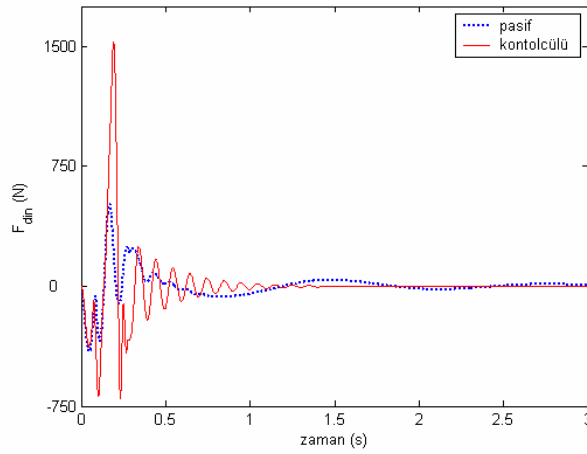
Şekil 4.5 Birinci yol durumu için LPD kontrolcünün süspansiyon sapması cevabı



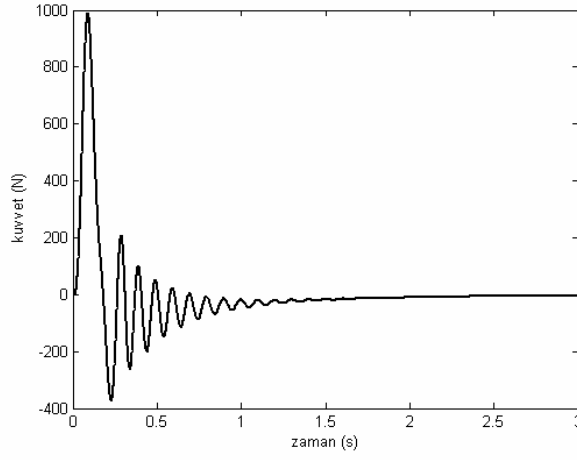
Şekil 4.6 İkinci yol durumu için LPD kontrolcünün süspansiyon sapması cevabı



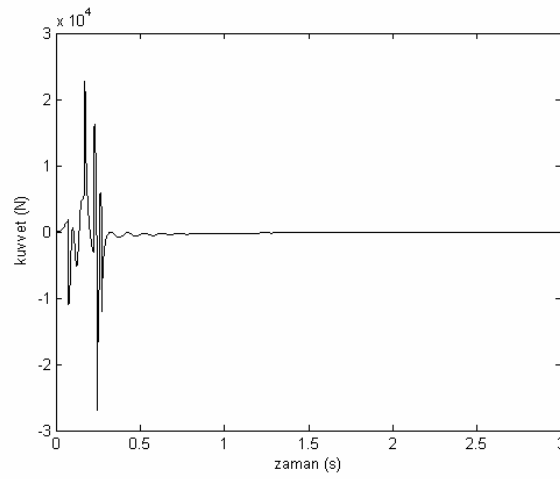
Şekil 4.7 Birinci yol durumu için LPD kontrolcünün dinamik tekerlek kuvveti cevabı



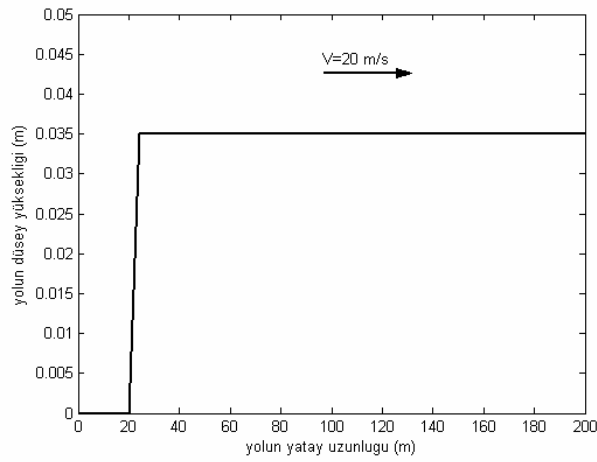
Şekil 4.8 İkinci yol durumu için LPD kontrolcünün dinamik tekerlek kuvveti cevabı



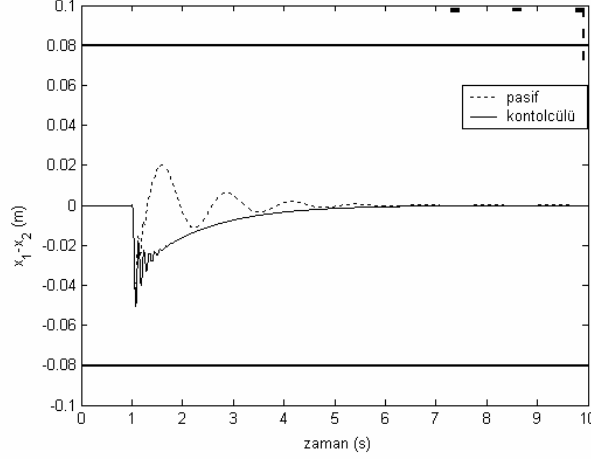
Şekil 4.9 Birinci yol durumu için LPD kontrolcünün kontrol kuvveti



Şekil 4.10 İkinci yol durumu için LPD kontrolcünün kontrol kuvveti

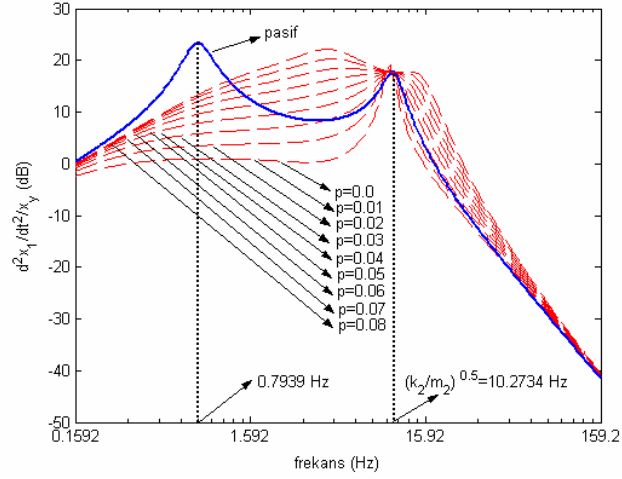


Şekil 4.11 Step yol

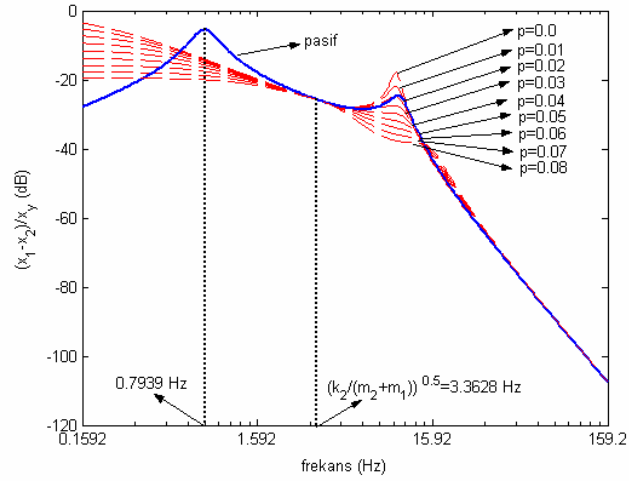


Şekil 4.12 Step yol girişi için süspansiyon sapması cevabı

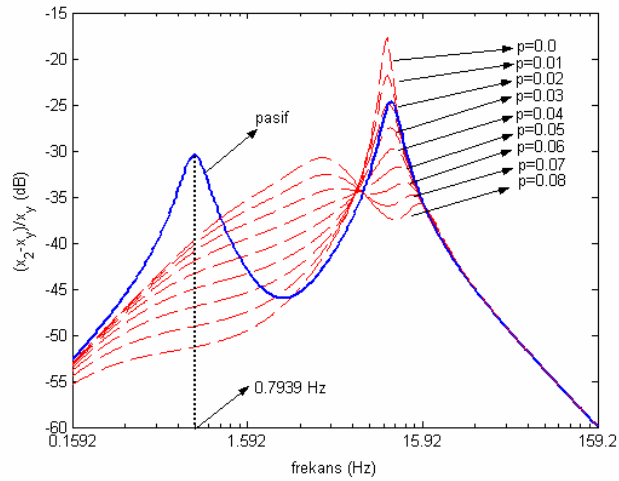
Şekil 4.13-15’de kontrolcü ve pasif durumlar için sırasıyla taşıt gövdesinin dikey ivmelenmesi, süspansiyon sapması ve yol tutuş (tekerlek sapması) performans kriterleri için frekans cevapları verilmiştir. Bu cevaplar p parametresinin 9 farklı değeri için elde edilmiştir. Sistemin açık çevrim cevapları düz çizgiyle gösterilmiştir. p parametresine bağlı olarak sunulan kapalı çevrim frekans cevapları ise kesikli çizgilerle gösterilmektedir. Frekans cevaplarından, p kazanç programlama parametresi 0 dan 0.08 değerine doğru arttıkça nonlineer kontrolcünün karakteri ivme odaklı olmaktan süspansiyon sapması odaklı olmaya doğru değişmekte olduğu açıkça görülmektedir. Yine frekans cevaplarından, bu makalenin ilgisi dışında olmasına karşın yol tutuş performansına ilişkin olarak, LPD kontrolcünün p kazanç programlama parametresinin küçük değerlerinde yol tutuş performansı açısından daha iyi sonuçlar verdiği ve p değeri arttıkça yol tutuş performansının kötüleştiği ortaya çıkmıştır. İvme frekans cevaplarından $\sqrt{k_2 / m_2}$ frekansında bir değişmez noktanın (teker-sıçrama noktasının) olduğu görülmektedir. Aynı şekilde süspansiyon sapması frekans cevaplarında da $\sqrt{k_2 / (m_1 + m_2)}$ frekansında bir değişmez noktanın (“rattlespace”) olduğu görülmektedir. Şekil 4.16 ve 4.17’de ise sırasıyla tasarlanan LPD kontrolcünün gövde hızı ve süspansiyon sapması girişi için farklı programlama parametrelerindeki frekans cevapları sunulmaktadır. p programlama parametresi arttıkça, düşük frekans bölgelerinde, süspansiyon sapması için frekans cevabında kazanç ifadesi artarken, gövde hızı için frekans cevabında kazanç azalmaktadır.



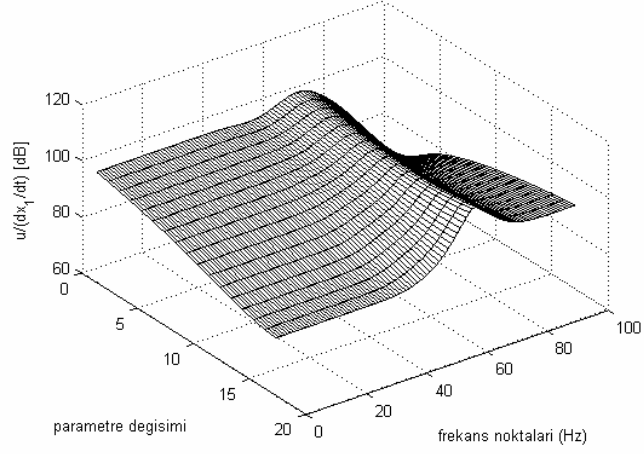
Şekil 4.13 LPD kontrolcünün farklı parametre değerleri için ivme frekans cevabı



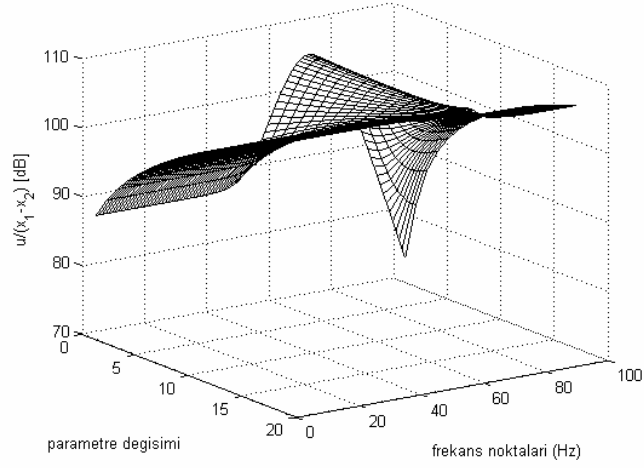
Şekil 4.14 LPD kontrolcünün süspansiyon sapsması frekans cevabı



Şekil 4.15 LPD kontrolcünün farklı parametre değerleri için tekerlek sapsması frekans cevabı



4.16 LPD kontrolcünün farklı p değerlerinde gövde hızı girişi için frekans cevabı

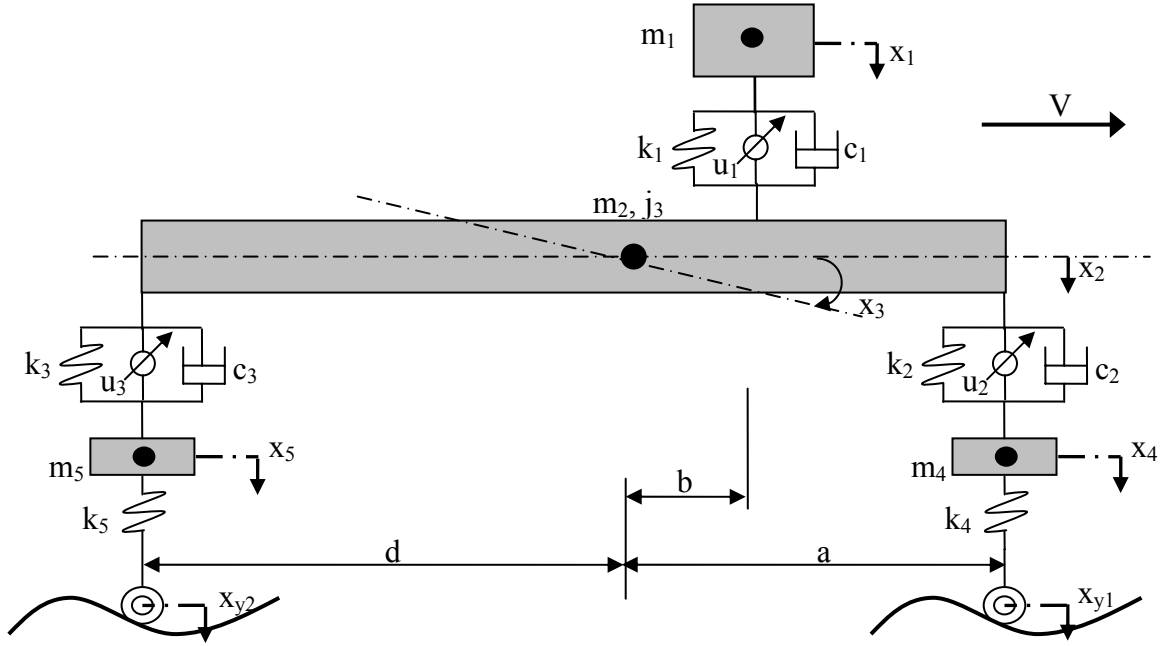


4.17 LPD kontrolcünün farklı p değerlerinde süspansiyon sapması girişi için frekans cevabı

5. FARKLI KONTROL ALTERNATİFLERİNİN KIYASLANMASI

5.1 Beş Serbestlik Dereceli Yarım Taşıt Modeli

Bu bölümde sürücü koltuğunun da modele katıldığı Şekil 5.1’de gösterilen beş serbestlik dereceli yarım taşıt modeli ele alınarak farklı kontrol alternatifleri incelenmiştir. Söz konusu model için üç farklı durumda H_∞ kontrol uygulanmıştır. Birinci durumda sadece sürücü koltuğunun altına kontrolcü yerleştirilmiştir. İkinci durumda ön ve arka akslarla taşıt gövdesi arasına kontrolcüler yerleştirilmiştir. Üçüncü durumda ise hem sürücü koltuğu altına hem de ön ve arka akslarla taşıt gövdesi arasına kontrolcüler yerleştirilmiştir.



Şekil 5.1. Beş serbestlik dereceli yarım taşıt modeli

Denklem (5.1)’de genelleştirilmiş sistem modeli sunulmaktadır. Burada, A_p sistem matrisi, B_w bozucu giriş matrisi, B_u kontrol giriş matrisi, C_z performans çıkış matrisi, C_y ölçüm matrisi, D_w bozucu gürültü matrisi ve D_u ise ölçüm gürültü matrisidir. x , w , u , y vektörleri sırasıyla durum vektörü, bozucu giriş vektörü, kontrol giriş vektörü ile ölçüm vektörünü göstermektedirler ve sırasıyla denklem (5.2-5)’de verilmektedir. sd_f , sd_r ve sd_p sırasıyla ön süspansiyon sapması, arka süspansiyon sapması ve sürücü koltuğu süspansiyon sapmasını göstermektedir.

$$\begin{bmatrix} \dot{\mathbf{x}} \\ \tilde{\mathbf{z}} \\ \mathbf{y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_p & [B_w & B_u] \\ [C_z] & [D_w & D_u] \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{x} \\ \tilde{\mathbf{w}} \\ \mathbf{u} \end{bmatrix} \quad (5.1)$$

$$x = [x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4 \ x_5 \ \dot{x}_1 \ \dot{x}_2 \ \dot{x}_3 \ \dot{x}_4 \ \dot{x}_5]^T \quad (5.2)$$

$$\tilde{w} = [x_{y1} \ x_{y2}]^T \quad (5.3)$$

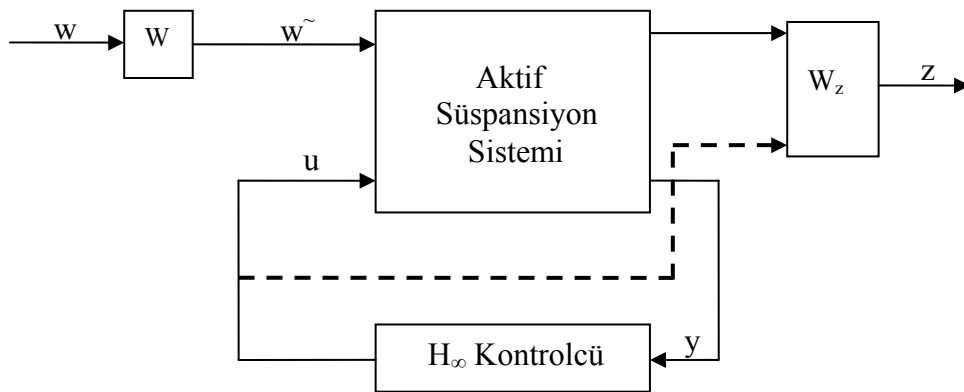
$$\tilde{z} = [\dot{x}_1 \ \dot{x}_2 \ \dot{x}_3 \ sd_p \ sd_f \ sd_r \ u]^T \quad (5.4)$$

$$y = [\dot{x}_1 \ \dot{x}_2 \ \dot{x}_3 \ sd_p \ sd_f \ sd_r]^T \quad (5.5)$$

Denklem (5.6)'da A_p matrisi verilmektedir.

$$A_p = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ -\frac{k_1}{m_1} & \frac{k_1}{m_1} & \frac{bk_1}{m_1} & 0 & 0 & \frac{-c_1}{m_1} & \frac{c_1}{m_1} & \frac{bc_1}{m_1} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{k_1}{m_2} & \frac{-k_1 - k_2 - k_3}{m_2} & \frac{-bk_1 - ak_2 + dk_3}{m_2} & \frac{k_2}{m_2} & \frac{k_3}{m_2} & \frac{c_1}{m_2} & \frac{-c_1 - c_2 - c_3}{m_2} & \frac{-bc_1 - ac_2 + dc_3}{m_2} & \frac{c_2}{m_2} & \frac{c_3}{m_2} & 0 \\ \frac{bk_1}{j_3} & \frac{-bk_1 - ak_2 + dk_3}{j_3} & \frac{-b^2k_1 - a^2k_2 - d^2k_3}{j_3} & \frac{ak_2}{j_3} & \frac{-dk_3}{j_3} & \frac{bc_1}{j_3} & \frac{-bc_1 - ac_2 + dc_3}{j_3} & \frac{-b^2c_1 - a^2c_2 - d^2c_3}{j_3} & \frac{ac_2}{j_3} & \frac{-dc_3}{j_3} & 0 \\ 0 & \frac{k_2}{m_4} & \frac{ak_2}{m_4} & \frac{-k_2 - k_4}{m_4} & 0 & 0 & \frac{c_2}{m_4} & \frac{ac_2}{m_4} & \frac{-c_2 - c_4}{m_4} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{k_3}{m_5} & \frac{-dk_3}{m_5} & 0 & \frac{-k_3 - k_5}{m_5} & 0 & \frac{c_3}{m_5} & \frac{-dc_3}{m_5} & 0 & \frac{-c_3 - c_5}{m_5} & 0 \end{bmatrix} \quad (5.6)$$

Şekil 5.2'de ise standart H_∞ kontrol yapısı verilmektedir. Burada W_z her üç kontrol durumunda farklı olan performans ağırlıklarının köşegeni üzerinde barındıran performans çıkış matrisidir.



Şekil 5.2 Standart H_∞ kontrol yapısı

$$C_z = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 1 & -1 & -b & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & a & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -d & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (5.15)$$

$$D_u = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T \quad (5.16)$$

5.4 Üçüncü Durum

Bu durumda ise u_1, u_2 ve u_3 kontrol kuvvetlerinin uygulandığı ful kontrol durumu göz önüne alınmıştır. Bir başka ifadeyle kontrol giriş vektör $u^T = [u_1 \ u_2 \ u_3]$ 'dür. Bu durumdaki, $B_u, C_z, D_{\tilde{w}}$, ve D_u matrisleri ise denklem (5.17-20)'deki gibi olmaktadır.

$$B_u = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1/m_1 & 1/m_2 & b/j_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1/m_2 & -a/j_3 & 1/m_4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1/m_2 & d/j_3 & 0 & 1/m_5 \end{bmatrix}^T \quad (5.17)$$

$$C_z = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 1 & -1 & -b & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & a & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -d & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (5.18)$$

$$D_{\tilde{w}} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T \quad (5.19)$$

$$D_u = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T \quad (5.20)$$

5.5 LMI Temeline Dayalı H_∞ Kontrolcü Tasarımı

Şekil 5.1'de gösterilen beş serbestlik dereceli taşıt modeli için yukarıda ifade edilen üç farklı durumda H_∞ kontrol tasarlanmıştır. Bu tasarım için Matlab bilgisayar programının LMI araç kutusu kullanılmıştır.

Genelleştirilmiş sistemi denklem (5.21) ile ifade edelim.

$$\begin{bmatrix} z \\ y \end{bmatrix} = \mathcal{P} \begin{bmatrix} w \\ u \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B_1 & B_2 \\ C_1 & D_{11} & D_{12} \\ C_2 & D_{21} & D_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} w \\ u \end{bmatrix} \quad (5.21)$$

Kontrolcünün durum uzayı gerçeeklemesini denklem (5.22) ile ifade edelim.

$$u = \mathcal{K}y = \begin{bmatrix} A_K & B_K \\ C_K & D_K \end{bmatrix} y \quad (5.22)$$

Burada H_∞ kontrolcünün amacı, w 'den z 'ye olan transfer fonksiyonunun H_∞ normunu minimize etmek ve sistemi kararlı kılmaktır. Sistemden beklenen robustluk ve performans amaçları doğrultusunda genelleştirilmiş model oluşturulurken tasarlanan ağırlık fonksiyonları denklem (5.23-32)'de verilmektedir. w_{x1} , w_{x2} , w_{x3} ağırlıkları sırasıyla \dot{x}_1 , \dot{x}_2 ve \dot{x}_3 çıkışları için tasarlanmış alçak geçiren ağırlıklardır, w_{sdf} , w_{sdr} , w_{sdp} ağırlıkları süspansiyon sapması çıkışları için tasarlanmış alçak geçiren ağırlıklardır ve w_{u1} , w_{u2} , w_{u3} ağırlıkları ise kontrol girişlerini sınırlandırmak için tasarlanmış yüksek geçiren filtrelerdir.

$$w_{x1} = \frac{10}{s+10} \quad (5.23)$$

$$w_{x2} = \frac{5 \times 30}{s+30} \quad (5.24)$$

$$w_{x3} = \frac{5 \times 30}{s+30} \quad (5.25)$$

$$w_{sdp} = \frac{10}{s+10} \quad (5.26)$$

$$w_{sdf} = \frac{2 \times 10}{s+10} \quad (5.27)$$

$$w_{sdr} = \frac{2 \times 10}{s+10} \quad (5.28)$$

$$w_{u1} = \frac{s+30}{50s+500 \times 30} \quad (5.29)$$

$$w_{u2} = \frac{s+50}{50s+500 \times 50} \quad (5.30)$$

$$w_{u3} = \frac{s+50}{50s+500 \times 50} \quad (5.31)$$

$$w_r = \begin{bmatrix} \frac{0.11}{0.4s+1} & 0 \\ 0 & \frac{0.11}{0.4s+1} \end{bmatrix} \quad (5.32)$$

Şekil 5.2'deki genelleştirilmiş kontrol yapısında belirtilen performans çıkış matrisi W_z bir köşegen matristir ve üç durum için farklılık arz etmektedir. 1., 2. ve 3. durum için sırasıyla denklem (5.33-35)'de verilen hale gelmektedir.

Matlab LMI araç kutusu kullanılarak tasarlanan kontrolcülerin, birinci durumda kuadratik optimal performans değeri $\gamma = 0.0498$ olarak hesaplanmıştır. İkinci durumda $\gamma = 0.0292$ ve üçüncü durumda ise $\gamma = 0.0239$ olarak hesaplanmıştır. Birinci durumda tasarlanan kontrolcünün derecesi 15, ikinci durumda 18 ve üçüncü durumdakinin ise 21'dir.

$$W_z = \text{diag} \left[w_{x1} \quad w_{x2} \quad w_{x3} \quad w_{sdp} \quad w_{sdf} \quad w_{sdr} \quad w_{u1} \right] \quad (5.33)$$

$$W_z = \text{diag} \left[w_{x1} \quad w_{x2} \quad w_{x3} \quad w_{sdp} \quad w_{sdf} \quad w_{sdr} \quad w_{u2} \quad w_{u3} \right] \quad (5.34)$$

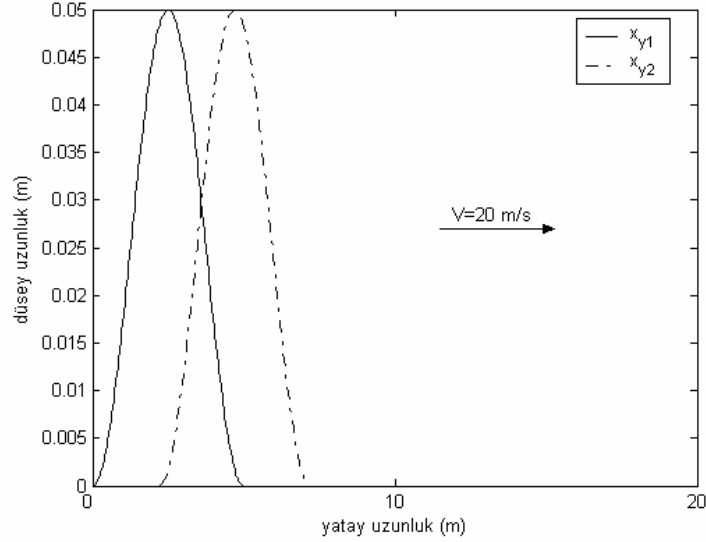
$$W_z = \text{diag} \left[w_{x1} \quad w_{x2} \quad w_{x3} \quad w_{sdp} \quad w_{sdf} \quad w_{sdr} \quad w_{u1} \quad w_{u2} \quad w_{u3} \right] \quad (5.35)$$

5.6 Simülasyonlar

Şekil 5.1'de gösterilen beş serbestlik dereceli yarım taşıt modelinin parametreleri çizelge 5.1'de verilmektedir. Zaman domenindeki simülasyonlarda taşıtın şekil 5.3'de verildiği gibi 5 cm genliğinde sinüzoidal bir tümsek yol kat ettiği düşünülmüştür.

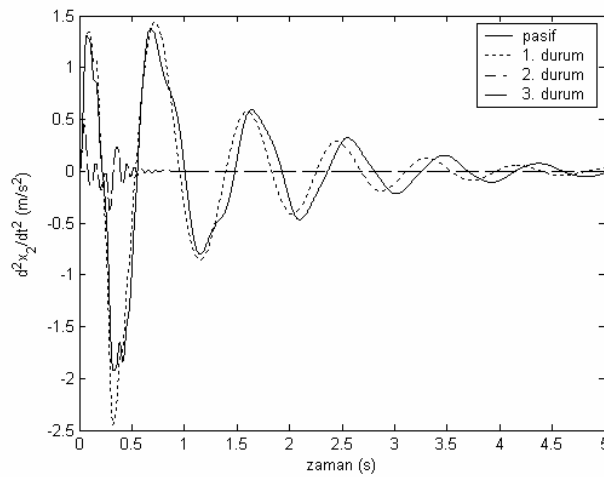
Çizelge 5.1 Yarım taşıt modelinin parametreleri

Parametre	Tanım	Değer
m_2	Taşıt gövdesinin kütlesi	500 kg
m_1	Sürücü koltuğunun kütlesi	50 kg
m_5	Arka tekerlek kütlesi	30 kg
m_4	Ön tekerlek kütlesi	30 kg
k_3	Arka süspansiyon yay katsayısı	15000 N/m
k_2	Ön süspansiyon yay katsayısı	15000 N/m
k_1	Sürücü koltuğu süspansiyon yay katsayısı	17000 N/m
k_5	Arka tekerleğin yay katsayısı	250000 N/m
k_4	Ön tekerleğin yay katsayısı	250000 N/m
a	Taşıtın ağırlık merkezi ile önü arasındaki uzaklık	1.2m
d	Taşıtın ağırlık merkezi ile arkası arasındaki uzaklık	1.0 m
b	Taşıtın ağırlık merkezi ile sürücü koltuğunun gövdeye monte noktası arasındaki mesafe	0.4 m
c_1	Sürücü koltuğu süspansiyon sönüm katsayısı	100 Ns/m
c_3	Arka süspansiyon sönüm katsayısı	500 Ns/m
c_2	Ön süspansiyon sönüm katsayısı	500 Ns/m
j_3	Taşıtın atalet momenti	300 kgm ²
V	Taşıt hızı	72km/h

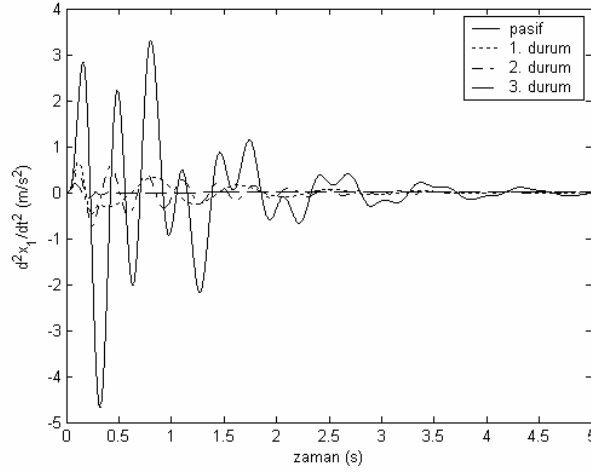


Şekil 5.3 Yol fonksiyonu

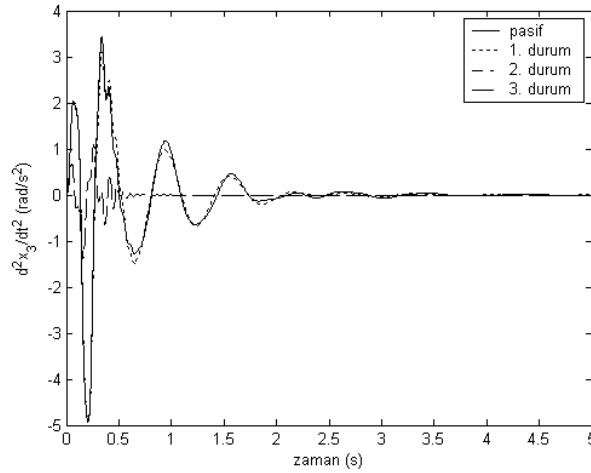
Şekil 5.4-5.6'da sırasıyla taşıt gövdesi ivmelenmesi, sürücü koltuğu ivmelenmesi ve taşıt gövdesinin kafa vurma hareketinin ivmelenmesi verilmektedir. Buradan 2. ve 3. durumların birbirine çok yakın sonuçlar verdiği görülmektedir. Her iki durumda da gövdenin düşey ivmelenmesi ve kafa vurma ivmelenmesi genlik değerleri çok güzel bir şekilde bastırılarak yaklaşık 0.7 s'de sönümlenmiştir. Koltuk ivmelenmesini bastırmada ise 3. durum ön plana çıkmıştır. Sadece sürücü koltuğunun altına kontrolcünün yerleştirildiği birinci durum ise sadece koltuk ivmelenmesini bastırmada etkin olabilmiştir. Beklendiği gibi, 1. durumun gövde titreşimleri üzerine herhangi olumlu bir katkısı bulunmamaktadır.



