

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

106231

SEKİZ SERBESTLİK DERECELİ BİR TAŞITIN
TİTREŞİMLERİ VE KONTROLÜ

Makine Müh. Fehmi GÜÇLÜ

F.B.E. Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Kontrüksiyon Programında
Hazırlanan

Doc. Dr. *M. N. Y.* Yüksek YÜKSEK LİSANS TEZİ

Doc. Dr. İsmail YÜKSEK
Tez Danışmanı : Doçent Dr. İsmail YÜKSEK

N. T.
Prof. Necati TAURALI

İSTANBUL, 2001

T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ

106231

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	v
ŞEKİL LİSTESİ	viii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xi
ÖNSÖZ	xii
ÖZET	xiii
ABSTRACT.....	xiv
1 GİRİŞ.....	1
1.1 Problemin Tanımlanması.....	1
1.2 Taşıt Titreşimleri ve Kontrol.....	2
1.2.1 Titreşime Neden Olan Etkiler	2
1.2.2 Taşıt Titreşimlerini Etkileyen Faktörler	2
1.2.3 Taşıt Titreşimlerinin Değerlendirilmesi	3
2 TAŞIT SÜSPANSİYON SİSTEMELERİ.....	5
2.1 Pasif Süspansiyon Sistemleri	5
2.1.1 Pasif Süspansiyon Sistemi Elemanları.....	8
2.1.1.1 Yaylar.....	8
2.1.1.2 Stabilizatör Çubuğu	10
2.1.1.3 Amortisörler.....	11
2.1.2 MacPherson Süspansiyonlar.....	15
2.2 Tekerlek Askı Düzenleri	15
2.2.1 Serbest Askı Süspansiyon Düzeni	16
2.2.2 Sabit Dingil	17
2.3 Yol Pürüzlülüğünün Tanımlanması.....	18
2.3.1 Geometrik Yol Düzgünsüzlükleri ve Etkileri	18
2.3.2 Hesaplanabilen Yol Fonksiyonları.....	19
2.3.2.1 Harmonik Fonksiyonlar	19
2.3.2.2 Periyodik Fonksiyonlar	21
2.3.2.3 Rastlantısal (kualsız) Fonksiyonlar	21
2.4 Yarı Aktif Süspansiyon Sistemleri	22
2.5 Aktif Süspansiyon Sistemleri	23
2.5.1 Aktif Süspansiyon Sisteminin Donanımı	24
2.5.1.1 Sensörler	26
2.5.1.2 Eyleyiciler	26
2.5.1.2.1 Magnetik Eyleyiciler	27
2.5.1.2.2 Pnömatik Eyleyiciler.....	27
2.5.1.2.3 Hidrolik Eyleyiciler	27
2.5.1.3 İvme Ölçerler	28
2.5.1.3.1 Piezoelektrik İvme Ölçerler	28
2.5.1.3.2 Piezodirenç İvme Ölçerler	29

2.5.1.3.3	Servo İvme Ölçer.....	30
2.5.1.4	Kontrol Ünitesi	30
2.5.1.5	Kontrol Edilebilir Damperler.....	31
2.5.1.6	Yarı Aktif Sistemler	31
2.5.1.7	Yarı Aktif Kontrol Sistemleri	33
2.5.1.7.1	Skyhook Kontrol	33
2.5.1.7.1.1	Genişletilmiş Skyhook Kontrolü.....	34
2.5.1.8	Kontrol Stratejilerinin Değerlendirilmesi	35
2.6	Süspansiyon Sistemlerinin Fonksiyonları.....	36
2.7	Süspansiyon Sistemlerinin Performansları	37
3	TAŞIT MODELLERİ VE HAREKET DENKLEMLERİ	39
3.1	Tek Boyutlu Model	39
3.1.1	İki Serbestlik Dereceli Taşıt Modeli	39
3.1.2	Üç Serbestlik Dereceli Taşıt Modeli	42
3.2	İki Boyutlu Model	44
3.2.1	Beş Serbestlik Dereceli Taşıt Modeli	44
3.3	Taşıt Fiziksel Değerlerinin Hesabı ve Denklemlerin Çözümü.....	49
3.3.1	Taşıt Ağırlık Merkezi.....	49
3.3.2	Kütlesel Atalet Momentlerinin Hesaplanması.....	52
3.3.2.1	Yatay Sarkaç Metodu.....	53
3.3.3	Amortisör Sönüm Katsayılarının Hesabı.....	54
3.3.4	Yay Katsayılarının Hesabı.....	55
3.3.4.1	Teorik Hesap.....	55
3.3.4.2	Deneysel Tesbit.....	56
4	AKTİF SÜSPANSİYONLARDA PID KONTROL YÖNTEMİ.....	59
4.1	Temel Kontrol İşlemleri	59
4.2	Orantı+İntegral+Türev (PID) Tipi Kontrolcü.....	60
5	PID KONTROL YÖNTEMİNİN TAŞIT MODELLERİNE UYGULANMASI	64
5.1	Çeyrek Taşıt Modelinin Hareket Denklemleri.....	65
5.2	PID Kontrolcünün Çeyrek Taşıt Modeline Uygulanması.....	68
5.3	Yarım Taşıt Modelinin Hareket Denklemleri	71
6	SEKİZ SERBESTLİK DERECELİ TAŞIT MODELİNİN PID KONTROLÜ.....	74
6.1	Yolcu Koltuğu Kontrolcülü Tam Taşıt Modeli	78
6.2	Süspansiyonları Kontrolcülü Tam Taşıt Modeli.....	83
6.3	Süspansiyonları ve Yolcu Koltuğu Kontrolcülü Tam Taşıt Modeli.....	88
6.4	Sonuçlar.....	92
7	SONUÇLAR.....	97
	KAYNAKLAR.....	98

EKLER	101
Ek1 Taşıt Modellerinin ve Kontrolcünün Parametreleri	101
Ek1.1 Çeyrek Taşıt Modeli	101
Ek1.2 Yarım Taşıt Modeli	101
Ek1.3 Tam Taşıt Modeli	101
Ek1.4 Çeyrek Taşıt Modelinin PID Parametreleri	101
Ek2 Sekiz Serbestlik Dereceli Taşıt Modelinin Parametreleri	102
ÖZGEÇMİŞ	103



SİMGE LİSTESİ

a	Ön aksın ağırlık merkezine uzaklığı
[A]	Taşıt parametreleri matrisi
b	Makas yay genişliği , Arka aksın ağırlık merkezine uzaklığı
[B]	Kontrolcü kuvveti katsayı matrisi
c	Sönüm Katsayısı
c_f	Ön süspansiyon sönüm katsayısı
c_1	Sağ ön süspansiyon sönüm katsayısı
c_2	Sol ön süspansiyon sönüm katsayısı
c_3	Sağ arka süspansiyon sönüm katsayısı
c_4	Sol arka süspansiyon sönüm katsayısı
c_5	Yolcu koltuğu sönüm katsayısı
c_r	Arka süspansiyon sönüm katsayısı
C_s	Çeyrek taşıt modelinin süspansiyon sönüm katsayısı
d	Helezon yay sarım sayısı
D	Sarım dış çapı
e	Taşıtın uzunlamasına simetrik eksenine ile ağırlık merkezi arasındaki mesafe
E	Elastiklik Modülü
E_k	Kinetik enerji
E_D	Sönüm Enerjisi
E_p	Potansiyel enerji
g	Yerçekimi ivmesi
G	Toplam taşıt ağırlığı, Kayma modülü
G_A	Arka aksa düşen ağırlık kuvveti
G_O	Ön aksa düşen ağırlık kuvveti
G_T	Taşıtın ağırlık kuvveti
h	Ağırlık merkezinin yerden yüksekliği
H	Taşıtın ön ve arka aksın yerden havaya kaldırılması halinde, ön ve arka Tekerleklerin merkezleri arasındaki mesafe
J	Kütlesel atalet momenti
J_{yy}	Kütlesel atalet momenti y ekseninde
J_{zz}	Kütlesel atalet momenti z ekseninde
k_{sf}	Ön süspansiyon yay katsayısı
k_{sr}	Arka süspansiyon yay katsayısı
k_{tf}	Ön tekerlek eşdeğer yay katsayısı

k_{tr}	Arka tekerlek eşdeğer yay katsayısı
k_{s1}	Sağ ön süspansiyon yay katsayısı
k_{s2}	Sol ön süspansiyon yay katsayısı
k_{s3}	Sağ arka süspansiyon yay katsayısı
k_{s4}	Sol arka süspansiyon yay katsayısı
k_{s5}	Yolcu koltuğu yay katsayısı
k_{t1}	Sağ ön tekerlek eşdeğer yay katsayısı
k_{t2}	Sol ön tekerlek eşdeğer yay katsayısı
k_{t3}	Sağ arka tekerlek eşdeğer yay katsayısı
k_{t4}	Sol arka tekerlek eşdeğer yay katsayısı
K_s	Çeyrek taşıt modelinin süspansiyon yay katsayısı
K_t	Çeyrek taşıt modeli tekerleğinin eşdeğer yay katsayısı
K_p	Oransal kontrolcü sabiti
K_{mak}	Sürekli titreşim eğrisini veren kazanç değeri
L_A	Arka aks ile ağırlık merkezi arasındaki mesafe
L_{aks}	Akslar arası mesafe
L_0	Ön aks ile ağırlık merkezi arasındaki mesafe
[L]	Yol girişi katsayı matrisi
m	Çeyrek taşıt modelinin aks ve tekerlek kütlesi
m_1	Sağ ön aks ve tekerlek kütlesi
m_2	Sol ön aks ve tekerlek kütlesi
m_3	Sağ arka aks ve tekerlek kütlesi
m_f	Yarım taşıt modelinde ön aks ve tekerlek kütlesi
m_r	Yarım taşıt modelinde arka aks ve tekerlek kütlesi
M	Taşıtların kütleleri
M_A	Arka aks kütlesi
M_0	Ön aks kütlesi
M_4	Sol arka aks ve tekerlek kütlesi
M_p	Yolcu ve koltuk kütlesi
n	Makas yay kat adeti
r	Tekerlek yarıçapı
s	Eğik konumdaki ağırlık merkezinin yeri, Laplace değişkeni
S	Yatay konumdaki ağırlık merkezinin yeri
t_c	Alçak geçişli filtre zaman sabiti
T	Serbest olarak titreşen taşıtın serbest titreşim periyodu

T_d	Türev zamanı
T_E	İz genişliği
T_i	İntegral zamanı
u	Kontrolcü girişi
u_1	Sağ ön kontrolcü girişi
u_2	Sol ön kontrolcü girişi
u_3	Sağ arka kontrolcü girişi
u_4	Sol arka kontrolcü girişi
u_p	Yolcu koltuğu kontrolcü girişi
u_{eq}	Limit durumunda kontrolcü girişi
x	Titreşim hareketi
\dot{x}	Hız vektörü
\ddot{x}	İvme vektörü
X_y	Yol pürüzlülüğü
y	Ana gövde sıçraması
z	Kayma
z_f	Ön tekerlek yol girişi
z_r	Arka tekerlek yol girişi
β	Yalpa
θ	Kafa vurma
α	Yuvarlanma
ω	Frekans
ϕ	Faz açısı
ω_n	Doğal frekans
Γ	Kontrolcü giriş katsayısı
τ	Alçak geçişli filtre zaman sabiti
ζ	Sönümlenme oranı
$\underline{\sigma}$	Kayan yüzey vektörü
v	Lyapunov Fonksiyonu

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1	Titreşim ivmesinin insana etkisi	4
Şekil 1.2	Taşıt gövdesinin titreşim hareketleri	4
Şekil 2.1	Pasif süspansiyona sahip ¼ taşıt modeli	5
Şekil 2.2	Süspansiyonun durumu	6
Şekil 2.3	Helisel yay	9
Şekil 2.4	Burulma çubuklu yay	10
Şekil 2.5	Yayın salınımı	11
Şekil 2.6	Sönümleyici kuvvet-hız diyagramı	12
Şekil 2.7	Çift yönlü amortisör	14
Şekil 2.8	Mac Pherson tipi süspansiyon	15
Şekil 2.9	Boyuna geometrik yol düzgünlüğü	18
Şekil 2.10	Sinüs fonksiyonlu yol pürüzlülüğü	19
Şekil 2.11	Periyodik fonksiyon	21
Şekil 2.12	Rastlantısal fonksiyon	21
Şekil 2.13	Yarı aktif kontrol şeması	22
Şekil 2.14	Aktif süspansiyon sisteminin taşıt üzerinde gösterimi	25
Şekil 2.15	Aktif süspansiyon sisteminin blok diyagramı	25
Şekil 2.16	Basit eyleyici elemanları	27
Şekil 2.17	Piezodirenç ivme ölçerler.....	29
Şekil 2.18	Piezodirenç elamanın kullanıldığı sistem	29
Şekil 2.19	Servo ivme ölçerin yapısı	30
Şekil 2.20	UNU-ECU sistem şeması	31
Şekil 2.21a	Yarı aktif süspansiyon sistemi	32
Şekil 2.21b	Yarı aktif süspansiyon kontrol şeması	32
Şekil 2.22	Skyhook süspansiyon sistem şeması	33
Şekil 3.1	İki serbestlik dereceli (1/4) taşıt modeli	40
Şekil 3.2	Üç serbestlik dereceli taşıt modeli	42
Şekil 3.3	Beş serbestlik dereceli taşıt modeli	45
Şekil 3.4	Taşıt boyuna ağırlık merkezi	50

Şekil 3.5	Taşıt enine ağırlık merkezi	51
Şekil 3.6	Taşıt ağırlık merkezinin yüksekliği	52
Şekil 3.7	Kütleli atalet momentleri	52
Şekil 3.8	Amortisör test cihazı	54
Şekil 3.9	Ön amortisör karakteristik eğrisi	55
Şekil 3.10	Arka amortisör karakteristik eğrisi	55
Şekil 3.11	Yay katsayısının tesbiti	57
Şekil 3.12	Ön makas yay karakteristiği	58
Şekil 3.13	Arka makas yay karakteristiği	58
Şekil 4.1	Açık çevrimli kontrol	59
Şekil 4.2	Kapalı çevrimli kontrol	60
Şekil 4.3	PID kontrol yönteminin blok diyagramı	61
Şekil 4.4	Açık çevrimde PID kontrolcünün basamak cevabı	62
Şekil 4.5	Çeşitli cevap eğrileri	63
Şekil 5.1	Çeyrek taşıt modeli	64
Şekil 5.2	Yarım taşıt modeli	64
Şekil 5.3	Kapalı çevrimli taşıt modelinin blok diyagramı	65
Şekil 5.4	Çeyrek taşıt modelinin blok diyagramı	67
Şekil 5.5	Yol girişi	67
Şekil 5.6	PID kontrolcünün blok diyagramı	68
Şekil 5.7	PID kontrolcülü aktif süspansiyon ile pasif süspansiyonlu çeyrek taşıt modelinin zaman cevapları	69
Şekil 5.8	Sistemin (a) kontrolcüsüz ve (b) PID kontrolcülü ivme zaman grafikleri	69
Şekil 5.9	PID kontrolcünün sistem uyguladığı kontrolcü kuvveti	70
Şekil 5.10	Pasif ve PID kontrolcülü aktif süspansiyon sistemlerinin frekans cevapları	71
Şekil 5.11	Yarım taşıt modelinin blok diyagramı	72
Şekil 5.12	Yarım taşıt modelinde ana gövde düşey hareketinin zamana bağlı kontrolcülü ve kontrolcüsüz değişimi	73
Şekil 5.13	Yarım taşıt modelinde kontrolcülü ve kontrolcüsüz açılma hareket grafiği	73
Şekil 5.14	Yarım taşıt modelinin kontrolcülü ve kontrolcüsüz düşey ivme – zaman grafiği	73
Şekil 6.1	Yolcu koltuğu eklenmiş tam taşıt modeli	74

Şekil 6.2	Tam taşıt modelinin yol girişleri	76
Şekil 6.3	Tam taşıt modelinin yardımcı koordinatları	77
Şekil 6.4	Yalnızca yolcu koltuğunun kontrol edilmesi durumunda, kontrolcülü ve kontrolcüsüz yer değiştirme grafikleri	79
Şekil 6.5	Yolcu koltuğunun kontrolcülü sıçraması	80
Şekil 6.6	Yolcu koltuğunun kontrolcüsüz ve kontrolcülü düşey ivmesi	80
Şekil 6.7	Kontrolcülü yolcu koltuğu durumunda yolcunun düşey ivme – zaman grafiği	81
Şekil 6.8	Kontrolcü kuvvetinin zamana bağlı değişimi	81
Şekil 6.9	Aktif ve pasif süspansiyonlu sürücü koltuğu bulunan tam taşıt modelinin frekans cevapları	82
Şekil 6.10	Aktif ve pasif süspansiyonlu sürücü koltuğu bulunan tam taşıt modelinin ivmelerinin frekans cevapları	82
Şekil 6.11	Aktif ve pasif süspansiyonlu tam taşıt modelinin zaman cevapları	84
Şekil 6.12	Aktif süspansiyonlu tam taşıt modelinin zaman cevapları	85
Şekil 6.13	Aktif ve pasif süspansiyonlu tam taşıt modelinin ivme-zaman grafikleri	86
Şekil 6.14	Kontrolcü kuvvetlerinin zamana bağlı değişimi	86
Şekil 6.15	Aktif ve pasif süspansiyonlu tam taşıt modelinin frekans cevabı	87
Şekil 6.16	Tam taşıt modelinde yolcu kütlesi ivmesinin frekans cevabı	87
Şekil 6.17	Aktif ve pasif süspansiyonlu tam taşıt modelinin zaman cevapları	89
Şekil 6.18	Aktif süspansiyonlu tam taşıt modelinin zaman cevapları	89
Şekil 6.19	Aktif ve pasif süspansiyonlu tam taşıt modelinin ivme-zaman grafikleri	90
Şekil 6.20	Kontrolcü kuvvetlerinin zamana bağlı değişimi	91
Şekil 6.21	Aktif ve pasif süspansiyonlu tam taşıt modelinin yolcu kütlesi frekans cevapları	91
Şekil 6.22	Tam taşıt modelinde yolcu kütlesi ivmesinin frekans cevabı	92
Şekil 6.23	Kontrolcü kullanılan taşıt modelinde yolcunun konum-zaman grafiği	93
Şekil 6.24	Kontrolcü kullanılan taşıt modelinde yolcunun ivme zaman grafiği	94
Şekil 6.25	Kontrolcü kullanılan tam taşıt modelinin çeşitli durumlar için frekans cevapları	95
Şekil 6.26	Kontrolcü kullanılan tam taşıt modelinin çeşitli durumlar için ivmesinin cevapları	95

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 2.1 İvme ölçerlerin performans karakteristikleri.....	28
Çizelge 2.2 Skyhook kontrolü.....	34
Çizelge 2.3 Genişletilmiş skyhook kontrolü	35
Çizelge 2.4 İrdeleme sonuçları.....	35
Çizelge 2.5 Değişik tipteki süspansiyon sistemlerinin performansları	37
Çizelge 3.1 Makas yay boyutları.....	57



ÖNSÖZ

Bu çalışmada, birinci bölümünde taşıtlarda titreşime neden olan etkiler, taşıt titreşimlerini etkileyen faktörler, ikinci bölümde ise taşıt süspansiyon sistemleri anlatıldı. Üçüncü bölümde taşıt modelleri ve hareket denklemlerinin çıkarılması ve çözümü anlatıldı. Dördüncü bölümde PID kontrol teorisi, beşinci bölümde iki ve dört serbestlik dereceli taşıt modeline göre oluşturulan denklem sonuçlarının PID ile kontrolü yapıldı. Altıncı bölümde yolcu koltuğu dahil edilen sekiz serbestlik dereceli taşıt modeline PID kontrolcü uygulanarak çeşitli durumlar için yapılan simülasyon sonuçları karşılaştırılmıştır.

Tezin hazırlanması süresince, yakın ilgi gösteren ve bilgilerinden istifade ettiğim Hocam Doç.Dr. İsmail Yüksek'e teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca, bilgisayar programının oluşturulmasındaki yardımlarından dolayı Yrd.Doç.Dr. Rahmi Güçlü'ye teşekkürü bir borç bilirim.



ÖZET

Taşıt titreşimleri, taşıtlarda hız, konfor ve ömrü etkilediği için istenilmeyen bu durumun ortadan kaldırılması yani taşıt titreşim genliklerinin minimuma indirilmesi gerekmektedir. Burada kullanılacak yöntem, süspansiyon sistemleridir.

Bu nedenle, tezde en basit modelden sekiz serbestlik dereceli modele kadar taşıt modelleri oluşturularak ve hareket denklemleri elde edildi. Bu formülasyonda, taşıt gövde ve akslarının kütleleri, gövde atalet momentleri, süspansiyon elemanlarının özellikleri, lastik tekerlekler, yol fonksiyonu ve taşıtın hızı gibi faktörler dikkate alındı.

Problemin çözümüne girmeden önce, giriş bölümünde taşıt süspansiyonları ile ilgili genel bilgiler verilmiştir. Bunlar; titreşim tekniği, günümüzde araçlarda kullanılan taşıt süspansiyon sistemleri (pasif, yarı aktif, aktif), süspansiyon sistemlerinde kullanılan yay ve amortisörlerle ilgili bilgilerdir.

Son bölümde ise sekiz serbestlik dereceli sürücü koltuk ilaveli bir taşıt modeline PID kontrol yöntemi uygulanmış ve sonuçlar incelenmiştir.



ABSTRACT

Since the vibrations of the vehicles affect the speed, comfort life, and control of the said unit, it is an undesirable situation and the vibrations should be brought down to a minimum level. The method that will be used here is the suspension systems.

For this reason, vehicle models were created in the thesis ranging from the simplest model to those of the eighth degree of freedom (variance) and movement formulations were acquired. In these formulas, factors such as the mass of the chassis and the axles of the vehicles, chassis inertia moments, the specifications of the suspension elements, rubber wheels, road functions, and the speed of the vehicles were considered.

Information that may give some general ideas regarding the suspensions of the vehicles is given in the introductory section of the thesis, before the problem is solved. These are the technique of the vibrations; the vehicle suspension systems that are used in the carriages of our day (passive, semi-active, active) spring and shock absorbers used in the suspension systems.

In the last section, PID control method has been applied to a vehicle model that eight degree of freedom and a driver's seat added and the results were examined.



1 GİRİŞ

1.1 Problemin Tanımlanması

Taşıtların zaman içerisindeki gelişimi, hız ve konfor faktörleri ön plana alınarak sürdürülmüştür. Artan hızla birlikte oluşan taşıt titreşimleri yolcu konforunu büyük ölçüde etkilemektedir. Taşıtlardaki süspansiyon sistemlerinin en önemli görevi, yolcuları titreşimlerden ve dış etkilerden korumaktır. Süspansiyon esnek olduğunda, araçta oluşan titreşim genliklerinde azalma görülür ve süspansiyon hareket genliği artar. Süspansiyon sert olduğunda, çalışma aralığı kısalmış ve dış etkiler artar. Süspansiyon dizaynında süspansiyon çalışma aralığı, araç titreşimi seviyeleri önemli faktörlerdir ve süspansiyon performansını sınırlarlar.

Taşıt titreşimleri konusunda bugüne kadar yapılan ve bu çalışmaya da ışık tutan araştırma ve yayınların bazıları aşağıda kısaca özetlenecektir.

Sharp ve Crolla (1987) çalışmalarında ilk olarak yol pürüzlüklerini ve taşıtı modellemişlerdir. Pasif, yarı aktif ve aktif süspansiyon sistemlerini karşılaştırmışlardır. Sonuç olarak aynı şartlar altında aktif sistemin performansının pasif sistemden daha iyi olduğunu ifade etmişlerdir. Elbehery vd. (1996) yedi serbestlik dereceli tam araç modelinde aktif ve yarı aktif süspansiyonların zaman esas alınarak simülasyonunu ve frekans analizlerini yarı optimal kontrol ile yapmıştır. Titreşimler ve taşıt süspansiyonları konusunda önemli kitaplardan bazıları, Heisler (1989)'in Gelişmiş Taşıt Teknolojisi, Güney (1989)'in Taşıt Titreşimleri ve İrdelenmesi ders notları sayılabilir.

Tezin birinci bölümünde taşıtlarda titreşime neden olan etkiler, taşıt titreşimlerini etkileyen faktörler, ikinci bölümde ise taşıt süspansiyon sistemleri anlatıldı. Üçüncü bölümde taşıt modelleri ve hareket denklemlerinin çıkarılması ve çözümü anlatıldı. Dördüncü bölümde PID kontrol teorisi, beşinci bölümde iki ve dört serbestlik dereceli taşıt modeline göre oluşturulan denklem sonuçlarının PID ile kontrolü yapıldı. Altıncı bölümde yolcu koltuğu dahil edilen sekiz serbestlik dereceli taşıt modeline PID kontrolcü uygulanarak çeşitli durumlar için yapılan simülasyon sonuçları karşılaştırılmıştır.

1.2 Taşıt Titreşimleri ve Kontrolü

Dinamik bir sistem olan taşıtlarda amaç taşıt titreşimlerinin minimuma indirilmesidir. Genel olarak taşıt titreşimleri 3 kısımda incelenir.

1.2.1 Titreşime neden olan etkiler

- a) Yol pürüzlülükleri
- b) Tekerlekler - Dengesizlik
 - Boyut değişimi
 - Yay katsayısı farklılıkları (Homojen olmayan yapı)
- c) Güç ve moment ileten elemanlardaki dengesizlikler
 - Dönen miller
 - Dişli çarklar
 - Diferansiyel
 - Motor

1.2.2 Taşıt titreşimlerini etkileyen faktörler

Taşıt dizaynı ve çalışması esnasında birçok unsur, taşıt titreşimi cevap değerine etki eder.

Bunlardan önemli olanlar:

- Süspansiyon yay elemanının özellikleri
- Stabilizatör çubuğunun konstrüksiyonu ve elastiklik özelliği
- Sönüm elemanının özellikleri
- Taşıt aksının genişliği
- Taşıt aksının ağırlığı
- Motor ve iletim elemanlarının montajı
- Akslar arası mesafe
- Süspansiyon sistemi açılış tipi
- Yol ve tekerleklerin özellikleri

Bu parametrelerin, titreşim konforu, sürüş emniyeti ve taşıtın diğer dinamik davranışlarına etkileri konusunda yapılan çalışmalara örnek olarak (Mitchke, 1972; Ramber, 1979; Güney, 1989; Özlü, 1994) verilebilir.

1.2.3 Taşıt titreşimlerinin değerlendirilmesi

a) Konfor

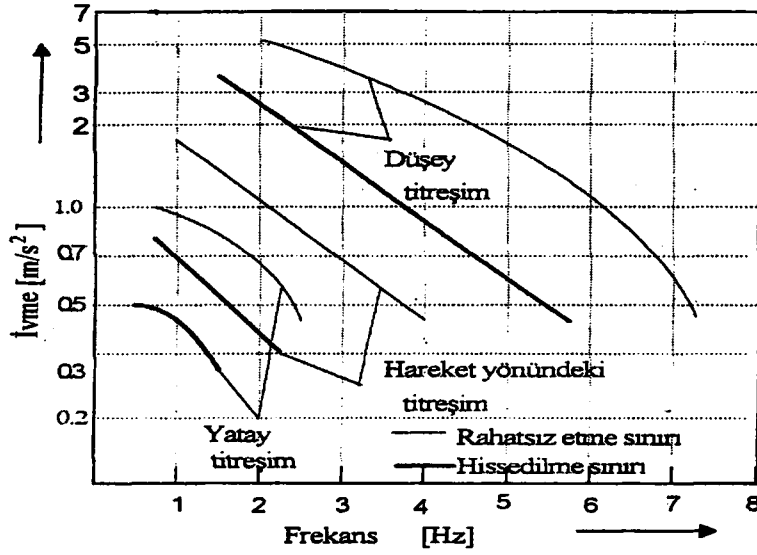
- Titreşimler
- Genlik
- Hız
- İvme
- Titreşimden etkilenenler
 - Yolcular
 - Taşıt elemanları
 - Yük

b) Dinamik tekerlek basıncı

c) Konstrüksiyon açısından müsaade edilebilecek titreşim seviyesi

Yol pürüzlüğünün taşıtta meydana getirdiği titreşimler, istenmeyen seslere sebep olduğu gibi taşıt gövdesini de olumsuz etkiler. Yine, taşıtta bulunan yolcu ve yük üzerinde de arzu edilmeyen etkiler oluşturur. Taşıt titreşimlerinin insanlar üzerinde ki etkileri konfor kavramı altında incelenmiştir (Daldal vd., 1966; Mitchke, 1972). Bu konuda insanlar üzerinde deneyler yapılmıştır. Deneyler, insanlar değişik titreşim hareketlerine maruz ortamlarla bulundurulmuş yapılmıştır. Şekil 1.1'de bu deney sonucunda elde edilen eğriler gösterilmiştir.

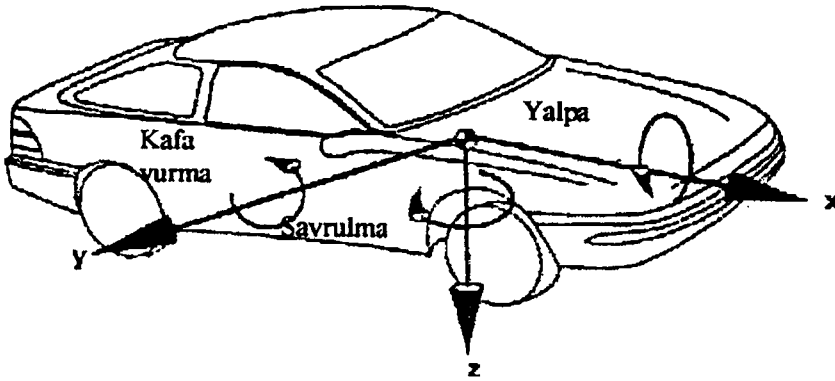
Modern bir taşıt oldukça karmaşık bir titreşim sisteminden meydana gelir. Bir çok araştırmacı (Chalasanı, 1986; Sharp vd., 1989, 1990, 1996; Demic, 1990), taşıtı, gövde, aks, süspansiyon elemanları ve tekerleklerden oluşan dinamik bir model olarak ele almıştır. Bu araştırmacılar titreşime neden olan dış etkileri de, yol düzgünsüzlüğünden kaynaklanan etkiler olarak almıştır.



Şekil 1.1 Titreşim ivmesinin insana etkisi

Uzayda serbestçe hareket edebilen bir cisim, altı serbestlik derecesine sahiptir. Bunlar 3 öteleme, 3 dönme hareketinden oluşur. Taşıt bir gövde ve dört bağımsız akstan meydana geldiğinde, taşıt modeli on serbestlik derecesine sahip olur.

Fakat, bu hareketlerden bazıları ihmal edilebilecek kadar küçüktür. Bugüne kadar yapılan araştırmaların çoğunda taşıt, simetrik düşünülüp dörtte bir olarak modellenmiştir (Chalasanı,1986; Güney,1989; Demic, 1990; Erzi, 1990). Elde edilen model, 1/4 araba modeli adı ile anılır. Bu model çok basit olması ve taşıt titreşimleri konusunda yeterli bilgi vermesi açısından taşıt titreşimlerinin incelenmesinde önemli bir yere sahiptir. Şekil 1.2 de görüldüğü gibi taşıt gövdesi üçü doğrusal (x,y,z), üçü açısıl (xx,yy,zz) hareket olmak üzere toplam altı hareket yapar.



Şekil 1.2 Taşıt gövdesinin titreşim hareketleri

2 TAŞIT SÜSPANSİYON SİSTEMLERİ

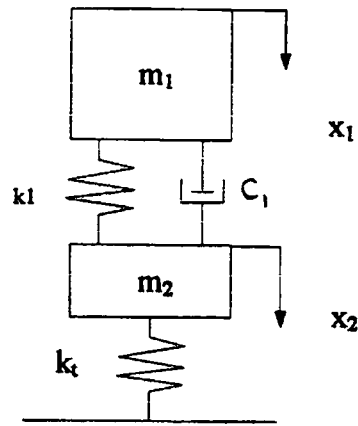
Günümüzde taşıt süspansiyon sistemleri üç grupta incelenmektedir.

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

2.1 Pasif Süspansiyon Sistemleri

Pasif süspansiyon sistemleri günümüz otomobil teknolojisinde halen kullanılmakta olan klasik sistemlerdir. Pasif süspansiyonlar yay ve sönüm elemanlarından oluşan, ilave enerji gerektirmeyen süspansiyon sistemleridir.

Şekil 2.1'de gösterilen modelde, aracın dörtte birine karşılık gelen gövde kütlesi m_1 ve aks-tekerlek kütlesi m_2 ile gösterilmiştir. Süspansiyon sistemi, k_1 katsayısına sahip lineer yay ve c_1 katsayısına sahip lineer sönümden oluşmaktadır. Lastik tekerlek ise lineer k_t yay katsayısı ile ifade edilmiştir. Lastik tekerleğe ait sönüm değeri çok küçük olduğu için ihmal edilmiştir. Bu model basit olmasına karşılık, taşıtla ilgili önemli karakteristiklerin incelenmesine imkan sağlaması sebebi ile bir çok çalışmada kullanılmıştır.

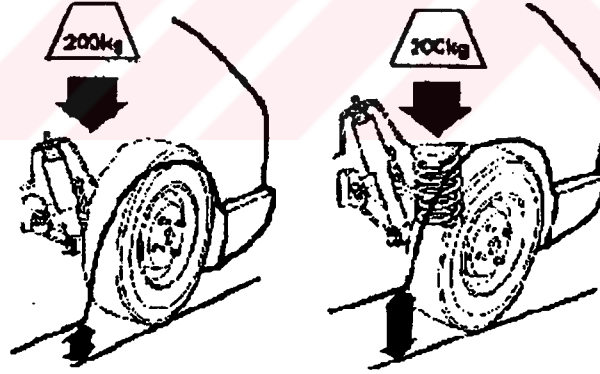


Şekil 2.1 Pasif süspansiyona sahip 1/4 taşıt modeli

Eğer, taşıtın aksları doğrudan doğruya şasi çatısına bağlansaydı sürüş sırasında yoldan ve yolun pürüzlülüğünden gelebilecek bütün titreşim ve darbeler taşıta iletilecekti. Böyle bir durumda da rahat sürüş ve yüksek hızlara erişme imkanı olmayacaktı. Halbuki modern otomobillerde sürüş oldukça rahattır. Bu doğrudan doğruya iyi düzenlenmiş bir askı sistemiyle ulaşılan sonuçtur. Askı donanımı taşıtın minimum aşağı yukarı hareketine izin verir; yol ile lastik arasında teması kaybetmeden viraj almayı sağlar. Yol pürüzlülüğünün oluşturduğu darbelerin, taşıt gövdesine geçerken sönmülmeleri de askı donanımının görevlerindedir.

Duruş pozisyonu, ön takım tepkilerine ve aracın hareket tarzına etki eder. Şasi yüksekliği de aracın yol tutuşuna etki eder ve aynı zamanda da süspansiyon çalışma durumunu bildirir. Şekil 2.2 de taşıta 200 kg'lık bir yük bindiğinde süspansiyonun nasıl hareket ettiği görülmektedir.

Seyir halindeki taşıtlar, esas olarak yoldan gelen uyarılara bağlı olarak titreşim yaparlar. Bu titreşimler, genelde 0 Hz ile 25 Hz frekans aralığında olmaktadır.



Şekil 2.2 Süspansiyonun durumu

Yoldan gelen uyarılar, tekerlekler aracılığıyla gövde, yay ve sönmü elemanları üzerinden yolculara geçerler. Tekerlekler, dikey hareketlere ek olarak, taşıt düz seyretse bile tekerlek asılış sistemlerine bağlı kamber açısı hareketleri yapıp yan kuvvetler doğurabilir. Genelde dört tekerlekli olan taşıtların gövdeleri dikey, yatay, başvurma ve yalpa titreşimleri yaparlar. Taşıt içinde oturan kişiyle taşıt gövdesi arasında da yine yay ve sönmü elemanlarından oluştuğu kabul

edilen koltuk sistemi bulunmaktadır. Kişiyeye iletilen bu titreşimler, kişinin konforunu etkilemektedir.

Taşıtta meydana gelen bu titreşimler çeşitli kuvvet salınımlarına neden olurlar. Bunlardan tekerlek yükü salınımları tekerleklerin yol ile temasını etkilemekte, bu temasın azalması seyir emniyetini düşürürken artması da yol yıpranmasına sebep olmaktadır. Taşıtta görülen diğer kuvvet salınımları da taşıt elemanlarının mukavemetine etki ederek ömürlerini kısaltmaktadır. Tekerlekle gövde arasındaki bağıl yol mesafesi, taşıtın tasarlanmasında hacim gereksinimi için önem kazanmaktadır.

Yay ve sönüm elemanın gövdeyle aks arasındaki bağlantısını gerçekleştiren konstrüksiyon şekline göre de;

1. Mac Pherson A-tipi alt kollu asılış
2. Katı aks
3. Çift lades kollu asılış
4. MacPherson H-tipi alt kollu asılış
5. Kısa pendül kollu asılış

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

1. Gövdenin ivmesi
2. Süspansiyon sistemi çalışma aralığı
3. Tekerlek-yol temas kuvveti

Artan taşıt hızları, konfor anlayışı ve azalan taşıt ağırlıkları nedeni ile pasif süspansiyon sistemi elemanları, süspansiyon sisteminden beklenenleri belli ölçüye kadar karşılayabilmektedir. Süspansiyon sistemi dizaynı çelişkili durumlar içerir. Örneğin, konfor için yumuşak yay istenirken yol tutma ve seyir emniyeti için ise sert yay daha uygundur. Yukarıda ifade edildiği gibi süspansiyon tasarımının da en önemli husus birbirleriyle çelişen durumların aynı anda gerçekleştirilmesi zorunluluğudur. Pasif süspansiyon sisteminin performansına etki eden en

önemli parametreler, yay ve sönüm elemanlarının katsayılarıdır. Yay ve sönüm değerleri uygun şekilde ayarlanarak, pasif süspansiyon sisteminin performansını arttırılabilir. Bu işlem klasik bir yöntem olan deneme yanılma işlemi ile yapılacağı gibi optimizasyon teknikleri kullanılarak da çözülebilir. Pasif süspansiyon elemanlarının değerleri ancak belli sınırlar içerisinde değiştirilebildiği için hedeflenen amaç sınırlı boyutta gerçekleştirilebilmektedir. Bu durum aktif süspansiyon sistemlerinin gelişmesine sebep olmuştur.

Yumuşak yay, gövde ivmelenme seviyesini azaltırken, katı yay ile tekerlek yol teması iyileşmekte ve taşıtın kontrolü daha kolay sağlanmaktadır.

2.1.1 Pasif süspansiyon sistemi elemanları

Pasif süspansiyon sistemleri,

- 1- Yaylar
- 2- Stabilizatör çubuğu
- 3- Amortisörler

elemanlarından meydana gelir.

