

168476

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TAŞIT TİTREŞİMLERİNİN AKTİF KONTROLÜ

Mak.Müh. Tolga MURTEZAOĞLU

F.B.E. Makina Mühendisliği Anabilim Dalında Konstrüksiyon Programında
Hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Doç.Dr.İsmail YÜKSEK

Doç. Dr. İ. YÜKSEK

Prof. N. TAHRALI

Prof. Dr. A. D. ALKAN

İSTANBUL, 2005

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	v
ŞEKİL LİSTESİ	vii
ÇİZELGE LİSTESİ	x
ÖNSÖZ.....	xi
ÖZET	xii
ABSTRACT	xiii
1. GİRİŞ.....	1
1.1 Problemin Tanımı	1
2. TİTREŞİM.....	3
2.1 Titreşimlerin Sebepleri	3
2.2 Titreşim ve Titreşimlerin Ölçülmesi.....	6
2.2.1 Titreşimin Tarihçesi.....	6
2.2.2 Titreşim Nereden Gelir?	6
2.2.3 Titreşim Seviyesinin Belirlenmesi.....	7
2.2.4 Titreşim Parametreleri, İvme, Hız ve Yerdeğiştirme.....	8
3. TAŞIT TİTREŞİMLERİ.....	9
3.1 Taşıt Titreşimleri	9
3.2 Basitleştirilmiş Bir Taşıt Titreşim Modelinin Titreşimi	9
3.2.1 Sönümsüz Serbest Titreşimler	10
3.2.2 Sürtünmeli Sönümlü Serbest Titreşimler.....	10
3.2.3 Viskoz Sönümlü Serbest Titreşimler	11
3.2.4 Sönümsüz Zorlanmış Titreşimler	11
3.2.5 Viskoz Sönümlü Zorlanmış Titreşimler	12
3.3 Birleştirilmiş Sistemlerin Titreşimi	12
4. SÜSPANSİYON SİSTEMİ	14
4.1 Giriş	14
4.2 Süspansiyon Sisteminin Görevleri.....	14
4.3 Süspansiyonun Anatomisi	15
4.4 Süspansiyon Geometrisi	16
4.4.1 Toe In- Toe Out	17
4.5 Lastiklerin Yapısı ve Önemi	18
4.6 Yaylar	19
4.6.1 Yaprak Yaylar.....	20
4.6.2 Helisel Yaylar	21
4.7 Burulma Çubuğu.....	24

4.8	Amortisörler.....	25
4.8.1	Çift Borulu Amortisör.....	27
4.8.2	Tek Borulu Amortisör.....	29
4.8.2.1	Çarpma Diskli Tek Borulu Amortisör	30
4.8.2.2	Ayırıcı Pistonlu Tek Borulu Amortisör	30
4.8.2.3	Gaz Basıncılı Amortisörler	31
4.8.2.4	Seviye Ayarlı Amortisörler.....	31
4.8.2.5	Hava Yaylı Amortisör.....	31
4.8.2.6	Hidropnömatik Yaylı Amortisör.....	31
4.8.3	Hava Yastıklı Yaylanma.....	33
5.	TEKERLEK ASKI SİSTEMLERİ	36
5.1	Sabit Akslar	36
5.1.1	Yaprak Yaylı Sabit Akslar.....	37
5.1.2	Boyuna Yön Vericili ve Panhard Çubuklu Sabit Akslar	37
5.1.3	Üç Noktadan Asılmış Sabit Akslar.....	38
5.1.4	Dört Noktadan Asılmış Sabit Akslar	39
5.2	Bağımsız Akslar.....	39
5.2.1	Çift Enine Yön Vericili Bağımsız Aks	40
5.2.2	Mc-Pherson Tipi Bağımsız Aks.....	41
5.2.3	Boyuna-Enine Yön Vericili Bağımsız Akslar	42
5.2.4	Sarkaç Akslar.....	43
5.2.5	Eğik Yönvericili Akslar.....	44
6.	TAŞIT SÜSPANSİYON SİSTEMLERİ	46
6.1	Pasif Süspansiyon Sistemleri.....	46
6.2	Yarı Aktif Süspansiyon Sistemleri	48
6.3	Aktif Süspansiyon Sistemleri	50
6.3.1	Aktif Süspansiyon Sisteminin Donanımı.....	51
6.3.1.1	Sensörler (Algılayıcılar)	54
6.3.1.2	Eyleyiciler.....	56
6.3.1.2.1	Magnetik Eyleyiciler	57
6.3.1.2.2	Pnömatik Eyleyiciler	57
6.3.1.2.3	Hidrolik Eyleyiciler	57
6.3.1.3	İvme Ölçerler	57
6.3.1.3.1	Piezoelektrik İvme Ölçerler.....	58
6.3.1.3.2	Piezo İvme Ölçerler	59
6.3.1.3.3	Servo İvme Ölçerler.....	59
6.3.1.4	Kontrol Ünitesi	59
6.3.1.5	Kontrol Edilebilir Damperler.....	60
6.4	Süspansiyon Sistemlerinin Fonksiyonları.....	61
6.5	Süspansiyon Sistemlerinin Performansları	62
7.	HAREKET DENKLEMLERİ ve MODELLEME	64
7.1	Tek Boyutlu Model.....	64
7.1.1	Bir Serbestlik Dereceli Taşıt Modeli	64
7.1.2	İki Serbestlik Dereceli Taşıt Modeli.....	65
7.1.3	Üç Serbestlik Dereceli Taşıt Modeli.....	68
7.2	İki Boyutlu Model.....	70
7.2.1	Beş Serbestlik Dereceli Taşıt Modeli	70

8.	UYGULAMALAR	75
8.3	İki Serbestlik Dereceli Sistem	75
8.3.1	Matlab Parametre Dosyası	75
8.3.2	Çeyrek Taşıt Simulink Modeli.....	76
8.3.3	$t=10$ ve Basamak Yol Girişi İçin FUZZY Uygulaması	77
8.4	Beş Serbestlik Dereceli Sistem	81
8.4.1	$t=10$ ve Yol Girişi Basamak Fonksiyon İçin FUZZY Uygulaması	88
9.	SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	96
9.1	İki Serbestlik Dereceli Sistemde Elde Edilen Sonuçlar.....	96
9.1.1	PID Kontrolcü İle Elde Edilen Sonuçlar.....	96
9.1.2	FUZZY Kontrolcü İle Elde Edilen Sonuçlar	97
9.2	Beş Serbestlik Dereceli Sistemde Elde Edilen Sonuçlar	100
9.2.1	PID Kontrolcü İle Elde Edilen Sonuçlar.....	100
9.2.2	FUZZY Kontrolcü İle Elde Edilen Sonuçlar	101
	KAYNAKLAR.....	104
	ÖZGEÇMİŞ.....	106

SİMGE LİSTESİ

a_x	Teğetsel doğrultudaki ivme
b	Ağırlık merkezinin ön aksa olan uzaklığı
c	Ağırlık merkezinin arka aksa olan uzaklığı
$c_{1,2,3,4}$	Süspansiyon sisteminin sönüm katsayıları
$c_{5,6,7,8}$	Tekerleklerin sönüm katsayıları
d_h	Ağırlık merkezinin son noktaya olan uzaklığı
D_A	Aerodinamik kuvvet
E_D	Sönüm enerjisi
E_k	Kinetik enerji
E_p	Potansiyel enerji
F_x	Teğetsel doğrultudaki kuvvet
F_{xf}	Ön tekerlekteki çekiş kuvveti
F_{xr}	Arka tekerlekteki çekiş kuvveti
g	Yerçekimi ivmesi
h	Ağırlık merkezinin yol yüzeyine olan uzaklığı
h_a	Aerodinamik kuvvet etki noktasının yol yüzeyine olan uzaklığı
h_h	Yol yüzeyinin son noktaya olan uzaklığı
i	Serbestlik derecesi sayısı
J_{xx}	Teğetsel doğrultuya göre atalet momenti
J_2	Kafa vurma hareketindeki atalet momenti
J_3	Yalpalama hareketindeki atalet momenti
$k_{1,2,3,4}$	Süspansiyon sisteminin yay katsayıları
$k_{5,6,7,8}$	Tekerleklerin yay katsayıları
K_i	İntegral kontrol katsayısı
K_d	Türev kontrol katsayısı
K_p	Orantı kontrol katsayısı
l	Tekerlek açıklığı
m_1	Taşıt gövdesinin ağırlığı
m_2	İki serbestlik dereceli sistemde aksların ağırlığı
$m_{4,5,6,7}$	Aksların ağırlığı
p	Yalpalama hızı
q	Kafa vurma hızı
Q	Genelleştirilmiş kuvvetler
r	Spin atma hızı
R_{hx}	Yatay doğrultudaki bastırma kuvveti
R_{hz}	Düşey doğrultudaki bastırma kuvveti
R_{xf}	Ön akstaki direnç kuvveti
R_{xr}	Arka akstaki direnç kuvveti
t	Zaman
T_x	Teğetsel doğrultu etrafındaki moment
W	Taşıtın ağırlığı
W_f	Ön aksa gelen yük
W_r	Arka aksa gelen yük
$x_{1,2,4,5,6,7}$	Taşıt elemanlarının düşey yerdeğişimleri
x_y	Yoldaki düzgünsüzlükler
α_x	Teğetsel doğrultu etrafındaki açısal ivme
α_3	Gövdenin yalpalama hareketindeki açısal yerdeğişimi
β	Taşıtın teğetsel hız vektörü ile teğetsel doğrultusu arasındaki açı

φ	Faz farkı
ϕ	Gövdenin yalpalama açısı
γ	Tekerleklerin kamber açısı
Ω	Açısal hız
ν	Taşıtın teğetsel hız vektörü ile yerin teğetsel doğrultusu arasındaki açı
θ_2	Gövdenin kafa vurma hareketindeki açısal yerdeğişimi
Θ	Yolun eğimi
ψ	Yerin teğetsel doğrultusu ile taşıtın teğetsel doğrultusu arasındaki açı



ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 Taşıt Titreşim Sistemi Blok Şeması (Tahralı, 2001).....	2
Şekil 2.1 Periyodik Titreşim (Tahralı, 2001).....	4
Şekil 2.2 Harmonik Titreşim	5
Şekil 2.3. Aynı Periyotlu İki Titreşim Arasındaki Faz Farkı.....	5
Şekil 2.4 Tepe, Ortalama ve RMS Mesafesi İlişkileri (Güçlü, 2001)	7
Şekil 2.5 Genlik – Zaman Eğrileri.....	8
Şekil 3.1 Taşıtın çeşitli titreşimi (İpek, 1969)	9
Şekil 3.2 Basit bir sistemin sönümsüz serbest titreşimleri (Tahralı, 2001)	10
Şekil 3.3 Sürtünmeli sönümlü serbest titreşimler (Tahralı, 2001).....	10
Şekil 3.4 Viskoz sönümlü serbest titreşimler (Tahralı, 2001)	11
Şekil 3.5 Sönümsüz Zorlanmış Titreşimler (Tahralı, 2001).....	11
Şekil 3.6 Zorlanmış Viskoz Sönümlü Titreşimler (Tahralı, 2001).....	12
Şekil 3.7 Amortisörlü Bir Taşıtın Arızalı Bir Yolda Hareketi (İpek, 1969).....	12
Şekil 3.8 Üç önemli zati frekansını hesaplamada kullanılan modeller (İpek, 1969).....	13
Şekil 3.9 Bir kütleli iki serbestlik dereceli sistem	13
Şekil 4.1 Süspansiyon Sistemi [1]	14
Şekil 4.2 Süspansiyonun Anatomisi [1]	16
Şekil 4.3 Süspansiyon Geometrisi [2]	17
Şekil 4.4 Toe In – Toe Out [2].....	18
Şekil 4.5 Viraj çubuğu (İpek, 1969)	18
Şekil 4.6 Konvensiyonel yay karakteri (Demirsoy, 1991)	20
Şekil 4.7 Tipik bir yaprak yay ve şasiye bağlanma şekli (Demirsoy, 1991)	21
Şekil 4.8 Helisel Yaylar (Demirsoy, 1991)	22
Şekil 4.9 Az eğimli doğrusal karakteristikli yay (Demirsoy, 1991).....	23
Şekil 4.10 Dik yükselen doğrusal karakteristik.....	23
Şekil 4.11 Bükümlü progresiv (geliştirilmiş) karakteristik (Demirsoy, 1991).....	24
Şekil 4.12 8 Kademeli progresiv (geliştirilmiş) karakteristik (Demirsoy, 1991).....	24
Şekil 4.13 Burulma çubuğu (İpek, 1969)	25
Şekil 4.14 Süspansiyonlu ve süspansiyonsuz araç arasındaki fark (Demirsoy, 1997).....	26
Şekil 4.15 Yayın salınımı (Demirsoy, 1991).....	26
Şekil 4.16 Amortisörlü ve amortisörsüz taşıtta oluşan titreşimler	27
Şekil 4.17 Çift borulu amortisörün çalışma prensibi (Demirsoy, 1997)	28
Şekil 4.18 Çift borulu amortisörün kesit resmi.....	29
Şekil 4.19 Çarpma diskli ve ayırıcı pistonlu gaz basınçlı amortisör	30
Şekil 4.20 Hidro pnömatik yaylı amortisör (İpek, 1969)	32
Şekil 4.21 Hidro pnömatik seviye kontrol sisteminin araçtaki uygulaması (Demirsoy, 1997).32	
Şekil 4.22 Hava yastıklı süspansiyon sistemi (İpek, 1969).....	33
Şekil 4.23 Havalı yay yüklenme hali (İpek, 1969).....	33
Şekil 4.24 Havalı yayın yükünü boşaltma hali.....	34
Şekil 4.25 Murat 131 Amortisör Bağlantı Şekli (Demirsoy, 1991)	35
Şekil 5.1 Boyuna yönde yaprak yaylar ve yönverici çubuklarla donatılmış sabit aks	37
Şekil 5.2 Boyuna yönverici çubuk ve stabilizatörler ile donatılmış sabit aks (Gillespie, 1992)38	
Şekil 5.3 Üç noktadan asılmış sabit aks (Gillespie, 1992)	38
Şekil 5.4 Dört noktadan asılmış sabit aks.....	39
Şekil 5.5 Çift enine yön vericili aks sistemi (Gillespie, 1992).....	41
Şekil 5.6 Mc Pherson yaylı ayağın ön aks sistemine bağlanması (Gillespie, 1992).....	42
Şekil 5.7 Boyuna-enine yön verici tekerlek askı sistemi (İpek , 1969).....	43
Şekil 5.8 Sarkaç aks sistemi (Demirsoy, 1991).....	43
Şekil 5.9 Eğik yön vericiler ile donatılmış arka aks (Gillespie, 1992).....	44

Şekil 5.10 İç kısımda bulunan tahrik mili mafsalı C ve dönme eksenini A-B ile büyük bir eğik açı ve bunun neticesi olarak büyük bir ani dönme merkezi oluşur (Demirsoy, 1991).....	45
Şekil 6.1 Pasif Süspansiyon Sistemine ait Taşıt Modeli (Demirsoy, 1991)	46
Şekil 6.2 Süspansiyonun Drumu (İpek, 1969).....	47
Şekil 6.3 Yarı aktif süspansiyon sistemi.....	49
Şekil 6.4 Yarı-aktif süspansiyon kontrol şeması (Demirsoy, 1997).....	49
Şekil 6.5 Aktif süspansiyon sisteminin taşıt üzerinde gösterimi (Demirsoy, 1997).....	52
Şekil 6.6 Aktif süspansiyon sisteminin sadeleştirilmiş blok diyagramı	53
Şekil 6.7 Aktif süspansiyon sisteminin ayrıntılı blok diyagramı (Demirsoy, 1997)	53
Şekil 6.8 Aktif süspansiyon ile pasif süspansiyonun farkı (Gillespie, 1992)	54
Şekil 6.9 Basit eyleyici elemanları (Gillespie, 1992)	57
Şekil 6.10 Piezoelektrik ivme ölçerler (Demirsoy, 1997)	58
Şekil 6.11 Piezodirenç elemanın kullanıldığı sistem	59
Şekil 6.12 Servo ivme ölçer yapısı	59
Şekil 6.13 UNU-ECU sistem şeması (Volvo Motor Corp)	60
Şekil 7.1 Bir Serbestlik Dereceli Taşıt Modeli (Li, 1999).....	64
Şekil 7.2 İki Serbestlik Dereceli Taşıt Modeli (Yüksek, 1995).....	65
Şekil 7.3 Üç Serbestlik Dereceli Taşıt Modeli (Yüksek, 1995)	68
Şekil 7.4 Beş Serbestlik Dereceli Taşıt Modeli (Yüksek, 1995).....	70
Şekil 8.1 İki Serbestlik Dereceli Kontrolcülü Çeyrek Taşıt Modeli.....	76
Şekil 8.2 Gövde Yer Değişimi - Kontrolcüsüz.....	76
Şekil 8.3 Gövde Yer Değişimi – PID Kontrolcülü.....	77
Şekil 8.4 Gövde Yer Değişimi – Kontrolcüsüz	77
Şekil 8.5 Gövde Yer Değişimi – FUZZY Kontrolcülü	78
Şekil 8.6 Hız - Kontrolcüsüz	78
Şekil 8.7 Hız – FUZZY Kontrolcülü.....	79
Şekil 8.8 İvme - Kontrolcüsüz.....	79
Şekil 8.9 İvme – FUZZY Kontrolcülü.....	80
Şekil 8.10 Beş Serbestlik Dereceli Sistem Kontrolcü Modeli.....	82
Şekil 8.11 Beş Serbestlik Dereceli Yarım Taşıt Simulink Modeli	83
Şekil 8.12 Yolcu Yer Değişimi Kontrolcüsüz.....	84
Şekil 8.13 Yolcu Yer Değişimi PID Kontrolcülü.....	84
Şekil 8.14 Yolcu İvme - Kontrolcüsüz	85
Şekil 8.15 Yolcu İvme - PID Kontrolcülü.....	85
Şekil 8.16 Yolcu Deplasmanının Frekans Cevabı - Kontrolcüsüz	86
Şekil 8.17 Yolcu Deplasmanının Frekans Cevabı – PID Kontrolcülü	86
Şekil 8.18 İvme Frekans Cevabı - Kontrolcüsüz.....	87
Şekil 8.19 İvme Frekans Cevabı – PID Kontrolcülü	87
Şekil 8.20 Bulanık kontrolcünün değişkenleri	90
Şekil 8.21 Hata (e) için üyelik fonksiyonları.....	91
Şekil 8.22 Hatanın türevi (de) için üyelik fonksiyonları	91
Şekil 8.23 Kumanda (u _v) için üyelik fonksiyonları	92
Şekil 8.24 Yolcu Yer Değişimi - Kontrolcüsüz.....	92
Şekil 8.25 Yolcu Yer Değişimi - FUZZY Kontrolcülü	93
Şekil 8.26 Hız - Kontrolcüsüz	93
Şekil 8.27 Hız - FUZZY Kontrolcülü.....	94
Şekil 8.28 İvme - Kontrolcüsüz.....	94
Şekil 8.29 İvme - FUZZY Kontrolcülü	95
Şekil 9.1 Gövde Yer Değişimi - Kontrolcüsüz ve PID Karşılaştırması	96
Şekil 9.2 Hız - Kontrolcüsüz ve PID Karşılaştırması.....	97

Şekil 9.3 Yolcu Yer Değişimi - Kontrolcüsüz ve FUZZY Karşılaştırması.....	97
Şekil 9.4 Hız - Kontrolcüsüz ve FUZZY Karşılaştırması	98
Şekil 9.5 İvme - Kontrolcüsüz ve FUZZY Karşılaştırması	98
Şekil 9.6 Kontrolcüsüz ve FUZZY Karşılaştırması.....	99
Şekil 9.7 Yolcu Yer Değişimi - Kontrolcüsüz ve PID Karşılaştırması	100
Şekil 9.8 İvme - Kontrolcüsüz ve PID Karşılaştırması	100
Şekil 9.9 Kontrolcüsüz ve PID Karşılaştırması	101
Şekil 9.10 Yolcu Yer Değişimi - Kontrolcüsüz ve FUZZY Karşılaştırması.....	101
Şekil 9.11 Hız - Kontrolcüsüz ve FUZZY Karşılaştırması	102
Şekil 9.12 İvme - Kontrolcüsüz ve FUZZY Karşılaştırması	102
Şekil 9.13 Kontrolcüsüz ve FUZZY Karşılaştırması.....	103



ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 6.1 İvme ölçerlerin performans karakteristikleri (Staudt,2000)	58
Çizelge 6.2 Değişik Tipteki Süspansiyon Sistemlerinin Performansları (Gillespie, 1992).....	62
Çizelge 8.1 PD tipi bulanık kontrolör karar tablosu (Elmas, 2003)	89



ÖNSÖZ

Bu çalışma ile taşıt titreşimlerinin aktif kontrolünü incelenirken, konu giriş seviyesi bilgilerle desteklenip adım adım modellemeye gidildi. Titreşimlerin nereden geldiğinden, taşıt konstrüksiyonu ile ilintili taşıttaki titreşime, taşıtlarda kullanılan titreşim sönümleyici elemanlara kadar ayrıntılı teorik bilgiler içeren bu tezin son bölümünde uygulamalarla desteklenmiş kontrolcülü ve kontrolcüsüz sönümleme karşılaştırılmaları yer almaktadır.

Bu tezi hazırlamamda bana bilgilerinden istifade etmemi sağlayan, kaynak bulmamda yol gösteren, uygulamamda tecrübelerinde yararlanmamı sağlayan değerli hocam Sn.Doç.Dr.İsmail Yüksek'e, yine uygulama safhalarında bana yardımlarını esirgemeyen Sn.Mak.Yük.Müh. Yener Taşkın ve Sn.Mak.Yük.Müh. Şaban Çetin meslektaşlarıma sonsuz teşekkürlerimi sunarım.



ÖZET

Taşıtlarda oluşan titreşimler, motorlu taşıtların hızla gelişmesi süratin artması ile motor ve yoldan kaynaklanan titreşimlerin kontrolünü zorlaştırmış, araçların ömrünü kısaltmıştır. Konfor, güvenlik, yol tutuşu ve bunlara bağlı olarak performansın yükseltilmesi gibi faktörler taşıt titreşimlerinin optimize edilmelerinin önemini arttırmıştır.

Bu çalışmada sürüş konforunu arttırmak için iki ve beş serbestlik dereceli taşıt modellerinin dinamik davranışları incelenip, titreşim analizleri yapılmış ve optimize edilmiştir. Öncelikle iki serbestlik dereceli çeyrek taşıt modelinin dinamik davranışı, çıkartılan diferansiyel denklemler çözülerek simüle edilmiştir ve titreşim hareketi PID ve bulanık mantık- FUZZY kontrol yöntemleriyle optimize edilip karşılaştırılmıştır. Sonra PID ve FUZZY beş serbestlik dereceli yarım taşıt modelinde sürücü koltuğuna uygulanmış, zaman ve frekans cevapları karşılaştırılıp hangi kontrol yönteminin daha iyi olduğu araştırılmıştır.

Anahtar kelimeler: Taşıt titreşimleri, Kontrol, Süspansiyon sistemleri, Simulink, Matlab

ABSTRACT

Vibrations on vehicles has hardened the control of vibration, outsourcing from engine, road disturbance and escalation in velocity as a result of today's technology. The factors such as confort, security, road holding and performance development necessitate the optimization of vehicles vibrations.

In this work, to increase confort, the dynamic behaviour of two and five degrees of freedom vehicles has been studied and optimized. First, the dynamic behaviour of a quarter vehicle model which has two degrees of freedom has been studied using differential equations and its vibrations has been optimized with PID and FUZZY controllers with comparisons. Then PID and FUZZY has been applied to five degrees of freedom half car model (applied only to passenger) and results has been recorded with comparisons. Finally, which control method has the best performance has been decided.

Keywords: Vehicle vibrations, Control, Suspension systems, Simulink, Matlab



1. GİRİŞ

1.1 Problemin Tanımı

Motorlu taşıtlar oldukça kompleks ve dinamik sistemlerdir. Bu dinamik sistemin titreşim analizi üzerinde bugüne kadar çok sayıda araştırma yapılmış olmasına rağmen taşıt titreşim analizi; titreşim konforu ve seyir emniyeti açısından insanların duyarlılık ve beklentilerinin artması, standartlarının yükselmesi, enerji tasarrufu sağlamak amacıyla taşıt tasarımında hafif yapıya yer verilmesinin titreşime yatkın bir ortam doğurması ve yol pürüzlüklerinin istenilen seviyede giderilememiş olması gibi sebeplerle önemini korumaktadır.

Taşıtlarda enerji kaynağı olarak hayvan yerine içten yanmalı motorların kullanılmaya başlanması taşıt hızını ve hareket kabiliyetini önemli ölçüde arttırmış ancak bu artış başka problemleri de beraberinde getirmiştir. Genel olarak yolların ideal şekilde düz olmaması, tekerlek lastiklerindeki yaylanmanın bu düzgünlüğünü karşılayamaması nedeniyle titreşimleri önlemek amacıyla süspansiyon sistemleri kullanılmaya başlanmıştır.

Günümüz modern taşıtlarında sadece belirli bir süspansiyon boşluğuna müsaade edildiği halde, bu taşıtlar farklı pürüzlülükteki yollarda hareket etmek durumundadır (Hrovat, 1991). Bu da taşıt süspansiyon sisteminin performansına bağlıdır. Süspansiyon sistemi, titreşimlerin doğurduğu gövdedeki gerilmeleri, ivmeleri, tekerlek yüklü salınımlarını ve sürücü rahatsızlığını minimize etmelidir.

Taşıtlardaki süspansiyon sistemlerinin en önemli görevi yolcuları titreşimlerden ve dış etkilerden korumaktır. Ayrıca gövdeyi taşıyıcı ve bazı durumlarda aracı yönlendirme görevi vardır. Süspansiyon esnek olduğunda, araçta oluşan titreşim etkilerinde azalma görülür ve süspansiyon hareket genliği artar. Süspansiyon sert olduğunda, çalışma aralığı kısalmış ve dış etkiler artar. Süspansiyon tasarımında süspansiyon çalışma aralığı, araç titreşim seviyeleri önemli faktörlerdir ve süspansiyon performansını sınırlar.

1.1. Taşıt Titreşimlerine Genel Bakış

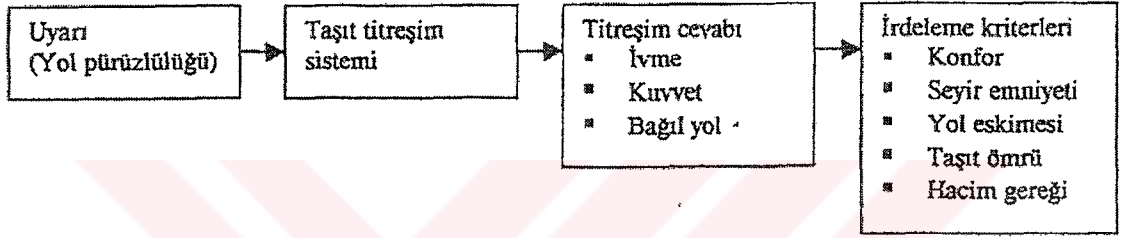
Seyir halindeki taşıtlar, esas olarak yoldan gelen uyarılarla titreşim yaparlar. Bu titreşimler genelde 0 Hz ile 25 Hz frekans aralığında olmaktadır (Tahralı, 2001).

Yoldan gelen uyarılar, tekerlekler aracılığıyla, gövde yay ve sönüm elemanları üzerinden gövdeye geçerler. Tekerlekler, dikey hareketlere ilaveten, taşıt düz seyretse bile, tekerlek asılış sistemlerine bağlı olarak, kamber açısı hareketleri yapıp, yan kuvvetler doğurabilirler.

Genelde dört tekerlekli olan taşıtların gövdeleri dikey, yatay, baş vurma ve yalpa titreşimleri yaparlar. Taşıt içinde oturan kişi ile taşıt gövdesi arasında da yine yay ve sönüm elemanlarından oluştuğu kabul edilen koltuk sistemi bulunmaktadır.

Kişiye iletilen bu titreşimler, kişinin konforunu etkilemektedirler.

Taşıtta meydana gelen titreşimler, çeşitli kuvvet salınımlarına sebep olurlar (Tahralı, 2001). Bunlardan tekerlek yükü salınımları, tekerleklerin yol ile temasını etkilemekte, bu temasın azalması seyir emniyetini azaltırken, artması da yol yıpranmasını çoğaltmaktadır. Taşıtta görülen diğer kuvvet salınımları da taşıt elemanlarının mukavemetine tesir edip, ömürlerini kısaltmaktadır.



Şekil 1.1 Taşıt Titreşim Sistemi Blok Şeması (Tahralı, 2001)

2. TİTREŞİM

2.1 Titreşimlerin Sebepleri

Dinamik sistemlerdeki titreşimler, dış kuvvetler ve sistemin bu dış kuvvetlere cevap verme özelliğinden kaynaklanır. Dolayısıyla dış kuvvetler veya sistemin bu kuvvetlere cevap verme özelliği değiştirilerek sistemin titreşim özelliği değiştirilmiş olur (Tahralı, 2001).

Uyarıcı kuvvetler ya sistemin bağlı olduğu temelden gelen bir kuvvet veya herhangi bir dış kuvvet ile dönen sistemlerde dengelenmiş kütle, motorlarda gidip gelen kütleler, darbe kuvvetli deprem vb. gibi titreştirici özellikteki kuvvetler olabilir.

Eğer bir sistem zorlayıcı bir kuvvet veya momentin etkisi ile titreşiyorsa bu duruma **zorlanmış titreşim** denir (Tahralı, 2001). Zorlanmış titreşim frekansı zorlayıcı kuvvetin frekansına eşittir. Şayet sisteme sürekli etki eden zorlayıcı bir etki olmayıp sistem başlangıçta titreşmek üzere belirli bir konumda bırakılmışsa böyle hareketlere **serbest titreşim** denir (Tahralı, 2001). Sistemlerin doğal frekansları elastiklik (yay) özelliklerine bağlı olup dışarıdan etkilerle değişmez. Zorlayıcı kuvvetin tabii bir etkisi yoktur. Ancak sönüm elemanının çok az bir etkisi olabilmektedir.

Eğer bir sistem lineer yay ve lineer sönüm elemanlarına sahipse titreşim açısından böyle sistemlere **lineer sistem** denir (Tahralı, 2001). Aksi halde sistem lineer değildir.

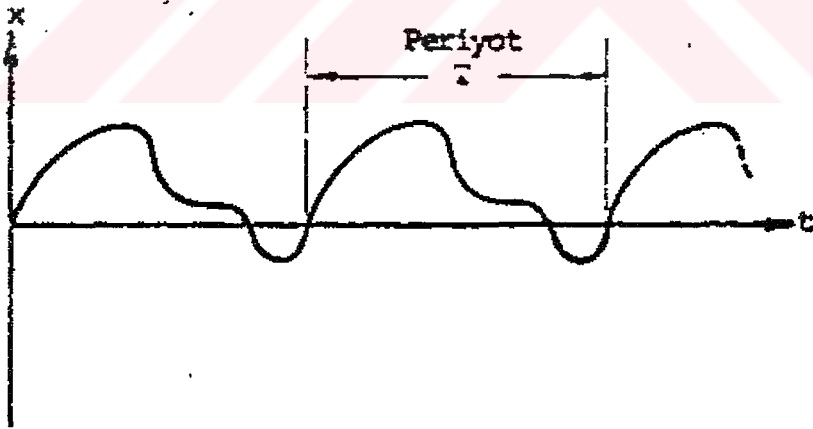
Titreşim genel anlamda bir sistemin denge durumu etrafındaki dalgalanmalar olarak düşünülebilir. Bu yaklaşımla sadece mekanik sistemler değil, akışkanlı, ısı, elektriksel sistemler de benzeri titreşime sahip olabilirler. Örneğin ağır bir vasıta yoldan geçerken ayağımız altında hissettiğiniz, çalışan bir arabanın kaputuna dokununca hissedilen, vites kutusundan gelen uğultu, şehir şebekesi gerilimindeki dalgalanmalar sonucu elektrik ampulünün parlaklığının değişmesi veya bir şeker hastasının kanındaki şeker miktarının dalgalanması bir titreşim problemi olarak algılanabilir (Tahralı, 2001).

Birçok makina parçası periyodik hareket yapacak şekilde tasarılır. Bu hareketler sırasında makinaların çeşitli elemanlarına zamana göre değişen kuvvet ve momentler uygulanır. Bunun sonucu titreşimler ortaya çıkar. Titreşimlerin ve beraberinde gelen kuvvet ve moment değişikliklerinin tasarımlarda dikkate alınması gereklidir. Makinalarda titreşimler, statik kuvvetlerin ötesinde zamana göre değişen kuvvetlere sebep olur. Bu kuvvetlerin genliklerinin büyük olması ise bazı parçaların mukavemet sınırlarının ötesinde yüklenmesine ve kalıcı deformasyonlara sebep olabilir (Tahralı, 2001).

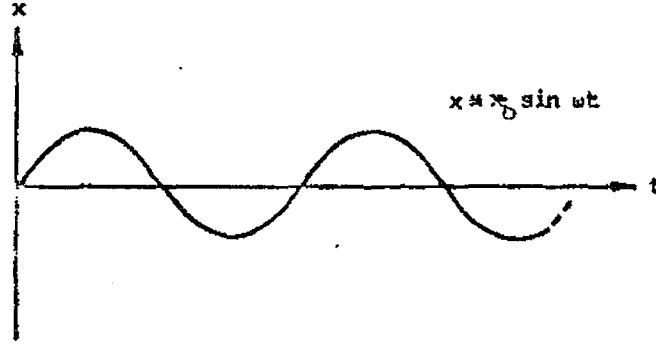
Makinalarda titreşim olması istenmeyen bir durumdur. Çünkü titreşimler sırasında makina parçalarına uygulanan kuvvetler gürültü, yüksek gerilmeler, aşınma, malzeme yorulması gibi istenmeyen davranışlara sebep olur. Ancak titreşimden yararlanan bazı makinalar da vardır. Günlük hayatta sık sık karşılaştığımız titreşimli yol silindirleri, titreşimli konveyörler, darbeli matkaplar, masaj makinaları,elektrikli traş makinaları bunlar arasındadır (Tahralı, 2001).

Makinalar sadece statik yüklere göre değil, çalışma sırasında karşılaşılabilecekleri titreşimler dikkate alınarak dinamik yüklere göre tasarlanırlar. Ancak bir makina tasarlanıp imal edildikten sonra da beklenmedik titreşimler ortaya çıkabilir. Bu durumda titreşimlerin ortadan kaldırılması için gerekli değişikliklerin yapılması ve önlemlerin alınması gerekir.

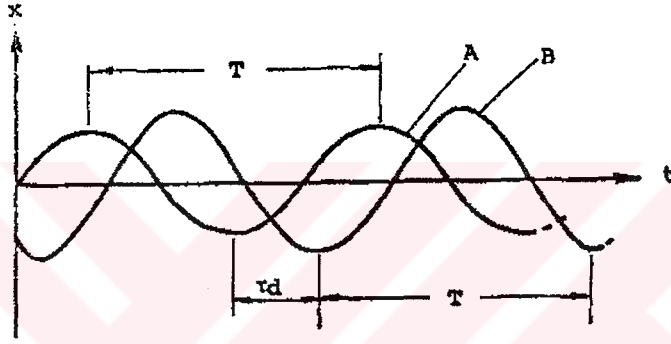
Makinalarda karşılaşılan titreşimlerde hareket genellikle bir süre sonra kendini tekrar eder. Bu türden titreşime **periyodik titreşim** denir (Şekil 2.1). Hareketin kendisini tekrar ettiği zaman aralığına **periyod** denir. Periyod T ile gösterilir. Periyodik titreşimin bir periyotluk bölümüne **salınım** denir. Birim zamandaki salınım sayısına titreşimin **frekansı** denir. Frekansla periyod arasındaki ilişki, $f = 1/T$ şeklinde gösterilir. Frekans birimi salınım sayısı/zaman olup SI birim sisteminde salınım/saniye'dir. Salınım/saniye olarak ifade edilen frekans biriminin adı Hertz (Hz)'dir.



Şekil 2.1 Periyodik Titreşim (Tahralı, 2001)



Şekil 2.2 Harmonik Titreşim



Şekil 2.3. Aynı Periyotlu İki Titreşim Arasındaki Faz Farkı

Periyodik titreşim zaman içinde bütün özellikleri değişmeden kendisini tekrar ediyorsa (Şekil 2.1.) buna **durağan periyodik titreşim** denir. En basit durağan periyodik titreşim **harmonik titreşim**'dir. Harmonik titreşimde hareketin ortalama değerden en fazla ayrıldığı miktara **genlik** denir (Hrovat, 1991).

Titreşim sırasında hareketin özellikleri değişiyorsa, bu tür titreşime **geçici (transiet) titreşim** denir. Genliği azalan bir harmonik titreşim geçici titreşime örnek gösterilebilir (Hrovat,

Titreşimde bulunan bir sisteme hareketi sırasında dış kuvvetler ve momentler uygulanabilir. Bu sisteme herhangi bir dış kuvvet veya moment uygulanmazken sistemin yaptığı titreşime **serbest titreşim** denir. Sistemin serbest titreşiminin frekansına bu sistemin tabii (doğal) frekansı denir. Dış kuvvetlerin etkisi altında olan titreşime **zorlanmış titreşim** denir (Tahralı, 2001).

Zorlayan kuvvet harmonik biçimde değişiyorsa buna **harmonik zorlama** denir. Zorlama

frekansı zorlanan sistemin tabii frekansı ile aynıysa buna **rezonans durumu** denir (Tahralı, 2001). Rezonans kaçınılması gereken bir durum olup uygulamalarda sistemlerin rezonansa gelmemesine çok dikkat edilmelidir.

2.2 Titreşim ve Titreşimlerin Ölçülmesi

2.2.1 Titreşimin Tarihçesi

İnsanoğlunun endüstride kullanmak üzere makinaları üretmeye başlamasından ve özellikle bu makinaları motorlar vasıtasıyla çalıştırmaya başlamasından sonra titreşim probleminin yok edilmeye çalışılması (azaltılması veya izole edilmesi) mühendisleri sürekli meşgul etmiştir. Yavaş titreşim izolasyonu ve azaltma tekniklerinin makine tasarımının tamamlayıcı bir parçası haline gelmesiyle, titreşimlerin doğru bir şekilde ölçülmesi ve analizi önemli bir ihtiyaç olmuştur. Fabrikada çalışan mühendislerinin ve ustaların tecrübeli kulakları ve dokunuşları veya titreşim ölçen basit optik aletler geçmişin yavaş ve hantal makinaları için bu ihtiyaç yeterince tatmin edilmiştir. Son 15-20 yıldır büyük gerilimler altında ve yüksek hızlarda çalışan makinaların incelenmesinde kullanılmak üzere tamamen yeni bir teknoloji geliştirilmiştir. Piezoelektrik ivme algılayıcıların kullanımı ile titreşimin elektrik sinyallerine dönüştürülmesi, ölçüm ve incelemede elektroniğin avantajlarını kullanma işleri çok kolaylaşmıştır (Bouzara, 1991).