Şekil 5.4 Taşıt gövdesinin düşey ivmelenmesi



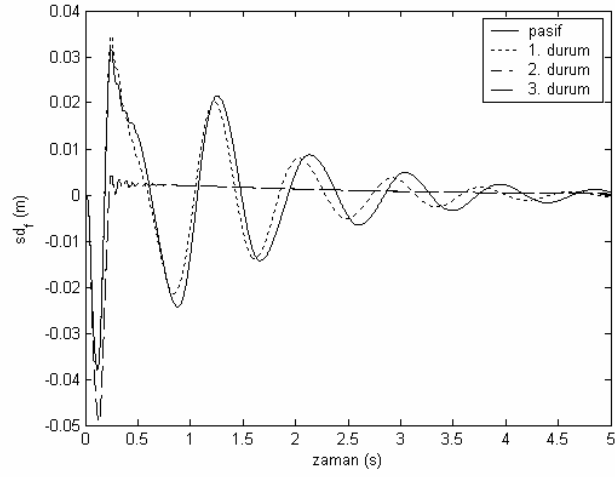
Şekil 5.5 Sürücü koltuğunun düşey ivmelenmesi



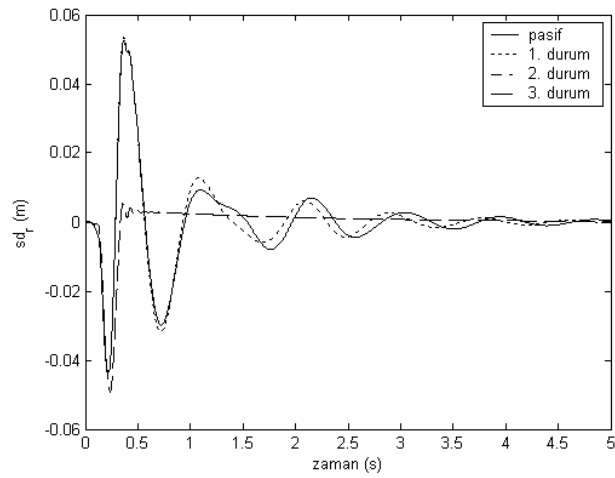
Şekil 5.6 Taşıt gövdesinin kafa vurma ivmelenmesi

Şekil 5.7-9'da ise sırasıyla ön, arka ve koltuk süspansiyon sapması cevapları verilmektedir. 2. ve 3. kontrol durumunda, birbirine çok yakın ön ve arka süspansiyon sapması cevapları elde edilmiştir. Her iki durumda da süspansiyon sapması genlik değerleri yaklaşık 4.8 cm değerinde bastırılmış ve titreşim süreleri güzel bir şekilde azaltılmıştır. 1. kontrol durumu ise ön ve arka süspansiyon sapması cevaplarına fazla bir etkisi olmamıştır. 1. kontrol durumu yapısal kısıtlardan dolayı sadece koltuk titreşimlerini bastırmada etki olabilmektedir. Ancak Şekil 5.9'daki koltuk süspansiyon sapması cevabına bakıldığında, 1. kontrol alternatifini ile koltuk titreşimlerinin kontrolü stratejisinin büyük koltuk süspansiyon strokuna gereksinim duyduğu görülmektedir. Taşıt kabin yüksekliğinin sabit olduğu düşünüldüğünde 1. kontrol alternatifinin uygulanabilir olduğu söylenemez. Tasarlanan kontrolcünün süspansiyon açıklığını koruyup korumadığını test etmek için Şekil 4.11'de verilen step yol girişi

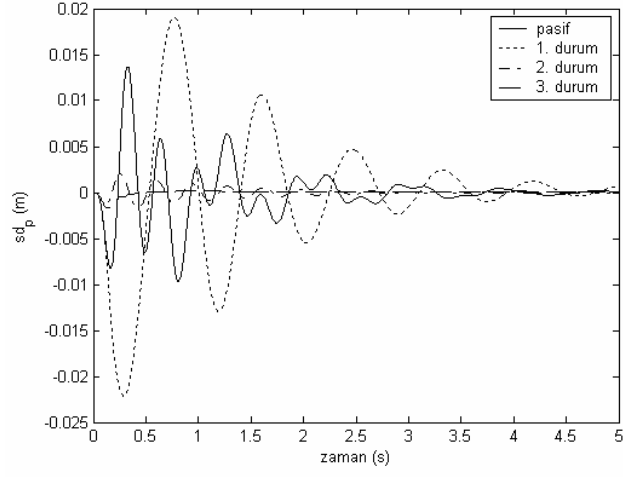
kullanılmıştır. Söz konusu step yol girişine olan ön süspansiyon sapması, arka süspansiyon sapması ve koltuk süspansiyon sapması cevapları sırasıyla Şekil 5.10-12’de verilmektedir. Buradan söz konusu kontrolcülerle oluşturulacak aktif süspansiyonun, süspansiyon açıklığı kaybı problemi meydana getirmeyeceği görülmektedir.



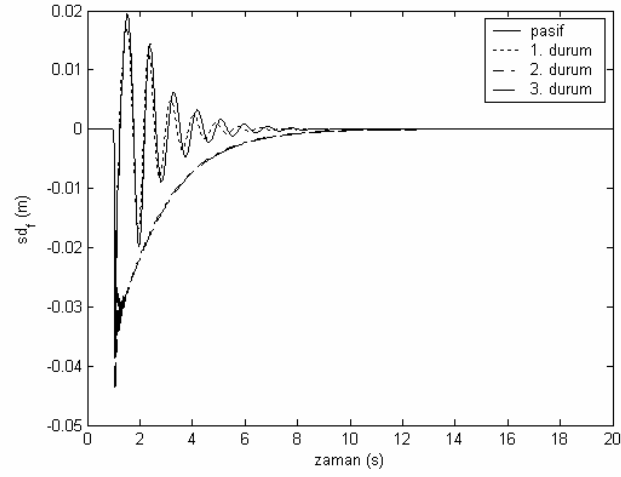
Şekil 5.7 Ön süspansiyon sapması



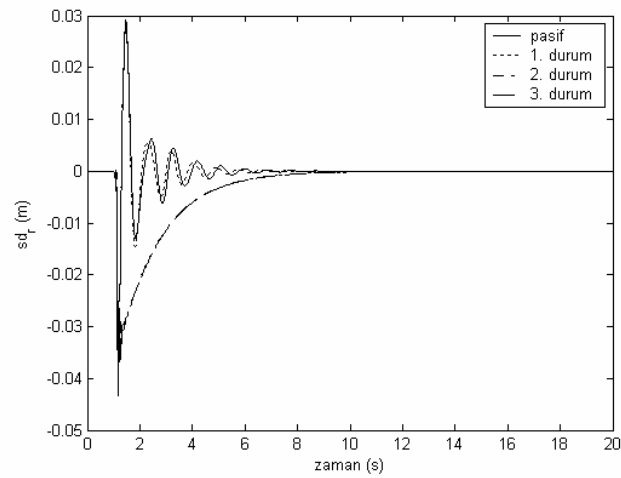
Şekil 5.8 Arka süspansiyon sapması



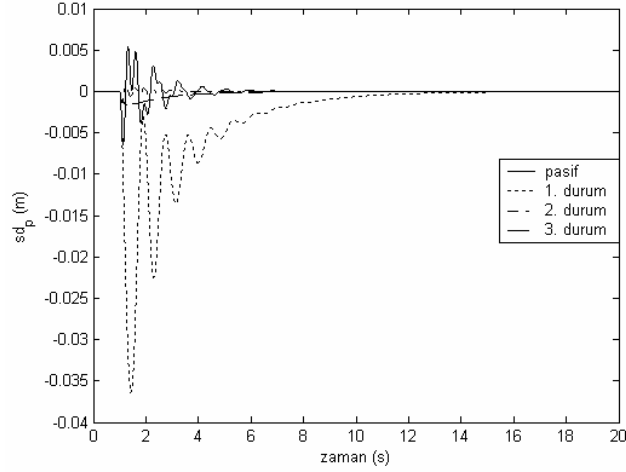
Şekil 5.9 Koltuk süspansiyon sapması



Şekil 5.10 Step yol girişi için ön süspansiyon sapması



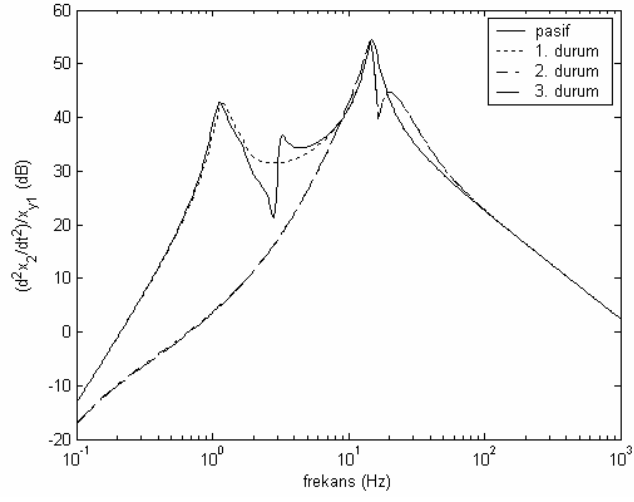
Şekil 5.11 Step yol girişi için arka süspansiyon sapması



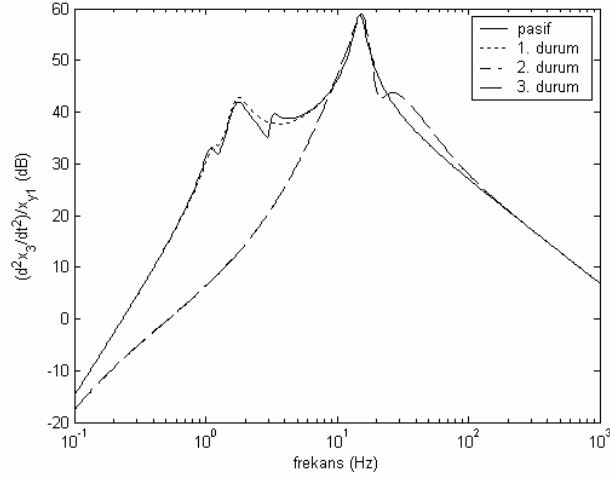
Şekil 5.12 Step yol girişi için koltuk süspansiyon sapması

Şekil 5.13-16'da ise sırasıyla taşıt gövdesi düşey ivmelenmesi, taşıt gövdesi kafa vurma hareketi ivmelenmesi, sürücü koltuğu düşey ivmelenmesi ve süspansiyon sapması frekans cevapları sunulmaktadır. Taşıt gövdesi düşey ivmelenmesi ve kafa vurma ivmelenmesi frekans cevapları hemen hemen 2. ve 3. durumlarda aynıdır. Sürücü koltuğu ivmelenmesinin bastırılmasında ise en iyi frekans cevabı 3. durumda elde edilmiştir. Diğer performans ölçütlerinde etkisiz kalan 1. kontrol alternatifi ise sürücü koltuğu ivmelenmesini bastırmada etkili olduğu görülmektedir. Çizelge 5.2'de ise zaman domeninde yapılan simülasyonlarda elde edilen sonuçların RMS değerleri sunulmaktadır.

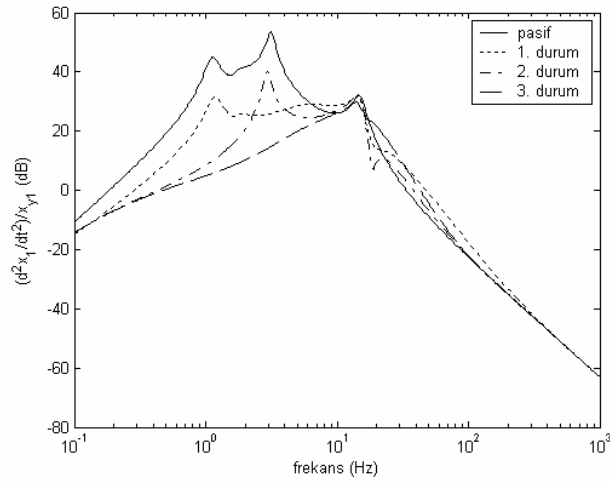
Buradan; 2. ve 3. kontrol alternatiflerinin birbirine çok yakın sonuçlar verdiği görülmektedir. Sürücü koltuğu ivmelenmesi düşünüldüğünde beklendiği gibi 3. alternatif ön plana çıkmıştır. Ancak gövde ivmelenmesi düşünüldüğünde 2. ve 3. alternatifler hemen hemen aynı performans sergilemişlerdir. Bunun için Bölüm 6'da ele alınan tam taşıt modelinde sürücü koltuğu modele katılmayıp, kontrol stratejisi olarak 2. alternatif benimsenmiştir.



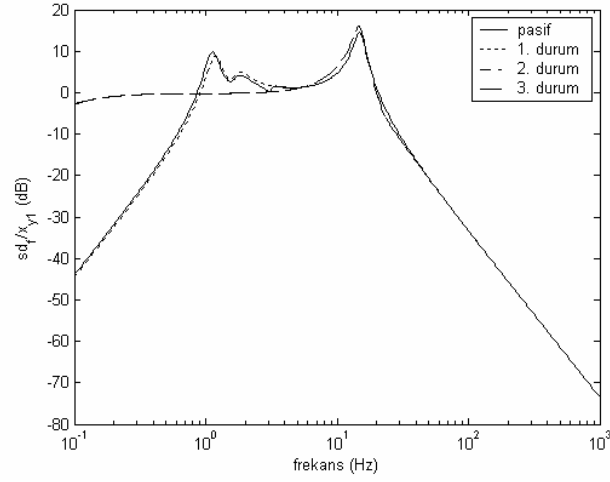
Şekil 5.13 Ön yol girişinden taşıt gövdesi düşey ivmelenmesine olan frekans cevabı



Şekil 5.14 Ön yol girişinden taşıt gövdesi kafa vurma ivmelenmesine olan frekans cevabı



Şekil 5.15 Ön yol girişinden sürücü koltuğu düşey ivmelenmesine olan frekans cevabı



Şekil 5.16 Ön yol girişinden ön süspansiyon sapsmasına olan frekans cevabı

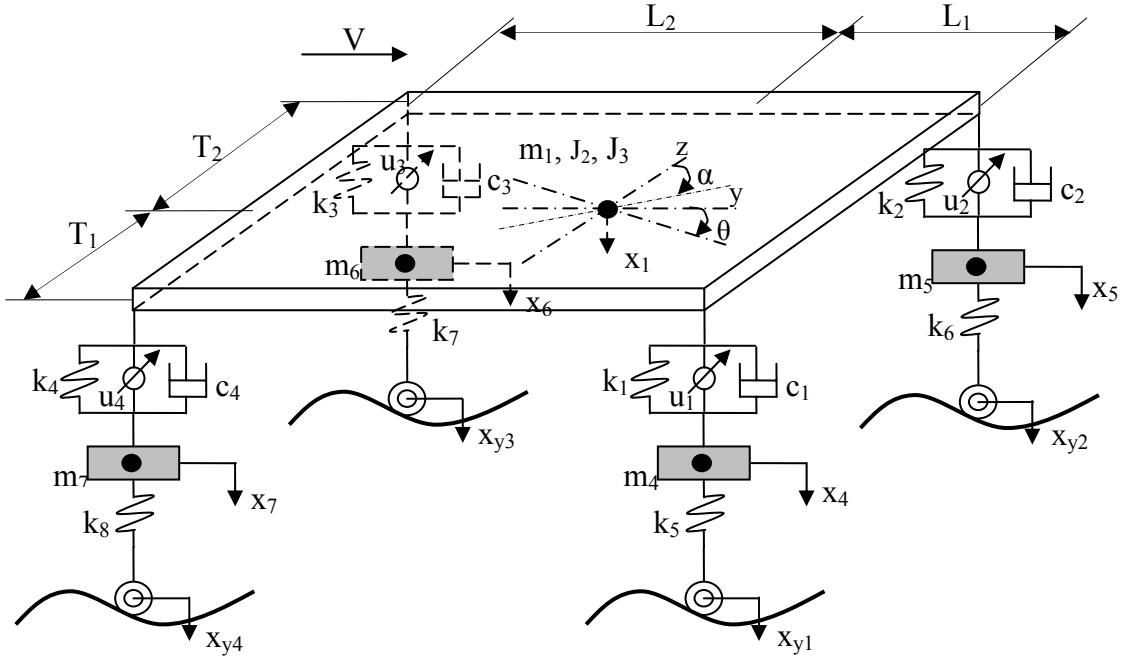
Çizelge 5.2 Kontrolcülerin performans karşılaştırmaları

	$\ \ddot{x}_1\ _2$	$\ \ddot{x}_2\ _2$	$\ \ddot{x}_3\ _2$	$\ ss_p\ _2$	$\ ss_f\ _2$	$\ ss_r\ _2$
Pasif	57.6417	30.1067	46.7089	0.1686	0.5877	0.6772
Durum-1	8.2675	31.9860	46.53.46	0.4061	0.5547	0.6881
Durum-2	9.6490	3.0434	9.3449	0.0282	0.3703	0.3821
Durum-3	1.4073	3.0238	9.3447	0.0143	0.3707	0.3820

6. NONLİNEER TAM TAŞIT MODELİ İÇİN LPD TEMELİNE DAYALI ROBUST H_∞ KONTROLCÜ TASARIMI

6.1 Yedi Serbestlik Dereceli Nonlineer Tam Taşıt Modeli

Bu bölümde yedi serbestlik dereceli nonlineer tam taşıt modeli için taşıt gövdesi kütlesi değişimine duyarlı, LPD temelinde dayalı robust H_∞ kontrolcü tasarlanmıştır. Taşıt modelindeki nonlineerite kaynakları, nonlineer süspansiyon sönüm karakteristiği, sertleşen süspansiyon yay karakteristiği ve modelin dinamik denklemlerindeki trigonometrik ifadelerden kaynaklanmaktadır. Taşıt sürüş konforunu arttırmak ve süspansiyon sapmasının taşıtın yapısal sınırlarına yaklaştığında sertleşen aktif süspansiyonu oluşturmak için LPD temelinde dayalı robust H_∞ kontrolcü tasarlanmıştır.



Şekil 6.1 Yedi serbestlik dereceli tam taşıt modeli

Şekil 6.1’de tam taşıt modelinde u_1, u_2, u_3, u_4 sırasıyla ön sağ eyleyicinin, ön sol eyleyicinin, arka sol eyleyicinin, arka sağ eyleyicinin, oluşturduğu kontrol kuvvetleridir. m_1 taşıt gövdesi kütlesini, J_2 taşıt gövdesinin kafa vurma hareketi için (y eksenine göre) ataletini, J_3 taşıt gövdesinin yalpalama hareketi için (z eksenine göre) ataletini, m_4, m_5, m_6, m_7 , tekerlek kütlelerini, k_1, k_2, k_3, k_4 , süspansiyon yay katsayılarını, c_1, c_2, c_3, c_4 , süspansiyon sönüm katsayılarını ve k_5, k_6, k_7, k_8 , tekerlek yay katsayılarını ifade etmektedir. L_1 ön aksın ağırlık merkezine uzaklığını, L_2 arka aksın ağırlık merkezine uzaklığını, T_1 ağırlık merkezi ile sağ tekerlek izi arasındaki en yakın uzaklığı, T_2 ise sol tekerlek izi ile ağırlık merkezi arasındaki

en yakın uzaklığı göstermektedir. V vektörü taşıt hızını göstermektedir. x_1, x_4, x_5, x_6, x_7 , vektörleri sırasıyla rijit taşıt gövdesi kütesinin düşey hareketini, ön sağ tekerlek kütesinin düşey hareketini, ön sol tekerlek kütesinin düşey hareketini, arka sol tekerlek kütesinin düşey hareketini, arka sağ tekerlek kütesinin düşey hareketini göstermektedir. θ ve α vektörleri, sırasıyla taşıt gövdesinin kafa vurma hareketini (x - y düzlemindeki açıl hareketini) ve taşıt gövdesinin yalpalama (devrilme) hareketini (x - z düzlemindeki açıl hareketini) göstermektedir. $x_{y1}, x_{y2}, x_{y3}, x_{y4}$ vektörleri ise sırasıyla ön sağ tekerleğin yol ile temas ettiği ucunun düşey deplasmanını, ön sol tekerleğin yol ile temas ettiği ucunun düşey deplasmanını, arka sol tekerleğin yol ile temas ettiği ucunun düşey deplasmanını, arka sağ tekerleğin yol ile temas ettiği ucunun düşey deplasmanını ifade eden vektörlerdir.

Yedi serbestlik dereceli nonlineer taşıt modelinin dinamik denklemleri Lagrange denklemleri kullanılarak çıkarılmıştır. Tam taşıt modelinin hareket denklemleri denklem (6.1-7) 'de verilmektedir.

$$\ddot{x}_1 = \left(\frac{-1}{m_1} \right) (f_{s1} + f_{s2} + f_{s3} + f_{s4} - u_1 - u_2 - u_3 - u_4) \quad (6.1)$$

$$\ddot{\theta} = \left(\frac{-1}{J_2} \right) (L_1 f_{s1} + L_1 f_{s2} - L_2 f_{s3} - L_2 f_{s4} - L_1 u_1 - L_1 u_2 + L_2 u_3 + L_2 u_4) \quad (6.2)$$

$$\ddot{\alpha} = \left(\frac{-1}{J_3} \right) (-T_1 f_{s1} + T_2 f_{s2} + T_2 f_{s3} - T_1 f_{s4} + T_1 u_1 - T_2 u_2 - T_2 u_3 + T_1 u_4) \quad (6.3)$$

$$\ddot{x}_4 = \left(\frac{-1}{m_4} \right) (-f_{s1} + f_{t1} + u_1) \quad (6.4)$$

$$\ddot{x}_5 = \left(\frac{-1}{m_5} \right) (-f_{s2} + f_{t2} + u_2) \quad (6.5)$$

$$\ddot{x}_6 = \left(\frac{-1}{m_6} \right) (-f_{s3} + f_{t3} + u_3) \quad (6.6)$$

$$\ddot{x}_7 = \left(\frac{-1}{m_7} \right) (-f_{s4} + f_{t4} + u_4) \quad (6.7)$$

Buradaki $f_{s1}, f_{s2}, f_{s3}, f_{s4}$ kuvvetleri sırasıyla ön sağ, ön sol, arka sol ve arka sağ süspansiyon yay ve sönüm elemanlarının ürettiği süspansiyon kuvvetleridir ve sırasıyla denklem (6.8-11)'de verilmektedir. $f_{t1}, f_{t2}, f_{t3}, f_{t4}$ kuvvetleri ise sırasıyla ön sağ tekerlek kuvveti, ön sol

tekerlek kuvveti, arka sol tekerlek kuvveti, arka sağ tekerlek kuvvetidir ve denklem (6.12-15)'de verilmektedirler.

$$f_{s1} = k_1 \left((x_1 - x_4 + L_1 \sin(\theta) - T_1 \sin(\alpha)) + (x_1 - x_4 + L_1 \sin(\theta) - T_1 \sin(\alpha))^3 \right) + c_1 (\dot{x}_1 - \dot{x}_4 + L_1 \dot{\theta} - T_1 \dot{\alpha}) \quad (6.8)$$

$$f_{s2} = k_2 \left((x_1 - x_5 + L_1 \sin(\theta) + T_2 \sin(\alpha)) + (x_1 - x_5 + L_1 \sin(\theta) + T_2 \sin(\alpha))^3 \right) + c_2 (\dot{x}_1 - \dot{x}_5 + L_1 \dot{\theta} + T_2 \dot{\alpha}) \quad (6.9)$$

$$f_{s3} = k_3 \left((x_1 - x_6 - L_2 \sin(\theta) + T_2 \sin(\alpha)) + (x_1 - x_6 - L_2 \sin(\theta) + T_2 \sin(\alpha))^3 \right) + c_3 (\dot{x}_1 - \dot{x}_6 - L_2 \dot{\theta} + T_2 \dot{\alpha}) \quad (6.10)$$

$$f_{s4} = k_4 \left((x_1 - x_7 - L_2 \sin(\theta) - T_1 \sin(\alpha)) + (x_1 - x_7 - L_2 \sin(\theta) - T_1 \sin(\alpha))^3 \right) + c_4 (\dot{x}_1 - \dot{x}_7 - L_2 \dot{\theta} - T_1 \dot{\alpha}) \quad (6.11)$$

$$f_{t1} = k_5 (x_4 - x_{y1}) \quad (6.12)$$

$$f_{t2} = k_6 (x_5 - x_{y1}) \quad (6.13)$$

$$f_{t3} = k_7 (x_6 - x_{y2}) \quad (6.14)$$

$$f_{t4} = k_8 (x_7 - x_{y2}) \quad (6.15)$$

Hareket denklemlerindeki süspansiyon sönümüyle ilgili nonlinearite sönüm katsayılarının bilineer (parçalı lineer) olmasından kaynaklanmaktadır. Denklemlerdeki c_1 , c_2 , c_3 , c_4 sönüm katsayıları denklem (6.16)'da verildiği gibidir. Buna göre süspansiyonlardaki relatif hızlar sifıra eşit ve pozitifken (süspansiyon açmadayken) süspansiyon sönüm katsayıları 1250 Ns/m olmaktadır. Relatif hızlar negatifken (süspansiyon kapamadayken) süspansiyon katsayıları 1000 Ns/m olmaktadır. Bu sönüm modeli, Şekil 2.8'de verilen gerçek sönüm karakteristiğine iyi bir yaklaşıklıkla uymaktadır.

$$c_i = \begin{cases} c_{ui} = 1250 & \text{Ns/m} & \dot{x} \geq 0 \\ c_{di} = 1000 & \text{Ns/m} & \dot{x} < 0 \end{cases} \quad i = 1,2,3,4 \quad (6.16)$$

6.2 Modelin Lineerleştirilmesi

Hareket denklemlerindeki nonlinear terimler üç farklı terimden kaynaklanmaktadır. Bunlar süspansiyon yay kuvveti ifadelerindeki kübik fonksiyonlardan, sinüs fonksiyonlarından ve bilineer sönüm katsayısı ifadelerinden kaynaklanmaktadır. Bu üç farklı nonlinearite

kaynağından kübik fonksiyonlar ihmal edilerek, sinüs fonksiyonlu ifadeler ve bilineer sönüm katsayısı ifadeleri de denklem (6.17) ve (6.18)'de verildiği gibi lineerleştirilmiştir.

$$\sin(\phi) = \phi \quad (6.17)$$

$$c_i = c_{di} = 1000 \text{ Ns/m} \quad i = 1,2,3,4 \quad (6.18)$$

Sonuç olarak lineerleştirilmiş f_{s1} , f_{s2} , f_{s3} , f_{s4} , süspansiyon kuvveti ifadeleri denklem (6.19-22)'de verildiği gibidir.

$$f_{s1} = k_1((x_1 - x_4 + L_1\theta - T_1\alpha)) + c_{d1}(\dot{x}_1 - \dot{x}_4 + L_1\dot{\theta} - T_1\dot{\alpha}) \quad (6.19)$$

$$f_{s2} = k_2((x_1 - x_5 + L_1\theta + T_2\alpha)) + c_{d2}(\dot{x}_1 - \dot{x}_5 + L_1\dot{\theta} + T_2\dot{\alpha}) \quad (6.20)$$

$$f_{s3} = k_3((x_1 - x_6 - L_2\theta + T_2\alpha)) + c_{d3}(\dot{x}_1 - \dot{x}_6 - L_2\dot{\theta} + T_2\dot{\alpha}) \quad (6.21)$$

$$f_{s4} = k_4((x_1 - x_7 - L_2\theta - T_1\alpha)) + c_{d4}(\dot{x}_1 - \dot{x}_7 - L_2\dot{\theta} - T_1\dot{\alpha}) \quad (6.22)$$

6.3 Modelin Durum Uzayı Formuna Getirilmesi

Tam taşıt modelinin durum uzayı formundaki ifadesi; $\dot{x}_1 = x_8$, $\dot{\theta} = x_9$, $\dot{\alpha} = x_{10}$, $\dot{x}_4 = x_{11}$, $\dot{x}_5 = x_{12}$, $\dot{x}_6 = x_{13}$, $\dot{x}_7 = x_{14}$, değişken dönüşümleri yapılarak modelin 14x14 boyutlu sistem matrisi A denklem (6.23)'de, 14x4 boyutlu B_w yol girişi matrisi denklem (6.24)'de, 14x4 boyutlu B_u kontrol girişi matrisi denklem (6.25)'de, 7x14 boyutlu C ölçüm (çıkış) matrisi denklem (6.26)'da ve 7x8 boyutlu D ölçümler (çıkışlar) için giriş matrisi denklem (6.27)'de verilmektedir.

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ a_{8,1} & a_{8,2} & a_{8,3} & a_{8,4} & a_{8,5} & a_{8,6} & a_{8,7} & a_{8,8} & a_{8,9} & a_{8,10} & a_{8,11} & a_{8,12} & a_{8,13} & a_{8,14} \\ a_{9,1} & a_{9,2} & a_{9,3} & a_{9,4} & a_{9,5} & a_{9,6} & a_{9,7} & a_{9,8} & a_{9,9} & a_{9,10} & a_{9,11} & a_{9,12} & a_{9,13} & a_{9,14} \\ a_{10,1} & a_{10,2} & a_{10,3} & a_{10,4} & a_{10,5} & a_{10,6} & a_{10,7} & a_{10,8} & a_{10,9} & a_{10,10} & a_{10,11} & a_{10,12} & a_{10,13} & a_{10,14} \\ a_{11,1} & a_{11,2} & a_{11,3} & a_{11,4} & 0 & 0 & 0 & a_{11,8} & a_{11,9} & a_{11,10} & a_{11,11} & 0 & 0 & 0 \\ a_{12,1} & a_{12,2} & a_{12,3} & 0 & a_{12,5} & 0 & 0 & a_{12,8} & a_{12,9} & a_{12,10} & 0 & a_{12,12} & 0 & 0 \\ a_{13,1} & a_{13,2} & a_{13,3} & 0 & 0 & a_{13,6} & 0 & a_{13,8} & a_{13,9} & a_{13,10} & 0 & 0 & a_{13,13} & 0 \\ a_{14,1} & a_{14,2} & a_{14,3} & 0 & 0 & 0 & a_{14,7} & a_{14,8} & a_{14,9} & a_{14,10} & 0 & 0 & 0 & a_{14,14} \end{bmatrix} \quad (6.23)$$

Burada; $a_{8,1} = (-k_1 - k_2 - k_3 - k_4) / m_1$, $a_{8,2} = (-k_1 L_1 - k_2 L_1 + k_3 L_2 + k_4 L_2) / m_1$,
 $a_{8,3} = (k_1 T_1 - k_2 T_2 - k_3 T_2 + k_4 T_1) / m_1$, $a_{8,4} = k_1 / m_1$, $a_{8,5} = k_2 / m_1$, $a_{8,6} = k_3 / m_1$, $a_{8,7} = k_4 / m_1$,
 $a_{8,8} = (-c_1 - c_2 - c_3 - c_4) / m_1$, $a_{8,9} = (-c_1 L_1 - c_2 L_1 + c_3 L_2 + c_4 L_2) / m_1$,
 $a_{8,10} = (c_1 T_1 - c_2 T_2 - c_3 T_2 + c_4 T_1) / m_1$, $a_{8,11} = c_1 / m_1$, $a_{8,12} = c_2 / m_1$, $a_{8,13} = c_3 / m_1$, $a_{8,14} = c_4 / m_1$,
 $a_{9,1} = (-k_1 L_1 - k_2 L_1 + k_3 L_2 + k_4 L_2) / J_2$, $a_{9,2} = (-k_1 L_1^2 - k_2 L_1^2 - k_3 L_2^2 - k_4 L_2^2) / J_2$,
 $a_{9,3} = (k_1 T_1 L_1 - k_2 T_2 L_1 + k_3 T_2 L_2 - k_4 T_1 L_2) / J_2$, $a_{9,4} = k_1 L_1 / J_2$, $a_{9,5} = k_2 L_1 / J_2$, $a_{9,6} = -k_3 L_2 / J_2$,
 $a_{9,7} = -k_4 L_2 / J_2$, $a_{9,8} = (-c_1 L_1 - c_2 L_1 + c_3 L_2 + c_4 L_2) / J_2$, $a_{9,9} = (-c_1 L_1^2 - c_2 L_1^2 - c_3 L_2^2 - c_4 L_2^2) / J_2$,
 $a_{9,10} = (c_1 T_1 L_1 - c_2 T_2 L_1 + c_3 T_2 L_2 - c_4 T_1 L_2) / J_2$, $a_{9,11} = c_1 L_1 / J_2$, $a_{9,12} = c_2 L_1 / J_2$, $a_{9,13} = -c_3 L_2 / J_2$,
 $a_{9,14} = -c_4 L_2 / J_2$, $a_{10,1} = (k_1 T_1 - k_2 T_2 - k_3 T_2 + k_4 T_1) / J_3$,
 $a_{10,2} = (k_1 T_1 L_1 - k_2 T_2 L_1 + k_3 T_2 L_2 - k_4 T_1 L_2) / J_3$, $a_{10,3} = (-k_1 T_1^2 - k_2 T_2^2 - k_3 T_2^2 - k_4 T_1^2) / J_3$,
 $a_{10,4} = -k_1 T_1 / J_3$, $a_{10,5} = k_2 T_2 / J_3$, $a_{10,6} = k_3 T_2 / J_3$, $a_{10,7} = -k_4 T_1 / J_3$,
 $a_{10,8} = (c_1 T_1 - c_2 T_2 - c_3 T_2 + c_4 T_1) / J_3$, $a_{10,9} = (c_1 T_1 L_1 - c_2 T_2 L_1 + c_3 T_2 L_2 - c_4 T_1 L_2) / J_3$,
 $a_{10,10} = (-c_1 T_1^2 - c_2 T_2^2 - c_3 T_2^2 - c_4 T_1^2) / J_3$, $a_{10,11} = -c_1 T_1 / J_3$, $a_{10,12} = c_2 T_2 / J_3$, $a_{10,13} = c_3 T_2 / J_3$,
 $a_{10,14} = -c_4 T_1 / J_3$, $a_{11,1} = k_1 / m_4$, $a_{11,2} = k_1 L_1 / m_4$, $a_{11,3} = -k_1 T_1 / m_4$, $a_{11,4} = (-k_1 - k_5) / m_4$,
 $a_{11,8} = c_1 / m_4$, $a_{11,9} = c_1 L_1 / m_4$, $a_{11,10} = -c_1 T_1 / m_4$, $a_{11,11} = -c_1 / m_4$, $a_{12,1} = k_2 / m_5$, $a_{12,2} = k_2 L_1 / m_5$,
 $a_{12,3} = k_2 T_2 / m_5$, $a_{12,5} = (-k_2 - k_6) / m_5$, $a_{12,8} = c_2 / m_5$, $a_{12,9} = c_2 L_1 / m_5$, $a_{12,10} = c_2 T_2 / m_5$,
 $a_{12,12} = -c_2 / m_5$, $a_{13,1} = k_3 / m_6$, $a_{13,2} = -k_3 L_2 / m_6$, $a_{13,3} = k_3 T_2 / m_6$, $a_{13,6} = (-k_3 - k_7) / m_6$,
 $a_{13,8} = c_3 / m_6$, $a_{13,9} = -c_3 L_2 / m_6$, $a_{13,10} = c_3 T_2 / m_6$, $a_{13,13} = -c_3 / m_6$, $a_{14,1} = k_4 / m_7$,
 $a_{14,2} = -k_4 L_2 / m_7$, $a_{14,3} = -k_4 T_1 / m_7$, $a_{14,7} = (-k_4 - k_8) / m_7$, $a_{14,8} = c_4 / m_7$, $a_{14,9} = -c_4 L_2 / m_7$,
 $a_{14,10} = -c_4 T_1 / m_7$, $a_{14,14} = -c_4 / m_7$, şeklindedir.

$$B_w = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{k_5}{m_4} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{k_6}{m_5} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{k_7}{m_6} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{k_8}{m_7} \end{bmatrix}^T \quad (6.24)$$

$$B_u = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{m_1} & \frac{L_1}{J_2} & \frac{-T_1}{J_3} & \frac{-1}{m_4} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{m_1} & \frac{L_1}{J_2} & \frac{T_2}{J_3} & 0 & \frac{-1}{m_5} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{m_1} & \frac{-L_2}{J_2} & \frac{T_2}{J_3} & 0 & 0 & \frac{-1}{m_6} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{m_1} & \frac{-L_2}{J_2} & \frac{-T_1}{J_3} & 0 & 0 & 0 & \frac{-1}{m_7} \end{bmatrix}^T \quad (6.25)$$

$$C = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & L_1 & -T_1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & L_1 & T_2 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & -L_2 & T_2 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & -L_2 & -T_1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (6.26)$$

$$D = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (6.27)$$

Modelin durum uzayı formundaki ifadesi denklem (6.28)'de verilmektedir. Buradaki \mathbf{x} , \mathbf{u} ve \mathbf{w} vektörleri sırasıyla durum vektörünü, kontrol giriş vektörünü ve yol giriş vektörünü göstermektedir. \mathbf{x} , \mathbf{u} ve \mathbf{w} ifadeleri sırasıyla denklem (6.29), (6.30) ve (6.31)'de verilmektedir.