2.1.1.1 Yaylar

Taşıt yayları arazide dalgalanmaları sönümleyerek süspansiyon hareketine izin vermek ve şoför-araç-tekerlek arasındaki yük değişimini dengelemek üzere tasarlanmıştır. Klasik yaylar iki sınır arasında sapma gösterirler. Sonuçta, kısılma ve geriye yaylanmada süspansiyonda bir enerji kaybına sebep olurlar.

Yaylar enerji depolayan elemanlardır. Bir taşıtın üzerinde yolun darbesinden doğan enerji, çok kısa bir zaman birimi içerisinde ve yay sıkışmak sureti ile bu enerjiyi alır. Sonra da oldukça yavaş bir salınım hareketi ile enerjiyi bırakır. Böylece yoldan gelen darbeler yay üzerinden emilmiş olur. Aracın yükü yaylar üzerinden tekerleklere ve dolayısıyla yere ulaşır. Yük, yayları basmaya çalışır ve yoldaki düzgünlükler bu basılma hareketini daha da arttırır.

Motorlu taşıtların daha çok ön askı donanımlarında kullanılmakta olan yaylar helisel yaylardır. Ancak günümüzün bir çok aracının arka askı donanımlarında helisel yay kullanılmaktadır. Helisel yay özel çubuklar ısıtılma işlemi altında bükülmek ve sarımlar haline getirilmek sureti ile yapılırlar. Sonradan uygun yay katsayısının elde edilmesi için ısıtılma işlemlerinden geçirilirler. Genellikle yayın bir ucu şasi çevresine, diğer ucu ise aksa ya da askı tertibatına bağlanır. Titreşimlerin transferini engellemek amacıyla kauçuk takoz ve pabuçlar kullanılır.

Helisel yay bir bakıma bir burulma çubuğu gibidir. Daha doğrusu burulma çubuğu gibi uzun bir çelik çubuktan ibarettir. Burulma çubuğuna benzer şekilde bükülmeye çalışmak sureti ile görevini yapar. Bükülme kuvvetinin kuvvet kolu, yayın kendi yarıçapıdır. Genellikle bükülme, yayın en alt ve en üst sarımları hariç olmak üzere bütün diğer sarımlar üzerinde eşittir. Meydana gelen gerilme üniformdur. En alt ve en üst sarımlara ölü sarım demek yerinde olur. Şekil 2.3'de bir helisel yay örneği gösterilir.

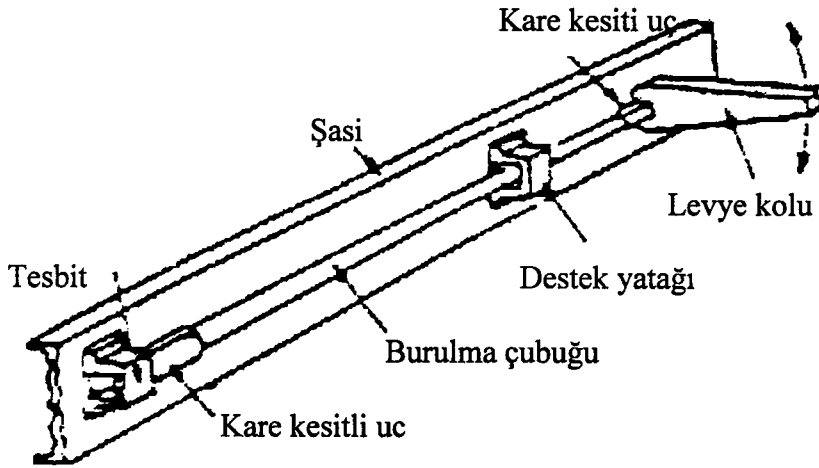


Şekil 2.3 Helisel yay

Helisel yaydan başka yaprak yaylar, kauçuk yay, havalı yay vs. yay tipleri vardır. Taşıtların daha çok arka askı donanımlarında kullanılan yaprak yaylar tek ve çok yaprak yaylar olarak sınıflandırılabilir. Tek yapraklı yay, orta kısımlarında kalın ve uçlara yaklaştıkça incelen yapıda olan bir yaydır. Tek yapraklı yay, eğer her yanı eşit kalınlıkta olan bir yay biçiminde yapılırsa ve ortasından bağlanarak uçlardan yüklenirse iki levye gibi çalışmaya başlar. Levye üzerindeki moment etkisinden dolayı yaprak üzerindeki gerilim sıfırdan başlayarak merkezde maksimuma erişir. Diğer taraftan farklı kalınlıklardaki yaprakların üst üste konulmasından meydana getirilen yaprak yaylar bir dereceye kadar verimli olabilirler. Aracın yükü toplanmış, bulunan çok yapraklı yaya binince ince yaylar üzerindeki gerilim artar ve diğer yaylar üzerindeki negatif gerilim azalır.

2.1.1.2 Stabilizatör çubuğu

Taşıtların normal şartlar altında hareketi genel olarak üç ayrı titreşime neden olur. Bunlar, aşağı-yukarı, başvurma ve yalpa titreşimleridir. Aşağı yukarı titreşim hareketini söndürmek için amortisörlerden faydalanmak mümkündür. Yalpa ve başvurma titreşimlerine karşı ise stabilizatörler kullanılırlar. Şekil 2.4'den de görüldüğü gibi yalpa titreşimlerine karşı kullanılan stabilizatör bir burulma yayından ibarettir. Bu yay, aks tek taraflı olarak yoldan ayrıldığı veya taşıtta yana doğru bir eğim geldiği zaman böyle hareketleri bastırıcı bir etki yapar. Fakat, her iki tekerlek te aynı anda yükselirse veya bir başvurma hareketine başlarsa stabilizatör etkisiz kalır. Taşıtta başvurma titreşimlerini azaltmak için taşıt ağırlığı ön ve arka aksa eşit olarak dağıtılır ve aks uzaklığı kısa tutulmalıdır. Askı donanımlarında kullanılmakta olan stabilizatör çubuğu uzun bir çelik çubuktan meydana gelir. Taşıttın ön askı sisteminde bunlar iki tanedir. Çubuğun bir ucu hareketsiz bir yere bağlanır. Diğer ucu ise dönebilecek serbestliktedir. Stabilizatör çubuklarının ön uçları, önde alt salıncak kollarına tesbit edilirler. Arka uçları ise şasinin çapraz kollarından birisine bağlıdır. Aracın ön kısmında başlayacak salınım hareketi alt salıncak kolları üzerinden stabilizatör çubuğunu burmaya, döndürmeye çalışır. Çubuğun burulmaya karşı göstereceği direnç bir yay etkisi yapar ve böylece salınım yumuşatılmış olur. Aracın ağırlığı çubukların üzerinde bir başlangıç sıkışması oluşturur.

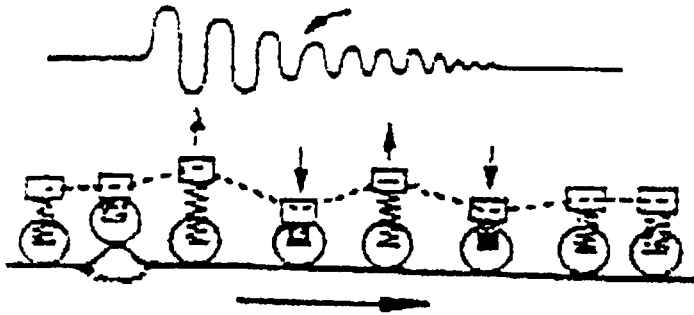


Şekil 2.4 Burulma çubuklu yay

2.1.1.3 Amortisörler

Yaylar, tek başına taşıtların askı sistemleri için yeterli değildir. Yayların hem sert hemde esnek özelliğe sahip olmaları gerekir. Yay, yol darbelerini absorbe etmek için eğilebilmelidir. Ancak aşırı derecede eğilebilen yay fazla miktarda salınım yapacağından, yolun pürüzlü kısmı atlatıldıktan sonra eski durumuna gelirken taşıtta aşırı derecede sarsıntılara yol açabilir. Bu nedenle taşıtın yönetilmesindeki rahatlık bozularak sürüşün kötü olmasına sebep olur. Sert ve çok katı olan yay tümsekli kısımdan geçilirken uygun şekilde salınım yapamayacaktır. Bu bakımdan yol darbelerinin büyük bir kısmını taşıta iletir ve taşıtın kontrolünü zorlaştırır. Amortisörün kullanımı burada büyük önem taşımaktadır. Taşıt seyir halindeyken bir tümseğe çarpınca kullanılan tipe bağlı olmaksızın yay çabucak sıkışır. Sıkıştırılmış yay bir enerji depolamış olduğundan açılma hareketi sırasında önceki konumunun ötesine kadar açılır. Aracın yükselmeye çalışması da bu harekete yardım eder ve böylece yay normal açılma miktarının ötesine taşıyacak kadar uzar.

Taşıtın ağırlığı yayı aşağı bastırır, fakat taşıt gövdesi aşağı inme hareketine geçtiğinden, meydana gelen enerji, yayı normal yük altındaki boyutlarının altına kadar sıkıştırır. Bu, yayın tekrar açılmaya çalışmasına yol açar. Kendiliğinden meydana gelen bu salınım gövde denge halini buluncaya kadar tekrarlanır (Şekil 2.5)



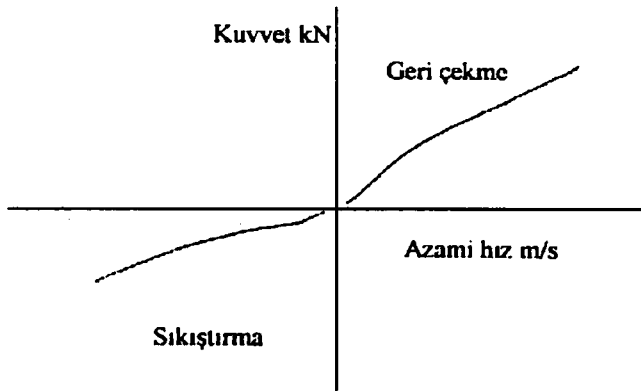
Şekil 2.5 Yayın salınımı

Yayın bu kontrolsüz salınımı sadece sürüşün düzensiz ve rahatsız edici olmasına neden olmaz, aracın kontrol altında tutulmasını da tehlikeye sokabilir. Bu nedenlerle bu tür salınimleri ve sarsıntılı çalışmalarını ortadan kaldıracak ya da etkilerini azaltabilecek bir mekanizmaya ihtiyaç

vardır. Yayların hem yeterli derecede sert, hem de esnek özellikte olmaları gereklidir. Böyle bir yayı bulmak mümkün değildir. Bu nedenle sarsıntı ve darbeyi araca iletmeden yayın yavaşça gevşemesini ve sıkışmasını sağlayan, aşırı hareketleri frenleyen bir düzene gerek vardır. Bunu da amortisörler (sönümlenme elemanları) sağlar.

İlk otomobil örneklerinde mekanik sürtünmeli sönümleyiciler kullanılmıştır. Günümüzde de kullanılan teleskobik hidrolik amortisörlerin temel prensipleri de 1930'lu yılların başlarında geliştirilmiştir. Önceleri ek bir eleman olan amortisör günümüzde entegre edilmiş bir eleman olarak karşımıza çıkar. Bu entegrasyon amortisöre; tekerleği aşırı titreşimlerden izole etmek, fren momentlerini ve yay kuvvetlerini güçlendirmek darbe ve salınımları karşılamak gibi görevler getirmiştir. Amortisörler çalışma türlerine göre iki ana gruba ayrılırlar. Hem uzama hem de kısalmadaki sönümlenme kuvvetini kontrol eden valflerin bulunduğu bir piston vardır. Bu pistonda, yağdan ayrılmış bir gaz hacminin yer aldığı akümülatöre basınçlı bir tüp uzatılmıştır. Silindirdeki basınçlı gaz oluşturmaktadır. Piston çubuğunun ileri doğru hareketiyle yağın yer değiştirmesine izin verilmektedir. Erişilen basınç sınırının tüp cevabına etkisi vardır ve bu da performansı belirler.

İkiz tüpte ise kısalmayı kontrol eden, basınçlı silindirin dibinde bulunan ayrı bir valfi ve uzamadaki kuvveti kontrol eden bir piston valfi mevcuttur. İçi tamamen bir akışkanla doldurulmuş tüpteki piston çubuğunun ileri doğru hareketiyle sağlanan sıvının yer değişimi basınçlı tüple dış gövde arasında oluşan bir hazneye mümkün olmaktadır. Bu haznedeki basınç normal olarak 0,1-0,5 Mpa arasındadır ve performansı etkilemektedir.



Şekil 2.6 Sönümleyici kuvvet-hız diyagramı

Şekil 2.6, sönümleyici karakteristiğini ifade kuvvet-hız eğrisini göstermektedir. Öncelikle amortisörün açılıp kapanmasını irdeleyelim ;

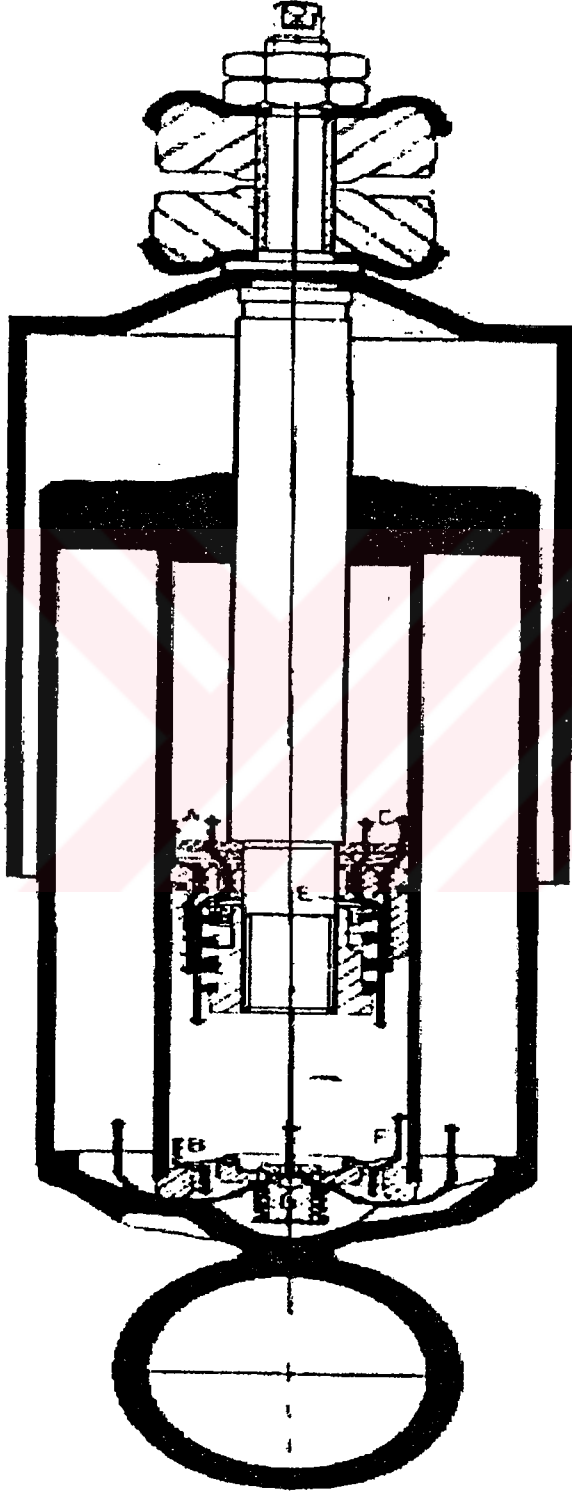
Amortisör açılırken : Tekerleğin düşmesini ve yayın birden boşalmasını önler, darbeli açılımı frenler. Tekerleği kasise yumuşak bir hareketle oturarak geri zıplamasına engel olur.

Amortisör kapanırken : Yukarı doğru olan yay hareketini yumuşatır, darbeyi söndürür, amortisörün aşağıya doğru olan yay tepkisi lastiği yola bastırır, zıplamasını önler. Şekil 2.7'deki amortisör çift yönlü hidrolik tesirlidir. Bu bakımdan hem sıkıştırma hem de zıplama çevrimlerindeki darbeleri yumuşatır.

Amortisörün önemli olmasının nedenleri ; Direksiyon hakimiyeti tekerleklerin yolla teması kesildiğinde kaybolur. Dönemeçlerde arabayı ters açıdan yatırır, devrilme tehlikesi oluşturur. Frenlerin etkisini azaltır. Tekerlek yolda zıplarsa frenlerin iyi olması da faydasızdır, arabayı duramaz. Zıplamaların yarattığı düzensiz sürtünme lastik aşınmasını hızlandırır.

Direksiyon donanımı, şasi, rot ve ön düzen, bozuk amortisörün oluşturduğu aşırı titreşim ve gerilim sonucu erken yıpranır, aşınır. Bakım ve onarım giderlerini artırır. Eskimiş amortisörler taşıtın bütün denge ve verimini etkiler. Lastiklerin yola eşit yükle ve sürekli basması ve sürücünün tam kontrolünde bulunması aranılan bir koşuldur.

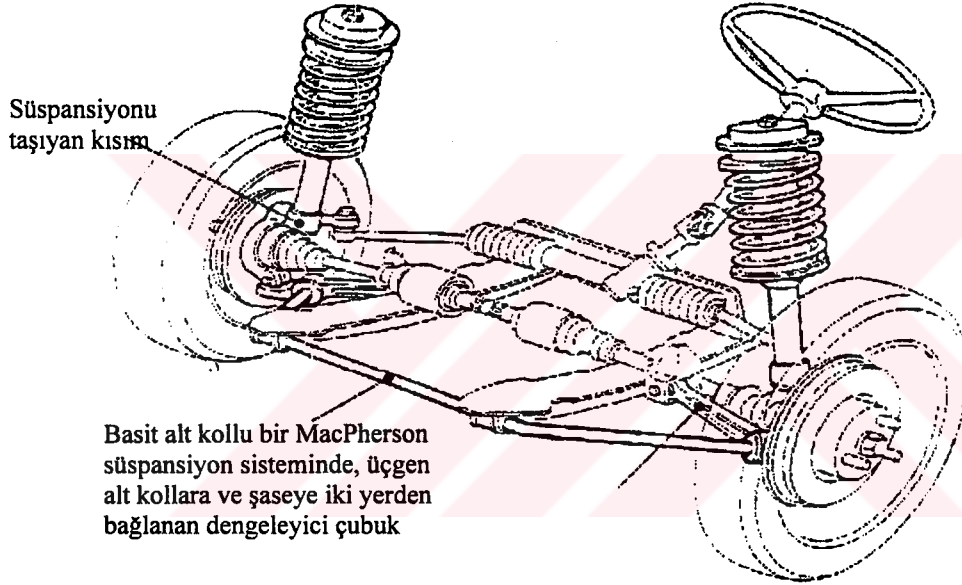
Bir MacPherson süspansiyonda helezonun üst parçası arabanın şasisi tarafından, alt parçası ise direksiyon sisteminin döner aksını oluşturan amortisörün gövdesi üzerindeki yay tablası tarafından desteklenir. Tüm sistem (amortisör + helezon) üstte bir bilyalı yatak ve altta aks kolu bilyası vasıtasıyla döner.



Şekil 2.7 Çift yönlü amortisör (Maysan A.Ş.)

2.1.2 MacPherson süspansiyonları

MacPherson yaylı ve amortisörlü süspansiyon, çift enine yön verici aksın basit bir değişmiş şekli olup bunda üst yön verici yoktur. Buna karşılık yukarıya doğru uzatılmış aks bacağı taşıyıcısı için çamurlukta bir oynak nokta bulunmakta ve bu kuvvetlendirilerek eğilmeye karşı mukavim bir titreşim söndürücüsü olarak şekillendirilmiş ve piston çubuğu elastik bir yatak yardımıyla karoseriye civatalanmıştır. Kuvvetleri karşılayabilmek için iki borulu amortisörün piston çubuğu 11'den 22 mm'ye ve silindir borusu da 27 mm'den 36 mm'ye arttırılmıştır.



Şekil 2.8 MacPherson tipi süspansiyon (Maysan)

2.2 Tekerlek Askı Düzenleri

Üç tekerlekten fazlasına sahip olan taşıtlar, yere oturmaları açısından statik olarak belirsizdirler. Yük dağılımının belirlenmesi ancak dayanma noktalarının yaylanması ile mümkün olabilmektedir. Lastiklerin yaylanma miktarları, gövde yaylarınıninkilere oranla çok ufak olduklarından, bu görevi ancak kısıtlı durumlarda üstlenebilirler. Engebeli zemin üzerinde tekerleklerin yere basmaları, tekerlekle gövde arasında bulunan tekerlek asılış sistemleri tarafından sağlanır. Tekerlek asılış veya aks cinsleri, tekerleklerin taşıt gövdesine göre hareket

şekillerini tayin eder. Bu konuda daha fazla bilgi edinmek için (Güney ,1989) doktora tezine bakılabilir.

Tekerlek askı düzeni çeşitleri iki tipte incelenebilir.

1-Serbest askı (süspansiyon düzeni)

2-Sabit dingil

2.2.1 Serbest askı süspansiyon düzeni

Bir dingil üzerindeki her iki tekerlek, salıncak kolu ve amortisör kovanı üzerinden ayrı ayrı şasiye bağlanmıştır. Salıncak kolları esneme kuvvetini aktarırlar. Salıncak kolları çelik saçtan preslenmiş veya kalıpta dövülmüş olan kollardır.

1. Yol darbe etkisi tekerlek üstünde sınırlanarak kalır.
2. Taşıtın yaylanmayan kütlesi küçüktür.
3. Tekerlek konumunda sınırlama, pahalı tasarımla birlikte çelik saçtan yapılırlar.
4. Her iki tekerlek sabit bir tekerlek kovanı ile bağlanmıştır. Tekerlekler taşıt şasisine doğru birlikte yaylanırlar.

Serbest askı tekerlek düzeni dört tipte incelenir:

1. Çift enine salıncak kolu
2. Enine salıncak kolu yay bacağı
3. Eğik dümen direksiyon kolu
4. Boyuna salıncak kollu

Çift enine salıncak kollu : Her iki tekerleğe iki enine salıncak kolu (yukarıdan bakıldığında genellikle üçgen şeklinde), az yapı yüksekliği, iyi bir yol teması ve yol kavraması, bir çok mafsallı bağlantıları, anti-dive etkisi (frenleme esnasında dirseklere gitme) eğik yaylanmaya neden olur.

Trapez şekil : Sadece az tekerlek izi ve tekerlek eğiklik değişimi

Paralel kenar şekil : Az devirme değişikliği tekerlek izi oluşturur.

Enine salıncak kollu yay bacağı (amortisör kovanı) : Direksiyon akslarıdır. Spor ve yarış arabalarında döndürme aksı olarak da kullanılır. Her tekerlek bir yay ve amortisör kovanı ile enine salıncak kolu tarafından idare edilir.

Eğik dümen direksiyon kolu : Eğik salıncak kolları üçgen kol şeklinde yapılmışlardır. Her eğik salıncak kolu iki dönme yatağı içinde dönebilir.

Boyuna salıncak kolu : İki boylamasına direksiyon aks parçası (U profili) ile kaynak edilmiştir. Stabilizatör, aks parçasının üstüne kaynak edilmiştir. Panhard çubuğu enine gelen kuvvetleri karşılar. Tekerlek izleri arası ve tekerlek eğiklik durumunda değişiklik yoktur. Yola teması ve yola tutunması iyidir. Yaylanma esnasında tekerlek konumunun azda olsa değişmesi olabilir.

2.2.2 Sabit dingil

Binek taşıtlarında hafif yapı tarzındaki sabit dingilleri sadece hareket dingili olarak kullanılmakla beraber, sabit dingiller ağır hizmet taşıtlarında direksiyon aksı ve hareket dingili olarak kullanılır.

Sabit dingiller iki ana grupta incelenebilirler ;

- 1- Tahrik dingili
- 2- Direksiyon dingili

Tahrik dingili: Aks milleri ve aks dişli takımı bütün halinde birleştirilmiştir. Yaprak veya helezon yaylar şasiye karşı destekleme görevini yaparlar. Helezon yaylarda boyuna salıncak koluna ve denge koluna kuvvetleri aktarırlar.

Direksiyon dingili : Yumruk şeklindeki ön dingil başı yapısı, çatal başlı dingile nazaran daha uzundur. Dingil genel olarak, I şeklinde bir kesite sahiptir.

2.3 Yol Pürüzlülüğünün Tanımlanması

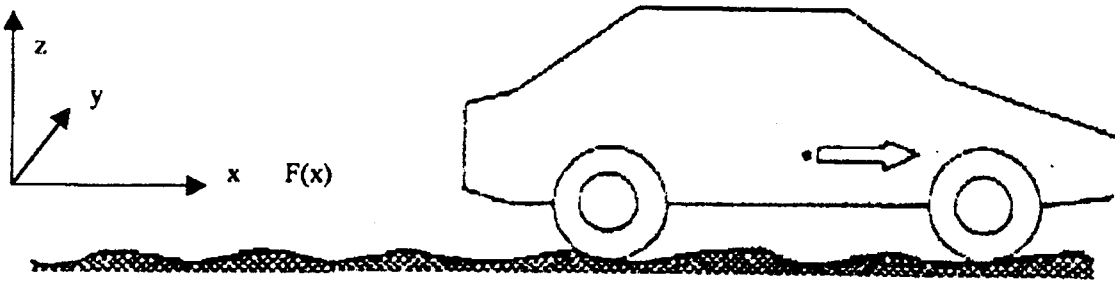
Burada uyarı olarak, yalnız yol pürüzlülüğünden gelen uyarılar dikkate alınacaktır. Bugüne kadar yapılan çalışmalar, yoldan gelen uyarıların doğurduğu titreşimleri 0-30 Hz arasında incelemenin yeterli olduğunu ortaya koymuştur. Bu frekans alanı içinde yalnız yol pürüzlülüğünden doğan titreşimler yer almaktadır. Diğer uyarılar daha yüksek frekanslarda önemli boyutlara ulaşmakta ve ancak gürültü olarak konforu etkilemektedir. Bu sebepten dolayı taşıt titreşimlerini meydana getiren uyarı olarak yalnız yol pürüzlülüğü uyarısını göz önüne almak yeterlidir.

Literatürde yol pürüzlülüğü ile ilgili olarak yapılan deneysel ve teorik çalışmalara göre aşağıdaki sonuçlara varılmıştır.

1. Pürüzlü yollar yuvarlanma direncinde %20'ye kadar bir artma meydana getirir.
2. Son 20 yılda yoldan gelen titreşim uyarılarında bir azalma olmuştur.
3. 0.5 Hz üzerindeki uyarılarda azalmalar meydana gelmiştir.
4. Küçük frekanslı titreşim sistemleri iyileştirilmelidir

2.3.1 Geometrik yol düzgünsüzlükleri ve etkileri

Yol düzgünsüzlüklerinin gerçek anlamda irdelenebilmesi için, bu düzgünsüzlüklerin ortaya çıkardığı etkilerin tanınması ve değerlendirilmesi gerekmektedir. Yol düzgünsüzlükleri, karayollarının boyuna kesit profilinde, yol boyunca ortaya çıkan yükseklik değişimleri olarak ele alınacaktır Şekil.2.9, (Çağıl, 1997).



Şekil 2.9 Boyuna geometrik yol düzgünsüzlüğü

Yol yüzeyinin geometrik özelliklerinden etkilenen hususlara gelince bunlar :

1. Taşıt titreşimleri
2. Taşıt seyir emniyeti
3. Yolcu konforu ve yükün zarar görmeden taşınması
4. Çevrenin korunması
5. Enerji ekonomisi
6. Yolun korunması
7. Taşıtların korunması

şeklinde önem derecesine göre sıralanabilir.

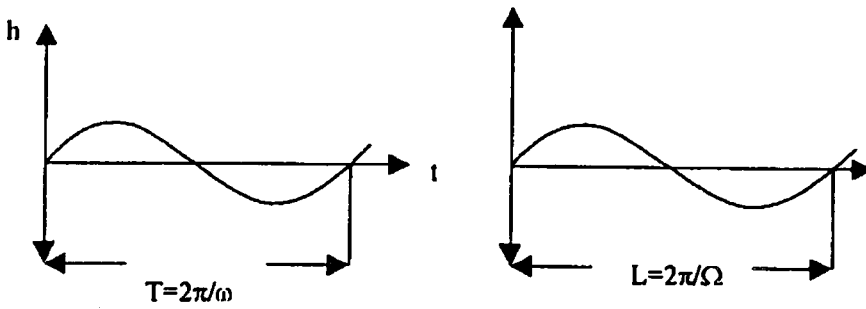
2.3.2 Hesaplanabilen yol fonksiyonları

2.3.2.1 Harmonik fonksiyonlar

Bazı araştırmacılar yol pürüzlülüğünden gelen uyarıları, bir sinüzoidal fonksiyon olarak düşünmüşlerdir. Şekil 2.10'da sinüs şekilli harmonik bir fonksiyon değişimi gösterilmiştir.

Bu harmonik fonksiyonun zamana bağlı ifadesi aşağıdaki gibidir.

$$H(t) = h \cdot \sin \omega \cdot t = h \cdot e^{i\omega t} \quad (2.1)$$



Şekil 2.10 Sinüs fonksiyonlu yol pürüzlülüğü

Aracın $h(t)$ fonksiyonlu yolda sabit v hızıyla seyrettiği düşünülürse t sürede aracın alacağı yol,

$$x=v.t \quad (2.2)$$

şeklinde ifade edilebilir.

ω ; zamansal dairesel frekanstan, yol dairesel frekansına (Ω) geçmek için

$$\Omega.x= \omega.t \quad (2.3)$$

eşitliğinden

$$\omega = v.\Omega \quad (2.4)$$

yazılır. L ; dalga boyu olmak üzere

$$\Omega = \frac{2\pi}{L} \text{ olduğundan} \quad (2.5)$$

$$\omega = \frac{2.\pi.v}{L} \text{ yazılabilir.} \quad (2.6)$$

numaralı zamana bağlı $h(t)$ fonksiyonu, yola bağlı olarak yazılabilir.

$$h(t) = h.\sin\Omega.x = h.e^{i.\Omega.x} \quad (2.7)$$

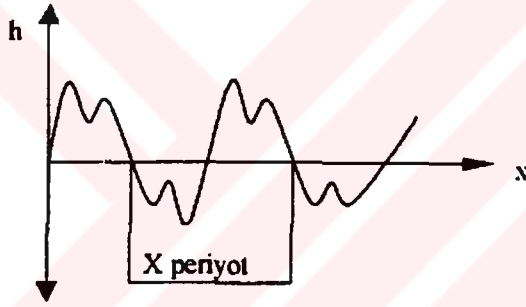
Taşıt titreşimleri için en önemli seyir hızları $v=36...180$ km/h ve dalga boyları $L=0.3..100$ m arasında olduğundan, önemli uyarı frekans aralığı da $\left(\frac{\omega}{2\pi}\right) = 0.5...30$ Hz arasında olacaktır.

2.3.2.2 Periyodik fonksiyonlar

Tek bir sinüs fonksiyonu olarak kabul ettiğimiz yol pürüzlülüğünü biraz daha geliştirip bir çok sinüs fonksiyonunun toplamıyla ortaya çıkan periyodik fonksiyon olarak göz önüne alalım. Periyodik fonksiyonu Fourier serisiyle yazarsak

$$H(x) = h_0 + h_1 \cdot \sin(\Omega_1 x + \epsilon_1) + \dots + h_n \cdot \sin[n\Omega_n x + \epsilon_n] \quad (2.8)$$

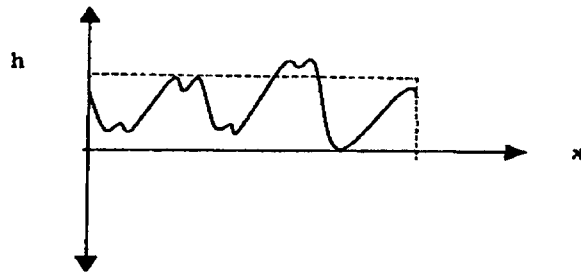
$\Omega_1 = \Omega$, $\Omega_2 = 2\Omega$, $\Omega_n = n\Omega$ yol açısal frekanslarına ait $h_1, h_2, h_3, \dots, h_n$ genlikleri vardır. Dolayısıyla kesikli bir, genlikler spektrumu söz konusudur (Şekil 2.11).



Şekil 2.11 Periyodik fonksiyon

2.3.2.3 Raslantısal (küralsız) fonksiyonlar

Raslantısal fonksiyonu şu şekilde ele alınabilir. Bir fonksiyonu periyodu çok uzun, dolayısıyla frekansları arası çok ufak olan bir periyodik fonksiyon şeklinde düşünüp, irdelenirse; sonsuz uzun periyod durumunda sürekli genlikler spektrumu elde edilebilir (Şekil 2.12).

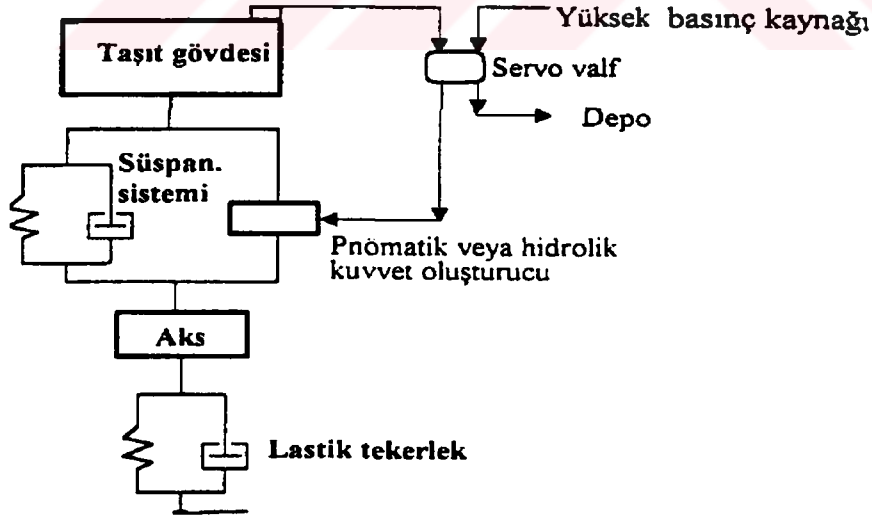


Şekil 2.12 Raslantısal yol fonksiyonu

2.4 Yarı Aktif Süspansiyon Sistemleri

Pasif süspansiyon sistemi elemanlarına, dışardan enerji aktarabilen (actüator) elemanların ilavesi ile oluşan süspansiyon sistemine yarı aktif süspansiyon sistemi denir. Amaç, pasif süspansiyon sisteminde ortaya çıkan çelişkili durumların (konfor açısından yumuşak yay iyi olur iken yol tutma sert yayla daha iyi olmaktadır), optimum kontrol kanunları kullanılarak en aza indirilmesidir. Dışardan sisteme verilen enerji süreklilik arz etmediği için gerek duyulan zaman ve şartlarda, gerek duyulan miktarda enerji verilerek süspansiyon sisteminin davranışları optimize edilir.

Yarı aktif süspansiyon sistemleri ile ilgili yapılan çalışmalara (Kyungsu vd.,1993; Soliman vd.,1993; Yelin ve Willumeit,1991; Ryba, 1991; Hall vd., 1990; Horton vd.,1986,1987; Stanway vd.,1987; Sharp ve Hassan, 1986; Margolis vd.,1983,1984; Goshtasbpour,1984) gibi araştırmacılar örnek verilebilir. Hall vd. (1990) çalışmasında pnömatik seviye ayarlayıcılar kullanmıştır. Böylece geniş yük ve yolcu dağılımı durumunda SESL adını verdiği pnömatik seviye ayarlayıcılar sayesinde, pasif süspansiyon sistemine göre daha güçlü bir titreşim kontrolü sağlamıştır. Bu sistemle aktif süspansiyon sistemi performansına yaklaşmıştır. Bu sistem aktif süspansiyon sistemi ile beraber çalışması halinde gerekli güç miktarı azalır.



Şekil 2.13 Yarı aktif kontrol şeması

Horton (1986), hidromekanik yarı aktif süspansiyon sistemini tek ve dört tekere ayrı ayrı uygulamak suretiyle sürüş konforunun arttığını göstermiştir. Sharp vd. (1986) konfor,

süspansiyon sistemi çalışma aralığı ve dinamik tekerlek yükünü baz alan pasif, yarı aktif, aktif süspansiyon sistemlerini incelemiştir. Açıp kapama (on-off) şeklinde çalışan servo-valflerin kullanıldığı bir yarı aktif süspansiyon sistemi, Şekil 2.13'de görülmektedir.

2.5 Aktif Süspansiyon Sistemleri

Aktif süspansiyon sisteminde, süspansiyon elemanlarının yerini, kuvvet oluşturucu (actuatör) almakta veya süspansiyon sistemi ile paralel çalışabilmektedir. Kuvvet oluşturucu sisteme enerji verilebildiği gibi sistemden enerji çekilebilmektedir. Aktif süspansiyon sisteminin efektif çalışabilmesi için, taşıtın ana parçalarından ölçüm alabilecek (genlik, hız, ivme) elemanların yanı sıra bu ölçümleri değerlendirip kuvvet oluşturucu ile tahrik edecek bir bilgisayara ihtiyaç vardır.

Pasif ve yarı aktif süspansiyon sistemi ile başarılamayan işler, teorik olarak aktif süspansiyon sistemi ile gerçekleştirilebilmektedir. Aktif kontrolün temelini teşkil eden optimum kontrol hakkında geniş bilgi (Charles vd.,1988)'de bulunabilir. İyi bir aktif kontrol için aşağıda belirtilen hususlar oluşturulmalıdır.

- Performans kriteri oluşturulmalı (amaç fonksiyonu tayin edilmeli)
- Dıştan gelen etki (yol pürüzlülüğü) modellenmeli
- Taşıt modelinin formülasyonu yapılmalı.
- Performans kriteri ve taşıt formülasyonuna optimum kontrol kanunları uygulanmalı.

Aktif kontrolle ilgili çalışmalara (Poyser,1987; Sharp ve Hassan, 1986,1988; Thomson,1984) örnek olarak verilebilir.

Abdel vd. (1989) dört tekerleğe sahip tam bir taşıt modeline lineer kontrol kanunlarını uygulayarak, optimum kontrol sağlayan (tam geri besleme) geri besleme kazançlarını hesaplayıp, pasif ve aktif süspansiyon sistemlerinin cevaplarını karşılaştırmıştır.

2.5.1 Aktif süspansiyon sisteminin donanımı

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 2.14). Aktif süspansiyon sistemi prensipteki avantajları;

- 1) Enerji akışı, pasif süspansiyon sisteminde yalnızca dağıtılabılırken aktif süspansiyon sisteminde enerji akışı module edilebilir. Böylece önceden enerji depo edilmesine gerek olmadan aktif sistemde kuvvet oluşturulabilir.
- 2) Aktif sistemde, uygun ölçümler kullanılarak değişik fonksiyonlarda kuvvet oluşturulabilir. Pasif süspansiyon sisteminde kuvvet oluşumu, hız ve ivmelenme ile sınırlandırılmıştır.
- 3) Kuvvetin modüle edilebilme yeteneğinden dolayı, aktif sistemler dış kuvvetlerin değişikliğine ve düzensiz yönlendirilmesine adapte olabilirler.