2.2.2 Titreşim Nereden Gelir?

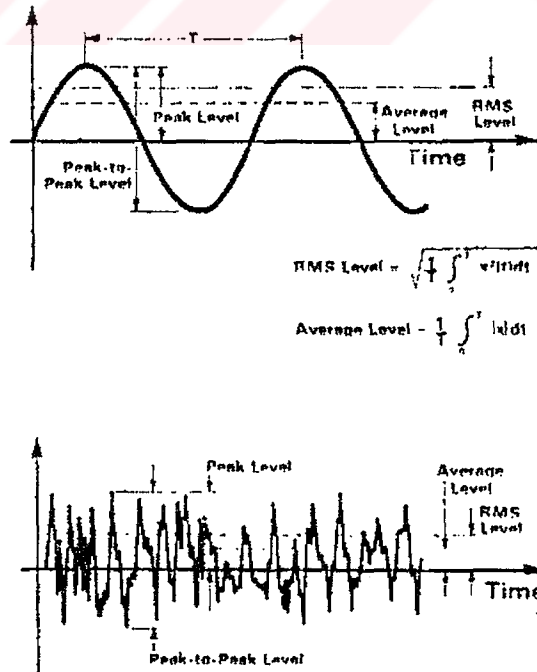
Uygulamada titreşimden kaçınmak zordur. Genellikle üretim toleranslarının, boşluklarının makine parçalarının yuvarlanan veya birbirine sürten parçalarının dinamik etkilerinin sonucunda ve dönel makinaların yada krank biyel mekanizmalarının dengesiz kuvvetlerinin sonucunda titreşimler oluşmaktadır. Genellikle küçük, dikkate alınması gereksiz titreşimler, yapı parçalarının bazılarının tabii frekansında zorlama yaparak, bu titreşimlerin etkisini büyültür ve önemli bir titreşim ve gürültü kaynağı oluşturur. Bununla birlikte bazı zamanlar mekanik titreşimler önemli bir görevi de yerine getirirler. Örneğin parça besleyicilerde, beton sıkıştırıcılarda, ultrasonik yıkama sistemlerinde, taş delme makinalarında bilinçli olarak titreşim meydana getirilir. Titreşimin meydana getirdiği enerjiyi kullanan makinaların veya düzgün bir şekilde çalışacak mekanik üretimlerin bakım ve onarımında kullanılacak olan titreşim çalışmalarındaki temel ihtiyaç ölçüm ve analiz ile oluşan titreşimlerin düzgün bir şekilde tanımlanabilmesidir (Güçlü, 2001).

Bir cisim belirli bir referans noktası etrafında salınım hareketi yapıyorsa bu salınım hareketini

tanımlamak için kullanılan terim titreşimdir. Bir saniyedeki salınım sayısına frekans denir ve birimi Hertz'dir. Tek bir bileşenden meydana gelen hareket tek frekansta oluşur. Buna örnek olarak akort maşası veya içten yanmalı makinaların pistonunun hareketi verilebilir. Titreşim sinyalleri genellikle çok sayıda frekanslardaki titreşimlerin eş zamanlı olarak oluşmasından meydana gelmiştir. Bu yüzden de sadece basit bir bakışla derhal titreşimin kaç tane bileşeni olduğu ve bu bileşenlerin hangi frekanslarda olduğu söylenemez. Titreşim sinyalinin tek tek frekans bileşenlerine ayrılarak incelenmesine frekans analizi denir. Titreşim seviyesini frekansın fonksiyonu olarak gösteren grafik **frekans spektrogramı** olarak adlandırılır. Bir makinanın frekans analizi yapıldığında normal olarak belirli sayıda etkin periyodik frekans bileşenleri göze çarpar ki bunlar makinanın çeşitli parçalarının temel hareketlerinin titreşimleriyle bağlantılandırılabilir(Güçlü, 2001).

2.2.3 Titreşim Seviyesinin Belirlenmesi

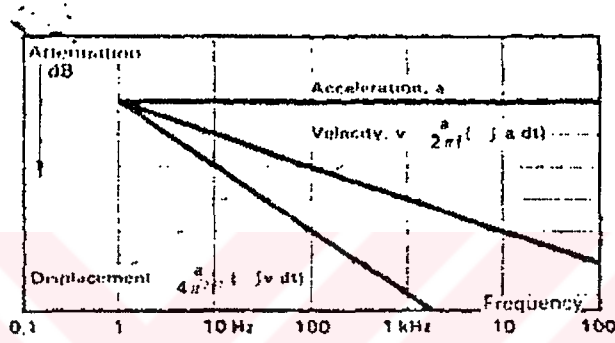
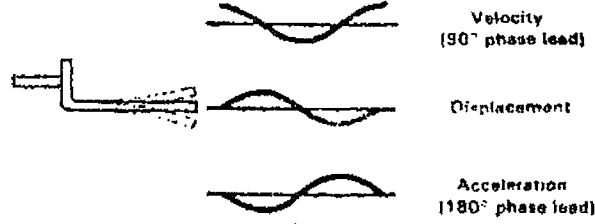
Şekil 2.4'te tepeden tepeye mesafe, tepe mesafesi, ortalama mesafe ve RMS (RootMean Square- Kareler Ortalamasının Karekökü) arasındaki ilişkiler bir sinüs dalgası için gösterilmiştir. Tepeden tepeye mesafe titreşimin genliğinin alacağı büyük ve en, küçük değerleri gösterdiğinden özellikle titreşim yerdeğiştirmesinin önemli olduğu veya en büyük gerilmelerin dikkate alınması gerektiği yada mekanik boşlukların önem taşıdığı yerlerde kullanışlıdır (Güçlü, 2001)



Şekil 2.4 Tepe, Ortalama ve RMS Mesafesi İlişkileri (Güçlü, 2001)

2.2.4 Titreşim Parametreleri, İvme, Hız ve Yerdeğiştirme

Titreşim şekli ve periyodu, ele alınan parametre yerdeğiştirme, hız veya ivmeden bağımsızdır. Ana fark Şekil 2.5'de gösterildiği gibi üç parametrenin genliği - zaman eğrileri arasında faz farkı olmasıdır.



Units to ISO 1000	
Displacement	m, mm, μ m
Velocity	m/s, mm/s (or ms^{-1} , mms^{-1})
Acceleration	m/s^2 (ms^{-2}) (Note: $1g = 9.81 \text{ m/s}^2$)

Şekil 2.5 Genlik – Zaman Eğrileri

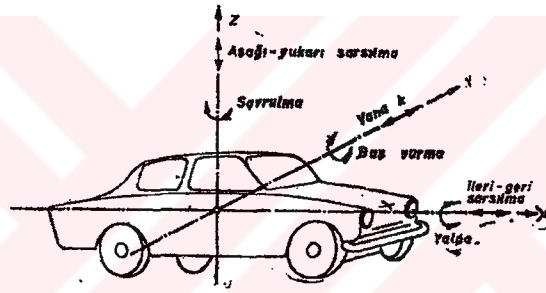
3. TAŞIT TİTREŞİMLERİ

3.1 Taşıt Titreşimleri

Yolların ideal şekilde düz olmaması, tekerlek lastiklerindeki yayanmanın bu düzgünsüzlüğü karşılayamaması ve taşıtların normal hallerde üçten fazla tekerleğe sahip olması tekerleklerle düşey doğrultuda bir hareket serbestliği temin etme lüzumunu ortaya çıkarmıştır. Tekerleklerle bu imkanı vermek üzere yaylar kullanılmıştır. Yayların taşıttaki görevi; yoldan gelen ve düzgün olmayan darbeleri muntazam titreşimlere çevirmek ve bu titreşimleri yardımcı elemanların da kullanılması ile en kısa zamanda söndürmektir (Hrovat, 1991).

3.2 Basitleştirilmiş Bir Taşıt Titreşim Modelinin Titreşimi

Bir taşıt genel olarak 6 değişik şekilde titreşim yapabilir. Bunlar da (Şekil 3.1); hareketleridir.



Şekil 3.1 Taşıtın çeşitli titreşimi (İpek, 1969)

Üç doğrusal hareket

X eksenini boyunca titreşim: ileri – geri sarsılma

Y eksenini boyunca titreşim: yana kayma

Z eksenini boyunca titreşim: aşağı – yukarı sarsılma

Üç açısal hareket

X eksenini etrafında: yalpa

Y eksenini etrafında: başvurma

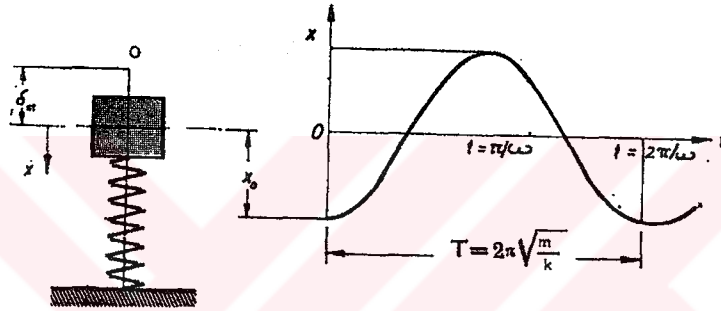
Z eksenini etrafında: savrulma

Ayrıca bağımsız tekerlek asılışında akslarda orta noktalarından geçen Z ve X eksenleri

etrafında titreşim hareketi yapabilirler. Bu altı çeşit hareket taşıtta ayrı ayrı olabildiği gibi bir kaçı bir arada da gözlenebilir. Karayollarında hareket eden motorlu taşıtlar için aşağı – yukarı hareket, başvurma ve yalpa hareketleri önemlidir. İleri – geri sarsılma daha çok buharlı lokomotiflerde söz konusu olur , yol taşıtlarında ihmal edilebilir.

3.2.1 Sönümsüz Serbest Titreşimler

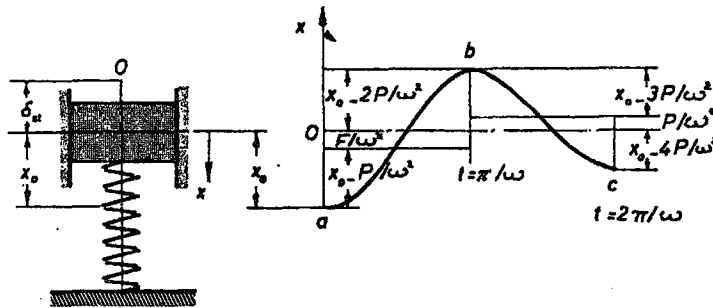
Şekil 3.2’de gösterilen ve bir kütle ile yaydan ibaret olan mekanik sistem basit bir römorku temsil edebilir. Eğer G kütlesine düşey doğrultuda bir x_0 yer değiştirmesi verilir (Bu hareket + veya – doğrultuda olabilir) ve sistem kendi haline bırakılırsa belirli bir titreşim sayısı ile bir hareket başlayacaktır. Herhangi bir dış kuvvet tesir etmediği sürece bu hareket devam eder.



Şekil 3.2 Basit bir sistemin sönümsüz serbest titreşimleri (Tahralı, 2001)

3.2.2 Sürtünlü Sönümlü Serbest Titreşimler

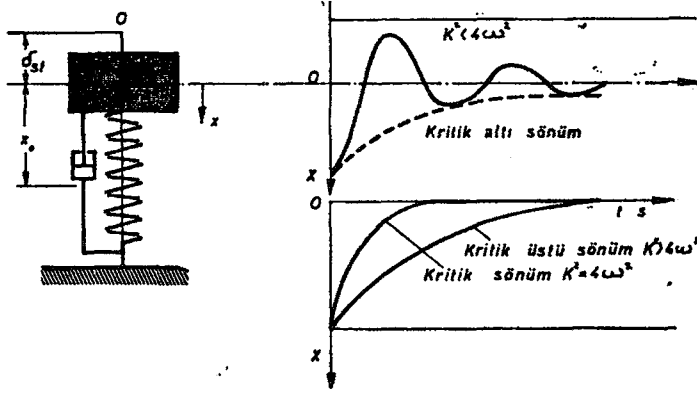
Pratikte çeşitli direnç veya dış kuvvetlerin tesiri ile salınım yavaşlar ve sona erer. Direnç kuvvetleri arasında, cisme tesir eden hava direnci hızın düşük olması nedeniyle ihmal edilirse, sürtünme kuvvetleri önemli yer teşkil eder (Hrovat, 1991). Sürtünme direncinin tesiri altındaki kütle bu hareketi bir sönümlü titreşim olur.



Şekil 3.3 Sürtünlü sönümlü serbest titreşimler (Tahralı, 2001)

3.2.3 Viskoz Sönümlü Serbest Titreşimler

Bilindiği gibi bir sıvı içinde hareket eden cisme o cismin hızı ile orantılı bir direnç kuvveti tesir eder ve bu direnç kuvvetinden pratikte istenmeyen titreşimleri söndürmek için faydalanılır (Hidrolik amortisörler).

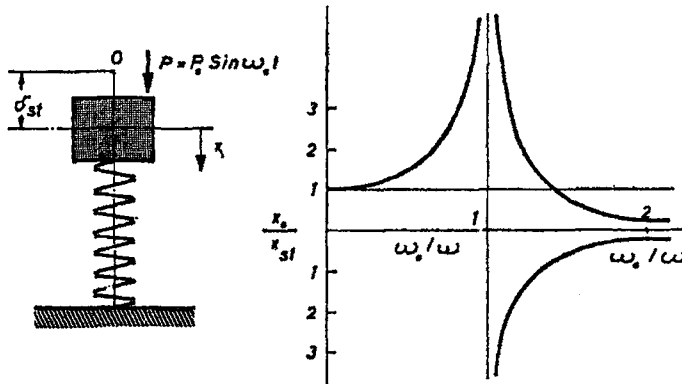


Şekil 3.4 Viskoz sönümlü serbest titreşimler (Tahralı, 2001)

Şekil 3.4'den görüldüğü gibi, bu hareket gerçekte bir titreşim olmayıp, x_0 konumundan, sıfır değerine yaklaşan bir harekettir. Sönüm kuvvetinin büyük olması sebebiyle bu hareket aşırı sönümlü veya kritik üstü sönümlü titreşim denebilir.

3.2.4 Sönümsüz Zorlanmış Titreşimler

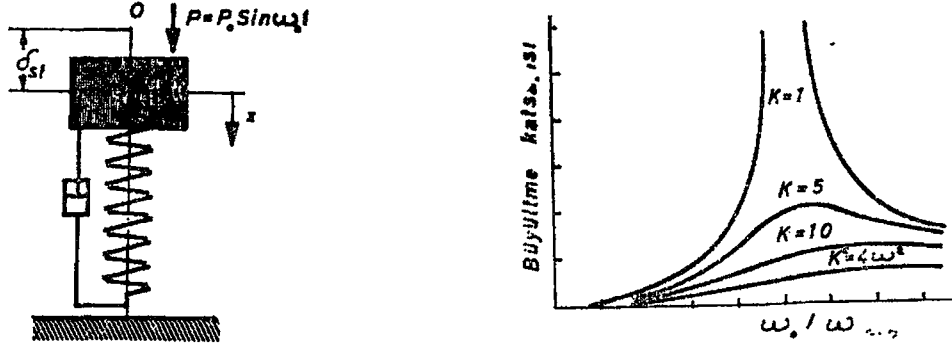
Serbest titreşim yapabilen bir sistemin hareketi ona bir x_0 yer değiştirmesi vererek temin edilebildiği gibi, her hangi bir dış kuvvetin devamlı veya kesik kesik etkisi ile de meydana getirilebilir. ω_0 dış kuvvetin frekansı, ω ise mevcut sistemin doğal titreşim frekansıdır. $\omega_0 = \omega$ olduğu anda, kuvvet kütleyi en uygun zamanda uygun doğrultuya itmektedir. Böyle bir zorlama kuvveti taşıta yoldan da gelebilir.



Şekil 3.5 Sönümsüz Zorlanmış Titreşimler (Tahralı, 2001)

3.2.5 Viskoz Sönümlü Zorlanmış Titreşimler

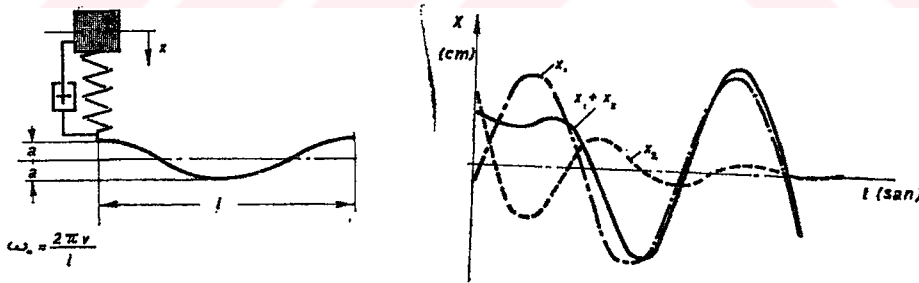
Periyodik zorlama kuvvetinin uzun süre devam etmesi halinde, serbest titreşim ortadan kalkar ve sürekli bir zorlanmış titreşim durumu ortaya çıkar.



Şekil 3.6 Zorlanmış Viskoz Sönümlü Titreşimler (Tahralı, 2001)

Zorlanmış titreşimlerin genliğinin, yayın statik sıkışma miktarına oranına büyültme katsayısı ismi verilir. Büyültme katsayısının maksimum değeri $\omega = \omega_0$ olduğu zaman, yani rezonans durumunda elde edilir. Bu eğri aynı zamanda titreşimin genliğini de gösterir. Sönüm katsayısı arttıkça titreşim genliği azalmaktadır.

Bir yay ve kütle den ibaret sistemin titreşimi basitleştirilmiş bir taşıtın hareketine de uygulanabilir.



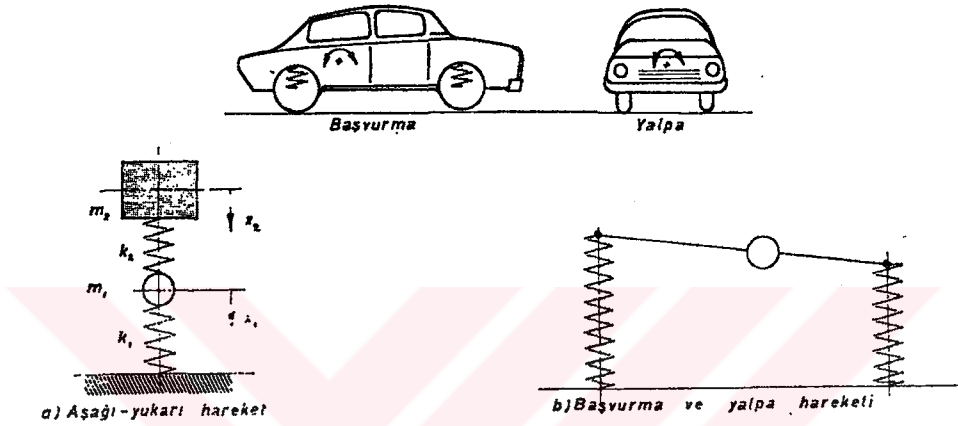
Şekil 3.7 Amortisörlü Bir Taşıtın Arızalı Bir Yolda Hareketi (İpek, 1969)

3.3 Birleştirilmiş Sistemlerin Titreşimi

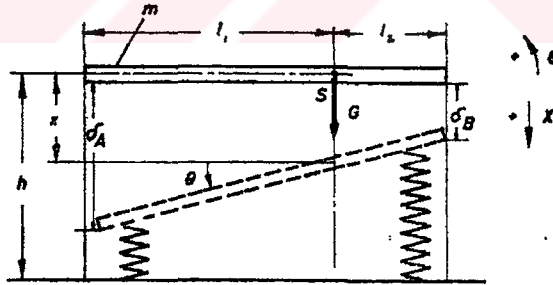
Gerçekte taşıtlar çok yay ve birden fazla serbestlik derecesine sahip sistemlerdir. Taşıt titreşimini en genel halde incelemek yerine göz önüne alınacak çeşitli hareketler için bazı modeller kabul etmek yerinde olur. Taşıtın aşağı – yukarı titreşim hareketi için elastik olarak bağlanmış iki serbestlik dereceli bir sistem, baş vurma ve yalpa hareketinin incelenmesi içinde

iki noktadan mesnetli tek kütleli bir sistem (Şekil 3.8), göz önüne alınabilir.

Tekerleklerin elastikliği de göz önüne alınırsa, Şekil 3.9'da gösterilen iki serbestlik dereceli sistem elde edilir. Buradaki, tekerleğin yay sabiti, m_1 aks ve tekerlek kütlesi, k_2 taşıt yayalarına ait sabit ve m_2 de taşıtın yaylar üzerine oturtulmuş kütesidir. Bu sistemin titreşimi taşıtın aşağı – yukarı hareketini verir ve bu sisteme ait hareket denklemleri yardımı ile taşıtın düşey doğrultudaki hareketi incelenebilir. Tekerlek lastiğinin bir sönüm etkisi yapmadığı kabul edilirse Şekil 3.8'deki m_1 ve m_2 kütlelerinin denge denklemleri şu şekilde olur.



Şekil 3.8 Üç önemli zati frekansını hesaplamada kullanılan modeller (İpek, 1969)

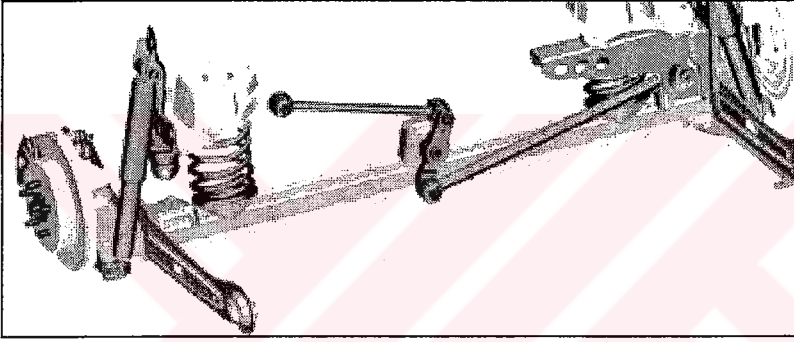


Şekil 3.9 Bir kütleli iki serbestlik dereceli sistem

4. SÜSPANSİYON SİSTEMİ

4.1 Giriş

Tekerlek aksları şaseye direkt olarak bağlansaydı yol üzerinde bulunan her türlü tümsek veya kasis(yol pürüzlülükleri) sarsıcı bir gücü taşıt gövdesine ve sürücüye aktarırdı. Dolayısı ile taşıtın emniyetli sürüş ve konforu imkansız olurdu. Bu sebepten dolayı taşıtlarda tekerlekle gövde arasında yerleştirilen ve süspansiyon sistemi denen değişik özellikte sistemler kullanılmaktadır (Bouzara, 1991). Süspansiyon sistemlerinin amacı taşıt gövdesinin yol üzerinde az sarsıntı ile emniyetli bir şekilde ilerlemesini ve taşıtın dönüşlerde daha az yalpalanmasını sağlamaktır. Aşağıdaki şekilde otomobillerde kullanılan süspansiyon sistemi görülmektedir.



Şekil 4.1 Süspansiyon Sistemi [1]

4.2 Süspansiyon Sisteminin Görevleri

Süspansiyon sistemi temel olarak tekerleklerle araç gövdesini birbirine bağlayan tüm elemanlardan oluşur ve aşağıdaki fonksiyonları görevleri yerine getirmek için tasarlanır (Bouzara, 1991);

- Sürüş esnasında lastikler ile birlikte çalışarak, yolcuları ve taşınan yükü korumak ve sürüş konforunu iyileştirmek amacı ile yol yüzeyinin yapısından kaynaklanan titreşimleri, salınımları ve ani şokları sönmüleyerek yumuşatmak,
- Düz olmayan yollarda tekerleklerin yola uygun basmasını sağlamak ve tekerlekleri kasislerden izole etmek,
- Yol yüzeyi ve arasındaki sürtünmeye bağlı olarak ortaya çıkan sürüş ve frenleme kuvvetlerini şasi ve gövdeye aktarmak,

- Tekerlekler tarafından üretilen kontrol güçlerini, araç boyunca hızlanma ve frenleme güçlerini viraj alma esnasında yan güçler ile frenleme ve sürüş torklarını etkilemek,
- Akslar üzerinden gövdeyi desteklemek, gövde ve tekerlekler arasında uygun geometrik ilişkiyi düzenlemek,
- Tekerleklerin uygun dönmesini ve yol yüzeyine uygun basmasını sağlamak,
- Yalpalanmayı önlemek,
- Yük değişikliği olsa bile tekerleklerin yol ve temasını sağlamak.

Otomobilin yol tutuş yetenekleri sürüş güvenliğinin sağlanmasındaki en önemli faktördür. Otomobilin yerle bağlantısı ve yol tutuşu bir çok parçanın birlikte çalışmasıyla sağlanır: yürüyen aksam, direksiyon, süspansiyon, fren, tekerlekler ve lastikler. Tüm bu parçalar karosere bağlıdır. Süspansiyon sistemi otomobilin ağırlığına dayanabildiği gibi lastiklerin yere sağlam basmasını da sağlamalıdır. Otomobilin yere sağlam basması hayati önem taşır; çünkü aracın aktif güvenliği, dengesi ve konforu bu parçaların sağlıklı çalışmasına bağlıdır.

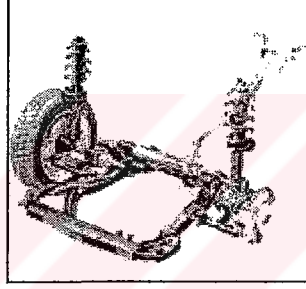
4.3 Süspansiyonun Anatomisi

Bağımsız süspansiyon sistemi artık bir çok otomobilde kullanılmaktadır. Yol yüzeyi, çukurlar ve tümsekler nedeniyle hiçbir zaman tamamen düz değildir. Otomobil zemin yüzeyi nasıl olursa olsun, sürüş esnasında konfor açısından yoldaki bozuklukları mümkün olduğunca az hissettirmelidir (Bouzara, 1991). Sürücülerin iyi bildiği; ancak ne kadar önemli olduğunun farkında olmadıkları helezon yay sürüş konforunda önemli bir göreve sahiptir. Helezon yay konforu sağlamak için yolu okumak durumundadır. Bu yay bir tümsek aşılırken şokun enerjisini emmek için ezilir, engel şıldıktan sonra tekrar açılır. Burada sağlanmaya çalışılan yayın ezildiği kadar çabuk açılmasıdır.

Tam sertlikte yani hiç esnemeyen bir helezon yayla tümseğin üzerindeki etki otomobili sadece zıplatır ve tekrar yol üzerinde kontrol sağlamak neredeyse imkansız hale gelir. Dolayısıyla konforun yanısıra yol tutuş için de yayın hareketlerini yumuşatmak gerekir. Helezon yayın sertlik derecesi üreticinin hedeflediği sonuca göre ayarlanır. Seçilen yay sertliği otomobilin konfor seviyesini belirleyen faktörlerin başında gelir. Yayın hareketleri karoserin hareketlerini de etkilediğinden aracın yol tutuşuna önemli etki eder.

Amortisör teleskopik bir tüpün içinde hareket eden bir piston ve supaptan oluşur. Amortisör, içindeki yağ ya da gazın sıkıştırılması yardımıyla tekerleği yere doğru ittirerek yola temasının

sürmesini sağlamaya çalışır. Otomobilin konforu büyük ölçüde süspansiyonun yumuşaklığına bağlıdır. Örneğin aile tipi bir sedanda konfor hedeflenerek yumuşak süspansiyon kullanılır. Bu tip süspansiyonlarda amortisörler yol üzerindeki bozuklukları iyi emecek basma ve açılma durumunda mümkün olduğunca az oynama sağlayan bir sertliğe sahiptir. Modern otomobillerin çoğunda dört tekerlekte bağımsız süspansiyon sistemi kullanılır. Bir tekerleğin yukarı doğru hareketi yandaki tekerleği etkilemez. Süspansiyonun ve tekerleklerin çalışması için en iyi koşulların sağlanması hedeflenmiştir. Bu da sürekli düz bir yüzey üzerinde hareket ediyormuş izlenimi verir. Süspansiyonlar karosere sabitlenmiş ve süspansiyon kollarına bağlanmıştır. Bu kollar da bağlantı çubuklarıyla aksa yakın bir yere yerleştirilmiştir. Süspansiyon kolları hareketlerini temel üç açı üzerinde yapar: uzunlamasına, yana ve yukarıya. Bu açılan süspansiyonun hareketleri ve tekerleğin yere basış şekli belirler.



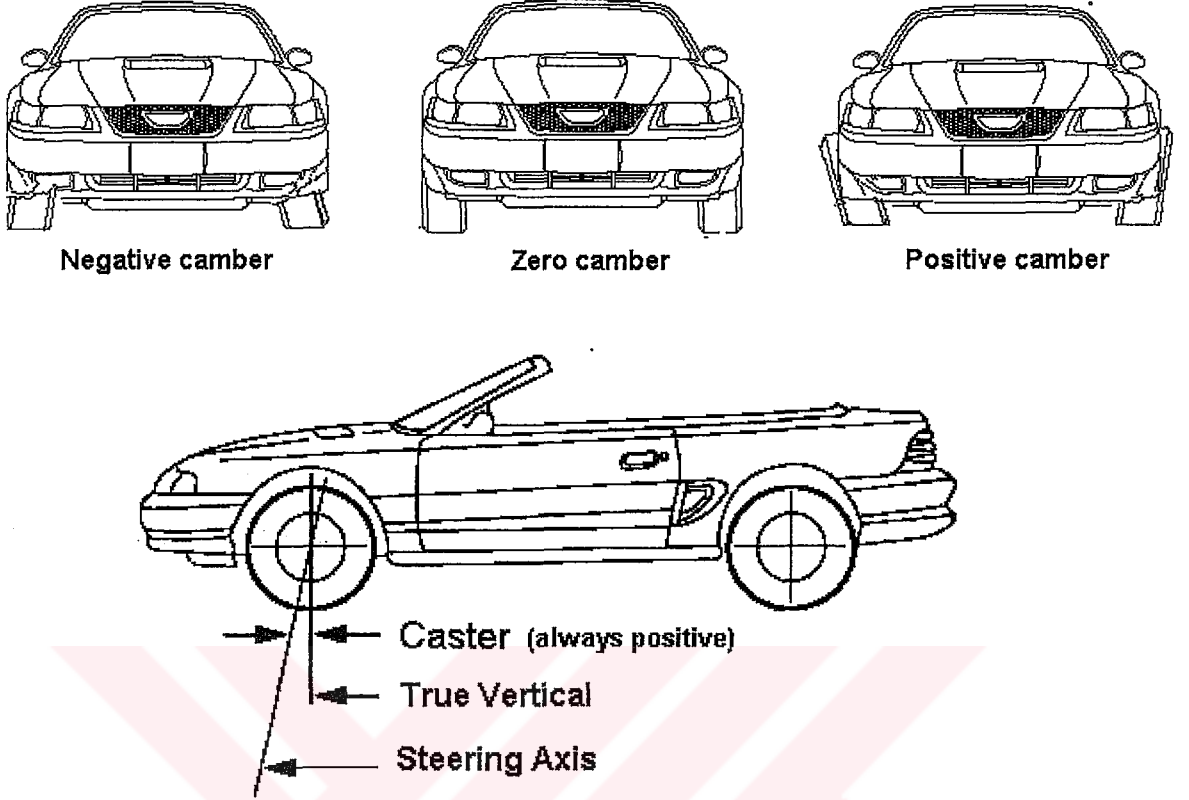
Şekil 4.2 Süspansiyonun Anatomisi [1]

4.4 Süspansiyon Geometrisi

Her otomobilin süspansiyon geometrisi tasarım aşamasında belirlenir. Bu geometrinin temelinde süspansiyon parçalarının (rotlar, rotiller, salıncak kolları, amortisörler, arkadan itişli araçlarda diferansiyel kovanı gibi) birbirleriyle yaptıkları açılar yatar (Bouzara, 1991).

Bu açıların bozulması durumunda sürüş konforu ve güvenliği bozulur. Bu açılar dört başlıkta toplanır: Kaster, kamber, toe ve kingpin. Kaster açısı, araca yandan bakıldığında dingilin tekerlek düşey eksenine yaptığı açıdır. Bu açının normalden farklı olması aracın yolda gezinmesine, düzensiz ve çabuk aşınmalara sebep olur. Kamber açısı lastiklerin dik eksenine içe ya da dışa doğru yaptıkları açıdır. Daha farklı bir anlatımla aynı dingil; lastiklerin tabanlarının birbirine yakın ya da uzak olması kamber açısı adını alır. Lastik tabanlarının birbirlerine yakın olması (pozitif kamber) lastik tabanını dış kenarlarının çabuk aşınmasına ve virajlarda lastiğin aracın altına doğru katlanmasına ve aracın kaymasına sebep olur. Tabanların birbirinden uzak olması (negatif kamber) yani üst kısımların birbirine yakın

olmasıysa lastik tabanının iç kısmının aşınmasına sebep olur.



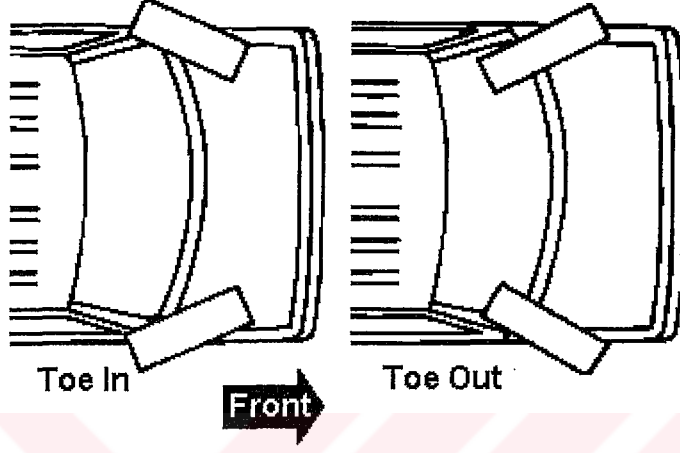
Şekil 4.3 Süspansiyon Geometrisi [2]

4.4.1 Toe In- Toe Out

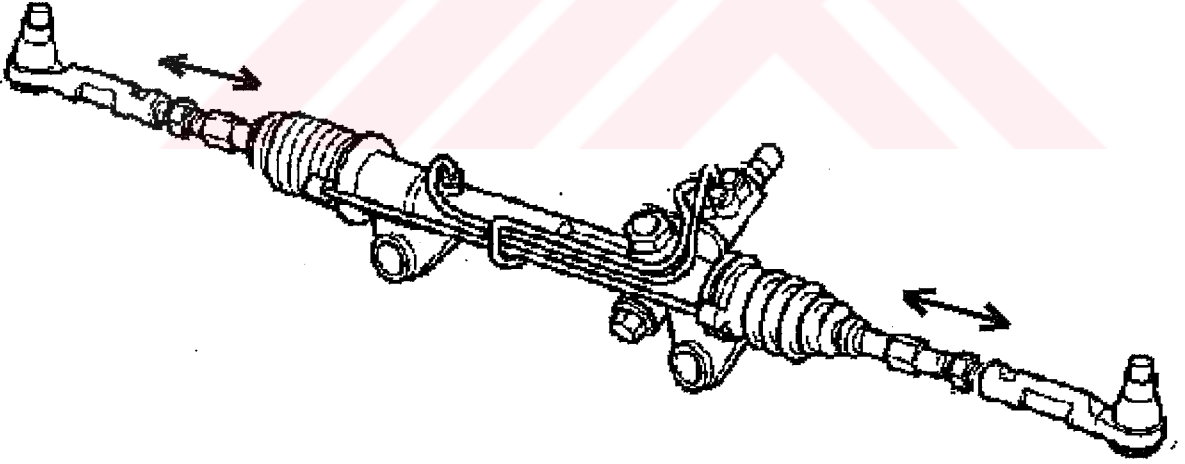
Eğer lastiklerin ön kısımları birbirine yakınsa buna toe-in denir ve lastik tabanının iç kısmında aşınmalara sebep olur. Lastiklerin arka kısımlarının birbirine yakın olmasına toe-out adı verilir ve bu durumda lastik tabanının dış kısmının aşırı aşınma problemi yaşanır. Kingpin açısıysa ön aksın alt ve üst bağlantı noktalarının birbiriyle yaptığı açıdır. Kingpin açısı aks ya da amortisör kovanı ve kulesinin eğilmesiyle bozulur ve aracın yol tutuşu olumsuz etkilenir. Açı değişiklikleri arka takım için de geçerlidir; fakat burada tekerleklerin önler gibi sağa-sola dönmesi söz konusu değildir. Buna rağmen arka tekerleklerde güvenliği ve konforu artırma açısından az da olsa dönerler (Bouzara, 1991).

Arka takımlarda genellikle otomatik yön alan bir sistemler kullanılır. Bu şekilde otomobilinizin dengesi sağlanır. Viraj içinde otomobilin kasası virajın yönüne doğru eğilir. Bunu önlemek için amortisörler mümkün olduğunca sertleştirilerek açılma hareketi minimuma indirilir. Bu işlem yapıldığında konfordan da fedakarlık etmek gerekir. Bunun yanında aynı dingil üzerinde hareket eden tekerlekler arasındaki mesafe de arttırılabilir. Bir

diğer çözüm de viraj çubuğudur. Bu çubuk dingilin üzerine monte edilerek kullanılır. Bu sabit çubuk tamamen pasif bir işlev görür; şasiye sabitlenerek tekerleklere montajı yapılır. Çalışma prensibi torsiyon çubuğuyla aynı olup, çapına göre az yada daha kuvvetli olarak bir direnç gösterir. Buradaki en önemli işlevi de viraj içinde karoserin yatmasını önlemesidir (Bouzara, 1991).



