

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**TAŞIT TİTREŞİMLERİNİN ANALİZİ ve KONTROLÜ**

Makina Yük. Müh. Yener TAŞKIN

**FBE Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Konstrüksiyon Programında  
Hazırlanan**

**DOKTORA TEZİ**

**Tez Savunma Tarihi** : 14 Ekim 2008

**Tez Danışmanı** : Prof. Dr. İsmail YÜKSEK (YTÜ)

**İkinci Tez Danışmanı**: Prof. Dr. Nurkan YAĞIZ (İÜ)

**Jüri Üyeleri** : Prof. Necati TAHRALI (YTÜ)

: Prof. Dr. M. Arif ADLI (MÜ)

: Doç. Dr. Rahmi GÜÇLÜ (YTÜ)

: Doç. Dr. Erol UZAL (İÜ)

**İSTANBUL, 2008**

## İÇİNDEKİLER

|                                                                                                                              | Sayfa |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------|
| SİMGE LİSTESİ .....                                                                                                          | iv    |
| KISALTMA LİSTESİ .....                                                                                                       | vi    |
| ŞEKİL LİSTESİ .....                                                                                                          | vii   |
| ÇİZELGE LİSTESİ .....                                                                                                        | xii   |
| ÖNSÖZ .....                                                                                                                  | xiii  |
| ÖZET .....                                                                                                                   | xiv   |
| ABSTRACT .....                                                                                                               | xv    |
| <br>                                                                                                                         |       |
| 1. GİRİŞ .....                                                                                                               | 1     |
| 1.1 Önceki çalışmalar .....                                                                                                  | 2     |
| 1.2 Çalışmanın amacı .....                                                                                                   | 13    |
| 2. ÇEYREK TAŞIT MODELİ DENEY DÜZENEGİ .....                                                                                  | 15    |
| 2.1 Deney düzeneği tasarımı ve konstrüksiyonu .....                                                                          | 15    |
| 2.2 Deney düzeneğinin imalatı ve montajı .....                                                                               | 18    |
| 2.3 Deney düzeneğinin modellenmesi ve parametrelerin tespiti .....                                                           | 20    |
| 2.3.1 Kaymalı yatakların modelleme üzerindeki etkisi .....                                                                   | 22    |
| 2.4 Model parametre değerlerinin belirlenmesi .....                                                                          | 23    |
| 2.4.1 Tahrik sistemi .....                                                                                                   | 24    |
| 2.4.1.1 Serbest titreşim yöntemi ile parametre değerlerinin tespiti .....                                                    | 24    |
| 2.4.1.2 Zorlanmış titreşim yöntemi ile parametre değerlerinin tespiti .....                                                  | 28    |
| 2.4.2 Aks-tekerlek sistemi .....                                                                                             | 30    |
| 2.4.2.1 Zorlanmış titreşim yöntemi ile parametre değerlerinin tespiti .....                                                  | 30    |
| 2.4.3 Ana kütle sistemi .....                                                                                                | 33    |
| 2.4.3.1 Zorlanmış titreşim yöntemi ile parametre değerlerinin tespiti .....                                                  | 33    |
| 2.5 Deney ve bilgisayar simülasyonu sonuçlarının karşılaştırılması .....                                                     | 36    |
| 2.5.1 Tahrik sistemi için serbest titreşim deneyleri ile bilgisayar simülasyonlarının karşılaştırılması .....                | 37    |
| 2.5.2 Çeyrek taşıt deney düzeneği için zorlanmış titreşim deneyleri ile bilgisayar simülasyonlarının karşılaştırılması ..... | 39    |
| 2.6 Çeyrek taşıt deney düzeneği için pasif dinamik sönümleyici uygulaması .....                                              | 43    |
| 3. TAŞIT TİTREŞİMLERİNİN KONTROLÜ İÇİN YENİ BİR YAKLAŞIM .....                                                               | 47    |
| 3.1 Referans bir taşıt için model parametre değerlerinin tespiti .....                                                       | 48    |
| 3.1.1 Referans taşıt ağırlık merkezinin tespit edilmesi .....                                                                | 48    |
| 3.1.2 Referans taşıt ana kütlesi ve ön/arka aks-tekerlek kütlelerinin tespiti .....                                          | 51    |
| 3.1.3 Referans taşıt yay sabitlerinin tespit edilmesi .....                                                                  | 53    |
| 3.1.3.1 Tekerlek yay sabiti .....                                                                                            | 53    |

|         |                                                                                                                     |     |
|---------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| 3.1.3.2 | Ön ve arka süspansiyonda bulunan yaylarının yay sabiti.....                                                         | 54  |
| 3.1.4   | Referans taşıt sönüm sabitlerinin tespit edilmesi .....                                                             | 54  |
| 3.1.4.1 | Ön ve arka amortisörlerin sönüm sabiti.....                                                                         | 54  |
| 3.1.5   | Referans taşıtın açısal atalet momentlerinin tespit edilmesi.....                                                   | 55  |
| 3.2     | Çeyrek taşıt modeli için optimum pasif dinamik sönümleyici tasarımı .....                                           | 57  |
| 3.3     | Çeyrek taşıt modeli için kayan kipli aktif dinamik sönümleyici tasarımı .....                                       | 64  |
| 3.4     | Çeyrek taşıt modeli için tasarlanan optimum pasif dinamik sönümleyicinin tam taşıt modeline uyarlanması .....       | 74  |
| 3.5     | Tam taşıt modeli için ağırlık merkezinden etkili optimum pasif dinamik sönümleyici tasarımı.....                    | 83  |
| 3.6     | Tam taşıt modeli için ağırlık merkezinden etkili kayan kipli aktif dinamik sönümleyici tasarımı.....                | 92  |
| 3.7     | Tam taşıt modeli için ağırlık merkezinden etkili bulanık mantık kayan kipli aktif dinamik sönümleyici tasarımı..... | 107 |
| 4.      | SONUÇ ve ÖNERİLER.....                                                                                              | 116 |
|         | KAYNAKLAR.....                                                                                                      | 124 |
|         | EKLER .....                                                                                                         | 129 |
|         | Ek 1 Çeyrek taşıt modeli deney düzeneği parça ölçüleri.....                                                         | 130 |
|         | Ek 2 Ölçüm sistemi teknik özellikleri .....                                                                         | 133 |
|         | Ek 3 Eksenel titreşim oluşturuucu teknik özellikleri.....                                                           | 135 |
|         | Ek 4 Büyütme faktörü yöntemi (Magnification-factor method) .....                                                    | 137 |
|         | Ek 5 CAS portatif aks kantarı ve Zwick Z100 universal test cihazının teknik özellikleri .....                       | 139 |
|         | Ek 6 Özdeğer problemi için kütle ve katılık matrisleri .....                                                        | 140 |
|         | Ek 7 Kontrolcü parametreleri .....                                                                                  | 141 |
|         | ÖZGEÇMİŞ.....                                                                                                       | 142 |

## SİMGE LİSTESİ

|                      |                                                                                     |
|----------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|
| $A_i$                | Çıkış değişkeni üyelik fonksiyonu                                                   |
| a, b, c, d           | Ağırlık merkezinin ön aksa, arka aksa, sağ tekerleğe ve sol tekerleğe olan uzaklığı |
| <b>B</b>             | Kontrol kuvveti matrisi                                                             |
| $b_t$                | Tahrik plakası üzerindeki kayan bilyalı yatakların toplam sönüm sabiti              |
| $b_1$                | Tekerleğin sönüm etkisini temsil eden sönüm sabiti                                  |
| $b_2$                | Süspansiyon sisteminde bulunan amortisörün sönüm sabiti                             |
| $b_3$                | Dinamik sönümleyici sisteminde bulunan amortisörün sönüm sabiti                     |
| $b_4$                | Aks-tekerlek kütlesi üzerindeki kayan bilyalı yatakların toplam sönüm sabiti        |
| $b_5$                | Ana kütle üzerindeki kayan bilyalı yatakların toplam sönüm sabiti                   |
| $c_{1,2,3,4}$        | Amortisörlerin sönüm sabiti değerleri                                               |
| $c_{ds}$             | Dinamik sönümleyici sönüm sabiti değeri                                             |
| $e_i$                | i' inci durum değişkeni hatası                                                      |
| $F(t)$               | Eksenel titreşim oluşturuvcu kuvveti                                                |
| $F_{dt}$             | Dinamik tekerlek yükü                                                               |
| $f_r$                | Rezonans frekansı                                                                   |
| $\mathbf{f}(x, t)$   | Durum denklemleri vektörü (Kontrol girişleri hariç)                                 |
| <b>G</b>             | Kayma yüzeyi eğimini temsil eden matris                                             |
| $I_\alpha$           | Yuvarlanma atalet momenti                                                           |
| $I_\theta$           | Kafa vurma atalet momenti                                                           |
| $k_{ds}$             | Dinamik sönümleyici yay sabiti değeri                                               |
| $k_t$                | Taşıyıcı yayların toplam yay sabiti                                                 |
| $k_{t1,t2,t3,t4}$    | Tekerleklerin yay sabiti değerleri                                                  |
| $k_{1,2,3,4}$        | Helezon yayların yay sabiti değerleri                                               |
| $k_1$                | Tekerleğin yay sabiti                                                               |
| $k_2$                | Süspansiyon sisteminde bulunan helezon yayın yay sabiti                             |
| $k_3$                | Dinamik sönümleyici sisteminde bulunan helezon yayın yay sabiti                     |
| <b>M</b>             | Tam taşıt modeli ana kütle                                                          |
| $m_{ds}$             | Dinamik sönümleyici kütlesi                                                         |
| $m_t$                | Tahrik plakası kütlesi                                                              |
| $m_{1,2,3,4}$        | Aks-tekerlek kütleleri                                                              |
| $m_1$                | Aks-tekerlek kütlesi                                                                |
| $m_2$                | Ana kütle                                                                           |
| $m_3$                | Dinamik sönümleyici kütlesi                                                         |
| $N, Z, P_i$          | Negatif, sıfır ve pozitif üyelik fonksiyonları (Giriş değişkeni)                    |
| $Q$                  | Büyütme çarpanı                                                                     |
| $SF_1, SF_2$         | Ölçek çarpanları                                                                    |
| <b>u</b>             | Kontrol kuvveti vektörü                                                             |
| $u_{eq}$             | Eş değer kontrol girişleri vektörü                                                  |
| $\hat{u}_{eq}$       | Kestirilmiş eş değer kontrol girişleri vektörü                                      |
| <b>x</b>             | Durum değişkenleri vektörü                                                          |
| <b>V</b>             | Taşıt hızı                                                                          |
| $\mathbf{v}(\sigma)$ | Lyapunov fonksiyonu                                                                 |
| <b>y</b>             | Yol girişi                                                                          |

|                     |                                                           |
|---------------------|-----------------------------------------------------------|
| $y_r$               | Ana kütle referans değeri                                 |
| $y_1$               | Aks-tekerlek kütlesi düşey yer değiştirme hareketi        |
| $y_2$               | Ana kütle düşey yer değiştirme hareketi                   |
| $y_3$               | Dinamik sönümleyici kütlesi düşey yer değiştirme hareketi |
| $y_{2r}$            | Ana kütle referans değeri                                 |
| $\frac{Y_1}{Y}$     | $Y_1$ 'in $Y$ 'ye göre transfer fonksiyonu                |
| $\alpha$            | Yuvarlanma hareketi                                       |
| $\alpha_i$          | $i$ ' inci yüzey eğim sabiti                              |
| $\Gamma$            | Kontrol kazancı matrisi                                   |
| $\Delta \mathbf{x}$ | Referans değer ile sistem cevabı arasındaki fark vektörü  |
| $\delta$            | Logaritmik azalma                                         |
| $\zeta$             | Sönüm oranı                                               |
| $\mu(\cdot)$        | Bulanık üyelik fonksiyonu                                 |
| $\theta$            | Kafa vurma hareketi                                       |
| $\sigma$            | Kayma yüzeyi vektörü                                      |
| $\sigma_i$          | $i$ ' inci kayma yüzeyi                                   |
| $1/\tau$            | Alçak geçiren filtre kesme frekansı                       |
| $1/\tau_r$          | Alçak geçiren filtre kesme frekansı                       |
| $\Phi(t)$           | Kayma yüzeyi vektörünün zamana bağlı birleşeni            |
| $\varphi$           | Faz farkı                                                 |
| $\omega_d$          | Sönümlü doğal frekans                                     |
| $\omega_n$          | Doğal frekans                                             |
| $\omega_r$          | Rezonans frekansı                                         |

## KISALTMA LİSTESİ

|     |                            |
|-----|----------------------------|
| ÇTM | Çeyrek taşıt modeli        |
| DVA | Dynamic vibration absorber |
| ER  | Electro rheological        |
| FAM | Fuzzy associative memory   |
| LQ  | Linear quadratic           |
| LQR | Linear quadratic regulator |
| MR  | Magneto rheological        |
| TMD | Tuned mass damper          |
| TVA | Tuned vibration absorber   |
| VA  | Vibration absorber         |

## ŞEKİL LİSTESİ

|                                                                                               |    |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Şekil 1.1 Pasif süspansiyonlu çeyrek taşıt modeli.....                                        | 2  |
| Şekil 1.2 Pasif süspansiyonlu yarım taşıt modeli .....                                        | 9  |
| Şekil 1.3 Pasif süspansiyonlu tam taşıt modeli .....                                          | 11 |
| Şekil 1.4 Literatürde mevcut çeyrek taşıt modeli deney düzenekleri.....                       | 13 |
| Şekil 2.1 Çeyrek taşıt deney düzeneği tasarımı .....                                          | 16 |
| Şekil 2.2 Doğrusal kaymalı yataklar .....                                                     | 16 |
| Şekil 2.3 Çeyrek taşıt ana kütlesi.....                                                       | 17 |
| Şekil 2.4 Amortisör, yay ve eyleyici eklem bağlantı elemanları.....                           | 17 |
| Şekil 2.5 Taşıyıcı helezon yay ayrıntısı.....                                                 | 17 |
| Şekil 2.6 Plakaların işleme aşamaları .....                                                   | 18 |
| Şekil 2.7 Taşıyıcı kolonların ve tahrik mekanizmasının imalat aşamaları.....                  | 19 |
| Şekil 2.8 Tahrik mekanizması ve süspansiyon sisteminin montaj aşamaları.....                  | 20 |
| Şekil 2.9 Deney düzeneğinin modeli.....                                                       | 21 |
| Şekil 2.10 Çeyrek taşıt modellerinin karşılaştırılması.....                                   | 22 |
| Şekil 2.11 Zaman cevaplarının karşılaştırılması.....                                          | 23 |
| Şekil 2.12 Frekans cevaplarının karşılaştırılması .....                                       | 23 |
| Şekil 2.13 Tahrik plakası deney düzeneği.....                                                 | 24 |
| Şekil 2.14 Yük-çökme ölçümü .....                                                             | 25 |
| Şekil 2.15 Yük-çökme diyagramı.....                                                           | 25 |
| Şekil 2.16 Sönüm sabiti ölçümü .....                                                          | 27 |
| Şekil 2.17 Sönüm sabiti-yük diyagramı .....                                                   | 28 |
| Şekil 2.18 Tahrik plakası deney düzeneği.....                                                 | 28 |
| Şekil 2.19 İvmeölçer 1 ve İvmeölçer 2 ile alınan örnek zaman cevapları.....                   | 29 |
| Şekil 2.20 Doğrusal frekans cevabı fonksiyonu .....                                           | 29 |
| Şekil 2.21 Frekans cevabı fonksiyonu karşılaştırması .....                                    | 30 |
| Şekil 2.22 Aks-tekerlek sistemi deney düzeneği .....                                          | 31 |
| Şekil 2.23 İvmeölçer 1 ve İvmeölçer 2 ile alınan örnek zaman cevapları.....                   | 31 |
| Şekil 2.24 Doğrusal frekans cevabı fonksiyonu .....                                           | 32 |
| Şekil 2.25 Frekans cevabı fonksiyonu karşılaştırması .....                                    | 33 |
| Şekil 2.26 Ana kütle sistemi deney düzeneği.....                                              | 34 |
| Şekil 2.27 İvmeölçer 1 ve İvmeölçer 2 ile alınan örnek zaman cevapları.....                   | 34 |
| Şekil 2.28 Doğrusal frekans cevabı fonksiyonu .....                                           | 35 |
| Şekil 2.29 Frekans cevabı fonksiyonu karşılaştırması .....                                    | 36 |
| Şekil 2.30 Titreşim ölçüm sistemi .....                                                       | 37 |
| Şekil 2.31 Farklı tahrik plakası kütleleri için serbest titreşim deneyleri .....              | 38 |
| Şekil 2.32 Tahrik plakası serbest titreşim zaman cevapları.....                               | 39 |
| Şekil 2.33 Çeyrek taşıt deney düzeneği için zorlanmış titreşim deneyleri.....                 | 40 |
| Şekil 2.34 Ana kütle frekans cevabı fonksiyonu .....                                          | 41 |
| Şekil 2.35 Aks-tekerlek kütlesi frekans cevabı fonksiyonu .....                               | 41 |
| Şekil 2.36 Ana kütle frekans cevabı fonksiyonu .....                                          | 42 |
| Şekil 2.37 Aks-tekerlek kütlesi frekans cevabı fonksiyonu .....                               | 42 |
| Şekil 2.38 Dinamik sönümleyicili çeyrek taşıt deney düzeneği modeli.....                      | 43 |
| Şekil 2.39 Ana kütle frekans cevabı fonksiyonu .....                                          | 44 |
| Şekil 2.40 Deneyssel olarak frekans cevabı fonksiyonlarının karşılaştırılması.....            | 44 |
| Şekil 2.41 Bilgisayar simülasyonu ile frekans cevabı fonksiyonlarının karşılaştırılması ..... | 45 |
| Şekil 2.42 Ana kütle frekans cevabı fonksiyonlarının karşılaştırılması .....                  | 45 |
| Şekil 3.1 Taşıt ağırlık merkezi tespiti için yapılan ölçümler (Reimpell vd. (2001)).....      | 49 |
| Şekil 3.2 Taşıtın sol ve sağ tekerleklerine gelen yükler (Reimpell vd. (2001)) .....          | 49 |

|                                                                                                                                 |    |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Şekil 3.3 CAS portatif aks kantarı .....                                                                                        | 50 |
| Şekil 3.4 Referans taşıtın ağırlık merkezi tespiti için yapılan ölçümler .....                                                  | 50 |
| Şekil 3.5 Referans taşıt ön ve arka süspansiyon sisteminin incelenmesi .....                                                    | 51 |
| Şekil 3.6 Ön/arka aks tekerlek kütlelerini oluşturan parçalar .....                                                             | 53 |
| Şekil 3.7 Tekerlek yay sabiti için yük-çökme ölçümleri .....                                                                    | 53 |
| Şekil 3.8 Ön/arka süspansiyon yaylarının yay sabiti için yük-çökme ölçümleri .....                                              | 54 |
| Şekil 3.9 Ön/arka amortisörlerin sönüm sabiti kuvvet-hız ölçümleri .....                                                        | 55 |
| Şekil 3.10 Kafa vurma serbest titreşim periyodu ölçümü .....                                                                    | 56 |
| Şekil 3.11 Deneyin fiziksel modeli .....                                                                                        | 56 |
| Şekil 3.12 Algoritma akış diyagramı .....                                                                                       | 58 |
| Şekil 3.13 Pasif dinamik sönümleyicili çeyrek taşıt modeli .....                                                                | 59 |
| Şekil 3.14 $m_3 = 27,716$ kg için $ Y_2/Y _{maks}$ değerinin $k_3$ ve $b_3$ parametrelerine göre değişimi .....                 | 60 |
| Şekil 3.15 Yol girişi .....                                                                                                     | 61 |
| Şekil 3.16 Ana kütle zaman cevapları .....                                                                                      | 61 |
| Şekil 3.17 Aks-tekerlek kütlesi zaman cevapları .....                                                                           | 61 |
| Şekil 3.18 (a) Dinamik sönümleyici kütlesinin düşey yer değiştirme zaman cevabı<br>(b) Dinamik tekerlek yükü zaman cevabı ..... | 62 |
| Şekil 3.19 Ana kütle frekans cevapları .....                                                                                    | 63 |
| Şekil 3.20 Aks-tekerlek kütlesi frekans cevapları .....                                                                         | 63 |
| Şekil 3.21 Dinamik tekerlek yükü frekans cevabı .....                                                                           | 63 |
| Şekil 3.22 Kontrol eylemi süreci .....                                                                                          | 64 |
| Şekil 3.23 Aktif dinamik sönümleyicili çeyrek taşıt modeli .....                                                                | 67 |
| Şekil 3.24 Ana kütle zaman cevapları .....                                                                                      | 68 |
| Şekil 3.25 Aks-tekerlek kütlesi zaman cevapları .....                                                                           | 68 |
| Şekil 3.26 (a) Dinamik sönümleyici kütlesinin düşey yer değiştirme zaman cevabı<br>(b) Dinamik tekerlek yükü zaman cevabı ..... | 68 |
| Şekil 3.27 Ana kütle frekans cevapları .....                                                                                    | 69 |
| Şekil 3.28 Aks-tekerlek kütlesi frekans cevapları .....                                                                         | 69 |
| Şekil 3.29 Dinamik tekerlek yükü frekans cevabı .....                                                                           | 69 |
| Şekil 3.30 Ana kütle zaman cevapları .....                                                                                      | 70 |
| Şekil 3.31 Aks-tekerlek kütlesi zaman cevapları .....                                                                           | 70 |
| Şekil 3.32 (a) Dinamik sönümleyici kütlesinin düşey yer değiştirme zaman cevabı<br>(b) Dinamik tekerlek yükü zaman cevabı ..... | 71 |
| Şekil 3.33 Ana kütle frekans cevapları .....                                                                                    | 71 |
| Şekil 3.34 Aks-tekerlek kütlesi frekans cevapları .....                                                                         | 71 |
| Şekil 3.35 Dinamik tekerlek yükü frekans cevabı .....                                                                           | 72 |
| Şekil 3.36 Ana kütle zaman cevapları .....                                                                                      | 72 |
| Şekil 3.37 Aks-tekerlek kütlesi zaman cevapları .....                                                                           | 73 |
| Şekil 3.38 (a) Dinamik sönümleyici kütlesinin düşey yer değiştirme zaman cevabı<br>(b) Dinamik tekerlek yükü zaman cevabı ..... | 73 |
| Şekil 3.39 Ana kütle frekans cevapları .....                                                                                    | 73 |
| Şekil 3.40 Aks-tekerlek kütlesi frekans cevapları .....                                                                         | 74 |
| Şekil 3.41 Dinamik tekerlek yükü frekans cevabı .....                                                                           | 74 |
| Şekil 3.42 Dört noktadan etkili pasif dinamik sönümleyicili tam taşıt modeli .....                                              | 75 |
| Şekil 3.43 Sağ ön süspansiyon sisteminde görülen pasif dinamik sönümleyici .....                                                | 75 |
| Şekil 3.44 Ana kütle düşey yer değiştirme hareketi ve ivme zaman cevapları .....                                                | 77 |
| Şekil 3.45 Ana kütle kafa vurma hareketi zaman cevapları .....                                                                  | 77 |
| Şekil 3.46 Ana kütle yuvarlanma hareketi zaman cevapları .....                                                                  | 78 |
| Şekil 3.47 Sağ ön aks-tekerlek kütlesi zaman cevapları .....                                                                    | 78 |
| Şekil 3.48 Sol ön aks-tekerlek kütlesi zaman cevapları .....                                                                    | 78 |
| Şekil 3.49 Sağ arka aks-tekerlek kütlesi zaman cevapları .....                                                                  | 79 |

|                                                                                                                   |     |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Şekil 3.50 Sol arka aks-tekerlek kütlesi zaman cevapları .....                                                    | 79  |
| Şekil 3.51 Dinamik sönümleyicilerin yer değiştirme hareketi zaman cevapları .....                                 | 80  |
| Şekil 3.52 Dinamik tekerlek yüklerinin zaman cevapları.....                                                       | 80  |
| Şekil 3.53 Ana kütle düşey yer değiştirme hareketi ve ivme frekans cevapları.....                                 | 81  |
| Şekil 3.54 Ana kütle kafa vurma hareketi frekans cevapları .....                                                  | 81  |
| Şekil 3.55 Ana kütle yuvarlanma hareketi frekans cevapları .....                                                  | 81  |
| Şekil 3.56 Sağ ön aks-tekerlek kütlesi frekans cevapları .....                                                    | 82  |
| Şekil 3.57 Sol ön aks-tekerlek kütlesi frekans cevapları .....                                                    | 82  |
| Şekil 3.58 Sağ arka aks-tekerlek kütlesi frekans cevapları .....                                                  | 82  |
| Şekil 3.59 Sol aks-tekerlek kütlesi frekans cevapları .....                                                       | 82  |
| Şekil 3.60 Dinamik tekerlek yükü frekans cevapları.....                                                           | 83  |
| Şekil 3.61 Ağırlık merkezinden etkili pasif dinamik sönümleyicili tam taşıt modeli .....                          | 84  |
| Şekil 3.62 Sağ ön süspansiyon sisteminde görülen pasif dinamik sönümleyici.....                                   | 84  |
| Şekil 3.63 $m_{ds} = 110,8$ kg için $ Y/Z _{maks}$ değerinin $k_{ds}$ ve $c_{ds}$ parametrelerine göre değişimi.. | 85  |
| Şekil 3.64 Ana kütle düşey yer değiştirme hareketi ve ivme zaman cevapları .....                                  | 86  |
| Şekil 3.65 Ana kütle kafa vurma hareketi zaman cevapları .....                                                    | 87  |
| Şekil 3.66 Ana kütle yuvarlanma hareketi zaman cevapları .....                                                    | 87  |
| Şekil 3.67 Sağ ön aks-tekerlek kütlesi zaman cevapları.....                                                       | 87  |
| Şekil 3.68 Sol ön aks-tekerlek kütlesi zaman cevapları .....                                                      | 88  |
| Şekil 3.69 Sağ arka aks-tekerlek kütlesi zaman cevapları.....                                                     | 88  |
| Şekil 3.70 Sol arka aks-tekerlek kütlesi zaman cevapları .....                                                    | 88  |
| Şekil 3.71 Dinamik sönümleyicinin yer değiştirme hareketi zaman cevabı.....                                       | 88  |
| Şekil 3.72 Dinamik tekerlek yüklerinin zaman cevapları.....                                                       | 89  |
| Şekil 3.73 Ana kütle düşey yer değiştirme hareketi ve ivme frekans cevapları.....                                 | 89  |
| Şekil 3.74 Ana kütle kafa vurma hareketi frekans cevapları .....                                                  | 90  |
| Şekil 3.75 Ana kütle yuvarlanma hareketi frekans cevapları .....                                                  | 90  |
| Şekil 3.76 Sağ ön aks-tekerlek kütlesi frekans cevapları .....                                                    | 90  |
| Şekil 3.77 Sol ön aks-tekerlek kütlesi frekans cevapları .....                                                    | 90  |
| Şekil 3.78 Sağ arka aks-tekerlek kütlesi frekans cevapları .....                                                  | 91  |
| Şekil 3.79 Sol arka aks-tekerlek kütlesi frekans cevapları .....                                                  | 91  |
| Şekil 3.80 Dinamik tekerlek yükü frekans cevapları.....                                                           | 91  |
| Şekil 3.81 Ağırlık merkezinden etkili aktif dinamik sönümleyicili tam taşıt modeli.....                           | 92  |
| Şekil 3.82 Sağ ön süspansiyon sisteminde görülen aktif dinamik sönümleyici .....                                  | 93  |
| Şekil 3.83 Ana kütle düşey yer değiştirme hareketi ve ivme zaman cevapları .....                                  | 95  |
| Şekil 3.84 Ana kütle kafa vurma hareketi zaman cevapları .....                                                    | 95  |
| Şekil 3.85 Ana kütle yuvarlanma hareketi zaman cevapları .....                                                    | 95  |
| Şekil 3.86 Sağ ön aks-tekerlek kütlesi zaman cevapları.....                                                       | 96  |
| Şekil 3.87 Sol ön aks-tekerlek kütlesi zaman cevapları .....                                                      | 96  |
| Şekil 3.88 Sağ arka aks-tekerlek kütlesi zaman cevapları.....                                                     | 96  |
| Şekil 3.89 Sol arka aks-tekerlek kütlesi zaman cevapları .....                                                    | 96  |
| Şekil 3.90 Dinamik sönümleyicinin yer değiştirme hareketi zaman cevabı.....                                       | 97  |
| Şekil 3.91 Dinamik tekerlek yüklerinin zaman cevapları.....                                                       | 97  |
| Şekil 3.92 Ana kütle düşey yer değiştirme hareketi ve ivme frekans cevapları.....                                 | 98  |
| Şekil 3.93 Ana kütle kafa vurma hareketi frekans cevapları .....                                                  | 98  |
| Şekil 3.94 Ana kütle yuvarlanma hareketi frekans cevapları .....                                                  | 98  |
| Şekil 3.95 Sağ ön aks-tekerlek kütlesi frekans cevapları .....                                                    | 99  |
| Şekil 3.96 Sol ön aks-tekerlek kütlesi frekans cevapları .....                                                    | 99  |
| Şekil 3.97 Sağ arka aks-tekerlek kütlesi frekans cevapları .....                                                  | 99  |
| Şekil 3.98 Sol arka aks-tekerlek kütlesi frekans cevapları .....                                                  | 100 |
| Şekil 3.99 Dinamik tekerlek yükü frekans cevapları.....                                                           | 100 |
| Şekil 3.100 Ana kütle düşey yer değiştirme hareketi ve ivme zaman cevapları .....                                 | 101 |

|                                                                                                                 |     |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Şekil 3.101 Ana kütle kafa vurma hareketi zaman cevapları .....                                                 | 101 |
| Şekil 3.102 Ana kütle yuvarlanma hareketi zaman cevapları .....                                                 | 102 |
| Şekil 3.103 Sağ ön aks-tekerlek kütleli zaman cevapları.....                                                    | 102 |
| Şekil 3.104 Sol ön aks-tekerlek kütleli zaman cevapları .....                                                   | 102 |
| Şekil 3.105 Sağ arka aks-tekerlek kütleli zaman cevapları.....                                                  | 103 |
| Şekil 3.106 Sol arka aks-tekerlek kütleli zaman cevapları .....                                                 | 103 |
| Şekil 3.107 Dinamik sönümleyicinin yer değiştirme hareketi zaman cevabı.....                                    | 103 |
| Şekil 3.108 Dinamik tekerlek yüklerinin zaman cevapları.....                                                    | 104 |
| Şekil 3.109 Ana kütle düşey yer değiştirme hareketi ve ivme frekans cevapları.....                              | 104 |
| Şekil 3.110 Ana kütle kafa vurma hareketi frekans cevapları .....                                               | 104 |
| Şekil 3.111 Ana kütle yuvarlanma hareketi frekans cevapları .....                                               | 105 |
| Şekil 3.112 Sağ ön aks-tekerlek kütleli frekans cevapları .....                                                 | 105 |
| Şekil 3.113 Sol ön aks-tekerlek kütleli frekans cevapları .....                                                 | 105 |
| Şekil 3.114 Sağ arka aks-tekerlek kütleli frekans cevapları .....                                               | 106 |
| Şekil 3.115 Sol arka aks-tekerlek kütleli frekans cevapları .....                                               | 106 |
| Şekil 3.116 Dinamik tekerlek yükü frekans cevapları.....                                                        | 106 |
| Şekil 3.117 Üyelik fonksiyonu çeşitleri .....                                                                   | 107 |
| Şekil 3.118 Bulanık mantıklı kontrolcünün yapısı .....                                                          | 107 |
| Şekil 3.119 Geliştirilen kontrolcünün blok diyagramı .....                                                      | 108 |
| Şekil 3.120 Giriş ve çıkış değişkenleri için üyelik fonksiyonları.....                                          | 109 |
| Şekil 3.121a) Farklı eğime sahip kayma yüzeyleri b) Giriş değişkeninin işaretinin<br>değerlendirmesi .....      | 109 |
| Şekil 3.122 Ana kütle düşey yer değiştirme hareketi ve ivme zaman cevapları .....                               | 110 |
| Şekil 3.123 Ana kütle kafa vurma hareketi zaman cevapları .....                                                 | 110 |
| Şekil 3.124 Ana kütle yuvarlanma hareketi zaman cevapları .....                                                 | 111 |
| Şekil 3.125 Sağ ön aks-tekerlek kütleli zaman cevapları.....                                                    | 111 |
| Şekil 3.126 Sol ön aks-tekerlek kütleli zaman cevapları .....                                                   | 111 |
| Şekil 3.127 Sağ arka aks-tekerlek kütleli zaman cevapları.....                                                  | 112 |
| Şekil 3.128 Sol arka aks-tekerlek kütleli zaman cevapları .....                                                 | 112 |
| Şekil 3.129 Dinamik sönümleyicinin yer değiştirme hareketi zaman cevabı.....                                    | 112 |
| Şekil 3.130 Dinamik tekerlek yüklerinin zaman cevapları.....                                                    | 113 |
| Şekil 3.131 Ana kütle düşey yer değiştirme hareketi ve ivme frekans cevapları.....                              | 113 |
| Şekil 3.132 Ana kütle kafa vurma hareketi frekans cevapları.....                                                | 113 |
| Şekil 3.133 Ana kütle yuvarlanma hareketi frekans cevapları .....                                               | 114 |
| Şekil 3.134 Sağ ön aks-tekerlek kütleli frekans cevapları .....                                                 | 114 |
| Şekil 3.135 Sol ön aks-tekerlek kütleli frekans cevapları.....                                                  | 114 |
| Şekil 3.136 Sağ arka aks-tekerlek kütleli frekans cevapları .....                                               | 115 |
| Şekil 3.137 Sol arka aks-tekerlek kütleli frekans cevapları .....                                               | 115 |
| Şekil 3.138 Dinamik tekerlek yükü frekans cevapları.....                                                        | 115 |
| Şekil 4.1 Çeyrek taşıt deney düzeneği çalışması gelişim aşamaları.....                                          | 116 |
| Şekil 4.2 Çeyrek taşıt deney düzeneği fiziksel modeli.....                                                      | 117 |
| Şekil 4.3 Ana kütle yer değiştirme hareketi frekans cevabı fonksiyonu .....                                     | 117 |
| Şekil 4.4 Pasif süspansiyonlu tam taşıt modeli .....                                                            | 117 |
| Şekil 4.5 Çeyrek taşıt modelleri .....                                                                          | 118 |
| Şekil 4.6 $m_3 = 27,716$ kg için $ Y_2/Y _{maks}$ değerinin $k_3$ ve $b_3$ parametrelerine göre değişimi        | 119 |
| Şekil 4.7 Ana kütle yer değiştirme zaman cevabı .....                                                           | 120 |
| Şekil 4.8 Ana kütle yer değiştirme frekans cevabı .....                                                         | 120 |
| Şekil 4.9 Sağ ön süspansiyon sistemi ayrıntısında görülen dinamik sönümleyici modelleri.                        | 121 |
| Şekil 4.10 $m_{ds} = 110,8$ kg için $ Y/Z _{maks}$ değerinin $k_{ds}$ ve $c_{ds}$ parametrelerine göre değişimi | 121 |
| Şekil 4.11 Ana kütle düşey yer değiştirme hareketi zaman cevabı .....                                           | 122 |

|                                                                        |     |
|------------------------------------------------------------------------|-----|
| Şekil 4.12 Ana kütle düşey yer değıştirme hareketi frekans cevabı..... | 122 |
|------------------------------------------------------------------------|-----|

## ÇİZELGE LİSTESİ

|                                                                                          |     |
|------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Çizelge 2.1 Model parametreleri .....                                                    | 21  |
| Çizelge 2.2 Örnek yük-çökme ölçümü .....                                                 | 25  |
| Çizelge 2.3 Logaritmik azalma ile hesaplanan sönüm sabitleri .....                       | 27  |
| Çizelge 2.4 Model parametre değerleri .....                                              | 36  |
| Çizelge 2.5 Tahrik sistemi model parametre değerleri.....                                | 37  |
| Çizelge 2.6 Yenilenen model parametre değerleri .....                                    | 42  |
| Çizelge 2.7 Dinamik sönümleyici parametre değerleri .....                                | 43  |
| Çizelge 3.1 Referans taşıtın boyutları, portatif aks kantarı ölçümleri ve sonuçları..... | 50  |
| Çizelge 3.2 Ön/arka aks tekerlek kütlelerini oluşturan parçalar.....                     | 51  |
| Çizelge 3.3 Tespit edilen parçaların kütleleri .....                                     | 53  |
| Çizelge 3.4 Taşıt toplam kütlelerinin dağılımı .....                                     | 53  |
| Çizelge 3.5 Tespit edilen yay sabitleri .....                                            | 54  |
| Çizelge 3.6 Tespit edilen sönüm sabitleri.....                                           | 55  |
| Çizelge 3.7 Tespit edilen atalet moment değerleri .....                                  | 57  |
| Çizelge 3.8 Referans taşıt model parametre değerleri .....                               | 57  |
| Çizelge 3.9 Referans taşıttan elde edilen çeyrek taşıt modeli parametre değerleri .....  | 59  |
| Çizelge 3.10 Optimum dinamik sönümleyici parametre değerleri.....                        | 61  |
| Çizelge 3.11 Optimum dinamik sönümleyici parametre değerleri.....                        | 85  |
| Çizelge 3.12 Bulanık mantık kural çizelgesi (FAM).....                                   | 110 |
| Çizelge 4.1 Model parametre değerleri .....                                              | 117 |
| Çizelge 4.2 Pasif dinamik sönümleyici parametre değerleri .....                          | 117 |
| Çizelge 4.3 Referans taşıt model parametre değerleri .....                               | 118 |
| Çizelge 4.4 Çeyrek taşıt modeli parametre değerleri .....                                | 118 |
| Çizelge 4.5 Optimum dinamik sönümleyici parametre değerleri.....                         | 119 |
| Çizelge 4.6 Optimum dinamik sönümleyici parametre değerleri.....                         | 121 |

## ÖNSÖZ

Bu tez çalışması esnasında bilgi, birikim ve tecrübeleri ile her zaman desteklerini benden esirgemeyen değerli danışman hocalarım Prof. Dr. İsmail YÜKSEK ve Prof. Dr. Nurkan YAĞIZ'a, değerli görüş, öneri ve yönlendirmelerinden dolayı Prof. Necati TAHRALI, Prof. Dr. M. Arif ADLI ve Doç. Dr. Rahmi GÜÇLÜ'ye ve ayrıca çalışmanın birçok aşamasında verdiği destekten dolayı Yrd. Doç. Dr. Cihan DEMİR'e teşekkür ederim.

Çalışmanın deneysel bölümü ile ilgili deney düzeneğinin üretimi ve konstrüksiyonu konularında verdiği destek ve yardımlardan ötürü sevgili amcam Mustafa TAŞKIN'a ve ölçüm cihazlarının tedariki, laboratuvar alanı tahsisi konularında verdiği destek ve yardımlardan ötürü Prof. Dr. Nurkan YAĞIZ'a teşekkürü borç bilirim.

Son olarak her zaman yanımda olan, destek veren ve doktora çalışmam sırasında sabır gösteren aileme ve arkadaşlarıma teşekkür ederim.

İstanbul, Ekim 2008

Yener TAŞKIN

## ÖZET

Arz ve talep döngüsü araştırma güdüsünü tetiklemekte ve teknolojik gelişmelerin oluşmasına neden olmaktadır. Taşıt titreşimlerinin analizi ve kontrolü üzerine deneysel ve teorik bir çalışma gerçekleştirildi. Bu çalışmanın sonucu olarak bir deney düzeneği ve taşıt titreşimlerinin kontrolü üzerine yeni bir yaklaşım geliştirildi.

Modellenen çeyrek taşıt deney düzeneğine ait model parametre değerleri hem deneyler hem de bilgisayar simülasyonları ile belirlendi. Zaman, frekans analizleri ve pasif dinamik sönümleyici uygulaması ile deney düzeneği ve modelinin uygun ve yeterli olduğu gösterildi.

Önerilen aktif dinamik sönümleyici için öncelikle çeyrek taşıt modeli üzerinde geliştirilen bir algoritma ile optimum dinamik sönümleyici parametre değerleri belirlendi. Kayan kipli kontrol yöntemi kullanılarak çeyrek taşıt modelinde aktif dinamik sönümleyici tasarımları geliştirildi. Elde edilen bilgi ve tecrübe ile tam taşıt modeli üzerinde aktif dinamik sönümleyici tasarımları gerçekleştirildi. Bütün tasarım çalışmalarında referans bir taşıt için deneysel olarak elde edilen model parametre değerleri kullanıldı. Elde edilen zaman ve frekans cevabı sonuçları dinamik sönümleyicisiz pasif tam taşıt modeli ile karşılaştırıldı. Son olarak bulanık mantık yöntemi kayan kipli kontrol yöntemi ile birleştirilerek kontrolcü performansı geliştirildi.

**Anahtar Kelimeler:** Taşıt titreşimleri, çeyrek taşıt deney düzeneği, aktif dinamik sönümleyici, kayan kipli kontrol, bulanık mantık kontrol.

## **ABSTRACT**

### **ANALYSIS AND CONTROL OF VEHICLE VIBRATIONS**

Supply and demand loop triggers the research motivation and causes on technological developments. An experimental and theoretical study is achieved on analysis and control of vehicle vibrations. As a result of this study, a quarter car test rig and a new approach on control of vehicle vibrations are developed.

Model parameter constants of the quarter car test rig are determined by experiments and simulations. Time analysis, frequency analysis and application of pasive dynamic absorber are showed that test rig and mathematical model are satisfying and adequate.

Active dynamic absorber is proposed. First an algorithm is developed to determine optimum dynamic absorber parameter constants of quarter car model. Then active dynamic absorber designs are developed for quarter car model by sliding mode control method. The know how which is produced during the study on quarter car model, is used to realize new designs for full car model. A reference vehicle is chosen to determine the parameter constants experimentally. The results of time and frequency analysis of the new designs are compared with passive ones. Finally the performance of the controller is improved by combining fuzzy logic method with sliding mode control method.

**Keywords:** Vehicle vibrations, quarter car test rig, active dynamic absorber, sliding mode control, fuzzy logic control.

## 1. GİRİŞ

Teknolojik gelişmeler taşıt hızlarının artması daha emniyetli ve konforlu seyir taleplerinin oluşması, dolayısı ile akıllı kontrol yöntemleri üzerine çalışmalar yapılması ve bu sürecin devamında daha gelişmiş araçların ortaya çıkmasına neden olmaktadır. Taşıt titreşimlerinin analizi ve kontrolü, bu gelişim döngüsü içinde araştırma ve geliştirme gündemindeki yerini ve önemini korumaktadır.

Konfor ve yol tutuşu, taşıt titreşimlerinin analizi ve kontrolü problemi için araştırma güdüsünü tetikleyen temel başlıklardır. İyileştirilmesi istenilen bu ölçütler kendi aralarında çelişmeleri nedeni ile araştırmacılar ve taşıt üreticileri titreşim kontrol strateji ve yöntemlerini geliştirirken seyir güvenliğinden ödün vermeden sürüş konforunu artırma yönünde çaba göstermektedir.

Taşıt titreşimlerinin kaynağını yol pürüzlülüğü kaynaklı kuvvetler, frenleme, ivmelenme ve manevra esnasında oluşan atalet ve aerodinamik kuvvetler vb. etkiler oluşturmaktadır. Taşıtlarda titreşime sebep olan bu etkileri izole etme görevini yerine getirmesi için süspansiyon sistemleri geliştirilmiştir. Bu sistemler sırasıyla pasif, yarı-aktif ve aktif taşıt süspansiyon sistemleri olarak üç ana başlık altında incelenmektedir.

Literatürde pasif taşıt süspansiyon sistemleri olarak adlandırılan geleneksel taşıt süspansiyon sistemleri yay ve sönüm elemanlarından meydana gelen yapılardır. Bu yapılarda bulunan yay ve sönüm elemanlarının karakteristikleri değişken olmadığı için birçok çalışma koşulunda taşıt titreşimlerini etkili bir biçimde azaltma yetenekleri bulunmamaktadır.

Yarı-aktif süspansiyon sistemleri ise elemanlarının özellikleri değiştirilebilen yapılardır. Bu sistemlerde elemanlardan biri ya da her ikisi de kontrol edilebilme özelliğine sahip olabilir ve aktif sistemlere göre düşük güç tüketimleri nedeniyle tercih edilirler.

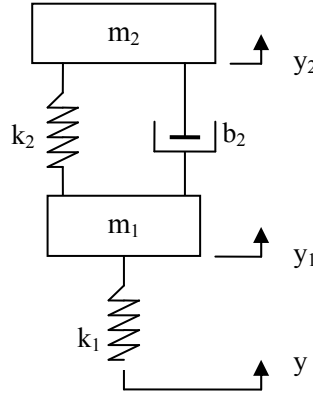
Aktif süspansiyon sistemleri yarı-aktif sistemlerde olduğu gibi değiştirilebilir özelliklere sahip elemanlardan meydana gelir ancak bu elemanların titreşimlerini kontrol etmeye çalıştıkları yapıya dışarıdan enerji verebilme kabiliyeti olması sebebi ile diğer sistemlere göre üstün kontrol yetenekleri ile dikkat çekip titreşim kontrolünde yüksek performans ortaya koyabilme potansiyelleri mevcuttur. Güç üreten ve dahil olduğu sisteme enerji girişinde bulunan kontrol edilebilir elemanlara eyleyici adı verilir. Uygulamalarda hidrolik ve pnömatik silindirler ile elektromanyetik lineer motorlar vb. eyleyiciler kullanılmaktadır.

Yarı-aktif ve aktif süspansiyon sistemlerindeki kontrol edilebilen elemanlar için farklı kontrol yöntem ve stratejileri tasarlanabilmektedir. Bu yöntemler geleneksel, optimal, doğrusal

olmayan gürbüz kontrol yöntemlerinden biri ya da bunların birleşiminden oluşan hibrid bir kontrol yöntemi olacağı gibi bunların dışında yeni bir yaklaşım da olabilir.

### 1.1 Önceki çalışmalar

Taşıt titreşimlerinin analizi ve kontrolü çalışmalarında geleneksel olarak titreşim kontrolü taşıt gövdesi ve aks-tekerlek kütlesi arasına konumlandırılan süspansiyon sistemi elemanları ile sağlandığı için bir taşıtın dörtte birini ve düşey hareketlerini temsil eden gövde kütlesi (sprung mass), aks-tekerlek kütlesi (unsprung mass), süspansiyon elemanları ve tekerlek katılığının temsil eden yay elemanından oluşan iki serbestlik dereceli çeyrek taşıt modeli literatürde en çok çalışılan modeldir (Şekil 1.1).



Şekil 1.1 Pasif süspansiyonlu çeyrek taşıt modeli

Son onbeş yıl içinde çeyrek taşıt modeli üzerine yapılmış olan çalışmalar kronolojik sıra ile aşağıda verildi;

Huisman vd. (1993), optimal kontrol teorisi temeline dayalı öngörülü aktif süspansiyon sistemini sundu. Sunulan süspansiyonun amacı dinamik tekerlek yükünü arttırmadan, maksimum gövde ivmesini ve süspansiyon çalışma aralığını azaltmaktır. Önerilen süspansiyon ile pasif süspansiyon basamak yol girişi için karşılaştırıldığında sırasıyla %55 ve %65' lik azalmalar sağlandı.

Cherry ve Jones (1995), değişken sönümlü otomotiv süspansiyon sisteminin bulanık mantık tekniği uygulaması ile kontrolünü geliştirdi. Bulanık mantık kontrolcüsü; taşıt cevap parametreleri ve sürücü girdilerinden oluşan dört adet girişe ve sönüm değerinden oluşan bir adet çıkışa sahipti. Farklı yol ve sürüş koşullarında kontrolcünün başarısı bilgisayar simülasyonları ile gösterildi.

Burton vd. (1995), kendi seviyesini ayarlayabilen aktif süspansiyon sisteminin analizi, modellemesi ve kontrolü konusunu bir prototip üzerinde araştırdı. İlk analizler taşıt süspansiyon sistemlerini etkileyen yol yüzeyinin düzensizlikleri, dönüş ve frenleme esnasında

meydana gelen dinamik kuvvetler gibi bozucu kaynakların büyüklüklerinin belirlenmesi üzerine yapıldı. Analitik çalışma; aktif ve pasif süspansiyon sistemlerinin tam ölçekli çeyrek taşıt deney düzeneğinden elde edilen deneysel sonuçları ile desteklendi.

Teja ve Srinivasa (1996), parametreleri stokastik optimal kontrol yöntemi ile optimize edilen PID yapısında bir kontrolcü geliştirdi ve bu kontrolcünün geleneksel tam durum geri beslemeli aktif süspansiyonlardan daha üstün olduğunu gösterdi.

Williams (1997a; 1997b), taşıt süspansiyon tasarımı; çelişen sürüş konforu ve yol tutuş taleplerinin meydana getirdiği bir uzlaşmayı iki bölümde inceledi. Birinci bölümde geleneksel pasif süspansiyon tasarımlarındaki uzlaşma incelendi ardından aktif birleşenlerin geliştirilmesi ile bu uzlaşmanın değişimi gösterildi. İkinci bölümde ise uygulamada kullanılan donanımlar tartışılarak basit anahtarlı sönümleyicilerden, yarı aktif sönümleyicilere ve düşük bant genişliğindeki yumuşak aktif süspansiyonlardan, yüksek bant genişliğindeki katı aktif süspansiyonlara kadar değişen her bir teknolojiye elde edilen faydalar değerlendirildi.

Zaremba vd. (1997), süspansiyon stroku, tekerlek yer değiştirmesi ve eyleyici kuvveti değerlerine bağlı olarak taşıt ivmesini minimize eden optimal kontrolcü tasarladı. Deney sonuçları önerilen yöntem ile 25 Hz' e kadar olan frekans aralığında gövde ivme büyüklüklerinde 3-5 dB' lik iyileşme sağladığını gösterdi.

Rao ve Prahlad (1997), taşıt aktif süspansiyonları için bulanık mantık temelli kontrol yöntemi önerdi. Bu yöntemin süspansiyon ivme ve açıklığını belli bir seviyeye indirerek daha iyi sürüş konforu sağladığını gösterdiler. Ayrıca kontrolcünün performansını süspansiyon bileşen karakteristiklerinin değişimine göre çalıştılar ve makul bir şekilde iyi cevaplar verdiğini buldular.

Giliomee ve Els (1998), tarafından taşıtların yol tutuş ve sürüş konforunu iyileştirmek için yarı aktif hidropnömatik yay ve hidrolik sönümleyici sistem geliştirildi. Oluşturulan laboratuvar düzeneğinde yay ve sönümleyici karakteristikleri belirlendi ve sürüş konforu, yarı aktif kontrol yöntemleri geliştirilmesi ile ilgili denemeler yapıldı.

Gordon ve Sharp (1998), sınırlı aralıktaki katsayı değerlerini kontrol edilebilen sönümleyici içeren çeyrek taşıt süspansiyon sistemini gelişigüzel yol üzerindeki seyri için yeni bir sayısal yöntem ile optimize etti. Bilgisayar simülasyonu sonuçlarının alternatif sistemler ile karşılaştırılması sonucu yöntemin etkinliği gösterildi.

Kim ve Ro (1998), çeyrek taşıt modelini kullanarak aktif süspansiyon sisteminin kontrolünü araştırmak için kayan kipli kontrolcü yöntemini tasarladı ve literatürdeki mevcut doğrusal

olmayan adaptif kontrol yöntemi ile karşılaştırdı. Tasarlanan kontrolcü gerçek zamanlı yol girişi ölçümünü gerektirmeyen bir referans model kullanmaktadır. Zaman ve frekans boyutlarında bilgisayar simülasyonları ile yöntemin gürbüzlüğü ve etkisi araştırıldı. Tasarlanan yöntemin pasif sisteme göre altı, karşılaştırılan kontrol yöntemine göre üç kat daha hızlı cevap verdiği görüldü.

Roh ve Park (1999), yol profilini algılayan sensörlerin aktif taşıt süspansiyon sistemi ile kullanılabilmesi için tahmin algoritması içeren öngörülü kontrol yöntemi geliştirdi. Kullanılan tahmin algoritması Kalman filtresi yapısındadır ve durum değişkenleri ile yol profili parametrelerini tahmin etmektedir. Sayısal örnekler ile gürültü içeren ölçümler için yöntemin başarısı tartışıldı.

Ramsbottom vd. (1999), tarafından aktif süspansiyon sistemi için bulanık mantık kontrolcüsü ile kendini ayarlayabilen kutup belirleme algoritmasının birleşiminden oluşan adaptif bir kontrolcü geliştirildi. Çalışmada aktif süspansiyon problemi düzenleme ve takip problemi olarak yorumlandı ve sonuç olarak sürüş ve süspansiyon açıklık kontrolü gerçekleştirildi. Bilgisayar simülasyonları ile yöntemin başarısı belirtildi. Bunun yanı sıra yöntemin, taşıt konfigürasyonundaki belirsizliklere ve yol bozukluğundaki değişimlere rağmen iyi kontrol performansını kaybetmediği gösterildi.

Kim ve Jeon (1999), MR sönümleyici tasarladılar ve çeyrek taşıt modeline yarı aktif süspansiyon sistemi olarak uyguladı. Deneylerde pasif, LQ ve frekansa göre şekillendirilen LQ kontrol yöntemleri karşılaştırıldı. Önerilen frekansa göre şekillendirilen LQ kontrol yöntemi, insanların duyarlı olduğu 4-8 Hz aralığında sürüş konforunu, 11 Hz' de aks-tekerlek kütlelerinin (unsprung mass) rezonans frekansı civarında sürüş güvenliğini iyileştirdiği gösterildi.

Al-holou vd. (1999), Macpherson tipi süspansiyon sistemi için çeyrek taşıt modelinde kayan kipli ve bulanık mantıklı kontrol yöntemlerinin birleşiminden oluşan bir kontrol tasarımı sundu. Bu kontrol yaklaşımı ile daha az kontrol eforu ile aktif süspansiyon sisteminin performans gelişimini gösterdiler.

Elbeheiry (2000), taşıtların düşük hız değişimlerinin aktif süspansiyonlar üzerine etkilerini çalışmak için stokastik optimal kontrol yöntemi geliştirdi. Bu yaklaşık yöntemde bütün durum değişkenlerinin bilinmesine ihtiyaç olmasına rağmen aktif süspansiyon kuvvetleri sürekli ve pertürbasyon kontrol kuvvetleri olarak ikiye ayrılarak taşıt hızının en küçük değişimlerine duyarlı hale geldiği gösterildi.

D'Amato ve Viassolo (2000), yolcuların konforu için düşey gövde ivmesini en aza indirmeyi ve araç birleşenlerinin korunması için süspansiyon açıklığını darbelere karşı sınırlamayı hedefleyen iki kontrol döngüsünden oluşan bir kontrol yöntemi tasarladı. İç döngüde hidrolik eyleyicinin üretmesi istenilen kuvveti takip etmesi sağlanırken dış döngüde üretilmesi gereken kontrol kuvveti bulanık mantık kontrolcü ile sağlandı.

Ahmadian ve Pare (2000), 'Skyhook', 'Groundhook' ve 'Hybrid' yarı aktif kontrol yöntemlerinin performanslarını laboratuvar ortamında deneysel olarak çalıştı. 'Skyhook' yönteminin taşıt gövdesinin titreşimlerini, 'Groundhook' yönteminin aks-tekerlek kütlelerinin titreşimlerini ve 'Hybrid' yöntemin her ikisinin titreşimlerini geleneksel süspansiyon sistemlerine göre azaltarak hem sürüş konforunu hem de yol tutuş kabiliyetini geliştirdiğini gösterdiler.

Huang ve Chao (2000), seyir konforunu iyileştirmek için, bilgisayar simülasyonları kullanılarak dinamik performansını inceledikleri aktif süspansiyon sistemini önerdi. Bu sisteme modelden bağımsız bulanık kontrolcü uygulayarak deneysel çalışmalar ile süspansiyon kontrol performansının tekerlek deformasyonunu etkilediğini gösterdiler. Böylece tekerlek deformasyonunu önceden hesaplayabilen gri kestirimci filtresini tasarladılar.

Elmadany ve Al-Majed (2001), çeyrek taşıt aktif süspansiyonu için doğrusal quadratik düzenleyici, optimal çıkış geri beslemeli ve minimum norm kriteri kontrol yaklaşımlarını çalıştı. Gövde sarsıntısı etkisini azaltmak için kontrol kuvveti hızı için ön filtre tasarladılar. Optimal çıkış geri beslemeli ve minimum norm kriteri kontrol yöntemlerinin tekerlek yer değiştirmesini ölçme ihtiyacı olmadan doğrusal quadratik düzenleyici kadar etkili performans ürettiğini gösterdiler.

Sun (2001), bilgisayar simülasyonları ve saha ölçümleri ile taşıt yol etkileşimi sonucu oluşan dinamik yol yüklerini araştırdı. Yol pürüzlülükleri profilometre ile ölçüldü ve elde edilen veriler bilgisayar simülasyonlarında kullanıldı. Altı farklı hızda ve on bir farklı yol yapısında aracın aks ve gövdesi üzerinde sekiz noktada düşey ivmeler ölçüldü. Saha ölçümleri ile bilgisayar simülasyon sonuçları çok iyi uyum gösterdiler. Yol pürüzlülüğü, taşıt hızı ve dinamik yol yükü değişim katsayısı arasında yaklaşık bir bağıntı kuruldu.

Vahidi ve Eskandarian (2001), aktif sistemlerin doğal karakteristiklerinden olan zaman gecikmesini hesaba katarak kestirimde bulunan kontrol yöntemini geliştirdi. Bu yöntemde kontrol sinyali her zaman adımında performans indeksi minimize edilerek hesaplanmaktadır. Önerilen yöntem doğrusal quadratik düzenleyici yöntemi ve pasif sistem ile karşılaştırılarak

tek serbestlik dereceli çeyrek taşıt modelinin sürüş performansını geniş frekans aralığında iyileştirdiği gösterildi.

Yoshimura vd. (2001), kayma yüzeyi doğrusal kuadratik kontrol teorisi ile elde edilen kayan kipli kontrol kullanarak çeyrek taşıt aktif süspansiyon sistemi kurdu. Deney sonuçlarında önerilen sistemin doğrusal aktif ve pasif süspansiyon sistemlerine göre daha etkili gövde titreşim izolasyonu oluşturduğu görülmektedir.

Al-holou vd. (2002), sürüş ve konfor kalitesini iyileştiren kayan kipli, yapay sinir ağları ve bulanık mantık kontrol yöntemlerinin birleşiminden oluşan bir kontrol yöntemi geliştirdi. Çeyrek taşıt modeliyle yapılan simülasyonlarla mevcut geleneksel kontrolcülere göre gövde ivmesi, süspansiyon ve tekerlek yer değiştirmesi açısından daha iyi bir performans sağlandığını gösterdiler.

Anakwa vd. (2002), prototip pünomatik aktif süspansiyon sistemi için dijital durum değişkenleri geri beslemeli integral kontrolcü geliştirdi.

Fialho ve Balas (2002), doğrusal parametre değişimi ve geri adımlamalı kontrol yöntemlerinin birleşiminden meydana gelen, yola uyum sağlayabilen aktif süspansiyon tasarımını sundu. Süspansiyon açıklığı, gövde ivmesi, hidrolik basınç azalması ve bobin valfi yer değiştirmesinin geri besleme sinyali olarak kullanıldığı yöntemin bütün yol koşullarında üstün yolcu konforu sağladığı bilgisayar simülasyonları ile gösterildi.

Yao vd. (2002), MR sönümleyici ile taşıt süspansiyon sistemlerinin yarı aktif kontrolünü inceledi. Instron makinesi ile sönümleyicinin performansı denendi. Bouc-Wen matematiksel modeli sönümleyicinin performans karakterine uygun olarak benimsendi ve model katsayıları deneysel sonuçlardan optimize edilerek belirlendi. Bilgisayar simülasyonları ile gövde rezonansı civarında gövde ivmesi, süspansiyon ve tekerlek yer değiştirmesinin etkili kontrol edildiği gösterildi.

Rattasiri ve Halgamuge (2003), tarafından yeni tipte aşamalı bulanık sistem geliştirildi. Yöntemin avantajlarını ve potansiyelini göstermek için geleneksel bulanık sistem ile karşılaştırıldı ve daha hızlı olduğu görüldü.

Huang ve Lin (2003a; 2003b), adaptif bulanık kayan kipli kontrol metodunu, modele bağlı olmayan ve yol yüzeyi değişimleri ile meydana gelen gövde salınımlarını bastıran bir kontrolcü olarak önerdi. Bu akıllı kontrol yönteminin kontrol kural parametrelerini ayarlama ve zamana göre değişen doğrusal olmayan belirsiz davranışları öğrenebilme yeteneği

bulunmaktadır. Deneysel sonuçlar bu yöntemin gövde salınımlarını etkili olarak bastırdığını gösterdiler.

Guo vd. (2004), MR sönümleyicili yarı aktif taşıt süspansiyonu için sinir ağları kontrol yöntemini sundu. Yoldan kaynaklı düşük frekanslı titreşimler ve hızlı cevap veren MR sönümleyiciler ile sinir ağları kontrol yönteminin pasif sistemlere göre düşük frekans aralığında daha etkili olduğunu sayısal ve deneysel çalışmalar ile gösterdiler.

Sam vd. (2004), aktif süspansiyon sistemlerinin kontrolü için oransal integral kayan kipli kontrol yöntemini sundu. Bu gürbüz kontrol yönteminin performansını pasif ve LQR kontrolcülü süspansiyon sistemleri ile karşılaştırarak tartışılar.

Zhang ve Alleyne (2005), elektrohidrolik eyleyiciler ile çalışan aktif süspansiyonlar için süspansiyon yer değiştirmesine bağlı yeni bir formülasyon geliştirdi. Bu yaklaşımın avantajları ve faydaları tek serbestlik dereceli bir sistem için deneysel sonuçlar ile gösterildi.

Verros vd. (2005), doğrusal olmayan çeyrek taşıt modellerinin süspansiyon sönüm ve katılık parametrelerinin optimizasyonu için bir yöntem sundu. Yarı aktif kontrolcülü taşıtların doğrusal sönümleyicilere göre çift oranlı doğrusal olmayan sönümleyiciler ile daha iyi tasarmlandığını gösterdiler.

Du vd. (2005),  $H_\infty$  kontrolcülü MR sönümleyici ile yarı aktif taşıt süspansiyonu çalıştı. Deneysel çalışmalar sonucu MR sönümleyicinin dinamik cevabını tanımlamak için bir polinom model geliştirildi. Bilgisayar simülasyonları ile bu sönümleyicinin iyi bir performans sağladığı gösterildi.

Lian vd. (2005), aktif süspansiyon kontrolü için kendini düzenleyebilen bulanık kontrolcü önerdi. Bu sistem kontrol işlemi sürecinde öğrenme stratejisini sürekli güncellemektedir. Kontrolcünün öğrenme hızı zor düzenlendiğinden bulanık kontrol kuralları aşırı değişmekte ve sistem cevabında salınımlar oluşturmaktadır. Bu salınımları yok etmek için iki bulanık mantık kontrolcüsü geliştirildi. Deneyler ile bu yenilenen kontrolcünün performansının iyileştirildiği gösterildi.

Chen ve Huang (2005, 2006), adaptif çoklu yüzey kayan kontrolcü geliştirdi. Pratikte sistemlerin kesin parametrelerinin belirlenmesi zordur ve önerilen teknik ile belirsizlikler temel fonksiyonların sonlu kombinasyonları olarak temsil edildiler. Bu teknik ile aks-tekerlek kütleli durum değişkenlerinin geri beslenmesine gerek olmadığı için uygulamada donanım yapısı basitleştirildi. Önerilen kontrolcünün geçerliliği bilgisayar simülasyonları uygulanarak onaylandı.

Taşıtlarda oluşan rasgele titreşimlerin bir kısım kaynağı yol yüzeyindeki düzensizliklerdir. Yol yüzeyinin pürüzlülüğü yolcu konfor ve güvenliğini etkileyen titreşimlere sebep olur. Schiehlen (2006), yol yüzeyinin profilini beyaz gürültülü hız karakterine stokastik işlemler ile dönüştürerek çeyrek taşıt modelinde uyguladı ve taşıt performansına olan etkisini gösterdi.

Shen vd. (2006), sınırlı bağıl yer değiştirme, geliştirilmiş skyhook ve geliştirilmiş Rakheja-Sankar yarı aktif kontrol yöntemlerini ticari MR sönümleyici kullanarak inceledi. Bilgisayar simülasyonları ve deneysel çalışmalar ile Rakheja-Sankar ve geliştirilmiş skyhook yöntemlerinin hem ivme hem de bağıl yer değiştirme büyüklüklerini önemli miktarda azalttığını gösterdiler.

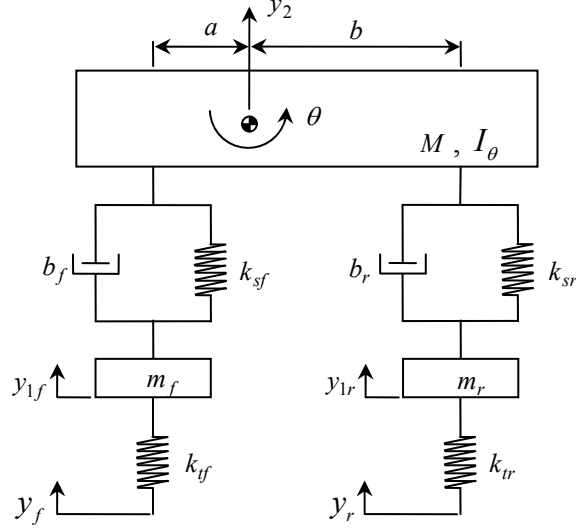
Swevers vd. (2007), modelden bağımsız yarı aktif süspansiyon sistemini sundu. Kontrolcü, bir kontrol mühendisi ve test pilotu dayanışması ile gerçek bir araçta kuruldu ve kontrol parametreleri ayarlandı. Standart pasif amortisörler ile donatılmış araca göre daha iyi sürüş konforu ve yol tutuş performansı elde edildi. Önerilen yöntem ile araç, bütün manevralarda iyi kontrol edildi, birçok yol tipinde konforlu sürüş sağlandı ve hareketlerinin doğal olduğu gözlemlendi.

Taskin vd. (2007), sürüş konforunu arttıran ve süspansiyon açıklığını koruyan bulanık mantık aktif süspansiyon kontrolcüsü geliştirdi. Kontrolcünün girişini gövde yer değiştirmesi, süspansiyon açıklığı ile bunların birleşiminden oluşan bir değişken ve çıkışını da eyleyici kuvveti oluşturmaktadır. Farklı yol koşullarında zaman cevapları elde edilerek önerilen kontrolcünün performansının daha iyi anlaşılması sağlandı. Frekans cevaplarının sunumu ile de kontrolcünün başarısı tartışıldı.

Neelakantan ve Washington (2008), tarafından tipik titreşim kontrolü problemlerine uygulanan MR sönümleyiciler için yenilenmiş doğrusal olmayan kontrol yönteminin teorik tasarımı yapıldı. Yöntem tek ve çok serbestlik dereceli sistemlere uygulandı. Klasik gözleyici tasarımı kullanarak tek algılayıcı ile çeyrek taşıt modeli analiz edildi. Bilgisayar simülasyon ve deney sonuçları ile genel titreşim sistemlerinin kontrolünde yöntemin etkisi gösterildi.

Sung vd. (2008), parametre belirsizliğine bağlı ER süspansiyon sisteminin gürbüz titreşim kontrol performansı sundu. Yaptıkları çalışmada ER sönümleyici tasarımı yapıldı, üretildi ve sönüm kuvveti ve dinamik karakteristikleri deneysel olarak test edildi. Önerilen süspansiyon sistemi için bulanık mantık hareketli kayan kipli kontrolcü tasarlandı. Kontrolcünün performansı farklı yol koşullarında zaman ve frekans boyutlarında değerlendirildi ve geleneksel sky-hook kontrolcü ile karşılaştırması yapılarak başarısı onaylandı.

Yarım taşıt modeli bir taşıtın yarısının modellenmesi ile düşey ve kafa vurma hareketlerinin temsil edildiği gövde kütlesi (sprung mass), aks-tekerlek kütleleri (unsprung mass), süspansiyon elemanları ve tekerlek katılıklarının yay elemanları ile temsil edildiği bileşenlerden oluşan dört serbestlik dereceli bir modeldir (Şekil 1.2).



Şekil 1.2 Pasif süspansiyonlu yarım taşıt modeli

Yarım taşıt modeli üzerine yapılmış olan çalışmalar da kronolojik sıra ile aşağıda verildi;

Bakhtiari-Nejad ve Karami-Mohammadi (1998), model referanslı Lyapunov kararlılık teorisi tabanlı adaptif bir kontrolcü geliştirdi. Sürüş konforu ve güvenliği ile ilgili gelişmeleri pasif ve optimal aktif süspansiyon sistemleri ile karşılaştırarak gösterdiler.

Yoshimura vd. (1999), doğrusal olmayan bir taşıt modeline iki kontrol yönteminin toplamından oluşan, doğrusal ve bulanık mantık aktif süspansiyon kontrol yöntemini geliştirdi. Kontrolün temel kaynağı gövdenin düşey ivmesinden, tamamlayıcı kısmı da bulanık mantık kontrolü ile düşey ve açısız hız ve yer değiştirmelerden elde edildi. Önerilen sistemin, taşıt gövdesi için etkili bir titreşim izolasyonu oluşturduğu bilgisayar simülasyonları ile gösterildi.

Tamboli ve Joshi (1999), yaptıkları çalışmada yol uyarımına ait güç spektrum yoğunluğunun yaklaşık eksponansiyel olarak azalan bir eğriyi takip ettiğini buldu. Önceki çalışmalarda taşıt hızı sabit durumda yol uyarımına ait güç spektrum yoğunluğu beyaz gürültü olarak dikkate alınırdı.

Foo ve Goodall (2000), hızları arttırılan ağırlıkları azaltılan hafif raylı taşıtlar için iki ve üç eyleyicili kontrol stratejileri geliştirdi. Eyleyiciler ön, arka pivot noktalarına ve üçüncüsü taşıtın ana eğilme modunu azaltması amacıyla taşıtın orta kısmına konumlandırıldı. Ortadaki

eyleyicinin aracın esneklik etkisini geleneksel pasif süspansiyonlara göre etkili bir şekilde azalttığı gösterildi.

Elbeheiry (2001), doğrusal kuadratik optimal kontrol yöntemini kullanarak yarı aktif akıllı sönüm elemanlarının en uyguna yakın çift doğrusal kontrolü için bir yöntem geliştirdi. Önerilen yöntemin etkinliği tam ve sınırlı durum kontrol yöntemleri ile karşılaştırılarak gösterildi.

Guclu (2004), yeni bir yaklaşımda süspansiyon çalışma aralığını bozmayan bulanık mantık kontrolcülü aktif süspansiyon sistemini önerdi. Sürüş konforu iyileştirilmesi, taşıt gövde yer değiştirme genliklerinin azaltılması ile başarıldı. Rampa-basamak yol profili üzerinden geçen taşıtın zaman cevapları simülasyonu yapıldı ve frekans cevapları elde edildi. Sonuçlar pasif süspansiyonlar ile karşılaştırılarak kontrolcü performansı, önerilen yaklaşımın avantajı ve sistem performansındaki iyileştirmeler sürüş konforu açısından tartışıldı.

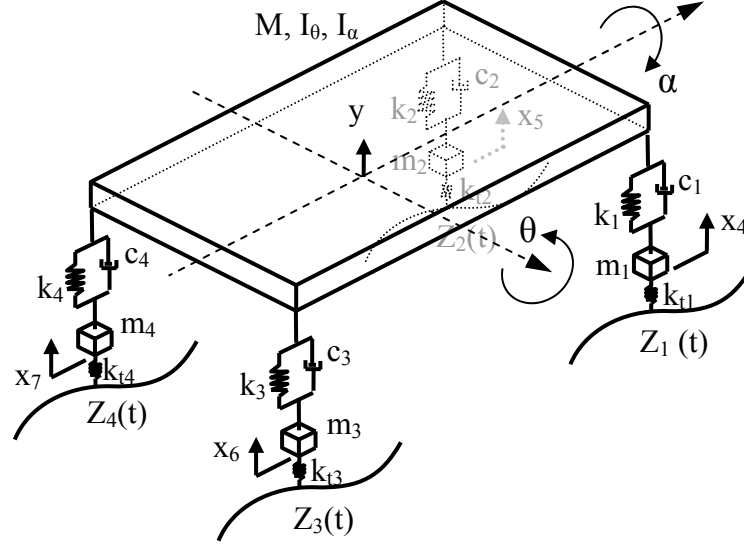
Sakman vd. (2005), de süspansiyon çalışma aralığını bozmayan ve doğrusal olmayan taşıt modeli için bulanık mantık kontrol yöntemini tasarladı. Bu yeni yaklaşımda süspansiyon hız ve ivmesinin doğrusal birleşimleri giriş değişkeni olarak kullanıldı. Önerilen yaklaşımın sürüş konforunu süspansiyon çalışma aralığı limitleri içerisinde iyileştirdiğini hem zaman hem de frekans cevapları ile gösterdiler.

