

168466

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**4x2 ve 4x4 TAHRİKLİ OLARAK ÜRETİLEN ASKERİ
PERSONEL JİPLERİNDE TİTREŞİMLERİN ANALİZİ**

Mak.Müh. Cihan HAZİNEDAR

**F.B.E Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Makine Teorisi ve Kontrol
Programında Hazırlanan**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Rahmi GÜÇLÜ

Prof. Necati TAHRALI
Yrd. Doç. Dr. Kayhan Gölez

İSTANBUL, 2005

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	iv
ŞEKİL LİSTESİ.....	vi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	ix
ÖNSÖZ.....	x
ÖZET.....	xi
ABSTRACT	xii
1. GİRİŞ	13
1.1 4x4 Tayfun Genel Maksat Aracı Hakkında Genel Bilgiler	13
1.2 Problemin tanımı	14
1.3 Taşıt Titreşimleri.....	16
1.3.1 Taşıt Titreşimlerinin Değerlendirilmesi	16
1.4 Askeri Jipe Ait Fiziksel Değerler	18
1.4.1 Jipe Ait Ağırlık Merkezinin Bulunması	19
1.4.2 Jipin Kütleli Atalet Momentinin Hesaplanması	22
1.4.3 Jipin Yay Katsayılarının Hesaplanması	23
1.4.4 Jipin Amortisör Sönüm Katsayılarının Hesaplanması.....	24
2. TAŞIT SÜSPANSİYON SİSTEMLERİ.....	25
2.1 Pasif Süspansiyon Sistemleri.....	25
2.1.1 Bağımsız Ön Süspansiyon.....	26
2.1.2 Bağımsız Arka Süspansiyon.....	28
2.2 Yarı Aktif Süspansiyon Sistemleri	31
2.3 Aktif Süspansiyon Sistemleri	32
2.3.1 Aktif süspansiyon sistemini oluşturan bileşenler	33
2.3.2 Mercedes ABC (Active Body Control) Süspansiyon Sistemi.....	34
3. PID KONTROL YÖNTEMİ	36
3.1 Kontrol Sisteminin Temelleri	36
3.2 PID (Orantı + İntegral + Türev) Kontrolcü	37
4. ÜÇ SERBESTLİK DERECELİ PID KONTROLLÜ JİP MODELİ	40
4.1 Üç Serbestlik Dereceli Jipin Zaman Cevapları.....	43
4.2 Üç Serbestlik Dereceli Jipin Frekans Cevapları	44
5. YEDİ SERBESTLİK DERECELİ PID KONTROLLÜ JİP MODELİ	45
5.1 Yedi Serbestlik Dereceli Yüksüz ($m_s = 2614$ Kg) Jip	50
5.1.1 Yedi Serbestlik Dereceli Yüksüz Jip Zaman Cevapları.....	50

5.1.1.1	Jipin Engele Düz Girmesi Durumu.....	50
5.1.1.2	Jipin Engele Çapraz Girmesi Durumu	53
5.1.1.3	Yedi Serbestlik Dereceli Yüksüz Jip Frekans Cevapları	56
5.2	Yedi Serbestlik Dereceli Yüklü ($m_5 = 3214$ Kg) Jip.....	57
5.2.1	Yedi Serbestlik Dereceli Yüklü Jip Zaman Cevapları.....	57
5.2.1.1	Jipin Engele Düz Girmesi Durumu.....	57
5.2.1.2	Jipin Engele Çapraz Girmesi Durumu	60
5.2.2	Yedi Serbestlik Dereceli Yüklü Jip Frekans Cevapları	63
5.3	Yedi Serbestlik Dereceli Aşırı Yüklü ($m_5 = 4000$ Kg) Jip.....	64
5.3.1	Yedi Serbestlik Dereceli Aşırı Yüklü Jip Zaman Cevapları	64
5.3.1.1	Jipin Engele Düz Girmesi Durumu.....	64
5.3.1.2	Jipin Engele Çapraz Girmesi Durumu	67
5.3.2	Yedi Serbestlik Dereceli Aşırı Yüklü Jip Frekans Cevapları.....	70
6.	DOKUZ SERBESTLİK DERECELİ PID KONTROLLÜ JİP MODELİ	71
6.1	Dokuz Serbestlik Dereceli Yüksüz ($m_7 = 2614$ Kg) Jip	76
6.1.1	Dokuz Serbestlik Dereceli Yüksüz Jip Zaman Cevapları	76
6.1.1.1	Jipin Engele Düz Girmesi Durumu.....	76
6.1.1.2	Jipin Engele Çapraz Girmesi Durumu	79
6.1.2	Dokuz Serbestlik Dereceli Yüksüz Jip Frekans Cevapları.....	81
6.2	Dokuz Serbestlik Dereceli Yüklü ($m_7 = 3214$ Kg) Jip	83
6.2.1	Dokuz Serbestlik Dereceli Yüklü Jip Zaman Cevapları	83
6.2.1.1	Jipin Engele Düz Girmesi Durumu.....	83
6.2.1.2	Jipin Engele Çapraz Girmesi Durumu	86
6.2.2	Dokuz Serbestlik Dereceli Yüklü Jip Frekans Cevapları.....	88
6.3	Dokuz Serbestlik Dereceli Aşırı Yüklü ($m_7 = 4000$ Kg) Jip.....	90
6.3.1	Dokuz Serbestlik Dereceli Aşırı Yüklü Jip Zaman Cevapları.....	90
6.3.1.1	Jipin Engele Düz Girmesi Durumu.....	90
6.3.1.2	Jipin Engele Çapraz Girmesi Durumu	93
6.3.2	Dokuz Serbestlik Dereceli Aşırı Yüklü Jip Frekans Cevapları	95
7.	SONUÇLAR.....	97
	KAYNAKLAR	98
	EKLER.....	102
	Ek 1 Üç Serbestlik Dereceli Jip Modelinin Parametreleri ve Simulink Modelleri.....	102
	Ek 2 Yedi Serbestlik Dereceli Jip Modelinin Parametreleri ve Simulink Modelleri.....	105
	Ek 3 Dokuz Serbestlik Dereceli Jip Modelinin Parametreleri ve Simulink Modelleri	111
	ÖZGEÇMİŞ.....	116

SİMGE LİSTESİ

m ₁	:Üç serbestlik dereceli jip sürücü koltuğunun kütlesi :Yedi, Dokuz serbestlik dereceli jip sağ ön tekerlek kütlesi
m ₂	:Üç serbestlik dereceli jip gövdesinin kütlesi :Yedi, Dokuz serbestlik dereceli jip sol ön tekerlek kütlesi
m ₃	:Üç serbestlik dereceli jip tekerlek kütlesi :Yedi, Dokuz serbestlik dereceli jip sağ arka tekerlek kütlesi
m ₄	:Sol arka tekerleğin kütlesi
m ₅	:Yedi serbestlik dereceli jip kütlesi :Dokuz serbestlik dereceli jip sürücü koltuğu kütlesi
m ₆	:Dokuz serbestlik dereceli jip yolcu koltuğu kütlesi
m ₇	:Dokuz serbestlik dereceli jip gövde kütlesi
c ₁	:Üç serbestlik dereceli jip sürücü koltuğunun sönüm katsayısı :Yedi, dokuz serbestlik dereceli jip sağ ön süspansiyon sönüm katsayısı
c ₂	:Üç serbestlik dereceli jip gövdesinin sönüm katsayısı :Yedi, dokuz serbestlik dereceli jip sol ön süspansiyon sönüm katsayısı
c ₃	:Üç serbestlik dereceli jip tekerlek sönüm katsayısı :Yedi, dokuz serbestlik dereceli jip sağ arka süspansiyon sönüm katsayısı
c ₄	:Yedi, dokuz serbestlik dereceli jip sol arka süspansiyon sönüm katsayısı
c ₅	:Yedi serbestlik dereceli jip sağ ön tekerlek sönüm katsayısı :Dokuz serbestlik dereceli jip sürücü koltuğu sönüm katsayısı
c ₆	:Yedi serbestlik dereceli jip sol ön tekerlek sönüm katsayısı :Dokuz serbestlik dereceli jip yolcu koltuğu sönüm katsayısı
c ₇	:Yedi serbestlik dereceli jip sağ arka tekerleğin sönüm katsayısı :Dokuz serbestlik dereceli jip sağ ön tekerlek sönüm katsayısı
c ₈	:Yedi serbestlik dereceli jip sol arka tekerlek sönüm katsayısı :Dokuz serbestlik dereceli jip sol ön tekerlek sönüm katsayısı
c ₉	:Dokuz serbestlik dereceli jip sağ arka tekerlek sönüm katsayısı
c ₁₀	:Dokuz serbestlik dereceli jip sol arka tekerlek sönüm katsayısı
k ₁	:Üç serbestlik dereceli jip sürücü koltuğu yay katsayısı :Yedi, dokuz serbestlik dereceli jip sağ ön süspansiyon yay katsayısı
k ₂	:Üç serbestlik dereceli jip gövde yay katsayısı :Yedi, dokuz serbestlik dereceli jip sol ön süspansiyon yay katsayısı
k ₃	:Üç serbestlik dereceli jip tekerlek yay katsayısı :Yedi, dokuz serbestlik dereceli jip sağ arka süspansiyon yay katsayısı
k ₄	:Yedi, dokuz serbestlik dereceli jip sol arka süspansiyonun yay katsayısı
k ₅	:Yedi serbestlik dereceli jip sağ ön tekerlek yay katsayısı :Dokuz serbestlik dereceli jip sürücü koltuğu yay katsayısı
k ₆	:Yedi serbestlik dereceli jip sol ön tekerlek yay katsayısı :Dokuz serbestlik dereceli jip yolcu koltuğu yay katsayısı
k ₇	:Yedi serbestlik dereceli jip sağ arka tekerleğin yay katsayısı :Dokuz serbestlik dereceli jip sağ ön tekerlek yay katsayısı
k ₈	:Yedi serbestlik dereceli jip sol arka tekerlek yay katsayısı :Dokuz serbestlik dereceli jip sol ön tekerlek yay katsayısı
k ₉	:Dokuz serbestlik dereceli jip sağ arka tekerlek yay katsayısı
k ₁₀	:Dokuz serbestlik dereceli jip sol arka tekerlek yay katsayısı
u ₁	:Üç serbestlik dereceli jip süspansiyonuna uygulanan kontrolcü girişi :Yedi, dokuz serbestlik dereceli jip sağ ön süspansiyona uygulanan kontrolcü girişi
u ₂	:Yedi, dokuz serbestlik dereceli jip sol ön süspansiyona uygulanan kontrolcü girişi
u ₃	:Yedi, dokuz serbestlik dereceli jip sağ arka süspansiyona uygulanan kontrolcü girişi

u_4	:Yedi,dokuz serbestlik dereceli jip sol arka süspansiyona uygulanan kontrolcü girişi
u_5	:Dokuz serbestlik dereceli jip sürücü koltuğuna uygulanan kontrolcü girişi
u_6	:Dokuz serbestlik dereceli jip yolcu koltuğuna uygulanan kontrolcü girişi
x_1	:Üç serbestlik dereceli jip sürücü koltuğu düşey yer değişimi :Yedi, dokuz serbestlik dereceli jip sağ ön aks düşey yer değişimi
x_2	:Üç serbestlik dereceli jip gövde düşey yer değişimi :Yedi, dokuz serbestlik dereceli jip sol ön aks düşey yer değişimi
x_3	:Üç serbestlik dereceli jip aks düşey yer değişimi :Yedi, dokuz serbestlik dereceli jip sağ arka aks düşey yer değişimi
x_4	:Yedi, dokuz serbestlik dereceli jip sol arka aks düşey yer değişimi
x_5	:Yedi serbestlik dereceli jip gövde düşey yer değişimi :Dokuz serbestlik dereceli jip sürücü koltuğu düşey yer değişimi
x_6	:Dokuz serbestlik dereceli jip yolcu koltuğu düşey yer değişimi
x_7	:Dokuz serbestlik dereceli jip gövde düşey yer değişimi
x_y	:Üç serbestlik dereceli jip yol girişi
x_{y1}	:Yedi dokuz serbestlik dereceli jip sağ ön tekerlek yol girişi
x_{y2}	:Yedi dokuz serbestlik dereceli jip sol ön tekerlek yol girişi
x_{y3}	:Yedi dokuz serbestlik dereceli jip sağ arka tekerlek yol girişi
x_{y4}	:Yedi dokuz serbestlik dereceli jip sol arka tekerlek yol girişi
θ	:Jipin kafa vurma açısal yer değişimi
α	:Jipin yalpalama açısal yer değişimi
h_a	:Yol giriş yüksekliği
t_s	:Yol giriş zamanı
dt	:Ön tekerleklerle arka tekerlekler arası gecikme zamanı
dt_1	:Engele çapraz girişte sağ ön tekerlekle sol ön tekerlek arası gecikme zamanı
dt_2	:Engele çapraz girişte sol ön tekerlekle sağ arka tekerlek arası gecikme zamanı
dt_3	:Engele çapraz girişte sağ arka tekerlekle sol arka tekerlek arası gecikme zamanı
E_k	:Sistemin kinetik enerjisi
E_D	:Sönümleyicinin dağıttığı enerji
E_p	:Sistemin potansiyel enerjisi
q_i	:Sistemin bağımsız koordinatları
Q_i	:Sisteme dışarıdan giren kuvvet veya momentler
$L_{\text{ön}}$	:Ön aks ile ağırlık merkezi arası uzaklık
L_{arka}	:Arka aks ile ağırlık merkezi arası uzaklık
$L_{\text{sağ}}$	:Sağ tekerlekler ile ağırlık merkezi arası uzaklık
L_{sol}	:Sol tekerlekler ile ağırlık merkezi arası uzaklık
L_{k_1}	:Sürücü koltuğu ile ağırlık merkezi arasındaki boyuna mesafe
L_{k_2}	:Sürücü koltuğu ile ağırlık merkezi arasındaki enine mesafe
L_{k_3}	:Yolcu koltuğu ile ağırlık merkezi arasındaki boyuna mesafe
L_{k_4}	:Yolcu koltuğu ile ağırlık merkezi arasındaki enine mesafe

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1	4x4 Tayfun genel maksat aracı.....	13
Şekil 1.2	Taşıt gövdesinin titreşim hareketleri	18
Şekil 1.3	Ağırlık merkezi hesabı için tartım öncesi ölçülecek büyüklükler	19
Şekil 1.4	Ön ve arka aksların ağırlığının ölçülmesi.....	20
Şekil 1.5	Arka aksın ön aks yerden yükseltilmiş durumdaki ağırlığının ölçülmesi	20
Şekil 1.6	Sağ tekerleklerin ağırlığının ölçülmesi.....	20
Şekil 1.7	Jipin boyuna ağırlık merkezi	21
Şekil 1.8	Jipin enine ağırlık merkezi	21
Şekil 1.9	Ön aks yükseltilmiş haldeyken aksın yüksekliği ve akslar arası mesafenin izdüşümü.....	22
Şekil 1.10	Askeri jipin kütsel atalet momentleri.....	22
Şekil 1.11	Amortisör test cihazı.....	24
Şekil 2.1	Taşıtlarda pasif süspansiyon sistemi (Gillespie,1992)	26
Şekil 2.2	Kiriş aks (beam axle).....	26
Şekil 2.3	Çift lades kollu asılış (Fortunecity)	27
Şekil 2.4	Mc Pherson tipi asılış şekli (Fortunecity).....	27
Şekil 2.5	Çapraz bağlantı (Fortunecity).....	28
Şekil 2.6	Yarı sürüklenen aks (semi trailing arm) düzenlemesi (Fortunecity)	29
Şekil 2.7	Kılavuz ve sürüklenme kollu (trailing arm) De Dion bağlantı düzeni (Fortunecity)	29
Şekil 2.8	Yaprak yayın patlatılmış görüntüsü (Fortunecity).....	30
Şekil 2.9	Stabilizatör çubuklu çift lades kollu süspansiyon düzeni (Fortunecity).....	31
Şekil 2.10	Hitachi'nin yarı aktif kontrol uygulaması (Hitachi)	31
Şekil 2.11	Hitachi yarı aktif süspansiyon sistemi donanımları (Hitachi)	32
Şekil 2.12	Aktif süspansiyon sisteminin taşıtlar üzerinde gösterimi (Continental).....	33
Şekil 2.13	Havalı yaylı amortisör (Continental).....	34
Şekil 2.14	Mercedes ABC (Active Body Control) sisteminin taşıta uygulanış şekli (Mercedes)	35
Şekil 3.1	Açık çevrimli kontrol.....	36
Şekil 3.2.	Kapalı çevrimli kontrol.....	37
Şekil 3.3	PID kontrol yönteminin blok diyagramı.....	38
Şekil 3.4	Çeşitli cevap eğrileri	39
Şekil 4.1	Üç serbestlik dereceli çeyrek jip modeli.....	40
Şekil 4.2	Jipe uygulanan yol girişi.....	41
Şekil 4.3	Üç serbestlik dereceli jipin zaman cevapları	43
Şekil 4.4	Üç serbestlik dereceli jipe uygulanan kontrol kuvveti	44
Şekil 4.5	Üç serbestlik dereceli jipin frekans cevapları.....	44
Şekil 5.1	Yedi serbestlik dereceli jip modeli	45
Şekil 5.2	Jip modeline düz giriş için uygulanan yol girişi.....	47
Şekil 5.3	Jip modeline çapraz giriş için uygulanan yol girişi	47
Şekil 5.4	Yedi serbestlik dereceli yüksüz jipin engele düz girmesi durumunda aksların zaman cevapları	50
Şekil 5.5	Yedi serbestlik dereceli yüksüz jipin engele düz girmesi durumunda iip gövdesinin düşey, kafa vurma ve yalpalama hareketlerinin zaman cevapları..	51
Şekil 5.6	Yedi serbestlik dereceli yüksüz jipin engele düz girmesi durumunda ortaya çıkan kontrolcü kuvvetleri	52
Şekil 5.7	Yedi serbestlik dereceli yüksüz jipin engele çapraz girmesi durumunda aksların zaman cevapları	53
Şekil 5.8	Yedi serbestlik dereceli yüksüz jipin engele çapraz girmesi durumunda jip	

	gövdesinin düşey, kafa vurma ve yalpalama hareketlerinin zaman cevapları..	54
Şekil 5.9	Yedi serbestlik dereceli yüksüz jipin engele çapraz girmesi durumunda ortaya çıkan kontrolcü kuvvetleri	55
Şekil 5.10	Yedi serbestlik dereceli yüksüz jipin gövde düşey, kafa vurma ve yalpalama açısal yer değişim ve ivmelerinin frekans cevapları.....	56
Şekil 5.11	Yedi serbestlik dereceli yüklü jipin engele düz girmesi durumunda aksların zaman cevapları	57
Şekil 5.12	Yedi serbestlik dereceli yüklü jipin engele düz girmesi durumunda jip gövdesinin düşey, kafa vurma ve yalpalama hareketlerinin zaman cevapları..	58
Şekil 5.13	Yedi serbestlik dereceli yüklü jipin engele düz girmesi durumunda ortaya çıkan kontrolcü kuvvetleri.....	59
Şekil 5.14	Yedi serbestlik dereceli yüklü jipin engele çapraz girmesi durumunda aksların zaman cevapları	60
Şekil 5.15	Yedi serbestlik dereceli yüklü jipin engele çapraz girmesi durumunda jip gövdesinin düşey, kafa vurma ve yalpalama hareketlerinin zaman cevapları..	61
Şekil 5.16	Yedi serbestlik dereceli yüklü jipin engele çapraz girmesi durumunda ortaya çıkan kontrolcü kuvvetleri	62
Şekil 5.17	Yedi serbestlik dereceli yüklü jipin gövde düşey, kafa vurma ve yalpalama açısal yer değişim ve ivmelerinin frekans cevapları.....	63
Şekil 5.18	Yedi serbestlik dereceli aşırı yüklü jipin engele düz girmesi durumunda aksların zaman cevapları	64
Şekil 5.19	Yedi serbestlik dereceli aşırı yüklü jipin engele düz girmesi durumunda jip gövdesinin düşey, kafa vurma ve yalpalama hareketlerinin zaman cevapları..	65
Şekil 5.20	Yedi serbestlik dereceli aşırı yüklü jipin engele düz girmesi durumunda ortaya çıkan kontrolcü kuvvetleri	66
Şekil 5.21	Yedi serbestlik dereceli aşırı yüklü jipin engele çapraz girmesi durumunda aksların zaman cevapları	67
Şekil 5.22	Yedi serbestlik dereceli aşırı yüklü jipin engele çapraz girmesi durumunda jip gövdesinin düşey, kafa vurma ve yalpalama hareketlerinin zaman cevapları..	68
Şekil 5.23	Yedi serbestlik dereceli aşırı yüklü jipin engele çapraz girmesi durumunda ortaya çıkan kontrolcü kuvvetleri	69
Şekil 5.24	Yedi serbestlik dereceli yüklü jipin gövde düşey, kafa vurma ve yalpalama açısal yer değişim ve ivmelerinin frekans cevapları.....	70
Şekil 6.1	Dokuz Serbestlik Dereceli Jip Modeli.....	71
Şekil 6.2	Jip modeline düz giriş için uygulanan yol girişi.....	73
Şekil 6.3	Jip modeline çapraz giriş için uygulanan yol girişi	73
Şekil 6.4	Dokuz serbestlik dereceli yüksüz jipin engele düz girmesi durumunda aksların zaman cevapları	76
Şekil 6.5	Dokuz serbestlik dereceli yüksüz jipin engele düz girmesi durumunda jip gövdesinin düşey, kafa vurma ve yalpalama hareketlerinin, sürücü ve yolcu koltuklarının zaman cevapları	77
Şekil 6.6	Dokuz serbestlik dereceli yüksüz jipin engele düz girmesi durumunda ortaya çıkan kontrolcü kuvvetleri	78
Şekil 6.7	Dokuz serbestlik dereceli yüksüz jipin engele çapraz girmesi durumunda aksların zaman cevapları	79
Şekil 6.8	Dokuz serbestlik dereceli yüksüz jipin engele düz girmesi durumunda jip gövdesinin düşey, kafa vurma ve yalpalama hareketlerinin, sürücü ve yolcu koltuklarının zaman cevapları	80
Şekil 6.9	Dokuz serbestlik dereceli yüksüz jipin engele çapraz girmesi durumunda ortaya çıkan kontrolcü kuvvetleri	81
Şekil 6.10	Dokuz serbestlik dereceli yüksüz jipin gövde düşey, kafa vurma, yalpalama	

Şekil 6.11	açısız, sürücü,yolcu koltuğu düşey, hareket ve ivmelerinin frekans cevapları. 82 Dokuz serbestlik dereceli yüklü jipin engele düz girmesi durumunda aksların zaman cevapları 83
Şekil 6.12	Dokuz serbestlik dereceli yüklü jipin engele düz girmesi durumunda jip gövdesinin düşey, kafa vurma ve yalpalama hareketlerinin, sürücü ve yolcu koltuklarının zaman cevapları 84
Şekil 6.13	Dokuz serbestlik dereceli yüklü jipin engele düz girmesi durumunda ortaya çıkan kontrolcü kuvvetleri 85
Şekil 6.14	Dokuz serbestlik dereceli yüklü jipin engele çapraz girmesi durumunda aksların zaman cevapları 86
Şekil 6.15	Dokuz serbestlik dereceli yüklü jipin engele çapraz girmesi durumunda jip gövdesinin düşey, kafa vurma ve yalpalama hareketlerinin, sürücü ve yolcu koltuklarının zaman cevapları 87
Şekil 6.16	Dokuz serbestlik dereceli yüklü jipin engele çapraz girmesi durumunda ortaya çıkan kontrolcü kuvvetleri 88
Şekil 6.17	Dokuz serbestlik dereceli yüksüz jipin gövde düşey, kafa vurma, yalpalama açısız, sürücü, yolcu koltuğu düşey, hareket ve ivmelerinin frekans cevapları 89
Şekil 6.18	Dokuz serbestlik dereceli aşırı yüklü jipin engele düz girmesi durumunda aksların zaman cevapları 90
Şekil 6.19	Dokuz serbestlik dereceli aşırı yüklü jipin engele düz girmesi durumunda jip gövdesinin düşey, kafa vurma ve yalpalama hareketlerinin, sürücü ve yolcu koltuklarının zaman cevapları 91
Şekil 6.20	Dokuz serbestlik dereceli aşırı yüklü jipin engele düz girmesi durumunda ortaya çıkan kontrolcü kuvvetleri 92
Şekil 6.21	Dokuz serbestlik dereceli aşırı yüklü jipin engele çapraz girmesi durumunda aksların zaman cevapları 93
Şekil 6.22	Dokuz serbestlik dereceli aşırı yüklü jipin engele çapraz girmesi durumunda jip gövdesinin düşey, kafa vurma ve yalpalama hareketlerinin, sürücü ve yolcu koltuklarının zaman cevapları 94
Şekil 6.23	Dokuz serbestlik dereceli aşırı yüklü jipin engele çapraz girmesi durumunda ortaya çıkan kontrolcü kuvvetleri 95
Şekil 6.24	Dokuz serbestlik dereceli aşırı yüklü jip gövde düşey, kafa vurma, yalpalama açısız, sürücü,yolcu koltuğu düşey, hareket ve ivmelerinin frekans cevapları. 96

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 1.1 4x4 Tayfun genel maksat aracı teknik özellikleri 14

Çizelge 3.1 Titreşim yöntemine göre kontrolcü ayar değerleri..... 39



ÖNSÖZ

Bu tez çalışmasının ortaya çıkmasında bilgi ve deneyimleriyle bana her türlü konuda yardımcı olan, beni her zaman daha doğru ve düzenli çalışmaya teşvik eden değerli hocam Yrd. Doç. Dr. Rahmi GÜÇLÜ'ye sonsuz teşekkürlerimi ve saygılarımı sunarım.

Ayrıca, Yıldız Teknik Üniversitesi'ndeki eğitim hayatım boyunca benim daha iyi bir seviyeye gelmemeye yardımcı olan, bir makine mühendisinin nasıl düşünmesi gerektiğini bana öğreten ve bu doğrultuda beni yönlendiren tüm hocalarıma teşekkür eder ve saygılarımı sunarım.



ÖZET

Taşıt titreşimleri, taşıtlarda hız, konfor ve ömrü etkilediğinden istenilmeyen fiziksel olaylardır. Bu tez çalışmasında, titreşimlerin 4x2 ve 4x4 olarak üretilen askeri jipteki yolcular ve jip üzerindeki etkileri incelenmiştir. Askeri jipin modellenmesi aşamasında üç farklı aşama uygulanmıştır. Temel olması açısından öncelikle üç serbestlik dereceli çeyrek jip modeli, sonra sırasıyla yedi ve dokuz serbestlik dereceli tam jip modelleri oluşturulmuştur. Oluşturulan bu modellere, PID kontrol yöntemi uygulanarak titreşimlerin azaltılmasına ve seyir konforunun artırılmasına çalışılmıştır.

Titreşim analizinin yapılmasında jip gövdesinin, akslarının, sürücü ve yolcu koltuklarının kütleleri, gövde atalet momentleri, süspansiyon elemanlarının özellikleri, lastik tekerlekler, yol fonksiyonu ve jipin hızı gibi faktörler dikkate alınmıştır.

Matematiksel modellerin simülasyonları bilgisayar yardımıyla, Matlab 6.5 paket programı ve Simulink modülü kullanılarak yapılmıştır. Simülasyonlar, yedi ve dokuz serbestlik dereceli modeller için yüksüz, yüklü ve aşırı yüklü durumlarda jipin engele düz ve çapraz girmesi durumları için gerçekleştirilmiş ve elde edilen sonuçlar irdelenmiştir.

Seyir konforunun artırılması ile ilgili çalışmalara geçilmeden önce, günümüzde kullanılan taşıt süspansiyonları ile ilgili genel bilgiler verilmiştir. Aktif süspansiyonun özellikleri anlatılmıştır. PID kontrol yönteminden kısaca bahsedildikten sonra jipin modellenmesi ve sonuçların irdelenmesine geçilmiştir.

Anahtar kelimeler: Süspansiyon sistemleri, aktif süspansiyon, taşıt titreşimleri, PID kontrol

ABSTRACT

Vehicle vibrations causes affects on vehicle speed, comfort and vehicle life. By means of this vehicle vibrations are undesirable. Here effects of these vehicle vibrations on passengers and on the vehicle in a 4x2 and 4x4 wheel manufactured military jeep has been inspected. Three different steps has been applied for the modeling of the jeep. Firstly a basic three degree of freedom quarter jeep model then a seven and a nine degree of full jeep model has been constructed. PID control method has been applied to these models and jeep vibrations have been tried to reduce in order to increase driving comfort.

For analysing the vibrations masses of jeep chassis, axles, passenger and driver seat, chassis inertia moments, the specification of suspension elements, rubber wheels, road function and speed of jeep were considered.

Mathematical models have been simulated using Matlab 6.5 and Simulink module. Simulations for the seven and nine degree of freedom models have been made for unloaded, loaded and over loaded models while going on to step straight and one wheel after another and the results have been inspected.

Before getting into the studies about increasing driving comfort. A brief information about the suspension systems used on vehicles nowadays has been given . Characteristics of active suspensions have been mentioned. After giving a brief explanation about PID control method, jeep models have been constructed and the results have been inspected.

Keywords: Suspension systems, active suspension, vehicle vibrations, PID control

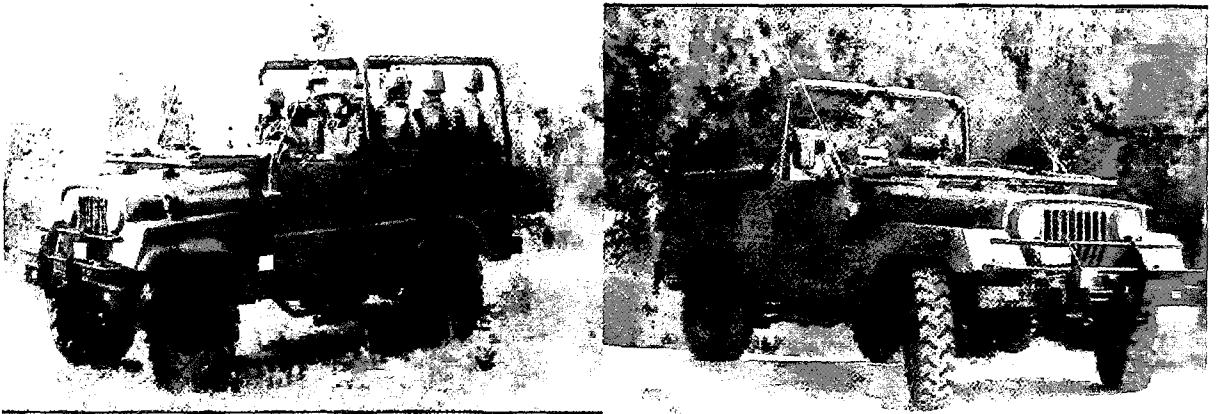
1. GİRİŞ

1.1 4x4 Tayfun Genel Maksat Aracı Hakkında Genel Bilgiler

4x4 Tayfun Genel Maksat Aracı yerli üretim bir askeri jip olup İstanbul Tuzla da bulunan 7. Bakım Merkezi Komutanlığında üretilmektedir. Askeri jip İngiliz Land Rover jipleri ile yakın benzerlik göstermektedir. Üzerinde yapılan çeşitli modifikasyonlar sayesinde birçok farklı amaca hizmet edebilecek şekilde üretilen jipler Türk Silahlı Kuvvetleri'nin giderek daha da güçlü bir konuma geldiğini göstermektedir.

7. Bakım Merkezi Komutanlığı 1954 yılında kısmen yabancı sermaye katılımıyla Türk Willys Overland adı altında İstanbul Tuzla'da 260.000 m² lik bir alanda kurulmuş ve bu tarihten itibaren yurt dışından temin edilen malzemelerin montajı ile jip türü araç üretimine başlanmıştır. Özel Verdi Ltd. Şti. yönetiminde 1971 yılına kadar Araç Montaj Fabrikası olarak faaliyet göstermiştir. Türk Otomotiv Sanayiinin ilk tesisi olan fabrika, 1971 yılında Milli Savunma Bakanlığı tarafından satın alınarak 1013. Tekerlekli Araç Yenileme yedek Parça ve Montaj Fabrikası adı altında faaliyete geçmiştir. Fabrikanın ismi 15 Mayıs 1987 tarihi itibariyle, 1013. Ordudonatım Ana Tamir Fabrika Müdürlüğü, Temmuz 2003 tarihinden itibaren de 7. Bakım Merkez Komutanlığı olarak değiştirilmiştir.

Bu çalışmada Komutanlıkta üretilen yolcu ve yük taşıma maksadıyla kullanılan Genel Maksat Aracı model olarak seçilmiştir. Şekil 1.1' de Genel Maksat Aracı ve Çizelge 1.1' de araca ait çeşitli teknik özellikler görülmektedir.



Şekil 1.1 4x4 Tayfun genel maksat aracı

Çizelge 1.1 4x4 Tayfun genel maksat aracı teknik özellikleri

Motor Durotorq 2.4L MFI (Puma)	: 2400 cc Intercooler Turbo Dizel
Silindir Sayısı	: 4
Silindir Hacmi	: 2402 cc
Max. Güç	: 88 kW (120 PS) 4000 d/d
Şanzuman	: MT-75 5 İleri 1 Geri
Debriyaj	: Hidrolik
Lastik (Arazi – Cadde)	: 7.50 x 16
Fren Sistemi	: Vakum Takviyeli Hidrolik
Ön	: Disk
Arka	: Kampana
Direksiyon Sistemi	: Hidrolik
Elektrik Sistemi	: 24 V 6 Amper
Yakıt Tankı	: 82 Lt.
Maksimum Hız	: 120 Km/h
Yaklaşma açısı	: 55°
Uzaklaşma Açısı	: 37°
Tırmanma Açısı	: 70°
Dönme Yarıçapı	: 7.4 m

1.2 Problemin tanımı

Günümüzde motorlu kara taşıtları insanların en yaygın olarak kullandığı ulaşım araçlarından biridir. Taşıtların icadından itibaren taşıt teknolojisi giderek ilerlemiş daha güçlü motorlar ortaya çıkmış, bununla beraber de titreşimlerin insanlar üzerindeki zararları üzerinde incelemeler yapılmaya başlanmıştır. Yapılan çalışmalar titreşimlerin insanlar üzerindeki olumsuz etkilerini ortaya çıkartmıştır. Bu nedenle taşıt teknolojisi ilerledikçe titreşimleri de azaltma yolunda çalışmaların yapılması zorunlu olmuştur.

Titreşimlerin insanlarda ve araçlarda yarattığı zararlı etkilerin ortaya çıkartılmasından beri motorlu taşıt endüstrisi bu zararlı titreşimleri ortadan kaldıracak için çalışmalarına başlamıştır. Titreşimlerin incelenmesi için öncelikle aracın temel olarak yaptığı hareketlerin matematiksel olarak tanımlanması için çalışılmıştır. İlk önceleri taşıtların hareketleri iki boyutlu çeyrek ve yarım taşıt modelleri olarak modellenmiş ve hareketlerin matematiksel ifadeleri ortaya çıkarılmıştır. Daha sonraları yapılan çalışmalarla iki boyutlu modellerin taşıt hareketlerini tanımlamada yeterli olmadığı görülmüş ve üç boyutlu taşıt modellerinin oluşturulması gerektiği ortaya çıkmıştır. Üç boyutlu taşıt modellerinin oluşturulması sonucu taşıtın yaptığı hareketler daha doğru bir şekilde tanımlanmış ve elde edilen matematiksel modeller doğrultusunda titreşimler daha detaylı olarak incelenmiştir. Buna paralel olarak gelişen süspansiyon sistemleri sonucunda daha önceki çalışmalarda

kullanılan pasif süspansiyon sistemlerine ilave olarak yarı aktif ve aktif süspansiyon sistemleri de bu modellere uygulanmıştır. Günümüzde gelişen teknoloji sayesinde artık aktif süspansiyon sistemleri giderek yaygınlaşmaya başlamış bu alanda yapılan çalışmalar da artmıştır. Aktif süspansiyonlar sayesinde aracın titreşimlerinin kontrol edilmesinin dışında aracın yuvarlanma, savrulma, kafa vurma hareketleri de minimize edilmeye başlanmıştır. Bu alanda kullanılan en yeni kontrol sistemlerinden bir tanesi Mercedes Benz firmasının ABC (Active Body Control) kontrol sistemidir. Aktif süspansiyon uygulamaları üzerine yapılan çalışmalar sadece otomobillerle sınırlı kalmayıp aynı zamanda diğer motorlu kara taşıtlarını da kapsamaktadır. Bunlara örnek olarak off-road araçları, tırlar, otobüsler ve askeri araçlar da gösterilebilir. Geçmiş tarihten günümüze kadar taşıt titreşimlerinin incelenmesi konusunda birçok araştırmacı çalışmalar yapmıştır ve halen de bu çalışmalar geliştirilmektedir. Titreşimlerin incelenmesi ve önüne geçilmesi konusunda yapılan çalışmalara örnek olarak Tamboli ve Joshi (1999), Hagopian vd. (1999), Weeks vd. (2000), Kim vd.(2002) ve Yıldırım ve Uzman (2003) gösterilebilir.

Buradaki çalışmada ise oluşturulmuş olan farklı taşıt modellerinden yola çıkılarak temel olması açısından üç serbestlik dereceli çeyrek model, daha sonra yedi ve dokuz serbestlik dereceli jip taşıt modelleri modellenmiştir. Burada aynı zamanda taşıtların yüksüz, yüklü ve aşırı yüklü olarak engele düz yada çapraz girmeleri durumunda dinamik analizler yapılmıştır.

Süspansiyonların taşıtlardaki en önemli görevleri, taşıtın titreşim hareketlerini sönümleyerek, yolcuları bu titreşimlerden ve dış etkilere korumaktır. Bu çalışmada incelenen her bir model ve durum için araçtaki titreşimlerin kontrol altına alınarak konforun artırılması amaçlanmaktadır. Bunun için öncelikle, birinci bölümde taşıtlarda titreşime neden olan etkiler ve taşıt titreşimlerini etkileyen faktörler incelenmiştir. İkinci bölümde taşıt süspansiyon sistemleri anlatılmış, üçüncü bölümde ise aktif süspansiyonlarda kullanılan PID kontrol yöntemi açıklanmıştır. Dördüncü bölümde üç, beşinci bölümde yedi ve altıncı bölümde dokuz serbestlik dereceli jipler modellenerek jipler üzerine PID kontrol uygulanmıştır.

1.3 Taşıt Titreşimleri

Taşıtlarda, titreşimler istenmeyen fiziksel büyüklüklerdir. Titreşimler hem taşıtın fiziksel yapısında istenmeyen etkilere neden olabilirler hem de taşıt içerisindeki insanlar üzerinde rahatsız edici etkilere yol açabilirler. Taşıtlarda titreşimlerin ortaya çıkmasının belirli bazı nedenleri vardır. Bunlar şu şekilde sıralanabilir;

Yol pürüzlülükleri :

Yoldaki düzgünsüzlükler taşıtlarda tekerleklerden başlayarak taşıtın gövdesine ve yolcuya kadar uzanan bir yolda titreşime neden olabilirler. Yoldaki düzensizliğin miktarı ne kadar fazla olursa ortaya çıkan titreşim de o kadar fazla olur.

Tekerlekler :

Tekerleklerdeki dengesizlik, boyut farklılıkları, yay katsayısı farklılıkları, tekerlek hava basınçlarındaki farklılıklar, taşıtta dengesizliğe neden olacağından yoldan gelen bozucu etkilerin de bunlara eklenmesiyle taşıtta titreşime neden olurlar.

Güç ve moment ileten elemanlardaki dengesizlikler :

Dönen miller, dişli çarklar, diferansiyel ve motor gibi elemanlardaki kütle dengesizlikleri bu elemanlarda titreşimlere neden olmakta ve bu titreşimler de hem taşıt üzerinde hem taşıt içerisindeki insanlar üzerinde olumsuz etkilere neden olmaktadır.

Taşıtların tasarım aşamasında ve çalışmaları sırasında taşıt titreşimini etkileyen birçok faktör bulunmaktadır. Bunlardan bazıları şöyle sıralanabilir.

Taşıtlarda süspansiyon yay elemanının özellikleri, uygun stabilizatör çubuğu tasarımı, kullanılan sönüm elemanının özellikleri, motorun ve aktarma organlarının montaj şekilleri, süspansiyonların asılış şekilleri, kullanılan tekerlekler tipleri, taşıtın aks genişliği ve akslar arası mesafesi gibi faktörler taşıt titreşimlerini etkileyen faktörlerdendir. Bu elemanların doğru tasarımları ve doğru seçimleri taşıtlarda titreşim miktarlarında azalmalar sağlayacaktır.

1.3.1 Taşıt Titreşimlerinin Değerlendirilmesi

Taşıtta meydana gelen titreşim miktarları belirlendikten sonra bu titreşimlerin değerlendirilmesi aşamasında sadece taşıt titreşimlerinin taşıtın kendi parçaları üzerinde

yarattığı olumsuz etkiler değil, insanlar üzerindeki etkileri de incelenmeli ve daha konforlu sürüş için insan vücuduna etkiyecek titreşimlerin ne oranlarda olması gerektiği üzerine çalışılmalıdır. Bu alanda çeşitli çalışmalar yapılmış ve sonucunda belirli titreşim kriterleri belirlenmiştir. Cho vd. (2001) insanın biyomekanik modelini kurarak sürüş kalitesini değerlendirme üzerine bir çalışma yapmış, Bellmann (2002) titreşimler üzerine detaylı bir çalışma yapmış ve farklı titreşimlerde insan vücudunun verdiği tepkileri incelemiştir. Paddan ve Griffin (2002) de aynı şekilde titreşimlerin insanlar üzerindeki etkilerini araştırmıştır. Ayrıca hali hazırda çeşitli kurum ve kuruluşlar titreşimlerin insanlar ve mekanik sistemler üzerindeki etkileri ve titreşimlerin etkilerinin azaltılması üzerine çalışmalar yapmaktadır.

Taşıt titreşimlerinin değerlendirilmesinde göz önünde bulundurulacak kriterler şu şekilde sıralanabilir:

a) Konfor

Konforlu sürüşün sağlanabilmesi açısından incelenen elemanların genlikleri, hızları ve ivmeleri göz önünde bulundurulur. Bunun yanı sıra titreşime maruz kalan elemanlar göz önüne alınır. Örneğin titreşimin yolcular üzerindeki etkileri, taşıt elemanları üzerindeki etkileri ve taşıttaki yük üzerindeki etkileri incelenir. Burada yapılan çalışmalarda jip gövdesinin, sürücü ve yolcu koltuklarının hareketlerinin genlik ve ivmeleri incelenerek konforun artırılması için kontrol yöntemi uygulanmış titreşimlerin azaltılması için çalışılmıştır.

b) Dinamik tekerlek basıncı

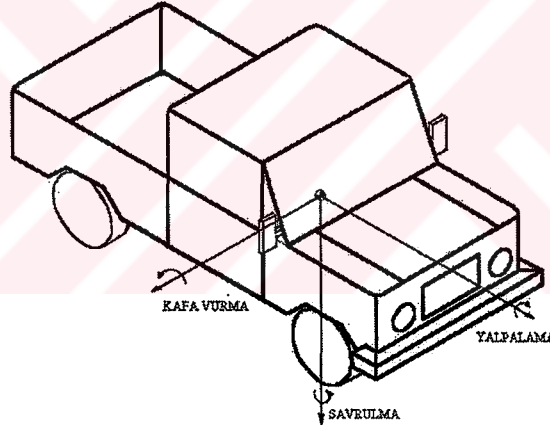
Sürüş sırasında kontrollü ve konforlu bir sürüş sağlanabilmesi için kullanılan tekerleklerin basınçlarının dengeli olması gerekmektedir. Çok düşük ya da çok yüksek tekerlek basınçları sürüş konfor ve emniyetini olumsuz yönde etkileyecektir. Düşük tekerlek basıncı aracın çekişten düşmesine, yakıt sarfiyatının artmasına, tekerleklerin çabuk aşınmasına neden olur. Konforlu ve kontrollü bir sürüş sağlanabilmesi için tekerlek basıncının üretici firmaların tavsiye ettiği değerlerde olmalıdır.

c) Konstrüksiyon açısından müsaade edilebilecek titreşim seviyesi

Titreşimler incelenirken taşıtın fiziksel yapısı da göz önünde bulundurulmak zorundadır. Taşıtta meydana gelen titreşimler taşıt üzerinde yorulma ve deformasyonlara neden olabileceğinden taşıtın konstrüksiyon bakımından bu titreşimlere maruz kaldığında titreşimlere dayanıp dayanamayacağı incelenmelidir.

Yoldaki düzgünsüzlüklerin taşıt üzerinde meydana getirmiş olduğu titreşimler hem istenmeyen seslere neden olmakta hem de taşıt gövdesi, taşıtta bulunan yolcu ve yük üzerinde de istenmeyen etkiler oluşturmaktadırlar. Günümüzde kullanılan modern taşıtlar oldukça karmaşık yapılara sahip olduğundan titreşim sistemlerinin incelenmesi de oldukça güç olmaktadır. Bu nedenle araştırmacılar hesaplamaları basitleştirebilmek açısından taşıtı; gövde, aks, süspansiyon elemanları ve tekerleklerden oluşan dinamik bir model olarak ele almıştır. Bu araştırmacılar titreşime neden olan dış etkileri de, yol düzgünsüzlüğünden kaynaklanan etkiler olarak almıştır.

Gerçekte herhangi bir cismin uzaydaki serbest hareketinde üç öteleme, üç dönme olmak üzere altı serbestlik derecesi bulunmaktadır. Buna dayanarak taşıtın bir gövde ve dört bağımsız akstan meydana geldiğine göre taşıt modelinin otuz serbestlik derecesi olmaktadır. Burada bu hareketlerin hepsi göz önünde bulundurulmaz ve bazıları çok küçük olduğundan ihmal edilebilir. Şekil 1.2' de taşıt gövdesinin üç doğrusal (x, y, z), üç açısal (xx, yy, zz) hareket olmak üzere altı hareket yaptığı görülmektedir.



Şekil 1.2 Taşıt gövdesinin titreşim hareketleri

1.4 Askeri Jipe Ait Fiziksel Değerler

Burada, askeri jipe ait bazı fiziksel özelliklerden ve bunların pratik olarak nasıl hesaplanabileceğinden bahsedilecektir. Fiziksel değerleri elde ederken kullanılan parametreler aşağıdaki gibidir.