Şekil 4.4 Toe In – Toe Out [2]



Şekil 4.5 Viraj çubuğu (İpek, 1969)

4.5 Lastiklerin Yapısı ve Önemi

Otomobilde hızlanma, tork ve fren güçlerinin direkt olarak uygulandığı parçalar lastiklerdir. İyi bir lastiğin düz yolda iyi bir stabilite, iyi bir yön tutturma, şok uygulamalarında iyi bir dayanıklılık, yüksek hızlarda iyi bir uyum ve aynı zamanda uzun ömürlü olma özelliklerim barındırması gerekmektedir. Kuru iklimlerde lastikler Formula 1 otomobillerinde olduğu gibi

(slicks) tamamen düz yüzeyle olarak seçilebilir. Bu tip lastikler yüksek süratte maksimum uyumu gösterir. Ancak pratikte bu mümkün değildir. Yağmur, kar, buzlanma gibi şartlarda bu tip lastikler görev yapamaz. Bu yüzden lastiklerin tabanları çeşitli kanal tasarımlarına sahiptir. Bu şekiller lastiğin suyu atmasına yardımcı oldukları gibi, ıslak ve çamurlu zeminde etkili olmalarını sağlamak zorundadırlar. Lastikten oluşan sesler bu şekiller yüzünden oluşur. Lastiğin iç yapısını incelediğimizde otomobillerimizde genelde kullandığımız lastiklerin karkas radyalden yapıldığını görürüz. Bu malzeme çelik sarmallarla desteklenmiştir. Lastik, üretildiği hamurun sertliğine ve yapışma göre belirli oranda darbeleri emer. Sportif lastiklerin yanak yüksekliği daha az olduğundan yol tutuşu güçlü fakat konforu daha azdır (Bouzara, 1991).

4.6 Yaylar

Süspansiyon sistemlerinde, yol pürüzlülüklerinden gelen darp enerjilerini deformasyon ve ısı enerjisine çevirmek suretiyle yolcuların etkilenmesini azaltan birçok yay türü kullanılmaktadır.

Yay tipi ne olursa olsun aynı prensibe göre çalışırlar. Süspansiyon elemanı olarak yaylar ;

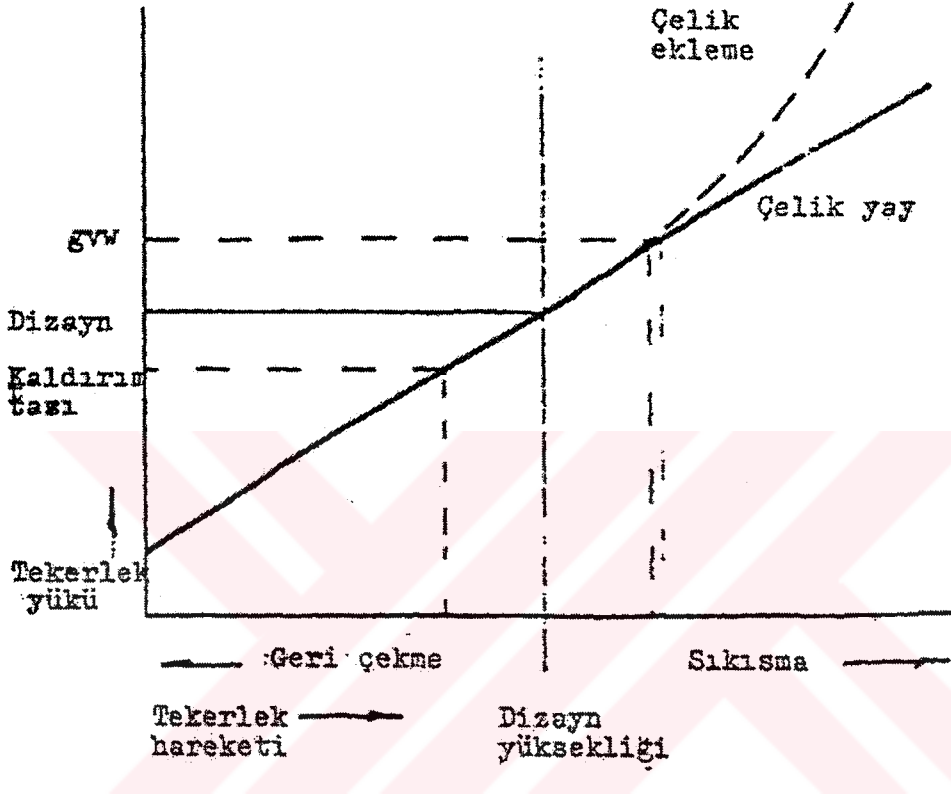
- * Helisel veya Helezon yaylar
- * Yaprak yaylar veya makaslar
- * Burulma çubuğu tipi yaylar
- * Pnömatik yastıklar
- * Lastik süspansiyon elemanları
- * Birleşik süspansiyon elemanları

olmak üzere başlıca 6 grupta incelenebilir.

Yayların görevi arazideki dalgalanmaları sönmüleyerek süspansiyon hareketine izin vermek ve şoför - araç, tekerlek - yer arasındaki yük değişimini dengelemektir. Sabit veya değişken hızlı olsunlar, konvensiyonel yaylar, iki sınır arasında sapma gösterirler ve sonuçta kısılma ve geriye yaylanmada süspansiyonda bir enerji kaybına neden olurlar. Ayrıca aracın öz frekansında bir değişim görülür.

Yaylar enerji depolarlar. Yolun darbesinden doğan enerji çok kısa bir zaman birimi içerisinde

yaya iletilir ve yay sıkışmak sureti ile bu enerjiyi alır; sonrada çok yavaş bir salınım hareketi ile enerjiyi bırakır. Böylece yoldan gelen darbeler yay üzerinde emilmiş olur. Aracın yükü yaylar üzerinden tekerleklere ve dolayısıyla yere ulaşır. Yük yayları basmaya çalışır ve yolun engebeleri bu basılma hareketini dahada fazlalaştırır. (Şekil 4.6)



Şekil 4.6 Konvensiyonel yay karakteri (Demirsoy, 1991)

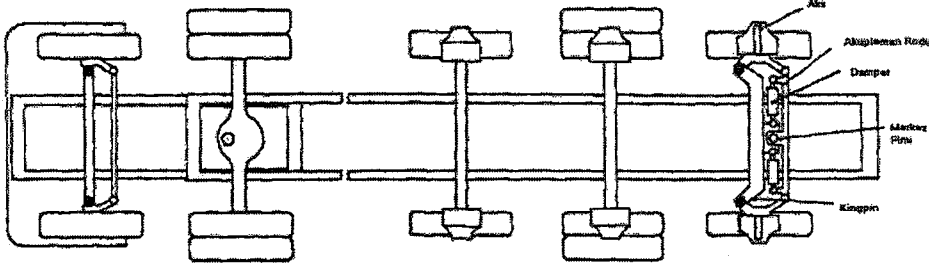
4.6.1 Yaprak Yaylar

Çoğunlukla ağır taşıtların arka askı donanımlarında kullanılan yaprak yaylar tek ve çok yapraklı olabilirler. Tek yapraklı yay, orta kısımlarda 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. Gerilim her yanda eşit olmayacağından böyle bir yay zayıf sayılır.

Diğer taraftan farklı kalınlıklarda yaprakların üst üste konulmasından meydana getirilen yaprak yaylar bir dereceye kadar verimli olabilirler.

Yapraklar merkez civatası ile birbirlerine tesbit edildikten sonra ince yaylar, araç yükünün bütün yaya bindiği yönde salınım yapmaya çalışarak önceden gerilmiş olurlar. Kalın yaylar ise aynı anda zıt yönde salınım yaparlar, bu nedenle negatif yönde ön gerilim ile yüklenirler. Aracın yükü toplanmış bulunan çok yapraklı yaya binince, ince yaylar üzerindeki gerilim artar, kalın yaylar üzerindeki negatif gerilim azalır (Bouzara, 1991).



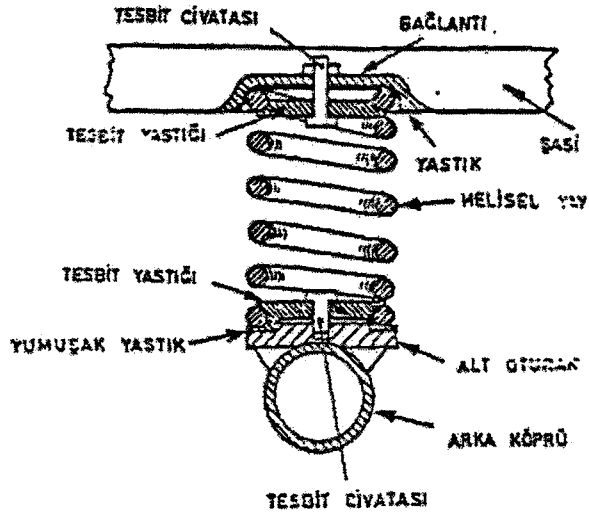
Şekil 4.7 Tipik bir yaprak yay ve şasiye bağlanma şekli (Demirsoy, 1991)

Üst üste yerleştirilmiş yaprak yaylarda yaylanma esnasında yayın yaprakları arasında relatif hareketler meydana gelmekte olup, bunlar yaprak sonlarında en büyük değere ulaşırlar. Yeni ve iyi yağlanmış yaylarda sürtünme kuvveti, yay kuvvetinin % 2-5 'i kadardır. Bu ise işletme esnasında yay kuvvetinin % 20 'sine kadar yükselebilir.

Genel olarak yaprak yayların sürtünmesi, katsayısının azaltılması ve sık bakım ile azaltılabilir. Yay sonlarına yerleştirilen kayıcı plastikler sürtünme kuvvetlerinin işletme esnasında aşırı şekilde yükselmelerine mani olurlar.

4.6.2 Helisel Yaylar

Helisel yaylar daha çok taşıtların ön askı donanımlarında kullanılmaktadır. Ancak günümüz araçlarının pek çoğunda arka askı donanımında da kullanılmaktadırlar. Helisel yaylar özel yay çubuklarından ısıtılma altında bükülüp sanımlar haline getirilerek yapılırlar. Sonradan uygun gerilimin verilebilmesi için ısıtılma işlemlerinden geçirilirler. Genellikle yayın bir ucu şasi çerçevesine diğer ucu ise aksa yada askı tertibatına bağlanır. Titreşimlerin transferini engellemek amacı ile kauçuk takoz ve papuçlar kullanılır (Tahralı, 2001).



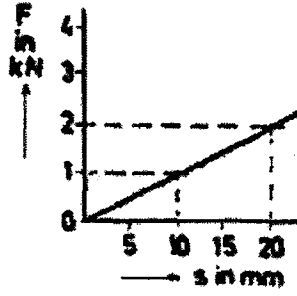
Şekil 4.8 Helisel Yaylar (Demirsoy, 1991)

Helisel yay bir bakıma bir burulma çubuğu gibidir, daha doğrusu burulma çubuğu gibi uzun bir çelik çubuktan ibarettir. Çünkü çelik çubuğa benzer şekilde bükülmeye çalışmak sureti ile görevini yapar. Bükülme kuvvetinin kuvvet kolu, yayın kendi yarıçapıdır.

Genellikle bükülme, yayın en alt ve üst sarımları hariç olmak üzere bütün diğer sarımları üzerinde eşittir. Meydana gelen gerilme üniformdur. En alt ve üst sarımlara ölü sarım denilebilir.

Bir yay yüklendiğinde, yay boyu değişimi, dönmesi ve bükülmesi meydana gelir. Yay kuvvetinden ve yay yolundan kaynaklanan oran yaylanma yolu adını alır. Küçük bir yaylanma yolu olan bir yay, yumuşak bir yaydır. Yay kuvveti yay yoluna bağlı olarak bir diyagrama aktarıldığında yay hakkında bilgi sahibi olunabilecek karakteristik bir diyagram elde edilmiş olur. (Şekil 4.8).

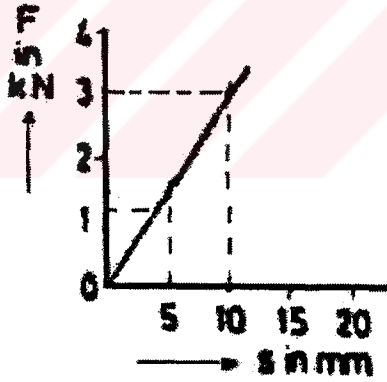
Az eğimli doğrusal karakteristik:



Şekil 4.9 Az eğimli doğrusal karakteristikli yay (Demirsoy, 1991)

İnce telden ve (veya) büyük sarım çapında meydana gelir. Taşıta az bir titreşim olur. Şiddetli yaylanma söz konusudur. Yüklenmemiş taşıt ile yüklenmiş taşıt arasında büyük seviye farkı vardır. Viraj hareketi esnasında tekerleklerin zemini kavramasında ve ayrıca virajlarda yana eğilme durumunda olumsuz olarak etkilenme vardır.

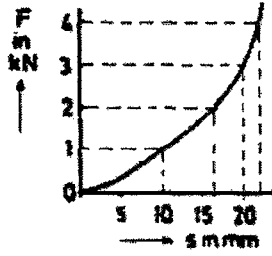
Dik yükselen doğrusal karakteristik:



Şekil 4.10 Dik yükselen doğrusal karakteristik

Kalın telde ve (veya) küçük sarım çapında meydana gelir. Taşıtın seyir emniyeti artar. Yay yolu küçüktür. Seyir konforu azalır. en küçük yol engebesi taşıta aktarılır.

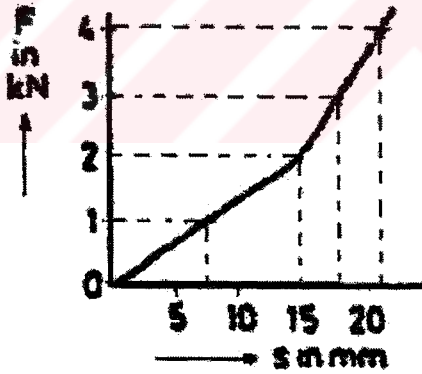
Bükümlü progresiv (geliştirilmiş) karakteristik:



Şekil 4.11 Bükümlü progresiv (geliştirilmiş) karakteristik (Demirsoy, 1991)

Yaylara özel biçim verilmesi ile (farklı sarım ve tel çapı) meydana gelir. Geliştirilmiş karakteristiği olan bir yay, yumuşak ve sert bir yay arasındaki kombinasyonu gösterir. İlk önce, yumuşak bir yay durumu alınarak küçük yol darbeleri çok iyi bir şekilde algılanır. Yüklemenin artması ile yay sertleşir ve bu şekilde yay vuruntusundan kaçınılır (Bouzara, 1991).

Kademeli progresiv (geliştirilmiş) karakteristik:



Şekil 4.12 8 Kademeli progresiv (geliştirilmiş) karakteristik (Demirsoy, 1991)

Belirli bir yükleme esnasında etkili olan birçok yay elemanlarının (yay paketi) kullanılması ile elde edilir. Bükümlü progresiv (geliştirilmiş) yay karakteristiği ile aynı özellikleri gösterir.

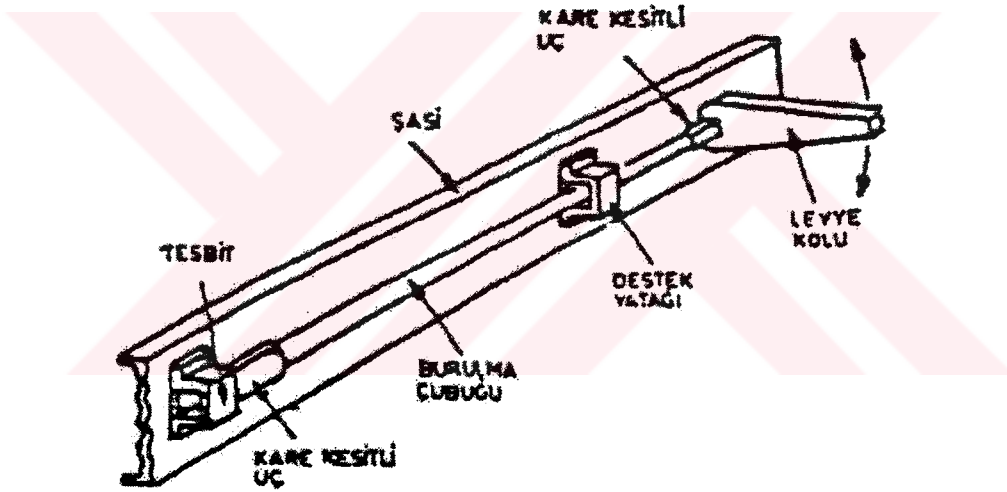
4.7 Burulma Çubuğu

Burulma çubuğu uzun bir çelik çubuktan ibarettir. Otomobil ön askı sistemlerinde bunlar iki tanedir. Çubuğun bir ucu hareketsiz bir yere bağlanır, diğer ucu ise dönebilecek serbestlikte. Burulma çubuklarının ön uçları, önde alt salıncak kollarına tesbit edilirler;

arka uçları ise, şasinin çapraz kollarından birbirine bağlıdır. Aracın ön kısmında başlayacak salınım hareketi alt salıncak kolları üzerinden burulma çubuğunu burmaya, döndürmeye çalışır. Çubuğun burulmaya karşı göstereceği direnç bir yay etkisi bırakır ve böylece salınım yumuşatılmış olur. Aracın ağırlığı çubukların üzerinde bir başlangıç sıkışması oluşturur.

Aracın tümseklere girmesi çubuğu dahada burmaya çalışarak salınıma katılmasını sağlar. Çubuğun dönmeye karşı gösterdiği direnç oranında salınım yumuşatılmış olur. Burulma çubuğunun arka bağlantısı ayarlanabilecek şekilde yapılmıştır ve bir bakıma seviye ayarlama düzeni olarak adlandırılabilir.

Yükseklik ayar civatası döndürüldüğü zaman göbek ve tesbit elemanının dönmesine yol açar ve bu da çubuğun arka kısmının dönmesini sağlar ki buda aracın ön kısmının kaldırılıp alçalmasına imkan verir (Bouzara, 1991).

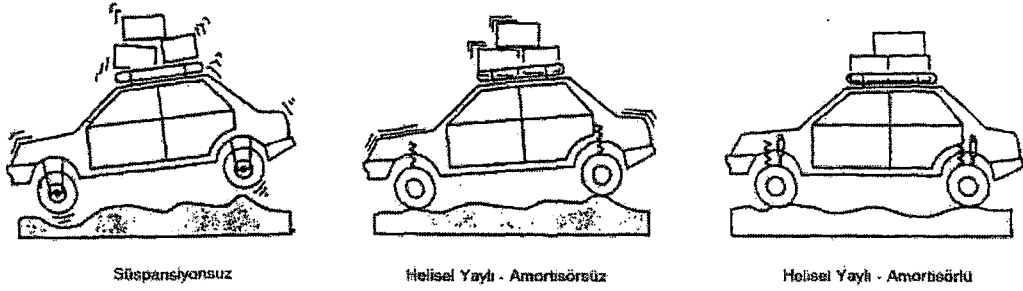


Şekil 4.13 Burulma çubuğu (İpek, 1969)

Yay çeşitlerinden yaprak yaylar ve burulma çubuğu neredeyse tamamı ile kullanımdan kalkmıştır. Helisel yaylar günümüzün en çok kullanılan konvansiyonel elemanlarıdır

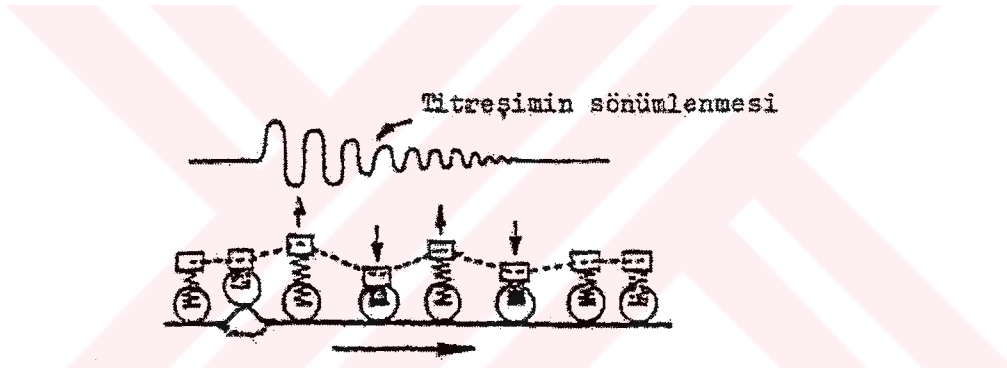
4.8 Amortisörler

Taşıt seyir halinde iken tekerlekler 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 çalışmasında bu harekete yardım eder ve böylece yay normal açılma miktarının ötesine taşacak şekilde uzar (Karnopp, 1992).



Şekil 4.14 Süspansiyonlu ve süspansiyonsuz araç arasındaki fark (Demirsoy, 1997)

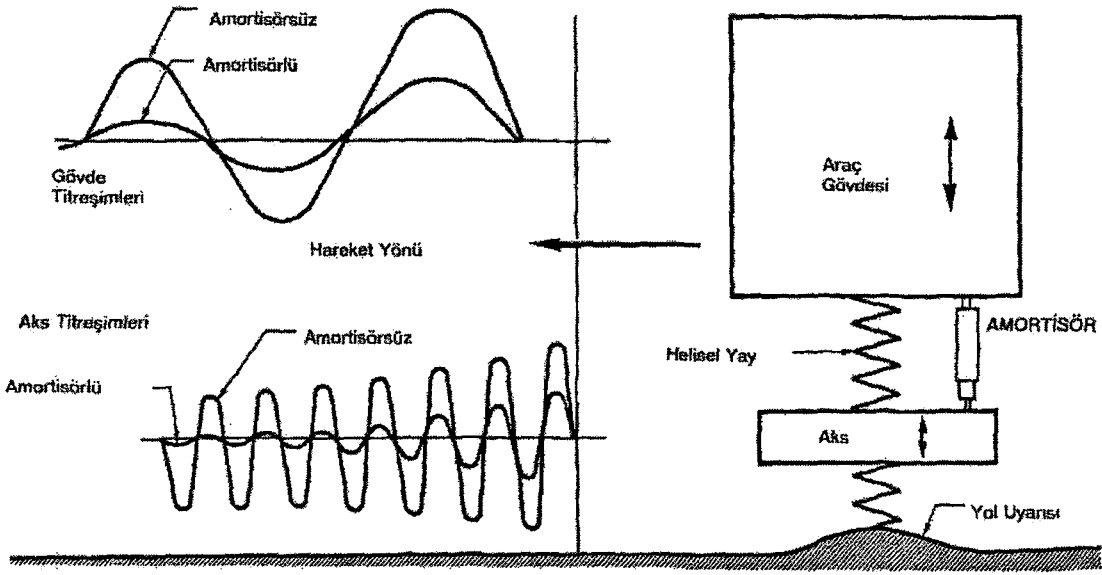
Taşıtın ağırlığı yayı aşağıya bastırır, fakat taşıt gövdesi aşağı inme hareketine geçtiğinden, meydana gelen enerji yayı normal yük altındaki boyutlarının altına kadar sıkıştırır. Bu yayın tekrar açılmaya çalışmasına yol açar. Kendiliğinden meydana gelen bu salınım, gövde denge halini buluncaya kadar tekrarlanır. (Şekil 4.14)



Şekil 4.15 Yayın salınımı (Demirsoy, 1991)

Yayın bu kontrolsüz salınımı sadece sürüşün düzensiz ve rahatsız edici olmasına neden olmaz, aracın kontrol altında tutulmasında tehlikeye sokabilir. Bu nedenlerle bu tür salınımları ve sarsıntılı çalışmaları ortadan kaldıracak yada etkilerini azaltabilecek bir mekanizmaya ihtiyaç vardır. Yayların hem yeteri derecede sert hemde eğilebilir özellikte olmaları gereklidir. Böyle bir yayı bulmak oldukça güçtür. Bu nedenle, sarsıntılı ve darbeyi araca iletmeden yayın yavaşça gevşemesini ve sıkışmasını sağlayan, aşırı hareketleri frenleyen bir düzene gerek vardır. Bunu da amortisörler (sönümlenme elemanları) sağlar (Karnopp, 1992).

Önceleri ek bir eleman olan amortisörler 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.

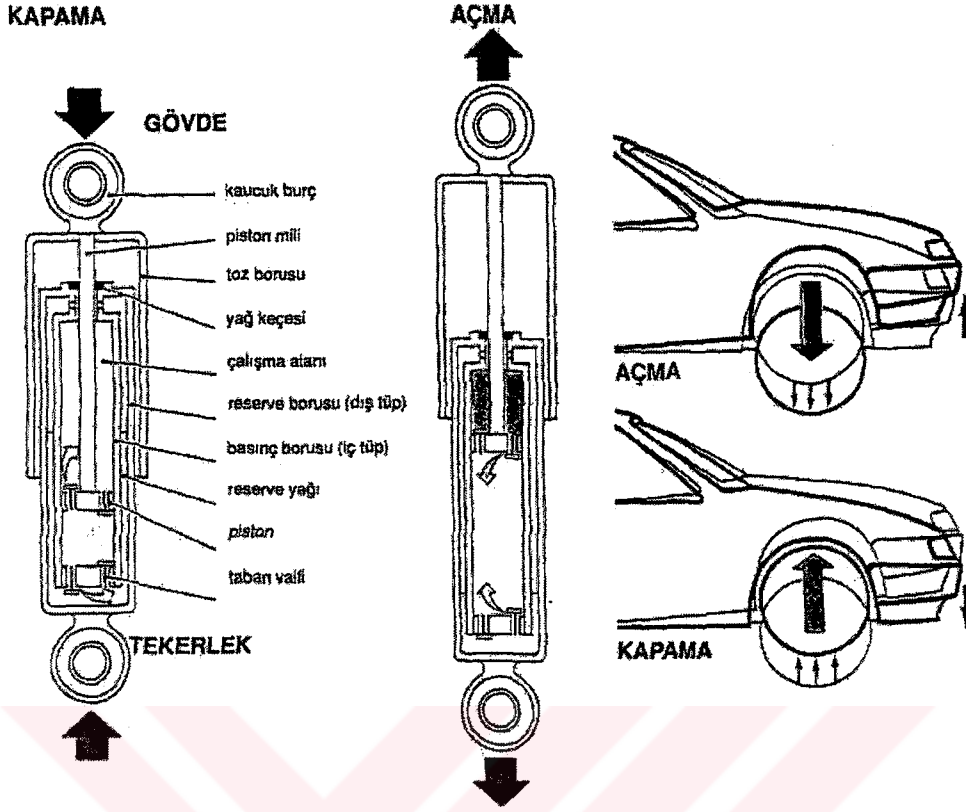


Şekil 4.16 Amortisörlü ve amortisörsüz taşıtta oluşan titreşimler

Amortisör olarak genellikle hidrolik teleskobik amortisör kullanılır. Bir silindir içinde hareket eden bir piston yağı küçük delikler veya ventiller üzerinden sıkıştırarak geçirmektedir. Pistonun ileri geri hareketinde, yağın akış direncinin değiştirilmesiyle aracın özelliklerine uyum sağlamak mümkündür (Hrovat, 1991).

4.8.1 Çift Borulu Amortisör

Titreşimleri söndürebilmek için titreşim hareketini frenleyecek şekilde ters yönde tesir eden bir kuvvet gereklidir. Bu söndürme kuvveti, yağın dar olan geçitlerdeki akım dirençlerinden olmaktadır. Bu esnada titreşim enerjisinin bir kısmı enerjiye dönüştüğünden amortisör ısınmaktadır .



Şekil 4.17 Çift borulu amortisörün çalışma prensibi (Demirsoy, 1997)

Bir piston alt ucunda taban valfi olan yağ doldurulmuş bir silindir içinde çalışır. Açma esnasında mil yukarıya çekilir, üst tarafta bulunan yağ sıkıştırılır, yağ pistonun ayarlanmış deliklerinden aşağıya geçerken direnç oluşturarak sönümler yapar. Bu esnada reserve borudan milin dışarıya çıkan hacmi kadar yağ, basınç borusu içine dirençsiz olarak geçer. Kapama esnasında mil içeriye girer, piston ile taban valfi arasındaki yağ sıkıştırılır. Yağ taban valfinin ayarlanmış deliklerinden aşağıya geçerken direnç oluşturarak sönümler yapar. Bu esnada milin içeriye giren hacmi kadar yağ basınç borusu içinden reserve borusu içine geçer. Açma ve kapama esnasında amortisör tarafından oluşturulan sönümler kuvveti helisel yayın sönümlenmesini sağlar.



Şekil 4.18 Çift borulu amortisörün kesit resmi

4.8.2 Tek Borulu Amortisör

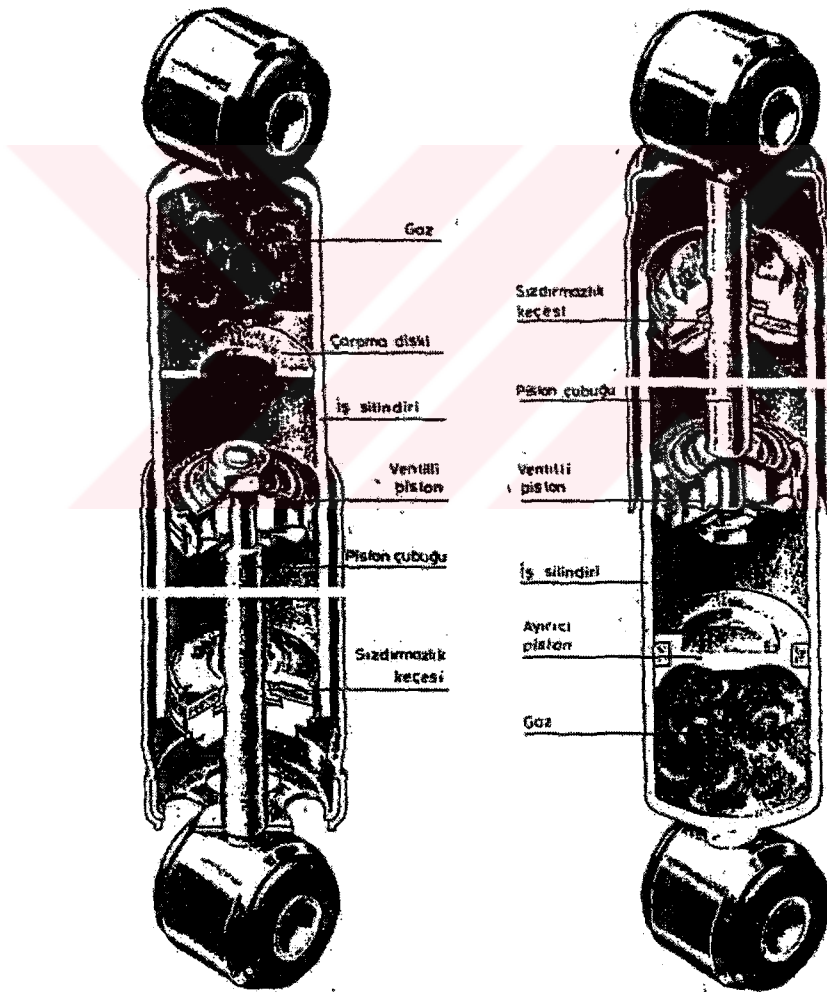
Tek borulu amortisöre, gaz basınçlı amortisör de denilmektedir. Hacim denkleştirilmesi yağ odasından, yüzen bir piston ile ayrılmış olan gaz yastığı ile gerçekleşir. İş silindiri gaz ve yağ ile doldurulmuş olup takriben 20-30 bar statik basınç altında bulunmaktadır. Gaz basınçlı amortisörün her iki yapım şeklinde, çekme ve basma söndürmesi için ventiller piston üzerinde bulunmaktadır.

4.8.2.1 Çarpma Diskli Tek Borulu Amortisör

Bu yapım şeklinde yağ ile gaz odasının ayrılması çarpma diski ile gerçekleşmektedir. Bu disk daima yağ seviyesinin altında bulunacak şekilde yerleştirilmiştir. Pistondan gelen ve silindir duvarından yukarı püskürtülen yağ huzmelerinin çarpma diski ile yönleri değiştirilir ve frenlenir. Yağ huzmelerinin gaz odası geçişi ve yağ odasının köpük yapması engellenir.

4.8.2.2 Ayırıcı Pistonlu Tek Borulu Amortisör

Yağ ve gaz, ayırıcı piston ile birbirlerinden tamamı ile ayrılmıştır. Ayrıca piston hareketli olarak düzenlendiğinden yağın içine dalan piston tarafından sürülen yağ hacmi ile bir denge sağlanmıştır. Ayırıcı pistonun kullanılması ile yapım uzunluğu çeşitli olabilmektedir.



Şekil 4.19 Çarpma diskli ve ayırıcı pistonlu gaz basınçlı amortisör

4.8.2.3 Gaz Basıncılı Amortisörler

Gaz basınçlı amortisörde piston çubuğunun sızdırmazlığı büyük önem taşır. Bu nedenle, basınç altında bulunan yağın hareket eden ve etmeyen piston çubuğunun sızdırmazlığın sağlanması için özel bir konstrüksiyona gerek vardır.

Gaz basınçlı amortisörlerin avantajları:

- 1- Yüksek hızlarda amortisörün içindeki yağ, valilerden geçerken köpüklenir. Amortisör içine doldurulan basınçlı nitrojen (azot) gazı köpüklenmeyi engeller ve homojen bir performans sağlar.
- 2- Çaptan tam bir iş odası olarak faydalanılmakta ve böylece, büyük bir yağ hacmi, kullanılabilir duruma getirilmektedir.
- 3- Büyük bir piston ile söndürme esasında meydana gelen basınçlar azaltılmakta ve bu da ventillere uygun bir şekilde tesir etmektedir.
- 4- Büyük yağ hacimleri ile söndürme kuvvetleri için tam bir uyum imkanı elde edilmektedir.

4.8.2.4 Seviye Ayarlı Amortisörler

Otomobillerin yayları çoğu kez orta büyüklükteki yüklerde en iyi yol durumu verecek şekilde yapılmaktadır. Maksimum yükte aracın arkası oldukça çökmektedir. Aracın taban serbestliği ile yay yolu küçülmekte ve yoldaki hareket durumu kötüleşmektedir. Buna, kontrol edilemeyen yönlendirme ile yan rüzgara karşı müteessir olma durumu ve gece hareketlerinde karşı yönden gelen araçların, gözleri kamıştırması eklenebilir. Seviye ayarlı amortisörler ile izin verilen en yüksek yükte bile arka tarafın normal konumu sağlanabilir (Demirsoy, 1997)

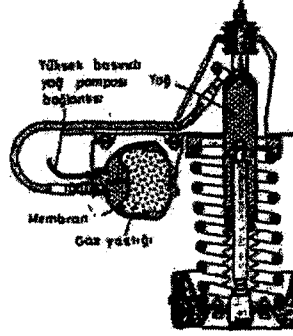
4.8.2.5 Hava Yaylı Amortisör

Normal amortisörün üzerine, aracın yayına paralel çalışan bir hava yayı yerleştirilmiş olup bunun yükü ayarlanan basınca uygun bir şekilde azaltılmaktadır. Basınç, küçük bir kompresör ile elde edilir ve bir basınç kontrol ölçeri ile yük durumuna göre ayarlanır. Otomatik bir seviye ayarı da mümkün olabilmektedir (Demirsoy, 1997).

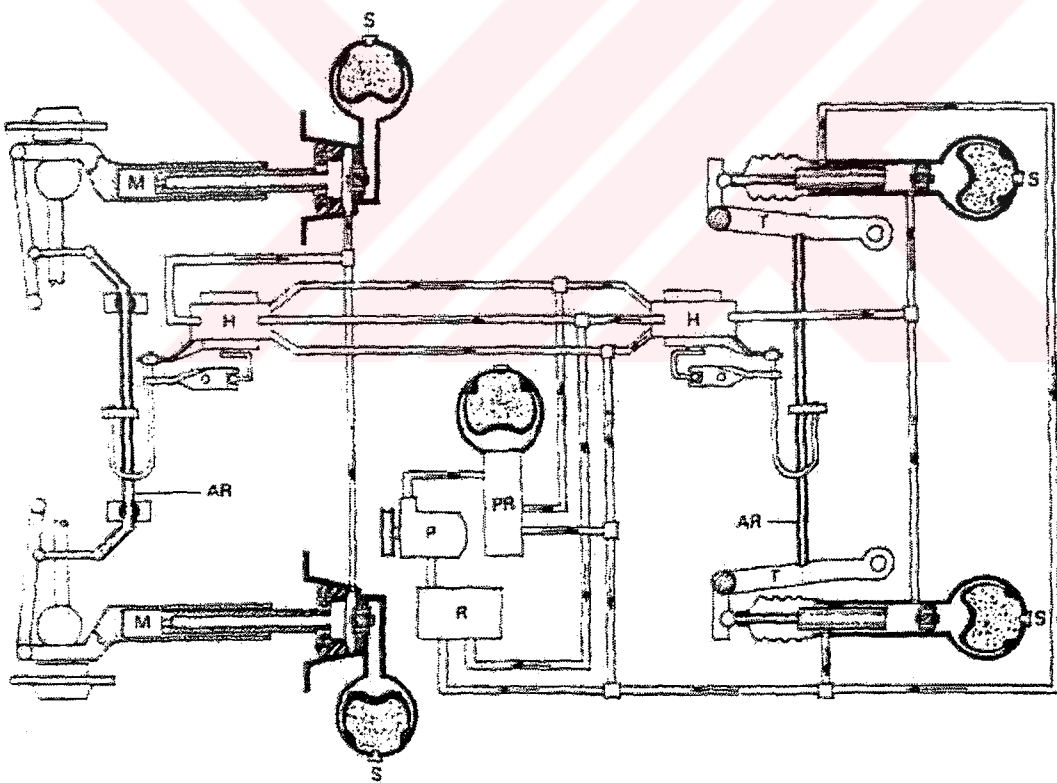
4.8.2.6 Hidropnömatik Yaylı Amortisör

Seviye ayarı, söndürme pistonunun odasına yağın pompalanması ile gerçekleşir. Piston ve piston çubuğu pompalanan yağ miktarına uygun bir şekilde hareket ettirilerek aracın gövdesi

kaldırılır. Bazı yapımlarında membran ile birbirinden ayrılmış olan gaz yastığı ile yağ deposu özel bir kap içinde amortisöre boru yardımı ile bağlanmıştır. Seviye ayar ventilleri arka aks stabilazötörüne bağlanmış olan bir manivela kolu ile çalıştırılmaktadır. Yüksek basınçlı yağ pompası krank mili tarafından bir V kayışı ile tahrik edilmektedir (Karnopp, 1992).