Tarihi süreç içerisinde aktif süspansiyon dizaynı için birçok kontrol çalışmaları yapılarak, dizayn kavramları ve optimizasyon teknikleri irdelendi. (Sharp ve Crolla, 1987) makalede aktif süspansiyonların incelemesi ve diğer tip süspansiyonlar ile performans karşılaştırılması yapılmıştır. Makalelerde optimizasyon teknikleri aktif süspansiyonlar için uygulanmıştır (Tseng and Hedrick, 1994; Yu and Crolla.,1998). Aktif süspansiyonların kontrolü aşağıdaki görevleri kapsar.

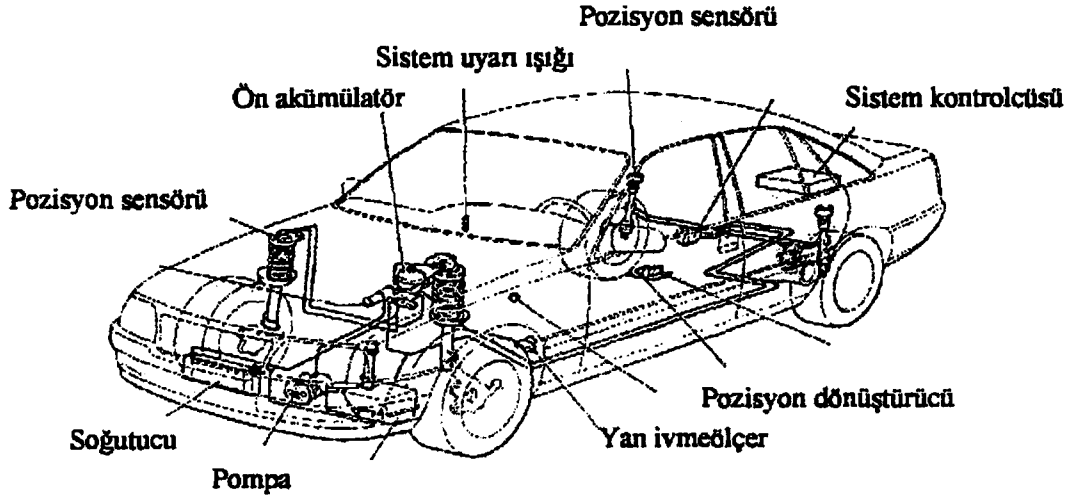
- 1) Seçilen performansı minimize etmek
- 2) Hassas bir şekilde tüm etkileri düşünerek sisteme etki eden kuvvetlerin modellenmesi
- 3) Taşıt modelinin oluşturulması

Aktif sistemin yapısı (klasik yay ve sönümün yerini alan eyleyici ile) bir tekerlek için diyagram olarak Şekil 2.15'de görülmektedir.

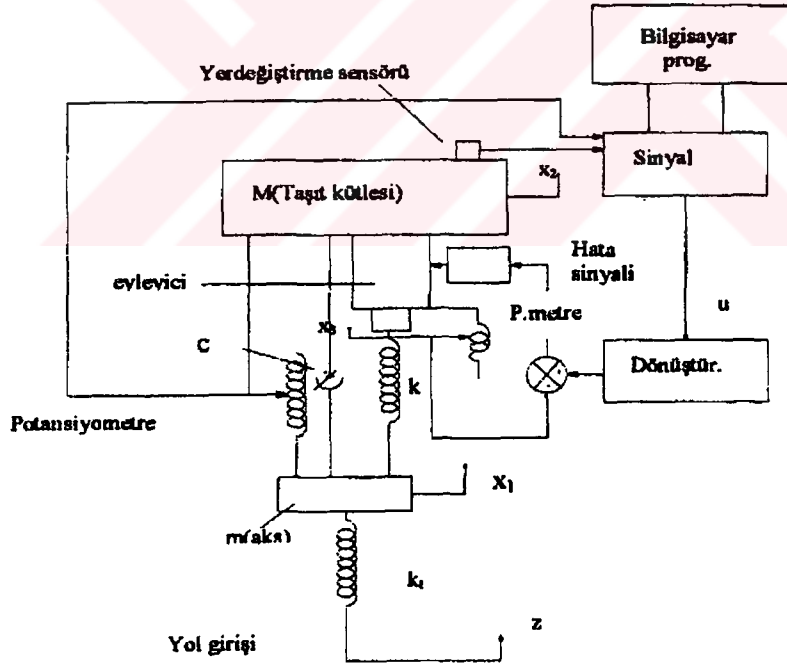
Aktif bir süspansiyon sistemindeki ana elemanlar şunlardır.

- | | |
|----------------------------|--------------------|
| 1- Sensörler(Hissediciler) | 2- Eyleyiciler |
| 3- İvme ölçerler | 4- Kontrol ünitesi |

5- Kontrol edilebilir damperler (şok emiciler)



Şekil 2.14 Aktif süspansiyon sisteminin taşıt üzerinde gösterimi



Şekil 2.15 Aktif süspansiyon sisteminin blok diyagramı.

Şekil 2.15'de (1/4) taşıt modeline uygulanan aktif kontrolün kontrol şeması gösterilmektedir. Süspansiyon hareketi potansiyometre tarafından ölçülerek bilgisayar programına gönderilir, eyleyicinin etkisi ile yay ve sönüm elemanı istenen konuma gelmesi sağlanır.

2.5.1.1 Sensörler (Hissediciler)

İvmelenme Sensörü : Bu sensör, pandül tipte olup, ivme değişimlerini boylamasına, yanlamasına ve dikey olmak üzere 3 yönde hisseder. Bir kaynak ve detektör arasındaki ışık hüzmesi pandül hareketi belirler. Hüzme kırıldığında pandül duyarlılık sınırlarından bir ya da birkaçını geçti demektir. Böylece kontrol ünitesine sinyal gitmiş olur. Strain-gage tipi sensörler de az hacim kapladıklarından ve elektrik sinyali yollayabildikleri için kullanılabilirler.

Direksiyon dönme miktarı sensörü : Bir açısal hız hissedicisidir. Direksiyon simidi açısından değişim oranını ölçmeye yarar. Kumanda merkezi tarafından döndürülen disk, ayrı ayrı iki kızılötesi hüzmesini keser. Açısal hız da ilk hüzme kesintisi ile ikincisi arasındaki zaman farkı tarafından belirlenir.

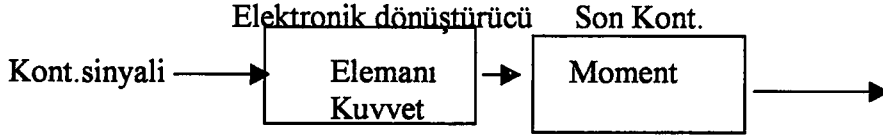
Süspansiyon stroku sensörü: Transmisyon veya devir saati kablosundadır. Araç hızıyla orantılı frekansta sinyaller verir.

Taşıt hızı sensörü: Transmisyon veya devir saati kablosundadır. Araç hızıyla orantılı frekansta sinyaller verir.

Gaz kelebeği sensörü: Gaz pedalı çalışma hızını belirlemeye yarar. Pedal basınç algılayıcı veya basit potansiyometrik hissedici şeklinde olabilir. Algılayıcının doğru ve kararlı çalışması, düşük frekanslarda ve statik değerlerde hassas davranması, yüksek sinyal çıkışlarının bulunması, büyük değerlerde işlev görebilmesi, taşıtın 12 voltluk aküsünden beslenebilmesi ve ucuz olması gerekmektedir

2.5.1.2 Eyleyiciler

Eyleyici, mekanik çıkış karakterini genellikle kontrol ünitesinden geçirerek giriş sinyaline dönüştüren dönüştürücü elemanından oluşur. Modern taşıtlarda eyleyici uygulamaları için elektronik kontrole ihtiyaç vardır. Basit eyleyici elemanının kontrol çizelgesi aşağıdaki gibidir.



Şekil 2.16 Basit eyleyici elemanları (Process Control Inst.,1993)

2.5.1.2.1 Magnetik eyleyiciler

Eyleyici prensibi : İşlemin yapılması için elektrik akımı sarımlardan geçerek kuvvet oluşturur. Bobin biraz voltaj veya nominal akım ile uyarıldığında itme ve çekme hareketini yapar (doğru veya alternatif akım). Selenoid eyleyici kuvveti aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$F_m = \frac{A \cdot B^2}{2 \cdot \mu_0} \quad (2.9)$$

A = Kutup yüzey alanı B = Magnetik indüksiyon

μ_0 = Geçirgenlik katsayısı

2.5.1.2.2 Pnömatik eyleyiciler

Eyleyiciler, sinyali kuvvete veya momente çevirirler. Pnömatik tahrikli eyleyiciler böyle dönüşümler için faydalıdır. Prensipinde her bir alan için basınç kavramı temel katedir.

Farklı yüzey alanında bulunan basınçlardan kuvveti hesaplayabiliriz. Chalasani (1986)'in makalesinde aktif süspansiyonlu taşıtlar için pnömatik eyleyici uygulaması görülmektedir.

$$F = (p_1 - p_2) \cdot A \quad (2.10)$$

$p_1 - p_2$ = Basınç farkı (Pa) A = Diyafram alanı (m^2) F = Kuvvet (N)

2.5.1.2.3 Hidrolik eyleyiciler

Akışkan olarak sıvının kullanıldığı eyleyicilerdir. Pnömatik tiplerde kullanılan gazın özelliğinden dolayı oluşturulan sönümlenme kuvvetinin bir üst sınırı vardır. Bu yüzden büyük sönüm gereken yerlerde hidrolik eyleyiciler tercih edilir. Hidrolik basınç aşağıdaki gibi bulunabilir.

$$P_h = \frac{F}{A} \quad (2.11)$$

P_H = Hidrolik basınç (Pa) F = Uygulanan piston kuvveti (N)

A = Piston alanı (m^2)

2.5.1.3 İvme Ölçerler

Titreşim sensörlerinin en yaygın olanı ivme ölçerlerdir. Tiplerini göre ufak, hafif ve sağlam olmaları tercih sebebidir. İvme ölçerlerin uygulamalarında elektrikten faydalanılır. Üç çeşit ivme ölçer mevcuttur. Bunlar piezoelektrikli, piezodirenç, servo sensörlerdir. En yaygın olanı piezoelektrikli sensörlerdir. Bu tiplerin performans karakteristikleri, Çizelge 2.1'de gösterilmiştir.

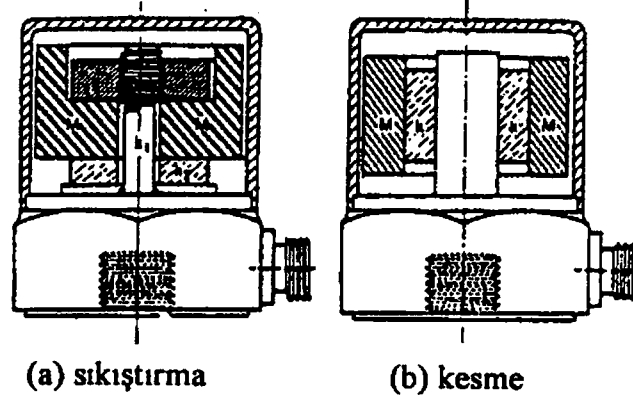
Çizelge 2.1 İvme ölçerlerin performans karakteristikleri (Control Handbook,1993)

Karakteristik	Piezoelektrik iv.ölç		Piezodirenç iv.ölç	Servo iv.ölçer
Hassaslık, mV/g	10	100	20	250
Frekans sınırı, Hz	4-15,000	1-5000	0-750	0;500
Rezon.Frekansı, Hz	80,000	20,000	2500	1000
Genlik oranı,	500	1000	25	15
Şok oranı	2000	10,000	2000	250
Sıcaklık oranı, °C	-5;125	-5;260	0,95	-40;85
Toplam kütle kg	1	29	28	80

2.5.1.3.1 Piezoelektrik ivme ölçerler

Kütle direkt olarak piezoelektrik cihazlar veya kristal ile temas halindedir. Hareket değişimi ivme ölçere geldiğinde, kristal kuvvet oluşturur. ($F=ma$) Yaygın olarak kullanılan piezoelektrik malzemelerden biri kurşun-zirkon, titan seramik (PZT), diğeri kuartz'dır. Bunların meydana getirdiği kuvvet elektrik yüklemesi ile oluşur. PZT' nin zorlama katsayısı yaklaşık kuartzdan 150 kat fazla olmasına rağmen sonuçta kullanılan piezoelektrik ivme ölçerleri daha hassas ve daha ufaktır (Şekil 2.17). Piezoelektrik cihazlar için mekanik yay katsayıları yüksektir. Bundan dolayı bu tip ivme ölçerler genellikle yüksek frekanslarda faydalanılır. Piezoelektrik ivme ölçerler düşük

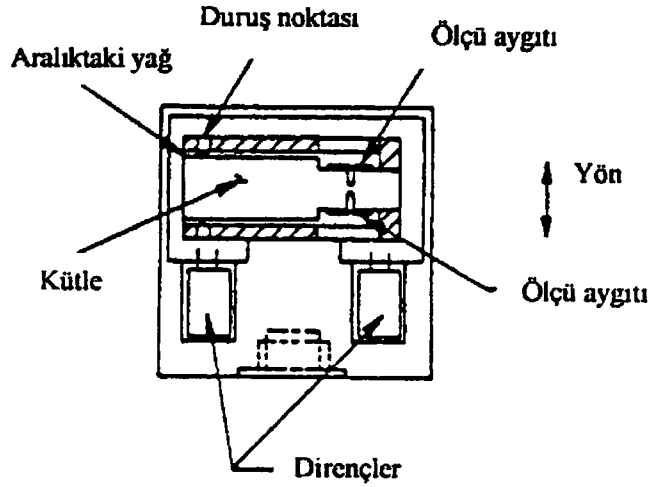
mekanik impedanslara sahiptir. Bundan dolayı, hareket etkileri ufaktır, aynı zamanda sağlam ve kararlı çıkışlara sahiptir.



Şekil 2.17 Piezoelektrik ivme ölçerler (Control Handbook,1993)

2.5.1.3.2 Piezodirenç ivme ölçerler

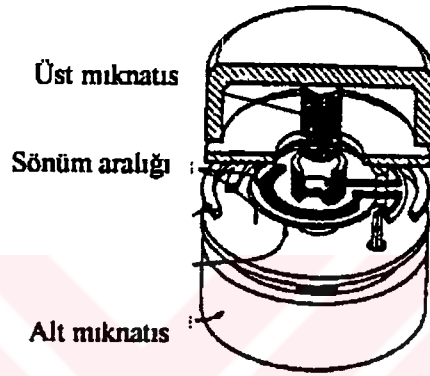
Piezodirenç ivme ölçerler, metalik ölçme aletlerinden daha büyük ölçme hassasiyeti sağlamak için konduktor'un kullanıldığı strain-gage'lerdir. Şekil 2.18'de Piezodirenç elemanların kullanıldığı mekanik yapıların iç sistemi görülmektedir.



Şekil 2.18 Piezodirenç elemanın kullanıldığı sistem (Control Handbook,1993)

2.5.1.3.3 Servo ivme ölçer

Şekil 2.19'da ivme ölçerlerin çalışma prensibi ve yapısı gösterilmiştir. Cisim ivmelendiğinde deney kütlesi bağıl yerdeğiştirmesi ivme ölçerin başlangıç noktasıdır ve sönümde değişim meydana geldiğinde, servo sarımlarda elektrik akımı oluşacaktır. Sonuçta, çıkış sinyali sarımdan ölçülür ve ivmelenme ile orantılıdır.



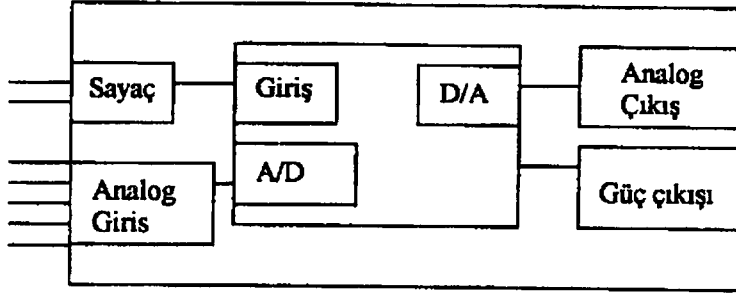
Şekil 2.19 Servo ivme ölçerin yapısı (Control Handbook, 1993)

2.5.1.4 Kontrol Ünitesi

Sensörlerden gelen sinyalleri değerlendirerek taşıtın yapması gereken süspansiyon hareketini belirleyen ve sistemleri kontrol eden merkezdir. Mikro işlemcilere bağlı olmak üzere çeşitli kontrol üniteleri tasarlanmıştır. Örnek olarak; sınırlı bir kapasiteye sahip ve pek çok alanda kullanılan dijital kontrol cihazları ve IBM uyumlu hızlı bilgisayarlar verilebilir.

UNI-ECU üniversal kontrol cihazı Volvo tarafından üretilip, aktif süspansiyon kontrolüne uyarlanan bir ünedir. CAN (Kontrol alan ağı) yoluyla UNI-ECU, ortak yüzeyle birleştirilerek MS-DOS tipi kişisel bilgisayara bağlanmıştır. Özel yazılımlar, frekans değıştikçe kontrol yazılımına geri yüklemede, parametreleri değıştirmede, değışkenleri ve çizelgeleri gözlemlemede ve data kaydetmede kullanılmaktadır.

Şekil 2.20'de gösterilmiş orta büyüklükte bir otomobile uygulanmış aktif süspansiyon sistemi için güç kontrollerini ve sinyalleri düzenleyen mikroişlemci, kontrol merkezi olarak kullanmıştır.



2 MHz frekans
 8 kbyte RAM
 8 bit AD dönüştürücü
 8 bit DA dönüştürücü
 8 Analog Girişi
 8 Güç çıkışı

Şekil 2.20 UNU-ECU sistem şeması (Volvo Motor Corp.)

2.5.1.5 Kontrol edilebilir damperler (Şok Emiciler)

Bu elemanlar bir önceki kısımda bahsedilmişti. Bunlardan beklenen önemli özellikler şöyle sıralanabilir:

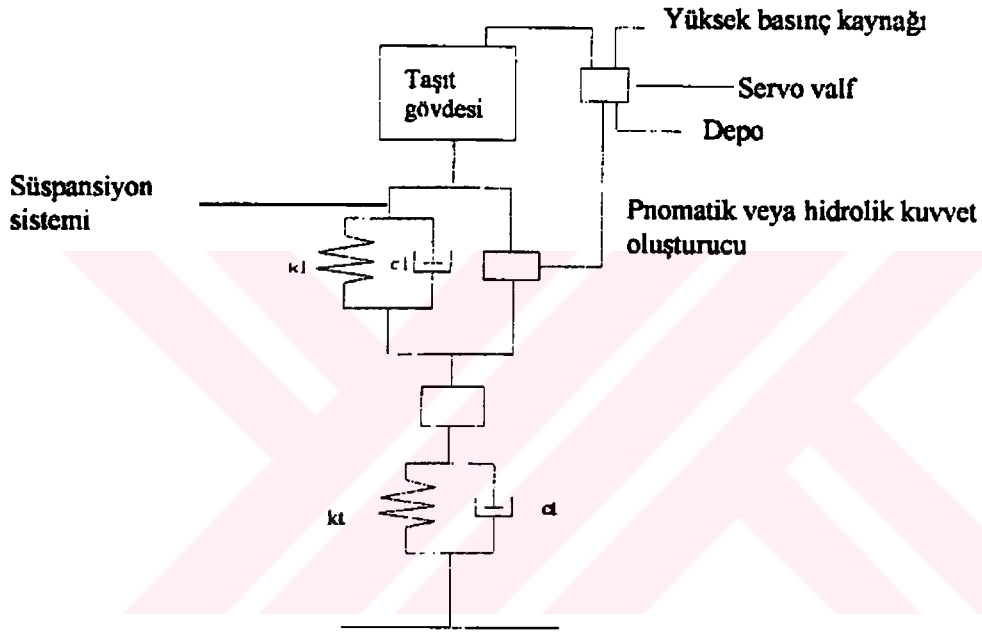
1. Her şart altında 10 milisaniyeden düşük reaksiyon süresi
2. Belirlenmiş sönümlenme sınırları içinde çalışma
3. Standart bir taşıta büyük revizyonlar gerektirmeden uygulanabilme
4. Gürültüsüz çalışma
5. Sıkıştırma ve genişleme hareketleri için açık by-pass ünitesi
6. Hidrolik işletmenin dijital servo valfle tahrik edilmesi
7. Akümülatörle hidrolik süspansiyon elemanı arasında bulunan bir sönümle valfi ile sönümlemenin gerçekleşmesi

2.5.1.6 Yarı aktif sistemler

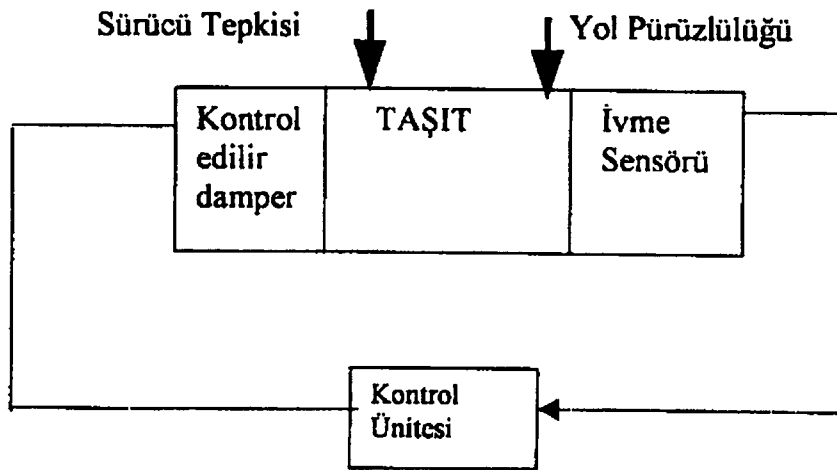
Yarı aktif sistemlerin en önemli karakteristiği sönüm kuvvetinin kontrol edilebilmesidir. Pasif sistemlerden farklı; sabit katsayılı sönüm elemanının (damperin) yerine, değişken katsayılı bir damperin bulunmasıdır. Bu da daha önceki bölümlerde belirtilen eyleyicidir.

Tam aktif bir sistem, konfor ve seyir emniyetine olumlu yönde büyük bir katkı yapmaktadır. Süspansiyon elemanı olarak kullanılan dört hidrolik silindirin (eyleyicinin) yay ve sönüm katsayılarının değiştirilebilmesi büyük bir enerji gereksinimini ve maliyet açısından kısıtlamalara neden olmaktadır.

Bir eyleyiciyi ve ona paralel bir konvansiyonel pasif yayın oluşturduğu yarı aktif süspansiyon sisteminin şeması Şekil 2.21 a-b 'de gösterilmiştir. Bu sistemin güç gereksinimi neredeyse pasif sistemdeki ile aynıdır. Teknik olarak da aktif süspansiyonun işlevi yerine getirebilmekte, uygun kontrol stratejilerinin kullanımıyla pasif sistemdekinden daha iyi konfor şartları sağlayabilmektedir. Hac ve Young, (1992) yarı aktif süspansiyonun incelemesini, Rajamani ve Hedrick (1993) bir deney düzeneği sonuçlarını teorik değerler ile karşılaştırmalarını yapmışlardır.



Şekil 2.21 -a) Yarı aktif süspansiyon sistemi



Şekil 2.21 -b) Yarı aktif süspansiyon kontrol şeması

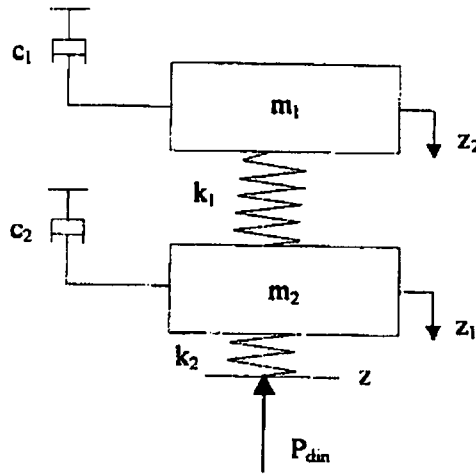
2.5.1.7 Yarı aktif kontrol sistemleri

Bu bölümde yarı aktif, ayarlanabilir bir sönümlenme sisteminde uygulanan kontrol sistemleri anlatılacaktır.

2.5.1.7.1 Skyhook kontrol

Skyhook kontrolünde temel amaç, gövdenin düşük frekanslı salınımlarını önlemek için ek sönümlenme elemanlarının sisteme ilavesidir. Sönümlenme kuvvetini mutlak hız ile orantılı hale getirmek için atalet düzlemiyle gövde ve aks arasında damperler konmalıdır. Şekil 2.22'de görüldüğü gibi burada bir konfigürasyon gösterilmiştir ve skyhook sönümlenme sistemi olarak adlandırılmıştır.

Pratikte böyle bir sönümlenme sistemini (atalet düzlemine bağlı damper) gerçekleştirmek olanaksızdır. Ancak yarı aktif bir damperin kullanılmasıyla istenen büyüklükte bir skyhook kuvveti üretilebilir.



Şekil 2.22 Skyhook süspansiyon sistem şeması (Gürsoy,1993)

$$F_{sky} = k_2 \cdot \dot{z} - k_1 \dot{z}_1$$

(2.12)

Bunu sağlamanın bir yolu iki kademeli, ayarlanabilir bir damper kullanmakla olur. Bu damperin sönümlenme kuvvetini ise şöyle ifade edilebilir.

$$F_s = k \cdot (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) \quad (2.13)$$

Bu denklemde için $k=k_{küçük}$ için F_s küçük; $k=k_{büyük}$ için F_s büyük olacaktır k değerinin (2.13) denklemdeki gibi ayrıştırılmasıyla (2.12)'deki istenen kuvvet değerine yaklaşılabilecektir.

F_{sky} ve F_s kuvvetlerinin işaretleri farklı olduğu zaman yarı aktif damper sisteminde etkin olunamaz. Bu durumda sönümlenme düşük dereceye ayarlanır. Aşağıda, Çizelge 2.2 de skyhook kontrolünün işleyişi daha iyi izah edilebilir.

Çizelge 2.2 Skyhook kontrolü (Gürsoy, 1995)

$F_{sky} \cdot F_s > 0$	$k_{büyük}$
$F_{sky} \cdot F_s < 0$	$k_{küçük}$

2.5.1.7.1.1 Genişletilmiş skyhook kontrolü

Skyhook kuvvetiyle pasif sönüm kuvvetinin işaretlerini göz önüne almak yerine kontrol kriteri olarak skyhook kuvvetinin şiddeti ön plana çıkarılabilir. Damper skyhook kuvvetiyle sönüm kuvveti farklı işaretlerde olduğu zaman düşük derecede kalacaktır. Her iki kuvvet aynı işareti aldığı zaman damperin konumu skyhook kuvvetinin şiddetine ve mümkün olan iki sönüm kuvvetinin şiddetine bağlı olacaktır.

İstenen skyhook kuvvetiyle en iyi uyuşan sönümlenme kuvveti optimum kontrol verimini verir. Çizelge 2.3 bu kontrol sistemini göstermektedir. k_2 nin çok küçük yapılmasıyla geliştirilmiş skyhook kontrolü normal skyhook kontrolü gibi çalışmaya başlayacaktır.

Çizelge 2.3 Genişletilmiş skyhook kontrolü (Gürsoy, 1995)

$[F_{sky} - F_{sküçük}] < F_{sky} - F_{sbüyük}$	$F_{sky} \cdot F_s > 0$	$k_{büyük}$
$[F_{sky} - F_{sküçük}] > F_{sky} - F_{sbüyük}$	$F_{sky} \cdot F_s > 0$	$k_{büyük}$
$[F_{sky} - F_{sküçük}] < F_{sky} - F_{sbüyük}$	$F_{sky} \cdot F_s < 0$	$k_{küçük}$
$[F_{sky} - F_{sküçük}] > F_{sky} - F_{sbüyük}$	$F_{sky} \cdot F_s < 0$	$k_{küçük}$

2.5.1.8 Kontrol stratejilerinin değerlendirilmesi

Bu bölümde yarı aktif olarak kontrol edilen süspansiyon için geliştirilmiş kontrol stratejilerinin karşılaştırılması, dinamik tekerlek yükü artışları ve süspansiyon stroku artışları olmadan konforun kolay iyileştirilmesi konusu gözetilecektir.

Skyhook prensibine göre (2.12) denklemindeki k_1 ve k_2 parametrelerinin doğru seçilmesiyle istenen hedeflere ulaşılabilir. $\frac{k_1}{k_2}$ oranı yol tutuşuna göre büyük, sürüş konforuna göre küçük olarak ayarlanabilir.

Çizelge 2.4 de çeşitli parametrelerinin kontrol stratejilerine göre irdelenmesi gösterilmektedir.

Çizelge 2.4 İrdeleme sonuçları (Gürsoy,1995)

Konfor Sayısı	k_1 (N/m)	k_2 (N/m)	P[N]		$(z_1 - z_2)$ (mm)	
Pasif	300	300	891	+53.1%	7.784	+41.4%
Pasif	900	900	546	+0.0%	5.506	+0.0%
Skyhook	0	1	611	+12.0%	5.109	-7.2%
Gen. Skyhook	0	10430	713	+30.7%	5.616	+2.0%

Sönümlenme katsayısı 900 Ns/m olan pasif sistem referans olarak alınmıştır. Skyhook kontrol stratejilerinde dinamik tekerlek yükü için hafif bir artış gözlenmekle birlikte gövde ivmesinden bir düşüş söz konusudur. Genişletilmiş skyhook kontrolüyle, konfor daha da artmakta, dinamik tekerlek yükü salınımlarında fazlalaşmaktadır. Süspansiyon çalışma aralığındaki artış yeterli çalışma alanının varlığı nedeniyle ciddi bir sorun oluşturmayacaktır.

2.6 Süspansiyon Sistemlerinin Fonksiyonları

Aktif veya yarı – aktif süspansiyonların ilgi odağı olmalarının sebebi yol tutuşundan fedakarlık yapmadan, taşıtın seyir performansını arttırmalarıdır. Aktif kontrol ile iyileştirilen özellikler şöyle sıralanabilir :

Seyir Konforu – Seyir konforu birçok şekilde geliştirilebilir. Sistem, taşıt gövdesinin kafa vurma ve sıçrama hareketlerini sezerek doğrudan kontrol edebilir. Aktif kontrol aşağıdaki özelliklere uygulanarak seyir konforu dolaylı olarak artırılabilir. Seyiri en uygun hale getiren pasif süspansiyonunun özellikleri, diğer özelliklerden fedakarlık yapmayı gerektirir. Halbuki aktif süspansiyonlarla, kontrol sadece ihtiyaç anında uygulanarak diğer özelliklerden ödün verme durumu ortadan kalkar. Daha açık bir ifadeyle, süspansiyon düz yolda sürekli hareket esnasında kullanılmayarak, tamamen pasif olan elemanlarla elde edilen seyir izolasyonu, tutuş özelliğinden bir şey kaybetmeden elde edilebilir.

Seviye Kontrolü – Taşıt yüksekliğinin otomatik kontrolü, performans üzerinde birçok avantaj sağlar. Yükteki ve aerodinamik kuvvetlerdeki değişimlere rağmen yüksekliği sabit tutmak için süspansiyon, darbeleri sönmeyecek maksimum uzamayı sağlayarak ve sürüşteki değişimleri engelleyerek, tasarım yüksekliğinde çalışabilir. Seviye kontrolcüsü, yüksek hızlarda sürüklenmeyi azaltmak için taşıtı alçaltabilir veya aerodinamik kaldırma kuvvetini ayarlamak üzere yuvarlanma seviyesini değiştirebilir. Yüksekliğin artırılması, taşıtın lastiklerinin değiştirilmesi veya zincir takılması esnasında faydalı olur.

Dalış Kontrolü - Frenleme esnasında dalış (ileri kafa vurma) kontrolü, sönmeyi artırarak veya süspansiyona kafa vurmaya engelleyecek zıt kuvvetler tatbik edilerek sağlanabilir. Kontrol, fren ışığı sinyali, fren basıncı ve/veya düzlemsel ivme ile aktif hale getirilebilir. Bir aktif süspansiyonda dalış kontrolü yapılabilmesi için süspansiyon bağlantılarında düzenleme yapılmalıdır.

Çökme Kontrolü- İvmelenme esnasında çökme (geri kafa vurma) kontrolü, yukarıda açıklanan şekilde sağlanır. Burada kontrolü aktif hale getirebilmek için kelebeğin konumu, vites seçimi

ve/veya düzlemsel ivme kullanılabilir. Aktif süspansiyonlarda ise yine geometrik düzenleme gerekir.

Yol Tutuşu – Yukarıda bahsedilen şekillerde yapılan manevralar esnasında meydana gelen gövde hareketlerinin kontrolüne ek olarak, aktif süspansiyonlar tekerlek yükünde yol pürüzünden dolayı oluşan dinamik değişimleri azaltarak yol tutuşunu artırma potansiyeline sahiptir. Dinamik yüklerdeki değişim azaltıldığında dönüş performansı gelişmektedir. Bu yüklerin azaltılması, ağır taşıtların yola verdikleri zararı da azaltacaktır.

2.7 Süspansiyon Sistemlerinin Performansları

Genel olarak yarı-aktif ve aktif süspansiyon sistemlerinin, yukarıda anlatılan hareketleri kontrol edebilme yeteneği çok yüksek olmasına rağmen ağırlık, maliyet, karmaşıklık ve güvenilirlik problemleri ortaya çıkabilmektedir. Bundan dolayı tasarımcı, en az miktarda eleman kullanarak aktif kontrolün olanaklarından mümkün olduğu kadar çok yararlanmaya çalışır. Çizelge 2.5’de elde edilebilecek bağıl performanslar yer almaktadır.

Çizelge 2.5 Değişik Tipteki Süspansiyon Sistemlerinin Performansları

Süspansiyon Tipi	Performans Tipi					
	Seyir	Seviye	Yuvarlanma	Dalış	Çökme	Yol Tutuş
Pasif	Performans, tüm modlarda yapılan fedakarlığa göre değişir.					
Kendinden ayarlı	Yüksek	Yüksek	-	-	-	-
Yarı – aktif	Orta	-	Düşük	Düşük	Düşük	Orta
Tam - aktif	Yüksek	Yüksek	Yüksek	Yüksek	Yüksek	Yüksek

Yarı-aktif sistemlerle, yavaş –aktif değişken sönümlenme bile seyir ve yol tutuşun yanında, yuvarlama, dalma ve çökme kontrolünde gelişme sağlamaktadır. Değişken yay katsayısı aynı avantajları sağlar, ancak hava yayları veya ayarlanabilir mekanik yaylar kullanılması gerektiği için maliyeti yüksektir. Alçak – bant genişlikli yay veya sönümlenme ile daha iyi cevap veren bir sistem elde edilebilir. Yüksek-bant genişlikli kontrol, kullanımı kolaylaştıran sabit direksiyon

yüklerini korumada etkilidir, fakat bu tür bir sistemden ek seyir konforu elde etmek güçtür. Ancak tümüyle aktif olan bir sistem tüm performans kriterlerinde geniş ölçüde iyileştirme sağlayabilir. Tam – aktif sistemin seyir performansı, ana gövde rezonans frekansında pasif süspansiyon ile kıyaslandığında düşey, yuvarlanma ve kafa vurma hareketlerinin daha iyi kontrolü konusunda çelişki göstermektedir. Çizelge 2.5 bu iki tip sistem için bu üç değişik modda ortaya çıkan cevapları kıyaslamaktadır. Pasif sistem, tüm durumlar için 1 Hz civarında ana gövde rezonansı gösterirken, aktif sistemle daha zayıf bir cevap alınmaktadır. Bu yönlerdeki ana gövde hareketi aktif süspansiyon sisteminde oluşturulan kontrol kuvvetleri ile şiddetli bir biçimde sönmülenebilir.

Seyir için uygun hale getirilmiş kontrol karakteristikleri ile 10 Hz dolayında meydana gelen aks kütlesi rezonans frekansları arasında belirgin bir fark görülmemektedir. Burada fark olması için kontrolcünün aks kütesinin hareketini engelleyici dış kuvvetler uygulaması gerekir. Bu kuvvetler de ana gövdeye tepki kuvveti olarak iletileceği için seyir titreşimini artırır. Direksiyon kontrolü, tekerleklerdeki yük değişimlerinden dolayı tekerlek sıçrama frekansındaki sistem cevabından etkilenir. Bu bölgede pasif ve aktif sistemler benzer davranış gösterdikleri için, kontrol üzerindeki fark çok az hissedilir. Bu özelliği artırabilmek için, seyir konforundan taviz verilerek kontrol sistemi tekerlek sıçrama frekansını düşürecek şekilde değiştirilmelidir.

3 TAŞIT MODELLERİ VE HAREKET DENKLEMLERİ

Bu bölümde iki, üç, beş ve sekiz serbestlik dereceli taşıt modelleri oluşturup, bunlara ait hareket denklemleri çıkarılmıştır. Hareket denklemlerinin çıkarılmasında “Lagrange” yöntemi kullanılmıştır. Lagrange yöntemi hakkında detaylı bilgi (Francis,1978; Pasin,1984; Rap, 1986) kitaplarında bulunabilir.

Lagrange denklemlerinin en genel ifadesi aşağıdaki gibidir.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{x}_j} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial x_j} + \frac{\partial E_p}{\partial x_j} + \frac{\partial E_D}{\partial \dot{x}_j} = Q_j \quad (3.1)$$

Burada;

E_k : Toplam kinetik enerji

E_p : Toplam potansiyel enerji

E_D : Toplam sönüm enerjisi

Q_j : Genelleştirilmiş kuvvetler

x_j : Genelleştirilmiş koordinatları göstermektedir.