Karkoub ve Zribi (2006), yolcu dinamiğinin ilave edildiği yarım taşıt modeline MR sönümleyicileri optimal kontrol yöntemi ile ön ve arka akslardan uyguladı. MR sönümleyiciler yarı aktif cihazlardır ve avantajları düşük güç girişine karşılık, yüksek kuvvet çıkışı üretmeleridir. Bilgisayar simülasyon sonuçları ile taşıtlarda etkili titreşim bastırıcı cihazlar olarak uygun kontrol edilebilen MR sönümleyicilerin kullanılabileceğini gösterdiler.

Yagiz vd. (2008a), yolcu koltuğunun da modellendiği beş serbestlik dereceli yarım taşıt modeli için bulanık mantık kontrolcü tasarladı. Uygulama üç farklı durum için ele alındı. Birinci durumda pasif süspansiyon, aktif yolcu koltuğu, ikinci durumda aktif süspansiyon, pasif yolcu koltuğu ve üçüncü durumda da her ikisine aktif kontrol uygulandı. En iyi sürüş konforunu sağlayan kombinasyon seçilerek sonuçlar tartışıldı.

Yagiz (2008b), tek giriş ve tek çıkışlı bulanık mantık algoritması ile performansı iyileştirilen kayan kipli kontrolcüyü aktif süspansiyon için geliştirdi. Önerilen kontrolcünün, kuvvetli doğrusal olmayan karakteristikleri barındıran taşıt modelinde süspansiyon açıklığını koruduğu ve sürüş konforunu iyileştirdiği zaman ve frekans analizleri ile gösterildi.

Tam taşıt modeli bir taşıtın düşey, kafa vurma ve yuvarlanma hareketlerini temsil eden gövde kütlesi (sprung mass), aks-tekerlek kütleleri (unsprung mass), süspansiyon elemanları ve tekerlek katılıklarını temsil eden yay elemanlarından oluşan yedi serbestlik dereceli modelidir (Şekil 1.3).



Şekil 1.3 Pasif süspansiyonlu tam taşıt modeli

Tam taşıt modeli üzerine yapılmış olan çalışmalar da kronolojik sıra ile aşağıda verildi;

Williams ve Haddad (1997), Lotus modal kontrol algoritmasını yeniden inceledi ve Karnopp'un skyhook sönümleyicisi ile karşılaştırdı. Karnopp tarafından çeyrek taşıt için tanımlanan atalet sönümlemesi, iç kapalı döngü ile Lotus algoritması tarafından da başarılabileceği gösterildi. Sonuç olarak Lotus modal kontrol yöntemi ile Karnopp'un skyhook sönümleyicisinin birleşiminden oluşan bir yöntem geliştirdiler.

Sun vd. (2000), sonlu elemanlar yöntemini kullanarak doğrusal olmayan viskoz sönümleme etkisini dikkate alarak yol pürüzlülüğü kaynaklı zorlanmalar altında taşıt süspansiyon parametrelerinin optimizasyonu ve tasarımını araştırdı. Yapılan optimizasyon sonucu ivme değerlerinde %60'lık azalma elde edildiğini gösterdiler.

Yagiz vd. (2000; 2001a), yedi serbestlik dereceli doğrusal ve doğrusal olmayan tam taşıt modelleri için kayan kipli kontrolcülü aktif süspansiyon tasarladı. Önerilen yöntem ile taşıt gövde ivmesi ve yer değiştirmesi büyüklüklerinin azaltılması ile sürüş konforunun iyileştirilmesi amaçlandı. Sınırlı rampa tipi yol profili üzerinden geçen taşıtın zaman cevapları bilgisayar simülasyonları ile gösterildi. Taşıt kütlesi ve sönüm oranları değiştirilerek kontrolcünün gürbüzlüğü kanıtlandı.

Smith ve Wang (2002), aktif süspansiyon tasarım probleminde çelişki yaratan iki bozucu etki olan yol düzensizlikleri ve taşıt gövdesine etkiyen yükler konusunu çeyrek, yarım ve tam taşıt

modelleri için araştırdı ve farklı ölçüm seçenekleri ile yük bozucu etkisini kontrol etmeyi hedefleyen geri beslemeli bir kontrolcü tasarladı.

Kim vd. (2002), aktif süspansiyon sistemine uygulanabilen yola duyarlı bir sistem geliştirdi. Bu sistem taşıtın dinamik hareketi ile birleşmiş yol profil bilgisini yeniden oluşturabilmektedir. Deterministik ve gelişigüzel yol profilleri üzerinde seyir eden gerçek taşıtta uyguladılar ve elde edilen yol profil bilgilerini yedi serbestlik dereceli tam taşıt modelinde bilgisayar simülasyonları için kullanarak kontrol performansını değerlendirdiler.

Yagiz ve Sakman (2005), taşıt gövdesi için referansın sıfır olması sonucu süspansiyon çalışma aralığının sonlanması sorununu çözdü. Sürüş konforunda istenilen iyileşmeyi sağlayan ve aynı zamanda süspansiyon açıklığını koruyan gürbüz çatırtısız kayan kipli kontrol yöntemini önerdiler. Gövdenin düşey yer değişimi, kafa vurma ve yuvarlanma hareketleri geleneksel kayan kipli yöntem ile karşılaştırmalı olarak hem zaman boyutunda hem de frekans boyutunda tartışıldı.

Liu vd. (2005), gerçek bir taşıt için bulanık kayan kipli kontrolcü tasarladı ve kayma yüzeyinin yerini değiştiren yeni bir tasarım önerdi. Bu yeni algoritmanın geçerliliğini deney sonuçları ile doğruladılar.

Demic vd. (2006), tam taşıt aktif süspansiyon parametrelerinin optimum değerlerini ‘Stokastik parametre optimizasyonu’ yöntemi ile belirledi. Gövde titreşimleri ve dinamik tekerlek yükü standart sapmasının en aza indirilmesini hedefleyen bir optimizasyon geliştirdiler.

Yu vd. (2006), süspansiyon sistemi matematiksel modellerinin karmaşık olmaları ve doğrusal olmamaları nedeniyle modelden bağımsız bulanık kontrolcü algoritması tasarladı. Pilot çalışma olarak iki adet MR sönümleyiciyi bir aracın ön süspansiyon sistemine ilave ettiler. Her bir MR sönümleyiciye çeyrek taşıt bulanık kontrolcü uygulandı ve yol testleri ile hem gövde hem de aks titreşimlerinin azaltıldığı gösterildi.

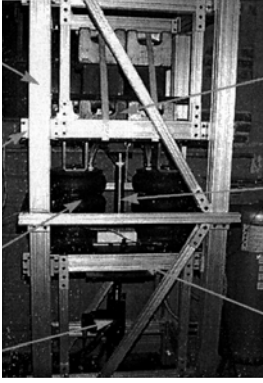
Onat vd. (2007), tam taşıt aktif süspansiyon sistemi için doğrusal parametre değişimi modeli temeline dayalı bir kontrolcü tasarımı yaptı. Bu modelde süspansiyon açıklığı ve kütle, programlama parametresi olarak seçildi. Farklı yol profilleri için yapılan bilgisayar simülasyonlarının sonucu olarak önerilen yöntemin süspansiyon açıklığını minimize ederken sürüş konforunu maksimize ettiği gösterildi.

Choi vd. (2007), ER amortisör tasarlayıp üretti. Sönümleme özellikleri belirlendikten sonra bir araç üzerine montajı yapılarak yol testlerinde denendi. Kontrolcü olarak basit ama etkili

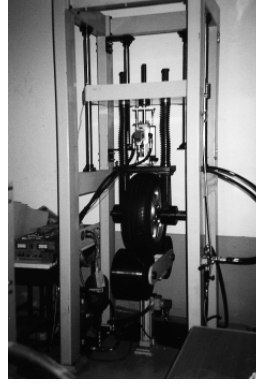
Skyhook kontrol algoritması tam taşıt için yeniden formüle edildi. Sürüş kalitesi ve kararlılığı için kontrolcü cevapları zaman ve frekans boyutlarında değerlendirildi. Geleneksel süspansiyon ile performans karşılaştırılması gerçekleştirildi.

## 1.2 Çalışmanın amacı

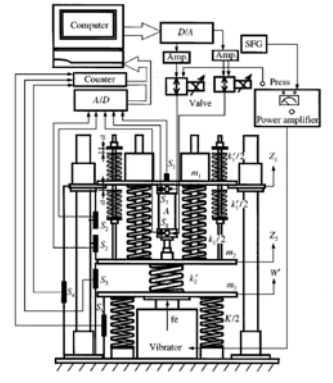
Taşıt titreşimlerinin kontrolü ile ilgili önceki çalışmalar incelendiğinde çeyrek taşıt modelinin kullanıldığı çok sayıda çalışmanın yapıldığı görülmektedir. Çeyrek taşıt modeli taşıtın dörtte birini temsil eden basit bir model olmasına karşın bu model üzerinde yapılan analizler ile sürüş konforu ve yol tutuşu ile ilgili önemli sonuçlar elde edilmektedir. Bunlar gövdenin ve aks-tekerlek kütesinin düşey yer değiştirme hareketleri ve ivme değerlerinin büyüklükleri ile tekerleğin yol ile temasını temsil eden dinamik tekerlek yüküdür. Şekil 1.4' te görüldüğü gibi yapılan çalışmaların bir kısmında geliştirilen kontrol yöntemini uygulamak, performansını değerlendirmek amacıyla çeşitli çeyrek taşıt deney düzeneklerinden faydalanılmaktadır.



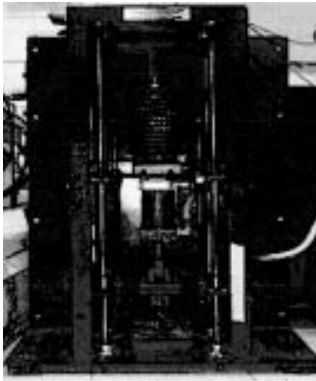
Ahmadian ve Pare (2000)



Huang ve Chao (2000)



Yoshimura vd. (2001)



Anakwa vd. (2002)



Lian vd. (2005)



Sung vd. (2008)

Şekil 1.4 Literatürde mevcut çeyrek taşıt modeli deney düzenekleri

Taşıt titreşimlerinin kontrolü ile ilgili teorik ve deneysel çalışmalarda süspansiyon sistemi ile paralel çalışan yarı aktif ya da aktif elemanların ayarlanması ile titreşim kontrolünün sağlandığı görülmektedir. Bu çalışmalarda kontrol stratejisi olarak süspansiyon sisteminin kontrolü ile taşıt titreşimlerinin azaltılması göz önünde bulundurulmaktadır.

Bu iki durum değerlendirildiğinde tez çalışmasının iki amacı ortaya çıkmaktadır. Bu amaçlardan ilki taşıt titreşimlerinin analizi ve kontrolü üzerine yapılacak olan teorik çalışmaların laboratuvar ortamında uygulanabileceği, geliştirilen yeni yöntemlerin deney sonuçları ile desteklenebileceği prototip bir deney düzeneğinin tasarlanması, imal edilmesi ve uygulanabilirliğinin gösterilmesi, ikincisi de geleneksel aktif taşıt süspansiyon sistemlerine alternatif yeni bir yaklaşım ve stratejinin geliştirilmesidir.

Bu amaçlar doğrultusunda çalışmanın geri kalan kısmı aşağıdaki gibi devam etmektedir;

İkinci bölümde çeyrek taşıt modeli deney düzeneğinin tasarımı, imalatı, konstrüksiyonu ve modellenmesi yapıldı. Deney düzeneği model parametre değerleri bilgisayar simülasyonu ve deney sonuçlarının değerlendirilmesi ile belirlendi. Geliştirilen model ve düzeneğin uyumu ve uygunluğu bilgisayar simülasyonları ile deney verilerinin karşılaştırılması ve pasif dinamik sönümleyici uygulaması ile doğrulandı.

Üçüncü bölümde aktif süspansiyon sistemine alternatif, taşıt gövde düşey yer değiştirme hareketlerini kontrol etmesi amaçlanan aktif dinamik sönümleyici sistemi sunuldu. Önerilen sistemin bilgisayar simülasyonlarının yapılabilmesi için önce referans bir taşıta ait model parametre değerleri deneysel olarak belirlendi. Geliştirilen bir algoritma ile çeyrek taşıt modeli üzerinde optimum pasif dinamik sönümleyici parametre değerleri tespit edildi. Bu algoritma ile elde edilen parametre değerleri için çeyrek taşıt modeli üzerinde aktif dinamik sönümleyici kontrol sistemi tasarlandı ve çeşitli değişiklikler yapılarak kontrol sistemi iyileştirilip geliştirildi. Bu çalışmadan elde edilen bilgiler tam taşıt modeline aktararak çalışmaya devam edildi. Tam taşıt modeli üzerinde önce dört noktadan etkili optimum dinamik sönümleyicilerin etkisi, ardından tam taşıt modeli ağırlık merkezinden etkili tek dinamik sönümleyicinin etkisi incelendi. Çeyrek taşıt modeli üzerinde elde edilen bilgiler doğrultusunda tam taşıt modeli üzerinde tek noktadan etkili aktif dinamik sönümleyici tasarlandı ve bu sistem üzerinde de çeşitli değişiklikler yapılarak kontrolcü performansları iyileştirildi. Yapılan bütün çalışmaların sonuçları pasif süspansiyon sistemi ile karşılaştırılarak geliştirilen tasarımların etkinliği ve başarısı tartışıldı.

Sonuçlar ve öneriler kısmında tezin bütünü kapsamında yapılan çalışmalardan elde edilen sonuçlar topluca değerlendirildi ve elde edilen bilgiler doğrultusunda öneriler yapılarak tez sonlandırıldı.

## 2. ÇEYREK TAŞIT MODELİ DENEY DÜZENEGİ

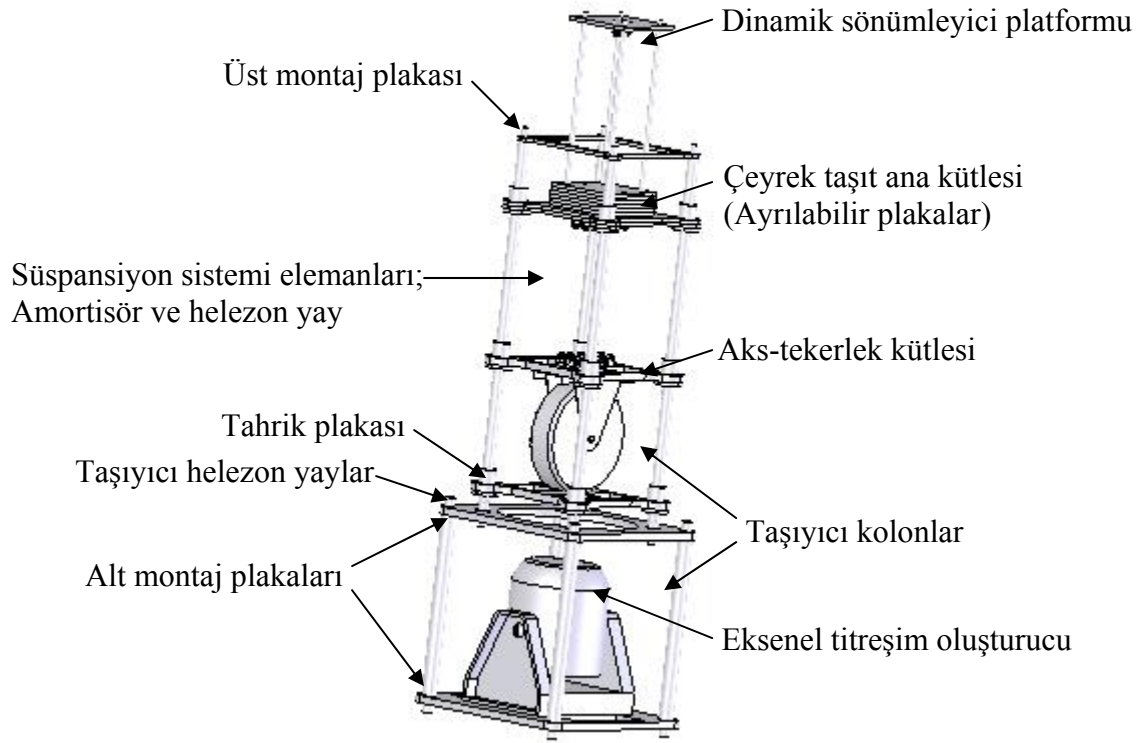
### 2.1 Deney düzeneği tasarımı ve konstrüksiyonu

Çeyrek taşıt modeli; çeyrek taşıt ana kütlesi, aks-tekerlek kütlesi, süspansiyon sistemi elemanları ve tekerleğin katılığına denk bir yay elemanının bir araya gelmesinden meydana gelmektedir (Şekil 1.1). Bu modelde taşıt ana kütlesi ve aks-tekerlek kütlelerinin düşey eksenel hareketleri yol pürüzlülüğünden kaynaklanan titreşimlerin etkisi ile oluşmaktadır. Bu titreşim hareketi, modelin hareket denklemlerinin elde edilmesi ve analitik ya da sayısal çözümünün yapılması ile incelenebilmektedir.

Çeyrek taşıt modeli göz önünde bulundurulduğunda tasarlanan deney düzeneğinde modeli oluşturan kütlelerin eksenel hareket serbestliğinin sağlanması ve yol pürüzlülüğünden kaynaklanan titreşimlerin, uygun mekanizma ve cihazlar ile oluşturulması gerekmektedir. Bununla beraber tasarım aşamasında dikkat edilmesi gereken özellikler; deney düzeneği montaj-demontajının kolay yapılabilmesi, modüler olması, parça ağırlıklarının el ile taşınabilir sınırlar içinde olması ve farklı donanımlarla uyumlu çalıştırılabilmesidir.

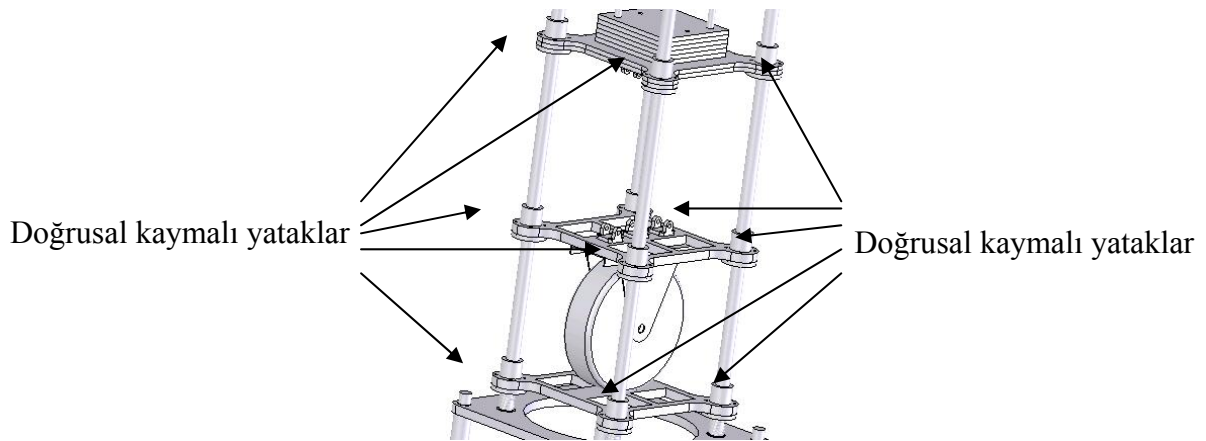
Yukarıdaki veriler çerçevesinde deney düzeneği; Şekil 2.1’ de görüldüğü gibi yukarıdan aşağıya doğru sırasıyla dinamik sönümleyici platformu ve ayrılabilir plakaların birleşiminden meydana gelen çeyrek taşıt ana kütlesi, üst montaj plakası, süspansiyon sistemi elemanları; amortisör ve helezon yay, aks-tekerlek kütlesi, tahrik plakası, taşıyıcı helezon yaylar, alt montaj plakaları ve taşıyıcı kolonların bir araya getirilmesi ile oluşturuldu. Şekil 2.1’ de görülen deney düzeneği katı modeli bilgisayar destekli bir tasarım programında oluşturuldu.

Yol pürüzlülüğünden kaynaklanan titreşimleri oluşturmak için eksenel titreşim oluşturucu ve elektrik motoru ile krank-biyel mekanizması kullanılması düşünüldü. Eksenel titreşim oluşturucunun kullanılması istendiğinde tahrik plakasına bir ara bağlantı çubuğu ile bağlanması, krank-biyel mekanizması ile yol girişi oluşturulması istendiğinde tahrik plakasından çubuk bağlantısının ayrılması ve krank-biyel mekanizması bağlantısının yapılması ile hareket oluşturulması tasarlandı.



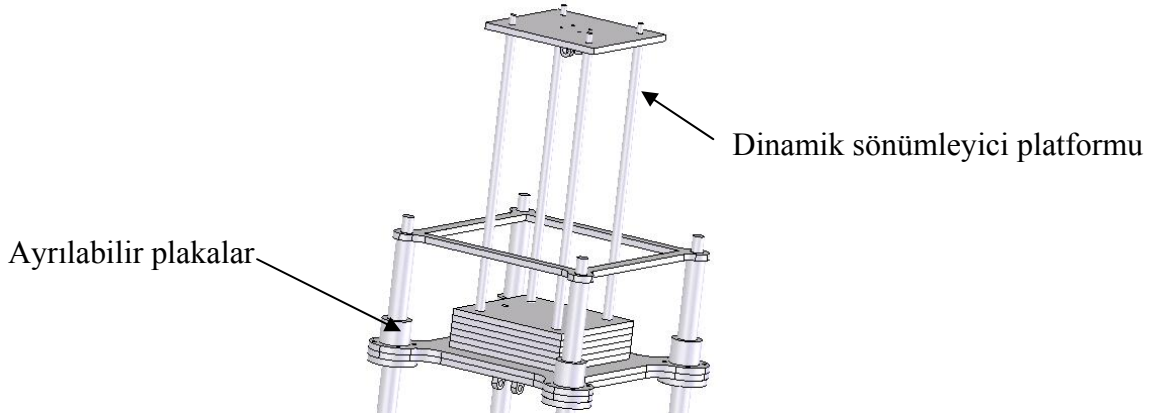
Şekil 2.1 Çeyrek taşıt deney düzeneği tasarımı

Düzenek üzerinde düşey hareket kabiliyetine sahip olan kütlelere; çeyrek taşıt ana kütlesi, aks-tekerlek kütlesi ve tahrik plakası dörder adet doğrusal kaymalı yatak montajı yapılarak düşey ekseninde hareket serbestliği sağlandı(Şekil 2.2).



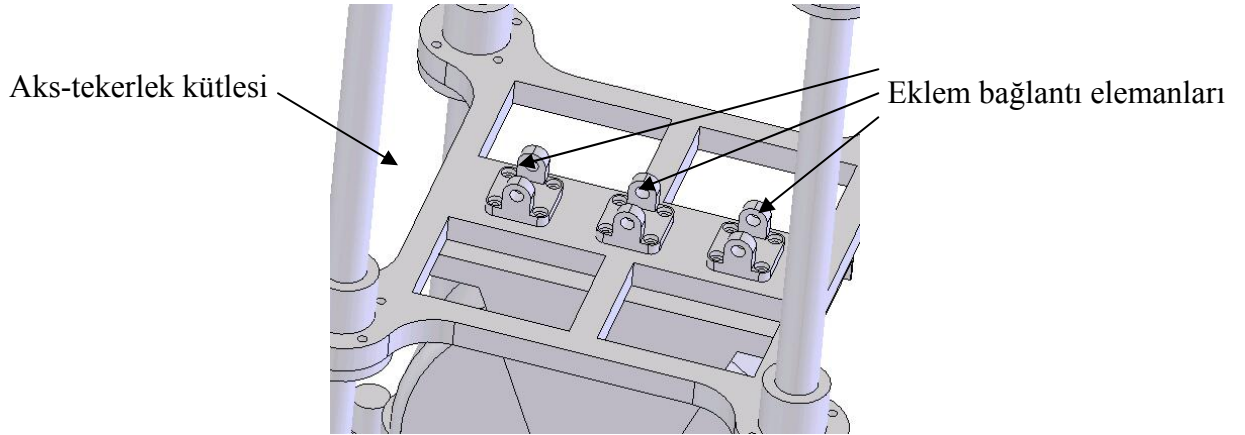
Şekil 2.2 Doğrusal kaymalı yataklar

Çeyrek taşıt ana kütlesi birbirinden ayrılabilir plakalar ve dinamik sönümleyici platformunun bir araya getirilmesi ile oluşturuldu (Şekil 2.3). Bu sayede hem çeyrek taşıt ana kütlesi parametresi değiştirilebilir, hem de dinamik sönümleyici uygulanabilir bir yapı elde edildi.



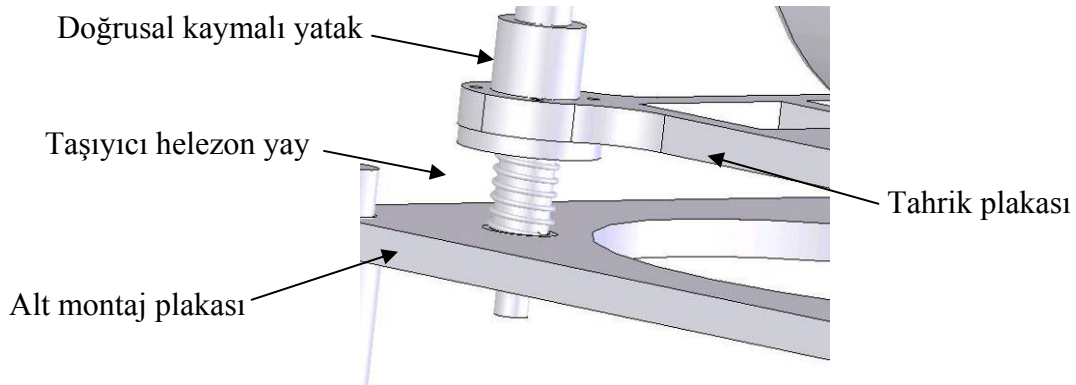
Şekil 2.3 Çeyrek taşıt ana kütlesi

Amortisör, helezon yay ve eyleyici montajının yapabileceği aks ve ana kütle üzerinde üçer adet eklem bağlantı elemanı yerleştirildi (Şekil 2.4). Bu bağlantı elemanları kullanılarak farklı donanımlar ile uyumlu çalışabilir bir yapı elde edildi.



Şekil 2.4 Amortisör, yay ve eyleyici eklem bağlantı elemanları

Tahrik plakası ile alt montaj plakası arasına taşıyıcı helezon yaylar tasarlanarak eksenel titreşim oluşturun ve krank biyel mekanizması üzerine doğrudan yük gelmesine engel olundu (Şekil 2.5).



Şekil 2.5 Taşıyıcı helezon yay ayrıntısı

Deney düzeneği tasarımı yukarıda anlatılanlar çerçevesinde gerçekleştirilmesinin ardından deney düzeneğinin imalat ve montaj aşamasına geçildi. Aşağıdaki kısımda deney düzeneğinin imalatı ve montajı özetlenecektir.

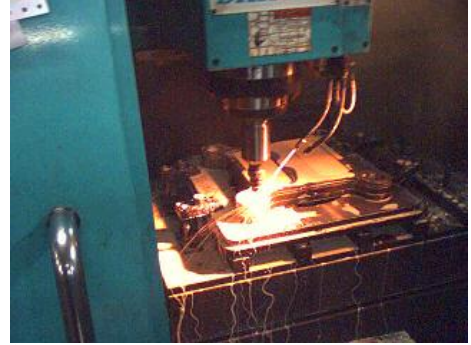
## 2.2 Deney düzeneğinin imalatı ve montajı

Deney düzeneğinin imalatı ve montajı birçok aşamadan meydana gelmektedir. İlk kısımda düzenekte kullanılan doğrusal kaymalı yataklar, rulmanlar, tekerlek, süspansiyon sistemi, elektrik motoru, kauçuk montaj-terazi ayakları, çeşitli kalınlıklarda plakalar ve krom kaplı miller ile civata, somun gibi hazır malzeme ve elemanlar temin edildi.

İkinci kısımda plakaların ve millerin işlenmesi ile çalışmaya devam edildi. Deney düzeneğinde bulunan parçalar çoğunlukla plakalardan oluştuğu için öncelikle plakaların işlenmesi ile imalata başlandı. Sabit kalınlıktaki plakalar Ek 1’ de görülen ana ölçülerinde bilgisayar kontrollü oksijen kaynağı ile hassas olarak kestirildi. Ardından yüzeyleri temizlenen plakalar üst üste punto kaynağı ile birleştirilip eş merkezli delikler işleme merkezinde delinmesi ile montaja hazır hale getirildi.



(a) İşleme merkezine bağlı plakaların görüntüsü



(b) İşleme merkezinde plakalardan talaş kaldırılırken bir görüntü



(c) Kademeli olarak işlenen delikten görüntü



(d) Üst montaj plakasının işleme merkezinden çıkarılmış durumdaki görüntüsü

Şekil 2.6 Plakaların işlenme aşamaları

Şekil 2.6.a’ da üst üste punto kaynağı ile birleştirilmiş plakalar işleme merkezine bağlanmış olarak görülmektedir. Şekil 2.6.b’ de plakalara doğrusal kaymalı yatak delikleri açılırken

görülmektedir. Şekil 2.6.c' de kademeli olarak işlenen deliklerden biri görülmektedir. Şekil 2.6.d' de üst montaj plakasının işleme merkezinden çıkmış hali görülmektedir.



(a) Plakalar ve taşıyıcı kolonlar



(b) Elektrik motoru ve eksenel titreşim oluşturucunun montajı



(c) Krank kolu



(d) Biyel kolunun imalat aşaması

#### Şekil 2.7 Taşıyıcı kolonların ve tahrik mekanizmasının imalat aşamaları

İşleme merkezinde yuvaları açılan plakalara doğrusal kaymalı yatakların montajı yapıldı. Şekil 2.7.a' da görüldüğü gibi plakaların montaja hazır hale gelmesinin ardından taşıyıcı kolonların işlenmesi ile deney düzeneğinin ana hatları ortaya çıktı. Şekil 2.7.b, Şekil 2.7.c ve Şekil 2.7.d' de elektrik motoru ve eksenel titreşim oluşturucunun montajı ile krank-biyel mekanizmasının imalat ve montaj aşamaları görülmektedir.

Taşıyıcı helezon yayların imalatının yaptırılması, krank-biyel mekanizması montajı, süspansiyon sisteminin montajı ve tekerleğin aks kütlesine montajı ile deney düzeneği son haline getirildi (Şekil 2.8). Ardından gerekli parçalar galvaniz ile kaplanarak paslanmaya karşı önlem alındı. İmalatın bitmesi ile deney düzeneği İstanbul Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü 3 no'lu laboratuvarında çalışma için tahsis edilen alana montajı yapılarak yerleştirildi (Şekil 2.8.d).



(a) Krank-biyel mekanizması montajı



(b) Süspansiyon sisteminin montajı



(c) Tekerleğin aks kütlesine montajı



(d) Deney düzeneğinin son durumu

Şekil 2.8 Tahrik mekanizması ve süspansiyon sisteminin montaj aşamaları

### 2.3 Deney düzeneğinin modellenmesi ve parametrelerin tespiti

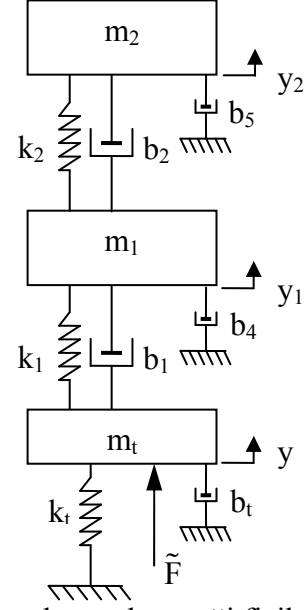
Şekil 2.9' da deney düzeneği ve fiziksel modeli görülmektedir. Deney düzeneği tasarlanırken klasik çeyrek taşıt modeli (Şekil 1.1) göz önünde bulunduruldu. Çeyrek taşıt modelini oluşturan ana kütle ve aks-tekerlek kütleleri ile yol girişini temsil eden kütle, eksenel hareket kabiliyetinin sağlanabilmesi için dörder adet kayan bilyalı burç ile dört adet kolon üzerine yatakları. Bu yataklamadan ve tekerlek modellenmesindeki sönüm elemanı ilave edilmesinden ötürü deney düzeneği modeli ile klasik çeyrek taşıt modeli arasında ilave sönüm etkilerinin oluşturacağı farklar ortaya çıkacaktır. Bu nedenden ötürü kaymalı yatakların modelleme üzerine etkisi bir sonraki alt bölümde tartışıldı.

Çeyrek taşıt deney düzeneği; yol girişi ve bir taşıtın dörtte bir yapısını temsil eden bir tekerlek, bir aks kütlesi, süspansiyon sistemi (amortisör ve helezon yay) ve taşıtın gövdesinin dörtte bir kütlelerini temsil eden ana kütle meydana gelmektedir. Şekil 2.9.a' da kaymalı yatakların bağlı bulunduğu plakalar fiziksel modelde (Şekil 2.9.b) yukarıdan aşağıya doğru sırasıyla çeyrek taşıt ana kütlesi, aks-tekerlek kütlesi ve bu sisteme yoldan gelen pürüzlülükleri aktaran yol girişi tahrik plakası kütlesi olarak görülmektedir. Yoldan gelen

etkileri oluşturan tahrik sistemi ise bir tahrik plakası, taşıyıcı yaylar ve eksenel titreşim oluşturuıcı ile krank-biyel mekanizmasından meydana gelmektedir.



(a) Çeyrek taşıt deney düzeneği



(b) Çeyrek taşıt deney düzeneği fiziksel modeli

Şekil 2.9 Deney düzeneğinin modeli

Çeyrek taşıt deney düzeneği fiziksel modeli deney düzeneğini oluşturan parçaların etkileri irdelenerek oluşturuldu. Sonuç olarak deney düzeneği hareket denklemleri bu fiziksel model dikkate alınarak aşağıdaki gibi elde edildi;

$$m_2 \ddot{y}_2 + b_2 (\dot{y}_2 - \dot{y}_1) + b_5 \dot{y}_2 + k_2 (y_2 - y_1) = 0 \quad (2.1)$$

$$m_1 \ddot{y}_1 + b_1 (\dot{y}_1 - \dot{y}) + b_4 \dot{y}_1 + b_2 (\dot{y}_1 - \dot{y}_2) + k_1 (y_1 - y) + k_2 (y_1 - y_2) = 0 \quad (2.2)$$

$$m_t \ddot{y} + b_t \dot{y} + b_1 (\dot{y} - \dot{y}_1) + k_t y + k_1 (y - y_1) = F(t) \quad (2.3)$$

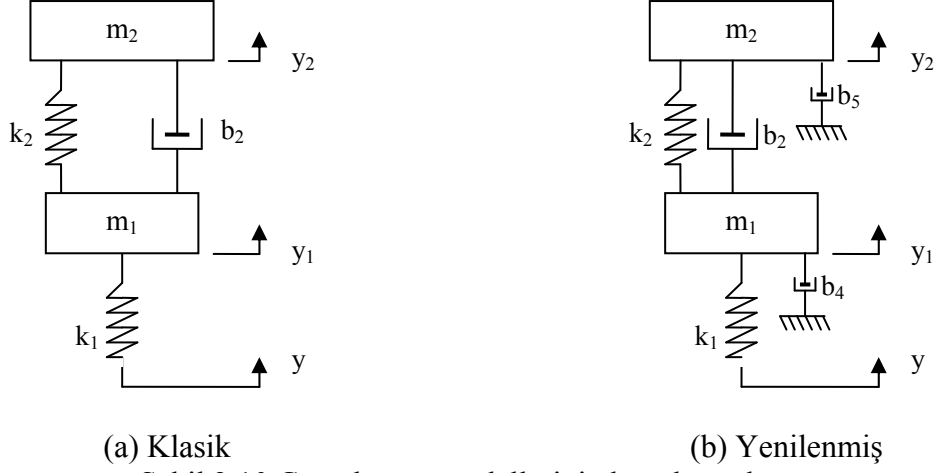
Çizelge 2.1 Model parametreleri

|       |                                                                                      |
|-------|--------------------------------------------------------------------------------------|
| $m_t$ | Tahrik plakası kütlesi                                                               |
| $m_1$ | Aks-tekerlek kütlesi                                                                 |
| $m_2$ | Ana kütle                                                                            |
| $k_t$ | Taşıyıcı yayların toplam yay sabiti                                                  |
| $k_1$ | Tekerleğin yay sabiti                                                                |
| $k_2$ | Süspansiyon sisteminde bulunan helezon yayın yay sabiti                              |
| $b_t$ | Tahrik plakası kütlesi üzerinde bulunan kayan bilyalı yatakların toplam sönüm sabiti |
| $b_1$ | Tekerleğin sönüm etkisini temsil eden sönüm sabiti                                   |
| $b_2$ | Süspansiyon sisteminde bulunan amortisörün sönüm sabiti                              |
| $b_4$ | Aks-tekerlek kütlesi üzerinde bulunan kayan bilyalı yatakların toplam sönüm sabiti   |
| $b_5$ | Ana kütle üzerinde bulunan kayan bilyalı yatakların toplam sönüm sabiti              |

Çizelge 2.1' de deney düzeneği modelinin parametreleri görülmektedir. Bu parametre değerlerinin tespit edilmesi ile çeyrek taşıt deney düzeneği üzerinde yapılan deneysel çalışma sonuçları ile bilgisayar simülasyonu sonuçları karşılaştırılabilir ve tartışılabilir hale gelecektir.

### 2.3.1 Kaymalı yatakların modelleme üzerindeki etkisi

Klasik çeyrek taşıt modeli ve bu modele kaymalı yatakların ilave edilmesi ile yenilenmiş çeyrek taşıt modeli Şekil 2.10' da görülmektedir.



Şekil 2.10 Çeyrek taşıt modellerinin karşılaştırılması

Klasik çeyrek taşıt modeli hareket denklemleri;

$$m_2 \ddot{y}_2 + b_2 (\dot{y}_2 - \dot{y}_1) + k_2 (y_2 - y_1) = 0 \quad (2.4)$$

$$m_1 \ddot{y}_1 + b_2 (\dot{y}_1 - \dot{y}_2) + k_1 (y_1 - y) + k_2 (y_1 - y_2) = 0 \quad (2.5)$$

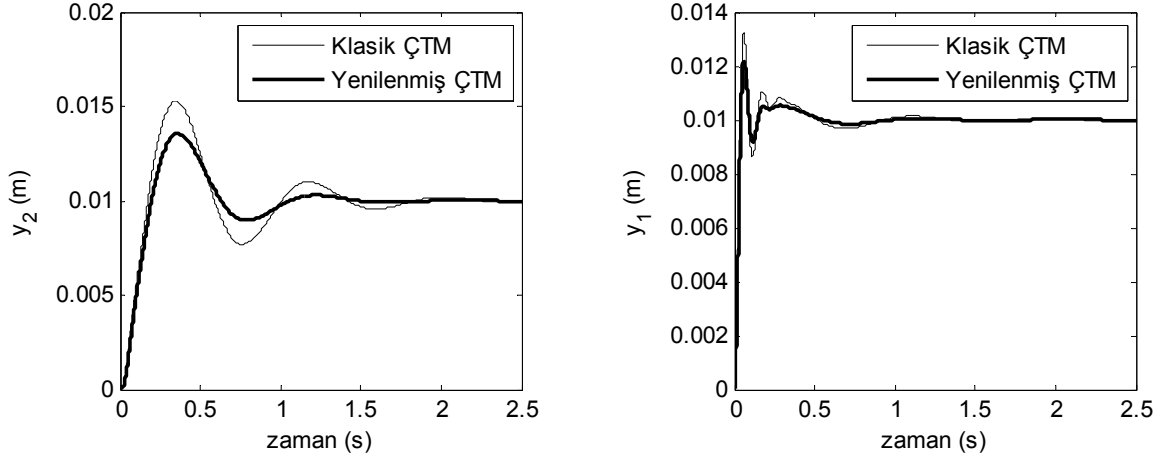
Yenilenmiş çeyrek taşıt modeli hareket denklemleri;

$$m_2 \ddot{y}_2 + b_2 (\dot{y}_2 - \dot{y}_1) + b_5 \dot{y}_2 + k_2 (y_2 - y_1) = 0 \quad (2.6)$$

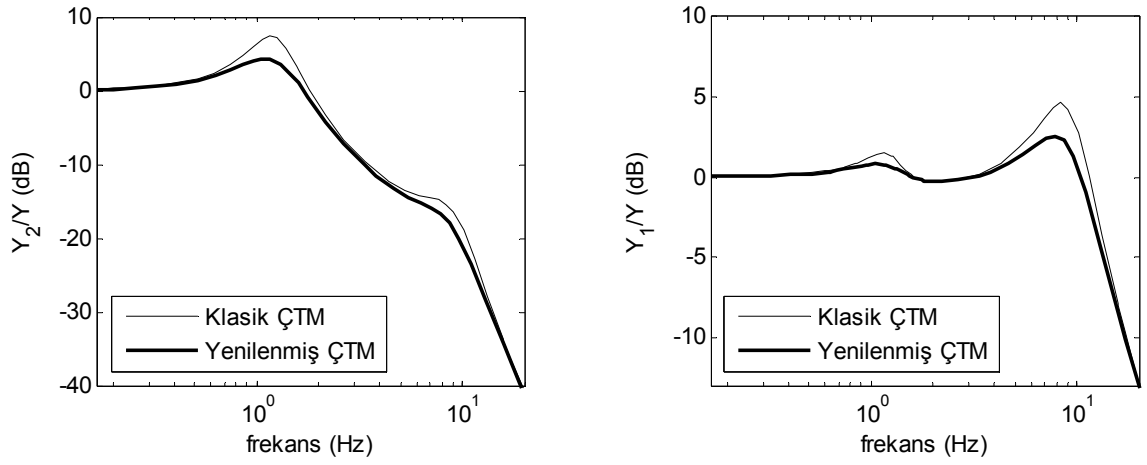
$$m_1 \ddot{y}_1 + b_4 \dot{y}_1 + b_2 (\dot{y}_1 - \dot{y}_2) + k_1 (y_1 - y) + k_2 (y_1 - y_2) = 0 \quad (2.7)$$

Şekil 2.10' da görülen fiziksel modeller ve bunların hareket denklemleri karşılaştırıldığında yenilenmiş çeyrek taşıt modeline ilave edilen kaymalı yataklardan dolayı ek sönümleme kuvvetlerinin meydana geleceği anlaşılmaktadır. Bu durum modellerin 0,01 m yüksekliğindeki bir rampa-basamak yol profili üzerindeki seyirleri için bilgisayar simülasyonu ile elde edilen zaman ve frekans cevaplarında incelendi.

Şekil 2.11 ve şekil 2.12' de hem zaman cevaplarında hem de frekans cevaplarında kaymalı yataklardan dolayı titreşim yer değiştirme genliklerinin klasik çeyrek taşıt modeline göre kaymalı yatakların oluşturduğu ilave sönüm kuvvetlerinden dolayı daha çok bastırıldığı açık şekilde görülmektedir.



Şekil 2.11 Zaman cevaplarının karşılaştırılması



Şekil 2.12 Frekans cevaplarının karşılaştırılması

Deney düzeneği ile yapılacak olan ölçümlerde kaymalı yatakların ilave edildiği çeyrek taşıt modelinin etkisi klasik çeyrek taşıt modeline göre kaymalı yatakların oluşturacağı sönüm etkisi oranında genliklerin bastırıldığı zaman ve frekans cevapları olarak ortaya çıkacaktır.

#### 2.4 Model parametre değerlerinin belirlenmesi

Deney düzeneğinin tespit edilen parametreleri (Çizelge 2.1) kütleler, yay sabitleri ve sönüm sabitlerinden oluşmaktadır. Bu bilinmeyen parametreleri belirlemenin bir yolu çok serbestlik dereceli deney düzeneğini oluşturan parçaları tek serbestlik dereceli alt deney düzeneklerine indirgeyip analiz etmektir. Bu yöntem ile tespit edilen parametreler daha sonra deney düzeneği modelinde uygulanacak ve düzenek üzerinde yapılan deney sonuçları ile karşılaştırılarak son halini alacaktır.

Çeyrek taşıt deney düzeneği tahrik, aks-tekerlek ve ana kütle olarak üç adet tek serbestlik dereceli alt sisteme indirgenebilir. Çalışmanın devamında bu alt sistemlerin analizleri ile parametre değerleri tespit edilecektir.

Tek serbestlik dereceli sistemlerin parametre değerlerini deneysel olarak belirlemek için iki yöntem takip edilebilir. İki yöntemin ortak noktası kütle parametre değerlerinin elektronik terazi ile ölçülerek belirlenmesidir.

Birinci yöntemde parametre değerleri, tek serbestlik dereceli sistemin kütlesi elektronik terazi ile ölçüldükten sonra yay sabiti; yay özelliğine sahip parçanın yük-çökme diyagramının oluşturulması ile elde edilen doğrunun eğiminden ve sönüm sabiti de; tek serbestlik dereceli sistemin serbest titreşimlerinin ölçülmesi sonucu elde edilen zaman cevabının logaritmik azalma yöntemi ile incelenmesi sonucunda belirlenir. Çalışmada bu yöntem serbest titreşim yöntemi ile parametre değerlerinin belirlenmesi olarak isimlendirildi.

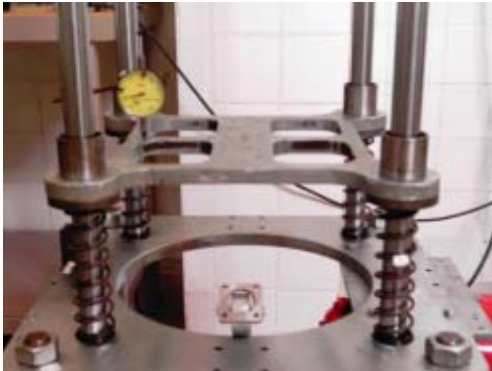
Diğer yöntem ise Ek 4' verilen büyütme faktörü yöntemi kullanılarak parametrelerin belirlenmesidir. Kütle parametresinin tespit edilmesinden sonra yay sabiti ve sönüm sabiti; tek serbestlik dereceli sistemin deneysel olarak frekans cevabı diyagramının elde edilmesi ve irdelenmesi sonucu belirlenir. Bu yöntem ile parametre değerlerinin belirlenmesi de çalışmanın devamında zorlanmış titreşim yöntemi ile parametre değerlerinin belirlenmesi olarak isimlendirildi.

Tahrik sistemi parametre değerleri her iki yöntem ile tespit edilirken, diğer iki alt sistemin parametre değerlerinin tespit edilmesinde yöntemin model ile uyumlu sonuçlar göstermesi nedeni ile ikinci yöntem tercih edildi.

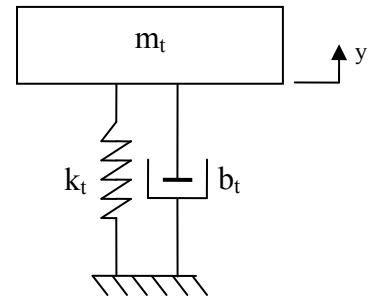
## 2.4.1 Tahrik sistemi

### 2.4.1.1 Serbest titreşim yöntemi ile parametre değerlerinin tespiti

Tahrik plakası, taşıyıcı helezon yaylar ve kaymalı yataklardan meydana gelen tek serbestlik dereceli deney düzeneği ve bu düzeneğin fiziksel modeli Şekil 2.13' de görülmektedir. Bu sistemin hareket denklemi (2.8)'de verildi.



(a) Deney düzeneği

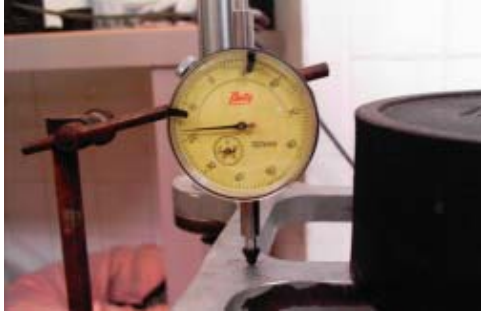


(b) Fiziksel model

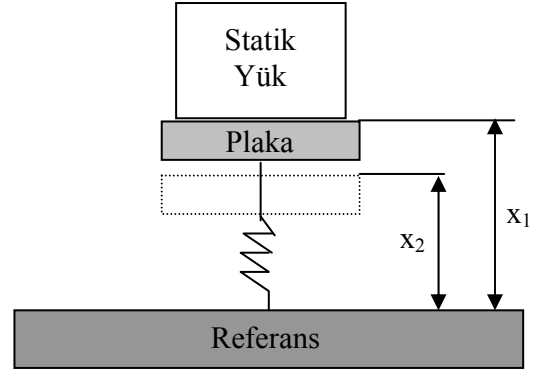
Şekil 2.13 Tahrik plakası deney düzeneği

$$m_t \ddot{y} + b_t \dot{y} + k_t y = 0 \quad (2.8)$$

Tahrik plakası elektronik terazi ile ölçülerek kütlesi  $m_t = 9,869 \pm 0,001 \text{ kg}$  olarak tespit edildi. Taşıyıcı helezon yayların toplam yay sabiti değerini belirlemek için Şekil 2.14' te görülen yük-çökme ölçümleri yapılarak Şekil 2.15' te görülen yük-çökme diyagramı elde edildi.



(a) Yük-çökme ölçümünden görünüm



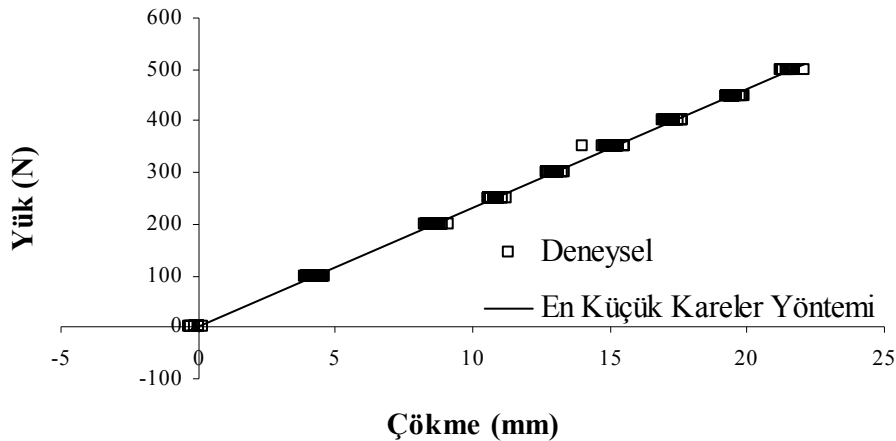
(b) Yay sabiti ölçüm prensibi

Şekil 2.14 Yük-çökme ölçümü

Çizelge 2.2' de yay sabitini belirlemek için yapılan yük-çökme ölçümlerinden bir örnek görülmektedir. Şekil 2.15' te yük-çökme ölçüm verileri en küçük kareler yöntemi kullanılarak bir doğruya dönüştürüldü; bu doğrunun eğiminden tahrik plakasının altında yer alan helezon yayların toplam yay sabiti değeri  $k_t = 23182,7 \pm 57,8 \text{ N/m}$  olarak tespit edildi.

Çizelge 2.2 Örnek yük-çökme ölçümü

| Yük (N) | Çökme (mm) |
|---------|------------|
| 100     | 4,17       |
| 200     | 8,27       |
| 250     | 10,61      |
| 300     | 12,74      |
| 350     | 14,85      |
| 400     | 16,91      |
| 450     | 19,27      |
| 500     | 21,25      |



Şekil 2.15 Yük-çökme diyagramı

Tek serbestlik dereceli sisteme ait sönüm sabiti, sistemin sönümlü serbest titreşim zaman cevabının logaritmik azalma yöntemi ile analizi sonucu elde edildi. Tek serbestlik dereceli sistemin sönümlü serbest titreşimlerinin yer değiştirme zaman cevabı;

$$y_c = C \cdot e^{-\zeta \omega_n t} \cdot \sin(\omega_d t + \varphi) \quad (2.9)$$

olarak ifade edilir. Bir çevrimdeki en büyük yer değiştirme genliği,  $\sin(\omega_d t + \varphi)$  ' in bire eşit olduğu durumda oluşur. Dolayısı ile Şekil 2.16' da görülen  $y_1$  ve  $y_2$  için en büyük genlikler;

$$y_1 = C \cdot e^{-\zeta \omega_n t_1} \quad (2.10)$$

ve

$$y_2 = C \cdot e^{-\zeta \omega_n t_2} \quad (2.11)$$

olarak ifade edilir.  $y_1$  ve  $y_2$  genliklerin oranı;

$$\frac{y_1}{y_2} = e^{\zeta \omega_n (t_2 - t_1)} = e^{\zeta \omega_n (2\pi / \omega_d)} = e^{2\pi \zeta / \sqrt{1 - \zeta^2}} \quad (2.12)$$

'dir. Birbirini takip eden iki en büyük genlik arasındaki zaman farkı,  $(t_2 - t_1)$  aynı zamanda salınımın periyoduna eşittir ve sönümlü doğal frekansı

$$\omega_d = \sqrt{1 - \zeta^2} \omega_n \quad (2.13)$$

olarak ifade edilir. Genliklerin oranının logaritması alınırsa,

$$\ln \left( \frac{y_1}{y_2} \right) = 2\pi \zeta / \sqrt{1 - \zeta^2} = \delta \quad (2.14)$$

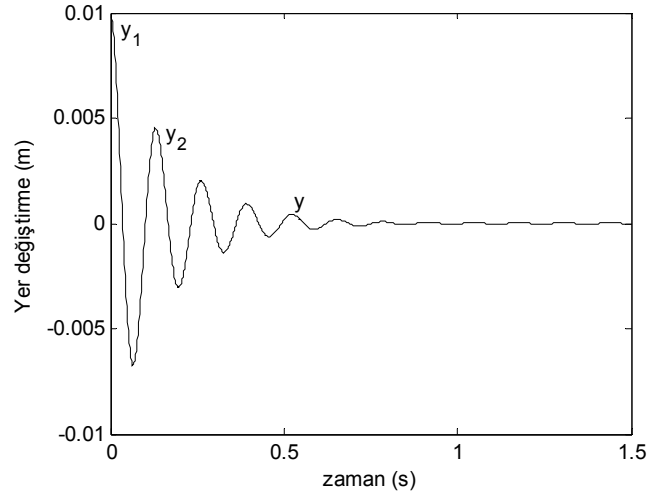
$\delta$  logaritmik azalma olarak isimlendirilir. Buradan sönüm sabiti,

$$b = 2\zeta \sqrt{k \cdot m} \quad (2.15)$$

olarak elde edilir.



(a) Serbest titreşim yöntemi



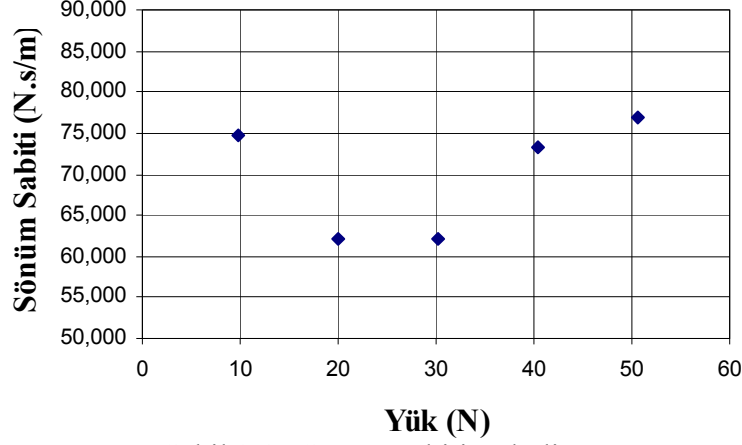
(b) Logaritmik azalma ile sönüm sabiti ölçüm prensibi

Şekil 2.16 Sönüm sabiti ölçümü

Şekil 2.16.a' da tahrik plakasının üzerinde bulunan kaymalı yataklara ait toplam sönüm sabitini belirlemek için yapılan serbest titreşim deneyinden bir fotoğraf bulunmaktadır. Bu şekilde görüldüğü üzere bir ucu deneyi yapan kişinin elinde diğer ucu tahrik plakasına bağlı olan ip ile serbest titreşim hareketi oluşturmak amacıyla düşey yönde bir ilk yer değiştirme koşulu oluşturulan plaka bir miktar yukarı kaldırıldı. Bir makas ya da çakmak yardımıyla ip aniden kesilerek sistemin harekete geçmesi ve sönümlü serbest titreşim hareketi yapması sağlandı. Bu esnada plaka üzerine mıknatıs ile sabitlenmiş olan ivmeölçer yardımı ile plakanın titreşim ivmesi ölçüldü. Kullanılan ivmeölçer ve ölçüm sisteminin teknik özellikleri Ek 2' de verildi. Şekil 2.16.b' de görülen diyagramda sistem salınım hareketine ilk koşulda başlayıp genlikler azalarak denge konumuna geri gelmekte ve hareket sona ermektedir. Bu ölçüm çeyrek taşıt modelinin toplam kütlesi göz önünde bulundurularak tahrik plakasının üzerine ek kütleler yerleştirilerek farklı kütle değerleri için tekrarlandı. Çizelge 2.3 ve Şekil 2.17' de tahrik plakasının üzerine yerleştirilen ek kütleler ile farklı kütle değerleri için elde edilen sönüm sabiti değerleri görülmektedir.

Çizelge 2.3 Logaritmik azalma ile hesaplanan sönüm sabitleri

| $m_t$ (kg) | $k_t$ (N/m) | $y_1$ (mm) | $y_2$ (mm) | $b_t$ (N.s/m) |
|------------|-------------|------------|------------|---------------|
| 9,869      | 23182,7     | 8,345      | 5,096      | 74,832        |
| 20,063     | 23182,7     | 10,230     | 7,683      | 62,065        |
| 30,256     | 23182,7     | 10,401     | 8,236      | 62,151        |
| 40,450     | 23182,7     | 9,352      | 7,372      | 73,250        |
| 50,644     | 23182,7     | 9,166      | 7,334      | 76,828        |

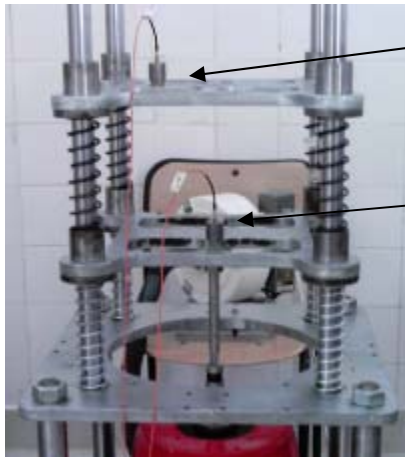


Şekil 2.17 Sönüm sabiti-yük diyagramı

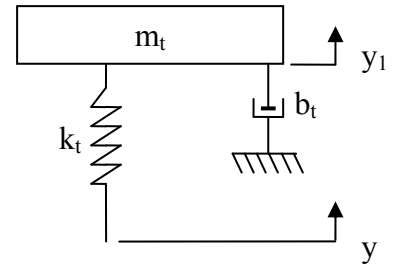
Farklı kütle değerleri için elde edilen sönüm sabiti değerlerinin aritmetik ortalaması ve standart sapması hesaplanarak, kaymalı yatakların toplam sönüm sabiti değeri elde edildi. Ölçümler sonucunda toplam sönüm sabiti;  $b_t = 69,8 \pm 6,4 \text{ Ns/m}$  olarak belirlendi.

#### 2.4.1.2 Zorlanmış titreşim yöntemi ile parametre değerlerinin tespiti

Şekil 2.18’de tahrik plakası parametre değerlerini elde etmek amacıyla oluşturulan deney düzeneği görülmektedir. Eksenel titreşim oluşturucunun üzerine büyük yükler etkimemesi için üzerinde bulunan plakanın altına helezon yaylar ile destek oluşturulduktan sonra bu plakanın üzerine, frekans cevabı aranan tahrik plakası, helezon yaylar ve kaymalı yataklardan oluşan sistem yerleştirildi. Ardından plaka ile eksenel titreşim oluşturucu bağlantısı yapıldı. Şekil 2.19’da görüleceği üzere eksenel titreşim üretici kullanılarak sinüs süpürmesi (sine-sweep) yöntemi ile 1 Hz – 25 Hz arasındaki frekanslar tarandı ve 2 no’lu ivmeölçerin bulunduğu plaka ile 1 no’lu ivmeölçerin bulunduğu tek serbestlik dereceli sistemin ivme değerleri kayıt edildi. Bu ölçümlerden elde edilen zaman cevabı verileri işlenerek frekans cevabı fonksiyonu elde edildi. Bu işlem otuz defa tekrarlanarak elde edilen frekans cevabı fonksiyonlarının ortalamasından doğrusal frekans cevabı fonksiyonu oluşturuldu (Şekil 2.20).

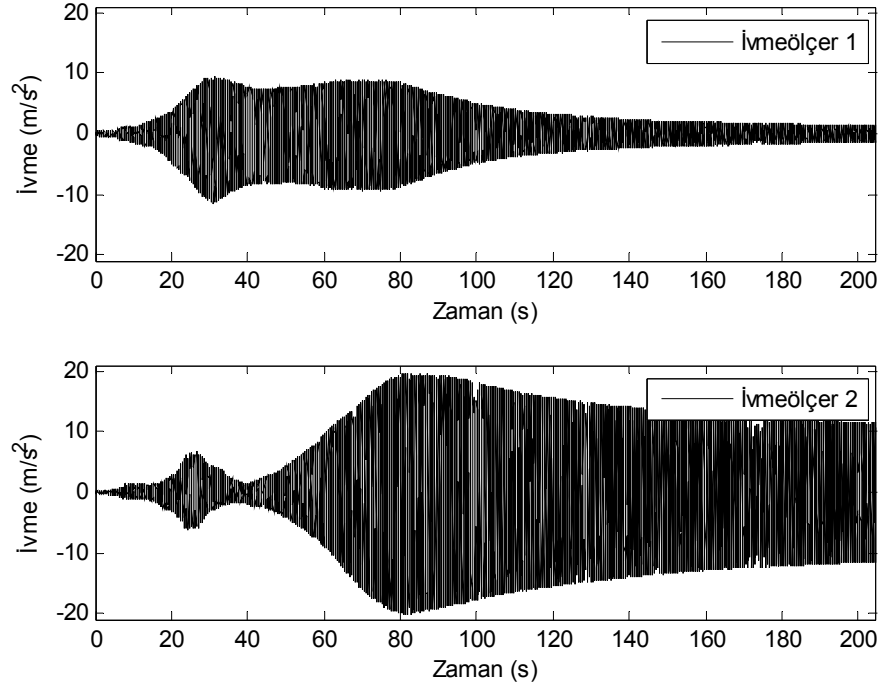


(a) Deney düzeneği



(b) Fiziksel model

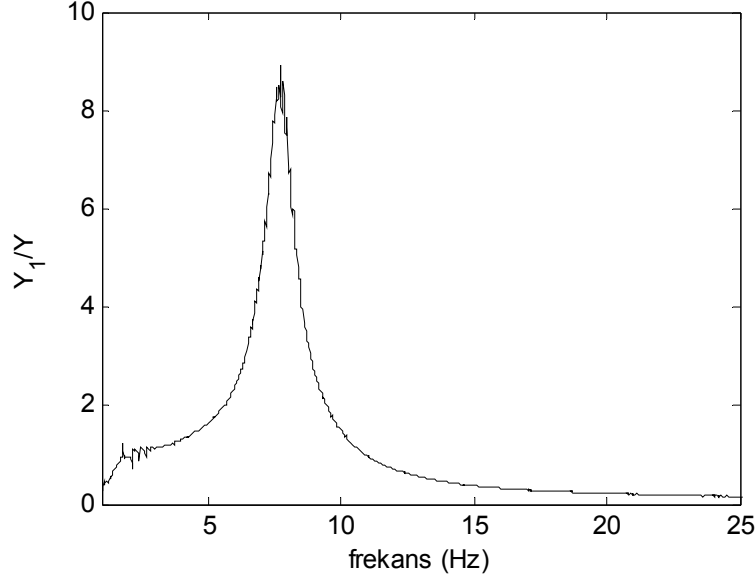
Şekil 2.18 Tahrik plakası deney düzeneği



Şekil 2.19 İvmeölçer 1 ve İvmeölçer 2 ile alınan örnek zaman cevapları

Deney düzeneği hareket denklemi;

$$m_t \ddot{y}_1 + b_t \dot{y}_1 + k_t y_1 = k_t y \quad (2.16)$$



Şekil 2.20 Doğrusal frekans cevabı fonksiyonu

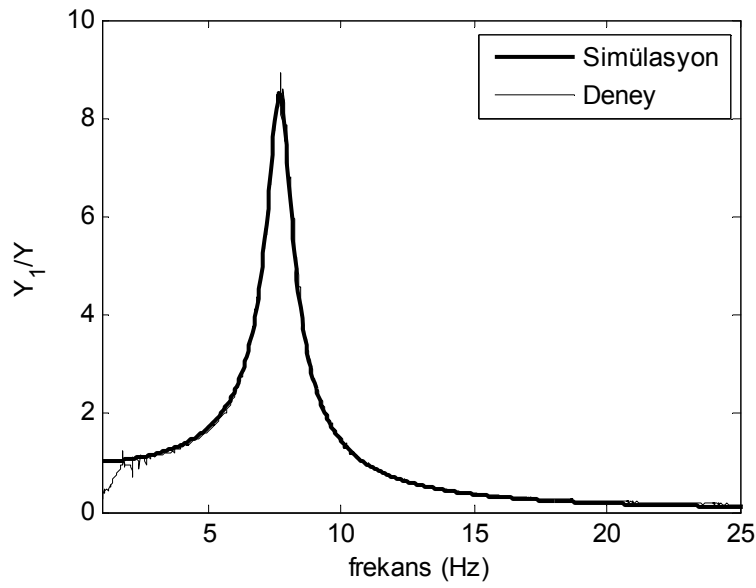
Ek 4' de verilen büyütme faktörü yöntemi kullanılarak yay sabiti ve sönüm sabiti parametre değerleri tespit edildi. Bunun için öncelikle Şekil 2.20' de görülen doğrusal frekans cevabı fonksiyonundan rezonans frekans ve fonksiyonun bu frekansa aldığı değerler tespit edilir. Bu değerler sırası ile  $f_r = 7,724$  Hz ve  $\frac{Y_1}{Y} = Q = 8,5$ ' dir. Büyütme faktörü yöntemine göre

$\zeta < 0,1$  kabul edilerek  $\zeta = \frac{1}{2Q}$  'dan  $\zeta = 0,0588$  olarak hesaplanır ve  $\zeta < 0,1$  olduğu görülür.

Bu durumda  $\omega_r = \omega_n$  olacağından,  $\omega_r = \omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$  'den,  $k_t = 23241,55 \text{ N/m}$  olarak elde edildi.

$b = 2\zeta\sqrt{km}$  ifadesinden  $b_t = 56,34 \text{ N.s/m}$  olarak elde edildi.

Bulunan parametre değerleri ile bilgisayar simülasyonu yapılarak sistemin frekans cevabı fonksiyonu hesaplatıldı ve deneyden elde edilen doğrusal frekans cevabı fonksiyonu ile karşılaştırıldı (Şekil 2.21).



Şekil 2.21 Frekans cevabı fonksiyonu karşılaştırması

Şekil 2.21 incelendiğinde frekans cevabı fonksiyonu karşılaştırmasında deney düzeneği ile bilgisayar simülasyonu modelinin tüm frekans bandında uyumlu olduğu görülmektedir.

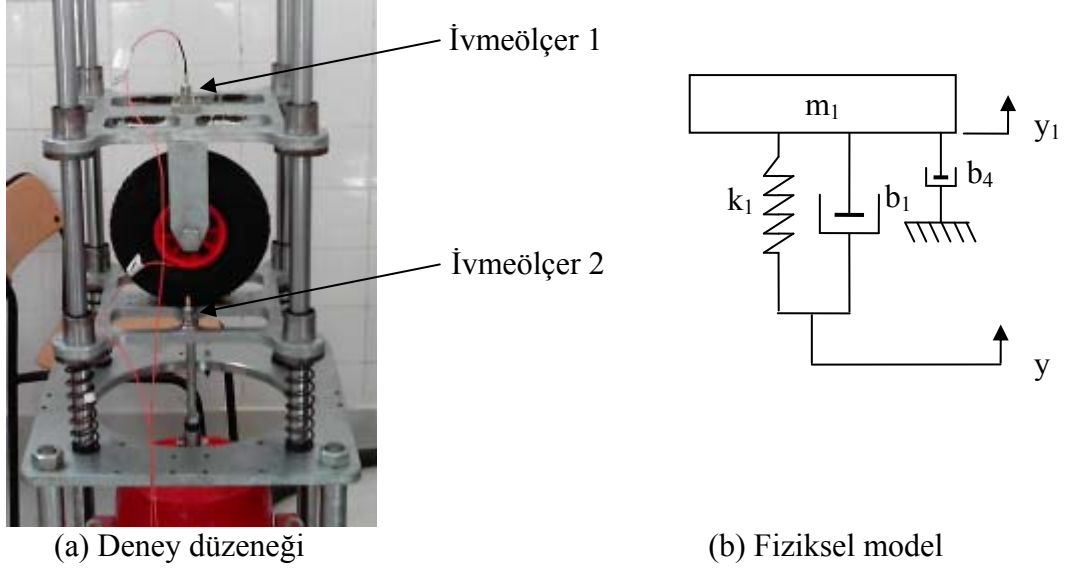
Parametre değerlerinin belirlenmesinde tek yöntem kullanılarak tüm parametre değerlerinin elde edilmesi yönü ile zorlanmış titreşim yöntemi serbest titreşim yöntemine göre daha pratik ve tercih edilir bir yöntem olarak öne çıkmaktadır. Bundan dolayı diğer alt sistemlerin parametre değerlerinin belirlenmesinde zorlanmış titreşim yöntemi tercih edildi.

## 2.4.2 Aks-tekerlek sistemi

### 2.4.2.1 Zorlanmış titreşim yöntemi ile parametre değerlerinin tespiti

Şekil 2.22'de aks-tekerlek sistemi parametre değerlerini elde etmek amacıyla oluşturulan deney düzeneği görülmektedir. Aks-tekerlek kütlesi elektronik terazi ile ölçülerek kütlesi  $m_1 = 14,355 \pm 0,001 \text{ kg}$  olarak tespit edildi. Tekerlek hava basıncı  $1 \text{ kgf / cm}^2$  olarak ayarlandı. Eksenel titreşim oluşturucunun bağlı olduğu plaka üzerine, frekans cevabı aranan aks-tekerlek kütlesi ve kaymalı yatlardan oluşan sistem yerleştirildi. Eksenel titreşim oluşturucunun

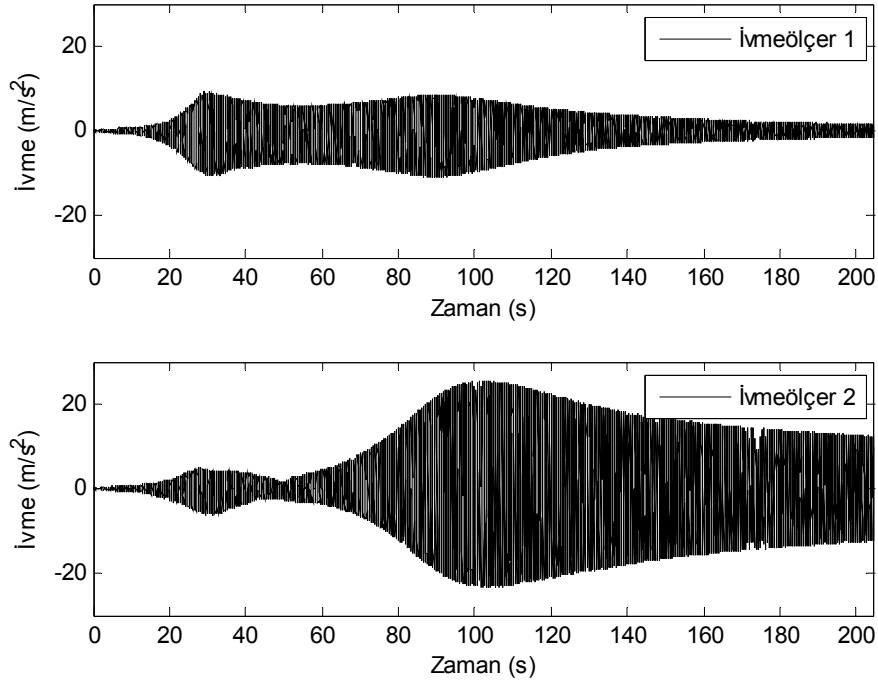
üzerine büyük yükler etkimemesi için bağlantıları bir önceki sistemdeki gibi yapıldı. Şekil 2.23'te görüleceği üzere eksenel titreşim üretici yardımıyla sinüs süpürmesi (sine-sweep) yöntemi ile 1 Hz – 25 Hz arasındaki frekanslar tarandı ve 2 no'lu ivmeölçerin bulunduğu plaka ile 1 no'lu ivmeölçerin bulunduğu tek serbestlik dereceli sistemin ivme değerleri kayıt edildi. Bu ölçümlerden elde edilen veriler işlenerek frekans cevabı fonksiyonu elde edildi. Bu işlem otuz defa tekrarlanarak elde edilen frekans cevabı fonksiyonlarının ortalamasından doğrusal frekans cevabı fonksiyonu oluşturuldu (Şekil 2.24).