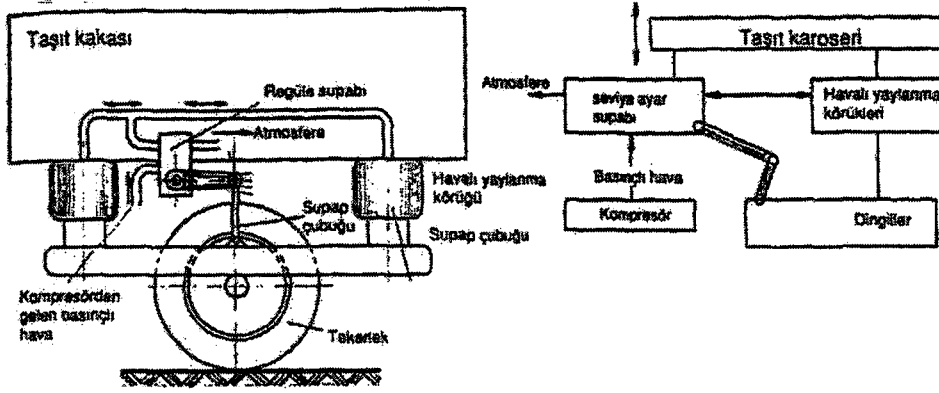


Şekil 4.20 Hidropnömatik yaylı amortisör (İpek, 1969)



Şekil 4.21 Hidropnömatik seviye kontrol sisteminin araçtaki uygulaması (Demirsoy, 1997)

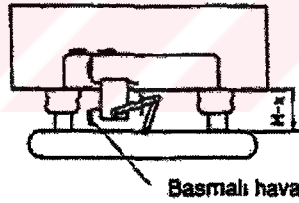
4.8.3 Hava Yastıklı Yaylanma



Şekil 4.22 Hava yastıklı süspansiyon sistemi (İpek, 1969)

Bir engelin üzerinden geçilmesi esnasında, yaylanma körüklerinin içerisine doldurulmuş hava, pnömatik yay gibi etki eder. Bunun yanında, kapatılan havanın sıkışma özelliğinden faydalanılır. Seviye ayar supabı önemli bir yapı ünitesidir. Taşıt yükünün değişmesi sırasında, aşağıda açıklanan değişimler oluşur (Karnopp, 1992).

Yüklenme;

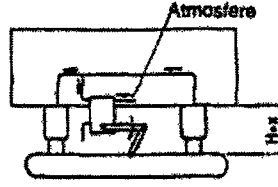


Şekil 4.23 Havalı yay yüklenme hali (İpek, 1969)

Havalı yaylanma körükleri birlikte bastırılırlar. Bu suretle taşıt yapısı ile aks (yay taşıyıcı) arasındaki ara mesafesi, supab çubuğu supab kolunu yukarıya doğru döndürecek şekilde azaltılır ($H-x$) ve supab çalıştırılır.

Bu durumda basınçlı hava kompresörden (ve/veya yedekleme deposundan) yaylanma körüklerine supab üzerinden, esas yükseklik H 'ye erişilinceye kadar dolar.

Yükünü boşaltma;



Şekil 4.24 Havalı yayın yükünü boşaltma hali

Havalı yaylanma körükleri yüklerini boşaltırlar. Bu suret ile ,taşıt gövdesi ile aks (yay taşıyıcı) arasındaki ara mesafesi,supab çubuğu supab kolunu aşağıya doğru döndürecek şekilde büyütülür ($H=x$), supab çalıştırılır.

Bu durumda hava yaylanma körüklerinden supab üzerinden atmosfere,esas yükseklik H'ye erişilinceye kadar boşaltılır.

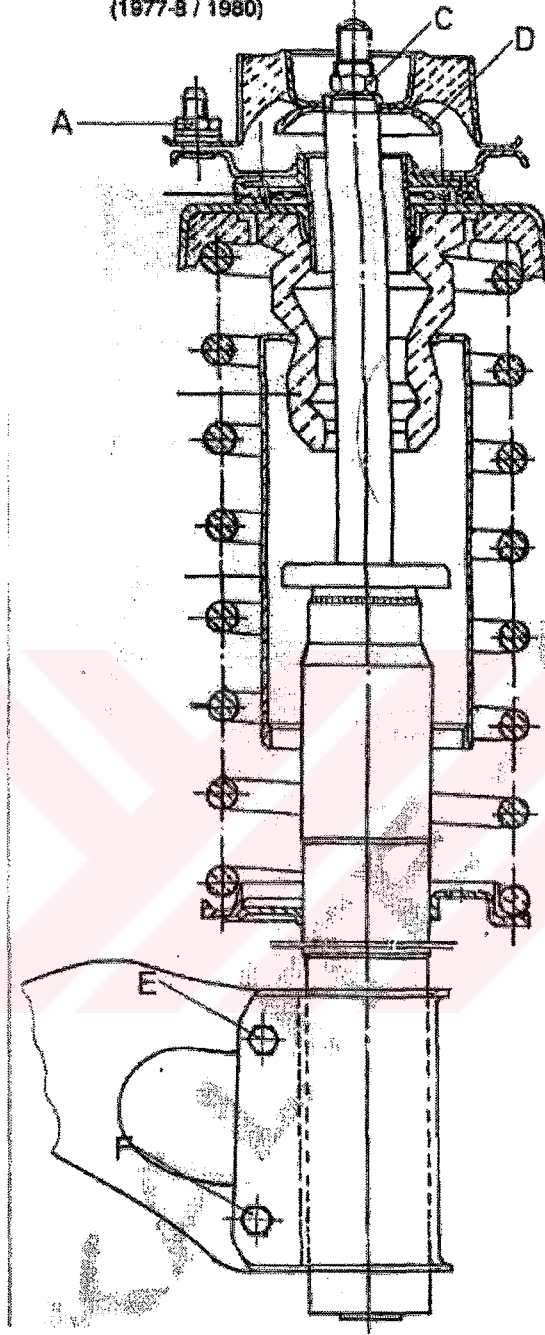
Kısa zamanlı salınımlarda,istenilmeyen regülasyonun gerçekleşmemesi için , bir sönümlenme elemanı,mutlak olarak geçen bir süreden sonra regülasyonun dahil edildiği arada genellikle alt bağlantısı yapılmıştır.

Bu süspansiyon sisteminde; taşıt seviyesi ayarlanabilmekte, yüklenme ve yükselme sabit, yay karakteristiği geliştirilmiştir.

Tercihen otobüslerde ve kamyonlarda kullanılmaktadır. Çünkü bu tip araçlar zaten basınçlı hava sistemine sahiptirler. Binek taşıtlardada nadiren de olsa uygulaması görülmektedir.

Murat 131 marka otomobilin ön süspansiyon sistemindeki amortisör ve helezon yayın bağlantı şekli aşağıdaki şekilde gibidir:

ARAÇ: M 131
AMORTİSÖR NO: S 402-103 ÖN
(1977-8 / 1980)



Şekil 4.25 Murat 131 Amortisör Bağlantı Şekli (Demirsoy, 1991)

5. TEKERLEK ASKI SİSTEMLERİ

Kamyon ve römorklarda askı sistemleri direkt olarak aracın şasisine tesbit edilir. Otomobillerde ise askı sistemleri genel olarak bütün montajı içeren bir ana oturak üzerine yerleştirilir ve araç gövdesine sabitlenir (Karnopp, 1992).

Taşıtlarda kullanılan tekerlek askı sistemleri veya kısaca aks tipleri, esas olarak sol ve sağ tekerleklerin birbirine karşılıklı bağlı olup olmamalarına göre iki sınıfa ayrılırlar .

a) Sabit aks

b)Bağımsız aks

Aks sistemleri değişik özelliklere sahip çok değişik şekillerde yapılabilir. Ön ve arka aksın ani dönme merkezinin yeri oldukça önemlidir. İyi hareket özellikleri elde edebilmek için bunun mümkün mertebe yola paralel veya çok az eğik olması gerekmektedir.

5.1 Sabit Akslar

Sabit aks uygulamasında sol ve sağ tekerlekler birbirine sabit bir aks ile bağlıdır. Genellikle kamyon, otobüs ve römorklarda ön ve arka aks, otomobillerde ise arka aks olarak kullanılmaktadır.

Sabit aks sisteminin özellikleri (Meirovitch, 2001):

- 1 - Tahrik edilen aks aşırı derecede ağırdır.
- 2- Bir tekerlek yaylandığında diğer tekerleklerde tesir altına girer.
- 3- Aksın yaylanması esasında diferansiyel kovarı nedeni ile daha fazla yer gerekmektedir.
- 4- Uygun bir şekilde imalatları ve oldukça sağlam yapıları nedeniyle yüksek aks yükleri ve ağır işletme şartları için kamyonlarda kullanılmaları kaçınılmazdır.
- 5- Virajlarda aksa tesir eden merkezkaç kuvvetinin doğurduğu moment araç gövdesine iletilmeyip sabit aks tarafından karşılanarak aks askı sistemleri ek olarak zorlanmaktadır.
- 6- Virajdaki harekette aracın gövdesi ile beraber yana yatmadıklarından dolayı tekerleklerin yan yön verme kuvvetleri tam olarak kalmakta ve tahrik edilmeyen aksın tekerlekleri ise ilaveten negatif kamber açısı olarak yan yön vermeleri dahada

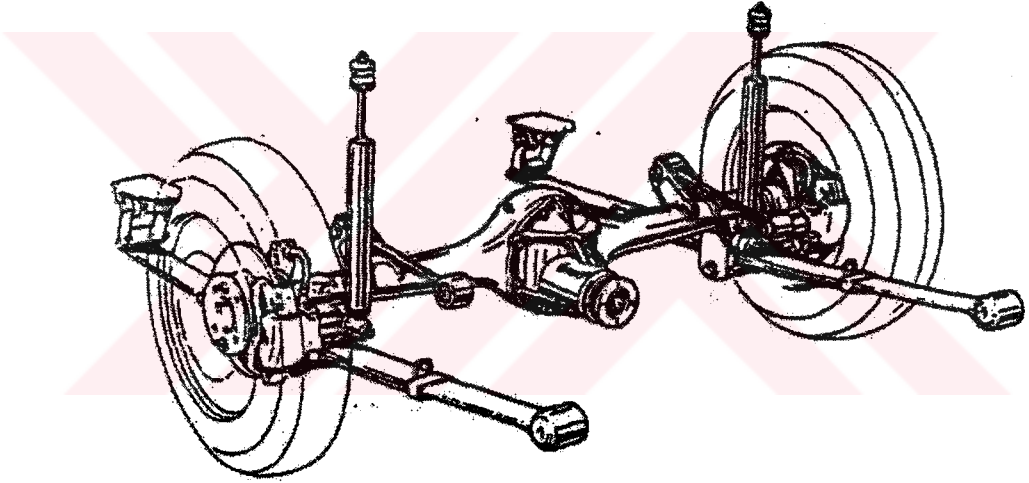
iyileştirebilmektedir.

Sabit Aks Tipleri (Meirovitch, 2001):

- 1- Yaprak yaylı sabit akslar
- 2- Boyuna yön vericili ve panhard çubuklu sabit akslar
- 3- Üç noktadan asılmış sabit akslar
- 4- Dört noktadan asılmış sabit akslar

5.1.1 Yaprak Yaylı Sabit Akslar

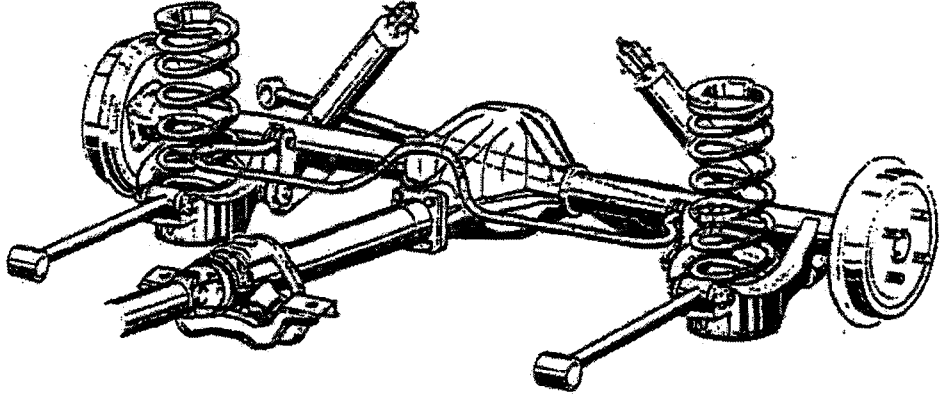
Boyuna yönde yerleştirilmiş yaprak yaylı sabit akslar kamyon ve römorklarda bugün bile kullanılan en eski aks sistemidir (Meirovitch, 2001).



Şekil 5.1 Boyuna yönde yaprak yaylar ve yönverici çubuklarla donatılmış sabit aks

5.1.2 Boyuna Yön Vericili ve Panhard Çubuklu Sabit Akslar

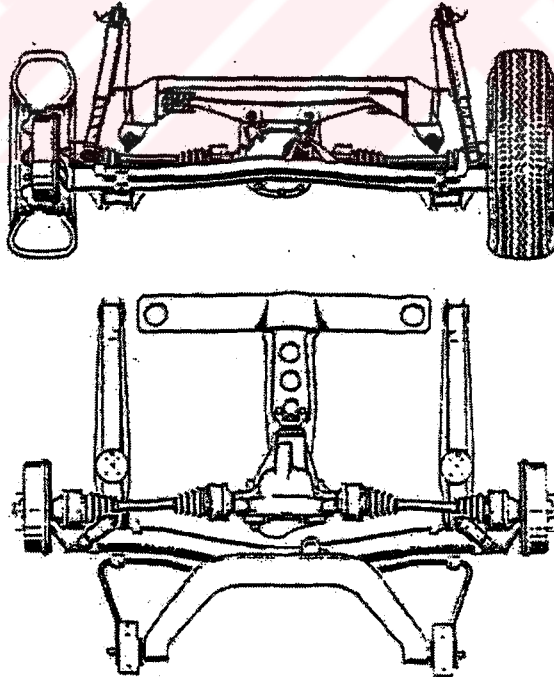
Otomobillerin arka akslarında yönlendiriciler ve yaylanmaları için helisel veya döner çubuk yayları kullanılmaktadır. Bu şekilde aksın kontrol edilemeyen hareketleri ve özellikle orta eksen üzerindeki titreşimleri önlenir (Meirovitch, 2001).



Şekil 5.2 Boyuna yönverici çubuk ve stabilizatörler ile donatılmış sabit aks (Gillespie, 1992)

5.1.3 Üç Noktadan Asılmış Sabit Akslar

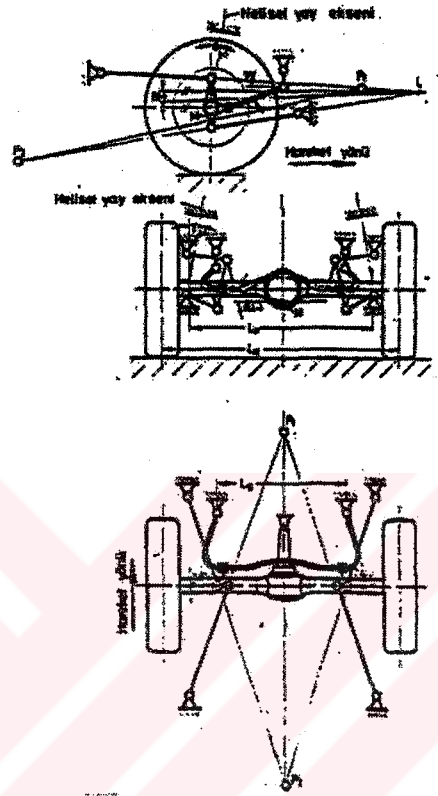
Özel durumlarda yön vericilerde yönlendirilen otomobillerin sabit akslarında Panhard çubuğu yerine aks üzerinde bulunan ve bir kenarı dönebiler şekilde gövdede yataklanmış ve ucu bir küresel mafsal ile aksa bağlanmış olan üçgen yönverici kullanılmaktadır (Meirovitch, 2001).



Şekil 5.3 Üç noktadan asılmış sabit aks (Gillespie, 1992)

5.1.4 Dört Noktadan Asılmış Sabit Akslar

Aks borusunun kısmen üst ve kısmen alt kısmına dört yön verici yerleştirilmekte ve genel olarak bunlar enine veya boyuna yönlendirme için öngörülmemiş olup yalnızca tahrik, fren ve yön verme kuvvetlerinin aks gövdesinden karoseriye iletilmesinde kullanılır (Meirovitch, 2001).



Şekil 5.4 Dört noktadan asılmış sabit aks

5.2 Bağımsız Akslar

Tüm tekerlekler birbirinden tamamı ile bağımsızdırlar. Daha çok otomobillerde ve hafif araçlarda kullanılır. Tekerleklerden birine gelen dış etki diğerini etkilemez.

Bağımsız aks sisteminin özellikleri (Meirovitch, 2001):

- 1- Az hacim gereksinimi yanında, hafif ve tek taraflı yaylanma esnasında tekerleklerin birbirine tesir etmemesi önemli bir özelliğidir.
- 2- Konstrüktif olarak yan ve boyuna yöndeki kuvvetler nedeni ile oldukça zorlanan yönvericiler stabil yapılmalı ve hassas bir şekilde yataklanmalıdır.
- 3- Tekerlekler virajda araç gövdesi ile birlikte yatmaktadır.

Viraj dışındaki, büyük bir yan kuvveti karşılaması gereken tekerlek pozitif kamber açısına geçmekte ve böylece lastik tekerleğin yan yönlendirme kabiliyeti azalmaktadır. Yuvarlanma eğiliminin getirdiği pozitif kamber açısını yaylanmanın yarattığı negatif kamber açısı ile denkleştirebilmek, tekerlek askı sisteminin geometrisi ile düzeltmek her zaman mümkün olmadığından aracın gövdesinin virajdaki yatma eğilimi tek tekerlek askı sistemlerinde, stabilazöterlerin kullanımı ile mümkün mertebe küçük tutulmaktadır (Shigley, 2003).

Ön aks için en çok kullanılan askı sistemleri:

- 1- Çift enine yönvericili bağımsız aks.
- 2- Mc-Pherson tipi bağımsız aks.
- 3- Boyuna-Enine yönvericili bağımsız akslar.

Arkada ise mümkün mertebe büyük bir bagaj hacmi elde edebilmek için ise yassı ve enine büyüyen askı sistemleri tercih edilir.

Arka aks için en çok kullanılan askı sistemleri:

- 1- Boyuna yön vericili bağımsız aks.
- 2- Eğik yön vericili bağımsız aks.
- 3- Sarkaç aks

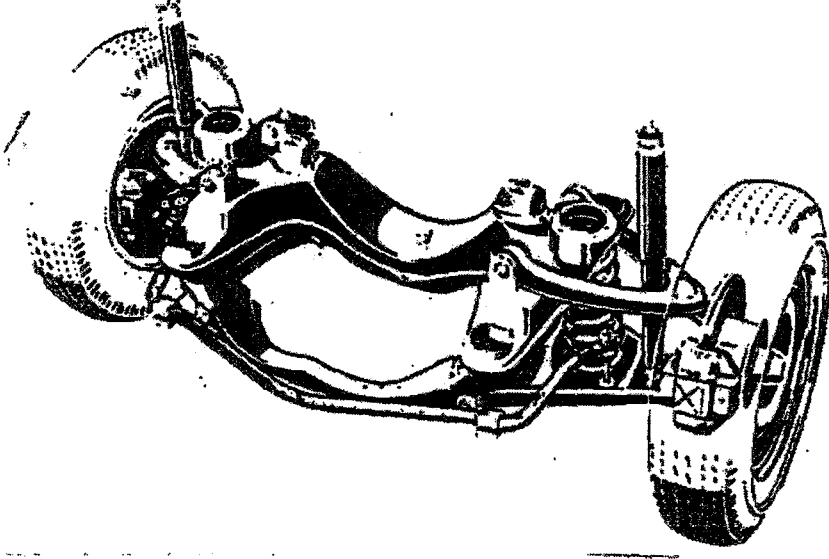
5.2.1 Çift Enine Yön Vericili Bağımsız Aks

Aks sistemi araç şasisine, çevresine veya gövdesine dönebilir şekilde yataklanmış olup dış uçları küresel mafsallar ile aks poryasına oynak olarak yataklanmış iki yön vericiden meydana gelmektedir (Shigley, 2003). Çift enine yön vericinin en faydalı yönü, bir taraftaki yönvericilerinin birbirlerine olan durumları ile ani dönme merkezi arzu edilen her yüksekliğe getirilebilir

Farklı uzunluklardaki yön vericiler tekerleklerin yaylanmasında bir kamber açısı değişimine sebep olmakta ve kısa üst yönvericide negatif olmakta ve araç gövdesinin yuvarlanma eğilimi nedeni ile viraj dışındaki tekerlekteki pozitif kamber açısı değişimine karşı gelecek şekilde tesir etmektedir.

Çift enine yön vericiler çok yönlü ve uyum kabiliyetleri olan tekerlek askı sistemleri

olduklarından yarış arabalarında,otomobillerde hem ön hem de arka aksta kullanılmaktadırlar.



Şekil 5.5 Çift enine yön vericili aks sistemi (Gillespie, 1992)

5.2.2 Mc-Pherson Tipi Bağımsız Aks

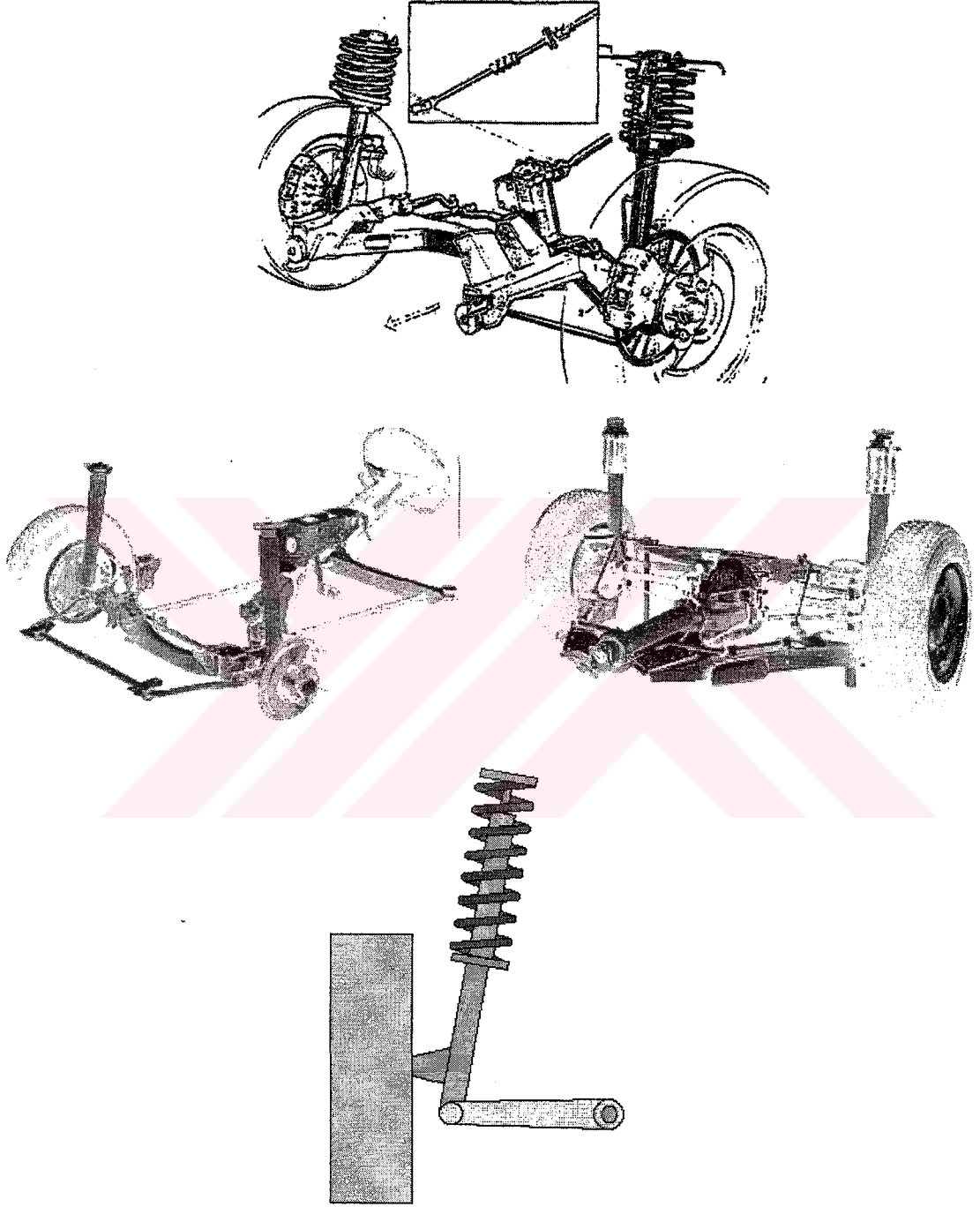
Geometrik olarak kısa – uzun askılı süspansiyona benzemektedir, ancak fazladan bir destek elemanı bulunmaktadır. Destek teleskobiktir ve içinde sönüm elemanını da bulundurur. Desteğin alt ucu, tekerleğe üst ucu ise şasiye bağlanmıştır. Tekerlek yükleri desteği döndürmeye çalışacağından, yaylar şasiye, destekle aynı açıda hatta bazen desteğinkinden daha büyük bir açıyla bağlanırlar (Shigley, 2003).

MacPherson tipi süspansiyonlar az yer kapladıklarından, bilhassa önden çekişli arabalarda sık kullanılırlar. Bir başka avantajları da, süspansiyon yükünü gövdeye geniş bir alanda iletmeleridir. Ancak bu aynı zamanda bir dezavantaj da sayılabilir çünkü şasi bağlantı noktası biraz yukarıda olacaktır. Şasi tasarlanırken bu yükseklik gözönünde bulundurulmalıdır

Mc Pherson yaylı ve amortisörlü ayak, 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 civatalandırılmıştır.

Bu askı sisteminin faydalı yönü iki iç yön verici yatağının tasarrufu sağlanması yanında, imalat hatalarının azalması ve normal olarak yapılan kamber açısı uyarısından vazgeçilebilmesidir. Ayrıca yer gereksinimide azalmaktadır. Dezavantajlı yanı ise kuvvetlerin

çamurluğa iletilmesidir. Bu nedenle çamurluğun sağlam olması şarttır. Ani dönme merkezi artan yükü beraber alçalmaktadır (Hrovat, 2001).

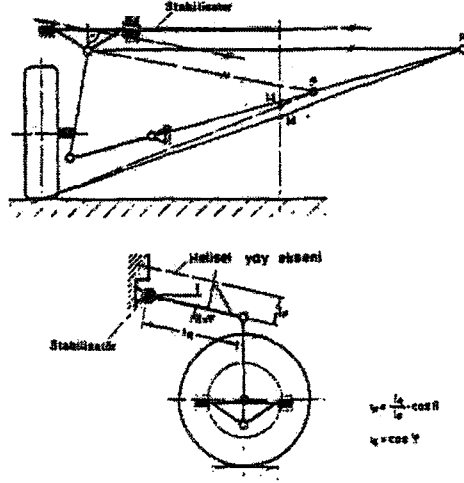


Şekil 5.6 Mc Pherson yaylı ayağın ön aks sistemine bağlantısı (Gillespie, 1992)

5.2.3 Boyuna-Enine Yön Vericili Bağımsız Akslar

Çift enine yönverici aksın değişik bir konstrüksiyonudur. Üst enine yön verici yerine oldukça

mukavim bir ön duvara tesbit edilen üçgen boyuna yön verici kullanılır. Bunun üzerine bir yay sehpa yerleştirilmiş olup buna mukavim duvara yataklanmış olan helisel yay dayanmaktadır.

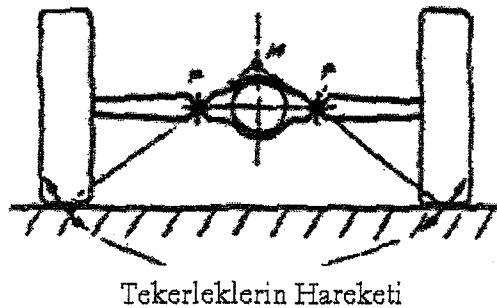


Şekil 5.7 Boyuna-enine yön verici tekerlek askı sistemi (İpek , 1969)

5.2.4 Sarkaç Akslar

İki mafsallı sarkaç aks aracın ortasına yakın bir yerde dönebilir şekilde yataklanmış olan enine yönverici kollardan meydana gelmektedir. Bu askı sisteminin avantajlı yönü gerek standart yapım şekilli otomobillerde ve gerekse arkadan motorlu araçlarda diferansiyelin her iki yanında kullanılarak uygun yön verme imkanı yaratabilmesidir.

Bugünkü araç tekniğinde arka aks ani dönme merkezinin takriben ön aksınkinin yüksekliğinde ve hatta dahada altında olmasına çalışılır. Bu şart ise iki mafsallı sarkaç aks ile yerine getirilemez.



Şekil 5.8 Sarkaç aks sistemi (Demirsoy, 1991)

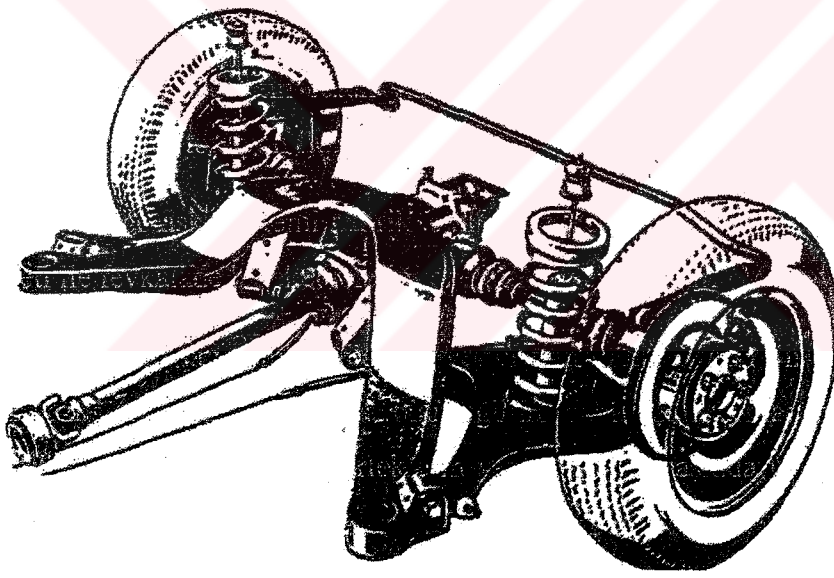
5.2.5 Eğik Yönvericili Akslar

Aracın her iki tarafında düzenlenmiş olan üçgen yön vericiden meydana gelmekte ve bu bir kenarı ile aracın enine yerleştirilmiş bir kirişine dönebilir şekilde yataklanmış ve ucu ile aks muylusunu taşımaktadır.

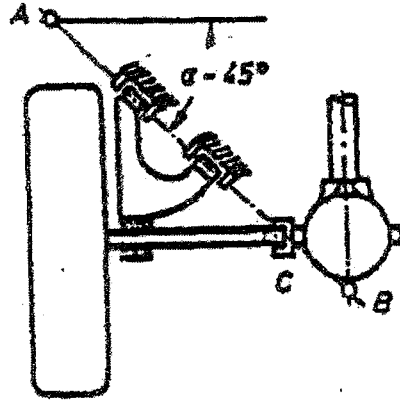
Bu askı sistemi tekerleklerin bütün yönlerdeki yön verme kuvvetlerini karşılamakta ve yüksek derecede eğilme ve torsiyon ile zorlanmaktadır.

Eğik yön verici askı sistemi tahrik edilen ve edilemeyen arka akslara çok yönlü uyum kabiliyeti ile fevkalade hareket tekniği özellikleri vermektedir (Meirovitch, 2001).

Yoldan tesir eden kuvvetler eğik yön verici tarafından uygun bir şekilde karşılanır, keskin virajlarda dış tekerleğin kalkmaya olan eğilimi daha azdır. Arkadan motorlu araçların aşırı döner bir eğilim göstermesi tekerleklerin yaylanması esnasında uygun bir ön iz değişimi ile ortadan kaldırılır.



Şekil 5.9 Eğik yön vericiler ile donatılmış arka aks (Gillespie, 1992)



Şekil 5.10 İç kısımda bulunan tahrik mili mafsalı C ve dönme eksenini A-B ile büyük bir eğik α açısı ve bunun neticesi olarak büyük bir ani dönme merkezi oluşur (Demirsoy, 1991)

6. TAŞIT SÜSPANSİYON SİSTEMLERİ

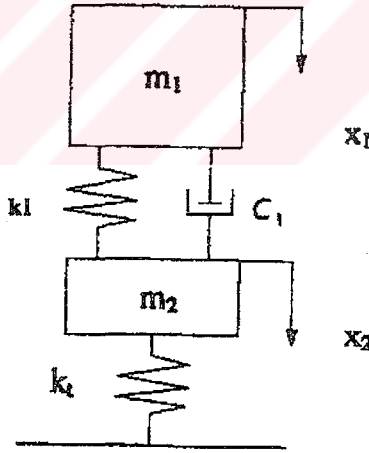
Günümüzde taşıt süspansiyon sistemleri üç grupta incelenmektedir.

- 1- Pasif Süspansiyon Sistemleri
- 2- Yarı Aktif Süspansiyon Sistemleri
- 3- Aktif Süspansiyon Sistemleri

6.1 Pasif Süspansiyon Sistemleri

Pasif süspansiyon sistemleri günümüz otomobil teknolojisinde hala kullanılmakta olan klasik sistemlerdir. Pasif süspansiyonlar yay ve sönüm elemanlarından oluşan ilave enerji gerektirmeyen süspansiyon sistemleridir (Meirovitch, 2001).

Şekil 6.1'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_2 yay katsayısı ile ifade edilmiştir. Lastik tekerleğe ait sönüm değeri çok küçük olduğu için ihmal edilmiştir.

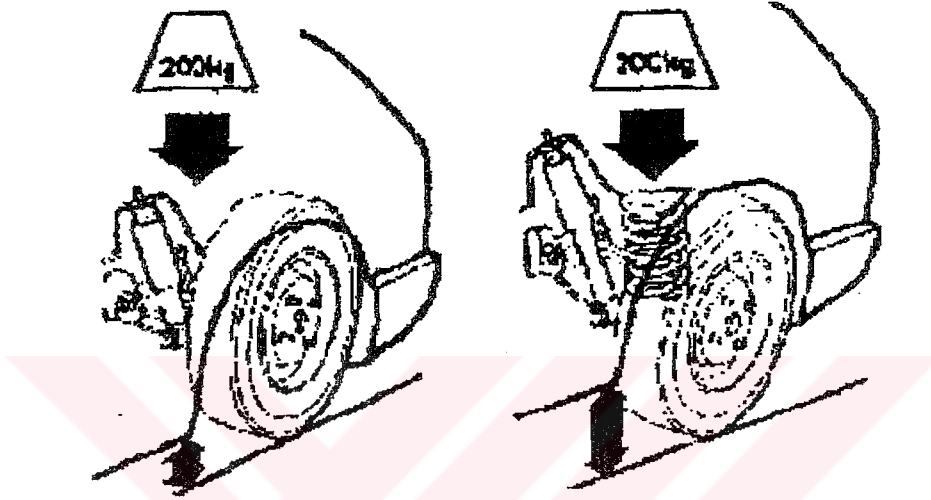


Şekil 6.1 Pasif Süspansiyon Sistemine ait Taşıt Modeli (Demirsoy, 1991)

Taşıtın aksları doğrudan doğruya şasiye bağlanması durumunda sürüş sırasındaki yoldan ve yolun pürüzlülüğünden gelebilecek bütün titreşim ve darbeler taşıta iletilecek ve böyle bir durumda da rahat sürüş ve yüksek hızlara ulaşma imkanı olmayacaktı. Fakat modern otomobillerde sürüş oldukça rahattır. Bu iyi düzenlenmiş bir askı sisteminin sonucudur. Askı donanımı taşıtın minimum aşağı yukarı hareketine izin verir; yol ile lastik arasında teması kaybetmeden virajı almayı sağlar.

Li ve diğerleri (1999), duruş pozisyonunun, ön takım tepkilerine ve aracın hareket tarzına etki ettiğini belirtmişlerdir. Şasi yüksekliği de aracın yol tutuşuna etki eder ve aynı zamanda da süspansiyon çalışma durumunu gösterir.. Şekil 6.2’de taşıta 200 kg’lık bir yük bindiğinde süspansiyonun nasıl hareket ettiği gösterilmiştir.

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



Şekil 6.2 Süspansiyonun Drumu (İpek, 1969)

Yoldan gelen uyarılar, tekerlekler aracılığıyla gövde, yay ve sönüm elemanları üzerinden yolculara iletilir. 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 sönüm elemanlarından oluştuğu kabul edilen koltuk sistemi bulunmaktadır. Kişiye iletilen bu titreşimler kişinin konforunu etkilemektedir (Li, 1999).

Taşıtta meydana gelen bu titreşimler çeşitli kuvvet salınımlarına neden olurlar. Bunlardan tekerlek yükü salınımları tekerleklerin 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 elemanının gövdeyle aks arasındaki bağlantısını gerçekleştiren konstrüksiyon

şekline göre de ;

- Mac Pherson A-tipi alt kollu asılış
- Mac Pherson H-tipi alt kollu asılış
- Katı Aks
- Çift Lades kollu asılış

Gibi sınıflara ayrılabilir. Isaksson ve diğerleri (1999), taşıt titreşimleri açısından genel olarak uygun yay elastikliği sönüm değerlerini aşağıda verilen kriterlere göre seçilmesi gerektiğini belirtmişlerdir;

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

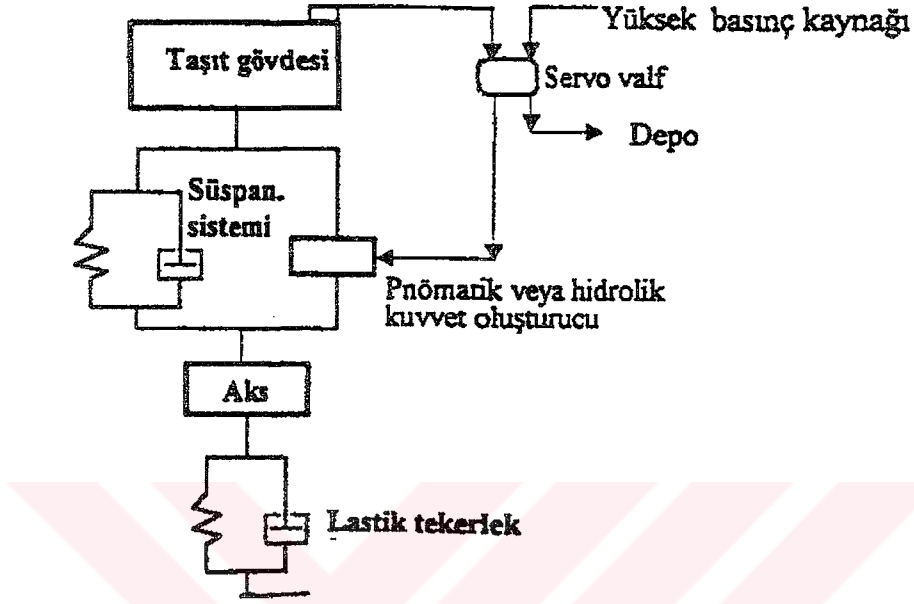
Artan konfor anlayışı ve azalan taşıt ağırlıkları nedeni ile pasif süspansiyon sistemi elemanları, süspansiyon sisteminden beklenenleri belli ölçüye kadar karşılayabilmektedir. Süspansiyon sistemi tasarımı çelişkili durumlar içerir. Örneğin, konfor için yumuşak yay istenirken yol tutma ve seyir emniyeti için ise sert yay daha uygundur. Yukarıda ifade edildiği gibi süspansiyon tasarımında 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 arttırabilir. 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 (Gillespie, 1992).