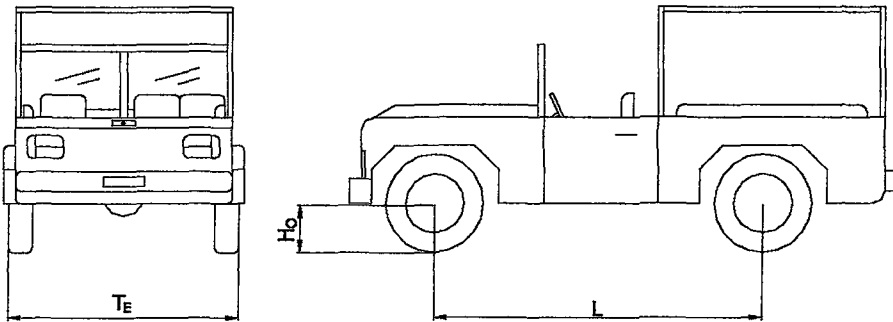
- b : Makas yay genişliği
- c_0 : Makas yay genişliği hesabı için bir katsayı
- c : Amortisör sönüm katsayısı
- D : Helezon çapı

E	: Elastiklik modülü
F_s	: Amortisör sönüm kuvveti
H_A	: Ağırlık merkezinin yerden yüksekliği
H_O	: Ön aksın yerden yüksekliği
H_{O1}	: Ön aks yükseltilmiş haldeyken yerden yüksekliği
G	: Kayma modülü
J	: Kütleli atalet momenti
k_h	: Helezon yay katsayısı
k_m	: Makas yay katsayısı
l_m	: Makas yay uzunluğu
L_A	: Arka aks ile ağırlık merkezi arasındaki mesafe
L	: Akslar arası mesafe
L_1	: Ön aks yükseltilmiş haldeyken akslar arası mesafenin izdüşümü
L_{ON}	: Ön aks ile ağırlık merkezi arasındaki mesafe
L_{ARKA}	: Arka aks ile ağırlık merkezi arasındaki mesafe
G_A	: Arka aks ağırlığı
G_{A1}	: Ön aks yükseltilmiş haldeyken arka aks ağırlığı
G_O	: Ön aks ağırlığı
G_S	: Sağ tekerleklerin ağırlığı
G_T	: Araç ağırlığı
n_k	: Helezon yay sarım sayısı
n_m	: Çalışan makas yay adedi
s	: Makas yay kalınlığı
T_E	: Sağ ve sol tekerlekler arasındaki mesafe
V	: Test makinası çizgisel hızı

1.4.1 Jipe Ait Ağırlık Merkezinin Bulunması

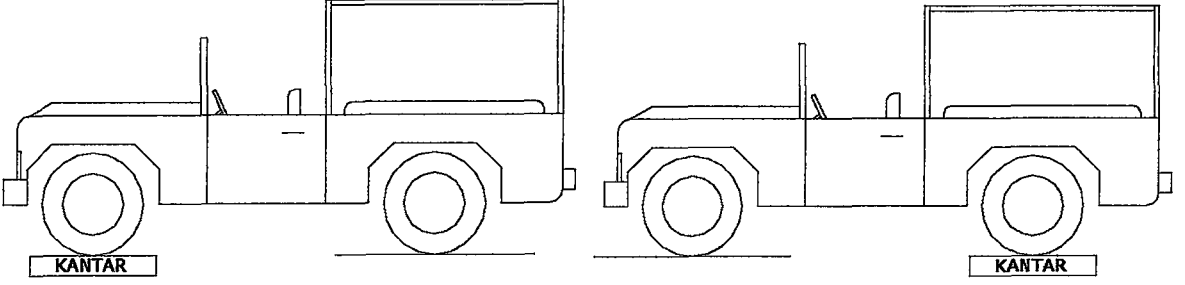
Askeri jipin ağırlık merkezinin bulunabilmesi için öncelikle jiple ilgili bazı ölçümlerin yapılması ve belirli konumlarda tartılması gerekir.

Tartım işlemlerine geçilmeden önce bazı büyüklüklerin ölçülmesi gerekmektedir. Öncelikle jipin (L) iki aks arası mesafesi, (T_E) tekerleklerin dıştan dışa olan mesafeleri, ve (H_O) ön aksın yerden yüksekliği ölçülmelidir. (Şekil 1.3)

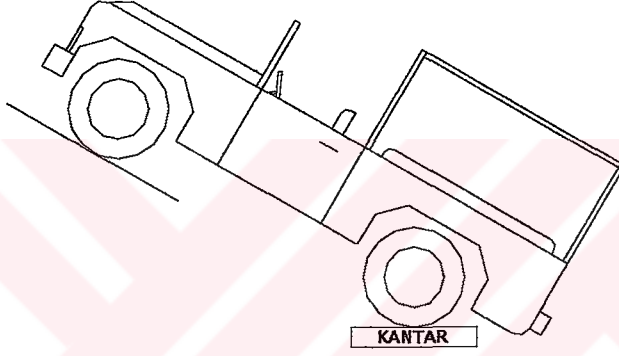


Şekil 1.3 Ağırlık merkezi hesabı için tartım öncesi ölçülecek büyüklükler

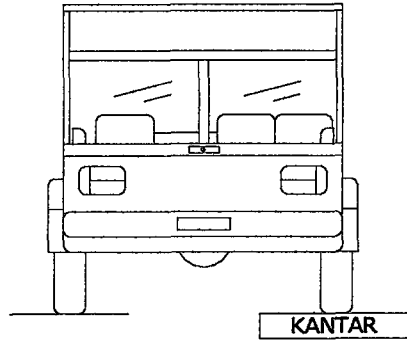
Daha sonra jipin belirli konumlarda tartılması gerekir. Şekil 1.4, Şekil 1.5 ve Şekil 1.6' da bu konumlar görülmektedir.



Şekil 1.4 Ön ve arka aksların ağırlığının ölçülmesi



Şekil 1.5 Arka aksın ön aks yerden yükseltilmiş durumdaki ağırlığının ölçülmesi



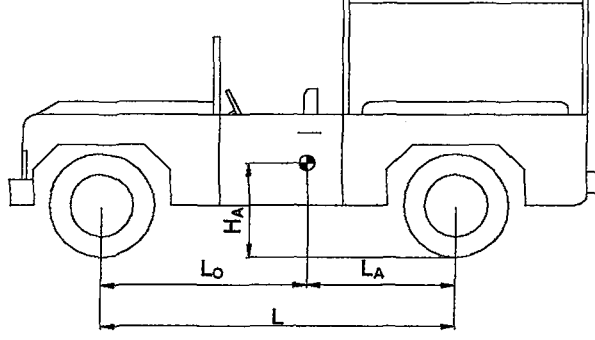
Şekil 1.6 Sağ tekerleklerin ağırlığının ölçülmesi

Bu tartım işlemleri yapıldıktan sonra ön aksın ağırlığı (G_O), arka aksın ağırlığı (G_A), ön aks yükseltilmiş haldeyken arka aksın ağırlığı (G_{A1}), bu durumda ön aksın yerden yüksekliği (H_{O1}) (Şekil 1.9) ve sağ tekerleklerin ağırlığı (G_S) belirlenmiş olur.

Bundan sonra jipin ağırlık merkezinin hesaplanmasına geçilebilir.

Jipin boyuna ağırlık merkezinin (Şekil 1.7) bulunabilmesi için,

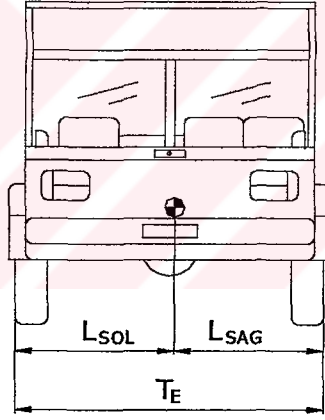
$$L_O = (1 - (G_O / G_T)) \cdot L \quad (1.1)$$



Şekil 1.7 Jipin boyuna ağırlık merkezi

Jipin enine ağırlık merkezini (Şekil 1.8) bulabilmek için,

$$L_S = (1 - (G_S / G_T)) \cdot T_E \quad (1.2)$$



Şekil 1.8 Jipin enine ağırlık merkezi

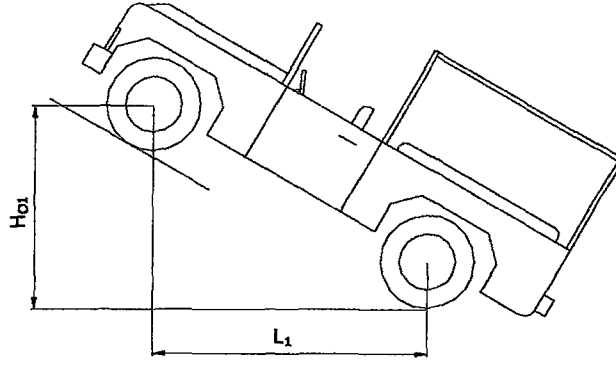
ve jipin ağırlık merkezinin yüksekliğini (Şekil 1.7) bulabilmek için,

$$L_1 = \sqrt{L^2 - (H_{O1} - H_O)^2} \quad (1.3)$$

$$G_E = G_{A1} - G_A \quad (1.4)$$

$$H_C = H_O + ((G_E \cdot L \cdot L_1) / (G_T \cdot (H_{O1} - H_O))) \quad (1.5)$$

denklemleri kullanılabilir.



Şekil1.9 Ön aks yükseltilmiş haldeyken aksın yüksekliği ve akslar arası mesafenin izdüşümü

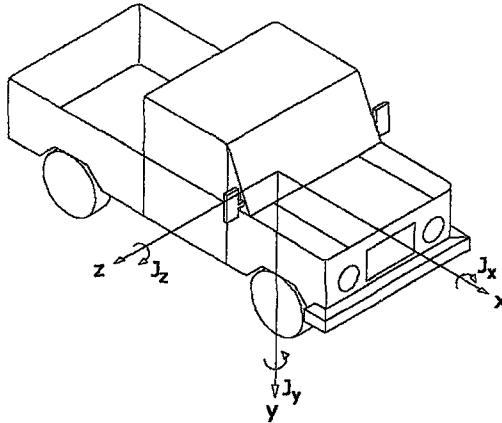
1.4.2 Jipin Kütlesel Atalet Momentinin Hesaplanması

Atalet momenti bir eksen etrafında dönme hareketi yapan cismin atalet mukavemetinin bir ölçüsüdür ve matematiksel olarak şu şekilde ifade edilir.

$$J = \int r^2 dm \quad (1.6)$$

$$M_d = J\ddot{\theta} \quad (1.7)$$

Jipe ait kütlelesel atalet momentleri üç boyutlu koordinat sistemindeki eksenlere göre belirlenir. Her eksene ait kütlelesel atalet momentinin büyüklüğü ve yarattığı etki farklıdır. Şekil 1.10' da kütlelesel atalet momentleri gösterilmektedir. Burada; J_z ile gösterilen değer doğrusal ilerlemede kafa vurma, J_y ile gösterilen savrulma ve J_x ile gösterilen ise yalpalamadan dolayı oluşan atalet momentlerini göstermektedir.



Şekil 1.10 Askeri jipin kütlelesel atalet momentleri

Yukarıdaki denklemler, elementer kütlelerin gövde üzerinde toplanacağını ve her bir elementer kütlenin dönme ekseninden uzaklıklarının karesi ile çarpılacağını belirtir. Jipe ait bütün parçaların atalet momentleri bu denklemler yardımıyla belirlenir. Bunun için her parçanın ağırlığı, ağırlık merkezinden uzaklığı belirlenir ve temel geometrik şekillere benzetilerek önce kendi içlerinde daha sonra da ağırlık merkezine göre atalet momentleri hesaplanır. Jipin atalet momentini her bir parça için hesaplanan atalet momentlerini toplayarak ta elde etmek mümkün olsa da bu işlem çok güç olduğundan hesaplamalarda geliştirilmiş olan deneysel yöntemlerden faydalanılır.

Atalet momentleri genel olarak düşey fiziksel sarkaç, yatay sarkaç veya burulma gibi titreşim sistemlerinden yararlanılarak tespit edilmektedir. Yöntemlerin hepsinde asıl amaç atalet momenti belirlenecek sistemin doğal frekansında titreşim yapmasının sağlanması ve titreşim zamanının belirlenmesidir. Bundan sonra, serbest titreşim hareket denklemleri göz önüne alınarak atalet momentleri hesaplanabilir.

1.4.3 Jipin Yay Katsayılarının Hesaplanması

Jipe ait yay katsayılarının hesaplanabilmesi için araçta kullanılan yayların boyutları ve imal edildikleri malzemenin özellikleri bilinmesi gerekmektedir. Yay katsayılarının hesaplanması için aşağıdaki formüller kullanılabilir.

Helezon yaylarda,

$$k_h = \frac{G.d^4}{8.n_h.D} \quad (1.8)$$

Makas yaylarda,

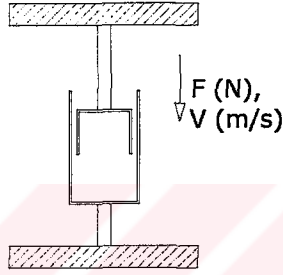
$$k_m = \frac{E.n_m.b.s^3}{c_o.I_m^3} \quad (1.9)$$

formülleri kullanılarak yay katsayıları hesaplanabilir.

1.4.4 Jipin Amortisör Sönüm Katsayılarının Hesaplanması

Amortisör karakteristik özelliklerinin tespiti için çeşitli yöntemler kullanılabilir. Deneysel olarak yapılabilecek belirlemede kullanılacak amortisör test cihazının bir bölümü Şekil 1.11’ de görülmektedir. Buradan dijital olarak uygulanan kuvvet ve çizgisel hız okunarak amortisörün sönüm katsayısı hesaplanabilir. Sönüm katsayılarının hesaplanması için şu formül kullanılabilir.

$$c = \frac{F_s}{V} \quad (1.10)$$



Şekil 1.11 Amortisör test cihazı

2. TAŞIT SÜSPANSİYON SİSTEMLERİ

Motorlu kara taşıtlarında bir şeyi ya da insanları belli bir yerden başka bir yere sevk etmek amaçlanmaktadır. Eğer canlı varlık değil de bir yük taşınıyorsa taşınan yükün en az hasarla güvenli bir şekilde taşınması, canlı bir varlık ya da insan taşınıyorsa ulaşacakları yere en konforlu ve rahat şekilde ulaştırılmaları amaçlanmaktadır. Benzer şekilde aracı kullanan kişinin de sürüş esnasında konsantrasyonunun bozulmaması, daha konforlu ve daha az yorucu bir sürüş sağlaması bakımından süspansiyon sistemleri araçtaki en önemli sistemlerden biridir. Burada süspansiyon sisteminin görevi aracın stabilitesini ve tekerleklerin yolla sürekli temasını sağlayarak sürüş konfor ve kontrolünü artırmaktadır.

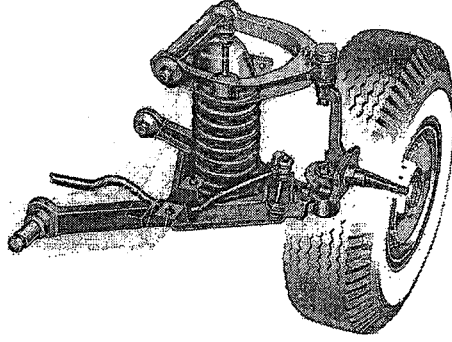
Taşıt süspansiyon sistemleri temel olarak üçe ayrılır.

- 1- Pasif süspansiyon sistemleri
- 2- Yarı aktif süspansiyon sistemleri
- 3- Aktif süspansiyon sistemleri

2.1 Pasif Süspansiyon Sistemleri

Günümüzde halen yaygın bir biçimde kullanılmakta olan pasif süspansiyon sistemleri bir yay ve sönüm elemanından meydana gelen süspansiyon sistemleridir. Bu sistemlerde titreşimlerin sönümlenmeleri tamamıyla doğal yollardan olur ve herhangi ilave bir enerji gerekmez.

Pasif süspansiyon sistemlerinde (Şekil 2.1) aksların bağlantı şekilleri ve tekerlek askı sistemleri konfor ve titreşimlerin kontrolü açısından büyük rol oynamaktadır. İyi düzenlenmiş bir askı sistemi yoldan gelen bozucu etkileri en iyi şekilde sönümleyerek konforu en iyi düzeye çıkartmaktadır. Bununla beraber taşıtın yol tutuş kabiliyetini de arttırarak daha güvenli bir sürüş sağlanmaktadır.



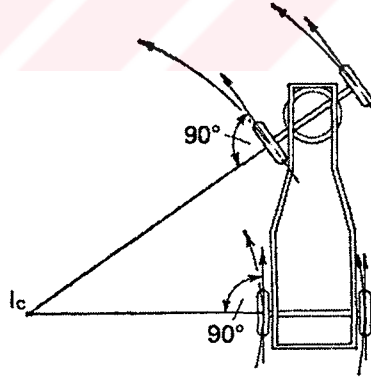
Şekil 2.1 Taşıtlarda pasif süspansiyon sistemi (Gillespie,1992)

İyi bir süspansiyon sistemini aynı zamanda taşıt gövdesine iletilecek darbeleri ve titreşimleri azaltacağından taşıta ait parçaların da ömrünün daha uzun olmasını sağlayacaktır.

Pasif süspansiyon sistemlerinin yapıları ve sistemde kullanılan elemanlar şu şekilde özetlenebilir.

2.1.1 Bağımsız Ön Süspansiyon

Bağımsız süspansiyonların amacı kiriş aksın (beam axle) (Şekil 2.2) olumsuz etkilerini gidermektir. Bu olumsuz etkilerin bazıları şöyle sıralanabilir,



Şekil 2.2 Kiriş aks (beam axle)

Sert yaylanma,

Direksiyon hakimiyetindeki kontrolün kötülüğü,

Yüksek yaylanmamış kütleden dolayı maksimum tekerlek temasının sağlanmaması,

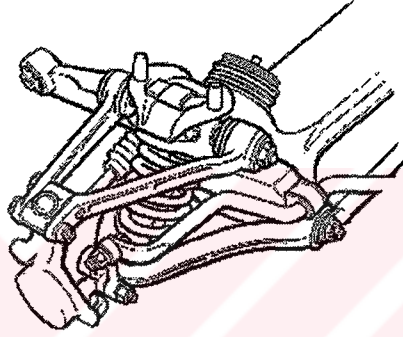
Motorun aksın gerisine bağlanma zorunluluğu ve bunun sonucunda yolculara az alan

kalmasıdır.

Günümüzde birçok araç bu etkilerin üstesinden gelmek için aşağıdaki asılış sistemlerinden birini kullanmaktadır.

a) Çift Lades Kollu Asılış

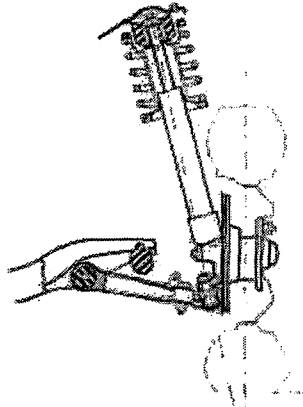
Şekil 2.3' te Çift lades kollu asılış örneği görülmektedir. Bu adı almasının iki farklı bağlantı kolunun lades kemiğine benzer bir şekil almasıdır. Bu şekilde bir bağlantı kullanılmasının amacı frenleme ve ivmelenme esnasında ortaya çıkan kuvvetlere karşı koyacak bir eleman oluşturmaktır.



Şekil 2.3 Çift lades kollu asılış (Fortunecity)

b) Mc Pherson Tipi Asılış

Şekil 2.4' te Mc Pherson tipi asılış görülmektedir. Yoldan gelen darbeleri engellemek amacıyla, amortisör bir sönüm elemanı ve bunun etrafına sarılı yaydan oluşmaktadır.



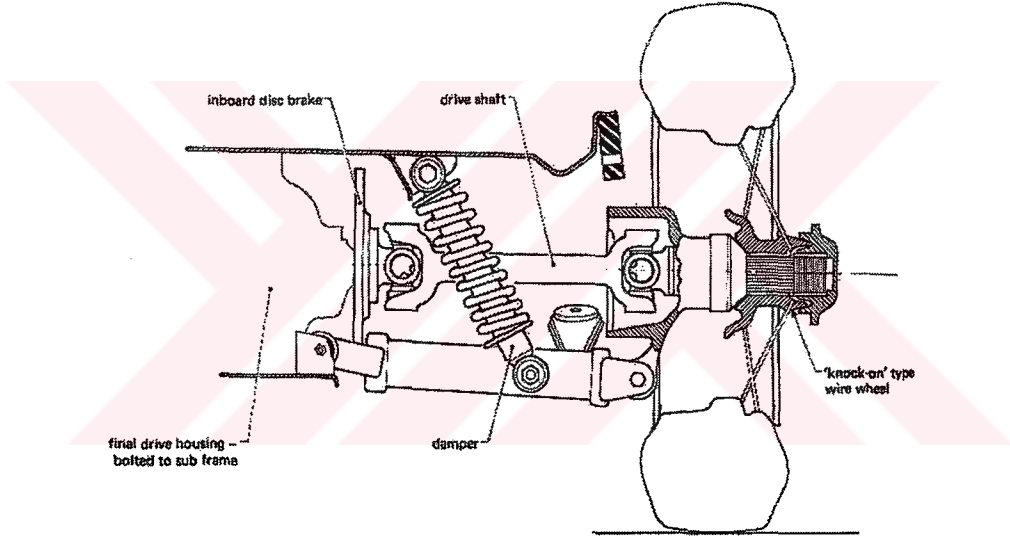
Şekil 2.4 Mc Pherson tipi asılış şekli (Fortunecity)

2.1.2 Bağımsız Arka Süspansiyon

Bağımsız arka süspansiyonun avantajları bağımsız ön süspansiyonunkiyle benzerdir. Her birinin farklı avantaj ve dezavantajları olan birçok farklı bağlantı şekilleri vardır. Bunlardan bazıları şunlardır.

a) Çapraz bağlantı

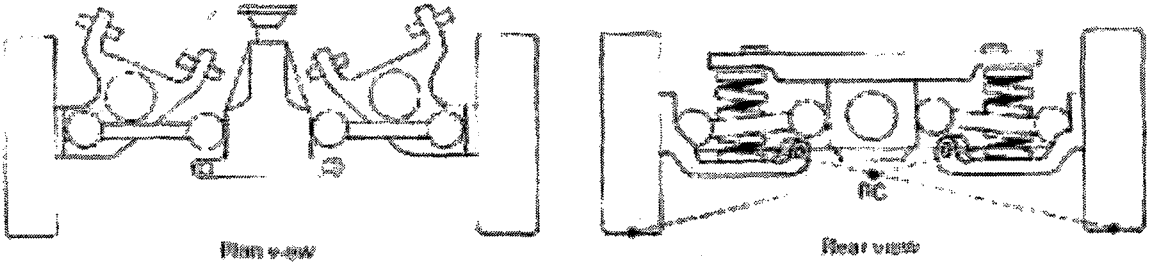
Şekil 2.5’ te görülen çapraz bağlantıda daha fazla hareket sağlanabilmesi açısından iki uçtan da universal kardan kavramalarıyla bağlanmıştır. Aynı zamanda, gerektiğinde alt bağlantının boyu değiştirilerek ya da fren diskleriyle sürüş şaftı arasına şimler eklenerek, kamber açısında da değişiklikler yapılabilmektedir.



Şekil 2.5 Çapraz bağlantı (Fortunecity)

b) Yarı sürüklenen kol (Semi trailing arm)

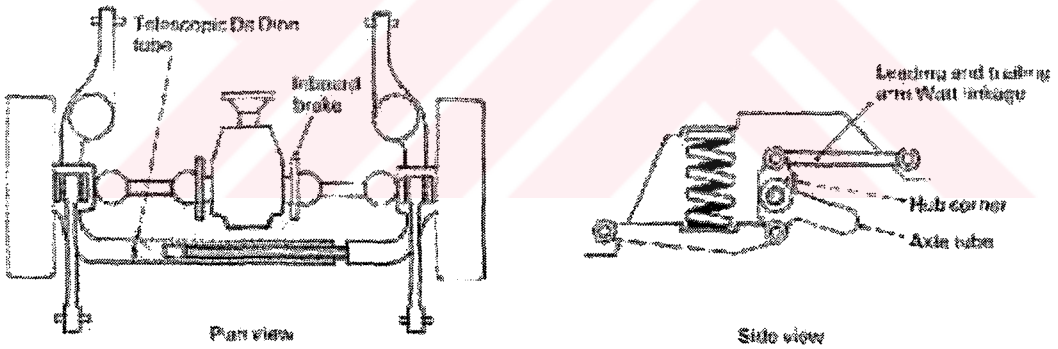
Yarı sürüklenen kol tipi sistemde çift lades kollu süspansiyon kolu alt bir şaseye bağlanmaktadır. Bu tekerleğin hem enine hem boyuna desteklenmesini sağlamaktadır. (Şekil 2.6) Süspansiyon kolunun uzunluğu tümsek geçişleri ve sıçramalarda kamber açısında çok az bir değişim olmasını sağlamaktadır. Sistem boyunca titreşim ve gürültüyü engellemesi açısından lastik malzemeler kullanılmıştır.



Şekil 2.6 Yarı sürüklenen aks (semi trailing arm) düzenlemesi (Fortunecity)

c) De Dion Aks

Şekil 2.7' de teleskobik tipte De Dion aks görülmektedir. De Dion aks genelde iki ucu bükülmüş bir boru şeklinde olmakla beraber dikdörtgen kesitli olanları da bulunmaktadır. Burada kılavuz ve sürüklenme kolları arasında bir Watt bağlantısı görülmektedir. Bu bağlantı tekerlekte herhangi bir yalpalama olmadan düşey olarak hareket etmesini sağlayacak şekilde ayarlanmıştır.



Şekil 2.7 Kılavuz ve sürüklenme kollu (trailing arm) De Dion bağlantı düzeni (Fortunecity)

Taşıt titreşimleri açısından genel olarak uygun yay elastikliği ve sönüm değeri aşağıda verilen kriterlere göre seçilir;

- Gövdenin ivmesi
- Süspansiyon sistemi çalışma aralığı
- Tekerlek-yol temas kuvveti

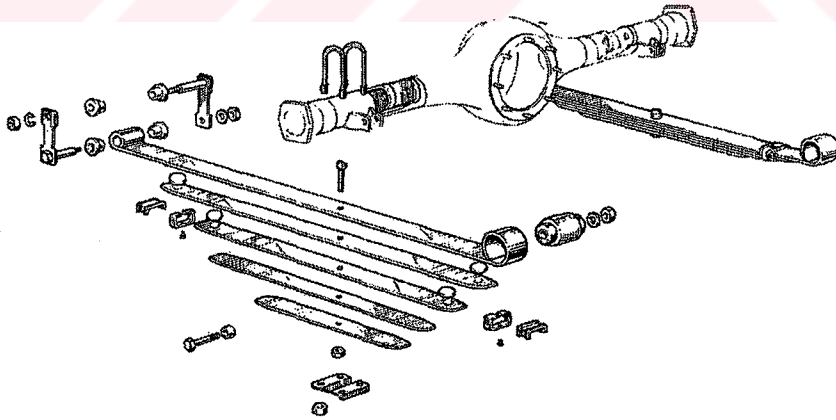
Pasif süspansiyon sistemleri günümüz taşıtlarında araçtan beklenen performansların giderek

artması sonucu tam olarak bekleneni karşılayamasa da birçok araçta halen kullanılmaktadır. Pasif süspansiyon sistemlerinde konfor ile sürüş kontrol ve güvenliği arasında bir çelişki bulunmaktadır. Sürüş kontrolünün artması istendiği durumlarda, örneğin bir spor araçta süspansiyonların sert seçilmesi çabuk sönümleme sağlamakta ve yol tutuşu arttırmaktadır. Ancak ivmelenmenin artmasından dolayı konfor azalmaktadır. Bunun tersine konforun istendiği durumda yumuşak süspansiyonların kullanılması gövdenin ivmelenmelerini azaltarak konforu arttıracak ancak yol tutuş ve seyir emniyeti azalacaktır. Burada önemli olan ihtiyaca göre optimum süspansiyon tasarımının yapılması ve süspansiyon sertliklerinin buna göre seçilmesidir.

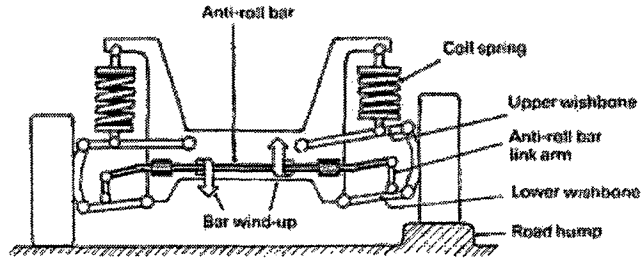
Pasif süspansiyon sistemlerini oluşturan elemanlar şu şekilde sıralanabilir.

- 1) Yaylar (Yaprak, helisel, torsiyon çubuğu, kauçuk, pnomatik (Şekil 2.8)
- 2) Sönümleyiciler (manivela tipi, teleskopik direk etkili)
- 3) Stabilizatör çubuğu (Şekil 2.9)

Stabilizatör çubuğu Şekil 2.9' dan da görülebileceği gibi iki ucu akslar arasına ve bir bölümü de araç şasesine bağlanan u şeklinde bir çubuk olup aracın ani bir viraja girmesi ya da tek taraflı olarak tümseğe girmesi sonucu yana yatmasını engelleyen bir süspansiyon sistemi elemanıdır. Aracın yana yatması sırasında, bir tarafta sıkışan yayla birlikte oluşan dengesizlik sonucu stabilizatör çubuğu bir burulma hareketi yaparak aracın yana yatmasını sınırlamaktadır.



Şekil 2.8 Yaprak yayın patlatılmış görüntüsü (Fortunecity)

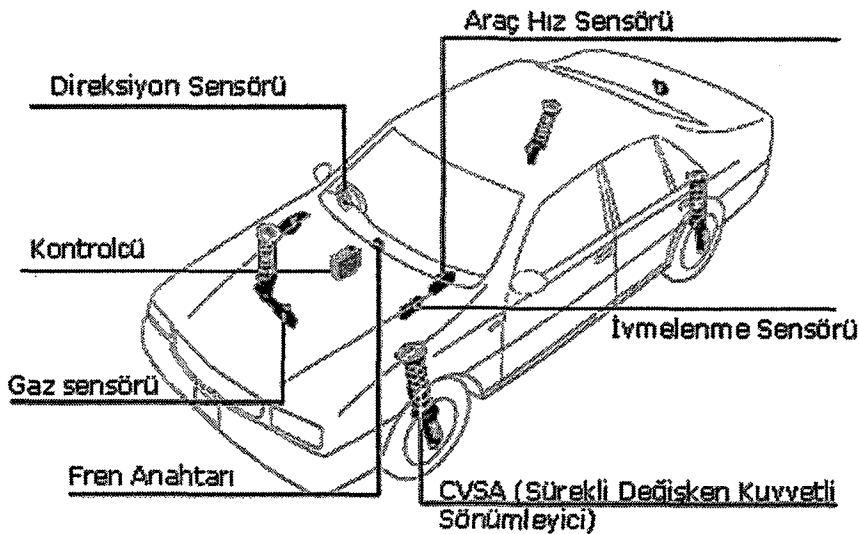


Şekil 2.9 Stabilizatör çubuklu çift lades kollu süspansiyon düzeni (Fortunecity)

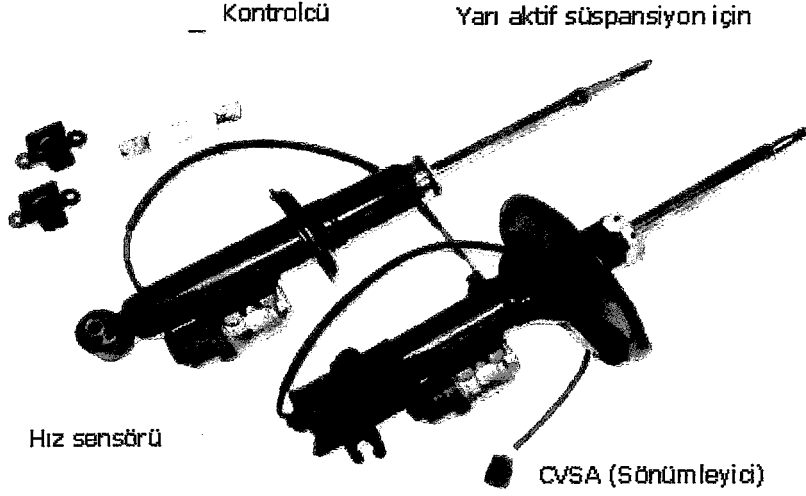
2.2 Yarı Aktif Süspansiyon Sistemleri

Yarı aktif süspansiyon sistemleri pasif süspansiyon sistemlerine ek olarak dışarıdan sisteme enerji aktarabilen aktivatör elemanları içerirler. Burada amaç, pasif süspansiyon sistemindeki çelişkiyi en aza indirebilmektir. Bu sistemde sisteme sürekli bir enerji girişi olmadığı için aktivatörler sadece gerektiği zamanlarda enerji üreterek süspansiyon sisteminin davranışını optimize etmeye çalışırlar.

Yarı aktif süspansiyon sistemleri ile ilgili yapılan çalışmalara Ryba (1991), Oshaku vd. (1999), Honk vd. (1999), Choi ve Kim (2000) ve Bouzarra ve Richard (2001) ın çalışmaları örnek gösterilebilir. Şekil 2.10' da Hitachi firmasının kullandığı yarı aktif süspansiyon sisteminin taşıta uygulaması, Şekil 2.11' de ise bu uygulamada kullanılan elemanlar görülmektedir.



Şekil 2.10 Hitachi'nin yarı aktif kontrol uygulaması (Hitachi)



Şekil 2.11 Hitachi yarı aktif süspansiyon sistemi donanımları (Hitachi)

2.3 Aktif Süspansiyon Sistemleri

Aktif süspansiyon sistemlerinde süspansiyon elemanları ile paralel olarak çalışan aktivatörler bulunmaktadır. Bu aktivatörler gerektiğinde sisteme enerji ilavesi yapmakta gerektiğinde ise sistemden enerji çekmektedirler. İyi bir aktif süspansiyon sistemi oluşturulabilmesi için aktivatörlerin sisteme vereceği ya da sistemden çekeceği enerji miktarlarını belirleyecek olan kontrolcülerin iyi tasarlanması ve bu kontrolcülere aracın o anki genlik, hız ve ivmesi gibi gerekli sinyalleri aktaracak olan sensörlerin referans değerlerinin iyi ayarlanması gerekmektedir.

Aktif süspansiyonların pasif ve yarı aktif süspansiyonlara göre avantajları oldukça fazladır. Aktif süspansiyonlarda aktivatörlerin cevap zamanları kısa olduğundan gereken etkiler çabuk sağlanabilmekte ve aynı çabuklukta etki ortadan kaldırılabilir.

Aktif kontrol sisteminin iyi çalışabilmesi için, elde edilmek istenen performans belirlenmeli başka bir deyişle amaç fonksiyonu belirlenmeli, sisteme dışarıdan gelen bozucu etkiler belirlenerek (yol pürüzlülüğü) bunlar modellenmeli, taşıt matematiksel olarak modellenmeli, ve belirlenen performansa ulaşabilmek için matematiksel modele en uygun kontrol yöntemi uygulanmalıdır.

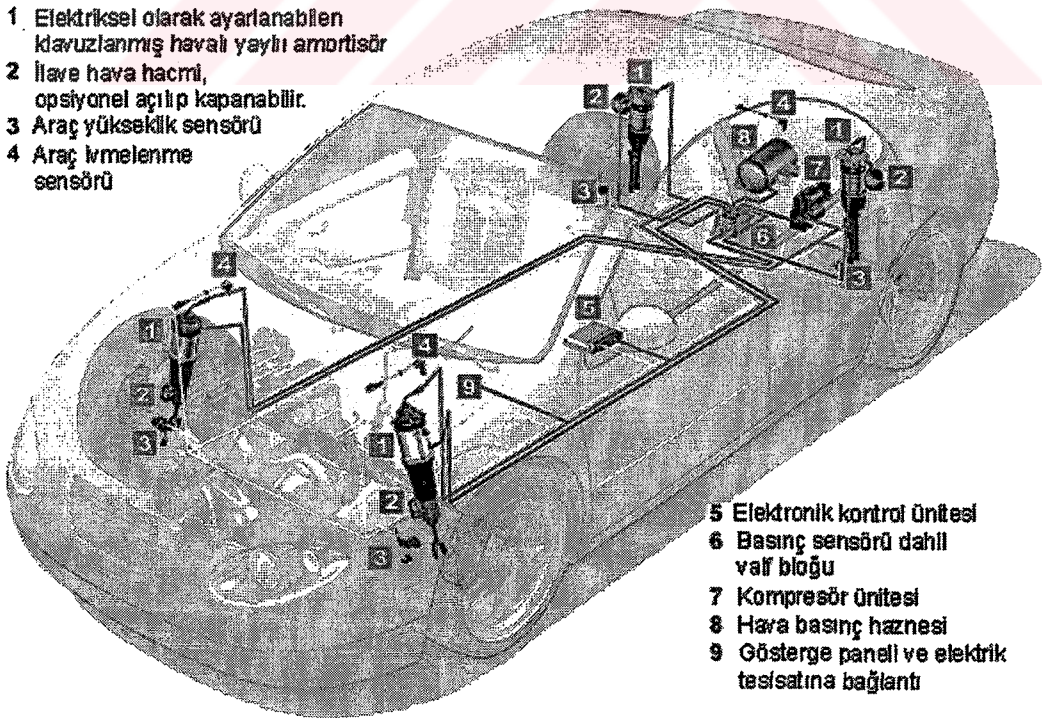
Taşıtlarda aktif kontrol sistemleri üzerine literatürde yapılan çalışmalara Rao ve Prahlad

(1997), Zaremba vd. (1997), Yu ve Crolla (1998), Hagopian vd. (1999), Yağız vd. (2000), Bouazara ve Richard (2001), Yoshimurume vd. (2001), Stöbener ve Gaul (2001) ve Güçlü (2003) nün yaptığı çalışmalar örnek olarak gösterilebilir.

2.3.1 Aktif süspansiyon sistemini oluşturan bileşenler

Aktif süspansiyon sistemlerinin amacı yolcuları ve taşıtı dış kuvvetlerin etkilerinden koruyarak daha konforlu ve güvenli bir sürüş sağlamaktır. Bunu sağlayabilmek için de çeşitli donanımlara ihtiyaç duyulmaktadır. Aktif kontrol sistemlerinde pasif ve yarı aktif sistemlere göre oldukça kapsamlı bir yapı bulunmaktadır ancak bu yapı belirlenmiş olan performans kriterine ulaşılabilmesi için gereklidir. Aktif süspansiyon sistemleri genel olarak bir dış güç kaynağı, sensörler ve sinyal üreticileri, aktivatörler, geri besleme ve amplifikatör elemanlarından oluşur. Şekil 2.12’ de aktif süspansiyon sisteminin araç üzerindeki uygulaması ve Şekil 2.13’ te bu sistemde kullanılan amortisör tipi görülmektedir.

Aktif süspansiyon sistemleri, dış kaynaklı alternatif güç kullanan, yolcuları titreşimden ve dış kuvvetlerin etkilerinden koruyan süspansiyonlardır. Tipik olarak geri beslenmeli aktif kontrol sistemleri dış güç kaynağı, eyleyici (hidrolik, pnömatik ve elektromekanik tahrikli) sensörler ve sinyal üreticileri, geri besleme ve amplifikatör elemanlarından oluşur.



Şekil 2.12 Aktif süspansiyon sisteminin taşıtlar üzerinde gösterimi (Continental)



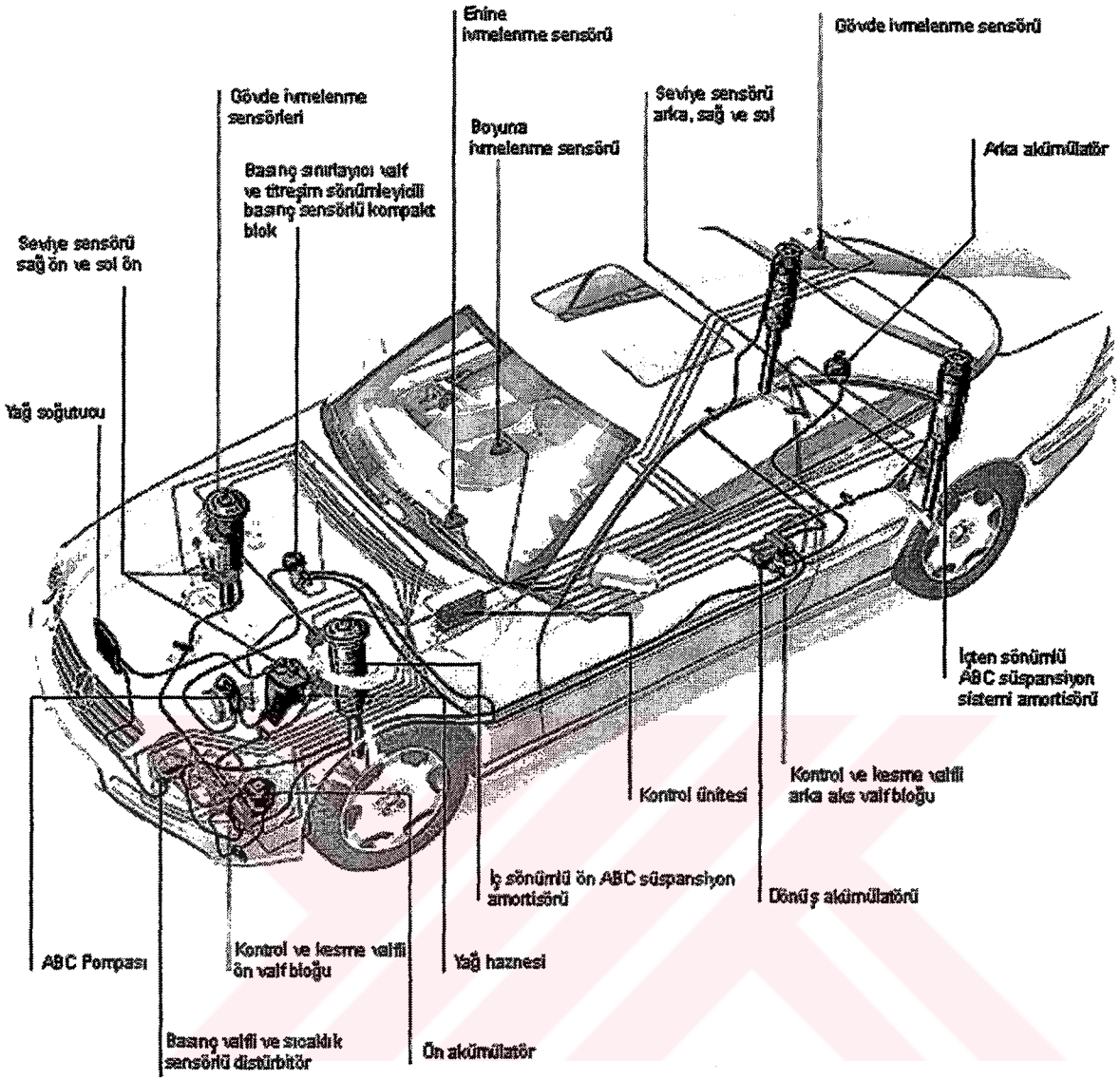
Şekil 2.13 Havalı yaylı amortisör (Continental)

2.3.2 Mercedes ABC (Active Body Control) Süspansiyon Sistemi

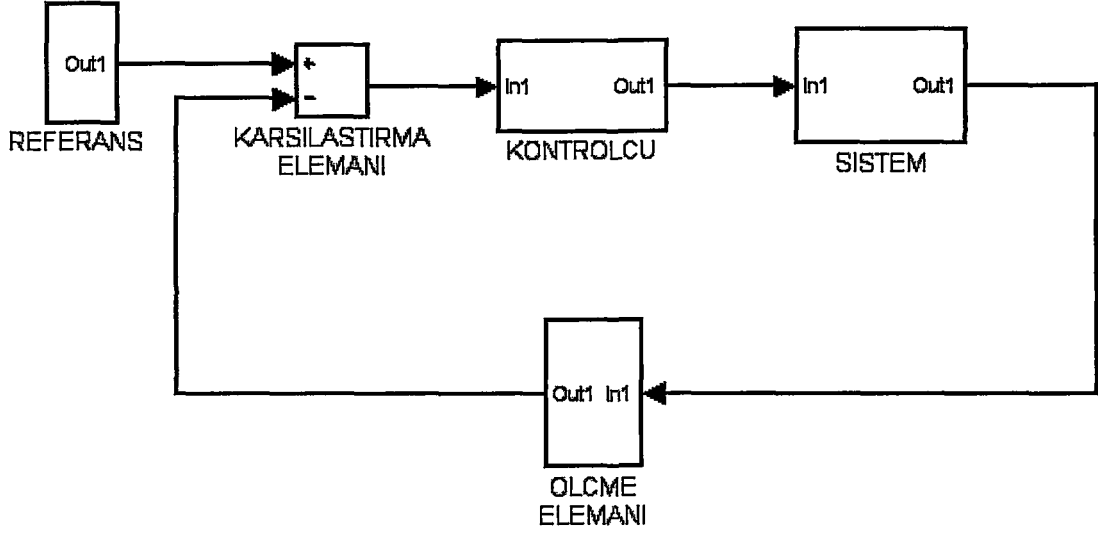
Aktif kontrolde en son kullanılan sistemlerden biri de Mercedes'in geliştirmiş olduğu ABC Aktif gövde kontrolü sistemidir. Bu sistemde aktif süspansiyonlar aracın sürüş güvenliğini de önemli ölçüde arttırmaktadır. Bu sistem sayesinde savrulma ve yuvarlanma büyük ölçüde azaltılmaktadır. ABC sisteminde kullanılan bilgisayarlar her 10 milisaniyede bir veri alırlar ve kullanılan 13 tane sensör sayesinde aracın hareketlerini kontrol ederler. ABC Süspansiyon sistemi daha çok düşük frekanstaki (5Hz ya da aşağısı) gövde hareketlerini ele alır. Bu da stabilizatör çubuğunun kullanılmasını ortadan kaldırır. Yüksek frekanslardaki titreşimler de konvansiyonel yay ve sönüm sistemleriyle absorbe edilir. Mercedes çalışanları sistemi 0-30 Hz aralığında test etmişler ancak elle tutulur bir sürüş konforu ve emniyet elde etmedikleri gibi performansta ve yakıt ekonomisinde kötüleşme gözlemlemişlerdir. Şekil 2.14' te ABC sisteminin araca uygulaması görülmektedir.

Bütün süspansiyon sistemlerinde amaçlanan daha iyi yol tutuş olması ve konforlu bir sürüştür. Bu pasif sistemlerde daha önce de bahsedildiği gibi çelişkili bir durum olmasına karşın aktif veya yarı aktif süspansiyonlarda yol tutuşundan fedakarlık yapmadan, seyir performansı arttırılabilmektedir. Aktif süspansiyonlar kullanıldığında şu gibi özelliklerde iyileşmeler görülür.

- Seyir Konforu
- Seviye Kontrolü
- Dalış (İleri kafa vurma) kontrolü
- Çökme (Geri kafa vurma) kontrolü
- Yol tutuşu



Şekil 2.14 Mercedes ABC (Active Body Control) sisteminin taşıta uygulanış şekli (Mercedes)



Şekil 3.2. Kapalı çevrimli kontrol

3.2 PID (Orantı + İntegral + Türev) Kontrolcü

Lineer bir kontrolcü olan PID kontrolcü hata sinyali $e(t)$ yi $u(t)$ kontrol sinyaline çevirir. Lineer olması bakımından cevaplar zaman ve frekans bakımından incelenebilmektedir. Elde edilen zaman cevabı şu şekildedir.

