

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**RAYLI SİSTEM ARAÇLARININ MODELLENMESİ ve
TİTREŞİMLERİNİN KONTROLÜ**

Makine Müh. Muzaffer METİN

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

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Doç. Dr. Rahmi GÜÇLÜ

İSTANBUL, 2007

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	iv
KISALTMA LİSTESİ.....	vi
ŞEKİL LİSTESİ.....	vii
ÇİZELGE LİSTESİ	xi
ÖNSÖZ	xii
ÖZET	xiii
ABSTRACT	xiv
1. GİRİŞ	1
2. RAYLI SİSTEMLERE GİRİŞ	9
2.1 Raylı Sistemlerin Önemi	9
2.2 Raylı Sistemlerin Diğer Ulaşım Sistemleri ile Karşılaştırılması.....	10
2.3 İstanbul Ulaşımında Raylı Sistemler	11
2.4 Türkiye ve Dünyada Raylı Sistemler.....	16
2.5 Değerlendirme	22
3. RAYLI TAŞITLARIN YAPISI	24
3.1 Raylı Sistem Araçları.....	24
3.2 Boji Sistemleri.....	27
3.3 Süspansiyon Sistemleri	32
3.3.1 Pasif Süspansiyon Sistemleri	32
3.3.1.1 Yaylar.....	33
3.3.1.2 Damperler.....	35
3.3.1.3 Süspansiyonların Sisteme Bağlanma Şekilleri.....	39
3.3.2 Aktif ve Yarı Aktif Süspansiyon Sistemleri.....	42
3.4 Kiepe Ekipmanlı Hafif Metro Aracı.....	50
4. RAYLI SİSTEM DİNAMİĞİ	56
4.1 Dinamik Tasarım ve Yolcu Konforu	56
4.2 Raylı Sistem Titreşimlerinin Değerlendirilmesi.....	58
4.3 Raylı Taşıt Dinamik Modelleri.....	58
4.4 Demiryolu Üstyapıları	63
4.5 Bozucu Etki Olarak Demiryolu Düzensizliği.....	66
4.6 Raylı Sistem Araçlarına Ait Titreşim Modları.....	68
4.7 Tekerlek-Ray Etkileşimi	69
4.8 Hareket Denklemlerinin Lagrange Metoduyla Elde Edilmesi	71
4.9 Sistemin Zaman Cevabı	72

4.10	Sistemin Frekans Cevabı.....	75
5.	KİEPE EKİPMANLI HAFİF METRO ARACININ MODELLENMESİ.....	78
5.1	4 Serbestlik Dereceli Temel Raylı Taşıt Dinamik Modeli.....	78
5.2	Simülasyon Sonuçları	82
5.2.1	Zaman Alanı İçin Simülasyon Sonuçları	82
5.2.2	Frekans Alanı İçin Simülasyon Sonuçları.....	83
5.3	6 Serbestlik Dereceli Çeyrek Raylı Taşıt Dinamik Modeli	83
5.4	Simülasyon Sonuçları	86
5.4.1	Zaman Alanı İçin Simülasyon Sonuçları	86
5.4.2	Frekans Alanı İçin Simülasyon Sonuçları.....	87
5.5	22 Serbestlik Dereceli Yarım Raylı Taşıt Dinamik Modeli.....	87
5.6	Simülasyon Sonuçları	93
5.6.1	Zaman Alanı İçin Simülasyon Sonuçları	93
5.6.2	Frekans Alanı İçin Simülasyon Sonuçları.....	96
6.	AKTİF TİTREŞİM KONTROLÜ VE SİMÜLASYONLAR	99
6.1	Bulanık Mantık Kontrol (BMK).....	99
6.1.1	Bulanık Kümeler ve Genel İşleyiş.....	101
6.1.2	Bulanık Mantık Kontrolör Tasarımı	105
6.2	Kontrolörlü Simülasyon Sonuçları	107
6.2.1	4 Serbestlik Dereceli Temel Raylı Taşıt Modelinin Kontrolü	107
6.2.2	6 Serbestlik Dereceli Çeyrek Raylı Taşıt Modelinin Kontrolü	111
6.2.3	22 Serbestlik Dereceli Yarım Raylı Taşıt Modelinin Kontrolü	113
7.	SONUÇLAR	122
	KAYNAKLAR.....	124
	EKLER	128
	Ek 1. Kiepe ekipmanlı hafif metro aracı süspansiyon sistemlerinin yay ve sönüm katsayılarına ait veriler.....	129
	Ek 2. 4, 6 ve 22 Serbestlik dereceli raylı taşıt modellerine ait parametreler ve bulanık mantıklı kontrol ölçekleme faktörleri	130
	ÖZGEÇMİŞ.....	132

SİMGE LİSTESİ

A	Sinüzoidal yol düzensizliğine ait genlik
A_e	Hava yayı etkin alanı
$[C]$	Sönümlenme matrisi
c_h	Tekerlek materyal özellikleri ve yarıçapa bağlı olan bir sabittir
c_p	Yolcu koltuğu süspansiyonunun sönüm katsayısı
c_1	Birincil süspansiyonun sönüm katsayısı
c_2	İkincil süspansiyonun sönüm katsayısı
Ek	Toplam kinetik enerji
Ep	Toplam potansiyel enerji
Es	Toplam sönüm enerjisi
F	Kontak kuvveti
$F(u)$	U uzayındaki bulanık küme
F_z	Titreşimlere neden olan bozucu etki olarak sinüzoidal bir yol düzensizliği
k	Hava yayı katsayısı
k_h	Hertz yay katsayısı
k_p	Yolcu koltuğu süspansiyonunun yay katsayısı
k_1	Birincil süspansiyonun yay katsayısı
k_2	İkincil süspansiyonun yay katsayısı
$[K]$	Katılık matrisi
L	Boji merkezleri arası mesafenin yarısı
La	Aynı bojidaki tekerlekler arası mesafenin yarısı
Mb	Boji kütlesi
Mc	Raylı taşıtın ana gövdesinin kütlesi
Mp	Yolcu ve koltuğa ait kütle
Mw	Tekerlek kütlesi
$\mu_{F(u)}$	Üyelik fonksiyonu
$[M]$	Kütle matrisi
n	Polytropik oranı
P_0	Başlangıç basıncı
Q_j	Genelleştirilmiş kuvvetler ($j=1,2,3,\dots,n$),
q_j	Genelleştirilmiş koordinatlar ($j=1,2,3,\dots,n$)
θ_c	Raylı taşıt gövdesi açısız titreşimine ait genelleştirilmiş koordinat
θ_b	Boji açısız titreşimine ait genelleştirilmiş koordinat

U	Bir uzay
u	Kontrolöre ait kontrol kuvveti
V	Taşıt hızı
V_0	Başlangıç hacmi
x ve y	Öncül kısımdaki girdi değişkenlerince tanımlanan koşullar
Y	Sinüzoidal yol düzensizliğine ait periyot
$y(t)$	Sisteme ait zaman cevabı
y_{max}	$y(t)$ 'ye ait maksimum değer
$y_{ss}(t)$	Kalıcı hal cevabı
$y_t(t)$	Geçici rejim cevabı
z	Soncul kısımdaki çıktı değişkenlerince tanımlanan sonuçlar
Z_b	Boji düşey titreşimine ait genelleştirilmiş koordinat
Z_c	Raylı taşıt gövdesi düşey titreşimine ait genelleştirilmiş koordinat
(z_{cr}, \dot{z}_{cr})	Hata ve hatanın türevini belirleyen referans değerleri
Z_p	Yolcu koltuğuna ait genelleştirilmiş koordinat
Z_w	Tekerleğe ait genelleştirilmiş koordinatları
$Z_I(t)$	Yol girişi

KISALTIMA LİSTESİ

AGT	Automated Guideway Transport
BMK	Bulanık Mantıklı Kontrolör
ERRAC	The European Rail Research Advisory Council
ICE	Inter City Express
IFAC	International Federation of Automatic Control
LRT	Light Rail Transport
PRT	Personal Rapid Transit
SNCF	Société Nationale des Chemins de fer Français
TCDD	Türkiye Cumhuriyeti Devlet Demiryolları
TGV	Train à Grande Vitesse
UIC	International Union of Railways

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1 Yakın bir zamanda İstanbul ulaşımında görebileceğimiz, tasarımında İstanbul'un sembollerinden olan laleden esinlenen bir tramvay	14
Şekil 2.2 1920 tarihli İstanbul Fatih-Harbiye tramvay güzergahını gösteren harita	14
Şekil 2.3 2007 tarihli İstanbul güncel raylı sistemler hatlarına ait harita	15
Şekil 2.4 TGV trenlerinden bir örnek	19
Şekil 2.5 Yapılmakta olan Marmaray Projesine ait bir harita (Ulaştırma Bakanlığı Raporu, 2005)	22
Şekil 3.1 Raylı sistemlere ait genel sınıflandırma	25
Şekil 3.2 Hafif metro araçlarına bir örnek	25
Şekil 3.3 Ağır metro araçlarına bir örnek.....	25
Şekil 3.4 PRT araçlarına bir örnek	26
Şekil 3.5 Alttan asılı (Suspended) ve üstten giden (Straddle) tekraylı sistemler	26
Şekil 3.6 Maglev trenlerine bir örnek	27
Şekil 3.7 Klasik taşıyıcı bir boji	28
Şekil 3.8 Klasik bir bojiye ait şematik gösterim.....	29
Şekil 3.9 Gelişmiş bir bojinin 2 parçalı gösterimi	29
Şekil 3.10 Gelişmiş boji elemanlarına ait bağlantılar	29
Şekil 3.11 Bolsterli Shinkansen bojisi (O Serisi DT200 Modeli)	30
Şekil 3.12 Bolstersiz Shinkansen bojisi (300 Serisi)	31
Şekil 3.13 Tipik bir hava yayına ait çalışma prensibinin şematik gösterimi: (a) Denge konumu; (b) Bası konumu; (c) Genişleme konumu (Orlova ve Boronenko, 2006).....	35
Şekil 3.14 Teleskopik hidrolik damper	37
Şekil 3.15 Hidrolik yay: Kauçuk-metal konik yay (1), akışkan (2), akış kontrol valfi (3), kauçuk diyaframlı telafi haznesi (4).....	38
Şekil 3.16 Tam düzenekli damper	39
Şekil 3.17 Aks kutusunun boynuz kılavuz yardımıyla konumlandırılması	39
Şekil 3.18 Aks kutusu ve boji iskeleti arasında silindirik kılavuz kullanarak yapılan bağlantı40	
Şekil 3.19 Aks kutusu ve boji iskeleti arasındaki bağlantının giriş bağlantı kullanılarak yapılması.....	40
Şekil 3.20 Değişik yükseklikte anti-paralelkenar görünümlü yerleştirilmiş dairesel bağlantı. 41	
Şekil 3.21 Bir radyal kol süspansiyon uygulaması.....	41
Şekil 3.22 Genel aktif süspansiyon şeması	42

Şekil 3.23 Yarı ve tam aktif kontrol	43
Şekil 3.24 Yarı aktif damperlere ait kuvvet hız diyagramı	44
Şekil 3.25 Tasarım Prosesi	45
Şekil 3.26 Aktif dümenleme çeşitleri.....	47
Şekil 3.27 Aktif ikincil süspansiyonlarda aktuatörün yerleşimi.....	48
Şekil 3.28 Servo-hidrolik aktif yanal süspansiyon	49
Şekil 3.29 Boji üzerine yerleştirilmiş aktuatör	49
Şekil 3.30 Kontrol algoritmasına ait genel işleyiş şeması.....	50
Şekil 3.31 Kiepe ekipmanlı hafif metro aracı.....	51
Şekil 3.32 Öne ve arka gövde bağlantısı; a) ön gövdenin bolstere bağlanması b) arka gövdenin bolstere bağlanması	52
Şekil 3.33 Motorlu boji	52
Şekil 3.34 Taşıyıcı boji	53
Şekil 3.35 Chevronlar ve bağlanma şekilleri.....	54
Şekil 4.1 Tavsiye edilen frekans seviyeleri (Aba, 1994).....	57
Şekil 4.2 Demiryolu üstyapısı boylamsal görünüş sürekli modeli (Cai, 1992).....	59
Şekil 4.3 Yol tahrikli S4M tip raylı sistem aracına ait gövdenin, sonlu elemanlar yöntemi ile hesaplanan ilk 8 mod-şekli (Carlbom, 2000).....	61
Şekil 4.4 Tek serbestlik dereceli tekerlek modeli (Dong, 1994)	62
Şekil 4.5 3 Serbestlik dereceli raylı taşıt modeli (Dong, 1994).....	62
Şekil 4.6 5 Serbestlik dereceli raylı taşıt modeli (Dong, 1994).....	62
Şekil 4.7 Balastlı üstyapı.....	63
Şekil 4.8 Balastlı üstyapı dinamik modeli.....	64
Şekil 4.9 Rijit üstyapı örnekleri; a) Gömülü olmayan rijit üstyapı, b) Gömülü rijit üstyapı ...	65
Şekil 4.10 Rijit üstyapı dinamik modeli.....	65
Şekil 4.11 Demiryolu düzensizlik parametreleri (Bleakley, 2006)	66
Şekil 4.12 Zamana bağlı yol düzensizliklerine örnekler (Bleakley, 2006).....	66
Şekil 4.13 Yol bozulması ve bakım döngüsü (Bleakley, 2006)	67
Şekil 4.14 Raylı taşıt dinamik modellerinde kullanılan bozucu giriş olarak yol düzensizliği .	68
Şekil 4.15 Raylı sistem aracı titreşim modları (Bleakley, 2006).....	69
Şekil 4.16 Tekerlek-ray profili (Bleakley, 2006)	70
Şekil 4.17 Tekerlek-ray etkileşimini temsilen kullanılan Hertz yayı	70
Şekil 4.18 Referans girişler; a) Basamak fonksiyonu, b) Rampa fonksiyonu, c) Parabol fonksiyonu	74
Şekil 4.19 Zaman alanında tipik birim basamak cevabı	75

Şekil 5.1 Dinamik olarak modellenen hafif metro aracı.....	78
Şekil 5.2 4 Serbestlik dereceli temel raylı taşıt fiziksel modeli	79
Şekil 5.3 4 Serbestlik dereceli raylı taşıtın gövde ve yolcu koltuğunun yer değiştirme ve ivmeleri.....	82
Şekil 5.4 Raylı taşıt gövdesinin ve yolcu koltuğunun yer değiştirme ve ivmelerinin frekans cevapları	83
Şekil 5.5 6 Serbestlik dereceli çeyrek raylı taşıt fiziksel modeli.....	84
Şekil 5.6 6 Serbestlik dereceli raylı taşıtın gövde ve yolcu koltuğunun yer değiştirme ve ivmeleri.....	86
Şekil 5.7 Raylı taşıt gövdesinin ve yolcu koltuğunun yer değiştirme ve ivmelerinin frekans cevapları	87
Şekil 5.8 22 Serbestlik dereceli yarım raylı taşıt fiziksel modeli	88
Şekil 5.9 Raylı taşıt gövdesi ön (c_1) ve arka (c_2) bölümlerinin düşey titreşimlerinin yer değiştirme ve ivmeleri.....	94
Şekil 5.10 Raylı taşıt gövdesi ön (c_1) ve arka (c_2) bölümlerinin açısız titreşimlerinin yer değiştirme ve ivmeleri.....	94
Şekil 5.11 1., 2. ve 3. yolcu koltuklarına ait düşey titreşimlerinin yer değiştirme ve ivmeleri	95
Şekil 5.12 4., 5. ve 6. yolcu koltuklarına ait düşey titreşimlerinin yer değiştirme ve ivmeleri	96
Şekil 5.13 Raylı taşıt gövdesinin ön ve arka bölümlerinin düşey titreşimlerinin yer değiştirme ve ivmelerinin frekans cevapları.....	97
Şekil 5.14 Raylı taşıt gövdesinin ön ve arka bölümlerinin açısız titreşimlerinin yer değiştirme ve ivmelerinin frekans cevapları.....	97
Şekil 5.15 1., 2. ve 3. yolcu koltuklarına ait düşey titreşimlerinin yer değiştirme ve ivmelerinin frekans cevapları	98
Şekil 5.16 4., 5. ve 6. yolcu koltuklarına ait düşey titreşimlerinin yer değiştirme ve ivmelerinin frekans cevapları	98
Şekil 6.1 BMK sisteminin genel yapısı.....	100
Şekil 6.2 Yaygın olarak kullanılan üyelik fonksiyonları: a) Monotonik, b) Sigmoid, c) Üçgensel, d) Yamuk, e) Gasuss eğrisi.....	102
Şekil 6.3 Netleştirilmede Merkez yöntemi.....	105
Şekil 6.4 Bulanık Mantık Kontrolör blok diyagramı.....	106
Şekil 6.5 Giriş ve çıkış üyelik fonksiyonları	107
Şekil 6.6 4 Serbestlik dereceli temel raylı taşıt modelinde kontrolör uygulaması	108
Şekil 6.7 Raylı taşıt gövdesinin ve yolcu koltuğunun kontrolörsüz ve kontrolörlü yer değiştirme ve ivmeleri.....	109

Şekil 6.8 Raylı taşıt gövdesinin ve yolcu koltuğunun, kontrolörsüz ve kontrolörlü yer değiştirme ve ivmelerinin frekans cevapları.....	110
Şekil 6.9 Kontrol kuvvetinin zamana göre değişimi	110
Şekil 6.10 6 Serbestlik dereceli çeyrek raylı taşıt modelinde kontrolör uygulaması.....	111
Şekil 6.11 Raylı taşıt gövdesinin ve yolcu koltuğunun kontrolörsüz ve kontrolörlü yer değiştirme ve ivmeleri.....	112
Şekil 6.12 Raylı taşıt gövdesinin ve yolcu koltuğunun, kontrolörsüz ve kontrolörlü yer değiştirme ve ivmelerinin frekans cevapları.....	113
Şekil 6.13 Kontrol kuvvetinin zamana göre değişimi.....	113
Şekil 6.14 22 Serbestlik dereceli yarım raylı taşıt modelinde kontrolör uygulaması.....	114
Şekil 6.15 Raylı taşıt gövdesi ön (c_1) ve arka (c_2) bölümlerinin düşey titreşimlerinin kontrolörsüz ve kontrolörlü yer değiştirme ve ivmeleri.....	116
Şekil 6.16 Raylı taşıt gövdesi ön (c_1) ve arka (c_2) bölümlerinin açısız titreşimlerinin kontrolörsüz ve kontrolörlü yer değiştirme ve ivmeleri.....	116
Şekil 6.17 1., 2. ve 3. Yolcu koltuklarına ait düşey titreşimlerinin kontrolörsüz ve kontrolörlü yer değiştirme ve ivmeleri	117
Şekil 6.18 4., 5. ve 6. Yolcu koltuklarına ait düşey titreşimlerinin kontrolörsüz ve kontrolörlü yer değiştirme ve ivmeleri	118
Şekil 6.19 Raylı taşıt gövdesinin ön ve arka bölümlerinin düşey titreşimlerinin, kontrolörsüz ve kontrolörlü yer değiştirme ve ivmelerinin frekans cevapları.....	119
Şekil 6.20 Raylı taşıt gövdesinin ön ve arka bölümlerinin açısız titreşimlerinin, kontrolörsüz ve kontrolörlü yer değiştirme ve ivmelerinin frekans cevapları.....	119
Şekil 6.21 1., 2. ve 3. Yolcu koltuklarına ait düşey titreşimlerinin kontrolörsüz ve kontrolörlü yer değiştirme ve ivmelerinin frekans cevapları.....	120
Şekil 6.22 4., 5. ve 6. Yolcu koltuklarına ait düşey titreşimlerinin kontrolörsüz ve kontrolörlü yer değiştirme ve ivmelerinin frekans cevapları.....	120
Şekil 6.23 Kontrol kuvvetlerinin zamana göre değişimi.....	121
Şekil Ek 1.1 Modellenen raylı taşıtta kullanılan chevronlara ait teknik bilgiler	129

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 2.1 İstanbul’da yapımı devam eden raylı sistem çalışmaları.....	15
Çizelge 2.2 İhale sürecindeki raylı sistem çalışmaları.....	16
Çizelge 2.3 2005 tarihi itibariyle Türkiye’deki raylı sistem yol durumu.....	20
Çizelge 2.4 2005 tarihi itibariyle Türkiye’deki raylı sistem araç durumu	21
Çizelge 3.1 İnsan vücudunun duyarlı olduğu frekanslar.....	24
Çizelge 3.2 Yay elemanlarının karşılaştırılması.....	34
Çizelge 3.3 Sürtünme damperlerinin sınıflandırılması	36
Çizelge 4.1 Mod şekillerine ait frekans değerleri.....	60
Çizelge 5.1 22 Serbestlik dereceli raylı taşıt modeline ait parametrelere ait tanımlar.	89
Çizelge 6.1 Bulanık kontrolün gelişmesinde pay sahibi olan önemli çalışmalar	99
Çizelge 6.2 Bulanık Mantık Kontrolör kural tabanı	106

ÖNSÖZ

Bu tez, İstanbul Büyükşehir Belediyesi (İ.B.B.) desteği ve Ulaşım A.Ş.'nin teknik yardımlarıyla, İ.B.B. -Yıldız Teknik Üniversitesi ortak işbirliğinde Projem İstanbul-Yüksek Lisans Tez Projesi olarak hazırlanmıştır.

Bu tezin hazırlanmasında maddi ve manevi yardımlarını esirgemeyen, çalışmam boyunca minnettar kaldığım insanlara;

Doç. Dr. Rahmi Güçlü: Bilgi ve tecrübeleriyle tezi yöneterek, çalışma boyunca bana güven ve cesaret verdiği ve zaman ayırıp sabırla düzeltmelerde yardımlarını esirgemediği için,

Ulaşım A.Ş. Mühendislik ve Teknik İşler Müdürü Murat Kavak: Tecrübelerini ve tez için gerekli olan teknik bilgileri cömertçe paylaştığı için,

Ulaşım A.Ş. Çalışanları ve Yük. Müh. Selami Korkmaz: Zaman ayırıp, saatlerce yardım ederek, bilgiye anlam kattıkları için. Gerekli olan teknik desteği vererek araştırmalarımın büyük katkı sundukları için,

Çalışma Arkadaşlarım: Yoğun çalışma dönemimde bana gösterdikleri sabır ve yardımları için,

Ve Eşime: Hayatın her anında bana gösterdiği anlayış, verdiği destek ve cesaret için, gönülden teşekkürlerimi sunarım.

ÖZET

Bir metropol şehri olan İstanbul'un en önemli problemlerinden biri, trafik sorunu olarak bilinmektedir. Şehirdeki raylı sistem hatlarının ve bu hatların yolcular tarafından kullanımının arttırılması, trafik sorununun en büyük çözüm yollarından biri olup, kullanıcılarına hızlı, emniyetli ve konforlu bir ulaşım sunmaktadır. Bu nedenle, raylı ulaşımına verilen önem artmakta ve bunun sonucu olarak şehirdeki raylı sistem hatlarında hızlı bir artış görülmektedir. Şehir içindeki raylı ulaşımın artması birçok faydalarıyla birlikte raylı sisteme özgü problemleri de beraberinde getirmektedir. Raylı ulaşımında gerek yolcu konforu açısından, gerekse çevreye olan etkileri açısından göz önüne alınması gereken en önemli problemlerden biri titreşimlerdir.

Raylı ulaşımında yolcuların güvenliği ve konforu için yüksek standartlarda hizmet verilmesi gerekmektedir. Bunun sağlanabilmesi açısından, raylı sistemlerdeki titreşim problemleri ve bu titreşimlerin kontrolüne yönelik çalışmalara ve bunun sonucu elde edilecek verilere ihtiyaç duyulmaktadır. Bu ihtiyaca yönelik gerçekleştirilecek olan bu çalışmada, İstanbul sınırları içerisinde, şehir içi ulaşımında kullanımda olan bir raylı sistem aracı model olarak ele alınmış ve titreşimlerin analizi açısından fiziksel modeli ve diferansiyel denklemleri çıkartılmıştır. Sonra, sistemin bilgisayar yardımıyla simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Simülasyonda, modellenen araca ait gerçek parametreler kullanılmıştır. MATLAB-Simulink programının kullanıldığı simülasyonda, farklı yol ve araç alternatifleri için titreşim analizlerinin gerçekleştirilmesine imkan sağlayacak bir sistematik de oluşturulmuştur. Zamana ve frekansa bağlı olarak yapılan simülasyonların sonucu elde edilen titreşimlerin yer değişim ve ivmelerinin, minimuma indirilmesi için Bulanık Mantıklı Kontrolör tasarımı ile aktif kontrolü simülasyon ortamında gerçekleştirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Raylı sistem titreşimleri, yolcu konforu, aktif titreşim kontrolü, bulanık mantık kontrol.

ABSTRACT

As a metropolis, one of the most significant problems of Istanbul is known to be traffic problem. Increasing of rail system lines in the city and their employment by passengers is one of the considerable solutions to this problem, offering fast, reliable and comfortable transportation to users. For this reason, the importance placed on rail transportation in Istanbul increases, and accordingly, the rail system lines increase in the city. The increasing rail transportation in the city brings specific problems along with its advantages. Vibration is an important issue in rail transportation both from the point of passenger comfort or environmental impact.

High standard service should be provided in rail transportation for passenger safety and comfort. For that purpose, the vibration problems in rail systems and control of such vibrations as well as the data obtained thereafter is required. In this study aimed at this need, a rail system vehicle under use in the Istanbul traffic has been studied and a physical model and differential equation has been created for analyzing vibrations. Later, a computer simulation has been carried out. In the simulation, real parameters for the modeled vehicle were employed. In the simulation using MATLAB-Simulink Software, a systematic that allows different road and vehicle alternatives has also been formed. In an effort to minimize displacement and acceleration of the vibrations obtained in the end of simulations based on time and frequency domain, Fuzzy Logic Controller has been used for actively controlling of vibrations in the simulation environment.

Keywords: Vibrations of the rail systems, passenger comfort, active vibration control, fuzzy logic control.

1. GİRİŞ

Ülkemizde ulaşımın büyük çoğunluğu karayollarından sağlanmaktadır. Şehir içi ve şehirlerarası ulaşımında karayollarının yoğun olarak kullanılması, trafik sıkışıklığını, can ve mal kaybıyla sonuçlanan trafik kazalarını ve günden güne artan petrol fiyatlarıyla ulaşım maliyetlerinin artması gibi sorunları beraberinde getirmektedir. Gelişmiş ülkelerde raylı ulaştırma sistemleri güvenli ve ekonomik olmaları nedeniyle hem şehir içi hem de şehirlerarası ulaşımında yoğun olarak tercih edilmektedir. Son dönemlerde, ülkemizde raylı ulaştırma sistemlerine olan talep artmış ve bu konuda projeler hayata geçirilmeye başlanmıştır.

Gerek hızlı tren çalışmalarının, gerekse büyük şehirlerde giderek yaygınlaşan metro, hafif metro ve tramvay ağlarının, yolcu ve çevre üzerine olan etkileri hissedilerek artmaktadır. Raylı sistem taşımacılığında gerek yolcu konforu açısından, gerekse çevreye olan etkileri açısından göz önüne alınması gerekli en önemli problemlerden biri titreşimlerdir. Mevcut ve yapılması planlanan raylı sistemlerin emniyetli ve konforlu bir şekilde çalışabilmesi için gerçek raylı sistemler üzerinde bilimsel çalışmalara ihtiyaç vardır. Raylı sistem kaynaklı titreşimlerin, bu taşıttaki yolculara ya da yüke olan etkileri kadar, çevredeki insanlara ve yapılar da önemli etkileri mevcuttur. Raylı sistem titreşimleri, hem taşıt içindeki hem de çevreye olan etkileri yönünden, kaynağında kontrol edilmesi gereken önemli bir sorundur.

Raylı sistem titreşimleri ile ilgili ülkemiz araştırmacıları adına kısıtlı bilimsel çalışmalar bulunmasına karşı literatürde birçok çalışmaya rastlanmaktadır. Bunlardan bazılarında raylı taşıt titreşimleri ele alındığı gibi birçoğunda da demiryolu üstyapısı titreşimleri, taşıt-yol etkileşimi, tünel ve köprü gibi yapısal titreşimler ve raylı sistem titreşimlerinin çevreye olan etkileri teorik ve deneysel olarak incelenmektedir. Bu çalışmalarda, bazı araştırmacılar sistemi ayrıntılı olarak modellemeyi, bazıları ise sürekli sistem olarak sonlu elemanlar yöntemiyle modellemeyi tercih etmişlerdir. Örneğin, Cai (1992) demiryolu yapısında oluşan düşey dinamik tepkilerin ve tekerlek-ray etkileşimlerinin incelenmesine yönelik bir teorik bilgisayar hesap modeli geliştirmiştir. Yol için, Bernoulli-Euler ve Timoshenko kiriş yöntemleri kullanılarak yol modelleri oluşturulmuştur. Tekerlek-ray etkileşim modeli için ise 4 serbestlik dereceli bir taşıt modeli oluşturulmuştur. Oluşturulan modellerle frekans ve zaman cevapları bazında yapılan çözümlerle birlikte çeşitli dinamik yol modelleri için nümerik hesaplar yapılmıştır. Dong (1994), doktora tezinde demiryolu taşıtları ve yol arasındaki dinamik etkileşimleri incelemek üzere taşıt-yol sistemine ait kapsamlı bir sonlu elemanlar modeli geliştirmiştir. Taşıt, toplu kütle sistemi olarak, yol ise Timoshenko kiriş şeklinde modellenmiştir. Ayrıca, tekerlek-ray teması gibi lineer olmayan faktörler de modelde

dikkate alınmıştır. Bu çalışmada geliştirilen sonlu elemanlar modeli, İngiltere Demiryolları ve Kanada Pasifik Demiryollarının yapmış olduğu test verileri ile karşılaştırılarak doğrulanmıştır. Almanya’da Knothe (2001) ise dinamik yol modelleri, taşıt yol etkileşimleri, titreşim problemleri ve taşıt-yol dinamiği konusunda ilgili frekans aralıkları ile çeşitli yol modellerine ilişkin hesap yöntemlerini anlatan kapsamlı bir kitap yazmıştır. Diğer taraftan modern demiryolu yapılarına ilişkin, yol geometrisine, tekerlek yol etkileşimlerine, yolun düşey ve yanal stabilitesi ile beraber dinamik ve statik analizlerine yer veren kapsamlı bir kitabı da aynı yıl içerisinde Esveld (2001) Hollanda’da literatüre kazandırmıştır. Broeck (2001) ise Belçika’da raylı sistemlerden kaynaklanan titreşimlerin tahmini için sayısal bir model sunmuştur. Bu çalışmada, yol ve taşıt davranışını ifade etmek üzere sonlu eleman hesap yöntemi kullanılmıştır. Zemin kaynaklı titreşimlerin belirlenmesi için ayrıca zemin modeli oluşturulmuştur. Bir tramvay hattında yapılan titreşim ölçümleriyle modelin doğruluğunu kanıtlamıştır. Lei ve Noda (2002) ise yaptıkları çalışmada taşıt ve yol sistemi için sonlu elemanlar metodu ile dinamik hesaplanabilir bir model geliştirmişlerdir. Nümerik olarak yol ve taşıt çifti iki kısma bölünmüştür. Taşıt üst bölümü, yol ise alt bölümü oluşturmaktadır. Üst kısımda yay ve sönümleme sisteminden oluşan yuvarlanan kütle bulunup, taşıtın düşey ve yuvarlanma hareketini kapsamaktadır. Alt sistem olan yol ise, sonlu kirişler ve çift tabakalı sürekli elastik temelden oluşmaktadır. Tren hızı, değişken yol durumu ve dikey ray profilinin düzensizliği ve rastgele olmasından dolayı yol ve taşıt arasındaki değişken kuvvetler ve taşıtta ve yolda oluşan titreşimlerin genlikleri, hızları ve ivmeleri nümerik olarak bu modelde analiz edilmiştir. Bu sistemin analiz sonuçları, zaman ve frekans alanında gerçekleştirilmiştir.

Yapılan bu önemli çalışmalardan sonra, Gardien ile Stuit (2003) sistemin modellenmesine ilişkin farklı bir çalışma daha gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmada üç alt modelden oluşan modüler bir model kullanılmıştır. Bu üç alt model: Statik Yer Değiştirme Modeli, Ray Modeli ve Yayılma Modelidir. Bu çalışmada bir Japon metrosu modellenmiştir. Çeşitli parametreler (eleman boyutu, toprak sertliği, sönümleme, sınır şartları) kullanılarak sonlu elemanlar metodu ile çözümler gerçekleştirilmiştir. Kırışık ve Yüksel (2003) ise demiryolu yapısının dinamik modelini incelemişlerdir. Bu çalışmada yol yapısı; travers, balast ve zemin etkisi dikkate alınarak, kütle, yay ve sönümleyicilerden oluşan ayrı bir sistem olarak modellenmiştir. Ray, Bernoulli-Euler kirişi olarak düşünülmüş ve sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yol modeline katılmıştır. Tren ise sabit hızla hareket eden bir kuvvet olarak kabul edilerek yol titreşimleri için örnek sayısal sonuçlar sunulmuştur. Yılmaz (2004) ise bir çalışmada demiryolu üst yapısını bütün tipleriyle tanıtmış, genel olarak titreşim analizinden

bahsetmiştir. Ayrıca, bu çalışmada demiryolunun dinamik davranışının modellenmesine bir giriş yapılarak, konunun tarihsel gelişimi anlatılmıştır. Taşıt-yol etkileşim problemlerini incelemek amacıyla, yol ve taşıt-yol etkileşimi modelleri ele alınmış, çözüm teknikleri ve bu konuda daha önce yapılmış araştırmalar hakkında bilgiler verilmiştir. Standart yol modellerinden en uygun iki model seçilerek taşıt-yol etkileşim problemi analitik olarak çözümlenmiştir. İleride bu konuda yapılacak çalışmalara ışık tutması açısından birtakım önerilerde bulunulmuştur.

Yapılan tüm bu raylı taşıt-yol sistemine ait modellemeler üzerindeki çeşitli incelemelerin yanı sıra, bu sistem üzerinde oluşan titreşimlerin aktif kontrolüne yönelik yapılmış önemli çalışmalar da mevcuttur. Bunlardan bazılarını, Avrupa Ray Araştırma İstişare Konseyi (ERRAC) ve aynı zamanda IFAC Mekatronik Sistemler Teknik Komitesi üyesi olan Roger M. Goodall ve ekibi gerçekleştirmiştir. Roger M. Goodall'ın genel olarak, raylı taşıt tekerleği aktif dümenleme kontrolü, raylı taşıt aktif yalpa kontrolü ve aktif boji kontrolü konularında çok sayıda araştırması mevcuttur. Özel olarak, MAGLEV trenlerinde titreşim kontrolü ve gerçek zamanda kontrol alanlarında da çalışmaları mevcuttur. Mei, Li, ve Goodall (2001) aktif kontrolörlü raylı taşıt süspansiyonları için Kalman filtresi uygulaması geliştirmişlerdir. Kalman filtresi, çeyrek taşıt modelinde durum değişkenlerinin tahmini için kullanılmıştır. Li, Mei vd. (2002), tekerleklerin aktif dümenleme sistemi için durum tahminini gerçekleştirmişlerdir. Katı akslı tekerleklerin temel karakteristikleri açıklanarak, aktif dümenlemenin potansiyel yararları tartışılmıştır. Tekerlek-ray temas yüzeyi profili nedeniyle oluşan tekerleklere ait nonlineerlik araştırılmıştır. Tekerlek durumunun doğru ve güvenilir tahmini için tekrarlanan nonlineer Kalman filtresi geliştirilmiştir. Performans tayini ve tasarımı doğrulamak için bilgisayar simülasyonları kullanılmıştır. Li, Goodall vd. (2003) düşük hızlı trenlerde, birbirinden bağımsız dönen tekerlek motorları için dümenleme kontrolü geliştirmişlerdir. Sistem dayanıklılığı için temel kontrol şemasında geri besleme entegre edilerek, yanal tekerlek-ray yer değişimi kontrol edilmiştir. Tasarlanan geri besleme Kalman filtresi ile tasarlanmıştır. Sonuç olarak, tasarlanan kontrolörün etkinliği ve pratikliği araştırılarak yorumlanmıştır. Bir diğer çalışmada ise Mei ve Goodall (2003), raylı taşıtta birbirinden bağımsız dönebilen tekerleklerin dümenleme kontrolünü, hıza uyumlu basit bir kontrol yapısı ile gerçekleştirmişlerdir. Araç kurp dönüş ve yolcu sürüş performansı aktif olarak kontrol edilerek, pasif kontrollü bir araca göre kıyaslama yapılmıştır.

Mei ve Goodall (2006), mutlak katılık konsepti üzerine oturtulan bir strateji ile raylı taşıt bojisi kararlılığı için yeni bir kontrol metodu geliştirmiştir. Bu metotta, tekerlek üzerine

yerleştirilmiş özel bir yay kullanılmıştır. Bu yay, Sky-Hook Yayı ismi ile anılmaktadır. Bu çalışma ile kontrol stratejisinin etkinliği detaylı olarak tartışılmış ve diğer kontrol stratejileri ile kıyaslanmıştır. Zolotas, Pearson vd. (2006) raylı taşıt bojisi için aktif kararlılık kontrolü gerçekleştirmişlerdir. Basit ama uygun bir model seçilerek kararsızlık problemi frekans alanında gösterilmiştir. Gövde dinamiği, yazılım programı olan SIMPACK ile detaylı nonlinear bir model kurularak, simülasyon ve kontrol uygulamaları, bu model üzerinde gerçekleştirilmiştir. Daha sonra kurulan bu iki modelden elde edilen sonuçlar arasında kıyaslamalar yapılmıştır. Li, Goodall vd. (2006) raylı taşıt süspansiyon parametreleri tahmini üzerinde çalışmışlardır. Burada da parametre tahmini için, basitleştirilmiş bir raylı taşıt dinamik modeli türetilerek, yeni geliştirilmiş bir metot olan Rao-Blackwellized partikül filtre (RBPF) temelli bir metot kullanılmıştır. Rastgele bozucu yol etkisi altında değişik sensör konfigürasyonları ile yapılan parametre tahminlerine ait performanslar karşılaştırılmıştır. Bu metodun sağlaması ise sadece bojisine ve taşıt kütlesine monte edilmiş sensörler yardımıyla, Crodia Class 175 raylı taşıtında yapılan kısmi uygulamalarda elde edilen gerçek test dataları ile yapılmıştır.

Diğer taraftan, Roger M. Goodall ve ekibine ait raylı taşıtlarda yalpalama ve aktif süspansiyon kontrolüne ait çeşitli yayınlar da bulunmaktadır. Örneğin, Li ve Goodall (1999), raylı taşıtlar için aktif süspansiyon sistemlerinde Sky-Hook sönümleme kontrol uygulaması yapmışlardır. Kalman filtre uygulaması genel olarak geliştirilip, hem düşey hem de yatay yönde ikincil süspansiyonlara uygulanabilir niteliktedir. Zolotas, Halikias vd. (2000) yaptıkları çalışmada tek bir vagona ait temel yalpa kontrolü üzerindeki bulguları ortaya koymuşlardır. Açık bir geri besleme kontrolü olan Nulling Stratejisi ile ilgili oluşan zorluklar ortaya konmuştur. Ayrıca, Modele dayalı yaklaşım ve Nulling temelli H_{∞} metodu tartışılarak, hâlihazırdaki yalpa kontrol standartları ile karşılaştırılmış ve en uygun olanı önerilmiştir. Zolotas ve Goodall (2000) bir başka çalışmalarında, yine tek vagon üzerindeki temel yalpa problemini incelemişler ve taşıt uygun bir modelle tasarlanarak, frekans analizinde açık geri besleme kontrolü ile ilgili problemleri tanımlamışlardır. Gövdeye ait yanal ivmelenme, yuvarlanma ve yalpalanma hareketleri için bir Kalman-Bucy filtresi, daha efektif geri besleme sinyali üretmek için geliştirilmiştir. Zamzuri, Zolotas vd. (2005) raylı taşıtlardaki yalpalama hareketini bulanık mantıklı kontrolör ile kontrol etmişlerdir. Bu çalışmada, bulanık oransal türev + integral (Bulanık PD+I) kullanılarak, Nulling kontrol şeması geliştirilmiştir. Sonuçta, gövde ivmelenmesinde ve ikincil süspansiyon yalpalanmasında %60 iyileşme kaydedilmiştir.

Ülkemizde ise, Karayel ve Erel (1997) raylı taşıtlarda süspansiyon sistemlerinin performans

analizine yönelik bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmada, mevcut alt ve üst yapı şartları altında arzu edilen hız ve konfor isteklerine en iyi cevap verebilecek taşıt tasarımı ve mevcut taşıtlarda yapılması gerekli değişiklikler hedeflenmiş, süspansiyon sisteminin optimum tasarımı ve aktif süspansiyon sisteminin mevcut sisteme adaptasyonu üzerine çalışılmıştır. Tabak (2003) ise raylı taşıt titreşimlerinin kontrolüne yönelik bir çalışma yapmıştır. Bu çalışmada, dört akslı bir tren modelinin gövde hareketlerinin incelenmesi için 6 serbestlik dereceli nonlinear tren modeli kullanılmıştır. Trenin düşey yer değiştirmesi ve kafa vurma hareketleri sonlu bir sinüs fonksiyonu şeklindeki bir yol girişine karşılık, kontrolörsüz ve PID kontrolörlü olarak zaman boyutunda ve taşıt lineerleştirilerek frekans boyutunda incelenmiştir. Yağız ve Gürsel (2005) esnek gövdeli bir raylı taşıt modeline aktif süspansiyon kontrolü uygulamışlardır. Bu çalışmada, Kayan Kipli Kontrol metodu kullanılarak, esnek gövdeli raylı sistem taşıtının sürüş konforunu geliştirmek için kontrolör tasarımı yapılmıştır. Bu kontrol metodu gürbüzlüğünün yanında, nonlinear sistemlere uygulanma özelliğine de sahiptir. 2 Aktüatör ikincil süspansiyon eksenin ön ve arka noktalarına yerleştirilerek gövdenin düşey ve açısız titreşimlerinin azaltılmasına çalışılmıştır. Zaman ve frekans cevapları hem kontrolörlü hem de kontrolörsüz durumlar için karşılaştırılmıştır.

Raylı taşıtlar her ne kadar karayolu taşıtlarından farklı tasarım özelliklerine sahipse de titreşimlerinin kontrolü temel olarak karayolu taşıt titreşimlerinin kontrolüne benzemektedir. Bu nedenle, taşıt titreşimlerinin kontrolüne yönelik son yıllarda ülkemizde yapılmış olan bazı çalışmalara göz atacak olursak, gerekli literatürün oluştuğunu görürüz. Güçlü (2003) çalışmasında 8 serbestlik dereceli nonlinear bir taşıt modeline PID kontrolör uygulayarak, yolcu koltuğunun dinamik davranışları 3 farklı kontrol stratejisi için incelemiştir. Bu çalışmada, nonlinear taşıt modelinin, kontrolsüz ve kontrollü durumlardaki zaman ve frekans cevapları, 3 kontrol stratejisi için de karşılaştırılmıştır. Yine Güçlü (2004), bir diğer çalışmada 4 serbestlik dereceli bir taşıtta, süspansiyon çalışma limitlerinde herhangi bir dejenerasyon olmaksızın, bulanık mantıkla kontrol edilen aktif süspansiyonların dizaynı ve performansının kontrolünü gözönüne almıştır. Burada, süspansiyon açıklığı dejenerasyonlarını gözönüne alan yeni bir bulanık kontrol algoritması kullanılmıştır. Taşıt gövdesinin ve kafa vurma hareketlerinin zaman ve frekans cevapları verilerek, aktif ve pasif süspansiyonların simülasyon sonuçları karşılaştırılmıştır. Yüksek, Kepçeler vd. (2005) çalışmalarında taşıtların viyadük yollar üzerindeki hareketlerinden kaynaklanan yapısal titreşimlerin azaltılması için Cluster Kontrol Metodunu ele almışlardır. Viyadük yol, sonlu elemanlar metodu kullanılarak modellenmiş ve yol elemanlarının yapısal modları elde edilmiştir. Düz yol kesiminin sonlu elemanlar modeli kullanılarak, cluster kontrol metodu

üzerinde çalışılmıştır. Öncelikle düz yol kesiminin modları 4 grupta sınıflandırılmıştır. PID kontrolör kullanılarak ayrı ayrı her bir grubun kontrolü sağlanmıştır. Güçlü (2005) bir diğer çalışmada ise aktif süspansiyonlara sahip 8 serbestlik dereceli nonlinear bir taşıtın dinamik davranışları ve bulanık mantıkla kontrol edilen bir yolcu koltuğunu incelemiştir. Burada, 3 farklı kontrol stratejisi gözönüne alınmıştır. Birincisinde sadece yolcu koltuğu kontrol edilmiş, ikincisinde sadece taşıt gövdesi kontrol edilmiş, üçüncüsünde ise taşıt gövdesi ve yolcu koltuğunun her ikisi birden aynı anda kontrol edilmişlerdir. Yol girişine bağlı olarak, nonlinear taşıtın zaman ve frekans cevapları her kontrol stratejisi için elde edilerek, karşılaştırılmışlardır. Sakman, Güçlü vd. (2005) yaptıkları çalışmada, araç süspansiyon sistemlerini kuru sürtünmeli olarak modellemişlerdir. Bu haliyle sistem nonlinear olarak ele alınıp, bulanık mantık kontrolör ile kontrolü gerçekleştirilmiştir.

Bu çalışmada ise, günümüze kadar yapılmış çalışmalar ışığında, sisteme bozucu yol etkileri girişi sonucu oluşan raylı taşıt düşey titreşimlerinin aktif kontrolü gerçekleştirilmiştir. Seçilen kontrolörün dışında çalışmaya ait temel farklılık ise oluşturulan dinamik raylı taşıt modelinin gelişmiş bir model olması ve ayrıca taşıt-yol etkileşiminin Hertz yayı ile lineerleştirilerek, yol yapısının taşıt dinamiğine etkisinin incelenmesidir. Tasarlanan dinamik modelin, İstanbul ulaşımında kullanılan bir hafif metro taşıtının, taşıtın ön, orta ve arka kısımlarında konumlandırılmış 6 adet yolcu koltuğu, birbirinin peşi sıra konumlandırılan 2 adet gövde bloğu, gövdeler ve tekerlekler arasında 3 adet boji ve 6 adet tekerlek setinden oluşması modeli özel kılmaktadır. Bu haliyle taşıt, 4 serbestlik dereceli temel, 6 serbestlik dereceli çeyrek ve 22 serbestlik dereceli yarım taşıt modeli olarak modellenmiştir. Oluşturulan modellere ait dinamik davranışlar zaman ve frekans alanında incelenip, yol girişi sonucu oluşan düşey titreşimler bulanık mantık kontrolör uygulaması ile bastırılmıştır.

Tezin 2. bölümünde, raylı sistemlerin önemine kısaca değinilmiş, diğer ulaşım sistemleri ile çeşitli yönlerden mukayesesi yapılmış, İstanbul'da, Türkiye'de ve Dünya'da raylı sistemlerin durumu hakkında bilgi verilerek ülkemizde yapılacak çalışmaların önemine dair genel bir değerlendirme yapılmıştır.

3. Bölümde ise raylı sistem araçları, bojileri ve süspansiyon sistemleri hakkında genel bilgiler sunulmuştur. Raylı sistemlerde titreşim kontrolü için kullanılan pasif, yarı aktif ve aktif süspansiyon sistemlerinin genel çalışma prensiplerinden bahsedilmiştir. Raylı sistem titreşimlerinin önemli bir kısmının araç-yol etkileşimi sonucu oluşmasından dolayı, demiryolu üstyapıları hakkında da genel bilgiler verilmiştir.

Çalışmanın 4. bölümünde, raylı sistem titreşimleri nedenleri ile birlikte ele alınarak, yolcu

konforuna olan etkisi çeşitli konfor kriterleri göz önünde tutularak değerlendirilmiştir. Daha sonra, raylı sistem araçlarının parazit hareketleri, araç ve yol modellerinin yanı sıra, titreşimlere neden olan yol düzensizlikleri hakkında genel bilgiler verilmiş olup, tekerlek-ray etkileşimi probleminin nasıl çözümlendiği anlatılmıştır. Sisteme ait simülasyon yapılmadan önce, gerekli olan hareket denklemlerinin nasıl çıkarıldığı belirtilerek matematiksel modelin kurulumu hakkında teorik bilgiler verilmiştir. Simülasyonun zamana ve frekans analizi için nasıl gerçekleştirileceği anlatılmıştır.

Modelleme aşaması olan 5. bölümde ise, öncelikle 4 serbestlik dereceli temel raylı taşıt modeli ele alınmış, sonra sırasıyla çeyrek ve yarım raylı taşıta ait fiziksel ve matematiksel modeller ayrı ayrı çıkartılmıştır. Böylece raylı taşıt; 4, 6 ve 22 serbestlik dereceli model olarak ele alınmıştır.

Sinüzoidal bir yol girişine karşılık belirli bir seyahat hızında, taşıtta meydana gelebilecek titreşimlerin ivme ve yer değiştirme değerleri, MATLAB-Simulink paket programı kullanılarak elde edilmiştir. Raylı taşıtta meydana gelecek titreşimlerin etkisiyle oluşacak konfor probleminin çözümünde, taşıt içi ivme değerleri esas alınmıştır. Daha sonra, 6. bölümde bulanık mantık kontrolör hakkında teorik bilgi verildikten sonra, bu kontrolör kullanılarak raylı taşıt titreşimlerinin yolcu konforuna etkisi minimuma indirilmiştir.

Tüm bu yapılan çalışmalar sonucu elde edilen sonuçlar, 2 adet uluslararası ve 1 adet ulusal bildiri olarak sunulmuş olup halen akademik yayın çalışmalarına devam edilmektedir. Türkiye Otomatik Kontrol Ulusal Toplantısı'nda sunulan çalışmada (Metin, Güçlü vd., 2007), 6 serbestlik dereceli raylı taşıt titreşimlerinin aktif kontrolü için, Bulanık PID kontrolör tasarımı yapılmıştır. Titreşimlerin aktif kontrolü için, Bulanık PI ve Bulanık PD kontrolörlerin birleştirilmesiyle elde edilen Bulanık PID kontrolör, dayanıklı yapısı ve üstün performansı nedeniyle tercih edilmiştir. Konforlu bir yolculuk için raylı taşıt gövdesi ve bojisi arasına yerleştirilecek bir kontrolör vasıtasıyla, raylı taşıt gövdesi ve özellikle yolcu koltuğu titreşim genlikleri ve ivmelenmeleri minimize edilmiştir. Bu çalışmada raylı taşıt, yolcu koltuğu ve süspansiyon sistemi, taşıt gövdesi, boji, birincil-ikincil süspansiyonlar ve tekerlekler gözönüne alınarak modellenmiştir. Bu dinamik model tasarlanırken, tekerlek-ray etkileşimi Hertz yayı ile lineerleştirilmiş ve bu şekilde sisteme dâhil edilmiştir. Çalışmanın sonucunda, titreşim genlikleri ve ivmeleri zaman ve frekans alanında, kontrolörlü ve kontrolörsüz durumlar için gösterilmiş ve yorumlanmıştır.

Inter-noise 2007 Uluslararası Kongresi'nde sunulan bir bildiride ise (Metin, Güçlü vd., 2007) yine 6 serbestlik dereceli bir raylı taşıt modeline ait ikincil süspansiyon sistemine bulanık

mantıklı kontrolör uygulanarak taşıt titreşimleri kontrol edilmiştir. Bulanık mantıklı kontrolör bu çalışmada yüksek performans karakteri nedeniyle tercih edilmiş olup, taşıt modeli; gövde, boji, birincil ve ikincil süspansiyonlar ve rijit tekerleklerden oluşmaktadır. Tekerlek-ray etkileşimi ise Hertz yayı kullanılarak lineerleştirilmiştir. Çalışmanın sonunda ise raylı taşıta ait yer değişimi ve ivmelenmenin zaman ve frekans cevapları, kontrolörlü ve kontrolörsüz sistemler için incelenerek kıyaslama yapılmıştır.

Bu kongrede sunulan bir diğer bildiride ise (Yalçın, Güçlü vd., 2007) raylı taşıt ve yola ait titreşim karakteristikleri incelenmiştir. Raylı taşıt 6 serbestlik dereceli olarak, rijit ve balastlı yol gibi değişik yol yapılarıyla birlikte modellenmiştir. Her iki yol da kiriş ve yay-sönüm damper sistemleri olarak düşünülmüştür. Raylı taşıt belirli bir hızla hareket halindeyken, ayrı ayrı her iki yol yapısı için yer değişimi ve ivmelenmeler, zaman ve frekansa bağlı olarak incelenmiştir. Yolcu konforu açısından, her iki yol yapısı için titreşim karakteristikleri, farklı taşıt hızları altında karşılaştırılarak yorumlanmıştır.

2. RAYLI SİSTEMLERE GİRİŞ

Ulaşım, toplumların sosyalleşmesi açısından hayatın her boyutunda yer alan, insanların veya eşyaların yer değiştirmesini ve böylece hayatta aktif bir rol oynamasını sağlayan vazgeçilmez bir olgudur. Yer değiştiren her şey ise gezindiği ortamların etkisini muhakkak üzerlerine alır, kendi etkisini de bu çevreye yayarlar. Bu etkileşim, kapalı ekonomiden açık ekonomiye geçişi göstermektedir. Bu geçişin hızlı olması iyi bir ulaşımın en önemli göstergelerindendir.

Ulaştırma ise ulaşımı sağlama halidir. Sistem olarak toplam maliyeti içerisinde sabit maliyeti yüksek olan bir yatırımdır. Bu nedenle ekonomik olarak kurulumu zor olan sistemlerdendir. Temel ulaşım sistemleri olarak kara, deniz ve hava ulaşım sistemlerini sayabiliriz. Bu sistemler arasında en yaygın etkiyi kara ulaşım sistemleri göstermektedir. Bu sistemler, toplumun ekonomik, sosyal ve politik yapısına yön veren önemli bir etkidir. Bu nedenle ulaşım altyapı yatırım kararları, kentleşme ve nüfus politikalarının yanı sıra ekonomik, sosyal, politik ve güvenlik fonksiyonları da dikkate alınarak verilir.

Ülkemizde kara ulaşım sistemleri içerisinde, karayolu günümüze kadar demiryoluna büyük bir üstünlük sağlamıştır. Buna etken olan politik sebeplerin yanı sıra, karayolunun sabit maliyetinin daha düşük olması, bireysel ulaşım için açık ve küresel ekonomideki payının büyük olmasını sayabiliriz. İnsanların yeniyi ve gelişime olan ilgisi, otomotiv sektöründe büyük bir pazar oluşturmuş ve demiryolu ulaşımının kısırlaşmasına sebep olmuştur. Ne var ki, demiryolu ulaşımının önemi her geçen gün biraz daha iyi anlaşılakta ve bu yöndeki yatırımlar hız kazanmaktadır. Bu da ülkemizin gelişimi açısından büyük önem taşımaktadır.

2.1 Raylı Sistemlerin Önemi

Raylı sistemle ulaşımında konfor, güvenilirlik ve kapıdan kapıya taşıma gerçekleştirilmesi gereken en önemli temel kriterlerdir. Modern demiryolu endüstrisi, bu kriterleri esas alarak gerçekleştirdiği çarpıcı gelişmeleri yeterli görmemekte, bunları birer aşama sayarak daha ileri gitme uğraşı vermektedir. Uzakdoğu ile Batı ve Kuzey Avrupa Demiryolları, yüksek hızlı tren işletmeciliğinde önde gelen demiryolları olarak dikkati çekmektedir. Öncelikle bu ülkelerin neden demiryollarına önem verdiğine değinmek gerekirse, raylı sistem ulaşımındaki başlıca önemli üstünlükleri saymak gerekir.

- Demiryolu taşımacılığı teknik açıdan diğer ulaşım sistemlerine göre çok daha rahat, hızlı ve güvenilirdir,
- Doğal çevrenin korunması konusunda artan bir toplumsal duyarlılık vardır,

- Daha fazla sayıda yolcu taşınması nedeniyle nüfus yoğunluğu fazla olan kesimlerde ideal bir taşıma aracıdır,
- Enerjide tasarruf sağlar,
- Hava kirliliğini azaltır. Zira kirlilik enerji tüketimi ile doğrudan ilişkilidir. Demiryolu taşıtları da karayolu taşıtlarına göre en az % 50 daha az enerji tüketir,
- Teknolojik gelişmeleri kullanarak aldığı tedbirler ile gürültü düzeyini düşürür,
- Trafik kazalarını ve bu kazalarda yaşanan kayıpları azaltır,
- Otoyollardan daha az arazi kullanımını gerektirir,
- Karayolu taşımacılığında artarak yaşanan tıkanmalar demiryolu ile aşılabılır, zamandan tasarruf sağlar (Eser ve Tarhan, 1997).