(a) Deney düzeneği

(b) Fiziksel model

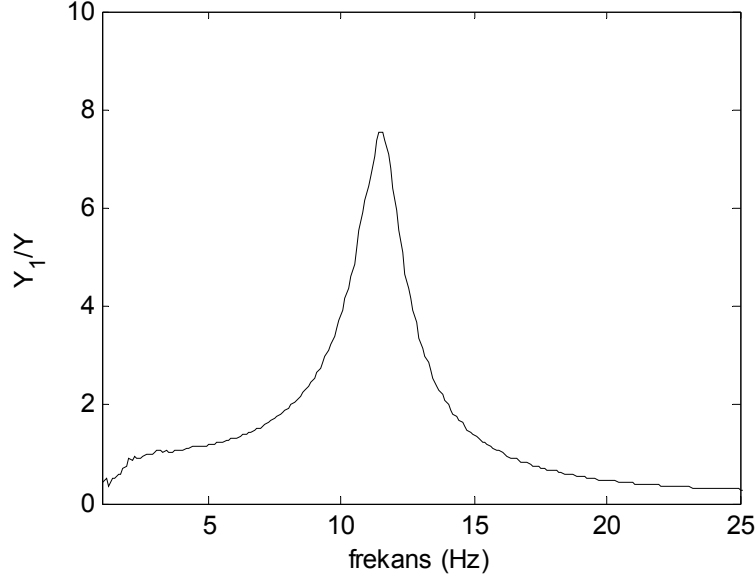
Şekil 2.22 Aks-tekerlek sistemi deney düzeneği



Şekil 2.23 İvmeölçer 1 ve İvmeölçer 2 ile alınan örnek zaman cevapları

Deney düzeneği hareket denklemi;

$$m_1 \ddot{y}_1 + (b_1 + b_4) \dot{y}_1 + k_1 y_1 = b_1 \dot{y} + k_1 y \quad (2.17)$$



Şekil 2.24 Doğrusal frekans cevabı fonksiyonu

Ek 4' de verilen büyütme faktörü yöntemi kullanılarak yay sabiti ve sönüm sabiti parametre değerleri tespit edildi. Bunun için Şekil 2.24' de doğrusal frekans cevabı fonksiyonunda rezonans frekansı ve bu frekansda fonksiyonun değeri diyagramdan tespit edildi. Bu değerler

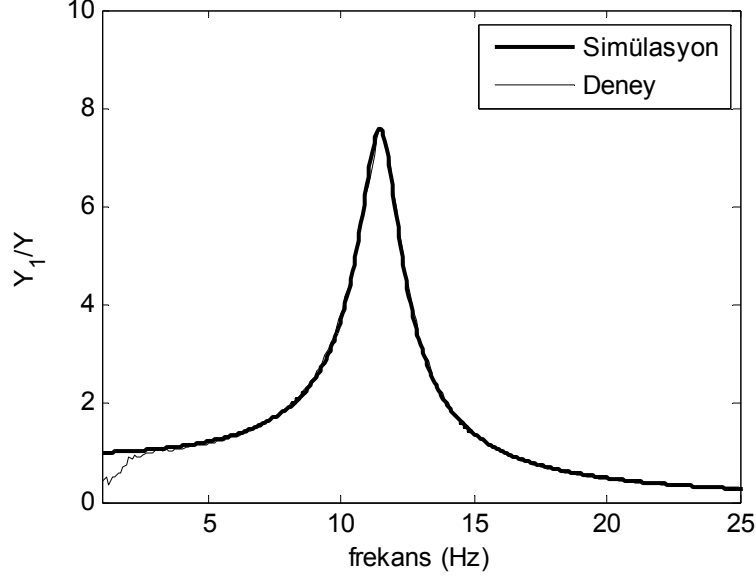
sırası ile  $f_r = 11,506$  Hz ve  $\frac{Y_1}{Y} = Q = 7,53$ ' dir.  $\zeta < 0,1$  kabul edilerek  $\zeta = \frac{1}{2Q}$ ' dan  $\zeta = 0,066$

olarak hesaplandı ve  $\zeta < 0,1$  olduğu görüldü. Bu durumda  $\omega_r = \omega_n$  olacağından,

$\omega_r = \omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$  'den,  $k_1 = 75026,42$  N/m olarak elde edildi.  $b = 2\zeta\sqrt{km}$  ifadesinden toplam

sönüm sabiti  $b = b_1 + b_4 = 136,99$  N.s/m olarak tespit edildi. Bu sönüm sabitinin içinde kaymalı yatak sönüm etkisi ve tekerleğin sönüm etkisi bulunmaktadır. Buradan bir önceki sistemde tespit edilen kaymalı yatak sönüm sabiti değerinden  $b_4 = 56,34$  N.s/m ve tekerleğin sönüm etkisine ait sönüm sabiti  $b_1 = 80,65$  N.s/m olarak tespit edildi.

Bulunan parametreler ile bilgisayar simülasyonu yapılarak sistemin frekans cevabı fonksiyonu hesaplatıldı ve deneyden elde edilen doğrusal frekans cevabı fonksiyonu ile karşılaştırıldı (Şekil 2.25).



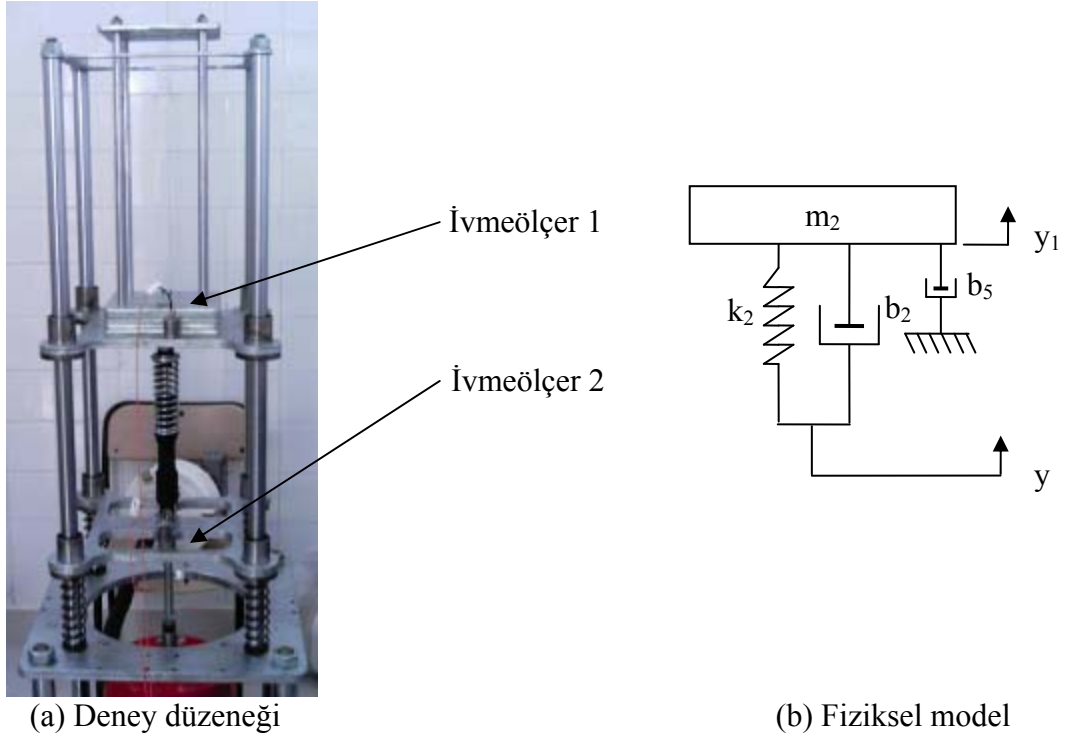
Şekil 2.25 Frekans cevabı fonksiyonu karşılaştırması

Şekil 2.25 incelendiğinde bu diyagramın da deney düzeneği ile bilgisayar simülasyonu modelinin karşılaştırmasında yaklaşık olarak tüm frekans bandında uyumlu olduğu görülmektedir.

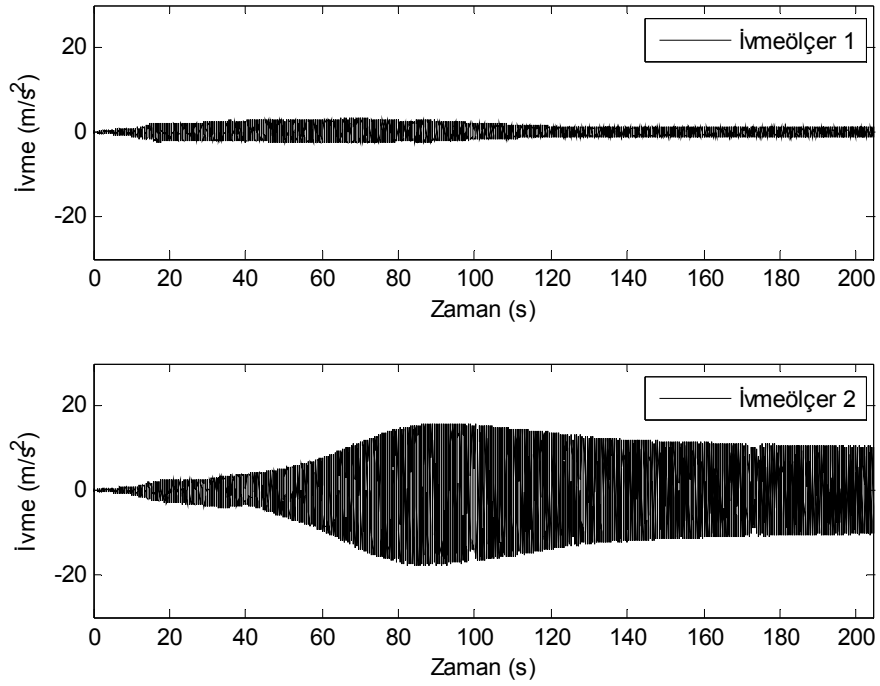
### 2.4.3 Ana kütle sistemi

#### 2.4.3.1 Zorlanmış titreşim yöntemi ile parametre değerlerinin tespiti

Şekil 2.26’ da ana kütle sistemi parametre değerlerini elde etmek amacıyla oluşturulan deney düzeneği görülmektedir. Çeyrek taşıt ana kütlesi elektronik terazi ile ölçülerek kütlesi  $m_2 = 29,560 \pm 0,001 \text{ kg}$  olarak tespit edildi. Eksenel titreşim oluşturucunun bağlı olduğu plaka üzerine, frekans cevabı aranan ana kütle, süspansiyon sistemi elemanları ve kaymalı yataklardan oluşan sistem yerleştirildi. Eksenel titreşim oluşturucunun üzerine büyük yükler etkimemesi için bağlı olduğu plakanın altına helezon yaylar ile destek oluşturulduktan sonra plaka ile bağlantısı yapıldı. Şekil 2.27’ de görüleceği üzere eksenel titreşim üretici yardımıyla sinüs süpürmesi (sine-sweep) yöntemi ile 1 Hz – 25 Hz arasındaki frekanslar taranarak 2 no’lu ivmeölçerin bulunduğu plaka ve 1 no’lu ivmeölçerin bulunduğu tek serbestlik dereceli sistemin ivme değerleri kayıt edildi. Bu ölçümlerden elde edilen veriler işlenerek frekans cevabı fonksiyonu elde edildi. Bu işlem otuz defa tekrarlanarak bütün frekans cevabı fonksiyonlarının ortalamasından doğrusal frekans cevabı fonksiyonu oluşturuldu (Şekil 2.28).



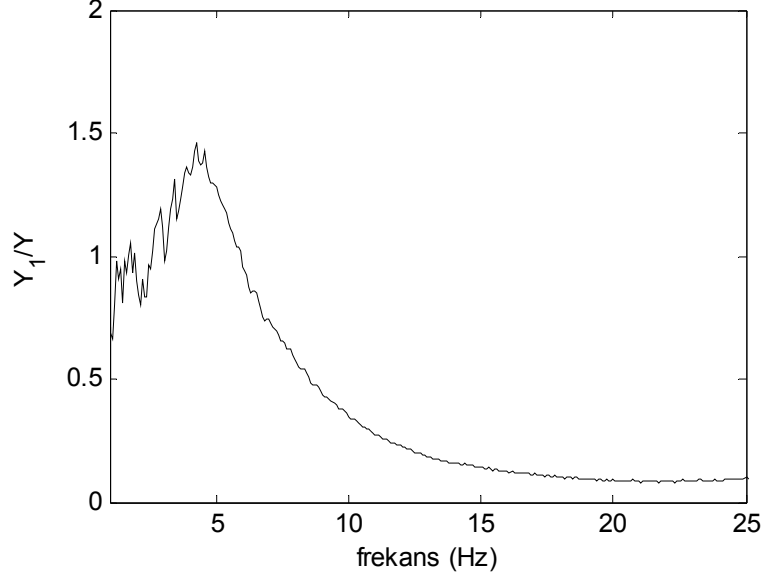
Şekil 2.26 Ana kütle sistemi deney düzeneği



Şekil 2.27 İvmeölçer 1 ve İvmeölçer 2 ile alınan örnek zaman cevapları

Deney düzeneği hareket denklemi;

$$m_2 \ddot{y}_1 + (b_2 + b_5) \dot{y}_1 + k_2 y_1 = b_2 \dot{y} + k_2 y \quad (2.18)$$



Şekil 2.28 Doğrusal frekans cevabı fonksiyonu

Ek 4' de verilen büyütme faktörü yöntemi kullanılarak yay sabiti ve sönüm sabiti parametreleri tespit edildi.

Şekil 2.28' deki doğrusal frekans cevabı fonksiyonundan  $f_r = 4,3$  Hz' de fonksiyon en büyük değerini  $\frac{Y_1}{Y} = Q = 1,42$  olarak almaktadır.  $\zeta < 0,1$  kabul edilerek  $\zeta = \frac{1}{2Q}$ 'dan  $\zeta = 0,3425$  olarak hesaplandığında  $\zeta > 0,1$  olduğu görülmektedir. Bu durumda

$$Q = \frac{1}{2\zeta\sqrt{1-\zeta^2}} \quad (2.19)$$

ifadesi dönüştürülerek,

$$4 \cdot \zeta^2 \cdot (1 - \zeta^2) = \frac{1}{Q^2} \quad (2.20)$$

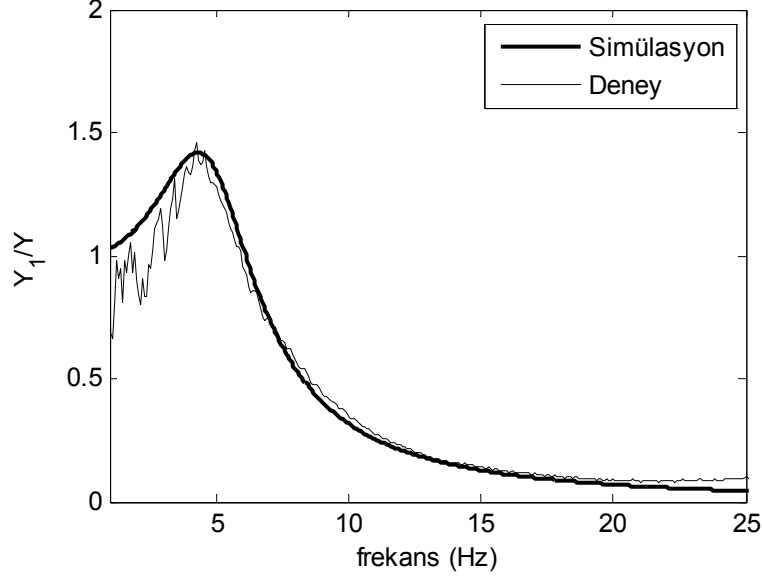
denklemini elde edilir. Bu denklemin köklerinden  $\zeta = 0.3808$  olarak elde edilir.

$$\omega_r = \sqrt{1 - 2\zeta^2} \omega_n \quad (2.21)$$

ifadesinden  $\omega_n = 32.36$  rad/s olarak hesaplandı ve  $\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$  ifadesinden,  $k_2 = 30959,91$  N/m

olarak elde edildi.  $b = 2\zeta\sqrt{km}$  ifadesinden toplam sönüm sabiti  $\mathbf{b} = \mathbf{b}_2 + \mathbf{b}_5 = 728,59$  N.s/m olarak tespit edildi. Bu sönüm sabitinin içinde kaymalı yatak sönüm etkisi ve tekerleğin sönüm etkisi bulunmaktadır. Buradan kaymalı yatak sönüm sabiti  $\mathbf{b}_5 = 56,34$  N.s/m ve tekerleğin sönüm etkisine ait sönüm sabiti  $\mathbf{b}_2 = 672,25$  N.s/m olarak elde edildi.

Bulunan parametre değerleri ile bilgisayar simülasyonu yapılarak sistemin frekans cevabı fonksiyonu hesaplatıldı ve deneyden elde edilen doğrusal frekans cevabı fonksiyonu ile karşılaştırıldı (Şekil 2.29).



Şekil 2.29 Frekans cevabı fonksiyonu karşılaştırması

Şekil 2.29 incelendiğinde frekans cevabı fonksiyonu karşılaştırmasında deney düzeneği ile bilgisayar simülasyonu modelinin tüm frekans bandında uyumlu olduğu görülmektedir.

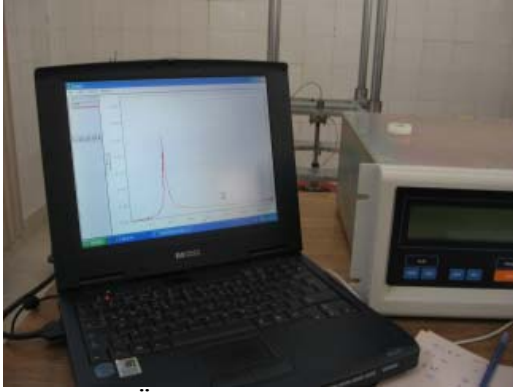
Bu sistemin analizinin tamamlanması ile deney düzeneğinin tüm model parametre değerleri bütün alt sistemlerin analizi ile tespit edildi. Tespit edilen model parametre değerleri toplu halde Çizelge 2.4' de görülmektedir.

Çizelge 2.4 Model parametre değerleri

|       |                      |
|-------|----------------------|
| $m_t$ | <b>9,869 kg</b>      |
| $m_1$ | <b>14,355 kg</b>     |
| $m_2$ | <b>29,560 kg</b>     |
| $k_t$ | <b>23241,550 N/m</b> |
| $k_1$ | <b>75026,420 N/m</b> |
| $k_2$ | <b>30959,910 N/m</b> |
| $b_t$ | <b>56,340 N.s/m</b>  |
| $b_1$ | <b>80,650 N.s/m</b>  |
| $b_2$ | <b>672,250 N.s/m</b> |
| $b_4$ | <b>56,340 N.s/m</b>  |
| $b_5$ | <b>56,340 N.s/m</b>  |

## 2.5 Deney ve bilgisayar simülasyonu sonuçlarının karşılaştırılması

Çeyrek taşıt deney düzeneği ve düzeneği oluşturan alt sistemler; tahrik, aks-tekerlek ve ana kütle sistemleri üzerinde yapılan deneylerde dört kanallı veri toplama kartı, algılayıcı bağlantı arayüzü, sinyal toplama ve işleme yazılımı ile ivmeölçerlerden oluşan bir titreşim ölçüm sistemi kullanıldı (Şekil 2.30). Ölçüm sisteminin teknik özellikleri Ek 2'de verildi.



(a) Ölçüm sistemi yazılımı



(b) Eksenel kuvvet oluşturu ekipmanları



(c) Ölçüm sistemi arayüzü



(d) İvmeölçer

Şekil 2.30 Titreşim ölçüm sistemi

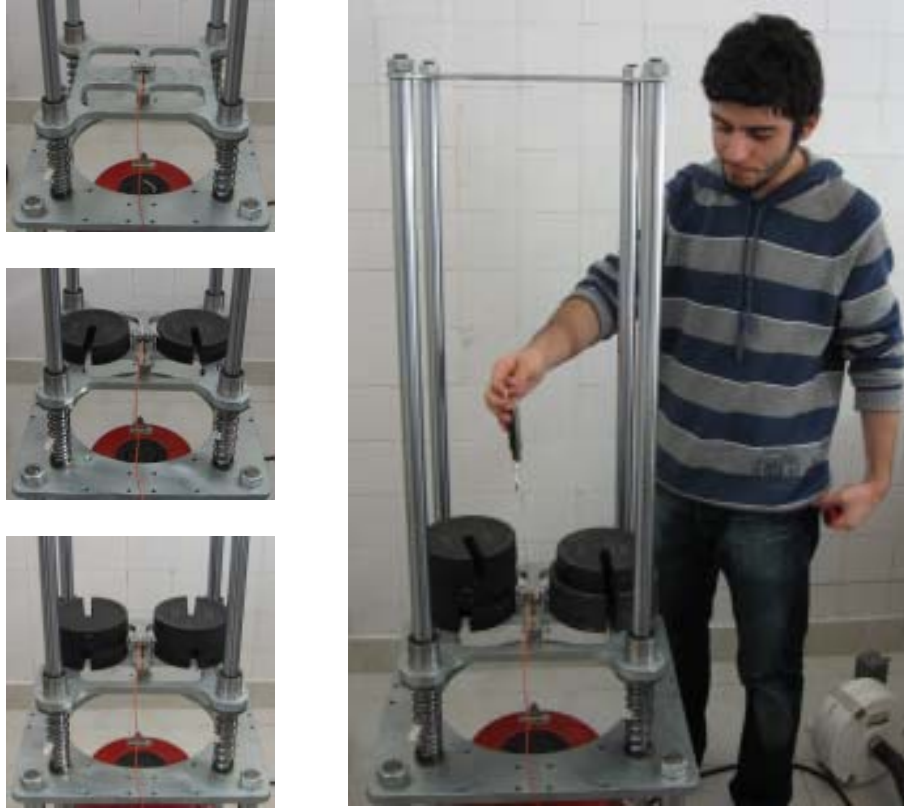
### 2.5.1 Tahrik sistemi için serbest titreşim deneyleri ile bilgisayar simülasyonlarının karşılaştırılması

Şekil 2.31' de tahrik sistemi için yapılan sönümlü serbest titreşim deneyleri görülmektedir. Bu deneyler tahrik sistemin için farklı yük koşulları altında oluşturulan serbest titreşim hareketlerinin ivme değerlerinin kayıt edilmesi ile yapıldı ve değerlendirildi.

Çizelge 2.5 Tahrik sistemi model parametre değerleri

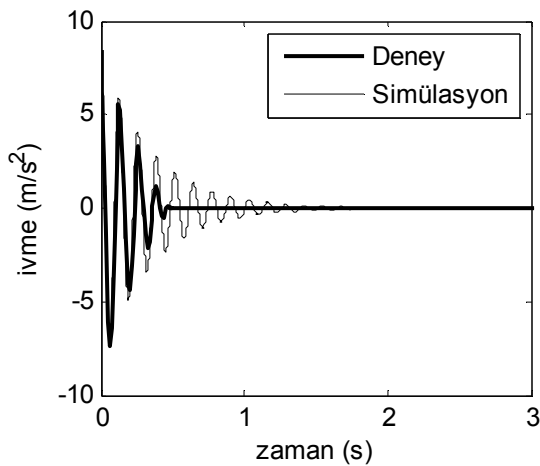
|       |                      |
|-------|----------------------|
| $m_t$ | <b>9,869 kg</b>      |
| $k_t$ | <b>23241,550 N/m</b> |
| $b_t$ | <b>56,340 N.s/m</b>  |

Çizelge 2.5'de tahrik sistemi modelinin parametre değerleri bulunmaktadır. Bu değerler ve tahrik sisteminin üzerine eklenen yüklerin kütle değerleri kullanılarak yapılan bilgisayar simülasyonları ile serbest titreşim deneylerine ait ivme zaman cevapları karşılaştırıldı. Bu karşılaştırmalar Şekil 2.32' de tahrik plakasının farklı yük durumları için gösterildi.

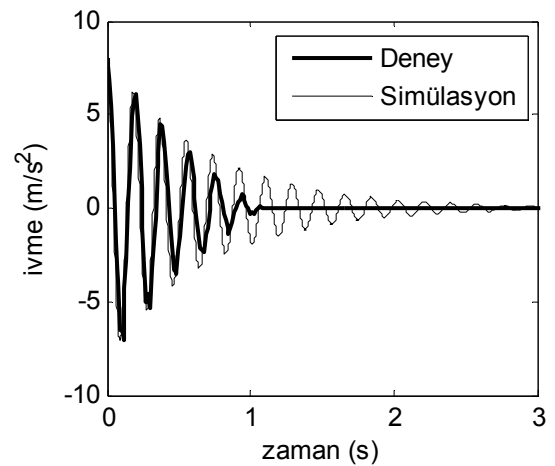


Şekil 2.31 Farklı tahrik plakası kütleleri için serbest titreşim deneyleri

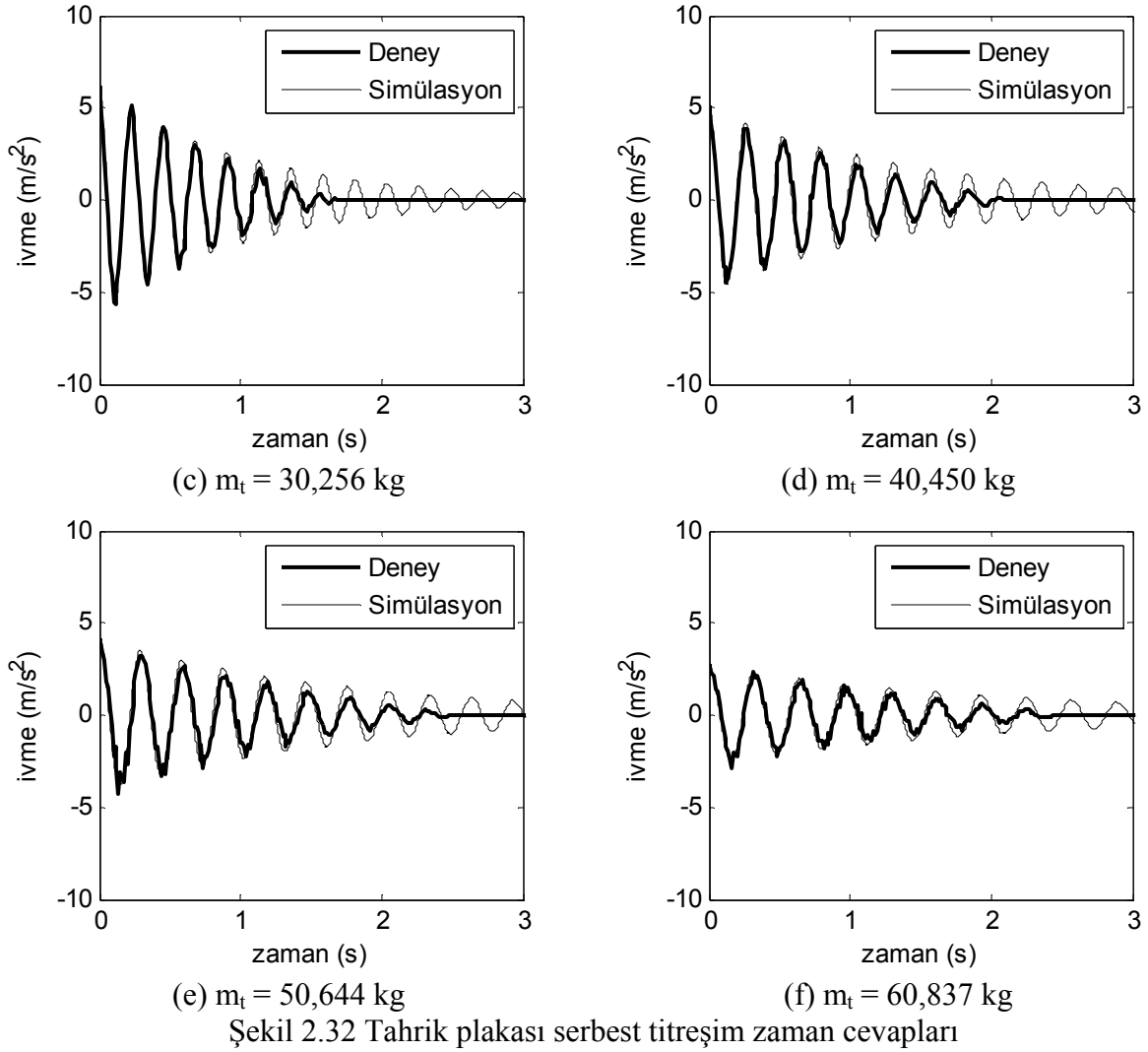
Şekil 2.32’deki ivme zaman cevapları genel olarak incelendiğinde, tüm durumlar için deney ve bilgisayar simülasyon sonuçlarının uyum içinde olduğu görülmektedir. Tahrik sistemi kütlelerinin artırılması ile sistemin salınım periyodunun büyüdüğü ve toplam salınım süresinin de uzadığı anlaşılmaktadır. Deney ve bilgisayar simülasyonu zaman cevaplarında periyodların uyumlu olduğu görülmesine rağmen serbest titreşim hareketinin ilk dört-beş periyodu sonrasında deney ivme genliklerinin bilgisayar simülasyonu sonuçlarına göre daha çok sönümlendiği belirlendi. Deney sonuçlarında titreşim hareketi tamamen sönümlendiği halde bilgisayar simülasyonu sonuçlarında bir süre daha küçük genlikli ivme titreşimlerinin devam ettiği görülmektedir. Bu durum modellenmeyen etkilerden kaynaklanmaktadır.



(a)  $m_t = 9,869 \text{ kg}$



(b)  $m_t = 20,063 \text{ kg}$



### 2.5.2 Çeyrek taşıt deney düzeneği için zorlanmış titreşim deneyleri ile bilgisayar simülasyonlarının karşılaştırılması

Şekil 2.33’ de çeyrek taşıt deney düzeneği için yapılan zorlanmış titreşim deneylerinde ivmeölçerlerin konumları görülmektedir. Bu deneylerde çeyrek taşıt ana kütlesi ve aks-tekerlek kütlelerinin yol girişine göre olan frekans cevapları elde edildi. Bunun için çeyrek taşıt deney düzeneğinde bulunan tekerleğin temas ettiği tahrik plakası üzerine konumlandırılan ivmeölçer ile yol girişi ivmesi, aks-tekerlek kütlesi ve ana kütle üzerine konumlandırılan ivmeölçerler yardımı ile ilgili noktaların ivmeleri ölçüldü.

Deney düzeneğinde yol girişi eksenel titreşim oluşturucu ile sağlandı. Deneylerde kullanılan eksenel titreşim oluşturucu 1-9999 Hz aralığında sabit ve değişken frekanslarda en çok 311 N büyüklüğünde sinüs vektörü şeklinde kuvvet üretme kapasitesine sahiptir. Eksenel titreşim oluşturucunun sinüs süpürmesi (sine-sweep) yöntemi ile 1 Hz – 25 Hz arasındaki frekanslar tarandı ve bu sırada oluşan titreşimler, ana kütle, aks-tekerlek kütlesi ve tahrik plakası üzerindeki ivmeölçerler ile ölçüldü. Bu ölçümlerden elde edilen veriler işlenerek ana kütle ve

aks-tekerlek kütlelerinin frekans cevabı fonksiyonları elde edildi. Bu işlem otuz defa tekrarlanarak ilgili frekans cevabı fonksiyonlarının ortalamasından her iki kütle için doğrusal frekans cevabı fonksiyonları elde edildi. Bu işlemler için kullanılan ölçüm sisteminin ve eksenel titreşim oluşturunun teknik özellikleri Ek 2 ve Ek 3' te verildi.

Çeyrek taşıt modeli için tespit edilen parametre değerleri ile hareket denklemleri bir özdeğer problemi olarak değerlendirildiğinde, ana kütle ve aks-tekerlek kütlelerinin doğal frekansları sırasıyla 4,24 Hz ve 13,99 Hz olarak hesaplandı. Ek 6' da hesaplama için gerekli matrisler verildi. Bu değerlerin deney sonuçları ile uyum içinde olduğu Şekil 2.34 ve Şekil 2.35' de görülmektedir. Aynı şekillerde bilgisayar simülasyonları ve deneysel olarak elde edilen frekans cevabı fonksiyonları da karşılaştırıldı.



(a) Deney düzeneği



(b) Ana kütle



(c) Aks-tekerlek kütlesi

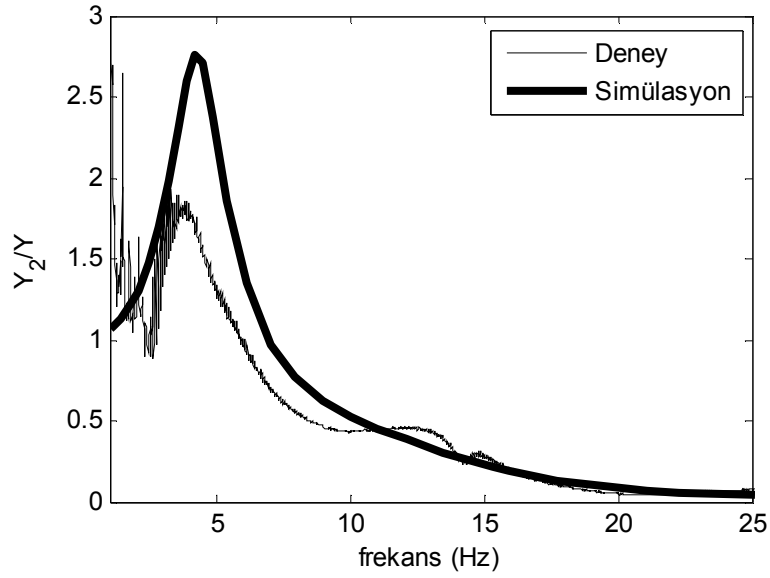


(d) Tahrik kütlesi

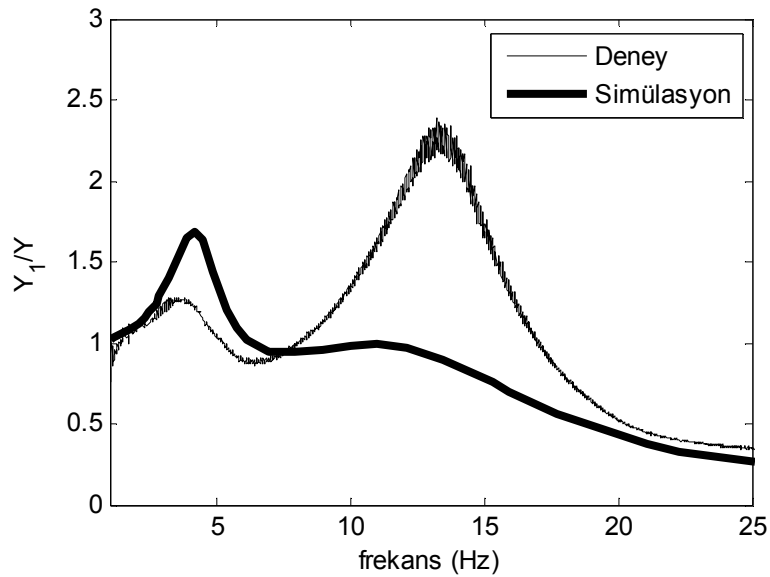
Şekil 2.33 Çeyrek taşıt deney düzeneği için zorlanmış titreşim deneyleri

Şekil 2.34' de ana kütle frekans cevabı fonksiyonu incelendiğinde bilgisayar simülasyonu ile elde edilen frekans cevabı fonksiyonunun ana kütle rezonans frekansı civarında deney sonuçlarına göre daha az sönümlendiği görülmektedir. Şekil 2.35' de aks-tekerlek kütlesi frekans cevabı fonksiyonu incelendiğinde ise bir önceki durumun tekrarının yanı sıra aks-tekerlek kütlesi rezonans frekansı civarında bilgisayar simülasyonu sonucunun daha çok sönümlendiği de belirlendi. Bu tespitler, deney düzeneği hareket denklemleri ile beraber

değerlendirildiğinde ana kütleye bağlı amortisör elemanının sönüm sabiti  $b_2$  ve yine aynı kütleyle bağlı olan kaymalı yatakların toplam sönüm etkisini temsil eden sönüm sabiti  $b_5$  parametre değerlerinin ana kütle sisteminin toplam sönüm sabiti içindeki dağılımının ilk tespit edilen duruma göre farklı olması gerektiğine işaret etmektedir. Bu durumun nedeni ana kütle sisteminin tahrik sistemine göre daha yüksek olması ve üzerindeki kütle dağılımının homojen olmamasıdır. Bu sebepten hareket anında ana kütle üzerinde oluşan momentler kaymalı yataklarda oluşan normal kuvvetleri arttırmaktadır. Ana kütle kaymalı yatak sönüm sabiti kaymalı yataklar için tahrik plakası üzerinde ilk tespit edilen sönüm sabiti değerinden daha büyük değerde olmaktadır.



Şekil 2.34 Ana kütle frekans cevabı fonksiyonu

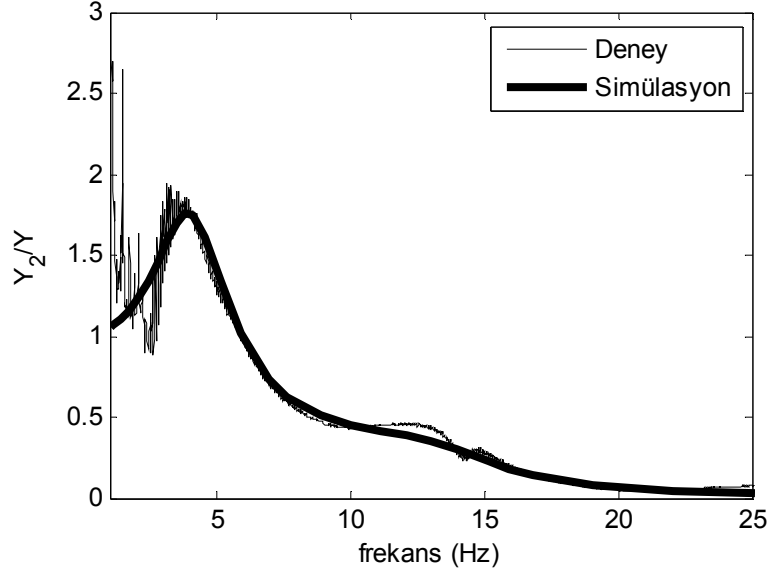


Şekil 2.35 Aks-tekerlek kütleleri frekans cevabı fonksiyonu

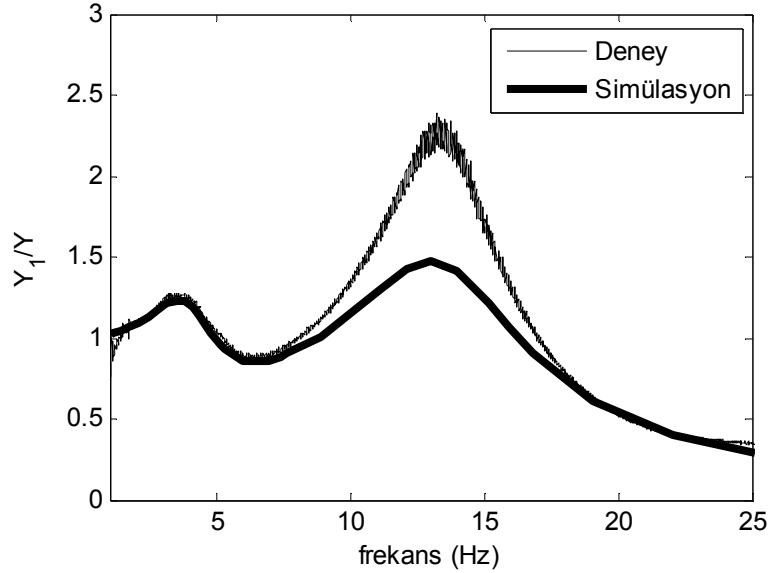
Önceki kısımlarda deneysel olarak tespit edilen ana kütle toplam sönümleme sabiti değiştirilmeden  $b_2$  ve  $b_5$  parametre değerleri yenilenerek bilgisayar simülasyonları tekrarlandı. Yenilenen parametre değerleri Çizelge 2.6’da görülmektedir.

Çizelge 2.6 Yenilenen model parametre değerleri

|       |                      |
|-------|----------------------|
| $b_2$ | <b>358,590 N.s/m</b> |
| $b_5$ | <b>370,000 N.s/m</b> |



Şekil 2.36 Ana kütle frekans cevabı fonksiyonu



Şekil 2.37 Aks-tekerlek kütlesi frekans cevabı fonksiyonu

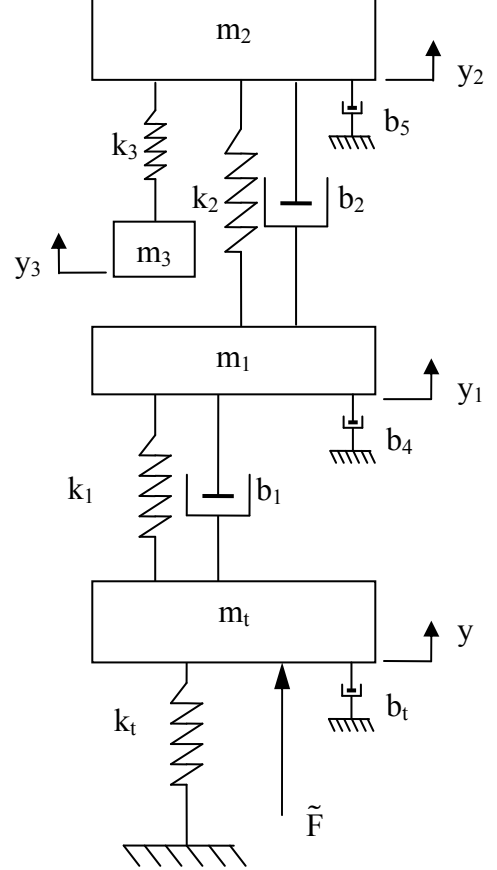
Yenilenen parametre değerleri ile elde edilen frekans cevabı fonksiyonları ile deney sonuçları Şekil 2.36 ve Şekil 2.37’de karşılaştırıldığında ana kütle frekans cevabı fonksiyonu önceki duruma göre daha geniş frekans bandında uyumlu hale gelmiştir. Bu uyum aks-tekerlek kütlesi frekans cevabı fonksiyonlarının karşılaştırılmasında aks-tekerlek rezonans frekansı

civarı haricinde mevcuttur. Bu durumun modellenmeyen etkilere kaynaklandığı düşünülmektedir.

## 2.6 Çeyrek taşıt deney düzeneği için pasif dinamik sönümleyici uygulaması



(a) Deney düzeneği



(b) Fiziksel Model

Şekil 2.38 Dinamik sönümleyicili çeyrek taşıt deney düzeneği modeli

Şekil 2.38' de çeyrek taşıt deney düzeneğine dinamik sönümleyici uygulaması ve bu uygulamanın fiziksel modeli görülmektedir. Dinamik sönümleyici; titreşim genliklerinin azaltılması istenilen yapıya ek bir kütlenin helezon yay ya da yay özelliğine sahip bir malzemenin ilave edilmesi sonucu oluşturulan titreşim sönümleme sistemidir. Şekil 2.38.b' de görülen dinamik sönümleyici parametreleri;  $m_3$  titreşim genlikleri azaltılmak istenilen ana kütlenin yaklaşık onda birine ve  $k_3$ , dinamik sönümleyici rezonans frekansının ana kütle rezonans frekansına eşit olacak şekilde seçilerek tespit edildi (Çizelge 2.7).

Çizelge 2.7 Dinamik sönümleyici parametre değerleri

|       |                    |
|-------|--------------------|
| $m_3$ | <b>2,100 kg</b>    |
| $k_3$ | <b>900,000 N/m</b> |

Dinamik sönümleyicili çeyrek taşıt deney düzeneğinin hareket denklemleri aşağıda görülmektedir.

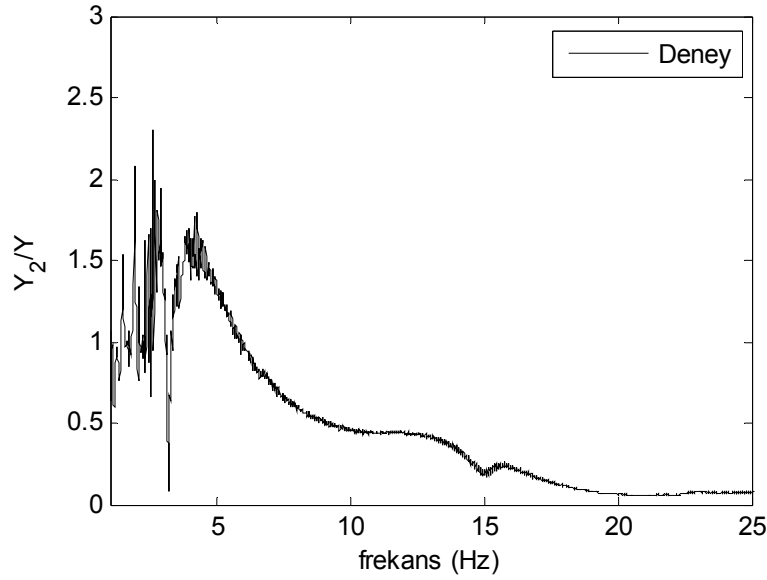
$$m_3 \ddot{y}_3 + k_3 (y_3 - y_2) = 0 \quad (2.22)$$

$$m_2\ddot{y}_2 + b_2(\dot{y}_2 - \dot{y}_1) + b_3\dot{y}_2 + k_2(y_2 - y_1) + k_3(y_2 - y_3) = 0 \quad (2.23)$$

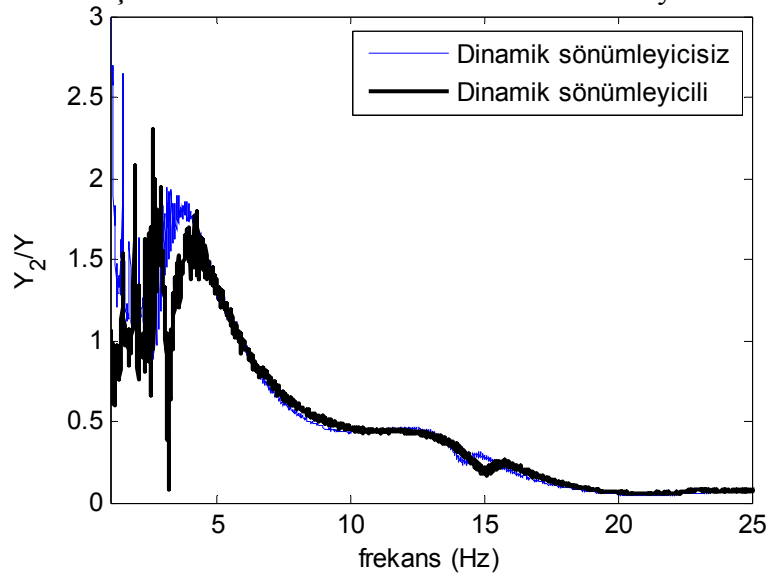
$$m_1\ddot{y}_1 + b_1(\dot{y}_1 - \dot{y}) + b_4\dot{y}_1 + b_2(\dot{y}_1 - \dot{y}_2) + k_1(y_1 - y) + k_2(y_1 - y_2) = 0 \quad (2.24)$$

$$m_t\ddot{y} + b_t\dot{y} + b_1(\dot{y} - \dot{y}_1) + k_t y + k_1(y - y_1) = F(t) \quad (2.25)$$

Eksenel titreşim oluşturunca kullanılarak sinüs süpürmesi yöntemi ile 1 Hz – 25 Hz arasındaki frekanslar taranarak bu sırada meydana gelen titreşimler, ana kütle, aks-tekerlek kütlesi ve tahrik plakası üzerindeki ivmeölçerler ile ölçüldü. Bu ölçümlerden elde edilen veriler işlenerek dinamik sönümleyicili ana kütle frekans cevabı fonksiyonu elde edildi. Bu işlem otuz defa tekrarlanarak frekans cevabı fonksiyonlarının ortalamasından doğrusal frekans cevabı fonksiyonu elde edildi (Şekil 2.39).



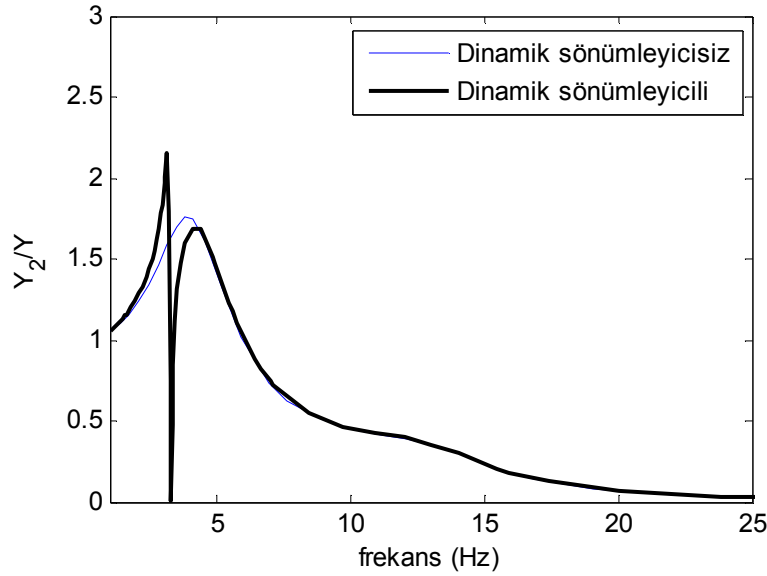
Şekil 2.39 Ana kütle frekans cevabı fonksiyonu



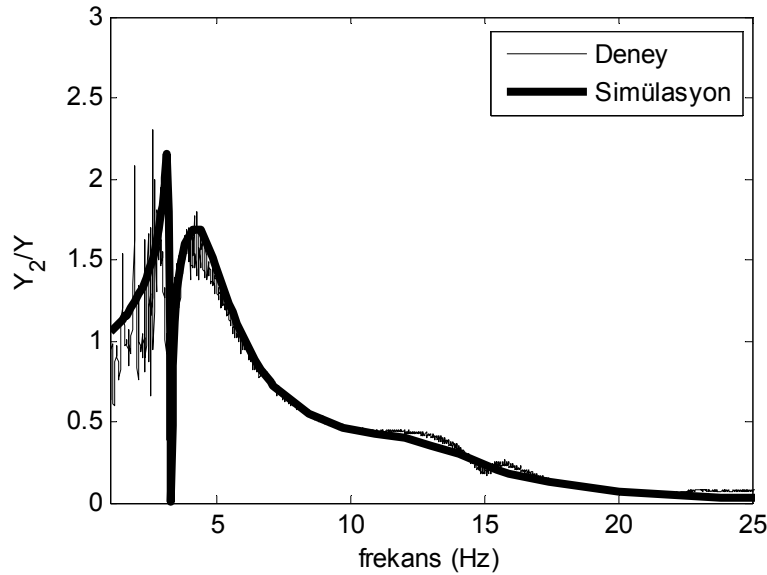
Şekil 2.40 Deneyel olarak frekans cevabı fonksiyonlarının karşılaştırılması

Şekil 2.40' da deneysel olarak elde edilen frekans cevabı fonksiyonu dinamik sönümleyicisiz durum ile karşılaştırılmaktadır. Dinamik sönümleyici ayarlandığı frekans değeri ve civarında

ana kütlenin yer değıştirme genliğini bastırarak titreşimi kontrol etmektedir. Bu karşılaştırma bilgisayar simülasyonu olarak Şekil 2.41’ de tekrarlandı. Bu ve bir önceki diyagram incelendiğinde dinamik sönümleyicinin ayarlandığı frekans değeriinde başarılı olduğu ancak bu frekansın öncesinde ana kütle titreşim genliğinin bir miktar arttığı gözlenmektedir.



Şekil 2.41 Bilgisayar simülasyonu ile frekans cevabı fonksiyonlarının karşılaştırılması



Şekil 2.42 Ana kütle frekans cevabı fonksiyonlarının karşılaştırılması

Şekil 2.42’ de deney ile elde edilen ana kütle frekans cevabı fonksiyonu ile modelin bilgisayar simülasyonu yapılarak elde edilen frekans cevabı fonksiyonlarının karşılaştırılması görülmektedir. Deney sonuçları ile simülasyon sonuçlarının yaklaşık tüm frekans bandı boyunca uyumlu oldukları görülmektedir. Dinamik sönümleyici ayarlandığı frekans değeriinde titreşim genliklerini sıfır yakın bir değere kadar bastırmaktadır.

Yukarıda yapılan teorik ve deneysel çalışmalar oluşturulan deney düzeneğinin taşıt titreşimlerinin analizi ve kontrolü konularında yapılacak çalışmalar için yeterli ve uygun olduğunu göstermektedir. Ayrıca deney düzeneği ve dinamik sönümleyici için geliştirilen modeller ile tespit edilen parametre değerlerinin düzenek üzerinde yapılan deneysel çalışmalar ile yüksek mertebede uyum içinde olması yapılan çalışmanın başarısını da arttırmakta ve düzeneğin bu çalışmalar için uygunluğunu bir kez daha göstermektedir.

### 3. TAŞIT TİTREŞİMLERİNİN KONTROLÜ İÇİN YENİ BİR YAKLAŞIM

Taşıt titreşimlerinin aktif kontrolü konusunda yapılan çalışmalarda süspansiyon sistemi ile paralel çalışan kontrol edilebilir eyleyiciler kullanılmaktadır. Bu eyleyicilerin kontrolü ile taşıt titreşimlerinin azaltılması yönünde birçok kontrol yöntemi geliştirildi ve günümüzde bu yöndeki çalışmalar devam etmektedir. Bu sistemler literatürde aktif süspansiyon sistemleri olarak adlandırılmaktadır. Geliştirilen kontrol sistemlerinde eyleyicilerin süspansiyon sistemi ile paralel çalışacak şekilde tasarlanmaları nedeni ile bu sistemlerde taşıtta bulunan süspansiyon sayısı kadar eyleyici kullanılması ve kontrol edilecek bölüm miktarının artması ile orantılı sayıda algılayıcının kullanılması gerekmektedir. Bu durum bu sistemlerin karmaşıklığını ve maliyetini arttırmakta, uygulanabilme ve yaygınlaşabilme durumunu da olumsuz yönde etkilemektedir.

Bu bölümde aktif süspansiyon sistemlerine alternatif olabilecek süspansiyon sisteminden bağımsız ancak birlikte çalışacakları, tek eyleyici kullanılarak taşıt ağırlık merkezinden etkili olacak aktif dinamik sönümleyici ile taşıt titreşimlerinin kontrolünün yapılması amaçlandı. Bu doğrultuda dinamik sönümleyicilerin taşıtta uygulanabilirliği hem çeyrek taşıt hem de tam taşıt modeli üzerinde pasif ve aktif kontrol yöntemleri geliştirilerek araştırıldı.

Dinamik sönümleyici, titreşim açısından korunması istenilen yapının titreşim seviyesini, atalet üreterek azaltan bir cihazdır ve genellikle titreşim kaynağı olan dengesiz yükleri oluşturan makinaya ya da titreşimlerden korunması istenilen yapıya bir yay ve sönüm elemanı aracılığıyla bağlanan ek bir kütleden oluşur. Dinamik sönümleyici için literatürde, dinamik titreşim sönümleyici (DVA, Dynamic vibration absorber), titreşim sönümleyici (VA, Vibration absorber), ayarlı titreşim sönümleyici (TVA, Tuned vibration absorber) ve ayarlı kütle sönümleyici (TMD, Tuned mass damper) gibi farklı isimler kullanılmaktadır. Dinamik sönümleyicinin icadı; 1909 yılında ilk patentli dinamik sönümleyici tasarımı sahibi olarak Frahm ile anılıyor olsa da ilk dinamik sönümleyici fikri 1883 yılında Watts tarafından sunulmuştur (Korenev ve Reznikov, 1993).

Günümüzde farklı isimler altında pasif ve aktif kontrol yöntemi olarak titreşimlerin azaltılması için uygulandığı birçok mühendislik yapısı, çelik baca, televizyon kuleleri, köprüler, binalar gibi örnekleri mevcuttur. Literatürde bu uygulamalar ile ilgili olarak son on yıl içerisinde pasif kontrol yöntemi olarak Wang vd. (2003), Holdhusen ve Cunefare (2003), Bonsel vd. (2004), Chen vd. (2005), Wu vd. (2007), Koo vd. (2008), Wong ve Cheung (2008), Hoang vd. (2008) ve Marano vd. (2008) yaptıkları çalışmalar ile aktif kontrol yöntemi

olarak Filipovic ve Schöder (1998), Yagiz (2001b), Huang ve Huang (2004) ve Guclu ve Sertbas (2005)'ın yaptıkları çalışmalar dikkat çekmektedir.

Çalışmanın devamında çeyrek taşıt ve tam taşıt modelleri üzerinde pasif ve aktif dinamik sönümleyici tasarımları yapıldı. Bu modellerde referans bir taşıta ait model parametreleri kullanıldı. Taşıt modelleri üzerinde pasif ve aktif dinamik sönümleyici tasarımlarının yapılabilmesi için öncelikle referans bir taşıta ait model parametre değerleri deneysel olarak belirlendi.

### 3.1 Referans bir taşıt için model parametre değerlerinin tespiti

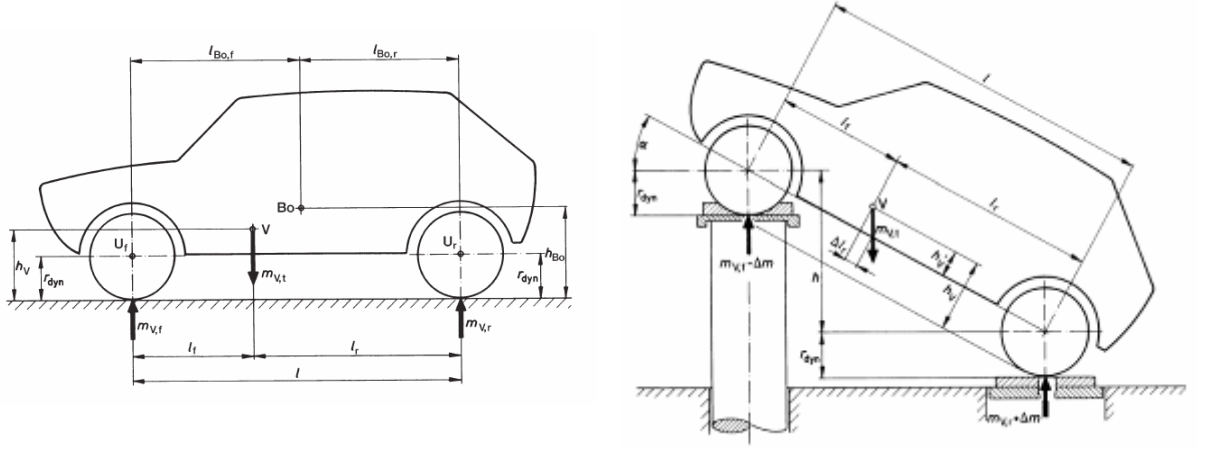
Taşıt model parametreleri; Şekil 1.3' de görülen tam taşıt modeli incelendiğinde taşıt ağırlık merkezinin konumu, taşıt ana kütlesi (sprung mass), ön/arka aks-tekerlek kütleleri (unsprung mass), tekerlek yay sabiti, ön/arka süspansiyonda bulunan yaylarının yay sabitleri, ön/arka amortisörlerin sönüm sabitleri ve aracın açısız atalet momentlerinden meydana geldiği görülmektedir. Taşıt ağırlık merkezinin konumu, taşıt ana kütlesi ve ön/arka aks-tekerlek kütlelerinin tespit edilmesi için kütle ölçümleri yapıldı. Ardından yay sabitlerinin tespit edilmesi için çekme-basma deney düzeneğinde tekerlek ve ön/arka süspansiyonda bulunan yaylarının kuvvet-yer değiştirme diyagramları elde edildi. Sönüm sabitlerinin tespit edilmesi için de ön/arka amortisörlerin kuvvet-hız diyagramları amortisör deney düzeneğinde yapılan ölçümler ile oluşturuldu. Aracın açısız atalet momentini tespit etmek için çeşitli titreşim ölçümleri yapıldı. Aşağıda bu ölçümler ve sonuçları sırasıyla verildi.

#### 3.1.1 Referans taşıt ağırlık merkezinin tespit edilmesi

Taşıt ağırlık merkezi, tekerleklere gelen yüklerin ölçülmesi ile deneysel olarak belirlenir. Üç eksenli ağırlık merkezinin bulunabilmesi için taşıtın toplam kütlesi, düz yatışta dört tekerleğe gelen yük, eğimli yatışta arka tekerleklere gelen yükler ve çeşitli taşıt boyutlarının (aksler arasındaki mesafe, ön/arka tekerlekler arasındaki mesafe, yatış eğim açısı ve tekerlek yarıçapı) bilinmesi gerekmektedir.

Şekil 3.1' de taşıtın yan görünüşünde yüklerin düz ve eğimli yatışta ölçümleri ve bu ağırlık merkezi tespiti için gerekli taşıt parametreleri bulunmaktadır.  $B_o$ ; taşıt ana kütlesinin (sprung mass) ağırlık merkezinin konumu,  $U_f$  ve  $U_r$  sırasıyla ön ve arka aks-tekerlek kütlelerinin (unsprung mass) ağırlık merkezi konumlarıdır. Taşıtın toplam kütlesi  $m_{V,t}$ , taşıt ağırlık merkezi konumu olan V noktasından etki etmektedir. Ön ve arka tekerleklere gelen yükler sırasıyla  $m_{V,f}$  ve  $m_{V,r}$ ' dir. Bu durumda bu yükler ve iki aks arası mesafe bilindiğinde ağırlık

merkezinin ön ve arka aksa olan mesafesi hesaplanabilmektedir. Bu hesaplar denklem (3.1)-(3.3)' de görülmektedir.



(a) Taşıtın ön ve arka tekerleklerine gelen yükler (b) Taşıt ağırlık merkezinin yüksekliğinin belirlenmesi

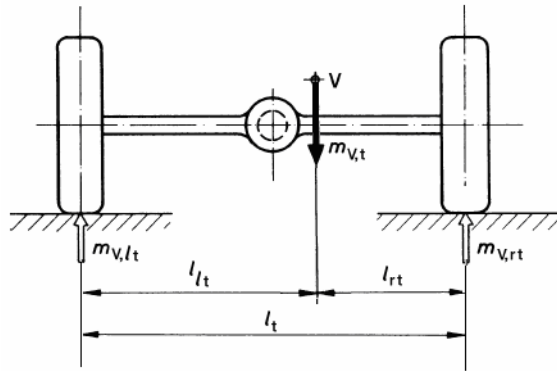
Şekil 3.1 Taşıt ağırlık merkezi tespiti için yapılan ölçümler (Reimpell vd. (2001))

$$l_f = \frac{m_{V,r}}{m_{V,t}} l \quad (3.1)$$

$$l_r = \frac{m_{V,f}}{m_{V,t}} l \quad (3.2)$$

$$l_f = l - l_r \quad (3.3)$$

Şekil 3.2' de sağ ve sol tekerleklere gelen yükler görülmektedir. Tekerlekler arasındaki mesafe bilindiğinde ölçülen tekerlek yükleri ile ağırlık merkezinin sol ve sağ teker arasındaki konumu belirlenebilmektedir. Bu hesaplar denklem (3.4)-(3.6)' de görülmektedir.



Şekil 3.2 Taşıtın sol ve sağ tekerleklerine gelen yükler (Reimpell vd. (2001))

$$l_{lt} = \frac{m_{V,rt}}{m_{V,t}} l_t \quad (3.4)$$

$$l_{rt} = \frac{m_{V,lt}}{m_{V,t}} l_t \quad (3.5)$$

$$l_{lt} = l - l_{rt} \quad (3.6)$$

Taşıt ağırlık merkezinin yüksekliğini bulabilmek için yukarıdaki ölçümlere ilave olarak taşıt ön tekerlekleri üzerinde belli bir yüksekliğe kaldırılarak arka tekerleklere gelen yükler ölçülür. Şekil 3.1.b' de bu ölçüm görülmektedir. Yüksekliğin hesaplanması denklem (3.7)' de verildi.

$$h_v = \frac{l}{m_{v,t}} \frac{\Delta m}{h} (l^2 - h^2)^{1/2} + r_{dyn} \quad (3.7)$$

Yük ölçümlerinde portatif aks kantarı kullanıldı (Şekil 3.3 ve Şekil 3.4).



Şekil 3.3 CAS portatif aks kantarı



(a) Düz satıh ölçümü



(b) Eğimli satıh ölçümü

Şekil 3.4 Referans taşıtın ağırlık merkezi tespiti için yapılan ölçümler

Çizelge 3.1 Referans taşıtın boyutları, portatif aks kantarı ölçümleri ve sonuçları

|                                                     |            |
|-----------------------------------------------------|------------|
| Ön-arka aks arası mesafe (l) (m)                    | 2,6        |
| Sol-sağ tekerlek arası mesafe (l <sub>t</sub> ) (m) | 1,485      |
| Tekerlek                                            | 195/55 R15 |
| Portatif tartının yüksekliği (m)                    | 0,035      |

| Düz satıh ölçümleri (kg) |                 |                   |                   | Toplam (kg) |
|--------------------------|-----------------|-------------------|-------------------|-------------|
| ön sol tekerlek          | ön sağ tekerlek | arka sol tekerlek | arka sağ tekerlek | 1312        |
| 396                      | 382             | 266               | 268               |             |

| Eğimli satıh ölçümleri yükler |                        |                        | Toplam (kg) |
|-------------------------------|------------------------|------------------------|-------------|
| h (m)                         | arka sol tekerlek (kg) | arka sağ tekerlek (kg) | 588         |
| 0,765                         | 282                    | 306                    |             |

| Referans taşıt ağırlık merkezinin konumu |           |              |              |           |
|------------------------------------------|-----------|--------------|--------------|-----------|
| $l_f$ (m)                                | $l_r$ (m) | $l_{lt}$ (m) | $l_{rt}$ (m) | $h_v$ (m) |
| 1.058                                    | 1,542     | 0,736        | 0,749        | 0,645     |

Çizelge 3.1’ de referans taşıtın ağırlık merkezinin tespiti için gerekli taşıt boyutları, portatif aks kantarı ile yapılan düz ve eğimli satıh yük ölçümleri ile bu ölçümler sonucu hesaplanan ağırlık merkezi konumu değerleri bulunmaktadır.

### 3.1.2 Referans taşıt ana kütlesi ve ön/arka aks-tekerlek kütlelerinin tespiti

Taşıt ön ve arka süspansiyon sistemi incelenerek (Şekil 3.5, Şekil 3.6 ve Çizelge 3.2) ön/arka aks-tekerlek kütlelerini oluşturan parçalar tespit edildi. Bu parçaların kütleleri ölçülerek ön/arka aks-tekerlek kütleleri tespit edildi.



(a) Ön süspansiyon dış görünüşü



(b) Ön süspansiyon iç görünüşü



(c) Arka süspansiyon dış görünüşü



(d) Arka süspansiyon iç görünüşü

Şekil 3.5 Referans taşıt ön ve arka süspansiyon sisteminin incelenmesi

Çizelge 3.2 Ön/arka aks tekerlek kütlelerini oluşturan parçalar

Ön sol aks-tekerlek

1. Stab bar link
2. Lower arm
3. Axle kısa
4. FR brake disc

Ön sağ aks-tekerlek

1. Stab bar link
2. Lower arm
3. Axle uzun
4. FR brake disc

5. Tekerlek
6. Ön amortisör

#### Arka sol aks-tekerlek

1. Arm
2. Torsion axle vidalı
3. Torsion axle düz
4. RR brake disc
5. Tekerlek
6. Arka amortisör



Ön amortisör



Stab bar link



Torsion axle vidalı



Axle kısa



Lower arm



FR brake disc

5. Tekerlek
6. Ön amortisör

#### Arka sağ aks-tekerlek

1. Arm
2. Torsion axle vidalı
3. Torsion axle düz
4. RR brake disc
5. Tekerlek
6. Arka amortisör



Arka amortisör



Arm



Torsion axle düz



Axle uzun



Tekerlek



FR brake disc



RR brake disc



RR brake disc

Şekil 3.6 Ön/arka aks tekerlek kütlelerini oluşturan parçalar

Çizelge 3.3 ve Çizelge 3.3' de tespit edilen parçaların ölçülen kütle değerleri ve bu ölçümler sonucu hesaplanan taşıt ana kütlesi ve ön/arka aks-tekerlek kütlelerinin değerleri görülmektedir.

Çizelge 3.3 Tespit edilen parçaların kütleleri

| Parça               | Kütle (kg) | Parça          | Kütle (kg) |
|---------------------|------------|----------------|------------|
| Stab bar link       | 4,630      | Axle kısa      | 5,890      |
| Arm                 | 1,530      | FR brake disc  | 16,730     |
| Torsion axle vidalı | 1,280      | RR brake disc  | 16,940     |
| Torsion axle düz    | 1,190      | Tekerlek       | 16,680     |
| Lower arm           | 3,600      | Ön amortisör   | 8,400      |
| Axle uzun           | 7,030      | Arka amortisör | 7,560      |

Çizelge 3.4 Taşıt toplam kütesinin dağılımı

| Taşıt kütlesi | Ön aks-tekerlek kütlesi | Arka aks-tekerlek kütlesi | Taşıt ana kütlesi |
|---------------|-------------------------|---------------------------|-------------------|
| 1312 kg       | 113 kg                  | 90,36 kg                  | 1108,64 kg        |

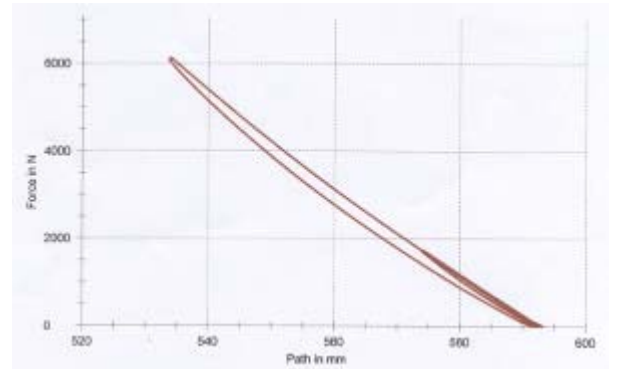
### 3.1.3 Referans taşıt yay sabitlerinin tespit edilmesi

#### 3.1.3.1 Tekerlek yay sabiti

Referans taşıta ait tekerlek, Şekil 3.7.a' de görülen çekme-basma deney düzeneğine eksenel yük uygulanmak üzere tespit edildi. Bu koşulda uygulanan eksenel yük ile yük-çökme diyagramı elde edildi (Şekil 3.7.b).



