

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**DÖRT TEKERİ TAHRİKLİ BİR ARACIN AKTİF VE
PASİF SÜSPANSİYON SİSTEMİNİN DİNAMİK
İNCELENMESİ VE PERFORMANSLARININ
KARŞILAŞTIRILMASI**

84916

Mak. Müh. Fuat ALARÇİN

84916

**F.B.E. Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Konstrüksiyon Programında
Hazırlanan**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Y. Doç. Dr. İsmail YÜKSEK

Prof. Necati TAHRALI

Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. İsmail YÜKSEK

Prof. Dr. Bahri ŞAHİN

İSTANBUL, 1999

**TC YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ**

İÇİNDEKİLER

| | Sayfa |
|--|-------------|
| SİMGE LİSTESİ..... | <i>iv</i> |
| KISALTMA LİSTESİ..... | <i>vi</i> |
| ŞEKİL LİSTESİ..... | <i>vii</i> |
| TABLO LİSTESİ..... | <i>xi</i> |
| ÖNSÖZ..... | <i>xii</i> |
| ÖZET..... | <i>xiii</i> |
| ABSTRACT..... | <i>xiv</i> |
| 1. GİRİŞ..... | 1 |
| 2. SÜSPANSİYON SİSTEMİ..... | 6 |
| 2.1 Taşıt Titreşimler ve Kontrolü..... | 6 |
| 2.2 Taşıt Süspansiyon Sistemleri..... | 9 |
| 2.2.1 Pasif süspansiyon sistemleri..... | 9 |
| 2.2.1.1 Pasif süspansiyon sistem elemanları..... | 9 |
| 2.2.1.1.1 Yaylar..... | 13 |
| 2.2.1.1.2 Stabilizatör çubuğu..... | 14 |
| 2.2.1.1.3 Amortisörler..... | 15 |
| 2.2.1.2 Mac Pherson süspansiyonları..... | 20 |
| 2.2.2 Tekerlek askı düzenleri..... | 21 |
| 2.2.3 Yol pürüzlülüğünün tanımlanması..... | 23 |
| 3. AKTİF SÜSPANSİYON SİSTEMİ DONANIMI..... | 28 |
| 3 Aktif Süspansiyon Sistemi..... | 28 |
| 3.1 Sensörler..... | 30 |
| 3.2 Eyleyiciler..... | 32 |
| 3.3 İvme Ölçerler..... | 32 |
| 3.4 Kontrol Ünitesi..... | 35 |
| 3.5 Kontrol Edilebilir Damperler..... | 36 |
| 3.6 Yarı Aktif Sistemler..... | 37 |
| 3.7 Yarı Aktif Kontrol Sistemleri..... | 38 |

| | | |
|----------------|--|-----|
| 4. | TAŞIT MODELLERİ VE HAREKET DENKLEMLERİ..... | 42 |
| 4.1 | Tek Boyutlu Model..... | 43 |
| 4.1.1 | İki serbestlik dereceli model..... | 43 |
| 4.1.2 | Üç serbestlik dereceli model..... | 44 |
| 4.2 | İki Boyutlu Model..... | 47 |
| 4.2.1 | Beş serbestlik dereceli taşıt modeli..... | 47 |
| 4.3 | Yedi Serbestlik Dereceli Taşıt Modeli..... | 50 |
| 4.3.1 | Yedi serbestlik dereceli bağımsız taşıt modeli..... | 50 |
| 4.3.2 | Yedi serbestlik dereceli arka bağımlı taşıt modeli..... | 59 |
| 4.3.3 | Yedi serbestlik dereceli bağımlı taşıt modeli..... | 70 |
| 5. | KLASİK DENETİM ORGANLARI | 83 |
| 5.1 | Orantı Etki ve Orantı Tipi Denetim Organı..... | 83 |
| 5.2 | İntegral Etki ve Denetim Organı..... | 83 |
| 5.3 | Türev Etki ve Denetim Organı..... | 84 |
| 5.4 | Orantı, İntegral Etki ve Denetim Organı..... | 85 |
| 5.5 | Orantı, Türev Etki ve Denetim Organı | 87 |
| 5.6 | Orantı, İntegral, Türev ve Denetim Organı..... | 88 |
| 5.7 | PID Denetimin Belli Başlı Temel Özellikleri..... | 89 |
| 5.8 | Sürekli Titreşim Metodu..... | 91 |
| 5.9 | İki Serbestlik Dereceli Bir Modele PID Uygulaması..... | 93 |
| 6. | Simülasyonlar | 95 |
| 6.1 | Sonuçlar..... | 139 |
| KAYNAKLAR..... | | 142 |
| EKLER | | |
| Ek 1 | Literatür bilgileri..... | 145 |
| Ek 2 | Süspansiyon askı sistemleri, süspansiyon, yay tipleri..... | 147 |
| ÖZGEÇMİŞ..... | | 152 |

SİMGE LİSTESİ

| | |
|------------|---|
| [C] | n.n boyutunda sönüm matrisi |
| c | Amortisör sönüm katsayısı |
| c_i | Süspansiyon sönüm katsayısı |
| E_k | Kinetik enerji |
| E_p | Potansiyel enerji |
| E_D | Sönümlenme enerjisi |
| F | Kuvvet |
| I | Kütlesel atalet momenti |
| I_{zz} | Kütlesel atalet momenti (z-ekseninde) |
| I_{yy} | Kütlesel atalet momenti (y-ekseninde) |
| K | n.n boyutunda katılık katsayıları matrisi |
| k | Yay katsayısı |
| k_i | i. Süspansiyon sistemlerine ait yay katsayıları |
| kt_i | Ön ve arka lastik tekerlere ait yay katsayıları |
| [M] | n.n boyutunda kütle matrisi |
| M | Taşıt gövdesinin kütlesi |
| m_i | Ön ve arka aks ve teker kütleleri (i=1...4) |
| n | Sistemin serbestlik derecesi |
| α | Kafa vurma açısı |
| θ | Yuvarlanma açısı |
| x,y,z | Kartezyen koordinat sistemi değişkenleri |
| Fs | Damperin sönümlenme kuvveti |
| v | Taşıt hızı |
| t | Süre |
| ω | Açısal hız (zamana bağlı) |
| Ω | Açısal hız (yola bağlı) |
| L | Dalga boyu |
| ω_n | Doğal frekans |

| | |
|---------------------------|-----------------------------------|
| A | Alan |
| V | Hacim |
| β | Sistemin elastiklik modülü |
| B | Magnetik indüksiyon |
| μ_0 | Geçirgenlik katsayısı |
| P | Basınç |
| P_H | Hidrolik basınç |



KISALTMA LİSTESİ

| | |
|----------------|--|
| P | Proportional Control |
| PI | Proportional Integrity Control |
| PID | Proportional Integrity Derivative Control |
| PZT | Plumb Zirconium Titanyum |
| IBM | International Business Machine |
| CAN | Control Unit Network |
| UNU-ECU | Universial Control Unit |
| İTÜ | İstanbul Teknik Üniversitesi |
| DOF | Degree of Freedom |



ŞEKİL LİSTESİ

| | Sayfa | |
|-------------|--|-----|
| Şekil 2.1 | Süspansiyonun amacı | 6 |
| Şekil 2.2 | Taşıt titreşim sisteminin blok şeması | 6 |
| Şekil 2.3 | Taşıt gövdesinin titreşim hareketleri | 9 |
| Şekil 2.4 | Pasif süspansiyona ait çeyrek taşıt modeli | 10 |
| Şekil 2.5 | Süspansiyonun durumu | 11 |
| Şekil 2.6 | Helisel yay | 14 |
| Şekil 2.7 | Burulma çubuklu yay | 15 |
| Şekil 2.8 | Yayın salınımı | 16 |
| Şekil 2.9 | Sönümleyici kuvvet-hız diyagramı | 17 |
| Şekil 2.10 | Çift yönlü amortisör | 19 |
| Şekil 2.11 | Mac Pherson tipi süspansiyon | 20 |
| Şekil 3.1 | Aktif süspansiyon sisteminin taşıt üzerinde gösterimi | 29 |
| Şekil 3.2 | Aktif süspansiyon sisteminin blok diyagramı | 29 |
| Şekil 3.3 | Basit eyleyici elemanları | 31 |
| Şekil 3.5 | Piezoelektrik ivme ölçerler | 34 |
| Şekil 3.6 | Piezodirenç elemanın kullanıldığı sistem | 34 |
| Şekil 3.7 | Servo ivme ölçerin yapısı | 35 |
| Şekil 3.8 | UNI-ECU sistem şeması | 36 |
| Şekil 3.9.a | Yarı aktif süspansiyon sistemi | 37 |
| Şekil 3.9.b | Yarı aktif süspansiyon kontrol şeması | 38 |
| Şekil 3.10 | Skyhook süspansiyon sistem şeması | 39 |
| Şekil 4.1 | İki serbestlik dereceli taşıt modeli | 44 |
| Şekil 4.2 | Üç serbestlik dereceli taşıt modeli | 46 |
| Şekil 4.3 | Beş serbestlik dereceli taşıt modeli | 49 |
| Şekil 4.4 | Bağımsız taşıt modeli | 50 |
| Şekil 4.5 | Arka Bağımlı taşıt modeli | 59 |
| Şekil 4.6 | Bağımlı taşıt modeli | 70 |
| Şekil 5.1 | Orantı integral etkisi | 86 |
| Şekil 5.2 | Orantı türev etkisi | 87 |
| Şekil 5.2 | PID Denetim | 88 |
| Şekil 5.3 | Parametre değişimleri | 90 |
| Şekil 5.3 | Denetim etkilerinin karşılaştırılması | 91 |
| Şekil 5.4 | Çeşitli cevap eğrileri | 92 |
| Şekil 6.1 | Basamak fonksiyon | 98 |
| Şekil 6.2 | Düşey genliğin zamanla değişimi (Bağımsız) | 99 |
| Şekil 6.3 | Kafa vurma hareketinin zamanla değişimi (Bağımsız) | 99 |
| Şekil 6.4 | Yalpalama hareketinin zamanla değişimi (Bağımsız) | 99 |
| Şekil 6.5 | Düşey genliğin zamanla değişimi (Arka.bağımlı) | 100 |
| Şekil 6.6 | Kafa vurma hareketinin zamanla değişimi (Arka.bağımlı) | 100 |
| Şekil 6.7 | Yalpalama hareketinin zamanla değişimi (Arka.bağımlı) | 100 |
| Şekil 6.8 | Düşey genliğin zamanla değişimi (Bağımlı) | 101 |
| Şekil 6.9 | Kafa vurma hareketinin zamanla değişimi (Bağımlı) | 101 |

| | | |
|------------|--|-----|
| Şekil 6.10 | Yalpalama hareketinin zamanla değişimi (Bağımlı) | 101 |
| Şekil 6.11 | Düşey genliğin zamanla değişimi ($k=15000$ N/m) | 102 |
| Şekil 6.12 | Kafa vurma hareketinin zamanla değişimi ($k=15000$ N/m) | 102 |
| Şekil 6.13 | Yalpalama hareketinin zamanla değişimi ($k=15000$ N/m) | 102 |
| Şekil 6.14 | Düşey genliğin zamanla değişimi ($k=25000$ N/m) | 103 |
| Şekil 6.15 | Kafa vurma hareketinin zamanla değişimi ($k=25000$ N/m) | 103 |
| Şekil 6.16 | Yalpalama hareketinin zamanla değişimi ($k=25000$ N/m) | 103 |
| Şekil 6.17 | Düşey genliğin zamanla değişimi ($k=35000$ N/m) | 104 |
| Şekil 6.18 | Kafa vurma hareketinin zamanla değişimi ($k=35000$ N/m) | 104 |
| Şekil 6.19 | Yalpalama hareketinin zamanla değişimi ($k=35000$ N/m) | 104 |
| Şekil 6.20 | Düşey genliğin zamanla değişimi (Bağımsız) | 105 |
| Şekil 6.21 | Kafa vurma hareketinin zamanla değişimi (Bağımsız) | 105 |
| Şekil 6.22 | Yalpalama hareketinin zamanla değişimi (Bağımsız) | 105 |
| Şekil 6.23 | Düşey genliğin zamanla değişimi (Arka bağımlı) | 106 |
| Şekil 6.24 | Kafa vurma hareketinin zamanla değişimi (Arka bağımlı) | 106 |
| Şekil 6.25 | Yalpa hareketinin zamanla değişimi (Arka bağımlı) | 106 |
| Şekil 6.26 | Düşey genliğin zamanla değişimi (Bağımlı) | 107 |
| Şekil 6.27 | Kafa vurma hareketinin zamanla değişimi (Bağımlı) | 107 |
| Şekil 6.28 | Yalpa hareketinin zamanla değişimi (Bağımlı) | 107 |
| Şekil 6.29 | Düşey genliğin zamanla değişimi ($c=1000$ Ns / m) | 108 |
| Şekil 6.30 | Kafa vurma hareketinin zamanla değişimi ($c=1000$ Ns/m) | 108 |
| Şekil 6.31 | Yalpa hareketinin zamanla değişimi ($c=1000$ Ns/m) | 108 |
| Şekil 6.32 | Düşey genliğin zamanla değişimi ($c=1300$ Ns / m) | 109 |
| Şekil 6.33 | Kafa vurma hareketinin zamanla değişimi ($c=1300$ Ns/m) | 109 |
| Şekil 6.34 | Yalpalama hareketinin zamanla değişimi ($c=1300$ Ns/m) | 109 |
| Şekil 6.35 | Düşey genliğin zamanla değişimi ($c=1600$ Ns/m) | 110 |
| Şekil 6.37 | Kafa vurma hareketinin zamanla değişimi ($c=1600$ Ns/m) | 110 |
| Şekil 6.36 | Yalpa hareketinin zamanla değişimi ($c=1600$ Ns/m) | 110 |
| Şekil 6.38 | Düşey ivmenin zamanla değişimi (Bağımsız) | 111 |
| Şekil 6.39 | Kafa vurma ivmesinin zamanla değişimi (Bağımsız) | 111 |
| Şekil 6.40 | Yalpalama ivmesinin zamanla değişimi (Bağımsız) | 111 |
| Şekil 6.41 | Düşey ivmenin zamanla değişimi (Arka bağımlı) | 112 |
| Şekil 6.42 | Kafa vurma ivmesinin zamanla değişimi (Arka bağımlı) | 112 |
| Şekil 6.43 | Yalpalama ivmesinin zamanla değişimi (Arka bağımlı) | 112 |
| Şekil 6.44 | Düşey ivmenin zamanla değişimi (Bağımlı) | 113 |
| Şekil 6.45 | Kafa vurmanın ivmesinin zamanla değişimi (Bağımlı) | 113 |
| Şekil 6.46 | Yalpalama ivmesinin zamanla değişimi (Bağımlı) | 113 |
| Şekil 6.47 | Düşey ivmenin zamanla değişimi ($k=15000$ N/m) | 114 |
| Şekil 6.48 | Düşey ivmenin zamanla değişimi ($k=25000$ N/m) | 114 |
| Şekil 6.49 | Düşey ivmenin zamanla değişimi ($k=35000$ N/m) | 114 |
| Şekil 6.50 | Kafavurma ivmesinin zamanla değişimi ($k=15000$ N/m) | 115 |
| Şekil 6.51 | Kafavurma ivmesinin zamanla değişimi ($k=25000$ N/m) | 115 |
| Şekil 6.52 | Kafavurma ivmesinin zamanla değişimi ($k=35000$ N/m) | 115 |
| Şekil 6.53 | Yalpalama ivmesinin zamanla değişimi ($k=15000$ N/m) | 116 |
| Şekil 6.54 | Yalpalama ivmesinin zamanla değişimi ($k=25000$ N/m) | 116 |
| Şekil 6.55 | Yalpalama ivmesinin zamanla değişimi ($k=35000$ N/m) | 116 |
| Şekil 6.56 | Düşey ivmenin zamanla değişimi (Bağımsız) | 117 |

| | | |
|------------|--|-----|
| Şekil 6.57 | Kafa vurma ivmesinin zamanla değişimi (Bağımsız) | 117 |
| Şekil 6.58 | Yalpalama ivmesinin zamanla değişimi (Bağımsız) | 117 |
| Şekil 6.59 | Düşey ivmenin zamanla değişimi (Arka bağımlı) | 118 |
| Şekil 6.60 | Kafa vurma ivmesinin zamanla değişimi (Arka bağımlı) | 119 |
| Şekil 6.61 | Yalpalama ivmesinin zamanla değişimi (Arka bağımlı) | 118 |
| Şekil 6.62 | Düşey ivmenin zamanla değişimi (Bağımlı) | 119 |
| Şekil 6.64 | Kafa vurma ivmesinin zamanla değişimi (Bağımlı) | 119 |
| Şekil 6.63 | Yalpalama ivmesinin zamanla değişimi (Bağımlı) | 119 |
| Şekil 6.65 | Düşey ivmenin zamanla değişimi (c=1000 Ns/m) | 120 |
| Şekil 6.66 | Düşey ivmenin zamanla değişimi (c=1300Ns/m) | 120 |
| Şekil 6.67 | Düşey ivmenin zamanla değişimi (c=1600 Ns/m) | 121 |
| Şekil 6.68 | Kafa vurma ivmesinin zamanla değişimi (c=1000 Ns/m) | 121 |
| Şekil 6.69 | Kafa vurma ivmesinin zamanla değişimi (c=1300 Ns/m) | 121 |
| Şekil 6.70 | Kafa vurma ivmesinin zamanla değişimi (c=1600 Ns/m) | 121 |
| Şekil 6.71 | Yalpalama ivmesinin zamanla değişimi (c=1000 Ns/m) | 122 |
| Şekil 6.72 | Yalpalama ivmesinin zamanla değişimi (c=1300 Ns/m) | 122 |
| Şekil 6.73 | Yalpalama ivmesinin zamanla değişimi (c=1600 Ns/m) | 122 |
| Şekil 6.74 | Süspansiyon sapma aralığı (Bağımsız) | 123 |
| Şekil 6.75 | Süspansiyon sapma aralığı (Arka bağımlı) | 123 |
| Şekil 6.76 | Süspansiyon sapma aralığı (Bağımlı) | 123 |
| Şekil 6.77 | Süspansiyon sapma aralığı (k=15000 N/m) | 124 |
| Şekil 6.78 | Süspansiyon sapma aralığı (k=25000N/m) | 124 |
| Şekil 6.79 | Süspansiyon sapma aralığı (k=35000N/m) | 124 |
| Şekil 6.80 | Süspansiyon sapma aralığı (Bağımsız) | 125 |
| Şekil 6.81 | Süspansiyon sapma aralığı (Arka bağımlı) | 125 |
| Şekil 6.82 | Süspansiyon sapma aralığı (Arka bağımlı) | 125 |
| Şekil 6.83 | Süspansiyon sapma aralığı (c=1000 Ns/m) | 126 |
| Şekil 6.84 | Süspansiyon sapma aralığı (c=1300 Ns/m) | 126 |
| Şekil 6.85 | Süspansiyon sapma aralığı (c=1600 Ns/m) | 126 |
| Şekil 6.86 | Teker basıncı (Bağımsız) | 127 |
| Şekil 6.87 | Teker basıncı (Arka bağımlı) | 127 |
| Şekil 6.88 | Teker basıncı (Bağımlı) | 127 |
| Şekil 6.89 | Teker basıncı (k=15000 N/m) | 128 |
| Şekil 6.90 | Teker basıncı (k=25000 N/m) | 128 |
| Şekil 6.91 | Teker basıncı (k=35000 N/m) | 128 |
| Şekil 6.92 | Teker basıncı (Bağımsız) | 129 |
| Şekil 6.93 | Teker basıncı (Arka bağımlı) | 129 |
| Şekil 6.94 | Teker basıncı (Bağımlı) | 129 |
| Şekil 6.95 | Teker basıncı (c=1000 Ns/m) | 130 |
| Şekil 6.96 | Teker basıncı (c=1300 Ns/m) | 130 |
| Şekil 6.97 | Teker basıncı (c=1600 Ns/m) | 130 |
| Şekil 6.98 | Bağımsız modelde düşey genliğinin frekans cevabı | 131 |
| Şekil 6.99 | Bağımsız modelde kafa vurma hareketinin frekans cevabı | 131 |

| | |
|--|-----|
| Şekil 6.100 Bağımsız modelde yalpalama hareketinin frekans cevabı | 131 |
| Şekil 6.101 Arka bağımlı modelde düşey genliğinin frekans cevabı | 132 |
| Şekil 6.102 Arka bağımlı modelde yalpalama hareketinin frekans cevabı | 132 |
| Şekil 6.103 Arka bağımlı modelde kafa vurma hareketinin frekans cevabı | 132 |
| Şekil 6.104 Bağımlı modelde düşey genliğinin frekans cevabı | 133 |
| Şekil 6.105 Bağımlı modelde kafa vurma hareketinin frekans cevabı | 133 |
| Şekil 6.106 Bağımlı modelde yalpalama hareketinin frekans cevabı | 133 |
| Şekil 6.107 Düşey genliğin frekans alanı | 134 |
| Şekil 6.108 Kafa vurma hareketinin frekans alanı | 134 |
| Şekil 6.109 Yalpalama hareketinin frekans alanı | 134 |
| Şekil 6.110 Düşey genliğinin frekans cevabı (bağımsız, $k=15000$ N/m) | 135 |
| Şekil 6.111 Yalpa genliğinin frekans cevabı (bağımsız, $k=15000$ N/m) | 135 |
| Şekil 6.112 Kafa vurma genliğinin frekans cevabı (bağımsız, $k=15000$ N/m) | 135 |
| Şekil 6.113 Kazancın frekans analizi | 136 |
| Şekil 6.114 Düşey yerdeğiştirmenin zamanla değişimi | 136 |
| Şekil 6.114 İvmenin zamanla değişimi | 136 |
| Şekil 6.115 Hız'ın genlik ile değişimi | 136 |

TC YÜKSEK ÖĞRETİM KURULU
YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ

TABLO LİSTESİ

| | Sayfa |
|--|-------|
| Tablo 3.1 İvme ölçerlerin performans kriterleri | 33 |
| Tablo 3.2 Skyhook kontrol bilgileri | 39 |
| Tablo 3.3 Genişletilmiş skyhook kontrolü bilgileri | 40 |
| Tablo 3.4 İrdeleme sonuçları | 41 |



ÖNSÖZ

Bir titreşim sisteminde istenen özelliklerin artırılabilmesi ve istenmeyenlerin giderilmesi için, önce sistemin detaylı bir şekilde analiz edilmesi ve neyin etkisinin ne kadar olduğunu belirlenmesi gerekir.

Bu çalışmada pasif, yarı-aktif ve aktif süspansiyonlar hakkında genel bilgi verilmiş daha sonra pasif süspansiyon sistemlerinin değişik taşıt modelleri için titreşim analizi yapılmış ve muhtelif parametrelerin etkisi incelenmiştir.

Çalışmalarım sırasında değerli yönlendirme ve yardımları dolayısıyla tez hocam Yrd.Doç.Dr. İsmail YÜKSEK, yorumlarıyla çalışmamıza katkıda bulunan Doç Dr. Nurkan YAĞIZ'a, özverili yardımları ile her zaman benden maddi ve manevi desteğini esirgemeyen Prof. Necati TAHRALI, Prof. Dr. Bahri ŞAHİN'e ve yüksek lisans ders aşamasında dersinden faydalandığım Prof. Dr. Faris KAYA'ya ve YTÜ Gemi İnşaatı Mühendisliği Bölümü öğretim elemanlarına ve çalışanlarına teşekkür ederim.

Fuat ALARÇIN

**İTÜ YÜKSEK ÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ**

ÖZET

Taşıtlarda meydana gelen titreşimler sürüş konforunu etkilemekte, aynı zamanda aracın ömrünü kısaltmakta ve taşıtın kontrolünüde zorlaştırmaktadır. Bu nedenle araçta meydana gelecek titreşimler izole edilmelidir. Bunu gerçekleştirebilmenin bir yolu süspansiyon yerdeğiştirmesinin mümkün olabildiğince azaltılmasıdır.

Bu çalışmada, sürüş konforunun en iyi durumda olabilmesi için bağımsız, arka bağımlı ve bağımlı aks taşıt tiplerinin titreşim analizleri bir bilgisayar programı yardımıyla yapılmıştır. Bu incelemede yol pürüzlülüğü basamak fonksiyon olarak tanımlanmış ve her bir taşıt modeli için hareket denklemleri Lagrange metodu kullanılarak oluşturulmuştur.

Yedi serbestlik dereceli taşıt modelinin dikkate alındığı bu uygulamada zamana bağlı simülasyonlar ve frekans analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu çalışma ile, bağımsız, arka bağımlı ve bağımlı akslı taşıtların titreşimler açısından avantaj ve dezavantajları bulunmuştur. Ayrıca süspansiyon sisteminde kullanılan yay ve sönüm elemanlarının dinamik özelliklerinin ne olması gerektiği konusunda öneriler yapılmıştır.

ABSTRACT

Vehicle vibration have an effect on ride comfort and at the same time they reduce vehicle life and also affect the vehicle control. Therefore, the vehicle body should be isolated from the vibrations. One of the solution is to reduce displacements of suspension as far as possible.

In this study, the vibration analyses of free, rigid rear and rigid front/rear axles vehicle models are performed by using a computer program to obtain high level of ride comfort . In this procedure, road roughness is taken into account as a step function. Then differantial equations for each at vehicle model are obtained by Lagrange method.

Vehicle models in 7 DOF are carried out in time domain simulations and frequency analyses. The results obtained from these calculations are compared with each other. As a results of this study, advantage and disadvantage of free, rigid rear and rigid front/rear axles are found. In addition to those, some information on dynamic characteristics of the spring and damping parts in suspensions system have been given.

1.GİRİŞ

Motorlu taşıtlar oldukça kompleks ve dinamik sistemlerdir. Bu dinamik sistemin titreşim analizi üzerinde bugüne kadar çok sayıda araştırma yapılmış olmasına rağmen taşıt titreşim analizi, titreşim konforu ve seyir emniyeti açısından insanların duyarlılık ve beklentilerinin artması, standartların yükselmesi ve yol pürüzlülüklerinin istenilen seviyede giderilmemiş olması ve artan taşıt hızları gibi sebeplerle önemini korumaktadır.

Tarihi gelişimine bakıldığında taşıtlar, insanlar kadar eski olmakla birlikte dinamik davranışları açısından rijit tekerlekli at arabaları ile dikkati çekmişlerdir. Zaman içerisinde, yolcu konforunun önem kazanması ve taşınan yükün hasar görmemesi için tekerlekler kauçukla kaplanmış, daha sonraları ani darbeleri yumuşatmak için taşıt gövdesi elastik elemanlarla teker akslarına bağlanmıştır. Bu elemanlar sayesinde ani darbeler önlenmiş, fakat sistemin elastikliği arttığı için titreşmesi önlenememiştir. Geçmişteki taşıma araçlarının büyük bir bölümünde, çalışma için sürekli olarak güç sağlanmasına gerek olmayan pasif süspansiyon elemanları kullanılmıştır. Bilindiği gibi pasif süspansiyon sistemleri teker, yay ve sönüm elemanlarından oluşmaktadır.

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

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

Süspansiyon sisteminden beklenenlerin (konfor, süspansiyon sapma aralığının minimize edilmesi, sürüş rahatlığı vs.) sağlanması için tarihi süreç içerisinde bir çok çalışma

yapılmıştır. Bu çalışmaların çoğunda çelişki içeren durumları (sert yay yol tutuşu açısından iyi iken, yumuşak yay da konfor açısından iyidir) optimize edilerek uygun sonuçların elde edilmesi amaçlanmıştır.

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

Sharp ve Crolla [23] çalışmalarında ilk olarak yol pürüzlülüklerini ve taşıtı modellemişlerdir. Taşıtın sağlaması gerekenleri performans kriteri adını verdikleri bir fonksiyonla ifade etmişlerdir. Pasif, aktif ve yarı aktif süspansiyon sistemlerinin performanslarının karşılaştırmasını yapmışlar. Sonuç olarak aynı şartlar altında aktif sistemler ile pasif sistemin değerleri karşılaştırılarak, aktif sistemin performansının pasif sisteminkinden daha iyi olduğu ifade etmişlerdir. Chalasani [1] pasif ve aktif süspansiyonlu taşıtların titreşim izolasyonu ve yol tutuşu davranışlarını incelemiştir. J. Lee., Yoo, M. Lee [17] yolcu araçlarındaki Mac pherson ön teker süspansiyonunu incelediler ve davranış farklılıklarını belirlediler. Bu incelemede süspansiyon sistemi 0-10 Hz. Frekans sınırlarında iyi izolasyon davranışına sahip olduğu gösterildi. Huisman, Veldpaus, [14] aktif süspansiyonu yol tutuşu davranışını test ederek pasif süspansiyonla karşılaştırılmasını yaptılar. Elbehery [4] yedi serbestlik dereceli tam araç modeli esaslı aktif ve yarı aktif süspansiyonların zaman esas alınarak simülasyon ve frekans analizleri yarıoptimal kontrol ile yapmıştır. Bu makalede yarıoptimal kontrolün yaygınlaştırılmasına, aktif süspansiyon ve pasif süspansiyonlarda kullanılmasının daha yararlı olacağı gösterilmiştir. Hac, Youn [10] ¼ taşıt modeli yarı aktif süspansiyonun incelemesini yaptı. Burada sensörler vasıtasıyla yol pürüzlülüğünün ölçülebileceği ve bilgiler kontrol sistemi tarafından sisteme uygulandığında bir çok potansiyel problemin ortadan kaldırılacağı ifade edildi. Sürüş random profilli yolda devam ederken, gövde ivmelenmesi, süspansiyon çalışma aralığının azalacağı ifade edildi. Rajamani ve Hedrick [22] yarı aktif süspansiyonun teorik olarak incelemesini yaptılar. Bu incelemede teorik model için test tertibatı oluşturularak ayarlanabilir damperlerin performans açısından incelemesi yaptılar. Kullanılan, süspansiyon test elemanı ile farklı tipte değişik taşıt modelleri oluşturuldu. Yapılan deney sonuçları, simülasyon sonuçları ile yakın değerlere sahip olduğu görüldü. Hetseng ve Hedrick [13] ¼ taşıt modeli kamyonların süspansiyonlarının yarı aktif kontrol kavramı ile açıklamaya çalışmışlardır. Fyu ve Crolla [32] aktif süspansiyon sisteminin

optimal kontrolünü $\frac{1}{4}$ taşıt modeli esas alınarak incelemişlerdir. Kontrol işlemi genel olarak, ağırlık kontrolü, durumun gözlenmesi ve parametrelerin tahmin edilmesi olarak açıklanmıştır. Bu dizaynın pratikte uygulanmasının mümkün olduğu simülasyonlarla gösterilmiştir. Hedrick ve Wormley [12] aktif süspansiyon sistem dizayn kavramlarını ve optimizasyon tekniklerini gözden geçirdiler ve yüksek hızlarda hareket eden gelişmiş taşıma araçlarında aktif süspansiyonun kullanımı iyi bir maliyette elde edildiği ve uyumun kolaylaştığı ifade ettiler. Williams ve Haddad [27] gelişmiş taşıtlarda aktif süspansiyonunda kullanılan Lotus modal kontrol ve Karnoop'un skyhook sönüm üzerinde durdular. Bunlar ile ilgili farklı süspansiyon algoritmaları karşılaştırılarak düzenlemeler yaptılar. Tobata, Fukuyama v.d [25] aktif süspansiyon için gerekli olan denge, yol konforunu incelediler. Lizell [19] düşük güçlü aktif süspansiyonun adaptif kontrolünü yaptı. Aktif süspansiyonların avantajları olmasına rağmen, yol tutuşu ve konfor arasındaki uyumun hala mümkün olmadığını ifade etmişlerdir. Tekerin doğal frekansını azaltmak için sönümlü tekerin kullanılması önerdiler. Simith [24] $\frac{1}{4}$ taşıt modeli aktif süspansiyonun dizaynını yaptı. Bu makalede, yol pürüzlülüğü cevapları yalnız başına süspansiyon performansını tasarlamak için yeterli olmadığı gösterildi. Darling ve Hickson [3] aktif, stabilizatörlü süspansiyon örneği için deneysel çalışmalar yapmışlardır. Burada yuvarlanmayı ortadan kaldırmak için oluşan momentleri ön ve arka aks arasında dağıtılarak denge oluşturulmaya çalışılmıştır. Diğer aktif sistemler ile karşılaştırıldığında maliyeti azalttığı gösterilmiştir. Williams [28,29] aktif sistemin dinamik performansını basit prensiplerini ve pratik uygulamalarını anlatmıştır. Gordon, Palkovics v.d [6] yeni yaklaşımlarla aktif ve yarı aktif süspansiyon kontrolünü araştırmışlardır. Burada esas amaç basit süspansiyon kontrolleri ile daha karmaşık kontroller arasındaki performans farkını kapamaktır. Hac, Youn [10] bu makale dört serbestlik dereceli yarı-araç model esaslı yarı-aktif süspansiyon ve aktif süspansiyonların kontrol düzeneği incelemesini içermektedir. Lieh [18] bu çalışmasında açık-kapalı yarı-aktif sönümün sürüş performansına etkisini incelemiştir. Burada rijid araç gövdesi ile dört tekeri aksiyal bağlantılı taşıt kullanılmıştır. Yüksek, Yiğit ve Kaya [33] aktif ve pasif süspansiyon sistemlerinin performanslarının karşılaştırılmasını yapmışlardır.

Titreşimler ve taşıt süspansiyonları konusunda yazılan önemli kitaplar olarak Kaya'nın Titreşim Mühendisliği [16] ve Heinz Heisler'in [13] Gelişmiş Taşıt Teknolojisini, Güney'in Taşıt titreşimleri ve irdelenmesi seminer notları [8], otomatik kontrol hakkında

Yüksel [34] in Sistem Dinamiği ve Denetim Sistemleri , Özdaş ve Dinibütün [20] 'ün Otomatik Kontrol kitabını burada ifade etmek gerekir.

Yukarıdaki araştırma ve yayınlardan bazıları taşıt titreşimleri hakkında sadece bir literatür bilgisi olması açısından verilmiştir.

Tezin birinci bölümünde, süspansiyon sistemleri ve taşıt titreşimleri konusunda bugüne kadar yapılan çalışmaların bazıları anlatıldı.

İkinci bölümünde, taşıtlarda oluşabilecek titreşimler, bunları oluşturan sebepler ve titreşimlerin önlenmesi konusunda bilgiler verildi. Ayrıca taşıt gövdesinde ve akslarda meydana gelen titreşimlerin türleri (öteleme, açısız) ve taşıt titreşimlerinin kontrolünde önemli bir yere sahip olan süspansiyon sistemleri incelendi. Klasik süspansiyon sisteminde bulunan yaylar, amortisörler ve gövde ile aks arasındaki elemanlar anlatıldı. Sabit katsayılı sönüm elemanının yerine değişken katsayılı bir sönüm kullanılan yarı aktif süspansiyonların pasif sistemden farkı bir örnekle ifade edildi.

Üçüncü bölümde aktif süspansiyon sistemlerinin çalışma prensipleri anlatılmıştır. Bu süspansiyon tipinin klasik sistemden farkı süspansiyon sistemi ile paralel çalışan kuvvet sağlayıcının olmasıdır. Ayrıca modern kontrol elemanları çalışma prensipleri anlatıldı.

Tezin asıl kısmı olan dördüncü bölümde, önce basitten genele olmak üzere taşıtın farklı dinamik modelleri oluşturulup, hareket denklemleri elde edildi. Bu formülasyonda, taşıt gövde ve aksların kütleleri, gövde atalet momentleri, süspansiyon elemanlarının özellikleri gibi faktörler ele alındı. Daha sonra tekerlek asılış sistemlerine bağlı olarak üç farklı taşıt modeli kuruldu. Bu üç farklı model şunlardır;

- Ön ve arka bağımsız aks taşıt modeli
- Ön bağımsız arka katı aks taşıt modeli
- Ön ve arka katı aks taşıt modeli

Bu çalışmanın sonunda bir bilgisayar programı yardımıyla aks tiplerine göre farklı üç taşıtın yay ve sönüm katsayıları değiştirilerek, simülasyonları yapıldı. Bu incelemeler neticesinde yay ve sönüm katsayılarının sistemin titreşimi üzerindeki etkileri incelendi.

Beşinci bölümde, iki serbestlik dereceli, bir modelin klasik kontrol yöntemlerinden olan PID (oran, integral,türev kontrol) ile kontrolü gerçekleştirilmiştir. PID katsayıları Ziegler Nichols metodu ile bulunmuştur. Burada kontrolcünün sistem performansına katkısı gösterilmiştir. Sırasıyla P, PI, PD ve PID kontrol teknikleri lineer sistemler için nasıl performans gösterdikleri ve bu tekniklerin ne derece etkin olduğu gösterilmiştir.

Altıncı bölümde, hazırlanan bir bilgisayar proramı yardımıyla bağımsız, arka bağımlı ve bağımlı taşıt tiplerinin titreşim analizleri yapıldı. Elde edilen simülasyon sonuçları irdelenerek sonuç kısmı oluşturuldu.



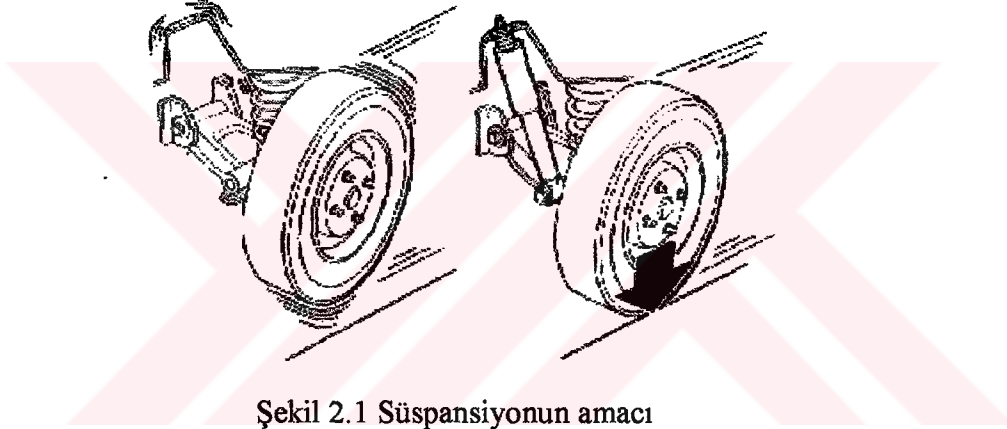
2. SÜSPANSİYON SİSTEMİ

Süspansiyon sistemi; titreşimlerin gövdede oluşturduğu gerilmeleri, ivmeleri, tekerlek yükü salınımlarını ve çeşitli şekilde oluşan titreşimleri minimize etmeye yarayan bir sistemdir.

Süspansiyon sistemi ;

- 1-Tekerleklerin yol ile temasını sürekli olarak sağlamak,
- 2-İçerideki yolcuların rahatını ve eşyaların güvenliğini sağlamak,
- 3-Taşıt elemanlarını dış etkilerden korumak

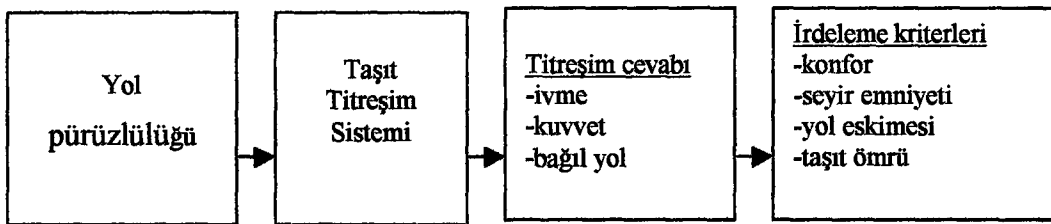
için kullanılır. (Şekil 2.1)



Şekil 2.1 Süspansiyonun amacı

2.1 Taşıt Titreşimleri ve Kontrolü

Taşıt titreşim sistemi için genel bir blok şeması Şekil 2.2’de gösterilmiştir.



Şekil 2.2 Taşıt titreşim sisteminin blok şeması. (Güney, 1989).

Süspansiyon sisteminin en önemli görevi, dinamik sistem olan taşıtın titreşimlerinin en aza indirilmesidir. Genel olarak taşıt titreşimleri üç kısımda incelenir.

2.1.1 Titreşime neden olan etkiler

1-Yol pürüzlülükleri

2-Tekerlekler

- a- Dengesizlik
- b- Boyut değişimi
- c- Yay katsayısı farklılıkları (homojen olmayan yapı)

3- Güç ve moment ileten elemanlardaki dengesizlikler

- a- Dönen miller
- b- Dişli çarklar
- c- Diferansiyel
- d- Motor

2.1.2 Taşıtların titreşimlerini etkileyen faktörler

Taşıtların dizaynı ve çalışması esnasında bir çok eleman, taşıtların titreşim cevap değerlerine etki eder. Bunlardan önemli olanları belirtmek gerekirse ;

- a- Süspansiyon yay elemanının özellikleri
- b- Stabilizatör çubuğunun konstrüksiyonu ve elastiklik özelliği
- c- Sönüm elemanının özellikleri
- d- Taşıtların aksının genişliği (iz genişliği)
- e- Taşıtların aksının ağırlığı
- f- Motor ve iletim elemanlarının montajı
- g- Süspansiyon sistemi asılış tipi
- h- Yol ve tekerleklerin özellikleri

şeklinde ifade edilebilir.

2.1.3 Taşıt titreşimlerinin değerlendirilmesi

1- Konfor

a-Titreşimler b-Genlik c-Hız d-İvme

2- Titreşimden etkilenenler

a-Yolcular b-Taşıt elemanları c-Yük

3- Dinamik tekerlek basıncı

4- Konstrüksiyon açısından müsaade edilebilecek titreşim seviyesi

Yol düzgünlüğünün taşıtta meydana getirdiği titreşimler, istenmeyen seslere sebep olduğu gibi taşıt gövdesini olumsuz etkiler. Yine taşıtta bulunan yolcu veya yük üzerinde arzu edilmeyen etkiler oluşturur.

Bilindiği gibi, uzayda serbestçe hareket edebilen bir cisim, altı serbestlik derecesine sahiptir. Bunlar, üç öteleme ve üç dönme hareketinden oluşur. Taşıtın bir gövde ve dört bağımsız aksan meydana geldiği düşünüldüğünde, taşıtın modeli otuz serbestlik derecesine sahip olur. Fakat bu hareketlerden bazıları ihmal edilebilecek kadar küçüktür. Şekil 2.3'de görüldüğü gibi taşıt gövdesi üçü doğrusal ve üçü açısal hareket olmak üzere toplam altı hareket yapar. Bunlar;

a- Öteleme hareketleri;

X- ekseni boyunca titreşim hareketi (aşağı yukarı)

Y- ekseni boyunca titreşim hareketi (ileri geri, frenleme esnasında kendini gösterir)

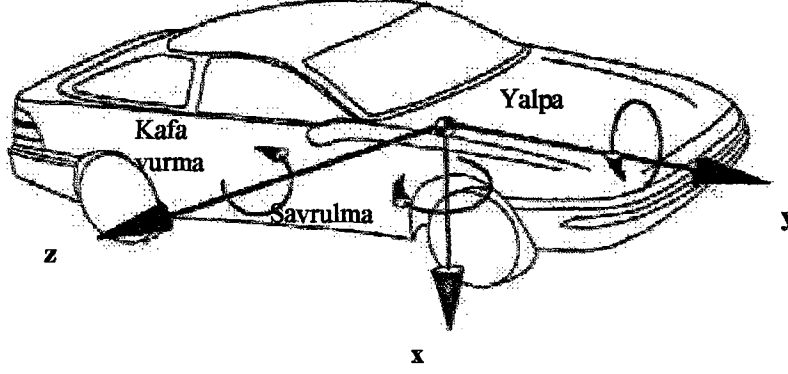
Z- ekseni boyunca titreşim hareketi (yana kayma, yandan çarpma ve yan etkilerde ortaya çıkar)

b- Dönme hareketleri;

X- ekseni etrafında dönme (Savrulma)

Y- ekseni etrafında dönme (Yalpa)

Z- ekseni etrafında dönme (Kafa vurma)



Şekil 2.3 Taşıt gövdesinin titreşim hareketleri

2.2 Taşıt Süspansiyon Sistemleri

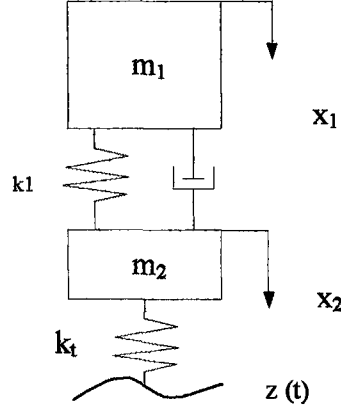
Günümüzde taşıt süspansiyon sistemleri üç grupta incelenmektedir.

