



T.C.  
İSTANBUL ÜNİVERSİTESİ-CERRAHPAŞA  
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ



## YÜKSEK LİSANS TEZİ

RAYLI TAŞIT SÜSPANSİYON SİSTEMLERİNİN  
GÜRBÜZ KONTROLÜ

Murat SOYDAN

DANIŞMAN  
Prof. Dr. Recep BURKAN

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Makine Mühendisliği Programı

İSTANBUL-2018

Bu çalışma 08.01.2019 Tarihinde aşağıdaki jüri tarafından  
Makine Mühendisliğı Anabilim Dalı, Makine Mühendisliğı Programı Yüksek Lisans Tezi  
olarak kabul edilmiştir.

TEZ JÜRİSİ



Prof. Dr. Recep BURKAN  
İstanbul Üniversitesi-Cerrahpaşa  
Mühendislik Fakültesi



Prof. Dr. Erol UZAL  
İstanbul Üniversitesi-Cerrahpaşa  
Mühendislik Fakültesi



Dr. Öğr. Üyesi Muzaffer METİN  
Yıldız Teknik Üniversitesi  
Makine Fakültesi



20.04.2016 tarihli Resmi Gazete’de yayımlanan Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliğinin 9/2 ve 22/2 maddeleri gereğince; Bu Lisansüstü teze, İstanbul Üniversitesi’nin aboneli olduğu intihal yazılım programı kullanılarak Fen Bilimleri Enstitüsü’nün belirlemiş olduğu ölçütlere uygun rapor alınmıştır.

## ÖNSÖZ

Gerek yüksek lisans öğrenimim sırasında gerekse tez çalışmalarım boyunca gösterdiği her türlü destek ve yardımlarından dolayı değerli hocam Prof. Dr. Recep BURKAN'a teşekkürü bir borç bilirim.

Bu çalışma boyunca benden destek ve yardımını esirgemeyen değerli arkadaşım Arş. Gör. Cengiz ÖZBEK'e ve bana her konuda destek olan aileme, en içten dileklerle teşekkür ederim.

Aralık 2018

Murat SOYDAN

# İÇİNDEKİLER

Sayfa No

ÖNSÖZ .....	iv
İÇİNDEKİLER .....	v
ŞEKİL LİSTESİ.....	viii
TABLO LİSTESİ.....	xi
SİMGE VE KISALTMA LİSTESİ .....	xii
ÖZET .....	xiv
SUMMARY.....	xvi
<b>1. GİRİŞ .....</b>	<b>1</b>
<b>2. GENEL KISIMLAR .....</b>	<b>2</b>
<b>3. MALZEME VE YÖNTEM .....</b>	<b>8</b>
3.1. TAŞITLARDA SÜSPANSİYON .....	8
3.1.1. Pasif Süspansiyonlar .....	9
3.1.2. Yarı Aktif Süspansiyonlar .....	9
3.1.3. Tam Aktif Süspansiyonlar .....	10
3.2. RAYLI TAŞITLARDA SÜSPANSİYON .....	11
3.2.1. Raylı Taşıtlarda Pasif Süspansiyon .....	12
3.2.2. Raylı Taşıtlarda Aktif Süspansiyon .....	13
3.3. N13 TİPİ YOLCU VAGONU.....	14
3.3.1. N13 Tipi Yolcu Vagonu Karakteristikleri .....	15
3.4. Y32 BOJİ .....	16
3.4.1. Y32 Boji Komponentleri .....	17
3.4.1.1. Şasi Boy Kirişleri .....	17
3.4.1.2. Beşik Traversi .....	17
3.4.1.3. Birincil Süspansiyon .....	18
3.4.1.4. İkincil Süspansiyon .....	18
3.5. MATEMATİKSEL MODEL .....	19
3.5.1. Lagrange Yöntemi .....	19
3.5.2. Çeyrek Raylı Taşıtlar Modelleri .....	20
3.5.3. Ray Tekerlek Etkileşimi .....	22
3.5.4. Skyhook (Gök Kanca) Süspansiyon .....	23

3.6. KONTROL SİSTEMLERİ .....	24
3.6.1. PID Kontrolcü.....	25
3.6.2. Model Erişimli Adaptif Kontrolcü.....	27
3.6.2.1. <i>Hedef Dinamiği</i> .....	28
3.6.2.2. <i>Sistemin Model Erişimli Adaptif Kontrolü</i> .....	29
3.6.3. Model Erişimli Gürbüz Kontrolcü.....	31
<b>4. BULGULAR .....</b>	<b>35</b>
4.1. RAYLI TAŞIT DİNAMİK MODELİ .....	35
4.1.1. Hareket Denklemleri.....	37
4.1.1.1. $\mathbf{qi} = \mathbf{Zc}$ İçin Hareket Denklemi .....	37
4.1.1.2. $\mathbf{qi} = \mathbf{Zb}$ İçin Hareket Denklemi.....	38
4.1.1.3. $\mathbf{qi} = \mathbf{\theta b}$ İçin Hareket Denklemi .....	38
4.1.1.4. $\mathbf{qi} = \mathbf{Zw1}$ İçin Hareket Denklemi.....	38
4.1.1.5. $\mathbf{qi} = \mathbf{Zw2}$ İçin Hareket Denklemi.....	39
4.1.1.6. <i>Hareket Denklemlerinin Matris Formunda Gösterimi</i> .....	39
4.1.2. Sinüzoidal Yol Girişi için Simülasyon Sonuçları .....	41
4.1.2.1. <i>Yol Girişi</i> .....	41
4.1.2.2. <i>Vagon gövdesi düşey hareketinin zaman cevabı</i> .....	42
4.1.2.3. <i>Vagon gövdesi ivmesinin zaman cevabı</i> .....	44
4.1.2.4. <i>Süspansiyon açıklıkları zaman cevabı</i> .....	46
4.1.2.5. <i>Ray-tekerlek açıklığı zaman cevabı</i> .....	47
4.1.2.6. <i>Kontrolcü kuvveti zaman cevabı</i> .....	48
4.1.2.7. <i>Boji gövdesi düşey hareketinin zaman cevabı</i> .....	49
4.1.2.8. <i>Boji gövdesi kafa vurma hareketinin zaman cevabı</i> .....	50
4.1.2.9. <i>Aks-tekerlek kütlelerinin zaman cevabı</i> .....	51
4.1.3. Rampa Yol Girişi için Simülasyon Sonuçları.....	52
4.1.3.1. <i>Yol girişi</i> .....	52
4.1.3.2. <i>Vagon gövdesi düşey hareketinin zaman cevabı</i> .....	53
4.1.3.3. <i>Vagon gövdesi ivmesinin zaman cevabı</i> .....	54
4.1.3.4. <i>Süspansiyon açıklıkları zaman cevabı</i> .....	56
4.1.3.5. <i>Ray-tekerlek açıklığı zaman cevabı</i> .....	57
4.1.3.6. <i>Kontrolcü kuvvetinin zaman cevabı</i> .....	58
4.1.3.7. <i>Boji gövdesi düşey hareketinin zaman cevabı</i> .....	58
4.1.3.8. <i>Boji gövdesi kafa vurma hareketinin zaman cevabı</i> .....	60

4.1.3.9. Aks-tekerlek kütlelerinin zaman cevabı .....	61
4.1.4. Frekans Cevabı .....	62
4.1.4.1. Sistemin doğal frekansları .....	62
4.1.4.2. Sistemin frekans cevabı.....	64
<b>5. TARTIŞMA VE SONUÇ .....</b>	<b>68</b>
<b>KAYNAKLAR .....</b>	<b>69</b>
<b>EKLER .....</b>	<b>72</b>
Ek 1. Beş serbestlik dereceli raylı taşıt modeli parametreleri [32] .....	72
Ek 2. Kontrol parametreleri. ....	73
<b>ÖZGEÇMİŞ .....</b>	<b>74</b>



## ŞEKİL LİSTESİ

	<b>Sayfa No</b>
Şekil 3.1: Pasif süspansiyon sistemi . . . . .	9
Şekil 3.2: Yarı aktif süspansiyon sistemi . . . . .	10
Şekil 3.3: Aktif süspansiyon sistemi . . . . .	11
Şekil 3.4: Aktif süspansiyonlu sistemin şematik gösterimi . . . . .	13
Şekil 3.5: Tvs 2000 (N13) yolcu vagonu . . . . .	14
Şekil 3.6: N13 yolcu vagonu teknik resmi . . . . .	14
Şekil 3.7: Y32 boji . . . . .	16
Şekil 3.8: Şasi boy kirişi . . . . .	17
Şekil 3.9: Beşik traversi . . . . .	17
Şekil 3.10: Birincil süspansiyon . . . . .	18
Şekil 3.11: İkincil süspansiyon elemanları . . . . .	18
Şekil 3.12: Tek serbestlik dereceli raylı araç modeli . . . . .	21
Şekil 3.13: Üç serbestlik dereceli araç modeli . . . . .	21
Şekil 3.14: Beş serbestlik dereceli araç modeli . . . . .	22
Şekil 3.15: Tekerlek ray temas modeli . . . . .	22
Şekil 3.16: a) skyhook modeli b) klasik model . . . . .	24
Şekil 3.17: Bir kontrol sisteminin temel yapısı. . . . .	24
Şekil 3.18: Açık çevrim kontrol sistemi. . . . .	25
Şekil 3.19: Kapalı çevrim kontrol sistemi. . . . .	25
Şekil 3.20: PID etkili kontrol sisteminin şematik yapısı. . . . .	26
Şekil 3.21: a) skyhook modeli b) klasik model . . . . .	28
Şekil 4.1: Beş serbestlik dereceli çeyrek raylı taşıt modeli. . . . .	36
Şekil 4.2: Yol girişleri . . . . .	36



Şekil 4.3: Sinüzoidal yol girişi .....	41
Şekil 4.4: Vagon gövdesi düşey hareketinin zaman cevabı (1/3). .....	42
Şekil 4.5: Vagon gövdesi düşey hareketinin zaman cevabı (2/3). .....	42
Şekil 4.6: Vagon gövdesi düşey hareketinin zaman cevabı (3/3). .....	43
Şekil 4.7: Kontrolcülerin hedeflenen hareketi izleme hatalarının karşılaştırılması. ....	43
Şekil 4.8: Vagon gövdesi ivmesinin zaman cevabı (1/3). .....	44
Şekil 4.9: Vagon gövdesi ivmesinin zaman cevabı (2/3). .....	45
Şekil 4.10: Vagon gövdesi ivmesinin zaman cevabı (3/3). .....	45
Şekil 4.11: Gövde boji açıklığı (ikincil süspansiyon açıklığı). .....	46
Şekil 4.12: Boji gövdesi-tekerlek açıklığı (birincil süspansiyon açıklığı). .....	46
Şekil 4.13: Ray tekerlek açıklığı. ....	47
Şekil 4.14: Kontrolcü kuvveti. ....	48
Şekil 4.15: Boji gövdesi düşey hareketinin konum-zaman cevabı. ....	49
Şekil 4.16: Boji gövdesi ivmesinin zaman cevabı. ....	49
Şekil 4.17: Boji gövdesi kafa vurma hareketi zaman cevabı. ....	50
Şekil 4.18: Boji gövdesi kafa vurma hareketi ivme-zaman grafiği. ....	50
Şekil 4.19: Aks-tekerlek kütlelerinin konum-zaman grafiği. ....	51
Şekil 4.20: Aks-tekerlek kütleleri ivme-zaman grafiği. ....	51
Şekil 4.21: Rampa yol girişi. ....	52
Şekil 4.22: Vagon gövdesi düşey hareketinin zaman cevabı (1/2). .....	53
Şekil 4.23: Vagon gövdesi düşey hareketinin zaman cevabı (2/2). .....	53
Şekil 4.24: Kontrolcülerin hedeflenen hareketi izleme hatalarının karşılaştırılması. ....	54
Şekil 4.25: Vagon gövdesi ivmesinin zaman cevabı (1/2). .....	55
Şekil 4.26: Vagon gövdesi ivmesinin zaman cevabı (2/2). .....	55
Şekil 4.27: Gövde boji açıklığı (ikincil süspansiyon açıklığı). .....	56
Şekil 4.28: Boji gövdesi-tekerlek açıklığı (birincil süspansiyon açıklığı). .....	57
Şekil 4.29: Ray tekerlek açıklığı. ....	57

Şekil 4.30: Kontrolcü kuvveti .....	58
Şekil 4.31: Boji gövdesi düşey hareketinin konum-zaman cevabı .....	59
Şekil 4.32: Boji gövdesi ivmesinin zaman cevabı .....	59
Şekil 4.33: Boji gövdesi kafa vurma hareketi zaman cevabı .....	60
Şekil 4.34: Boji gövdesi kafa vurma hareketi ivme-zaman grafiği .....	60
Şekil 4.35: Aks-tekerlek kütlelerinin konum-zaman grafiği .....	61
Şekil 4.36: Aks tekerlek kütleleri ivme-zaman grafiği .....	61
Şekil 4.37: Ana gövde düşey hareketinin doğal frekans cevabı .....	62
Şekil 4.38: Boji gövdesi kafa vurma hareketinin doğal frekans cevabı .....	63
Şekil 4.39: Ana gövde düşey hareketinin frekans cevabı .....	64
Şekil 4.40: Ana gövde ivmelenmesinin frekans cevabı .....	65
Şekil 4.41: Boji gövdesi düşey hareketi frekans cevabı .....	66
Şekil 4.42: Boji kafa vurma hareketinin frekans cevabı .....	67
Şekil 4.43: Tekerlek gövdesi düşey hareketinin frekans cevabı .....	67

## TABLO LİSTESİ

	<b>Sayfa No</b>
Tablo 1 : Doğal frekanslar. ....	63
Tablo 2 : Raylı taşıt simülasyon parametreleri .....	72
Tablo 3 : Kontrol parametreleri .....	73



## SİMGE VE KISALTMA LİSTESİ

Simgeler	Açıklama
$a, \pi$	: Bilinmeyen parametreler
$\hat{a}, \hat{\pi}$	: Bilinmeyen $\pi$ parametrelerine ait tahmin vektörü
$\tilde{a}, \tilde{\pi}$	: Tahmin hatası
$A$	: Sinüzoidal yol girişi
$B$	: Aktuatör yerinin etkisini hesaba katan matris
$[C]$	: Sönümleme matrisi
$c_{11}, c_{12}$	: Birincil süspansiyon sönüm katsayıları
$c_2$	: İkincil süspansiyon sönüm katsayısı
$E_k$	: Toplam kinetik enerji
$E_p$	: Toplam potansiyel enerji
$E_s$	: Toplam sönüm enerjisi
$F$	: Kontak kuvveti
$F_z$	: Titreşim kaynağı sinüzoidal yol girişi
$I$	: Birim matris
$J_b$	: Boji kütleli atalet momenti
$k_{h1}, k_{h2}$	: Hertz yay katsayıları
$k_{11}, k_{12}$	: Birincil süspansiyon yay katsayıları
$k_2$	: İkincil süspansiyon yay katsayısı
$[K]$	: Katılık matrisi
$L$	: Lagrange fonksiyonu
$L_a$	: Aynı bojidaki aks eksenleri arası mesafenin yarısı
$L_s$	: Dinamik lineer operatör
$M_b$	: Boji kütlesi
$M_c$	: Raylı taşıtın ana gövdesinin kütlesi
$M_w$	: Tekerlek-aks kütlesi
$[M]$	: Kütle matrisi
$Q_i$	: Genelleştirilmiş kuvvetler
$q_i$	: Genelleştirilmiş koordinat
$\theta_b$	: Boji açıl titreşimine ait genelleştirilmiş koordinat

$s$	: Laplace operatörü
$u$	: Kontrolcü kuvveti
$V$	: Lyapunov fonksiyonu
$V$	: Taşıt hızı
$Y$	: Sistemin ölçülebilir durumlarından oluşan matris
$\sigma$	: Dinamik manifold
$Z_b$	: Boji düşey titreşimine ait genelleştirilmiş koordinat
$Z_c$	: Raylı taşıt gövdesi düşey titreşimine ait genelleştirilmiş koordinat
$Z_{w1}, Z_{w2}$	: Tekerleklerin düşey titreşimine ait genelleştirilmiş koordinat
$Z_{1(t)}, Z_{2(t)}$	: Yol girişi

#### Kısaltmalar

#### Açıklama

<b>TCDD</b>	: Türkiye Cumhuriyeti Devlet Demiryolları
<b>TÜVASAŞ</b>	: Türkiye Vagon Sanayii A.Ş.
<b>UIC</b>	: International Union of Railways

## ÖZET

### YÜKSEK LİSANS TEZİ

#### RAYLI TAŞIT SÜSPANSİYON SİSTEMLERİNİN GÜRBÜZ KONTROLÜ

**Murat SOYDAN**

**İstanbul Üniversitesi-Cerrahpaşa**

**Lisansüstü Eğitim Enstitüsü**

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Danışman : Prof. Dr. Recep BURKAN**

Bu çalışmanın amacı bir raylı taşıt süspansiyon sistemine sırasıyla PID , ‘Model Erişimli Adaptif Kontrol’ ve ‘Model Erişimli Gürbüz Kontrol’ kontrolcülerinin tasarlanması, uygulanması ve sonuçların kontrolcüsüz durumla karşılaştırılarak seyir konforunun iyileştirilmesidir.

Bu çalışmada titreşim izolasyonu için yeni bir ‘Model Erişimli Gürbüz Kontrol’ kuralı tanımlanmış ve bir raylı taşıta uygulanmıştır. ‘Model Erişimli Gürbüz Kontrol’ kuralı analitik işlemler sonucunda Lyapunov fonksiyonundan elde edildiği için sistemin kararlılığı sağlanmıştır. Raylı taşıt modeli olarak çeyrek taşıt modeli kullanılmış ve kontrolcülerin belirlenen bir ideal skyhook hareketini yakalaması hedeflenmiştir. Modele önce sinüzoidal sonra rampa girişi olmak üzere iki farklı yol girişi uygulanmış, vagon gövdesi, boji gövdesi ve aks-tekerlek takımının bu yol girişleri karşısındaki zaman ve frekans cevapları bilgisayar simülasyonunda incelenmiştir.

Simülasyonlar sonucunda uygulanan kontrolcülerin süspansiyon daralmasına yol açmadığı, titreşim sonucu süspansiyon açıklığının ilk noktaya geldiği görülmüş ve vagon gövdesi ivme değeri azaltılarak seyir konforu artırılmıştır. Gürbüz kontrolcünün ve adaptif kontrolcünün zaman alanında hedeflenen skyhook hareketini çok daha hızlı bir şekilde yakaladığı ve çok az bir izleme hatası ile hedefe ulaştığı gözlenmiştir. Frekans alanında ise adaptif kontrolcü ve gürbüz kontrolcünün vagon gövdesine ait frekans tepesini bastırdığı gözlenmiştir. Gürbüz

kontrolcü tekerlek kütlelerine ait rezonans frekansı genlik değerini düşürmesi nedeniyle adaptif kontrolcüye göre daha başarılı bir sonuç vermiştir.

Aralık 2018, 91 sayfa.

**Anahtar kelimeler:** vagon, demiryolu,süspansiyon, adaptif, gürbüz,



## **SUMMARY**

### **M.Sc. THESIS**

#### **ROBUST CONTROL OF THE SUSPENSION SYSTEMS OF THE RAILWAY VEHICLES**

**Murat SOYDAN**

**Istanbul University-Cerrahpasa**

**Institute of Graduate Studies**

**Department of Mechanical Engineering**

**Supervisor : Prof. Dr. Recep BURKAN**

The aim of this work is to design and implament ‘PID Control’, ‘Model Reaching Adaptive Control’ and ‘Model Reaching Robust Control’ methods to a railway vehicle’s suspension system and to improve ride control and to compare the results with passive system.

A novel approach ‘Model Reaching Robust Control’ for vibration isolation systems has been developed and applied to a railway vehicle. The stability of the system has been guaranteed by using the Lyapunov method.

Quarter car model is used for the railway vehicle and it is aimed that the controllers to reach an ideal skyhook dynamics. The vehicle which is modeled as a quarter car has exposed two different road inputs. First a sinusoidal road input and secondly a limited-ramp road input. Afterwards time and frequency responses of wagon body, bogie body and axle-wheel body for these road inputs are examined at computer simulation.

Simulation results show that the robust controller and adaptive controller catch the target dynamics much faster and with less tracking error at time responses. At frequency responses, it is observed that adaptive controller and robust controller have achieved to suppress the wagon body frequency peak but in addition to these the robust controller has achieved to reduce the amplitude of axle-wheel body frequency peak.



December 2018, 91 pages.

**Keywords:** wagon, railway, suspension, adaptive, robust



## 1. GİRİŞ

Günümüzde gerek karayolu taşıtlarında gerek demiryolu taşıtlarında seyir güvenliği ve konforunu arttırmak için süspansiyon sistemleri üzerinde çalışmalar devam etmektedir.

Klasik kontrolcüler sabit parametreler ve sabit koşullarda iyi sonuçlar vermekte ancak bir taşıtın süspansiyon sisteminin kontrolü gibi parametrelerin ve dış etkenlerin sürekli değiştiği bir sistemde sağlıklı sonuçlar vermemektedir. Bu açıdan kullanılan kontrolcünün değişen parametreler ve dış etkenler karşısında kendini yenilemesi hedeflenen seyir konforu ve seyir güvenliği açısından büyük önem arz etmektedir.

“Raylı Taşıt Süspansiyon Sistemlerinin Gürbüz Kontrolü” adlı bu tez çalışmasında iki farklı yol girişi için bir demiryolu aracının süspansiyon sisteminin kontrolü önce klasik kontrol yöntemlerinden PID kontrolcü ile yapılmış daha sonra aynı yol girişlerinde değişen koşullara ve parametrelere adapte olabilen “Model Erişimli Adaptif Kontrol” ve “Model Erişimli Gürbüz Kontrol” metodları ile yapılarak sonuçlar irdelenmiştir.

İkinci bölümde taşıt ve raylı taşıt süspansiyon sistemlerinin kontrolü ile ilgili literatürde yapılan çalışmalar belirtilmiştir.

Üçüncü bölümde incelenen raylı taşıtın teknik özellikleri verilmiş ve taşıtın dinamik analizinde kullanılan Lagrange yöntemi, çeyrek raylı taşıt modeli, aktif süspansiyon sistemleri, PID kontrolcü, “Model Erişimli Adaptif Kontrolcü” ve “Model Erişimli Gürbüz Kontrolcü” anlatılmış, adaptif ve gürbüz kontrolcülerin kararlılığı gösterilmiştir.

Dördüncü bölümde bir önceki bölümde anlatılan Lagrange yöntemi çeyrek raylı taşıt üzerinde uygulanmış ve sistemin hareket denklemleri çıkarılmıştır. Her üç kontrolcü de sisteme uygulanarak zaman ve frekans alanında elde edilen simülasyon sonuçları karşılaştırılmış, kontrolcülerin olumlu ve olumsuz yanları irdelenmiştir.

Son bölümde ise elde edilen simülasyon sonuçları değerlendirilmiştir.

## 2. GENEL KISIMLAR

Raylı taşıtların titreşim kontrolü ile ilgili yapılan çalışmalar aşağıda açıklanmıştır.

Vagon titreşimi ile ilgili yapılan çalışmalar:

Cai [1] demiryolu yapısında oluşan düşey dinamik tepkilerin ve tekerlek ray etkileşimlerinin incelenmesine yönelik bir teorik bilgisayar hesap modeli geliştirmiştir. Yol için, Bernoulli-Eular 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 bazında yapılan çözümlerle birlikte çeşitli dinamik yol modelleri için nümerik hesaplar yapılmıştır.

Dong [2] 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.

Aba [3] doktora tezinde bir raylı aracın düşey titreşimlerini incelemiş, gerçek sistemin özelliklerini en iyi şekilde yansıtacak bir dinamik eşdeğer sistem modeli geliştirerek, toplu kütleli ve sürekli elastik çubuk sistem modelleri sönümlü ve sönümsüz haller için incelemiştir. İncelediği vagon gövdesinin hesaplanan ve ölçülen ivme değerlerinin standartlarda belirtilen konfor şartlarını sağladığını tespit etmiştir.

Chudzikiewicz [4] raylı taşıtların dinamik davranışının anlaşılması amacı ile Matlab yazılımı kullanarak bir simülasyon yazılımı ortaya çıkarmıştır. Yazılımda ray modeli, ray tekerlek temas modeli ve taşıt modeli birbirleri ile etkileşimli olacak şekilde tasarlanmıştır. Taşıt modeline 2 adet boji ve her bojide 2 adet tekerlek seti olacak şekilde toplam 7 adet kütle yerleştirilmiş ve 27 serbestlik derecesi elde edilmiştir.

Knote [5] 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. Aynı yıl içerisinde Esvelt [6] modern demiryolu

yapılarına ilişkin, yol geometrisine, tekerlek yol etkileşimlerine, yolun düşey ve yanal stabilitesi ile beraber dinamik ve statik analizlerine yer veren kapsamlı bir kitap hazırlamıştır.

Shen ve Pratt [7] raylı taşıtların dinamik davranışlarını modelleyerek taşıtların tasarım sürecinde test aşamalarında harcanan zamanları kısaltmak amacı ile Matlab-Simulink yazılımı ortamında bir modelleme yapmışlardır. İlk önce basit bir model ile çalışmalarına başlayıp daha sonra sisteme yanal süspansiyonları, ray-tekerlek nonlinear temas faktörünü de ekleyerek daha karmaşık yapıda bir model ortaya koyarak simülasyon sonuçlarını test verileri ile karşılaştırmışlardır.

Lei ve Noda [8], 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 taşıt ile yolda oluşan titreşimlerin genlikleri, hızları ve ivmeleri nümerik olarak bu modelde analiz edilmiştir. Bu sistemin analiz sonuçları, zaman ve frekans alanında gerçekleştirilmiştir.

Kırıık [9] yaptığı çalışmada, bir demiryolu vagonu ve üzerinde hareket ettiği ray modeli üç aşamada incelemiştir. Birinci aşamada ray ve elastik zemini birlikte ele alıp ayırık sistem şeklinde modellemiş ve çözmüştür. İkinci aşamada vagonu basit plaka şeklinde düşünüp hareket denklemini elde etmiş ve çözmüş, üçüncü aşamada ise ayrı ayrı modellenen ray- elastik zemin ve vagon sistemlerini, aralarındaki ortak eleman olan teker sistemi yay ve sönümleyici şeklinde ele alıp belirli bir an için beraberce çözmüştür. Elde ettiği sonuçları grafikler halinde sunmuş ve irdelemiştir.

Yılmaz [10] yaptığı çalışmada İstanbul Ulaşım A.Ş. de imal edilen araçları modellemek ve dinamik davranışlarını analiz etmek için ADAMS/Rail programını kullanmıştır. Araçların dinamik analizinde, gerçek konfigürasyona sahip boji modeli ve ray düzgünsüzlüğü kullanmıştır. Yolcuların konfor indeksini analiz edebilmek için, araç gövdesinde ölçülen ivmelenmeleri kullanmıştır.

Özsoy [11] doktora tezinde TVS 2000 yolcu vagonlarında ray düzgünsüzlüğünün titreşim konforuna etkisini incelemiştir. Çalışmasında TVS 2000 yolcu vagonunu gövde ve bojiler olmak üzere bir bütün olarak elastik modellemiş ve bu şekilde sayısal hesaplamalar yapmıştır. Çalışmasında vagon gövdesi yüzey modelleme tekniği ile, bojiler ise katı modelleme tekniği ile modellenmiştir. Oluşturulan geometrik modeller sonlu elemanlar yöntemi ile dinamik çözümler yapmak üzere sayısal modele dönüştürülmüştür. Araç gövdesi üzerinde standartlarca belirlenen noktalardan seyir halinde ve belirli hızlarda ivme ölçümleri yaparak ivme frekans grafiklerini oluşturmuştur. Deneysel ölçümlerden elde edilen konfor değeriyle, sayısal olarak elde edilen konfor değeri karşılaştırılarak ray düzgünsüzlüğünün titreşim konforuna etkisini irdelemiştir.

Alkan [12] çalışmasında elektrikli lokomotiflerin basitleştirilmiş çoklu gövdeli sistemler yoluyla dinamik modellenmesi ve performanslarının değerlendirilmesi üzerine çalışmıştır. Sistem dinamiği yöntemi kullanarak , ADAMS/Rail programında bir dinamik simülasyon modeli oluşturmuştur. Oluşturulan modelin dinamik davranışlarını, TUBİTAK'ın Tren Simülasyonu Projesindeki gerçek verilerle karşılaştırarak başarı oranını değerlendirmiştir.

Yapılan bu raylı taşıt- yol sistemine ait modelleme çalışmalarının yanı sıra yurtdışında ve ülkemizde gerek raylı taşıtların gerekse karayolu taşıtlarının titreşimlerinin kontrolü ile ilgili çeşitli çalışmalar yapılmıştır. Bunlar:

Nagai ve diğ. [13] yapay sinir ağlarını kullanarak yüksek hızlı raylı taşıtlar için seyir konforunu arttıran nonlinear optimal kontrol yöntemi sunmuşlardır. Sunulan yöntemin başarısını ölçmek amacıyla 1 serbestlik dereceli bir deneysel düzenek inşa edilmiştir. Elde edilen sonuçlarda yapay sinir ağlarının pnömatik süspansiyonun nonlinear dinamiğini tanımlayabildiği görülmüştür. Ayrıca LQ kontrolcü ile yapılan karşılaştırmada, yapay sinir ağları ile elde edilen nonlinear kontrolcünün, daha az enerji harcayarak daha iyi performans verdiği ispatlanmıştır.