(a) Tekerlek yay gibi varsayılarak yapılan deney

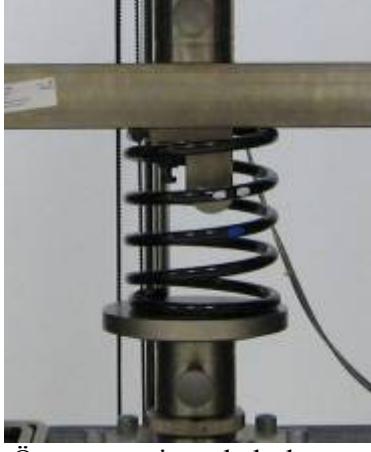


(b) Yük-çökme diyagramı

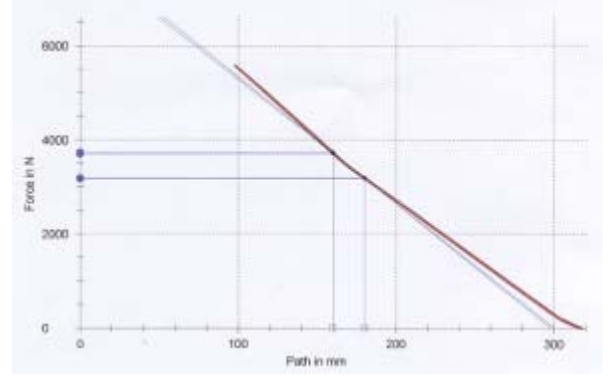
Şekil 3.7 Tekerlek yay sabiti için yük-çökme ölçümleri

### 3.1.3.2 Ön ve arka süspansiyonda bulunan yayların yay sabiti

Ön/arka süspansiyonda bulunan yaylar çekme-basma deney düzeneğine tespit edilerek eksenel yük uygulaması yapıldı (Şekil 3.8.a ve Şekil 3.8.c). Bu deneyler ile oluşturulan yük-çökme diyagramları Şekil 3.8.b ve Şekil 3.8.d’ de görülmektedir.



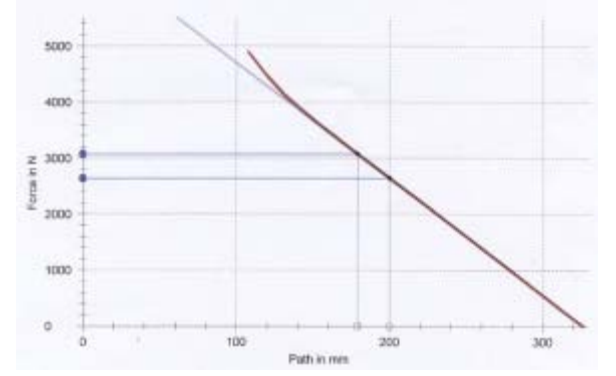
(a) Ön süspansiyonda bulunan yay



(b) Yük-çökme diyagramı



(c) Arka süspansiyonda bulunan yay



(d) Yük-çökme diyagramı

Şekil 3.8 Ön/arka süspansiyon yaylarının yay sabiti için yük-çökme ölçümleri

Yük-çökme diyagramlarının eğimi, eksenel yük uygulanan parçanın yay sabiti değerini vermektedir. Tekerlek, deney düzeneğine tespit edilme şekli ile araç üzerinde çalışma durumundan farklı olduğu için seri bağlı iki yay gibi varsayıldı. Dolayısı ile tekerlek yay sabiti, deneyden elde edilen kuvvet-deplasman diyagramının eğiminin iki katı olarak hesaplandı. Çizelge 3.5’ de tespit edilen yay sabitleri görülmektedir.

Çizelge 3.5 Tespit edilen yay sabitleri

| Tekerlek   | Ön süspansiyon | Arka süspansiyon |
|------------|----------------|------------------|
| 211180 N/m | 27000 N/m      | 20770 N/m        |

### 3.1.4 Referans taşıt sönüm sabitlerinin tespit edilmesi

#### 3.1.4.1 Ön ve arka amortisörlerin sönüm sabiti

Şekil 3.9’ da görüldüğü gibi ön/arka amortisörler, deney düzeneğine eksenel yük uygulanacak şekilde tespit edildiler. Amortisörler 0,1 m’ lik bir yer değiştirme aralığında 0.1 m/s artımlarla

1 m/s hıza ulaşana kadar açıp kapatıldığı sırada amortisöre uygulanan kuvvet ölçülerek kuvvet-hız diyagramları elde edildi (Şekil 3.9).



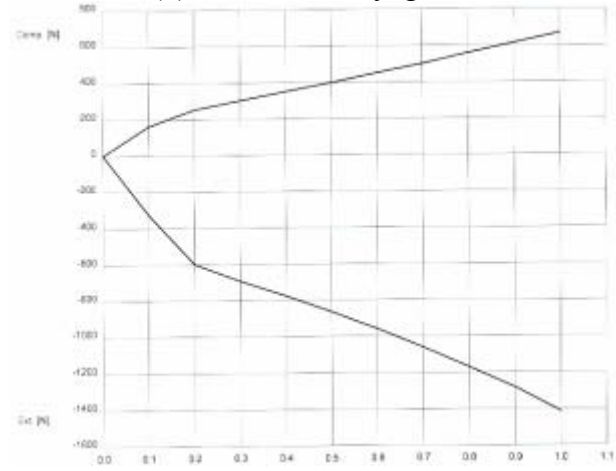
(a) Ön süspansiyonda bulunan amortisör



(b) Kuvvet-hız diyagramı



(c) Arka süspansiyonda bulunan amortisör



(d) Kuvvet-hız diyagramı

Şekil 3.9 Ön/arka amortisörlerin sönüm sabiti kuvvet-hız ölçümleri

Kuvvet-hız diyagramlarının eğimi, eksenel yük uygulanan amortisörün sönüm sabiti değerini vermektedir. Şekil 3.9' da kuvvet-hız diyagramları doğrusal olmadıkları için sönüm sabitleri diyagramların doğrusallaştırılması ile elde edildi (Çizelge 3.6).

Çizelge 3.6 Tespit edilen sönüm sabitleri

| Ön amortisör | Arka amortisör |
|--------------|----------------|
| 1750 N.s/m   | 1000 N.s/m     |

### 3.1.5 Referans taşıtın açısız atalet momentlerinin tespit edilmesi

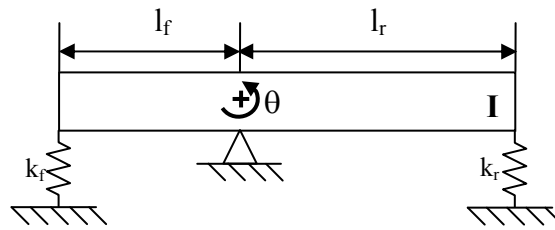
Tam taşıt modelinde taşıtın kafa vurma ve yuvarlanma açısız hareketleri modellenmektedir. Taşıtın kafa vurma hareketine ait atalet momentini tespit etmek için Şekil 3.10' da görülen deney koşulları hazırlandı. Taşıt ön/arka aksları arasında ağırlık merkezi üzerinde iki kriko ile askıya alındı. Askıya alınan eksen ile yatay düzlemde normali olan ağırlık merkezi eksenini üzerinde bir noktaya ivmeölçer yerleştirildi (Şekil 3.10).



Şekil 3.10 Kafa vurma serbest titreşim periyodu ölçümü

Taşıt krikolar üzerinde sürekli titreşim rejimine ulaşana kadar titreştirildi. Sürekli titreşim rejimine ulaşıldıktan sonra zorlayıcı etki kaldırılarak serbest titreşimdeki hareketin durmasına kadar geçen sürede titreşimin ivmesi ölçüldü. Serbest titreşim hareketinin periyodu kullanılarak kafa vurma atalet momenti tespit edildi.

Şekil 3.11' de bu sistemin fiziksel modeli görülmektedir. (3.8) ifadesinde modelin açısal hareketine karşılık gelen diferansiyel denklem görülmektedir. Bu denklemden açısal hareketin doğal frekansı (3.9)' da görüldüğü üzere elde edilir. Bu ifadeden açısal atalet momenti çekilerek (3.10) hesaplanılır.



Şekil 3.11 Deneyin fiziksel modeli

$$I_{\theta} \ddot{\theta} + (l_f^2 k_f + l_r^2 k_r) \theta = 0 \quad (3.8)$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{l_f^2 k_f + l_r^2 k_r}{I_{\theta}}} \quad (3.9)$$

$$I_{\theta} = \frac{l_f^2 k_f + l_r^2 k_r}{\omega_n^2} \quad (3.10)$$

Yuvarlanma atalet momenti içinde benzer ölçüm ve hesaplamalar yapılır. Çizelge 3.7’ de tespit edilen atalet moment değerleri görülmektedir.

Çizelge 3.7 Tespit edilen atalet moment değerleri

| Kafa vurma atalet momenti | Yuvarlanma atalet momenti |
|---------------------------|---------------------------|
| 1755 kg.m <sup>2</sup>    | 550 kg.m <sup>2</sup>     |

Çizelge 3.8 Referans taşıt model parametre değerleri

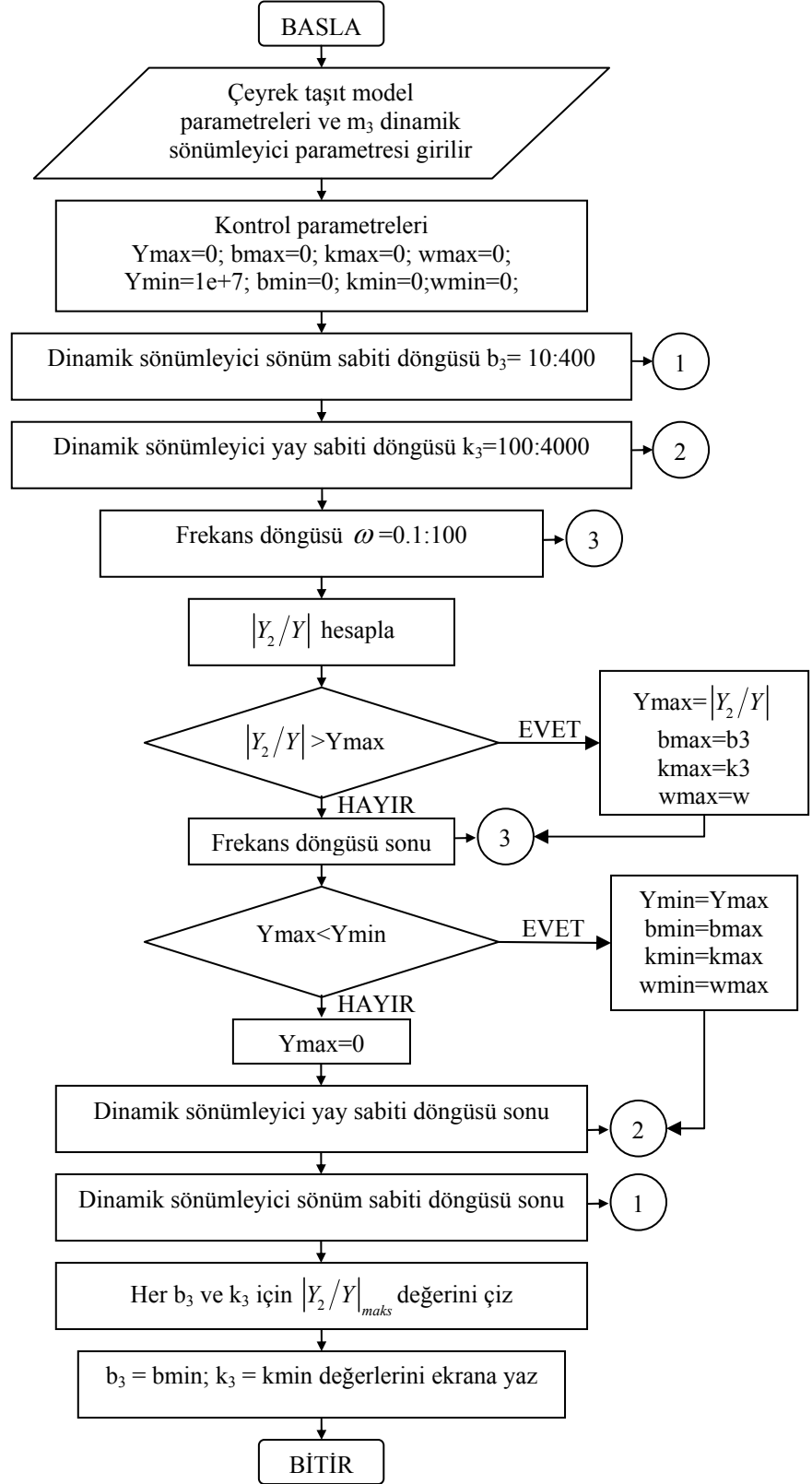
|                 |                              |
|-----------------|------------------------------|
| M               | <b>1108 kg</b>               |
| I <sub>θ</sub>  | <b>1755 kg.m<sup>2</sup></b> |
| I <sub>α</sub>  | <b>550 kg.m<sup>2</sup></b>  |
| m <sub>1</sub>  | <b>56,5 kg</b>               |
| m <sub>2</sub>  | <b>56,5 kg</b>               |
| m <sub>3</sub>  | <b>45,18 kg</b>              |
| m <sub>4</sub>  | <b>45,18 kg</b>              |
| k <sub>1</sub>  | <b>27000 N/m</b>             |
| k <sub>2</sub>  | <b>27000 N/m</b>             |
| k <sub>3</sub>  | <b>20770 N/m</b>             |
| k <sub>4</sub>  | <b>20770 N/m</b>             |
| c <sub>1</sub>  | <b>1750 N.s/m</b>            |
| c <sub>2</sub>  | <b>1750 N.s/m</b>            |
| c <sub>3</sub>  | <b>1000 N.s/m</b>            |
| c <sub>4</sub>  | <b>1000 N.s/m</b>            |
| k <sub>t1</sub> | <b>211180 N/m</b>            |
| k <sub>t2</sub> | <b>211180 N/m</b>            |
| k <sub>t3</sub> | <b>211180 N/m</b>            |
| k <sub>t4</sub> | <b>211180 N/m</b>            |
| a               | <b>1,058 m</b>               |
| b               | <b>1,542 m</b>               |
| c               | <b>0,749 m</b>               |
| d               | <b>0,736 m</b>               |

Çizelge 3.8’de Şekil 1.3’ deki tam taşıt modeli için gerekli olan bütün parametre değerleri toplu şekilde görülmektedir. Parametre değerlerinin elde edilmesi ile pasif ve aktif dinamik sönümleyici tasarımlarına geçildi. Çeyrek taşıt modeli için gerekli olan model parametre değerleri bu çizelgeden faydalanılarak oluşturuldu.

### 3.2 Çeyrek taşıt modeli için optimum pasif dinamik sönümleyici tasarımı

Referans taşıtın dörtte birini temsil eden çeyrek taşıt modeline, pasif dinamik sönümleyici ilave edilerek titreşim kontrolü yapıldı (Şekil 3.13). Bu model incelendiğinde çeyrek taşıt deney düzeneğinde yapılan pasif dinamik sönümleyici uygulamasına göre birçok farklılık bulunmaktadır. Öncelikle pasif dinamik sönümleyici sistemine bir sönümleme elemanı ilave edildi ve modelde referans taşıt parametre değerleri kullanıldı. Ayrıca optimum pasif dinamik

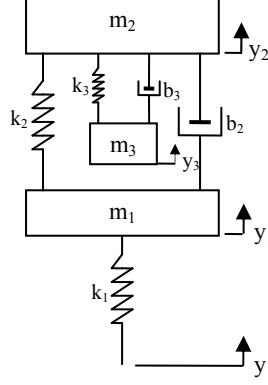
sönümleyici parametre değerleri geliştirilen bir algoritma ile belirlendi. Bu algoritmanın akış diyagramı Şekil 3.12’ de görülmektedir.



Şekil 3.12 Algoritma akış diyagramı

Çizelge 3.9’ da görülen çeyrek taşıt model parametre değerleri Çizelge 3.8’ deki tam taşıt model parametre değerlerinden türetilmiştir. Ana kütle değeri tam taşıt ana kütlelerinin dörtte biri

olarak kabul edildi. Aks-tekerlek kütlesi, süspansiyon sistemi ve tekerlek parametre değerleri ön tekerlek için seçildi. Bu parametre değerleri kullanılarak çeyrek taşıt ana kütlesi ve aks-tekerlek kütlelerinin doğal frekans değerleri özdeğer problemi çözümü sonucu sırası ile 1,48 Hz ve 10,35 Hz olarak hesaplandı. Ek 6' da özdeğer problemi hesaplaması için gerekli kütle ve katılık matrisleri verildi.



Şekil 3.13 Pasif dinamik sönümleyicili çeyrek taşıt modeli

Çizelge 3.9 Referans taşıttan elde edilen çeyrek taşıt modeli parametre değerleri

|       |                   |
|-------|-------------------|
| $m_1$ | <b>56,5 Kg</b>    |
| $m_2$ | <b>277,16 Kg</b>  |
| $k_1$ | <b>211180 N/m</b> |
| $k_2$ | <b>27000 N/m</b>  |
| $b_2$ | <b>1750 N.s/m</b> |

Pasif dinamik sönümleyicili çeyrek taşıt modeli hareket denklemleri;

$$m_3 \ddot{y}_3 + b_3 (\dot{y}_3 - \dot{y}_2) + k_3 (y_3 - y_2) = 0 \quad (3.11)$$

$$m_2 \ddot{y}_2 + b_2 (\dot{y}_2 - \dot{y}_1) + b_3 (\dot{y}_2 - \dot{y}_3) + k_2 (y_2 - y_1) + k_3 (y_2 - y_3) = 0 \quad (3.12)$$

$$m_1 \ddot{y}_1 + b_1 (\dot{y}_1 - \dot{y}) + b_2 (\dot{y}_1 - \dot{y}_2) + k_1 (y_1 - y) + k_2 (y_1 - y_2) = 0 \quad (3.13)$$

'dır. Geliştirilen algoritma ile parametre değerlerinin belirlenebilmesi için bu denklemler Laplace dönüşümü ile zaman boyutundan frekans boyutuna dönüştürüldü.

$$m_3 Y_3 s^2 + b_3 (Y_3 - Y_2) s + k_3 (Y_3 - Y_2) = 0 \quad (3.14)$$

$$m_2 Y_2 s^2 + b_2 (Y_2 - Y_1) s + b_3 (Y_2 - Y_3) s + k_2 (Y_2 - Y_1) + k_3 (Y_2 - Y_3) = 0 \quad (3.15)$$

$$m_1 Y_1 s^2 + b_1 (Y_1 - Y) s + b_2 (Y_1 - Y_2) s + k_1 (Y_1 - Y) + k_2 (Y_1 - Y_2) = 0 \quad (3.16)$$

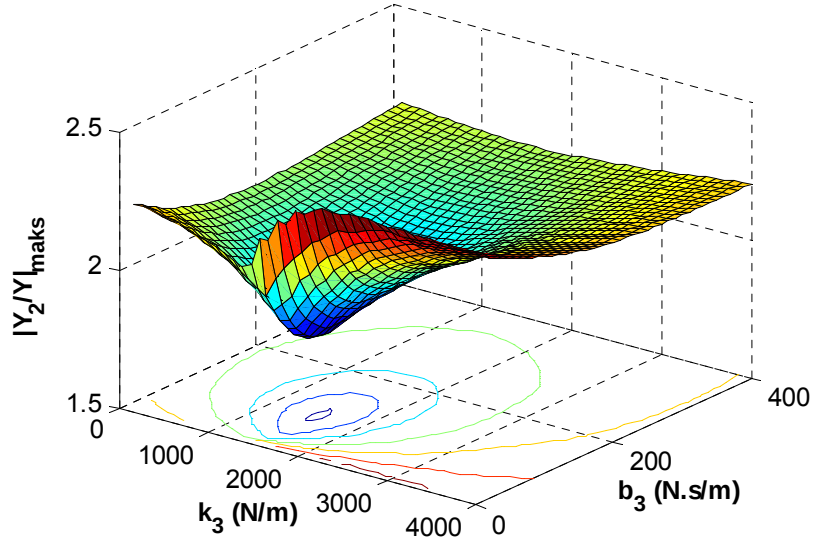
$$s = i\omega \quad (3.17)$$

$$\frac{Y_2}{Y} = \frac{A(i\omega)}{B(i\omega)} \quad (3.18)$$

$$A(i\omega) = (b_2 \omega i + k_2) k_1 (-m_3 \omega^2 + b_3 \omega i + k_3) \quad (3.19)$$

$$\begin{aligned}
B(i\omega) = & (k_1 k_2 k_3 - m_1 \omega^2 k_2 k_3 - m_1 \omega^6 m_2 m_3 - k_1 k_3 m_3 \omega^2 - k_1 m_2 \omega^2 k_3 + m_1 \omega^4 k_3 m_3 + m_1 \omega^4 m_2 k_3 \\
& + m_1 \omega^5 b_2 m_3 i + m_1 \omega^5 m_2 b_3 i + m_1 \omega^5 b_3 m_3 i + m_1 \omega^4 k_2 m_3 + m_1 \omega^4 b_2 b_3 - m_1 \omega^3 b_2 k_3 i - m_1 \omega^3 k_2 b_3 i \\
& - b_2 \omega^3 k_3 m_3 i - b_2 \omega^3 m_2 k_3 i + b_2 \omega^5 m_2 m_3 i + b_2 \omega^4 m_2 b_3 + b_2 \omega^4 b_3 m_3 - k_1 k_2 m_3 \omega^2 - k_1 b_2 \omega^2 b_3 \\
& - k_2 k_3 m_3 \omega^2 - k_2 m_2 \omega^2 k_3 - k_1 b_2 \omega^3 m_3 i + k_1 m_2 \omega^4 m_3 - k_1 m_2 \omega^3 b_3 i - k_1 b_3 \omega^3 m_3 i + k_1 b_2 \omega k_3 i \\
& + k_1 k_2 b_3 \omega i + k_2 m_2 \omega^4 m_3 - k_2 m_2 \omega^3 b_3 i - k_2 b_3 \omega^3 m_3 i)
\end{aligned} \tag{3.20}$$

Laplace dönüşümü ile elde edilen (3.14), (3.15) ve (3.16) denklemlerinde  $s$  yerine  $i\omega$  yazıldı. Uygun düzenlemeler ile elde edilen ana kütlenin yol girişine oranını ifade eden  $Y_2/Y$  frekans cevabı fonksiyonu (3.18), (3.19) ve (3.20) ifadelerinde verildi. Bu ifade karmaşık sayılardan meydana geldiği için uygun düzenlemeler yapılarak bilinmeyenleri dinamik sönümleyici parametreleri  $m_3$ ,  $b_3$  ve  $k_3$  olan  $|Y_2/Y|$  büyüklüğünün hesaplanabileceği frekansa bağlı ifade elde edildi.  $m_3$  kütlesi ana kütlenin onda biri değerinde seçildi ve diğer iki parametre;  $b_3$  ve  $k_3$  'ün farklı değerleri için  $|Y_2/Y|$  değerleri hesaplatıldı ve her parametre değişimi için  $|Y_2/Y|_{maks}$  değeri belirlendi. Bütün  $|Y_2/Y|_{maks}$  değerleri içinde en düşük değeri veren  $b_3$  ve  $k_3$  parametre değerleri tasarlanan dinamik sönümleyici parametre değerleri olarak tespit edildi. Bu hesaplama adımları Şekil 3.12' deki akış diyagramında görülmektedir.



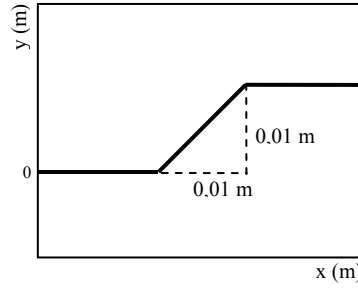
Şekil 3.14  $m_3 = 27,716$  kg için  $|Y_2/Y|_{maks}$  değerinin  $k_3$  ve  $b_3$  parametrelerine göre değişimi Şekil 3.14'te geliştirilen algoritmanın kullanılması ile elde edilen  $m_3 = 27,716$  kg dinamik sönümleyici kütlesi için  $|Y_2/Y|_{maks}$  değerinin  $b_3$  ve  $k_3$  dinamik sönümleyici parametrelerine göre değişimi görülmektedir. Şekilde algoritma ile parametrelerin taranması sonucu

$|Y_2/Y|_{maks}$  'ın en düşük değeri,  $m_3 = 27,716 \text{ kg}$  için  $b_3 = 90 \text{ N.s/m}$  ve  $k_3 = 1500 \text{ N/m}$  parametre değerlerinde aldığı tespit edildi (Şekil 3.14).

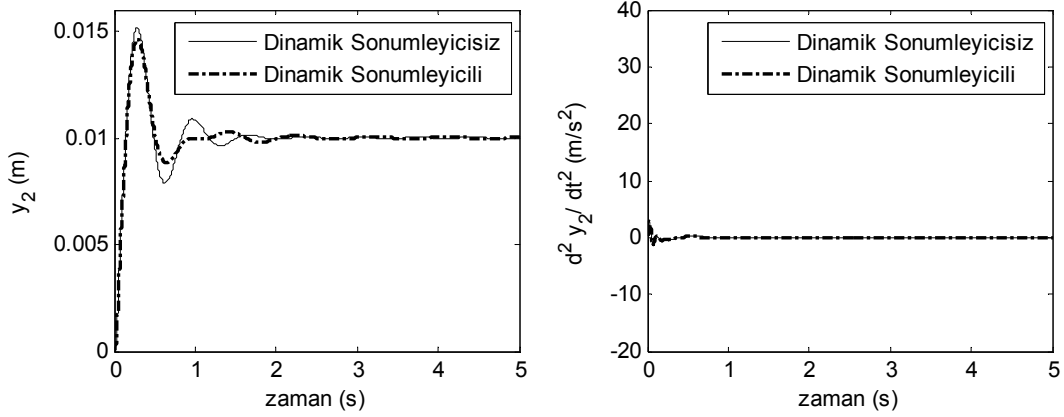
Çizelge 3.10 Optimum dinamik sönümleyici parametre değerleri

|       |                  |
|-------|------------------|
| $m_3$ | <b>27,716 kg</b> |
| $k_3$ | <b>1500 N/m</b>  |
| $b_3$ | <b>90 N.s/m</b>  |

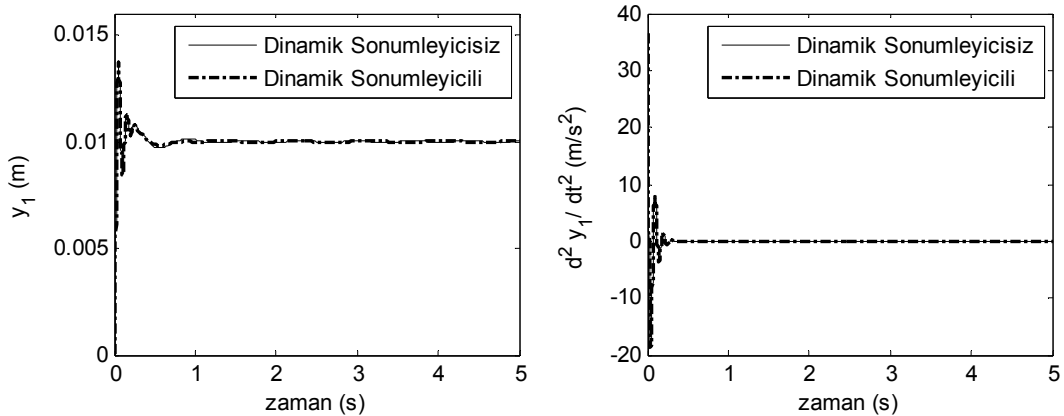
Parametre değerleri belirlenen optimum dinamik sönümleyici bilgisayar simülasyonu yapılarak dinamik sönümleyicisiz klasik çeyrek taşıt modeli ile karşılaştırıldı. Her iki model bilgisayar simülasyonları ile 20 m/s sabit hız ile Şekil 3.15' de görülen 0,01 m yüksekliğindeki rampa-basamak yol profili üzerinden geçirildi. Bu seyir durumu için elde edilen zaman cevapları ve modellere ait frekans cevapları aşağıda değerlendirildi.



Şekil 3.15 Yol girişi

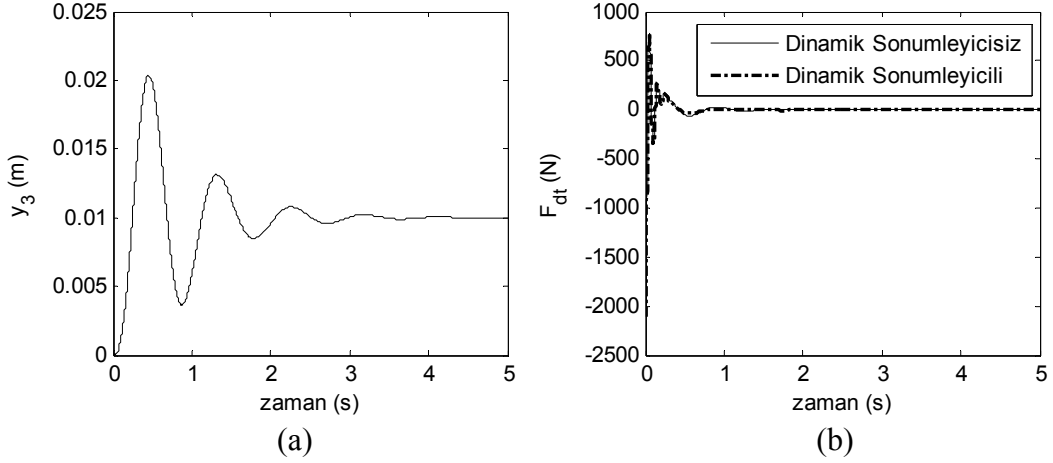


Şekil 3.16 Ana kütle zaman cevapları



Şekil 3.17 Aks-tekerlek kütleleri zaman cevapları

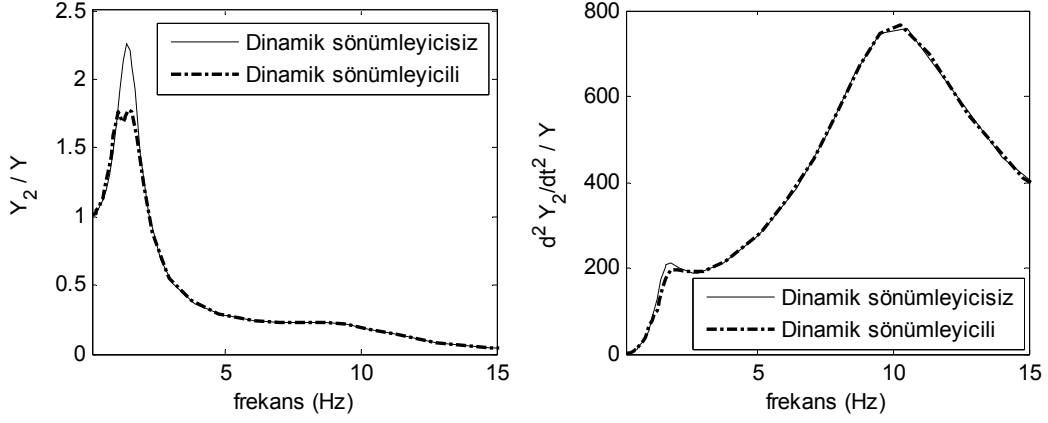
Şekil 3.16' da çeyrek taşıt ana kütlelerinin yer değiştirme ve ivme zaman cevapları görülmektedir. Optimum dinamik sönümleyicinin etkisi ile ana kütle yer değiştirme genliklerinin bir miktar bastırıldığı, ivme genliklerinde ise az miktarda azalma olduğu belirlendi. Şekil 3.17' de çeyrek taşıt aks-tekerlek kütlelerinin yer değiştirme ve ivme zaman cevapları görülmektedir. Aks-tekerlek kütlelerinin yer değiştirme ve ivme genliklerinin her iki durum için de korunduğu görüldü.



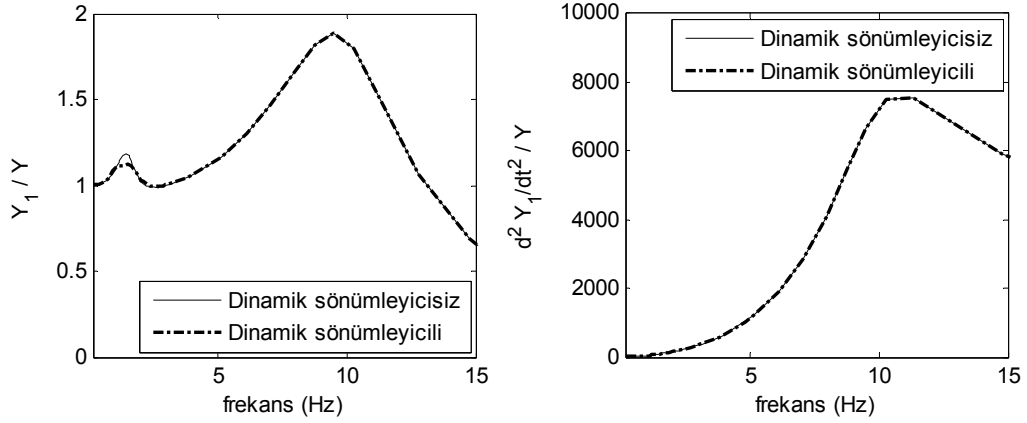
Şekil 3.18 (a) Dinamik sönümleyici kütlelerinin düşey yer değiştirme zaman cevabı  
(b) Dinamik tekerlek yükü zaman cevabı

$$F_{dt} = k_1 (y_1 - y) \quad (3.21)$$

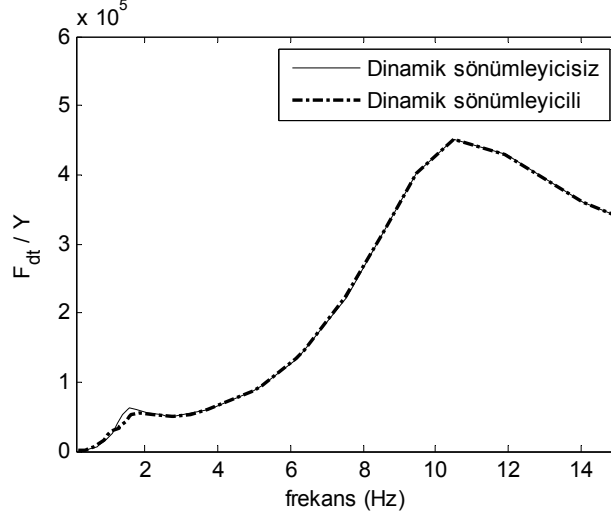
Şekil 3.18.a' da dinamik sönümleyici kütlelerinin düşey yer değiştirme zaman cevabı ve Şekil 3.18.b' de ise dinamik tekerlek yükü zaman cevabı görülmektedir. 0,01 m yüksekliğindeki rampa-basamak yol profili 20 m/s hız ile geçildiğinde dinamik sönümleyici kütlelerinin yaklaşık olarak 0,02 m yüksekliğe kadar düşey yer değiştirme hareketi yaptığı belirlendi. Dinamik tekerlek yükü, taşıt hareket halinde iken tekerleğin yol ile temas ettiği noktada oluşan dinamik kuvvet olarak tanımlanmakta ve (3.21) ifadesi ile hesaplanmaktadır. Taşıtın yol tutma kabiliyetini anlamakta kullanılır. Dinamik tekerlek yükü genlikleri ne kadar yüksek ise taşıtın yol tutma kabiliyetinin o kadar kötüleştiği anlaşılır. Çeyrek taşıt modeli titreşim genlikleri tamamen sönümlendiğinde dinamik tekerlek yükü sıfır değerine ulaşmaktadır. Bu durumda taşıt toplam ağırlığı kadar; yaklaşık olarak 3300 N yol ile tekerlek arasında temas kuvveti bulunmaktadır. Araç hareket halindeyken yol ile olan temasın ortadan kalkması için dinamik tekerlek yükünün 3300 N' u aşması gerekmektedir. Hareket halinde oluşan dinamik yükler incelendiğinde bu durum için dinamik yükün maksimum 800 N'a kadar arttığı, tekerleğin yol ile temasının devam ettiği anlaşılmaktadır.



Şekil 3.19 Ana kütle frekans cevapları



Şekil 3.20 Aks-tekerlek kütlesi frekans cevapları



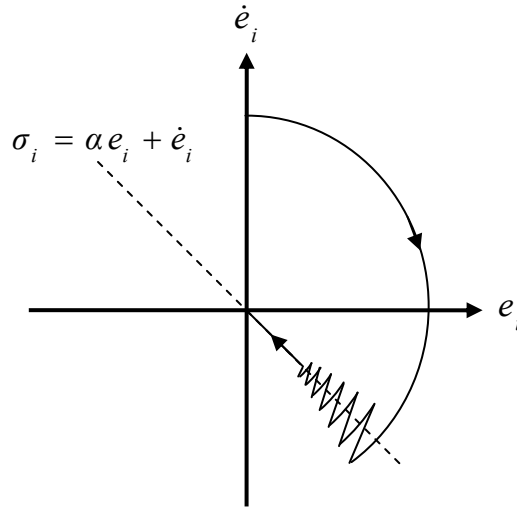
Şekil 3.21 Dinamik tekerlek yükü frekans cevabı

Yukarıdaki frekans cevapları incelendiğinde çoğunun ortak noktası; dinamik sönümleyicinin etkisi ile ana kütle rezonans frekansı civarında genliklerin bastırılmasıdır. Bu etki özellikle dinamik sönümleyicinin bağlı olduğu ana kütle zaman ve frekans cevaplarında daha açık olarak görülmektedir. Ayrıca optimum parametrelerin belirlenmesi ile ana kütle frekans cevabında ana kütle rezonans frekansı civarında dar frekans bandında yer değiştirme genliklerinin azaltılması elde edildi. Bir önceki bölümde yapılan dinamik sönümleyici uygulaması ile elde edilen frekans cevaplarına bakılırsa (Şekil 2.41) dinamik sönümleyici

ayarlandığı frekans değerindeki titreşim genliğini sıfıra yakın bir orana düşürmekteydi ve ayrıca bu frekansın öncesinde genlikleri de bir miktar arttırdığı gözlenmişti. Bu durumda optimum parametre değerlerinin belirlenmesi ile dinamik sönümleyicinin etkisi önceki duruma göre iyileştirildi.

### 3.3 Çeyrek taşıt modeli için kayan kipli aktif dinamik sönümleyici tasarımı

Kayan kipli kontrol kavramı 1950'li yılların sonlarına doğru Rusya'da yapılan çalışmalar sonucu ortaya çıkmıştır. Kayan kipli kontrol, parametre belirsizliklerinin ve harici bozucuların oluşturduğu etkilere rağmen etkin biçimde doğrusal olmayan sistemlere uygulanabilen değişken yapı bir kontrol yöntemidir. Bu kontrol yönteminde n. mertebeden izleme problemi birinci mertebeden kararlılık problemine dönüşerek problemin çözümü kolaylaşır. Kontrol, sistemin kararlı ve/veya kararsız yörüngeleri arasında geçişler yaparak bir kayma yüzeyi boyunca hatanın azalarak sıfıra ulaşması ile sağlanır (Şekil 3.22).



Şekil 3.22 Kontrol eylemi süreci

Kayan kipli kontrol yönteminin en önemli özelliklerinden birisi gürbüz olmasıdır. Gürbüzlük; kontrolcünün tasarımı için kullanılan model ile kontrolcünün uygulanacağı sistem arasındaki uyumsuzlıklardan ve parametrelerdeki değişimlerden etkilenmeme durumudur. Kayan kipli kontrolün diğer önemli bir özelliği ise kararsız sistemlere uygulanabilir olmasıdır. Daha önce de belirtildiği üzere, sistem kararlı ve/veya kararsız yörüngeler arasında geçişler yaparak kararlı bir yapı elde edilir.

Doğrusal olmayan kontrolcülü bir dinamik sistem durum uzayı biçiminde

$$\dot{x} = f(x, t) + Bu \quad (3.22)$$

kayma yüzeyi

$$S = \{x : \sigma(x, t) = 0\} \quad (3.23)$$

olarak ifade edilsin. Durum değişkenleri;

$$x = [x_1, \dots, x_n, x_{n+1}, \dots, x_{2n}]^T \quad (3.24)$$

olan mekanik sistemler için durum değişkenlerinin ikinci yarısı ilk yarıdakilerin zamana göre türevlerinden oluşmaktadır. Bir kontrol sistemi için kayma yüzeyi

$$\sigma = \mathbf{G} \Delta x = \mathbf{G}(x_r - x) = \mathbf{G} e \quad (3.25)$$

olarak seçilebilir.  $\Delta x$  referans değeri ile sistem cevabı arasındaki farktır.  $\mathbf{G}$  ise kayma yüzeylerinin eğimlerini içerir ve pozitif değerli elemanlardan oluşur. Bu denklem aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\sigma = \mathbf{G}x_r - \mathbf{G}x \quad (3.26)$$

$$\sigma = \phi(t) - \mathbf{G}x \quad (3.27)$$

Kararlılık için kendisi pozitif tanımlı, türevi ise negatif yarı tanımlı bir Lyapunov fonksiyonu tanımlanır.

$$v(\sigma) = \frac{\sigma^T \sigma}{2} > 0 \quad (3.28)$$

$$\frac{d v(\sigma)}{d \tau} = \frac{\dot{\sigma}^T \sigma}{2} + \frac{\sigma^T \dot{\sigma}}{2} \leq 0 \quad (3.29)$$

$$\frac{d v(\sigma)}{d t} = \sigma^T \frac{d \sigma}{d t} \leq 0 \quad (3.30)$$

(3.30) için limit durumu uygulanırsa,

$$\frac{d v(\sigma)}{d t} = 0 \quad (3.31)$$

$\sigma$  sıfır değerini alamayacağından  $\frac{d \sigma}{d t} = 0$  olmalıdır ve (3.27) burada yazılırsa,

$$\frac{d \sigma}{d t} = \frac{d \phi(t)}{d t} - \mathbf{G} \dot{x} = 0 \quad (3.32)$$

elde edilir. Bu ifade de (3.22) yazılırsa, eş değer kontrol kuvveti

$$u_{eq} = (\mathbf{G}\mathbf{B})^{-1} \left( \frac{d \phi(t)}{d t} - \mathbf{G} f(x, t) \right) \quad (3.33)$$

elde edilir. Bu kuvvet sadece kayma yüzeyi üzerinde geçerlidir. Dolayısı ile sistemi kayma yüzeyine getirecek yeni bir terim tanımlamak gerekmektedir. Bu amaçla Lyapanov fonksiyonunun türevi

$$\dot{v} = -\sigma^T \Gamma \sigma \leq 0 \quad (3.34)$$

olarak seçilsin. (3.34), (3.30)' a eşitlenirse,

$$\dot{v} = \sigma^T \dot{\sigma} = -\sigma^T \Gamma \sigma \quad (3.35)$$

$$\dot{\sigma} + \Gamma \sigma = 0 \quad (3.36)$$

elde edilir. Bu eşitliğin çözümü

$$\sigma(t) = e^{-\Gamma t} \sigma(0) \quad (3.37)$$

olur. Bu çözümde  $\Gamma$  'nın kayma yüzeyine erişim hızını belirlediği görülmektedir. (3.36)' te (3.27) yazılır gerekli işlemler yapıldığında toplam kontrol kuvveti

$$u = u_{eq} + (\mathbf{GB})^{-1} \Gamma \sigma \quad (3.38)$$

olarak elde edilir.  $(\mathbf{GB})^{-1}$  mekanik sistemler için kütle matrisine eşittir ve her zaman tersinirdir.  $\Gamma$  pozitif tanımlı matristir ve değerine tasarım aşamasında deneme yoluyla karar verilir. Eğer  $f(x, t)$  ve  $B$  tam olarak bilinmiyorsa, hesaplanan eş değer kontrol kuvveti gerekli olan eş değer kontrol kuvvetinden çok farklı olacaktır. Bu durumda, eş değer kontrol kuvveti bütün kontrol kuvvetinin ortalaması olarak varsayılır. Bunun için alçak geçiren bir filtre tasarlanarak eş değer kontrol kuvveti kestirilir.

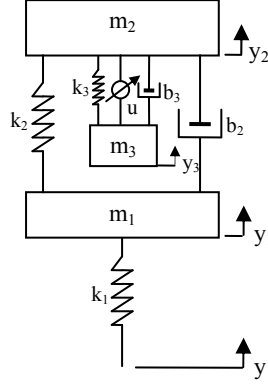
$$\hat{u}_{eq} = \frac{1}{\tau s + 1} u \quad (3.39)$$

Alçak geçiren filtre tasarımının kullanılması fikri; yüksek frekansların model dışı dinamiklerden kaynaklandığı, düşük frekansların işaretin karakteristiğini belirlediği temeline dayanmaktadır. Sonuçta toplam kontrol kuvveti

$$u = \hat{u}_{eq} + (\mathbf{GB})^{-1} \Gamma \sigma \quad (3.40)$$

olarak elde edilir.

Şekil 3.23' de aktif dinamik sönümleyicili çeyrek taşıt modeli görülmektedir. Dinamik sönümleyicili çeyrek taşıt modelinden farklı olarak ana kütle ile dinamik sönümleyici kütlesi arasına  $u$  kontrol kuvvetini üretecek bir eyleyici konumlandırılmıştır. Eyleyicinin üreteceği kontrol kuvveti kayan kipli kontrol yöntemi ile oluşturulacaktır.



Şekil 3.23 Aktif dinamik sönümleyicili çeyrek taşıt modeli

Aktif dinamik sönümleyicili çeyrek taşıt modeli hareket denklemleri;

$$m_3 \ddot{y}_3 + b_3 (\dot{y}_3 - \dot{y}_2) + k_3 (y_3 - y_2) = -u \quad (3.41)$$

$$m_2 \ddot{y}_2 + b_2 (\dot{y}_2 - \dot{y}_1) + b_3 (\dot{y}_2 - \dot{y}_3) + k_2 (y_2 - y_1) + k_3 (y_2 - y_3) = u \quad (3.42)$$

$$m_1 \ddot{y}_1 + b_1 (\dot{y}_1 - \dot{y}) + b_2 (\dot{y}_1 - \dot{y}_2) + k_1 (y_1 - y) + k_2 (y_1 - y_2) = 0 \quad (3.43)$$

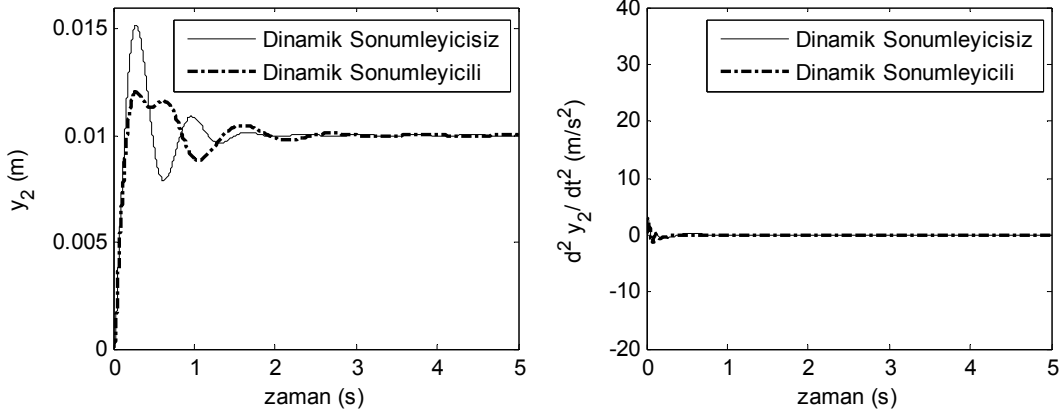
Tasarımda ana kütlelerin titreşimleri kontrol edilmesi amaçlanarak kayan kipli kontrol yöntemi için ana kütle referans değerleri;

$$y_{2_r} = 0 \quad (3.44)$$

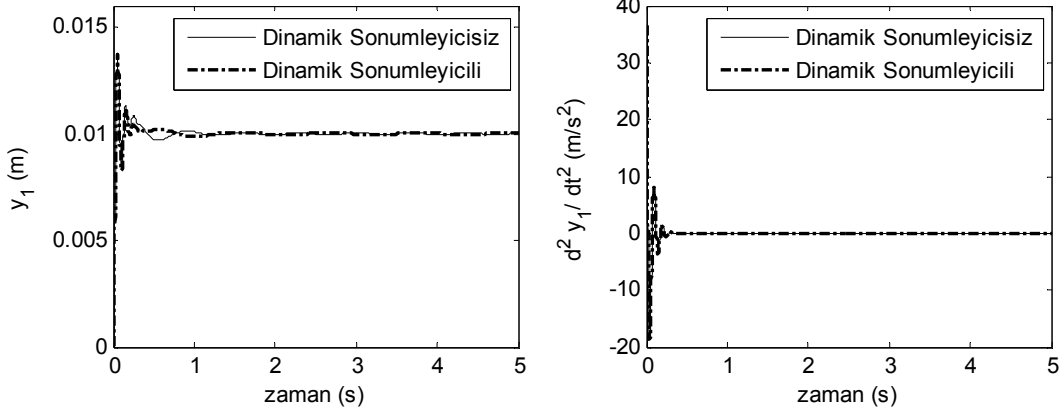
$$\dot{y}_{2_r} = 0 \quad (3.45)$$

olarak seçildi. Aktif dinamik sönümleyici parametre değerleri olarak optimum dinamik sönümleyici parametre değerleri alındı. Kayan kipli kontrol parametre değerleri Ek 7.a' da verildi. Bu durum için bilgisayar simülasyonu yapılarak dinamik sönümleyicisiz klasik çeyrek taşıt modeli ile karşılaştırıldı. Her iki model bir önceki çalışmada olduğu gibi bilgisayar simülasyonu ile 20 m/s sabit hız için Şekil 3.15' de görülen 0,01 m yüksekliğindeki rampa-basamak yol profili üzerinden geçirildi. Bu seyir durumunda elde edilen zaman cevapları ve modellere ait frekans cevapları aşağıda değerlendirildi.

Şekil 3.24 ve Şekil 3.25' de çeyrek taşıt ana kütlesi ve aks-tekerlek kütlelerinin yer değiştirme ve ivme zaman cevapları görülmektedir. Aktif dinamik sönümleyicinin etkisi ile ana kütle yer değiştirme genliklerinin basamak yol profili yüksekliğini çok az aştığı, aks-tekerlek kütlesi yer değiştirme genliklerinde ise ana kütle kontrolü sonucu iyileştiği görülmektedir. İvme zaman cevaplarında ise ana kütle ivmesi kontrolün etkisi ile bir miktar iyileşmekte ve aks tekerlek kütlesi ivmesi de kontrolcüsüz durumdaki halinin korunduğu diyagramda görülmektedir.

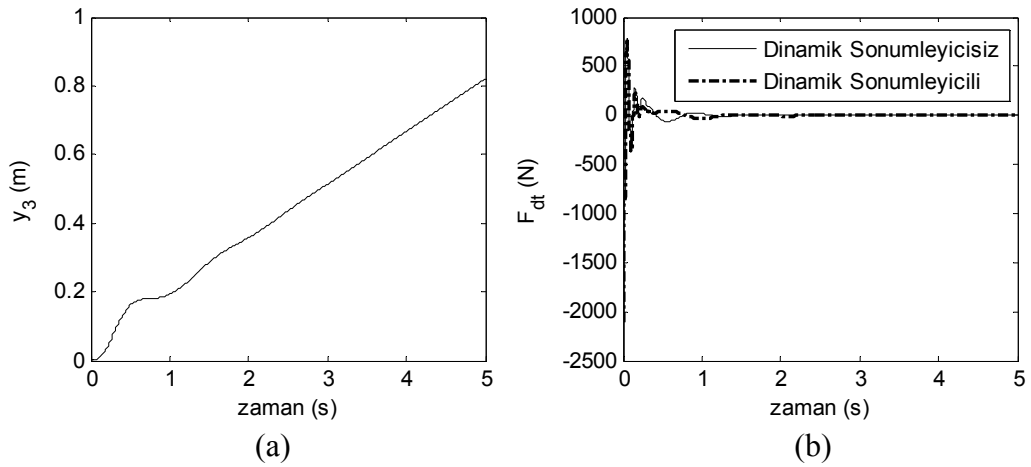


Şekil 3.24 Ana kütle zaman cevapları



Şekil 3.25 Aks-tekerlek kütlesi zaman cevapları

Şekil 3.26.a' da dinamik sönümleyici kütesinin yer değiştirme zaman cevabında sürekli artış olduğu görülmektedir. Bu durum referans değerlerinin sıfır olarak seçilmesinden kaynaklanmaktadır. Ana kütle için sıfır referans değerine çekilebilmesi için kontrol kuvveti sürekli olarak artmakta dolayısı ile dinamik sönümleyici kütlesi ana kütlede fiziksel sınırları aşacak biçimde uzaklaşmaktadır.

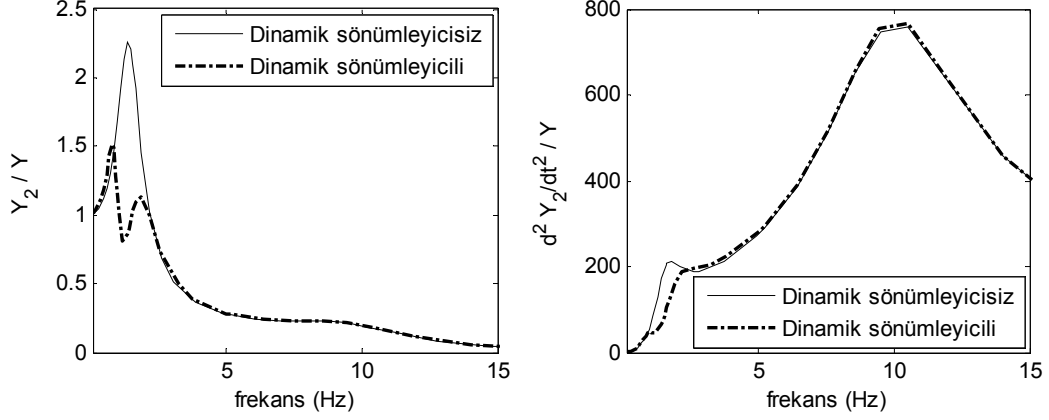


Şekil 3.26 (a) Dinamik sönümleyici kütesinin düşey yer değiştirme zaman cevabı

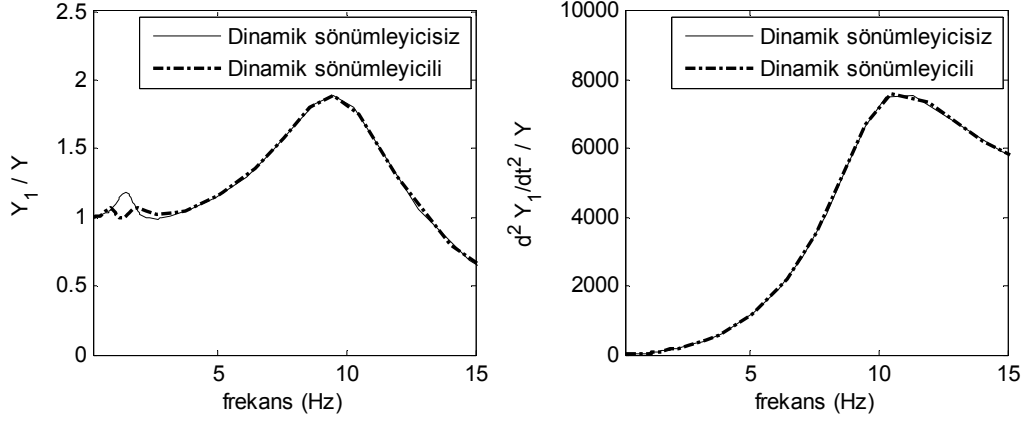
(b) Dinamik tekerlek yükü zaman cevabı

Sonuç olarak dinamik sönümleyici kütesinin yer değiştirme miktarı sürekli olarak büyümektedir. Kontrol sağlanmasına rağmen bu durum uygulama için uygun değildir. Diğer

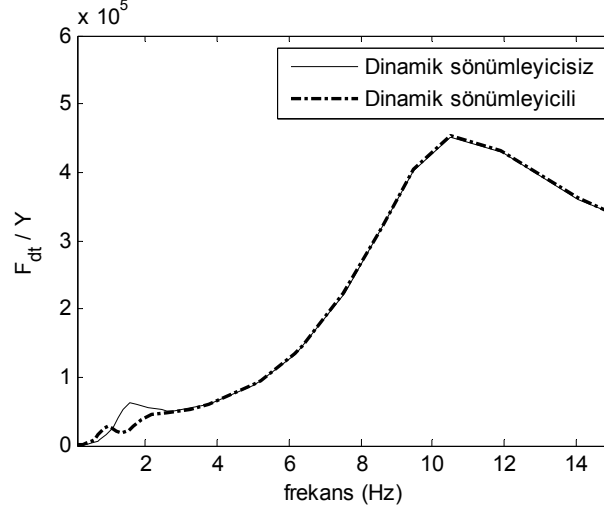
taftan frekans cevapları incelendiğinde kayan kipli kontrol ile optimum dinamik sönümleyicili duruma göre titreşim genliklerinin ana kütle rezonans frekansı civarında daha çok bastırıldığı ve titreşim kontrolünün geliştirildiği tespit edildi (Şekil 3.27-Şekil 3.29).



Şekil 3.27 Ana kütle frekans cevapları



Şekil 3.28 Aks-tekerlek kütlesi frekans cevapları



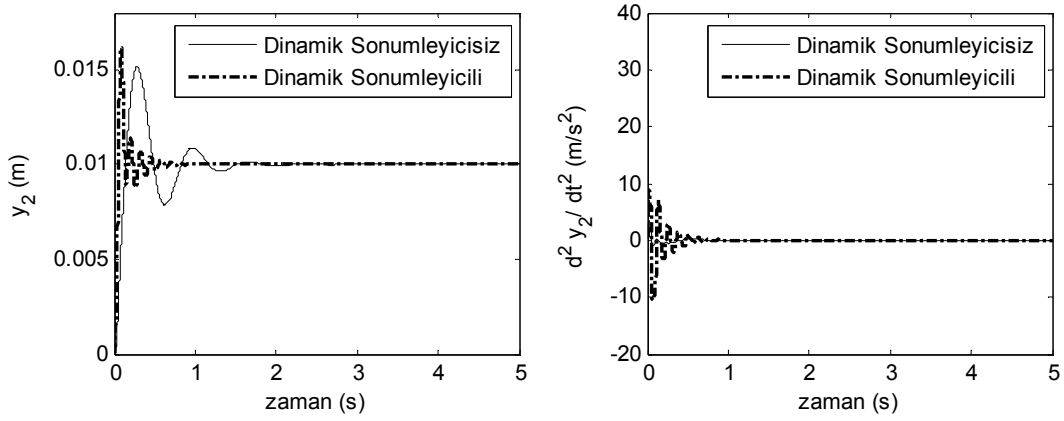
Şekil 3.29 Dinamik tekerlek yükü frekans cevabı

Ancak dinamik sönümleyici kütlesinin yer değiştirme hareketinde oluşan sorunu çözmek üzere kontrolcü referans değeri üzerinde değişiklik yapılması gerekmektedir. Bu amaçla referans değerleri aks-tekerlek kütlesinin yer değiştirmesi ve hızı olarak seçilerek kontrolcü geliştirildi. Böylece ana kütle referans değerleri;

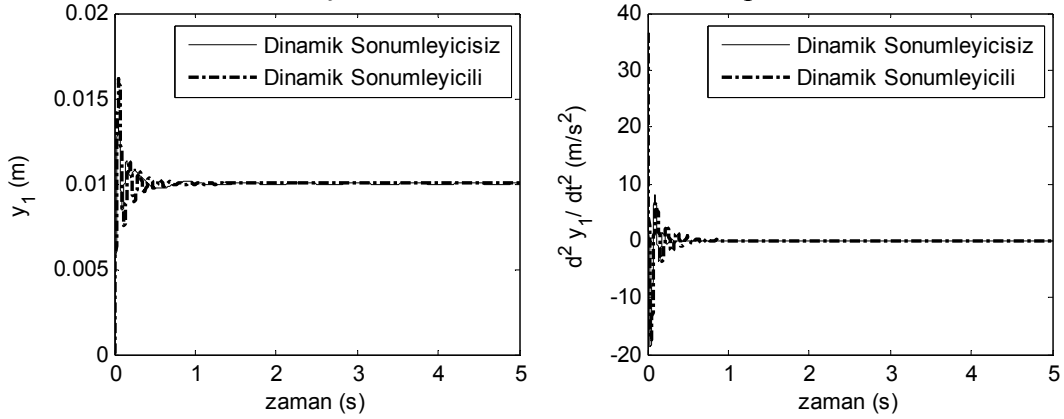
$$y_{2_r} = y_1 \quad (3.46)$$

$$\dot{y}_{2_r} = \dot{y}_1 \quad (3.47)$$

oldu. Bu durum için bilgisayar simülasyonu yapılarak dinamik sönümleyicisiz durum ile karşılaştırıldı. Elde edilen zaman ve frekans cevapları aşağıda görülmektedir. Şekil 3.32' deki dinamik sönümleyici kütlesi yer değiştirme zaman cevabı incelendiğinde referansta yapılan değişiklik ile bir önceki durumda var olan sürekli artım sorununun çözüldüğü ve yol profili ile uyumlu olarak kütlenin belirli bir değere ulaştığı görülmektedir.

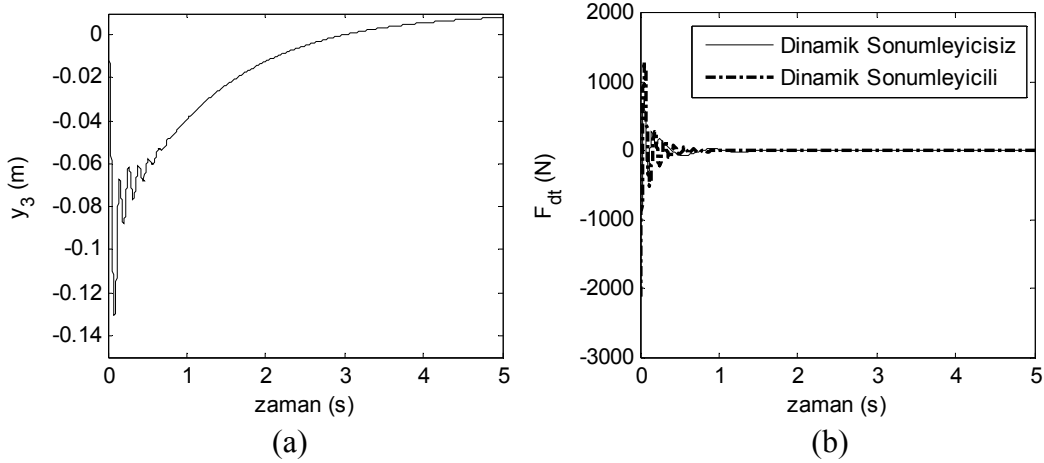


Şekil 3.30 Ana kütle zaman cevapları



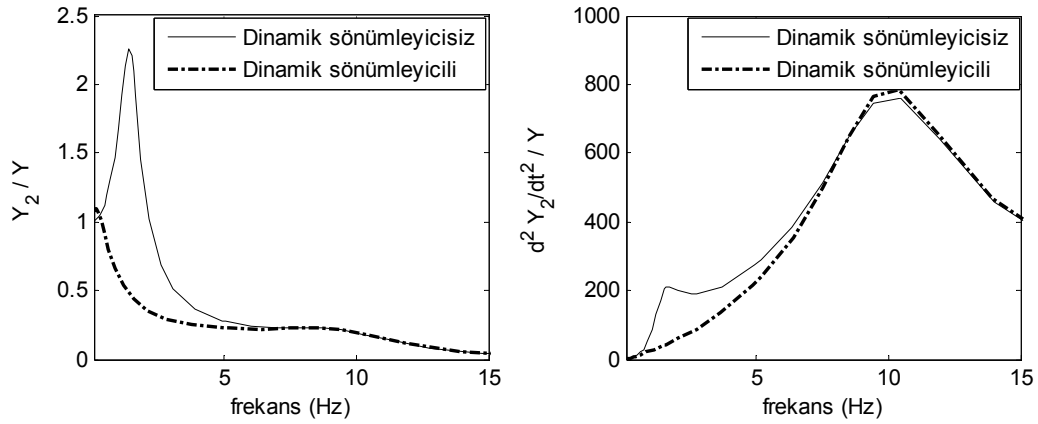
Şekil 3.31 Aks-tekerlek kütlesi zaman cevapları

Şekil 3.30 ve Şekil 3.31' de çeyrek taşıt ana kütlesi ve aks-tekerlek kütlesinin yer değiştirme ve ivme zaman cevapları görülmektedir. Ana kütle yer değiştirme zaman cevabında ana kütle titreşim periyodunun küçüldüğü ve başlangıçta yer değiştirme genliğinin kontrolcüsüz duruma göre bir miktar arttığı görüldü. Ancak kontrolcünün etkisi ile genliklerin hızla azaldığı, yol profili yüksekliğine ulaşarak kontrolün sağlandığı belirlendi. Ana kütle hareketinin hızının artması; ivme genliklerinin artmasına ve kontrolcüsüz duruma göre konfor koşullarının kötüleşmesine sebep oldu. Bu yeni durum referans olarak seçilen aks-tekerlek kütlesinin titreşim hareketinde bulunan yüksek frekanslı salınımlardan kaynaklanmaktadır. Bu sorunun çözümü için referans değerlerini sınırlandıracak bir alçak geçiren filtre tasarımı uygun görüldü.

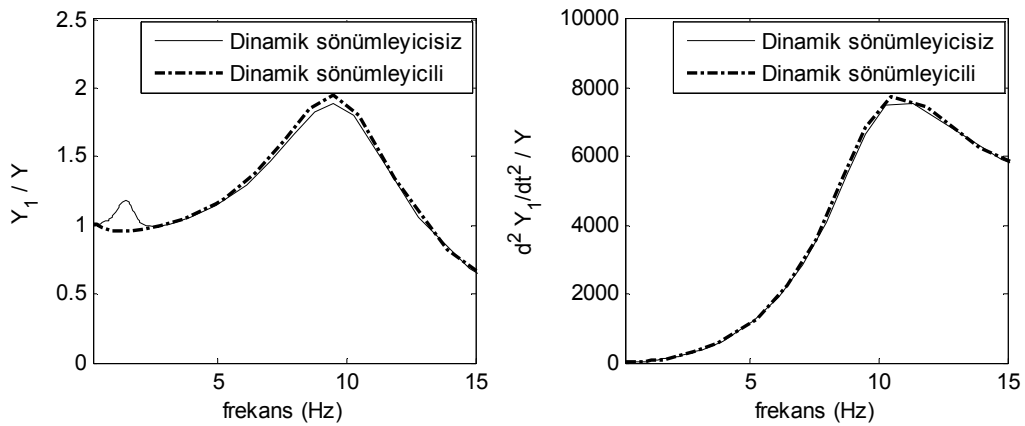


Şekil 3.32 (a) Dinamik sönümleyici kütesinin düşey yer değiştirme zaman cevabı  
(b) Dinamik tekerlek yükü zaman cevabı

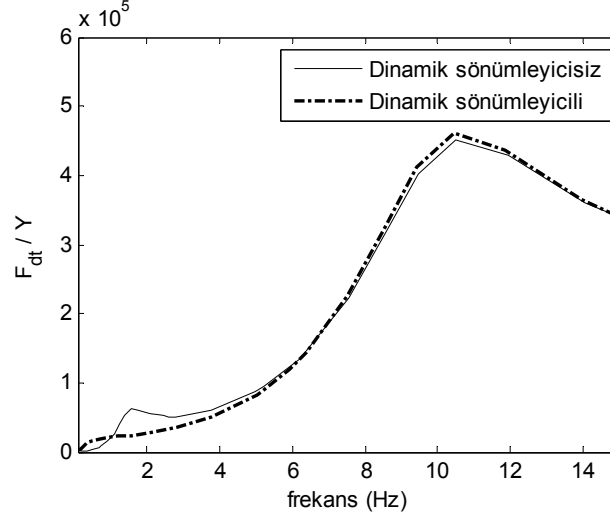
Geliştirilen kontrolcünün etkisi genlik miktarlarının ana kütle rezonans frekansı civarında bir önceki duruma göre daha çok bastırılması ve daha geniş bir frekans bandında kontrol imkanının sağlanması olarak frekans cevaplarında gözlenmektedir. Ancak yeni durum da frekans cevapları incelendiğinde genliklerin aks tekerlek rezonans frekansı civarında ana kütle yer değiştirme hareketi hariç bir miktar kötüleştiği saptandı (Şekil 3.33-Şekil 3.35).



Şekil 3.33 Ana kütle frekans cevapları



Şekil 3.34 Aks-tekerlek kütlesi frekans cevapları



Şekil 3.35 Dinamik tekerlek yükü frekans cevabı

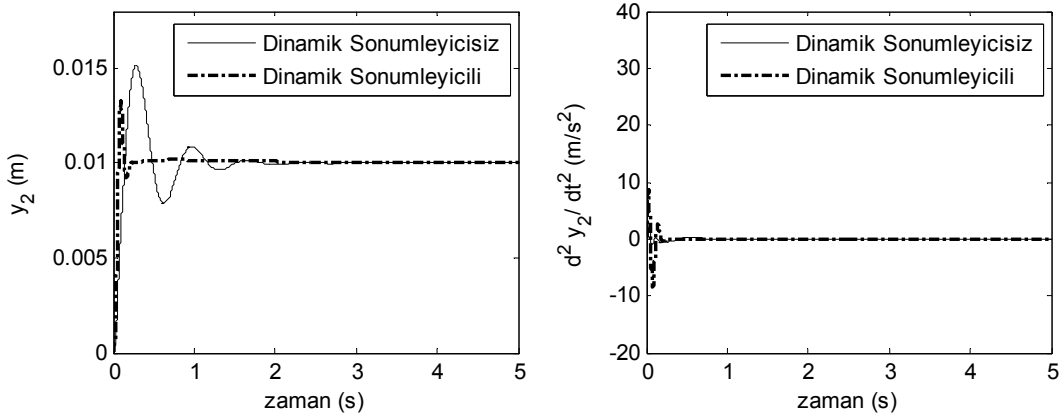
Referans değerlerindeki yüksek frekanslı salınımları elemek için bir alçak geçiren filtre tasarlandı. Böylece yeni referans değerleri

$$y_{2_r} = \frac{1}{\tau_r s + 1} y_1 \quad (3.48)$$

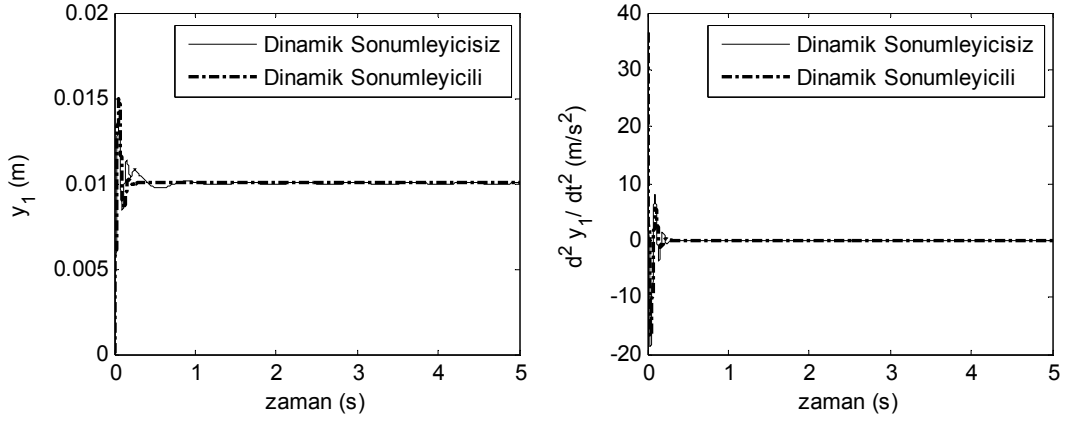
$$\dot{y}_{2_r} = \frac{1}{\tau_r s + 1} \dot{y}_1 \quad (3.49)$$

oldu. Bu durum için bilgisayar simülasyonu yapılarak dinamik sönümleyicisiz durum ile karşılaştırıldı. Referans değerlerinin filtrelenmesi ile yüksek frekanslı salınımların etkisi ortadan kaldırılarak hem zaman hem de frekans cevaplarında genliklerin düşürülmesi ve kontrol edilen frekans bandının da genişlemesi yönünde olumlu iyileşmeler elde edildi.