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}_w \mathbf{w} + \mathbf{B}_u \mathbf{u} \quad (6.28)$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{C}\mathbf{x} + \mathbf{D} \begin{bmatrix} \mathbf{w} \\ \mathbf{u} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{x} = [x_1 \quad \theta \quad \alpha \quad x_4 \quad x_5 \quad x_6 \quad x_7 \quad \dot{x}_1 \quad \dot{\theta} \quad \dot{\alpha} \quad \dot{x}_4 \quad \dot{x}_5 \quad \dot{x}_6 \quad \dot{x}_7]^T \quad (6.29)$$

$$\mathbf{u} = [u_1 \quad u_2 \quad u_3 \quad u_4]^T \quad (6.30)$$

$$\mathbf{w} = [x_{y1} \quad x_{y2} \quad x_{y3} \quad x_{y4}]^T \quad (6.31)$$

6.4 LPD Modelin Kurulması

Tam taşıt modelinin durum uzayı formu elde edildikten sonra LPD temeline dayalı H_∞ kontrolcüyü tasarlamak için parametre değişimli modelin oluşturulması gereklidir. Ele alınan lineer parametre değişimli tam taşıt modeli iki elemanlı bir programlama parametre vektörüne

göre oluşturulmuştur. Programlama parametre vektörü p 'nin elemanları sırasıyla dört süspansiyon sapmaları mutlak değerlerinin maksimumu (p_1) ve taşıt gövdesi kütesidir (p_2). Taşıt gövdesi kütlesi m_1 ile kafa vurma hareketi ataleti J_2 ve yalpalama hareketi ataleti J_3 'ün doğru orantılı olarak değiştiği düşünülmüştür ve LPD tam taşıt modelinde denklem (6.32) ve (6.33)'de verilen bağıntılar ile modele katılmıştır. Buna göre p parametre vektörü ve p_1 , p_2 elemanları sırasıyla denklem (6.34-36)'da verilmektedir.

$$J_2 = 1.68 \cdot m_1 \quad (6.32)$$

$$J_3 = 0.75 \cdot m_1 \quad (6.33)$$

$$p = \begin{bmatrix} p_1 \\ p_2 \end{bmatrix} \quad (6.34)$$

$$p_1 = \max \begin{pmatrix} |sd_1| \\ |sd_2| \\ |sd_3| \\ |sd_4| \end{pmatrix} = \max \begin{pmatrix} |x_1 + L_1\theta - T_1\alpha - x_4| \\ |x_1 + L_1\theta + T_2\alpha - x_5| \\ |x_1 - L_2\theta + T_2\alpha - x_6| \\ |x_1 - L_2\theta - T_1\alpha - x_7| \end{pmatrix} \quad (6.35)$$

$$p_2 = 1/m_1 \quad (6.36)$$

p_1 programlama parametresi $[0,0.08]$ aralığında değişmektedir. p_2 programlama parametresi taşıt gövdesi kütesinin ve buna bağlı olarak kütesel atalet momentlerinin $m_1 = [1100,1500] = [m_{1min}, m_{1max}]$ aralığındaki değişimini göstermektedir. p_2 , sistem matrisi A 'da taşıt gövdesi kütlesi, matris elemanlarının payda kısmında yer aldığı için p_2 programlama parametresi değişim aralığı $[1/1500, 1/1100]$ 'dür. Burada $p_{2min} = 1/1500$ ve $p_{2max} = 1/1100$ 'dür.

p_1 ve p_2 programlama parametrelerine bağlı olarak oluşturulan LPD tam taşıt modelinin sistem matrisi A_p , kontrol giriş matrisi B_{up} , yol giriş matrisi B_{wp} , performans çıkışları matrisi C_{ep} , ölçüm çıkışları matrisi C_{yp} , performans çıkışları için yol giriş matrisi D_{ewp} , ölçüm çıkışları için yol giriş matrisi D_{ywp} , performans çıkışları için kontrol giriş matrisi D_{eup} ve ölçüm çıkışları için kontrol giriş matrisi D_{yup} artık birer politopik ifadedir ve söz konusu matrislerin genel ifadeleri sırasıyla denklem (6.37-45)'de verilmektedir.

$$A_p = A_0 + p_1 A_1 + p_2 A_2 \quad (6.37)$$

$$B_{up} = B_{u0} + p_1 B_{u1} + p_2 B_{u2} \quad (6.38)$$

$$B_{wp} = B_{w0} + p_1 B_{w1} + p_2 B_{w2} \quad (6.39)$$

$$C_{eP} = C_{e0} + p_1 C_{e1} + p_2 C_{e2} \quad (6.40)$$

$$C_{yP} = C_{y0} + p_1 C_{y1} + p_2 C_{y2} \quad (6.41)$$

$$D_{ewP} = D_{ew0} + p_1 D_{ew1} + p_2 D_{ew2} \quad (6.42)$$

$$D_{ywP} = D_{yw0} + p_1 D_{yw1} + p_2 D_{yw2} \quad (6.43)$$

$$D_{euP} = D_{eu0} + p_1 D_{eu1} + p_2 D_{eu2} \quad (6.44)$$

$$D_{yuP} = D_{yu0} + p_1 D_{yu1} + p_2 D_{yu2} \quad (6.45)$$

Söz konusu lineer parametre değişimli tam taşıt modelinin A_0 , B_{w0} , B_{u0} , C_{e0} , C_{y0} , D_{ew0} , D_{yw0} , D_{eu0} ve D_{yu0} matrisleri sabit kısımları ifade etmektedir. Bir başka deyişle bu matrislerde parametreyle değişen kısımlar sıfırdır. A_0 , B_{w0} , B_{u0} , C_{e0} , C_{y0} , D_{ew0} , D_{yw0} , D_{eu0} ve D_{yu0} matrisleri sırasıyla denklem (6.46-54)'de verilmektedir.

$$A_0 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a_{11,1} & a_{11,2} & a_{11,3} & a_{11,4} & 0 & 0 & 0 & a_{11,8} & a_{11,9} & a_{11,10} & a_{11,11} & 0 & 0 & 0 \\ a_{12,1} & a_{12,2} & a_{12,3} & 0 & a_{12,5} & 0 & 0 & a_{12,8} & a_{12,9} & a_{12,10} & 0 & a_{12,12} & 0 & 0 \\ a_{13,1} & a_{13,2} & a_{13,3} & 0 & 0 & a_{13,6} & 0 & a_{13,8} & a_{13,9} & a_{13,10} & 0 & 0 & a_{13,13} & 0 \\ a_{14,1} & a_{14,2} & a_{14,3} & 0 & 0 & 0 & a_{14,7} & a_{14,8} & a_{14,9} & a_{14,10} & 0 & 0 & 0 & a_{14,14} \end{bmatrix} \quad (6.46)$$

$$B_{w0} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{k_5}{m_4} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{k_6}{m_5} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{k_7}{m_6} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{k_8}{m_7} \end{bmatrix}^T \quad (6.47)$$

$$B_{u0} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{m_1} & \frac{L_1}{J_2} & \frac{-T_1}{J_3} & \frac{-1}{m_4} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{m_1} & \frac{L_1}{J_2} & \frac{T_2}{J_3} & 0 & \frac{-1}{m_5} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{m_1} & \frac{-L_2}{J_2} & \frac{T_2}{J_3} & 0 & 0 & \frac{-1}{m_6} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{m_1} & \frac{-L_2}{J_2} & \frac{-T_1}{J_3} & 0 & 0 & 0 & \frac{-1}{m_7} \end{bmatrix}^T \quad (6.48)$$

$$C_{e0} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & K_A & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & K_\theta & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & K_\alpha & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (6.49)$$

$$C_{y0} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & L_1 & -T_1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & L_1 & T_2 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & -L_2 & T_2 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & -L_2 & -T_1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (6.50)$$

$$D_{ew0} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T \quad (6.51)$$

$$D_{yw0} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T \quad (6.52)$$

$$D_{eu0} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T \quad (6.53)$$

$$D_{yu0} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T \quad (6.54)$$

LPD kontrolcü için taşıt gövdesinin düşey hızı \dot{x}_1 , gövdenin kafa vurma hızı $\dot{\theta}$, gövdenin yalpalama hızı $\dot{\alpha}$, ve dört süspansiyon sapsması olmak üzere toplam yedi adet büyüklük ölçülüp geri beslenmektedir.

p_1 programlama parametresinin çarpanı olarak LPD modelde ifade edilen A_1 , B_{w1} , B_{u1} , C_{e1} , C_{y1} , D_{ew1} , D_{yw1} , D_{eu1} ve D_{yu1} matrisleri ise sırasıyla denklem (6.55-63)'de verilmektedir. Bu matrislerde sadece modelin p_1 parametresi ile değişen kısımları yer almaktadır.

$$A_1 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (6.55)$$

$$B_{w1} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T \quad (6.56)$$

$$B_{u1} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T \quad (6.57)$$

$$C_{e1} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{-K_A}{0.08} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{-K_0}{0.08} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{-K_\alpha}{0.08} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{K_{sd1}}{0.08} & \frac{K_{sd1}L_1}{0.08} & \frac{-K_{sd1}T_1}{0.08} & \frac{-K_{sd1}}{0.08} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{K_{sd1}}{0.08} & \frac{K_{sd1}L_1}{0.08} & \frac{K_{sd1}T_2}{0.08} & 0 & \frac{-K_{sd1}}{0.08} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{K_{sd2}}{0.08} & \frac{-K_{sd2}L_2}{0.08} & \frac{K_{sd2}T_2}{0.08} & 0 & 0 & \frac{-K_{sd2}}{0.08} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{K_{sd2}}{0.08} & \frac{-K_{sd2}L_2}{0.08} & \frac{-K_{sd2}T_1}{0.08} & 0 & 0 & 0 & \frac{-K_{sd2}}{0.08} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (6.58)$$

$$C_{y1} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (6.59)$$

$$D_{ew1} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T \quad (6.60)$$

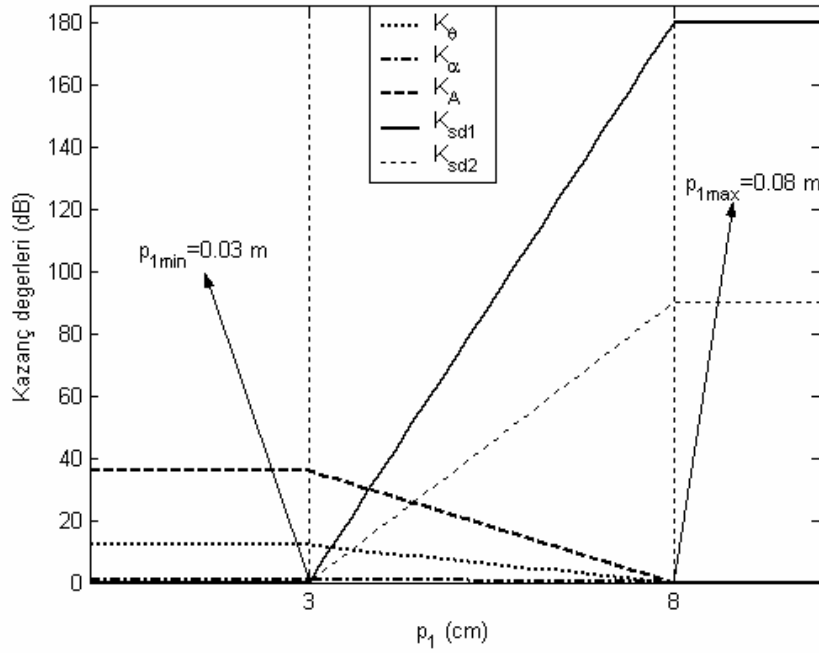
$$D_{yw1} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T \quad (6.61)$$

$$D_{eu1} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T \quad (6.62)$$

$$D_{yu1} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T \quad (6.63)$$

Buradaki K_A , K_θ , K_α , K_{sd1} ve K_{sd2} katsayıları süspansiyon sapması değerlerinin taşıtın yapısal sınırlarına yaklaştığı zaman sertleşen LPD kontrolcüyü tasarlanmasında genelleştirilmiş yapıdaki performansla ilgili sanal çıkışların, programlama parametresi p_1 'e göre programlanmasını sağlamak için modele katılmış büyüklüklerdir. Bir başka deyişle bu büyüklükler, genelleştirilmiş modelin elde edildiği kısımda tasarlanan ağırlık fonksiyonu kazançlarının programlama parametresi p_1 ile ayarlanması için modele katılan kazanç ifadeleridir. K_A , K_θ , K_α büyüklükleri konfor performansı ile ilgili büyüklüklerdir ve sırasıyla taşıt gövdesinin düşey hızı, gövdenin kafa vurma hızı ve yalpalama hızı ile ilgili yerlerine çarpan olarak yerleştirilmişlerdir. K_{sd1} ve K_{sd2} büyüklükleri ise süspansiyon sapması performansı için sırasıyla ön ve arka süspansiyon sapmalarına çarpan olarak yerleştirilmişlerdir. p_1 parametresi ile söz konusu katsayıların değişimi şekil 6.2'de verilmektedir. Buna göre maksimum süspansiyon sapması mutlak değeri yani p_1 programlama parametresi $0-p_{1min}$ m aralığındayken konforla ilgili katsayılar K_A , K_θ , K_α etkin olmaktadır ve süspansiyon sapması ile ilgili K_{sd1} ve K_{sd2} bu bölgede sıfır değerini almaktadır. $p_{1min}-p_{1max}$ aralığında ise konforla ilgili büyüklükler lineer olarak azalmakta ve $p_1=p_{1max}$ olduğu zaman sıfır değerini almaktadırlar. Süspansiyon sapması performansı ile ilgili olan

K_{sd1} ve K_{sd2} büyüklükleri ise 3 cm-8 cm (p_{1min} - p_{1max}) aralığında lineer olarak artmaya başlayıp p_1 programlama parametresinin 8 cm ve daha yüksek değerlerinde sabit kalmaktadırlar.



Şekil 6.2 K_A , K_0 , K_α , K_{sd1} ve K_{sd2} kazanç ifadelerinin p_1 ile değişimi

p_2 programlama parametresinin çarpanı olarak LPD modelde ifade edilen A_2 , B_{w2} , B_{u2} , C_{e2} , C_{y2} , D_{ew2} , D_{yw2} , D_{eu2} ve D_{yu2} matrisleri de sırasıyla denklem (6.64-72)'de verilmektedir. Bu matrislerde sadece modelin p_2 parametresi ile değişen kısımlarını bünyesinde barındırmaktadır.

$$A_2 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ n_{8,1} & n_{8,2} & n_{8,3} & n_{8,4} & n_{8,5} & n_{8,6} & n_{8,7} & n_{8,8} & n_{8,9} & n_{8,10} & n_{8,11} & n_{8,12} & n_{8,13} & n_{8,14} \\ n_{9,1} & n_{9,2} & n_{9,3} & n_{9,4} & n_{9,5} & n_{9,6} & n_{9,7} & n_{9,8} & n_{9,9} & n_{9,10} & n_{9,11} & n_{9,12} & n_{9,13} & n_{9,14} \\ n_{10,1} & n_{10,2} & n_{10,3} & n_{10,4} & n_{10,5} & n_{10,6} & n_{10,7} & n_{10,8} & n_{10,9} & n_{10,10} & n_{10,11} & n_{10,12} & n_{10,13} & n_{10,14} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (6.64)$$

Burada; $n_{8,1} = (-k_1 - k_2 - k_3 - k_4)$, $n_{8,2} = (-k_1L_1 - k_2L_1 + k_3L_2 + k_4L_2)$,
 $n_{8,3} = (k_1T_1 - k_2T_2 - k_3T_2 + k_4T_1)$, $n_{8,4} = k_1$, $n_{8,5} = k_2$, $n_{8,6} = k_3$, $n_{8,7} = k_4$,
 $n_{8,8} = (-c_1 - c_2 - c_3 - c_4)$, $n_{8,9} = (-c_1L_1 - c_2L_1 + c_3L_2 + c_4L_2)$, $n_{8,10} = (c_1T_1 - c_2T_2 - c_3T_2 + c_4T_1)$,

$$\begin{aligned}
n_{8,11} &= c_1, & n_{8,12} &= c_2, & n_{8,13} &= c_3, & n_{8,14} &= c_4, & n_{9,1} &= (-k_1L_1 - k_2L_1 + k_3L_2 + k_4L_2)/1.68, \\
n_{9,2} &= (-k_1L_1^2 - k_2L_1^2 - k_3L_2^2 - k_4L_2^2)/1.68, & n_{9,3} &= (k_1T_1L_1 - k_2T_2L_1 + k_3T_2L_2 - k_4T_1L_2)/1.68, \\
n_{9,4} &= k_1L_1/1.68, & a_{9,5} &= k_2L_1/J_2/1.68, & n_{9,6} &= -k_3L_2/1.68, & n_{9,7} &= -k_4L_2/1.68, \\
n_{9,8} &= (-c_1L_1 - c_2L_1 + c_3L_2 + c_4L_2)/1.68, & n_{9,9} &= (-c_1L_1^2 - c_2L_1^2 - c_3L_2^2 - c_4L_2^2)/1.68, \\
n_{9,10} &= (c_1T_1L_1 - c_2T_2L_1 + c_3T_2L_2 - c_4T_1L_2)/1.68, & n_{9,11} &= c_1L_1/1.68, & n_{9,12} &= c_2L_1/1.68, \\
n_{9,13} &= -c_3L_2/1.68, & n_{9,14} &= -c_4L_2/1.68, & n_{10,1} &= (k_1T_1 - k_2T_2 - k_3T_2 + k_4T_1)/0.75, \\
n_{10,2} &= (k_1T_1L_1 - k_2T_2L_1 + k_3T_2L_2 - k_4T_1L_2)/0.75, & n_{10,3} &= (-k_1T_1^2 - k_2T_2^2 - k_3T_2^2 - k_4T_1^2)/0.75, \\
n_{10,4} &= -k_1T_1/0.75, & n_{10,5} &= k_2T_2/0.75, & n_{10,6} &= k_3T_2/0.75, & n_{10,7} &= -k_4T_1/0.75, \\
n_{10,8} &= (c_1T_1 - c_2T_2 - c_3T_2 + c_4T_1)/0.75, & n_{10,9} &= (c_1T_1L_1 - c_2T_2L_1 + c_3T_2L_2 - c_4T_1L_2)/0.75, \\
n_{10,10} &= (-c_1T_1^2 - c_2T_2^2 - c_3T_2^2 - c_4T_1^2)/0.75, & n_{10,11} &= -c_1T_1/0.75, & n_{10,12} &= c_2T_2/0.75, \\
n_{10,13} &= c_3T_2/0.75, & n_{10,14} &= -c_4T_1/0.75 \text{ 'i ifade etmektedir.}
\end{aligned}$$

$$B_{w2} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T \quad (6.65)$$

$$B_{u2} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T \quad (6.66)$$

$$C_{e2} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (6.67)$$

$$C_{y2} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (6.68)$$

$$D_{ew2} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T \quad (6.69)$$

$$D_{yw2} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T \quad (6.70)$$

$$D_{eu2} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T \quad (6.71)$$

$$D_{yu2} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T \quad (6.72)$$

6.5 LPD Kontrol Tasarımı

Elde edilen tam taşıt LPD modelin durum uzayı formundaki ifadesi denklem (6.73)'deki gibidir. Dikkat edilirse önceki kısımda elde edilen LPD modelde sadece A_p ve C_p matrisleri p programlama parametre vektörüne bağlıdır. B_{up} , B_{wp} , D_{eup} , D_{ewp} , D_{yup} , D_{ywp} ve C_{yp} matrisleri sabit matrislerdir.

$$\begin{bmatrix} \dot{x}(t) \\ e(t) \\ y(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_p(p) & B_{wp} & B_{up} \\ C_{ep}(p) & D_{ewp} & D_{eup} \\ C_{yp} & D_{ywp} & D_{yup} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x(t) \\ d(t) \\ u(t) \end{bmatrix} \quad (6.73)$$

Burada p programlama parametre vektörü, u kontrol giriş vektörü, d dış bozucular vektörü, y ölçüm vektörü ve e ise performansla ilgili olarak sistemden alınan çıkış (hata) vektörüdür. p parametre vektörü elemanlarının gerçek zamanda ölçülebilir olduğu varsayılmaktadır ve kontrolcünün formu denklem (6.74)'de verilmektedir.

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_K \\ u \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_K(p) & B_K(p) \\ C_K(p) & D_K(p) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_K \\ y \end{bmatrix} \quad (6.74)$$

Kuadratik LPD γ problemi; parametre değişimli $A_K(p)$, $B_K(p)$, $C_K(p)$ ve $D_K(p)$ kontrolcü matrislerini bulmaktır. Öyle ki; kapalı çevrim sistemi kuadratik olarak kararlı olsun ve d 'den e 'ye olan transfer matrisinin sonsuz normu γ 'dan küçük veya eşit olsun. Kuadratik LPD γ problemi, $m \geq 0$ bir tamsayı olmak üzere, W $(n+m) \times (m+n)$ boyutlu ve $W = W^T > 0$ olan bir matris varsa çözülebilir. A_K , B_K , C_K , D_K matrisleri sırasıyla $(m \times m)$, $(m \times n_y)$, $(n_u \times m)$, $(n_u \times n_y)$ boyutlu matrislerdir. Tasarlanan bu kontrolcüde $m=21$, $n_y=7$ ve $n_d=4$ 'dür. Kontrolcünün hesaplanması denklem (6.75)'de verilen LMI'ların çözümüyle bulunmaktadır.

Burada A_{clp} , B_{clp} , C_{clp} , D_{clp} kapalı çevrimin durum uzayı realizasyonu verilerini göstermektedir.

$$\begin{bmatrix} A_{clp}^T(p)W + WA_{clp}^T(p) & WB_{clp}(p) & \gamma^{-1}C_{clp}^T(p) \\ B_{clp}^T(p)W & -I_{nd} & \gamma^{-1}D_{clp}^T(p) \\ \gamma^{-1}C_{clp}(p) & \gamma^{-1}D_{clp}(p) & -I_{ne} \end{bmatrix} < 0 \quad (6.75)$$

Burada I_{nd} ve I_{ne} sırasıyla (8×8) ve (7×7) boyutunda birim matrislerdir.

Kontrol tasarımında kullanılan genelleştirilmiş LPD tam taşıt modeli Şekil (6.3)'de verilmektedir. Burada e_i ($i=1,2,\dots,11$) performans için alınan çıkışları göstermektedir. Taşıt gövdesinin düşey hızı \dot{x}_1 performans çıkışı için w_{x1} , kafa vurma hızı $\dot{\theta}$ performans çıkışı için w_{x2} , yalpalama hızı $\dot{\alpha}$ performans çıkışı için w_{x3} ağırlık fonksiyonları tasarlanmıştır ve sırasıyla denklem (6.76-78)'de verilmektedirler. w_{sd1} , w_{sd2} , w_{sd3} , w_{sd4} sırasıyla ön sağ, ön sol, arka sol ve arka sağ süspansiyon sapması performans çıkışları için tasarlanmış ağırlık fonksiyonlarıdır ve denklem (6.79-82)'de verilmektedirler. Diğer ağırlık fonksiyonları $w_{d1} = w_{d2} = w_{d3} = w_{d4} = 0.1$, $w_{d5} = w_{d6} = w_{d7} = w_{d8} = w_{d9} = w_{d10} = w_{d11} = 0.0001$ 'dir. Kontrol girişlerini sınırlandırmak için modele katılan ağırlık fonksiyonları $w_{u1} = w_{u2} = w_{u3} = w_{u4} = 0.001$ 'dir.

$$w_{x1} = \frac{25}{s+25} \quad (6.76)$$

$$w_{x2} = \frac{5}{s+5} \quad (6.77)$$

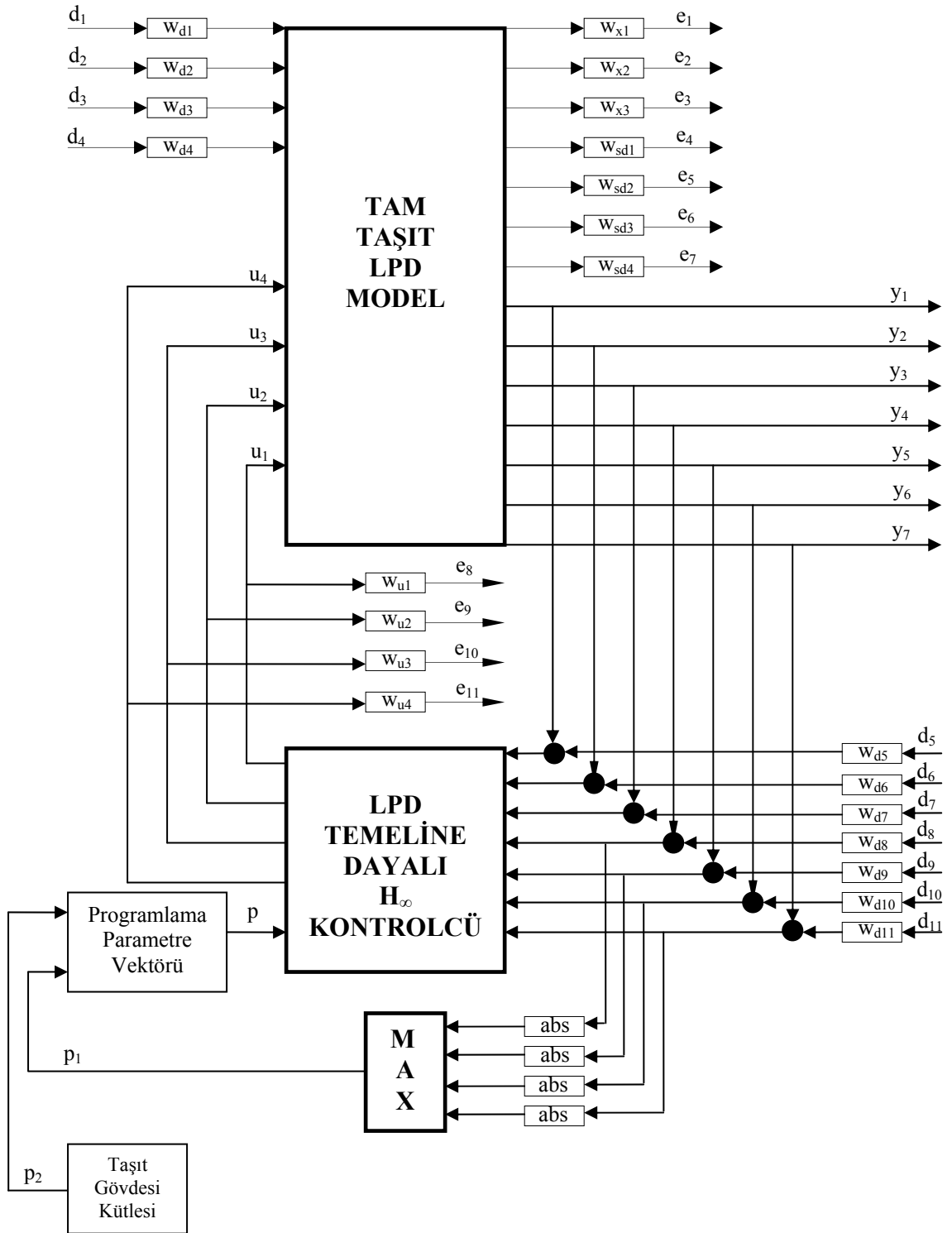
$$w_{x3} = \frac{25}{s+25} \quad (6.78)$$

$$w_{sd1} = \frac{5}{s+5} \quad (6.79)$$

$$w_{sd2} = \frac{5}{s+5} \quad (6.80)$$

$$w_{sd3} = \frac{10}{s+10} \quad (6.81)$$

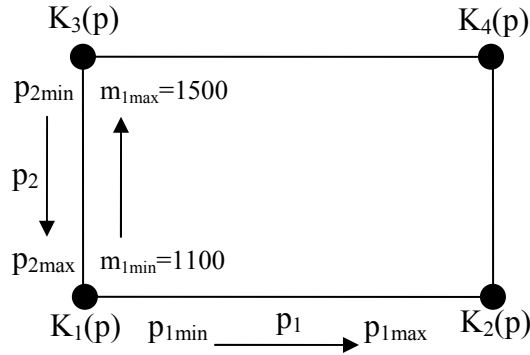
$$w_{sd4} = \frac{10}{s+10} \quad (6.82)$$



Şekil 6.3 Genelleştirilmiş LPD tam taşıt modeli

6.6 LPD Kontrolcünün Sentezi

LPD kontrolcü sentezi bütün işletme alanı için tek bir LTI (lineer zamanla değişmeyen) kontrolcü aramaktan ziyade her bir işletme noktası için ayrı bir LTI kontrolcü dizayn etmekten ve işletme şartları (programlama parametreleri) değiştiği zaman bu kontrolcüler arasında anahtarlama yapmaktan ibarettir. Matlab bilgisayar programının LMI araç kutusunun sağladığı konveks optimizasyon programı kullanılarak p parametre vektörü ile değişen kontrolcüler ailesinin köşe noktaları hesaplanmaktadır. Bu tasarımda, p parametre vektörünün iki elemanı ($n=2$) olduğundan köşe sayısı $N=2^n=4$ 'dür (bölüm 3.11'e bakınız). Yani konveks optimizasyon ile bulunan kontrolcüler Şekil 6.4'de gösterildiği gibi bir dikdörtgenin köşesindeki kontrolcülerdir.