Li ve Goodall [14] yaptıkları çalışmada raylı taşıtların düşey ikinci kat süspansiyonlarına uygulanan skyhook sönümleme yöntemi için lineer ve nonlinear olmak üzere farklı kontrol yaklaşımları sunmuşlardır. Lineer tamamlayıcı filtre ile seyir kalitesinde %23 iyileşme elde edilmiş, nonlinear kalman filtresi kullanılarak seyir kalitesinde %50 iyileşme sağlanmıştır. Ancak bu durumda süspansiyon açıklığı pasif sisteminkinden daha fazla olmuştur.

Zolotas ve Halikias [15] 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  $H_{\infty}$  metodu tartışılarak, hali hazırdaki yalpa kontrol standartları ile karşılaştırılmış ve en uygun olanı önerilmiştir.

Gürsel [16] yaptığı çalışmada kayan kipli kontrolün çeşitli yöntemlerini çeyrek raylı taşıt, indirgenmiş tam raylı taşıt ve esnek gövdeli raylı taşıt modellerine uygulamış ve simülasyon sonuçlarını elde ederek cevapları karşılaştırmıştır. Ayrıca esnek ve rijit gövdeli raylı taşıt modellerinin dinamik davranışları karşılaştırılarak esnek gövdenin özellikleri incelenmiş ve hangi kontrol yönteminin seyir performansını sağladığı irdelenmiştir.

Tabak [17] raylı taşıt titreşimlerinin kontrolüne yönelik yaptığı çalışmada dört akslı bir tren modelinin gövde hareketlerinin incelenmesi için 6 serbestlik dereceli nonlinear tren modeli kullanmıştır. 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. [5]

Metin [18] yaptığı çalışmada İstanbul sınırları içinde kullanılan bir raylı aracı model olarak ele almış ve titreşimlerin analizi açısından fiziksel modeli ve diferansiyel denklemleri çıkarmıştır. Matlab simulink programını kullanarak, modellenen araca ait gerçek parametrelerle 4, 6 ve 22 serbestlik dereceli fiziksel modeller için simülasyonu gerçekleştirmiştir. Zamana ve frekansa bağlı olarak yapılan simülasyonlar sonucu elde edilen titreşimlerin yer değişim ve ivmelerinin minimuma indirilmesi için Bulanık Mantıklı Kontrolör tasarımı ile aktif kontrolü simülasyon ortamında gerçekleştirmiştir.

Atalay [19] çalışmasında Toshiba E43000 tipi lokomotifin 54 serbestlik dereceli fiziksel modelini oluşturarak Matlab simulink bilgisayar programıyla titreşim analizlerini zaman ve frekans alanında gerçekleştirmiş ve Bulanık Mantık Kontrolör ile titreşimleri minimize etmeye çalışmıştır. Aktif titreşim kontrolcüsünün performansını kontrolcüsüz durum ile karşılaştırılmıştır.

Metin [20] doktora tezinde İstanbul Ulaşım A.Ş.'de kullanılan yerli imalat bir hafif metro aracının titreşim analizlerini gerçekleştirmiş ve hunting salınımları bakımından kararlılığını

inceleyerek kritik hızı tespit etmiştir. Yaptığı optimizasyon ve kontrol uygulaması ile emniyetli bir seyahat için aracın yanal kararlılığını artırarak kritik hızı yükseltmiştir. Ayrıca tasarladığı Parametre Uyarlamalı PID tipli Bulanık bir kontrolör ile düşey titreşimleri bastırması ve yolcu konforunu arttırmıştır.

Raylı taşıt titreşimlerinin aktif kontrolü çok farklı bir konu gibi gözükse de temel olarak bir karayolu taşıtının titreşim kontrolüyle aynı prensiptedir. Bu tez çalışmasında bir raylı taşıtın titreşim kontrolü PID, adaptif ve gürbüz kontrolcüler ile kontrol edilmeye çalışıldığından daha önce taşıtlarda veya robot kollarının kontrolünde bu kontrolcülerin kullanıldığı çeşitli çalışmalar aşağıda sunulmuştur.

Spong [21] n eklemlili rijit robotlar için adaptif kontrol uygulamıştır. Çalışması iki güncellenen yasa üzerine kuruludur. Algoritması kısaca pasiflik esaslı bir yaklaşım ve kararlı yaklaşımın kombinasyonudur. Sağlık ve tasarım açısından avantajlı bir sistemdir.

Koo ve diğ. [22] makalesinde üst sınırının bilindiği varsayılan kararsızlık parametreleri ile n uzuvlu robot parametreleri için gürbüz kontrol kanununu önermiştir. Corless-Leitmann yaklaşımına dayanarak gürbüz kontrol için üst belirsizlik sınırı bilenen belirsizlik parametreleri için tahmini üst sınır önerilmiş ve ek bir kontrol girişi tahmini değerinin bir fonksiyonu olarak kendini güncellemiştir. Lyapunov kararlılık teorisi kullanılmış olup izleme hatasının sınırlı olduğu tespit edilmiştir.

Lauwers ve diğ. [23] çalışmalarında çeyrek taşıt aktif süspansiyon sisteminin gürbüz lineer kontrolünü deneysel olarak incelemiştir. Aktif süspansiyon sistemleri için her zaman uygun bir şekilde kullanılabilen CACSD yazılım araçlarıyla iyi desteklenmiş lineer teknikler kullanmışlar ve bilgisayar benzetimleri ile deneysel sonuçların birbirine yakınlığını göstermişlerdir.

Zuo ve diğ. [24] çalışmalarında bir referans modeli kullanmadan sistemin durumları açısından ideal sönümleme hedefine karşılık gelen bir dinamik manifold tasarlamış ve sistem parametrelerini güncellerken bu manifold üzerine sistemi çalıştırmak için adaptif kontrol kullanmışlardır. Bu adaptif algoritmayı, yer hareketine tercihen yere bağlı yük deplasmanının ve hızının kolayca ölçülmesi açısından direkt olarak formüle etmişlerdir.

Turnip ve diğ. [25] süspansiyon sisteminin değişken yol koşullarına uyum sağlaması amacıyla ‘Model Referanslı Adaptif Kontrolcü’ kullanmışlardır. Kontrol parametreleri kutup yerleşim metoduyla belirlenmiştir. Bu kontrolcüyü, konfor ve güvenlik faktörlerini temsil eden iki farklı süspansiyon sistemine (dikey ivmelenen ve süspansiyon daralması modellerine) uygulamışlardır. Testlerde, 3 farklı yol koşulunu ifade eden 3 farklı matematiksel model kullanmışlardır. Bu modelleri, parametre belirtme tekniğiyle, test aracına ait süspansiyon sisteminden türetmişlerdir. Benzetim sonuçlarıyla değişen yol koşullarına göre referans modeli nasıl izlediğini ve adapte olduğunu göstermişlerdir.

Özbek [26] çalışmasında literatürde aktif titreşim sönümleme sistemleri için yeni bir adaptif yaklaşım olan ‘Model Erişimli Adaptif Kontrol’ yönteminin taşıt aktif süspansiyon sistemlerine uygulanabilirliğini göstermiştir. Daha sonra, bilinen adaptif kontrol yasasına [24] ek kontrol girdisi sağlayarak sistemin gürbüzlüğünün artırılması amacıyla yeni bir parametre uyarlama algoritması geliştirmiş ve Lyapunov metodunu kullanarak sistemin kararlılığını kanıtlamıştır.

Burkan ve diğ. [27] çalışmalarında aktif titreşim sönümleme sistemleri için yeni bir yaklaşım olarak model erişimli adaptif-gürbüz kontrol kuralı tanımlamışlardır. Sistem parametrelerinin hedef modeli olarak ideal skyhook sistemi seçilmiş ve bu amaçla bir dinamik manifold tanımlanmıştır. Önce yeni bir Lyapunov kararlılık kriterleri uyarınca yeni bir Lyapunov fonksiyonu tanımlanmış, belirsiz sistemlerde ideal sisteme ulaşmak için bir model erişimli adaptif ve gürbüz kontrol kuralı türetilmiştir. Üretilen bu kontrol kuralı daha sonra bir aracın süspansiyon sistemine uygulanmıştır.



### 3. MALZEME VE YÖNTEM

#### 3.1. TAŞITLARDA SÜSPANSİYON

Taşıtlar, seyirleri esnasında gerek motordan gelen gerekse yol dürtülerinden gelen titreşimlere maruz kalırlar. Bu oluşan titreşimler istenmediği gibi mekanik sistemlerin yapısına da çok ciddi zarar verirler. Değişik yol dürtülerinin oluşturduğu bu titreşimler, en kısa zamanda sönümlenmedikleri takdirde yolcuların seyir konforunu olumsuz yönde etkilerler.

Amortisörler, titreşim hareketinin sönümlenebilmesini sağlayan dolayısıyla taşıtı yol dürtülerinin yarattığı dış kuvvetlerden koruyan sistemlerdir. Bu sistem bir helezon yay ve buna bağlı bir sönümleyiciden oluşmaktadır. Amortisörler sürtünme yardımıyla, harekete zıt yönde ve hareketin hızına bağlı kuvvetler oluştururlar. Bu kuvvetler hareketi yavaşlatıcı bir etki yaratırlar. Böylece oluşan titreşimler zamana bağlı olarak sönümlenirler.

Oluşan titreşimlerin sönümlenmesinde, taşıtların seyir konforu açısından en önemli nokta sönümlenme süresidir. Bu süre ne kadar kısa olursa seyir konforu o kadar artar. Sönümlenme süresi uzadığında ise yolcular için seyir konforu azalır. Titreşim hareketinin sönümlenmesindeki asıl amaç, taşıtın yerden yüksekliğinin belli bir değerde sabit tutulması ve titreşim hareketi sonucunda yüksekliğin eski konumuna getirilmesidir. Bunun yanı sıra yol etkisiyle oluşan dış kuvvetlerin de azaltılması ve oluşan ani etkilerin giderilmesi gerekir. Bunun sağlanması rijit bir eleman kullanılarak mümkün olmadığı için, aks ve gövde arasında esnek eleman kullanılarak sorun giderilmeye çalışılır. Genel olarak binek araçlarda esnek eleman olarak helezon yaylar kullanılır.

Taşıtların dinamik davranışlarını genelde süspansiyonlar belirler. Taşıtların seyri esnasında seyir konforuna etki eden en önemli elemanlar süspansiyonlardır. Şasinin devrilmesine engel olmak, tekerleklerin yolla temasını sağlamak, taşıt gövdesinin yol bozukluklarından etkilenmesini engellemek, aksın yolu takip edebilmesi için düşey uyumluluk göstermek, tekerleklerin aks üzerinde dengeli olarak durmasını sağlamak amortisörlerin temel işlevleri arasında yer alır. Süspansiyonlar kendi aralarında üç sınıfta incelenebilir.

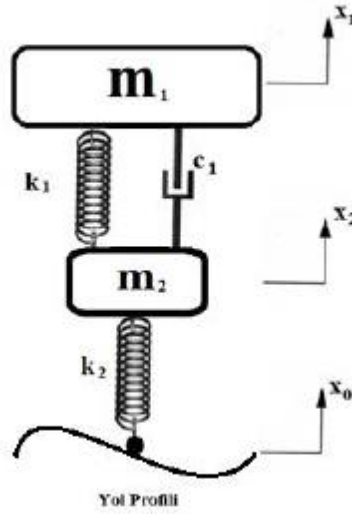
- Pasif süspansiyonlar
- Yarı aktif süspansiyonlar

- Tam aktif süspansiyonlar [26].

### 3.1.1. Pasif Süspansiyonlar

Pasif süspansiyonlar, zamana bağlı olmayan yay ve sönümlenme özelliklerine sahip elemanlar içerir. Bu tip süspansiyonlar sıkışmış yayın enerjisini biriktirir ya da amortisör vasıtasıyla enerjiyi dağıtır. Amortisörlere dışardan herhangi bir enerji verilmez.

Kendinden seviye ayarlamalı süspansiyonlar, havalı süspansiyon olarak da bilinen ve havalı bir yay vasıtasıyla yükteki değişimlere uyabilen diğer pasif süspansiyon çeşididir. Ağır kamyonlarda, otobüslerde ve az miktarda yolcu taşıyan küçük yolcu taşıtlarında kullanılır. Bir seviye kontrol valfi, süspansiyon yer değiştirmesini gözler ve yay içindeki hava basıncı, yer değiştirmeyi istenen seviyeye getirmek için ayarlanır [26].

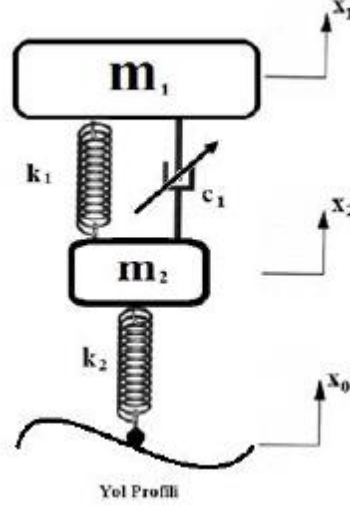


Şekil 3.1: Pasif süspansiyon sistemi [26].

### 3.1.2. Yarı Aktif Süspansiyonlar

Bu tip süspansiyonlarda, süspansiyona dışardan uygulanacak bir kuvvet veya gönderilecek bir sinyal sayesinde sistemin yay ve sönümlenme katsayıları ayarlanır. Yarı aktif süspansiyon sistemleri: yavaş aktif, alçak bant ve yüksek bant şeklinde gruplara ayrılır. Yavaş aktif sistemler daha çok bozuk yol ve zor manevra koşullarında ana gövdenin kafa vurma, sıçrama ve yuvarlanma hareketlerinin kontrolü imkanı sağlar. Yavaş aktif sistemlerde, süspansiyonun

sönümleme ve yay katsayısı seyir esnasında değişimlere cevap verecek şekilde ayarlanabilir [26].



Şekil 3.2: Yarı aktif süspansiyon sistemi [28].

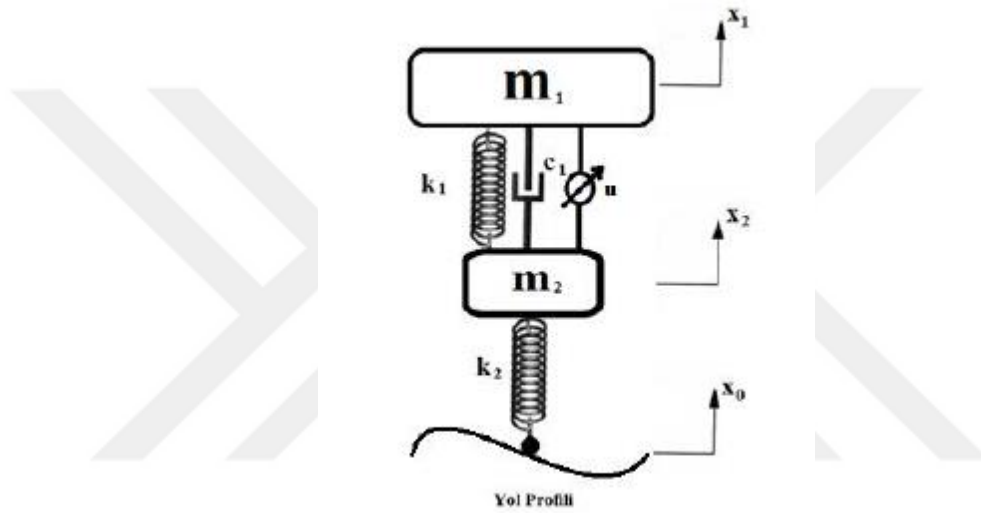
### 3.1.3. Tam Aktif Süspansiyonlar

Bu tipteki süspansiyon sistemlerinde kuvvet üreteçleri denilen ve süspansiyon sistemi içinde gereken kuvveti üreten teleskopik geometriye sahip elektromanyetik cihazlar ya da hidrolik kontrollü silindireler bulunur. Dışarıdan gelecek bir kuvvet sistemi amortisörü harekete geçirir.

Süspansiyon sistemlerinin geliştirilmesi için yapılan çalışmalar, taşıtın seyir performansını arttırırken, taşıtın yol tutuşunda da aynı performansın sağlanabilmesini amaçlamaktadır. Süspansiyon kontrol edilirken, kontrol kuvvetleri sadece ihtiyaç duyulan zamanda uygulanır ve böylece seyir performansının arttırılması için diğer özelliklerin değiştirilmesi gerekmez.

Aktif süspansiyon sistemlerinin tasarımı yapılırken çoğu zaman taşıtın gövde hareketi ve y eksenini boyunca yaptığı kafa vurma hareketi esas alınır. Yolculara gelen ivmenin en iyi biçimde sönmülenebilmesi için taşıtın bu yönlerde yaptığı titreşimler incelenmelidir. Araç gövdesine frenleme esnasında gelen kuvvet sonucunda taşıtın gövdesi ileri kafa vurma hareketi yapar. Kontrolcü sönümleme kuvvetini arttırarak veya zıt kuvvetler uygulayarak bu hareketi engelleyebilir. Yoldaki bozukluklardan dolayı tekerlekler üzerinde oluşan dinamik yükler, aktif süspansiyonlar tarafından azaltılarak araç gövdesinin yol tutuş performansı da arttırılmış olur. Yol düzlemindeki taşıtlara etki eden titreşimlerin kaynağı, yolun geometrik profili ve taşıtın

hızıdır. Taşıtların yol üzerindeki hareketi esnasında meydana gelen ivmeler taşıttaki bazı mekanik parçaların titreşmesine ve bağlantıların gevşemesine sebep olabilir. Bu titreşimler maksimum değerine rezonans bölgelerinde ulaşır. Yol bozukluğundan dolayı oluşan zorlayıcı kuvvetin frekansı, taşıtın çeşitli kısımlarının doğal frekansı ile çakışması durumunda taşıtta rezonans başlar. Bu oluşan rezonans titreşim, yolcuların seyir konforunu olumsuz yönde etkilediği gibi, taşıttaki birçok mekanik aksamın yıpranmasına, hatta kullanılmaz hale gelmesine neden olmaktadır [29].



Şekil 3.3: Aktif süspansiyon sistemi [30].

### 3.2. RAYLI TAŞITLARDA SÜSPANSİYON

Raylı taşıt süspansiyonları birçok farklı bileşenden oluşmaktadır. Bunlar; basit mekanik yapıdaki helisel yaylar ve sürtünmeli sönümleyicilerden (friction dampers), karmaşık yapılu havalı yaylara, seviye ayarlamalı valflere veya aktif ve yarı-aktif bileşenlere kadar değişmektedir. Genelde yük vagonlarının süspansiyonları, yolcu vagonları ve lokomotiflerde kullanılanlardan daha basit yapıdadır. Ayrıca yolcu vagonları birinci (tekerlek ve boji iskeleti arasında) ve ikinci kat (boji iskeleti ve taşıt gövdesi arasında) süspansiyonlara sahipken, yük vagonları (iki akslı veya dört akslı) sadece tek kat süspansiyona sahiptir.

Raylı taşıt süspansiyonlarının yerine getirmesi gereken bazı görevler vardır. Bunlar:

- Taşıtın statik ve dinamik ağırlığını taşımak.

- Tekerleklerden gelen çekiş ve fren kuvvetlerini, yolcuları veya yükü istenmeyen imelerden mümkün olduğunca koruyarak, iletme.
- Tüm çalışma koşullarında taşıtın hareketlerinin kontrol edilmesini sağlamak.
- Raylarda olabilecek bozuklukların üzerinden taşıtın güvenli geçişini sağlamak.
- Dinamik kuvvetlerden dolayı raylara veya taşıta gelebilecek zararı engellemek.

Süspansiyon tasarımcısının amacı, birbiriyle zıtlaşan gereksinimler arasında bir uzlaşma sağlamaktır. Örneğin; yüksek hızlarda seyreden raylı taşıtın, kararlılığını sağlamak için sert süspansiyona, küçük yarıçaplı virajları alabilmesi için esnek süspansiyona gereksinimi vardır. Aynı şekilde taşıtın, raydaki bükülme gibi kusurların yaratacağı etkiyi soğurması için yumuşak süspansiyona, pantografin planlanmamış yanal hareketlerini önlemek için sert süspansiyona gereksinimi vardır [16].

Günümüzde süspansiyon sistemleri; pasif süspansiyon sistemleri ve aktif-yarı aktif süspansiyon sistemleri olmak üzere iki grupta incelenmektedir. Pasif süspansiyon sistemleri yay ve sönümleme elemanından oluşan, ilave enerji gerektirmeyen süspansiyon sistemleridir. Yarı aktif süspansiyon sistemleri yay ve sönüm elemanından oluşan, ilave enerji gerektirmeyen süspansiyon sistemleridir. Aktif süspansiyon sisteminde ise süspansiyon elemanlarının yanı sıra, kuvvet oluşturucular (aktuatör) kullanılarak sisteme dışarıdan bir kuvvet uygulayarak salınımlar engellenmektedir. Aktuatör sisteme enerji verebildiği gibi sistemden enerji de çekebilmektedir. Aktif süspansiyonlar, optimum kontrole daha yakın olmakla beraber, ölçümleri değerlendirip aktuatöre tahrik etmek üzere çıktı üretecek kontrolöre ihtiyaç duyarlar [18].

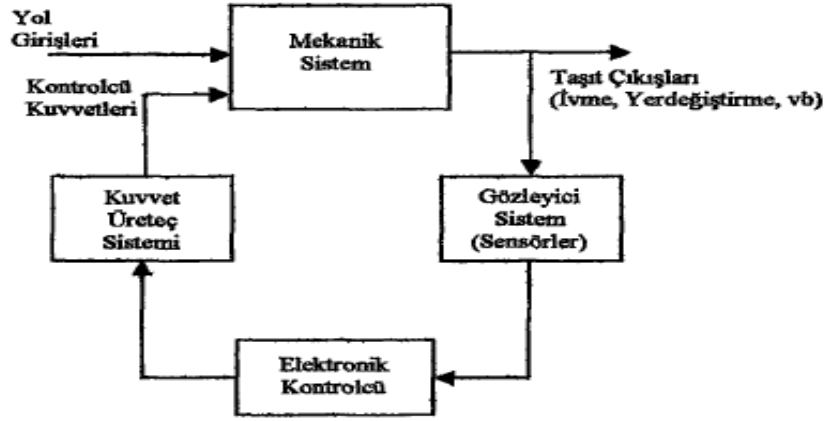
### **3.2.1. Raylı Taşıtlarda Pasif Süspansiyon**

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

Eğer boji rijit bir çerçeveye sahipse süspansiyonlar daima iki katmandan oluşur. Bunlar; tekerlek setlerini boji iskeletine bağlayan birincil süspansiyon 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 süspansiyon, aks kutusu süspansiyonları diye de anılırlar [18].

### 3.2.2. Raylı Taşıtlarda Aktif Süspansiyon

Aktif süspansiyon varolan mekanik sisteme sensörler, kontrolcü ve kuvvet üreteçleri eklenerek elde edilir. Pasif veya kontrolcüsüz sistemin yol girişlerine ve diğer düzensizliklere cevabı, kütleler, yay katsayıları, sistemin geometrik özellikleri gibi parametrelerle belirlenir. Buna karşın aktif veya kontrolcülü sistemin cevabı kontrol kanunu tarafından belirlenir.



Şekil 3.4: Aktif süspansiyonlu sistemin şematik gösterimi [16].

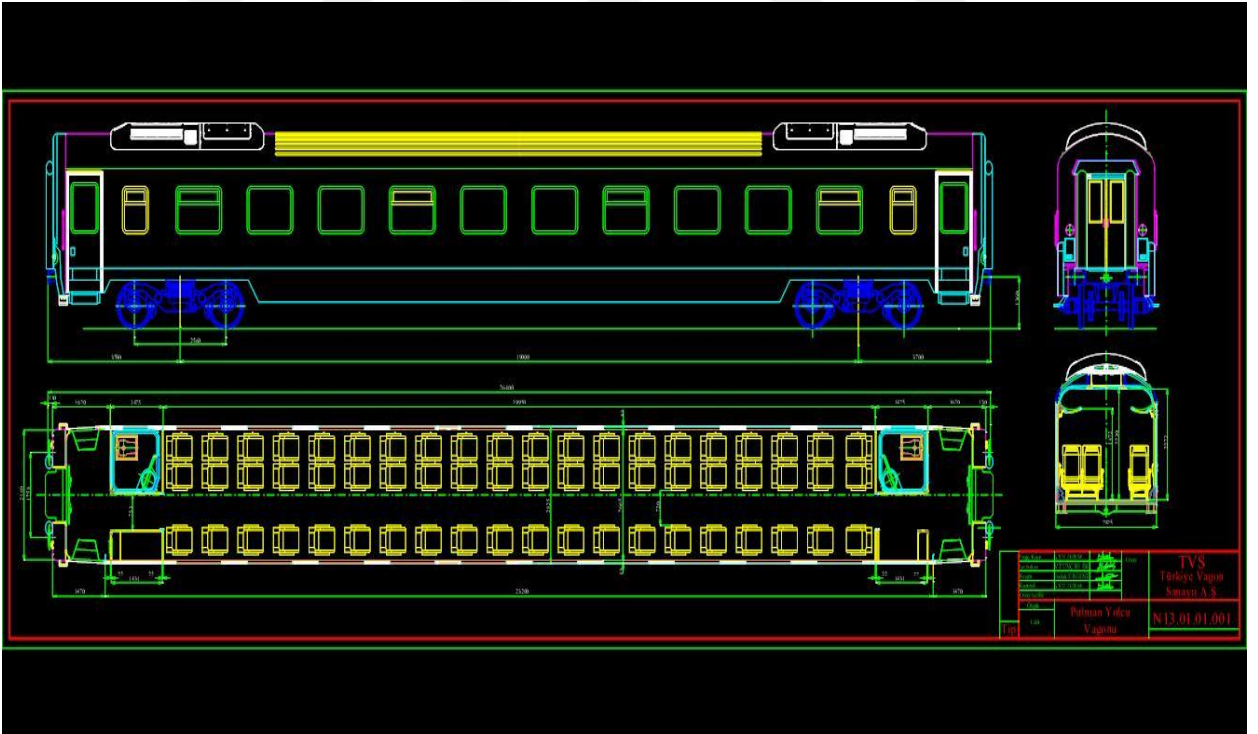
Raylı taşıtlarda aktif süspansiyon fikri ikinci kat süspansiyonlara uygulandığında taşıtın seyir konforunu iyileştirmektedir. Birinci kat süspansiyonlara uygulandığında ise boji kararlılığının iyileşmesini ve/veya taşıtın daha etkili viraj almasını sağlar. Diğer yandan aktif süspansiyonların getirdiği en büyük avantaj tasarım aşamasında kendisini göstermektedir. Örneğin; seyir konforu ve süspansiyon açıklığı veya kararlılık ve viraj alma arasında sağladığı denge [16].

Bu tez çalışmasında aktif süspansiyon ikinci kat süspansiyonlara uygulanarak seyir konforunun iyileştirilmesi amaçlanmıştır.

### 3.3. N13 TİPİ YOLCU VAGONU



Şekil 3.5: Tvs 2000 (N13) yolcu vagonu [31].



Şekil 3.6: N13 yolcu vagonu teknik resmi [31].

N13 (Nesil13) tipi yolcu vagonları, projesi TÜVASAŞ'a (Türkiye Vagon Sanayii A.Ş.) ait olan ve TÜVASAŞ ta ilk olarak 1994 yılında üretimine başlanan TVS 2000 tipi yolcu vagonlarınının

en son modelidir. TCDD tarafından anahat (şehirlerarası) yolcu trenlerinde yolcu taşımak amacıyla kullanılmaktadır. Çekilen araçlar, cer motorları yoktur. Vagon gövdesi 2 boji üzerine oturtulmuştur. Y32 boji kullanılmaktadır. Vagon gövdesi sac ve kaynakla birleştirilmiş çelik konstrüksiyon olarak üretilmiştir. Vagon gövdesi çelik konstrüksiyonu oluşturulduktan sonra kumlama, boya, yalıtım ve izolasyon işlemlerinin ardından vagonun iç giydirmesi, elektrik tesisatı, klima tesisatı, hava- fren tesisatı ve boji montajı yapılarak üretim tamamlanır [31].