Gelişmişliğin kıstasını boşa harcanan zamanın azlığı olarak tanımlayan bu ülkeler ulaşımda harcanan zamanı aşağılara çekebilmenin uğraşını vermekte ve bu amaçla da yüksek hız çalışmalarını önemsemektedir.

Hemen hemen bütün gelişmiş toplumlarda, ulaşım politikaları yeni yaklaşımların ışığında biçimlenirken, Türkiye'nin bundan etkilenmemesi mümkün değildir. 2000'li yılların başından itibaren ülkemizde raylı sistem ulaşımına ayrı bir önem verilerek, hızlı tren taşımacılığına ilk adımları atılmıştır.

Çevrenin korunması hususunda artan toplumsal duyarlılık ve sürdürülebilir kalkınma, demiryollarının bir bütün olarak geliştirilmesinin devlet politikası olmasını kaçınılmaz kılmaktadır.

2.2 Raylı Sistemlerin Diğer Ulaşım Sistemleri ile Karşılaştırılması

Raylı sistemlerin raya bağlı olması ve genellikle hava koşullarından karayoluna göre daha az etkilenmesi güvenliği, konforu ve zaman tasarrufunu artırmaktadır. Ülkemizde karayolu kazalarında yılda ortalama 6000 kişi ölmekte, 100 bin kişi de yaralanmaktadır. Kaza sayısı da yılda ortalama %14 oranında artmaktadır. Karayollarındaki motorlu araç sayımız 5 milyon adete ulaşmış olup, yılda ortalama %10 oranında artmaktadır. İleriki yıllarda karayolu trafiği tıkanma noktasına gelecektir. Durum böyleyken, ülkemizde günümüze kadar karayollarında ısrar edilip, demiryolları ihmal edilmiştir.

Japonya'da Tokaido Shinkansen hattında 30 yılda toplam 3 milyar yolcu taşınmasına rağmen ölümle veya ciddi bir yaralanmayla sonuçlanan bir kazaya rastlanmamıştır. Bu sonuç,

demiryolu taşımacılığının çok daha güvenli olduğunu göstermektedir.

Çevre kirliliği ve küresel ısınma açısından bir karşılaştırma yapılacak olursa burada da raylı sistemlerin belirgin bir üstünlüğüne rastlanır. Motorlu araçların çıkardığı egzoz gazı, bulunduğu ortama kurşun ve diğer zehirli maddeleri bırakmaktadır. Kurşun ise akciğer kanserini hızlandırmaktadır. Elektrikli demiryollarının hava kirliliğindeki payı %5 iken, karayollarının payı %85 düzeyindedir. Demiryollarının arazi ve suların kirlenmesinde de payı azdır. Hâlbuki karayolu araçlarından çıkan yağlar ve benzin istasyonlarındaki sıvı karbüranlardan oluşan değişik maddeler, çevredeki arazi ve sulara zarar verir. Bir elektrikli tren ile 42 km seyahat sonucunda, çevreye 1 kg karbondioksit yayılırken, aynı miktarda karbondioksit otobüsle 12 km’de, otomobil ve uçakla ise 7 km’de yayılmaktadır.

Diğer yandan, aynı kapasitede taşımacılık için demiryolları, karayolları ve denizyollarına göre daha az arazi gerektirmektedir. Platform genişliği 13,7 metre olan çift hatlı, elektrikli bir demiryolu hattı kapasite açısından, 37,5 metre genişliğinde 6 şeritli bir otobana eşdeğerdir. Buna göre, karayolları 2,7 kat daha fazla arazi kullanımı gerektirmektedir. Denizyolu taşımacılığında da aynı kapasitede taşıma için 55 metre deniz genişliği gerekmektedir.

Ulaşımında, çevreye yayılan taşıt kaynaklı gürültüler de önemli bir mukayese kriteridir. Karayolu motorlu araçlarında gürültü, motor hacmi ve susturuculara bağlı olarak değişmektedir. Yapılan araştırmalarda karayollarındaki gürültü şiddetinin 72-92 desibel arasında değiştiği tespit edilmiştir. Ağır taşıtlar için bu değer 103 desibele kadar çıkmaktadır. Havayollarında ise gürültü şiddeti 103-106 desibeldir. Buna karşın saatte 150 km hızla giden bir trenin gürültüsü 65-75 desibel arasındadır. Japonya, Fransa ve Rusya’da kabul edilebilir gürültü standardı 40-70 desibel arasında değişmektedir. İnsan sağlığı açısından 8 saatlik bir çalışma için gürültü sınırının en fazla 90 desibel olduğu gözönüne alınırsa raylı sistemlerin önemi daha da artmaktadır (Dengiz, Kutay vd., 1997).

2.3 İstanbul Ulaşımında Raylı Sistemler

İstanbul, insan ve eşya nakli için demiryolu inşaatı ile bu yol üzerinde hayvan çekerli araç işletilmesi hakkının 40 yıl süre ile Dersaadet Tramvay Şirketi’ne verilmesiyle 30 Ağustos 1869 yılında ilk kez raylı sistemle tanışmıştır. Yapılan anlaşmayla şirket il olarak, iş ve ikamet hacminin en yoğun olduğu bölgeleri göz önünde bulundurmak suretiyle 4 hatta (Azapkapısı-Ortaköy, Eminönü-Aksaray, Aksaray-Yedikule, Aksaray-Topkapı) atlı tramvayı kullanıma sunmuştur.

Dünyanın en eski 3. metrosu olan ve Galata-Beyoğlu arasında halen hizmet veren Tünel ise 5 Aralık 1874 tarihinde hizmete girmiştir. Bir süre sadece yük ve hayvan taşındıktan sonra 17 Ocak 1875 tarihinden itibaren yolcu taşınmaya başlanmıştır. Bu dönemde, raylı sistem filusunda, bir kısmı yazlık ve bir kısmı iki katlı olmak üzere yalnızca 45 adet atlı tramvay mevcuttur.

İstanbul'a kazandırılacak olan yeni raylı sistem hatları için yapılan 1881 mukavelesi, nüfus yoğunluğunu göz önünde bulundurmaktan ziyade, kentin seçkin nüfusuna hizmet götürmeyi hedeflemiştir. Böylece, Galata-Şişli 1883 ve Galata-Tatavla hattı ise 1885 yılında işletmeye açılmıştır.

Ne var ki 1912'de Balkan Harbi'nin patlak vermesiyle birlikte, Harbiye nezareti elindeki at mevcudunun yeterli olmaması üzerine, İstanbul'da hizmet veren tramvayların tüm atları satın alınmıştır. Bu olay, İstanbul'da raylı ulaşımın bir yıl yapılamamasına sebep olarak, Avrupa'da çoktan kullanılmaya başlanan elektrikli tramvayların, İstanbul için de çok gerekli olduğu fikrini pekiştirmiştir. 1911 yılında Dersaadet Şirketi ve Osmanlı Devleti arasında imzalanan yeni anlaşma ile İstanbul'da elektrikli tramvay devri başlamıştır. Bu atılımdan sonra yatırımlar devam etmiş, yeni tramvay hatları ile birlikte 1936 yılında İstanbul caddelerinde şık görünümlü yeni tramvaylar görülmeye başlanmıştır.

1950'li yıllarda İstanbul'daki tramvay hattı uzunluğu 130 km'ye ulaşmıştır. 1956 yılında ise yaşanan ekonomik gelişme ile İstanbul'a yeni caddeler, bulvarlar ve meydanlar kazandırmak için imar çalışmaları başlamıştır. Bu dönemde otomobil teknolojisi gelişmiş ve Türkiye önemli bir pazar haline gelmiştir. Otomobiller hızlı ve daha rahat ulaşım vaat ederken, raylı sistemler ise aksine, gün geçtikçe önemini yitirmeye başlamıştır. Raylı sistemlere gerekli yatırım yapılmayıp, otomobil ve lastik tekerlekli toplu ulaşım araçları ile rekabet edebilir düzeye getirilmediği için, İstanbul'daki cadde tramvayları atıl hale gelip, artık yavaş yavaş sökülmeğe başlanmıştır. 1961 yılında Avrupa yakasında hiçbir tramvay hattı kalmamış, 1966 yılında ise Anadolu yakasındaki tüm hatlar kaldırılmıştır.

Dünyanın önemli kentleriyle birlikte başlanan raylı sistemler hizmetinin 1966 yılında terk edilmesi ve 1990'lı yıllara kadar kayda değer hiçbir çalışmanın yapılmamış olması, bu hizmette dünya standartlarının çok gerisinde kalmamıza neden olmuş ve İstanbul'un trafik problemi gün geçtikçe daha fazla hissedilmiştir. Bugün, İstanbul ulaşımında raylı sistemlerin toplu taşımadaki oranı sadece % 5,7 olup, gelişmiş metropol şehirlerine nazaran çok gerilerde kalmıştır. Bu oran, çok daha fazla artırılarak raylı sistemlerin gün geçtikçe daha büyük

boyutlara varan ulaşım problemlerinin yükünün hafifletilmesi gerekmektedir. Bu nedenle, 1990'lı yıllardan itibaren başlanan çalışmalarla, TCDD tarafından işletilen Gebze-Haydarpaşa (42 km) ve Halkalı-Sirkeci (30 km) hatlarının dışında altı adet raylı sistem kullanıma sunulmuştur.

Bunlardan ilki, 1989 yılından bu güne yolcu taşımaya devam eden Aksaray-Havalimanı hafif metro (LRT) hattıdır. Günlük 220.000 yolcu taşıyan 8,5 km'lik Aksaray-Kartaltepe 1. Etabına havaalanına kadar uzanan 2. Etapın eklenmesiyle hat, 20 km'ye ulaşmış ve yolcu taşıma kapasitesi 34000 (yolcu/saat) olmuştur.

Zeytinburnu-Kabataş arasında hizmet veren tramvay hattının Sirkeci-Aksaray-Topkapı bölümü 1992 tarihinde, Topkapı - Zeytinburnu bölümü Mart 1994 ve Sirkeci-Eminönü bölümü ise Nisan 1996 tarihinde hizmete açılmıştır. 30 Ocak 2005 tarihinde hat Kabataş'a uzatılmıştır. Hat bu haliyle, 14 km uzunluğunda ve kapasitesi tek yönde 15.000 (km/saat) tir. 2006 yılında hizmete açılan 5,2 km uzunluğundaki Zeytinburnu - Bağcılar Cadde Tramvayı ile hat, Bağcılar'a kadar uzatılmıştır.

Yapımına 1992 yılında başlanan ve Taksim – 4.Levent arasında hizmet veren metro, 16 Eylül 2000 tarihinde hizmete girmiştir. Böylece İstanbul, 8 km uzunluğunda, 70.000 (yolcu/saat) kapasiteli modern bir metro hattına sahip olmuştur.

01 Kasım 2003 tarihinde hizmete giren Kadıköy-Moda Tramvayı'nda 2,6 km'lik sistemde 10 istasyon yer alarak günde yaklaşık 2000 yolcu taşınmaktadır.

Beyoğlu tramvayı ve Karaköy Tüneli, İstanbul ulaşımında nostaljik tramvay gibi daha çok sembolik bir değer ifade etmekte olup, iki hattın toplam uzunluğu 3 km civarındadır.

Günümüzde, İstanbul kent içi ulaşımının entegre edilebilmesi, şehir içi ulaşımın hızlandırılarak modernize edilmesi amacı ile raylı sistem proje ve inşaatlarına hız verilmiştir. Bu çalışmalar kapsamında, deniz ulaşımı ile raylı sistemleri entegre edecek proje olan Taksim-Kabataş Funiküleri üzerinde yoğunlaşmış ve çalışmalar tamamlanarak sistem hizmete alınmıştır.

1990'lı yıllardan şimdiye kadar yapılan tüm bu yatırımlar, İstanbul gibi bir mega kent için elbette yeterli değildir. Bu nedenle yapım, proje ve planlama aşamasındaki raylı sistemlerle ulaşım problemi rahatlatılmaya çalışılmaktadır. Mevcut hatlara ek olarak, 66,4 km'si Marmaray Projesi kapsamında olmak üzere; 36 km metro, 96 km hafif metro ve 7 km tramvay olarak toplam 205 km yeni raylı sistem yapılması öngörülmektedir. Böylece raylı sistem

ağının toplam uzunluğu 250 km'yi geçecektir.

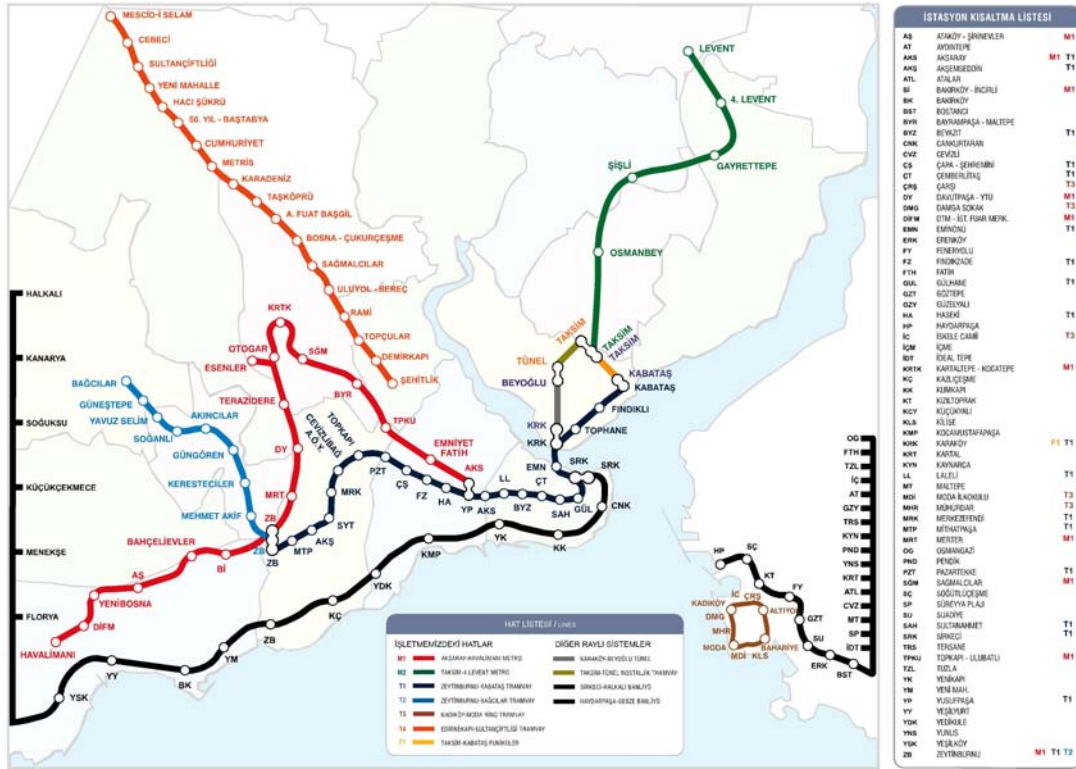


Şekil 2.1 Yakın bir zamanda İstanbul ulaşımında görebileceğimiz, tasarımında İstanbul'un sembollerinden olan laleden esinlenen bir tramvay



Şekil 2.2 1920 tarihli İstanbul Fatih-Harbiye tramvay güzergahını gösteren harita

İstanbul ölçeğindeki diğer metropollerdeki raylı sistem uzunlukları ile karşılaştırıldığında, İstanbul'daki raylı sistem uzunluğu Manila (69 km), Kalküta (84 km), Pekin (42 km) kentleri düzeyindedir. 2010 yılı için önerilen raylı sistemlerin gerçekleşmesi durumunda ise, Bombay (348 km), Sao Paulo (314 km) ve Rio De Janerio (298 km) ve Seul (303 km) gibi kentlerin bugünkü düzeylerine ancak erişilebilecektir. (Ocak ve Manisalı, 2007)



Şekil 2.3 2007 tarihli İstanbul güncel raylı sistemler hatlarına ait harita

İstanbul'da yapımı devam eden, ihale sürecindeki projeler sırasıyla Çizelge 2.1 ve Çizelge 2.2'de verilmiştir.

Çizelge 2.1 İstanbul'da yapımı devam eden raylı sistem çalışmaları

Proje	Güzergâh	Uzunluk (km)	Keşif (Milyon USD)	Kapasite (Yolcu/s/yön)
Metro	Levent-Ayazağa (2.aşama)	3,6	253	70000
Metro	Kadıköy-Kartal	21,5	1000	65000
Metro	Taksim-Yenikapı	5,2	370	70000
LRT	Aksaray-Yenikapı	0,7	28	35000
LRT	Otogar-Bağcılar	4,5	173	35000
Cadde Tramvayı	Vezneciler-Sultan Çiftliği	15,8	175	15000
Cadde Tramvayı	Zeytinburnu-Güngören-Bağcılar	3,8	114	15000
Boğaz Tüp Geçişi	Kadıköy-Eminönü	13,6	850	75000
Metro	İkitelli-Olimpiyat Köyü	2,9	73	15000
Metro	Mahmutbey-İkitelli-Başakşehir	14,2	700	70000
Toplam		87,8	2963	465000

Çizelge 2.2 İhale sürecindeki raylı sistem çalışmaları

Proje	Güzergâh	Uzunluk (km)	Keşif (Milyon USD)	Kapasite (Yolcu/s/yön)
Metro	Yenikapı- Bağcılar	11,8	600	70000
Lineer Metro	Beşiktaş-Şişli- Otogar	14,0	675	70000
LRT	Üsküdar-A.zade-Tepeüstü(1.Et)	11,5	400	35000
LRT	Tepeüstü-Dudullu-Samandıra(2.Et)	9,5	400	35000
LRT	Göztepe-Ümraniye	5,0	200	35000
LRT	Kartal-Kurtköy-Havaalanı	9,6	450	35000
LRT	Bakırköy-Beylikdüzü	21,0	815	35000
Cadde Tramvayı	Zeytinburnu-Bakırköy	3,7	27	5000
Cadde Tramvayı	Haliç Kıyısı-GOP	16,0	185	15000
Toplam		102,1	3752	335000

2.4 Türkiye ve Dünyada Raylı Sistemler

Ülkemizde ilk demiryolu, Osmanlı Devleti zamanında 1856 yılında bir İngiliz Şirketine verilen imtiyazla İzmir-Aydın arasında yapılmıştır. Daha sonra çeşitli şirketler tarafından inşa edilerek, işletilen demiryollarının 4559 km'si Cumhuriyetin ilanı ile çizilen milli sınırlar içerisinde kalmıştır. 1871 yılında bir Avusturya şirketince yapımına başlanan “Şark Demiryolu'nun” 336 km'lik Sirkeci-Edirne kesimi 1888'de tamamlanmıştır, İstanbul'u Bağdat'a birleştirecek demiryolunun yapımına ise yine 1871 yılında başlanabilmiş ve aralıklarla yapımı sürdürülerek 1940 yılında Nusaybin'e ulaşmıştır. 1923'te 4559 km olan demiryolu uzunluğumuz büyük gayretlerle 1940'a kadar 8637 km'ye ulaştırılmıştır. Ancak, 1950'den sonra karayolu yatırımlarına ağırlık verilerek, 2000'li yılların başlarına kadar demiryolları ihmal edilmiştir. 1924'ten 2005 yılına kadar inşa edilen yeni demiryolları şöyledir:

1924 yılından önce yapılan demiryolları 3714 km,

1924-1950 yılları arası yapılan demiryolları 3779 km,

1950-1960 yılları arası yapılan demiryolları 284 km,

1960-1980 yılları arası yapılan demiryolları 578 km,

1980-2005 yılları arası yapılan demiryolları 342 km olmak üzere

toplam demiryollarımız 8697 km'dir (Ulaştırma Bakanlığı Raporu, 2005).

Türkiye'de Cumhuriyetin ilanından sonra geliştirilen demiryolu politikası çerçevesinde Osmanlı Dönemi'nden kalan demiryollarında iyileştirmeler yapılmıştır. 1950'lerden sonra

bütün dünya, otomotiv endüstrisindeki gelişmeler doğrultusunda, hıza duyulan gereksinim yüzünden karayoluna yönelmiştir. Ülkemiz ise bu gelişmenin oldukça etkisi altında kalmıştır. Kombine taşımacılığın gereği, demiryollarımızın ulaşamadığı noktalara, demiryollarına dik karayolları yapılıp bunların da, üç tarafı denizle çevrili ülkemizde limanlara bağlanması gerekirken, karayolları demiryollarına paralel olarak yapılmış ve alternatif oluşturulmuştur. Ülkemizde demiryolu ve karayolu ağının %75'i paraleldir. Bu iki sistem birbirini tamamlayan sistemler olması gerekirken, rakip sistemler şeklinde bir gelişim göstermiş ve bu durumda demiryolları yarışı baştan kaybetmiştir. Bu durumun doğal bir sonucu olarak, ulaştırma sistemimize karayolları egemen olmuştur (Dengiz, Kutay vd., 1997).

1980'li yıllarda Pazar Ekonomisi Ülkeleri'nde, demiryolu ulaşımı önem kazanmış ve hızlı tren teknolojilerinin geliştirilmesine önem verilmiştir. Başta, Fransa olmak üzere Batı Avrupa Ülkeleri kendi hızlı tren sistemlerini geliştirerek altyapı yatırımlarına hız vermişlerdir.

Bu ülkeler, yüksek seyahat hızlarına ancak yüksek standartta yeni demiryolu şebekesi inşa etmek veya mevcut demiryolu şebekesi üzerinde özel dizayn edilmiş araçlar kullanmak suretiyle ulaşabilmiştir.

Yüksek hız elde etme stratejisinin diğer bir yöntemi, mevcut demiryolu şebekesinde önemli değişiklikler yapmaksızın, özel tasarlanmış taşıt kullanma olup, kısa zamanda minimum yatırımla gerçekleştirilen bir uygulamadır. İtalya, İsveç, Almanya, Japonya, İsviçre, Avusturya, İspanya, Kanada, Brezilya ve Amerika'da bu strateji uygulanmaktadır.

Bu amaca uygun olarak, tıpkı motosiklet yarışlarında sürücülerin viraja geldiklerinde motosikletin gövdesini yana yatırarak virajdaki hızını arttırabildikleri gibi, tren de gövdesini yatırabilme özelliğine sahip bir tasarımla üretilmektedir. Bu tür trenlerde, tren gövdesine kurplardan geçişte kurp içine doğru yatma hareketi verilerek tren hızı; taşıt stabilitesi emniyet sınırları içinde tutulmak ve konfor ivmesi korunmak kaydıyla % 30 oranında artırılabilir.

Yatar gövde sistemine göre dizayn edilmiş trenlerin kurpta devre uyan hızdan daha yüksek bir hızla seyretmesi durumunda; vagon sandığına kurp içine doğru bir yatma hareketi verilerek söz konusu konfor ivmesinin uygun standart değerler içerisinde kalması sağlanabilmektedir. Vagon sandığının kurp merkezine doğru yatırılması Aktif Yatma (Aktif Tilting) ve Pasif Yatma (Pasif Tilting) olarak iki ayrı yöntemle gerçekleştirilebilmektedir.

İtalya'da geliştirilen ve hâlihazırda İsveç, İsviçre, Almanya ve Finlandiya'da uygulanan aktif yatma sisteminde vagon bojisinde bulunan ivmeölçerler veya jiroskop esaslı kurp detektörleri ile sürekli olarak merkezkaç ivmesi ölçülmekte ve referans ivme değeri ile mukayese edilerek

sonuç, kumandalı olarak vagon kasasını yatıran hidrolik sisteme iletilerek vagon sandığı az veya çok, kurp içine yatırılmak suretiyle aşırı yanal ivme dengelenmektedir.

Yüksek sürat çalışmalarının ilk başladığı ülke Japonya'dır. Tokyo-Osaka arasında 1964 yılında gerçekleştirilen Shinkansen uygulaması ile bu iki merkez arasındaki 515 km lik parkurda seyahat süresi uçağa nazaran yarım saat fazla olmaktadır. Tokyo-Osaka arasındaki parkurda ilk Shinkansen'in hızı saatte 210 km iken bugün bu hız saatte 270 km dir.

Japonya'da kurp ve dever durumunun yol boyunca döşeli sensörler vasıtasıyla araca iletilmesi ve araç üzerindeki kontrol sistemi ile gövdenin yatırılması prensibine dayalı olarak üretilen, aktif yatma sistemine sahip 2000 serisi dizel motorlu trenler ve 1992 yılında geliştirilen 8000 serisi elektrikli tren dizileri çalıştırılmaktadır.

Yüksek hızlı demiryolu taşımacılığı ile yatar gövdeli trenlerle taşımacılık için bugün gelinen noktada, yüksek hızlı tren taşımacılığında 250 km/h'den yukarı çıkılmaya çalışılırken, yatar gövdeli trenlerde 250 km/h'in üzerinde uygulama yapılmaktadır. Yatar gövdeli trenler daha az yatırım ile yüksek hızlı trenlerle aynı seviyede konfor sağlamaktadır.

Fransada, TGV (Train à grande vitesse, Fransızca "hızlı tren") Alstom ve SNCF tarafından geliştirilen ve SNCF tarafından işletilen hızlı tren servisedir. Şu anda Paris merkez olmak üzere çeşitli şehirlere ve komşu ülkelere seferler düzenlenmektedir

İlk yüksek hızlı tren (TGV) 26 Şubat 1981'de yolcusuz 380 km/h hıza ulaşarak, ray üzerinde dünya rekoru kırmış ve bu rekorunu birçok kez yine kendisi daha yüksek hızlarda tekrarlamıştır. 18 Mayıs, 1990'da gerçekleştirdiği yolcusuz yapılan testte elde edilen 515.3 km/h hızla dönemin hız rekorunu, 3 Nisan 2007'de 574.8 km/h ile tekerlekli tren yeni dünya hız rekorunu kırmıştır.

TGV'lerin ilk göze çarpan yanı aerodinamik biçimi ve trenin bağlantı şeklidir. İki bitişik vagon uç noktalarında, çift akslı, ortak bir boji üzerine bindirilerek bağlanmıştır. Başta ve sonda birer lokomotifin takılı olduğu TGV'ler esasta simetrik bir yapıya sahiptir. Kaza halinde yolcuların çok daha az zarar görmelerini sağlayacak güvenlik tedbirleri alınmıştır.



Şekil 2.4 TGV trenlerinden bir örnek

Yüksek hızlı tren teknolojisi ile ilgili diğer bir uygulama manyetik levitasyonlu (Maglev) taşıt teknolojisi. Geleceğin yüksek hızlı tren teknolojisi olarak tanımlanan bu demiryolu sisteminde, ray-tekerlek ilişkisindeki en önemli sınırlama olan sürtünme yenilmeye çalışılmaktadır. Bu teknolojiye, araç ve ray arasında herhangi bir temas mevcut değildir. Elektromagnetlerle donatılmış olan araç, yol üzerindeki ferromanyetik malzemeden yapılmış levitasyon magnetleri vasıtasıyla yüksekte asılı vaziyette durur. Keza kılavuz magnetler aracın yola göre merkezlenmesini sağlar. Hareketi gerçekleştiren cer kuvveti, lineer motorlarla elde edilir. Maglev sistemiyle ilişkin ilk çalışmalar, 1960 yılında başlamış ve tecrübe mahiyetindeki ilk araç 1971 yılında gerçekleştirilmiştir. 1979 yılında 05 nolu araç Hamburg Uluslararası Taşıma Sergisinde 50.000'den fazla yolcu düzenli olarak taşımıştır. 06 Nolu araç ile de 12 Aralık 1985'te 355 km/h'lik test sürati gerçekleştirilmiştir. Nitekim bu konuda devam eden çalışmalar neticesinde, 1997 yılı sonlarında yapılan denemede 520 km/h ile dünya hız rekorunu ellerine geçirmiş olmalarına rağmen, 2 Aralık 2003'te 581 km/h olan son hız rekorunu Japon MLX01 trenine kaptırmışlardır.

Bilindiği üzere gelişen ülkelerin Demiryolunu tercih nedenlerinden biri de yüksek hızın yanı sıra güvenilirliktir. Yapılan bir araştırmaya göre, işleme açıldığı günden bu yana 30 yıl içinde, Japon Tokaido Shinkansen hattında 3 milyar yolcu taşınmış ve ölümle ya da ciddi bir yaralanma ile sonuçlanan hiçbir olaya rastlanmamıştır.

TGV'lerde ise sadece bir kez 294 km/h hızla giden TGV, 2. Dünya savaşından kalan ve o güne kadar fark edilmeyen bir siper çukurunun, şiddetli yağmurlar neticesi büyümesi yüzünden raydan çıkmıştır. Ancak, TGV'lerin özel güvenlik tasarımı nedeniyle bu kaza hafif yaralanmalarla atlatılmıştır (Eser ve Tarhan, 1997).

Raylı sistemlerde hız ve güvenliğin yanısıra, bir hattın yerleşim bölgesi yakınlarından geçmesinin kaçınılmaz olduğundan bahisle, vagonlara gürültüyü emen perdeler takılmakta ve ses seviyesi yönetmeliklere uygun hale getirilmektedir.

Türkiye’de demiryolu ağının 2004 yılı sonundaki toplam ana hat uzunluğu 8697 km.dir. Bunun 440 km’si çift hat olup, toplam ana hat uzunluğuna oranı yaklaşık %5’tir. Tali hatların ilavesi ile hat uzunluğu 10.984 km’ye ulaşmaktadır. Tümü 1435 mm standart ray açıklığında olan şebekenin ana hatlardan 1920 km’si ve tali hatlardan 385 km’si elektrikli olup, toplam elektrikli hat uzunluğu 2305 km’dir (Çizelge 2.3). 2505 km uzunluğundaki hatta ise sinyalizasyon mevcuttur (Ulaştırma Bakanlığı Raporu, 2005).

Ülkemizdeki 1928-2004 yılı sonu itibariyle çeken ve çekilen araç park durumu aşağıdaki Çizelge 2.4’te gösterilmiştir (Ulaştırma Bakanlığı Raporu, 2005).

Çizelge 2.3 2005 tarihi itibariyle Türkiye’deki raylı sistem yol durumu

YOL DURUMU (KM)											
Hat Uzunlukları	1995	1996	1997	1998	1999	2000	2001	2002	2003	2004	2005
Tek Hatlar											
Elektriksiz	7.516	6.944	6.762	6.762	6.778	6.778	6.778	6.778	6.778	6.693	6.693
Elektrikli	714	1.296	1.478	1.478	1.479	1.479	1.479	1.479	1.479	1.564	1.564
Toplam	8.230	8.240	8.240	8.240	8.257	8.257	8.257	8.257	8.257	8.257	8.257
İkinci Hatlar (2. 3. 4. hatlar)											
Elektriksiz	94	139	139	139	141	141	141	141	167	84	84
Elektrikli	225	228	228	228	284	273	273	273	273	356	356
Toplam	319	367	367	367	425	414	414	414	440	440	440
Anahatlar Toplamı											
Elektriksiz	7.610	7.083	6.901	6.901	6.919	6.919	6.919	6.919	6.945	6.777	6.777
Elektrikli	939	1.524	1.706	1.706	1.763	1.752	1.752	1.752	1.752	1.920	1.920
Toplam	8.549	8.607	8.607	8.607	8.682	8.671	8.671	8.671	8.697	8.697	8.697
Diğer Yollar											
Elektriksiz	1.763	1.601	1.542	1.542	1.881	1.881	1.899	1.907	1.917	1.902	1.902
Elektrikli	154	300	359	359	370	370	370	370	370	385	385
Toplam	1.917	1.901	1.901	1.901	2.251	2.251	2.269	2.277	2.287	2.287	2.287
ToplamYol Uzunlukları											
Elektriksiz	9.373	8.684	8.443	8.443	8.800	8.800	8.818	8.826	8.862	8.679	8.679
Elektrikli	1.093	1.824	2.065	2.065	2.133	2.122	2.122	2.122	2.122	2.305	2.305
Toplam	10.466	10.508	10.508	10.508	10.933	10.922	10.940	10.948	10.984	10.984	10.984

Çizelge 2.4 2005 tarihi itibariyle Türkiye'deki raylı sistem araç durumu

Yıllar	Buharlı Lokomotif	Dizel Lokomotif	Elektrikli Lokomotif	Motorlu Tren	Elektrikli Tren	Yolcu Vagonu	Yük Vagonu
1928	491	-	-	-	-	287	3,934
1933	576	-	-	-	-	239	4,465
1943	922	-	-	-	-	1,372	16,067
1953	919	38	-	33	-	1,237	16,532
1963	863	67	3	60	30	1,232	16,119
1973	781	176	18	52	30	1,078	15,989
1983	488	485	18	28	70	1,054	20,931
1993	58	647	57	38	100	1,130	19,799
2000	50	572	80	54	93	1,038	16,858
2001	50	568	78	50	92	1,031	16,513
2002	50	555	74	50	90	1,013	16,241
2003	50	544	74	49	88	965	16,070
2004	50	525	73	49	87	993	16,004
2005Prog.	50	541	74	48	87	1,053	16,200

Demiryolunun dışında oluşturulan bu stratejiler nedeniyle, hatlar inşa edildikleri tarihlerden bu yana teknolojik açıdan çok fazla yeniliğe tabi tutulamamış, yeni demiryolları yapılamamıştır. Ancak, 2000'li yıllardan itibaren raylı sistemle ulaşımaya ayrı bir önem verilerek ülke için yeni projeler geliştirilmektedir. Ülkemiz menfaatine olan, geç kalınmış bu projelerden en önemlileri şöyledir:

Ankara-İstanbul Hızlı Tren Projesi: Ülkemizin iki büyük kenti olan Ankara ve İstanbul arasındaki yolculuk süresini kısaltmak, daha hızlı konforlu ve güvenli bir seyahat sağlamak amacıyla, mevcut hattın yanına çift hatlı ve 250 km/h hız yapmaya müsait yeni demiryolu yapımı projesinin ilk etabını oluşturan Ankara-Eskişehir bölümünde, 08 Haziran 2003 tarihinde temel atılarak inşaat çalışmaları başlatılmıştır (Ulaştırma Bakanlığı Raporu, 2005).

2008 yılında bitmesi planlanan Ankara-İstanbul Hızlı Tren Projesinde de saatte 250 kilometre hız yapabilen ve altı adet vagonun oluştuğu trenler kullanılacaktır. Bu sayede Ankara - İstanbul arasındaki duraklamalar dahil 3 saate indirilmesi planlanmaktadır. Söz konusu proje, aynı zamanda Ankara-İzmir arasındaki seyahat süresini de yaklaşık 1,5 saat kısaltacaktır.

2007 Nisan ayı içinde Eskişehir-Ankara etabı bitirilmiş ve 23 Nisan'da deneme sürüşlerine başlanmıştır. Eskişehir-Ankara hattının 29 Ekim'de açılması öngörülmektedir. Ankara-İstanbul Hızlı Tren Projesi'nin ilk etabını oluşturan Ankara-Eskişehir hattında 13 Eylül 2007 tarihinde gerçekleştirilen deneme seferlerinde saatte 303 kilometre hıza ulaşılmıştır.

Ankara-Konya ve Ankara-Aksaray-Ulukışla Yeni Demiryolu Bağlantıları Projelerinin tamamlanması ile dünya standartlarının çok altında kalan raylı sistem ulaşımımız mutlak bir gelişim gösterecektir. Bu çalışmalar yeterli olmayıp, tüm demiryolu ağımızın iyileştirilerek yolcu konforu, hız ve emniyet açısından dünya standartlarına taşınması gerekmektedir.

Gebze-Haydarpaşa, Sirkeci-Halkalı Banliyö Hattının İyileştirilmesi ve Demiryolu Boğaz Tüp Geçişi İnşaatı (MARMARAY): Proje, İstanbul metrosu ve diğer hafif raylı sistemlerle her iki yakada entegre olacak şekilde planlanmış, İstanbul'un raylı sistem taşımacılığının omurgasını oluşturacak bir özellik taşımaktadır. Tamamlandığında hem İstanbullulara güvenilir, hızlı ve konforlu bir toplu taşıma hizmeti sunacak, hem de Avrupa ile Asya kıtalarını demiryolu ile kesintisiz olarak birbirine bağlayacaktır. Tüp geçiş projesi, Londra'dan Pekin'e kadar dünya demiryolu ağının kesintisiz şekilde birleştirilmesi anlamına da gelmektedir (Şekil 2.5).



Şekil 2.5 Yapılmakta olan Marmaray Projesine ait bir harita (Ulaştırma Bakanlığı Raporu, 2005)

2.5 Değerlendirme

Günümüzde teknolojinin hızla ilerliyor olması, ulaşımda raylı sistemlerin standartların artmasına neden olmaktadır. Gerek malzeme teknolojisinin, gerekse elektronik sistemlerinin artması ve iyileşmesi üretim açısından daha iyiyi hazırlamakta ve kullanıcı açısından beğeni

düzyeyini artırmaktadır. Oluşan arz-talep ilişkisi çerçevesinde rekabet ise her zaman daha iyiyi ortaya çıkarmayı mecbur kılmaktadır. Bu çerçevede, günümüzde genel olarak raylı sistemlerin de standartları önceki dönemlere göre artmış bulunmakta ve her ülke kendi hız sınırlarını aşmak için yoğun Ar-Ge çalışmaları yapmaktadır. Sadece işletme hızını artırmakla kalmayıp yolcu konforu ve güvenliğini de en üst seviyeye çıkarma çabaları sürmektedir.

Üst düzey raylı sistem teknolojisinin oluşturulmasında bir diğer etken ise, raylı sistemlerin karayolu ve havayolu ulaşımı ile rekabetinden ileri gelmektedir. Bu ulaşım sistemlerinden birinin diğerine olan mutlak üstünlüğü, diğer ulaşım sistemlerini kısırlaştırıp atıl bırakacaktır. Bu nedenle, çeşitli üstünlükleri olmasına karşın raylı sistemler, hız ve yolcu konforu açısından da en az karayolu taşıtları kadar insanları tatmin etmek zorundadır.

Daha iyiye ulaşmak düşüncesi, gelecek adına beklentileri ve ihtiyaçları artırarak, bu konuda daha fazla Ar-Ge ve deneysel çalışmalara neden olmaktadır. Ülkemizde de raylı sisteme yapılan yatırımların ve ayrılan ödeneklerin artması, dünya standartlarına ulaşma isteği ile birleşince, bu konuda daha fazla akademik çalışmaların yapılması gerektiğini görmekteyiz. Dünyada çok fazla incelenen bu konuda, aynı oranda akademik ve deneysel çalışmaların yapılmasına karşın ülkemizde sınırlı yayına ve çalışmaya rastlanmaktadır. Profesyonel bir gelişim sağlamamız açısından her alanda olduğu gibi bu alanda da çok daha fazla bilimsel araştırmaya ve yayına ihtiyaç duyulmaktadır. Bu çalışma, bu açığı bir nebze olsun giderme ve bundan sonra yapılacak olan çalışmalara ışık tutma açısından, bozucu yol etkisi altında raylı sistem düşey titreşimlerinin aktif süspansiyon kontrolü ile minimize edilmesini amaçlamaktadır.

3. RAYLI TAŞITLARIN YAPISI

Ulaşım taşıtlarının tümü konfora, çalışma verimliliğine ve bazı durumlarda sağlık ve emniyete mani olacak şekilde insanı, mekanik titreşimlere maruz bırakırlar. Bu nedenle, titreşimlerin insan üzerindeki etkileri ve insanın titreşimlere tepkisi çok sayıda araştırmaya konu olmuştur. Genelde insan üzerinde etkili olan titreşimler, insan vücuduna tümüyle aynı zamanda iletilen titreşimler, yalnızca temas noktalarından iletilen titreşimler ve insanın özel kısımlarına uygulanan titreşimler olarak üçe ayrılabilir. Sürekli titreşimlere maruz kalan kişilerde kalıcı fiziksel zararlar, sinir sistemi bozuklukları, omurilik hastalıkları, yorgunluk, baş ağrısı, uykusuzluk ve adale ağrıları gibi etkiler belirlenmiştir. Söz konusu raylı sistemler olunca, problemin araç seyir emniyeti, yolcu ve sürücü konforu açısından tüm vücut titreşimlerine göre incelenmesi gerekmektedir. İnsan vücudunun değişik uzuvlarının rezonans aralığı, Çizelge 3.1’de verilmiştir. Çizelgeden de anlaşılacağı gibi insan vücudu bütün titreşim frekanslarına eşit duyarlılıkta değildir (Aba, 1994).

Çizelge 3.1 İnsan vücudunun duyarlı olduğu frekanslar

Uzuv	Frekans	Uzuv	Frekans
Kafa Tası	20-30 Hz	Kol	5-10 Hz
Göz Bebeği	20-90 Hz	El	30-50 Hz
Omuz	4-5 Hz	Omurga	10-12 Hz
Göğüs Duvarı	50-100 Hz	Karın	4-8 Hz
Alt Kol	16-30 Hz	Bacaklar	2-20 Hz

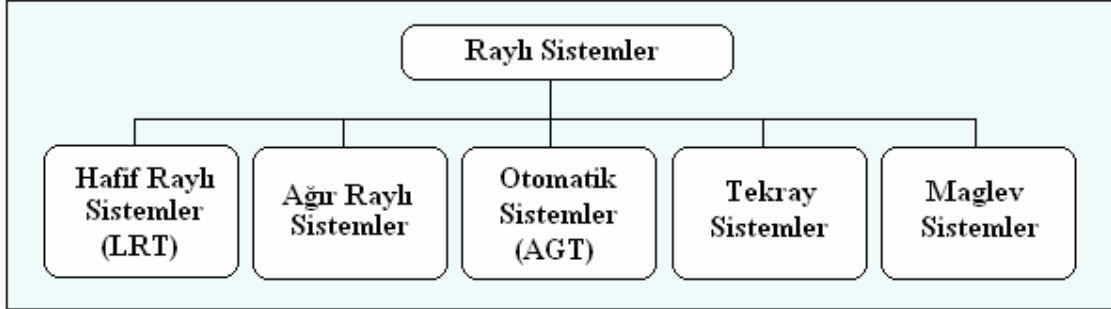
Normal şartlarda seyir emniyeti, insan konforu açısından araç süspansiyon sisteminin kapasitesi olarak yorumlanır. Bir raylı taşıtın seyir kalitesi, yer değişimi, ivme, ivmenin değişim oranı, gürültü, toz, nem ve sıcaklık gibi faktörlere bağlıdır (Aba, 1994).

Bu çalışmada, raylı taşıt düşey titreşimlerini ifade eden yer değişimleri sürüş emniyeti açısından, ivmelenmeler ise yolcu konforu açısından incelenerek emniyet ve konfor şartları, titreşimlerin aktif kontrolü ile iyileştirilmeye çalışılmıştır.

3.1 Raylı Sistem Araçları

Raylı sistemler yapılarına göre en genel haliyle, hafif raylı sistemler (Light Rail Transit), ağır raylı sistemler, otomatik sistemler (Automated Guideway Transit), tekray sistemleri (Monorail) ve magnetik levitasyonlu sistemler (Maglev) olarak sınıflandırılabilir.

Esas olarak, klasik tramvayın modernleştirilmiş haline hafif raylı taşıt denilebilir. Hafif raylı taşımacılık; tek araba veya kısa dizi halinde işletilebilen yer seviyesinde veya yükseltilmiş yollarda kendine ait özel bir yolu ve çoğunlukla caddeleri kullanan bir kent içi elektrikli ulaşım sistemidir. Bu sistemlere en güzel örnek olarak tramvayları ve hafif metro araçlarını sayabiliriz.



Şekil 3.1 Raylı sistemlere ait genel sınıflandırma



Şekil 3.2 Hafif metro araçlarına bir örnek

Kent içi ulaşımda ağır raylı sisteme örnek olarak metro ve banliyö trenleri gösterilebilir. Temel özelliği çalıştığı yolun tamamıyla diğer kullanıcılardan ayrılmış olmasıdır. Metrolar, yeraltında veya bazen yer üstünde hareket eder, yol kesişmesi yoktur. Kendi içinde kapalı bir sistem olup, burada yalnızca metro taşıtları çalışır.



Şekil 3.3 Ağır metro araçlarına bir örnek

Otomatik sistemler (AGT), sürülmesi ve kontrolü bilgisayar aracılığı ile yapılan, sabit bir kılavuz yol üzerinde değişik aralıklarla işletilebilen, küçük araçlardır. Lastik tekerlekler

ve elektrik enerjisiyle çalışması nedeniyle en sessiz ulaşım biçimlerinden biridir. Emisyonu olmadığı için çevreci, makinisti olmadığı için çok az ilave maliyetle çok sık servis yapabilen AGT'nin, yüksek yatırım maliyetine oranla düşük yolcu kapasitesi olması dezavantajıdır. PRT (Personal Rapid Transit)'ler otomatik sistemlere tipik bir örnek teşkil ederler. Henüz yaygın olmayan bu sistemlerin, geleceğin şehirciliğinde önemli bir yer alacağı düşünülmektedir.



Şekil 3.4 PRT araçlarına bir örnek

Tekray sistemi; üst yollu ve yakın mesafeli, elektrikli bir toplu taşıma sistemidir. Ray yolu, kapalı bir kutu şeklinde alttan asılı (Suspended) veya aracın üzerine oturduğu üstten giden (Straddle) olmak üzere iki türlü olup yüksek seviyeli çelik veya beton kolonlara asılı şekilde monte edilmiştir. Hızı 80 km/h dolayında sınırlanan bu sistem, tek kabinle çalıştırılabildiği gibi dizi oluşturularak da çalıştırılabilir. Tek ray üzerinde hizmet veren, yolcu hatta yük taşımacılığında kullanılan, çoğunlukla yükseltilmiş yollarda seyretmekle birlikte, yüzeyde veya metro tünellerinde çalışabilen “ray üstü” ya da “ray altı” işletilebilen araçlardır.



Şekil 3.5 Alttan asılı (Suspended) ve üstten giden (Straddle) tekraylı sistemler

Magnetik levitasyonlu sistemler, mıknatıslar sayesinde raylardan 15 cm yükseklikte havada giden ve 500 km/h'in üstünde hızlara çıkabilen araçlardır. Dünyanın çeşitli ülkelerinde deneysel hatlarda geliştirilmekte olan bu teknolojinin ticari olarak

kullanıldığı Çin'de, Şangay havaalanı ile şehir merkezi arasındaki 30 km'lik mesafenin saatte 431 kilometreye varan hızlarda 7 dakikada alınmasını sağlamaktadır. Ayrıca 2003'te aynı teknolojiyi kullanan bir Japon treni deneysel hatta yolculu olarak saatte 581 km yaparak dünya ray üstünde hız rekorunu kırmıştır. Konvansiyonel sistemlerden daha sessiz, daha hızlı ve konforlu oluşu sistemin avantajıdır.



Şekil 3.6 Maglev trenlerine bir örnek

Yapılan bu sınıflandırmaya ait sistemler hakkında kısa bilgiler verdikten sonra, hızlı tren teknolojisine de kısaca değinmek gerekir.

Hızlı tren, normal trenlere göre daha hızlı yolculuk etme olanağı sağlayan bir demiryolu taşımacılığı yöntemidir. Genel olarak saatte 200km'den yüksek hızlara çıkabilen tren türü olarak kabul edilmektedir. Fransa'daki TGV, Almanya'daki ICE (Inter City Express) ve gelişme aşamasındaki manyetik levitasyonlu trenler bu tren türüne örnek gösterilebilir.

Şu anda Almanya, Belçika, Çin, Finlandiya, Fransa, Güney Kore, İngiltere, İspanya, İtalya, Japonya, Portekiz, Tayvan ve Türkiye saatte 200 km hızın üzerine çıkan trenlerle bu taşımacılığı gerçekleştirmektedir.

3.2 Boji Sistemleri

Tekerlek üzerinde hareket eden bütün raylı taşıtlar; gövde, boji, tekerlek setleri ve bunlarına arasına yerleştirilen süspansiyon sistemlerinin uygun şekilde bir araya getirilmesiyle oluşurlar. Raylı taşıt dinamiği bakımından en önemli görevi boji sistemleri gerçekleştirmektedirler. Görevi, tekerleklerin hareketini sağlamak ve taşıtın geri kalan kısmını taşımaktır.

Bojinin esas kullanım amacı, uzun olan demiryolu taşıtlarının kıvrımlı raylarda daha uyumlu bir geçiş yapmasını sağlamak, taşıtlara ait tekerlek aksı ile gövde arasındaki rijid bağı yok ederek yol düzensizliklerinden dolayı oluşan titreşim etkilerini azaltmak ve

ikinci bir yay basamağı elde ederek sürüşteki konforu artırmaktır. Bojiler daha iyi sürüş özellikleri sağlamak, rayda daha az aşınmaya yol açmak ve raydan çıkma tehlikesini azaltmak ile yükümlü bileşenlerdir. Bojiekki aks sayısı arttıkça, kurplardan geçişteki konumlanışları ile görevlerini daha etkin yerine getirirler.

Aks kutuları, yük vagonu bojileri için yatay genişliklere bağlı olarak, tekerlek aksları ve boji gövdesinin uyumlu çalışmasını sağlamak için Uluslararası Demiryolları Birliği-UIC (International Union of Railways) tarafından bir standarda tabi tutulmuşlardır.

Bojiler aks kutusuna dışardan veya içerden konumlandırılabilirler. Dışarıdan konumlandırmada, aks yuvası ve boji gövdesinin parçalarının tekerlek disklerinin dışında bulunurlar. İçerden konumlandırılmada ise bojiler, tekerleklerin arasında bulunurlar.

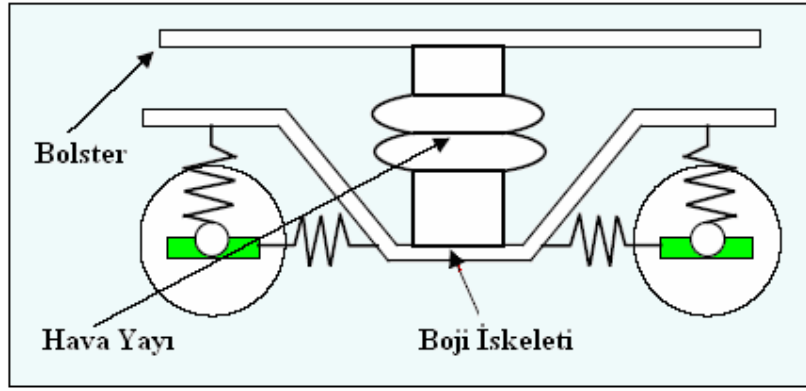
Yolcu vagonu ve lokomotif bojileri iki aşamalı yay sistemine sahipken, yük treni bojileri genelde tek aşamalı yaya sahiptirler. Tekerlek aks bileşenleri ile boji arasında birincil yay, boji ile vagon arasında ise ikincil yay yer alır. Aks yuvası üzerinde yer alan birincil yay tabaka, burulma yayı ya da lastik yaydır. İkincil yay ise yolcu vagonlarında genelde burulma ya da hava yaylarından, lokomotif bojilerinde ise burulma yaylardan oluşur. Bojiler daha karmaşık yapılarda olabilirler.

Bojileri sınıflandırmak çok çeşitli tasarımların var olmasından ve raylı taşıt çeşitliliğinin fazlalığından dolayı son derece zordur. Ancak bojileri genel olarak, yaptıkları işlere göre taşıyıcı ve çekici, tasarımlarına göre ise klasik ve gelişmiş bojiler olarak sınıflandırmak mümkündür. Klasik taşıyıcı bir boji, Şekil 3.7’de görülmektedir.

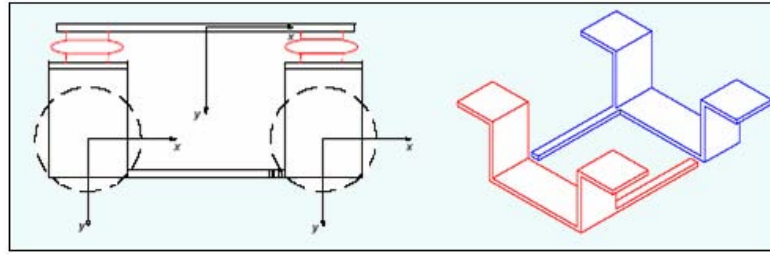


Şekil 3.7 Klasik taşıyıcı bir boji

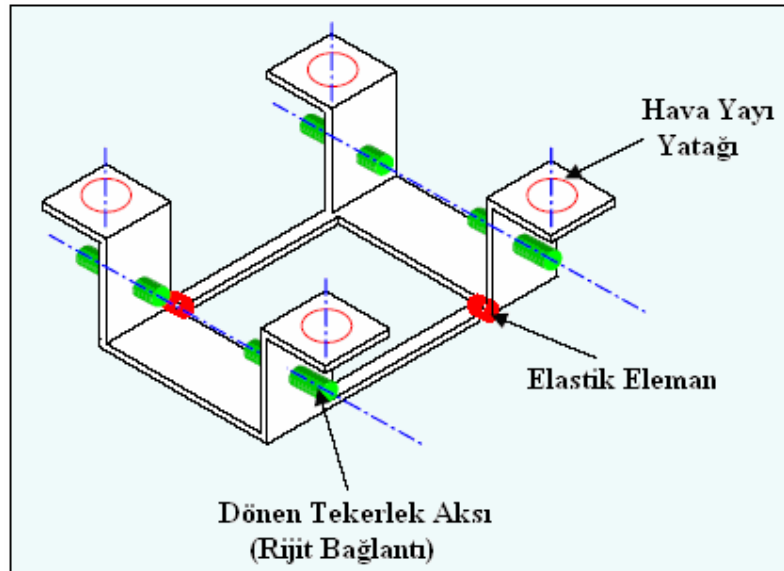
Klasik taşıyıcı bir boji; rijit bir iskelet, rijit tekerlek setleri ve aks kutusu ile boji iskeleti arasına yerleştirilmiş elastik birincil süspansiyondan oluşur. İkincil süspansiyonlar ise bolster ve boji iskeleti arasına yerleştirilen 2 adet hava yayı, 2 adet yanıl darbe engelleyici, 1 adet yuvarlanma hareketini engelleyici çubuktan oluşur (Şekil 3.8).



