

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**BİR EKSANTRİK PRESİN PASİF TİTREŞİM KONTROLÜ  
YÖNTEMLERİ İLE TİTREŞİM İZOLASYONU**

Makine Müh. Demirhan Dinçer GÜRSOY

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

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Cihan DEMİR**

İstanbul, 2008

## İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ .....	v
KISALTIMA LİSTESİ .....	vi
ŞEKİL LİSTESİ .....	vii
ÇİZELGE LİSTESİ .....	xiii
ÖNSÖZ.....	xiii
ÖZET .....	xiv
ABSTRACT .....	xv
1 GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Değerlendirmesi ve Modelleme Yaklaşımları .....	2
2 TİTREŞİM.....	5
2.1 Titreşimin Zararları.....	6
3 TİTREŞİMLERİN STANDARTLARDAKİ SINIRLARI.....	8
4 TİTREŞİMİN KONTROLÜ.....	11
4.1 Doğal Frekans .....	14
5 TİTREŞİMLERİN İZOLASYONU .....	17
5.1 Peryodik Sistemler.....	17
5.1.1 Sönümsüz Peryodik Sistemler .....	17
5.1.2 Sönümlü Peryodik Sistemler .....	21
5.2 Şok İzolasyonu .....	22
5.3 Gelişigüzel (Random) Titreşimlerin İzolasyonu .....	28
6 TİTREŞİM KONTROLÜ ELEMANLARI.....	31
6.1 Yay Elemanları .....	31
6.1.1 Helisel Yayların Dizaynı .....	33
6.1.2 Burkulma (Flanbaja) Karşı Güvenlik .....	35
6.1.3 Makaslama Gerilmesi .....	36
6.1.4 Yanal Kuvvetlerin Oluşturduğu Ek Makaslama Gerilmesi .....	37
6.1.5 Hava Yayları.....	38
6.2 Sönüm (Damper) Elemanları .....	39
6.3 Yaylar ve Damperlerin Birleşimleri .....	41
6.4 Titreşim Kontrolü Elemanlarının Ömrü .....	42
6.5 Yay – Damper Sistemleri ile Titreşim Kontrolü Örnekleri .....	43
6.6 Esnek (Ductile Yielding) Elemanlarla Titreşim Kontrolü.....	45

6.7	Yapışkan Esnek Pedler .....	48
7	TİTREŞİM KONTROLÜ UYGULAMALARI .....	50
7.1	Şahmerdanlar .....	52
7.2	Kendi Ağırlığı ile Çalışan Şahmerdanlar .....	55
7.3	Presler .....	56
8	TİTREŞİM İZOLASYON SİSTEMİ İÇİN BİLİNMESİ GEREKEN BİLGİLER	59
8.1	Makine İmalatçısı Tarafından Sağlanacak Bilgiler .....	59
8.1.1	Makinenin Fiziksel Verileri .....	59
8.1.1.1	Makinenin Akış Şeması .....	60
8.1.1.2	Makinenin Titreşim Uyarımı .....	60
8.1.1.3	Makineye Özgü Kurallar .....	61
8.1.1.4	Makinenin Elektriksel Özellikleri .....	62
8.1.1.5	Mekanik Kararlılık İçin Özel Kurallar .....	62
8.1.2	Titreşim İzolasyon Sisteminin Fiziksel Bilgileri .....	62
8.1.2.1	Titreşim İzolasyon Sistemi Genel Verileri .....	62
8.1.2.2	Dinamik Davranış .....	63
8.1.2.3	Dayanıklılık .....	64
8.1.2.4	Çevre Verileri .....	64
8.1.2.5	Bakım Verileri .....	65
8.2	Makine İmalatçısına Kullanıcı Tarafından Sağlanması Gereken Bilgiler .....	65
8.2.1	Makineyi Çevreleyen Yapılara İlişkin Teknik Bilgiler .....	65
8.2.2	Çevreleyen Yapının Titreşim ve Şok Özellikleri .....	66
8.2.3	İklimle İlgili Çevre .....	66
8.3	İzolasyonun Etkinliğinin Kontrolüne İlişkin Açıklayıcı Bilgiler .....	66
9	BİR EKSANTRİK PRESİN TEMEL TİTREŞİM HAREKETLERİNİN MATEMATİKSEL MODELİNİN OLUŞTURULMASI .....	68
9.1	Titreşimi Etkileyen Faktörler .....	69
9.2	Sistemin Matematik Modellemesi İçin Yapılan Kabuller .....	70
10	VİZKOELASTİK TİTREŞİM İZOLASYON SİSTEMİNİN UYGULAMASI ...	71
10.1	Durum Uzayı İle Yapılan Analiz .....	75
10.2	Frekans Domaininde Analiz .....	78
10.3	Sayısal Sonuçlar .....	80
11	DİNAMİK ABSORBERİN SİSTEME EKLENMESİ UYGULAMASI .....	90
11.1	Durum Uzayı İle Yapılan Analiz .....	95
11.2	Frekans Domaininde Analiz .....	99
11.3	Sayısal Sonuçlar .....	103
12	HİSTERETİK SÖNÜMLEME SİSTEMİNİN UYGULAMASI .....	126
12.1	Durum Uzayı İle Yapılan Analiz .....	130
12.2	Frekans Domaininde Analiz .....	134
12.3	Sayısal Sonuçlar .....	136

13	COULOMB SÜRTÜNMESİNİN TİTREŞİM İZOLASYON SİSTEMİNE ETKİSİ.....	146
13.1	Runge-Kutta Metodu .....	146
13.2	Runge-Kutta Metodunun Uygulanışı.....	148
13.3	Sayısal Sonuçlar .....	150
14	GENEL DEĞERLENDİRME .....	154
	KAYNAKLAR.....	157
	EKLER .....	159
	ÖZGEÇMİŞ.....	199

## SİMGE LİSTESİ

$[C]$	: nxn boyutunda sönüm matrisi	
$[K]$	: nxn boyutunda rijitlik matrisi	
$[M]$	: nxn boyutunda kütle matrisi	
$c_1, c_2, c_3, c_4, c_a$	: İzolatörlere ait sönüm değerleri	[Ns/m]
$k_1, k_2, k_3, k_4, k_a$	: İzolatörlere ait yay kat sayıları	[N/m]
$E_D$	: Toplam sönüm enerjisi	[Nm]
$E_k$	: Toplam kinetik enerji	[Nm]
$E_p$	: Toplam potansiyel enerji	[Nm]
$F$	: Uygulanan Kuvvet	[N]
$J_{XX}$	: Kütleli atalet momenti (x ekseninde)	[kgm <sup>2</sup> ]
$J_{ZZ}$	: Kütleli atalet momenti (z ekseninde)	[kgm <sup>2</sup> ]
$m$	: Pres gövdesinin kütlesi	[kg]
$m_a$	: Dinamik absorberin kütlesi	[kg]
$\eta$	: Malzemelerin sönüm katsayıları	
$L_1, L_2$	: İzolatörler ile ağırlık merkezi arasındaki mesafe	[m]
$L_p, L_{pp}$	: Vuruş noktası ile ağırlık merkezi arasındaki mesafe	[m]
$L_{1a}, L_{2a}$	: Dinamik absorber ile ağırlık merkezi arasındaki mesafe	[m]
$T_e$	: Pres genişliği	[m]
$v_1, v_2, v_3, v_4$	: İzolatör hızları	[m/s]
$x_1, \theta_2, \theta_3, x_a$	: Sisteme ait titreşim hareketleri	[m]
$N$	: Normal kuvvet	[N]
$\mu$	: Sürtünme katsayısı	

## **KISALTMA LİSTESİ**

TSE	Türk Standartları Enstitüsü
TS	Türk Standardı
EN	Avrupa Normu
DIN	Alman Standardı
VDI	Alman Mühendisler Birliği

## ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1	Titreşim İzolatörü 1911 (Gerb GmbH & Co KG).....	7
Şekil 4.1	Tek kütleli bir sistemde serbestlik dereceleri (Gerb GmbH & Co KG).....	11
Şekil 4.2	Statik Denge (Gerb GmbH & Co KG).....	13
Şekil 4.3	Dinamik denge (Gerb GmbH & Co KG).....	14
Şekil 4.4	Öteleme ve Salınım Modları (Gerb GmbH & Co KG).....	15
Şekil 4.5	Statik sıkıştırma ile dikey doğal frekansın ilişkisi (Gerb GmbH & Co KG).....	16
Şekil 5.1	Sabit frekans tahrikli tek kütleli sistemlerde $V_F$ ve $\eta$ arasındaki ilişkiyi veren diagram (Gerb GmbH & Co KG).....	18
Şekil 5.2	Hızın karesi ile değişen dinamik yüklü tek kütleli sistemde genliklerin yükselmesi (Gerb GmbH & Co KG).....	22
Şekil 5.3	Şok izolasyonu (Gerb GmbH & Co KG).....	23
Şekil 5.4	Şok izolasyonunda yük iletimi (Gerb GmbH & Co KG).....	24
Şekil 5.5	Şok izolasyonu etkinliği (Gerb GmbH & Co KG).....	26
Şekil 5.6	Genlik ve yük oranlarının sönümlenme oranı ile ilişkisi (Gerb GmbH & Co KG).....	27
Şekil 5.7	Tipik zamana bağlı gösterimler (I), yakınsama fonksiyonları (II) ve güç spektral yoğunluk (PSD) fonksiyonları (III) (Gerb GmbH & Co KG).....	29
Şekil 5.8	Değişik standart sapmalı gelişigüzel (random) tahrikler için güç spektral yoğunluğu (Gaussian dağılımı) (Gerb GmbH & Co KG).....	30
Şekil 6.1	Standart yay elemanları (Gerb GmbH & Co KG).....	31
Şekil 6.2	Yüksek yük kapasiteli yay elemanları (Gerb GmbH & Co KG).....	32
Şekil 6.3	Bir yay elemanının dikey deformasyonu (Gerb GmbH & Co KG).....	33
Şekil 6.4	Katılık oranı – rölatif yay sıkışması diagramı (Gerb GmbH & Co KG).....	35
Şekil 6.5	Makaslama gerilmesi oranı – rölatif yay sıkışması ve narinlik oranı diagram(Gerb GmbH & Co KG).....	38
Şekil 6.6	Hava yaylarına örnekler (TS 2776 EN 1299).....	39
Şekil 6.7	Sönüm elemanının genel komstrüksiyonu (TS 2776 EN 1299).....	39
Şekil 6.8	Sönüm elemanlarının gösterimleri (Gerb GmbH & Co KG).....	41
Şekil 6.9	Acil durum dizel jeneratörüne uygulanmış bir yay-damper sistemi (Gerb GmbH & Co KG).....	43
Şekil 6.10	Masa üzerindeki deney setine monte edilmiş yay desteği (Gerb GmbH&Co KG).....	43
Şekil 6.11	Yay-damper sistemleri ile tek yaylarda oluşan bir titreşim izolasyonu sistemi (Gerb GmbH & Co KG).....	45
Şekil 6.12	Yük deformasyon diyagramları;a) İdeal elasto-plastik eleman, b) elastik eleman (Gerb GmbH & Co KG).....	46
Şekil 7.1	Endüstriyel bir fanda titreşim izolasyonu yapmak için kullanılan yay destekler (Gerb GmbH & Co KG).....	50
Şekil 7.2	Transformatörde titreşim izolasyonu yapmak için kullanılan yay destekler (Gerb GmbH & Co KG).....	50
Şekil 7.3	Yer değiştirilebilir transformatörde titreşim izolasyonu yapmak için kullanılan ön gerilimli yay destekler (Gerb GmbH & Co KG).....	51
Şekil 7.4	Deprem deney setinin titreşim izolasyonu (Gerb GmbH & Co KG).....	51
Şekil 7.5	Bir tekstil tezgahının titreşim izolasyonu (Gerb GmbH & Co KG).....	52
Şekil 7.6	Şahmerdanlarda izolasyon yöntemleri şematik gösterimleri(Gerb GmbH&CoKG).....	53
Şekil 7.7	Ek çelik tabaka duruduculu direkt yay destekli şahmerdan izolasyon uygulaması (Gerb GmbH & Co KG).....	54
Şekil 7.8	Kendi ağırlığı ile çalışan şahmerdanlar için titreşim izolasyonu (Gerb GmbH & Co KG).....	55
Şekil 7.9	Dövme presler için titreşim izolasyonu (Gerb GmbH & Co KG).....	57
Şekil 9.1	Uzayda serbest bir kütleli hareket eksenleri (DEMİR, 2002).....	69

Şekil 10.1	Pres gövdesinin helisel yay vizkos damper ile titreşim izolasyonu modellenmesi	71
Şekil 10.2	Değişik yay katsayısı değerleri için m ana kütlelerinin maksimum doğrusal yer değiştirme cevaplarının değişimi	80
Şekil 10.3	Değişik yay katsayısı değerleri için m ana kütlelerinin maksimum kafa vurma hareketi cevaplarının değişimi	81
Şekil 10.4	Değişik yay katsayısı değerleri için m ana kütlelerinin maksimum yalpalama hareketi cevaplarının değişimi	81
Şekil 10.5	Değişik yay katsayısı değerleri için m ana kütlelerinin zemine etki eden maksimum kuvvet cevaplarının değişimi	82
Şekil 10.6	Değişik sönüm değerleri için m ana kütlelerinin maksimum doğrusal yer değiştirme cevaplarının değişimi	82
Şekil 10.7	Değişik sönüm değerleri için m ana kütlelerinin maksimum kafa vurma hareketi cevaplarının değişimi	83
Şekil 10.8	Değişik sönüm değerleri için m ana kütlelerinin maksimum yalpalama hareketi cevaplarının değişimi	83
Şekil 10.9	Değişik sönüm değerleri için m ana kütlelerinin zemine etki eden maksimum kuvvet cevaplarının değişimi	84
Şekil 10.10	Sistemin durum uzay analizi cevapları	85
Şekil 10.11	Değişik yay katsayısı değerleri için m ana kütlelerinin maksimum doğrusal yer değiştirme cevaplarının değişimi	86
Şekil 10.12	Değişik yay katsayısı değerleri için m ana kütlelerinin maksimum kafa vurma hareketi cevaplarının değişimi	86
Şekil 10.13	Değişik yay katsayısı değerleri için m ana kütlelerinin maksimum yalpalama hareketi cevaplarının değişimi	87
Şekil 10.14	Değişik yay katsayısı değerleri için m ana kütlelerinin zemine etki eden maksimum kuvvet cevaplarının değişimi	87
Şekil 10.15	Değişik sönüm değerleri için m ana kütlelerinin maksimum doğrusal yer değiştirme cevaplarının değişimi	88
Şekil 10.16	Değişik sönüm değerleri için m ana kütlelerinin maksimum kafa vurma hareketi cevaplarının değişimi	88
Şekil 10.17	Değişik sönüm değerleri için m ana kütlelerinin maksimum yalpalama hareketi cevaplarının değişimi	89
Şekil 10.18	Değişik sönüm değerleri için m ana kütlelerinin zemine etki eden maksimum kuvvet cevaplarının değişimi	89
Şekil 11.1	Dinamik absorberin titreşim izolasyon sistemine eklenmesi	90
Şekil 11.2	Değişik dinamik absorber kütlelerinin m ana kütlelerine oranları ile m ana kütlelerinin maksimum doğrusal yer değiştirme cevaplarının değişimi	103
Şekil 11.3	Değişik dinamik absorber kütlelerinin m ana kütlelerine oranları ile m ana kütlelerinin maksimum kafa vurma hareketi cevaplarının değişimi	104
Şekil 11.4	Değişik dinamik absorber kütlelerinin m ana kütlelerine oranları ile m ana kütlelerinin maksimum yalpalama hareketi cevaplarının değişimi	104
Şekil 11.5	Değişik dinamik absorber kütlelerinin m ana kütlelerine oranları ile m ana kütlelerinin zemine etki eden maksimum kuvvet cevaplarının değişimi	105
Şekil 11.6	Değişik dinamik absorber konumlarının (x ekseni) pres uzunluğuna oranları ile m ana kütlelerinin maksimum doğrusal yer değiştirme cevaplarının değişimi	105
Şekil 11.7	Değişik dinamik absorber konumlarının (x ekseni) pres uzunluğuna oranları ile m ana kütlelerinin maksimum kafa vurma hareketi cevaplarının değişimi	106
Şekil 11.8	Değişik dinamik absorber konumlarının (x ekseni) pres uzunluğuna oranları ile m ana kütlelerinin maksimum yalpalama hareketi cevaplarının değişimi	106
Şekil 11.9	Değişik dinamik absorber konumlarının (x ekseni) pres uzunluğuna oranları ile m ana kütlelerinin zemine etki eden maksimum kuvvet cevaplarının değişimi	107

Şekil 11.10	Değişik dinamik absorber konumlarının (z eksen) pres genişliğine oranları ile m ana kütleinin maksimum doğrusal yer değiştirme cevaplarının değişimi .	107
Şekil 11.11	Değişik dinamik absorber konumlarının (z eksen) pres genişliğine oranları ile m ana kütleinin maksimum kafa vurma hareketi cevaplarının değişimi.....	108
Şekil 11.12	Değişik dinamik absorber konumlarının (z eksen) pres genişliğine oranları ile m ana kütleinin maksimum yalpalama hareketi cevaplarının değişimi .....	108
Şekil 11.13	Değişik dinamik absorber konumlarının (z eksen) pres genişliğine oranları ile m ana kütleinin zemine etki eden maksimum kuvvet cevaplarının değişimi	109
Şekil 11.14	Değişik dinamik absorber yay katsayılarının pres yay katsayısına oranları ile m ana kütleinin maksimum doğrusal yer değiştirme cevaplarının değişimi .	109
Şekil 11.15	Değişik dinamik absorber yay katsayılarının pres yay katsayısına oranları ile m ana kütleinin maksimum kafa vurma hareketi cevaplarının değişimi.....	110
Şekil 11.16	Değişik dinamik absorber yay katsayılarının pres yay katsayısına oranları ile m ana kütleinin maksimum yalpalama hareketi cevaplarının değişimi .....	110
Şekil 11.17	Değişik dinamik absorber yay katsayılarının pres yay katsayısına oranları ile m ana kütleinin zemine etki eden maksimum kuvvet cevaplarının değişimi	111
Şekil 11.18	Değişik dinamik absorber sönüm değerlerinin pres sönüm değerine oranları ile m ana kütleinin maksimum doğrusal yer değiştirme cevaplarının değişimi .	111
Şekil 11.19	Değişik dinamik absorber sönüm değerlerinin pres sönüm değerine oranları ile m ana kütleinin maksimum kafa vurma hareketi cevaplarının değişimi.....	112
Şekil 11.20	Değişik dinamik absorber sönüm değerlerinin pres sönüm değerine oranları ile m ana kütleinin maksimum yalpalama hareketi cevaplarının değişimi .....	112
Şekil 11.21	Değişik dinamik absorber sönüm değerlerinin pres sönüm değerine oranları ile m ana kütleinin zemine etki eden maksimum kuvvet cevaplarının değişimi	113
Şekil 11.22	Sistemin durum uzay analizi cevapları.....	115
Şekil 11.23	Değişik dinamik absorber kütleinin m ana kütleine oranları ile m ana kütleinin maksimum doğrusal yer değiştirme cevaplarının değişimi.....	116
Şekil 11.24	Değişik dinamik absorber kütleinin m ana kütleine oranları ile m ana kütleinin maksimum kafa vurma hareketi cevaplarının değişimi .....	116
Şekil 11.25	Değişik dinamik absorber kütleinin m ana kütleine oranları ile m ana kütleinin maksimum yalpalama hareketi cevaplarının değişimi .....	117
Şekil 11.26	Değişik dinamik absorber kütleinin m ana kütleine oranları ile m ana kütleinin zemine etki eden maksimum kuvvet cevaplarının değişimi .....	117
Şekil 11.27	Değişik dinamik absorber konumlarının (x eksen) pres uzunluğuna oranları ile m ana kütleinin maksimum doğrusal yer değiştirme cevaplarının değişimi .	118
Şekil 11.28	Değişik dinamik absorber konumlarının (x eksen) pres uzunluğuna oranları ile m ana kütleinin maksimum kafa vurma hareketi cevaplarının değişimi.....	118
Şekil 11.29	Değişik dinamik absorber konumlarının (x eksen) pres uzunluğuna oranları ile m ana kütleinin maksimum yalpalama hareketi cevaplarının değişimi .....	119
Şekil 11.30	Değişik dinamik absorber konumlarının (x eksen) pres uzunluğuna oranları ile m ana kütleinin zemine etki eden maksimum kuvvet cevaplarının değişimi	119
Şekil 11.31	Değişik dinamik absorber konumlarının (z eksen) pres genişliğine oranları ile m ana kütleinin maksimum doğrusal yer değiştirme cevaplarının değişimi .	120
Şekil 11.32	Değişik dinamik absorber konumlarının (z eksen) pres genişliğine oranları ile m ana kütleinin maksimum kafa vurma hareketi cevaplarının değişimi.....	120
Şekil 11.33	Değişik dinamik absorber konumlarının (z eksen) pres genişliğine oranları ile m ana kütleinin maksimum yalpalama hareketi cevaplarının değişimi .....	121
Şekil 11.34	Değişik dinamik absorber konumlarının (z eksen) pres genişliğine oranları ile m ana kütleinin zemine etki eden maksimum kuvvet cevaplarının değişimi	121
Şekil 11.35	Değişik dinamik absorber yay katsayılarının pres yay katsayısına oranları ile m ana kütleinin maksimum doğrusal yer değiştirme cevaplarının değişimi .	122

Şekil 11.36	Değişik dinamik absorber yay katsayılarının pres yay katsayısına oranları ile m ana kütlelerinin maksimum kafa vurma hareketi cevaplarının değişimi.....	122
Şekil 11.37	Değişik dinamik absorber yay katsayılarının pres yay katsayısına oranları ile m ana kütlelerinin maksimum yalpalama hareketi cevaplarının değişimi.....	123
Şekil 11.38	Değişik dinamik absorber yay katsayılarının pres yay katsayısına oranları ile m ana kütlelerinin zemine etki eden maksimum kuvvet cevaplarının değişimi ...	123
Şekil 11.39	Değişik dinamik absorber sönüm değerlerinin pres sönüm değerine oranları ile m ana kütlelerinin maksimum doğrusal yer değiştirme cevaplarının değişimi .	124
Şekil 11.40	Değişik dinamik absorber sönüm değerlerinin pres sönüm değerine oranları ile m ana kütlelerinin maksimum kafa vurma hareketi cevaplarının değişimi.....	124
Şekil 11.41	Değişik dinamik absorber sönüm değerlerinin pres sönüm değerine oranları ile m ana kütlelerinin maksimum yalpalama hareketi cevaplarının değişimi .....	125
Şekil 11.42	Değişik dinamik absorber sönüm değerlerinin pres sönüm değerine oranları ile m ana kütlelerinin zemine etki eden maksimum kuvvet cevaplarının değişimi	125
Şekil 12.1	Histeretik sönümlenme sistemi ile titreşim izolasyonu modellenmesi .....	126
Şekil 12.2	Değişik sönüm katsayısı değerleri için m ana kütlelerinin maksimum doğrusal yer değişme cevaplarının değişimi.....	137
Şekil 12.3	Değişik sönüm katsayısı değerleri için m ana kütlelerinin maksimum kafa vurma hareketi cevaplarının değişimi .....	137
Şekil 12.4	Değişik sönüm katsayısı değerleri için m ana kütlelerinin maksimum yalpalama hareketi cevaplarının değişimi .....	138
Şekil 12.5	Değişik sönüm katsayısı değerleri için m ana kütlelerinin zemine etki eden maksimum kuvvet cevaplarının değişimi .....	138
Şekil 12.6	Değişik yay katsayısı değerleri için m ana kütlelerinin maksimum doğrusal yer değişme cevaplarının değişimi.....	139
Şekil 12.7	Değişik yay katsayısı değerleri için m ana kütlelerinin maksimum kafa vurma hareketi cevaplarının değişimi .....	139
Şekil 12.8	Değişik yay katsayısı değerleri için m ana kütlelerinin maksimum yalpalama hareketi cevaplarının değişimi .....	140
Şekil 12.9	Değişik yay katsayısı değerleri için m ana kütlelerinin zemine etki eden maksimum kuvvet cevaplarının değişimi .....	140
Şekil 12.10	Sistemin durum uzay analizi cevapları.....	141
Şekil 12.11	Değişik sönüm katsayısı değerleri için m ana kütlelerinin maksimum doğrusal yer değişme cevaplarının değişimi.....	142
Şekil 12.12	Değişik sönüm katsayısı değerleri için m ana kütlelerinin maksimum kafa vurma hareketi cevaplarının değişimi .....	142
Şekil 12.13	Değişik sönüm katsayısı değerleri için m ana kütlelerinin maksimum yalpalama hareketi cevaplarının değişimi .....	143
Şekil 12.14	Değişik sönüm katsayısı değerleri için m ana kütlelerinin zemine etki eden maksimum kuvvet cevaplarının değişimi .....	143
Şekil 12.15	Değişik yay katsayısı değerleri için m ana kütlelerinin maksimum doğrusal yer değişme cevaplarının değişimi.....	144
Şekil 12.16	Değişik yay katsayısı değerleri için m ana kütlelerinin maksimum kafa vurma hareketi cevaplarının değişimi .....	144
Şekil 12.17	Değişik yay katsayısı değerleri için m ana kütlelerinin maksimum yalpalama hareketi cevaplarının değişimi .....	145
Şekil 12.18	Değişik yay katsayısı değerleri için m ana kütlelerinin zemine etki eden maksimum kuvvet cevaplarının değişimi .....	145
Şekil 13.1	Değişik normal kuvvet değerleri için m ana kütlelerinin maksimum doğrusal yer değiştirme cevaplarının değişimi .....	150

Şekil 13.2	Değişik normal kuvvet değerleri için m ana kütleinin zemine etki eden maksimum kuvvet cevaplarının değişimi .....	151
Şekil 13.3	Değişik sürtünme katsayısı değerleri için m ana kütleinin maksimum doğrusal yer değiştirme cevaplarının değişimi .....	151
Şekil 13.4	Değişik sürtünme katsayısı değerleri için m ana kütleinin zemine etki eden maksimum kuvvet cevaplarının değişimi .....	152
Şekil 13.5	( $N = 500$ ve $\mu = 0,1$ ) değerleri için sistem cevapları .....	153
Şekil 14.1	Dört farklı izolasyon sisteminde doğrusal yer değiştirme cevaplarının frekans analizi ile karşılaştırılması .....	154
Şekil 14.2	Dört farklı izolasyon sisteminde kafa vurma hareketi cevaplarının frekans analizi ile karşılaştırılması .....	155
Şekil 14.3	Dört farklı izolasyon sisteminde yalpalama hareketi cevaplarının frekans analizi ile karşılaştırılması .....	155
Şekil 14.4	Dört farklı izolasyon sisteminde zemine etki eden kuvvet cevaplarının frekans analizi ile karşılaştırılması .....	156

## ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 3.1	DIN 4150 Bölüm'e göre binalarda kısa dönemli titreşimlerin ölçeklenmesinde izin verilen hız ( $v_i$ ) değerleri (Gerb GmbH & Co KG).....	9
Çizelge 3.2	İzin verilen KB değerleri (Gerb GmbH & Co KG).....	10
Çizelge 5.1	Tuning oranı izolasyon derecesi çizelgesi (Gerb GmbH & Co KG).....	19
Çizelge 6.1	Yapışkan Esnek Pedlerin Yük Altında Kalınlıklarının Değişimi (Gerb GmbH & Co KG).....	48
Çizelge 12.1	Çeşitli izolasyon malzemelerine ait sönüm katsayıları .....	136
Çizelge 13.1	Runge – Kutta hesaplama tablosu .....	147

## ÖNSÖZ

Titreşim üzerine yapılan çalışmalar teknolojide her daim devam etmektedir. Titreşim hesapları eksantrik pres tasarımının en önemli basamaklarından birisidir. Günümüz sanayisinde eksantrik presler imalat sektöründe halen yoğunlukla kullanılmakta olup kilit değerinde bir iş makinasıdır.

Bu çalışmada bir eksantrik presin titreşim hareketleri incelenmiş olup matematiksel modeli oluşturulmuştur. Oluşturulan matematiksel model çeşitli titreşim izolasyon sistemleri için Matlab( Sürüm no: 7.2.0.232), programı kullanılarak gerçek zamanlı sayısal çözümler gözlemlenmiştir. Ancak pratik çözüm araştırılırken uygun pres imalatçısı veya titreşim izolasyonu yapan mühendislik firması bulunamadığı için bu konuda bir çalışma yapılamamıştır.

Bu çalışmanın gerçekleşmesinde bana her konuda yardımcı olan Sayın Yrd. Doç. Dr. Cihan DEMİR'e, Arş. Gör. İbrahim YILDIZ'a ve TÜBİTAK BİDEB ekibine teşekkür ederim.

## ÖZET

Titreşim, bir mekanik sistemin hareketini ve konumunu tanımlayan büyüklük şiddetinin zamanla değişimidir. Bir eksantrik pres ağırlık merkezi olmayan bir noktadan tahrikli olup üç farklı titreşim hareketi oluşturmaktadır. Doğrusal bir yer değiştirmenin yanında, açısal kafa vurma ve yalpalama hareketleri oluşmaktadır. Bu üç harekette ayrı ayrı titreşimleri hesaplanmış ve her üç harekete göre inceleme yapılmıştır. Bu hareketlerin yanında zemine etki eden kuvvetinde değişimi incelenmiştir.

Bu incelemeler üç farklı pasif titreşim kontrolü ile yapılmıştır. Bunlar; vizkoelastik sönümlenme, dinamik absorber kullanımı ve histeretik sönümlenme yöntemidir. Ayrıca Coulomb sürtünmesinin titreşim davranışları üzerindeki etkisinde incelenmiştir.

**Anahtar kelimeler:** Titreşim, Titreşim izolasyonu, Eksantrik pres, Vizkoelastik, Dinamik absorber, Histeretik, Coulomb sürtünmesi.

## **ABSTRACT**

Vibration is the timely change of size intensity defining the movement and position of a mechanical system. An eccentric press is incited from a point without any center of gravity and generates three different vibration movement. Together with a linear re-positioning, angular tossing and staggering movements are also created. Concerning all of these three movements, separate vibrations have been calculated and a study has been performed according to their different characteristics. Among with these movements, the change of the force affecting the ground has been examined.

These studies have been performed with three different passive vibration controls. These are viscoelastic damping of an oscillation, dynamic absorber utilization and hysteretic damping of an oscillation. Moreover, the impact of Coulomb friction on vibration behavior has been observed.

**Keywords:** Vibration, Vibration izolation, Eccentric press, Vizcoelastic, Dynamic absorber, Hysteretic, Coulomb friction.

## 1 GİRİŞ

Eksantrik presler imalat sanayisinde geniş bir alanda kullanılmaktadır. Kullanım kolaylığı ve kaliteli imalat yapabilmek için eksantrik presin doğru şekilde çalışması gerekmektedir. Bu çalışma sırasında istenmeyen titreşim ve gürültünün operatöre ve üretilen iş parçasına zarar vermemesi için eksantrik presin uygun bir titreşim izolasyon sistemine sahip olması gerekir.

Eksantrik preslerde üç farklı titreşim hareketi oluşur. Bunlar doğrusal olan düşey yer değiştirme ve açısız olan kafa vurma ve yalpalama hareketleridir. Bu hareketleri sönmek amacıyla bu çalışmada pasif titreşim kontrol yöntemleri kullanılacaktır. Pasif titreşim kontrolünde sisteme dışarıdan bir enerji vermeden sistemdeki oluşan tahrik enerjisini izolatörler tarafından sönmekine dayanmaktadır. Üç farklı pasif titreşim kontrol yöntemine göre sistemin matematiksel modeli oluşturulacak ve Coulomb sürtünmesinin titreşim üzerine etkileri araştırılacaktır.

Başlangıç noktası olarak eksantrik preslerin dinamik hareketlerini alırsak, dinamik hareketler; mekanik yapı ve sistemlerde, titreşim, gürültü ve hasar problemlerine yol açmaktadırlar. Bu hareketler ise yapıya ait, kütle ve elastik özellikleri ile uygulanan kuvvet arasındaki kompleks ilişkiye bağlı olarak değişim göstermektedirler. Sistemlerin ve sistemleri oluşturan bileşenlerin tasarım aşamasında dinamik davranışını anlamak, büyük bir öneme sahiptir. Tahrik frekanslarının rezonans bölgelerine yakın olması durumunda, sistemlerin (konstrüksiyonun) dinamik davranışlarının izlenmesi çok daha önem kazanır. Rezonans bölgesindeki genliklerin büyük olması sisteme zarar verebilir. Bu gibi durumlarda sistemin dinamik analizlerinin, teorik ve deneysel olarak yapılması ve gerekli önlemlerin alınması gerekmektedir.

Titreşimler makinelerde; kullanım konforunu azaltır, gürültüyü artırır, aşınma, yorulma ve kırılma gibi hasarların meydana gelmesine sebep olmaktadır. Makinelerin dinamik davranışlarını kontrol etmek için izolasyon sistemleri ve titreşim izolasyon yöntemleri geliştirilmiştir. Titreşim izolasyon sistemleri makinenin kullanılacağı amaç doğrultusunda, pasif, yarı aktif ve aktif izolasyon sistemleri olarak dizayn edilmektedir.

Sistemin analizinin yapılmasıyla elde edilecek yararlar aşağıdaki gibi verilebilir;

- Makinenin yapısal zayıflıklarını belirlemek ve bunların giderilmesi yönünde çalışmalar yapmak
- Makine performansını arttırmak
- Makine ömrünü gerçek işletme şartlarına göre hesaplamak
- Makinelerde oluşabilecek hasarları önlemek
- Makine kütlesini azaltmak
- Makinenin dizayn ve geliştirme aşamalarına yardımcı olmak
- Makine bakım masraflarını azaltmak

### **1.1 Literatür Değerlendirmesi ve Modelleme Yaklaşımları**

Dinamik analizleri yapmak için literatürde iki yaklaşım tipi vardır. Bunlar analitik ve deneysel yöntemlerdir. Analitik yöntemler sistemin matematiksel modelini elde etme esasına dayanır ve iki farklı yöntem kullanılır. İlk yöntemde pres kütlesi rijit kabul edilir. Bu kabul ile birlikte sistem pres kütlesi, yay ve damper elemanları birbirlerine bağlı ayrık kütlelerden oluşur. Bu sistem adi diferansiyel denklemler ile ifade edilebilir. İkinci yöntemde ise pres kütlesi elastik kabul edilir. Bu durumda sistem kısmi türevli diferansiyel denklemlerle veya sonlu elemanlarla gösterilirler. Projede kabul edilebilirlik ve kolaylık açısından ilk yöntem olan rijit kütle kabulü kullanılmıştır.

Deneysel yöntemlerde ikiye ayrılır. İlk yöntem modal analizdir. Modal analizde; sistemin dinamik karakteristiklerini deneysel olarak bulabilmek için çeşitli metodlar vardır. Yapıyı tahrik etmek için, darbe (impulse) ve elektromagnetik titreşim üretici kullanılabilir. Elektromagnetik titreşim üreticisini tahrik etmek için; pseudo-random veya sinüs sinyali kullanılabilir. Sinüs süpürmesi yönteminde (sine-swept), değişken frekans değerlerinde harmonik kuvvet uygulayan titreşim üretici (shaker) sisteme bağlanarak, sistemin titreşim cevapları belirli frekans aralıklarında ölçülür. Darbe yönteminde ise çekiç ile darbe verilen sistemin cevabı titreşim analizörü ile frekans domeninde ölçülerek yapılır.

Deneysel yöntemlerde bir diğer yöntem ise yapının dinamik davranışlarını görmek için, çeşitli darbe fonksiyonları karşısındaki titreşim cevapları frekans veya zaman domeninde titreşim analizörüyle ölçülür.

Deneysel yöntemler kullanıldığında bazı dezavantajlarda bulunmaktadır. Bunlar kısaca; deneysel teçhizatın maliyeti ve elde edilen sonuçların yalnız test edilen prese mahsus olması gösterilebilir. Titreşim konusunda analitik ve deneysel yöntemlerle yapılan pek çok çalışma vardır.

Tez konusu olarak yapılan en yakın çalışma Çiftkaya (1986) tarafından yapılmış olan çalışmadır. İmalat makinalarında temel titreşimleri ve izolasyonunu incelemiştir. Pasif titreşim kontrolü üzerinde durmuş matematiksel ve fiziksel olarak titreşim izolasyonunu açıklamaya çalışmıştır. Ama bu çalışmada sadece vizkoelastik titreşim izolasyon sisteminin uygulaması yapılmıştır. Karayel (1996) takım tezgahı titreşimlerini ve tasarım açısından yapı dinamiğinin tezgah parametrelerine etkisini incelemiştir. Sistemi esnek kabul edip sonlu elemanlar yöntemini kullanmıştır. Demir (2003) rijit kütle kullanarak 6x6 askeri taşıtların atış anı hareketlerini ve titreşimlerini incelemiştir.

Morgül (1984) bir süspansiyon sistemi dizayn etmiş ve titreşimleri ile ilgilenmiştir. Uygulama olarak bir otomobilin amortisörünü teorik ve pratik olarak incelemiştir. Sivrioğlu (1988) malzeme sönümünün titreşimler üzerine etkisini araştırmıştır. Viskoz ve histeretik sönümleme sistemlerini karşılaştırmıştır. Esnek transmisyon millerinin titreşimlerini incelemiştir. Lagrange ve tesir katsayıları metodunu kullanmıştır. Erdoğan (2000) titreşim görüntü denetimi ve gereç seçimi üzerine çalışmıştır. Titreşimden çok yapısal gürültü üzerine durmuştur. İnsan sağlığı boyutunda inceleme yapmıştır. İzolasyon malzemelerinin gürültü üzerine etkilerini incelemiştir.

Titreşim izolasyonu konusunda benzer bir çalışmada Calio (2003) tarafından yapılmıştır. Sanat eserlerinin sismik darbelere karşı pasif titreşim kontrolü konusunda bir makale yayınlamıştır. Rijit kütle yaklaşımını ve vizkoelastik sönümleme sistemi kullanmıştır Bakşiyev (2003) makinelerin güç ve hareket iletim mekanizmalarının lineer hareket denklemleri üzerinde bir çalışma yapmıştır. Bu çalışmada da rijit kütle yaklaşımı kullanılmıştır.

Demir (2004) altı tekerlekli taşıtın deneysel ve teorik olarak frekans analizi ve sisteme dinamik absorber ilavesi konusunda çalışma yayınlamıştır. Sistem bu projede kullanılan klasik dinamik absorberinin araç üzerinde tatbikidir. Arpacı (1984) dinamik absorberlerde titreşim kontrolü

zerinde doktora tezini yayınlamıştır. Klasik kütle yay dinamik absorbeleri yerine kiriş biçimli dinamik absorber incelenmiş, kiriş ve plak titreşimleri incelenmiştir.

## 2 TİTREŞİM

Titreşim hakkında teknikte pek çok tanım bulunmaktadır. Bu konuda TSE'nin 1977 yılında yayınlamış olduğu TS 2774 standardı referans alınmıştır. TS 2774'e göre titreşim bir mekanik sistemin hareketini ve konumunu tanımlayan büyüklük şiddetinin zamanla değişimidir. Büyüklüğün ortalama bir değerden veya referans değerden zaman içinde sırayla daha büyük ve daha küçük olmak üzere değişimidir. Salınım ise çoğu kez bir zaman içinde, bir büyüklüğün şiddetinin bir referans sisteme göre sırayla bir ortalama değerden büyük ve küçük olmak üzere değişimidir. Bu iki tanım ile de titreşim ile salınım arasındaki ilişki anlaşılmaktadır. Titreşim hareketi günümüz sanayisinde oldukça faydalanılan bir çalışma yöntemidir. Vibrasyonlu konveyörler, yüzey işleme vibratörleri, kurutma vibratörleri gibi makinelerin temel çalışma tarzı titreşim hareketidir. Ama genel olarak titreşim hareketi makinelerin çalışırken ortaya çıkan yıkıcı ve zararlı bir yan etkidir.

Son yıllarda teknolojik gelişmelere paralel olarak demir ve alüminyum gibi oldukça sağlam ve elastik malzemelerin makinalarda, dinamik sistemlerde ve sanayide kullanılması daha hafif ve daha hızlı çalışan makinaların gelişmesine neden olmuştur. Hafiflik sistemin daha küçük olmasına, dolayısıyla elastik; yani kuvvet ve moment etkisinde daha fazla deforme olarak harekete cevap vermesi demektir. Dinamik sistemlerin bu yüksek hız ve elastik özelliğinden kaynaklanan titreşim potansiyeli, dizayn esnasında incelenip gerekli olan tedbirler alınmadığı takdirde, çalışma sırasında sistem elemanlarının erken yorulmasına neden olmaktadır.

Günümüzde modern mühendisliğin en önemli konularından birisi fiziksel dinamik davranışların analizi ve önceden tahmin edilmeleridir. Dinamik davranışların en önemlilerinden biri olan titreşim hareketi, mekanik sistemlerde belirli bir denge veya referans konumu etrafındaki zamana göre salınımı ifade eden bir terimdir. Frekans ve genlik boyutları ile belirlenir. Benzer şekilde sürekli olarak değişen yüklerin etkisindeki fiziksel bir cismin veya yapının hareketleri de titreşim olarak tanımlanabilir. Pratikte mekanik sistemlerde karşılaşılan titreşimler düzgün formda olmazlar. Genellikle farklı frekans ve genişlikteki çok sayıdaki titreşim bileşimidirler.