3.1 Tek Boyutlu Model

3.1.1 İki serbestlik dereceli taşıt modeli

Bu modelde, taşıt simetrik düşünülüp, dört parçaya bölünmüştür. Şekil 3.1’de görüldüğü üzere model, gövde (1/4 gövde), aks ve tekerlekten meydana gelmiştir.

m_1 : Taşıt gövdesinin 1/4 kütlesi

m_2 : Aks ve tekerleğin toplam kütlesi

k_1 : Süspansiyon sistemi yay katsayısı

k_2 : Lastik tekerlek yay katsayısı

c_1 : Süspansiyon sönüm katsayısı

c_2 : Lastik Tekerlek sönüm katsayısı

x_1, x_2 : Titreşim hareketleri

x_y : Yol pürüzlülüğü

olmak üzere

Sistemin toplam kinetik enerji ifadesi,

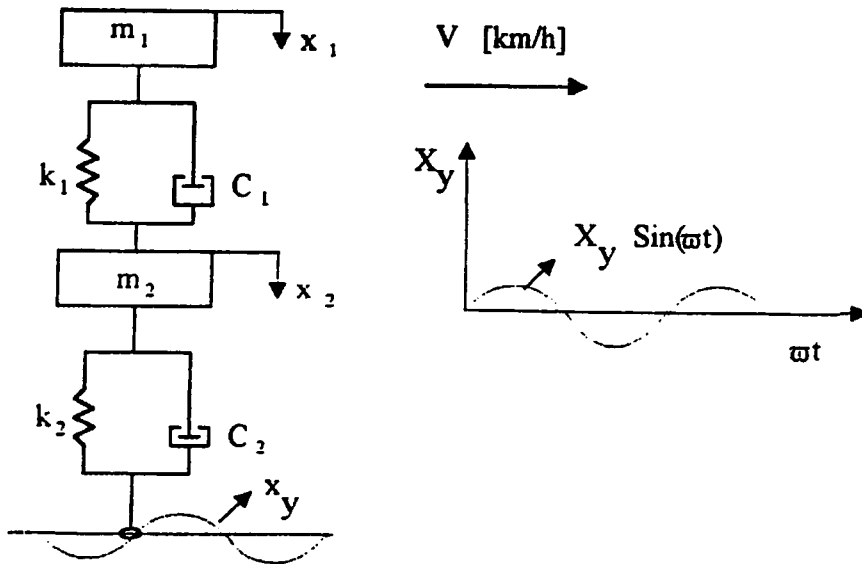
$$E_k = \frac{1}{2} [m_1 \dot{x}_1^2 + m_2 \dot{x}_2^2] \quad (3.2)$$

Sistemi toplam potansiyel enerji ifadesi,

$$E_p = \frac{1}{2} k_1 (x_1 - x_2)^2 + \frac{1}{2} k_2 (x_2 - x_y)^2 \quad (3.3)$$

Sistemin toplam sönüm enerji ifadesi,

$$E_D = \frac{1}{2} C_1 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2)^2 + \frac{1}{2} C_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_y)^2 \quad (3.4)$$



Şekil 3.1 İki serbestlik dereceli (1/4) taşıt modeli

Yukarıda verilen Enerji ifadeleri Lagrange formülünde yerine konursa,

$$\frac{d}{dt} \left[\frac{\partial E_k}{\partial \dot{x}_1} \right] = m_1 \ddot{x}_1 \quad \frac{d}{dt} \left[\frac{\partial E_k}{\partial \dot{x}_2} \right] = m_2 \ddot{x}_2$$

$$\frac{\partial E_k}{\partial x_1} = 0 \quad \frac{\partial E_k}{\partial x_2} = 0 \quad \frac{\partial E_D}{\partial \dot{x}_1} = C_1 \dot{x}_1 - C_1 \dot{x}_2$$

$$\frac{\partial E_p}{\partial x_1} = k_1 x_1 - k_1 x_2 \quad \frac{\partial E_D}{\partial \dot{x}_2} = C_1 \dot{x}_2 - C_1 \dot{x}_1 + C_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_y)$$

$$\frac{\partial E_p}{\partial x_2} = k_1 x_2 - k_1 x_1 + k_2 (x_2 - x_y)$$

(3.2), (3.3), (3.4) Eşitliklerinden (3.1) denkleminin terimleri bulunur ve bu denklemler (3.1) denkleminde yerine yazılırsa matris formunda aşağıdaki denklem sistemi oluşur.

$$m_1 \ddot{x}_1 + C_1 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1 (x_1 - x_2) = 0 \quad (3.5)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + C_1 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_1 (x_2 - x_1) + k_2 (x_2 - x_y) + C_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_y) = 0 \quad (3.6)$$

denklemleri elde edilir. Bu denklemler, matris formunda düzenlenip aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_1 & -C_1 \\ -C_1 & C_1 + C_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 \\ -k_1 & k_1 + k_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ k_2 \end{bmatrix} (x_y) + \begin{bmatrix} 0 \\ C_2 \end{bmatrix} [\dot{x}_y] \quad (3.7)$$

3.1.2 Üç serbestlik dereceli taşıt modeli

İki serbestlik dereceli sistemin biraz daha, geliştirilmesi olup sisteme sürüm koltuğu ilave edilmiştir (Şekil 3.2).

m_1 = Sürücü koltuğu + sürüm kütlesi

m_2 = Taşıt + sürüm kütlesi

m_3 = Aks ve tekerleğin toplam kütlesi

k_1 = Sürücü koltuğunu gövdeye bağlayan elastik elemanın yay katsayısı

k_2 = Süspansiyon sistemi yay katsayısı

k_3 = Lastik tekerlek yay katsayısı

C_1 = Sürücü koltuğu ile gövde arasındaki sönüm elemanının katsayısı

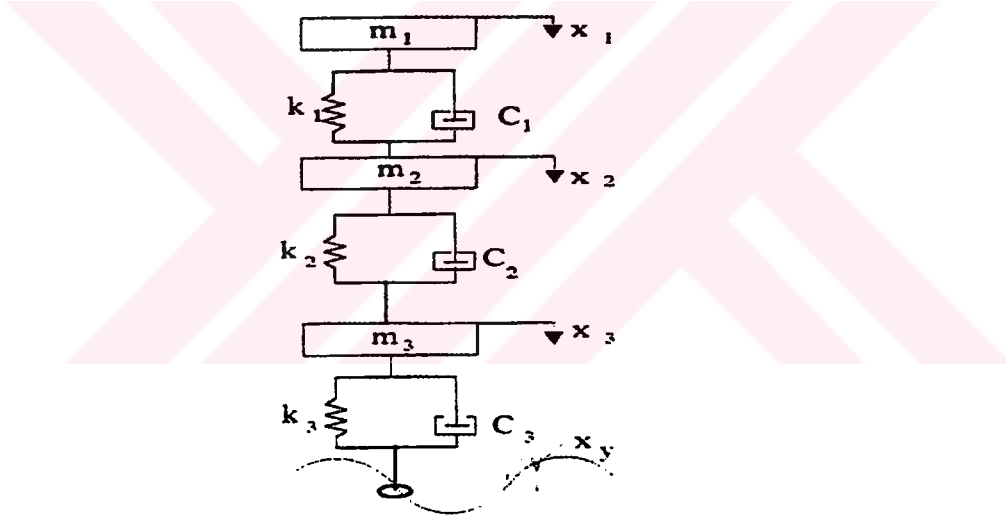
C_2 = Süspansiyon sönüm katsayısı

C_3 = Lastik tekerlek sönüm katsayısı

x_1, x_2, x_3 = Sistemin titreşim hareketleri

x_y = Yol pürüzlüğü

olmak üzere;



Şekil 3.2 Üç serbestlik dereceli taşıt modeli

Sistemin toplam kinetik enerjisi ifadesi,

$$E_k = \frac{1}{2} [m_1 \dot{x}_1^2 + m_2 \dot{x}_2^2 + m_3 \dot{x}_3^2] \quad (3.8)$$

Sistemin toplam potansiyel enerjisi ii,

$$E_p = \frac{1}{2}k_1(x_1 - x_2)^2 + \frac{1}{2}k_2(x_2 - x_3)^2 + \frac{1}{2}k_3(x_3 - x_y)^2 \quad (3.9)$$

Sistemin toplam sönüm enerjisi

$$E_D = \frac{1}{2}C_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2)^2 + \frac{1}{2}C_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_3)^2 + \frac{1}{2}C_3(\dot{x}_3 - \dot{x}_y)^2 \quad (3.10)$$

Yukarıda verilen enerji, ifadeleri Lagrange formülünde yerine konursa,

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{x}_1} \right) = m_1 \ddot{x}_1 \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{x}_2} \right) = m_2 \ddot{x}_2$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{x}_3} \right) = m_3 \ddot{x}_3 \quad \frac{\partial E_p}{\partial x_1} = k_1 x_1 - k_1 x_2$$

$$\frac{\partial E_k}{\partial x_1} = 0, \quad \frac{\partial E_k}{\partial x_2} = 0, \quad \frac{\partial E_k}{\partial x_3} = 0$$

$$\frac{\partial E_p}{\partial x_2} = k_1 x_2 - k_1 x_1 + k_2 (x_2 - x_3)$$

$$\frac{\partial E_p}{\partial x_3} = k_2 (x_3 - x_2) + k_3 (x_3 - x_y)$$

$$\frac{\partial E_D}{\partial \dot{x}_1} = C_1 \dot{x}_1 - C_1 \dot{x}_2 \quad \frac{\partial E_D}{\partial \dot{x}_2} = C_1 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + C_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_3)$$

$$\frac{\partial E_D}{\partial \dot{x}_3} = C_2 (\dot{x}_3 - \dot{x}_2) + C_3 (\dot{x}_3 - \dot{x}_y)$$

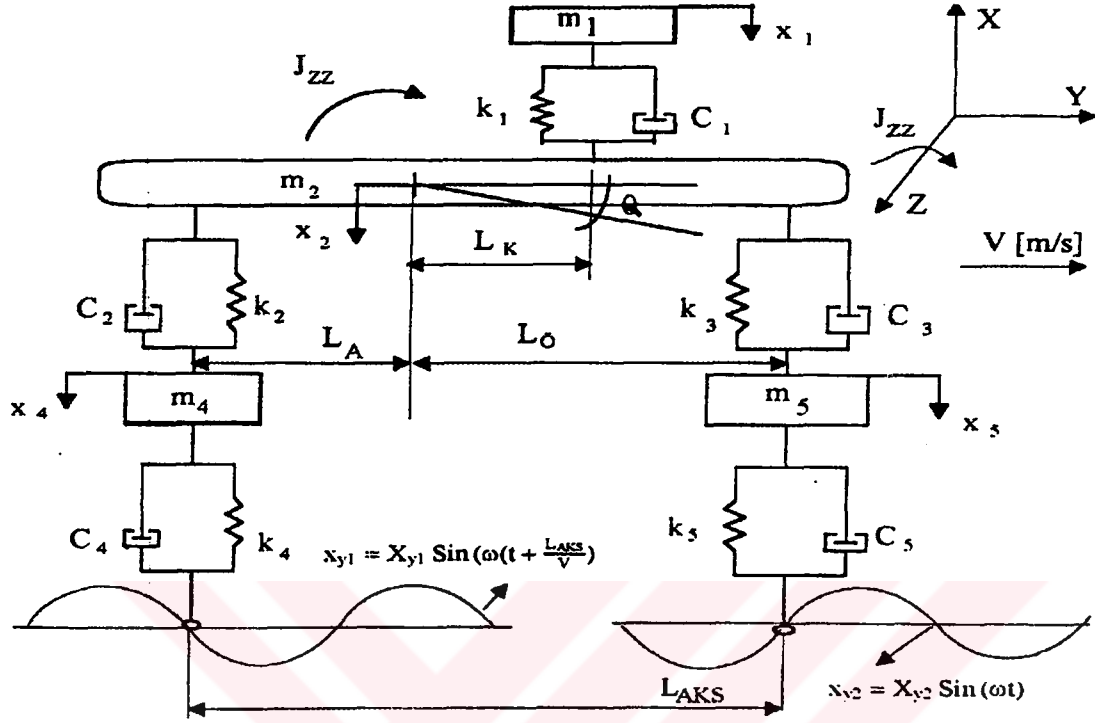
(3.8), (3.9), (3.10) Eşitliklerinden (3.1) denkleminin terimleri bulunur ve bu denklemler (3.1) denkleminde yerine yazılırsa matris formunda aşağıdaki denklem sistemi oluşturulur.

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{x}_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_1 & -C_1 & 0 \\ -C_1 & C_1 + C_2 & -C_2 \\ 0 & -C_2 & C_2 + C_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 \\ -k_1 & k_1 + k_2 & -k_2 \\ 0 & -k_2 & k_2 + k_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ k_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ C_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_y \end{bmatrix} \quad (3.11)$$

3.2 İki Boyutlu Model

3.2.1 Beş serbestlik dereceli taşıt modeli

- m_1 : Sürücü koltuğu + Sürücü kütlesi
- m_2 : Taşıt gövdesinin 1/2 kütlesi
- J_{zz} : Kütleli atalet momenti
- m_4, m_5 : Ön, arka aks ve tekerlek kütleleri
- C_1 : Sürücü Koltuğu ile gövde arasındaki sönüm elemanının katsayısı
- C_2, C_3 : Ön ve arka süspansiyon sistemleri sönüm katsayıları
- C_4, C_5 : Arka ve ön süspansiyon sistemleri sönüm katsayıları
- L_A : Arka aks ile ağırlık merkezi arasındaki yatay mesafe
- L_O : Ön aks ile ağırlık merkezi arasındaki yatay mesafe
- L_K : Ağırlık merkezi ile sürücü koltuğu arasındaki yatay mesafe
- X_{y1}, X_{y2} : Yol pürüzlülüğü (Ön ve arka tekerlerde)
- $x_1, x_2, \theta, x_4, x_5$: Titreşim hareketleri
- V_{aks} : Taşıt hızı (m/s)
- L_{aks} : Akslar arası mesafeyi göstermektedir.



3052Uekil 3.3 Beş serbestlik dereceli taşıt modeli

Sistemin toplam kinetik enerjisi,

$$E_k = \frac{1}{2} [m_1 \dot{x}_1^2 + m_2 \dot{x}_2^2 + J_{zz} \dot{\theta}^2 + m_4 \dot{x}_4^2 + m_5 \dot{x}_5^2] \quad (3.12)$$

Sistemin toplam potansiyel enerjisi,

$$E_p = \frac{1}{2} \{ k_1 [(x_1 - x_2) - L_K \theta]^2 + k_2 [(x_2 - x_4) - L_A \theta]^2 \} + \frac{1}{2} \{ k_3 [(x_2 - x_5) - L_0 \theta]^2 + k_4 (x_4 - x_{y1})^2 + k_5 (x_5 - x_{y2})^2 \} \quad (3.13)$$

Sistemin toplam sönüm enerjisi,

$$E_D = \frac{1}{2} \left\{ C_1 [(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - L_K \dot{\theta}]^2 + C_2 [(\dot{x}_2 - \dot{x}_4) - L_A \dot{\theta}]^2 \right\} + \frac{1}{2} \left\{ C_3 [(\dot{x}_2 - \dot{x}_5) - L_\delta \dot{\theta}]^2 + C_4 (\dot{x}_4 - \dot{x}_{y1})^2 + C_5 (\dot{x} - \dot{x}_{y2})^2 \right\} \quad (3.14)$$

(3.12), (3.13) ve (3.14) Eşitlikleri kullanılarak (3.1) ile verilen "Lagrange" denklemini oluşturan kısımlar aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{x}_1} \right) = m_1 \ddot{x}_1 \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{x}_2} \right) = m_2 \ddot{x}_2$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{\theta}} \right) = J \ddot{\theta} \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{x}_4} \right) = m_4 \ddot{x}_4$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{x}_5} \right) = m_5 \ddot{x}_5$$

$$\frac{\partial E_k}{\partial x_1} = 0, \quad \frac{\partial E_k}{\partial x_2} = 0, \quad \frac{\partial E_k}{\partial \theta} = 0, \quad \frac{\partial E_k}{\partial x_4} = 0, \quad \frac{\partial E_k}{\partial x_5} = 0$$

$$\frac{\partial E_p}{\partial x_1} = k_1 [(x_1 - x_2) - L_k \theta]$$

$$\frac{\partial E_p}{\partial x_2} = -k_1 [(x_1 - x_2) - L_k \theta] + k_2 [(x_2 - x_4) - L_A \theta] + k_3 [(x_2 - x_5) + L_\delta \theta]$$

$$\frac{\partial E_p}{\partial \theta} = -L_k k_1 [(x_1 - x_2) - L_k \theta] + L_A k_2 [(x_2 - x_4) - L_A \theta] - L_\delta k_3 [(x_2 - x_5) + L_\delta \theta]$$

$$\frac{\partial E_p}{\partial x_4} = -k_2 [x_2 - x_4 - L_A \theta] + k_4 (x_4 - x_y) \quad)$$

$$\frac{\partial E_p}{\partial x_5} = -k_3 [(x_2 - x_5) - L_O \theta] + k_5 (x_5 - x_y)$$

$$\frac{\partial E_D}{\partial \dot{x}_1} = C_1 [(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - L_k \dot{\theta}]$$

$$\frac{\partial E_D}{\partial \dot{x}_2} = -C_1 [(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - L_k \dot{\theta}] + C_2 [(\dot{x}_2 - \dot{x}_4) - L_A \dot{\theta}] + C_3 [(\dot{x}_2 - \dot{x}_5) + L_O \dot{\theta}]$$

$$\frac{\partial E_D}{\partial \dot{\theta}} = -L_k C_1 [(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - L_k \dot{\theta}] + L_A C_2 [(\dot{x}_2 - \dot{x}_4) - L_A \dot{\theta}] - L_O C_3 [(\dot{x}_2 - \dot{x}_5) + L_O \dot{\theta}]$$

$$\frac{\partial E_D}{\partial \dot{x}_4} = -C_2 [(\dot{x}_2 - \dot{x}_4) - L_A \dot{\theta}] + C_4 (\dot{x}_4 - \dot{x}_y)$$

$$\frac{\partial E_D}{\partial \dot{x}_5} = -C_3 [(\dot{x}_2 - \dot{x}_5) + L_O \dot{\theta}] + C_4 (\dot{x}_5 - \dot{x}_y)$$

Bu ifadeler, 3.1 denklemine yerleştirilip, matris formuna dönüştürülmek suretiyle sonuç denklem aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$[M] \ddot{\underline{x}} + [C] \dot{\underline{x}} + [K] \underline{x} = [F_1] \dot{x}_y + [F_2] \ddot{x}_y$$

Burada;

$$[M] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_{zz} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_5 \end{bmatrix}$$

$$[C] = \begin{bmatrix} C_1 & -C_1 & -L_K C_1 & 0 & 0 \\ -C_1 & C_1 + C_2 + C_3 & C_1 L_K - C_2 L_A + C_3 L_\delta & -C_2 & -C_3 \\ -L_K C_1 & C_1 L_K - C_2 L_A + C_3 L_\delta & C_1 L_K^2 + C_2 L_A^2 + C_3 L_\delta^2 & C_2 L_A & -C_3 L_\delta \\ 0 & -C_2 & C_2 L_A & C_4 + C_2 & 0 \\ 0 & -C_3 & -C_3 L_\delta & 0 & C_3 + C_5 \end{bmatrix}$$

$$[K] = \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & -k_1 L_K & 0 & 0 \\ -k_1 & k_1 + k_2 + k_3 & k_1 L_K - k_2 L_A + k_3 L_\delta & -k_2 & -k_3 \\ -k_1 L_K & k_1 L_K - k_2 L_A + k_3 L_\delta & k_1 L_K^2 + k_2 L_A^2 + k_3 L_\delta^2 & k_2 L_A & -k_3 L_\delta \\ 0 & -k_2 & k_2 L_A & k_4 + k_2 & 0 \\ 0 & -k_3 & -k_3 L_\delta & 0 & k_5 + k_3 \end{bmatrix}$$

$$\underline{x} = [x_1, x_2, \theta, x_4, x_5]^T \quad \dot{\underline{x}} = [\dot{x}_1, \dot{x}_2, \dot{\theta}, \dot{x}_4, \dot{x}_5]^T$$

$$\ddot{\underline{x}} = [\ddot{x}_1, \ddot{x}_2, \ddot{\theta}, \ddot{x}_4, \ddot{x}_5]$$

$$\underline{x}_y = [x_{y1}, x_{y2}]^T$$

$$\dot{\underline{x}}_y = [\dot{x}_{y1}, \dot{x}_{y2}]^T$$

$$[F_1] = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ k_4 & 0 \\ 0 & k_5 \end{bmatrix}$$

$$[F_2] = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ C_4 & 0 \\ 0 & C_5 \end{bmatrix}$$

$$x_{y2} = x_{y2} \sin(\omega t)$$

$$x_{y1} = x_{y1} \sin \omega \left(t + \frac{L_{Aks}}{V} \right)$$

3.3 Taşıt Fiziksel Değerlerinin Hesabı Ve Denklemlerin Çözümü

3.3.1 Taşıt ağırlık merkezi

Taşıtların ağırlık merkezlerinin yerini bulmak için taşıt, Şekil 3.4 'de görüldüğü gibi değişik konumlarda tartıldı. Bulunan değerler (3.15), (3.16), (3.17) ve (3.18) denklemlerinde yerine konarak taşıt ağırlık merkezinin yeri bulundu.

M_T	= Toplam taşıt kütlesi	[kg]
M_O	= Ön aks kütlesi	[kg]
M_A	= Arka aks kütlesi	[kg]
G_T	= Taşıtın ağırlık kuvveti	[N]
G_O	= Ön aksa düşen ağırlık kuvveti	[N]
G_A	= Arka aksa düşen ağırlık kuvveti	[N]
L_{AKS}	= Akslar arası mesafe	[m]
L_O	= Ön aks ile ağırlık merkezi arasındaki mesafe	[m]
L_A	= Arka aks ile ağırlık merkezi arasındaki mesafe	[m]
H	= Taşıtın ön veya arka aksının yerden havaya kaldırılması halinde, ön ve arka tekerlerin merkezleri arasındaki mesafe	[m]
h	= Ağırlık merkezinin yerden yüksekliği	[m]
T_E	= İz genişliği	[m]
g	= Yerçekimi ivmesi	[m/s ²]
e	= Taşıtın uzunlamasına simetrik eksenine ile ağırlık merkezi arasındaki yatay mesafe	[m]
α	= Taşıt havaya kaldırıldığında yatayla yapmış olduğu açı	[rad]
r	= Tekerlek yarıçapı	[m]

Şekil 3.5 'de O noktasına göre moment alınırsa,

$\Sigma M_O = 0$ olacaktır. Daha açık bir ifade ile

$$M_A G L_{AKS} - M_T G (L_{AKS} - L_A) = 0 \quad (3.15)$$

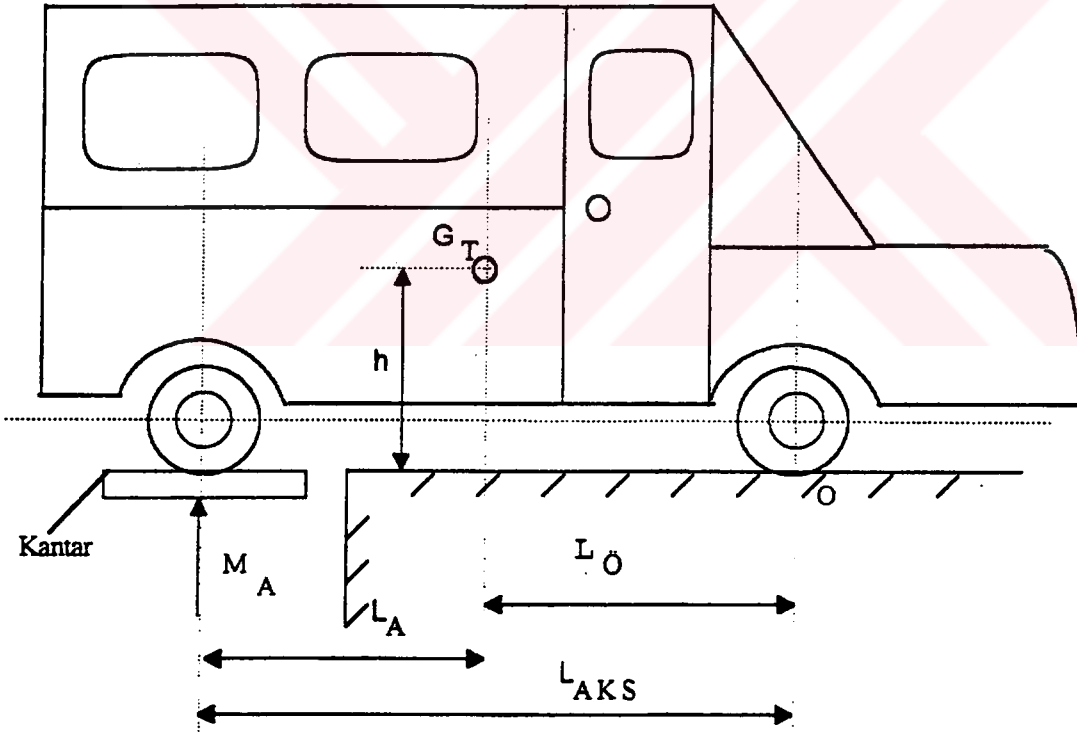
Burada;

$$M_{AG} = G_A , \quad M_{TG} = G_T , \quad L_O = L_{AKS} - L_A \quad (3.16)$$

olup,(3.15) formülünden L_A çekilirse,

$$L_A = \left(\frac{G_T - G_A}{G_T} \right) L_{AKS} \text{ şeklinde bulunur.} \quad (3.17)$$

(3.16) ve (3.17) formülleri sayesinde ağırlık merkezinin arka ve ön aksa olan mesafeleri bulunabilir.



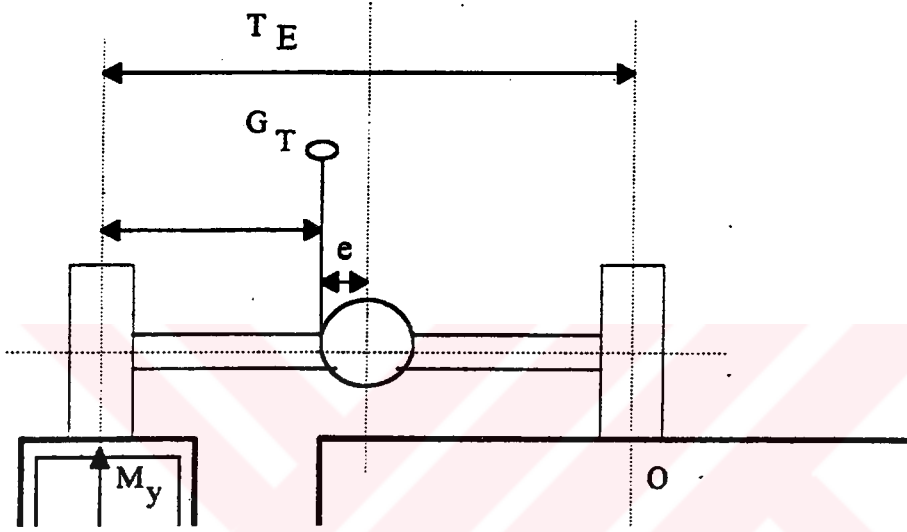
Şekil 3.4 Taşıt boyuna ağırlık merkezi

Şekil 3.4'de O noktasına göre moment alındığında ;

$\Sigma M_O = 0$ olacaktır. Daha açık ifade edilecek olur ise (3.18) formülü ortaya çıkar.

$$M_y g T_E - M_T g \left(\frac{T_E}{2} + e \right) = 0 \quad (3.18)$$

Bu formül ile taşıttın uzunlamasına simetrik eksenini ile ağırlık merkezi arasındaki yatay mesafe bulunur.



Şekil 3.5 Taşıttın enine ağırlık merkezi

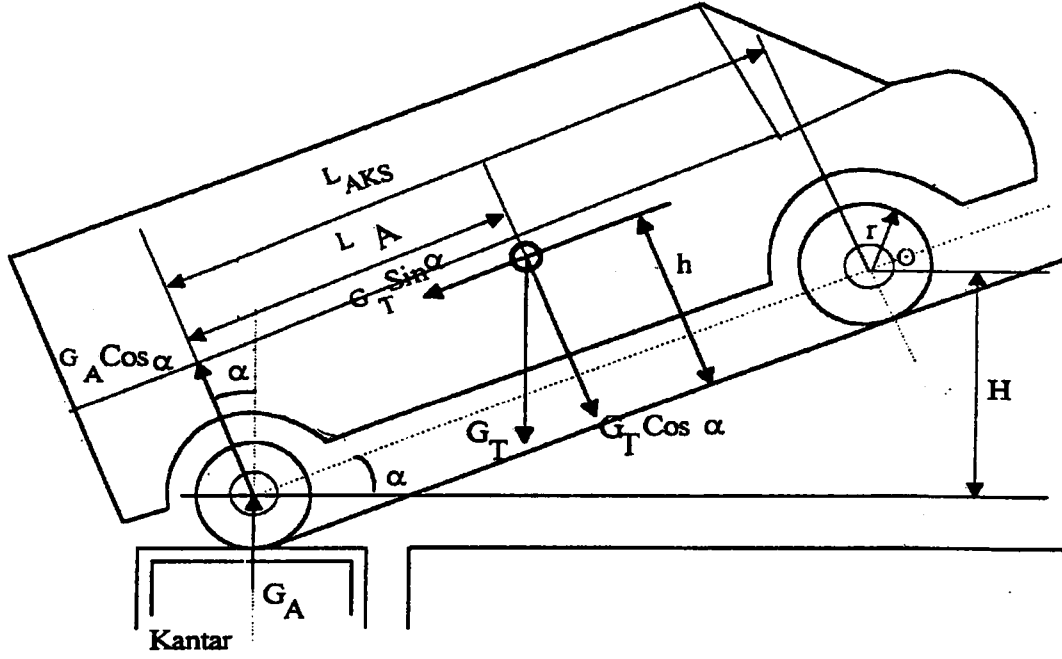
Ağırlık merkezinin yerden yüksekliğini bulmak için Şekil 3.6 'daki O noktasına göre moment alınırsa,

$$\Sigma M_O = 0$$

$$G_T \cos \alpha (L_{AKS} - L_A) + G_T \sin \alpha (h - r) - G_A \cos \alpha L_{AKS} = 0 \quad (3.19)$$

$\sin \alpha = \frac{H}{L_{AKS}}$ olmak üzere (3.19) formülünden "h" değeri çekilerek taşıttın ağırlık merkezinin yerden yüksekliği bulunur.

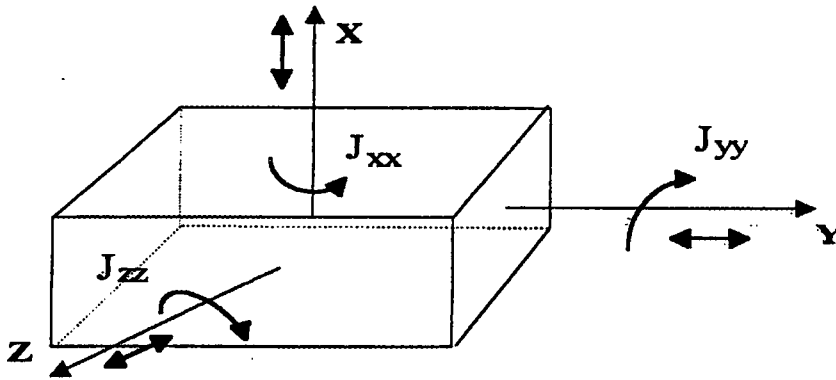
$$h = \frac{G_A \cos \alpha L_{AKS} - G_T \cos \alpha (L_{AKS} - L_A)}{G_T \sin \alpha} + r$$



Şekil 3.6 Taşıt ağırlık merkezinin yüksekliği

3.3.2 Kütleli atalet momentlerinin hesaplanması

Taşıt kütleli atalet momentlerini, ağırlık merkezinden geçen üç boyutlu koordinat sistemindeki eksenlere göre belirlemek gerekir. Üç boyutlu eksenlerdeki atalet momentlerinin değerleri birbirlerinden farklı olduğu gibi, etkileri de farklıdır. Şekil 3.7'de değişik eksenlerdeki kütleli atalet momentleri gösterilmektedir. Burada; J_{zz} ile gösterilen değer doğrusal ilerlemede kafa vurma, J_{yy} Y eksenini etrafında dönme ve J_{xx} ise düşey eksen etrafındaki dönmeden dolayı oluşan atalet momentlerini göstermektedir.



Şekil 3.7 Kütleli atalet momentleri

Atalet momentinin genel tanımı ise, bir eksen etrafında dönme hareketi yapan cismin atalet mukavemetinin bir ölçüsüdür. Bu tanımın matematiksel gösterimi ise aşağıdaki şekilde yapılır.

$$J = \int r^2 dm \text{ ve } M_d = J \ddot{\theta} \quad (3.20)$$

Bu formül, elementer kütlelerin gövde üzerinde toplanacağını ve her bir elementer kütle için dönme ekseninden uzaklıklarının karesi ile çarpılacağını belirtir. Bu formül kullanılarak taşıtın bütün parçalarının atalet momentleri tesbit edilebilir. Bunun için her parçanın ağırlıkları tesbit edilir, ağırlık merkezinden uzaklıkları ölçülür ve geometrik şekillere benzetilerek önce kendi, ardından da ağırlık merkezine göre atalet momentleri tesbit edilebilir. Parçalar için elde edilen tüm atalet momentleri toplanarak, taşıtın atalet momentini hesaplamak mümkündür. Ancak bu işlemlerin yapılması çok güçtür. O nedenle kütleli atalet momentlerini hesaplamak için deneysel metodlar geliştirilmiştir.

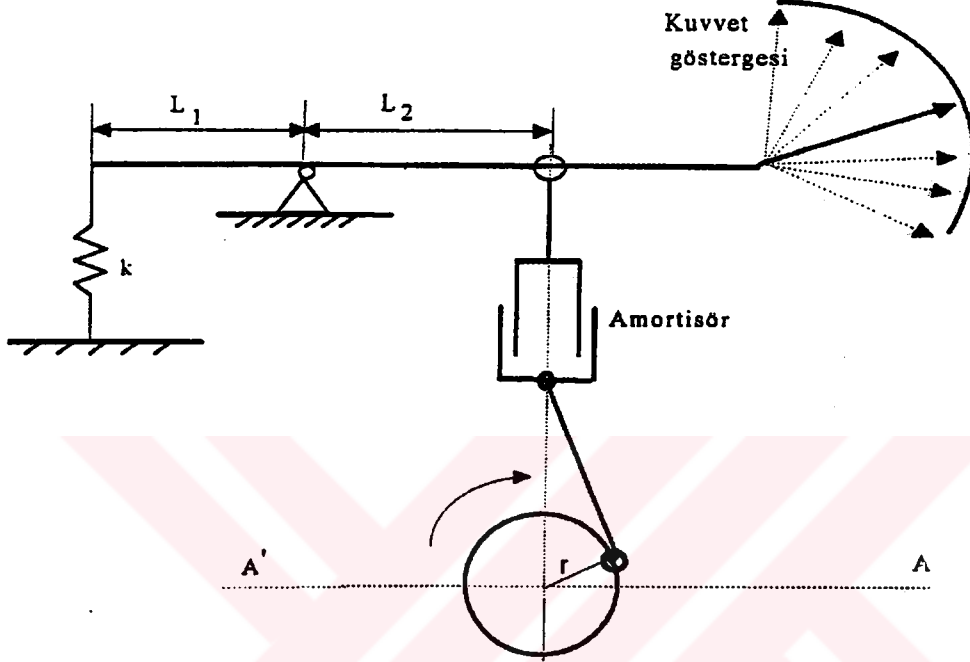
Atalet momentleri genel olarak titreşim sistemleri ile tesbit edilmektedir. Bunun için düşey fiziksel sarkaç, yatay sarkaç veya burulma titreşim sistemlerinden yararlanılır. Bütün bu sistemlerde temel esas, atalet momenti tesbit edilecek sistemin, tabii frekansında titreşime maruz bırakılması ve titreşim zamanının tesbit edilmesidir. Ardından, serbest titreşim hareket denklemleri göz önüne alınarak atalet momentleri hesaplanır (Kut, 1987).

3.3.2.1 Yatay sarkaç metodu

Yatay sarkaç metodu yay elemanlı bir metottur. Bu metotta yaylar bir veya iki tarafa yerleştirilerek, kütle merkezinden geçen düzlemin döndürme merkezi seçilmesi veya kütle merkezi yerine başka bir eksenin döndürme merkezi alınmasıyla iki farklı yöntem olarak uygulanır (bu çalışmada aks eksenini dönme merkezi olarak seçildi). Bu yöntemde, taşıt ön aksının altına yay katsayıları bilinen yay paketleri yerleştirilir. Daha sonra taşıt, arka aksın serbest olarak dönebilecek şekilde mafsallanır. Bu model serbest titreşime tabi tutulur. Spektrum analizör ile taşıtın serbest titreşim frekansı belirlenir.

3.3.3 Amortisör sönüm katsayılarının hesabı

Amortisör karakteristik özelliklerinin tesbiti için, amortisör üretimi yapan Beldesan Anonim Şirketi'nde bulunan test cihazından yararlanıldı. Amortisör test cihazının çalışma prensibi Şekil 3.8 'da basit olarak ifade edilmiştir.

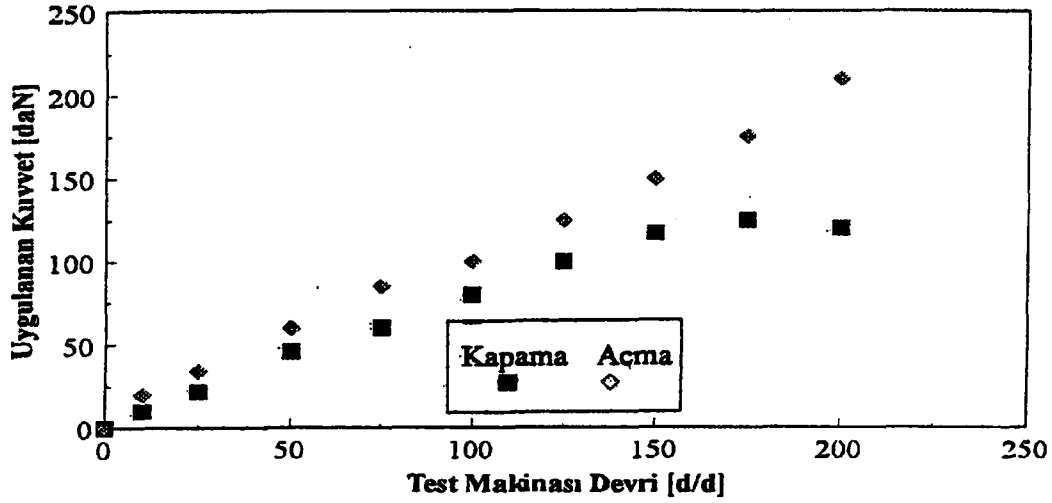


Şekil 3.8 Amortisör test cihazı

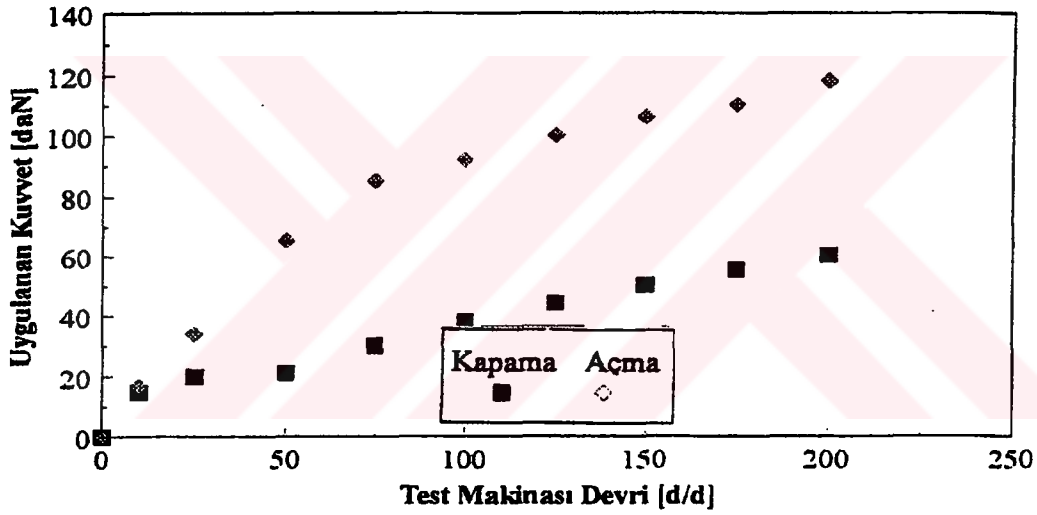
C :	Amortisör sönüm katsayısı	[Ns/m]
s :	Test stroku	[m]
n :	Test makinası devri	[devir/dak]
V :	Test makinası çizgisel hızı (A'-A ekseninde)	[m/s]
F :	Amortisör sönüm kuvveti	[N]
L ₁ , L ₂ :	Kaldıraç kollarının uzunluğu	[m]

$$V = \frac{\pi \cdot s \cdot n}{60} \text{ [m/s]} \quad C = \frac{F}{V} \left[\frac{\text{Ns}}{\text{m}} \right] \quad s=2r \quad (3.21)$$

olmak üzere sönüm katsayısı hesaplanır. İki tip amortisör test sonuçları aşağıdaki eğrilerde görülebilir. Şekil 3.9 ve Şekil 3.10 deki amortisör karakteristik eğrileri kapama ve açma durumları için çizilmiştir.