Şekil 3.8 Klasik bir bojiye ait şematik gösterim



Şekil 3.9 Gelişmiş bir bojinin 2 parçalı gösterimi

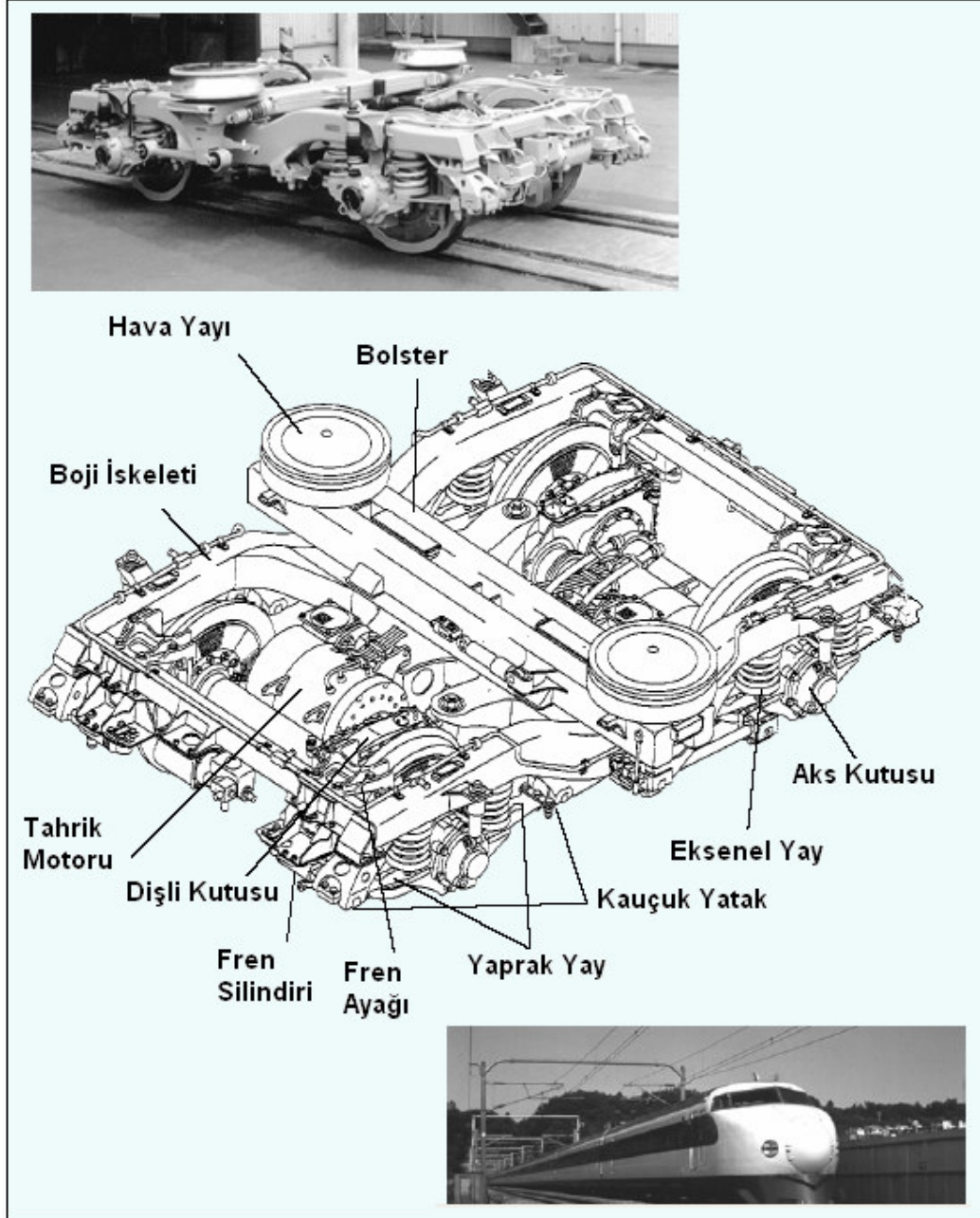


Şekil 3.10 Gelişmiş boji elemanlarına ait bağlantılar

Gelişmiş bojiler (Şekil 3.9, 3.10) çok çeşitli tasarımlara sahip olabilirler. Klasik bojilerden en önemli farkı, boji iskeletinin iki ayrı parçadan oluşması ile birbirinden bağımsız hareket

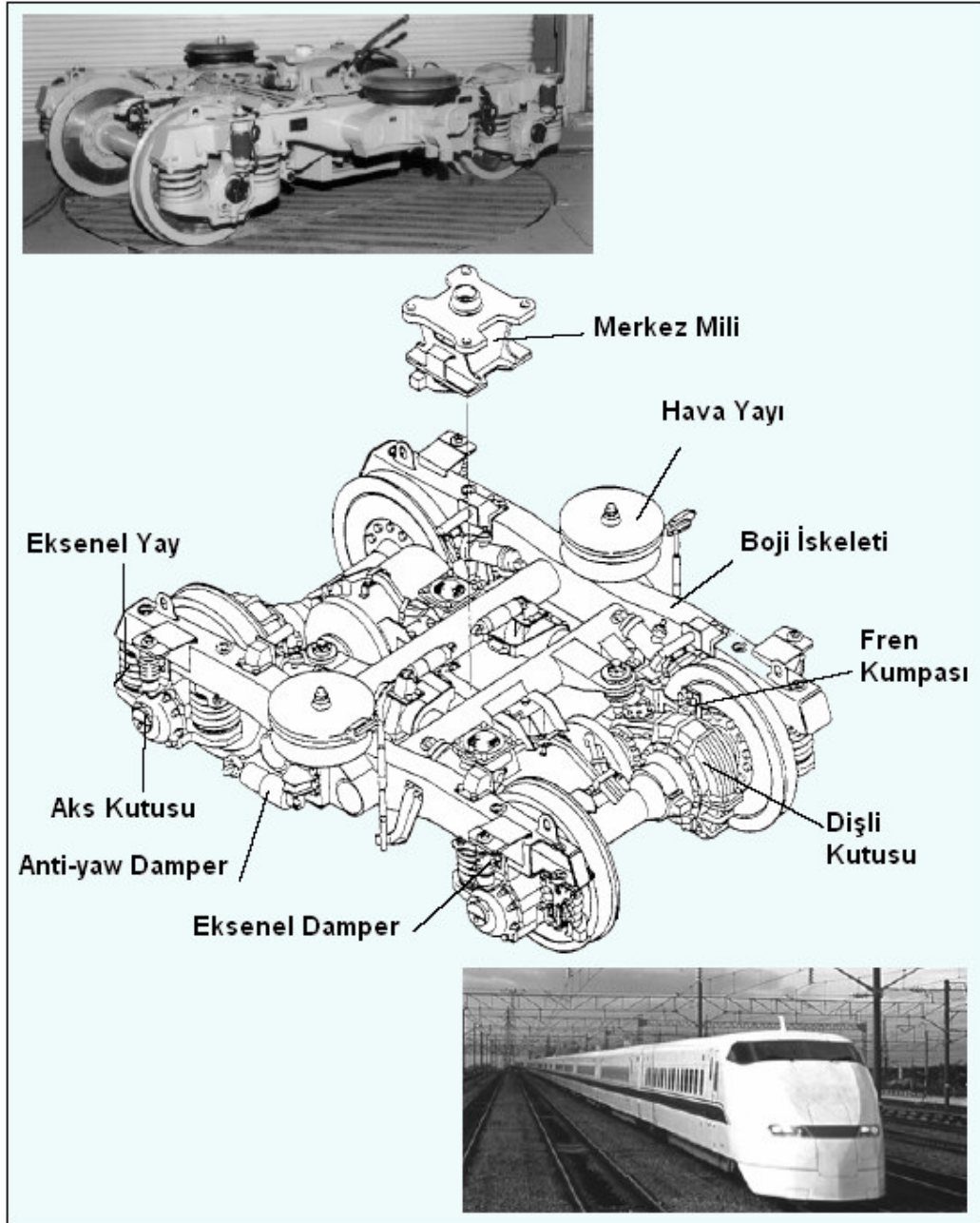
edebilen tekerlek setlerine sahip olmasıdır. Bu iki ayrı iskelet, elastik elemanlarla birbirlerine bağlanır. Ayrıca, birincil süspansiyon sistemleri yoktur. İkincil süspansiyonlar ise 4 adet hava yayı, 2 adet yanıl darbe engelleyici, 1 adet yuvarlanma engelleyici çubuktan oluşur.

Gelişmiş bojiler, her tekerlek setinin bağımsız motorlarla tahrik edildiği bir tasarıma sahip olabilirler.



Şekil 3.11 Bolsterli Shinkansen bojisi (O Serisi DT200 Modeli)

Bojiler, Japon Shinkansen trenlerinde de olduğu gibi, araç tasarımlarına göre bolsterli veya bolstersiz olarak da tasarlanabilirler. Şekil 3.11 ve 3.12’de Shinkansen trenlerine ait bolsterli ve bolstersiz bojiilere örnekler verilmiştir.



Şekil 3.12 Bolstersiz Shinkansen bojisi (300 Serisi)

Shinkansen trenlerine ait yeni nesil tasarımlarda bolstersiz boji geliştirilmesinin başlıca sebepleri olarak şunları sayabiliriz:

- Trenin yüksek hızlarda daha kararlı olması,

- Kurplarda daha iyi dönme performansı sergilemesi,
- Daha düşük titreşim oluşması ve buna bağlı olarak sürüş konforunun artması,
- Daha küçük boyutlara ulaşıldığı için toplam ağırlığın azalarak, ray aşınımı ve yırtılmasının azaltılması.

Malzeme alanındaki, yarı aktif ve aktif süspansiyon sistemlerindeki gelişme, daha gelişmiş bojilerin tasarlanmasına katkı sağlamakta olup, gelecekte daha hafif ve yüksek performanslı bojiler kullanılacağını göstermektedir.

3.3 Süspansiyon Sistemleri

Raylı taşımacılıkta titreşim konforunun iyileştirilmesi, gelişmiş süspansiyon sistemlerine sahip bojilerin kullanılması ile sağlanabilir. Bojiler; raylar ve taşıt gövdesi arasında süspansiyon, yola adaptasyon, viraj alma gibi birçok fonksiyonu aynı anda gören çok önemli vasıtalarlardır. Bu bakımdan, tasarım yönünden birçok problemin beraberce optimize edilmesi gerekmektedir. Değişen yol ve yük şartlarına bağlı olarak yapılacak optimum süspansiyon tasarımının daha yüksek performans kriterlerini sağlayacağı ve konforu arttıracığı muhakkaktır.

Günümüzde süspansiyon sistemleri; pasif süspansiyon sistemleri ve aktif-yarı aktif süspansiyon sistemleri olmak üzere iki grupta incelenmektedir. Pasif süspansiyon sistemleri yay ve sönüm elemanından oluşan, ilave enerji gerektirmeyen süspansiyon sistemleridir. Yarı aktif süspansiyon sistemi, sistem elemanlarına dışarıdan kuvvet uygulamadan, pasif süspansiyon elemanlarının geliştirilmiş tasarımıyla kendi kendini değişen ortam şartlarına göre ayarlayabilen süspansiyon sistemidir. Aktif süspansiyon sisteminde ise süspansiyon elemanlarının yanısıra, kuvvet oluşturucular (aktuatör) kullanılarak sisteme dışarıdan bir kuvvet uygulanmak suretiyle salınımlar engellenmektedir. Aktuatör sisteme enerji verebildiği gibi sistemden enerji de çekebilmektedir. Aktif süspansiyonlar, optimum kontrole daha yatkın olmakla beraber, ölçümleri değerlendirip aktuatöre tahrik etmek üzere çıktı üretecek kontrolörlere ihtiyaç duyarlar.

3.3.1 Pasif Süspansiyon Sistemleri

Pasif süspansiyon sistemleri; yaylar, damperler ve bunların bağlı olduğu bileşenler vasıtasıyla tekerlek setlerini araç gövdesine bağlarlar.

Eğer bir boji rijit bir çerçeveye sahipse, süspansiyonlar daima iki katmandan oluşur. Bunlar;

tekerlek setlerini boji iskeletine bağlayan birincil süspansiyonlar ve boji iskeleti ile bolster veya araç gövdesi arasına yerleştirilen ikincil süspansiyonlardır. Genelde bojiler çift süspansiyon katmanına sahiptirler. Ancak, bazen yük vagonlarında tek katmanlı süspansiyon sistemleri kullanılır. Genel olarak birincil süspansiyonlar, aks kutusu süspansiyonları diye de anılırlar.

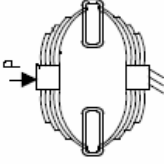
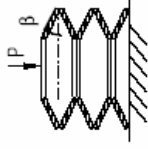
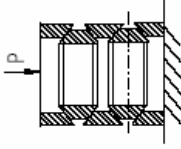

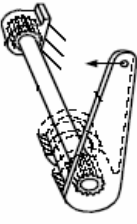
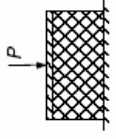
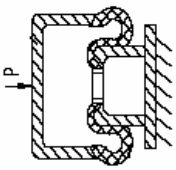
3.3.1.1 Yaylar

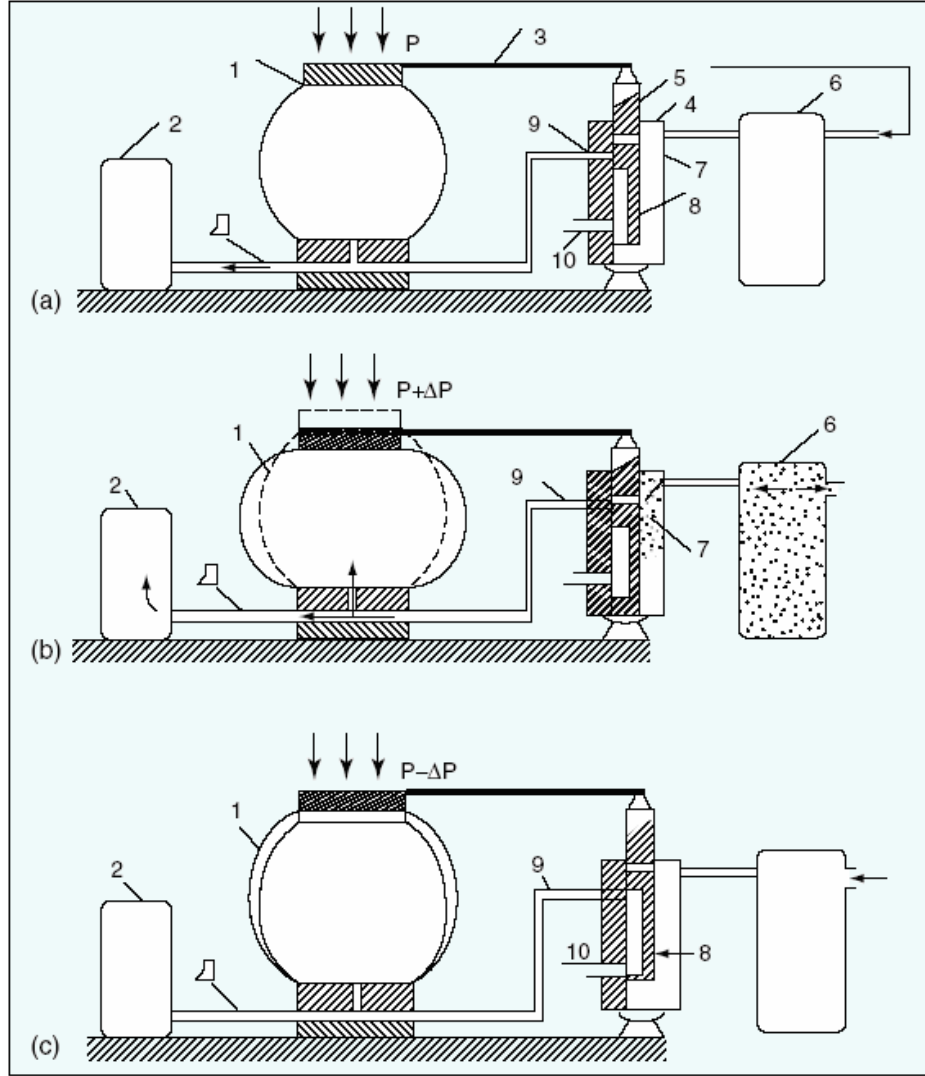
Süspansiyon bileşenlerinden yaylar, tekerlek setleri arasındaki düşey yükleri eşitlemek, yol üzerindeki araç hareketinin kararlılığını korumak, yol düzensizlikleri ile oluşan dinamik kuvvetleri ve ivmelenmeleri azaltmak amacıyla kullanılırlar. Yaprak yay (A), tabak yay ya da rondelâ tipi yay (B), yüzük yay (C), helezoni yay (D), burulma yayları (E), kauçuk-metal yayları (F) ve hava yayları (G) gibi çeşitli elastik elemanlar süspansiyon sistemlerinde kullanılmaktadır. Pasif süspansiyon sistemi yaylarına ait bir karşılaştırma ise Çizelge 3.2'de verilmiştir.

Bu elemanlardan hava yaylarına özellikle değinmek gerekirse; hava yayları bir yatağın, elastik kauçuk kılıf ile kaplanarak kapatılmasıyla oluşur ve içerisi sıkıştırılmış gaz (çoğunlukla hava) ile doldurulur. Elastik elemanların bu çeşidi, kütlelerinin küçüklüğü, mükemmel ses ve titreşim izolasyonu ve değişik yol ve sürüş şartlarında aracın düşey konumunu sabit tutma yeteneği ile öne çıkmaktadır. Bu tip yaylar yaygın olarak, modern raylı sistemlerde ikincil süspansiyonlarında görülür. Hava yayları, sönümlendiği zaman süspansiyondaki uyumu sağlamak amacıyla genellikle kauçuklu seri halinde tasarlanır. Raylı taşıtın düşey konumunu sabit tutabilmek için kullanılan basınç kontrollü bir hava yayının işleyişi, Şekil 3.13'te gösterilmiştir.

Aracın düşey konumunu korumakta olan elastik kılıf içerisindeki hava basıncı, sistemi statik denge konumunda (Şekil 3.13 (a)) tutar. Yaya ait katılık katsayısını azaltmak için elastik kılıf (airbag) ek bir havuza (2) bağlıdır. Yük arttığı zaman (Şekil 3.13 (b)) airbag (1) sıkışır ve kontrol sistem (4) valfini (5) aşağı doğru hareket ettirir. Ana haznedeki (6) sıkıştırılmış hava böylece, boru (9) ve menfez (7) yardımıyla hava yayı sistemine doğru akar ve böylece basınç artar. Basıncın artması ile hava yayı tekrar denge konumuna ulaşır ve kontrol valfi kapanarak hava akışını durdurur. Yükün azalmasıyla (Şekil 3.13 (c)) airbag yükselerek kontrol valfini aradaki bağlantı (3) yardımıyla yukarı doğru iter. Bu halde ise boru (10) atmosfere bağlanır ve menfez (8) airbagteki havayı dışarı bırakır. Yay yüksekliği düşer ve hava yayı statik dengeye tekrar ulaşır. Bu hava yayına ait çalışma prensibi bu şekilde gerçekleşmektedir.

Çizelge 3.2 Yay elemanlarının karşılaştırılması

Elastik Elemanlar		A	B	C	D	E	F	G
								
Uygulama	Titreşimi azaltma ve tek yönlü etki	Çok yönlü titreşim sönümü	Çok yönlü titreşim sönümü	Çok yönlü titreşim ve darbe sönümü	Tek yönlü titreşim ve darbe sönümü	Çok yönlü titreşim ve darbe sönümü	Çok yönlü titreşim ve darbe sönümü	Çok yönlü titreşim ve darbe sönümünün çeşitli karakteristikleri mevcut
Avantajlar	Sönüm ve katılık tek bir bileşene bağlı	İyi titreşim ve gürültü yalıtımı	İyi titreşim ve gürültü yalıtımı	Kolay üretim ve bakım, küçük kütle ve boyut	Büyük miktarda dönme yeteneği, küçük kütle ve boyut	Yüksek frekanslı titreşimlerin sönümü, sönüm ve katılık tek bir bileşene bağlı	Çeşitli katılığa sahip olma yetisi, sürtüş yüksekliğini koruma ve iyi titreşim ve ses izolasyonu	
Dezavantajlar	Öngörülemeyen sönüm	Üretim, bakım ve parametrelerin kontrolünün karmaşıklığı	Üretim, bakım ve parametrelerin kontrolünün karmaşıklığı	İşlem çeşitliliğine kabiliyetsizlik	Üretim zorluğu ve düşey titreşimlerin boyuna titreşimlere neden olması	Kauçukların kısa ömürlü olması, işlem çeşitliliğine kabiliyetsizlik	Karmaşık hava tedarik sistemi ve bakımı	



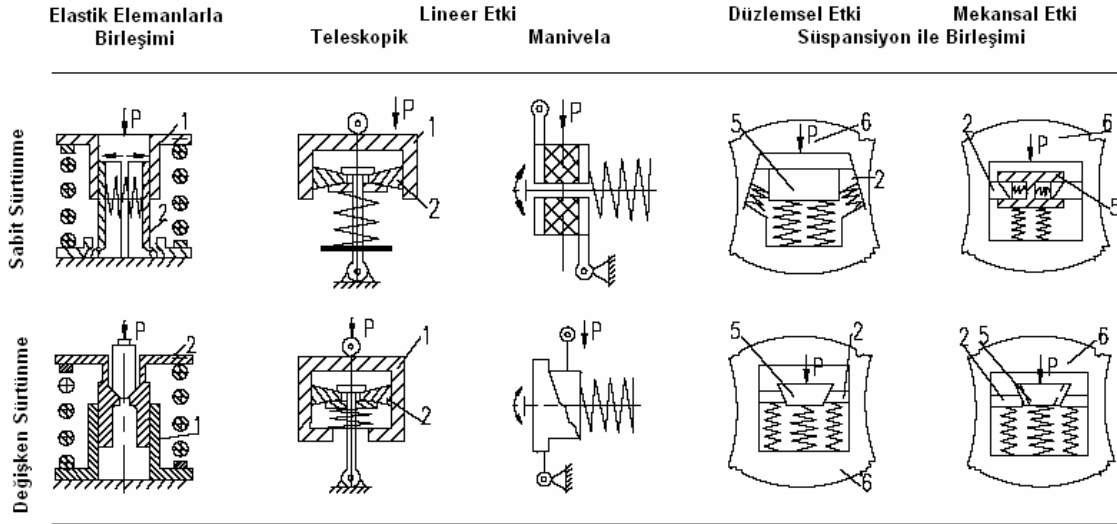
Şekil 3.13 Tipik bir hava yayına ait çalışma prensibinin şematik gösterimi: (a) Denge konumu; (b) Bası konumu; (c) Genişleme konumu (Orlova ve Boronenko, 2006)

3.3.1.2 Damperler

Raylı taşıt süspansiyon sistemlerinde sönümlenme, viskoz ve sürtünme sönüm elemanları ile sağlanmaktadır. Kuru sürtünme, iki rijit gövdenin birbiri üzerinde kayması sonucu ortaya çıkmaktadır. Daima rölatif yer değişimine karşı koyan sürtünme kuvveti, sabit olabildiği gibi araç kütleğine bağlı olarak ta değişebilir. Viskoz sönüm ise iki ayrı parçanın viskoz akıcı bir madde ile ayrılması sonucu ortaya çıkar. Hidrolik damperler bunlara örnek olarak verilebilir. Viskoz sönüm olayında sönüm kuvveti, rölatif hız ile doğru orantılıdır. Damperler, birincil ve ikincil süspansiyonlarda enerjiyi harcayarak titreşimlerin sönümlenmesinde kullanılırlar. Sürtünme sönüm elemanları, kuru sürtünme olayı ile titreşim enerjisini ısı enerjisine

çevirirler. Sürtünme sönüm elemanları daha çok yük vagonlarına ait süspansiyonlarda basitliklerinden ve maliyetlerinin düşüklüklerinden dolayı tercih edilirler. Sürtünme damperleri çeşitli yay ve elastik elemanlarla, teleskopik ve manivela sistemleri ile birleştirilerek tasarlanırlar (Çizelge 3.3).

Çizelge 3.3 Sürtünme damperlerinin sınıflandırılması



Elastik elemanlarla birleştirilen damperler, birbiri içine geçen dişi (1) ve erkek (2) bölümlerinden oluşur ve bir yay yardımıyla sürtünme halinde olmaları sağlanır. Elastik eleman, yük etkisiyle deforme olunca erkek ve dişi elemanlara ait yüzeyler birbirine sürtünerek kinetik enerjiyi ısı enerjisine çevirirler.

Teleskopik sürtünme damperleri, bir piston ve sürtünme yüzeyini (2) içine alan bir gövdeden (1) oluşurlar. Sürtünme yüzeyi gövdeye bir yay vasıtası ile tutturulur.

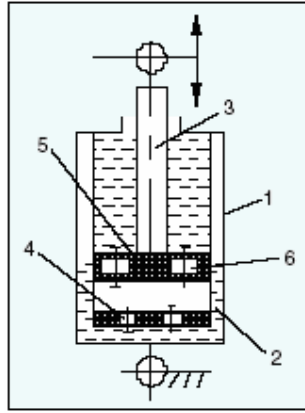
Süspansiyon sistemleri ile birleştirilen damperler ise genellikle üç parçalı bojilerde kullanılırlar. Bu tip damperler, boji iskeleti (6) ve bolstere (5) göre rölatif hareket eden bir sürtünme yüzeyine (2) sahiptirler.

Teleskopik damperler; özerk yapıları, sürtünme yüzeylerinin kirlenme olasılığına karşı çevresel korunmaya sahip olması, açılı olarak montaj edilebilmesi nedeniyle düşey ve yatay titreşimlerin her ikisinde de sönüm özelliğine sahip olması, tamir ve bakımlarının raylı taşıt gövdesini kaldırmadan yapılabilmesi gibi avantajları nedeniyle yaygın kullanım alanına sahiptirler. Ancak, üç parçalı bojilerin kullanıldığı yük vagonlarında düşey ve yatay düzlemlerde eğilmeye yüksek direnç gerektiğinden çok kullanılmazlar.

Tümleşik iskelete sahip bir bojidaki birincil süspansiyonlardaki sürtünme damperleri tekerlek seti uzaklıklarını korumakla görevlidirler. Birincil süspansiyonlardaki damperler, asimetrik karakteristikleri sayesinde uzama haline göre sıkışma halinde daha düşük sönüm kuvveti oluştururlar. Bu bakımdan hidrolik damperler daha üstündürler.

Düzlemsel ve mekânsal damperlerin en büyük avantajı, çeşitli yönlerde titreşim sönümü yapabilmeleri ve boji iskeletleri arasında sürtünmeli-elastik bağlantıları sağlayabilmeleridir. Bu nedenle, bu tip damperler yük vagonlarında, öngörülemeyen kuvvetlerin oluşabilme ihtimaline rağmen yaygın bir şekilde kullanılırlar. Sürtünme kuvvetinin ayarlanması ve tamir gibi durumlarda, raylı taşıt gövdesinin kaldırılması ve yay setinin sökülmesi gerekebilir.

Hidrolik damperler genellikle yolcu bojilerinde kullanılmakla birlikte, bazen de modern yük bojilerinde kullanılmaktadırlar. Bu damper tiplerinde enerji hızla doğru orantılı olarak sönümlenir ve bu da sönümün, titreşimin genliğine ve frekansına bağlı olduğunu gösterir. Böylece hidrolik damper, dinamik uyarımlara karşı kendi kendini ayarlayabilir ve bu da araç salınımlarının öngörülebilir ve güvenilir bir şekilde sönümünün gerçekleşmesine neden olur. Raylı taşıtlarda, Şekil 3.14'te gösterilen teleskopik hidrolik damperler kullanılır.



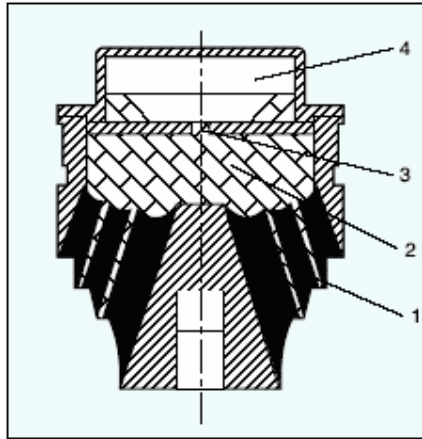
Şekil 3.14 Teleskopik hidrolik damper

Hidrolik damperler, aracın titreşimi esnasında süspansiyon sisteminde meydana gelen salınımla, damper içerisindeki akışkanın bir odacıktan diğerine akış kontrol valfi üzerinden akışı sırasında zorlanması prensibine göre çalışırlar. Bu prensibe göre viskoz sönüm, salınma ait kinetik enerjinin ısıya dönüşmesi ile sağlanır. Teleskopik hidrolik damperler, gövde (1) ve ona ait sızdırmazlık ekipmanlarıyla birlikte, valfla (4) beraber işleyen bir silindir (2), pistonla (5) birlikte çalışan bir mil (3) ve bir de piston üzerindeki valftan (6) oluşurlar. Piston silindire göre rölatif hareket edince akışkan pistonun üzerindeki bölmeden aşağısındaki bölme doğru

valftan geçerek akar ve aksi bir harekette bu işlemin tersi gerçekleşir. Hidrolik damperlerin güvenilir olup olmaması, mille gövde arasındaki sızdırmazlığa bağlıdır.

Damper karakteristikleri ya simetriktir ya da asimetriktir. Damperlerde, uzama veya basma anında ortaya çıkan direncin değişmediği durumlarda, simetriden söz edilebilir ki aksi durumlar asimetriktir. Simetrik karakteristikli damperler tipik olarak ikincil süspansiyonlarda kullanılırlar. Birincil süspansiyonlarda ise genellikle asimetrik damperler kullanılmakta olup bunun nedeni, konveks bir düzensizlik üzerinde hareket eden tekerlek setinin, konkav bir düzensizliği aşma esnasında oluşacak olan sönüm kuvvetinden daha fazla bir kuvvetin oluşmasına neden olmasıdır. Sonuç olarak, asimetrik damperler basma durumunda, uzama durumuna göre daha küçük kuvvet üretmeleri için tasarlanırlar. Diğer taraftan, uzama halinde sönümleme kuvvetinin artması ve böylece düşey tekerlek yükünün önemli ölçüde azalmasıyla derelman riski artmaktadır. Bu nedenle raylı taşıt damperleri, otomobil damperlerine göre daha az asimetriktir.

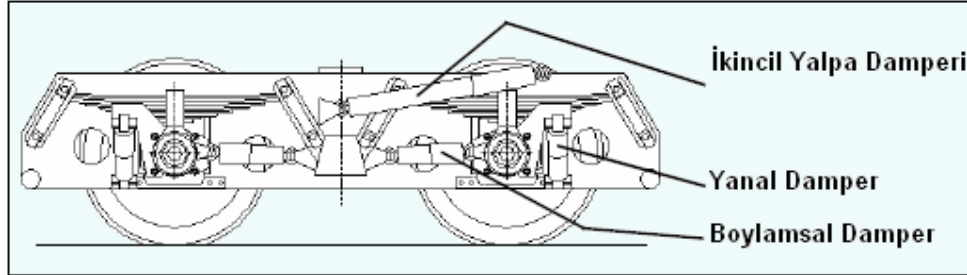
Hidrolik damperlerin araca bağlantısı, daima elastik olarak veya yüksek frekanslı titreşimlerin önlenmesi için burçlanarak yapılır. Damper içerisindeki iç basınç, elastik özellikler hakkında bilgi verir. Bu nedenle, hidrolik damperler genellikle yaylar ve viskoz damperlerin seri bağlanması ile modellenir. Bazı tasarımlarda ise hidrolik damperler elastik elemanlarla birleştirilirler. Şekil 3.15'te eşeksenli kauçuk-metal yayla, hidrolik bir damperin birleştirilmiş hali görülmektedir.



Şekil 3.15 Hidrolik yay: Kauçuk-metal konik yay (1), akışkan (2), akış kontrol valfi (3), kauçuk diyaframlı telafi haznesi (4)

130-140 km/h üzerindeki hızlarda, çeşitli yol düzensizliklerinde iyi bir sürüş kalitesine ulaşmak için ilave hidrolik damperlerin kullanılması tercih edilir. Ayrıca, sürtünmeli

damperler de düşünülebilir. Şekil 3.16’da tam düzenekli bir damper uygulaması görülmektedir. Düşük hızlarda sürüş kalitesini artırmak için tam düzenekli bir damper uygulamasına gerek olmayabilir. Yüksek hızlarda, vagon tipi ve yüküne bağlı olarak daha az karmaşık damper sistemleri de kullanılabilir.

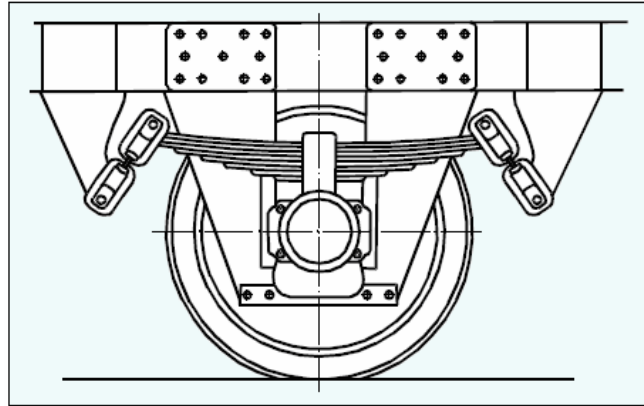


Şekil 3.16 Tam düzenekli damper

3.3.1.3 Süspansiyonların Sisteme Bağlanma Şekilleri

Süspansiyon elemanlarının boji ve araca bağlantısı, çeşitli dizayn parametreleri ile beraber süspansiyon elemanlarının sınır şartları da hesaba katılarak yapılır. Bu sınır şartları, boji bileşenlerinin yanal ve boyuna yer değiştirmeleri gözönüne alınarak incelenir. Bu şekilde düşünülerek, tekerlek setleri ve boji arasında yaygın olarak gerçekleştirilen bazı bağlantı çeşitleri aşağıdaki gibi sayılabilir:

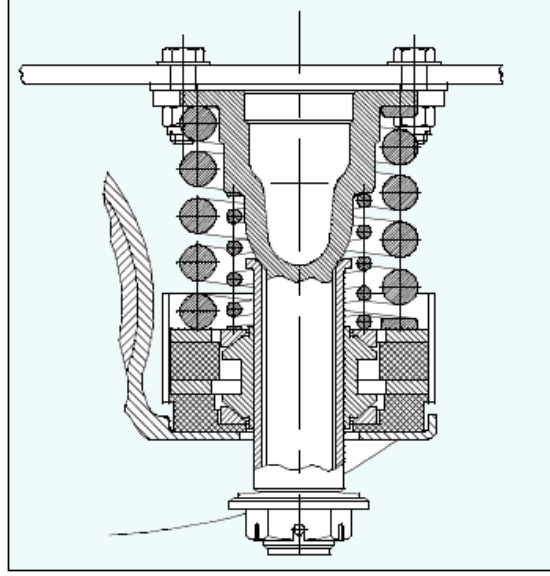
Boynuz kılavuzlama yöntemi ile tasarlanan basit bir süspansiyon sisteminde, aks kutusunun hareketi sınırlandırılır (Şekil 3.17).



Şekil 3.17 Aks kutusunun boynuz kılavuz yardımıyla konumlandırılması

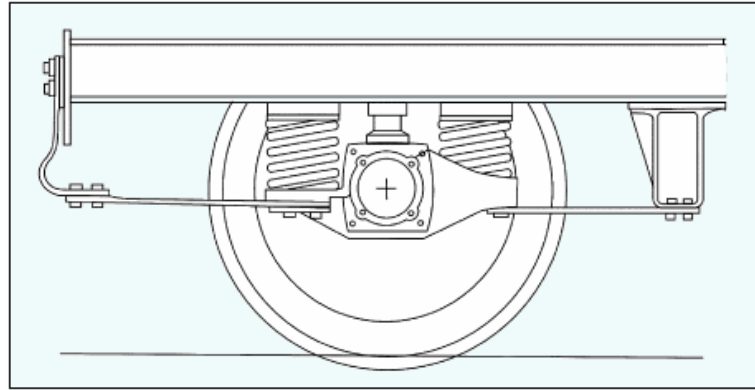
Silindirik kılavuzlama ise iki düşey kılavuz boyunca kayan iki namludan oluşur. Tipik olarak

düsey kılavuzlar boji iskeletine ve namlularda aks kutusuna sabitlenir (Şekil 3.18). Namlular eşksenli kauçuk burçların içinden geçerek aks kutusuna sabitlenir ve böylece tekerlek seti ve boji iskeleti arasında, boyuna ve yanal yönde esneklik sağlanır.



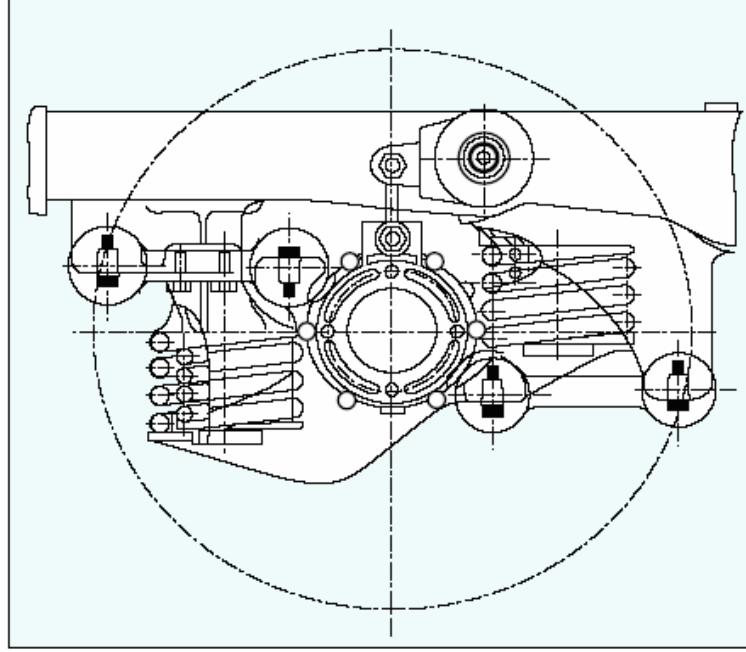
Şekil 3.18 Aks kutusu ve boji iskeleti arasında silindirik kılavuz kullanarak yapılan bağlantı

Bir başka bağlantı yöntemi ise, aşınma olayının önüne geçmek için elastik kirişlerin oluşturduğu bağlantıdır (Şekil 3.19). Kiriş bağlantı adı verilen bu bağlantı yönteminde, elastik çubuklar tekerlek setlerini boylamsal yönde sabit tutarlar. Birincil süspansiyonlarda sapma görüldüğü zaman bu kiriş bağlantılar eğilirler, oysa bu kirişler çekme veya frenleme esnasında gerilir ya da basıya maruz kalırlar. Bu tip tasarımların en önemli dezavantajları, bağlantı noktalarında ve kirişin her iki bitim noktasında yüksek gerilmelerin oluşmasıdır.



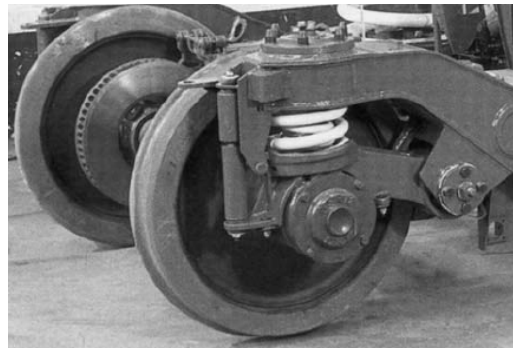
Şekil 3.19 Aks kutusu ve boji iskeleti arasındaki bağlantının kiriş bağlantı kullanılarak yapılması

Yüzey sürtünmesi ve aşınmanın önüne geçmek için uygulanan başka bir yöntem ise dairesel bağlantıdır (Şekil 3.20). Bu tip bağlantıda, kauçuk-metal burçlar kullanılır. Buradaki ana problem ise bu bağlantı dönerken aks kutusunun yaptığı doğrusal harekettir.



Şekil 3.20 Değişik yükseklikte anti-paralelkenar görünümlü yerleştirilmiş dairesel bağlantı

Radyal kol süspansiyonları daha kısa ve aynı zamanda daha hafif boji iskeletlerinin tasarlanmasına imkân sağlarlar (Şekil 3.21). Bu tasarımlar günümüzde çoğunlukla yolcu vagonlarına ait birincil süspansiyonlarda kullanılmaktadırlar. Bu tasarımların en önemli dezavantajı ise süspansiyonların düşey yer değişiminden ötürü, aks kutusunda oluşan boylamsal yer değişimleridir. Ayrıca, tekerlek setlerinin yanal yer değişimlerinde boji iskeletine moment uygulanması da söz konusudur.



Şekil 3.21 Bir radyal kol süspansiyon uygulaması

3.3.2 Aktif ve Yarı Aktif Süspansiyon Sistemleri

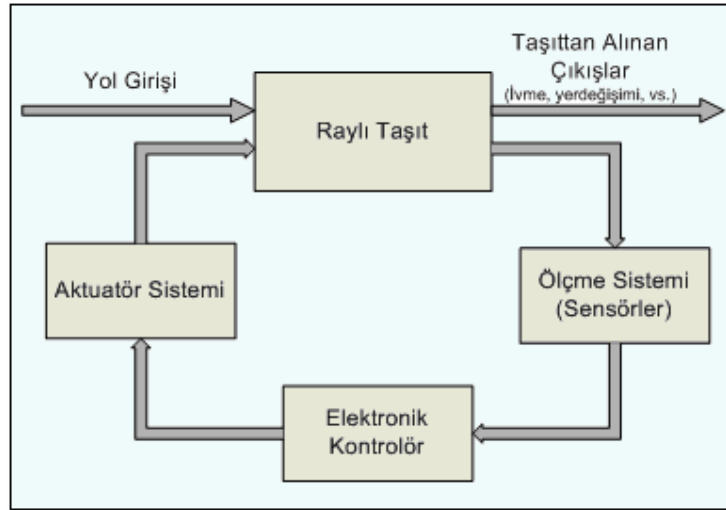
Raylı taşıtlarda, yolcu konforu açısından, karayolu taşıtları gibi aktif olarak kontrol edilmesi gereken titreşimler meydana gelmektedir. Bu nedenle kontrol teknolojisinde, taşıtlarda süspansiyon cevaplarına yönelik kontrol çalışmaları büyük önem taşımaktadır. Raylı sistemlerde taşıtların yüksek hızlara ulaşmasıyla birlikte, taşıta ait dinamik davranışların ve konfor problemlerinin incelenmesi ile titreşimlerinin kontrolü ayrıca önem kazanmıştır. Raylı taşıtlar üzerinde uygulanan titreşim kontrolü yaygın olarak, aktuatörün birincil ve/veya ikincil süspansiyonlara uygulanmasıyla gerçekleştirilir.

Raylı taşıtlara ait titreşimlerin aktif kontrolünde iki ana sınıflandırma yapılabilir:

- Aktif birincil süspansiyonlar: Taşıt işletme halinde iken kararlılığını ve kurplardaki dönme performansını artırmak için uygulanır.
- Aktif ikincil süspansiyonlar: Sürüş konfor ve kalitesini artırmak için uygulanır.

Bunlara ek olarak, yatar gövde (tilting) teknolojisinde de önemli ölçüde aktif süspansiyonlar kullanılmaktadır.

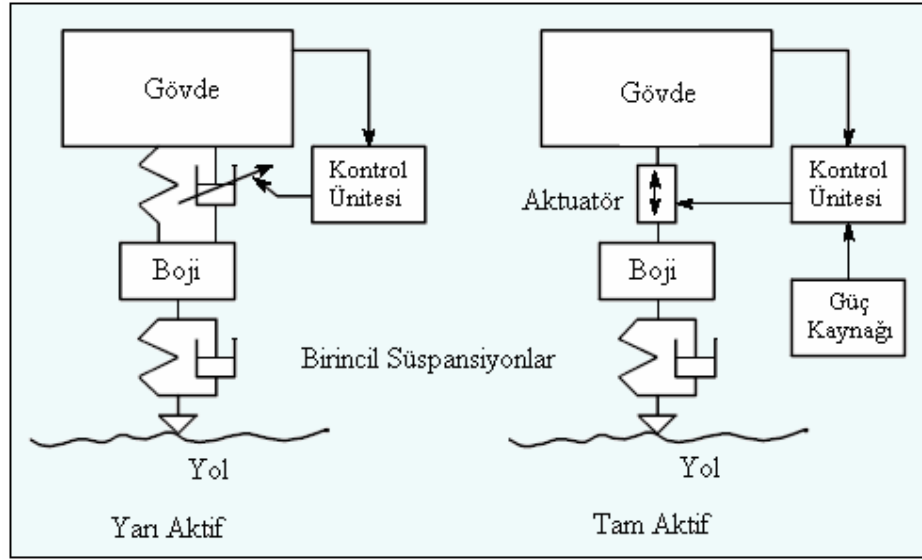
Aktif süspansiyonların uygulanmasına yönelik genel bir akış şeması, Şekil 3.22’de gösterilmektedir. Pasif sistemlerde giriş-çıkış ilişkisi süspansiyonlar tarafından sağlanıp, yalnızca kütle, yay, sönüm değerleri ve geometrik ilişkiler ile belirlenmektedir. Aktif sistemlerde ise giriş-çıkış ilişkileri, sensör ve aktuatör düzenlerine ve kullanılan kontrol stratejisine bağlıdır.



Şekil 3.22 Genel aktif süspansiyon şeması

En etkin kontrol, kendi güç beslemeleriyle birlikte tam kontrol edilebilir aktuatörlerin kullanılması ile elde edilir. İhtiyacı olan enerjiyi güç besleme ünitesinden sağlayarak, kontrol için gereken kuvveti bir aktuatör yardımıyla uygulayan sistemlere tam aktif kontrol sistemleri denir. Bunun yanı sıra, süspansiyon sistemlerinin elektronik kontrolör yardımıyla geliştirilmesiyle yapılan uygulamalara ise, yarı aktif kontrol sistemleri denir (Şekil 3.23).

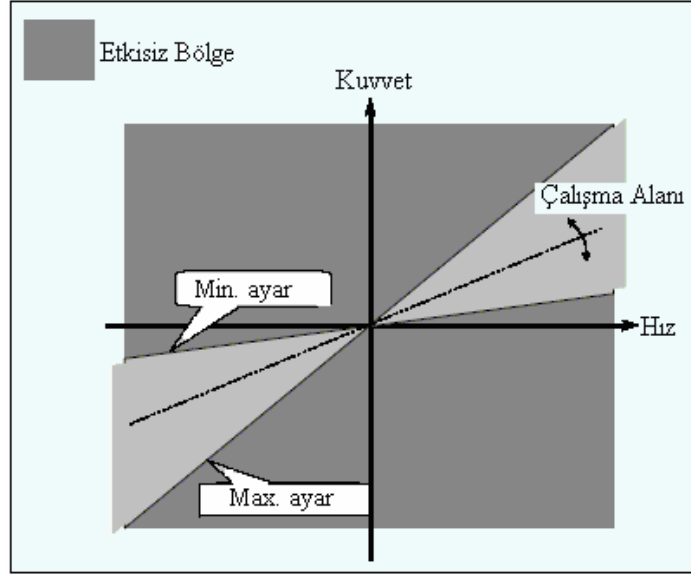
Yarı aktif süspansiyonlarla kontrol, çok çeşitli olabilmekle beraber daima kontrol edilebilir damperler yardımıyla yapılır.



Şekil 3.23 Yarı ve tam aktif kontrol

Yarı aktif süspansiyon uygulamaları tam aktif ile karşılaştırılacak olursa, tam aktif süspansiyon sisteminde aktuatör için gerekli olan ayrı bir güç kaynağına, yarı aktif sistemlerde ihtiyaç olmaması ve sisteminin basitliği ön plana çıkar. Yarı aktif süspansiyon sistemlerinin bu avantajının yanı sıra, bu sistemlerde oluşturulacak olan kuvvetin, damper hareketinin hızına bağlı olması ve bu nedenle büyük kuvvetlerin düşük hızlarda oluşturulabilmesinin imkânsızlığı, bu sistemin dezavantajlarından birisidir. Bir başka dezavantajı ise damperin ters yönlü hızında, sadece enerjinin sönümü gerçekleştiği için pozitif kuvvetin oluşturulamamasıdır. Şekil 3.24'te bir yarı aktif damper ile ulaşılabilecek minimum ve maksimum kuvvet seviyelerini ve bu kuvvetin sınırlarını gösteren kuvvet-hız diyagramı görülmektedir. Buna rağmen, tam aktif bir süspansiyon sistemi ile bir sınır gözetmeksizin, diyagramda görülen tüm alanı kapsayan kuvvetler oluşturulabilir. Yarı aktif süspansiyonlardaki bu sınırlama, kontrol edebilirlik özelliklerini önemli ölçüde

kısıtlamaktadır.



Şekil 3.24 Yarı aktif damperlere ait kuvvet hız diyagramı

Aktif süspansiyon sistemi tasarımı, pasif süspansiyon tasarımından belirgin farklılıklar taşır. Yaygın olarak kullanılan herhangi bir pasif süspansiyon tasarımında, sürüş performansını önceden görebilmek için, öncelikle sistemin fiziksel ve buna bağlı olarak matematiksel bir modeli oluşturularak, bilgisayar programları yardımıyla simülasyonu gerçekleştirilir. Tasarımcı daha sonra, kendi araç konfigürasyonunun gerektirdiği süspansiyon bileşenlerine ait değerleri, gerekli olan performans kriterlerine göre ayarlar. Buna rağmen, aktif süspansiyon tasarımında, tasarım modeli ile simülasyon modelini birbirine en yakın şekilde benzetmek gerekmektedir. Klasik kontrol yöntemlerini kullanırken sistemi basitleştirerek modellemenin önemi, modern kontrolör kullanımındaki göre daha azdır. Analizlerin basit bir model kullanılarak yapılması durumuna göre modern model esaslı bir kontrolör tasarımı gerçekleştirildiğinde, gerçek taşıt üzerinde ne kontrolörün kendisi için, ne de estimatörün ölçülen değişkenlere erişimi için sağlıklı işlemler gerçekleştirilemez. Çünkü kontrolör ve/veya estimatör taşıtın dinamik yapısını, tasarlanan basit modelin dinamik yapısına eş görür. Bundan dolayı, bir raylı taşıta ait iyi bir simülasyon modeli yüz serbestlik derecenin üzerinde olur. Böyle bir modele ait kontrolü gerçekleştirmek için sistemin tüm durumlarının kontrol edilebilir ve gözlemlenebilir olması gerekir. Aksi halde, kontrol imkânsızlaşır.

Modele ait karmaşıklığı azaltmak için çeşitli yöntemler bulunsa da genel olarak mühendislik tecrübeleri ile uygun sadeleştirme yapılır. Örneğin, raylı taşıtlara ait düşey ve yatay hareketler

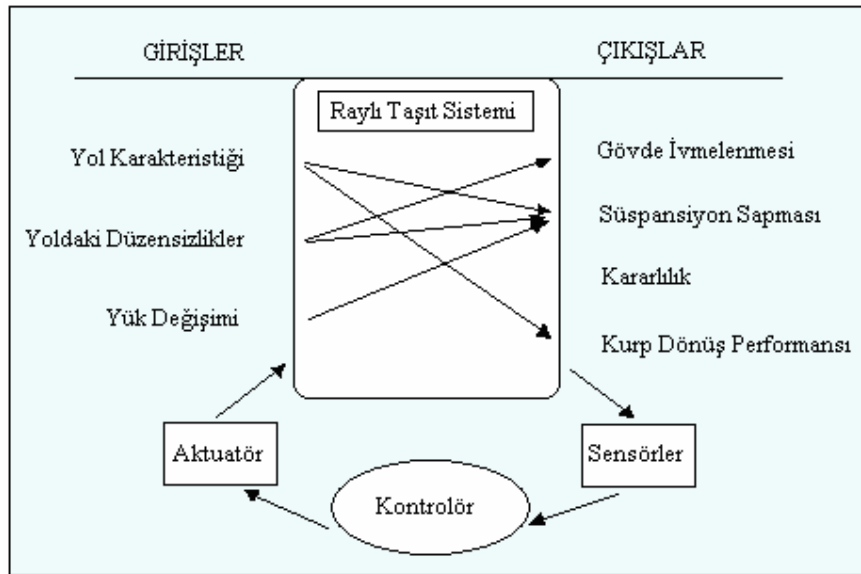
arasında çok zayıf bağlantılar kurulabilir.

Raylı bir taşıt modelinde yaygın olarak kullanılan basitleştirmeler, yan-görünüş, plan-görünüş ve son-görünüş olarak sınıflandırılabilir. Yan-görünüş model, sıçrama (düşey titreşimler) ve kafa vurma hareketi serbestlik dereceleri ile ilgili fikir verir ve aktif düşey süspansiyonlar için kullanılabilir. Yan-görünüş model çeyrek ve yarım raylı taşıt modeli olarak iki ayrı şekilde tasarlanabilir.

Plan-görünüş modeli, yanal ve yalpa hareketlerinin simülasyonu için gereklidir. Bu model, aktif yanal süspansiyonlar ve aktif dümenleme/kararlılık kontrolü için uygun bir model olur.

Son-görünüş modeli ise sıçrama (düşey titreşimler), yanal ve yuvarlanma hareketlerini kapsayarak yatar gövde (tilting) kontrolünde kullanılır.

Modelleme için bilgisayar programları, kontrolörün mekanik sisteme birleştirilmesini kolaylaştırmak adına gereklidirler. Yalnız bir paket program olarak bulunabileceği gibi eş zamanlı birkaç programın kullanılmasıyla da bu modellemeler gerçekleştirilip simülasyonları yapılabilir.



Şekil 3.25 Tasarım Prosesi

Şekil 3.25'te görüldüğü gibi girişlerin çeşitliliği her çıkışı etkilemektedir. Bu, çeşitli girişlere karşı çıkışların da çeşitli olması manasına gelmektedir. Bu nedenle tasarım, çeşitli sınırlamaları içeren bir optimizasyon gerektirmektedir. Örneğin; bir aktif ikincil süspansiyon tasarımı için, raylı taşıt gövdesine ait frekans ağırlıklı ivmelenmelerin, maksimum

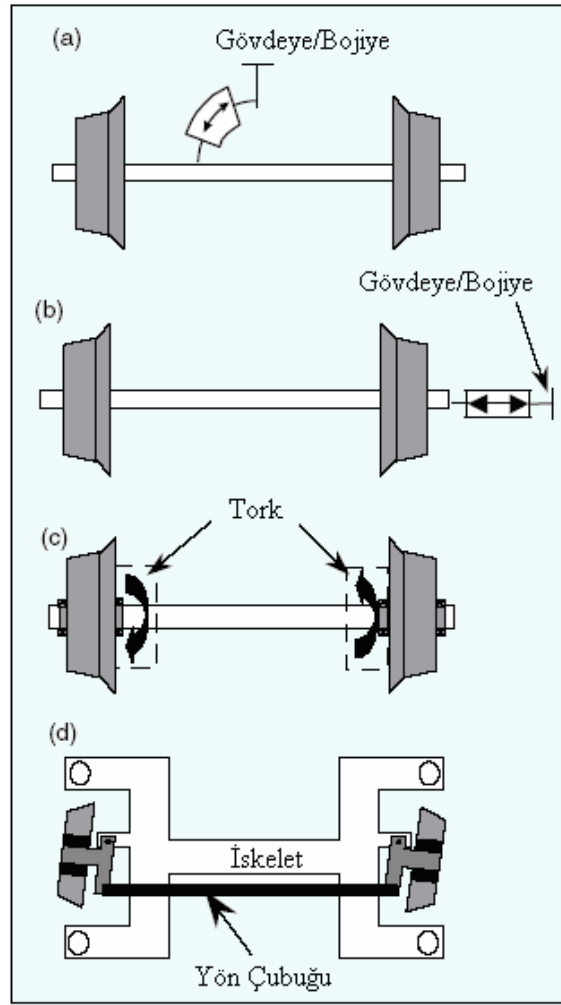
süspansiyon sapmasını aşmadan minimize edilmesi gerekmektedir. Aktif birincil süspansiyon için ise kurp dönüş performansı, düzgün yoldaki sürüş kararlılığı için yeterli olan performans seviyesine ulaşmaya kadar optimize edilmelidir.

Aktif birincil süspansiyon vasıtasıyla, tekerlek seti kinematiği kontrolü dışında çok küçük uygulama alanı mevcuttur. Buradaki önemli olan iş, sürüş kararlılığı (kritik hız) ve kurp dönüş performansı arasındaki ilişkinin optimizasyonudur. Pasif mekanik dümenlemede çeşitli metotlar kullanılarak, tekerlek setlerinin radyal olarak aynı hizada bulunması sağlanmasına rağmen, tekerlek setlerinin aktif dümenleme kontrolü fikrinin çok daha yeni olmasından ötürü pasif sistemlere göre daha az çalışma mevcuttur.

Raylı taşıt tekerlek setlerine ilişkin, katı akslı ve bağımsız hareketli tekerlek setleri olmak üzere iki tip mevcuttur. Bağımsız hareketli tekerlek setlerinin diğerlerine göre farkı, iki tekerleğin aynı aks üzerinde birbirinden bağımsızca dönebilme kabiliyetleridir. Bu tekerlek setleri kurplardaki sürtünmeden kaynaklı yaşlanmaların önüne geçer fakat doğal dönme ve merkezleme kabiliyetlerini bu halleriyle kaybederler.

Aktif birincil süspansiyonlar için kontrol amaçları, tekerlek seti yapıları ile doğrudan ilişkilidir. Katı akslı tekerlek setleri için, kinematik moda yönelik kararlılık artırılarak, dönemeçlerdeki istenilen performansa erişilmesi amaçtır. Bağımsız hareketli tekerlek setleri için ise, kararlı hale getirilmesi gereken hafif kararsızlık durumu mevcuttur. Buna rağmen, tekerlek setlerinin flanşlar üzerinde hareketinin önüne geçmek için tekerleklerin yön kontrolü muhakkak sağlanmalıdır.

Aktif dümenleme kontrolünde çeşitli uygulama şekilleri mevcuttur. Bunlardan birisi, tekerlek setine yalpa yönünde kontrol edilen bir moment uygulamaktır. Bu moment, yalpa aktuatörleri ile gerçekleştirilebilir (Şekil 3.26 (a)) veya pratik olarak benzer şekilde uygulanan boylamsal aktuatör çifti ile sağlanabilir. Alternatif olarak, aktuatörler tekerlek setine Şekil 3.26 (b)'de gösterildiği gibi yanal yönde bağlanabilir ancak bu bağlantı ile oluşan kararlılaştırıcı kuvvet, taşıt üzerindeki sürüş kalitesinin bozulmasına neden olabilir. Bağımsız hareketli tekerlek setleri için tekerlek setlerinin kontrolü, yalnızca iki tekerlek arasında bulunan aktif burulma çifti vasıtasıyla gerçekleşir (Şekil 3.26 (c)). Şekil 3.26 (d)'de görülen radikal bir uygulamada ise tekerlek seti aksı kullanılmadan tekerlekler doğrudan boji aksına bağlanmışlardır. Yön çubuğu vasıtasıyla tekerlek açısını direkt olarak değiştirebilmek için tekerlekler ve boji iskeleti arasına yanal kuvvet uygulanır ve yön kontrolü bu şekilde gerçekleşir.