Şekil 6.4 LPD kontrolcüler ailesi

Burada $K_1(p)$ kontrolcüsü $p_1 = 0$ ve $p_2 = p_{2max}$ ($m_1=1100$ kg) olduğu nokta için hesaplanmış kontrolcüdür. $K_2(p)$ kontrolcüsü $p_1 = 0.08$ ve $p_2 = p_{2max}$ olduğu nokta için hesaplanmış kontrolcüdür. $K_3(p)$ kontrolcüsü $p_1=0$ ve $p_2 = p_{2min}$ ($m_1=1500$ kg) olduğu nokta için hesaplanmış kontrolcüdür. $K_4(p)$ kontrolcüsü ise $p_1=0.08$ ve $p_2 = p_{2min}$ olduğu nokta için hesaplanmış kontrolcüdür. Bu kontrolcülerin durum uzayı realizasyonları sırasıyla denklem (6.83-86)'da verilmektedir.

$$K_1(p)=(A_1(p), B_1(p), C_1(p), D_1(p)) \quad (6.83)$$

$$K_2(p)=(A_2(p), B_2(p), C_2(p), D_2(p)) \quad (6.84)$$

$$K_3(p)=(A_3(p), B_3(p), C_3(p), D_3(p)) \quad (6.85)$$

$$K_4(p)=(A_4(p), B_4(p), C_4(p), D_4(p)) \quad (6.86)$$

LPD kontrolcünün ($K(p)$ 'nin) sentezi bu dört kontrolcü arasında lineer enterpolasyon yapılarak denklem 6.87'de verildiği gibi yapılmıştır.

$$\begin{aligned}
K(p) &:= (A_1, B_1, C_1, D_1), \text{ eger } p_1 \in [0, 0.03] \text{ ve } p_2 = 1/1100 \text{ ise} \\
K(p) &:= (A_2, B_2, C_2, D_2), \text{ eger } p_1 \in [0.08, \infty) \text{ ve } p_2 = 1/1100 \text{ ise} \\
K(p) &:= (A_3, B_3, C_3, D_3), \text{ eger } p_1 \in [0, 0.03] \text{ ve } p_2 = 1/1500 \text{ ise} \\
K(p) &:= (A_4, B_4, C_4, D_4), \text{ eger } p_1 \in [0.08, \infty) \text{ ve } p_2 = 1/1500 \text{ ise} \\
K(p) &:= (A(p), B(p), C(p), D(p)), \text{ eger } p_1 \in (p_{1min}, p_{1max}), p_2 \in (p_{2min}, p_{2max})
\end{aligned} \tag{6.87}$$

Buradaki $A(p)$, $B(p)$, $C(p)$, $D(p)$, p parametre vektörüne bağımlı matrisleri sırasıyla denklem (6.88-91)'de verilmektedir.

$$A(p) = \frac{\left(\frac{A_1 - A_3}{p_{2min} - p_{2max}} \cdot (p_{2max} - p_2) + A_1 \right) - \left(\frac{A_2 - A_4}{p_{2min} - p_{2max}} \cdot (p_{2max} - p_2) + A_2 \right)}{(p_{1min} - p_{1max})} \cdot (p_1 - p_{1min}) + \left(\frac{A_1 - A_3}{p_{2min} - p_{2max}} \cdot (p_{2max} - p_2) + A_1 \right) \tag{6.88}$$

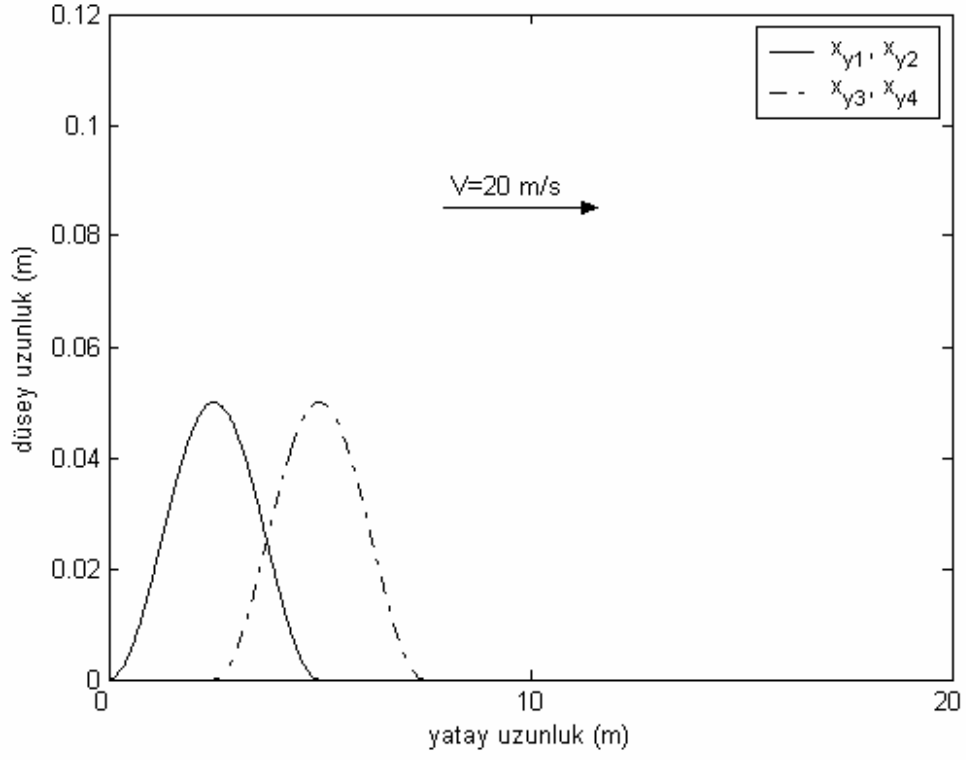
$$B(p) = \frac{\left(\frac{B_1 - B_3}{p_{2min} - p_{2max}} \cdot (p_{2max} - p_2) + B_1 \right) - \left(\frac{B_2 - B_4}{p_{2min} - p_{2max}} \cdot (p_{2max} - p_2) + B_2 \right)}{(p_{1min} - p_{1max})} \cdot (p_1 - p_{1min}) + \left(\frac{B_1 - B_3}{p_{2min} - p_{2max}} \cdot (p_{2max} - p_2) + B_1 \right) \tag{6.89}$$

$$C(p) = \frac{\left(\frac{C_1 - C_3}{p_{2min} - p_{2max}} \cdot (p_{2max} - p_2) + C_1 \right) - \left(\frac{C_2 - C_4}{p_{2min} - p_{2max}} \cdot (p_{2max} - p_2) + C_2 \right)}{(p_{1min} - p_{1max})} \cdot (p_1 - p_{1min}) + \left(\frac{C_1 - C_3}{p_{2min} - p_{2max}} \cdot (p_{2max} - p_2) + C_1 \right) \tag{6.90}$$

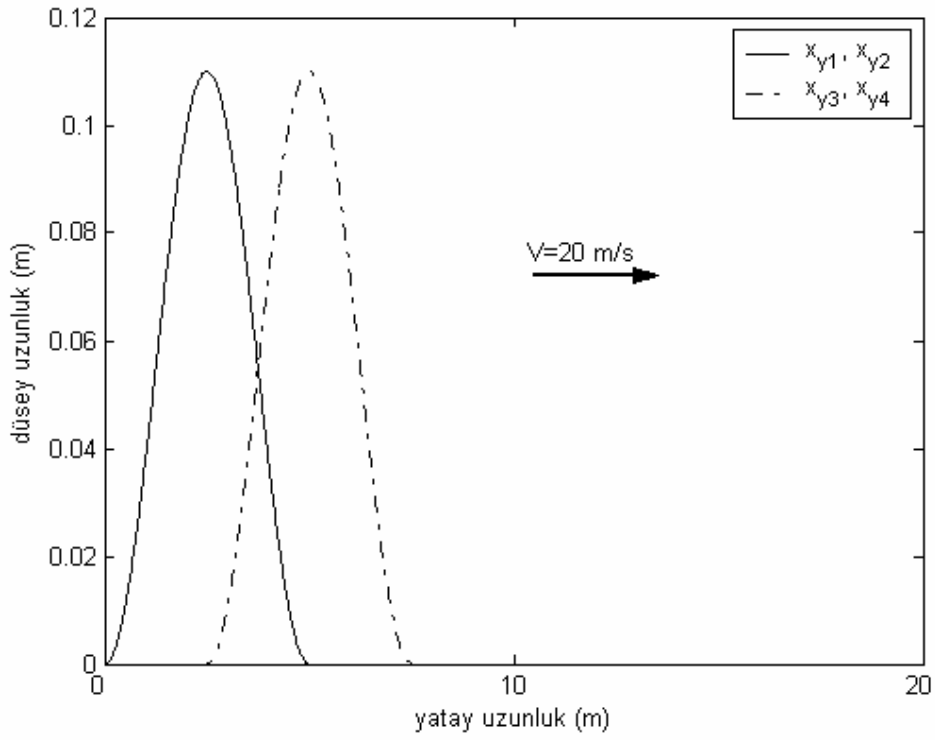
$$D(p) = \frac{\left(\frac{D_1 - D_3}{p_{2min} - p_{2max}} \cdot (p_{2max} - p_2) + D_1 \right) - \left(\frac{D_2 - D_4}{p_{2min} - p_{2max}} \cdot (p_{2max} - p_2) + D_2 \right)}{(p_{1min} - p_{1max})} \cdot (p_1 - p_{1min}) + \left(\frac{D_1 - D_3}{p_{2min} - p_{2max}} \cdot (p_{2max} - p_2) + D_1 \right) \tag{6.91}$$

6.7 Nonlinear Tam Taşıt Modelinin Simülasyonu

Nonlinear tam taşıt modelinin zaman tanım kümesindeki (domenindeki) simülasyonları iki farklı yol girişi için yapılmıştır. Bunlar 5 cm ve 11 cm yüksekliğindeki sinüzoidal tümseklerdir. Birinci yol girişi Şekil 6.5'de, ikinci yol girişi ise Şekil 6.6'da verilmektedir. Nonlinear tam taşıt modelinin simülasyon parametreleri Ek 4'de verilmektedir.

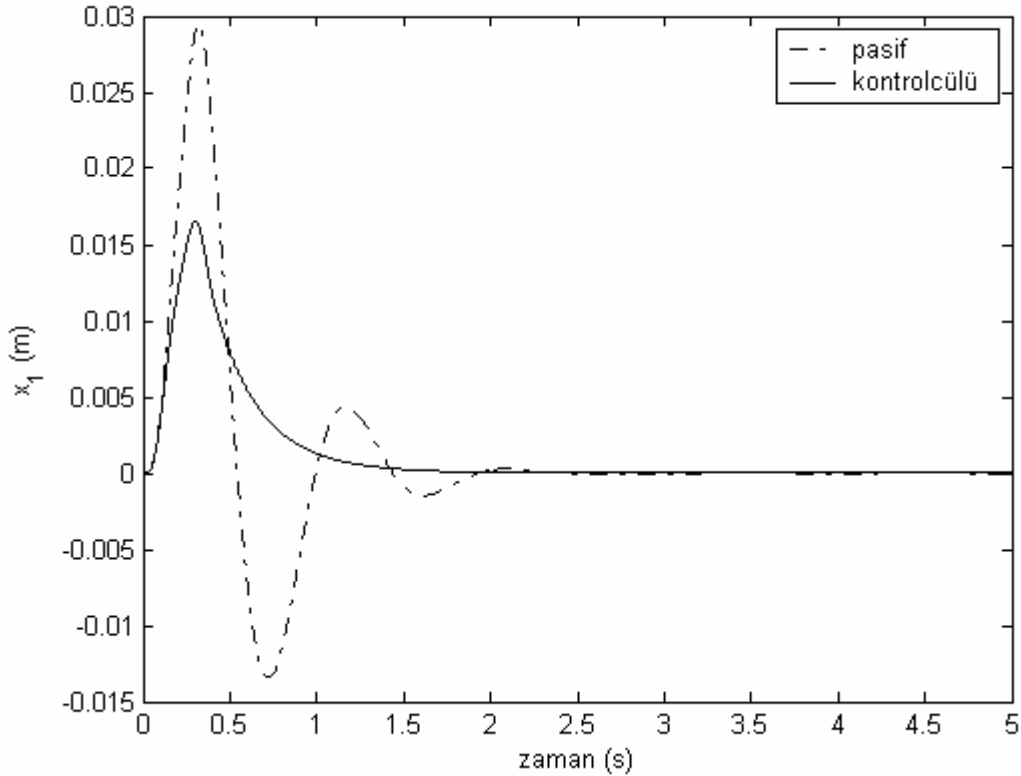


Şekil 6.5 Genliği 5 cm olan yol fonksiyonları

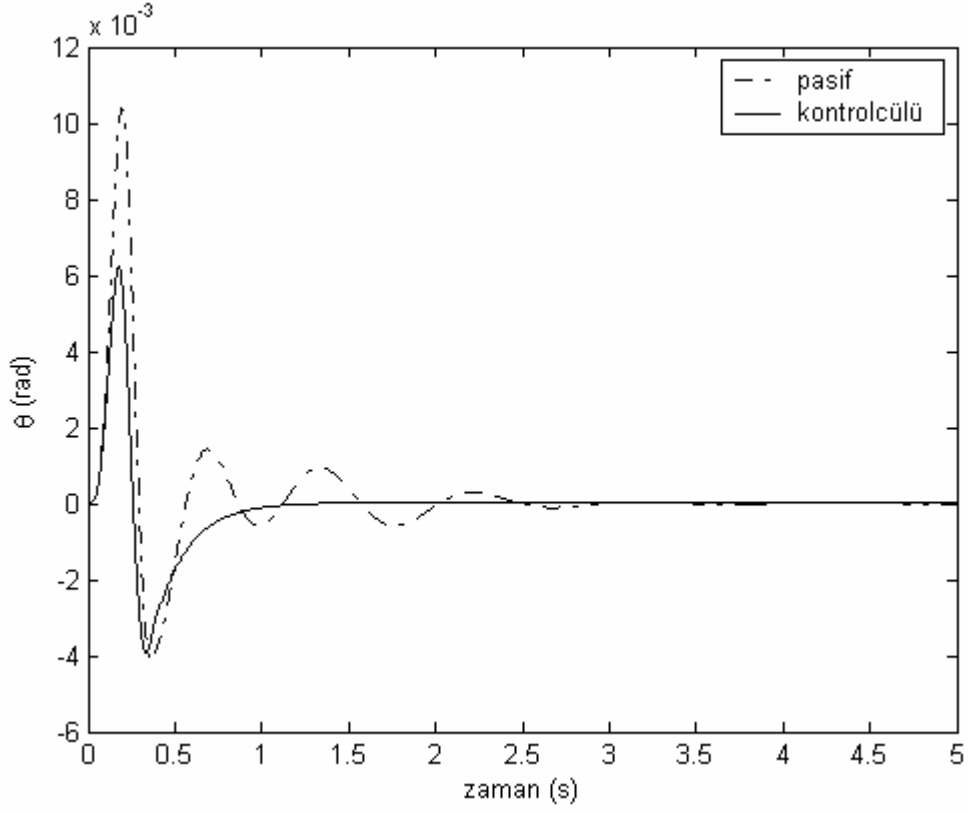


Şekil 6.6 Genliği 11 cm olan yol fonksiyonları

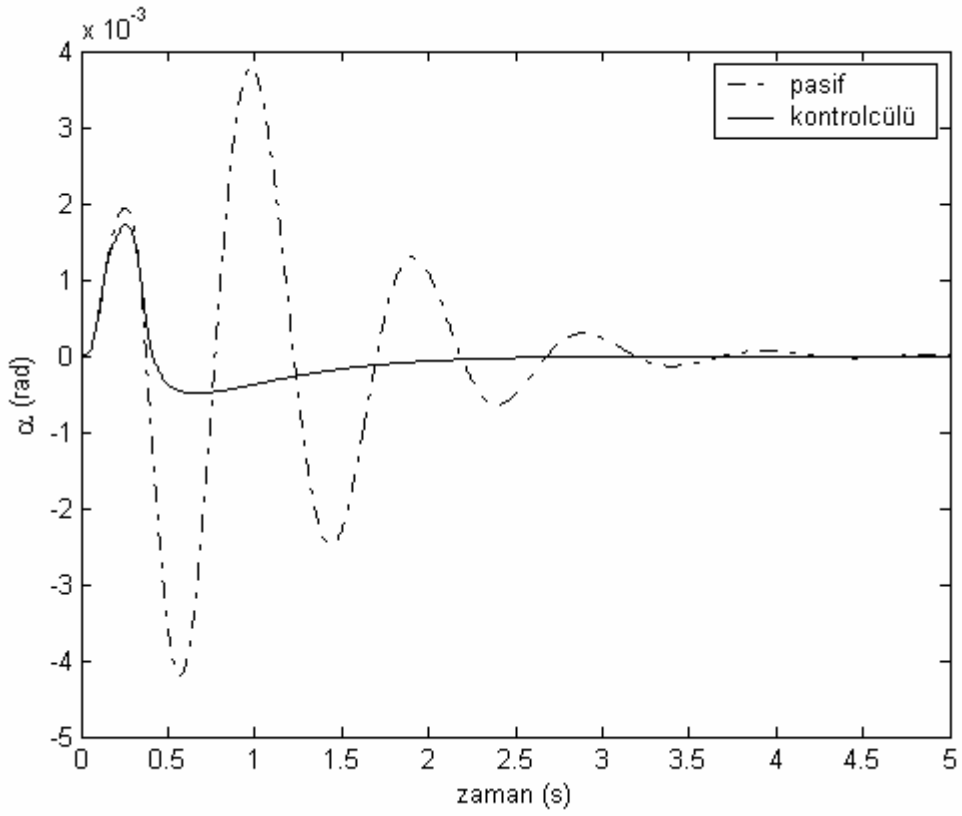
Şekil 6.7-9'da birinci yol girişi için, sırasıyla taşıt gövdesi düşey hareketi, kafa vurma hareketi ve yalpalama hareketi verilmektedir. Birinci yol durumunda süspansiyon sapmalarının maksimum değerleri düşük mertebelerde seyrettiği için LPD kontrolcünün ilgisi ağırlıklı olarak gövdenin düşey hareketinde ve ivmesinde, kafa vurma hareketinde ve ivmesinde ve yalpalama hareketinde ve ivmesindedir. Şekil 6.7-9'dan, kontrolcülü durumda oluşan titreşimlerin 1.5 sn civarında sönümlendiği ve titreşim genliklerinin kayda değer biçimde azaldığı görülmektedir. Şekil 6.10-12'de ise gövdenin düşey ivmelenmesi, kafa vurma ivmelenmesi ve yalpalama ivmelenmesi verilmektedir. Şekil 6.10-12'den, kontrolcülü durumda oluşan ivme titreşimlerinin 0.8 sn civarında sönümlendiği ve genliklerinin güzel bir şekilde bastırıldığı görülmektedir. Şekil 6.13'de ön sağ tekerlek dinamik kuvveti verilmiştir. Bu çalışmada konfor ve süspansiyon sapması problemine odaklanıldığından yani LPD kontrolcü tasarlanırken yol tutuş performansı göz önüne alınmadığından tekerlek deformasyonu titreşimlerinin genlikleri azaltılamamış ancak yine de titreşim süresi azaltılabilmektedir.



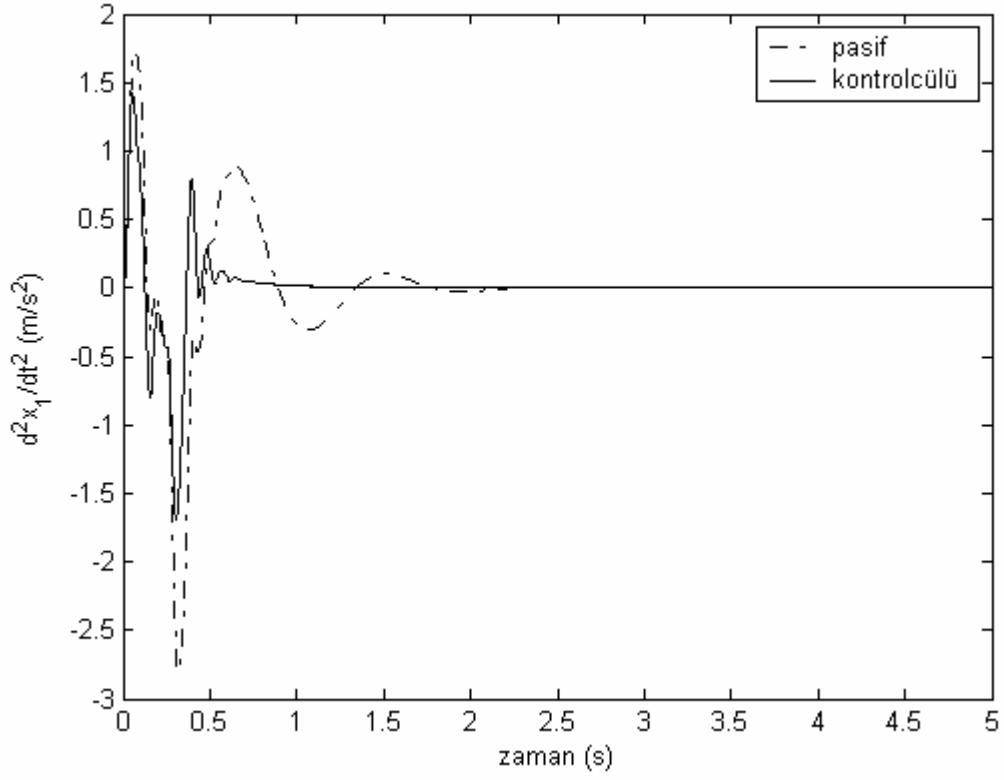
Şekil 6.7 Birinci yol girişi için gövdenin düşey hareketi



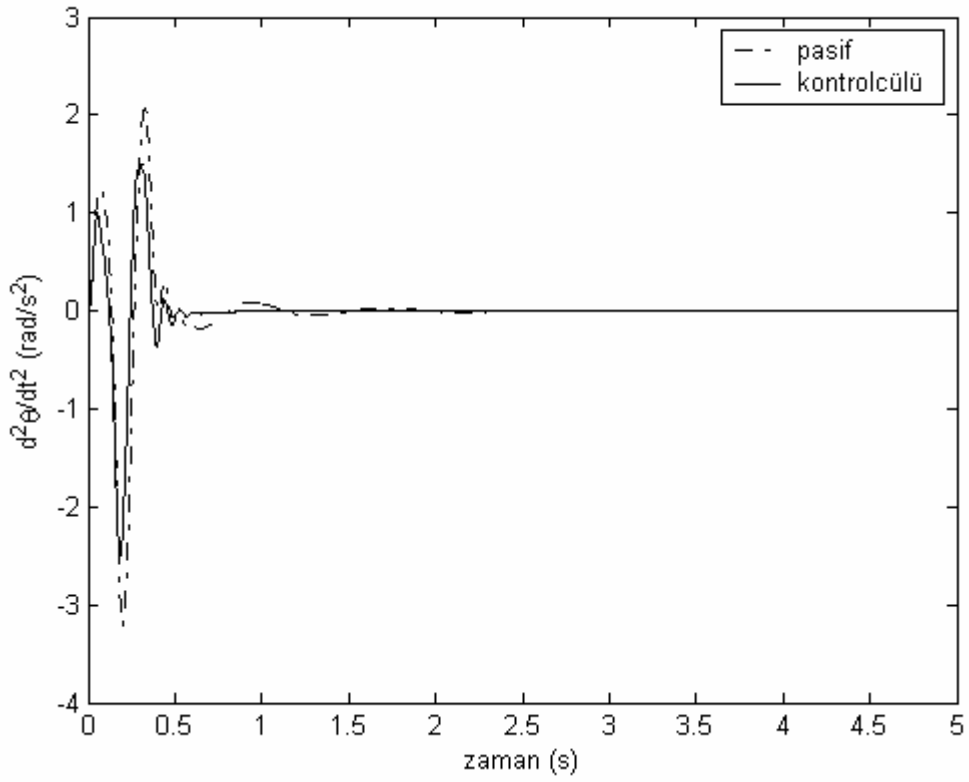
Şekil 6.8 Birinci yol girişi için kafa vurma hareketi



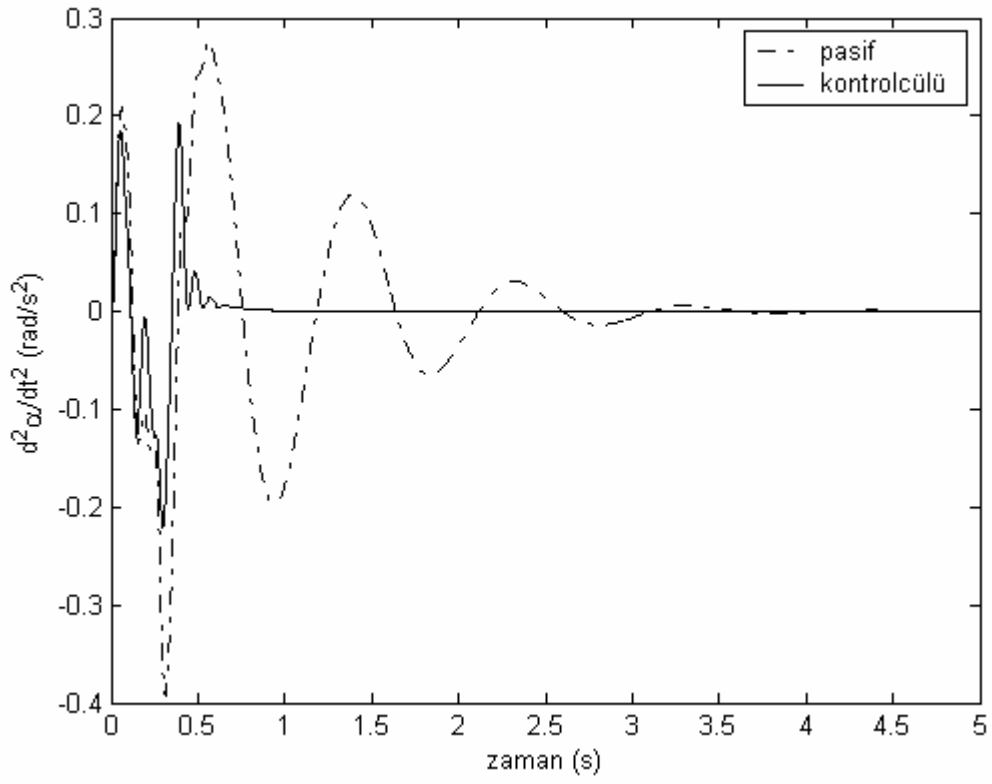
Şekil 6.9 Birinci yol girişi için yalpalama hareketi



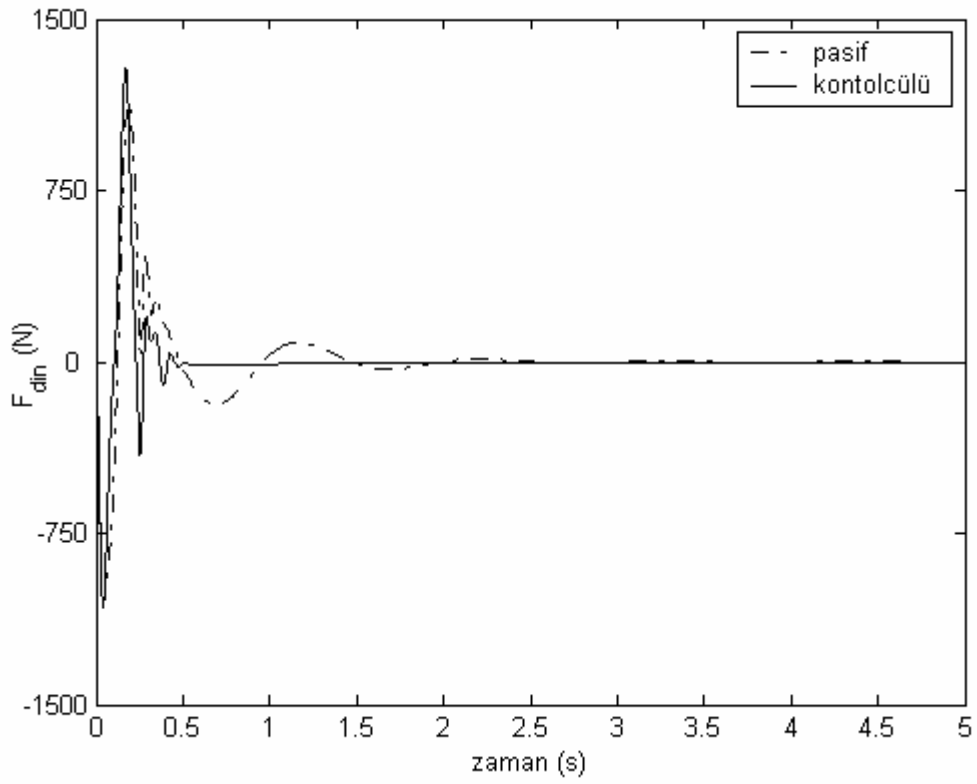
Şekil 6.10 Birinci yol girişi için gövdenin düşey ivmelenmesi



Şekil 6.11 Birinci yol girişi için kafa vurma ivmelenmesi

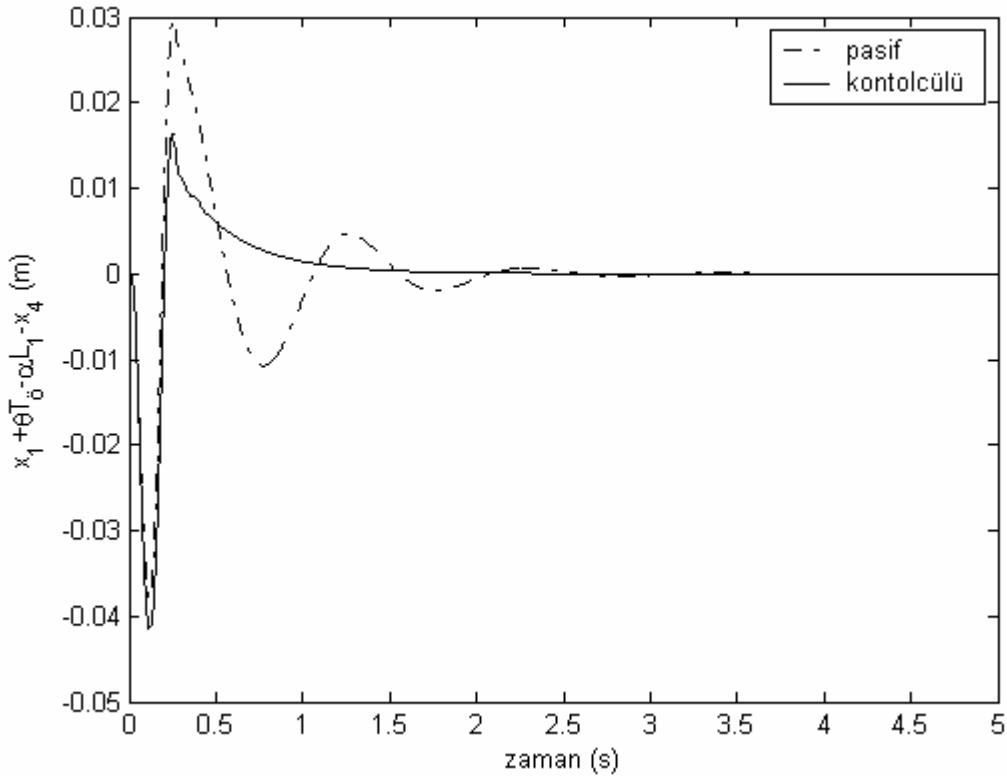


Şekil 6.12 Birinci yol girişi için yalpalama ivmelenmesi

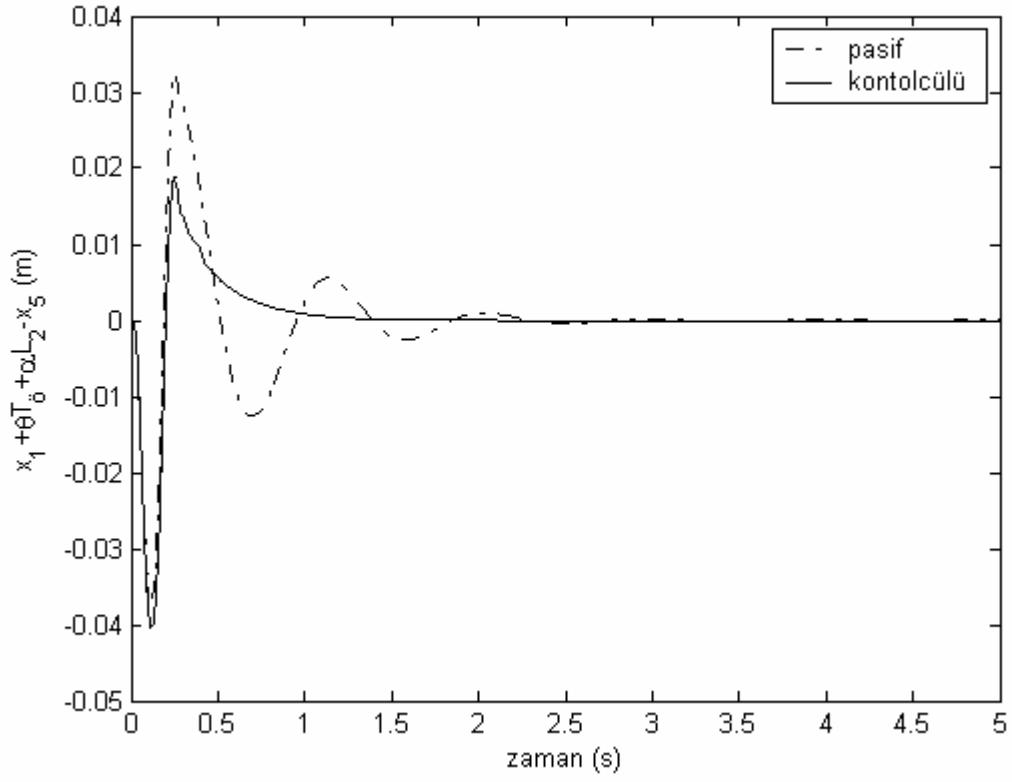


Şekil 6.13 Birinci yol girişi için ön sağ tekerlek dinamik kuvveti

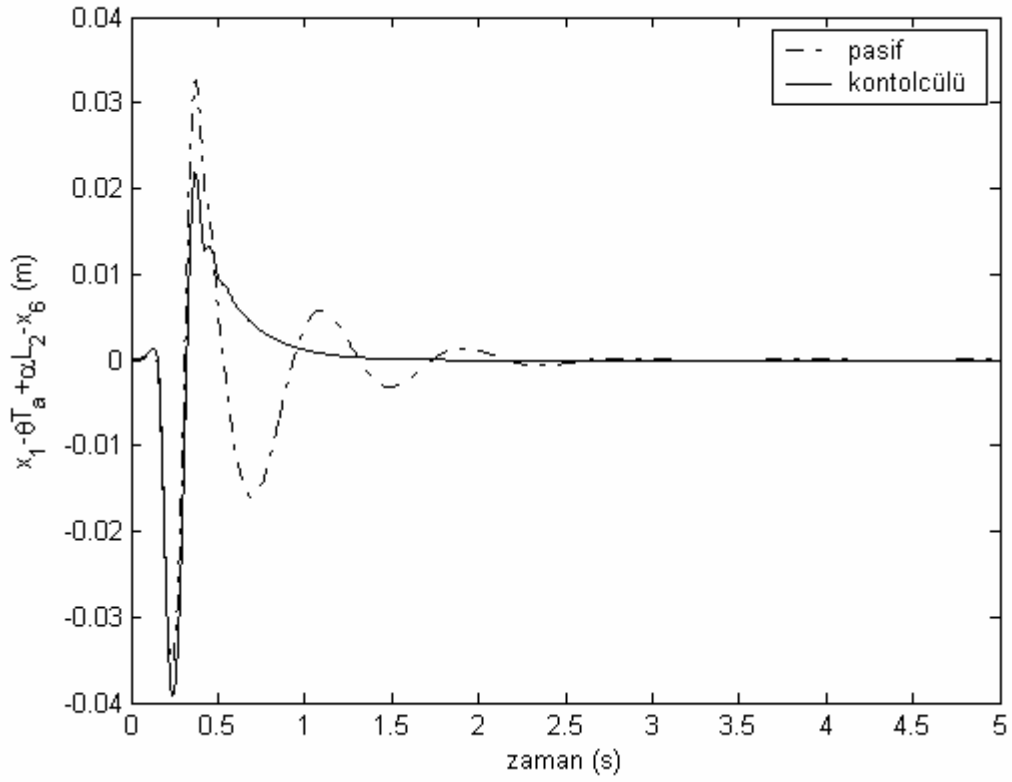
Şekil 6.14-17’de sırasıyla birinci yol girişi için ön sağ süspansiyon sapması, ön sol süspansiyon sapması, arka sol süspansiyon sapması ve arka sağ süspansiyon sapması cevapları verilmektedir. Birinci yol girişi 5 cm yüksekliğinde sinüzoidal bir tümsek olduğundan, süspansiyon sapmalarının maksimum değerleri fazla aşım yapmamaktadır bunun için bir programlama parametresi süspansiyon sapmalarının maksimum değerleri olan LPD kontrolcünün birinci yol girişinde ağırlıklı ilgisi konforu iyileştirmektedir. Bu yüzden birinci yol girişi süspansiyon sapması cevaplarında titreşim genlikleri pasif duruma göre daha büyüktür. Ama titreşim süresini oldukça iyi bir şekilde azaltmıştır. Şekil 6.18’de ise birinci yol girişinde uygulanan kontrolcü kuvvetleri verilmektedir. Kontrol kuvvetlerinin maksimumu yaklaşık 700 N civarındadır. Buradan kontrol kuvvetlerinin etkin olduğu aralığın yaklaşık 2.2 s olduğu görülmektedir.