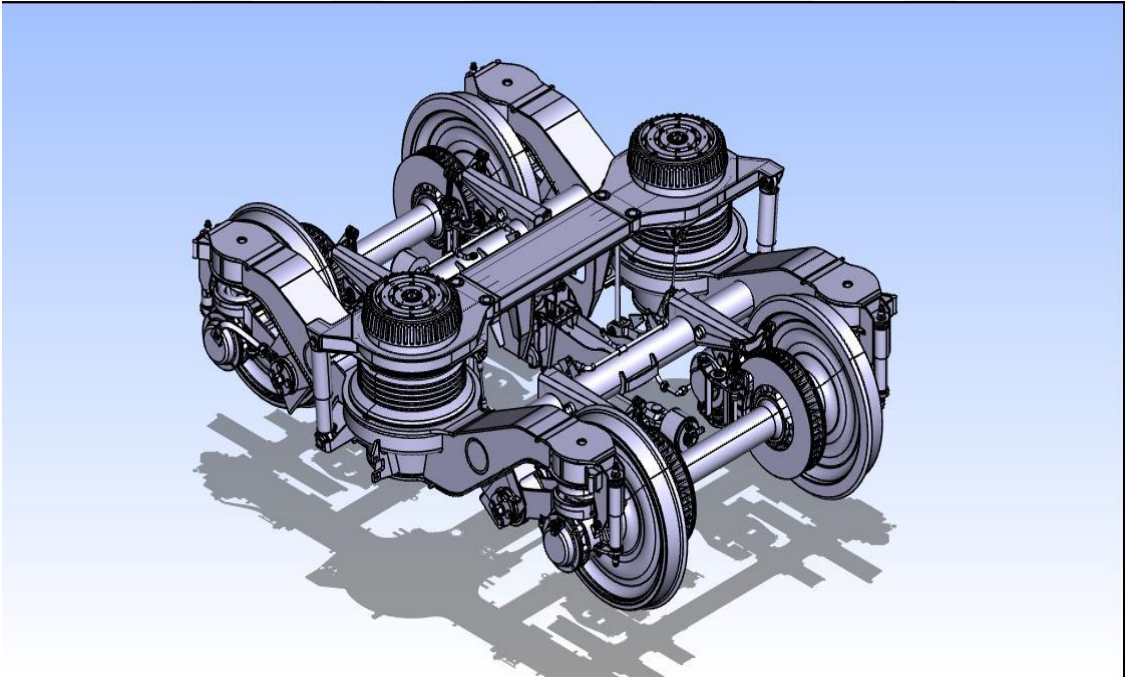
### 3.3.1. N13 Tipi Yolcu Vagonu Karakteristikleri

Vagon Boyu(tampondan tampona):	26400 mm
Sandık Boyu:	26100 mm
Vagon Genişliği:	2825 mm
Vagon Yüksekliği:	4050 mm
Vagon Ağırlığı:	42 ton
Boji Göbek eksenler arası:	19000 mm
Taban yüksekliği:	1295 mm
Ray açıklığı:	1435 mm
Kapılar:	Elektro-pnömatik kayar kapı.
Bojiler:	Y-32 Boji
Tekerlek Çapı( yeni-aşınmış):	920/870
Tekerlek Tipi:	Monoblok
Minimum Kurp Yarıçapı:	125 m
Akuplesiz ve yüksüz kurp yarıçapı:	75 m
Maksimum hız:	160 km/h



Fren:	Disk fren
El Fren Ağırlığı:	G=30 T
Fren Ağırlığı:	P=74 T G=56 T
Yolcu Kapasitesi:	60 kişi 2+1 iki yönlü koltuklar.
Gabari:	UIC 505-1
Koşum takımı:	Ringfeder
Su deposu hacmi:	820 lt
İklimlendirme:	40 kw ısıtma 35 kw soğutma 1200 m <sup>3</sup> /h taze hava [31].

### 3.4. Y32 BOJİ

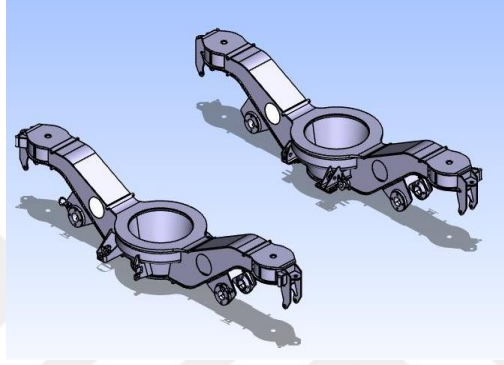


Şekil 3.7: Y32 boji [32].

Boji en basit ifadeyle bir raylı taşıtın yürüyen aksamıdır. Y32 boji 2 dingilli monoblok tekerlek takımlı, disk fren sistemli ve 160 km/h hıza uygun olarak imal edilmektedir. Boji üzerine manyetik fren ekipmanlarının monte edilmesi ile boji işletme hızı 200 km/h a kadar çıkarılabilmektedir [33].

### 3.4.1. Y32 Boji Komponentleri

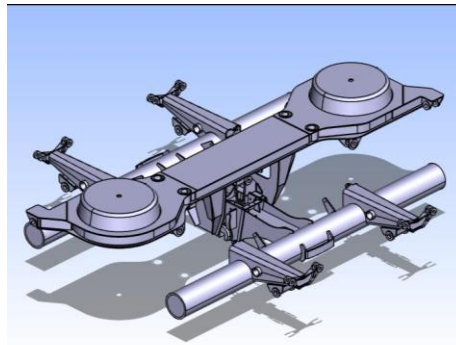
#### 3.4.1.1. Şasi Boy Kirişleri



Şekil 3.8: Şasi boy kirişi [32].

Vagon gövdesinin ağırlıklarını tekerleklere iletir. Birincil ve ikincil süspansiyonları taşır. St42-3 çeliğinden imal edilmiştir. UIC 515 standartlarına uygun olarak üretilmiştir [32].

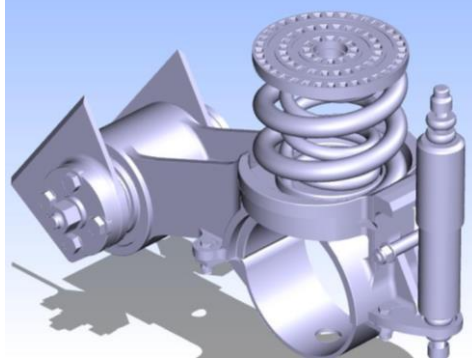
#### 3.4.1.2. Beşik Traversi



Şekil 3.9: Beşik traversi [32].

Şasi boy kirişlerini birbirine bağlar. Disk fren sistemine yataklık eder. Şasi boy kirişleriyle aynı standartlarda üretimi yapılır [32].

### 3.4.1.3. Birincil Süspansiyon

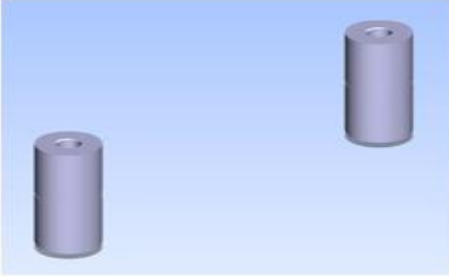


Şekil 3.10: Birincil süspansiyon [32].

Tekerlekler ile boji şasi boy kirişleri arasında monte edilmişlerdir. Bir bojide her tekerleğin üstünde olmak üzere 4 adet mevcuttur. İç içe geçirilmiş ters sarımlı 2 çelik yay ve bir amortisörden oluşmaktadır [32].

### 3.4.1.4. İkincil Süspansiyon

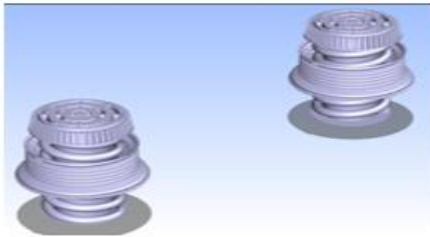
Kauçuk susta



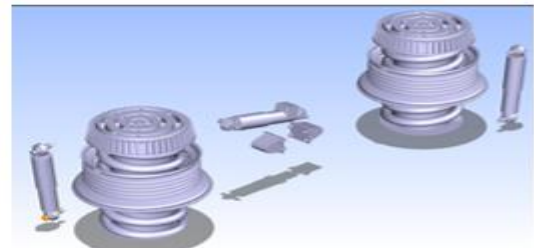
Helezon sustanın içine yerleştirilmiş kauçuk susta



Lastik muhafazalar



Amortisörler



Şekil 3.11: İkincil süspansiyon elemanları [32].

İkincil süspansiyon üst üste konulmuş 2 kauçuk susta ve bu kauçuk sustaların içine yerleştirildiği 1 helezon çelik susta ve 1 dikey amortisörden oluşmaktadır. Helezon ve kauçuk susta grubu bir lastik muhafaza içinde korunur ve vagon gövdesi bu lastik muhafaza üzerine oturur. Bir bojide 2 adet ikincil süspansiyon grubu vardır. Her bir grupta 1 adet hidrolik amortisör dikey hareketleri sönümleme görevini yerine getirir. 1 bojide yatay hareketleri sönümlemek için 1 adet yatay amortisör mevcuttur [32].

Yayların çapı 60,4 mm, ortalama sarmal uzunluğu 380 mm dir. Serbest haldeki sarmal adedi 6, dara altındaki yüksekliği 712 mm ve alacağı maksimum baskı 60 Hbar dır. İkincil yayların yanal esneklikleri 50-60 mm/ton dur. Bu yanal esneklik bir çift kauçuk lastik yerleştirilmek sureti ile 1400 mm/tona yükseltilmiştir. Dikey esneklik de bojinin toplam esnekliğinin yaklaşık %75 i olmak üzere 12,5 mm/ton dur. Bojinin iki yanına yerleştirilen iki hidrolik amortisör dikey süspansiyonu sağladığı gibi şasiyi de enine bağlantı parçası ile birleştirir [34].

### 3.5. MATEMATİKSEL MODEL

Bu çalışmada N13 vagonunun dinamik analizi için çeyrek raylı taşıt modeli kullanılmıştır. Modelin matematiksel denklemleri Lagrange yöntemi ile elde edilmiştir.

#### 3.5.1. Lagrange Yöntemi

Lagrange yönteminde her bir hareketli parçada geliştirilmiş koordinat sistemi tayin edilerek işleme başlanır. Standart dikdörtgen koordinat sistemi geliştirilmiş koordinatta yazılmış bir örnektir. Lagrange denkleminde serbestlik derecesi kavramı önem kazanmaktadır. Serbestlik derecesi, hareketi tanımlamak için gerekli, birbirinden bağımsız, minimum koordinat sayısıdır.

Lagrange denklemini çözmeye başlamadan önce ilk olarak bağımsız koordinatlar belirlenir. Daha sonra her bağımsız koordinat için Lagrange denklemi yazılır.

Lagrangian ifadesi:

$$L = K - P \quad (3.1)$$

En genel lagrange ifadesi:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} = Q_i \quad (3.2)$$

Sönümlenme kuvveti dış kuvvet gibi eklenirse:

$$-\frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i} = Q_i \quad (3.3)$$

Lagrange'ın açık ifadesi:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial q_i} + \frac{\partial E_p}{\partial q_i} + \frac{\partial E_s}{\partial \dot{q}_i} = Q_i \quad (3.4)$$

Olur. Burada:

Ek: Toplam kinetik enerji

Ep: Toplam potansiyel enerji

Es: Toplam sönümlenme enerjisi

Qi: Genelleştirilmiş kuvvetler

qi: Genelleştirilmiş koordinatlar [35].

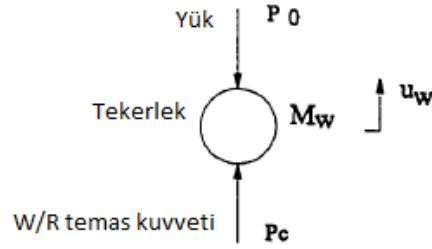
### 3.5.2. Çeyrek Raylı Taşıt Modelleri

Literatürde raylı sistem araçlarının dinamik davranışlarını incelemek amacıyla geliştirilen 3 değişik tip çözüm modeli bulunmaktadır. 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 elemanlar modelleri” dir.

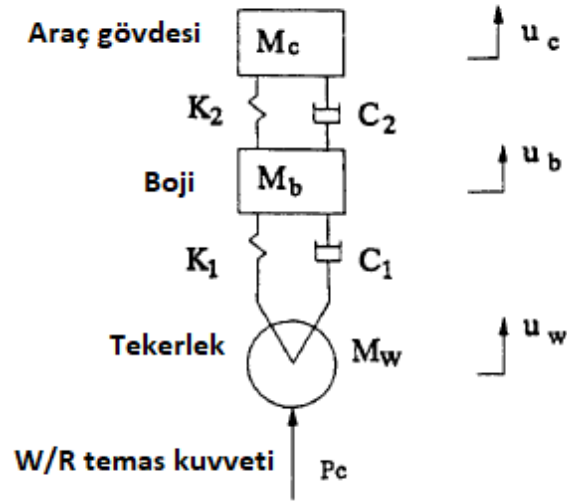
Bu tez çalışmasında yolcu vagonunun dinamik analizi için “Toplu Kütleli Model” kullanılmıştır.

Toplu kütleli modeller 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 Bölümünde yapılan bir doktora tezinde [2] bu tip modellemeye gidilerek çözümler gerçekleştirilmiştir. Bu tezde öncelikle tekerlek-ray etkileşimini incelemek için tek serbestlik dereceli tekerlek modeli kullanılmıştır Şekil 3.12.

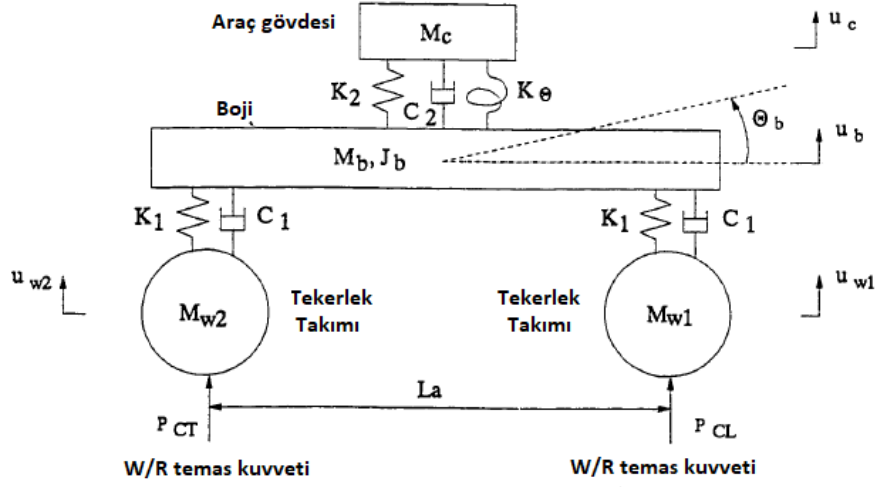
Tekerlek, boji ve gövdeye ait düşey titreşimleri incelemek için ise 3 serbestlik dereceli bir başka model kullanılmıştır Şekil 3.13. Bu modelde, tekerlek seti ve boji birincil süspansiyonlarla, boji ve gövde ise ikincil süspansiyonlarla birbirine bağlanmıştır. Daha gerçekçi bir model elde etmek için ise iki tekerlek seti, bir boji ve yarım gövde kütesinden oluşan 5 serbestlik dereceli model tasarlanmıştır Şekil 3.14 [18].



Şekil 3.12: Tek serbestlik dereceli raylı araç modeli [2].



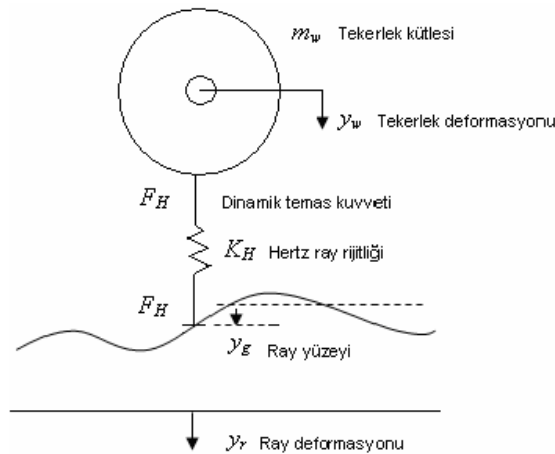
Şekil 3.13: Üç serbestlik dereceli araç modeli [2].



Şekil 3.14: Beş serbestlik dereceli araç modeli [2].

### 3.5.3. Ray Tekerlek Etkileşimi

Taşıt-yol etkileşimi esnasında oluşan kuvvetler tekerlek-ray temas alanı ile iletilirler. Tekerlek ile ray arasındaki temas alanının geometrisinden dolayı, dinamik tekerlek-ray etkileşimi için kuvvet ve çökme arasındaki ilişki Hertz temas yayı ile tanımlanır Şekil 3.15. Hertz temas yayı lineer olmayıp temas kuvveti ile ray-tekerler temas yüzeyinde oluşan çökme arasındaki ilişkiye bağlı olarak ifade edilir. Tekerlek-ray arasındaki ilişkinin açıklanabilmesi için tüm bileşenlerin lineer olması gerekir, dolayısıyla Hertz yayınının da lineer bir şekilde tanımlanması gerekir.



Şekil 3.15: Tekerlek ray temas modeli [6].

Hertz temas yayının değeri ise statik tekerlek yüküne bağlı olarak kuvvet-yer değiştirme ilişkisiyle aşağıdaki gibi ifade edilir;

$$k_h = \frac{dF}{dy} = \frac{3 \left( c_h^{2/3} \cdot F^{1/3} \right)}{2} \quad [N/m] \quad (3.5)$$

Denklemden  $F[N]$  statik tekerlek kuvvetidir.  $c_h[Nm^{3/2}]$  değeri ise, Hertz yay sabiti olup tekerlek ve rayın yarıçapı ve malzeme özelliklerine bağlı bir sabittir[36].

Dinamik tekerlek-ray modellerinde sözü edilen Hertz yayı oldukça önemlidir. Modelde kullanılan Hertz Temas Yayı için, yay rijitliği ‘‘Hertz Teorisi’’ ile elde edilebilir. Bu teoriye göre temas alanının dairesel olduğu varsayıldığında ‘‘Hertz Ray Rijitliği ( $k_h$ )’’ aşağıda verilen eşitlik ile ifade edilir.

$$k_h = \sqrt[3]{\frac{3EQ\sqrt{R_{tekerlek}R_{mantar}}}{2(1-\nu^2)^2}} \quad (N/m) \quad (3.6)$$

$k_h$  : Hertz ray rijitliği (N/m).

$\nu$  :Poisson oranı.

$E$  :Elastisite modülü (N/m<sup>2</sup>).

$Q$  :Düşey tekerlek yükü (N).

$R_{tekerlek}$  :Tekerlek yarıçapı (mm).

$R_{mantar}$  :Ray mantarının yarıçapı (mm).[37]

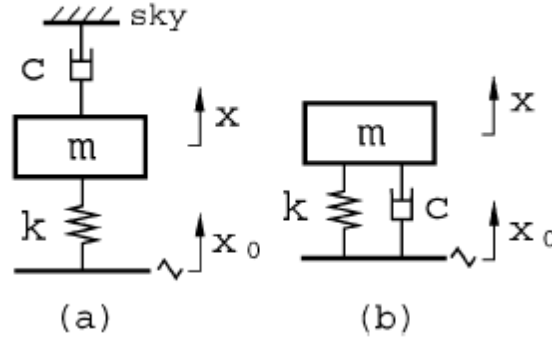
#### 3.5.4. Skyhook (Gök Kanca) Süspansiyon

Skyhook süspansiyon denetimi, idealde Şekil 3.16’ da görüldüğü gibi süspansiyon sönümleyicisinin taşıt gövdesi ile onunla aynı hızda hareket eden havada asılı bir sabit varsayımsal nokta arasına bağlandığı kabul edilen hayali bir süspansiyon türüdür. Sönümleyici elemanın gerçekte var olmayan sanal bir referans noktasına bağlanması, bu elemanın kütleyle aynı yer değiştirmeye sahip olması anlamına gelmektedir. Böylece taşıt, şekilden de anlaşıldığı



üzere yol yüzeyinden bağımsız bir biçimde, sanki yer yüzeyini değil de havadaki bu varsayımsal noktayı takip ediyormuş gibi ilerlemektedir.

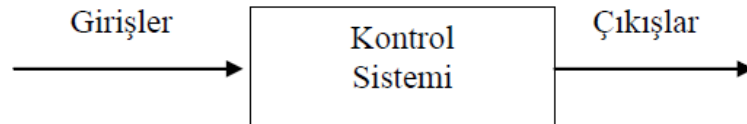
Skyhook süspansiyon sisteminin ve klasik süspansiyon sisteminin karşılaştırıldığı platform modeli Şekil 3.16’da görülmektedir [38].



Şekil 3.16: a) skyhook modeli b) klasik model [24].

### 3.6. KONTROL SİSTEMLERİ

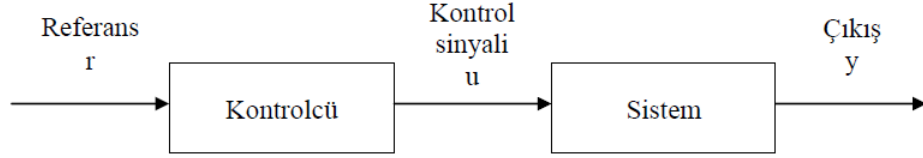
Bir sistemin çıkışlarını istenen değerlere ulaştırmak, ya da sistemin önceden mevcut bir durumun devamlılığını sağlayabilmek için sistem üzerinde yapılan işlemlerin tümüne “kontrol” denir. Bir sistemin genel olarak çıkışlarını, bozucu etkilere rağmen istenen değerlere ulaştırmak için, gerekli kontrol işlemlerini gerçekleştirmek üzere kurulan sistemlere “kontrol sistemleri” denilir. Bir kontrol sisteminin amacı, giriş bilgilerini kullanarak, çıkışları istediğimiz değere ulaştırmak ve bu değerde sabit tutmaya çalışmaktır. Şekil 3.17’de görüldüğü gibi bir kontrol sistemi girişler, kontrol sistemi ve çıkışlardan oluşmaktadır.



Şekil 3.17: Bir kontrol sisteminin temel yapısı.

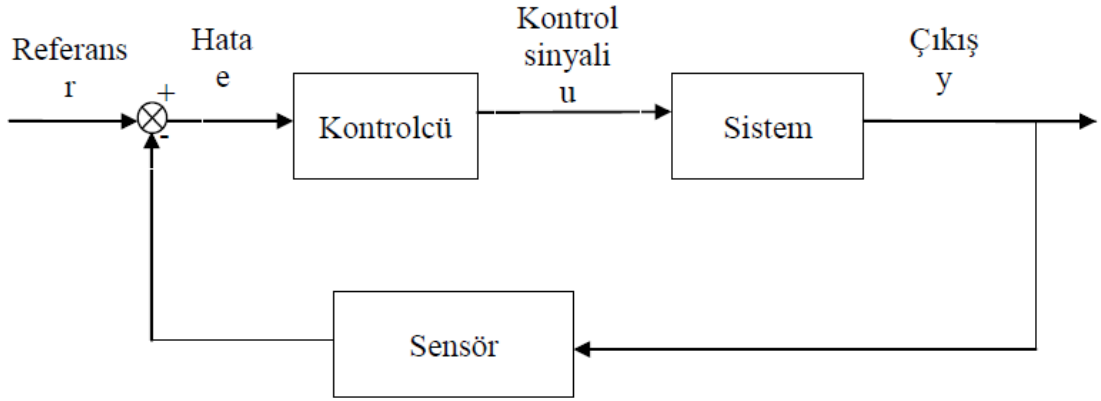
Kontrol sistemleri açık çevrimli ve kapalı çevrimli olmak üzere ikiye ayrılır. Şekil 3.18’de görülen açık çevrimli sistemde referans değerine bağlı olarak bir kontrol sinyali üretilmekte ve

sisteme uygulanmaktadır. Böylece sistem çıkışı önceden belirlenen seviyelerde tutulmaya çalışılmaktadır. Ancak açık çevrimli kontrol sistemlerinde çıkış bilgileri tekrar işlenip kontrol sistemine ulaştırılmaz. Şekil 3.19'da ise bir kapalı çevrim kontrol sistemi yer almaktadır. Bu sistemde ise sistemin çıkış bilgileri geriye beslenmekte ve referans değeri ile



**Şekil 3.18:** Açık çevrim kontrol sistemi.

karşılaştırılmaktadır. Aradaki farka (hata) göre kontrol sinyali üretilmekte ve sisteme uygulanmaktadır. Böylece daha anlamlı ve doğru neticeler elde edilebilmektedir.



**Şekil 3.19:** Kapalı çevrim kontrol sistemi.

Kapalı çevrim kontrol sisteminde ölçülen çıkış bilgileri bir sensör vasıtasıyla kontrolcüye ulaştırılır. Kontrolcü bilinen ya da amaçlanan referans değerinden ölçülen çıkış bilgisinin farkını alarak oluşan hatayı ( $e$ ) hesaplar ve sistemi referans değerine ulaştırmaya çalışır [39]

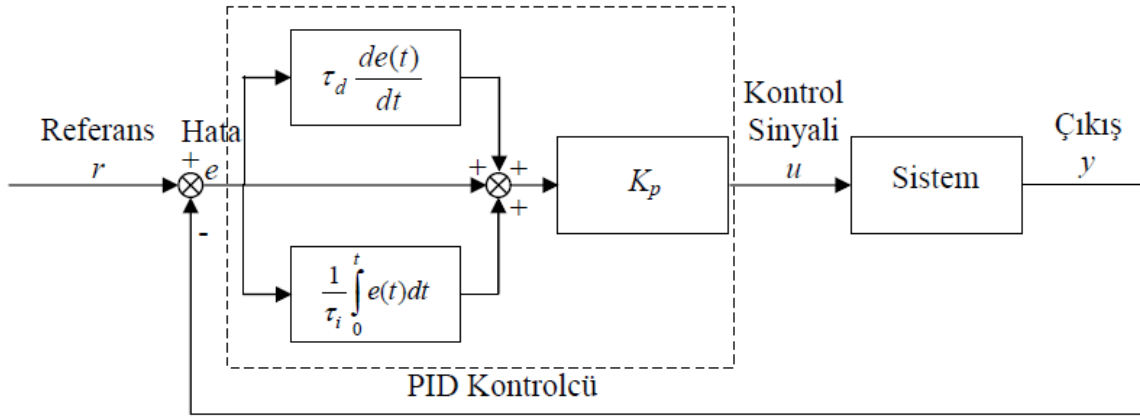
### 3.6.1. PID Kontrolcü

Oransal-integral-türev etkili kontrolcüler olarak adlandırılan modern endüstride çok geniş bir kullanımı olan, lineer olduğu gibi non lineer tüm sistemler için de uygulanabilen, en çok bilinen ve en yaygın olarak kullanılan bir kontrol metodudur. Üç temel kontrol etkisinin üstünlüklerini tek bir birim altında birleştiren bir kontrol etkisidir. İntegral etkide sistemde ortaya çıkabilecek

kalıcı durum hatası sıfırlanırken, türev etkide sistemin kararlılığı ve cevap hızı artmaktadır. Buna göre PID kontrol metodu, sistemde sıfır kalıcı durum hatası barındıran, sistemin hızlı ve kararlı cevap vermesini sağlayan P, PI ve PD kontrol etkilerinin üçünün de üstünlüklerini bir arada barındıran etkin ve en çok tercih edilen kontrol uygulamasıdır.

Hata fonksiyonu olarak tanımlanan  $e(t)$  fonksiyonu, referans olarak alınan değer ile kontrol edilen gerçek değer arasındaki fark olup zamana bağlı değişim göstermektedir. Kontrolcünün ürettiği kuvvet  $u(t)$  zamana bağlı olup, (3.7)'deki gibi ifade edilir.

$$u(t) = K_p \left( e(t) + \frac{1}{\tau_i} \int_0^t e(t) dt + \tau_d \frac{de(t)}{dt} \right) \quad (3.7)$$



Şekil 3.20: PID etkili kontrol sisteminin şematik yapısı.

PID kontrolcülü bir sistemin blok diyagramı Şekil 3.20'de gösterilmiştir. Burada;  $K_p$  oransal sabit,  $\tau_i$  integral sabiti,  $\tau_d$  ise türev sabitidir [29].

PID kontrolde en önemli nokta kontrolcü katsayıları olan oransal sabit ( $K_p$ ), integral sabiti ( $\tau_i$ ) ve türev sabitini ( $\tau_d$ ) ayarlamaktır. Bunun için deneysel ve teorik bir çok yöntem geliştirilmiştir. Bu tez çalışmasında Ziegler-Nichols [40] tarafından geliştirilen “Sürekli Titreşim Metodu” kullanılmıştır.

PID kontrolcüler endüstriyel kontrolcüler olup kullanımı kolay ve maliyetleri düşüktür. Buna karşın robustluk (gürbüzlük; dış etkenlerin (parametrelerin) değişmesinden etkilenme) özelliğine sahip değildir. Oluşan titreşimleri sönmüleyebilse de PID katsayılarının sabit olması en önemli eksikliklerdir. Ancak taşıtlar parametrik olarak değişen yapıları sistemlerdir. Örneğin bir

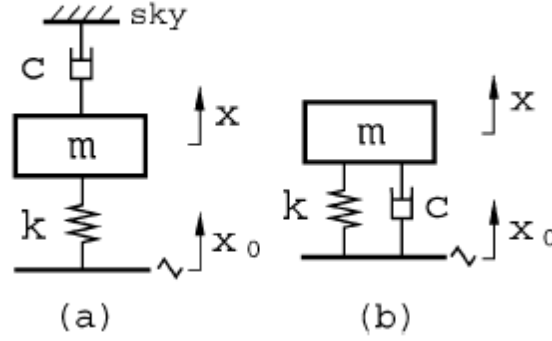
taşıt için tasarlanan PID kontrolcü katsayıları sabit olduğu için, taşıtın kütlesi arttığında, ağırlık merkezi değiştiğinde, aks mesafesi değiştiğinde, ön ya da arka aks kütleleri değiştiğinde ya da en önemlisi taşıta ait yol girişi değiştiğinde oluşan mekanik titreşimlerin sönümlenmemesine neden olmaktadır [26].

### 3.6.2. Model Erişimli Adaptif Kontrolcü

Adaptif kontrol, aktif titreşim ve taşıt süspansiyonlarının sönümlenmesinde, nonlinear, bilinmeyen, ya da zamanla değişen parametrelere uygulanma başarısıyla dikkat çekmektedir. Model referans adaptif kontrol sistemi, ideal referans modelin durumlarını ya da kesin çıkışlarını izlemek için kullanılmaktadır. Bu çalışmada ideal çok serbestlik dereceli skyhook sönümleme hedefine ulaşmak için referans model kullanılmadan yeni bir adaptif yaklaşım olan “model erişimli adaptif kontrol” kullanılmıştır. Referansa göre sistem izleme hatası yerine, sistemin durumu açısından hedef dinamik için bir dinamik manifold tanımlanmıştır. Sistemin dinamik manifoldta bilinmeyen parametreleri tahmin ederek ulaşması ve sönümlemeyi yapması için Lyapunov analizi temelli bir adaptif kontrol yasası tanımlanmıştır.