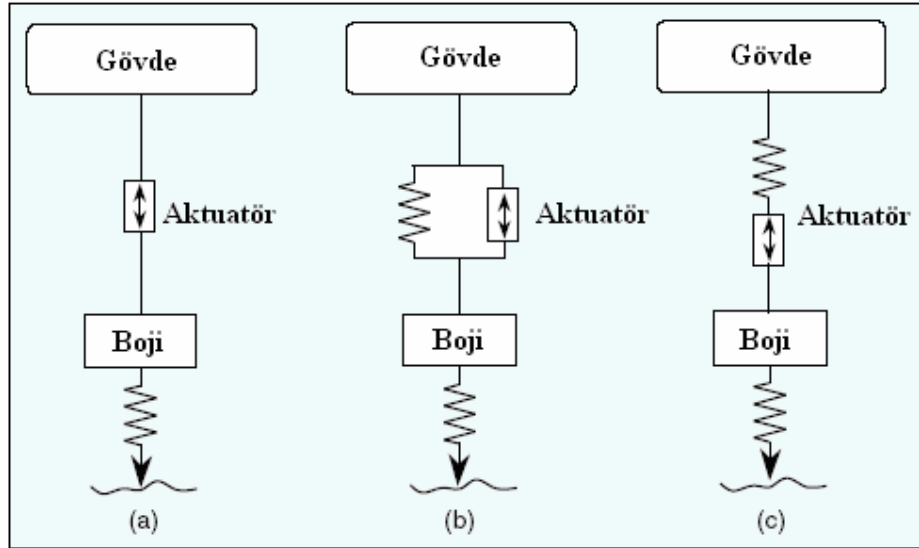
Şekil 3.26 Aktif dümenleme çeşitleri

Aktif birincil süspansiyonlarda aktuatörler, pasif süspansiyon bileşenleri ile birlikte kullanılabilir. Pasif süspansiyonlar asıl olarak burada kararlılık fonksiyonunu sağlamak amacıyla kullanılırken aktuatörler ise, karp dönüşlerinde uygun yönlenebilirliği sağlamak için kullanılır.

İkincil süspansiyonlar için aktif kontrolün amacı, raylı taşıt dinamik cevaplarını düzeltmek ve yol düzensizliğinden kaynaklanan titreşimlerin, taşıt gövdesine ve dolayısıyla yolculara olan etkilerini, sadece pasif yay-damper kullanılan süspansiyon sistemlerine göre daha etkin bir biçimde sönmektir. Aktif kontrol, raylı taşıta ait herhangi ya da tüm serbestlik dereceleri göz önünde tutularak uygulanabilir. Örneğin, yatay yönde uygulandığı zaman kontrol, dolaylı olarak yalpa modunu ve düşey yönde uygulandığı zaman ise, dolaylı olarak kafa vurma modunu kapsar. Süspansiyon performansının geliştirilmesi daha iyi sürüş kalitesi elde etmek

manasına gelse de tasarım maliyeti açısından büyük yükler getirebilir. Dolayısıyla yol düzensizliklerinden dolayı oluşan rahatsızlıkların giderilmesinde, yol bakım maliyeti ile aktif süspansiyon sistemi kullanım yükü arasında bir analiz yapmak gerekebilir.

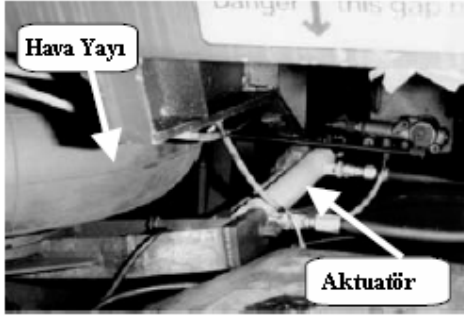
Aktif ikincil süspansiyonlarda Şekil 3.27 (a)'da görüldüğü gibi pasif süspansiyon sistemlerinin yerini aktuatörler alabilir. Böylece süspansiyon davranışı aktif manada tam olarak kontrol edilmiş olur. Buna rağmen pratik hayatta aktuatörlerin pasif elemanlarla birlikte kullanılmasının daha yararlı olduğu bilinmektedir. Şekil 3.27 (b)'deki gibi paralel bağlandığı zaman, pasif elemanlarla birlikte taşıta ait gövde kütlelerini destekleyen düşey yönde bir kuvvet şeklinde uygulandığı ve ayrıca yatay yönde quasi-statik dönme kuvveti oluşturacağı için aktuatör boyutlarının da önemli ölçüde küçüldüğü görülmektedir. Diğer taraftan, Şekil 3.27 (c) deki gibi bir yayla seri bağlanan bir aktuatör, yüksek frekanslarda kontrol çıkışı ve aktuatör hareket cevabı eksikliğinden kaynaklanan yüksek frekans problemine yardımcı olmaktadır. Pratikte aktuatörlerin pasif elemanlarla paralel bağlanması ağır yüklerin taşınmasında, seri bağlanması ise yüksek frekans cevaplarına yardımcı olması açısından uygun bulunan kullanım şekilleridir.



Şekil 3.27 Aktif ikincil süspansiyonlarda aktuatörün yerleşimi

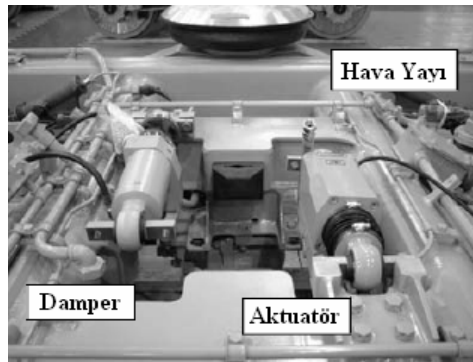
İki komşu raylı taşıt arasında aktif ikincil süspansiyonların kullanılması, bu tip süspansiyonlara ait farklı bir kullanım alanıdır. Sürüş kalitesinde iyileşme olmasına karşın, aktuatörler yardımıyla tüm trende dinamik manada güçlü bir bağlantı olduğundan, tasarım problemi daha zordur.

Servo-hidrolik aktif yanal süspansiyonlar günümüzde önemli ölçüde kullanım alanına sahiptir. Aktif raylı taşıt süspansiyonları ilk olarak, hidrolik aktuatörler kullanılarak elde edilen, aktif yanal ikincil süspansiyon sistemleri olmuştur. Bu sistem, raylı taşıtın her iki tarafında bulunan hava yaylarına paralel olarak yerleştirilen aktuatörler ile elde edilir (Şekil 3.28). Bu tip süspansiyon sistemleri ile elde edilen sürüş kalitesinin pasif süspansiyon sistemlerine göre % 50 daha iyi olduğu bilinmektedir.



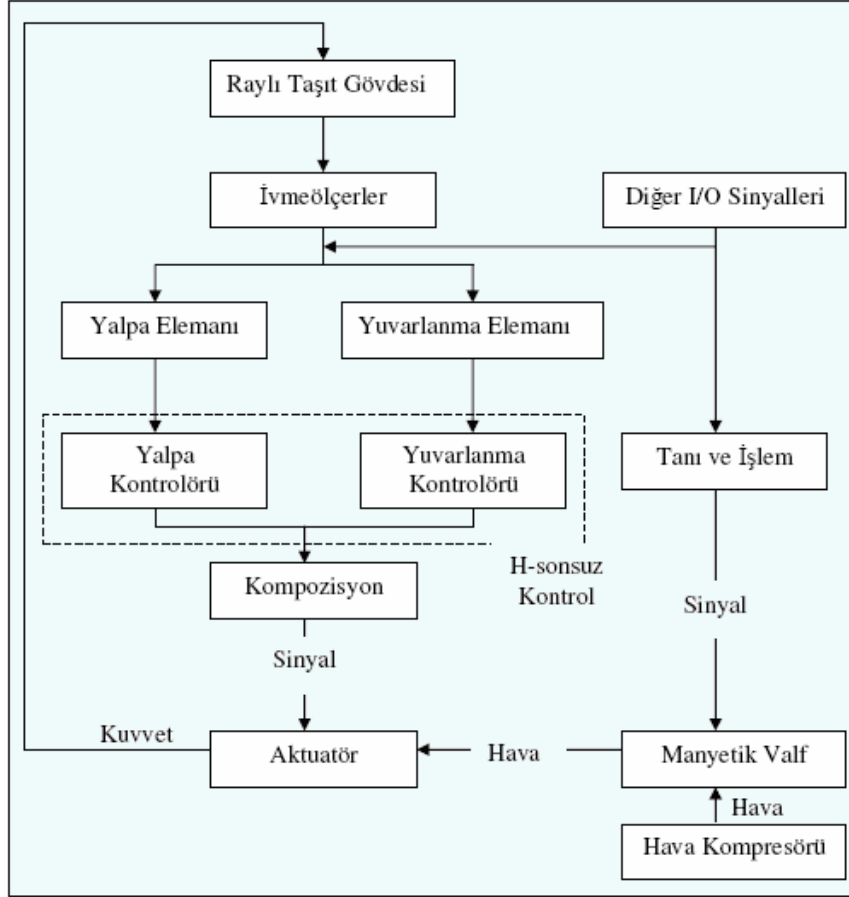
Şekil 3.28 Servo-hidrolik aktif yanal süspansiyon

İlk ticari aktif süspansiyon ise Sumitomo tarafından Doğu Japon Demiryolu Şirketi (EJRC) için, E2-1000 ve E3 Shinkansen araçları üzerinde 2002 yılında geliştirilerek ortaya konulmuştur (Tahara, Watanabe vd., 2003). Yanal titreşimlerin kontrolünü amaçlayan bu tasarımda, 1-3 Hz frekans aralığındaki yanal titreşimlerin etkisi yarı düzeyine kadar sönmülenererek sürüş kalitesi iyileştirilmiştir. Düşük maliyetli, bakımı kolay olan pnömomatik bir aktuatör sistemi adapte edilerek ikincil süspansiyon damperine paralel bir şekilde yerleştirilmiştir (Şekil 3.29). Buradaki damper otomatik olarak, aktif kontrol erişimli “hafif ayar modu” ve pasif kontrol operasyonlu “sert ayar modu” ile elektronik olarak anahtarlanmıştır.



Şekil 3.29 Boji üzerine yerleştirilmiş aktuatör

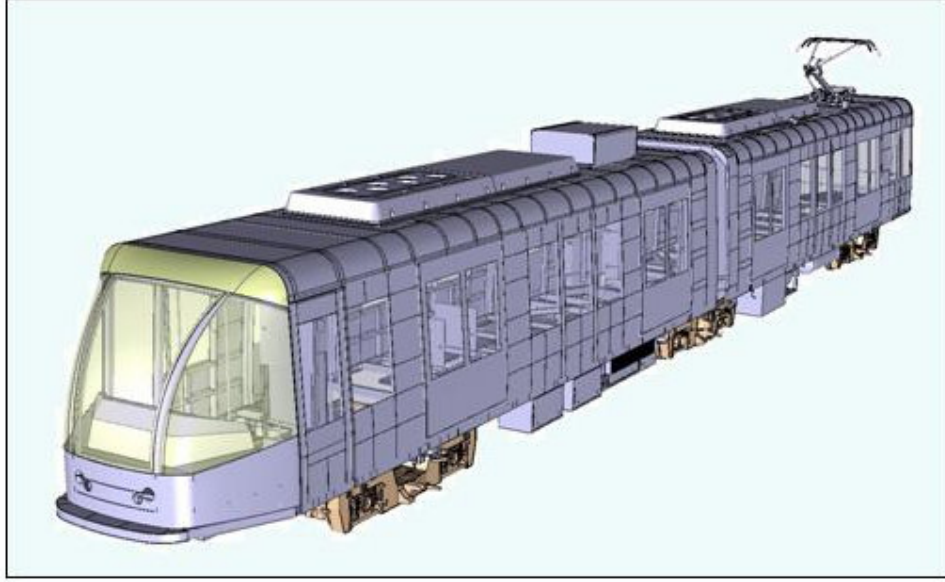
H-sonsuz kontrolör ile gövdeye yerleştirilmiş ivmeölçerlerden gelen ölçümleri kullanmak suretiyle dayanıklı bir titreşim kontrolü elde edilmiştir. Bu şekilde yalpa ve yanal/yuvarlanma kontrolü birbirinden bağımsız olarak gerçekleştirilmiştir. Yalpa kontrolünde aktuatörler ters yönde işlerken, yanal/yuvarlanma hareketinde kontrolör aktuatörleri aynı yönde işler.



Şekil 3.30 Kontrol algoritmasına ait genel işleyiş şeması

3.4 Kiepe Ekipmanlı Hafif Metro Aracı

Kiepe ekipmanlı hafif metro aracı (Şekil 3.31), Ulaşım A.Ş.'nin kendi bünyesinde imal ettiği Türkiye'nin ilk yerli hafif metro aracıdır. 2004 yılından beri İstanbul halkına hizmet veren bu aracın, mevcut hafif metro filosunda yer alan ve Vossloh Kiepe GmbH tarafından imal edilmiş olan hafif metro araçları baz alınarak yapılan tasarımı %100 yerli kaynaklarla projelendirilmiştir.

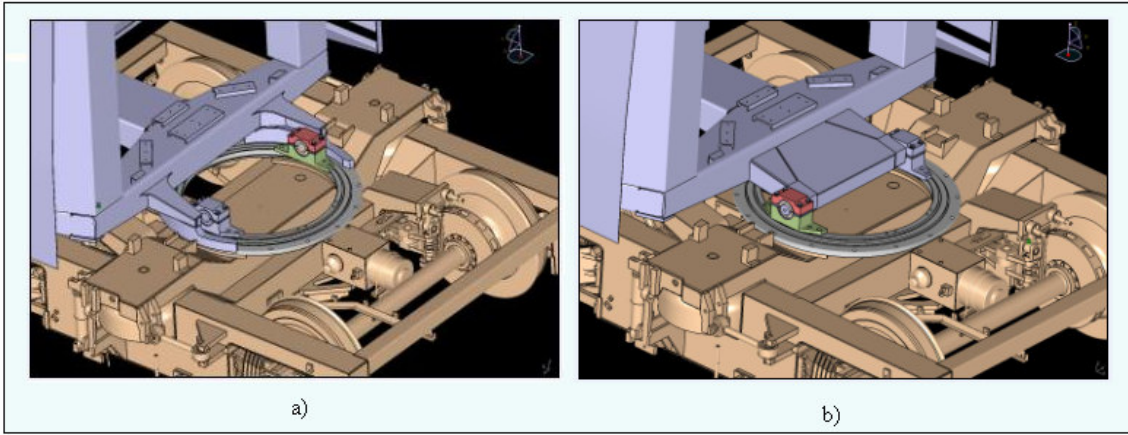


Şekil 3.31 Kiepe ekipmanlı hafif metro aracı

Minimum ağırlık, maksimum mukavemet prensibine dayalı araç karoseri, çelik (St 52) konstrüksiyondur. Araç tabanı 2 mm'lik trapez sac üzerine 2mm'lik ahşap döşenerek oluşturulmuştur. Yan duvar profiline ise 4°'lik eğim verilerek araca estetik bir görünüm verilmiştir. Araçta 6 aks üzerine toplam 8 kapı, 16 pencere mevcuttur.

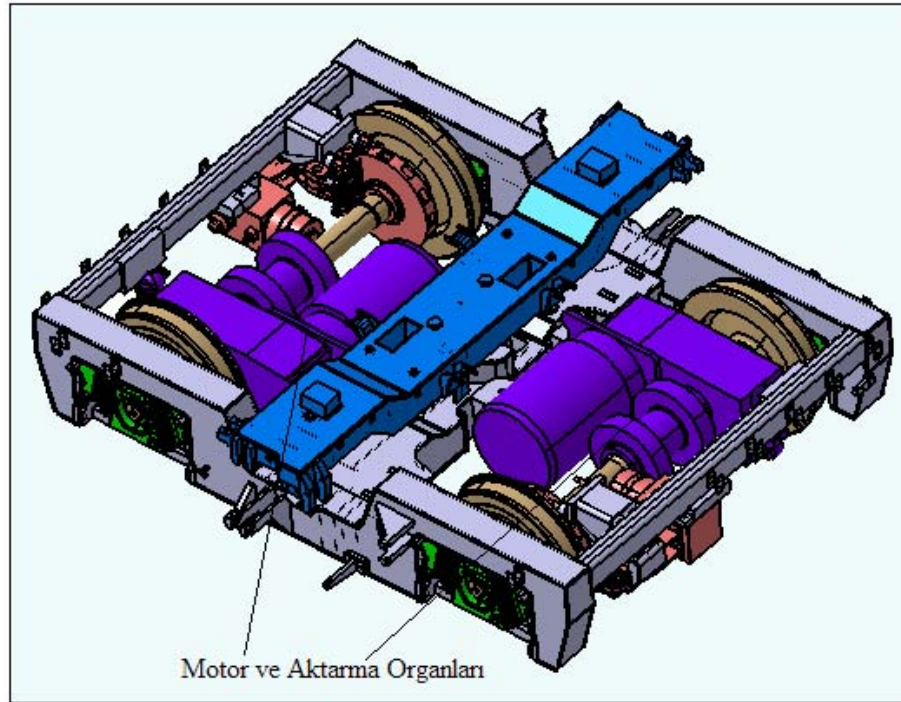
Araç gövdesi genel itibariyle ön ve arka gövde şeklinde 2 bölümden oluşmaktadır. Ön gövde makinist kabininin bulunduğu kısım olarak düşünülürse, arka gövde de diğer kısım olmaktadır. Araçta, ön ve arka gövde bölümlerinin birleştiği köruk bölgesinde bir taşıyıcı boji, uç kısımlarında birer motorlu çekici boji olmak üzere toplam 3 boji bulunmaktadır. Her bojide ikişer adet tekerlek seti bulunduğu için toplamda 6 adet tekerlek seti vardır.

Bojiler ve araç karoseri arasındaki mekanik bağlantı, 1mm çapında ve yatay olarak yönlendirilmiş, rulmanlı bir döner halka grubu tarafından sağlanır. Ön ve arka araç gövdeleri arasındaki birleşim mafsallı bir yapıdır. Araç bir kavisten geçerken, bir bölüm diğer bölümle bağlantılı olarak hareket eder. Bu hareket taşıyıcı boji üzerindeki döner halka vasıtasıyla sağlanır. Düşey hareketler ise mafsal yoluyla birbirine iletilir (Şekil 3.32).



Şekil 3.32 Öne ve arka gövde bağlantısı; a) ön gövdenin bolstere bağlanması b) arka gövdenin bolstere bağlanması

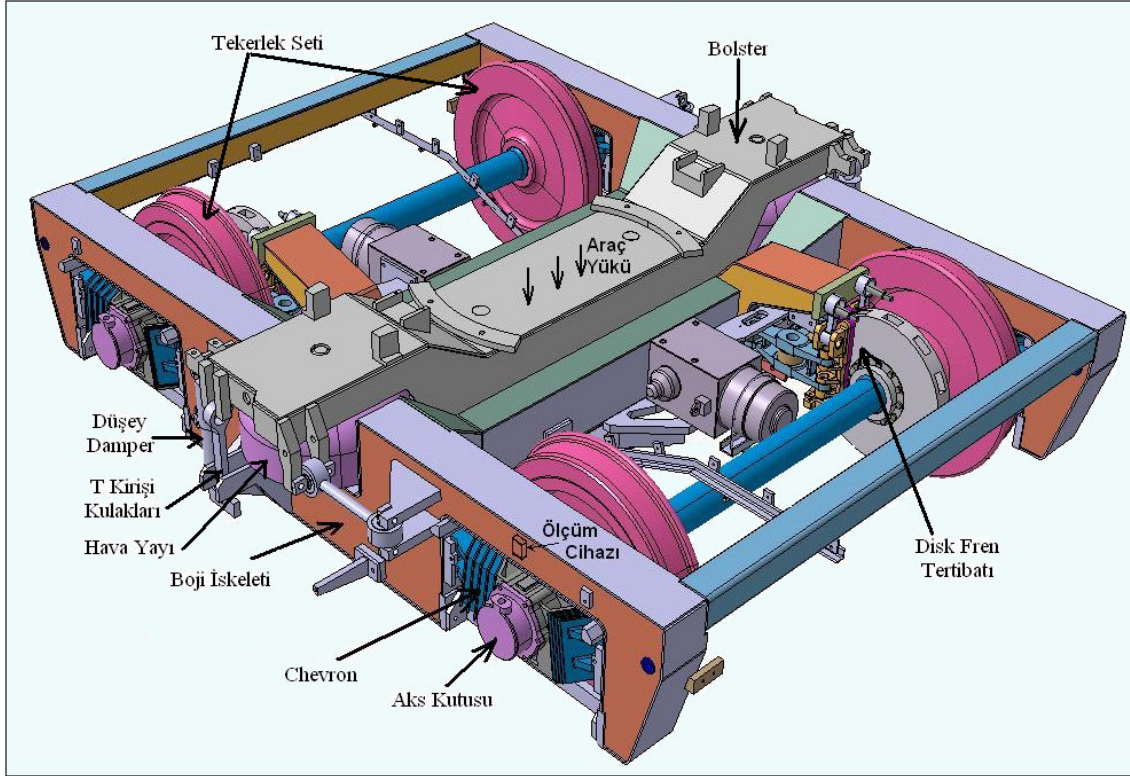
Her araç, iki motorlu ve bir taşıyıcı boji olmak üzere üç bojiye sahiptir. Çekici motorlu bojiler (Şekil 3.33) aracın başında ve sonundadır.



Şekil 3.33 Motorlu boji

Mafsallı bölümün altında yer alan taşıyıcı bojide (Şekil 3.34) ise motor bulunmaz ve bu nedenle çekici özelliği yoktur. Her motorlu bojide çift motor bulunur ve her motor tekerlek

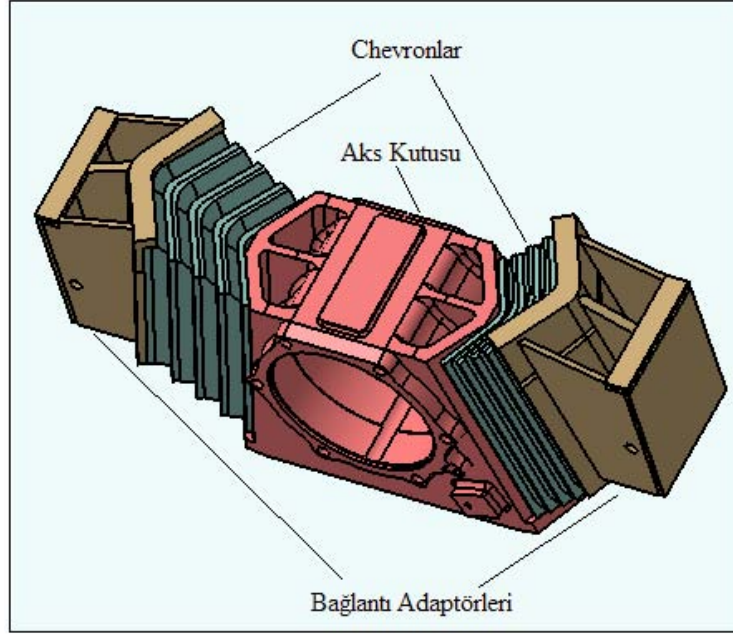
eksenine paralel bir şekilde monte edilerek motor, boji iskeletine direkt olarak cıvata yardımıyla tutturulmuştur. Motor momenti, kaplin ve şanzıman ünitesiyle aksa iletir. Cer sistemi hariç, motorlu ve taşıyıcı bojileri aynı tasarıma sahiptirler. Boji sistemi iki tekerlek seti üzerine oturur. Frenleme ise tüm akslarda bulunan disk fren yardımıyla yapılır. Ani durumlar için araçlarda, ekstra bir fren sistemi olarak ray freni mevcuttur.



Şekil 3.34 Taşıyıcı boji

Birincil süspansiyonlar, aks kutusunun her iki tarafında bulunan “chevron” yaylarından oluşur (Şekil 3.35). Chevron yaylarının, uzunlamasına, yanal ve dikey yönlerde çalışma özelliği vardır. Bu sistemde kauçuk yaylar, metal levhalar ile birleştirilerek “Megi” denilen paketleri oluşturur. Bu yaylanmada kauçuk bloğun açısı değiştirilerek yatay ve dikey yönde katılığı ayarlamak mümkündür. Chevron yayları aks kutusuna şekil bağı ile bağlıdır. Bojiye bağlanma şekli ise, düşey yönde harekete izin veren bir kızıklama sistemi ile yapılmaktadır. Boji iskeleti bu süspansiyona bağlandığı zaman, aracın yüklenme performansı artar. Chevron yayları hem aracın kendi ağırlığından hem de tekerleklerin raya temasından dolayı meydana gelen düzensiz yaylanmaları, yatay ve dikey hareketlenmeleri minimum seviyeye indirir. Böylece bu titreşimlerden bojiye gelebilecek önemli etkiler önlenmiş olur. Ayrıca araç

kurplara girdiğinde, aksların kurp yönünde esnemelerine de imkân tanır.



Şekil 3.35 Chevronlar ve bağlanma şekilleri

Bu araçta, her bir aks kutusu ile boji kirişi arasında 1 adet olmak üzere, toplam 24 adet 732 140 Phoenix tipli chevron yayı bulunmaktadır. Nominal yükün 25 daN olduğu düşünülerek 12°'lik chevron kullanılmıştır. Ulaşım A.Ş.'den elde edilen, kullanılan bu chevrona ait düşey yönde yay ve sönüm katsayıları Ek 1'de verilmiştir.

Bir bojide sağ ve solda olmak üzere iki adet hava yayı bulunmaktadır. Hava yaylarından oluşan ikincil süspansiyonların ana görevi, kurplarda dönüş esnasında oluşan ataletle aracın sağa ya da sola yalpa hareketini minimuma indirmektir. Bu olay, bir tarafa yatma esnasında yatan taraftaki hava yayının basıya ve diğer taraftakinin çekiye zorlanması ile oluşan dengesizliğin bir valf yardımıyla çekiye zorlananın içerisindeki gazın, denge konumuna ulaşmaya kadar boşaltılması prensibine dayanır. Düşey titreşimlerde böyle bir dengesizlik oluşmayacağı için bu olay, yalnızca yuvarlanma hareketi gözönüne alındığında söz konusu olur. Hava yayları düşey yönde iş gördüğü gibi yanal hareketlerde de iş görmektedir. Hava yaylarına, aracın ön gövdesinde bulunan hava kompresörleri ile sürekli hava beslenir. Pnömatik seviye valfları, hava yaylarının basınçlarını ayarlanmasıyla araç gövde yüksekliklerini kontrol eder.

Hava yayına ait yay katsayısı aşağıdaki denklemlerle bulunabilir (Presthus, 2002);

$$k = n \cdot (A_e)^2 \cdot P_0 / V_0 \text{ (Ns/m)} \quad (3.1)$$

Burada; k , hava yayı katsayısını; A_e , hava yayı etkin alanını; P_0 , başlangıç basıncını; V_0 , başlangıç hacmini ve n ise polytropik oranı temsil etmektedirler. Polytropik oran n , 1-1,4 arasında seçilir.

İkincil süspansiyonlarda düşey titreşimler için hava yayının sönümü yetersiz kalacağı için ek olarak her bojide iki adet düşey damper kullanılmaktadır. Viskoz sönüm özelliği taşıyan bu damperler 40 kN nominal yük altında 0.1 m/sn'lik bir hızla sönüm yapmaktadırlar.

4. RAYLI SİSTEM DİNAMIĞI

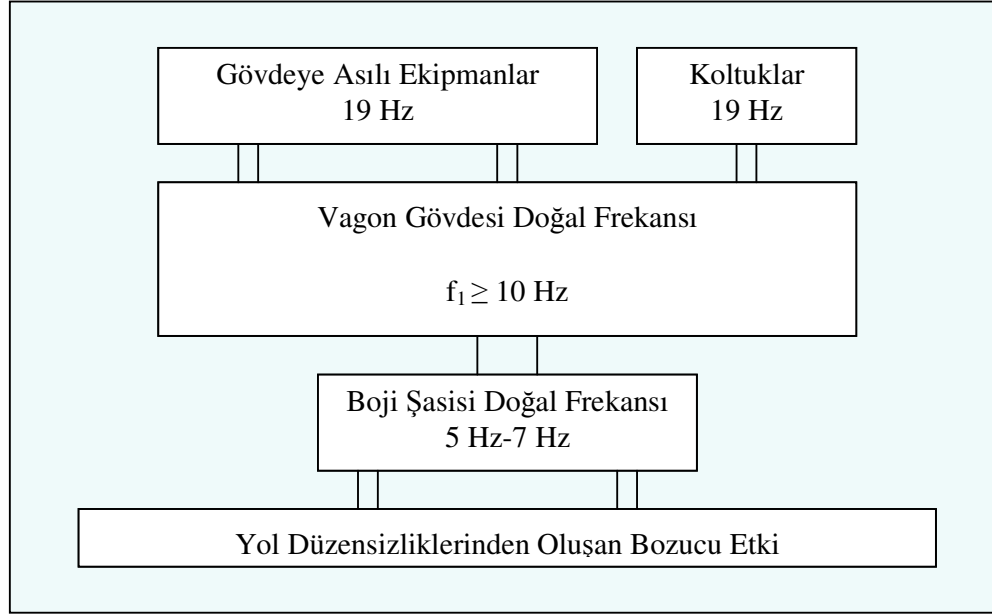
4.1 Dinamik Tasarım ve Yolcu Konforu

Raylı araç dinamiğinin matematik modellenmesindeki gelişmeler, tasarım mühendisine gerçek çalışma şartları altında aracın dinamik davranışını inceleme imkanı verir. Dinamik tasarımdaki amaç, henüz ürünün ortada olmadığı, imalattan önceki proje tasarım aşamasında, bir yolcu vagonunun araç seyir kalitesini ve yolcu konforu kalitesini optimize edebilmek için değişik etkileri de göz önüne alarak, aracın dinamik davranışını etkileyen sistem parametrelerinin önceden hesaplanması olmalıdır.

Deneyimler bir raylı aracın tasarımında aşağıdaki noktaların önemli olduğunu göstermiştir (Aba, 1994).

- Yapının tasarlanması ve imalatı,
- Konfor,
- Emniyet, çarpışma ve raydan çıkmaya karşı yolcu, sürücü ve elektrik ekipmanlarının korunması için alınan tedbirler,
- Estetik, iç ve dış görüntü tasarımı,
- Bakım kolaylığı,
- Ömür,
- Düşük imalat maliyeti.

Konfor, araç dinamiği ve titreşim konforu, gürültü konforu, ısı konforla ilgili çalışmaları kapsar. Konfor kavramı kısaca, sürücü ve yolcular için rahat ve huzurlu bir ortam olarak özetlenebilir. Günümüzde beklentilerin artmasıyla araç dinamiğinde konfor, belki de en önemli tasarım faktörlerinden birisi haline gelmiştir. Raylı taşıtlarda, araç içine kadar yayılan gürültü üreten frekansları da içinde bulunduran titreşimleri azaltmak için boji üzerinde ikinci bir süspansiyon tasarlanır. Yol düzensizlikleri ile oluşup, yolcu koltuğuna kadar iletilen titreşimleri azaltmak için boji süspansiyon elemanları ve araç gövdesinin rijitliği iyi analiz edilmelidir. Tavsiye edilen ve yapıyı rezonanstan koruyacak bir düzenleme, Şekil 4.1'de gösterilmiştir. Öncelikle, her yapı biriminin frekansları hesaplanmalıdır. Eğer, Şekil 4.1'de tavsiye edildiği gibi frekans seviyeleri ayarlanamazsa, istenmeyen ivme değerleri ortaya çıkacaktır.



Şekil 4.1 Tavsiye edilen frekans seviyeleri (Aba, 1994)

Yeni bir yolcu vagonunun üretilmesi durumunda, gövdenin 1. eğilme modunun doğal frekansının $f_1 \geq 10$ Hz olacak şekilde, gövdenin rijitliğinin ve boji süspansiyon elemanlarının hesaplanması, yolcu konforu ve araç seyir emniyeti açısından, sistemin ivme değerlerinin kabul edilebilir sınırlar içinde olması gerekmektedir. Bunun için, sistemin hareketine ait diferansiyel denklemlerin çözülmesi gerekmektedir.

Raylı taşıtlarda oluşan titreşimler, yolcular ayakta seyahat ediyorsa zemin - ayak temasıyla, eğer oturuyorlarsa koltuklar vasıtasıyla iletilirler. Bu yüzden, raylı taşıtlarda insan vücudunun maruz kaldığı titreşimler, tüm vücut titreşimleri kategorisinde değerlendirilir. Maruz kalınan titreşim seviyesi, insan vücudunun titreşim yüzeyi ile direkt temasta bulunduğu noktada ivmeölçerler ile algılanmaktadır. Demiryolu araçlarında konfor değerlerinin ölçülmesi için kullanılan iki metod vardır. Bunlar, Sperling yöntemi ve ISO 2631/1 metodudur. Sperling indeksine göre konfor değerleri 1 'den 5 'e kadar; hafif hissedilir, aşırı rahatsız edici ve uzun süre maruz kalmak zararlı sınırları arasında değerlendirilmektedir. Yöntem incelendiğinde, yanal titreşimlere olan hassasiyetin, dikey titreşimlerden daha fazla olduğu görülmektedir. ISO 2631/1 standardı, insan vücudunun 1- 80 Hz frekans aralığında maruz kalabileceği ve katı yüzeylerden vücuda iletilen titreşimlerin sınır değerlerini vermektedir. Bu sınır değerler; konfor, çalışma verimliliği ve emniyet bölgeleri olarak sınıflandırılmış olup, raylı taşıtlarda titreşimlere ait ivmeye, frekansa, genliğe, maruz kalma süresine ve titreşimin yönüne bağlı olarak ifade edilmektedir (Karayel ve Erel, 1997).

Sonuç olarak, titreşim konforunun sağlanabilmesi için titreşim seviyesinin standartlarda ön görülen seviyeye indirilmesi çok büyük önem taşımaktadır. Sözü edilen konfor şartlarına ulaşabilmek için uygun süspansiyon sistemleri kullanılmalı ve dinamik kuvvetlerin taşıt gövdesine geçmesi önlenmelidir.

4.2 Raylı Sistem Titreşimlerinin Değerlendirilmesi

Raylı sistem araçlarına ait titreşimler oldukça karmaşıktır. Raylı taşıtın kılavuzlanan bir yolda hareket etmesi, tekerlek-ray formu ve bunlara ait etkileşim, titreşim açısından sistemi karmaşıklştırmaktadır.

Raylar üzerinde, hareket halindeki bir taşıtta titreşimler, öteleme hareketi olarak boyuna, yanal ve düşey titreşimler, dönme hareketi olarak sırasıyla yalpa (rolling), kafa vurma (pitching) ve savrulma (yawing) şeklinde ortaya çıkar. Bu titreşime neden olan faktörlerin başında ise zamanla ortaya çıkan yol düzensizlikleri ve bu düzensizlikler sonucu çelik raylar üzerinde hareket eden çelik tekerleklere iletilen darbelerdir. Ray bağlantılarındaki zigzaglı bir birleştirme taşıtın yalpa, yanal ve düşey titreşim modlarını uyarabilir. Bu durumda, oluşan titreşim hareketinin frekansı ray uzunluğu ve taşıt hızıyla orantılıdır. Eğer taşıt titreşim modlarından herhangi birinin tabii frekansı bu zorlayıcı frekans çakışırsa rezonans meydana gelecektir. Rezonans durumundaki titreşim genliği, ancak uygun bir sönümleme ile kontrol edilebilir. Periyodik ray bozuklukları geometrik olarak müsaade edilebilir sınırlar içinde olsa bile, yeterli sönüm sağlanmadığında rezonans frekanslarını uyararak sistemin çalışmasını bozabilir. Bu da, taşıt süspansiyon sisteminde sönümün ne kadar önemli olduğunun bir göstergesidir. Ayrıca, manevra, frenleme ve makas değiştirme gibi taşıtın çalışma özelliklerine bağlı olarak ortaya çıkan şok ve titreşimler de konfor üzerinde çok olumsuz etkiler yapmaktadır (Karayel ve Erel, 1997).

4.3 Raylı Taşıt Dinamik Modelleri

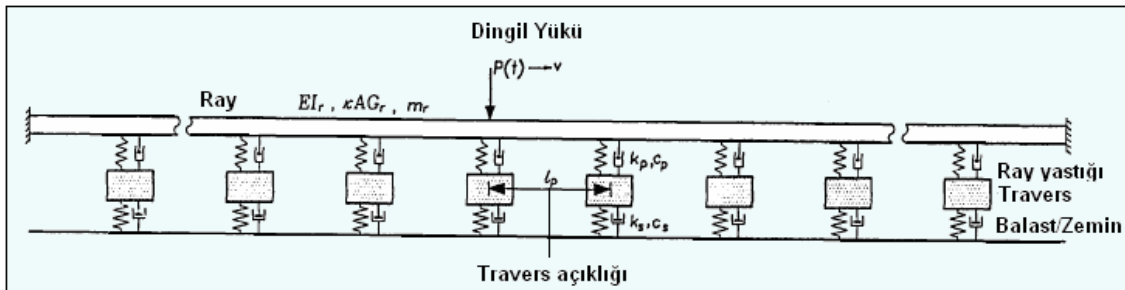
Raylı taşıtlara ait titreşim ve süspansiyon sistem karakteristiklerine ait açıklayıcı bilgiler veren çalışmalar bulunmaktadır. Yapılan bu çalışmaların odak noktalarını genellikle araç gövdesinin titreşimleri, raylı sistem araçlarının dönemeçteki davranışları, ray-tekerlek temasının aracın dinamik davranışına etkileri ve ray titreşimleri oluşturmaktadır.

Ticari rekabet ve teknolojiye bağlı konfor istekleri, tasarım mühendislerini estetik, titreşim ve gürültü kontrolü, yüksek hızda seyahat ve emniyet gibi konularda daha fazla çalışma yapmaya itmiştir. Raylı sistem araçlarının matematik modellenmesi ile gerçekleştirilen

bilgisayar simülasyonları sonucunda, gerçeğe yakın çalışma şartları altında aracın dinamik davranışlarını önceden kestirebilme imkânı elde edilmektedir. Böylece, daha sistem tasarım aşamasındayken oluşması muhtemel problemler önceden görülerek, bu problemlere karşı çözümler, imalata geçmeden geliştirilebilmektedir. Bir tasarımcı için en önemli hedef, gerçeğe en yakın yaklaşım biçimini elde etmektir. Dolayısıyla, bir matematik model çıkarılırken sistemin gerçekleştirdiği tüm hareket serbestlikleri göz önünde tutulmalıdır. Ancak, sistemin serbestlik derecesini artırıp karmaşıktırdıkça, sisteme ait çözüm zorlaşacaktır. Bu nedenle, sistemin matematik modellenmesinde incelenen titreşim biçimine göre, genellikle tecrübeye dayalı olarak sistemin analiz cevaplarını değiştirmeyecek optimum serbestlik derecesinde çalışmak en pratik yöntem olmaktadır.

Literatürde, raylı sistem araçlarının dinamik davranışlarını incelemek amacıyla geliştirilen 3 değişik tip çözüm modeli kullanılmaktadır. Bunlar, idealize edilmiş rijit cisimlerden oluşan elemanların çok kaba parametre tanımı kullanılarak ifade edilen “toplu kütle modelleri”, sınır şartları ve dalga eşitliklerinin kullanılmasıyla ifade edilen “sürekli modeller”, sürekli elemanların detaylı parametre tanımı kullanılarak ifade edilen “sonlu eleman modelleri” dir.

Sürekli sistem modelleri, raylı araçların ve özellikle rayların dinamik davranışlarının incelenmesinde başarılı bir şekilde kullanılmaktadır. Bu tip modellemeye örnek olarak Queen’s Üniversitesi’nde gerçekleştirilen bir doktora tezinde (Cai, 1992) raylı sistem titreşimlerinin raylara olan etkisini incelemek için, raylar sonsuz kirişi temsilen iki ucundan mesnetli olarak modellenmiştir. Rayın, elastik bir kiriş olarak ayırık noktalarda traverslere bağlandığı düşünülmüştür (Şekil 4.2). Rayın, Bernoulli-Euler kiriş teorisi ve Timoshenko kiriş teorisi göz önünde bulundurularak, hareketli dingil yükü altındaki dinamik davranışı ayrı ayrı incelenmiştir.



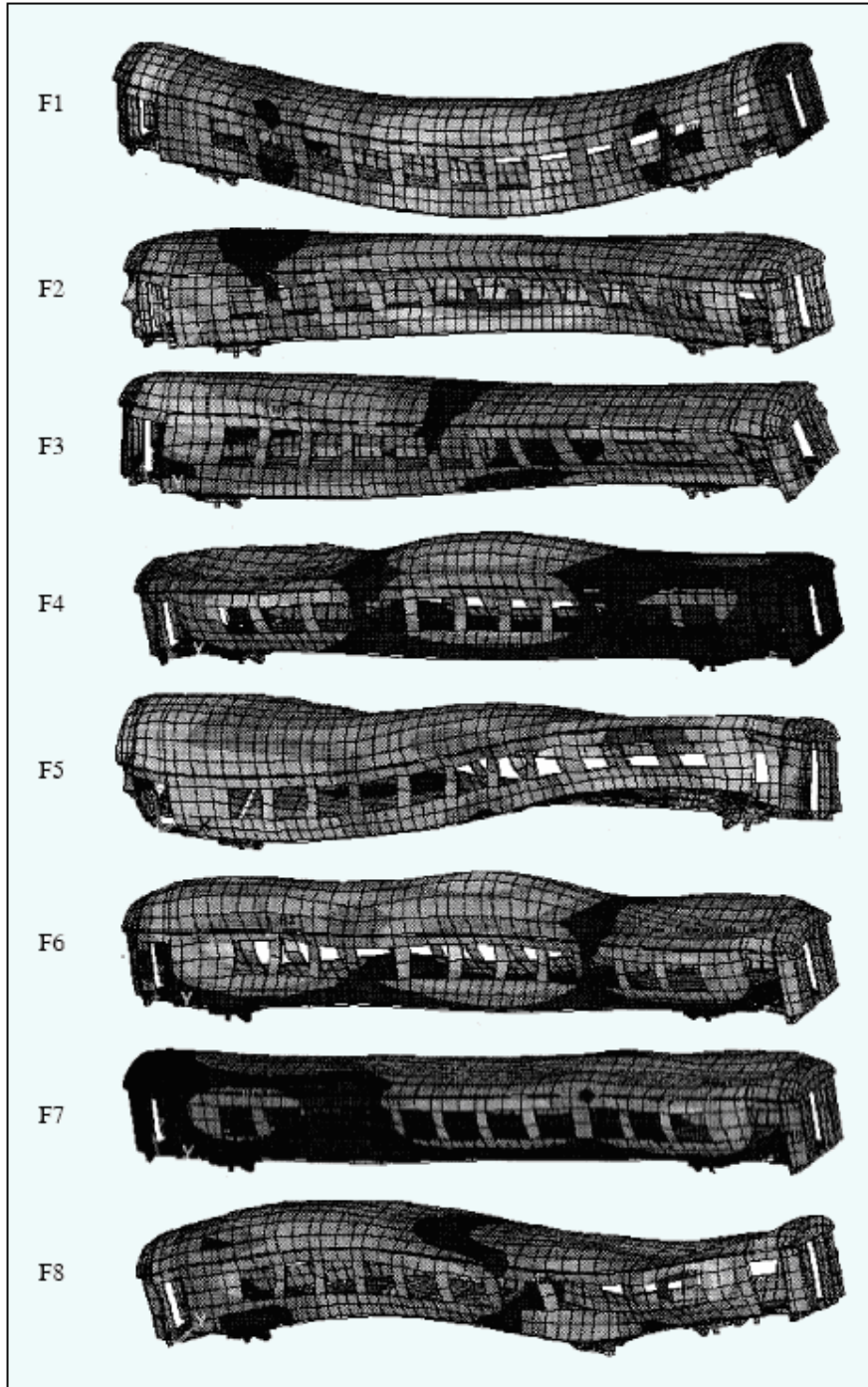
Şekil 4.2 Demiryolu üstyapısı boylamsal görünüş sürekli modeli (Cai, 1992)

Son dönemlerde, çeşitli çizim ve dinamik analiz programlarının gelişmesiyle, sonlu elemanlar yöntemine uygun çözüm modelleri raylı sistem araçlarının dinamik modellenmesinde tercih edilmektedir. Böyle modellere örnek olarak, Stockholm’de yapılan bir başka doktora tezinde (Carlbom, 2000) bir raylı sistem aracı, ANSYS analiz programında yaklaşık olarak 23.000 serbestlik dereceli olarak modellenerek en düşük 8 serbest gövde doğal titreşim modu incelenmiştir (Şekil 4.3). Katı gövde modları ihmal edilerek yapılan çalışmada, sonlu elemanlar hesabına göre sönümsüz doğal frekanslar 9.1-16.2 Hz arasında bulunmuştur (Çizelge 4.1).

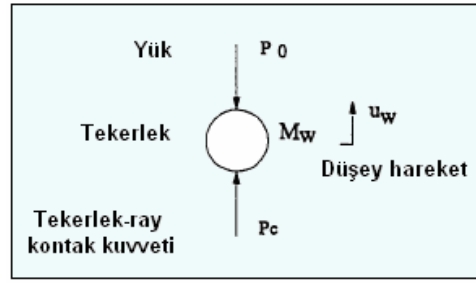
Çizelge 4.1 Mod şekillerine ait frekans değerleri

No	Mod Şekli	Frekans (Hz)
F1	1. Düşey Eğilme	9.1
F2	1. Yatay Eğilme	12.2
F3	Burulma 1	12.8
F4	Şişme 1	13.4
F5	Burulma 2	13.9
F6	Şişme 2	14.3
F7	Şişme 3	15.0
F8	2. Düşey Eğilme	16.2

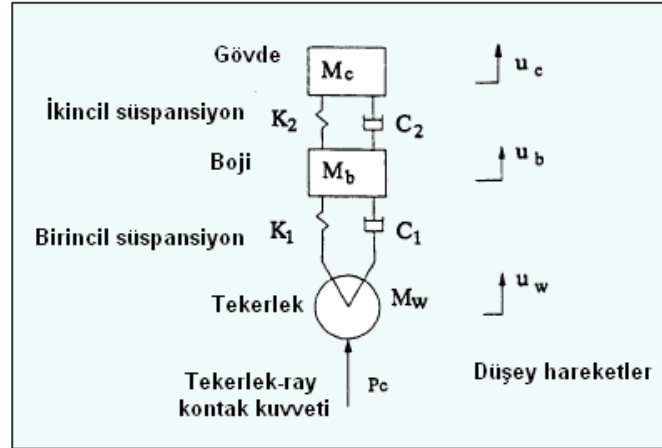
Toplu kütleli modeller ise, karmaşık yapılar için gerekli pratik bilgiyi vermekle birlikte en çok kullanılan model olarak karşımıza çıkmaktadır. Örnek olarak, araç-yol etkileşimini inceleyen, Concordia Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü’nde yapılan bir doktora tezinde bu tip modellemeye gidilerek çözümler gerçekleştirilmiştir (Dong, 1994). Bu tezde, öncelikle tekerlek-ray etkileşimini incelemek için tek serbestlik dereceli tekerlek modeli kullanılmıştır (Şekil 4.4). Tekerlek, boji ve gövdeye ait düşey titreşimleri incelemek için ise 3 serbestlik dereceli bir başka model kullanılmıştır (Şekil 4.5). Bu modelde, tekerlek seti ve boji birincil süspansiyonlarla, boji ve gövde ise ikincil süspansiyonlarla birbirlerine bağlanmıştır. Daha gerçekçi bir model elde etmek için ise iki tekerlek seti, bir boji ve yarım gövde kütlelerinden oluşan 5 serbestlik dereceli model tasarlanmıştır (Şekil 4.6).



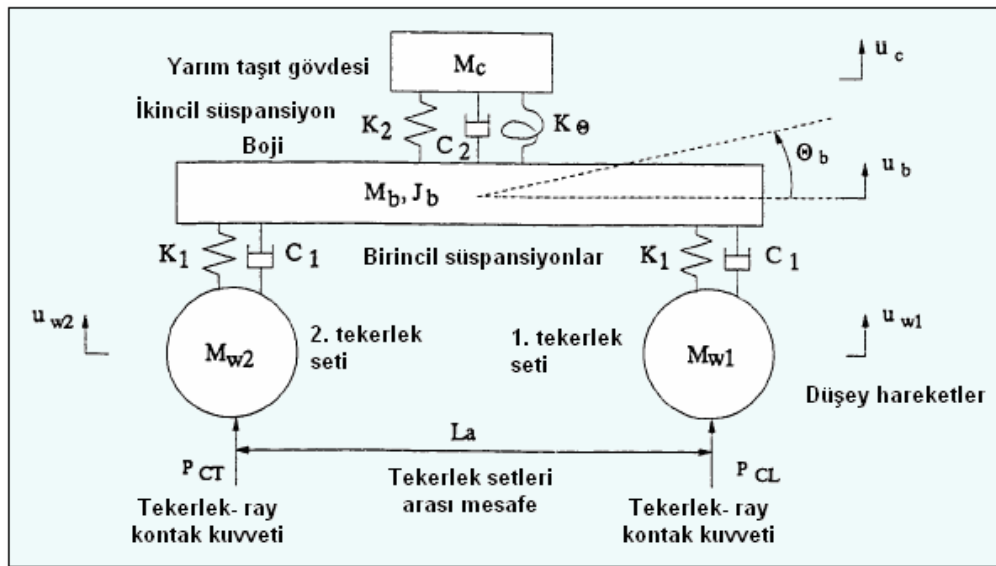
Şekil 4.3 Yol tahrikli S4M tip raylı sistem aracına ait gövdenin, sonlu elemanlar yöntemi ile hesaplanan ilk 8 mod-şekli (Carlbom, 2000)



Şekil 4.4 Tek serbestlik dereceli tekerlek modeli (Dong, 1994)



Şekil 4.5 3 Serbestlik dereceli raylı taşıt modeli (Dong, 1994)



Şekil 4.6 5 Serbestlik dereceli raylı taşıt modeli (Dong, 1994)

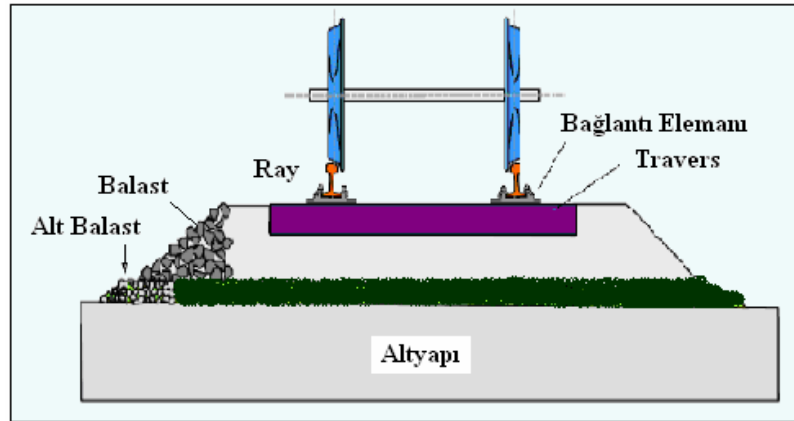
4.4 Demiryolu Üstyapıları

Raylı taşıt seyir halinde iken, yolcu konforuna etki edecek olan düşey titreşimler, demiryolu üstyapısının taşıtla olan etkileşimine göre farklılık arz etmektedirler. Bu nedenle, her demiryolu üstyapısında bozucu yol etkisi aynı olsa bile, raylı taşıtta hissedilen titreşimin boyutları değişir. Demiryolu üstyapısı ile birlikte modellenen komplike bir raylı sistem modelinde titreşim analizi açısından buna dikkat etmek gerekmektedir.

Genel olarak demiryolu üstyapı tipleri iki ana grupta toplanabilir, bunlar:

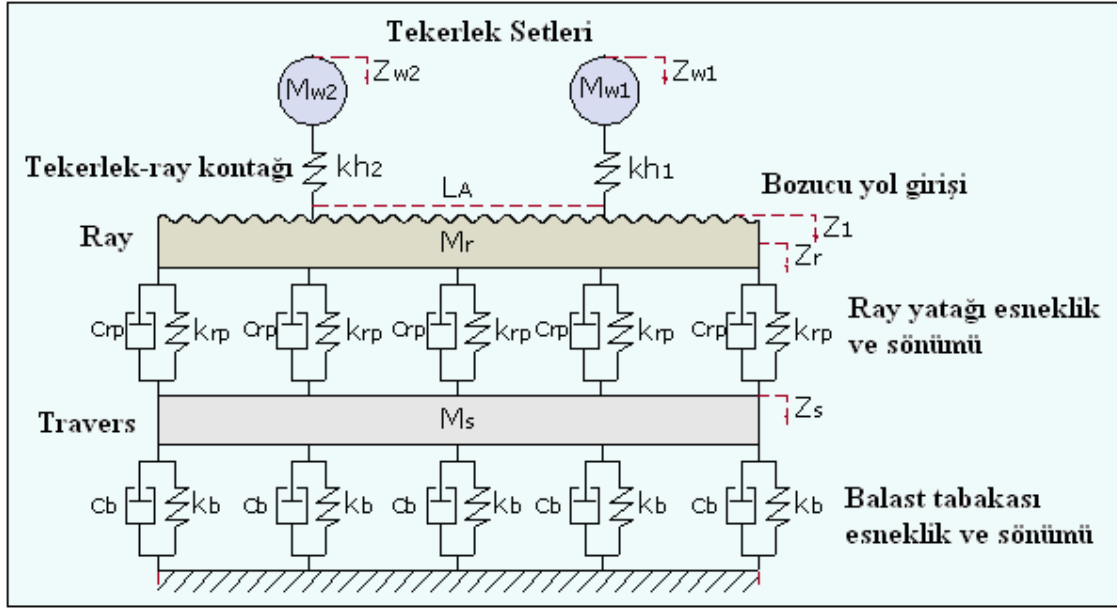
- Balastlı Üstyapı (Ballasted Track Structures),
- Rijit Üstyapı (Slab Track Structures).

Balastlı üstyapılar, tüm dünyada en yaygın kullanım alanına sahip üstyapı tipidir. Balast tabakası üzerine döşenmiş ahşap, çelik veya betonarme traverslerle mesnetlenmiş ray dizinlerinden oluşmaktadır (Şekil 4.7). Balast, 3-6 cm tane büyüklüğünde profir, bazalt, granir veya kumtaşı gibi kırma taşlardan oluştuğu gibi akarsulardan çıkarılan 2-4 cm boyutlarında çok sert fakat sürtünmesi az çakıl taşlarından veya aynı boyutlarda kırılmış çakıldan oluşabilir. Balast, traverslerden gelen yükleri uniform biçimde altyapıya iletir, üstyapıya esneklik sağlar, traverslerin boyuna ve enine yer değiştirmelerini önler, çevrenin stabilitesini sağlar ve platformu dış etkilerden korur. Balastlı üstyapının, rijit üstyapıya göre daha düşük yapım maliyeti, yüksek esneklik ve etkin gürültü emilimi gibi üstünlükleri, daha uzun yıllar kullanılacağını göstermektedir. Dönemeçlerdeki sınırlı yanal direnimleri ve ezilen balast tabakası nedeniyle, tekerleklerde ve raylarda oluşan hasarlar bakımından sakıncaları da mevcuttur.



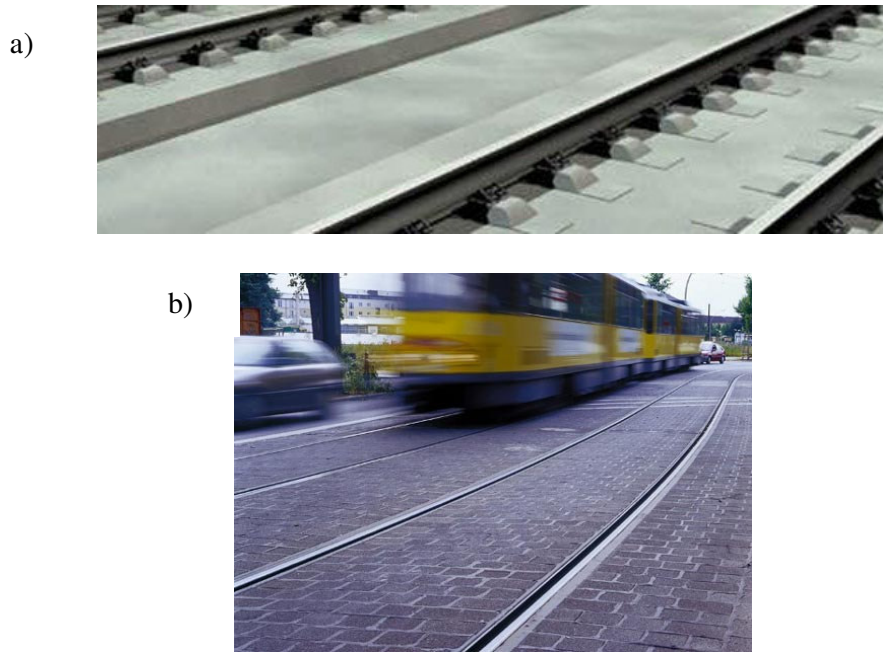
Şekil 4.7 Balastlı üstyapı

Titreşim analizi açısından balastlı üstyapıyı tarif eden bir fiziksel model oluşturulması gerektiğinde, Şekil 4.8'dekine benzer modeller yaygın şekilde kullanılmaktadır. Burada üstyapı, toplu kütleli olarak modellenmiş olup, bundan farklı olarak raylar iki ucu mesnetli esnek kiriş olmak suretiyle, sürekli destekli ya da ayırık destekli üstyapı şeklinde de modellenmektedir.