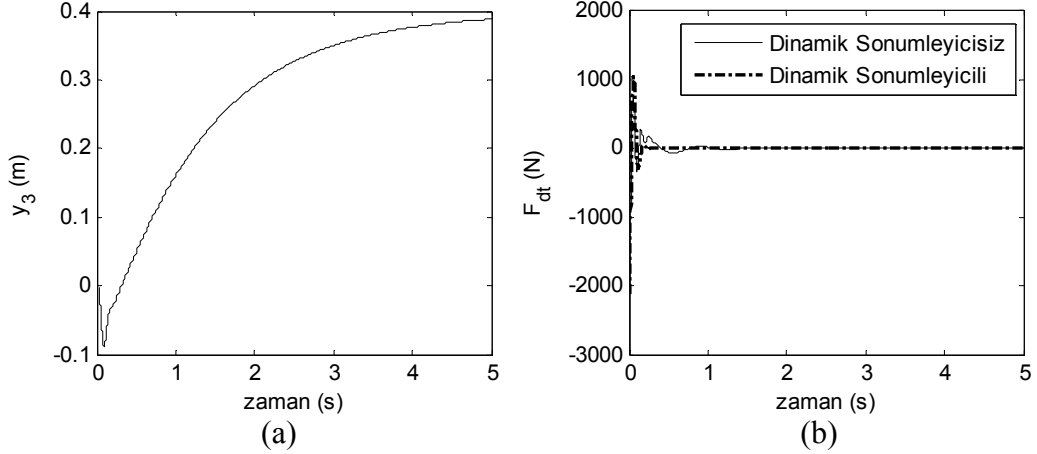
Şekil 3.36' de ana kütle yer değiştirme ve ivme zaman cevapları görülmektedir. Yer değiştirme hareketi hızlı ve kısa sürede kontrol altına alındı. Bu hızlı kontrol eylemi ivmenin bir miktar artmasına sebep olmak ile beraber büyüklüğünü kısa sürede, hızla sıfır değerine çekmeyi sağladı.



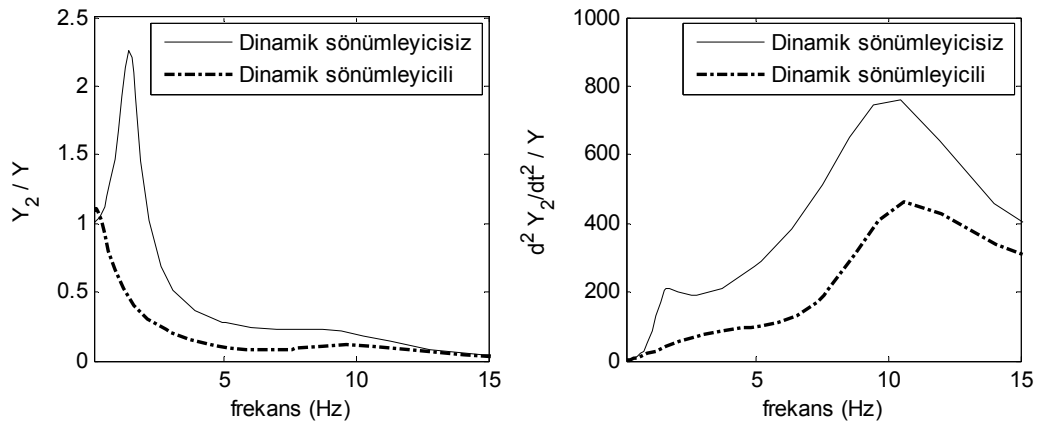
Şekil 3.36 Ana kütle zaman cevapları



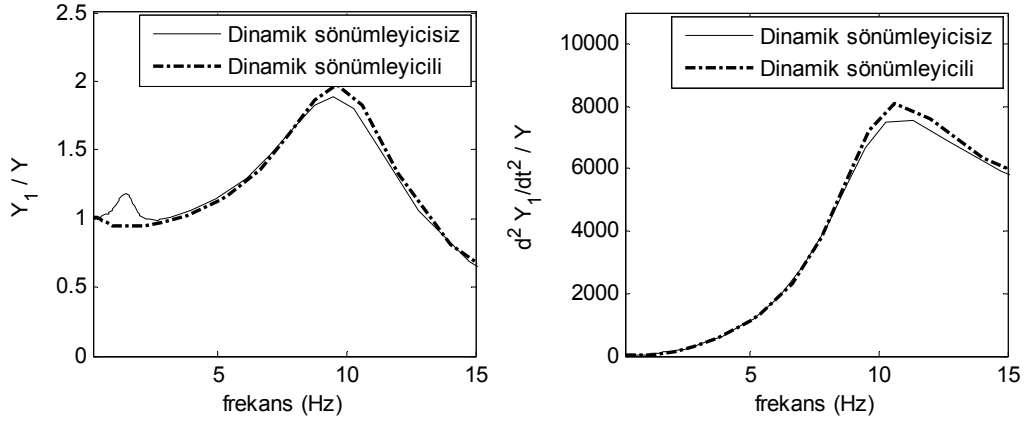
Şekil 3.37 Aks-tekerlek kütlesi zaman cevapları

Şekil 3.38 (a) Dinamik sönümleyici kütlesinin düşey yer değiştirme zaman cevabı  
(b) Dinamik tekerlek yükü zaman cevabı

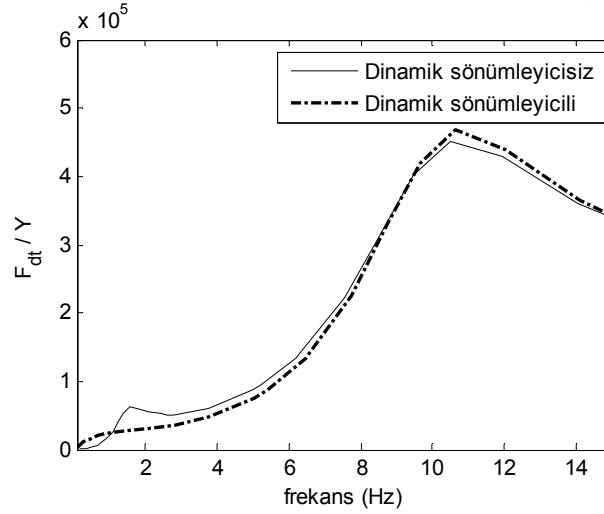
Şekil 3.37 ve Şekil 3.38’deki aks-tekerlek kütlesi ve dinamik tekerlek yüklerine ait zaman cevaplarında ana kütlenin kontrolünün sağlaması ile aks-tekerlek kütlesi yer değiştirme ve ivmesi ile dinamik tekerlek yüklerinde iyileşmeler olduğu belirlendi. Frekans cevapları incelendiğinde özellikle Şekil 3.39’daki ana kütle frekans cevaplarında yaklaşık olarak bütün frekans bandı boyunca genliklerin bastırıldığı görülmektedir.



Şekil 3.39 Ana kütle frekans cevapları



Şekil 3.40 Aks-tekerlek kütlesi frekans cevapları



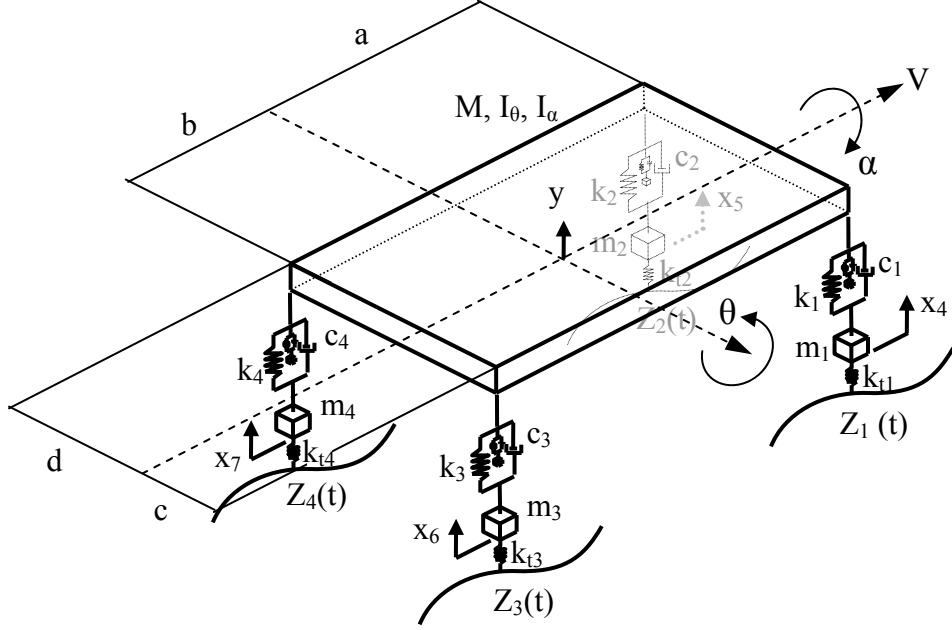
Şekil 3.41 Dinamik tekerlek yükü frekans cevabı

Bu noktaya kadar yapılan çalışmalardan elde edilen bilgi ve tecrübenin katkısı ile tam taşıt modelleri üzerinde dinamik sönümleyici tasarımları yapılacaktır. Öncelikle çeyrek taşıta geliştirilen optimum dinamik sönümleyici tam taşıt modeline uyarlanarak, ardından ağırlık merkezinden etkili dinamik sönümleyici için pasif ve aktif kontrol çalışmaları yapılarak elde edilen sonuçlar pasif tam taşıt modeli ile karşılaştırılarak değerlendirilecektir.

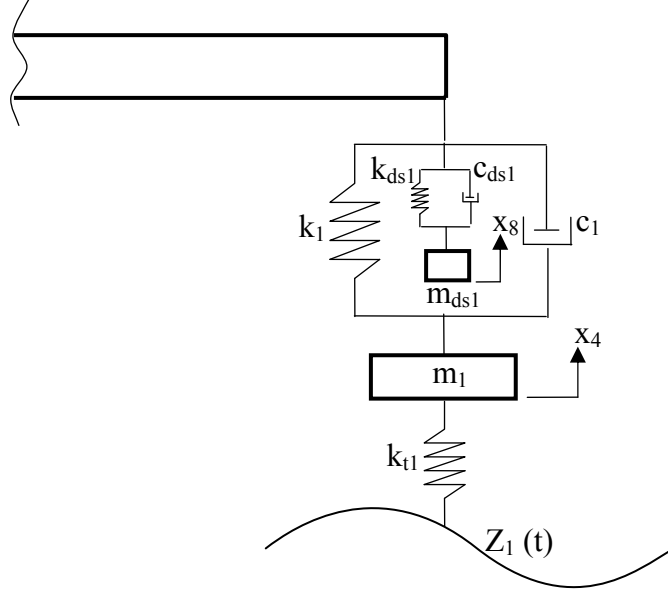
### 3.4 Çeyrek taşıt modeli için tasarlanan optimum pasif dinamik sönümleyicinin tam taşıt modeline uyarlanması

Şekil 3.42' de çeyrek taşıt modeli üzerinde geliştirilen optimum dinamik sönümleyici tam taşıt modeline dört noktadan dört adet ilave edilerek uyarlandı ve Şekil 3.42' de dört noktadan etki eden dinamik sönümleyicilerden birinin ayrıntısı sağ ön süspansiyon sistemi görünüşü üzerinde tam taşıta uyarlanmış hali ile görülmektedir. Şekillerde görülen parametreler;  $y$  gövdenin düşey yer değiştirme hareketini,  $\theta$  ve  $\alpha$  sırasıyla gövdenin kafa vurma ve yuvarlanma açısal hareketini,  $x_4$ ,  $x_5$ ,  $x_6$  ve  $x_7$  aks-tekerlek kütlelerinin yer değiştirmesini,

$x_8$ ,  $x_9$ ,  $x_{10}$  ve  $x_{11}$  dinamik sönümleyici kütlelerinin yer değiştirmesini,  $Z_1(t)$ ,  $Z_2(t)$ ,  $Z_3(t)$  ve  $Z_4(t)$  tekerleklerin izlediği yol profilini temsil etmektedir.



Şekil 3.42 Dört noktadan etkili pasif dinamik sönümleyicili tam taşıt modeli



Şekil 3.43 Sağ ön süspansiyon sisteminde görülen pasif dinamik sönümleyici  
Bu modelin hareket denklemleri;

$$\begin{aligned}
 & M\ddot{y} + c_1(\dot{y} + a\dot{\theta}\cos\theta - c\dot{\alpha}\cos\alpha - \dot{x}_4) + c_2(\dot{y} + a\dot{\theta}\cos\theta + d\dot{\alpha}\cos\alpha - \dot{x}_5) \\
 & + c_3(\dot{y} - b\dot{\theta}\cos\theta - c\dot{\alpha}\cos\alpha - \dot{x}_6) + c_4(\dot{y} - b\dot{\theta}\cos\theta + d\dot{\alpha}\cos\alpha - \dot{x}_7) \\
 & + k_1(y + a\sin\theta - c\sin\alpha - x_4) + k_2(y + a\sin\theta + d\sin\alpha - x_5) \\
 & + k_3(y - b\sin\theta - c\sin\alpha - x_6) + k_4(y - b\sin\theta + d\sin\alpha - x_7)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& +c_{ds_1}(\dot{y} + a\dot{\theta}\cos\theta - c\dot{\alpha}\cos\alpha - \dot{x}_8) + c_{ds_2}(\dot{y} + a\dot{\theta}\cos\theta + d\dot{\alpha}\cos\alpha - \dot{x}_9) \\
& +c_{ds_3}(\dot{y} - b\dot{\theta}\cos\theta - c\dot{\alpha}\cos\alpha - \dot{x}_{10}) + c_{ds_4}(\dot{y} - b\dot{\theta}\cos\theta + d\dot{\alpha}\cos\alpha - \dot{x}_{11}) \\
& +k_{ds_1}(y + a\sin\theta - c\sin\alpha - x_8) + k_{ds_2}(y + a\sin\theta + d\sin\alpha - x_9) \\
& +k_{ds_3}(y - b\sin\theta - c\sin\alpha - x_{10}) + k_{ds_4}(y - b\sin\theta + d\sin\alpha - x_{11}) = 0
\end{aligned} \tag{3.50}$$

$$\begin{aligned}
& I_\theta\ddot{\theta} + c_1a\cos\theta(\dot{y} + a\dot{\theta}\cos\theta - c\dot{\alpha}\cos\alpha - \dot{x}_4) + c_2d\cos\theta(\dot{y} + a\dot{\theta}\cos\theta + d\dot{\alpha}\cos\alpha - \dot{x}_5) \\
& -c_3b\cos\theta(\dot{y} - b\dot{\theta}\cos\theta - c\dot{\alpha}\cos\alpha - \dot{x}_6) - c_4b\cos\theta(\dot{y} - b\dot{\theta}\cos\theta + d\dot{\alpha}\cos\alpha - \dot{x}_7) \\
& +k_1a\cos\theta(y + a\sin\theta - c\sin\alpha - x_4) + k_2a\cos\theta(y + a\sin\theta + d\sin\alpha - x_5) \\
& -k_3b\cos\theta(y - b\sin\theta - c\sin\alpha - x_6) - k_4b\cos\theta(y - b\sin\theta + d\sin\alpha - x_7) \\
& +c_{ds_1}a\cos\theta(\dot{y} + a\dot{\theta}\cos\theta - c\dot{\alpha}\cos\alpha - \dot{x}_8) + c_{ds_2}a\cos\theta(\dot{y} + a\dot{\theta}\cos\theta + d\dot{\alpha}\cos\alpha - \dot{x}_9) \\
& -c_{ds_3}b\cos\theta(\dot{y} - b\dot{\theta}\cos\theta - c\dot{\alpha}\cos\alpha - \dot{x}_{10}) - c_{ds_4}b\cos\theta(\dot{y} - b\dot{\theta}\cos\theta + d\dot{\alpha}\cos\alpha - \dot{x}_{11}) \\
& +k_{ds_1}a\cos\theta(y + a\sin\theta - c\sin\alpha - x_8) + k_{ds_2}a\cos\theta(y + a\sin\theta + d\sin\alpha - x_9) \\
& -k_{ds_3}b\cos\theta(y - b\sin\theta - c\sin\alpha - x_{10}) - k_{ds_4}b\cos\theta(y - b\sin\theta + d\sin\alpha - x_{11}) = 0
\end{aligned} \tag{3.51}$$

$$\begin{aligned}
& I_\alpha\ddot{\alpha} - c_1c\cos\alpha(\dot{y} + a\dot{\theta}\cos\theta - c\dot{\alpha}\cos\alpha - \dot{x}_4) + c_2d\cos\alpha(\dot{y} + a\dot{\theta}\cos\theta + d\dot{\alpha}\cos\alpha - \dot{x}_5) \\
& -c_3c\cos\alpha(\dot{y} - b\dot{\theta}\cos\theta - c\dot{\alpha}\cos\alpha - \dot{x}_6) + c_4d\cos\alpha(\dot{y} - b\dot{\theta}\cos\theta + d\dot{\alpha}\cos\alpha - \dot{x}_7) \\
& -k_1c\cos\alpha(y + a\sin\theta - c\sin\alpha - x_4) + k_2d\cos\alpha(y + a\sin\theta + d\sin\alpha - x_5) \\
& -k_3c\cos\alpha(y - b\sin\theta - c\sin\alpha - x_6) + k_4d\cos\alpha(y - b\sin\theta + d\sin\alpha - x_7) \\
& -c_{ds_1}c\cos\alpha(\dot{y} + a\dot{\theta}\cos\theta - c\dot{\alpha}\cos\alpha - \dot{x}_8) + c_{ds_2}d\cos\alpha(\dot{y} + a\dot{\theta}\cos\theta + d\dot{\alpha}\cos\alpha - \dot{x}_9) \\
& -c_{ds_3}c\cos\alpha(\dot{y} - b\dot{\theta}\cos\theta - c\dot{\alpha}\cos\alpha - \dot{x}_{10}) + c_{ds_4}d\cos\alpha(\dot{y} - b\dot{\theta}\cos\theta + d\dot{\alpha}\cos\alpha - \dot{x}_{11}) \\
& -k_{ds_1}c\cos\alpha(y + a\sin\theta - c\sin\alpha - x_8) + k_{ds_2}d\cos\alpha(y + a\sin\theta + d\sin\alpha - x_9) \\
& -k_{ds_3}c\cos\alpha(y - b\sin\theta - c\sin\alpha - x_{10}) + k_{ds_4}d\cos\alpha(y - b\sin\theta + d\sin\alpha - x_{11}) = 0
\end{aligned} \tag{3.52}$$

$$\begin{aligned}
& m_1\ddot{x}_4 + c_1(\dot{x}_4 - \dot{y} - a\dot{\theta}\cos\theta + c\dot{\alpha}\cos\alpha) + k_1(x_4 - y - a\sin\theta + c\sin\alpha) \\
& +k_{t1}(x_4 - Z_1(t)) = 0
\end{aligned} \tag{3.53}$$

$$\begin{aligned}
& m_2\ddot{x}_5 + c_2(\dot{x}_5 - \dot{y} - a\dot{\theta}\cos\theta - d\dot{\alpha}\cos\alpha) + k_2(x_5 - y - a\sin\theta - d\sin\alpha) \\
& +k_{t2}(x_5 - Z_2(t)) = 0
\end{aligned} \tag{3.54}$$

$$m_3\ddot{x}_6 + c_3(\dot{x}_6 - \dot{y} + b\dot{\theta}\cos\theta + c\dot{\alpha}\cos\alpha) + k_3(x_6 - y + b\sin\theta + c\sin\alpha) + k_{t3}(x_6 - Z_3(t)) = 0 \quad (3.55)$$

$$m_4\ddot{x}_7 + c_4(\dot{x}_7 - \dot{y} + b\dot{\theta}\cos\theta - d\dot{\alpha}\cos\alpha) + k_4(x_7 - y + b\sin\theta - d\sin\alpha) + k_{t4}(x_7 - Z_4(t)) = 0 \quad (3.56)$$

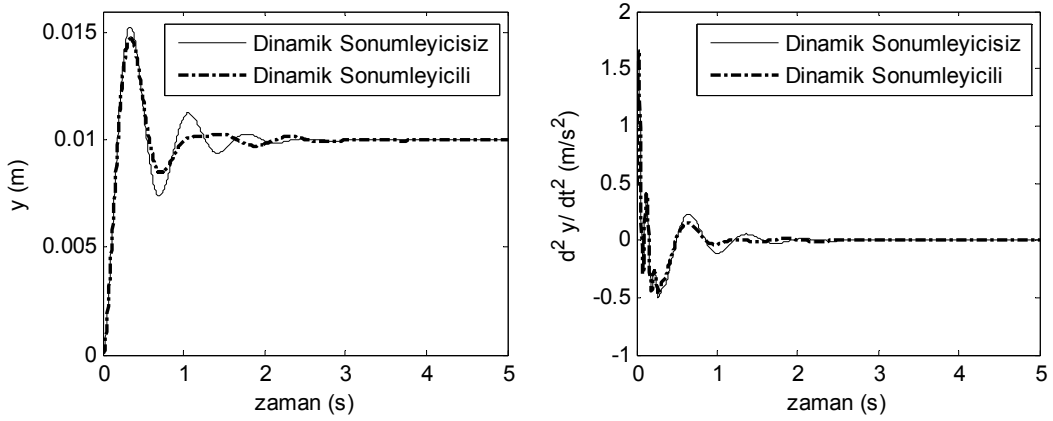
$$m_{ds_1}\ddot{x}_8 + c_{ds_1}(\dot{x}_8 - \dot{y} - a\dot{\theta}\cos\theta + c\dot{\alpha}\cos\alpha) + k_{ds_1}(x_8 - y - a\sin\theta + c\sin\alpha) = 0 \quad (3.57)$$

$$m_{ds_2}\ddot{x}_9 + c_{ds_2}(\dot{x}_9 - \dot{y} - a\dot{\theta}\cos\theta - d\dot{\alpha}\cos\alpha) + k_{ds_2}(x_9 - y - a\sin\theta - d\sin\alpha) = 0 \quad (3.58)$$

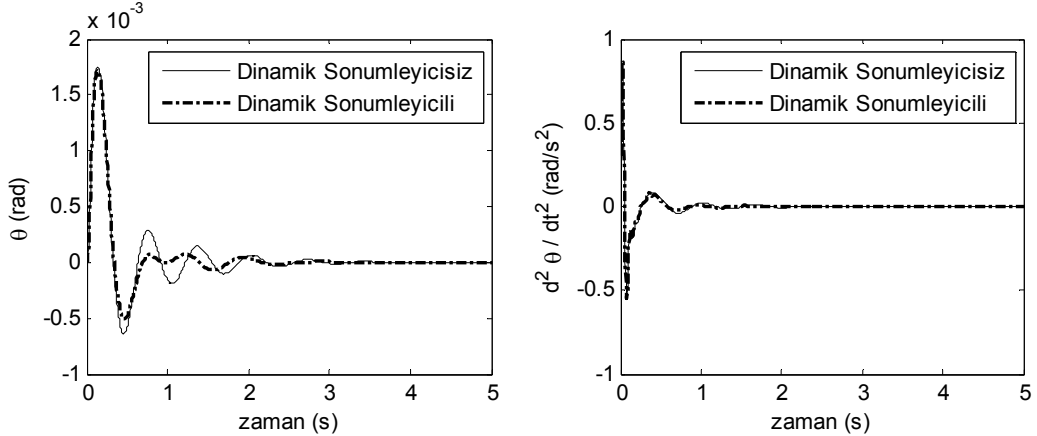
$$m_{ds_3}\ddot{x}_{10} + c_{ds_3}(\dot{x}_{10} - \dot{y} + b\dot{\theta}\cos\theta + c\dot{\alpha}\cos\alpha) + k_{ds_3}(x_{10} - y + b\sin\theta + c\sin\alpha) = 0 \quad (3.59)$$

$$m_{ds_4}\ddot{x}_{11} + c_{ds_4}(\dot{x}_{11} - \dot{y} + b\dot{\theta}\cos\theta - d\dot{\alpha}\cos\alpha) + k_{ds_4}(x_{11} - y + b\sin\theta - d\sin\alpha) = 0 \quad (3.60)$$

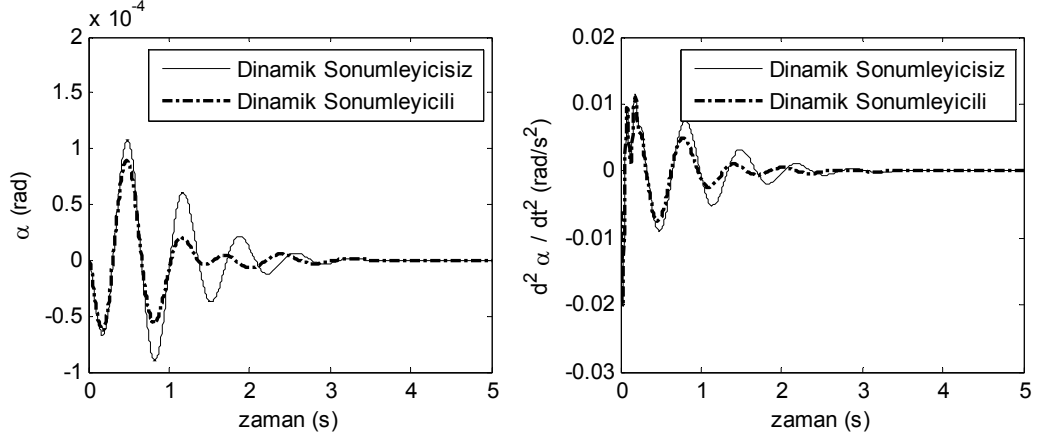
Bu model bilgisayar simülasyonu yapılarak dinamik sönümleyicisiz klasik tam taşıt modeli ile karşılaştırıldı. Her iki model 20 m/s sabit hız ile çeyrek taşıt modelinde olduğu gibi Şekil 3.15’ de görülen 0,01 m yüksekliğindeki rampa-basamak yol profili üzerinden önce ön tekerlekler ardından arka tekerlekler olmak üzere geçirildi. Bu seyir durumu için elde edilen zaman cevapları ve modellere ait frekans cevapları aşağıda değerlendirildi.



Şekil 3.44 Ana kütle düşey yer değiştirme hareketi ve ivme zaman cevapları

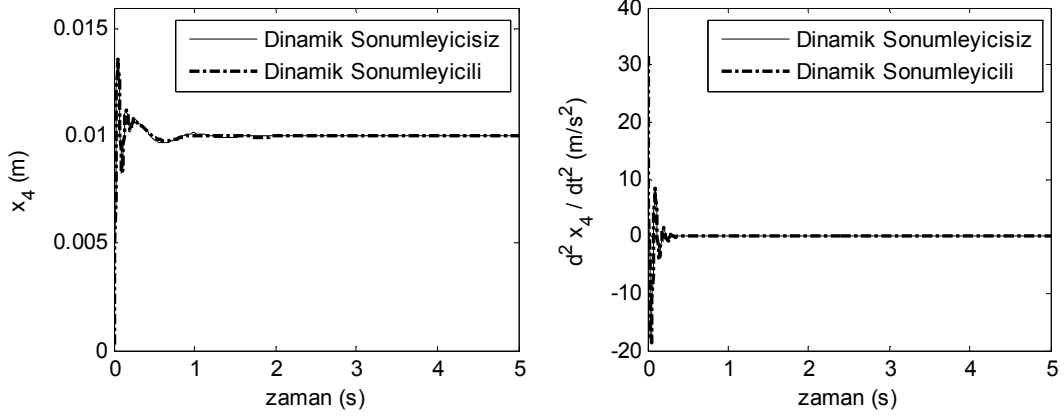


Şekil 3.45 Ana kütle kafa vurma hareketi zaman cevapları

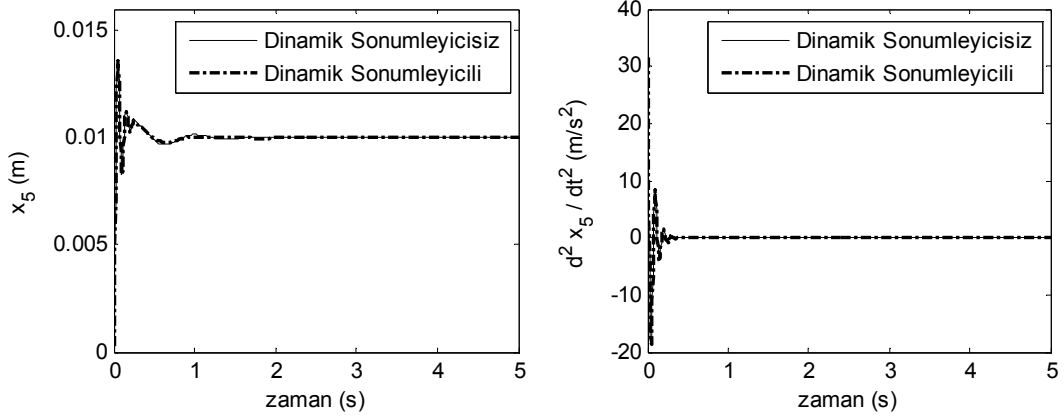


Şekil 3.46 Ana kütle yuvarlanma hareketi zaman cevapları

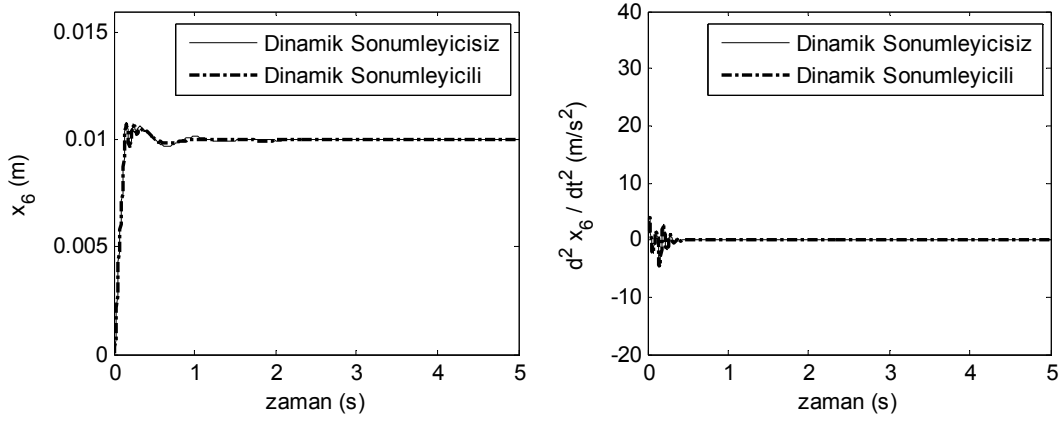
Gövde titreşimlerinin analizi düşey yer değiştirme, kafa vurma ve yuvarlanma hareketlerinin zaman cevapları olan Şekil 3.44, Şekil 3.45 ve Şekil 3.46’ de görülmektedir. Bu tasarım ile bu üç parametrenin; doğrusal ve açısal yer değiştirme hareketlerinin aynı çeyrek taşıt modelinde olduğu gibi dinamik sönümleyicisiz duruma göre daha başarılı kontrol edildiği ve ivme büyüklüklerinin de bir miktar azaldığı gözlemlendi.



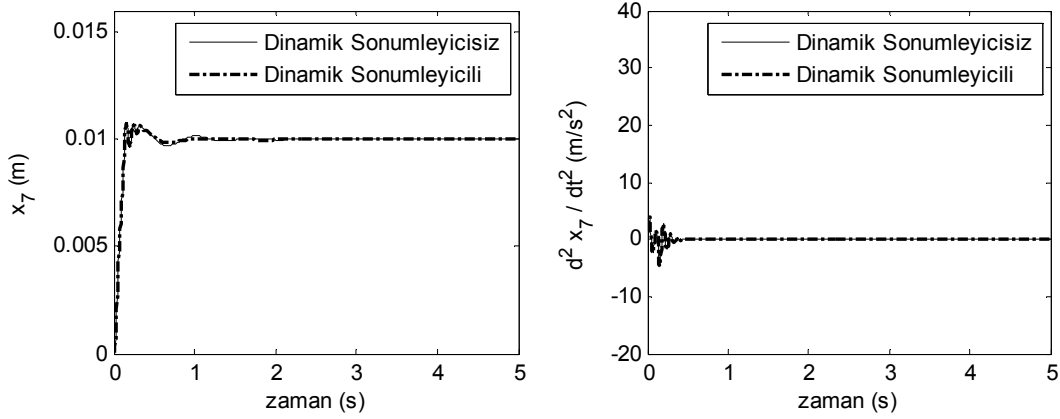
Şekil 3.47 Sağ ön aks-tekerlek kütle zaman cevapları



Şekil 3.48 Sol ön aks-tekerlek kütle zaman cevapları

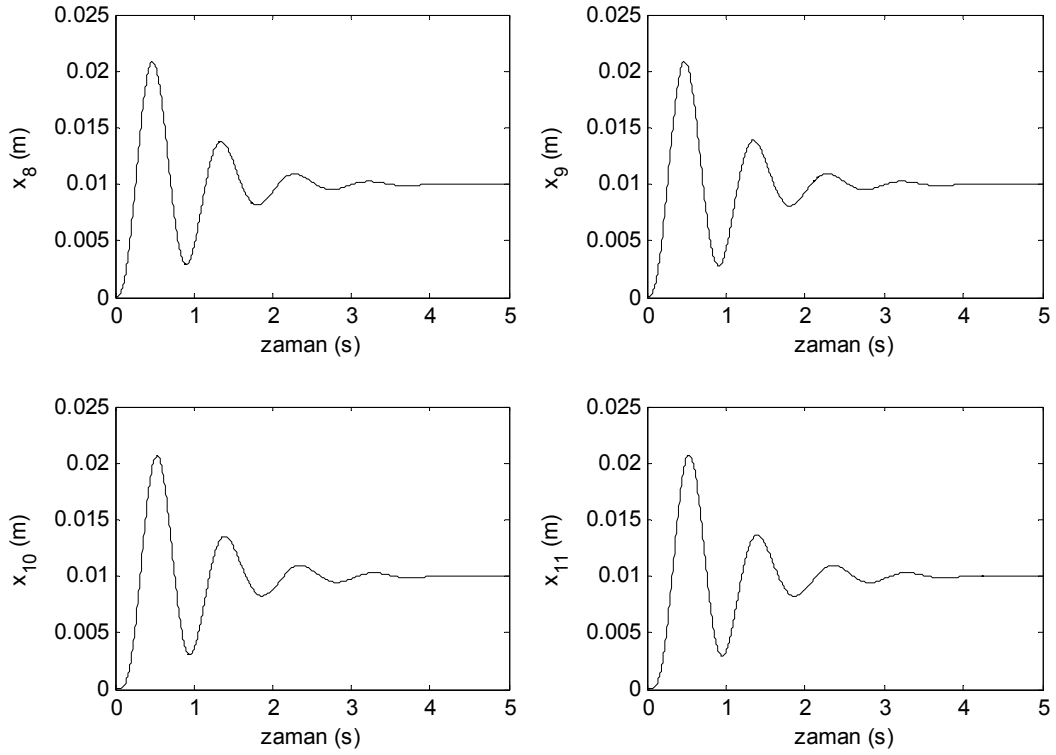


Şekil 3.49 Sağ arka aks-tekerlek kütlesi zaman cevapları

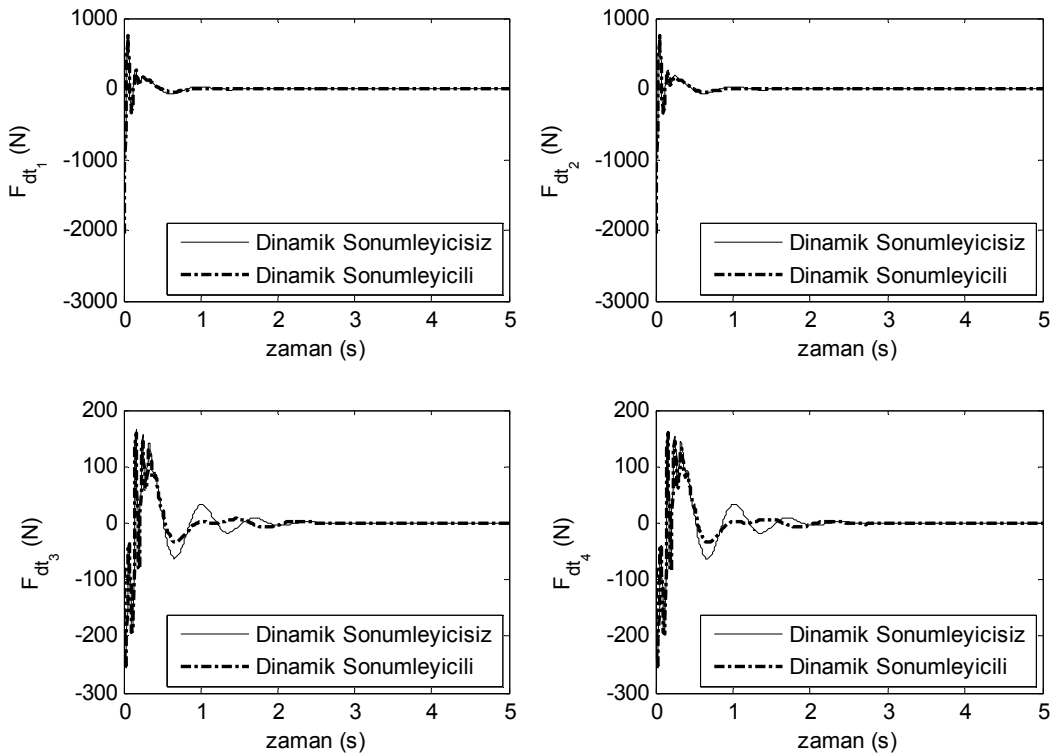


Şekil 3.50 Sol arka aks-tekerlek kütlesi zaman cevapları

Şekil 3.47' den Şekil 3.50' ye kadar görülen aks-tekerlek kütlelerinin zaman cevapları incelendiğinde dinamik sönümleyicisiz durumdaki şartların korunduğu görülmektedir. Ancak her iki durum içinde arka aks-tekerlek kütlelerinin hem yer değiştirmeleri hem de ivmeleri ön aks-tekerlek kütlelerine göre daha başarılı kontrol edildiği belirlendi. Şekil 3.51' de dinamik sönümleyici kütlelerinin yer değiştirme diyagramları verildi. Arkada bulunan kütleler ile önde bulunan kütlelerin hareketleri arasında akslar arası mesafe nedeni ile 20 m/s sabit hız için yaklaşık olarak 0,1 s' lik gecikme oluşmaktadır. Bu durum haricinde dinamik sönümleyici kütleleri yaklaşık olarak aynı hareketi yapmaktadırlar. Dinamik tekerlek yüklerinin zaman cevaplarının görüldüğü Şekil 3.52 incelendiğinde arka aks-tekerlek kütlelerinin zaman cevaplarında görülen durumun benzeri bu sonuçlarda da bulunmaktadır. Arka tekerleklere ait dinamik tekerlek yükü genlikleri her iki durum içinde ötekilerden daha küçük değerlere sahiptirler. Ayrıca arka tekerlek dinamik tekerlek yükleri dinamik sönümleyicili halde dinamik sönümleyicisiz hale göre daha iyi kontrol edilmesi sonucu arka tekerlek yol tutuş kabiliyetinin arttığı gözlenmektedir.



Şekil 3.51 Dinamik sönümleyicilerin yer değiştirme hareketi zaman cevapları

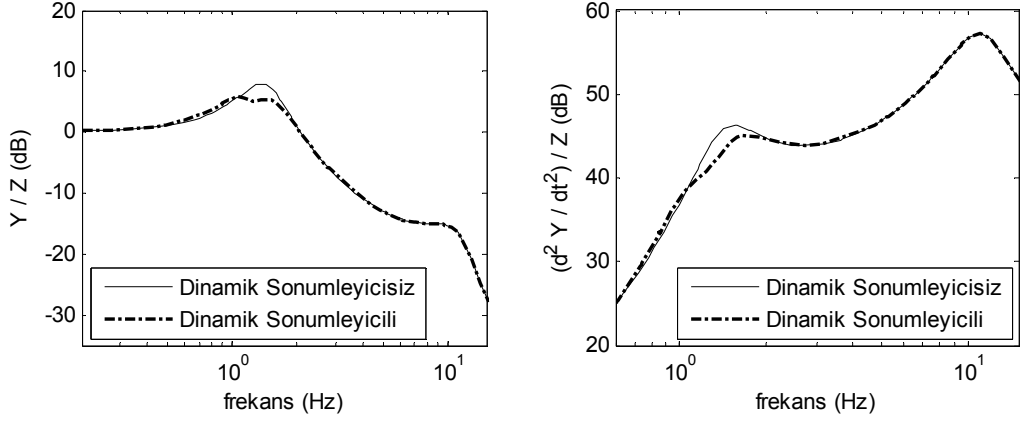


Şekil 3.52 Dinamik tekerlek yüklerinin zaman cevapları

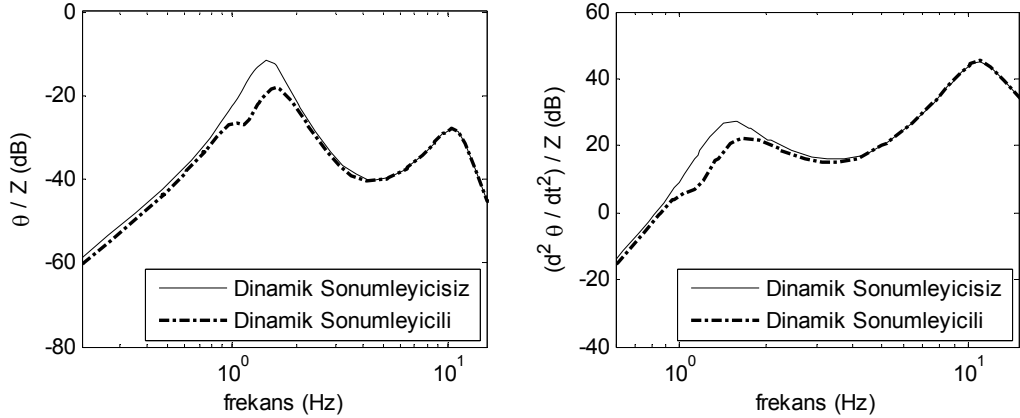
Tam taşıt modeli için tespit edilen parametre değerleri ile tam taşıt modeli hareket denklemleri bir özdeğer problemi olarak değerlendirildiğinde, ana kütle ve aks-tekerlek kütlelerinin doğal frekansları sırasıyla 1,39 Hz, 1,47 Hz, 1,45 Hz, 10,35 Hz, 10,34 Hz, 11,41

ve 11,41 Hz olarak hesaplandı. Buradaki ilk üç frekans ana kütle düşey yer değiştirme, kafa vurma ve yuvarlanma hareketlerine diğerleri de ön ve arka aks-tekerlek kütlelerine ait doğal frekans değerleridir. Ek 6' da hesaplama için gerekli matrisler verildi.

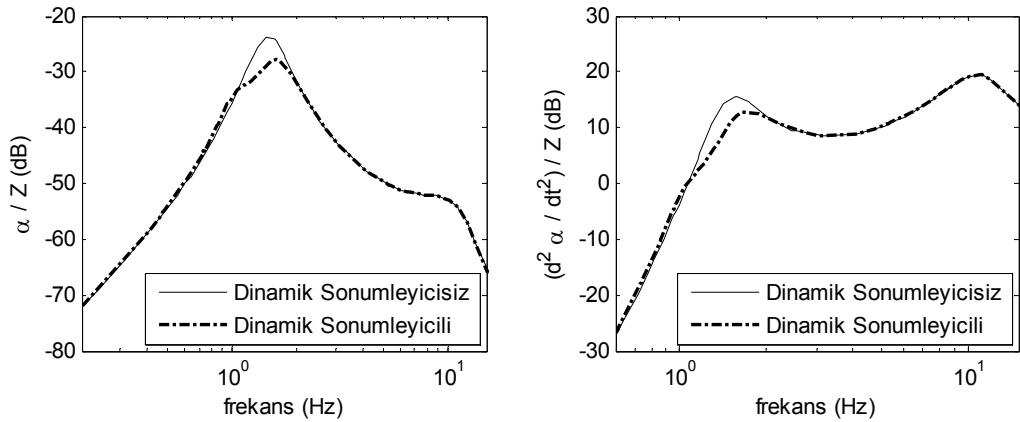
Şekil 3.53' den Şekil 3.55' e kadar taşıt gövdesinin düşey yer değiştirme, kafa vurma ve yuvarlanma hareketlerine ait frekans cevapları görülmektedir.



Şekil 3.53 Ana kütle düşey yer değiştirme hareketi ve ivme frekans cevapları



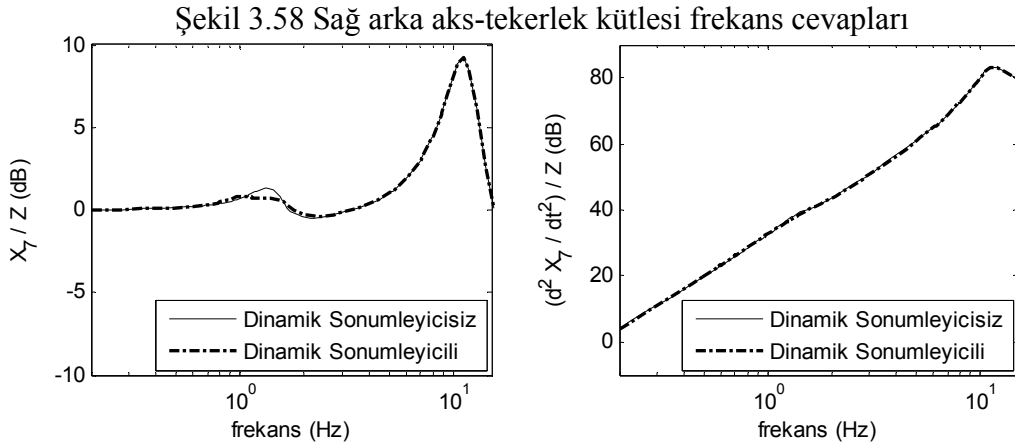
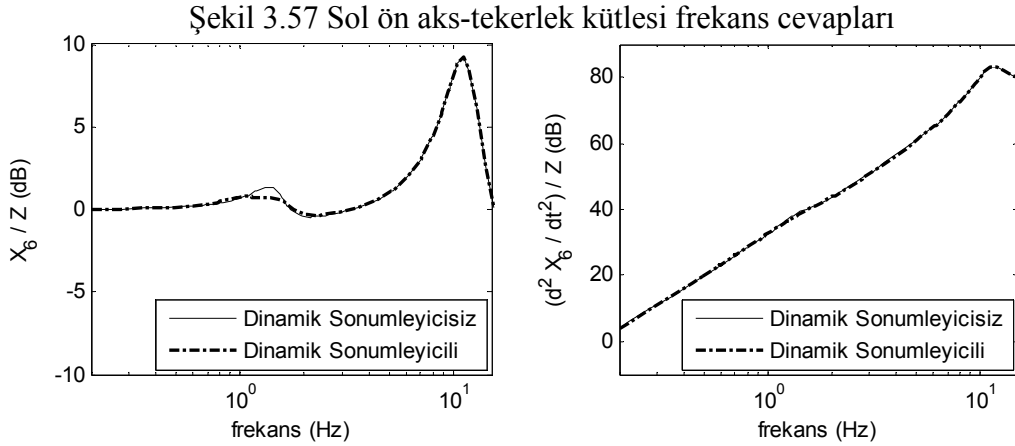
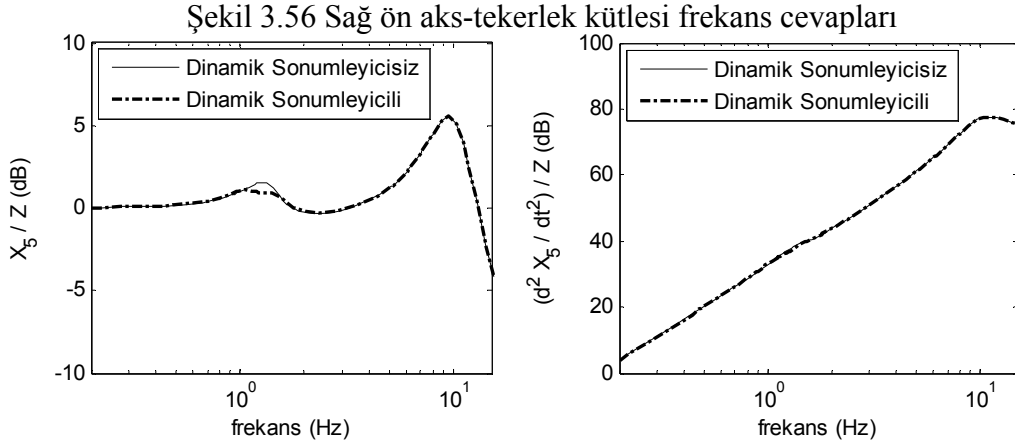
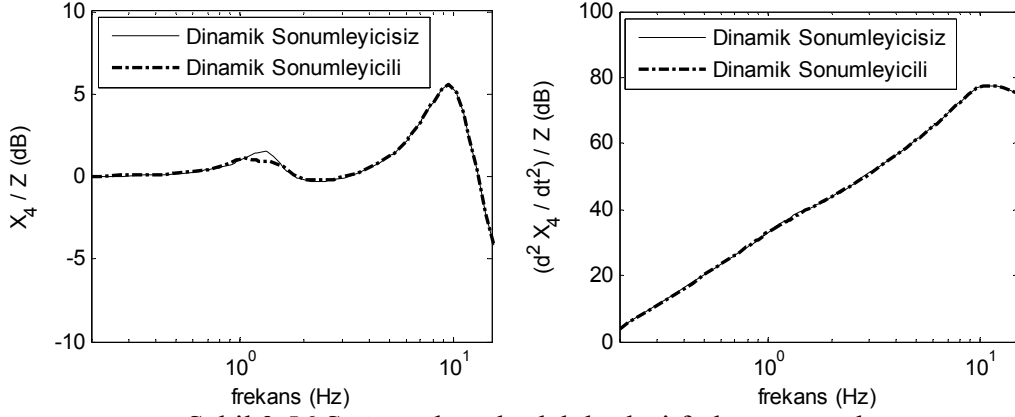
Şekil 3.54 Ana kütle kafa vurma hareketi frekans cevapları

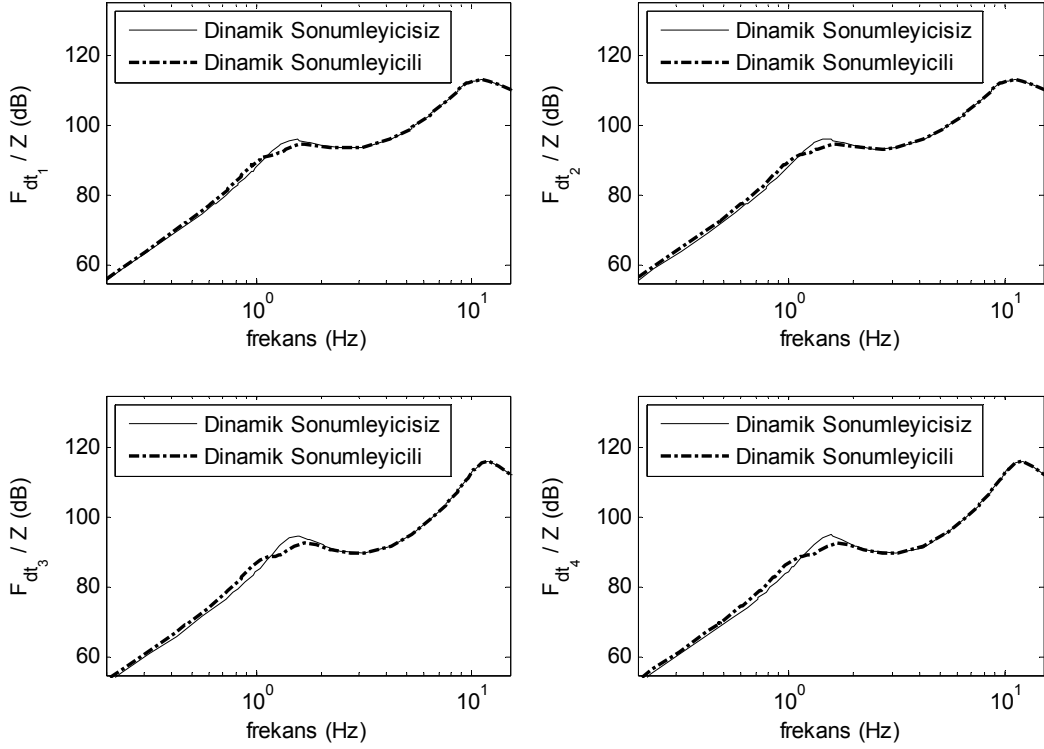


Şekil 3.55 Ana kütle yuvarlanma hareketi frekans cevapları

Şekil 3.53' den Şekil 3.60'a kadar olan frekans cevapları incelendiğinde bu diyagramların ortak noktası dinamik sönümleyicilerin etkisi ile 1-2 Hz arasındaki rezonans frekansı civarında genliklerin bir miktar bastırılmış olmasıdır. Bu durum zaman cevaplarındaki

sonuçları da desteklemektedir. Şekil 3.56' dan Şekil 3.59' a kadar aks-tekerlek kütlelerinin yer değiştirme ve ivme büyüklüklerine ait frekans cevapları görülmektedir.





Şekil 3.60 Dinamik tekerlek yükü frekans cevapları

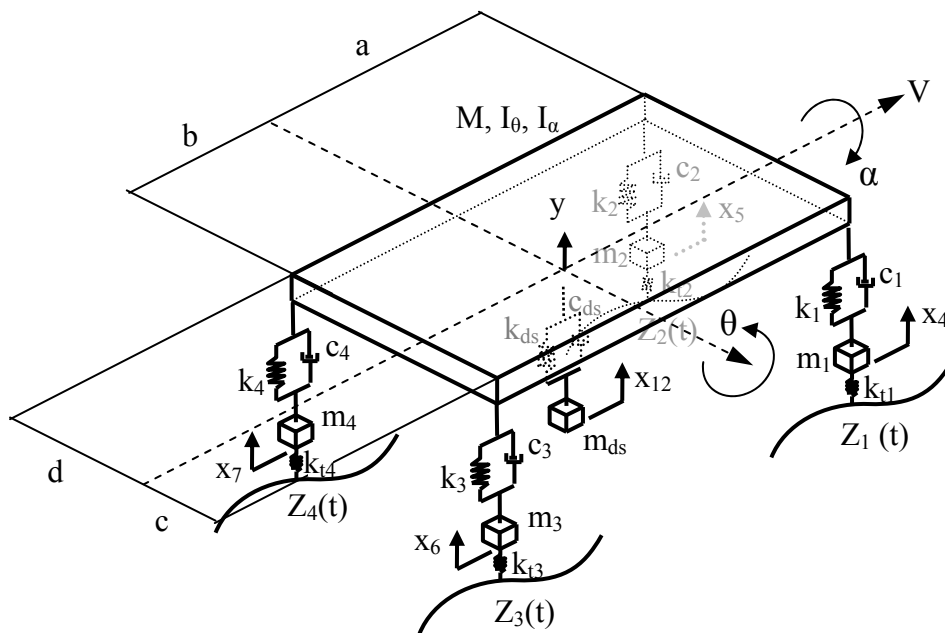
Şekil 3.60’ da görülen dinamik tekerlek yüklerine ait frekans cevaplarında bu model için rezonans frekansı civarında tekerlek yükü genliklerinin bir miktar bastırılması ile yol tutuşun iyileştirildiği görülmektedir.

### 3.5 Tam taşıt modeli için ağırlık merkezinden etkili optimum pasif dinamik sönümleyici tasarımı

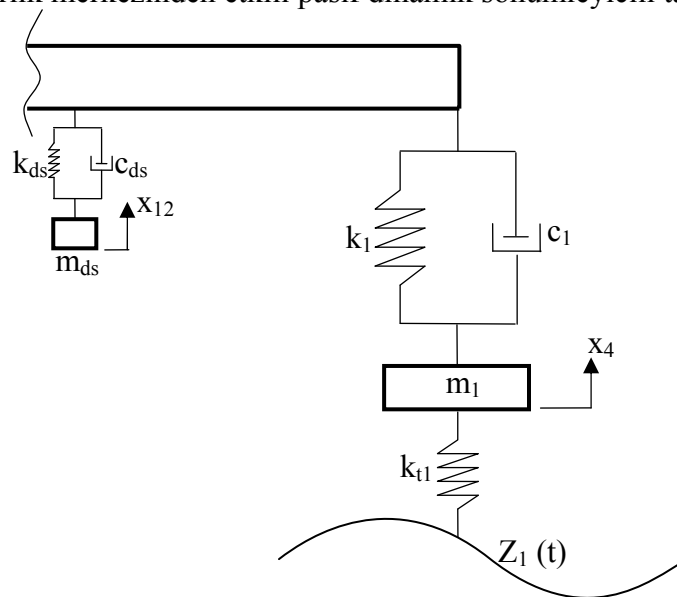
Şekil 3.61’ de tam taşıt modeline ağırlık merkezinden etki eden bir adet dinamik sönümleyicili model ve Şekil 3.62’ de bu modeldeki dinamik sönümleyicinin sağ ön süspansiyon sistemi görünüşü üzerindeki ayrıntısı görülmektedir. Bu şekillerde görülen parametreler;  $y$  gövdenin düşey yer değiştirme hareketini,  $\theta$  ve  $\alpha$  sırasıyla gövdenin kafa vurma ve yuvarlanma açısal hareketini,  $x_4$ ,  $x_5$ ,  $x_6$  ve  $x_7$  aks-tekerlek kütlelerinin yer değiştirmesini,  $x_{12}$  dinamik sönümleyici kütlelerinin yer değiştirmesini,  $Z_1(t)$ ,  $Z_2(t)$ ,  $Z_3(t)$  ve  $Z_4(t)$  tekerleklerin izlediği yol profilini temsil etmektedir.

Bu modelde bulunan dinamik sönümleyiciye ait parametre değerleri çeyrek taşıt modelinde olduğu gibi ana kütlelerin düşey yer değiştirme hareketinin yol girişine olan oranı değerine göre optimize edildi. Bunun için ana kütle düşey yer değiştirme hareketinin yol girişine oranının rezonans frekansında en düşük değere ulaşmasını sağlayan dinamik sönümleyici parametre değerleri taranarak optimum parametre değerleri belirlendi. Şekil 3.63’ de dinamik

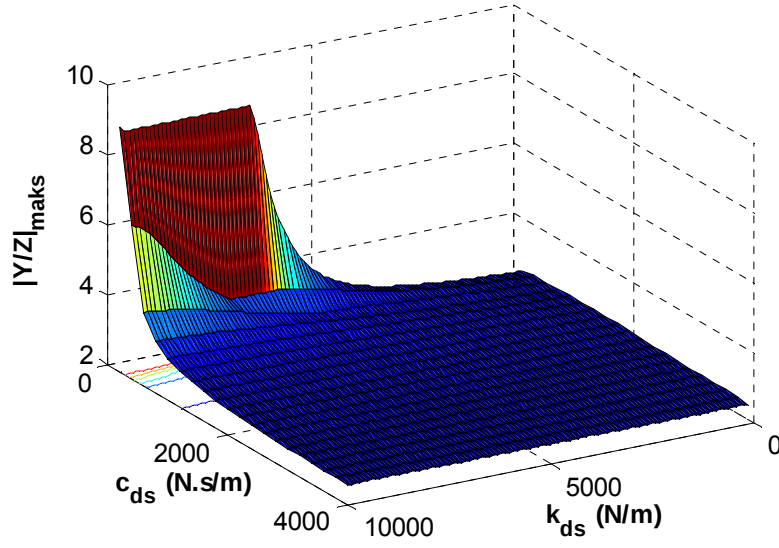
sönümleyici parametrelerinin taranması sonucu elde edilen  $|Y/Z|_{maks}$  değerinin  $k_{ds}$  ve  $c_{ds}$  parametrelerine göre değişimi görülmektedir. Bu diyagrama göre dinamik sönümleyici yay sabiti değeri küçüldükçe ve sönüm sabiti değeri büyüdükçe ana kütle düşey yer değiştirme hareketinin rezonans frekansındaki oranı azalmaktadır. Dinamik sönümleyicinin uygulaması düşünüldüğünde yay sabiti değerinin küçük seçilmesi ana kütle düşey yer değiştirme hareketini azaltmakla beraber dinamik sönümleyici kütlelerinin yer değiştirme miktarını artırarak uygulama sınırları dışına çıkmasına neden olacaktır. Bu sebeplerden dolayı yay sabiti ve sönüm sabiti parametre değerleri şekilde görülen üst sınır değerleri olarak seçildi. Bu parametre değerleri Çizelge 3.11’ de görülmektedir.



Şekil 3.61 Ağırlık merkezinden etkili pasif dinamik sönümleyicili tam taşıt modeli



Şekil 3.62 Sağ ön süspansiyon sisteminde görülen pasif dinamik sönümleyici



Şekil 3.63  $m_{ds} = 110,8$  kg için  $|Y/Z|_{maks}$  değerinin  $k_{ds}$  ve  $c_{ds}$  parametrelerine göre değişimi

Çizelge 3.11 Optimum dinamik sönümleyici parametre değerleri

|          |                   |
|----------|-------------------|
| $m_{ds}$ | <b>110.8 kg</b>   |
| $k_{ds}$ | <b>10000 N/m</b>  |
| $c_{ds}$ | <b>4000 N.s/m</b> |

Bu modelin hareket denklemleri;

$$\begin{aligned}
 & M\ddot{y} + c_1(\dot{y} + a\dot{\theta}\cos\theta - c\dot{\alpha}\cos\alpha - \dot{x}_4) + c_2(\dot{y} + a\dot{\theta}\cos\theta + d\dot{\alpha}\cos\alpha - \dot{x}_5) \\
 & + c_3(\dot{y} - b\dot{\theta}\cos\theta - c\dot{\alpha}\cos\alpha - \dot{x}_6) + c_4(\dot{y} - b\dot{\theta}\cos\theta + d\dot{\alpha}\cos\alpha - \dot{x}_7) \\
 & + k_1(y + a\sin\theta - c\sin\alpha - x_4) + k_2(y + a\sin\theta + d\sin\alpha - x_5) \\
 & + k_3(y - b\sin\theta - c\sin\alpha - x_6) + k_4(y - b\sin\theta + d\sin\alpha - x_7) \\
 & + c_{ds}(\dot{y} - \dot{x}_{12}) + k_{ds}(y - x_{12}) = 0
 \end{aligned} \tag{3.61}$$

$$\begin{aligned}
 & I_\theta\ddot{\theta} + c_1a\cos\theta(\dot{y} + a\dot{\theta}\cos\theta - c\dot{\alpha}\cos\alpha - \dot{x}_4) + c_2d\cos\theta(\dot{y} + a\dot{\theta}\cos\theta + d\dot{\alpha}\cos\alpha - \dot{x}_5) \\
 & - c_3b\cos\theta(\dot{y} - b\dot{\theta}\cos\theta - c\dot{\alpha}\cos\alpha - \dot{x}_6) - c_4b\cos\theta(\dot{y} - b\dot{\theta}\cos\theta + d\dot{\alpha}\cos\alpha - \dot{x}_7) \\
 & + k_1a\cos\theta(y + a\sin\theta - c\sin\alpha - x_4) + k_2a\cos\theta(y + a\sin\theta + d\sin\alpha - x_5) \\
 & - k_3b\cos\theta(y - b\sin\theta - c\sin\alpha - x_6) - k_4b\cos\theta(y - b\sin\theta + d\sin\alpha - x_7) = 0
 \end{aligned} \tag{3.62}$$

$$\begin{aligned}
 & I_\alpha\ddot{\alpha} - c_1c\cos\alpha(\dot{y} + a\dot{\theta}\cos\theta - c\dot{\alpha}\cos\alpha - \dot{x}_4) + c_2d\cos\alpha(\dot{y} + a\dot{\theta}\cos\theta + d\dot{\alpha}\cos\alpha - \dot{x}_5) \\
 & - c_3c\cos\alpha(\dot{y} - b\dot{\theta}\cos\theta - c\dot{\alpha}\cos\alpha - \dot{x}_6) + c_4d\cos\alpha(\dot{y} - b\dot{\theta}\cos\theta + d\dot{\alpha}\cos\alpha - \dot{x}_7) \\
 & - k_1c\cos\alpha(y + a\sin\theta - c\sin\alpha - x_4) + k_2d\cos\alpha(y + a\sin\theta + d\sin\alpha - x_5)
 \end{aligned}$$

$$-k_3 c \cos \alpha (y - b \sin \theta - c \sin \alpha - x_6) + k_4 d \cos \alpha (y - b \sin \theta + d \sin \alpha - x_7) = 0 \quad (3.63)$$

$$m_1 \ddot{x}_4 + c_1 (\dot{x}_4 - \dot{y} - a \dot{\theta} \cos \theta + c \dot{\alpha} \cos \alpha) + k_1 (x_4 - y - a \sin \theta + c \sin \alpha) + k_{t1} (x_4 - Z_1(t)) = 0 \quad (3.64)$$

$$m_2 \ddot{x}_5 + c_2 (\dot{x}_5 - \dot{y} - a \dot{\theta} \cos \theta - d \dot{\alpha} \cos \alpha) + k_2 (x_5 - y - a \sin \theta - d \sin \alpha) + k_{t2} (x_5 - Z_2(t)) = 0 \quad (3.65)$$

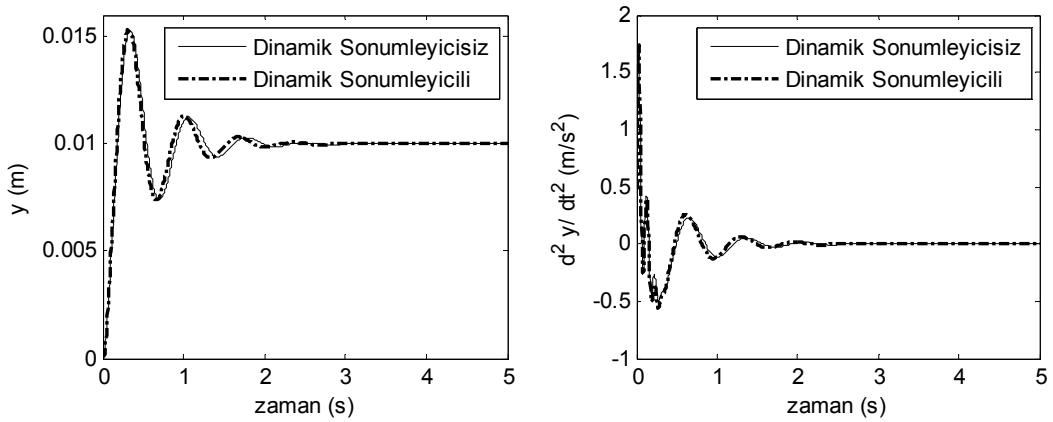
$$m_3 \ddot{x}_6 + c_3 (\dot{x}_6 - \dot{y} + b \dot{\theta} \cos \theta + c \dot{\alpha} \cos \alpha) + k_3 (x_6 - y + b \sin \theta + c \sin \alpha) + k_{t3} (x_6 - Z_3(t)) = 0 \quad (3.66)$$

$$m_4 \ddot{x}_7 + c_4 (\dot{x}_7 - \dot{y} + b \dot{\theta} \cos \theta - d \dot{\alpha} \cos \alpha) + k_4 (x_7 - y + b \sin \theta - d \sin \alpha) + k_{t4} (x_7 - Z_4(t)) = 0 \quad (3.67)$$

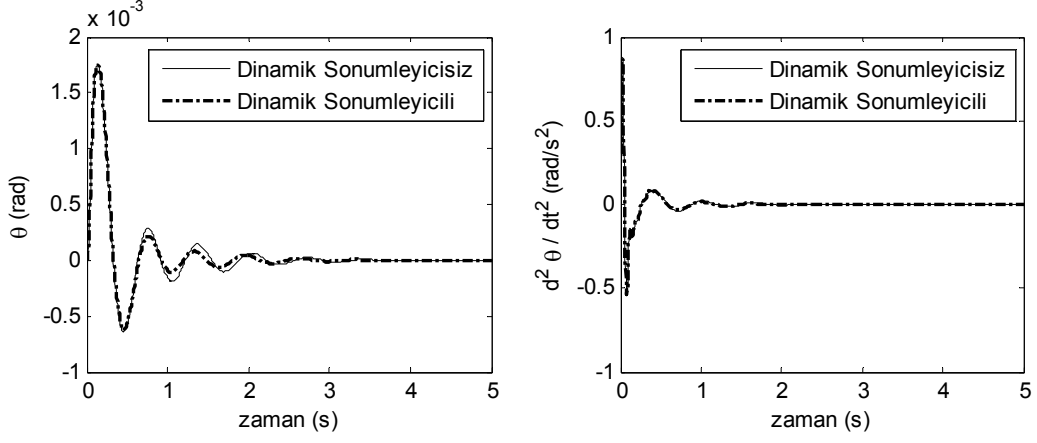
$$m_{ds} \ddot{x}_{12} + c_{ds} (\dot{x}_{12} - \dot{y}) + k_{ds} (x_{12} - y) = 0 \quad (3.68)$$

Bu model için yapılan bilgisayar simülasyonu dinamik sönümleyicisiz klasik tam taşıt modeli ile karşılaştırıldı. Her iki model 20 m/s sabit hız ile Şekil 3.15’ de görülen 0,01 m yüksekliğindeki rampa-basamak yol profili üzerinden önce ön tekerlekler ardından arka tekerlekler olmak üzere geçirildi. Bu seyir durumu için elde edilen zaman cevapları ve modellere ait frekans cevapları aşağıda değerlendirildi.

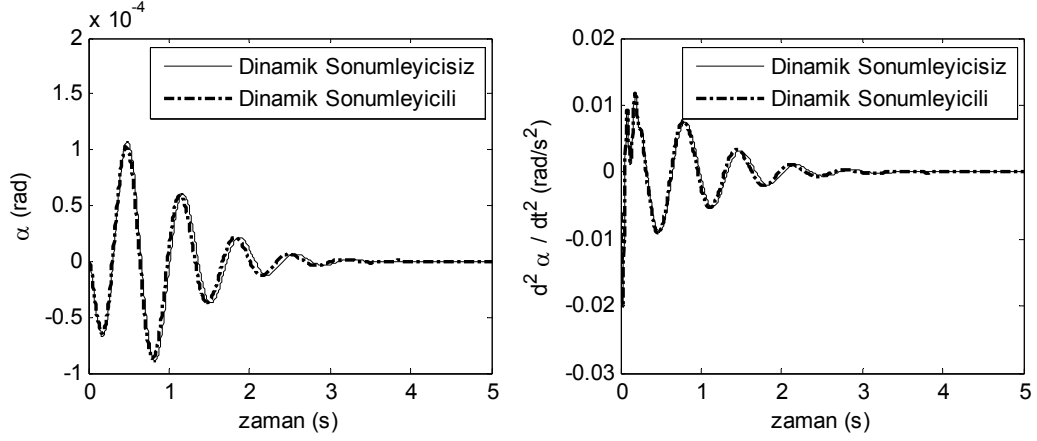
Şekil 3.64’ den Şekil 3.66’ ya kadar olan ana kütle hareketleri zaman cevapları incelendiğinde ağırlık merkezinden etkili bir adet pasif dinamik sönümleyicinin ana kütle titreşim hareketleri üzerinde olumlu ya da olumsuz bir etkisinin olmadığı görülmektedir.