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

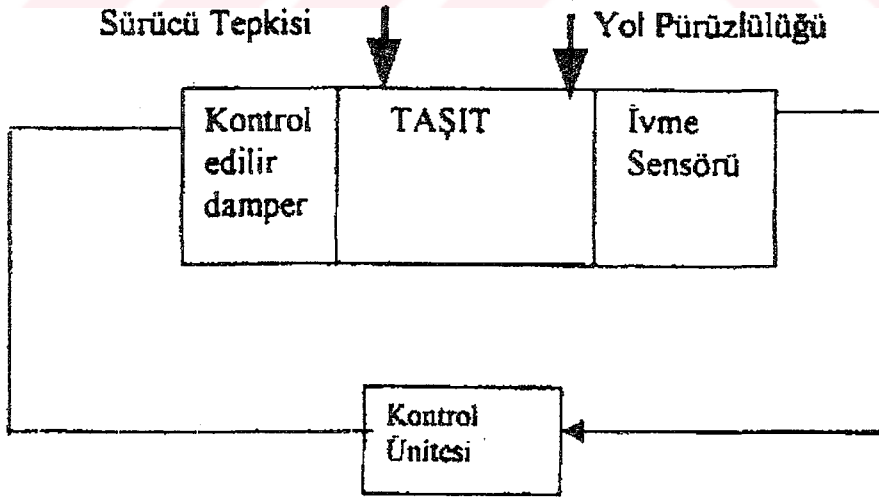
6.2 Yarı Aktif Süspansiyon Sistemleri

Pasif süspansiyon sistemi elemanlarına , dışarıdan enerji aktarabilen (actuator) elemanların eklenmesi 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 kullanılarak en aza indirilmesidir. Dışarıdan sisteme verilen enerji süreklilik arz etmediği için gerek duyulan zaman şartlarında gereken miktarda enerji verilerek süspansiyon sisteminin davranışları optimize edilir.



Şekil 6.3 Yarı aktif süspansiyon sistemi



Şekil 6.4 Yarı-aktif süspansiyon kontrol şeması (Demirsoy, 1997)

Yarı aktif süspansiyon sistemleri ile ilgili yapılan çalışmalara (Kyungsu vd.,1993;Solimanvd.,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 olarak gösterilebilir. Hall çalışmasında pnömatik seviye ayarlayıcıları kullanılmıştır. Böylece geniş yük ve yolcu dağılımı durumunda SESL adını verdiği pnömatik seviye ayarlayıcılar sayesinde , pasif süspansiyon sistemine göre daha güçlü titreşim kontrolü sağlanmıştır. Bu sistemle aktif süspansiyon sistemi performansına yaklaşılmıştır. Bu sistem aktif süspansiyon sistemi ile beraber çalışması halinde gerekli güç miktarı azalır

Horton (1986), hidro mekanik 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 6.3'te görölmektedir.

6.3 Aktif Süspansiyon Sistemleri

Aktif süspansiyon sisteminde, süspansiyon elemanlarının yerini , kuvvet oluşturucu (aktuatör) almakta veya süspansiyon sistemi ile paralel çalışabilmektedir. Kuvvet oluşturucu sisteme enerji verilebildiği gibi sistemden enerji çekilebilmektedir. Aktif süspansiyon sistemini 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 başarısız 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 pürüzlölüğü) modellenmeli
- Taşıt modelinin formölasyonu yapılmalı
- Performans kriteri ve taşıt formölasyonuna optimum kanunları uygulanmalı

Aktif kontrolle ilgili çalışmalara (Poyseer, 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.

6.3.1 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. Aktif süspansiyon sistemi prensipteki avantajları;

- 1) Enerji akışı, pasif süspansiyon sisteminde yalnızca dağıtılabılırken aktif süspansiyon sisteminde enerji akışı modüle 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 ivme ile sınırlandırılmıştır.
- 3) Kuvvetin modüle edilebilme yeteneğinden dolayı , aktif sistemler dış kuvvetlerin değişikliğine ve düzensiz yönlendirilmesine adapte olabilirler.

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

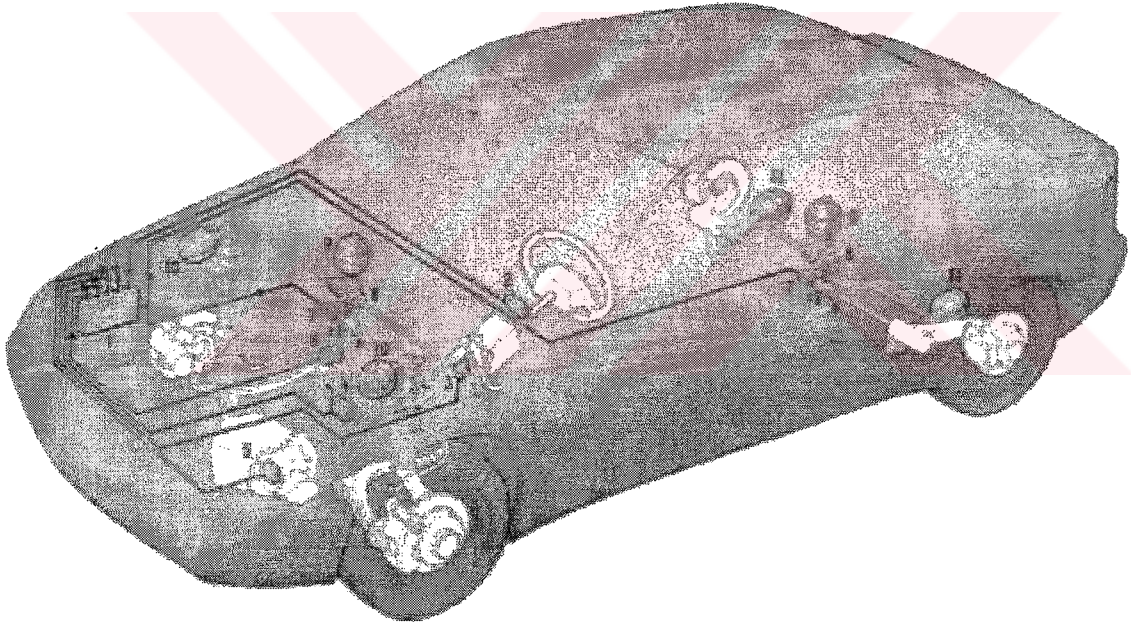
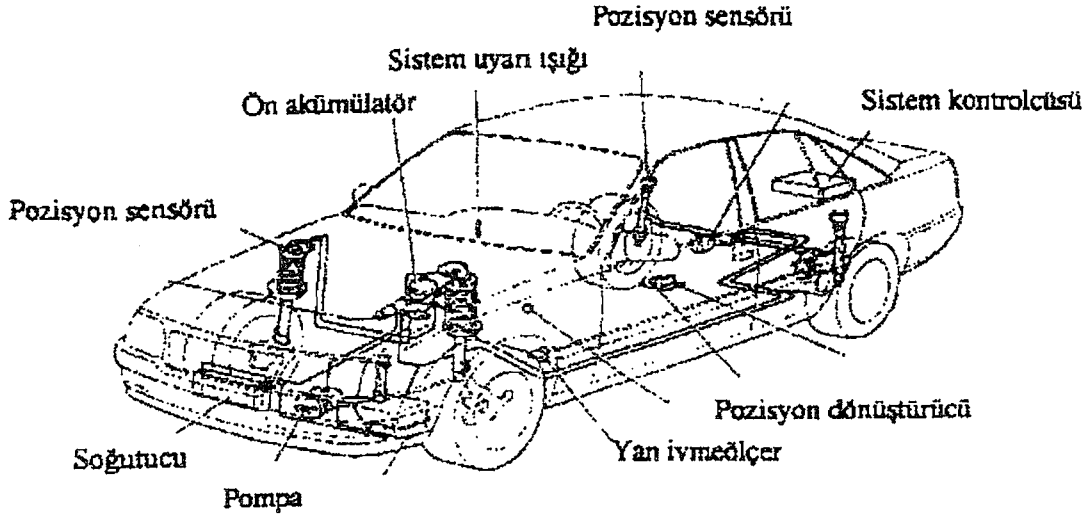
- 1) Seçilen performansı minimize etmek
- 2) Hassas bir şekilde tüm etkileri düşünerek sisteme etki eden kuvvetlerin modellenmesi
- 3) Taşıt modelinin oluşturulması

Aktif sistemin yapısı klasik yay ve sönümün yerini alan eyleyici ile 9 bir tekerlek için diyagram olarak Şekil 6.4'de görülmektedir.

Aktif süspansiyon sistemindeki ana elemanlar şunlardır;

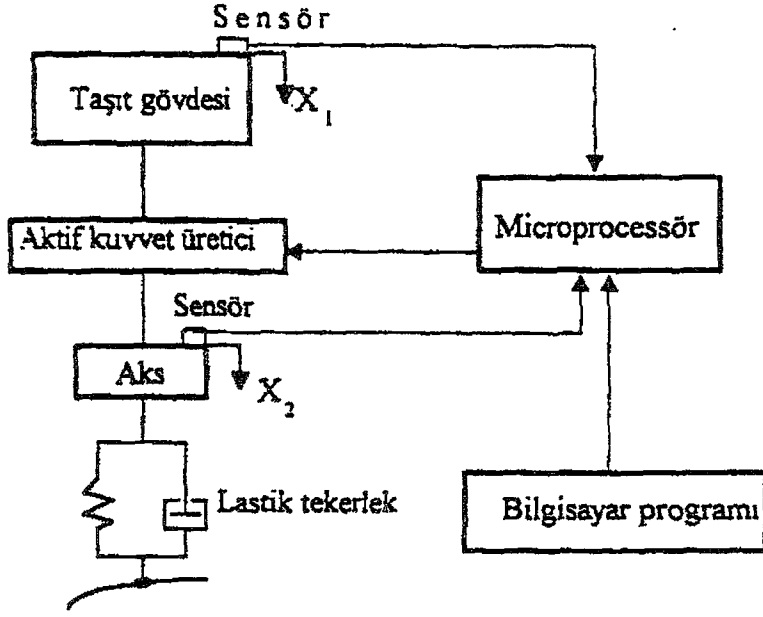
- 1) Sensörler(Hissediciler)
- 2) Eyleyiciler

- 3) İvme ölçerler
- 4) Kontrol ünitesi
- 5) Kontrol edilebilir damperler (şok emiciler)

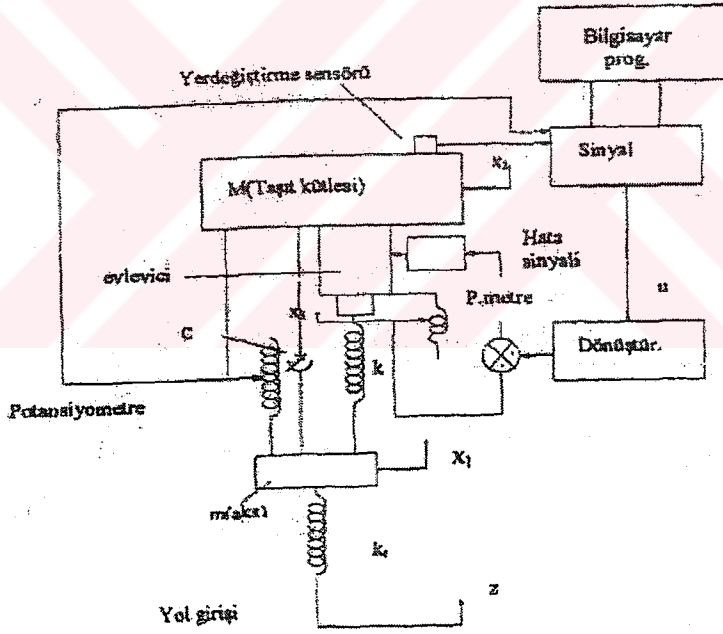


1. Bilgisayar
2. Teker dönme ve hareket algılayıcısı
3. İvme algılayıcısı
4. Fren algılayıcısı
5. Hız algılayıcısı
6. Şasi hareket algılayıcısı
7. Elektrovalf
8. Rijitlik Düzenleyici
9. İlave küre
10. Ön süspansiyon küresi
11. Arka süspansiyon küresi

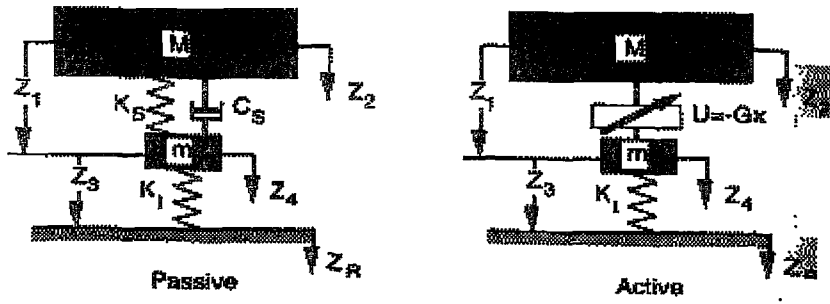
Şekil 6.5 Aktif süspansiyon sisteminin taşıt üzerinde gösterimi (Demirsoy, 1997)



Şekil 6.6 Aktif süspansiyon sisteminin sadeleştirilmiş blok diyagramı



Şekil 6.7 Aktif süspansiyon sisteminin ayrıntılı blok diyagramı (Demirsoy, 1997)



Şekil 6.8 Aktif süspansiyon ile pasif süspansiyonun farkı (Gillespie, 1992)

Şekil 6.5 ve Şekil 6.6'da çeyrek 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 (Gillespie, 1992).

6.3.1.1 Sensörler (Algılayıcılar)

Direksiyon Dönme Miktarı algılayıcısı: Bu açısal hız hissedicisidir. Direksiyon simidi açısından değişim oranını ölçmeye yarar. Kumanda merkezi tarafından döndürülen disk , ayrı

ayrı ,k, kızıl ötesi hızmesini keser. Açısal hız da ilk hızme kesintisi ile ikincisi arasındaki zaman farkı tarafından belirlenir.

Süspansiyon Stroku algılayıcısı: Transmisyon veya devir saati kablosundadır. Araç hızıyla orantılı frekansta sinyaller verir.

Taşıt Hızı algılayıcısı: Transmisyon veya devir saati kablosundadır. Araç hızıyla orantılı frekansta sinyaller verir.

Gaz Kelebeği algılayıcısı: 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.

Kuvvet algılayıcıları: Genellikle uygulanan kuvveti elastik bir elemanın deformasyonuna çevirirler. En yaygın olarak kullanılan kuvvet algılayıcıları Strain-gage kuvvet

algılayıcılarıdır. Yük hücresi (load cell) olarak da adlandırılırlar. Bu transdüserler hem basma hem de çekme yönünde çalışabilirler. Gelişmiş tasarımlarda mekanik olarak aşırı yük sınırlamaları bulunmaktadır. Piezoelektrik kuvvet algılayıcıları özellikle dinamik olarak değişen kuvvetlerin ölçülmesinde kullanılmaktadır.

Tork algılayıcıları:Tork ölçen elemanlar genellikle güç üreten şaft ile gücü tüketen şaft arasına seri olarak bağlanırlar. Tork bu silindirik yapıdaki transdüserün üzerine etkiğinde bir burulumu etkisi yaratacaktır ve tork ile doğru orantılı bir açı oluşacaktır. İkinci tip tork algılayıcıları ise tepki torkunu ölçer. Bu sistemde tork üreten rotorun dönmesi engellenir ve oluşan tork bir kuvvet transdüserinin yardımıyla ölçülür.

Sıcaklık Algılayıcıları:Sıcaklık hissedici elemanlar genellikle sıcaklığı ölçülecek olan yüzeye temas etmek suretiyle çalışırlar. Temassız sıcaklık transdüserler de mevcuttur. Termokupullar sıcaklığı bir dirence veya gerilime çeviren algılayıcılarıdır. Diğer yandan basınç, akış, kuvvet, ses gibi fiziksel büyüklükler de endüstride kolayca ölçülebilmektedir. Bu dönüştürücüler de algıladıkları fiziksel değerleri gerilime çevirirler. Her durumda, üretilen elektrik sinyalleri algılanan fiziksel parametrelerle doğru orantılıdır. Sıcaklık algılayıcıları iki şekilde çıkış sinyali üretirler, çıkış gerilimindeki bir değişme ya da algılayıcının elektriksel devresindeki dirençte meydana gelen bir değişme. Sıcaklık algılayıcıları temassız (non-contact) ya da temaslı (contact) olarak ikiye ayrılırlar. Temaslı algılayıcılarda cihaz sıcaklığı ölçülen nesne veya maddeyle fiziksel olarak temas eder. Bu yöntem katı, sıvı ve gazlar için kullanılabilir. Temassız algılayıcılar ise sıcaklığı yayılan cisimden elektromanyetik enerjiyi algılayarak okurlar; bu teknoloji katı ve sıvılarda da kullanılabilir. Eğer nesne veya ortam hareket ediyorsa, düzensiz bir şekli varsa veya bir algılayıcının teması ölçülen değer doğruluğuna zarar verecekse bu durumlarda temassız ölçüm yapılmalıdır ve genellikle kızıl ötesi algılama araçları kullanılmalıdır. Bir termokupul iki farklı metalin birleştirilmesiyle oluşturulur. Doğru alaşım seçimi ile ölçülebilir ve kestirilebilir bir sıcaklık-gerilim ilişkisi elde edilir. Termokupullarla ilgili en sık yanlış anlaşılan konulardan biri de gerilimin tam olarak nerede oluştuğudur. Çoğu kimse bu gerilimin iki metalin birleşim noktasında var olduğunu düşünür; ancak gerçekte çıkış gerilimi bimetal üzerinde uzunlamasına (sıcaklık değişimi yönünde) oluşur. Termokupulların ürettiği gerilim seçilen metallerin cihaz bağlantı noktasında var olan termoelektrik enerjilerinin farkıdır. Bu kestirilebilir gerilim gerçek işlem (proses) sıcaklığıyla ilişkilendirilebilir. Bu algılayıcıların geniş bir çalışma aralığı vardır ve yüksek sıcaklık uygulamaları için idealdirler.

Akış Algılayıcıları:Diferansiyel Basınç Akış Ölçümü;Debi yaygın olarak bir akışkanın bir

boru içerisindeki kısıtlanmış bölmeden geçirilmeye zorlanması ile ölçülür. Bu zorlanma ile hız değişir ve debi ile orantılı basınç oluşur. Borunun yarı kesiti büyüdükçe akışkanın hızı azalır ve basınç artar. Yarı kesit küçüldükçe hızı artar basınç azalır. İki basınç farkı diferansiyel basınç algılayıcı ile ölçülür. Mekanik Akış Ölçümü; Mekanik elemanlar sıvı akışına yer değiştirerek ya da belli bir hız oranında dönerek cevap verecek şekilde dizayn edilmişlerdir. Viskozitesi 500 Cp'a kadar olan temiz akışkanların, asitlerin, bazların, solventlerin ölçümünde kullanılır. Seviye Algılayıcıları; Sıvı seviyesi uzunluk boyutuyla, sıvı yüzeyinin her hangi bir referans noktasına göre yüksekliği olarak verilir. Sıvı seviye ölçümleri ile ilgili hesaplar rahatlıkla bir mikroçip tarafından yapılabilir. Böylece eğer tankın geometrisi ve ölçüleri biliniyorsa sıvının hacmi, eğer ağırlığı da biliniyorsa özkütlesi bulunabilir.

Yer Değişimi ve Hareket Algılayıcıları: Mekanikteki en temel ölçü uzunluk ölçüsüdür. Konum, hareket, yerdeğişimi terimleri birbirine çok yakın durmaktadır. Konum algılayıcı (position sensor) ya da hareket transdüseri (motion transducer) terimlerine sık sık rastlanmaktadır. Yer değişimi transdüseri (displacement transducer), teknik olarak en doğru ifade sayılabilir. Temel olarak lineer ve açısal yerdeğişimi algılayıcı olarak ikiye ayrılırlar. Yerdeğişim algılayıcıları ölçme teknikleri açısından aşağıdaki gibi sınıflandırılabilir:

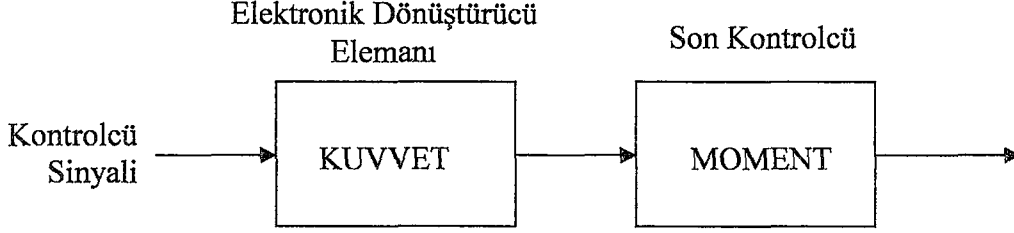
- Kapasitif,
- Endüktif,
- Relüktans,
- Potansiyometrik,
- Strain-Gage,
- Elektro-Optik,
- Açısal ve doğrusal-enkoderler,
- Ultrasonik,
- Konum şalterleri,
- Takometreler ve hız algılayıcıları,

Elektromanyetik doğrusal hız algılayıcıları genellikle periyodik olarak değişen hızları ölçmekte kullanılır. Bu cihaz bir sargı içinde hareket edebilen sabit bir mıknatıstan oluşur. Bu shaft hareket ettikçe bir elektromanyetik kuvvet (emf) endüklenir. Hareket ne kadar hızlı olursa o kadar yüksek bir emf oluşur (Gillespie, 1992).

6.3.1.2 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 6.9 Basit eyleyici elemanları (Gillespie, 1992)

6.3.1.2.1 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).

6.3.1.2.2 Pnömatik Eyleyiciler

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

6.3.1.2.3 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

6.3.1.3 İvme Ölçerler

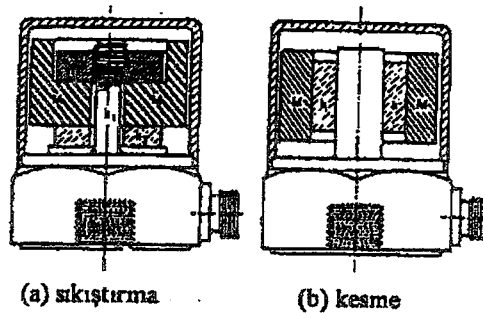
Titreşim sensörlerinin en yaygın olanı ivme ölçerlerdir. Tiplerine göre ufak, hafif ve sağlam olmaları tercih sebebidir. İvme ölçerlerin uygulamalarında elektrikten faydalanılır. Üç çeşit ivme ölçer mevcuttur. Bunlar piezoelektrikli, piezodirenç, servo sensörlerdir. En yaygın olanı piezoelektrikli sensörlerdir. Bu tiplerin performans karakteristikleri, Çizelge 6.1'de gösterilmiştir.

Çizelge 6.1 İvme ölçerlerin performans karakteristikleri (Staudt,2000)

Karakteristik	Piezoelektrik ivme ölçer		Piezodirenç ivme ölçer	Servo ivme ölçer
Hassaslık, mV/g	10	100	20	250
Frekans sınırı, Hz	4-15,000	1-5000	0-750	0;500
Rezonans frekans, Hz	80,000	20,000	2500	10000
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

6.3.1.3.1 Piezoelektrik İvme Ölçerler

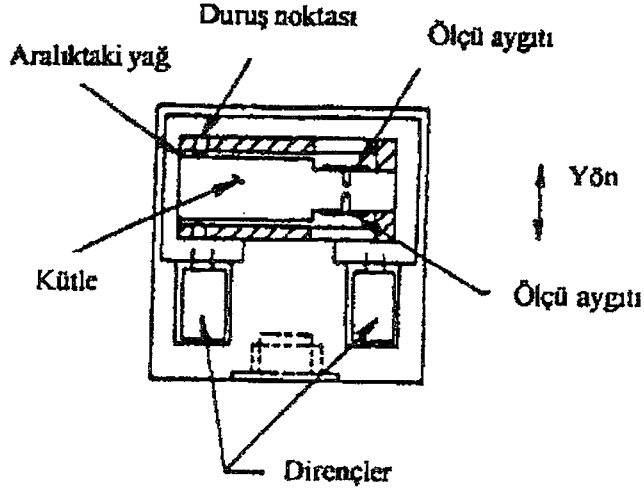
Kütle direkt olarak piezoelektrik cihazlar veya kristal ile temas halindedir. Hareket değişimi ivme ölçerlere geldiğinde, kristal kuvvet oluşturur. ($F=ma$) Yaygın olarak kullanılan piezoelektrik malzemelerden biri kurşun-zirkon, titan seramik (PZT), diğeri kuartz'dır. Bunların meydana getirdiği kuvvet elektrik yüklemesi ile oluşur. PZT'nin zorlama katsayısı yaklaşık kuartzdan 150 kat daha fazla olmasına rağmen sonuçta kullanılan piezoelektrik ivme ölçerleri daha hassas ve daha ufaktır.(Şekil 6.7) Piezoelektrik cihazlar için mekanik yay katsayıları yüksektir. Bundan dolayı Bu tip ivme ölçerler genellikle yüksek frekanslarda faydalanılır. Piezoelektrik ivme ölçerler mekanik impedanslara sahiptir.



Şekil 6.10 Piezoelektrik ivme ölçerler (Demirsoy, 1997)

6.3.1.3.2 Piezo İvme Ölçerler

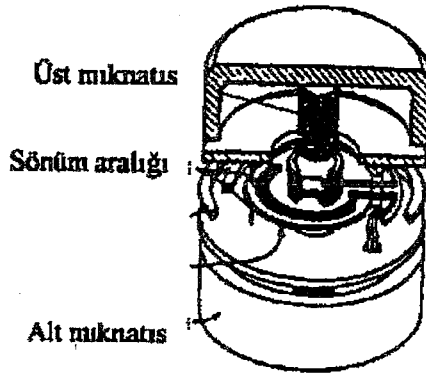
Piezodirenç ivme ölçerler, metalik ölçme aletlerinden daha büyük ölçme hassasiyeti sağlamak için konduktor'un kullanıldığı strain-gage'lerdir. Şekil 6.8'de Piezo direnç elemanların kullanıldığı mekanik yapıların iç sistemi görülmektedir



Şekil 6.11 Piezodirenç elemanının kullanıldığı sistem

6.3.1.3.3 Servo İvme Ölçerler

Şekil 6.8'de ivme ölçerlerin çalışma prensibi ve yapısı gösterilmiştir. Cisim ivmelendiğinde deney kütlesi bağlı yer değiştirmesi ivme ölçerin başlangıç noktasıdır ve sönümde değişim meydana geldiğinde servo sarımlarda elektrik akımı oluşacaktır. Sonuçta, çıkış sinyali sarımdan ölçülür ve ivmelenme ile orantılıdır.



Şekil 6.12 Servo ivme ölçerin yapısı

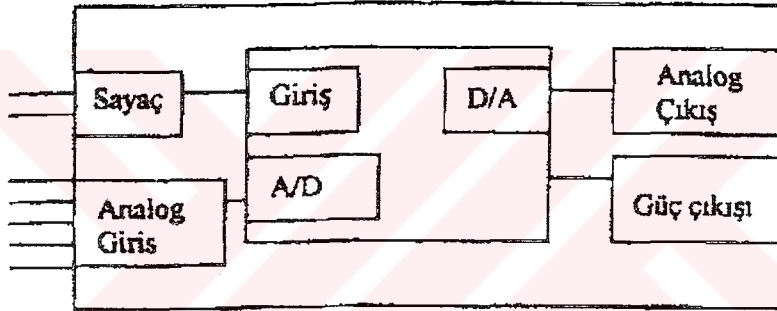
6.3.1.4 Kontrol Ünitesi

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 yüklemeye parametreleri değıştirmede değışkenleri ve çizelgeleri gözlemlemeye ve data kaydetmeye kullanılmaktadır.

Şekil 6.9'da gösterilmiş orta büyüklükte bir otomobile uygulanmış aktif süspansiyon sistemi için güç kontrollerini ve sinyalleri düzenleyen mikro işlemci, kontrol merkezi olarak kullanılmıştır.



Şekil 6.13 UNU-ECU sistem şeması (Volvo Motor Corp)

6.3.1.5 Kontrol Edilebilir Damperler

Bu elemanlara diğer kısımlarda daha kapsamlı olarak değinilmiştir. Bunlardan beklenen 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

Akümülatörlerle hidrolik süspansiyon elemanı arasında bulunan bir sönümlenme valfi ile

sönümlemenin gerçekleşmesi.

6.4 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 arttırılabilir. Seyiri en uygun hale getiren pasif süspansiyonun 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 bir çok avantaj sağlar. Yükteki ve aerodinamik kuvvetlerdeki değişimlere rağmen yüksekliği sabit tutmak için süspansiyon , darbeleri sönmülecek 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 arttırılması, taşıtın lastiklerinin değiştirilmesi veya zincir takılması esnasında faydalı olur.

Dalış Kontrolü: Frenlemede esnasında dalış (ileri kafa vurma) kontrolü, sönmülemeyi artırarak veya süspansiyona kafa vurmaya engelleyecek zıt kuvvetler tatbik edilerek sağlanabilir. Kontrol, fren ışığı sinyali, fren basıncı ve /veya düzlemsel ivme ile aktif hale getirebilir. Bir aktif süspansiyonda dalış kontrolü yapılabilmesi için süspansiyon bağlantılardan 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.

6.5 Süspansiyon Sistemlerinin Performansları

Genel olarak yarı-aktif ve aktif süspansiyon istemlerinin, yukarıda anlatılan hareketleri kontrol edebilme yeteneğine 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 6.2'de elde edilebilecek bağlı performanslar yer almaktadır.

Çizelge 6.2 Değişik Tipteki Süspansiyon Sistemlerinin Performansları (Gillespie, 1992)

PERFORMANS TİPİ						
Süspansiyon 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 sönümlleme bile seyir ve yol tutuşun yanında, yuvarlanma, 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 sönümlleme 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 performansı 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 modda ortaya çıkan cevapları kıyaslanmaktadır. Pasif sistem tüm durumlar için 1Hz 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 biri biçimde sönümlenebilir.

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 kütlelerinin hareketini engelleyici dış kuvvetler uygulanması 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.



7. HAREKET DENKLEMLERİ ve MODELLEME

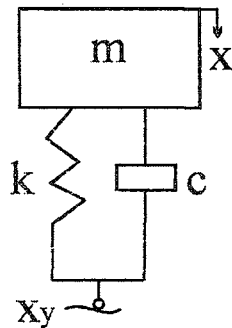
Birçok benzeyen veya farklı özelliklere sahip elemandan meydana gelen kompleks bir sistem, hareketlerinden ve deformasyonlarından dolayı bir takım kuvvetlere maruzdur. Gerek dış kuvvetler ve gerekse elemanlararası etkileşimden doğan iç kuvvetler sistem ve sistemi oluşturan elemanların titreşimini meydana getirir. Şu halde denebilir ki eğer bir sisteme etki eden kuvvetler statik ve dinamik dengede ise sistem de dengede olup titreşim yoktur. Aksi söz konusu ise sistem titreşime maruz demektir. Sistemin bütün önemli özelliklerini içine alan matematik model, sistem davranışını yöneten denklemlerin çıkartılabilmesi için gereklidir. Bu denklemlerin çözümü, sistemi oluşturan kütlelerin konumunu, hızını ve ivmesini vermektedir. Bu sonuçların dizayn amacına yönelik olarak yorumlanması gereklidir.

Bir titreşim sistemi genellikle, potansiyel enerji depolayan elemanlar (yay), kinetik enerji depolayan elemanlar (kütle), ve yavaş yavaş enerjiyi yutan elemanlardan (amörtisör) oluşur. Bir sistemin titreşimi, bu sistemin potansiyel enerjisinin kinetik enerjiye, kinetik enerjisinin de potansiyel enerjiye dönüşümü ile olur. Eğer bu sistemde bir sönüm elemanı varsa titreşimin her periyodunda bir miktar enerji kaybı olacak ve bir müddet sonra sistemdeki titreşim sönümlenecektir. Eğer titreşimin sürekliliği arzu ediliyorsa bu durumda sisteme dışardan sürekli bir enerji verilmelidir.

Hareket halindeki bir sistemi veya sistem elemanlarının durum ve konumlarını belirleyen parametrelere koordinat denir. Bir sistemin serbestlik derecesi, herhangi bir zamanda bu sistemin bütün parçalarının konumlarının tamamen belirli olması için gerekli birbirinden bağımsız minimum koordinat sayısıdır.

7.1 Tek Boyutlu Model

7.1.1 Bir Serbestlik Dereceli Taşıtlı Modeli



Şekil 7.1 Bir Serbestlik Dereceli Taşıtlı Modeli (Li, 1999)

Bu modelde;

m : Taşıt gövdesinin kütlesi

k : Süspansiyon sistemi eşdeğer yay katsayısı

c : Süspansiyon sistemi eşdeğer sönüm katsayısı

x : Titreşimin düşey yerdeğişimini x_y : Yol pürüzlülüğünü göstermektedir. Newtonun ikinci yasasını uygulayarak sistemin hareket denklemi aşağıdaki gibi bulunur. Serbest cisim diyagramı çizilirse:

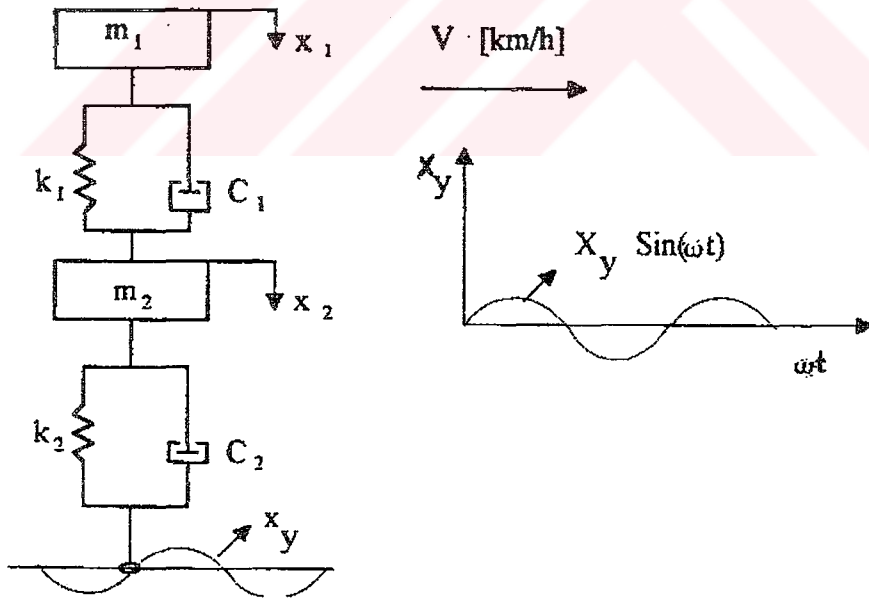
Burada $m\ddot{x}$: atalet kuvvetini, $k(x-x_y)$: yay kuvvetini, $c(\dot{x}-\dot{x}_y)$: sönüm kuvvetini gösterir.

$\sum F = m\ddot{x}$ şartını uygulayarak hareket denklemi aşağıdaki gibi yazılır:

$$m\ddot{x} + c(\dot{x} - \dot{x}_y) + k(x - x_y) = 0 \quad (7.1)$$

\bar{x} : İvme vektörü, \dot{x} : Hız vektörüdür.

7.1.2 İki Serbestlik Dereceli Taşıtlı Modeli



Şekil 7.2 İki Serbestlik Dereceli Taşıtlı Modeli (Yüksek, 1995)

Bu modelde, taşıtlı simetrik düşünülüp, dört parçaya bölünmüştür. Şekil 7.2’de görüldüğü üzere model, gövde (1/4 gövde), aks ve tekerlekten meydana gelmiştir.

m_1 : Taşıtlı 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,

$$E_k = \frac{1}{2} [m_1 \dot{x}_1^2 + m_2 \dot{x}_2^2] \quad (7.2)$$

Sistemin toplam potansiyel enerji ifadesi,

$$E_p = \frac{1}{2} k_1 (x_1 - x_2)^2 + \frac{1}{2} k_2 (x_2 - x_y)^2 \quad (7.3)$$

Sistemin toplam sönüm enerji ifadesi,

$$E_D = \frac{1}{2} C_1 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2)^2 + \frac{1}{2} C_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_y)^2 \quad (7.4)$$

Yukarıda verilen Enerji ifadeleri Lagrange formülünde yerine konulursa,

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

$$\frac{\partial E_k}{\partial x_1} = 0 \quad \frac{\partial E_k}{\partial x_2} = 0 \quad \frac{\partial E_D}{\partial x_1} = C_1 x_1 - C_1 x_2$$

$$\frac{\partial E_P}{\partial x_1} = k_1 x_1 - k_1 x_2$$

$$\frac{\partial E_D}{\partial x_2} = C_1 x_2 - C_1 x_1 + C_2 (x_2 - x_y)$$

$$\frac{\partial E_P}{\partial x_2} = k_1 x_2 - k_1 x_1 + C_2 (x_2 - x_y)$$

(7.2), (7.3), (7.4) Eşitliklerinden (7.1) denkleminin terimleri bulunur ve bu denklemler (7.1) denkleminde yerine yazılırsa matris formunda aşağıdaki denklem sistemi oluşur.