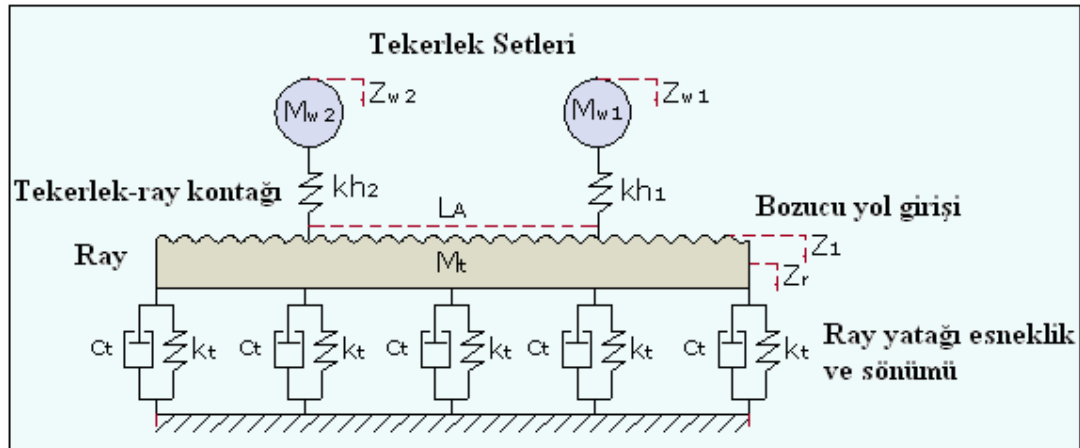
Şekil 4.8 Balastlı üstyapı dinamik modeli

Rijit üstyapılar ise balast tabakası yerine, daha az şekil değiştiren beton, asfalt ya da betonarmeden yapılan taşıma tabakalarının kullanıldığı bir üstyapı tipidir. Bu tip üstyapılar için gerekli olan elastiklik, ray ve travers arasında ve/veya travers altında elastik malzemeler kullanılarak sağlanır. Yatırım maliyetinin yüksekliğine karşın bakım maliyetlerini de düşünecek olursak, toplam maliyet açısından balastlı üstyapıya göre daha düşük maliyetlidir. Tünel ve köprülerde yaygın olarak kullanıldığı gibi, şehir içi raylı ulaşımda da etkin bir şekilde kullanılmaktadır. Rijit üstyapıya ait tasarım şekilleri, kullanım alanları ve bölgelere göre değişmektedir. Rijit üstyapıda balast kullanılmadığı için raylar, arada elastik malzemeler kullanılarak direkt beton ya da asfalt üzerinde bulunduğu gibi, beton veya asfalt içerisine de gömülü olabilir (Şekil 4.9). Gömülü raylar çevre açısından sağlıklı olduğu gibi bakım açısından da maliyeti düşüktür. Gömülü raylar, kesiştikleri karayolu sistemi ile aynı seviyede olduklarından, bazı yerlerde karayolu taşıtları ile yolu ortak kullanabilirler. Geleneksel traversli sistemlerden daha hafif olmaları, köprü inşaatlarında tercih sebeplerindedir.



Şekil 4.9 Rijit üstyapı örnekleri; a) Gömülü olmayan rijit üstyapı, b) Gömülü rijit üstyapı

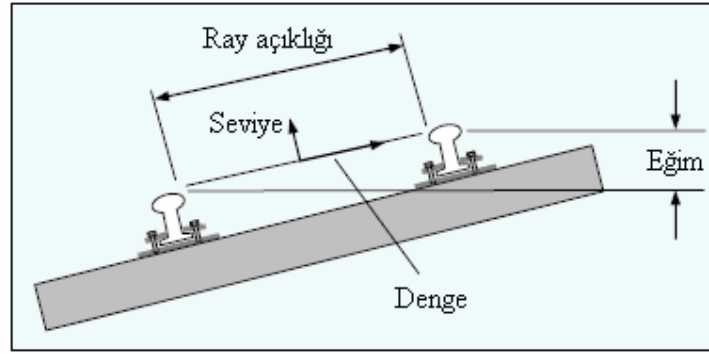
Titreşim analizi açısından rijit üstyapıyı tarif eden bir fiziksel model oluşturulması gerektiğinde ise Şekil 4.10'dakine benzer modeller yaygın şekilde kullanılmaktadır. Burada rijit üstyapı, toplu kütleli olarak modellenmiş olup, bundan farklı olarak raylar iki ucu mesnetli esnek kiriş olmak suretiyle, sürekli destekli ya da ayrık destekli üstyapı şeklinde de modellenmektedir.



Şekil 4.10 Rijit üstyapı dinamik modeli

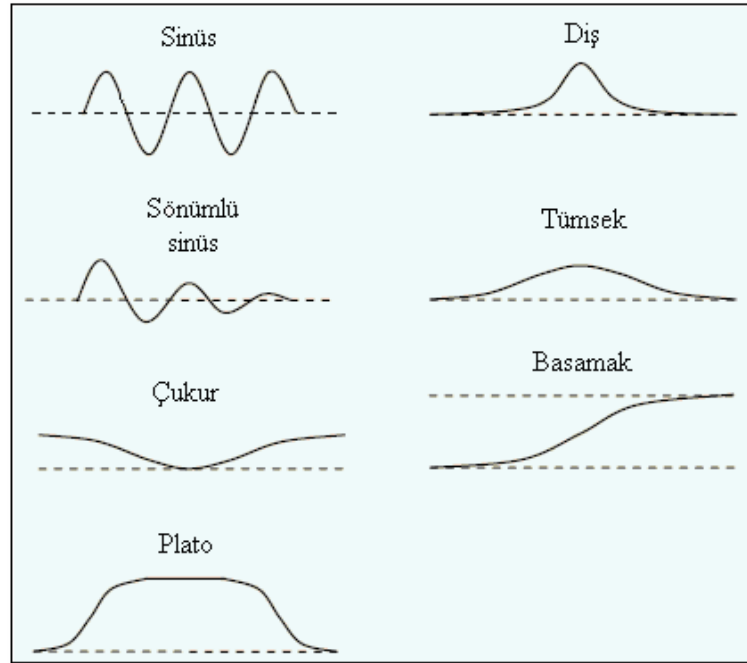
4.5 Bozucu Etki Olarak Demiryolu Düzensizliği

Demiryolu, raylı taşıtların seyahat güzergâhında kılavuzlanarak yol almasını sağlayan bir arayüzdür. Demiryolunun ilk tasarım geometrisinden gösterdiği sapmaya demiryolu düzensizliği denir. Zamanla kullanıldıkça, bu düzensizlikte artma görülür. Demiryolu düzensizliği; yatay dengesizlik, düşey dengesizlik, ray çarpılması ve ray açıklığı değişimi gibi formlarda ortaya çıkabilir (Şekil 4.11). Bu nicelikler, periyodik olarak ölçüm araçları vasıtasıyla ölçülüp ilgili standarda göre değerlendirilerek, bakım gerekip gerekmediğine karar verilir.



Şekil 4.11 Demiryolu düzensizlik parametreleri (Bleakley, 2006)

Zamanla oluşan demiryolu düzensizliklerine örnekler, Şekil 4.12’de gösterilmektedir.



Şekil 4.12 Zamana bağlı yol düzensizliklerine örnekler (Bleakley, 2006)

Oluşan bu düzensizliklere ait şu tanımlamalar verilebilir:

Diş (Cusp) :Ray eklem yerleri, ilaveler, kemer veya köprü payandası, güneş kaynaklı çarpılma.

Tümsek (Bump) :Yumuşak noktalar, balast hataları, bağlantılar, spiraller, ray çarpıklığı, köprüler, üstgeçitler, ilaveler.

Basamak (Jog) :Spiraller, köprüler, geçitler.

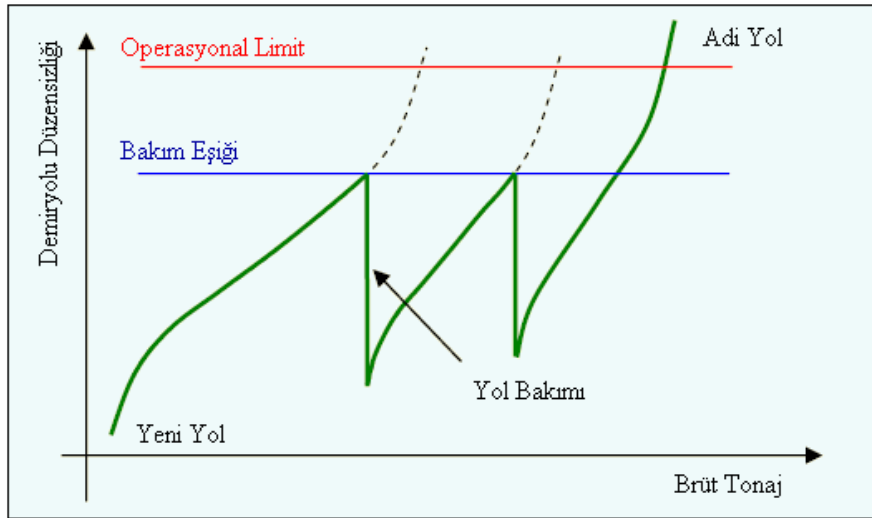
Plato (Plateau) :Köprüler, meyilli geçitler, noktasal bakım bölgeleri.

Çukur (Through) :Yumuşak noktalar, yumuşak ve kararsız alt balast, spiraller.

Sönümlü sinüs (Damped sinusoid) :Spiraller, ilaveler, bölgesel yumuşak noktalar.

Sinüs (Sinusoid) :Yumuşak noktalar, köprüler, periyodik ray yerleşimi.

Demiryolu bozulması ve bakım döngüsü, Şekil 4.13'te gösterilmiştir.



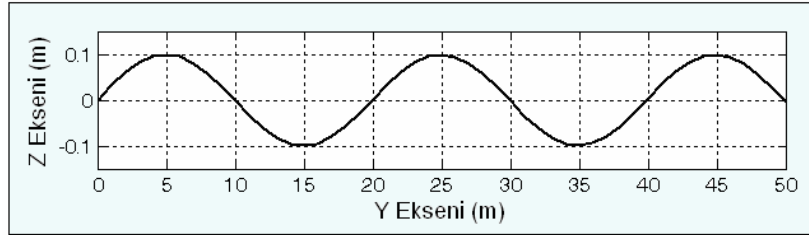
Şekil 4.13 Yol bozulması ve bakım döngüsü (Bleakley, 2006)

Yeni inşa edilen bir demiryolunda, balast ve alt balastın zamanla yerleşmesinden dolayı çok çabuk bozulmalar görülür. Alt tabaka oturur oturmaz yoldaki bozulma lineerleşir. Eğer, düzensizlik genliği daha da artarsa, bozulma kritik değerlere doğru ivmelenir. İvmelenme bölgesine geçilmeden düzensizliğin yok edilmesi gerektiği için, lineer bölge bitmeden yol bakımı yapılmalıdır. Bakımı yapılmış bir yol yeni bir yola göre bozulmaya daha meyillidir.

Demiryolu düzensizliğinin yanı sıra, raylı sistem araçlarının düşey titreşimine sebep olan

diğer bir önemli faktör de, tekerleklerde zamanla oluşan form bozukluğudur (aplatılık). Tekerlek yol etkileşiminden kaynaklanan, tekerlek üzerindeki form değişiklikleri de belirli aralıklarla gözlenerek, kritik değerleri aşmaması için gerektiğinde bakıma alınır.

Bu tezde, ele alınan bütün raylı taşıt dinamik modellerinin titreşimlerinin analizinde, bozucu giriş olarak yol düzensizliği, Şekil 4.14'deki gibi, sürekli devam eden bir sinüs fonksiyonu olarak kabul edilmiştir. Bu yola ait genlik 0.1 m ve bir periyotun boyu ise 20 m olarak belirlenmiştir. Bu demiryolu düzensizliği, gerçek hayatta zamanla demiryolu üstyapısında meydana gelen çökmeler gözönüne alınarak tasarlanmıştır.



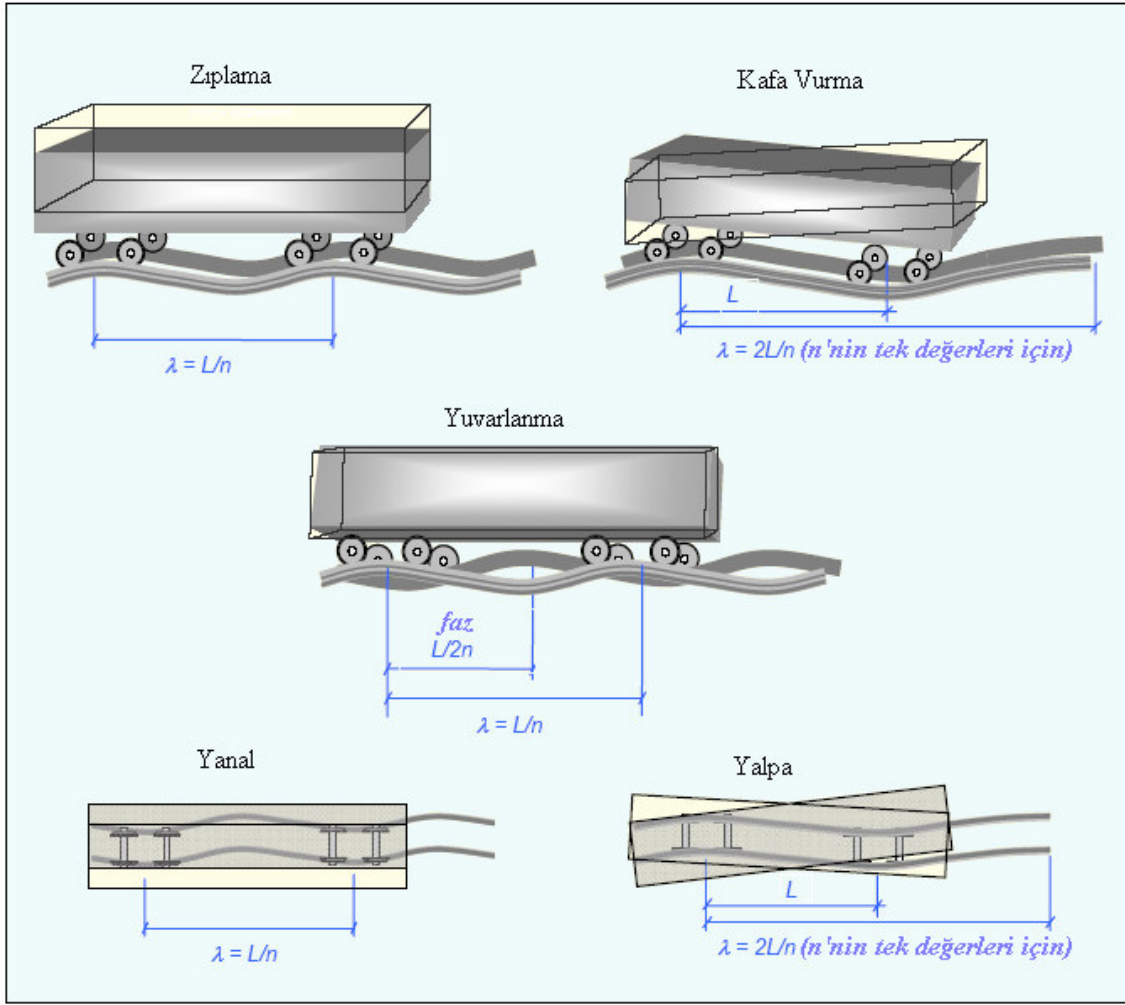
Şekil 4.14 Raylı taşıt dinamik modellerinde kullanılan bozucu giriş olarak yol düzensizliği

4.6 Raylı Sistem Araçlarına Ait Titreşim Modları

Yol düzensizliğine karşı araç cevabı, her zaman düzensizliğin genliği ile orantılı olmaz. Çeşitli yol düzensizliklerine ait dalga boyları, değişik raylı taşıt hızları ile birleşince, taşıtta farklı rezonans modları oluşabilmektedir. Şekil 4.15'te çeşitli yol düzensizlik formlarının neden olduğu raylı sistem aracına ait titreşim modları gösterilmektedir. Şekilde, L ön boji merkezi ile arka boji merkezi arasındaki mesafeyi, n pozitif bir tamsayıyı, λ dalga boyunu ve faz ise her iki ray üzerindeki sinüzoidal düzensizliğe ait rölatif farkı temsil etmektedir.

Dinamik cevaplar sürekli sinüzoidal düzensizlikle sınırlandırılmayıp, Şekil 4.12'deki gibi zamana bağlı düzensizliklerin çeşitli uzaysal kombinasyonları ile de ortaya çıkabilir. Raylı sistem aracına ait titreşim rezonans modlarının hangi frekanslarda ortaya çıktıkları ancak lineer dinamik modelin modal analizi ile belirlenebilir.

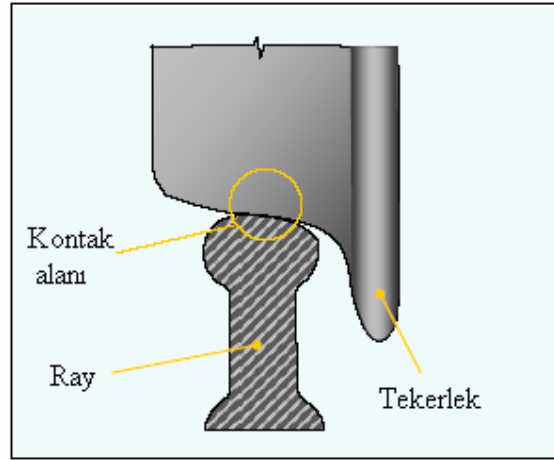
Demiryolu düzensizliklerine karşı raylı sistem aracının cevabı, büyük oranda fiziksel ayarlamalara ve aracın süspansiyon karakteristiğine bağlıdır. Bir raylı sistem aracının, sinüzoidal bir yol düzensizliğinde oluşan titreşimlerinin incelendiği bu tezde, bu titreşimlerin yolcu konforu açısından minimuma indirilmesi için aracın ikincil süspansiyonlarının aktif kontrolü gerçekleştirilmiştir.



Şekil 4.15 Raylı sistem aracı titreşim modları (Bleakley, 2006)

4.7 Tekerlek-Ray Etkileşimi

C.Esveld; 2001'de literatüre sunduğu kitapta, tekerlek-ray etkileşiminin lineerleştirilmesi konusunun Hertz yayı kullanmak vasıtasıyla kolaylaştırılmasını anlatmıştır. Bu problem, normal yol taşıtlarındaki tekerlek yol etkileşim probleminin çözümüne benzer tarzda, düşeyde düzgün dağılımlı eşit katılığa sahip yay seti bulunduğu farzedilerek çözülmektedir. Böylece, yaylar herhangi bir yol düzensizliğine adapte edilebilmektedirler. Bu nedenle bu metoda Adaptif Kontakt Metodu'da denilir. Ray üzerindeki bu çok noktali kontakt, bu modelle kolaylıkla simüle edilebilir. Normal taşıtlarda, bu yay katılığı yalnızca tekerleğin iç özelliklerine bağlı olarak ifade edilebilirken, burada yay katılığı tekerlek ve rayın her ikisinin materyal özellikleri ve geometrisine bağlı olarak değişir.



Şekil 4.16 Tekerlek-ray profili (Bleakley, 2006)

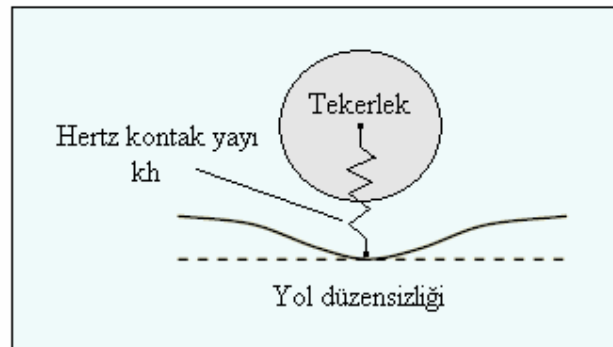
Tekerlek-ray etkileşimi süresince kuvvetler, kontak alanı vasıtasıyla aktarılmaktadırlar (Şekil 4.16). Burada, kontak kuvveti olan F ve kontak yüzey alanı y arasındaki bağıntı şu şekilde yazılabilir:

$$F = c_h \cdot y^{3/2} \quad [\text{N}] \quad (4.1)$$

Burada; c_h [$\text{Nm}^{-3/2}$] materyal özellikleri ve yarıçapa bağlı olan bir sabittir. Lineer bir model kurabilmek adına tekerlek-ray etkileşimi de lineer olarak tanımlanabilmelidir. Bu nedenle, statik tekerlek yüküne bağlı yer değişimi artımı ve kontak kuvvetine bağlı olan bir Hertz yayı kullanılarak (Şekil 4.17), bu kontak problemi lineerleştirilir. Böylece k_h Hertz yay katsayısı;

$$k_h = dF/dy = 3(c_h^{2/3} \cdot F^{1/3})/2 \quad [\text{N/m}] \quad (4.2)$$

olarak yazılabilir.



Şekil 4.17 Tekerlek-ray etkileşimini temsilen kullanılan Hertz yayı

4.8 Hareket Denklemlerinin Lagrange Metoduyla Elde Edilmesi

Herhangi bir mekanik yapının titreşim probleminin analizinde ilk aşama, hareket denklemlerinin elde edilmesidir. Analizin başarısı, hareket denklemlerinin doğru olarak elde edilmesine bağlı olduğu için, hareket denklemlerinin formülasyonu analizin önemli bir parçasını oluşturur. Bunun için problemin çözümünde öncelikle hareket denklemlerini doğru olarak tanımlamak gerekir.

Bu çalışmada, raylı sistem aracının dinamik davranışını ifade eden hareket denklemlerini elde etmek için Lagrange denklemleri kullanılmıştır. Lagrange yöntemi hakkında detaylı bilgi çeşitli kitaplarda (Pasin,1984) vardır. Buradan, Lagrange denklemleri;

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial q_j} + \frac{\partial E_p}{\partial q_j} + \frac{\partial E_s}{\partial \dot{q}_j} = Q_j \quad (4.3)$$

şeklinde ifade edilir. Burada;

E_k : Toplam kinetik enerji,

E_p : Toplam potansiyel enerji,

E_s : Toplam sönüm enerjisi,

Q_j : Genelleştirilmiş kuvvetler ($j=1,2,3,\dots,n$),

q_j : Genelleştirilmiş koordinatları ($j=1,2,3,\dots,n$)

göstermektedirler.

Bu yaklaşımın üstün bir tarafı, hareket denklemlerinin elde edilmesinde vektörel büyüklükler yerine skaler büyüklüklerin kullanılmasıdır. Lagrange denklemlerinin kullanılması ile en genel halde, mekanik bir sistemin dinamik davranışını ifade eden diferansiyel denklem takımı matris formunda,

$$[M]\{\ddot{Z}\} + [C]\{\dot{Z}\} + [K]\{Z\} = \{F_z(t)\} \quad (4.4)$$

elde edilir. Burada F_z , titreşimlere neden olan bozucu etki olarak sinüzoidal bir yol düzensizliğidir. Bu düzensizlik raylı taşıt sistemine, rijit tekerlekler vasıtası ile etkimektedir. $[M]$, $[C]$ ve $[K]$ ise sırasıyla kütle, sönümleme ve katılık matrislerini ifade etmektedir. Toplu kütleli sistem modellemesi halinde, Lagrange denklemleri yardımıyla hareket denklemleri

kolaylıkla elde edilir.

Bu tezde bulunan tüm hareket denklemleri, Matlab-Simulink bilgisayar programı yardımıyla çözümlenerek, zaman ve frekans alanında elde edilen çıktılar incelenmiştir.

4.9 Sistemin Zaman Cevabı

Çoğu kontrol sistemlerinde zamanın, bağımsız bir değişken olarak kullanılmasından itibaren durum ve çıkış cevaplarının değerlendirilmesi, genellikle zaman cevapları ile ilgili hale gelmiştir. Bir analiz probleminde, sisteme bir referans giriş sinyali uygulanmakta ve sistem performansı zaman alanındaki sistem cevapları üzerinden incelenmektedir. Eğer, amaç girilen referans sinyalini çıkış parametrelerinin takibi ise, başlangıç koşulları ve zamanına göre giriş ve çıkış cevaplarının zamanın fonksiyonları olarak karşılaştırılması gerekmektedir. Bu nedenle çoğu kontrol probleminde, sistem performansının son değerlendirilmesi zaman alanı üzerinden yapılmaktadır.

Kontrol sistemlerinin zaman cevabı genel olarak iki bölüme ayrılarak incelenmektedir:

- Geçici rejim cevabı,
- Kalıcı hal cevabı.

Sürekli data sistemine ait zaman cevabını $y(t)$ ile gösterecek olursak genel olarak;

$$y(t) = y_t(t) + y_{ss}(t) \quad (4.5)$$

eşitliği yazılabilir. Burada $y_t(t)$ geçici rejim cevabını, $y_{ss}(t)$ ise kalıcı hal cevabını göstermektedir.

Geçici rejim cevabı, zaman cevabının zamanla sifıra giden bölümü olarak tanımlanabilir. O halde;

$$\lim_{t \rightarrow \infty} y_t(t) = 0 \quad (4.6)$$

olur. Kalıcı hal cevabı ise, sistemde geçici rejim cevabı zamanla yok olduğunda geriye kalan toplam cevaba ait diğer bölümdür. Kalıcı hal cevabı zamanla sifıra gitmez ve örnek olarak sürekli bir sinüs fonksiyonu veya zamanla sürekli artan bir rampa fonksiyonunun sisteme girişi ile ortaya çıkar.

Ataletler, kütleler ve indüktanslar fiziksel sistemlerde kaçınılmaz olduklarından ve tipik bir kontrol sistemine ait cevapların ani giriş değişikliklerini takip edememesi nedeniyle geçici

rejim cevapları genellikle gözlemlenmektedir. Bu nedenle, geçici rejim cevabının kontrolü, sistemlerin dinamik davranışlarına ait gerçekten önemli bir konudur. Tasarlanan cevapla elde edilen çıkış cevabı arasındaki sapma, geçici rejim cevabının kontrolü ile daha kalıcı hal cevabına bile ulaşılmadan tamamen kontrol edilmiş olur.

Kalıcı hal cevabının kontrolü de oldukça önemli bir konudur. Pozisyon kontrollü bir sistem için kalıcı hal cevabı, tasarlanan referans değerle karşılaştırıldığı zaman sistemin doğruluğu konusunda önemli bilgiler verir. Eğer kalıcı hal cevabı, tasarlanan referansla doğru olarak örtüşmüyorsa, sistemde kalıcı hal hatasının varlığından söz edilir.

Zaman alanında yapılan bir kontrol çalışması, sisteme ait geçici rejim cevabı ile kalıcı hal cevabının değerlendirilmesini gerektirmektedir.

Tasarım ve analiz için öncelikle bazı basit test sinyalleri ile sistem performansının araştırılması gerekmektedir. Referans girişindeki anlık değişimi gösteren basamak fonksiyon girişi, zamanla sabit biçimde değişen bir sinyal olan rampa fonksiyonu, rampa fonksiyonundan bir derece hızlı olan parabolik fonksiyon çok kullanılan test sinyalleridir (Şekil 4.18). Test sinyallerinin kullanılması özellikle lineer sistemler için uygun olup, karmaşık sinyal cevapları basit sinyal testleri sayesinde süperpoze edilerek belirlenebilmektedir.

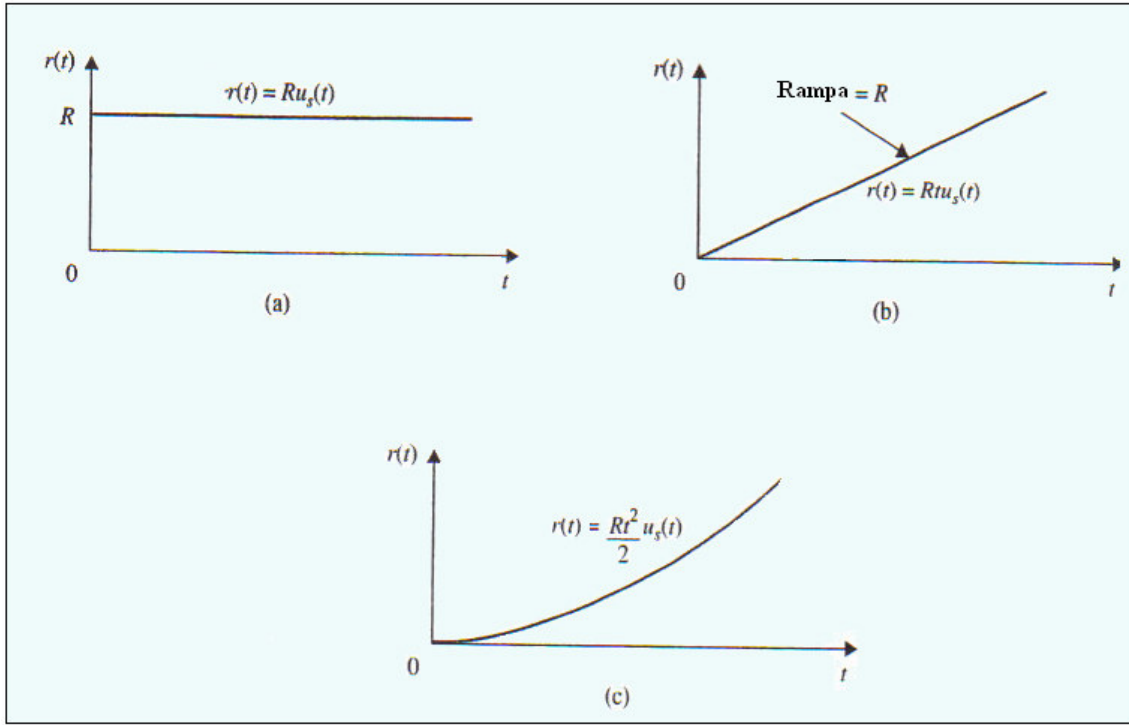
Lineer zaman değişmesiz bir sistemin frekans alanında analizinde değişken frekanslı bir sinüs fonksiyonu giriş olarak kullanılır.

Lineer kontrol sistemleri için sisteme birim basamak fonksiyonu $u_s(t)$ girişi ile geçici rejim cevabı karakterize edilebilir. Bu durumda sistem cevabına birim basamak cevabı adı verilir. Şekil 4.19'da lineer kontrol sisteminde tipik bir birim basamak cevabı görülmektedir. Birim basamak cevabı referansı ile ilgili performans kriterleri lineer kontrol sistemlerinde aşağıdaki gibi karakterize edilir:

y_{max} ; $y(t)$ 'ye ait maksimum değer ve y_{ss} ise; $y(t)$ 'ye ait kalıcı hal değeri olmak üzere

$$\text{maksimum aşma} = y_{max} - y_{ss} \quad (4.7)$$

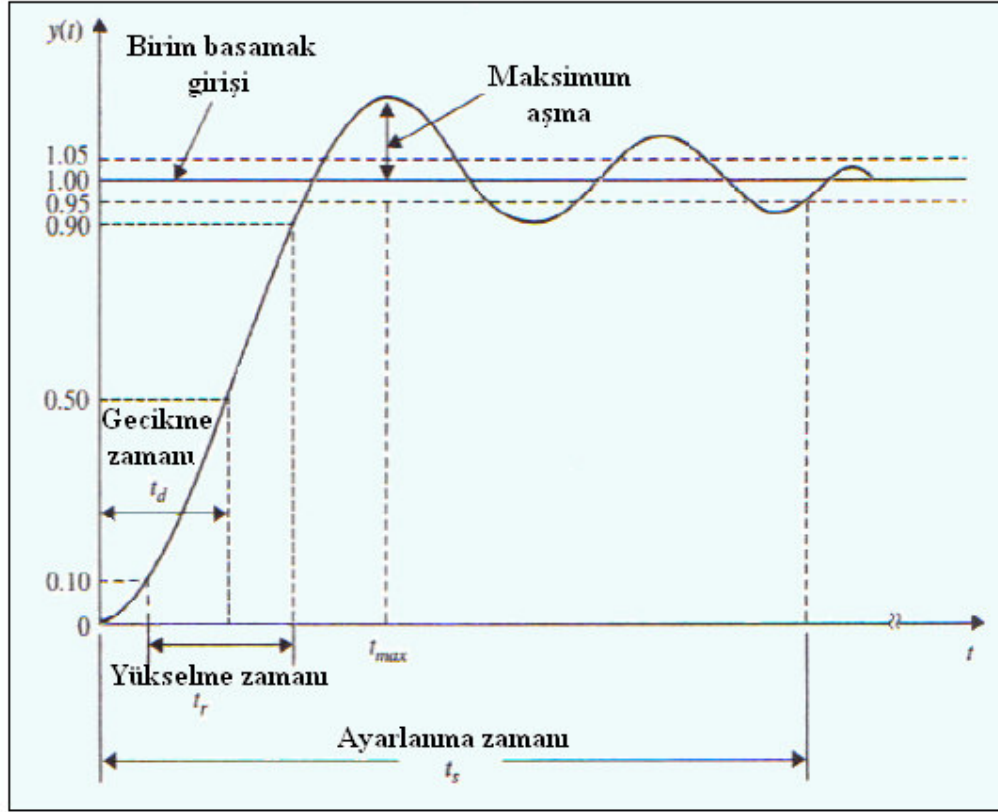
olarak ifade edilir.



Şekil 4.18 Referans girişler; a) Basamak fonksiyonu, b) Rampa fonksiyonu, c) Parabol fonksiyonu

Maksimum aşma genellikle kontrol sisteminin rölatif kararlılığını ölçmek için kullanılır. Şekil 4.19'da görüldüğü gibi maksimum aşma, ilk aşma esnasında ortaya çıkmakta olup bazı sistemlerde sonraki aşmalarda da çıkabilir.

- Gecikme zamanı t_d , basamak cevabının son değerinin %50'sine ulaşması için gerekli olan zamandır.
- Yükselme zamanı t_r ise basamak cevabının %10'undan %90'ına kadar yükselmesi için gereken zamandır.
- Ayarlanma zamanı t_s , basamak cevabının son değerinin belirli bir oranda azalıp referans değere oturması için gerekli olan zamandır. Ayarlanma zamanı için cevabın, referans değerine %5 yakınlığında oturması yeterlidir.
- Kalıcı hal hatası ise çıkışın referans girişi ile arasındaki, kalıcı hal cevabı gerçekleştiği zamanki farkıdır (Kuo ve Golnaraghi, 2003).



Şekil 4.19 Zaman alanında tipik birim basamak cevabı

4.10 Sistemin Frekans Cevabı

Bir sistemin frekans cevabı, sistemin sinüzoidal giriş sinyaline gösterdiği kalıcı hal cevabı olarak tanımlanır. Sistemin sinüzoidal giriş sinyaline karşı gösterdiği çıkış cevabı, geçici rejim hali ortadan kalktıktan sonra yine bir sinüzoidal sinyal şeklinde olup, yalnızca genlik ve faz açısı bakımından girişten farklıdır. Frekans cevabı yöntemi yoluyla, sistemin sinüzoidal kalıcı hal davranışını tanımlayan transfer fonksiyonunu, sistem transfer fonksiyonunda 's' yerine ' $j\omega$ ' koymak suretiyle kolaylıkla elde etmek mümkündür. Bu şekilde elde edilen transfer fonksiyonu, karmaşık değişken $j\omega$ 'nın bir fonksiyonu olup bir karmaşık fonksiyon olarak, hem büyüklük ve hem de faz açısı olmak üzere iki unsura sahiptir. Transfer fonksiyonunun büyüklük ve faz açısı denklemleri grafiksel olarak kolaylıkla çizilerek, sistemlerin çözümlenmesi ve tasarımı için bu yöntemle önemli bilgiler sağlanır.

Frekans cevabı yöntemlerinin, zaman alanı cevabı yöntemine göre çeşitli üstünlükleri vardır. Bunlar;

- Bir sistemin zaman alanı cevabı üzerinde, parametre değerlerinin değişim etkilerini

belirlemek çok zordur. Buna karşılık frekans cevabı üzerinde, parametre değerlerinin değişim etkilerini ortaya koymak oldukça kolaydır.

- Frekans alanında Nyquist kararlılık yoluyla sistemin mutlak kararlılığı yanında bağlı kararlılığı hakkında da bilgi almak mümkündür. Ayrıca frekans alanında, kararsız bir sistemin nasıl kararlı hale getirilebileceği hakkında da bilgi almak mümkündür.
- Frekans cevabı test yöntemleriyle bir sistemin transfer fonksiyonunun çıkarılması için gerekli olan bilgiler deneysel olarak saptanabilir. Buna karşılık, bir sistem üzerinde basamak cevabı testlerinin yürütülmesi kolay olmakla beraber, basamak cevabından transfer fonksiyonunun çıkarılması çok zor işlemler gerektirir. Frekans cevabı testlerinden elde edilen verilerle transfer fonksiyonunu oluşturmak çok daha kolaydır.
- Frekans cevabı testleri sistemin açık döngülü çalışmasında uygulanır. Dolayısıyla, geri besleme bağlantısından dolayı kapalı döngü halinde kararsız olan bir sistem, açık döngü halinde kararlı olarak kolaylıkla test edilebilir.

Frekans cevabı yönteminin en önemli sakıncası, sistem çözümlemesi ve tasarımı açısından frekans cevabı karakteristikleri ile zaman alanı cevabı karakteristikleri arasında doğrudan bir bağlantı vermemesidir. Frekans cevabı ve buna karşılık gelen zaman alanı cevabı arasında doğrudan bir bağlantı kurmak çok zordur. Pratikte frekans cevabı karakteristikleri, sistemden uygun bir geçici durum cevabı sağlayacak değişik tasarım ölçütleri kullanılarak ayarlanır.

Geçici rejim cevabı ve frekans cevabının bazı parametreleri arasındaki dolaylı ilişki biliniyorsa, frekans cevabı yöntemi tercih edilebilir. Bir denetim sisteminin, bu yöntem yoluyla tasarımı, sistemin arzu edilen dinamik karakteristiklerinin frekans cevabı karakteristikleri cinsinden yorumuna dayanır.

Frekans cevabı yönteminde genelde üç temel çizim tekniği kullanılır. Bunlar;

- Logaritmik eğriler veya Bode diyagramları,
- Kutupsal eğriler veya Nyquist eğrileri,
- Log modül-faz açısı veya Nichols diyagramlarıdır (Yüksel, 2001).

Bu tez çalışmasında frekans cevabı olarak Bode diyagramlarını inceleme yöntemine gidilecektir.

Logaritmik eğri veya Bode diyagramı logaritmik ölçekte frekansa (ω) karşı çizilen karmaşık fonksiyonun $G(j\omega)$, bir büyüklük $|G(j\omega)|$ ve bir de faz açısı $\angle G(j\omega)$ eğrisi olmak üzere iki eğriden ibarettir.

$G(j\omega)$ büyüklüğünün logaritmik gösterimi genellikle $20\log |G(j\omega)|$ şeklinde ifade edilmekte olup birimi desibel cinsindedir ve kısaca dB olarak yazılır. Burada logaritma ise 10 tabanına göredir. Logaritmik gösterimde, eğriler yatay eksenini logaritmik ölçekli ve düşey eksenini doğrusal ölçekli yarı logaritmik kâğıtlara çizilir.

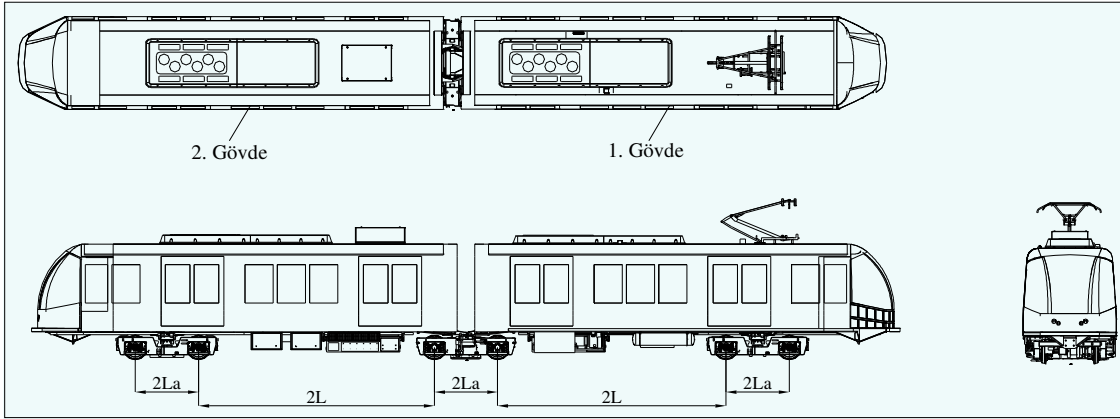
Logaritmik eğrilerin en önemli üstünlüğü, çarpım halindeki büyüklük (modül) değerlerinin toplam haline dönüştürülebilmesidir. Ayrıca, yaklaşık log-büyüklik eğrisinin basit olarak çizimini veren bir yöntem mevcuttur. Düz çizgi asimptotu yoluyla yapılan bu yaklaşım, frekans cevabı karakteristikleri üzerinde kabaca bir bilgi sağlamak için yeterli olmaktadır. Tam eğriler istendiğinde bu asimptotik yaklaşımlar üzerinde gerekli düzeltmeler kolaylıkla yapılabilir. Faz açısı eğrileri için ise düz çizgi yaklaşımı pek uygulanmaz. Belli karakteristik frekans değerleri için faz açısı değerleri hesaplanırsa, faz eğrileri de yaklaşık olarak çizilebilir.

Logaritmik gösterim, transfer fonksiyonunun alçak ve yüksek frekans karakteristiklerini tek bir diyagram üzerinde göstermesi bakımından çok kullanışlıdır. Ayrıca, eğer frekans cevabı verileri logaritmik eğri biçiminde mevcut ise, transfer fonksiyonunun deneysel olarak saptanması çok basittir.

5. KİEPE EKİPMANLI HAFİF METRO ARACININ MODELLENMESİ

Bu bölümde, İstanbul Büyükşehir Belediyesi Ulaşım A.Ş. tarafından kullanıma sunulan Kiepe ekipmanlı raylı sistem hafif metro aracında, sinüzoidal bir yol girişi sonucu oluşan titreşimler, 4 serbestlik dereceli temel raylı taşıt, 6 serbestlik dereceli çeyrek raylı taşıt ve 22 serbestlik dereceli yarım raylı taşıt dinamik modellerinin kurulmasıyla ayrı ayrı incelenmiştir. Bu yöntemle, raylı taşıtın en basit modelinden başlanıp, karmaşık modellere doğru gidilerek daha hassas dinamik cevaplar elde edilmiştir.

Şekil 5.1'de Kiepe ekipmanlı raylı sistem hafif metro aracına ait üstten, yandan ve önden görüşler verilmiştir.

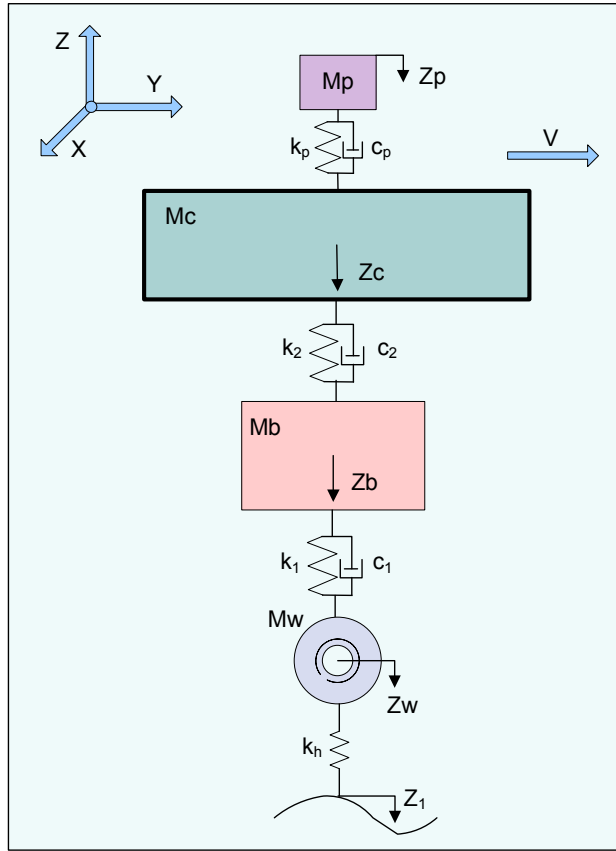


Şekil 5.1 Dinamik olarak modellenen hafif metro aracı

5.1 4 Serbestlik Dereceli Temel Raylı Taşıt Dinamik Modeli

Şekil 5.2'de 4 serbestlik dereceli temel raylı taşıta ait fiziksel model görülmektedir. Bu modelde V , taşıt hızını; M_p , yolcu ve koltuğa ait kütle; M_c , raylı taşıtın ana gövdesinin kütle; M_b , bojinin kütle; M_w , tekerlek kütle; k_p ve c_p sırasıyla yolcu koltuğu süspansiyonunun yay ve sönüm katsayısını; k_2 ve c_2 sırasıyla ikincil süspansiyonun yay ve sönüm katsayısını; k_1 ve c_1 sırasıyla birincil süspansiyonun yay ve sönüm katsayısını; k_r , tekerlek-ray temasını temsilen kullanılan Hertz yayı katsayısını göstermektedir. Z_p , Z_c , Z_b ve Z_w genelleştirilmiş koordinatları (q_j), $Z_1(t)$ ise yol girişini (Q_j) ifade etmektedir.

Bu model, bozucu bir yol girişi karşısında raylı taşıt titreşimlerinin yolcu konforu açısından incelenmesi için kurulan temel modeldir. Bu modelde, sisteme bozucu giriş olarak Şekil 4.14'deki sinüs fonksiyonlu yol düzensizliği girilmiştir.



Şekil 5.2 4 Serbestlik dereceli temel raylı taşıt fiziksel modeli

Şekil 5.2’de fiziksel modeli gösterilen raylı taşıtın, Lagrange denklemleri ile matematiksel modelinin çıkarılması için gereken enerji denklemleri şu şekildedir;

$$E_k = \frac{1}{2} \left[M_p \dot{Z}_p^2 + M_c \dot{Z}_c^2 + M_b \dot{Z}_b^2 + M_w \dot{Z}_w^2 \right], \quad (5.1)$$

$$E_p = \frac{1}{2} \left[k_p (Z_p - Z_c)^2 + k_2 (Z_c - Z_b)^2 + k_1 (Z_b - Z_w)^2 + k_h (Z_w - Z_1)^2 \right], \quad (5.2)$$

$$E_s = \frac{1}{2} \left[c_p \left(\dot{Z}_p - \dot{Z}_c \right)^2 + c_2 \left(\dot{Z}_c - \dot{Z}_b \right)^2 + c_1 \left(\dot{Z}_b - \dot{Z}_w \right)^2 \right]. \quad (5.3)$$

Bu enerji ifadelerini Lagrange denklemleri içerisinde, her genelleştirilmiş koordinat için ayrı ayrı düzenleyecek olursak;

$j=1$ olduğu zaman,

$$\begin{aligned}\frac{\partial E_k}{\partial \dot{Z}_p} &= M_p \dot{Z}_p & \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{Z}_p} \right) &= M_p \ddot{Z}_p & \frac{\partial E_k}{\partial Z_p} &= 0 \\ \frac{\partial E_p}{\partial Z_p} &= k_p (Z_p - Z_c) \\ \frac{\partial E_s}{\partial \dot{Z}_p} &= c_p (\dot{Z}_p - \dot{Z}_c)\end{aligned}$$

olur. $j=2$ olduğu zaman,

$$\begin{aligned}\frac{\partial E_k}{\partial \dot{Z}_c} &= M_c \dot{Z}_c & \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{Z}_c} \right) &= M_c \ddot{Z}_c & \frac{\partial E_k}{\partial Z_c} &= 0 \\ \frac{\partial E_p}{\partial Z_c} &= -k_p (Z_p - Z_c) + k_2 (Z_c - Z_b) \\ \frac{\partial E_s}{\partial \dot{Z}_c} &= -c_p (\dot{Z}_p - \dot{Z}_c) + c_2 (\dot{Z}_c - \dot{Z}_b)\end{aligned}$$

olur. $j=3$ olduğu zaman,

$$\begin{aligned}\frac{\partial E_k}{\partial \dot{Z}_b} &= M_b \dot{Z}_b & \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{Z}_b} \right) &= M_b \ddot{Z}_b & \frac{\partial E_k}{\partial Z_b} &= 0 \\ \frac{\partial E_p}{\partial Z_b} &= -k_2 (Z_c - Z_b) + k_1 (Z_b - Z_w) \\ \frac{\partial E_s}{\partial \dot{Z}_b} &= -c_2 (\dot{Z}_c - \dot{Z}_b) + c_1 (\dot{Z}_b - \dot{Z}_w)\end{aligned}$$

olur. $j=4$ olduğu zaman,

$$\begin{aligned}\frac{\partial E_k}{\partial \dot{Z}_w} &= M_w \dot{Z}_w & \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{Z}_w} \right) &= M_w \ddot{Z}_w & \frac{\partial E_k}{\partial Z_w} &= 0 \\ \frac{\partial E_p}{\partial Z_w} &= -k_1 (Z_b - Z_w) + k_h (Z_w - Z_1) \\ \frac{\partial E_s}{\partial \dot{Z}_w} &= -c_1 (\dot{Z}_b - \dot{Z}_w)\end{aligned}$$

olur. Böylelikle sistemin genelleştirilmiş koordinatları cinsinden hareket denklemleri sırasıyla aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$M_p \ddot{Z}_p + c_p (\dot{Z}_p - \dot{Z}_c) + k_p (Z_p - Z_c) = 0 \quad (5.4)$$

$$M_c \ddot{Z}_c - c_p \left(\dot{Z}_p - \dot{Z}_c \right) + c_2 \left(\dot{Z}_c - \dot{Z}_b \right) - k_p (Z_p - Z_c) + k_2 (Z_c - Z_b) = 0 \quad (5.5)$$

$$M_b \ddot{Z}_b - c_2 \left(\dot{Z}_c - \dot{Z}_b \right) + c_1 \left(\dot{Z}_b - \dot{Z}_w \right) - k_2 (Z_c - Z_b) + k_1 (Z_b - Z_w) = 0 \quad (5.6)$$

$$M_w \ddot{Z}_w - c_1 \left(\dot{Z}_b - \dot{Z}_w \right) - k_1 (Z_b - Z_w) + k_h (Z_w - Z_1) = 0 \quad (5.7)$$

Bu denklemler, matris formatında yazılmak üzere aşağıdaki gibi düzenlenebilir;

$$M_p \ddot{Z}_p + c_p \dot{Z}_p - c_p \dot{Z}_c + k_p Z_p - k_p Z_c = 0 \quad (5.8)$$

$$M_c \ddot{Z}_c - c_p \dot{Z}_p + (c_p + c_2) \dot{Z}_c - c_2 \dot{Z}_b - k_p Z_p + (k_p + k_2) Z_c - k_2 Z_b = 0 \quad (5.9)$$

$$M_b \ddot{Z}_b - c_2 \dot{Z}_c + (c_1 + c_2) \dot{Z}_b - c_1 \dot{Z}_w - k_2 Z_c + (k_1 + k_2) Z_b - k_1 Z_w = 0 \quad (5.10)$$

$$M_w \ddot{Z}_w - c_1 \dot{Z}_b + c_1 \dot{Z}_w - k_1 Z_b + (k_1 + k_h) Z_w = k_h Z_1 \quad (5.11)$$

Sistemin dinamik davranışını ifade eden diferansiyel denklem takımını matris formunda yazabilmek için bu denklemlere ait kütle, sönüm ve katılık matrislerini belirlemek gerekir.

Sırasıyla kütle, sönüm ve katılık matrisleri aşağıdaki gibidir;

$$M = \begin{bmatrix} M_p & 0 & 0 & 0 \\ 0 & M_c & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_b & 0 \\ 0 & 0 & 0 & M_w \end{bmatrix} \quad (5.12)$$

$$C = \begin{bmatrix} c_p & -c_p & 0 & 0 \\ -c_p & (c_p + c_2) & -c_2 & 0 \\ 0 & -c_2 & (c_1 + c_2) & -c_1 \\ 0 & 0 & -c_1 & c_1 \end{bmatrix} \quad (5.13)$$

$$K = \begin{bmatrix} k_p & -k_p & 0 & 0 \\ -k_p & (k_p + k_2) & -k_2 & 0 \\ 0 & -k_2 & (k_1 + k_2) & -k_1 \\ 0 & 0 & -k_1 & (k_1 + k_h) \end{bmatrix} \quad (5.14)$$

F_z , titreşimlere neden olan bozucu etki olarak sinüzoidal bir yol düzensizliğine ait matris ise

aşağıdaki gibidir;

$$F_z = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ k_h Z_1 \end{bmatrix} \quad (5.15)$$

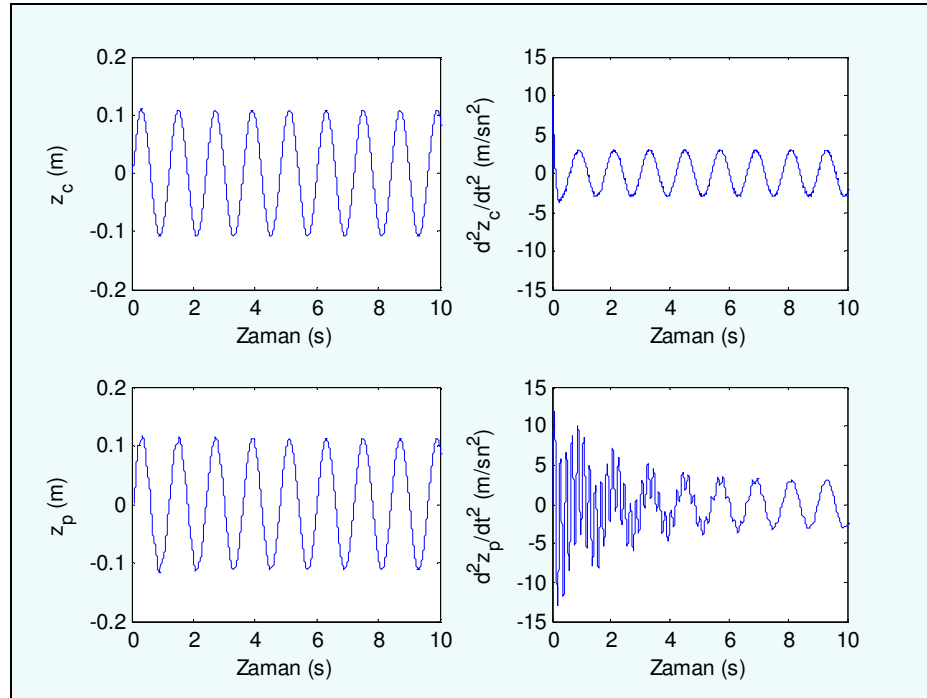
5.2 Simülasyon Sonuçları

4 Serbestlik dereceli olarak tasarlanan bu modelde; 60 km/h seyahat hızında, 20 m periyotlu ve 0.1 m genlikli bir yol düzensizliği girişine karşılık sistemin çıkışları olan; raylı taşıt gövdesi ve yolcu koltuğuna ait düşey titreşimlerin yer değişim ve ivme değerleri incelenmektedir.

Sistemin zaman ve frekans alanı analizlerine ait tüm simülasyonlar, Matlab-Simulink programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

5.2.1 Zaman Alanı İçin Simülasyon Sonuçları

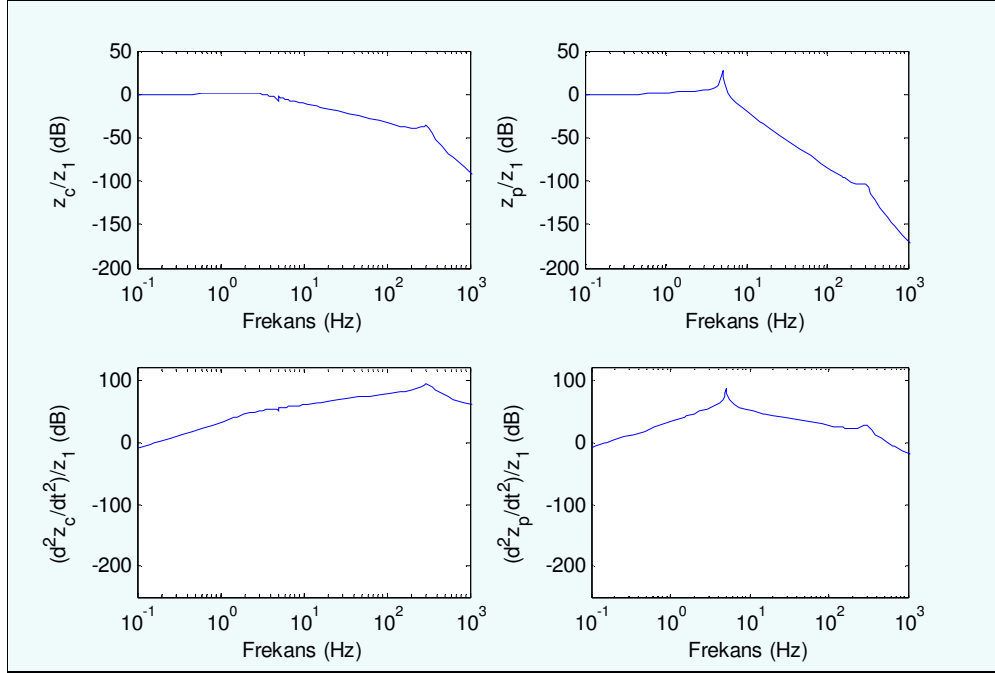
Şekil 5.3'te raylı taşıt gövdesinin ve yolcu koltuğunun yer değiştirme ve ivmelerinin zaman cevapları gösterilmektedir.