Belirli bir zaman aralığında tekrarlanan titreşimler periyodik, belirli bir zaman aralığında belirli bir formda tekrarlanmayan ve gelecekte alacağı şekil ton olarak tahmin edilemeyen titreşimler; karmaşık olarak isimlendirilirler. Diğer bir sınıflama ise kuvvetlerin etki şekline göre serbest (geçici), zorlanmış ve kendi kendini uyaran (besleyen) titreşimler şeklinde yapılabilir.

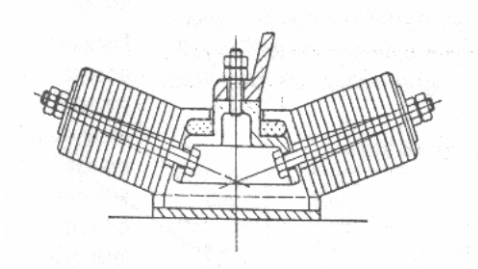
Titreşim bazı durumlar için faydalı bir büyüklük olmasına rağmen, (örneğin çeşitli amaçlar için kullanılan titreşim makinaları bazı durumlarda ise problem doğuran, istenmeyen bir etki olarak ortaya çıkar. Titreşim istenmeyen bir etki olarak ortaya çıkması, ilk olarak proje aşamasında önlenmelidir. Bu nedenle makine parçalarının titreşim karakteristiklerinin teorik olarak bilinmesi gerekmektedir. Böylece tasarım aşamasında, titreşim zararlı etkileri azaltabilir veya faydalı etkileri artırabilir.

## **2.1 Titreşimin Zararları**

Titreşimin mahzurlarını ana hatları ile açıklayacak olursak;

1. Titreşime maruz kalan makine elemanları sıklıkla deformasyona uğrarlar veya kırılırlar. Rezonans halini meydana getiren kritik devir sayılarındaki genlikler çok fazla büyük olduğu için, rezonans bölgesinde uzun süre çalışacak olan sistemlerinin titreşimleri muhakkak kontrol altında bulundurulmalıdır.
2. Kritik devir sayılarında ve yüksek genliklerde titreşimlere maruz kalan makineleri işleten veya aynı ortamda bulunan insanlar gürültü ve sarsıntıdan dolayı aşırı derecede rahatsız olmakta ve sağlıkları tehlike altında bulunmaktadır. Örneğin otomobillerdeki amortisör sisteminin amacı, yol dalgalarının yük için zararsız, yolcu için hissedilmeyecek hale getirmektir. Titreşim kontrolü iyi yapılmamış bir taşıtta, aracın titreşimlerinin frekansı ile çakışması durumunda rezonans olayı ortaya çıkmaktadır. Bu da yolcularda sarsıntılardan dolayı yorulma, bulantı, iskelet ve kas sisteminde rahatsızlıklar meydana getirmektedir.
3. Titreşimlerden dolayı makinanın rezonans bölgesinde çalışması esnasında enerji kaybı oluşmaktadır. Normalde sistemin vereceği güç devir sayıları ile orantılıdır.

Yukarıda bahsettiğimiz sebeplerden dolayı, makine mühendislerinin büyük problemi olarak titreşim kontrolü konusu karşımıza çıkmaktadır. Bu yüzden titreşimleri tanımak, ölçmek ve kontrol altında tutmak günümüz makine mühendislerinin ilgilenmesi gereken bir konudur. Şekil 1.2’de basit bir titreşim izolatörü gösterilmiştir.



Şek. 1.2 Titreşim İzolatörü, 1911 (Gerb GmbH & Co KG)

### 3 TİTREŞİMLERİN STANDARTLARDAKİ SINIRLARI

Dünyada (özellikle Almanya'da) 1950'li yıllardan bu yana yüksek seviyeli titreşim ve buna bağlı gürültünün binalara zarar vereceği endişesinden kaynaklanan şikayetler artmıştır. Yaşanan nahoş olaylar sonucunda anlaşılmıştır ki titreşimler binalara ciddi zararlar verebilmektedir. Birçok araştırmacı ve mühendis binalardaki titreşimin ölçülmesi için çeşitli ölçekler önermişlerdir. Örnek olarak H.W. Koch logaritmik vibrar ölçeğini önermiş, fakat genel bir standart oluşturulamamıştır. Genellikle yapılan titreşim ölçümleri tasarımcıların kabullerine dayanmaktadır. Günümüzde gelişen teknoloji sayesinde titreşim binalardaki yüksek risk unsurları arasından çıkmıştır.

İlk geliştirilen kabul değerlendirme ölçeğini Reiher ve Meister adlı iki Alman araştırmacı geliştirmiştir. Pal adını verdikleri bu ölçek ortaya atıldığı zaman teknikte titreşimlerin binalara verdiği zararın incelenmesinde genel bir doğrulama ve değerlendirme ölçeği bulunmuyordu. Çünkü henüz binalardaki titreşim bir şikayet sebebi değildi. Reiher – Meister ölçeği revize edilerek 'K' sarsıntı katsayısı eklenerek vektörel hıza (velocity) dayalı VDI 2057 standardı oluşturulmuştur. Günümüzde kullanılan standart bu standartın biraz geliştirilmiş versiyonudur.

VDI 2057 çok fazla temel bilgileri içerdiğinden DIN 4150 standardı yayınlanmıştır. Standardın ilk bölümünde titreşim seviyeleri (örnek olarak yeni ekipmanların kendi başlarına veya bina içindeki titreşimleri) hakkında bilgi vermektedir. İkinci bölümde tasarımcı kabülleri ve üçüncü bölümde de titreşimlerin binaya verdiği zararların ölçekleri bulunmaktadır.

Yapılarda bulunan bütün tasarımcı kabülleri ve gerilimler hızın fonksiyonudurlar. VDI 2057 tasarımcı kabülleri için bu gerçeği içermektedir. Gasch kesin durumlarda rezonansın ve dinamik titreşim gerilimlerinin de hızla orantılı olduğunu kanıtlamıştır. Bu sayede günümüzde bile basit hız ölçer sistemler ile bu özellikler sayesinde kolayca ölçüm yapılabilir.

DIN 4150'de bulunan yapı titreşimlerinin ölçeklendirilmesi binanın temeline göre yatay ve dikey hız vektörlerine dayanır. Günümüzde yapılan ölçeklerde en üst tam kata bağlı yatay hız vektörleride dahil edilmiştir.

Bütün bu bilgilerin yanında bina titreşimleri sadece hıza dayanmaz. Diğer faktörlerinde (binanın durumu, toprakaltı, binanın yapı cinsi, vb.) göz önüne alınması gerekir. DIN 4150, standardı düşük frekanslar için yapılacak tasarımı binanın yaşayabileceği en uygunsuz şartlar altında bile kolayca incelenmesine izin verir. Yüksek titreşim seviyelerinde tasarımcılar yinede bütün parametreleri göz önüne almak gerekir. DIN 4150 üçüncü bölümde (1986 baskısı) binalar için izin verilen temel titreşim değerleri Çizelge 3.1’de gösterilmiştir.

Çizelge 3.1 DIN 4150 3. Bölüm’e göre binalarda kısa dönemli titreşimlerin ölçeklenmesinde izin verilen hız ( $v_i$ ) değerleri (Gerb GmbH & Co KG)

		İzin verilen hız değerleri ( $v_i$ ) (mm/s)			
Yapı Çeşitleri		Temel Bazlı Değerler			En Üst Tam Kata Göre Değerler
		Frekanslar			Tüm Frekanslar İçin
		<10 Hz	10-50 Hz	50-100 Hz	
1	Endüstriyel tesislerde ve benzeri binalarda	20	20-40	40-50	40
2	Konutlar ve benzeri binalarda	5	5-15	15-20	15
3	Titreşime karşı duyarlı binalar (örnek olarak anıtlar ve tarihi eserler )	3	3-8	8-10	8

Binalarda hasara yol açan daha önemli bir parametrede tasarımcının kabullerini gösteren DIN 4150 standardının ikinci bölümünde gösterilir. Hızın ölçeklendirilmesinde yatay ve dikey olarak ölçülen kattaki bütün odalar için ölçülür. Buradan bulunan maksimum hız değerleri ve titreşim sinyalini veren ana frekans bize ‘KB’ eşit algılama mukavemeti değerini verir.

Aşağıda bulunan Çizelge 3.2’de bize değişik konumlar için KB değerleri verilmiştir. Bu değerler bize temel bir yaklaşım kazandıracak gibi tablonunda incelenmesiyle dış kaynaklı titreşimlerin konut alanlarının içine yansıtılmaması gerekmektedir. Çizelgede bulunmayan bölgeler için göreceli yüksek KB değerleri tercih edilebilir.

Çizelge 3.2 İzin verilen KB değerleri (Gerb GmbH &amp; Co KG)

Konum	Gündüz (KB)	Gece (KB)
Ağır sanayi bölgeleri	0.6	0.4
Hafif sanayi bölgeleri	0.4	0.2
Karışık alanlar	0.3	0.2
Konut alanları	0.2	0.15

Tekil durumlarda yüksek KB değerleri seçilebilir.

DIN 4150 standardına göre temel bir sınırlama olmaması karşın iş yerlerinde KB değerinin 0.4'ü aşmaması istenmektedir. Dünyadaki araştırmacılar bu yüzden çeşitli çalışma şartlarına göre makul titreşim seviyeleri belirlemeye çalışmaktadırlar.

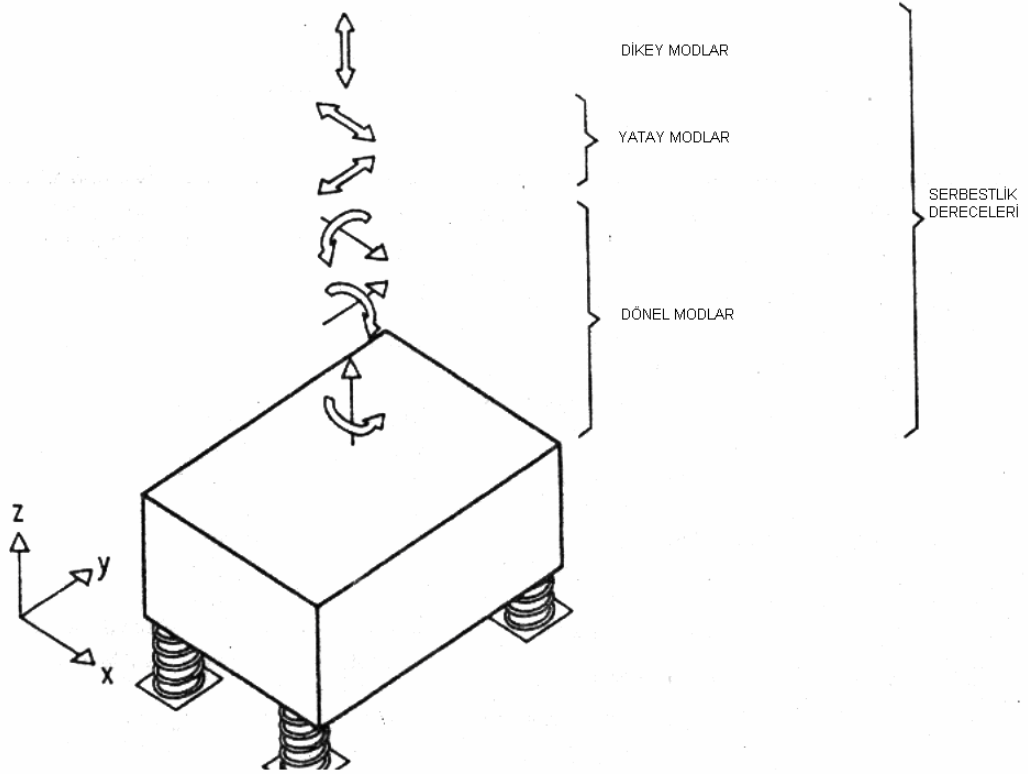
Çizelge 3.1 ve Çizelge 3.2'de verilen hız ve KB değerlerine göre yeni montajı yapılan makinelerin titreşim seviyeleri belirlenip makinenin titreşim kontrolünün yapılıp yapılmayacağına karar verilir. Günümüzde pek çok durumda yetkililer makinenin ciddi bir titreşim oluşturmadığı durumlarda bile bina için tehlikeli olacağı varsayıp titreşim kontrolü yapılmasında ısrar etmektedirler.

Yeni geliştirilen hassas makineler için dış kaynaklardan gelen titreşimlerin değerlendirilmesi için makineyi üreten firma hakkında bilgiye sahip olmak gerekir. Az veya hiç bilgi bulunmadığı zamanlarda (Genellikle karşılaşılan durumlar böyledir.) dış kaynaklı titreşim seviyesi, makine titreşim seviyesinden düşük olduğu durumda makine için kabul edilebilir.

Diğer bir potansiyel problem ise yay destekli makinelerin dinamik yüklerle hareket etmesi durumudur. Teknikte yeni bir alan olduğu için bir çok makine ve teçhizat üretici firmanın yeterli tecrübeye sahip olmadığı anlaşılabilir bir durumdur. Genellikle zorlayıcı makineler yerlerinden hiç hareket etmezler. Sadece besleme mekanizmaları gibi çok istisnai durumlarda hareketlerin sınırlandırılması gerekmektedir.

#### 4 TİTREŞİMİN KONTROLÜ

Teknikte titreşim kontrolü aktif ve pasif titreşim kontrolü olarak ikiye ayrılır. Aktif titreşim kontrolünde makinelerin oluşturduğu titreşimin çevreye yayılmasının engellemesine çalışılmaktadır. Pasif kontrolünde ise hassas makinelerin dış kaynaklı titreşimlerden korunmasına çalışılmaktadır. Bu iki yaklaşımda da makine veya cihazlar elastik desteklerle kuşatılırlar. Bu duruma da makinenin ve temelinin oluşturduğu temel kütle ve bunu elastik olarak destekleyen elemanlardan (yaylar) oluşan titreşim yapan (oscillatory) sistem adı verilir. (Şekil 4.1) Bazı durumlarda bu sisteme sönüm elemanlarının da eklenmesi gerekir.



Şekil 4.1 Tek kütleli bir sistemde serbestlik dereceleri (Gerb GmbH & Co KG)

Titreşim kontrolü sistemlerinin tasarımında makinenin ve temelinin kütlesi, makine elastik olsa bile, tek ve rijit bir kütle olarak tasarıma dahil edilir. Çünkü kullanılan elastik destekler makine ne olursa olsun her zaman daha esnek davranış gösterir.

Titreşim yapan sistemler, serbestlik dereceleri ve doğal frekansları ile karakterize edilirler. Bir sistemde serbestlik derecesi sayısı kadarda doğal frekansı bulunur. Şekil 4.1’de görülen tek kütleli sistemin altı serbestlik derecesi vardır. Başka bir deyişle altı serbestlik derecesinin üçü

x, y ve z eksenini üzerinde öteleme, kalan üçüde x, y ve z eksenleri etrafında dönme hareketlerinden gelmektedir. Bu durumda da sistemin altı tane doğal frekansı bulunmaktadır. Eğer sistem dikey yönde hareket ettirilip bırakılırsa, sistem salınımlar yapmaya başlayacak ve doğal frekansı bu dikey serbestlik derecesinden etkilenecektir.

Eğer sistemde sönüm elemanı bulunmuyorsa sisteme etki edecek hareket ile sistem salınımlar yapmaya başlayacak ve salınım hareketi aynı özellikleriyle devam edecektir. Sönüm elemanları bu salınım hareketlerini yapan enerjiiyi ısı enerjisine çevirip sistemden uzaklaştırmaya yarayan elemanlardır. Her sistemde elastik dayanaklardaki malzeme sönümünden ve hava direncinden kaynaklı belli bir sönüm özelliği bulunmaktadır. Yüksek sönüm değerlerine ihtiyaç duyulduğu zamanlarda kullanılacak özel sönümleyiciler ile salınım hareketlerini çok daha kısa bir sürede bertaraf edilir.

Sistemin matematiksel modelinin çıkarılmasında aşağıdaki denklemdaki katsayıların anlaşılması oldukça önemlidir.

$$m \times \ddot{z} + k \times z = F(t) \quad (4.1)$$

Denklemdaki;  $F(t)$  uygulanan dinamik kuvveti,  $k \times z$  yay kuvvetini ve  $m \times \ddot{z}$  ise atalet kuvvetini ifade eder.

Uygulanan dinamik kuvvet  $F(t)$ , sistemin titreşmesine yol açar. Dinamik kuvvet santrifüj makinesi veya türbinler gibi kaynaklardan oluşan harmonik, yüksek hızlı presler gibi kaynaklardan oluşan periyodik veya deprem veya metro gibi kaynaklardan oluşan gelişigüzel (random) karakterli olabilir. Kuvvet sistem içinden veya dış kaynaklı olarak oluşabilir.

Yay (destek) kuvveti  $k \times z$  elastik desteğin oluşturduğu k yay sabiti ve z kütle yerdeğiştirmesine bağlı olan kuvvettir. Statik yüklerin oluşturduğu  $F_m$  yayda bir statik yerdeğiştirmeye neden olur. (Şekil 4.2)

$$F_m = k \times z \quad (4.2)$$



Şekil 4.2 Statik Denge (Gerb GmbH & Co KG)

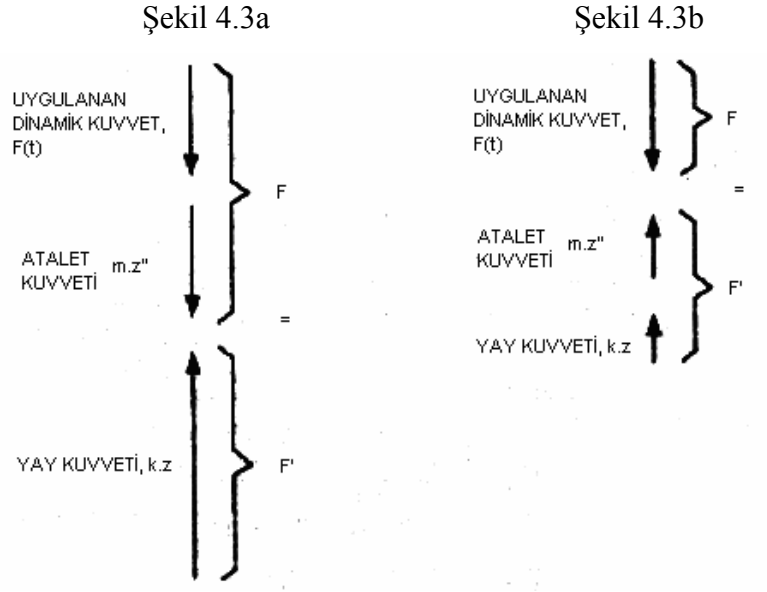
Atalet kuvveti  $m \times \ddot{z}$  statik dengeye ek olarak dinamik denkleme eklenmesi gereken bir kuvvettir. Araç sürücüleri kavislerden geçerken, tümsekleri çıkarken ve otoyollarda yüksek hızlara çıkıldığı gibi durumlarda atalet kuvvetlerini hissederler. Bu kuvvet sistem kuvveti  $m$  ve sistem ivmesi  $\ddot{z}$  'ne bağlıdır.

Titreşim yapan sistemlerin dinamik davranışlarını incelediğimizde Şekil 4.1'deki atalet kuvvetlerinin uygulanan kuvvetlere olan etkisini göz önüne alalım. Eğer atalet kuvvetleri uygulanan dinamik kuvvetlerle aynı yönde ise (Şekil 4.3a) yay kuvvetleri uygulanan dinamik kuvvetlerden daha büyüktür. Burada titreşim izolasyonu bulunmamaktadır ve sistem yaylarda yükseltici etkisi gösterir. Eğer atalet kuvvetleri uygulanan dinamik kuvvetlere karşı yönde ise (Şekil 4.3b) yay kuvvetleri uygulanan dinamik kuvvetlerden daha küçüktür. Bu sayede atalet kuvvetleride uygulanan dinamik kuvvetleri sönmülemeye yardım eder ve yayda oluşan genlik değerlerinin düşürülmesine yol açar.

Şekil 4.3b'deki gibi çalışan sistemler efektif (etkili) titreşim kontrolünü tasvir ederler. Şekil 4.3a'daki sistem durumundan kaçınmamız gerekmektedir. Bu durum titreşim kontrolsüz sistemlerden bile daha kötü (yükseltici etkiden dolayı) davranış göstermektedirler.

Titreşim kontrolü yapmak demek sadece makinelerin altına elastik destek koymaktan demek değil, doğru elastik elemanları seçmek demektir. Elastik elemanların seçiminde doğal frekans değerleri çok önemlidir. Sistemin doğru doğal frekans değerleri altında yapılması için yay özellikleriyle belirlenen doğal frekans kilit karakteristik özelliktir.

Değişik amaçlar için yapılacak titreşim izolasyonunda (örnek olarak periyodik veya şok amaçlı izolasyonlarda) değişik parametrelere görede dizayn yapılabilmektedir. Fakat bütün durumlarda izolasyon sistemi dizaynının ana parametresi doğru doğal frekans seçimidir.



Şek. 4.3 Dinamik denge (Gerb GmbH & Co KG)

#### 4.1 Doğal Frekans

Aşağıdaki homojen diferansiyel denklemin çözülmesi bize dikey konumdaki serbestlik derecesinin doğal frekansını verir.

$$m \times \ddot{z} + k \times z = 0 \quad (4.3)$$

$$f_z = \frac{1}{2\pi} \times \sqrt{k_z/m} \quad (4.4)$$

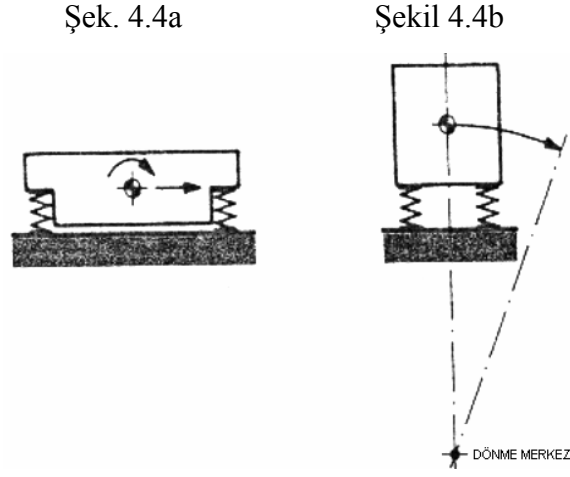
Eğer diğer öteleme ve dönme (eğer öteleme serbestlik dereceleri dönme serbestlik derecelerini doğuruyorsa) doğal frekansları da ( $f_x$ ,  $f_y$ ,  $f_{xy}$ , vb.) birbirlerine bağlı değilse bu yolla bulmak oldukça kolaydır.

Benzer yolla dönme doğal frekanslarının da bulmak oldukça kolaydır. Aşağıda z- eksenini etrafındaki dönme frekansının formülünü verilmiştir.

$$f_{xy} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{k_{xy}/\Theta_z} \quad (4.5)$$

Buradaki  $k_{xy}$  değeri dönel yay sabitini,  $\Theta_z$  değeri ise z- eksenini etrafındaki yay destekli kütleli atalet momentini ifade etmektedir.

Eğer sistem simetrik ise dikey öteleme ve z- eksenini etrafındaki dönme doğal frekansları birbirinden bağımsızdır ve yukarıdaki formüller ile kolayca hesaplanırlar. Yatay öteleme ve dönme doğal frekanslarında ise durum biraz farklıdır. Kullanılan yay desteğinin yerçekimi ile aynı doğrultuda olması gerekmektedir. (Şekil 4.4a) Diğer durumlarda ise bu serbestlik dereceleri birbirlerine bağlıdır. Sonuçta oluşan harekete aşağı ve yukarı salınım merkezlerine göre salınım (rocking) hareketi denir. (Şekil 4.4b) Sistemin davranışı ağırlık merkezine bağlı yanal eksene göre öteleme ve dönme hareketlerinin kombinasyonu veya superpozisyonu şeklinde olur.



Şekil 4.4 Öteleme ve Salınım Modları (Gerb GmbH & Co KG)

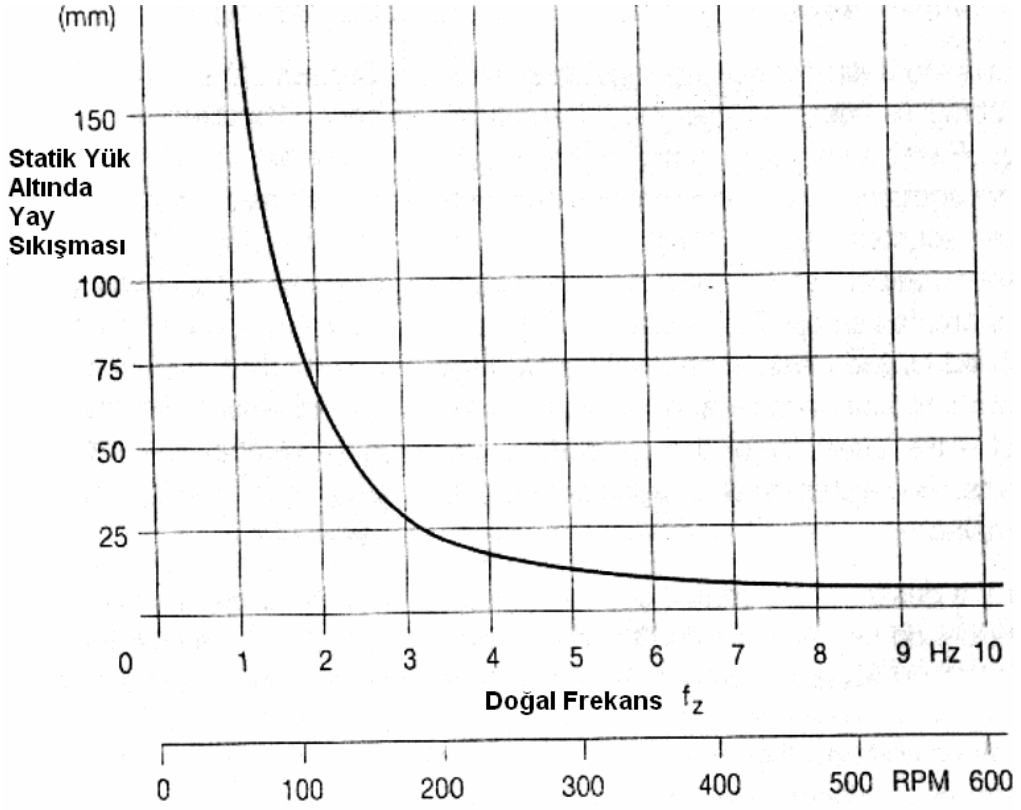
Lineer yük yer değiştirmeli yayların kullanılması durumunda dikey doğal frekansının bulunmasında  $G_m$  statik sıkıştırma kuvveti kullanılarak Geiger formülü kullanılır. Lineer yük yer değiştirmesi kangal (coil) yayların karakteristik özellikleridir. Lastik yaylarda bu özellik bulunmamaktadır. Statik sıkıştırma ve Geiger formülü ile bundan faydalanarak doğal frekansın bulunması aşağıda gösterilmiştir.

$$z[cm] = \frac{G_m[kN]}{k_z[kN/cm]} \quad (4.6)$$

$$f[Hz] = 5/\sqrt{z[cm]} \quad (4.7)$$

Yukarıdaki denklem ile sadece lineer yük yer değiştirmeli sistemler için doğal frekans hesabı yapılabilir. Formülde doğru sonuca ulaşabilmek için statik sıkıştırma birimi sadece santimetre (cm) alınmalıdır. Birim hataları bulunacak sonucu çok fazla değiştirecektir.

Şekil 4.5’de dikey doğal frekansların (boş yük altında) statik sıkıştırma arasındaki değişimini vermektedir. Şekilden görüldüğü gibi küçük doğal frekanslar için oldukça büyük statik sıkıştırma değerleri uygulamamız gerekmektedir. Örnek olarak 1 Hz’lik dikey doğal frekansa ulaşabilmek için yayın boş yük altında 25 cm’lik statik sıkıştırma yapması gerekmektedir.



Şekil 4.5 Statik sıkıştırma ile dikey doğal frekansın ilişkisi (Gerb GmbH & Co KG)

## 5 TİTREŞİMLERİN İZOLASYONU

### 5.1 Peryodik Titreşimlerin İzolasyonu

#### 5.1.1 Sönümsüz Peryodik Sistemler

Makineler genellikle dengesiz olup (örnek olarak dönen makineler, pistonlu makineler veya tam dengelenmemiş hareketli kütleler) periyodik titreşim hareketi yaparlar. Kısa süreli bir periyodun ardından dinamik sistem tahrik frekansında titreşmeye başlar. Sisteme etki eden en basit tahrik kuvveti harmonik kuvvettir. Harmonik kuvvet aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$F(t) = F_o \sin(\Omega t) \quad (5.1)$$

Formülde bulunan  $\Omega$  değeri açısal tahrik frekansını temsil etmektedir.  $\Omega$  değeri aşağıdaki gibi bulunur. Burada  $n$  (rpm) değeri sistemin devrini,  $f$  (Hz) değeride sisteme etki eden tahrik frekansıdır.

$$\Omega = \pi \times (n/30) = 2\pi \times f \quad (5.2)$$

Sönümsüz sistemlerde yer değiştirme;

$$|x| = \frac{|F|}{k - m \times \Omega^2} \quad (5.3)$$

Sistemin vektörel hızı;

$$|v| = |\dot{x}| = \frac{|F|}{k - m \times \Omega^2} \times \Omega \quad (5.4)$$

Sistemde ivme;

$$|a| = |\ddot{x}| = \frac{|F|}{k - m \times \Omega^2} \times \Omega^2 \quad (5.5)$$

formülleri ile bulunur.

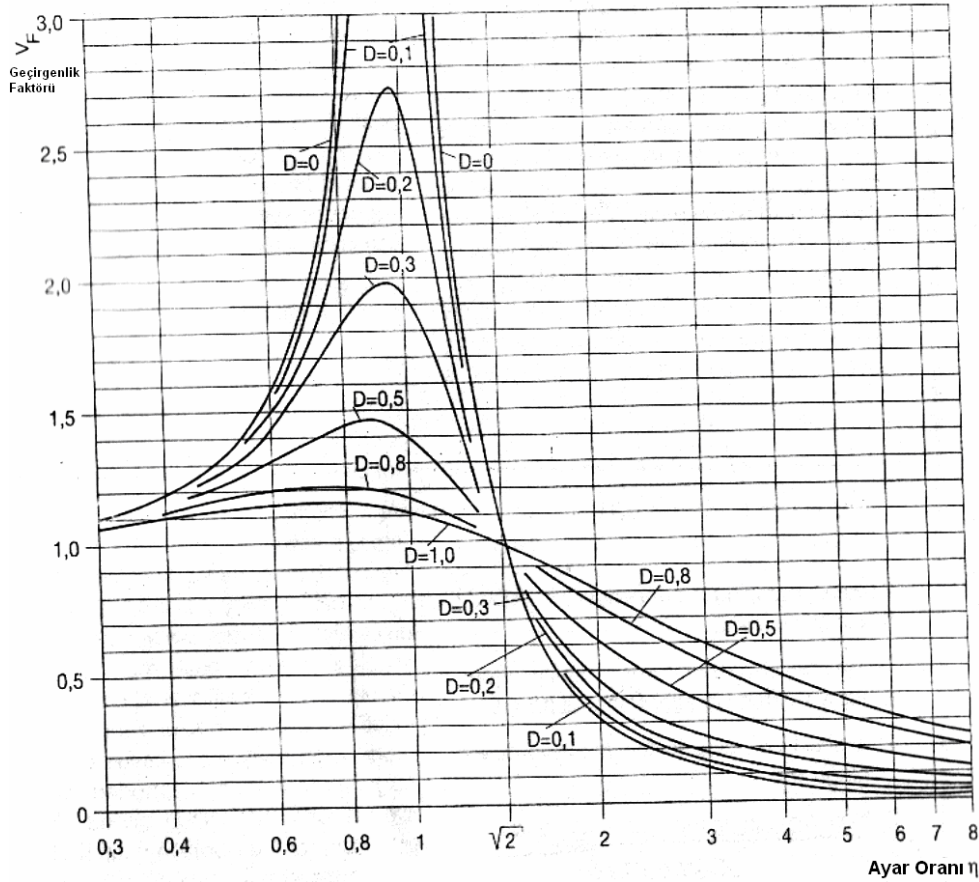
Tüm dönel ve pistonlu makinelerde dengelenmemiş kuvvet  $F$  makine hızının karesi ile orantılıdır. Yay sisteminin geçirdiği kuvvet  $F_k$  aşağıdaki gibi bulunur.

$$F_k = k \times x = \frac{k \times F}{k - m \times \Omega^2} \quad (5.6)$$

$F_k$  geçirilen kuvvetin,  $F$  tahrik kuvveti ile bölünmesi ile geçirgenlik faktörü bulunur.

$$V_F = \left| \frac{F_k}{F} \right| = \left| \frac{1}{k - m \times \Omega^2} \right| = \left| \frac{1}{1 - \Omega^2 / \omega^2} \right| = \left| \frac{1}{1 - \eta^2} \right| \quad (5.7)$$

Yukarıda  $\eta$  ile ifade edilen ayar (tuning) frekansı tahrik frekansı ile doğal frekansın oranı olarak tanımlanır.



Şekil 5.1 Sabit frekans tahrikli tek kütleli sistemlerde  $V_F$  ve  $\eta$  arasındaki ilişkiyi veren diagram (Gerb GmbH & Co KG)

Şekil 5.1 incelendiğinde  $V_F$  eğrilerinin  $\eta > \sqrt{2}$  olduğu durum için analizde yayın geçirdiği kuvvet  $F_k$ , tahrik kuvveti  $F$ 'den daha küçüktür. Bu durumlarda yay izolasyon görevini yapar.

$\eta > \sqrt{2}$  durumunda izolasyon derecesi  $I$  aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$I[\%] = \left| \frac{F - F_k}{F} \right| \times 100 = (1 - V_F) \times 100 \quad (5.8)$$

Eğer sistemdeki sönüm ihmal edilirse izolasyon derecesi;

$$I[\%] = \frac{\eta^2 - 2}{\eta^2 - 1} \times 100 \quad (5.9)$$

şeklinde bulunur.

Yukarıda verilen denkleme göre  $\eta = 5$ 'e kadar olan ayar oranları için izolasyon değerleri ortalama olarak aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Çizelge 5.1 Ayar oranı izolasyon derecesi çizelgesi (Gerb GmbH & Co KG)

$\eta$	$\sqrt{2}$	2	3	4	5
$I[\%]$	0	66,7	87,5	93,3	95,8

Çizelge 5.1'de görüldüğü üzere  $\eta = \sqrt{2}$  seviyesinde hızdaki küçük değişiklikler izolasyon derecesinde oldukça önemli değişikliklere yol açarlar.  $\eta = 2$  seviyesinde ise hızda oluşabilecek değişiklik yine izolasyon derecesini değiştirmekle birlikte değişimler oldukça küçüldür. Örnek olarak hızı %10 değitirdiğimizde izolasyon derecesi sadece %12 değiştiği görülmektedir.  $\eta = 4$  seviyesinde ise hızdaki değişimler artık izalasyon derecesini pek fazla değiştirmedini gözlemlenmektedir. Aynı örneğe devam edersek hızdaki %10'luk değişim bu sefer izolasyon derecesini sadece %2 değiştirdiği görülmektedir.

Teknik gerekçeler yüzünden minimum tuning oranı  $\eta = 3$  seçilmesi gerekmektedir. Bu limitin yanında ekonomik gerekçeler yüzünden bir üst limitte tanımlamak gerekmektedir.  $\eta = 4$  ile sistemde %93'lük bir izolasyon derecesi sağlanırken,  $\eta = 6$  ile sistemde sadece %4'lük bir kazanç sağlanırken kullanılan malzemelerin maliyeti bakımından yaklaşık 2.25 kat fark vardır. Bu bağlamda Şekil 5.2'de yanıt genliği oranı,  $V_a = x \times k / F$  ile tuning oranı arasındaki ilişki verilmektedir. Bu diagram ile tuning oranının 3'ten 4'e doğru artışı daha anlaşılabilir hale getirilmiştir. Burada Şekil 5.2'de gösterilen izolasyonun artmasının yanında Şekil 5.1'de gösterilen yanıt genliğinin minimum olması gerekmektedir. İki diagram da incelendiğinde  $\eta = 1$  durumu sistemin asimtot değerini verir.

Büyük  $\eta$  değerlerinde sistemde dengelenmemiş  $m_o$  kütlesi, radüs değeri  $r$  ve yer değıştiren toplam kütle olan  $m$  ile;

$$x = m_o \times r/m \quad (5.10)$$

yer değıştirme tanımlanabilir.

Eğer sistemdeki dengesizlik eksantriklikten kaynaklanıyorsa yukarıdaki formülde  $e$  eksantriklik olmak üzere  $r = e$  alınır. İyi dengelenmiş, yüksek hızlı makinelerde  $e = 10[\mu m]$  olarak alınabilir.

Şekil 5.1’de doğal frekansın tahrik frekansından daha büyük olduğu durumda ise ( $\eta < 1$ ), sistemde titreşim kontrolu bulunmamaktadır. Hatta sistem rijit kurulmasından da daha kötü bir hal alıp sistemdeki elastik destek titreşimler için bir yükseltici işlevi de görürler.

Bazı yayınlarda yüksek ve düşük tuning değerleri ile doğal frekans ile tahrik frekansının ilişkisi incelenmektedir. Düşük tuning durumunda elastik desteğin doğal frekansı tahrik frekansından daha küçük olduğu durumdur. Bu bağlamda yüksek tuning durumunda doğal frekans, tahrik frekansından daha büyüktür. Makine mühendisliği terminolojisinde düşük tuning durumu supercritical sistem (tahrik frekansı doğal frekanstan daha büyük olduğu durum) ve yüksek tuning durum ise subcritical sistem (tahrik frekansı doğal frekanstan daha küçük olduğu durum) olarak ifade edilirler.

Düşük tahrik frekansının bulunduğu sistemlerde elastik destek tasarımı yapılırken doğal frekansın tahrik frekansından mümkün olduğu kadar uzak seçilmesi gereklidir. Böyle sistemlerde yüksek tuning değerleri seçmek mantıklı olur. Bu sayede titreşim izolasyonu yapılırken tahrik frekansının birinci dereceden dinamik kuvvetlerini ihmal edip, yüksek dereceli dinamik kuvvetlerini işleme katmamıza yarar. Örnek olarak frekanslarının makine hızına bağlı olduğu durumlarda, düşük hızlı makinelerde birinci dereceden kuvvetler daha önemli olup bunların oldukça iyi dengelenmesi gerekmektedir.

### 5.1.2 Sönümlü Peryodik Sistemler

Şekil 5.2’de gösterildiği gibi yay destekli sistemde bulunan sönüm;  $x$ ,  $v$  ve  $a$  değerlerinde belli bir azalma olmasına yol açar. Ama frekansın sönüm sabitide titreşim ızalasyon etkinliği  $\eta > \sqrt{2}$  durumuna göre azalmaktadır. Bu olay Şekil 5.1’de de görölmektedir. Sönüm derecesi veya sönüm oranı aşağıdaki formölde olduğu gibi kritik sönümün bir kesri olarakta gösterilebilmektedir.

$$D = \frac{c}{2 \times \sqrt{k \times m}} \quad (5.11)$$

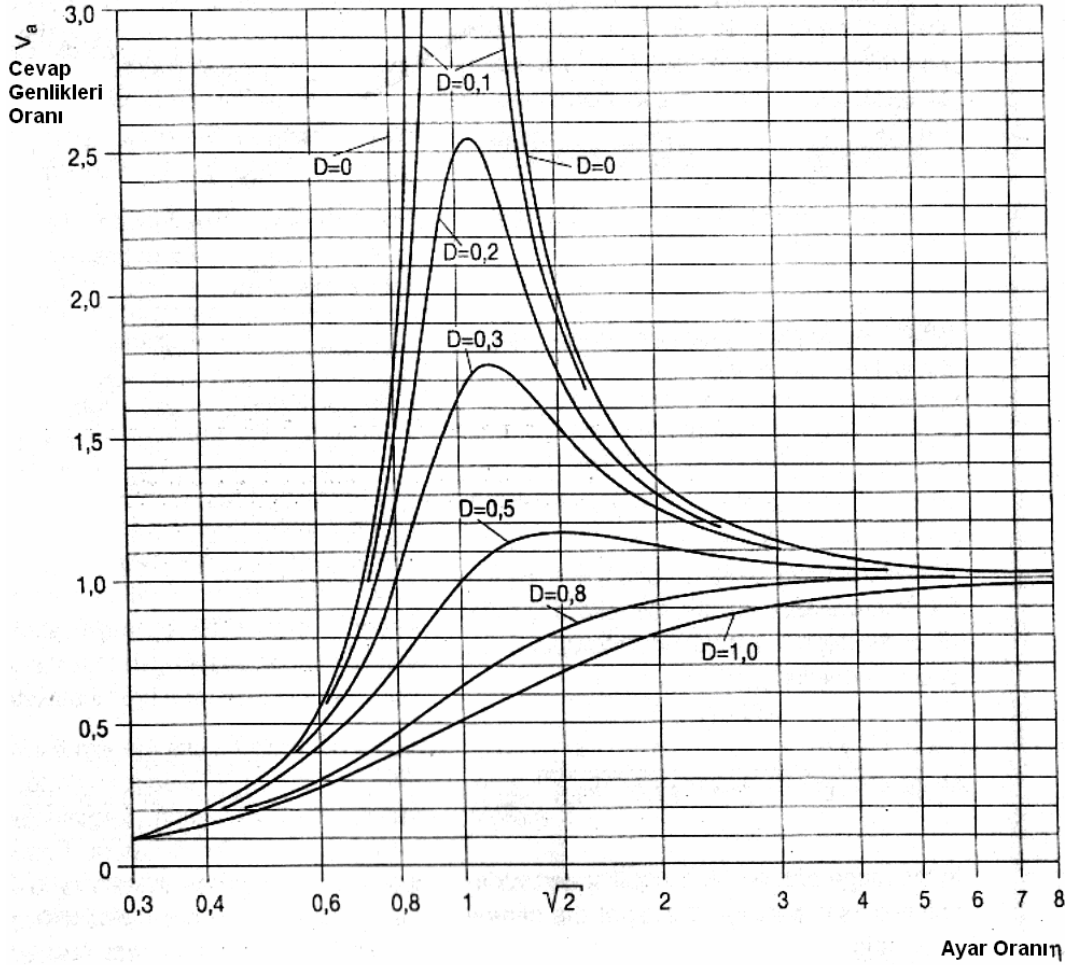
Doğru bir ızalasyon kontrolünü düşük ayarlı olarak yapabilmek için sistemde açılış ve kapanış işlemlerinde, ikaz (excitation) frekansı ile sistemin doğal frekansının çakışması durumunda, rezonans bölgelerini aşması gerekmektedir. Kabul edilemeyen tepki genlikleri ve iletilen kuvvetleri engellemek için bu olay olurken sönümün olabildiği kadar yüksek olması gerekir. Bu sönüm hızın kesiri veya hız sabiti olabilir. Sistemin sönümünün hızı oranının matematiksel olarak ifadesi Şekil 5.1 ve Şekil 5.2’deki değişik sönüm oranları için rezonans eğrileri için geçirilebilirlik ( $V_F$ ) aşağıdaki gibidir.

$$V_F = \sqrt{\frac{1 + 4 \times D^2 \times \eta^2}{(1 - \eta^2)^2 + 4 \times D^2 \times \eta^2}} \quad (5.12)$$

Eğer sistem sönümü hızdan bağımsızsa yukarıdaki ilişki değişecektir.