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

2.2.1 Pasif süspansiyon sistemleri

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

Şekil 2.4' de gösterilen modelde, aracın dörtte birine karşılık gelen gövde kütlesi m_1 ile gösterilmiştir. Süspansiyon sistemi, k_1 katsayısına sahip lineer yay ve c_1 katsayısına sahip lineer sönümden oluşmaktadır. Lastik tekerlek ise lineer k_t yay katsayısı ile ifade edilmiştir. Lastik tekerleğe ait sönüm değeri çok küçük olduğu için ihmal edilmiştir. Bu model basit olmasına karşılık taşıtla ilgili önemli karakteristiklerin incelenmesine olanak sağlaması sebebi ile bir çok çalışmada kullanılmıştır.

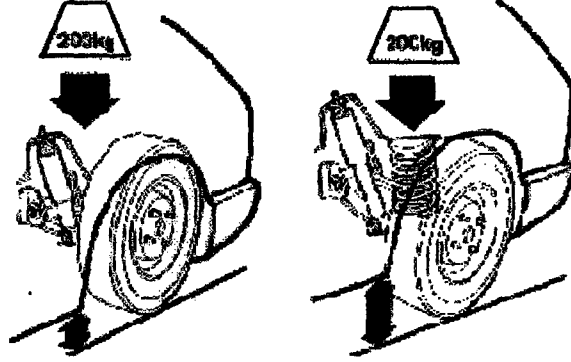


Şekil 2.4 Pasif süspansiyona sahip 1/4 taşıt modeli

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

Duruş pozisyonu, ön takım tepkilerine ve aracın hareket tarzına etki eder. Şasi yüksekliğide aracın yol tutuşuna etki eder ve aynı zamanda da süspansiyon çalışma durumunu bildirir. Şekil 2.5 taşıta 200 kg 'lık bir yük bindiğinde süspansiyonun nasıl hareket ettiğini görebiliriz.

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



Şekil 2.5 Süspansiyonun durumu

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

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

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

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

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

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

Artan taşıt hızları, konfor anlayışı ve azalan taşıt ağırlıkları nedeni ile pasif süspansiyon sistemi elemanları, süspansiyon sisteminden beklenenleri belli ölçüye kadar karşılayabilmektedir. Süspansiyon sistemi dizaynı çelişkili durumlar içerir. Örneğin konfor için yumuşak yay istenirken yol tutma ve seyir emniyeti için ise sert yay daha uygundur. Yukarıda ifade edildiği gibi süspansiyon dizaynında en önemli husus birbirleriyle çelişen durumların aynı anda gerçekleştirilmesi zorunluluğudur. Pasif süspansiyon sisteminin performansına etki eden en önemli parametreler yay ve sönüm elemanlarının katsayılarıdır. Yay ve sönüm değerleri uygun şekilde ayarlanarak pasif süspansiyon sisteminin performansını artırılabilir. Bu işlem klasik bir yöntem olan deneme yanılma işlemi ile yapılacağı gibi optimizasyon teknikleri kullanılarak da çözülebilir. Pasif süspansiyon elemanlarının değerleri ancak belli sınırlar içerisinde değiştirilebildiği için hedeflenen amaç sınırlı boyutta gerçekleştirilebilmektedir. Bu durum aktif süspansiyon sistemlerinin gelişmesine sebep olmuştur.

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

2.2.1.1 Pasif süspansiyon sistemi elemanları

Pasif süspansiyon sistemleri,

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

elemanlarından meydana gelir.

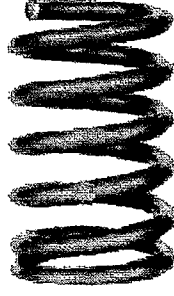
2.2.1.1.1 Yaylar

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

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

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

Helisel yay bir bakıma bir burulma çubuğu gibidir. Daha doğrusu burulma çubuğu gibi uzun bir çelik çubuktan ibarettir. Çünkü burulma çubuğuna benzer şekilde bükülmeye çalışmak sureti ile görevini yapar. Bükülme kuvvetinin kuvvet kolu, yayın kendi yarıçapıdır. Genellikle bükülme, yayın en alt ve en üst sarımları hariç olmak üzere bütün diğer sarımlar üzerinde eşittir. Meydana gelen gerilme üniformdur. En alt ve en üst sarımlara ölü sarım demek yerinde olur. Şekil 2.6'de bir helisel yay örneği gösterilir.



Şekil 2.6 Helisel yay

Helisel yaydan başka yaprak yaylar, kauçuk yay, havalı yay v.s. yay tipleri vardır (Ek 2). Taşıtların daha çok arka askı donanımlarında kullanılan yaprak yaylar tek ve çok yaprak yaylar olarak sınıflandırılabilir. Tek yapraklı yay, orta kısımlarında kalın ve uçlara yaklaştıkça incelen yapıda olan bir yaydır. Tek yapraklı yay, eğer her yanı eşit kalınlıkta olan bir yay biçiminde yapılırsa ve ortasından bağlanarak uçlardan yüklenirse iki levye gibi çalışmaya başlar. Levye üzerindeki moment etkisinden dolayı yaprak üzerindeki gerilim sıfırdan başlayarak merkezde maksimuma erişir. Diğer taraftan farklı kalınlıklardaki yaprakların üst üste konulmasından meydana getirilen yaprak yaylar bir dereceye kadar verimli olabilirler. Aracın yükü toplanmış, bulunan çok yapraklı yaya binince ince yaylar üzerindeki gerilim artar ve diğer yaylar üzerindeki negatif gerilim azalır.

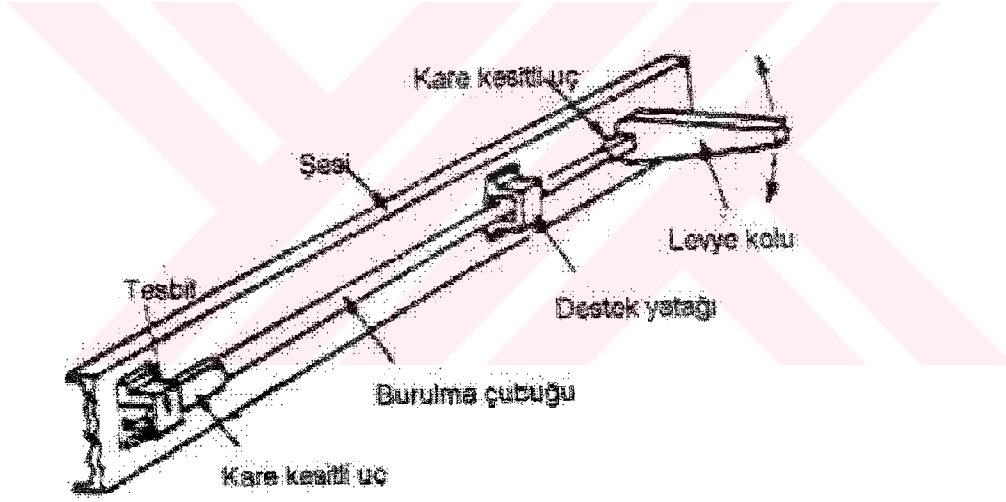
2.2.1.1.2 Stabilizatör çubuğu

**T.C. YÜKSEK SİGORTA KURULU
DOKÜMANİSYON MERKEZİ**

Taşıtların normal şartlar altında hareketi genel olarak üç ayrı titreşime neden olur. Bunlar, aşağı-yukarı, başvurma ve yalpa titreşimleridir. Aşağı yukarı titreşim hareketini söndürmek için amortisörlerden faydalanmak mümkündür. Yalpa ve başvurma titreşimlerine karşı ise stabilizatörler kullanılırlar. Şekil 2.7'den de görüldüğü gibi yalpa titreşimlerine karşı kullanılan stabilizatör bir burulma yayından ibarettir. Bu yay, aks tek taraflı olarak yoldan ayrıldığında zaman veya taşıtta yana doğru bir eğim geldiği zaman böyle hareketleri bastırıcı bir etki yapar. Fakat her iki tekerlek te aynı anda yükselirse veya bir baş vurma hareketine başlarsa bu stabilizatör etkisiz kalır. Taşıtta başvurma titreşimlerini azaltmak için taşıt ağırlığı ön ve arka aksa eşit olarak dağıtılır ve aks uzaklığı kısa tutulmalıdır.

Askı donanımlarında kullanılmakta olan stabilizatör çubuğu uzun bir çelik çubuktan meydana gelir. Taşıtın ön askı sisteminde bunlar iki tanedir. Çubuğun bir ucu hareketsiz bir yere bağlanır. Diğer ucu ise dönebilecek serbestliktedir. Stabilizatör çubuklarının ön uçları, önde alt salıncak kollarına tesbit edilirler. Arka uçları ise şasinin çapraz kollarından birisine bağlıdır. Aracın ön kısmında başlayacak salınım hareketi alt salıncak kolları üzerinden stabilizatör çubuğunu burmaya, döndürmeye çalışır. Çubuğun burulmaya karşı göstereceği direnç bir yay etkisi yapar ve böylece salınım yumuşatılmış olur. Aracın ağırlığı çubukların üzerinde bir başlangıç sıkışması oluşturur.

Yükseklik ayar civatası döndürüldüğü zaman göbek ve tesbit elemanının dönmesine yol açar ve bu da çubuğun arka kısmının dönmesini sağlar ki; bu, aracın ön kısmının kaldırılıp açılmasına imkan verir. Yani bir nevi seviye düzeltici veya dengeleme cihazı gibi çalışır. Aşağıda burulma çubuklu yay gösterilmiştir.



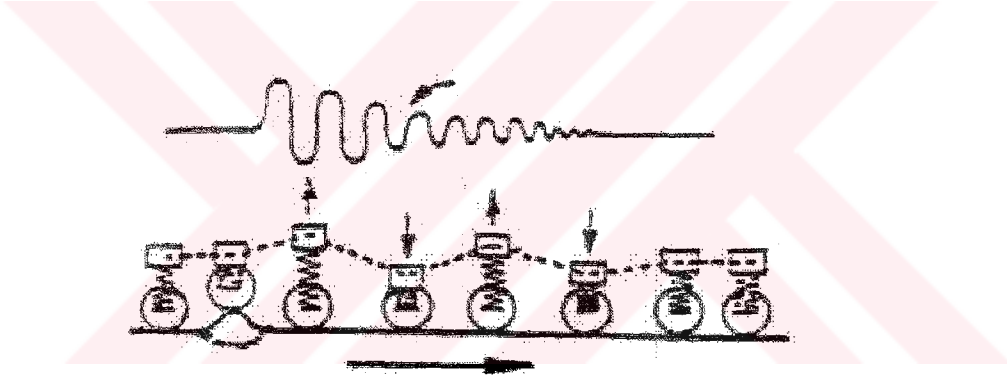
Şekil 2.7 Burulma çubuklu yay

2.2.1.1.3 Amortisörler

Yaylar, tek başına taşıtların askı sistemleri için yeterli değildirler. Yayların hem sert hemde esnek özelliğe sahip olmaları gerekir. Yay, yol darbelerini absorbe etmek için eğilebilmelidir. Ancak aşırı derecede eğilebilen yay fazla miktarda salınım yapacağından, yolun pürüz kısmı atlatıldıktan sonra eski durumuna gelirken taşıtta aşırı derecede sarsıntılara yol açabilir. Bu nedenle taşıtın yönetilmesindeki rahatlık bozularak sürüşün

kötü olmasına sebep olur. Sert ve çok katı olan yay tümsekli kısımdan geçilirken uygun şekilde salınım yapamayacaktır. Bu bakımdan yol darbelerinin büyük bir kısmını taşıta iletir ve taşıtın kontrolünü zorlaştırır. Amortisörün kullanımı burada büyük önem taşımaktadır. Taşıt seyir halindeyken bir tümseğe çarpınca kullanılan tipe bağlı olmaksızın yay çabucak sıkışır. Sıkıştırılmış yay bir enerji depolamış olduğundan açılma hareketi sırasında önceki konumunun ötesine kadar açılır. Aracın yükselmeye çalışması da bu harekete yardım eder ve böylece yay normal açılma miktarının ötesine taşacak kadar uzar.

Taşıtın ağırlığı yayı aşağı bastırır, fakat taşıt gövdesi aşağı inme hareketine geçtiğinden meydana gelen enerji, yayı normal yük altındaki boyutlarının altına kadar sıkıştırır. Bu yayın tekrar açılmaya çalışmasına yol açar. Kendiliğinden meydana gelen bu salınım gövde denge halini buluncaya kadar tekrarlanır (Şekil 2.8)



Şekil 2.8 Yayın salınımı

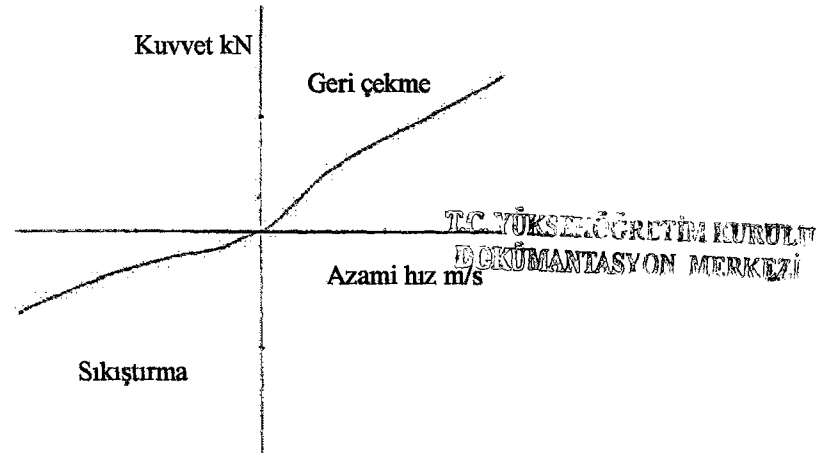
Yayın bu kontrolsüz salınımı sadece sürüşün düzensiz ve rahatsız edici olmasına neden olmaz, aracın kontrol altında tutulmasını da tehlikeye sokabilir. Bu nedenlerle bu tür salınımları ve sarsıntılı çalışmalarını ortadan kaldıracak ya da etkilerini azaltabilecek bir mekanizmaya ihtiyaç vardır. Yayların hem yeterli derecede sert, hem de esnek özellikte olmaları gereklidir. Böyle bir yayı bulmak mümkün değildir. Bu nedenle sarsıntı ve darbeyi araca iletmeden yayın yavaşça gevşemesini ve sıkışmasını sağlayan, aşırı hareketleri frenleyen bir düzene gerek vardır. Bunu da amortisörler (sönümleme elemanları) sağlar.

İlk otomobil örneklerinde mekanik sürtünmeli sönümleyiciler kullanılmıştır. Günümüzde de kullanılan teleskobik hidrolik amortisörlerin temel prensipleri de 1930'lu yılların başlarında geliştirilmiştir. Önceleri ek bir eleman olan amortisör günümüzde entegre edilmiş bir eleman olarak karşımıza çıkar. Bu entegrasyon amortisöre; tekerleği aşırı titreşimlerden izole etmek, fren momentlerini ve yay kuvvetlerini güçlendirmek darbe ve salınımları karşılamak gibi görevler getirmiştir.

Amortisörler çalışma türlerine göre iki ana gruba ayrılırlar. Hem uzama hem de kısalmadaki sönümlenme kuvvetini kontrol eden valflerin bulunduğu bir piston vardır. Bu pistonda, yağdan ayrılmış bir gaz hacminin yer aldığı akümülatöre basınçlı bir tüp uzatılmıştır. Silindirdeki basınçlı gaz oluşturmaktadır. Piston çubuğunun ileri doğru hareketiyle yağın yer değiştirmesine izin verilmektedir. Erişilen basınç sınırının tüp cevabına etkisi vardır ve bu da performansı belirler.

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

Şekil 2.9, sönümleyici karakteristiğini ifade kuvvet-hız eğrilerini göstermektedir.



Şekil 2.9 Sönümleyici kuvvet-hız diyagramı

Öncelikle amortisörün açılıp kapanmasını irdeleyelim ;

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

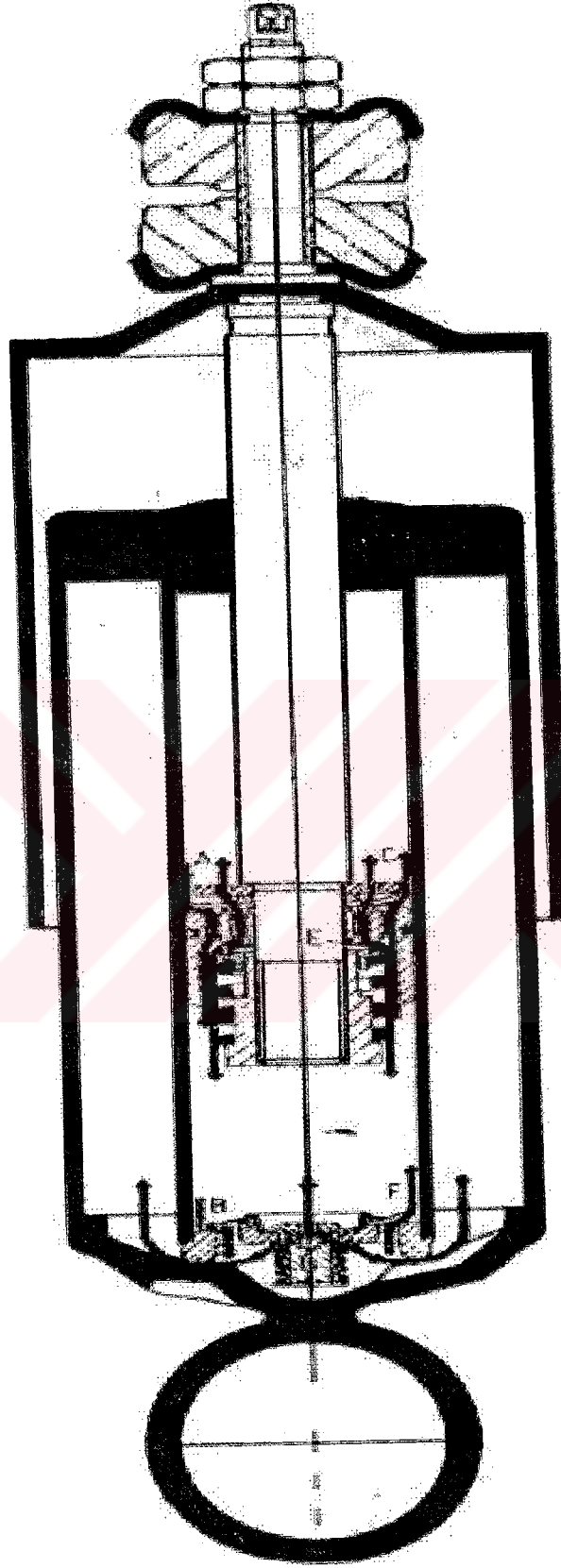
Amortisör kapanırken : Yukarı doğru olan yay hareketini yumuşatır, darbeyi söndürür, amortisörün aşağıya doğru olan yay tepkisi lastiği yola bastırır zıplamasını önler.

Şekil 2.10'deki amortisör çift yönlü hidrolik tesirlidir. Bu bakımdan hem sıkıştırma hem de zıplama çevrimlerindeki darbeleri yumuşatır.

Amortisörün önemli olmasının nedenleri ;

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

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



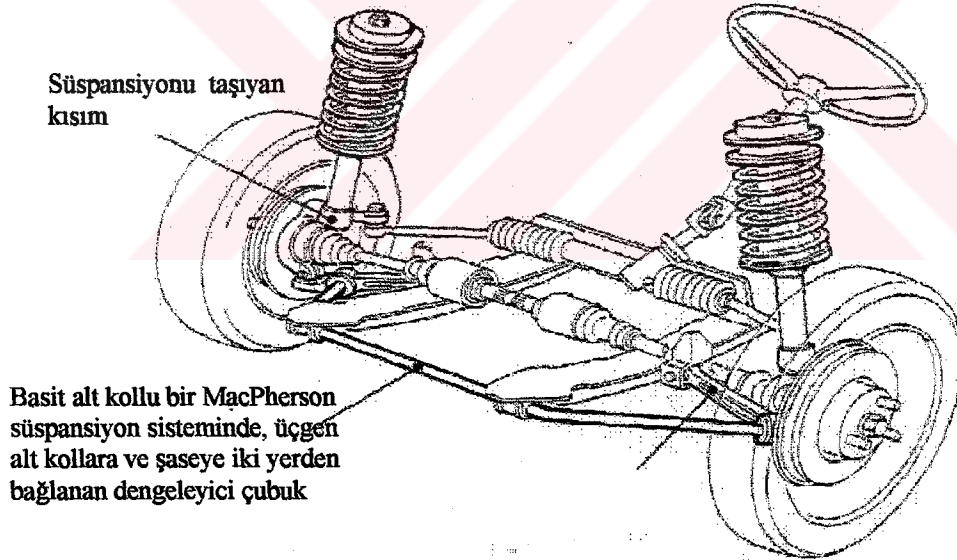
TC YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ

Şekil 2.10 Çift yönlü amortisör (Maysan A.Ş.)

2.2.1.2 MacPherson süspansiyonları

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

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



Şekil 2.13 MacPherson tipi süspansiyon (Maysan)

2.2.2 Tekerlek askı düzenleri

Üç tekerlekten fazlasına sahip olan taşıtlar, yere oturmaları açısından statik olarak belirsizdirler. Yük dağılımının belirlenmesi ancak dayanma noktalarının yaylanması ile mümkün olabilmektedir. Lastiklerin yaylanma miktarları, gövde yaylarınıninkilere oranla çok ufak olduklarından, bu görevi ancak kısıtlı durumlarda üstlenebilirler. Engebeli zemin üzerinde tekerleklerin yere basmaları, tekerlekle gövde arasında bulunan tekerlek asılış sistemleri tarafından sağlanır. Tekerlek asılış veya aks cinsleri, tekerleklerin taşıt gövdesine göre hareket şekillerini tayin eder. Bu konuda daha fazla bilgi edinmek için (Güney ,1989) doktora tezine bakılabilir.

Tekerlek askı düzeni çeşitleri iki tipte incelenebilir.

1-Serbest askı (süspansiyon düzeni)

2-Sabit dingil

2.2.2.1 Serbest askı süspansiyon düzeni

Bir dingil üzerindeki her iki tekerlek, salıncak kolu ve amortisör kovanı üzerinden ayrı ayrı şasiye bağlanmıştır. Salıncak kolları esneme kuvvetini aktarırlar.

Salıncak kolları çelik saçtan preslenmiş veya kalıpta dövülmüş olan kollardır.

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

Serbest askı tekerlek düzeni dört tipte incelenir:

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

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

Trapez şekil : Sadece az tekerlek izi ve tekerlek eğiklik değişimi

Paralel kenar şekil : Az devirme değişikliği tekerlek izi oluşturur.

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

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

Boyuna salıncak kolu : İki boylamasına direksiyon aks parçası (U profili) ile kaynak edilmiştir. Stabilizatör, aks parçasının üstüne kaynak edilmiştir. Panhard çubuğu enine gelen kuvvetleri karşılar. Tekerlek izleri arası ve tekerlek eğiklik durumunda değişiklik yoktur. Yola teması ve yola tutunması iyidir. Yaylanma esnasında tekerlek konumunun azda olsa değişmesi olabilir. (Ek 2)

2.2.2.2 Sabit dingil

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

Sabit dingiller iki ana grupta incelenebilirler ;

- 1- Tahrik dingili
- 2- Direksiyon dingili

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

Direksiyon dingili : Yumruk şeklindeki ön dingil başı yapısı, çatal başlı dingile nazaran daha uzundur. Dingil genel olarak I şeklinde bir kesite sahiptir. (Ek 2)

2.2.3 Yol pürüzlülüğünün tanımlanması

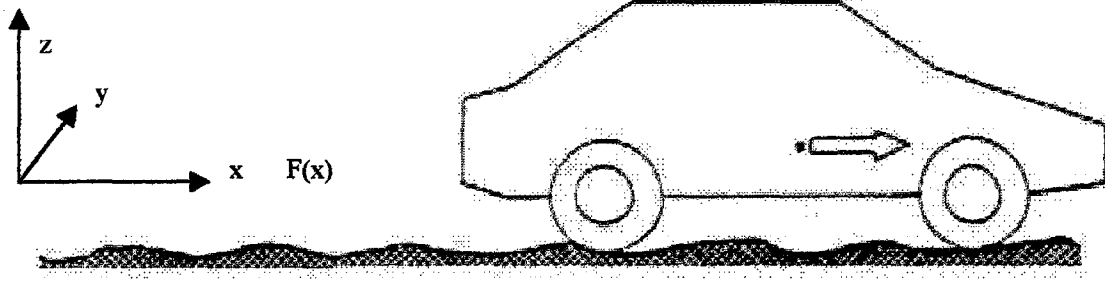
Burada uyarı olarak yalnız yol pürüzlülüğünden gelen uyarılar dikkate alınacaktır. Bugüne kadar yapılan çalışmalar, yoldan gelen uyarıların doğurduğu titreşimleri 0-30 Hz arasında incelemenin yeterli olduğunu ortaya koymuştur. Bu frekans alanı içinde yalnız yol pürüzlülüğünden doğan titreşimler yer almaktadır.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

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

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

2.2.3.1 Geometrik yol düzgünsüzlükleri ve etkileri

Yol düzgünsüzlüklerinin gerçek anlamda irdelenebilmesi için, bu düzgünsüzlüklerin ortaya çıkardığı etkilerin tanınması ve değerlendirilmesi gerekmektedir. Yol düzgünsüzlükleri, karayollarının boyuna kesit profilinde, yol boyunca ortaya çıkan yükseklik değişimleri olarak ele alınacaktır. Şekil 3.14



Şekil 3.14 Boyuna geometrik yol düzgünsüzlüğü (Hilmi çağıl, 1997)

Yol yüzeyinin geometrik özelliklerinden etkilenen hususlara gelince bunlar :

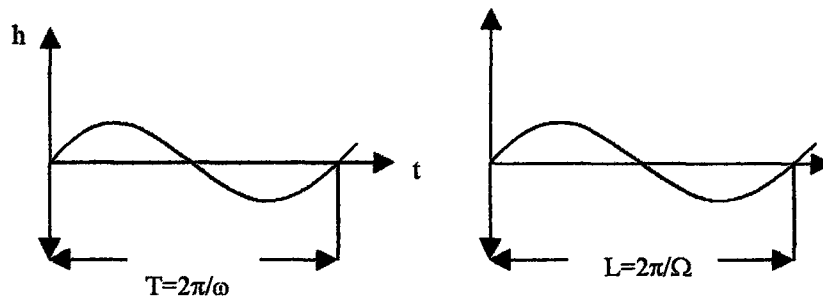
1. Taşıt titreşimleri
2. Taşıt seyir emniyeti
3. Yolcu konforu ve yükün zarar görmeden taşınması
4. Çevrenin korunması
5. Enerji ekonomisi
6. Yolun korunması
7. Taşıtların korunması

Şeklinde önem derecesine göre sıralanabilir.

2.2.3.2 Hesaplanabilen yol fonksiyonları

2.2.3.2.1 Harmonik fonksiyonlar

Bazı araştırmacılar yol pürüzlülüğünden gelen uyarıları, bir sinüzoidal fonksiyon olarak düşünmüşlerdir. Şekil 3.15'de sinüs şekilli harmonik bir fonksiyon değişimi gösterilmiştir.



Şekil 3.15 Sinüs fonksiyonlu yol pürüzlülüğü (Hilmi çağıl, 1997)

Bu harmonik fonksiyonun zamana bağılı ifadesi aşağıdaki gibidir.

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

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

$$x = v \cdot t \quad 2.2$$

şeklinde ifade edilebilir.

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

$$\Omega \cdot x = \omega t \quad 2.3$$

eşitliğinden

$$\omega = v \cdot \Omega \quad 2.4$$

yazılır. L ; dalga boyu olmak üzere

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

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

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

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

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

2.2.3.2.2 Periyodik fonksiyonlar

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

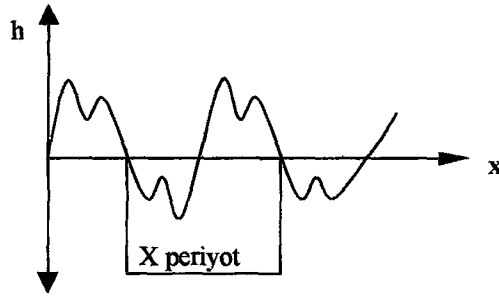
$$H(x) = h_0 + h_1 \cdot \sin(\Omega_1 x + \varepsilon_1) + \dots + h_n \cdot \sin[n\Omega_n x + \varepsilon_n] \quad 2.8$$

$$\Omega_1 = \Omega, \quad \Omega_2 = 2\Omega, \dots, \Omega_n = n\Omega$$

yol açısal frekanslarına ait

$h_1, h_2, h_3, \dots, h_n$ genlikleri vardır.

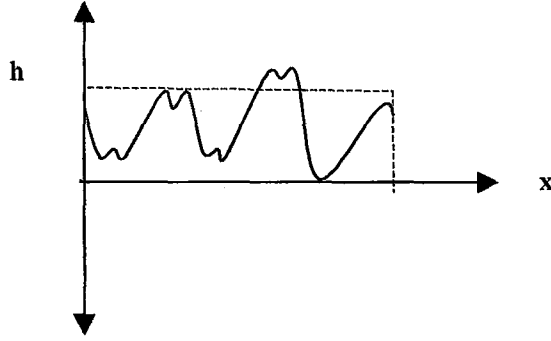
Dolayısıyla kesikli bir, genlikler spektrumu söz konusudur. Şekil 3.16



Şekil 3.16 Periyodik Fonksiyon (Hilmi çağıl, 1997)

2.2.3.2.3 Raslantısal (kualsız) fonksiyonlar

Raslantısal fonksiyonu şöyle bir düşünceyle ele alınabilir. Bir fonksiyonu periyodu çok uzun, dolayısıyla frekansları arası çok ufak olan bir periyodik fonksiyon şeklinde düşünüp, irdelenirse; sonsuz uzun periyod durumunda sürekli bir genlikler spektrumu elde edilebilir.



Şekil 3.17 Raslantısal fonksiyon

3. AKTİF SÜSPANSİYON SİSTEMİNİN DONANIMI

Aktif süspansiyon sistemleri, dış kaynaklı alternatif güç kullanan, yolcuları titreşimden ve dış kuvvetlerin etkilerinden koruyan süspansiyonlardır. Tipik olarak geri beslemeli aktif kontrol sistemleri dış güç kaynağı, eyleyici (hidrolik, pnömatik ve elektromekanik tahrikli) Sensörler ve sinyal üreticileri, geribesleme ve amplifikatör elemanlarından oluşur. Aktif süspansiyon sistemi prensipteki avantajları;

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

Tarihi süreç içerisinde aktif süspansiyon dizaynı için birçok kontrol çalışmaları yapılarak, dizayn kavramları ve optimizasyon teknikleri irdelendi. (Sharp, Crolla, 1987); (Huisman, Veldpaus 1993) makalelerde aktif süspansiyonların incelemesini yapmış ve diğer tip süspansiyonlar ile performans karşılaştırılmasını da yapmıştır. (Tseng, Hedrick, 1994); (Yu, Crolla, 1998) makalelerde optimizasyon teknikleri aktif süspansiyonlar için uygulanmıştır.

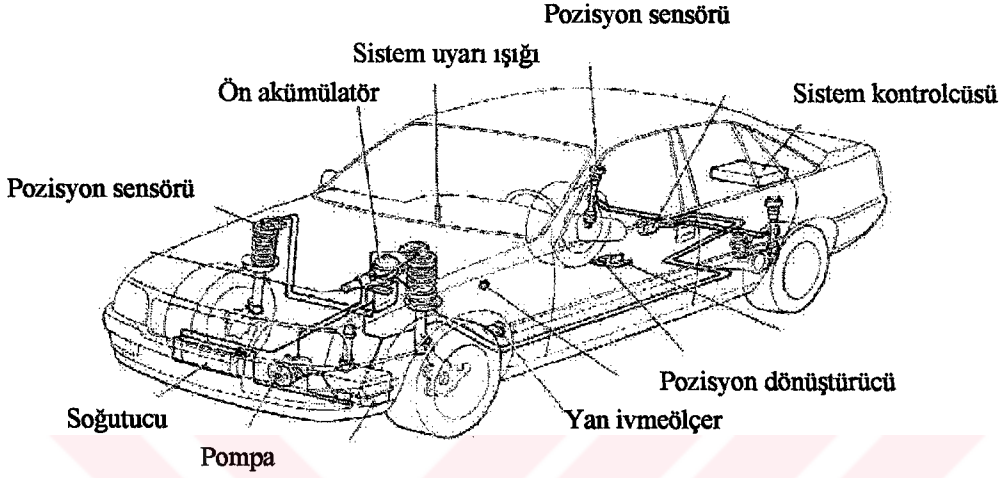
Aktif süspansiyonların kontrolü aşağıdaki görevleri kapsar.

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

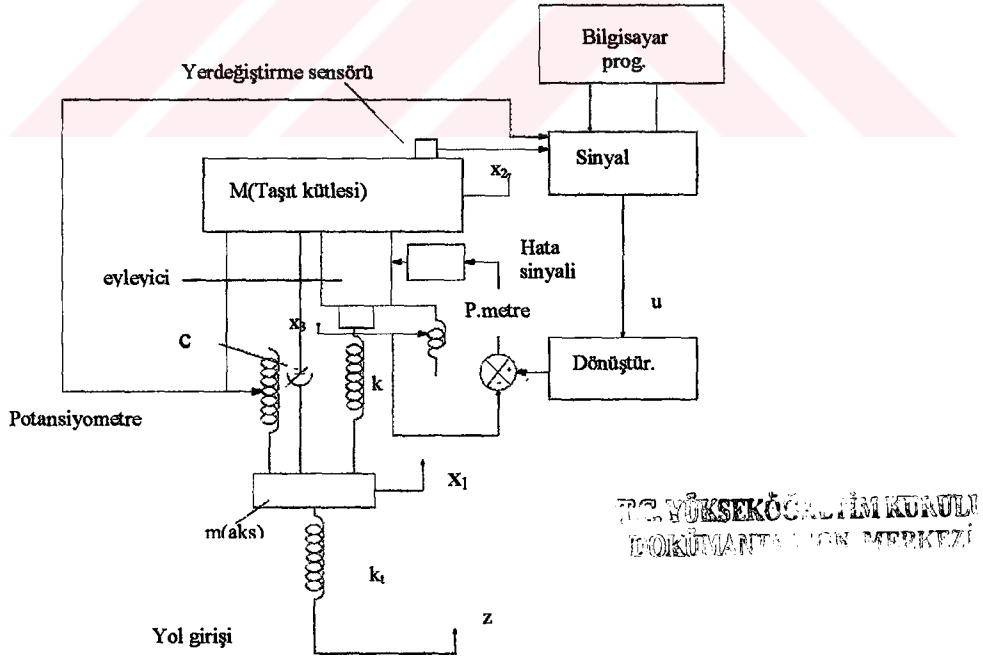
Aktif sistemin yapısı (Klasik yay ve sönümün yerini alan eyleyici ile) bir teker için diyagramı şekil 3.2'de görülmektedir.

Aktif bir süspansiyon sistemindeki ana elemanlar şunlardır.

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



Şekil 3.1 Aktif süspansiyon sisteminin taşıt üzerinde gösterimi



Şekil 3.2 Aktif süspansiyon sisteminin blok diyagramı.

Şekil 3.2 'de (1/4) taşıt modeline uygulanan aktif kontrolün kontrol şeması gösterilmektedir. Süspansiyon hareketi potansiyometre tarafından ölçülerek bilgisayar programına gönderilir, eyleyicinin etkisi ile yay ve sönüm elemanı istenen konuma gelmesi sağlanır.

3.1 Sensörler (Hissediciler)

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

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

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

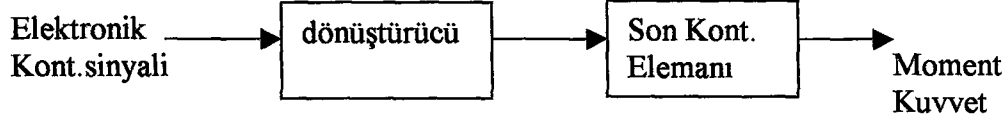
Taşıt hızı sensörü: Transmisyon veya devir saati kablosundadır. Araç hızıyla orantılı frekansta sinyaller verir.

Gaz kelebeği sensörü: Gaz pedalı çalışma hızını belirlemeye yarar. Pedal basınç duyargası veya basit potansiyometrik hissedici şeklinde olabilir.

Hissedicinin doğru ve kararlı çalışması, düşük frekanslarda ve statik değerlerde hassas davranması, yüksek sinyal çıkışlarının bulunması, büyük değerlerde işlev görebilmesi, taşıtın 12 voltluk aküsünden beslenebilmesi ve ucuz olması gerekmektedir

3.2 Eyleyiciler

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



Şekil 3.4 Basit eyleyici elemanları (Process Control Inst., 1993)

3.2.1 Elektromekanik eyleyici tipleri

3.2.1.1 Magnetik eyleyiciler

Doğru akımlı selenoidler

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

$$F_m = \frac{A.B^2}{2.\mu_0} \quad (3.1)$$

A = Kutup yüzey alanı

B = Magnetik indüksiyon

μ_0 = Geçirgenlik katsayısı

T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ

3.2.1.2 Pnömatik eyleyiciler

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

Farklı yüzey alanında bulunan basınçlardan kuvveti hesaplayabiliriz. D.Cho ve J.K.Hedrick 'in [23] makalesinde (incelenmesi önerilen makaleler içinde) Aktif süspansiyonlu taşıtlar için pnömatik eyleyici uygulamasına bakılabilir.

$$F = (p_1 - p_2) \cdot A \quad (3.2)$$

$p_1 - p_2 =$ Basınç farkı (Pa)

A = Diyafram alanı (m^2)

F = Kuvvet (N)

3.2.1.3 Hidrolik eyleyiciler

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

$$P_h = \frac{F}{A} \quad (3.3)$$

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

A = Piston alanı (m^2)

3.3 İvme Ölçerler

Titreşim sensörlerinin en yaygın olanı ivme ölçerlerdir. Tiplerini göre ufak, hafif ve sağlam olmaları tercih sebebidir. İvme ölçerlerin uygulamalarında elektrikten faydalanılır. Üç çeşit ivme ölçer mevcuttur. Bunlar piezoelektrikli, piezodirenç, servo sensörlerdir. En yaygın olanı piezoelektrikli sensörlerdir. Bu tiplerin performans karakteristikleri tablo 3.1'de gösterilmiştir.

TECYS **YATIRIM KURULU**
DOK

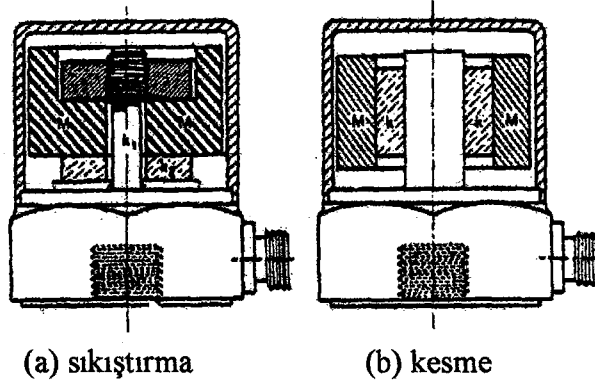
Tablo 3.1 İvme ölçerlerin performans karakteristikleri (Control Handbook, 1993)

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

3.3.1 Piezoelektrik ivme ölçerler

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

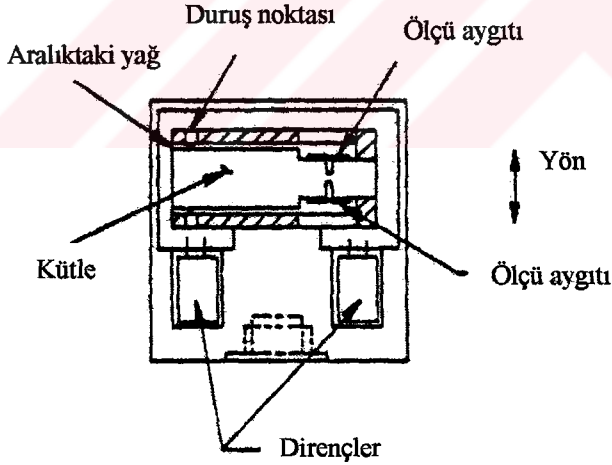
T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMAN YAYIN KURULU



Şekil 3.6 Piezoelektrik ivme ölçerler (Control Handbook, 1993)

3.3.2 Piezodirenç ivme ölçerler

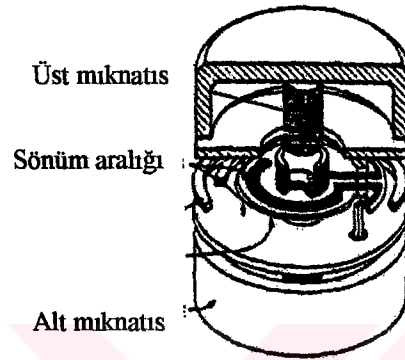
Piezodirenç ivme ölçerler, metalik ölçme aletlerinden daha büyük ölçme hassasiyeti sağlamak için konduktör'ün kullanıldığı strain-gage'lerdir. Şekil 3.7'de Piezodirenç elemanların kullanıldığı mekanik yapıların iç sistemi görülmektedir.



Şekil 3.7 Piezodirenç elemanının kullanıldığı sistem (Control Handbook, 1993)

3.3.3 Servo ivme ölçer

Şekil 3.8’de ivme ölçerlerin çalışma prensibi ve yapısı gösterilmiştir. Cisim ivmelendiğinde deney kütlesi bağıl yerdeğiştirmesi ivme ölçerin başlangıç noktasıdır ve sönümde değişim meydana geldiğinde, servo sarımlarda elektrik akımı oluşacaktır. Sonuçta çıkış sinyali sarımdan ölçülür ve ivmelenme ile orantılıdır.



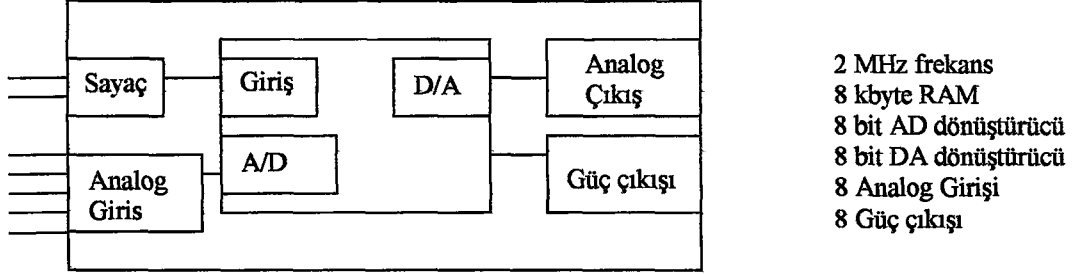
Şekil 3.8 Servo ivme ölçerin yapısı (Control Handbook, 1993)

3.4 Kontrol Ünitesi

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

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

Şekil 3.9’de gösterilmiş orta boylu bir otomobile uygulanmış aktif süspansiyon sistemi için güç kontrollerini ve sinyalleri düzenleyen mikroişlemci, kontrol merkezi olarak kullanmıştır.



Şekil 3.9 UNU-ECU sistem şeması (Volvo Motor Corp.)