Şekil 5.3 4 Serbestlik dereceli raylı taşıtın gövde ve yolcu koltuğunun yer değiştirme ve ivmeleri

5.2.2 Frekans Alanı İçin Simülasyon Sonuçları

Sistem 4 serbestlik derecesine sahip olduğu için, sisteme ait 4 adet doğal frekans değeri vardır. Bu değerler; 0.20, 6.82, 16.06 ve 306.09 Hz'dir. Şekil 5.4'de raylı taşıt gövdesinin ve yolcu koltuğunun yer değiştirme ve ivmelerinin frekans cevapları gösterilmektedir.



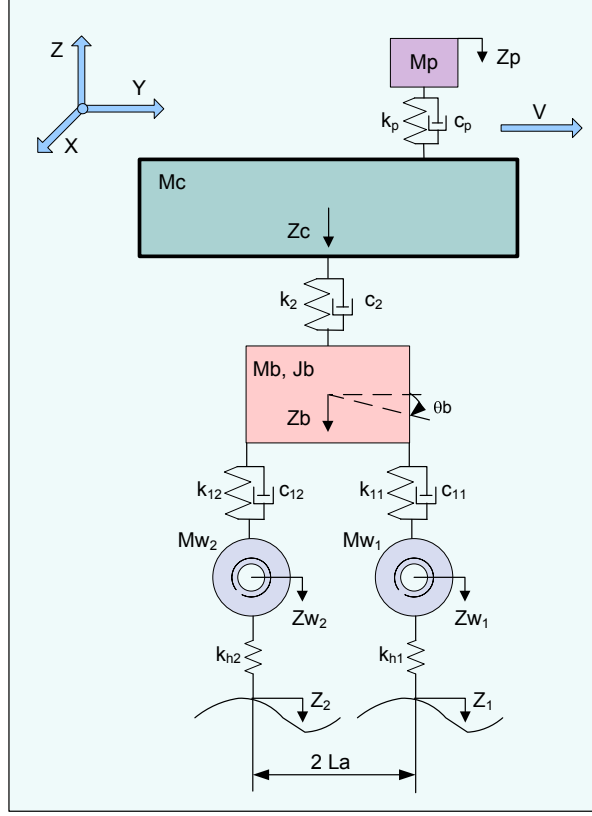
Şekil 5.4 Raylı taşıt gövdesinin ve yolcu koltuğunun yer değiştirme ve ivmelerinin frekans cevapları

5.3 6 Serbestlik Dereceli Çeyrek Raylı Taşıt Dinamik Modeli

Şekil 5.5'te 6 serbestlik dereceli çeyrek raylı taşıta ait fiziksel model görülmektedir. Çeyrek raylı taşıt fiziksel modelinin temel modelden farkı, bojiye bağlanan ikinci tekerlek setinin düşey hareketi ve bojiye ait kafa vurma hareketidir. Bu hareketler, sisteme ait diğer hareketlerden bağımsız olduğu için sistemin serbestlik derecesi bir önceki modele göre iki artarak 6 olmuştur.

Bu modelde V , taşıt hızını; M_p , yolcu ve koltuğa ait kütleyi; M_c , raylı taşıtın ana gövdesinin kütlesini; M_b , bojinin kütlesini; J_b , bojinin kütleli atalet momentini; M_{w1} , ön tekerlek kütlesini; M_{w2} , arka tekerlek kütlesini temsil etmektedir. Sistemin süspansiyon sistemlerine bakılırsa k_p ve c_p sırasıyla yolcu koltuğu süspansiyonunun yay ve sönüm katsayısını; k_2 ve c_2 sırasıyla ikincil süspansiyonun yay ve sönüm katsayısını; k_{11} , k_{12} ve c_{11} , c_{12} sırasıyla birincil süspansiyonun yay ve sönüm katsayılarını; k_{h1} ve k_{h2} tekerlek-ray temasını temsilen kullanılan

Hertz yayı katsayılarını göstermektedir. $2La$ ise ön ve arka tekerlek setleri arası mesafedir. Z_p , Z_c , Z_b , θ_b , Z_{w_1} ve Z_{w_2} genelleştirilmiş koordinatları (q_j), $Z_1(t)$ ve $Z_2(t)$ ise yol girişlerini (Q_j) ifade etmektedir.



Şekil 5.5.6 Serbestlik dereceli çeyrek raylı taşıt fiziksel modeli

Bu model, bozucu bir yol girişi karşısında raylı taşıt titreşimlerinin yolcu konforu açısından incelenmesi için kurulan 6 serbestlik dereceli çeyrek raylı taşıt modelidir. Bu modelde yine, sisteme bozucu giriş olarak, Şekil 4.14'deki sinüs fonksiyonlu yol düzensizliği girilmiştir.

Şekil 5.5'te fiziksel modeli gösterilen raylı taşıtın, Lagrange denklemleri ile matematiksel modelinin çıkarılması için gereken enerji denklemleri şu şekildedir;

$$E_k = \frac{1}{2} \left[M_p \dot{Z}_p^2 + M_c \dot{Z}_c^2 + M_b \dot{Z}_b^2 + J_b \dot{\theta}_b^2 + M_{w_1} \dot{Z}_{w_1}^2 + M_{w_2} \dot{Z}_{w_2}^2 \right], \quad (5.16)$$

$$E_p = \frac{1}{2} \left[k_p (Z_p - Z_c)^2 + k_2 (Z_c - Z_b)^2 + k_{11} (Z_b - Z_{w_1} + La\theta_b)^2 + k_{12} (Z_b - Z_{w_2} - La\theta_b)^2 + k_{h1} (Z_{w_1} - Z_1)^2 + k_{h2} (Z_{w_2} - Z_2)^2 \right], \quad (5.17)$$

$$E_s = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} c_p \left(\dot{Z}_p - \dot{Z}_c \right)^2 + c_2 \left(\dot{Z}_c - \dot{Z}_b \right)^2 + c_{11} \left(\dot{Z}_b - \dot{Z}_{w_1} + La \dot{\theta}_b \right)^2 \\ + c_{12} \left(\dot{Z}_b - \dot{Z}_{w_2} - La \dot{\theta}_b \right)^2 \end{bmatrix}. \quad (5.18)$$

Bu enerji ifadeleri, Lagrange denklemleri içerisinde, her genelleştirilmiş koordinat için ayrı ayrı düzenlenir. Sonra, sistemin dinamik davranışını ifade eden diferansiyel denklem takımını matris formunda yazabilmek için bu denklemlere ait kütle, sönüm ve katılık matrislerini belirlemek gerekir. Sırasıyla kütle, sönüm ve katılık matrisleri aşağıdaki gibidir;

$$M = \begin{bmatrix} M_p & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & M_c & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_b & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_b & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & M_{w_1} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & M_{w_2} \end{bmatrix} \quad (5.19)$$

$$C = \begin{bmatrix} c_p & -c_p & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -c_p & (c_p + c_2) & -c_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -c_2 & (c_2 + c_{11} + c_{12}) & (c_{11} - c_{12})La & -c_{11} & -c_{12} \\ 0 & 0 & (c_{11} - c_{12})La & (c_{11} + c_{12})La^2 & -La.c_{11} & La.c_{12} \\ 0 & 0 & -c_{11} & -La.c_{11} & c_{11} & 0 \\ 0 & 0 & -c_{12} & La.c_{12} & 0 & c_{12} \end{bmatrix} \quad (5.20)$$

$$K = \begin{bmatrix} k_p & -k_p & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_p & (k_p + k_2) & -k_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -k_2 & (k_2 + k_{11} + k_{12}) & (k_{11} - k_{12})La & -k_{11} & -k_{12} \\ 0 & 0 & (k_{11} - k_{12})La & (k_{11} + k_{12})La^2 & -La.k_{11} & La.k_{12} \\ 0 & 0 & -k_{11} & -La.k_{11} & (k_{11} + k_{h1}) & 0 \\ 0 & 0 & -k_{12} & La.k_{12} & 0 & (k_{12} + k_{h2}) \end{bmatrix} \quad (5.21)$$

F_z , yol düzensizliğine ait matris ise aşağıdaki gibidir;

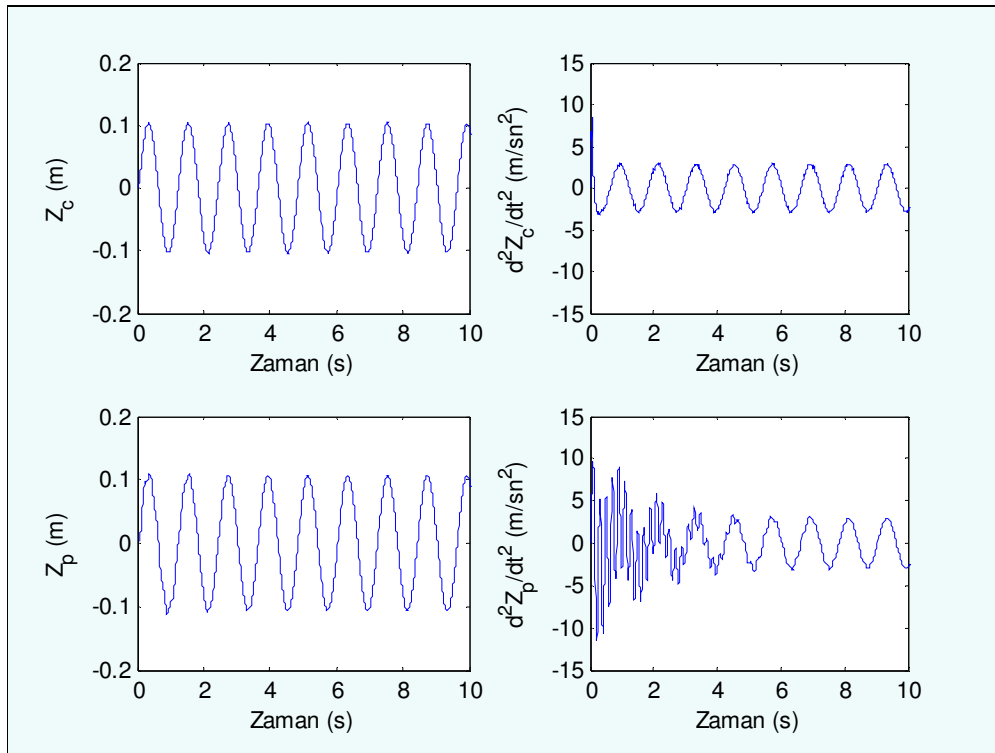
$$F_z = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ k_{h1}Z_1 \\ k_{h2}Z_2 \end{bmatrix} \quad (5.22)$$

5.4 Simülasyon Sonuçları

6 Serbestlik dereceli olarak düşünülen bu modelde; 60km/h seyahat hızında, 20 m periyotlu ve 0.1 m genlikli bir yol düzensizliği girişine karşılık sistemin çıkışlarını; raylı taşıt gövdesi ve yolcu koltuğuna ait düşey titreşimlerin genlik ve ivme değerleri oluşturmaktadır.

5.4.1 Zaman Alanı İçin Simülasyon Sonuçları

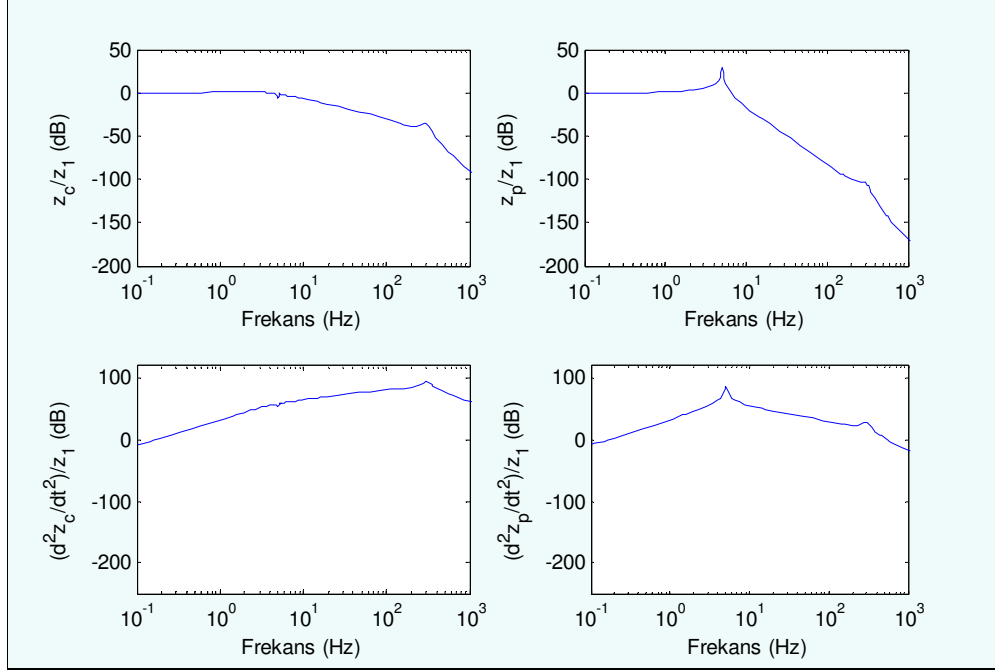
Şekil 5.6'da raylı taşıt gövdesinin ve yolcu koltuğunun yer değiştirme ve ivmelerinin zaman cevapları gösterilmektedir.



Şekil 5.6 6 Serbestlik dereceli raylı taşıtın gövde ve yolcu koltuğunun yer değiştirme ve ivmeleri

5.4.2 Frekans Alanı İçin Simülasyon Sonuçları

Sistem 6 serbestlik derecesine sahip olduğu için, sisteme ait 6 adet doğal frekans değeri vardır. Bu değerler; 0.20, 3.82, 6.80, 16.06, 306.09 ve 306.09 Hz'dir. Şekil 5.7'de raylı taşıt gövdesinin ve yolcu koltuğunun yer değiştirme ve ivmelerinin frekans cevapları gösterilmektedir.

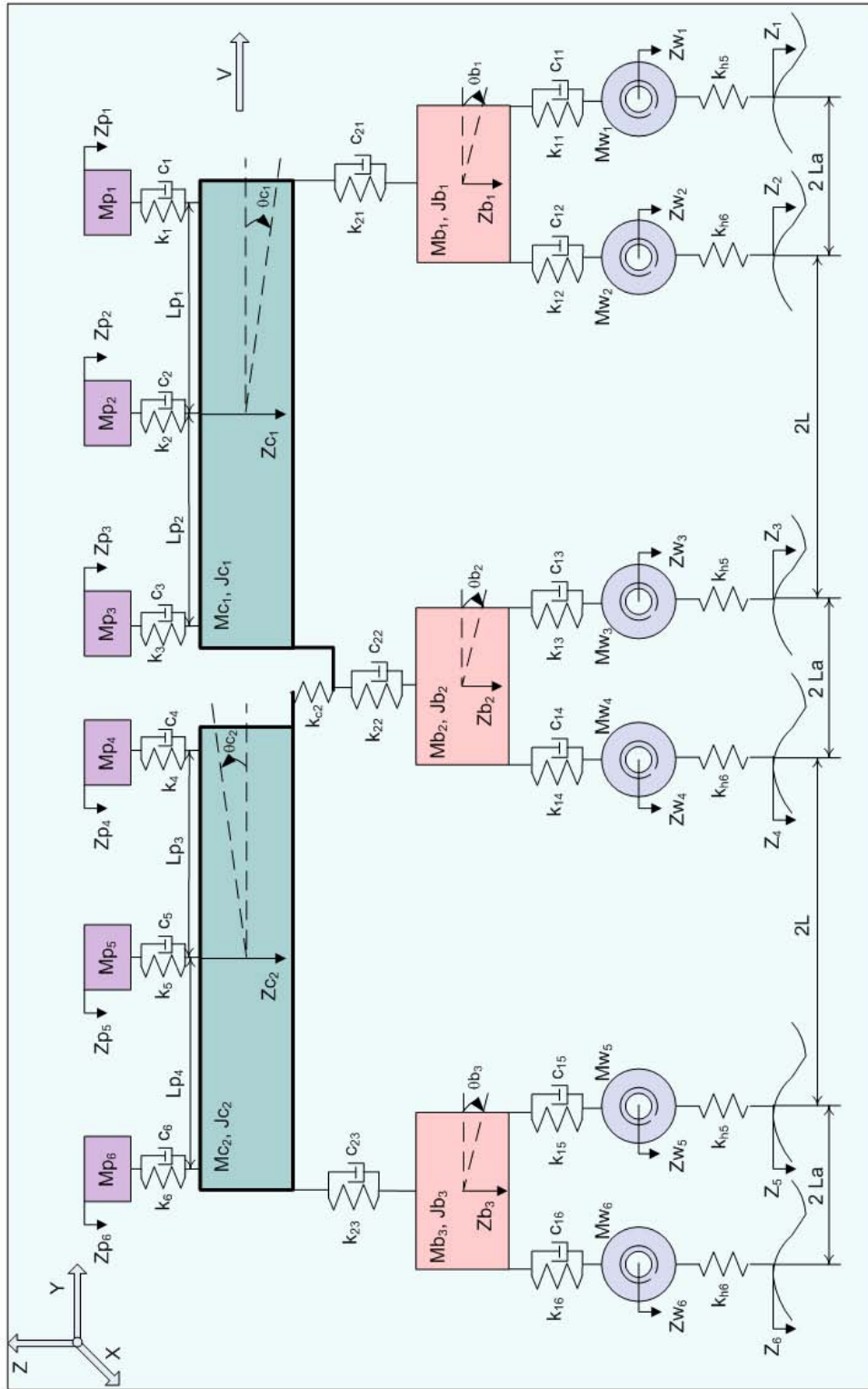


Şekil 5.7 Raylı taşıt gövdesinin ve yolcu koltuğunun yer değiştirme ve ivmelerinin frekans cevapları

5.5 22 Serbestlik Dereceli Yarım Raylı Taşıt Dinamik Modeli

Şekil 5.8'de 22 serbestlik dereceli yarım raylı taşıta ait fiziksel model görülmektedir. Yarım raylı taşıt fiziksel modelin çeyrek raylı taşıt modelinden farkı, gövdenin tamamının yandan görünüşüne sahip bir model olmasıdır. Bu modelde, gövde ve tekerlek setleri arasına yerleştirilen 3 adet boji ve her bojiye bağlı bulunan ikişer adet tekerlek setleri bulunmaktadır. Bu modeldeki gövdeye ait kafa vurma hareketleri, bojiye bağlanan tekerlek setlerinin düşey hareketleri ve bunlardan kaynaklanan bojiye ait kafa vurma hareketleri bir önceki çeyrek raylı taşıt modeline göre ilave bağımsız hareketlerdir. Bu hareketlerle birlikte sistemin serbestlik derecesi 22 olmuştur. Kiepe Ekipmanlı Hafif Metro Taşıtı'na özel olarak gövde kütlesi, ön-gövde ve arka-gövde şeklinde, araya yerleştirilen özel bir düzenek vasıtasıyla iki kısma ayrılmıştır. Bu ayırma işlemi ile taşıt gövde kısımları birbirinden bağımsız düşey (zıplama) ve kafa vurma hareketleri yapabilmektedir. Bu bağlantı ise modelimizde, katılığı

yüksek bir yay elemanı ile temsil edilmiştir.



Şekil 5.8 22 Serbestlik dereceli yarım raylı taşıt fiziksel modeli

Şekil 5.8’de; $Z_{p1}, Z_{p2}, Z_{p3}, Z_{p4}, Z_{p5}, Z_{p6}, Z_{c1}, Z_{c2}, \theta_{c1}, \theta_{c2}, Z_{b1}, Z_{b2}, Z_{b3}, \theta_{b1}, \theta_{b2}, \theta_{b3}, Z_{w1}, Z_{w2}, Z_{w3}, Z_{w4}, Z_{w5}$ ve Z_{w6} genelleştirilmiş koordinatları (q_j), $Z_1(t), Z_2(t), Z_3(t), Z_4(t), Z_5(t)$ ve $Z_6(t)$ ise yol girişlerini (Q_j) ifade etmektedir.

Bu model, bozucu bir yol girişi karşısında raylı taşıt titreşimlerinin yolcu konforu açısından incelenmesi için kurulan 22 serbestlik dereceli yarım raylı taşıt modelidir. Bu modelde yine sisteme bozucu giriş olarak, Şekil 4.14’deki sinüs fonksiyonlu yol düzensizliği girilmiştir.

Bu modelde belirtilen parametreler ve sisteme ait genelleştirilmiş koordinatlar, Çizelge 5.1’de tanımlanmıştır.

Çizelge 5.1 22 Serbestlik dereceli raylı taşıt modeline ait parametrelere ait tanımlar.

Parametreler	Tanımlar
$M_{p1}, M_{p2}, M_{p3}, M_{p4}, M_{p5}, M_{p6}$	Yolcu koltuğu kütleleri
M_{c1}, M_{c2}	Raylı taşıt ön ve arka gövde kütleleri
J_{c1}, J_{c2}	Ön ve arka taşıt gövdesine ait kütle atalet
M_{b1}, M_{b2}, M_{b3}	Boji kütleleri
J_{b1}, J_{b2}, J_{b3}	Boji kütlelerine ait kütle atalet momentleri
$M_{w1}, M_{w2}, M_{w3}, M_{w4}, M_{w5}, M_{w6}$	Tekerlek seti kütleleri
$k_1, k_2, k_3, k_4, k_5, k_6$	Yolcu koltuğuna ait yay katsayıları
$c_1, c_2, c_3, c_4, c_5, c_6$	Yolcu koltuğuna ait sönüm katsayıları
k_{c2}	Taşıt gövdeleri bağlantı noktası yay katsayısı
$k_{21}, k_{22}, k_{23}, k_{24}, k_{25}, k_{26}$	İkincil süspansiyon yay katsayıları
$c_{21}, c_{22}, c_{23}, c_{24}, c_{25}, c_{26}$	İkincil süspansiyon sönüm katsayıları
$k_{11}, k_{12}, k_{13}, k_{14}, k_{15}, k_{16}$	Birincil süspansiyon yay katsayıları
$c_{11}, c_{12}, c_{13}, c_{14}, c_{15}, c_{16}$	Birincil süspansiyon sönüm katsayıları
$k_{h1}, k_{h2}, k_{h3}, k_{h4}, k_{h5}, k_{h6}$	Tekerlek-ray etkileşimi Hertz-yay katsayıları
$L_{p1}, L_{p2}, L_{p3}, L_{p4}$	Yolcu koltuklarının taşıt ağırlık merkezine uzaklığı
2.La	Aynı bojidaki tekerlek setleri arası mesafe
2.L	Bojiler arası mesafe
$Z_1, Z_2, Z_3, Z_4, Z_5, Z_6$	Raya ait yol fonksiyonları
V	Hafif metro taşıtının hızı

Şekil 5.8’de fiziksel modeli gösterilen raylı taşıtın, Lagrange denklemleri ile matematiksel modelinin çıkarılması için gereken enerji denklemleri şu şekildedir;

$$E_k = \frac{1}{2} \left(\begin{array}{l} Mp_1 \dot{Zp}_1^2 + Mp_2 \dot{Zp}_2^2 + Mp_3 \dot{Zp}_3^2 + Mp_4 \dot{Zp}_4^2 + Mp_5 \dot{Zp}_5^2 + Mp_6 \dot{Zp}_6^2 \\ + Mc_1 \dot{Zc}_1^2 + Jc_1 \dot{\theta c}_1^2 + Mc_2 \dot{Zc}_2^2 + Jc_2 \dot{\theta c}_2^2 + Mb_1 \dot{Zb}_1^2 + Jb_1 \dot{\theta b}_1^2 \\ + Mb_2 \dot{Zb}_2^2 + Jb_2 \dot{\theta b}_2^2 + Mb_3 \dot{Zb}_3^2 + Jb_3 \dot{\theta b}_3^2 + Mw_1 \dot{Zw}_1^2 \\ + Mw_2 \dot{Zw}_2^2 + Mw_3 \dot{Zw}_3^2 + Mw_4 \dot{Zw}_4^2 + Mw_5 \dot{Zw}_5^2 + Mw_6 \dot{Zw}_6^2 \end{array} \right), \quad (5.23)$$

$$E_p = \frac{1}{2} \left(\begin{array}{l} k_1 (Zp_1 - Zc_1 - Lp_1 \theta c_1)^2 + k_2 (Zp_2 - Zc_1)^2 + k_3 (Zp_3 - Zc_1 + Lp_2 \theta c_1)^2 \\ + k_4 (Zp_4 - Zc_2 + Lp_3 \theta c_2)^2 + k_5 (Zp_5 - Zc_2)^2 + k_6 (Zp_6 - Zc_2 - Lp_4 \theta c_2)^2 \\ + k_{21} (Zc_1 + (L + La) \theta c_1 - Zb_1)^2 + k_{22} (Zc_1 - (L + La) \theta c_1 - Zb_2)^2 \\ + k_{23} (Zc_2 + (L + La) \theta c_2 - Zb_3)^2 \\ + k_{c2} (Zc_2 - (L + La) \theta c_2 - Zc_1 + (L + La) \theta c_1)^2 + k_{11} (Zb_1 + La \theta b_1 - Zw_1)^2 \\ + k_{12} (Zb_1 - La \theta b_1 - Zw_2)^2 + k_{13} (Zb_2 + La \theta b_2 - Zw_3)^2 \\ + k_{14} (Zb_2 - La \theta b_2 - Zw_4)^2 + k_{15} (Zb_3 + La \theta b_3 - Zw_5)^2 \\ + k_{16} (Zb_3 - La \theta b_3 - Zw_6)^2 + k_{h1} (Zw_1 - Z_1)^2 + k_{h2} (Zw_2 - Z_2)^2 \\ + k_{h3} (Zw_3 - Z_3)^2 + k_{h4} (Zw_4 - Z_4)^2 + k_{h5} (Zw_5 - Z_5)^2 + k_{h6} (Zw_6 - Z_6)^2 \end{array} \right), \quad (5.24)$$

$$E_s = \frac{1}{2} \left(\begin{array}{l} c_1 \left(\dot{Zp}_1 - \dot{Zc}_1 - Lp_1 \dot{\theta c}_1 \right)^2 + c_2 \left(\dot{Zp}_2 - \dot{Zc}_1 \right)^2 + c_3 \left(\dot{Zp}_3 - \dot{Zc}_1 + Lp_2 \dot{\theta c}_1 \right)^2 \\ + c_4 \left(\dot{Zp}_4 - \dot{Zc}_2 + Lp_3 \dot{\theta c}_2 \right)^2 + c_5 \left(\dot{Zp}_5 - \dot{Zc}_2 \right)^2 + c_6 \left(\dot{Zp}_6 - \dot{Zc}_2 - Lp_4 \dot{\theta c}_2 \right)^2 \\ + c_{21} \left(\dot{Zc}_1 + (L + La) \dot{\theta c}_1 - \dot{Zb}_1 \right)^2 + c_{22} \left(\dot{Zc}_1 - (L + La) \dot{\theta c}_1 - \dot{Zb}_2 \right)^2 \\ + c_{23} \left(\dot{Zc}_2 + (L + La) \dot{\theta c}_2 - \dot{Zb}_3 \right)^2 + c_{11} \left(\dot{Zb}_1 + La \dot{\theta b}_1 - \dot{Zw}_1 \right)^2 \\ + c_{12} \left(\dot{Zb}_1 - La \dot{\theta b}_1 - \dot{Zw}_2 \right)^2 + c_{13} \left(\dot{Zb}_2 + La \dot{\theta b}_2 - \dot{Zw}_3 \right)^2 \\ + c_{14} \left(\dot{Zb}_2 - La \dot{\theta b}_2 - \dot{Zw}_4 \right)^2 + c_{15} \left(\dot{Zb}_3 + La \dot{\theta b}_3 - \dot{Zw}_5 \right)^2 \\ + c_{16} \left(\dot{Zb}_3 - La \dot{\theta b}_3 - \dot{Zw}_6 \right)^2 \end{array} \right). \quad (5.25)$$

Bu enerji ifadeleri, Lagrange denklemleri içerisinde her genelleştirilmiş koordinat için ayrı ayrı düzenlenir. Sisteme ait diferansiyel denklemler aşağıdaki gibidir.

$$Mp_1 \ddot{Zp}_1 + c_1 \dot{Zp}_1 - c_1 \dot{Zc}_1 - c_1 Lp_1 \dot{\theta c}_1 + k_1 Zp_1 - k_1 Zc_1 - k_1 Lp_1 \theta c_1 = 0 \quad (5.26)$$

$$Mp_2 \ddot{Zp}_2 + c_2 \dot{Zp}_2 - c_2 \dot{Zc}_1 + k_2 Zp_2 - k_2 Zc_1 = 0 \quad (5.27)$$

$$Mp_3 \ddot{Zp}_3 + c_3 \dot{Zp}_3 - c_3 \dot{Zc}_1 + c_3 Lp_2 \dot{\theta c}_1 + k_3 Zp_3 - k_3 Zc_1 + k_3 Lp_2 \theta c_1 = 0 \quad (5.28)$$

$$Mp_4 \ddot{Zp}_4 + c_4 \dot{Zp}_4 - c_4 \dot{Zc}_2 + c_4 Lp_3 \dot{\theta c}_2 + k_4 Zp_4 - k_4 Zc_2 + k_4 Lp_3 \theta c_2 = 0 \quad (5.29)$$

$$Mp_5 \ddot{Zp}_5 + c_5 \dot{Zp}_5 - c_5 \dot{Zc}_2 + k_5 Zp_5 - k_5 Zc_2 = 0 \quad (5.30)$$

$$Mp_6 \ddot{Zp}_6 + c_6 \dot{Zp}_6 - c_6 \dot{Zc}_2 - c_6 Lp_4 \dot{\theta c}_2 + k_6 Zp_6 - k_6 Zc_2 - k_6 Lp_4 \theta c_2 = 0 \quad (5.31)$$

$$\begin{aligned} Mc_1 \ddot{Zc}_1 - c_1 \dot{Zp}_1 + (c_1 + c_2 + c_3 + c_{21} + c_{22}) \dot{Zc}_1 \\ + (c_1 Lp_1 - c_3 Lp_2 + (c_{21} - c_{22})(L + La)) \dot{\theta c}_1 - c_2 \dot{Zp}_2 - c_3 \dot{Zp}_3 - c_{21} \dot{Zb}_1 - c_{22} \dot{Zb}_2 \\ - k_1 Zp_1 + (k_1 + k_2 + k_3 + k_{21} + k_{22} + kc_2) Zc_1 \\ + (k_1 Lp_1 - k_3 Lp_2 + (k_{21} - k_{22} - kc_2)(L + La)) \theta c_1 \\ - k_2 Zp_2 - k_3 Zp_3 - k_{21} Zb_1 - k_{22} Zb_2 - kc_2 Zc_2 + kc_2 (L + La) \theta c_2 = 0 \end{aligned} \quad (5.32)$$

$$\begin{aligned} Jc_1 \ddot{\theta c}_1 - Lp_1 c_1 \dot{Zp}_1 + (Lp_1 c_1 - Lp_2 c_3 + (L + La)(c_{21} - c_{22})) \dot{Zc}_1 \\ + (c_1 Lp_1^2 + Lp_2^2 c_3 + (L + La)^2 (c_{21} + c_{22})) \dot{\theta c}_1 \\ + Lp_2 c_3 \dot{Zp}_3 - (L + La) c_{21} \dot{Zb}_1 + (L + La) c_{22} \dot{Zb}_2 \\ - Lp_1 k_1 Zp_1 + (Lp_1 k_1 - Lp_2 k_3 + (L + La)(k_{21} - k_{22} - kc_2)) Zc_1 \\ + (k_1 Lp_1^2 + Lp_2^2 k_3 + (L + La)^2 (k_{21} + k_{22} + kc_2)) \theta c_1 + Lp_2 k_3 Zp_3 - (L + La) k_{21} Zb_1 \\ + (L + La) k_{22} Zb_2 + (L + La) kc_2 Zc_2 - (L + La)^2 kc_2 \theta c_2 = 0 \end{aligned} \quad (5.33)$$

$$\begin{aligned} Mc_2 \ddot{Zc}_2 - c_4 \dot{Zp}_4 - c_5 \dot{Zp}_5 - c_6 \dot{Zp}_6 + (c_4 + c_5 + c_6 + c_{23}) \dot{Zc}_2 \\ + (-c_4 Lp_3 + Lp_4 c_6 + (L + La) c_{23}) \dot{\theta c}_2 - c_{23} \dot{Zb}_3 - k_4 Zp_4 - k_5 Zp_5 - k_6 Zp_6 \\ + (k_4 + k_5 + k_6 + k_{23} + kc_2) Zc_2 + (-k_4 Lp_3 + Lp_4 k_6 + (L + La)(k_{23} - kc_2)) \theta c_2 \\ - k_{23} Zb_3 - kc_2 Zc_1 + (L + La) kc_2 \theta c_1 = 0 \end{aligned} \quad (5.34)$$

$$\begin{aligned}
& Jc_2 \ddot{\theta}c_2 + Lp_3c_4 \dot{Z}p_4 + (-Lp_3c_4 + Lp_4c_6 + (L+La)^2c_{23}) \dot{Z}c_2 \\
& + (c_4Lp_3^2 + Lp_4^2c_6 + (L+La)^2c_{23}) \dot{\theta}c_2 - Lp_4c_6 \dot{Z}p_6 - (L+La)c_{23} \dot{Z}b_3 + Lp_3k_4Zp_4 \\
& + (-Lp_3k_4 + Lp_4k_6 + (L+La)^2(k_{23} - kc_2)) Zc_2 \\
& + (k_4Lp_3^2 + Lp_4^2k_6 + (L+La)^2(k_{23} + kc_2)) \theta c_2 - Lp_4k_6Zp_6 \\
& - (L+La)k_{23}Zb_3 + (L+La)kc_2Zc_1 - (L+La)^2kc_2\theta c_1 = 0
\end{aligned} \tag{5.34}$$

$$\begin{aligned}
& Mb_1 \ddot{Z}b_1 - c_{21} \dot{Z}c_1 - c_{21}(L+La) \dot{\theta}c_1 + (c_{21} + c_{11} + c_{12}) \dot{Z}b_1 \\
& + (La(c_{11} - c_{12})) \dot{\theta}b_1 - c_{11} \dot{Z}w_1 - c_{12} \dot{Z}w_2 - k_{21}Zc_1 - k_{21}(L+La)\theta c_1 \\
& + (k_{21} + k_{11} + k_{12})Zb_1 + (La(k_{11} - k_{12}))\theta b_1 - k_{11}Zw_1 - k_{12}Zw_2 = 0
\end{aligned} \tag{5.35}$$

$$\begin{aligned}
& Jb_1 \ddot{\theta}b_1 + (La(c_{11} - c_{12})) \dot{Z}b_1 + (La^2(c_{11} + c_{12})) \dot{\theta}b_1 - c_{11}La \dot{Z}w_1 + La.c_{12} \dot{Z}w_2 \\
& + (La.(k_{11} - k_{12}))Zb_1 + (La^2.(k_{11} + k_{12}))\theta b_1 - La.k_{11}Zw_1 + La.k_{12}Zw_2 = 0
\end{aligned} \tag{5.36}$$

$$\begin{aligned}
& Mb_2 \ddot{Z}b_2 - c_{22} \dot{Z}c_1 + c_{22}(L+La) \dot{\theta}c_1 + (c_{22} + c_{13} + c_{14}) \dot{Z}b_2 \\
& + (La(c_{13} - c_{14})) \dot{\theta}b_2 - c_{13} \dot{Z}w_3 - c_{14} \dot{Z}w_4 - k_{22}Zc_1 + k_{22}(L+La)\theta c_1 \\
& + (k_{22} + k_{13} + k_{14})Zb_2 + (La(k_{13} - k_{14}))\theta b_2 - k_{13}Zw_3 - k_{14}Zw_4 = 0
\end{aligned} \tag{5.37}$$

$$\begin{aligned}
& Jb_2 \ddot{\theta}b_2 + (La(c_{13} - c_{14})) \dot{Z}b_2 + (La^2(c_{13} + c_{14})) \dot{\theta}b_2 - La.c_{13} \dot{Z}w_3 + La.c_{14} \dot{Z}w_4 \\
& + (La(k_{13} - k_{14}))Zb_2 + (La^2(k_{13} + k_{14}))\theta b_2 - La.k_{13}Zw_3 + La.k_{14}Zw_4 = 0
\end{aligned} \tag{5.38}$$

$$\begin{aligned}
& Mb_3 \ddot{Z}b_3 - c_{23} \dot{Z}c_2 - (L+La)c_{23} \dot{\theta}c_2 + (c_{23} + c_{15} + c_{16}) \dot{Z}b_3 + (La(c_{15} - c_{16})) \dot{\theta}b_3 \\
& - c_{15} \dot{Z}w_5 - c_{16} \dot{Z}w_6 - k_{23}Zc_2 - (L+La)k_{23}\theta c_2 + (k_{23} + k_{15} + k_{16})Zb_3 \\
& + (La(k_{15} - k_{16}))\theta b_3 - k_{15}Zw_5 - k_{16}Zw_6 = 0
\end{aligned} \tag{5.39}$$

$$\begin{aligned}
& Jb_3 \ddot{\theta}b_3 + (La(c_{15} - c_{16})) \dot{Z}b_3 + (La^2(c_{15} + c_{16})) \dot{\theta}b_3 - c_{15}La \dot{Z}w_5 + c_{16}La \dot{Z}w_6 \\
& + (La(k_{15} - k_{16}))Zb_3 + (La^2(k_{15} + k_{16}))\theta b_3 - k_{15}LaZw_5 + k_{16}LaZw_6 = 0
\end{aligned} \tag{5.40}$$

$$\begin{aligned}
& Mw_1 \ddot{Z}w_1 - c_{11} \dot{Z}b_1 - c_{11}La \dot{\theta}b_1 + c_{11} \dot{Z}w_1 \\
& - k_{11}Zb_1 - k_{11}La\theta b_1 + (k_{11} + k_{h1})Zw_1 - k_{h1}Z_1 = 0
\end{aligned} \tag{5.41}$$

$$\begin{aligned}
& Mw_2 \ddot{Z}w_2 - c_{12} \dot{Z}b_1 + c_{12}La \dot{\theta}b_1 + c_{12} \dot{Z}w_2 \\
& - k_{12}Zb_1 + k_{12}La\theta b_1 + (k_{12} + k_{h2})Zw_2 - k_{h2}Z_2 = 0
\end{aligned} \tag{5.42}$$

$$\begin{aligned} M w_3 \ddot{Z} w_3 - c_{13} \dot{Z} b_2 - c_{13} L a \dot{\theta} b_2 + c_{13} \dot{Z} w_3 \\ - k_{13} Z b_2 - k_{13} L a \theta b_2 + (k_{13} + k_{h3}) Z w_3 - k_{h3} Z_3 = 0 \end{aligned} \quad (5.43)$$

$$\begin{aligned} M w_4 \ddot{Z} w_4 - c_{14} \dot{Z} b_2 + c_{14} L a \dot{\theta} b_2 + c_{14} \dot{Z} w_4 \\ - k_{14} Z b_2 + k_{14} L a \theta b_2 + (k_{14} + k_{h4}) Z w_4 - k_{h4} Z_4 = 0 \end{aligned} \quad (5.44)$$

$$\begin{aligned} M w_5 \ddot{Z} w_5 - c_{15} \dot{Z} b_3 - c_{15} L a \dot{\theta} b_3 + c_{15} \dot{Z} w_5 \\ - k_{15} Z b_3 - k_{15} L a \theta b_3 + (k_{15} + k_{h5}) Z w_5 - k_{h5} Z_5 = 0 \end{aligned} \quad (5.45)$$

$$\begin{aligned} M w_6 \ddot{Z} w_6 - c_{16} \dot{Z} b_3 + c_{16} L a \dot{\theta} b_3 + c_{16} \dot{Z} w_6 \\ - k_{16} Z b_3 + k_{16} L a \theta b_3 + (k_{16} + k_{h6}) Z w_6 - k_{h6} Z_6 = 0 \end{aligned} \quad (5.46)$$

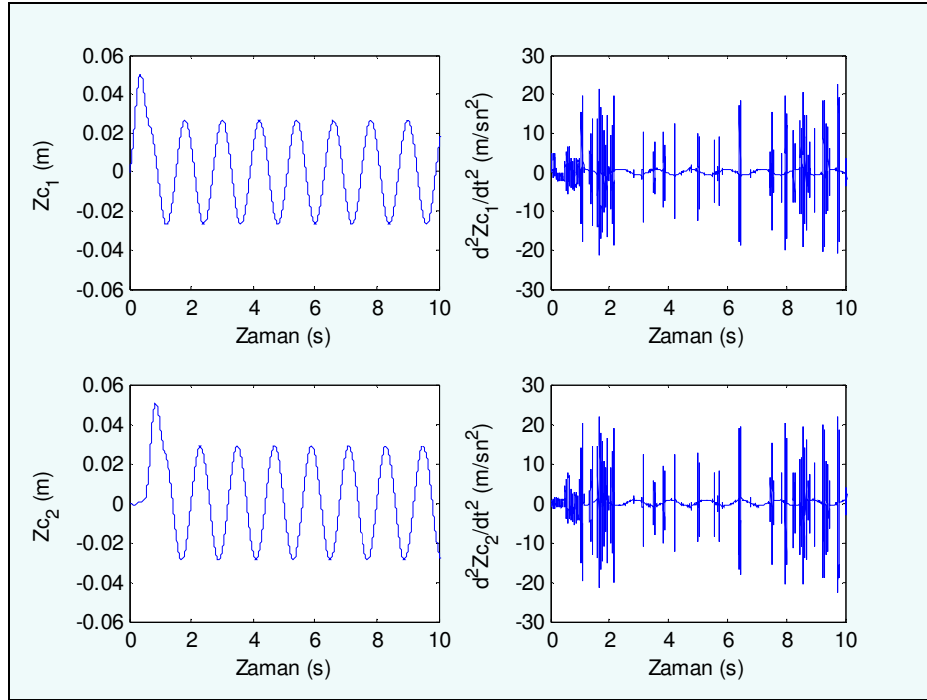
5.6 Simülasyon Sonuçları

22 Serbestlik dereceli olarak düşünülen bu modelde; 60 km/h seyahat hızında, 20 m periyotlu ve 0.1 m genlikli bir yol düzensizliği girişine karşılık sistemin çıkışlarını; raylı taşıt gövdesine ait açısız ve düşey titreşimlerin ve yolcu koltuklarına ait düşey titreşimlerin yer değişim ve ivme değerleri oluşturmaktadır.

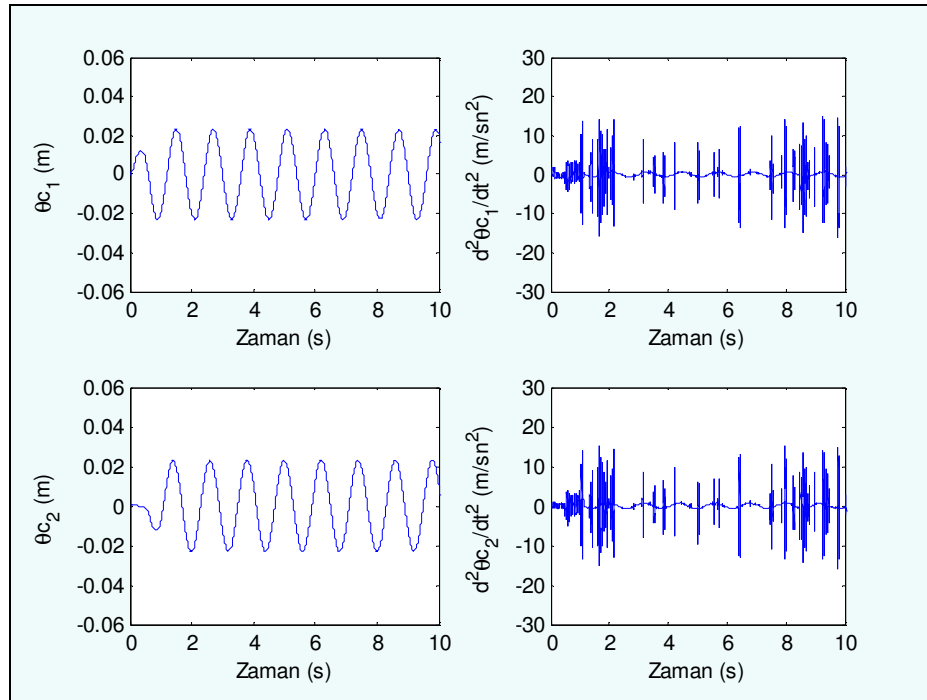
5.6.1 Zaman Alanı İçin Simülasyon Sonuçları

Şekil 5.9'da raylı taşıt gövdesinin ön ve arka bölümlerinin düşey titreşimlerinin yer değiştirme ve ivmelerinin zaman cevapları görülmektedir.

Şekil 5.10'da ise taşıt gövdesinin ön ve arka bölümlerinin açısız titreşimlerinin yer değiştirme ve ivmelerinin zaman cevapları görülmektedir.

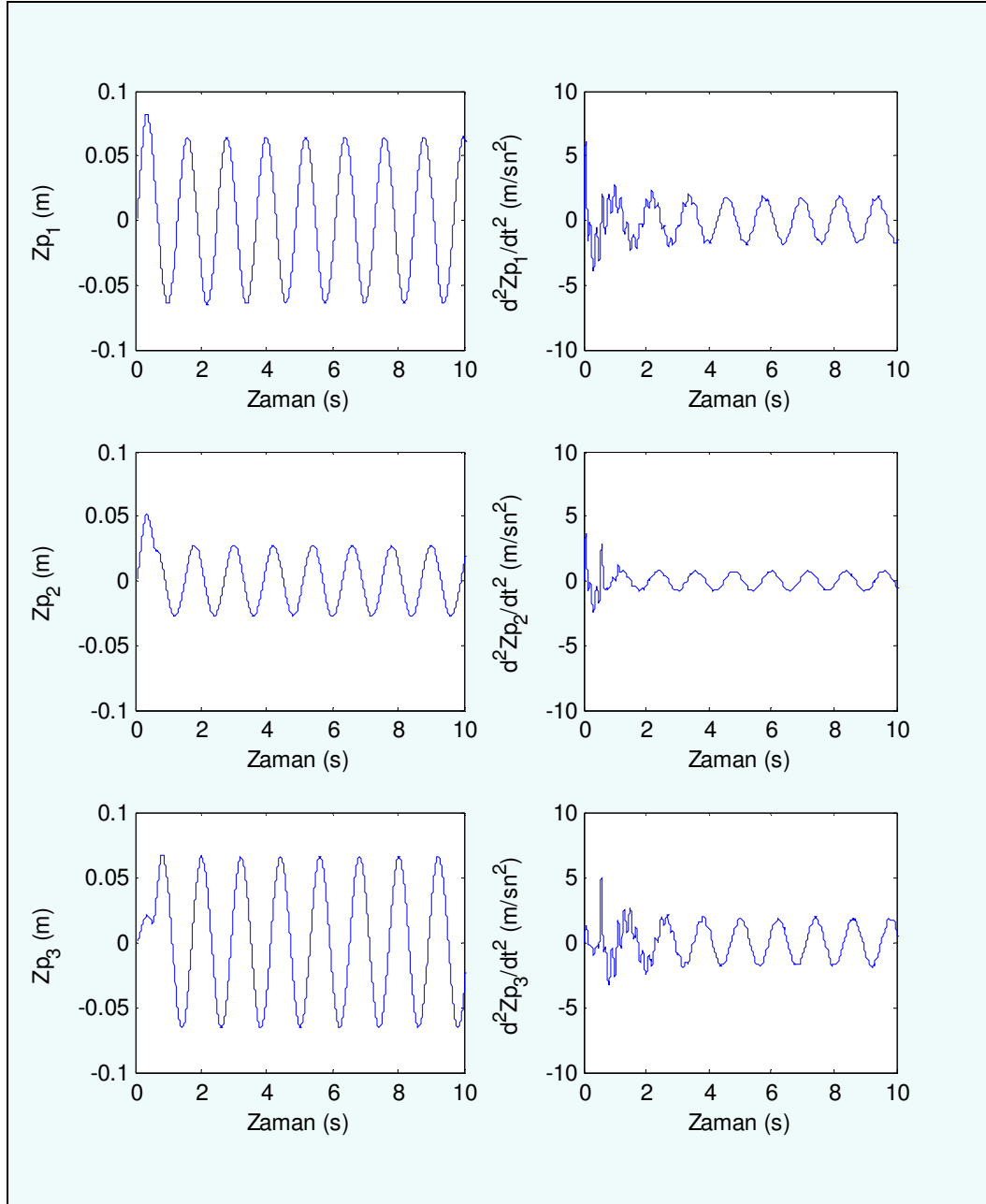


Şekil 5.9 Raylı taşıt gövdesi ön (c_1) ve arka (c_2) bölümlerinin düşey titreşimlerinin yer değiştirme ve ivmeleri



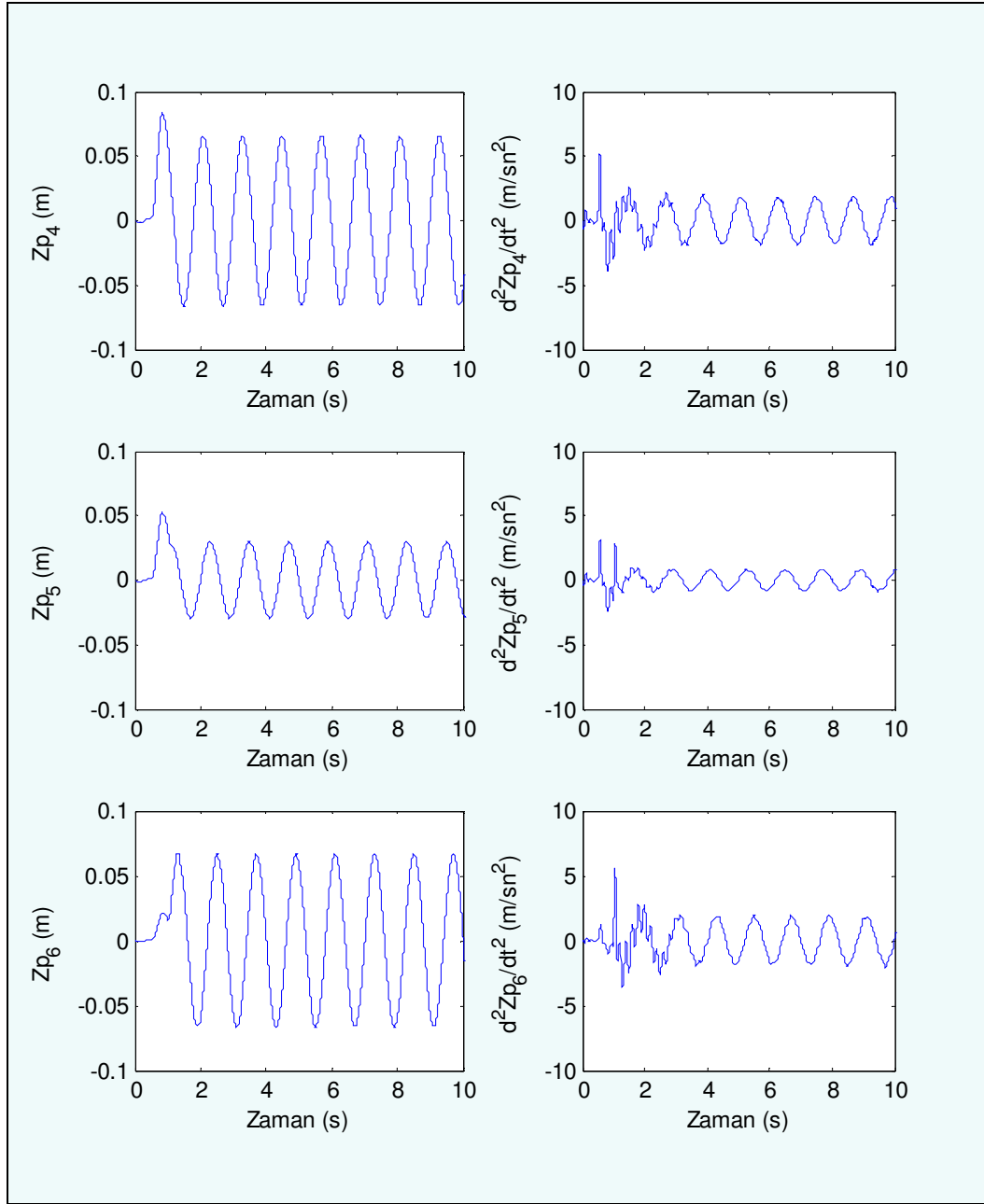
Şekil 5.10 Raylı taşıt gövdesi ön (c_1) ve arka (c_2) bölümlerinin açılal titreşimlerinin yer değiştirme ve ivmeleri

Şekil 5.11'de 1., 2. ve 3. yolcu koltuklarına ait düşey titreşimlerinin yer değiştirme ve ivmelerinin zaman cevapları görülmektedir.



Şekil 5.11 1., 2. ve 3. yolcu koltuklarına ait düşey titreşimlerinin yer değiştirme ve ivmeleri

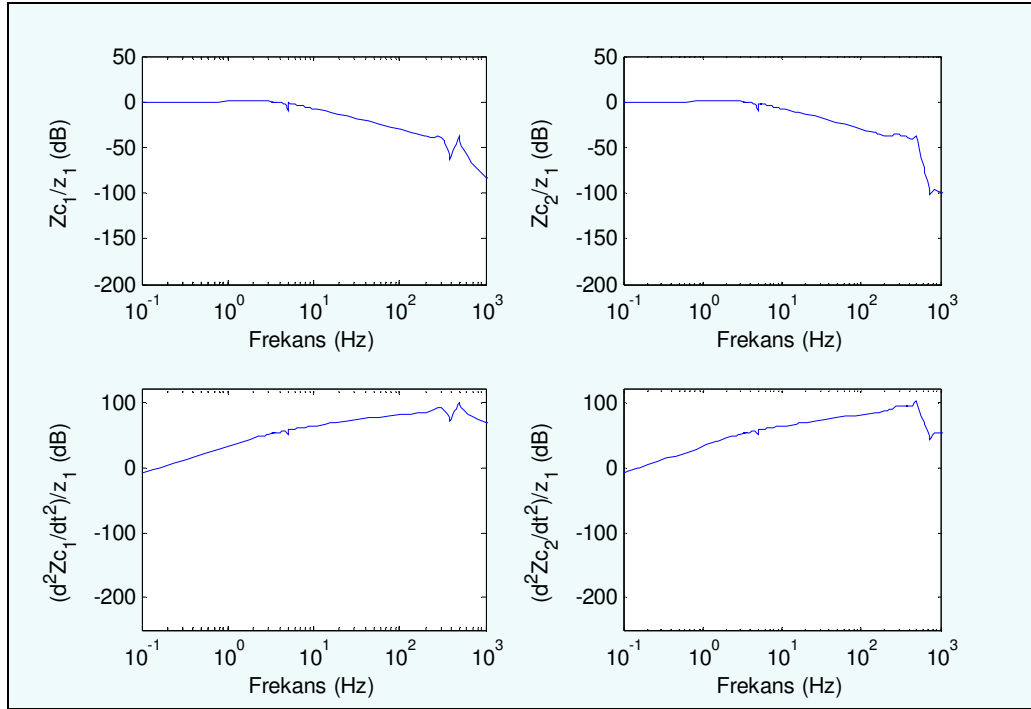
Şekil 5.12'de 4., 5. ve 6. yolcu koltuklarına ait düşey titreşimlerinin yer değiştirme ve ivmelerinin zaman cevapları görülmektedir.