Optimal bir periyodik tahrikli sistem sönüm elemanı aşağıdaki durumları sağlamalıdır.

1. Makine hızı fazında minimum sönümleme,
2. Rezonans fazında ise maksimum sönümleme.



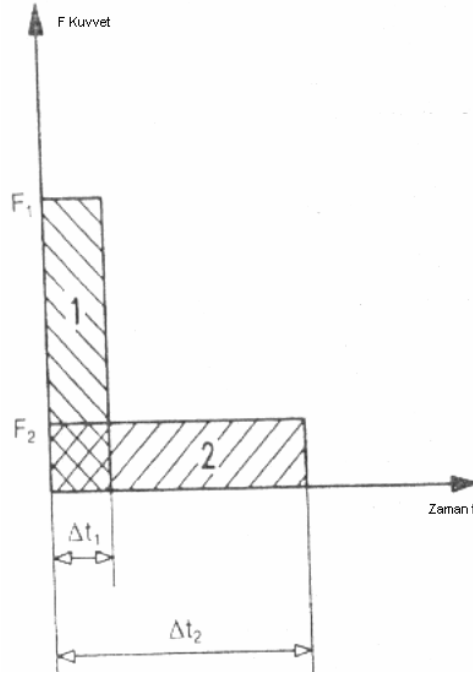
Şekil 5.2 Hızın karesi ile değişen dinamik yüklü tek kütleli sistemde genliklerin yükselmesi  
(Gerb GmbH & Co KG)

## 5.2 Şok İzolasyonu

Yüksek elastik destekler ile sadece periyodik kuvvetlerin değil şok kuvvetlerinde geçirgenliği azaltılmaktadır. Genel olarak şok kontrol giriş olarak maksimum kuvveti  $F_1$  ve oldukça kısa olan meydana geliş süresi  $\Delta t_1$ 'i, uzun bir meydana geliş süresi olan  $\Delta t_2$  ve küçük bir artık kuvvete  $F_2$ 'ye çevirir. Şekil 5.3'de bu olay gösterilmektedir. Yay destekli sistemde şok eksitasyonu onun doğal frekansları ile yapılmaktadır.

Periyodik kuvvetlerin titreşim kontrolü ile olan farkı şok kontrol etkisi tanımından gelen bir kesrin zorluğudur. Giriş doruk kuvveti  $F_1$  ile geçirilen kuvvet  $F_2$  arasındaki oran teknik olarak uygun bir değerlendirme olsada Şekil 5.4'de görüldüğü gibi analiz sonuçları kesin değildir.

Şokun ana karakteristik değerleri; maksimum kuvveti, meydana geliş süresi ve girişin şeklidir. Şekil 5.4'de iki muhtemel giriş şekli için dinamik yük faktörü  $V_s$  'nin değişimi gösterilmiştir. Bunlar dikdörtgen şoklar olup doruk kuvveti derhal etkisini göstermekte ve yarım sinüs kuvvetlerde şok kuvvetinin tam değerinden sıfıra doğru azalması oldukça uzun sürmektedir. Şekil 5.4'de yay destekli sönümsüz sistemin doğal periyodu  $T_e$  olarak gösterilmiştir. En önemli titreşim kontrol etkinliğide kuvvetin etki süresi  $\Delta t$  ile doğal periyot  $T_e$  arasındaki orandır. Burada doğal frekans  $f_e$ ;  $T_e = 1/f_e$  olarak belirlenir.



Şekil 5.3 Şok izolasyonu (Gerb GmbH & Co KG)

Yukarıdaki özel oran ile ( $\Delta t/T_e$ ) geçirilen kuvvetlerin her zaman şok kuvvetinden daha büyük olduğu görülmektedir. Dikdörtgen şoklarda kuvvet oranı  $\Delta t/T_e > 0,5$  için bir katsayı olan 2,0'dir. Yarım sinüs şoklarda maksimum kuvvet oranı  $\Delta t/T_e = 0,85$  için 1,8'dir. Bu gibi  $\Delta t/T_e$  oranları genellikle rijit donanımlar için geçerlidir. Yere veya altyapıya geçen kuvvette giriş şok kuvvetine nazaran oldukça büyüktür.

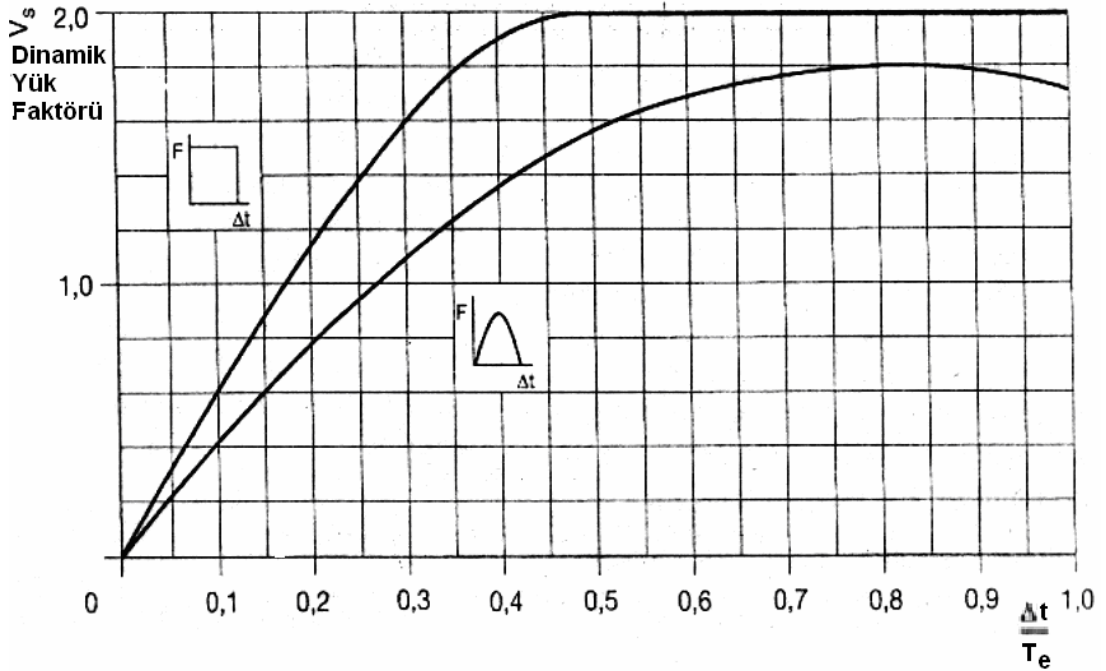
Geçirilen kuvvet sadece  $\Delta t/T_e < 0,167$  (dikdörtgen etki kuvveti için) durumunda giriş şok kuvvetinden küçüktür. Yarım sinüs kuvvetlerinde bu oran  $\Delta t/T_e < 0,267$  olmaktadır. Geçirilen kuvveti giriş şok kuvvetinin altına düşürebilmek için dikdörtgen etki kuvvetleri için doğal

periyod meydana geliş süreci içinde minimum 6 kez olmalı veya yarım sinus kuvvetlerinde ise 3,75 kez olmalıdır. Başka bir ifade ile yay destekli sistemlerde geçirilen kuvvetleri azaltmak için büyük doğal periodlara ( $T_e$ ) veya küçük doğal frekanslara ( $f_e$ ) ihtiyacımız olur.

Şok izalasyon sisteminin etkinliğini bir kesir olarak tanımlamak için sistemde bir azalmanın olup olmadığı açıklanmalıdır.

1. Giriş şok kuvvetinin ( $V_s < 1$ ) veya,
2. Şek. 5.4'deki maksimum gerçek geçirilen kuvvetin ( $V_{s \max}$ )

azalmaları incelenmelidir. Bu işlem yapılmadan bu kesir muğlak ve kolaylıkla yanlış anlaşılabilir.



Şekil 5.4 Şok izalasyonunda yük iletimi (Gerb GmbH & Co KG)

Örnek olarak yay destekli bir makine  $\Delta t = 25$  ms süresiyle dikdörtgen giriş meydana getiriyor. Bu makinenin doğal frekansı  $f_e = 8$  Hz ( $T_e = 0,125$  s) ise şokun yönüne doğru zaman oranı;

$$\Delta t/T_e = 0,025/0,125 = 0,2 \quad (5.13)$$

şeklinde bulunacaktır. Şekil 5.5 kullanılarak geçirilebilirlik faktörünün  $V_s = 1,2$  olduğuna varılabilir. Bu sayede yapıda rijit bir temel bulunduğuna varılabilir. (40% sönümlenme) Ama bu sönümlenme giriş şok kuvvetinin tepe değeri için söz konusu değildir. Bu sönümlenme sadece  $f_e < 6,7$  Hz durumunda söz konusu olabilir.

Şekil 5.4'de dikdörtgen girişli olaylarda  $\Delta t/T_e < 0,5$  durumunda geçirilebilirlik faktörü aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$V_s = 2 \times \sin(\Delta t/T_e) \times \pi \quad (5.14)$$

Sinuzoidal şoklar Şekil 5.4'de de görüldüğü gibi oldukça farklıdır.

Şok kuvveti sönümlemesinin derecesinin bulunması genellikle oldukça zor bir işlemdir. Geçirilen kuvvet toplam yay katsayısı kullanılarak hesaplanan sistem cevabı genliği ile bulunabilirken, şok kuvvetin tepe değeri sadece sınırlı durumlarda bilinmektedir. Genellikle sadece şok giriş süresi bilinmektedir.

Makinenin ivmesi ile şok izolatörlü sistemin ivmesinin karşılaştırılması şok izolasyonunun değerlendirilmesinde kullanılması doğru değildir. Bazı karşılaştırmalarda yüksek verimli şok izolasyonu görünmesine rağmen gerçekte bu durum söz konusu değildir. Makinelerdeki yüksek ivmeler makinenin yüksek doğal frekanslı olduğunu göstermektedir. Bu tip titreşimler izolasyon olmasa bile geçirilmezler. Bununla birlikte toprakaltı sönümleyicileri bu gibi yüksek frekanslı eylemleri çok kısa bir mesafede geçirir. Böylece makinenin etrafındaki titreşim seviyeleri makinenin kendisinden her zaman daha düşüktür.

En iyi titreşim ve şok izolasyonu değerlendirme yöntemi bir bölgedeki titreşim seviyesinin rijit destekli (izolasyonsuz) hali ile yay destekli (izolasyonlu) halinin birebir karşılaştırılmasıdır. Bu sayede yüzde cinsinden titreşim sönümlemesi hesaplanabilir.

Şok izolasyon sisteminin etkinliği yaklaşık olarak yay desteklerini geçirdiği şok kuvveti ( $F_A$ ) ile genel şok kuvveti ( $F_B$ )'nin oranı alınarak bulunabilir. Burada şok süresi  $\Delta t \ll T_e$ 'dir. Bu durumda;

$$I_s = \frac{F_B - F_A}{F_B} \times 100 = \left( 1 - \frac{1}{\sqrt{1 + \eta_s^2}} \right) \times 100 \quad [\%] \quad (5.15)$$

olmaktadır. Buradaki  $\eta_s$ ;

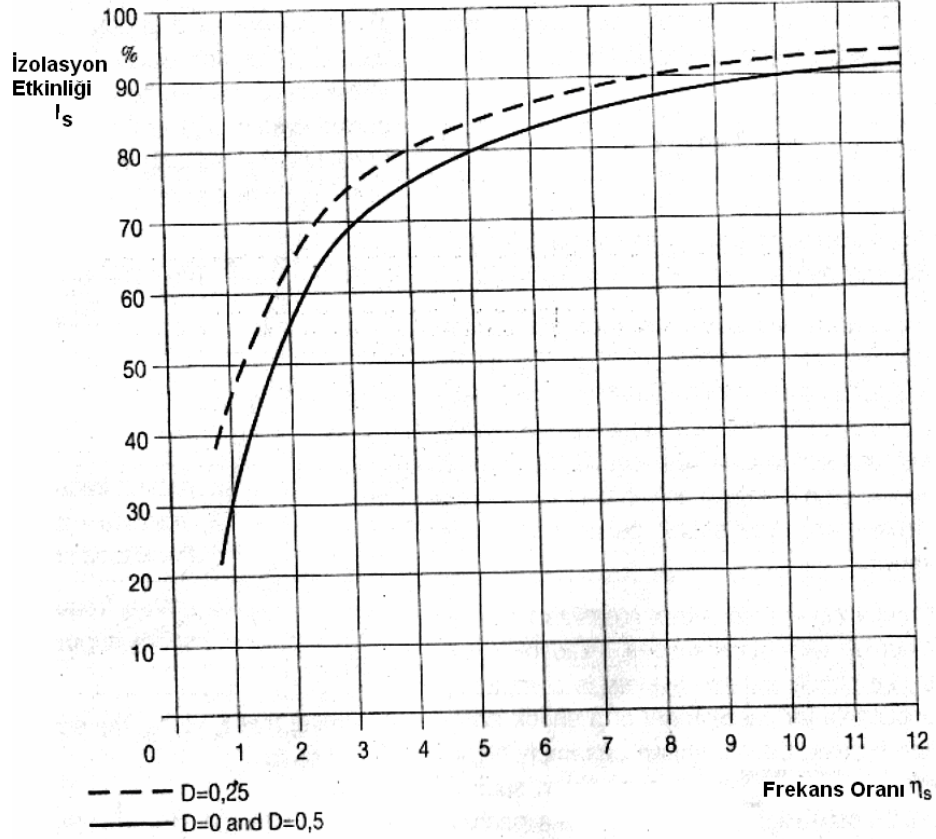
$$\eta_s = \frac{f_B}{f_e} \quad (5.16)$$

$f_B$  : Makinenin ve elastik toprakaltı destekli temelin doğal frekansı

$f_e$  : Yay destekli sistemin doğal frekansı

$f_e \ll f_B$  olduğu düşünülduğünde  $I_S$  eşitliği aşağıdaki gibi basitleştirilebilir.

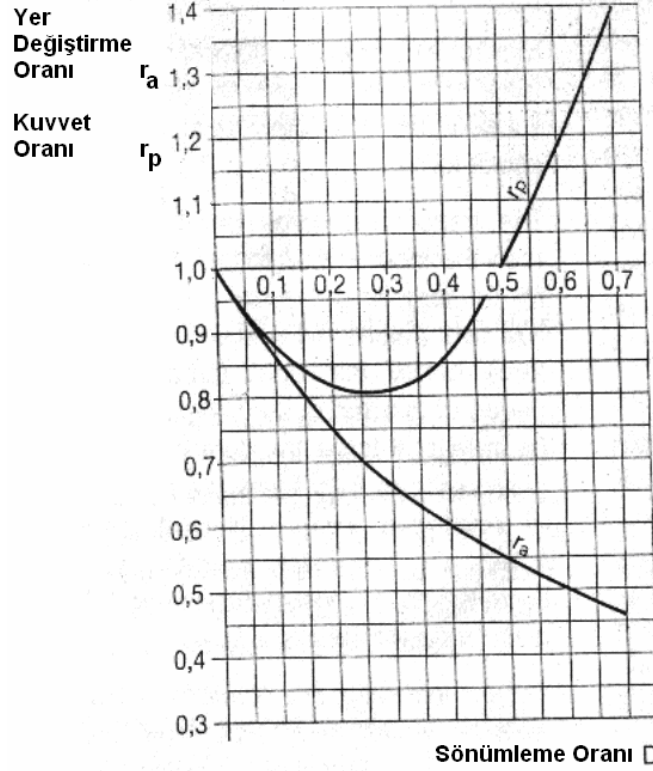
$$I_S = \left(1 - \frac{1}{\eta_s}\right) \times 100 \quad [\%] \quad (5.17)$$



Şekil 5.5 Şok izolasyonu etkinliği (Gerb GmbH & Co KG)

Şekil 5.5’de değişik frekans oranları ( $\eta_s$ ) için  $I_S$  [%]’in değişimi görünmektedir. Şok izolasyonunda önemli konulardan biride bazen yapılan sönümleyicinin geçirdiği ilave kuvvetlerin değerinin altında tahmin edilen veya yanlış değerlendirilmesidir. Aşağıdaki nedenlerden ötürü bu ciddi bir yanlışlıktır.

1. Sönümleyiciler yay destekli sistemlerde maksimum cevap genliğini sönümlerler. Bununla birlikte yaya iletilen kuvvetleride sönümlerler.
2. Hız oranlı sönümleyicilerde, sönüm kuvveti ile yay kuvveti arasında 90 derecelik faz farkı bulunmaktadır. Dolayısıyla yay ve sönümleyici kuvvetleri toplam geçirilen kuvvet hesabında vektörel olarak toplanır.



Şekil 5.6 Genlik ve yük oranlarının sönümlenme oranı ile ilişkisi (Gerb GmbH & Co KG)

Şekil 5.6'de değişik sönümlenme seviyelerinde yerdeğiştirme oranının ve kuvvet genliklerinin (yay kuvvetleri + sönümleyici kuvvetleri) sönümlenme olmayan sistemlerle karşılaştırılmasıdır. Belirgin olarak görüldüğü üzere yerdeğiştirme oranlarının ( $r_a$ ) sönümlenmenin artması ile birlikte azalmaktadır.  $D = 0,25$  olduğunda geçirilen dinamik kuvvetler ( $r_p$ ) minimum değerini almaktadır. Bu optimum sönüm durumunda, sönümsüz duruma göre sönümleyicili sistemin genliği 30% ve geçirilen kuvvetler 20% oranında azaltılmıştır. Yüksek sönümleyicili sistemlerde ( $D > 0,5$ ) geçirilen dinamik kuvvet, sönüm kuvveti sayesinde sönümleyici olmayan durumdan daha yüksek olmaktadır.

Şekil 5.5'de optimum sönümlenmede, ( $D = 0,25$ ) grafikte kesikli çizgi olarak gösterilmiştir, izolasyon etkinliğindeki artışın sönümsüz ve 50% sönümlü (toprak seviyesinde) duruma göre karşılaştırılması gösterilmiştir.

Eğer doğal frekans mutlak bir şekilde devam ederse, sönümsüz sistemin cevap genliklerini azaltmak için tek yol kütleyi ve rijitliği birlikte arttırmaktır. Sönümleyici kullanmak kütle ve rijitlik değiştirmeden genlik ve kuvvet sönümlenmeyi sağlar. Genel kurallar aşağıdadır;

1. Şok izolasyonu kütleye bağlı değildir. Doğal frekansa ve sönümlemeye bağlıdır.
2. Şokun neden olduğu yay destekli sistemdeki genlik sadece kütle ve sönümleyicinin doğal frekansının sabit bir değerde kaldığı durumlarda etki eder.

### 5.3 Gelişigüzel (Random) Titreşimlerin İzolasyonu

Gelişigüzel titreşimlerle tahrik edilen sistemin gelişigüzel cevaplar oluşturur ve bu cevaplar hesaplanamaz. Ama yerdeğiştirme genliği gibi bazı kesin olarak tanımlanan olası yüksek değerler ölçülebilir. Rüzgar, deprem ve makineler (örnek olarak kömür pulverizatörü) gelişigüzel titreşimlerin oluşmasına yol açarlar.

Gelişigüzel yükler frekans veya zaman tanım kümesinde ifade edilebilirler. Zaman tanım kümesinde ifade edilen gelişigüzel yükler yakınsama fonksiyonları ile ifade edilirler.

$$R(\pi) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T q(t) q(t + \pi) dt \quad (5.18)$$

Bu denklem ile verilen korelasyon, genişlik ve geçikme ( $\pi$ ) ile gelişigüzel değerler olan  $q(t)$  ve  $q(t + \pi)$  arasında bir karşılaştırma yapılır. Gelişigüzel bir zaman aralığı için ( $T$ ),  $q(t)$  ve  $q(t + \pi)$  değerleri çarpılır ve değer hesaplanır. Yakınsama fonksiyonu genel bir kareli değer olup  $\pi = 0$  için tam kareli değere ulaşılır.

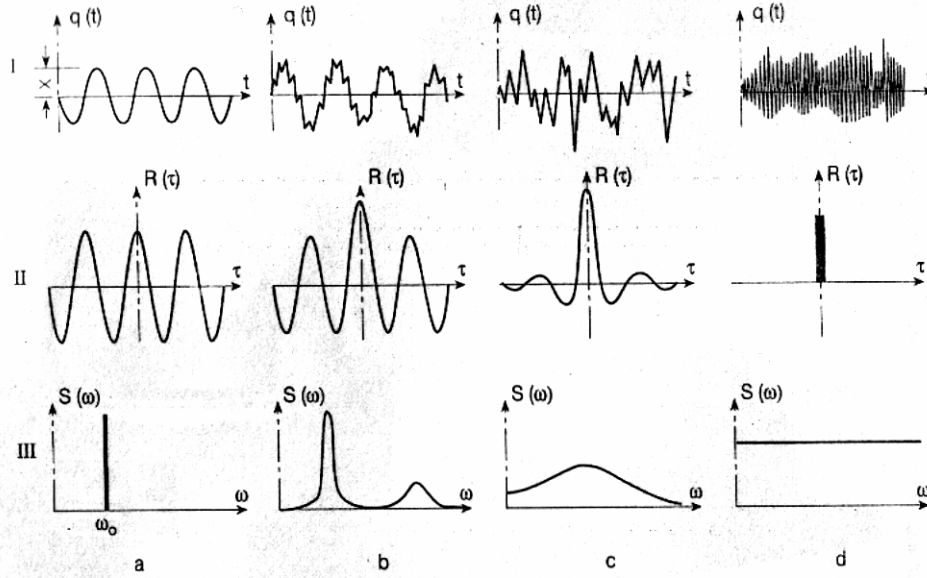
Frekans tanım kümesinde ise gelişigüzel yükler güç spektral yoğunluk fonksiyonları ile ifade edilirler.

$$S(\omega) = \lim_{\Delta\omega \rightarrow 0} \cdot \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T q^2(t, \omega, \Delta\omega) dt \quad (5.19)$$

Bu fonksiyon rastgele  $q(t)$  değeri için ( $\omega$ )'den ( $\omega + \Delta\omega$ )'ye kadar tam kare frekanslar için belirli bir ( $\omega$ ) frekansı için kullanılırlar. Güç spektral yoğunluk fonksiyonu bu tarz işlemler için kullanılamaz ama yakınsama fonksiyonları türetmek suretiyle faydalanılırlar

$$S(\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} R(\pi) e^{-i\omega\pi} d\pi \quad (5.20)$$

Yakınsama fonksiyonu ile güç spektral yoğunluk fonksiyonu arasındaki ilişki Fourier dönüşümleri ile yapılır. Güç spektral yoğunluk fonksiyonu, yakınsama fonksiyonunun Fourier dönüşümüdür. Başka bir deyişle yakınsama fonksiyonu, güç spektral yoğunluk fonksiyonunun Fourier dönüşümlerindeki bir önceki halidir. Şekil 5.7’de tipik titreşim sinyallerinin yakınsama ve güç spektral yoğunluk fonksiyonları gösterilmiştir.



a) Harmonik tahrik

c) Gelişigüzel (random) tahrik

b) Harmonik tahrik, çoklu frekans

d) Beyaz gürültü tahriği

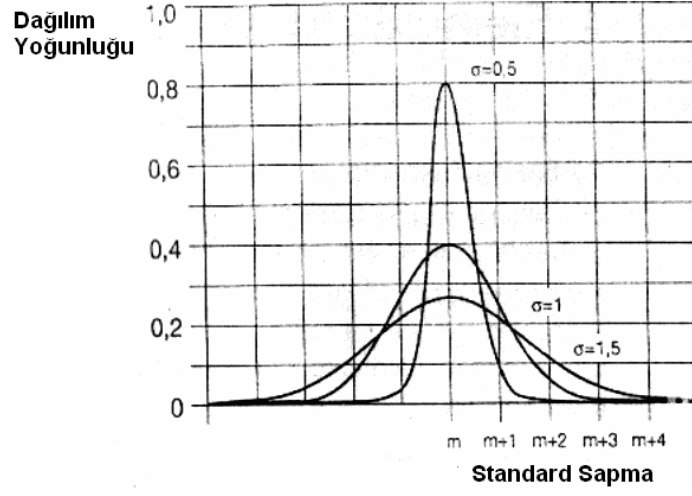
Şekil 5.7 Tipik zamana bağlı gösterimler (I), yakınsama fonksiyonları (II) ve güç spektral yoğunluk (PSD) fonksiyonları (III) (Gerb GmbH & Co KG)

Gerçek analizlerde yakınsama fonksiyonları dijital veya analog ölçüm cihazları tarafından ölçülmüş gelişigüzel fonksiyonların zaman geçmişleri kullanılır. Bulunan yakınsama fonksiyonu Fourier dönüşümü kullanılarak güç spektral yoğunluk fonksiyonu bulunur.

Eğer  $q(t)$  fonksiyonu normal dağılımlı ise güç spektral yoğunluk fonksiyonu standart sapma  $\sigma$  etrafında simetrik ve çan eğrisi şeklinde olmaktadır. Şekil 5.8’de de gösterildiği gibi küçük standart sapmalar, gelişigüzel  $q(t)$  değerlerinin gerçek değer etrafında yoğunlaştığını belirtmektedir.

Gelişigüzel fonksiyonların titreşim izolasyonu; tahriğin ana frekans güç spektral yoğunluk fonksiyonunun düşük ayarlanması ile ilgilidir. Optimal sönümlenme konusunda terminolojide bir kural bulunmamakla birlikte sönümlenme gereklidir. Ama beyaz gürültü karakterli

tahriklerde, örnek olarak kömür püskürtücülerinde, sönümlenme her zaman yüksek olmakta ve optimum sönüm oranı değeri  $D = 0.25$  seviyelerinde bulunmaktadır.



Şekil 5.8 Değişik standart sapmalı gelişigüzel (random) tahrikler için güç spektral yoğunluğu (Gaussian dağılımı) (Gerb GmbH & Co KG)

## 6 TİTREŞİM KONTROLÜ ELEMANLARI

### 6.1 Yay Elemanları

Titreşim kontrolü sistemlerinin elastik komponentleri genellikle helisel çelik yaylardır. Yay elemanları spesifik statik yükler, spesifik doğal frekanslar ve spesifik dinamik yükler için dizayn edilirler. Elemanlar bir veya birden fazla yay içerirler.

Standart yay elemanlarının yük kapasiteleri birkaç newtondan 1300 kN' a kadar bir aralıkta bulunmaktadır. Bu elemanlar için dikey yöndeki doğal frekans (genellikle seçim kriteridir) yaklaşık olarak 1.2 Hz ile 6 Hz aralığındadır.

Problemlerin çözümü için yay seçimi yaparken uzmanlara danışılmalı veya seçim prosedürü itinalı bir şekilde gözden geçirilmelidir. Sönümlü veya sönümsüz durumlar için yaylara ait makinelerin ağırlık ve hızlarına göre hazırlanmış veri çizelgeleri mevcuttur. Ama basit seçim prosedürü kısıtlıdır. Çünkü iyi dengelenmiş dönen makinelerde olduğu gibi temeldeki dinamik yükler toplam yay destek ağırlığına nazaran küçük kalmaktadır.

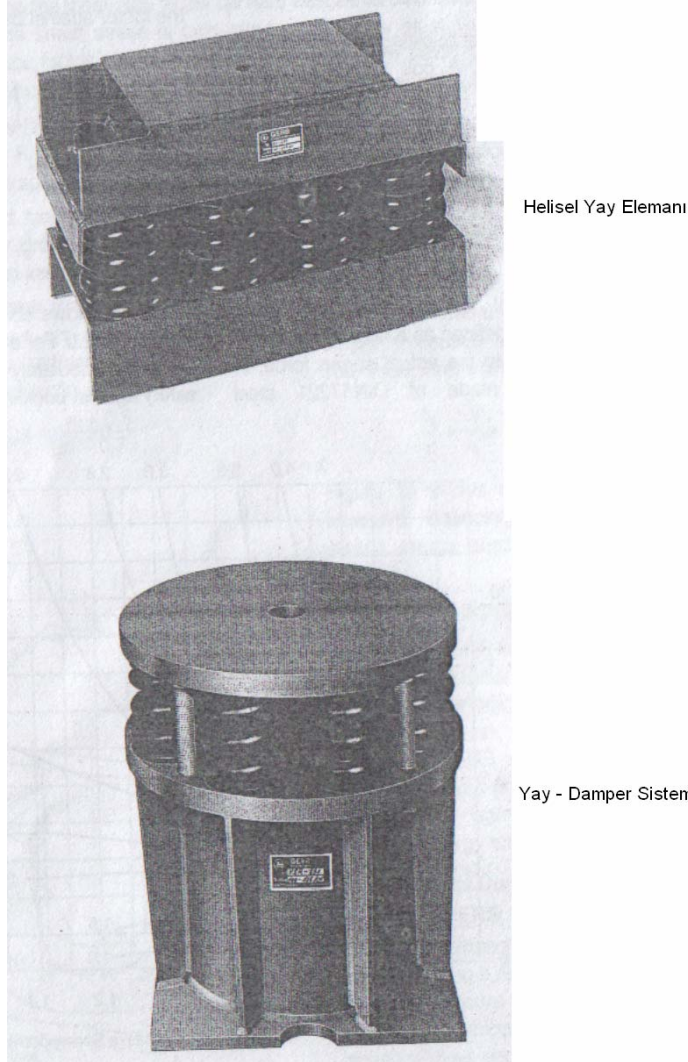


Şekil 6.1 Standart yay elemanları (Gerb GmbH & Co KG)

Küçük yay elemanları üst ve alttan civatalarla sisteme tutturulabilirler. Bunun yanında çoğu durumda yapışkan pedler ile tutturmak elemanların güvenliği için yeterli gelmektedir.

Yayların sıkışmasındaki küçük farklılıklar araya sac parça koyarak giderilebilir. Çoğu durumda bu ayarlama gerekli olmaz. Küçük yay elemanlarda (Şekil 6.1'de örnekleri görülmektedir.) yayın yüksekliği ayarlanarak sağlanır. Fakat büyük yay elemanlarında (Şekil 6.2'de örnekleri görülmektedir.) ara sacı konulması mecburidir.

Optimum titreşim izolasyon sistemlerinde farklı isteklerin çözümünde standart yay elemanlarının kullanılması birçok durumda yetersizdir. İstenilen şartlara uygun özel elemanların tasarımının yapılması gerekmektedir.



Şekil 6.2 Yüksek yük kapasiteli yay elemanları (Gerb GmbH & Co KG)

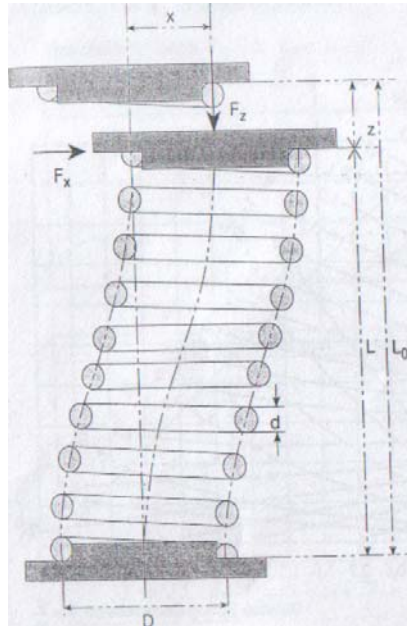
### 6.1.1 Helisel Yayların Dizaynı

Bir çok titreşim izolasyon probleminde helisel yaylar ideal elastik elemanları oluşturmaktadır. Bu elemanlar statik sönüm olarak 5 ile 250 mm arasındaki lineer doğrusal karakterli harekette dikey doğal frekansının 7 Hz ile 1 Hz arasında olması koşuluyla ekonomiktir. Bununla birlikte lineerliğin önemli avantajları şunlardır.

1. yüksek yük kapasitesi,
2. uygun korozyon koruması ile neredeyse sonsuz ömür,
3. zamana bağlı özelliklerde değişim olmaması (özellikle yay sabitlerinde)

Bu bilgilere dayanarak sargı yaylar yanal yönlerde yüksek elastiklik sunmaktadır. Bu özelliği sayesinde sargı yaylar disk veya yaprak yaylara nazaran titreşim izolasyonu sistemlerinde kullanılmaktadır. Pek çok problemde yatay elastisite titreşim izolasyonunu sağlamada gereklidir. Çünkü çok yönlü kuvvetlerin oluşturduğu titreşimlerin izolasyonunda yatay elastisitenin önemi ortaya çıkmaktadır.

Yay dizaynında uygun yay boyutlarını seçmek için dikey katılığın değişimi ile elde edilen yatay yay sabitini kullanmak en uygunu olacaktır. DIN 2089 standardında yatay yay sabitini bulmak için gerekli olan denklemler verilmiştir. Burada verilen denklemler dizayn diagramları ile desteklenerek değiştirilmiştir.



Şekil 6.3 Bir yay elemanının dikey deformasyonu (Gerb GmbH & Co KG)

d	: Yay telinin çapı	
D	: Yayın çapı	
z	: Dikey kuvvet $F_Z$ altında yayın dikey sıkışma miktarı	
x	: Yatay kuvvet $F_X$ altında yayın yatay sıkışma miktarı	
$L_0$	: Yayın serbest uzunluğu	
L	: Yayın $F_Z$ kuvveti altındaki uzunluğu	$L = L_0 - z$
$k_Z$	: Dikey yay sabiti	$k_Z = F_Z/z$
$k_X$	: Yatay yay sabiti	$k_X = F_X/x$
$n_k$	: Yay sabitleri oranı	$n_k = k_X/k_Z$
n	: Sarım sayısı	
G	: Shear (makaslama) modülü	

Şekil 6.3’de ki şekile göre dikey yay sabitini veren denklem aşağıda verilmiştir.

$$k_Z = \frac{F_Z}{z} = \frac{d^4 \times G}{8 \times n \times D^3} \quad (6.1)$$

Katılık oranı  $\eta_k$  ise aşağıdaki denklem ile bulunabilir.

$$\eta_k = \frac{\xi}{\left( \xi - 1 + \frac{1/\lambda}{0,5 + \frac{G}{E}} \times \varepsilon \times \tan(\lambda \times \xi \times \varepsilon) \right)} \quad (6.2)$$

Buradaki  $\varepsilon$  değeri ise;

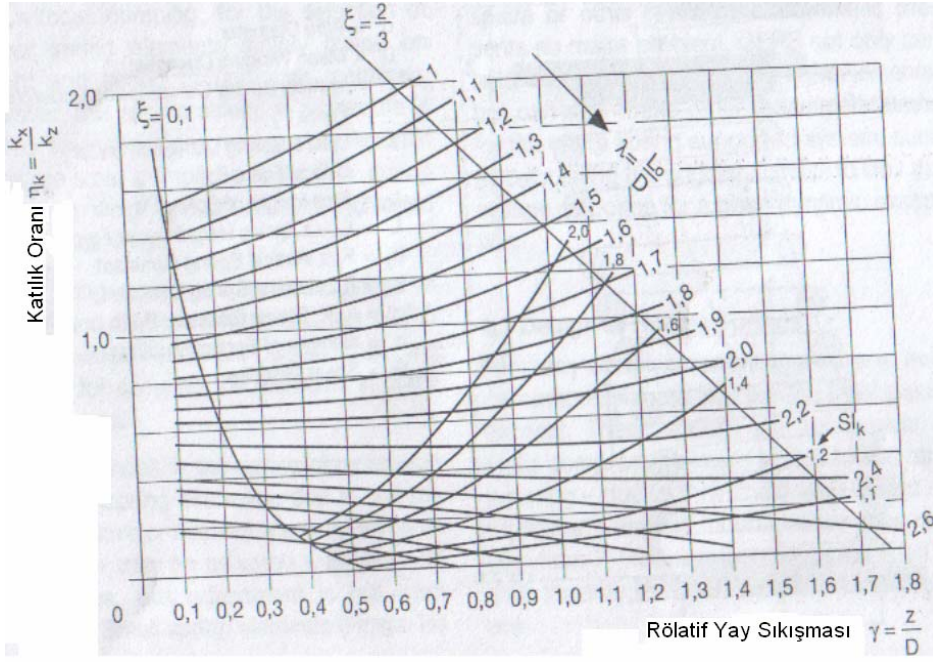
$$\varepsilon = \sqrt{\left(0,5 + \frac{G}{E}\right) \left(\frac{G}{E} + \frac{1-\xi}{\xi}\right)} \quad (6.3)$$

formülünden bulunabilir. Denklemlerdeki bazı değerler aşağıda verilmiştir.

$$\xi = \frac{z}{L_0} \quad (\text{normal yay sıkışması}) \quad (6.4)$$

$$\lambda = \frac{L_0}{D} \quad (\text{narınlık oranı}) \quad (6.5)$$

$$\gamma = \frac{z}{D} \quad (\text{rölatif yay sıkışması}) \quad (6.6)$$



Şekil 6.4 Katılık oranı – rölatif yay sıkışması diagramı (Gerb GmbH & Co KG)

Şekil 6.4’de katılık oranı  $\eta_k$ ’nın,  $\gamma$ ’nın 0.1 ile 1.8 değerleri arasında ve  $\lambda$ ’nın 1 ile 4 değerleri arasındaki değişimi verilmiştir. Normal yay sıkışmasının ( $\xi$ ) uygun dizayn aralığı 0.1 ile 2/3’tür.

### 6.1.2 Burkulma (Flanbaja) Karşı Güvenlik

Yaylarda oluşabilecek burkulmaya karşı yapılacak dizaynlarda yatay yay sertliğinin sınırları daralmaktadır. DIN 2089’da tanımlanan yay sıkışmasını,  $z_k$ ’yi, yay burkulmasının  $v$  olarak ifade edildiği denklemde 0.5 ile 2 aralığında yay sınırlanmaktadır.

$$z_k = L_0 \times \frac{0,5}{1 - \frac{G}{E}} \times \left( 1 - \sqrt{1 - \frac{1 - \frac{G}{E}}{0,5 + \frac{G}{E}} \times \left( \frac{\pi \times D}{v \times L_0} \right)^2} \right) \quad (6.7)$$

Burkulma negatif kare kökler oluşturarak yay sıkışmasının  $z_k$ ’dan daha küçük bir değer almasını gerçekleştirmez.

Burkulmaya karşı güvenlik Şekil 6.4'de incelenebilir. Şekil 6.4'de bir yay sadece  $\eta_k = 0$  ve  $k_x = 0$  olduğu zaman gerçekleşebilir. Bu olay sadece  $\lambda$ -çizgisinin diagramın alt eksenini kestiği yerde olabilir. Limitler içinde  $0,1 < \xi < 2/3$  olabilmesi için  $\lambda > 2,6$  olması gerekmektedir.

Yayların burkulmayacağı aralığı bulmak için burkulmaya karşı güvenlik faktörü bulunur. ( $SI_k = F_k/F$ ) Burada  $F_k$  burkulma kuvvetini,  $F$  ise gerçek yay kuvvetini temsil etmektedir.

Yayların DIN 17221'deki gibi çeliklerden yapıldığı kabul edilirse;

$$(G = 7850 \text{ N/mm}^2 \quad E = 20600 \text{ N/mm}^2)$$

değerleri alınabilir.