3.5 Kontrol Edilebilir Damperler (Şok Emiciler)

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

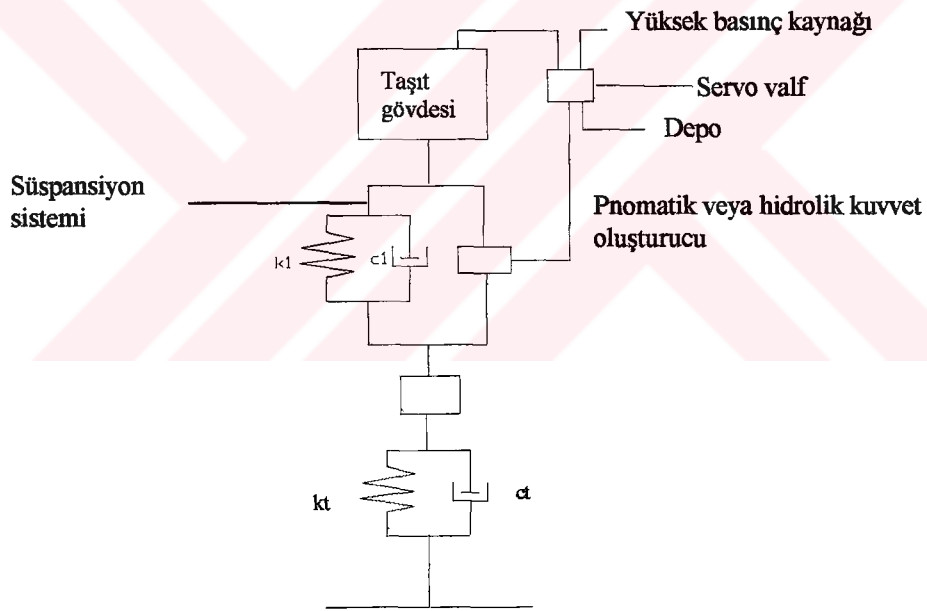
1. Her şart altında 10 milisaniyeden düşük reaksiyon süresi
2. Belirlenmiş sönümlenme sınırları içinde çalışma
3. Standart bir taşıta büyük revizyonlar gerektirmeden uygulanabilme
4. Gürültüsüz çalışma
5. Sıkıştırma ve genişleme hareketleri için açık by-pass ünitesi
6. Hidrolik işletmenin dijital servo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

3.6 Yarı Aktif Sistemler

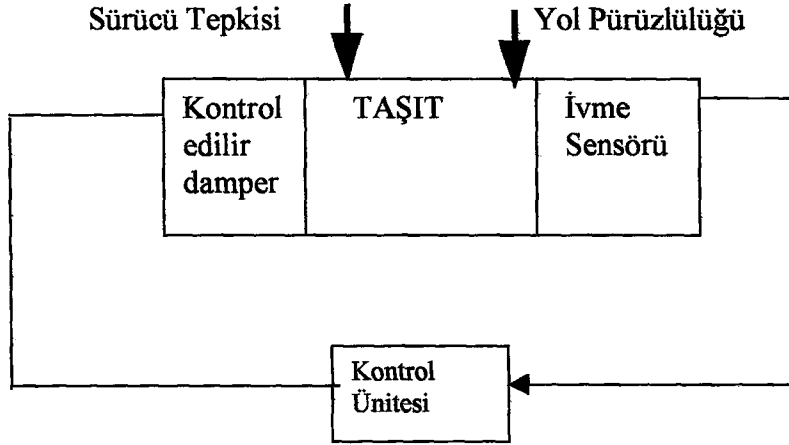
Yarı aktif sistemlerin en önemli karakteristiği sönüm kuvvetinin kontrol edilebilmesidir. Pasif sistemlerden farklı; sabit katsayılı sönüm elemanının (damperin) yerine, değişken katsayılı bir damperin bulunmasıdır. Bu da daha önceki bölümlerde belirtilen “eyleyici”dir”.

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

Bir eyleyiciyi ve ona paralel bir konvansiyonel pasif yayın oluşturduğu yarı aktif süspansiyon sisteminin şeması şekil 3.10 a,b'de gösterilmiştir. Bu sistemin güç gereksinimi neredeyse pasif sistemdeki ile aynıdır. Teknik olarak da aktif süspansiyonun işlevi yerine getirebilmekte, uygun kontrol stratejilerinin kullanımıyla pasif sistemdekinden daha iyi konfor şartları sağlayabilmektedir. (Hac, Youn 1992) yarı aktif süspansiyonun incelemesini, (Rajamani, Hedrick 1993) bir deney düzeneği sonuçlarını teorik değerler ile karşılaştırmasını yapmışlardır.



Şekil 3.10 a) Yarı aktif süspansiyon sistemi



Şekil 3.10 b) Yarı aktif süspansiyon kontrol şeması

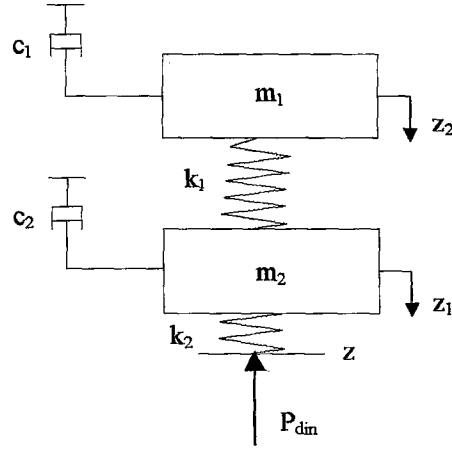
3.7 Yarı Aktif Kontrol Sistemleri

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

3.7.1 Skyhook kontrol

Skyhook kontrolünde temel amaç, gövdenin düşük frekanslı salınımlarını önlemek için ek sönümlenme elemanlarının sisteme ilavesidir. Sönümlenme kuvvetini mutlak hız ile orantılı hale getirmek için atalet düzlemiyle gövde ve aks arasına damperler konmalıdır. Şekil 3.11'de görüldüğü gibi burada bir konfigürasyon gösterilmiştir ve skyhook sönümlenme sistemi olarak adlandırılmıştır.

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



Şekil 3.11 Skyhook süspansiyon sistem şeması (Gürsoy,1993)

$$F_{sky} = k_2 \cdot \dot{z} - k_1 \cdot \dot{z}_1 \quad (3.4)$$

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

$$F_s = k \cdot (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) \quad (3.5)$$

Bu denklemde $k = k_{küçük}$ için F_s küçük; $k = k_{büyük}$ için F_s büyük olacaktır.

k değerinin (3.5) denklemindeki gibi ayrıştırılmasıyla (3.4)'teki istenen kuvvet değerine yaklaşılabilecektir.

F_{sky} ve F_s kuvvetlerinin işaretleri farklı olduğu zaman yarı aktif damper sisteminde etkin olunamaz. Bu durumda sönümlenme düşük dereceye ayarlanır. Aşağıda tablo 3.2 de skyhook kontrolünün işleyişini daha iyi izah edebiliriz.

Tablo: 3.2 Skyhook kontrolü (Gürsoy 1995)

| | |
|-------------------------|-----------|
| $F_{sky} \cdot F_s > 0$ | k büyük |
| $F_{sky} \cdot F_s < 0$ | k küçük |

3.8.2 Genişletilmiş skyhook kontrolü

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

İstenen skyhook kuvvetiyle en iyi uyuşan sönümlenme kuvveti optimum kontrol verimini verir. Tablo 3.3 bu kontrol sistemini göstermektedir. k_2 nin çok küçük yapılmasıyla genişletilmiş skyhook kontrolü normal skyhook kontrolü gibi çalışmaya başlayacaktır.

Tablo 3.3 Genişletilmiş skyhook kontrolü (Gürsoy, 1995)

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

3.8.3 Kontrol stratejilerinin değerlendirilmesi

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

Skyhook prensibine göre (3.4) denklemindeki k_1 ve k_2 parametrelerinin doğru

seçilmesiyle istenen hedeflere ulaşılabilir. $\frac{k_1}{k_2}$ oranı yol tutuşuna göre büyük, sürüş

konforuna göre küçük olarak ayarlanabilir.

Tablo 3.4’de çeşitli parametrelerinin kontrol stratejilerine göre irdelenmesi gösterilmektedir.

Tablo 3.4 İrdeleme sonuçları (Gürsoy, 1995)

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

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

4 TAŞIT MODELLERİ VE HAREKET DENKLEMLERİ

Bu bölümde, iki, üç, beş ve yedi serbestlik dereceli taşıt modelleri oluşturulup, bunlara ait denklemler çıkarılmıştır. Hareket denklemlerinin çıkarılmasında “Lagrange“ yöntemi kullanılmıştır.

Lagrange denklemlerinin en genel ifadesi aşağıdaki gibidir.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_K}{\partial \dot{x}_j} \right) - \frac{\partial E_K}{\partial x_j} + \frac{\partial E_P}{\partial x_j} + \frac{\partial E_D}{\partial \dot{x}_j} = Q_j \quad 4.1$$

Burada ;

E_K : Toplam kinetik enerji

E_P : Toplam potansiyel enerji

E_D : Toplam sönüm enerji

Q_j : Genelleştirilmiş kuvvetler

x_j : Genelleştirilmiş koordinatlar

göstermektedir.

4.1 Tek Boyutlu Model

4.1.1 İki serbestlik dereceli taşıt modeli

Bu modelde taşıt simetrik düşünülüp, dört parçaya bölünmüştür. Şekil 4.1’de görüldüğü gibi model; gövde (¼ gövde), aks ve tekerden meydana gelmektedir.

m_1 : Taşıt gövdesinin ¼ kütlesi

m_2 : Aks ve tekerleğin toplam kütlesi

k_1 : Süspansiyon sistemi yay katsayısı

k_t : Lastik tekerlek yay katsayısı

c_1 : Süspansiyon sönüm katsayısı

x_1, x_2 : Titreşim hareketleri

TC YÜKSEKÖĞRETİM KURULU

z : Yol pürüzlülüğü

olmak üzere ifade edilirse,

Sistemin toplam kinetik enerji ifadesi;

$$E_K = \frac{1}{2} [m_1 \dot{x}_1^2 + m_2 \dot{x}_2^2] \quad 4.2$$

Sistemin toplam potansiyel enerji ifadesi;

$$E_P = \frac{1}{2} k_1 (x_1 - x_2)^2 + \frac{1}{2} k_2 (x_2 - z)^2 \quad 4.3$$

Sistemin toplam sönüm enerji ifadesi;

$$E_D = \frac{1}{2} c_1 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2)^2 + \frac{1}{2} c_2 (\dot{x}_2 - \dot{z})^2 \quad 4.4$$

Sistemin doğal frekans değerleri aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$\omega_{n1} = \sqrt{\frac{k_1}{m_1}} \quad (m_1 \text{ kütlesinin frekans denklemi}) \quad 4.5$$

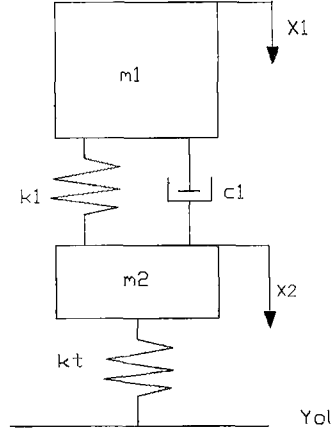
$$\omega_{n2} = \sqrt{\frac{k_1 + k_t}{m_2}} \quad (m_2 \text{ kütlesinin frekans denklemi}) \quad 4.6$$

$$k_1 = 15000 \text{ N/m} \quad k_t = 150000 \text{ N/m}$$

$$m_1 = 250 \text{ kg} \quad m_2 = 50 \text{ kg}$$

Doğal frekans değerleri,

$$\omega_{n1} = 7.74 \quad (\text{rd / s}) \quad \omega_{n2} = 57.4 \quad (\text{rd / s})$$



Şekil 4.1: İki serbestlik dereceli ($\frac{1}{4}$) taşıt modeli

4.1.2 Üç serbestlik dereceli taşıt modeli

İki serbestlik dereceli modelin biraz daha geliştirilmiş olup, sisteme sürücü koltuğu eklenmiştir. Koltuğun gövdeye lineer yay ve sönüm elemanları ile bağlandığı kabul edilmiştir. Modeldeki parametreler aşağıda şekilde ifade edilebilir. Model Şekil 4.2’de görülmektedir.

- m_1 : Sürücü koltuğu + sürücü kütlesi
- m_2 : Taşıt gövdesinin $\frac{1}{4}$ kütlesi
- m_3 : Aks ve tekerleğin toplam kütlesi
- k_1 : Sürücü koltuğunu gövdeye bağlayan elastik elemanın yay katsayısı
- k_2 : Süspansiyon sistemi yay katsayısı
- k_3 : Lastik tekerlek yay katsayısı
- c_1 : Sürücü koltuğu ile gövde arasındaki sönüm elemanının katsayısı
- c_2 : Süspansiyon sönüm katsayısı
- x_1, x_2, x_3 : Titreşim hareketleri

z : Yol pürüzlülüğü

olmak üzere,

Sistemin toplam kinetik enerji ifadesi;

$$E_K = \frac{1}{2} \left[m_1 \dot{x}_1^2 + m_2 \dot{x}_2^2 + m_3 \dot{x}_3^2 \right] \quad 4.7$$

Sistemin toplam potansiyel enerji ifadesi;

$$E_P = \frac{1}{2} k_1 (x_1 - x_2)^2 + \frac{1}{2} k_2 (x_2 - x_3)^2 + \frac{1}{2} k_3 (x_3 - z)^2 \quad 4.8$$

Sistemin toplam sönüm enerji ifadesi;

$$E_D = \frac{1}{2} c_1 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2)^2 + \frac{1}{2} c_2 (\dot{x}_3 - \dot{x}_2)^2 + \frac{1}{2} c_3 (\dot{x}_3 - \dot{z})^2 \quad 4.9$$

Sistemin doğal frekans değeri ise aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$\omega_{n1} = \sqrt{\frac{k_1}{m_1}} \quad 4.10$$

$$\omega_{n2} = \sqrt{\frac{k_1 + k_2}{m_2}} \quad 4.11$$

$$\omega_{n3} = \sqrt{\frac{k_2 + k_3}{m_3}} \quad 4.12$$

$$k_1 = 15000 \quad \text{N/m} \quad k_2 = 15000 \quad \text{N/m} \quad k_t = 150000 \quad \text{N/m}$$

YÜCE YÜKSELME
BOKÜM
KURULU

$$c_1 = 2000 \text{ Ns/m}$$

$$c_2 = 2000 \text{ Ns/m}$$

$$m_1 = 65 \text{ kg}$$

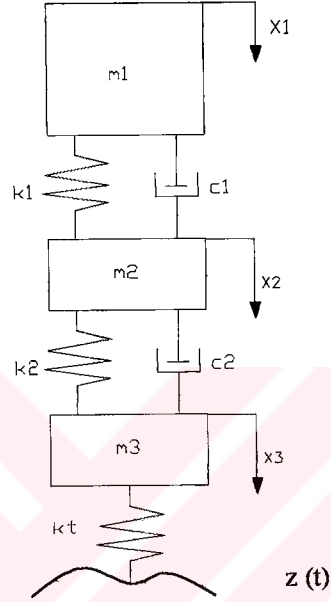
$$m_2 = 250 \text{ kg}$$

$$m_3 = 50 \text{ kg}$$

$$\omega_{n1} = 15.9 \text{ (rd / s)}$$

$$\omega_{n2} = 10.95 \text{ (rd / s)}$$

$$\omega_{n3} = 57.4 \text{ (rd / s)}$$



Şekil 4.2: Üç serbestlik dereceli taşıt modeli

4.2 İki Boyutlu Model

4.2.1 Beş serbestlik dereceli taşıt modeli

Bu model, taşıtın boylamasına ikiye bölünmesi ile elde edilir. Literatürde yarım taşıt modeli veya iki boyutlu model diye adlandırılır. Bu modelde de “Lagrange“ yöntemi uygulanarak, titreşim hareketinin diferansiyel denklemleri elde edilir. Şekil 4.3’de iki boyutlu, beş serbestlik dereceli taşıt modeli görülmektedir.

| | |
|----------------------------|--|
| m_1 | : Sürücü koltuğu + sürücü kütlesi |
| M | : Taşıt gövdesinin $\frac{1}{2}$ kütlesi |
| I_{zz} | : Kütleli atalet momenti |
| m_4, m_5 | : Ön ,arka aks ve tekerlek kütleleri |
| k_1 | : Sürücü koltuğunu gövdeye bağlayan elastik elemanın yay katsayısı |
| k_2, k_3 | : Ön ve arka süspansiyon sistemlerine ait yay katsayıları |
| k_4, k_5 | : Ön ve arka lastik tekerleklerin yay katsayıları |
| c_1 | : Sürücü koltuğu ile gövde arasındaki sönüm elemanının katsayısı |
| c_2, c_3 | : Ön ve arka süspansiyon sistemleri sönüm katsayıları |
| d | : Arka aks ile ağırlık merkezi arasındaki yatay mesafe |
| c | : Ön aks ile ağırlık merkezi arasındaki yatay mesafe |
| L | : Ağırlık merkezi ile sürücü koltuğu arasındaki yatay mesafe |
| z_1, z_2 | : Yol pürüzlülüğü (ön ve arka tekerlerde) |
| x_1, x_2, θ, α | |
| x_4, x_5 | : Titreşim hareketleri |
| v | : Taşıt hızı (m/s) |

olmak üzere,

Sistemin toplam kinetik enerji ifadesi;

$$E_K = \frac{1}{2} [m_1 \dot{x}_1^2 + m_2 \dot{x}_2^2 + m_3 \dot{x}_3^2 + I_{zz} \dot{\theta}^2 + m_4 \dot{x}_4^2 + m_5 \dot{x}_5^2] \quad 4.13$$

Sistemin toplam potansiyel enerji ifadesi;

$$E_P = \frac{1}{2} \{ k_1 [(x_1 - x_2) - L\theta]^2 + k_2 [(x_2 - x_3) - d\theta]^2 + k_3 [(x_2 - x_5) + c\theta]^2 + k_4 [(x_4 - x_1)]^2 + k_5 [(x_5 - z_2)]^2 \} \quad 4.14$$

Sistemin toplam sönüm enerji ifadesi;

$$E_D = \frac{1}{2} \{ c_1 [(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - L\dot{\theta}]^2 + c_2 [(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) - d\dot{\theta}]^2 + c_3 [(\dot{x}_2 - \dot{x}_5) + c\dot{\theta}]^2 + c_4 [(\dot{x}_4 - \dot{z}_1)]^2 + c_5 [(\dot{x}_5 - \dot{z}_2)]^2 \} \quad 4.15$$

Sistemin doğal frekans değerleri aşağıdaki gibidir.

$$\omega_{ny} = \sqrt{\frac{k_1 + k_2}{M}} \quad \omega_{n\theta} = \sqrt{\frac{k_{\alpha\text{es}}}{I}} \quad 4.16$$

$$E_D = \frac{1}{2} k_1 y_1^2 + \frac{1}{2} k_2 y_2^2 = \frac{1}{2} k_{\alpha\text{es}} \alpha^2 \quad 4.17$$

$$k_{\alpha\text{es}} = d^2 k_2 + c^2 k_3, \quad \omega_{n\alpha} = \sqrt{\frac{d^2 k_2 + c^2 k_3}{I_\alpha}} \quad 4.18$$

$$M = 500 \text{ kg}$$

$$k_1 = k_2 = 15000 \text{ kg}$$

$$I_{\alpha} = 1400 \text{ kg m}^2$$

$$I_{\theta} = 1600 \text{ kg m}^2$$

$$d = 0.7 \text{ m}$$

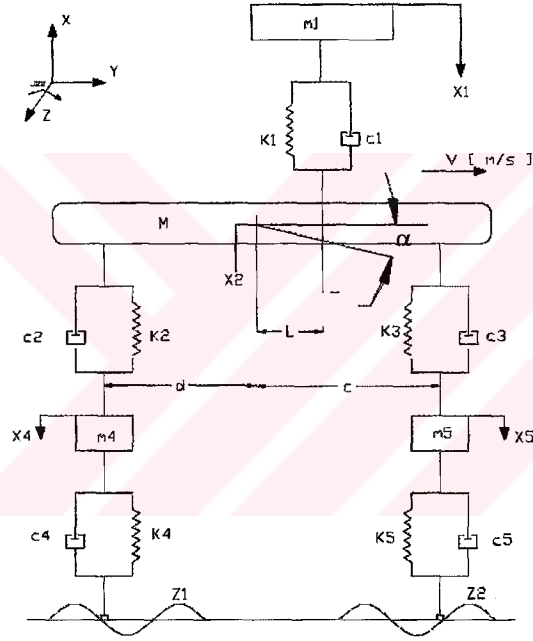
$$c = 0.8 \text{ m}$$

$$a = 1 \text{ m}$$

$$b = 1.2 \text{ m}$$

$$\omega_{ny} = 7.74 \text{ (rd/s)}$$

$$\omega_{n\alpha} = 3.47 \text{ (rd/s)}$$



Şekil 4.3 Beş serbestlik dereceli taşıt modeli

4.3 Yedi Serbestlik Dereceli Taşıt Modeli

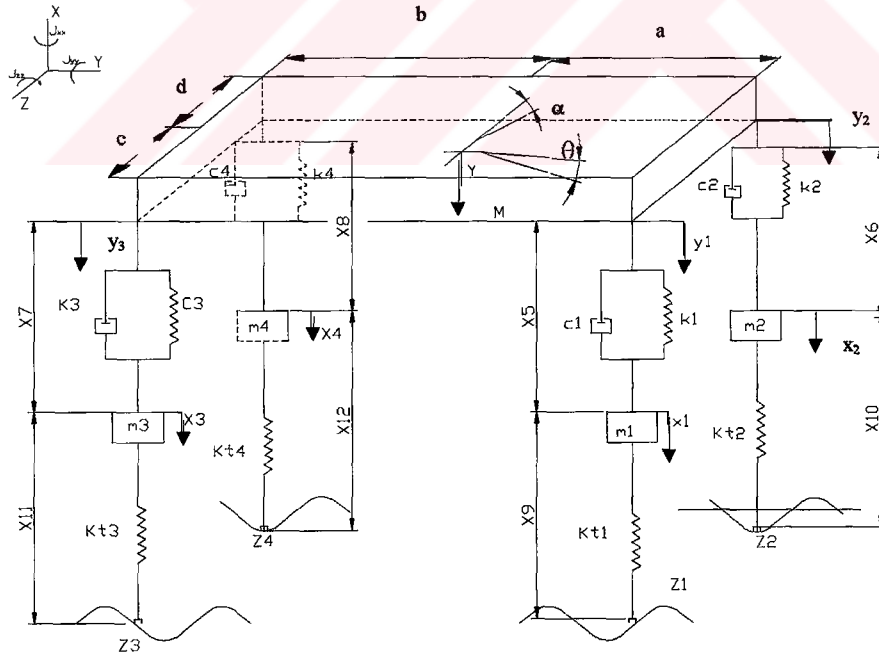
Tekerlek asılış sistemlerine bağlı olarak üç farklı taşıt modeli kuruldu. Bu üç farklı model şunlardır;

- Bağımsız aks taşıt modeli
- Ön bağımsız arka katı aks taşıt modeli
- Bağımlı aks taşıt modeli

Bu modeller, taşıtın tam modelidir. Bu modellerde de "Lagrange" yöntemi uygulanarak, titreşim hareketinin diferansiyel denklemleri elde edildi.

1- Bağımsız taşıt modeli

Bu model literatürde, tam taşıt modeli veya üç boyutlu model olarak bilinir. Model, dört adet bağımsız aks ve gövdeden oluşur. Her bir aks, gövdeye yay ve sönüm elemanları ile bağlanmıştır. Şekil 4.4'de iki boyutlu yedi serbestlik dereceli bağımsız taşıt modeli



Şekil 4.4 Bağımsız taşıt modeli

| | |
|----------------------|--|
| M | : Taşıt gövdesinin kütlesi |
| I | : Kütlesel atalet momenti |
| α | : Yalpa açısı |
| θ | : Kafa vurma açısı |
| m_1, m_2, m_3, m_4 | : Ön ,arka aks ve tekerlek kütleleri |
| k_1, k_2 | : Ön süspansiyon sistemlerine ait yay katsayıları |
| k_3, k_4 | : Arka süspansiyon sistemlerine ait yay katsayıları |
| k_{t1}, k_{t2} | : Ön lastik tekerleklerin yay katsayıları |
| k_{t3}, k_{t4} | : Arka lastik tekerleklerin yay katsayıları |
| c_1, c_2 | : Ön süspansiyon sistemleri sönüm katsayıları |
| c_3, c_4 | : Arka süspansiyon sistemleri sönüm katsayıları |
| b | : Arka aks ile ağırlık merkezi arasındaki yatay mesafe |
| a | : Ön aks ile ağırlık merkezi arasındaki yatay mesafe |
| c | : Arka sağ aks ile ağırlık merkezi arasındaki yatay mesafe |
| d | : Arka sol aks ile ağırlık merkezi arasındaki yatay mesafe |
| z_1, z_2 | : Yol pürüzlülüğü (ön tekerlerde) |
| z_3, z_4 | : Yol pürüzlülüğü (arka tekerlerde) |
| v | : Taşıt hızı (m/s) |

göstermektedir.

Toplam kinetik enerji ifadesi;

$$E_k = \frac{1}{2} \left[M\dot{y}^2 + I_a \dot{\alpha}^2 + I_\theta \dot{\theta}^2 + m_1 \dot{x}_1^2 + m_2 \dot{x}_2^2 + m_3 \dot{x}_3^2 + m_4 \dot{x}_4^2 \right] \quad 4.09$$

Toplam potansiyel enerji ifadesi;

$$E_p = \frac{1}{2} \left[k_1 x_5^2 + k_2 x_6^2 + k_3 x_7^2 + k_4 x_8^2 + k_{t1} x_9^2 + k_{t2} x_{10}^2 + k_{t3} x_{11}^2 + k_{t4} x_{12}^2 \right] \quad 4.20$$

Toplam sönüm enerji ifadesi;

$$E_D = \frac{1}{2} \left[c_1 \dot{x}_5^2 + c_2 \dot{x}_6^2 + c_3 \dot{x}_7^2 + c_4 \dot{x}_8^2 \right] \quad 4.21$$

$$x_5 = y_1 - x_1 \quad \Rightarrow y_1 = y - c \sin \alpha + a \sin \theta$$

$$x_5 = y - c \sin \alpha + a \sin \theta - x_1$$

$$\begin{aligned}
x_6 = y_2 - x_2 &\Rightarrow y_2 = y + d \sin \alpha + a \sin \theta & x_6 = y + d \sin \alpha + a \sin \theta - x_2 \\
x_7 = y_3 - x_3 &\Rightarrow y_3 = y - c \sin \alpha - b \sin \theta & x_7 = y - c \sin \alpha - b \sin \theta - x_3 \\
x_8 = y_4 - x_4 &\Rightarrow y_4 = y + d \sin \alpha - b \sin \theta & x_8 = y + d \sin \alpha - b \sin \theta - x_4 \\
x_9 = x_1 - z_1 & & x_{10} = x_2 - z_2 & & x_{11} = x_3 - z_3 & & x_{12} = x_4 - z_4
\end{aligned}$$

Türevleri aşağıdaki gibi gösterilir.

$$\begin{aligned}
\dot{x}_5 = \dot{y} - c\dot{\alpha} \cos \alpha + a\dot{\theta} \cos \theta - \dot{x}_1 & & \dot{x}_6 = \dot{y} + d\dot{\alpha} \cos \alpha + a\dot{\theta} \cos \theta - \dot{x}_2 \\
\dot{x}_7 = \dot{y} - c\dot{\alpha} \cos \alpha - b\dot{\theta} \cos \theta - \dot{x}_3 & & \dot{x}_8 = \dot{y} + d\dot{\alpha} \cos \alpha - b\dot{\theta} \cos \theta - \dot{x}_4
\end{aligned}$$

Dolayısı ile ;

$$\begin{aligned}
E_p = \frac{1}{2} \{ & k_1 [y - c \sin \alpha + a \sin \theta - x_1]^2 + k_2 [y + d \sin \alpha + a \sin \theta - x_2]^2 + k_3 [y - c \sin \alpha]^2 \\
& - k_3 [b \sin \theta + x_3]^2 + k_4 [y + d \sin \alpha - b \sin \theta - x_4]^2 + k_{11} [x_1 - z_1]^2 + k_{12} [x_2 - z_2]^2 \\
& + k_{13} [x_3 - z_3]^2 + k_{14} [x_4 - z_4]^2 \}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
E_D = \frac{1}{2} \{ & c_1 [\dot{y} - c\dot{\alpha} \cos \alpha + a\dot{\theta} \cos \theta - \dot{x}_1]^2 + c_2 [\dot{y} + d\dot{\alpha} \cos \alpha + a\dot{\theta} \cos \theta - \dot{x}_2]^2 + c_3 [\dot{y} - \dot{x}_3]^2 \\
& + c_3 [-c\dot{\alpha} \cos \alpha - b\dot{\theta} \cos \theta]^2 + c_4 [\dot{y} + d\dot{\alpha} \cos \alpha - b\dot{\theta} \cos \theta - \dot{x}_4]^2 \}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\frac{\partial E_p}{\partial y} = & k_1 [y - c \sin \alpha + a \sin \theta - x_1] + k_2 [y + d \sin \alpha + a \sin \theta - x_2] + k_3 [y - c \sin \alpha - x_3] \\
& - k_3 [b \sin \theta] + k_4 [y + d \sin \alpha - b \sin \theta - x_4]
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\frac{\partial E_p}{\partial \alpha} &= -ck_1 \cos \alpha [y - c \sin \alpha + a \sin \theta - x_1] + dk_2 \cos \alpha [y + d \sin \alpha + a \sin \theta - x_2] \\ &\quad - ck_3 \cos \alpha [y - c \sin \alpha - b \sin \theta - x_3] + dk_4 \cos \alpha [y + d \sin \alpha - b \sin \theta - x_4]\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\frac{\partial E_p}{\partial \theta} &= ak_1 \cos \theta [y - c \sin \alpha + a \sin \theta - x_1] + ak_2 \cos \theta [y + d \sin \alpha + a \sin \theta - x_2] \\ &\quad - bk_3 \cos \theta [y - c \sin \alpha - b \sin \theta - x_3] - bk_4 \cos \theta [y + d \sin \alpha - b \sin \theta - x_4]\end{aligned}$$

$$\frac{\partial E_p}{\partial x_1} = -k_1 [y - c \sin \alpha + a \sin \theta - x_1] + k_{t1} [x_1 - z_1]$$

$$\frac{\partial E_p}{\partial x_2} = -k_2 [y + d \sin \alpha + a \sin \theta - x_2] + k_{t2} [x_2 - z_2]$$

$$\frac{\partial E_p}{\partial x_3} = -k_3 [y - c \sin \alpha - b \sin \theta - x_3] + k_{t3} [x_3 - z_3]$$

$$\frac{\partial E_p}{\partial x_4} = -k_4 [y + d \sin \alpha - b \sin \theta - x_4] + k_{t4} [x_4 - z_4]$$

$$\begin{aligned}\frac{\partial E_D}{\partial \dot{y}} &= c_1 [\dot{y} - c\dot{\alpha} \cos \alpha + a\dot{\theta} \cos \theta - \dot{x}_1] + c_2 [\dot{y} + d\dot{\alpha} \cos \alpha + a\dot{\theta} \cos \theta - \dot{x}_2] + c_3 [\dot{y} - \dot{x}_3] \\ &\quad - c_3 [c\dot{\alpha} \cos \alpha + b\dot{\theta} \cos \theta] + c_4 [\dot{y} + d\dot{\alpha} \cos \alpha - b\dot{\theta} \cos \theta - \dot{x}_4]\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\frac{\partial E_D}{\partial \dot{\alpha}} &= (-c_1 c \cos \alpha) [\dot{y} - c\dot{\alpha} \cos \alpha + a\dot{\theta} \cos \theta - \dot{x}_1] + (dc_2 \cos \alpha) [\dot{y} + d\dot{\alpha} \cos \alpha + a\dot{\theta} \cos \theta] \\ &\quad - (dc_2 \cos \alpha) [\dot{x}_2] + (-c_3 \cdot c \cos \alpha) [\dot{y} - c\dot{\alpha} \cos \alpha - b\dot{\theta} \cos \theta - \dot{x}_3] + (dc_4 \cos \alpha) [\dot{y} d\dot{\alpha} \cos \alpha] \\ &\quad + (dc_4 \cos \alpha) [b\dot{\theta} \cos \theta + \dot{x}_4]\end{aligned}$$

Scanned with CamScanner

$$\begin{aligned} \frac{\partial E_D}{\partial \dot{\theta}} &= (ac_1 \cos \theta) [\dot{y} - c\dot{\alpha} \cos \alpha + a\dot{\theta} \cos \theta - \dot{x}_1] + (ac_2 \cos \theta) [\dot{y} + d\dot{\alpha} \cos \alpha + a\dot{\theta} \cos \theta] \\ &\quad - (ac_2 \cos \theta) [\dot{x}_2] - (c_3 \cdot b \cdot \cos \theta) [\dot{y} - c\dot{\alpha} \cos \alpha - b\dot{\theta} \cos \theta - \dot{x}_3] - (bc_4 \cos \theta) [d\dot{\alpha} \cos \alpha] \\ &\quad + (bc_4 \cos \theta) [\dot{y} + b\dot{\theta} \cos \theta + \dot{x}_4] \end{aligned}$$

$$\frac{\partial E_D}{\partial \dot{x}_1} = -c_1 [\dot{y} - c\dot{\alpha} \cos \alpha + a\dot{\theta} \cos \theta - \dot{x}_1]$$

$$\frac{\partial E_D}{\partial \dot{x}_2} = -c_2 [\dot{y} + d\dot{\alpha} \cos \alpha + a\dot{\theta} \cos \theta - \dot{x}_2]$$

$$\frac{\partial E_D}{\partial \dot{x}_3} = -c_3 [\dot{y} - c\dot{\alpha} \cos \alpha - b\dot{\theta} \cos \theta - \dot{x}_3]$$

$$\frac{\partial E_D}{\partial \dot{x}_4} = -c_4 [\dot{y} + d\dot{\alpha} \cos \alpha - b\dot{\theta} \cos \theta - \dot{x}_4]$$

Lagrange denklemlerinde bu değerler yerine koyulursa yedi adet denklem aşağıdaki gibi elde edilir;

$$\begin{aligned} M \ddot{y} + (c_1 + c_2 + c_3 + c_4) \dot{y} - (cc_1 \cos \alpha - dc_2 \cos \alpha + cc_3 \cos \alpha - dc_4 \cos \alpha) \dot{\alpha} \\ + (ac_1 \cos \theta + ac_2 \cos \theta - bc_3 \cos \theta - bc_4 \cos \theta) \dot{\theta} - c_1 \dot{x}_1 - c_2 \dot{x}_2 - c_3 \dot{x}_3 - c_4 \dot{x}_4 \\ + (k_1 + k_2 + k_3 + k_4)y + (-ck_1 + dk_2 - ck_3 + dk_4) \sin \alpha + (ak_1 + ak_2 - bk_3 - bk_4) \sin \theta \\ - k_1 x_1 - k_2 x_2 - k_3 x_3 - k_4 x_4 = 0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& I_{\alpha} \ddot{\alpha} + (-cc_1 \cos \alpha + dc_2 \cos \alpha - cc_3 \cos \alpha + dc_4 \cos \alpha) \dot{y} + (c^2 c_1 \cos^2 \alpha + d^2 c_2 \cos^2 \alpha) \dot{\alpha} \\
& + (c^2 c_3 \cos^2 \alpha + d^2 c_4 \cos^2 \alpha) \dot{\alpha} + (-cac_1 + dac_2 + cbc_3 - dbc_4) \dot{\theta} \cos \alpha \cos \theta \\
& + (cc_1 \cos \alpha) \dot{x}_1 - (dc_2 \cos \alpha) \dot{x}_2 + (cc_3 \cos \alpha) \dot{x}_3 - (dc_4 \cos \alpha) \dot{x}_4 - (ck_1 \cos \alpha) y \\
& + (-dk_2 \cos \alpha + ck_3 \cos \alpha - dk_4 \cos \alpha) y + (c^2 k_1 \cos \alpha + d^2 k_2 \cos \alpha + c^2 k_3 \cos \alpha) \sin \alpha \\
& + (d^2 k_4 \cos \alpha) \sin \alpha + (-cak_1 \cos \alpha + dak_2 \cos \alpha + bck_3 \cos \alpha - dbk_4 \cos \alpha) \sin \theta \\
& + (ck_1 \cos \alpha) x_1 - (dk_2 \cos \alpha) x_2 + (ck_3 \cos \alpha) x_3 - (dk_4 \cos \alpha) x_4 = 0
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& I_{\theta} \ddot{\theta} + (ac_1 \cos \theta + ac_2 \cos \theta - bc_3 \cos \theta - bc_4 \cos \theta) \dot{y} + (-acc_1 \cos \theta \cos \alpha + adc_2 \cos \theta \cos \alpha) \dot{\alpha} \\
& + (bcc_3 \cos \theta \cos \alpha - dbc_4 \cos \theta \cos \alpha) \dot{\alpha} + (a^2 c_1 \cos^2 \theta + a^2 c_2 \cos^2 \theta + b^2 c_3 \cos^2 \theta + b^2 c_4 \cos^2 \theta) \dot{\theta} \\
& - ac_1 \cos \theta \dot{x}_1 - ac_2 \cos \theta \dot{x}_2 + bc_3 \cos \theta \dot{x}_3 + bc_4 \cos \theta \dot{x}_4 + (ak_1 \cos \theta + ak_2 \cos \theta - bk_3 \cos \theta) y \\
& - (bk_4 \cos \theta) y + (-cak_1 \cos \theta + adk_2 \cos \theta + bck_3 \cos \theta - bdk_4 \cos \theta) \sin \alpha - (ak_1 \cos \theta) x_1 \\
& + (a^2 k_1 \cos \theta + a^2 k_2 \cos \theta + b^2 k_3 \cos \theta + b^2 k_4 \cos \theta) \sin \theta - (ak_2 \cos \theta) x_2 + (bk_3 \cos \theta) x_3 \\
& + (bk_4 \cos \theta) x_4 = 0
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& m_1 \ddot{x}_1 - c_1 \dot{y} + (cc_1 \cos \alpha) \dot{\alpha} - (ac_1 \cos \theta) \dot{\theta} + c_1 \dot{x}_1 - k_1 y + ck_1 \sin \alpha - ak_1 \sin \theta + k_1 x_1 + k_{t1} x_1 \\
& - k_{t1} z_1 = 0
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& m_2 \ddot{x}_2 - c_2 \dot{y} - (dc_2 \cos \alpha) \dot{\alpha} - (ac_2 \cos \theta) \dot{\theta} + c_2 \dot{x}_2 - k_2 y - dk_2 \sin \alpha - ak_2 \sin \theta + k_2 x_2 + k_{t2} x_2 \\
& - k_{t2} z_2 = 0
\end{aligned}$$

$$m_3 \ddot{x}_3 - c_3 \dot{y} + (cc_3 \cos \alpha) \dot{\alpha} + (bc_3 \cos \theta) \dot{\theta} + c_3 \dot{x}_3 - k_3 y + ck_3 \sin \alpha + bk_3 \sin \theta + k_3 x_3 + k_{t3} x_3$$

$$-k_{t3} z_3 = 0$$

$$m_4 \ddot{x}_4 - c_4 \dot{y} - (dc_4 \cos \alpha) \dot{\alpha} + (bc_4 \cos \theta) \dot{\theta} + c_4 \dot{x}_4 - k_4 y - dk_4 \sin \alpha + bk_4 \sin \theta + k_4 x_4 + k_{t4} x_4$$

$$-k_{t4} z_4 = 0$$

Bu denklemler düzenlenerek aşağıdaki formatta yazılabilir;

$$\ddot{y} = -\frac{1}{M} \{ (c_1 + c_2 + c_3 + c_4) \dot{y} + (-cc_1 + dc_2 - cc_3 + dc_4) \cos \alpha \dot{\alpha} + (ac_1 + ac_2 - bc_3 - bc_4) \cos \theta \dot{\theta}$$

$$-c_1 \dot{x}_1 - c_2 \dot{x}_2 - c_3 \dot{x}_3 - c_4 \dot{x}_4 + (k_1 + k_2 + k_3 + k_4) y - (ck_1 - dk_2 + ck_3 - dk_4) \sin \alpha$$

$$+ (ak_1 + ak_2 - bk_3 - bk_4) \sin \theta - k_1 x_1 - k_2 x_2 - k_3 x_3 - k_4 x_4 \}$$

$$\ddot{\alpha} = -\frac{1}{I_\alpha} \{ (-cc_1 + dc_2 - cc_3 + dc_4) \cos \alpha \dot{y} + (c^2 c_1 + d^2 c_2 + c^2 c_3 + d^2 c_4) \dot{\alpha} \cos \alpha$$

$$+ (-acc_1 + adc_2 + bcc_3 - dbc_4) \cos \alpha \cos \theta \dot{\theta} + (cc_1 \cos \alpha) \dot{x}_1 - (dc_2 \cos \alpha) \dot{x}_2$$

$$+ (cc_3 \cos \alpha) \dot{x}_3 - (dc_4 \cos \alpha) \dot{x}_4 + (-ck_1 + dk_2 - ck_3 + dk_4) y \cos \alpha$$

$$+ (c^2 k_1 + d^2 k_2 + c^2 k_3 + d^2 k_4) \cos \alpha \sin \alpha + (-ack_1 + adk_2 + bck_3 - dbk_4) \cos \alpha \cos \theta$$

$$+ ck_1 \cos \alpha x_1 - dk_2 \cos \alpha x_2 + ck_3 \cos \alpha x_3 - dk_4 \cos \alpha x_4 \}$$

$$\ddot{\theta} = -\frac{1}{I_0} \left\{ (ac_1 + ac_2 - bc_3 - bc_4) \cos\theta \dot{y} + (-ac_1c_1 + adc_2 + bc_3c_3 - dbc_4) \cos\theta \cos\alpha \dot{\alpha} \right. \\
+ (a^2c_1 + a^2c_2 + b^2c_3 + b^2c_4) \cos^2\theta \dot{\theta} - ac_1 \cos\theta \dot{x}_1 - ac_2 \cos\theta \dot{x}_2 + bc_3 \cos\theta \dot{x}_3 \\
+ bc_4 \cos\theta \dot{x}_4 + (ak_1 + ak_2 - bk_3 - bk_4) \cos\theta y + (-ack_1 adk_2 + bck_3 - dbk_4) \cos\theta \sin\alpha \\
+ (a^2k_1 + a^2k_2 + b^2k_3 + b^2k_4) \cos\theta \sin\theta - ak_1 \cos\theta x_1 - ak_2 \cos\theta x_2 + bk_3 \cos\theta x_3 \\
\left. + bk_4 \cos\theta x_4 \right\}$$

$$\ddot{x}_1 = -\frac{1}{m_1} \left[-c_1 \dot{y} + cc_1 \cos\alpha \dot{\alpha} - ac_1 \cos\theta \dot{\theta} + c_1 \dot{x}_1 - k_1 y + ck_1 \sin\alpha - ak_1 \sin\theta + (k_1 + k_{t1}) x_1 \right. \\
\left. - kt_1 z_1 \right]$$

$$\ddot{x}_2 = -\frac{1}{m_2} \left[-c_2 \dot{y} - dc_2 \cos\alpha \dot{\alpha} - ac_2 \cos\theta \dot{\theta} + c_2 \dot{x}_2 - k_2 y - dk_2 \sin\alpha - ak_2 \sin\theta \right. \\
\left. + (k_2 + k_{t2}) x_2 - kt_2 z_2 \right]$$

$$\ddot{x}_3 = -\frac{1}{m_3} \left[-c_3 \dot{y} + cc_3 \cos\alpha \dot{\alpha} + bc_3 \cos\theta \dot{\theta} + c_3 \dot{x}_3 - k_3 y + ck_3 \sin\alpha + bk_3 \sin\theta \right. \\
\left. + (k_3 + k_{t3}) x_3 - kt_3 z_3 \right]$$

$$\ddot{x}_4 = -\frac{1}{m_4} \left[-c_4 \dot{y} - dc_4 \cos\alpha \dot{\alpha} + bc_4 \cos\theta \dot{\theta} + c_4 \dot{x}_4 - k_4 y - dk_4 \sin\alpha + bk_4 \sin\theta - kt_4 z_4 \right. \\
\left. + (k_4 + k_{t4}) x_4 \right]$$

Yedi serbestlik dereceli sistemin doğal frekans değerleri aşağıdaki gibidir,

$$\omega_{ny} = \sqrt{\frac{k_1 + k_2 + k_3 + k_4}{M}} \quad (\text{Zıplama}) \quad 4.22$$

$$\omega_{n\theta} = \sqrt{\frac{a^2(k_1 + k_2) + b^2(k_3 + k_4)}{I_\theta}} \quad (\text{Yalpalama}) \quad 4.23$$

$$\omega_{n\alpha} = \sqrt{\frac{c^2(k_1 + k_2) + d^2(k_3 + k_4)}{I_\alpha}} \quad (\text{Kafa vurma}) \quad 4.23$$

$$k_1 = 25000 \quad \text{N/m} \quad k_2 = 25000 \quad \text{N/m}$$

$$k_3 = 30000 \quad \text{N/m} \quad k_4 = 30000 \quad \text{N/m}$$

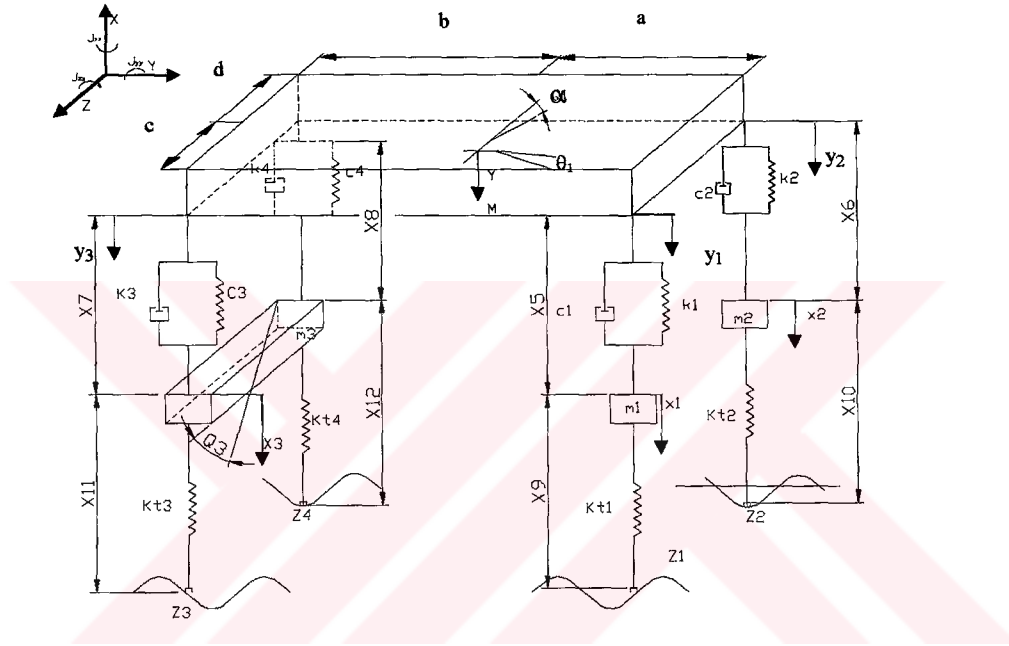
$$a = 1 \quad \text{m} \quad b = 1.2 \quad \text{m} \quad d = 0.8 \quad \text{m} \quad c = 0.7 \quad \text{m}$$

$$I_\alpha = 1400 \quad \text{kg. m}^2 \quad I_\theta = 1600 \quad \text{kg. m}^2 \quad M = 1000 \quad \text{kg}$$

$$\omega_{ny} = 10.48 \quad (\text{rd / s}) \quad \omega_{n\theta} = 9.54 \quad (\text{rd / s}) \quad \omega_{n\alpha} = 6.80 \quad (\text{rd / s})$$

2- Arka bağımlı taşıt modeli

Bu model iki adet bağımsız aks ve iki adet bağımlı akstan oluşur. Arka akslar birbirlerine sabit bir elamanla bağlanmıştır. Şekil 4.5 'de yedi serbestlik dereceli arka bağımlı model görülmektedir. Lagrange yöntemi kullanılarak hareket denklemleri aşağıdaki şekilde elde edilir.