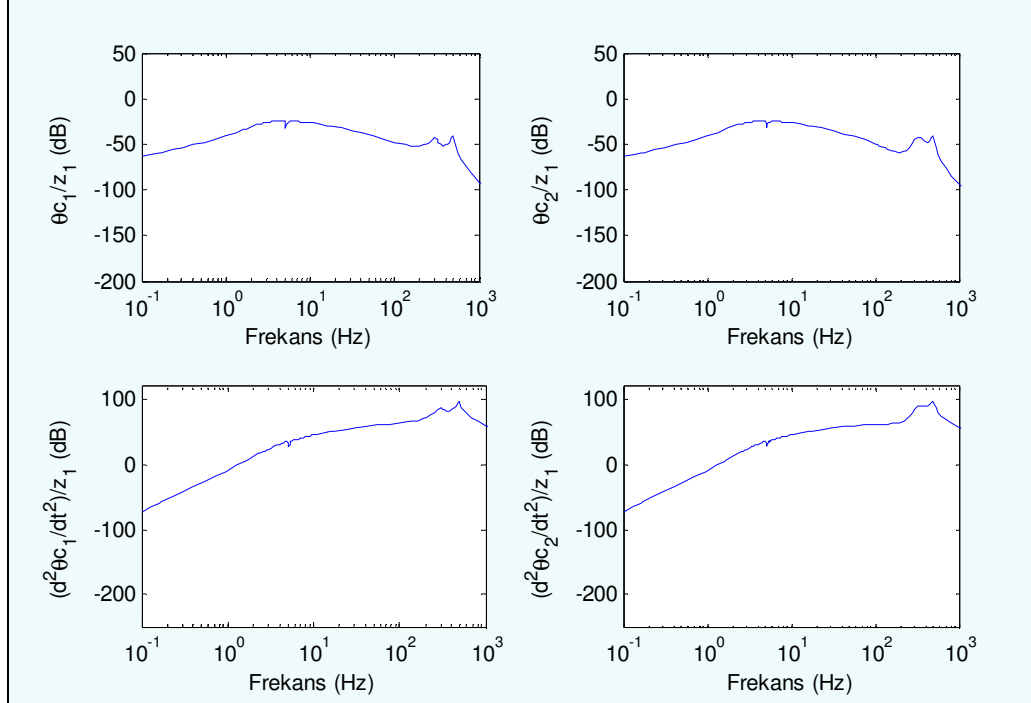
Şekil 5.12 4., 5. ve 6. yolcu koltuklarına ait düşey titreşimlerinin yer değiştirme ve ivmeleri

5.6.2 Frekans Alanı İçin Simülasyon Sonuçları

Sistem 22 serbestlik derecesine sahip olduğu için, sisteme ait 22 adet doğal frekans değeri vardır. Bu değerler; 0.19, 0.28, 0.36, 6.80, 6.80, 7.65, 7.65, 9.00, 10.12, 15.92, 15.92, 15.92, 16.13, 16.19, 16.21, 306.09, 306.09, 306.09, 306.09, 358.92, 358.92 ve 493.75 Hz'dir. Şekil 5.13'te raylı taşıt gövdesinin ön ve arka bölümlerinin düşey ve Şekil 5.14'de ise açısız titreşimlerinin pasif durumdaki yer değiştirme ve ivmelerinin frekans cevapları görülmektedir.

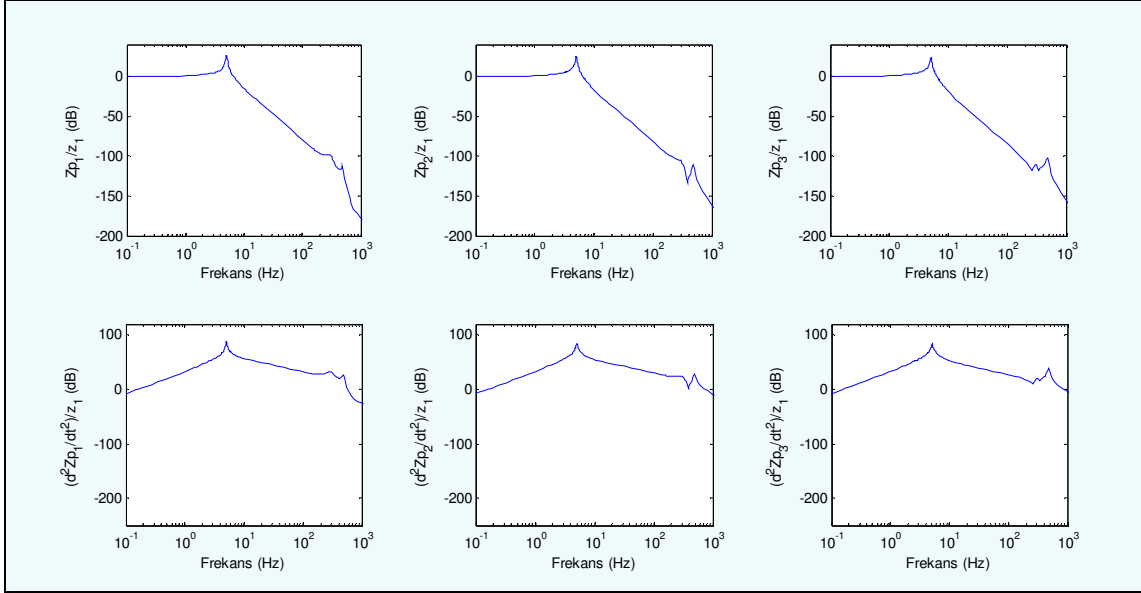


Şekil 5.13 Raylı taşıt gövdesinin ön ve arka bölümlerinin düşey titreşimlerinin yer değiştirme ve ivmelerinin frekans cevapları

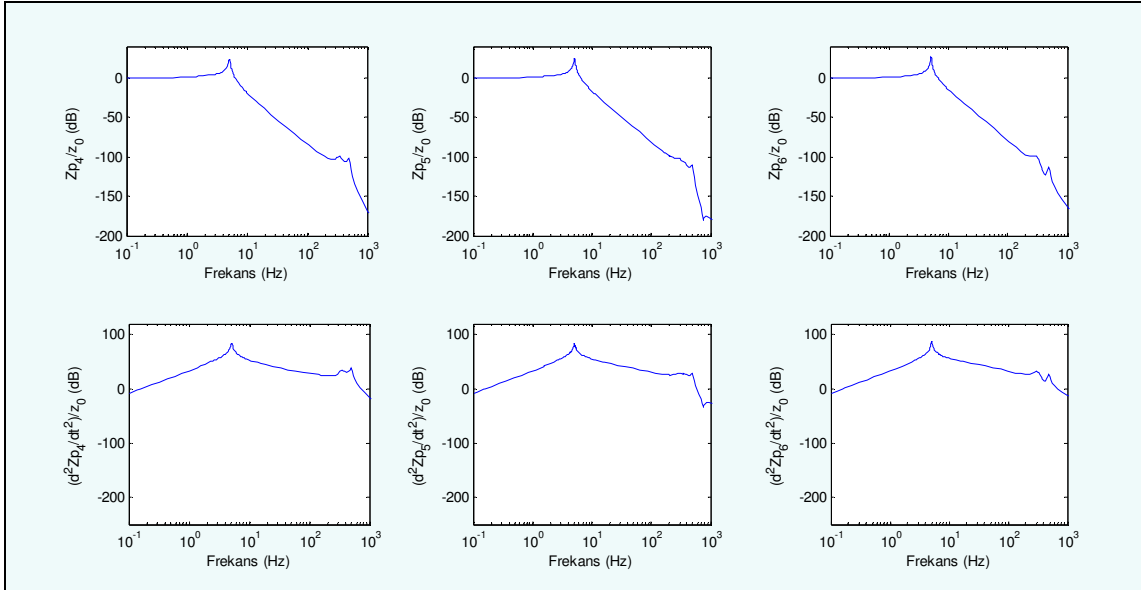


Şekil 5.14 Raylı taşıt gövdesinin ön ve arka bölümlerinin açısız titreşimlerinin yer değiştirme ve ivmelerinin frekans cevapları

Şekil 5.15'te 1., 2., 3. ve Şekil 5.16'da ise 4., 5., 6. yolcu koltuklarına ait düşey titreşimlerinin yer değiştirme ve ivmelerinin frekans cevapları görülmektedir.



Şekil 5.15 1., 2. ve 3. yolcu koltuklarına ait düşey titreşimlerinin yer değiştirme ve ivmelerinin frekans cevapları



Şekil 5.16 4., 5. ve 6. yolcu koltuklarına ait düşey titreşimlerinin yer değiştirme ve ivmelerinin frekans cevapları

6. AKTİF TİTREŞİM KONTROLÜ VE SİMÜLASYONLAR

Bu bölümde, çok serbestlik dereceli raylı taşıt sistemlerine ait, bozucu giriş olarak yol düzensizliklerinden dolayı oluşan düşey titreşimlerinin yolcu konforu açısından minimuma indirilmesi amacıyla, ikincil süspansiyonlarda aktif titreşim kontrolü uygulanmıştır. Aktif titreşim kontrolünde Bulanık Mantık Kontrol (BMK) sistemi, uygulama kolaylığı, üstün performansı ve basit yapısı nedeni ile seçilmiştir. Bu tezin, daha önceki yapılmış olan raylı taşıt çalışmalarından farkı, İstanbul’da aktif olarak kullanılan bir hafif metro taşıtının çeşitli serbestlik derecelerinde matematiksel olarak modellenerek, bu modeller üzerinde BMK uygulamasının gerçekleştirilmesidir.

6.1 Bulanık Mantık Kontrol (BMK)

Bulanık mantık, literatürde ilk olarak Zadeh’in (1965) “Bulanık Kümeler (Fuzzy Sets)” isimli makalesi ile gündeme gelmiştir. BMK ile ilgili ilk çalışmalar ise Mamadani ve arkadaşları tarafından, Zadeh’in (1973) “Bulanık kümeler teorisine dayanan dilsel yaklaşım ve sistem analizi” adlı makalesi sonrasında yapılmıştır. Daha sonra bu alandaki çalışmalar günümüze kadar peşi sıra gelmiştir (Küçükdemiral, 2002). Bulanık kontrol sistemlerinin gelişmesinde önemli yer tutan bazı çalışmalar, Çizelge 6.1’de sunulmuştur.

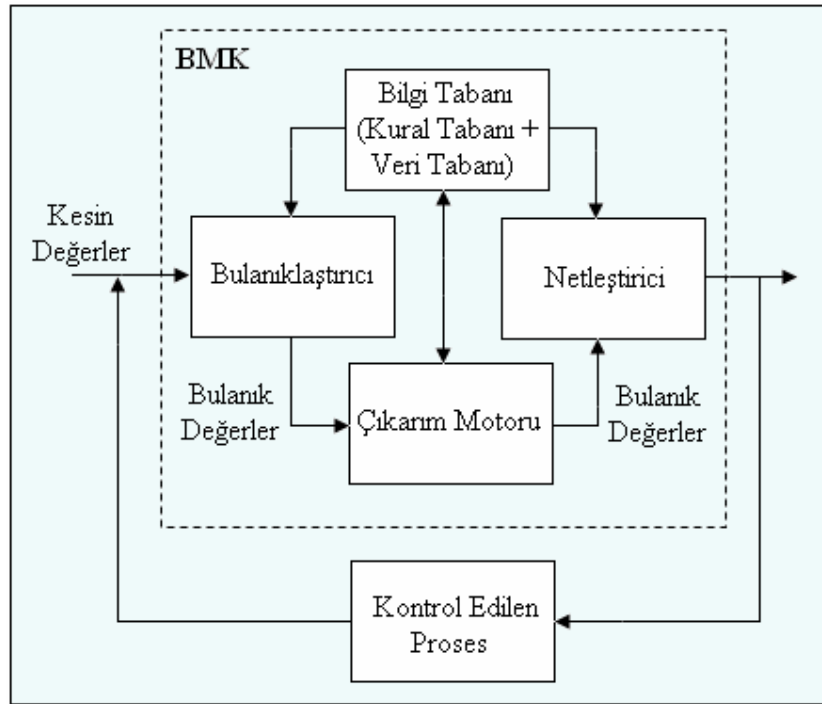
Çizelge 6.1 Bulanık kontrolün gelişmesinde pay sahibi olan önemli çalışmalar

Yıl	Yazarlar	Çalışmanın Konusu
1973	Zadeh	Dilsel yaklaşım
1974	Mamadani ve Assilian	Buhar makinesinin kontrolü
1976	Rutherford	Kontrol algoritmalarının analizi
1977	Willaeys	Optimal bulanık kontrol
1980	Tong	Atık su arıtma sistemleri
1983	Hirota ve Pedrycz	Rastlantısal bulanık kümeler (kontrol)
1983	Takagi ve Sugeno	Bulanık kontrol kurallarının türetilmesi
1983	Yasunobu, Miyamoto	Öngörülü bulanık kontrol
1984	Sugeno ve Murakami	Model arabanın park kontrolü
1985	Kiszka, Grupta	Bulanık sistemlerin kararlılığı
1985	Togai ve Watanabe	Bulanık çipi
1986	Yamakawa	Bulanık kontrol donanım sistemi

Bulanık mantık temel olarak, insanın düşünme sistemi ve dilsel izah üzerine kurulmuştur.

Yeryüzündeki olayların kesin taraflarından çok yaklaşıklıklar üzerinde durur. Bu bakımdan bulanık kontrol sistemleri, uzman kişinin görüşlerine dayanan dilsel bir kontrol stratejisidir. Uzman bir kişinin bilgisinden yararlanılarak oluşturulan kural tabanına göre çalışır. İlgili giriş çıkış uzayına ait dilsel değişkenler üyelik fonksiyonları ile önceden tanımlanır. Genel olarak, başarılı bir BMK tasarımı için; giriş-çıkış ölçekleme faktörlerinin seçimi, kural tabanının oluşturulması, üyelik fonksiyonlarının tasarımı, kuralların icra edilmesi oldukça önemlidir. Tasarım esnasında belirlenmesi gereken bu değişkenlerin fazlalığı, uygulamadan uygulamaya farklılıklar göstermesi, kuralların uygulanmasındaki hesaplama güçlükleri nedeni ile bulanık kontrolörlerin tasarımında tam bir sistematik yöntem ortaya konulamamıştır.

Tasarım parametrelerinden en önemlisi, sistemin performansını direkt etkilemesi nedeniyle ölçekleme faktörleridir. Kural tabanlarının yapıları genelde birbirlerine benzerlik göstermesiyle birlikte, sistem cevabı üzerindeki etkileri oldukça kısıtlıdır. Üyelik fonksiyonlarının şekilleri genelde hesaplamada kolaylık sağlaması amacıyla üçgensel biçimde seçilir. Bu tez çalışmasında da üçgensel tipte üyelik fonksiyonları kullanılmıştır.



Şekil 6.1 BMK sisteminin genel yapısı

BMK yapısı, Şekil 6.1’de görüldüğü gibi dört ana kısımdan oluşur. Bunlar; bulanıklaştırıcı, bilgi tabanı, çıkarım motoru ve netleştiricidir. Bulanıklaştırıcı ile gerçek dünyanın fiziksel değerleri, bu değerlere [0,1] arası bulanık değerler atanarak bulanık uzaya taşınır. Bilgi tabanı,

uzman kişinin bilgi ve tecrübeleri doğrultusunda hazırlanan kurallardır. Çıkarım motoru ile bulanık giriş değerleri kural tabanına göre yorumlanır. BMK'ün çıkışında elde edilen bulanık değerler, fiziksel dünyada kullanılabilir formata netleştirici getirir.

6.1.1 Bulanık Kümeler ve Genel İşleyiş

En genel haliyle, bulanık küme tanımı şu şekilde yapılabilir. Bir U uzayındaki F bulanık kümesi $\mu_F(u)$ üyelik fonksiyonu ile tanımlanır ve her u değerine karşı düşen üyelik fonksiyonu değerine o u elemanın F bulanık kümesine ait üyelik derecesi denir. Üyelik fonksiyonu $[0,1]$ aralığında tanımlanır. Üyelik derecesinin 0 olması, karşılık gelen u elemanın o bulanık kümenin tamamen dışında, 1 olması ise tamamen içinde olduğu anlamına gelir. U uzayında tanımlı bir F bulanık kümesi,

$$F = \{(u, \mu_F(u)) / u \in U\} \quad (6.1)$$

şeklinde tanımlanabilir. Eğer U sürekli bir uzay ise, bu uzayda tanımlı F bulanık kümesi;

$$F = \int_U \mu_F(u) / u \quad (6.2)$$

şeklinde ifade edilir. U uzayının ayrık olduğu durumlarda ise;

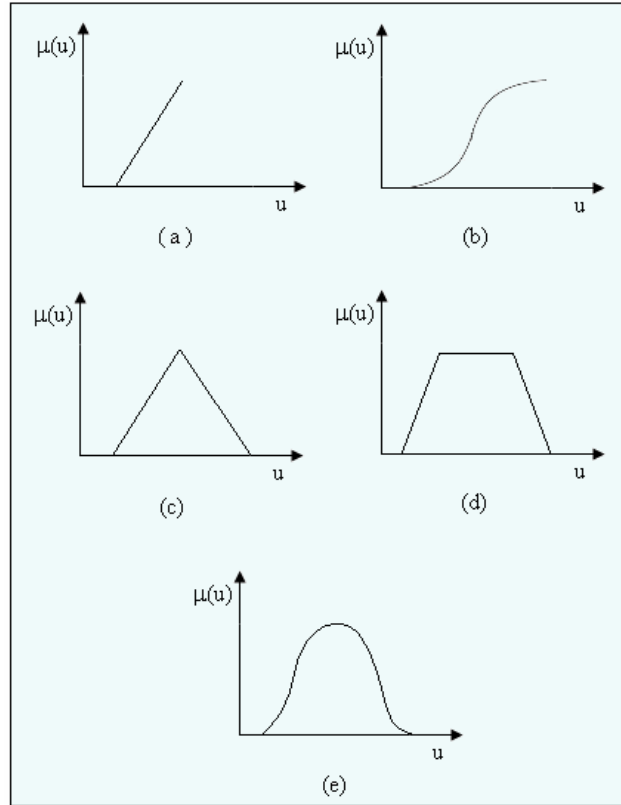
$$F = \sum_i^n \mu_F(u_i) / u_i \quad (6.3)$$

olur.

U uzayında tanımlı bir bulanık F kümesinin üyelik değerlerinin sıfırdan farklı olan U uzayının ayrık elemanlarına F kümesinin desteği denir. Bir bulanık kümenin geçiş noktası ise üyelik değeri 0.5 olan U tanım uzayındaki veridir. Bir bulanık kümeye ait üyelik fonksiyonunun aldığı en büyük değer, o kümenin yüksekliği olarak adlandırılır.

Bulanık mantık ilkelerinin klasik kümelerden temel farkı, bir elemanın herhangi bir kümeye ait olması konusunda verilecek yanıtın klasik kümelerdeki gibi “evet” ya da “hayır” gibi kesin olmayıp, bu elemanın ilgili kümeye ait olma olasılığının 0 ile 1 arasında değerler alabilen sürekli bir üyelik fonksiyonu ile ifade edilmesidir. Herhangi bir elemanın üyelik fonksiyonundan aldığı değer üyelik derecesi olarak adlandırılır. Bulanıklaştırma işlemi, önemli ölçüde kesin olmayan bilgiyi de içine alır ve bulanıklaştırır. Bulanıklaştırma sonucu elde edilen değişkenlere dilsel değişkenler denir ve işlemle birlikte tüm giriş değişkenlerinin değerleri, üyelik derecesi olarak buraya atanır.

Bulanık modeller oluşturulurken değişik formlarda üyelik fonksiyonları seçilebilir. Üyelik fonksiyonunun tespiti, çok önemli bir basamaktır ve sistemin hassasiyetini belirler. Bu fonksiyonları oluşturmada özel bir kural yoktur. Fakat öncelikle, dilsel olarak ifade edilecek olan bölgelerin, sayıları tespit edilmelidir. Örneğin, bir koşul kümesindeki dilsel niteleyiciler {küçük, büyük, orta} bazı alanlarda yeterli olmayabilir. O zaman {çok küçük, küçük, orta, büyük, çok büyük} daha fazla koşul ünitesi kullanılması gerekebilir. Daha sonraki hassasiyet ise, üyelik fonksiyonlarının şekilleriyle artırılır. Yaygın üyelik fonksiyonları olarak monotonik, sigmoid, üçgen, yamuk, Gauss eğrisi vb. fonksiyonlar sayılabilir (Şekil 6.2).



Şekil 6.2 Yaygın olarak kullanılan üyelik fonksiyonları: a) Monotonik, b) Sigmoid, c) Üçgensel, d) Yamuk, e) Gauss eğrisi

Üyelik fonksiyonları sistem parametrelerini tanımlar. Bu fonksiyonlarının sayısına ve şekline ait hiçbir kısıtlama yoktur. Tamamıyla tasarımcının istek ve tecrübesine bağlıdır. Bu zamana kadar yapılmış olan çalışmalarda en çok üçgen, yamuk, çan eğrisi şeklinde üyelik fonksiyonları kullanıldığı görülmektedir. Yine de bu fonksiyonlar, kontrolü yapılan sisteme göre çok değişiklik gösterebilir (Şen, 2001).

Üyelik fonksiyonları oluştururken normalize edilmiş tanım kümesi kullanıldığında bir

ölçekleme çarpanına ihtiyaç duyulur. Özellikle bulanık kontrolör tasarımında giriş ve çıkış ölçekleme çarpanlarının önemi büyüktür.

Bulanık çıkarım sistemi, bulanık Eğer-İse kuralları adı verilen bulanık kurallara dayanan sistemlerdir. Çıkarım motoru karar verme işlemlerinde, bilgi tabanına gidip, veri tabanından üyelik fonksiyonlarıyla ilgili bilgileri, kural tabanından ise değişik giriş değerleri için tespit edilmiş olan kontrol çıkışları bilgisini alır. Bu bakımdan bilgi tabanı ve çıkarım motoru sürekli ilişki halindedir.

Bulanık modelin temeli, bulanık Eğer-İse kurallarından anlaşılacağı üzere, öncül ve soncul kısımlardan oluşmaktadır. Öncül kısımda sonuca sebep olan giriş değişkenleri ve bunlar arasındaki mantıksal ilişkiler, soncul kısımda ise bu giriş değişkenlerine bağlı olarak ortaya çıkan sonuç değişkenleri yer alır.

Elde edilen bulanık model, bulanık kuralların türüne göre adlandırılır. Bulanık önermedeki sonuç ifadesinin yapısına göre bulanık kural tabanı, bu tez çalışmasında da kullanılmış olan Mamdani tipi, tekli tip, Takagi-Sugeno tipi, Tsukamoto tipi bulanık kurallar gibi dört farklı yapıda bulunabilir.

Genel olarak Mamdani tipi bulanık kurallar aşağıdaki gibi yazılır;

- Kural 1: **Eğer** $x = A_1$ ve $y = B_1$ **İse** $z = N_1$
- Kural 2: **Eğer** $x = A_2$ ve $y = B_2$ **İse** $z = N_2$

Burada x ve y , öncül kısımdaki girdi değişkenlerince tanımlanan koşullar, z ise soncul kısımdaki çıktı değişkenlerince tanımlanan sonuçlardır.

Eğer-İse kuralları $A_i \rightarrow B_i$ (A_i gerektirir B_i) şeklinde olduğunda bulanık gerektirme kullanılır. Birleşme ($A_i \wedge B_i$) kullanıldığı zaman, Eğer-İse kuralları;

“A ve B nın aynı anda sağlandığı (olduğu) doğrudur”

şeklinde yorumlanabilir. Bağlantı simetriktir ve ters çevrilebilir. Kesişim için minimum (\wedge) operatörü seçilirse $F_i = A_i \wedge B_i$ bağıntısına ait üyelik fonksiyonu;

$$\mu_F(x,y) = \mu_{A_i}(x) \wedge \mu_{B_i}(y) = \min(\mu_{A_i}(x), \mu_{B_i}(y)) \quad (6.4)$$

ile elde edilir. Minimum işlemi, X ve Y 'nin kartezyen çarpım uzayında, olası her x ve y çifti için hesaplanmıştır. Tüm modeli ifade eden bulanık F bağıntısı, Mamdani kural tablosunda yer alan r adet bulanık kuralın (bulanık bağıntı) birleşimi ile verilir.

$$F = \bigcup_{i=1}^r K_i \quad (6.5)$$

Birleşim için maximum operatörü seçildiğinde F bağıntısına ilişkin bulanık üyelik fonksiyonu

$$\mu_F(x, y) = \max_{1 \leq i \leq r} (\mu_{A_i}(x) \wedge \mu_{B_i}(y)) = \max_{1 \leq i \leq r} (\min(\mu_{A_i}(x), \mu_{B_i}(y))) \quad (6.6)$$

ile hesaplanır. Dilsel modelin çıkışı bağıntısal max-min (\circ) operasyonu;

$$\tilde{y} = \tilde{x} \circ F \quad (6.7)$$

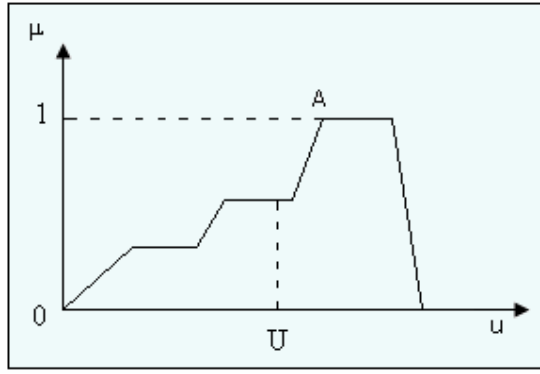
ile elde edilebilir.

Netleştirici, çıkarım ünitesinden gönderilen kontrol işaretinin fiziksel ve kesin sayılara getirilmesini sağlamaktadır. Netleştirici bu işlemi çeşitli yöntemlere göre yapabilir. Bunlardan bazıları;

- Maksimum nokta yöntemi,
- Merkez (Centroid) yöntemi,
- Ağırlıklı ortalama yöntemi,
- Maksimum noktaların ortalaması yöntemi,
- En geniş alan merkezi yöntemi,
- İlk ve son yükseliş yöntemi.

Bu tez çalışmasında netleştirici yöntem olarak Merkez yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntem, netleştirme yöntemi olarak en çok kullanılan yöntemlerden biridir ve ağırlık merkezi hesaplanarak yapılmaktadır (Şekil 6.3). Bu nedenle alan merkezi ya da ağırlık merkezi olarak da adlandırılır.

$$U = \frac{\int \mu(u).u.dU}{\int \mu(u).dU} \quad (6.8)$$



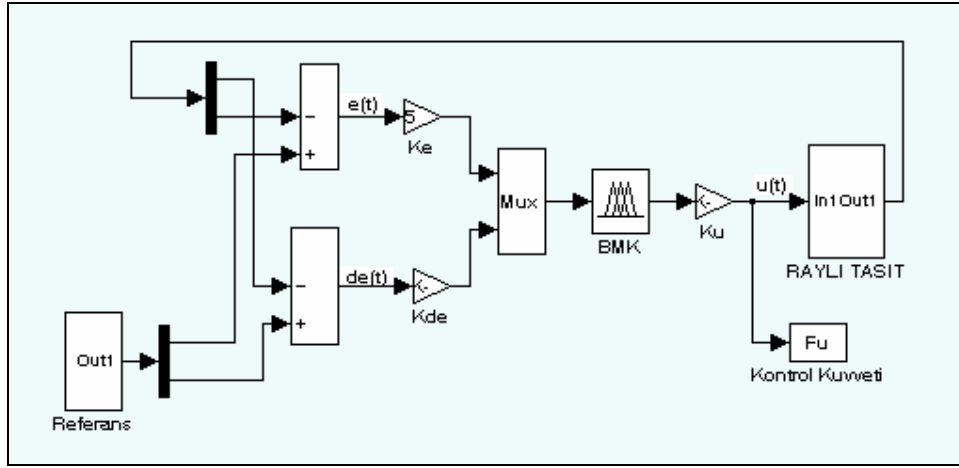
Şekil 6.3 Netleştirmede Merkez yöntemi

Matematiksel modellemesi yapılan sistemin titreşimlerinin kontrolünde BMK'ün tercih edilmesinin nedeni özetlenecek olursa;

- Bulanık mantığın anlaşılması kolaydır. Dayandığı matematiksel teori basittir, karmaşıklıktan uzaktır,
- Bulanık mantık esnekler,
- Eksik ya da yetersiz verilerle işlemler yapılabilir,
- Bulanık mantıkta uzman kişilerin görüş ve tecrübelerinden faydalanılır,
- Bulanık mantık sıradan insanların günlük işlerinde kullandığı dili kullanır. Bu da bulanık mantığın en büyük avantajıdır,
- Diğer sistemlere göre yazılımları basit olduğundan, uygulamalar ucuza mal olmakta ve yapılan işler basitleşmektedir. Bu yüzden, bulanık kontrol yüksek performans/maliyet oranına sahip bir yaklaşımdır.

6.1.2 Bulanık Mantık Kontrolör Tasarımı

Bu tez çalışmasında, BMK tasarımı için Matlab-Simulink programına ait Bulanık Mantık Modülü (Fuzzy Toolbox) kullanılmıştır. Çok serbestlik dereceli sistemler için tasarlanan BMK'de, kontrol kuvveti (u) çıkışına karşılık giriş olarak, hatayı ($e = z_{cr} - z_c$) ifade eden raylı taşıt gövdesi hareketi ve bu hatanın zamana göre türevini ($de/dt = \dot{z}_{cr} - \dot{z}_c$) ifade eden hareketin hızı kullanılmıştır. Yolcu konforu açısından, raylı taşıt titreşimlerinin minimuma indirilmesi amaçlandığından dolayı, BMK'de hata ve hatanın türevini belirleyen referans değerleri (z_{cr}, \dot{z}_{cr}) sıfır olarak tayin edilmiştir. BMK için oluşturulan blok diyagram, Şekil 6.4'deki gibidir.

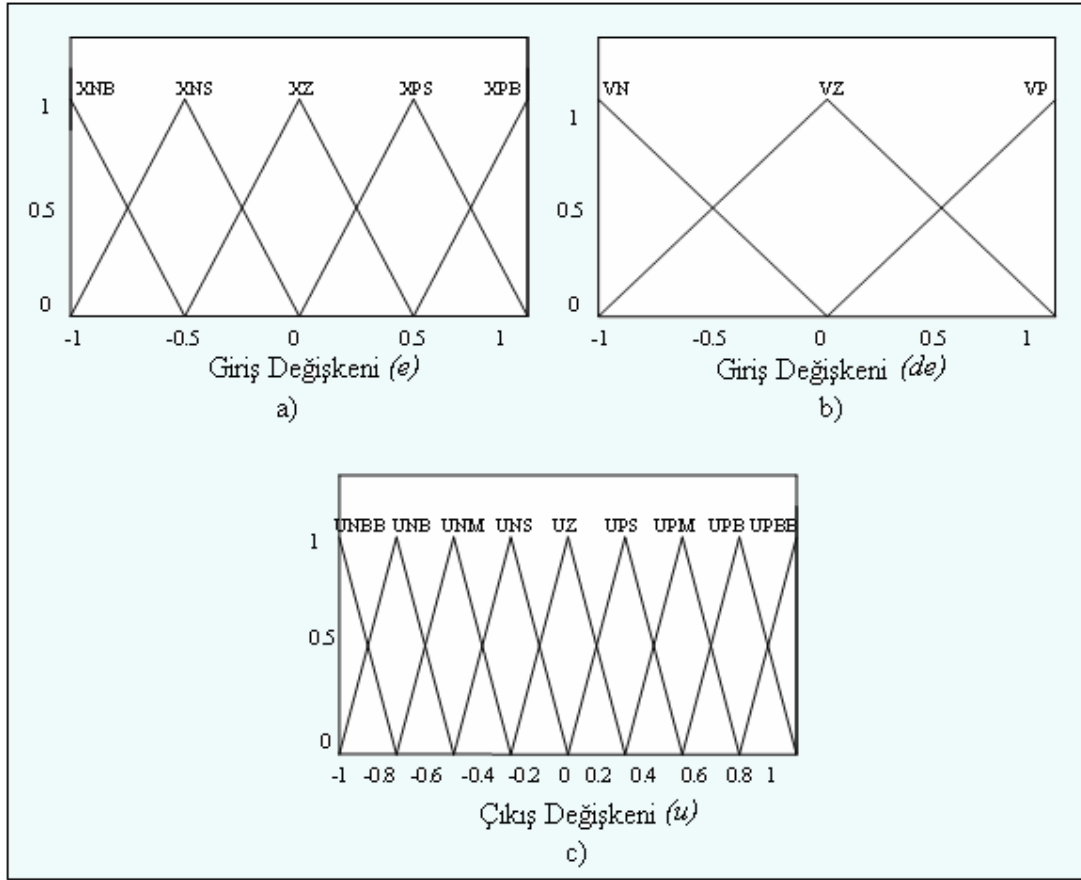


Şekil 6.4 Bulanık Mantık Kontrolör blok diyagramı

BMK giriş değişkenleri, Çizelge 6.2’de gösterilmektedir. Burada dilsel değişkenler olarak kullanılan P, N, Z, B, M, S; Pozitif (Pozitive), Negatif (Negative), Sıfır (Zero), Büyük (Big), Orta (Medium) ve Küçük (Small) anlamına gelmektedir. İki girişli tek çıkışlı BMK için giriş ve çıkış üyelik fonksiyonları $[-1 \ 1]$ aralığında tanımlanmıştır (Şekil 6.5). Giriş üyelik fonksiyonları, hata (e) için beş ve hatanın türevi (de) için üç adet üçgen üyelik fonksiyonu seçilmiştir. Üçgen üyelik fonksiyonları birbirlerini %50 oranında kapsamaktadır. Yaygın olarak kullanılan üçgen üyelik fonksiyonları seçilerek kontrolörün performansının artırılması amaçlanmıştır. Çıkış üyelik fonksiyonları için yine $[-1 \ 1]$ aralığında 9 adet üçgen üyelik fonksiyonu seçilmiştir. Giriş ve çıkış üyelik fonksiyonları kullanılarak kural tabanında 15 adet kural yazılmıştır. Ke, Kde ve Ku ölçekleme faktörleri ile, $[-1 \ 1]$ aralığında tanımlanan giriş ve çıkış için üyelik fonksiyonları ölçeklendirilmiştir. Ölçeklendirme faktörlerinin değerleri, Ek 2’de verilmiştir.

Çizelge 6.2 Bulanık Mantık Kontrolör kural tabanı

		Hatanın Türevi (de/dt)		
		VN	VZ	VP
Hata (e)	XNB	UNB	UNM	UNS
	XNS	UNM	UNS	UZ
	XZ	UNS	UZ	UPS
	XPS	UZ	UPS	UPM
	XPB	UPS	UPM	UPB



Şekil 6.5 Giriş ve çıkış üyelik fonksiyonları

Çizelge 6.2'deki ilk ve son kural aşağıdaki gibidir;

EĞER $e = \text{XNB}$ ve $de/dt = \text{VN}$ **İSE** $u = \text{UNB}$ olur.

EĞER $e = \text{XPB}$ ve $de/dt = \text{VP}$ **İSE** $u = \text{UPB}$ olur.

Bu tezde, bulanıklaştırma işlemi için tüm kurallar, Mamdani Yöntemi kullanılarak yazılmıştır. Netleştirme için ise Merkez Yöntemi kullanılmıştır.

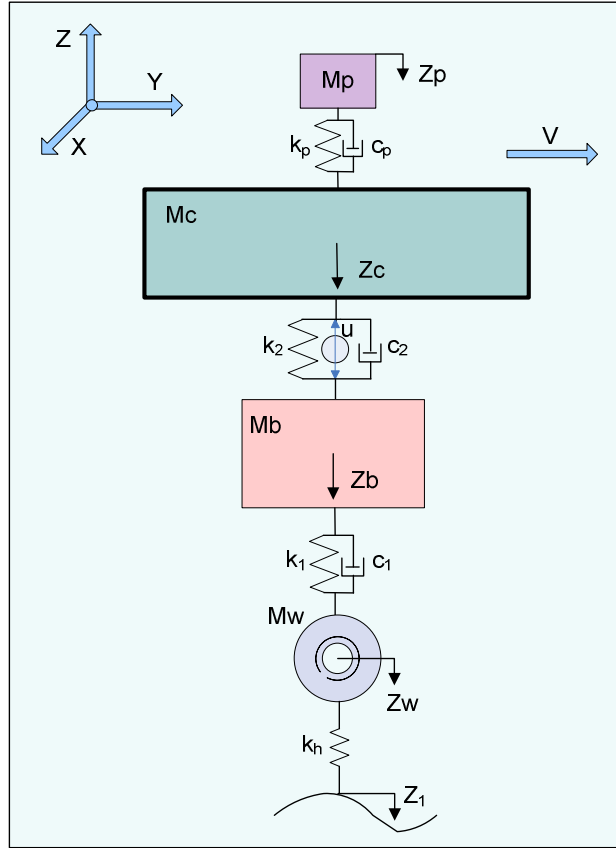
6.2 Kontrolörlü Simülasyon Sonuçları

6.2.1 4 Serbestlik Dereceli Temel Raylı Taşıt Modelinin Kontrolü

İkincil süspansiyonlar için aktif kontrolün amacı, raylı taşıt dinamik cevaplarını düzeltmek ve yol düzensizliğinden kaynaklanan titreşimlerin, taşıt gövdesine ve dolayısıyla yolculara olan etkilerini, sadece pasif yay-damper kullanılan süspansiyon sistemlerine göre daha etkin bir biçimde sönmülemektir. Bu nedenle bu tez çalışmasında, raylı taşıtlara ait düşey titreşimlerin

yolcu konforu açısından kontrolü amaçlandığı için sadece ikincil süspansiyonlara aktif titreşim kontrolü uygulanması yeterli görülmüştür.

Şekil 6.6'da, 4 serbestlik dereceli temel raylı taşıta ait fiziksel modelde, ikincil süspansiyonlara aktuatörün nasıl yerleştirildiği görülmektedir.



Şekil 6.6 4 Serbestlik dereceli temel raylı taşıta modelinde kontrolör uygulaması

Modele ait serbestlik dereceleri, Z_p , Z_c , Z_b , Z_w 'dir. Z_p , yolcu koltuğunun düşey hareketini; Z_c , raylı taşıt gövdesinin düşey hareketini; Z_b , bojinin düşey hareketini ve Z_w , tekerleğin düşey hareketlerini ifade etmektedir.

Raylı taşıta ilişkin hareket denklemleri Lagrange denklemleri kullanılarak elde edilmiştir. Sistemin hareket denkleminde (4.4)'ten farklı olarak kontrolör kuvveti bulunmaktadır.

$$[M]\{\ddot{Z}\} + [C]\{\dot{Z}\} + [K]\{Z\} = \{F_z(t) + F_u(t)\} \quad (6.9)$$

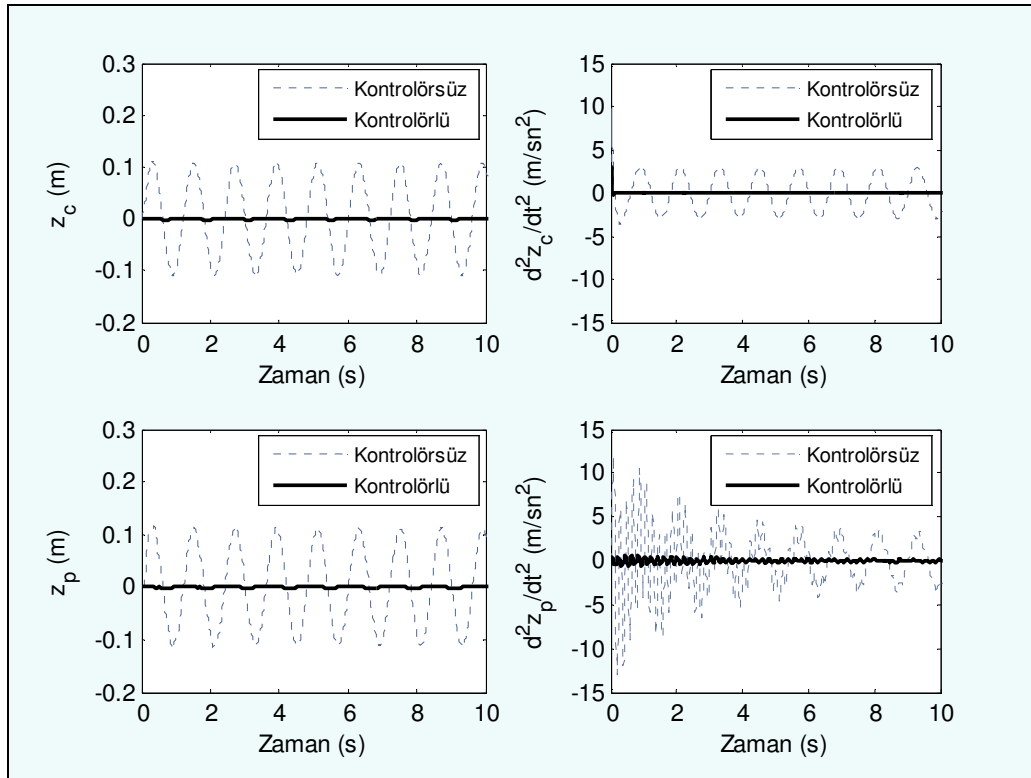
burada, $Z = [Z_p, Z_c, Z_b, Z_w]^T$, $F_z = [0 \ 0 \ 0 \ k_h \cdot Z_1]^T$ ve $F_u = [0 \ -u \ u \ 0]^T$ olur.

F_z , titreşimlere neden olan bozucu etki olarak sinüzoidal bir yol düzensizliğidir (Şekil 4.14). Bu düzensizlik raylı taşıt sistemine rijit tekerlekler vasıtası ile etkimektedir. F_u , bir aktuatör tarafından uygulanan kontrol kuvvetine ait vektör; $[M]$, $[C]$ ve $[K]$ ise sırasıyla kütle, sönümleme ve katılık matrisleridir.

Raylı taşıt gövdesi ve yolcu koltuğuna ait düşey titreşim genlikleri hem zaman hem de frekans alanında, tasarlanan BMK yardımıyla bastırılarak minimize edilmiştir.

Sürüş performansı değerlendirilmesinde asıl incelenmesi gereken, yolcuya ait konfor seviyesidir. Sürüş emniyeti için bakıldığında bu değerlendirmenin yer değişimi cevaplarına bağlı olduğu, konfor seviyesinin ise ivme cevaplarına bağlı olduğu görülecektir. BMK'e ait ölçekleme faktörleri, her iki cevap şekli dikkate alınarak, cevaplar minimize edilecek şekilde belirlenmiştir.

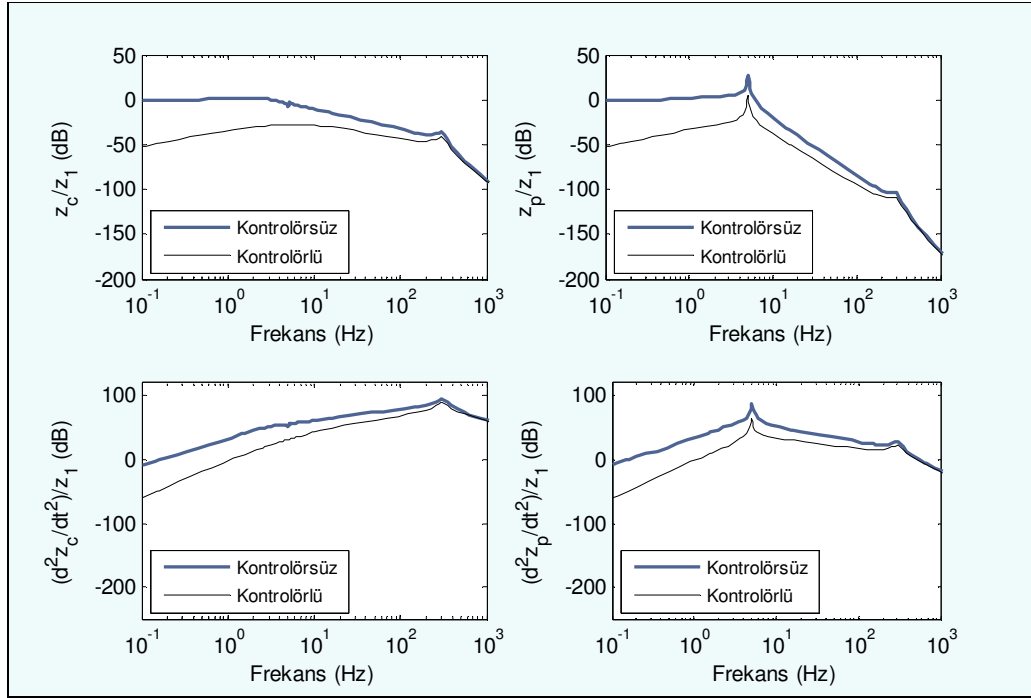
Şekil 6.7'de raylı taşıt gövdesinin ve yolcu koltuğunun kontrolsüz ve kontrolörlü yer değiştirme ve ivmelerinin zaman alanı için cevapları görülmektedir.



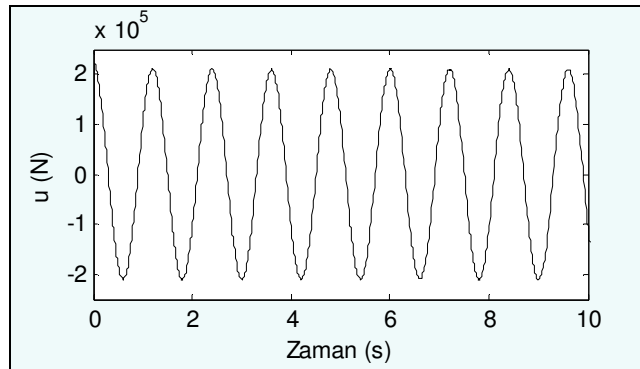
Şekil 6.7 Raylı taşıt gövdesinin ve yolcu koltuğunun kontrolsüz ve kontrolörlü yer değiştirme ve ivmeleri

Şekil 6.8'de raylı taşıt gövdesinin ve yolcu koltuğunun kontrolsüz ve kontrolörlü yer

değiştirme ve ivmelerinin frekans cevapları görülmektedir.



Şekil 6.8 Raylı taşıt gövdesinin ve yolcu koltuğunun, kontrolörsüz ve kontrolörlü yer değiştirme ve ivmelerinin frekans cevapları

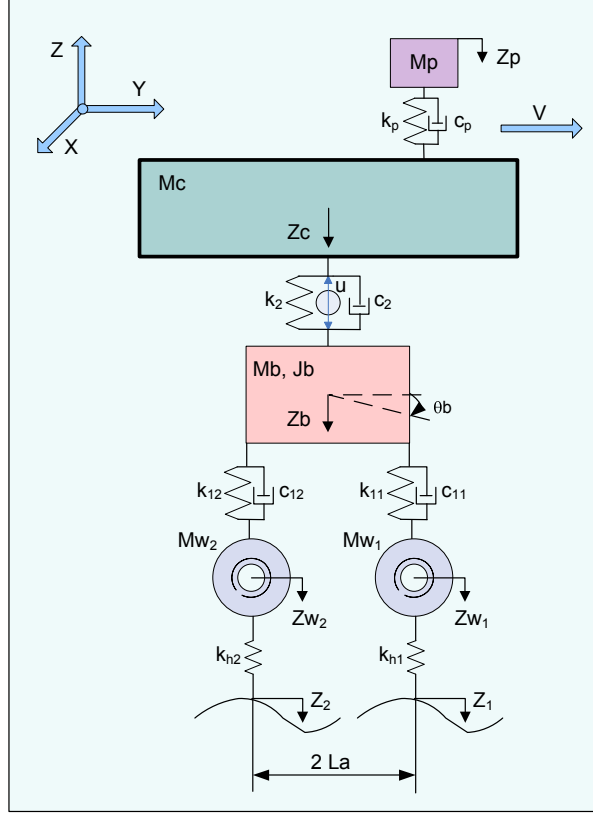


Şekil 6.9 Kontrol kuvvetinin zamana göre değişimi

4 Serbestlik dereceli raylı taşıt modeline ait titreşimlerin kontrolünde, 1 adet kontrolör kullanılmıştır (Şekil 6.4). Bu kontrolöre ait kontrol kuvveti (u), raylı taşıt gövdesi ve yolcu koltuğu düşey titreşimlerini kontrol etmek amacıyla uygulanmaktadır. Bu kontrol kuvvetindeki zamana göre değişim, Şekil 6.9'da görülmektedir.

6.2.2 6 Serbestlik Dereceli Çeyrek Raylı Taşıt Modelinin Kontrolü

Şekil 6.10'da, 6 serbestlik dereceli çeyrek raylı taşıta ait fiziksel modelde, ikincil süspansiyonlara aktuatörün nasıl yerleştirildiği görülmektedir.



Şekil 6.10 6 Serbestlik dereceli çeyrek raylı taşıt modelinde kontrolör uygulaması

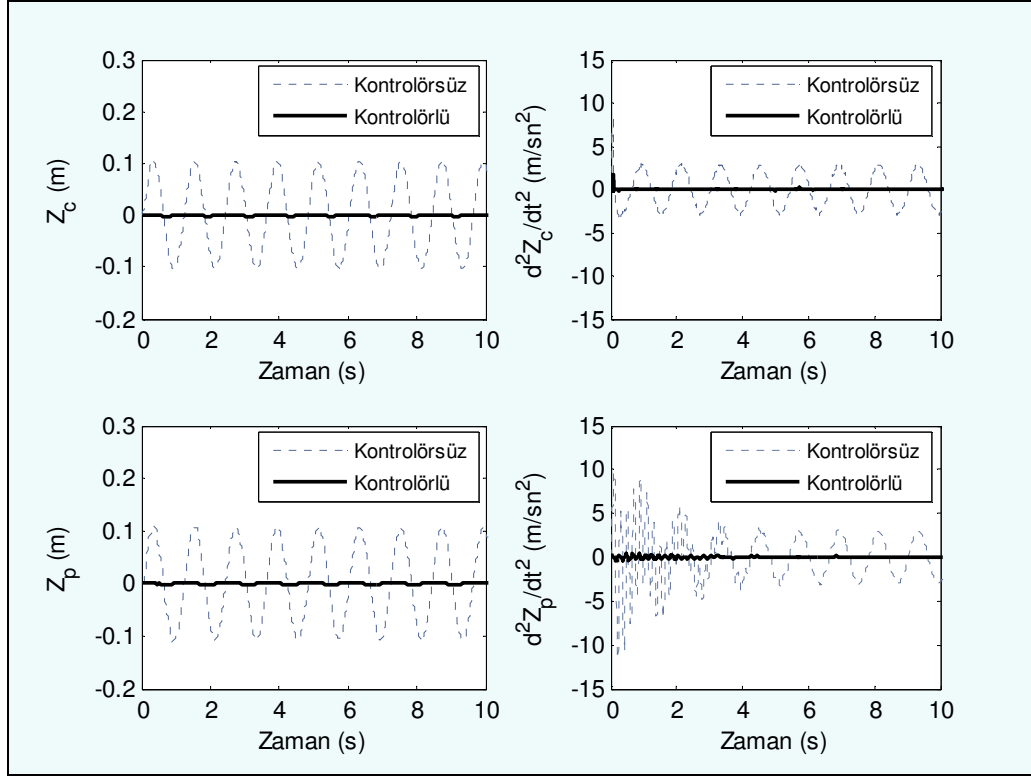
Modele ait serbestlik dereceleri, Z_p , Z_c , Z_b , θ_b , Z_{w1} ve Z_{w2} 'dir. Z_p , yolcu koltuğunun düşey hareketini; Z_c , raylı taşıt gövdesinin düşey hareketini; Z_b , bojinin düşey hareketini; θ_b , bojinin açısal hareketini; Z_{w1} ve Z_{w2} ise ön ve arka tekerleklerin düşey hareketlerini ifade etmektedir.

Raylı taşıta ilişkin hareket denklemleri, Lagrange denklemleri kullanılarak elde edilmiştir. Sistemin hareket denkleminde (6.9);

$$Z = [Z_p, Z_c, Z_b, \theta_b, Z_{w1}, Z_{w2}]^T, F_z = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ k_{h1} \cdot Z_1 \ k_{h2} \cdot Z_2]^T \text{ ve } F_u = [0 \ -u \ u \ 0 \ 0 \ 0]^T \text{ olur.}$$

6 Serbestlik dereceli bu raylı taşıt modelinde, raylı taşıt gövdesi ve yolcu koltuğuna ait düşey titreşim genlikleri hem zaman hem de frekans alanında kontrolör yardımıyla bastırılarak minimize edilmiştir.

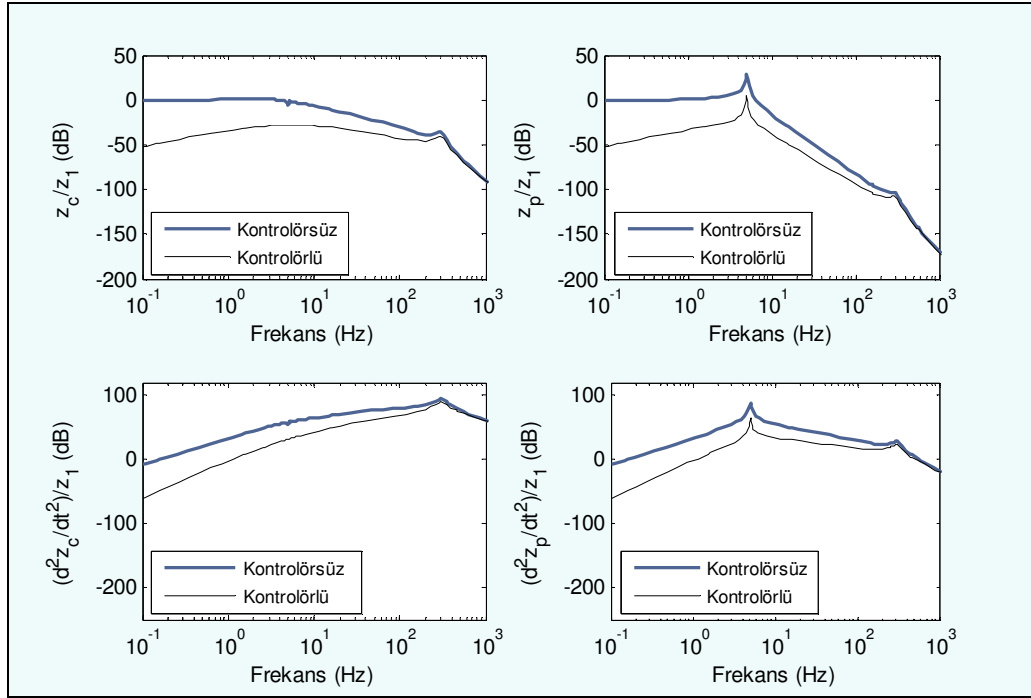
Şekil 6.11’de taşıt gövdesinin ve yolcu koltuğunun kontrolörsüz ve kontrolörlü yer değiştirme ve ivmelerinin zaman cevapları görülmektedir. Tasarlanan BMK ile titreşim genlikleri minimize edilmiştir.



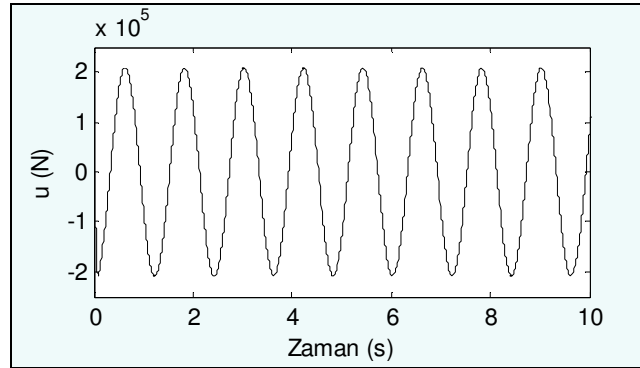
Şekil 6.11 Raylı taşıt gövdesinin ve yolcu koltuğunun kontrolörsüz ve kontrolörlü yer değiştirme ve ivmeleri

Şekil 6.12’de raylı taşıt gövdesinin ve yolcu koltuğunun kontrolörsüz ve kontrolörlü yer değiştirme ve ivmelerinin frekans cevapları görülmektedir.

6 Serbestlik dereceli raylı taşıt modeline ait titreşimlerin kontrolünde 1 adet kontrolör kullanılmıştır (Şekil 6.10). Bu kontrolöre ait kontrol kuvveti (u) raylı taşıt gövdesi ve yolcu koltuğu düşey titreşimlerini kontrol etmek amacıyla uygulanmaktadır. Bu kontrol kuvvetindeki zamana göre değişim, Şekil 6.13’de görülmektedir.