Bu kabul ile birlikte burkulmaya karşı güvenlik faktörü aşağıdaki gibi bulunur.

$$SI_k = 1,312 \times \left( \sqrt{\left(\frac{\lambda}{\gamma} - 1\right)^2 + \frac{4,268}{\gamma^2}} - \left(\frac{\lambda}{\gamma} - 1\right) \right) \quad (6.8)$$

Yukarıdaki formülden de anlaşılacağı gibi burkulmaya karşı güvenlik,  $\gamma$  rölatif yay sıkışmasına ve  $\lambda$  narinlik oranına bağlıdır. Şekil 6.4'de 1.1'den 2 ye kadar altı tane  $SI_k$  dalgası verilmiştir. Buradan bilinen bir katılık oranı  $\eta_k$  için uygun burkulmaya karşı güvenlik faktörü bulunabilir.

### 6.1.3 Makaslama Gerilmesi

Helisel yaylarda makaslama gerilmesi çapraz kesitine göre eşit dağıtılmamıştır. Kavisin iç tarafında makaslama gerilmesi daha büyüktür. Makaslama gerilmesi hesaplanırken bir düzeltme faktörü kullanılarak teorik veya ideal makaslama stresinin sisteme uygun hale getirilmesi sağlanmaktadır.

Sistemde makaslama gerilmesinin düzenli dağıldığını farzederek  $F_Z$  dikey yükü sistemde yay sarımları arasında  $\tau$  makaslama gerilmesini oluşturur.

$$\tau = \frac{8 \times D \times F_Z}{\pi \times d^3} \quad (6.9)$$

Yayın iç tarafında oluşacak en büyük makaslama gerilimi değeri  $\tau_k = \tau \times k$  olur. Burada bulunan  $k$  ifadesi yayın sarım oranına bağlıdır. Sarım oranı  $w = D/d$  olarak ifade edildiğinde DIN 2089 standardına göre  $k$ 'yı veren formül aşağıda bulunmaktadır.

$$k = \frac{w + 0,5}{w - 0,75} \quad (6.10)$$

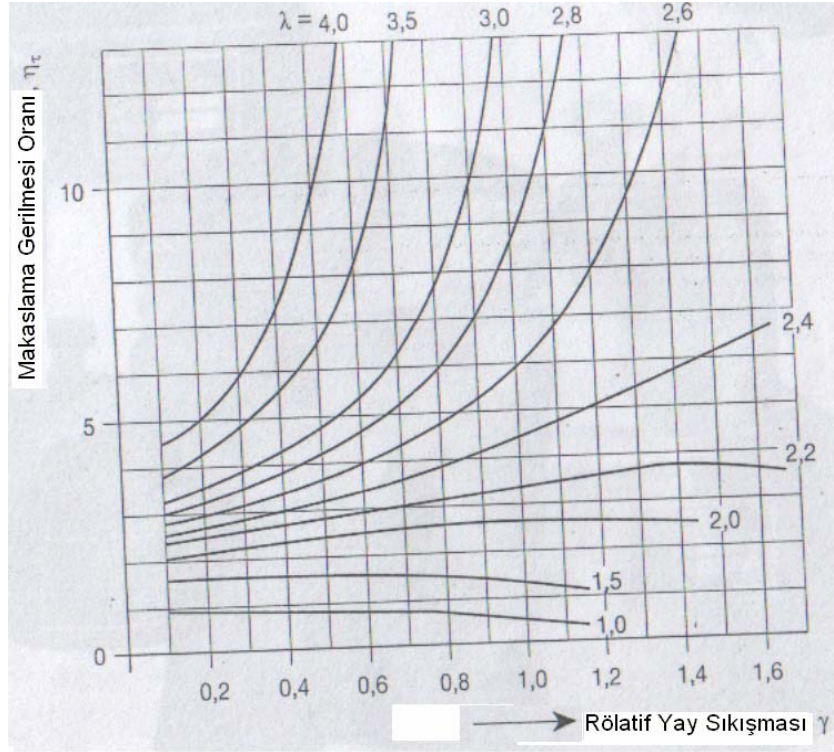
#### 6.1.4 Yanal Kuvvetlerin Oluşturduğu Ek Makaslama Gerilmesi

Eğer yayda  $F_Z$  dikey kuvvetinin yanında  $F_X$  yanal kuvvetide bulunuyorsa, yanal kuvvetin oluşturduğu makaslama stresinde hesaba katılması gerekmektedir. Burada maksimum değer yayın uç kısımlarındaki katı sarımlarının elastik sarımları ile değiştirilmesi ile yapılır. Yatay ve dikey kuvvetlerin simultane çalışmasıyla oluşabilecek maksimum ideal makaslama gerilimi aşağıdaki formül ile hesaplanmaktadır.

$$\tau_{\max} = \tau \left( 1 + \frac{F_X}{F_Z} \times \eta_\tau \right) \quad (6.11)$$

Yukarıdaki formülde bulunan  $\eta_\tau$  gerilim oranını,  $\tau_x$  yatay kuvvetlerin oluşturduğu makaslama gerilimini,  $\tau$  dikey kuvvetlerin oluşturduğu makaslama gerilimini vermektedir. Makaslama stresi oranı aşağıdaki formül ile bulunmaktadır.

$$\frac{\tau_x}{\tau} = \frac{\gamma}{\eta_\tau} + \lambda - \gamma - \frac{1}{w} \quad (6.12)$$



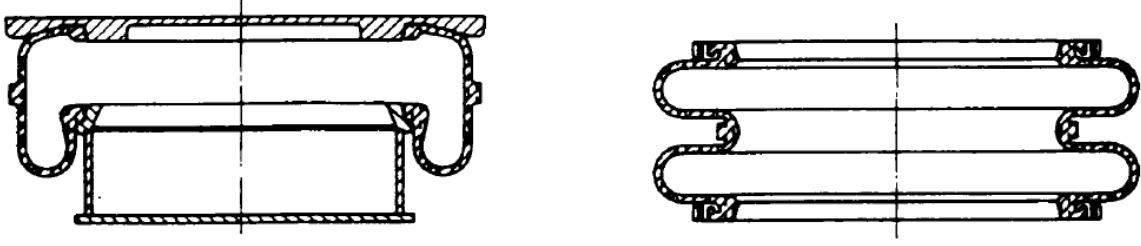
Şekil 6.5 Makaslama gerilmesi oranı – rölatif yay sıkışması ve narinlik oranı diagramı  
(Gerb GmbH & Co KG)

Şekil 6.5’de değişik  $\lambda$  değerleri için  $\eta_r$  ve  $\gamma$  değerlerinin değişimi verilmiştir. Özellikle uzun yaylarda yatay kuvvetlerin oluşturduğu makaslama kuvveti sistem için ayırt edici bir özelliktir.

### 6.1.5 Hava Yayları

Prensipte, bir hava yayı elastiki yanlı bir kapalı gaz dolu hacimden ibarettir. (Şekil 6.6) Elastiki yanları saptırarak yükün yay sapmalarını değiştirmesi durumunda, bir basınç değişimi biçiminde sonuçlanan hacim değişimi meydana gelmektedir. Bu, silindirlerdeki pistonlarla olduğu kadar, üretimi yapılan çeşitli körük modelleri ile de ilgilidir. Hava yaylarının sapma özellikleri, etkili taraftan artırılan iç basınç ile dış basınç arasındaki basınç farkı ile dış yük arasındaki dengeye bağlı bulunmaktadır.

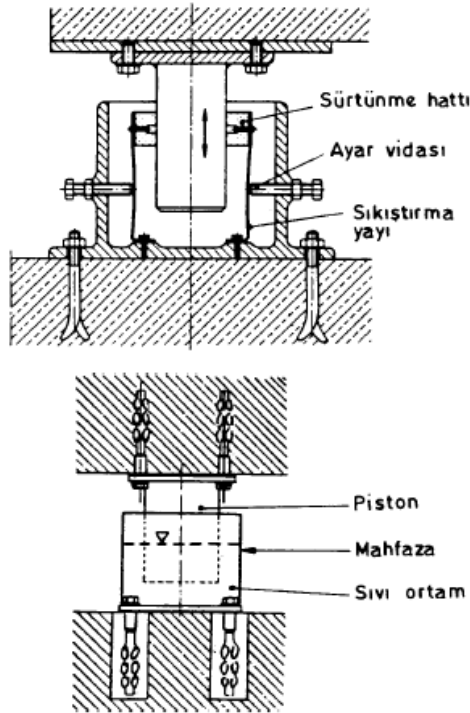
Seviye kontrolü için hava yayları, idare edilemeyen ve idare edilebilir modeller olarak sağlanmaktadır. Patlama tehlikesini ortadan kaldırmak için yapımcı basınç sınırını belirtmelidir.



Şekil 6.6 Hava yaylarına örnekler (TS 2776 EN 1299)

## 6.2 Sönüm (Damper) Elemanları

Sönüm elemanlarında amacımız yay destekli sistemlerinin periyodik tahrikli veya şok veya gelişigüzel tahrikli uyarmalarda rezonans bölgelerinden geçerken sistemin hareketini sınırlamaktır. Sönüm elemanları; yaylarla paralel çalışarak, mekanik enerjiyi ısıya çevirerek, titreşim genliklerini düşürür.



Şekil 6.7 Sönüm elemanının genel komstrüksiyonu (TS 2776 EN 1299)

Şekil 6.7'de görülebileceği gibi sönüm elemanları; set gövdeler arasındaki yavaşlamayı değerlendiren titreşim engelliyeci araçlar (sürtünme damerleri) ile sıvı veya gazlı ortamdaki enerji değişimini değerlendiren titreşim engelleyici araçların(sıvı, viskoz damperleri) olarak ayrılır. Güç-hız özellikleri; hız, ilerleme, doğrusal veya gerileme olayından soyutlanabilir.


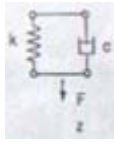
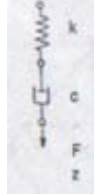
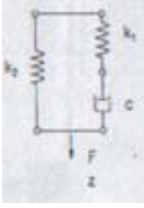
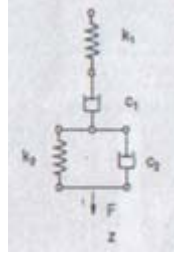
Sürtünme damperlerinin kullanılması sırasında oluşacak diğer ses problemleri riskine dikkat edilmelidir.

Makinelerin titreşim izolasyonu için yay birimleri ile birlikte kullanılan en önemli damper tipleri, sıvı yapışkan damperlerdir. Yapışkan damperler özellikle alçak frekanstan orta yükseklikteki frekanslara kadar olan büyük titreşim farkı için kullanılır. Bunların damper durumu, yavaşlatma ortamı ve pistondan ibarettir. Piston, mafhazanın sınırlandığı alanda viskoz akışkanı içerisinde her yönde hareket edebilmektedir. Böylece sönüm elemanları altı serbestlik derecesinde de çalışabilmektedir.

Sönüm kuvveti  $F_D = c \times \dot{z}$  viskoz akışkanın yer değiştirmesi ile kendini gösterir. Bu kuvvet piston ve kovan arasında oluşan göreceli  $\dot{z}$  hızının yaklaşık olarak bir oranıdır. Sönüm katsayısı  $c$ , frekansa bağlı değişim göstermektedir.

$$c = c(f) \quad (6.13)$$

Genellikle sönüm elemanlarının bir parçası hareket etmez. Göreceli hız hareket eden parçanın mutlak hızıdır. Matematiksel olarak ideal sönüm elemanının sönüm kuvveti  $F_D$  tamamen hızın oranı olup sönüm katsayısı  $c$ 'ye bağlı ve frekansa göre bağımsızdır. İdeal sönüm kuvveti sistem hareketine göre  $90^\circ$  açı yapar. (Şek. 6.8'de görülmektedir.) Fakat bu tarz ideal sönüm elemanları tamamen teoriktir. Çünkü gerçekte ihtiyaç duyulan elastik özellikleri sağlamak için ideal yay ve sönüm elemanlarının kullanıldığı çok parçalı sistemleri kullanmak daha iyidir. Sönüm analizinde sapma değerlerinin küçülmesini isteriz. Düşük frekans değerlerinde çok parçalı sistemlerde  $70^\circ$  ve  $80^\circ$  olduğu görülmektedir. Ayrıca gerçek sistemlerde sönüm katsayısının frekansa bağlı olduğuda unutulmamalıdır.

1. Ideal	2. Voight/Kelvin	3. Maxwell
		
$F_D = c \times \dot{z}$	$F = k \times z + c \times \dot{z}$	$\dot{z} = \frac{1}{k} \ddot{z} + \frac{1}{c} \dot{z}$
4. Parametrik Model	5. Parametrik Model	
		
$\frac{1}{k_1} \times \ddot{z} + \frac{1}{c_1} \times \dot{z} + F = \left(1 + \frac{k_2}{k_1}\right) \times \dot{z} + \frac{k_2}{c} \times z$	$\frac{1}{k_1} \times \ddot{z} + \left(\frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2} + \frac{1}{c_2} \times \frac{k_2}{k_1}\right) \times \dot{z} + \frac{k_2}{c_1 \times c_2} \times z = \ddot{z} + \frac{k_2}{c_2} \times \dot{z}$	

Şekil 6.8 Sönüm elemanlarının gösterimleri (Gerb GmbH &amp; Co KG)

### 6.3 Yaylar ve Damperlerin Birleşimleri

Günümüz teknolojisinde yay ve damper elemanları uygun modeller ile birlikte kullanılmaktadırlar. Şekil 6.8'de bu sistemlerin parametrik modelleri gösterilmiştir. Yay ve damperlerin birlikte kullanım alanları aşağıda sıralanmıştır.

- İzolasyon frekanslarından geçmesi sırasında titreşim farkı artımı, bütün olaylarda önlenmesi için,
- Çalışma şartları dengesiz güçlerin artmasına neden olabilecek sıra ile çalışan makineler için,
- Elektrik makineleri tarafından üretilen kısa devre dönme momenti geçici dalgaların emilmesi için,
- Teknik ve ekonomik nedenlerden dolayı uygun olmayan tesisler üzerine esnek olarak monte edilmeleri gereken makine ve sistemlerin sabitleştirilmesi için,
- Şok nedeni titreşimin çabucak azalmasını emniyete almak için, kullanılmaları gerekir.

#### 6.4 Titreşim Kontrolü Elemanlarının Ömrü

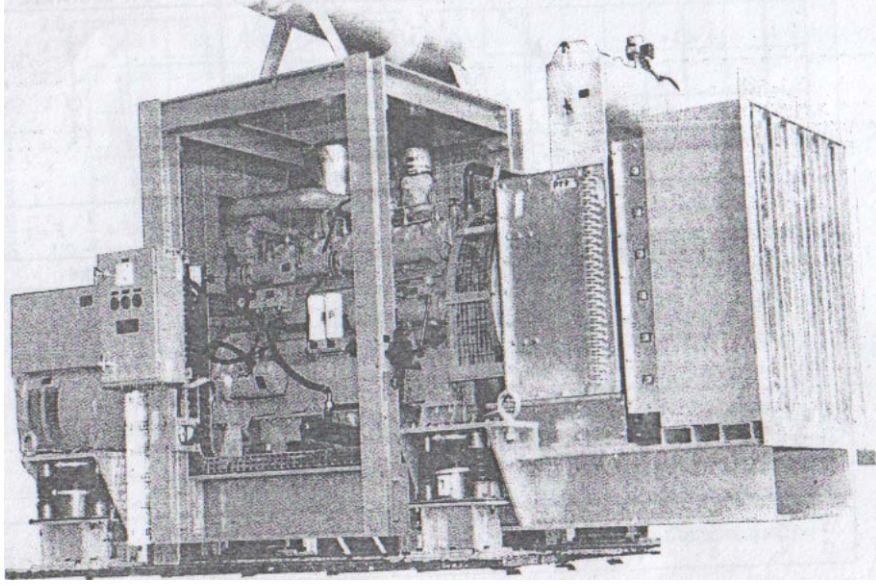
Yay ve sönüm elemanlarının sınırsız çalışma ömürlerine sahip olmaları gerekmektedir. Özellikle viskoz akışkanın özelliklerini zamanla kaybetmemesi gerekmektedir.

Viskoz akışkanın fiziksel ve kimyasal yaşlanmasında farklılıklar bulunmaktadır. Günümüzde kullanılan viskoz akışkanları kimyasal olarak kararlıdır. Oda sıcaklığında meydana gelen minimum kimyasal tepkimeler akışkanda önemli değişimlere sebep olmamakta ve viskozitesi değişmemektedir. Viskoz akışkanın havayla temas eden kısımlarında akışkan oksijenle tepkimeyle girerek biraz sertleşme olmaktadır. Fakat bu sertleşme sadece yüzeyde 2,5 mm kalınlıkta olmakta ve sönüm elemanının işlevinde bir sorun oluşturmamaktadır. Eğer sönüm elemanında dizayn şartlarına göre sıcaklık düşürülse viskoz akışkandaki parafin partikülleri kristalize olmaktadır. Sıcaklık artırılarak bu sorun kolaylıkla düzeltilebilir. Havadaki nem sönüm ortamında çözünmemekle birlikte su pistonun mekanik hareketiyle viskoz akışkana karışabilmektedir. Bu durumda akışkanın viskozitesi düşmekte ve sistemin sönüm direnci azalmaktadır. Bu sorunu engellemek için sönüm elemanlarında kovan kullanılmaktadır.

#### 6.5 Yay – Damper Sistemleri ile Titreşim İzolasyonu Örnekleri

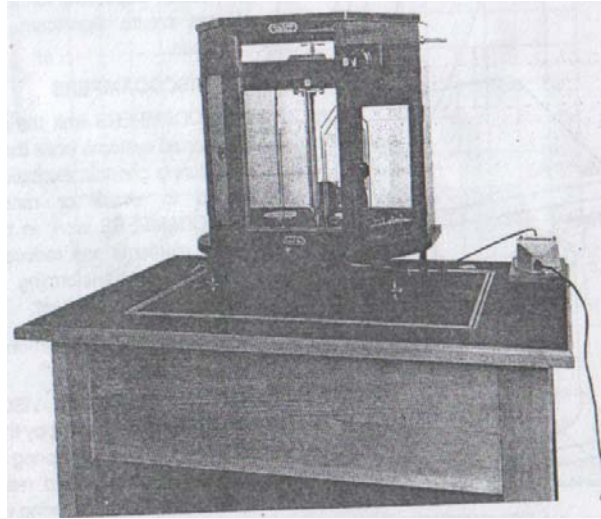
Yay – damper sistemlerinde gelişmelerle birlikte pek çok titreşim probleminde kullanılmaya başlanmışlardır. Örnek olarak şok yaratan makineleri yukarı katlara koymak artık mümkündür. Çünkü titreşim kontrolü ile artık hiçbir atalet kütlelerine izin verilmeyip katın taşıyacağı yükler sınırlandırılmıştır.

Pistonlu makinelerde yay – damper sistemlerle titreşim kontrolü zorunludur. Özellikle buz dolabı kompresörlerinde rezonans bölgelerini geçmek için çok küçük alanlar bulunduğu için titreşim kontrolü yapılır. Ayrıca yay – damper sistemleri ile acil durum dizel jeneratörlerinin sismik koruması yapılmaktadır. Şekil 6.9’de örnek bir sistem gösterilmektedir.



Şekil 6.9 Acil durum dizel jeneratörüne uygulanmış bir yay-damper sistemi  
(Gerb GmbH & Co KG)

Takım tezgahlarında çok esnek yaylar kullanılarak pasif izolasyon yapılmaktadır. Hassas parçaların üretileceği tezgahlar için özel masalar tasarlanıp yay-damper sistemleri masanın üzerine konur. Şekil 6.10'da örnek bir sistem gösterilmektedir.



Şekil 6.10 Masa üzerindeki deney setine monte edilmiş yay desteği (Gerb GmbH & Co KG)

İyi dengelenmiş olsa dönele makinelere zamanla dengesizlikler büyümele ve titreşimler başlamaktadır. Özellikle rezonans bölgelerinden geçerken açılış ve kapanış operasyonlarında titreşim oluşmakta, genlikler kabul edilebilir olsa da kaygı verici bir durum ortaya çıkar. Yay – damper sistemleri ile rezonans bölgeleri yükseltilele sorundan kaçınılmaktadır. Santrifüjleri gibi diğere makinelere ise dengesizlikler normal karşılanmakla birlikte kapanış operasyonu

oldukça uzundur. Bu yüzden rezonans bölgelerinden geçmek uzun zaman almaktadır. Yine yay – damper sistemleri ile bu sorunda giderilebilir.

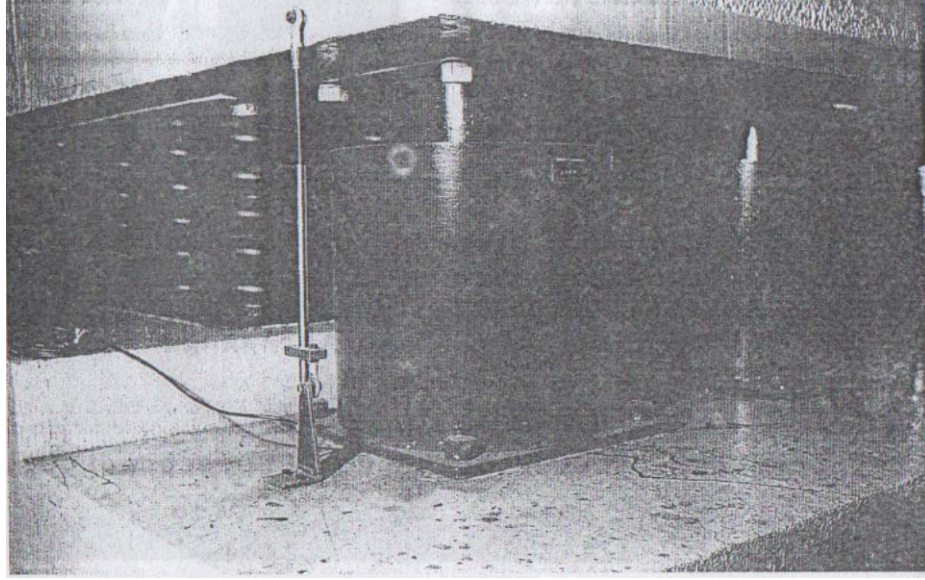
Transformatörler, jeneratörler ve diğer elektriksels ekipmanlarda çalışma boyunca pek çok kez kısa devre sorunu yaşanmaktadır. Bu kısa devre anlarında periyodik ve geçici bileşenlerden oluşmaktadır. Yay – damper elemanları ile cevap etkisi sınırlandırılabilir. Bu makinaların yanında elektrik santrallerinde, püskürtücülerde ve ezicilerde yay – damper sistemleri kendi titreşim kontrol sistemlerinde kullanılmaktadır.

Direkt yay destekli dövme preslerde yay – damper kullanılarak sistemin kararlı çalışması sağlanmaya çalışılır. Bu yaklaşım bu tip makinalar için genel standardı oluşturmaktadır. Dövm preslerde oluşan şokları engellemek için yay – damper sistemleri bir gerekliliktir. Yağ presi, eksantrik presler ve mafsallı preslerde de yay – damper elemanlarının kullanılması gerekmektedir

Son yıllarada gelişen teknoloji ile birlikte binalarda rüzgar ve sismik tehlikelere karşı olarak yay – damper sistemler ile koruma yöntemleri uygulanmaktadır. Bütün yay – damper uygulamalarını sıralamak imkansızdır. Yay – damper sistemlerinin kullanım amaçlarına göre sınıflandırılması aşağıdaki gibidir.

1. Rezonans bölgelerinden geçerken titreşim genliklerindeki artışlardan kaçınmak.
2. Makinelerdeki kaçınılmaz veya beklenen dengesizlikleri izole etmek.
3. Elektrik makinelerindeki kısa devre anları yok etmek
4. İlave atalet kütsesiz, yay destekli temelli makinelerde veya diğer ekipmanları kararlı olarak çalıştırmak.
5. Şok titreşimlerde, titreşim genliklerini hızlıca düşürmek
6. Yeterli miktarda temel kütsesi olanaksız veya ekonomik değil ise atalet kütsesi olarak görev yapmak.
7. Kablo titreşimlerini sönmlemek.
8. Termal genleşme yüzünden rijit olarak bağlanamayan tesisat sistemlerinde titreşimleri sönmlemek.

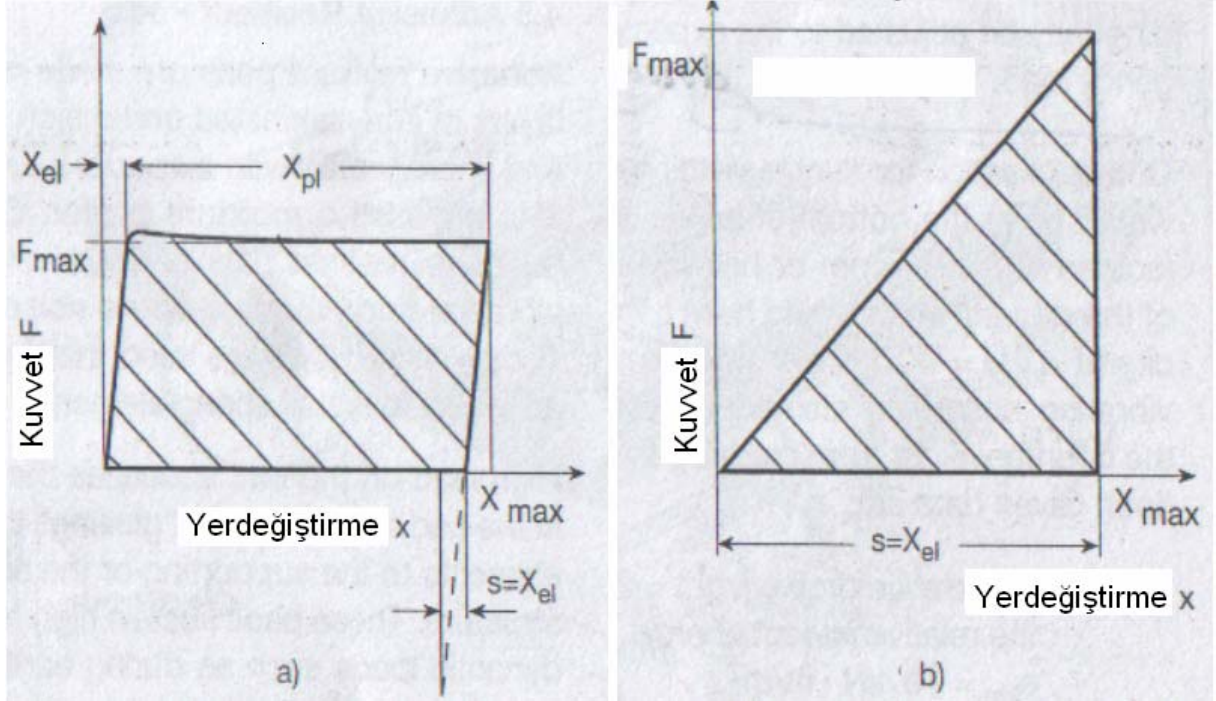
Yay-damper sistemleri tek başlarına kullanılabilecekleri gibi (Şekil 6.11’da gösterilmektedir.), yaylarla (tek yaylarında sisteme dahil edilmesi) birlikte kullanılabilmektedirler. (Şekil 6.2) Yay-damper sistemleri sönüm kuvveti aktarımını sağlamak için civata ile sisteme bağlanmaktadır. Ama yaylarla birlikte oluşturulacak sistemlerde yayların kuvveti yansıtacakları için civata kullanılmasına gerek kalmamaktadır.



Şekil 6.11 Yay-damper sistemleri ile tek yaylarda oluşan bir titreşim izolasyonu sistemi  
(Gerb GmbH & Co KG)

## 6.6 Esnek (Ductile Yielding) Elemanlarla Titreşim Kontrolü

Tek ama oldukça yüksek şoklara karşı sistemlerde titreşim kontrolü yapmak amacıyla yüksek enerji sönümleme özelliği olan esnek elemanlar kullanılır. Şekil 6.12’de gösterilen yük deformasyon diyagramlarında esnek elemanlarla elastik elemanların sönümleme karakteristikleri gösterilmiştir.



Şekil 6.12 Yük deformasyon diyagramları;

a) İdeal elasto-plastik eleman, b) elastik eleman (Gerber GmbH & Co KG)

Şekil 6.12a'da ideal elasto – plastik elemanın yük deformasyon diyagramı verilmiştir. Şekil 6.12b'de ise ideal elastik elemanın davranışı gösterilmiştir. Diyagramlardaki taralı alanlar eş enerji transferlerini göstermektedir. İzin verilebilir deformasyon değeri  $x_{max}$  ve bu değerde geçirdiği kuvvet değeri  $F_{max}$ 'tır. Diyagramlarda görüldüğü üzere aynı enerji sönümlemesinde esnek elemanlar iki kat fazla kuvvet oluşturmaktadır. Bu fark sonradan gelen salınımlar dikkate alındığında oldukça belirgindir. Elastik olarak bağlanmış yay destekli sistemlerin tam genlikli salınımlarında,  $s = \pm x_{max}$  olmaktadır. Esnek elemanlarda ise elastik bir geri tepme  $s = \pm x_{ei}$  olmaktadır. Bu geri tepmeden sonra bir plastik deformasyon oluşmakta genlikler elemanın şeklini etkilemektedir. Bu plastik deformasyonlar eleman için sakıncalıdır. Çünkü bu deformasyondan sonra sistem ilk pozisyonuna geri dönememekte ve değiştirilmeleri gerekmektedir.

Elastik deformasyonun aralığı esneme yükü  $F_{max}$  ve yay katsayısı  $k$  ile tanımlanmaktadır. Bu değerler şok izolasyonu kontrolü probleminin çözümünde elemanın şeklini etkilediği için önemlidir. Örnek olarak normal çalışma şartları altında çalışacak olan bir makine için titreşim izolasyonu yapılacak ise esnek elemanın elastikiyetinin kaybolmaması için doğru yay sabiti

k'nın belirlenmesi gerekir. Esnek elemanlara ters çevrilemez yüklerin transfer edilmesi gibi sorunlar oluşmaması için elemanda acil durum yükünün ayarlanması gerekir.

Esnek elemanların kullanım yerlerinden biriside asansör şaftının alt tarafının bir oda veya holün üst tarafında olduğu durumlardır. Asansörün odasının  $q_{\max} = 40 \text{ kN/m}^2$  olan bir yük kapasitesi bulunmaktadır. Acil durumlarda titreşim elemanlarının, asansör odasının yere çarptığında karşı bir kuvvet oluşturmasını engellemesi gerekir. Aşağıda verilen değerler için;

$$\text{Rölatif düşme ağırlığı} = 2 \text{ kN/m}^2$$

$$\text{Rölatif çarpma enerjisi: } e_{kin} = 10 \text{ kN} \times \text{m/m}^2$$

Yay çeliğinden yapılmış tamamen elastik bir tampon kullanıldığı zaman oluşacak tepki kuvveti;

$$E_{kin} = 0,5 \times q_{\max} \times x_{\max} \quad (6.14)$$

olacaktır. Yay sıkışması  $x_{\max} = 50 \text{ cm}$  olduğu göz önüne alınırsa, minimum yay uzunluğu 75 cm olmalı ve yayın m<sup>2</sup>'ye 105 kg yük sönümlemesi gerekmektedir.

Eğer sistemde çelik yay yerine basit sıradan bir yapı çeliğinden yapılmış esnek tampon kullanılırsa, elastik deformasyon sadece %10 ile sınırlı olacaktır. Toplam deformasyon  $x_{\max} = 26,4 \text{ cm}$  olacaktır. Bu durumda oluşacak tepki kuvveti formülü aşağıdaki gibidir.

$$E_{kin} = 0,95 \times q_{\max} \times x_{\max} \quad (6.15)$$

Bu durumda toplam uzunluk sadece 35 cm olmakta ve tamponun m<sup>2</sup> başına sadece 32kg yük sönümlemesi yeterli olmaktadır.

Malzeme tasarrufunun yanı sıra yukarıdaki örnekte de görüldüğü üzere düşük yükseklik ve yüksek malzeme kaynak edilebilirliği gibi yapısal avantajlara sahiptir.

Esnek elemanlar tüm bu kullanım alanlarının dışında binalarda sismik izolasyon malzemesi olarak da kullanılmaktadırlar. Burada esnek elemanı başlangıç konumuna geri getirebilmek amacıyla ek elastik bağlayıcılar kullanmak gereklidir.

## 6.7 Yapışkan Esnek Pedler

Yapışkan esnek pedler pek çok jüt tabakasının yüksek basınç altında lamine edilmesi ve özel bir katran emdirilmesi ile yapılmaktadır. Ayrıca katran nem bariyeri olarak da işlev yapmaktadır. Başlangıçta yapışkan esnek pedler titreşim ve yapısal gürültü kontrolü için geliştirilmiştir. Günümüzde bu pedler yapışkan özelliklerinden dolayı genellikle yay elemanların yerleştirilmelerinde kullanılmaktadır.

Yüksek yük altında bu pedler katran sızdırmakta ve sızan bu katran pedlerin yüzeyindeki yaylara yapışarak sisteme destek olmaktadır. Bu pedler deprem gibi yüksek dinamik yatay yüklere dayandıkları için civatalar gibi ek bağlama elemanlarına ihtiyaç duyulmaz. Alman Federal Malzeme Testleri Enstitü'sünde (BAM) yapılan araştırmalara göre pedler 2g değerinde bir ivmeye kadar uygulanan zorlamalarda bir sorun yaratmamıştır. Ayrıca bu testlerde görülmüştür ki yapışkanlık zamanla artmaktadır. Başka bir ifade ile zamana bağlı bir özellik kaybı bulunmamaktadır. Özellikle küçük takım tezgahlarında bu yapışma özelliği sayesinde başka bağlama elemanlarına ihtiyaç duyulmadan sadece pedler ile gerekli işlem yapılabilir. Çizelge 6.1'de de görüldüğü üzere yüksek basınç altında bile olsa pedlerin elastikiyeti zamanla kaybolmamaktadır. Ama bu özelliklerinin yanında yapışkan esnek pedlerin titreşim kontrolü veya yapısal gürültü kontrolünde önemli bir etkinlikleri bulunmamaktadır. Bu yüzden günümüzde pedler ayrı birer sistem olarak titreşim kontrolü veya yapısal gürültü kontrolü uygulamalarında kullanılmamaktadırlar.

Çizelge 6.1 Yapışkan Esnek Pedlerin Yük Altında Kalınlıklarının Değişimi  
(Gerb GmbH & Co KG)

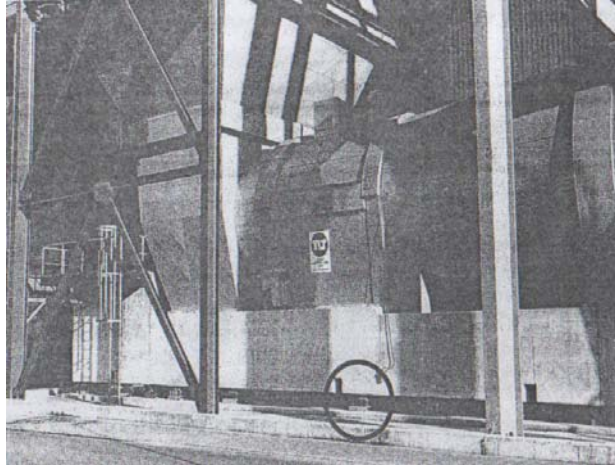
Ped Yüklerine Göre Ped Kalınlıkları						
0,5 N/cm <sup>2</sup>	250 N/cm <sup>2</sup>			3000 N/cm <sup>2</sup>		
	Yükleme Anı	Yüklemeden Sonra		Yükleme Anı	Yüklemeden Sonra	
	Başlangıçta	Başlangıçta	30 d. Sonra	Başlangıçta	Başlangıçta	30 d. Sonra
(cm)	(cm)	(cm)	(cm)	(cm)	(cm)	(cm)
1.82	1.29	1.59	1.71	1.00	1.47	1.45
1.85	1.26	1.59	1.71	0.99	1.47	1.54
1.82	1.32	1.60	1.72	1.02	1.51	1.56
1.83	1.29	1.59	1.71	1.00	1.48	1.55

Titreşim kontrolü uygulamalarında yapışkan esnek pedler yayları sistemde var olan yüksek statik yanal kuvvetlerden (Dikey yüklerin %20'sinden daha fazlası bu tip kuvvettir.) korurlar. Bu işlevi de sahip oldukları kayma özelliği sayesinde her tekil jüt tabakası sırayla birbirinin üstüne çıkararak gerçekleştirirler. Bu durumlarda yatay kaymaları engellemek için durdurucuların kullanılmaları gerekmektedir.

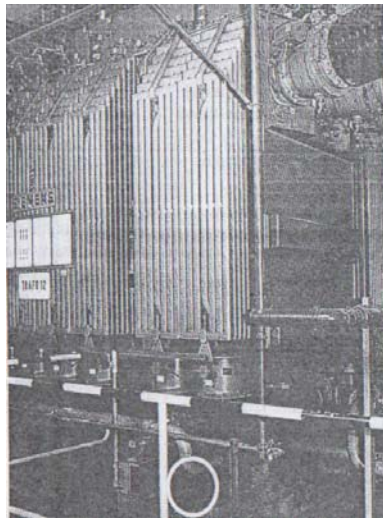
Uzun süre yüksek sıcaklık altında (yaklaşıl olarak 30 °C) çalışılacağı durumlarda yüksek sıcaklık için özel olarak dizayn edilmiş olan yapışkan esnek pedlerin kullanılması gerekir. Bu pedler yüksek sıcaklık altında statik yatay yükler için 30 °C altında normal pedlerin göstereceği yüksek esneklik özelliğine nazaran düşük esneme özelliği gösterirler.

## 7 TİTREŞİM KONTROLÜ UYGULAMALARI

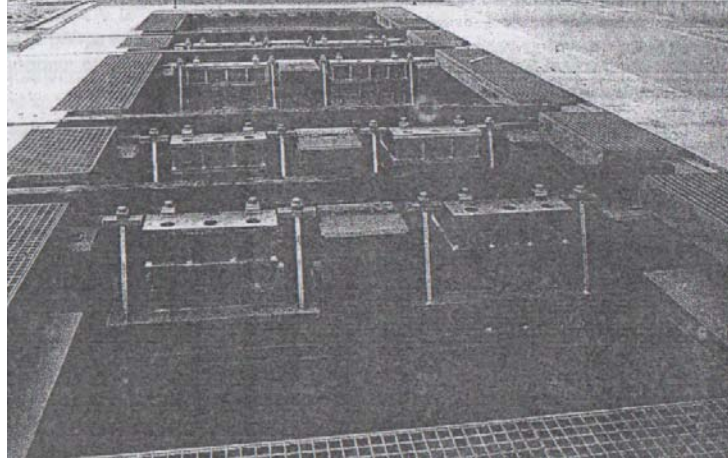
Yay destekli titreşim kontrolü uygulamaları sanayide yaygın biçimde kullanılmaktadır. Yay desteği, laboratuvar masaları (Şekil 6.9) gibi küçük uygulamalarda kullanılmasının yanında nükleer reaktörlerin buhar türbinleri, elektrik santrallerinin kükürt giderme sistemlerinin büyük fanları (Şekil 7.1) gibi makinelerde de kullanılmaktadırlar. Şekil 7.2 ve Şek. 7.3'de yay destekli transformatörler ve Şekil 7.4'de ise yay destekli deprem salınımı masası gösterilmektedir. Şekil 7.5'de yay destekli bir tekstil tezgahı gösterilmiştir. Dikkat edilirse sistemin takım tezgahları ile aynı olduğu görülmektedir.