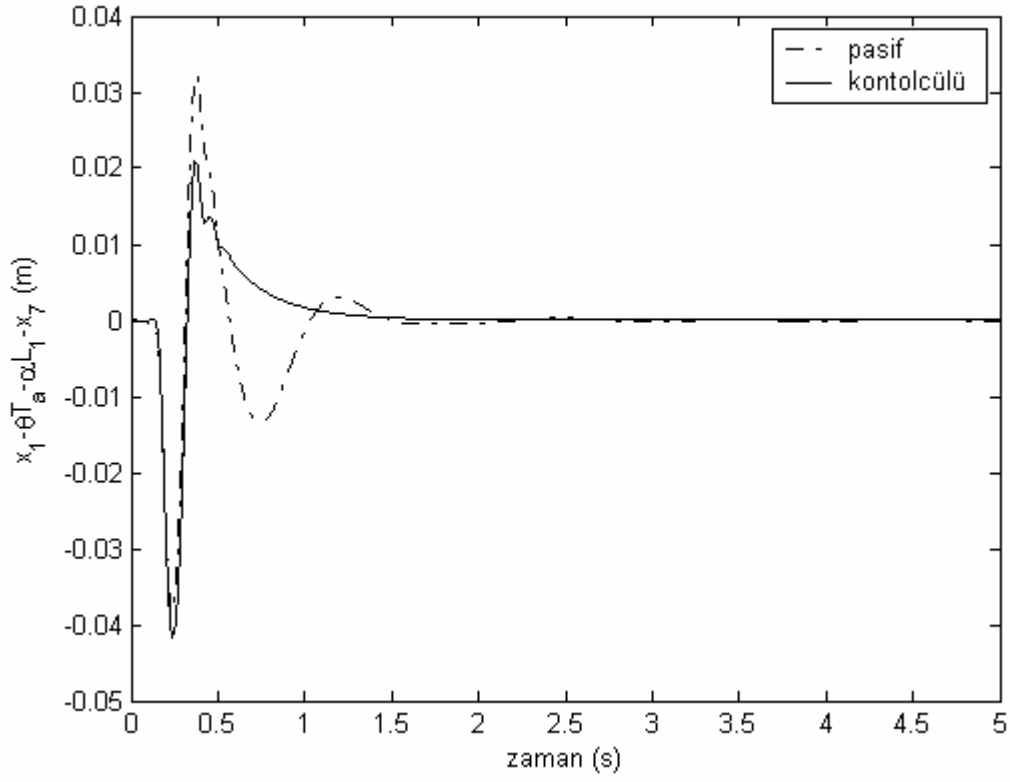
Şekil 6.14 Birinci yol girişi için ön sağ süspansiyon sapması



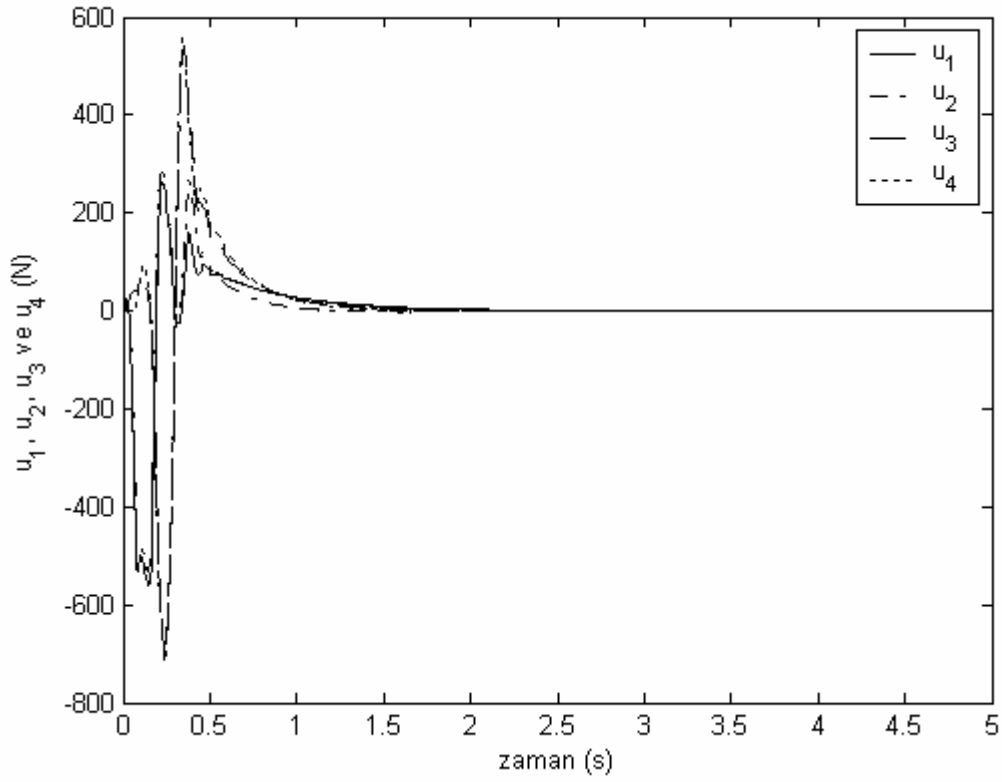
Şekil 6.15 Birinci yol girişi için ön sol süspansiyon saptması



Şekil 6.16 Birinci yol girişi için arka sol süspansiyon saptması

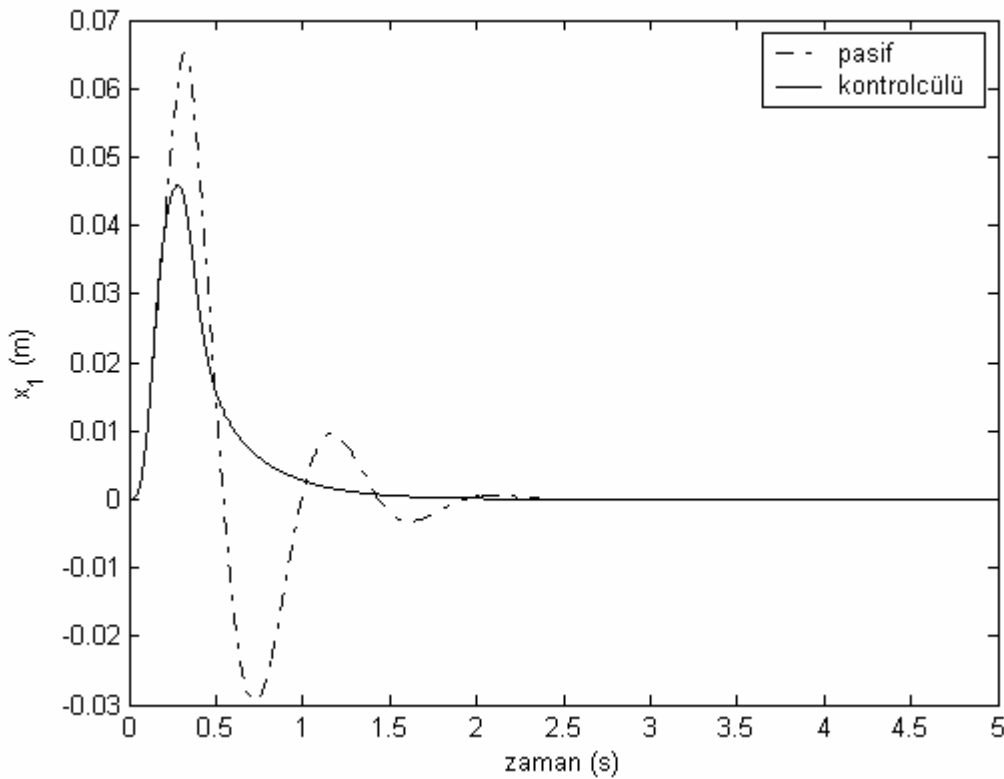


Şekil 6.17 Birinci yol girişi için arka sağ süspansiyon sapması

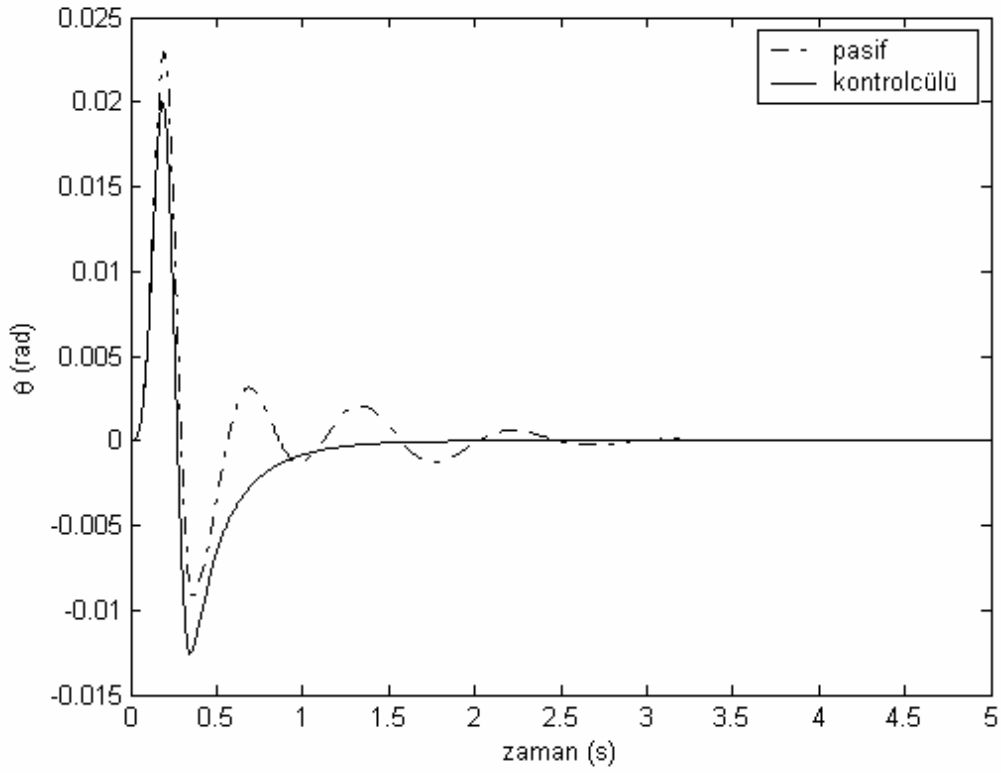


Şekil 6.18 Birinci yol girişi için kontrolcü kuvvetleri

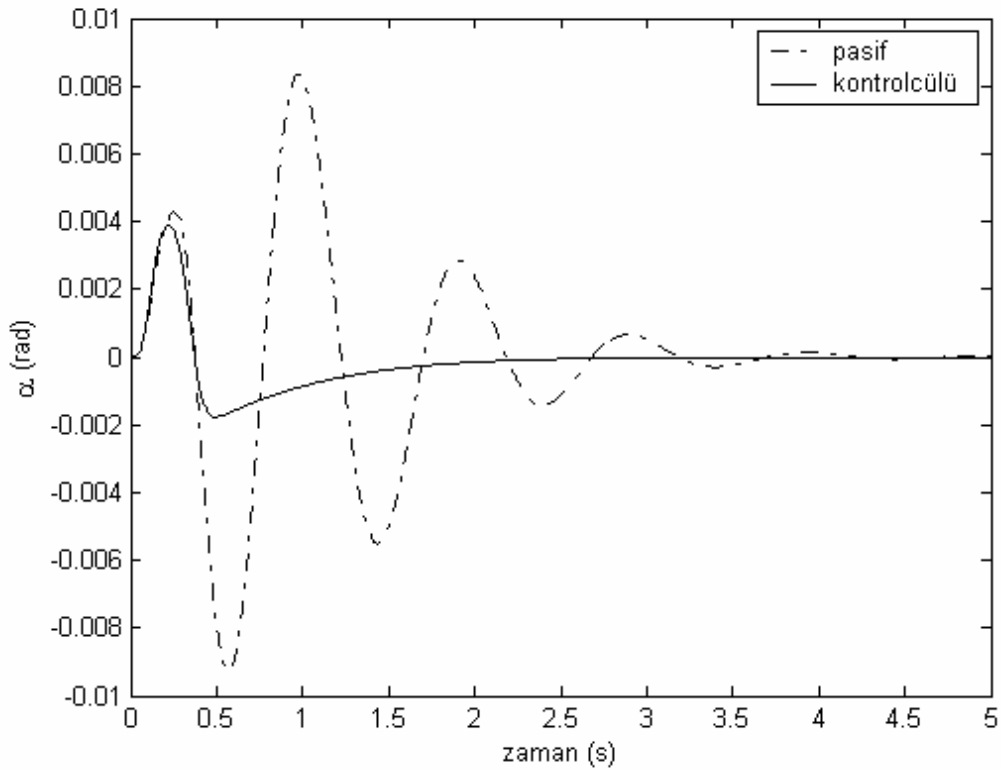
Şekil 6.19-21’de İkinci yol girişi için, sırasıyla taşıt gövdesi düşey hareketi, kafa vurma hareketi ve yalpalama hareketi verilmektedir. İkinci yol durumunda süspansiyon sapmalarının maksimum değerleri birinci yol durumuna göre daha yüksek mertebelerde seyrettiği için LPD kontrolcünün ilgisi konfordan daha ziyade bu kez ağırlıklı olarak süspansiyon sapmalarındadır. Buna rağmen, Şekil 6.19-21’den kontrolcülü durumda oluşan titreşimlerin 1.5 sn civarında sönümlendiği ve gövdenin düşey hareketi ile yalpalama hareketinin titreşim genliklerinin birinci yol girişinde olduğu kadar iyi olmasa da iyi bir şekilde azaldığı görülmektedir. Şekil 6.22-24’de ise ikinci yol girişi için gövdenin düşey ivmelenmesi, kafa vurma ivmelenmesi ve yalpalama ivmelenmesi verilmektedir. Şekil 6.22-24’den, kontrolcülü durumda oluşan ivme titreşimlerinin 0.8 sn civarında sönümlendiği ve gövdenin düşey ivmelenmesi ile yalpalama ivmelenmesinin genliklerinin güzel bir şekilde bastırıldığı kafa vurma ivmelenmesi genliğinde ise fazla bir iyileşmenin olmadığı görülmektedir. Şekil 6.25’de ise ikinci yol girişi için ön sağ tekerlek dinamik kuvveti verilmiştir. Tasarlanan LPD kontrolcülü aktif süspansiyon, kötü yol şartlarında sertleştiğinden, yani ilgisini süspansiyon sapması performansına yönelttiğinden, beklendiği gibi tekerlek deformasyonu birinci yol girişi durumundan daha kötü olmuştur ama yine de titreşim süresini önemli ölçüde azaltmaya kabil olmuştur.



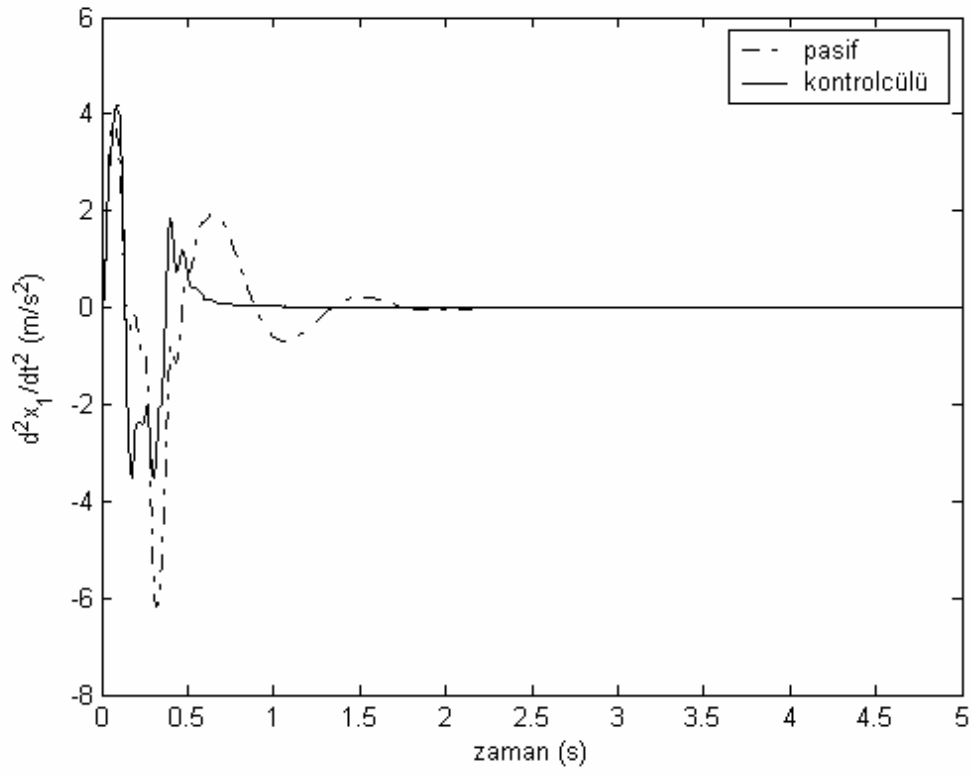
Şekil 6.19 İkinci yol girişi için gövdenin düşey hareketi



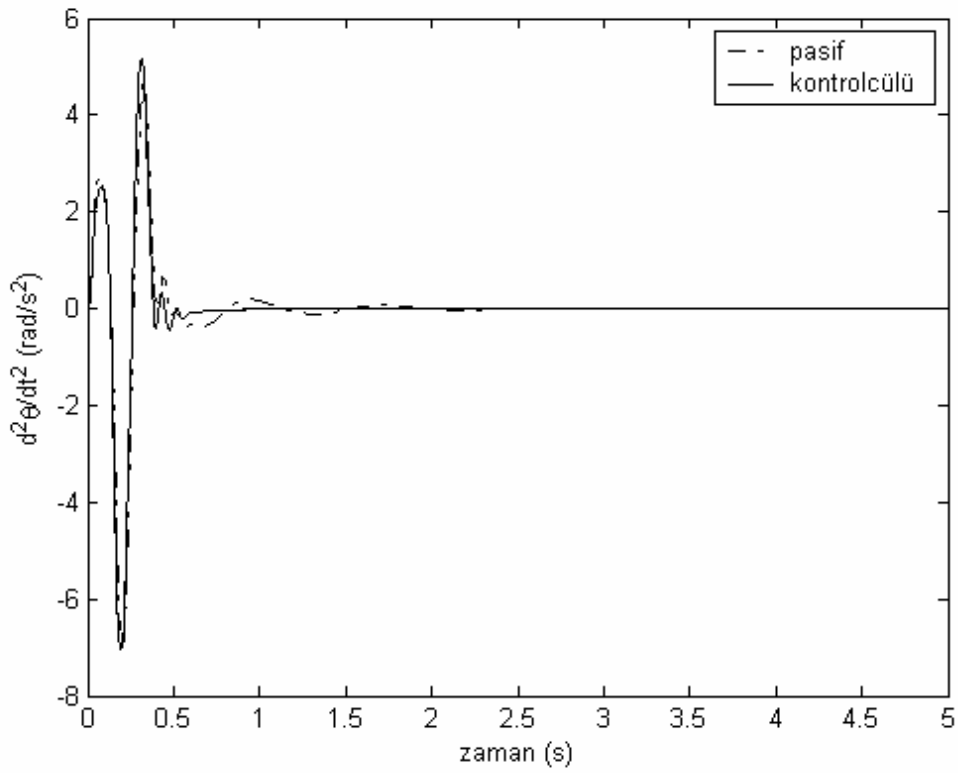
Şekil 6.20 İkinci yol girişi için gövdenin kafa vurma hareketi



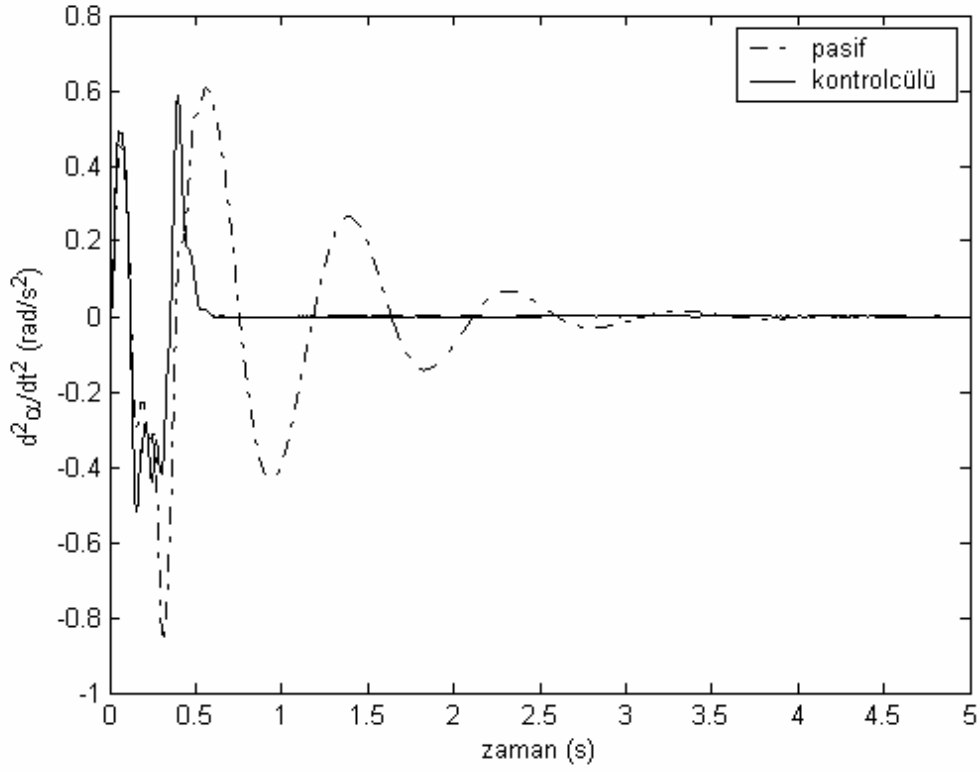
Şekil 6.21 İkinci yol girişi için gövdenin yalpalama hareketi



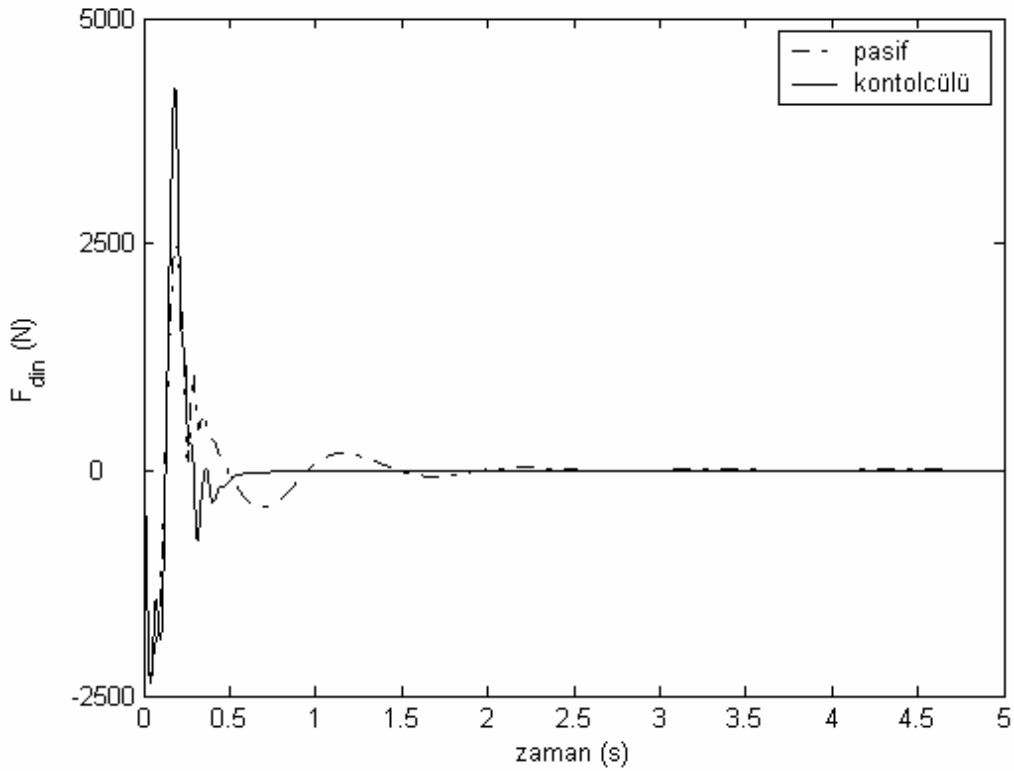
Şekil 6.22 İkinci yol girişi için gövdenin düşey ivmelenmesi



Şekil 6.23 İkinci yol girişi için gövdenin kafa vurma ivmelenmesi

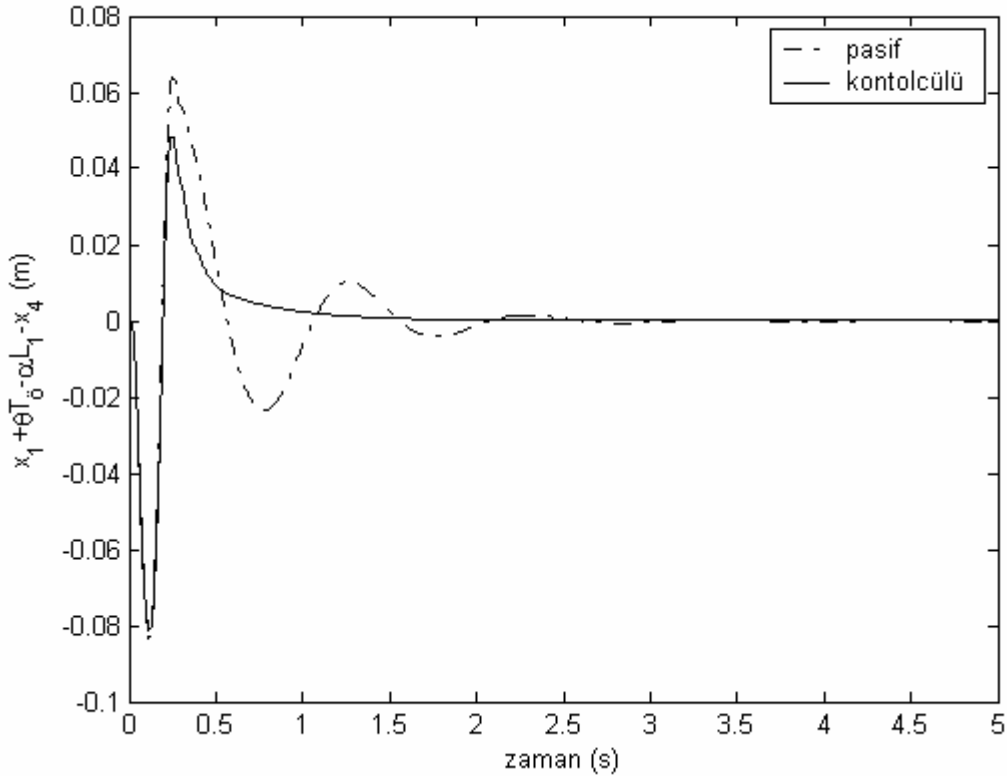


Şekil 6.24 İkinci yol girişi için gövdenin yalpalama ivmelenmesi

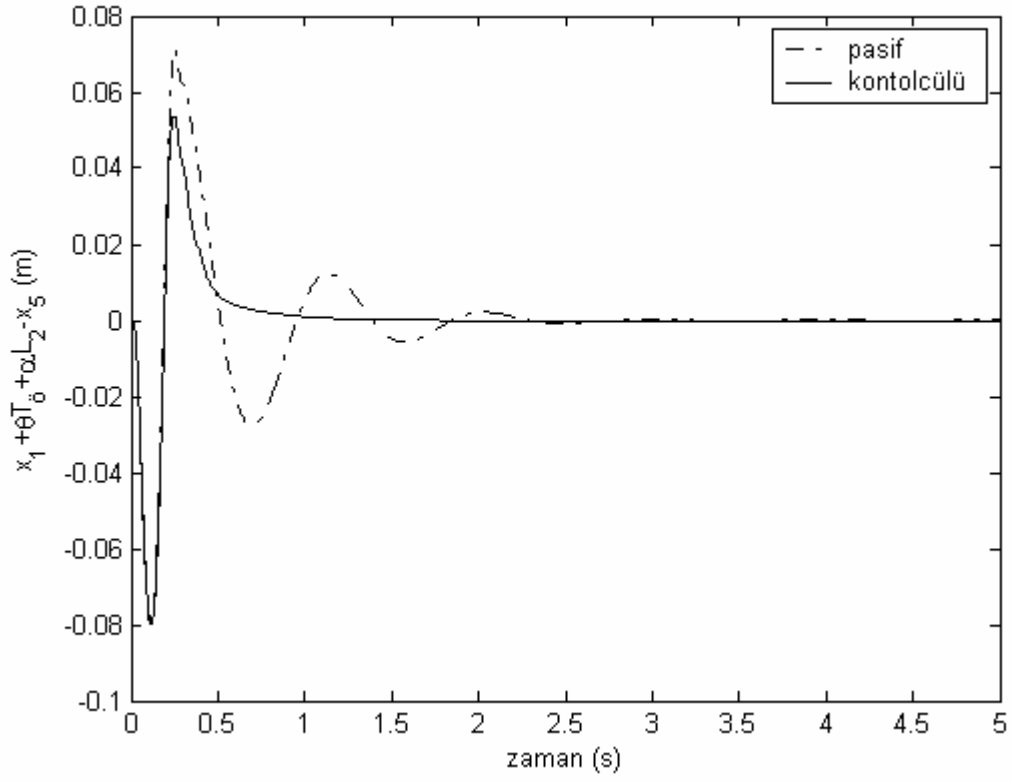


Şekil 6.25 İkinci yol girişi için ön sağ tekerlek dinamik kuvveti

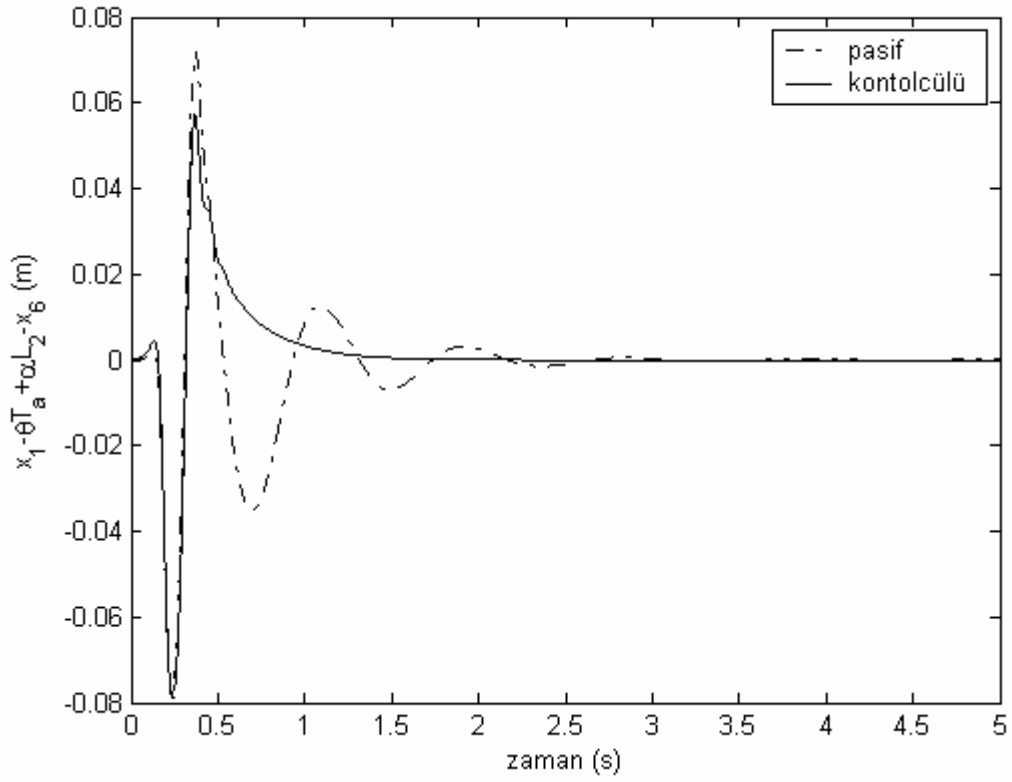
Şekil 6.26-29'da sırasıyla ikinci yol girişi için ön sağ süspansiyon sapması, ön sol süspansiyon sapması, arka sol süspansiyon sapması ve arka sağ süspansiyon sapması cevapları verilmektedir. Süspansiyon sapma aralığı genlikleri büyük ölçüde yol girişine bağlı olduğundan, süspansiyon sapmalarının maksimum değerleri fazla aşımalar yapmamaktadır. Bunun için, bir programlama parametresi süspansiyon sapmalarının maksimum değerleri olan LPD kontrolcü ikinci yol girişinde bu kez ağırlıklı ilgisini süspansiyon sapması performansına yöneltmiştir. Birinci yol girişi için süspansiyon sapması cevaplarında kontrolcü süspansiyon sapması titreşim sürelerini önemli ölçüde azaltmasına karşın genlik değerleri pasif duruma göre daha fazlaydı. Ancak ikinci yol girişinde LPD kontrolcü ağırlıklı olarak süspansiyon sapması performansına odaklandığı için süspansiyon sapması titreşim süresiyle birlikte genlikleri de azaltılmıştır. Şekil 6.30'da ise İkinci yol girişinde uygulanan kontrolcü kuvvetleri verilmektedir. Kontrol kuvvetlerinin maksimumu bu kez yaklaşık 1700 N civarındadır. Buradan kontrol kuvvetlerinin etkin olduğu aralığın yaklaşık 2.2 s olduğu görülmektedir.