Şekil 3.64 Ana kütle düşey yer değiştirme hareketi ve ivme zaman cevapları

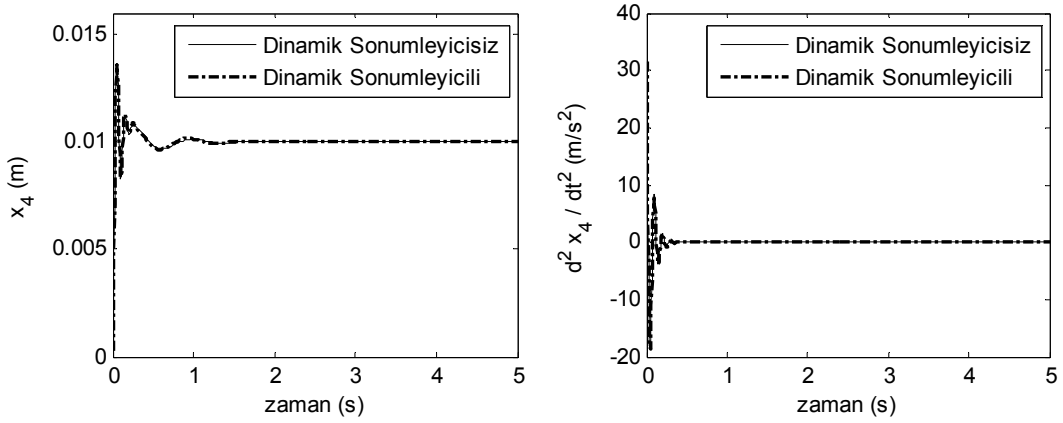


Şekil 3.65 Ana kütle kafa vurma hareketi zaman cevapları

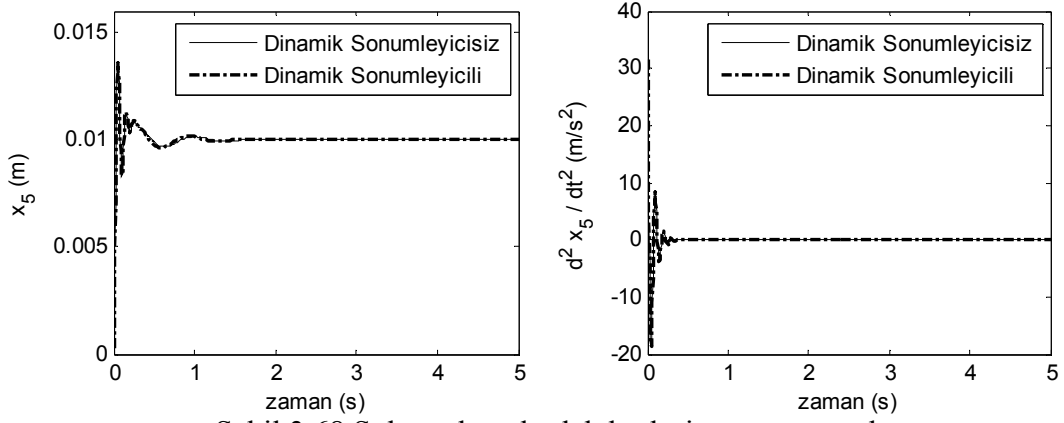


Şekil 3.66 Ana kütle yuvarlanma hareketi zaman cevapları

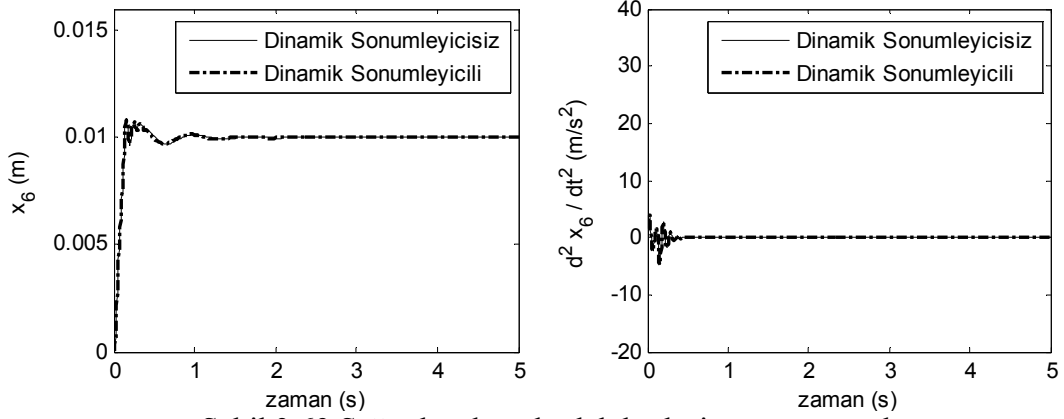
Şekil 3.67' den Şekil 3.70' e kadar olan aks-tekerlek kütleleri zaman cevaplarında da dinamik sönümleyicisiz durum ile dinamik sönümleyicili durum arasında bir fark görülmemektedir. Ancak taşıtın rampa-basamak yol girişini geçişi esnasında pasif dinamik sönümleyicinin çalıştığı Şekil 3.71' deki dinamik sönümleyici kütlelerinin yer değiştirme zaman cevabında görülmektedir. Şekil 3.72' de dinamik tekerlek yüklerini gösteren diyagramda da her iki durum arasında bir fark yoktur dolayısı ile yol tutuş durumu korunmaktadır.



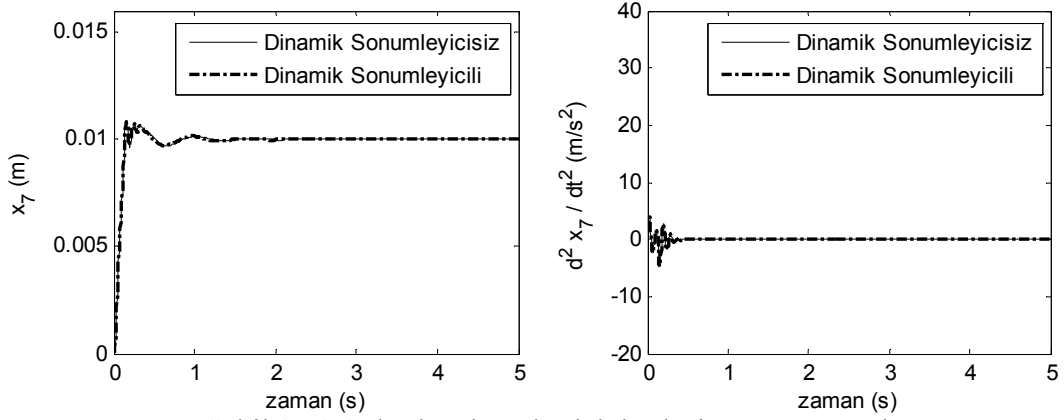
Şekil 3.67 Sağ ön aks-tekerlek kütleleri zaman cevapları



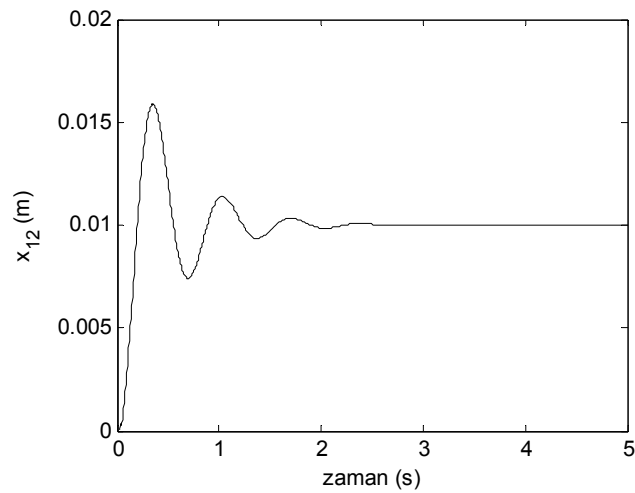
Şekil 3.68 Sol ön aks-tekerlek kütlesi zaman cevapları



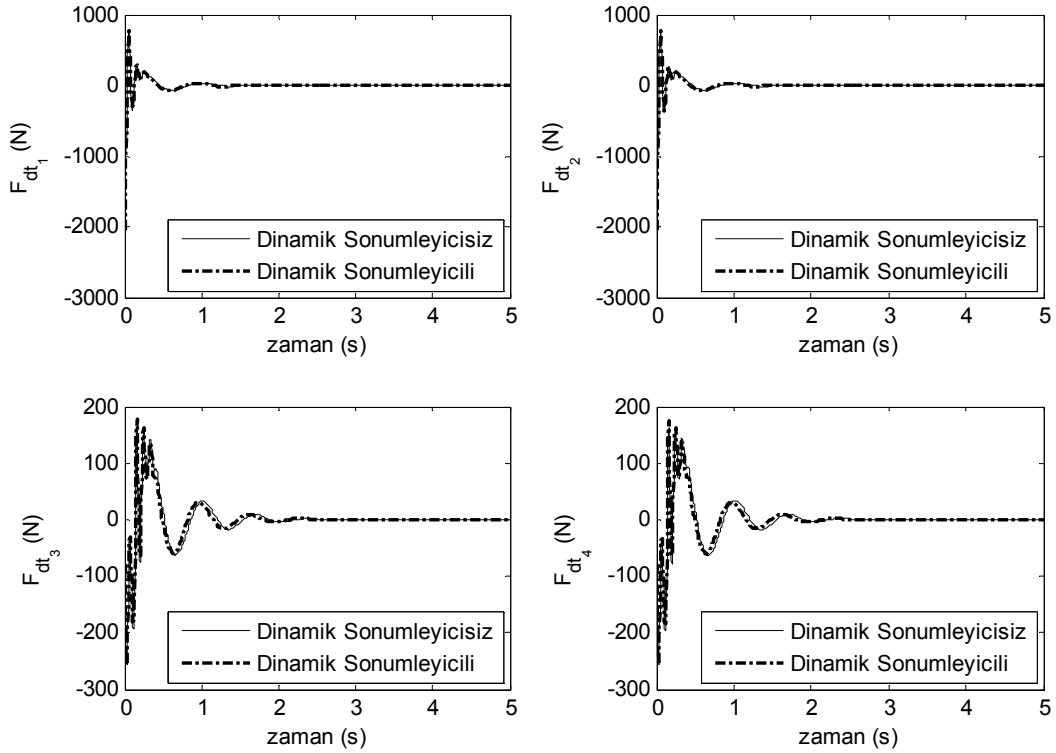
Şekil 3.69 Sağ arka aks-tekerlek kütlesi zaman cevapları



Şekil 3.70 Sol arka aks-tekerlek kütlesi zaman cevapları

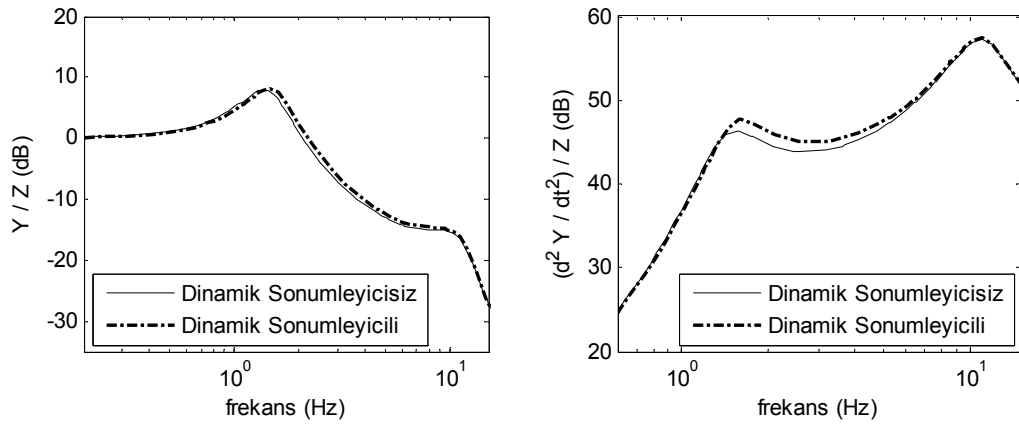


Şekil 3.71 Dinamik sönümleyicinin yer değiştirme hareketi zaman cevabı

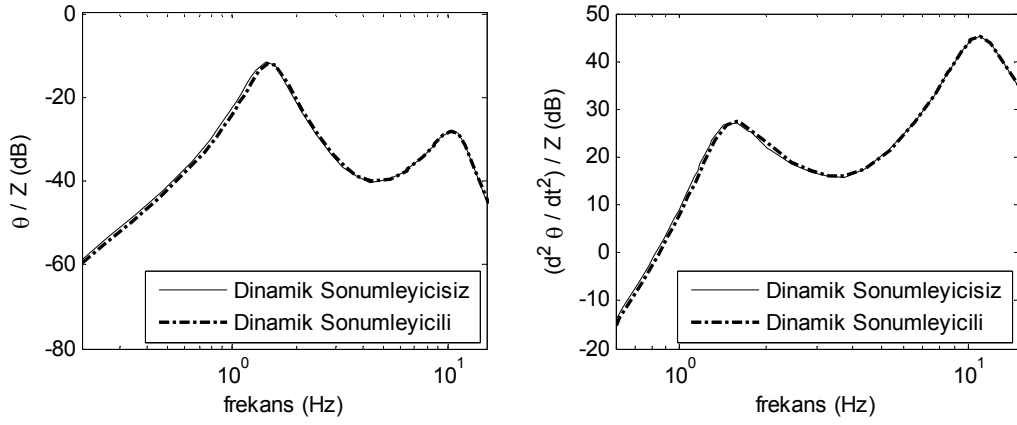


Şekil 3.72 Dinamik tekerlek yüklerinin zaman cevapları

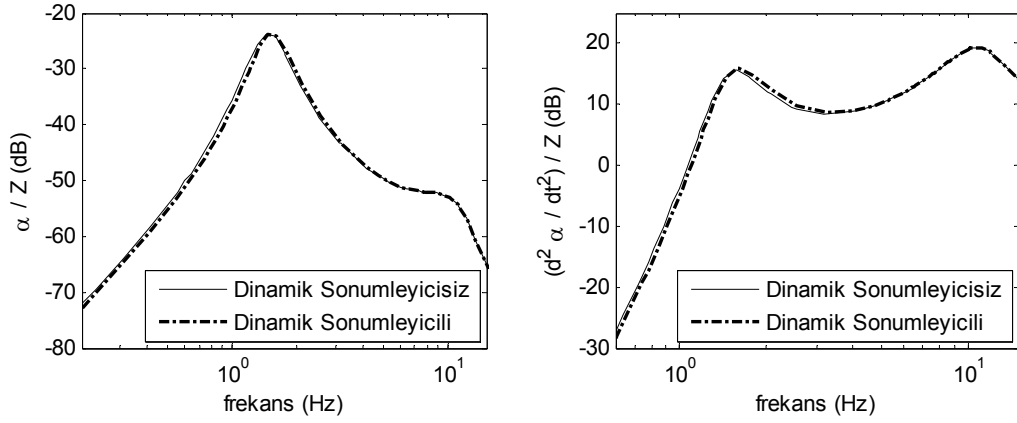
Şekil 3.73' den Şekil 3.80' e kadar olan frekans cevapları incelendiğinde genel olarak dinamik sönümleyicili durumdaki sonuçların dinamik sönümleyicisiz durumdaki halini koruduğu görülmektedir. Sadece ana kütle düşey yer değiştirme hareketi ve ivme genliklerinde az miktarda artımlar olduğu Şekil 3.73' de görülmektedir. Bu diyagram haricindekiler; ana kütle kafa vurma ve yuvarlanma hareketi ile aks-terkerlek kütleleri ve dinamik tekerlek yükü frekans cevapları, genel olarak değerlendirildiğinde dinamik sönümleyicisiz duruma yakın genliklere sahip oldukları görülmektedir.



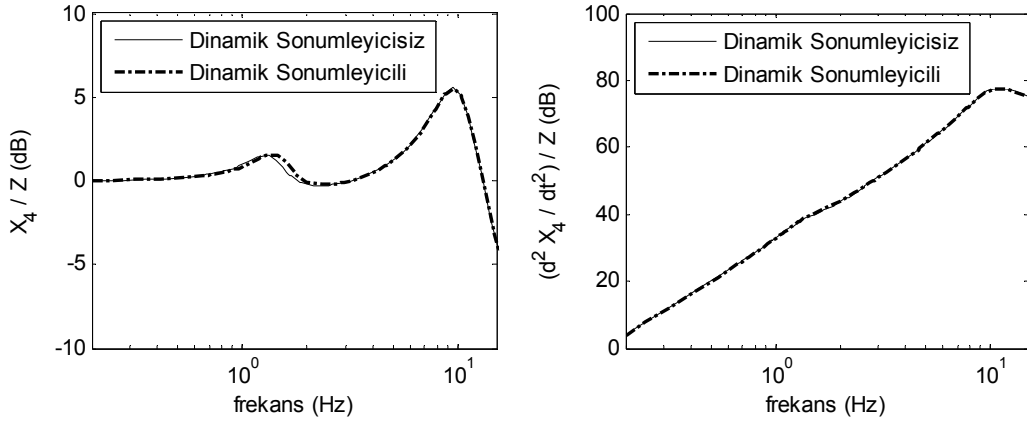
Şekil 3.73 Ana kütle düşey yer değiştirme hareketi ve ivme frekans cevapları



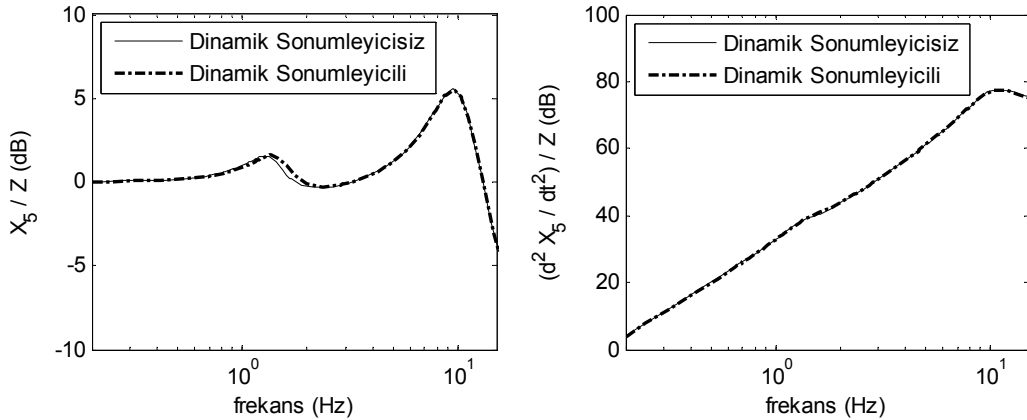
Şekil 3.74 Ana kütle kafa vurma hareketi frekans cevapları



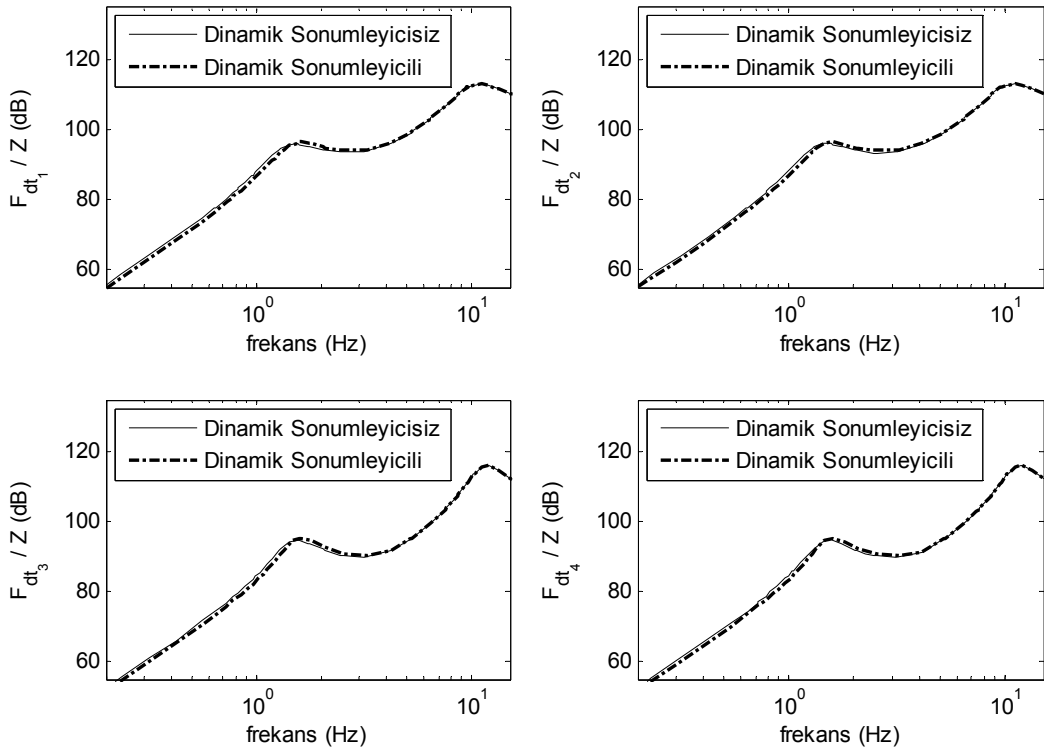
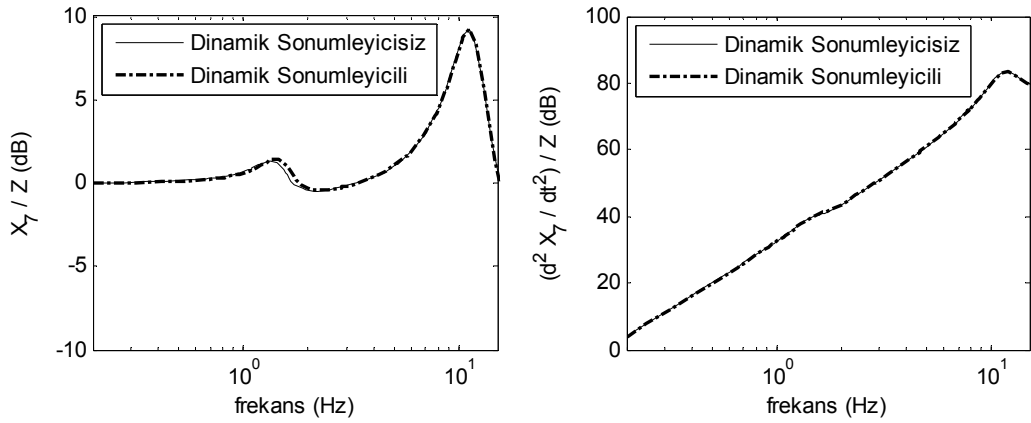
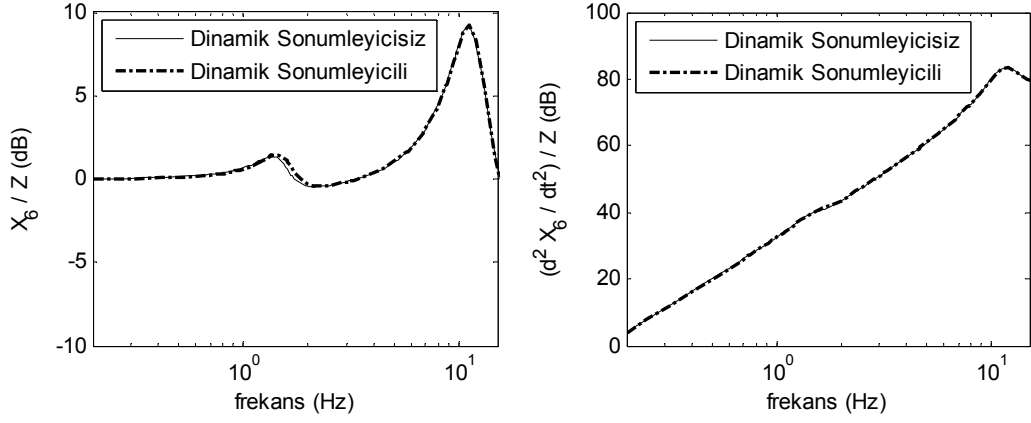
Şekil 3.75 Ana kütle yuvarlanma hareketi frekans cevapları



Şekil 3.76 Sağ ön aks-tekerlek kütle frekans cevapları



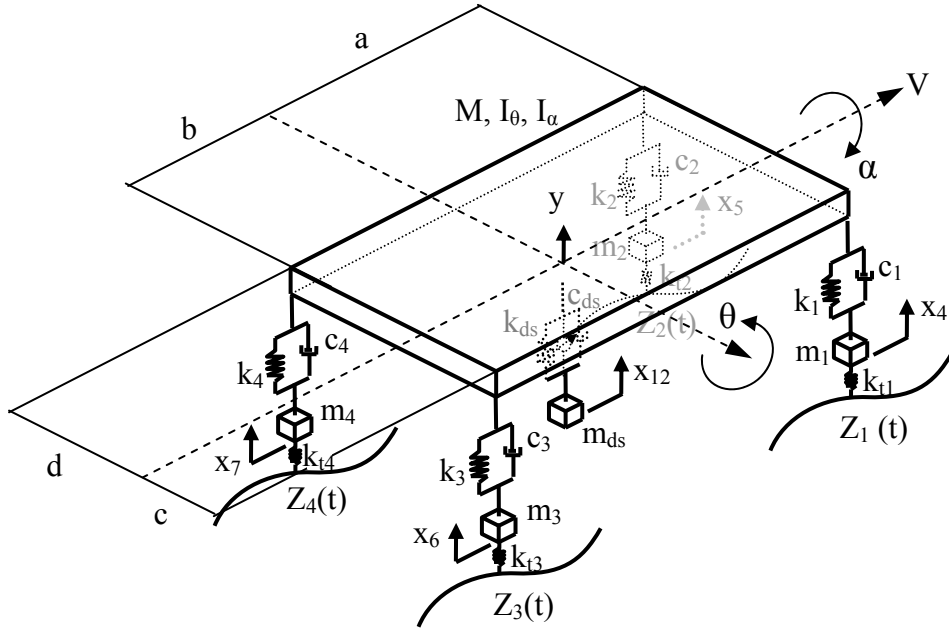
Şekil 3.77 Sol ön aks-tekerlek kütle frekans cevapları



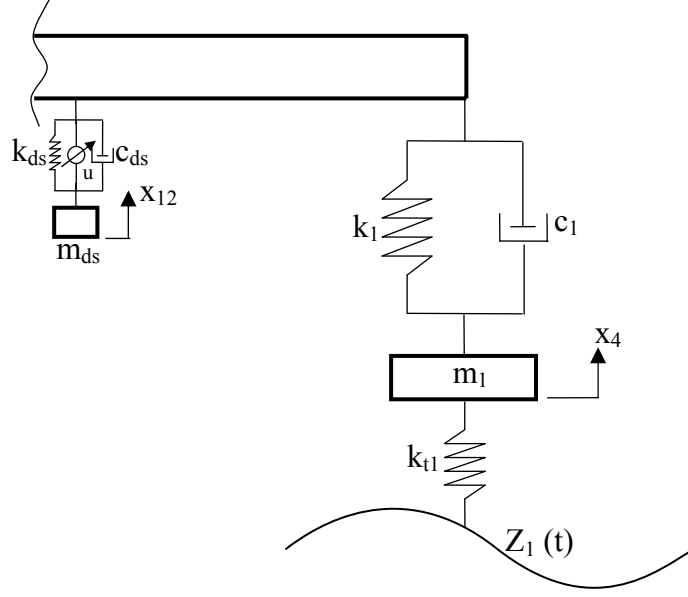
Ağırlık merkezi üzerindeki tek noktadan etkili pasif dinamik sönümleyici için elde edilen zaman ve frekans cevapları dört noktadan etkili pasif dinamik sönümleyicilerin sonuçları ile karşılaştırıldığında tek noktadan etkili durum diğerinin performansına ulaşamadığı anlaşılmaktadır. Ancak tek noktadan etkili durumun sistem üzerinde olumsuz bir etki oluşturmaması aktif kontrol tasarımı ile başarılı sonuçlar alınabileceği yönde olumlu bir sonuç olarak ortaya çıkmaktadır.

### 3.6 Tam taşıt modeli için ağırlık merkezinden etkili kayan kipli aktif dinamik sönümleyici tasarımı

Şekil 3.81’ de tam taşıt modeline ağırlık merkezinden etki eden bir adet aktif dinamik sönümleyici ve Şekil 3.82’ de bu modeldeki aktif dinamik sönümleyicinin sağ ön süspansiyon sistemi görünüşü üzerindeki ayrıntısı görülmektedir. Bu şekillerde görülen parametreler;  $y$  gövdenin düşey yer değiştirme hareketini,  $\theta$  ve  $\alpha$  sırasıyla gövdenin kafa vurma ve yuvarlanma açısal hareketini,  $x_4$ ,  $x_5$ ,  $x_6$  ve  $x_7$  aks-tekerlek kütlelerinin yer değiştirmesini,  $x_{12}$  dinamik sönümleyici kütlesinin yer değiştirmesini,  $Z_1(t)$ ,  $Z_2(t)$ ,  $Z_3(t)$  ve  $Z_4(t)$  tekerleklerin izlediği yol profilini temsil etmektedir.



Şekil 3.81 Ağırlık merkezinden etkili aktif dinamik sönümleyicili tam taşıt modeli



Şekil 3.82 Sağ ön süspansiyon sisteminde görülen aktif dinamik sönümleyici  
Bu modelin hareket denklemleri;

$$\begin{aligned}
 & M\ddot{y} + c_1(\dot{y} + a\dot{\theta}\cos\theta - c\dot{\alpha}\cos\alpha - \dot{x}_4) + c_2(\dot{y} + a\dot{\theta}\cos\theta + d\dot{\alpha}\cos\alpha - \dot{x}_5) \\
 & + c_3(\dot{y} - b\dot{\theta}\cos\theta - c\dot{\alpha}\cos\alpha - \dot{x}_6) + c_4(\dot{y} - b\dot{\theta}\cos\theta + d\dot{\alpha}\cos\alpha - \dot{x}_7) \\
 & + k_1(y + a\sin\theta - c\sin\alpha - x_4) + k_2(y + a\sin\theta + d\sin\alpha - x_5) \\
 & + k_3(y - b\sin\theta - c\sin\alpha - x_6) + k_4(y - b\sin\theta + d\sin\alpha - x_7) \\
 & + c_{ds}(\dot{y} - \dot{x}_{12}) + k_{ds}(y - x_{12}) = u
 \end{aligned} \tag{3.69}$$

$$\begin{aligned}
 & I_\theta\ddot{\theta} + c_1a\cos\theta(\dot{y} + a\dot{\theta}\cos\theta - c\dot{\alpha}\cos\alpha - \dot{x}_4) + c_2d\cos\theta(\dot{y} + a\dot{\theta}\cos\theta + d\dot{\alpha}\cos\alpha - \dot{x}_5) \\
 & - c_3b\cos\theta(\dot{y} - b\dot{\theta}\cos\theta - c\dot{\alpha}\cos\alpha - \dot{x}_6) - c_4b\cos\theta(\dot{y} - b\dot{\theta}\cos\theta + d\dot{\alpha}\cos\alpha - \dot{x}_7) \\
 & + k_1a\cos\theta(y + a\sin\theta - c\sin\alpha - x_4) + k_2a\cos\theta(y + a\sin\theta + d\sin\alpha - x_5) \\
 & - k_3b\cos\theta(y - b\sin\theta - c\sin\alpha - x_6) - k_4b\cos\theta(y - b\sin\theta + d\sin\alpha - x_7) = 0
 \end{aligned} \tag{3.70}$$

$$\begin{aligned}
 & I_\alpha\ddot{\alpha} - c_1c\cos\alpha(\dot{y} + a\dot{\theta}\cos\theta - c\dot{\alpha}\cos\alpha - \dot{x}_4) + c_2d\cos\alpha(\dot{y} + a\dot{\theta}\cos\theta + d\dot{\alpha}\cos\alpha - \dot{x}_5) \\
 & - c_3c\cos\alpha(\dot{y} - b\dot{\theta}\cos\theta - c\dot{\alpha}\cos\alpha - \dot{x}_6) + c_4d\cos\alpha(\dot{y} - b\dot{\theta}\cos\theta + d\dot{\alpha}\cos\alpha - \dot{x}_7) \\
 & - k_1c\cos\alpha(y + a\sin\theta - c\sin\alpha - x_4) + k_2d\cos\alpha(y + a\sin\theta + d\sin\alpha - x_5) \\
 & - k_3c\cos\alpha(y - b\sin\theta - c\sin\alpha - x_6) + k_4d\cos\alpha(y - b\sin\theta + d\sin\alpha - x_7) = 0
 \end{aligned} \tag{3.71}$$

$$m_1\ddot{x}_4 + c_1(\dot{x}_4 - \dot{y} - a\dot{\theta}\cos\theta + c\dot{\alpha}\cos\alpha) + k_1(x_4 - y - a\sin\theta + c\sin\alpha)$$

$$+k_{t1}(x_4 - Z_1(t)) = 0 \quad (3.72)$$

$$m_2\ddot{x}_5 + c_2(\dot{x}_5 - \dot{y} - a\dot{\theta}\cos\theta - d\dot{\alpha}\cos\alpha) + k_2(x_5 - y - a\sin\theta - d\sin\alpha) + k_{t2}(x_5 - Z_2(t)) = 0 \quad (3.73)$$

$$m_3\ddot{x}_6 + c_3(\dot{x}_6 - \dot{y} + b\dot{\theta}\cos\theta + c\dot{\alpha}\cos\alpha) + k_3(x_6 - y + b\sin\theta + c\sin\alpha) + k_{t3}(x_6 - Z_3(t)) = 0 \quad (3.74)$$

$$m_4\ddot{x}_7 + c_4(\dot{x}_7 - \dot{y} + b\dot{\theta}\cos\theta - d\dot{\alpha}\cos\alpha) + k_4(x_7 - y + b\sin\theta - d\sin\alpha) + k_{t4}(x_7 - Z_4(t)) = 0 \quad (3.75)$$

$$m_{ds}\ddot{x}_{12} + c_{ds}(\dot{x}_{12} - \dot{y}) + k_{ds}(x_{12} - y) = -u \quad (3.76)$$

Aktif dinamik sönümleyici için bir önceki bölümde tespit edilen optimum parametre değerleri kullanıldı. Ana kütle ile dinamik sönümleyici kütlesi arasına  $u$  kontrol kuvvetini üretecek bir eyleyici konumlandırarak aktif dinamik sönümleyici oluşturuldu. Eyleyicinin üreteceği kontrol kuvveti kayan kipli kontrol yöntemi ile oluşturuldu. Kayan kipli kontrol yöntemi için kullanılan parametre değerleri Ek 7.b' de verildi. Kontrol edilmesi hedeflenen ana kütle düşey yer değiştirme hareketi için çeyrek taşıt modelinde olduğu gibi referans olarak bütün aks-tekerlek kütlelerinin yer değiştirme hareketlerinin ana kütle düşey yer değiştirme hareketinin bulunduğu ağırlık merkezinin iz düşümüne enterpolasyon yapılarak elde edildi.

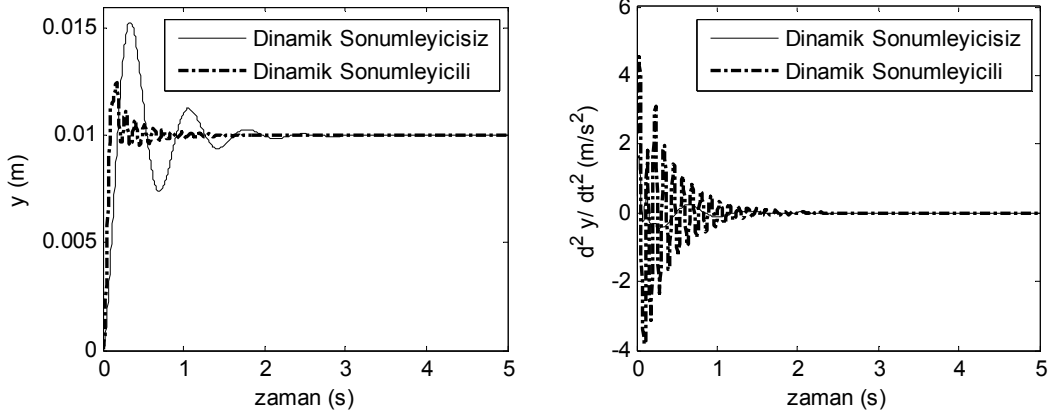
$$y_r = \frac{x_4 \cdot b \cdot d + x_5 \cdot b \cdot c + x_6 \cdot a \cdot d + x_7 \cdot a \cdot c}{(a+b)(c+d)} \quad (3.77)$$

$$\dot{y}_r = \frac{\dot{x}_4 \cdot b \cdot d + \dot{x}_5 \cdot b \cdot c + \dot{x}_6 \cdot a \cdot d + \dot{x}_7 \cdot a \cdot c}{(a+b)(c+d)} \quad (3.78)$$

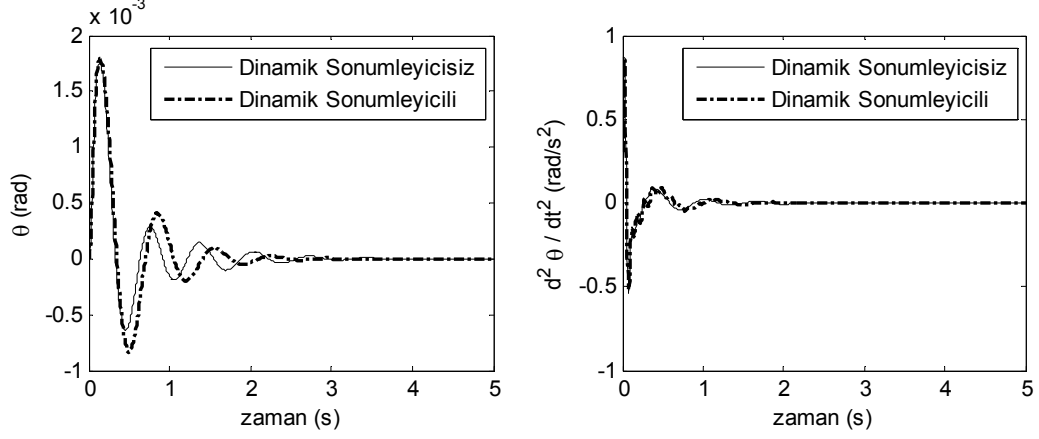
Bu durum için bilgisayar simülasyonu yapılarak dinamik sönümleyicisiz tam taşıt modeli ile karşılaştırıldı. Her iki model bilgisayar simülasyonu ile 20 m/s sabit hız seyir durumu için 0,01 m yüksekliğindeki rampa-basamak yol profili üzerinden önce ön tekerlekler ardından arka tekerlekler olmak üzere geçirildi. Bu seyir durumunda elde edilen zaman cevapları ve modellere ait frekans cevapları aşağıda değerlendirildi.

Şekil 3.83' den Şekil 3.85' e kadar olan diyagramlarda ana kütle parametreleri olan düşey yer değiştirme, kafa vurma ve yuvarlanma hareketlerinin zaman cevapları verildi. Tek noktadan etkili dinamik sönümleyicinin kayan kipli kontrol yöntemi ile çalıştırılması sonucu düşey yer değiştirme ve yuvarlanma hareketlerinin kontrolcüsüz duruma göre genliklerinin azalıp

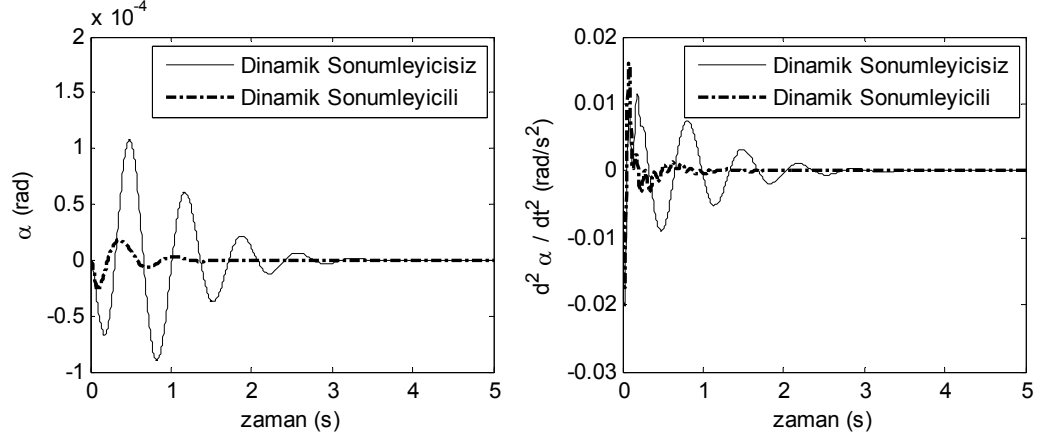
iyileşmesine rağmen kafa vurma hareketi ile düşey yer değiştirme hareketi ivme genliklerinin artarak kötüleştiği tespit edildi.



Şekil 3.83 Ana kütle düşey yer değiştirme hareketi ve ivme zaman cevapları

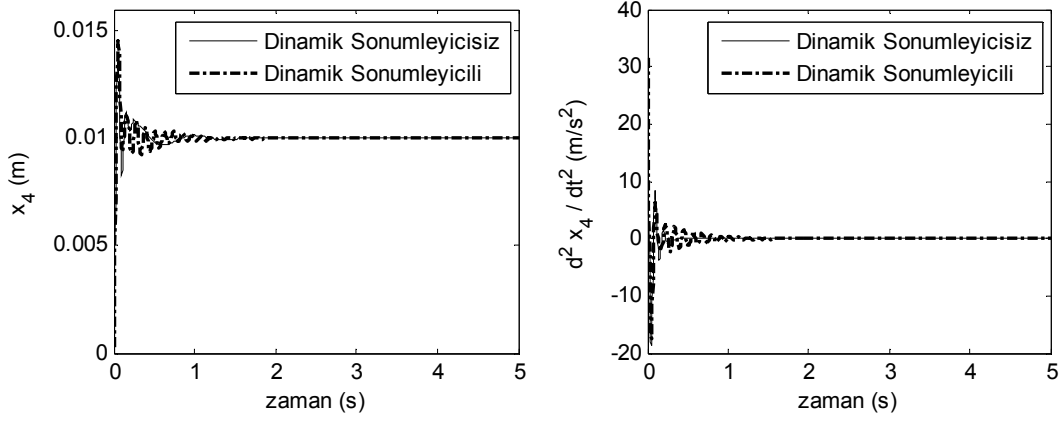


Şekil 3.84 Ana kütle kafa vurma hareketi zaman cevapları

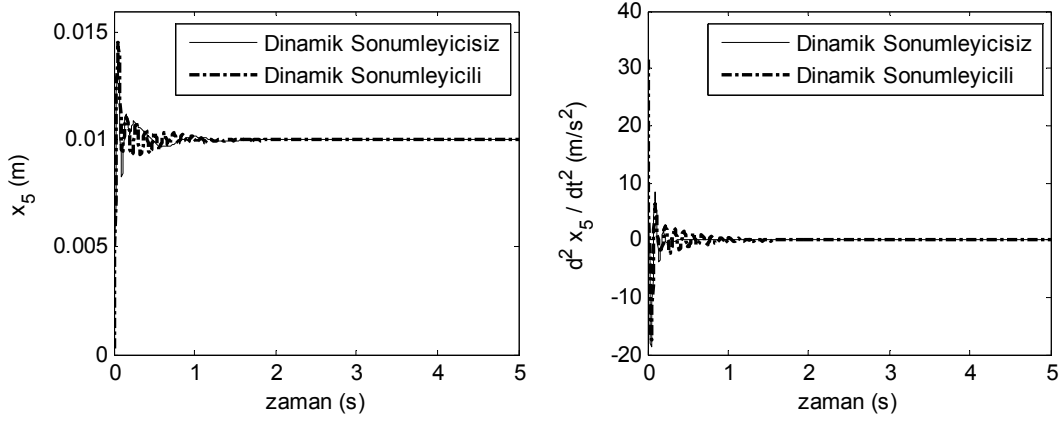


Şekil 3.85 Ana kütle yuvarlanma hareketi zaman cevapları

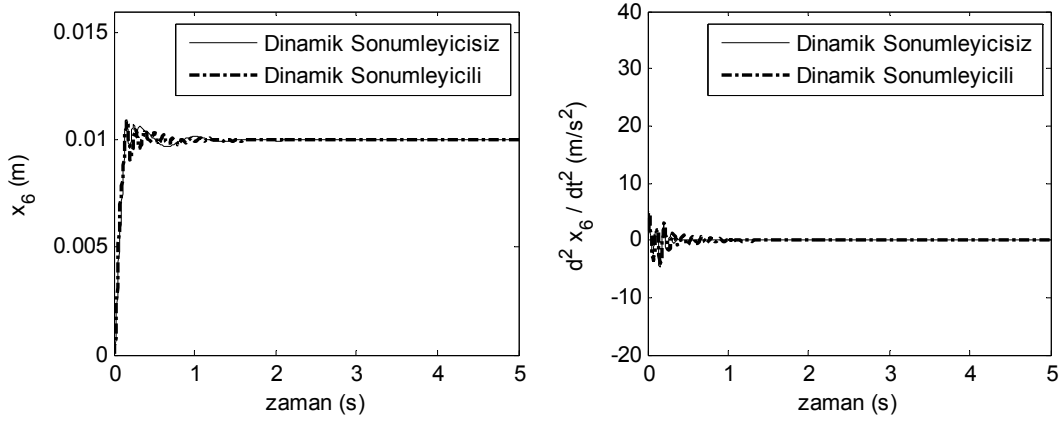
Ana kütle düşey yer değiştirme hareketi incelendiğinde kontrolcüsüz duruma göre ivme değerlerinde bir miktar artış olduğu görüldü. Çeyrek taşıt modelinde olduğu gibi referans olarak aks-tekerlek kütlelerinin yer değiştirmelerinin alınması titreşim frekanslarının artmasına sebep olmuştur. Bu durum hem ana kütle hem aks-tekerlek kütleleri ile dinamik sönümleyici kütlelerinin de zaman cevaplarında görülmektedir.



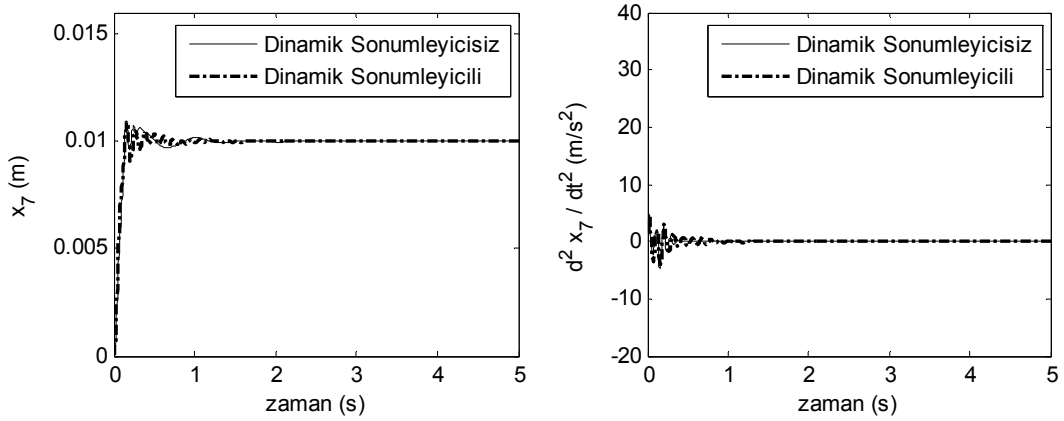
Şekil 3.86 Sağ ön aks-tekerlek kütlesi zaman cevapları



Şekil 3.87 Sol ön aks-tekerlek kütlesi zaman cevapları

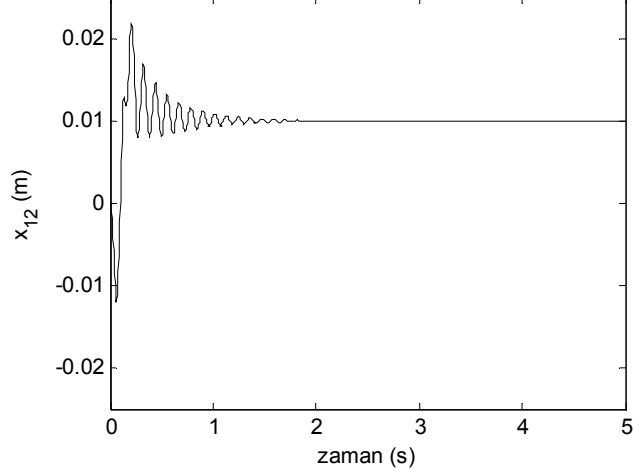


Şekil 3.88 Sağ arka aks-tekerlek kütlesi zaman cevapları



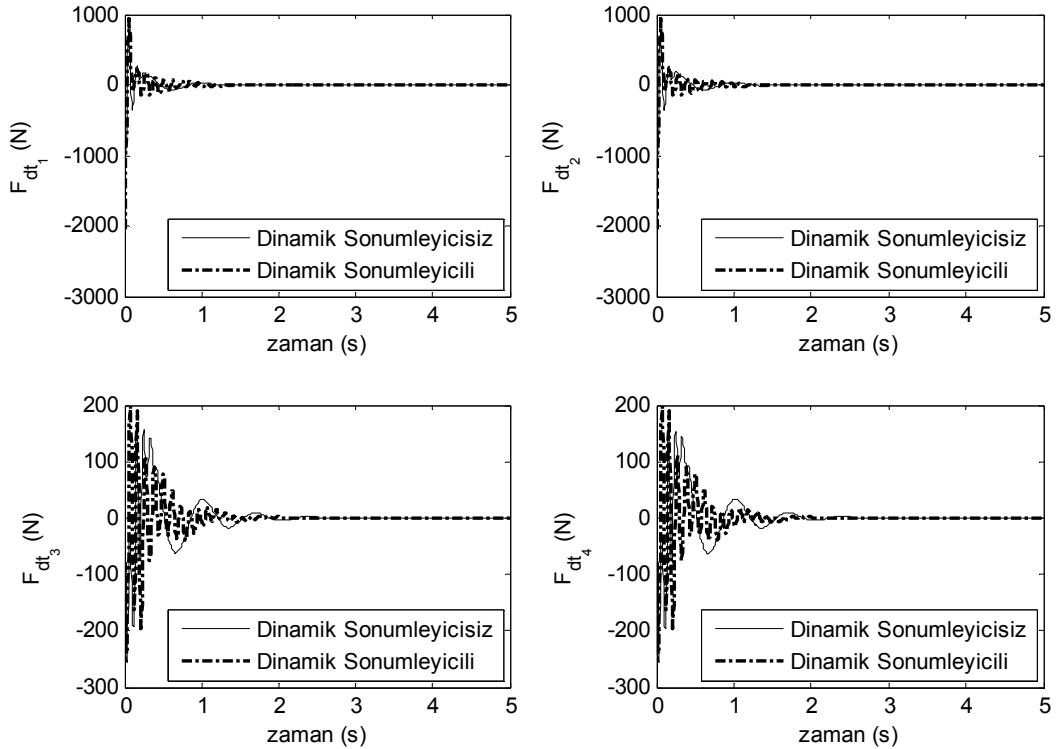
Şekil 3.89 Sol arka aks-tekerlek kütlesi zaman cevapları

Ön ve arka aks-tekerlek kütlesi yer değiştirme ve ivme zaman cevapları incelendiğinde referansın etkisi bu diyagramlarda da gözlenmektedir. Ana kütle titreşim frekansının artması ile aks-tekerlek kütlelerinin titreşim frekansları da aynı yönde etkilenmektedir. Bu duruma rağmen kontrolcüsüz durumdaki sınır değerlerin korunduğu görülmektedir (Şekil 3.86-Şekil 3.89).



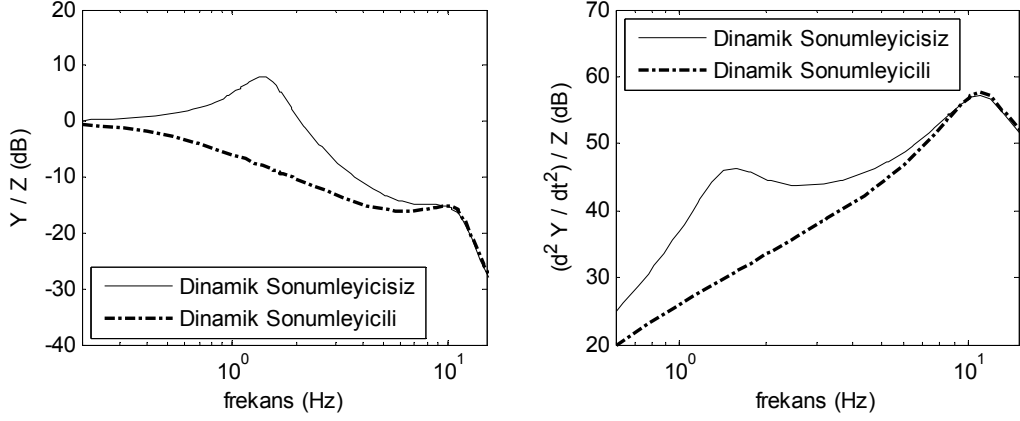
Şekil 3.90 Dinamik sönümleyicinin yer değiştirme hareketi zaman cevabı

Şekil 3.90' da kayan kipli kontrol yönteminin etkisi ile oluşan dinamik sönümleyici kütlelerinin yer değiştirme hareketi zaman cevabı görülmektedir. Bu diyagramda taşıt 0,01 m yüksekliğindeki rampa-basamak yol girişi üzerinden geçtiği sırada dinamik sönümleyici kütlelerinin  $\sim 0,02$  m ve  $\sim -0,01$  m sınır değerleri içerisinde  $\sim 0,03$  m' lik bir yer değiştirme yaptığı ve rampa-basamak yüksekliği olan 0,01 m değerine ulaştığı gözlenmektedir.

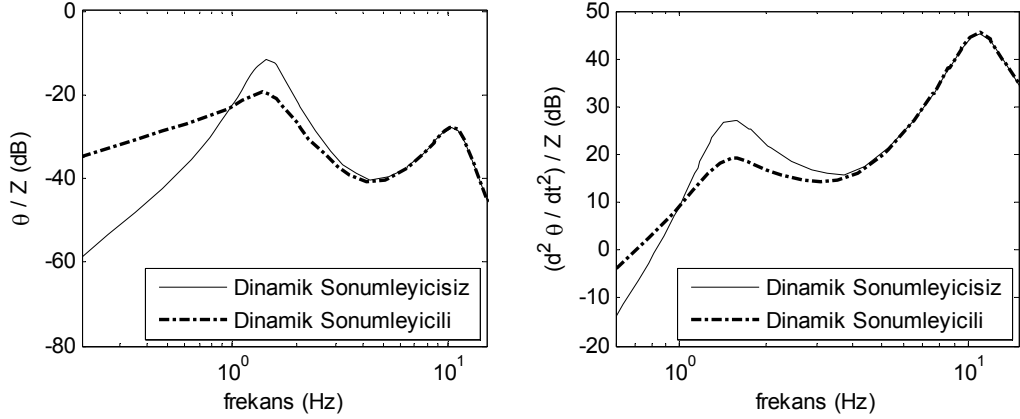


Şekil 3.91 Dinamik tekerlek yüklerinin zaman cevapları

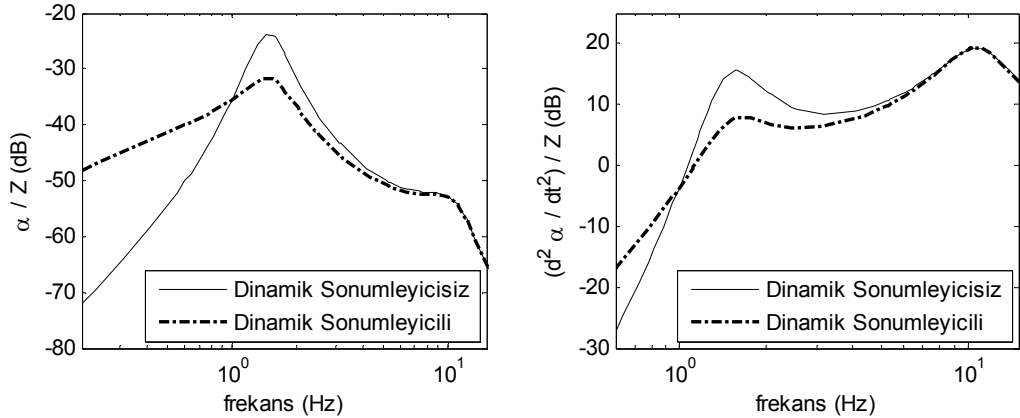
Şekil 3.91’ de bu durum için oluşan dinamik tekerlek yükleri görülmektedir. Referansın etkisi dinamik tekerlek yüklerinin frekansında da artmaya sebep olmuş ancak aks-tekerlek kütlelerinin hareketlerinde olduğu gibi kontrolcüsüz durumdaki sınır değerlerin korunduğu tespit edilmektedir. Ana kütlenin düşey yer değiştirme hareketinin kontrol edilmesi için geliştirilen aktif dinamik sönümleyicinin performansı frekans cevapları ile aşağıda değerlendirildi.



Şekil 3.92 Ana kütle düşey yer değiştirme hareketi ve ivme frekans cevapları



Şekil 3.93 Ana kütle kafa vurma hareketi frekans cevapları

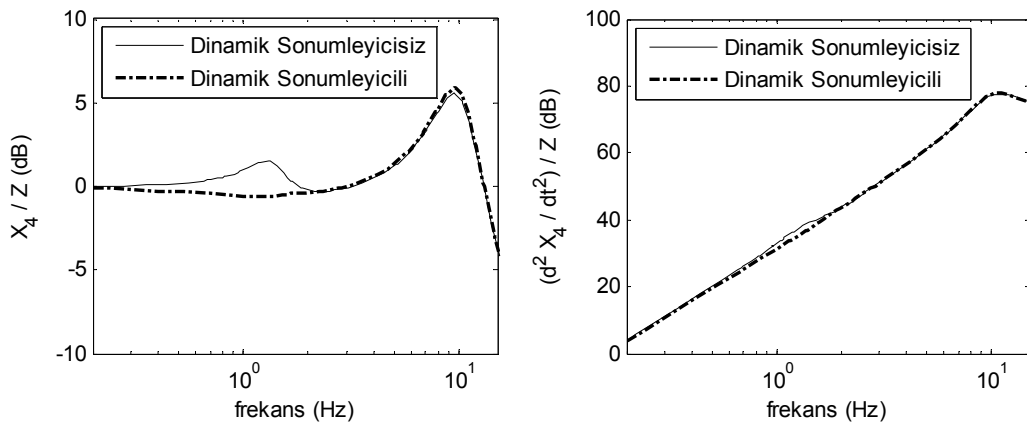


Şekil 3.94 Ana kütle yuvarlanma hareketi frekans cevapları

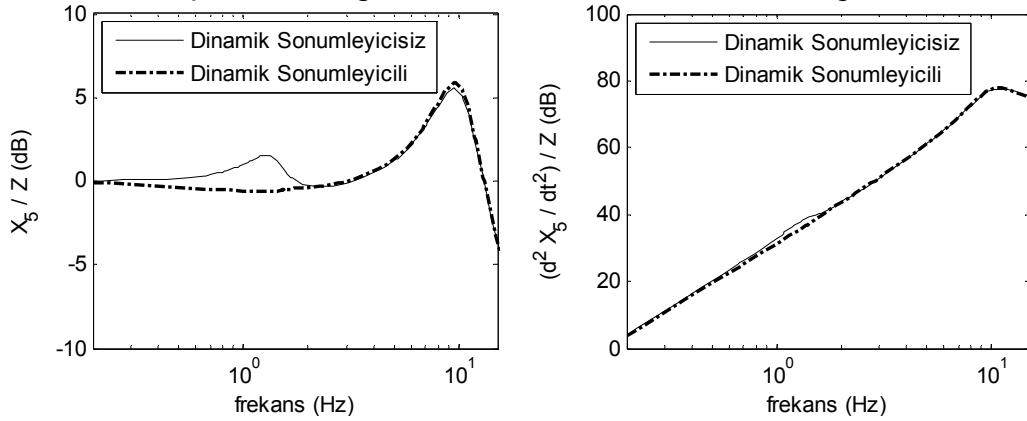
Aktif dinamik sönümleyicinin tam taşıt modeli üzerindeki etkisi Şekil 3.92’ den Şekil 3.99’ a kadar olan frekans cevaplarında görülmektedir. Düşey yer değiştirme ve ivme genliklerinin

rezonans frekansı civarında geniş frekans bandında tamamen bastırıldığı aşağıda görülmektedir. Ancak kafa vurma ve yuvarlanma hareketleri 0,1 Hz - 1 Hz aralığındaki frekanslarda az miktarda artmakta iken 1 Hz - 6 Hz aralığındaki frekanslarda ise kontrolün etkisi ile genliklerin bastırıldığı görülmektedir.

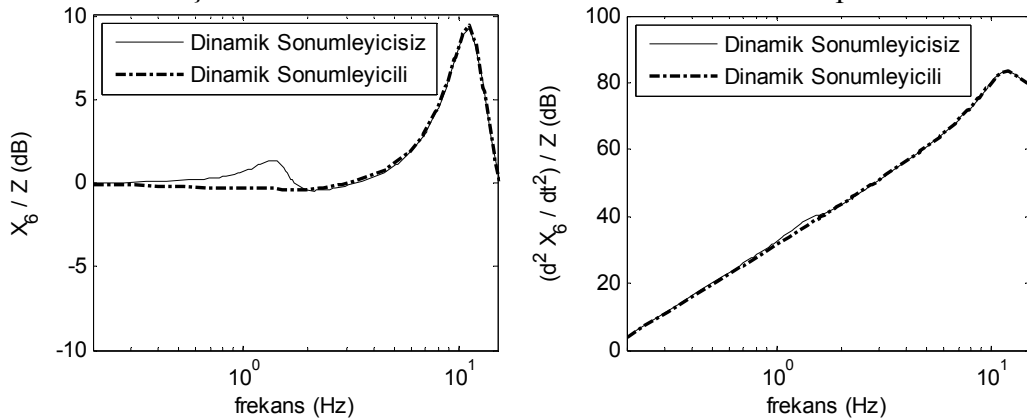
Ana kütlein düşey yer değiştirme hareketinin kontrol edilmesi sonucu oluşan iyileşmeler ana kütle ile irtibatla bulunan diğer kütleler ve hareketlerini de etkilemektedir. Şekil 3.95' den Şekil 3.98' e kadar olan diyagramlarda aks-tekerlek kütlelerinin frekans cevapları görülmektedir. Hem yer değiştirme hem de ivme frekans cevaplarının ortak noktası olarak ana kütle rezonans frekansı civarındaki genliklerin tamamen bastırıldığı tespit edilmektedir.



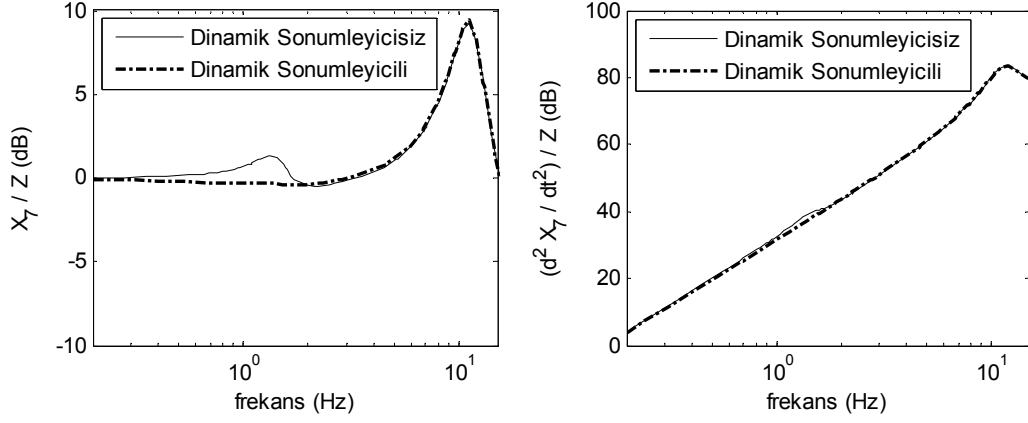
Şekil 3.95 Sağ ön aks-tekerlek kütleleri frekans cevapları



Şekil 3.96 Sol ön aks-tekerlek kütleleri frekans cevapları

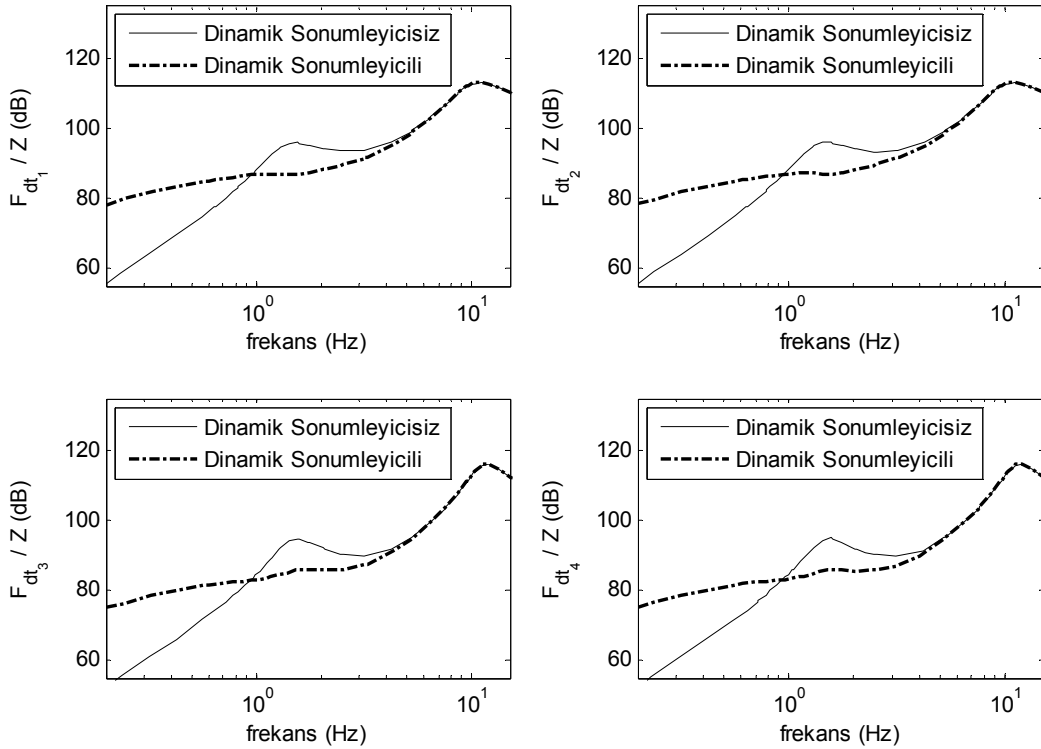


Şekil 3.97 Sağ arka aks-tekerlek kütleleri frekans cevapları



Şekil 3.98 Sol arka aks-tekerlek kütlesi frekans cevapları

Şekil 3.99’ da görülen dinamik tekerlek yüklerinin frekans cevapları ana kütle kafa vurma ve yuvarlanma hareketlerine ait frekans cevaplarına benzemektedir. 0,1 Hz - 1 Hz aralığındaki frekanslarda genlik oranları az miktarda artmakta iken 1 Hz - 6 Hz aralığındaki frekanslarda ise genliklerin kontrolcüsüz duruma göre iyileştiği görülmektedir.



Şekil 3.99 Dinamik tekerlek yükü frekans cevapları

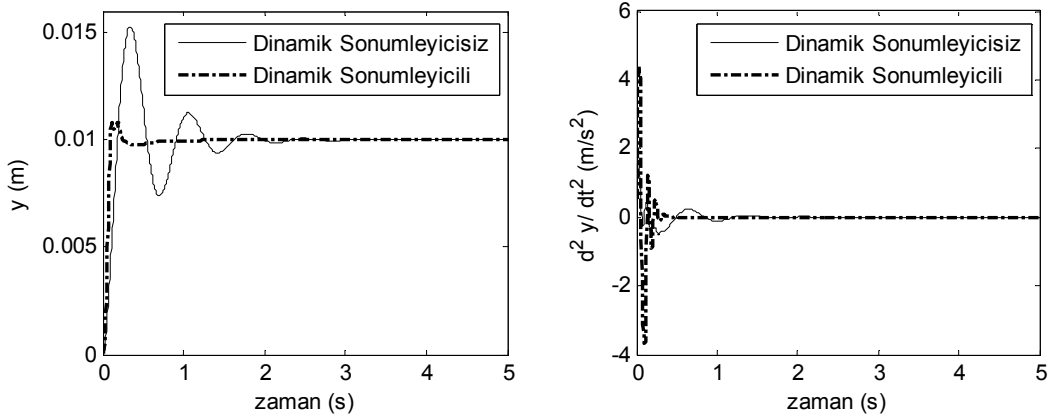
İvme genliklerinin kötüleşmesine sebep olan ve zaman cevaplarında görülen yüksek frekanslı titreşimleri azaltmak için çeyrek taşıt modelinde olduğu gibi referans değerleri alçak geçiren filtre tasarlanarak sınırlandırıldı. Böylece yeni referans değerleri

$$y_{rf} = \frac{1}{\tau_r s + 1} y_r \quad (3.79)$$

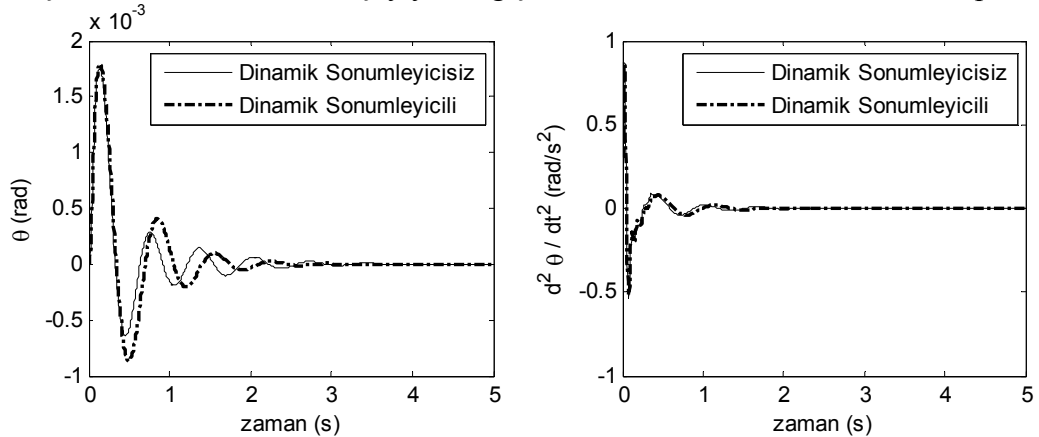
$$\dot{y}_{rf} = \frac{1}{\tau_r s + 1} \dot{y}_r \quad (3.80)$$

oldu. Yenilenen referans değerleri için yapılan bilgisayar simülasyonu dinamik sönümleyicisiz klasik tam taşıt modeli ile karşılaştırıldı. Her iki model 20 m/s sabit hız ile Şekil 3.15’ de görülen 0,01 m yüksekliğindeki rampa-basamak yol profili üzerinden önce ön tekerlekler ardından arka tekerlekler olmak üzere geçirildi. Bu seyir durumu için elde edilen zaman cevapları ve modellere ait frekans cevapları aşağıda değerlendirildi.

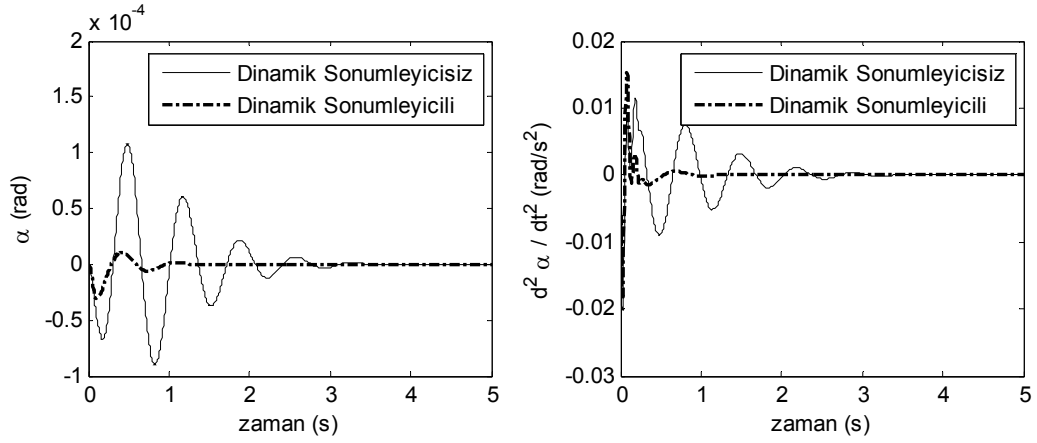
Referans değerlerinin filtrelenmesi sonucunda zaman cevaplarında görülen yüksek frekanslı titreşimlerin ortadan kalktığı tespit edildi. Bu durumun sonucu hem ana kütle hem de aks-tekerlek kütleleri ve dinamik sönümleyici kütesinin zaman cevaplarında önceki filtresiz duruma göre iyileşmeler olduğu görülmektedir. Şekil 3.100’ den Şekil 3.102’ ye kadar olan diyagramlarda ana kütle parametreleri olan düşey yer değiştirme, kafa vurma ve yuvarlanma hareketlerinin zaman cevapları görülmektedir. Ana kütle düşey yer değiştirme ve yuvarlanma hareketlerinin başarılı şekilde kontrol edildiği, düşey yer değiştirme hareketindeki yüksek frekanslı titreşimlerin ortadan kalktığı ve kafa vurma hareketinde az miktarda bozulma olduğu tespit edildi.