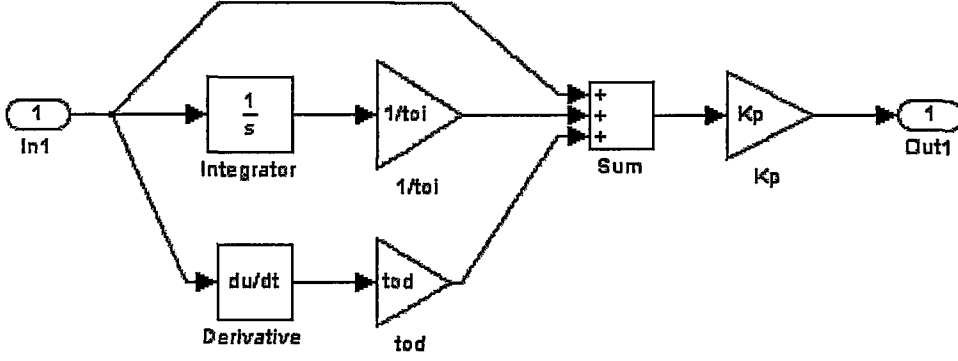
$$u(t) = K_p \left(e(t) + \frac{1}{T_i} \int e(t) dt + T_d \frac{d}{dt} e(t) \right) \quad (3.1)$$

(3.1) denkleminde Laplace Dönüşümü uygulandığında denklem

$$U(s) = K_p \left(1 + \frac{1}{sT_i} + sT_d \right) E(s) \quad (3.2)$$

haline gelir.

Kontrolcü üç terimden meydana gelmektedir. Bunlar hata sinyalinin kendisi, türevi ve integralidir. PID kontrol sistemine ait blok şeması Şekil 3.3' te görülmektedir.



Şekil 3.3 PID kontrol yönteminin blok diyagramı

(P) Orantı işlemi çevrimdeki değerin değişimine hızlı bir şekilde cevap verir. Hatanın sabit olması durumunda orantı terimi nedeniyle kontrol işlemi de sabit kalacaktır.

(I) İntegral işlemi hatanın sabit kalması durumunda hata sabit kaldığı sürece kontrol işleminin büyümesine yol açar. Buradan da, integral kontrol katsayısının hatayı daima azalttığı sonucu ortaya çıkmaktadır.

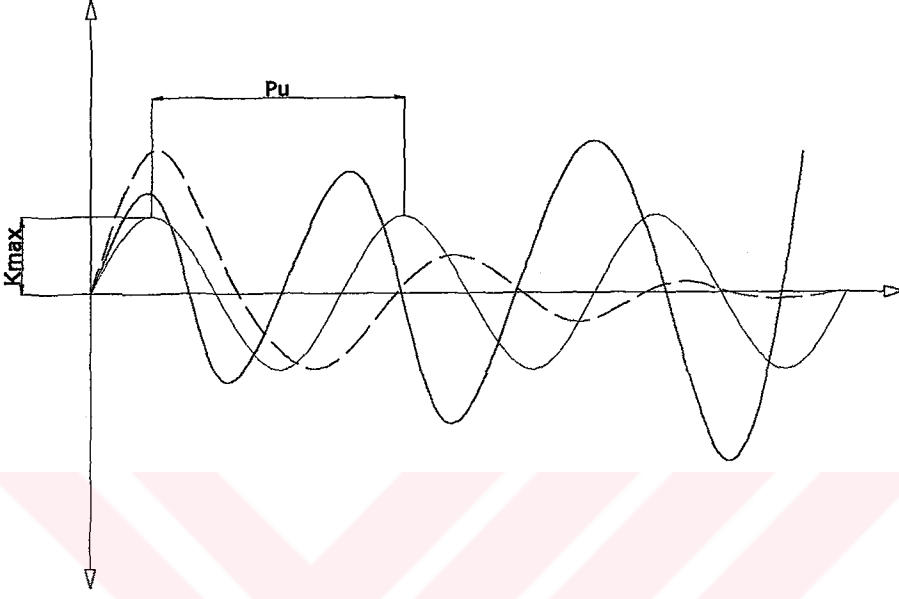
(D) Türev işlemi herhangi bir hatanın oluşması durumunda hızlı bir şekilde devreye girer. Ancak türev işlemi hatanın sabit olduğu durumlarda devrede değildir. Hatadaki değişimler sonucunda etkin hale gelir.

PID kontrolde en önemli nokta kontrolcü katsayıları olan orantı kazancını (K_p), integral zamanını (T_i) ve türev zamanını (T_d) ayarlamaktır. Kontrol katsayılarının belirlenmesi ile ilgili birçok çalışma yapılmış, teorik ve deneysel birçok yöntem geliştirilmiştir. Bunlardan en bilinen olanı Ziegler-Nichols tarafından geliştirilen “Sürekli Titreşim Metodu” dur. Ancak bu metod sadece basit iki serbestlik dereceli sistemlere başarıyla uygulanabilmektedir. Buradaki çalışmada ise kontrol katsayılarının ayarlanması için deneme yanılma yöntemlerinden faydalanılmıştır.

Kapalı çevrimli kontrol sisteminin referans değerinde basamak fonksiyonu şeklinde bir uyarı sağlandığı zaman, sistem cevabının yeni daimi rejim değerine en kısa zamanda ve kararlı bir biçimde erişmesini sağlayan kontrol organı ayarı optimum ayar kabul edilir. Bu amaçla seçilen ölçüt, cevap eğrisinin ikinci aşma genliğinin, birinci aşma genliğinin dörtte biri olmasıdır. Bu değerin hızlı cevap ve çabuk sönümlenme sağladığı deneysel olarak saptanmıştır.

Ziegler Nichols yaptığı deneysel çalışmalar sonucunda Sönümlü Titreşim Metodu’nu geliştirmiştir. Burada amaç kapalı çevrimli kontrol sistemini yalnızca (P) oransal kontrolcü ile

denemeye tabi tutmaktır. İntegral ve türev zamanları etkisiz hale getirilerek sisteme bir basamak giriş uygulanır ve (P) oransal katsayısı değiştirilmeye başlanır. Sürekli titreşim cevabı elde edildiğinde denemeye son verilir. Bu durumdaki kazanç değeri K_{mak} , ve titreşim periyodu da P_u ' dur. Bunlar Şekil 3.4' te gösterilmiştir.



Şekil 3.4 Çeşitli cevap eğrileri

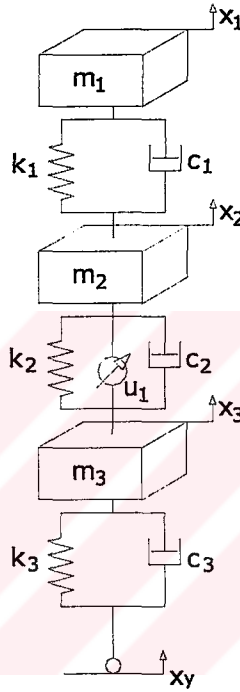
Ziegler ve Nichols pek çok deney yaparak sonuçların birbiriyle ilişkisini sağlamışlar ve bu sonuçlara göre çeşitli kontrolcüler için uygun ayar değerlerini K_{mak} ve P_u ' ya bağlı olarak vermişlerdir. PID kontrolcü için kontrol parametreleri Çizelge 3.1' deki gibi hesaplanır:

Çizelge 3.1 Titreşim yöntemine göre kontrolcü ayar değerleri

Etki Türü	K_P	T_I	T_d
P	$0.5 K_{pmax}$	-	-
PI	$0.45 K_{pmax}$	$0.825 P_u$	-
PID	$0.6 K_{pmax}$	$0.5 P_u$	$0.125 P_u$

4. ÜÇ SERBESTLİK DERECELİ PID KONTROLLÜ JİP MODELİ

Bu bölümde, üç serbestlik dereceli çeyrek jip modelinin dinamik analizi yapılmıştır ve jipe PID kontrol yöntemi uygulanmıştır. Şekil 4.1' de görülen jip modelinin hareket denklemleri, Lagrange Denklemi yardımıyla çıkartılmıştır. Elde edilen hareket denklemleri Matlab 6.5 programı ve Simulink modülü kullanılarak bilgisayar ortamında modellenmiş ve simulasyon gerçekleştirilmiştir. Modele ait parametre değerleri ve Simulink modelleri Ek-1' de verilmiştir.



Şekil 4.1 Üç serbestlik dereceli çeyrek jip modeli

Burada jipin dinamik davranışı aks, jip gövdesi ve sürücü koltuğunun düşey hareketleri göz önüne alınarak incelenmiştir. Aksa yerleştirilen kontrolcü sayesinde seyir konforunun artırılmasına çalışılmıştır. Kontrol yöntemi olarak PID kontrol kullanılmıştır.

Şekil 4.1' de gösterilen modele ait jip parametreleri aşağıdaki gibidir.

m_1	: Sürücü koltuğunun kütlesi	(kg)
m_2	: Jip gövdesinin kütlesi	(kg)
m_3	: Tekerlek kütlesi	(kg)
c_1	: Sürücü koltuğunun sönüm katsayısı	(N.s/m)
c_2	: Jip gövdesinin sönüm katsayısı	(N.s/m)

c_3	: Tekerleğin sönüm katsayısı	(N.s/m)
k_1	: Sürücü koltuğunun yay katsayısı	(N/m)
k_2	: Jip gövdesinin yay katsayısı	(N/m)
k_3	: Tekerleğin yay katsayısı	(N/m)
u_1	: Süspansiyona uygulanan kontrolcü girişi	(N)

x_1 , x_2 ve x_3 düşey yer değişimleri x_y ise yol girişini göstermektedir.

Jipe uygulanan yol girişi Şekil 4.2' de gösterilmektedir.



Şekil 4.2 Jipe uygulanan yol girişi

Daha sonra Lagrange Denklemi yardımıyla jipin hareket denklemleri şu şekilde çıkartılabilir.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial K}{\partial q_i} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial P}{\partial q_i} = Q_i \quad (1.1)$$

E_k = Sistemin kinetik enerjisi

E_D = Sönümleyicinin dağıttığı enerji

E_p = Sistemin potansiyel enerjisi

q_i = Sistemin bağımsız koordinatları ($i = 1, 2, \dots, n$)

Q_i = Sisteme dışarıdan giren kuvvet veya momentler ($i = 1, 2, \dots, m$)

x_1 , x_2 , ve x_3 olmak üzere sistemin üç tane bağımsız koordinatı vardır.

Sistemin enerji denklemleri aşağıdaki gibidir.

$$E_k = \frac{1}{2} [m_1 \dot{x}_1^2 + m_2 \dot{x}_2^2 + m_3 \dot{x}_3^2] \quad (1.2)$$

$$E_p = \frac{1}{2} k_1 (x_1 - x_2)^2 + \frac{1}{2} k_2 (x_2 - x_3)^2 + \frac{1}{2} k_3 (x_3 - x_y)^2 \quad (1.3)$$

$$E_D = \frac{1}{2} c_1 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2)^2 + \frac{1}{2} c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_3)^2 + \frac{1}{2} c_3 (\dot{x}_3 - \dot{x}_y)^2 \quad (1.4)$$

Yukarıda verilen enerji denklemlerine ifadeleri Lagrange Denklemi uygulandığında jipin hareket denklemleri şöyle olur.

$$m_1 \ddot{x}_1 + k_1 (x_1 - x_2) + c_1 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = 0 \quad (1.5)$$

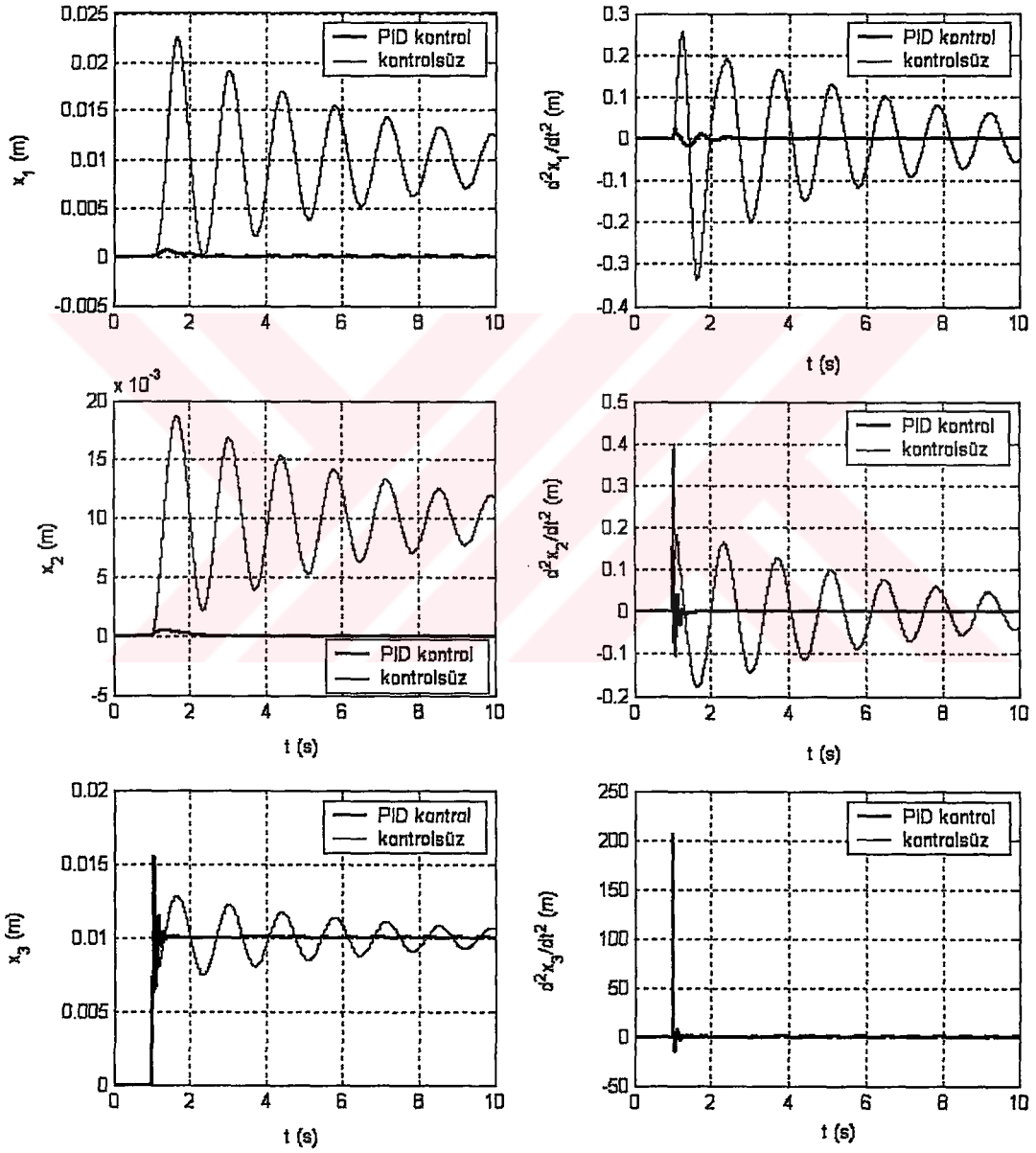
$$m_2 \ddot{x}_2 - k_1 (x_1 - x_2) + k_2 (x_2 - x_3) - c_1 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_3) = u_1 \quad (1.6)$$

$$m_3 \ddot{x}_3 - k_2 (x_2 - x_3) + k_3 (x_3 - x_y) - c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + c_3 (\dot{x}_3 - \dot{x}_y) = -u_1 \quad (1.7)$$

Elde edilen bu denklemler bilgisayar ortamında çözülerek jip modelinin kontrolcüsüz ve PID kontrol uygulanmış durumdaki zaman ve frekans cevapları incelenmiştir.

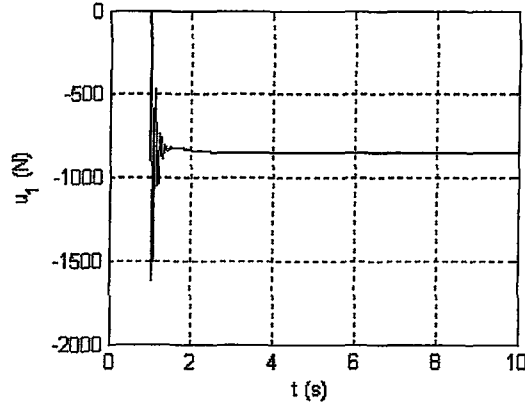
4.1 Üç Serbestlik Dereceli Jipin Zaman Cevapları

Şekil 4.3' te üç serbestlik dereceli jipin zaman cevapları görülmektedir. Kontrolcülü durumla pasif durum karşılaştırıldığında kontrolcünün genlik ve ivmeleri büyük ölçüce minimize ettiği ve sürüş konforunu arttırdığı görülmektedir. Aksın zaman cevaplarında bozulmaların olması doğal karşılanmalıdır çünkü kontrol edilmek istenen özellikler akslarla ilgili değildir.



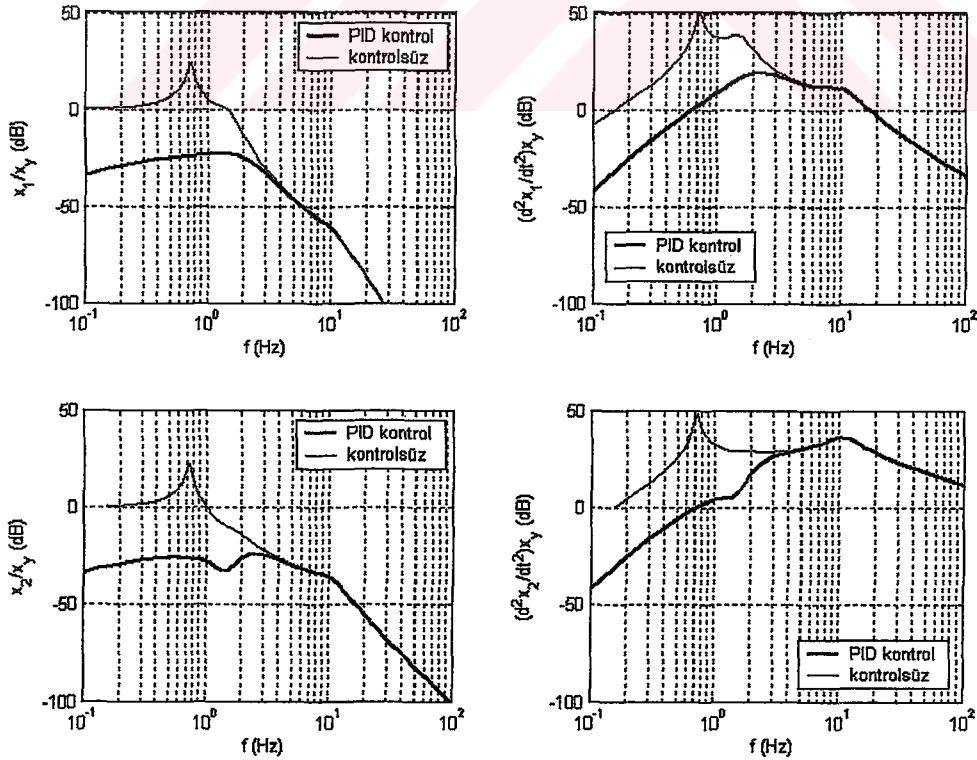
Şekil 4.3 Üç serbestlik dereceli jipin zaman cevapları

Şekil 4.4' te kontrolcünün uygulamış olduğu kuvvet ve Şekil 4.5' te taşıtın genlik ve ivmelerinin frekans cevapları görülmektedir. Frekans cevaplarında da zaman cevaplarında olduğu gibi kontrolcülü durumda iyileşmeler görülmektedir. Rezonans tepeleri aşağıya çekilmiş ve kritik frekans noktalarında iyileşmeler sağlanmıştır. Sisteme ait kritik frekans değerleri Ek-1'de verilmiştir.



Şekil 4.4 Üç serbestlik dereceli jipe uygulanan kontrol kuvveti

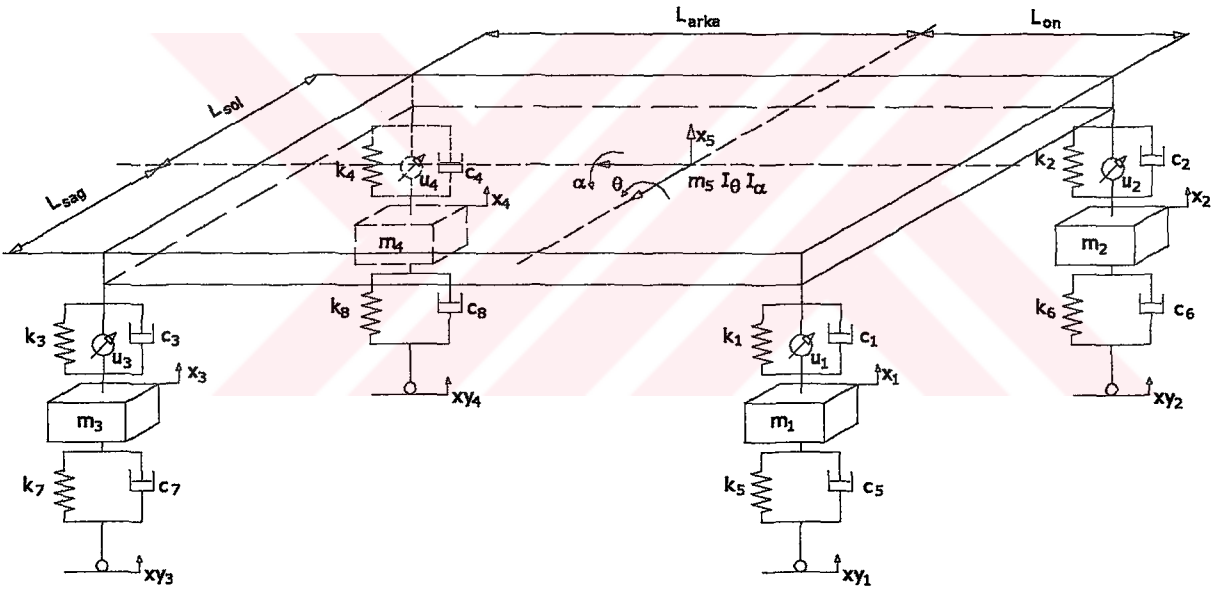
4.2 Üç Serbestlik Dereceli Jipin Frekans Cevapları



Şekil 4.5 Üç serbestlik dereceli jipin frekans cevapları

5. YEDİ SERBESTLİK DERECELİ PID KONTROLLÜ JİP MODELİ

Bu bölümde, yedi serbestlik dereceli tam jip modelinin dinamik analizi yapılmıştır ve taşıta PID kontrol yöntemi uygulanmıştır. Burada jipin dinamik analizi jipin yüksüz ($m_s = 2614$ Kg), yüklü ($m_s = 3214$ Kg) ve aşırı yüklü ($m_s = 4000$ Kg) olması halinde engele düz ve çapraz girmesi durumları için incelenmiştir. Kontrol katsayıları her bir durumda aynı alınmıştır. Şekil 5.1’ de görülen taşıt modelinin hareket denklemleri, Lagrange Denklemi yardımıyla çıkartılmıştır. Elde edilen hareket denklemleri Matlab 6.5 programı ve Simulink modülü kullanılarak bilgisayar ortamında modellenmiş ve simulasyon gerçekleştirilmiştir. Ek-2’ de jip modeline ait parametre değerleri ve simülasyon için oluşturulmuş olan Simulink modelleri verilmiştir.



Şekil 5.1 Yedi serbestlik dereceli jip modeli

Bu jip modelinde jipin dinamik davranışı jipin düşey, kafa vurma ve yalpalama hareketleri göz önüne alınarak incelenmiştir. Akslara yerleştirilen kontrolcüler sayesinde jip seyir konforunun artırılmasına çalışılmıştır. Kontrol yöntemi olarak PID kontrol yöntemi kullanılmıştır. Şekil 5.1’ de model, arka süspansiyonlarının her ikisine de kontrolcü konulmuş olarak gösterilmiştir; ancak burada asıl olarak kontrolcü arka aksın ağırlık merkezinde bulunmaktadır. Kontrolcünün arka aksın ağırlık merkezinde olmasının nedeni, jip gövdesi

üzerinde kontrol edilmek istenen büyüklüklerin üç tane (m_5 , θ , α) olmasıdır. Şekil 5.1' de, u_3 ve u_4 kontrol girişleri aslında arka aks üzerindeki kontrolcünün süspansiyonlar üzerindeki bileşenleridir. Gerçek kontrolcü girişi, u_{34} şeklinde ifade edilmiştir.

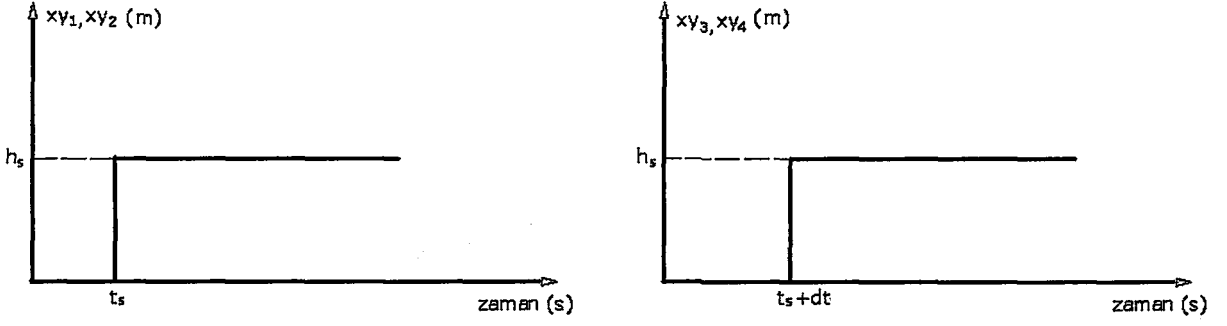
Şekil 5.1' de gösterilen 7 serbestlik dereceli tam jip modelinin parametreleri aşağıdaki gibidir :

m_5	: Ana gövde kütlesi	(kg)
I_α	: Ana gövdenin x ekseninde atalet momenti	(kg.m ²)
I_θ	: Ana gövdenin z ekseninde atalet momenti	(kg.m ²)
m_1	: Sağ ön tekerleğin kütlesi	(kg)
m_2	: Sol ön tekerleğin kütlesi	(kg)
m_3	: Sağ arka tekerleğin kütlesi	(kg)
m_4	: Sol arka tekerleğin kütlesi	(kg)
c_1	: Sağ ön süspansiyonun sönüm katsayısı	(N.s/m)
c_2	: Sol ön süspansiyonun sönüm katsayısı	(N.s/m)
c_3	: Sağ arka süspansiyonun sönüm katsayısı	(N.s/m)
c_4	: Sol arka süspansiyonun sönüm katsayısı	(N.s/m)
c_5	: Sağ ön tekerleğin sönüm katsayısı	(N.s/m)
c_6	: Sol ön tekerleğin sönüm katsayısı	(N.s/m)
c_7	: Sağ arka tekerleğin sönüm katsayısı	(N.s/m)
c_8	: Sol arka tekerleğin sönüm katsayısı	(N.s/m)
k_1	: Sağ ön süspansiyonun yay katsayısı	(N/m)
k_2	: Sol ön süspansiyonun yay katsayısı	(N/m)
k_3	: Sağ arka süspansiyonun yay katsayısı	(N/m)
k_4	: Sol arka süspansiyonun yay katsayısı	(N/m)
k_5	: Sağ ön tekerleğin yay katsayısı	(N/m)
k_6	: Sol ön tekerleğin yay katsayısı	(N/m)
k_7	: Sağ arka tekerleğin yay katsayısı	(N/m)
k_8	: Sol arka tekerleğin yay katsayısı	(N/m)
u_1	: Sağ ön süspansiyona uygulanan kontrolcü girişi	(N)
u_2	: Sol ön süspansiyona uygulanan kontrolcü girişi	(N)

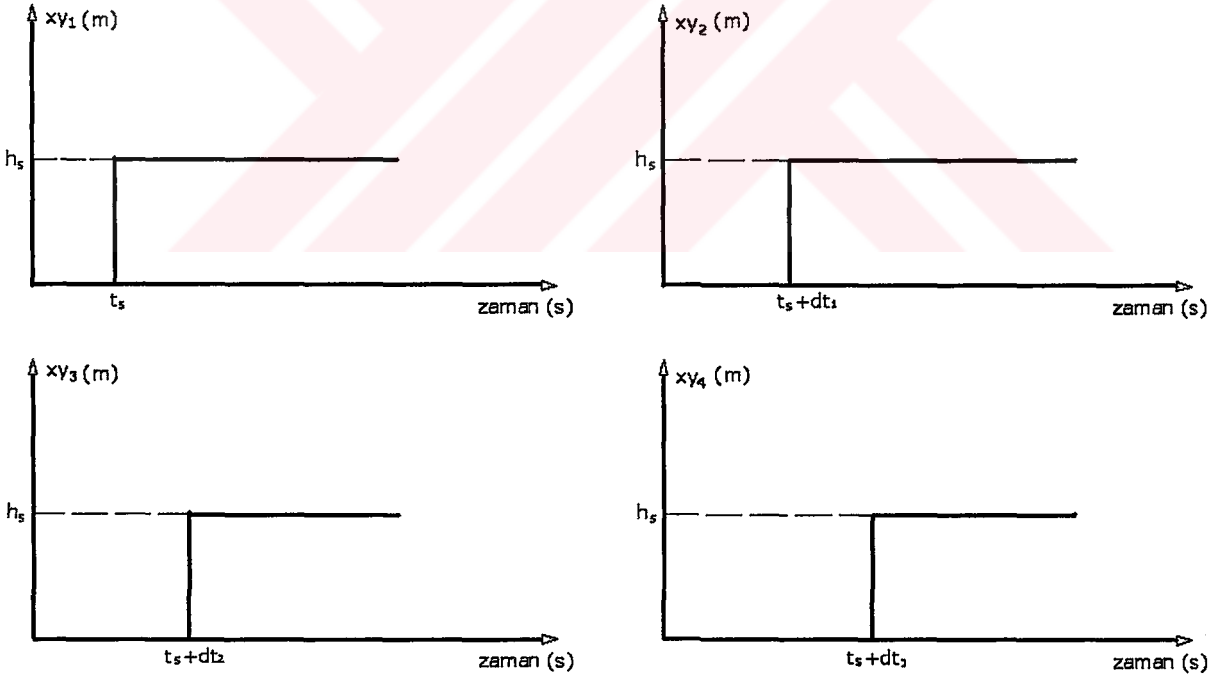
u_3 : Arka aksa uygulanan kontrolcü girişinin (u_{34}) sağ bileşeni (N)

u_4 : Arka aksa uygulanan kontrolcü girişinin (u_{34}) sol bileşeni (N)

xy_1 , xy_2 , xy_3 ve xy_4 ise yol girişlerini ifade etmektedir. Şekil 5.2 ve Şekil 5.3' te bu yol girişleri görülmektedir.



Şekil 5.2 Jip modeline düz giriş için uygulanan yol girişi



Şekil 5.3 Jip modeline çapraz giriş için uygulanan yol girişi

Lagrange Denklemi (1.1) yardımıyla jipin hareket denklemleri şu şekilde çıkartılabilir.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial K}{\partial q_i} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial P}{\partial q_i} = Q_i \quad (1.1)$$

E_k = Sistemin kinetik enerjisi

E_D = Sönümleyicinin dağıttığı enerji

E_p = Sistemin potansiyel enerjisi

q_i = Sistemin bağımsız koordinatları ($i = 1, 2, \dots, n$)

Q_i = Sisteme dışarıdan giren kuvvet veya momentler ($i = 1, 2, \dots, m$)

$x_7, \theta, \alpha, x_1, x_2, x_3$ ve x_4 olmak üzere sistemin yedi tane bağımsız koordinatı vardır.

Sistemin enerji denklemleri aşağıdaki gibidir.

$$E_k = \frac{1}{2} m_5 \dot{x}_5^2 + \frac{1}{2} I_z \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} I_x \dot{\alpha}^2 + \frac{1}{2} m_1 \dot{x}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{x}_2^2 + \frac{1}{2} m_3 \dot{x}_3^2 + \frac{1}{2} m_4 \dot{x}_4^2 \quad (1.2)$$

$$\begin{aligned} E_D = & \frac{1}{2} c_1 (\dot{x}_5 + L\ddot{\theta} - Ls\ddot{\alpha} - \dot{x}_1)^2 + \frac{1}{2} c_2 (\dot{x}_5 + L\ddot{\theta} + Ls\ddot{\alpha} - \dot{x}_2)^2 \\ & + \frac{1}{2} c_3 (\dot{x}_5 - L\ddot{\theta} - Ls\ddot{\alpha} - \dot{x}_3)^2 + \frac{1}{2} c_4 (\dot{x}_5 - L\ddot{\theta} + Ls\ddot{\alpha} - \dot{x}_4)^2 \\ & + \frac{1}{2} c_5 (\dot{x}_1 - \dot{x}_{y1})^2 + \frac{1}{2} c_6 (\dot{x}_2 - \dot{x}_{y2})^2 + \frac{1}{2} c_7 (\dot{x}_3 - \dot{x}_{y3})^2 + \frac{1}{2} c_8 (\dot{x}_4 - \dot{x}_{y4})^2 \end{aligned} \quad (1.3)$$

$$\begin{aligned} E_P = & \frac{1}{2} k_1 (x_5 + L\ddot{\theta} - Ls\ddot{\alpha} - x_1)^2 + \frac{1}{2} k_2 (x_5 + L\ddot{\theta} + Ls\ddot{\alpha} - x_2)^2 \\ & + \frac{1}{2} k_3 (x_5 - L\ddot{\theta} - Ls\ddot{\alpha} - x_3)^2 + \frac{1}{2} k_4 (x_5 - L\ddot{\theta} + Ls\ddot{\alpha} - x_4)^2 \\ & + \frac{1}{2} k_5 (x_1 - x_{y1})^2 + \frac{1}{2} k_6 (x_2 - x_{y2})^2 + \frac{1}{2} k_7 (x_3 - x_{y3})^2 + \frac{1}{2} k_8 (x_4 - x_{y4})^2 \end{aligned} \quad (1.4)$$

Bu enerji denklemleri Lagrange Denklemine uygulandığında jipin diferansiyel hareket denklemleri aşağıdaki gibi elde edilmiş olur.

$$\begin{aligned} & m_5 \ddot{x}_5 + k_1 (x_5 + L\ddot{\theta} - Ls\ddot{\alpha} - x_1) + k_2 (x_5 + L\ddot{\theta} + Ls\ddot{\alpha} - x_2) \\ & + k_3 (x_5 - L\ddot{\theta} - Ls\ddot{\alpha} - x_3) + k_4 (x_5 - L\ddot{\theta} + Ls\ddot{\alpha} - x_4) \\ & + c_1 (\dot{x}_5 + L\ddot{\theta} - Ls\ddot{\alpha} - \dot{x}_1) + c_2 (\dot{x}_5 + L\ddot{\theta} + Ls\ddot{\alpha} - \dot{x}_2) \\ & + c_3 (\dot{x}_5 - L\ddot{\theta} - Ls\ddot{\alpha} - \dot{x}_3) + c_4 (\dot{x}_5 - L\ddot{\theta} + Ls\ddot{\alpha} - \dot{x}_4) = u_1 + u_2 + u_3 + u_4 \end{aligned} \quad (1.5)$$

$$\begin{aligned} & I_z \ddot{\theta} + L\ddot{\theta} k_1 (x_5 + L\ddot{\theta} - Ls\ddot{\alpha} - x_1) + L\ddot{\theta} k_2 (x_5 + L\ddot{\theta} + Ls\ddot{\alpha} - x_2) \\ & - L\ddot{\theta} k_3 (x_5 - L\ddot{\theta} - Ls\ddot{\alpha} - x_3) - L\ddot{\theta} k_4 (x_5 - L\ddot{\theta} + Ls\ddot{\alpha} - x_4) \\ & + L\ddot{\theta} c_1 (\dot{x}_5 + L\ddot{\theta} - Ls\ddot{\alpha} - \dot{x}_1) + L\ddot{\theta} c_2 (\dot{x}_5 + L\ddot{\theta} + Ls\ddot{\alpha} - \dot{x}_2) \\ & - L\ddot{\theta} c_3 (\dot{x}_5 - L\ddot{\theta} - Ls\ddot{\alpha} - \dot{x}_3) - L\ddot{\theta} c_4 (\dot{x}_5 - L\ddot{\theta} + Ls\ddot{\alpha} - \dot{x}_4) \\ & = L\ddot{\theta} (u_1 + u_2) - L\ddot{\theta} (u_3 + u_4) \end{aligned} \quad (1.6)$$

$$\begin{aligned}
& I_x \ddot{\alpha} - Lsağ k_1 (x_5 + Lön\theta - Lsağ\alpha - x_1) + Lsol k_2 (x_5 + Lön\theta + Lsol\alpha - x_2) \\
& - Lsağ k_3 (x_5 - Larka\theta - Lsağ\alpha - x_3) + Lsol k_4 (x_5 - Larka\theta + Lsol\alpha - x_4) \\
& - Lsağ c_1 (\dot{x}_5 + Lön\dot{\theta} - Lsağ\dot{\alpha} - \dot{x}_1) + Lsol c_2 (\dot{x}_5 + Lön\dot{\theta} + Lsol\dot{\alpha} - \dot{x}_2) \\
& - Lsağ c_3 (\dot{x}_5 - Larka\dot{\theta} - Lsağ\dot{\alpha} - \dot{x}_3) + Lsol c_4 (\dot{x}_5 - Larka\dot{\theta} + Lsol\dot{\alpha} - \dot{x}_4) \\
& = Lsol (u_2 + u_4) - Lsağ (u_1 + u_3)
\end{aligned} \tag{1.7}$$

$$\begin{aligned}
& m_1 \ddot{x}_1 - k_1 (x_5 + Lön\theta - Lsağ\alpha - x_1) + k_5 (x_1 - xy_1) \\
& - c_1 (\dot{x}_5 + Lön\dot{\theta} - Lsağ\dot{\alpha} - \dot{x}_1) + c_5 (\dot{x}_1 - \dot{xy}_1) = -u_1
\end{aligned} \tag{1.8}$$

$$\begin{aligned}
& m_2 \ddot{x}_2 - k_2 (x_5 + Lön\theta - Lsağ\alpha - x_2) + k_6 (x_2 - xy_2) \\
& - c_2 (\dot{x}_5 + Lön\dot{\theta} - Lsağ\dot{\alpha} - \dot{x}_2) + c_6 (\dot{x}_2 - \dot{xy}_2) = -u_2
\end{aligned} \tag{1.9}$$

$$\begin{aligned}
& m_3 \ddot{x}_3 - k_3 (x_5 + Lön\theta - Lsağ\alpha - x_3) + k_7 (x_3 - xy_3) \\
& - c_3 (\dot{x}_5 + Lön\dot{\theta} - Lsağ\dot{\alpha} - \dot{x}_3) + c_7 (\dot{x}_3 - \dot{xy}_3) = -u_3
\end{aligned} \tag{1.10}$$

$$\begin{aligned}
& m_4 \ddot{x}_4 - k_4 (x_5 + Lön\theta - Lsağ\alpha - x_4) + k_8 (x_4 - xy_4) \\
& - c_4 (\dot{x}_5 + Lön\dot{\theta} - Lsağ\dot{\alpha} - \dot{x}_4) + c_8 (\dot{x}_4 - \dot{xy}_4) = -u_4
\end{aligned} \tag{1.11}$$

Burada süspansiyon kuvvetleri ile kontrol edilmek istenen büyüklükler arasındaki bağıntı şu şekilde yazılabilir.

$$u_1 = \frac{Larka Lsol}{(Lön + Larka)(Lsağ + Lsol)} u_{x_5} + \frac{Lsol}{(Lön + Larka)(Lsağ + Lsol)} u_{\theta} - \frac{1}{(Lsağ + Lsol)} u_{\alpha} \tag{1.12}$$

$$u_2 = \frac{Larka Lsağ}{(Lön + Larka)(Lsağ + Lsol)} u_{x_5} + \frac{Lsağ}{(Lön + Larka)(Lsağ + Lsol)} u_{\theta} + \frac{1}{(Lsağ + Lsol)} u_{\alpha} \tag{1.13}$$

$$u_3 = \frac{Lön Lsol}{(Lön + Larka)(Lsağ + Lsol)} u_{x_5} - \frac{Lsol}{(Lön + Larka)(Lsağ + Lsol)} u_{\theta} \tag{1.14}$$

$$u_4 = \frac{Lön Lsağ}{(Lön + Larka)(Lsağ + Lsol)} u_{x_5} - \frac{Lsağ}{(Lön + Larka)(Lsağ + Lsol)} u_{\theta} \tag{1.15}$$

$$u_{34} = u_3 + u_4 \tag{1.16}$$

$$u_3 Lsağ = u_4 Lsol \tag{1.17}$$

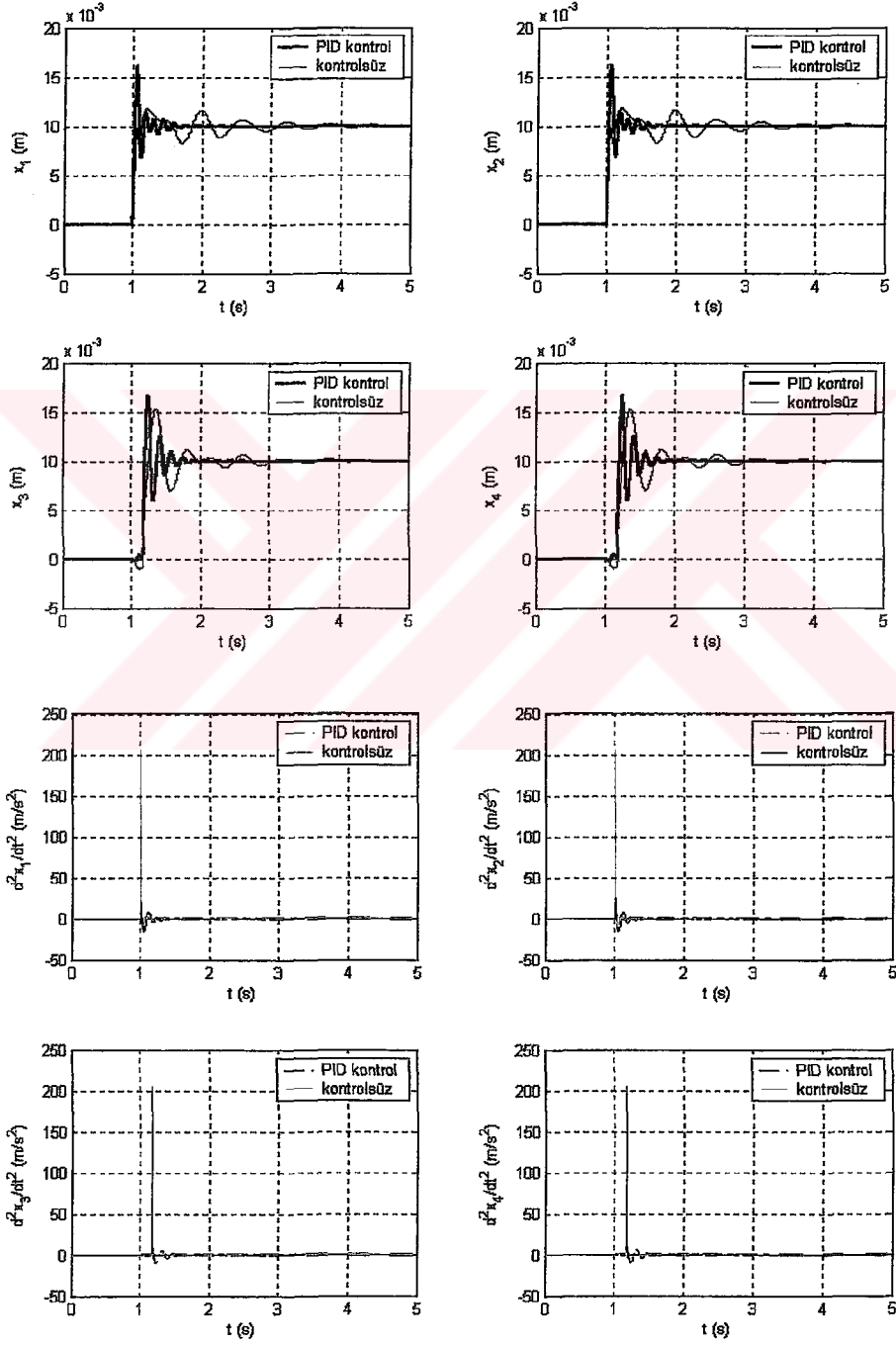
Elde edilen bu denklemler bilgisayar ortamında çözülerek jip modelinin kontrolcüsüz ve PID kontrol uygulanmış durumdaki zaman ve frekans cevapları incelenmiştir.

5.1 Yedi Serbestlik Dereceli Yüksüz ($m_5 = 2614$ Kg) Jip

5.1.1 Yedi Serbestlik Dereceli Yüksüz Jip Zaman Cevapları

5.1.1.1 Jipin Engele Düz Girmesi Durumu

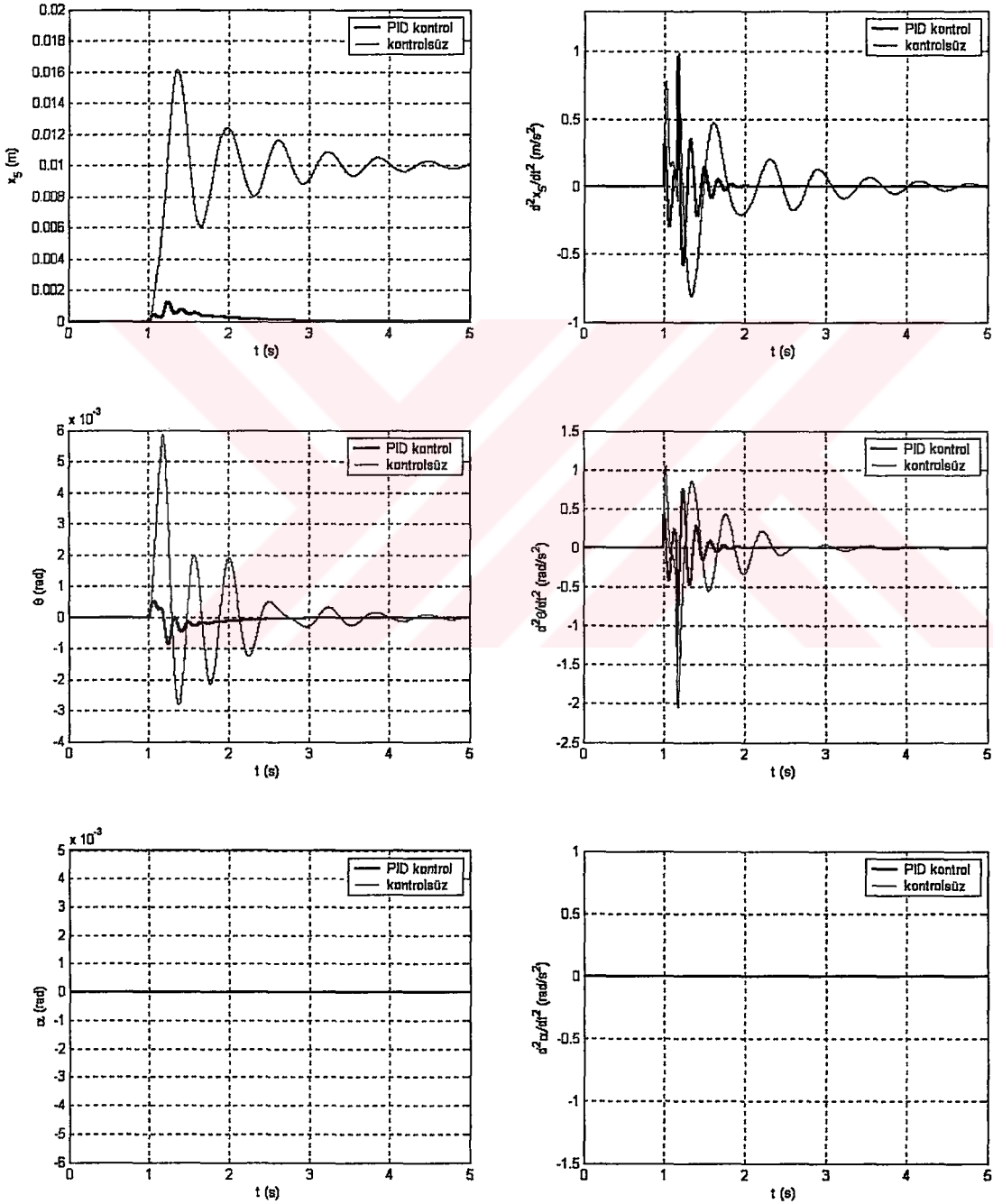
Şekil 5.4' te jip modelinin akslarının zaman cevapları görülmektedir.