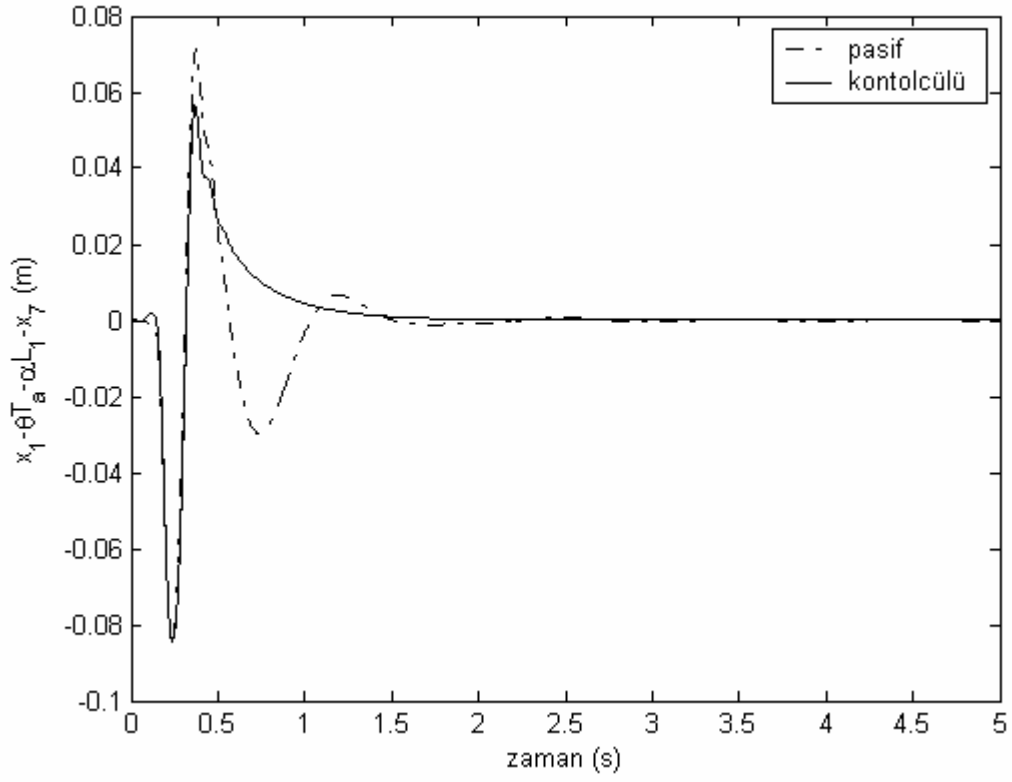
Şekil 6.26 İkinci yol girişi için ön sağ süspansiyon sapması



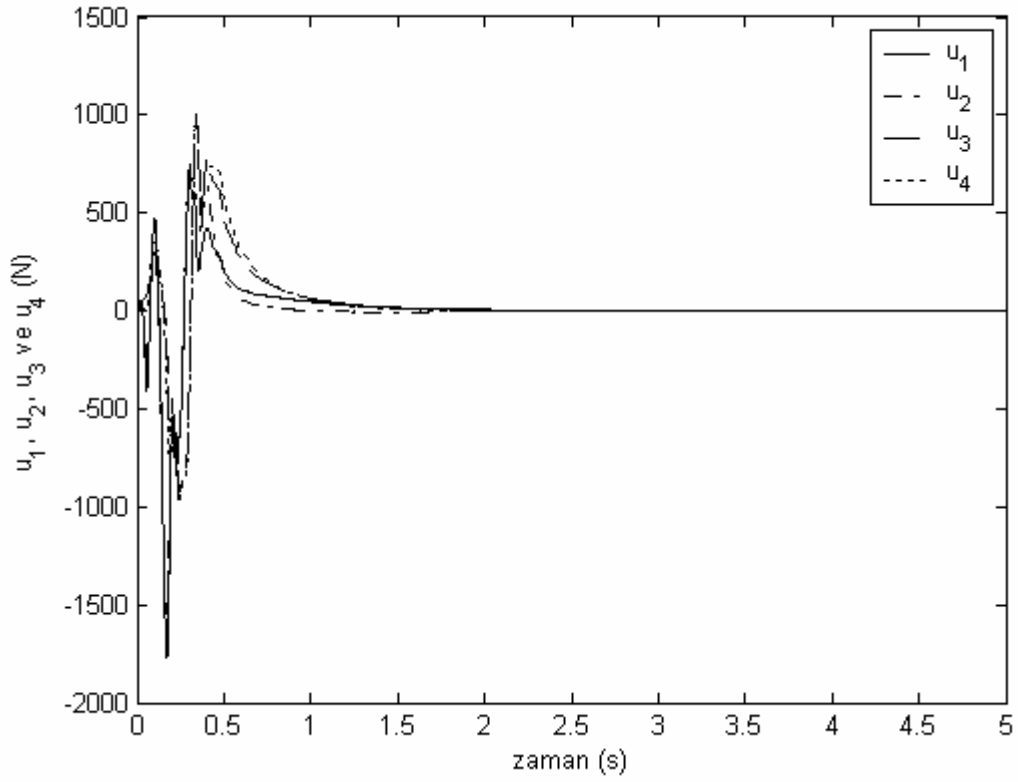
Şekil 6.27 İkinci yol girişi için ön sol süspansiyon sapması



Şekil 6.28 İkinci yol girişi için arka sol süspansiyon sapması



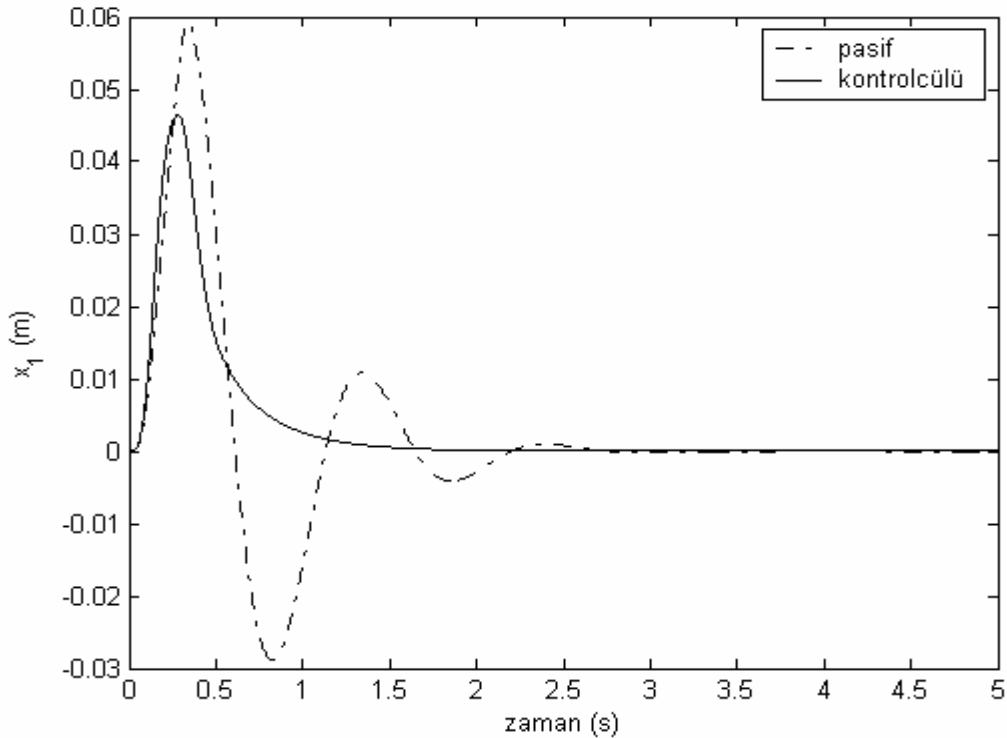
Şekil 6.29 İkinci yol girişi için arka sağ süspansiyon sapması



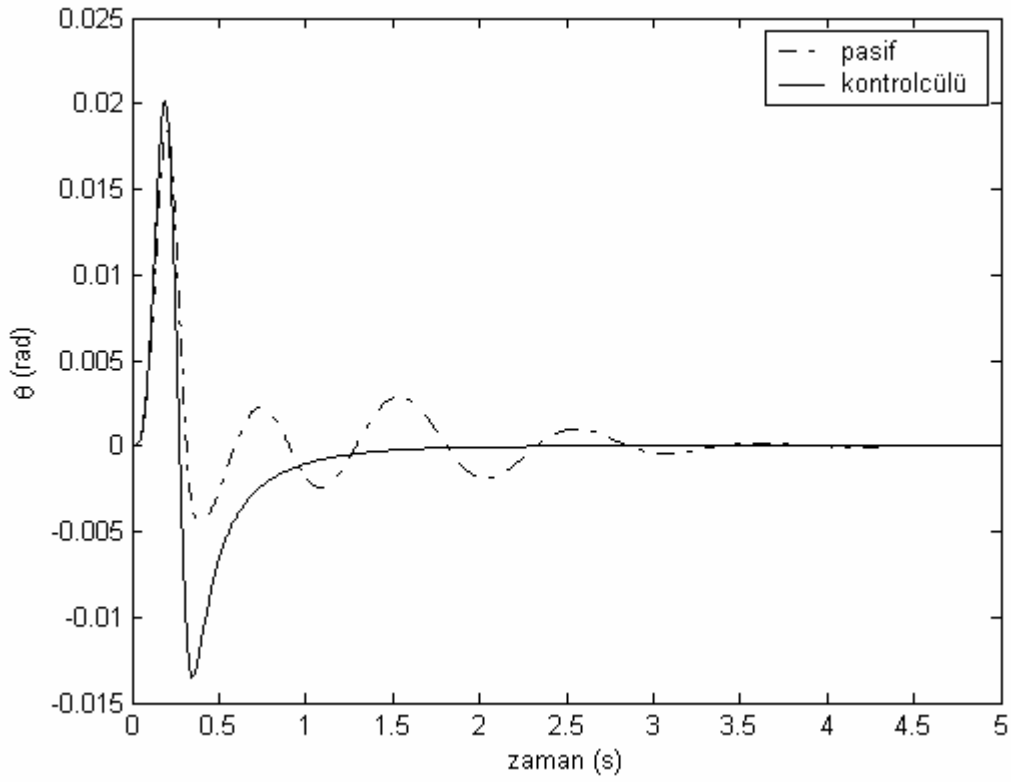
Şekil 6.30 İkinci yol girişi için kontrolcü kuvvetleri

6.7.1 Kütle değişimine duyarlı LPD kontrolcünün kötü hal performansı

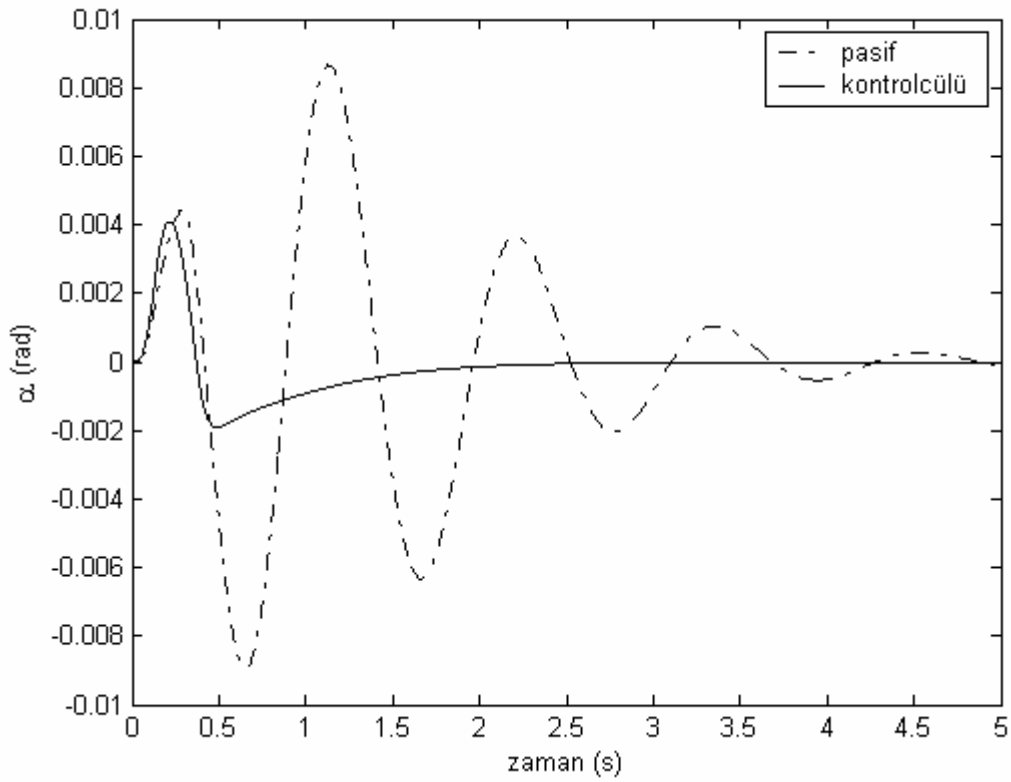
Bölüm 2’de elde edilen sonuçlardan en önemlisi, taşıt gövdesi kütesinin artmasının süspansiyon sapması performansına kötü yönde bir etkisi olduğu yönündeydi. Pratikte de süspansiyon elemanlarının hasar aldığı durumlar genellikle taşıt tam dolu olduğu zamanlarda ve kötü yol şartlarında ortaya çıkmaktadır. Bunun için bu kısımda, tasarlanan taşıt gövdesi kütle değişimine duyarlı LPD kontrolcü taşıt tam yüklü durumdayken, Şekil 6.6’da verilen 11 cm yüksekliğindeki yol girişiyle test edilmiştir. Bu kötü hal durumunda da LPD kontrolcünün ilgisi büyük bir ağırlıkla süspansiyon sapması performansındadır. Bunun için Şekil 6.31-33’de verilen gövde düşey hareketi, kafa vurma hareketi ve yalpalama hareketi titreşim genlikleri daha yüksek mertebelerde olmaktadır. Burada kontrolcü daha yüksek kazançlara ihtiyaç duyduğundan cevaplardaki yükselme zamanının azalması dikkat çekicidir. Şekil 6.34-36’da verilen gövde düşey ivmelenmesi, kafa vurma ivmelenmesi ve yalpalama ivmelenmesi cevapları da benzer şekildedir. LPD kontrolcünün ilgisi süspansiyon sapması performansında olmasına rağmen yine de düşey ivmelenme ve yalpalama genlikleri pasif duruma göre daha düşüktür. Titreşim süresi olarak da yaklaşık 0.75 saniyelik bir sürede titreşimler sönümlenmiştir. Şekil 6.37’de verilen sağ ön tekerlek dinamik kuvveti genlikleri beklendiği gibi pasif durumdan daha yüksektir, ancak LPD kontrolcü titreşim süresini burada da kayda değer bir şekilde azaltmıştır.



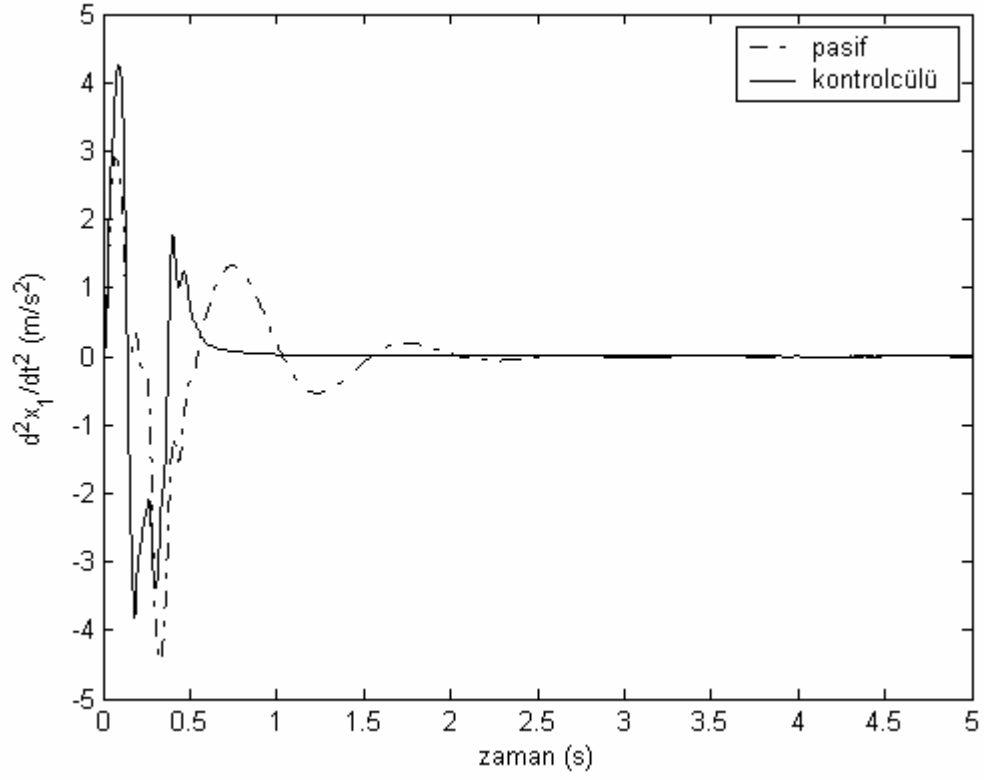
Şekil 6.31 Tam yükleme durumunda taşıt gövdesinin düşey hareketi



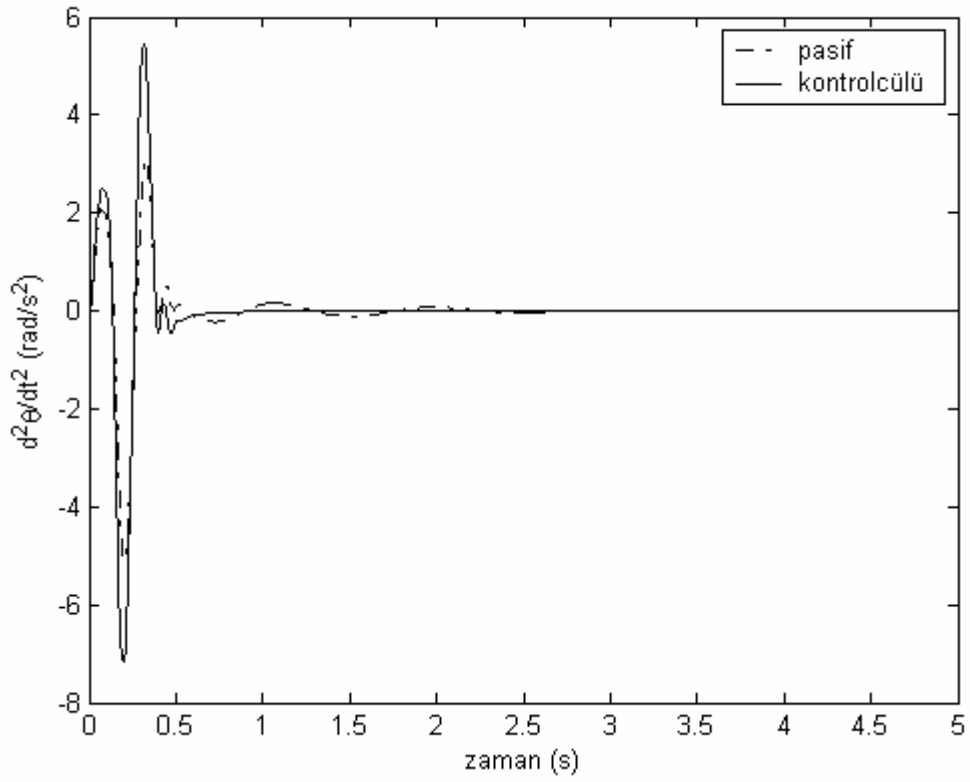
Şekil 6.32 Tam yükleme durumunda kafa vurma hareketi



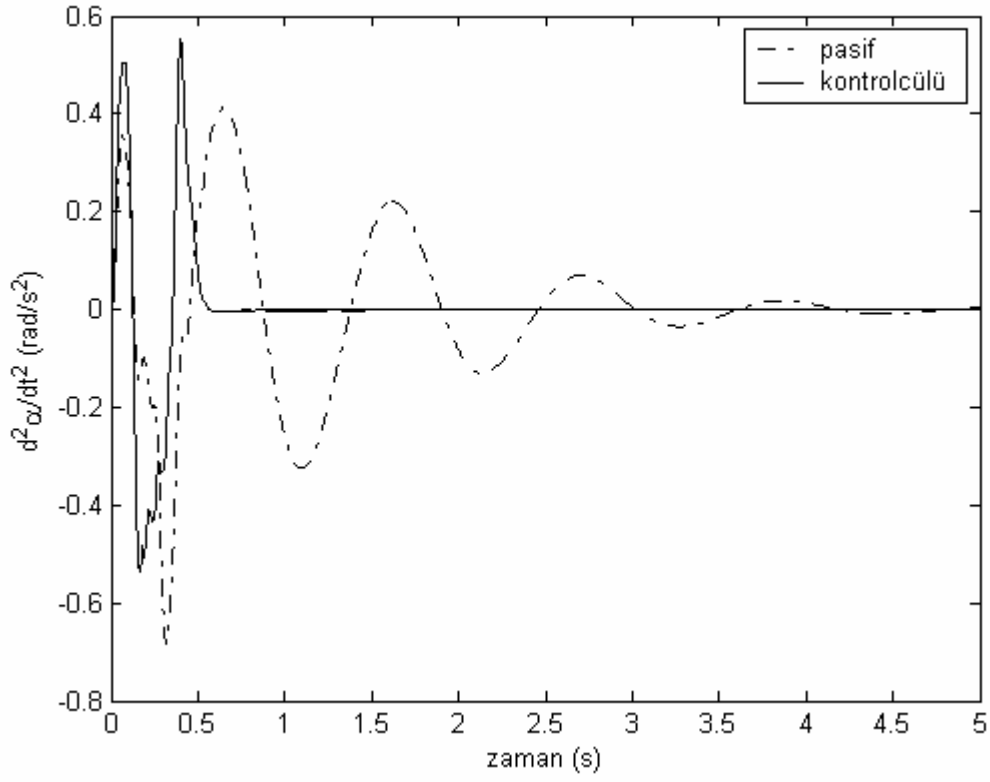
Şekil 6.33 Tam yükleme durumunda yalpalama hareketi



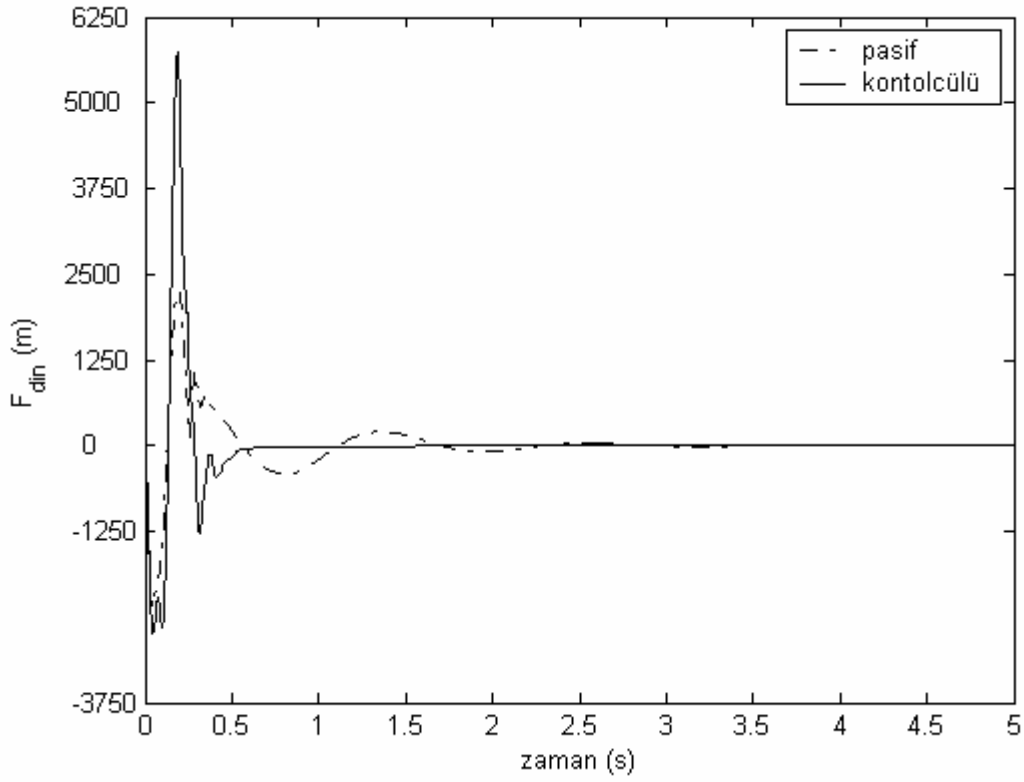
Şekil 6.34 Tam yükleme durumunda gövdenin düşey ivmelenmesi



Şekil 6.35 Tam yükleme durumunda gövdenin kafa vurma ivmelenmesi

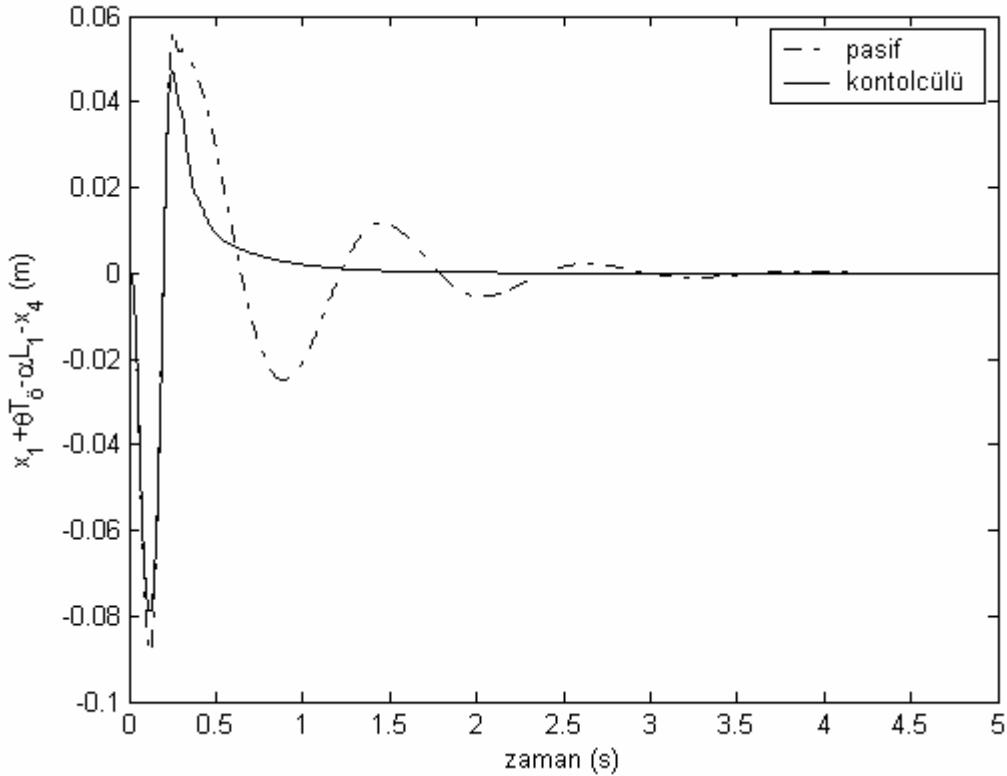


Şekil 6.36 Tam yükleme durumunda gövdenin yalpalama ivmelenmesi

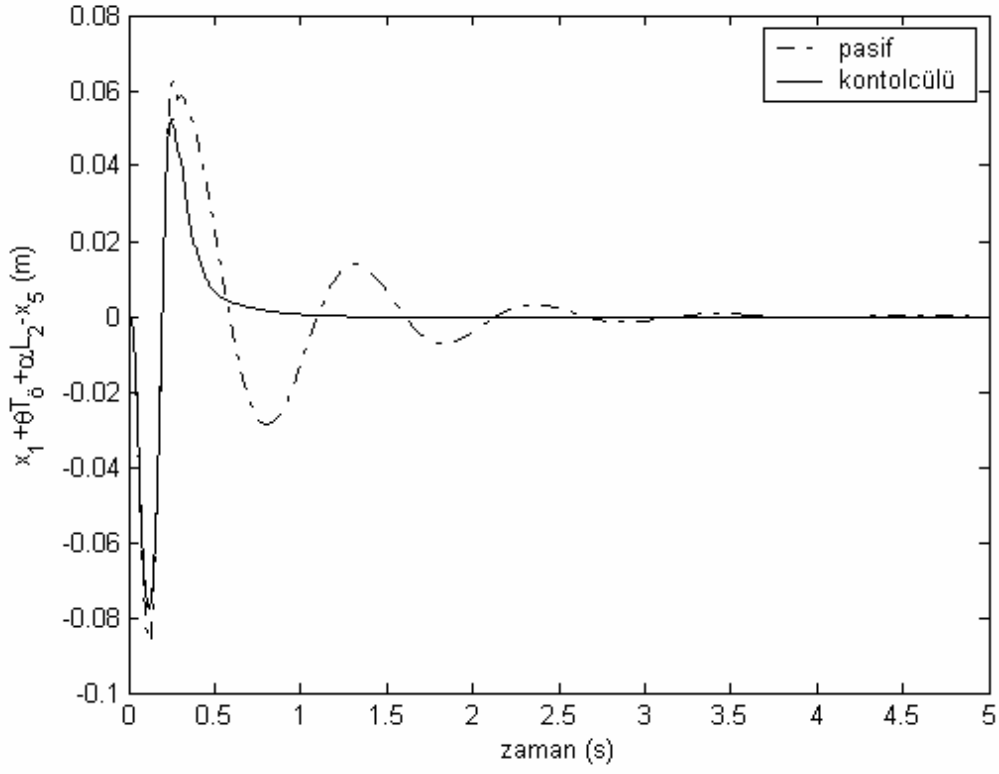


Şekil 6.37 Tam yükleme durumunda ön sağ tekerlek dinamik kuvveti

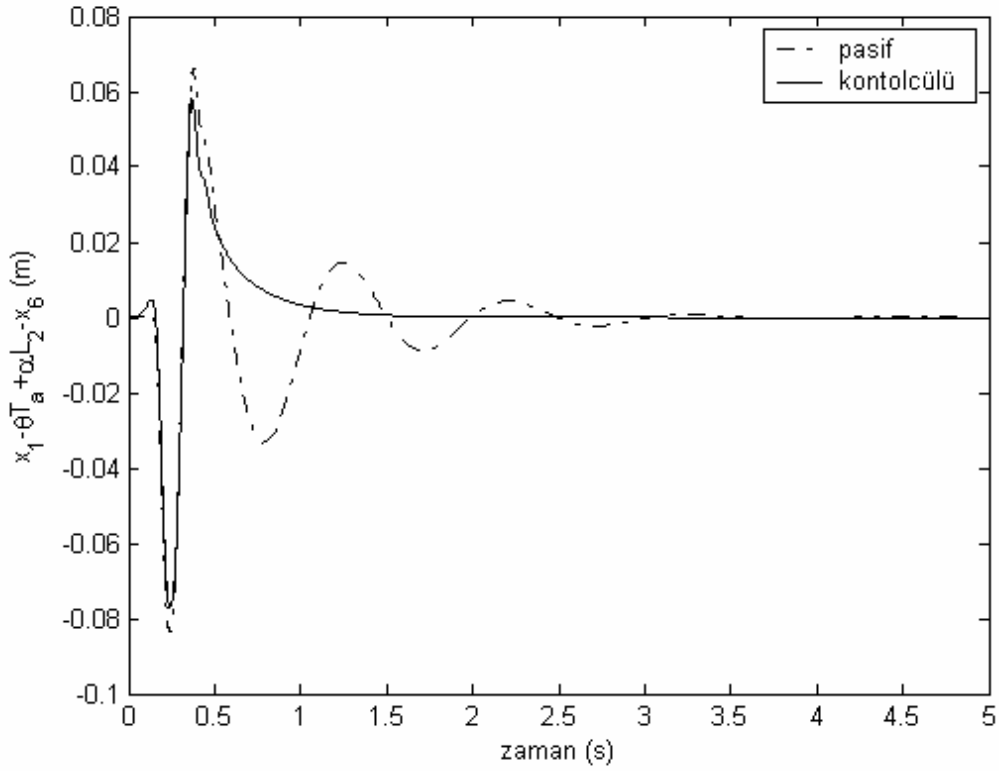
Şekil 6.38-41'de tam yükleme durumunda, Şekil 6.6'da verilen 11 cm yüksekliğindeki sinüzoidal yol girişi için sırasıyla, ön sağ süspansiyon sapması, ön sol süspansiyon sapması, arka sol süspansiyon sapması ve arka sağ süspansiyon sapması cevapları verilmektedir. Süspansiyon sapma aralığı genlikleri büyük ölçüde yol girişine ve taşıt gövdesi kütlelerine bağlı olduğundan, pasif durumundaki süspansiyon sapmalarının maksimum değerleri önceki analizlerdekinden daha büyük mertebelerde olduğu görülmektedir. Ancak ikinci yol girişi için tam yükleme durumunda, LPD kontrolcü ilgisini ağırlıklı olarak süspansiyon sapması performansına yöneltmiş durumdadırlar. Bunun için, programlama parametreleri süspansiyon sapmalarının maksimum değerleri ve taşıt gövdesi kütlesi olan LPD kontrolcü bu durumda süspansiyon sapması titreşimlerinin genlikleri kayda değer bir şekilde azaltmayı başarmıştır. Şekil 6.42'de ise tam yükleme durumunda, uygulanan kontrolcü kuvvetleri verilmektedir. Kontrol kuvvetlerinin maksimum değeri, taşıt gövdesi kütlesi arttığından bu kez daha büyük değerdedir. Bu değer yaklaşık 3200 N civarındadır. Buradan kontrol kuvvetlerinin etkin olduğu aralığın yaklaşık 1.9 saniye olduğu görülmektedir.