Şekil 3.9 Ön amortisör karakteristik eğrisi



Şekil 3.10 Arka amortisör karakteristik eğrisi

3.3.4 Yay katsayılarının hesabı

3.3.4.1 Teorik hesap

Yayların yay katsayılarının teorik olarak tesbiti için; yay malzemesinin özellikleri ve boyutlarının bilinmesi gerekir. Teorik formüller, örnek olarak ele aldığımız taşıtlarda kullanılan helezon ve makas yaylar için aşağıdaki gibi verilebilir (Reimbel, 1979; Akkurt, 1982).

k : Yay katsayısı [N/m]

L : Makas yay boyu [m]

t	: Makas yay et kalınlığı	[m]
E	: Elastiklik modülü	[N/m ²]
N	: Ana kat boyundaki kat adeti	[adet]
b	: Makas yay genişliği	[m]
n	: Makas yay kat adeti	[adet]
d	: Helezon yay tel çapı	[m]
i	: Helezon yay sarım sayısı	[Adet]
G	: Kayma modülü	[N/m ²]
D	: Sarım dış çapı	[m]

Teorik yay katsayısı ; makas yaylar için,

$$k = \frac{3.E.n.b.t^3}{L^3} \left(1 + \frac{n}{2.N} \right) \quad (3.22)$$

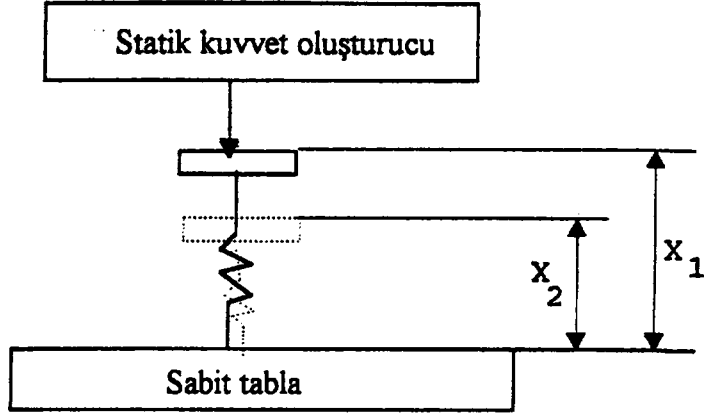
Helezon yaylar için ise,

$$k = \frac{G.d^4}{8.i.D^3} \quad (3.23)$$

formülleri ile hesaplanır.

3.3.4.2 Deneysel tesbit

Basit bir düzenele, yayların yay katsayılarını deneysel olarak tesbit etmek mümkündür. Deneysel setinin çalışma prensibi, Şekil 3.11'de basit olarak verilmiştir. Burada yay, değişik değerlerdeki statik kuvvetlere maruz bırakılmaktadır. Bu esnada her kuvvet değerinde yayda meydana gelen statik çökme ölçülmektedir. Statik çökme ve kuvvet değerleri (3.24) formülünde yerine konarak yay katsayıları için, Şekil 3.12 ve Şekil 3.13 grafikleri çizilmiştir.



Şekil 3.11 Yay katsayısının tesbiti

F : Kuvvet [N]
 X : Statik okme [m]
 k : Yay katsayısı [N/m]

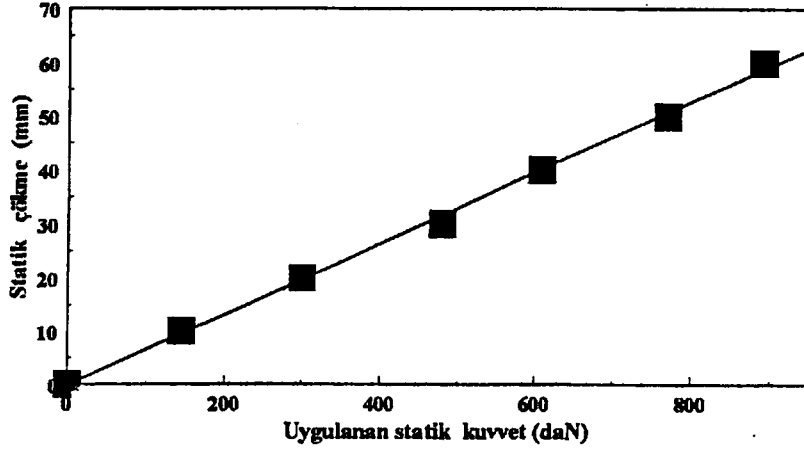
$$X = X_1 - X_2$$

$$k = \frac{F}{X} \quad (3.24)$$

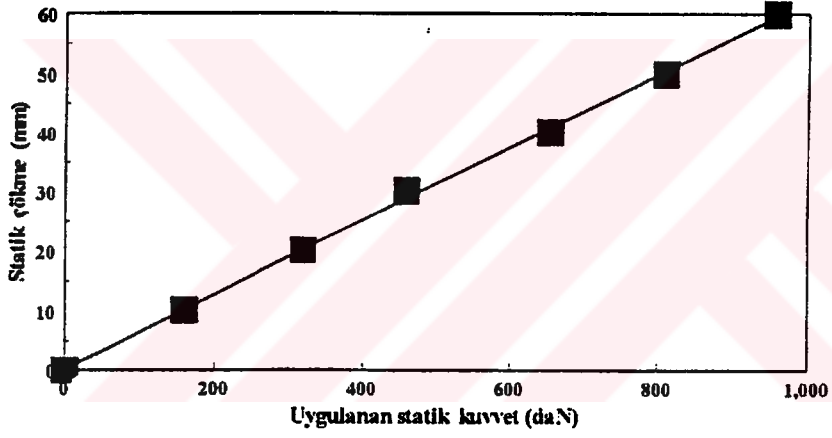
Örnek olarak kullanılan makas yayların boyutları, izelge-3.1'de verilmiştir.

Çizelge 3.1 Makas yay boyutları

Sembol	Őn makas yay	Arka makas yay	Boyut
b	45	45	[m]
n	7-8	7-13	[Adet]
L	1,006	1,156	[m]
t	7	7	[m]
E	21 000	21 000	[N/m ²]



Şekil 3.12 Ön makas yay karakteristiği



Şekil 3.13 Arka makas yay karakteristiği

4 AKTİF SÜSPANSİYONLARDA PID KONTROL YÖNTEMİ

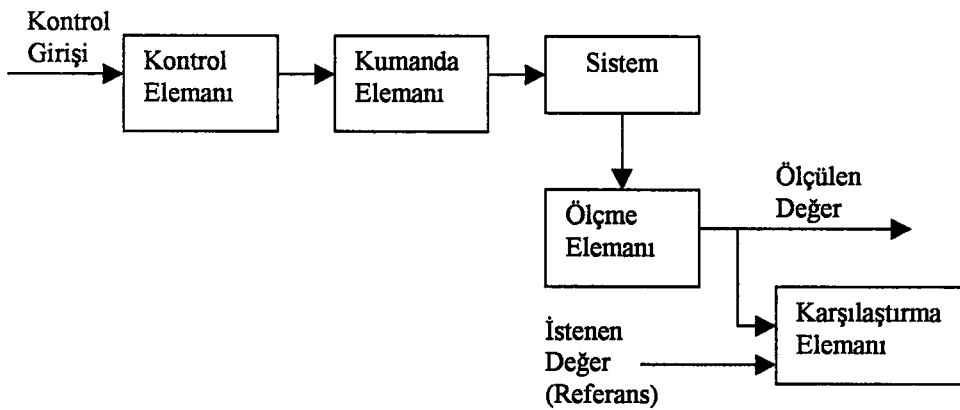
Bu bölümde taşıtların seyir performanslarını arttırmak için sıkça kullanılan PID kontrol yöntemi üzerinde durulacaktır.

4.1 Temel Kontrol İşlemleri

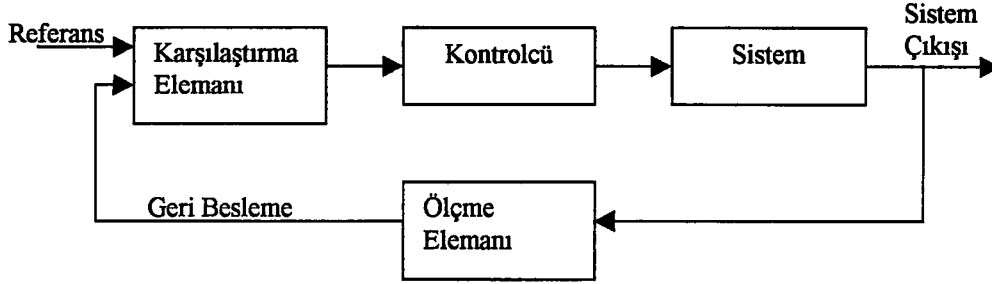
Kontrolün amacı, bir işlemdeki değişkenlerin istenilen şekilde davranması için giriş sinyalleri üretmektir. Başka bir ifadeyle, sisteme uygun bir giriş uygulayarak, arzu edilen çıkışı elde etmektir (Özdaş vd., 1995). Mühendislik kontrol sistemleri açık çevrimli kontrol ve kapalı çevrimli kontrol olmak üzere iki gruba ayrılır.

Bir kontrol çevriminde kontrol ve kumanda sistemin çıkışlarına bağlı olarak belirlenmiyorsa kontrol çevrimi açıktır. Diğer bir deyişle, çıkışlar kumandayı kontrol sistemi içinde doğrudan etkilememektedir. Bu tür kontrol genellikle sistem yapısının ve sistem girişlerinin önceden çok iyi bilindiği uygulamalarda kullanılır.

Sisteme referans ile gerçek çıkış arasındaki farka (hata) göre giriş uygulanıyorsa, buna kapalı çevrimli kontrol adı verilir. Sistem çıkışındaki değişmeler, sisteme uygulanacak kumandanın belirlenmesi için geri gönderilir. Bu nedenle kapalı çevrimli kontrole “Geri beslemeli kontrol”de denir. Bu iki kontrol biçimi, Şekil 4.1 ve Şekil 4.2 de şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 4.1. Açık çevrimli kontrol



Şekil 4.2. Kapalı çevrimli kontrol

Eğer, referans değeri değişken ise kapalı çevrimli sistemin, açık çevrimli sistemden dikkate değer bir biçimde farklı olduğu ortaya çıkar. Geri besleme tasarımının amacı da hızlı cevap veren, daha kararlı bir sistem oluşturmaktır. Çok yavaş tepki veren sistemler çok kuvvetli kontrol girişleri ile hızlandırılabilirler.

4.2. Orantı+İntegral+Türev (PID) Tipi Kontrolcü

Endüstriyel çevrelerde PID kontrolcü hala en çok kullanılan geri beslemeli kontrolcüdür. Pratikte edinilen tecrübeler bu kontrolcünün bir çok proses kontrol problemi ile son derece iyi bir şekilde baş edebildiğini göstermiştir. PID yönteminin diğer avantajları ise az sayıdaki tasarım parametresinin olması ve bunların performans ölçüleri ile kolayca ilişkilendirilmesidir (De Cock vd., 1997).

PID kontrolcü lineer bir kontrolcüdür. Hata sinyali $e(t)$ ' yi kontrol sinyali $u(t)$ ' ye çevirir. Lineer bir kontrolcü olduğundan zaman ve frekans bazında incelenebilir. Zaman bazında kontrol sinyali şu şekildedir:

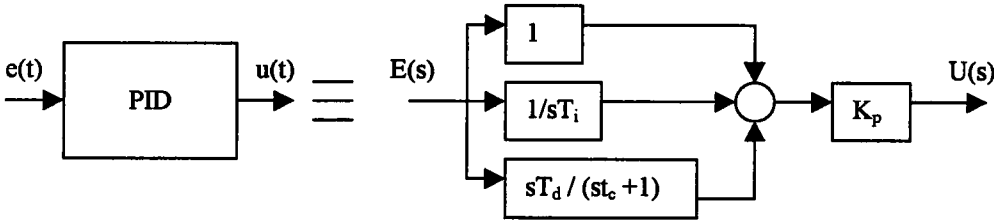
$$u(t) = K_p \left(e(t) + \frac{1}{T_i} \int e(t) dt + T_d \frac{d}{dt} e(t) \right) \quad (4.1)$$

Laplace Dönüşümü alındıktan sonra bu denklem:

$$U(s) = K_p \left(1 + \frac{1}{sT_i} + sT_d \right) E(s) \quad (4.2)$$

şeklini alır.

Temel olarak kontrolcü üç terimden oluşur. Birinci terim hata sinyali ile, ikinci terim hata sinyalinin integrali ile üçüncü terim hata sinyalinin türevi ile orantılıdır. Şekil 4.3' de PID kontrol yönteminin blok diyagramı gösterilmiştir.

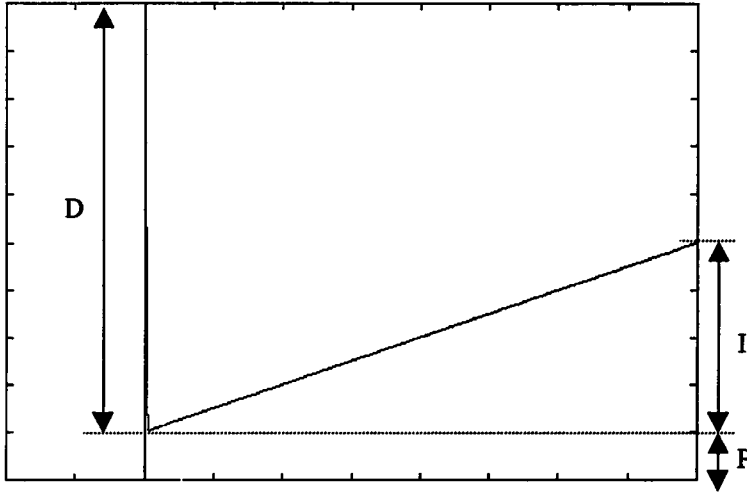


Şekil 4.3 PID kontrol yönteminin blok diyagramı

Bu yapıda türev ifadesinin uygulanmasında bazı değişiklikler yapılmıştır. Pratik açıdan yüksek frekanslarda sınırsız genliğe sahip olduğundan saf türev işleminin bir manası yoktur. Bu fiziksel olarak imkansızdır ve zaten istenen bir durum değildir. Ayrıca hata sinyali ile üst üste binen en ufak yüksek frekanslı gürültünün genliği bile korkunç derecede yüksek olacaktır. Yumuşatma işlemi hata sinyalini, türevi alınmadan önce alçak geçişli bir filtreden geçirmek suretiyle yapılabilir. Pratikte iki işlem de aynı filtrede gerçekleştirilir. PID kontrolcünün transfer fonksiyonu aşağıdaki gibi olur:

$$C(s) = \frac{U(s)}{E(s)} = K_p \left(1 + \frac{1}{sT_i} + \frac{sT_d}{st_c + 1} \right) \quad (4.3)$$

Türev işleminin gerçekleştirilmesi için t_c ' nin T_d ' ye göre çok ufak olması gerekir. t_c çok büyük seçilirse terim, düşük frekanslarda bile oransal bir terime dönüşür. PID kontrolcünün basamak giriş karşısında açık çevrim zaman cevabı, Şekil 4.4' de gösterilmiştir.



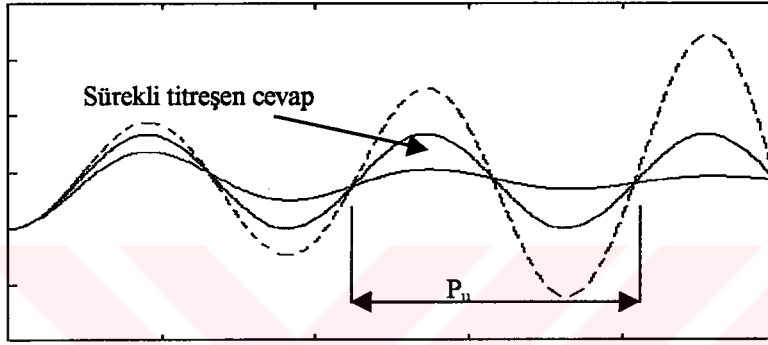
Şekil 4.4 Açık çevrimde PID kontrolcünün basamak cevabı.

Orantı işlemi (P), proses değerindeki bir değişime çabuk cevap verdiği için hızlıdır. Orantı terimi yüzünden sabit hata, sabit kontrol işlemine neden olur. İntegral işlemi (I), hata sabit kaldığı sürece kontrol işleminin büyümesine yol açar. Dolayısıyla, İntegral Kontrolcü kullanılarak hata daima azaltılır. Oransal kontrolcü ile kıyaslandığında İntegral kontrolcü daha yavaş tepki verir. Bir hata ortaya çıktığı anda türev işlemi (D) çok çabuk devreye girer. Ancak hatanın değiştiği anlarda etkindir. Grafikte görüldüğü üzere basamak giriş uygulandığı anda devreye girmiştir.

PID kontrolde en önemli nokta kontrolcü katsayıları olan orantı kazancını (K_p), integral zamanını (T_i) ve türev zamanını (T_d) ayarlamaktır. Bunun için deneysel ve teorik birçok yöntem geliştirilmiştir. Bu tez çalışmasında katsayıları ayarlamak için Ziegler-Nichols tarafından geliştirilen “Sürekli Titreşim Metodu” iki serbestlik dereceli sistem için, beş ve sekiz serbestlik dereceli sistem için ise deneme yanılma metodu kullanıldı.

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 değer hızlı cevap ve çabuk sönümlenme sağladığı deneysel olarak saptanmıştır.

Sönümlü Titreşim Metodu, deneysel yöntemler arasında en tanınmış olanlardan birisidir. Burada amaç kapalı çevrimli kontrol sistemini yalnızca oransal kontrolcü ile denemeye tâbi tutmaktır. İntegral zamanı sonsuza ($T_i = \infty$), türev zamanı ise sıfıra ($T_d=0$) ayarlanarak sistem üzerinde yalnızca oransal etki kalması sağlanır. Referans değerinde bir basamak değişmesi uygulanır. Kazanç değeri değiştirilerek deney birkaç kez tekrarlanır. Sürekli titreşim yapan cevap eğrisini veren kazanç değerine K_{mak} , bu durumdaki titreşim periyoduna ise P_u denir. Bunlar Şekil 4.5' te gösterilmiştir.



Şekil 4.5 Çeşitli cevap eğrileri

Ziegler ve Nichols pek çok deney yaparak sonuçların birbiriyle ilgisini 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 aşağıdaki şekilde hesaplanır:

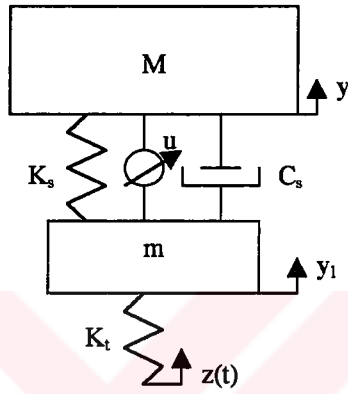
$$K_p = 0.6 K_{mak} \quad (4.4)$$

$$T_i = P_u / 2 \quad (4.5)$$

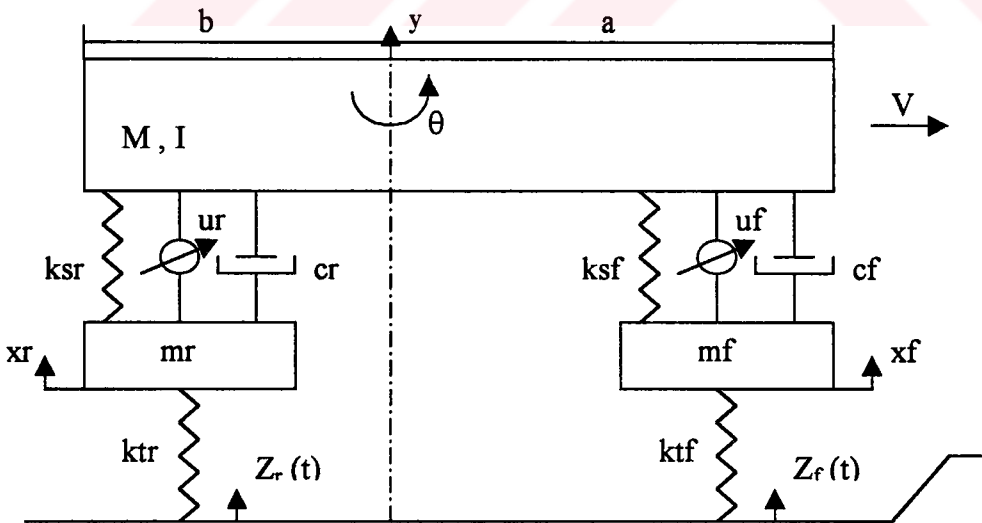
$$T_d = P_u / 8 \quad (4.6)$$

5 PID KONTROL YÖNTEMİNİN TAŞIT MODELLERİNE UYGULANMASI

Bu bölümde, PID kontrol yönteminin iki ve dört serbestlik dereceli taşıt modellerine uygulanması üzerinde durulacaktır. Aşağıda, iki ve dört serbestlik dereceli taşıt modelleri gösterilmiştir (Şekil 5.1 ve Şekil 5.2).

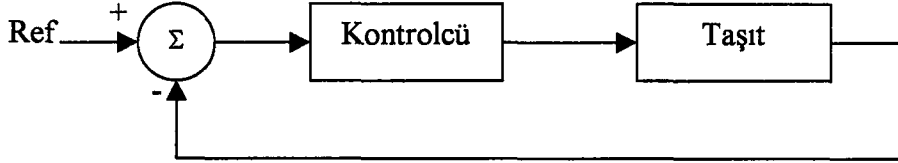


Şekil 5.1. Çeyrek taşıt modeli



Şekil 5.2 Yarım taşıt modeli

PID kontrol yöntemi öncelikle çeyrek taşıt modeli üzerinde, ardından da yarım taşıt modeli üzerinde gösterilecektir. Aşağıda kapalı çevrimli taşıt modelinin genel blok diyagramı gösterilmiştir (Şekil 5.3).



Şekil 5.3 Kapalı çevrimli taşıt modelinin blok diyagramı

5.1 Çeyrek Taşıt Modelinin Hareket Denklemleri

Şekil 5.1' deki lineer çeyrek taşıt modelini tanımlayan diferansiyel denklemler Lagrange Hareket Denklemi kullanılarak çıkartılacaktır. Bu çalışmada kullanılan diğer taşıt modellerinin diferansiyel denklemleri de bu denklem yardımıyla çıkartılarak kullanılacaktır. Lagrange Hareket Denklemleri, sistemdeki enerji dengesi üzerine kurulmuştur ve açık hali aşağıdaki gibidir:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial q_i} + \frac{\partial E_D}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial E_p}{\partial q_i} = Q_i \quad (5.1)$$

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 ($i = 1, 2, \dots, m$)

Şekil 5.1' deki taşıt modeli için enerji denklemleri şu şekildedir:

$$E_k = \frac{1}{2} M \dot{y}^2 + \frac{1}{2} m \dot{y}_1^2 \quad (5.2)$$

$$E_D = \frac{1}{2} c_s (\dot{y} - \dot{y}_1)^2 \quad (5.3)$$

$$E_p = \frac{1}{2}k_s(y - y_1)^2 + \frac{1}{2}k_t(y_1 - z)^2 \quad (5.4)$$

Böylelikle sistemin bağımsız koordinatları y ve y_1 cinsinden hareket denklemleri sırasıyla aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$M\ddot{y} + c_s(\dot{y} - \dot{y}_1) + k_s(y - y_1) = u \quad (5.5)$$

$$m_1\ddot{y}_1 + c_s(\dot{y}_1 - \dot{y}) + k_s(y_1 - y) + k_t(y_1 - z) = -u \quad (5.6)$$

Sistemi durum uzayı biçiminde yazmak istersek, (5.7) denklemine göre katsayı matrislerini düzenlemek gerekir.

$$\dot{\underline{x}} = [A]\underline{x} + [B]\underline{u} + [L]z \quad (5.7)$$

Öncelikle, yukarıdaki (5.5) ve (5.6) denklemlerinde bulunan ikinci derece terimleri, birinci dereceden terimler şeklinde yazmak gerekir. Bunun için aşağıdaki atamalar yapılabilir:

$$\dot{y} = y_T \quad (5.8)$$

$$\dot{y}_1 = y_{1T} \quad (5.9)$$

T indisi türev alındığını ifade etmektedir. (5.8) ve (5.9)' e göre (5.5) ve (5.6) yeniden düzenlenirse:

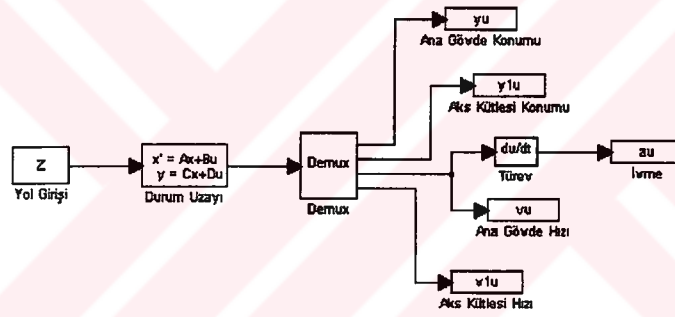
$$\dot{y}_T = \frac{1}{M} \{-k_s y + k_s y_1 - c_s y_T + c_s y_{1T} + u\} \quad (5.10)$$

$$\dot{y}_{1T} = \frac{1}{m} \{k_s y - (k_s + k_t)y_1 + c_s y_T - c_s y_{1T} - u + k_t z\} \quad (5.11)$$

(5.8), (5.9), (5.10) ve (5.11) denklemleri kullanılarak, sistemin durum uzayı biçimi şu şekilde yazılabilir:

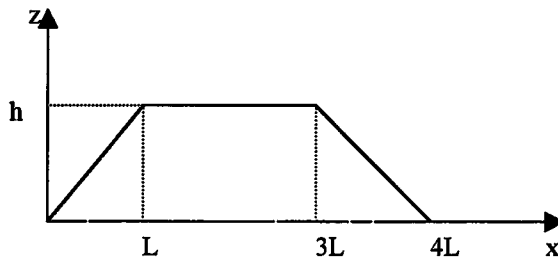
$$\begin{bmatrix} \dot{y} \\ \dot{y}_1 \\ \dot{y}_T \\ \dot{y}_{IT} \end{bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{k_s}{m} & \frac{k_s}{m} & -\frac{c_s}{m} & \frac{c_s}{m} \\ \frac{k_s}{m} & -\frac{(k_s+k_t)}{m} & \frac{c_s}{m} & -\frac{c_s}{m} \end{bmatrix}}_A \begin{bmatrix} y \\ y_1 \\ y_T \\ y_{IT} \end{bmatrix} + \underbrace{\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{1}{m} \\ -\frac{1}{m} \end{bmatrix}}_B u + \underbrace{\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{k_t}{m} \end{bmatrix}}_L z \quad (5.12)$$

Bu tez çalışmasında kullanılan tüm taşıt modellerinin parametreleri EK 1' de verilmiştir. Bu parametrelerle yapılan simülasyon çalışmaları için MATLAB 5.2 paket programı kullanılmıştır. Bu taşıt modellerinin matematiksel modelleri MATLAB programında blok diyagramlarına çevrilmekte ve simülasyon sonuçları elde edilmektedir. Çeyrek taşıt modelinin MATLAB blok diyagramı Şekil 5.4' te gösterilmiştir.



Şekil 5.4 Çeyrek taşıt modelinin blok diyagramı

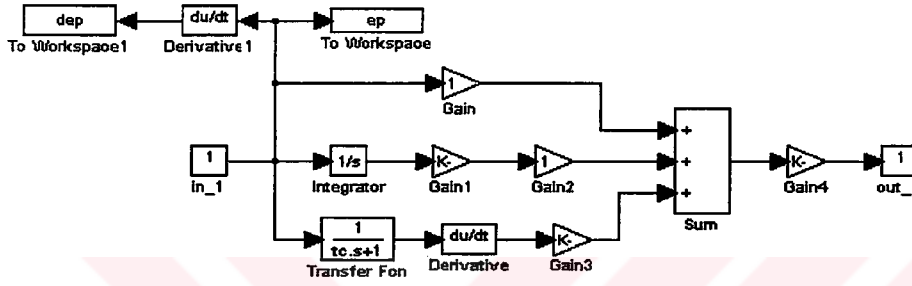
Taşıt modellerine, Şekil 5.5' de gösterilen rampa tipi giriş uygulanarak kontrolcü performansları ölçülmüştür. Kullanılan taşıt modeli, düz yolda 14 m/s lik sabit hızla ilerlerken bu girişe maruz kalmaktadır.



Şekil 5.5 Yol girişi

5.2 PID Kontrolcünün Çeyrek Taşıt Modeline Uygulanması

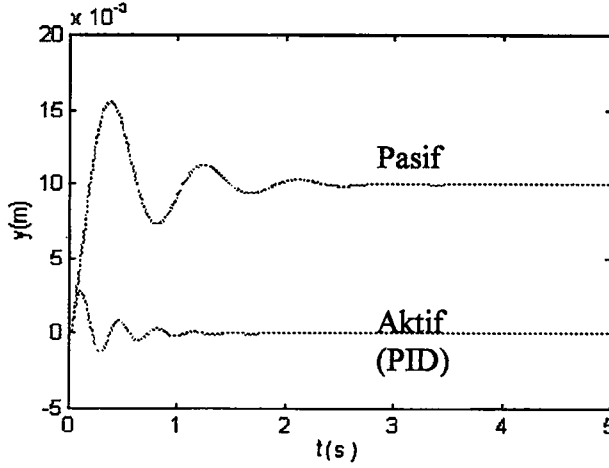
PID kontrolcünün bir dinamik sisteme uygulanabilmesi için öncelikle parametrelerinin (K_p , T_i , T_d) ayarlanması gerekir. Bunun için, Ziegler – Nichols yöntemi uygulanmıştır. Çeyrek taşıt modelinde kullanılan PID kontrolcünün blok diyagramı, Şekil 5.6' da verilmiştir.



Şekil 5.6 PID kontrolcünün blok diyagramı

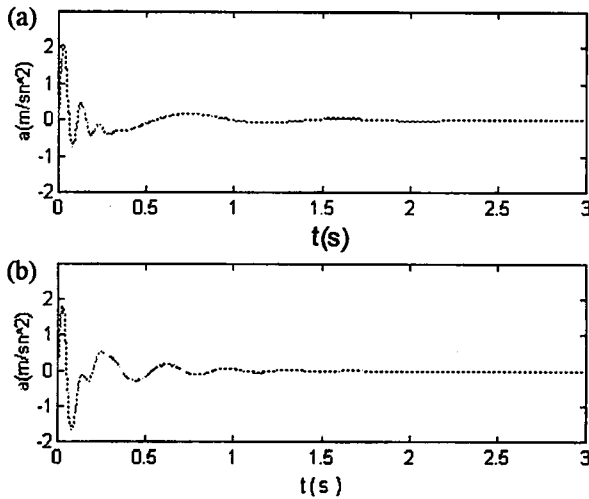
Bu tür bir sisteme, PID kontrolcülü aktif süspansiyonun verdiği cevap, Şekil 5.7' de pasif bir süspansiyon modeli ile kıyaslanarak gösterilmiştir. Kontrolcünün düzgün çalıştığını kontrol etmek amacıyla referans olarak sıfır alınmıştır. Amaç kontrolcünün referans değerini mümkün olduğu kadar çabuk yakalamasıdır. Bunu yaparken pasif süspansiyondan daha çabuk ve etkin sönümlenme yapması beklenmektedir (Pintado vd., 1990; Rakheja vd., 1994). Yeşil renkle gösterilen eğriye sahip olan PID kontrolcülü aktif süspansiyon, hem taşıtın düşey hareketini oldukça sınırlandırmakta, hem de referans değerine çok çabuk ulaşmaktadır. Dolayısıyla pasif bir süspansiyona göre PID kontrolcülü aktif süspansiyon titreşim sönümlemede çok daha başarılı olmaktadır.

Ancak, titreşimin çabuk sönümlenmesi tek başına seyir konforunu sağlamakta yeterli olmadığından taşıtın diğer dinamik davranışları da incelenmelidir (Crolla vd., 1991; Hac, 1992; Hrovat, 1993).

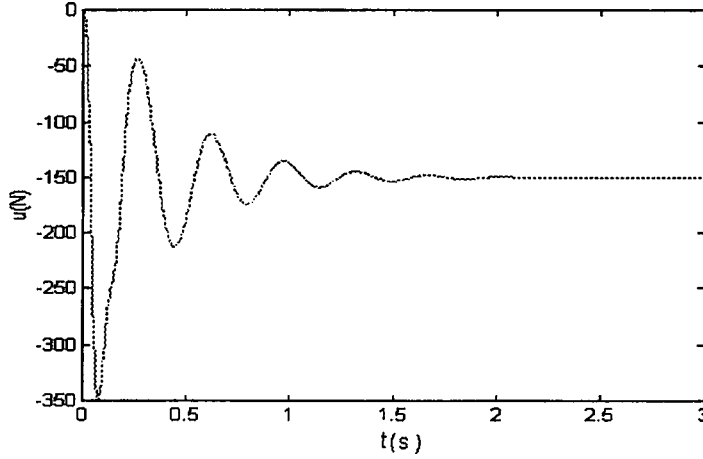


Şekil 5.7 PID kontrolcülü aktif süspansiyon ile pasif süspansiyonlu çeyrek taşıt modelinin zaman cevapları.

Kontrolcünün düzgün çalışıp çalışmadığını anlamak için yukarıdaki özelliklerin yanı sıra sistemin ivme – zaman ve kontrolcü kuvveti – zaman grafiklerine de bakmak gerekir. İvme – zaman grafiğinin önemi, gövdeye iletilen ivmenin yolcunun seyir konforunu olumsuz yönde etkilemesinden gelmektedir. Başka bir deyişle kontrolcünün konum ile birlikte ana gövde ivmesini de kontrol etmesi gerekir. Kontrolcü kuvveti – zaman grafiğinde ise sistemin ihtiyaç duyduğu kuvvetin kontrolcü tarafından verilip verilemeyeceği incelenir. Gerçekçi olması bakımından kontrolcüye bir sınırlama getirilir. Kontrolcü kuvveti çok fazla yön değiştiriyorsa, kontrolcü çabuk arızalanacaktır ve kullanışsız hale gelecektir. Bu grafikler, Şekil 5.8 ve 5.9' de gösterilmiştir.



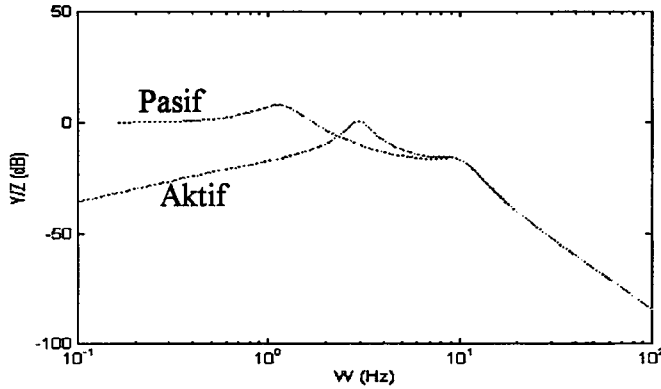
Şekil 5.8 Sistemin (a) kontrolcüsüz ve (b) PID kontrolcülü ivme – zaman grafikleri



Şekil 5.9 PID kontrolcünün sisteme uyguladığı kontrolcü kuvveti

İlk şekilden görüldüğü üzere, kontrolcülü ivme – zaman grafiği ile kontrolcüsüz olanı arasında şiddet açısından pek bir fark olmamakta hatta 0.1 sn dolaylarında kontrolcülü sistemin ivmesi, kontrolcüsüz sistemin ivmesinden daha yüksek olmaktadır. Bunun sebebi kontrolcünün ilk anda çabuk tepki vererek sistemi referansa getirmeye çalışmasıdır. Ancak zaman ilerledikçe şasiye iletilen ivmenin genliği azalmakta ve 1 sn’ den sonra şasiye kayda değer bir ivme girişi olmamaktadır. Oysa kontrolcüsüz sistemde 2.5 sn kadar ana gövdeye bir ivme gelmektedir. Kontrolcü kuvveti – zaman grafiğine bakıldığında ise yol girişi olduğu anda kontrolcü 350 N kadar zıt yönlü bir kuvvet girişi uygulamaktadır. Sistemi referansta tutabilmek için ise denge halinde aşağıya doğru 150 N kuvvet girişi olmaktadır.

PID kontrolcünün taşıtın doğal frekansı üzerindeki etkisini incelemek için taşıtın frekans cevabı çizdirilmiştir. Beklendiği gibi sistem iki serbestlik derecesine sahip olduğundan iki tepe noktası vardır. Şekil 5.10’ dan da görüldüğü üzere, PID kontrolcü ana gövdenin doğal frekansını artırırken genliği düşürmektedir. Bu, kontrolcünün kendisinden bekleneni bir ölçüde verdiğini gösterir. Ancak 3 Hz. civarında ortaya çıkan yeni rezonans frekansı seyir konforu açısından olumsuzdur. Aks kütlesinin doğal frekansında ise bir değişim olmamaktadır.