Şekil 5.4 Yedi serbestlik dereceli yüksüz jipin engele düz girmesi durumunda aksların zaman cevapları

Burada aksların kontrolcülü durumdaki cevaplarında bozulmalar olması doğaldır çünkü kontrol edilmek istenen büyüklükler aks ve tekerleklerle ait değildir. Kontrolcülerin birbirlerini etkilemelerinden dolayı kontrol edilmek istenen büyüklüklerdeki iyileşmeler aksların cevaplarını olumsuz olarak etkilemektedir.

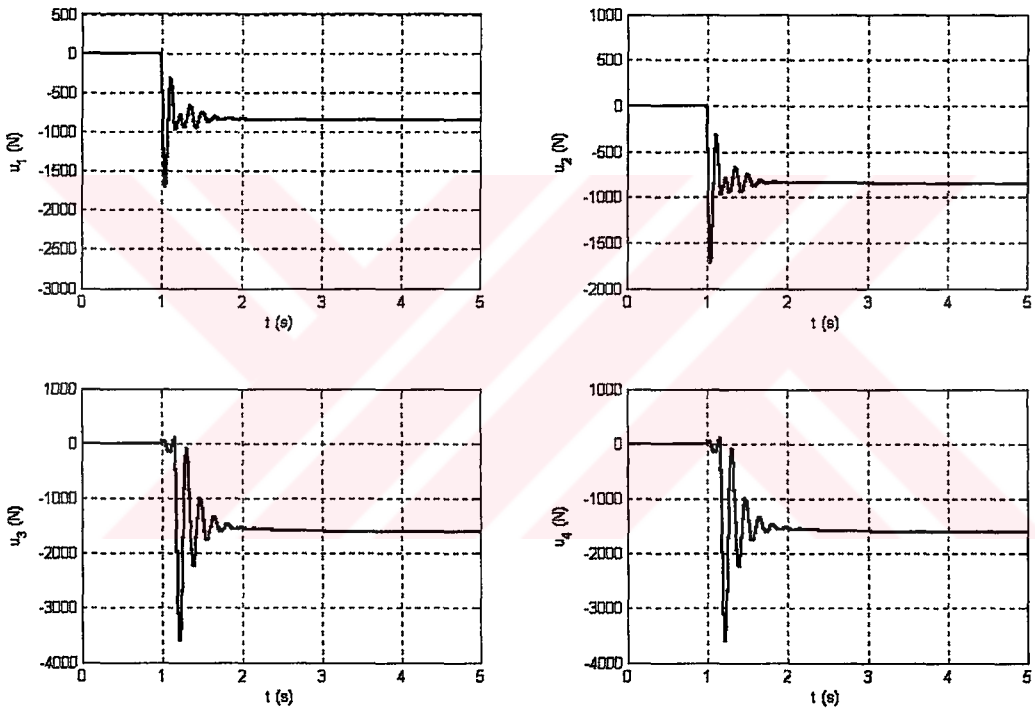
Şekil 5.5' te jipin gövde düşey yer değişimi, kafa vurma ve yalpalama açısısal yer değişimi ve ivmelerinin zaman cevapları görülmektedir.



Şekil 5.5 Yedi serbestlik dereceli yüksüz jipin engele düz girmesi durumunda iip gövdesinin düşey, kafa vurma ve yalpalama hareketlerinin zaman cevapları

Burada PID kontrol uygulanması durumunda yer değişim ve ivmelerin daha düşük değerlere çekildiği görölmektedir. Jipin ağırlık merkezi tam ortada kabul edildiğinden dolayı gövde herhangi bir yalpalama hareketi göstermemektedir.

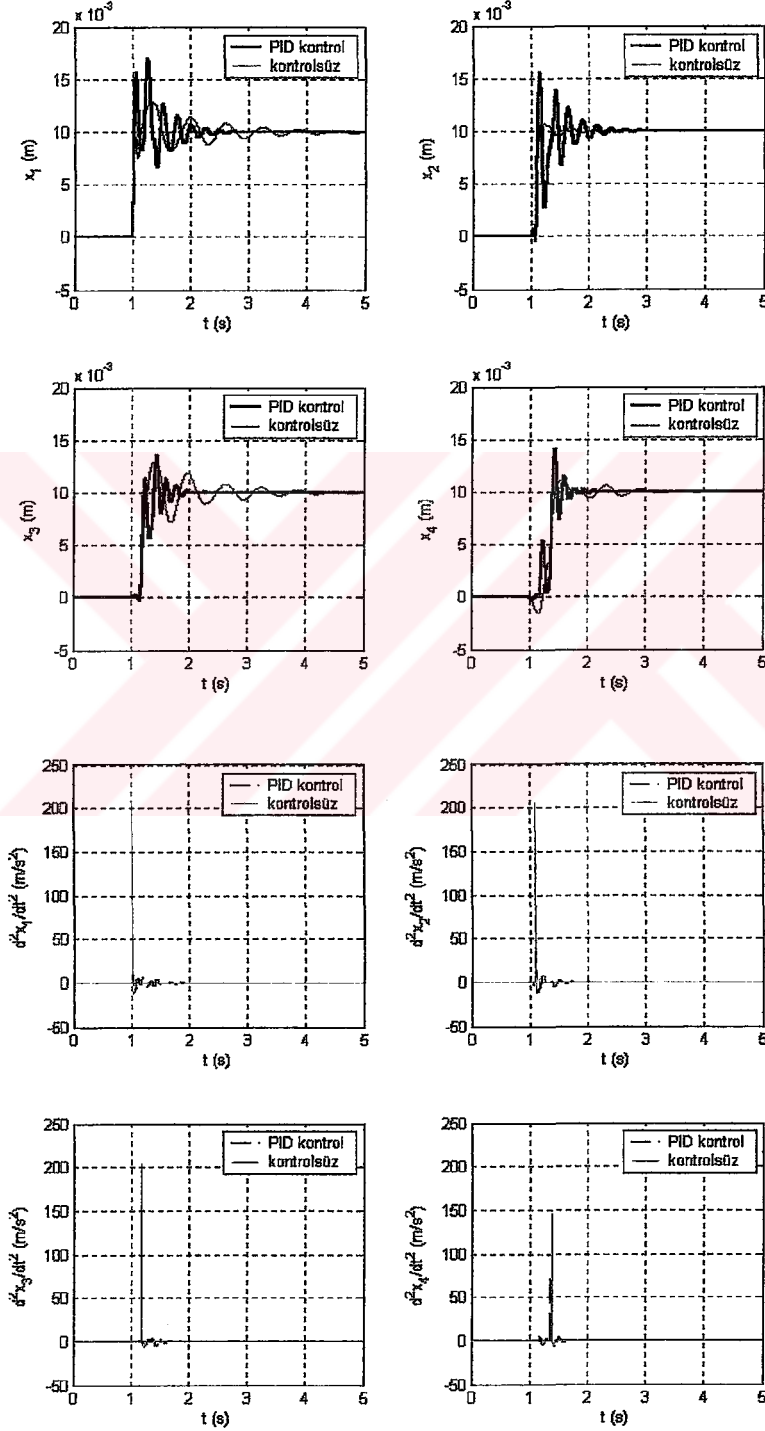
Şekil 5.6'da ise süspansiyonlardaki kontrolcülerin seyir konforunu arttırmak için uyguladıkları kuvvetlerin zamanla değişimi görölmektedir. Burada kontrol kuvvetlerinin sıfıra ulaşmak yerine belirli bir değerde sabit kalmalarının nedeni kontrolcülerin referans değerlerinin sıfır alınmış olmasıdır. Bundan dolayı jipin engele çıktığında kontrolcüler jipi varsayılan sıfır referans değerinde tutmaya çalışmakta ve kuvvetler belirli değerlerde sabit kalmaktadır.



Şekil 5.6 Yedi serbestlik dereceli yüksüz jipin engele düz girmesi durumunda ortaya çıkan kontrolcü kuvvetleri

5.1.1.2 Jipin Engele Çapraz Girmesi Durumu

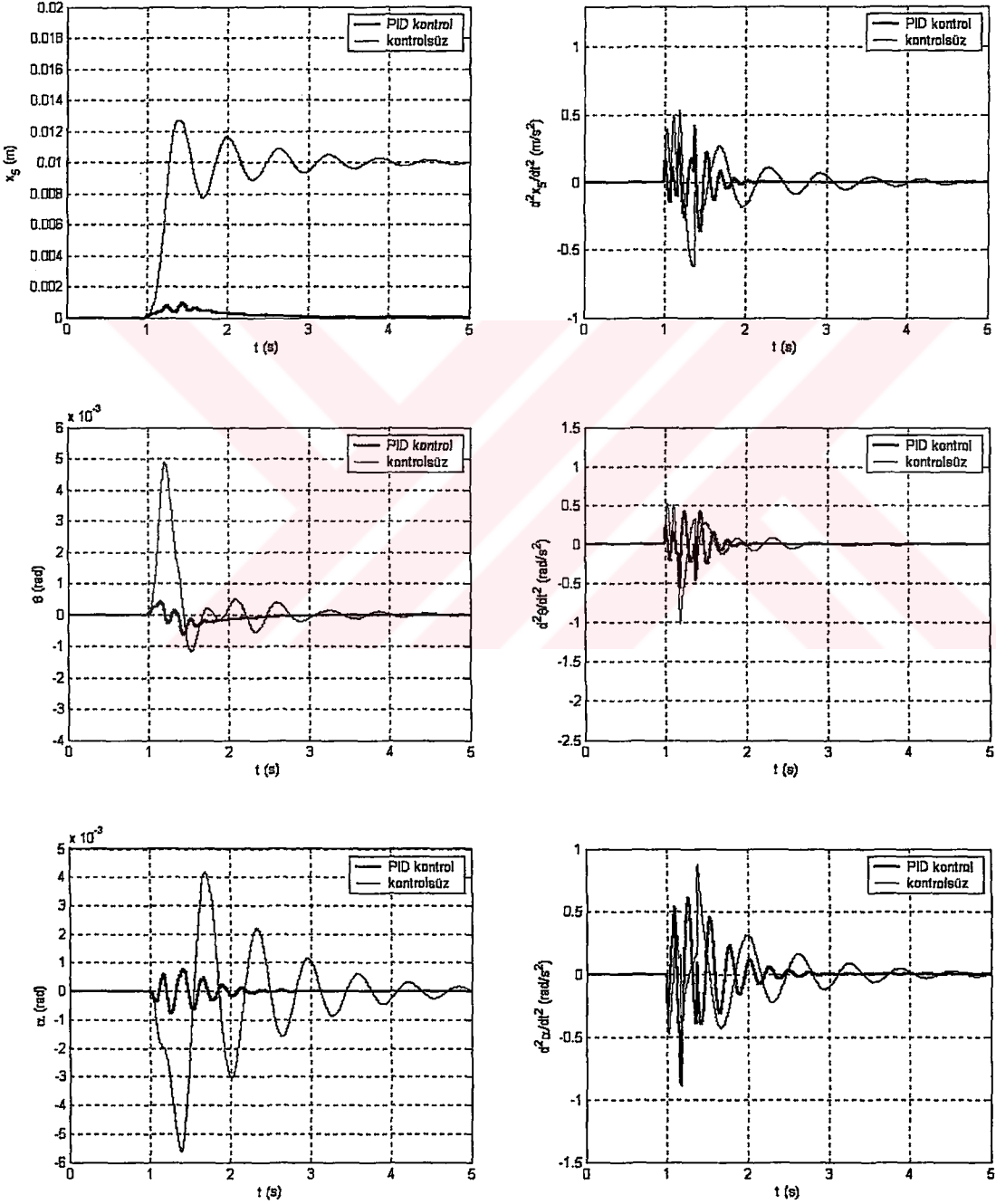
Şekil 5.7' de jipin engele çapraz girmesi durumunda aksların zamanla yer değişimleri ve ivmeleri görülmektedir.



Şekil 5.7 Yedi serbestlik dereceli yüksüz jipin engele çapraz girmesi durumunda aksların zaman cevapları

Kontrol edilmesi istenen özellikler akslarla ilgili olmadığından burada da aksların zaman cevaplarıyla ilgili bir iyileşme görülmemesi doğaldır. Çapraz girişte daha düzensiz bir durum ortaya çıktığından düz girişe göre akslarda titreşimler artmıştır. İvmelerde çok belirgin bir farklılık görülmemekle birlikte belli yükselme ve alçalmalar söz konusudur.

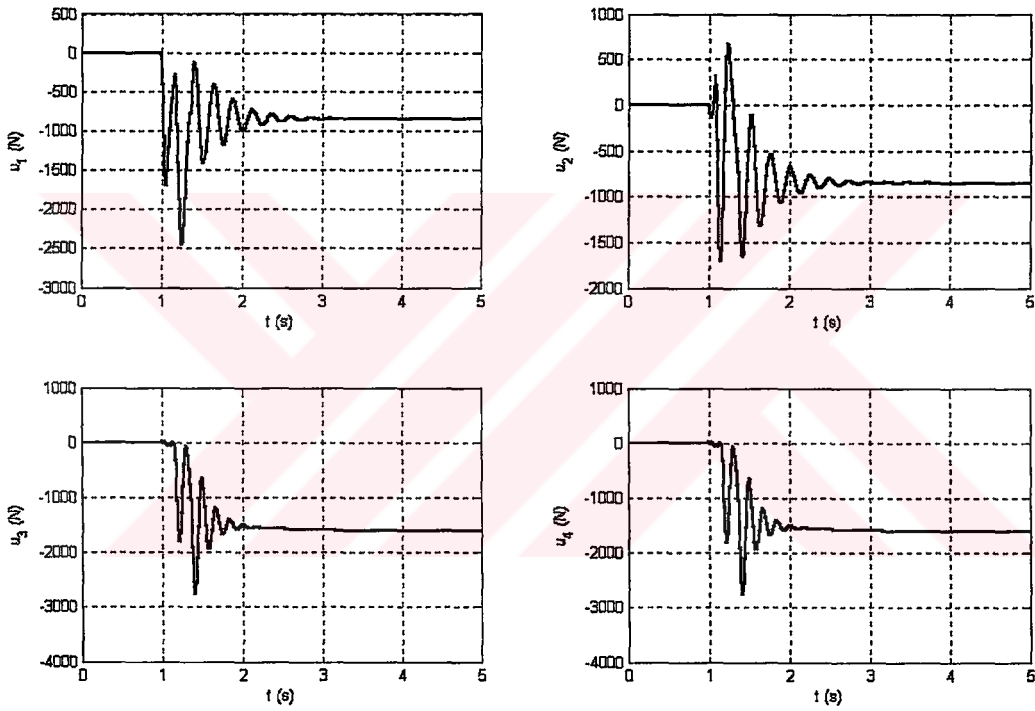
Şekil 5.8’ de jipin gövde düşey hareketinin, kafa vurma ve yalpalama açısı hareketlerinin ve bunların ivmelerinin zamanla değişimleri görülmektedir.



Şekil 5.8 Yedi serbestlik dereceli yüksüz jipin engele çapraz girmesi durumunda jip gövdesinin düşey, kafa vurma ve yalpalama hareketlerinin zaman cevapları

Engele apraz girilmesi durumunda jipin gövde düşey hareketinin, kafa vurma açısal hareketinin ve ivmelerinin belirgin bir şekilde azaldığı grlmektedir. Bununla birlikte çapraz girişte jipte bir dengesizlik ortaya çıktığından yalpalama açısal hareketi ve ivmesi oluşmuştur. Jipin engele çapraz girmesi genel olarak konforda artışa neden olmuştur.

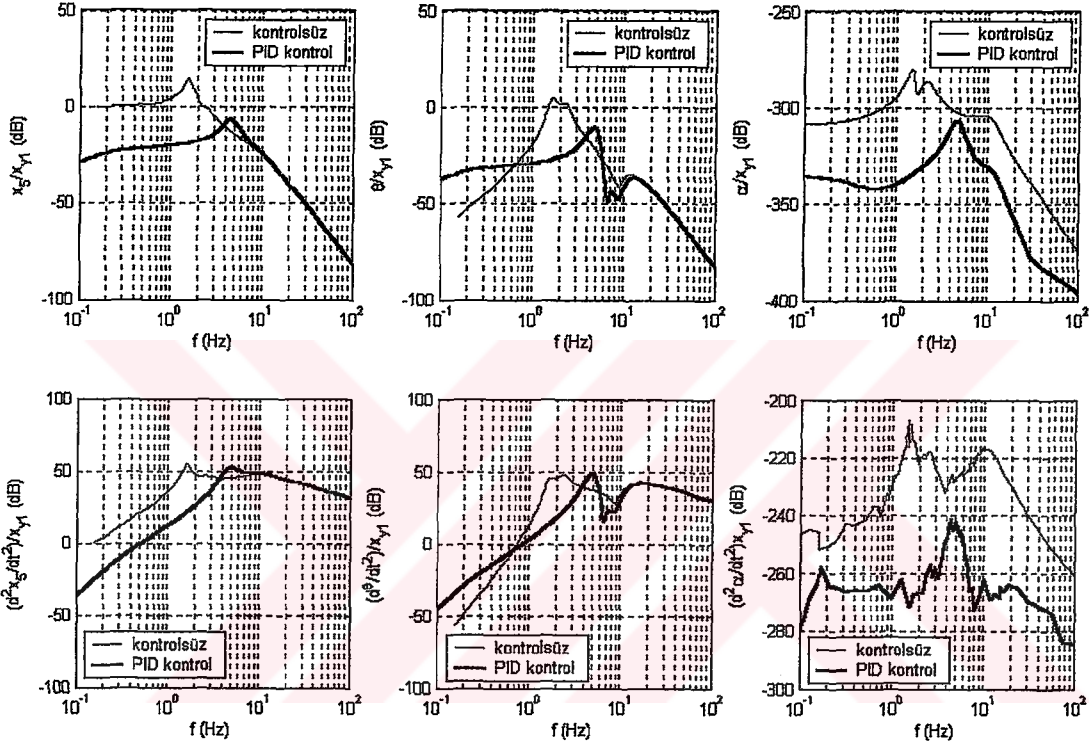
Şekil 5.9’ da jipin engele çapraz girmesi durumunda ortaya çıkan kontrol kuvvetleri grlmektedir. Burada n aksların kontrol kuvvetlerinde düz girişe göre bir miktar artış görülmekte fakat arka aksların kontrol kuvvetlerinde bir azalma grlmektedir. Jipin engele çapraz girmesi durumunda her bir tekerlek engele sırasıyla tek başına girdiğinden dolayı akslardaki kontrol kuvvetlerinde belirli bir dağılım ortaya çıkmıştır.



Şekil 5.9 Yedi serbestlik dereceli yüksüz jipin engele çapraz girmesi durumunda ortaya çıkan kontrolü kuvvetleri

5.1.1.3 Yedi Serbestlik Dereceli Yüksüz Jip Frekans Cevapları

Şekil 5.10' da jipin gövde düşey hareketinin, kafa vurma ve yalpalama açısıl hareketlerinin ve ivmelerinin frekans cevapları görülmektedir. PID kontrolün hem ivme hem yer değiştirme frekans cevaplarında rezonans tepelerini aşağıya çektiği ve kritik frekans noktalarında iyileşmeler sağladığı görülmektedir. Sisteme ait kritik frekans değerleri Ek-2'de verilmiştir.



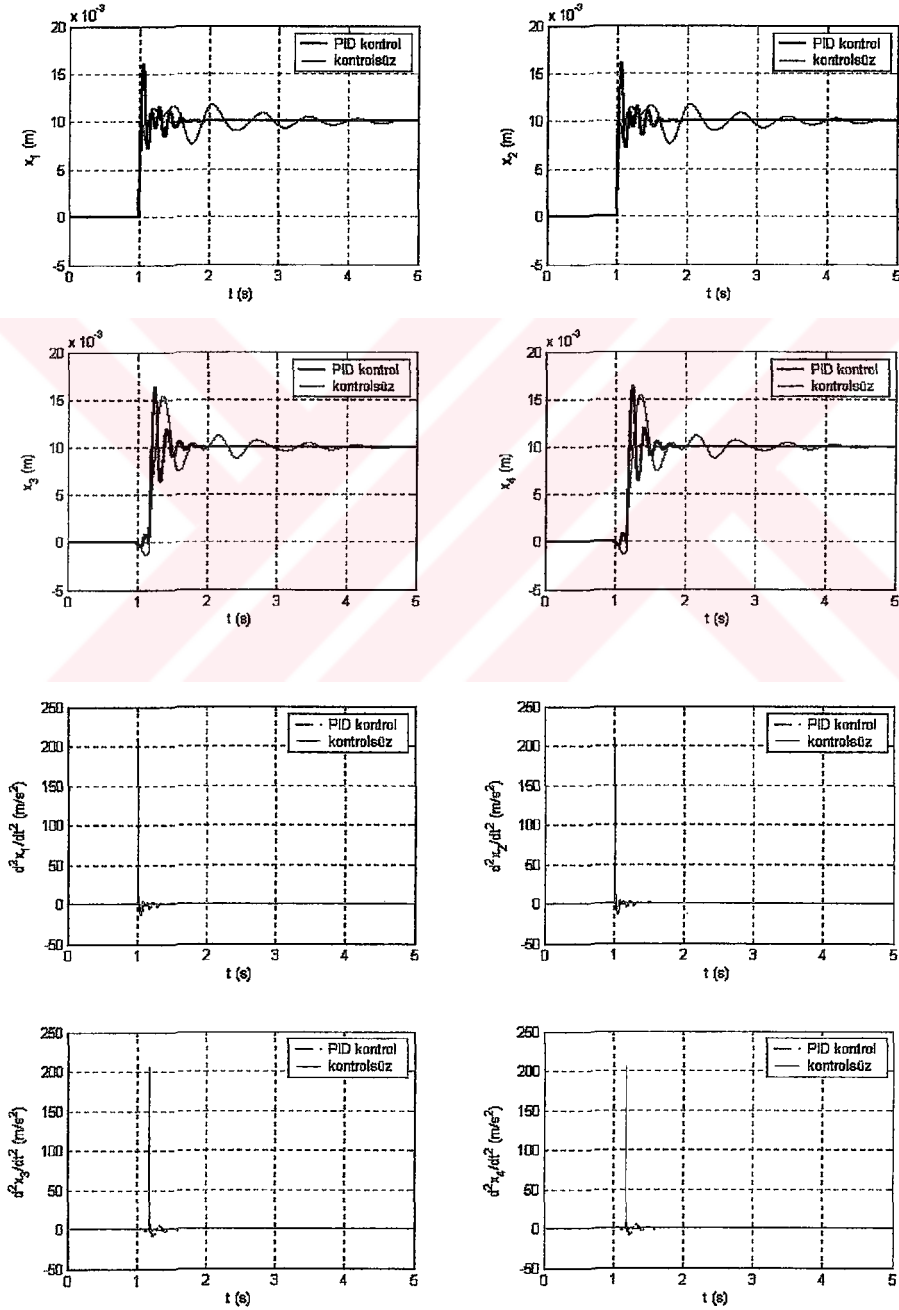
Şekil 5.10 Yedi serbestlik dereceli yüksüz jipin gövde düşey, kafa vurma ve yalpalama açısıl yer değişim ve ivmelerinin frekans cevapları

5.2 Yedi Serbestlik Dereceli Yüklü ($m_5 = 3214$ Kg) Jip

5.2.1 Yedi Serbestlik Dereceli Yüklü Jip Zaman Cevapları

5.2.1.1 Jipin Engele Düz Girmesi Durumu

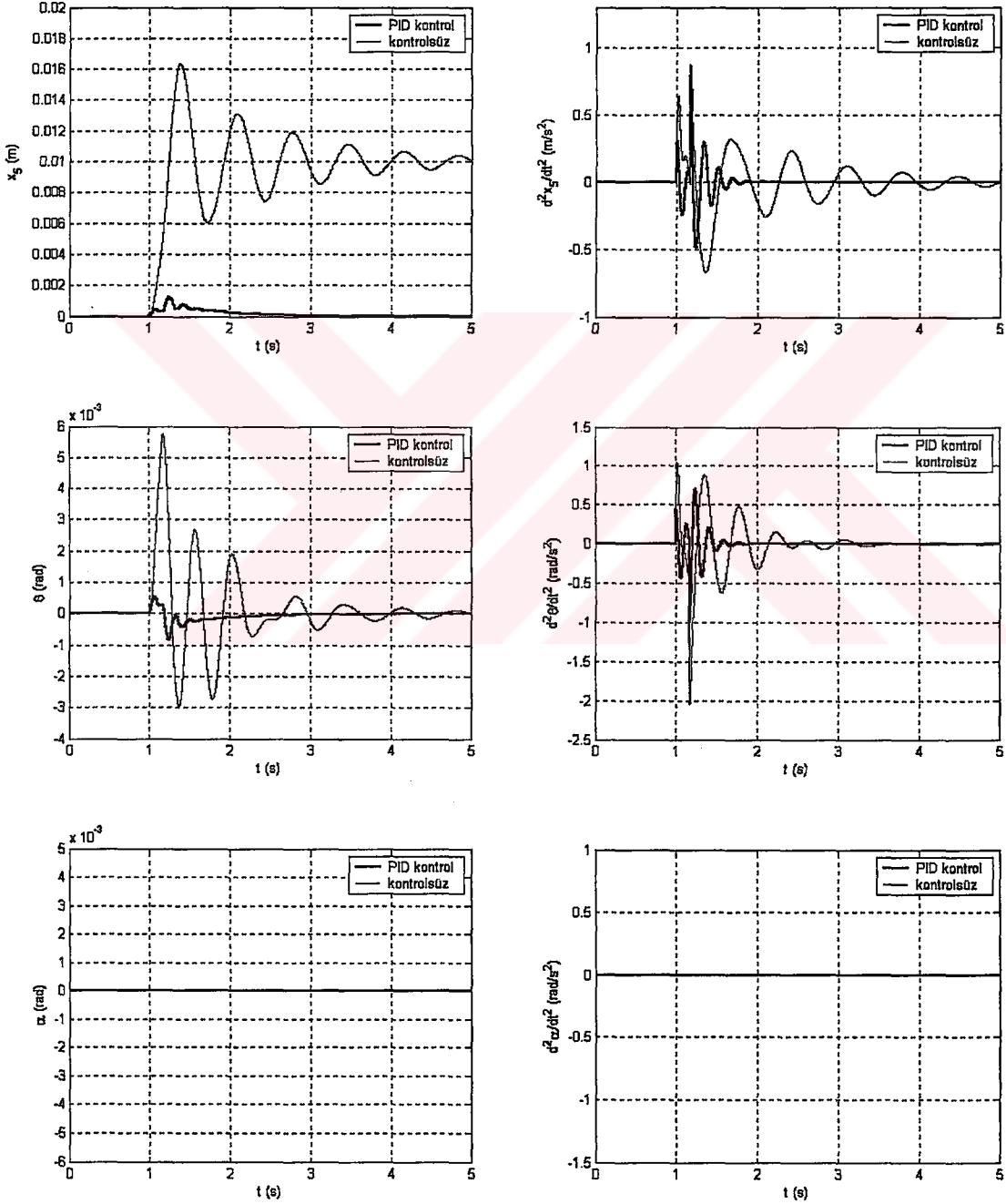
Şekil 5.11' de yüklü jipin engele düz girmesi durumunda aksların zamanla yer değişimleri ve ivmeleri görülmektedir.



Şekil 5.11 Yedi serbestlik dereceli yüklü jipin engele düz girmesi durumunda aksların zaman cevapları

Kontrol edilmesi istenen özellikler akslarla ilgili olmadığından burada yine aksların zaman cevaplarıyla ilgili bir iyileşme görülmemesi doğaldır. Yüklü durumdaki düz girişle yüksüz durum arasında çok belirgin farklar bulunmamakla birlikte yüksüz çapraz girişe göre daha düzenli bir durum ortaya çıkması normaldir.

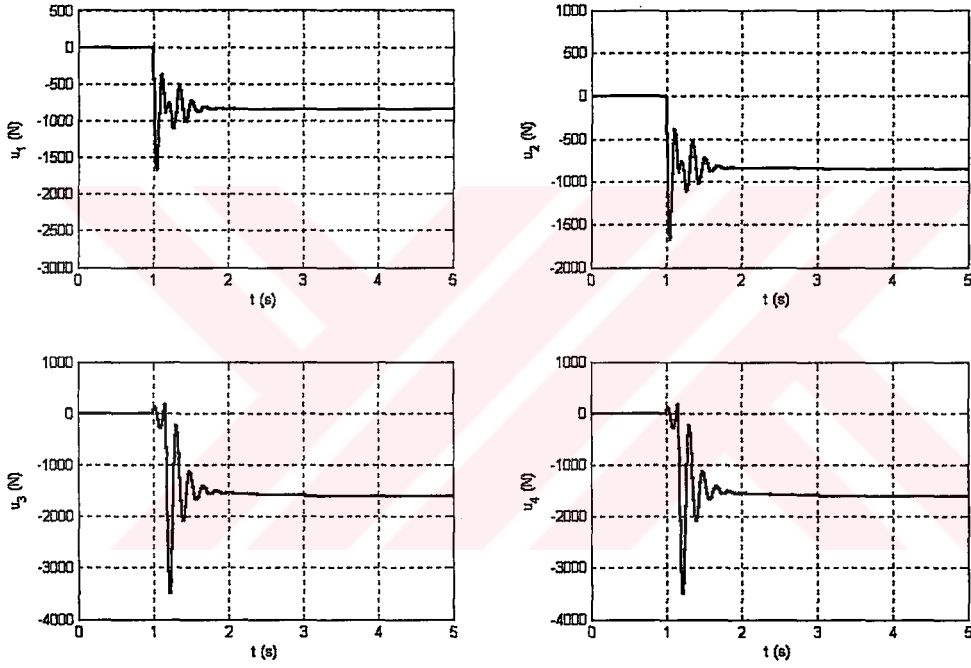
Şekil 5.12' de yüklü jipin gövde düşey hareketinin, kafa vurma ve yalpalama açısal hareketlerinin ve bunların ivmelerinin zamanla değişimleri görülmektedir.



Şekil 5.12 Yedi serbestlik dereceli yüklü jipin engele düz girmesi durumunda jip gövdesinin düşey, kafa vurma ve yalpalama hareketlerinin zaman cevapları

Engele düz girilmesi durumunda jipin gövde düşey hareketinin, kafa vurma açısal hareketinin ve ivmelerinin yüksüz çapraz girişe göre belirgin bir şekilde arttığı görülmektedir. Bununla birlikte değerler yüksüz düz giriş durumundakinden az da olsa yüksektir. Burada yine engele düz girilmesinden dolayı bir yalpalama hareketi görülmemektedir.

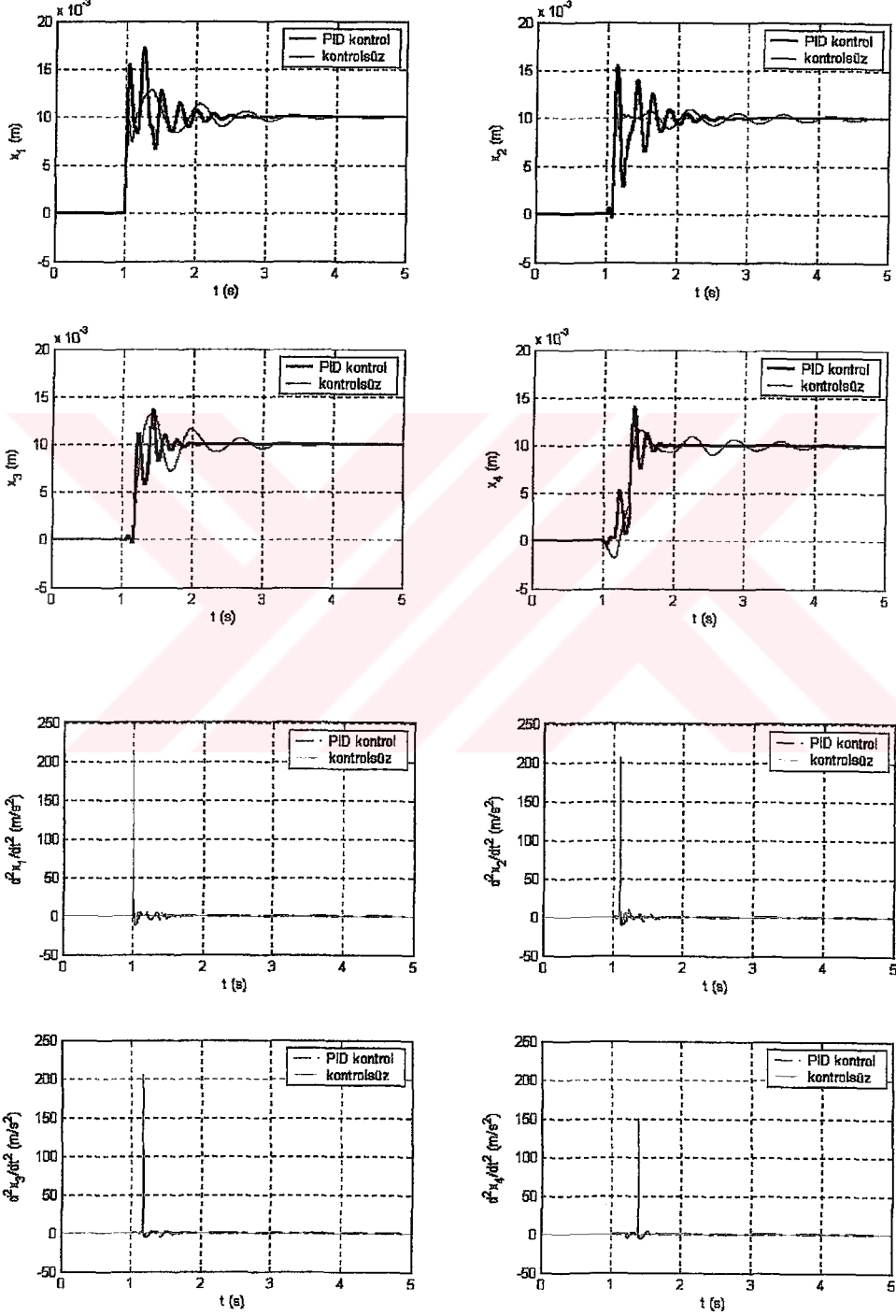
Şekil 5.13' te yüklü jipin engele düz girmesi durumunda ortaya çıkan kontrol kuvvetleri görülmektedir. Burada yüksüz jipin engele çapraz girme durumuna göre ön aksların kontrol kuvvetlerinde bir miktar azalma görülmekte fakat arka aksların kontrol kuvvetlerinde bir artış görülmektedir. Yüksüz düz girişle kıyaslandığında ortaya çıkan kuvvetler arasında büyük farklar görülmemektedir.



Şekil 5.13 Yedi serbestlik dereceli yüklü jipin engele düz girmesi durumunda ortaya çıkan kontrolcü kuvvetleri

5.2.1.2 Jipin Engele Çapraz Girmesi Durumu

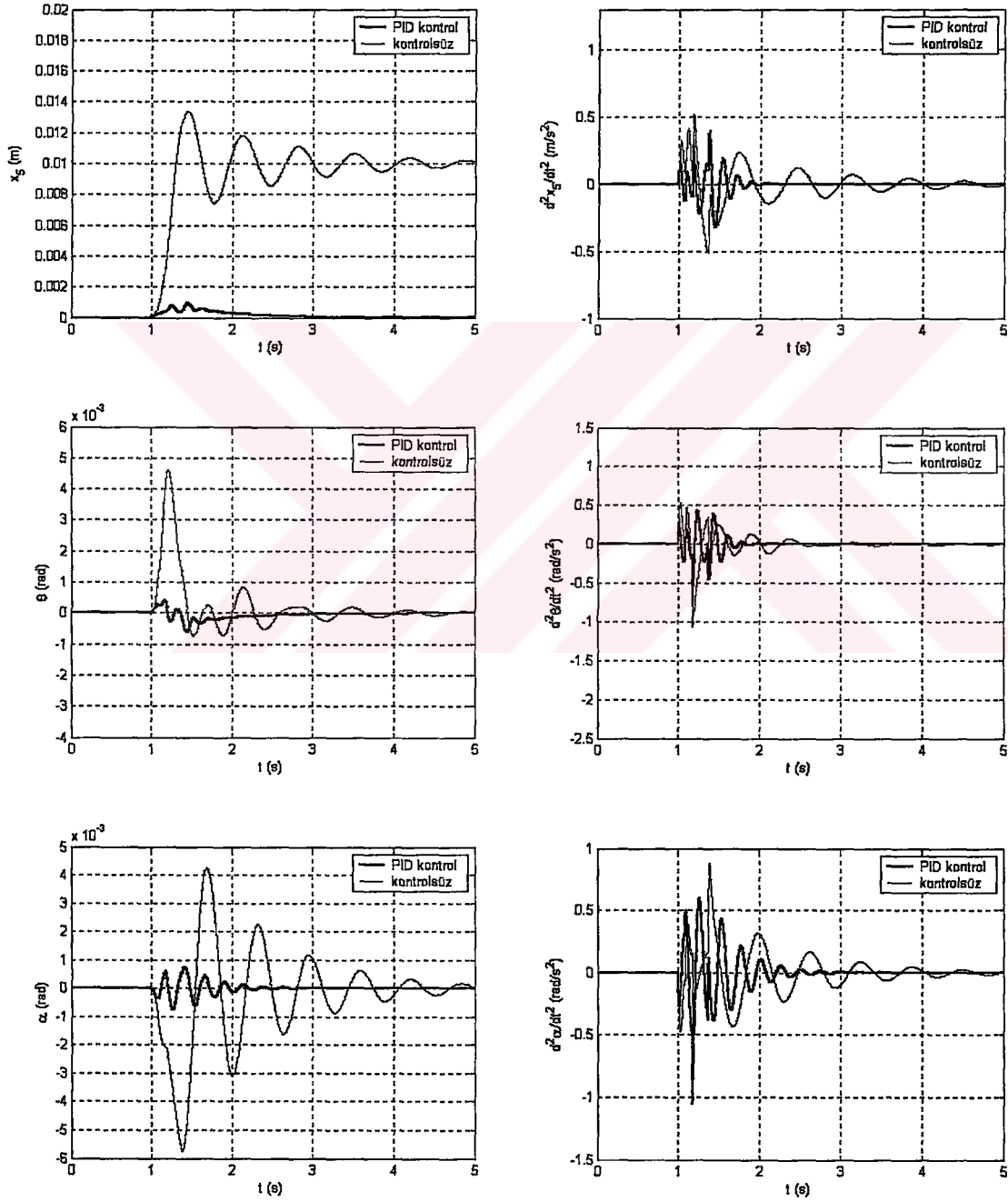
Şekil 5.14' te yüklü jipin engele çapraz girmesi durumunda aksların zamanla yer değişimleri ve ivmeleri görülmektedir.



Şekil 5.14 Yedi serbestlik dereceli yüklü jipin engele çapraz girmesi durumunda aksların zaman cevapları

Kontrol edilmesi istenen özellikler akslarla ilgili olmadığından burada da aksların zaman cevaplarıyla ilgili bir iyileşme görülmemesi doğaldır.Çapraz girişte daha düzensiz bir durum ortaya çıktığından düz girişe göre akslarda titreşimler artmıştır. İvmelerde çok belirgin bir farklılık görülmemekle birlikte belli yükselme ve alçalmalar söz konusudur.

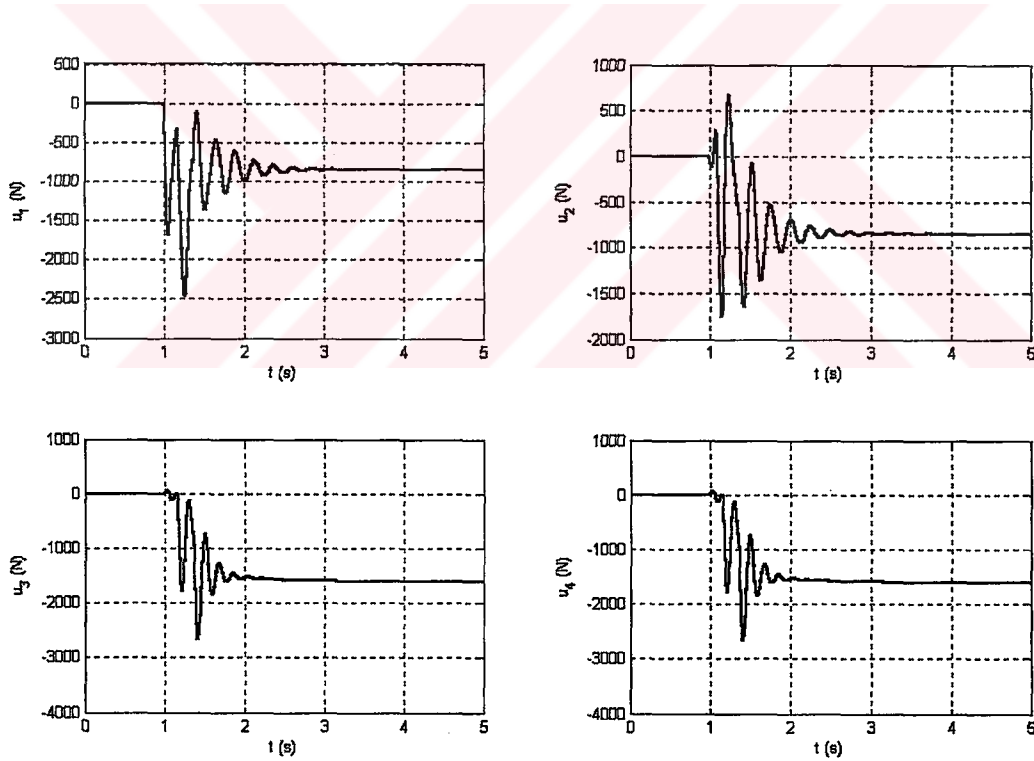
Şekil 5.15' te yüklü jipin gövde düşey hareketinin, kafa vurma ve yalpalama açısal hareketlerinin ve bunların ivmelerinin zamanla değişimleri görülmektedir.



Şekil 5.15 Yedi serbestlik dereceli yüklü jipin engele çapraz girmesi durumunda jip gövdesinin düşey, kafa vurma ve yalpalama hareketlerinin zaman cevapları

Engele çapraz girilmesi durumunda jipin gövde düşey hareketinin, kafa vurma açısal hareketinin ve ivmelerinin belirgin bir şekilde azaldığı görülmektedir. Bununla birlikte çapraz girişte jipte bir dengesizlik ortaya çıktığından yalpalama açısal hareketi ve ivmesi ortaya çıkmıştır. Jipin engele çapraz girmesi genel olarak konfor açısından iyileşmelere neden olmuştur. Yüksüz durumda jipin engele çapraz girmesiyle kıyaslandığında ise jipin engele yüklü olarak çapraz girişinde değerlerde yükselmeler meydana gelmiştir. İlave yük genliklerde ve ivmelerde artışlara neden olmaktadır.

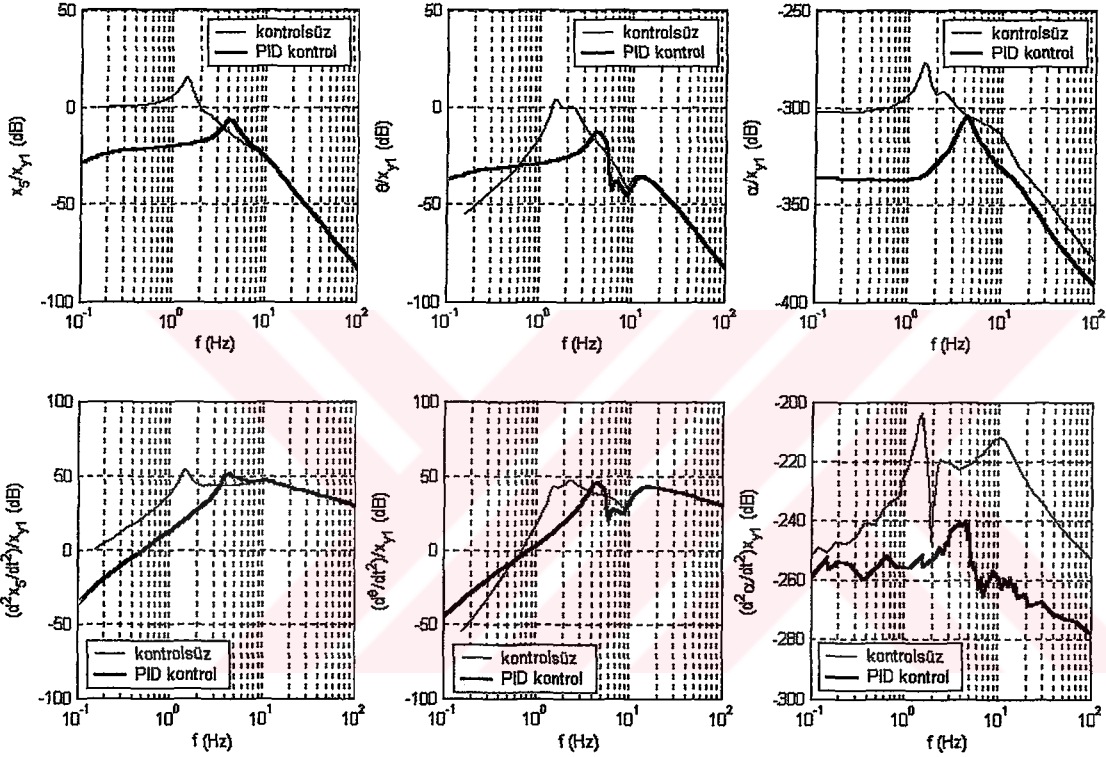
Şekil 5.16' da yüklü jipin engele çapraz girmesi durumunda ortaya çıkan kontrol kuvvetleri görülmektedir. Burada engele yüklü düz girişle kıyaslandığında ön aksların kontrol kuvvetlerinde bir miktar artış görülmekte fakat arka aksların kontrol kuvvetlerinde bir azalma görülmektedir. Jipin engele çapraz girmesi durumunda her bir tekerlek engele sırasıyla tek başına girdiğinden dolayı akslardaki kontrol kuvvetlerinde belirli bir dağılım ortaya çıkmıştır.



Şekil 5.16 Yedi serbestlik dereceli yüklü jipin engele çapraz girmesi durumunda ortaya çıkan kontrolcü kuvvetleri

5.2.2 Yedi Serbestlik Dereceli Yüklü Jip Frekans Cevapları

Şekil 5.17' de yüklü jipin gövde düşey hareketinin, kafa vurma ve yalpalama açısal hareketlerinin ve ivmelerinin frekans cevapları görülmektedir. PID kontrolün hem ivme hem yer değiştirme frekans cevaplarında rezonans tepelerini aşağıya çektiği ve kritik frekans noktalarında iyileşmeler sağladığı görülmektedir. Sisteme ait kritik frekans değerleri Ek-2'de verilmiştir.