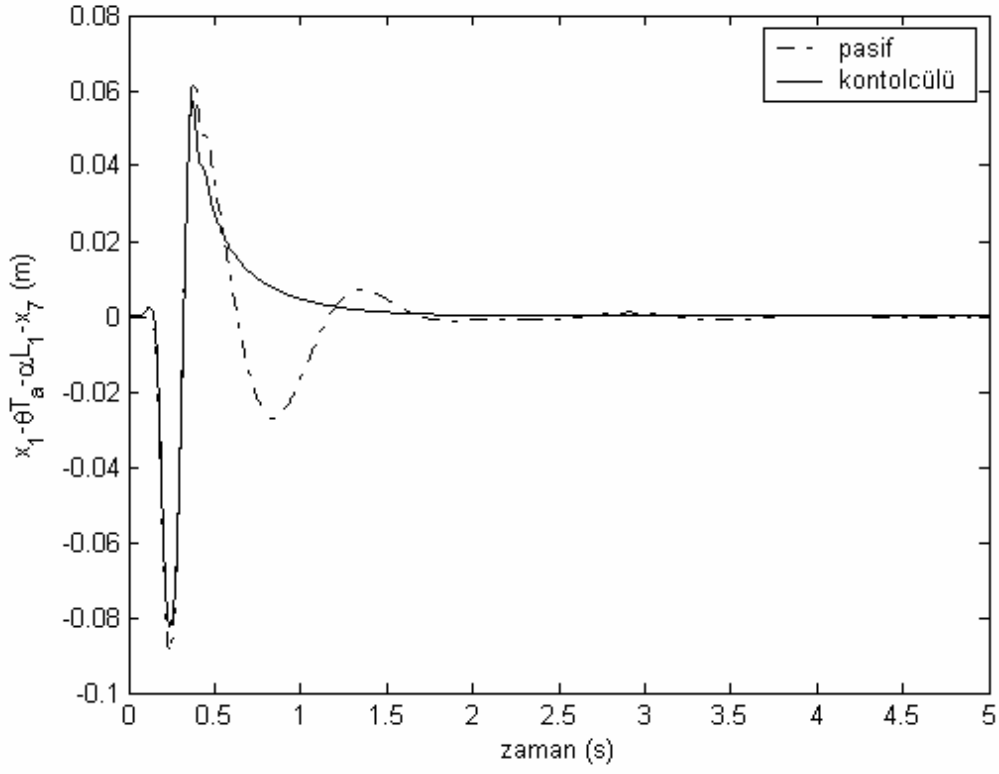
Şekil 6.38 Tam yükleme durumunda ön sağ süspansiyon sapması



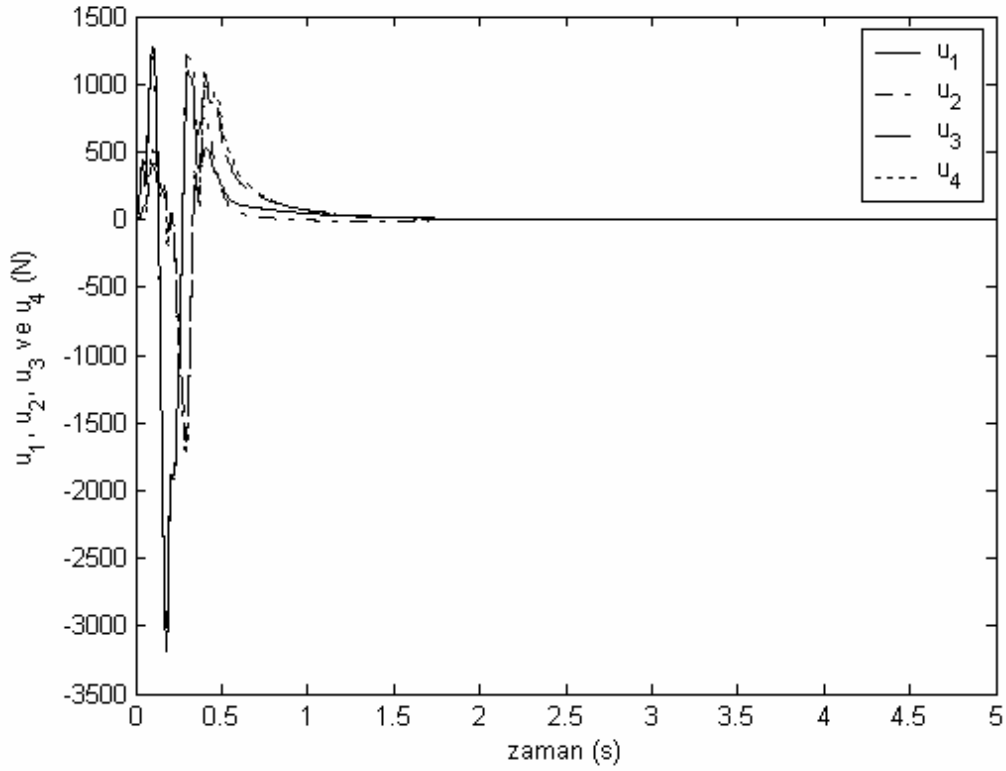
Şekil 6.39 Tam yükleme durumunda ön sol süspansiyon sapsması



Şekil 6.40 Tam yükleme durumunda arka sol süspansiyon sapsması

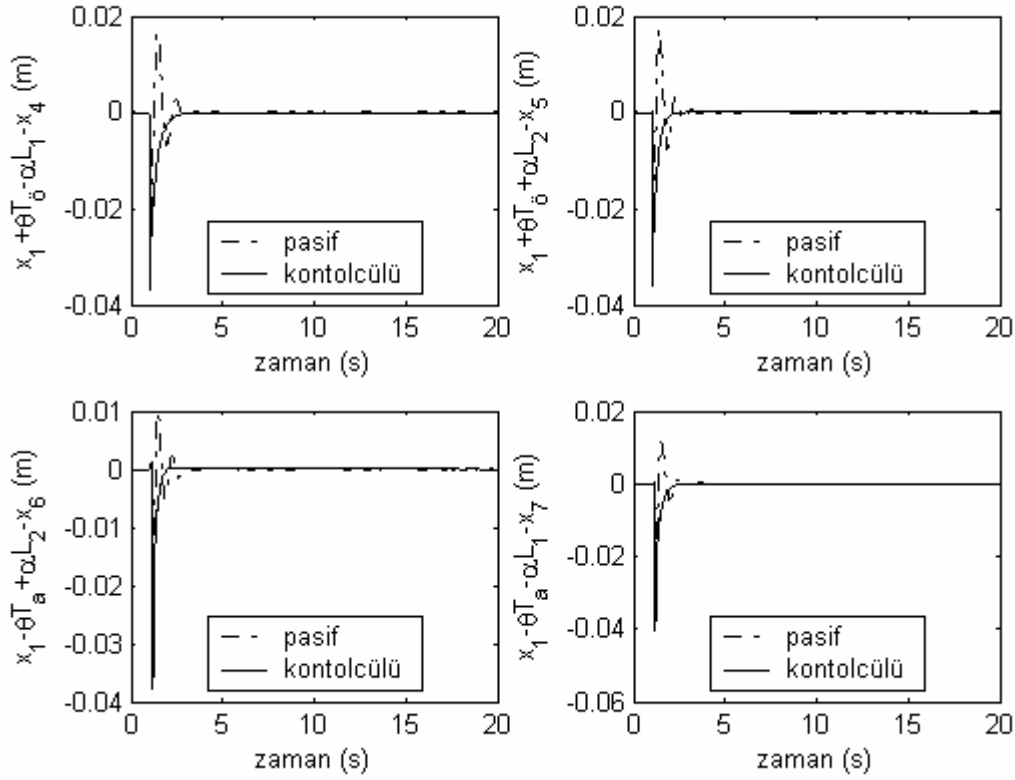


Şekil 6.41 Tam yükleme durumunda arka sağ süspansiyon sapması



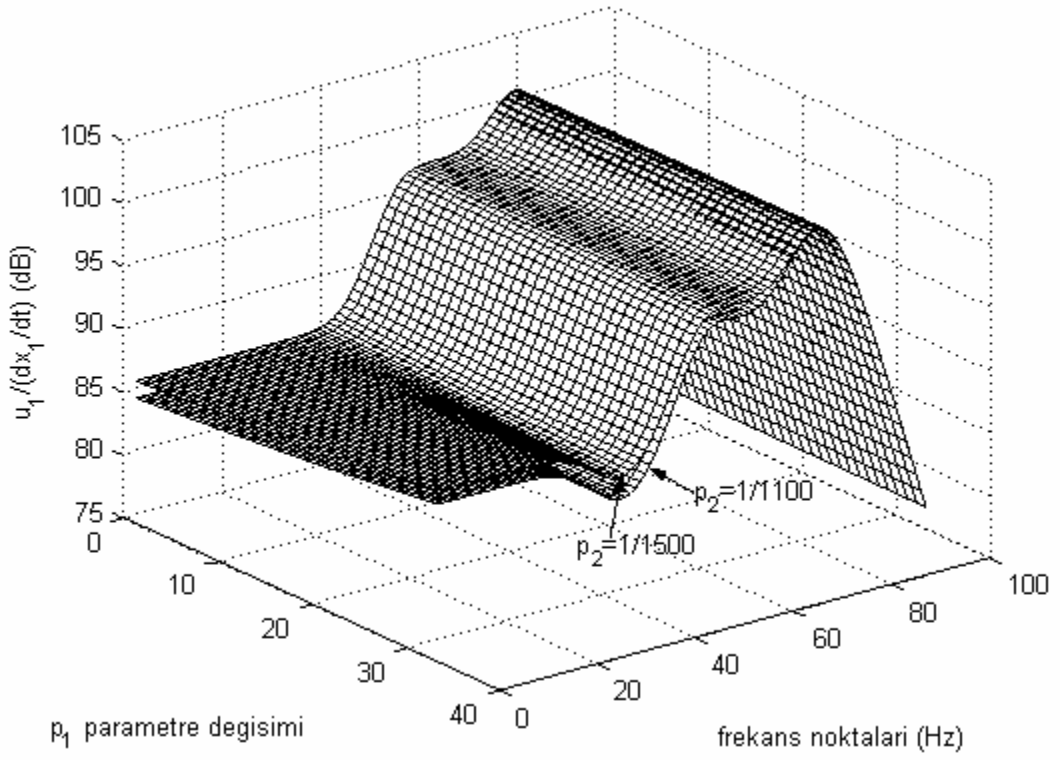
Şekil 6.42 Tam yükleme durumunda kontrolcü kuvvetleri

Tam taşıt modeli için tasarlanan LPD temeline dayalı H_∞ kontrolcünün süspansiyon açıklığını koruyup korumadığının testi şekil 4.11' deki yol modeli kullanılarak yapılmıştır. Şekil 6.43'de söz konusu step yol girişi için süspansiyon sapması cevapları sunulmaktadır. Buradan LPD kontrolcünün süspansiyon açıklığını koruduğu açık bir şekilde görülmektedir.

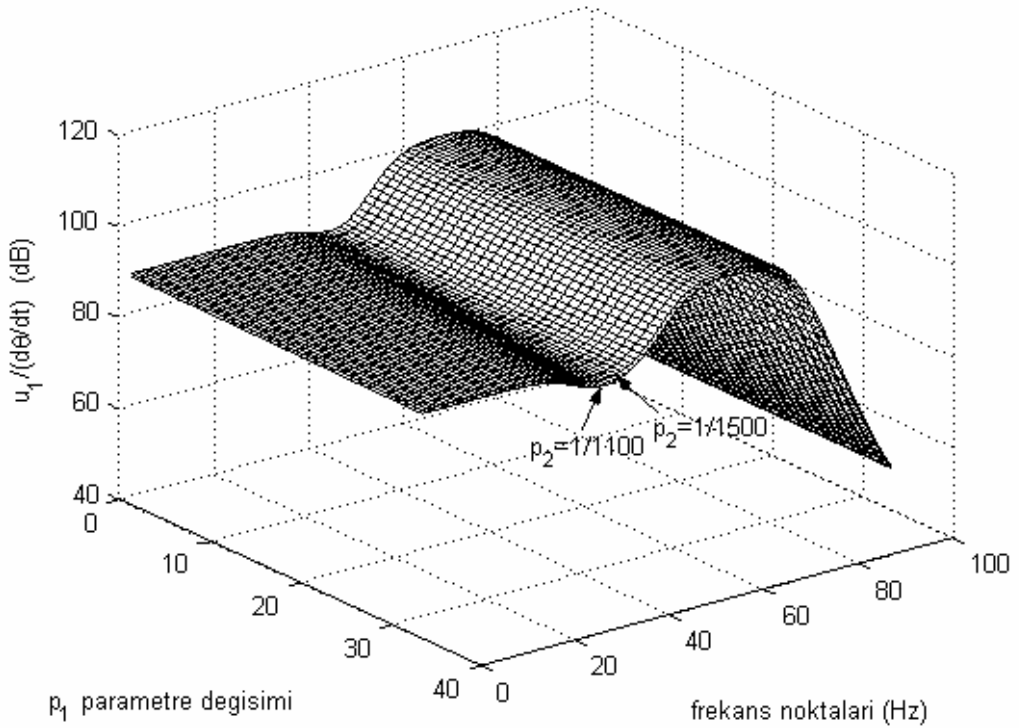


Şekil 6.43 Step yol girişi için süspansiyon sapması cevapları

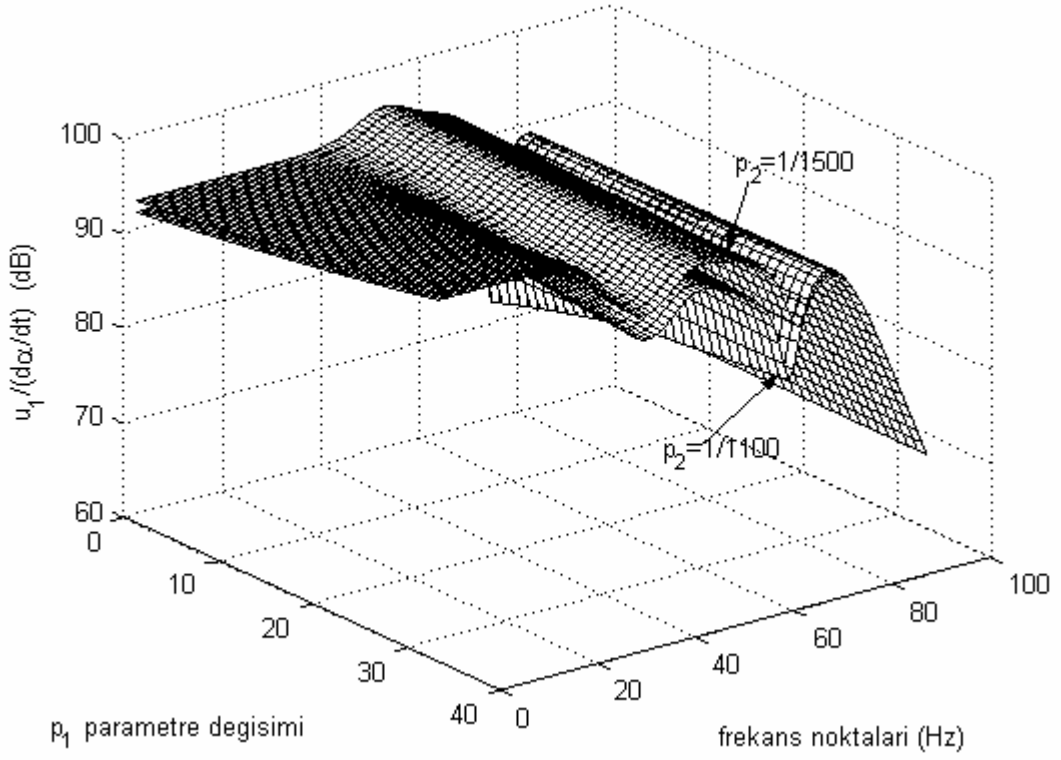
Şekil 6.44-50'de tasarlanan kütle değişimine duyarlı LPD kontrolcünün frekans cevapları verilmektedir. Bunlar sırasıyla gövdenin düşey hız ölçümünden u_1 kontrol kuvvetine, kafa vurma hız ölçümünden u_1 kontrol kuvvetine, yalpalama hız ölçümünden u_1 kontrol kuvvetine, ön sağ süspansiyon saptırma ölçümünden u_1 kontrol kuvvetine, ön sol süspansiyon saptırma ölçümünden u_1 kontrol kuvvetine, arka sol süspansiyon saptırma ölçümünden u_1 kontrol kuvvetine, arka sağ süspansiyon saptırma ölçümünden u_1 kontrol kuvvetine olan frekans cevaplarıdır. LPD kontrolcünün frekans cevaplarından, birinci programlama parametresi p_1 arttıkça kontrolcünün kazanç değerleri yükseldiği, ikinci programlama parametresi p_2 arttığında ise kontrolcünün kazanç değerlerinin azaldığı görülmektedir. Yüksek frekans bölgelerinde kontrolcü kazançlarının hızlı bir şekilde yuvarlanarak azalması robustluğu açısından önemli bir özelliğidir.



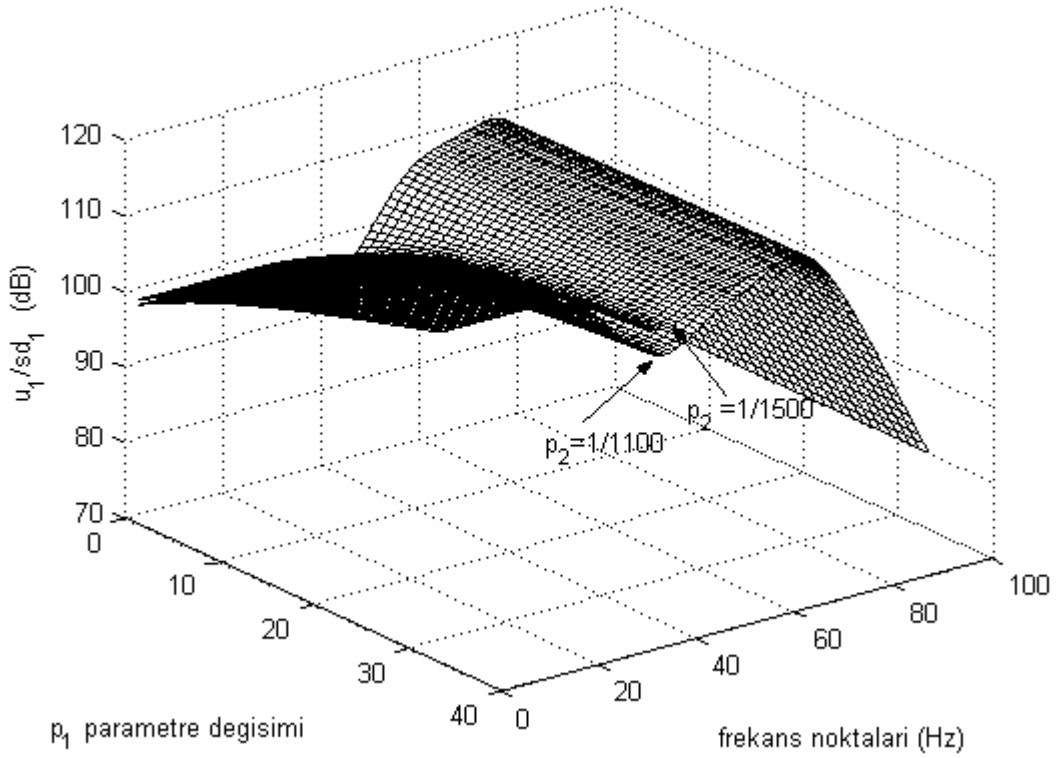
Şekil 6.44 LPD kontrolcünün $\dot{x}_1 \rightarrow u_1$ 'e frekans cevabı



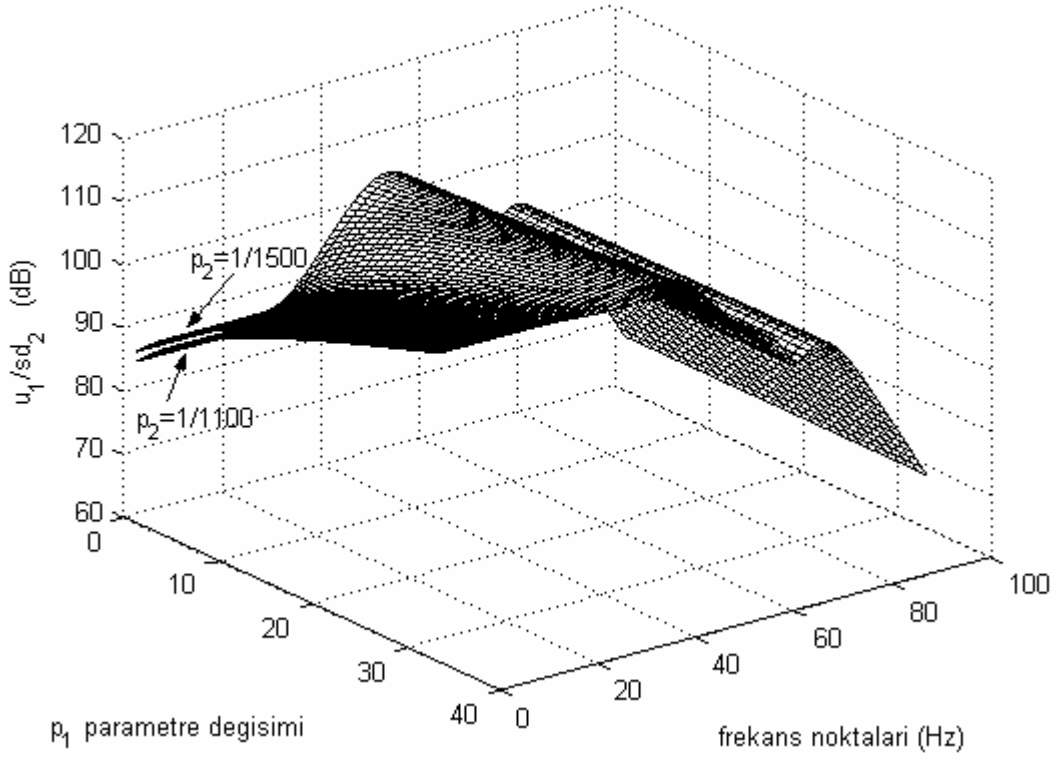
Şekil 6.45 LPD kontrolcünün $\dot{\theta} \rightarrow u_1$ 'e frekans cevabı



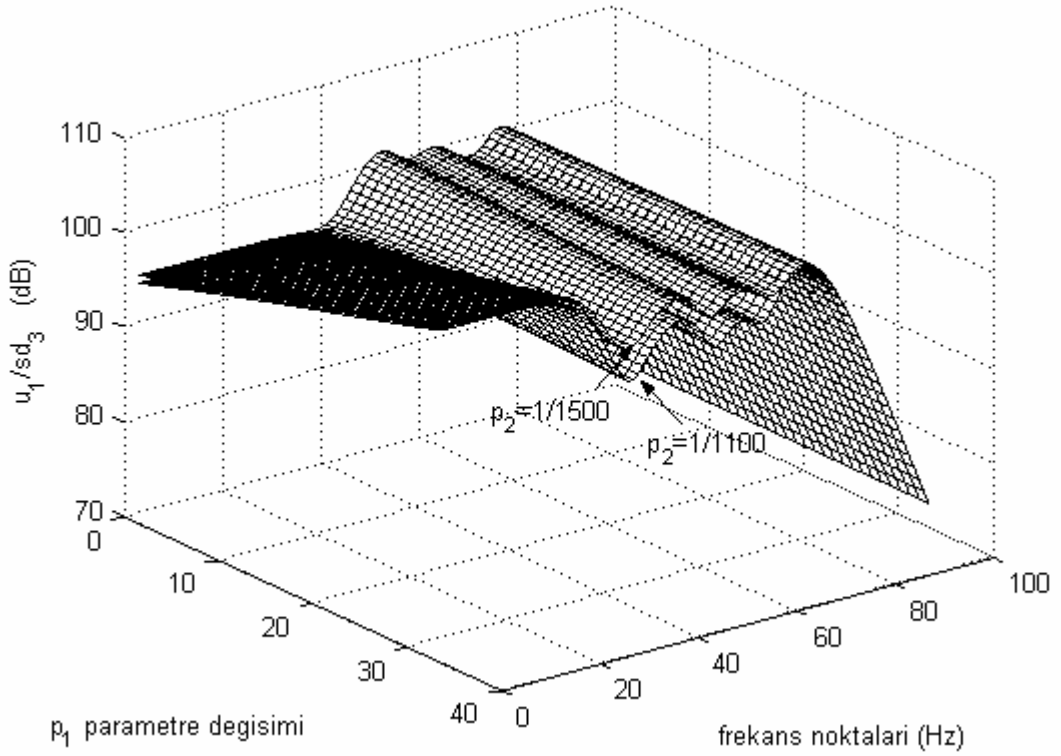
Şekil 6.46 LPD kontrolcünün $\dot{\alpha} \rightarrow u_1$ 'e frekans cevabı



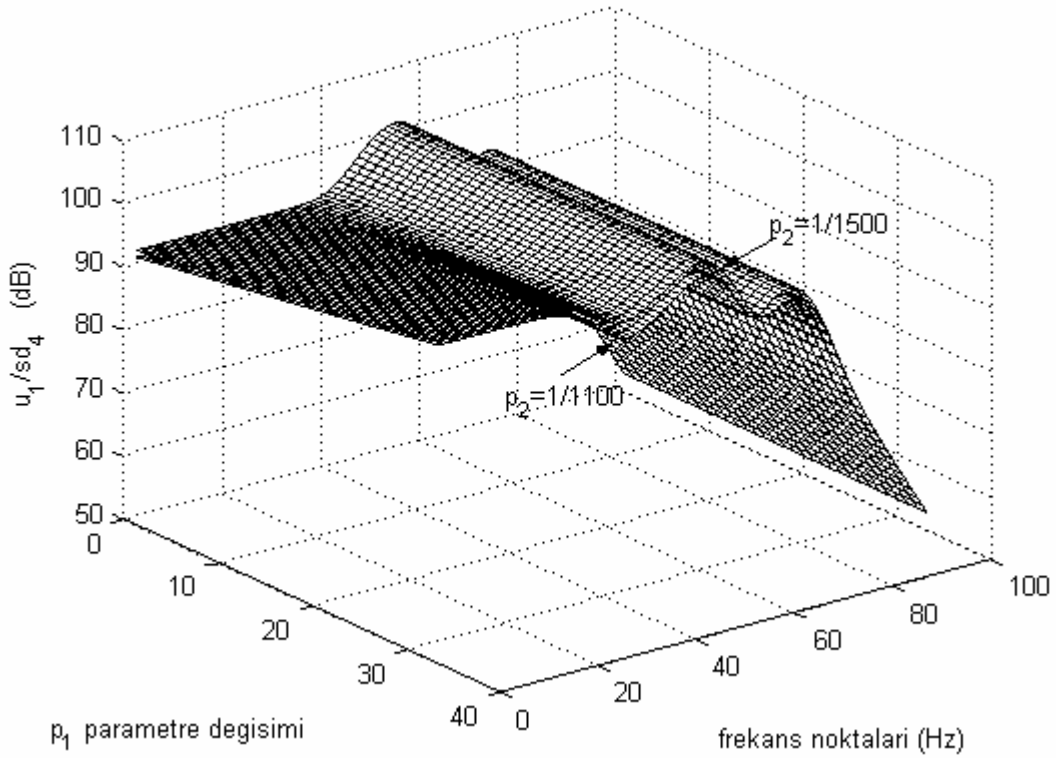
Şekil 6.47 LPD kontrolcünün $sd_1 \rightarrow u_1$ 'e frekans cevabı



Şekil 6.48 LPD kontrolcünün $sd_2 \rightarrow u_1$ 'e frekans cevabı



Şekil 6.49 LPD kontrolcünün $sd_3 \rightarrow u_1$ 'e frekans cevabı



Şekil 6.50 LPD kontrolcünün $sd_4 \rightarrow u_1$ 'e frekans cevabı

6.8 Lineer Model Üzerinden Kapalı Çevrim Frekans Cevapları

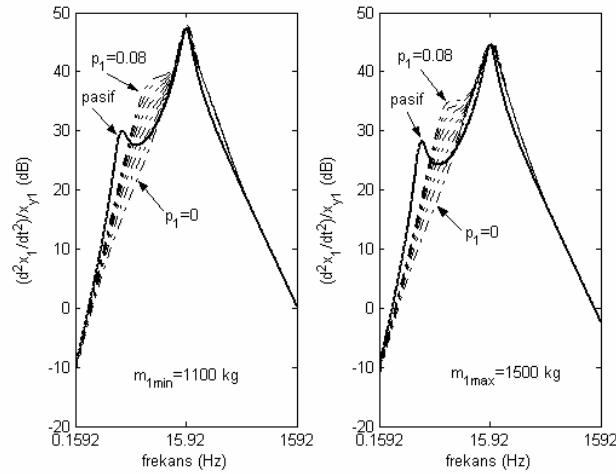
Lineer sistemlerin değişken giriş şartlarında çıkış değerlerinin ne olacağını anlamak için kullanılan yöntemlerden biri de kapalı çevrim sistemin frekans cevaplarını incelemektir. Bunun için bu kısımda Bölüm 6.2'de elde edilen lineerleştirilmiş model kullanılarak elde edilen kapalı çevrim sisteminin frekans cevapları pasif lineerleştirilmiş modelinkiyle (pasif durumla) birlikte verilmektedir. Tasarlanan LPD kontrolcü bir nonlinear kontrolcü olduğundan tek bir frekans cevabı yoktur. Bu yüzden programlama parametrelerine bağlı olarak kapalı çevrim sistemin frekans cevabı da değişmektedir.