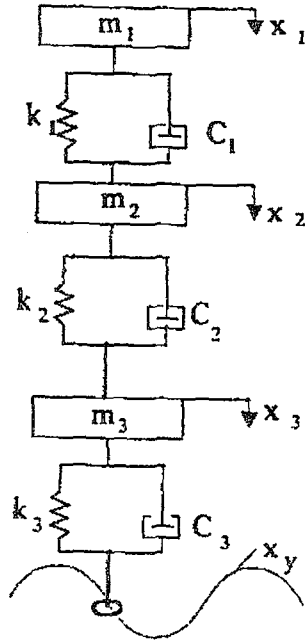
$$m_1 x_1 + C_1 (x_1 - x_2) + k_1 (x_1 - x_2) = 0 \quad (7.5)$$

$$m_2 x_2 + C_1 (x_2 - x_1) + k_1 (x_2 - x_1) + k_2 (x_2 - x_y) + C_1 (x_2 - x_y) = 0 \quad (7.6)$$

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

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_1 & -C_1 \\ -C_1 & C_1 + C_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 \\ -k_1 & k_1 + k_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ k_2 \end{bmatrix} (x_y) + \begin{bmatrix} 0 \\ C_2 \end{bmatrix} [x_y] \quad (7.7)$$

7.1.3 Üç Serbestlik Dereceli Taşıt Modeli



Şekil 7.3 Üç Serbestlik Dereceli Taşıt Modeli (Yüksek, 1995)

İki serbestlik dereceli sistemin biraz daha geliştirilmesi olup sisteme sürüm koltuğu ilave edilmiştir(Şekil 7.3)

m_1 =Sürücü koltuğu + sürüm kalitesi

m_2 =Taşıt + sürüm kalitesi

m_3 =Aks ve tekerleğin toplam kütlesi

k_1 =Sürücü koltuğunu gövdeye bağlayan

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 olmak üzere

x_y =Yol pürüzlülüğü

Sistemin toplam kinetik enerjisi ifadesi,

$$E_k = \frac{1}{2} [m_1 x_1^2 + m_2 x_3^2] \quad (7.8)$$

Sistemin toplam potansiyel enerji ifadesi,

$$E_p = \frac{1}{2}k_1(x_1 - x_2)^2 + \frac{1}{2}k_1(x_2 - x_3)^2 + \frac{1}{2}k_3(x_3 - x_y)^2 \quad (7.9)$$

Sistemin toplam sönüm enerjisi

$$E_p = \frac{1}{2}C_1(x_1 - x_2)^2 + \frac{1}{2}C_2(x_2 - x_3)^2 + \frac{1}{2}C_3(x_3 - x_y)^2 \quad (7.10)$$

Yukarıda verilen enerji, ifadeleri Lagrange formülünde yerine konursa,

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

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

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

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

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

$$\frac{\partial E_p}{\partial x_1} = C_2 x_1 - C_1 x_2$$

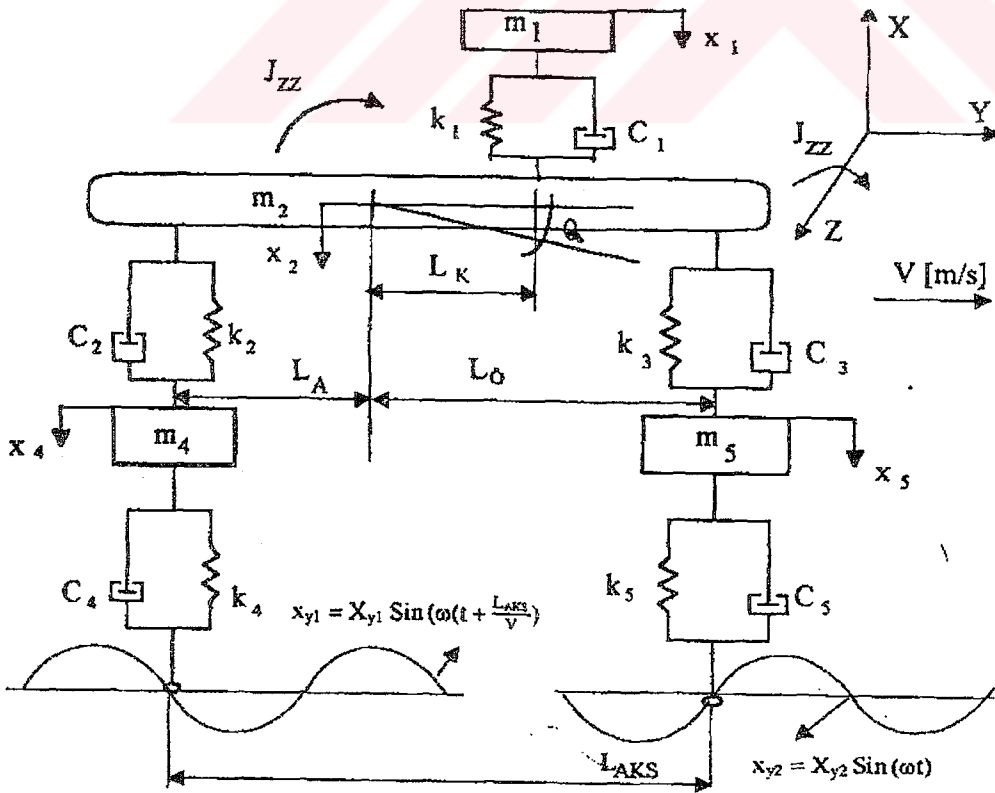
$$\frac{\partial E_D}{\partial x_3} = C_2(x_3 - x_2) + C_3(x_3 - x_y)$$

(7.8), (7.9), (7.10) Eşitliklerinden (7.1) denkleminin terimleri bulunur ve bu denklemler (7.1) denkleminde yerine yazılırsa matris formunda aşağıdaki denklem sistemi oluşturulur.

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_1 & -C_1 & 0 \\ -C_1 & C_1 + C_2 & -C_2 \\ 0 & -C_2 & C_2 + C_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 \\ -k_1 & k_1 + k_2 & -k_2 \\ 0 & -k_2 & k_2 + k_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ k_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_y \\ x_y \\ C_3 \end{bmatrix} \quad (7.11)$$

7.2 İki Boyutlu Model

7.2.1 Beş Serbestlik Dereceli Taşıt Modeli



Şekil 7.4 Beş Serbestlik Dereceli Taşıt Modeli (Yükek, 1995)

m_1 : Sürücü koltuğu +Sürücü kütlesi

m_2 : Taşıt gövdesinin $\frac{1}{2}$ kütlesi

J_{zz} : Kütleesel 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 : Ön ve arka tekerlek 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 tekerleklerde)

x_1, x_2, Q, x_4, x_5 : Titreşim hareketleri

V_{aks} : Taşıt hızı (m/s)

L_{aks} : Akslar arası mesafeyi göstermektedir.

Sistemin toplam kinetik enerjisi,

$$E_k = \frac{1}{2} [m_1 x_1^2 + m_2 x_2^2 + J_{zz} Q^2 + m_4 x_4^2 + m_5 x_5^2] \quad (7.12)$$

Sistemin toplam potansiyel enerjisi,

$$E_p = \frac{1}{2} \{ k_1 [(x_1 - x_2) - L_K Q]^2 + k_2 [(x_2 - x_4) - L_A Q]^2 \} + \frac{1}{2} \{ k_3 [(x_2 - x_5) - L_O Q]^2 + k_4 (x_4 - x_{y1})^2 + k_5 (x_5 - x_{y2})^2 \} \quad (7.13)$$

Sistemin toplam sönüm enerjisi,

$$E_D = \frac{1}{2} \{C_1[(x_1 - x_2) - L_K Q]^2 + C_2[(x_2 - x_4) - L_A Q]^2\} + \frac{1}{2} \{C_3[(x_2 - x_5) - L_O Q]^2 +$$

(7.12), (7.13) ve (7.14) Eşitlikleri kullanılarak (7.1) ile verilen ‘‘Lagrange’’ denklemini oluşturan kısımlar aşağıdaki gibi hesaplanır.

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

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

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

$$\frac{\partial E_k}{\partial \dot{x}_1} = 0 \quad , \quad \frac{\partial E_k}{\partial \dot{x}_2} = 0 \quad , \quad \frac{\partial E_k}{\partial \dot{x}_4} = 0 \quad , \quad \frac{\partial E_k}{\partial \dot{x}_5} = 0 \quad , \quad \frac{\partial E_k}{\partial \dot{Q}} = 0$$

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

$$\frac{\partial E_p}{\partial x_2} = -k_1 [(x_1 - x_2) - L_K Q] + k_2 [(x_2 - x_4) - L_A Q] + k_3 [(x_2 - x_5) + L_O Q]$$

$$\frac{\partial E_p}{\partial Q} = -L_K k_1 [(x_1 - x_2) - L_K Q] + L_A k_2 [(x_2 - x_4) - L_A Q] + L_O k_3 [(x_2 - x_5) + L_O Q]$$

$$\frac{\partial E_p}{\partial x_4} = -k_2 [(x_2 - x_4) - L_A Q] + k_4 (x_4 - x_5)$$

$$\frac{\partial E_p}{\partial x_5} = -k_3 [(x_2 - x_5) - L_O Q] + k_5 (x_5 - x_4)$$

$$\frac{\partial E_D}{\partial x_1} = C_1 [(x_1 - x_2) - L_K Q]$$

$$\frac{\partial E_D}{\partial x_2} = -C_1 [(x_1 - x_2) - L_K Q] + C_2 [(x_2 - x_4) - L_A Q] + C_3 [(x_2 - x_5) - L_O Q]$$

$$\frac{\partial E_D}{\partial Q} = -L_K C_1 [(x_1 - x_2) - L_K Q] + L_A C_2 [(x_2 - x_4) - L_A Q] + L_O C_3 [(x_2 - x_5) - L_O Q]$$

$$\frac{\partial E_D}{\partial x_4} = -C_2 [(x_2 - x_4) - L_A Q] + C_4 (x_4 - x_y)$$

$$\frac{\partial E_D}{\partial x_5} = -C_3 [(x_2 - x_5) + L_O Q] + C_4 (x_5 - x_y)$$

Bu ifadeler, 7.1 denklemine yerleştirilip, matris formuna dönüştürülmek suretiyle sonuç denklem aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$[M]x + [C]x + [K]x = [F_1]x_y + [F_2]x_y \quad (7.14)$$

Burada;

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

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

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

$$\underline{x} = [x_1, x_2, Q, x_4, x_5]^T$$

$$\underline{x} = [x_1, x_2, Q, x_4, x_5]^T$$

$$\underline{x} = [x_1, x_2, Q, x_4, x_5]^T$$

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

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

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

$$[F_2] = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ c_4 & 0 \\ 0 & c_5 \end{bmatrix}$$

$$x_{y_2} = x_{y_2} \sin(\omega t)$$

$$x_{y_1} = x_{y_1} \sin\left(\omega \left(t + \frac{L_{Aks}}{V}\right)\right)$$



8. UYGULAMALAR

8.3 İki Serbestlik Dereceli Sistem

8.3.1 Matlab Parametre Dosyası

```
ti=0;
```

```
tf=4;
```

```
n=60000;
```

```
dt=(tf-ti)/n;
```

```
k1=24000; %Süspansiyon yay
```

```
k2=240000; %Tekerlek
```

```
c1=500; %Süspansiyon sönüm
```

```
m1=320; % Çeyrek taşıt kütlesi
```

```
m2=35; % Lastik
```

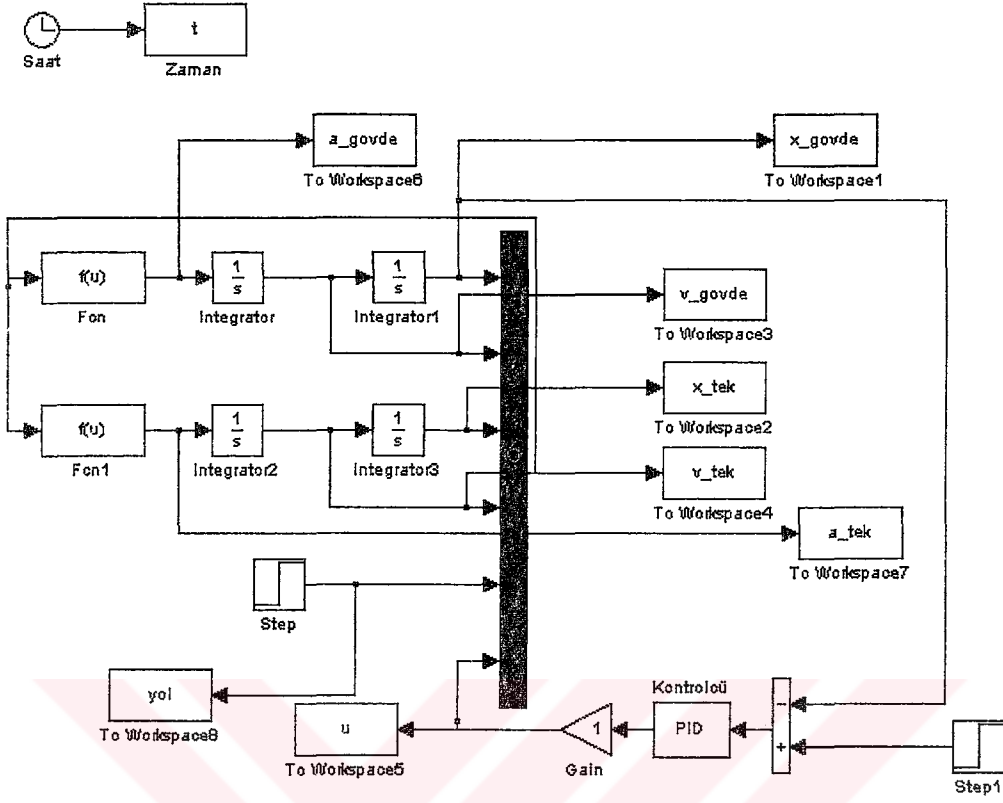
```
% PID Kontrolcu parametreleri:
```

```
K=20000;
```

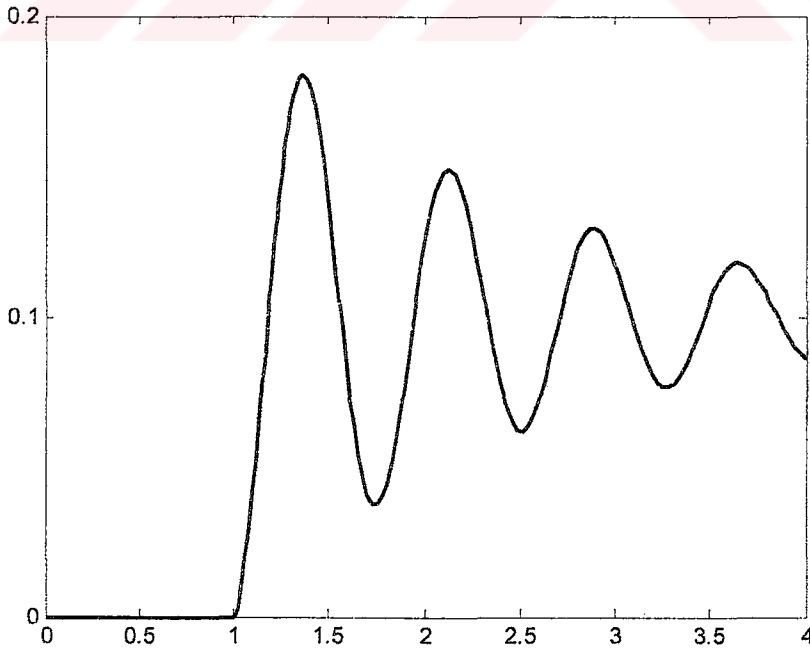
```
Ti=23;
```

```
Td=523;
```

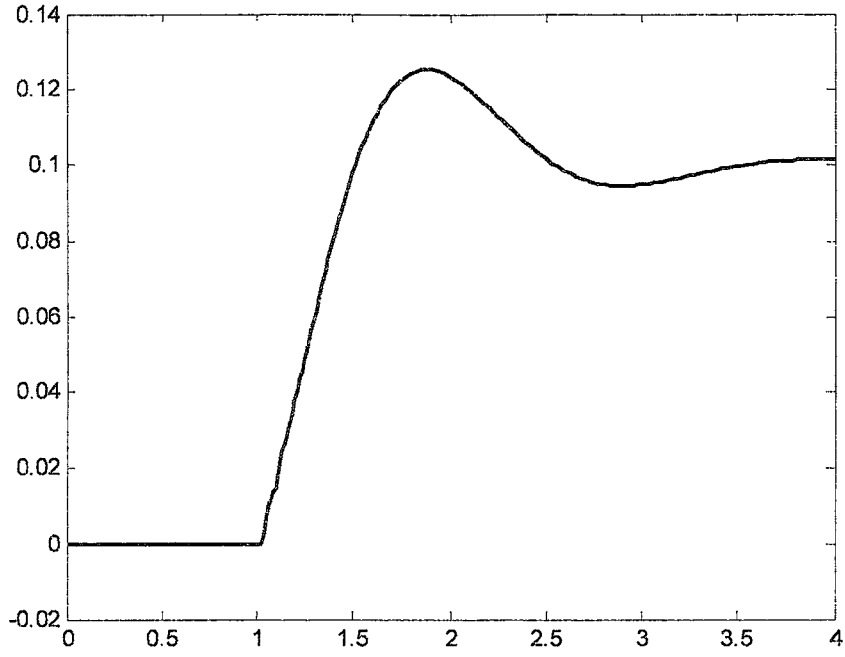

8.3.2 Çeyrek Taşıt Simulink Modeli



Şekil 8.1 İki Serbestlik Dereceli Kontrolcülü Çeyrek Taşıt Modeli

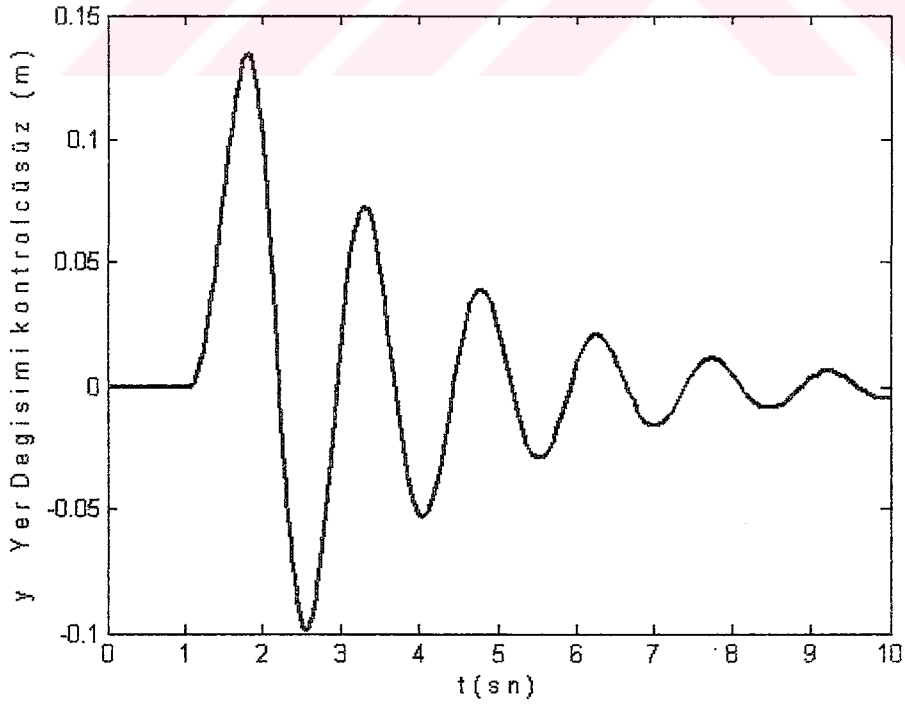


Şekil 8.2 Gövde Yer Değişimi - Kontrolcüsüz

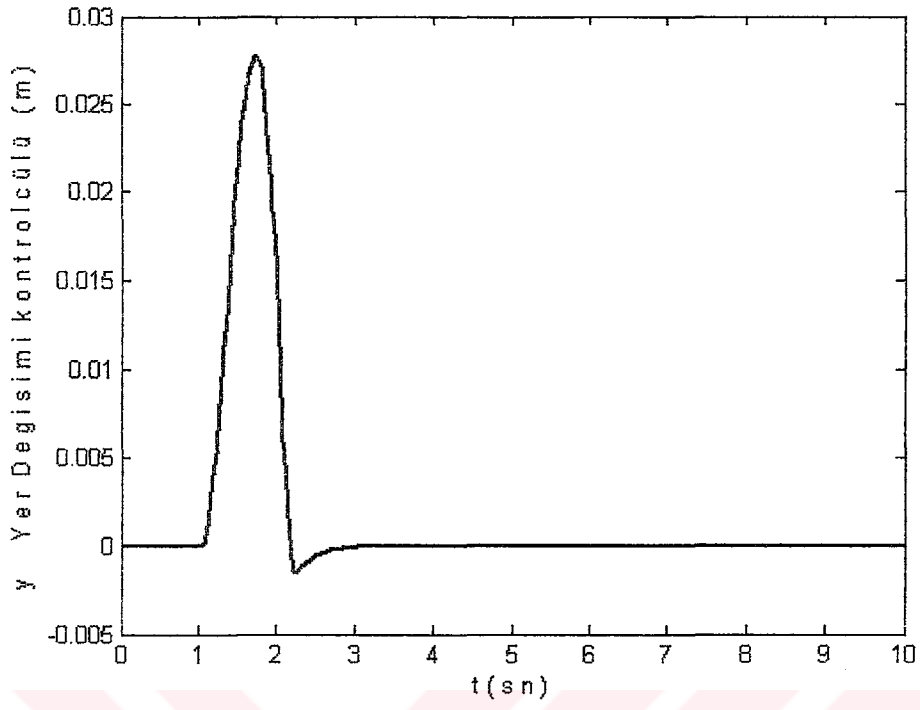


Şekil 8.3 Gövde Yer Değişimi – PID Kontrolcülü

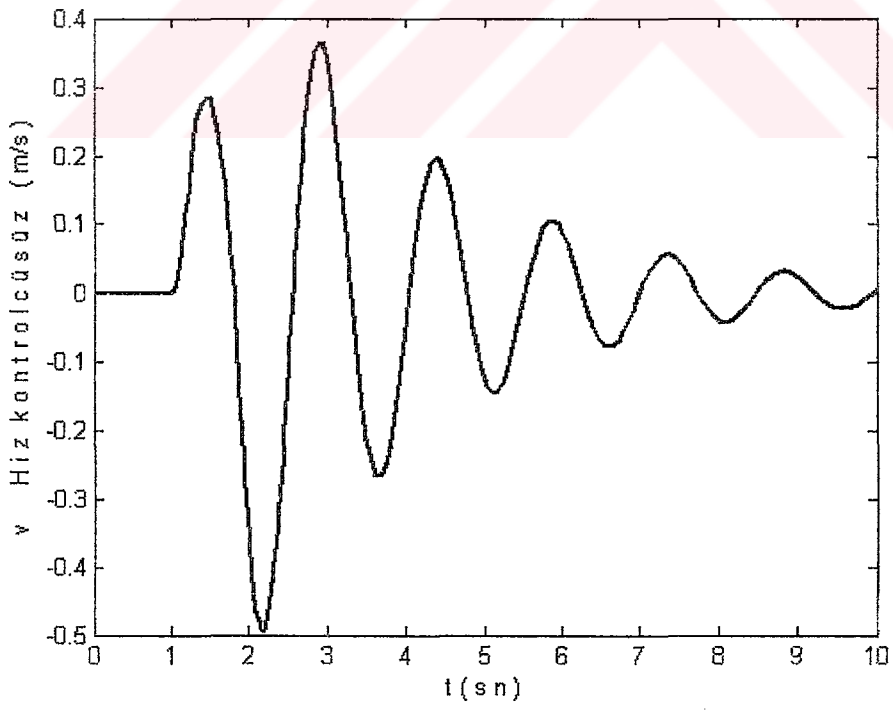
8.3.3 $t=10$ ve Basamak Yol Girişi İçin FUZZY Uygulaması



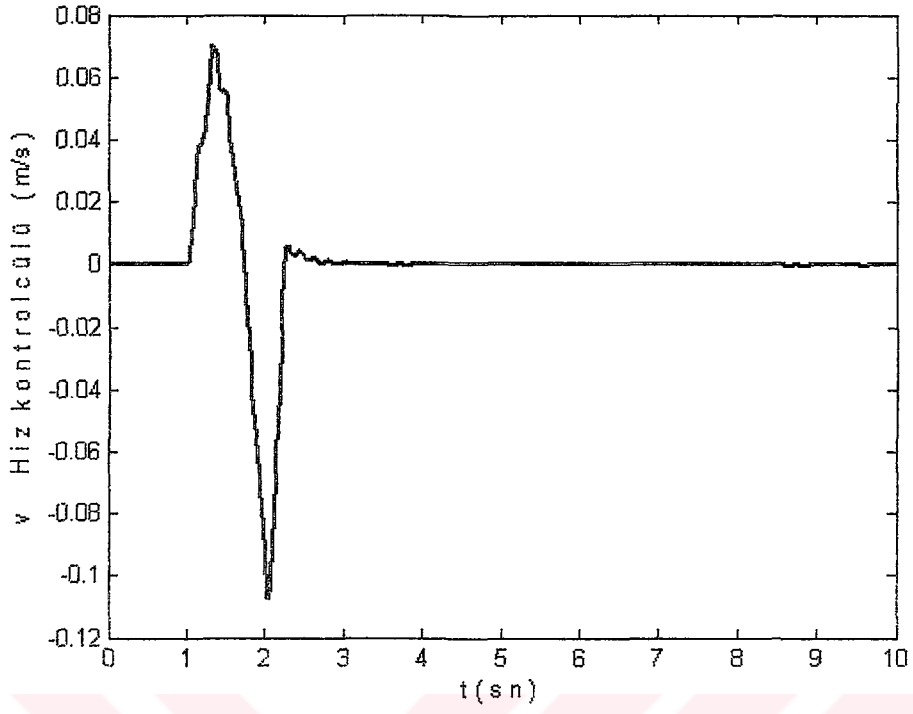
Şekil 8.4 Gövde Yer Değişimi – Kontrolcüsüz



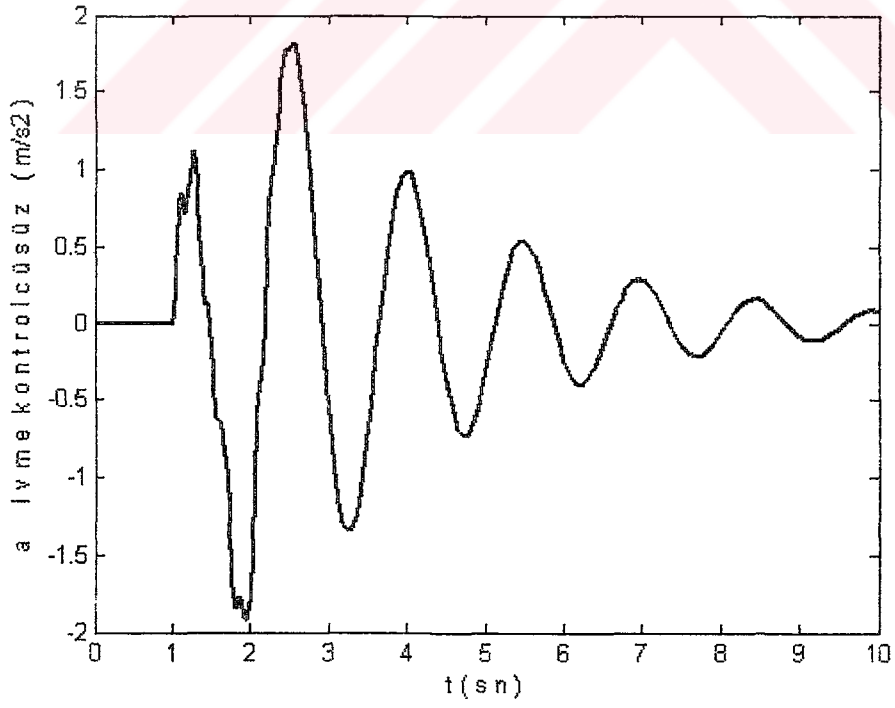
Şekil 8.5 Gövde Yer Değişimi – FUZZY Kontrolcülü



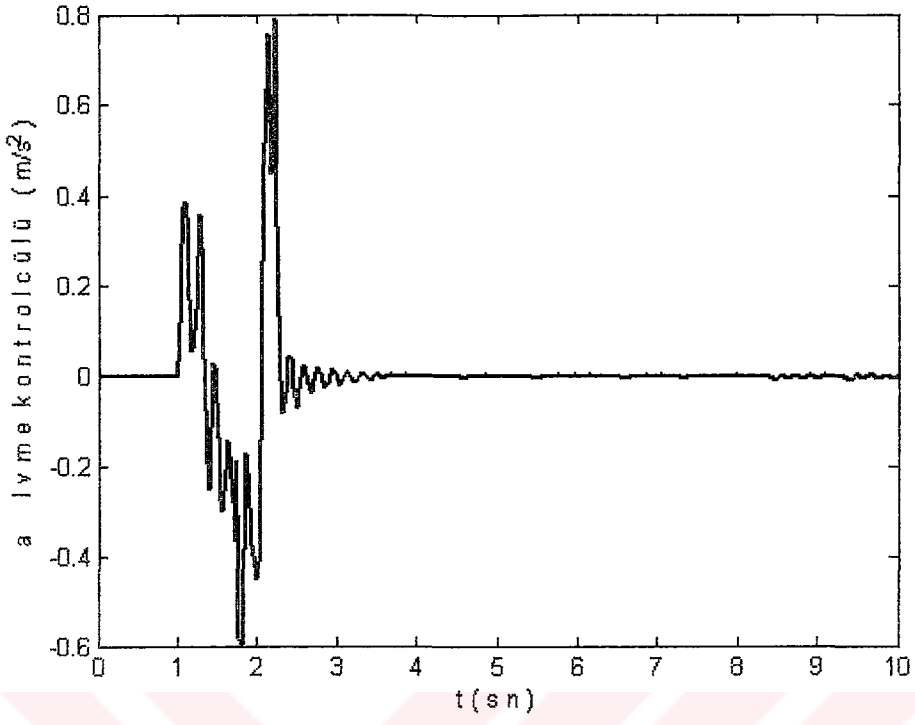
Şekil 8.6 Hız - Kontrolcüsüz



Şekil 8.7 Hız – FUZZY Kontrolcüü



Şekil 8.8 İvme - Kontrolcüsüz



Şekil 8.9 İvme – FUZZY Kontrolcülü

8.4 Beş Serbestlik Dereceli Sistem

Beş serbestlik dereceli yarım taşıt modeli, Matlab programında aşağıdaki parametreler girilerek bir 'm-file' dosyası oluşturulup ve Simulink ile de model dosyası hazırlanıp üzerinde çalışılarak aşağıdaki cevaplar elde edilmiştir.

%Taşıt Parametreleri:

M=1050;

I=1675;

mf=80;

mr=50;

mp=100;

cf=1000;

cr=1000;

cp=500;

ksf=17000;

ksr=15000;

kp=16000;

ktf=150000;

ktr=150000;

a=2;

b=1.5;

c=1.25;

% Yol profili ve diğer parametreler;

h=0.04;

xr=0.105;

xl=0.14;

$s=(xr^2+h^2)^{(1/2)}$;

V=20;

t1=1+s/V;

```

t2=t1+(x1/V);
t3=t2+(s/V);
Z=[0,0;1,0;t1,h;t2,h;t3,0;tf,0];

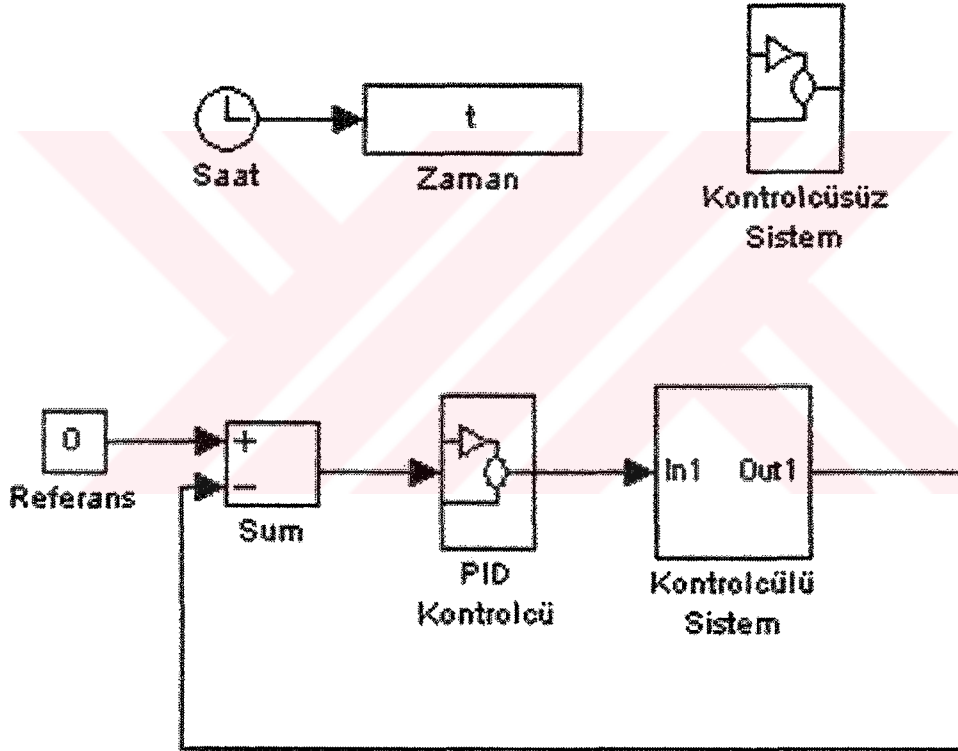
% PID kontrolcü parametreleri

K=100000;

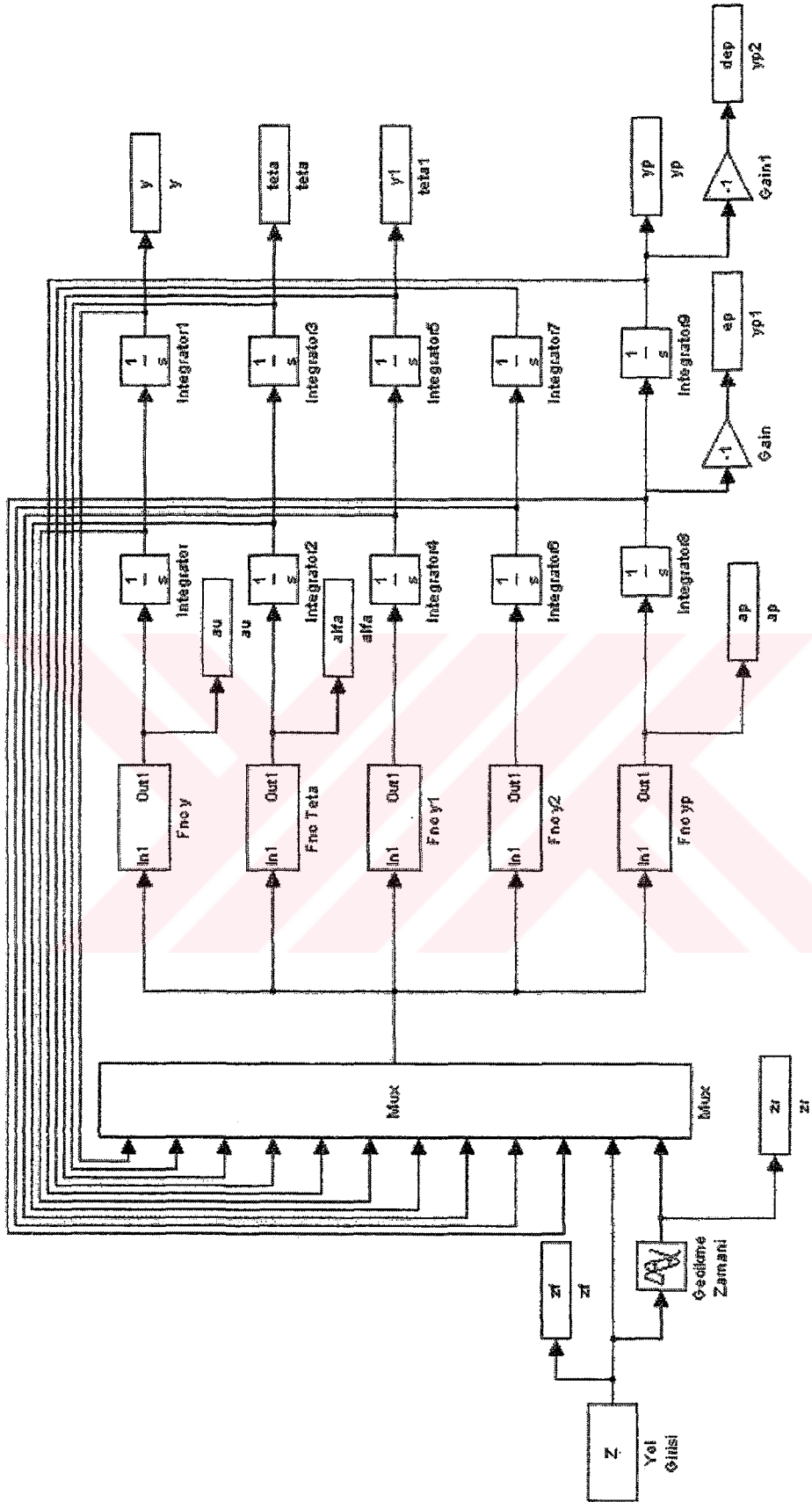
Ti=9;

Td=0.6;

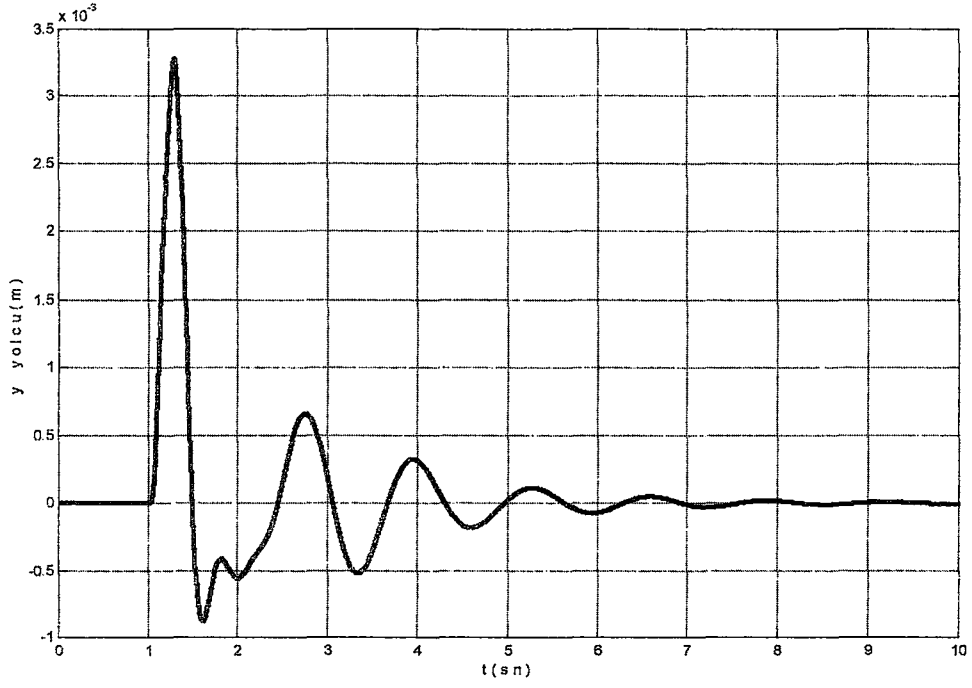
```