Şekil 3.100 Ana kütle düşey yer değiştirme hareketi ve ivme zaman cevapları

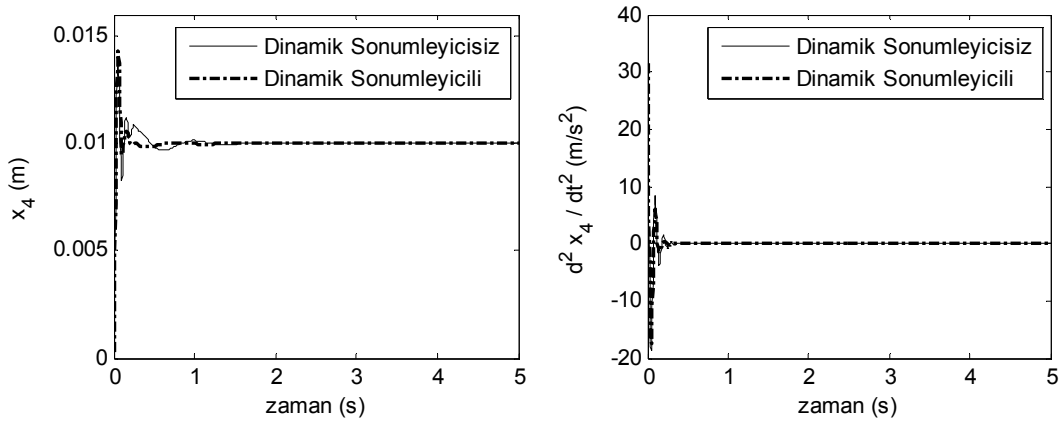


Şekil 3.101 Ana kütle kafa vurma hareketi zaman cevapları

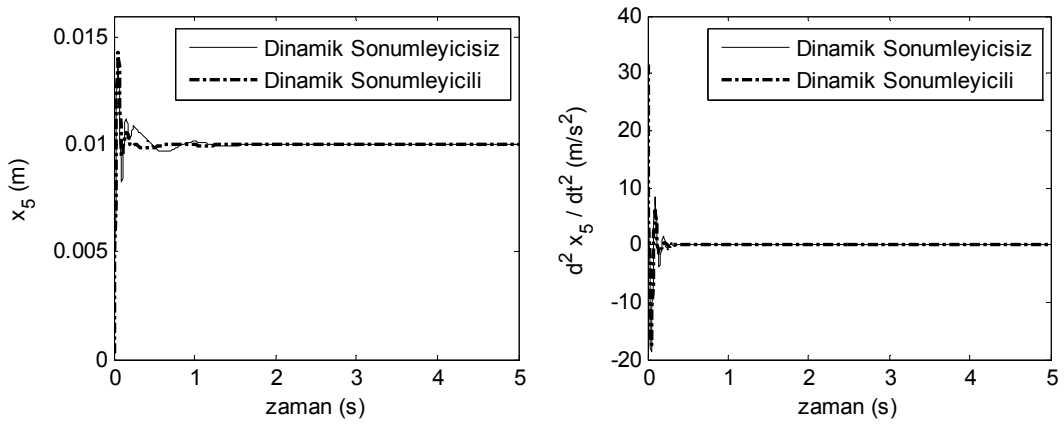


Şekil 3.102 Ana kütle yuvarlanma hareketi zaman cevapları

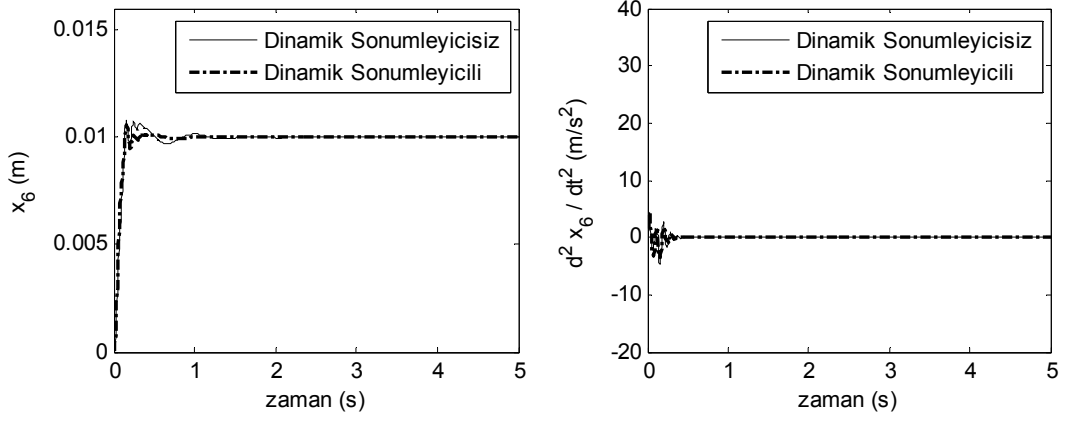
Şekil 3.103' den Şekil 3.108' e kadar görülen aks-tekerlek kütleleri, dinamik sönümleyici kütlesi ve dinamik tekerlek yüklerinin zaman cevaplarında referansın filtrelenmesi sonucu iyileşmeler olduğu gözlenmektedir. Özellikle bütün diyagramlarda filtresiz durumdaki yüksek frekanslı titreşimlerin ortadan kalktığı ve dinamik sönümleyicisiz duruma göre daha kısa sürede kontrolün sağlandığı görülmektedir.



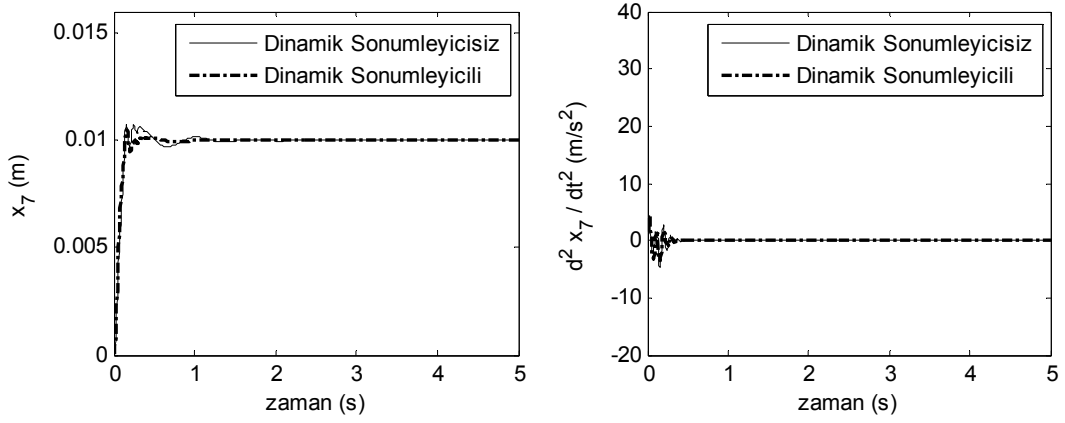
Şekil 3.103 Sağ ön aks-tekerlek kütlesi zaman cevapları



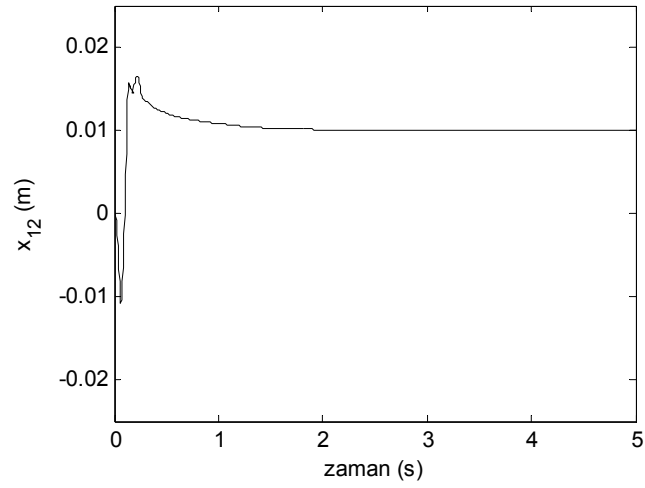
Şekil 3.104 Sol ön aks-tekerlek kütlesi zaman cevapları



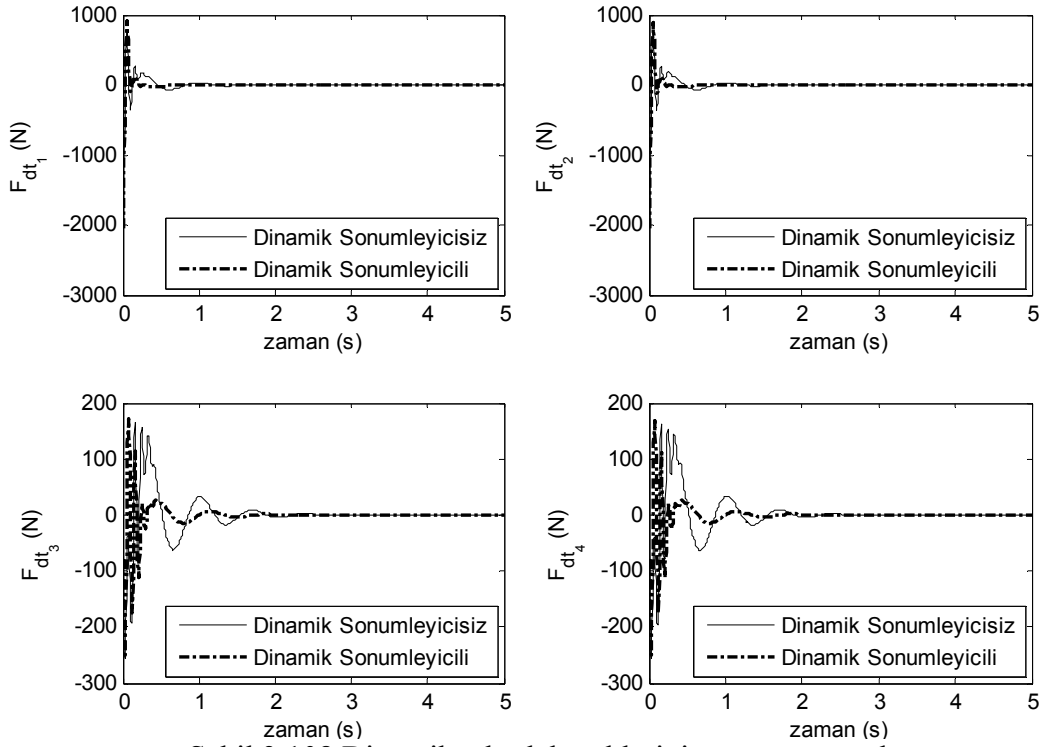
Şekil 3.105 Sağ arka aks-tekerlek kütlesi zaman cevapları



Şekil 3.106 Sol arka aks-tekerlek kütlesi zaman cevapları

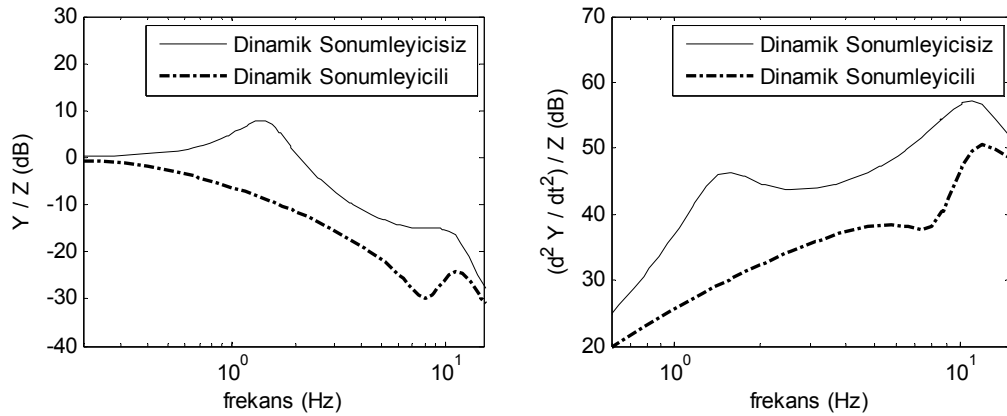


Şekil 3.107 Dinamik sönümleyicinin yer değiştirme hareketi zaman cevabı

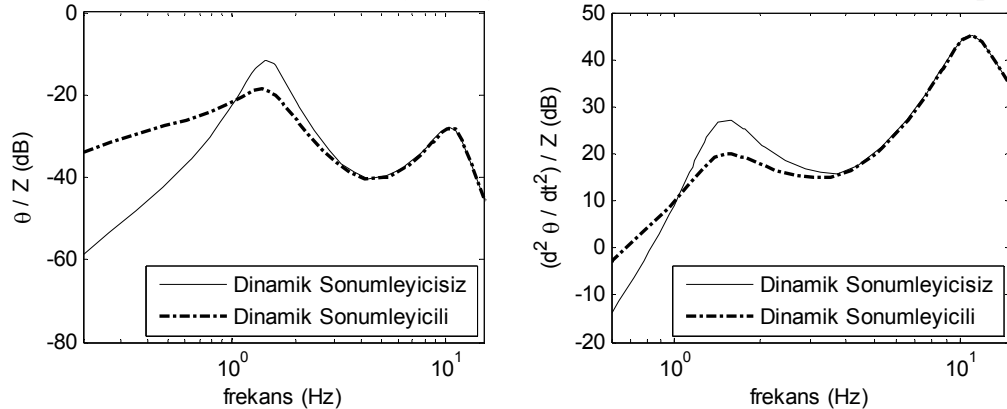


Şekil 3.108 Dinamik tekerlek yüklerinin zaman cevapları

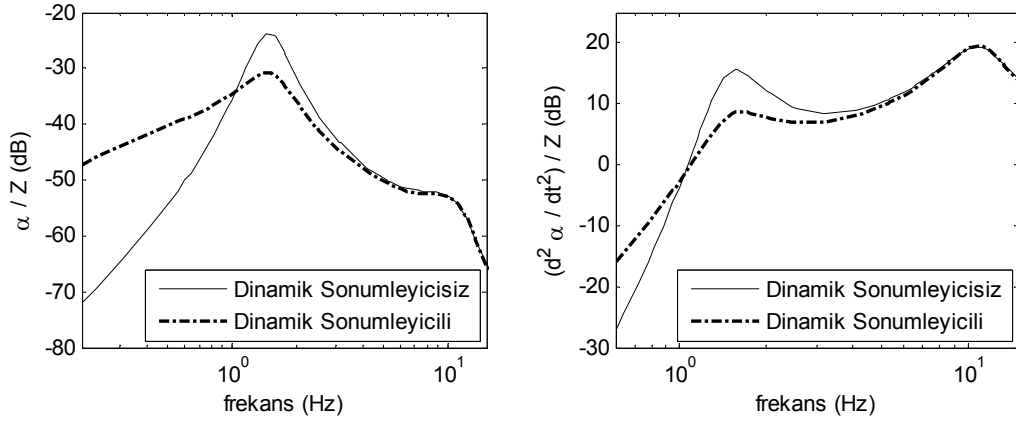
Referansın filtrelendiği sonucu ana kütle için düşey yer değiştirme hareketinin kontrol edilmesi için geliştirilen aktif dinamik sönümleyicinin performansı frekans cevapları ile aşağıda değerlendirildi. Aktif dinamik sönümleyicinin tam taşıt modeli üzerindeki etkisi Şekil 3.109' dan Şekil 3.116' ya kadar olan frekans cevaplarında görülmektedir.



Şekil 3.109 Ana kütle düşey yer değiştirme hareketi ve ivme frekans cevapları



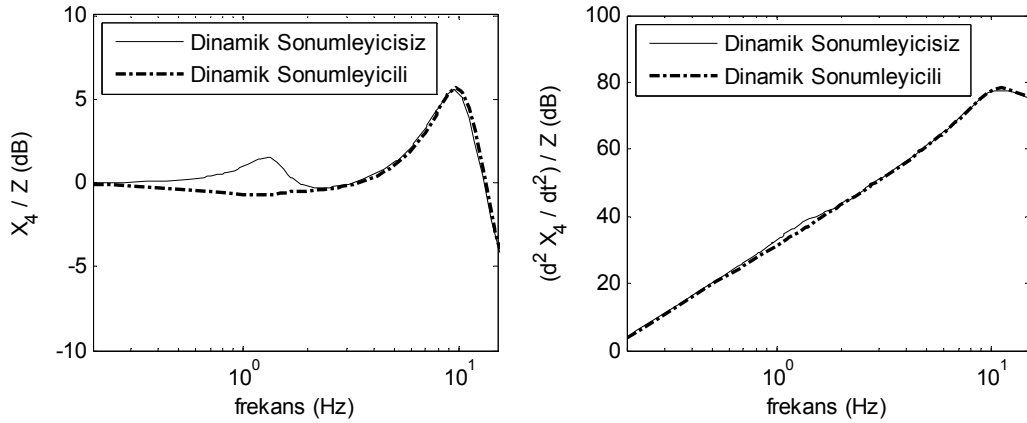
Şekil 3.110 Ana kütle kafa vurma hareketi frekans cevapları



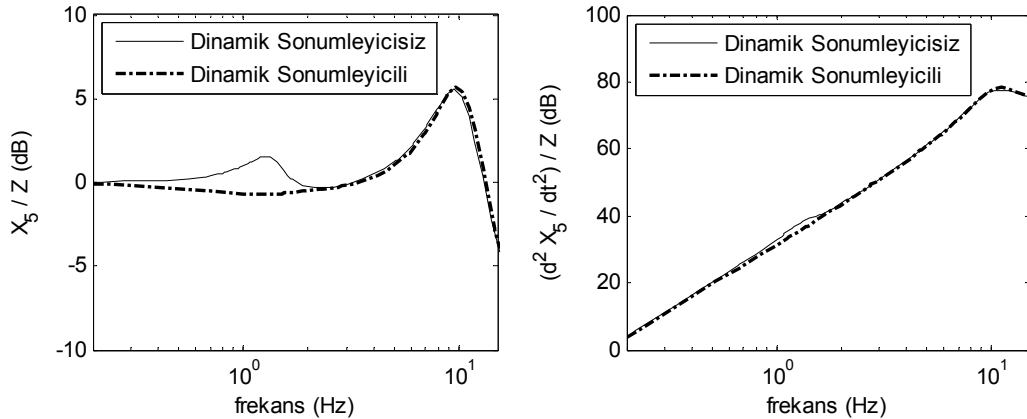
Şekil 3.111 Ana kütle yuvarlanma hareketi frekans cevapları

Düşey yer değiştirme hareketi ve ivme genliklerinin rezonans frekansı civarında geniş frekans bandında tamamen bastırıldığı aşağıda görülmektedir. Ancak kafa vurma ve yuvarlanma hareketleri 0,1 Hz - 1 Hz aralığındaki frekanslarda az miktarda artmakta iken 1 Hz - 6 Hz aralığındaki frekanslarda ise kontrolün etkisi ile genliklerin bastırıldığı görülmektedir.

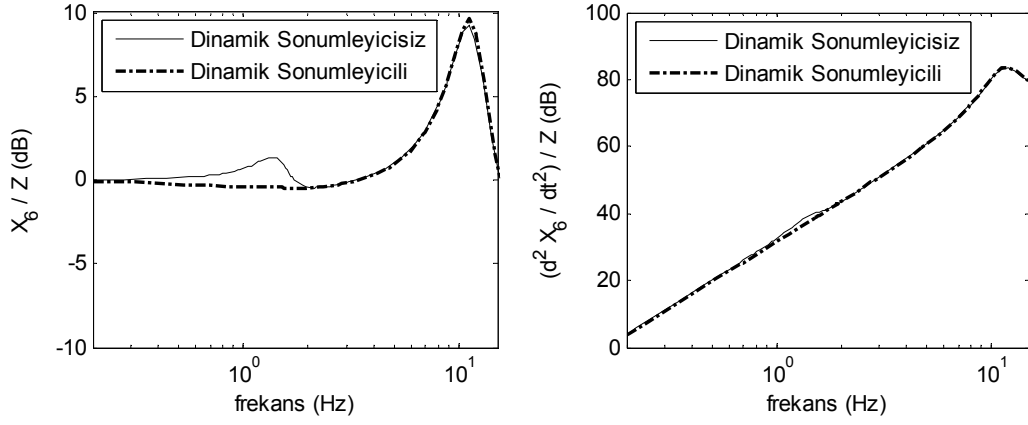
Şekil 3.112' den Şekil 3.115' e kadar olan diyagramlarda aks-tekerlek kütlelerinin frekans cevapları görülmektedir. Hem yer değiştirme hem de ivme frekans cevaplarının ortak noktası olarak ana kütle rezonans frekansı civarındaki genliklerin tamamen bastırıldığı tespit edilmektedir.



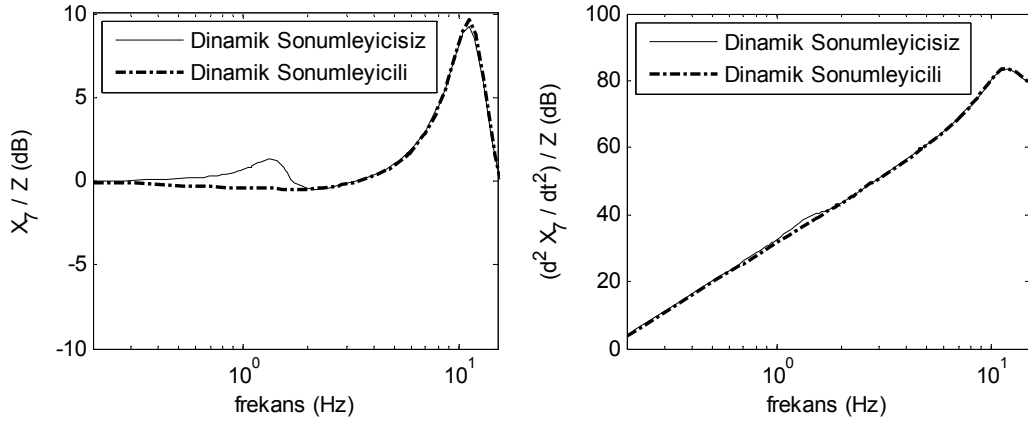
Şekil 3.112 Sağ ön aks-tekerlek kütlesi frekans cevapları



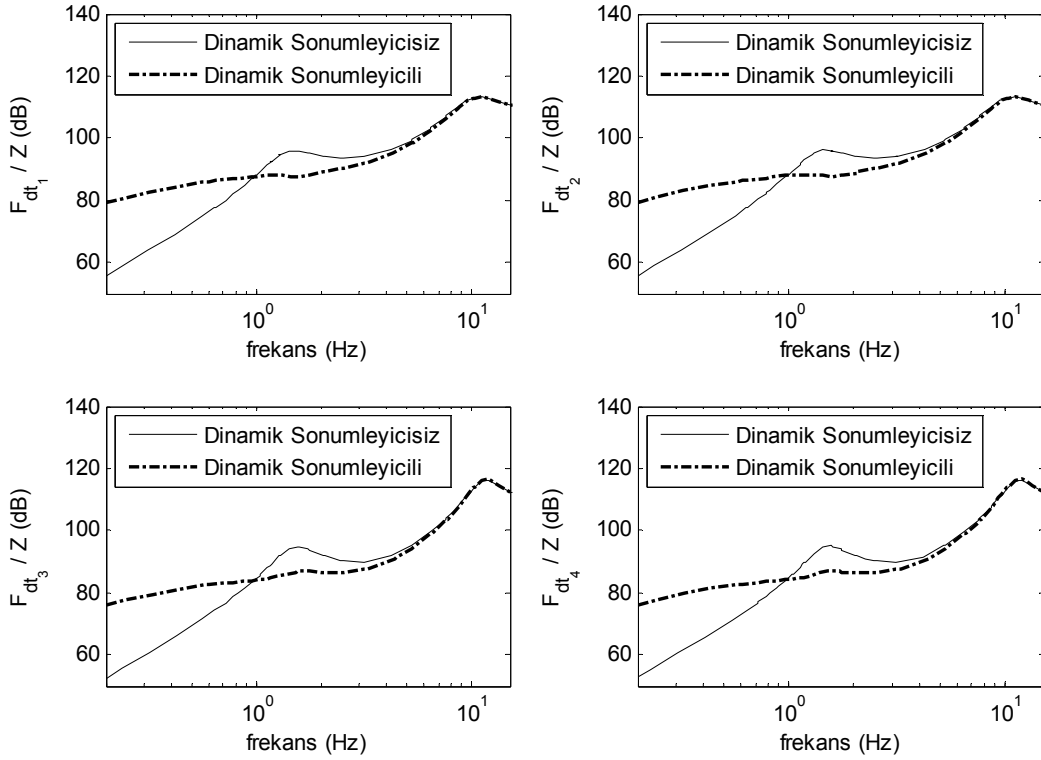
Şekil 3.113 Sol ön aks-tekerlek kütlesi frekans cevapları



Şekil 3.114 Sağ arka aks-tekerlek kütlesi frekans cevapları



Şekil 3.115 Sol arka aks-tekerlek kütlesi frekans cevapları



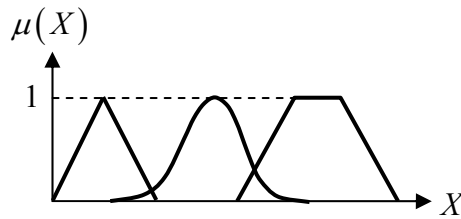
Şekil 3.116 Dinamik tekerlek yükü frekans cevapları

Şekil 3.116' da görülen dinamik tekerlek yüklerinin frekans cevapları ana kütle kafa vurma ve yuvarlanma hareketlerine ait frekans cevaplarına benzemektedir. 0,1 Hz - 1 Hz aralığındaki

frekanslarda genlik oranları az miktarda artmakta iken 1 Hz - 6 Hz aralığındaki frekanslarda ise genliklerin kontrolcüsüz duruma göre iyileştiği görülmektedir.

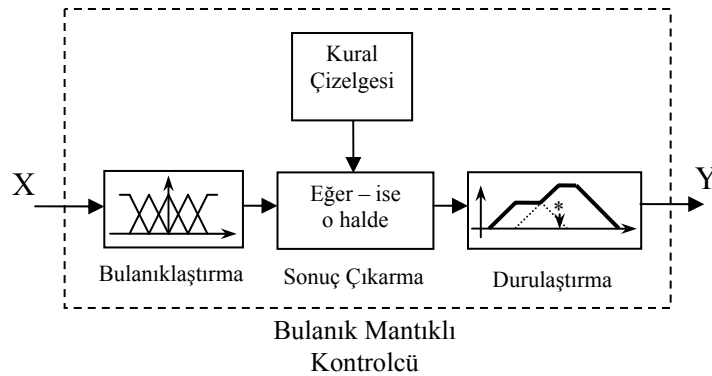
### 3.7 Tam taşıt modeli için ağırlık merkezinden etkili bulanık mantık kayan kipli aktif dinamik sönümleyici tasarımı

Zadeh'in (1965) bulanık mantık konusunda yeni ufuklar açan "Fuzzy Sets" isimli çalışmasının yayınlanmasından sonra bu alanda birçok çalışma yapıldı. Bu konu, matematikçiler, bilim adamları ve mühendisler tarafından yapılan birçok bağımsız araştırmanın odağı oldu. Bulanık mantığın en önemli özelliği, matematiksel modeli tam olarak bilinmeyen ve doğrusal olmayan sistemlere, uzman kişilerin dilsel ifadeleri ile belirlenen bilgilerin bulanık mantık kurallarıyla ifade edilebilmesi ile uygulanabilmesidir. Bu sayede, az, orta, çok, soğuk, ılık, sıcak, kısa, uzun gibi kesin olmayan dilsel ifadeler Şekil 3.117' de görülen üçgen, çan eğrisi ve yamuk gibi geometrik şekillerden oluşan ve  $[0,1]$  aralığında değerler alan üyelik fonksiyonları ile ifade edilir.



Şekil 3.117 Üyelik fonksiyonu çeşitleri

Şekil 3.118' de bulanık mantıklı kontrolcünün yapısı görülmektedir. Bulanık mantıklı kontrolcü bulanıklaştırma, sonuç çıkarma ve durulaştırma olmak üzere üç aşamadan meydana gelmektedir. Birinci aşamada, kullanılan değişkenler için üyelik fonksiyonları tanımlanır. Böylece kesin olmayan dilsel ifadeler bulanık değerlere dönüştürülür. İkinci aşama olan sonuç çıkarmada ise daha önceden sistem hakkında sahip olunan uzman bilgisine dayanılarak hazırlanan kural çizelgesi kullanılarak sistemin giriş-çıkış planı düzenlenir.



Şekil 3.118 Bulanık mantıklı kontrolcünün yapısı

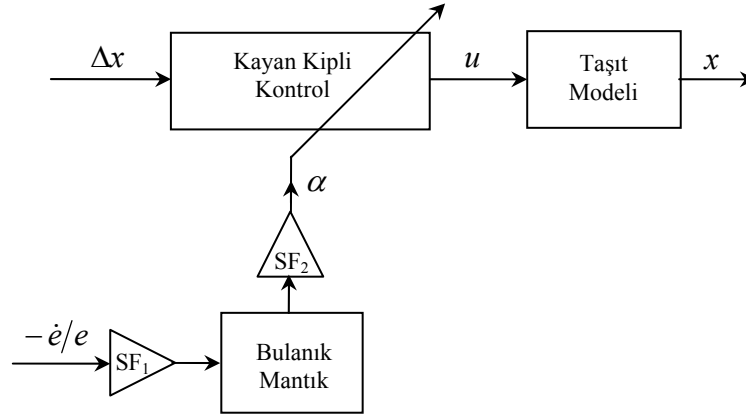
Bu plandaki kurallar

$$\text{EĞER } X=a \text{ ve } X=b \text{ İSE O HALDE } Y=c \quad (3.81)$$

şeklinde bir yapıya sahiptir.

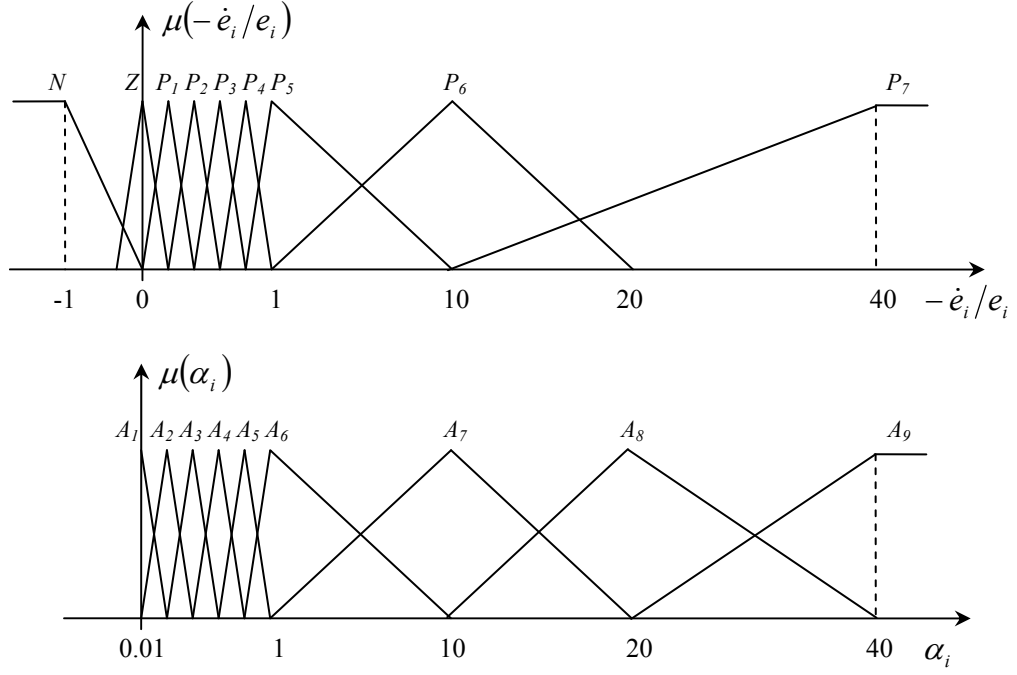
Son aşamada ise bulanık olarak elde edilen çıkış değerleri, kullanılabilir kesin değerlere dönüştürülür. Bunun için Ağırlık Merkezi ve Ağırlıklı Ortalama gibi yöntemler kullanılmaktadır.

Bu çalışmada bulanık mantık yöntemi kayan kipli kontrol yöntemi ile birleştirilerek kontrolcünün performansının artırılması amaçlandı. Bu amaç doğrultusunda kayan kipli kontrolcünün sabit kayma yüzeyi eğimi bulanık mantık yöntemi kullanılarak güncellenecek şekilde kontrol yöntemine ilave edilerek kayan kipli kontrolcü geliştirildi. Bu uygulamanın ana fikri durum değişkeni hatalarının kayma yüzeyini yakalamasını beklemeden, kayma yüzeyi açısının değiştirilmesi ile durum değişkenlerinin yakalanıp hızlı bir şekilde sıfır değerine ulaşmalarını sağlamaktır.



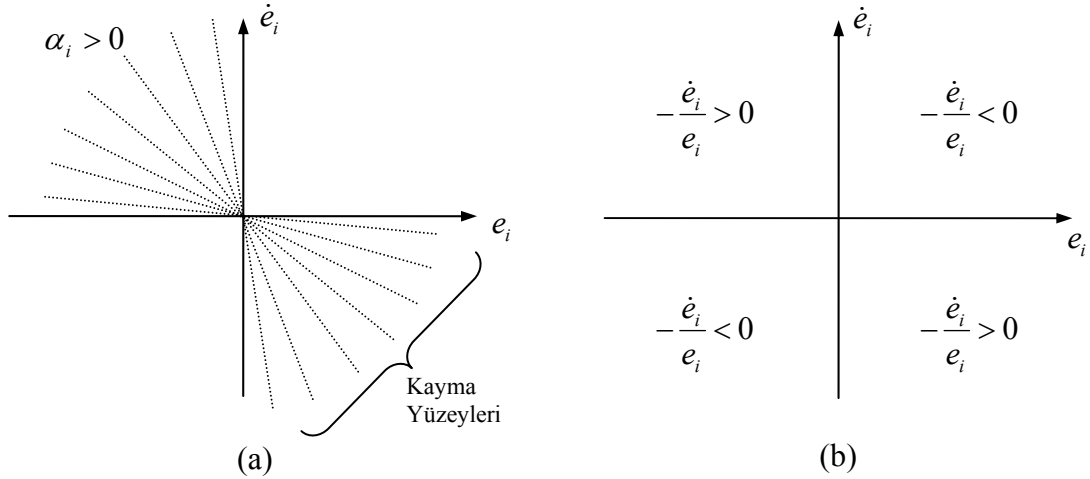
Şekil 3.119 Geliştirilen kontrolcünün blok diyagramı

Şekil 3.119' da geliştirilen kontrolcünün yapısı görülmektedir. Bu diyagram incelendiğinde  $\alpha$  kayma yüzeyi eğim değerinin çıkış değişkeni,  $-\dot{e}/e$ ; kontrol edilen durum değişkeni hata türevinin hataya olan negatif değerli oranının da giriş değişkeni olarak kullanıldığı anlaşılmaktadır.  $-\dot{e}/e$  giriş değeri payın büyük paydanın küçük değerler alması durumunda büyüyeceği belirgindir. Çok büyük değerlerin oluşmasını önlemek için giriş değeri uygun sınırlar dahilinde kısıtlandı. Tasarım aşamasında deneme yolu ile  $SF_1$  ve  $SF_2$  çarpanları ayarlanarak giriş ve çıkış değerleri ölçeklendi. Şekil 3.120' de görüldüğü gibi giriş ve çıkış değişkenleri üçgen üyelik fonksiyonları ile bulanıklaştırıldı. Giriş değişkeni için N ve Z sırasıyla negatif ve sıfır anlamına gelirken,  $P_i$  ( $i=1,2,\dots,7$ ) pozitif değerli üyelik fonksiyonlarına karşılık gelmektedir. Çıkış değişkeni için  $A_i$  ( $i=1,2,\dots,9$ ) tamamı pozitif değerli üyelik fonksiyonlarını temsil etmektedir.



Şekil 3.120 Giriş ve çıkış değişkenleri için üyelik fonksiyonları

Kayma hareketi meydana gelirken ( $\sigma_i = 0$ )  $\sigma_i = \alpha_i e_i + \dot{e}_i$  denklemi çözülür ise kayma yüzeyi üzerinde kararlı bir hareketin olabilmesi için eğim açısı  $\alpha_i$ 'nin pozitif tanımlı olması gerekmektedir. Sonuç olarak Şekil 3.121.a' da görüldüğü üzere kayma yüzeyi ikinci ve dördüncü çeyrek bölgede hareket edebilir. Bundan dolayı eğim değeri kararlı bölgede tutularak kontrol sisteminin Lyapunov kararlılık özelliği korunur.



Şekil 3.121a) Farklı eğime sahip kayma yüzeyleri b) Giriş değişkeninin işaretinin değerlendirilmesi

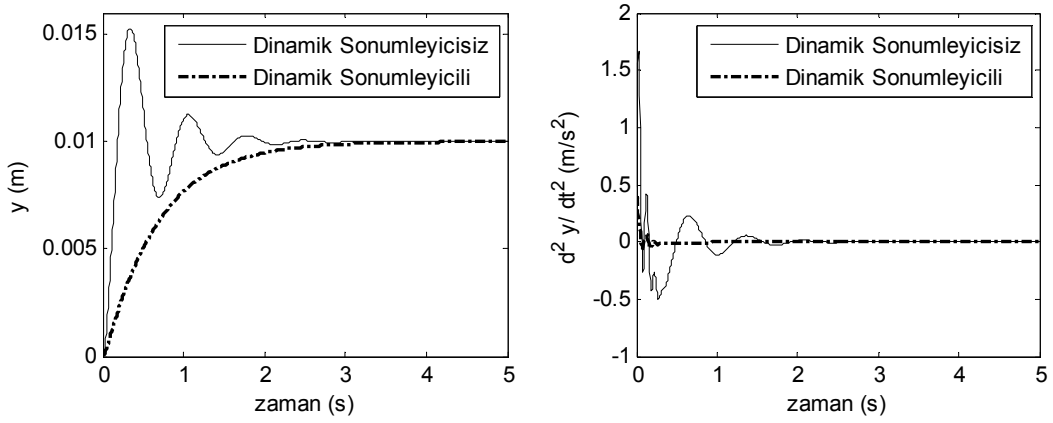
Giriş değişkeninin işareti Şekil 3.121.b' de değerlendirildi. Sistem faz planının birinci ya da üçüncü çeyrek bölümünde ise giriş değişkeni negatif değerdedir. Eğim değeri negatif olamayacağı için bu durumda çok küçük bir değer verilir. Eğer sistem ikinci ya da dördüncü çeyrek bölümde ise giriş değeri pozitifdir ve çıkış değeri kayma yüzeyini durum

değişkenlerinin önünde olacak şekilde belirlenir. Böylece sistem kayma yüzeyine hızlıca erişmeye zorlanır. Bu mantık kullanılarak Çizelge 3.12’ de verilen bulanık mantık kural çizelgesi oluşturuldu.

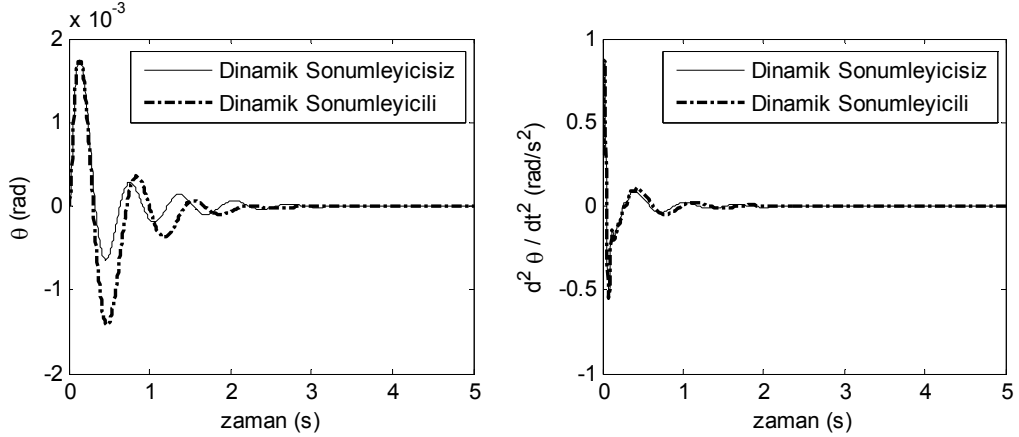
Çizelge 3.12 Bulanık mantık kural çizelgesi (FAM)

| $-\dot{e}_i/e_i$ | $N$   | $Z$   | $P_1$ | $P_2$ | $P_3$ | $P_4$ | $P_5$ | $P_6$ | $P_7$ |
|------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| $\alpha_i$       | $A_1$ | $A_2$ | $A_3$ | $A_4$ | $A_5$ | $A_6$ | $A_7$ | $A_8$ | $A_9$ |

Elde edilen bulanık mantık kayan kipli kontrol yöntemi için yapılan bilgisayar simülasyonu dinamik sönümleyicisiz klasik tam taşıt modeli ile karşılaştırıldı. Her iki model 20 m/s sabit hız ile Şekil 3.15’ de görülen 0,01 m yüksekliğindeki rampa-basamak yol profili üzerinden önce ön tekerlekler ardından arka tekerlekler olmak üzere geçirildi. Bu seyir durumu için elde edilen zaman cevapları ve modellere ait frekans cevapları aşağıda değerlendirildi.

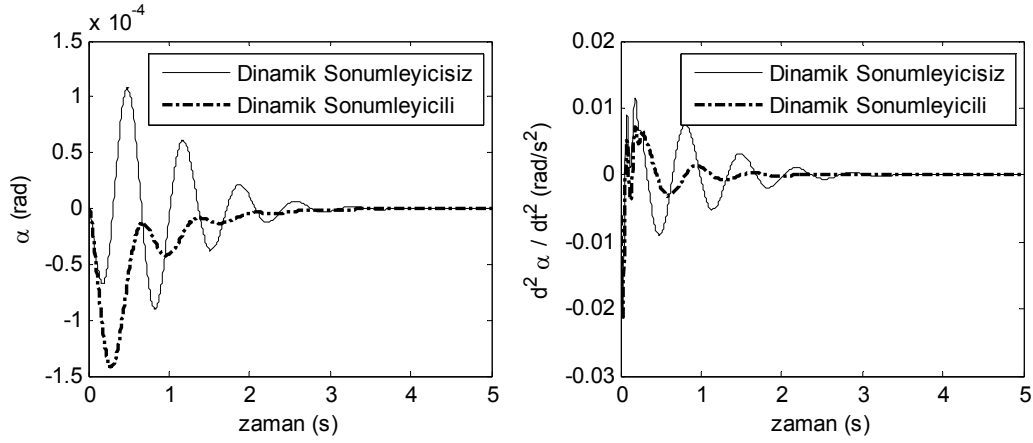


Şekil 3.122 Ana kütle düşey yer değiştirme hareketi ve ivme zaman cevapları



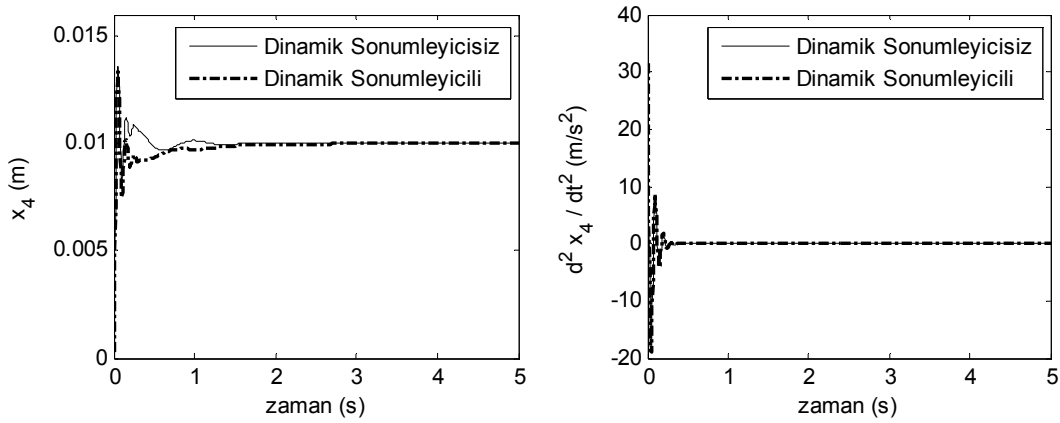
Şekil 3.123 Ana kütle kafa vurma hareketi zaman cevapları

Şekil 3.122’ den Şekil 3.124’ de kadar ana kütle ile ilgili zaman cevapları verildi. Şekil 3.122’ de düşey yer değiştirme hareketi ve ivmesinde genliklerin düşürülmesi ile dinamik sönümleyicisiz duruma göre düşey yer değiştirme hareketi kontrolünün iyileştirildiği görülmektedir. Kafa vurma hareketi ve yuvarlanma hareketi bir miktar bozulsada yuvarlanma hareketinin ivmesinde iyileşmeler olduğu gözlenmektedir.

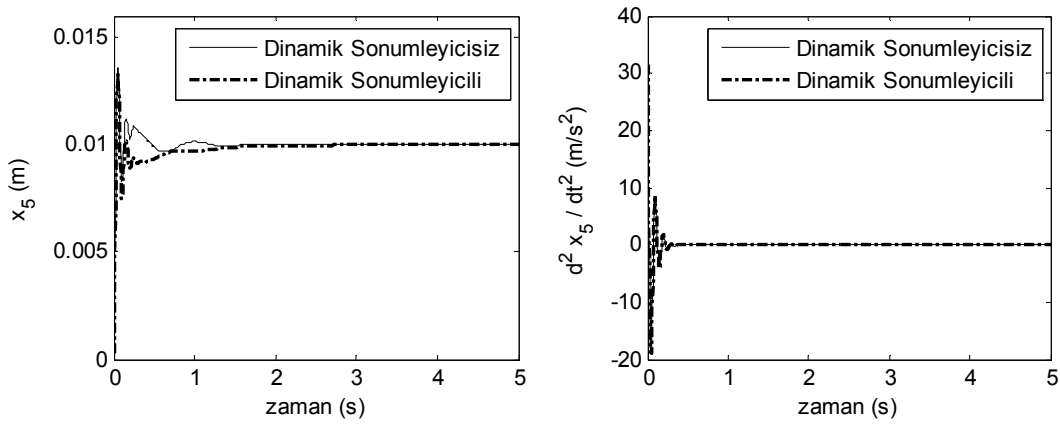


Şekil 3.124 Ana kütle yuvarlanma hareketi zaman cevapları

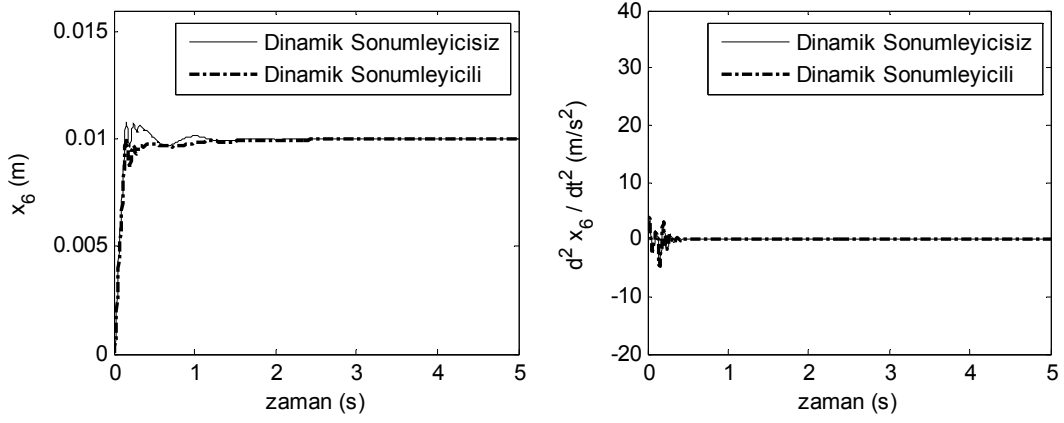
Şekil 3.125’ den Şekil 3.128’ de kadar aks-tekerlek kütleleri ile ilgili zaman cevapları verildi. Aktif dinamik sönümleyicinin etkisi aks-tekerlek kütlelerinin düşey hareketini de kontrol edecek şekilde etkilemiştir. Ancak aks-tekerlek kütlelerinin ivmeleri, gövdenin düşey yer değiştirmesi kadar etkilenmeyip yaklaşık olarak dinamik sönümleyicisiz durum ile eşit değerde olduğu görülmektedir.



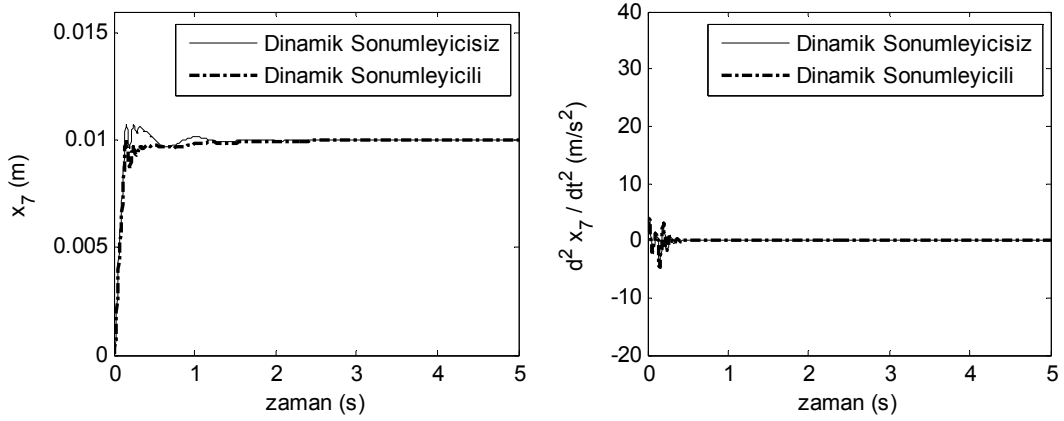
Şekil 3.125 Sağ ön aks-tekerlek kütlesi zaman cevapları



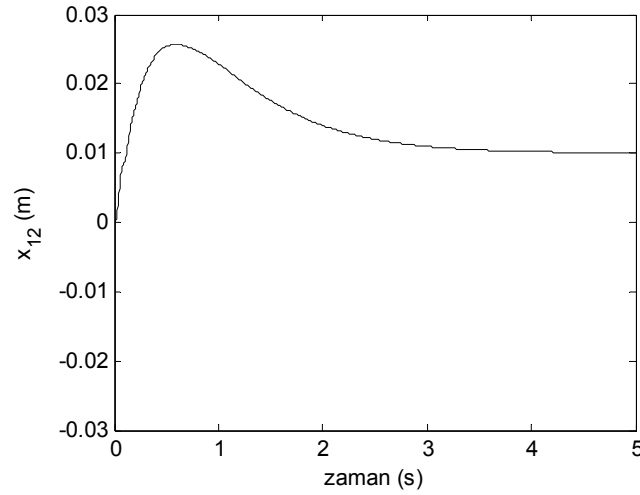
Şekil 3.126 Sol ön aks-tekerlek kütlesi zaman cevapları



Şekil 3.127 Sağ arka aks-tekerlek kütlesi zaman cevapları

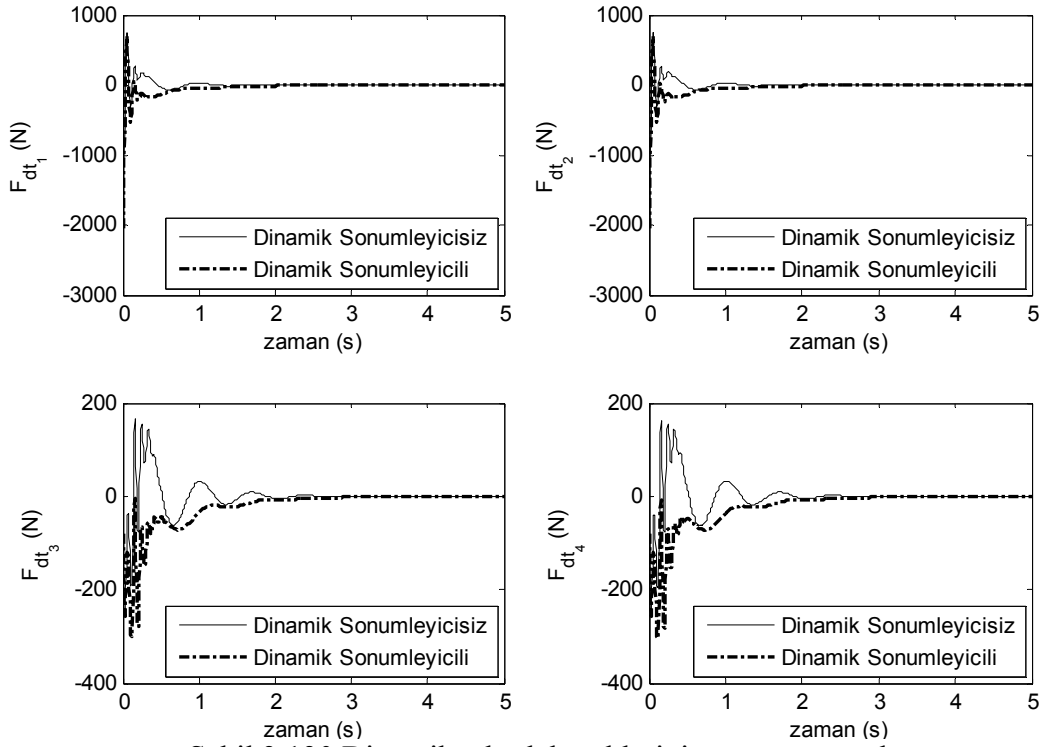


Şekil 3.128 Sol arka aks-tekerlek kütlesi zaman cevapları



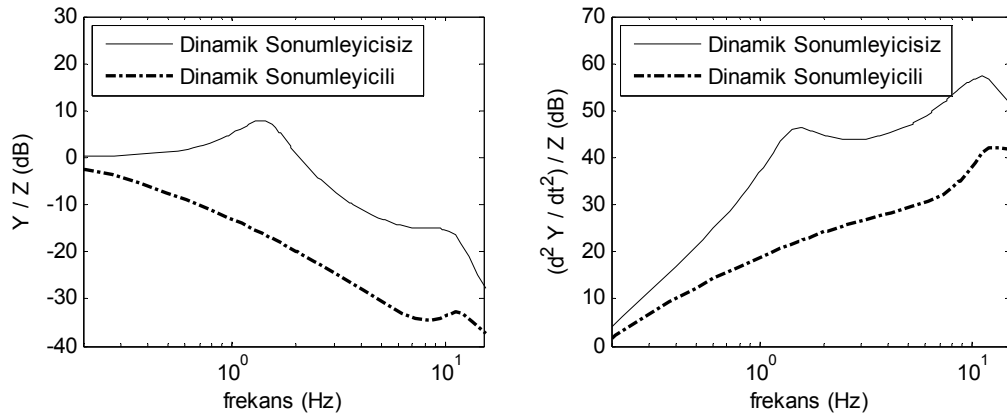
Şekil 3.129 Dinamik sönümleyicinin yer değiştirme hareketi zaman cevabı

Dinamik sönümleyici kütlesi taşıtın rampa-basamak yol girişi üzerinden geçişi sırasında kontrol yönteminin ürettiği kuvvet dahilinde akıcı yer değiştirme hareketi yaptığı Şekil 3.129’ da görülmektedir. Bunun yanı sıra Şekil 3.130’ da görülen dinamik tekerlek yüklerinin de aktif dinamik sönümleyicinin etkisi ile iyileştiği özellikle arka tekerleklerde negatif dinamik tekerlek yükü miktarının arttığı gözlenmektedir.

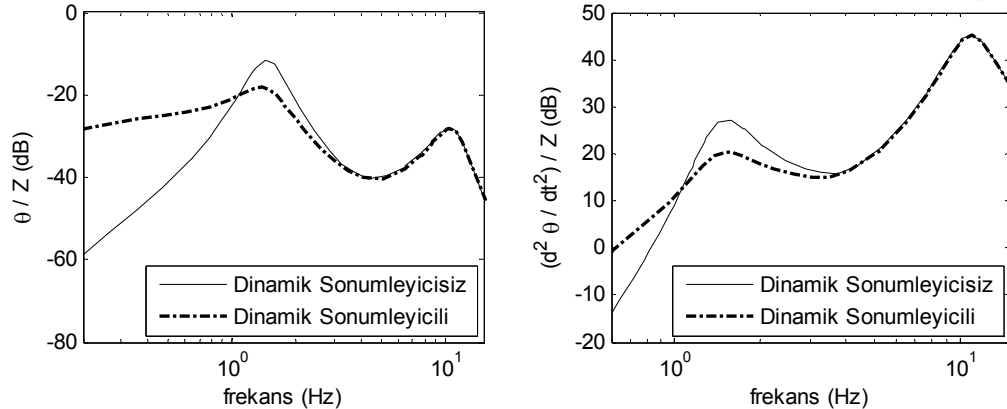


Şekil 3.130 Dinamik tekerlek yüklerinin zaman cevapları

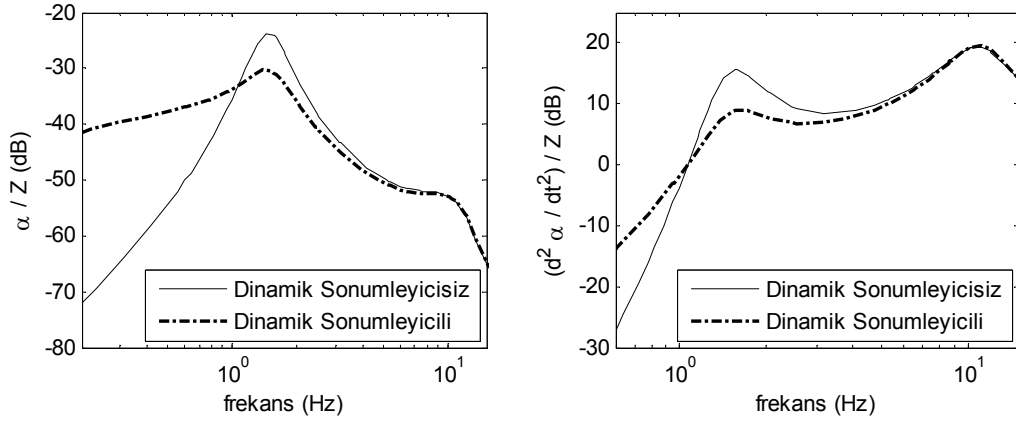
Kontrolün etkisi ana kütle frekans cevaplarında da gözlenmektedir. Şekil 3.131’deki ana kütle düşey yer değiştirme hareketi ve ivmesine ait frekans cevaplarında tüm frekans aralığında düşey yer değiştirme hareketi ve ivmesinin geniş frekans bandında bastırılarak kontrolün sağlandığı görülmektedir..



Şekil 3.131 Ana kütle düşey yer değiştirme hareketi ve ivme frekans cevapları

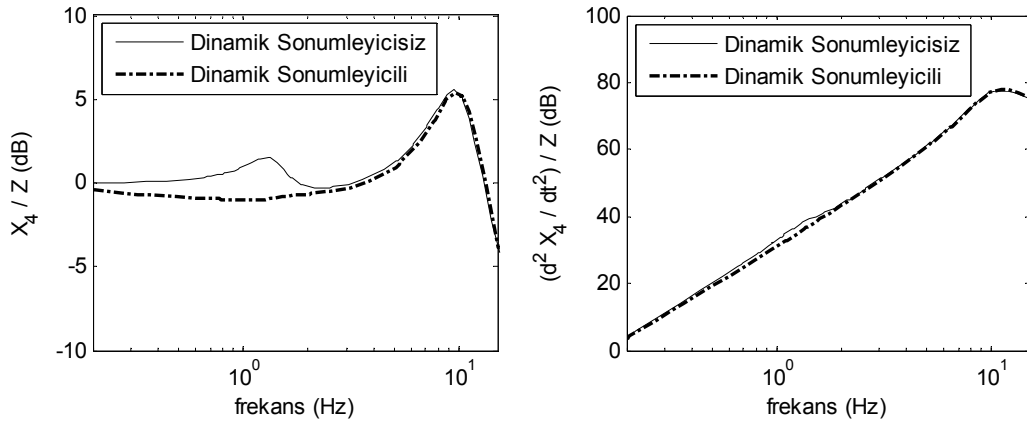


Şekil 3.132 Ana kütle kafa vurma hareketi frekans cevapları

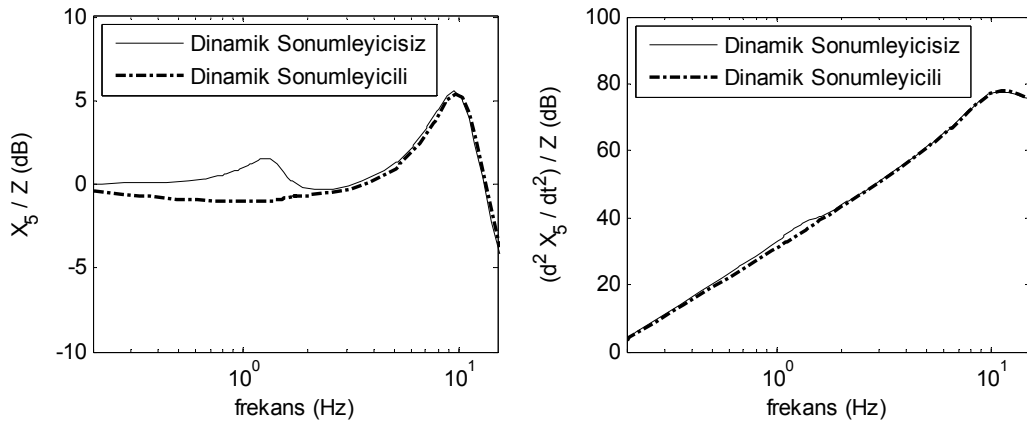


Şekil 3.133 Ana kütle yuvarlanma hareketi frekans cevapları

Şekil 3.132 ve Şekil 3.133' de görülen ana kütle kafa vurma ve yuvarlanma hareketi frekans cevaplarında ise 1 Hz ile 6 Hz arasında titreşimlerin kontrol edilebildiği ve genliklerin bir miktar bastırıldığı gözlenmektedir. 1 Hz' in altındaki frekanslarda bir miktar bozulma olsa da bu durum dinamik sönümleyicisiz durumda oluşan maksimum değerleri aşmamaktadır.

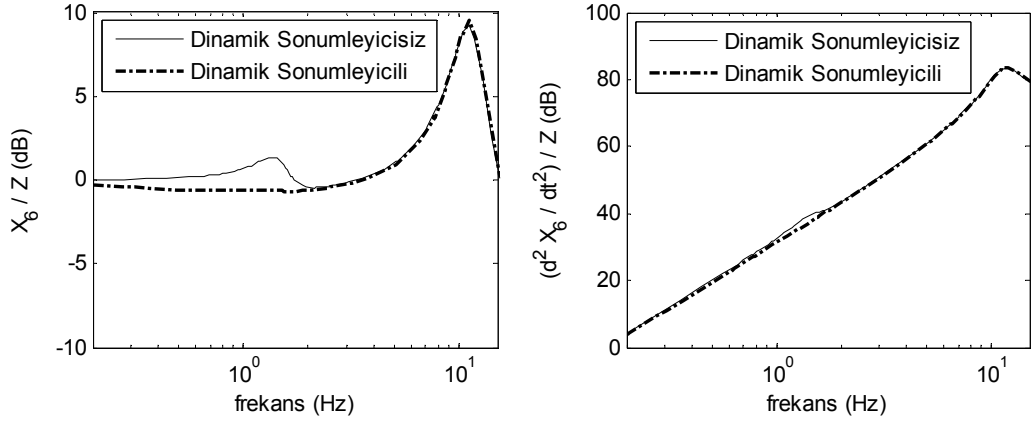


Şekil 3.134 Sağ ön aks-tekerlek kütleli frekans cevapları

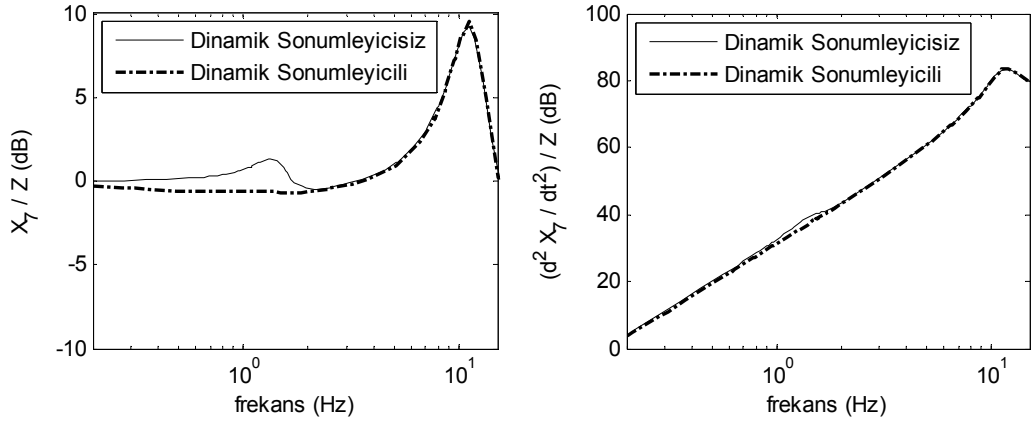


Şekil 3.135 Sol ön aks-tekerlek kütleli frekans cevapları

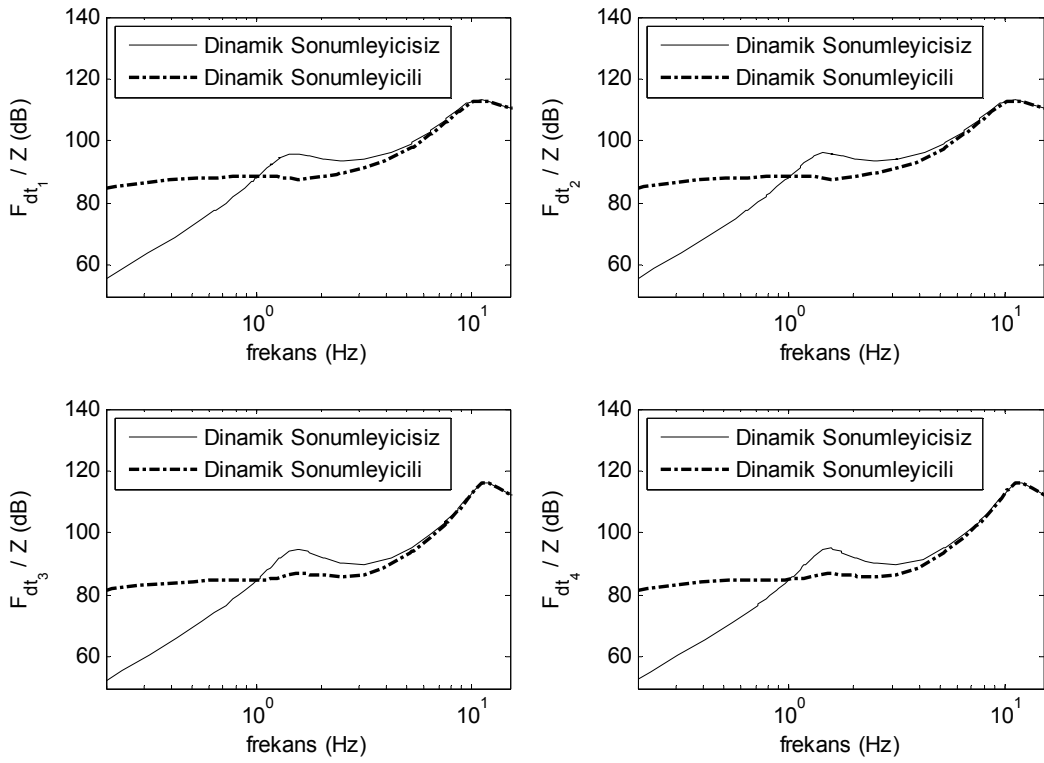
Önceki aktif dinamik sönümleyici tasarımlarında aks-tekerlek kütlelerinin düşey hareketi zaman cevaplarında bir miktar iyileşirken ivmelerin neredeyse dinamik sönümleyicisiz durum ile aynı olduğu gözlenmişti. Benzer sonuçlar Şekil 3.134' den Şekil 3.137' ye kadar olan aks-tekerlek frekans cevaplarında da görülmektedir.



Şekil 3.136 Sağ arka aks-tekerlek kütlesi frekans cevapları



Şekil 3.137 Sol arka aks-tekerlek kütlesi frekans cevapları

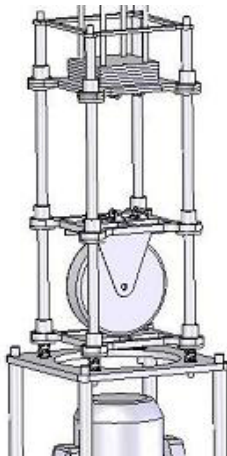


Şekil 3.138 Dinamik tekerlek yükü frekans cevapları

Şekil 3.138’ de görülen dinamik tekerlek yüklerinin frekans cevaplarını gösteren diyagramlar ana kütle kafa vurma ve yuvarlanma hareketi frekans cevapları ile benzerlik göstermektedir. Bu frekans cevaplarında da 1 Hz ile 6 Hz arasındaki titreşimler kontrol edilebilmekte ve genlikler bir miktar bastırılabilir. 1 Hz’ in altındaki frekanslarda bir miktar bozulma olsa da bu durum dinamik sönümleyicisiz durumda oluşan maksimum değerleri aşmamaktadır.

#### 4. SONUÇ ve ÖNERİLER

Taşıt titreşimlerinin analizi ve kontrolü isimli bu çalışmanın giriş bölümünde çalışmanın amacı olarak iki hedef belirlendi. Bu hedeflerden birincisi taşıt titreşimlerinin analizi ve kontrolü üzerine yapılacak olan teorik çalışmaların laboratuvar ortamında uygulanabileceği prototip bir deney düzeneğinin geliştirilmesi, ikincisi de geleneksel aktif taşıt titreşim kontrolüne alternatif yeni bir yaklaşımın oluşturulmasıdır.



(a) Tasarım



(b) Kurulum

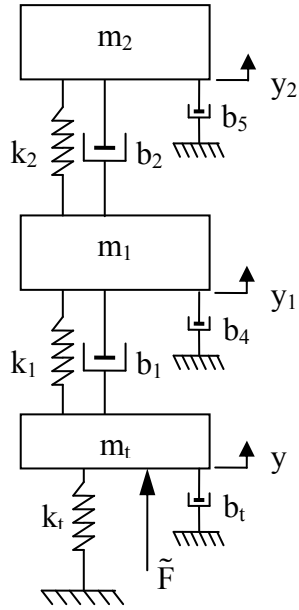


(c) Uygulama

Şekil 4.1 Çeyrek taşıt deney düzeneği çalışması gelişim aşamaları

Bu hedefler doğrultusunda yapılan çalışmalar sonucunda çeyrek taşıt deney düzeneği ve aktif dinamik sönümleyici sistemi geliştirildi. Şekil 4.1’ de çeyrek taşıt deney düzeneğinin katı model tasarımından, pasif dinamik sönümleyici ile yapılan uygulamasına kadar olan gelişim aşamaları görülmektedir. Bu aşamalardan biri olan deney düzeneğinin modellenmesi Şekil 4.2’ de ve bu modele ait parametre değerleri Çizelge 4.1’ de verildi.

Çizelge 4.2’ de pasif dinamik sönümleyiciye ait parametre değerleri görülmektedir. İki çizelgede verilen parametre değerleri ile yapılan bilgisayar simülasyonu ve deney sonuçları Şekil 4.3’ deki ana kütle yer değiştirme hareketi frekans cevabı fonksiyonu diyagramlarında görülmektedir. Bu diyagramlarda deney ve simülasyon sonuçlarının uyumlu ve birbirine çok yakın değerlerde olması deney düzeneği modelinin uygun ve yeterli olduğunu göstermektedir.