Aktif titreşim sönümleme sistemleri bir çok uygulamada, pasif titreşim sönümleme sistemlerinin düşük frekanslardaki yetersizliğini karşılamak için gerekli olmaktadır. Aktif sistemlerde bir çok kontrol yöntemi kullanılmaktadır.

Literatürde titreşim sönümlemesi için kullanılan klasik yöntemlerden birisi Karnopp,1974 [43], tarafından önerilen skyhook sönümlemedir (Şekil 3.21). Avantajlarından dolayı skyhook konfigürasyonu bir çok izolasyon ve sönümleme sistemlerinde hedef olarak kullanılmıştır. Kayan kontrol, istenen skyhook etkisini elde etmek için kullanılmıştır. Adaptif kontrol sistem parametrelerinin başlangıç bilgisine ihtiyaç duymaması, nonlinear veya zamanla değişen parametrelerle iyi çalışmasından dolayı büyük dikkat çekmektedir.



**Şekil 3.21:** a) skyhook modeli b) klasik model [24].

Önceki çalışmaların ortak noktası: arzu edilen sönümleme modelinin belirli çıktılarına ve durumlarını takip edebilmek için bir adaptif algoritma kullanmalarıdır. Bu model referans adaptif kontrol, referans model girdisi olarak genellikle yol girişinin ölçümüne (şasinin hız veya ivme bilgisi) ihtiyaç duyması, böyle sistemlerin maliyet ve karmaşıklığını artırır, hatta bazı durumlarda pratik olmayan kullanışsız uygulamalara neden olur. Örneğin araç hareket halindeyken yol girişini ölçmek zordur.

Bu çalışmada model-referans izleme yöntemine başvurulmadan yeni bir adaptif kontrol yöntemi kullanılmıştır. Yöntem, sistem durumları açısından sönümleme hedefine karşılık gelen bir dinamik manifold tasarlamak, daha sonra ,sistem parametrelerini güncellerken bu manifold üzerine sistemi çalıştırmak için adaptif kontrol kullanmaktır. Bu adaptif algoritma, yer hareketine tercihen, yere bağlı yük deplasmanının ve hızının kolayca ölçülmesi açısından doğrudan formüle edilmiştir. Parametre tahminlerinin yakınsaması da ele alınmıştır [26].

### 3.6.2.1. Hedef Dinamiği

Yerin titreşimine maruz kalan n serbestlik dereceli sönümlü bir platformun (Şekil 3.21) hareket denklemi;

$$M\ddot{x} + C(\dot{x} - \dot{x}_0) + K(x - x_0) = Bu \quad (3.8)$$

Burada M, C, K sırasıyla nxn boyutlu kütle sönümleme, yay sertliği matrisleri, B; aktuatör yerleşiminden elde edilen nxr (r>=n) tam satır dereceli matris, x kontrol edilen kütlenin yer değişim vektörü, x<sub>0</sub> yer düzgünlüğü vektörü, u kontrol kuvveti vektörüdür. M, C, K

matrislerinin parametreleri genel olarak bilinmez. B matrisi ise aktuatörlerin ve sensörlerin geometrik yerlerinden elde edilir, elde edilmesi görece daha kolaydır.

İdeal skyhook sistemi hedef olarak seçilir Şekil 3.21. n. dereceden bir skyhook sönümleyicisinin hedef hareket denklemi;

$$\bar{M}\ddot{x} + \bar{C}\dot{x} + \bar{K}(x - x_0) = 0 \quad (3.9)$$

Şeklindedir.  $\bar{M}$ ,  $\bar{C}$ ,  $\bar{K}$  hedef sistemin sırasıyla kütle, sönüm ve yay karakteristik matrisleridir. sönümleyicinin hedef hareket denklemi  $\bar{M}$ , pozitif tanımlı olduğundan bu matrisi normalize ederek birim matris şeklinde yazarak hedef skyhook modelini aşağıdaki gibi basitleştirebiliriz.

$$\ddot{x} + \bar{C}\dot{x} + \bar{K}(x - x_0) = 0 \quad (3.10)$$

Burada  $\bar{C}$  ve  $\bar{K}$  matrisleri, her bir  $x_i$   $i=1,2,\dots,n$  değişkenleri için skyhook hedef modeline ulaştığımızı öneren genelde blok köşegen matrislerdir [24].

### **3.6.2.2. Sistemin Model Erişimli Adaptif Kontrolü**

Bir adaptif algoritma kullanarak skyhook etkisine ulaşmanın geleneksel yolu, hedefin çıkış veya durumlarını takip eden sistemi kontrol etmek ve parametre adaptasyonu için izleme hatasını kullanmaktır.

Durum uzayında aşağıdaki gibi bir dinamik manifold vektörü tanımlayalım:

$$\sigma = \dot{x} + (sI + \bar{C})^{-1}\bar{K}(x - x_0) \quad (3.11)$$

Burada  $s$  Laplace operatörüdür. Manifold üzerinde  $\sigma = 0$  olduğu durumda;

$$\dot{x} + (sI + \bar{C})^{-1}\bar{K}(x - x_0) = 0 \quad (3.12)$$

Elde edilir. Bu denklem aşağıda görüldüğü gibi tam olarak hedeflenen skyhook sönüm denklemidir.

$$\ddot{x} + \bar{C}\dot{x} + \bar{K}(x - x_0) = 0 \quad (3.13)$$

Aşağıda  $K$ ,  $C$ ,  $M$  parametreleri bilinmediği zaman, manifoldu  $\sigma = 0$  durumuna erdirmek için, sistem dinamiğini çalıştırabilen geri beslemeli adaptif kontrol metodu tanımlanmıştır.

$K$ ,  $C$ ,  $M$  sütun matrislerindeki bilinmeyen parametreleri  $a$  sütun matrisi şeklinde yeniden düzenleyelim:

$$K(x - x_0) + C(\dot{x} - \dot{x}_0) - M(sI + \bar{C})^{-1}\bar{K}s(x - x_0) = Ya \quad (3.14)$$

Burada  $Y$ , ölçülebilen  $x - x_0$  ve  $\dot{x} - \dot{x}_0$  'dan oluşan uygun boyutlu bir matristir.

$$Y = [x - x_0, \dot{x} - \dot{x}_0, -(sI + \bar{C})^{-1}\bar{K}s(x - x_0)] \quad (3.15)$$

$$a = [K, C, M]^T \quad (3.16)$$

(Uygulamada bağıl hız  $\dot{x} - \dot{x}_0$ ,  $x - x_0$ 'dan tahmin edilebilir). Bilinmeyen  $K$ ,  $C$ ,  $M$  matrisleri doğrusaldır.

Bir sonraki adımda Lyapunov Analizi'ni kullanarak kontrol ve adaptasyon kanunu türetiriz. Aşağıdaki gibi pozitif tanımlı Lyapunov fonksiyonu seçilir:

$$V(\sigma, \tilde{a}) = \frac{1}{2}\sigma(t)^T M \sigma(t) + \frac{1}{2}\tilde{a}(t)^T P^{-1}\tilde{a}(t) \quad (3.17)$$

Burada  $\sigma(t)$  dinamik manifold,  $M$  sistemin pozitif tanımlı kütle matrisi,  $P$  ön seçimli sabit simetrik pozitif tanımlı matris ve  $\tilde{a}(t)$  vektörü ise  $a$  parametrelerine ait çevrimiçi tahminlerinin hata vektörüdür.  $V(\sigma, \tilde{a})$ 'nın zamana göre türevi aşağıdaki gibidir:

$$\dot{V}(\sigma, \tilde{a}) = \sigma(t)^T M \dot{\sigma}(t) + \dot{\tilde{a}}(t)^T P^{-1}\tilde{a}(t) \quad (3.18)$$

Denklem (3.8) ve (3.11) den aşağıdaki denklem elde edilir:

$$\dot{V}(\sigma, \tilde{a}) = \sigma(t)^T [M\ddot{x} + M(sI + \bar{C})^{-1}\bar{K}(\dot{x} - \dot{x}_0)] + \dot{\tilde{a}}(t)^T P^{-1}\tilde{a}(t) \quad (3.19)$$

$$\begin{aligned} &= \sigma(t)^T [Bu - K(x - x_0) - C(\dot{x} - \dot{x}_0) + M(sI + \bar{C})^{-1}\bar{K}s(x - x_0)] \\ &+ \dot{\tilde{a}}(t)^T P^{-1}\tilde{a}(t) \end{aligned} \quad (3.20)$$

Denklem (3.14)'ü (3.20)'de yerleştirelim:

$$\dot{V}(\sigma, \tilde{a}) = \sigma(t)^T (Bu - Ya) + \dot{\tilde{a}}(t)^T P^{-1}\tilde{a}(t) \quad (3.21)$$

Kontrol kuvvetini aşağıdaki gibi seçelim:

$$u = B^{-1}[Y\hat{a}(t) - k_D\sigma(t)] \quad (3.22)$$

Burada  $k_D$ , nxn boyutlu seçilmiş pozitif tanımlı bir matristir,  $\hat{a}$  vektörü, bilinmeyen a parametrelerine ait çevrimiçi tahmin vektörüdür ve tahmin hatası  $\tilde{a} = \hat{a} - a$  şeklindedir. Denklem (3.22)'yi (3.21) de yerine yazalım:

$$\dot{V}(\sigma, \tilde{a}) = -\sigma(t)^T k_D \sigma(t) + \sigma(t)^T Y(\hat{a} - a) + \dot{\tilde{a}}(t)^T P^{-1} \tilde{a}(t) \quad (3.23)$$

$$\dot{V}(\sigma, \tilde{a}) = -\sigma(t)^T k_D \sigma(t) + (\sigma(t)^T Y + \dot{\tilde{a}}(t)^T P^{-1}) \tilde{a}(t) \quad (3.24)$$

Parametre adaptasyon kanunu aşağıdaki gibi seçilirse:

$$\dot{\hat{a}} = \dot{\tilde{a}}(t) = -PY^T \sigma(t) \quad (3.25)$$

$$\dot{V}(\sigma, \tilde{a}) = -\sigma(t)^T k_D \sigma(t) \quad (3.26)$$

Denklemleri elde edilir.  $\dot{V}(\sigma, \tilde{a})$ , burada negatif yarı tanımlıdır. Ayrıca  $\dot{V}(\sigma, \tilde{a})$ 'nin sınırlandırılmış olduğunu kanıtlayabiliriz. Böylece, Lyapunov ve Barbalat teoremlerine göre  $t \rightarrow \infty, \sigma(t) \rightarrow 0$  sonucuna varırız. Ayrıca denklem 3.22 ve denklem 3.25'deki adaptif kontrolü kullanarak denklem 3.11'deki manifolda ulaşmak için, sistemin hedef skyhook dinamiğini yakalamasını sağlayan sistem durumlarını kullanırız ( $\dot{x}$  ve  $x - x_0$ ). Bu adaptif algoritma "model erişimli adaptif algoritma olarak isimlendirilir. Bu adaptif kontrol çeşidini uygulamak için sistemde sadece  $x - x_0$  ve  $\dot{x}$  m ölçülmesi gerekir [24].

### 3.6.3. Model Erişimli Gürbüz Kontrolcü

Sistem parametreleri M, C, K nin bilinmediği durumda sistem dinamiklerinin  $\sigma = 0$  manifold değerine erişmesi için yeni bir Model Erişimli Gürbüz Kontrol kuralı tanımlanmıştır. M, C, K,  $\sigma$ , Y ve a parametreleri Model Erişimli Adaptif Kontrolcüyle aynı yapıdadır [24]. Bu tanımlamalar eşliğinde nominal bir kontrol girişi aşağıdaki gibi tanımlanabilir;

$$\begin{aligned} u_0 &= K_0(x - x_0) + C_0(\dot{x} - \dot{x}_0) - M_0(sI + C)^{-1} K_s(x - x_0) - K_d \sigma \\ u_0 &= B^{-1}[Y a_0 - K_d \sigma] \end{aligned} \quad (3.44)$$

Burada;

$$a_0 = [K_0 \ C_0 \ M_0]^T \quad (3.45)$$



Nominal kontrol kuralının tanımlanması Model Erişimli Adaptif Kontrol kuralıyla benzerdir [24]. Model Erişimli Adaptif Kontrol kuralından farklı olarak referans [21,22] te  $a_0$  Gürbüz Kontrol kuralı olarak sabitlenmiştir. Referans [24] deki Model Erişimli Adaptif Kontrol stratejisinde olduğu gibi kendini zamanla yenilememektedir. Referans [22]'te verilen çalışma esas alınarak kontrol kuralı aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$u = B^{-1}Y(a_0 + p(t)) - K_d \sigma \quad (3.46)$$

$$u = B^{-1}[K_0(x - x_0) + C_0(\dot{x} - \dot{x}_0) - M_0(sI + \bar{C})^{-1}\bar{K}s(x - x_0) + Yp(t)] \quad (3.47)$$

Sistemin kararlılığını göstermek için aşağıdaki teorem verilmiştir.

**Teorem:**

Parametre belirsizliği üst sınırı uyarılama algoritması  $\hat{\rho}$  aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$\hat{\rho}(t) = \begin{cases} \alpha \|Y^T \sigma\| & \|Y^T \sigma\| > \epsilon \\ 0 & \|Y^T \sigma\| \leq \epsilon \end{cases} \quad (3.48)$$

Burada  $\epsilon > 0$  olarak tanımlanmıştır.  $\alpha$  ise pozitif sabit olup adaptif kontrol kazancıdır. Denklem (3.47) de tanımlanan kontrol girişi  $p(t)$  aşağıdaki gibidir.

$$p(t) = \begin{cases} -\frac{Y^T \sigma}{\|Y^T \sigma\|} \hat{\rho}(t) & \|Y^T \sigma\| > \epsilon \\ -\frac{Y^T \sigma}{\epsilon} \hat{\rho}(t) & \|Y^T \sigma\| \leq \epsilon \end{cases} \quad (3.49)$$

Denklem (3.49) da tanımlanan kontrol girişi denklem (3.47) de verilen kontrol kuralında yerine yazılırsa manifold  $\sigma$  sifira yaklaşacaktır.

**Kant:**

Teoremin ispatı için Lyapunov aday fonksiyonu aşağıdaki gibi verilmiştir.

$$V = \frac{1}{2} \sigma^T M \sigma + \frac{1}{2\alpha} \tilde{\rho}^2(t) \quad (3.50)$$

Bu denklemde  $\tilde{\alpha}, \rho, \hat{\rho}$  aşağıdaki gibi tanımlanmıştır [24].

$$\tilde{a} = a_0 - a \quad ; \|\tilde{a}\| = \|a_0 - a\| \leq \rho \quad \tilde{\rho} = \rho - \hat{\rho} \quad (3.51)$$

Burada  $\rho$  parametric üst sınırı,  $\hat{\rho}$  parametric üst sınır uyarlama algoritmasıdır. Lyapunov fonksiyonunun zamana göre türevi;

$$\dot{V} = \sigma^T M \dot{\sigma} - \frac{1}{\alpha} \rho \dot{\hat{\rho}} + \frac{1}{\alpha} \hat{\rho} \dot{\hat{\rho}} \quad (3.52)$$

Eşitlik (3.11) ve (3.51) i (3.52) de yerleştirirsek;

$$\begin{aligned} \dot{V} &= \sigma^T [M\ddot{x} + M(sI + C)^{-1}Ks(x - x_0)] - \frac{1}{\alpha} \rho \dot{\hat{\rho}} + \frac{1}{\alpha} \hat{\rho} \dot{\hat{\rho}} \\ &= \sigma^T [Bu - K(x - x_0) - C(\dot{x} - \dot{x}_0) + M(sI + C)^{-1}Ks(x - x_0)] - \frac{1}{\alpha} \rho \dot{\hat{\rho}} + \frac{1}{\alpha} \hat{\rho} \dot{\hat{\rho}} \\ &= \sigma^T (Bu - Ya) - \frac{1}{\alpha} \rho \dot{\hat{\rho}} + \frac{1}{\alpha} \hat{\rho} \dot{\hat{\rho}} \end{aligned} \quad (3.53)$$

Kontrol kuralı (3.47) denklem (3.52) de yerine yazılırsa aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$\dot{V} = \sigma^T Y(\tilde{a} + p(t)) - \frac{1}{\alpha} \rho \dot{\hat{\rho}} + \frac{1}{\alpha} \hat{\rho} \dot{\hat{\rho}} - \sigma^T K\sigma \quad (3.54)$$

Denklem (3.54) için iki durum söz konusudur.

Durum1:  $\|Y^T \sigma\| > \epsilon$ .

$\|Y^T \sigma\| > \epsilon$  olması durumunda denklem (3.54) aşağıdaki şekli alır.

$$\begin{aligned} \dot{V} &\leq \sigma^T Y p(t) + \|Y^T \sigma\| \rho - \frac{1}{\alpha} \rho \dot{\hat{\rho}} + \frac{1}{\alpha} \hat{\rho} \dot{\hat{\rho}} - \sigma^T K\sigma \\ \dot{V} &\leq \sigma^T Y p(t) + \|Y^T \sigma\| \rho - \|Y^T \sigma\| \hat{\rho} - \sigma^T K\sigma \\ \dot{V} &\leq \sigma^T Y p(t) + \|Y^T \sigma\| \hat{\rho} - \sigma^T K\sigma \\ \dot{V} &\leq -Y^T \sigma \frac{Y^T \sigma}{\|Y^T \sigma\|} \hat{\rho} + \|Y^T \sigma\| \hat{\rho} - \sigma^T K\sigma \\ \dot{V} &\leq -\sigma^T K\sigma \end{aligned} \quad (3.55)$$

$\dot{V} = -\sigma^T K \sigma \leq 0$  olduğundan sistem kararlıdır ve manifold sifira yaklaşacaktır.

Durum2:  $\|Y^T \sigma\| \leq \epsilon$ .

$\|Y^T \sigma\| \leq \epsilon$  olması durumunda Denklem (3.54) aşağıdaki şekli alır.

$$\dot{V} \leq \sigma^T Y p(t) + \|Y^T \sigma\| \hat{\rho} - \sigma^T K \sigma$$

$$\dot{V} \leq -Y^T \sigma \frac{Y^T \sigma}{\epsilon} \hat{\rho} + \|Y^T \sigma\| \hat{\rho} - \sigma^T K \sigma$$

$$\dot{V} \leq (Y^T \sigma)^T \left( \frac{Y^T \sigma}{\|Y^T \sigma\|} \hat{\rho} - \frac{Y^T \sigma}{\epsilon} \hat{\rho} \right) - \sigma^T K \sigma \quad (3.56)$$

İlk iki terim için  $\|Y^T \sigma\|$  maksimum değeri  $\|Y^T \sigma\| = \epsilon/4$  olur. Bu durumda denklem (3.54) aşağıdaki gibi yazılır.

$$\dot{V} = -\sigma^T K \sigma + \frac{\epsilon \hat{\rho}}{4} \quad (3.57)$$

Eşitlik (3.57) [21,22,27] deki gürbüz kontrol kuralıyla benzerdir ve  $\dot{V} \leq 0$  için aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$w = \sqrt{\frac{\epsilon \hat{\rho}}{4 \delta_{min}(K)}} \quad (3.58)$$

Burada  $\|\sigma\| > w$  ve  $\delta_{min}(K)$  K'nin minimum özdeğeridir.

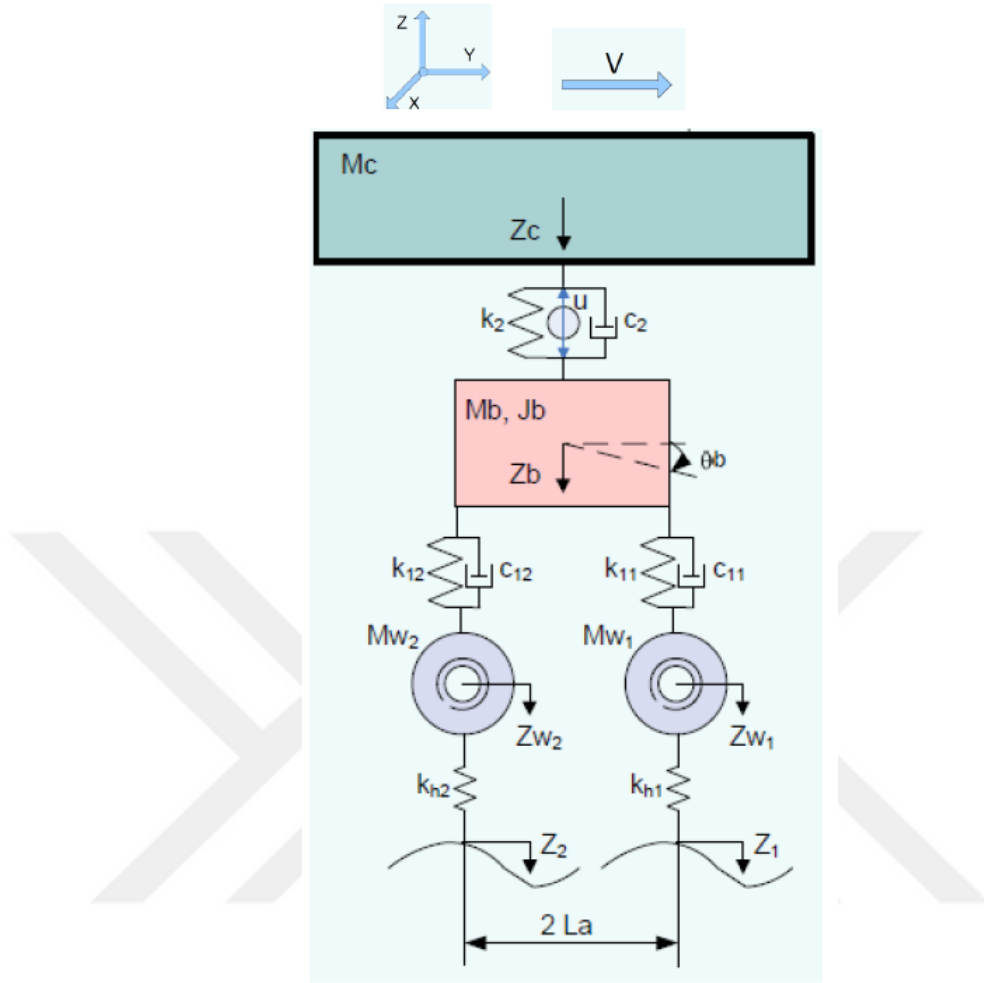
## 4. BULGULAR

### 4.1. RAYLI TAŞIT DİNAMİK MODELİ

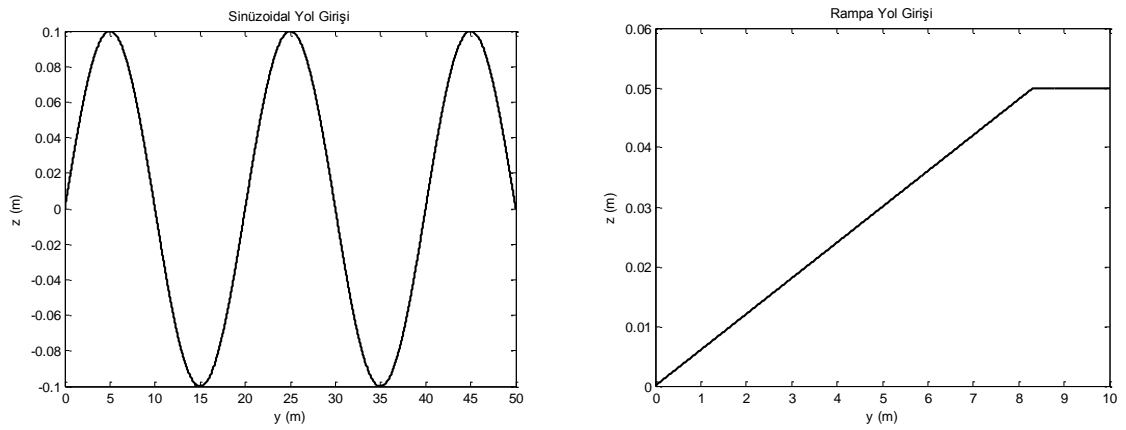
Bu tez çalışmasında Şekil 4.1' de görülen beş serbestlik dereceli çeyrek raylı taşıt modeli kullanılmıştır. Burada  $V$ , vagon hızını;  $M_c$ , vagon kütesini;  $M_b$ , boji kütesini;  $J_b$ , bojinin kütesel atalet momentini;  $M_{w1}$  ve  $M_{w2}$ , aks-tekerlek kütlelerini;  $k_2$ ,  $c_2$ , sırasıyla ikincil süspansiyon yay ve sönümleme katsayılarını;  $u$ , kontrolcü kuvvetini;  $k_{12}$ ,  $k_{11}$ , birincil süspansiyon yay katsayılarını;  $c_{12}$ ,  $c_{11}$ , birincil süspansiyon sönümleme katsayılarını;  $k_{h1}$ ,  $k_{h2}$ , tekerlek-ray temasını temsilen kullanılan Hertz yayı katsayısını;  $Z_1$  ve  $Z_2$ , yol girişini;  $2L_a$ , aks eksenleri arası uzaklığı;  $Z_{w1}$ ,  $Z_{w2}$ ,  $\theta_b$ ,  $Z_b$ ,  $Z_c$ , genelleştirilmiş koordinatları ifade etmektedir.

Bu raylı taşıt iki farklı yol girişine maruz bırakılmış ve sonuçları irdelenmiştir. Önce Şekil 4.2' de görülen 0,1 m genlikli, 20 metre periyotlu sinüs dalgası şeklindeki yol girişine maruz bırakılmış, daha sonra yine Şekil 4.2 'de görülen rampa yol girişine maruz bırakılmıştır. Demiryolu aracının 60 km/h hızla hareket ettiği varsayılmış ve simülasyon bu koşullar altında yapılarak sonuçlar irdelenmiştir.

Raylı taşıtda seyir konforunu iyileştirmek amacıyla boji gövdesi ile vagon gövdesi arasına kontrolcü uygulanmıştır. Önce vagonun hareket denklemleri çıkarılmış ve sistemin kontrolcüsüz hareketleri incelenmiş, daha sonra vagona sırasıyla PID, adaptif ve gürbüz kontrolcü uygulanmış ve sonuçlar karşılaştırılmıştır.



Şekil 4.1: Beş serbestlik dereceli çeyrek raylı taşıt modeli. [18].



Şekil 4.2: Yol girişleri.