Şekil 5.10 Pasif ve PID kontrolcülü aktif süspansiyon sistemlerinin frekans cevapları

5.4 Yarım Taşıt Modelinin Hareket Denklemleri

Çeyrek taşıt modeli, taşıtın düşey hareketi hakkında son derece faydalı bilgiler verse de, taşıtın açısız hareketi hakkında bir fikir vermez. Taşıtın seyir esnasında kafa vurma hareketinin özellikleri ve bunun kontrolü konfor açısından büyük önem taşır. Ayrıca yarım taşıt modeli, çeyrek taşıt modeline göre daha gerçekçi sonuçlar verir.

Yol girişi, Şekil 5.5' teki yol girişinin aynıdır. Dikkat edilmesi gereken nokta, arka tekerleğin, ön tekerlekten $(a+b)/V$ kadar bir zaman sonra yol girişine maruz kaldığıdır.

Şekil 5.2' deki modelin enerji denklemleri aşağıdaki gibidir:

$$E_k = \frac{1}{2}M\dot{y}^2 + \frac{1}{2}I\dot{\theta}^2 + \frac{1}{2}m_f\dot{x}_f^2 + \frac{1}{2}m_r\dot{x}_r^2 \quad (5.13)$$

$$E_p = \frac{1}{2}k_{sf}(y_f - x_f)^2 + \frac{1}{2}k_{sr}(y_r - x_r)^2 + \frac{1}{2}k_{tf}(x_f - z_f)^2 + \frac{1}{2}k_{tr}(x_r - z_r)^2 \quad (5.14)$$

$$E_D = \frac{1}{2}c_f(\dot{y}_f - \dot{x}_f)^2 + \frac{1}{2}c_r(\dot{y}_r - \dot{x}_r)^2 \quad (5.15)$$

y_f ve y_r , denklemleri çözmek için kullanılan yardımcı koordinatlarıdır. Aşağıdaki gibi tanımlanırlar:

$$y_f = y + a \sin\theta \quad (5.16)$$

$$y_r = y - b \sin\theta \quad (5.17)$$

Bu iki denklem ve enerji denklemleri (5.1)' de yerlerine konularak çözüm yapılırsa sistemin hareket denklemleri elde edilir.

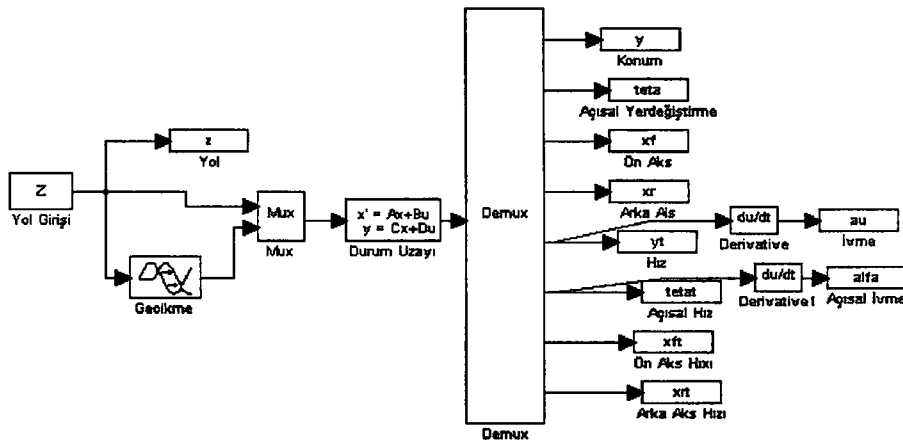
$$M\ddot{y} + (c_f + c_r)\dot{y} + (k_{sf} + k_{sr})y + (ac_f + bc_r)\dot{\theta} + (ak_{sf} + bk_{sr})\theta - c_f\dot{x}_f - k_{sf}x_f - c_r\dot{x}_r - k_{sr}x_r = u_f + u_r \quad (5.18)$$

$$I\ddot{\theta} + (a^2c_f + b^2c_r)\dot{\theta} + (a^2k_{sf} + b^2k_{sr})\theta + (ac_f - bc_r)\dot{y} + (ak_{sf} - bk_{sr})y - ac_f\dot{x}_f - ak_{sf}x_f + bc_r\dot{x}_r + bk_{sr}x_r = au_f - bu_r \quad (5.19)$$

$$m_f\ddot{x}_f + c_f\dot{x}_f + (k_{sf} + k_{sr})x_f - c_f\dot{y} - k_{sf}y - ac_f\dot{\theta} - ak_{sf}\theta - k_{tf}z_f = -u_f \quad (5.20)$$

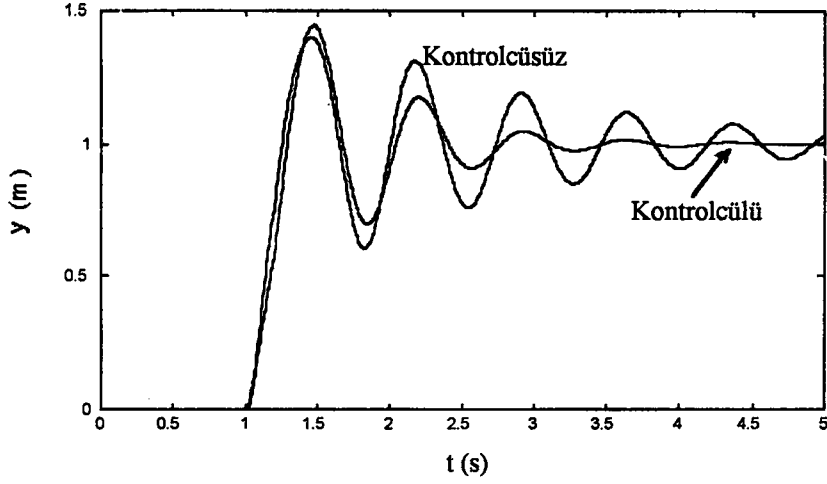
$$m_r\ddot{x}_r + c_r\dot{x}_r + (k_{sr} + k_{tr})x_r - c_r\dot{y} - k_{sr}y + bc_r\dot{\theta} + bk_{sr}\theta - k_{tr}z_r = -u_r \quad (5.21)$$

Yukarıdaki dört denklem MATLAB yardımıyla çözdürülerek aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir. Yarım taşıt modelinin blok diyagramı, Şekil 5.11 de gösterilmiştir.

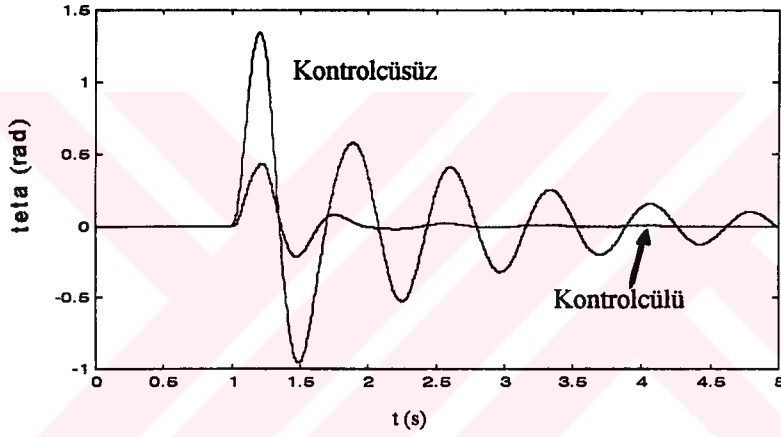


Şekil 5.11 Yarım taşıt modelinin blok diyagramı

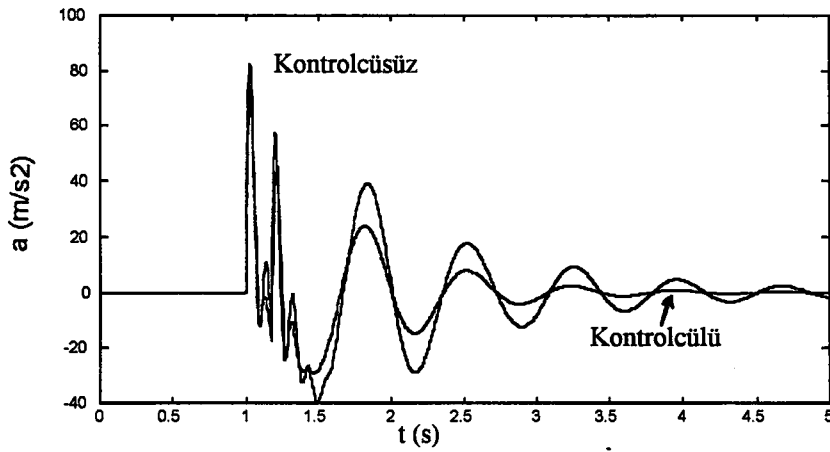
Şekil 5.12' de pasif süspansiyonlu yarım taşıt modelinin ana gövde hareketinin zamana bağlı değişimi, Şekil 5.13' de aracın kafa vurma hareketinin zaman bağlı değişimi ve Şekil 5.14' de ise taşıtın düşey ivme – zaman grafiği kontrolcülü ve kontrolcüsüz olarak verilmiştir.



Şekil 5.12 Yarım taşıt modelinde ana gövde düşey hareketinin zamana bağlı kontrolcülü ve kontrolcüsüz değişimi



Şekil 5.13 Yarım taşıt modelinde kontrolcülü ve kontrolcüsüz açısız hareket grafiği

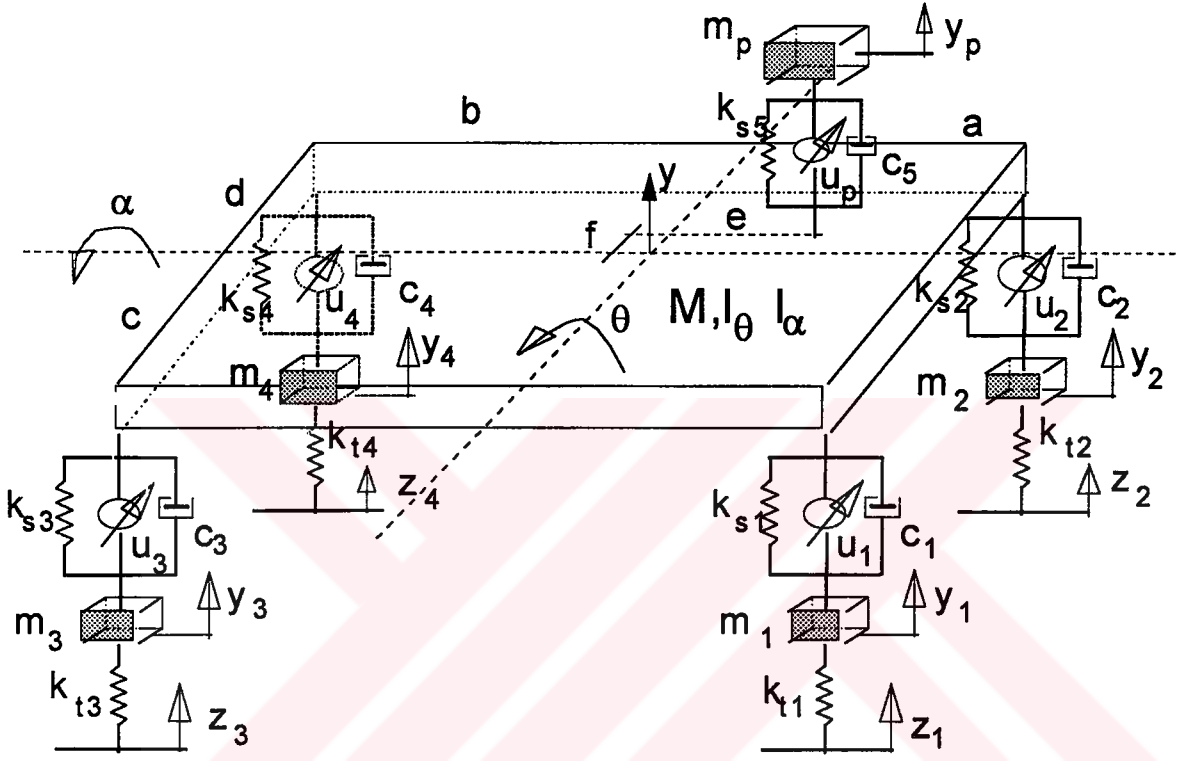


Şekil 5.14 Yarım taşıt modelinin kontrolcülü ve kontrolcüsüz düşey ivme - zaman grafiği

Bu bölümde ele alınan tüm taşıt modellerinin ve kontrolcünün parametreleri, tezin sonunda EK 1' de verilmiştir.

6 SEKİZ SERBESTLİK DERECELİ TAŞIT MODELİNİN PID KONTROLÜ

Bu bölümde, sekiz serbestlik dereceli (tam) taşıt modeline PID kontrol yöntemi uygulanmıştır. Şekil 6.1' de görülen taşıt modelinin hareket denklemleri, Lagrange Denklemi yardımıyla çıkartılmış ve MATLAB 5.2 paket programıyla simülasyonu yapılmıştır.



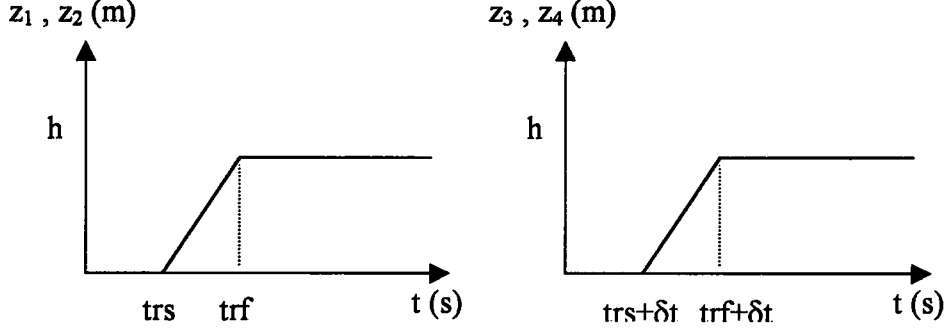
Şekil 6.1 Sekiz serbestlik dereceli taşıt modeli

Bu taşıt modelinde yolcuların dinamik davranışı, yolcu koltuğu ve yolcu kütlesi modele dahil edilerek incelenmiştir. Burada, ilk olarak yalnızca yolcu koltuğunun altına kontrolcü konulmuş, ikinci olarak yalnızca ön süspansiyonlara ve arka aksın ağırlık merkezine kontrolcü konulmuş ve son olarak da iki durum birden göz önüne alınarak taşıtın ve yolcunun dinamik davranışları incelenmiştir. Kullanılan kontrol yöntemi, PID kontroldür. Şekil 6.1' deki model, arka süspansiyonlarının her ikisine de kontrolcü konulmuş olarak gösterilmiştir. Ancak belirtildiği gibi ikisine de değil, yalnızca arka aksın ağırlık merkezine kontrolcü yerleştirilmiştir. Bunun nedeni, taşıt ana gövdesi üzerinde kontrol edilmek istenen büyüklüklerin üç tane (y , θ , α) 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 8 serbestlik dereceli taşıt modelinin parametreleri aşağıdaki gibidir :

M	: 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)
m_p	: Sürücü 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)
k_{s1}	: Sağ ön süspansiyonun yay katsayısı	(N/m)
k_{s2}	: Sol ön süspansiyonun yay katsayısı	(N/m)
k_{s3}	: Sağ arka süspansiyonun yay katsayısı	(N/m)
k_{s4}	: Sol arka süspansiyonun yay katsayısı	(N/m)
k_{s5}	: Sürücü koltuğunun yay katsayısı	(N/m)
k_{t1}	: Sağ ön tekerleğin yay katsayısı	(N/m)
k_{t2}	: Sol ön tekerleğin yay katsayısı	(N/m)
k_{t3}	: Sağ arka tekerleğin yay katsayısı	(N/m)
k_{t4}	: 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)

z_1, z_2, z_3 ve z_4 ise yol girişlerini ifade etmektedir. Bunlar, Şekil 6.2' de gösterilmiştir.



Şekil 6.2 Tam taşıt modelinin yol girişleri

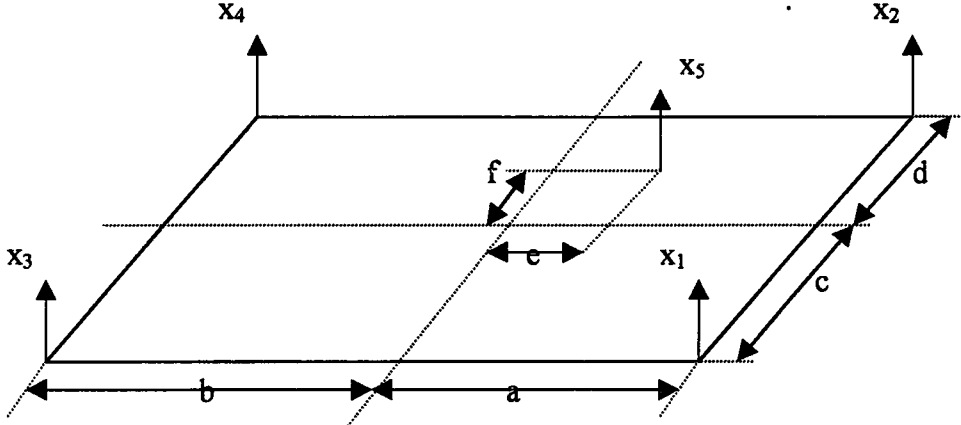
Burada t_{rs} , rampa başlangıcını, t_{rf} , rampa bitişini, h , rampa yüksekliğini ve δt , ön ve arka tekerlekler arasındaki zaman gecikmesini göstermektedir. Daha sonra taşıtın dinamik davranışını incelemek üzere hareket denklemleri çıkartılacaktır. Bunun için Lagrange Denklemi (5.1) kullanılacaktır. Sistemin bağımsız koordinatları $y, \theta, \alpha, y_1, y_2, y_3, y_4, y_p$ olmak üzere sekiz tanedir. Enerji ifadeleri, aşağıda verilmiştir:

$$E_k = \frac{1}{2} M \dot{y}^2 + \frac{1}{2} I_z \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} I_x \dot{\alpha}^2 + \frac{1}{2} m_1 \dot{y}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{y}_2^2 + \frac{1}{2} m_3 \dot{y}_3^2 + \frac{1}{2} m_4 \dot{y}_4^2 + \frac{1}{2} m_p \dot{y}_p^2 \quad (6.1)$$

$$E_D = \frac{1}{2} c_1 (\dot{x}_1 - \dot{y}_1)^2 + \frac{1}{2} c_2 (\dot{x}_2 - \dot{y}_2)^2 + \frac{1}{2} c_3 (\dot{x}_3 - \dot{y}_3)^2 + \frac{1}{2} c_4 (\dot{x}_4 - \dot{y}_4)^2 + \frac{1}{2} c_5 (\dot{y}_p - \dot{x}_5)^2 \quad (6.2)$$

$$E_p = \frac{1}{2} k_{s1} (x_1 - y_1)^2 + \frac{1}{2} k_{s2} (x_2 - y_2)^2 + \frac{1}{2} k_{s3} (x_3 - y_3)^2 + \frac{1}{2} k_{s4} (x_4 - y_4)^2 + \frac{1}{2} k_{s5} (y_p - x_5)^2 + \frac{1}{2} k_{t1} (y_1 - z_1)^2 + \frac{1}{2} k_{t2} (y_2 - z_2)^2 + \frac{1}{2} k_{t3} (y_3 - z_3)^2 + \frac{1}{2} k_{t4} (y_4 - z_4)^2 \quad (6.3)$$

Bu denklemlerdeki x_1, x_2, x_3, x_4 ve x_5 terimleri, hareket denklemlerini çıkartmak için kullanılan yardımcı koordinatlardır. Yardımcı koordinatlar, bağımsız koordinatlar cinsinden ifade edilerek hareket denklemlerinde yerlerine koyulacaktır. Bu koordinatlar, Şekil 6.3' te gösterilmiştir.



Şekil 6.3 Tam taşıt modelinin yardımcı koordinatları

Yardımcı koordinatlar, bağımsız koordinatlar cinsinden aşağıdaki gibi ifade edilmiştir :

$$x_1 = y + a \sin \theta - c \sin \alpha \quad \dot{x}_1 = \dot{y} + a \cos \theta \dot{\theta} - c \cos \alpha \dot{\alpha} \quad (6.4)$$

$$x_2 = y + a \sin \theta + d \sin \alpha \quad \dot{x}_2 = \dot{y} + a \cos \theta \dot{\theta} + d \cos \alpha \dot{\alpha} \quad (6.5)$$

$$x_3 = y - b \sin \theta - c \sin \alpha \quad \dot{x}_3 = \dot{y} - b \cos \theta \dot{\theta} - c \cos \alpha \dot{\alpha} \quad (6.6)$$

$$x_4 = y - b \sin \theta + d \sin \alpha \quad \dot{x}_4 = \dot{y} - b \cos \theta \dot{\theta} + d \cos \alpha \dot{\alpha} \quad (6.7)$$

$$x_5 = y + e \sin \theta + f \sin \alpha \quad \dot{x}_5 = \dot{y} + e \cos \theta \dot{\theta} + f \cos \alpha \dot{\alpha} \quad (6.8)$$

Bu terimler, enerji denklemlerinde yerlerine koyulup, (5.1) denklemi uygulanırsa hareket denklemleri elde edilir:

$$\begin{aligned} & M \ddot{y} + (c_1 + c_2 + c_3 + c_4 + c_5) \dot{y} + (k_{s1} + k_{s2} + k_{s3} + k_{s4} + k_{s5}) y + \\ & (a(c_1 + c_2) - b(c_3 + c_4) + e c_5) \cos \theta \dot{\theta} + (a(k_{s1} + k_{s2}) - b(k_{s3} + k_{s4}) + e k_{s5}) \sin \theta + \\ & (d(c_2 + c_4) - c(c_1 + c_3) + f c_5) \cos \alpha \dot{\alpha} + (d(k_{s2} + k_{s4}) - c(k_{s1} + k_{s3}) + f k_{s5}) \sin \alpha - \\ & c_1 \dot{y}_1 - k_{s1} y_1 - c_2 \dot{y}_2 - k_{s2} y_2 - c_3 \dot{y}_3 - k_{s3} y_3 - c_4 \dot{y}_4 - k_{s4} y_4 - \\ & c_5 \dot{y}_p - k_{s5} y_p = u_1 + u_2 + u_3 + u_4 - u_p \end{aligned} \quad (6.9)$$

$$\begin{aligned} & I_z \ddot{\theta} + (a^2(c_1 + c_2) + b^2(c_3 + c_4) + e^2 c_5) \cos^2 \theta \dot{\theta} + \\ & (a^2(k_{s1} + k_{s2}) + b^2(k_{s3} + k_{s4}) + e^2 k_{s5}) \cos \theta \sin \theta + \\ & (a(c_1 + c_2) - b(c_3 + c_4) + e c_5) \cos \theta \dot{y} + (a(k_{s1} + k_{s2}) - b(k_{s3} + k_{s4}) + e k_{s5}) \cos \theta y + \\ & (d(ac_2 - bc_4) - c(ac_1 - bc_3) + ef c_5) \cos \theta \cos \alpha \dot{\alpha} + \\ & (d(ak_{s2} - bk_{s4}) - c(ak_{s1} - bk_{s3}) + ef k_{s5}) \cos \theta \sin \alpha - \\ & ac_1 \cos \theta \dot{y}_1 - ak_{s1} \cos \theta y_1 - ac_2 \cos \theta \dot{y}_2 - ak_{s2} \cos \theta y_2 + \\ & bc_3 \cos \theta \dot{y}_3 + bk_{s3} \cos \theta y_3 + bc_4 \cos \theta \dot{y}_4 + bk_{s4} \cos \theta y_4 - \\ & ec_5 \cos \theta \dot{y}_p - ek_{s5} \cos \theta y_p = (a(u_1 + u_2) - b(u_3 + u_4) - e u_p) \cos \theta \end{aligned} \quad (6.10)$$

$$\begin{aligned}
& I_x \ddot{\alpha} + (c^2(c_2 + c_4) + d^2(c_1 + c_3) + f^2c_5) \text{Cos}^2\alpha \dot{\alpha} + \\
& (c^2(k_{s2} + k_{s4}) + d^2(k_{s1} + k_{s3}) + f^2k_{s5}) \text{Cos}\alpha \text{Sin}\alpha + \\
& (d(c_2 + c_4) - c(c_1 + c_3) - f c_5) \text{Cos}\alpha \dot{y} + (d(k_{s2} + k_{s4}) - c(k_{s1} + k_{s3}) - f k_{s5}) \text{Cos}\alpha y + \\
& (d(ac_2 - bc_4) - c(ac_1 - bc_3) + ef c_5) \text{Cos}\theta \text{Cos}\alpha \dot{\theta} + \\
& (d(ak_{s2} - bk_{s4}) - c(ak_{s1} - bk_{s3}) + ef k_{s5}) \text{Cos}\alpha \text{Sin}\theta + \\
& cc_1 \text{Cos}\alpha \dot{y}_1 + ck_{s1} \text{Cos}\alpha y_1 - dc_2 \text{Cos}\alpha \dot{y}_2 - dk_{s2} \text{Cos}\alpha y_2 + \\
& cc_3 \text{Cos}\alpha \dot{y}_3 + ck_{s3} \text{Cos}\alpha y_3 - dc_4 \text{Cos}\alpha \dot{y}_4 - dk_{s4} \text{Cos}\alpha y_4 - \\
& fc_5 \text{Cos}\alpha \dot{y}_p - fk_{s5} \text{Cos}\alpha y_p = (d(u_2 + u_4) - c(u_1 + u_3) - f u_p) \text{Cos}\alpha
\end{aligned} \tag{6.11}$$

$$\begin{aligned}
& m_1 \ddot{y}_1 + c_1 \dot{y}_1 + (k_{s1} + k_{t1})y_1 - c_1 \dot{y} - k_{s1} y - a c_1 \text{Cos}\theta \dot{\theta} - a k_{s1} \text{Sin}\theta + c c_1 \text{Cos}\alpha \dot{\alpha} + \\
& c k_{s1} \text{Sin}\alpha - k_{t1} z_1 = -u_1
\end{aligned} \tag{6.12}$$

$$\begin{aligned}
& m_2 \ddot{y}_2 + c_2 \dot{y}_2 + (k_{s2} + k_{t2})y_2 - c_2 \dot{y} - k_{s2} y - a c_2 \text{Cos}\theta \dot{\theta} - a k_{s2} \text{Sin}\theta - d c_2 \text{Cos}\alpha \dot{\alpha} - \\
& d k_{s2} \text{Sin}\alpha - k_{t2} z_2 = -u_2
\end{aligned} \tag{6.13}$$

$$\begin{aligned}
& m_3 \ddot{y}_3 + c_3 \dot{y}_3 + (k_{s3} + k_{t3})y_3 - c_3 \dot{y} - k_{s3} y + b c_3 \text{Cos}\theta \dot{\theta} + b k_{s3} \text{Sin}\theta + c c_3 \text{Cos}\alpha \dot{\alpha} + \\
& c k_{s3} \text{Sin}\alpha - k_{t3} z_3 = -u_3
\end{aligned} \tag{6.14}$$

$$\begin{aligned}
& m_4 \ddot{y}_4 + c_4 \dot{y}_4 + (k_{s4} + k_{t4})y_4 - c_4 \dot{y} - k_{s4} y + b c_4 \text{Cos}\theta \dot{\theta} + b k_{s4} \text{Sin}\theta - d c_4 \text{Cos}\alpha \dot{\alpha} - \\
& d k_{s4} \text{Sin}\alpha - k_{t4} z_4 = -u_4
\end{aligned} \tag{6.15}$$

$$\begin{aligned}
& m_p \ddot{y}_p + c_5 \dot{y}_p + k_{s5} y_p - c_5 \dot{y} - k_{s5} y - e c_5 \text{Cos}\theta \dot{\theta} - e k_{s5} \text{Sin}\theta - f c_5 \text{Cos}\alpha \dot{\alpha} - \\
& f k_{s5} \text{Sin}\alpha = u_p
\end{aligned} \tag{6.16}$$

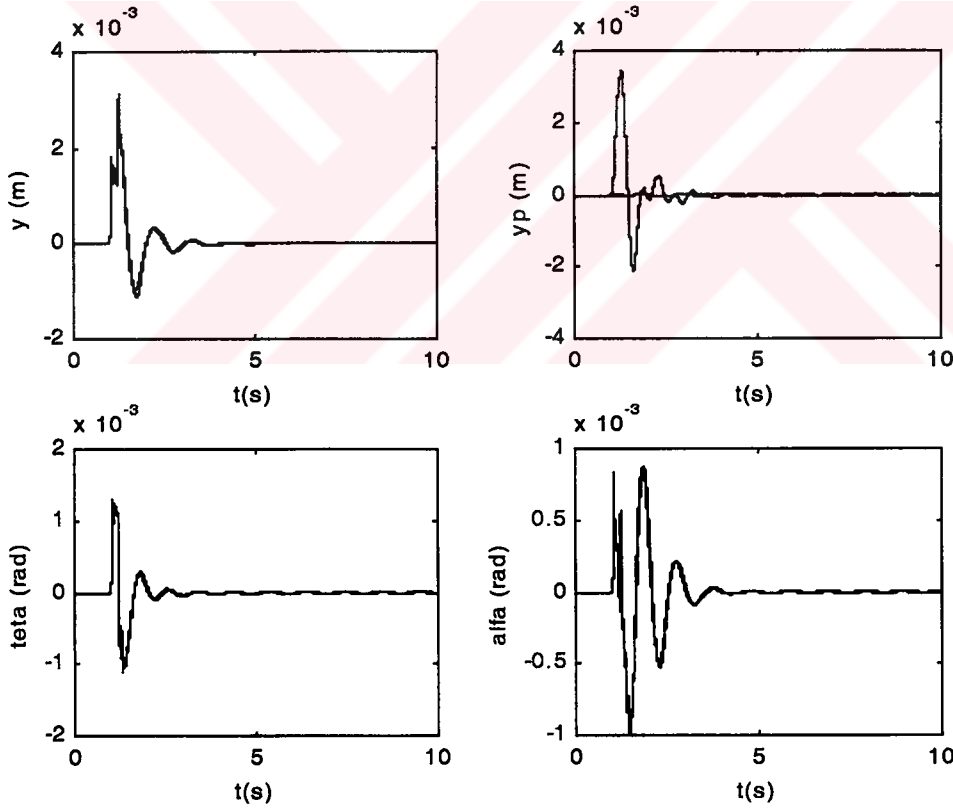
Bu hareket denklemleri kullanılarak, belirtilen üç durum için taşıtın davranışı incelenmiştir. Birinci durumda $u_1 = u_2 = u_3 = u_4 = 0$, ikinci durumda yalnızca $u_p = 0$ olmaktadır. Üçüncü durumda ise tüm bu kontrolcüler sistemde bulunmaktadır. Bu üç durum sırasıyla incelenerek, sonuçlar karşılaştırılmıştır.

6.1 Yolcu Koltuğu Kontrolcülü Tam Taşıt Modeli

Sadece yolcu koltuğunda kontrolcü bulunan bu taşıt modelinde, seyir konforu açısından kontrol edilmek istenen parametre yolcunun düşey hareketi (y_p) dir. Kontrol girişi katsayıları matrisi ($[B]$) aşağıdaki şekilde olacaktır:

$$[B] = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ 0 \\ 1 \\ m_5 \end{bmatrix}_{16 \times 1}$$

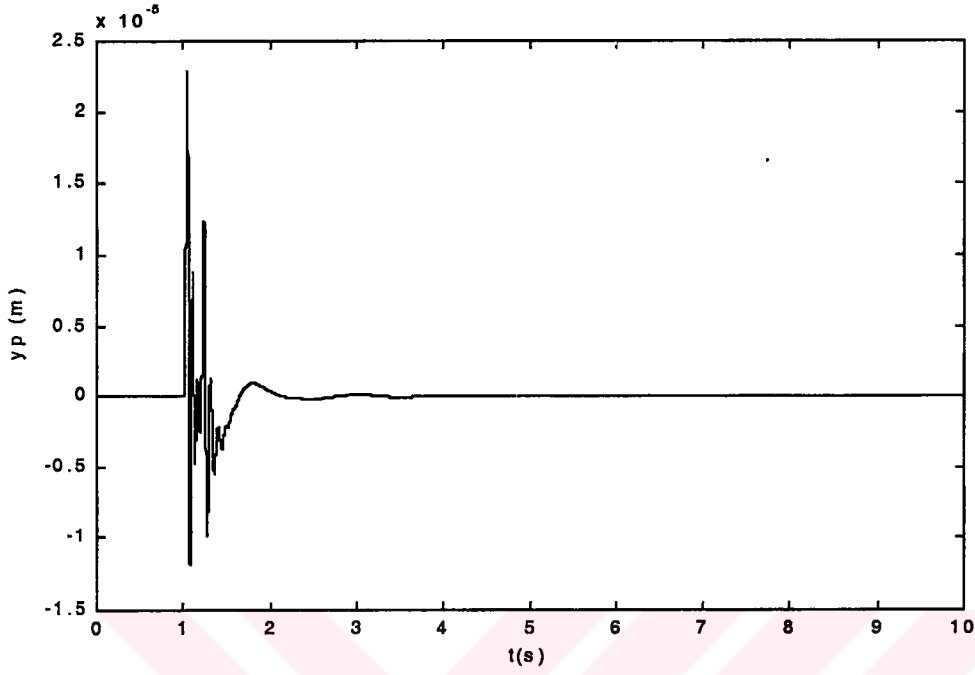
Şekil 6.4' te kontrolcülü ve kontrolcüsüz durum için ana gövdenin düşey ve açısız yer değiştirmeleri ile sürücü koltuğunun düşey yer değiştirmesi verilmiştir. Kontrolcü sadece yolcu koltuğunun altında bulunduğu için y_p ' nin belirgin bir biçimde değiştiği, ana gövde yer değiştirmelerinde ise pek bir fark olmadığı görülmektedir. Kontrolcü, yolcunun titreşimini oldukça etkili bir şekilde önlemektedir.



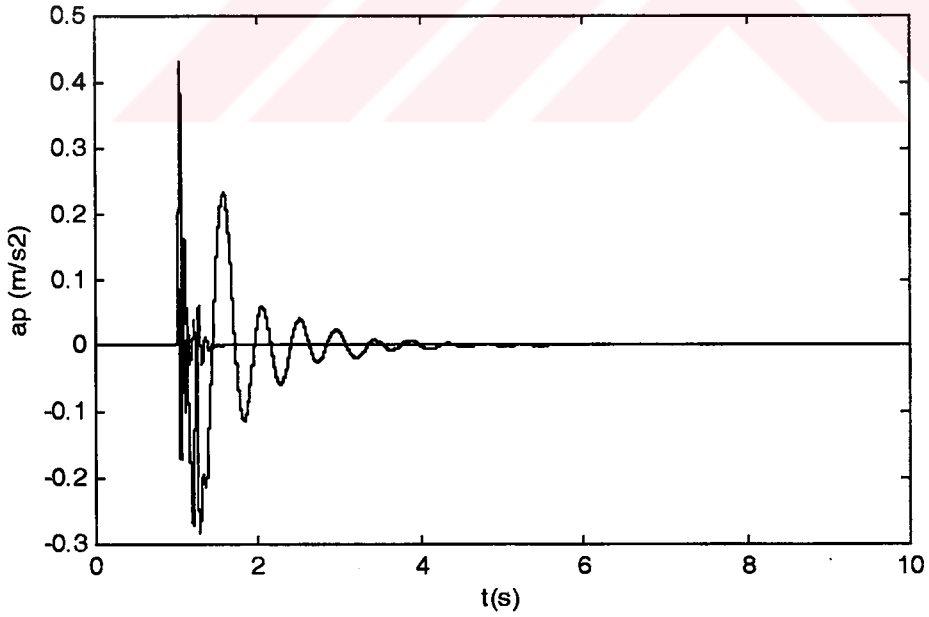
Şekil 6.4 Yalnızca yolcu koltuğunun kontrol edilmesi durumunda, kontrolcülü ve kontrolcüsüz yer değiştirme grafikleri. a) Ana gövde sıçraması. b) Yolcu koltuğu sıçraması. c) Ana gövde kafa vurma hareketi. d) Ana gövde yuvarlanma hareketi.

Şekil 6.5' de ise yolcunun kontrolcülü sıçraması, büyütülerek gösterilmiştir. Kontrolcünün izin verdiği en yüksek yer değiştirme değeri, 30 mm. yüksekliğindeki bir yol girişine rağmen

sadece 0.025 mm dir. Yolcu titreşimleri kısa süreli bir titreşimin ardından "0" referans değerine ulaşmaktadır.

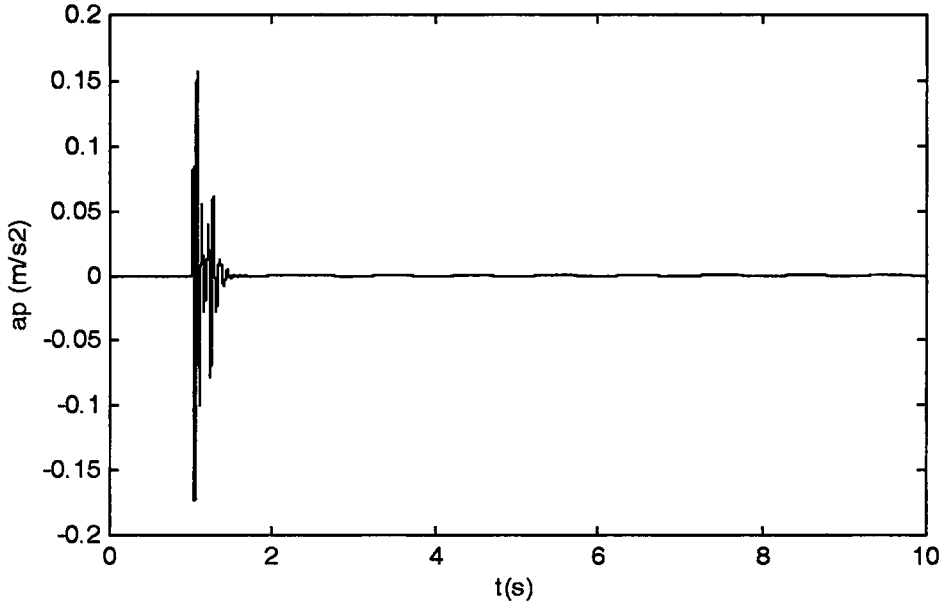


Şekil 6.5 Yolcu koltuğunun kontrol edilmesi halindeki titreşimleri

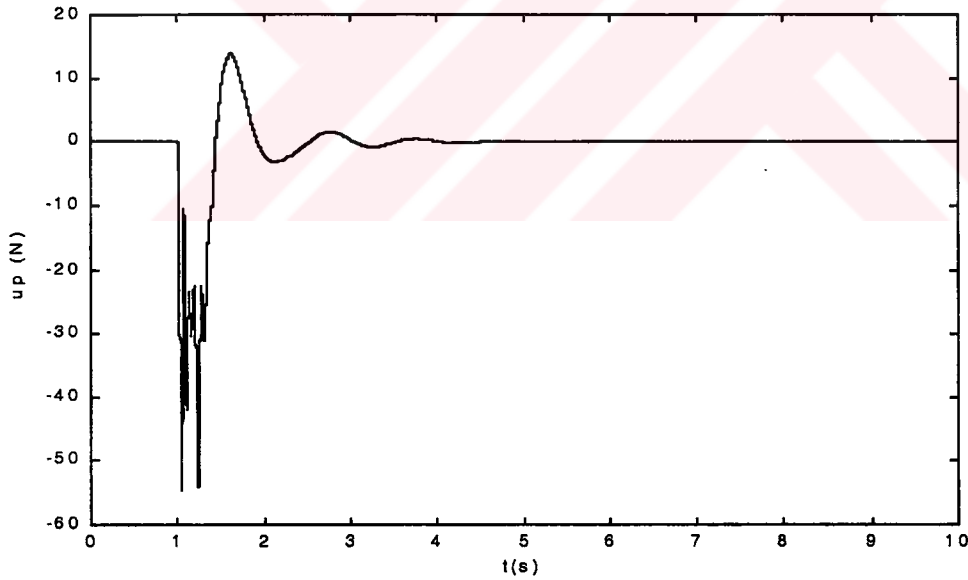


Şekil 6.6 Yolcu koltuğunun kontrolcüsüz ve kontrolcülü düşey ivmesi

Şekil 6.6' daki ivme – zaman grafiğinde kontrolcünün, yolcu düşey ivmesini 1/3 oranında azaltarak sönümlendiği görülmektedir. Ayrıntılı grafik, Şekil 6.7' de gösterilmiştir. Şekil 6.8' de ise sürücü koltuğuna uygulanan kontrolcü kuvvetinin zamana bağlı değişimi gösterilmiştir.