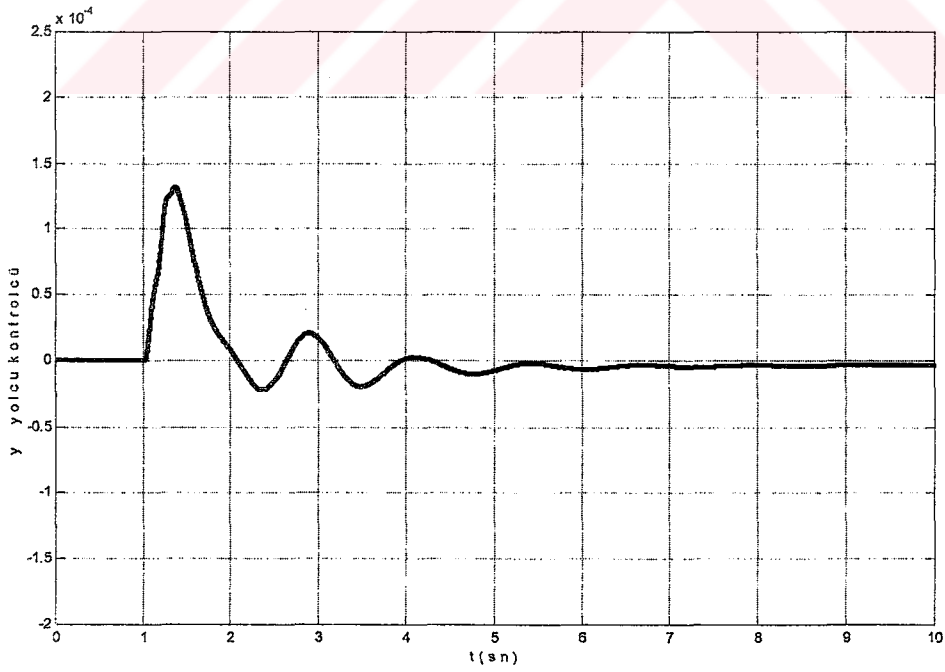
Şekil 8.10 Beş Serbestlik Dereceli Sistem Kontrolcü Modeli



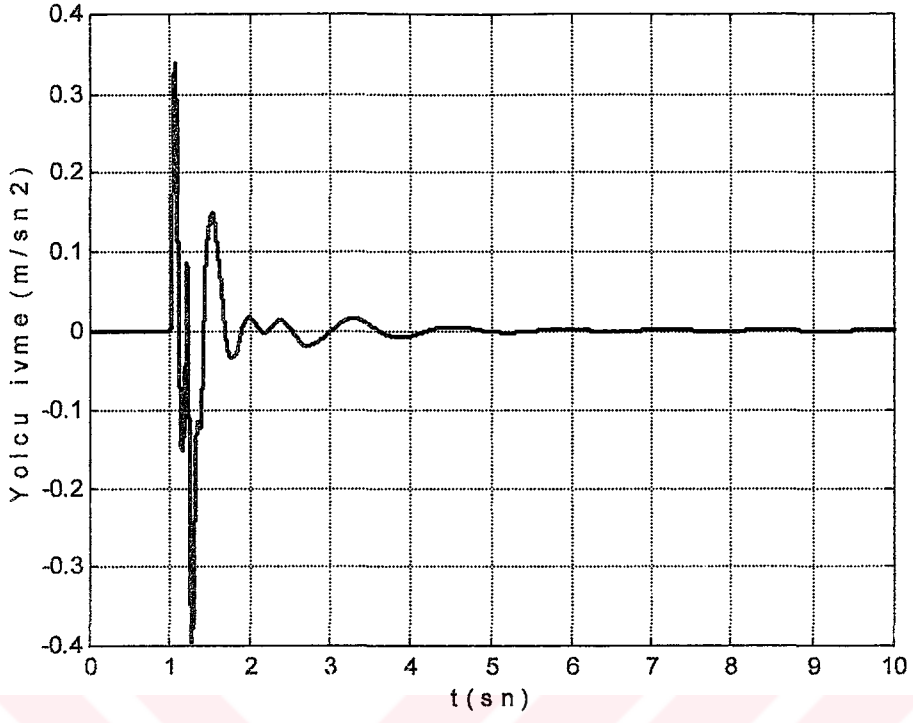
Şekil 8.11 Beş Serbestlik Dereceli Yarım Taşıtlı Simulink Modeli



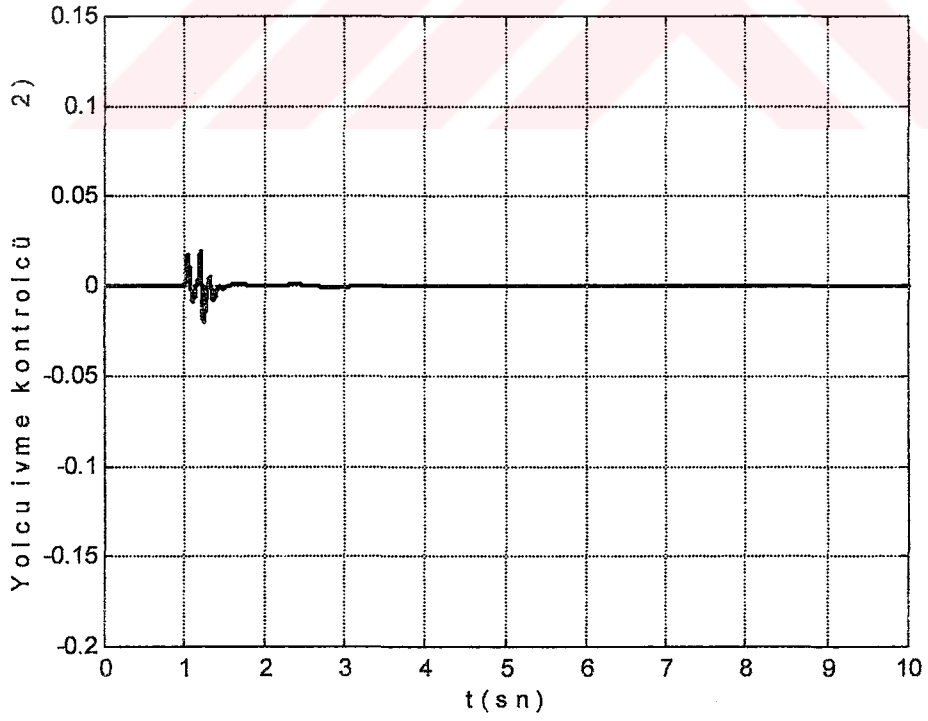
Şekil 8.12 Yolcu Yer Değişimi Kontrolcüsüz



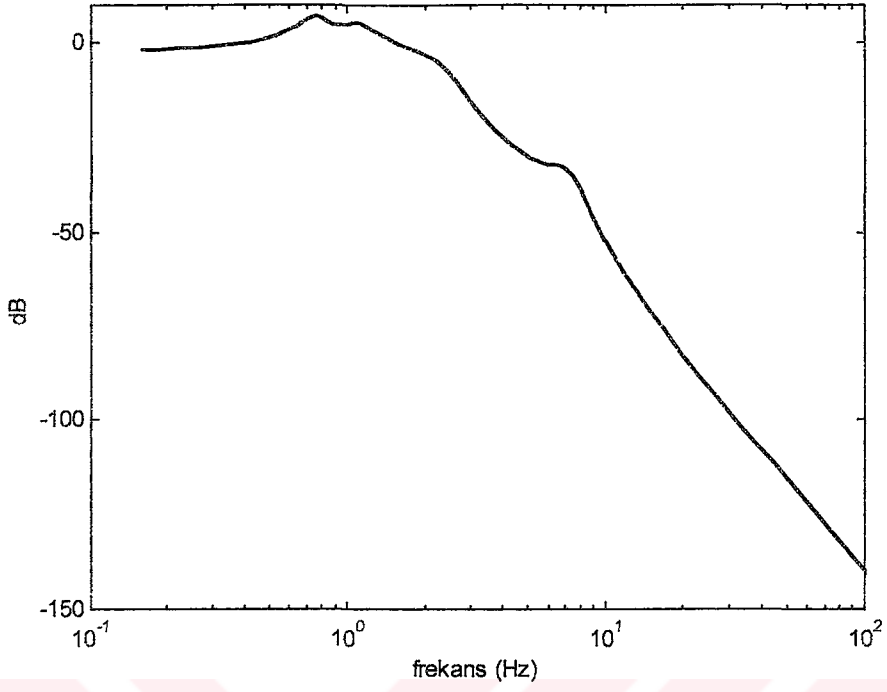
Şekil 8.13 Yolcu Yer Değişimi PID Kontrolcülü



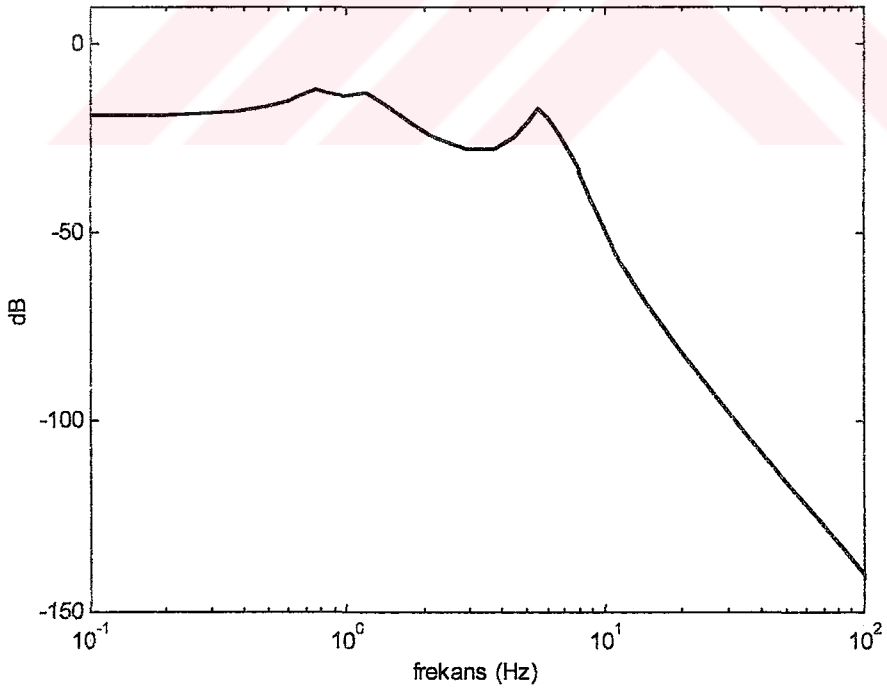
Şekil 8.14 Yolcu İvme - Kontrolcüsüz



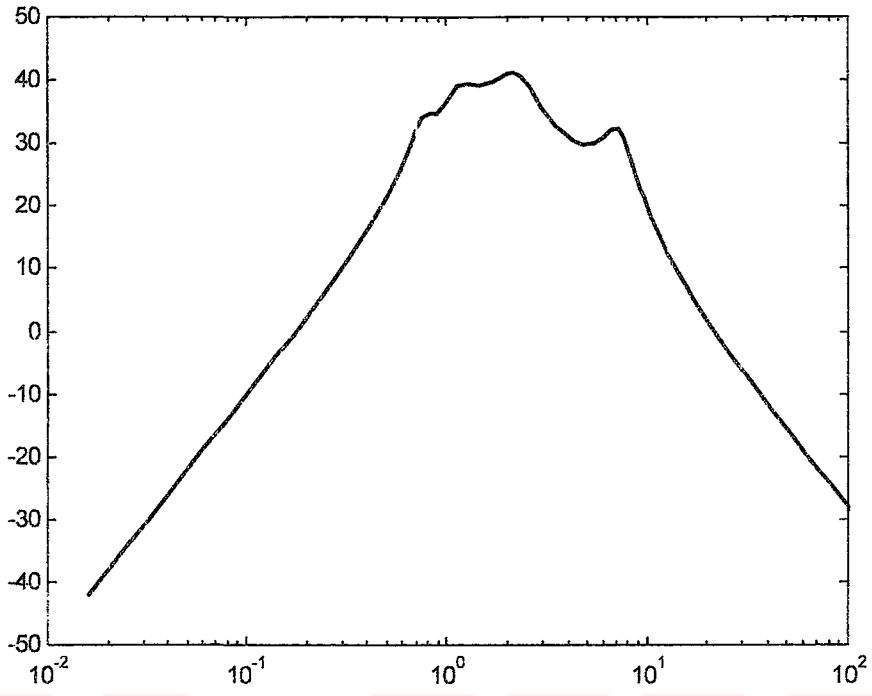
Şekil 8.15 Yolcu İvme - PID Kontrolcülü



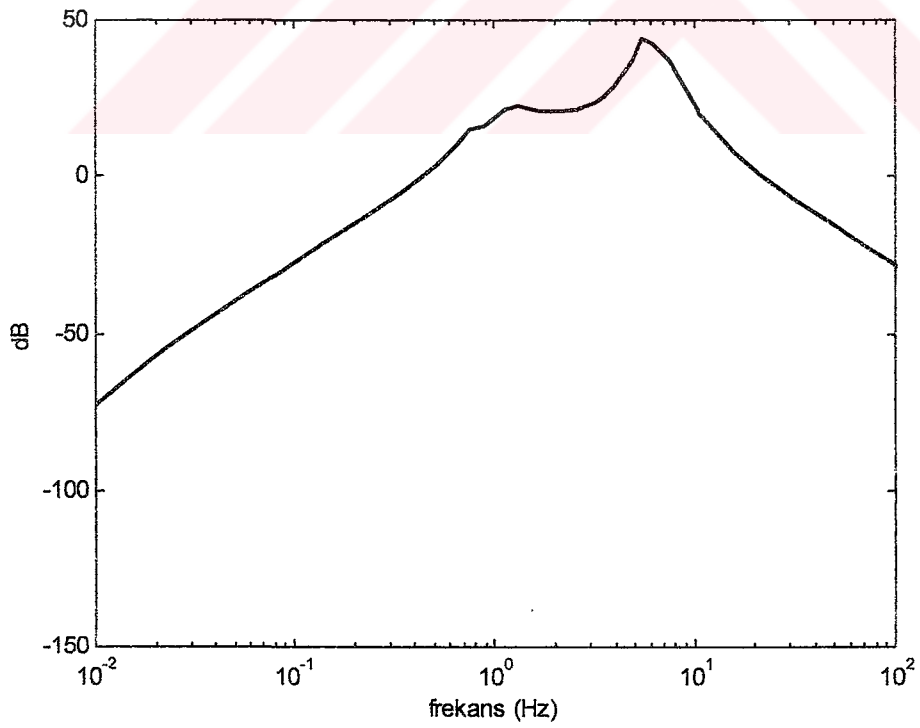
Şekil 8.16 Yolcu Deplasmanının Frekans Cevabı - Kontrolcüsüz



Şekil 8.17 Yolcu Deplasmanının Frekans Cevabı – PID Kontrolcülü



Şekil 8.18 İvme Frekans Cevabı - Kontrolcüsüz



Şekil 8.19 İvme Frekans Cevabı – PID Kontrolcülü

8.4.1 $t=10$ ve Yol Giriş Basamak Fonksiyon İçin FUZZY Uygulaması

Bu çalışmada, e (hata), de (hatanın türevi), uv (kumanda) için kullanılan üyelik fonksiyonları aşağıda verilmiştir.

Negatif Büyük Hata (NB), $\mu_{NB}(e)$

Negatif Orta Hata (NM), $\mu_{NM}(e)$

Negatif Küçük Hata (NS), $\mu_{NS}(e)$

Sıfır Hata (ZE), $\mu_{ZE}(e)$

Pozitif Büyük Hata (PB), $\mu_{PB}(e)$

Pozitif Orta Hata (PM), $\mu_{PM}(e)$

Pozitif Küçük Hata (PS), $\mu_{PS}(e)$

Negatif Büyük Hata Değişimi (NB), $\mu_{NB}(de)$

Negatif Orta Hata Değişimi (NM), $\mu_{NM}(de)$

Negatif Küçük Hata Değişimi (NS), $\mu_{NS}(de)$

Sıfır Hata Değişimi (ZE), $\mu_{ZE}(de)$

Pozitif Büyük Hata Değişimi (PB), $\mu_{PB}(de)$

Pozitif Orta Hata Değişimi (PM), $\mu_{PM}(de)$

Pozitif Küçük Hata Değişimi (PS), $\mu_{PS}(de)$

Negatif Büyük Kumanda (NB), $\mu_{NB}(uv)$

Negatif Orta Kumanda (NM), $\mu_{NM}(uv)$

Negatif Küçük Kumanda (NS), $\mu_{NS}(uv)$

Sıfır Kumanda (ZE), $\mu_{ZE}(uv)$

Pozitif Büyük Kumanda (PB), $\mu_{PB}(uv)$

Pozitif Orta Kumanda (PM), $\mu_{PM}(uv)$

Pozitif Küçük Kumanda (PS), $\mu_{PS}(uv)$

Bu çalışmada kullanılan karar tablosu Çizelge 8.1’de verilmiştir. Bu tabloda görüleceği üzere, 7 adet hata ve 7 adet hatanın değişimi giriş kümesini, 7 adet çıkış kümesine bağlayan toplam 49 adet kural tanımlanmıştır. Bu tablodan alınan örnek bir kontrol tanımı sebep ve sonuç ilişkisi aşağıdaki gibidir.

‘ Eğer hata Pozitif Büyük (PB) ve hatanın değişimi Negatif Büyük (NB) ise, Sıfır Kumanda uygula (ZE). ’ Bu ifadedeki ‘ve’ bağlacı, bulanık küme teorisinde ‘min’ operatörüne karşı gelmekte ve bu ifade $\mu(u) = \min[(\mu(e); \mu(de))]$ şeklinde tanımlanmaktadır. Sonuçta gerekli kumanda büyüklüğünü üretmek için aşağıdaki yol izlenir;

1- Her bir kontrol ifadesi için (e) ve (de) hatanın değişimine ait üyelik fonksiyonları hesaplanır.

2- Her bir kontrol çevrimi için bir önce verilen örnekteki gibi üyelik fonksiyonu hesaplanır.

$$\mu_i(u) = \min[(\mu(e); \mu(de))] \quad i=1,2,\dots,49$$

3- Her bir kontrol çevrimi için hesaplanan üyelik fonksiyonlarının $u = \mu_i(u)U_{\max}$ şeklinde hesaplanan kumanda büyüklüklerine sahiptir.

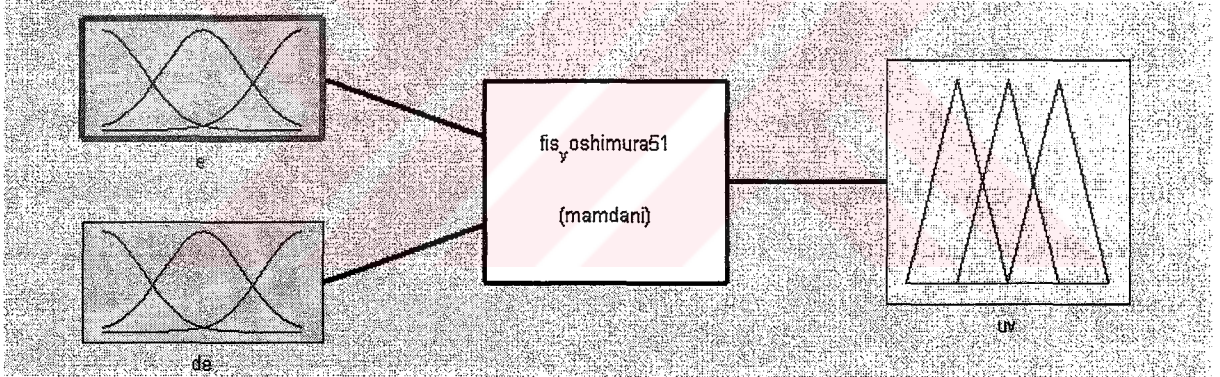
	NB	NM	NS	ZE	PS	PM	PB
NB	PB	PB	PM	PM	PS	ZE	ZE
NM	PB	PM	PM	PS	ZE	ZE	NS
NS	PM	PM	PS	ZE	ZE	NS	NS
ZE	PM	PS	ZE	ZE	NS	NS	NM
PS	PS	ZE	ZE	NS	NS	NM	NM
PM	ZE	ZE	NS	NS	NM	NM	NB
PB	ZE	NS	NS	NM	NM	NB	NB

Çizelge 8.1 PD tipi bulanık kontrolör karar tablosu (Elmas, 2003)

Bulanık kontrol için MATLAB SIMULINK paket programı kullanılmıştır. Matlab Fuzzy Logic Toolbox yardımıyla yukarıda belirtilen bulanık mantık üyelik fonksiyonları ve aralarındaki ilişkiler tanımlanmıştır. Bu tanımlamalarla Matlab Fuzzy Logic Toolbox programı girişleri, çıkışlara bağlayan kontrol fonksiyonunu vermektedir. Kontrolör tasarımında hata, hatanın türevi ve kumanda için üyelik fonksiyonları ayrı ayrı tanımlanmıştır.

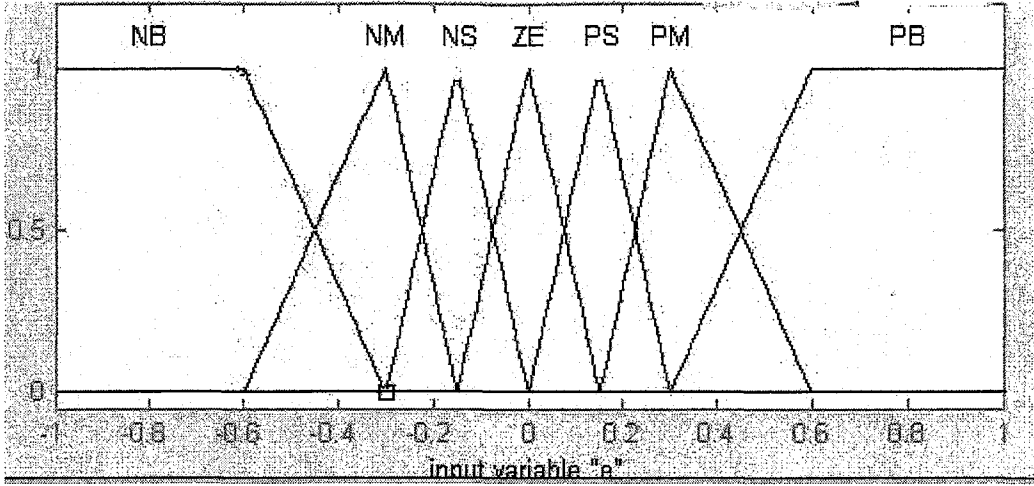
Kontrolör giriş parametreleri hata (e) ve hatanın türevi (de) dir. Kontrolör çıkışı ise kumanda (u_v) değeridir. Bulanık kontrolcünün değişkenleri Şekil 8.20'da görülmektedir.

Geri besleme ile ölçülen hata değeri büyük ise sisteme gönderilen kumanda değeri büyük olur ve sistem hızlanır böylece istenilen referans değerine çabuk ulaşılır. Buna karşılık sistem referans değerine yaklaştıkça hatanın değişiminin etkisi ile yavaşlar, ama aşma yapmadan istenilen referans konumuna oturur.



Şekil 8.20 Bulanık kontrolcünün değişkenleri

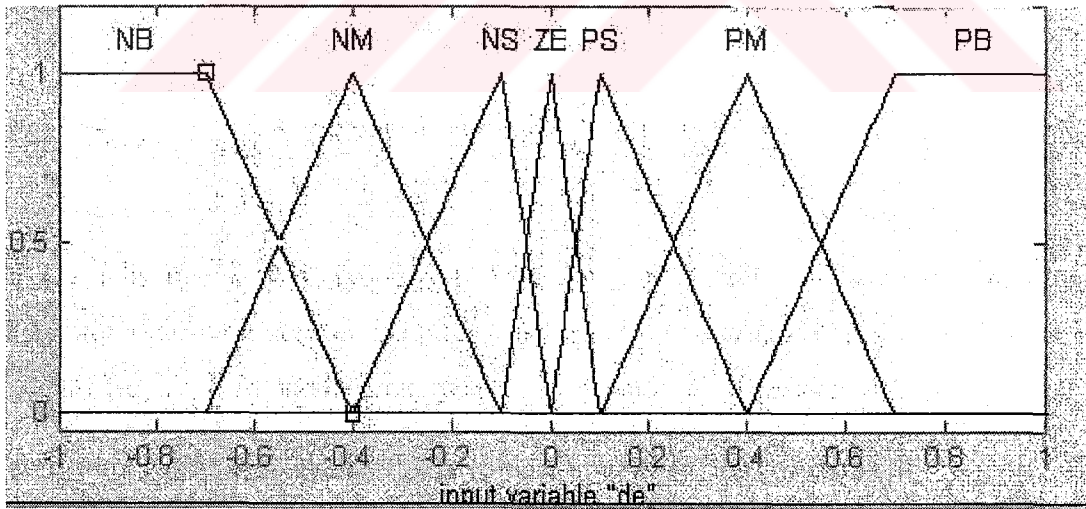
Hata (e) için tanımlanan üyelik fonksiyonları aşağıdaki şekilde görülmektedir.



Şekil 8.21 Hata (e) için üyelik fonksiyonları

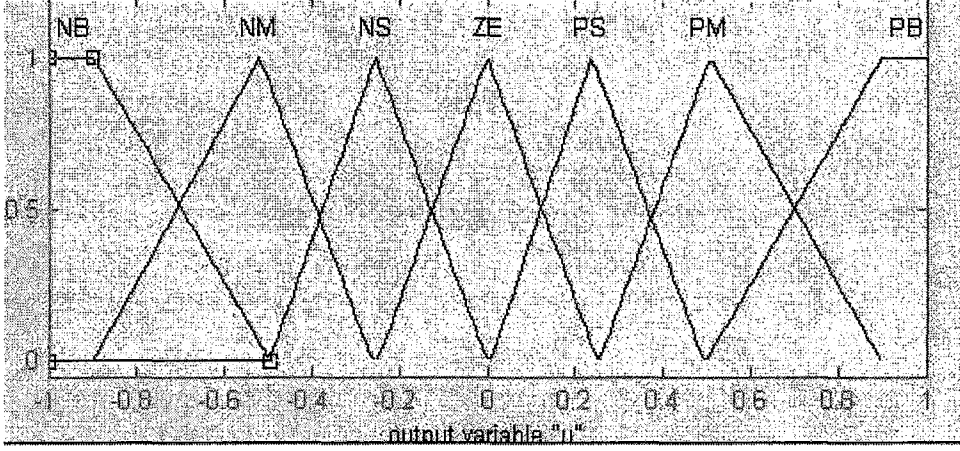
Hata (e) için üyelik fonksiyonu $[-1 \ 1]$ aralığında tanımlanmıştır. Sıfır (ZE) üyelik fonksiyonunu dar seçilmesi sonucu sürekli rejim hatası küçük olur. Pozitif Büyük (PB) ve Negatif Büyük (NB) üyelik fonksiyonları ise yamuk şeklinde seçilmiştir.

Hatanın türevi (de) için üyelik fonksiyonları simetrik olarak seçilmiştir. Negatif Büyük (NB) ve Pozitif Büyük (PB) üyelik fonksiyonları yamuk şeklinde seçilmiştir.



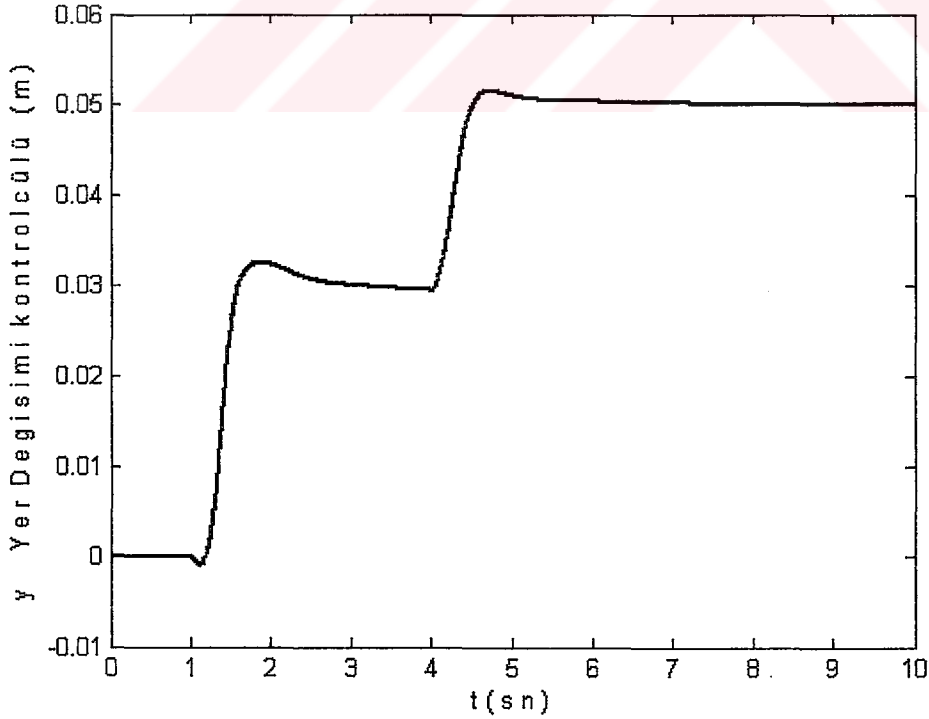
Şekil 8.22 Hatanın türevi (de) için üyelik fonksiyonları

Kumanda (u_v) için tanımlanan üyelik fonksiyonları ile hatanın türevi için tanımlanan üyelik fonksiyonları ile aynıdır.

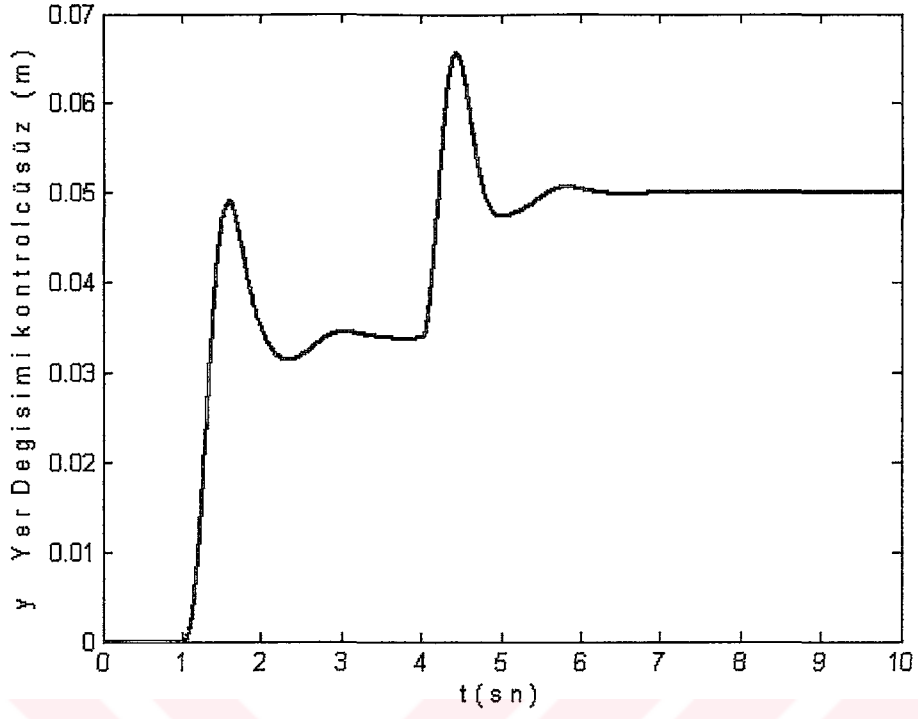


Şekil 8.23 Kumanda (u_v) için üyelik fonksiyonları

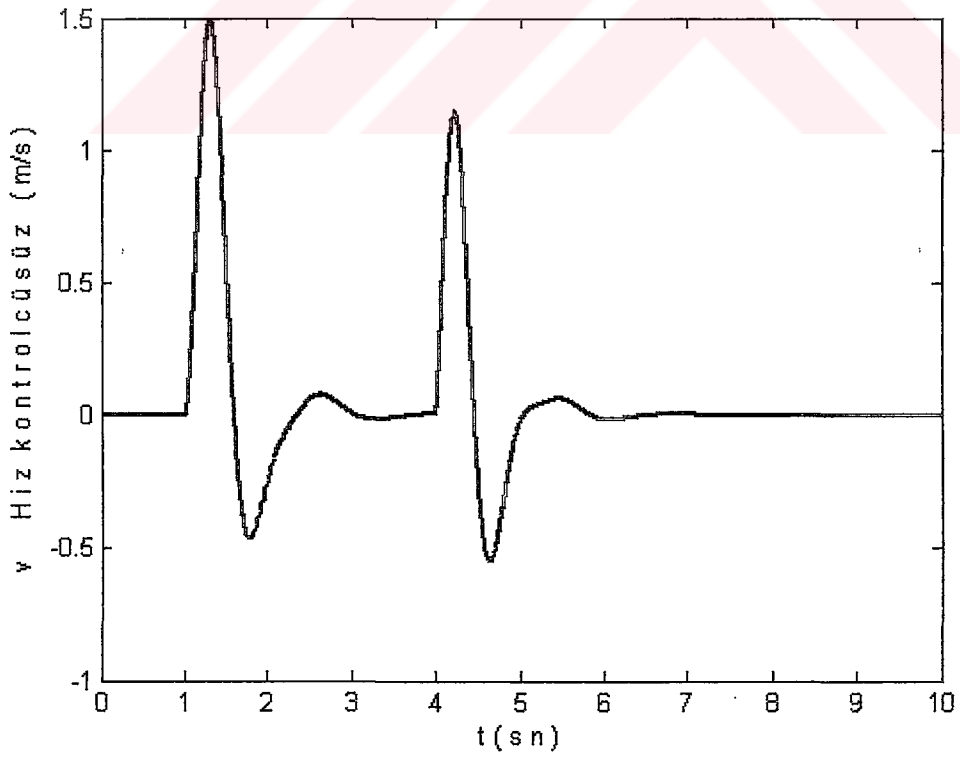
Tanımlanan üyelik fonksiyonları Çizelge 8.1'deki karar tablosunda da belirtildiği gibi 7 elemanlıdır. Hatanın türevi ve kumanda için üyelik fonksiyonları $[-1 \ 1]$ aralığında tanımlanmıştır.