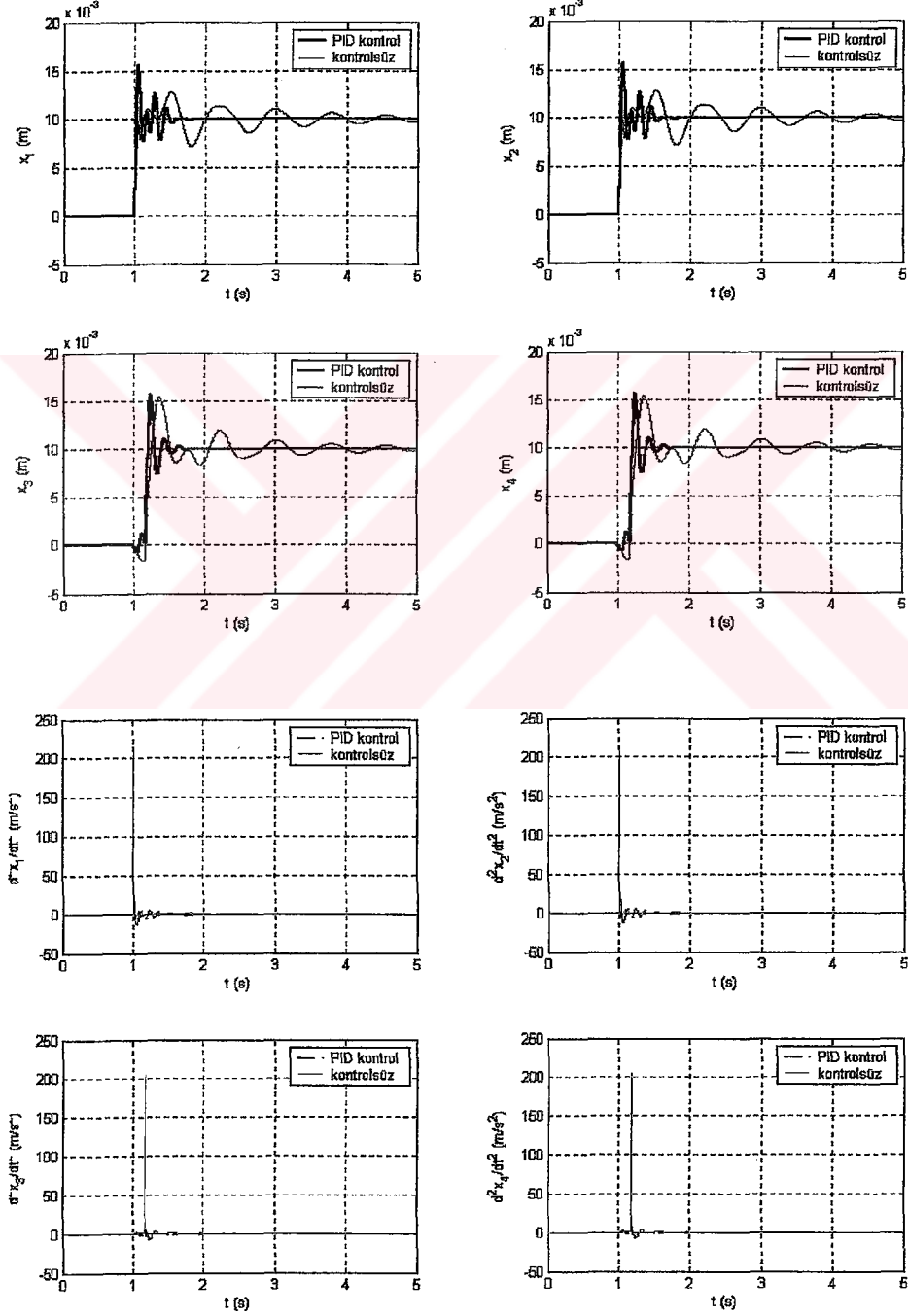
Şekil 5.17 Yedi serbestlik dereceli yüklü jipin gövde düşey, kafa vurma ve yalpalama açısal yer değişim ve ivmelerinin frekans cevapları

5.3 Yedi Serbestlik Dereceli Aşırı Yüklü ($m_5 = 4000$ Kg) Jip

5.3.1 Yedi Serbestlik Dereceli Aşırı Yüklü Jip Zaman Cevapları

5.3.1.1 Jipin Engele Düz Girmesi Durumu

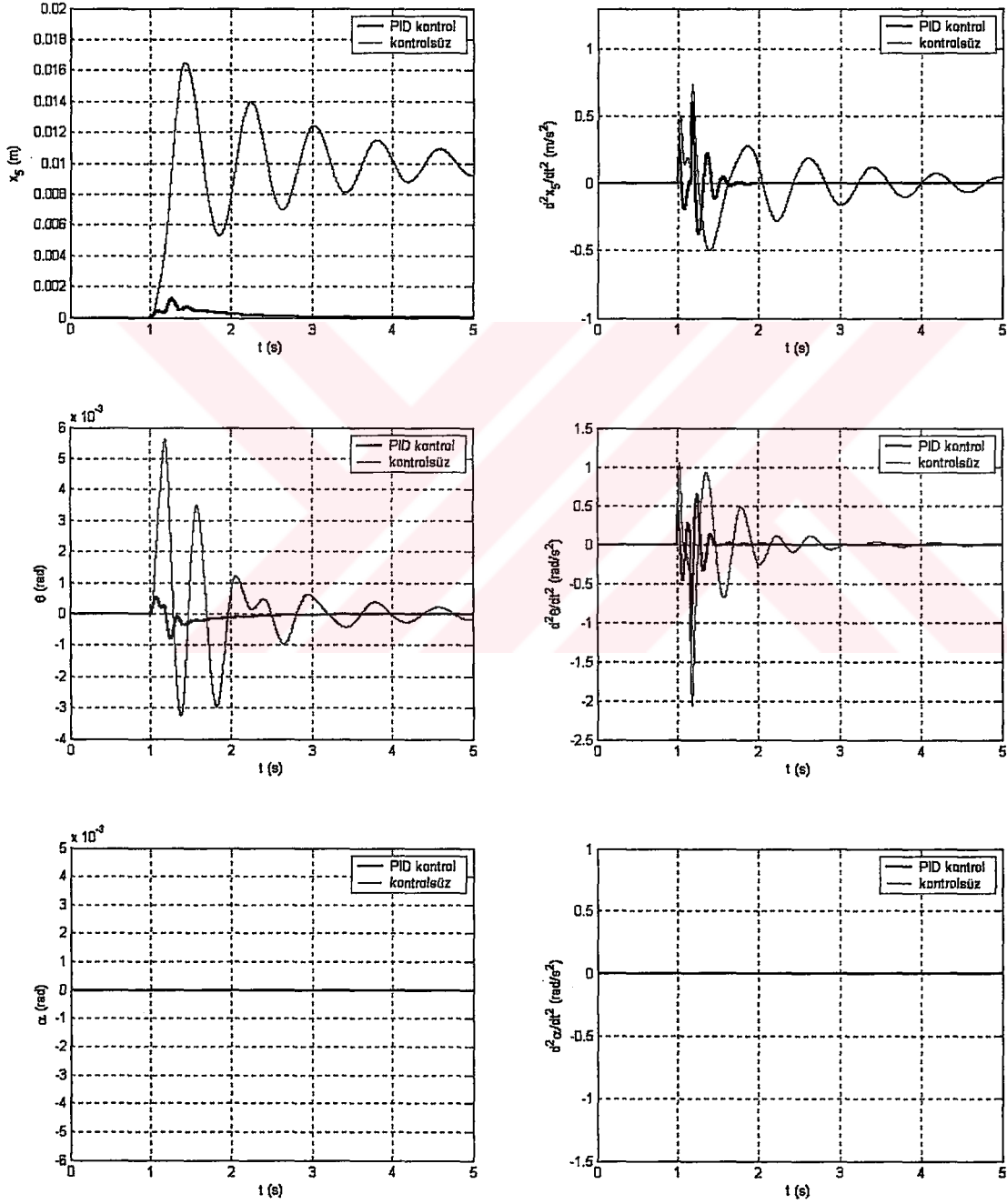
Şekil 5.18' de aşırı yüklü jipin engele düz girmesi durumunda aksların zamanla yer değişimleri ve ivmeleri görülmektedir.



Şekil 5.18 Yedi serbestlik dereceli aşırı yüklü jipin engele düz girmesi durumunda aksların zaman cevapları

Kontrol edilmesi istenen özellikler akslarla ilgili olmadığından burada yine aksların zaman cevaplarıyla ilgili bir iyileşme görülmemesi doğaldır. Aşırı yüklü durumdaki düz girişle yüklü durum arasında çok belirgin farklar bulunmamakla birlikte titreşimlerde bir miktar artış görülmekte, yüklü çapraz girişe göre ise daha düzenli bir durum ortaya çıkmaktadır.

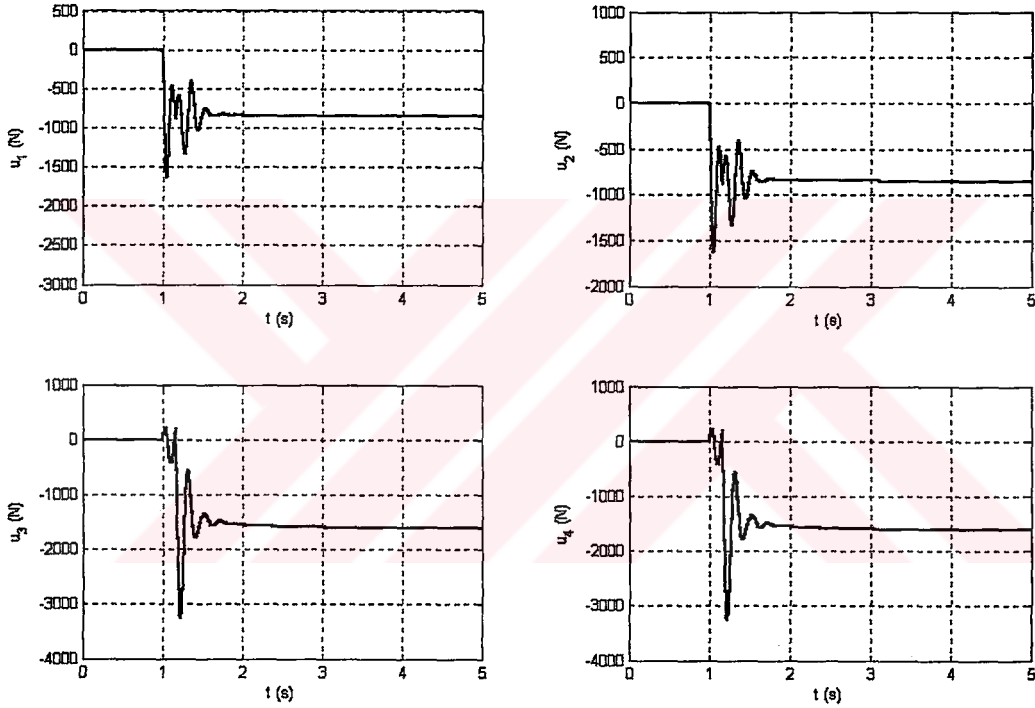
Şekil 5.19’ da aşırı yüklü jipin gövde düşey hareketinin, kafa vurma ve yalpalama açısı hareketlerinin ve bunların ivmelerinin zamanla değişimleri görülmektedir.



Şekil 5.19 Yedi serbestlik dereceli aşırı yüklü jipin engele düz girmesi durumunda jip gövdesinin düşey, kafa vurma ve yalpalama hareketlerinin zaman cevapları

Engele düz girilmesi durumunda jipin gövde düşey hareketinin, kafa vurma açısal hareketinin ve ivmelerinin yüklü çapraz girişe göre belirgin bir şekilde arttığı görülmektedir. Bununla birlikte değerler yüklü düz giriş durumundakinden az da olsa yüksektir. Burada yine engele düz girilmesinden dolayı bir yalpalama hareketi görülmemektedir.

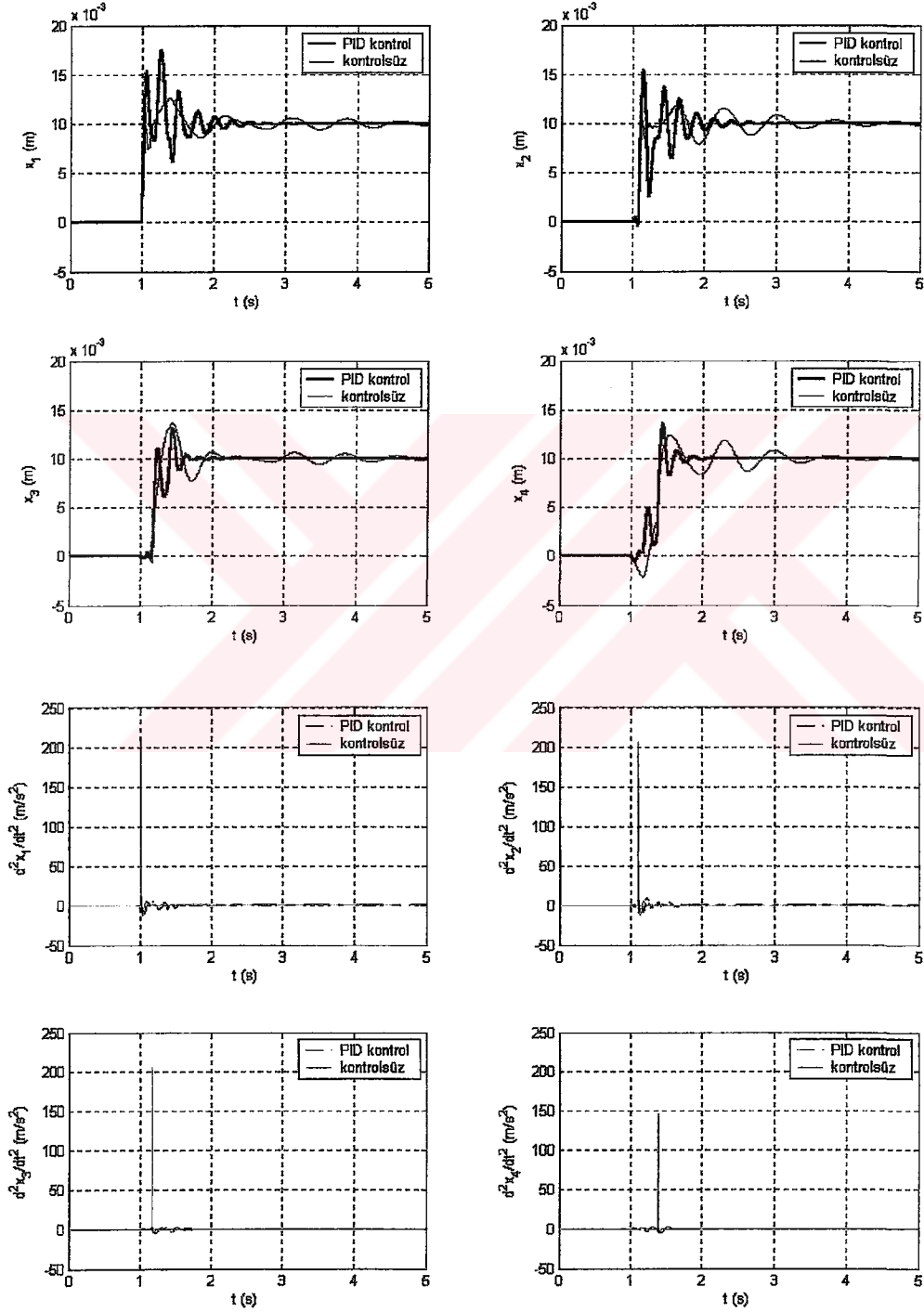
Şekil 5.20' de aşırı yüklü jipin engele düz girmesi durumunda ortaya çıkan kontrol kuvvetleri görülmektedir. Burada yüklü jipin engele çapraz girme durumuna göre ön aksların kontrol kuvvetlerinde bir miktar azalma görülmekte fakat arka aksların kontrol kuvvetlerinde bir artış görülmektedir. Yüklü düz girişle kıyaslandığında ortaya çıkan kuvvetler arasında büyük farklar görülmemektedir.



Şekil 5.20 Yedi serbestlik dereceli aşırı yüklü jipin engele düz girmesi durumunda ortaya çıkan kontrolcü kuvvetleri

5.3.1.2 Jipin Engele Çapraz Girmesi Durumu

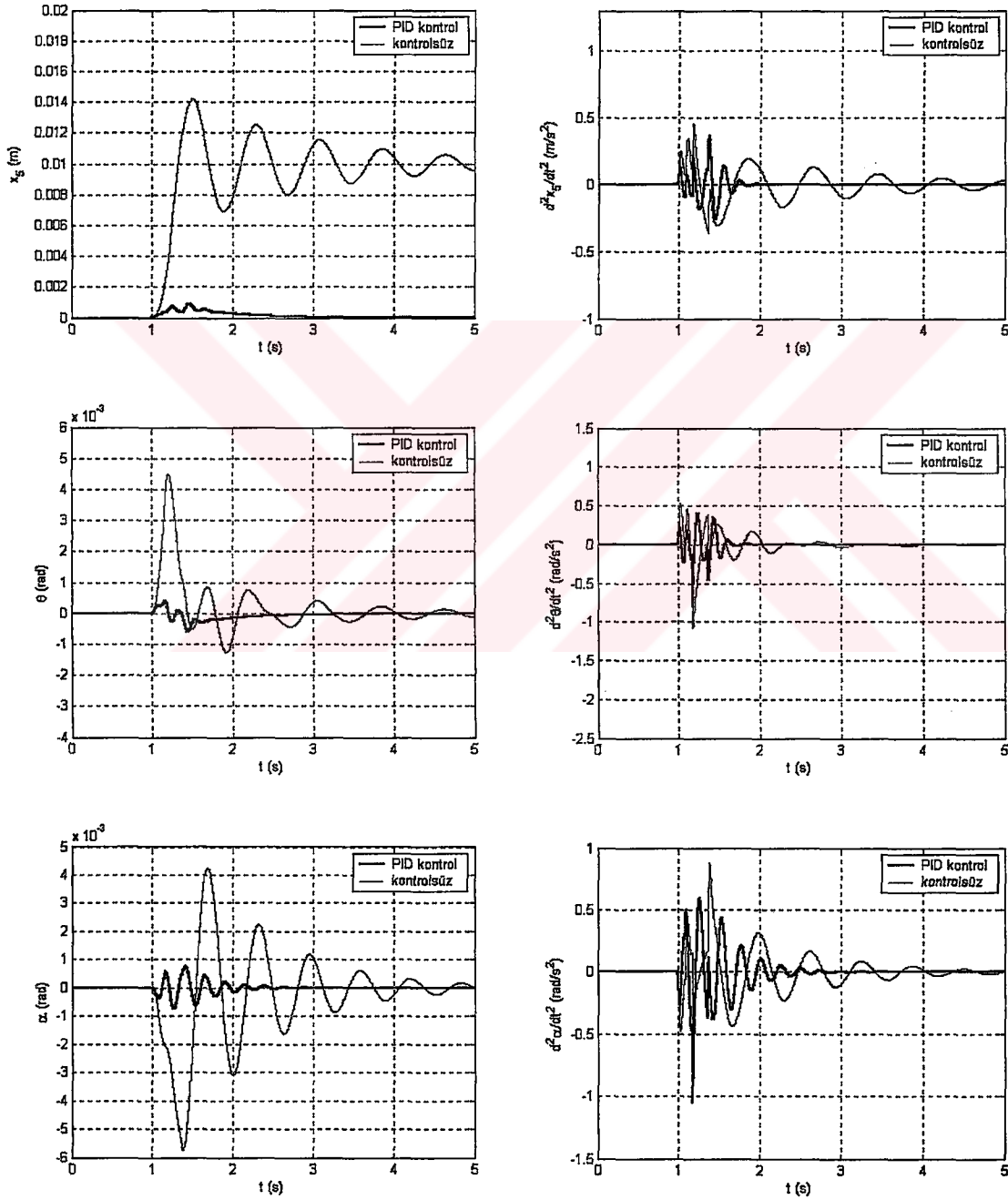
Şekil 5.21' de aşırı yüklü jipin engele çapraz girmesi durumunda aksların zamanla yer değişimleri ve ivmeleri görülmektedir.



Şekil 5.21 Yedi serbestlik dereceli aşırı yüklü jipin engele çapraz girmesi durumunda aksların zaman cevapları

Kontrol edilmesi istenen özellikler akslarla ilgili olmadığından burada da aksların zaman cevaplarıyla ilgili bir iyileşme görülmemesi doğaldır. Çapraz girişte daha düzensiz bir durum ortaya çıktığından düz girişe göre akslarda titreşimler artmıştır. İvmelerde çok belirgin bir farklılık görülmemekle birlikte belli yükselme ve alçalmalar söz konusudur.

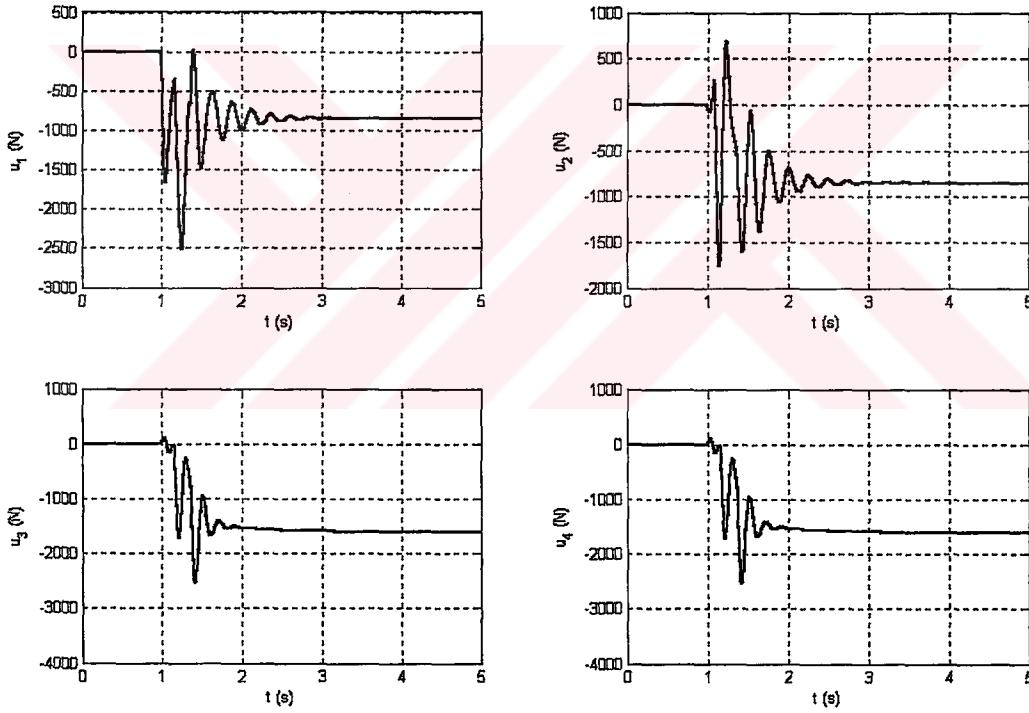
Şekil 5.22' de aşırı yüklü jipin gövde düşey hareketinin, kafa vurma ve yalpalama açısı hareketlerinin ve bunların ivmelerinin zamanla değişimleri görülmektedir.



Şekil 5.22 Yedi serbestlik dereceli aşırı yüklü jipin engele çapraz girmesi durumunda jip gövdesinin düşey, kafa vurma ve yalpalama hareketlerinin zaman cevapları

Engele çapraz girilmesi durumunda jipin gövde düşey hareketinin, kafa vurma açısı hareketinin ve ivmelerinin düz girişe göre belirgin bir şekilde azaldığı görülmektedir. Bununla birlikte çapraz girişte jipte bir dengesizlik ortaya çıktığından yalpalama açısı hareketi ve ivmesi ortaya çıkmıştır. Jipin engele çapraz girmesi genel olarak konfor açısından iyileşmelere neden olmuştur. Yüklü durumda jipin engele çapraz girmesiyle kıyaslandığında ise jipin engele aşırı yüklü olarak çapraz girişinde değerlerde yükselmeler meydana gelmiştir.

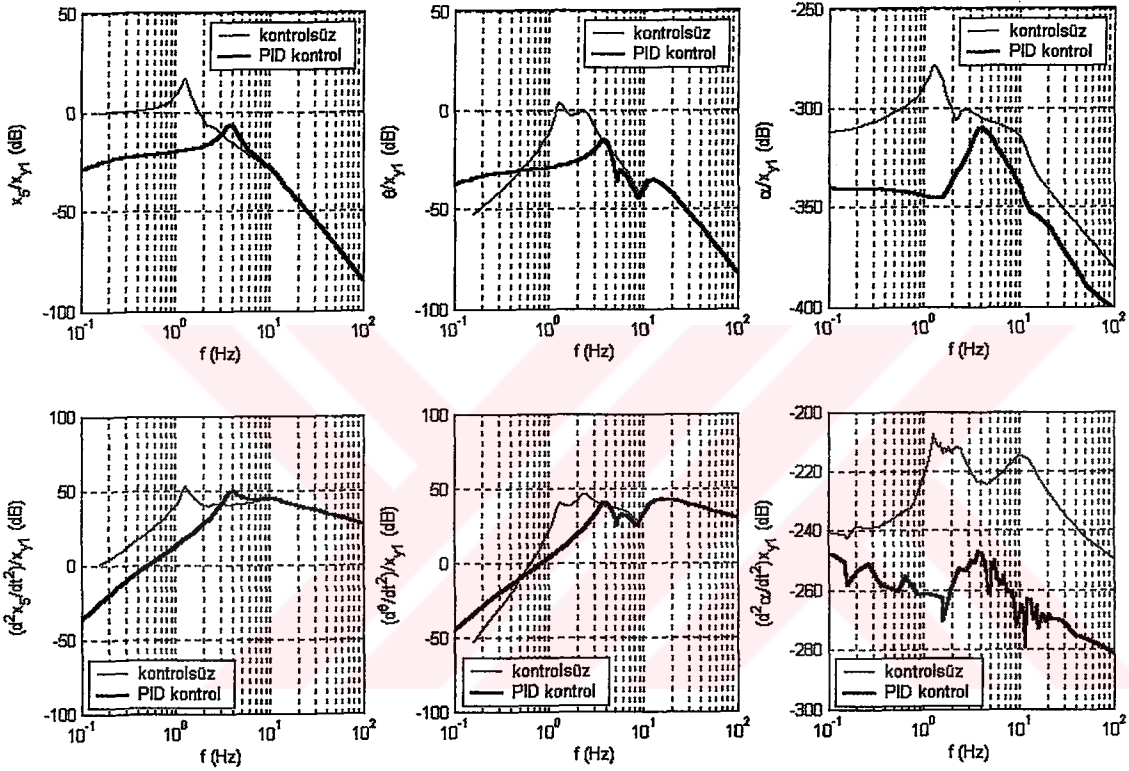
Şekil 5.23' te aşırı yüklü jipin engele çapraz girmesi durumunda ortaya çıkan kontrol kuvvetleri görülmektedir. Burada engele aşırı yüklü düz girişle kıyaslandığında ön aksların kontrol kuvvetlerinde bir miktar artış görülmekte fakat arka aksların kontrol kuvvetlerinde bir azalma görülmektedir. Burada da jipin engele çapraz girmesi her bir tekerleğin sırasıyla ayrı ayrı engele girmesine neden olduğundan kontrol kuvvetlerinde kendi aralarında belirli bir dağılım ortaya çıkmıştır.



Şekil 5.23 Yedi serbestlik dereceli aşırı yüklü jipin engele çapraz girmesi durumunda ortaya çıkan kontrolcü kuvvetleri

5.3.2 Yedi Serbestlik Dereceli Aşırı Yüklü Jip Frekans Cevapları

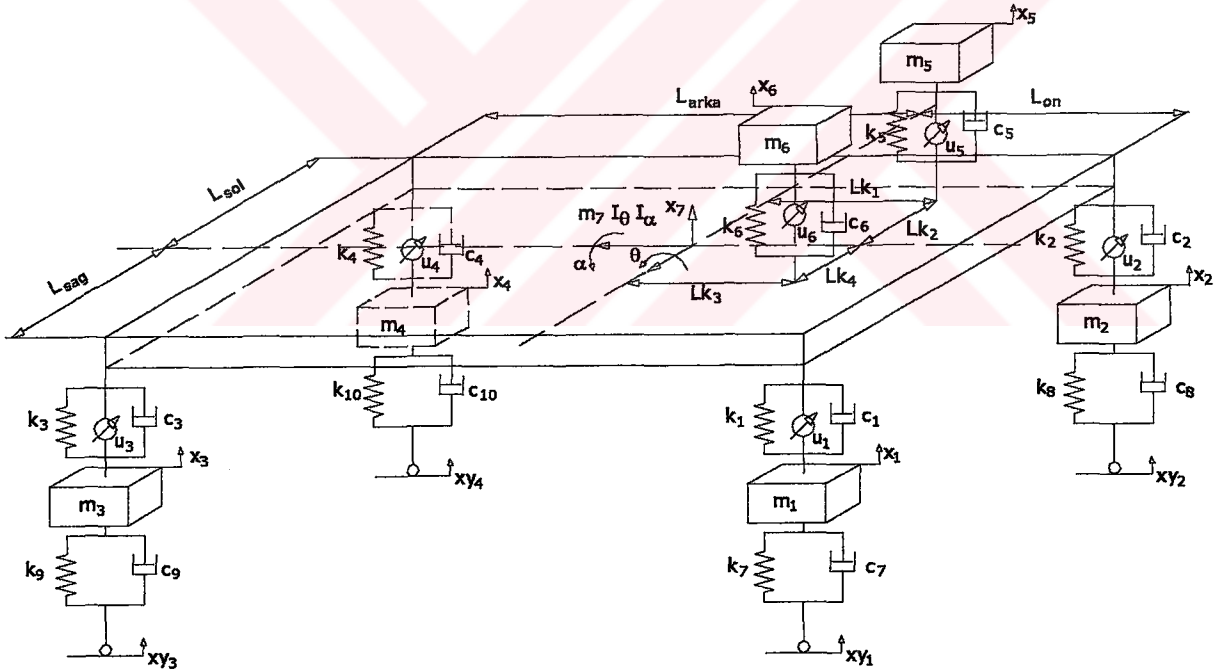
Şekil 5.24' te aşırı yüklü jipin gövde düşey hareketinin, kafa vurma ve yalpalama açısal hareketlerinin ve ivmelerinin frekans cevapları görülmektedir. PID kontrolün hem ivme hem yer değiştirme frekans cevaplarında rezonans tepelerini aşağıya çektiği ve kritik frekans noktalarında iyileşmeler sağladığı görülmektedir. Sisteme ait kritik frekans değerleri Ek-2'de verilmiştir.



Şekil 5.24 Yedi serbestlik dereceli yüklü jipin gövde düşey, kafa vurma ve yalpalama açısal yer değişim ve ivmelerinin frekans cevapları

6. DOKUZ SERBESTLİK DERECELİ PID KONTROLLÜ JİP MODELİ

Bu bölümde, dokuz serbestlik dereceli tam jip modelinin dinamik analizi jipin yüksüz ($m_7 = 2614$ Kg), yüklü ($m_7 = 3214$ Kg) ve aşırı yüklü ($m_7 = 4000$ Kg) olması halinde, engele düz ve çapraz girmesi durumları için yapılmış ve jipe PID kontrol yöntemi uygulanmıştır. Her bir durum için kontrol katsayıları aynı alınmıştır. Şekil 6.1' de görülen dokuz serbestlik dereceli jip modelinde de yedi serbestlik dereceli modelde olduğu gibi jip modelinin hareket denklemleri Lagrange Denklemi yardımıyla çıkartılmıştır. Elde edilen hareket denklemleri Matlab 6.5 programı ve Simulink modülü kullanılarak bilgisayar ortamında modellenmiş ve simulasyon gerçekleştirilmiştir. Bu jip modelinde jip gövdesinin düşey, kafa vurma ve yalpalama dinamik davranışlarına ilave olarak, sürücü ve yolcu koltuğunun dinamik davranışları da göz önüne alınmıştır. Ek-3' te dokuz serbestlik dereceli jipe ait simulasyon parametreleri ve oluşturulan Simulink modelleri verilmiştir.



Şekil 6.1 Dokuz Serbestlik Dereceli Jip Modeli

Akslara ve koltukların altlarına yerleştirilen kontrolcüler sayesinde jip konforunun artırılmasına çalışılmıştır. Kontrol yöntemi olarak PID kontrol yöntemi kullanılmıştır. Şekil 6.1' deki model, arka süspansiyonlarının her ikisine de kontrolcü konulmuş olarak gösterilmiştir; ancak burada asıl olarak kontrolcü arka askın ağırlık merkezinde

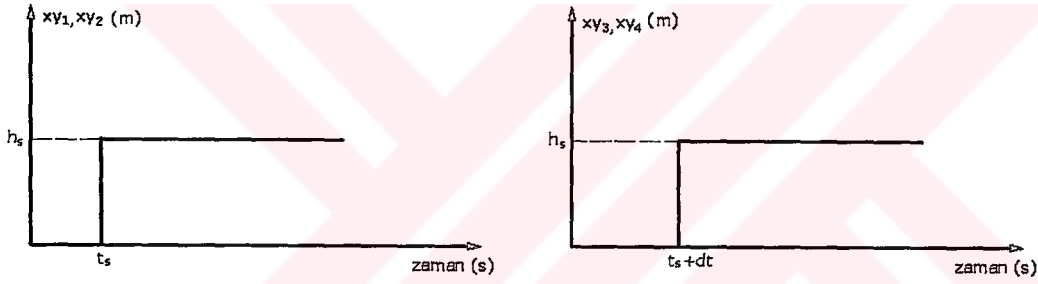
bulunmaktadır. Kontrolcünün arka aksın ağırlık merkezinde olmasının nedeni, kontrol edilmek istenen büyüklüklerin beş tane ($m_7, \theta, \alpha, m_5, m_6$) olmasıdır. Şekil 6.1' de, u_3 ve u_4 kontrol girişleri aslında arka aks üzerindeki kontrolcünün süspansiyonlar üzerindeki bileşenleridir. Gerçek kontrolcü girişi, u_{34} şeklinde ifade edilmiştir.

Şekil 6.1' de gösterilen dokuz serbestlik dereceli tam jip modelinin parametreleri aşağıdaki gibidir :

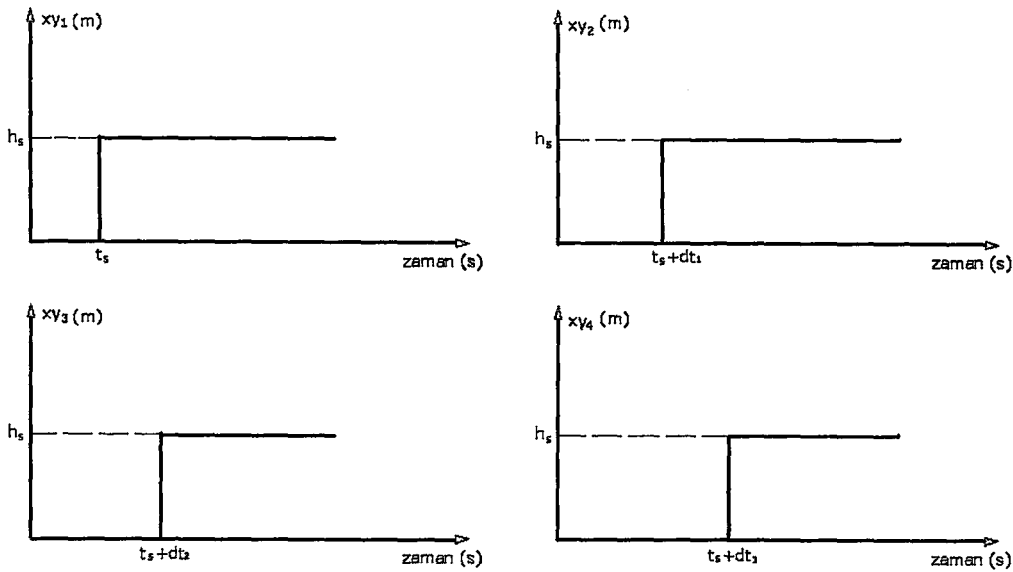
m_7	: Ana gövde kütlesi	(kg)
I_α	: Ana gövdenin x eksenini etrafında atalet momenti	(kg.m ²)
I_θ	: Ana gövdenin z eksenini etrafında atalet momenti	(kg.m ²)
m_1	: Sağ ön tekerleğin kütlesi	(kg)
m_2	: Sol ön tekerleğin kütlesi	(kg)
m_3	: Sağ arka tekerleğin kütlesi	(kg)
m_4	: Sol arka tekerleğin kütlesi	(kg)
m_5	: Sürücü koltuğunun kütlesi	(kg)
m_6	: Yolcu koltuğunun kütlesi	(kg)
c_1	: Sağ ön süspansiyonun sönüm katsayısı	(N.s/m)
c_2	: Sol ön süspansiyonun sönüm katsayısı	(N.s/m)
c_3	: Sağ arka süspansiyonun sönüm katsayısı	(N.s/m)
c_4	: Sol arka süspansiyonun sönüm katsayısı	(N.s/m)
c_5	: Sürücü koltuğunun sönüm katsayısı	(N.s/m)
c_6	: Yolcu koltuğunun sönüm katsayısı	(N.s/m)
c_7	: Sağ ön tekerleğin sönüm katsayısı	(N.s/m)
c_8	: Sol ön tekerleğin sönüm katsayısı	(N.s/m)
c_9	: Sağ arka tekerleğin sönüm katsayısı	(N.s/m)
c_{10}	: Sol arka tekerleğin sönüm katsayısı	(N.s/m)
k_1	: Sağ ön süspansiyonun yay katsayısı	(N/m)
k_2	: Sol ön süspansiyonun yay katsayısı	(N/m)
k_3	: Sağ arka süspansiyonun yay katsayısı	(N/m)
k_4	: Sol arka süspansiyonun yay katsayısı	(N/m)
k_5	: Sürücü koltuğunun yay katsayısı	(N/m)

k_6	: Yolcu koltuğunun yay katsayısı	(N/m)
k_7	: Sağ ön tekerleğin yay katsayısı	(N/m)
k_8	: Sol ön tekerleğin yay katsayısı	(N/m)
k_9	: Sağ arka tekerleğin yay katsayısı	(N/m)
k_{10}	: Sol arka tekerleğin yay katsayısı	(N/m)
u_1	: Sağ ön süspansiyona uygulanan kontrolcü girişi	(N)
u_2	: Sol ön süspansiyona uygulanan kontrolcü girişi	(N)
u_3	: Arka aksa uygulanan kontrolcü girişinin (u_{34}) sağ bileşeni	(N)
u_4	: Arka aksa uygulanan kontrolcü girişinin (u_{34}) sol bileşeni	(N)
u_p	: Sürücü koltuğuna uygulanan kontrol girişi	(N)

xy_1, xy_2, xy_3 ve xy_4 ise yol girişlerini ifade etmektedir. Şekil 6.2 ve Şekil 6.3'te sırasıyla jipe uygulanan düz ve çapraz yol girişleri görülmektedir.



Şekil 6.2 Jip modeline düz giriş için uygulanan yol girişi



Şekil 6.3 Jip modeline çapraz giriş için uygulanan yol girişi

Daha sonra Lagrange Denklemi (1.1) yardımıyla jipin hareket denklemleri şu şekilde çıkartılabilir.

$x_7, \theta, \alpha, x_1, x_2, x_3, x_4, x_5$ ve x_6 olmak üzere sistemin dokuz tane bağımsız koordinatı vardır.

Sistemin enerji denklemleri aşağıdaki gibidir.

$$E_k = \frac{1}{2} m_7 \dot{x}_7^2 + \frac{1}{2} I_z \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} I_x \dot{\alpha}^2 + \frac{1}{2} m_1 \dot{x}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{x}_2^2 + \frac{1}{2} m_3 \dot{x}_3^2 + \frac{1}{2} m_4 \dot{x}_4^2 + \frac{1}{2} m_5 \dot{x}_5^2 + \frac{1}{2} m_6 \dot{x}_6^2 \quad (2.1)$$

$$\begin{aligned} E_D = & \frac{1}{2} c_1 (\dot{x}_7 + L\ddot{\theta} - Ls\ddot{\alpha} - \dot{x}_1)^2 + \frac{1}{2} c_2 (\dot{x}_7 + L\ddot{\theta} + Ls\dot{\alpha} - \dot{x}_2)^2 \\ & + \frac{1}{2} c_3 (\dot{x}_7 - L\ddot{\theta} - Ls\ddot{\alpha} - \dot{x}_3)^2 + \frac{1}{2} c_4 (\dot{x}_7 - L\ddot{\theta} + Ls\dot{\alpha} - \dot{x}_4)^2 \\ & + \frac{1}{2} c_5 (\dot{x}_5 - Lk_1\dot{\theta} - Lk_2\dot{\alpha} - \dot{x}_7)^2 + \frac{1}{2} c_6 (\dot{x}_6 - Lk_3\dot{\theta} + Lk_4\dot{\alpha} - \dot{x}_7)^2 \\ & + \frac{1}{2} c_5 (\dot{x}_1 - \dot{x}_7)^2 + \frac{1}{2} c_6 (\dot{x}_2 - \dot{x}_7)^2 + \frac{1}{2} c_7 (\dot{x}_3 - \dot{x}_7)^2 + \frac{1}{2} c_8 (\dot{x}_4 - \dot{x}_7)^2 \end{aligned} \quad (2.2)$$

$$\begin{aligned} E_P = & \frac{1}{2} k_1 (x_7 + L\ddot{\theta} - Ls\ddot{\alpha} - x_1)^2 + \frac{1}{2} k_2 (x_7 + L\ddot{\theta} + Ls\dot{\alpha} - x_2)^2 \\ & + \frac{1}{2} k_3 (x_7 - L\ddot{\theta} - Ls\ddot{\alpha} - x_3)^2 + \frac{1}{2} k_4 (x_7 - L\ddot{\theta} + Ls\dot{\alpha} - x_4)^2 \\ & + \frac{1}{2} k_5 (x_5 - Lk_1\dot{\theta} - Lk_2\dot{\alpha} - x_7)^2 + \frac{1}{2} k_6 (x_6 - Lk_3\dot{\theta} + Lk_4\dot{\alpha} - x_7)^2 \\ & + \frac{1}{2} k_5 (x_1 - x_7)^2 + \frac{1}{2} k_6 (x_2 - x_7)^2 + \frac{1}{2} k_7 (x_3 - x_7)^2 + \frac{1}{2} k_8 (x_4 - x_7)^2 \end{aligned} \quad (2.3)$$

Bu enerji denklemleri Lagrange Denklemine uygulandığında jipin diferansiyel hareket denklemleri aşağıdaki gibi elde edilmiş olur.

$$\begin{aligned} m_7 \ddot{x}_7 + k_1 (x_7 + L\ddot{\theta} - Ls\ddot{\alpha} - x_1) + k_2 (x_7 + L\ddot{\theta} + Ls\dot{\alpha} - x_2) \\ + k_3 (x_7 - L\ddot{\theta} - Ls\ddot{\alpha} - x_3) + k_4 (x_7 - L\ddot{\theta} + Ls\dot{\alpha} - x_4) \\ - k_5 (x_5 - Lk_1\dot{\theta} - Lk_2\dot{\alpha} - x_7) - k_6 (x_6 - Lk_3\dot{\theta} + Lk_4\dot{\alpha} - x_7) \\ + c_1 (\dot{x}_7 + L\ddot{\theta} - Ls\ddot{\alpha} - \dot{x}_1) + c_2 (\dot{x}_7 + L\ddot{\theta} + Ls\dot{\alpha} - \dot{x}_2) \\ + c_3 (\dot{x}_7 - L\ddot{\theta} - Ls\ddot{\alpha} - \dot{x}_3) + c_4 (\dot{x}_7 - L\ddot{\theta} + Ls\dot{\alpha} - \dot{x}_4) \\ - c_5 (\dot{x}_5 - Lk_1\dot{\theta} - Lk_2\dot{\alpha} - \dot{x}_7) - c_6 (\dot{x}_6 - Lk_3\dot{\theta} + Lk_4\dot{\alpha} - \dot{x}_7) = u_1 + u_2 + u_3 + u_4 - u_5 - u_6 \end{aligned} \quad (2.4)$$

$$\begin{aligned} I_z \ddot{\theta} + L\ddot{\theta} k_1 (x_5 + L\ddot{\theta} - Ls\ddot{\alpha} - x_1) + L\ddot{\theta} k_2 (x_5 + L\ddot{\theta} + Ls\dot{\alpha} - x_2) \\ - L\ddot{\theta} k_3 (x_5 - L\ddot{\theta} - Ls\ddot{\alpha} - x_3) - L\ddot{\theta} k_4 (x_5 - L\ddot{\theta} + Ls\dot{\alpha} - x_4) \\ - Lk_1 k_5 (x_5 - Lk_1\dot{\theta} - Lk_2\dot{\alpha} - x_7) - Lk_3 k_6 (x_6 - Lk_3\dot{\theta} + Lk_4\dot{\alpha} - x_7) \\ + L\ddot{\theta} c_1 (\dot{x}_5 + L\ddot{\theta} - Ls\ddot{\alpha} - \dot{x}_1) + L\ddot{\theta} c_2 (\dot{x}_5 + L\ddot{\theta} + Ls\dot{\alpha} - \dot{x}_2) \\ - L\ddot{\theta} c_3 (\dot{x}_5 - L\ddot{\theta} - Ls\ddot{\alpha} - \dot{x}_3) - L\ddot{\theta} c_4 (\dot{x}_5 - L\ddot{\theta} + Ls\dot{\alpha} - \dot{x}_4) \\ - Lk_1 c_5 (\dot{x}_5 - Lk_1\dot{\theta} - Lk_2\dot{\alpha} - \dot{x}_7) - Lk_3 c_6 (\dot{x}_6 - Lk_3\dot{\theta} + Lk_4\dot{\alpha} - \dot{x}_7) \\ = L\ddot{\theta} (u_1 + u_2) - L\ddot{\theta} (u_3 + u_4) - Lk_1 u_5 - Lk_3 u_6 \end{aligned} \quad (2.5)$$

$$\begin{aligned}
& I_x \ddot{\alpha} - Lsa\ddot{g} k_1 (x_5 + L\ddot{\theta} - Lsa\ddot{\alpha} - x_1) + Lsol k_2 (x_5 + L\ddot{\theta} + Lsol\alpha - x_2) \\
& - Lsa\ddot{g} k_3 (x_5 - Larka\theta - Lsa\ddot{\alpha} - x_3) + Lsol k_4 (x_5 - Larka\theta + Lsol\alpha - x_4) \\
& - Lk_2 k_5 (\dot{x}_5 - Lk_1\dot{\theta} - Lk_2\dot{\alpha} - \dot{x}_7) + Lk_4 k_6 (\dot{x}_6 - Lk_3\dot{\theta} + Lk_4\dot{\alpha} - \dot{x}_7) \\
& - Lsa\ddot{g} c_1 (\dot{x}_5 + L\ddot{\theta} - Lsa\ddot{\alpha} - \dot{x}_1) + Lsol c_2 (\dot{x}_5 + L\ddot{\theta} + Lsol\dot{\alpha} - \dot{x}_2) \\
& - Lsa\ddot{g} c_3 (\dot{x}_5 - Larka\dot{\theta} - Lsa\ddot{\alpha} - \dot{x}_3) + Lsol c_4 (\dot{x}_5 - Larka\dot{\theta} + Lsol\dot{\alpha} - \dot{x}_4) \\
& - Lk_2 c_5 (\dot{x}_5 - Lk_1\dot{\theta} - Lk_2\dot{\alpha} - \dot{x}_7) + Lk_4 c_6 (\dot{x}_6 - Lk_3\dot{\theta} + Lk_4\dot{\alpha} - \dot{x}_7) \\
& = Lsol (u_2 + u_4) - Lsa\ddot{g} (u_1 + u_3) - Lk_2 u_5 + Lk_4 u_6
\end{aligned} \tag{2.6}$$

$$\begin{aligned}
& m_1 \ddot{x}_1 - k_1 (x_5 + L\ddot{\theta} - Lsa\ddot{\alpha} - x_1) + k_5 (x_1 - xy_1) \\
& - c_1 (\dot{x}_5 + L\ddot{\theta} - Lsa\ddot{\alpha} - \dot{x}_1) + c_5 (\dot{x}_1 - \dot{xy}_1) = -u_1
\end{aligned} \tag{2.7}$$

$$\begin{aligned}
& m_2 \ddot{x}_2 - k_2 (x_5 + L\ddot{\theta} - Lsa\ddot{\alpha} - x_2) + k_6 (x_2 - xy_2) \\
& - c_2 (\dot{x}_5 + L\ddot{\theta} - Lsa\ddot{\alpha} - \dot{x}_2) + c_6 (\dot{x}_2 - \dot{xy}_2) = -u_2
\end{aligned} \tag{2.8}$$

$$\begin{aligned}
& m_3 \ddot{x}_3 - k_3 (x_5 + L\ddot{\theta} - Lsa\ddot{\alpha} - x_3) + k_7 (x_3 - xy_3) \\
& - c_3 (\dot{x}_5 + L\ddot{\theta} - Lsa\ddot{\alpha} - \dot{x}_3) + c_7 (\dot{x}_3 - \dot{xy}_3) = -u_3
\end{aligned} \tag{2.9}$$

$$\begin{aligned}
& m_4 \ddot{x}_4 - k_4 (x_5 + L\ddot{\theta} - Lsa\ddot{\alpha} - x_4) + k_8 (x_4 - xy_4) \\
& - c_4 (\dot{x}_5 + L\ddot{\theta} - Lsa\ddot{\alpha} - \dot{x}_4) + c_8 (\dot{x}_4 - \dot{xy}_4) = -u_4
\end{aligned} \tag{2.10}$$