#### 4.1.1. Hareket Denklemleri

Şekil 4.1’de verilen raylı taşıt modeline Lagrange denklemlerini uygularsak aşağıdaki sonuçlar elde edilir:

Lagrange hareket denklemi:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial q_i} + \frac{\partial E_p}{\partial q_i} + \frac{\partial E_s}{\partial \dot{q}_i} = Q_i \quad (4.1)$$

(4.1) eşitliğinde  $E_k, E_p, E_s$  ve  $Q_i$  eşitlikleri:

$$E_k = \frac{1}{2} [M_c \dot{Z}_c^2 + M_b \dot{Z}_b^2 + J_b \dot{\theta}_b^2 + M_{w1} \dot{Z}_{w1}^2 + M_{w2} \dot{Z}_{w2}^2] \quad (4.2)$$

$$E_p = \frac{1}{2} [k_2 (Z_c - Z_b)^2 + k_{11} (Z_b - Z_{w1} + L_a \theta_b)^2 + k_{12} (Z_b - Z_{w2} - L_a \theta_b)^2 + k_{h1} (Z_{w1} - Z_1)^2 + k_{h2} (Z_{w2} - Z_2)^2] \quad (4.3)$$

$$E_s = \frac{1}{2} [c_2 (\dot{Z}_c - \dot{Z}_b)^2 + c_{11} (\dot{Z}_b - \dot{Z}_{w1} + L_a \dot{\theta}_b)^2 + c_{12} (\dot{Z}_b - \dot{Z}_{w2} - L_a \dot{\theta}_b)^2] \quad (4.4)$$

$$Q_i = u$$

Bıçımindedir. Sistemin beş bağımsız değişkenini -  $Z_c, Z_b, \theta_b, Z_{w1}, Z_{w2}$ - sırasıyla (4.1) eşitliğinde yerleştirerek ve (4.2), (4.3), (4.4) eşitliklerini de kullanarak sistemin hareket denklemleri elde edilir. Buna göre:

##### 4.1.1.1. $q_i = Z_c$ İçin Hareket Denklemi

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_k}{\partial \dot{Z}_c} \right) = M_c \ddot{Z}_c; \quad \frac{\partial E_k}{\partial Z_c} = 0; \quad \frac{\partial E_p}{\partial Z_c} = k_2 (Z_c - Z_b); \quad \frac{\partial E_s}{\partial \dot{Z}_c} = c_2 (\dot{Z}_c - \dot{Z}_b)$$

Bu eşitliklerin (4.1) denkleminde yerleştirilmesiyle birinci hareket denklemi bulunur.

$$M_c \ddot{Z}_c + k_2 (Z_c - Z_b) + c_2 (\dot{Z}_c - \dot{Z}_b) = u \quad (4.5)$$

#### 4.1.1.2. $q_i = Z_b$ İçin Hareket Denklemi

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_k}{\partial \dot{Z}_b} \right) = M_b \ddot{Z}_b; \quad \frac{\partial E_k}{\partial Z_b} = 0;$$

$$\frac{\partial E_p}{\partial Z_b} = k_{11}(Z_b - Z_{w1} + L_a \theta_b) + k_{12}(Z_b - Z_{w2} - L_a \theta_b) + k_2(Z_b - Z_c)$$

$$\frac{\partial E_s}{\partial \dot{Z}_b} = -c_2(\dot{Z}_c - \dot{Z}_b) + c_{11}(\dot{Z}_b - \dot{Z}_{w1} + L_a \dot{\theta}_b) + c_{12}(\dot{Z}_b - \dot{Z}_{w2} - L_a \dot{\theta}_b)$$

Bu eşitliklerin (4.1) denkleminde yerleştirilmesiyle ikinci hareket denklemi bulunur.

$$\begin{aligned} & M_b \ddot{Z}_b + c_2(\dot{Z}_b - \dot{Z}_c) + c_{11}(\dot{Z}_b - \dot{Z}_{w1} + L_a \dot{\theta}_b) + c_{12}(\dot{Z}_b - \dot{Z}_{w2} - L_a \dot{\theta}_b) \\ & + k_{11}(Z_b - Z_{w1} + L_a \theta_b) + k_{12}(Z_b - Z_{w2} - L_a \theta_b) + k_2(Z_b - Z_c) \\ & = -u \end{aligned} \quad (4.6)$$

#### 4.1.1.3. $q_i = \theta_b$ İçin Hareket Denklemi

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_k}{\partial \dot{\theta}_b} \right) = J_b \ddot{\theta}_b; \quad \frac{\partial E_k}{\partial \theta_b} = 0;$$

$$\frac{\partial E_p}{\partial \theta_b} = k_{11} L_a (Z_b - Z_{w1} + L_a \theta_b) + k_{12} L_a (L_a \theta_b - Z_b + Z_{w2})$$

$$\frac{\partial E_s}{\partial \dot{\theta}_b} = c_{11} L_a (\dot{Z}_b - \dot{Z}_{w1} + L_a \dot{\theta}_b) + c_{12} L_a (L_a \dot{\theta}_b + \dot{Z}_{w2} - \dot{Z}_b)$$

Bu eşitliklerin (4.1) denkleminde yerleştirilmesiyle üçüncü hareket denklemi bulunur.

$$\begin{aligned} & J_b \ddot{\theta}_b + k_{11} L_a (Z_b - Z_{w1} + L_a \theta_b) + k_{12} L_a (L_a \theta_b - Z_b + Z_{w2}) \\ & + c_{11} L_a (\dot{Z}_b - \dot{Z}_{w1} + L_a \dot{\theta}_b) + c_{12} L_a (L_a \dot{\theta}_b + \dot{Z}_{w2} - \dot{Z}_b) = 0 \end{aligned} \quad (4.7)$$

#### 4.1.1.4. $q_i = Z_{w1}$ İçin Hareket Denklemi

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_k}{\partial \dot{Z}_{w1}} \right) = M_{w1} \ddot{Z}_{w1}; \quad \frac{\partial E_k}{\partial Z_{w1}} = 0;$$

$$\frac{\partial E_p}{\partial Z_{w1}} = k_{11}(Z_{w1} - Z_b - L_a \theta_b) + k_{h1}(Z_{w1} - Z_1)$$

$$\frac{\partial E_s}{\partial \dot{Z}_{w1}} = c_{11}(\dot{Z}_{w1} - \dot{Z}_b - L_a \dot{\theta}_b)$$

Bu eşitliklerin (4.1) denkleminde yerleştirilmesiyle dördüncü hareket denklemi bulunur.

$$\begin{aligned} M_{w1} \ddot{Z}_{w1} + k_{11}(Z_{w1} - Z_b - L_a \theta_b) + k_{h1}(Z_{w1} - Z_1) + c_{11}(\dot{Z}_{w1} - \dot{Z}_b - L_a \dot{\theta}_b) \\ = 0 \end{aligned} \quad (4.8)$$

#### 4.1.1.5. $q_i = Z_{w2}$ İçin Hareket Denklemi

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_k}{\partial \dot{Z}_{w2}} \right) = M_{w2} \ddot{Z}_{w2}; \quad \frac{\partial E_k}{\partial Z_{w2}} = 0;$$

$$\frac{\partial E_p}{\partial Z_{w2}} = k_{12}(L_a \theta_b + Z_{w2} - Z_b) + k_{h2}(Z_{w2} - Z_2)$$

$$\frac{\partial E_s}{\partial \dot{Z}_{w2}} = c_{12}(\dot{Z}_{w2} - \dot{Z}_b + L_a \dot{\theta}_b)$$

Bu eşitliklerin (4.1) denkleminde yerleştirilmesiyle beşinci hareket denklemi bulunur.

$$\begin{aligned} M_{w2} \ddot{Z}_{w2} + c_{12}(\dot{Z}_{w2} - \dot{Z}_b + L_a \dot{\theta}_b) + k_{12}(L_a \theta_b + Z_{w2} - Z_b) + k_{h2}(Z_{w2} - Z_2) \\ = 0 \end{aligned} \quad (4.9)$$

#### 4.1.1.6. Hareket Denklemlerinin Matris Formunda Gösterimi

(4.5), (4.6), (4.7), (4.8), (4.9) denklemleri matris formunda yazılırsa aşağıdaki ifadeler elde edilir:

$$[M][\ddot{Z}] + [C][\dot{Z}] + [K][Z] = [F_z(t)] + [U(t)] \quad (4.10)$$



$$\begin{aligned}
 [\ddot{Z}] = & \begin{bmatrix} \ddot{z}_c \\ \ddot{z}_b \\ \ddot{\theta}_b \\ \ddot{z}_{w1} \\ \ddot{z}_{w2} \end{bmatrix} \quad [\dot{Z}] = \begin{bmatrix} \dot{z}_c \\ \dot{z}_b \\ \dot{\theta}_b \\ \dot{z}_{w1} \\ \dot{z}_{w2} \end{bmatrix} \quad [Z] = \begin{bmatrix} z_c \\ z_b \\ \theta_b \\ z_{w1} \\ z_{w2} \end{bmatrix} \quad [F_z(t)] = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ k_{h1}z_1 \\ k_{h2}z_2 \end{bmatrix} \quad [U(t)] = \begin{bmatrix} u \\ -u \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}
 \end{aligned}$$

$$[M] = \begin{bmatrix} \underline{M_c} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \underline{M_b} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \underline{I_b} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & M_{w1} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & M_{w2} \end{bmatrix}$$

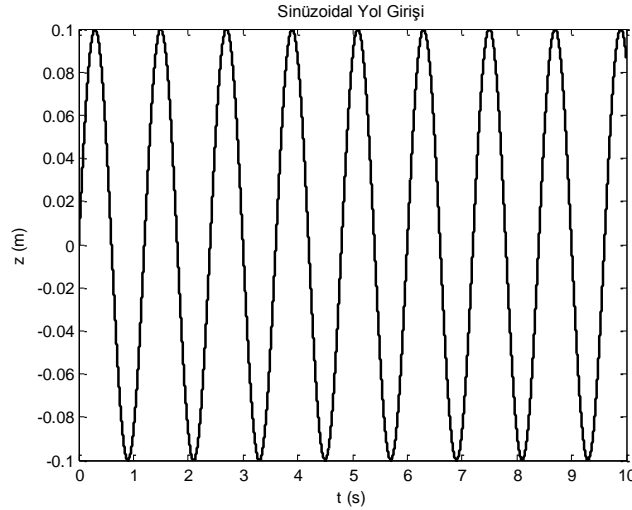
$$[C] = \begin{bmatrix} c_2 & -c_2 & 0 & 0 & 0 \\ -c_2 & c_2 + c_{11} + c_{12} & (c_{11} - c_{12})L_a & -c_{11} & -c_{12} \\ 0 & (c_{11} - c_{12})L_a & (c_{11} + c_{12})L_a^2 & -L_a c_{11} & L_a c_{12} \\ 0 & -c_{11} & -L_a c_{11} & c_{11} & 0 \\ 0 & -c_{12} & L_a c_{12} & 0 & c_{12} \end{bmatrix}$$

$$[K]= \begin{bmatrix} k_2 & -k_2 & 0 & 0 & 0 \\ -k_2 & k_2 + k_{11} + k_{12} & (k_{11} - k_{12})L_a & -k_{11} & -k_{12} \\ 0 & (k_{11} - k_{12})L_a & (k_{11} + k_{12})L_a^2 & -L_a k_{11} & L_a k_{12} \\ 0 & -k_{11} & -L_a k_{11} & k_{11} + k_{h1} & 0 \\ 0 & -k_{12} & L_a k_{12} & 0 & k_{12} + k_{h2} \end{bmatrix}$$

## 4.1.2. Sinüzoidal Yol Girişi için Simülasyon Sonuçları

### 4.1.2.1. Yol Girişi

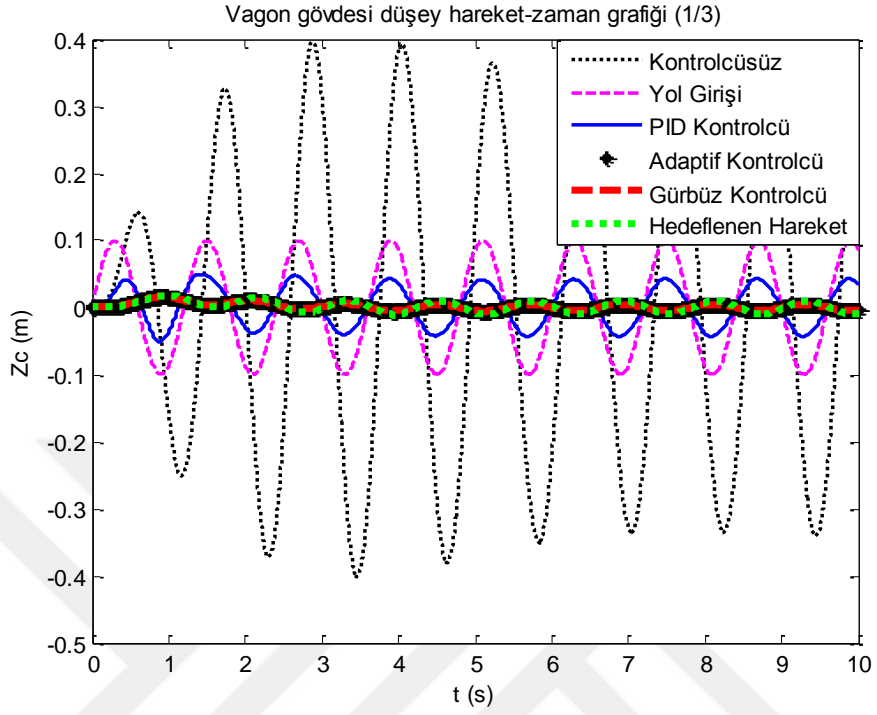
Bu tez çalışmasında ilk yol girişi olarak 0,1 m genlikli ve 20 m peryotlu bir sinüs dalgası alınmıştır. Vagonun 60 km/h hızla hareket ettiği kabul edilmiştir. Bu koşullar altında yol girişinin zamana bağlı değişimi Şekil 4.3' de görülmektedir.



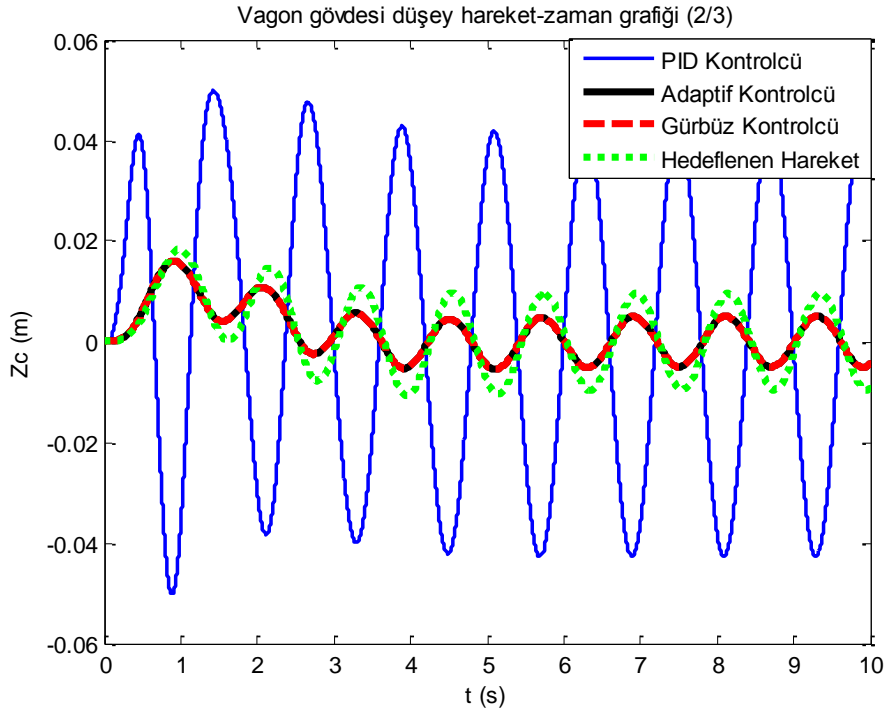
Şekil 4.3: Sinüzoidal yol girişi [18].

Raylı taşıtın Şekil 4.3' de verilen yol girişine verdiği cevap (4.10) denklem sisteminin bilgisayar programında çözülmesiyle elde edilmiş ve sonuçlar aşağıdaki grafiklerle verilmiştir. Taşıt önce kontrolcüsüz olarak bu yol girişine maruz bırakılmış daha sonra sırasıyla taşıta PID, adaptif ve gürbüz kontrolcü uygulanmış, taşıtın verdiği cevaplar karşılaştırılmıştır.

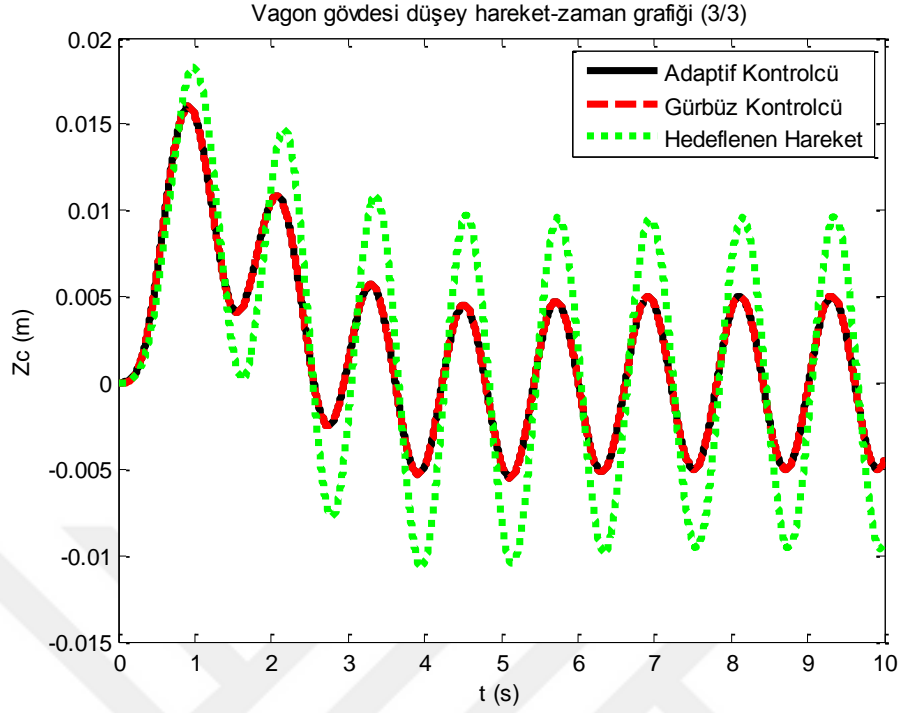
#### 4.1.2.2. Vagon gövdesi düşey hareketinin zaman cevabı



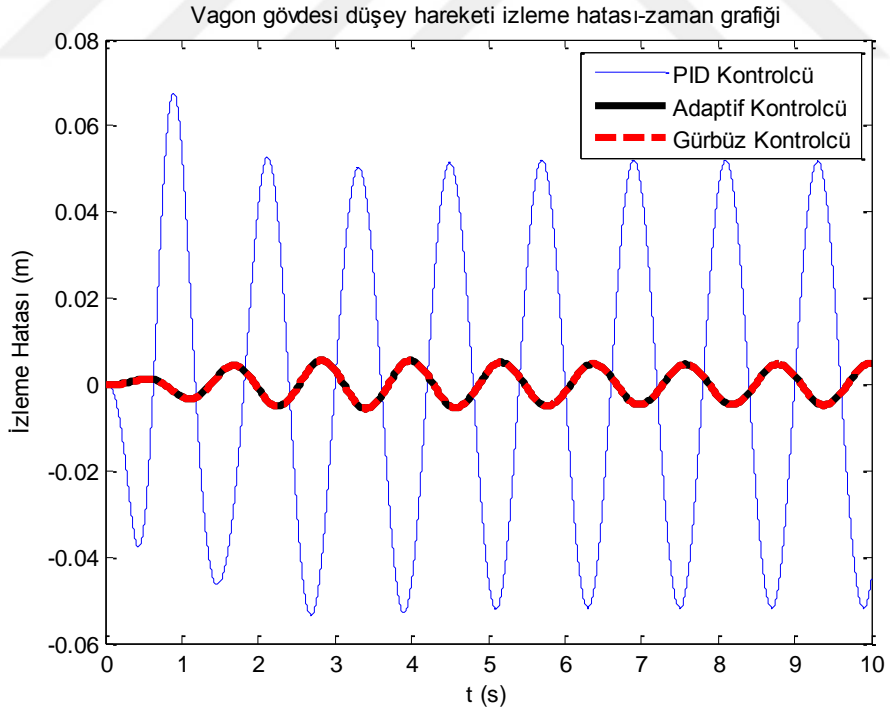
Şekil 4.4: Vagon gövdesi düşey hareketinin zaman cevabı (1/3).



Şekil 4.5: Vagon gövdesi düşey hareketinin zaman cevabı (2/3).



Şekil 4.6: Vagon gövdesi düşey hareketinin zaman cevabı (3/3).



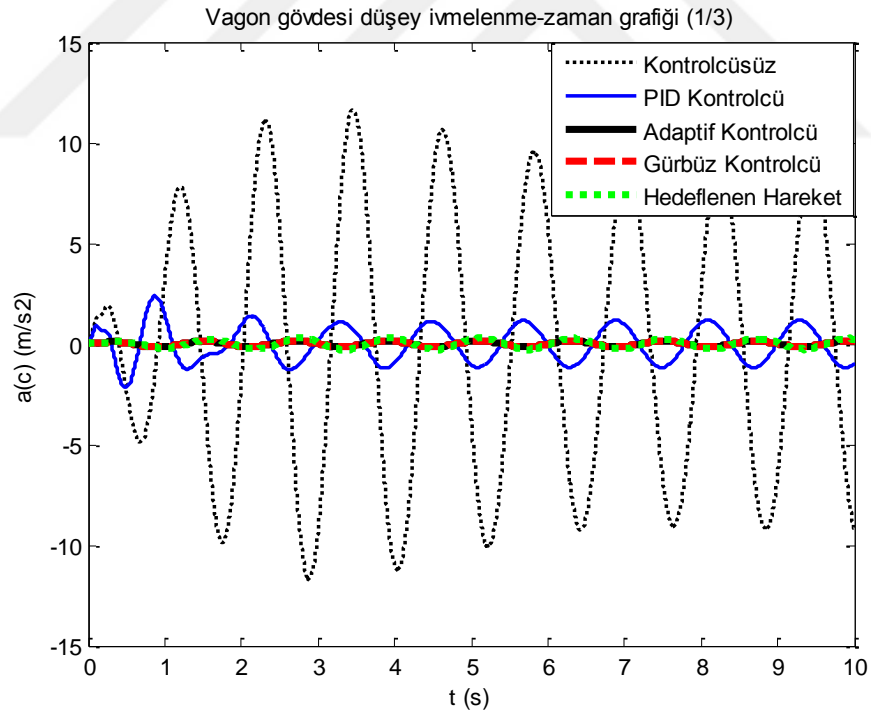
Şekil 4.7: Kontrolcülerin hedeflenen hareketi izleme hatalarının karşılaştırılması.

Raylı taşıt 60 km/h hızla Şekil 4.3'deki yol girişine maruz kaldığı zaman, Şekil 4.4' den görülebileceği gibi kontrolcü uygulanmadığı durumda vagon gövdesi yaklaşık 0,4 m genlik le

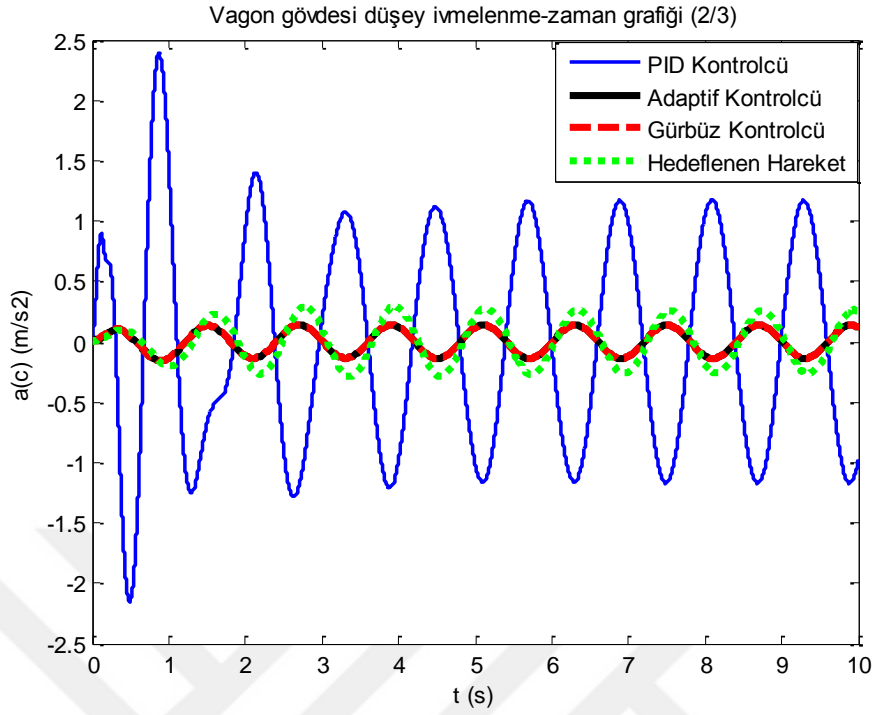
düşey salınım yapmaktadır. PID kontrolcü kullanılarak bu salınımın genliği 0,04 m mertebelerine düşürülmektedir Şekil 4.5. Hedeflenen hareket yaklaşık 0,01 m genlikli skyhook hareketidir Şekil 4.6. Gürbüz kontrolcünün ve adaptif kontrolcünün ilk andan itibaren hedeflenen hareketi çok küçük bir izleme hatası ile takip ettiği görülmektedir. PID kontrolcü ise hedeflenen hareketi yakalama konusunda diğer kontrolcüler kadar başarılı değildir Şekil 4.7.

#### 4.1.2.3. Vagon gövdesi ivmesinin zaman cevabı

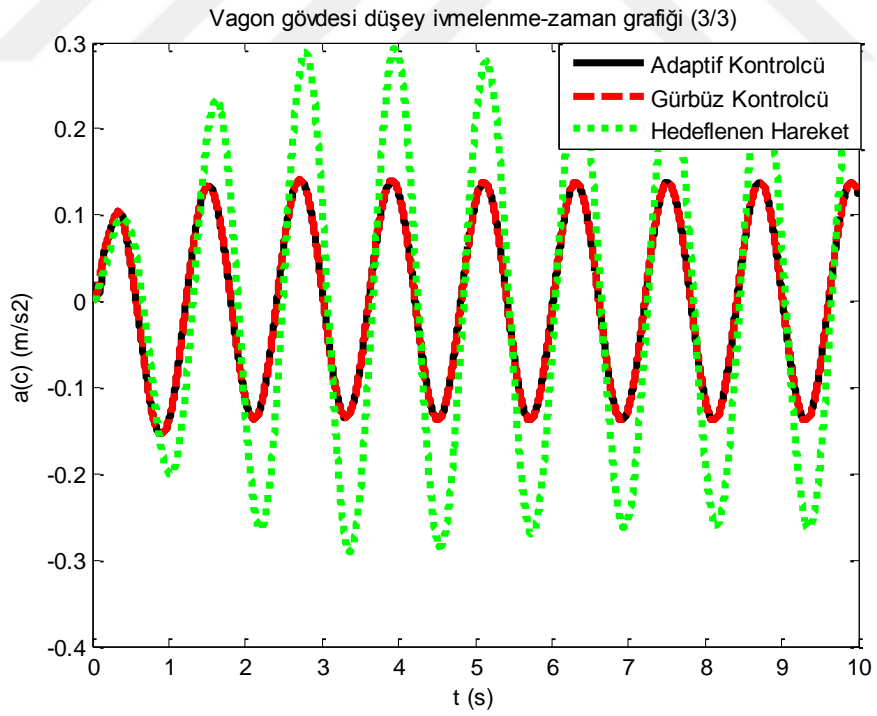
Raylı taşıtın ana gövdesinin ivmesinin belirtilen yol girişine karşı zaman cevabı Şekil 4.8 'de görülmektedir. Kontrolcüsüz durumda taşıtın ana gövdesinin ivmesi  $10 \text{ m/s}^2$  mertebelerindedir. PID kontrolcü bu ivme değerini ilk 1 saniye  $2.5 \text{ m/s}^2$  devamında ise  $1 \text{ m/s}^2$  mertebelerine çekmiştir Şekil 4.9. Hedeflenen skyhook hareketinin ivmesi  $0.3 \text{ m/s}^2$  mertebelerinde iken adaptif kontrolcü ve gürbüz kontrolcü taşıtın ivmesini  $0.13 \text{ m/s}^2$  mertebelerine çekmiştir Şekil 4.10.



Şekil 4.8: Vagon gövdesi ivmesinin zaman cevabı (1/3).

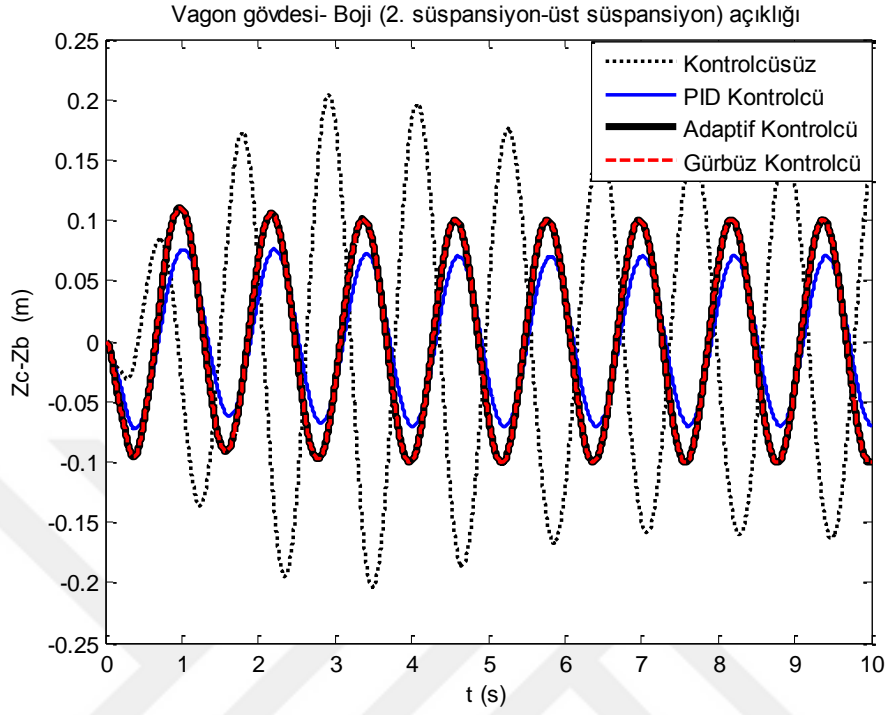


Şekil 4.9: Vagon gövdesi ivmesinin zaman cevabı (2/3).

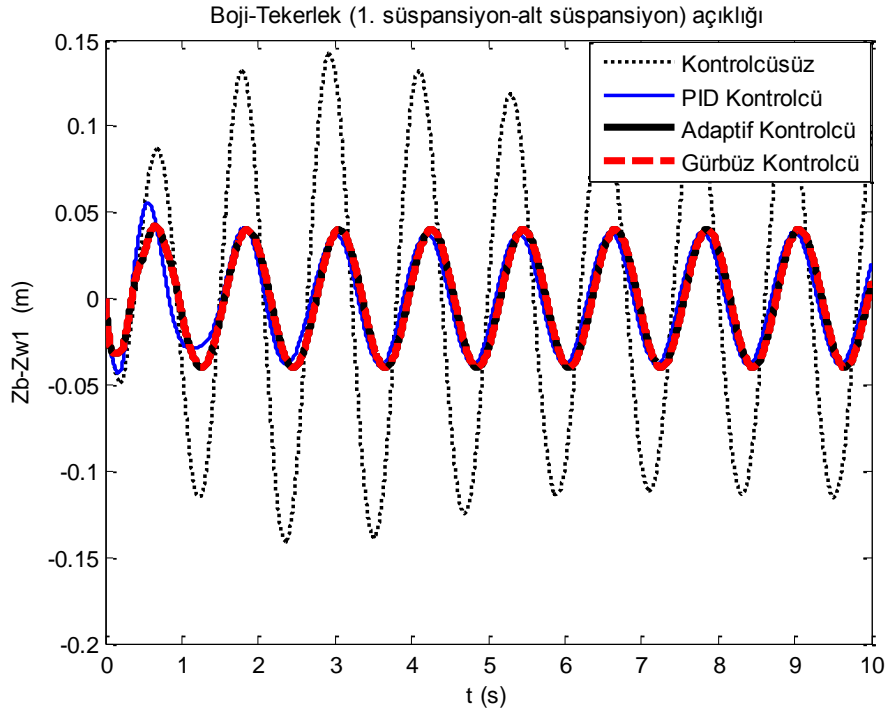


Şekil 4.10: Vagon gövdesi ivmesinin zaman cevabı (3/3).

#### 4.1.2.4. Süspansiyon açıklıkları zaman cevabı



Şekil 4.11: Gövde boji açıklığı (ikincil süspansiyon açıklığı).