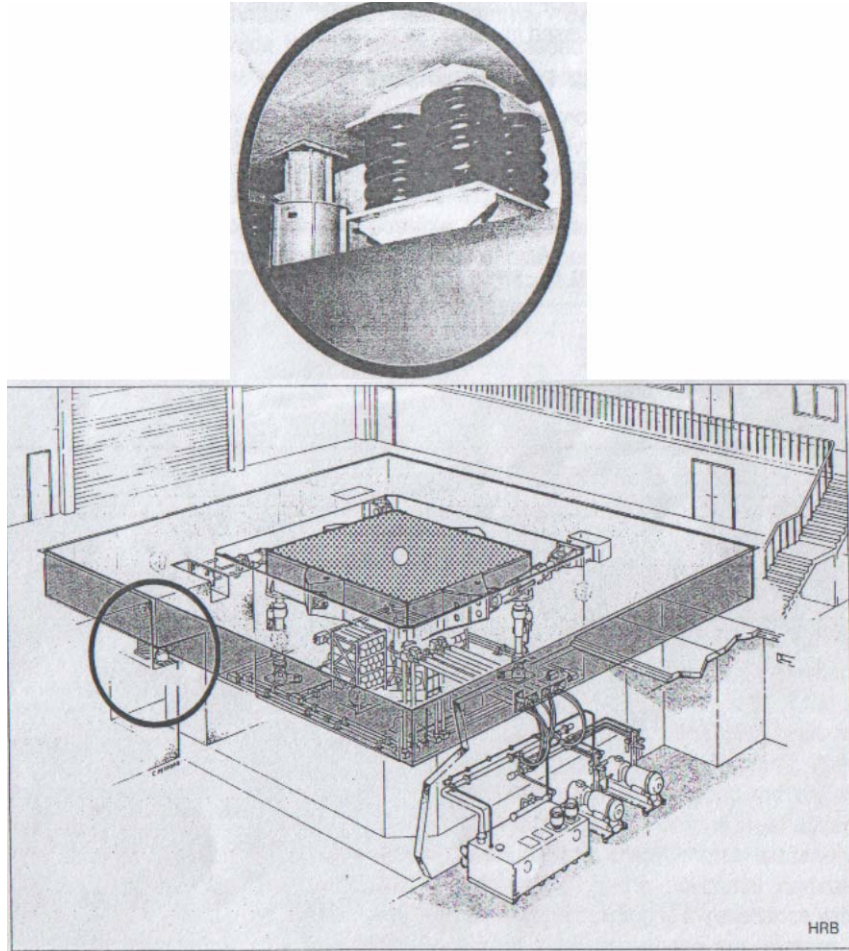
Şekil 7.1 Endüstriyel bir fanda titreşim izolasyonu yapmak için kullanılan yay destekler (Gerb GmbH & Co KG)



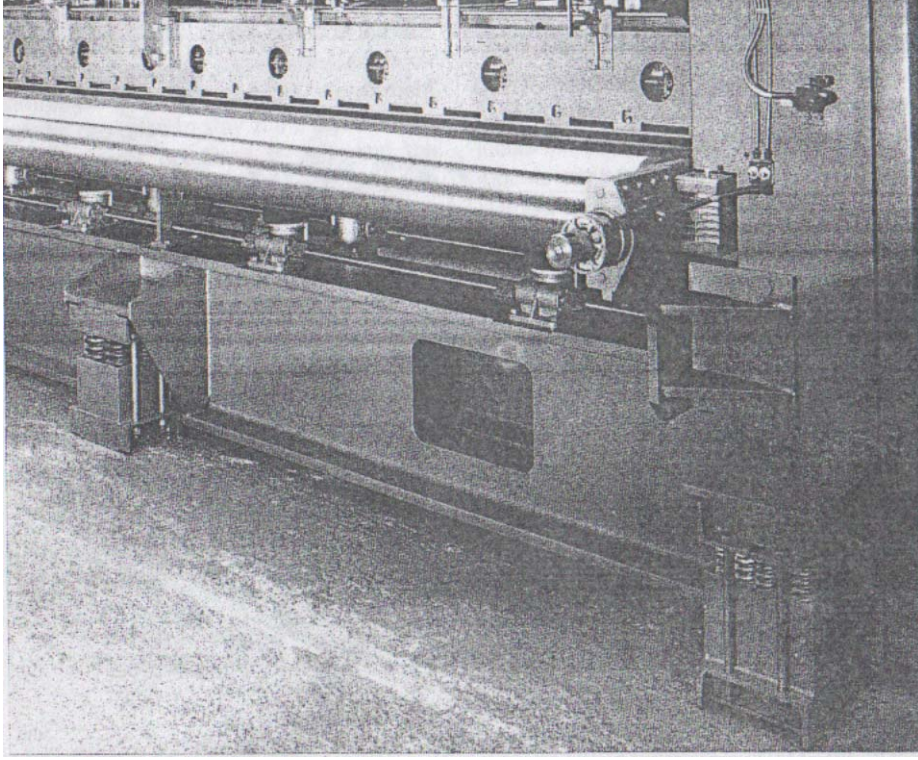
Şekil 7.2 Transformatörde titreşim izolasyonu yapmak için kullanılan yay destekler (Gerb GmbH & Co KG)



Şekil 7.3 Yer değiştirilebilir transformatörde titreşim izolasyonu yapmak için kullanılan ön gerilimli yay destekler (Gerb GmbH & Co KG)



Şekil 7.4 Deprem deney setinin titreşim izolasyonu (Gerb GmbH & Co KG)



Şekil 7.5 Bir tekstil tezgahının titreşim izolasyonu (Gerb GmbH & Co KG)

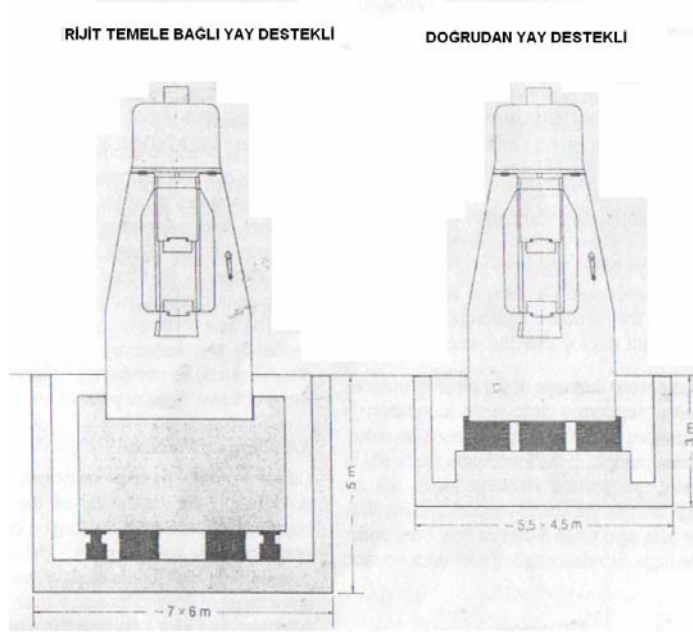
## 7.1 Şahmerdanlar

Şahmerdanlar çok şiddetli titreşimler oluşturdukları için titreşim kontrolü neredeyse tüm uygulamalar için gereklidir. Bu gerekliliğin sebepleri aşağıda sıralanmıştır.

1. Şahmerdanın etrafında yaşayan insanların oluşan titreşimlerden korunması için titreşim kontrolü yapılmak gereklidir. Daha önceki bölümlerde kabul edilebilir titreşim seviyelerinin tayin edilmesi gösterilmiştir. Geleneksel temelli şahmerdanların oluşturduğu titreşimler bu seviyelerin çok üzerinde olup yüzlerce metre uzaklıktan bile hissedilebilmektedir.
2. Şahmerdanın bulunduğu yerde zeminin kısıtlı mesnetleme kapasitesi varsa titreşim kontrolü yapmak gereklidir. Geleneksel temelli şahmerdanlarda, şahmerdan darbesinin oluşturduğu dinamik yük statik yükten kat kat daha yüksektir. Dinamik yükler temeli sıkıştırarak çöküntüler oluşturur. Bu çöküntüler de şahmerdan da yalpanlanmalara veya eğilmelere neden olabilir. Bu durumda şahmerdanın yeniden yapılanması çok zor olur. Şahmerdanlarda titreşim izolasyonu bu yüzden dinamik yüklerin azaltılması için yapılmaktadır. Çünkü statik yüklerin neden olduğu çöküntü problemlerine teknikte pek

rastlanmaz.

3. Çalışma bölgesinde bulunan fırınların ve diğer hassas tezgahların şahmerdan darbelerinin oluşturduğu titreşimlerden korumak amacıyla titreşim izolasyonu yapmak gerekmektedir. Isıl işlem fırınları titreşim konusunda oldukça hassas makinelerdir. Şahmerdan yakınlarındaki fırınların dikkatlice titreşim izolasyonlarının yapılması gerekmektedir. Titreşimler makinelere, tezgahlara yüzlerce metreden bile zarar verebilirler. Bazı durumlarda şahmerdan yerine hassas donanımlara yapılacak pasif titreşim izolasyonu daha ekonomik olabilmektedir.
4. Şahmerdan operatörlerinin ve diğer çalışanların darbe titreşimlerinden etkilenmemeleri için titreşim izolasyonu yapmak gerekmektedir. Çalışma ortamı için titreşim seviyeleri hakkında herhangi bir kriter bulunmamakla birlikte bu konu hakkında çalışmalar yapılmaktadır.
5. Şahmerdan darbelerinin oluşturduğu titreşimlerin komşu binalarda hasarlara neden olmaması için titreşim izolasyonu yapmak gereklidir. Bu tehlike sadece harap binalar için olsa da dinamik yüklerin oluşturacağı çatlaklarda sorunlar oluşturabilir. Bu sorunu bertaraf edebilmek için DIN 4150 standardının üçüncü bölümü uygulanır.



Şekil 7.6 Şahmerdanlarda izolasyon yöntemleri şematik gösterimleri (Gerb GmbH & Co KG)

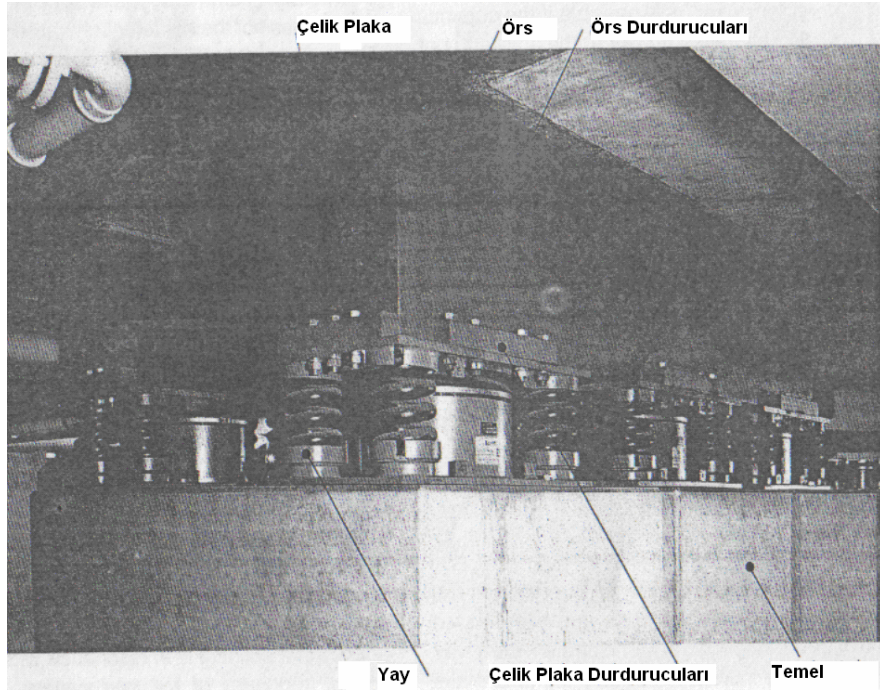
Yıllarca yay destekli temel tüm şahmerdanlar için standart titreşim izolasyon yöntemi olarak kullanılmıştır. Gelişen teknoloji ile birlikte kalıpta dövme yapılan şahmerdanlarda bu sistemin yerine direkt yay desteği kullanılmaktadır. Yay destekli temel sisteminde şahmerdan geleneksel temelerde olduğu gibi bir temel bloğu üzerine oturtulur. Blokla şahmerdan arasında elastik

pedler konulur. Yay ve damperler temel bloğunu desteklerler. Şekil 7.6'da her iki sistemde şematik olarak gösterilmektedir.

Direkt yay destekli sistemlerde ise yay ve damperle direkt olarak şahmerdanı desteklemektedirler. Bu sistemlerde temel bloğu bulunmamaktadır.

Her iki durumda da şahmerdanın kendi ağırlığını karşılamak için yay desteğinin altına temel çukurunun içine minimum kalınlıkta bir döşeme malzemesi kullanmak gerekmektedir.

Aynı doğal frekanslı yay destekli sistemlerde her iki yöntemde de titreşim izolasyon etkinliği aynıdır. Ama direkt yay destekli sistemlerde şahmerdan hareketi yay desteği kütlelerine orantılı olarak daha yüksek olmaktadır. Bu özellik direkt yay destekli sistemler için bir problem oluşturmaktadır. Araştırmalar göstermektedir ki; operasyonlar sırasında ortaya çıkacak tepe noktaları arasındaki 20 mm'lik farklılıklar operasyona zarar vermemektedir. Şahmerdan operatörlerinin rahat çalışmalarına engel olmaktadır.



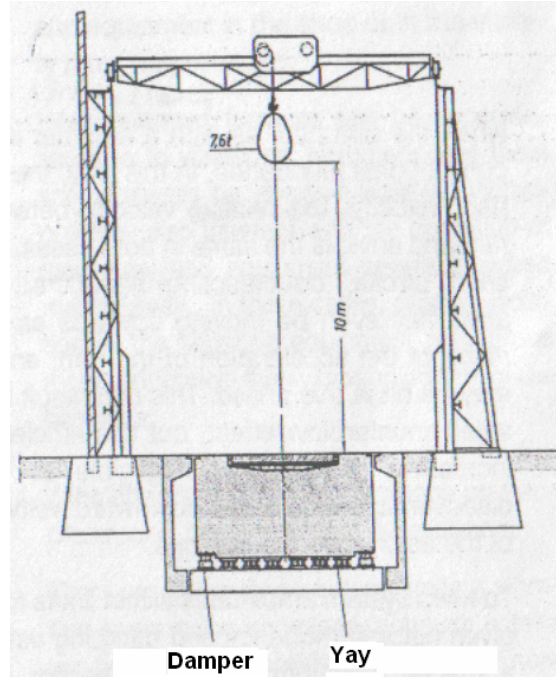
Şekil 7.7 Ek çelik tabaka duruduculu direkt yay destekli şahmerdan izolasyon uygulaması  
(Gerb GmbH & Co KG)

Titreşim genliklerini limitler dahilinde tutabilmek için gerekli olan durumlarda izolasyon sistemlerine entegre ek çelik tabakalar konulmak suretiyle kütle arttırılmaktadır. Şekil 7.7'de bu duruma örnek bir sistem gösterilmektedir. Bu kütle ayrıca sallanma kararlılığında

arttırmaktadır. Eski tip şahmerdanlarda bu ek çelik tabakalar standart izolasyon sisteminde kullanılmaktadır. Yeni tip şahmerdanlarda ise bu tabakalara dizayn aşamasında yer verildiği için genellikle ihtiyaç duyulmamaktadır.

## 7.2 Kendi Ağırlığı ile Çalışan Şahmerdanlar

Bu makineler diğer şahmerdanlara benzemekle birlikte daha büyük darbe kuvvetleri oluşturmaktadırlar. Şekil 7.8’de bu tip şahmerdanlara bir örnek gösterilmiştir. 7.6 ton ağırlığında düşen kütle zeminden 10 m yükseklikten serbest düşme ile döküm demir parçaları şekillendirmektedir. Darbe enerjisinin çok yüksek olmasına rağmen yay destekli temel yay kapasitesine bağlı aşırı büyük olması gerekmez. Temel operasyon koşullarına veya darbe sonrası temel tepki limitlerine bağlı değildir. Bununla birlikte bu makinelerde tepki hareketinin düşen kütle için çabuk sönmesine ihtiyaç duymadığı için sönümlemede önemli değildir.



Şekil 7.8 Kendi ağırlığı ile çalışan şahmerdanlar için titreşim izolasyonu (Gerb GmbH & Co KG)

Açık alanlarda bulunan sistemlerde garantili drenaj çok önemlidir. Eğer temel su üzerinde bulunuyorsa geçirilen titreşim seviyeleri titreşim izolasyon sistemlerine rağmen çok yüksek olmaktadır. Büyük temel bloklarında eğer su durgun olursa her darbeye rijit etki yapmaktadır.

Uygun olmayan drenaj durumunda su titreşim izolasyon sistemine girmekte ve sönüm akışkanını değiştirmekte, korozyona sebep olmakta ve bunlarında sonucu olarak titreşim izolasyon etkinliğine zarar vermektedir.

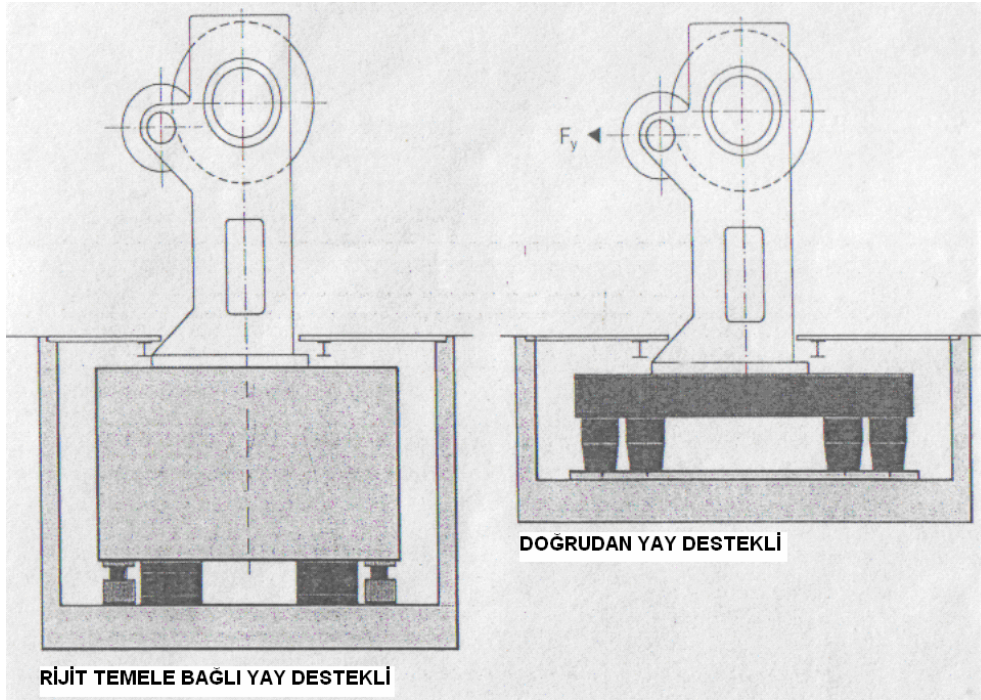
### 7.3 Presler

Preslerde titreşim izolasyonu uzunca bir süre eş kapasiteli şahmerdanlara göre oldukça küçük bir sorun olarak görüldü. Ama günümüzde kabul edilebilir titreşim seviyelerinin düşmesi ve çok daha büyük preslerin yapılmaya başlanması, özellikle dövme ve metal işleme preslerinde aşırı titreşimler kabul edilemez duruma gelmiştir. Preslerde pek çok farklı titreşim tahrik mekanizması bulunduğu için pek çok farklı titreşim izolasyonu sistemleri kullanılmaktadır.

Dövme preslerde, şahmerdanlardan farklı olarak şahmerdanlardaki yüksek hızda deformasyon ve sertleştirme yerine düşük hız ve yüksek kuvvette malzeme deformasyonu olur. Dövme preslerin uzun bir süre kullanılma avantajı şahmerdanlara göre olan meydana gelen titreşimlerin belirgin bir biçimde düşük seviyelerde olmasıydı. Büyük şahmerdanların yerine kullanılan presler 120 MN ve daha fazla presleme kuvveti oluşturmakla birlikte yüksek miktarda hareketli kütleye ihtiyaç duymaktadırlar. Şahmerdanlarla karşılaştırıldığında dövme presin hız sınırları sorununu çözmek amacıyla pres mutlaka her stroku 0.05 ile 0.10 s hızlandırması gerekir. Yapılan deneylerde ortaya çıkmıştır ki hızlandırma fazında meydana gelen titreşimler dövme anında meydana gelen titreşimlerden daha yüksek çıkmaktadır. Hızlandırma anında meydana gelen titreşim frekansı presin büyüklüğüne bağlı olmakla birlikte 5 ile 15 Hz bandında olmaktadır. Bu frekans bazen toprak altı pres temelini doğal frekansıyla çakışabilmektedir. Bu durumda titreşim dalgaları çok katlı binalarda yatay titreşimler oluşturmaktadır. Özellikle titreşim frekansının ana frekansı binanın yatay doğal frekansı ile aynı oluyorsa çok ciddi sorunlar ortaya çıkmaktadır. Bu titreşimler yüksek katlarda kabul edilemeyecek kadar yüksek titreşimler oluşmakta, hatta zemin katta bile fark edilebilir düzeyde olmaktadır.

Zemin sönümlemeli bu tip frekans dalgaları genellikle küçük olup, titreşim seviyeleri sadece mesafeye oranla azalmaktadır. Başka bir şekilde ifade etmek istersek dövme preslerde meydana gelen yüksek frekanslı titreşimler artçı bir geçirgenlik ile yüksek zemin sönümlemesine bağlı mesafeye bağlı olarak azalmaktadır.

Bu durumda dövme preslerde geleneksel temellerden kullanmak yeterli gelmemektedir. Titreşim kontrolü gerekli olup çevredeki titreşimi %80'e varan azaltmaktadır. Sistemin çalışma sırasındaki yatay genliklerinin sınırlandırılması için, özellikle otomatik besleme sistemli dövme preslerde, oldukça büyük ve ağır yay destekli temeller kullanılmaktadır. Şekil 7.9'de dövme preslerin şematik titreşim izolasyon sistemleri gösterilmektedir. Günümüzde ise şahmerdanlar benzer, büyük ve ağır temeller kullanmak yerine çelik çerçeveler ile titreşim izolasyon sistemi doğrudan sistem ile zemin arasında kullanılmaktadır. Bu çelik çerçeveler krank mili dönmesinde yeterli salınım kararlılığının sağlamaktadırlar. Bu durumda artan dönel hareketlere ve tepede oluşan yüksek yatay genliklere rağmen çalışma seviyesindeki yatay genlikleri sınırlandırır.



Şekil 7.9 Dövme presler için titreşim izolasyonu (Gerb GmbH & Co KG)

Pres sönümlemesinde çelik çerçeveli titreşim izolasyonu kullanmak ekonomiklik açısından oldukça uygun olduğu için artık standart uygulama haline gelmiştir. Çelik çerçevenin dizaynı aşamasında sistemin salınım doğal frekansı yüksek rezonans artışlarını engellemesi için açıkça presin periyodik tahrik frekansından daha yüksek olmalıdır. Bu uygulamalarda sönümleme çok önemlidir.

Vidalı presler, titreşim kontrolü açısından şahmerdanlara ve dövme preslere benzerler. Koç bir mil ve yatay volan kontrol edilir ve dövme pres gibi dikey şok olarak darbe hareketi yapar. Dönel kütleler yavaş hareket ettiği için dikey darbenin yanında dönel şokta meydana gelir. Cevap titreşimleri dövme preste meydana gelen titreşimlere benzer.

Vidalı preslerde titreşim kontrolünün gelişimi de şahmerdanlar ve dövme preslere benzer. Yıllar önce vidalı preslerde titreşim kontrolü denildiğinde; şahmerdanlarda uygulananlara benzer, dikey şoklara katlanabilen ağır yay destekli rijit blok temeller akla gelmekteydi. Bu sistem dikey şokların yanında dönel hareketlerin ve yay ve sönüm elemanlarındaki ek yatay yer değiştirmelerin meydana getirdiği dönel şoklara karşıda dizayn edilirdi.

Günümüzde ise küçük vidalı presler temel bloklara ihtiyaç duyulmadan sadece yay destekler ile titreşim izolasyonu yapılmaktadır. Genellikle yay elemanlar ile presin ayakları arasına bir çelik plaka kullanılır. Bu çelik plaka salınım ve dönel stabiliteyi arttırmak için kullanılır. İzolasyon dizaynlarında çelik plaka yerine standart profil malzemelerden yapılmış çelik çerçevelerde kullanılabilir.

Metal işleme presleri pek çok değişik boyutta, değişik kullanım amaçları için değişik güç aktarma sistemlerinde imal edilebildikleri için pek çok değişik titreşim izolasyon sistemi kullanılmaktadır.

## **8 TİTREŞİM İZOLASYON SİSTEMİ İÇİN BİLİNMESİ GEREKEN BİLGİLER**

Titreşim izolasyonu yapılacak her makine kendi kullanım amacı ve kullanılacağı yere uygun bir titreşim izolasyon sistemi kurulması gerekir. Bu konuda Türk Standartları Enstitüsü 1999 yılında TS 2776 EN 1299 standardını yayınlamıştır. Bu standarda göre titreşim izolasyonu yapılacak makine hakkında bilinmesi gereken bilgiler iki sınıfta toplanmıştır. Birinci sınıfta makine üreticisi tarafından verilmesi gereken makinenin karakteristik özellikleri, ikinci sınıfta ise makine kullanıcısı tarafından verilecek makinenin bulunduğu ortamın ve operasyonlarla ilgili bilgilerdir.

### **8.1 Makine İmalatçısı Tarafından Sağlanacak Bilgiler**

Makinenin normal olarak kullanımını temin etmek için yapımcı, makine karakteristik bilgilerinin mümkün olan birçoğunu sağlamalıdır. Gerektiğinde yapımcı, titreşim izolasyon sistemini sağlayanın desteğini de almalıdır. Makine yapımcısının verebileceği bilgileri iki grupta toplayabiliriz. Bunlar;

1. Makinenin fiziksel bilgileri
2. Titreşim izolasyon sisteminin fiziksel bilgileri

olarak gruplandırılırlar.

#### **8.1.1 Makinenin Fiziksel Verileri**

Makine fiziksel bilgileri; makinenin akış şemasını, makinenin titreşim uyarımını, makineye özgü kuralları, makinenin elektriksel özelliklerini ve mekanik kararlılık için konulacak özel kararları kapsamaktadır. Aşağıda bu bilgiler maddeler hakkında bilgiler verilmiştir.

### 8.1.1.1 Makinenin Akış Şeması

Bir makine akış şeması,

- a) Makinenin ana hatlarını ve yerleştirilme biçimini, uygun olduğu takdirde makine imalâtçısı tarafından uygun alt yapının tarifini,
- b) Bütün boyutlarını,
- c) Makinenin toplam kütlesi ve ağırlık merkezinin konumunu, atalet momenti de dahil olmak üzere matematiksel model için ihtiyaç duyulacak bütün bilinmeyenleri,
- d) Makineyi güvenliğe alan özel bağlayıcılar ve civatalara ait boyutlar, bağlantılar, tıkaçlı deliklerin konumları, toleranslar ve dikkate alınacak herhangi bir özel maddede şema üzerinde gösterilişini,
- e) Tercih edilen çevre şartları altında izolasyonu yapılacak birimin ağırlık merkezindeki kaynak ile karşılıklı üç düşey eksene göre tanıtımı ve yönünü,
- f) Düşey duruma göre normal makine konumu; başlıca şok ve titreşim yönü belirtilmelidir. Uygun yapısal bağlantı noktaları verilmelidir. Bu noktaların, ağırlık merkezi ve benzeri ile ilgili titreşim sisteminin sık tespitini,

kapsamalıdır.

### 8.1.1.2 Makinenin Titreşim Uyarımı

Makinelerin güvenilir biçimde tesis ve kullanımını sağlamak için, frekansın bir fonksiyonu veya geçmiş formu şeklinde, bir makinenin titreşim uyarımı gücü ve kuplajları gibi özellikleri de belirtilerek bir makinenin titreşim uyarımı ayrıntılı olarak tanıtılmalıdır.

Bunlara örnek olarak aşağıdakiler verilmiştir:

- Normal dairesel frekanslar ve kuplajlar,
- Dengelemeden sonraki artık dairesel frekanslar ve kuplajlar,
- Ters çevirme kütlelerinin sebep olduğu kuvvetler ve kuplajlar,
- Moment reaksiyon kuplajları,
- Gaz titreşim olaylarının genlikleri ve/veya frekansları,
- Aerodinamik olaylarının frekansları (meselâ, fanlar için),
- Elektrikle çalışan makineler veya transformatörler ile ilgili elektromanyetik kuvvetler ve frekanslar.

### 8.1.1.3 Makineye Özgü Kurallar

Cihaza özgü özel nitelikler makinenin tarifinde ve akış şemasında yer almalıdır.

Bu gibi özel nitelikler arasından bazıları aşağıda verilmiştir:

- a) Montaj sisteminin (tip, boy, sertlik vb.) mekanik tepkisini değiştirebilecek elektrik bağlayıcıları, tüpler veya borular,
- b) Dıştan uygulanan kuvvetler ve momentler,
- c) Gerekli olan giriş açıklıkları,
- d) Soğutulmuş hava akışı için gerekli olan en az açıklık; izolasyon işlemini ters yönde etkileyebilecek herhangi bir ısı yükselmesinin şema üzerinde gösterilmesi ve gerçekleşmesi gereken sıcaklık aralığı,
- e) Uygulanabildiği yerlerde, cihaz ve tesis arasında en büyük açıklık.

#### **8.1.1.4 Makinenin Elektriksel Özellikleri**

Topraklama ve uygulanabilir kurallara ait şartlar, şema üzerinde ek bir not ile belirtilmelidir.

#### **8.1.1.5 Mekanik Kararlılık İçin Özel Kurallar**

Mekanik kararlılık için özel kurallar konulmalıdır. Meselâ, ağırlık merkezi aşağısına veya dengelenmiş yan baskıların bulunduğu yere yerleştirilmiş izolasyon tertibatı tarafından yüksek veya değişken ağırlık merkezi bulunan bir teçhizatın desteklendiği yerde özel dikkat gösterilmelidir.

#### **8.1.2 Titreşim İzolasyon Sisteminin Fiziksel Bilgileri:**

Titreşim izolasyon sisteminin fiziksel bilgileri; sistemin genel verilerini, sistemin dinamik davranışını, sistemin dayanıklılığını, sistemin çevre ve bakım şartlarını içermektedir. Bu maddeler hakkında ayrıntılı bilgiler aşağıda verilmiştir.

##### **8.1.2.1 Titreşim İzolasyon Sistemi Genel Verileri**

İzolasyon sisteminin tedarikçisi, izolasyon sistemi özellikleri hakkında aşağıdaki bilgileri vermelidir:

- a) İzolasyon sisteminin tipi,
- b) İzolasyon sisteminin malzemeleri,
- c) İzolasyon sisteminin kütlesi,
- d) Dengeleme özellikleri,

- e) İzolasyonun eğilmeye karşı statik direnci,
- f) Çalışma şartlarında makineyi dışarıdan etkileyen kütle ile ilgili en büyük ve en az ağırlık (N),
- g) İzolasyonun ölçüleri ve konumu (meselâ çizimi),
- h) Yükleme ve zamana göre izolasyonların yüzey akması.

### 8.1.2.2. Dinamik Davranış

Tedarikçi, dinamik yükleme ile ilgili olarak izolatörün değişim ve dönme yönünden dinamik davranışını tarif etmelidir. Yük - sapma verilerinin elde edildiği çevre şartları ve yükleme oranı tarif edilmeli ve toleransları verilmelidir. Bununla beraber, gerektiği yerde, tedarikçi bir seçenek olarak tamamen tarif yapılmış bir deney merkezinde, ölçülen taşıma olasılığı özellikleri yardımıyla dinamik davranışı tarif edebilir. Dinamik davranış aşağıda verilen bilgi parametrelerindeki değişimlerle ilgili olabilir:

- a) Yükün fonksiyonu olarak rezonans frekansı,
- b) Genlik,
- c) Sıcaklık,
- d) Sönüm.

Tedarikçi uygulanabilir frekansları belirterek, başlıca üç yönde izolasyon sisteminin verim özelliklerini tarif etmelidir.

### 8.1.2.3 Dayanıklılık

Tedarikçi, aşağıdaki gibi dayanıklılıkla ilgili bilgileri sağlamalıdır:

- a) Tekrarlamalı darbe şoklarıyla birleşik dayanma sınırını,
- b) Uygulanabildiği yerde, sürekli şekil değiştirmeye ilişkin bilgiler ve bu bilgilerin nasıl elde edildiğini,
- c) En düşük ve en yüksek sıcaklık dahil, belirtilen çevrelerdeki depolama sebebiyle yaşlanma etkilerini.

### 8.1.2.4 Çevre Verileri

Tedarikçi, uygun kullanımı sağlamak için izolatör ile ilgili aşağıdaki bilgileri sağlamalıdır:

- a) Beyan değerindeki yük altındaki izolatör bu sınırların dışında veya altında uygun şekilde görevini yapamayacak veya özelliklerde sürekli değişiklikler meydana getireceği şekilde üst ve alt sıcaklık sınırları,
- b) İzolatörün rutubet, su, tuz serpintisi, mantar, ozon, yağlar, yakıtlar, çürütücü buharlar, güneş ışını vb. gibi faktörlerin yol açtığı paslanma veya bozulmaya karşı dayanma yeteneği,
- c) Kumlu ve tozlu bir ortamdaki gibi olumsuz şartlar altında görev yapma yeteneği,
- d) İzin verilen depolama çevresi.

### **8.1.2.5 Bakım Verileri**

Tedarikçi herhangi bir bakım, periyodik denetim ve servis kuralları ile ilgili ayrıntılı bilgiler sağlamalıdır.

## **8.2 Makine İmalatçısına Kullanıcı Tarafından Sağlanması Gereken Bilgiler**

Makine kullanıcısı, makinenin bulunduğu ortam, çevre titreşim ve şok özellikleri ve bulunduğu ortamın iklim bilgilerini vermesi gerekir.

### **8.2.1 Makineyi Çevreleyen Yapılara İlişkin Teknik Bilgiler**

Teklif edilen sisteme ait teknik bilgilerin hiçbir yorumu gerektirmeyecek şekilde anlaşılması için gerekli bilgilerin kısa bir açıklaması verilmelidir.

Bu bilgiler aşağıdakilerden meydana gelmelidir:

- a) Makinenin monte edileceği yapının tipi (gemi, çelik yapı, betonarme yapı, elektrik santrali vb. gibi),
- b) Yapı içindeki yeri (makine dairesi, üst güvertenin altındaki güverte, çatı vb. gibi),
- c) Destekleyici yapı ile ilgili bilgiler (zemin şartları; meselâ, zeminin taşıyabileceği yük, döşeme altı yeraltı suyunun seviyesi, destekleyici yapının doğal frekansları),
- d) İzolasyon etkinliği veya kullanıcının kabul kriteri (yakın çevre, örneğin yerleşim olan endüstri alanı; yakındaki makinelerin tipi, örneğin deney makineleri, delgi makineleri vb. gibi).

### 8.2.2 Çevreleyen Yapının Titreşim ve Şok Özellikleri

Makinenin tesisinden önce, çevreleyen yapının titreşim ve şok özellikleri, üç eksene göre değer farkı (yer değiştirme, hız veya ivme), uygun frekanslar ve bu durumun meydana geleceği süre ile tarif edilmelidir. Arka plan, spektrum analizi ve diğer tanımlayıcı parametreler de gereklidir.

### 8.2.3 İklimle İlgili Çevre

Kullanıcıya, uygulanabildiğinde, iklimle ilgili çevreye ait aşağıdaki bilgileri sağlamalıdır:

- a) Üst ve alt sıcaklık sınırları,
- b) Rutubet, su varlığı, kum ve toz, tuz serpintisi, ozon, yağlar, eriticiler vb. gibi.

### 8.3 İzolasyonun Etkinliğinin Kontrolüne İlişkin Açıklayıcı Bilgiler

İzolasyon tertibatlarını veya izolasyon sistemlerini tedarik eden normal olarak, makineyi çevreleyen yapıdaki titreşim yalıtımının etkinliğini de ispat etmelidir. Bu etkinlik, bir deneme ve anlaşmaya bağlı metotla değerlendirilmelidir. Burada, makinelerin standartlaştırılmış yerleştirme şartları altında değerlendirilen seri üretim şeklinde imal edildiği yerlerde, imalâtçı, değerlendirme için kullanılacak yerleştirme şartlarına ait bilgileri sağlamalıdır.

Uygun ise,

- a) Ölçme ve titreşim değerlendirmesi, titreşim sistemini çevreleyen titreşim ve şok özelliklerindeki gibi tesisatın düzenlenmesinden önce yapılmalı ve gelecek makine için belirtilen konumlarda ve beklenen çevre şartlarında sunulmalıdır,
- b) Ölçme konumları ve ölçme sonuçları kaydedilmelidir,

- c) Makine tedarikçisine (veya makine / izolasyon cihazı tedarikçisine), kabul edilebilir değerler bildirilmelidir,
- d) Tedarikçi tarafından beyan edilen değerler anlaşmaya bağlı olmalıdır,
- e) Tesisten sonra, ölçmeler belirtilen ölçme metodu ile sonuçların belirtilen işlem ve analiz kullanılarak, anlaşmaya bağlı konum ve şartlarda yapılmalıdır,
- f) Ölçülen değerler anlaşmaya bağlı sınır değerlerle karşılaştırılmalıdır.

Bu konudaki söz konusu ölçmeler, yukarıda belirtilen aynı şartlarda tayin edilen konumlarda yapılmalıdır. Bu konular, titreşime maruz kişi veya nesnelerin (operatörün veya çalışanın konumları, daire döşemeleri, komşu binalar vb.) konumları olmalıdır.

Kabul edilebilir sınır değerleri, kullanıcı ile tedarikçi arasındaki anlaşmaya bağlı olarak tayin edilmelidir. Düzeltme işleminden sonra ölçmeler, daha önce tarif edildiği gibi yapılmalıdır. Sonuçlar anlaşmaya bağlı değerlerle karşılaştırılmalıdır.

Karmaşık bir durumda daha ayrıntılı ölçmeler yapılmalıdır.

## 9 BİR EKSANTRİK PRESİN TEMEL TİTREŞİM HAREKETLERİNİN MATEMATİKSEL MODELİNİN OLUŞTURULMASI

Bir eksantrik presin temel titreşimlerinin matematiksel modelinin oluşturulmasında, pres kütlesi ve zemin rijit, yay ve sönüm elemanları presin dört köşesine yerleştirilmiş olarak modellenmiştir. Presin hareket denklemleri Lagrange yöntemi kullanılarak elde edildi. Zorlayıcı kuvvet olarak sadece pres çalışması alındı.

Denklemlerin elde edilmesinde Lagrange yöntemi kullanıldı. Bu yöntemle sistemin enerji toplamları ifadede yerine konular ve genelleştirilmiş koordinatlara göre türevleri alınarak hareket denklemleri elde edildi.

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_k}{\partial \dot{x}_j} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial x_j} + \frac{\partial E_p}{\partial x_j} + \frac{\partial E_D}{\partial \dot{x}_j} = Q_j \quad (9.1)$$

$E_k$  : Toplam Kinetik Enerji

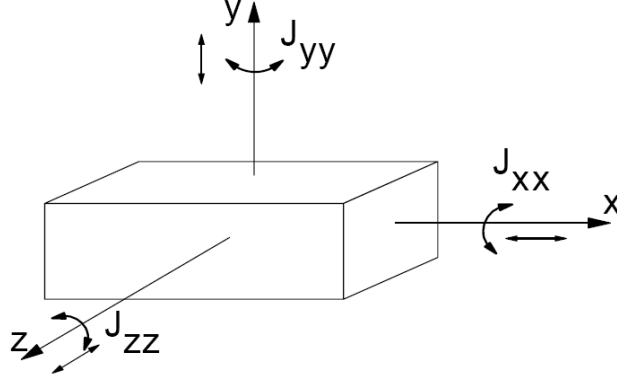
$E_p$  : Toplam Potansiyel Enerji

$E_D$  : Toplam Sönüm Enerji

$Q_j$  : Genelleştirilmiş Kuvvetler

$x_j$  : Genelleştirilmiş Koordinatlar

Uzayda serbestçe hareket eden bir cisim, altı serbestlik derecesine sahiptir. Bunların üçü öteleme, üçü dönme hareketinden oluşur.



Şekil 9.1 Uzayda serbest bir kütlelin hareket eksenleri (DEMİR, 2002)

- a) Öteleme Hareketleri;
- x- eksenini boyunca titreşim hareketi (ileri geri)
  - y- eksenini boyunca titreşim hareketi (aşağı yukarı)
  - z- eksenini boyunca titreşim hareketi (yana kayma, yandan)
- b) Dönme hareketleri;
- x- eksenini etrafında dönme (yalpa)
  - y- eksenini etrafında dönme (savrulma)
  - z- eksenini etrafında dönme (kafa vurma)

### 9.1 Titreşimi Etkileyen Faktörler

Presler ve diğer sistemlerin çalışması sırasında birçok etken sistemin titreşim cevap değerlerine etki eder. Bunların en önemlileri aşağıda belirtilmiştir:

- a) Sönüm ve yay elemanlarının özellikleri
- b) Sistemin ölçüleri (genişliği, uzunluğu, derinliği)
- c) Sistemin ağırlığı
- d) Etki eden giriş (zorlama) fonksiyonunun özelliği
- e) Sönüm ve yay elemanlarının sistemdeki konumları

Bunların sistem dizaynında, titreşim problemleri dolayısıyla göz önünde tutulması gerekmektedir.

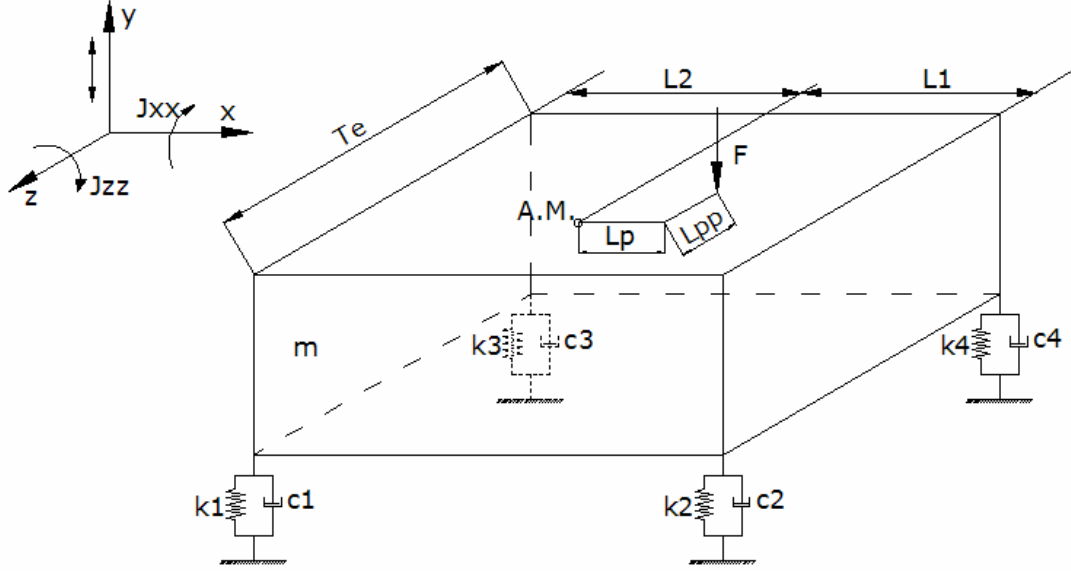
## 9.2 Sistemin Matematik Modellemesi İçin Yapılan Kabuller

Literatürde pres (makine) titreşimlerinin matematik modellenmesinde:

- a) Birinci modellenme yaklaşımında gövde kısmı tek bir rijit parça olarak,
  - b) Yay karakteristikleri lineer,
  - c) Vizkos sönümleyiciler lineer,
  - d) Sistemin zemin ile temas halinde oldukları ve Hooke kanununa uydukları,
- kabul edilmiştir.