Burada süspansiyon kuvvetleri ile kontrol edilmek istenen büyüklükler arasındaki bağıntı şu şekilde yazılabilir.

$$u_1 = \frac{Larka Lsol}{(L\ddot{\theta} + Larka)(Lsa\ddot{g} + Lsol)} u_{x_5} + \frac{Lsol}{(L\ddot{\theta} + Larka)(Lsa\ddot{g} + Lsol)} u_{\theta} - \frac{1}{(Lsa\ddot{g} + Lsol)} u_{\alpha} \tag{2.11}$$

$$u_2 = \frac{Larka Lsa\ddot{g}}{(L\ddot{\theta} + Larka)(Lsa\ddot{g} + Lsol)} u_{x_5} + \frac{Lsa\ddot{g}}{(L\ddot{\theta} + Larka)(Lsa\ddot{g} + Lsol)} u_{\theta} + \frac{1}{(Lsa\ddot{g} + Lsol)} u_{\alpha} \tag{2.12}$$

$$u_3 = \frac{L\ddot{\theta} Lsol}{(L\ddot{\theta} + Larka)(Lsa\ddot{g} + Lsol)} u_{x_5} - \frac{Lsol}{(L\ddot{\theta} + Larka)(Lsa\ddot{g} + Lsol)} u_{\theta} \tag{2.13}$$

$$u_4 = \frac{L\ddot{\theta} Lsa\ddot{g}}{(L\ddot{\theta} + Larka)(Lsa\ddot{g} + Lsol)} u_{x_5} - \frac{Lsa\ddot{g}}{(L\ddot{\theta} + Larka)(Lsa\ddot{g} + Lsol)} u_{\theta} \tag{2.14}$$

$$u_5 = u_s \tag{2.15}$$

$$u_6 = u_y \tag{2.16}$$

$$u_{34} = u_3 + u_4 \tag{2.17}$$

$$u_3 Lsa\ddot{g} = u_4 Lsol \tag{2.18}$$

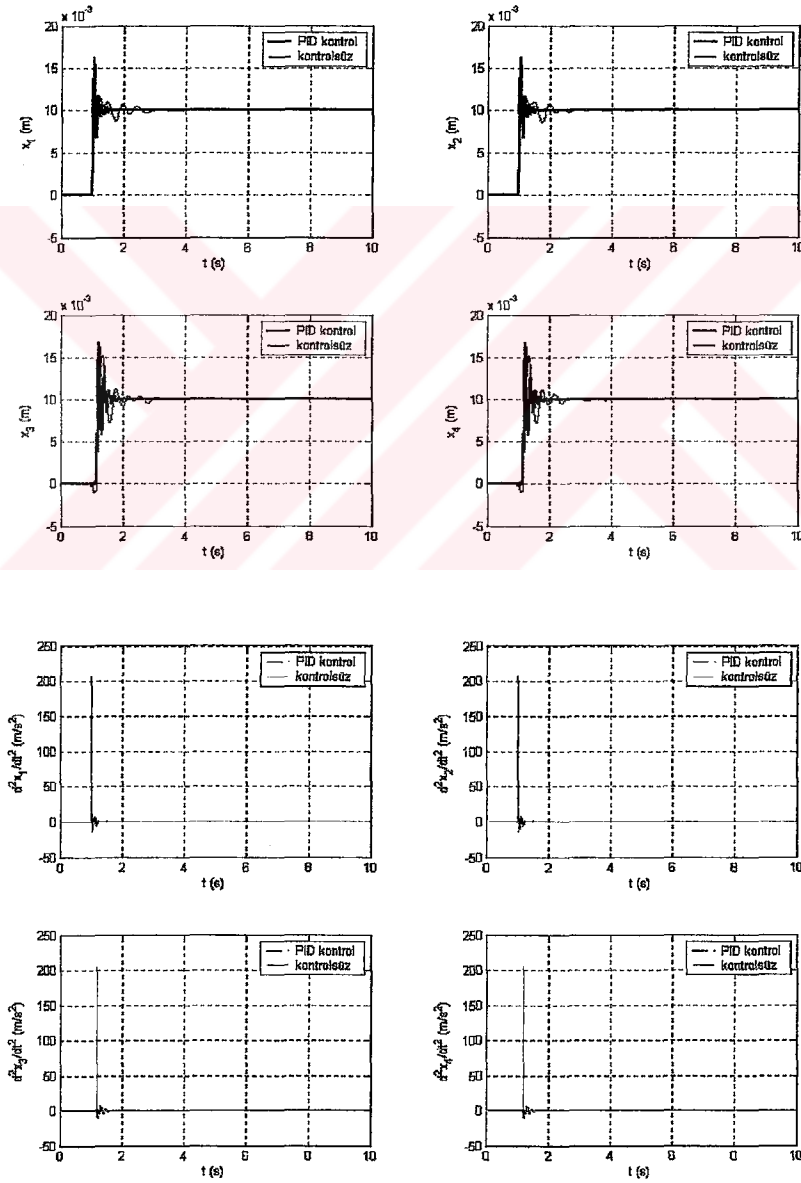
Elde edilen bu denklemler bilgisayar ortamında çözülerek jip modelinin kontrolcüsüz ve PID kontrol uygulanmış durumdaki zaman ve frekans cevapları incelenmiştir.

6.1 Dokuz Serbestlik Dereceli Yüksüz ($m_7=2614$ Kg) Jip

6.1.1 Dokuz Serbestlik Dereceli Yüksüz Jip Zaman Cevapları

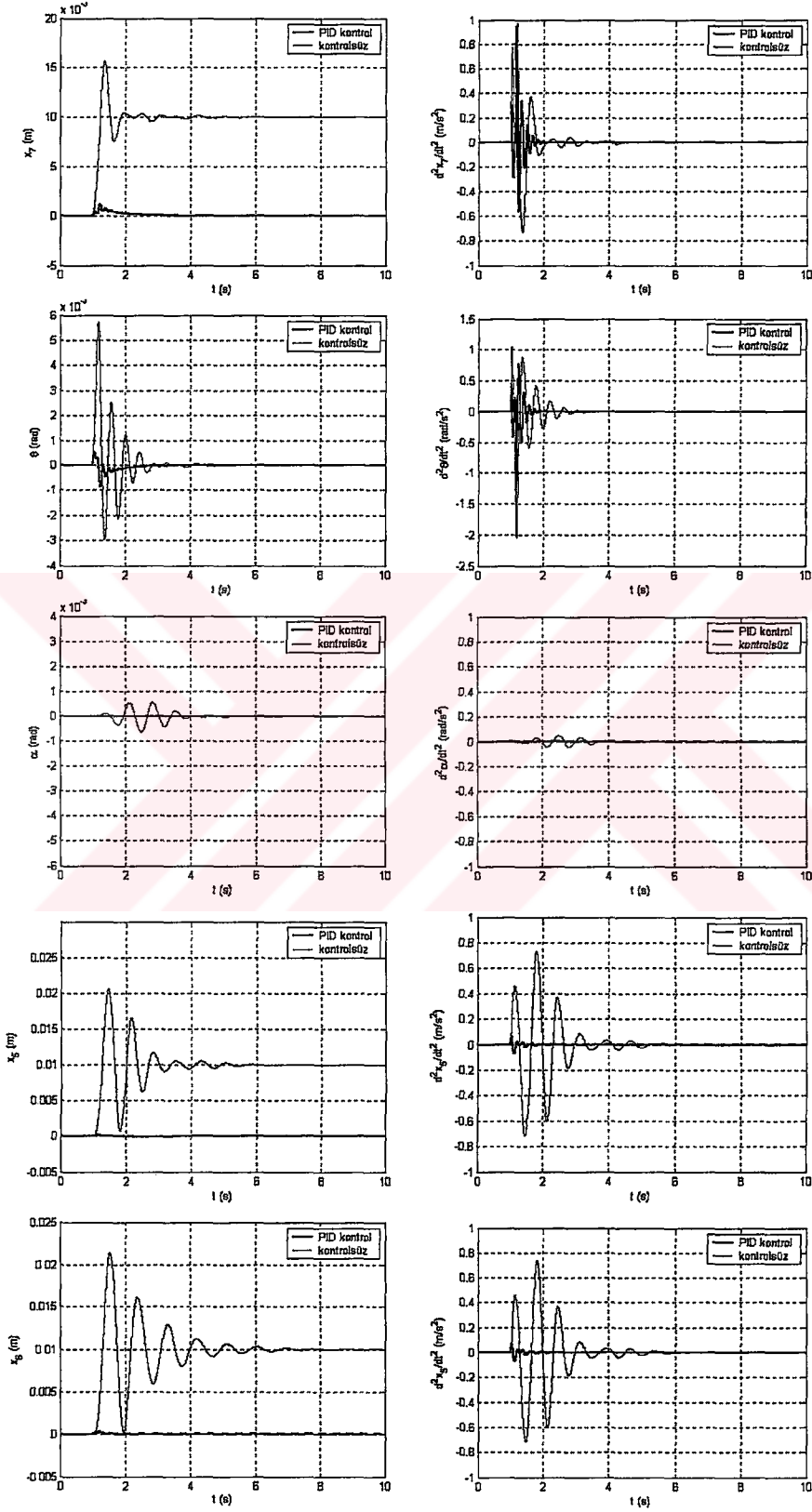
6.1.1.1 Jipin Engele Düz Girmesi Durumu

Şekil 6.4' te jip modelinin akslarının zaman cevapları görülmektedir. Burada aksların kontrolcülü durumdaki cevaplarında bozulmalar olması doğaldır çünkü kontrol edilmek istenen büyüklükler aks ve tekerleklerle ait değildir. Kontrolcülerin birbirlerini etkilemelerinden dolayı kontrol edilmek istenen büyüklüklerdeki iyileşmeler aksların cevaplarını olumsuz olarak etkilemektedir.



Şekil 6.4 Dokuz serbestlik dereceli yüksüz jipin engele düz girmesi durumunda aksların zaman cevapları

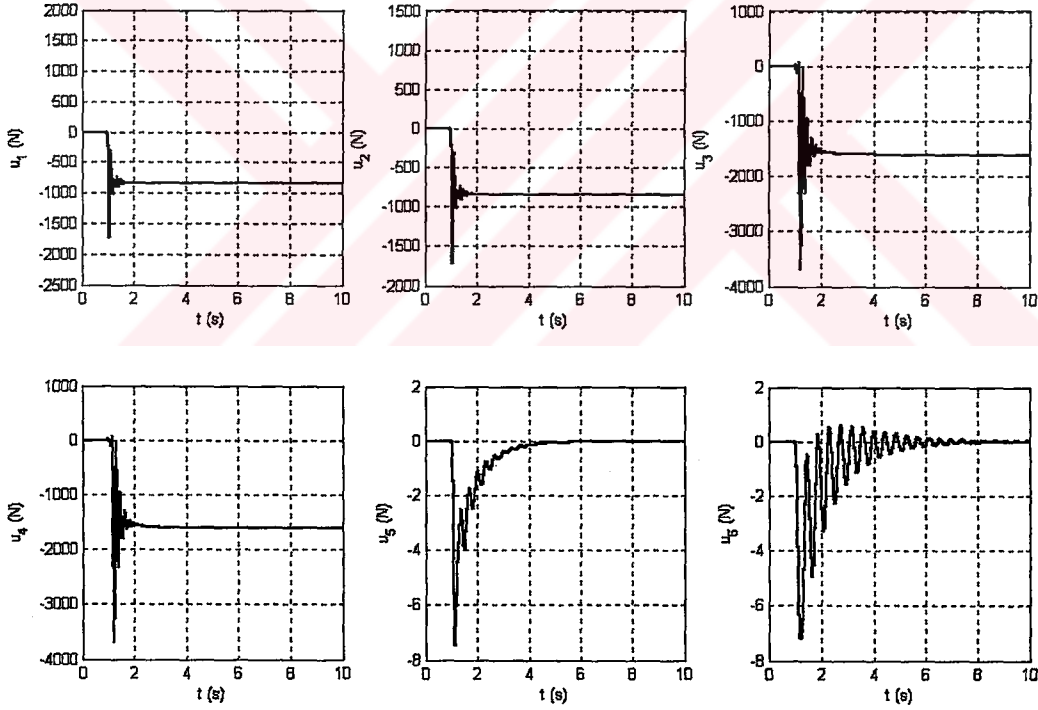
Şekil 6.5' te jip gövdesinin düşey, kafa vurma ve yalpalama hareketlerinin, sürücü ve yolcu koltuklarının zaman cevapları görülmektedir.



Şekil 6.5 Dokuz serbestlik dereceli yüksüz jipin engele düz girmesi durumunda jip gövdesinin düşey, kafa vurma ve yalpalama hareketlerinin, sürücü ve yolcu koltuklarının zaman cevapları

Burada PID kontrol uygulanması durumunda yer değişim ve ivmelerin çok daha düşük değerlere çekildiği görölmektedir. Sürücü ve yolcu koltukları arasında kütle farkı bulunmasından dolayı jip engele düz girmesine karşın gövdede ufakta olsa bir yalpalama hareketi gözlenmektedir.

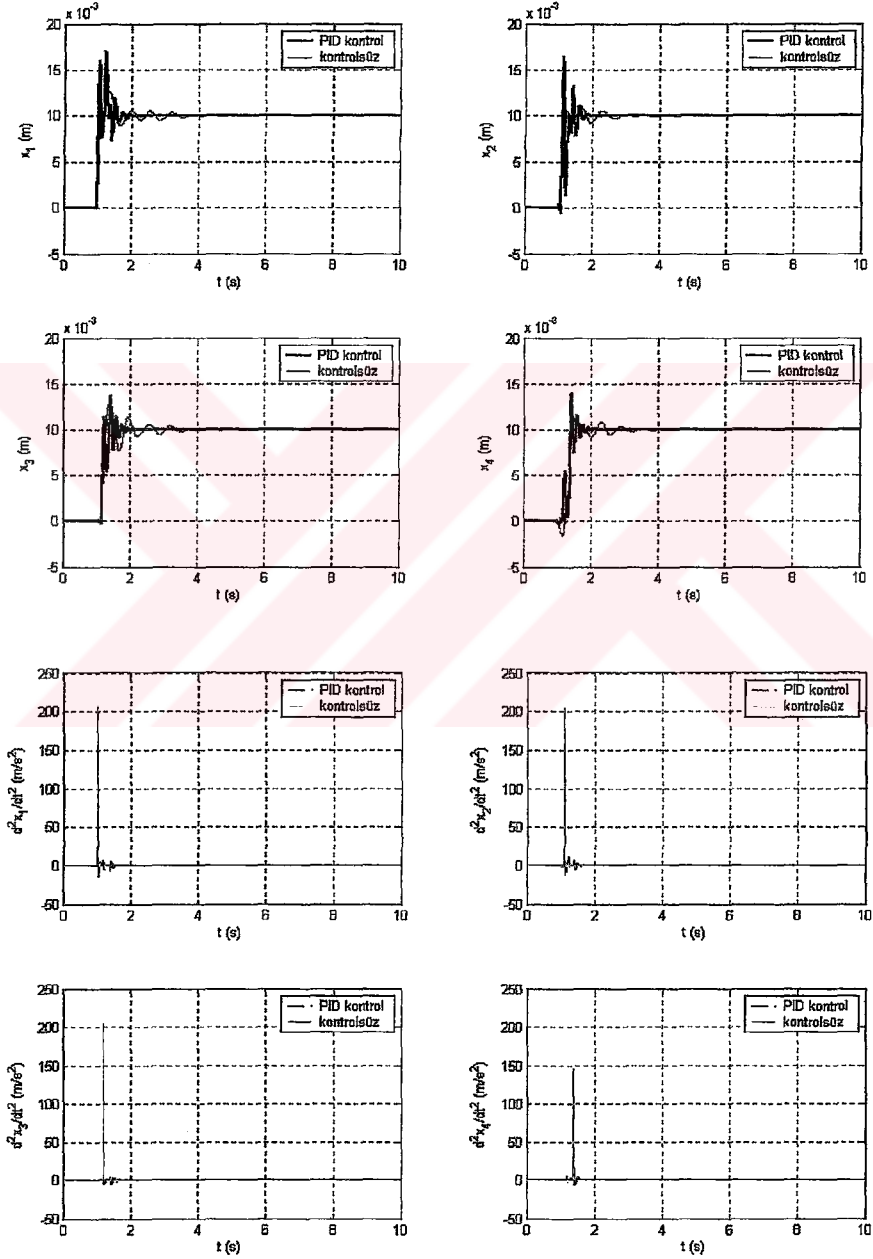
Şekil 6.6'da ise süspansiyonlardaki ve koltuklardaki kontrolcülerin seyir konforunu arttırmak için uyguladıkları kuvvetlerin zamanla değişimi görölmektedir. Burada akslardaki kontrol kuvvetlerinin sıfıra ulaşmak yerine belirli bir değerde sabit kalmalarının nedeni kontrolcülerin referans değerlerinin sıfır alınmış olmasıdır. Kontrolcüler jipi varsayılan sıfır referans değerinde tutmaya çalışmakta ve kuvvetler belirli değerlerde sabit kalmaktadır. Koltukların kontrolcülerini ise jipe göre göreceli sıfır değerini referans aldığından bir süre sonra değerleri tekrar sıfıra ulaşmaktadır. Burada düz girişten dolayı arka akslardaki kontrol kuvvetlerinin büyük olması beklenen bir sonuçtur. Koltuklardaki kontrolcülerin uyguladıkları kuvvetlerin de düşük değerlerde çıkmaları koltuk kütlelerinin araca göre çok daha az olmasındandır.



Şekil 6.6 Dokuz serbestlik dereceli yüksüz jipin engele düz girmesi durumunda ortaya çıkan kontrolcü kuvvetleri

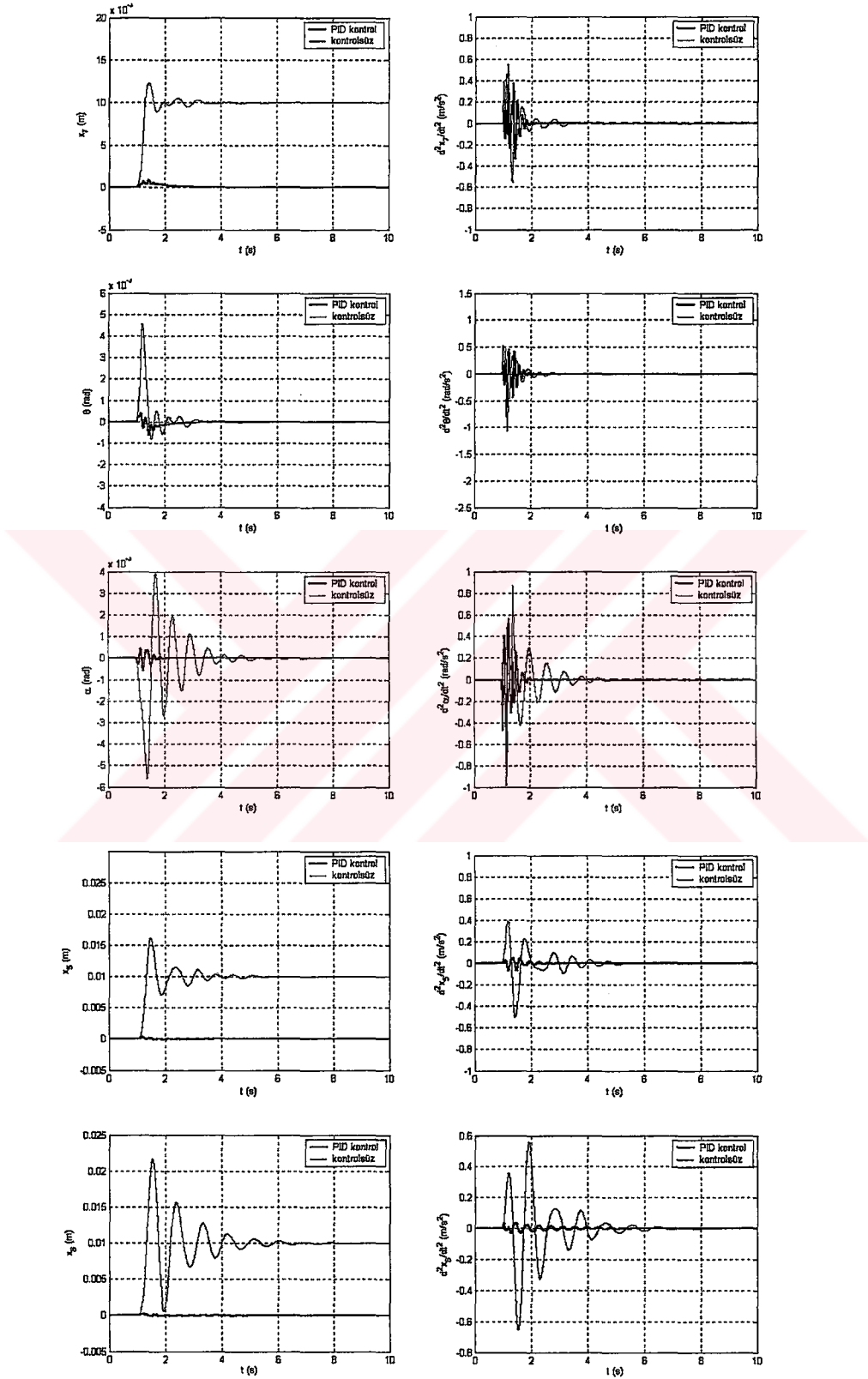
6.1.1.2 Jipin Engele Çapraz Girmesi Durumu

Şekil 6.7' de jipin engele çapraz girmesi durumunda aksların zamanla yer değişimleri ve ivmeleri görülmektedir. Kontrol edilmesi istenen özellikler akslarla ilgili olmadığından burada da aksların zaman cevaplarıyla ilgili bir iyileşme görülmemesi doğaldır. Çapraz girişte daha düzensiz bir durum ortaya çıktığından düz girişe göre akslarda titreşimler artmıştır.



Şekil 6.7 Dokuz serbestlik dereceli yüksüz jipin engele çapraz girmesi durumunda aksların zaman cevapları

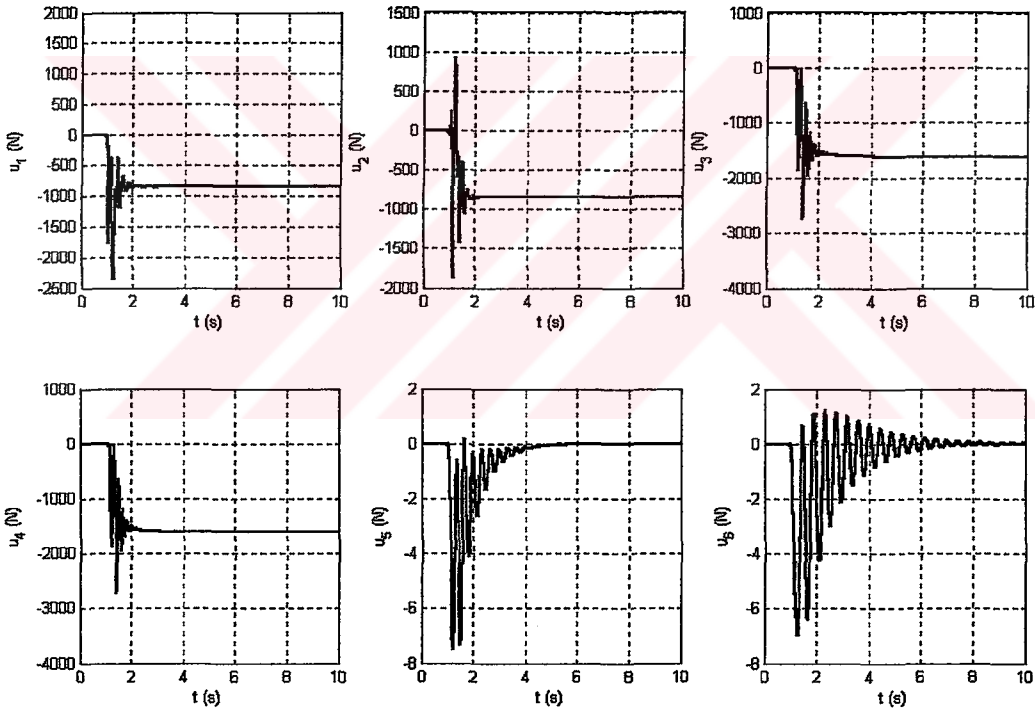
Şekil 6.8’ de jipin gövde düşey, kafa vurma ve yalpalama açısal, sürücü ve yolcu koltuğu düşey hareket ve ivmelerinin zamanla değişimleri görülmektedir.



Şekil 6.8 Dokuz serbestlik dereceli yüksüz jipin engele düz girmesi durumunda jip gövdesinin düşey, kafa vurma ve yalpalama hareketlerinin, sürücü ve yolcu koltuklarının zaman cevapları

Engele apraz girilmesi durumunda jipin gövde düşey , kafa vurma açısal, sürücü koltuğu düşey hareket ve ivmelerinin belirgin bir şekilde azaldığı grlmektedir. İlk girişin yolcu koltuğu tarafından olması nedeniyle yolcu koltuğu için iyileşme gözlenememektedir. Bununla birlikte çapraz girişten dolayı jip gövdesinin yalpalama açısal hareket ve ivmesinde artış söz konusudur.

şekil 6.9' da jipin engele çapraz girmesi durumunda ortaya çıkan kontrol kuvvetleri grlmektedir. Burada n aksların kontrol kuvvetlerinde düz girişe göre bir miktar artış görülmekte fakat arka aksların kontrol kuvvetlerinde bir azalma grlmektedir. Koltuklara ait kontrolcülerde de kuvvet değerlerinde artış gözlenmektedir. Jipin engele çapraz girmesi durumunda kontrol kuvvetlerinde genel olarak bir artış ortaya çıkmıştır.

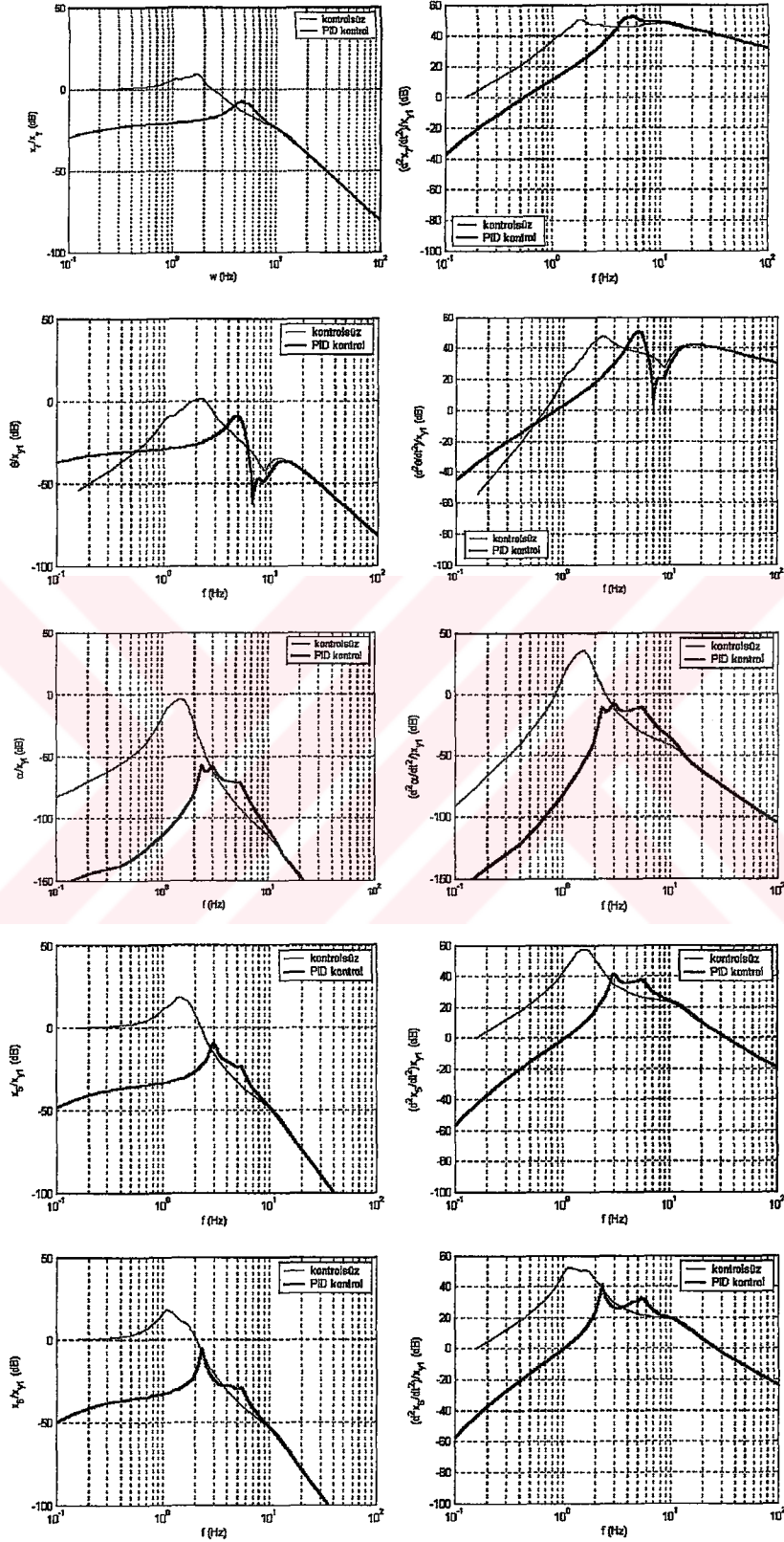


şekil 6.9 Dokuz serbestlik dereceli yüksüz jipin engele çapraz girmesi durumunda ortaya çıkan kontrolcü kuvvetleri

6.1.2 Dokuz Serbestlik Dereceli Yüksüz Jip Frekans Cevapları

şekil 6.10' da jipin gövde düşey, kafa vurma ve yalpalama açısal, sürücü ve yolcu koltuğu düşey hareket ve ivmelerinin frekans cevapları grlmektedir. PID kontrolün hem ivme hem yer değiştirme frekans cevaplarında rezonans tepelerini aşağıya çektiği ve kritik frekans

noktalarında iyileşmeler sağladığı görülmektedir. Sistemin kritik frekans değerleri Ek-3'te verilmiştir.



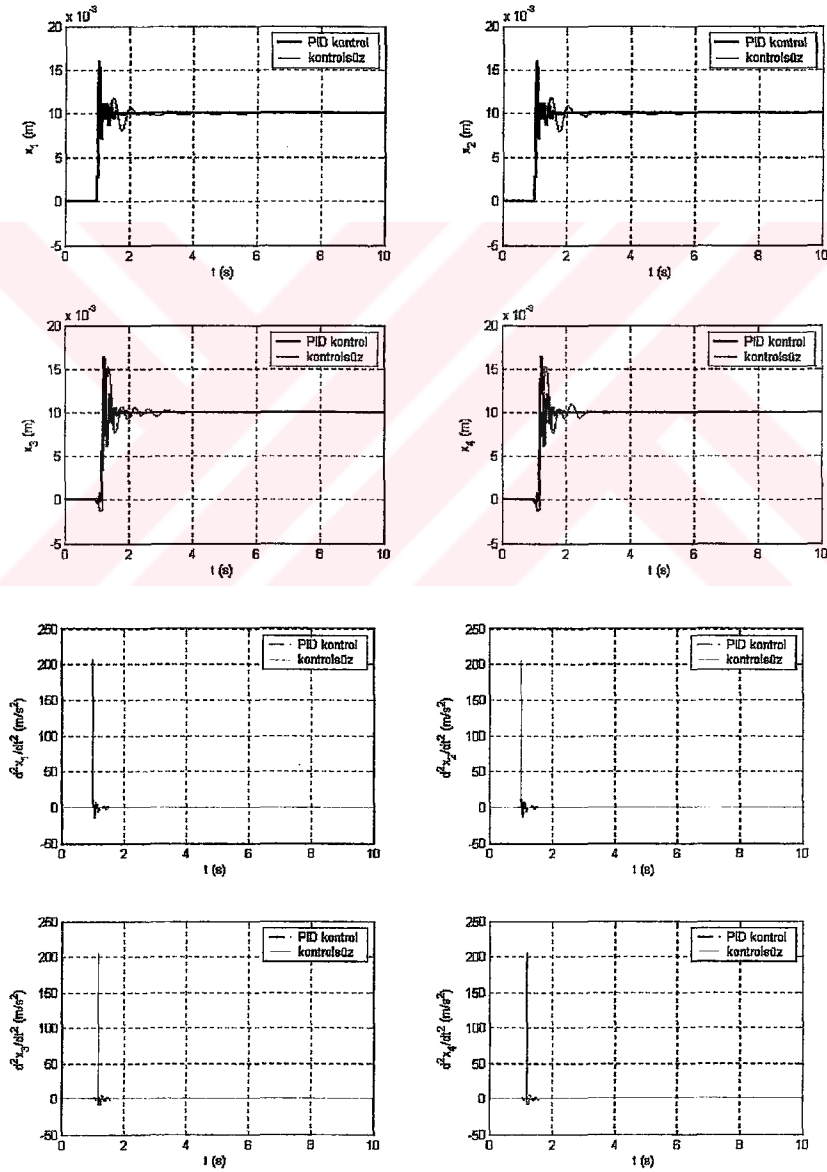
Şekil 6.10 Dokuz serbestlik dereceli yüksüz jipin gövde düşey, kafa vurma, yalpalama açısai, sürücü,yolcu koltuğu düşey, hareket ve ivmelerinin frekans cevapları

6.2 Dokuz Serbestlik Dereceli Yüklü ($m_7 = 3214$ Kg) Jip

6.2.1 Dokuz Serbestlik Dereceli Yüklü Jip Zaman Cevapları

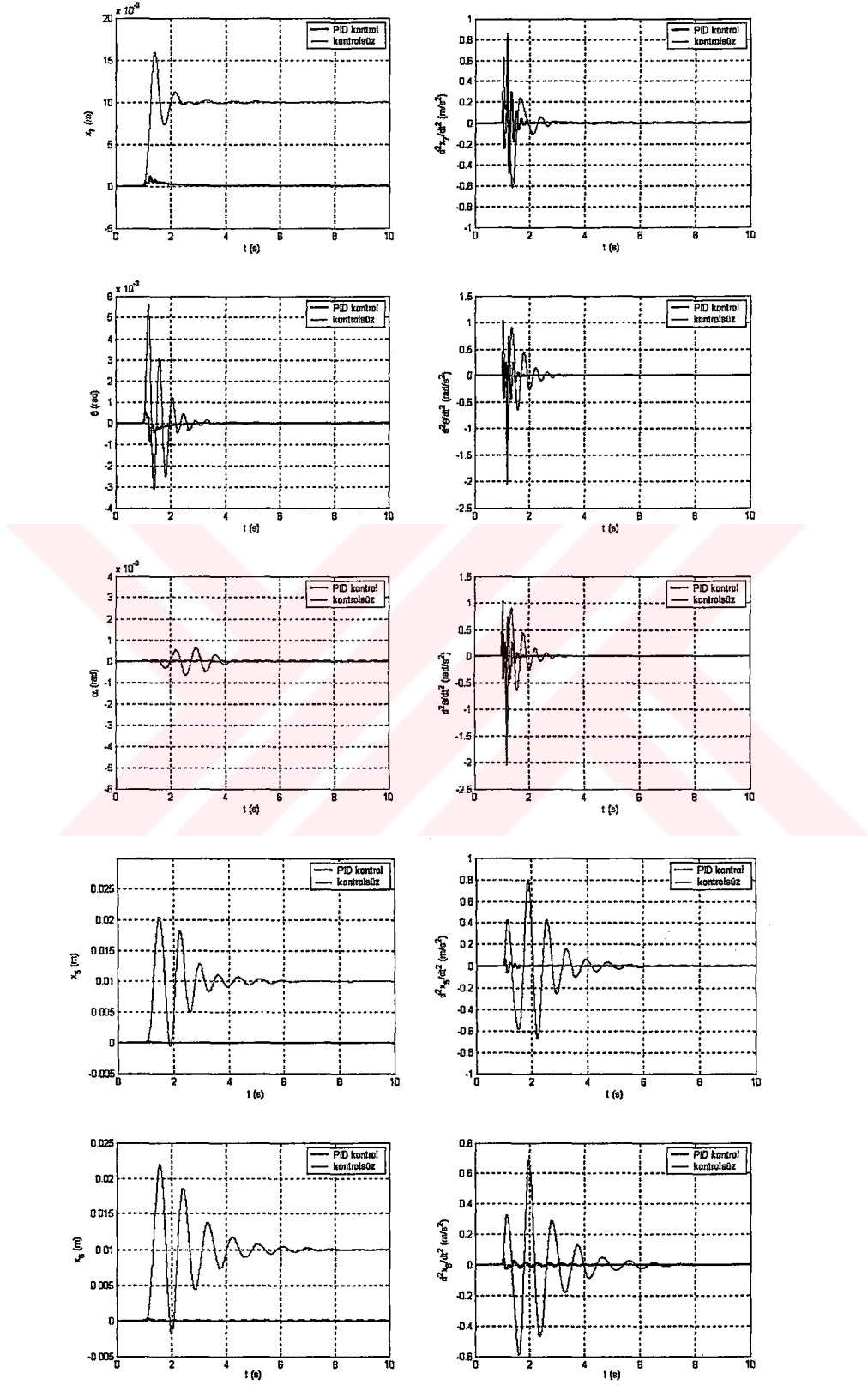
6.2.1.1 Jipin Engele Düz Girmesi Durumu

Şekil 6.11’de jip modelinin akslarının zaman cevapları görülmektedir. Burada aksların kontrolcülü durumdaki cevaplarında bozulmalar olması doğaldır çünkü kontrol edilmek istenen büyüklükler aks ve tekerleklerle ait değildir. Kontrolcülerin birbirlerini etkilemelerinden dolayı kontrol edilmek istenen büyüklüklerdeki iyileşmeler aksların cevaplarını olumsuz olarak etkilemektedir.



Şekil 6.11 Dokuz serbestlik dereceli yüklü jipin engele düz girmesi durumunda aksların zaman cevapları

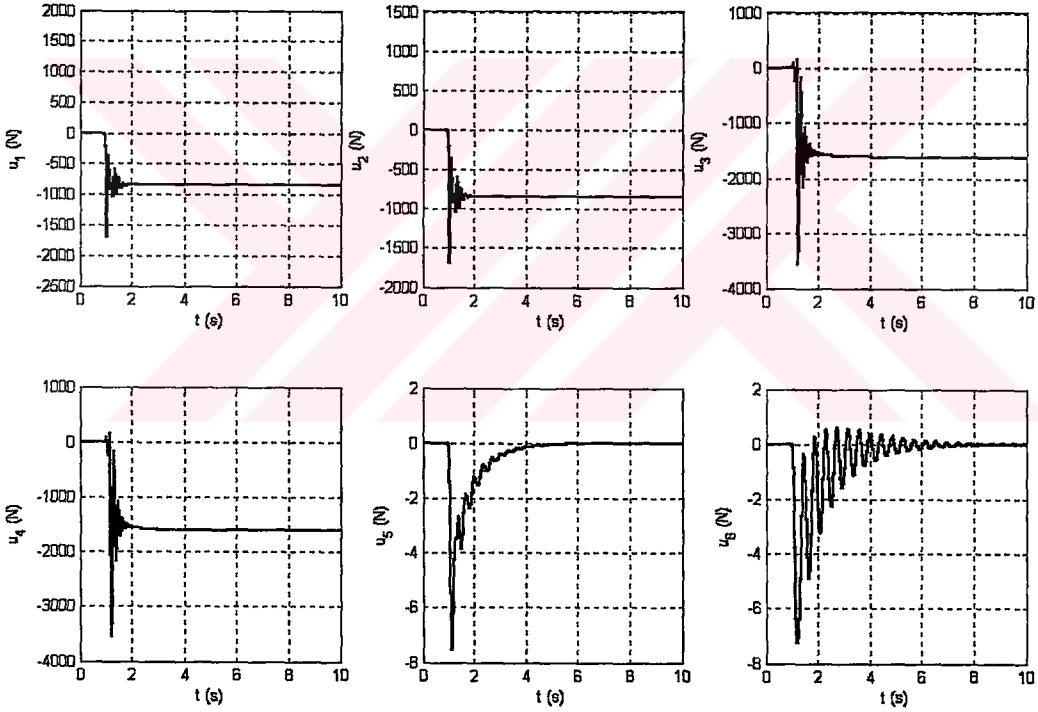
Şekil 6.12' de jip gövdesinin düşey, kafa vurma ve yalpalama hareketlerinin, sürücü ve yolcu koltuklarının zaman cevapları görülmektedir.



Şekil 6.12 Dokuz serbestlik dereceli yüklü jipin engele düz girmesi durumunda jip gövdesinin düşey, kafa vurma ve yalpalama hareketlerinin, sürücü ve yolcu koltuklarının zaman cevapları

Burada PID kontrol uygulanması durumunda yer değişim ve ivmelerin çok daha düşük değerlere çekildiği görölmektedir. Sürücü ve yolcu koltukları arasında kütle farkı bulunmasından dolayı jip engele düz girmesine karşın gövdede ufakta olsa bir yalpalama hareketi gözlenmektedir. Yüklü düz giriş durumunda yüksüz düz giriş durumuna göre yer değiştirmelerde az da olsa bir artış görölmektedir.

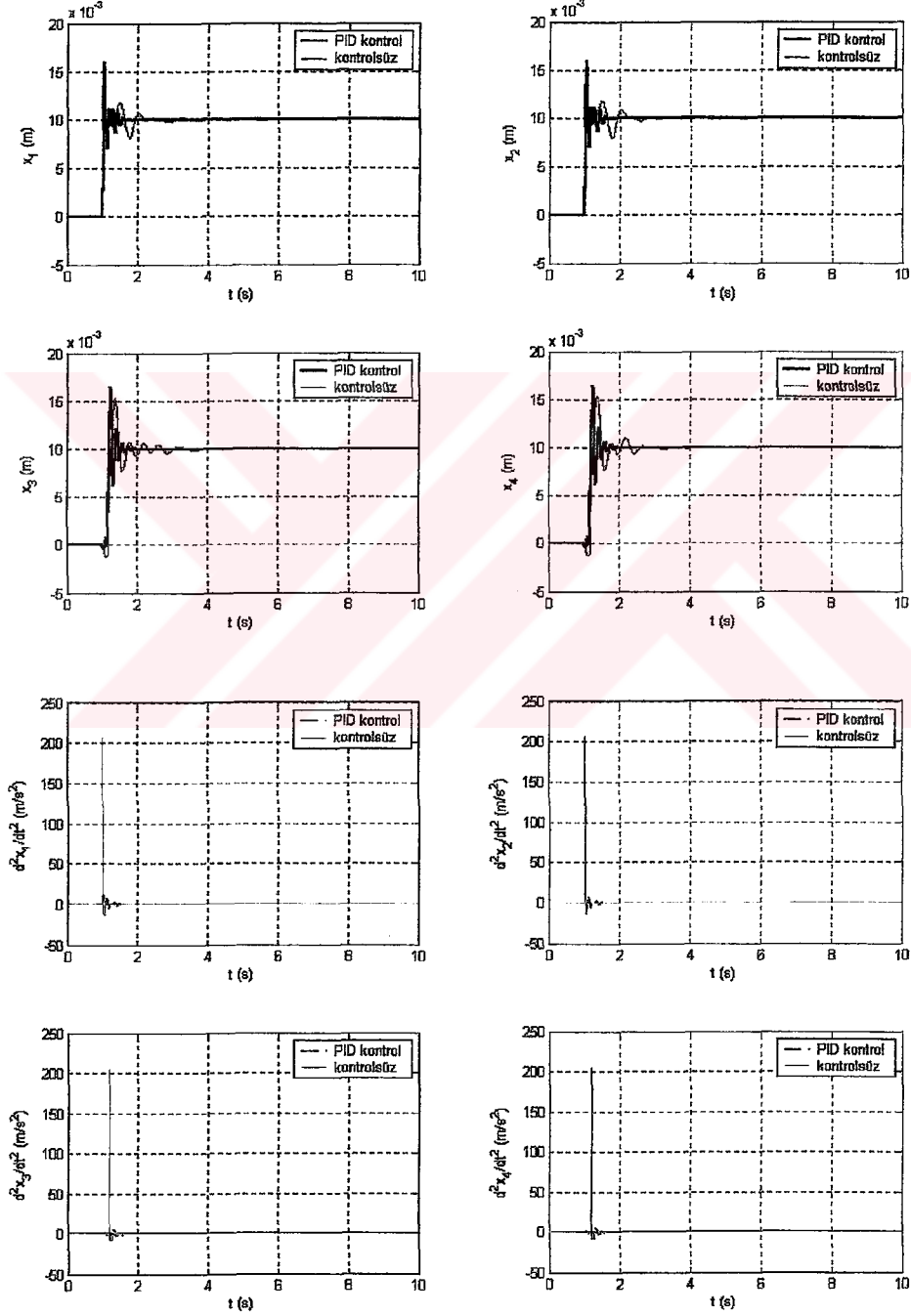
Şekil 6.13'te ise süspansiyonlardaki ve koltuklardaki kontrolcülerin seyir konforunu arttırmak için uyguladıkları kuvvetlerin zamanla değişimi görölmektedir. Yüksüz düz giriş durumuyla kıyaslandığında yüklü düz girişte kuvvetlerde bir miktar artış görölmektedir. Yüksüz çapraz girişe göre ise ön aksların kontrol kuvvetlerinde azalma arka akslarda artma görölmektedir. Koltuklara ait kontrol kuvvetlerinde ise çapraz duruma göre azalma görölmektedir.