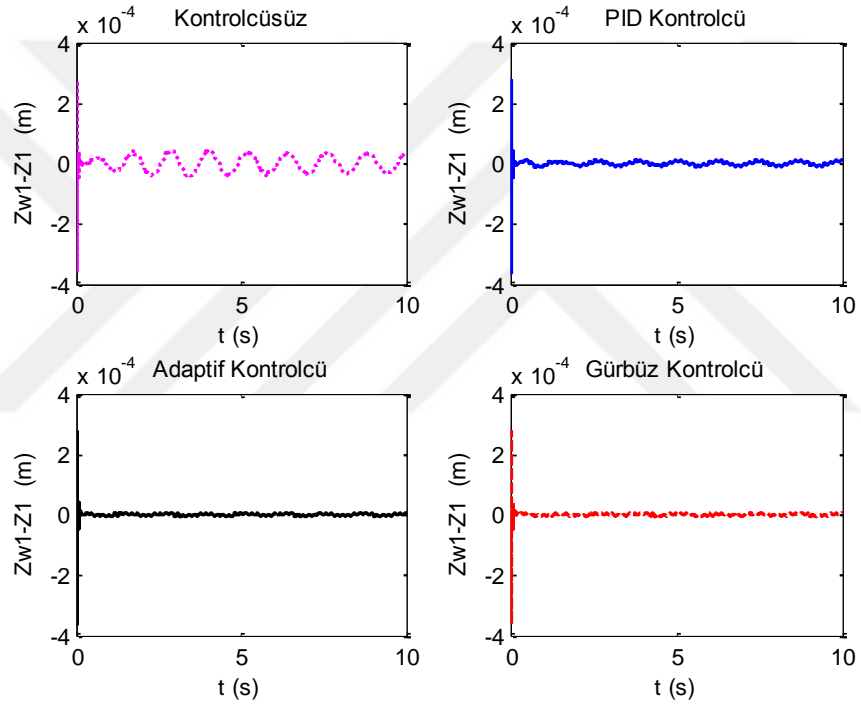


Şekil 4.12: Boji gövdesi-tekerlek açıklığı (birincil süspansiyon açıklığı).

Gövde boji açıklığı (ikincil süspansiyon açıklığı), kontrolcüsüz durumda 0,2 m mertebelerinde iken adaptif kontrolcü ve gürbüz kontrolcü bunu 0,1 m mertebelerine çekmiş, PID kontrolcü ise bunu 0,08 m mertebelerine çekmiştir Şekil 4.11.

Boji gövdesi ve tekerlek setleri arası açıklık (birincil süspansiyon açıklığı), kontrolcüsüz durumda 0,12 m mertebelerinde ,iken adaptif, PID ve gürbüz kontrolcüler ile bu açıklık 0,04 m mertebelerine çekilmiştir Şekil 4.12.

#### 4.1.2.5. Ray-tekerlek açıklığı zaman cevabı

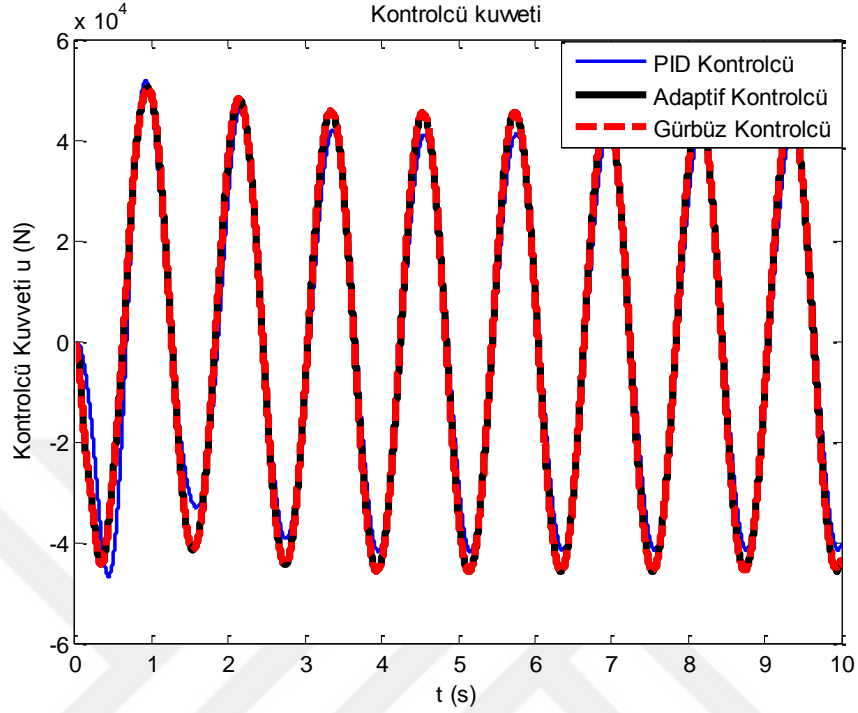


Şekil 4.13: Ray tekerlek açıklığı.

Şekil 4.13 den görülebileceği gibi adaptif ve gürbüz kontrolcüler tekerlek ray arası açıklığını azaltmada PID kontrolcüye ve kontrolcüsüz duruma göre çok daha başarılı olmuşlardır.



#### 4.1.2.6. Kontrolcü kuvveti zaman cevabı



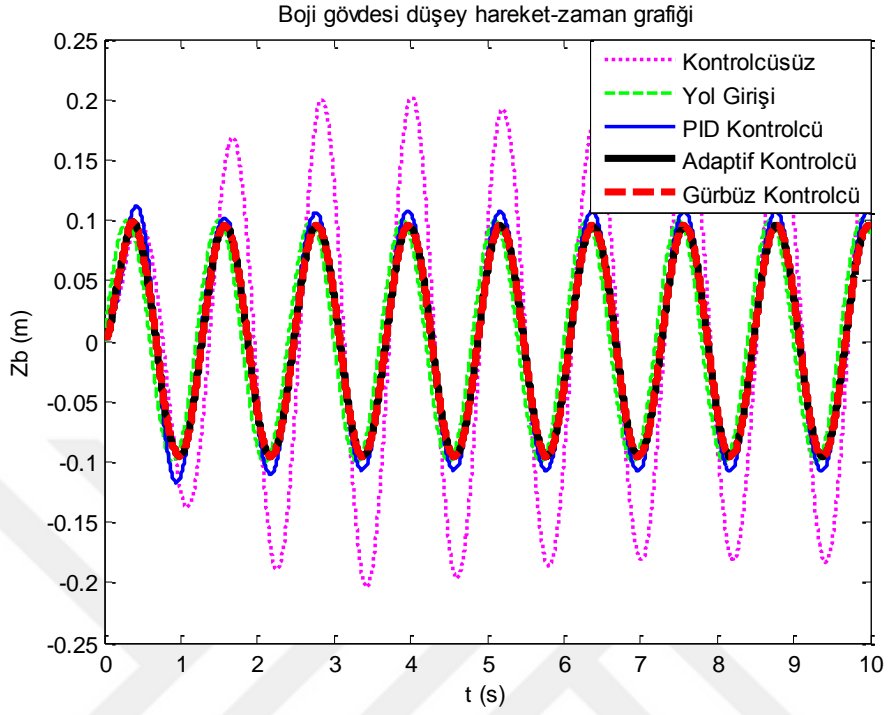
Şekil 4.14: Kontrolcü kuvveti.

Şekil 4.14'de kontrolcülerin uyguladıkları kuvvet görülmektedir. Adaptif ve gürbüz kontrolcü hedeflenen harekete daha hızlı ulaştıkları için PID kontrolcüye göre daha fazla güce ihtiyaç duymaktadır.

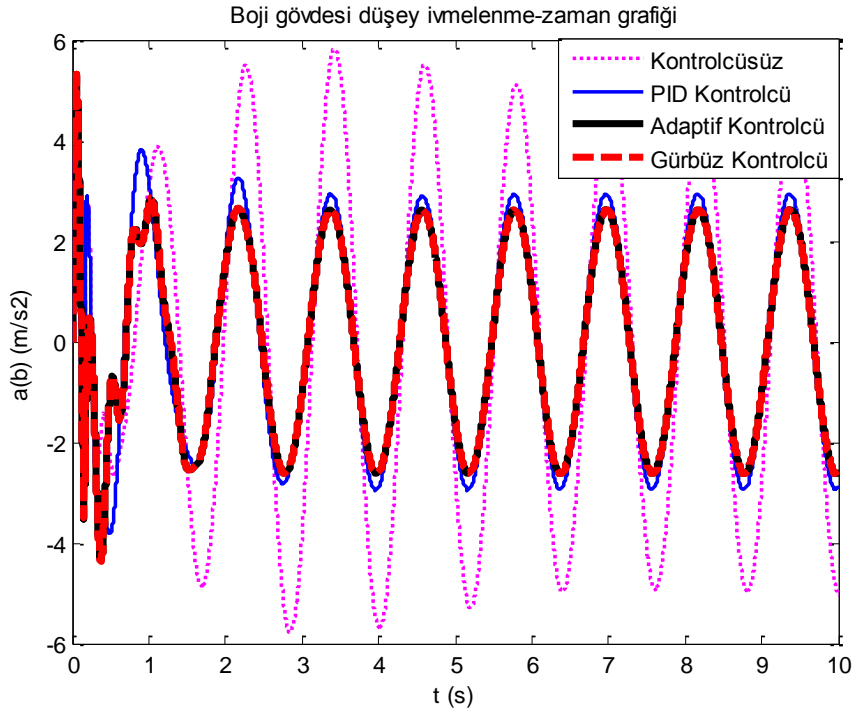
Şekil 4.15' den görüldüğü üzere boji gövdesi kontrolcüsüz durumda yaklaşık 0,2 m genlikle salınım yaparken her üç kontrolcüde de yaklaşık 0,1 m genlikle salınım yapmaktadır.

Şekil 4.16' da boji gövdesinin düşey ivmelenmesi kontrolcüsüz durumda  $5 \text{ m/s}^2$  mertebelerinde iken PID, gürbüz ve adaptif kontrolcü bu değeri  $3 \text{ m/s}^2$  mertebelerine düşürmüştür. Gürbüz ve adaptif kontrolcüler boji ivmelenmesini düşürmede daha başarılı görünmektedir.

#### 4.1.2.7. Boji gövdesi düşey hareketinin zaman cevabı

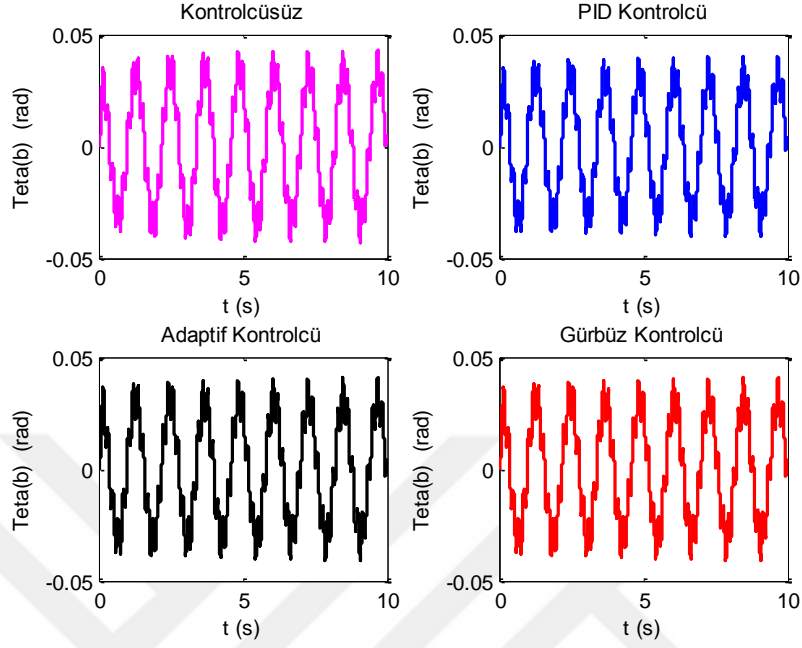


Şekil 4.15: Boji gövdesi düşey hareketinin konum-zaman cevabı.

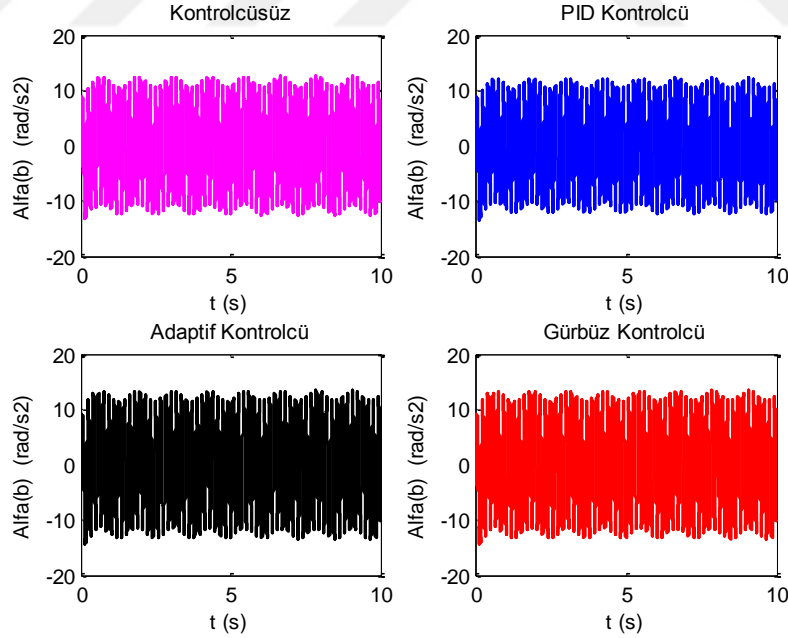


Şekil 4.16: Boji gövdesi ivmesinin zaman cevabı.

#### 4.1.2.8. Boji gövdesi kafa vurma hareketinin zaman cevabı



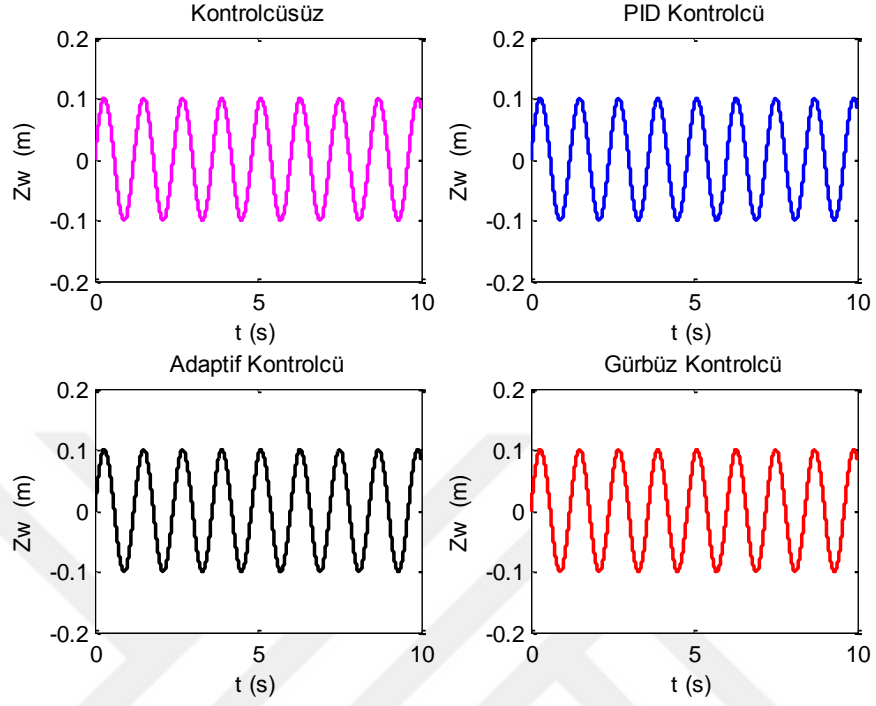
Şekil 4.17: Boji gövdesi kafa vurma hareketi zaman cevabı.



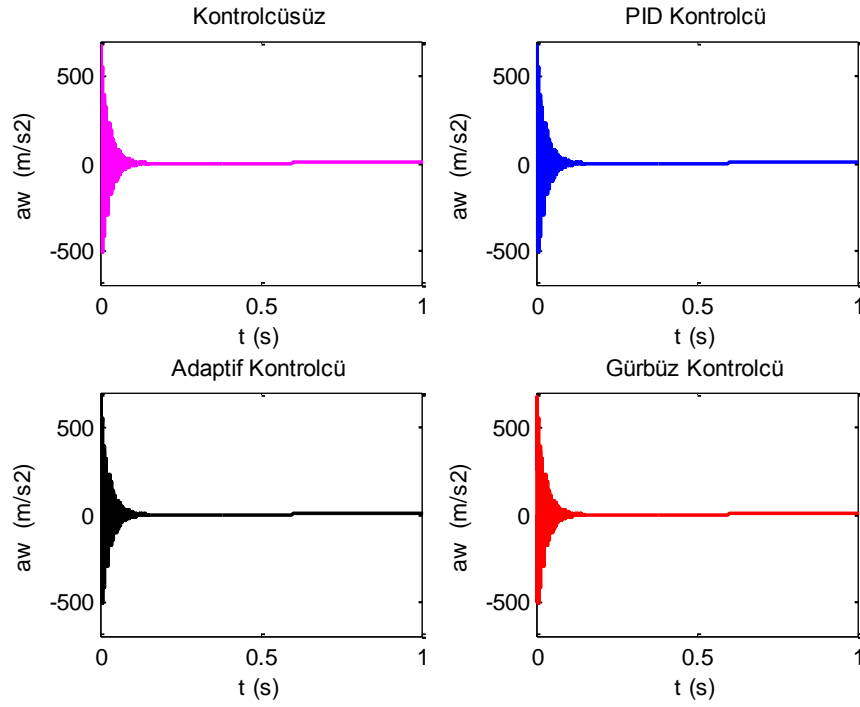
Şekil 4.18: Boji gövdesi kafa vurma hareketi ivme-zaman grafiği.

Şekil 4.17 ve Şekil 4.18 den görülebileceği gibi boji kafa vurma hareketine kontrolcülerin hemen hemen bir etkisi olmamıştır.

#### 4.1.2.9. Aks-tekerlek kütesinin zaman cevabı



Şekil 4.19: Aks-tekerlek kütesinin konum-zaman grafiği.



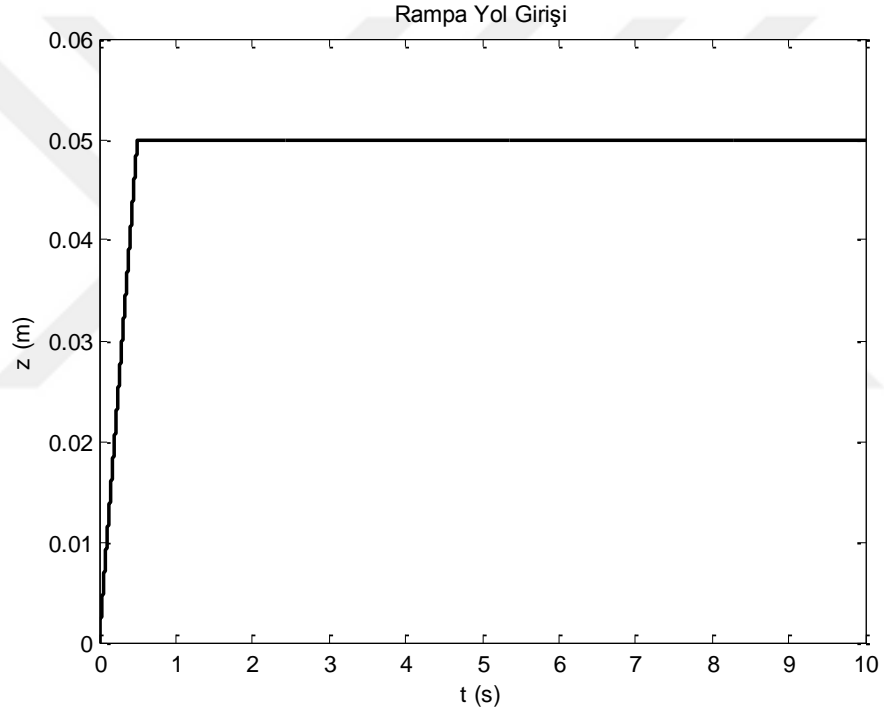
Şekil 4.20: Aks-tekerlek kütesinin ivme-zaman grafiği.

Şekil 4.19 ve Şekil 4.20 den görülebileceği gibi kontrolcü uygulamanın aks-tekerlek kütesinin hareketine hemen hemen bir etkisi olmamıştır.

### 4.1.3. Rampa Yol Girişi için Simülasyon Sonuçları

#### 4.1.3.1. Yol girişi

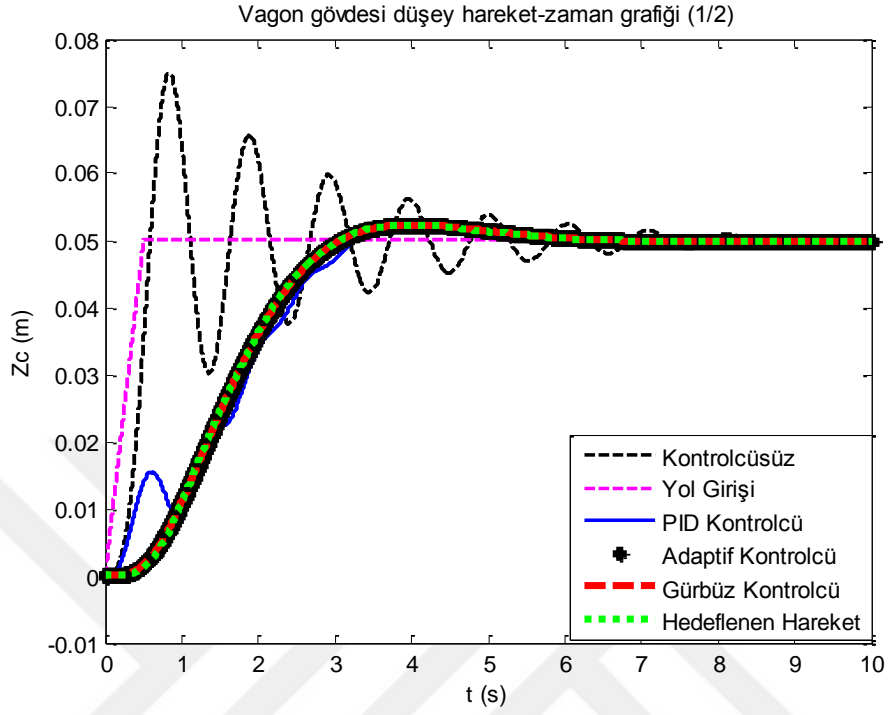
Bu tez çalışmasında ikinci yol girişi olarak 0,05 m yükseklikte 8.33 m uzunlukta bir rampa girişi alınmıştır. Vagonun 60 km/h hızla hareket ettiği kabul edilmiştir. Bu koşullar altında yol girişinin zamana bağlı değişimi Şekil 4.21’ de görülmektedir.



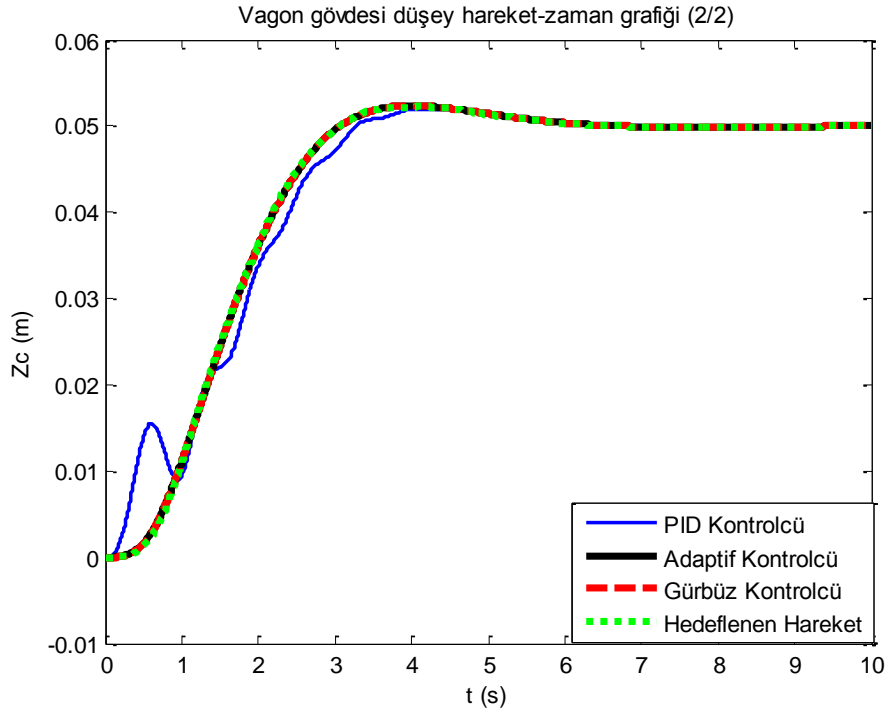
Şekil 4.21: Rampa yol girişi.

Raylı taşıtın Şekil 4.21’ de verilen yol girişine verdiği cevap (4.10) denklem sisteminin bilgisayar programında çözülmesiyle elde edilmiş ve sonuçlar aşağıdaki grafiklerle verilmiştir. Taşıt sinüzoidal yol girişinde olduğu gibi önce kontrolçüsüz olarak bu yol girişine maruz bırakılmış daha sonra sırasıyla taşıta PID, adaptif ve gürbüz kontrolcü uygulanmış, taşıtın verdiği cevaplar karşılaştırılmıştır.

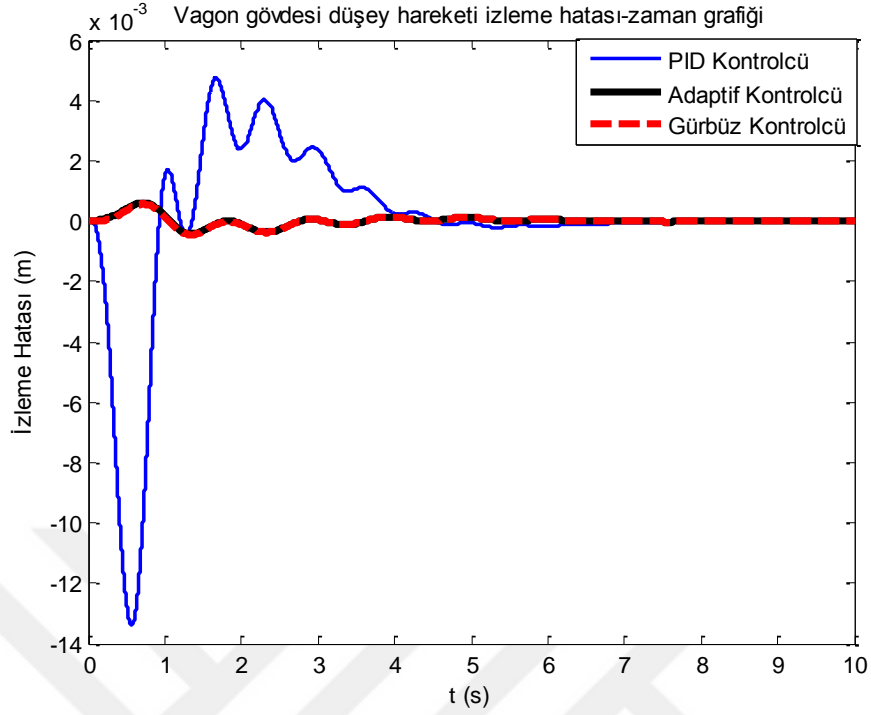
#### 4.1.3.2. Vagon gövdesi düşey hareketinin zaman cevabı



Şekil 4.22: Vagon gövdesi düşey hareketinin zaman cevabı (1/2).



Şekil 4.23: Vagon gövdesi düşey hareketinin zaman cevabı (2/2).