Şekil 4.5 Arka bağımlı taşıt modeli

- M : Taşıt gövdesinin kütlesi
 I : Kütleli atalet momenti
 θ_1 : Kafa vurma açısı
 α : Yalpa açısı
 m_1, m_2, m_{34} : Ön, arka aks ve tekerlek kütleleri
 k_1, k_2 : Ön süspansiyon sistemlerine ait yay katsayıları
 k_3, k_4 : Arka süspansiyon sistemlerine ait yay katsayıları
 k_{t1}, k_{t2} : Ön lastik tekerleklerin yay katsayıları
 k_{t3}, k_{t4} : Arka lastik tekerleklerin yay katsayıları

- c_1, c_2 : Ön süspansiyon sistemleri sönüm katsayıları
 c_3, c_4 : Arka süspansiyon sistemleri sönüm katsayıları
 b : Arka aks ile ağırlık merkezi arasındaki yatay mesafe
 a : Ön aks ile ağırlık merkezi arasındaki yatay mesafe
 c : Arka sağ aks ile ağırlık merkezi arasındaki yatay mesafe
 d : Arka sol aks ile ağırlık merkezi arasındaki yatay mesafe
 L : $c+d$ 'nin toplamı
 z_1, z_2 : Yol pürüzlülüğü (ön tekerlerde)
 z_3, z_4 : Yol pürüzlülüğü (arka tekerlerde)
 v : Taşıt hızı (m/s)

göstermektedir.

Toplam kinetik enerji ifadesi;

$$E_k = \frac{1}{2} [M\dot{y}^2 + I_\alpha \dot{\alpha}^2 + I_{\theta_1} \dot{\theta}^2 + m_1 \dot{x}_1^2 + m_2 \dot{x}_2^2 + m_3 \dot{x}_3^2 + I_{\theta_2} \dot{\theta}^2] \quad 4.24$$

Toplam potansiyel enerji ifadesi;

$$E_p = \frac{1}{2} [k_1 x_5^2 + k_2 x_6^2 + k_3 x_7^2 + k_4 x_8^2 + k_{11} x_9^2 + k_{12} x_{10}^2 + k_{13} x_{11}^2 + k_{14} x_{12}^2] \quad 4.25$$

Toplam sönüm enerji ifadesi;

$$E_D = \frac{1}{2} [c_1 \dot{x}_5^2 + c_2 \dot{x}_6^2 + c_3 \dot{x}_7^2 + c_4 \dot{x}_8^2] \quad 4.26$$

$$x_5 = y_1 - x_1 \Rightarrow y_1 = y - c \sin \alpha + a \sin \theta_1 \quad x_5 = y - c \sin \alpha + a \sin \theta_1 - x_1$$

$$x_6 = y_2 - x_2 \Rightarrow y_2 = y + d \sin \alpha + a \sin \theta_1 \quad x_6 = y + d \sin \alpha + a \sin \theta_1 - x_2$$

$$x_7 = y_3 - (x_3 - \frac{L}{2} \sin \theta_3) \Rightarrow y_3 = y - c \sin \alpha - b \sin \theta_1$$

$$x_7 = (y - c \sin \alpha - b \sin \theta_1) - (x_3 - \frac{L}{2} \sin \theta_3)$$

$$x_8 = y_4 - (x_3 + \frac{L}{2} \sin \theta_3) \Rightarrow y_4 = y + d \sin \alpha - b \sin \theta_1$$

$$x_8 = (y + d \sin \alpha - b \sin \theta_1) - (x_3 + \frac{L}{2} \sin \theta_3)$$

$$x_9 = x_1 - z_1 ; \quad x_{10} = x_2 - z_2 ; \quad x_{11} = (x_3 - \frac{L}{2} \sin \theta_3 - z_3) ; \quad x_{12} = (x_3 + \frac{L}{2} \sin \theta_3 - z_4)$$

Türevleri ise aşağıdaki gibidir;

$$\dot{x}_5 = \dot{y} - c \dot{\alpha} \cos \alpha + a \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 - \dot{x}_1$$

$$\dot{x}_6 = \dot{y} + d \dot{\alpha} \cos \alpha + a \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 - \dot{x}_2$$

$$\dot{x}_7 = \dot{y} - c \dot{\alpha} \cos \alpha - b \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 + \frac{L}{2} \dot{\theta}_3 \cos \theta_3 - \dot{x}_3$$

$$\dot{x}_8 = \dot{y} + d \dot{\alpha} \cos \alpha - b \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 - \frac{L}{2} \dot{\theta}_3 \cos \theta_3 - \dot{x}_3$$

Dolayısı ile ;

$$E_p = \frac{1}{2} \{ k_1 [y - c \sin \alpha + a \sin \theta_1 - x_1]^2 + k_2 [y + d \sin \alpha + a \sin \theta_1 - x_2]^2 + k_3 [y - c \sin \alpha]^2 \\ + k_3 \left[-b \sin \theta_1 + \frac{L}{2} \sin \theta_3 - x_3 \right]^2 + k_4 \left[y + d \sin \alpha - b \sin \theta_1 - \frac{L}{2} \sin \theta_3 - x_3 \right]^2 \}$$

$$+ k_{t1}[x_1 - z_1]^2 + k_{t2}[x_2 - z_2]^2 + k_{t3}\left[x_3 - \frac{L}{2}\sin\theta_3 - z_3\right]^2 + k_{t4}\left[x_3 + \frac{L}{2}\sin\theta_3 - z_4\right]^2 \Big\}$$

$$E_D = \frac{1}{2} \left\{ c_1[\dot{y} - c\dot{\alpha}\cos\alpha + a\dot{\theta}_1\cos\theta_1 - \dot{x}_1]^2 + c_2[\dot{y} + d\dot{\alpha}\cos\alpha + a\dot{\theta}_1\cos\theta_1 - \dot{x}_2]^2 + [c_3\dot{y}]^2 \right. \\ \left. + c_3\left[-c\dot{\alpha}\cos\alpha - b\dot{\theta}_1\cos\theta_1 + \frac{L}{2}\dot{\theta}_3\cos\theta_3 - \dot{x}_3\right]^2 + c_4\left[\dot{y} + d\dot{\alpha}\cos\alpha - b\dot{\theta}_1\cos\theta_1\right]^2 \right. \\ \left. + c_4\left[-\frac{L}{2}\dot{\theta}_3\cos\theta_3 - \dot{x}_3\right]^2 \right\}$$

$$\frac{\partial E_p}{\partial y} = k_1[y - c\sin\alpha + a\sin\theta_1 - x_1] + k_2[y + d\sin\alpha + a\sin\theta_1 - x_2] + k_3[y - c\sin\alpha] \\ + k_3\left[-b\sin\theta_1 + \frac{L}{2}\sin\theta_3 - x_3\right] + k_4\left[y + d\sin\alpha - b\sin\theta_1 - \frac{L}{2}\sin\theta_3 - x_3\right]$$

$$\frac{\partial E_p}{\partial \alpha} = -ck_1\cos\alpha[y - c\sin\alpha + a\sin\theta_1 - x_1] + dk_2\cos\alpha[y + d\sin\alpha + a\sin\theta_1 - x_2] \\ - ck_3\cos\alpha\left[y - c\sin\alpha - b\sin\theta_1 + \frac{L}{2}\sin\theta_3 - x_3\right] + dk_4\cos\alpha[y + d\sin\alpha - b\sin\theta_1] \\ + dk_4\cos\alpha\left[-\frac{L}{2}\sin\theta_3 - x_3\right]$$

$$\frac{\partial E_p}{\partial \theta_1} = ak_1\cos\theta_1[y - c\sin\alpha + a\sin\theta_1 - x_1] + ak_2\cos\theta_1[y + d\sin\alpha + a\sin\theta_1 - x_2] \\ - bk_3\cos\theta_1\left[y - c\sin\alpha - b\sin\theta_1 + \frac{L}{2}\sin\theta_3 - x_3\right] - bk_4\cos\theta_1[y + d\sin\alpha - b\sin\theta_1]$$

$$\begin{aligned}
& -bk_4 \cos\theta_1 \left[\frac{L}{2} \sin\theta_3 + x_3 \right] - \frac{L}{2} k_4 \cos\theta_3 \left[-\frac{L}{2} \sin\theta_3 - x_3 \right] - \frac{L}{2} kt_3 \cos\theta_3 [x_3] \\
& - \frac{L}{2} kt_3 \cos\theta_3 \left[\frac{L}{2} \sin\theta_3 + z_3 \right] + \frac{L}{2} kt_4 \cos\theta_3 [x_3 - z_4]
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\frac{\partial E_p}{\partial \theta_3} &= \frac{L}{2} k_3 \cos\theta_3 \left[y - c \sin\alpha + a \sin\theta_1 + \frac{L}{2} \sin\theta_3 - x_3 \right] - \frac{L}{2} k_4 \cos\theta_3 [y + d \sin\alpha - b \sin\theta_1] \\
& + \frac{L}{2} kt_4 \cos\theta_3 \left[\frac{L}{2} \sin\theta_3 \right]
\end{aligned}$$

$$\frac{\partial E_p}{\partial x_1} = -k_1 [y - c \sin\alpha + a \sin\theta_1 - x_1] + k_{t1} [x_1 - z_1]$$

$$\frac{\partial E_p}{\partial x_2} = -k_2 [y + d \sin\alpha + a \sin\theta - x_2] + k_{t2} [x_2 - z_2]$$

$$\begin{aligned}
\frac{\partial E_p}{\partial x_3} &= -k_3 \left[y - c \sin\alpha - b \sin\theta_1 + \frac{L}{2} \sin\theta_3 - x_3 \right] - k_4 \left[y + d \sin\alpha - b \sin\theta_1 - \frac{L}{2} \sin\theta_3 \right] \\
& - k_4 [-x_3] + k_{t3} \left[x_3 - \frac{L}{2} \sin\theta_3 - z_3 \right] + k_{t4} \left[x_3 + \frac{L}{2} \sin\theta_3 - z_4 \right]
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\frac{\partial E_D}{\partial \dot{y}} &= c_1 [\dot{y} - c\dot{\alpha} \cos\alpha + a\dot{\theta}_1 \cos\theta_1 - \dot{x}_1] + c_2 [\dot{y} + d\dot{\alpha} \cos\alpha + a\dot{\theta}_1 \cos\theta_1 - \dot{x}_2] + c_3 [\dot{y} - \dot{x}_3] \\
& + c_3 \left[c\dot{\alpha} \cos\alpha - b\dot{\theta}_1 \cos\theta_1 + \frac{L}{2} \dot{\theta}_3 \cos\theta_3 \right] + c_4 \left[\dot{y} + d\dot{\alpha} \cos\alpha - b\dot{\theta}_1 \cos\theta_1 - \frac{L}{2} \dot{\theta}_3 \cos\theta - \dot{x}_3 \right]
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\frac{\partial E_D}{\partial \dot{\alpha}} &= (-c_1 c \cos \alpha) [\dot{y} - c \dot{\alpha} \cos \alpha + a \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 - \dot{x}_1] + (d c_2 \cos \alpha) [\dot{y} + d \dot{\alpha} \cos \alpha + a \dot{\theta}_1 \cos \theta_1] \\ &\quad - (d c_2 \cos \alpha) [\dot{x}_2] - (c_3 \cdot c \cos \alpha) \left[\dot{y} - c \dot{\alpha} \cos \alpha - b \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 + \frac{L}{2} \dot{\theta}_3 \cos \theta_3 - \dot{x}_3 \right] \\ &\quad + (d c_4 \cos \alpha) \left[\dot{y} + d \dot{\alpha} \cos \alpha - b \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 - \frac{L}{2} \dot{\theta}_3 \cos \theta_3 - \dot{x}_3 \right]\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\frac{\partial E_D}{\partial \dot{\theta}_3} &= \left(\frac{L}{2} c_3 \cos \theta_3 \right) \left[\dot{y} - c \dot{\alpha} \cos \alpha - b \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 + \frac{L}{2} \dot{\theta}_3 \cos \theta_3 - \dot{x}_3 \right] - \left(\frac{L}{2} c_4 \cos \theta_3 \right) [d \dot{\alpha} \cos \alpha] \\ &\quad - \left(\frac{L}{2} c_4 \cos \theta_3 \right) \left[\dot{y} - b \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 - \frac{L}{2} \dot{\theta}_3 \cos \theta_3 - \dot{x}_3 \right]\end{aligned}$$

$$\frac{\partial E_D}{\partial \dot{x}_1} = -c_1 [\dot{y} - c \dot{\alpha} \cos \alpha + a \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 - \dot{x}_1]$$

$$\frac{\partial E_D}{\partial \dot{x}_2} = -c_2 [\dot{y} + d \dot{\alpha} \cos \alpha + a \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 - \dot{x}_2]$$

$$\begin{aligned}\frac{\partial E_D}{\partial \dot{x}_3} &= -c_3 \left[\dot{y} - c \dot{\alpha} \cos \alpha - b \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 + \frac{L}{2} \dot{\theta}_3 \cos \theta_3 - \dot{x}_3 \right] - c_4 [\dot{y} + d \dot{\alpha} \cos \alpha - b \dot{\theta}_1 \cos \theta_1] \\ &\quad - c_4 \left[-\frac{L}{2} \dot{\theta}_3 \cos \theta_3 - \dot{x}_3 \right]\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& M\ddot{y} + (c_1 + c_2 + c_3 + c_4)\dot{y} + (-cc_1 \cos\alpha + dc_2 \cos\alpha - cc_3 \cos\alpha + dc_4 \cos\alpha)\dot{\alpha} + (ac_1 \cos\theta_1)\dot{\theta}_1 \\
& + (a c_2 \cos\theta_1 - b c_3 \cos\theta_1 - b c_4 \cos\theta_1) \dot{\theta}_1 + \left(\frac{L}{2} c_3 \cos\theta_3 - \frac{L}{2} c_4 \cos\theta_3\right) \dot{\theta}_3 - c_1 \dot{x}_1 - c_2 \dot{x}_2 \\
& - (c_3 + c_4)\dot{x}_3 + (k_1 + k_2 + k_3 + k_4)y - (ck_1 - dk_2 + ck_3 - dk_4)\sin\alpha + (ak_1 + ak_2 - bk_3)\sin\theta_1 \\
& + (-bk_4)\sin\theta_1 + \left(\frac{L}{2}k_3 - \frac{L}{2}k_4\right)\sin\theta_3 - k_1x_1 - k_2x_2 - (k_3 + k_4)x_3 = 0
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& I_\alpha \ddot{\alpha} + (-cc_1 \cos\alpha + dc_2 \cos\alpha - cc_3 \cos\alpha + dc_4 \cos\alpha) \dot{y} + (c^2c_1 \cos^2\alpha + d^2c_2 \cos^2\alpha) \dot{\alpha} \\
& + (c^2c_3 \cos^2\alpha + d^2c_4 \cos^2\alpha) \dot{\alpha} + (-ca c_1 \cos\alpha \cos\theta_1 + da c_2 \cos\alpha \cos\theta_1) \dot{\theta}_1 \\
& + (cbc_3 \cos\alpha \cos\theta_1 - dbc_4 \cos\alpha \cos\theta_1) \dot{\theta}_1 + \left(-\frac{L}{2}c.c_3 \cos\alpha \cos\theta_3 - \frac{L}{2}d.c_4 \cos\alpha \cos\theta_3\right) \dot{\theta}_3 \\
& + (cc_1 \cos\alpha) \dot{x}_1 - (dc_2 \cos\alpha) \dot{x}_2 + (cc_3 \cos\alpha - dc_4 \cos\alpha) \dot{x}_3 - (ck_1 \cos\alpha - dk_2 \cos\alpha) y \\
& + (ck_3 \cos\alpha - dk_4 \cos\alpha) y + (c^2k_1 \cos\alpha + d^2k_2 \cos\alpha + c^2k_4 \cos\alpha + d^2k_2 \cos\alpha) \sin\alpha \\
& - (cak_1 \cos d^2k_2 \cos\alpha - dak_2 \cos d^2k_2 \cos\alpha - bck_3 \cos d^2k_2 \cos\alpha + dbk_4 \cos d^2k_2 \cos\alpha) \sin\theta_1 \\
& - \left(\frac{L}{2}c k_3 \cos\alpha + \frac{L}{2}dk_4 \cos\alpha\right) \sin\theta_3 + (ck_1 \cos\alpha) x_1 - (dk_2 \cos\alpha) x_2 + (ck_3 \cos\alpha) x_2 \\
& - (dk_4 \cos\alpha) x_3 = 0
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& I_0 \ddot{\theta}_1 + (ac_1 \cos \theta_1 + ac_2 \cos \theta_1 - bc_3 \cos \theta_1 - bc_4 \cos \theta_1) \dot{y} - (acc_1 \cos \theta_1 \cos \alpha - adc_2 \cos \theta_1 \cos \alpha) \dot{\alpha} \\
& + (-bcc_3 \cos \theta_1 \cos \alpha + dbc_4 \cos \theta_1 \cos \alpha) \dot{\alpha} + (a^2 c_1 + a^2 c_{21} + b^2 c_3 + b^2 c_4) \cos^2 \theta_1 \dot{\theta}_1 \\
& - \left(\frac{L}{2} bc_3 \cos \theta_1 \cos \theta_3 - \frac{L}{2} b c_4 \cos \theta_1 \cos \theta_3 \right) \dot{\theta}_3 - (ac_1 \cos \theta_1) \dot{x}_1 - (ac_2 \cos \theta_1) \dot{x}_2 + (bc_3 \cos \theta_1) \dot{x}_3 \\
& + bc_4 \cos \theta_1 \dot{x}_3 + (ak_1 \cos \theta_1 + ak_2 \cos \theta_1 - bk_3 \cos \theta_1 - bk_4 \cos \theta_1) y + (-cak_1 + adk_2) \cos \theta_1 \sin \alpha \\
& + (bck_3 - bdk_4) \cos \theta_1 \sin \alpha + (a^2 k_1 \cos \theta_1 + a^2 k_2 \cos \theta_1 + b^2 k_3 \cos \theta_1 + b^2 k_4 \cos \theta_1) \sin \theta_1 \\
& - \left(b \frac{L}{2} k_3 - b \frac{L}{2} k_4 \right) \cos \theta_1 \sin \theta_3 - (ak_1 \cos \theta_1) x_1 - (ak_2 \cos \theta_1) x_2 + (bk_3 + bk_4) x_3 \cos \theta_1 = 0
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& I_0 \ddot{\theta}_3 + \left(\frac{L}{2} c_3 \cos \theta_3 - \frac{L}{2} c_4 \cos \theta_3 \right) \dot{y} - \left(\frac{L}{2} c c_3 \cos \theta_3 \cos \alpha - \frac{L}{2} d c_4 \cos \theta_3 \cos \alpha \right) \dot{\alpha} \\
& - \left(\frac{L}{2} b c_3 \cos \theta_3 \cos \theta_1 + \frac{L}{2} b c_4 \cos \theta_3 \cos \theta_1 \right) \dot{\theta}_1 + \left(\frac{L^2}{4} c_3 \cos^2 \theta_3 + \frac{L^2}{4} c_4 \cos^2 \theta_3 \right) \dot{\theta}_3 \\
& - \left(\frac{L}{2} c_3 \cos \theta_3 - \frac{L}{2} c_4 \cos \theta_3 \right) \dot{x}_3 + \left(\frac{L}{2} k_3 \cos \theta_3 - \frac{L}{2} k_4 \cos \theta_3 \right) y - \left(\frac{L}{2} c k_3 \cos \theta_3 \right) \sin \alpha \\
& + \left(\frac{L}{2} d k_4 \cos \theta_3 \right) \sin \alpha - \left(\frac{L}{2} b k_3 \cos \theta_3 - \frac{L}{2} b k_4 \cos \theta_3 \right) \sin \theta_1 + \left(\frac{L^2}{4} k_3 \cos \theta_3 \right) \sin \theta_3 \\
& + \left(\frac{L^2}{4} k_4 \cos \theta_3 + \frac{L^2}{4} k t_3 \cos \theta_3 + \frac{L^2}{4} k t_4 \cos \theta_3 \right) \sin \theta_3 + \left(\frac{L}{2} k t_3 \cos \theta_3 \right) z_3 - \left(\frac{L}{2} k_3 \cos \theta_3 \right) x_3 \\
& + \left(-\frac{L}{2} k_4 \cos \theta_3 + \frac{L}{2} k t_3 \cos \theta_3 - \frac{L}{2} k t_4 \cos \theta_3 \right) x_3 - \frac{L}{2} k t_4 \cos \theta_3 z_4 = 0
\end{aligned}$$

$$m_1 \ddot{x}_1 - c_1 \dot{y} + (cc_1 \cos \alpha) \dot{\alpha} - (ac_1 \cos \theta_1) \dot{\theta}_1 + c_1 \dot{x}_1 - k_1 y + ck_1 \sin \alpha - ak_1 \sin \theta_1 + (k_1 + k_{t1}) x_1 - k_{t1} z_1 = 0$$

$$m_2 \ddot{x}_2 - c_2 \dot{y} - (dc_2 \cos \alpha) \dot{\alpha} - (ac_2 \cos \theta_1) \dot{\theta}_1 + c_2 \dot{x}_2 - k_2 y - dk_2 \sin \alpha - ak_2 \sin \theta_1 + (k_2 + k_{t2}) x_2 - k_{t2} z_2 = 0$$

$$m_3 \ddot{x}_3 - (c_3 + c_4) \dot{y} + (c c_3 \cos \alpha - d c_4 \cos \alpha) \dot{\alpha} + (b c_3 \cos \theta_1 + b c_4 \cos \theta_1) \dot{\theta}_1 - \left(\frac{L}{2} c_3 - \frac{L}{2} c_4 \right) \cos \theta_3 \dot{\theta}_3 + (c_3 + c_4) \dot{x}_3 - (k_3 + k_4) y + (ck_3 - dk_4) \sin \alpha + (bk_3 + bk_4) \sin \theta_1 - \left(\frac{L}{2} k_3 - \frac{L}{2} k_4 + \frac{L}{2} kt_3 - \frac{L}{2} kt_4 \right) \sin \theta_3 + (k_3 + k_4 + k_{t3} + k_{t4}) x_3 - k_{t3} z_3 - k_{t4} z_4 = 0$$

$$[\mathbf{M}] \ddot{\mathbf{X}} + [\mathbf{C}] \dot{\mathbf{X}} + [\mathbf{K}] \mathbf{X} = \mathbf{F} + \mathbf{U}$$

$$\ddot{\mathbf{y}} = -\frac{1}{\mathbf{M}} \left[(c_1 + c_2 + c_3 + c_4) \dot{y} + (-cc_1 + dc_2 - cc_3 + dc_4) \cos \alpha \dot{\alpha} + (ac_1 + ac_2 - bc_3) \cos \theta_1 \dot{\theta}_1 - (bc_4) \cos \theta_1 \dot{\theta}_1 + \left(\frac{L}{2} c_3 \cos \theta_3 - \frac{L}{2} c_4 \cos \theta_3 \right) \dot{\theta}_3 - c_1 \dot{x}_1 - c_2 \dot{x}_2 - (c_3 + c_4) \dot{x}_3 + (k_1 + k_2 + k_3 + k_4) y + (-ck_1 + dk_2 - ck_3 + dk_4) \sin \alpha + (ak_1 + ak_2 - bk_3 - bk_4) \sin \theta_1 + \left(\frac{L}{2} k_3 - \frac{L}{2} k_4 \right) \sin \theta_3 - k_1 x_1 - k_2 x_2 - (k_3 + k_4) x_3 \right]$$

$$\begin{aligned}
\ddot{\alpha} = & -\frac{1}{I_{\alpha}} \left[(-cc_1 + dc_2 - cc_3 + dc_4) \cos \alpha \dot{y} + (c^2 c_1 + d^2 c_2 + c^2 c_3 + d^2 c_4) \cos^2 \alpha \dot{\alpha} \right. \\
& + (-acc_1 + adc_2 + bcc_3 - dbc_4) \cos \alpha \cos \theta_1 \dot{\theta}_1 - \left(\frac{L}{2} cc_3 + \frac{L}{2} d c_4 \right) \cos \alpha \cos \theta_3 \dot{\theta}_3 \\
& + cc_1 \cos \alpha \dot{x}_1 - dc_2 \cos \alpha \dot{x}_2 + (cc_3 - dc_4) \cos \alpha \dot{x}_3 - (ck_1 - dk_2 + ck_3 - dk_4) \cos \alpha y \\
& + (c^2 k_1 + d^2 k_2 + c^2 k_3 + d^2 k_4) \cos \alpha \sin \alpha - (ac_1 k_1 - adk_2 - bck_3 + dbk_4) \cos \alpha \sin \theta_1 \\
& \left. - \left(\frac{L}{2} ck_3 \cos \alpha + \frac{L}{2} dk_4 \cos \alpha \right) \sin \theta_3 + ck_1 \cos \alpha x_1 - dk_2 \cos \alpha x_2 + ck_3 - dk_4 \cos \alpha x_3 \right]
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\ddot{\theta}_1 = & -\frac{1}{I_{\theta_1}} \left[(ac_1 + ac_2 - bc_3 - bc_4) \cos \theta_1 \dot{y} - (acc_1 - adc_2 - bcc_3 + dbc_4) \cos \theta_1 \cos \alpha \dot{\alpha} \right. \\
& + (a^2 c_1 + a^2 c_2 + b^2 c_3 + b^2 c_4) \cos^2 \theta_1 \dot{\theta}_1 - \left(\frac{L}{2} bc_3 \cos \theta_1 \cos \theta_3 - \frac{L}{2} bc_4 \cos \theta_1 \cos \theta_3 \right) \dot{\theta}_3 \\
& - ac_1 \cos \theta_1 \dot{x}_1 - ac_2 \cos \theta_1 \dot{x}_2 + (bc_3 + bc_4) \cos \theta_1 \dot{x}_3 + (ak_1 + ak_2 - bk_3 - bk_4) \cos \theta_1 y \\
& - (ack_1 - adk_2 - bck_3 + dbk_4) \cos \theta_1 \sin \alpha + (a^2 k_1 + a^2 k_2 + b^2 k_3 + b^2 k_4) \cos \theta_1 \sin \theta_1 \\
& - \left(\frac{L}{2} bk_3 \cos \theta_1 - \frac{L}{2} bk_4 \cos \theta_1 \right) \sin \theta_3 - (ak_1 \cos \theta_1) x_1 - (ak_2 \cos \theta_1) x_2 + bk_3 \cos \theta_1 x_3 \\
& \left. + bk_4 \cos \theta_1 x_3 \right]
\end{aligned}$$

THE UNIVERSITY OF
 THE SOUTH PACIFIC
 SUVA, FIJI

$$\begin{aligned}
\ddot{\theta}_3 = & -\frac{1}{I_{\theta_3}} \left[\left(\frac{L}{2} c_3 - \frac{L}{2} c_4 \right) \cos \theta_3 \dot{y} - \left(\frac{L}{2} c c_3 + \frac{L}{2} d c_4 \right) \cos \theta_3 \cos \alpha \dot{\alpha} - \left(\frac{L}{2} b c_3 + \frac{L}{2} b c_4 \right) \cos \theta_3 \cos \theta_1 \dot{\theta}_1 \right. \\
& + \left(\frac{L^2}{4} c_3 + \frac{L^2}{4} c_4 \right) \cos^2 \theta_3 \dot{\theta}_3 - \left(\frac{L}{2} c_3 - \frac{L}{2} c_4 \right) \cos \theta_3 \dot{x}_3 + \left(\frac{L}{2} k_3 - \frac{L}{2} k_4 \right) y \cos \theta_3 \\
& - \left(\frac{L}{2} c k_3 \cos \theta_3 + \frac{L}{2} d k_4 \cos \theta_3 \right) \sin \alpha - \left(b \frac{L}{2} k_3 \cos \theta_3 - b \frac{L}{2} k_4 \cos \theta_3 \right) \sin \theta_1 \\
& + \left(\frac{L^2}{2} k_3 \cos \theta_3 + \frac{L^2}{2} k_4 \cos \theta_3 + \frac{L^2}{2} k t_4 \cos \theta_3 + \frac{L^2}{2} k t_4 \cos \theta_3 \right) \sin \theta_3 - \left(\frac{L}{2} k_3 \cos \theta_3 \right) x_3 \\
& \left. - \left(\frac{L}{2} k_4 \cos \theta_3 - \frac{L}{2} k t_3 \cos \theta_3 + \frac{L}{2} k t_4 \cos \theta_3 \right) x_3 + \frac{L}{2} k t_3 \cos \theta_3 z_3 - \frac{L}{2} k t_4 \cos \theta_3 z_4 \right]
\end{aligned}$$

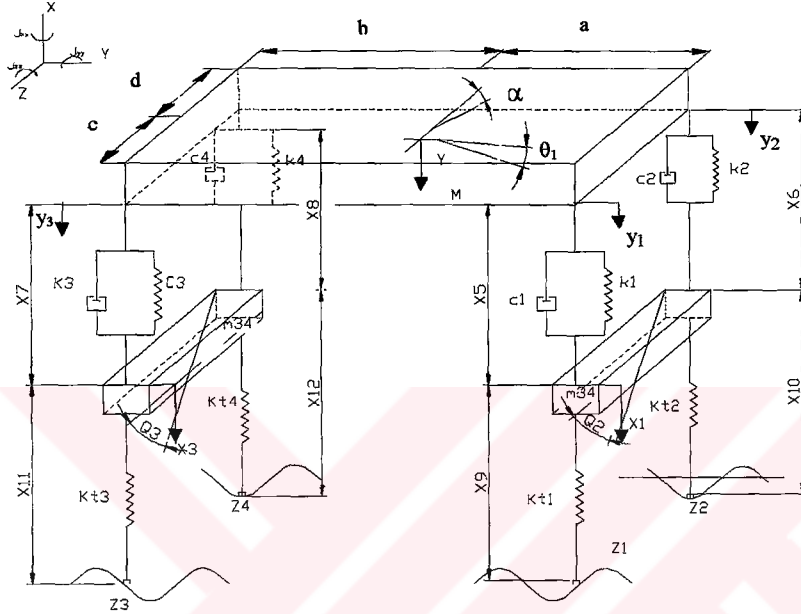
$$\begin{aligned}
\ddot{x}_1 = & -\frac{1}{m_1} \left[-c_1 \dot{y} + (c c_1 \cos \alpha) \dot{\alpha} - (a c_1 \cos \theta_1) \dot{\theta}_1 + (c_1) \dot{x}_1 - k_1 y + (c k_1) \sin \alpha - (a k_1) \sin \theta_1 \right. \\
& \left. + (k_1 + k t_1) x_1 - k t_1 z_1 \right]
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\ddot{x}_2 = & -\frac{1}{m_2} \left[(-c_2) \dot{y} - (d c_2 \cos \alpha) \dot{\alpha} - a c_2 \cos \theta_1 \dot{\theta}_1 + c_2 \dot{x}_2 - k_2 y - d k_2 \sin \alpha - a k_2 \sin \theta_1 \right. \\
& \left. + (k_2 + k t_2) x_2 - k t_2 z_2 \right]
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\ddot{x}_3 = & -\frac{1}{m_3} \left[(-c_3 - c_4) \dot{y} + (c c_3 - d c_4) \cos \alpha \dot{\alpha} + (b c_3 + b c_4) \cos \theta_1 \dot{\theta}_1 - \left(\frac{L}{2} c_3 \cos \theta_3 \right) \dot{\theta}_3 \right. \\
& \left. - \left(\frac{L}{2} c_4 \cos \theta_3 \right) \dot{\theta}_3 + (c_3 + c_4) \dot{x}_3 - (k_3 + k_4) y + (c k_3 - d k_4) \sin \alpha + (b k_3 + b k_4) \sin \theta_1 \right. \\
& \left. + \left(-\frac{L}{2} k_3 - \frac{L}{2} k_4 + \frac{L}{2} k t_3 - \frac{L}{2} k t_4 \right) \sin \theta_3 + (k_3 + k_4 + k t_3 + k t_4) x_3 - k t_3 z_3 - k t_4 z_4 \right]
\end{aligned}$$

3- Bağımlı taşıt modeli

Bu model iki adet bağımlı akstan oluşur. Arka ve ön akslar birbirlerine sabit bir elamanla bağlanmıştır. Şeki 4.6 'da yedi serbestlik dereceli bağımlı model görülmektedir. Lagrange yöntemi kullanılarak hareket denklemleri aşağıdaki şekilde elde edilir.



Şekil 4.6 Bağımlı taşıt modeli

- M : Taşıt gövdesinin kütlesi
 I : Kütleli atalet momenti
 θ_1 : Kafa vurma açısı
 α : Yalpa açısı
 m_{12}, m_{34} : Ön ,arka aks ve tekerlek kütleleri
 k_1, k_2 : Ön süspansiyon sistemlerine ait yay katsayıları
 k_3, k_4 : Arka süspansiyon sistemlerine ait yay katsayıları
 k_{t1}, k_{t2} : Ön lastik tekerleklerin yay katsayıları
 k_{t3}, k_{t4} : Arka lastik tekerleklerin yay katsayıları
 c_1, c_2 : Ön süspansiyon sistemleri sönüm katsayıları
 c_3, c_4 : Arka süspansiyon sistemleri sönüm katsayıları
 b : Arka aks ile ağırlık merkezi arasındaki yatay mesafe
 a : Ön aks ile ağırlık merkezi arasındaki yatay mesafe

- c** : Arka sağ aks ile ağırlık merkezi arasındaki yatay mesafe
d : Arka sol aks ile ağırlık merkezi arasındaki yatay mesafe
L : $c+d$ 'nin toplamı
 z_1, z_2 : Yol pürüzlülüğü (ön tekerlerde)
 z_3, z_4 : Yol pürüzlülüğü (arka tekerlerde)
v : Taşıt hızı (m/s)

şeklinde ifade edilirse,

Toplam kinetik enerji ifadesi;

$$E_k = \frac{1}{2} \left[M\dot{y}^2 + I_\alpha \dot{\alpha}^2 + I_{\theta_1} \dot{\theta}_1^2 + m_1 \dot{x}_1^2 + I_{\theta_2} \dot{\theta}_2^2 + m_2 \dot{x}_3^2 + I_{\theta_3} \dot{\theta}_3^2 \right] \quad 4.27$$

Toplam potansiyel enerji ifadesi;

$$E_p = \frac{1}{2} \left[k_1 x_5^2 + k_2 x_6^2 + k_3 x_7^2 + k_4 x_8^2 + k_{11} x_9^2 + k_{12} x_{10}^2 + k_{13} x_{11}^2 + k_{14} x_{12}^2 \right] \quad 4.28$$

Toplam sönüm enerji ifadesi;

$$E_D = \frac{1}{2} \left[c_1 \dot{x}_5^2 + c_2 \dot{x}_6^2 + c_3 \dot{x}_7^2 + c_4 \dot{x}_8^2 \right] \quad 4.29$$

$$x_5 = (y_1) - \left(x_1 - \frac{L}{2} \sin \theta_2 \right) \Rightarrow y_1 = y - c \sin \alpha + a \sin \theta_1$$

$$x_5 = \left(y - c \sin \alpha + a \sin \theta_1 + \frac{L}{2} \sin \theta_2 - x_1 \right)$$

$$x_6 = (y_2) - \left(x_2 + \frac{L}{2} \sin \theta_2 \right) \Rightarrow y_2 = y + d \sin \alpha + a \sin \theta_1$$

$$x_6 = \left(y + d \sin \alpha + a \sin \theta_1 - \frac{L}{2} \sin \theta_2 - x_1 \right)$$

$$x_7 = y_3 - \left(x_3 - \frac{L}{2} \sin \theta_3 \right) \Rightarrow y_3 = y - c \sin \alpha - b \sin \theta_1$$

$$x_7 = (y - c \sin \alpha - b \sin \theta_1 + \frac{L}{2} \sin \theta_3 - x_3)$$

$$x_8 = y_4 - (x_3 + \frac{L}{2} \sin \theta_3) \Rightarrow y_4 = y + d \sin \alpha - b \sin \theta_1$$

$$x_8 = (y + d \sin \alpha - b \sin \theta_1 - \frac{L}{2} \sin \theta_3 - x_3)$$

$$x_9 = x_1 - \frac{L}{2} \sin \theta_2 - z_1; \quad x_{10} = x_1 + \frac{L}{2} \sin \theta_2 - z_2$$

$$x_{11} = (x_3 - \frac{L}{2} \sin \theta_3 - z_3); \quad x_{12} = (x_3 + \frac{L}{2} \sin \theta_3 - z_4)$$

türevler aşağıdaki gibidir ,

$$\dot{x}_5 = \dot{y} - c \dot{\alpha} \cos \alpha + a \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 + \frac{L}{2} \dot{\theta}_2 \cos \theta_2 - \dot{x}_1$$

$$\dot{x}_6 = \dot{y} + d \dot{\alpha} \cos \alpha + a \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 - \frac{L}{2} \dot{\theta}_2 \cos \theta_2 - \dot{x}_1$$

$$\dot{x}_7 = \dot{y} - c \dot{\alpha} \cos \alpha - b \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 + \frac{L}{2} \dot{\theta}_3 \cos \theta_3 - \dot{x}_3$$

$$\dot{x}_8 = \dot{y} + d \dot{\alpha} \cos \alpha - b \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 - \frac{L}{2} \dot{\theta}_3 \cos \theta_3 - \dot{x}_3$$