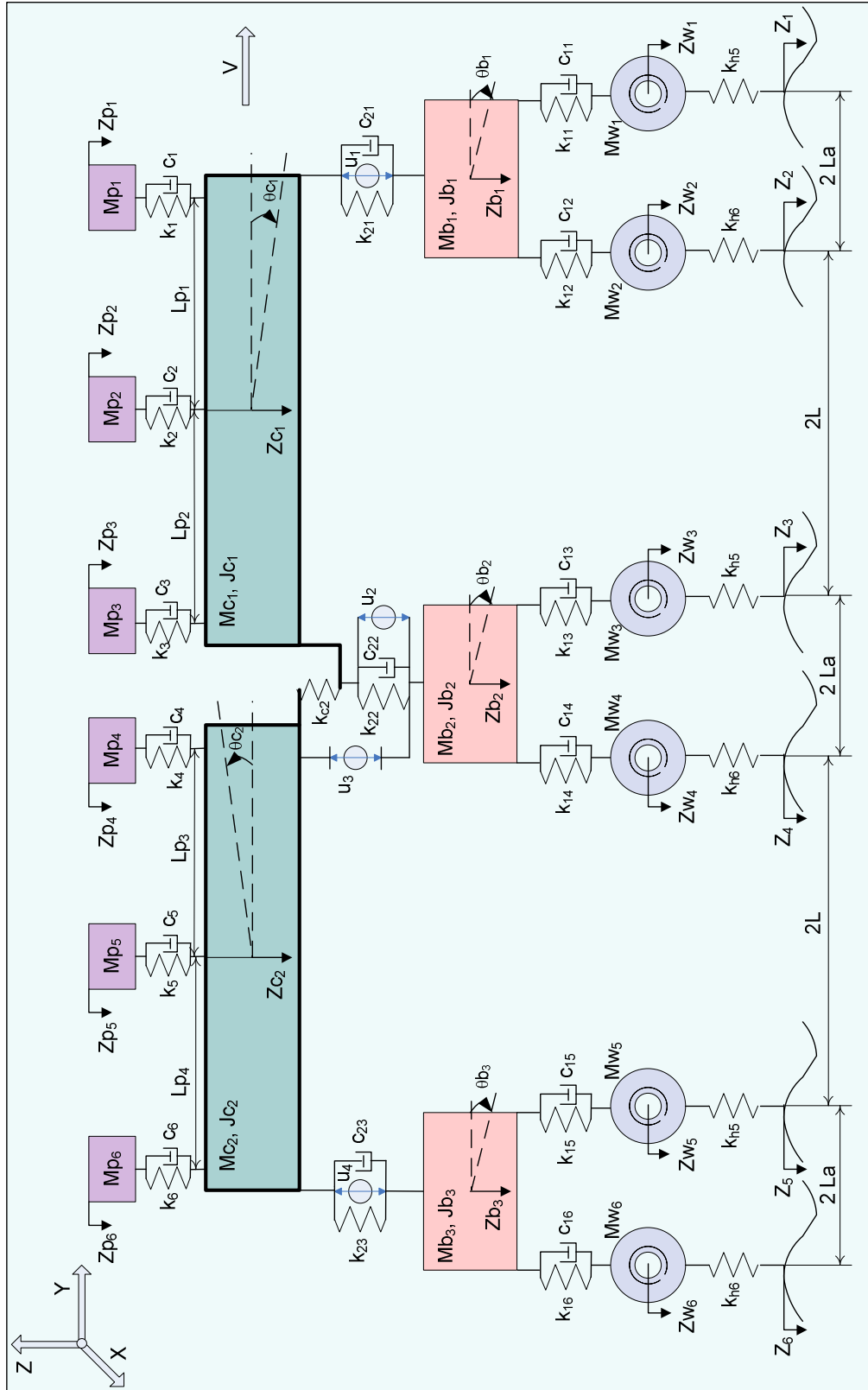
Şekil 6.12 Raylı taşıt gövdesinin ve yolcu koltuğunun, kontrolörsüz ve kontrolörlü yer değiştirme ve ivmelerinin frekans cevapları



Şekil 6.13 Kontrol kuvvetinin zamana göre değişimi

6.2.3 22 Serbestlik Dereceli Yarım Raylı Taşıt Modelinin Kontrolü

Şekil 6.14'de, 22 serbestlik dereceli yarım raylı taşıta ait fiziksel modelde, ikincil süspansiyonlara aktuatörlerin nasıl yerleştirildiği görülmektedir.



Şekil 6.14 22 Serbestlik dereceli yarım raylı taşıt modelinde kontrolör uygulaması

Modele ait serbestlik dereceleri, $Z_{p1}, Z_{p2}, Z_{p3}, Z_{p4}, Z_{p5}, Z_{p6}, Z_{c1}, Z_{c2}, \theta_{c1}, \theta_{c2}, Z_{b1}, Z_{b2}, Z_{b3}, \theta_{b1}, \theta_{b2}, \theta_{b3}, Z_{w1}, Z_{w2}, Z_{w3}, Z_{w4}, Z_{w5}$ ve Z_{w6} 'dır. Z_{p1}, \dots, Z_{p6} yolcu koltuklarının düşey hareketlerini; Z_{c1}, Z_{c2} , raylı taşıt ön ve arka gövdesinin düşey hareketlerini; Z_{b1}, Z_{b2}, Z_{b3} , bojilerin düşey hareketlerini; $\theta_{b1}, \theta_{b2}, \theta_{b3}$, bojilerin açısıl hareketlerini; Z_{w1}, \dots, Z_{w6} ise bojilere ait ön ve arka tekerleklerin düşey hareketlerini ifade etmektedir. Titreşimleri kontrol etmek amacıyla sisteme uygulanan kontrol kuvvetleri ise u_1, u_2, u_3 ve u_4 'dür.

Şekil 6.14'de; u_1 ve u_2 , sırasıyla raylı taşıt ön gövdesi düşey ve açısıl titreşimlerini; u_3 ve u_4 ise sırasıyla raylı taşıt arka gövdesi açısıl ve düşey titreşimlerini kontrol etmek amacıyla sisteme uygulanmaktadır.

Raylı taşıta ilişkin hareket denklemleri Lagrange denklemleri kullanılarak elde edilmiştir. Sistemin hareket denkleminde (6.9);

$$Z = [Z_{p1}, Z_{p2}, Z_{p3}, Z_{p4}, Z_{p5}, Z_{p6}, Z_{c1}, Z_{c2}, \theta_{c1}, \theta_{c2}, Z_{b1}, Z_{b2}, Z_{b3}, \theta_{b1}, \theta_{b2}, \theta_{b3}, Z_{w1}, Z_{w2}, Z_{w3}, Z_{w4}, Z_{w5}, Z_{w6}]^T,$$

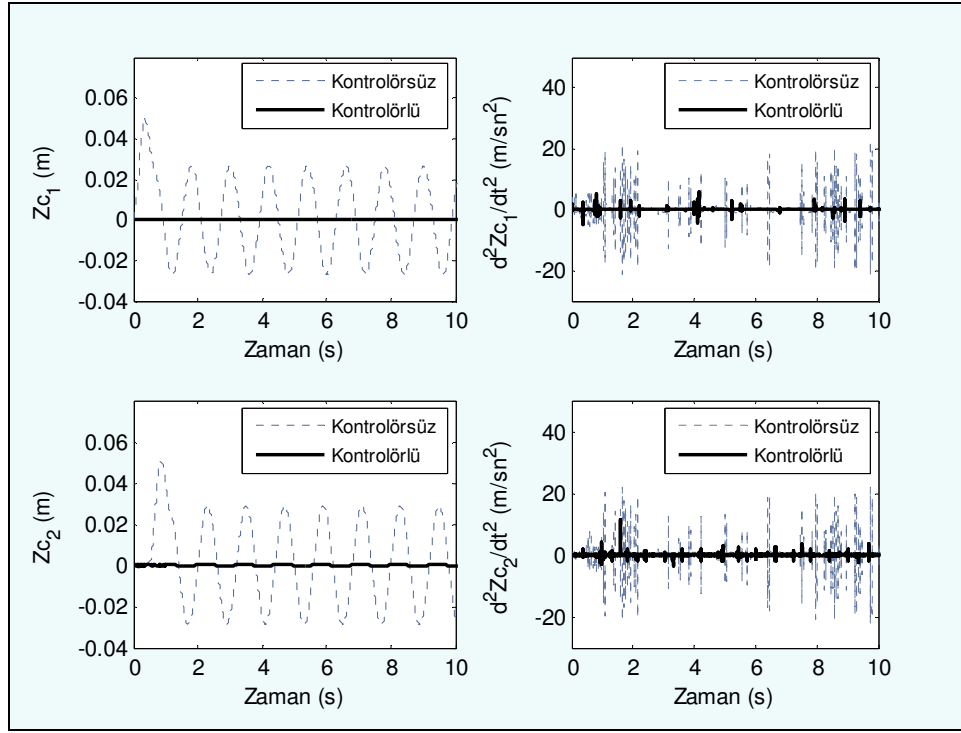
$$F_z = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ (k_{h1}.Z_1) \ (k_{h2}.Z_2) \ (k_{h3}.Z_3) \ (k_{h4}.Z_4) \ (k_{h5}.Z_5) \ (k_{h6}.Z_6)]^T \text{ ve}$$

$$F_u = [\ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ -(u_1+u_2) \ -(L+La)u_1+(L+La)u_2 \ -(u_3+u_4) \ -(L+La)u_3+(L+La)u_4 \ u_1 \ 0 \ (u_2+u_4) \ 0 \ u_3 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]^T \text{ olur.}$$

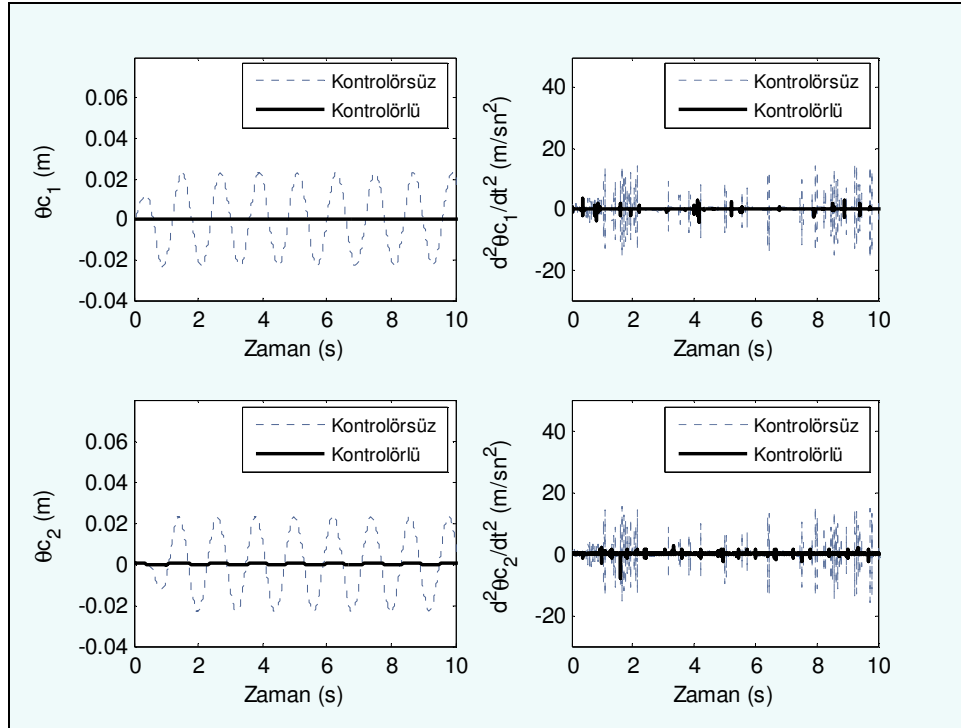
22 Serbestlik dereceli bu raylı taşıt modelinde, 4 serbestlik dereceli model için tasarlanan BMK kullanılmış olup, raylı taşıt gövdesi ön ve arka bölümü açısıl ve düşey titreşim genlikleri ile yolcu koltuklarına ait düşey titreşim genlikleri hem zaman hem de frekans alanında kontrolör yardımıyla bastırılarak minimize edilmiştir.

Şekil 6.15'te raylı taşıt gövdesinin ön ve arka bölümlerinin düşey titreşimlerinin kontrolörsüz ve kontrolörlü yer değiştirme ve ivmelerinin zaman cevapları görülmektedir. Tasarlanan BMK ile titreşim genlikleri minimize edilmiştir.

Şekil 6.16'da taşıt gövdesinin ön ve arka bölümlerinin açısıl titreşimlerinin kontrolörsüz ve kontrolörlü yer değiştirme ve ivmelerinin zaman cevapları görülmektedir.

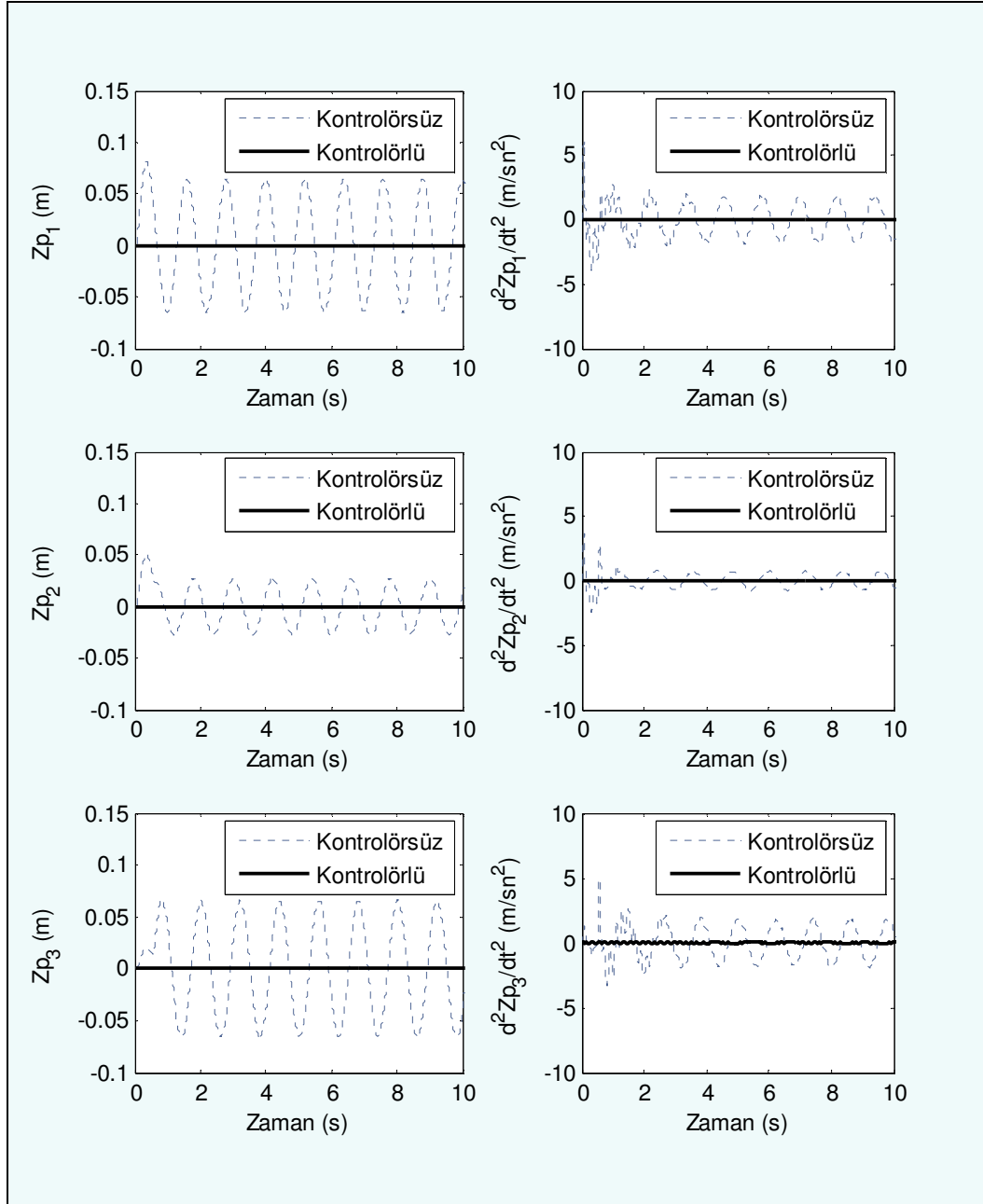


Şekil 6.15 Raylı taşıt gövdesi ön (c_1) ve arka (c_2) bölümlerinin düşey titreşimlerinin kontrolörsüz ve kontrolörlü yer değiştirme ve ivmeleri



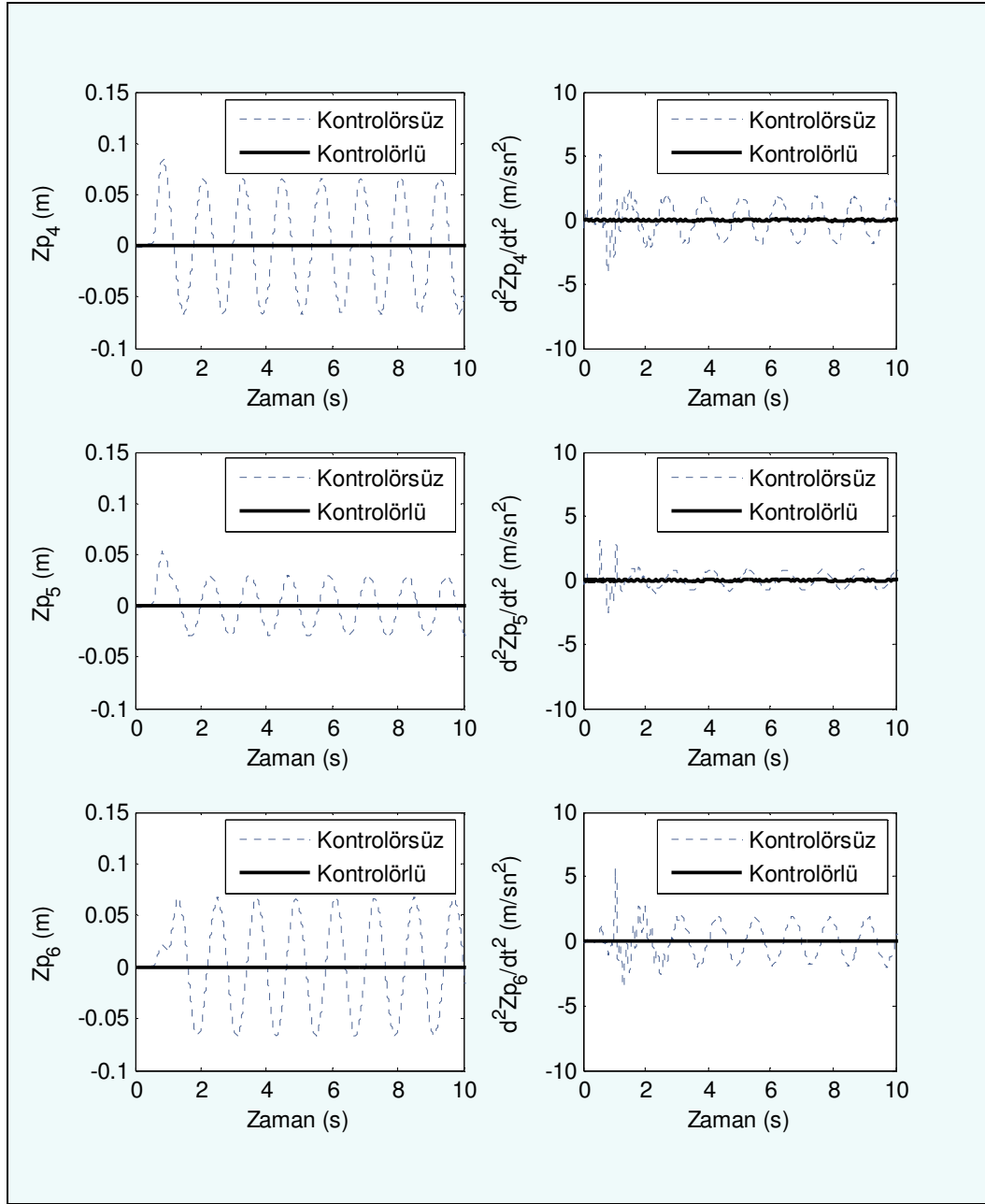
Şekil 6.16 Raylı taşıt gövdesi ön (c_1) ve arka (c_2) bölümlerinin açısıl titreşimlerinin kontrolörsüz ve kontrolörlü yer değiştirme ve ivmeleri

Şekil 6.17'de 1., 2. ve 3. yolcu koltuklarına ait düşey titreşimlerinin kontrolörsüz ve kontrolörlü yer değiştirme ve ivmelerinin zaman cevapları görülmektedir.



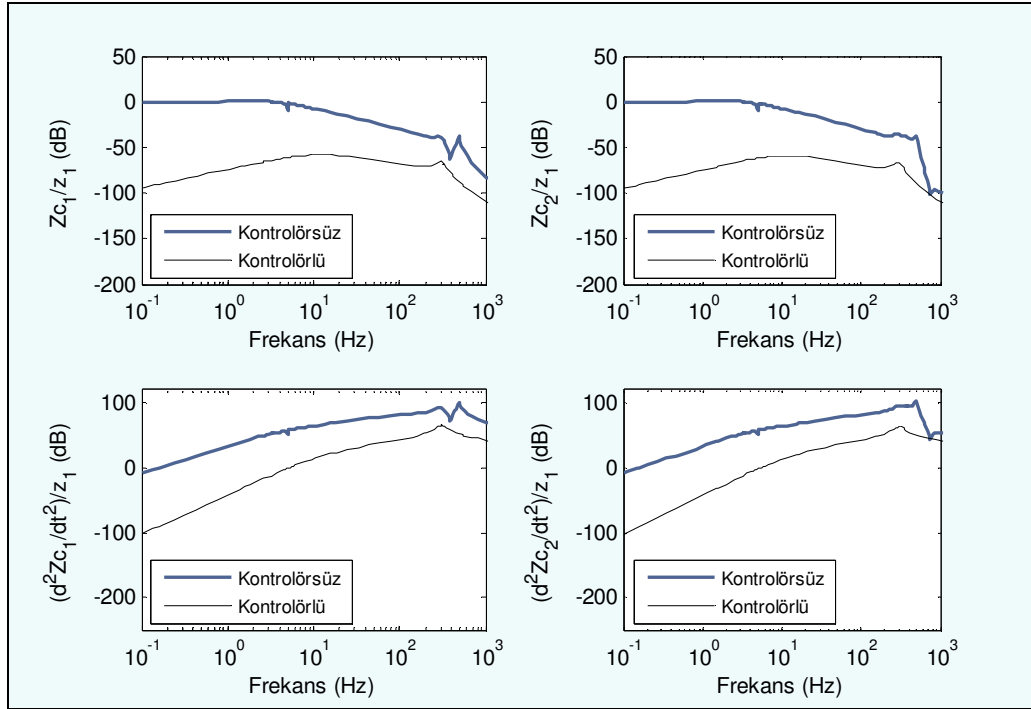
Şekil 6.17 1., 2. ve 3. Yolcu koltuklarına ait düşey titreşimlerinin kontrolörsüz ve kontrolörlü yer değiştirme ve ivmeleri

Şekil 6.18'de 4., 5. ve 6. yolcu koltuklarına ait düşey titreşimlerinin kontrolörsüz ve kontrolörlü yer değiştirme ve ivmelerinin zaman cevapları görülmektedir.

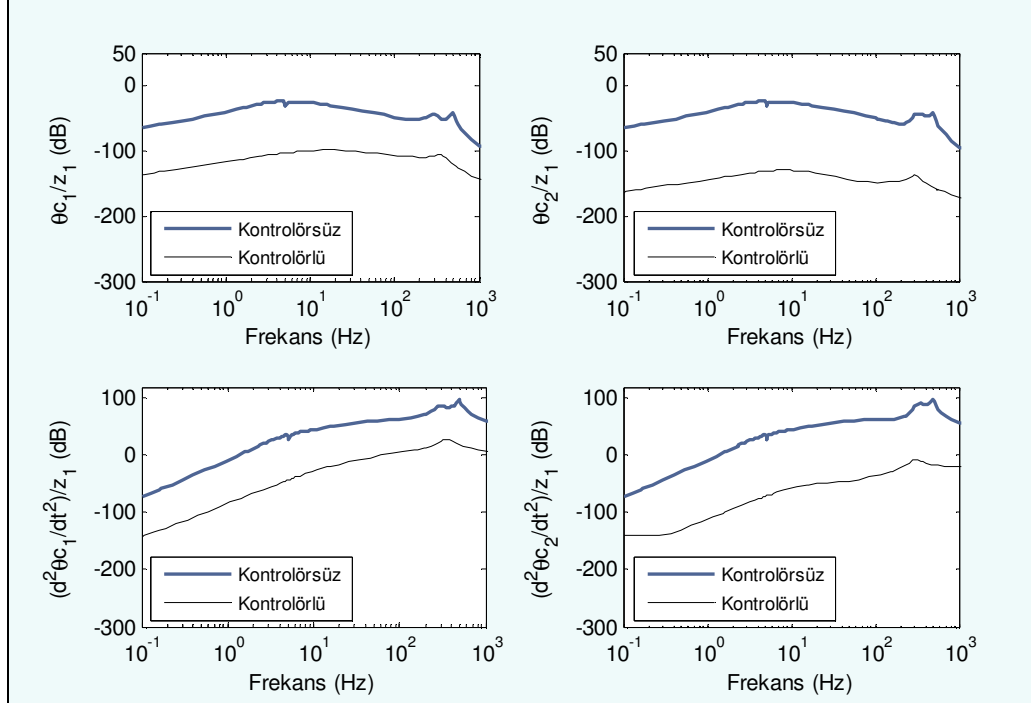


Şekil 6.18 4., 5. ve 6. Yolcu koltuklarına ait düşey titreşimlerinin kontrolörsüz ve kontrolörlü yer değiştirme ve ivmeleri

Şekil 6.19'da raylı taşıt gövdesinin ön ve arka bölümlerinin düşey ve Şekil 6.20'de ise açısall titreşimlerinin kontrolörsüz ve kontrolörlü yer değiştirme ve ivmelerinin frekans cevapları görülmektedir.

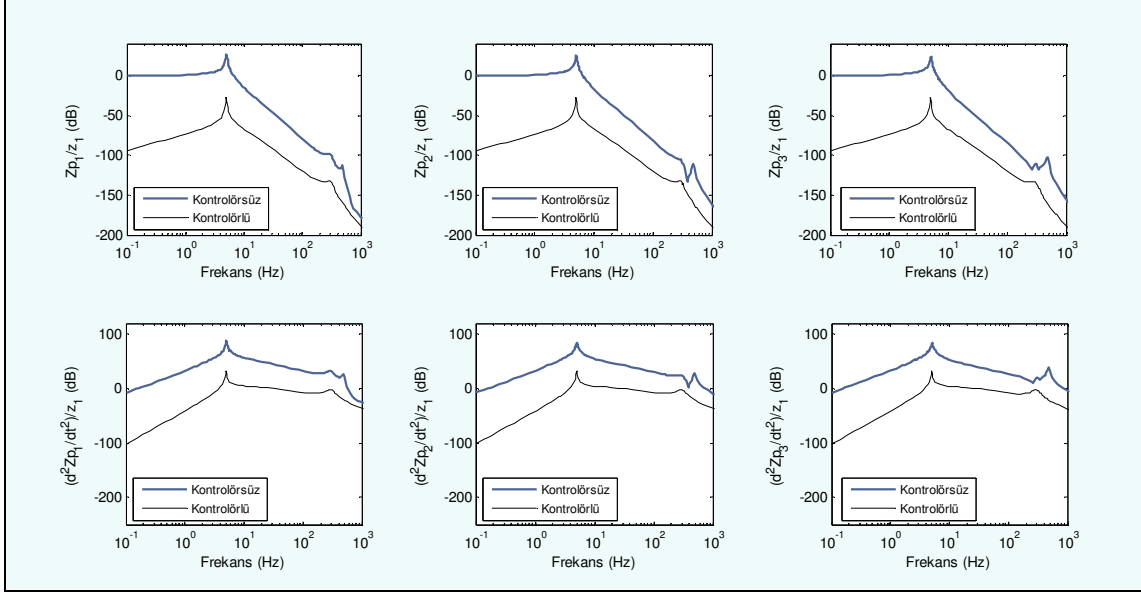


Şekil 6.19 Raylı taşıt gövdesinin ön ve arka bölümlerinin düşey titreşimlerinin, kontrolsüz ve kontrolörlü yer değiştirme ve ivmelerinin frekans cevapları

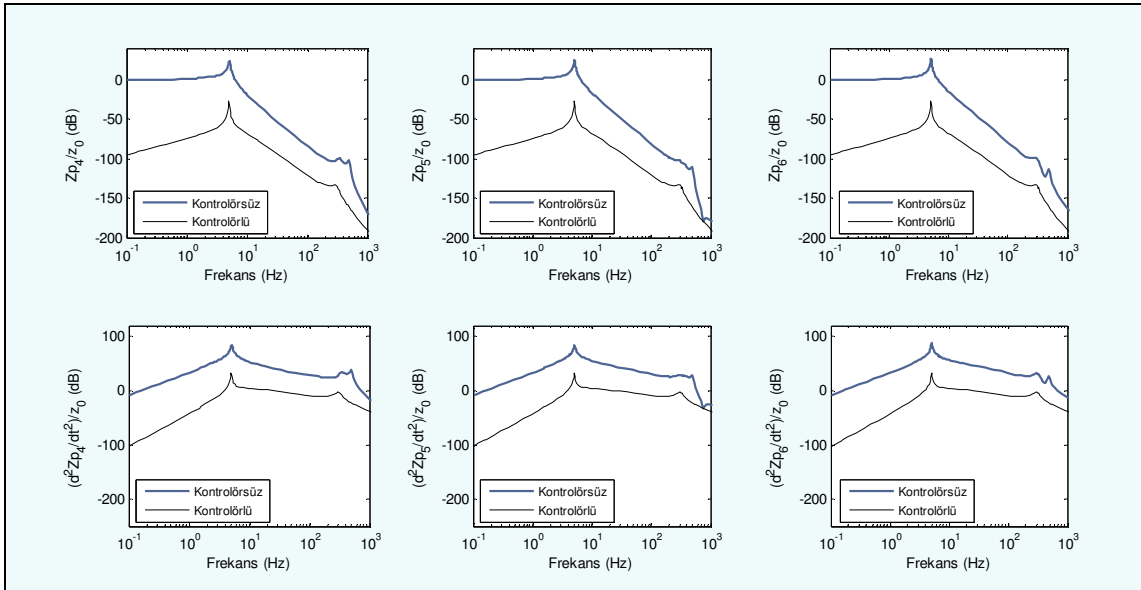


Şekil 6.20 Raylı taşıt gövdesinin ön ve arka bölümlerinin açısal titreşimlerinin, kontrolsüz ve kontrolörlü yer değiştirme ve ivmelerinin frekans cevapları

Şekil 6.21'de 1., 2., 3. ve Şekil 6.22'de ise 4., 5., 6. yolcu koltuklarına ait düşey titreşimlerinin kontrolörsüz ve kontrolörlü yer değiştirme ve ivmelerinin frekans cevapları görülmektedir.



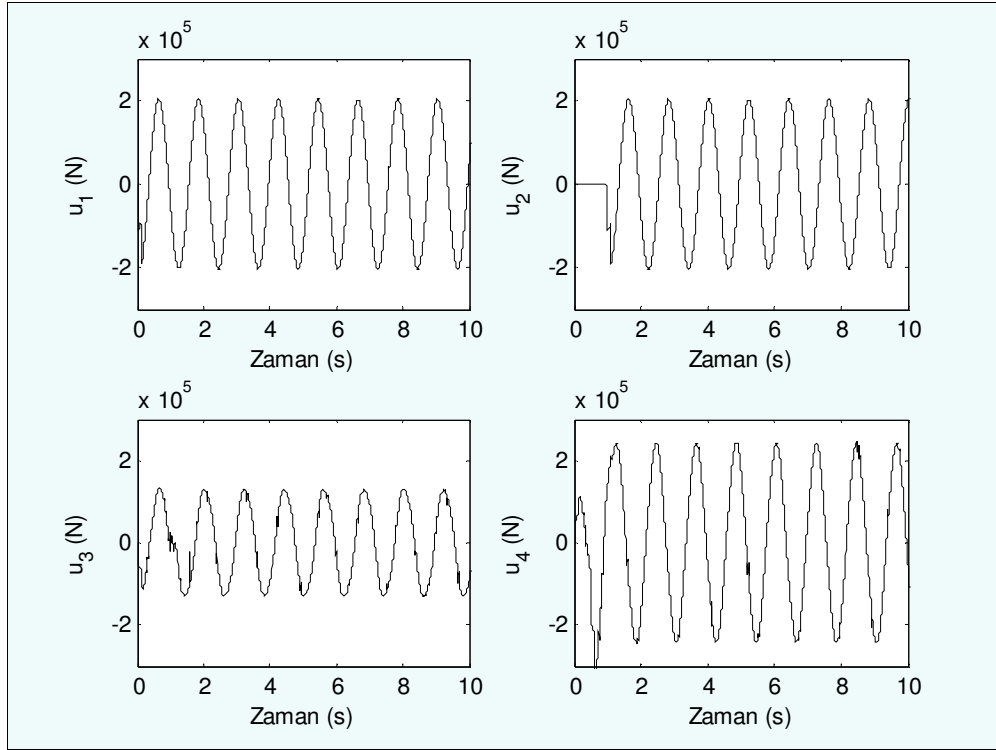
Şekil 6.21 1., 2. ve 3. Yolcu koltuklarına ait düşey titreşimlerinin kontrolörsüz ve kontrolörlü yer değiştirme ve ivmelerinin frekans cevapları



Şekil 6.22 4., 5. ve 6. Yolcu koltuklarına ait düşey titreşimlerinin kontrolörsüz ve kontrolörlü yer değiştirme ve ivmelerinin frekans cevapları

22 Serbestlik dereceli raylı taşıt modeline ait titreşimlerin kontrolünde 4 adet kontrolör

kullanılmıştır. Kontrol kuvvetlerindeki zamana göre değişimler, Şekil 6.23'te görölmektedir.



Şekil 6.23 Kontrol kuvvetlerinin zamana göre değişimi

7. SONUÇLAR

Günümüzde beklentilerin artmasıyla araç dinamiğinde konfor, belki de en önemli tasarım faktörlerinden birisi haline gelmiştir. Raylı sistem taşımacılığında gerek yolcu konforu açısından, gerekse çevreye olan etkileri açısından gözönüne alınması gerekli en önemli problemlerden biri titreşimlerdir. Taşıt içerisindeki yolculara ve çevreye olan olumsuz etkileri bakımından raylı sistem titreşimlerinin minimize edilmesinde en iyi çözüm, titreşimleri kaynağında kontrol etmektir.

Bu amaçla tezde, öncelikle raylı sistemlerin önemine kısaca değinilmiş, diğer ulaşım sistemleri ile çeşitli yönlerden mukayesesi yapılmış, İstanbul'da, Türkiye'de ve Dünya'da raylı sistemlerin durumu hakkında bilgi verilerek ülkemizde yapılacak çalışmaların önemi vurgulanmıştır. Daha sonra raylı sistem araçları, bojileri ve süspansiyon sistemleri hakkında genel bilgiler sunulmuştur. Raylı sistemlerde titreşim kontrolü için kullanılan pasif, yarı aktif ve aktif süspansiyon sistemlerinin genel çalışma prensiplerinden bahsedilmiştir. Bu şekilde raylı sistemler genel olarak tanıtıldıktan sonra, raylı sistem araçlarının hareketleri, araç ve yol modellerinin yanı sıra titreşimlere neden olan yol düzensizlikleri hakkında bilgiler verilmiş olup, tekerlek-ray etkileşimi probleminin nasıl çözümlendiği anlatılmıştır. Sisteme ait simülasyonlar yapılmadan önce, gerekli olan hareket denklemlerinin nasıl çıkarıldığı ifade edilerek, matematiksel model oluşturulmuştur. Simülasyonun kontrolörsüz ve kontrolörlü durumlarda zaman ve frekans analizi için nasıl gerçekleştirildiği anlatılmıştır.

Bu tezde, İstanbul Büyükşehir Belediyesi Ulaşım A.Ş. tarafından kullanıma sunulan Kiepe ekipmanlı raylı sistem hafif metro aracında, sinüzoidal bir yol girişi sonucu oluşan titreşimler, 4 serbestlik dereceli temel raylı taşıt, 6 serbestlik dereceli çeyrek raylı taşıt ve 22 serbestlik dereceli yarım raylı taşıt dinamik modellerinin kurulmasıyla ayrı ayrı analiz edilmiştir. Bu yöntemle, raylı taşıtın en basit modelinden başlayıp, karmaşık modellere doğru gidilerek daha hassas dinamik cevaplar elde edilmiştir. Analiz sonucunda, 4 ve 6 serbestlik dereceli raylı taşıt modellerine ait titreşimlerin zaman ve frekans cevapları neredeyse aynı çıkmıştır. Bu yakınlığın nedeni, kurulan modellerin birbirine çok benzer olmasıdır. 22 Serbestlik dereceli modelde ise boji ve tekerlek sayılarının artması nedeniyle süspansiyon sistemleri daha etkin sonuçlar vererek, zaman cevaplarına ait yer değişim genlikleri 4 ve 6 serbestlik dereceli modellere göre yarı yarıya küçülmüştür. Bu şekilde sistem daha hassas modellendiği için, zaman ve frekans alanında gerçeğe daha yakın cevaplar elde edilmiştir.

Raylı taşıt dinamik cevaplarını düzeltmek ve yol düzensizliğinden kaynaklanan titreşimlerin,

taşıt gövdesine ve dolayısıyla yolculara olan etkilerini, sadece pasif yay-damper kullanılan süspansiyon sistemlerine göre, daha etkin bir biçimde sönümlemek amacıyla aktif titreşim kontrol uygulaması için sisteme ait ikincil süspansiyonlar seçilmiştir. Daha sonra, aktif titreşim kontrolü için bulanık mantık kontrolör tasarlanarak, raylı taşıt titreşimlerinin gövdeye ve yolcu konforuna etkisi minimuma indirilmiştir. Sisteme aktif kontrol uygulanmadan önce, sistem titreşimlerine ait en büyük yer değişim genlikleri; 4 ve 6 serbestlik dereceli modellerde 0.11 m ve 22 serbestlik dereceli modelde 0.08 m iken kontrol uygulamasından sonra, bu değerler neredeyse 0 olmuştur. Sisteme ait ivmelenmeler ise bütün modellerde önemli ölçüde bastırılarak, başarılı bir kontrol uygulaması gerçekleştirilmiştir. Yolcu konforu açısından, tüm modellerdeki yolcu koltuğu ivmelenmeleri ise neredeyse 0 olacak şekilde bastırılmıştır.

Bu çalışmada elde edilen sonuçlar, 2 adet uluslararası ve 1 adet ulusal bildiri olarak sunulmuş olup, halen akademik yayın çalışmalarına devam edilmektedir.

Aktif kontrol sistemlerinde, raylı taşıt titreşimlerini en aza indirecek gücün elde edilmesi, sistemi çalıştıracak olan enerjinin sürekli hazırda bulundurulması, sistemin kurulum, işletim ve bakım maliyetlerinin yüksek olması gibi çözülmeye çalışılan sorunlar vardır. Ülkemizde raylı sistemlerin gelişimi açısından, bilgisayar ortamında tasarlanan ve bu tezdeki gibi simülasyon sonuçlarıyla başarısı kanıtlanan kontrol sistemlerinin, raylı taşıtlarda aktif olarak kullanılabilmesi için gerekli olan deneysel çalışmalar da yapılmalıdır.

KAYNAKLAR

Aba, E., (1994), Bir Yolcu Vagonunun Dinamik Tasarımı ve Titreşim Konforunun Analizi Üzerine Bir Yaklaşım, Doktora Tezi, İ.T.Ü., İstanbul.

Bleakley, S.S., (2006), Time Frequency Analyses of Railway Wagon Body Accelerations for a Low-Power Autonomus Device, Central Queensland University, Australia.

Broeck, P. V., (2001), A Prediction Model for Ground-borne Vibrations due to Railway Traffic, Katholieke Universiteit Leuven, Thesis for the degree of Doctor of Philosophy, Belgium.

Cai, Z., (1992), Modelling of Rail Track Dynamics and Wheel/Rail Interaction, Department of Civil Engineering, Queen's University, Thesis for the degree of Doctor of Philosophy, Canada.

Carlbon, P., (2000), Carbody and Passengers in Rail Vehicle Dynamics, Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden.

Dengiz, B. ve Kutay, F., (1997), "Türkiye'de ve Avrupa Birliği Ülkelerinde Demiryolları", 2. Ulusal Demiryolu Kongresi, 15-17 Aralık, İstanbul, 31-42.

Dong, R., (1994), Vertical Dynamics of Railway Vehicle-Track System, Concordia University, Canada.

Eser, M. ve Tarhan, Z., (1997), "2000'li Yıllarda Demiryolu Taşımacılığı", 2. Ulusal Demiryolu Kongresi, 15-17 Aralık, İstanbul, 383-390.

Esveld, C., (2001), Modern Railway Track, Second Edition, TU Delf University, Netherlands.

Gardien, W. ve Stuit, H.G., (2003), "Modelling of Soil Vibrations from Railway Tunnels", Journal of Sound and Vibration 267: 605-619.

Guclu, R., (2003), "Active Control of Seat Vibrations of a Vehicle Model using Various Suspension Alternatives", Tr. Journal of Engineering & Environmental Sciences, 27(6), 361-373.

Guclu, R., (2004), "The Fuzzy-Logic Control of Active Suspensions without Suspension-Gap Degeneration", Strojnicki Vestnik-Journal of Mechanical Engineering, 50(10), 462-468.

Guclu, R., (2005), "Fuzzy Logic Control of Seat Vibrations of a Non-Linear Full Vehicle Model", Nonlinear Dynamics, 40(1), 21-34.

Karayel, D. ve Erel, K., (1997), "Raylı Sistemlerde Süspansiyon Sistemlerinin Performans Analizi", Ulaşım Kongresi, 399-411.

Kırışık, R. ve Yüksel, Ş., (2003), "Demiryolu Ray Yapısının Titreşim Modeli", 11. Ulusal Makine Teorisi Sempozyumu, Gazi Üniversitesi, Mühendislik Mimarlık Fakültesi, Ankara, 301-306.

Knothe, K., (2001), Gleisdynamik, Technische Universität Berlin, Berlin.

Kuo, B. ve Golnaraghi, M.F., (2003), Automatic Control Systems, John Wiley and Sons, New York.

Küçükdemiral, İ.B., (2002), Nöral-Genetik Tabanlı Optimal Bulanık Kontrolörün Gerçeklenmesi ve DC Servomotora Uygulanması, Doktora Tezi, Y.T.Ü., İstanbul.

Lei, X. ve Noda, N.-A., (2002), “Analyses of Dynamic Response of Vehicle and Track Coupling System with Random Irregularity of Track Vertical Profile”, Journal of Sound and Vibration, 258(1):147-165.

Li, H., Mei, T. X., Pearson J. T. ve Goodall R. M., (2002), “Non-linear Kalman Filter Estimation for Active Steering of Profiled Rail-wheels”, 15th Triennial World Congress, Barcelona.

Li, J., Goodall, R.M., Mei T. X. ve Li H., (2003), “Steering Controllers for Rail Vehicles with Independently-driven Wheel Motors”, Electronic Systems and Control Division Research., 4-6.

Li, P., Goodall, R. M., Weston, P., Ling, C. S., Goodman, C. ve Roberts, C., (2006), “Estimation of Railway Vehicle Suspension Parameters for Condition Monitoring”, Control Engineering Practice, 15:43-55.

Li, H. ve Goodall, R. M., (1999), “Linear and Non-linear Skyhook Damping Control Laws for Active Railway Suspensions”, Control Engineering Practice , 7:843-850.

Mei, T. X., Li, H., Goodall, R. M. (2001), “Kalman Filters Applied to Actively Controlled Railway Vehicle Suspensions”, Transactions of the Institute of Measurement and Control, 23,3:163-181.

Mei, T. X. ve Goodall, R. M., (2003), “Partical Strategies for Controlling Railway Wheelsets Independently Rotating Wheels”, Transactions of the ASME, 125:354-360.

Mei, T. X. ve Goodall, R. M., (2006), “Stability Control of Railway Bogies Using Absolute Stiffness: Sky-hook Spring Approach”, Vehicle System Dynamics, 44:83-92.

Metin, M., Güçlü R., Yazici, H. ve Yalcin, N.S., (2007), “Raylı Taşıt Titreşimlerinin Bulanık PID Kontrolör ile Kontrolü”, TOK’07 Otomatik Kontrol Ulusal Toplantısı, 4-7 Eylül, Sabancı Üniversitesi, İstanbul, 312-317.

Metin, M., Guclu, R., Yazici, H. ve Yalcin, N. S., (2007), “Fuzzy Logic Control of High Speed Rail Vehicle Vibrations on Corrugated Rail”, The 36th International Congress & Exhibition on Noise Control Engineering, Inter-noise 2007, Aug. 28-31 2007, Istanbul, Turkey, 37.

Ocak, İ. ve Manisalı, E., (2007), “Kentsel Raylı Taşıma Üzerine Bir İnceleme (İstanbul Örneği)”, SAÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi, 10, (2), 51-59.

Orlava, A. ve Boronenko, U., (2006), The Anatomy of Railway Vehicle Running Gear,

Handbook of Railway Vehicle Dynamics Edited by Simon İvnicki, CRC Pres Taylor & Francis Group, Boca Raton.

Pasin, F., (1984), Mekanik Sistemler Dinamiği, İ.T.Ü. Rektörlüğü, İstanbul.

Presthus, M., (2002), Derivation of Air Spring Model Parameters for Train Simulation, Lulea University of Technology, Sweden.

Sakman, L. E., Guclu, R., Yagiz, N., 2005, “Fuzzy Logic Control of Vehicle Suspensions with Dry Friction Non-linearity”, SADHANA-Academy Proceedings in Engineering Sciences, 30(5), 649-659.

Tabak, S.M., (2003), “Dört Akslı Bir Tren Modelinin Titreşimlerinin Kontrolü”, 11. Ulusal Makine Teorisi Sempozyumu, Gazi Üniversitesi, Mühendislik Mimarlık Fakültesi, Ankara, 459-462.

Tahara, M., Watanabe, K., Endo, T., Goto, O., Negoro, S., and Koizumi, S., (2003), “Practical Use of an Active Suspension System for Railway Vehicles”, International Symposium on Speed-up Technology for Railway and Maglev Systems 2003 — STECH'03, JSME.

Ulaştırma Bakanlığı Raporu (2005), Ulaştırma Bakanlığı.

Yagiz, N., Gursel, A., (2005), “Active Suspension Control of a Railway Vehicle with a Flexible Body”, Int. J. Vehicle Autonomous Systems. 3, (1).

Yalcin, N. S., Guclu, R., Metin, M. ve Yazici, H., (2007), “Analyses of Railway Induced Vibrations for Different Track Types”, The 36th International Congress & Exhibition on Noise Control Engineering, Inter-noise 2007, Aug. 28-31 2007, Istanbul, Turkey, 126.

Yılmaz, V. O., (2004), Demiryolu Üstyapısının Dinamik Davranışı, Yüksek Lisans Tezi, Y.T.Ü., İstanbul.

Yukse, I., Kepceler, T., Guclu, R., Yagiz, N., (2005), “Cluster PID Control of Viaduct Road Vibration”, International Applied Mechanics, 10/ 41/ 139-144.

Yüksel, İ., (2001), Otomatik Kontrol, Sistem Dinamiği ve Denetim Sistemleri, Uludağ Üniversitesi Vakfı, Bursa.

Zadeh, L., (1965), “Fuzzy Sets”, Journal of Information and Control, 8, 338-353.

Zamzuri, H., Zolotas, A. C. ve Goodall, R. M., (2005), “Tilting Control System Using Fuzzy PD+I Controller”, ESC Division Research, 14-17.

Zolotas, A.C., Halikias, G. D. ve Goodall, R. M., (2000), “A Comprasion of Tilt Control Approaches for High Speed Railway Vehicles”, Proc ICSE 2000, September, Coventry, UK, 2(2000):632-636.

Zolotas, A.C. ve Goodall, R. M., (2000), “Advanced Control Strategies for Tilting Railway Vehicles”, UKACC, Control 2000, Sep. 2000, Cambridge, UK.

Zolotas, A. C., Pearson, J. T. ve Goodall, R. M., (2006), "Modelling Requirements for the Design of Active Stability Control Strategies for a High Speed Bogie", *Multibody System Dynamics*, 15:51-56.

EKLER

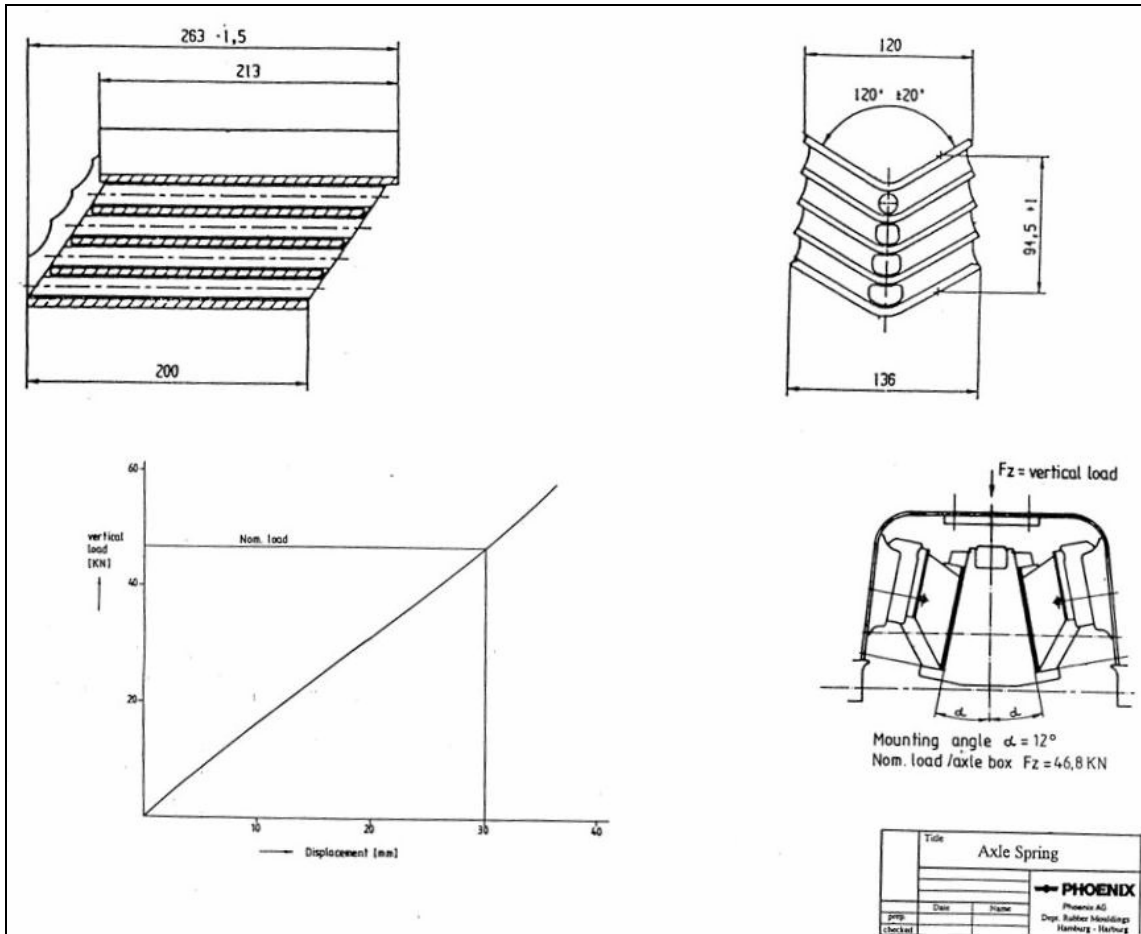
- Ek 1 Kiepe ekipmanlı hafif metro aracı süspansiyon sistemlerinin yay ve sönüm katsayılarına ait veriler
- Ek 2 4, 6 ve 22 Serbestlik dereceli raylı taşıt modellerine ait parametreler ve bulanık mantık kontrol ölçekleme faktörleri

Ek 1. Kiepe ekipmanlı hafif metro aracı süspansiyon sistemlerinin yay ve sönüm katsayılarına ait veriler

Birincil süspansiyon sistemi olan chevronlara ait yay ve sönüm katsayıları, imalatçı firma olan ContiTech Lastik San. ve Tic. A.Ş.'den elde edilmiştir.

Chevron açısı:	12°
Ön yükleme:	25 daN
Deformasyon hızı:	75 mm/dak ile 25.5 mm -34.5 mm arası değerlerde esneme yapar.
k_{11}, \dots, k_{16} :	1600 N/mm
Max yük:	48 kN

Şekil Ek 1.1'de, modellenen araçta kullanılan chevronlara ait teknik bilgiler bulunmaktadır.



Şekil Ek 1.1 Modellenen raylı taşıtta kullanılan chevronlara ait teknik bilgiler

Ek 2. 4, 6 ve 22 Serbestlik dereceli raylı taşıt modellerine ait parametreler ve bulanık mantıklı kontrol ölçekleme faktörleri

Modellenen raylı taşıta ait kullanılan kütle, kütle atalet momenti, yay ve süspansiyon katsayılarına ait parametreler Ulaşım A.Ş.'den alınmıştır.

4 Serbestlik dereceli model parametreleri:

$M_p=80$ kg	$k_1=1,6 \cdot 10^6$ N/m	$c_2=4 \cdot 10^5$ Nsn/m
$M_c=4330$ kg	$k_2=7244$ N/m	$V=60$ m/sn
$M_b=875$ kg	$k_h=1015549009$ N/m	$A=0.1$ m
$M_w=275$ kg	$c_p=50$ Nsn/m	$Y=20$ m
$k_p=80000$ N/m	$c_1=1,1 \cdot 10^5$ Nsn/m	

Bulanık mantıklı kontrol parametreleri:

$$K_e=50$$

$$K_{de}=10$$

$$K_u=3 \cdot 10^6$$

6 Serbestlik dereceli model parametreleri:

$M_p=80$ kg	$k_2=7244$ N/m	$c_{11}=1,1 \cdot 10^5$ Nsn/m
$M_c=4330$ kg	$k_{11}=1,6 \cdot 10^6$ N/m	$c_{12}=1,1 \cdot 10^5$ Nsn/m
$M_b=1750$ kg	$k_{12}=1,6 \cdot 10^6$ N/m	$L_a=0.9$ m
$J_b=1121$ kgm ²	$k_{h1}=1015549009$ N/m	$V=60$ m/sn
$M_{w1}=275$ kg	$k_{h2}=1015549009$ N/m	$A=0.1$ m
$M_{w2}=275$ kg	$c_p=50$ Nsn/m	$Y=20$ m
$k_p=80000$ N/m	$c_2=4 \cdot 10^5$ Nsn/m	

Bulanık mantıklı kontrol parametreleri:

$$K_e=50$$

$$K_{de}=10$$

$$K_u=3 \cdot 10^6$$

22 Serbestlik dereceli model parametreleri:

$M_{p_1}, \dots, M_{p_6} = 80 \text{ kg}$	$M_{w_{1,2}} = 275 \text{ kg}$	$c_{11}, \dots, c_{16} = 1,1 \cdot 10^5 \text{ Nsn/m}$
$M_{c_{1,2}} = 6500 \text{ kg}$	$M_{w_{3,4}} = 200 \text{ kg}$	$k_{h_1}, \dots, k_{h_6} = 1015549009 \text{ N/m}$
$J_{c_{1,2}} = 37550 \text{ kgm}^2$	$M_{w_{5,6}} = 275 \text{ kg}$	$L = 3,2 \text{ m}$
$M_{b_1} = 1750 \text{ kg}$	$k_1, \dots, k_6 = 80000 \text{ N/m}$	$L_a = 0,9 \text{ m}$
$M_{b_2} = 1000 \text{ kg}$	$c_1, \dots, c_6 = 50 \text{ Nsn/m}$	$L_{p_1}, \dots, L_{p_4} = 2.5 \text{ m}$
$M_{b_3} = 1750 \text{ kg}$	$k_{21}, k_{22}, k_{23} = 7244 \text{ N/m}$	$V = 60 \text{ m/sn}$
$J_{b_1} = 1121 \text{ kgm}^2$	$c_{21}, c_{22}, c_{23} = 4 \cdot 10^5 \text{ Nsn/m}$	$A = 0.1 \text{ m}$
$J_{b_2} = 640 \text{ kgm}^2$	$kc_2 = 8 \cdot 10^9 \text{ N/m}$	$Y = 20 \text{ m}$
$J_{b_3} = 1121 \text{ kgm}^2$	$k_{11}, \dots, k_{16} = 1,6 \cdot 10^6 \text{ N/m}$	

Bulanık mantıklı kontrol parametreleri:

$K_{e_1} = 400$	$K_{e_2} = 400$	$K_{e_3} = 400$	$K_{e_4} = 400$
$K_{de_1} = 15$	$K_{de_2} = 15$	$K_{de_3} = 16$	$K_{de_4} = 11$
$K_{u_1} = 4,5 \cdot 10^7$	$K_{u_2} = 5 \cdot 10^7$	$K_{u_3} = 5,5 \cdot 10^9$	$K_{u_4} = 6 \cdot 10^9$

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi	24.09.1979	
Doğum yeri	Konya	
Lise	1994-1997	Muhittin Güzelkılınç Süper Lisesi
Lisans	1998-2002	Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fak. Makine Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	2005-2007	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Müh. Anabilim Dalı, Makine Teorisi ve Kontrol Programı

Çalıştığı kurumlar

2005	Alpplas A.Ş., Proje Mühendisi
2005-Devam ediyor	Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü, Makine Teorisi, Sistem Dinamiği ve Kontrol Anabilim Dalı Araştırma Görevlisi