## 10 VİZKOELASTİK TİTREŞİM İZOLASYON SİSTEMİNİN UYGULAMASI

Pres gövdesi rijit kabul edilmiştir. Sistemi tahrik eden  $F(t)$  kuvveti ise sistem ile  $90^\circ$  açı yaptığı kabul edilmiştir.



Şekil 10.1 Pres gövdesinin vizkoelastik titreşim izolasyonu modellenmesi

Sistemdeki kinetik, potansiyel ve sönümlenme enerjileri yazılırsa;

$$E_k = \frac{1}{2} m \dot{x}_1^2 + \frac{1}{2} J_{zz} \dot{\theta}_2^2 + \frac{1}{2} J_{xx} \dot{\theta}_3^2 \quad (10.1)$$

$$E_p = \frac{1}{2} k_1 \left( x_1 + L_2 \theta_2 - \frac{T_e}{2} \theta_3 \right)^2 + \frac{1}{2} k_2 \left( x_1 - L_1 \theta_2 - \frac{T_e}{2} \theta_3 \right)^2 + \frac{1}{2} k_3 \left( x_1 + L_2 \theta_2 + \frac{T_e}{2} \theta_3 \right)^2 + \frac{1}{2} k_4 \left( x_1 - L_1 \theta_2 + \frac{T_e}{2} \theta_3 \right)^2 \quad (10.2)$$

$$E_D = \frac{1}{2} c_1 \left( \dot{x}_1 + L_2 \dot{\theta}_2 - \frac{T_e}{2} \dot{\theta}_3 \right)^2 + \frac{1}{2} c_2 \left( \dot{x}_1 - L_1 \dot{\theta}_2 - \frac{T_e}{2} \dot{\theta}_3 \right)^2 + \frac{1}{2} c_3 \left( \dot{x}_1 + L_2 \dot{\theta}_2 + \frac{T_e}{2} \dot{\theta}_3 \right)^2 + \frac{1}{2} c_4 \left( \dot{x}_1 - L_1 \dot{\theta}_2 + \frac{T_e}{2} \dot{\theta}_3 \right)^2 \quad (10.3)$$

(11.1), (11.2), (11.3), no'lu denklemlerin genelleştirilmiş koordinatlara göre türevi alınacaktır.

Kinetik enerjiden elde edilecek ifadeler;

$$\frac{\partial E_k}{\partial x_1} = 0 \quad (10.4)$$

$$\frac{\partial E_k}{\partial \theta_2} = 0 \quad (10.5)$$

$$\frac{\partial E_k}{\partial \theta_3} = 0 \quad (10.6)$$

$$\frac{\partial E_k}{\partial \dot{x}_1} = m\dot{x}_1 \quad (10.7)$$

$$\frac{\partial E_k}{\partial \dot{\theta}_2} = J_{zz}\dot{\theta}_2 \quad (10.8)$$

$$\frac{\partial E_k}{\partial \dot{\theta}_3} = J_{xx}\dot{\theta}_3 \quad (10.9)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_k}{\partial \dot{x}_1} \right) = m\ddot{x}_1 \quad (10.10)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_k}{\partial \dot{\theta}_2} \right) = J_{zz}\ddot{\theta}_2 \quad (10.11)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_k}{\partial \dot{\theta}_3} \right) = J_{xx}\ddot{\theta}_3 \quad (10.12)$$

Potansiyel enerjiden elde edilecek ifadeler;

$$\begin{aligned} \frac{\partial E_p}{\partial x_1} = & k_1 \left( x_1 + L_2\theta_2 - \frac{T_e}{2}\theta_3 \right) + k_2 \left( x_1 - L_1\theta_2 - \frac{T_e}{2}\theta_3 \right) + k_3 \left( x_1 + L_2\theta_2 + \frac{T_e}{2}\theta_3 \right) + \\ & + k_4 \left( x_1 - L_1\theta_2 + \frac{T_e}{2}\theta_3 \right) \end{aligned} \quad (10.13)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial E_p}{\partial \theta_2} = & k_1 L_2 \left( x_1 + L_2\theta_2 - \frac{T_e}{2}\theta_3 \right) - k_2 L_1 \left( x_1 - L_1\theta_2 - \frac{T_e}{2}\theta_3 \right) + k_3 L_2 \left( x_1 + L_2\theta_2 + \frac{T_e}{2}\theta_3 \right) - \\ & - k_4 L_1 \left( x_1 - L_1\theta_2 + \frac{T_e}{2}\theta_3 \right) \end{aligned} \quad (10.14)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial E_p}{\partial \theta_3} = & -k_1 \frac{T_e}{2} \left( x_1 + L_2 \theta_2 - \frac{T_e}{2} \theta_3 \right) - k_2 \frac{T_e}{2} \left( x_1 - L_1 \theta_2 - \frac{T_e}{2} \theta_3 \right) + k_3 \frac{T_e}{2} \left( x_1 + L_2 \theta_2 + \frac{T_e}{2} \theta_3 \right) + \\ & + k_4 \frac{T_e}{2} \left( x_1 - L_1 \theta_2 + \frac{T_e}{2} \theta_3 \right) \end{aligned} \quad (10.15)$$

(10.13), (10.14) ve (10.15) ifadelerinde  $x_1$ ,  $\theta_2$  ve  $\theta_3$  parantezlerine alınıp denklemler yeniden düzenlenir ise;

$$\begin{aligned} \frac{\partial E_p}{\partial x_1} = & x_1 (k_1 + k_2 + k_3 + k_4) + \theta_2 (k_1 L_2 - k_2 L_1 + k_3 L_2 - k_4 L_1) + \\ & + \theta_3 \frac{T_e}{2} (-k_1 - k_2 + k_3 + k_4) \end{aligned} \quad (10.16)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial E_p}{\partial \theta_2} = & x_1 (k_1 L_2 - k_2 L_1 + k_3 L_2 - k_4 L_1) + \theta_2 (k_1 L_2^2 + k_2 L_1^2 + k_3 L_2^2 + k_4 L_1^2) + \\ & + \theta_3 \frac{T_e}{2} (-k_1 L_2 + k_2 L_1 + k_3 L_2 - k_4 L_1) \end{aligned} \quad (10.17)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial E_p}{\partial \theta_3} = & x_1 \frac{T_e}{2} (-k_1 - k_2 + k_3 + k_4) + \theta_2 \frac{T_e}{2} (-k_1 L_2 + k_2 L_1 + k_3 L_2 - k_4 L_1) + \\ & + \theta_3 \frac{T_e^2}{4} (k_1 + k_2 + k_3 + k_4) \end{aligned} \quad (10.18)$$

Sönüm enerjisinden elde edilen ifadeler;

$$\begin{aligned} \frac{\partial E_D}{\partial \dot{x}_1} = & c_1 \left( \dot{x}_1 + L_2 \dot{\theta}_2 - \frac{T_e}{2} \dot{\theta}_3 \right) + c_2 \left( \dot{x}_1 - L_1 \dot{\theta}_2 - \frac{T_e}{2} \dot{\theta}_3 \right) + c_3 \left( \dot{x}_1 + L_2 \dot{\theta}_2 + \frac{T_e}{2} \dot{\theta}_3 \right) + \\ & + c_4 \left( \dot{x}_1 - L_1 \dot{\theta}_2 + \frac{T_e}{2} \dot{\theta}_3 \right) \end{aligned} \quad (10.19)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial E_D}{\partial \dot{\theta}_2} = & c_1 L_2 \left( \dot{x}_1 + L_2 \dot{\theta}_2 - \frac{T_e}{2} \dot{\theta}_3 \right) - c_2 L_1 \left( \dot{x}_1 - L_1 \dot{\theta}_2 - \frac{T_e}{2} \dot{\theta}_3 \right) + c_3 L_2 \left( \dot{x}_1 + L_2 \dot{\theta}_2 + \frac{T_e}{2} \dot{\theta}_3 \right) - \\ & - c_4 L_1 \left( \dot{x}_1 - L_1 \dot{\theta}_2 + \frac{T_e}{2} \dot{\theta}_3 \right) \end{aligned} \quad (10.20)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial E_D}{\partial \dot{\theta}_3} = & -c_1 \frac{T_e}{2} \left( \dot{x}_1 + L_2 \dot{\theta}_2 - \frac{T_e}{2} \dot{\theta}_3 \right) - c_2 \frac{T_e}{2} \left( \dot{x}_1 - L_1 \dot{\theta}_2 - \frac{T_e}{2} \dot{\theta}_3 \right) + c_3 \frac{T_e}{2} \left( \dot{x}_1 + L_2 \dot{\theta}_2 + \frac{T_e}{2} \dot{\theta}_3 \right) + \\ & + c_4 \frac{T_e}{2} \left( \dot{x}_1 - L_1 \dot{\theta}_2 + \frac{T_e}{2} \dot{\theta}_3 \right) \end{aligned} \quad (10.21)$$

(10.19), (10.20) ve (10.21) ifadelerinde  $x_1$ ,  $\theta_2$  ve  $\theta_3$  parantezlerine alınıp denklemler yeniden düzenlenir ise;

$$\begin{aligned} \frac{\partial E_D}{\partial \dot{x}_1} = & \dot{x}_1 (c_1 + c_2 + c_3 + c_4) + \dot{\theta}_2 (c_1 L_2 - c_2 L_1 + c_3 L_2 - c_4 L_1) + \\ & + \dot{\theta}_3 \frac{T_e}{2} (-c_1 - c_2 + c_3 + c_4) \end{aligned} \quad (10.22)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial E_D}{\partial \dot{\theta}_2} = & \dot{x}_1 (c_1 L_2 - c_2 L_1 + c_3 L_2 - c_4 L_1) + \dot{\theta}_2 (c_1 L_2^2 + c_2 L_1^2 + c_3 L_2^2 + c_4 L_1^2) + \\ & + \dot{\theta}_3 \frac{T_e}{2} (-c_1 L_2 + c_2 L_1 + c_3 L_2 - c_4 L_1) \end{aligned} \quad (10.23)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial E_D}{\partial \dot{\theta}_3} = & \dot{x}_1 \frac{T_e}{2} (-c_1 - c_2 + c_3 + c_4) + \dot{\theta}_2 \frac{T_e}{2} (-c_1 L_2 + c_2 L_1 + c_3 L_2 - c_4 L_1) + \\ & + \dot{\theta}_3 \frac{T_e^2}{4} (c_1 + c_2 + c_3 + c_4) \end{aligned} \quad (10.24)$$

### 10.1 Durum Uzayı İle Yapılan Analiz

Yukarıda bulunan denklemleri durum uzay (state-space) sisteminde yazıp sistemi MATLAB tabanında analiz edilecektir.

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F$$

$$\dot{x} = AAx + BBu$$

$$y = CCx + DDu$$

Burada A, B, C, D, matrislerinin elde edilmeleri gerekir. Sistemde gürültü sıfır kabul edildiği için D=0 alınacaktır.

$$x_2 = \dot{x}_1 \quad \theta_4 = \dot{\theta}_2 \quad \theta_5 = \dot{\theta}_3$$

$$d_1 = \frac{1}{m} \quad d_2 = \frac{1}{J_{ZZ}} \quad d_3 = \frac{1}{J_{XX}}$$

$$\dot{x}_2 = \frac{1}{m} \begin{bmatrix} -(k_1 + k_2 + k_3 + k_4)x - (k_1L_2 - k_2L_1 + k_3L_2 - k_4L_1)\theta_2 - \\ -(-k_1 - k_2 + k_3 + k_4)\frac{T_e}{2}\theta_3 - (c_1 + c_2 + c_3 + c_4)\dot{x} - \\ -(c_1L_2 + c_2L_1 + c_3L_2 - c_4L_1)\dot{\theta}_2 - (-c_1 - c_2 + c_3 + c_4)\frac{T_e}{2}\dot{\theta}_3 + F(t) \end{bmatrix} \quad (10.25)$$

$$\dot{\theta}_4 = \frac{1}{J_{ZZ}} \begin{bmatrix} -(k_1L_2 - k_2L_1 + k_3L_2 - k_4L_1)x - (k_1L_2^2 + k_2L_1^2 + k_3L_2^2 + k_4L_1^2)\theta_2 - \\ -(k_1L_2 + k_2L_1 + k_3L_2 - k_4L_1)\frac{T_e}{2}\theta_3 - (c_1L_2 - c_2L_1 + c_3L_2 - c_4L_1)\dot{x} - \\ -(c_1L_2^2 + c_2L_1^2 + c_3L_2^2 + c_4L_1^2)\dot{\theta}_2 - (c_1L_2 + c_2L_1 + c_3L_2 - c_4L_1)\frac{T_e}{2}\dot{\theta}_3 + F(t) \times L_p \end{bmatrix} \quad (10.26)$$

$$\dot{\theta}_5 = \frac{1}{J_{xx}} \left[ \begin{array}{l} -(-k_1 - k_2 + k_3 + k_4) \frac{T_e}{2} x - (k_1 L_2 + k_2 L_1 + k_3 L_2 - k_4 L_1) \frac{T_e}{2} \theta_2 - \\ -(-k_1 - k_2 + k_3 + k_4) \frac{T_e^2}{4} \theta_3 - (c_1 - c_2 + c_3 + c_4) \frac{T_e}{2} \dot{x} - \\ -(-c_1 L_2 + c_2 L_1 + c_3 L_2 + c_4 L_1) \frac{T_e}{2} \dot{\theta}_2 - (c_1 + c_2 + c_3 + c_4) \frac{T_e^2}{4} \dot{\theta}_3 + F(t) \times L_{pp} \end{array} \right] \quad (10.27)$$

$$AA = \left[ \begin{array}{ccc} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ -d_1(k_1 + k_2 + k_3 + k_4) & -d_1(k_1 L_2 - k_2 L_1 + k_3 L_2 - k_4 L_1) & -d_1(-k_1 - k_2 + k_3 + k_4) \frac{T_e}{2} \\ -d_2(k_1 L_2 - k_2 L_1 + k_3 L_2 - k_4 L_1) & -d_2(k_1 L_2^2 + k_2 L_1^2 + k_3 L_2^2 + k_4 L_1^2) & -d_2(k_1 L_2 + k_2 L_1 + k_3 L_2 - k_4 L_1) \frac{T_e}{2} \\ -d_3(-k_1 - k_2 + k_3 + k_4) \frac{T_e}{2} & -d_3(k_1 L_2 + k_2 L_1 + k_3 L_2 - k_4 L_1) \frac{T_e}{2} & -d_3(-k_1 - k_2 + k_3 + k_4) \frac{T_e^2}{4} \\ 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ -d_1(c_1 + c_2 + c_3 + c_4) & -d_1(c_1 L_2 + c_2 L_1 + c_3 L_2 - c_4 L_1) & -d_1(-c_1 - c_2 + c_3 + c_4) \frac{T_e}{2} \\ -d_2(c_1 L_2 - c_2 L_1 + c_3 L_2 - c_4 L_1) & -d_2(c_1 L_2^2 + c_2 L_1^2 + c_3 L_2^2 + c_4 L_1^2) & -d_2(c_1 L_2 + c_2 L_1 + c_3 L_2 - c_4 L_1) \frac{T_e}{2} \\ -d_3(c_1 - c_2 + c_3 + c_4) \frac{T_e}{2} & -d_3(-c_1 L_2 + c_2 L_1 + c_3 L_2 + c_4 L_1) \frac{T_e}{2} & -d_3(c_1 + c_2 + c_3 + c_4) \frac{T_e^2}{4} \end{array} \right] \quad (10.28)$$

$$BB = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1/m \\ L_p / J_{zz} \\ L_{pp} / J_{xx} \end{bmatrix} u = F(t) \quad (10.29)$$

$$CC = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (10.30)$$

Bütün değerleri kontrol etmek amacıyla CC matrisi 6x6 birim matrisi seilmiştir. Spesifik olarak inceleme yapılırsa bu matris kltlebilir.

## 10.2 Frekans Analizi

$$[M]\ddot{x} + [C]\dot{x} + [K]x = [F] \quad (10.31)$$

Daha önce elde ettiğimiz denklemlerin çözümleri ile aşağıdaki matrisler elde edilir.

$$[M] = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 \\ 0 & J_{ZZ} & 0 \\ 0 & 0 & J_{XX} \end{bmatrix} \quad (10.32)$$

$$[C] = \begin{bmatrix} (c_1 + c_2 + c_3 + c_4) & (c_1 L_2 - c_2 L_1 + c_3 L_2 - c_4 L_1) & \frac{T_e}{2}(-c_1 - c_2 + c_3 + c_4) \\ (c_1 L_2 - c_2 L_1 + c_3 L_2 - c_4 L_1) & (c_1 L_2^2 + c_2 L_1^2 + c_3 L_2^2 + c_4 L_1^2) & \frac{T_e}{2}(-c_1 L_2 + c_2 L_1 + c_3 L_2 - c_4 L_1) \\ \frac{T_e}{2}(-c_1 - c_2 + c_3 + c_4) & \frac{T_e}{2}(-c_1 L_2 + c_2 L_1 + c_3 L_2 - c_4 L_1) & \frac{T_e^2}{4}(c_1 + c_2 + c_3 + c_4) \end{bmatrix} \quad (10.33)$$

$$[K] = \begin{bmatrix} (k_1 + k_2 + k_3 + k_4) & (k_1 L_2 - k_2 L_1 + k_3 L_2 - k_4 L_1) & \frac{T_e}{2}(-k_1 - k_2 + k_3 + k_4) \\ (k_1 L_2 - k_2 L_1 + k_3 L_2 - k_4 L_1) & (k_1 L_2^2 + k_2 L_1^2 + k_3 L_2^2 + k_4 L_1^2) & \frac{T_e}{2}(-k_1 L_2 + k_2 L_1 + k_3 L_2 - k_4 L_1) \\ \frac{T_e}{2}(-k_1 - k_2 + k_3 + k_4) & \frac{T_e}{2}(-k_1 L_2 + k_2 L_1 + k_3 L_2 - k_4 L_1) & \frac{T_e^2}{4}(k_1 + k_2 + k_3 + k_4) \end{bmatrix} \quad (10.34)$$

Sistemin frekans domaininde analiz yapılırken tahrik fonksiyonu aşağıdaki gibi alınmıştır.

$$[F] = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ f \\ f \times L_p \\ f \times L_{pp} \end{bmatrix} \quad (10.35)$$

X hareket fonksiyonunu ise;

$$x_i = X_{is} \sin(\omega t) + X_{ic} \cos(\omega t) \quad (10.36)$$

şeklinde ifade edilmiştir.

(10.31) no'lu denklem uygun formlarda denklemlerde yerine yazılıp düzenlemeler yapılırsa;

$$X = [Y]^{-1} F \quad (10.37)$$

şeklinde çözüm elde edilir.

$$[Y] = \begin{bmatrix} -\omega^2 [M] + [K] & -\omega [C] \\ \omega [C] & -\omega^2 [M] + [K] \end{bmatrix} \quad (10.38)$$

$x_i$  genlikleri aşağıda formda elde edilir.

$$X_i = \begin{bmatrix} X_{is} \\ X_{ic} \end{bmatrix} \quad (10.39)$$

Elde edilen  $x_{is}$  ve  $x_{ic}$  değerlerinden her frekans değeri için maksimum yer değiştirme

$$X = \sqrt{X_{is}^2 + X_{ic}^2} \quad (10.40)$$

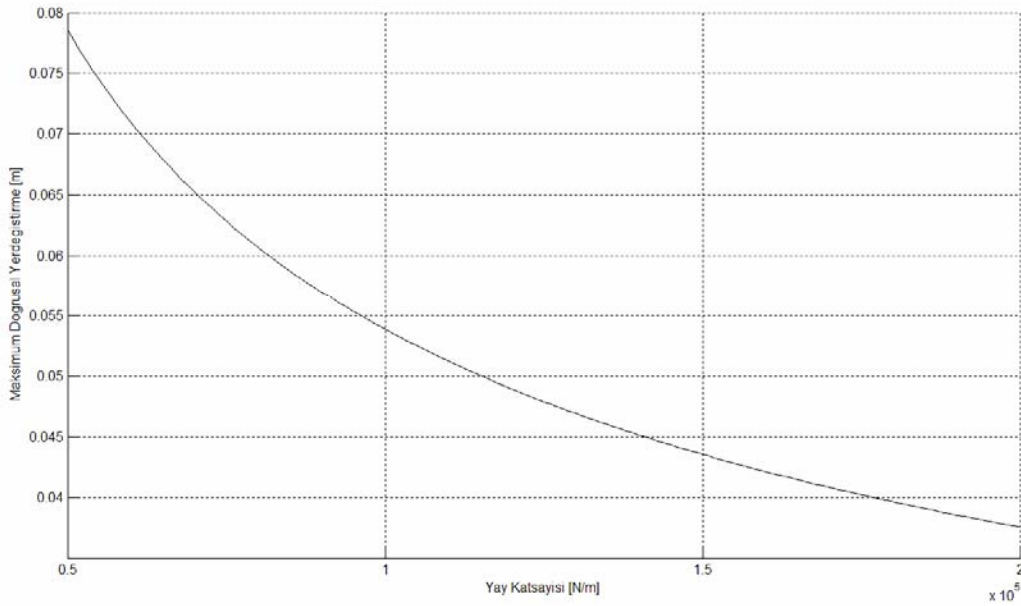
olarak elde edilir.

### 10.3 Sayısal Sonuçlar

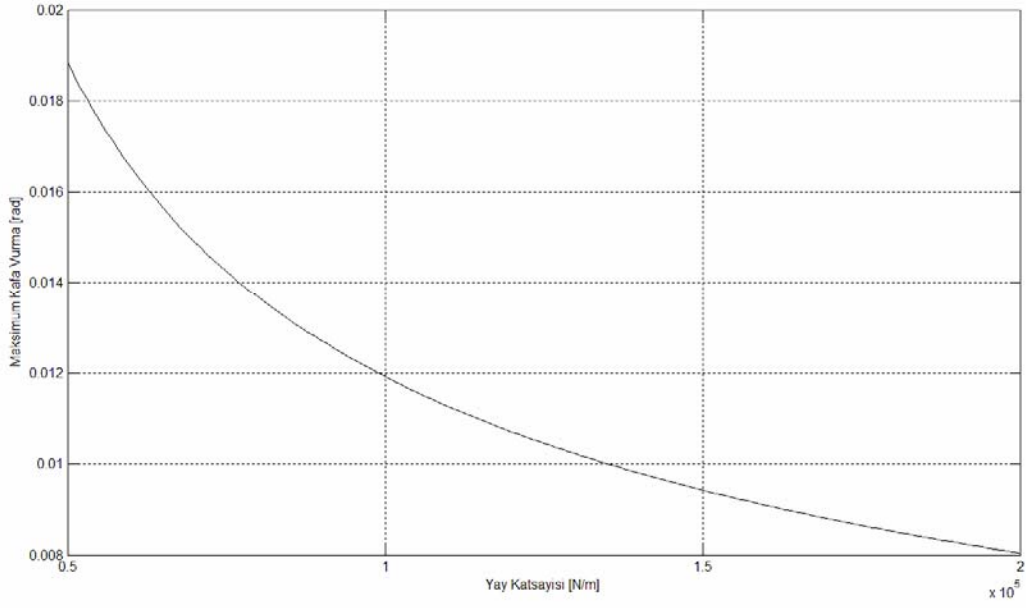
Bir eksantrik prese ait özellikler pres imalatçısı firmadan alınmıştır. Alınan değerler kullanılarak yukarıda çıkarılan denklemlerde yerlerine konularak sistemin davranışı incelenmiştir. Aşağıda sistem hakkında bilinen değerler listelenmiştir.

$$\begin{array}{lll}
 m = 700 \text{ kg} & J_{XX} = 56.92 \text{ kgm}^2 & J_{ZZ} = 33.70 \text{ kgm}^2 \\
 F = 98100 \text{ N} & L_1 = 0.375 \text{ m} & L_2 = 0.375 \text{ m} \\
 T_e = 0.98 \text{ m} & L_p = 0.05 \text{ m} & L_{pp} = 0.10 \text{ m}
 \end{array}$$

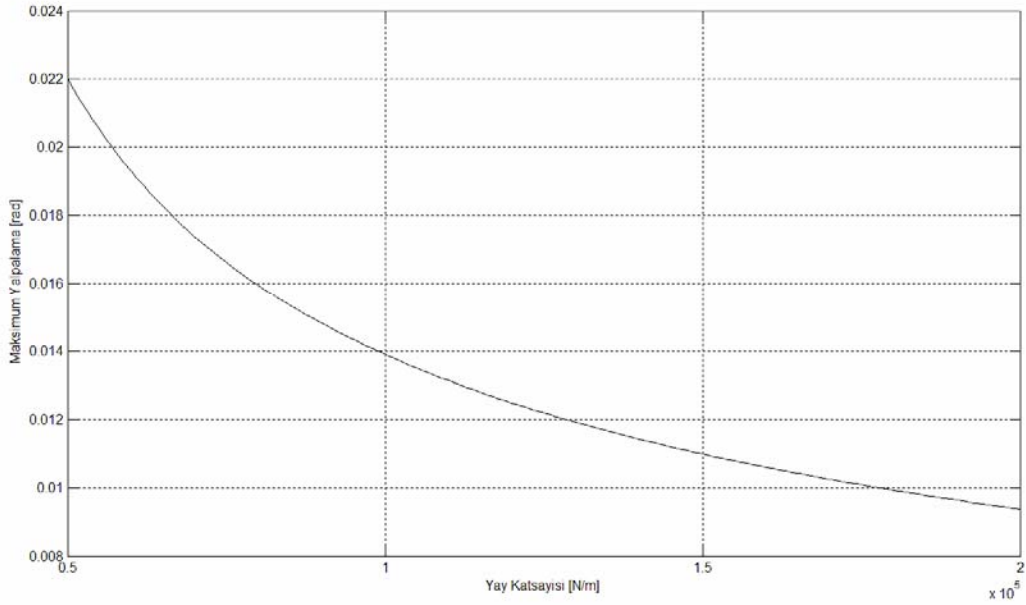
Frekans analizi yapılarak aşağıdaki şekiller elde edilir. Bu şekillerde çeşitli yay katsayısı ve sönüm değerleri için sistemin cevabı gösterilmektedir.



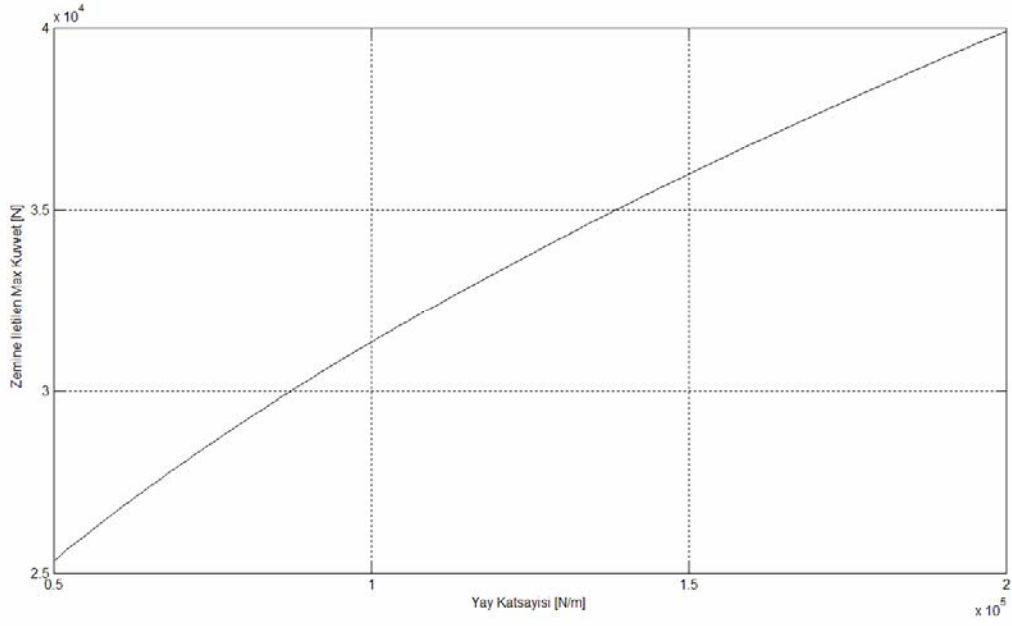
Şekil 10.2 Değişik yay katsayısı değerleri için m ana kütlelerinin maksimum doğrusal yer değiştirme cevaplarının değişimi ( $c = 2000 \text{ Ns} / \text{m}$ )



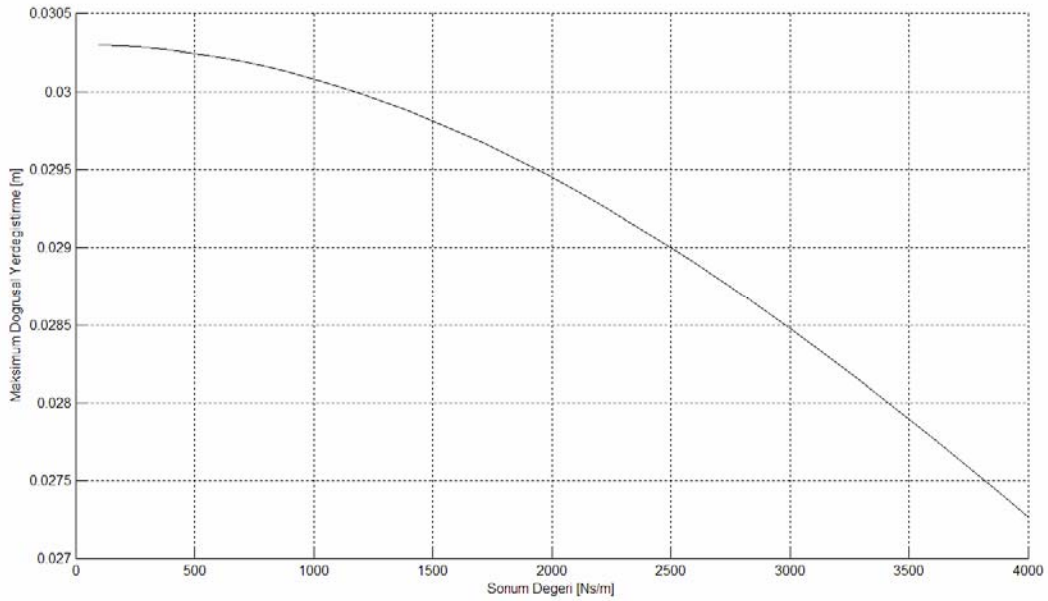
Şekil 10.3 Değişik yay katsayısı değerleri için  $m$  ana kütleinin maksimum kafa vurma hareketi cevaplarının değişimi ( $c = 2000 \text{ Ns/m}$ )



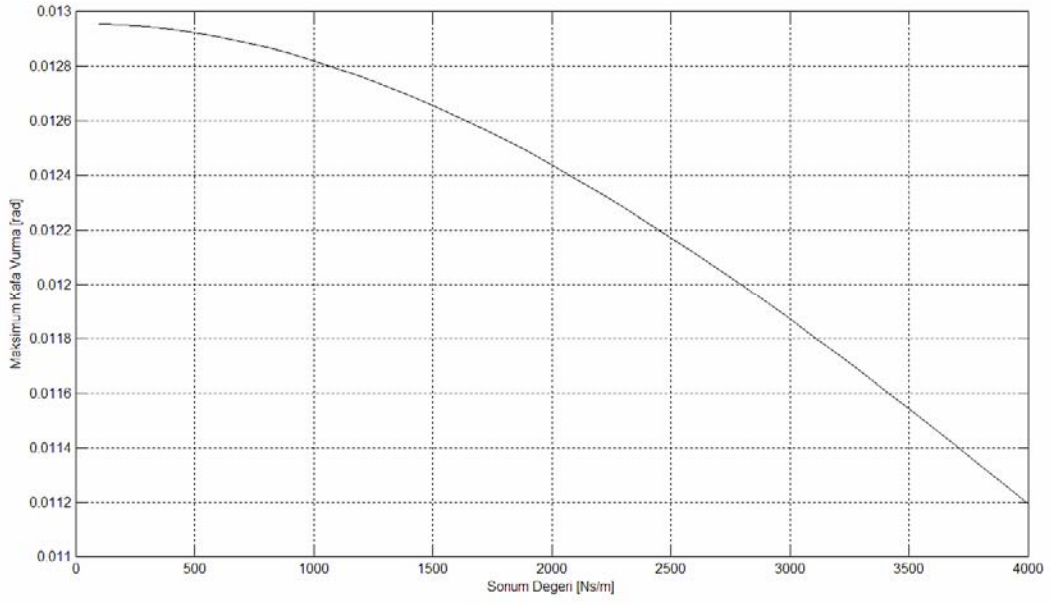
Şekil 10.4 Değişik yay katsayısı değerleri için  $m$  ana kütleinin maksimum yalpalama hareketi cevaplarının değişimi ( $c = 2000 \text{ Ns/m}$ )



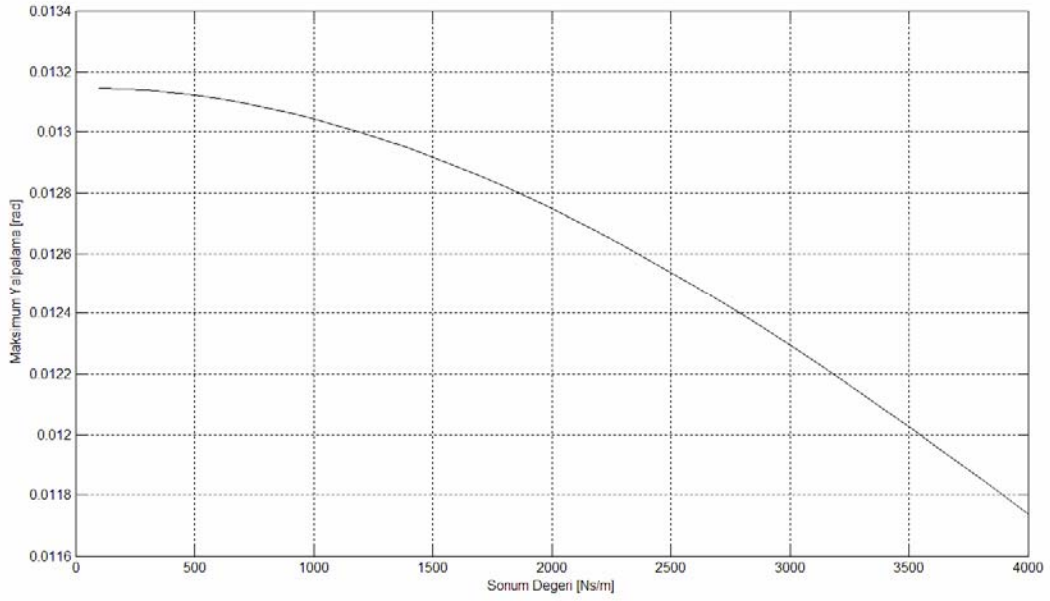
Şekil 10.5 Değişik yay katsayısı değerleri için m ana kütleinin maksimum zemine etki eden kuvvet cevaplarının değişimi ( $c = 2000 \text{ Ns} / m$ )



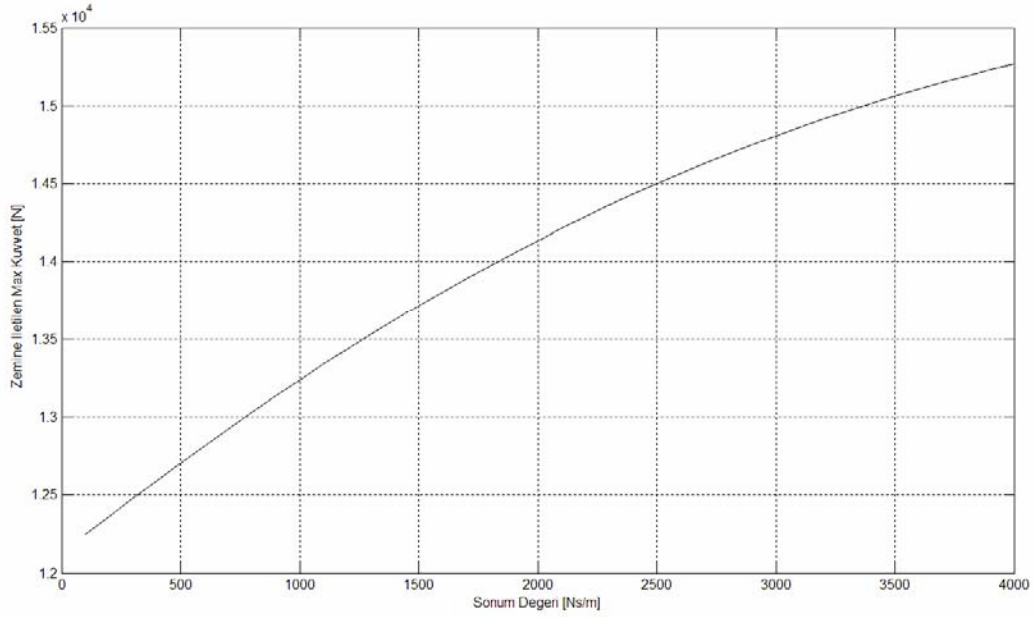
Şekil 10.6 Değişik sönüm değerleri için m ana kütleinin maksimum doğrusal yer değiştirme cevaplarının değişimi ( $k = 100000 \text{ N} / m$ )



Şekil 10.7 Değişik sönüm değerleri için m ana kütleinin maksimum kafa vurma hareketi cevaplarının değişimi ( $k = 100000 \text{ N/m}$ )



Şekil 10.8 Değişik sönüm değerleri için m ana kütleinin maksimum yalpalama hareketi cevaplarının değişimi ( $k = 100000 \text{ N/m}$ )

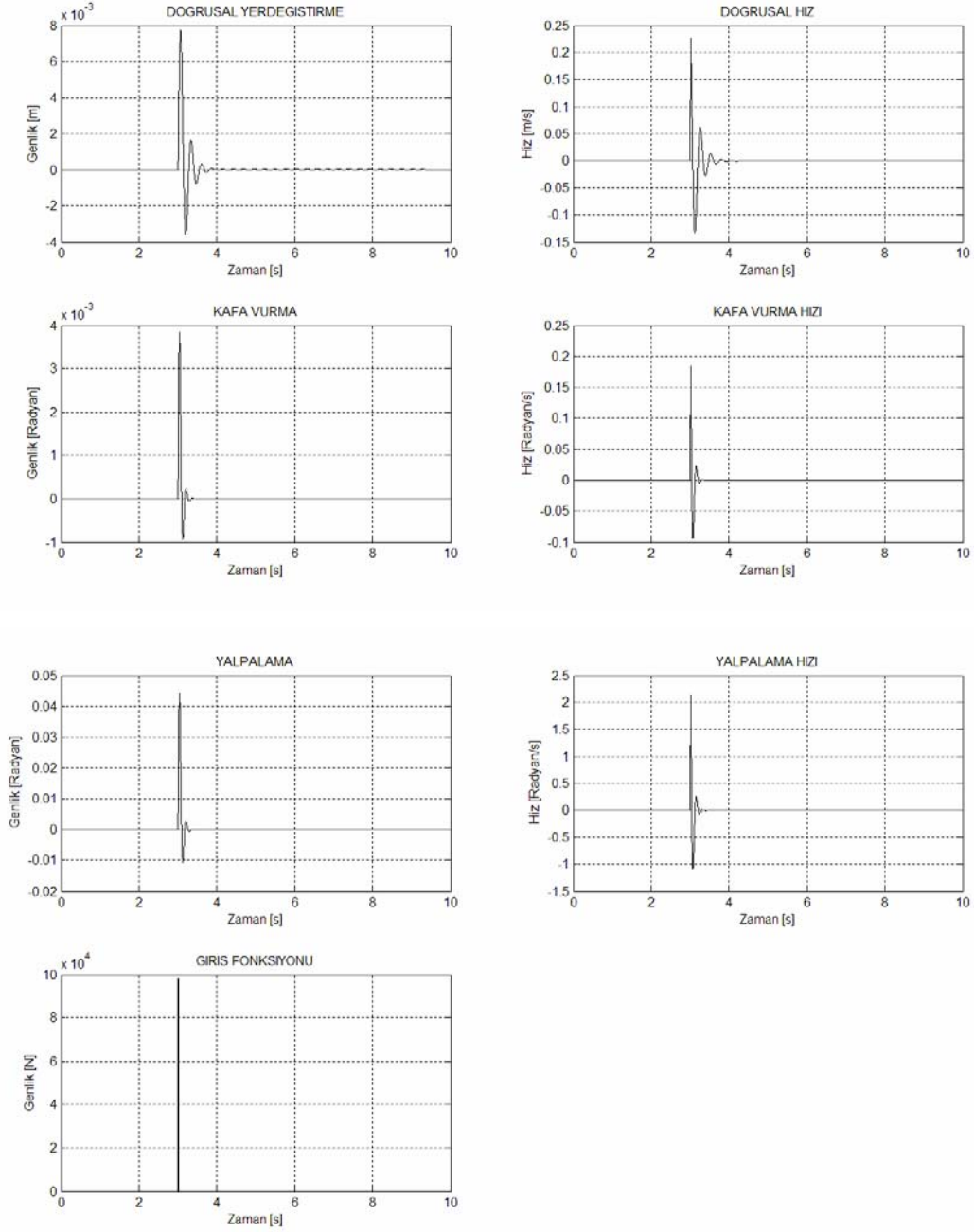


Şekil 10.9 Değişik sönüm değerleri için  $m$  ana kütlelerinin maksimum zemine etki eden kuvvet cevaplarının değişimi ( $k = 100000 \text{ N/m}$ )

Yukarıdaki şekillerde çeşitli yay katsayısı ve sönüm değerleri karşısındaki sistemin davranışı gösterilmektedir. Bu şekiller incelendiğinde yay katsayısı değerlerinin artması ile sistem hareketleri azalmakta fakat yay daha rijit hale geldiği için zemine etki eden kuvvet artmaktadır.