Dolayısı ile ;

$$E_p = \frac{1}{2} \left\{ k_1 \left[y - c \sin \alpha + a \sin \theta_1 + \frac{L}{2} \sin \theta_2 - x_1 \right]^2 + k_2 \left[y + d \sin \alpha + a \sin \theta_1 - x_1 \right]^2 \right.$$

$$\begin{aligned}
& + k_2 \left[-\frac{L}{2} \sin \theta_2 \right]^2 + k_3 \left[y - c \sin \alpha - b \sin \theta_1 + \frac{L}{2} \sin \theta_3 - x_3 \right]^2 + k_4 [y + d \sin \alpha]^2 \\
& + k_4 \left[-b \sin \theta_1 - \frac{L}{2} \sin \theta_3 - x_3 \right]^2 + k_{t1} \left[x_1 - \frac{L}{2} \sin \theta_2 - z_1 \right]^2 + k_{t2} \left[x_1 + \frac{L}{2} \sin \theta_2 - z_2 \right]^2 \\
& + k_{t3} \left[x_3 - \frac{L}{2} \sin \theta_3 - z_3 \right]^2 + k_{t4} \left[x_3 + \frac{L}{2} \sin \theta_3 - z_4 \right]^2 \}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
E_D = \frac{1}{2} & \left\{ c_1 \left[\dot{y} - c\dot{\alpha} \cos \alpha + a\dot{\theta}_1 \cos \theta_1 + \frac{L}{2} \dot{\theta}_2 \cos \theta_2 - \dot{x}_1 \right]^2 + c_2 [\dot{y} + d\dot{\alpha} \cos \alpha - \dot{x}_1]^2 \right. \\
& + c_2 \left[a\dot{\theta}_1 \cos \theta_1 - \frac{L}{2} \dot{\theta}_2 \cos \theta_2 \right]^2 + c_3 \left[\dot{y} - c\dot{\alpha} \cos \alpha - b\dot{\theta}_1 \cos \theta_1 + \frac{L}{2} \dot{\theta}_3 \cos \theta_3 - \dot{x}_3 \right]^2 \\
& \left. + c_4 \left[\dot{y} + d\dot{\alpha} \cos \alpha - b\dot{\theta}_1 \cos \theta_1 - \frac{L}{2} \dot{\theta}_3 \cos \theta_3 - \dot{x}_3 \right]^2 \right\}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\frac{\partial E_p}{\partial y} & = k_1 \left[y - c \sin \alpha + a \sin \theta_1 + \frac{L}{2} \sin \theta_2 - x_1 \right] + k_2 \left[y + d \sin \alpha + a \sin \theta_1 - \frac{L}{2} \sin \theta_2 - x_1 \right] \\
& + k_3 \left[y - c \sin \alpha - b \sin \theta_1 + \frac{L}{2} \sin \theta_3 - x_3 \right] + k_4 \left[y + d \sin \alpha - b \sin \theta_1 - \frac{L}{2} \sin \theta_3 - x_3 \right]
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\frac{\partial E_p}{\partial \alpha} &= -ck_1 \cos \alpha \left[y - c \sin \alpha + a \sin \theta_1 + \frac{L}{2} \sin \theta_2 - x_1 \right] + dk_2 \cos \alpha [y + d \sin \alpha + a \sin \theta_1] \\ &\quad + dk_2 \cos \alpha \left[-\frac{L}{2} \sin \theta_2 - x_1 \right] - ck_3 \cos \alpha \left[y - c \sin \alpha - b \sin \theta_1 + \frac{L}{2} \sin \theta_3 - x_3 \right] \\ &\quad + dk_4 \cos \alpha \left[y + d \sin \alpha - b \sin \theta_1 - \frac{L}{2} \sin \theta_3 - x_3 \right]\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\frac{\partial E_p}{\partial \theta_1} &= ak_1 \cos \theta_1 \left[y - c \sin \alpha + a \sin \theta_1 + \frac{L}{2} \sin \theta_2 - x_1 \right] + ak_2 \cos \theta_1 [y + d \sin \alpha + a \sin \theta_1] \\ &\quad - ak_2 \cos \theta_1 \left[\frac{L}{2} \sin \theta_2 - x_1 \right] - bk_3 \cos \theta_1 \left[y - c \sin \alpha - b \sin \theta_1 + \frac{L}{2} \sin \theta_3 - x_3 \right] \\ &\quad - bk_4 \cos \theta_1 \left[y + d \sin \alpha - b \sin \theta_1 - \frac{L}{2} \sin \theta_3 - x_3 \right]\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\frac{\partial E_p}{\partial \theta_2} &= \frac{L}{2} k_1 \cos \theta_2 \left[y - c \sin \alpha + a \sin \theta_1 + \frac{L}{2} \sin \theta_2 - x_1 \right] - \frac{L}{2} k_2 \cos \theta_2 [d \sin \alpha + a \sin \theta_1] \\ &\quad - \frac{L}{2} k_2 \cos \theta_2 \left[\frac{L}{2} \sin \theta_3 - x_1 + y \right] - \frac{L}{2} kt_1 \cos \theta_2 \left[x_1 - \frac{L}{2} \sin \theta_2 - z_1 \right] + \frac{L}{2} kt_2 \cos \theta_2 [x_1] \\ &\quad + \frac{L}{2} kt_2 \cos \theta_2 \left[+ \frac{L}{2} \sin \theta_2 - z_2 \right]\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\frac{\partial E_p}{\partial \theta_3} &= \frac{L}{2} k_3 \cos \theta_3 \left[y - c \sin \alpha - b \sin \theta_1 + \frac{L}{2} \sin \theta_3 - x_3 \right] - \frac{L}{2} k_4 \cos \theta_3 [d \sin \alpha - b \sin \theta_1] \\ &\quad - \frac{L}{2} k_4 \cos \theta_3 \left[y - \frac{L}{2} \sin \theta_3 - x_3 \right] - \frac{L}{2} kt_3 \cos \theta_3 \left[x_3 - \frac{L}{2} \sin \theta_3 - z_3 \right] + \frac{L}{2} kt_4 \cos \theta_3 [x_3] \\ &\quad + \frac{L}{2} kt_4 \cos \theta_3 \left[\frac{L}{2} \sin \theta_3 - z_4 \right]\end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial E_p}{\partial x_1} = & -k_1 \left[y - c \sin \alpha + a \sin \theta_1 + \frac{L}{2} \sin \theta_2 - x_1 \right] - k_2 \left[y + d \sin \alpha + a \sin \theta_1 - \frac{L}{2} \sin \theta_2 \right] \\ & + k_2 [x_1] + k_{11} \left[x_1 - \frac{L}{2} \sin \theta_2 - z_1 \right] + k_{12} \left[x_2 + \frac{L}{2} \sin \theta_2 - z_2 \right] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial E_p}{\partial x_3} = & -k_3 \left[y - c \sin \alpha - b \sin \theta_1 + \frac{L}{2} \sin \theta_3 - x_3 \right] - k_4 \left[y + d \sin \alpha - b \sin \theta_1 - \frac{L}{2} \sin \theta_3 \right] \\ & + k_4 [x_3] + k_{13} \left[x_3 - \frac{L}{2} \sin \theta_3 - z_3 \right] + k_{14} \left[x_3 + \frac{L}{2} \sin \theta_3 - z_4 \right] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial E_D}{\partial \dot{y}} = & c_1 \left[\dot{y} - c \dot{\alpha} \cos \alpha + a \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 + \frac{L}{2} \dot{\theta}_2 \cos \theta_2 - \dot{x}_1 \right] + c_2 \left[\dot{y} + d \dot{\alpha} \cos \alpha + a \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 \right] \\ & - c_2 \left[\dot{x}_1 + \frac{L}{2} \dot{\theta}_2 \cos \theta_2 \right] + c_3 \left[\dot{y} - c \dot{\alpha} \cos \alpha - b \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 + \frac{L}{2} \dot{\theta}_3 \cos \theta_3 - \dot{x}_3 \right] + c_4 [d \dot{\alpha} \cos \alpha] \\ & - c_4 \left[\dot{y} - b \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 + \frac{L}{2} \dot{\theta}_3 \cos \theta_3 + \dot{x}_3 \right] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial E_D}{\partial \dot{\alpha}} = & (-c_1 c \cos \alpha) \left[\dot{y} - c \dot{\alpha} \cos \alpha + a \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 + \frac{L}{2} \dot{\theta}_2 \cos \theta_2 - \dot{x}_1 \right] + (d c_2 \cos \alpha) [\dot{y} - \dot{x}_2] \\ & + (d c_2 \cos \alpha) \left[d \dot{\alpha} \cos \alpha + a \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 - \frac{L}{2} \dot{\theta}_2 \cos \theta_2 \right] - (c_3 \cdot c \cdot \cos \alpha) [\dot{y} - c \dot{\alpha} \cos \alpha - b \dot{\theta}_1 \cos \theta_1] \\ & - (c_3 \cdot c \cdot \cos \alpha) \left[\frac{L}{2} \dot{\theta}_3 \cos \theta_3 - \dot{x}_3 \right] + (d c_4 \cos \alpha) \left[\dot{y} + d \dot{\alpha} \cos \alpha - b \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 - \frac{L}{2} \dot{\theta}_3 \cos \theta_3 \right] \\ & - (d c_4 \cos \alpha) [\dot{x}_3] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\frac{\partial E_D}{\partial \dot{\theta}_1} &= (ac_1 \cos \theta_1) \left[\dot{y} - c \dot{\alpha} \cos \alpha + a \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 + \frac{L}{2} \dot{\theta}_2 \cos \theta_2 - \dot{x}_1 \right] + (ac_2 \cos \theta_1) [d \dot{\alpha} \cos \alpha] \\ &+ (ac_2 \cos \theta_1) \left[\dot{y} + a \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 - \dot{x}_1 - \frac{L}{2} \dot{\theta}_2 \cos \theta_2 \right] - (c_3 b \cos \theta_1) [\dot{y} - c \dot{\alpha} \cos \alpha - b \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 - \dot{x}_3] \\ &- (c_3 b \cos \theta_1) \left[\frac{L}{2} \dot{\theta}_3 \cos \theta_3 \right] - (bc_4 \cos \theta_1) \left[\dot{y} + d \dot{\alpha} \cos \alpha - b \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 - \frac{L}{2} \dot{\theta}_3 \cos \theta_3 - \dot{x}_3 \right]\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\frac{\partial E_D}{\partial \dot{\theta}_2} &= \left(\frac{L}{2} c_1 \cos \theta_2 \right) \left[\dot{y} - c \dot{\alpha} \cos \alpha + a \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 + \frac{L}{2} \dot{\theta}_2 \cos \theta_2 - \dot{x}_1 \right] - \left(\frac{L}{2} c_2 \cos \theta_2 \right) [\dot{y} - \dot{x}_1] \\ &- \left(\frac{L}{2} c_2 \cos \theta_2 \right) \left[d \dot{\alpha} \cos \alpha + a \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 - \frac{L}{2} \dot{\theta}_2 \cos \theta_2 \right]\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\frac{\partial E_D}{\partial \dot{x}_1} &= -c_1 \left[\dot{y} - c \dot{\alpha} \cos \alpha + a \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 + \frac{L}{2} \dot{\theta}_2 \cos \theta_2 - \dot{x}_1 \right] - c_2 [\dot{y} + d \dot{\alpha} \cos \alpha + a \dot{\theta}_1 \cos \theta_1] \\ &- c_2 \left[-\frac{L}{2} \dot{\theta}_2 \cos \theta_2 - \dot{x}_1 \right]\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\frac{\partial E_D}{\partial \dot{x}_3} &= -c_3 \left[\dot{y} - c \dot{\alpha} \cos \alpha - b \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 + \frac{L}{2} \dot{\theta}_3 \cos \theta_3 - \dot{x}_3 \right] - c_4 [\dot{y} + d \dot{\alpha} \cos \alpha - b \dot{\theta}_1 \cos \theta_1] \\ &- c_4 \left[-\frac{L}{2} \dot{\theta}_3 \cos \theta_3 - \dot{x}_3 \right]\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}M\ddot{y} + (c_1 + c_2 + c_3 + c_4)\dot{y} + (-cc_1 \cos \alpha + dc_2 \cos \alpha - cc_3 \cos \alpha + dc_4 \cos \alpha)\dot{\alpha} + (ac_1 \cos \theta_1)\dot{\theta}_1 \\ + (ac_2 \cos \theta_1 - bc_3 \cos \theta_1 - bc_4 \cos \theta_1)\dot{\theta}_1 + \left(\frac{L}{2} c_1 \cos \theta_2 - \frac{L}{2} c_2 \cos \theta_2 \right) \dot{\theta}_2 + \left(\frac{L}{2} c_3 \cos \theta_3 \right) \dot{\theta}_3 \\ - \left(\frac{L}{2} c_4 \cos \theta_3 \right) \dot{\theta}_3 - (c_1 + c_2)\dot{x}_1 - (c_3 + c_4)\dot{x}_3 + (k_1 + k_2 + k_3 + k_4)y - (ck_1 - dk_2 + ck_3) \sin \alpha\end{aligned}$$

$$+ dk_4 \sin \alpha + (ak_1 + ak_2 - bk_3 - bk_4) \sin \theta_1 + \left(\frac{L}{2}k_1 - \frac{L}{2}k_2\right) \sin \theta_2 + \left(\frac{L}{2}k_3 - \frac{L}{2}k_4\right) \sin \theta_3$$

$$-(k_1 + k_2)x_1 - (k_3 + k_4)x_3 = 0$$

$$I_\alpha \ddot{\alpha} + (-cc_1 \cos \alpha + dc_2 \cos \alpha - cc_3 \cos \alpha + dc_4 \cos \alpha) \dot{y} + (c^2c_1 \cos^2 \alpha + d^2c_2 \cos^2 \alpha) \dot{\alpha}$$

$$+ (c^2c_3 \cos^2 \alpha + d^2c_4 \cos^2 \alpha) \dot{\alpha} - (cac_1 \cos \alpha \cos \theta_1 - dac_2 \cos \alpha \cos \theta_1 - cbc_3 \cos \alpha \cos \theta_1) \dot{\theta}_1$$

$$- (dbc_4 \cos \alpha \cos \theta_1) \dot{\theta}_1 - \left(\frac{L}{2}cc_1 \cos \alpha \cos \theta_2 + \frac{L}{2}dc_2 \cos \alpha \cos \theta_2\right) \dot{\theta}_2 - \left(\frac{L}{2}cc_3 \cos \alpha \cos \theta_3\right) \dot{\theta}_3$$

$$- \left(\frac{L}{2}dc_4 \cos \alpha \cos \theta_3\right) \dot{\theta}_3 - (cc_1 \cos \alpha + dc_2 \cos \alpha) \dot{x}_1 + (cc_3 \cos \alpha - dc_4 \cos \alpha) \dot{x}_3 - (ck_1 \cos \alpha) y$$

$$- (dk_2 \cos \alpha + ck_3 \cos \alpha - dk_4 \cos \alpha) y + (c^2k_1 \cos \alpha + d^2k_2 \cos \alpha + c^2k_3 \cos \alpha + d^2k_4 \cos \alpha) \sin \theta_2$$

$$- (cak_1 \cos \alpha - dak_2 \cos \alpha - bck_3 \cos \alpha + dbk_4) \sin \theta_1 - \left(\frac{L}{2}ck_1 \cos \alpha + \frac{L}{2}d.k_2 - \frac{L}{2}ck_3 \cos \alpha\right) \sin \theta_3$$

$$+ \left(\frac{L}{2}dk_4 \cos \alpha\right) \sin \theta_3 + (ck_1 \cos \alpha - dk_2 \cos \alpha)x_1 + (ck_3 \cos \alpha)x_3 + (-dk_4 \cos \alpha)x_3$$

$$\begin{aligned}
& I_{\theta_1} \ddot{\theta}_1 + (ac_1 + ac_2 - bc_3 - bc_4) \cos \theta_1 \dot{y} - (acc_1 - adc_2 bcc_3 + dbc_4) \cos \theta_1 \cos \alpha \dot{\alpha} + a^2 c_1 \dot{\theta}_1 \cos^2 \theta_1 \\
& + (a^2 c_2 + b^2 c_3 + b^2 c_4) \dot{\theta}_1 \cos^2 \theta_1 - \left(\frac{L}{2} ac_1 - \frac{L}{2} a \cdot c_2 \right) \cos \theta_2 \cos \theta_1 \dot{\theta}_2 - \frac{L}{2} bc_3 \cos \theta_1 \cos \theta_3 \dot{\theta}_3 \\
& + \frac{L}{2} bc_4 \cos \theta_1 \cos \theta_3 \dot{\theta}_3 - (a c_1 + a c_2) \cos \theta_1 \dot{x}_1 + (bc_3 + bc_4) \cos \theta_1 \dot{x}_3 + (ak_1 + ak_2) \cos \theta_1 y \\
& - (bk_3 - bk_4) \cos \theta_1 y - (+cak_1 - adk_2 + bck_3 - bdk_4) \sin \alpha \cos \theta_1 + (a^2 k_1 + a^2 k_2) \cos \theta_1 \sin \theta_1 \\
& + (b^2 k_3 + b^2 k_4 \cos \theta_1 \sin \theta_1 + (a \frac{L}{2} k_1 - a \frac{L}{2} k_2) \cos \theta_1 \sin \theta_2 - (b \frac{L}{2} k_3 - b \frac{L}{2} k_4) \cos \theta_1 \sin \theta_3 \\
& - (ak_1 + ak_2) \cos \theta_1 x_1 + (bk_3 + bk_4) \cos \theta_1 x_3 = 0
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& I_{\theta_2} \ddot{\theta}_2 + \left(\frac{L}{2} c_1 \cos \theta_2 - \frac{L}{2} c_2 \cos \theta_2 \right) \dot{y} - \left(\frac{L}{2} cc_1 - \frac{L}{2} dc_2 \right) \cos \theta_2 \cos \alpha \dot{\alpha} - \left(\frac{L}{2} ac_1 \cos \theta_2 \cos \theta_1 \right) \dot{\theta}_1 \\
& - \left(\frac{L}{2} a c_2 \cos \theta_2 \cos \theta_1 \right) \dot{\theta}_1 + \left(\frac{L^2}{4} c_1 \cos^2 \theta_2 + \frac{L^2}{4} c_2 \cos^2 \theta_2 \right) \dot{\theta}_2 - \left(\frac{L}{2} c_1 \cos \theta_2 + \frac{L}{2} c_2 \cos \theta_2 \right) \dot{x}_1 \\
& + \left(\frac{L}{2} k_1 \cos \theta_2 - \frac{L}{2} k_2 \cos \theta_2 \right) y - \left(\frac{L}{2} c k_1 \cos \theta_2 + \frac{L}{2} d k_2 \cos \theta_2 \right) \sin \alpha + \left(\frac{L}{2} ak_1 \cos \theta_2 \right) \sin \theta_1 \\
& - \left(\frac{L}{2} a k_2 \cos \theta_2 \right) \sin \theta_1 + \left(\frac{L^2}{4} k_1 \cos \theta_2 + \frac{L^2}{4} k_2 \cos \theta_2 + \frac{L^2}{4} k_1 \cos \theta_2 + \frac{L^2}{4} k_2 \cos \theta_2 \right) \sin \theta_2 \\
& - \left(\frac{L}{2} k_1 \cos \theta_2 - \frac{L}{2} k_2 \cos \theta_2 + \frac{L}{2} k_1 \cos \theta_3 - \frac{L}{2} k_2 \cos \theta_2 \right) x_1 + \frac{L}{2} k_1 \cos \theta_2 z_1 - \frac{L}{2} k_2 \cos \theta_2 z_2 = 0
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& I_{\theta_3} \ddot{\theta}_3 + \left(\frac{L}{2} c_3 \cos \theta_3 - \frac{L}{2} c_4 \cos \theta_3 \right) \dot{y} - \left(\frac{L}{2} c c_3 - \frac{L}{2} d c_4 \right) \cos \theta_3 \cos \alpha \dot{\alpha} - \left(\frac{L}{2} b c_3 \cos \theta_3 \cos \theta_1 \right) \dot{\theta}_1 \\
& + \left(\frac{L}{2} b c_4 \cos \theta_3 \cos \theta_1 \right) \dot{\theta}_1 + \left(\frac{L^2}{4} c_3 \cos^2 \theta_3 + \frac{L^2}{4} c_4 \cos^2 \theta_3 \right) \dot{\theta}_3 - \left(\frac{L}{2} c_3 \cos \theta_3 - \frac{L}{2} c_4 \cos \theta_3 \right) \dot{x}_3 \\
& + \left(\frac{L}{2} k_3 \cos \theta_3 - \frac{L}{2} k_4 \cos \theta_3 \right) y - \left(\frac{L}{2} c k_3 + \frac{L}{2} d k_4 \right) \cos \theta_3 \sin \alpha - \left(\frac{L}{2} b k_3 \cos \theta_3 \right) \sin \theta_1 \\
& + \left(\frac{L}{2} b k_4 \cos \theta_3 \right) \sin \theta_1 + \left(\frac{L^2}{4} k_3 \cos \theta_3 + \frac{L^2}{4} k_4 \cos \theta_3 + \frac{L^2}{4} k_{t_3} \cos \theta_3 + \frac{L^2}{4} k_{t_4} \cos \theta_3 \right) \sin \theta_3 \\
& - \left(\frac{L}{2} k_3 \cos \theta_3 - \frac{L}{2} k_4 \cos \theta_3 + \frac{L}{2} k_{t_3} \cos \theta_3 - \frac{L}{2} k_{t_4} \cos \theta_3 \right) x_3 + \frac{L}{2} k_{t_3} \cos \theta_3 z_3 - \frac{L}{2} k_{t_4} \cos \theta_3 z_4 = 0
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& m_1 \ddot{x}_1 - (c_1 + c_2) \dot{y} + (c c_1 \cos \alpha - d c_2 \cos \alpha) \dot{\alpha} - (a c_1 \cos \theta_1 + a c_2 \cos \theta_1) \dot{\theta}_1 - \left(\frac{L}{2} c_1 \cos \theta_2 \right) \dot{\theta}_2 \\
& + \left(\frac{L}{2} c_2 \cos \theta_2 \right) \dot{\theta}_2 + (c_1 + c_2) \dot{x}_1 - (k_1 + k_2) y + (c k_1 - d k_2) \sin \alpha - (a k_1 + a k_2) \sin \theta_1 - \left(\frac{L}{2} k_1 \right) \sin \theta_2 \\
& + \left(\frac{L}{2} k_2 + \frac{L}{2} k_{t_1} + \frac{L}{2} k_{t_2} \right) \sin \theta_2 + (k_1 + k_2 + k_{t_1} + k_{t_2}) x_1 - k_{t_1} z_1 - k_{t_2} z_2 = 0
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& m_3 \ddot{x}_3 - (c_3 + c_4) \dot{y} + (c c_3 \cos \alpha - d c_4 \cos \alpha) \dot{\alpha} + (b c_3 \cos \theta_1 + b c_4 \cos \theta_1) \dot{\theta}_1 - \left(\frac{L}{2} c_3 \cos \theta_3 \right) \dot{\theta}_3 \\
& - \left(\frac{L}{2} c_4 \cos \theta_3 \right) \dot{\theta}_3 + (c_3 + c_4) \dot{x}_3 - (k_3 + k_4) y + (c k_3 - d k_4) \sin \alpha + (b k_3 + b k_4) \sin \theta_1 \\
& - \left(\frac{L}{2} k_3 - \frac{L}{2} k_4 + \frac{L}{2} k_{t_3} - \frac{L}{2} k_{t_4} \right) \sin \theta_3 + (k_3 + k_4 + k_{t_3} + k_{t_4}) x_3 - k_{t_3} z_3 - k_{t_4} z_4 = 0
\end{aligned}$$

$$[\mathbf{M}]\ddot{\mathbf{X}} + [\mathbf{C}]\dot{\mathbf{X}} + [\mathbf{K}]\mathbf{X} = \mathbf{F} + \mathbf{U}$$

$$\begin{aligned} \ddot{y} = & -\frac{1}{M} \left[(c_1 + c_2 + c_3 + c_4) \dot{y} - (cc_1 - dc_2 + cc_3 - dc_4) \cos \alpha \dot{\alpha} + (ac_1 + ac_2 - bc_3 - bc_4) \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 \right. \\ & + \left(\frac{L}{2} c_1 - \frac{L}{2} c_2 \right) \cos \theta_2 \dot{\theta}_2 + \left(\frac{L}{2} c_3 - \frac{L}{2} c_4 \right) \cos \theta_3 \dot{\theta}_3 - (c_1 + c_2) \dot{x}_1 - (c_3 + c_4) \dot{x}_3 \\ & + (k_1 + k_2 + k_3 + k_4) y + (-ck_1 + dk_2 - ck_3 + dk_4) \sin \alpha + (ak_1 + ak_2 - bk_3 - bk_4) \sin \theta_1 \\ & \left. + \left(\frac{L}{2} k_1 - \frac{L}{2} k_2 \right) \sin \theta_2 + \left(\frac{L}{2} k_3 - \frac{L}{2} k_4 \right) \sin \theta_3 - k_1 x_1 - k_2 x_1 - (k_3 + k_4) x_3 \right] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \ddot{\alpha} = & -\frac{1}{I_\alpha} \left[(-cc_1 + dc_2 - cc_3 + dc_4) \cos \alpha \dot{y} + (c^2 c_1 + d^2 c_2 + c^2 c_3 + d^2 c_4) \cos^2 \alpha \dot{\alpha} + (-acc_1) \dot{\theta}_1 \right. \\ & + (adc_2 + bcc_3 - dbc_4) \cos \alpha \cos \theta_1 \dot{\theta}_1 - (cc_1 \cos \alpha - dc_2 \cos \alpha) \dot{x}_1 + (cc_3 - dc_4) \cos \alpha \dot{x}_3 \\ & - (ck_1 - dk_2 + ck_3 - dk_4) \cos \alpha y + (c^2 k_1 + d^2 k_2 + c^2 k_3 + d^2 k_4) \cos \alpha \sin \alpha \\ & - (ac_1 k_1 - adk_2 - bck_3 + dbk_4) \cos \alpha \sin \theta_1 + (ck_1 \cos \alpha - dk_2 \cos \alpha) x_1 + (ck_3) \cos \alpha x_3 \\ & \left. - (dk_4) \cos \alpha x_3 \right] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\ddot{\theta}_1 = & -\frac{1}{I_{\theta_1}} \left[(ac_1 + ac_2 - bc_3 - bc_4) \cos\theta_1 \dot{y} + (-acc_1 + adc_2 + bcc_3 - dbc_4) \cos\theta_1 \cos\alpha \dot{\alpha} \right. \\
& + (a^2c_1 + a^2c_2 + b^2c_3 + b^2c_4) \cos^2\theta_1 \dot{\theta}_1 - ac_1 \cos\theta_1 \dot{x}_1 - ac_2 \cos\theta_1 \dot{x}_2 + (bc_3 + bc_4) \cos\theta_1 \dot{x}_3 \\
& + (ak_1 + ak_2 - bk_3 - bk_4) \cos\theta_1 y + (-ack_1 + adk_2 + bck_3 - dbk_4) \cos\theta_1 \sin\theta_1 \\
& + (a^2k_1 + a^2k_2 + b^2k_3 + b^2k_4) \cos\theta_1 \sin\theta_1 - ak_1 \cos\theta_1 x_1 - ak_2 \cos\theta_1 x_2 \\
& \left. + (bk_3 \cos\alpha + bk_4) \cos\theta_1 x_3 \right]
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\ddot{\theta}_2 = & -\frac{1}{I_{\theta_2}} \left[\left(\frac{L}{2}c_1 - \frac{L}{2}c_2 \right) \cos\theta_2 \dot{y} - \left(\frac{L}{2}cc_1 + \frac{L}{2}dc_2 \right) \cos\theta_2 \cos\alpha \dot{\alpha} - \left(\frac{L}{2}ac_1 + \frac{L}{2}ac_2 \right) \cos\theta_2 \cos\theta_1 \dot{\theta}_1 \right. \\
& + \left(\frac{L^2}{4}c_1 + \frac{L^2}{4}c_2 \right) \cos^2\theta_2 \dot{\theta}_2 - \left(\frac{L}{2}c_1 - \frac{L}{2}c_2 \right) \cos\theta_2 \dot{x}_1 + \left(\frac{L}{2}k_1 - \frac{L}{2}k_2 \right) \cos\theta_2 y \\
& - \left(\frac{L}{2}ck_1 - \frac{L}{2}dk_2 \right) \cos\theta_2 \sin\alpha + \left(\frac{L}{2}ak_1 - \frac{L}{2}ak_2 \right) \cos\theta_2 \sin\theta_1 + \left(\frac{L^2}{2}k_1 + \frac{L^2}{2}k_2 \right) \cos\theta_2 \sin\theta_2 \\
& + \left(\frac{L^2}{2}kt_1 + \frac{L^2}{2}kt_2 \right) \cos\theta_2 \sin\theta_2 - \left(\frac{L}{2}k_1 - \frac{L}{2}k_2 + \frac{L}{2}kt_3 - \frac{L}{2}kt_4 \right) \cos\theta_2 x_1 + \frac{L}{2}kt_1 \cos\theta_2 z_1 \\
& \left. - \frac{L}{2}kt_2 \cos\theta_2 z_2 \right]
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\ddot{\theta}_3 = & -\frac{1}{I_{\theta_3}} \left[\left(\frac{L}{2} c_3 - \frac{L}{2} c_4 \right) \cos \theta_3 \dot{y} - \left(\frac{L}{2} c c_3 + \frac{L}{2} d c_4 \right) \cos \theta_3 \cos \alpha \dot{\alpha} - \left(\frac{L}{2} b c_3 + \frac{L}{2} b c_4 \right) \cos \theta \cos \theta_1 \dot{\theta}_1 \right. \\
& + \left(\frac{L^2}{4} c_3 + \frac{L^2}{4} c_4 \right) \cos^2 \theta_3 \dot{\theta}_3 - \left(\frac{L}{2} c_3 - \frac{L}{2} c_4 \right) \cos \theta_3 \dot{x}_3 + \left(\frac{L}{2} k_3 - \frac{L}{2} k_4 \right) \cos \theta_3 y \\
& - \left(\frac{L}{2} c k_3 - \frac{L}{2} d k_4 \right) \cos \theta_3 \sin \alpha - \left(b \frac{L}{2} k_3 + b \frac{L}{2} k_4 \right) \cos \theta_3 \sin \theta_1 + \left(\frac{L^2}{2} k_3 \right) \cos \theta_3 \sin \theta_3 \\
& + \left(\frac{L^2}{2} k_4 + \frac{L^2}{2} k t_4 \right) \cos \theta_3 \sin \theta_3 - \left(\frac{L}{2} k_3 - \frac{L}{2} k t_3 \right) \cos \theta_3 x_3 + \frac{L}{2} k t_3 \cos \theta_3 z_3 \\
& \left. - \frac{L}{2} k t_4 \cos \theta_3 z_4 \right]
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\ddot{x}_1 = & -\frac{1}{m_1} \left[- (c_1 + c_2) \dot{y} + (c c_1 - d c_2) \cos \alpha \dot{\alpha} - (a c_1 + a c_2) \cos \theta_1 \dot{\theta}_1 - \left(\frac{L}{2} c_1 + \frac{L}{2} c_2 \right) \cos \theta_2 \dot{\theta}_2 \right. \\
& + (c_1 + c_2) \dot{x}_1 - (k_1 + k_2) y + (c k_1 - d k_2) \sin \alpha - (a k_1 + a k_2) \sin \theta_1 + \left(\frac{L}{2} k_1 \right) \sin \theta_2 \\
& \left. + \left(\frac{L}{2} k_2 - \frac{L}{2} k t_1 + \frac{L}{2} k t_2 \right) \sin \theta_2 + (k_1 + k_2 + k t_1 + k t_2) x_1 - k t_1 z_1 - k t_2 z_2 \right]
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\ddot{x}_3 = & -\frac{1}{m_3} \left[(-c_3 - c_4) \dot{y} + (c c_3 - d c_4) \cos \alpha \dot{\alpha} + (b c_3 + b c_4) \cos \theta_1 \dot{\theta}_1 - \left(\frac{L}{2} c_3 - \frac{L}{2} c_4 \right) \cos \theta_3 \dot{\theta}_3 \right. \\
& + (c_3 + c_4) \dot{x}_3 - (k_3 + k_4) y + (c k_3 - d k_4) \sin \alpha + (b k_3 + b k_4) \sin \theta_1 - \left(\frac{L}{2} k_3 \right) \sin \theta_3 \\
& \left. + \left(-\frac{L}{2} k_4 + \frac{L}{2} k t_3 - \frac{L}{2} k t_4 \right) \sin \theta_3 + (k_3 + k_4 + k t_3 + k t_4) x_3 - k t_3 z_3 - k t_4 z_4 \right]
\end{aligned}$$

5. DENETİM ORGANLARI

5.1 Orantı Etki ve Orantı Tipi Denetim Organı (P-Denetim)

Orantı etkide, denetim organı çıkışı bir oransal sabit yoluyla denetim organı girişine oranlanır. Denetim organı çıkışı, $m(t)$ ile girişi hata sinyali, $e(t)$ arasındaki bağıntı

$$m(t) = K_p e(t) \quad 5.1$$

Şeklinde verilir. Burada K_p orantı kazancı olup orantı (P) etkinin transfer fonksiyonu

$$\frac{M(s)}{E(s)} = K_p \quad 5.2$$

Şeklinde orantı kazancı olan bir sabite eşittir.

Orantı etkide, herhangi bir anda denetim organı çıkışı, $m(t)$ hatanın büyüklüğüne bağlıdır ve o anda hata ne kadar büyük olursa düzeltici denetim sinyali, $m(t)$ o oranda büyük olur. Hata küçük olduğunda ise denetim organı yeteri kadar etkili düzeltici sinyal üretemez. Kazanç katsayısını, K_p 'yi arttırmak suretiyle kalıcı-durum hatasını azaltmak mümkündür. Orantı etkinin en önemli üstünlüğü yapısının basitliğidir. Basit bir kuvvetlendirici yardımıyla dahi orantı etkide çalışan denetim organı gerçekleştirmek mümkündür.

5.2 İntegral Etki ve Denetim Organı (I-Denetim)

Bu denetim etkisinde, denetim organı çıkışı, $m(t)$ hatanın, $e(t)$ zaman integrali ile orantılıdır. İntegral denetim yasası

$$m(t) = K_i \int_0^t e(t) dt \text{ veya } m(t) = \frac{1}{T_i} \int_0^t e(t) dt \quad 5.3$$

Şeklinde ifade edilir. Burada K_i integral etki kazancı, T_i integral zaman sabiti adını alır. Bu etkinin transfer fonksiyonu

$$\frac{M(s)}{E(s)} = \frac{K_i}{s} \text{ veya } \frac{M(s)}{E(s)} = \frac{1}{T_i s} \quad 5.4$$

Şeklinde ifade edilir. İntegral etkinin çıkışı geçmişte meydana gelen hatanın birikimi ile orantılıdır ve herhangi bir anda hatanın integrali büyük olursa büyük bir düzeltme etkisi sağlanır. İntegral etki aynı zamanda yeniden ayar adını da alır. İntegral zaman sabitinin tersi yeniden ayar oranı, $K_i = 1 / T_i$ olarak bilinir.

İntegral etki oranı etkiye göre sistemde meydana gelebilecek kalıcı durum hatasını sıfır yapar. İntegral etki denetim transfer fonksiyonu paydasına bir “s” çarpanı getirdiğinden sistemin derecesini bir kat artırır. Buna göre integral etkisi olmayan bir sistemin kalıcı durum hatası bir üstte çıkarılmak suretiyle iyileştirilmiş olur. İntegral etkinin en önemli sakıncası ise açık-döngü transfer fonksiyonunda, s-düzlemi orgininde bir kutup ilavesi getirmesidir. Bu ise sisteme kararsızlık etkisi getirir. İntegral etki ile transfer fonksiyonu paydasına getirilen “s” çarpanı aynı zamanda sisteme 90^0 lik faz gecikme de getirir. Bunun sonucu olarak integral etki yavaş bir denetim saplar. İntegral zaman sabitini küçülterek denetim etkisini belli oranda arttırmak mümkündür.

5.3 Türev Etki ve Denetim Organı (D-Denetim)

Bu etkide, denetim organı çıkışı, $m(t)$ hatanın, $e(t)$ zamana bağlı türevine orantılıdır. İdeal olarak

$$m(t) = K_d \frac{de}{dt} \text{ veya } m(t) = T_d \frac{de}{dt} \quad 5.5$$

Şeklinde ifade edilir. Transfer fonksiyonu

$$\frac{M(s)}{E(s)} = K_d s \text{ veya } \frac{M(s)}{E(s)} = T_d s \quad 5.6$$

Şeklinde ifade edilir. Burada K_d türev denetim organı kazancı veya T_d türev etki zamanı adını alır. Türev etki aynı zamanda oran etki adını da alır.

Türev etkinin en önemli üstünlüğü; hatanın büyümesini önceden kestirmesi ve büyük bir hata ortaya çıkmadan bir düzelme etkisi sağlamasıdır. Türev etki daha hata değişmeye başlar başlamaz harekete geçtiğinden “önceden sezmiş” etkisi olarakta bilinir. Türev etki açık döngü transfer fonksiyonu payına “s” çarpanı getirerek sisteme s-düzlemi origininde bir sıfır ilave eder. Bu ise sistemin kararlılığı üzerinde iyileştirici bir etki yapar. Pay’ daki “s” çarpanı aynı zamanda sisteme 90° lik bir faz öndeliği getirir.

Bir sabitin türevi sıfır olduğundan türev etkinin zamanla değişmeyen sabit hata üzerinde etkisi yoktur. $e(t) = s.t$ olması halinde, $de/dt = 0$ ve dolayısıyla $m(t) = 0$ olacağından sabit kalan hatalar üzerinde türev etkinin sağlayacağı denetim etkisi sıfırdır. Türev etki yalnızca hatanın zamana göre değişimi karşısında etkili olduğunda denetim organlarında yalnız başına kullanılmaz ve ancak diğer denetim etkileri ile birleştirilerek kullanılabilir. Türev alıcı bir eleman gürültü sinyallerine çok duyarlıdır. Bu nedenle pratikte bir işlemsel kuvvetlendirici yoluyla türev alma yapmak çok zordur. Bu durumda türev denetim yasası

$$\frac{M(s)}{E(s)} = \left(\frac{K_d s}{T s + 1} \right) \quad 5.7$$

şeklinde ifade edilebilir. Burada T bire göre çok küçük olan bir zaman sabitidir.

5.4 Orantı, İntegral Etki ve Denetim Organı (PI-Denetim)

Bu denetim organı, Şekil 5.1’de verildiği gibi orantı ve integral denetim etkilerinin birleştirilmesinden meydana gelir. Denetim organı çıkışı, $m(t)$

$$m(t) = K_p e(t) + K_i \int_0^1 e(t) dt \quad 5.8$$

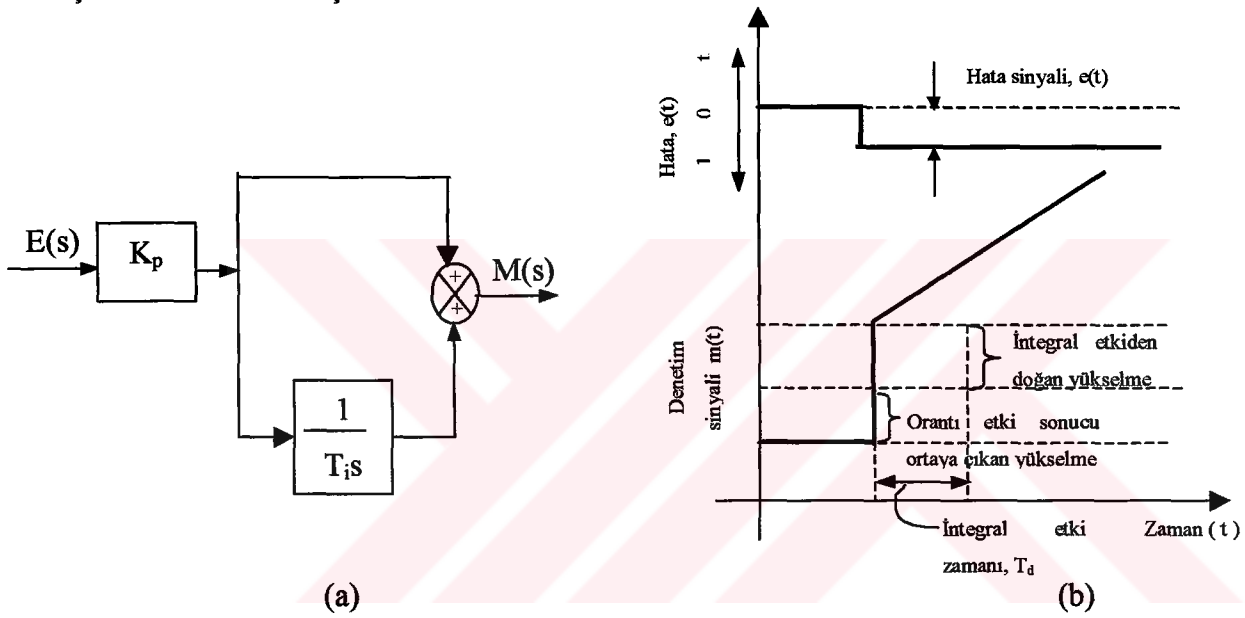
veya

$$m(t) = K_p \left[e(t) + \frac{K_i}{K_p} \int_0^1 e(t) dt \right] \quad 5.9$$

şeklinde ifade edilir. Burada $\frac{K_p}{K_i} = T_i$ integral etki zamanıdır. PI denetiminin transfer fonksiyonu

$$\frac{M(s)}{E(s)} = K_p \left(1 + \frac{1}{T_i s} \right) \quad 4.10$$

şeklinde dir. Hatada bir basamak değişim karşısında PI denetim organı çıkışındaki değişim şekil 5.2 'de verilmiştir.



Şekil 5.1 Orantı artı integral (PI) etkisi

Orantı etkiye integral etki ilavesi, orantı etkini tek başına kullanılması halinde sistemde ortaya çıkan kalıcı durum hatasını ortadan kaldırır. İntegrasyon işlemi kalıcı durum hatasını ortadan kaldırmakla beraber aynı bağlı kararlılık koşullarının verilen sistemin cevap hızı düşer. İntegral etki kazancını, K_i arttırmak suretiyle cevap hızı aramakla beraber kazanç değerinin çok fazla arttırılması sistemi kararsızlığa götürebilir.

5.5 Orantı , Türev Etki ve Denetim Organı (PD-denetim)

Orantı artı türev denetim organı, şekil 5.2 'de görüldüğü gibi orantı ve türev denetim etkilerinin birleşiminden meydana gelmiş olup bu denetim organının çıkışı, $m(t)$

$$m(t) = K_p e(t) + K_d \frac{de}{dt} \quad 5.11$$

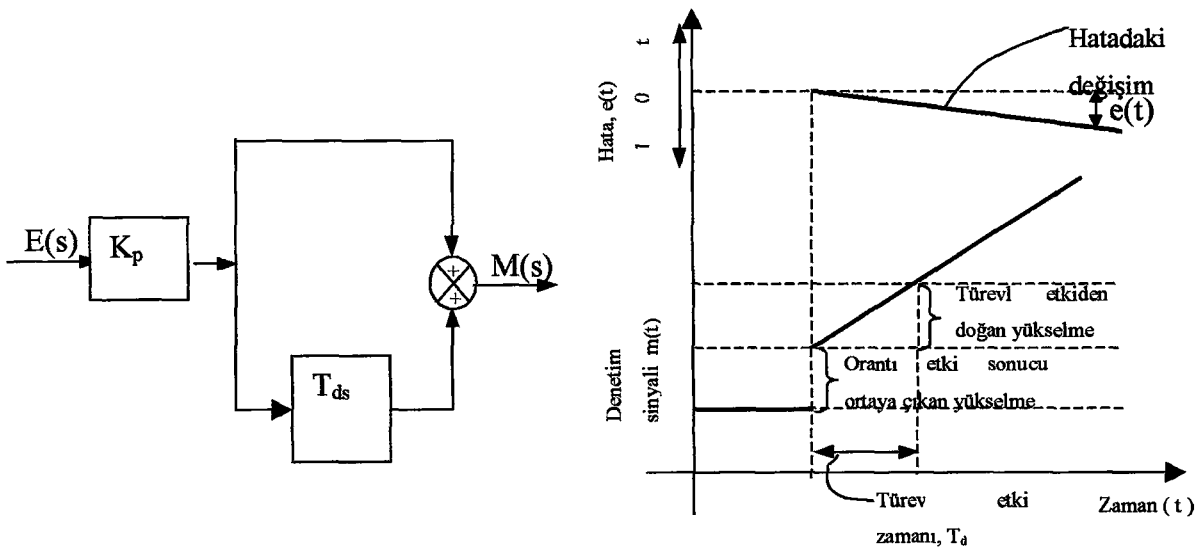
veya

$$m(t) = K_p \left[e(t) + \frac{K_d}{K_p} \frac{de}{dt} \right] \quad 5.12$$

şeklinde verilir. Burada, $T_d = \frac{K_d}{K_p}$ türev etki zamanı olup sistemin transfer fonksiyonu

$$\frac{M(s)}{E(s)} = K_p (1 + T_d s) \quad 5.13$$

olarak elde edilir. Şekil 5.2'de, hatada belirli eğimine de / dt göre ortaya çıkan değişime karşılık, denetim organı çıkışındaki değişimler verilmiştir.



Şekil 5.2 Orantı artı türev (PD) etkisi

PD denetimde; transfer fonksiyona payına ilave edilen “s” (öndelik ilavesi) yalnız orantı etki kullanılması haline göre, sistemin aynı bağıl kararlılığında daha büyük orantı kazancı, K_p değerleri seçilmesine olanak sağlar. Bu durumda sistemin cevap hızı artar. Buna karşılık orantı etki halinde ortaya çıkan kalıcı durum hatası türev etki ilavesi ile ortadan kaldırılamaz, yalnız orantı etki kullanılması durumuna göre azaltılabilir.