Şekil 6.13 Dokuz serbestlik dereceli yüklü jipin engele düz girmesi durumunda ortaya çıkan kontrolcü kuvvetleri

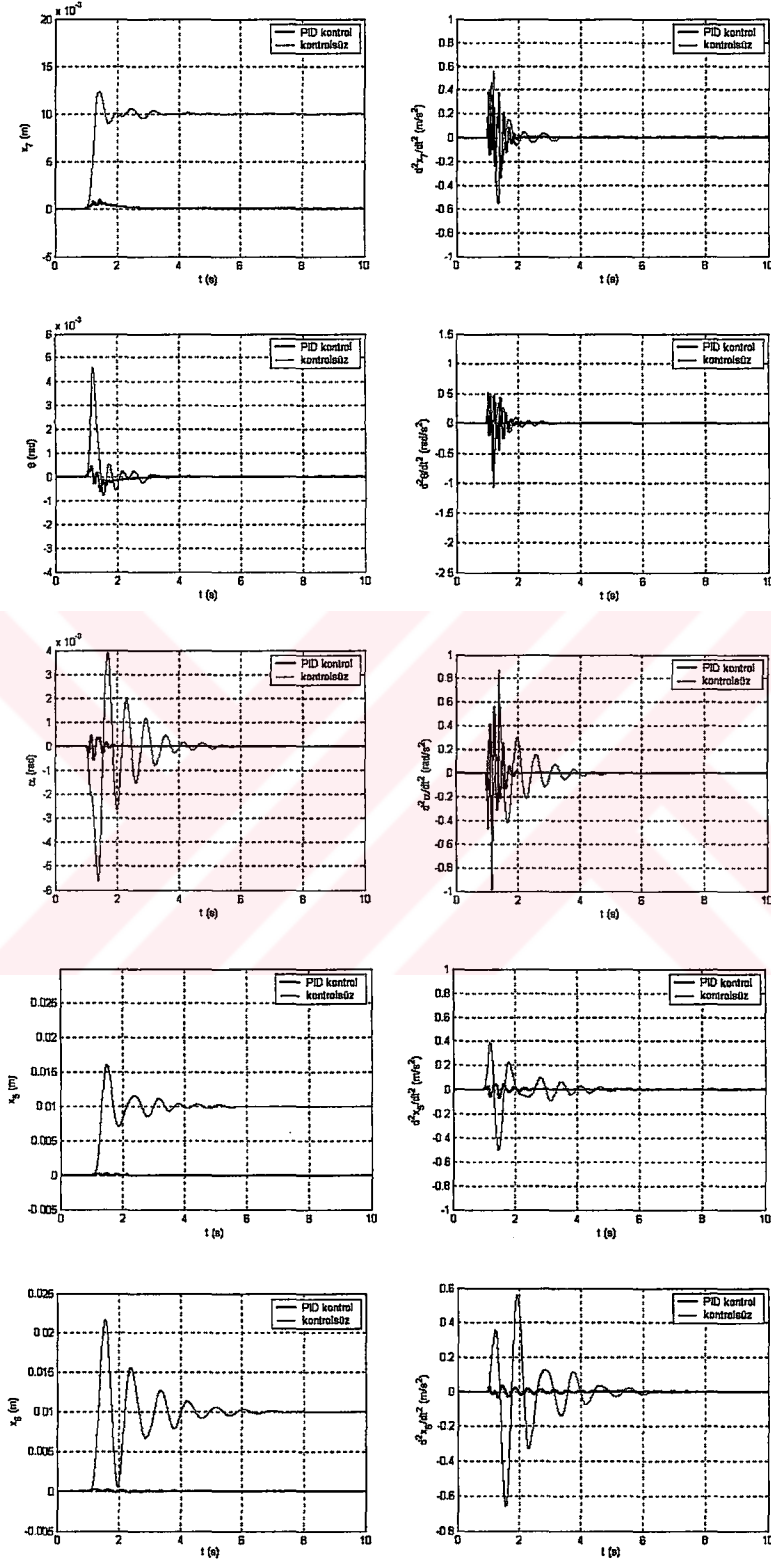
6.2.1.2 Jipin Engele Çapraz Girmesi Durumu

Şekil 6.14' te jipin engele çapraz girmesi durumunda aksların zamanla yer değişimleri ve ivmeleri görülmektedir. Kontrol edilmesi istenen özellikler akslarla ilgili olmadığından burada da aksların zaman cevaplarıyla ilgili bir iyileşme görülmemesi doğaldır. Çapraz girişte daha düzensiz bir durum ortaya çıktığından düz girişe göre akslarda titreşimler artmıştır.



Şekil 6.14 Dokuz serbestlik dereceli yüklü jipin engele çapraz girmesi durumunda aksların zaman cevapları

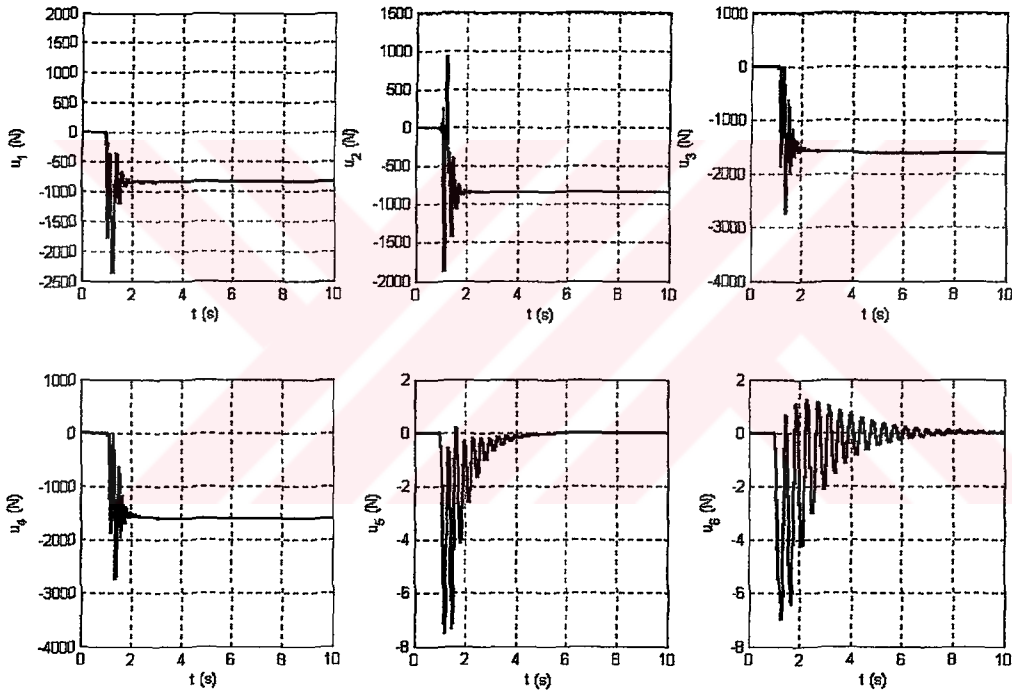
Şekil 6.15' de jipin gövde düşey, kafa vurma ve yalpalama açısal, sürücü ve yolcu koltuğu düşey hareket ve ivmelerinin zamanla değişimleri görülmektedir.



Şekil 6.15 Dokuz serbestlik dereceli yüklü jipin engele çapraz girmesi durumunda jip gövdesinin düşey, kafa vurma ve yalpalama hareketlerinin, sürücü ve yolcu koltuklarının zaman cevapları

Engele çapraz girilmesi durumunda jipin gövde düşey , kafa vurma açısı, sürücü koltuğu düşey hareket ve ivmelerinin belirgin bir şekilde azaldığı görülmektedir. İlk girişin yolcu koltuğu tarafından olması nedeniyle yolcu koltuğu için iyileşme gözlenmemektedir. Bununla birlikte çapraz girişten dolayı jip gövdesinin yalpalama açısı hareket ve ivmesinde artış söz konusudur.

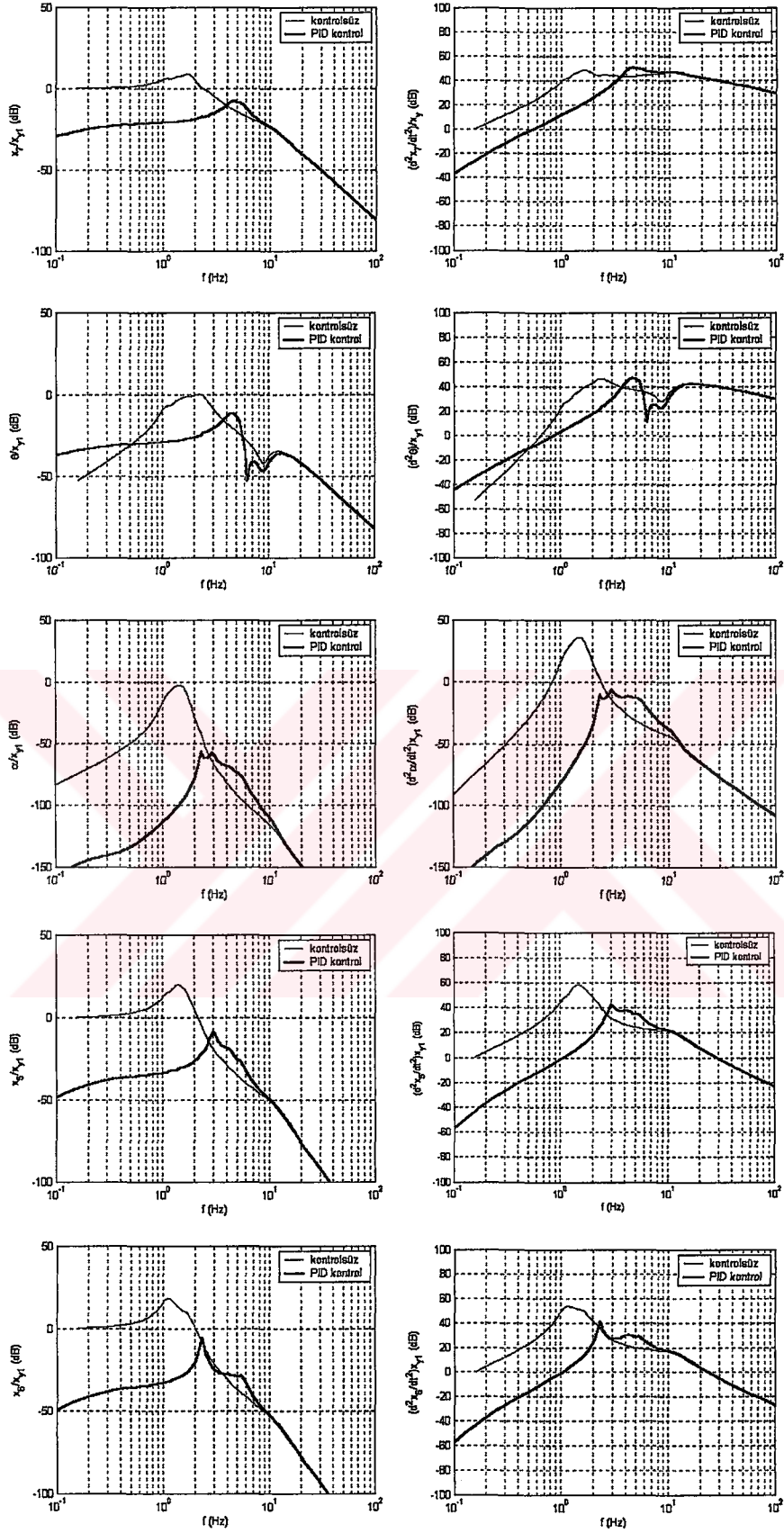
Şekil 6.16' da jipin engele çapraz girmesi durumunda ortaya çıkan kontrol kuvvetleri görülmektedir. Burada ön aksların kontrol kuvvetlerinde düz girişe göre bir miktar artış görülmekte fakat arka aksların kontrol kuvvetlerinde bir azalma görülmektedir. Koltuklara ait kontrolcülerde de kuvvet değerlerinde artış gözlenmektedir. Jipin engele çapraz girmesi durumunda kontrol kuvvetlerinde genel olarak bir artış ortaya çıkmıştır.



Şekil 6.16 Dokuz serbestlik dereceli yüklü jipin engele çapraz girmesi durumunda ortaya çıkan kontrolcü kuvvetleri

6.2.2 Dokuz Serbestlik Dereceli Yüklü Jip Frekans Cevapları

Şekil 6.17' de jipin gövde düşey, kafa vurma ve yalpalama açısı, sürücü ve yolcu koltuğu düşey hareket ve ivmelerinin frekans cevapları görülmektedir. PID kontrolün hem ivme hem yer değiştirme frekans cevaplarında rezonans tepelerini aşağıya çektiği ve kritik frekans noktalarında iyileşmeler sağladığı görülmektedir. Sistemin kritik frekans değerleri Ek-3'te verilmiştir.



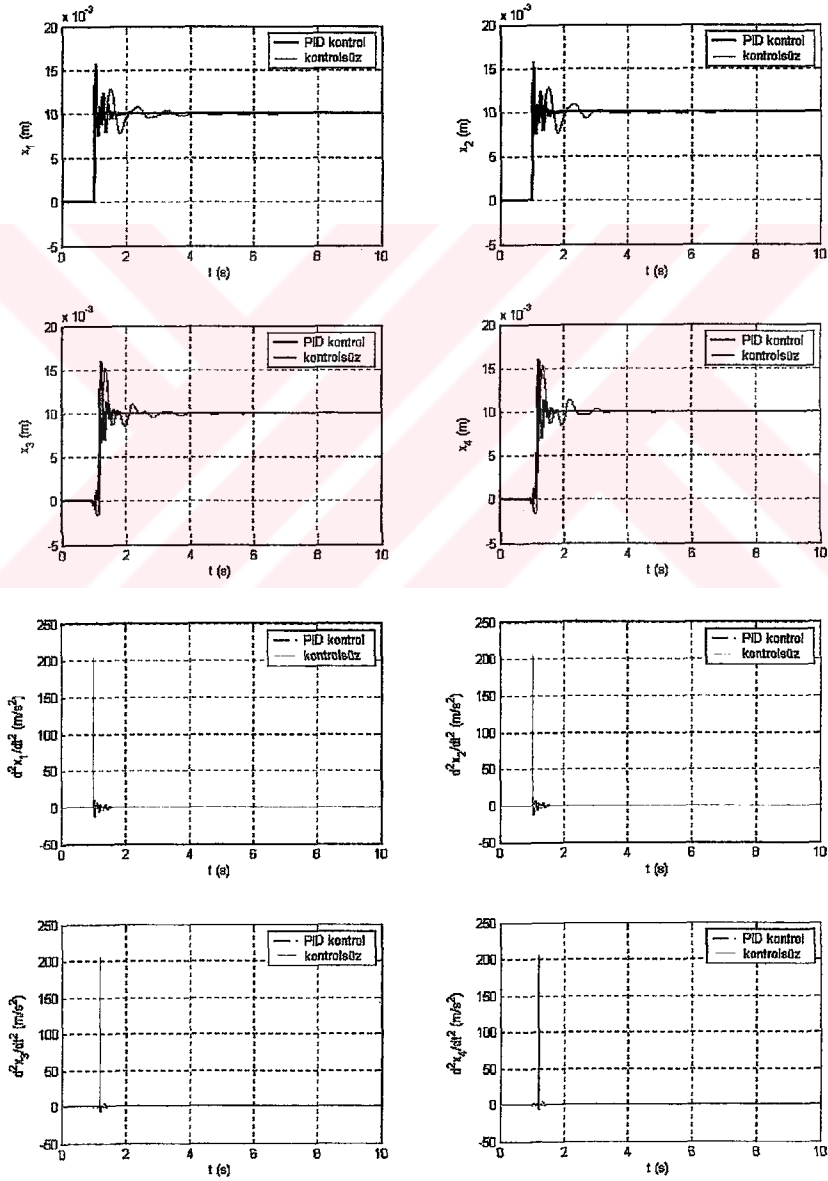
Şekil 6.17 Dokuz serbestlik dereceli yüksüz jipin gövde düşey, kafa vurma, yalpalama açışal, sürücü, yolcu koltuğu düşey, hareket ve ivmelerinin frekans cevapları

6.3 Dokuz Serbestlik Dereceli Aşırı Yüklü ($m_7 = 4000$ Kg) Jip

6.3.1 Dokuz Serbestlik Dereceli Aşırı Yüklü Jip Zaman Cevapları

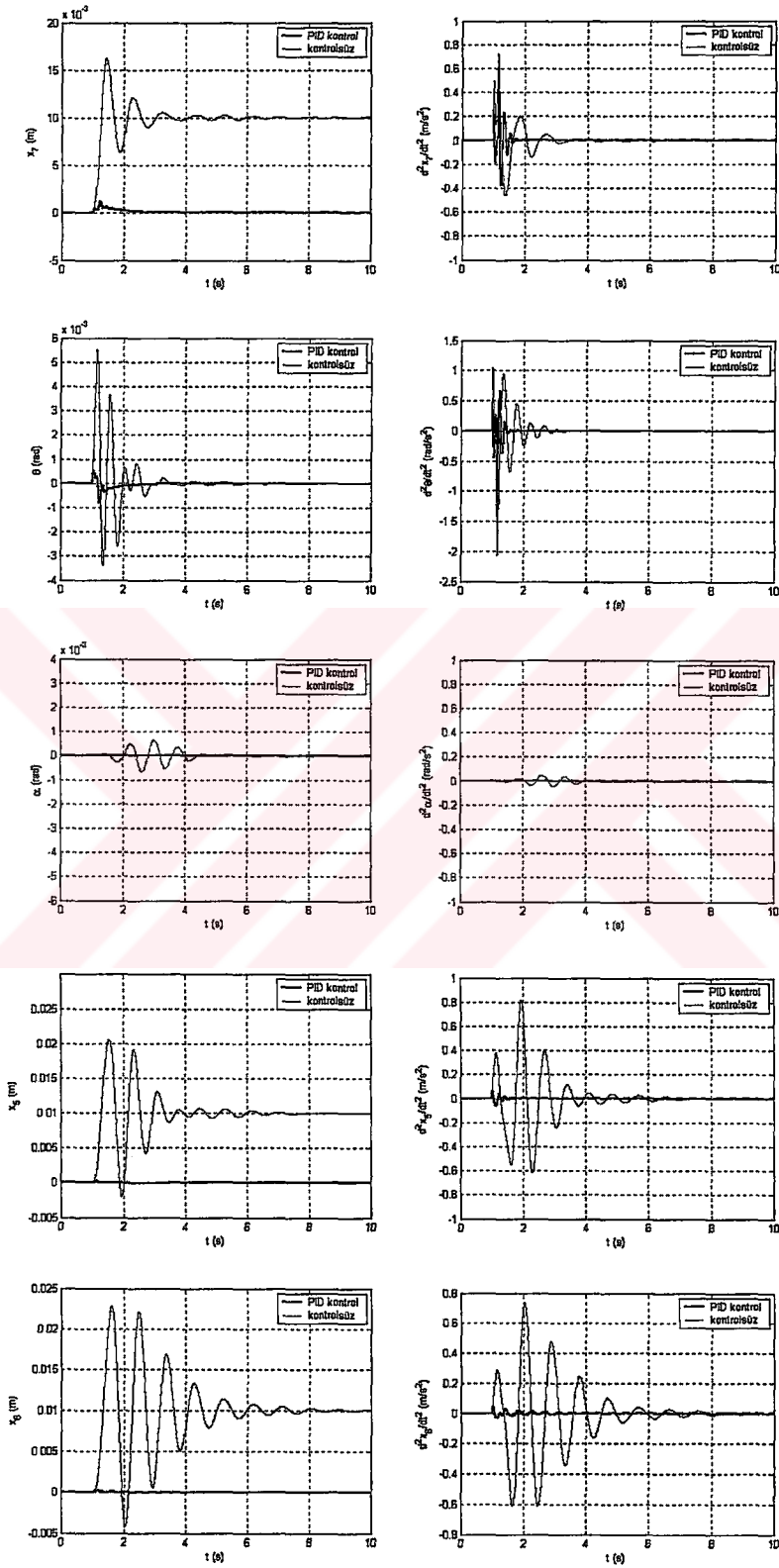
6.3.1.1 Jipin Engele Düz Girmesi Durumu

Şekil 6.18’ de jip modelinin akslarının zaman cevapları görülmektedir. Burada aksların kontrolcülü durumdaki cevaplarında bozulmalar olması doğaldır çünkü kontrol edilmek istenen büyüklükler aks ve tekerleklerle ait değildir. Kontrolcülerin birbirlerini etkilemelerinden dolayı kontrol edilmek istenen büyüklüklerdeki iyileşmeler aksların cevaplarını olumsuz olarak etkilemektedir.



Şekil 6.18 Dokuz serbestlik dereceli aşırı yüklü jipin engele düz girmesi durumunda aksların zaman cevapları

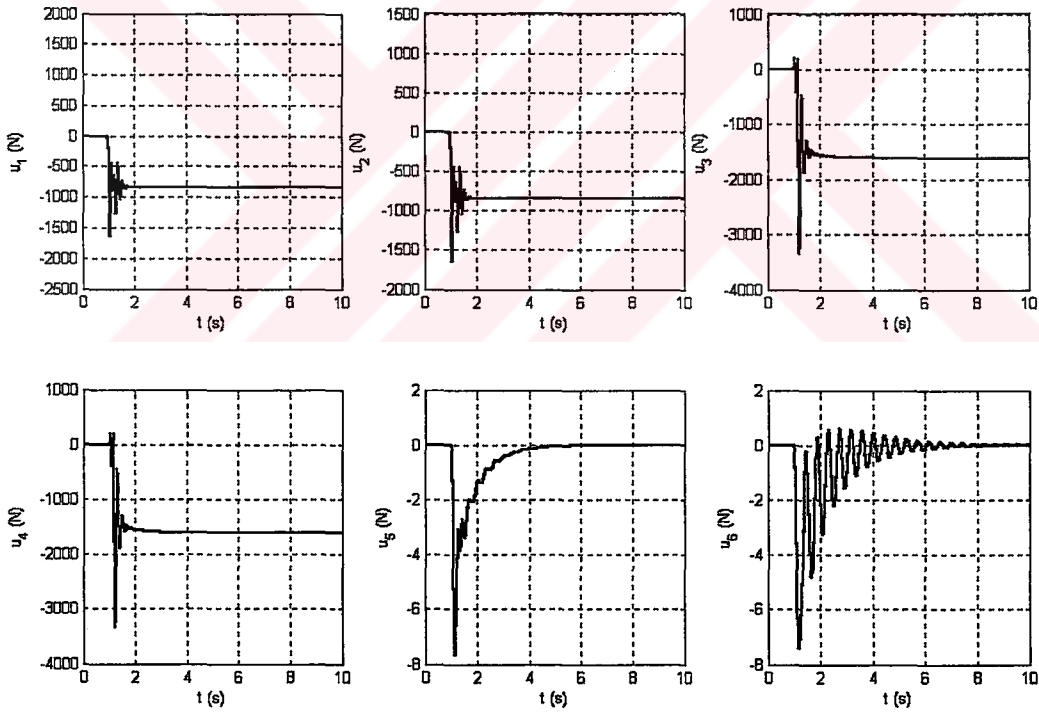
Şekil 6.19’ da jip gövdesinin düşey, kafa vurma ve yalpalama hareketlerinin, sürücü ve yolcu koltuklarının zaman cevapları görülmektedir.



Şekil 6.19 Dokuz serbestlik dereceli aşırı yüklü jipin engele düz girmesi durumunda jip gövdesinin düşey, kafa vurma ve yalpalama hareketlerinin, sürücü ve yolcu koltuklarının zaman cevapları

Burada PID kontrol uygulanması durumunda yer değişim ve ivmelerin çok daha düşük değerlere çekildiği görölmektedir. Sürücü ve yolcu koltukları arasında kütle farkı bulunmasından dolayı jip engele düz girmesine karşın gövdede ufakta olsa bir yalpalama hareketi gözlenmektedir. Aşırı yüklü düz giriş durumunda yüklü düz giriş durumuna göre yer değiştirmeler ve ivmelerde az da olsa bir artış görölmektedir. Bununla beraber yüklü çapraz girişe kıyasla yalpalama hareketi hariç diğer hareketlerin yer değiştirme ve ivmelerinde doğal olarak bir artış gözlenmektedir.

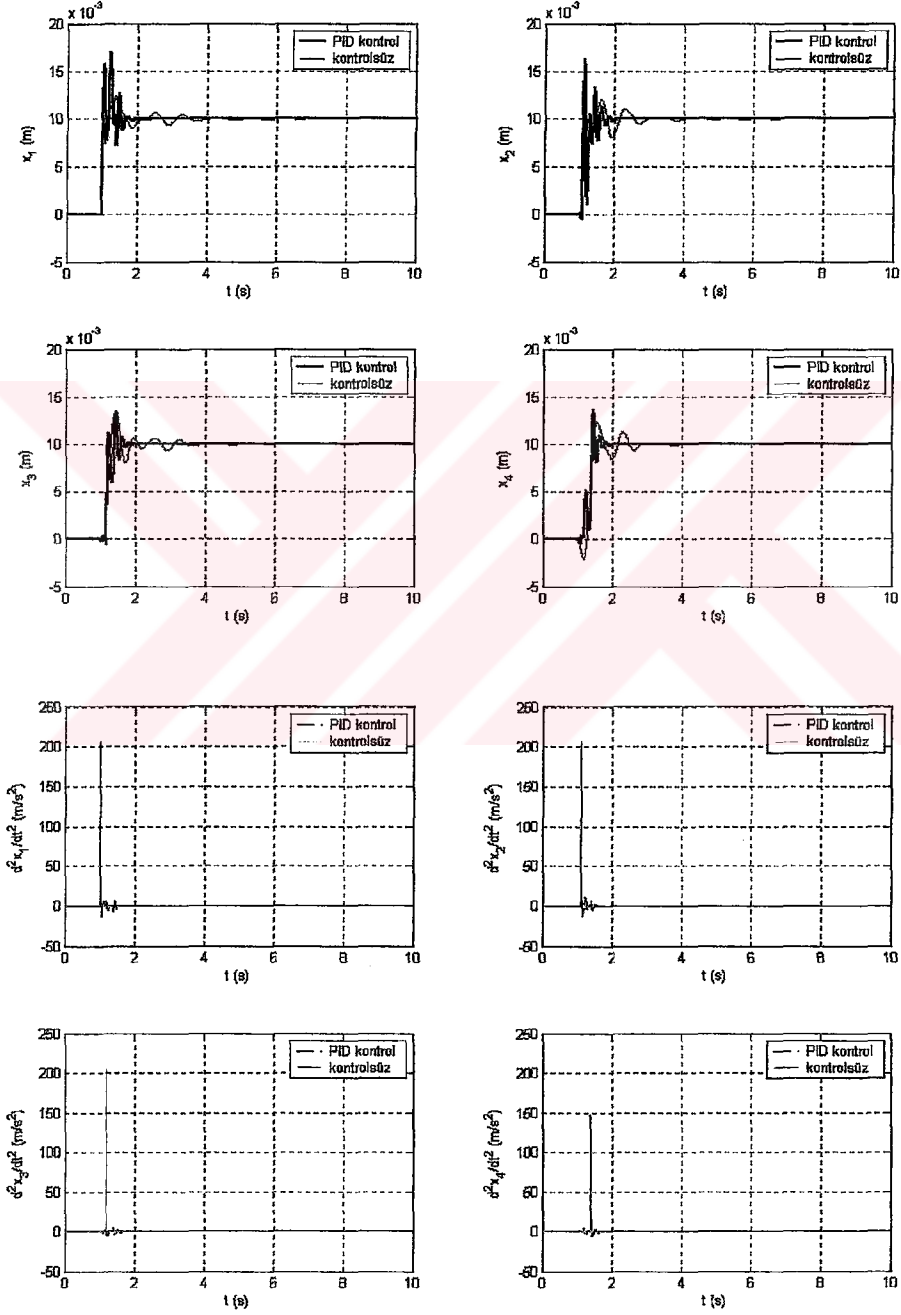
Şekil 6.20’de ise süspansiyonlardaki ve koltuklardaki kontrolcülerin seyir konforunu arttırmak için uyguladıkları kuvvetlerin zamanla değişimi görölmektedir. Yüklü düz giriş durumuyla kıyaslandığında aşırı yüklü düz girişte kuvvetlerde bir miktar değişim görölmektedir. Yüklü çapraz girişe göre ise ön aksların kontrol kuvvetlerinde azalma arka akslarda artma görölmektedir. Koltuklara ait kontrol kuvvetlerinde ise çapraz duruma göre bir miktar azalma görölmektedir.



Şekil 6.20 Dokuz serbestlik dereceli aşırı yüklü jipin engele düz girmesi durumunda ortaya çıkan kontrolcü kuvvetleri

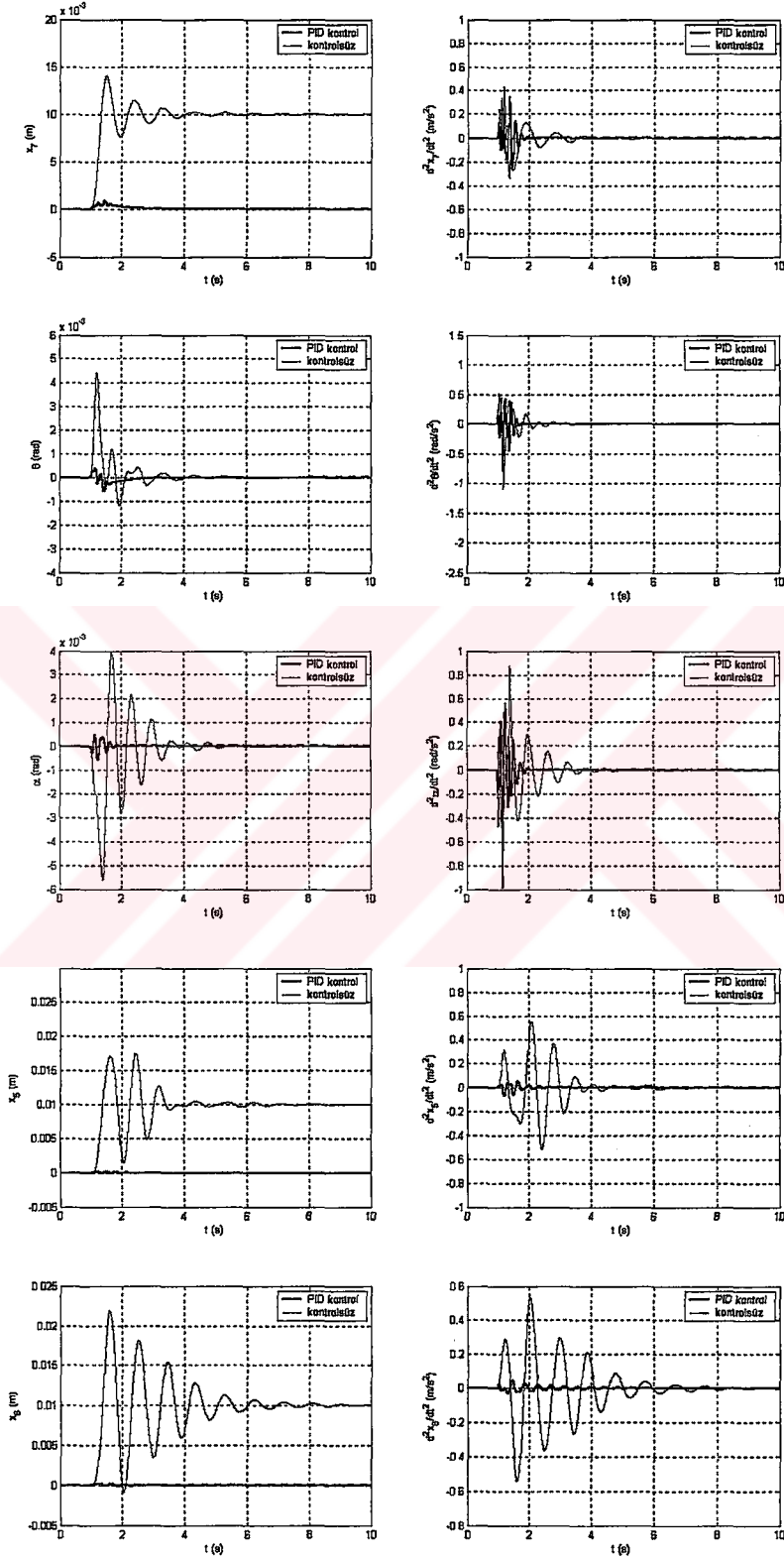
6.3.1.2 Jipin Engele Çapraz Girmesi Durumu

Şekil 6.21’ de jipin engele çapraz girmesi durumunda aksların zamanla yer değişimleri ve ivmeleri görülmektedir. Kontrol edilmesi istenen özellikler akslarla ilgili olmadığından burada da aksların zaman cevaplarıyla ilgili bir iyileşme görülmemesi doğaldır. Çapraz girişte daha düzensiz bir durum ortaya çıktığından düz girişe göre akslarda titreşimler artmıştır.



Şekil 6.21 Dokuz serbestlik dereceli aşırı yüklü jipin engele çapraz girmesi durumunda aksların zaman cevapları

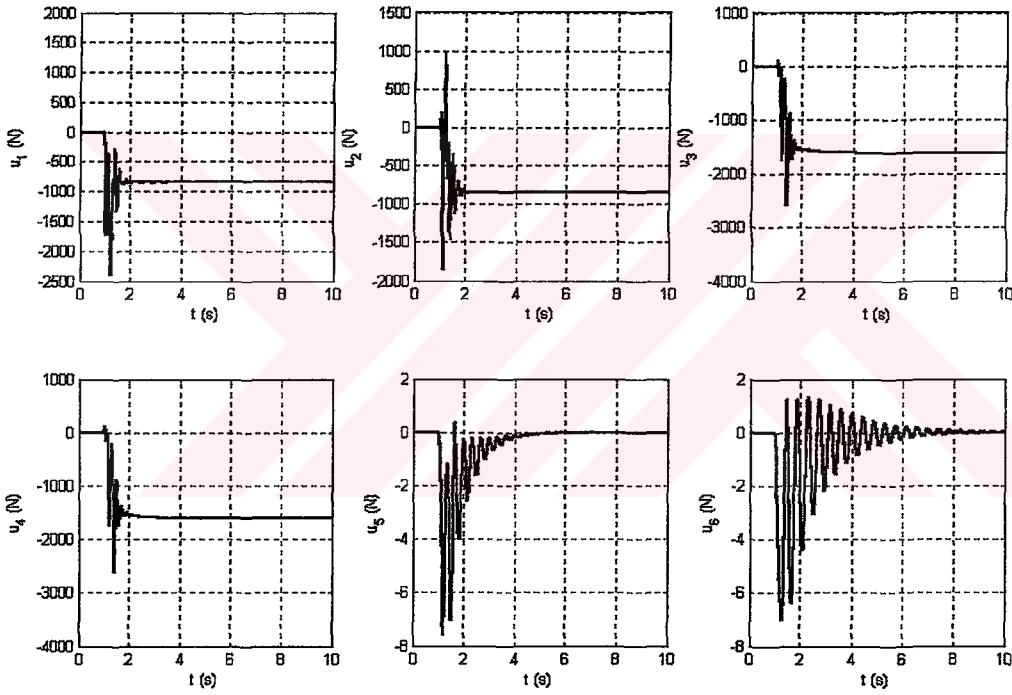
Şekil 6.22’ de jipin gövde düşey, kafa vurma ve yalpalama açısı, sürücü ve yolcu koltuğu düşey hareket ve ivmelerinin zamanla değişimleri görülmektedir.



Şekil 6.22 Dokuz serbestlik dereceli aşırı yüklü jipin engele çapraz girmesi durumunda jip gövdesinin düşey, kafa vurma ve yalpalama hareketlerinin, sürücü ve yolcu koltuklarının zaman cevapları

Engele çapraz girilmesi durumunda jipin gövde düşey , kafa vurma açısı, sürücü koltuğu düşey hareket ve ivmelerinin belirgin bir şekilde azaldığı görülmektedir. İlk girişin yolcu koltuğu tarafından olması nedeniyle yolcu koltuğu için iyileşme gözlenememektedir. Bununla birlikte çapraz girişten dolayı jip gövdesinin yalpalama açısı hareket ve ivmesinde artış söz konusudur.

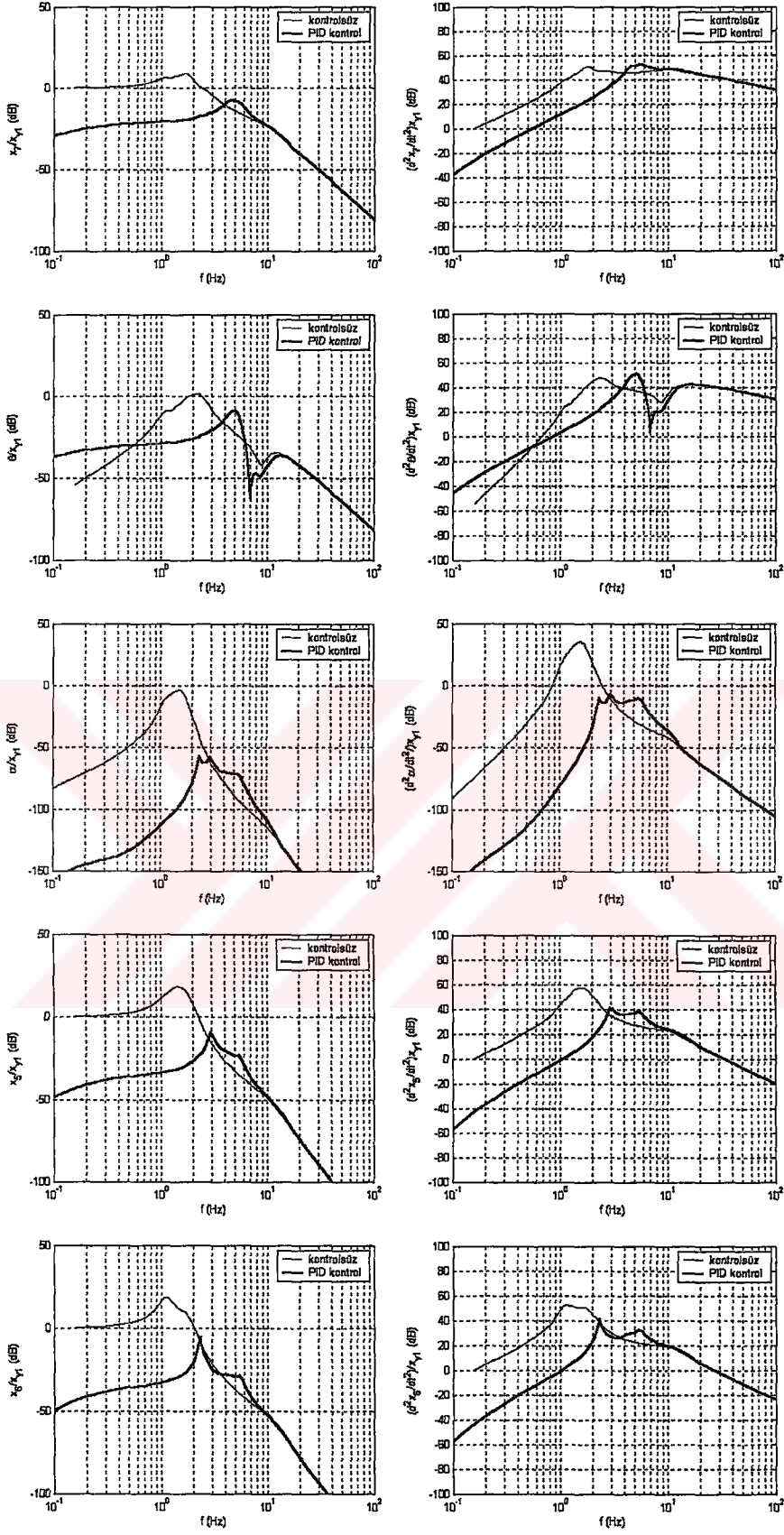
Şekil 6.23' te jipin engele çapraz girmesi durumunda ortaya çıkan kontrol kuvvetleri görülmektedir. Burada ön aksların kontrol kuvvetlerinde düz girişe göre bir miktar artış görülmekte fakat arka aksların kontrol kuvvetlerinde bir azalma görülmektedir. Koltuklara ait kontrolcülerde de kuvvet değerlerinde artış gözlenmektedir. Jipin engele çapraz girmesi durumunda kontrol kuvvetlerinde genel olarak bir artış ortaya çıkmıştır.



Şekil 6.23 Dokuz serbestlik dereceli aşırı yüklü jipin engele çapraz girmesi durumunda ortaya çıkan kontrolcü kuvvetleri

6.3.2 Dokuz Serbestlik Dereceli Aşırı Yüklü Jip Frekans Cevapları

Şekil 6.24' de jipin gövde düşey, kafa vurma ve yalpalama açısı, sürücü ve yolcu koltuğu düşey hareket ve ivmelerinin frekans cevapları görülmektedir. PID kontrolün hem ivme hem yer değiştirme frekans cevaplarında rezonans tepelerini aşağıya çektiği ve kritik frekans noktalarında iyileşmeler sağladığı görülmektedir. Sistemin kritik frekans değerleri Ek-3'te verilmiştir.



Şekil 6.24 Dokuz serbestlik dereceli aşırı yüklü jip gövde düşey, kafa vurma, yalpalama açısıl, sürücü,yolcu koltuğu düşey, hareket ve ivmelerinin frekans cevapları

7. SONUÇLAR

Üç, yedi ve dokuz serbestlik dereceli jip modelleri üzerinde yapılan dinamik analiz ve PID kontrol çalışmaları sonucunda titreşimlerin oldukça azaltıldığı görülmektedir. Yalnızca akslara ait zaman ve frekans cevaplarında bozulmalar görülmektedir. Bu da zaten beklenen bir sonuçtur çünkü seyir konforunun sağlanması açısından kontrol edilmek istenen parametreler akslara ait değildir. Üç serbestlik dereceli çeyrek modele ait zaman ve frekans cevaplarında çok iyi sonuçlar elde edilmiştir. Bunun dışında dokuz serbestlik dereceli jip modelinde koltukların genlik ve ivmelerinin zamanla değişimlerinde, aynı zamanda frekans cevaplarında oldukça iyi sonuçlar edilmiştir. Jipin düşey, kafa vurma ve yalpalama açısıl hareketlerinin ve ivmelerinin zamanla değişimleri oldukça azaltılmıştır. Jipin engele düz bir şekilde girmesi ve çapraz girmesi arasında büyük konfor farklılıkları ortaya çıkmıştır. Çapraz olarak engele giren taşıtların gövde ve kafa vurma hareketlerinin zaman cevaplarında azalmalar olmuş ancak doğal olarak yalpalama zaman cevaplarında artışlar gözlenmiştir. Jip yüklerinin giderek artırılması sonucunda kontrolsüz durumlarda yüklü taşıtların genlik değerlerinde artışlar gözlemlenmiştir. Aynı şekilde yük arttıkça uygulanması gereken kontrol kuvvetlerinde de artışlar gözlemlenmiştir. Taşıtların dinamik analizleri sonucu elde edilen zaman ve frekans cevaplarının daha da aşağıya çekilmesi mümkündür; ancak bu durumda kontrolcülerin uyguladıkları kuvvetler de arttığından makul değerlerin üzerine çıkılmaktadır. Kontrolcü kuvvetlerin artması demek yerleştirilecek kontrolcünün büyümesi demektir. Çok yüksek kuvvet üretebilecek bu kontrolcülerin taşıta adapte edilmeleri de bir o kadar zor olacaktır. Bu çalışmada özellikle ele alınan, askeri jiplerin genelde dağlık ve engebeli arazide kullanılacağı düşünüldüğünde, bu yol şartlarında jipe kontrol uygulanmasının, üzerinde taşınan personel açısından ortaya çıkan rahatsızlıkları büyük ölçüde ortadan kaldıracaktır. Bu şekilde, titreşimler azaltılarak binek araçlarda olduğu gibi daha rahat bir seyir durumu elde edilecektir.

Aktif süspansiyon kontrolünün taşıtlarda ne kadar önemli olduğu ve günümüz teknolojisinde giderek artan konfor taleplerinin daha da iyi seviyelere getirilebileceği bu çalışma sonucunda bir kez daha anlaşılmıştır. Burada uygulanan kontrol sistemi, varolan sistemlerden sadece birisidir. Farklı kontrol sistemleri sayesinde gelişen teknolojiyle artık daha güvenli ve konforlu seyir sağlanması kesinleşmiştir.