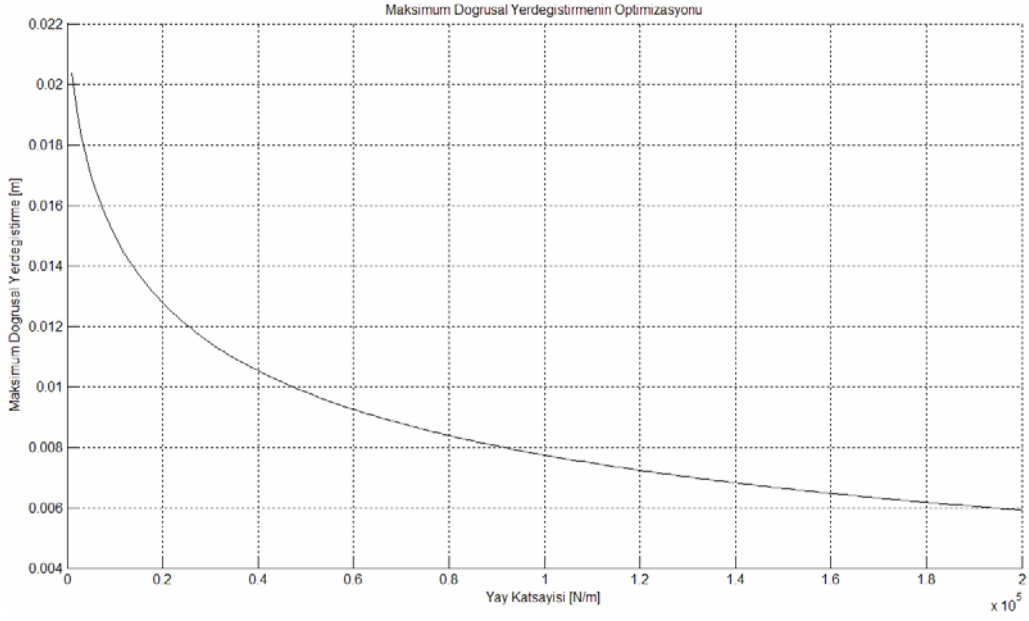
Sönüm değeri incelendiğinde ise sönüm değeri yay katsayısına benzer bir etki yapmaktadır. Sönüm değeri arttıkça sistemin hareketleri azalmakta ama zemine etki eden kuvvet artmaktadır. Bu iki değişkenin tek farkı ivme farkıdır. Sönüm değeri azalan bir ivmeye sahip iken yay katsayısı grafiklerinin ivmesi artan karakterlidir.

Şekiller incelendiğinde  $k = 100000 \text{ N/m}$  ve  $c = 2000 \text{ Ns/m}$  değerleri sistem için uygun değerler olarak kabul edilebilir. Bu değerler için durum uzay analizi yapılırsa aşağıdaki sonuçlar elde edilir.

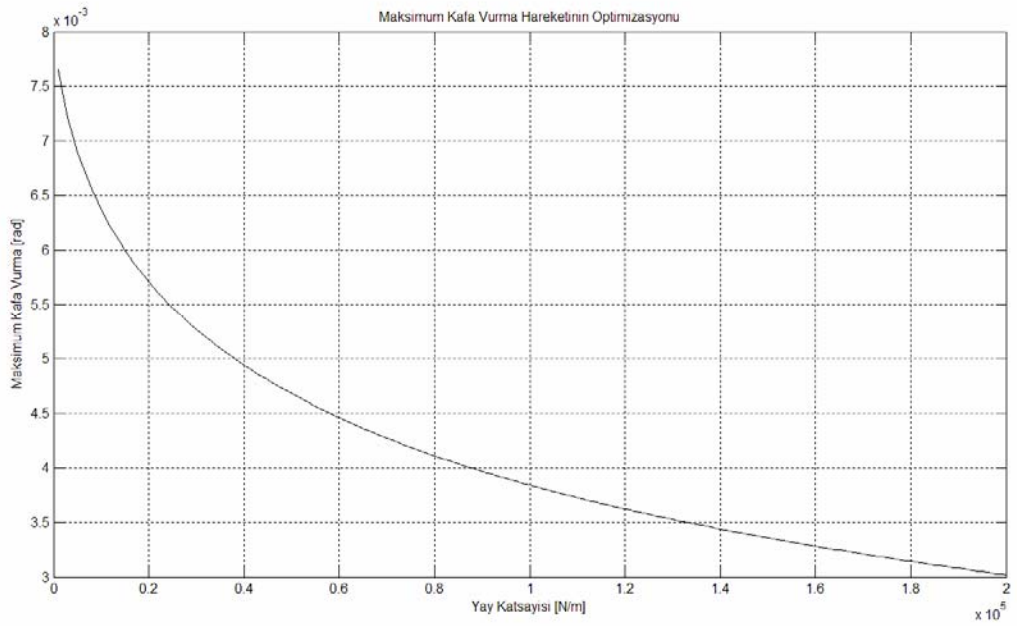


Şekil 10.10 Sistemin durum uzay analizi cevapları ( $k = 100000 \text{ N/m}$  ve  $c = 2000 \text{ Ns/m}$ )

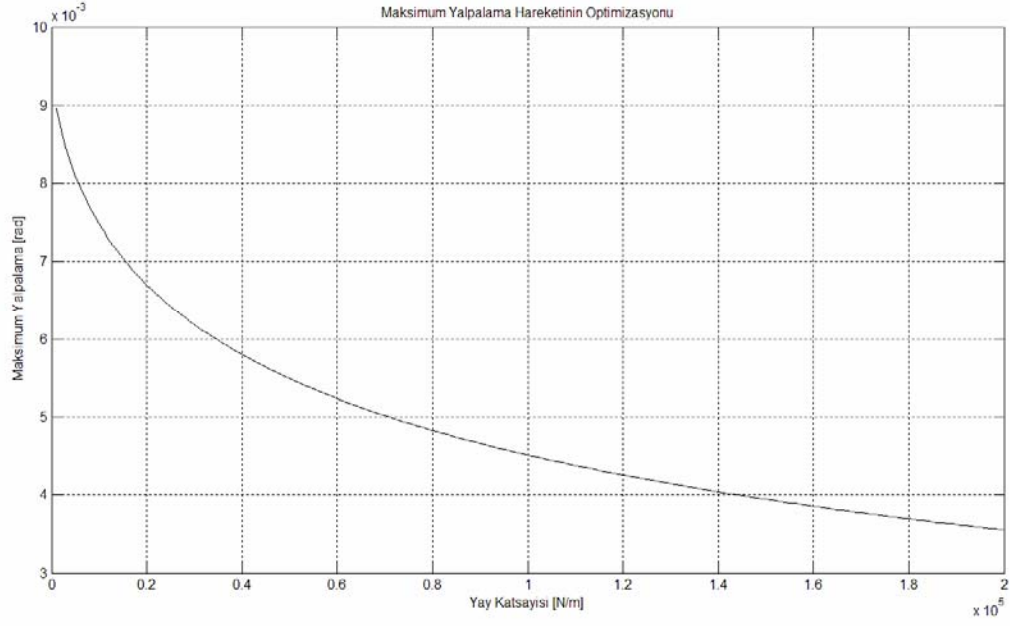
Durum uzay analizi ile elde edilen cevaplar kullanılarak elde edilen optimizasyon cevaplarının diyagramları aşağıda verilmiştir.



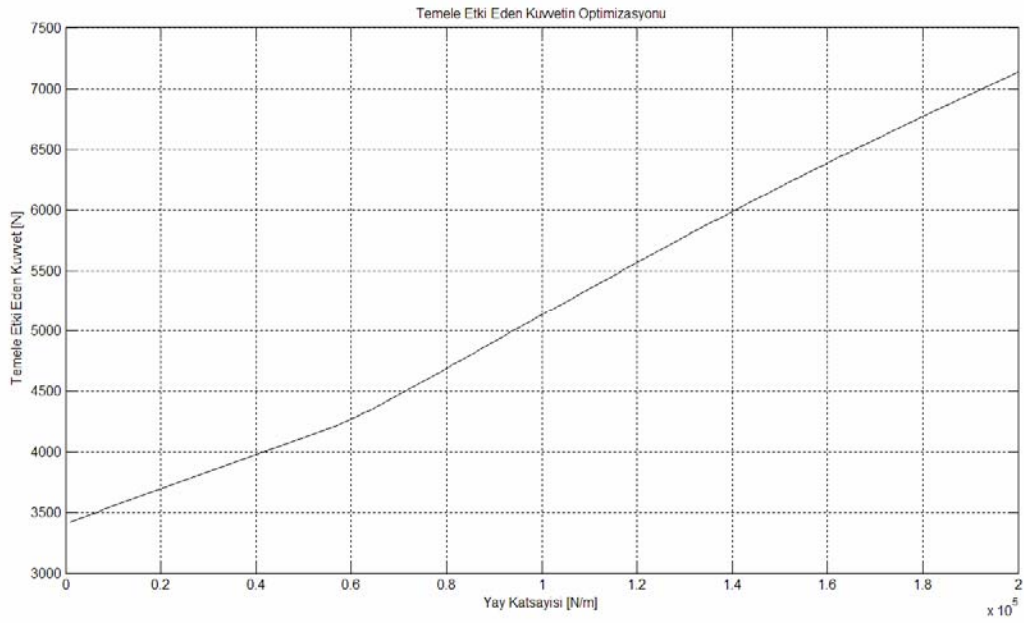
Şekil 10.11 Değişik yay katsayısı değerleri için  $m$  ana kütleinin maksimum doğrusal yer değiştirme cevaplarının değişimi ( $c = 2000 \text{ Ns} / m$ )



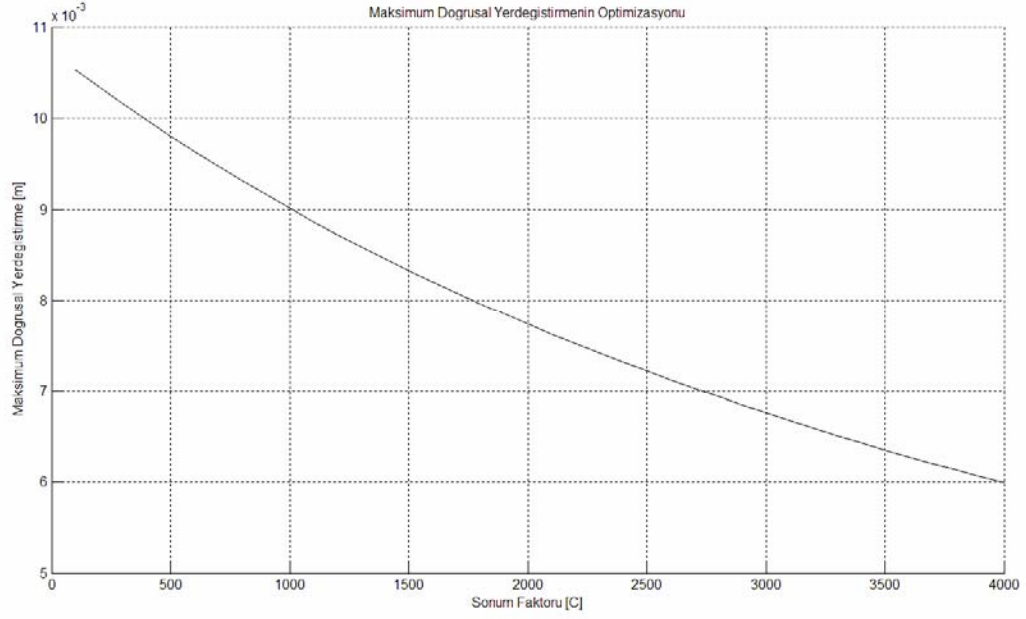
Şekil 10.12 Değişik yay katsayısı değerleri için  $m$  ana kütleinin maksimum kafa vurma hareketi cevaplarının değişimi ( $c = 2000 \text{ Ns} / m$ )



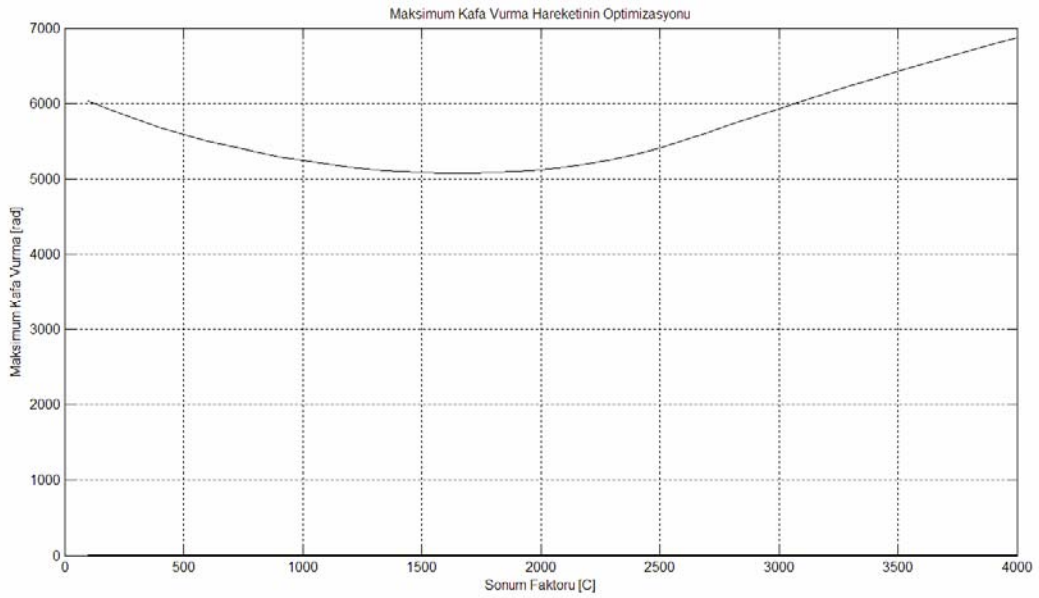
Şekil 10.13 Değişik yay katsayısı değerleri için m ana kütleinin maksimum yalpalama hareketi cevaplarının değişimi ( $c = 2000 \text{ Ns} / m$ )



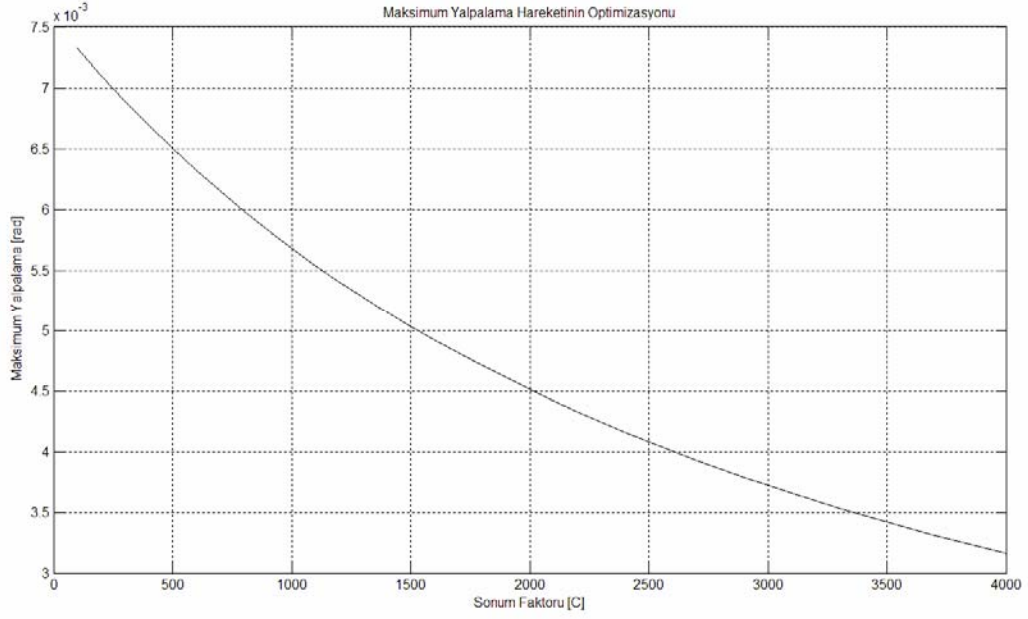
Şekil 10.14 Değişik yay katsayısı değerleri için m ana kütleinin maksimum zemine etki eden kuvvet cevaplarının değişimi ( $c = 2000 \text{ Ns} / m$ )



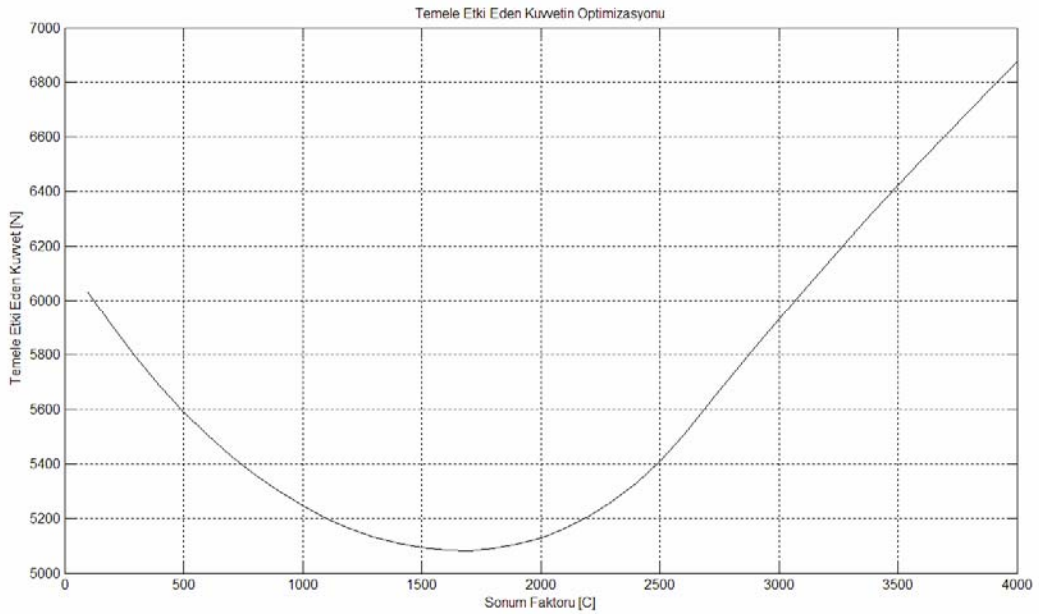
Şekil 10.15 Değişik sönüm değerleri için m ana kütleinin maksimum doğrusal yer değıştirme cevaplarının değışimi ( $k = 100000 \text{ N} / m$ )



Şekil 10.16 Değişik sönüm değerleri için m ana kütleinin maksimum kafa vurma hareketi cevaplarının değışimi ( $k = 100000 \text{ N} / m$ )



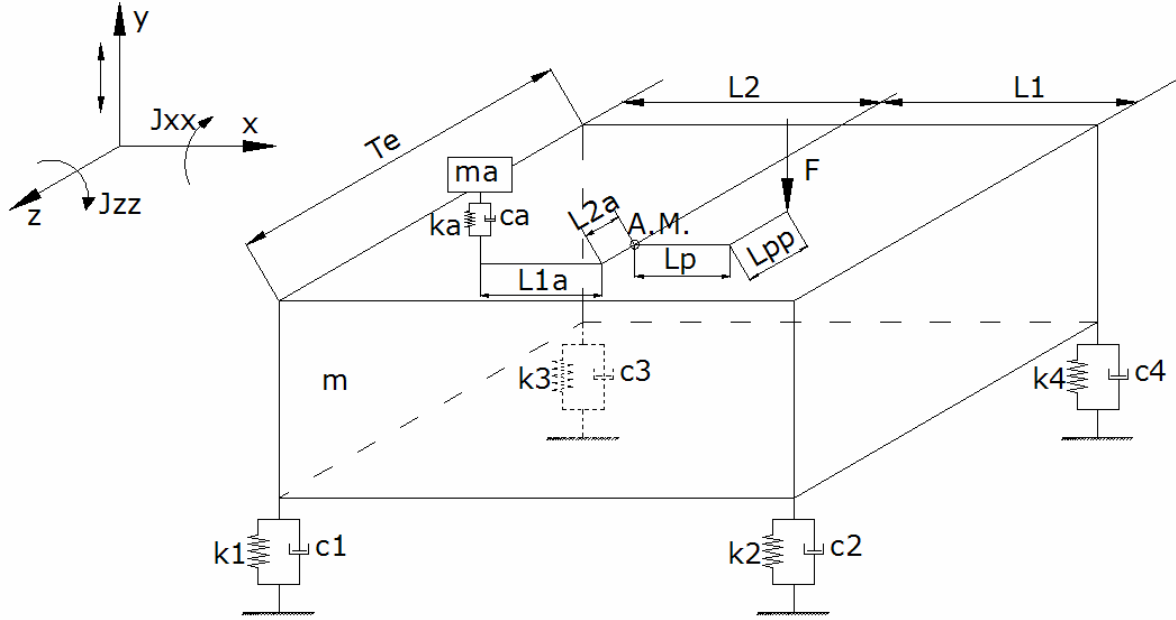
Şekil 10.17 Değişik sönüm değerleri için  $m$  ana kütleinin maksimum yalpalama hareketi cevaplarının değişimi ( $k = 100000 \text{ N / m}$ )



Şekil 10.18 Değişik sönüm değerleri için  $m$  ana kütleinin maksimum zemine etki eden kuvvet cevaplarının değişimi ( $k = 100000 \text{ N / m}$ )

## 11 DİNAMİK ABSORBERİN SİSTEME EKLENMESİ UYGULAMASI

Pres gövdesi ve dinamik absorber gövdesi rijit kabul edilmiştir. Sistemi tahrik eden  $F(t)$  kuvveti ise sistem ile  $90^\circ$  açı yaptığı kabul edilmiştir.



Şekil 11.1 Dinamik absorberin titreşim izolasyon sistemine eklenmesi

Sistemdeki kinetik, potansiyel ve sönümlenme enerjileri yazılırsa;

$$E_k = \frac{1}{2} m \dot{x}_1^2 + \frac{1}{2} J_{zz} \dot{\theta}_2^2 + \frac{1}{2} J_{xx} \dot{\theta}_3^2 + \frac{1}{2} m_a \dot{x}_a^2 \quad (11.1)$$

$$E_p = \frac{1}{2} k_1 \left( x_1 + L_2 \theta_2 - \frac{T_e}{2} \theta_3 \right)^2 + \frac{1}{2} k_2 \left( x_1 - L_1 \theta_2 - \frac{T_e}{2} \theta_3 \right)^2 + \frac{1}{2} k_3 \left( x_1 + L_2 \theta_2 + \frac{T_e}{2} \theta_3 \right)^2 + \frac{1}{2} k_4 \left( x_1 - L_1 \theta_2 + \frac{T_e}{2} \theta_3 \right)^2 + \frac{1}{2} k_a \left( x_a - (x_1 + L_{1a} \theta_2 + L_{2a} \theta_3) \right)^2 \quad (11.2)$$

$$E_D = \frac{1}{2} c_1 \left( \dot{x}_1 + L_2 \dot{\theta}_2 - \frac{T_e}{2} \dot{\theta}_3 \right)^2 + \frac{1}{2} c_2 \left( \dot{x}_1 - L_1 \dot{\theta}_2 - \frac{T_e}{2} \dot{\theta}_3 \right)^2 + \frac{1}{2} c_3 \left( \dot{x}_1 + L_2 \dot{\theta}_2 + \frac{T_e}{2} \dot{\theta}_3 \right)^2 + \frac{1}{2} c_4 \left( \dot{x}_1 - L_1 \dot{\theta}_2 + \frac{T_e}{2} \dot{\theta}_3 \right)^2 + \frac{1}{2} c_a \left( \dot{x}_a - (\dot{x}_1 + L_{1a} \dot{\theta}_2 + L_{2a} \dot{\theta}_3) \right)^2 \quad (11.3)$$

(11.1), (11.2), (11.3), no'lu denklemlerin genelleştirilmiş koordinatlara göre türevi alınacaktır.

Kinetik enerjiden elde edilecek ifadeler;

$$\frac{\partial E_k}{\partial x_1} = 0 \quad (11.4)$$

$$\frac{\partial E_k}{\partial \theta_2} = 0 \quad (11.5)$$

$$\frac{\partial E_k}{\partial \theta_3} = 0 \quad (11.6)$$

$$\frac{\partial E_k}{\partial x_a} = 0 \quad (11.7)$$

$$\frac{\partial E_k}{\partial \dot{x}_1} = m\dot{x}_1 \quad (11.8)$$

$$\frac{\partial E_k}{\partial \dot{\theta}_2} = J_{zz}\dot{\theta}_2 \quad (11.9)$$

$$\frac{\partial E_k}{\partial \dot{\theta}_3} = J_{xx}\dot{\theta}_3 \quad (11.10)$$

$$\frac{\partial E_k}{\partial \dot{x}_a} = m_a\dot{x}_a \quad (11.11)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_k}{\partial \dot{x}_1} \right) = m\ddot{x}_1 \quad (11.12)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_k}{\partial \dot{\theta}_2} \right) = J_{zz}\ddot{\theta}_2 \quad (11.13)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_k}{\partial \dot{\theta}_3} \right) = J_{xx}\ddot{\theta}_3 \quad (11.14)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_k}{\partial \dot{x}_a} \right) = m_a\ddot{x}_a \quad (11.15)$$

Potansiyel enerjiden elde edilecek ifadeler;

$$\begin{aligned} \frac{\partial E_p}{\partial x_1} = & k_1 \left( x_1 + L_2\theta_2 - \frac{T_e}{2}\theta_3 \right) + k_2 \left( x_1 - L_1\theta_2 - \frac{T_e}{2}\theta_3 \right) + k_3 \left( x_1 + L_2\theta_2 + \frac{T_e}{2}\theta_3 \right) + \\ & + k_4 \left( x_1 - L_1\theta_2 + \frac{T_e}{2}\theta_3 \right) - k_a \left( x_a - (x_1 + L_{1a}\theta_2 + L_{2a}\theta_3) \right) \end{aligned} \quad (11.16)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial E_p}{\partial \theta_2} = & k_1 L_2 \left( x_1 + L_2 \theta_2 - \frac{T_e}{2} \theta_3 \right) - k_2 L_1 \left( x_1 - L_1 \theta_2 - \frac{T_e}{2} \theta_3 \right) + k_3 L_2 \left( x_1 + L_2 \theta_2 + \frac{T_e}{2} \theta_3 \right) - \\ & - k_4 L_1 \left( x_1 - L_1 \theta_2 + \frac{T_e}{2} \theta_3 \right) - k_a L_{1a} \left( x_a - (x_1 + L_{1a} \theta_2 + L_{2a} \theta_3) \right) \end{aligned} \quad (11.17)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial E_p}{\partial \theta_3} = & -k_1 \frac{T_e}{2} \left( x_1 + L_2 \theta_2 - \frac{T_e}{2} \theta_3 \right) - k_2 \frac{T_e}{2} \left( x_1 - L_1 \theta_2 - \frac{T_e}{2} \theta_3 \right) + k_3 \frac{T_e}{2} \left( x_1 + L_2 \theta_2 + \frac{T_e}{2} \theta_3 \right) + \\ & + k_4 \frac{T_e}{2} \left( x_1 - L_1 \theta_2 + \frac{T_e}{2} \theta_3 \right) - k_a L_{2a} \left( x_a - (x_1 + L_{1a} \theta_2 + L_{2a} \theta_3) \right) \end{aligned} \quad (11.18)$$

$$\frac{\partial E_p}{\partial x_a} = k_a \left( x_a - (x_1 + L_{1a} \theta_2 + L_{2a} \theta_3) \right) \quad (11.19)$$

(11.16), (11.17), (11.18) ve (11.19) ifadelerinde  $x_1$ ,  $\theta_2$ ,  $\theta_3$  ve  $x_a$  parantezlerine alınıp denklemler yeniden düzenlenir ise;

$$\begin{aligned} \frac{\partial E_p}{\partial x_1} = & x_1 (k_1 + k_2 + k_3 + k_4 + k_a) + \theta_2 (k_1 L_2 - k_2 L_1 + k_3 L_2 - k_4 L_1 + k_a L_{1a}) + \\ & + \theta_3 \frac{T_e}{2} \left( -k_1 - k_2 + k_3 + k_4 + \frac{2L_{2a}}{T_e} k_a \right) + x_a (-k_a) \end{aligned} \quad (11.20)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial E_p}{\partial \theta_2} = & x_1 (k_1 L_2 - k_2 L_1 + k_3 L_2 - k_4 L_1 + k_a L_{1a}) + \theta_2 (k_1 L_2^2 + k_2 L_1^2 + k_3 L_2^2 + k_4 L_1^2 + k_a L_{1a}^2) + \\ & + \theta_3 \frac{T_e}{2} \left( -k_1 L_2 + k_2 L_1 + k_3 L_2 - k_4 L_1 + \frac{2L_{1a} L_{2a}}{T_e} k_a \right) + x_a (-k_a L_{1a}) \end{aligned} \quad (11.21)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial E_p}{\partial \theta_3} = & x_1 \frac{T_e}{2} \left( -k_1 - k_2 + k_3 + k_4 + \frac{2L_{2a}}{T_e} k_a \right) + \theta_2 \frac{T_e}{2} \left( k_1 L_2 + k_2 L_1 + k_3 L_2 - k_4 L_1 + \frac{2L_{1a} L_{2a}}{T_e} k_a \right) + \\ & + \theta_3 \frac{T_e^2}{4} \left( -k_1 - k_2 + k_3 + k_4 + k_a \frac{4L_{2a}^2}{T_e^2} \right) + x_a (-k_a L_{2a}) \end{aligned} \quad (11.22)$$

$$\frac{\partial E_p}{\partial x_a} = x_1(-k_a) + \theta_2(-k_a L_{1a}) + \theta_3(-k_a L_{2a}) + x_a(k_a) \quad (11.23)$$

Sönüm enerjisinden elde edilen ifadeler;

$$\begin{aligned} \frac{\partial E_D}{\partial \dot{x}_1} = & c_1 \left( \dot{x}_1 + L_2 \dot{\theta}_2 - \frac{T_e}{2} \dot{\theta}_3 \right) + c_2 \left( \dot{x}_1 - L_1 \dot{\theta}_2 - \frac{T_e}{2} \dot{\theta}_3 \right) + c_3 \left( \dot{x}_1 + L_2 \dot{\theta}_2 + \frac{T_e}{2} \dot{\theta}_3 \right) + \\ & + c_4 \left( \dot{x}_1 - L_1 \dot{\theta}_2 + \frac{T_e}{2} \dot{\theta}_3 \right) - c_a \left( \dot{x}_a - \left( \dot{x}_1 + L_{1a} \dot{\theta}_2 + L_{2a} \dot{\theta}_3 \right) \right) \end{aligned} \quad (11.24)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial E_D}{\partial \dot{\theta}_2} = & c_1 L_2 \left( \dot{x}_1 + L_2 \dot{\theta}_2 - \frac{T_e}{2} \dot{\theta}_3 \right) - c_2 L_1 \left( \dot{x}_1 - L_1 \dot{\theta}_2 - \frac{T_e}{2} \dot{\theta}_3 \right) + c_3 L_2 \left( \dot{x}_1 + L_2 \dot{\theta}_2 + \frac{T_e}{2} \dot{\theta}_3 \right) - \\ & - c_4 L_1 \left( \dot{x}_1 - L_1 \dot{\theta}_2 + \frac{T_e}{2} \dot{\theta}_3 \right) - c_a L_{1a} \left( \dot{x}_a - \left( \dot{x}_1 + L_{1a} \dot{\theta}_2 + L_{2a} \dot{\theta}_3 \right) \right) \end{aligned} \quad (11.25)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial E_D}{\partial \dot{\theta}_3} = & -c_1 \frac{T_e}{2} \left( \dot{x}_1 + L_2 \dot{\theta}_2 - \frac{T_e}{2} \dot{\theta}_3 \right) - c_2 \frac{T_e}{2} \left( \dot{x}_1 - L_1 \dot{\theta}_2 - \frac{T_e}{2} \dot{\theta}_3 \right) + c_3 \frac{T_e}{2} \left( \dot{x}_1 + L_2 \dot{\theta}_2 + \frac{T_e}{2} \dot{\theta}_3 \right) + \\ & + c_4 \frac{T_e}{2} \left( \dot{x}_1 - L_1 \dot{\theta}_2 + \frac{T_e}{2} \dot{\theta}_3 \right) - c_a L_{2a} \left( \dot{x}_a - \left( \dot{x}_1 + L_{1a} \dot{\theta}_2 + L_{2a} \dot{\theta}_3 \right) \right) \end{aligned} \quad (11.26)$$

$$\frac{\partial E_D}{\partial x_a} = c_a \left( \dot{x}_a - \left( \dot{x}_1 + L_{1a} \dot{\theta}_2 + L_{2a} \dot{\theta}_3 \right) \right) \quad (11.27)$$

(11.24), (11.25), (11.26) ve (11.27) ifadelerinde  $x_1$ ,  $\theta_2, \theta_3$  ve  $x_a$  parantezlerine alınıp denklemler yeniden düzenlenir ise;

$$\begin{aligned} \frac{\partial E_D}{\partial \dot{x}_1} = & \dot{x}_1 (c_1 + c_2 + c_3 + c_4 + c_a) + \dot{\theta}_2 (c_1 L_2 - c_2 L_1 + c_3 L_2 - c_4 L_1 + c_a L_{1a}) + \\ & + \dot{\theta}_3 \frac{T_e}{2} \left( -c_1 - c_2 + c_3 + c_4 + c_a \frac{2L_{1a}}{T_e} \right) + x_a (-c_a) \end{aligned} \quad (11.28)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial E_D}{\partial \dot{\theta}_2} = & \dot{x}_1 (c_1 L_2 - c_2 L_1 + c_3 L_2 - c_4 L_1 + c_a L_{1a}) + \dot{\theta}_2 (c_1 L_2^2 + c_2 L_1^2 + c_3 L_2^2 + c_4 L_1^2 + c_a L_{1a}^2) + \\ & + \dot{\theta}_3 \frac{T_e}{2} \left( -c_1 L_2 + c_2 L_1 + c_3 L_2 - c_4 L_1 + c_a \frac{2L_{1a} L_{2a}}{T_e} \right) + x_a (-c_a L_{1a}) \end{aligned} \quad (11.29)$$

$$\begin{aligned}
\frac{\partial E_D}{\partial \dot{\theta}_3} &= \dot{x}_1 \frac{T_e}{2} \left( -c_1 - c_2 + c_3 + c_4 + c_a \frac{2L_{2a}}{T_e} \right) + \dot{\theta}_2 \frac{T_e}{2} \left( -c_1 L_2 + c_2 L_1 + c_3 L_2 - c_4 L_1 + c_a \frac{2L_{1a} L_{2a}}{T_e} \right) + \\
&+ \dot{\theta}_3 \frac{T_e^2}{4} \left( c_1 + c_2 + c_3 + c_4 + c_a \frac{4L_{2a}^2}{T_e^2} \right) + \dot{x}_a (-c_a L_{2a}) \quad (11.30)
\end{aligned}$$

$$\frac{\partial E_D}{\partial x_a} = \dot{x}_1 (-c_a) + \dot{\theta}_2 (-c_a L_{1a}) + \dot{\theta}_3 (-c_a L_{2a}) + \dot{x}_a (c_a) \quad (11.31)$$

### 11.1 Durum Uzayı İle Yapılan Analiz

Yukarıda bulunan denklemleri durum uzay (state-space) sisteminde yazıp sistemi MATLAB tabanında analiz edilecektir.

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F$$

$$\dot{x} = AAx + BBu$$

$$y = CCx + DDu$$

Burada A, B, C, D, matrislerinin elde edilmeleri gerekir. Sistemde gürültü sıfır kabul edildiği için D=0 alınacaktır.

$$x = \begin{bmatrix} x \\ \theta_2 \\ \theta_3 \\ x_a \\ \dot{x} \\ \dot{\theta}_2 \\ \dot{\theta}_3 \\ \dot{x}_a \end{bmatrix} \quad u = F(t)$$

$$x_2 = \dot{x}_1 \quad \theta_4 = \dot{\theta}_2 \quad \theta_5 = \dot{\theta}_3 \quad x_3 = \dot{x}_a$$

$$d_1 = \frac{1}{m} \quad d_2 = \frac{1}{J_{zz}} \quad d_3 = \frac{1}{J_{xx}} \quad d_4 = \frac{1}{m_a}$$

$$\dot{x}_1 = \frac{1}{m} \begin{bmatrix} -(k_1 + k_2 + k_3 + k_4 + k_a)x - (k_1L_2 - k_2L_1 + k_3L_2 - k_4L_1 + k_aL_{1a})\theta_2 - \\ \left(-k_1 - k_2 + k_3 + k_4 + k_a \frac{2L_{2a}}{T_e}\right) \frac{T_e}{2} \theta_3 - (-k_a)x_a - (c_1 + c_2 + c_3 + c_4 + c_a)\dot{x} - \\ -(c_1L_2 - c_2L_1 + c_3L_2 - c_4L_1 + c_aL_{1a})\dot{\theta}_2 - \left(-c_1 - c_2 + c_3 + c_4 + c_a \frac{2L_{2a}}{T_e}\right) \frac{T_e}{2} \dot{\theta}_3 - \\ -(-c_a)\dot{x}_a + F(t) \end{bmatrix} \quad (11.32)$$

$$\dot{\theta}_4 = \frac{1}{J_{ZZ}} \left[ \begin{aligned} & -(k_1 L_2 - k_2 L_1 + k_3 L_2 - k_4 L_1 + k_a L_{1a}) x - (k_1 L_2^2 + k_2 L_1^2 + k_3 L_2^2 + k_4 L_1^2 + k_a L_{1a}^2) \theta_2 - \\ & - \left( -k_1 L_2 + k_2 L_1 + k_3 L_2 - k_4 L_1 + \frac{2L_{1a} L_{2a}}{T_e} k_a \right) \frac{T_e}{2} \theta_3 - (-k_a L_{1a}) x_a - \\ & - (c_1 L_2 - c_2 L_1 + c_3 L_2 - c_4 L_1 + c_a L_{1a}) \dot{x} - (c_1 L_2^2 + c_2 L_1^2 + c_3 L_2^2 + c_4 L_1^2 + c_a L_{1a}^2) \dot{\theta}_2 - \\ & - \left( -c_1 L_2 + c_2 L_1 + c_3 L_2 - c_4 L_1 + c_a \frac{2L_{1a} L_{2a}}{T_e} \right) \frac{T_e}{2} \dot{\theta}_3 - (-c_a L_{1a}) \dot{x}_a + F(t) \times L_p \end{aligned} \right] \quad (11.33)$$

$$\dot{\theta}_5 = \frac{1}{J_{XX}} \left[ \begin{aligned} & - \left( -k_1 - k_2 + k_3 + k_4 + \frac{2L_{2a}}{T_e} k_a \right) \frac{T_e}{2} x - \left( k_1 L_2 + k_2 L_1 + k_3 L_2 - k_4 L_1 + \frac{2L_{1a} L_{2a}}{T_e} k_a \right) \frac{T_e}{2} \theta_2 - \\ & - \left( -k_1 - k_2 + k_3 + k_4 + k_a \frac{4L_{2a}^2}{T_e^2} \right) \frac{T_e^2}{4} \theta_3 - (-k_a L_{2a}) x_a - \\ & - \left( -c_1 - c_2 + c_3 + c_4 + c_a \frac{2L_{2a}}{T_e} \right) \frac{T_e}{2} \dot{x} - \left( -c_1 L_2 + c_2 L_1 + c_3 L_2 - c_4 L_1 + c_a \frac{2L_{1a} L_{2a}}{T_e} \right) \frac{T_e}{2} \dot{\theta}_2 - \\ & - \left( c_1 + c_2 + c_3 + c_4 + c_a \frac{4L_{2a}^2}{T_e^2} \right) \frac{T_e^2}{4} \dot{\theta}_3 - (-c_a L_{2a}) \dot{x}_a + F(t) \times L_{pp} \end{aligned} \right] \quad (11.34)$$

$$\dot{x}_a = \frac{1}{m_a} \left[ \begin{aligned} & -(-k_a) x - (-k_a L_{1a}) \theta_2 - (-k_a L_{2a}) \theta_3 - (k_a) x_a \\ & -(-c_a) \dot{x} - (-c_a L_{1a}) \dot{\theta}_2 - (-c_a L_{2a}) \dot{\theta}_3 - (c_a) \dot{x}_a \end{aligned} \right] \quad (11.35)$$

$$\begin{aligned}
AA = & \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -d_1(k_1 + k_2 + k_3 + k_4 + k_a) & -d_1(k_1 L_2 - k_2 L_1 + k_3 L_2 - k_4 L_1 + k_a L_{1a}) & -d_1\left(-k_1 - k_2 + k_3 + k_4 + k_a \frac{2L_{2a}}{T_e}\right) \frac{T_e}{2} & -d_1(-k_a) & 0 \\ -d_2(k_1 L_2 - k_2 L_1 + k_3 L_2 - k_4 L_1 + k_a L_{1a}) & -d_2(k_1 L_2^2 + k_2 L_1^2 + k_3 L_2^2 + k_4 L_1^2 + k_a L_{1a}^2) & -d_2\left(-k_1 L_2 + k_2 L_1 + k_3 L_2 - k_4 L_1 + \frac{2L_{1a} L_{2a}}{T_e} k_a\right) & -d_2(-k_a L_{1a}) & 0 \\ -d_3\left(-k_1 - k_2 + k_3 + k_4 + \frac{2L_{2a}}{T_e} k_a\right) \frac{T_e}{2} & -d_3\left(k_1 L_2 + k_2 L_1 + k_3 L_2 - k_4 L_1 + \frac{2L_{1a} L_{2a}}{T_e} k_a\right) \frac{T_e}{2} & -d_3\left(-k_1 - k_2 + k_3 + k_4 + k_a \frac{4L_{2a}^2}{T_e^2}\right) \frac{T_e^2}{4} & -d_3(-k_a L_{2a}) & 0 \\ -d_4(-k_a) & -d_4(-k_a L_{1a}) & -d_4(-k_a L_{2a}) & -d_4(k_a) & 0 \end{bmatrix} \\
& \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ -d_1(c_1 + c_2 + c_3 + c_4 + c_a) & -d_1(c_1 L_2 - c_2 L_1 + c_3 L_2 - c_4 L_1 + c_a L_{1a}) & -d_1\left(-c_1 - c_2 + c_3 + c_4 + c_a \frac{2L_{2a}}{T_e}\right) \frac{T_e}{2} & -d_1(-c_a) & 0 \\ -d_2(c_1 L_2 - c_2 L_1 + c_3 L_2 - c_4 L_1 + c_a L_{1a}) & -d_2(c_1 L_2^2 + c_2 L_1^2 + c_3 L_2^2 + c_4 L_1^2 + c_a L_{1a}^2) & -d_2\left(-c_1 L_2 + c_2 L_1 + c_3 L_2 - c_4 L_1 + c_a \frac{2L_{1a} L_{2a}}{T_e}\right) \frac{T_e}{2} & -d_2(-c_a L_{1a}) & 0 \\ -d_3\left(-c_1 - c_2 + c_3 + c_4 + c_a \frac{2L_{2a}}{T_e}\right) \frac{T_e}{2} & -d_3\left(-c_1 L_2 + c_2 L_1 + c_3 L_2 - c_4 L_1 + c_a \frac{2L_{1a} L_{2a}}{T_e}\right) \frac{T_e}{2} & -d_3\left(-c_1 + c_2 + c_3 + c_4 + c_a \frac{4L_{2a}^2}{T_e^2}\right) \frac{T_e^2}{4} & -d_3(-c_a L_{2a}) & 0 \\ -d_4(-c_a) & -d_4(-c_a L_{1a}) & -d_4(-c_a L_{2a}) & -d_4(c_a) & 1 \end{bmatrix}
\end{aligned}$$

$$BB = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1/m \\ L_p / J_{ZZ} \\ L_{pp} / J_{XX} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (11.37)$$

$$CC = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (11.38)$$

Bütün değerleri kontrol etmek amacıyla  $CC$  matrisi  $8 \times 8$  birim matrisi seilmiştir. Spesifik olarak inceleme yapılırsa bu matris küçültülebilir.