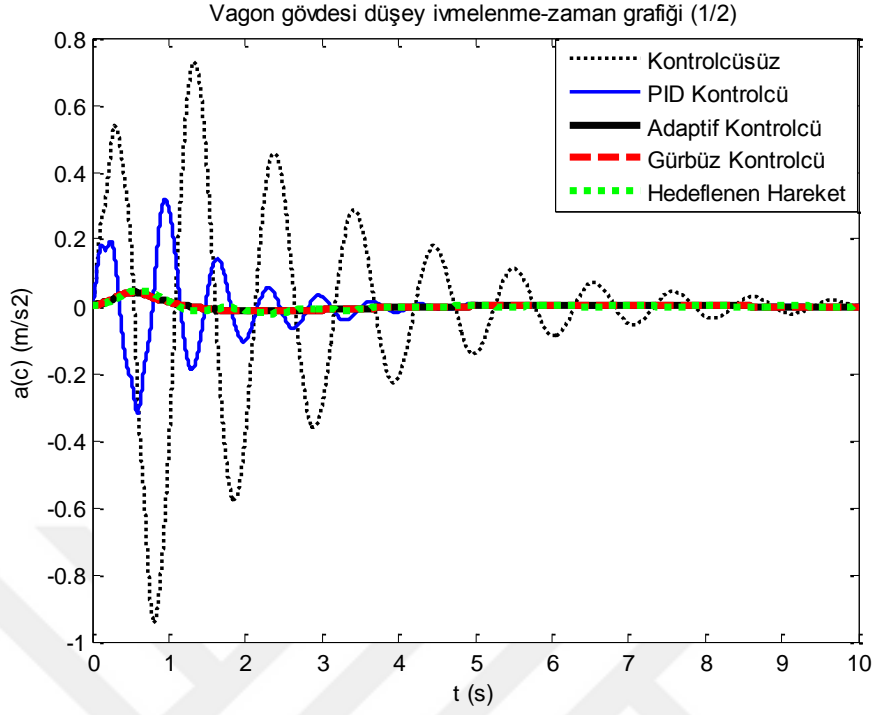


**Şekil 4.24:** Kontrolcülerin hedeflenen hareketi izleme hatalarının karşılaştırılması.

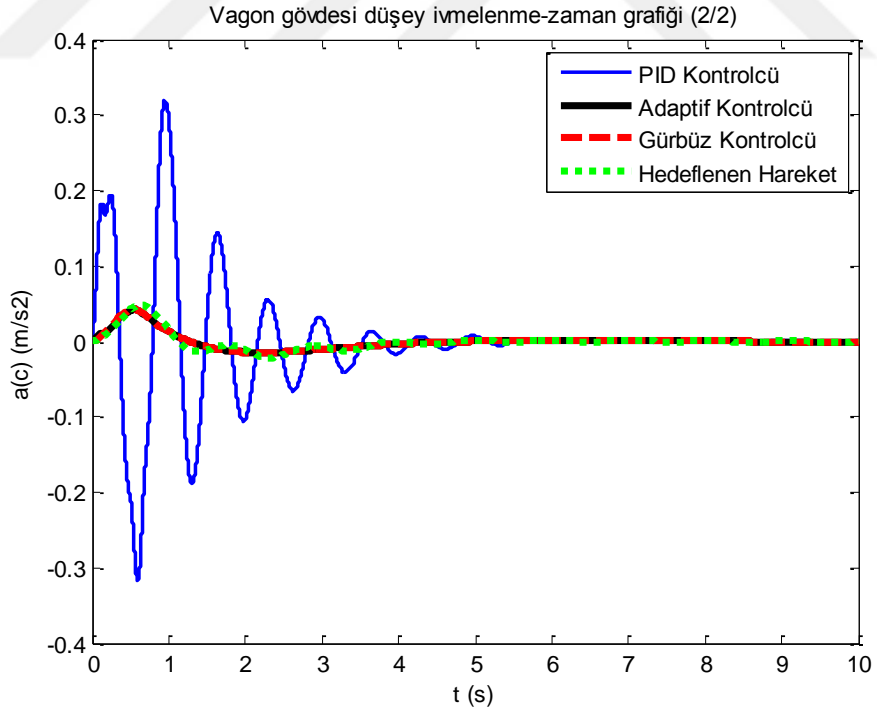
Raylı taşıt 60 km/h hızla Şekil 4.21' deki yol girişine maruz kaldığı zaman, kontrolcüsüz durumda önce 0,075 m genlikli bir sıçrama yapıp yaklaşık 9 saniye sonra hareket sönümlenmektedir Şekil 4.22. PID kontrolcü hedeflenen skyhook hareketini yaklaşık 5. saniyede yakalarken adaptif kontrolcü ve gürbüz kontrolcü küçük bir hatayla hedeflenen hareketi yakalamışlardır Şekil 4.23 – Şekil 4.24.

#### 4.1.3.3. Vagon gövdesi ivmesinin zaman cevabı

Raylı taşıtın ana gövdesinin ivmesinin rampa yol girişine karşı zaman cevabı Şekil 4.25' de görülmektedir. Kontrolcüsüz durumda taşıtın ana gövdesinin ivmesi  $0.8 \text{ m/s}^2$  lere çıkıp yaklaşık 9 sn de sönümlenmektedir. PID kontrolcü ile ivme değeri önce  $0.3 \text{ m/s}^2$  lere çıkmakta ve 5 sn içinde hedeflenen hareketi yakalamaktadır. Adaptif kontrolcü ve gürbüz kontrolcü ise taşıtın ivmesini  $0.04 \text{ m/s}^2$  lere çekerek hedeflenen hareketi yakalamışlardır Şekil 4.26.



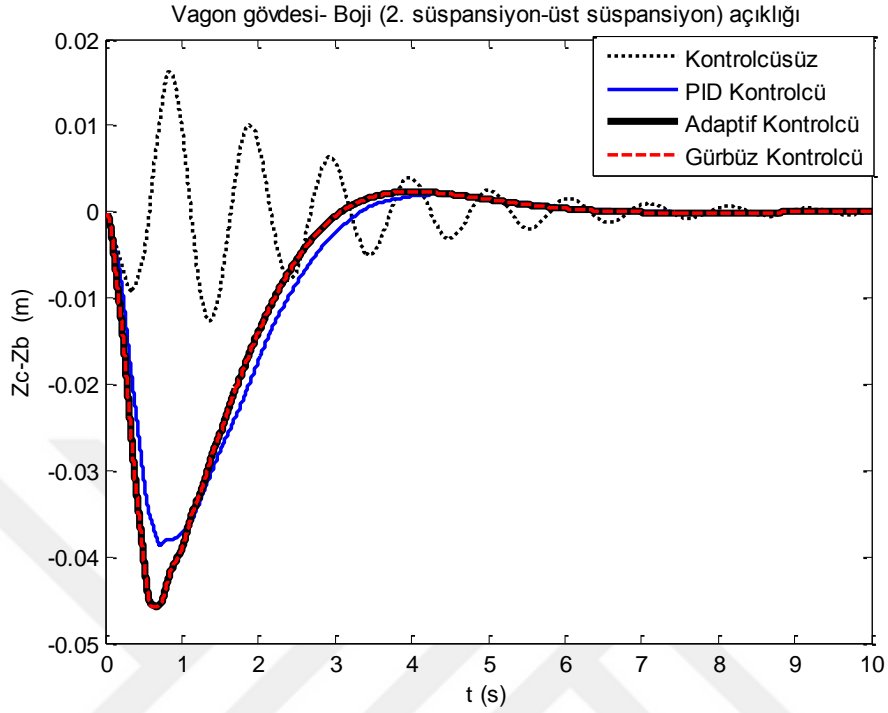
Şekil 4.25: Vagon gövdesi ivmesinin zaman cevabı (1/2).



Şekil 4.26: Vagon gövdesi ivmesinin zaman cevabı (2/2).



#### 4.1.3.4. Süspansiyon açıklıkları zaman cevabı

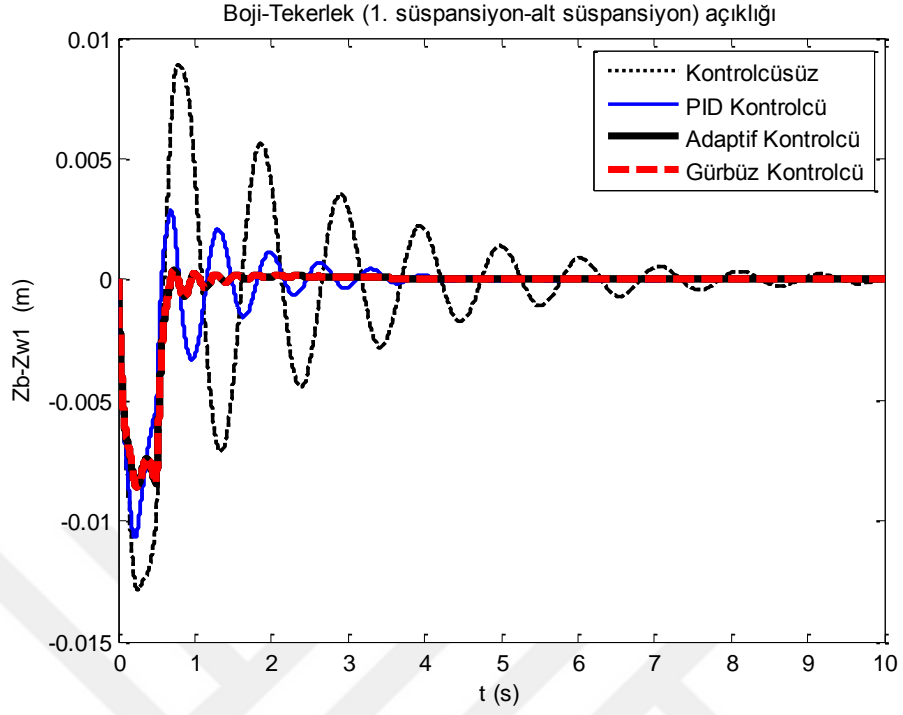


Şekil 4.27: Gövde boji açıklığı (ikincil süspansiyon açıklığı).

Gövde boji açıklığı (ikincil süspansiyon açıklığı), kontrolcüsüz durumda 0,015 m lik bir genlikle sıçrama yapıp 8. saniyeden sonra hareket sönümlenmiştir. PID kontrolcü 1. saniyede 0,035 m lik bir sıkışmanın ardından yaklaşık 5. saniyede hareketi sönümlerken adaptif ve gürbüz kontrolcüler ise 1. Saniyede 0,045 m lik bir sıkışmanın ardından 5. Saniyede titreşimi sıfırlamışlardır Şekil 4.27.

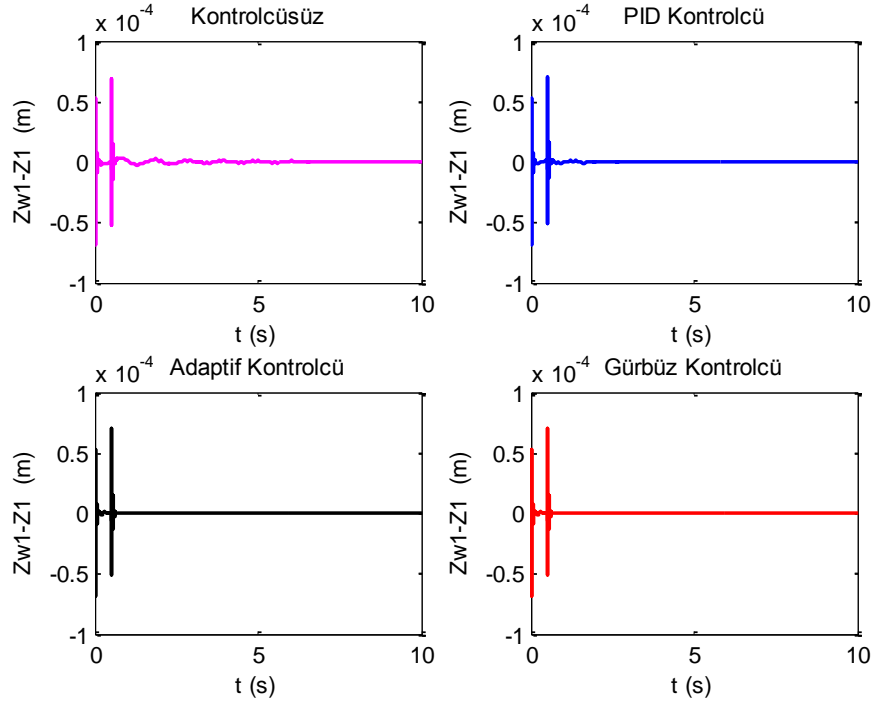
Boji gövdesi ve tekerlek setleri arası açıklık (birincil süspansiyon açıklığı), kontrolcüsüz durumda 0,015 m lik bir sıkışmanın ardından 8. saniyede sıfırlanmıştır. PID kontrolcü 0,01 m lik bir sıkışmanın ardından 4. saniyede titreşimi sıfırlamış, adaptif ve gürbüz kontrolcüler ise 0,008 m lik bir sıkışmanın ardından 1. Saniyede titreşimi sıfırlamışlardır Şekil 4.28.

Şekil 4.29'dan görülebileceği gibi uygulanan kontrolcülerin ray tekerlek açıklığına hemen hemen bir etkisi olmamıştır.



Şekil 4.28: Boji gövdesi-tekerlek açıklığı (birincil süspansiyon açıklığı).

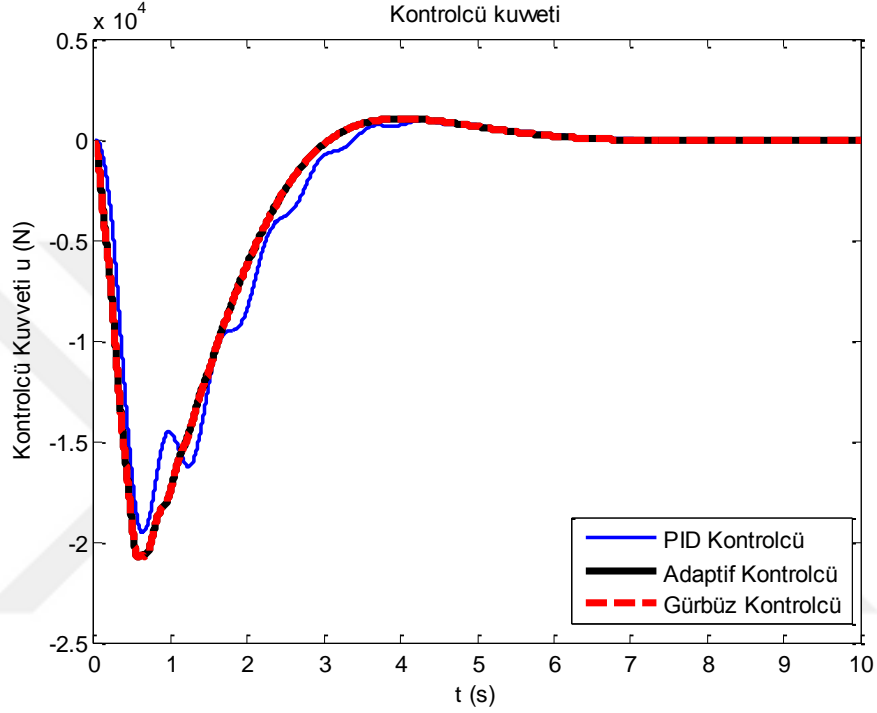
#### 4.1.3.5. Ray-tekerlek açıklığı zaman cevabı



Şekil 4.29: Ray tekerlek açıklığı.

#### 4.1.3.6. Kontrolcü kuvvetinin zaman cevabı

Şekil 4.30'da kontrolcülerin uyguladıkları kuvvet görülmektedir. Adaptif ve gürbüz kontrolcüler hedeflenen harekete daha hızlı ulaştıkları için PID kontrolcüye göre daha fazla güce ihtiyaç duymuşlardır.

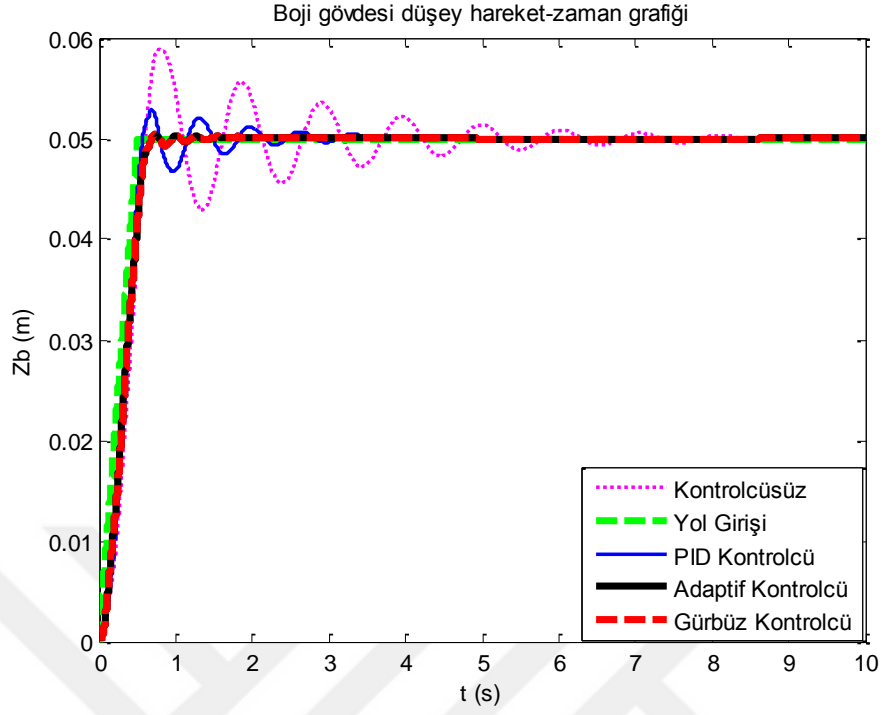


Şekil 4.30: Kontrolcü kuvveti.

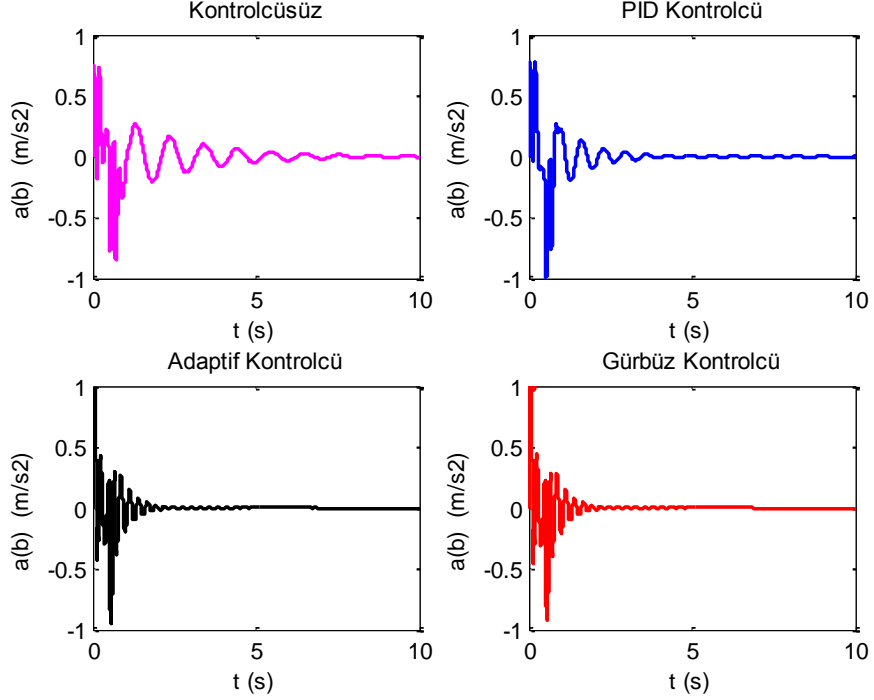
#### 4.1.3.7. Boji gövdesi düşey hareketinin zaman cevabı

Kontrolcüsüz durumda boji gövdesi yaklaşık 0,06 m genlikle sıçrama hareketi yaparak 8. Sn içinde sönümlenmiştir. PID kontrolcünün sönümlenmesi 3 saniyeyi bulurken adaptif ve gürbüz kontrolcüler ilk andan itibaren yol geometrisini yakalamış ve 1. Saniyede hareketi sönümlemişlerdir Şekil 4.31.

Her üç kontrolcüde de ivme  $1 \text{ m/s}^2$  lere ulaşmış gürbüz ve adaptif kontrolcü 2 saniye içinde ivmeyi sıfırlarken PID kontrolcünün ivmeyi sıfırlaması 4 saniyeyi bulmuştur Şekil 4.32.



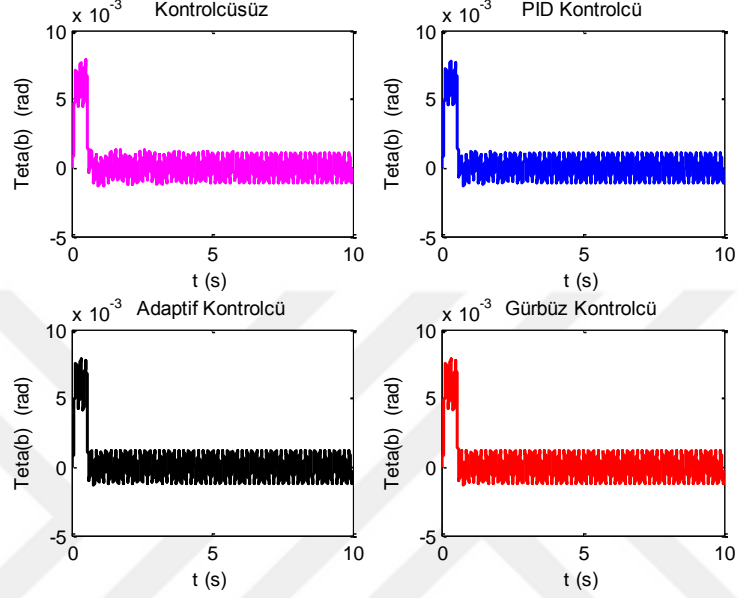
Şekil 4.31: Boji gövdesi düşey hareketinin konum-zaman cevabı.



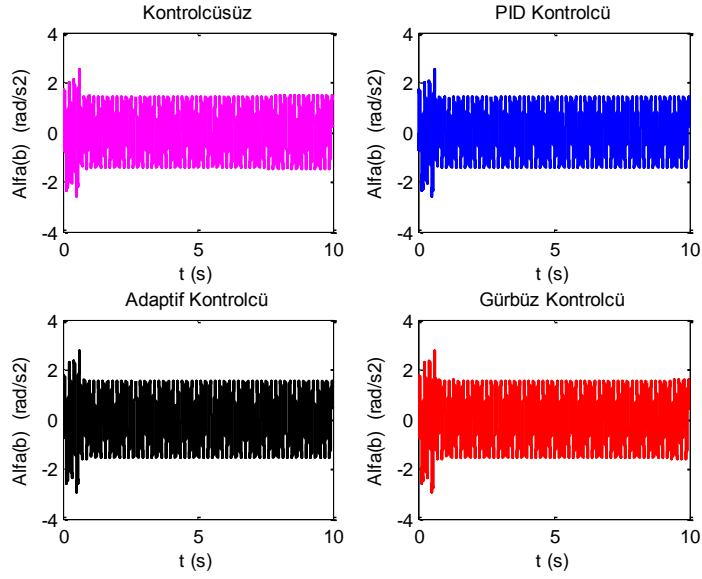
Şekil 4.32: Boji gövdesi ivmesinin zaman cevabı.

#### 4.1.3.8. Boji gövdesi kafa vurma hareketinin zaman cevabı

Şekil 4.33 ve 4.34 den görülebileceği gibi boji kafa vurma hareketine kontrolcülerin hemen hemen bir etkisi olmamıştır.

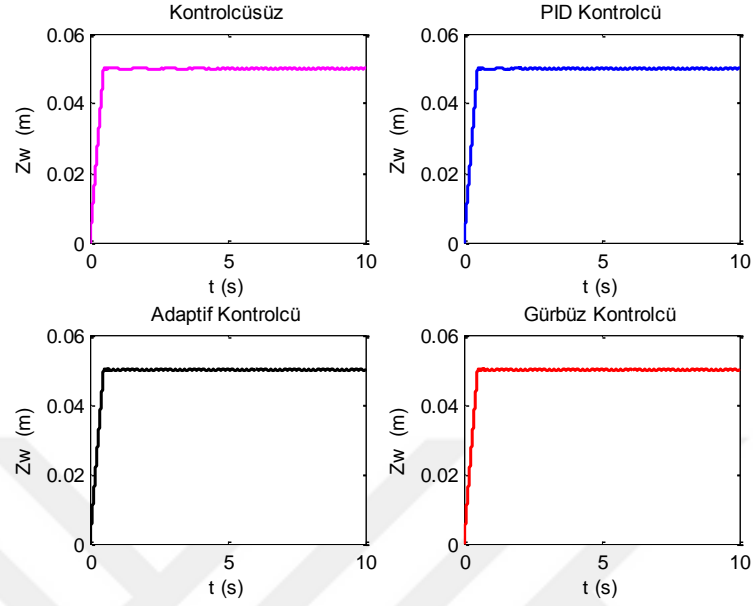


Şekil 4.33: Boji gövdesi kafa vurma hareketi zaman cevabı.

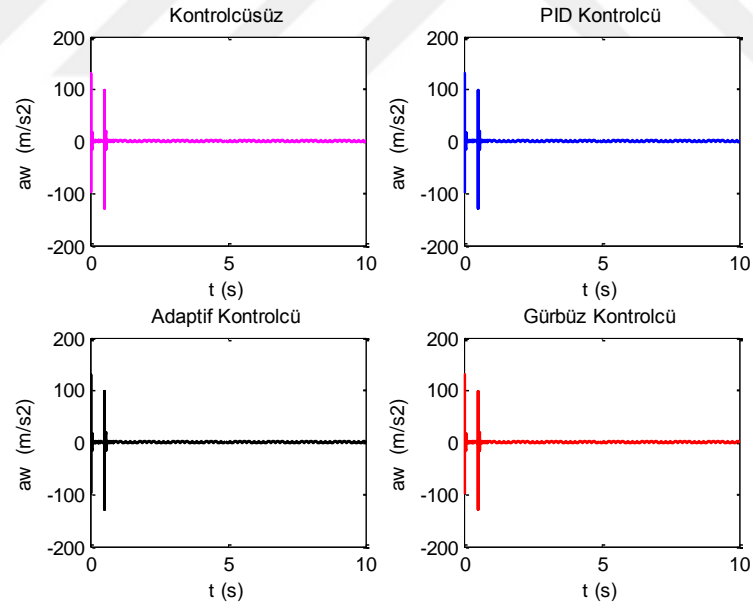


Şekil 4.34: Boji gövdesi kafa vurma hareketi ivme-zaman grafiği.

#### 4.1.3.9. Aks-tekerlek kütlesinin zaman cevabı



Şekil 4.35: Aks-tekerlek kütlesinin konum-zaman grafiği.



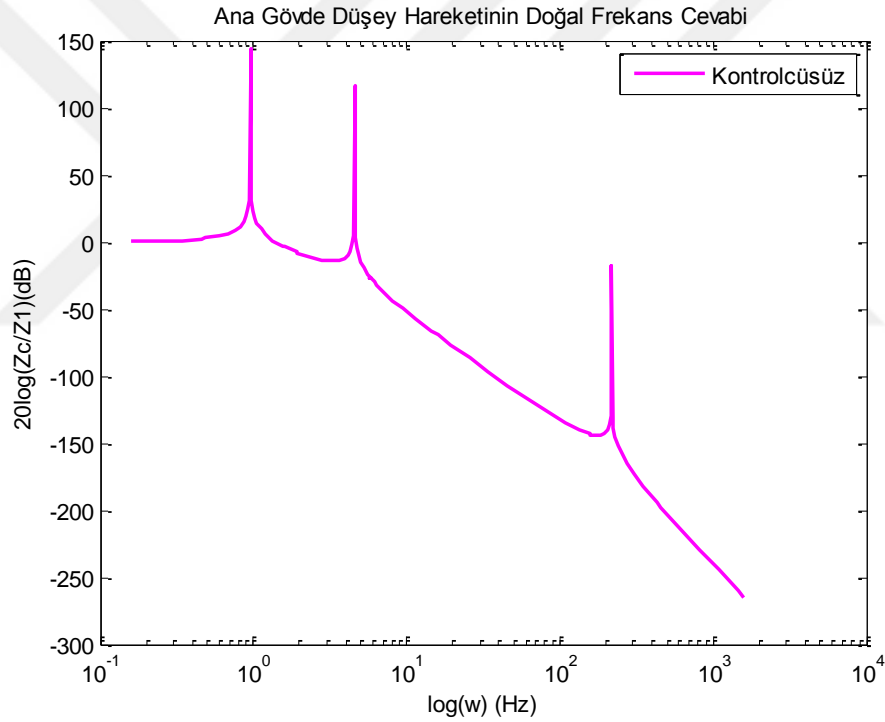
Şekil 4.36: Aks tekerlek kütlesi ivme-zaman grafiği.

Şekil 4.35 ve Şekil 4.36'dan görülebileceği gibi kontrolcü uygulamanın aks-tekerlek kütlesinin hareketine hemen hemen bir etkisi olmamıştır.

#### 4.1.4. Frekans Cevabı

##### 4.1.4.1. Sistemin doğal frekansları

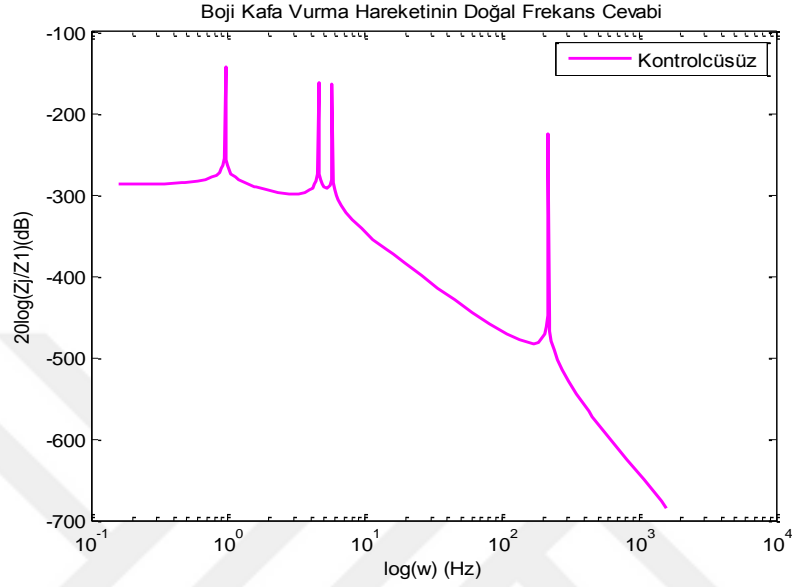
Raylı taşıt modelimiz beş serbestlik dereceli olduğu için beş adet doğal frekansı vardır. Bilindiği üzere bir yay kütle sistemi bir dış etkiye maruz kaldığında kütle  $f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}}$  doğal frekansıyla titreşim yapar. Raylı taşıtın doğal frekanslarını bulmak için Şekil 4.1 de verilen vagon modeline sönümleyici ve kontrolcü değerleri sıfır alınarak sisteme birim basamak girişi uygulanmıştır. Bu durumda ana gövde ve boji gövdesi frekans cevapları incelenerek sistemin doğal frekansları tespit edilmiştir Şekil 4.37, Şekil 4.38.