5.6 Orantı, Integral, Türev Etki ve Denetim Organı (PID-Denetim)

PID denetim, şekil 5.3’de verildiği gibi üç temel denetim etkisinin (P,I,D) birleşiminden meydana gelmiştir. PID denetim organının çıkışı veya denetim yasası

$$m(t) = K_p \left(e(t) + \frac{K_i}{K_p} \int_0^1 edt + \frac{K_d}{K_p} \frac{de}{dt} \right) \quad 5.14$$

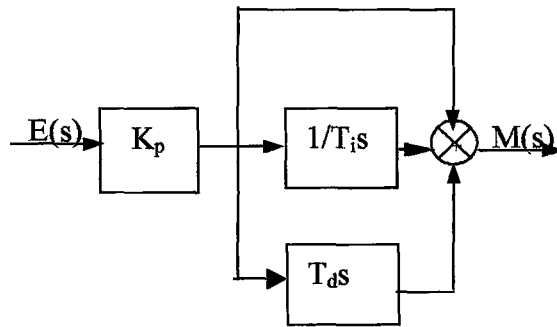
veya

$$m(t) = K_p \left(e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^1 edt + T_d \frac{de}{dt} \right) \quad 5.15$$

şeklinde ifade edilir ve buradan transfer fonksiyonu

$$\frac{M(s)}{E(s)} = K_p \left(1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s \right) \quad 5.16$$

olarak elde edilir.



Şekil 5.3 PID denetim

PID denetim; üç temel denetim etkisinin üstünlüklerini tek bir birim içinde birleştiren bir denetim etkisidir. İntegral etki sistemde ortaya çıkabilecek kalıcı durum hatasını sıfırlarken türev etkide, yalnızca PI denetim etkisi kullanılması haline göre sistemin aynı bağıl kararlılığı için cevap hızını artırır. Buna göre PID denetim organı sistemde sıfır kalıcı durum hatası olan hızlı bir cevap sağlar.

PID denetim organı diğerlerine göre daha karmaşık yapıda olup o oranda pahalıdır. Burada K_p , T_i ve T_d parametrelerinin uygun bir ayarı ile uygun bir denetim sağlanabilir. Eğer bu katsayılar uygun bir şekilde ayarlanmayacak olursa, PID denetimin sağlayacağı üstün özelliklerden yararlanılamaz.

5.7 PID Denetimin Belli Başlı Temel Özellikleri

Denetlenecek sistemin dinamik yapısına bağlı olarak üç temel denetim etkisini mümkün olan en basit bileşimleri kullanılır. Burada genelleştirilmiş bir PID tipi denetim organı içinde orantı etki ve buna integral ve türev etki ilavesinin sağlayacağı özellikler ve bunlara bağlı temel parametre özellikleri ele alınacaktır.

PID tipi denetim organının genel transfer fonksiyonunu tekrar ele alacak olursak,

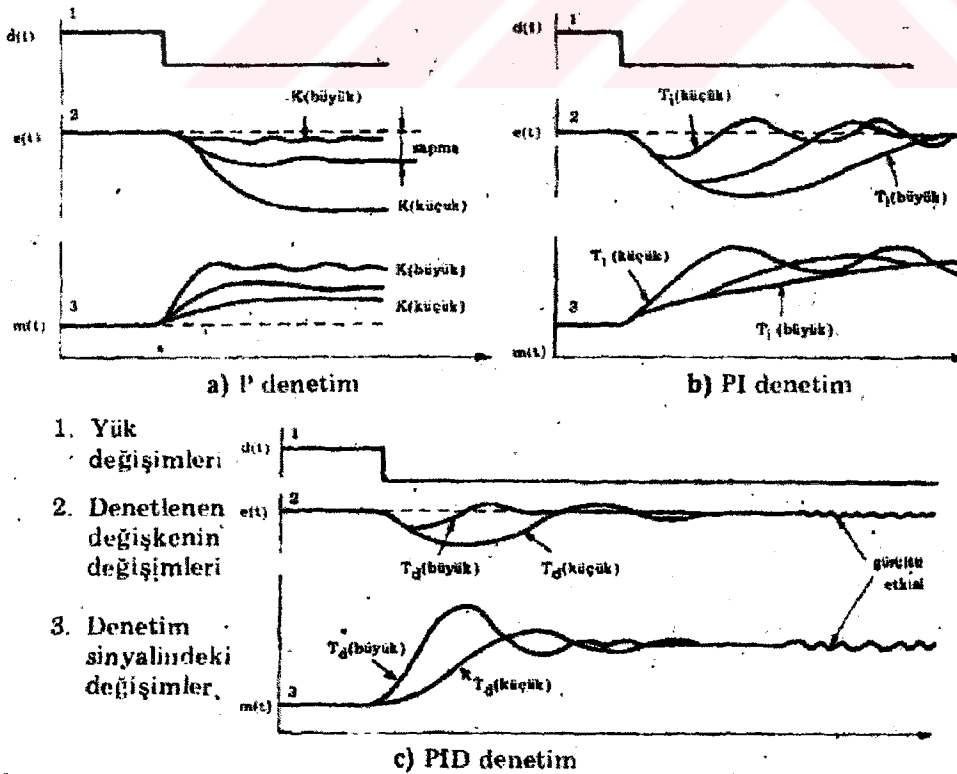
$$G_d(s) = \frac{M(s)}{E(s)} = K_p \left(1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s \right) \quad 5.17$$

- a) **Orantı etki, (P-Denetim):** $T_i \rightarrow \infty$ ve $T_d \rightarrow 0$ halinde denetim organı yalnızca orantı etki ile çalışır. Bunu da orantı kazancı, K_p 'nin ayarı ile denetim organının denetim duyarlılığı artırılabilir. Orantı etki; oldukça basit yapıda ve makul ölçülerde ucuz ve güvenilir olması dolayısıyla, endüstride kalıcı durum hatasının fazla önem arzetmediği yerlerde kullanılır.
- b) **PI tipi denetimi:** Orantı etkiye integral etki ilavesi ile elde edilen PI tipi denetim organı yapısı nispeten basit olup özellikle süreç denetim sistemlerinin %75-90 arasında kullanılır. En yaygın kullanım alanları; basınç, seviye ve akış denetim sistemleridir. İntegral etki eden denetlenen çıkış büyüklüğünde meydana gelebilecek kalıcı durum

hatalarını ortadan kaldırır. İntegral etkinin kullanım amacı sistemin değişen talepleri üzerinde yeterli bir denetim etkisi sağlamaktır. Eğer sistemden gelen bir talep yalnızca p etkisi ile karşılanıyorsa I etkinin kullanılması gereksizdir.

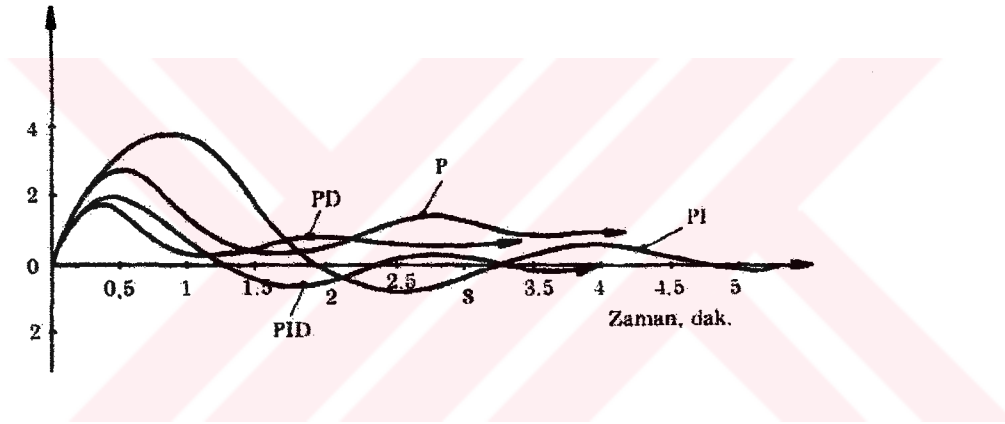
c) PID denetim

Uzun ölü zaman gecikmelerinin ortaya çıktığı süreç denetim sistemlerinde, PI denetimde integral etkinin tamamlayıcısı olarak türev etki kullanılır. Orantı etkiye türev etki ilavesi ile elde edilen PD denetim; kalıcı durum hatasını sıfırlayamamakla beraber, bozucu girişten doğan kalıcı durum hatasının fazla önemsenmediği, fakat buna karşılık orantı etkiye göre geçici durum davranışının iyileştirilmesi istenen konum servomekanizmalarında tercih edilir. Türev etki ilavesi kararsız veya kararsızlığa yatkın bir sisteme sönüm ilave ederek sistem daha kararlı hale getirilebilir. Türev etki ilavesinin en önemli sakıncası denetim sinyalleri yanında sistemde ortaya çıkan gürültü sinyallerini de kuvvetlendirmesidir. Şekil 5.4'de sistemde bir basamak sonucu giriş etki etmesi halinde hata sinyali ve denetim sinyallerindeki değişimlerin durumu verilmiştir. Burada P, PI, PID denetimin çeşitli parametre değerlerine (K_p, T_i, T_d) bağlı olarak sistemin geçici durum davranışlarındaki durumları gösterilmiştir.



Şekil 5.4 Parametre değişimleri

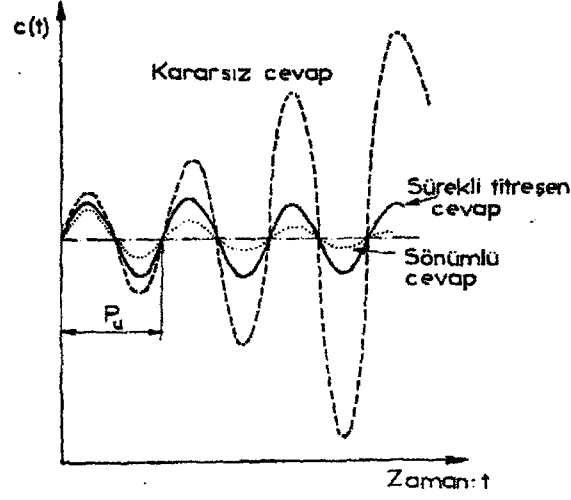
- i) Yalnızca P denetim halinde, cevap eğrisi birkaç salınım yaptıktan sonra kalıcı durum halinde olması gerektiği noktadan belli bir sapma gösterir.
- ii) PI denetim halinde, benzer biçimde bir cevap eğrisi elde edilmekle beraber orantı etkiye türev etki ilavesi sistemin karasızlığa yatkın olduğunu artırır.
- iii) PD denetimde; hata ortaya çıkar çıkmaz hem orantı etki ve hemde türev etki hatayı azaltır ve dolayısıyla hatanın ilk en yüksek değeri daha küçük olur. Eğriden görüldüğü gibi PD denetim ile, P denetime göre, daha az başlangıç sapması ve daha az kalıcı durum hatası ortaya çıkar.
- iv) PID denetimde daha büyük bir başlangıç hatası ortaya çıkmasına rağmen kalıcı durum hatası tamamen sıfır olur.



Şekil 5.5 Denetim etkilerinin karşılaştırılması

5.8 Sürekli Titreşim Metodu

Deneysel metodlar arasında en tanınmış olanlardan biridir. Bu metod Ziegler ve Nichols isimli iki araştırmacı tarafından geliştirilmiştir. Bu metodun esası kapalı çevrimli kontrol sistemine sadece orantı kazancı ile deneyi tabii tutmaktır. İntegral zamanı sonsuza



Şekil 5.6 Çeşitli cevap eğrileri

ayarlanır ($T_i = \infty$), diferansiyel zamanı sıfıra ayarlanır ($T_i = 0$), böylece kontrol organı üzerinde sadece orantı etki kalır. Referans değerinde bir basamak değişmesi sağlanır. K kazanç değeri değiştirilerek deney bir kaç defa tekrarlanır. Sürekli titreşim yapan cevap eğrisi, veren K değerine K_{mak} denir, bu durumda titreşim periyoduna ise P_u denir, Şekil 5.6. Ziegler ve Nichols pek çok deney yaparak sonuçların korelasyonunu sağlamıştır. Bu sonuçlara göre, muhtelif kontrol organı tiplerinde çoğunlukla 1/4 genlik oranı ölçüsünü sağlayan uygun ayar değerlerini K_{mak} ve P_u ya bağlı olarak vermişlerdir.

Orantı (P) kontrol organı için :

$$K = 0,5 K_{mak} \quad 5.18$$

Orantı + İntegral (PI) kontrol organı için :

$$K = 0,45 K_{mak}$$

$$T_i = \frac{P_u}{1,2} \quad 5.19$$

Orantı + Diferansiyel (PD) kontrol organı için :

$$K = 0,6 K_{\text{mak}}$$

$$T_d = \frac{P_u}{8} \quad 5.20$$

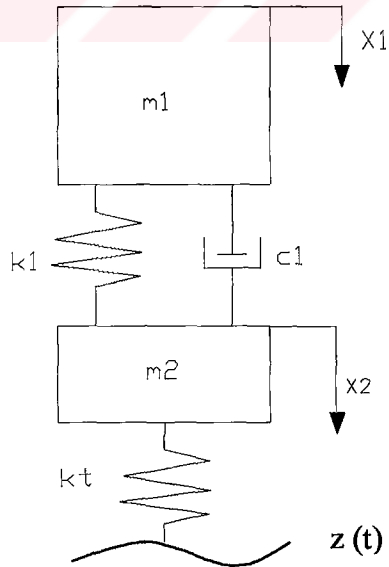
Orantı + İntegral + Diferansiyel (PID) kontrol organı için :

$$K = 0,6 K_{\text{mak}}$$

$$T_i = \frac{P_u}{2} \quad 5.21$$

$$T_d = \frac{P_u}{8} \quad 5.22$$

PI kontrol için tavsiye edilen kazanç değeri K , sadece orantı kontrol (P kontrol) için tavsiye edilen değerden % 10 daha düşüktür. Buna neden, integral etkinin sisteme faz gecikmesi katarak sistemin kararlılığını azaltmasıdır. Buna karşılık I etki hatayı sıfır yapar.



Şekil 5.7 İki Serbestlik dereceli taşıt modeli

İki serbestlik dereceli sistemin hareket dinamiği,

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{y}_1 \\ \ddot{y}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_2 & -c_2 \\ -c_2 & c_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{y}_1 \\ \dot{y}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_1 \\ 0 \end{bmatrix} y_0 + \begin{bmatrix} -U \\ U \end{bmatrix} \quad 5.23$$

state space formunda yazılırsa,

$$\begin{bmatrix} \dot{y}_1 \\ \dot{y}_2 \\ \dot{y}_3 \\ \dot{y}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{(k_1 + k_2)}{m_1} & \frac{k_2}{m_1} & -\frac{c_2}{m_1} & \frac{c_2}{m_1} \\ \frac{k_2}{m_2} & -\frac{k_2}{m_2} & \frac{c_2}{m_2} & -\frac{c_2}{m_2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ y_3 \\ y_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{k_1}{m_1} \\ 0 \end{bmatrix} y_0 + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -\frac{U}{m_1} \\ \frac{U}{m_2} \end{bmatrix} \quad 5.24$$

6 SİMÜLASYONLAR

Simülasyonda kullanılan değerler aşağıdaki gibidir

```

h1=.01;
h2=.01;
V=10;
ts1=1;
ts2=1;
te1=ts1+1.414*h1/V;
te2=ts2+1.414*h2/V;
Z1=[ti 0;ts1 0;te1 h1;tf h1];
Z2=[ti 0;ts2 0;te2 h2;tf h2];

%Vehicle Model Parameters%

M=1000;
I_alfa=1400;
I_teta=1600;
m1=60;
m2=60;
m3=60;
m4=60;

k1=15000;%ön sağ süspansiyon yay katsayısı
k2=15000;%ön sol süspansiyon yay katsayısı
k3=20000;%arka sağ süspansiyon yay katsayısı
k4=20000;%arka sol süspansiyon yay katsayısı

c1=1000; %ön sağ süspansiyon sönüm katsayısı
c2=1000;%ön sol süspansiyon sönüm katsayısı
c3=1200;%arka sağ süspansiyon sönüm katsayısı
c4=1200;%arka sol süspansiyon sönüm katsayısı

kt1=150000;%ön sağ teker yay katsayısı
kt2=150000;%ön sol teker yay katsayısı
kt3=170000;%arka sağ teker yay katsayısı
kt4=170000;%arka sol teker yay katsayısı

a=1;
b=1.2;
c=0.70;
d=0.80;

```

Simülasyonlarda üç tip taşıma modeli ele alındı. Bunlar, bağımsız, arka bağımlı ve bağımlı aks tipleridir. Her bir model için yay ve sönümün etkilerini görmek amacıyla aşağıdaki işlemler yapıldı. 1. simülasyonda öncelikle c sönüm katsayısı sabit tutularak yay katsayılarındaki değişimin gövde yer değiştirmeleri (düşey, yalpa, kafa vurma) üzerindeki etkileri incelendi. Bu incelemede aşağıdaki veriler kullanıldı.

| | | |
|------------|----------------------------------|----------------------------------|
| 1 hal için | ön süspansiyon yay katsayıları | $k_{\delta} = 15000 \text{ N/m}$ |
| | arka süspansiyon yay katsayıları | $k_a = 20000 \text{ N/m}$ |
| 2 hal için | ön süspansiyon yay katsayıları | $k_{\delta} = 25000 \text{ N/m}$ |
| | arka süspansiyon yay katsayıları | $k_a = 30000 \text{ N/m}$ |
| 3 hal için | ön süspansiyon yay katsayıları | $k_{\delta} = 35000 \text{ N/m}$ |
| | arka süspansiyon yay katsayıları | $k_a = 40000 \text{ N/m}$ |

Sönüm katsayısı c sabittir.

| | |
|------------------------------------|----------------------------------|
| ön süspansiyon sönüm katsayıları | $c_{\delta} = 1000 \text{ Ns/m}$ |
| arka süspansiyon sönüm katsayıları | $c_a = 1200 \text{ Ns/m}$ |

2. Simülasyonda yay katsayısı sabit tutularak katsayılarındaki sönüm katsayılarının değişiminin gövde yer değiştirmeleri üzerindeki etkisi incelendi. Bu incelemede aşağıdaki veriler kullanıldı.

| | | |
|------------|------------------------------------|----------------------------------|
| 1 hal için | ön süspansiyon sönüm katsayıları | $c_{\delta} = 1000 \text{ Ns/m}$ |
| | arka süspansiyon sönüm katsayıları | $c_a = 1200 \text{ Ns/m}$ |
| 2 hal için | ön süspansiyon sönüm katsayıları | $c_{\delta} = 1300 \text{ Ns/m}$ |
| | arka süspansiyon sönüm katsayıları | $c_a = 1500 \text{ Ns/m}$ |
| 3 hal için | ön süspansiyon sönüm katsayıları | $c_{\delta} = 1600 \text{ Ns/m}$ |
| | arka süspansiyon sönüm katsayıları | $c_a = 1800 \text{ Ns/m}$ |

Yay katsayısı k sabittir.

ön süspansiyon yay katsayıları $k_b = 15000 \text{ N/m}$

arka süspansiyon yay katsayıları $k_a = 20000 \text{ N/m}$

3. Simülasyonda yay katsayılarının taşıt gövde ivmeleri üzerindeki etkilerini görmek için yerdeğiştirmelerin 2.türevleri alınarak inceleme yapıldı. Burada kullanılan veriler 1. Simülasyonda kullanılan verilerdir.

4. Simülasyonda sönüm katsayılarının taşıt gövde ivmeleri üzerindeki etkilerini görmek için yay katsayıları sabit tutularak yerdeğiştirmelerin 2.türevleri alındı. Kullanılan veriler 2. Simülasyondaki değerlerle aynıdır.

5. Simülasyonda yolun pürüzlülüğünden dolayı oluşan teker basınçları incelendi. Bu incelemede giriş olarak basamak fonksiyon kullanıldı. İlk olarak 1. teker basamağa girerken 2. teker dt 'lik gecikme ile giriş yapacaktır. Tekerlek basıncını bulurken aşağıdaki denklemden faydalanılır.

$$P_1 = k_{t1}(x_1 - z_1)$$

P_1 = Tekerlek basıncı

k_{t1} = Tekerin yay katsayısı

x_1 = 1. tekerin yerdeğiştirmesi

z_1 = Yolun pürüzlülüğü

6. Simülasyonda süspansiyon sapma aralıkları incelendi. Bu simülasyonda teker basamağa girdiğinde süspansiyon sıkışmasının zamanla nasıl değiştiği incelendi. Süspansiyon sapma aralığı, bağımsız, arka bağımlı, bağımlı modelin sağ öntekeri için aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$x_5 = y + a \sin \theta - c \sin \alpha - x_1$$

$$x_5 = y + a \sin \theta_1 - c \sin \alpha - x_1$$

$$x_5 = y + a \sin \theta_1 - c \sin \alpha - x_1$$

Not 1: Simülasyon uygulamalarında,

$k_1 = 15000$ N/m, $k_2 = 25000$ N/m, $k_3 = 35000$ N/m değerleri grafiklerde $k_1=15$, $k_2=25$, $k_3=35$ alındı. Aynı zamanda $c_1=1000$ Ns/m, $c_2=1300$ Ns/m $c_3=1600$ Ns/m değerleri grafiklerde $c_1= 10$, $c_2=13$, $c_3=16$ alındı.

Not 2: Teker basıncının grafiklerinde zaman değerleri 1000' bölünerek ifade edildi.

İki serbestlik dereceli taşıtın verileri:

$t_i=0;$

$t_f=4;$

$n=2000;$

$dt=(t_f-t_i)/n;$

$D=45;$

$h=.01;$

$m_2=240;$

$m_1=36;$

$k_1=160000;$

$k_2=16000;$

$b_2=980;$

$t_{o1}=1/15;$

$t_{o2}=1/15;$

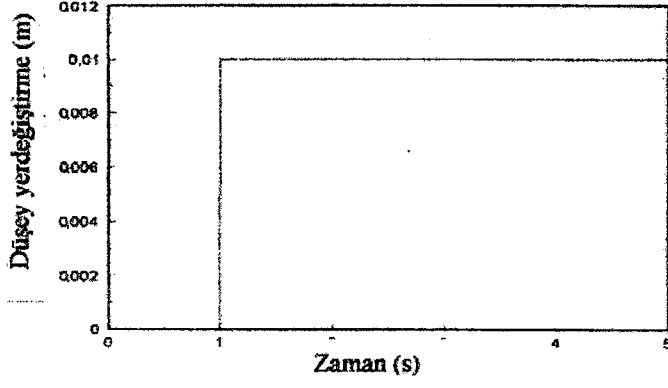
$K=100000;$

$T_d=0.0925;$

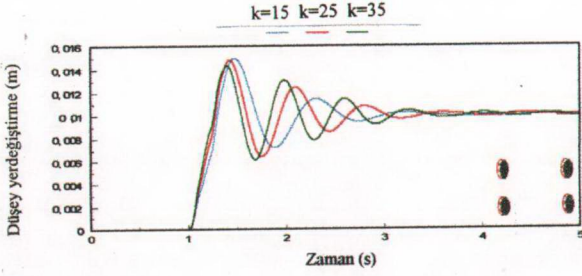
$T_i=1/2.7027;$

İki serbestlik dereceli taşıtın PID kontrolünü yaparken yukarıdaki verilerden faydalanıldı. Taşıtın basamak yol fonksiyonu etkisindeki gövde düşey yer değiştirmeleri, ivmeleri, faz eğrileri ve frekans cevapları elde edildi.

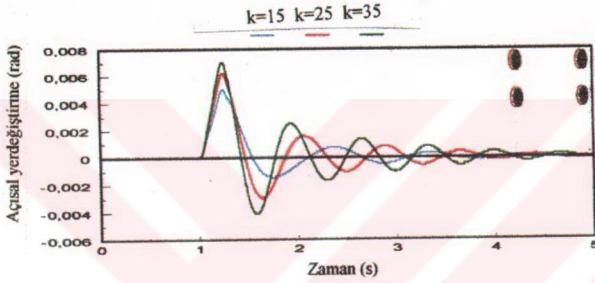
Simülasyon sırasında yol pürüzlülüğü basamak fonksiyon olarak kabul edilmiştir. Bu fonksiyonun şekli aşağıda verilmiştir.



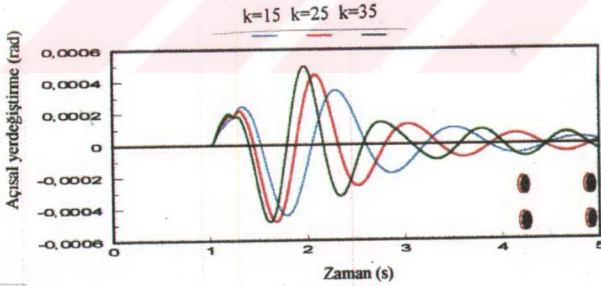
Şekil 6.1 Basamak fonksiyon



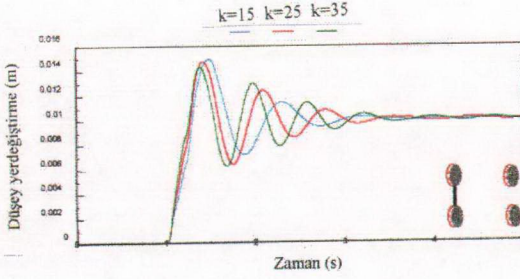
Şekil 6.2 Düsey genliğinin zamanla değişimi (Bağımsız)



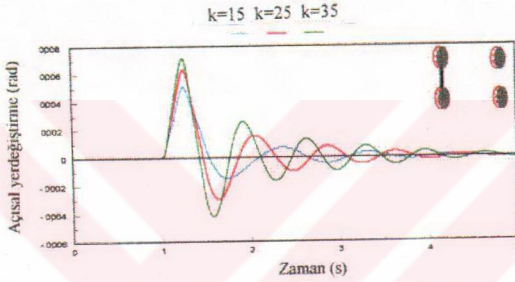
Şekil 6.3 Kafa vurma genliğinin zamanla değişimi (Bağımsız)



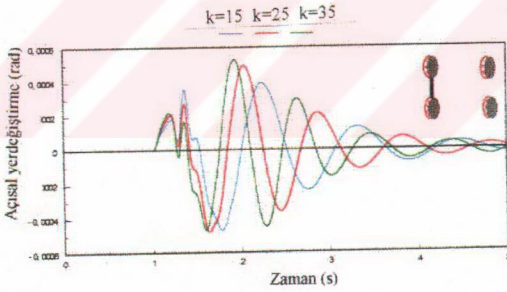
Şekil 6.4 Yalpa genliğinin zamanla değişimi (Bağımsız)



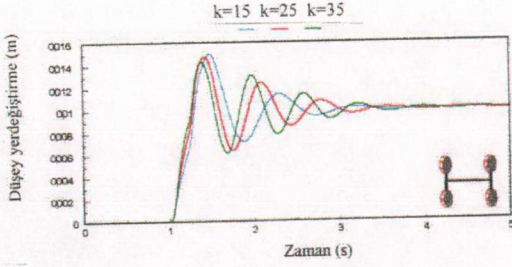
Şekil 6.5 Düşey genliğinin zamanla değişimi (A. Bağımlı)



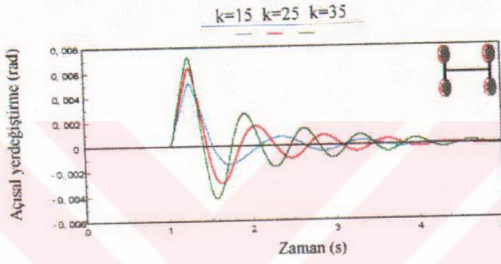
Şekil 6.6 Kafa vurma genliğinin zamanla değişimi (A. bağımlı)



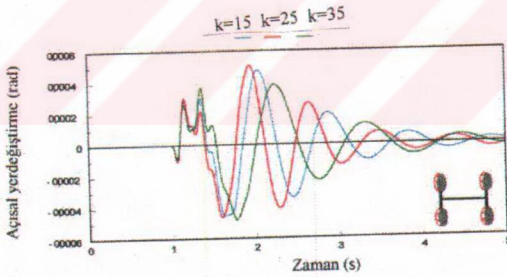
Şekil 6.7 Yalpa genliğinin zamanla değişimi (A. bağımlı)



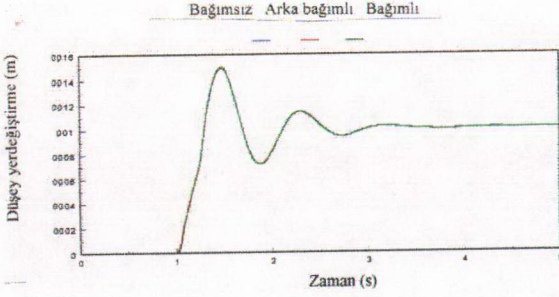
Şekil 6.8 Düşey genliğinin zamanla değişimi (Bağımlı)



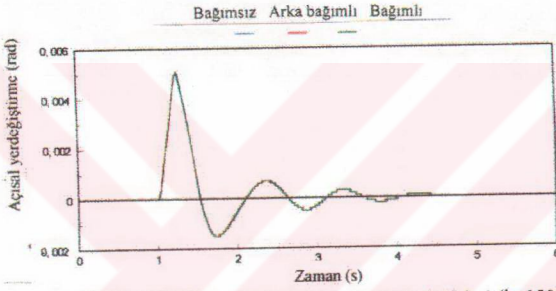
Şekil 6.9 Kafa vurma genliğinin zamanla değişimi (Bağımlı)



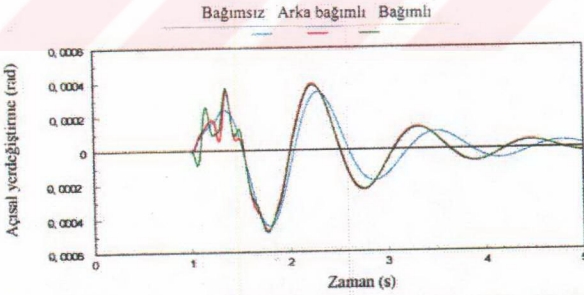
Şekil 6.10 Yalpa genliğinin zamanla değişimi (Bağımlı)



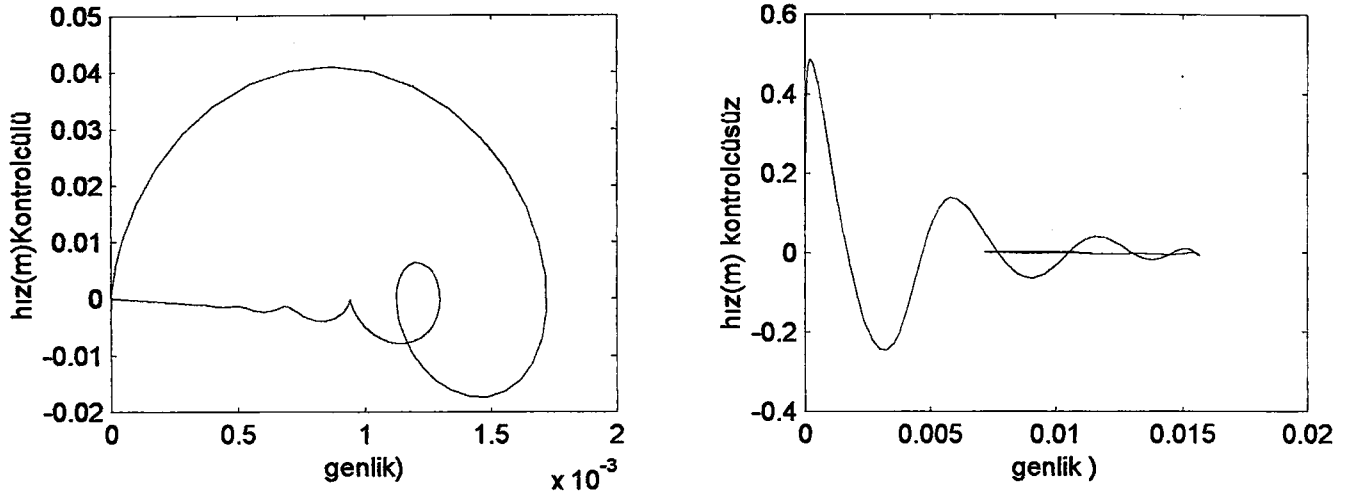
Şekil 6.11 Düşey genliğinin zamanla değişimi ($k=15000$ N/m)



Şekil 6.12 Kafa vurma genliğinin zamanla değişimi ($k=15000$ N/m)



Şekil 6.13 Yalpa genliğinin zamanla değişimi ($k=15000$ N/m)



Şekil 6.116 Hız'ın genlik ile değişimi



6.2 SİMÜLASYON SONUÇLARI

Gövdenin genlikleri

1. simülasyonda gövde, düşey, yalpa ve kafa vurma titreşimleri sabit bir sönüm katsayısına karşılık farklı yay katsayılarının etkileri incelenmiştir. Bu durumda şekil 6.2, 6.3 ve 6.4' de gövde genliklerinin zamanla değişimi görülmektedir. Ön teker yay katsayısı $k=15000$ N/m, arka teker yay katsayısı $k=25000$ N/m değerinde sistemin kendini sönümlemesi daha çabuk olmaktadır. Bu simülasyonu aynı yay katsayıları değerleri için üç model üzerine uyguladığımızda bağımsız modelin sönümleme davranışı diğer modellere şekil 6.13' de görüldüğü gibi yalpa hareketi bariz bir şekilde değişmektedir.

2. simülasyonda sabit bir yay katsayısına karşılık farklı sönüm katsayılarının etkileri incelenmiştir. Şekil 6.20, 6.21, 6.22' de ön teker sönüm katsayısı $c=1600$ Ns/m, arka teker sönüm katsayısı $c=1800$ Ns/m seçilir ise, düşey, yalpa ve kafa vurma genlikleri küçük sönüm değerlerine göre daha çabuk sönümlenir. Bu inceleme, aynı sönüm değerleri için üç model üzerine uygulandığında düşey ve kafa vurma genlikleri açısından karar verilemezken yalpa hareketinde bağımsız modelin sönümleme davranışının diğer iki modele göre daha iyi olduğu görülmektedir. Burada dikkat edilmesi gereken husus, eğer sönüm değeri çok büyük seçilirse titreşimlerin anında sönümleneceği ve bunun da yolcuya olumsuz bir şekilde yansıtacağıdır.

İZMİR İNÖNÜ ÜNİVERSİTESİ
MÜHÜR
F.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMAN YASAKON MERKEZİ

Gövdenin ivmesi

3. simülasyonda sistemi konfor açısından incelemek için ivme değerlerine bakıldı. Bunun için sönüm katsayısı sabit tutup yay katsayılarını değiştirerek gerçekleştirdiğimiz simülasyonlar sonucunda şekil 6.38, 6.39, 6.40' da gövde düşey, yalpa ve kafa vurma genlik ivmelerinin ön teker yay katsayısı $k=15000$ N/m, arka teker yay katsayısı $k=25000$ N/m değerinde hem ivme minimuma inmekte hemde titreşimin sönümlenmesi daha çabuk olmaktadır. Aynı k değerinde şekil 6.47, 6.48, 6.49' da görüldüğü gibi bağımsız ile arka bağımlı modelin ivmeler açısından hemen hemen aynı davranışı gösterirken bağımlı model sistemin sönümlenmesi açısından daha iyidir.

4. simülasyonda sabit bir yay katsayısına karşılık sönüm değerinin ivme üzerindeki etkisini inceleyecek olursak, ivme değerinin sabit bir rejime ulaşmasının daha çabuk sürede gerçekleştiğini, fakat ivmenin arttığını görmekteyiz. Ön teker sönüm katsayısı $c=1600$ Ns/m, arka teker sönüm katsayısı $c=1800$ Ns/m olduğu değerlerde titreşimlerin sönümlenmesi daha çabuk sürede olur. Bir yandan sönümlenme çabuk olurken, diğer bir yanda ivme artmakta ve bu da konforu olumsuz yönde etkilemektedir. Dolayısıyla sönüm değeri ivme açısından ne çok büyük ne de çok küçük seçilmelidir.

Süspansiyon sapma aralığı

5. simülasyonda, süspansiyon sapma aralığının zamanla değişimi incelenmiştir. Burada k 'nın büyük olduğu değerlerde süspansiyon sapma aralığının daha az olduğu ve sönümlenmenin çabuk olduğu şekil 6.80, 6.81, 6.82'den görülür. Aynı zamanda c değerinin büyük olması halinde süspansiyon aralığının minimum olur. Süspansiyon sistemlerinde sönümün asıl işlevi, taşıt seyir halinde iken yayın sıkışması durumunda depoladığı enerjiyi aniden geri vermesinden doğabilecek olumsuzlukların önüne geçmektir. Sönüm değerinin büyüklüğü yayın depoladığı enerjiyi yavaş veya hızlı bir şekilde vermesini sağlar.

Tekerlek basınçları

6. simülasyonda teker basınçlarını incelerken sağ ön tekerin basamağa girdiği anda sistemin davranışı incelendi. Arka tekerlerde dt 'lik zaman gecikmesiyle yoldan etkilenmektedir. Basamak fonksiyonu şekil 6.1 de gösterilmiştir. Taşıt tekerinin yola uyguladığı kuvvetin bir ifadesi olan P teker basıncının teker yay katsayıları ile değişimi incelemesinde yay katsayısı k 'nın küçük olduğu durumda basıncın azaldığı şekil 6.86, 6.87, 6.88'de görülür. Dinamik tekerlek basıncı çok büyük olursa yol ve tekerlek aşınmasına neden olacaktır. Eğer çok küçük olursa da taşıtın manevra ve kumanda kabiliyetini azaltacaktır.

Frekans cevapları

7. simülasyonda, taşıt yedi serbestlik derecesine sahip olmasına rağmen frekans cevaplarında iki adet belirgin tabii frekans değeri görülmektedir. Gövdenin düşey, yalpa ve kafa vurma yer değiştirmesinin tabii frekans değerleri birbirine çok yakın çıkmaktadır. Aynı şekilde aks frekanslarında birbirine eşit olduğu için eğride tek değer olarak görülmektedir. Frekans cevapları incelendiğinde bağımlı modelin kritik frekans değerlerinin diğer modellere göre büyük çıktığı görülür. Faz alanı eğrisine bakarak üç modelde de sistemin kararlı olduğu görülür.

PID kontrol

İki serbestlik dereceli taşıt modeli için PID kontrol uygulamasında simülasyon sonuçları şekil 6.107' de görülmektedir. Kontrol katsayıları Ziegler-Nicholes metodu kullanılarak elde edildi. Burada PID kontrol uygulaması ile gövdenin düşey genliklerini düşürülmüştür.

KAYNAKLAR

Chalasanı, R.M., (1986), " Ride Performance Potential of Active Suspension Systems-Part 1: Simplified Analysis Based On a Quarter- Car Model", Vehicle system Dynamics

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

Darling, J., Hickson, L.R., (1998), "An Experimental Study of a Prototype Active Anti-Roll Suspension System", Vehicle system Dynamics, V.29, p.p.309-329

Elbehery, E.M., Karnoop, D.C., Elaraby, M.E., ve Abdelraouf A.M., (1996), "Suboptimal Control Design of Active and Passive Suspensions Based on a Full Car Model", Vehicle System Dynamics, V.26, p.p. 197-222

Gillespie, T.D.(1992), "Fundamentals of Vehicle Dynamics", Published by Society of Automotive Engineers, United States of America.

Gordon, T.J., Palkovics, L., Pilbeam, C., ve Sharp, R.S., (1995), "Second Generation Approaches to Active and Semi-Active Suspension Control System Design"

Güney, A., (1986), "Tekerlek Asılış Sistemlerinin Taşıt Titreşimlerine Etkisi", Doktora Tezi, İTÜ.

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

Gürsoy, Z., (1995), "Aktif Süspansiyon Sistemleri", Yüksek Lisans Tezi, İTÜ.

Hac, A., Youn, I., (1992), "Optimal Semi-Active Suspension with Preview Based on a Quarter Car Model", Transactions of the ASME, V.114, pp.84-92

Hac, A., Youn, I., (1993), "Optimal Design of Active and Semi-Active Suspensions Including Time Delays and Preview", Transactions of the ASME, V.115, pp.498-508

Hedrick, J.K., Wormly, D.N., (1995), "Active Suspensions for Ground Transport Vehicles- A State of the Art Review", Vehicle System Dynamics,

Heisler, H.,(1989), "Advanced Vehicle Technology", London Melbourne Auckland

Huisman, R.G.M., Veldpaus, F.E., VanHeck, J.G.AM ve Kok, J.J., (1993) "Preview Estimation and Control for (Semi-) Active Suspensions", V.22, p.p. 335-346

Johnson, C., (1993), "Process Control Instrumentation Technology", Prentice Hall Career

Kaya, F., (1991), "Titreşim Mühendisliği", YTÜ.

Lee, J., Yoo, H.H. ve Lee, J.M.,(1997) " High Frequency Characteristic of a Front Wheel Suspension", Vehicle Suspension Dynamics, V.28, p.p. 261-271

Lieh, J., (1993), "Semiactive Damping Control of Vibrations in Automobiles", Transactions of The ASME, V.115, pp.340-343

Lizell, M., (1996), "Dynamics Levelling A Low Power Active Suspension with Adaptive Control", Vehicle system Dyanamics,

Özdaş, N., Dinibütün, T., ve Kuzucu, A., (1988), "Otomatik Kontrol", İTÜ.

Özlü, F., (1994), "Taşıt Titreşim Analizi", Doktora Tezi, İTÜ.

Rajamani, R., Hedrick, J.K., (1994), "Semi-Active Suspensions a Comparision Between Theory and Experiments.", Department of Mechanical Engineering, University of California at Berkeley

Sharp, R.S., Crolla D.A. (1987), " Road Vehicle Suspension System Design-a Review" , Vehicle System Dynamics, V.16, p.p. 167-192

Smith, M.C., (1995), "Achiavable Dynamics Response for Automotive Active Suspensions", Vehicle system Dyanamics, V.24, p.p. 1-33

Tobata, H., Fukuyama, Kimura, T. ve Fukushima, N.,(1993). "Advanced Control Methods of Active Suspension", Vehicle system Dyanamics, V.22, p.p. 347-358

Tseng, H.E.,Hedrick, J.K., (1994), "Semi-Active Control Laws-Optimal and Sub-optimal", Vehicle System Dynamics, V.23, pp.545-569

Williams, D.E., Haddad, W.M., (1997), "Active Suspension Control to Improve Vehicle Ride and Handling", Vehicle system Dyanamics, V.28, p.p. 1-24

Williams, R.A., (1997), "Automotive Active Suspensions, Basic Principles", Proc. Instn. Mech. Engrs., V.211, Part D

Williams, R.A.,(1997), "Automotive Active Suspensions, Practical Considerations ", Proc. Instn. Mech. Engrs., V.211, Part D

Yağız, N., (1986), "Effects of Dry Friction on Suspension Dynamics and Vehicle Ride", Y.Lisans, ODTÜ.

Yağız, N., (1993), "Bond Graf Metodu ile Taşıt Süspansiyon Sisteminin Modellenmesi ve Simülasyonu", Doktora Tezi, İ.Ü.

Yu, F., Crolla, D.A.,(1998), "An Optimal Self-Tuning Controller for an Active Suspension", Vehicle System Dynamics, V.29, p.p.51-65

Yüksek,İ., (1986), "Taşıt Titreşimlerinin Optimizasyonu" ,Doktora Tezi, YTÜ

Yüksel, İbrahim., (1991), "Otomatik Kontrol Sistem Dinamiği ve Denetim Sistemleri", Uludağ Üniversitesi.

Ek 1

İleride yapılacak çalışmalar için faydalı olacağını düşündüğümüz literatür bilgileri

Abdel Hady,MBA.,(1995), Crolla,DA.,“Theoretical Analysis of Active Suspension Performans Using a Four Wheel Vehicle Model “ , Proc.Instn.Mech.Engrs. Vol.203

Besinger, F.H.,D.,Cebon and Cole, D.J., (1995),“Force Control of a Semi-Active Damper”
Vehicle System Dynamics, V.24, pp.695-723

Besinger, F.H., Cebon, D., and Cole, D.J., “An Experimental Investigation Into The Use of Semi-Active Dampers on Heavy Lorries”, Vehicle System Dynamics,

Cho,D., Hedrick ,J.K.,(1985),“Pneumatic Actuators for Vehicle Active Suspension Applications “ , Journal of Dynamics, Measurement and Control, V.107/67

Cooke, R., Crolla, D.A and M.Abe, (1995), ”Modelling Combined Ride and Handling Monoeuures for a Vehicle with Slow-Active Suspensions”, Vehicle System Dynamics, 27 pp.457-476

Crolla, D.A., and Abdel-hady , M.B.A, (1991) “Active Suspension Control Performance Comparisons Using Control Laws Applied to a Full Vehicle Model”, Vehicle System Dynamics, V.20, pp.107-120

Demic, M., (1990), “A Contribution to the Optimization of the Characteristics of Elasto damping Elements of Pasenger Cars”, Vehicle System Dynamics, V.19,pp.3-18

Edge, C.Yeh and Tsao, Y.J., “A fuzzy Preview Control Scheme of Active Suspension for Rough Road.”, Vehicle System Dynamics

Elmadany, Mohamed M., (1990),“Optimal Linear Active Suspensions With Multivariable İntegral control “, Vehicle System Dynamics, V.19 ,pp, 313-329

Esmailzadeh,E. and Boteni,H.,“Optimal Active Suspensions With Full State Feedback Control”, Proc. Instn. Mech.Engrs.