Frekans cevapları iki farklı durum için p_1 parametresinin dokuz farklı değerinde (0, 0.01, 0.02, 0.03, 0.04, 0.05, 0.06, 0.07, 0.08) elde edilmiştir. Birinci durumda taşıt gövdesi kütlesi ve buna bağlı olarak kafa vurma ve yalpalama ataletleri nominal değerdedir ($m_1=1100$ kg). İkinci durum ise tam yükleme durumudur ($m_2=1500$).

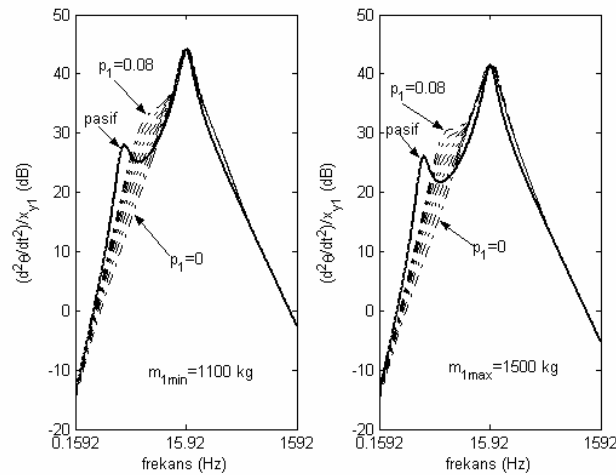
Şekil 6.51-54'de sırasıyla birinci yol girişine karşılık gövdenin düşey ivmelenmesi, gövdenin kafa vurma ivmelenmesi, gövdenin yalpalama ivmelenmesi ve ön sağ süspansiyon sapması frekans cevapları verilmektedir.

Frekans cevaplarında belirgin iki rezonans bölgesinin görülmesine karşılık yedi serbestlik dereceli lineer taşıt modelinde yedi rezonans frekansı bulunur. Burada rezonans frekansları gövde ve aks kütlesi değerlerinde bir araya gelmiştir.

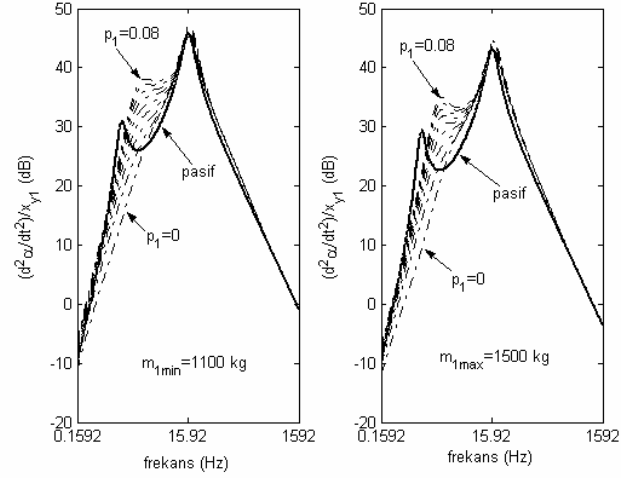
Gövdenin düşey ivmelenmesi, kafa vurma ivmelenmesi ve yalpalama ivmelenmesi titreşim genliklerinin her iki durumda da 1-20 rad/s frekans bölgesinde düşürülmüş olması konfor açısından iyi bir gelişmedir. Ancak tasarlanan LPD kontrolcü nonlinear bir kontrolcü olduğundan kapalı çevrim cevapları büyük ölçüde yol girişine ve taşıt gövdesi kütlesine bağlıdır. İvme frekans grafiklerinden p_1 programlama parametresi (süspansiyon sapmalarının mutlak değerlerinin maksimum değeri) arttıkça ivme frekans cevaplarının kötüleştiği ve bunun yerine Şekil 6.54’de verilen kapalı çevrim süspansiyon sapması frekans cevabının düzeldiğini göstermektedir. Bu cevaplara bakıldığında taşıt gövdesi kütlesi değişimine duyarlı, kötü yol şartlarında sertleşen kontrolcünün tasarlanması hedefine ulaşıldığı görülmektedir.



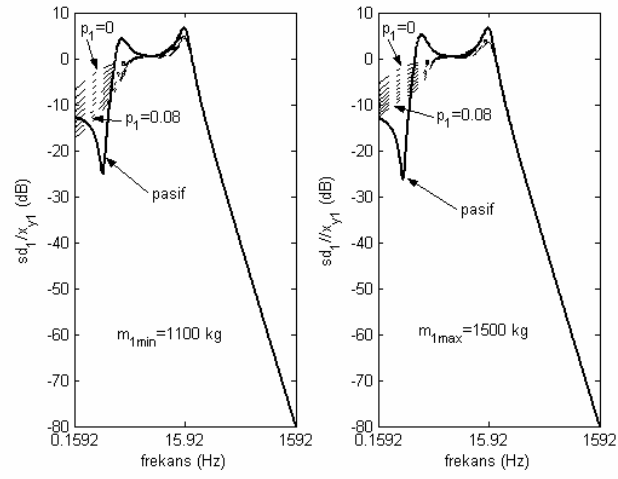
Şekil 6.51 Taşıt gövdesinin düşey ivmelenmesi frekans cevabı



Şekil 6.52 Taşıt gövdesinin kafa vurma ivmelenmesi frekans cevabı



Şekil 6.53 Taşıt gövdesinin yalpalama ivmelenmesi frekans cevabı



Şekil 6.54 Ön sağ süspansiyon sapsmasının frekans cevabı

7. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, bir taşıt için taşıt gövdesi kütlesinin değişimine duyarlı, kötü yol şartlarında sertleşen LPD temelinde dayalı robust H_{∞} kontrolcü tasarlanmıştır. Bu kontrolcünün önerilmesindeki ana düşünce, taşıt gövdesi kütlesi değişimlerini de göz önüne alarak, süspansiyon sapması titreşim genlikleri makul değerlerdeyken taşıt gövdesi ivmelenmesine odaklanan, tasarımda belirlenmiş değerleri aştığında ise sertleşen aktif süspansiyon kontrolcüsünün tasarlanmasıdır.

Malzeme teknolojisindeki hızlı gelişmelerle birlikte yakın gelecek zamanda daha hafif gövdeli taşıtlar üretilebilecektir. Bu durumda taşıtın farklı yükleme koşullarında gövde kütlesinin değişim oranları da yüksek mertebelerde olacaktır. Bu yüzden taşıt gövdesi kütlesi değişimine duyarlı kontrolcü tasarımları daha önemli hale gelecektir.

Orijinal bir kontrol stratejisi olarak lineer parametre değişimli modeli taşıt gövdesi kütlesine bağlı biçimde kurularak tasarlanan LPD kontrolcünün bir programlama parametresi taşıt gövdesi kütlesi olduğundan, bu özellik kontrolcüyü gövde kütlesi değişimlerine duyarlı kılmaktadır. Nonlinear tam taşıt modeli için tasarlanan kütle değişimine duyarlı LPD kontrolcünün, tasarım amaçları doğrultusundaki başarısını göstermek için zaman tanım kümesindeki simülasyonlar üç farklı durum için yapılmıştır.

Birinci durumda zaman tanım kümesindeki simülasyonlar, taşıt gövde kütlesi nominal değerindeyken, beş cm genişliğinde sinüzoidal tümsek yol girişi için yapılmıştır. Bu durumda taşıt süspansiyon sapması değerleri ağırlıklı olarak tasarımda belirlenen 0-3 cm aralığında kaldığı için bu durumda taşıt gövdesi düşey ivmelenmesi, kafa vurma ivmelenmesi ve yalpalama ivmelenmesi titreşimlerinin genlikleri güzel bir şekilde bastırılmış ve titreşim süresi önemli ölçüde azaltılmıştır. Süspansiyon sapması titreşim genlikleri ise LPD kontrolcü bu durumda ivme odaklı çalıştığından pasif duruma göre küçük aşımalar yapmaktadır. Ancak yine de süspansiyon sapması titreşim sürelerini önemli ölçüde azaltabilmiştir.

İkinci durumda zaman tanım kümesindeki simülasyonlar, taşıt gövdesi kütlesi nominal değerindeyken, 11 cm genişliğinde sinüzoidal tümsek yol girişi için yapılmıştır. Bu durumda taşıt süspansiyon sapması değerleri ağırlıklı olarak 3-8 cm aralığında kaldığından ağırlıklı olarak, LPD kontrolcülü aktif süspansiyon sertleşerek süspansiyon sapması performansına odaklanmıştır. Bunun için süspansiyon sapması titreşim genlikleri ve titreşim süresi azaltılmış ama bu kez ivme titreşim genlikleri önceki simülasyona oranla büyümüştür.

Üçüncü durumda ise kütle değişimine duyarlı LPD kontrolcülü aktif süspansiyon sisteminin kötü hal performansı test edilmiştir. Bu durumdaki simülasyonlar, taşıt tam yükleme durumundayken 11 cm genişliğindeki sinüzoidal tümsek yol girişi için yapılmıştır. Bölüm 2’de pasif durum için yapılan simülasyon sonuçlarının gösterdiği gibi taşıt gövdesi kütledeki artma süspansiyon sapması titreşim genliklerini arttırmaktadır. Tam taşıt modeli için kötü hal performansının test edildiği simülasyon sonuçlarında da pasif durumdaki süspansiyon sapması titreşim genlikleri kötüleşmiştir. Ancak LPD kontrolcülü durumda süspansiyon sapması titreşimlerinin genlikleri ve titreşim süreleri kayda değer bir biçimde azaltılmıştır.

Uygulamada süspansiyon sapması titreşimlerinin genlikleri taşıtın yapısal sınırlarına ulaştığında süspansiyon elemanlarında kırılmalara, ve konfor kaybına sebep olabilmektedir. Bu durumlar büyük bir oranla taşıt tam yükleme durumundayken kötü yol şartlarında meydana gelmektedir. Bu çalışmada elde edilen sonuçların gösterdiği gibi, önerilen kütle değişimine duyarlı LPD esaslı H_{∞} kontrolcü ile meydana getirilecek aktif süspansiyon sistemi taşıtın tüm yükleme durumlarında, süspansiyon sapması genliklerinin büyük mertebelerde olduğu anlarda sertleşerek taşıtı muhtemel kırılmalardan koruyabilecektir. Aynı şekilde, süspansiyon sapması titreşim genlikleri makul değerlerdeyken bu defa ivme titreşim genliklerini ve titreşim sürelerini güzel bir biçimde bastırarak konforlu bir seyir sağlayabilecektir.

KAYNAKLAR

- Alkhatib R., Nakhaie Jazar G., And Golnaraghi M. F., (2002), "Optimal Design Of Passive Linear Mounts With Genetic Algorithm Method", Submitted To The Journal Of Vehicle System Design, pp.887-896
- Alleyne A., Hedrick J. K., (1995), "Nonlinear Adaptive Control Of Active Suspensions", IEEE Transactions On Control Systems Technology, Vol.3, No.1, Pp. 94-101
- Amato F. J. D., (2000), "Viassolo D. E., "Fuzzy Control For Active Suspensions", Mechatronics, Vol. 10, Pp. 897-920
- Boyd S., Ghaoui, E. Feron and V. Balakrishnan, "Linear Matrix Inequalities in System and Control Theory", SIAM Publication, 1994.
- Campos J., Lewis F. L., Ikenaga S., (1999), "Backstepping Based Fuzzy Logic Control Of Active Vehicle Suspension Systems," Submitted To The 2000 American Control Conference
- Canbazoglu S., Akarsu F., (2000), "Aerodinamik Yapının Otomobil Performansına Etkileri", Kayseri III. Havacılık Sempozyumu, Kayseri, 411-417
- Carter A. K., (1998) "Transient Motion Control Of Passive And Semiactive Damping For Vehicle Suspensions", Master Of Science In Electrical Engineering, Virginia State University, Virginia
- Chang W., Park J. B., Joo Y. H., Chen G., (2002), "Design Of Robust Fuzzy Model Based Controller With Sliding Mode Control For SISO Nonlinear Systems", Fuzzy Sets And Systems, Vol.125, Pp.1-22
- Chapra S. C., Canale R. P., (2002), "Mühendisler İçin Sayısal Yöntemler", Literatür Yayıncılık, İstanbul
- Choi S-B., Han S-S., (2003), "H_∞ Control of Electrorheological Suspension System Subjected to Parameter Uncertainties", Mechatronics, Vol. 13, pp. 639-657
- Choi S-B., Lee H-S., Park Y-P., (2002), "H_∞ Control Performance Of A Full-Vehicle Suspension Featuring Magnetorheological Dampers" , Vehicle System Dynamics, Vol. 38, Pp. 341-360
- Du H., Sze K. Y., Lam J., (2004), "Semi-Active H_∞ Control of Vehicle Suspension with Magneto-Rheological Dampers", Journal of Sound and Vibration, pp. 1-16
- Du H., Sze K. Y., Lam J., (2003), "Non-Fragile Output Feedback H_∞ Vehicle Suspension Control Using Genetic Algorithm", Engineering Applications of Artificial Intelligence, Vol. 16. pp. 667-680
- Elbeheiry E. M., Karnopp D. C., (1996), "Optimal Control Of Vehicle Random Vibration With Constrained Suspension Deflection", Journal Of Sound And Vibration, Vol. 189 (5), Pp. 547-564
- Esmailzadeh E. And Bateni H., (1986), "Optimal Active Vehicle Suspensions With Full State Feedback Control", Vehicle System Dynamics, Vol. 7, Pp. 784-795
- Esmailzadeh E., Fahimi F., (1997), "Optimal Adaptive Active Suspensions For A Full Car Model", Vehicle System Dynamics, Vol. 27, Pp.89-107
- Fialho I. J., Balas G. J., (2002), "Design Of Nonlinear Controllers For Active Vehicle Suspensions Using Parameter-Varying Control Synthesis", Vehicle System Dynamics, Vol. 33, Pp. 351-370

- Fialho I. J., Balas G. J., (2002), "Road Adaptive Active Suspension Design Using Linear Parameter-Varying Gain-Scheduling", IEEE, Transactions on Control Systems Technology, Vol. 10, No. 1, pp.43-54
- Franklin G. F., Powell J. D., Emami-Naeni A., (2002), "Feedback Control Of Dynamic Systems", Prentice Hall
- Gaspar P., Szaszi I., Bokor J., (2003), "Active Suspension Design Using Linear Parameter Varying Control", Int. J. Of Vehicle Autonomous Systems (IJVAS), Vol. 1, No. 2, pp. 206-221
- Giliomee, CL And Els, PS, (1998), "Semi-Active Hydropneumatic Spring And Damper System", Published In Journal Of Terramechanics, Volume 35, Pp. 109-117
- Gonçalves J. P. C., Ambrosio J. A. C., (2003), "Optimization Of Vehicle Suspension Systems For Improved Comfort Of Road Vehicles Using Flexible Multibody Dynamics", Nonlinear Dynamics, Vol. 00, Pp. 1-19
- Guo K., (1993), "Tire Roller Contact Model For Simulation Of Vehicle Vibration Input", SAE Papers, 932008
- Güçlü R., (2003), "Active Control Of Seat Vibrations Of A Vehicle Model Using Various Suspension Alternatives", Turkish J. Eng. Env. Sci., Vol.27, Pp. 361-373
- Hady M. B. A. A., Crolla D. A., (1989), "Theoretical Analysis Of Active Suspension Performance Using A Four Wheel Vehicle Model", Proc. Instn Mech Engrs, Vol. 203, Pp. 125-135
- Hyniová, K. - Stříbrský, A. - Honců, J. (2001), "Fuzzy Control Of Mechanical Vibrating Systems" In Proceedings Of International Carpathian Control Conference. Kraków: Wydział Inżynierii Mechanicznej I Robotyki, S. 393-398. ISBN 83-91340-07-4.
- Ikenega S., Lewisf. L., Campos J., Davis L., (2000), "Active Suspension Control Of Ground Vehicle Based On A Full-Vehicle Model", Proceedingsof Americ Control Conference, Chicago, IL, USA, June.
- Inman D. J. (2001), "Engineering Vibration", Prentice Hall
- Jamei, M. , M. Mahfouf And D. A. Linkens, (2003), "Elicitation And Fine-Tuning Of Mamdani-Type Fuzzy Rules Using Symbiotic Evolution", To Be Appeared In Fuzzy Sets And Systems", Fuzzy Sets And Systems
- Jamei, M. , M. Mahfouf And D. A. Linkens, (2000), "Fuzzy-Based Controller Of A Non-Linear Quarter Car Suspension System", The 7 Th Iranian Students Seminar In Europe (ISS-2000), UMIST, Manchester, UK.
- Jamei M., Mahfouf M. And Linkens D. A., (2001), "Fuzzy Control Design For A Bond Graph Model Of A Non-Linear Suspension System", The International Conference On Bond Graph Modelling And Simulation (ICBGM'01), Multi-Western Conference WCM'2001, Phoenix, Arizona, USA, January 7-11, Pp 131-136.
- Jolly A., (1983), " Study Of Ride Comfort Using Anonlinear Mathematical Model Of A Suspension", Int. J. Of Vehicle Design, Vol. 4, Pp. 233-244
- Karlsson N., Ricci M., Hrovat D., Dahleh M., (2000), "A Suboptimal Nonlinear Active Suspension", Proceedings Of The American Control Conference, Chicago, Pp. 4036-4040, June
- Karnopp D., (1986), "Two Cotrasting Versions Of The Optimal Active Vehicle Suspension", Journal Of Dyn.Syst. Meas. And Cont., Vol. 108, Pp. 264-272

- Kaya F., (1986), "Bilgisayar Yardımıyla Taşıtların Titreşimlerinin İncelenmesi", Yıldız Teknik Üniversitesi Dergisi
- Kelly S. G. (2000), "Fundamentals Of Mechanical Vibrations", McGraw-Hill
- Korkmaz S., Karadağ V., (1990), "Bir Aracın Titreşimlerinin Sonlu Elemanlar-Transfer Matris Tekniği İle Çözümü", 4. Ulusal Makine Teorisi Sempozyumu, Yalova-İstanbul
- Kucukdemir I. B., Engin B., Omurlu V. E., Cansever G., (2005), "A Robust Single Input Adaptive Sliding Mode Fuzzy Logic Controller for Automotive-Active Suspension System", Lecture Notes in Computer Science, Vol. 3613, pp. 981-986
- Kuo B. C., (1995), "Otomatik Kontrol Sistemleri", Çev. Atilla Bir, Literatür Yayıncılık
- Kuo Y. P., Li T. H. S., (2000), "A Composite EP-Based Fuzzy Controller For Active Suspension System", International Journal Of Fuzzy Systems, Vol. 2, No. 3, Pp. 183-191
- Kuo Y. P., Li T. H. S., (1999), "GA-Based Fuzzy PI/PD Controller For Automotive Active Suspension System", IEEE Transaction On Industrial Electronics, Vol. 46, No. 6, Pp. 1051-1056
- Kurimoto M., Yoshimura T., (1999), "Active Suspension Of Passenger Cars Using Sliding Mode Controllers (Based On Reduced Models)", Int. J. Of Vehicle Design, Vol. 19, Pp. 402-414
- Lee H. Y. And Hedrick J. K., (1990), "Dynamic Constraint Equations And Their Impact On Active Suspension Performance", Vehicle System Dynamics, Vol. 7, Pp.357-376
- Li K., Nagaim., (1999), "Control And Evaluation Of Active Suspension For MDOF Vehicle Model", J. Of Soc. Of Automotive Engineers Of Japan, Vol. 20, Pp. 343-348
- Lin J. S., Kanellakopoulos L., (1997), "Nonlinear Design Of Active Suspensions", IEEE Control Systems, Pp. 45-59
- Louwerys C., Swevers J., Sas P., (2002), "Linear Control Of Car Suspensions using Nonlinear Actuator Control", Proceeding S Of ISMA, Vol.1, Pp. 55-61
- Margolis D., Shim T., (2001), "A Bond Graph Model Incorporating Sensors, Actuators, And Vehicle Dynamics For Developing Controllers For Vehicle Safety", Journal Of The Franklin Institute, Vol. 338, Pp. 21-34
- Marzbanrad J., Ahmadi G., Hojjat Y., Zohoor H., (2002), "Optimal Active Control Of A Vehicle Suspension System Including Time Delay And Preview For Rough Roads", Journal Of Vibration And Control, Vol. 8, Pp. 967-991
- Meirovitch L., (2001), "Fundamentals of Vibrations", McGraw-Hill
- Michelberger P., Palkovics L., Bokor J., (1993), "Robust Design Of Active Suspension System", Int. J. Of Vehicle Design, Vol. 14, Pp. 145-165
- Miroslav D., (1997), "Identification Of Vibration Parameters For Motor Vehicles", Vehicle System Dynamics, Vol. 27, Pp. 68-88
- Narayanan S., Senthil S., (1998), "Stochastic Optimal Active Control Of A 2-DOF Quarter Car Model With Non-Linear Passive Suspension Elements", Journal Of Sound And Vibration, Vol. 211(3), Pp. 495-506
- Nouillant C., Assadian F., Moreau X., Oustaloup A., (2002), "A Cooperative Control For Car Suspension And Brake Systems", International Journal Of Automotive Technology, Vol.3, No.4, Pp. 147-155
- Ogata K., (1995), "System Dynamics", Prentice Hall

- Ogata K., (2002), "Modern Control Engineering", Prentice Hall
- Ohsaku S., Nakayama T., Kamimura I., Motozono Y., (1999), "Nonlinear Hoo Control For Semi-Active Suspension", J. Of Sos. Of Automotive Engineers Of Japan, Vol. 20, Pp. 447-452
- Onat C., Küçükdemiral İ. B., Çetin Ş., Yüksek İ., "A Comparison Study of Robust Control Strategies for Automotive Active Suspension Systems (H_{∞} , LQR, Fuzzy Logic Control)", International Symposium on Innovations in Intelligent Systems and Applications, İstanbul-Turkey, 291-294, 15-18 June 2005
- Özlu F., Güney A., (1997), "Taşıt Seyir Emniyeti Ve Titreşim Konforuna Etkisi Bakımından Pnömatik Tekerleğin Sönümü", Mühendis Ve Makine, 40 (447), 17-24
- Rao M. V. C., Prahald V., (1997), "A Tunable Fuzzy Logic Controller For Vehicle Active Suspension System", Fuzzy Sets And System., Vol. 85, No. 1, Pp. 11-21
- Rao S. S., (2004), "Mechanical Vibrations", 4. Edition, Prentice Hall
- Raven F. H., (1987), "Automatic Control Engineering", 4. Edition, Mcgraw Hill
- Robson J. D., (1989), "Road Surface Description And Vehicle Response", International Journal Of Vehicle Design, Vol. 9, Pp. 25-35
- Shariati A., Taghirad H. D., Fatehi A., (2004), "Decentralized Robust H_{∞} Controller Design for a Half-Car Active Suspension System", Control 2004, University of Bath, UK, pp. 216-220
- Sharp R. S. (1986), "The Relative Performance Capabilities Of Passive, Active And Semi-Active Car Süspension Systems", Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol.200, Pp.219-228
- Simon D. E., (1998), "Experimental Evaluation Of Semiactive Magnetoheological Primary Suspensions For Heavy Truck Applications" Master Of Science İn Mechanical Engineering, Virginia State University, Virginia
- Son H. Y., Jeong G. S., Choi J.Y., Kim J. K., Cheon Y. S., Paek Y., Kwon S. H., Lee M. H., (2001), "A Robust Controller Design for Performance Improvement of a Semi-Active Suspension Systems", IEEE, ISIE 2001, Pusan, Korea, pp. 1458-1461
- Soron V. H., Goel V. K., (2000), "Rolling Dynamic Stiffness And Damping Characteristics Of Small-Sized Pneumatic Tyres", Technical Note, Vehicle Dynamics Laboratory, Roorke, India
- Swaroop D., Hedrick J. K., Yip P. P., Gerdes J. C., (2000), "Dynamic Surface Control For A Class Of Nonlinear Systems", IEEE Tran. On Automatic Control, Vol. 45, Pp. 1893-1899
- Szazsi I., Gaspar P., Bokor J., (2004), "Nonlinear Active Suspension Mogelling Using Linear Parameter Varying Approach", Proceedings of the 10 th Mediterranean Conference on Control and Automation, MED2004, Lisbon, Portugal, pp.416-420
- Thomsen J. J. (1997), "Vibration And Stability", Mcgraw-Hill
- Vegte J. V., (1994), "Feedback Control Systems", Prentice Hall
- Vetturi D., Gadola M., Cambiagli D., Manzo L., (1996), "Semi-Active Strategies For Racing Car Suspension Control", II. Motorsports Engineering Conference And Exposition, Dearborn (USA), SAE Technical Papers, No. 962553
- Williams R. A., (1997), "Automotive Active Suspensions", Proc. Instn Mech Engrs, Vol. 211, Pp. 415-444

- Wong L. K., Leung F. H., Tam P. K. S., (2001), "A Fuzzy Sliding Controller For Nonlinear Systems", IEEE Transactions On Industrial Electronics, Vol. 48, Pp.32-37
- Yağız N., Sakman L. E., (2005), "Robust Sliding Mode Control of a Full Vehicle without Suspension Gap Loss", Journal of Vibration and Control, 11(11), pp. 1357-1374
- Yağız N., Yüksek İ., Güven R., (2000), "Taşıt Süspansiyon Sistemlerinin Aktif Kontrolünde Kullanılan Metotların Tanıtılması ve Kıyası", Mühendis ve Makine, Cilt: 40, Sayı: 477, Pp. 39-43
- Yoo G. Z., Yap F. F., Chen G., Li W. H., Yeo S. H., (2002), "MR Damper And Its Application For Semi-Active Control Of Vehicle Suspension System", Mechatronics, Vol. 12, Pp. 963-973
- Yoshimura T., Kume A., Kurimoto M., Hino J., (2001), "Construction Of An Active Suspension System Of A Quarter Car Model Using The Concept Of Sliding Mode Control", Journal Of Sound And Vibration, Vol. 232, No. 2, Pp. 187-199
- Yu F., Crolla D. A., (1998), "An Optimal Self-Tuning Controller for an Active Suspension", Vehicle System Dynamics, Vol. 29, pp. 51-65
- Yüksek İ., (1994), "Taşıt Titreşimlerinin Optimizasyonu", Doktora Tezi, Y.T.Ü.
- Yüksek İ., Yağız N., Sivrioğlu S., (2002), "Evaluation Of Sliding Mode Control For Vehicle Suspension", Journal Of Robotics And Mechatronics, Vol.14, No.4, Pp.534-541, 2002
- Zhou K., Doyle J. C., Glover K., (1996), "Robust And Optimal Control", Prentice Hall
- Zhu Q., Ishitobi M. (2003), "Chaos And Bifurcations İn A Nonlinear Vehicle Model", Journal Of Sound And Vibration, Pp. 1-11

EKLER

- Ek 1 Çeyrek taşıt modeli hareket denklemleri ve durum uzayı formundaki ifadesi
- Ek 2 Ağırlık fonksiyonları
- Ek 3 Parametreye bağlı ağırlık fonksiyonlarının LPD ifadeleri
- Ek 4 Tam taşıt modeli simülasyon parametreleri

Ek 1 Çeyrek taşıt modeli hareket denklemleri ve durum uzayı formundaki ifadesi

$$m_1 \cdot \ddot{x}_1 + c_1 \cdot (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1 \cdot (x_1 - x_2) = -u(t)$$

$$m_2 \cdot \ddot{x}_2 + c_1 \cdot (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_1 \cdot (x_2 - x_1) + k_2 \cdot (x_2 - x_y) = u(t)$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -k_1/m_1 & 0 & -c_1/m_1 & c_1/m_1 \\ k_1/m_2 & -k_2/m_2 & c_1/m_2 & -c_1/m_2 \end{bmatrix}$$

$$B_w = [0 \quad -1 \quad 0 \quad 0]^T$$

$$B_u = [0 \quad 0 \quad -1/m_1 \quad 1/m_2]^T$$

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}$$

$$D = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$x = [(x_1 - x_2) \quad (x_2 - x_y) \quad \dot{x}_1 \quad \dot{x}_2]^T$$

$$\dot{x} = A \cdot x + B_w \cdot (\dot{x}_y) + B_u \cdot u(t)$$

$$y = C \cdot x + D \cdot \begin{bmatrix} \dot{x}_y \\ u(t) \end{bmatrix}$$

Ek 2 Ağırlık fonksiyonları

$$W_x = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & \frac{100 \cdot 25}{s+25} \end{bmatrix}$$

$$W_n = \begin{bmatrix} 0.00001 & 0 \\ 0 & 0.00001 \end{bmatrix}$$

$$W_{act} = 0.001$$

Ek 3 Parametreye bağırlık fonksiyonlarının LPD ifadeleri

$$W_s(p) = \begin{bmatrix} W_{sd}(p) & 0 \\ 0 & W_a(p) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{Ws}(p) & B_{Ws}(p) \\ C_{Ws}(p) & D_{Ws}(p) \end{bmatrix}$$

$$A_{Ws} = A_{Ws0} + p \cdot A_{Ws1} = \begin{bmatrix} -10 & 0 \\ 0 & -20 \end{bmatrix} + p \cdot \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$B_{Ws} = B_{Ws0} + p \cdot B_{Ws1} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 640 \end{bmatrix} + p \cdot \begin{bmatrix} 36000 & 0 \\ 0 & -640/0.08 \end{bmatrix}$$

$$C_{Ws} = C_{Ws0} + p \cdot C_{Ws1} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} + p \cdot \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$D_{Ws} = D_{Ws0} + p \cdot D_{Ws1} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} + p \cdot \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$$

Ek 4 Tam taşıt modeli simülasyon parametreleri

$m_1=[1100\ 1500]$ kg	; Taşıt gövdesi kütlesi
$m_{1min}=1100$ kg	; Nominal durumda taşıt gövdesinin kütlesi
$m_{1max}=1500$ kg	; Tam yükleme durumunda taşıt gövdesinin kütlesi
$J_2=[1848\ 2520]$ kgm ²	; Taşıt gövdesinin kütle atalet momenti
$J_3=[825\ 1125]$ kgm ²	; Taşıt gövdesinin kütle atalet momenti
$m_4=25$ kg	; Sağ ön aks kütlesi
$m_5=25$ kg	; Sol ön aks kütlesi
$m_6=45$ kg	; Sol arka aks kütlesi
$m_7=45$ kg	; Sağ arka aks kütlesi
$k_1=15000$ N/m	; Sağ ön süspansiyon yay katsayısı
$k_2=15000$ N/m	; Sol ön süspansiyon yay katsayısı
$k_3=17000$ N/m	; Sol arka süspansiyon yay katsayısı
$k_4=17000$ N/m	; Sağ arka süspansiyon yay katsayısı
$k_5=250000$ N/m	; Sağ ön tekerlek yay katsayısı
$k_6=250000$ N/m	; Sol ön tekerlek yay katsayısı
$k_7=250000$ N/m	; Sol arka tekerlek yay katsayısı
$k_8=250000$ N/m	; Sağ arka tekerlek yay katsayısı
$c_1=1000$ Ns/m	; Sağ ön süspansiyon sönüm katsayısı
$c_2=1000$ Ns/m	; Sol ön süspansiyon sönüm katsayısı
$c_3=1000$ Ns/m	; Sol arka süspansiyon sönüm katsayısı
$c_4=1000$ Ns/m	; Sağ arka süspansiyon sönüm katsayısı
$L_1=1.2$ m	; Ön aksın ağırlık merkezine uzaklığı
$L_2=1.4$ m	; Arka aksın ağırlık merkezine uzaklığı
$T_1=0.65$ m	; Sağ tekerlek izinin ağırlık merkezine uzaklığı
$T_2=0.85$ m	; Sol tekerlek izinin ağırlık merkezine uzaklığı
$V=72$ km/h	; Taşıt hızı

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi	15.07.1978	
Doğum yeri	Elazığ	
Lise	1991-1994	Maden Lisesi
Lisans	1994-1999	Mersin Üniversitesi Mühendislik Fak. Makine Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	1999-2001	İnönü Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Mak. Müh. Anabilim Dalı, Termodinamik Programı
Doktora	2002-2006	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Mak. Müh. Anabilim Dalı, Makine Teorisi ve Kontrol Programı