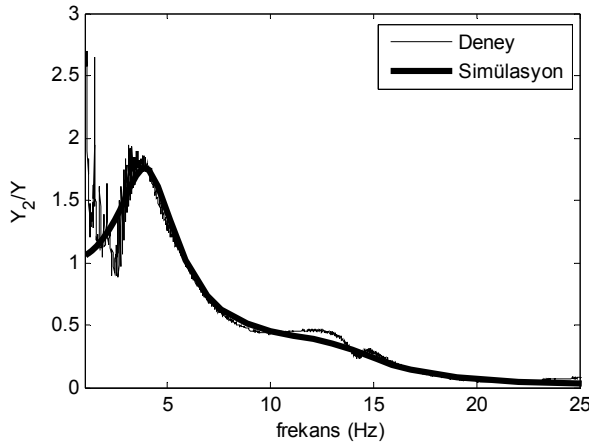
Şekil 4.2 Çeyrek taşıt deney düzeneği fiziksel modeli

Çizelge 4.1 Model parametre değerleri

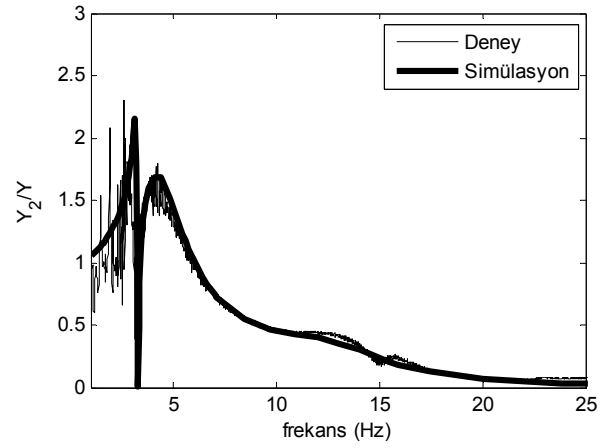
|       |                      |
|-------|----------------------|
| $m_t$ | <b>9,869 kg</b>      |
| $m_1$ | <b>14,355 kg</b>     |
| $m_2$ | <b>29,560 kg</b>     |
| $k_t$ | <b>23241,550 N/m</b> |
| $k_1$ | <b>75026,420 N/m</b> |
| $k_2$ | <b>30959,910 N/m</b> |
| $b_t$ | <b>56,340 N.s/m</b>  |
| $b_1$ | <b>80,650 N.s/m</b>  |
| $b_2$ | <b>358,590 N.s/m</b> |
| $b_4$ | <b>56,340 N.s/m</b>  |
| $b_5$ | <b>370,000 N.s/m</b> |

Çizelge 4.2 Pasif dinamik sönümleyici parametre değerleri

|       |                    |
|-------|--------------------|
| $m_3$ | <b>2,100 kg</b>    |
| $k_3$ | <b>900,000 N/m</b> |

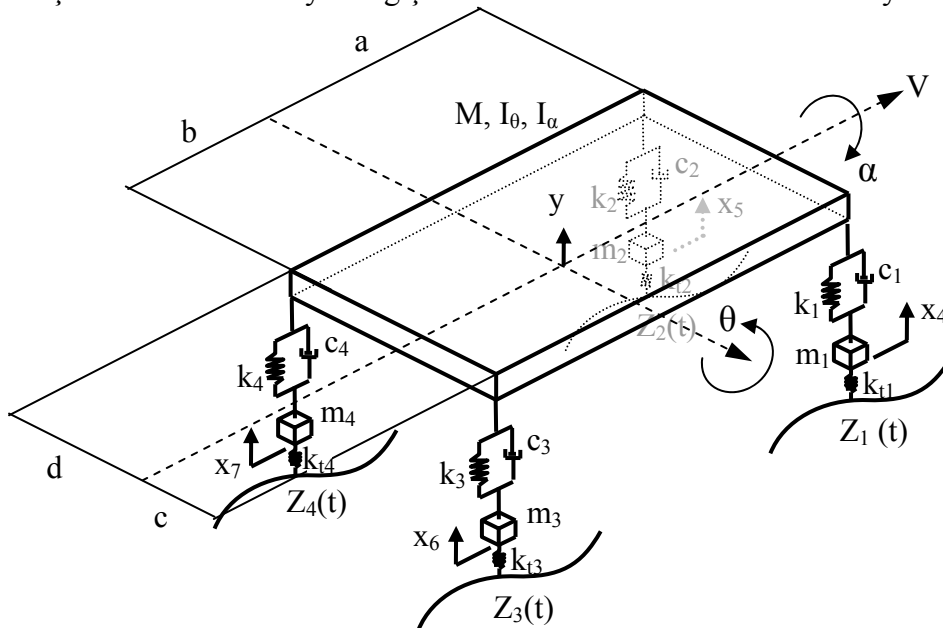


(a) Dinamik sönümleyicisiz



(b) Dinamik sönümleyicili

Şekil 4.3 Ana kütle yer değiştirme hareketi frekans cevabı fonksiyonu

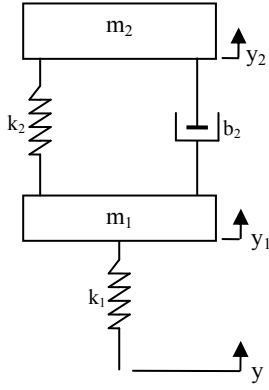


Şekil 4.4 Pasif süspansiyonlu tam taşıt modeli

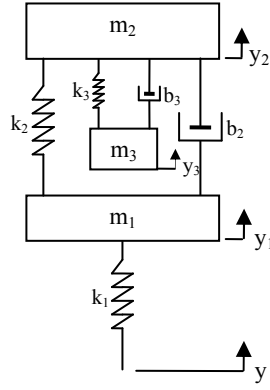
İkinci hedef olan aktif dinamik sönümleyici sisteminin geliştirilmesi için referans bir taşıta ait tam taşıt modeli parametre değerleri deneysel olarak elde edildi. Tam taşıt modeli ve elde edilen model parametre değerleri Şekil 4.4 ve Çizelge 4.3’ de görülmektedir.

Çizelge 4.3 Referans taşıt model parametre değerleri

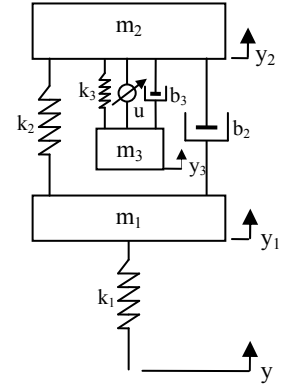
|            |                              |          |                   |
|------------|------------------------------|----------|-------------------|
| M          | <b>1108 kg</b>               | a        | <b>1,058 m</b>    |
| $I_\theta$ | <b>1755 kg.m<sup>2</sup></b> | b        | <b>1,542 m</b>    |
| $I_a$      | <b>550 kg.m<sup>2</sup></b>  | c        | <b>0,749 m</b>    |
|            |                              | d        | <b>0,736 m</b>    |
| $m_1$      | <b>56,5 kg</b>               | $k_1$    | <b>27000 N/m</b>  |
| $m_2$      | <b>56,5 kg</b>               | $k_2$    | <b>27000 N/m</b>  |
| $m_3$      | <b>45,18 kg</b>              | $k_3$    | <b>20770 N/m</b>  |
| $m_4$      | <b>45,18 kg</b>              | $k_4$    | <b>20770 N/m</b>  |
| $c_1$      | <b>1750 N.s/m</b>            | $k_{t1}$ | <b>211180 N/m</b> |
| $c_2$      | <b>1750 N.s/m</b>            | $k_{t2}$ | <b>211180 N/m</b> |
| $c_3$      | <b>1000 N.s/m</b>            | $k_{t3}$ | <b>211180 N/m</b> |
| $c_4$      | <b>1000 N.s/m</b>            | $k_{t4}$ | <b>211180 N/m</b> |



(a) Klasik



(b) Optimum pasif dinamik sönümleyici



(b) Aktif dinamik sönümleyici

Şekil 4.5 Çeyrek taşıt modelleri

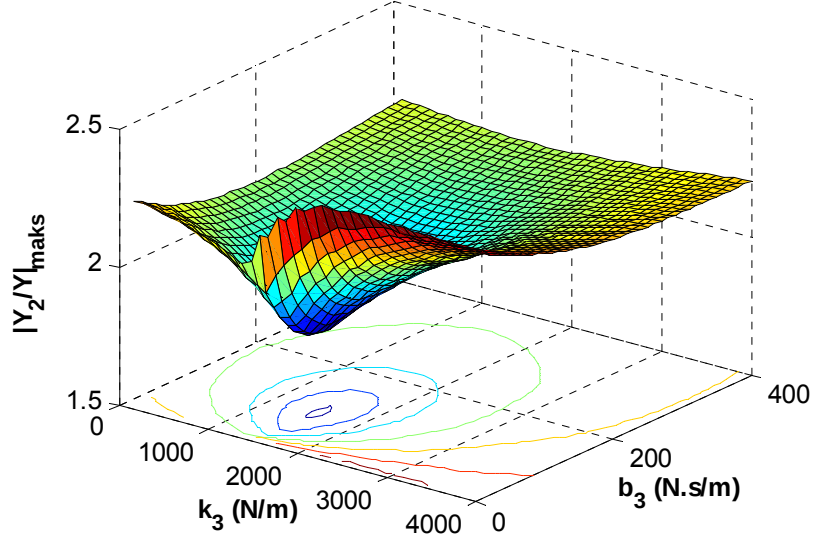
Geliştirilen sistem için ilk çalışmalar çeyrek taşıt modeli üzerinde gerçekleştirildi. Şekil 4.5’ de Çeyrek taşıt modelinde optimum pasif dinamik sönümleyici ve aktif dinamik sönümleyici modelleri görülmektedir. Bu modellerin parametre değerleri tam taşıt modeli için belirlenen parametre değerlerinden uyarlandı. Bu değerler Çizelge 4.4’ de görülmektedir.

Çizelge 4.4 Çeyrek taşıt modeli parametre değerleri

|       |                   |
|-------|-------------------|
| $m_1$ | <b>56,5 kg</b>    |
| $m_2$ | <b>277,16 kg</b>  |
| $k_1$ | <b>211180 N/m</b> |
| $k_2$ | <b>27000 N/m</b>  |
| $b_2$ | <b>1750 N.s/m</b> |

Optimum pasif dinamik sönümleyicinin parametre değerleri taşıtın ana kütle düşey yer değiştirme miktarını minimize edecek şekilde belirlendi. Bu parametre değerlerini tespit

etmek için geliştirilen bir algoritma ile Şekil 4.6’ da görülen diyagram oluşturuldu. Bu diyagramdan elde edilen dinamik sönümleyici parametre değerleri Çizelge 4.5’ de verildi.



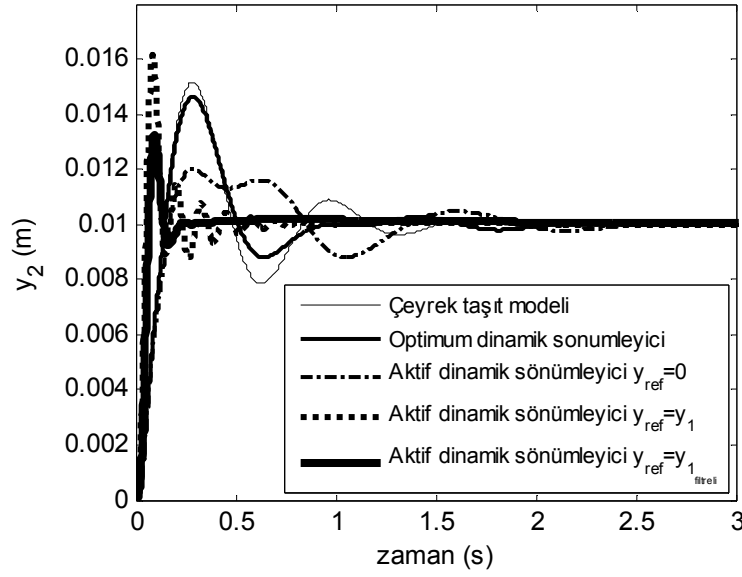
Şekil 4.6  $m_3 = 27,716$  kg için  $|Y_2/Y_1|_{maks}$  değerinin  $k_3$  ve  $b_3$  parametrelerine göre değişimi

Çizelge 4.5 Optimum dinamik sönümleyici parametre değerleri

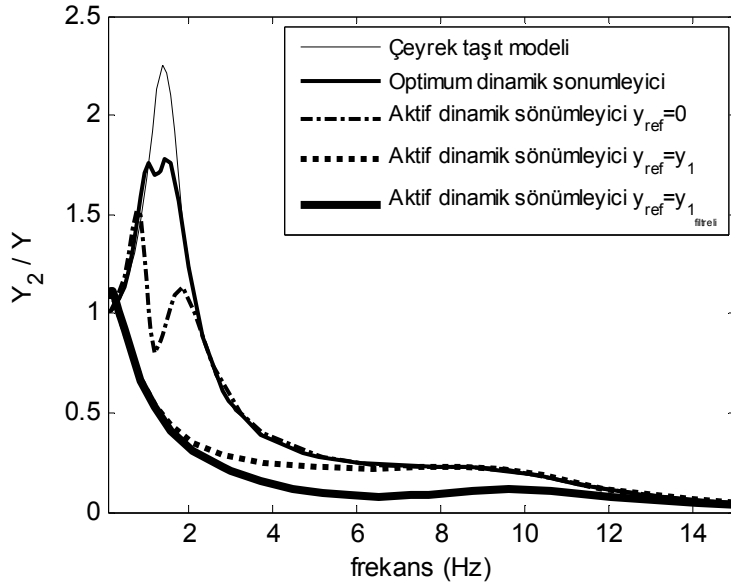
|       |                  |
|-------|------------------|
| $m_3$ | <b>27,716 kg</b> |
| $k_3$ | <b>1500 N/m</b>  |
| $b_3$ | <b>90 N.s/m</b>  |

Optimum pasif dinamik sönümleyici parametre değerleri kullanılarak dinamik sönümleyici kütlesi ile ana kütle arasına yerleştirilen bir eyleyici ile aktif dinamik sönümleyici sistemi oluşturuldu. Bu sistemin kontrolü için kayan kipli kontrol yöntemi kullanıldı. İlk tasarımda ana kütle referans değeri  $y_{2r} = 0$  ve  $\dot{y}_{2r} = 0$  olarak seçildi. Bu durumda ana kütle genlikleri kontrol edilmesine rağmen ana kütle yer değiştirme değeri referans değerine çekilmeye zorlandığı için dinamik sönümleyici kütlelerinin yer değiştirme değeri sürekli artmaktadır. Bu durum uygulama aşamasında sorun oluşturacaktır. Bu nedenle  $y_{2r} = y_1$  ve  $\dot{y}_{2r} = \dot{y}_1$  olarak seçilerek bu sorun ortadan kaldırıldı. Ancak yeni tasarımda referanstan kaynaklanan yüksek frekanslı titreşimler hem ana kütle hem de aks-tekerlek kütlelerinin zaman cevaplarında görülmektedir. Bu durumdan kurtulmak için referans değerleri alçak geçiren bir filtre ile sınırlandırıldı. Bu tasarımın gelişimi ve iyileştirilmesi Şekil 4.7 ve Şekil 4.8’ deki çeyrek taşıt modeli ana kütle yer değiştirme hareketi zaman ve frekans cevaplarında görülmektedir.

Şekil 4.7’ deki ana kütle yer değiştirme zaman cevapları incelendiğinde pasif süspansiyonlu çeyrek taşıt modelinden referansı filtrelenen aktif dinamik sönümleyicili çeyrek taşıt modeline kadar her aşamada yer değiştirme titreşimlerinin iyileştirildiği görülmektedir. Bu durum Şekil 4.8’ de verilen yer değiştirme frekans cevaplarında çok daha belirgin olarak gözlenmektedir.

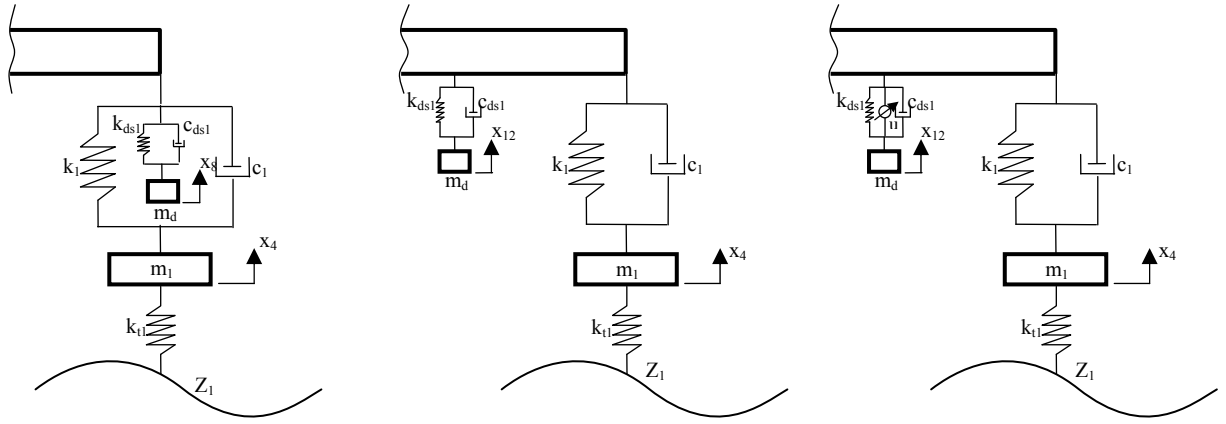


Şekil 4.7 Ana kütle yer değiştirme zaman cevabı



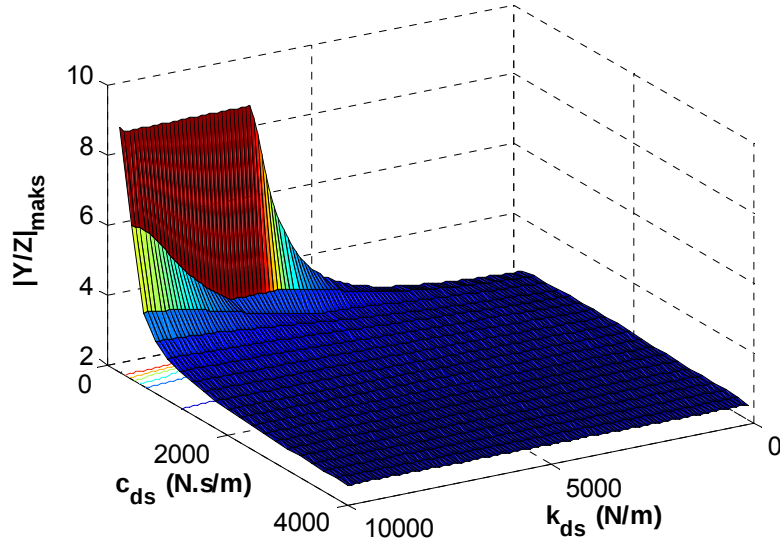
Şekil 4.8 Ana kütle yer değiştirme frekans cevabı

Çeyrek taşıt modeli üzerinde yapılan çalışmalar sonucu elde edilen bilgi ve tecrübeler doğrultusunda tam taşıt modeli üzerinde dinamik sönümleyici çalışmaları yapıldı. Öncelikle dört adet optimum pasif dinamik sönümleyici çeyrek taşıttaki düzeninde tam taşıta dört noktadan etki edecek şekilde yerleştirildi. Bu sistemin ayrıntısı Şekil 4.9.a' da görülmektedir. Ardından Şekil 4.9.b' de görüldüğü üzere ağırlık merkezinden etkili tek dinamik sönümleyici için optimum dinamik sönümleyici parametre değerleri araştırıldı. Çeyrek taşıt modelinde olduğu gibi ana kütle düşey yer değiştirme hareketini minimize edecek şekilde parametre değerleri tarandı. Bu taramanın sonucu olarak Şekil 4.10' da görülen diyagram oluşturuldu. Bu diyagramdan belirlenen optimum parametre değerleri Çizelge 4.6' da verildi.



(a) Optimum dinamik sönümleyici (4) (b) Optimum dinamik sönümleyici (1) (c) Aktif dinamik sönümleyici

Şekil 4.9 Sağ ön süspansiyon sistemi ayrıntısında görülen dinamik sönümleyici modelleri



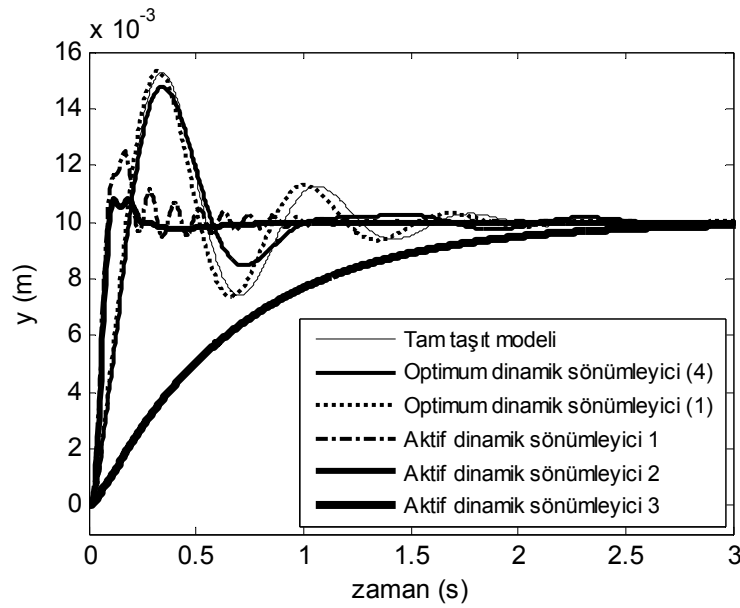
Şekil 4.10  $m_{ds} = 110,8 \text{ kg}$  için  $|Y/Z|_{maks}$  değerinin  $k_{ds}$  ve  $c_{ds}$  parametrelerine göre değişimi

Çizelge 4.6 Optimum dinamik sönümleyici parametre değerleri

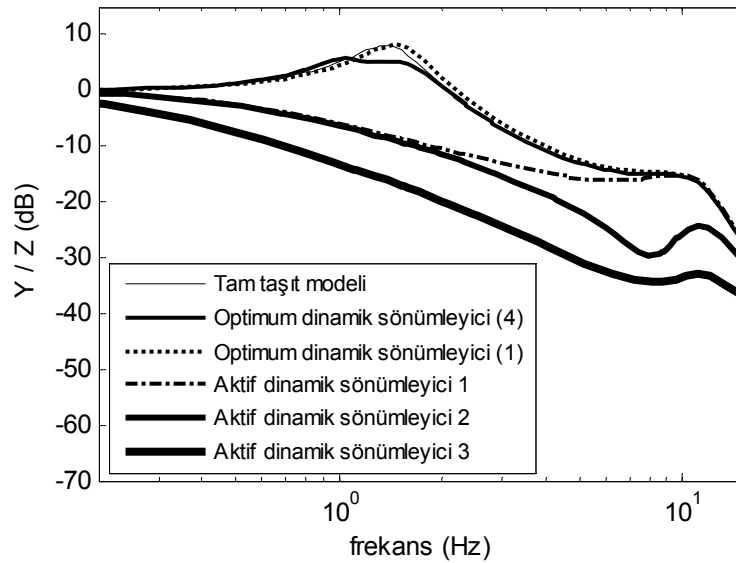
|          |                   |
|----------|-------------------|
| $m_{ds}$ | <b>110,8 kg</b>   |
| $k_{ds}$ | <b>10000 N/m</b>  |
| $c_{ds}$ | <b>4000 N.s/m</b> |

Bu durum için elde edilen optimum pasif dinamik sönümleyici parametre değerleri kullanılarak dinamik sönümleyici kütlesi ile ana kütle arasına yerleştirilen bir eyleyici ile aktif dinamik sönümleyici sistemi oluşturuldu. Bu sistemin kontrolü için kayan kipli kontrol yöntemi kullanıldı. İlk tasarımda ana kütle referans değeri olarak bütün aks-tekerlek kütlelerinin yer değiştirme hareketlerinin ana kütle düşey yer değiştirme hareketinin bulunduğu ağırlık merkezinin iz düşümüne enterpolasyon yapılarak elde edilen büyüklük referans değeri olarak seçildi. Bu durum çeyrek taşıt tasarımında olduğu gibi referans değerinden kaynaklanan yüksek frekanslı titreşimlere neden oldu. Bu durumdan kurtulmak için referans değerleri alçak geçiren bir filtre ile sınırlandırıldı. Ardından kontrolcü

performansını arttırmak üzere bulanık mantık yöntemi kayan kipli kontrol yöntemi ile birleştirildi. Tam taşıt modeli için yapılan tasarımların gelişimi ve iyileştirilmesi Şekil 4.11 ve Şekil 4.12’ deki ana kütle düşey yer değiştirme hareketi zaman ve frekans cevaplarında görülmektedir. Diyagramda görülen Optimum dinamik sönümleyici (4); dört noktadan etkili dinamik sönümleyici tasarımına, Optimum dinamik sönümleyici (1); ağırlık merkezinden etkili tek dinamik sönümleyici tasarımına, Aktif dinamik sönümleyici 1; referansı filtrelenmemiş olan kayan kipli kontrol yöntemine, Aktif dinamik sönümleyici 2; referansı filtrelenmiş olan kayan kipli kontrol yöntemine, Aktif dinamik sönümleyici 3 de; referansı filtrelenmiş olan bulanık mantık kayan kipli kontrol yöntemine karşılık gelmektedir.



Şekil 4.11 Ana kütle düşey yer değiştirme hareketi zaman cevabı



Şekil 4.12 Ana kütle düşey yer değiştirme hareketi frekans cevabı

Şekil 4.11 ve Şekil 4.12 incelendiğinde tasarım geliştirildikçe dinamik sönümleyicisiz duruma göre ana kütle düşey yer değiştirme hareketinin daha iyi kontrol edildiği hem zaman cevabı hem de frekans cevabı diyagramlarında belirgin olarak gözlenmektedir.

Bu tasarımlar sonrasında ağırlık merkezindeki tek noktadan etkili aktif dinamik sönümleyici sisteminin gövde düşey yer değiştirme hareketini dinamik sönümleyicisiz pasif süspansiyon sistemine göre daha iyi kontrol ettiği görülmektedir. Ancak bu durumda kafa vurma ve yuvarlanma hareketleri bir miktar kötüleşmekte ve sürüş konforu bütünüyle sağlanamamaktadır. Bu nedenden ötürü kafa vurma ve yuvarlanma hareketlerinin kontrolünün iyileştirilmesi için yeni tasarımların geliştirilmesi ile çeyrek taşıt deney düzeneği üzerinde aktif dinamik sönümleyici ve aktif süspansiyon sistemi uygulamalarının yapılması gelecek çalışma konuları olarak düşünülmektedir.

Ayrıca ilerideki çalışmalarda pasif ve aktif dinamik sönümleyici sisteminin konstrüksiyonu üzerine araştırma yapılması ve geliştirilecek yapının gerçek bir taşıt üzerinde uygulamasının yapılması önerilmektedir.

## KAYNAKLAR

- Ahmadian, M. ve Pare, C.A., (2000), "A Quarter-Car Experimental Analysis of Alternative semiactive Control Methods", *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 11:604-612.
- Al-holou, N., Weaver, J., Lahdhiri, T. ve Joo, D.S., (1999), "Sliding Mode-based Fuzzy Logic Controller for a Vehicle Suspension System", *Proceedings of the American Control Conference*, June 1999, San Diego, California.
- Al-holou, N., Lahdhiri, T., Joo, D.S., Weaver, J. ve Al-Abbas, F., (2002), "Sliding Mode Neural Network Inference Fuzzy Logic Control for Active Suspension Systems", *IEEE Transactions on Fuzzy Systems*, 10(2):234-246.
- Anakwa, W.K.N., Thomas, D.R., Jones, S.C., Bush, J., Green, D., Anglin, G.W. Rio, R., Sheng, J., Garret, S. ve Chen, L., (2002), "Development and Control of a Prototype Pneumatic Active Suspension System", *IEEE Transactions on Education*, 45(1):43-49.
- Bakhtiari-Nejad, F. ve Karami-Mohammadi, A., (1998), "Active Vibration Control of Vehicles with Elastic Body, Using Model Reference adaptive Control", *Journal of Vibration and Control*, 4:463-479.
- Bonsel, J.H., Fey, R.H.B. ve Nijmeijer, H., (2004), "Application of a Dynamic Vibration Absorber to a Piecewise Linear Beam System", *Nonlinear Dynamics*, 37:227-243.
- Burton, A.W., Truscott, A.J. ve Wellstead, P.E., (1995), "Analysis, Modelling and Control of an Advanced Automotive Self-levelling Suspension System", *IEE Proc.-Control Theory Appl.*, 142(2):129-139.
- Causemann, P., (2000), *Automotive Shock Absorbers: Features, Designs, Applications*, Verl. Moderne Industrie, Landsberg/Lech.
- Chen, P.C. ve Huang, A.C., (2005), "Adaptive Multiple-surface Sliding Control of Hydraulic Active Suspension Systems Based on the Function Approximation technique", *Journal of Vibration and Control*, 11:685-706.
- Chen, Y.D., Fuh, C.C. ve Tung, P.C., (2005), "Application of Voice Coil Motors in Active Dynamic Vibration Absorbers", *IEEE Transactions on Magnetics*, 41(3):1149-1154.
- Chen, P.C. ve Huang, A.C., (2006), "Adaptive Sliding Control of Active Suspension Systems with Uncertain Hydraulic Actuator Dynamics", *Vehicle System dynamics*, 44(5):357-368.
- Cherry, A.S. ve Jones, R.P., (1995), "Fuzzy Logic Control of an Automotive Suspension System", *IEE Proc.-Control Theory Appl.*, 142(2):149-160.
- Choi, S.B., Han, Y.M., Song, H.Y., Sohn, J.W. ve Choi, H.J., (2007), "Field Test on Vibration Control of Vehicle Suspension System Featuring ER Shock Absorbers", *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 18:1169-1174.
- D'Amato, F.J. ve Viassolo, D.E., (2000), "Fuzzy Control for Active Suspensions", *Mechatronics*, 10:897-920.
- de Silva, C.W., (2000), *VIBRATION Fundamentals and Practice*, CRC Press LLC, London.
- Demic, M., Diligenski, D., Demic, I. ve Demic, M., (2006), "A method of vehicle active suspension design", *Forsch Ingenieurwes*, 70:145-158.
- Du, H., Sze, K.Y. ve Lam, J., (2005), "Semi-active  $H_{\infty}$  Control of Vehicle Suspension with Magneto-rheological Dampers", *Journal of Sound and Vibration*, 283:981-996.

- Elbeheiry, E.M., (2000), "Effects of Small Travel Speed Variations on Active Vibration Control in Modern Vehicles", *Journal of Sound and Vibration*, 232(5):857-975.
- Elbeheiry, E.M., (2001), "Suboptimal Bilinear Control Methods Applied to Suppressing Car Vibrations", *Journal of Vibration and Control*, 7:279-306.
- Elmadany, M.M. ve Al-Majed, M.I., (2001), "Quadratic Synthesis of Active Controls for a Quarter-Car Model", *Journal of Vibration and Control*, 7:1237-1252.
- Fialho, I. ve Balas, G.J., (2002), "Road Adaptive Active Suspension Design Using Linear Parameter-Varying Gain-Scheduling", *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 10(1):43-54.
- Filipovic, D. ve Schöder, D., (1998), "Bandpass Vibration Absorber", *Journal of Sound and Vibration*, 214(3):553-566.
- Foo, E. ve Goodall, R.M., (2000), "Active Suspension Control of Flexible-bodied Railway Vehicles Using Electro-hydraulic and Electro-magnetic Actuators", *Control Engineering Practice*, 8:507-518.
- Giliomee, C.L. ve Els, P.S., (1998), "Semi-active Hydropneumatic Spring and Damper System", *Journal of Terramechanics*, 35:109-117.
- Gordon, T.J. ve Sharp, R.S., (1998), "On Improving the Performance of Automotive Semi-active Suspension Systems Through Road Preview", *Journal of Sound and Vibration*, 217(1):163-182.
- Guclu, R., (2004), "The Fuzzy-logic Control of Active Suspensions without Suspension-Gap Degeneration", *Strojniski vestnik - Journal of Mechanical Engineering*, 50(10):462-468.
- Guclu, R. ve Sertbas, A., (2005), "Evaluation of Sliding Mode and Proportional-Integral-Derivative Controlled Structures with an Active Mass Damper", *Journal of Vibration and Control*, 11:397-406.
- Guo, D.L., Hu, H.Y. ve Yi, J.Q., (2004), "Neural Network Control for a Semi-Active Vehicle Suspension with a Magnetorheological Damper", *Journal of Vibration and Control*, 10:461-471.
- Hoang, N., Fujino, Y. ve Warnitchai, P., (2008), "Optimal Tuned Mass Damper for Seismic Applications and Practical Design Formulas", *Engineering Structures*, 30:707-715.
- Holdhusen, M.H. ve Cunefare, K.A., (2003), "Damping Effects on the State-Switched Absorber Used for Vibration Suppression", *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 14:551-561.
- Huang, S.J. ve Chao, H.C., (2000), "Fuzzy Logic Controller for a Vehicle Active Suspension System", *Proc Instn Mech Engrs, Part D*, 214:1-12.
- Huang, S.J. ve Lin, W.C., (2003a), "Adaptive Fuzzy Controller with Sliding Surface for Vehicle Suspension Control", *IEEE Transactions on Fuzzy Systems*, 11(4):550-559.
- Huang, S.J. ve Lin, W.C., (2003b), "A Self-Organizing Fuzzy Controller for an Active Suspension System", *Journal of Vibration and Control*, 9:1023-1040.
- Huang, S.J. ve Huang, K.S., (2004), "A Self-Organizing Fuzzy Controller for an Active Vibration Suppression", *JSME International Journal, Series C*, 47(4):1156-1160.
- Huisman, R.G.M., Veldpaus, F.E., Voets, H.J.M. ve Kok, J.J., (1993), "An Optimal Continuous Time Control Strategy for Active Suspensions with Preview", *Vehicle System Dynamics*, 22:43-55.

- Karkoub, M.A. ve Zribi, M., (2006), "Active/Semi-Active Suspension Control Using Magnetorheological Actuators", *International Journal of Systems Science*, 37(1):35-44.
- Kim, C. ve Ro, P.I., (1998), "A Sliding Mode Controller for Vehicle Active Suspension Systems with Non-linearities", *Proc Instn Mech Engrs, Part D*, 212:79-92.
- Kim, K. ve Jeon, D., (1999), "Vibration Suppression in an MR Fluid Damper Suspension System", *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 10:779-786.
- Kim, H.J., Yang, H.S. ve Park, Y.P., (2002), "Improving the Vehicle Performance with Active Suspension Using Road-Sensing Algorithm", *Computers and Structures*, 80:1569-1577.
- Koo, J.H., Shukla, A. ve Ahmadian, M., (2008), "Dynamic Performance Analysis of Non-linear Tuned Vibration Absorbers", *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*, 13:1929-1937.
- Korenev, B.G. ve Reznikov, L.M., (1993), *Dynamic Vibration Absorbers: Theory and Technical Applications*, John Wiley & Sons, New York.
- Lian, R.J., Lin, B.F. ve Sie, W.T., (2005), "Self-organizing Fuzzy Control of Active Suspension Systems", *International Journal of Systems Science*, 36(3):119-135.
- Liu, H., Nonami, K. ve Hagiwara, T., (2005), "Semi-Active Fuzzy Sliding Mode Control of Full Vehicle and Suspensions", *Journal of Vibration and Control*, 11:1025-1042.
- Marano, G.C., Sgobba, S., Greco, R. ve Mezzina, M., (2008), "Robust Optimum Design of Tuned Mass Dampers Devices in Random vibrations Mitigation", *Journal of Sound and Vibration*, 313:472-492.
- Neelakantan, V.A. ve Washington, G.N., (2008), "Vibration Control of Structural Systems Using MR Dampers and a 'Modified' Sliding Mode Control Technique", *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 19:211-224.
- Onat, C., Kucukdemiral, I.B., Sivrioglu, S. ve Yuksek, I., (2007), "LPV Model Based Gain-scheduling Controller for a Full Vehicle Active Suspension System", *Journal of Vibration and Control*, 13:1629-1666.
- Ramsbottom, M., Crolla, D.A. ve Plummer, A.R., (1999), "Robust Adaptive Control of an Active Vehicle Suspension System", *Proc Instn Mech Engrs, Part D*, 213:1-17.
- Rao, M.V.C. ve Prahlad, V., (1997), "A Tunable Fuzzy Logic Controller for Vehicle-Active Suspension Systems", *Fuzzy Sets and Systems*, 85:11-21.
- Rattasiri, W. ve Halgamuge, S.K., (2003), "Computationally Advantageous and Stable Hierarchical Fuzzy Systems for Active Suspension", *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 50(1):48-61.
- Reimpell, J., Stoll, H. Ve Betzler, J.W., (2001), *The Automotive Chassis: Engineering Principles*, Butterworth-Heinemann, Oxford.
- Roh, H.S. ve Park, Y., (1999), "Stochastic Optimal Preview Control of an Active Vehicle Suspension", *Journal of Sound and Vibration*, 220(2):313-330.
- Sakman, L.E., Guclu, R. ve Yagiz, N., (2005), "Fuzzy Logic Control of Vehicle Suspensions with Dry Friction Nonlinearity", *Sadhana*, 30:649-659.
- Sam, Y.Md., Osman, J.H.S. ve Ghani, M.R.A., (2004), "A Class of Proportional-Integral Sliding Mode Control with Application to Active Suspension System", *Systems & Control Letters*, 51:217-223.

- Schiehlen, W., (2006), "White Noise Excitation of Road Vehicle Structures", *Sadhana*, 30(4):487-503.
- Shen, Y., Golnaraghi, M.F. ve Heppler, G.R., (2006), "Semi-Active Vibration Control Schemes for Suspension Systems Using Magnetorheological Dampers", *Journal of Vibration and Control*, 12(1):3-24.
- Smith, M.C. ve Wang, F.C., (2002), "Controller Parameterization for Disturbance Response Decoupling: Application to Vehicle Active Suspension Control", *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 10(3):393-407.
- Sun, T.C., Luo, A.C.J. ve Hamidzadeh, H.R., (2000), "Dynamic Response and Optimization for Suspension Systems with Non-Linear Viscous Damping", *Proc Instn Mech Engrs, Part K*, 214:181-187.
- Sun, L., (2001), "Computer Simulation and Field Measurement of Dynamic Pavement Loading", *Mathematics and Computers in Simulation*, 56:297-313.
- Sung, K.G., Han, Y.M., Cho, J.W. ve Choi, S.B., (2008), "Vibration Control of Vehicle ER Suspension System Using Fuzzy Moving Sliding Mode Controller", *Journal of Sound and Vibration*, 331:1004-1019.
- Swevers, J., Lauwerys, C., Vandersmissen, B., Maes, M., Reybrouck, K. ve Sas, P., (2007), "A Model-Free Control Structure for the On-Line Tuning of the Semi-Active Suspension of a Passenger Car", *Mechanical Systems and Signal Processing*, 21:1422-1436.
- Tamboli, J.A. ve Joshi, S.G., (1999), "Optimum Design of a Passive Suspension System of a Vehicle Subjected to Actual Random Road Excitations", *Journal of Sound and Vibration*, 219(2):193-205.
- Taskin, Y., Hacıoglu, Y. ve Yagiz, N., (2007), "The Use of Fuzzy-Logic Control to Improve the Ride Comfort of Vehicles", *Strojniski vestnik - Journal of Mechanical Engineering*, 53(4):233-240.
- Teja, S.R. ve Srinivasa, Y.G., (1996), "Investigations on the Stochastically Optimized PID Controller for a Linear Quarter-Car Road Vehicle Model", *Vehicle System Dynamics*, 26:103-116.
- Utkin, V.I., (1977), "Variable Structure Systems with Sliding Modes", *IEEE Transactions on Automatic Control*, 22(2):212-222.
- Utkin, V., Guldner, J. ve Shi, J., (1999), *Sliding Mode Control in Electromechanical Systems*, Taylor & Francis, London.
- Vahidi, A. ve Eskandarian, A., (2001), "Predictive Time-Delay Control of Vehicle Suspensions", *Journal of Vibration and Control*, 7:1195-1211.
- Verros, G., Natsiavas, S. ve Papadimitriou, C., (2005), "Design Optimization of Quarter-car Models with Passive and Semi-active Suspensions under Random Road Excitation", *Journal of Vibration and Control*, 11:581-606.
- Wang, J.F., Lin, C.C. ve Chen, B.L., (2003), "Vibration Suppression for High-speed Railway Bridges Using Tuned Mass Dampers", *International Journal of Solids and Structures*, 40:465-491.
- Williams, D.E. ve Haddad, W.M., (1997), "Active Suspension Control to Improve Vehicle Ride and Handling", *Vehicle System Dynamics*, 28:1-24.
- Williams, R.A., (1997a), "Automotive Active Suspensions Part 1: Basic Principles", *Proc Instn Mech Engrs, Part D*, 211:416-426.

- Williams, R.A., (1997b), "Automotive Active Suspensions Part 2: Practical Considerations", *Proc Instn Mech Engrs*, Part D, 211:427-444.
- Wong, W.O. ve Cheung, Y.L., (2008), "Optimal Design of a Damped Dynamic Vibration Absorber for Vibration Control of Structure Excited by Ground Motion", *Engineering Structures*, 30:282-286.
- Wu, S.T., Chiu, Y.Y. ve Yeh, Y.C., (2007), "Hybrid Vibration Absorber with Virtual Passive Devices", *Journal of Sound and Vibration*, 299:247-260.
- Yagiz, N., Yuksek, I. ve Sivrioglu, S., (2000), "Robust Control of Active Suspensions for a Full Vehicle Model Using Sliding Mode Control", *JSME International Journal, Series C*, 43(2):253-258.
- Yagiz, N. ve Yuksek, I., (2001a), "Sliding Mode Control of Active Suspensions for a Full Vehicle Model", *International Journal of Vehicle Design*, 26(2/3):264-276.
- Yagiz, N., (2001b), "Sliding Mode Control of a Multi-Degree-of-Freedom Structural System with Active Tuned Mass Damper", *Turk J Engin Environ Sci*, 25:651-657.
- Yagiz, N. ve Sakman, L.E., (2005), "Robust Sliding Mode Control of a Full Vehicle without Suspension Gap Loss", *Journal of Vibration and Control*, 11(11):1357-1374.
- Yagiz, N., Sakman, L.E. ve Guclu, R., (2008a), "Different Control Applications on a Vehicle Using Fuzzy Logic Control", *Sadhana*, Part 1, 33:15-25.
- Yagiz, N., Hacıoglu, Y. ve Taskin, Y., (2008b), "Fuzzy Sliding Mode Control of Active Suspensions", *IEEE Transactions on Industrial Electronics* (baskıda).
- Yao, G.Z., Yap, F.F., Chen, G., Li, W.H. ve Yeo, S.H., (2002), "MR Damper and its Application for Semi –Active Control of Vehicle Suspension system", *Mechatronics*, 12:963-973.
- Yoshimura, T., Nakaminami, K., Kurimoto, M. ve Hino, J., (1999), "Active Suspension of Passenger Cars Using Linear and Fuzzy-Logic Controls", *Control Engineering Practice*, 7:41-47.
- Yoshimura, T., Kume, A., Kurimoto, M. ve Hino, J., (2001), "Construction of an Active Suspension System of a Quarter Car Model Using the Concept of Sliding Mode Control", *Journal of Sound and Vibration*, 239(2):187-199.
- Yu, M., Liao, C.R., Chen, W.M. ve Huang, S.L., (2006), "Study on MR Semi-active Suspension System and its Road Testing", *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 17:801-806.
- Zadeh, L.A., (1965), "Fuzzy Sets", *Information and Control*, 8:338-353.
- Zaremba, A., Hampo, R. ve Hrovat, D., (1997), "Optimal Active Suspension Design Using Constrained Optimization", *Journal of Sound and Vibration*, 207(3):351-364.
- Zhang, Y. ve Alleyne, A., (2005), "A Practical and Effective Approach to Active Suspension Control", *Vehicle System Dynamics*, 43(5):305-330.

**EKLER**

Ek 1 eyrek taşıt modeli deney dzeneği para lleri

Ek 2 lm sistemi teknik zellikleri

Ek 3 Eksenel titreşim oluşturucu teknik özellikleri

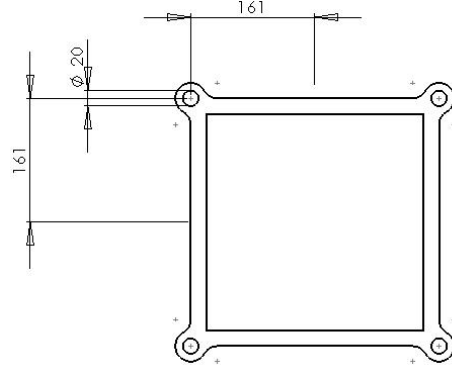
Ek 4 Büyütme faktörü yöntemi (Magnification-factor method)

Ek 5 CAS portatif aks kantarı ve Zwick Z100 universal test cihazının teknik özellikleri

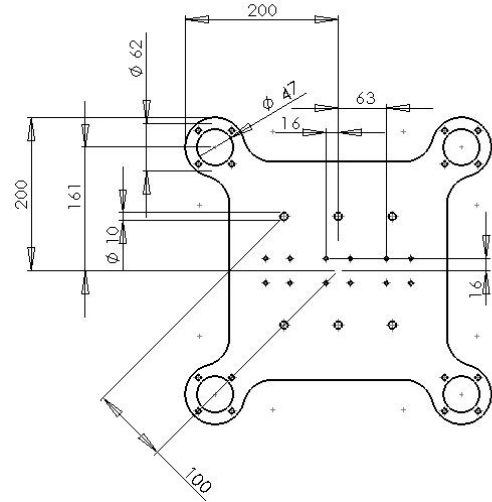
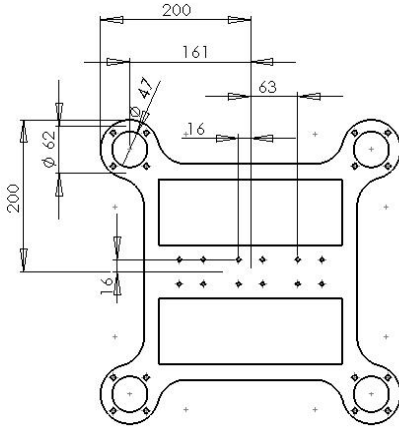
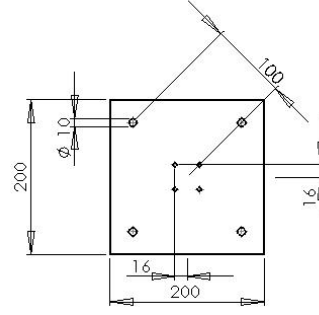
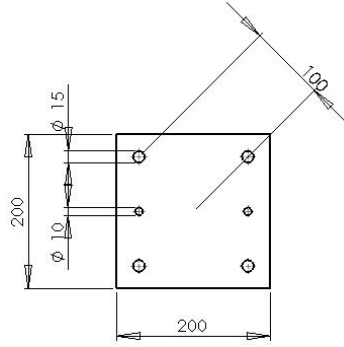
Ek 6 zdeğer problemi iin ktle ve katılık matrisleri

Ek 7 Kontrolcü parametreleri

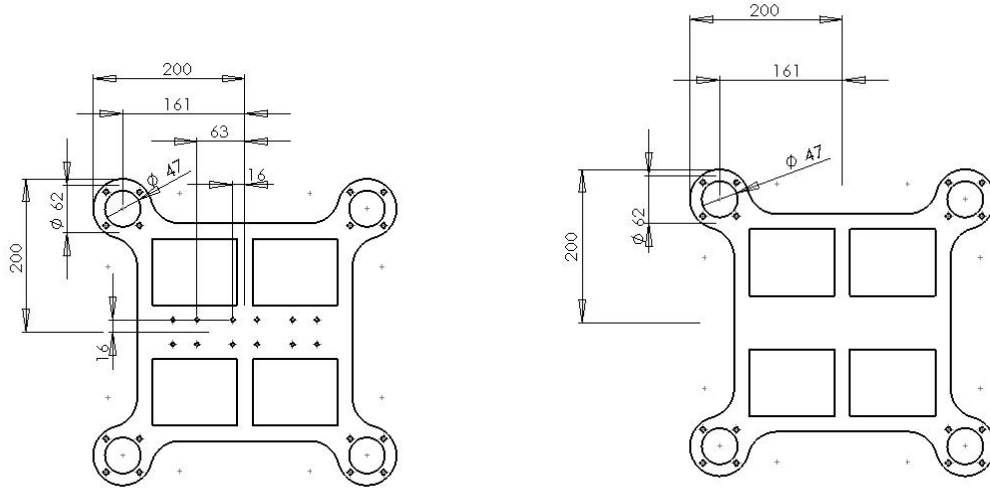
### Ek 1 Çeyrek taşıt modeli deney düzeneği parça ölçüleri



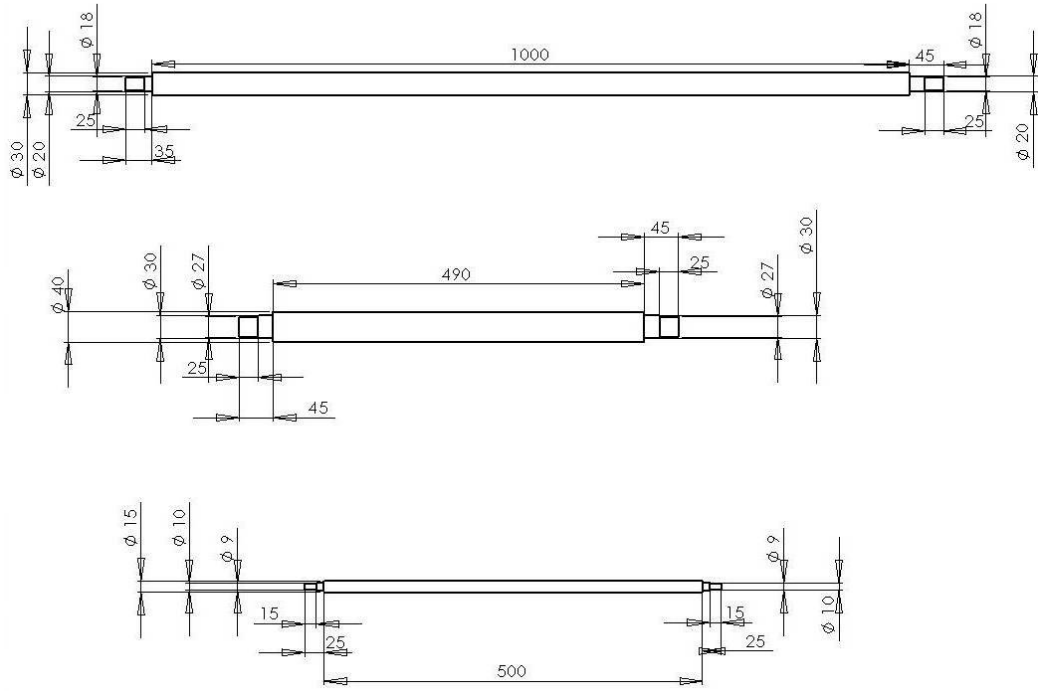
Üst montaj plakası



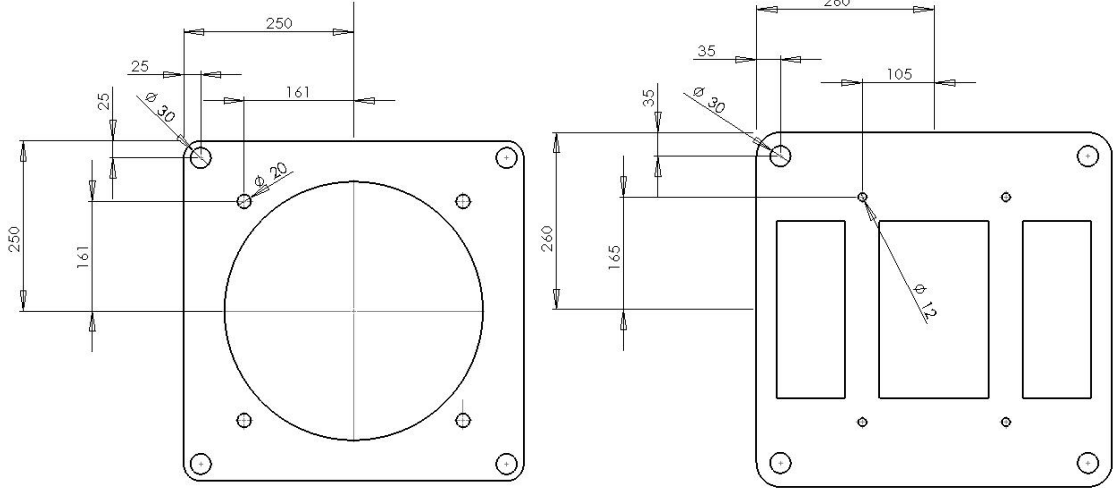
Ayrılabilir çeyrek taşıt ana kütle plakaları



Aks-tekerlek ve tahrik plakaları



Taşıyıcı kolon milleri



Alt montaj plakaları

## Ek 2 Ölçüm sistemi teknik özellikleri

### Titreşim Ölçüm Cihazı Teknik Özellikleri:

#### Dijital Sinyal İşleme

SignalAQ, Predict/DLI AQ204 PCMCIA kartının sayısal işleme gücünden istifade eder. Aşağıda AQ204 kartının önemli özellikleri listelenmiştir;

- 40 MHz hızında çalışan Texas Instruments TMS320C51 Dijital Sinyal İşlemcisi.
- Dört adet 16 Bit delta-sigma A/D çevirici
- İki adet 16 Bit delta-sigma D/A çevirici
- Bütün girişlerden 41 kHz' e kadar eşzamanlı örnekleme
- Analog RC filtresi ve 64. mertebeden sayısal FIR filtresi
- 76 dB' den büyük dinamik aralık
- 0-16 kHz için kanallar arasında 0.5 dereceden daha iyi faz uyumu
- ISO 2954-1975 (E) için 10 Hz den 1 kHz e kadar tüm RMS genliklerinin belirlenmesi

#### Frekans Analizi

- 16 kHz' e kadar dört kanal eşzamanlı FFT analizi
- FFT çözünürlüğü: 50, 100, 200, 400, 800, 1600, and 3200 parça
- Spektral Pencereleme: Hanning, Hamming, Flat Top, and Uniform
- Ortalama Çeşitleri: Doğrusal, Üssel, Tepe nokta tutan ve Sürekli tepe nokta
- Harici tetikleme ile zaman senkronlu ortalama alma
- Üst üste işleme: seçilebilir işlemler %0, %25, %50 ve %75

#### Spektrum Çeşitleri

- RMS genlikli güç spektrumu
- Kanal 4 ve kanal 1, 2 ve 3 arasında eş zamanlı olarak transfer fonksiyonu, çapraz güç ve koherans spektrası

#### Zaman Analizi

- Dört kanal eş zamanlı olarak kanal başına 262144 örnek ile uzun süreli kayıt
- 80 Hz' den 41 kHz' e kadar örnekleme hızı
- Harici tetikleme ile zaman senkronlu ortalama alma

#### Girişler

- Dört adet tek sonlu analog giriş
- Seçimli ICP® ivmeölçer, 5 mA @ 24 Volt
- Kablo hatası belirleme
- Maksimum 25 Volt giriş sinyal genliği
- TTL-seviye takometre girişi

#### Çıkışlar

- Bir adet tek sonlu dijital çıkış kanalı

### Analog Sinyal İşleme

- 0,2 Hz veya 10 Hz yüksek geçiren analog filtre ile seçilebilir DC bağlantısı
- Seçilebilir analog integral alma
- Kanallar arası hat karışması  $-76$  dB' den fazla değildir.

### İvmeölçer Teknik Özellikleri

PCB Model 393B04

Ürün tipi: İvmeölçer, sismik titreşim algılayıcısı, minyatür (50 gram), ceramic shear ICP® accel., 1 V/g, 0,06-450 Hz, 10-32 bağlantı.

#### PERFORMANSI

|                                       |                |
|---------------------------------------|----------------|
| Hassasiyeti ( $\pm$ %10)              | 1000 mV/g      |
| Ölçüm aralığı                         | $\pm 5$ g pk   |
| Frekans aralığı ( $\pm$ %5)           | 0,06 - 450 Hz  |
| Frekans aralığı ( $\pm$ %10)          | 0,05 - 750 Hz  |
| Frekans aralığı ( $\pm 3$ dB)         | 0,02 - 1700 Hz |
| Rezonans frekansı                     | $\geq 2,5$ kHz |
| Geniş bant çözünürlüğü (1 - 10000 Hz) | 0,000003 g rms |
| Non-Linearity                         | $\leq 1$ %     |
| Transverse Sensitivity                | $\leq 5$ %     |

#### ELEKTRİKSEL ÖZELLİKLERİ

|                           |                                     |
|---------------------------|-------------------------------------|
| Çalışma voltajı           | 18 - 30 VDC                         |
| Sabit akım                | 2 - 10 mA                           |
| Çıkış empedansı           | $<500$ ohm                          |
| Çıkış bias voltajı        | 7 to 12 VDC                         |
| Deşarj zaman sabiti       | 5 to 15 sec                         |
| Yerleşme süresi           | $<100$ sec                          |
| Spektral gürültü (1 Hz)   | 0,30 $\mu\text{g}/\sqrt{\text{Hz}}$ |
| Spektral gürültü (10 Hz)  | 0,10 $\mu\text{g}/\sqrt{\text{Hz}}$ |
| Spektral gürültü (100 Hz) | 0,04 $\mu\text{g}/\sqrt{\text{Hz}}$ |
| Spektral gürültü (1 kHz)  | 0,04 $\mu\text{g}/\sqrt{\text{Hz}}$ |

### Ek 3 Eksenel titreşim oluşturuu teknik özellikleri

#### LDS V450 Eksenel titreşim oluşturuu

|                                                          |                                  |
|----------------------------------------------------------|----------------------------------|
| Zorlanmış hava soğutmalı sinüs vektörü kuvvet büyüklüğü: | 311 N                            |
| Zorlanmış hava soğutmalı rasgele kuvvet büyüklüğü:       | 218 N                            |
| Doğal soğutmalı kuvvet büyüklüğü:                        | 177 N                            |
| Frekans aralığı:                                         | DC-7,5 kHz                       |
| Maksimum yer değıştirme:                                 | 19 mm (p-p)                      |
| Maksimum hız:                                            | 2,5 m/s                          |
| Maksimum ivme:                                           | 117 g                            |
| Ana rezonans frekansı:                                   | 6000 Hz $\pm$ %3                 |
| Kütle/yay rezonansı:                                     | 32 Hz                            |
| Hareketli sistemin efektif kütlesi:                      | 0,426 kg                         |
| Süspansiyon eksenel katılığı:                            | 1,79 kgf/mm $\pm$ %10            |
| Armatür tabla çapı:                                      | 64 mm                            |
| Tabla bağlantısı:                                        | 6 adet M5 x 10 mm derinliğinde   |
| Maksimum armatür akımı (Zorlanmış hava soğutmalı):       | 11 A                             |
| Maksimum armatür akımı (Doğal soğutmalı):                | 6.3 A                            |
| Kaidenin tüm ölçüleri                                    |                                  |
| Boy:                                                     | 265,0 mm                         |
| Eni:                                                     | 295,5 mm                         |
| Yüksekliği                                               | 290,4 mm                         |
| Ağırlığı:                                                | 63,5 kg                          |
| Muylunun tüm ölçüleri                                    |                                  |
| Boy:                                                     | 375,0 mm                         |
| Eni:                                                     | 300,5 mm                         |
| Yüksekliği                                               | 395,4 mm                         |
| Ağırlığı:                                                | 81,6 kg                          |
| Soğutma:                                                 | 5 mbar'da 0,01 m <sup>3</sup> /s |

#### LDS Dijital sinüs kontrolcü

##### SİNYAL JENERATÖRÜ

|                         |                                               |
|-------------------------|-----------------------------------------------|
| Frekans aralığı:        | 1-9999 Hz %0,1 doğrulukta                     |
| Frekans kararlılığı:    | $\pm$ 50 ppm/degree C                         |
| Frekans göstergesi:     | 5 basamak                                     |
| Frekans tarama:         | Artım veya azalma                             |
| Tarama modları:         | Çift yönlü veya tek yönlü (artma veya azalma) |
| Logaritmik tarama hızı: | 0,10-9,99 Okt/dak                             |
| Doğrusal tarama hızı:   | 0,10-999 Hz/dak                               |
| Sabit sinüs çıkışı:     | 5 V rms                                       |

##### KAPALI ÇEVİRİM ÇALIŞTIRMA

|                |                                                                                                                                             |
|----------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Servo çıkışı:  | 0 dB' de 1,5 V rms diferansiyel                                                                                                             |
| Sıkıştırma:    | 0 dB' den 90 dB, 0,1 dB çözünürlükte -60 dB'e, -70 dB' de 0,5 dB.<br>Hz başına 0,1, 0,3, 1,0 veya 3,0 dB/s hızında. Hız sınırı 10-999 dB/s. |
| İvme kontrolü: | 10 mV/g:0,2-199 g peak<br>100 mV/g:0,02-80 g peak                                                                                           |

Hız kontrolü:

1-3 mm/s

Yer değiştirme kontrolü:

0,01-50 mm peak

#### AÇIK ÇEVİRİM ÇALIŞTIRMA

Voltaj çıkışı:

dB olarak ayarlanır. 0,1 dB'den -60 dB aralığında.

0 dB sıkıştırımda maksimum 1,5 V rms.

Frekans cevabı:

1 Hz ve 10 kHz' de -3dB, 10k yük.

#### BOYUTLARI

Eni:

485 mm

Derinliği:

420 mm

Yüksekliği:

177 mm

Ağırlığı:

10 kg

#### Ek 4 Büyütme faktörü yöntemi (Magnification-factor method)

Viskoz sönümlü tek serbestlik dereceli titreşim sistemlerine uygulanabilen bir frekans cevabı yöntemidir. Böyle bir sistemin frekans cevabı fonksiyonu büyüklüğü

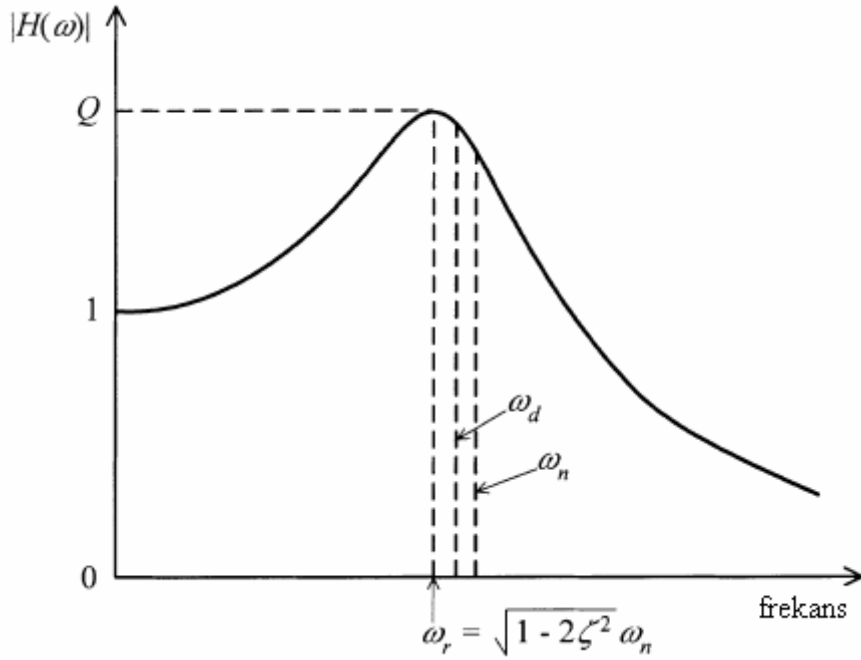
$$|H(\omega)| = \frac{\omega_n^2}{\left[ (\omega_n^2 - \omega^2)^2 + 4\zeta^2 \omega_n^2 \omega^2 \right]^{1/2}}$$

olarak ifade edilir. Büyüklüğün frekansa göre değişimi aşağıdaki frekans cevabı fonksiyonu diyagramında görülmektedir. Bu ifadenin paydası en düşük değerine ulaştığında büyüklük en büyük değerine ulaşır. Bu aşağıdaki ifadeye karşılık gelir.

$$\frac{d}{d\omega} \left[ (\omega_n^2 - \omega^2)^2 + 4\zeta^2 \omega_n^2 \omega^2 \right] = 0$$

Yukarıdaki ifadeden frekans terimi çekildiğinde rezonans frekansı bulunur.

$$\omega_r = \sqrt{1 - 2\zeta^2} \omega_n$$



Frekans cevabı fonksiyonu

Düşük sönüm durumu için ( $\zeta < 0,1$ )  $\omega_r < \omega_d$  olduğuna dikkat ediniz.  $\omega_n$ ,  $\omega_d$  ve  $\omega_r$  yaklaşık olarak birbirine eşittir. Frekans cevabı fonksiyonunun rezonans frekansındaki büyüklüğüne karşılık gelen büyütme faktörü Q, rezonans frekansı ifadesinin frekans cevabı fonksiyonu büyüklüğü ifadesinde yazılması ile elde edilir.

$$Q = \frac{1}{2\zeta \sqrt{1-\zeta^2}}$$

Düşük sönüm durumu için ( $\zeta < 0,1$ )

$$Q = \frac{1}{2\zeta}$$

Bu durumda  $\omega_r = \omega_n$  olur.

Eğer frekans cevabı fonksiyonu mevcut ise buradan sistem sönüm oranı  $\zeta$  kestirilebilir. Bu yöntem kullanılırken frekans cevabı eğrisinin sıfır frekansta birim büyüklüğü verecek şekilde normalize edilmesine dikkat edilmelidir.

## Ek 5 CAS portatif aks kantarı ve Zwick Z100 universal test cihazının teknik özellikleri

### CAS Portatif aks kantarı

| Teknik Özellikleri                    |                                         |
|---------------------------------------|-----------------------------------------|
| Model                                 | RW-PRF                                  |
| Maksimum Kapasite                     | 10000 kg                                |
| Taksimat                              | 1 kg                                    |
| Hassasiyet                            | %0,1                                    |
| Güç Kaynağı                           | DC 1,2V (Ni-MH) veya AA boy Pil X 12 EA |
| Sürekli Kullanılması Halinde Pil Ömrü | 8 saat ve fazlası                       |
| Boyutlar (mm)                         | 720 (E) x 520 (B) x 40 (Y)              |
| Ürün Ağırlığı                         | Platform: 29 kg, Rampa: 7,6 kg / EA     |



CAS portatif aks kantarı

### Çekme- Basma Test Cihazı: ZWICK Z100 Universal Test Cihazı

| Teknik Özellikleri          |            |  |
|-----------------------------|------------|--------------------------------------------------------------------------------------|
| Model                       | Zwick Z100 |                                                                                      |
| Maksimum Yük                | 100 kN     |                                                                                      |
| Çalışma Alanı Yüksekliği    | 1824 mm    |                                                                                      |
| Çalışma Alanı Eni           | 1030 mm    |                                                                                      |
| Min. Hareket Hızı (mm/dak)  | 0,005      |                                                                                      |
| Maks. Hareket Hızı (mm/dak) | 200/1000   |                                                                                      |
| Hareket Çözünürlüğü (µm )   | 0,0136     |                                                                                      |
| Maks. Güç Tüketimi (kVA)    | 5          |                                                                                      |

### Ek 6 Özdeğer problemi için kütle ve katılık matrisleri

Çeyrek taşıt deney düzeneği modeli ve çeyrek taşıt modeli özdeğer problemi kütle ve katılık matrisleri;

$$M = \begin{bmatrix} 0 & m_2 \\ m_1 & 0 \end{bmatrix}$$

$$K = \begin{bmatrix} -k_2 & k_2 \\ k_1 + k_2 & -k_2 \end{bmatrix}$$

Tam taşıt modeli özdeğer problemi kütle ve katılık matrisleri;

$$M = \begin{bmatrix} M & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_\theta & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_\alpha & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_4 \end{bmatrix}$$

$$K = \begin{bmatrix} (k_1 + k_2 + k_3 + k_4) & (ak_1 + ak_2 - bk_3 - bk_4) & (-ck_1 + dk_2 - ck_3 + dk_4) & -k_1 & -k_2 & -k_3 & -k_4 \\ (-ck_1 + dk_2 - ck_3 + dk_4) & (a^2 k_1 + a^2 k_2 + b^2 k_3 + b^2 k_4) & (-ack_1 + adk_2 + bck_3 - bdk_4) & -ak_1 & -ak_2 & bk_3 & bk_4 \\ (-ck_1 + dk_2 - ck_3 + dk_4) & (-ack_1 + adk_2 + bck_3 - bdk_4) & (c^2 k_1 + d^2 k_2 + c^2 k_3 + d^2 k_4) & ck_1 & -dk_2 & ck_3 & -dk_4 \\ -k_1 & -ak_1 & ck_1 & (k_1 + k_{t1}) & 0 & 0 & 0 \\ -k_2 & -ak_2 & -dk_2 & 0 & (k_2 + k_{t2}) & 0 & 0 \\ -k_3 & bk_3 & ck_3 & 0 & 0 & (k_3 + k_{t3}) & 0 \\ -k_4 & bk_4 & -dk_4 & 0 & 0 & 0 & (k_4 + k_{t4}) \end{bmatrix}$$

## Ek 7 Kontrolcü parametreleri

a. Çeyrek taşıt modeli için kayan kipli kontrolcü parametreleri

|                                |                                                  |                                                |                                                                                              |
|--------------------------------|--------------------------------------------------|------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------|
| <b>Referans koşulu</b>         | $y_{2_r} = 0$<br>$\dot{y}_{2_r} = 0$             | $y_{2_r} = y_1$<br>$\dot{y}_{2_r} = \dot{y}_1$ | $y_{2_r} = \frac{1}{\tau_r s + 1} y_1$<br>$\dot{y}_{2_r} = \frac{1}{\tau_r s + 1} \dot{y}_1$ |
| <b>Kontrolcü parametreleri</b> | $\alpha = 15$<br>$\tau = 0,27$<br>$\Gamma = 1,5$ | $\alpha = 5$<br>$\tau = 0,04$<br>$\Gamma = 60$ | $\alpha = 5$<br>$\tau = 0,04$<br>$\Gamma = 60$<br>$\tau_r = 0,028$                           |

b. Tam taşıt modeli için kayan kipli kontrolcü parametreleri

|                                |                                                                                                                                                                                                                                                                    |                                                                                              |
|--------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------|
| <b>Referans koşulu</b>         | $y_r = \frac{x_4 \cdot b \cdot d + x_5 \cdot b \cdot c + x_6 \cdot a \cdot d + x_7 \cdot a \cdot c}{(a+b)(c+d)}$<br>$\dot{y}_r = \frac{\dot{x}_4 \cdot b \cdot d + \dot{x}_5 \cdot b \cdot c + \dot{x}_6 \cdot a \cdot d + \dot{x}_7 \cdot a \cdot c}{(a+b)(c+d)}$ | $y_{r_f} = \frac{1}{\tau_r s + 1} y_r$<br>$\dot{y}_{r_f} = \frac{1}{\tau_r s + 1} \dot{y}_r$ |
| <b>Kontrolcü parametreleri</b> | $\alpha = 4$<br>$\tau = 0,1$<br>$\Gamma = 80$                                                                                                                                                                                                                      | $\alpha = 4$<br>$\tau = 0,1$<br>$\Gamma = 80$<br>$\tau_r = 0,03$                             |

c. Tam taşıt modeli için bulanık mantık kayan kipli kontrolcü parametreleri

|                                |                                                                                              |
|--------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------|
| <b>Referans koşulu</b>         | $y_{r_f} = \frac{1}{\tau_r s + 1} y_r$<br>$\dot{y}_{r_f} = \frac{1}{\tau_r s + 1} \dot{y}_r$ |
| <b>Kontrolcü parametreleri</b> | $\tau = 0,01$<br>$\Gamma = 200$<br>$\tau_r = 0,6$<br>$SF1=0,001$<br>$SF2=1$                  |

**ÖZGEÇMİŞ**

Doğum tarihi 25.04.1973

Doğum yeri İstanbul

Lise 1984-1991 Beşiktaş Atatürk Anadolu Lisesi

Lisans 1992-1996 İstanbul Üniversitesi Mühendislik Fak.  
Makina Mühendisliği Bölümü

Yüksek Lisans 1996-1999 İstanbul Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makina Müh. Anabilim Dalı, Makina Müh. Programı

Doktora 2002-2008 Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makina Müh. Anabilim Dalı, Konstrüksiyon Programı

**Çalıştığı kurumlar**

1997-Devam ediyor İÜ Mühendislik Fakültesi Araştırma Görevlisi