Jonsson, M., (1991), “Simulation of Dynamical Behaviour of a Front Wheel Suspension”
Vehicle System Dynamics, V.20, pp.269-281

Karnopp, Dean., (1983),“Active Damping in Road Vehicle Suspension Systems ”, Vehicle System Dynamics, V.12 pp.291-316

Karnopp ,D., (1992), “Power Requirements for Vehicle Suspension Systems”,Vehicle System Dynamics, V.21, pp.65-71

Lin ,R.j., Cebon., D.and Cole D.J., (1996), “Active Roll Control of Articulate Vehicles”
Vehicle System Dynamics, V.26, pp.17-43

Louam ,N., Wilson, D.A.and Sharp, R.S.,(1992),”Optimization and Performance Enhancement of Active Suspensions for Automobiles under Preview of the Road”, Vehicle System Dynamics, V.21, pp.39-63

Marsh , C., Gordon , T.J. and Wu, Q.H., (1996), “Application of Learning Automata to Controller Design in Slow-Active Automobile Suspensions”, Vehicle System Dynamics V.25, pp.169-183

Narayanan, S., and Raju, G.V., (1992) “Active Control of Non-stationary Response of Vehicles with Non-linear Suspensions”, Vehicle System Dynamics, V.21, pp.73-87

Pilbeam , C. and Sharp, R.S., (1996), “Performance Enhancement By Control Law Adaptation in Slow-Active Road Vehicle Suspensions”, Vehicle System Dynamics, V.25 pp.533-546

Pilbeam, C., and Sharp, R.S., (1996) “Performance Potential and Power Consumption of Slow-Active Suspensions with Preview”, Vehicle System Dynamics, V.25, pp.533-546

Redfield, Robin C., (1991),“Performance of Low-bantwith, Semi-Active Damping Concepts For Suspensions”, Vehicle System Dynamics, V. 20, pp.245-267

Sharp, R.S., and Pan, D., “On Active Roll Control For Automobiles” Vehicle System Dynamics,

Sharp, R.S., Hassan,J.H.,“ Performance Predictions for a Pneumatic Active Car Suspension System “, Proc.Instn.Mech.Engrs.V.202 , No=D4

Sharp, R.S., Hassan, SA,“The Relative Performance of Passive, Active and Semi-active Car Suspensions Systems “, Proc. Instn. Mech.Engrs., V.200, No=D3

Stensson, A., Asplund, C., and Karlsson, L., (1994) “The Nonlinear Behaviour of a MacPherson Strut Wheel Suspension”, Vehicle System Dynamics,V.23, pp.85-106

Thompson, A.G., and Davis, B.R., (1989) “ Optimal Linear Active suspension with Vibration Absorbers and İntegral Output Feedback Control “, Vehicle System Dynamics V.18, pp.321-344

Venhovens, P.J.T.H., Vonder Knaap, A.C.M., “Semi-Active Control of Vibration and Attitude of Vehicles”, Vehicle System Dynamics

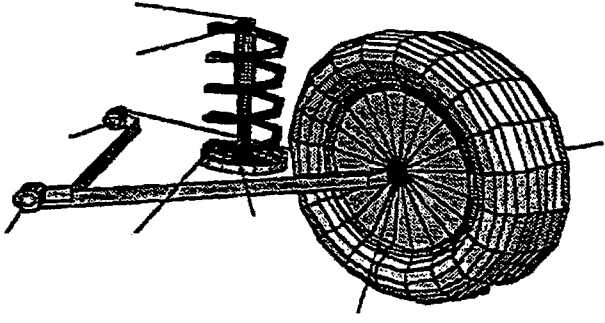
Yamaguchi, H., Doi, S.I., Iwama, N., and Hayashi, Y.,(1993) “Experimental Study of System Optimization for Suppression of Vehicle Vibration“,Vehicle System Dynamics V.22, pp.299-308

Not : Bu yayınlar aşağıda verilen kütüphanelerden temin edilebilir.

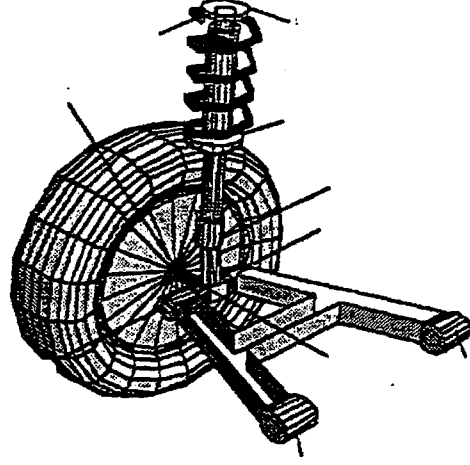
- 1- İTÜ Makina Fakültesi Kütüphanesi
- 2- YTÜ Sabancı Kütüphanesi

EK-2

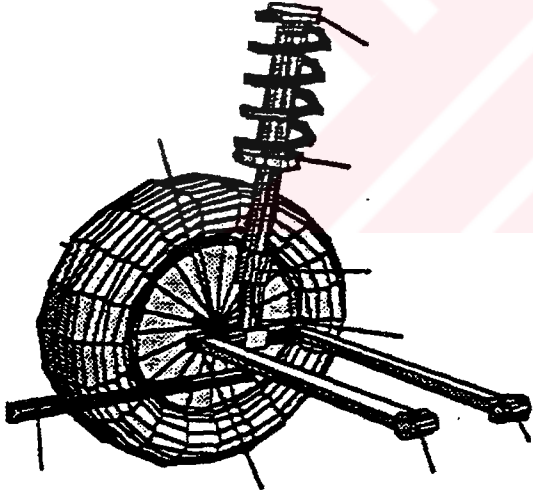
1 SÜSPANSİYON ASILIŞ TIPLERİ



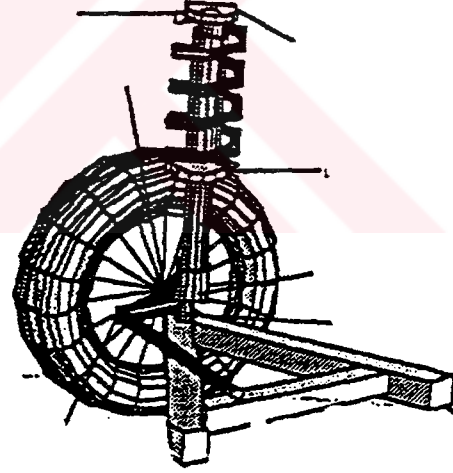
Şekil 1 Kısa pendül kollu asılış

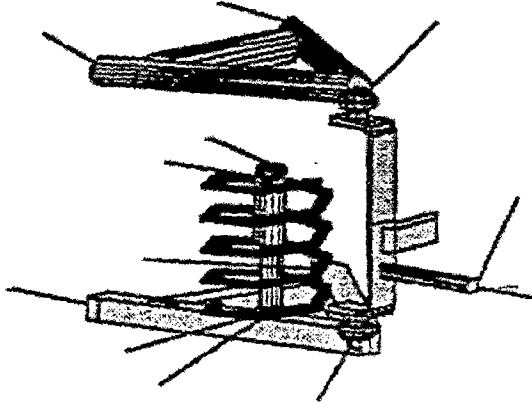


Şekil 2 McPherson H-tipi alt kollu asılış

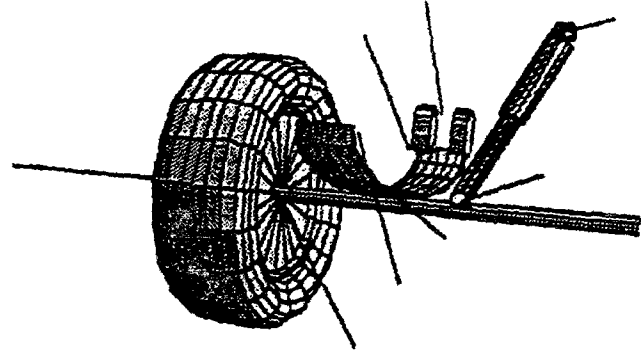


Şekil 3 Arka süspansiyon

Şekil 4 McPherson A-tipi alt kollu asılış
(McPherson strut A-arm)

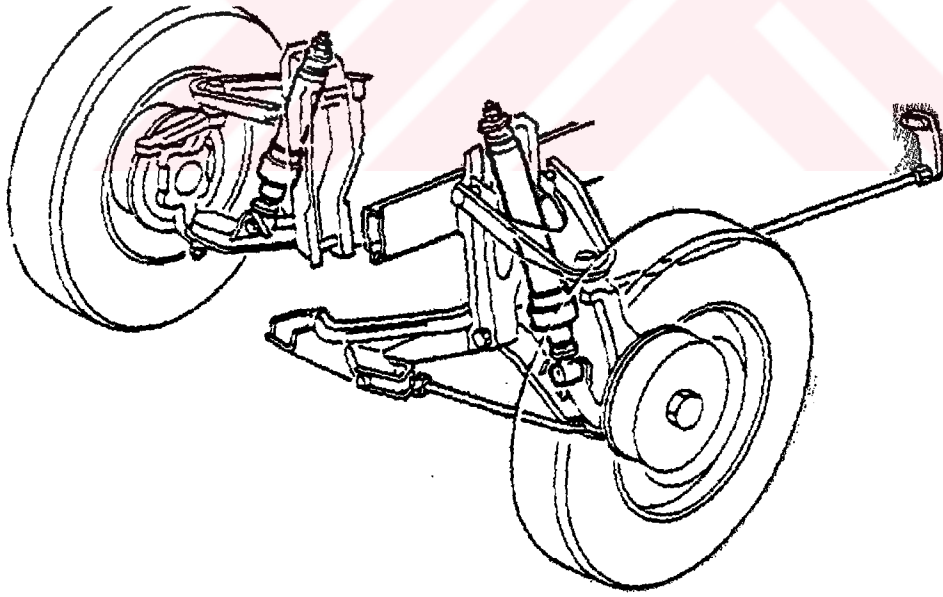


Şekil 5 Çift kollu asılış

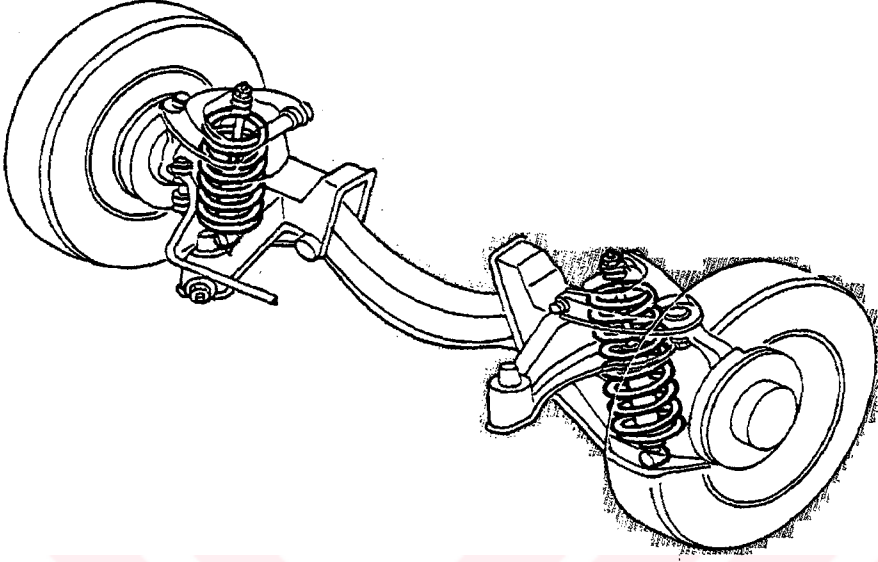


Şekil 6 Katı aks

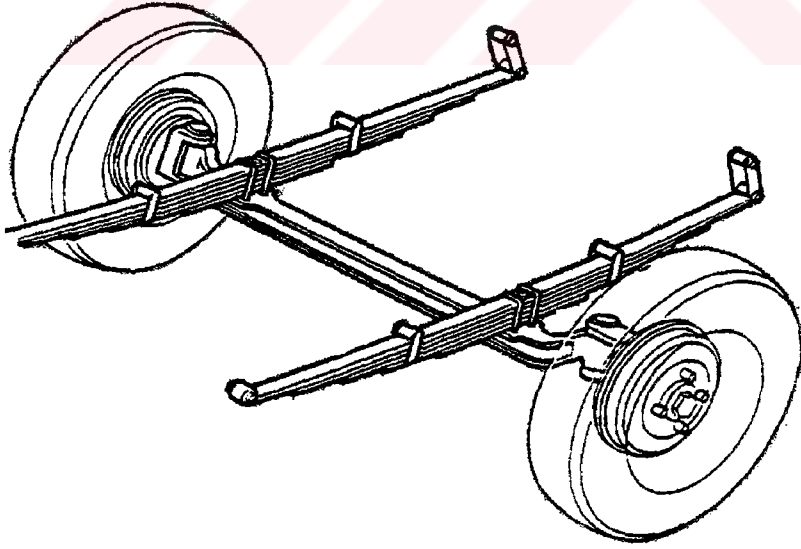
2 ÖN SÜSPANSİYONLAR



Şekil 7 Üçgen salıncaklı ve torsion çubuklu süspansiyon

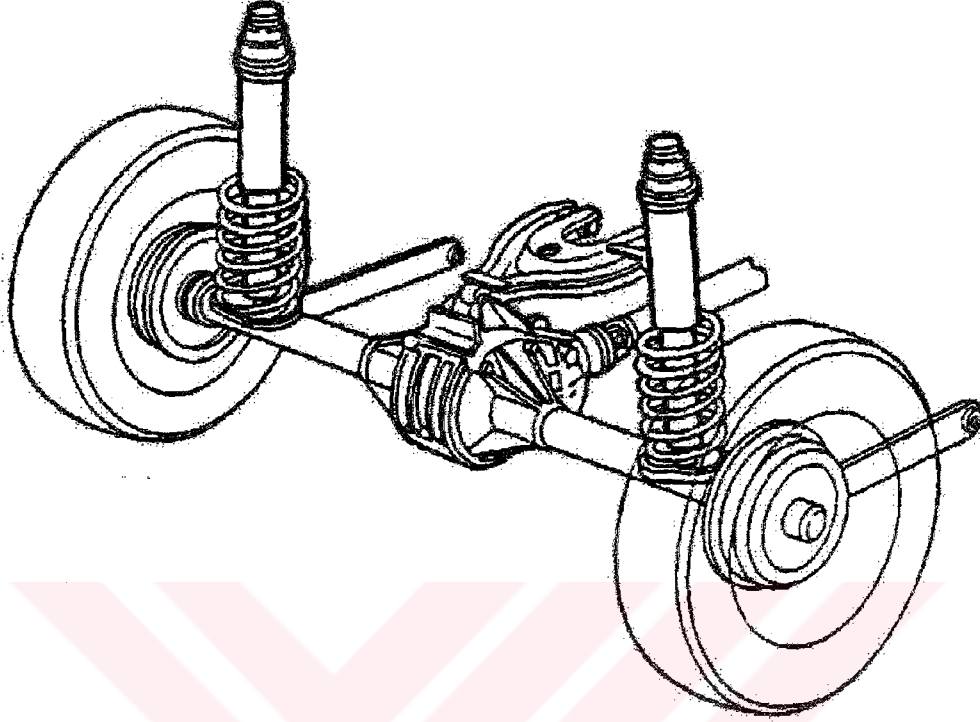


Şekil 8 Üçgen salıncaklı ve helezonlu süspansiyon

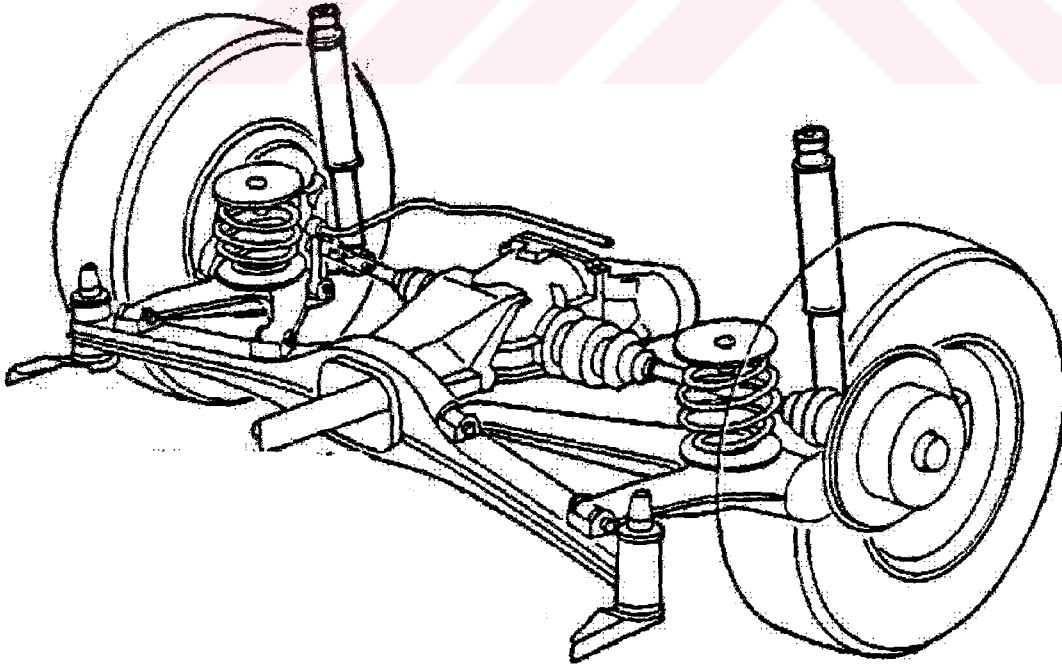


Şekil 9 Rijit aks

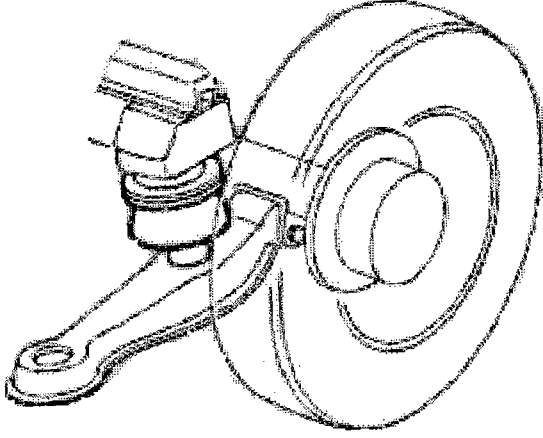
3. ARKA SÜSPANSİYONLAR



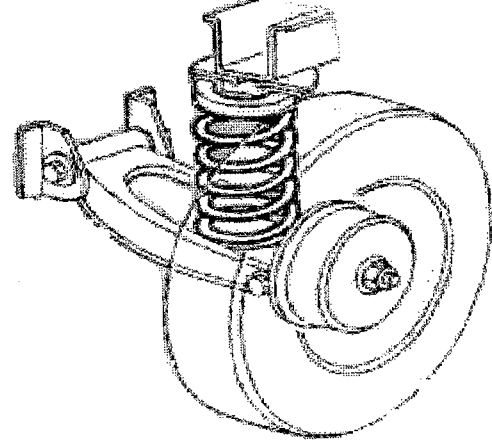
Şekil 10 Rijit arka aks



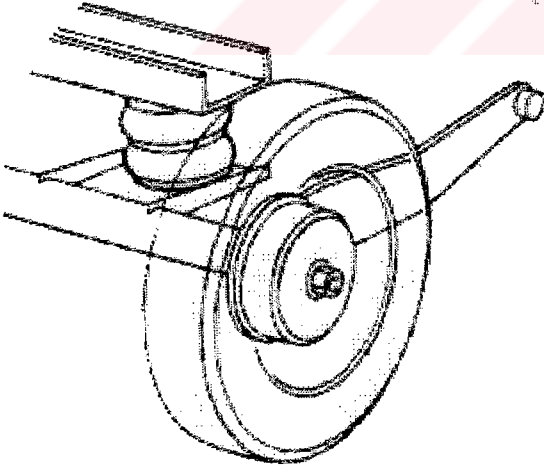
Şekil 11 Helezonlu arka aks

4. Yaylar

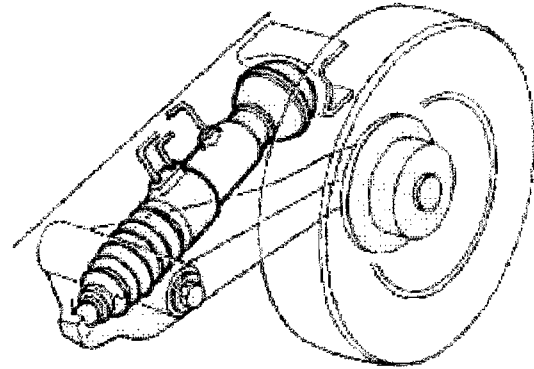
Şekil 12 Kauçuk yay



Şekil 13 Helisel yay



Şekil 14 Havalı yay



Şekil 15 Pnömatik yay

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi 08.08.1974

Doğum yeri Beykoz

Lise 1989 - 1991 Beykoz Denizcilik ve Su Ürünleri Meslek Lisesi

Lisans 1992 - 1996 Yıldız Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi
Makina Mühendisliği Bölümü

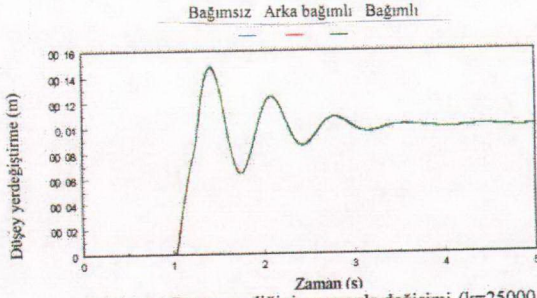
Çalıştığı Kurumlar

1998 - Yıldız Teknik Üniversitesi, Makine Fakültesi
Gemi İnşaatı Mühendisliği Bölümü
Araştırma Görevlisi

Diğer

Medeni Hal Bekar

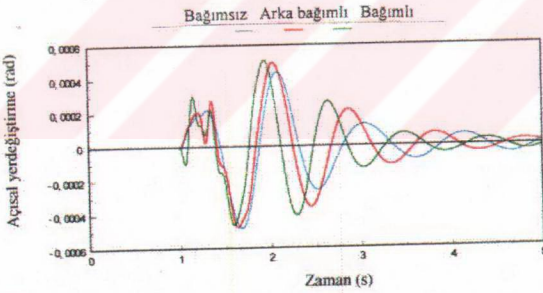
Yabancı Dil İngilizce



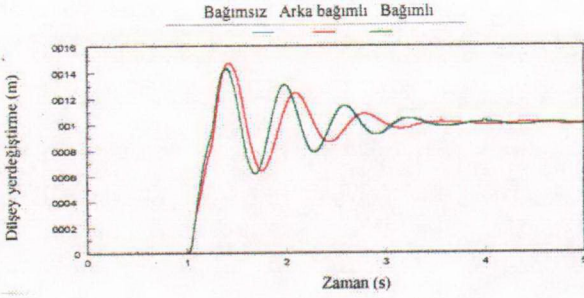
Şekil 6.14 Düşey genliğinin zamanla değişimi ($k=25000$ N/m)



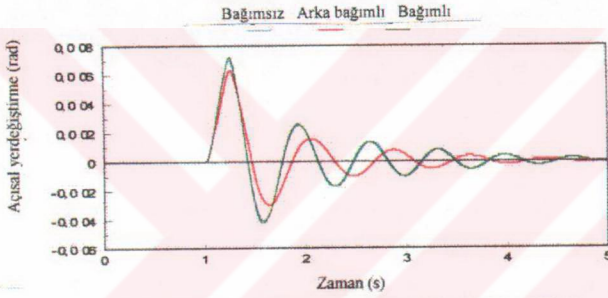
Şekil 6.15 Kafa vurma genliğinin zamanla değişimi ($k=25000$ N/m)



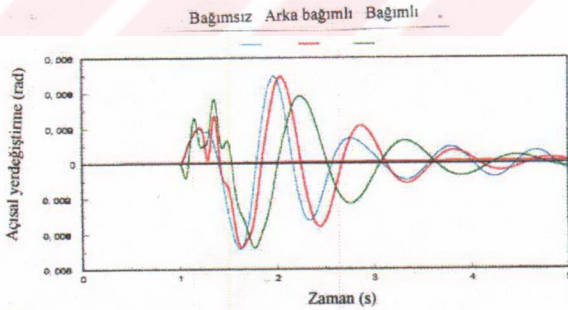
Şekil 6.16 Yalpa genliğinin zamanla değişimi
($k=25000$ N/m)



Şekil 6.17 Düşey genliğinin zamanla değişimi
($k=35000\text{N/m}$)

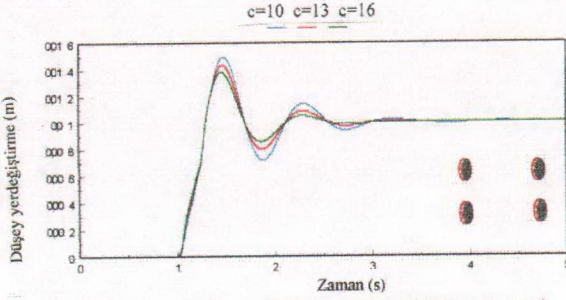


Şekil 6.18 Kafa vurma gen. zamanla değiş. ($k=35000\text{N/m}$)

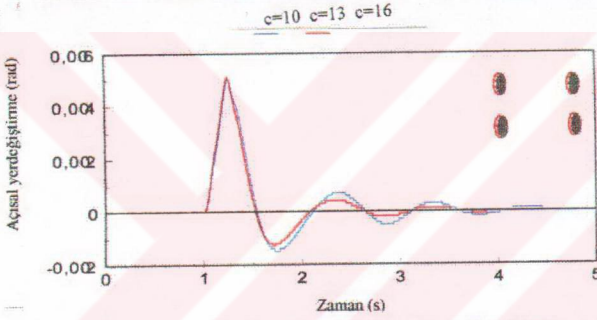


Şekil 6.19 Yalpa har. zam. değiş ($k=35000\text{N/m}$)

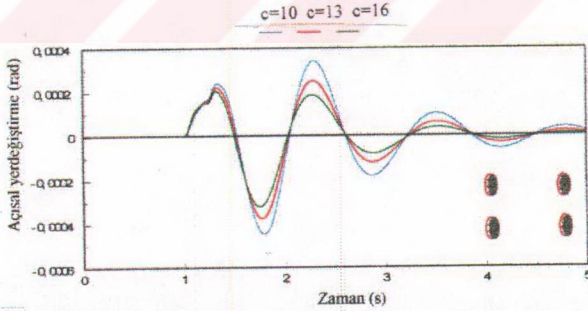
c'ye bağılı genlik değişimi



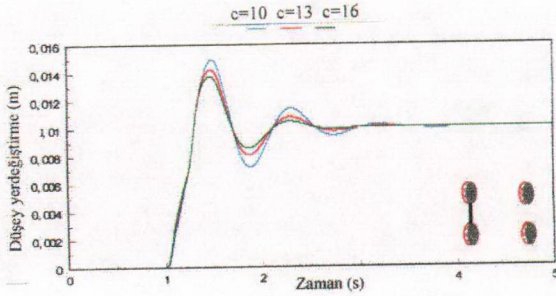
Şekil 6.20 Düşey genliğin zamanla değişimi (Bağımsız)



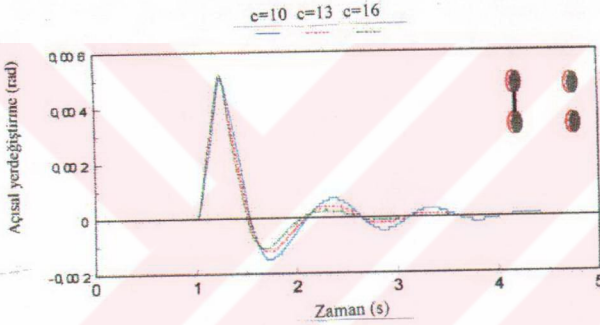
Şekil 6.21 Kafa vurma genliğinin zamanla değişimi (Bağımsız)



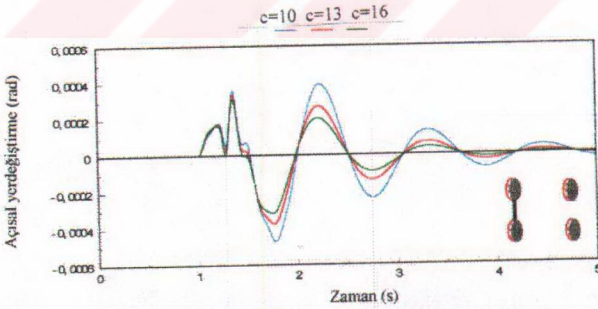
Şekil 6.22 Yalpa genliğinin zamanla değişimi (Bağımsız)



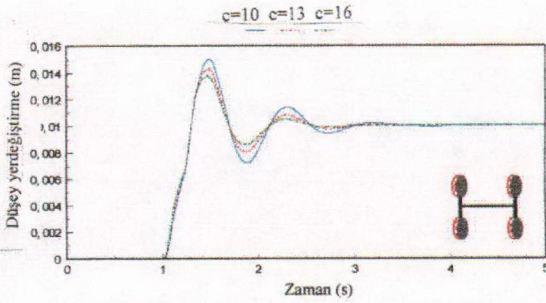
Şekil 6.23 Düşey genliklerinin zamanla değişimi (Arka bağımlı)



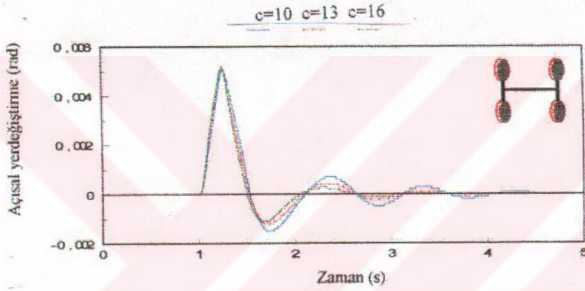
Şekil 6.24 Kafa vurma genişliğinin zamanla değişimi (Arka bağımlı)



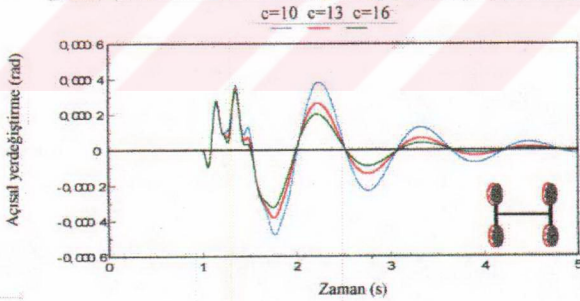
Şekil 6.25 Yalpa genişliğinin zamanla değişimi (Arka bağımlı)



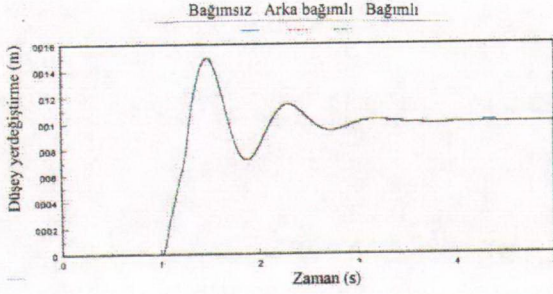
Şekil 6.26 Düşey genliklerinin zamanla değişimi (Bağımlı)



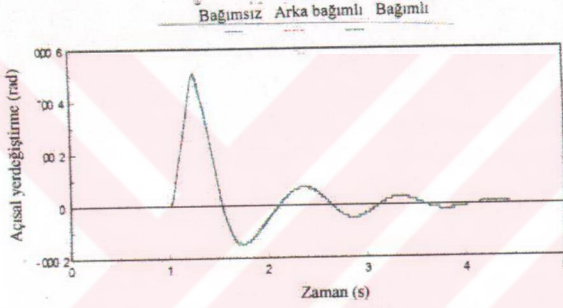
Şekil 6.27 Kafa vurma hareketinin zamanla değişimi (Bağımlı)



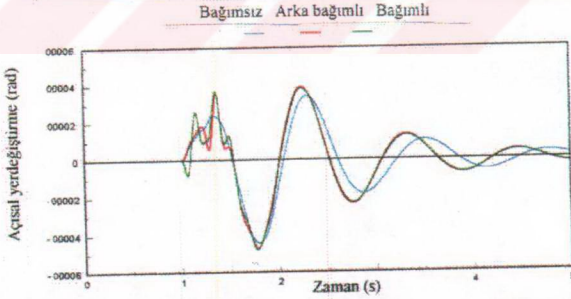
Şekil 6.28 Yalpa genliğinin zamanla değişimi (Bağımlı)



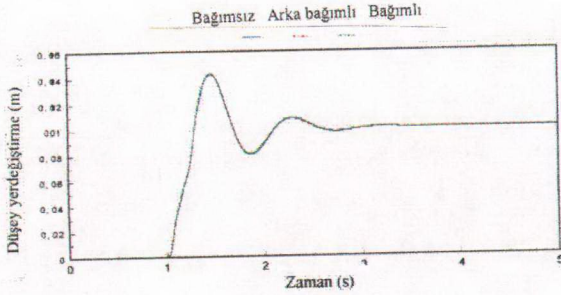
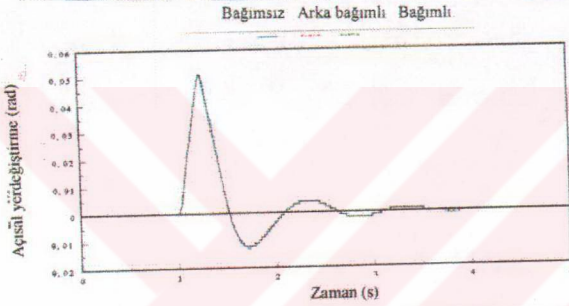
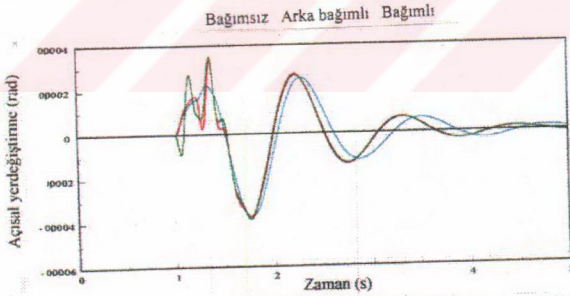
Şekil 6.29 Düşey genliğin zamanla değişimi ($c=1000$ Ns/m)

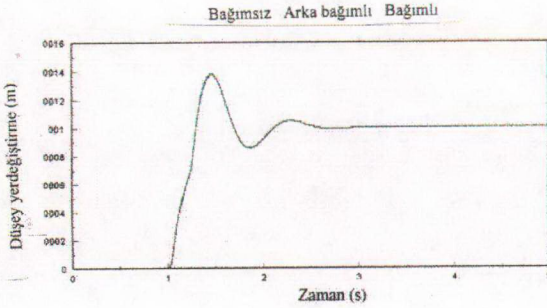


Şekil 6.30 Kafa vurma hareketinin zamanla değişimi ($c=1000$ Ns/m)

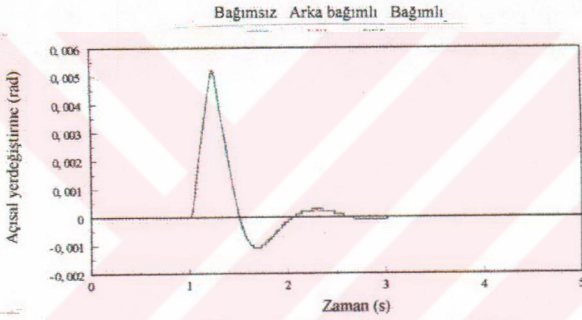


Şekil 6.31 Yalpa hareketinin zamanla değişimi ($c=1000$ Ns/m)

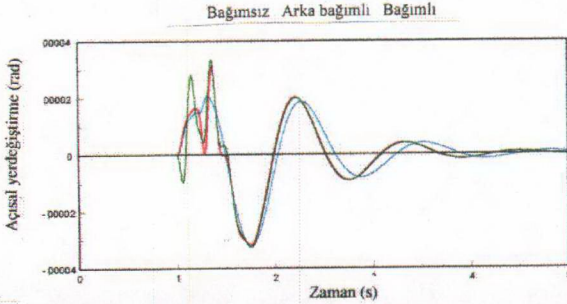
Şekil 6.32 Düşey genliğin zamanla değişimi ($c=1300$ Ns/m)Şekil 6.33 Kafa vurma hareketinin zamanla değişimi ($c=1300$ Ns/m)Şekil 6.34 Yalpalama hareketinin zamanla değişimi ($c=1300$ Ns/m)



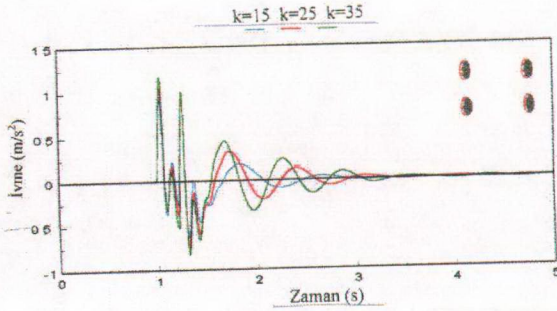
Şekil 6.35 Düşey genliğin zamanla değişimi ($c=1600$ Ns/m)



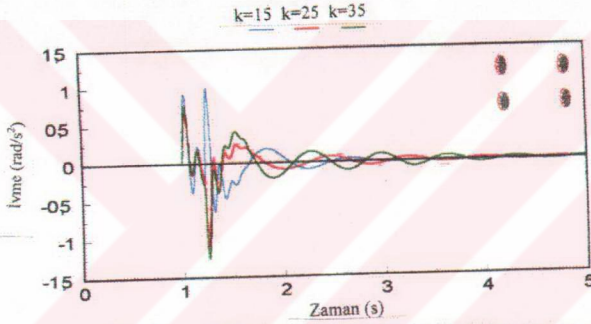
Şekil 6.36 Kafa vurma hareketinin zamanla değişimi ($c=1600$ Ns/m)



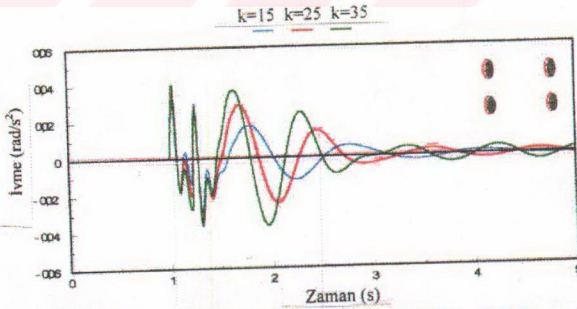
Şekil 6.37 Yalpa hareketinin zamanla değişimi ($c=1600$ Ns/m)



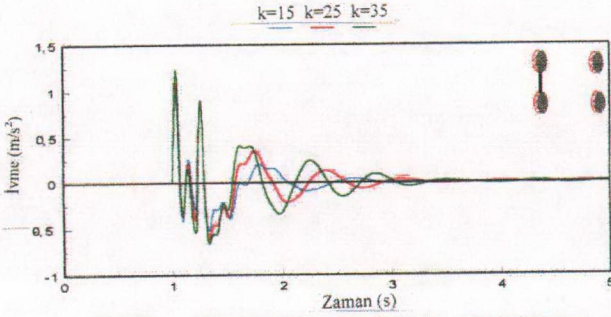
Şekil 6.38 Düşey genliğin zamanla değişimi (Bağımsız)



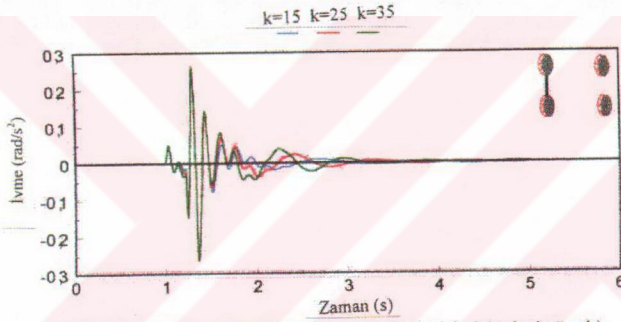
Şekil 6.39 Kafa vurma ivmesinin zamanla değişimi (Bağımsız)



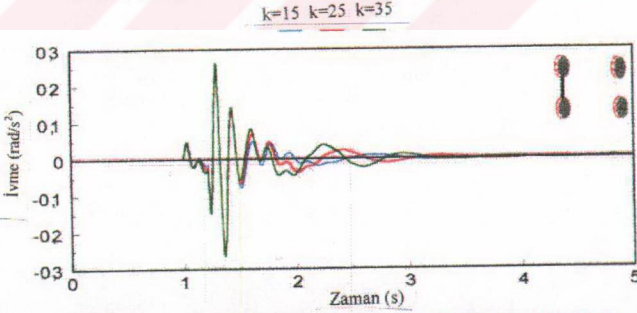
Şekil 6.40 Yalpalama ivmesinin zamanla değişimi (Bağımsız)



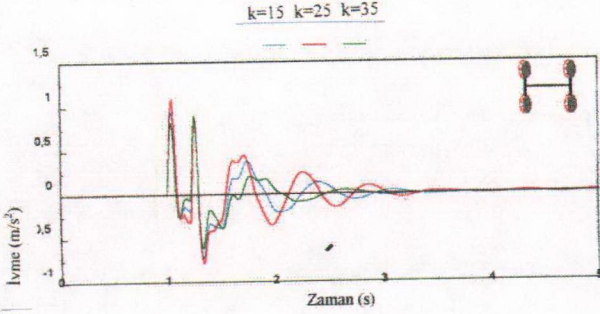
Şekil 6 41 Düşey genliğin zamanla değişimi (Arka bağımlı)



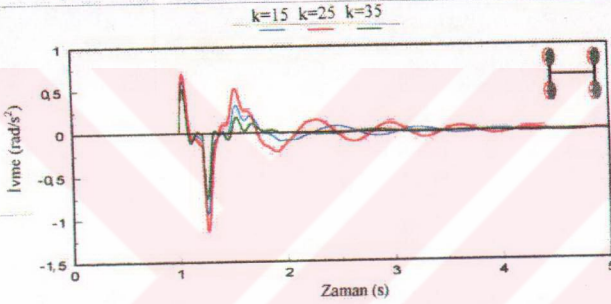
Şekil 6 42 Kafa vurma ivmesinin zamanla değişimi (Arka bağımlı)



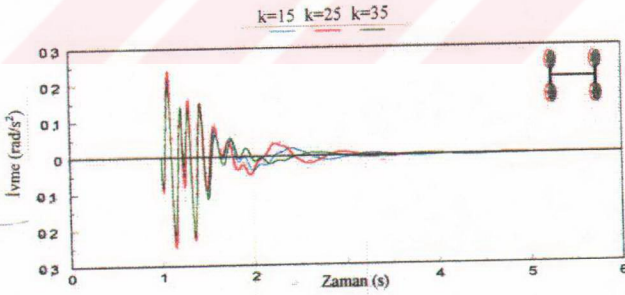
Şekil 6 43 Yalpalama ivmesinin zamanla değişimi (Arka bağımlı)