**Şekil 4.37:** Ana gövde düşey hareketinin doğal frekans cevabı.

Şekil 4.37 incelendiğinde 3 adet frekans tepesi görülmektedir. Bunlar 0,96 Hz, 4,57 Hz ve 217,12 Hz değerlerindedir. Titreşim yapan yay kütle sisteminde doğal frekans kütlelerin kareköküyle ters orantılı olduğu için simülasyonda kütle değerleri sırayla değiştirilerek frekans tepelerindeki değişim incelenmiş ve bunun sonucunda hangi frekans tepesinin hangi kütleyle ait olduğu belirlenmiştir. Önce vagon kütlesi 16 kat artırılarak simülasyon yapılmış 2. ve 3. Tepenin değerleri değişmezken 1. Tepenin frekans değerinin  $\frac{1}{4}$  azaldığı görülmüştür. Buradan 1. tepenin (0,96 Hz)  $M_c$  vagon kütlesine ait olduğu söylenebilir. Benzer şekilde sırasıyla boji

ve tekerlek kütleleri değiştirilerek 2. tepenin (4,57 Hz) boji kütlelerine, 3. tepenin (217.12 Hz) ise  $M_{w1}$  ve  $M_{w2}$  her iki tekerlek kütlelerine ait olduğu belirlenmiştir.  $J_b$  atalet momentinin değişiminin Şekil 4.37 deki grafiklere herhangi bir etkisi olmamıştır.



**Şekil 4.38:** Boji gövdesi kafa vurma hareketinin doğal frekans cevabı.

Şekil 4.38 incelendiğinde 4 adet frekans tepesi görülmektedir. Bunlar 0,96-4,57-5,78-217,12 Hz dir. Şekil 4.37 den farklı olarak burada ortaya çıkan 5,78 Hz lik rezonans frekansı yapılan simülasyon denemelerinde sadece  $J_b$  atalet momentinin değişimiyle değişmektedir. Buradan bu frekans tepesinin  $J_b$  ye bağlı olduğu ve kafa vurma hareketini etkilediği söylenebilir.

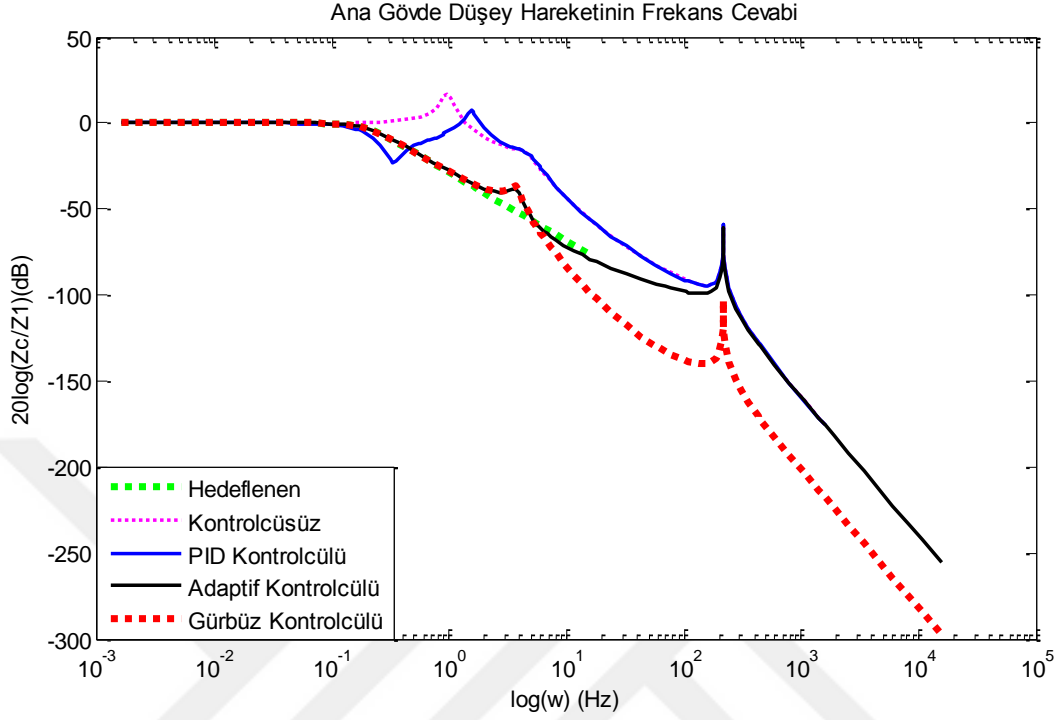
Doğal Frekans (Hz)	Ait Olduğu Kütle
0,96	$M_c$ Vagon gövdesi
4,57	$M_b$ Boji gövdesi
5,78	$J_b$ boji atalet momenti
217,12	$M_{w1}$ 1. Aks-tekerlek kütleleri
217,12	$M_{w2}$ 2. Aks-tekerlek kütleleri

**Tablo 1:** Doğal frekanslar.

Sonuç olarak beş serbestlik dereceli sistemimizin beş adet doğal frekansı vardır. Bu frekans değerleri ve bağlantılı olduğu kütleler Tablo 1 de verilmiştir.



#### 4.1.4.2. Sistemin frekans cevabı



**Şekil 4.39:** Ana gövde düşey hareketinin frekans cevabı.

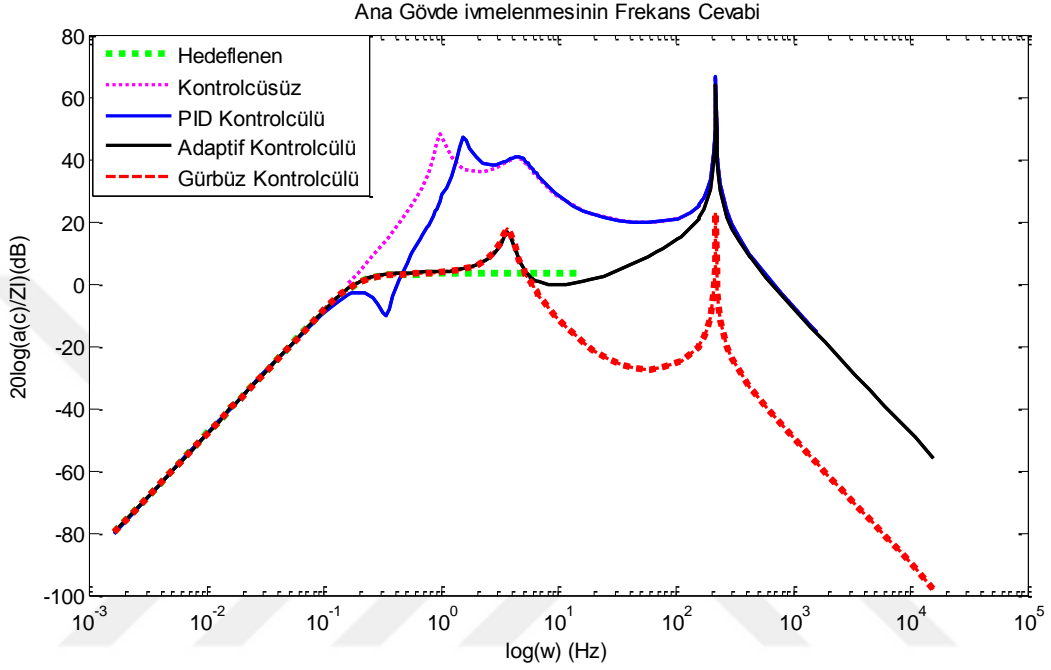
Şekil 4.39 da ana gövde düşey hareketinin frekans cevabı görülmektedir. Bu frekans tepelerinin hangi kütleyle bağlantılı olduğunu belirlemek için simülasyonda kütle değerleri ( $M_c$ ,  $M_b$ ,  $M_w$ ,  $J_b$ ) sırasıyla değiştirilmiş ve hangi tepenin hangi kütleyle ait olduğu belirlenmiştir.

Kontrolcüsüz sistemde üç adet frekans tepesi görülmektedir. Bunlar 0,96 Hz 17 dB; 4,6 Hz -18 dB; ve 214 Hz -75 dB dir. Bunlar sırasıyla vagon gövdesi ( $M_c$ ), boji gövdesi ( $M_b$ ) ve tekerlek kütlelerine ( $M_w$ ) aittir.

PID kontrolcünün uygulanması ile ana gövde ( $M_c$ ) rezonans frekansı 1,5 Hz e yükselmiş genliği ise 7,6 dB e düşmüştür. Boji gövdesinin rezonans frekansı ve genliği değişmemiş, aks-tekerlek gövdelerinin rezonans frekansı değişmezken genliği -58 dB e yükselmiştir.

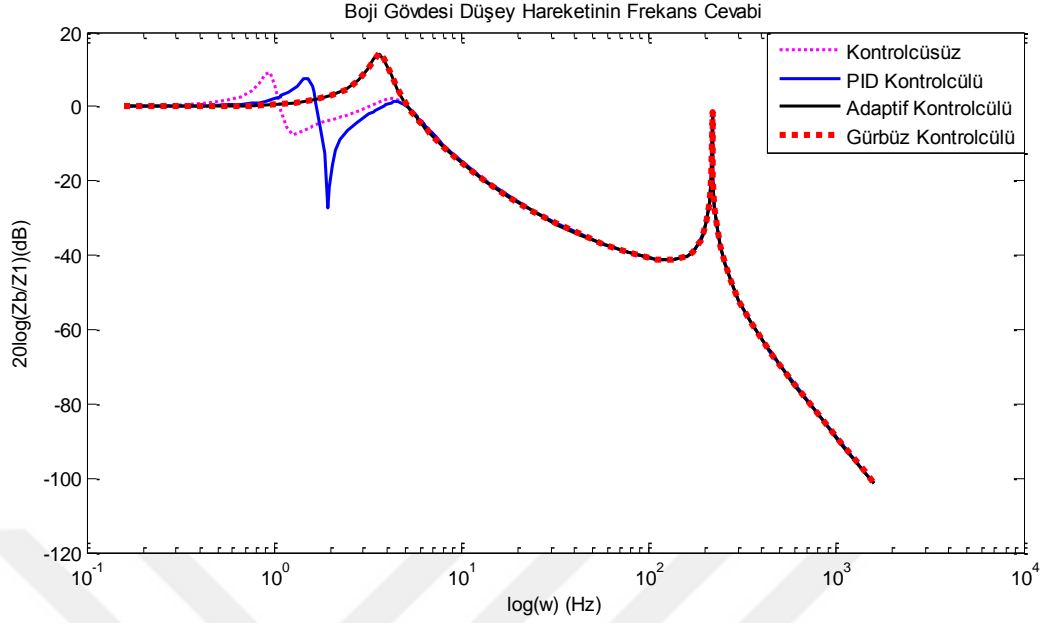
Adaptif kontrolcü ana gövdeye ait frekans tepesini bastırmayı başarmış ve 2 adet frekans tepesi oluşmuştur. Boji gövdesi rezonans frekansı 3,6 Hz e genliği ise -38 dB e düşmüştür. Tekerlek gövdeleri rezonans frekansı az bir artışla 217 Hz e ve genliği de -61 dB e yükselmiştir.

Gürbüz kontrolcü de adaptif kontrolcü gibi ana gövdeye ait frekans tepesini bastırmayı başarmış ve 2 adet frekans tepesi oluşmuştur. Boji gövdesi rezonans frekansı adaptif te olduğu gibi 3,6 Hz ve -38 dB de ortaya çıkmıştır. Tekerlek gövdeleri rezonans frekansında ise adaptiften daha başarılı olmuş, frekans 217 Hz de ortaya çıkarken genliğini -103 dB e düşürmeyi başarmıştır.



**Şekil 4.40:** Ana gövde ivmelenmesinin frekans cevabı.

Şekil 4.40 da vagon gövdesi düşey ivmelenmesinin frekans cevabı görülmektedir. Burdan da görülebileceği gibi konum frekans cevabında belirtilen frekans değerlerinde araç ivmesi frekans tepeleri oluşturmuştur. Adaptif ve gürbüz kontrolcüler ana gövdeye ait frekans tepesini bastırmayı başarmıştır. Kontrolcüsüz, PID ve adaptiften daha başarılı olarak gürbüz kontrolcü tekerlek kütlelerine ait frekans tepesinin genliğini düşürmeyi başarmıştır.



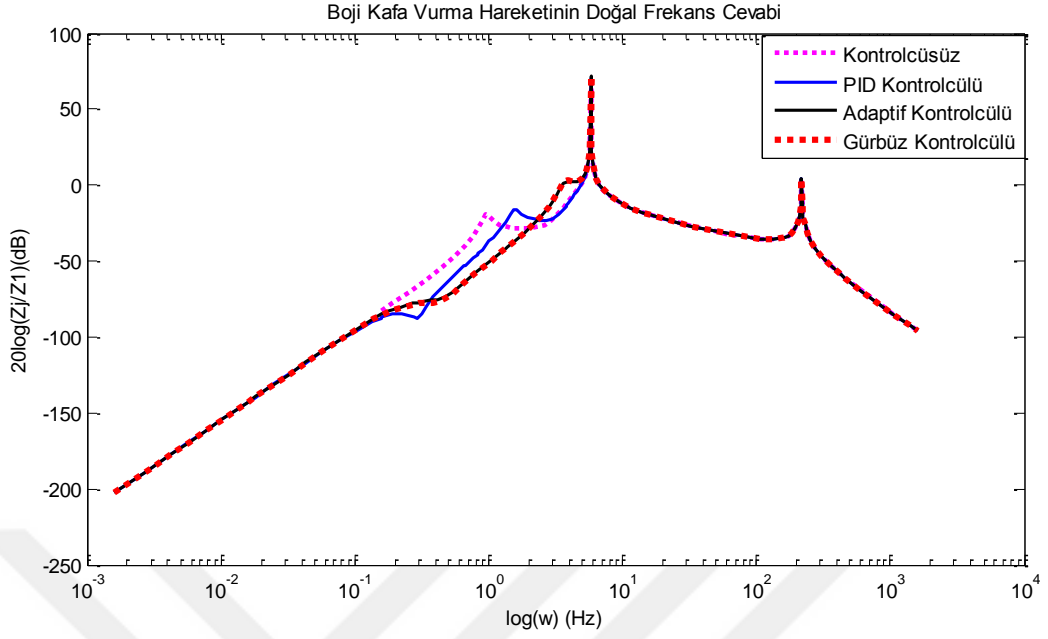
**Şekil 4.41:** Boji gövdesi düşey hareketi frekans cevabı.

Şekil 4.41 de boji gövdesi düşey hareketinin frekans cevabında kontrolcüsüz sistemde ana gövde 0,96 Hz 9,3 dB; boji gövdesi 4,24 Hz 2,23 dB; tekerlek gövdesi 217,11 Hz -1,59 dB değerlerinde rezonansa girmektedir.

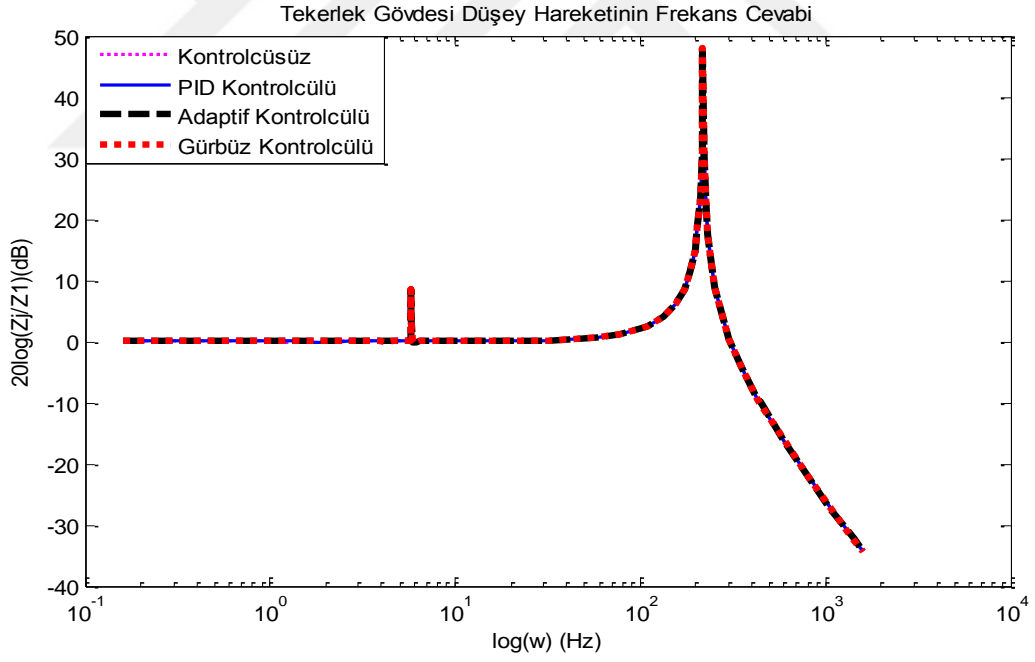
PID kontrolcü ile ana gövde rezonans frekansı 1,53 Hz e çıkarken genliği 7,59 dB e düşmüştür. Boji gövdesi 4,36 Hz 1.23 dB değerinde rezonansa girerken tekerlek gövdesi 217.11 Hz -1,59 dB de rezonansa girmiştir.

Adaptif ve gürbüz kontrolcüler ana gövde rezonans frekans tepesini bastırırken boji gövdesi 3,65 Hz 14 dB değerinde rezonansa girmektedir. Tekerlek gövdesi rezonans frekansı 217,11 Hz -1,59 dB değeriyle değişmemiştir.

Şekil 4.42 de boji kafa vurma hareketinin frekans cevabı görülmektedir. Burada 5,78 Hz değerinde diğer grafiklerde görülmeyen kafa vurma hareketine ait rezonans frekansı görülmektedir.



**Şekil 4.42:** Boji kafa vurma hareketinin frekans cevabı.



**Şekil 4.43:** Tekerlek gövdesi düşey hareketinin frekans cevabı.

Şekil 4.43 de tekerlek gövdesi frekans cevabı görülmektedir. Burada görülen iki frekans tepesinden ilki boji kafa vurma hareketine ikincisi ise tekerlek kütlelerine aittir.

## 5. TARTIŞMA VE SONUÇ

Bu çalışmada süspansiyon sistemini kontrol etmek ve seyir konforunu iyileştirmek amacıyla PID, “Model Erişimli Adaptif Kontrolcü” ve ,daha önce [24] nolu çalışma ile robot manipülatörlerin kontrolünde kullanılan, “Belirsiz Parametrelili Gürbüz Kontrolcü” raylı bir taşıta uygulanmış ve kontrolcülerin aynı hedef skyhook dinamiğini yakalamaları hedeflenmiştir. Simülasyonlar bilgisayar ortamında sinüzoidal ve rampa olmak üzere iki farklı yol girişi için yapılmış, raylı taşıt gövdesi, bojisi ve aks-tekerlek takımlarının zaman ve frekans alanındaki yanıtları irdelenmiştir.

Zaman alanı simülasyon sonuçlarında, kullanılan gürbüz kontrolcünün ve adaptif kontrolcünün hedef skyhook dinamiğini en hızlı şekilde yakalayp en az izleme hatası ile titreşimleri sönümlediği görülmektedir.

Frekans alanında ise gürbüz kontrolcünün ve adaptif kontrolcünün raylı taşıt ana gövdesi frekans tepesini bastırarak sadece boji ve tekerlek takımları için frekans tepesi oluşturduğu gözlenmiştir. Bu seyir konforu için önemli bir iyileştirmedir. Gürbüz kontrolcünün tekerlek gövdeleri frekans tepelerinin genliklerini adaptif kontrolcüye göre daha da düşürdüğü grafiklerden görülmektedir.

Sonuç olarak bu tez çalışmasında vagonun seyir konforunu iyileştirmek amacı ile kullanılan PID, adaptif ve gürbüz kontrolcülerden adaptif ve gürbüz kontrolcüler parametrelerin değişiminden etkilenmemeleri nedeniyle PID kontrolcüye göre önemli bir üstünlük elde ederken gürbüz kontrolcünün ana gövde frekans tepesini bastırması ve tekerlek gövdesi rezonans frekansı genlik değerini düşürmesi nedeniyle diğer kontrolcülere göre daha başarılı olduğu söylenebilir.

## KAYNAKLAR

- [1]. 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.
- [2]. Dong, R., 1994, *Vertical dynamics of railway vehicle-track system*, Concordia University, Canada
- [3]. Aba, E., 1994, *Bir yolcu vagonunun dinamik tasarımı ve titreşim konforunun analizi üzerine bir yaklaşım*, Doktora , İstanbul Teknik Üniversitesi.
- [4]. Chudzikiewicz, A., 2000, *Simulation of rail vehicle dynamics in matlab*, Vehicle System Dynamics, 33:107-119.
- [5]. Knothe, K., 2001, *Gleisdynamik*, Technische Universität Berlin, Berlin.
- [6]. ESVELD, C., 2001, *Modern railway track, second edition*, TU Delf University, Netherlands.
- [7]. Shen, G., ve Pratt, I., 2001, *The development of a railway dynamics modelling and simulation package to cater for current industrial trends*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 215,3;ProQuest Science Journals,167.
- [8]. Lei, X., ve Noda, N., 2002, *Analyses of dynamic response of vehicle and track coupling systems with random irregularity of track vertical profile*, Journal of Sound and Vibration, 258:147-165.
- [9]. Kırsık, R., ve Yüksel, S., 2003, *Demiryolu ray yapısının titreşim modeli*, 11. Ulusal Makine Teorisi Sempozyumu, Gazi Üniversitesi, Mühendislik Mimarlık Fakültesi, Ankara,301-306.
- [10]. Yılmaz, V. O., 2004, *Demiryolu Üstyapısının Dinamik Davranışı*, Yüksek Lisans, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- [11]. Özsoy, M., 2005, *TVS 2000 yolcu vagonlarında ray düzgünlüğünün titreşim konforuna etkisi*, Doktora, Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- [12]. Alkan, Ş., 2013, *Elektrikli lokomotiflerin basitleştirilmiş çoklu gövdeli sistemler yoluyla dinamik modellenmesi ve performanslarının değerlendirilmesi*, Yüksek Lisans, Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- [13]. Nagai, M., Moran,A., Tamura,Y., Koizumi,S., 1997, *Identification and control of nonlinear active pneumatic suspension for railway vehicles, using neural networks*, Control Engineering Practice, Vol.5,pp. 1137-1144.
- [14]. Li, H., Goodall, R.M., 1999, *Linear and non-linear skyhook damping control laws for active railway suspension*, Control engineering Practice, Vol.7, pp. 843-850.

- [15]. 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.
- [16]. Gürsel, A., 2003, *Raylı taşıtların aktif süspansiyon kontrolü*, Yüksek Lisans, İstanbul Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- [17]. Tabak, S.M., 2003, *Dört akslı bir tren modelinin titreşimlerinin kontrolü*, 11. Ulusal Makine Teorisi Sempozyumu, Gazi Üniversitesi, Mühendislik Mimarlık Fakültesi, Ankara, 459-462.
- [18]. Metin, M., 2007, *Raylı sistem araçlarının modellenmesi ve titreşimlerinin kontrolü*, Yüksek lisans, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- [19]. Atalay, A. E., 2009, *E43000 lokomotifinin dinamik modelinin oluşturulması ve titreşim kontrolü*, Yüksek lisans, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- [20]. Metin, M., 2013, *Hafif raylı sistemlerin titreşimleri ve kontrolü*, Doktora, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- [21]. Spong, M. W., 1993, *On the robust control of robot manipulators*, Automatic Control, IEEE Transactions on, 37(11), 1992, 1782-1786.
- [22]. Koo, K. M., and Kim, J. H., 1994, *Robust control of robot manipulators with parametric uncertainty*, IEEE Transactions Automatic Control, 39(6): 1994, 1230-1233.
- [23]. Lauwers, C., Swevers, J. ve SAS, P., 2004, *Design and experimental validation of a linear robust controller for an active suspension of a quarter car*, Proceeding of the 2004 American Control Conference, 30 Haziran-2 Temmuz 2004 Massachusetts, 1481-1486.
- [24]. Zou, L., Slotine, J.J.E., ve Samir, A.N., 2005, *Model reaching adaptif control for vibration isolation*, IEEE transactions on control systems technology, 13(4), 611-617.
- [25]. Turnip, A., Nazaruddin, Y.Y., ve Honkg, K.S., 2008, *Model reference adaptive control of an active suspension system*, The First International Symposium on Advanced Vehicle Engineering, 71-76.
- [26]. Özbek, C., 2013, *Taşıt süspansiyon sistemlerinin uyarlamalı kontrolü*, Yüksek Lisans, İstanbul Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- [27]. Burkan R., Özgüney O. C. ve Özbek C., 2017, *Model reaching adaptive-robust control law for vibration isolation systems with parametric uncertainty*, Journal of Vibroengineering, 20(1), 300-309, 2018.
- [28]. Renn, J.C., ve Wu, T.H., 2007, *Modelling and control of a new 1/4T servohydraulic*

- vehicle active suspension system*, Journal of Marine Science and Technology, 15 (3), 265-272.
- [29]. Çelikel, K., 2006, *Taşıt süspansiyon sistemlerinin bulanık mantık ayarlı PID kontrolü*, Yüksek Lisans, İstanbul Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- [30]. Onat, C., Yüksek, İ. ve Sivrioğlu, S., 2006, *Bir aktif süspansiyon sistemi için  $H_{\infty}$  kontrol temeline dayalı doğrusal olmayan kontrolcü tasarımı*, Mühendis ve Makina, 47, 54-61.
- [31]. Tüvasaş, *Ürün kataloğu*, N13 vagon karakteristikleri
- [32]. Tüvasaş, *Araştırma geliştirme departmanı*
- [33]. Kalınbacak, İ., 2012, *Hava fren bilgisi ders notları*, Cer teknik elemanları kursu, TCDD Eskişehir Eğitim Merkezi Müdürlüğü.
- [34]. Özsoy, M., 2005, *TVS 2000 yolcu vagonlarında ray düzgünlüğünün titreşim konforuna etkisi*, Doktora, Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- [35]. Bilgiç, B., 2007, *Taşıt süspansiyon sistemlerinin mr sönümleyici kullanarak kontrolü*, Yüksek Lisans, İstanbul Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- [36]. Bayraktar, M., 2010, *Raylı taşıtların dingillerinin dinamik analizi*, Doktora, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- [37]. Yalçın, N.S., 2006, *Demiryolu üstyapısının dinamik analizi*, Yüksek Lisans, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- [38]. Düven, E., 2007, *Taşıtlar için aktif süspansiyon denetiminin geliştirilmesi*, Doktora, Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- [39]. ESİM, E., 2010, *Süspansiyon sistemlerinin PID ile kontrolü*, Yüksek Lisans, Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- [40]. Ziegler, J. G., Nichols, N. B., 1943, *Automatic tuning of optimum PID controllers*, IEEE Proc., 140 (3), 216-224.
- [41]. Sarıoğlu, A. A., 2002, *Taşıtlarda yanal kayma ve kontrolü*, Yüksek Lisans, İstanbul Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- [42]. Ogata, K., 2010, *Modern Control Engineering fifth edition*, Prentice-Hall Int. Inc., USA
- [43]. D. Karnopp, M.J. Crosby ve R.A. Harwood, *Vibration control using the semi-active force generators*, ASME J.Eng.Ind., 96, 619-626, 1974



**EKLER****Ek 1.** Beş serbestlik dereceli raylı taşıt modeli parametreleri [32]**Tablo 2:** Raylı taşıt simülasyon parametreleri

VAGON PARAMETRELERİ			
$M_c =$	8135 kg	$c_{11} =$	3730 Ns/m
$M_b =$	1675 kg	$c_{12} =$	3730 Ns/m
$J_b =$	1106 kgm <sup>2</sup>	$c_2 =$	15666 Ns/m
$M_{w1} =$	695 kg	$V =$	60 m/s
$L_a =$	1.28 m	$A =$	0.1 m
$k_{11} =$	445776 N/m	$T =$	20 m
$k_{12} =$	445776 N/m	$k_{h1} =$	1292930652 N/m
$k_2 =$	458000 N/m	$k_{h2} =$	1292930652 N/m

## Ek 2. Kontrol parametreleri.

Tablo 3: Kontrol parametreleri

SKYHOOK PARAMETRELERİ			
$c =$	1.68 Ns/m	$K =$	1.44 N/m
ADAPTİF KONTROL PARAMETRELERİ			
$B =$	1	$k_d =$	1e7
$P_1 =$	1e12	$P_2 =$	1e9
$P_3 =$	1e7		
GÜRBÜZ KONTROL PARAMETRELERİ			
$M_0 =$	250 kg	$\alpha =$	1000
$C_0 =$	250 Ns/m	$\varepsilon =$	1
$K_0 =$	250 N/m	$K_{11} =$	1e7
$\Lambda =$	1000		
PID KONTROL PARAMETRELERİ			
$K_p =$	758280	$T_d =$	0.06925
$T_i =$	0.277		

## ÖZGEÇMİŞ

### Kişisel Bilgiler

Adı Soyadı Murat SOYDAN  
Doğum Yeri İstanbul  
Doğum Tarihi 01.01.1977  
Uyruğu  T.C.  Diğer:  
Telefon  
E-Posta Adresi msoydan77@yahoo.com  
Web Adresi



### Eğitim Bilgileri

#### Lisans

Üniversite İstanbul Üniversitesi  
Fakülte Mühendislik Fakültesi  
Bölümü Makine Mühendisliği  
Mezuniyet Yılı 14.07.1998

#### Yüksek Lisans

Üniversite İstanbul Üniversitesi  
Enstitü Adı Fen Bilimleri Enstitüsü  
Anabilim Dalı Makine Mühendisliği  
Programı Makine Mühendisliği  
Mezuniyet Tarihi Tarih girmek için tıklayın veya dokununuz.