KAYNAKLAR

- Bellmann M.A., (2002), Perception of Whole Body Vibrations: From basic experiments to effects of seat and steering wheel vibrations on passenger's comfort inside vehicles, Doktora Tezi, Oldenburg Universitesi, Almanya
- Burton, T.D., (1994), Introduction to Dynamic Systems Analysis, McGraw-Hill, New York
- Bouzarra, M., Richard M.J. (2001) "An Optimization Method Designed to Improve 3-D Vehicle Comfort and Road Holding Capability Through the Use of Active and Semi Active Suspensions", European Journal of Mechanics-A/Solids, 20(3):509-520
- C. Dorf, Richard, Bishop, Robert H.,(1998), Modern Control Systems, Addison Wesley, California
- Cho , Younggun, and Yong-San Yoon. (2001), "Biomechanical Model of Human on Seat with Backrest for Evaluating Ride Quality." International Journal of Industrial Ergonomics 27 : Pages 331-345
- Choi S., Kim W., (2000), "Vibration Control of a Semi-Active Suspension Featuring Electrorheological Fluid Dampers", Journal of Sound and Vibration, Volume 234, Issue 3, Pages 537-546
- Doebelin, Ernest O., (1998), System dynamics : modeling, analysis, simulation, design , Marcel Dekker, New York
- Garett ,T.K., Newton, K., Steeds, W., (2001), The Motor Vehicle 13rd Ed., SAE, Warrendale
- Gillespie, T., (1992), Fundamentals of Vehicle Dynamics, SAE, Warrendale
- Goncalves F.D., (2001), Dynamic Analysis of Semi-Active Control Techniques for Vehicle Applications, Master Thesis, Virginia Polytechnic Institute and State University, Blacksburg, Virginia
- Güçlü, F., (2001) Sekiz Serbestlik Dereceli Bir Taşıtın Titreşimleri ve Kontrolü, Yüksek Lisans Tezi YTÜ
- Güçlü, R., (2003), "Active Control of Seat Vibrations of a Vehicle Model Using Various Suspension Alternatives", Turkish Journal of Engineering and Environmental Sciences
- Hagopian J.D., Gaudiller L., Maillard B., (1999) "Hierarchical Control of Hydraulic Active Suspensions of a Fast All Terrain Military Vehicle", Journal of Sound and Vibration, Volume 222 Issue 5, Pages 723-752
- Hanselman,Duane, Kuo, Benjamin C., (1995), MATLAB tools for control system analysis and design, Prentice Hall, New Jersey
- Honk K., Jeon D., Yoo W., Sunwoo H., Shin S., Kim C., Park B., (1999), "A New Model and an Optimal Pole Placement Control of the Mac Pherson Suspension Systems", SEA Technical Paper Series, Steering and Susp. Tech. Symposium, International Congress and Exposition Detroit, Michigan
- <http://members.fortunecity.com/suspdesign/index2.html>
- http://www.hitachi.co.jp/Div/apd/en/products/dcs/dcs_004.html

http://www.suffield.drdc-rddc.gc.ca/ResearchTech/Products/MilEng_Products/RD95010/index_e.html

http://www.motorsportscenter.com/printer_67.shtml

<http://www.ukcar.com/features/tech/suspension/merc.htm>

<http://www.jeepaholics.com/tech/cog/>

<http://www.library.cmu.edu/ctms/ctms/simulink/examples/susp/suspsim.htm>

Keş, S., (2003) Çok Serbestlik Dereceli Taşıt Titreşimlerinin Aktif kontrolü, Yüksek Lisans Tezi YTÜ

Kim, H., Yang, H.S., Park Y., (2002) "Improving The Vehicle Performance with Active Suspension Using Road Sensing Algorithm" Computers and Structures, 80:1569-1577

M Close, Charles, Fredrick, Dean K., (1993), Modeling and Analysis of Dynamic Systems, Houghton Mifflin Company, Boston

Mark D. Donahue, Mark D., (1998), Implementation of an Active Suspension, Preview Controller for Improved Ride Comfort, Master Thesis, The University of California at Berkeley

Nunney, M.J., (1998), Light and Heavy Vehicle Technology 3rd Ed., Butterworth Heinemann, Oxford

Ogata, K., (1993) Solving control engineering problems with MATLAB, Prentice Hall, New Jersey

Ogata, K., (1998), System Dynamics 3rd Edition, Prentice Hall, New Jersey

Ogata, K., (2002), Modern control engineering, Prentice Hall, New Jersey

Ohsaku S., Nakayama T., Kamimura I., Motozono Y., (1999) "Nonlinear H_{∞} Control for Semi Active Suspension", JSEA Review, Vol 20, Issue 4, Pages 447-452

Özdaş, M.N. , Dinibütün. A.T. , Kuzucu, A., (1995), Otomatik Kontrol Temelleri, İkinci Baskı , Birsan Yayınevi , İstanbul,

Paddan G.S.;Griffin M.J., (2002) "Evaluation of Whole Body Vibration in Vehicles", Journal of Sound and Vibration, Vol 253, Issue 1, Pages 195-213

Palm, William J., (2001) Introduction to MATLAB 6 for engineers, McGraw Hill, Boston

Rao M.V.C., Prahlad V., (1997), "A Tunable Fuzzy Logic Controller for Vehicle Active Suspension Systems", Fuzzy Sets and Systems, Volume 85, Issue 1, Pages 11-21

Ryba, O., (1991), "Semi Active Damping with an Electromagnetic Force Generator", Vehicle Design, pp.80-95

Seto, William, W. Toprak T., (1998), Mekanik Titreşimler, Birsan Yayınevi, İstanbul

Simon, David E., (1998), Experimental Evaluation of Semiactive Magnetorheological Primary Suspensions for Heavy Truck Applications, Master Thesis, Virginia Polytechnic Institute and State University, Blacksburg, Virginia

Stöbener U., Gaul L., (2001), "Active Vibration Control of a Car Body Based on Experimentally Evaluated Modal Parameters", *Mechanical Systems and Signal Processing*, volume 15, Issue 1, Pages 173-188

Tahralı N., Kaya F., Yüksek İ., Güçlü R., (2002), *Makine Dinamiği 2.Baskı*, YTÜ Basım Yayın Merkezi Matbaası, İstanbul

Tamboli J.A., Joshi S.G., (1999), "Optimum Design of a Passive Suspension System of a Vehicle Subjected to Actual Random Road Excitations", *Journal of Sound and Vibration*, Volume 219 Issue 2, Pages 193-205

The Dynamics of Vehicles on Roads and on Tracks, 1997 Vol 33, "Control concepts of semi active damping of truck suspension for road friendliness."

The Dynamics of Vehicles on Roads and on Tracks, 1997 Vol 33, "Dynamic model of truck for suspension control"

The Dynamics of Vehicles on Roads and on Tracks, 1997 Vol 33, "Hybrid suspension system with skyhook control and energy regeneration (development of self powered active suspension)"

The Dynamics of Vehicles on Roads and on Tracks, 2000 Vol 33, "Dynamic modeling of an off-road vehicle for design of semi active hydropneumatic spring damper system."

The Dynamics of Vehicles on Roads and on Tracks, 2000 Vol 33, "Optimal and robust design of a road vehicle suspension system."

The Dynamics of Vehicles on Roads and on Tracks, 2000 Vol 33, "Ride control – a two state suspension design for cabs and seats."

Tseng, H.E., Hedrick, J.K., (1994), "Semi-active Control Laws-optimal and Suboptimal", *Vehicle System Dynamics*, Vol. 23, pp. 545 – 569.

Vehicle System Dynamics 2001 Vol 35 ICTAM, "Dynamics of vehicles with semi active suspensions exhibiting wheel hop." Page 135-148

Vehicle System Dynamics Apr 2000 Vol 33 #4, "Dynamic and vibration analysis of a vehicle rear axle system."

Vehicle System Dynamics Jan 2001 Vol 35 #1, "Performance index for a preview active suspension applied to a quarter car model."

Vehicle System Dynamics Jul 1998 Vol 30 #1, "Validation of nonlinear automotive seat cushion vibration model." Page 55-69

Vehicle System Dynamics Mar 2002 Vol 37 #3, "Vibration control of a passenger vehicle utilizing a semi active ER(electro rheological) engine mount." Page 193-217

Vehicle System Dynamics Nov 1999 Vol 32 #4-5, "Fuzzy logic active and semi active control of off road vehicle suspensions." Page 409-421

Weeks D.A., Beno J.H., Guenin A.M., Bresie D.A., (2000) "Electromechanical Active Suspension Demonstration for Off Road Vehicles", *The University of Texas Center for Electromechanics*

Yağız, N., Yüksek İ., Sivrioğlu S., (2000), "Robust Control of Active Suspensions for a Full Vehicle Model Using Sliding Mode Control", *JSME International Journal*, 43(2):253-258

Yıldırım, Ş.Uzmay, İ. (2003), “Neural Network Applications to Vehicle’s Vibration Analysis”, Mechanism and Machine Theory, 38(1):27-41

Yoshimurume 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, Volume 239, Issue 2, Pages 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., (1995), Taşıt Titreşimlerinin Optimizasyonu. Doktora Tezi YTÜ

Zaremba A., Hampo R., Hrovat D., (1997), “Optimal Active Suspension Desing Using Constrained Optimization”, Journal of Sound and Vibration, Volume 207 Issue 3, Pages 351-364



EKLER

Ek 1 Üç Serbestlik Dereceli Jip Modelinin Parametreleri ve Simulink Modelleri

Jipin Kütle Parametreleri

$m_1=110$ kg
 $m_2=2614$ kg
 $m_3=57$ kg

Jipin Yay Katsayıları

$k_1=9500$ N/m
 $k_2=85000$ N/m
 $k_3=180000$ N/m

Jipin Sönüm Katsayıları

$c_1=350$ Ns/m
 $c_2=2000$ Ns/m
 $c_3=500$ Ns/m

Jipin Kontrol Parametreleri

$t_{oi}=0.5$ sn.
 $t_{od}=0.25$ sn.
 $K_p=1250000$ Nm

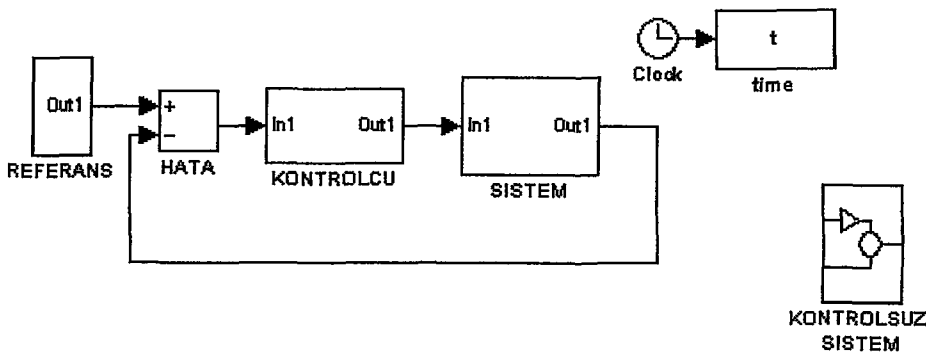
Diğer Parametreler

$t_s = 1$ sn
 $h_s = 0.01$ m

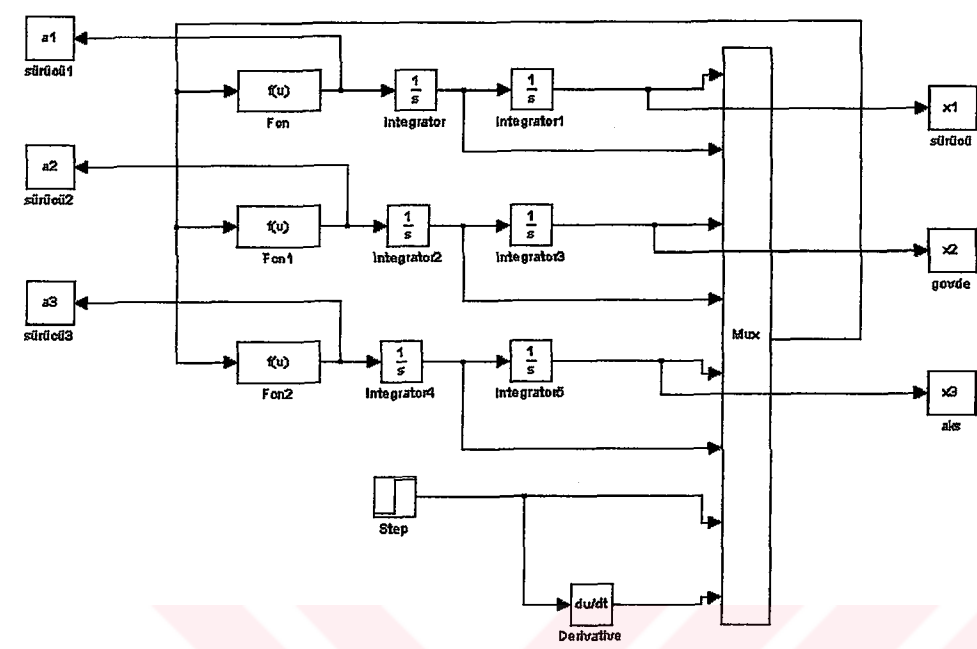
Sisteme Ait Kritik Frekans Değerleri

$\omega_1=0.7273$, $\omega_2=1.5195$, $\omega_3=10.8641$

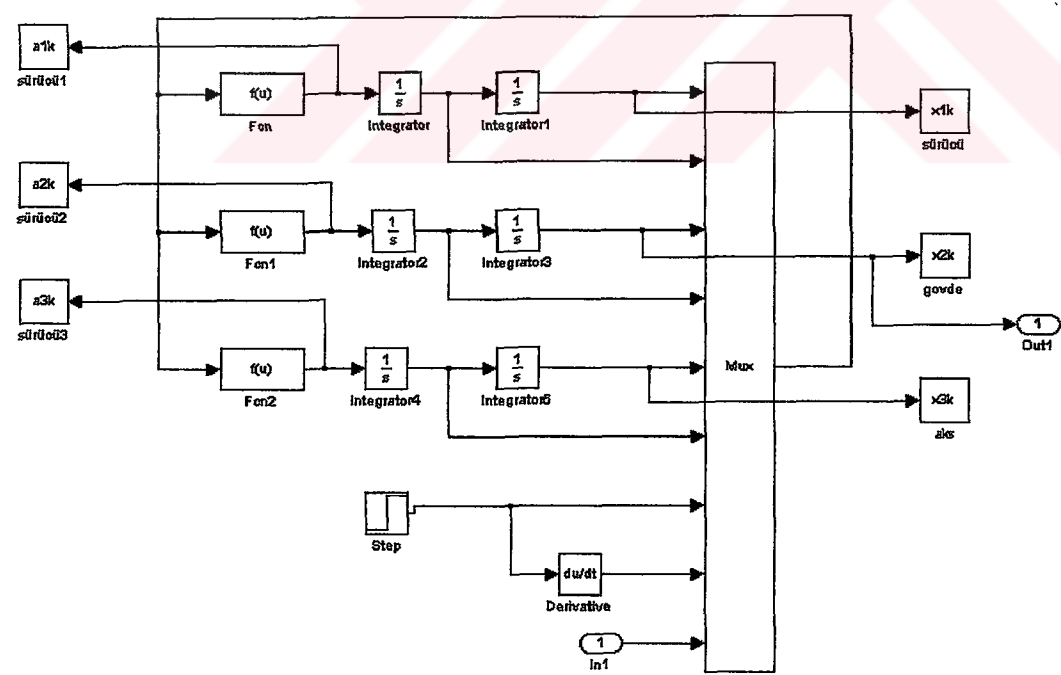
Ana Sistemin Simulink Modeli



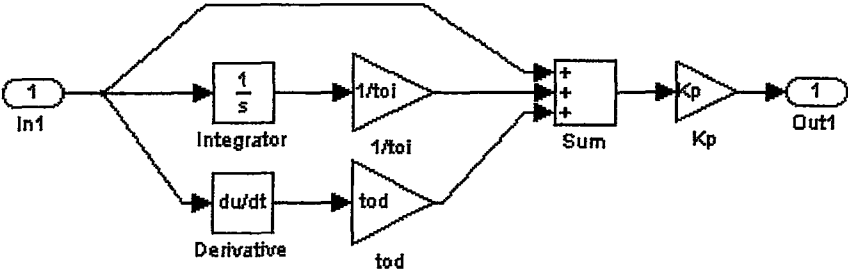
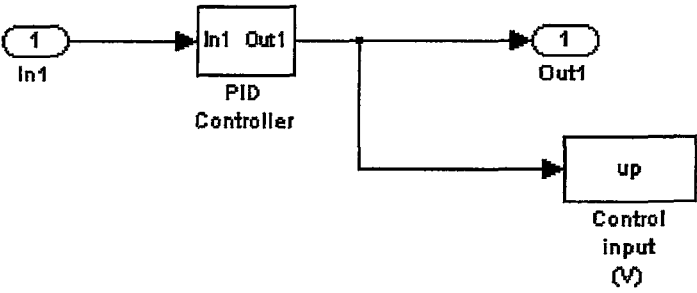
KontROLSÜZ Sistemin Simulink Modeli



Kontrollu Sistemin Simulink Modeli



Kontrolcünün ve PID Kontrol Bloğunun Simulink Modelleri



Ek 2 Yedi Serbestlik Dereceli Jip Modelinin Parametreleri ve Simulink Modelleri

Jipin Kütle Parametreleri

$m_1=57 \text{ kg}$
 $m_2=57 \text{ kg}$
 $m_3=52 \text{ kg}$
 $m_4=52 \text{ kg}$
 $m_5=2614 \text{ kg}$, (3214kg yüklü durum), (4214kg aşırı yüklü durum)
 $I_\theta=2300 \text{ kg}$
 $I_\alpha=1500 \text{ kg}$

Jipin Yay Katsayıları

$k_1=85000 \text{ N/m}$
 $k_2=85000 \text{ N/m}$
 $k_3=161000 \text{ N/m}$
 $k_4=161000 \text{ N/m}$
 $k_5=180000 \text{ N/m}$
 $k_6=180000 \text{ N/m}$
 $k_7=180000 \text{ N/m}$
 $k_8=180000 \text{ N/m}$

Jipin Sönüm Katsayıları

$c_1=2000 \text{ Ns/m}$
 $c_2=2000 \text{ Ns/m}$
 $c_3=7000 \text{ Ns/m}$
 $c_4=7000 \text{ Ns/m}$
 $c_5=500 \text{ Ns/m}$
 $c_6=500 \text{ Ns/m}$
 $c_7=500 \text{ Ns/m}$
 $c_8=500 \text{ Ns/m}$

Jipin Boyutuyla İlgili Parametreler

$L_{\text{ön}}=1.28 \text{ m}$
 $L_{\text{larka}}=1.28 \text{ m}$
 $L_{\text{sağ}}=0.72 \text{ m}$
 $L_{\text{sol}}=0.72 \text{ m}$

Diğer Parametreler

$V=15 \text{ m/s}$
 $t_s=1 \text{ sn}$
 $h_s=0.01 \text{ m}$
 $dt=(L_{\text{ön}}+L_{\text{larka}})/V$

Çapraz Giriş İçin

$dt_1=((L_{\text{ön}}+L_{\text{larka}})/V)/2$
 $dt_2=(L_{\text{ön}}+L_{\text{larka}})/V$
 $dt_3=((L_{\text{ön}}+L_{\text{larka}})/V)+0.03$

Jipin Kontrol Parametreleri

$K_{p1}=2250000$ Nm

$toi1=0.6$ sn.

$tod1=0.05$ sn.

$K_{p2}=2400000$ Nm

$toi2=0.6$ sn.

$tod2=0.05$ sn.

$K_{p3}=1650000$ sn.

$toi3=0.04$ sn.

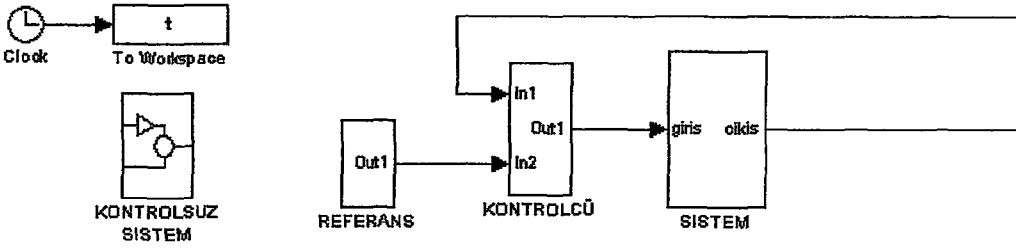
$tod3=0.05$ sn.

Sisteme ait kritik frekans değerleri

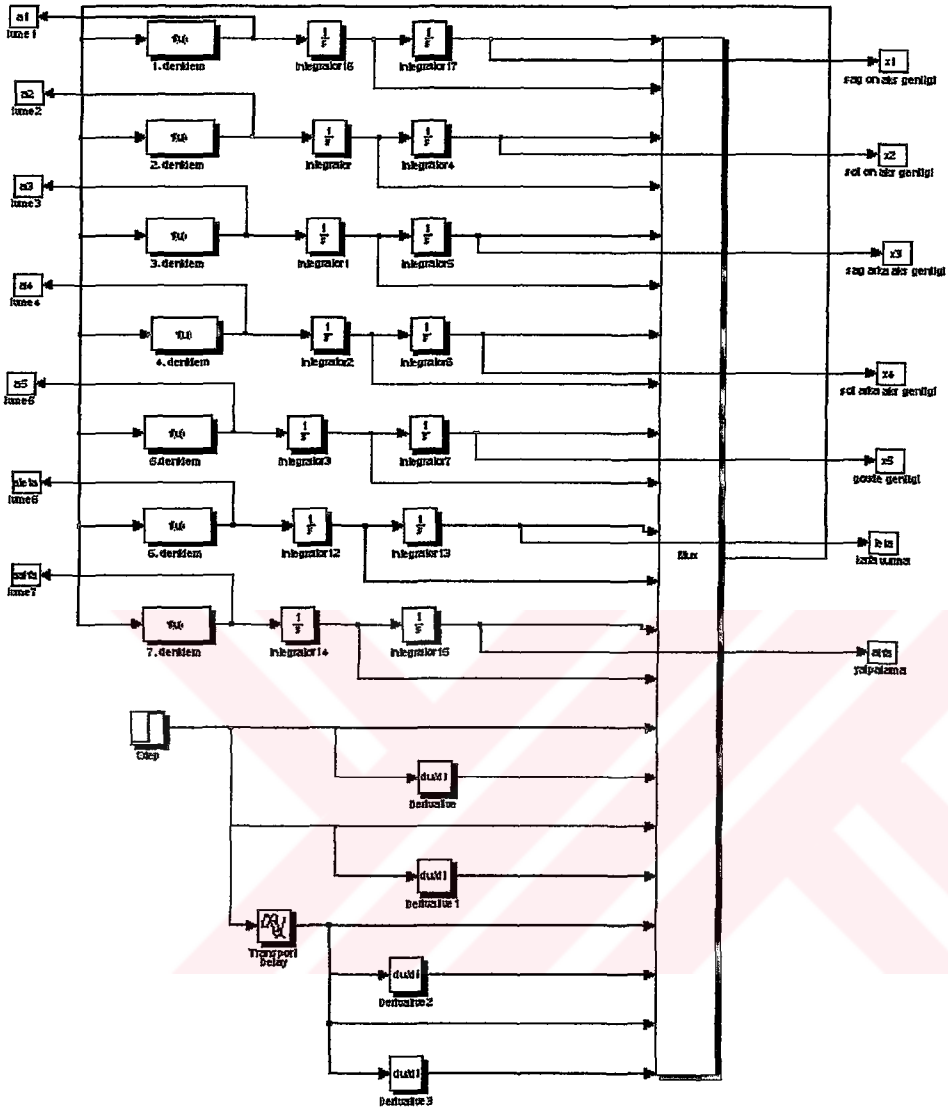
	Yüksüz	Yüklü	Aşırı Yüklü
ω_1	1.0375	1.0375	1.0375
ω_2	1.5926	1.4460	1.2699
ω_3	2.2815	2.2690	2.2594
ω_4	10.8735	10.8735	10.8735
ω_5	10.9229	10.9180	10.9129
ω_6	12.9407	12.9407	12.9407
ω_7	13.0562	13.0455	13.0345

Düz Giriş İçin,

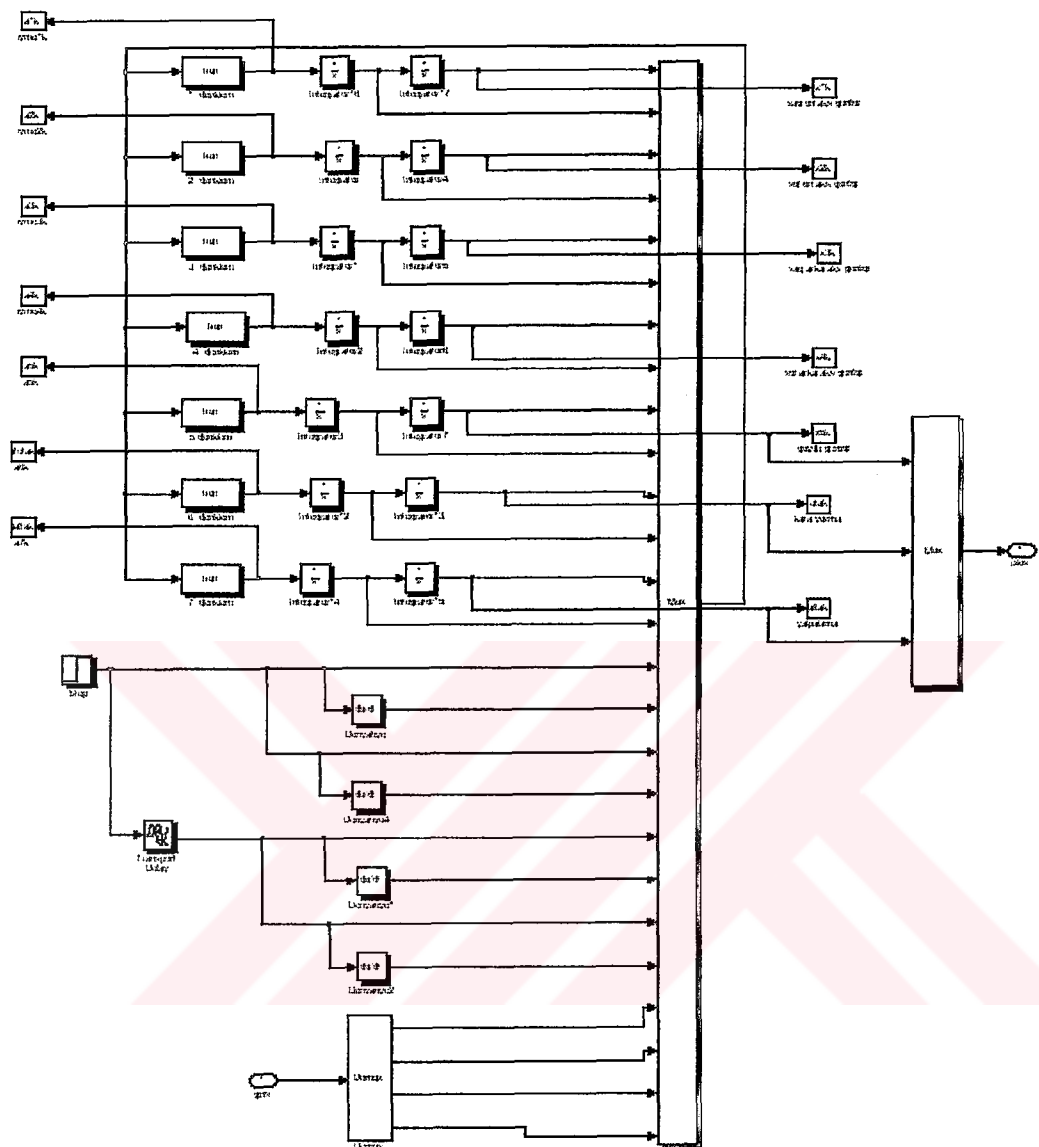
Ana Sistemin Simulink Modelinin Görünüşü



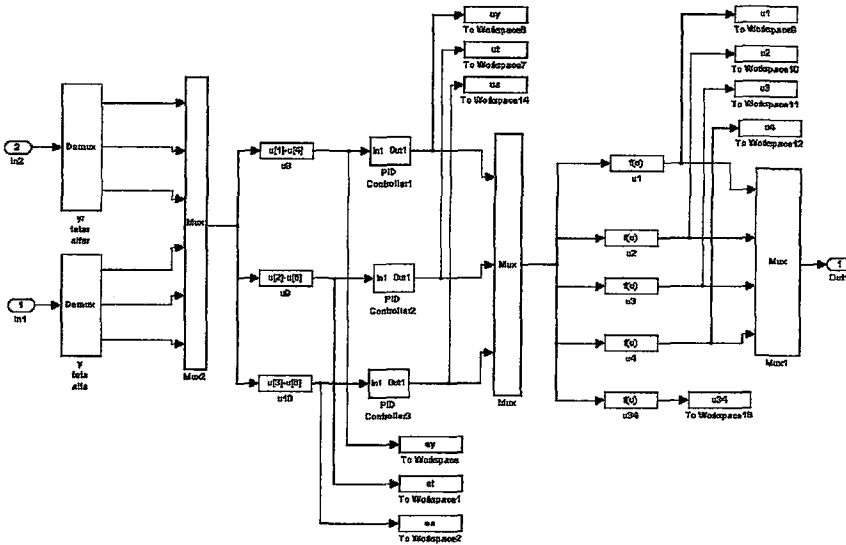
Kontrolsüz Sistemin Simulink Modeli



Kontrollü Sistemin Simulink Modeli



Kontrolcünün Simulink Modeli

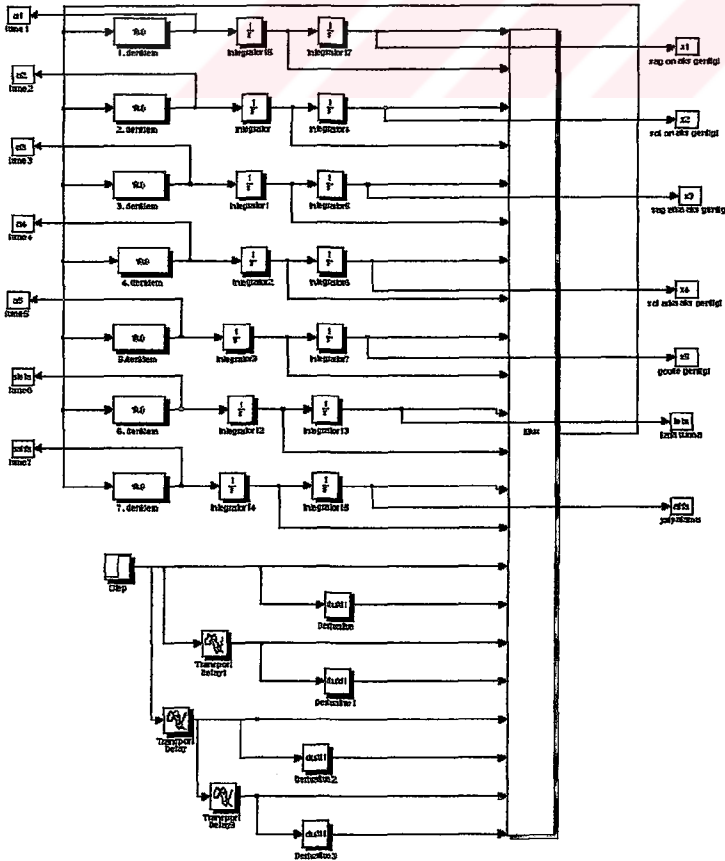


PID kontrolcü blokları 3 serbestlik dereceli sistemdekilerle aynıdır.

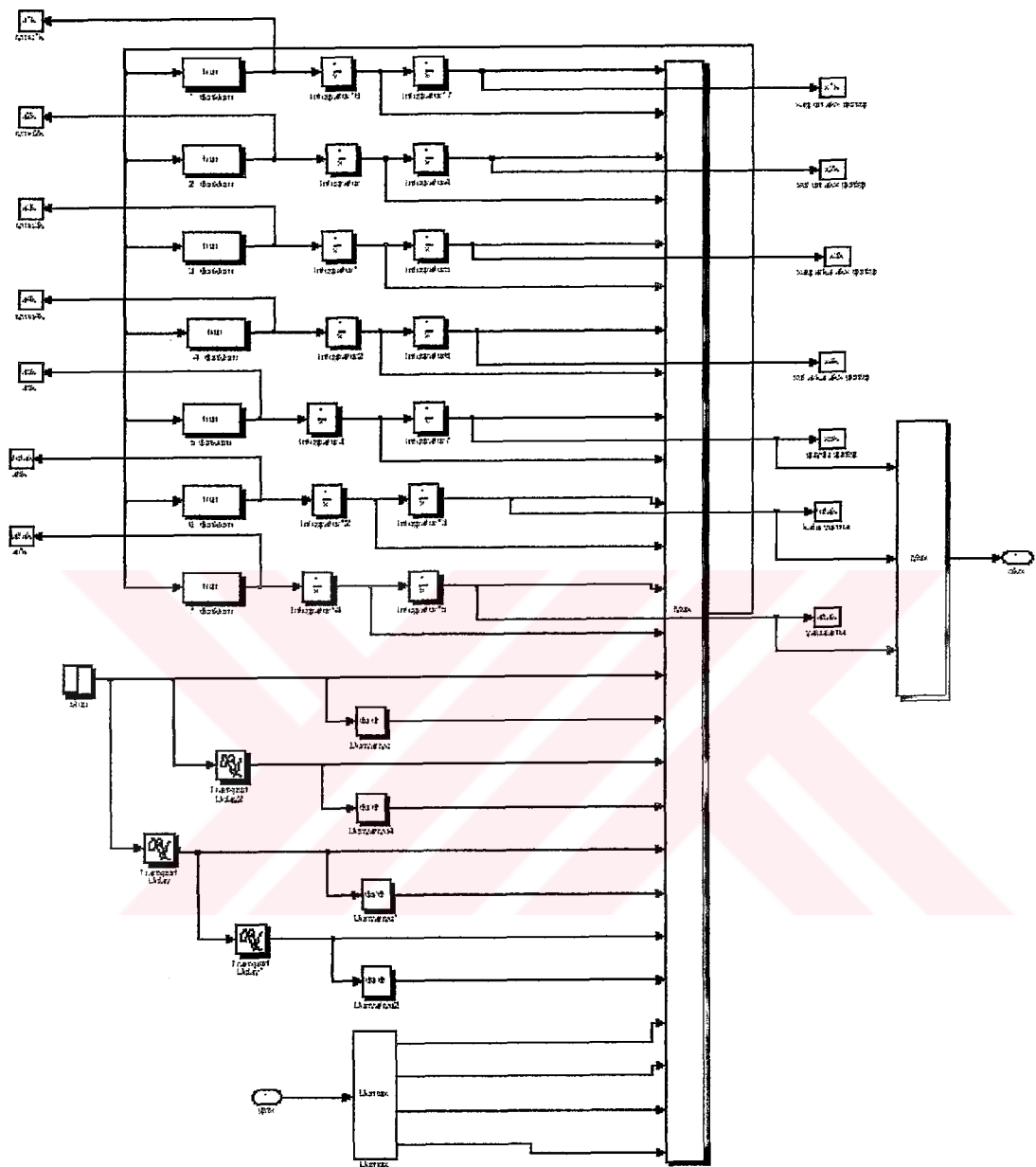
Çapraz Giriş İçin Simulink Modelleri

Kontrolcünün ve ana sistemin simulink modelleri aynı kalmakta sadece kontrolsüz ve kontrollü sistemde time delayler eklenmektedir.

Kontrolsüz Sistemin Simulink Modeli



Kontrollü Sistemin Simulink Modeli



Ek 3 Dokuz Serbestlik Dereceli Jip Modelinin Parametreleri ve Simulink Modelleri

Jipin Kütle Parametreleri

$m_1=57$ kg
 $m_2=57$ kg
 $m_3=52$ kg
 $m_4=52$ kg
 $m_5=110$ kg (sürücü dahil)
 $m_6=180$ kg (yolcu dahil)
 $m_7=2614$ kg, (3214kg yüklü durum), (4214kg aşırı yüklü durum)
 $I_\theta=2300$ kg
 $I_\alpha=1500$ kg

Jipin Yay Katsayıları

$k_1=85000$ N/m
 $k_2=85000$ N/m
 $k_3=161000$ N/m
 $k_4=161000$ N/m
 $k_5=9500$ N/m
 $k_6=9500$ N/m
 $k_7=180000$ N/m
 $k_8=180000$ N/m
 $k_9=180000$ N/m
 $k_{10}=180000$ N/m

Jipin Sönüm Katsayıları

$c_1=2000$ Ns/m
 $c_2=2000$ Ns/m
 $c_3=7000$ Ns/m
 $c_4=7000$ Ns/m
 $c_5=350$ Ns/m
 $c_6=350$ Ns/m
 $c_7=500$ Ns/m
 $c_8=500$ Ns/m
 $c_9=500$ Ns/m
 $c_{10}=500$ Ns/m

Jipin Boyutuyla İlgili Parametreler

$L_{\text{ön}} = 1.28$ m
 $L_{\text{arka}} = 1.28$ m
 $L_{\text{sağ}} = 0.72$ m
 $L_{\text{sol}} = 0.72$ m

Diğer Parametreler

$V = 15$ m/s
 $t_s = 1$ sn
 $h_s = 0.01$ m

$$dt = (L_{\text{ön}} + L_{\text{arka}})/V$$

Çapraz Giriş İçin

$$dt1 = ((L_{\text{ön}} + L_{\text{arka}})/V)/2$$

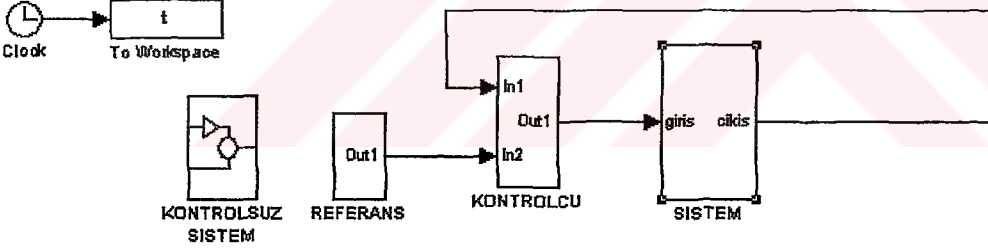
$$dt2 = (L_{\text{ön}} + L_{\text{arka}})/V$$

$$dt3 = ((L_{\text{ön}} + L_{\text{arka}})/V) + 0.03$$

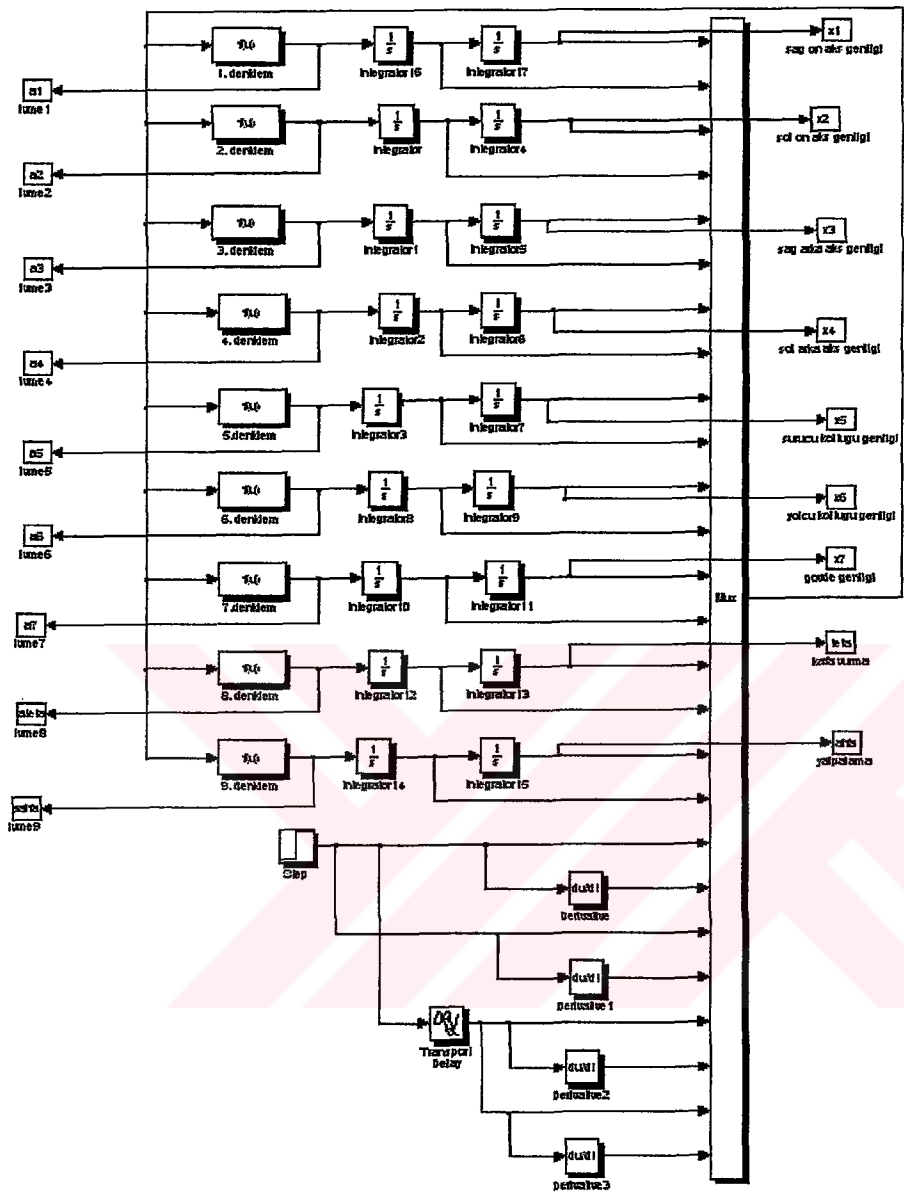
Sisteme Ait Kritik Frekans Değerleri

	Yüksüz	Yüklü	Aşırı Yüklü
ω_1	1.0985	1.0888	1.0638
ω_2	1.3692	1.3432	1.2846
ω_3	1.6105	1.5924	1.5253
ω_4	1.7638	1.6632	1.6297
ω_5	2.2910	2.2819	2.2754
ω_6	10.8737	10.8737	10.8737
ω_7	10.9231	10.9181	10.9130
ω_8	12.9411	12.9411	12.9411
ω_9	13.0562	13.0455	13.0345

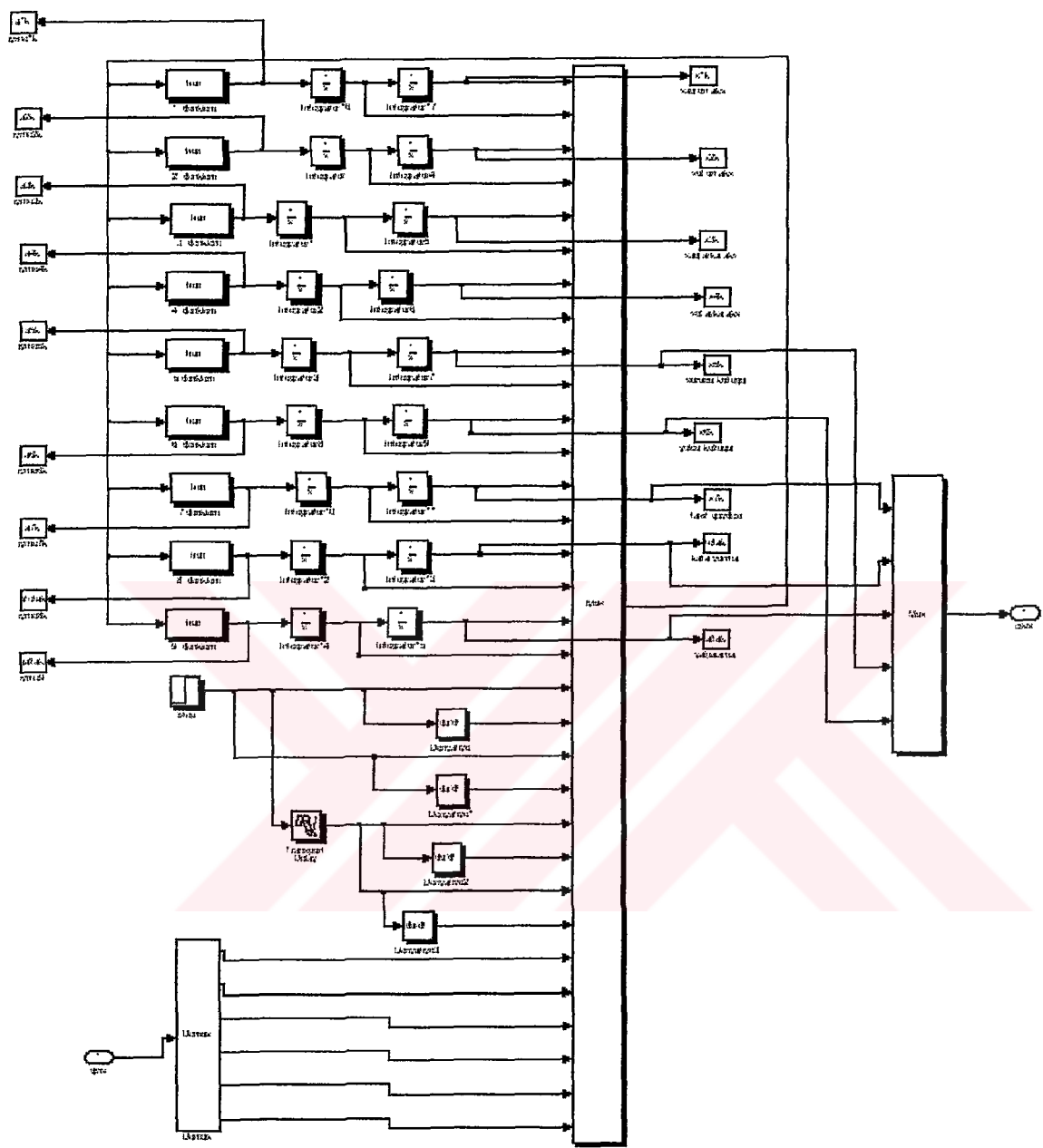
Düz Giriş İçin Simulink Modelleri



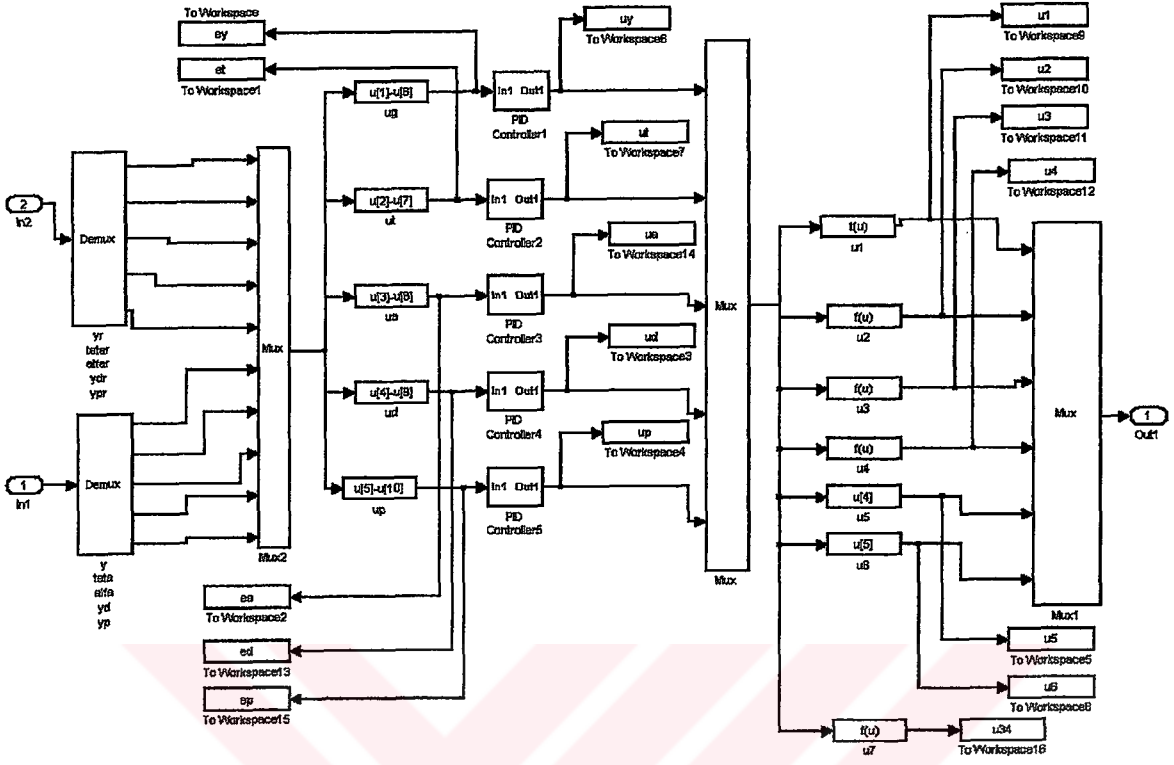
Kontrolsüz Sistemin Simulink Modeli



Kontrollü Sistemin Simulink Modeli



Kontrolcünün Simulink Modeli



Çapraz Giriş İçin

Çapraz girişte aynı yedi serbestlik derecelide olduğu gibi yol girişlerine time delay eklenmektedir. Bunun dışında modelde herhangi bir değişiklik olmamaktadır.

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi	11.07.1980	
Doğum yeri	İstanbul	
Lise	1991-1998	Özel Uğur Lisesi
Lisans	1998-2002	Yıldız Üniversitesi Mühendislik Fak. Makine Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	2003-2005	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Müh. Anabilim Dalı, Makine Teorisi Sistem Dinamiği ve Kontrol Programı
Çalıştığı kurumlar		
	1998-2002	Royal Servis Ekipmanları San ve Tic.Ltd.Şti.
	2002-	Öztürk Metal San. Tic. A.Ş.