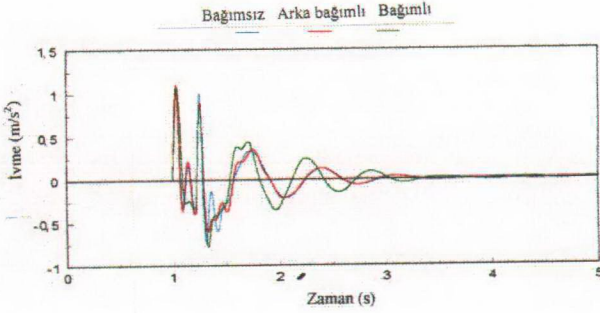
Şekil 6.44 Düşey ivmenin zamanla değişimi (Bağımlı)



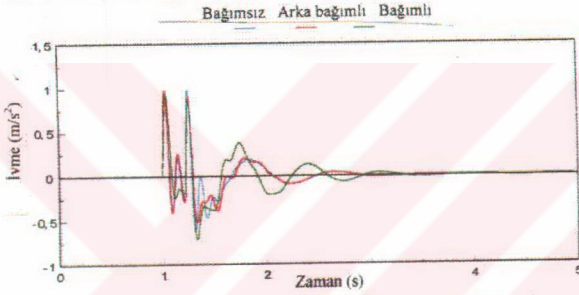
Şekil 6.45 Kafa vurma ivmesinin zamanla değişimi (Bağımlı)



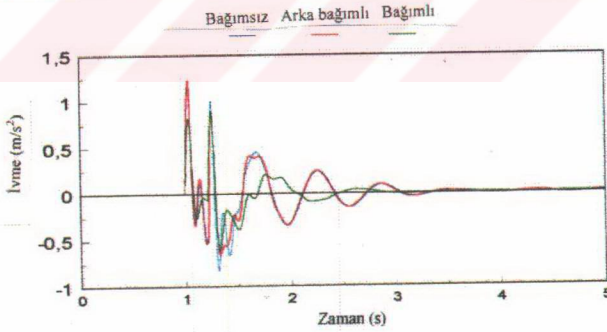
Şekil 6.46 Yalpalama ivmesinin zamanla değişimi (Bağımlı)



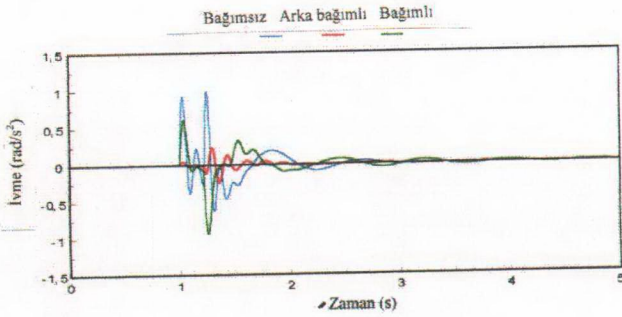
Şekil 6.47 Düşey ivmenin zamanla değişimi ($k=15000$ N/m)



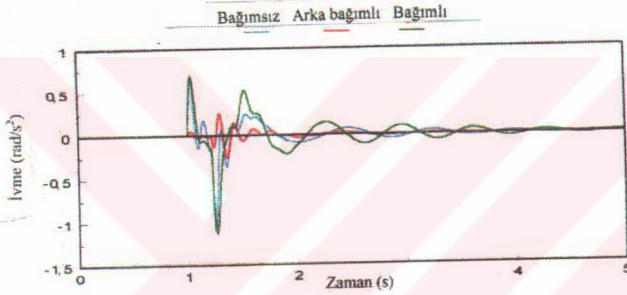
Şekil 6.48 Düşey ivmenin zamanla değişimi ($k=25000$ N/m)



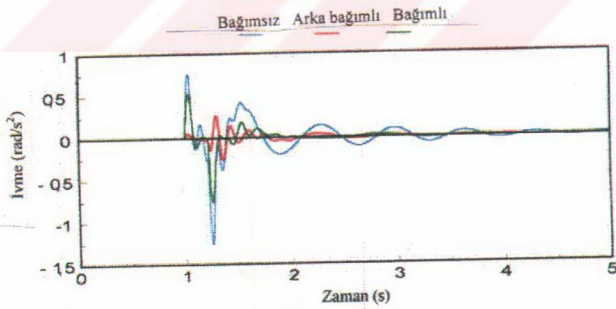
Şekil 6.49 Düşey ivmenin zamanla değişimi ($k=35000$ N/m)



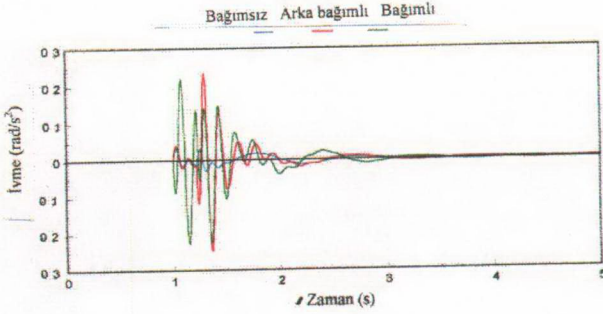
Şekil 6.50 Kafa vurma gen. ivmesinin zamanla değişimi
($k=15000$ N/m)



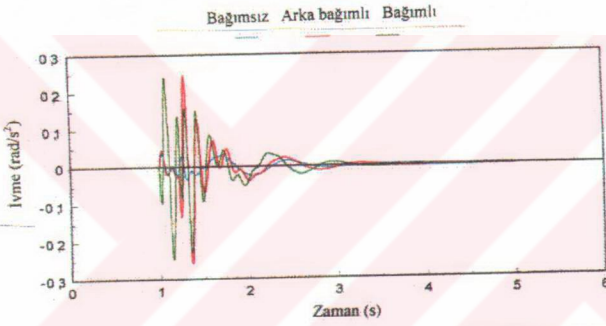
Şekil 6.51 Kafa vurma ivmesinin zamanla değişimi
($k=25000$ N/m)



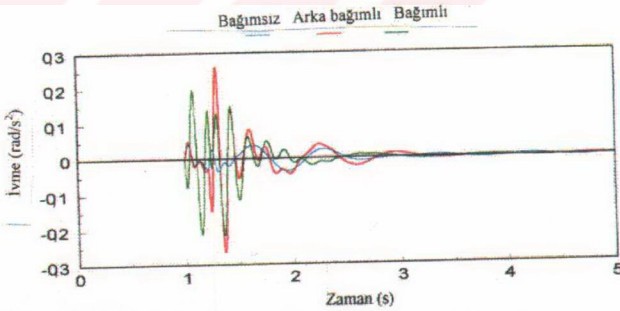
Şekil 6.52 Kafa vurma ivmesinin zamanla değişimi
($k=35000$ N/m)



Şekil 6.53 Yalpalama ivmesinin zamanla değişimi ($k=15000$ N/m)

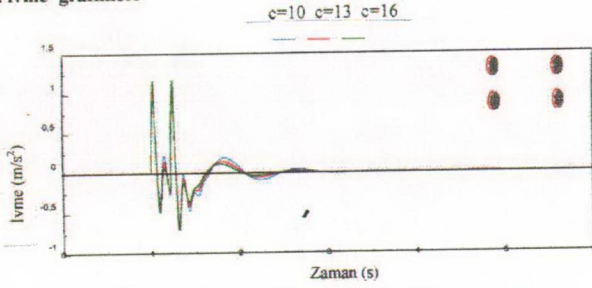


Şekil 6.54 - Yalpalama ivmesinin zamanla değişimi ($k=25000$ N/m)

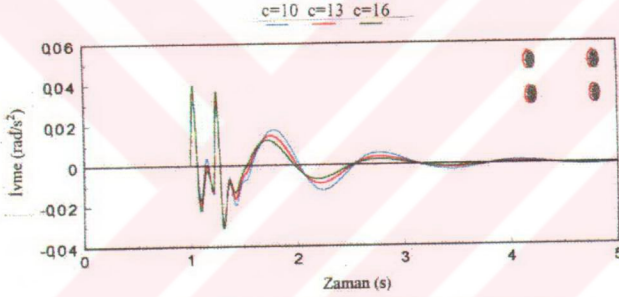


Şekil 6.55 Yalpalama ivmesinin zamanla değişimi ($k=35000$ N/m)

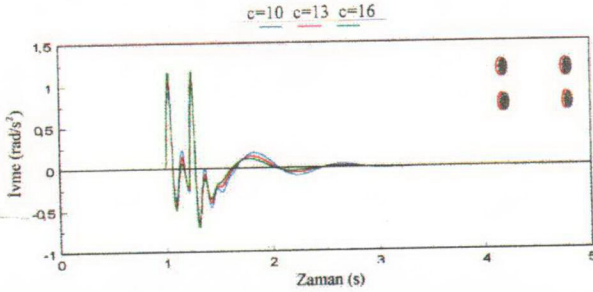
c'ye bağılı ivme grafikleri



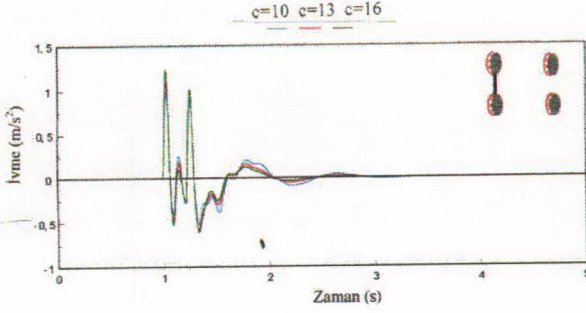
Şekil 6.56 Düşey ivmenin zamanla değişimi (Bağımsız)



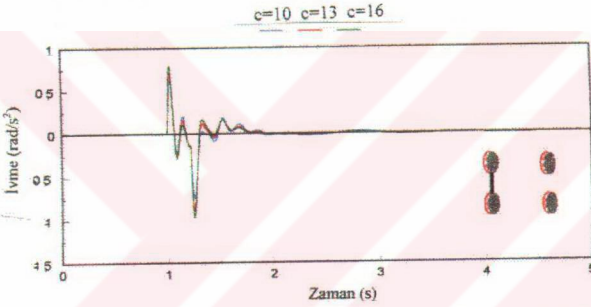
Şekil 6.57 Kafa vurma ivmesinin zamanla değişimi (Bağımsız)



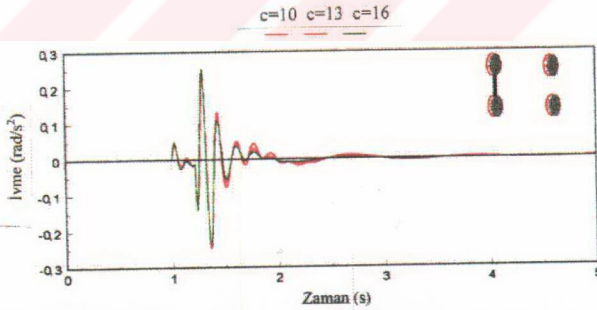
Şekil 6.58 Yalpalama ivmesinin zamanla değişimi (Bağımsız)



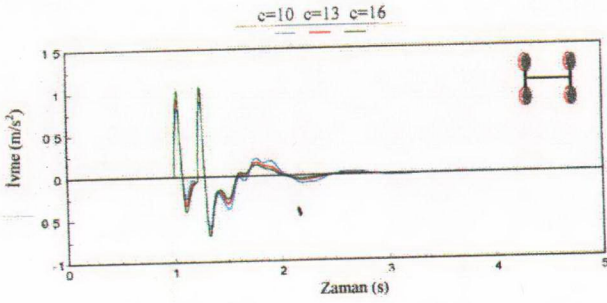
Şekil 6.59 Düşey ivmenin zamanla değişimi (Arka bağımlı)



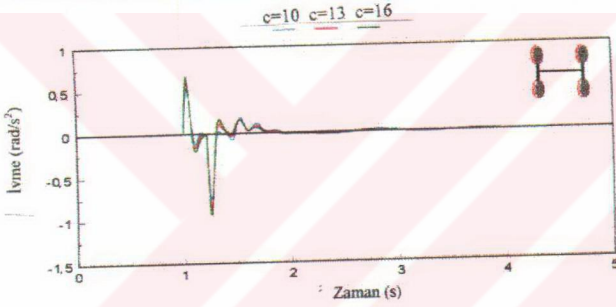
Şekil 6.60 Kafa vurma ivmesinin zamanla değişimi (Arka bağımlı)



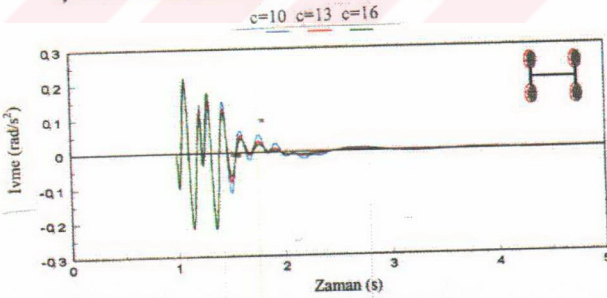
Şekil 6.61 Yalpalama ivmesinin zamanla değişimi (Arka bağımlı)



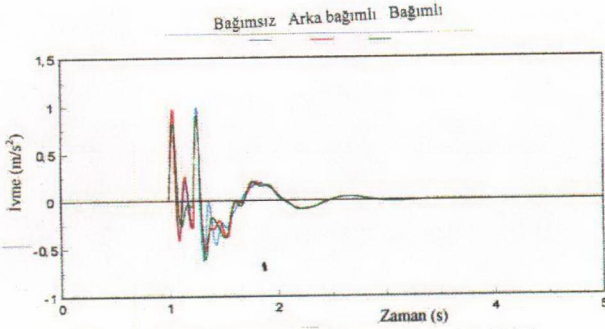
Şekil 6.62 Düşey ivmenin zamanla değişimi (Bağımlı)



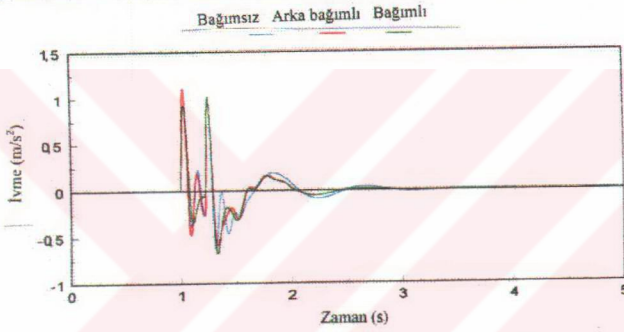
Şekil 6.63 Kafa vurma ivmesinin zamanla değişimi (Bağımlı)



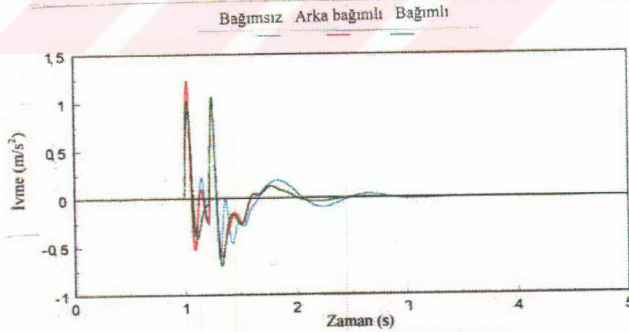
Şekil 6.64 Yalpalama ivmesinin zamanla değişimi (Bağımlı)



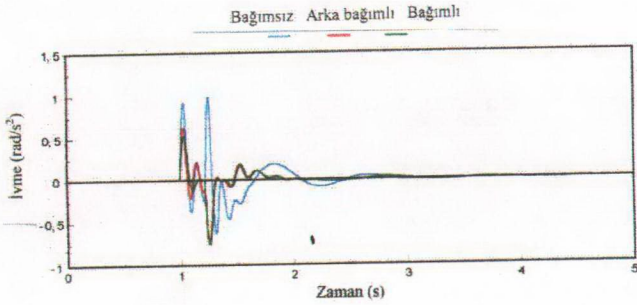
Şekil 6.65 Düşey ivmenin zamanla değişimi ($c=1000$ Ns/m)



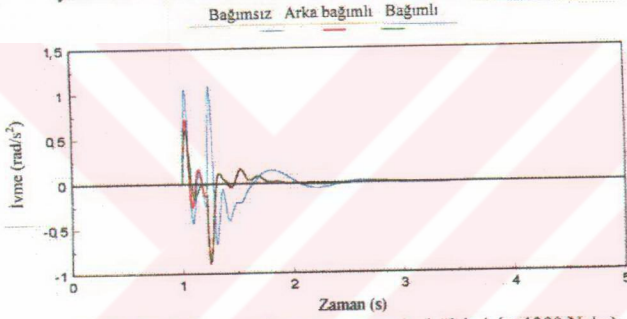
Şekil 6.66 Düşey ivmenin zamanla değişimi ($c=1300$ Ns/m)



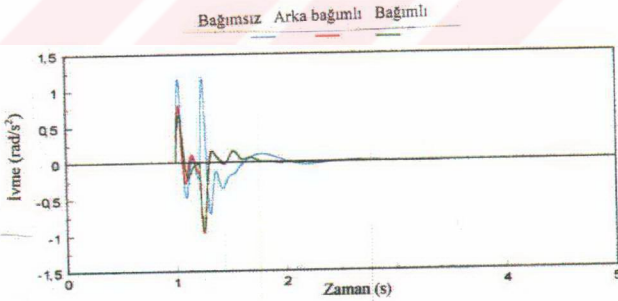
Şekil 6.67 Düşey ivmenin zamanla değişimi ($c=1600$ Ns/m)



Şekil 6.68 Kafa vurma ivmesinin zamanla değişimi ($c=1000$ Ns/m)

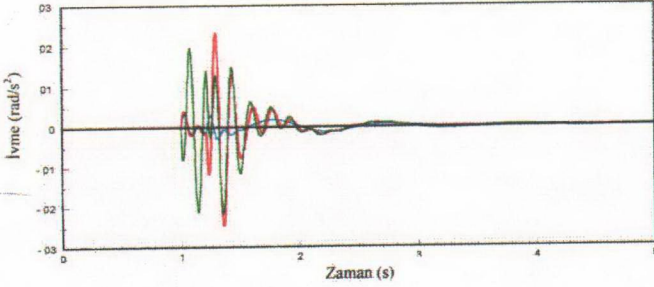


Şekil 6.69 Kafa vurma ivmesinin zamanla değişimi ($c=1300$ Ns/m)

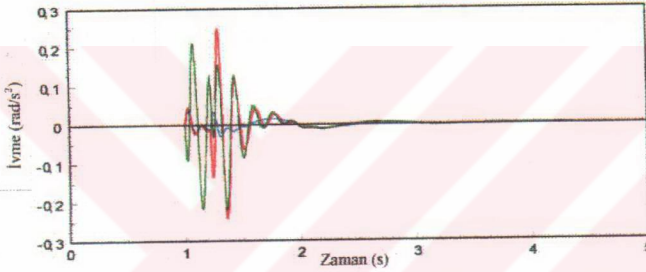


Şekil 6.70 Kafa vurma ivmesinin zamanla değişimi ($c=1600$ Ns/m)

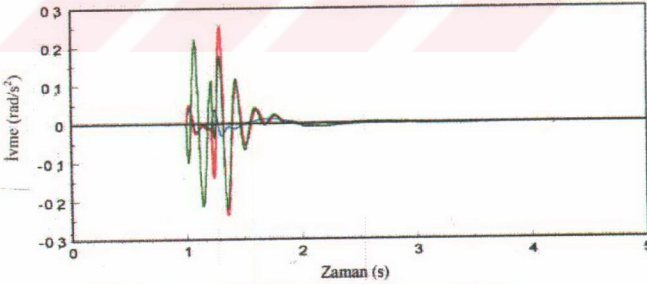
Bağımsız Arka bağımlı Bağımlı

Şekil 6.71 Yalpalama ivmesinin zamanla değişimi ($c=1000$ Ns/m)

Bağımsız Arka bağımlı Bağımlı

Şekil 6.72 Yalpalama ivmesinin zamanla değişimi ($c=1300$ Ns/m)

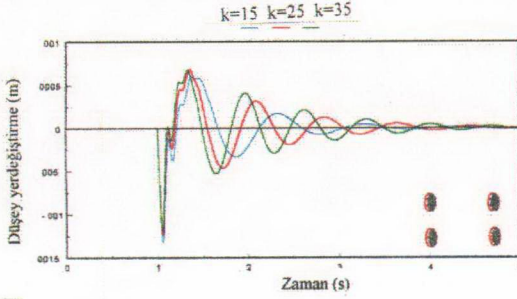
Bağımsız Arka bağımlı Bağımlı



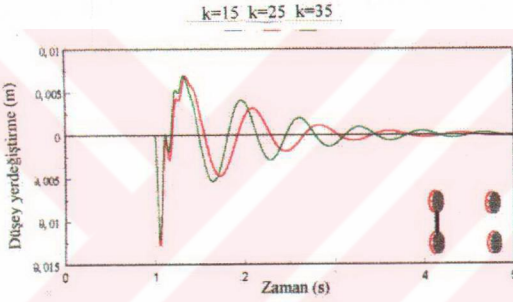
Şekil 6.73 Yalpalama ivmesinin zamanla değişimi

 $(c=1600$ Ns/m)

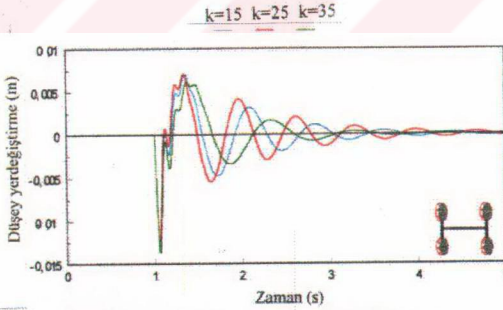
Süspansiyon sapma aralığı (c sabit)



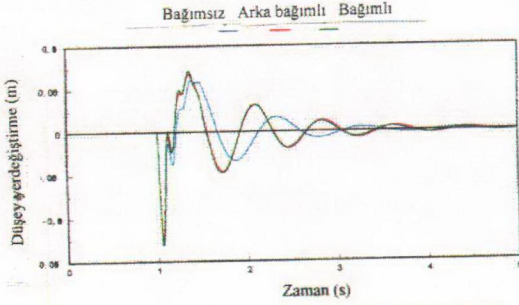
Şekil 6.74 Süspansiyon sapma aralığı (Bağımsız)



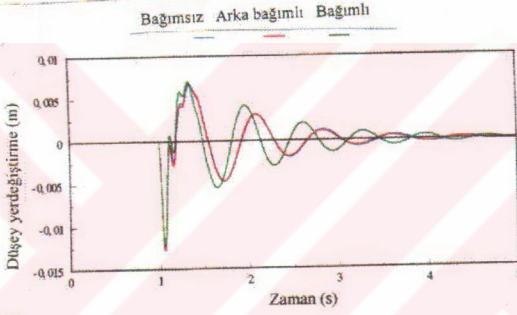
Şekil 6.75 Süspansiyon sapma aralığı (Arka bağımlı)



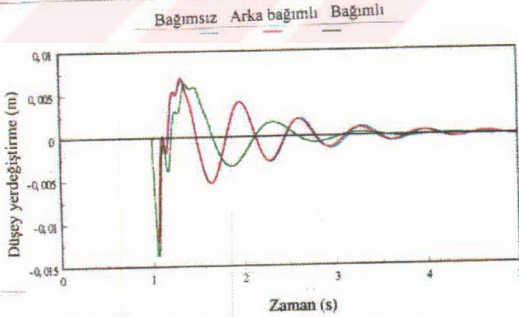
Şekil 6.76 Süspansiyon sapma aralığı (Bağımlı)



Şekil 6.77 Süspansiyon sapma aralığı ($k=15000$ N/m)

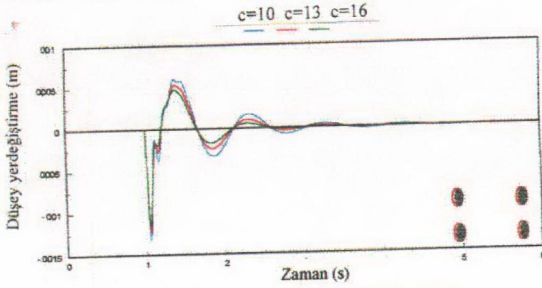


Şekil 6.78 Süspansiyon sapma aralığı ($k=25000$ N/m)

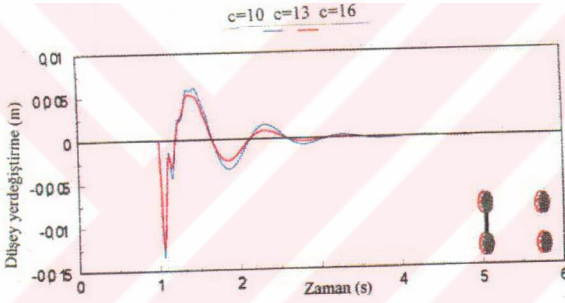


Şekil 6.79 Süspansiyon sapma aralığı ($k=35000$ N/m)

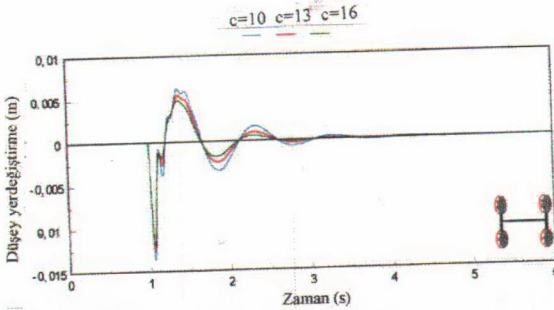
Süspansiyon sapma aralığı (ksabit)



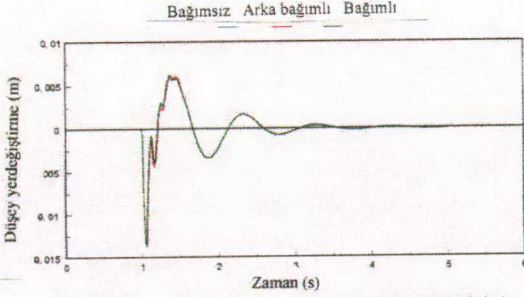
Şekil 6.80 Süspansiyon sapma aralığı (Bağımsız)



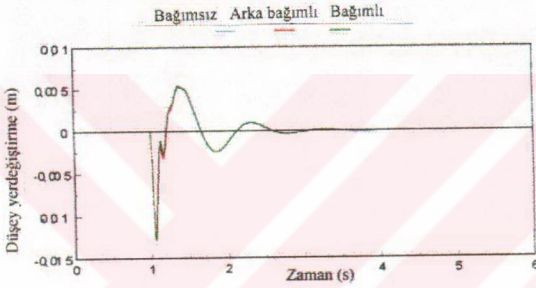
Şekil 6.81 Süspansiyon sapma aralığı (Arka bağımlı)



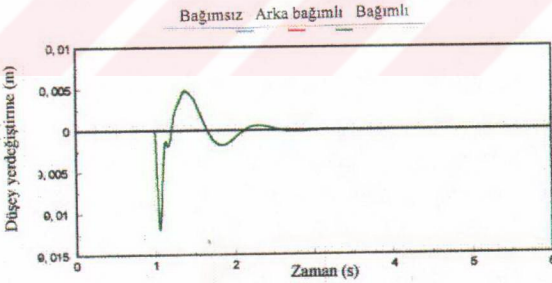
Şekil 6.82 Süspansiyon sapma aralığı (Arka bağımlı)



Şekil 6.83 Süspansiyon sapma aralığı ($c=1000$ Ns/m)

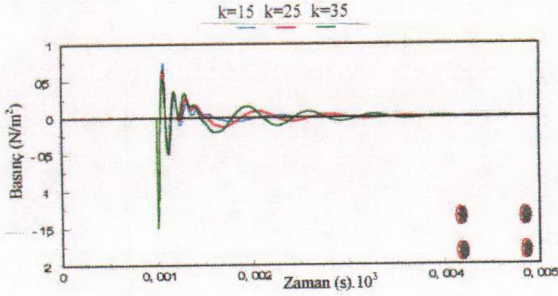


Şekil 6.84 Süspansiyon sapma aralığı ($c=1300$ Ns/m)

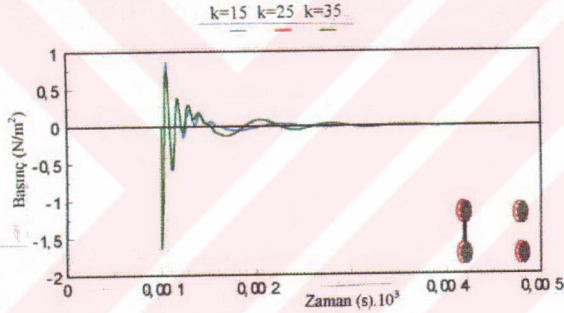


Şekil 6.85 Süspansiyon sapma aralığı ($c=1600$ Ns/m)

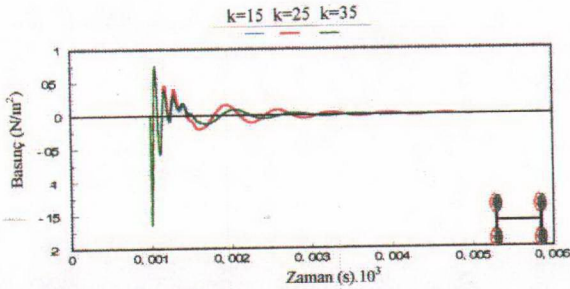
Teker basıncı (c sabit)



Şekil 6.86 Teker basıncı (Bağımsız)

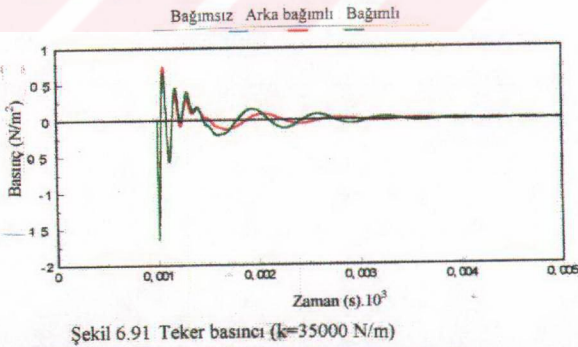
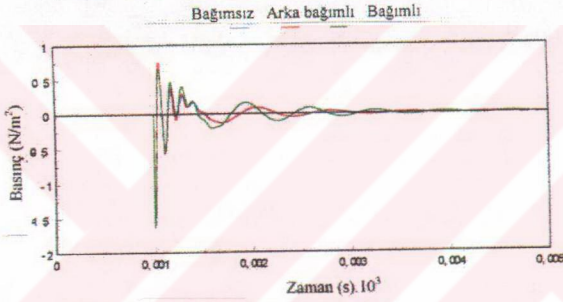
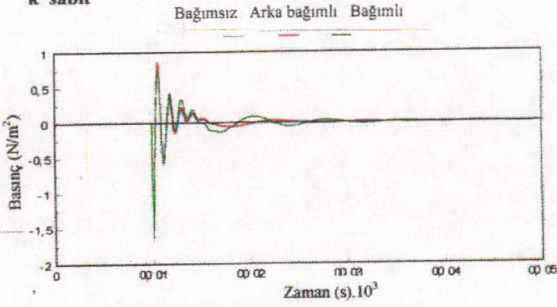


Şekil 6.87 Teker basıncı (Arka bağımlı)

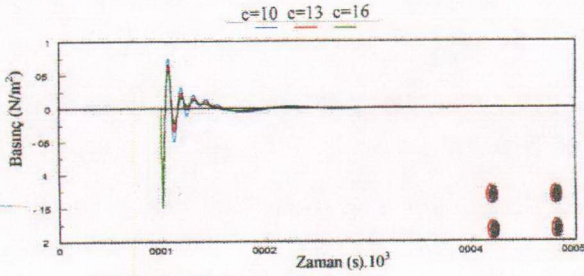


Şekil 6.88 Teker basıncı (Bağımlı)

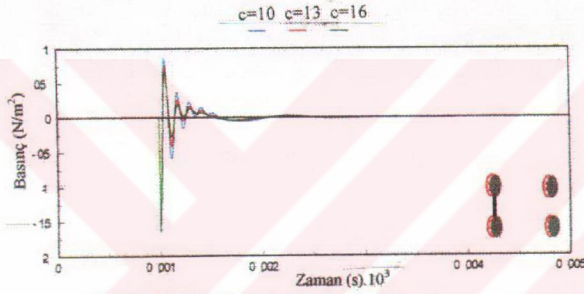
k sabit



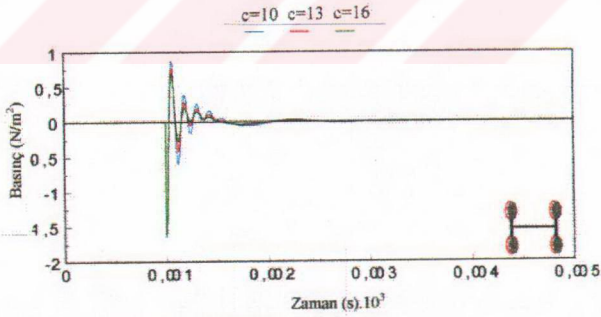
Teker basıncı (k sabit)



Şekil 6.92 Teker basıncı (Bağımsız)

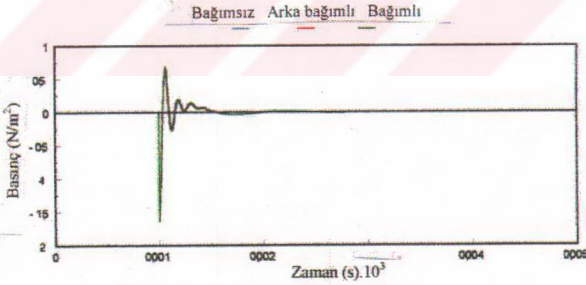
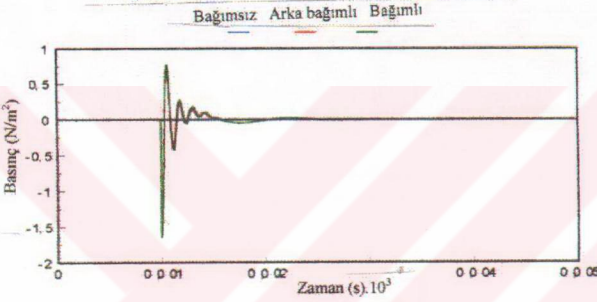
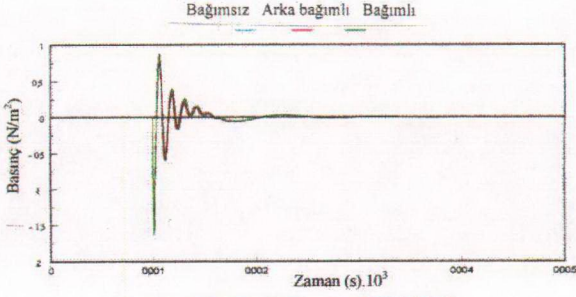


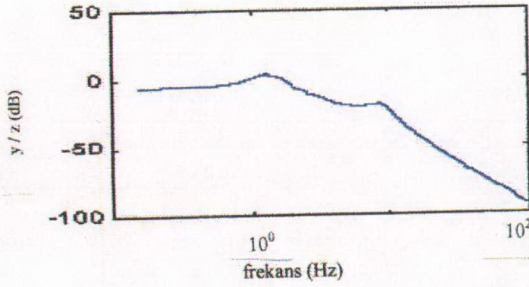
Şekil 6.93 Teker basıncı (Arka bağımlı)



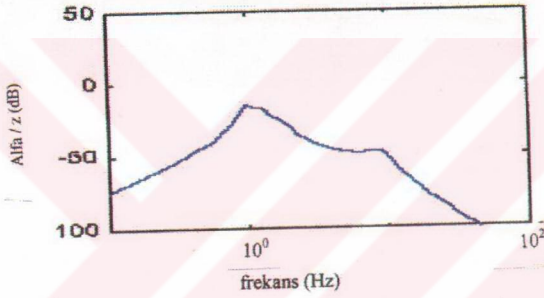
Şekil 6.94 Teker basıncı (Bağımlı)

TEC YÜKSEK LİSANS KURSU
2023

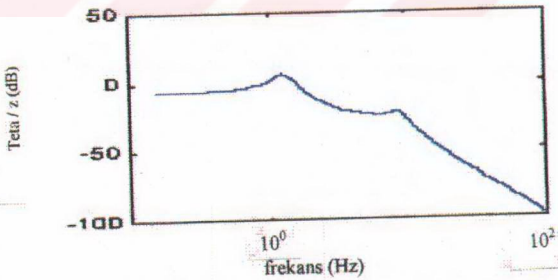




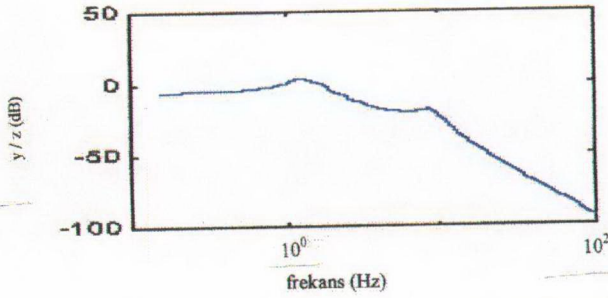
Şekil 6 98 Bağımsız modelde düşey genliğinin frekans cevabı



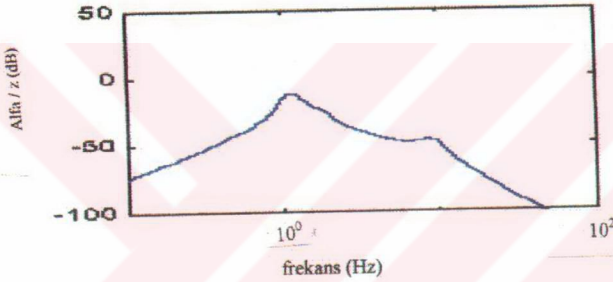
Şekil 6 99 Bağımsız modelde kafa vurma genliğinin frekans cevabı



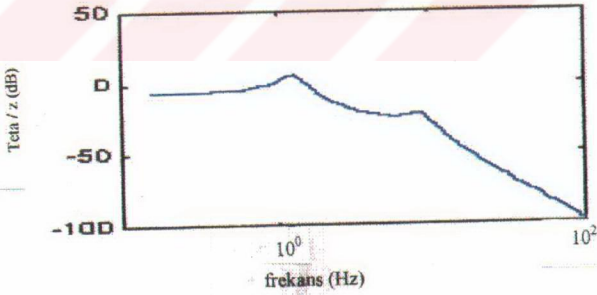
Şekil 6 100 Bağımsız modelde yalpa genliğinin frekans cevabı



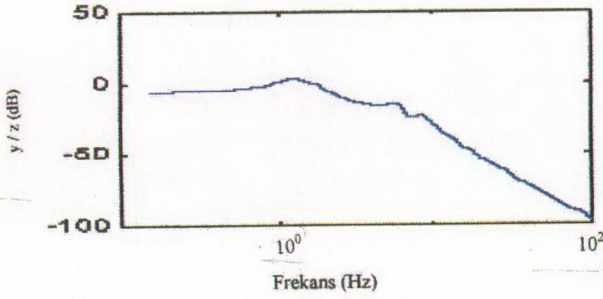
Şekil 6 101 Arka bağımlı modelde düşey genliğinin frekans cevabı



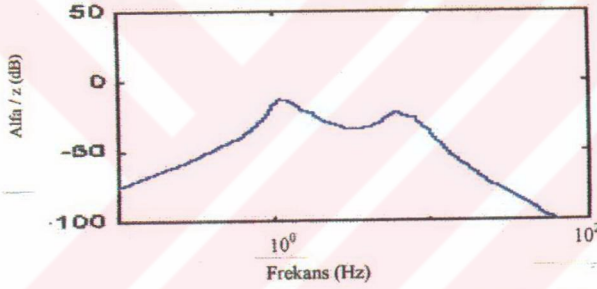
Şekil 6 102 A. bağımlı modelde kafa vurma genliğinin frekans cevabı



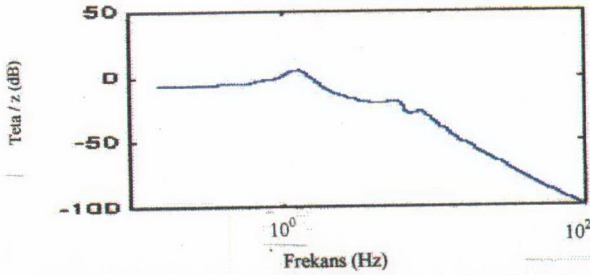
Şekil 6 103 Arka bağımlı modelde yalpa genliğinin frekans cevabı



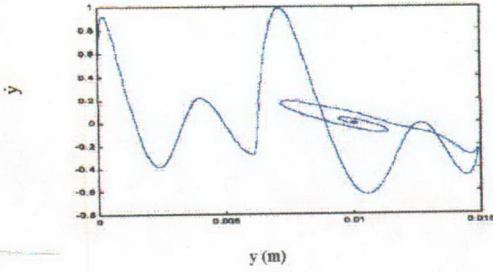
Şekil 6 104 Bağımlı modelde düşey genliğinin frekans cevabı



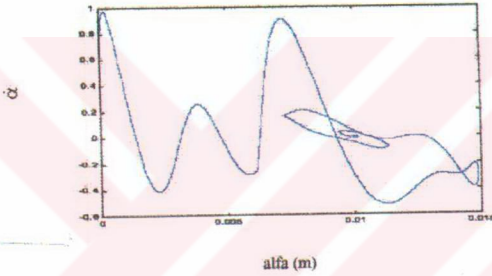
Şekil 6 105 Bağımlı modelde kafa vurma genliğinin frekans cevabı



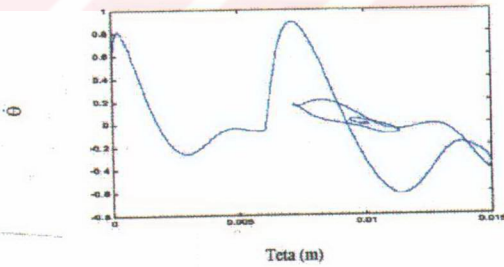
Şekil 6 106 Bağımlı modelde yalpa gen. frekans cevabı



Şekil 6.107 Düşey genliğin faz alanı (bağımsız, $k=15000$ N/m)

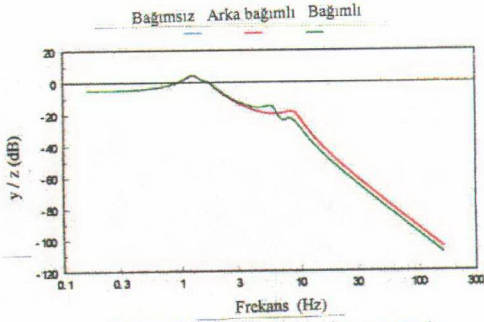


Şekil 6.108 Kafa vurma hareketinin faz alanı (bağımsız, $k=15000$ N/m)

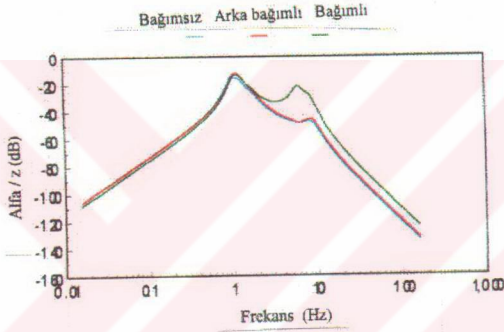


Şekil 6.109 Yalpa hareketinin faz alanı (bağımsız, $k=15000$ N/m)

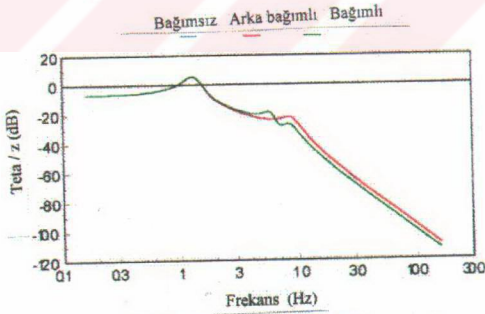
T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULTAYI
DOĞRUMANTASYON MERKEZİ



Şekil 6.110 Düşey genliğin frekans cevabı



Şekil 6.111 Kafa vurma genliğin frekans cevabı



Şekil 6.112 Yalpa genliğin frekans cevabı