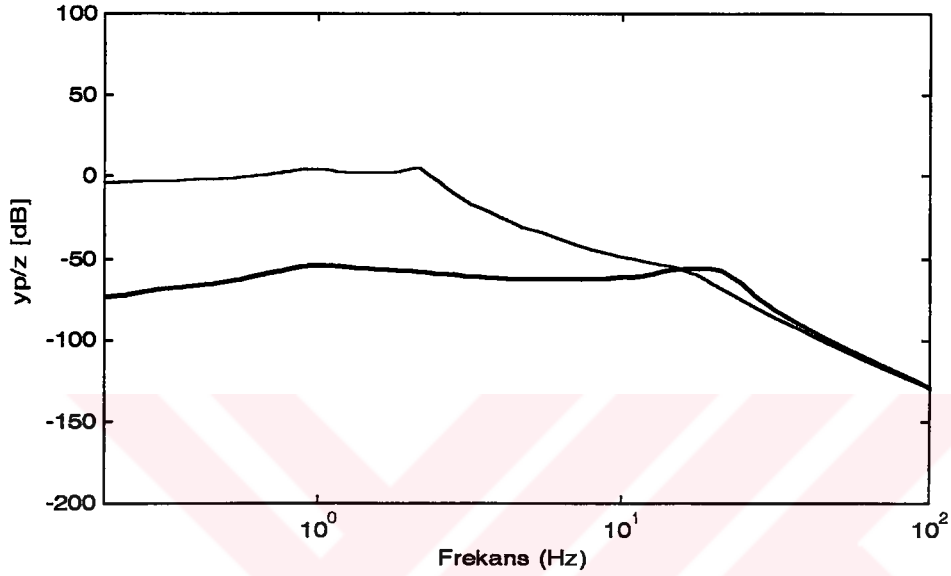
Şekil 6.7 Kontrolcülü yolcu koltuğu durumunda yolcunun düşey ivme – zaman grafiği



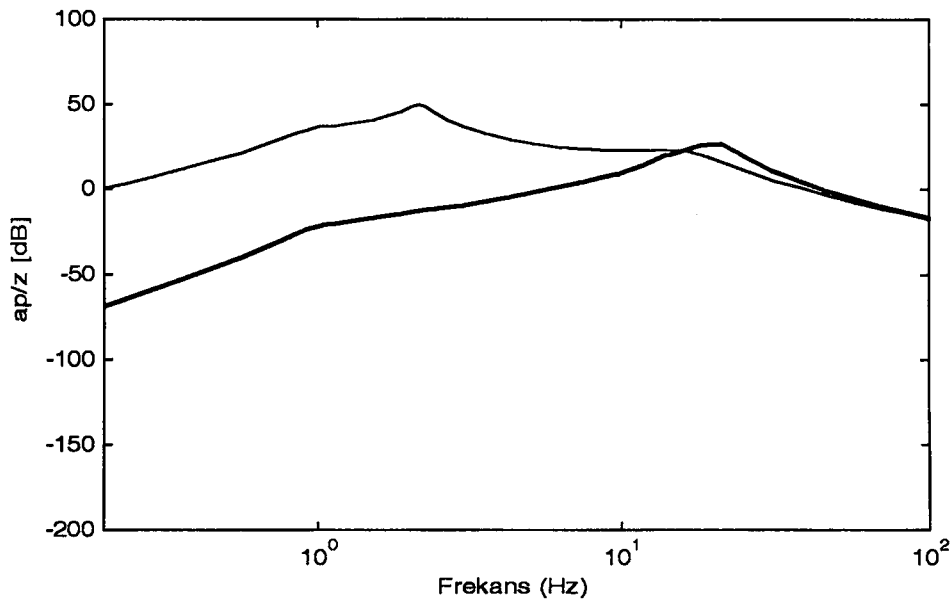
Şekil 6.8 Kontrolcü kuvvetinin zamana bağlı değişimi

Yolcu koltuğunun yerdeğişim frekans cevabı, Şekil 6.9' da görülmektedir. Kontrolcüsüz frekans cevabında 8 adet rezonans noktası bulunmaktadır. Ancak, bazıları birbirine çok yakın olduğundan yalnızca üç tanesi ayırt edilebilmektedir. Bunlar; ana gövdenin rezonans frekansları, sürücü koltuğunun rezonans frekansı, aks ve tekerlek kütlelerinin rezonans frekanslarıdır. Yolcunun rezonans frekansının 2 Hz. civarında olduğu görülmektedir.

Kontrolcülü durumda yolcunun rezonans frekansı ortadan kalkmaktadır. Bu noktadaki genlik, kontrolcüsüz durumla kıyaslandığında oldukça düşüktür. Ayrıca, ana gövdenin rezonans frekansındaki genliği de oldukça azalmıştır. Şekil 6.10'da ise yolcu koltuğunun ivmesinin frekans cevabı gösterilmiştir.



Şekil 6.9 Aktif ve pasif süspansiyonlu sürücü koltuğu bulunan tam taşıt modelinin frekans cevapları



Şekil 6.10 Aktif ve pasif süspansiyonlu sürücü koltuğu bulunan tam taşıt modelinin ivmelerinin frekans cevapları

6.2 Süspansiyonları Kontrolcülü Tam Taşıt Modeli

Bu kısımda, sadece ön süspansiyonlarında ve arka aksın ağırlık merkezinde PID Kontrolcülü aktif elemanlar bulunan tam taşıt modelinin cevapları incelenmiştir. Buna göre, hareket denklemlerindeki u_p teriminin sıfırlanması ve elde edilen denklemlerin çözülmesi gerekir. u_y , u_θ ve u_α şeklinde hesaplanan kontrol kuvvetleri, süspansiyon kuvvetlerine çevrilmelidir. Bu durumda, süspansiyonlara düşen eşdeğer kontrol kuvvetleri aşağıdaki gibidir :

$$u_1 = \frac{bd}{(a+b)(c+d)} u_y + \frac{d}{(a+b)(c+d)} u_\theta - \frac{1}{(c+d)} u_\alpha \quad (6.17)$$

$$u_2 = \frac{bc}{(a+b)(c+d)} u_y + \frac{c}{(a+b)(c+d)} u_\theta + \frac{1}{(c+d)} u_\alpha \quad (6.18)$$

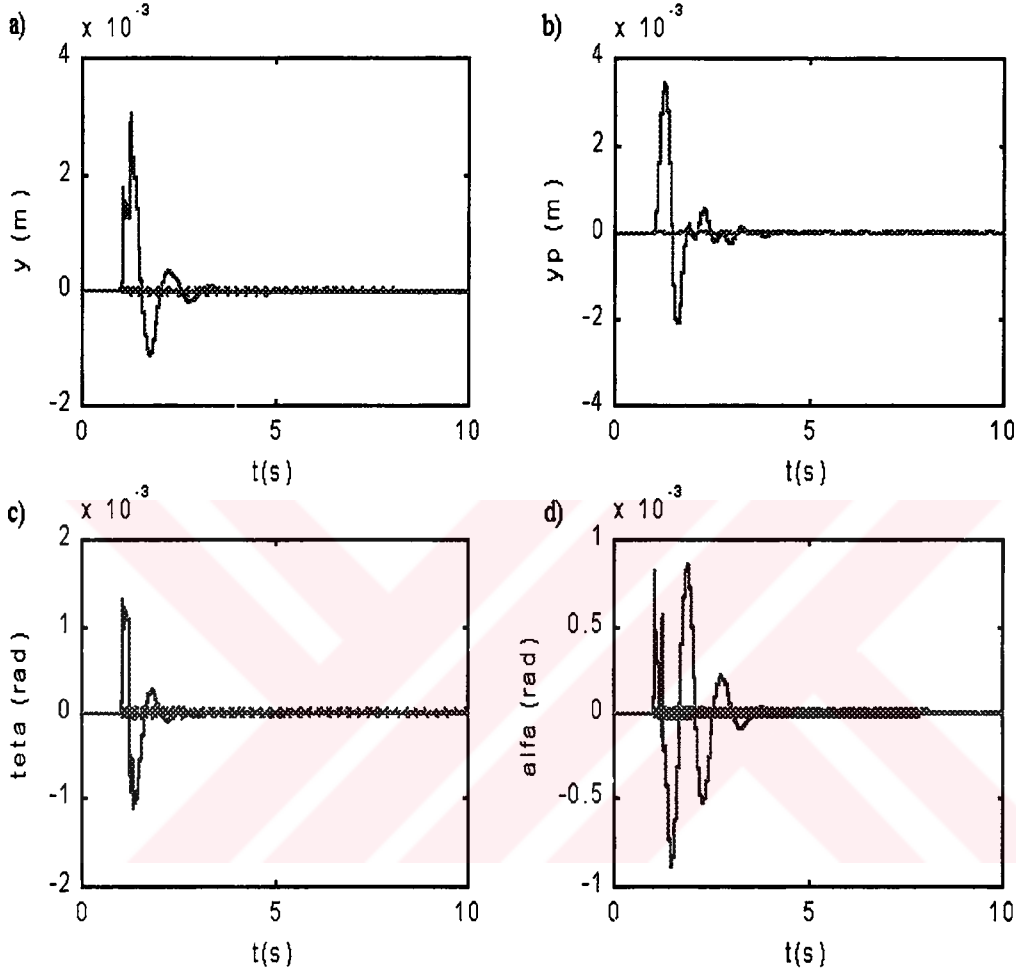
$$u_3 = \frac{ad}{(a+b)(c+d)} u_y - \frac{d}{(a+b)(c+d)} u_\theta \quad (6.19)$$

$$u_4 = \frac{ac}{(a+b)(c+d)} u_y - \frac{c}{(a+b)(c+d)} u_\theta \quad (6.20)$$

Kontrolcü kuvveti katsayıları matrisi de, aşağıdaki gibi oluşur :

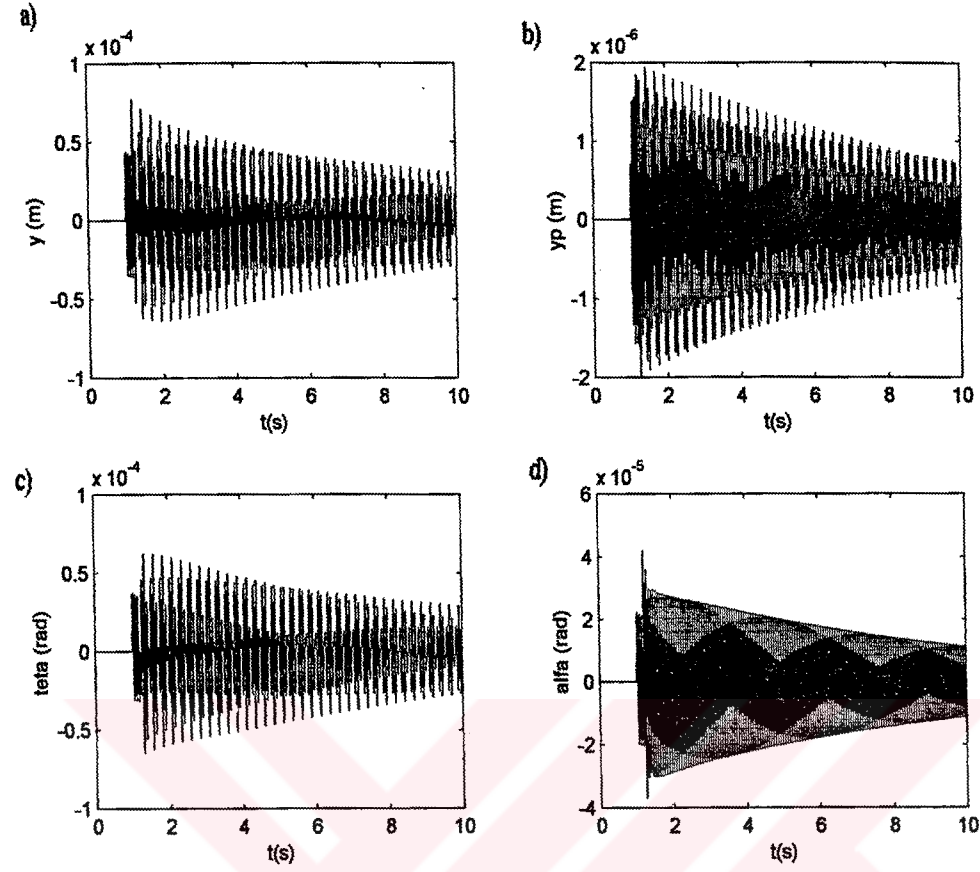
$$[B] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ \frac{1}{M} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{I_\theta} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{I_\alpha} \\ \frac{bd}{(a+b)(c+d)m_1} & \frac{d}{(a+b)(c+d)m_1} & \frac{1}{(c+d)m_1} \\ \frac{bc}{(a+b)(c+d)m_2} & \frac{c}{(a+b)(c+d)m_2} & \frac{1}{(c+d)m_2} \\ \frac{ad}{(a+b)(c+d)m_3} & \frac{d}{(a+b)(c+d)m_3} & 0 \\ \frac{ac}{(a+b)(c+d)m_4} & \frac{c}{(a+b)(c+d)m_4} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}_{16 \times 3}$$

Bulunan değerler, kullanılarak kontrol uygulanmış ve yapılan simülasyon sonucunda aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir:



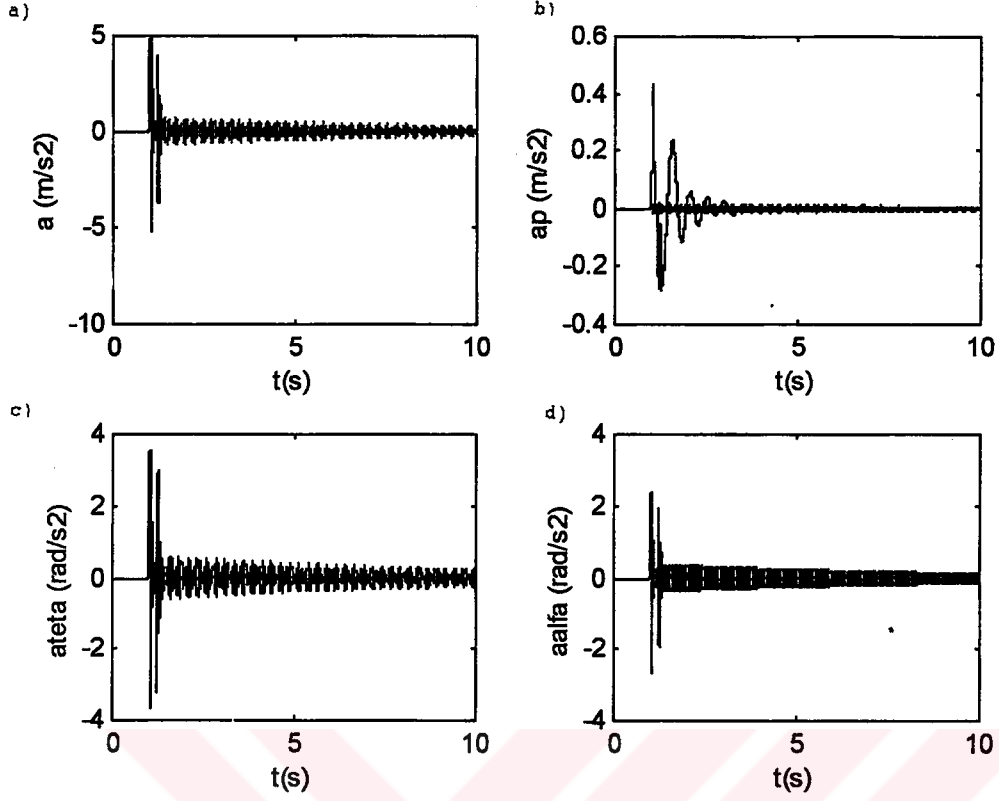
Şekil 6.11 Aktif ve pasif süspansiyonlu tam taşıt modelinin zaman cevapları. a) Ana gövdenin sıçraması. b) Yolcu koltuğunun sıçraması c) Ana gövdenin kafa vurma hareketi. d) Ana gövdenin yuvarlanma hareketi.

Şekil 6.11' de aktif ve pasif süspansiyonlu tam taşıt modelinin zaman cevapları çizdirilmiştir. Şekil 6.12' de ise aktif süspansiyonlu modelin zaman cevapları detaylı olarak gösterilmiştir. Ana gövdenin sıçrama, kafa vurma ve yuvarlanma hareketleri çok küçük genliklerde olup, hızlı bir biçimde referans değere (0) çekilmektedir. Ana gövde hareketinin oldukça iyi kontrol edilmesi, yolcuya da yansımış ve ana gövde düşük seviyede titreşim ilettiği için yolcu, pasif süspansiyonlu taşıta göre daha konforlu bir seyre sahip olmaktadır.

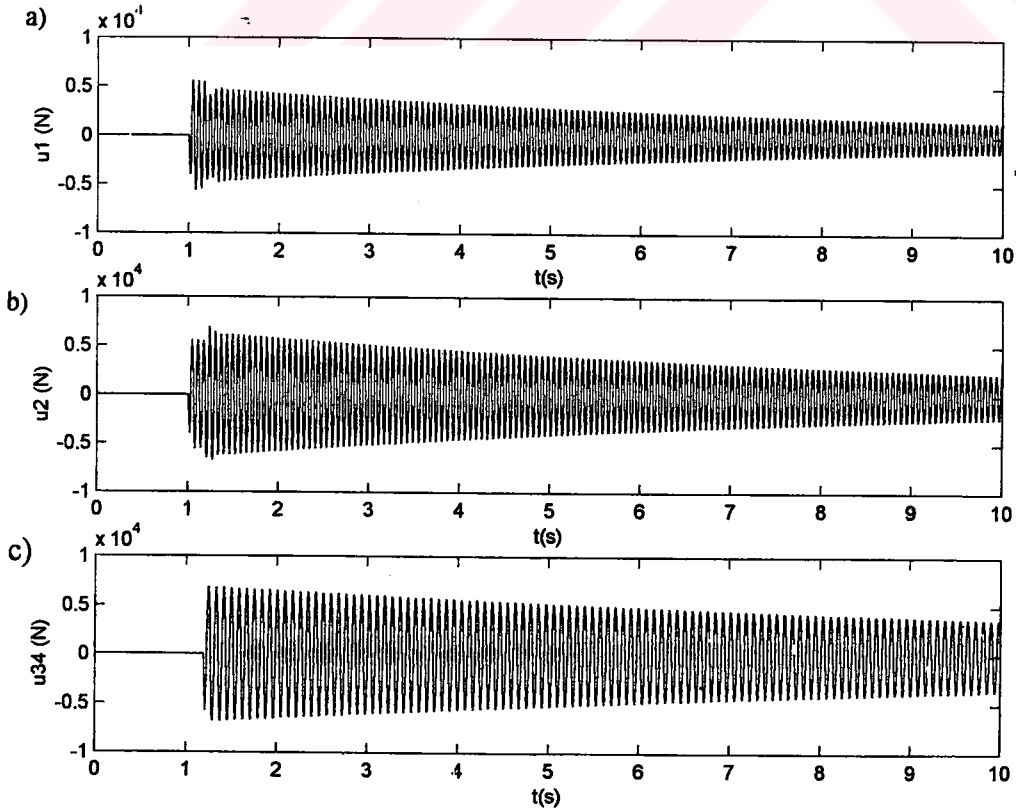


Şekil 6.12 Aktif süspansiyonlu tam taşıt modelinin zaman cevapları. a) Ana gövdenin sıçraması. b) Yolcunun sıçraması c) Ana gövdenin kafa vurma hareketi. d) Ana gövdenin yuvarlanma hareketi.

Seyir konforu açısından önemli olan ivmelerin değişimi ise Şekil 6.13' te verilmiştir. İvmeler bakımından ana gövdenin yaptığı üç hareket için de oldukça büyük bir iyileşme olmasa da doğrudan kontrol edilmemesine rağmen yolcunun dinamik davranışında ve dolayısı ile konforunda tatmin edici bir iyileşme elde edilmiştir. Sayısal değer olarak aktif süspansiyonlu tam taşıt modelinde, yolcuya gelen düşey ivme pasif süspansiyonlu modele göre yaklaşık 1/7 oranında azalma göstermiştir. Seyir konforu doğrudan yolcu ile ilgili olduğundan yapılan kontrolü başarılı saymak mümkündür.

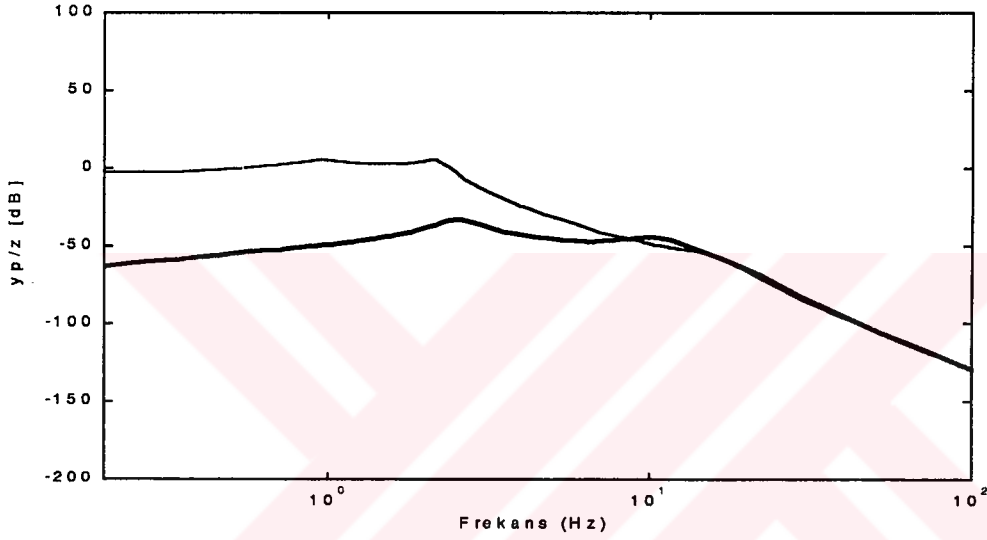


Şekil 6.13 Aktit ve pasif süspansiyonlu tam taşıt modelinin ivme – zaman grafikleri. a) Ana gövde düşey ivmesi. b) Yolcunun düşey ivmesi. c) Ana gövdenin θ yönünde açısal ivmesi. d) Ana gövdenin α yönünde açısal ivmesi

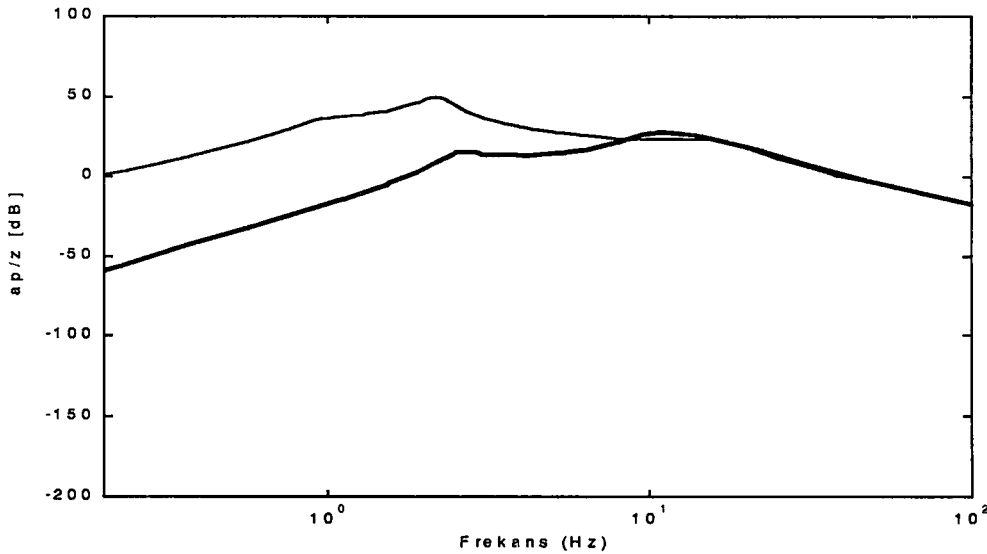


Şekil 6.14 Kontrolcü kuvvetlerinin zamana bağlı değişimi

Şekil 6.14’ de görülen kontrolcü kuvvetleri grafikleri sırasıyla, sağ ön süspansiyondaki, sol ön süspansiyondaki ve arka aksın ağırlık merkezindeki kontrolcülerin ana gövdeye uyguladığı kuvvetlerin zamana bağlı değişimini göstermektedir. İlk iki grafik, tabii olarak birbirine oldukça yakın sonuçlar vermiş olup, üçüncüsü ise diğerlerine yakın bir kontrol kuvvet girişi uygulamaktadır. Sistemin frekans cevabı ise Şekil 6.15’ de verilmiştir. Kontrolcüler süspansiyonlarda bulunduğu için ana gövde rezonans frekansları ortadan kalkmaktadır. Yolcunun rezonans frekansındaki genlik düşmüş, aks kütlelerinin rezonans frekanslarında ise bir miktar azalma ve bu frekanstaki genlik değerinde artış meydana gelmiştir.



Şekil 6.15 Aktif ve pasif süspansiyonlu tam taşıt modelinin frekans cevabı



Şekil 6.16 Tam taşıt modelinde yolcu kütlesi ivmesinin frekans cevabı

Şekil 6.16’ da sistemin ivmesinin frekans cevabı gösterilmiştir. Aks kütlelerinin rezonans frekanslarındaki genlik artışı burada da görülmektedir.

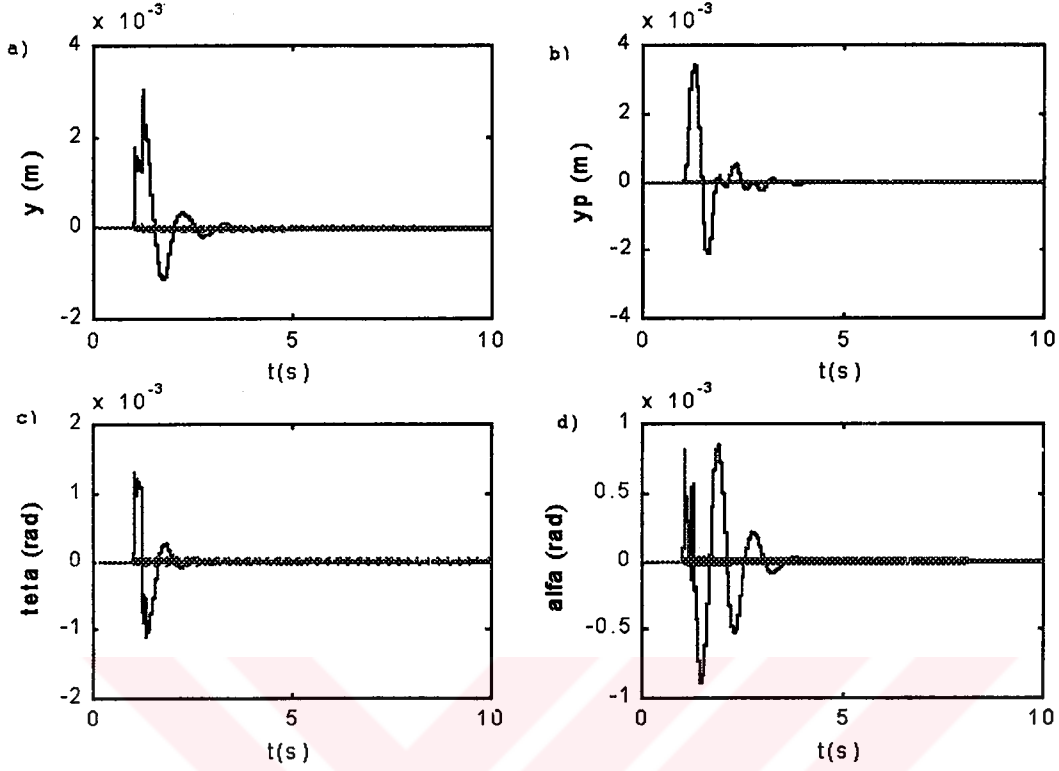
6.3 Süspansiyonları ve Yolcu Koltuğu Kontrolcülü Tam Taşıt Modeli

Bu kısımda, süspansiyonları ve sürücü koltuğu aktif kontrollü tam taşıt modeli üzerinde durulmuştur. Bu durumda, kontrolcü sayısı dört olmaktadır. [B] matrisine sürücü koltuğu ile ilgili olan terimler de eklendiğinde aşağıdaki gibi oluşur.

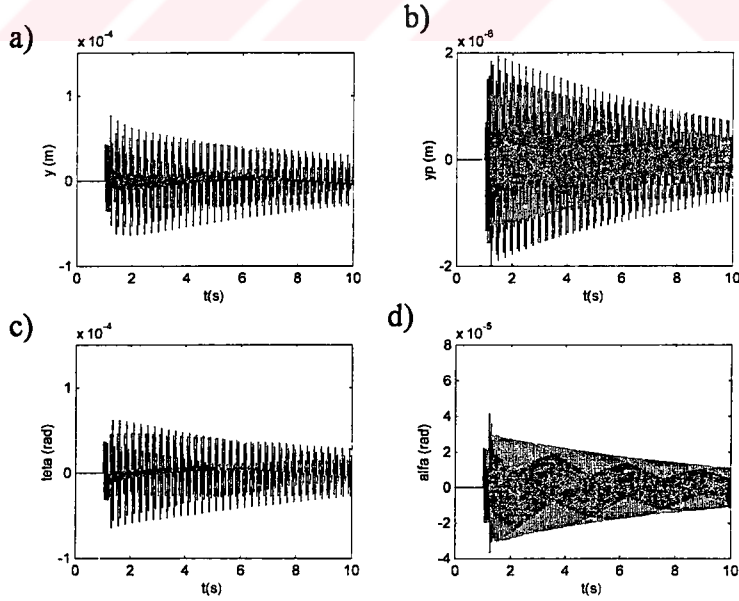
$$[B] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{1}{M} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{I_\theta} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{I_\alpha} & 0 \\ \frac{bd}{(a+b)(c+d)m_1} & \frac{d}{(a+b)(c+d)m_1} & \frac{1}{(c+d)m_1} & \frac{-d(b+e)+f(a+b)}{(a+b)(c+d)m_1} \\ \frac{bc}{(a+b)(c+d)m_2} & \frac{c}{(a+b)(c+d)m_2} & \frac{1}{(c+d)m_2} & \frac{-c(b+e)-f(a+b)}{(a+b)(c+d)m_2} \\ \frac{ad}{(a+b)(c+d)m_3} & \frac{d}{(a+b)(c+d)m_3} & 0 & \frac{d(a-e)}{(a+b)(c+d)m_3} \\ \frac{ac}{(a+b)(c+d)m_4} & \frac{c}{(a+b)(c+d)m_4} & 0 & \frac{c(a-e)}{(a+b)(c+d)m_4} \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{m_5} \end{bmatrix}_{16 \times 4}$$

Buna bağlı olarak, simülasyon gerçekleştirilmiştir. Şekil 6.17' de, tam taşıt modelinin kontrolcüsüz ve kontrolcülü durumlardaki taşıt ana gövdesi ve yolcu koltuğu yerdeğişimlerinin zaman cevapları gösterilmiştir. Şekil 6.18 ise aktif süspansiyonlu taşıt modelinin zaman cevapları detaylı olarak gösterilmektedir. Bu grafikler, taşıt ana gövdesi düşey hareketinin, yolcu düşey hareketinin, ana gövdenin kafa vurma hareketinin ve ana gövdenin yuvarlanma hareketinin zamana bağlı değişimini göstermektedir.

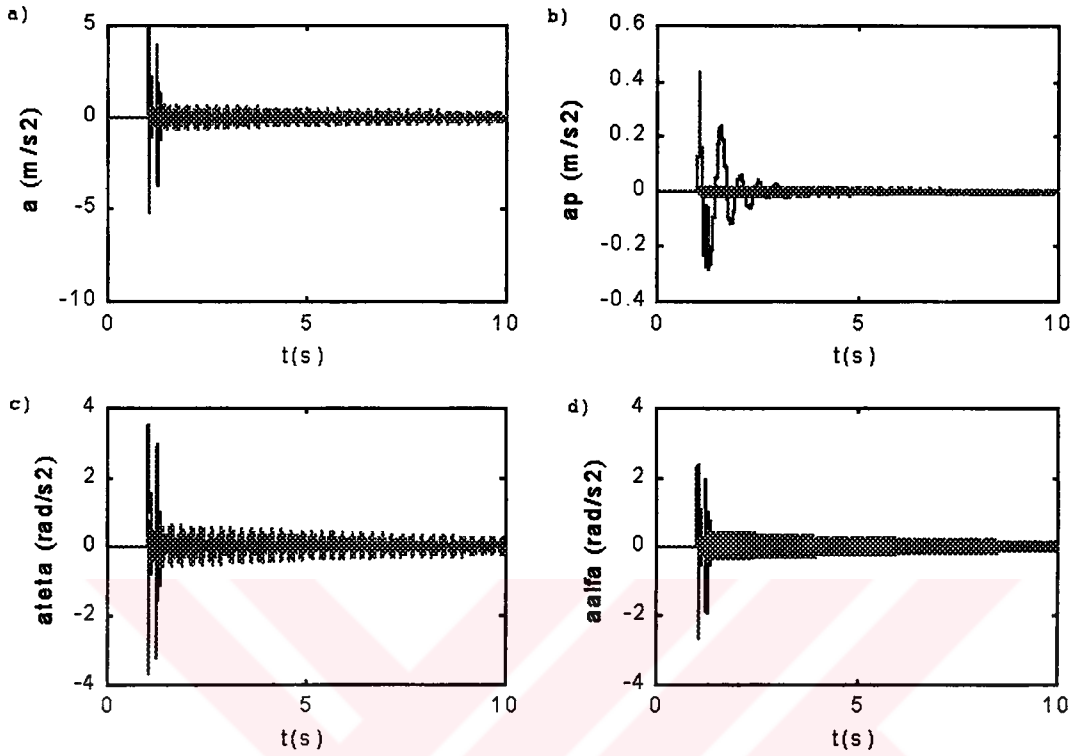
Diğer durumlarda olduğu gibi burada da taşıt ana gövdesinin üç hareketinin de iyi kontrol edildiği görülmektedir. Ancak, en önemli değişiklik yolcunun kontrolünde meydana gelmiştir. Pasif süspansiyonlu bir sistemle kıyaslandığında, yolcu düşey hareketinin hemen hemen ortadan kalktığı görülmektedir.