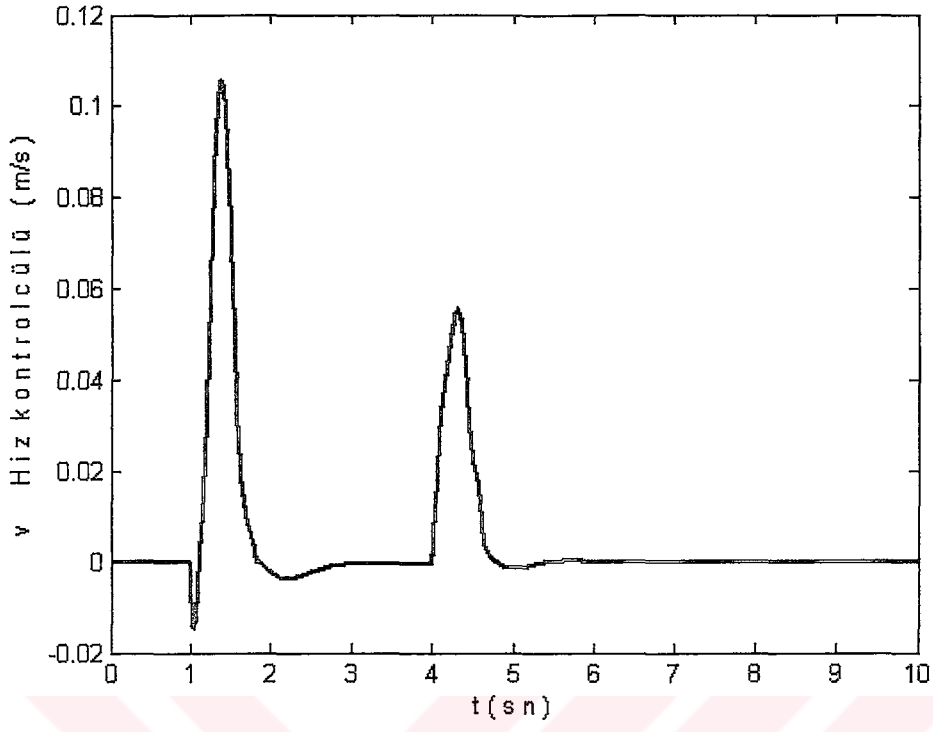
Şekil 8.24 Yolcu Yer Değişimi - Kontrolcüsüz



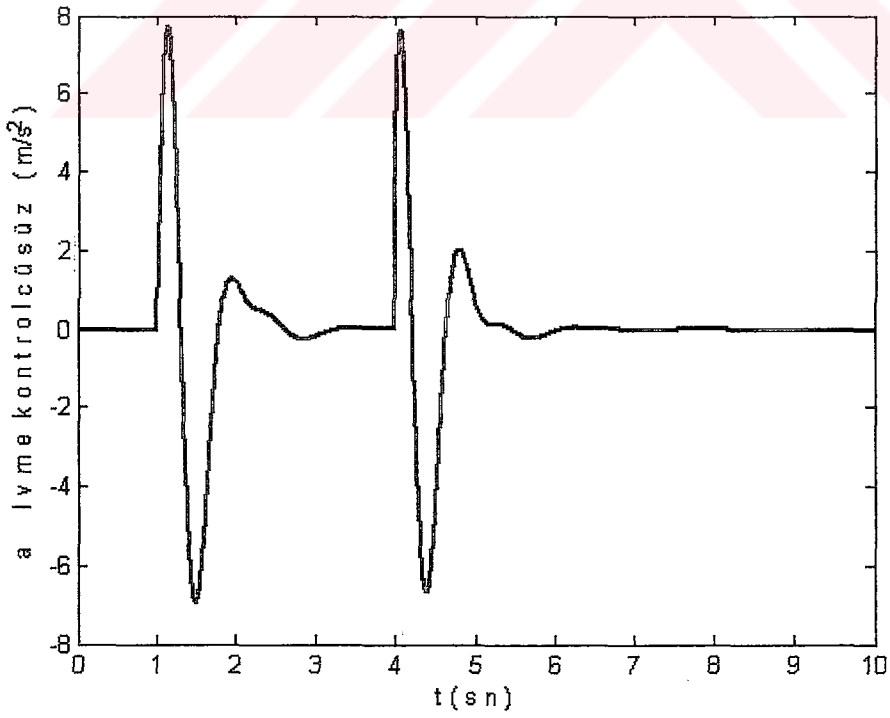
Şekil 8.25 Yolcu Yer Değişimi - FUZZY Kontrolcülü



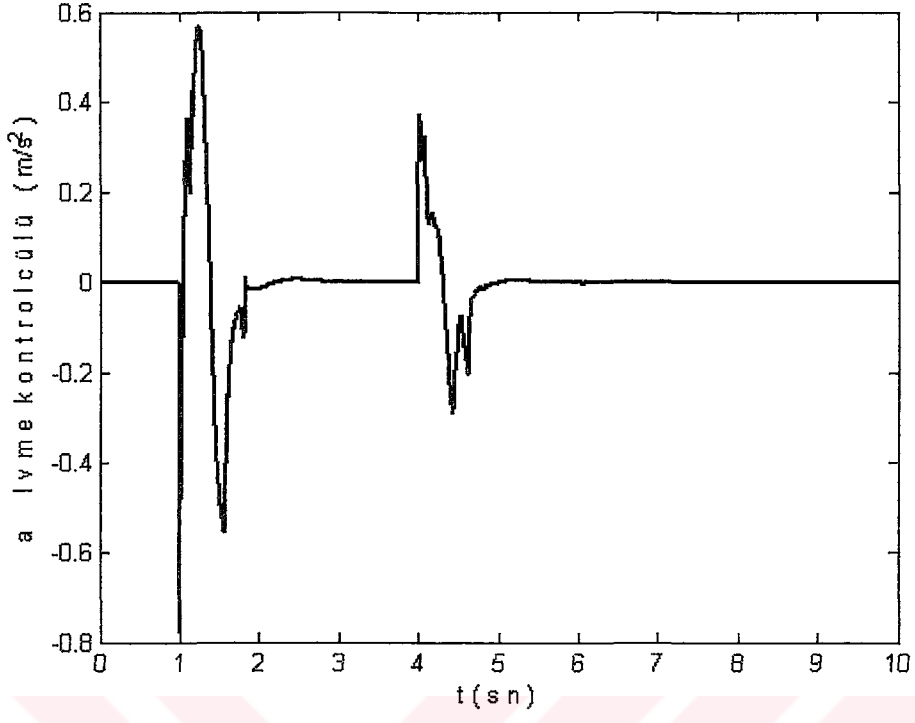
Şekil 8.26 Hız - Kontrolcüsüz



Şekil 8.27 Hız - FUZZY Kontrolcülü



Şekil 8.28 İvme - Kontrolcüsüz

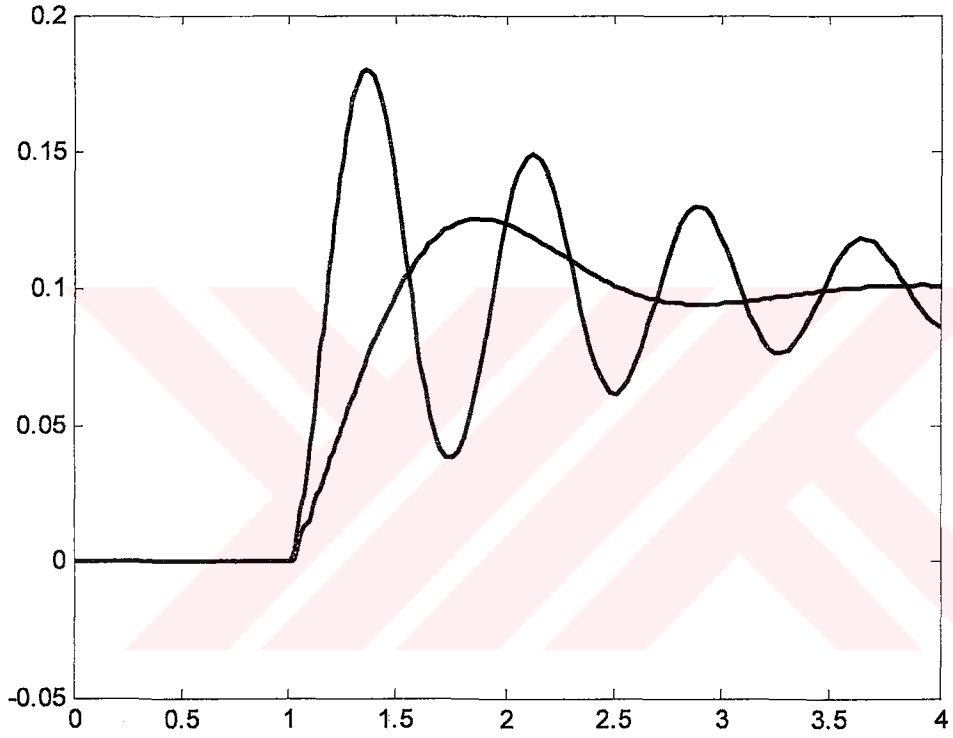


Şekil 8.29 İvme - FUZZY Kontrolcü

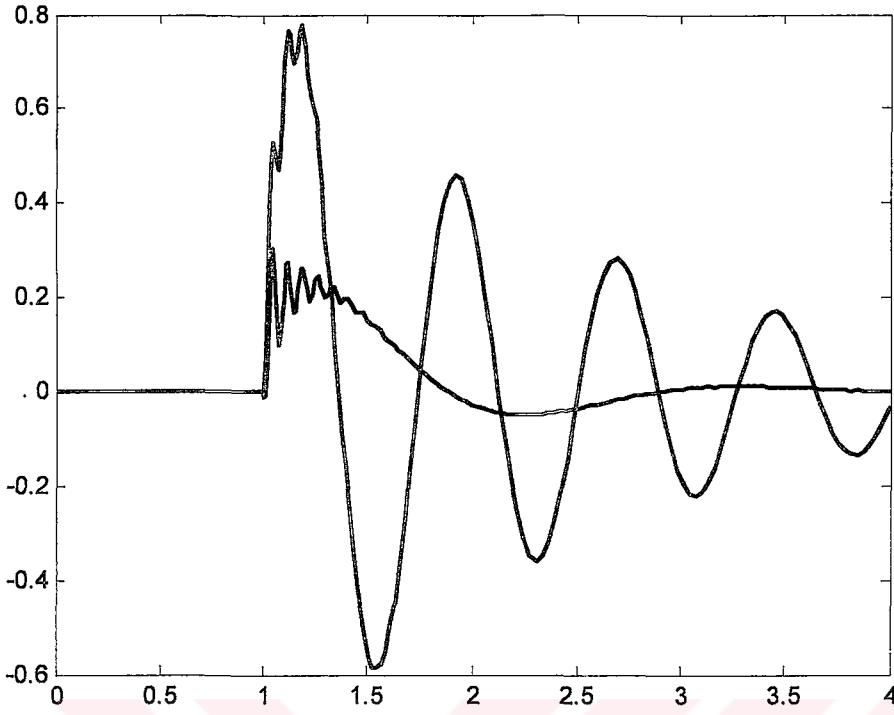
9. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

9.1 İki Serbestlik Dereceli Sistemde Elde Edilen Sonuçlar

9.1.1 PID Kontrolcü İle Elde Edilen Sonuçlar

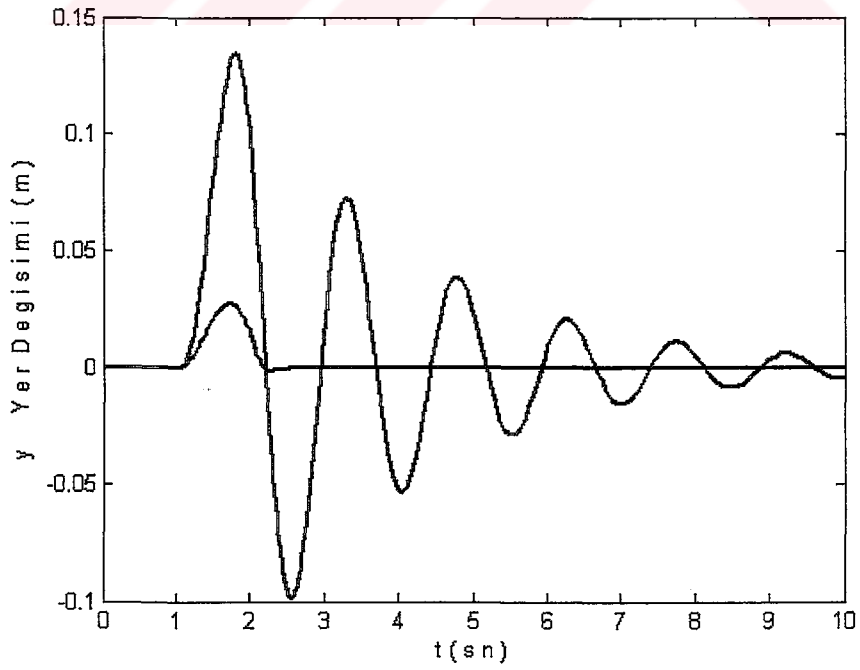


Şekil 9.1 Gövde Yer Değişimi - Kontrolcüsüz ve PID Karşılaştırması

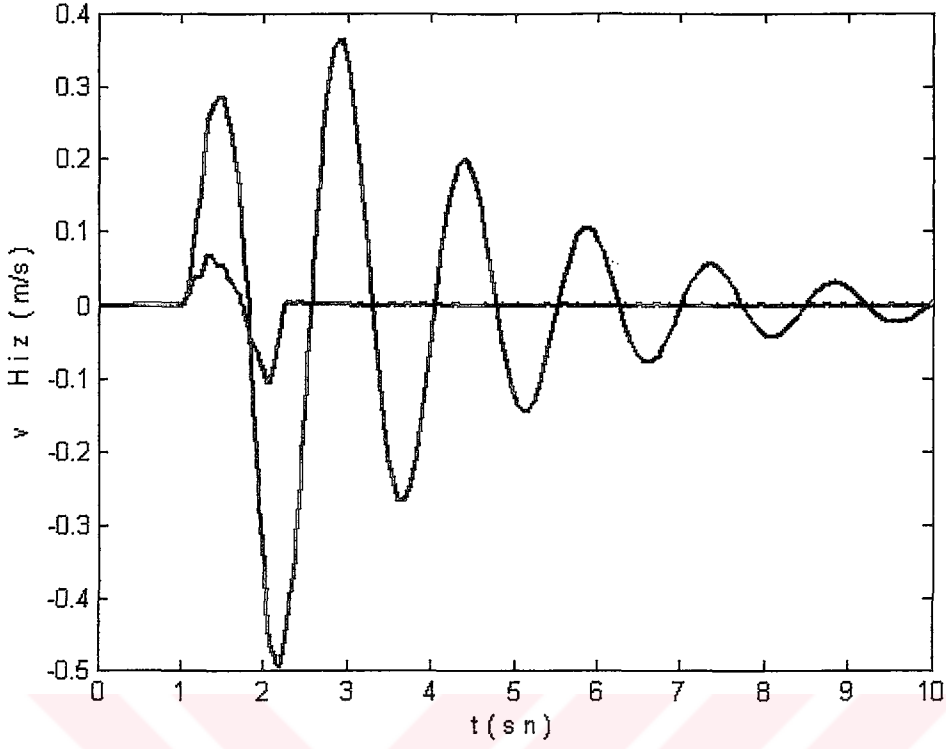


Şekil 9.2 Hız - Kontrolcüsüz ve PID Karşılaştırması

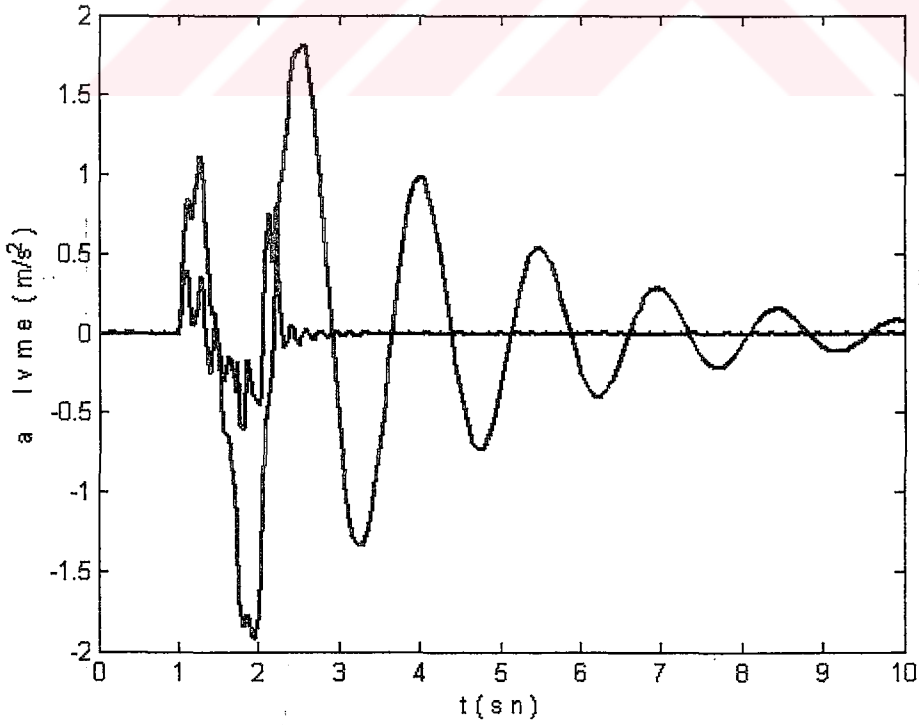
9.1.2 FUZZY Kontrolcü İle Elde Edilen Sonuçlar



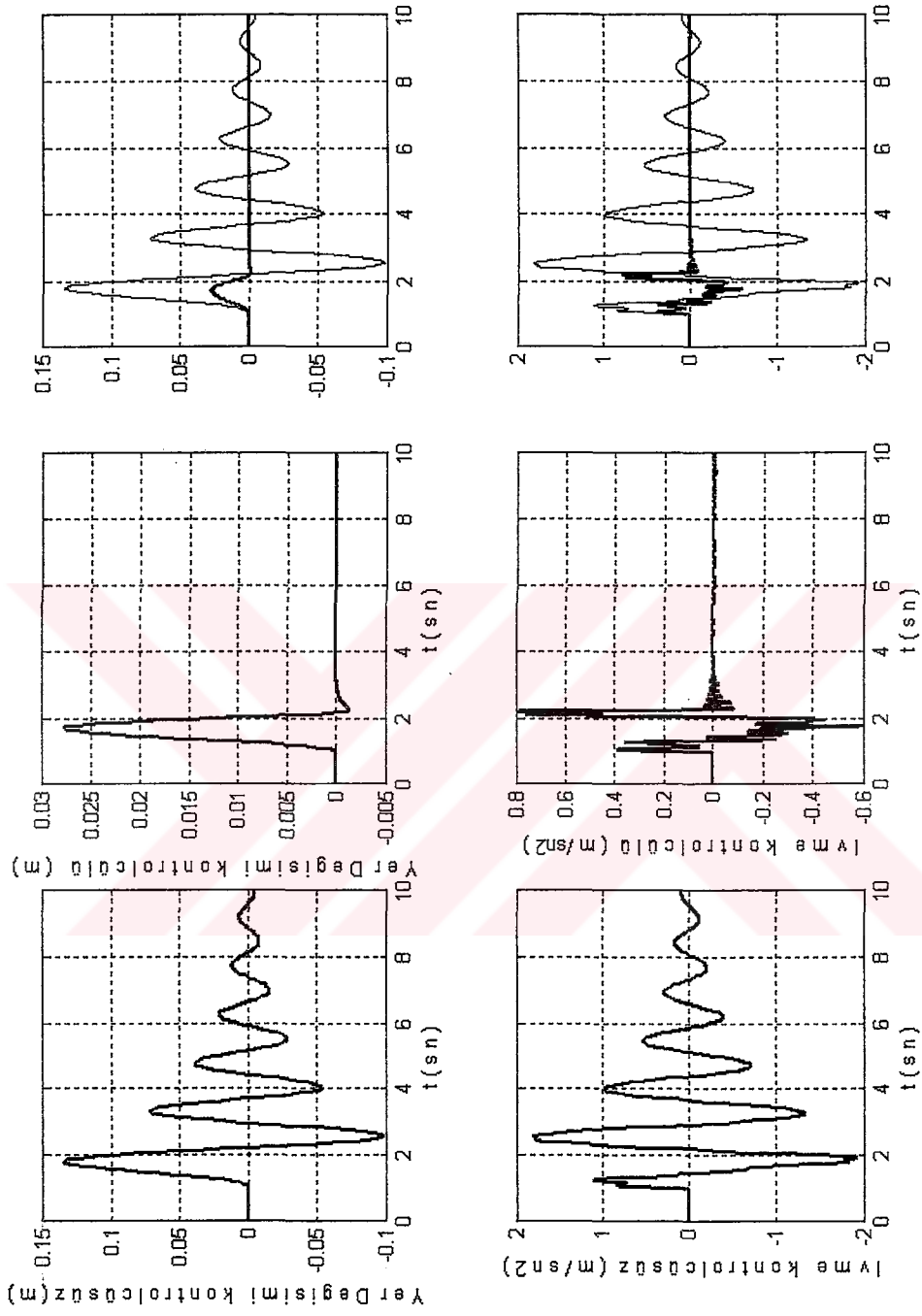
Şekil 9.3 Yolcu Yer Değişimi - Kontrolcüsüz ve FUZZY Karşılaştırması



Şekil 9.4 Hız - Kontrolcüsüz ve FUZZY Karşılaştırması



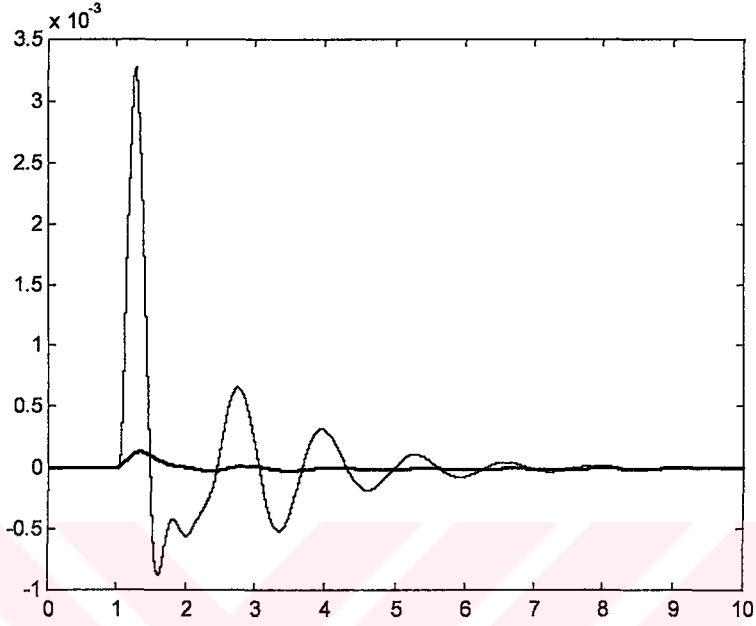
Şekil 9.5 İvme - Kontrolcüsüz ve FUZZY Karşılaştırması



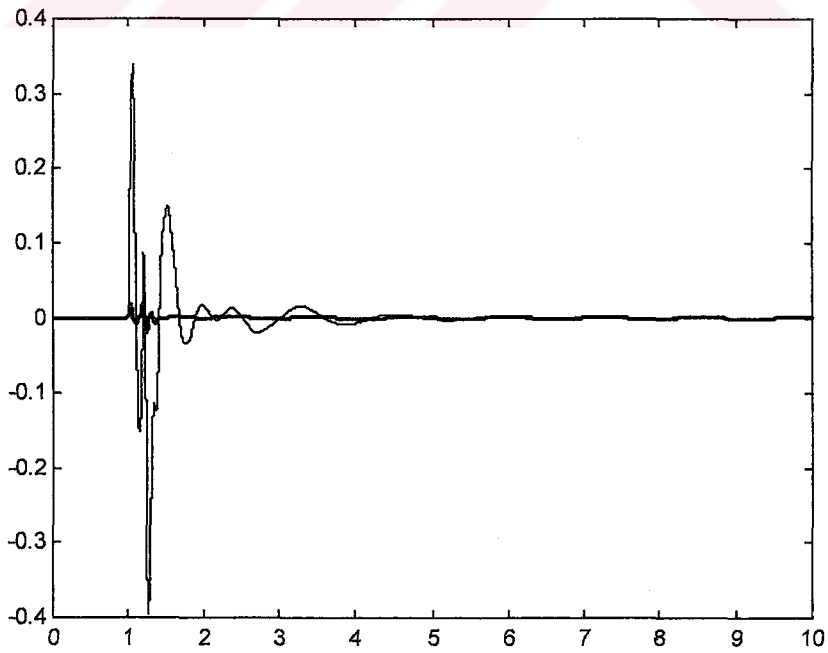
Şekil 9.6 Kontrolcüsüz ve FUZZY Karşılaştırması

9.2 Beş Serbestlik Dereceli Sistemde Elde Edilen Sonuçlar

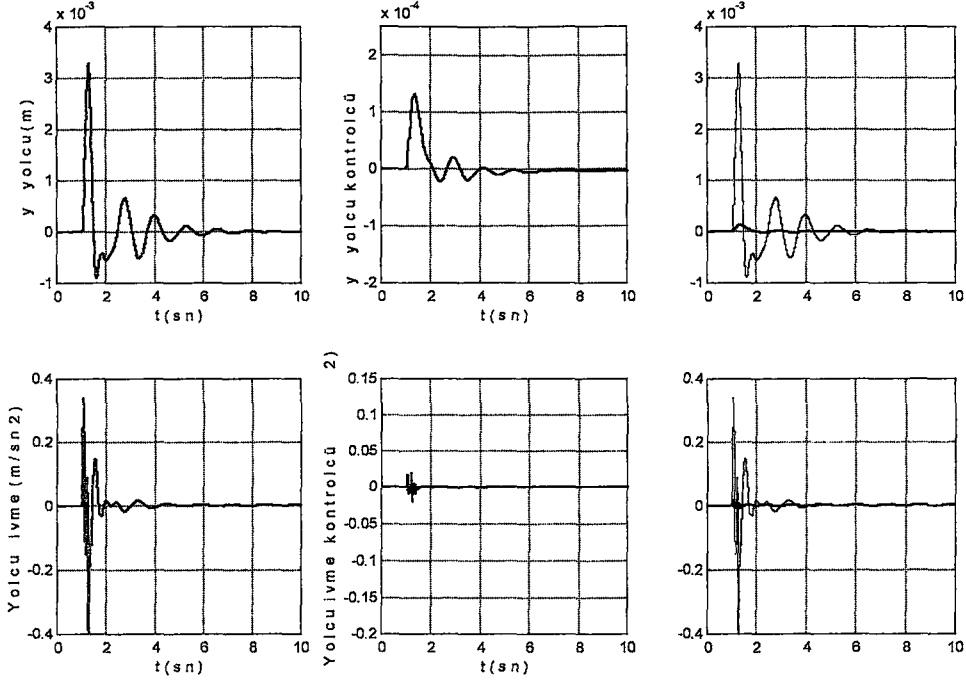
9.2.1 PID Kontrolcü İle Elde Edilen Sonuçlar



Şekil 9.7 Yolcu Yer Değişimi - Kontrolcüsüz ve PID Karşılaştırması

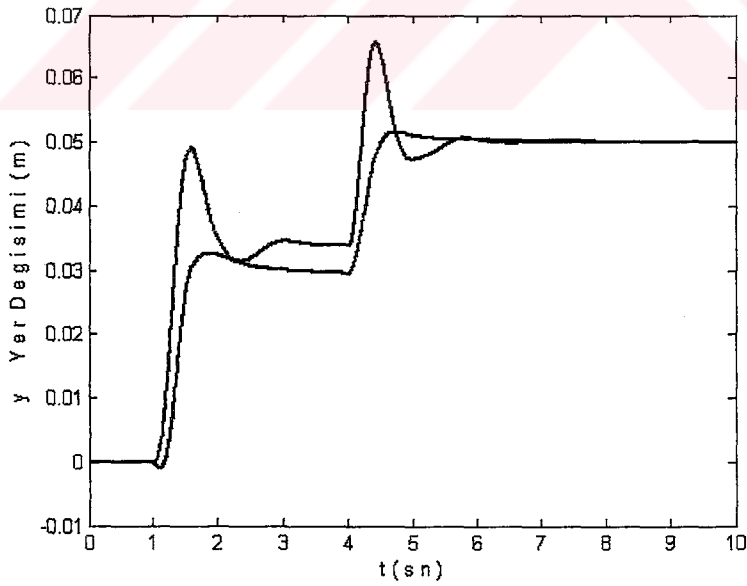


Şekil 9.8 İvme - Kontrolcüsüz ve PID Karşılaştırması

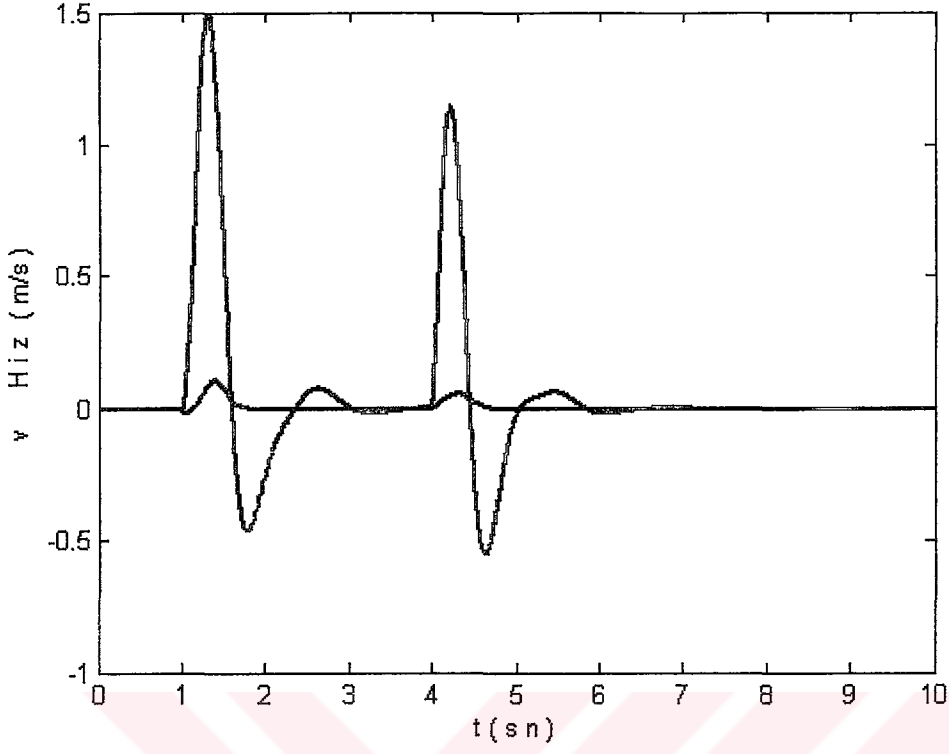


Şekil 9.9 Kontrolcüsüz ve PID Karşılaştırması

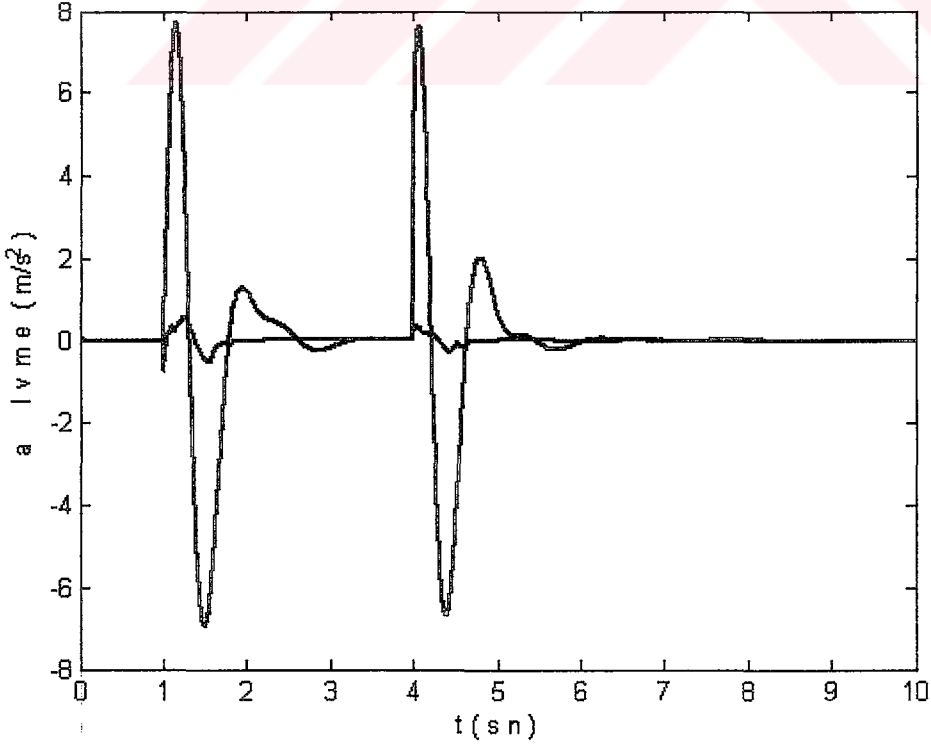
9.2.2 FUZZY Kontrolcü İle Elde Edilen Sonuçlar



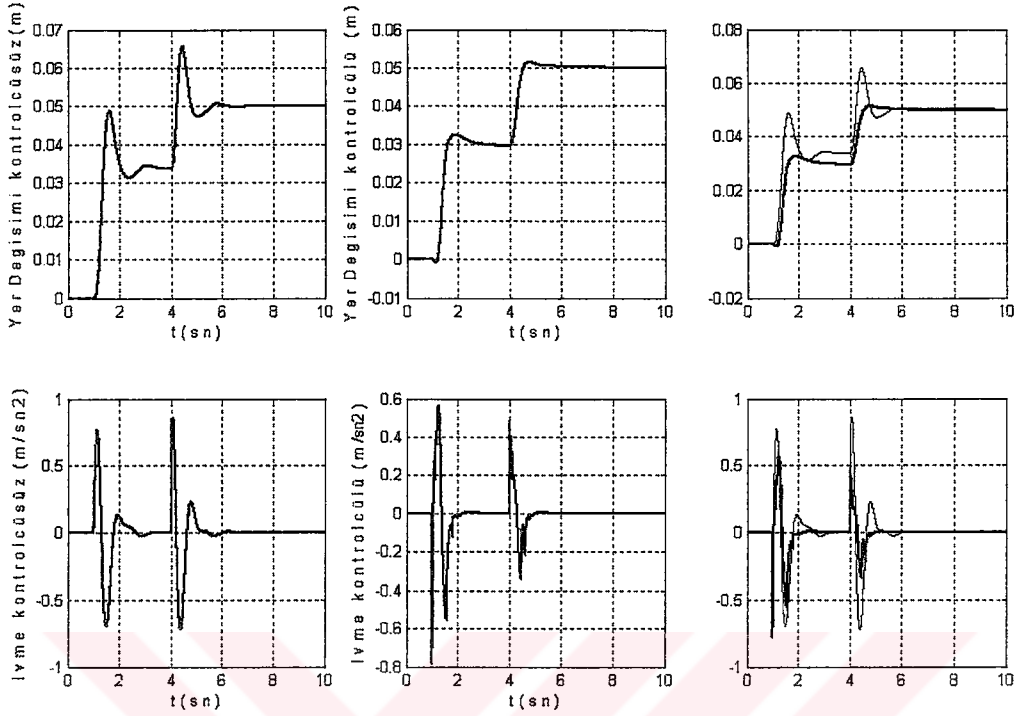
Şekil 9.10 Yolcu Yer Değişimi - Kontrolcüsüz ve FUZZY Karşılaştırması



Şekil 9.11 Hız - Kontrolcüsüz ve FUZZY Karşılaştırması



Şekil 9.12 İvme - Kontrolcüsüz ve FUZZY Karşılaştırması



Şekil 9.13 Kontrolcüsüz ve FUZZY Karşılaştırması

Titreşim genliklerini düşürmek için iki ve beş serbestlik dereceli taşıt modellerine PID ve FUZZY kontrol algoritmaları ile aktif kontrol uygulandı. İki ve beş serbestlik dereceli sistemlerin basamak girişine verdikleri cevaplar, kontrol uygulanmamış ve kontrol uygulanmış olarak iki ayrı şekilde incelendi. Her iki sistemde de kontrolcülü durumda daha düşük titreşim genlikleri elde edildi. Ayrıca sürüş konforu için en önemli parametre olan düşük ivmelerin de elde edildiği görüldü.

Çalışmada PID kontrol algoritmasından daha etkin olan bulanık mantık tipi kontrolcüler kullanması halinde daha iyi sonuçlar elde edildiği gözlemlendi.

KAYNAKLAR

- Abdel, H.M.B., Crolla, D.A. (1989), "Theoretical Analysis of Active Suspension Performance Using a Four Wheel Vehicle Model", Proc. Instn. Mech. Engrs., No.D4 ImechE, 203:125-135.
- Bouazara, M., Richard, M.J. (1996), "An Optimal Design Method to Control the Vibrations of Suspensions for Passanger Cars", International Mechanical Engineering Congress and Expositon: The Winter Annual Meeting of ASME, DSC, 58:61-68.
- Bouazara, M., Richard, M.J. (2001), "An Optimization Method Designed to Improve 3D Vehicle Comfort and Road Holding Capability Through the Use of Active and Semi Active Suspensions", European Journal of Mechanics-A/Solids, 20(3):509-520.
- Crolla, D.A. (1992), "Semi Active Suspension Control for a Full Vehicle Model", SAE Technical Paper Series 911904, 45-51.
- Crolla, D.A., Firth, G.R., Hine, P.J., Pearce, P.T. (1983), "The Performance of Suspensions Fitted with Controllable Dampers", Vehicle System Dynamic, 149-165.
- Demirsoy, M. (1991), "Motorlu Araçlar Cilt II, Birsen Yayınevi", İstanbul
- Demirsoy, M. (1997), "Motorlu Araçlar Cilt III, Birsen Yayınevi", İstanbul
- Elbeheiry, E.M. (2000), "Effects of Small Travel Speed Variations on Active Vibration Control in Modern Vehicles", Journal of Sound and Vibration, 232(5):857-875.
- Elbeheiry, E.M., Karnopp, D.C. (1996), "Optimal Control of Vehicle Random Vibration With Constrained Suspension Deflection", Journal of Sound and Vibration, 261(3):421-441.
- Elmas, Ç. (2003), "Bulanık Mantık Denetleyicileri, Seçkin Yayıncılık", Ankara
- Giliomee, C.L., Els, P.S. (1998), "Semi Active Hydropneumatic Spring and Damper System", Journal of Terramechanics, 35(2):109-117.
- Golob, M. (2001), "Decomposed Fuzzy Proportional Integral Derivative Controllers", Applied Soft Computing, 1(3):201-214.
- Güçlü, R. (2003), "Active Control of Seat Vibrations of a Vehicle Model Using Various Suspension Alternatives", Turkish Journal of Engineering and Environmental Sciences.
- Güçlü, R. (2001), "Makina Dinamiği İki Ders Notları", Y.T.Ü., İstanbul.
- Güneş, A. (1997), "Matlab for Windows", Türkmen Kitabevi, İstanbul.
- Gillespie, T. (1992), "Fundamentals of Vehicle Dynamics", Society of Automotive Engineers, USA.
- Howell, M.N., Frost, G.P., Gordon, T.J., Wu, Q.H. (1997), "Continuous Action Reinforcement Learning Applied to Vehicle Suspension Control", Mechatronics, 7(3):263-276.
- Hrovat, D. (1991), "Optimal Active Suspensions for 3D Vehicle Models", Proc. of the American Control Conference, 2:1534-1541, Arizona, USA.
- İpek, Şazi, Taşıt Mekaniği Ders Kitabı, ODTÜ, 1969
- Isaksson, A.J., Graebe, S.F. (1999), "Analytical PID Parameter Expressions for Higher Order

İpek, Şazi, Taşıt Mekaniği Ders Kitabı, ODTÜ, 1969

Isaksson, A.J., Graebe, S.F. (1999), "Analytical PID Parameter Expressions for Higher Order Systems", *Automatica*, 35(6):1121-1130.

Karnopp, D. (1992), "Power Requirement for Vehicle Suspension Systems", *Vehicle System Dynamics*, 21:65-71.

Kaya, F. (2003), "Titreşim Analizi Metodları Ders Notları", Y.T.Ü., İstanbul.

Keş, S. (2003), "Çok Serbestlik Dereceli Taşıt Titreşimlerinin Aktif Kontrolü", Yüksek Lisans Tezi, Y.T.Ü., İstanbul.

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

Kyongsu, Y., Hendrich, K. (1993), "Dynamic Tire Force Control by Semi Active Suspension", *Journal of Dynamic System Measurement and Control*, September, 115:466-477.

Li, K., Nagai, M. (1999), "Control and Evaluation of Active Suspension for MDOF Vehicle Model", *JSAE Review*, 20(3):343-348.

Meirovitch, L. (2001), "Fundamentals of Vibrations", McGraw Hill, USA.

Narayanan, S., Senthil, S. (1998), "Stochastic Optimal Active Control of a 2DOF Quarter Car Model with Non Linear Passive Suspension Elements", *Journal of Sound and Vibration*, 211(3):495-506.

Özlu, F. (1994), "Taşıt Titreşim Analizi, Doktora Tezi", İ.T.Ü., İstanbul.

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

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

Shigley, J. (2003), "Mechanical Engineering Design", McGraw Hill, USA.

Staudt, W. (2000), "Motorlu Taşıt Tekniği", M.E.B., İstanbul.

Tahralı, N. (2001), "Makina Dinamiği Ders Notları", Y.T.Ü., İstanbul.

Toprak, T. (1999), "Mekanik Titreşimler", Birsen Yayınları, İstanbul.

Yoshimura, T., Nakaminami, K., Kurimoto, M., Hino, J. (1999), "Active Suspension of Passenger Cars Using Linear and Fuzzy Logic Controls", *Control Eng. Practice*, 7(1):41-47.

Yoshimurume, A., Kurimoto, M., Hino, J. (2001), "Construction of an Active Suspension System of a Quarter Car Model Using The Concept of Sliding Mode Control", *Journal of Sound and Vibration*, 239(2):187-199.

Yüksek, İ. (1995), "Taşıt Titreşimlerinin Optimizasyonu, Doktora Tezi", Y.T.Ü., İstanbul.

Yüksek, İ., Yağız, N., Kepçeler, T., (1999), 'Sliding Modes of Vehicle Suspension Systems ', Y.T.Ü., İstanbul.

Yüksek, İ. (2002), "Taşıt Titreşimlerinin Aktif Kontrolü Ders Notları", Y.T.Ü., İstanbul.

İNTERNET KAYNAKLARI

[1] <http://www.monroe.com>

[2] [http:// www.miracerros.com](http://www.miracerros.com)



ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi 14.11.1975

Doğum yeri İstanbul

Lise 1986-1993 İstek Özel Semiha Şakir Lisesi

Lisans 1994-2002 Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Fak.
Makina Mühendisliği Bölümü

Çalıştığı kurum:

2000- Turkuaz Eşarp San. ve Tic. A.Ş.
2000- Minelli Paz. Nihat Murtezaoğlu Var.ve Ort. Koll. Şti.