Şekil 6.17 Aktif ve pasif süspansiyonlu tam taşıt modelinin zaman cevapları. a) Ana gövdenin sıçraması. b) Yolcunun sıçraması c) Ana gövdenin kafa vurma hareketi. d) Ana gövdenin yuvarlanma hareketi



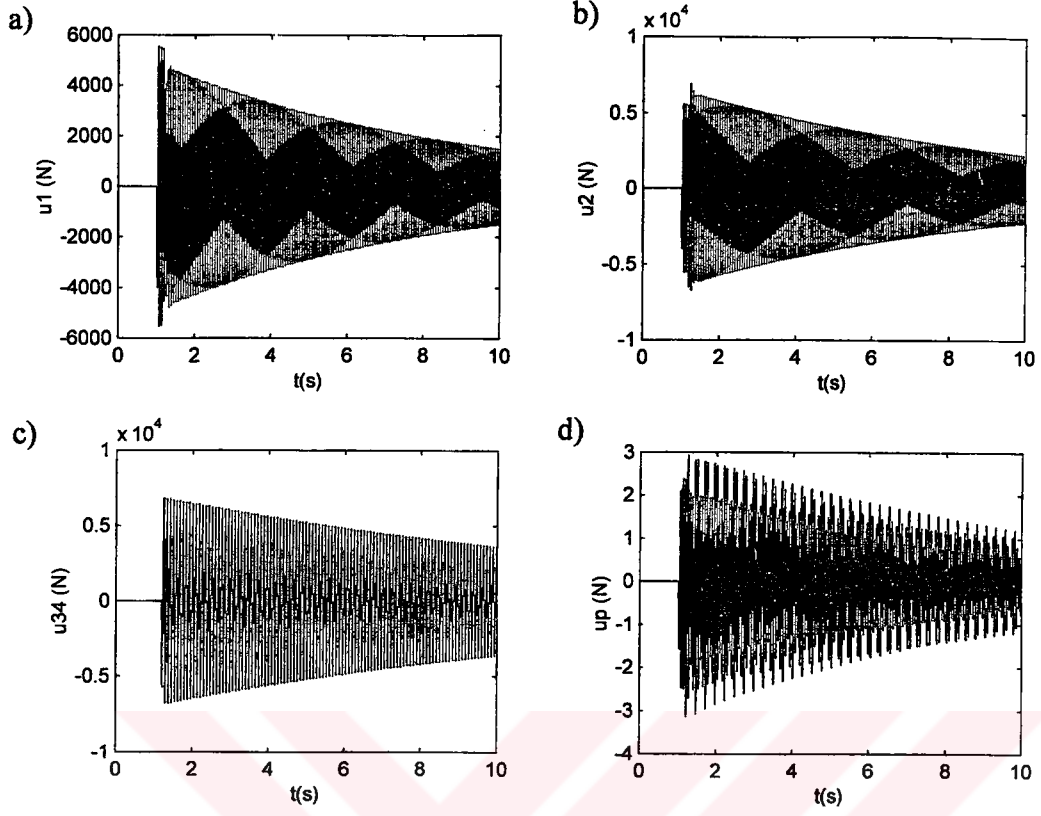
Şekil 6.18 Aktif süspansiyonlu tam taşıt modelinin zaman cevapları. a) Ana gövdenin sıçraması. b) Yolcunun sıçraması c) Ana gövdenin kafa vurma hareketi. d) Ana gövdenin yuvarlanma hareketi



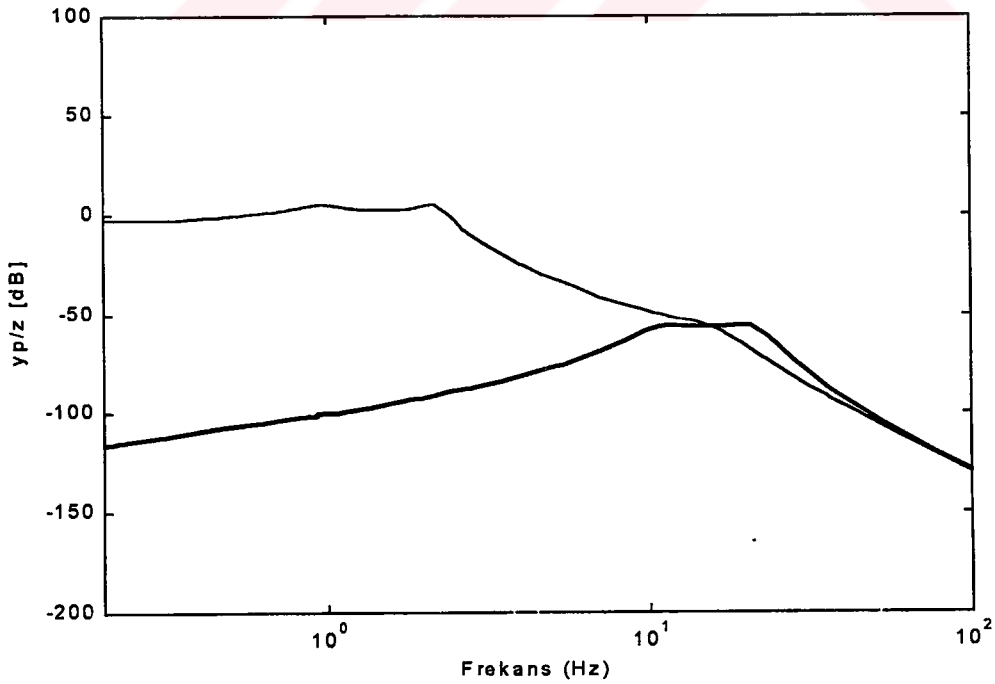
Şekil 6.19 Aktif ve pasif süspansiyonlu tam taşıt modelinin ivme – zaman grafikleri. a) Ana gövde düşey ivmesi. b) Yolcunun düşey ivmesi. c) Ana gövdenin θ yönünde açısal ivmesi. d) Ana gövdenin α yönünde açısal ivmesi

Şekil 6.19’ da aktif ve pasif kontrolcülü sistemlerin ivmelerinin zamana göre değişimi gösterilmiştir. Yolcunun düşey ivme değerinin oldukça azaldığı görülmektedir. Ana gövdenin ivmelerinde de iyileşmeler görülmektedir.

Şekil 6.20’ deki grafiklerden görüldüğü üzere ön süspansiyonlardaki kontrolcülerin uyguladığı kuvvetler arasında büyük farklılık görülmemektedir. Arka aksta bulunan kontrolcü ise bunlara yaklaşık bir değerde kuvvet uygulamaktadır. Taşıt ana gövdesinin kontrol edilmesi, yolcu koltuğunun kontrolünü kolaylaştırmış, sonuç olarak kontrolcü kuvveti yaklaşık 4 N. kadar olmaktadır.



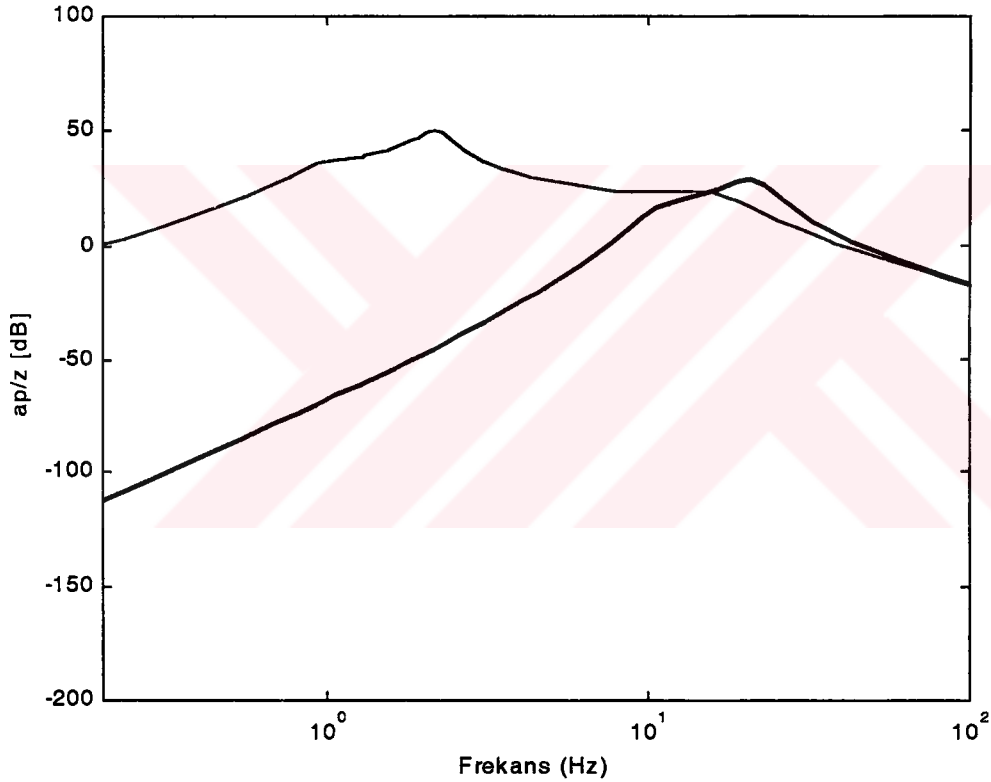
Şekil 6.20 Kontrolcü kuvvetlerinin zamana bağlı değişimi. a) Sağ ön süspansiyon. b) Sol ön süspansiyon. c) Arka aks. d) Yolcu koltuğu



Şekil 6.21 Aktif ve pasif süspansiyonlu tam taşıt modelinin yolcu kütlesi frekans cevapları

Aktif ve pasif süspansiyonlu tam taşıt modelinde yolcu kütesinin yerdeğişim frekans cevabı, Şekil 6.21 de gösterilmiştir. Hem ana gövde hem de yolcu koltuğu kontrol edildiği için ana gövde rezonans frekansları ve yolcunun rezonans frekansı aktif kontrol sonucu kaybolmuş olup, genlik değerleri de oldukça düşmüştür. Aks ve tekerlek kütlelerinin rezonans frekanslarında ise genlik değerlerinde önemli bir değişiklik görülmemektedir.

Şekil 6.22' de ise yolcu kütesi ivmesinin frekans cevabı verilmiştir. Taşıtın ana gövdesi ve yolcunun düşey ivme genliklerinin düştüğü, aks kütlelerinin ivme genliklerinde ise önemli bir değişiklik olmadığı görülmektedir.

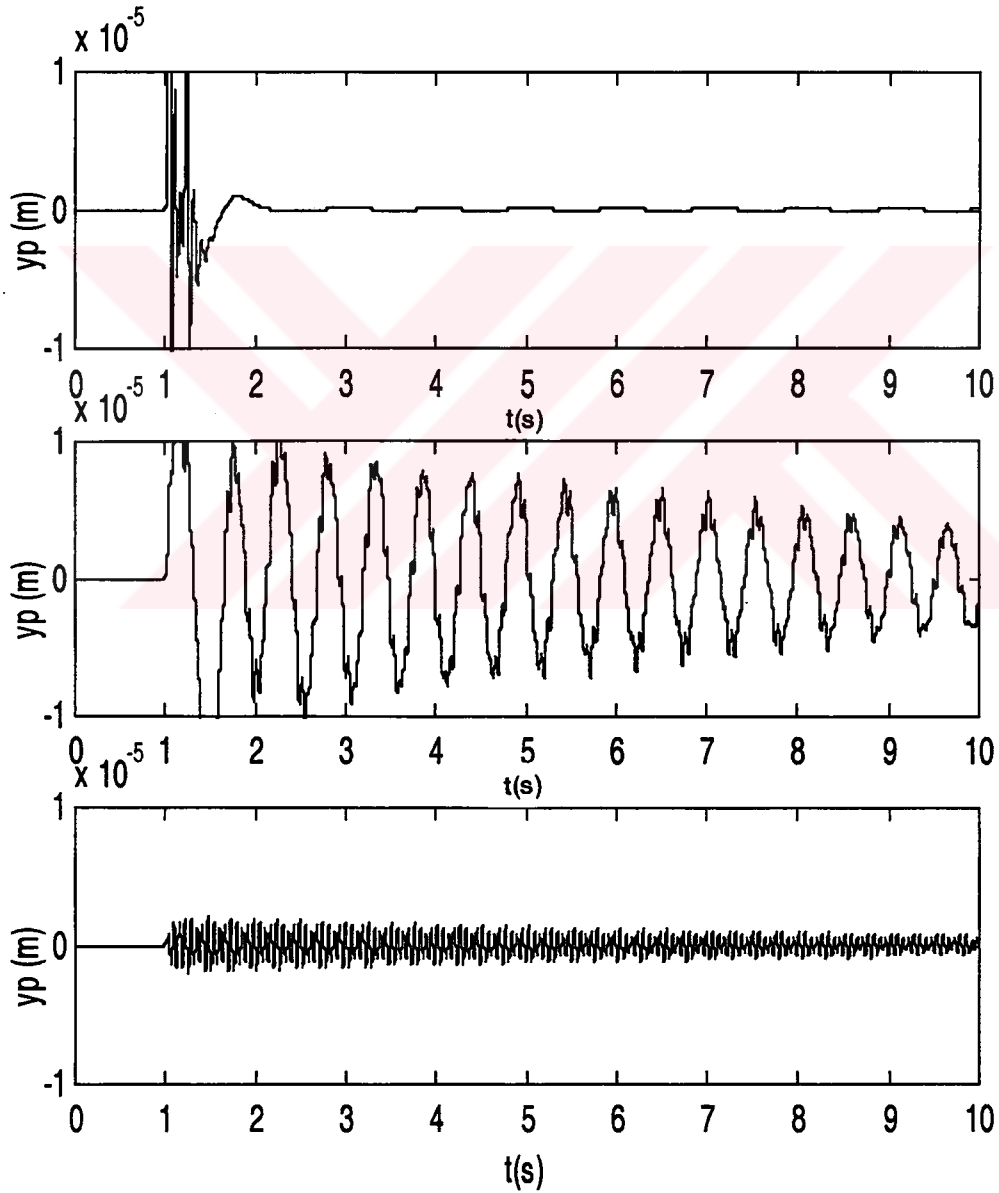


Şekil 6.22 Tam taşıt modelinde yolcu kütesi ivmesinin frekans cevabı

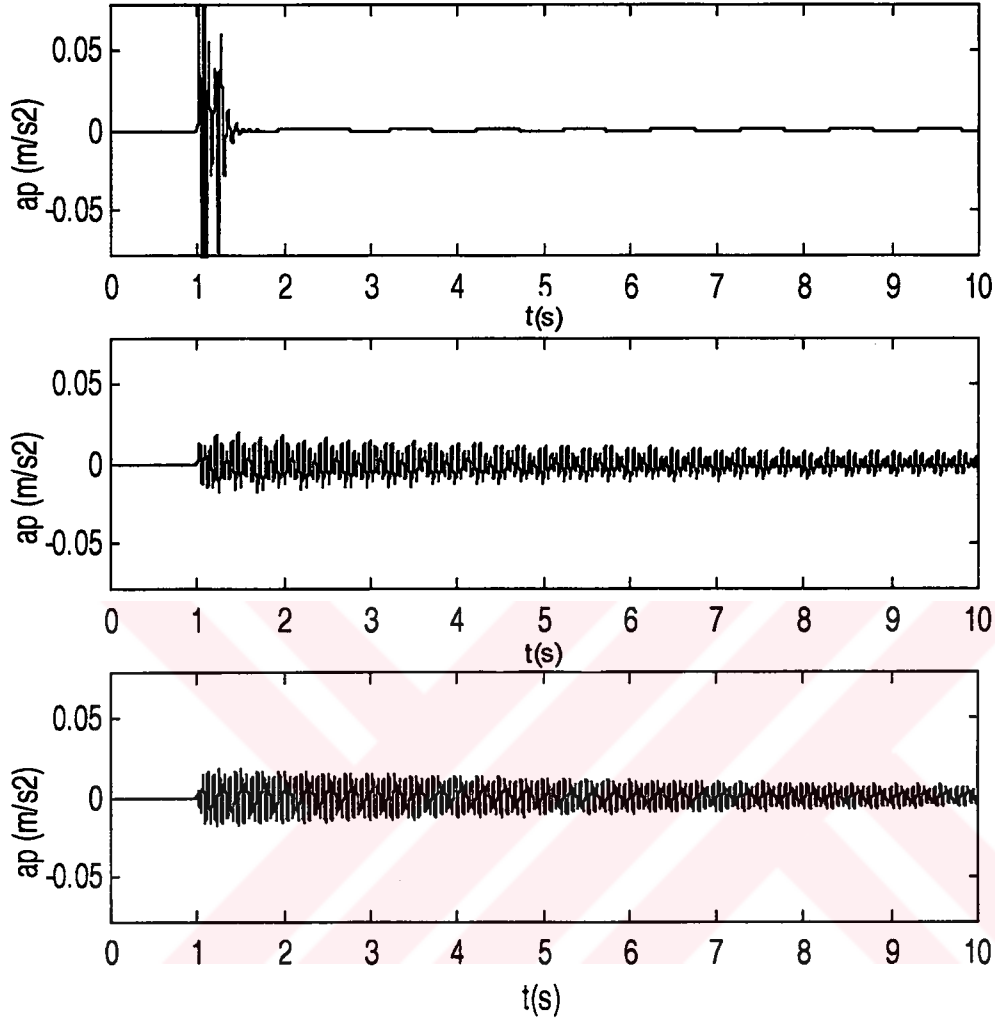
6.4 Sonuçlar

İncelenen yolcu koltuklu tam taşıt modelinde, yoldan gelen bozucu etkilerin en aza indirilmesi ve böylece yolcunun seyir konforunun artırılması için PID kontrolcü kullanılmıştır. Taşıtın çeşitli yerlerine bu kontrolcü uygulanmış olup, burada üç durum için elde edilen tüm sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Öncelikle, incelenen bu üç durum için yolcunun konum – zaman grafikleri, Şekil 6.23’ de gösterilmiştir. En üstte görülen grafik, yalnızca yolcu koltuğunun kontrol edilmesi durumunda çizdirilmiştir. Yolcu, referans değerinden (0) en fazla 0.025 mm. yükselmektedir. Ana gövde hareketlerinin kontrol edildiği ortadaki grafikte ise maksimum yer değıştirme yaklaşık 0.015 mm dir. Ana gövde hareketleri ve yolcu koltuğunun kontrol edildiği durumu gösteren en alttaki grafik ise yolcunun en iyi kontrol edildiği durumdur. Çünkü, yolcu bu durum için en fazla 0.002 mm yer değıştirmektedir.

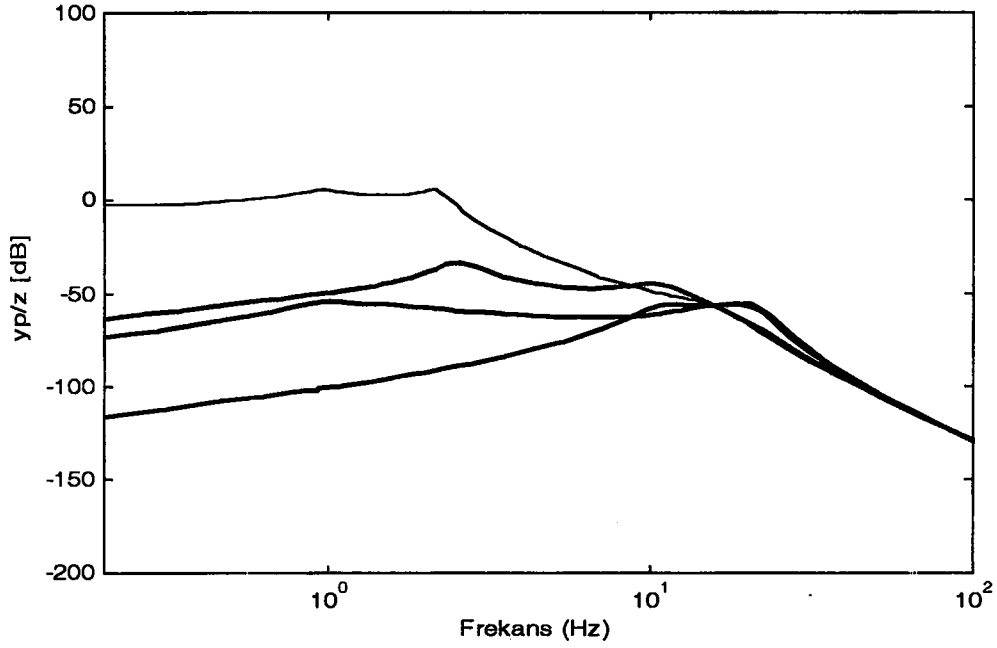


Şekil 6.23 Kontrolcü kullanılan tam taşıt modelinde yolcunun konum–zaman grafiği a) Yolcu koltuğu kontrolcülü. b) Ana gövde kontrolcülü. c) Ana gövde ve yolcu koltuğu kontrolcülü.



Şekil 6.24 Kontrolcü kullanılan tam taşıt modelinde yolcunun ivme – zaman grafiği. a) Yolcu koltuğu kontrolcülü. b) Ana gövde kontrolcülü. c) Ana gövde ve yolcu koltuğu kontrolcülü.

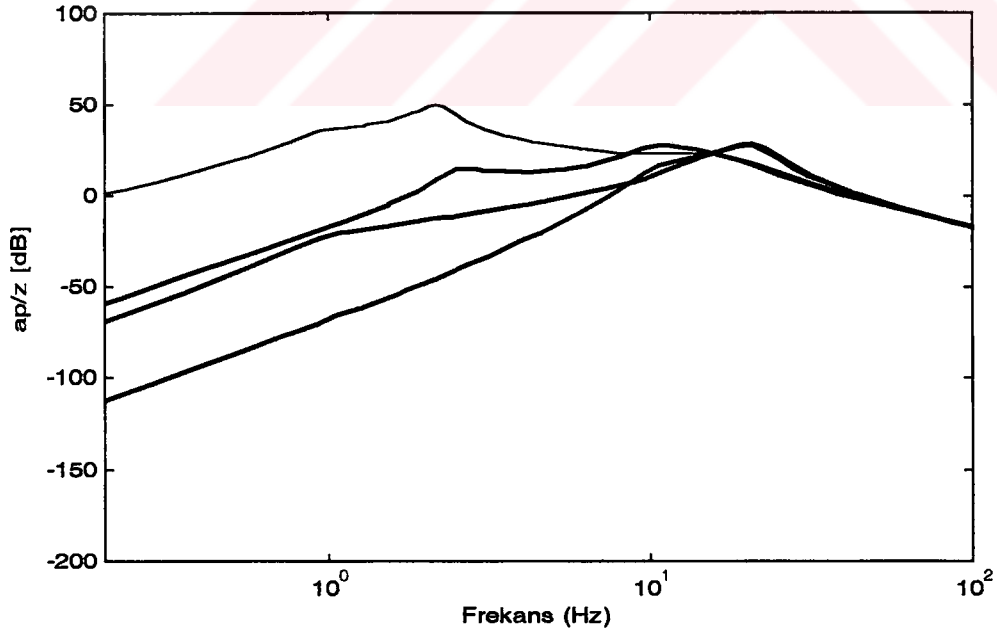
Şekil 6.24 – a) da yolcu koltuğunun kontrol edilmesi durumunda yolcunun düşey ivmesi görülmektedir. Yolcu koltuğu kontrol edildiği için ivme kısa bir sürede bastırılmıştır. Ortadaki grafikte ise yolcu koltuğu doğrudan kontrol edilmediği için genlik ve titreşim süresi daha uzun olmaktadır. Ana gövde hareketlerinin ve yolcu koltuğunun düşey hareketinin kontrol edildiği durumdaki ivme değişimini gösteren en alttaki grafikte ise ana gövde kontrollü sisteme göre, ivmenin genliği çok küçük mertebede düşme göstermiştir.



Şekil

6.25 Kontrolcü kullanılan tam taşıt modelinin çeşitli durumlar için frekans cevapları.

- 1) Yolcu koltuğu kontrolcülü. 2) Ana gövde kontrolcülü. 3) Ana gövde ve yolcu koltuğu kontrolcülü. 4) Kontrolcüsüz.



Şekil 6.26. Kontrolcü kullanılan tam taşıt modelinin çeşitli durumlar için ivmesinin frekans cevapları. 1) Yolcu koltuğu kontrolcülü. 2) Ana gövde kontrolcülü. 3) Ana gövde ve yolcu koltuğu kontrolcülü. 4) Kontrolcüsüz.

Bu üç durum ve kontrolcüsüz hal için frekans cevapları, Şekil 6.25 ve Şekil 6.26' da gösterilmiştir. Birinci durumda, ana gövde rezonans frekansındaki genliğin yüksek olduğu görülmektedir. Birinci durumda ana gövde kontrol edilmediği için ana gövde rezonans frekansı kendini belli etmektedir. Ana gövdenin ve yolcu koltuğunun aynı anda kontrol edildiği üçüncü durumda, ana gövde rezonans frekansına karşılık gelen noktadaki genlik, yalnız ana gövdenin ve yalnız yolcu koltuğunun kontrol edildiği durumdaki genlik değerlerine göre çok küçük olmaktadır.

İkinci durumda, yolcu koltuğu kontrol edilmediği için yolcunun rezonans frekansı ortadan kalkmamıştır. Birinci ve üçüncü durumlarda yolcuya ait rezonans frekansı kaybolmuştur. Üçüncü durumdaki yolcuya ait genlik değeri ise diğer iki duruma göre oldukça düşüktür.

Aks ve tekerlek kütlelerinin rezonans frekanslarında ise önemli bir değişiklik görülmemektedir. En büyük genlik, yalnız taşıt ana gövdesinin kontrol edildiği durumda meydana gelmektedir.

Şekil 6.25 ve Şekil 6.26' daki eğrilere göre, yalnız sürücü koltuğunun düşey hareketi kontrol edildiğinde, yalnızca ana gövdenin kontrol edilmesi durumuna göre daha iyi bir sonuç elde edilmektedir. Ancak yolcu seyir esnasında, sadece düşey yönde titreşimlere maruz kalmamaktadır. Yol girişi daha yüksek ve dengesiz olduğunda açısız yönlerdeki titreşimler, seyir konforunu bozacak düzeyde olabilir. Dolayısıyla uygulama açısından da daha uygun görünen bu yöntem sadece küçük çaplı girişler için kullanışlı olabilir.

En iyi sonuç, hem ana gövde hareketlerinin, hem de yolcu koltuğunun aktif olarak kontrol edildiği durumda elde edilmiştir. Yolcunun düşey yer değişimi ve düşey ivmesi, diğer durumlara göre yaklaşık 10 kat azalmıştır. Bu da üçüncü durumun diğerlerine göre bariz üstünlüğünü göstermektedir.

7 SONUÇLAR

Bu çalışmada, yolcuların seyir konforunu sağlamak için PID kontrol yöntemi aktif süspansiyon sistemli sekiz serbestlik dereceli bir taşıta uygulandı. Öncelikle, bir çeyrek taşıt modelinin aktif süspansiyonları, PID ile kontrol edildi. PID Kontrolcü'nün taşıtı istenen referans değerine çektiği görüldü. PID kontrol, tüm yer değişimlerini denetledi. Daha sonra, yarım taşıt modelinin nasıl çıkarıldığı gösterildi.

Çalışmanın asıl hedefi olan yolcunun seyir konforunun sağlanması için son bölümde, tam taşıt modeli ele alınarak buna bir yolcu koltuğu (yolcu kütlesi dahil olmak üzere) eklendi. Üç durum için bu modele, PID kontrol uygulandı. Birinci durumda yalnız yolcunun düşey hareketi, ikinci durumda yalnız ana gövdenin hareketleri (sıçrama, kafa vurma, yuvarlanma) ve üçüncü durumda hem yolcunun sıçraması, hem de ana gövde hareketleri kontrol edildi. Birinci ve üçüncü hal, literatürde tecrübe edilmemiş, yeni bir kontrol stratejisi olduğu için klasik bir kontrol stratejisi olan ikinci durum ile sonuçları karşılaştırılmıştır.

Birinci durumda, pasif bir süspansiyona göre yolcunun sıçramasında büyük oranda azalma görüldü. Ancak, taşıtın ana gövdesinin hareketleri kontrol edilmediği için yolcunun seyir konforunun tam olarak sağlanması mümkün olamamaktadır.

İkinci durumda, ana gövdenin tüm hareketleri kontrol edildiği için titreşimdeki azalma yolcu kütlesinde kendisini gösterdi ve pasif süspansiyona göre daha iyi sonuçlar elde edildi.

Üçüncü durumda, ana gövde ve yolcu aktif olarak kontrol edildiği için çok iyi sonuçlar elde edildi. Yolcunun hareketlerinin düşük kontrolcü kuvvetleri ile kontrol edildiği ve bu kontrolün diğer iki durumdan çok daha iyi olduğu görüldü. Gerek ivme, gerekse yer değiştirme hareketlerinin neredeyse ortadan kalktığı ortaya çıktı. Bu metod, performansı sebebi ile en iyi sonuçları vermiştir.

Bu çalışmanın sonucunda, kolay uygulanabilen bu yöntemle ve düşük bir maliyetle yolcu koltuğu altına yerleştirilecek basit bir kontrolcü sayesinde seyir konforu açısından başarılı bir kontrol işlemi yapılacağı görülmüştür.

KAYNAKLAR

Abdel, H.M.Bb., Crolla D.A (1989), Theoretical Analysis of Active Suspension Performance Using a Four Wheel Vehicle Model. Proc. Instn. Mech. Engrs. Vol. 203. No. D 4 I Mech E, pp.125-135.

Akkurt, M. (1982), Makine Elemanları Cilt I. Birsen Kitabevi Yayınları.

Chalasanı, R.M., (1986), Ride Performance Potential of Active Suspension System Part II: Full Car Model. ASME Symposium on Simulation and, Control of Ground Vehicles and Transportation System, AMB-vol.80, Dsc-col.2, pp.205-234.

Chalasanı, R.M., (1986), "Ride Performance Potential of Active Suspension System Part I: Simplified Analysis Based on a Quarter Car Model", ASME Symposium on Simulation and, Gutrol of Ground Vehicles and Transportation Systems AMD Vol.80, Dsc-vol.2, pp.187-204

Crolla, D.A., Abdel-Hady, M.B.A. , (1991), "Active Suspension Control; Performance Comparisons Using Control Laws Applied to a Full Vehicle Model" , Vehicle System Dynamics , Vol. 20 , pp. 107 – 120.

Daldal, O., Palavan S (1966), "Taşıt Titreşimleri" İskender Matbaası.

De Cock, K. , De Moor, B. , Minten, W. , Van Brempt, W. , Verrelst, H. , (1997), "A Tutorial on PID Control" , Katholieke Universiteit Leuven , BELGIUM.

Demic, M.A, (1990), Contribution to the Optimization of the Characteristics.

Erzi, İ. (1990), Taşıt Titreşimleri Lisans Üstü Ders Notlar İ.T.Ü.

Francis, S. Tsc, Ivan. E. Morse, Rolland T. Hinkle (1978), Mechanical Vibration Theory And Application. Allyn And Bacon Inc.

Goshtosbpour, M., (1984), "The Chatter of Semi-Active on-off Suspencion And Its Cure", Vehicle System Dynamic, pp.129-144.

Güney, A., (1989), "Taşıt Titreşimleri ve İrdelenmesi", Seminer Notları, İTÜ.

Hac, A., (1992), "Optimal Linear Preview Control of Active Vehicle Suspension" , Vehicle System Dynamics , Vol. 21 , pp. 167 – 195.

Hall, B.B. Tang J.S, (1990), "Analysis of Active and Semi-Active Vehicle Suspensions Fitted with a Pneumatic Self-Energizing Leveling Device", Prof. Instn. Mech. Engrs. Vol. 204.I Mech E

Heisler, H., (1989), "Advanced Vehide Technology", London Melborne Auckland.

Horton, D.N.L. and Crolla D.A. (1986), "Theoretical Analysis of a Semi – Active Suspension Fitted to on off – Road Vehicle", *Vehicle System Dynamic*, 15, pp.351-372.

Horton, D.N.L and Crolla D.A. (1987), "Semi Active Suspension Fitted to on off – Road Vehicle", pp.355-373.

Hrovat, D., (1993), "Applications of Optimal Control to Advanced Automotive Suspension Design" , *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* , Vol. 115 , pp.328 – 342.

Kut, T., (1986), *Traktörlerin Kütleli Atalet Momentlerinin Hesaplanması Üzerine Bir Çalışma İ.T.Ü.*

Kyungsu, Yi, Hedrich. K., (1993), "Dynamic Tire Force Control by Semiactive Suspension", *Journal of Dynamic System Measurement and Control* September, 466.477 / Vol. 115.

Margolis D.L., (1983), "Semi-Active Control of Wheel Hop in Ground Vehicles", *Vehicle System Dynamics*, 12, pp.321-331

Margolis, D., Goshtasbpour M., (1984), "The Chatter of Semi – Active on – off Suspensions and its Cure", *Vehicle System Dynamics*, 15, pp.129-144

Mitchke, M., (1972), *Dynamik Der Kraft fahrzeuge*, Springer – Verlag Berlin

Özdaş, M.N. , Dinibütün. A.T. , Kuzucu, A., (1995), "Otomatik Kontrol Temelleri" , İkinci Baskı , Birsen Yayınevi , İstanbul, ISBN 975-511-121-2

Özlu, F., (1994), *Taşıt Titreşim Analizi Doktora Tezi. İTÜ*

Pasın, F. (1984), *Makine Dinamiği. İstanbul teknik Üniversitesi Matbaası Gümüşsuyu İstanbul.*

Pilkey. W.D., White, K.P., H.C. Gabler and Holloweli T., (1983), "Optimizing Design Parameters for Highway Vehicle Safety", *Int. J. of Vehicle Design*, Vol. 6, No.1, pp.618-630

Pintado, P. , Benitez, F.G., (1990), "Optimization for Vehicle Suspension I: Time Domain" , *Vehicle System Dynamics* , Vol. 19 , pp. 273 – 288

Poyser, J., (1987), "Development of Computer Controlled Suspension System", *Int. J. of Vehicle Design*, Vol. 8, No.1, pp.74-86

Rakheja, S. , Afework, Y. , Sankar, S.,(1994) , "An Analytical and Experimental Investigation of the Driver – Seat – Suspension System" , *Vehicle System Dynamics* , Vol. 23 , pp. 501 – 524

Reimbell, J.S., (1979), *Fahrwerktechnik*. Translated from Germany by C.E. Patulla

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

Sharp, R.S, Hassan S.A., (1986), "The Relative Performance Capabilities of Passive, Active and Semi Active Car Suspension Systems", *Proc. Instn. Mech. Engrs. Vol 200. No. D3, ImechE* pp.219-229

Sharp, R.S and Crolla, D.A., (1987), "Road Vehicle Suspension System Design-A Review", *Vehicle System Dynamics*, 16, pp.167-192

Sharp, R.S., Hassan J.H., (1988), "Performans Prediction for a Pneumatic Active Car Suspension System", *Prof. Instn. Mech. Engrs. Vol. 202. No. D4, IMechE.* pp. 243-250

Sharp, R.S. Wilsan D.A., (1990), " On Control Laws for Vehicle Suspension Accounting for Input Correlations", *Vehicle System Dynamic*, 19.pp.353-363.

Stanway, R.J.L. Sproston and N.G. Stevens, (1987), "Non Linear Modelling of an Electro – Rheological Vibration Damper", *Journal of Electrostatics*, 20. pp.167-184.

Soliman, A.M.A. Crolla, D.A and El-Soyed F.M., (1993), "A Comparison of Control Strategies for the Switchable Damper Suspension System", *Int. J. of Vehicle Design*, Vol. 14, No. 4, pp. 308-323.

Thompson, A.G., (1984), "Optimal and Suboptimal Linear Active Suspensions for Road", *Vehicles. Vehicle System Dynamics*, 13, pp.61-72.

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

Yelin, And Willumeit, H.P., (1991), *The Dynamics of the Vibrator – Controlled Adaptive Damper and its Potentials in Vibration Isolation. Vehicle System Dynamic*, 20, pp.353-369.

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.*

EKLER**Ek 1 Taşıt Modellerinin ve Kontrolcünün Parametreleri****Ek 1.1 Çeyrek Taşıt Modeli**

$$M = 250 \text{ kg.} \quad m = 40 \text{ kg.} \quad K_s = 15000 \text{ N/m.}$$

$$K_t = 150000 \text{ N/m.} \quad C_s = 1000 \text{ N.sn/m}$$

Ek 1.2 Yarım Taşıt Modeli

$$M = 1100 \text{ kg.} \quad I = 1700 \text{ kg.} \quad m_f = 50 \text{ kg.}$$

$$m_r = 90 \text{ kg.} \quad c_f = 2500 \text{ N.sn/m.} \quad c_r = 2500 \text{ N.sn/m.}$$

$$a = 1.2 \text{ m.} \quad b = 1.4 \text{ m.}$$

Ek 1.3 Tam Taşıt Modeli

$$M = 1100 \text{ kg.} \quad I_\theta = 1848 \text{ kg.m}^2 \quad I_\alpha = 550 \text{ kg.m}^2$$

$$m_1 = m_2 = 25 \text{ kg.} \quad m_3 = m_4 = 45 \text{ kg.} \quad m_p = 90 \text{ kg.}$$

$$c_1 = c_2 = c_3 = c_4 = 1250 \text{ N.s/m.} \quad k_{s1} = k_{s2} = 15000 \text{ N/m.}$$

$$k_{s3} = k_{s4} = 17000 \text{ N/m.} \quad k_{s5} = 15000 \text{ N/m.}$$

$$k_{t1} = k_{t2} = k_{t3} = k_{t4} = 250000 \text{ N/m.} \quad a = 1.2 \text{ m.} \quad b = 1.4 \text{ m.}$$

$$c = 0.5 \text{ m.} \quad d = 1 \text{ m.} \quad e = 0.3 \text{ m.}$$

$$f = 0.25 \text{ m}$$

Ek 1.4 Çeyrek Taşıt Modelinin PID Parametreleri

$$K_p = 78000 \quad T_i = 0.14 \text{ sn.} \quad T_d = 0.035 \text{ sn.} \quad t_c = 0.0035 \text{ sn.}$$

Ek 2 Sekiz Serbestlik Dereceli Taşıt Modelinin Parametreleri

Bilgisayarda yapılan simülasyonlarda kullanılan datalar aşağıda verilmiştir.

Simülasyon parametreleri

$$t_i=0; \quad t_f=10; \quad n=20000; \quad dt=(t_f-t_i)/n;$$

Taşıt modeline ait parametreler

$$\begin{aligned} m=1100 \text{ kg}; & \quad I_\alpha=1848 \text{ kgm}^2; \quad I_\theta=550 \text{ kgm}^2; & \quad m_1=25 \text{ kg}; \\ m_2=25 \text{ kg}; & \quad m_3=45 \text{ kg}; \quad m_4=45 \text{ kg}; & \quad m_5=90 \text{ kg}; \\ ks_1=15000 \text{ N/m}; & \quad ks_2=15000 \text{ N/m}; \quad ks_3=17000 \text{ N/m}; & \quad ks_4=17000 \text{ N/m}; \\ ks_5=15000 \text{ N/m}; & \quad c_1=1250 \text{ Ns/m}; \quad c_2=1250 \text{ Ns/m}; & \quad c_3=1250 \text{ Ns/m}; \\ c_4=1250 \text{ Ns/m}; & \quad c_5=150 \text{ Ns/m}; \quad kt_1=250000 \text{ N/m}; & \quad kt_2=250000 \text{ N/m}; \\ kt_3=250000 \text{ N/m}; & \quad kt_4=250000 \text{ N/m}; \quad a=1.2 \text{ m}; & \quad b=1.4 \text{ m}; \\ c=0.50 \text{ m}; & \quad d=1 \text{ m}; \quad e=0.3 \text{ m}; & \quad f=0.25 \text{ m}; \end{aligned}$$

Taşıt gövdesinin y kontrolcü parametreleri

$$\begin{aligned} K_1=11e6; & \quad K_{p1}=0.6*K_1; \quad P_{u1}=3.5; & \quad t_{oi1}=P_{u1}/2; \\ t_{od1}=P_{u1}/8; & & & \end{aligned}$$

Taşıt gövdesinin kafa-vurma (teta) kontrolcü parametreleri

$$\begin{aligned} K_2=23e6; & \quad K_{p2}=0.6*K_2; \quad P_{u2}=2.3; & \quad t_{oi2}=P_{u2}/2; \\ t_{od2}=P_{u2}/8; & & & \end{aligned}$$

Taşıt gövdesinin kafa-vurma (alfa) kontrolcü parametreleri

$$\begin{aligned} K_3=12e6; & \quad K_{p3}=0.6*K_3; \quad P_{u3}=1.5; & \quad t_{oi3}=P_{u3}/2; \\ t_{od3}=P_{u3}/8; & & & \end{aligned}$$

Sürücü koltuğu (yp) kontrolcü parametreleri

$$\begin{aligned} K_4=25e5; & \quad K_{p4}=0.6*K_4; \quad P_{u4}=0.05; & \quad t_{oi4}=P_{u4}/2; \\ t_{od4}=P_{u4}/8; & & & \end{aligned}$$

Yol profili ve diğer parametreler

$$\begin{aligned} h=0.03 \text{ m}; & \quad x_r=0.1; & \quad s=(x_r^2+h^2)^{(1/2)} \text{ m}; \\ V=13.88 \text{ m/s}; & \quad t_r=s/V; & \quad t_s=0.14/V; \\ t_t=1+t_r+t_s; & \quad Z=[0,0;1,0;1+t_r,h;t_t,h;t_t+t_r,0;t_f,0]; \end{aligned}$$

ÖZGEÇMİŞ

Doğum Tarihi 11.01.1965

Doğum Yeri Yozgat

Lise 1979-1982 Bakırköy Lisesi

Lisans 1983-1988 Yıldız Üniversitesi

Y.Lisans 1994-2001 Yıldız Teknik Üniversitesi

Çalıştığı Kurumlar

1999-2000 Özgürkan Otomotiv Tic. Ltd. Şti.