## 11.2 Frekans Analizi

$$[M]\ddot{x} + [C]\dot{x} + [K]x = [F] \quad (10.31)$$

$$[x] = \begin{bmatrix} x_1 \\ \theta_2 \\ \theta_3 \\ x_a \end{bmatrix} \quad [\dot{x}] = \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{\theta}_2 \\ \dot{\theta}_3 \\ \dot{x}_a \end{bmatrix} \quad [\ddot{x}] = \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{\theta}_2 \\ \ddot{\theta}_3 \\ \ddot{x}_a \end{bmatrix} \quad (11.39)$$

Daha önce elde ettiğimiz denklemlerin çözümleri ile aşağıdaki matrisler elde edilir.

$$[M] = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_{ZZ} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_{XX} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_a \end{bmatrix} \quad (11.40)$$

$$K = \begin{bmatrix} K_{1,1} & K_{1,2} & K_{1,3} & K_{1,4} \\ K_{2,1} & K_{2,2} & K_{2,3} & K_{2,4} \\ K_{3,1} & K_{3,2} & K_{3,3} & K_{3,4} \\ K_{4,1} & K_{4,2} & K_{4,2} & K_{4,4} \end{bmatrix} \quad (11.41)$$

$$K_{1,1} = k_1 + k_2 + k_3 + k_4 + k_a \quad (11.42)$$

$$K_{1,2} = k_1L_2 - k_2L_1 + k_3L_2 - k_4L_1 + k_aL_{1a} \quad (11.43)$$

$$K_{1,3} = \frac{T_e}{2} \left( -k_1 - k_2 + k_3 + k_4 + k_a \frac{2L_{2a}}{T_e} \right) \quad (11.44)$$

$$K_{1,4} = -k_a \quad (11.45)$$

$$K_{2,1} = k_1L_2 - k_2L_1 + k_3L_2 - k_4L_1 + k_aL_{1a} \quad (11.46)$$

$$K_{2,2} = k_1L_2^2 + k_2L_1^2 + k_3L_2^2 + k_4L_1^2 + k_aL_{1a}^2 \quad (11.47)$$

$$K_{2,3} = \frac{T_e}{2} \left( -k_1L_2 + k_2L_1 + k_3L_2 - k_4L_1 + k_a \frac{2L_{1a}L_{2a}}{T_e} \right) \quad (11.48)$$

$$K_{2,4} = -k_aL_{1a} \quad (11.49)$$

$$K_{3,1} = \frac{T_e}{2} \left( -k_1 - k_2 + k_3 + k_4 + k_a \frac{2L_{2a}}{T_e} \right) \quad (11.50)$$

$$K_{3,2} = \frac{T_e}{2} \left( -k_1L_2 + k_2L_1 + k_3L_2 - k_4L_1 + k_a \frac{2L_{1a}L_{2a}}{T_e} \right) \quad (11.51)$$

$$K_{3,3} = \frac{T_e^2}{4} \left( k_1 + k_2 + k_3 + k_4 + k_a \frac{4L_{2a}^2}{T_e^2} \right) \quad (11.52)$$

$$K_{3,4} = -k_aL_{2a} \quad (11.53)$$

$$K_{4,1} = -k_a \quad (11.54)$$

$$K_{4,2} = -k_aL_{1a} \quad (11.55)$$

$$K_{4,3} = -k_aL_{2a} \quad (11.56)$$

$$K_{4,4} = k_a \quad (11.57)$$

$$C = \begin{bmatrix} C_{1,1} & C_{1,2} & C_{1,3} & C_{1,4} \\ C_{2,1} & C_{2,2} & C_{2,3} & C_{2,4} \\ C_{3,1} & C_{3,2} & C_{3,3} & C_{3,4} \\ C_{4,1} & C_{4,2} & C_{4,2} & C_{4,4} \end{bmatrix} \quad (11.58)$$

$$C_{1,1} = c_1 + c_2 + c_3 + c_4 + c_a \quad (11.59)$$

$$C_{1,2} = c_1L_2 - c_2L_1 + c_3L_2 - c_4L_1 + c_aL_{1a} \quad (11.60)$$

$$C_{1,3} = \frac{T_e}{2} \left( -c_1 - c_2 + c_3 + c_4 + c_a \frac{2L_{2a}}{T_e} \right) \quad (11.61)$$

$$C_{1,4} = -c_a \quad (11.62)$$

$$C_{2,1} = c_1L_2 - c_2L_1 + c_3L_2 - c_4L_1 + c_aL_{1a} \quad (11.63)$$

$$C_{2,2} = c_1L_2^2 + c_2L_1^2 + c_3L_2^2 + c_4L_1^2 + c_aL_{1a}^2 \quad (11.64)$$

$$C_{2,3} = \frac{T_e}{2} \left( -c_1L_2 + c_2L_1 + c_3L_2 - c_4L_1 + c_a \frac{2L_{1a}L_{2a}}{T_e} \right) \quad (11.65)$$

$$C_{2,4} = -c_a L_{1a} \quad (11.66)$$

$$C_{3,1} = \frac{T_e}{2} \left( -c_1 - c_2 + c_3 + c_4 + c_a \frac{2L_{2a}}{T_e} \right) \quad (11.67)$$

$$C_{3,2} = \frac{T_e}{2} \left( -c_1 L_2 + c_2 L_1 + c_3 L_2 - c_4 L_1 + c_a \frac{2L_{1a} L_{2a}}{T_e} \right) \quad (11.68)$$

$$C_{3,3} = \frac{T_e^2}{4} \left( c_1 + c_2 + c_3 + c_4 + c_a \frac{4L_{2a}^2}{T_e^2} \right) \quad (11.69)$$

$$C_{3,4} = -c_a L_{2a} \quad (11.70)$$

$$C_{4,1} = -c_a \quad (11.71)$$

$$C_{4,2} = -c_a L_{1a} \quad (11.72)$$

$$C_{4,3} = -c_a L_{2a} \quad (11.73)$$

$$C_{4,4} = c_a \quad (11.74)$$

Sistemin frekans domaininde analiz yapılırken tahrik fonksiyonu aşağıdaki gibi alınmıştır.

$$[F] = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ f \\ f \times L_p \\ f \times L_{pp} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (11.75)$$

X hareket fonksiyonunu ise;

$$x_i = X_{is} \sin(\omega t) + X_{ic} \cos(\omega t) \quad (11.76)$$

şeklinde ifade edilmiştir.

(11.31) no'lu denklem uygun formlarda denklemlerde yerine yazılıp düzenlemeler yapılırsa;

$$X = [Y]^{-1} F \quad (11.77)$$

şeklinde çözüm elde edilir.

$$[Y] = \begin{bmatrix} -\omega^2 [M] + [K] & -\omega [C] \\ \omega [C] & -\omega^2 [M] + [K] \end{bmatrix} \quad (11.78)$$

$x_i$  genlikleri aşağıda formda elde edilir.

$$X_i = \begin{bmatrix} X_{is} \\ X_{ic} \end{bmatrix} \quad (11.79)$$

Elde edilen  $x_{is}$  ve  $x_{ic}$  değerlerinden her frekans değeri için maksimum yer değiştirme

$$X = \sqrt{X_{is}^2 + X_{ic}^2} \quad (11.80)$$

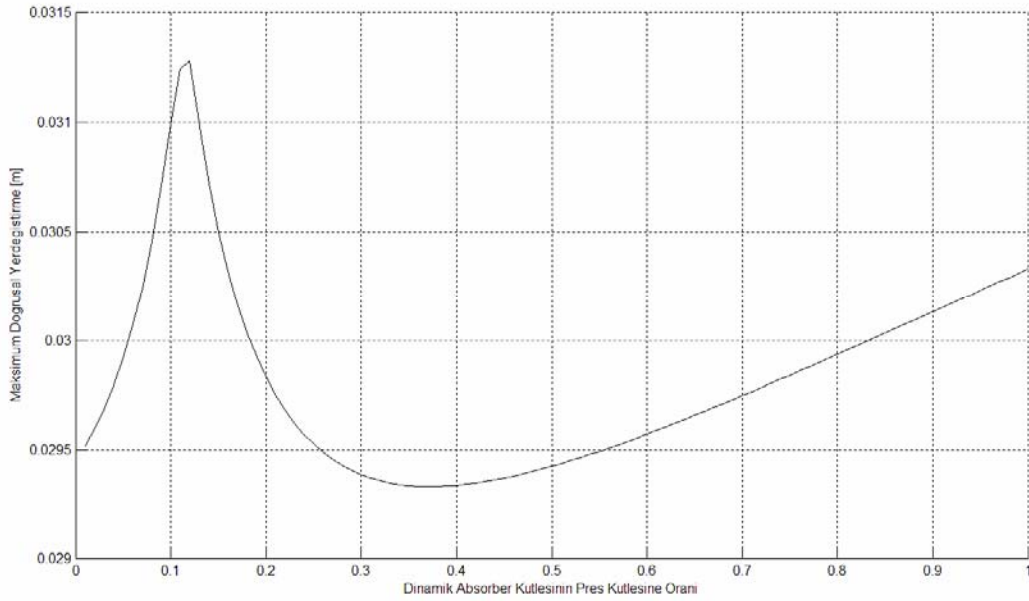
olarak elde edilir.

### 11.3 Sayısal Sonuçlar

Bir eksantrik prese ait özellikler pres imalatçısı firmadan alındı. Alınan değerler kullanılarak yukarıda çıkarılan denklemlerde yerlerine konularak sistemin davranışı incelenmiştir. Aşağıda sistem hakkında bilinen değerler listelenmiştir.

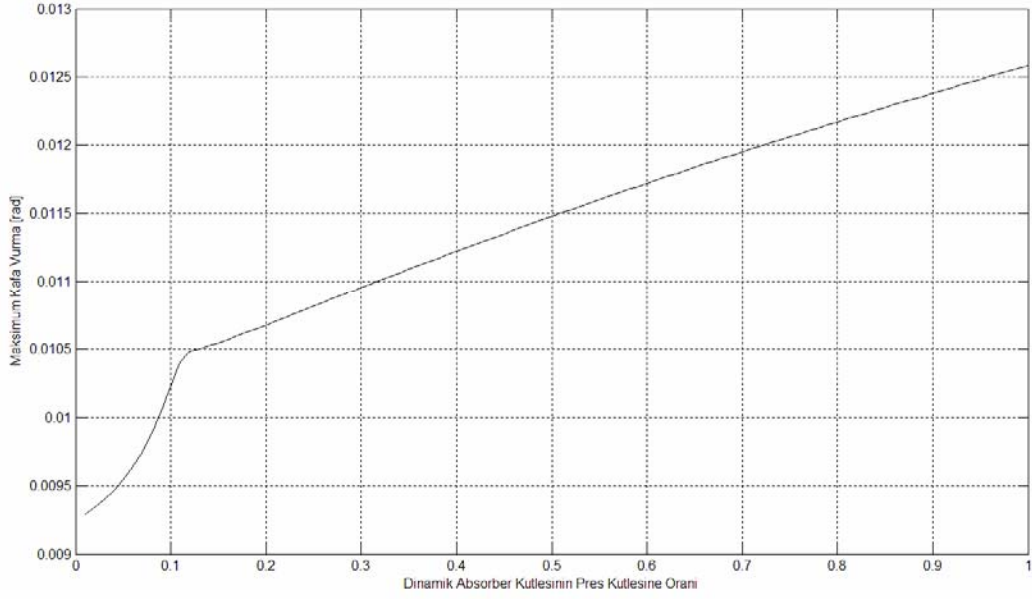
$$\begin{array}{lll}
 m = 700 \text{ kg} & J_{XX} = 56.92 \text{ kgm}^2 & J_{ZZ} = 33.70 \text{ kgm}^2 \\
 F = 98100 \text{ N} & k_1 = k_2 = k_3 = k_4 = 100000 \text{ N/m} & c_1 = c_2 = c_3 = c_4 = 2000 \text{ Ns/m} \\
 L_1 = 0.375 \text{ m} & L_2 = 0.375 \text{ m} & T_e = 0.98 \text{ m} \\
 L_p = 0.05 \text{ m} & L_{pp} = 0.10 \text{ m} & 
 \end{array}$$

Bu sistemde  $m_a$ ,  $L_{1a}$ ,  $L_{2a}$ ,  $k_a$  ve  $c_a$  değerlerinin değişimlerinin sisteme etkileri incelenecektir. Frekans analizi yapılarak aşağıdaki şekiller elde edilir



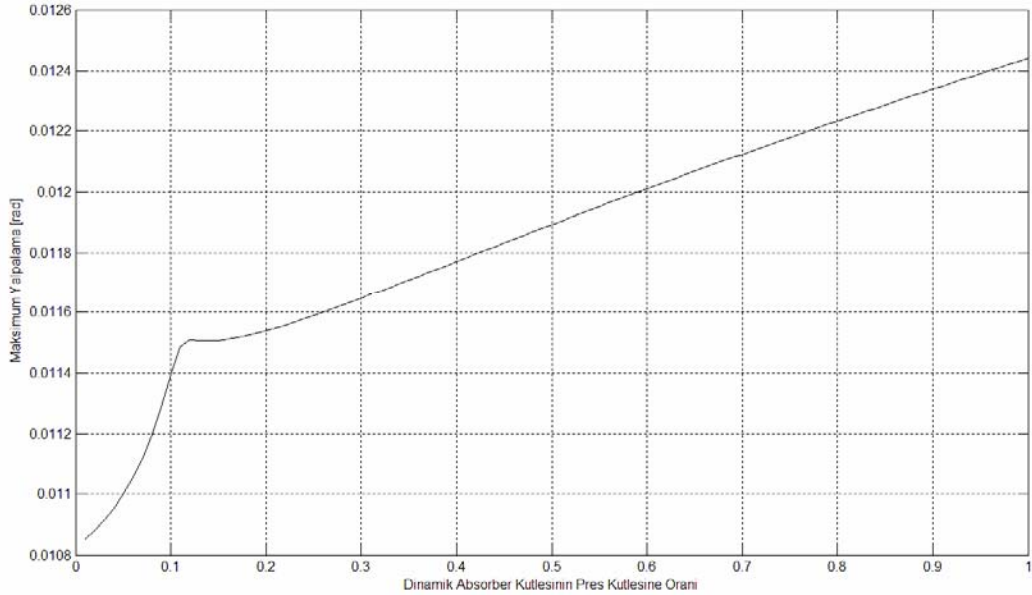
Şekil 11.2 Değişik dinamik absorber kütlesinin  $m$  ana kütlesine oranları ile  $m$  ana kütlesinin maksimum doğrusal yer değiştirme cevaplarının değişimi

$$(L_{1a} = 0,1 L_1, L_{2a} = 0,1 T_e, k_a = k/10, c_a = c/10)$$



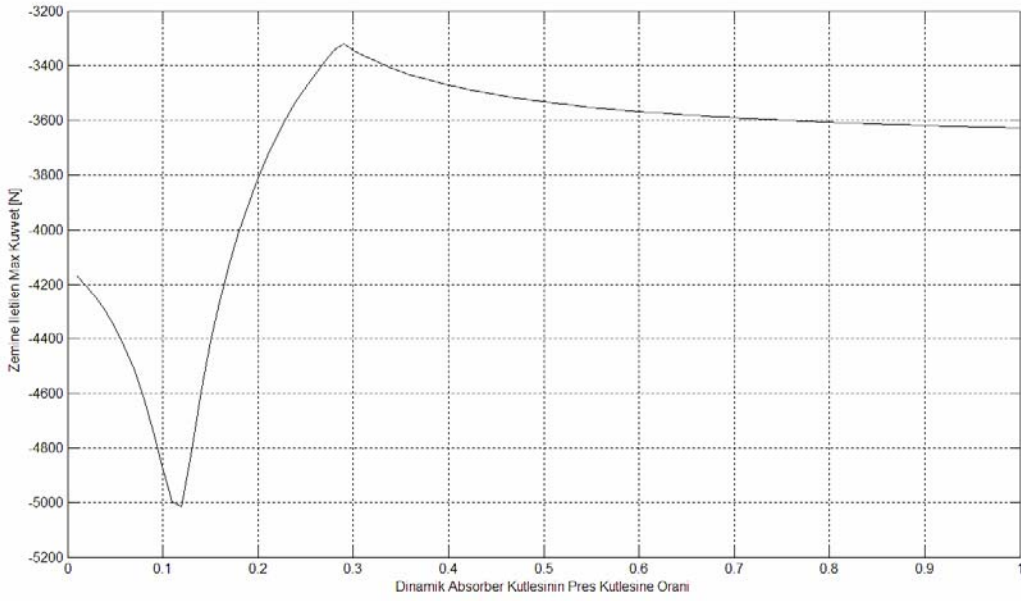
Şekil 11.3 Değişik dinamik absorber kütlesinin m ana kütlesine oranları ile m ana kütlesinin maksimum kafa vurma hareketi cevaplarının değişimi

$$(L_{1a} = 0,1 L_1, L_{2a} = 0,1 T_e, k_a = k / 10, c_a = c / 10)$$



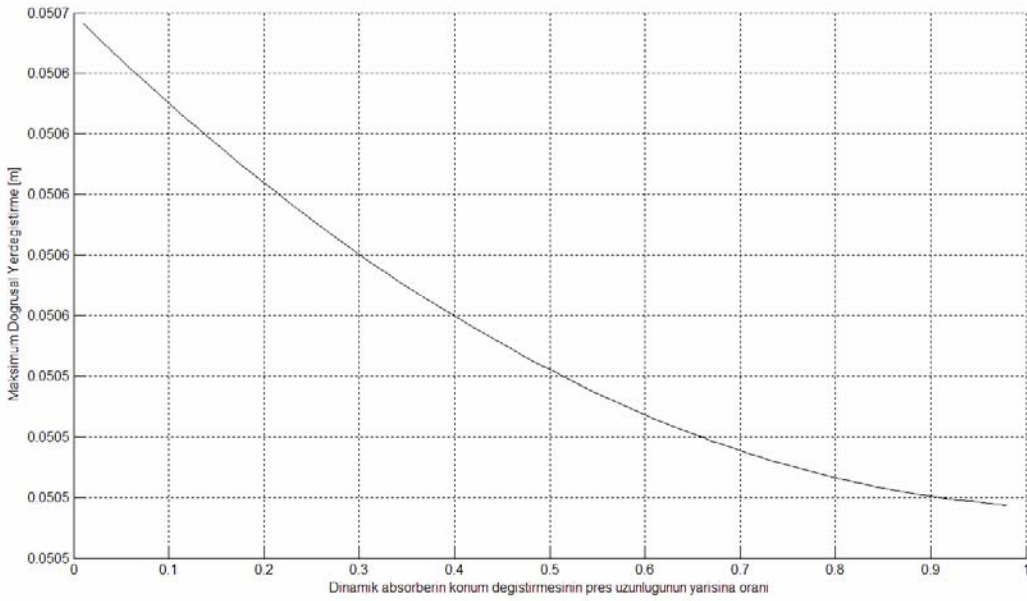
Şekil 11.4 Değişik dinamik absorber kütlesinin m ana kütlesine oranları ile m ana kütlesinin maksimum yalpalama hareketi cevaplarının değişimi

$$(L_{1a} = 0,1 L_1, L_{2a} = 0,1 T_e, k_a = k / 10, c_a = c / 10)$$



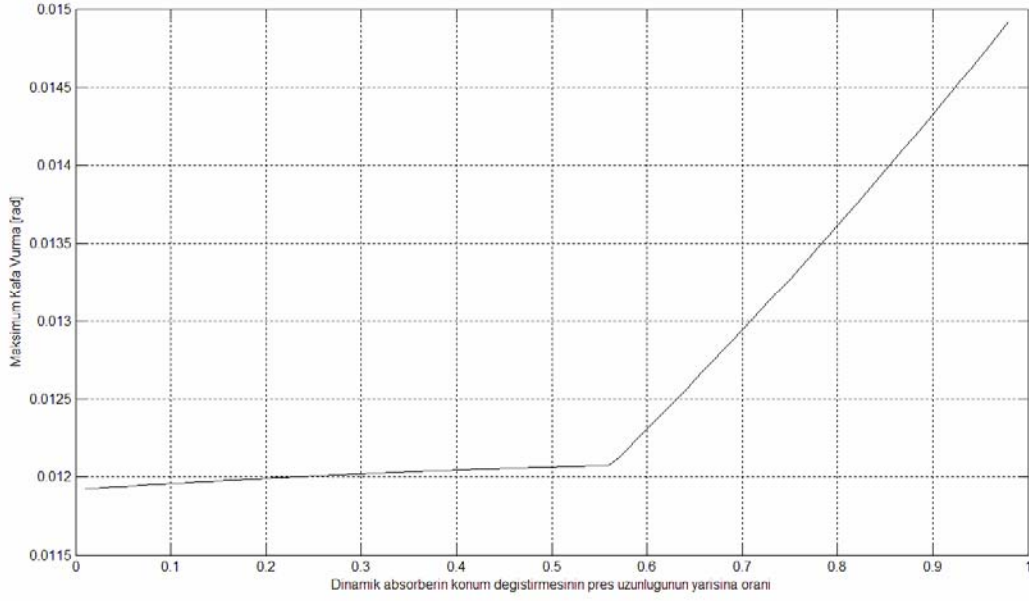
Şekil 11.5 Değişik dinamik absorber kütle oranları ile m ana kütle zemine etki eden maksimum kuvvet cevaplarının değişimi

$$(L_{1a} = 0,1 L_1, L_{2a} = 0,1 T_e, k_a = k/10, c_a = c/10)$$



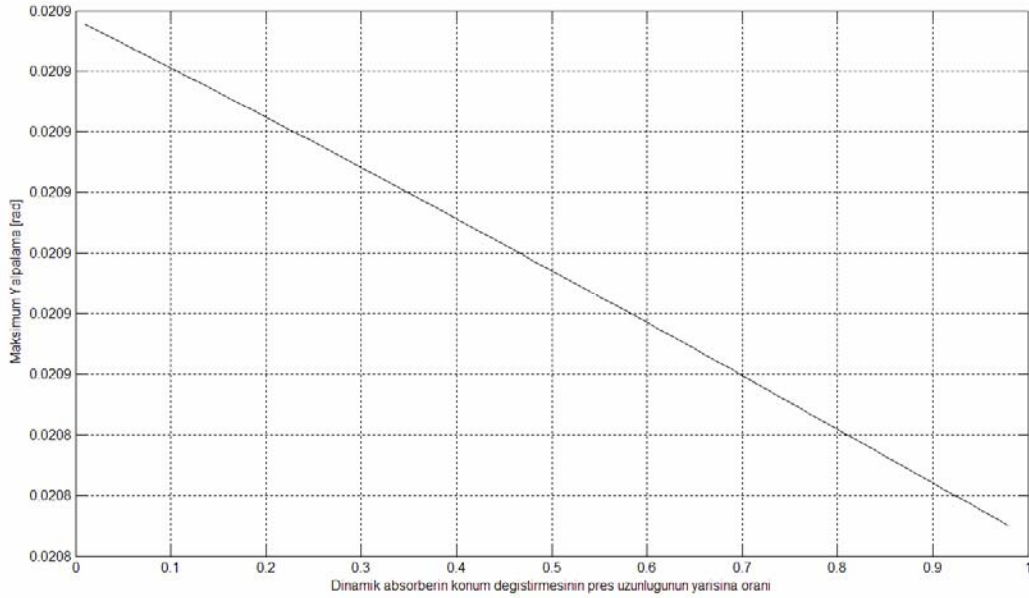
Şekil 11.6 Değişik dinamik absorber konumlarının (x eksen) pres uzunluğuna oranları ile m ana kütle maksimum doğrusal yer değiştirme cevaplarının değişimi

$$(m_a = m/10, L_{2a} = 0,1 T_e, k_a = k/10, c_a = c/10)$$



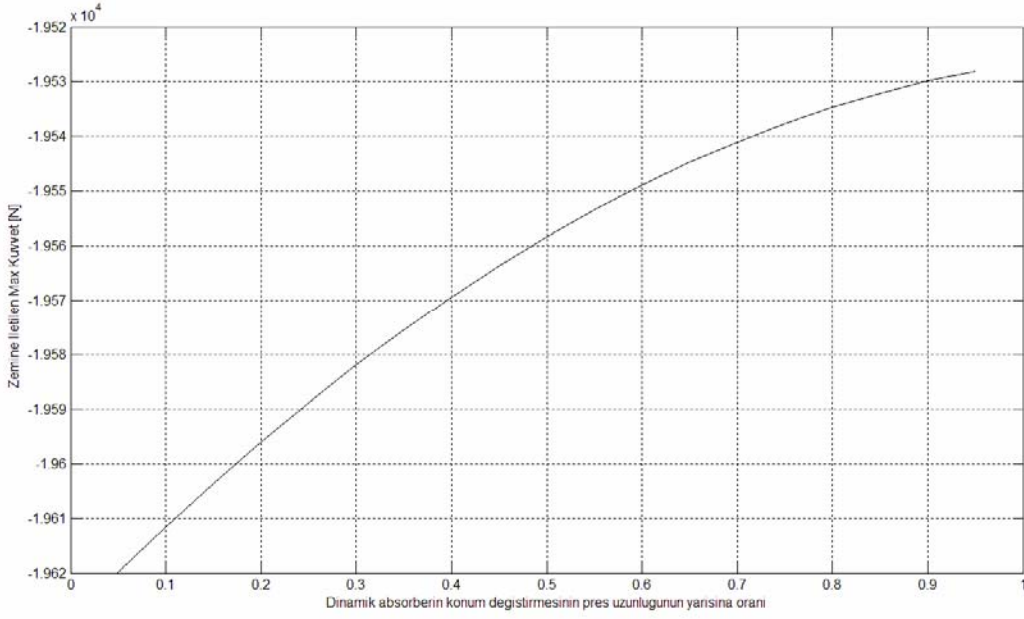
Şekil 12.7 Değişik dinamik absorber konumlarının (x eksenı) pres uzunluğuna oranları ile ana kütlesinin maksimum kafa vurma hareketi cevaplarının değişimi

$$(m_a = m/10, L_{2a} = 0,1T_e, k_a = k/10, c_a = c/10)$$



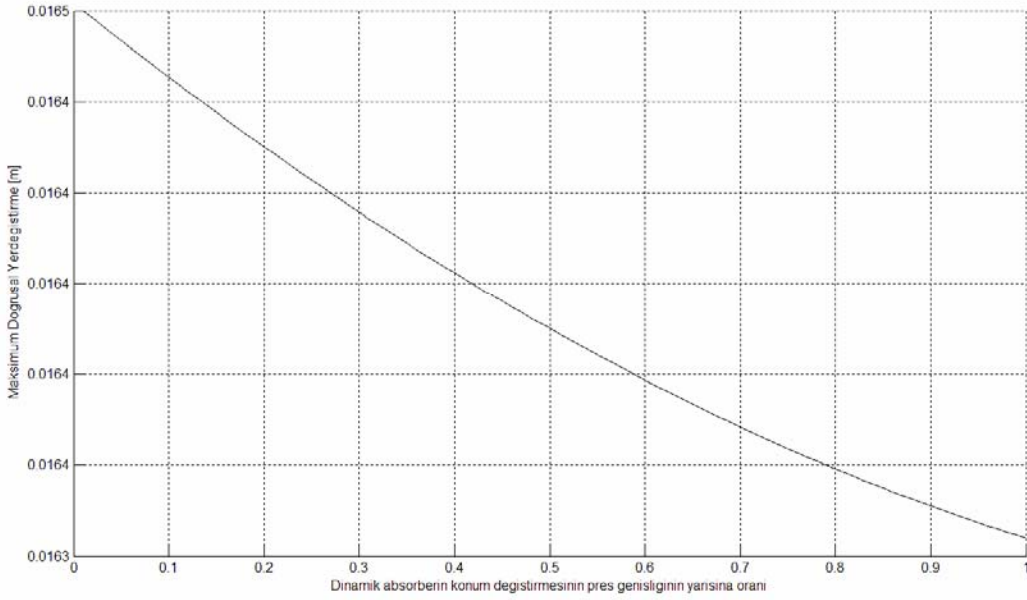
Şekil 11.8 Değişik dinamik absorber konumlarının (x eksenı) pres uzunluğuna oranları ile ana kütlesinin maksimum yalpalama hareketi cevaplarının değişimi

$$(m_a = m/10, L_{2a} = 0,1T_e, k_a = k/10, c_a = c/10)$$



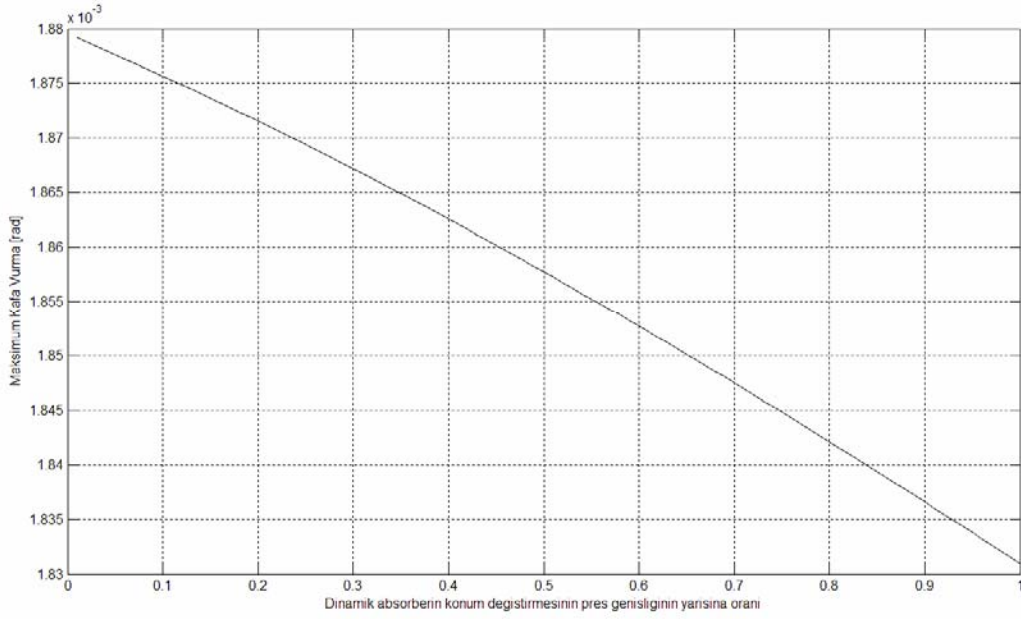
Şekil 12.9 Değişik dinamik absorber konumlarının (x eksen) pres uzunluğuna oranları ile ana kütle için maksimum kuvvet cevaplarının değişimi

$$(m_a = m/10, L_{2a} = 0,1 T_e, k_a = k/10, c_a = c/10)$$



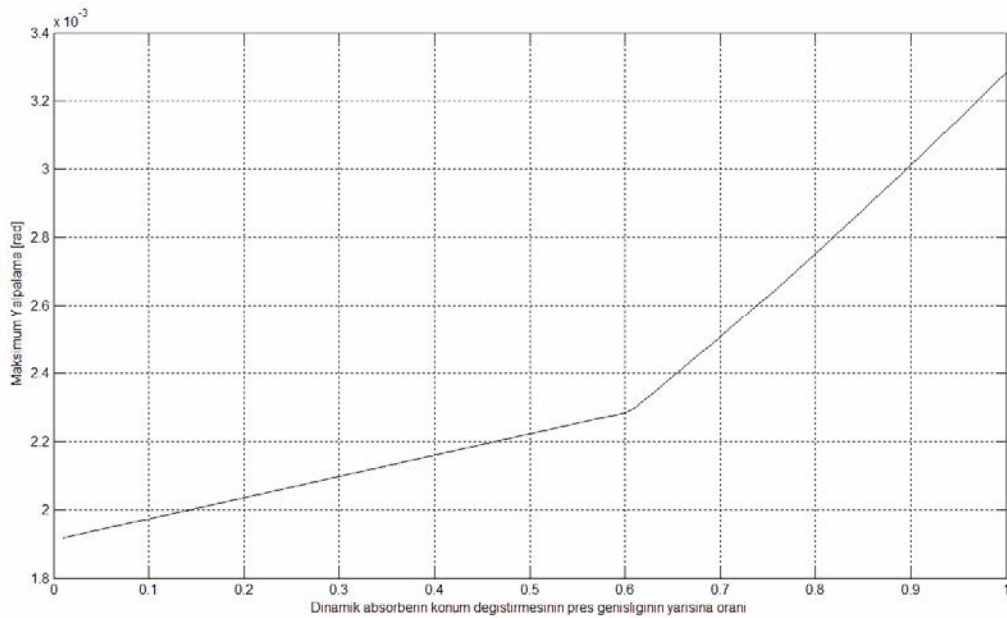
Şekil 11.10 Değişik dinamik absorber konumlarının (z eksen) pres genişliğine oranları ile ana kütle için maksimum doğrusal yer değiştirme cevaplarının değişimi

$$(m_a = m/10, L_{1a} = 0,1 L_1, k_a = k/10, c_a = c/10)$$



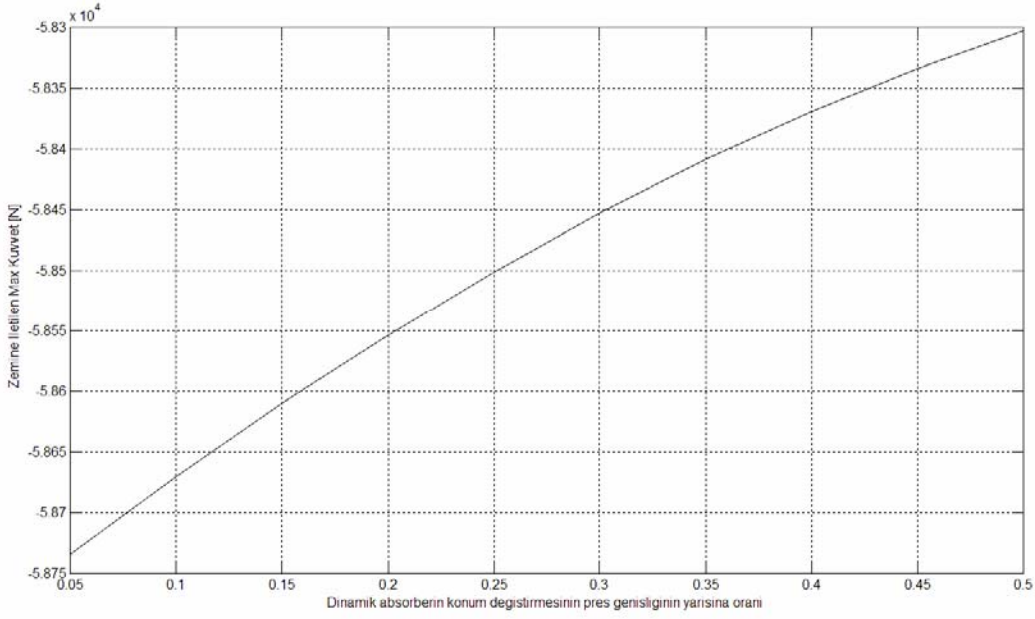
Şekil 11.11 Değişik dinamik absorber konumlarının (z eksenı) pres genişliğine oranları ile ana kütlesinin maksimum kafa vurma hareketi cevaplarının değişimi

$$(m_a = m/10, L_{1a} = 0,1 L_1, k_a = k/10, c_a = c/10)$$



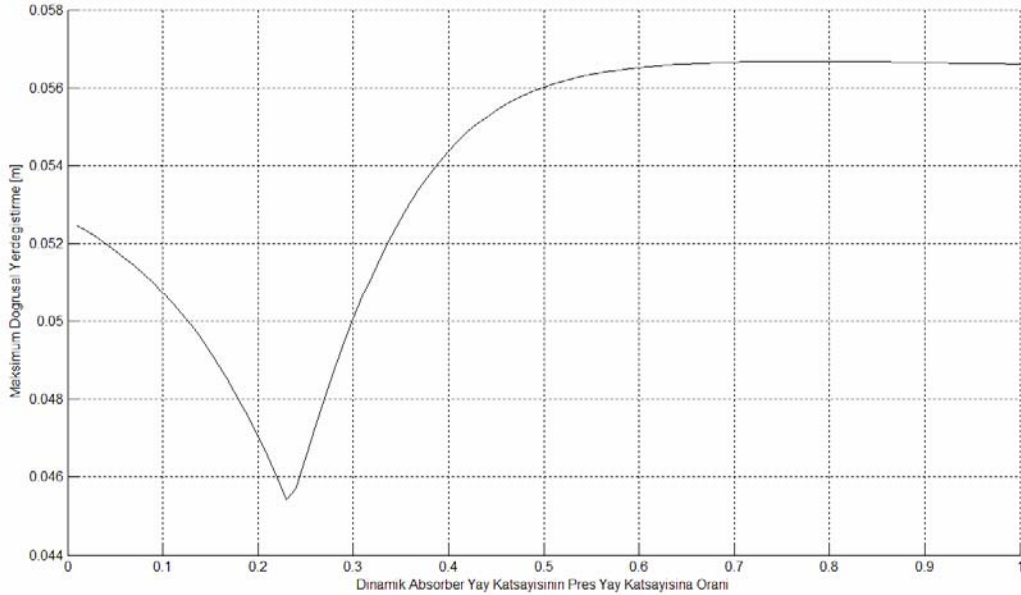
Şekil 11.12 Değişik dinamik absorber konumlarının (z eksenı) pres genişliğine oranları ile ana kütlesinin maksimum yalpalama hareketi cevaplarının değişimi

$$(m_a = m/10, L_{1a} = 0,1 L_1, k_a = k/10, c_a = c/10)$$



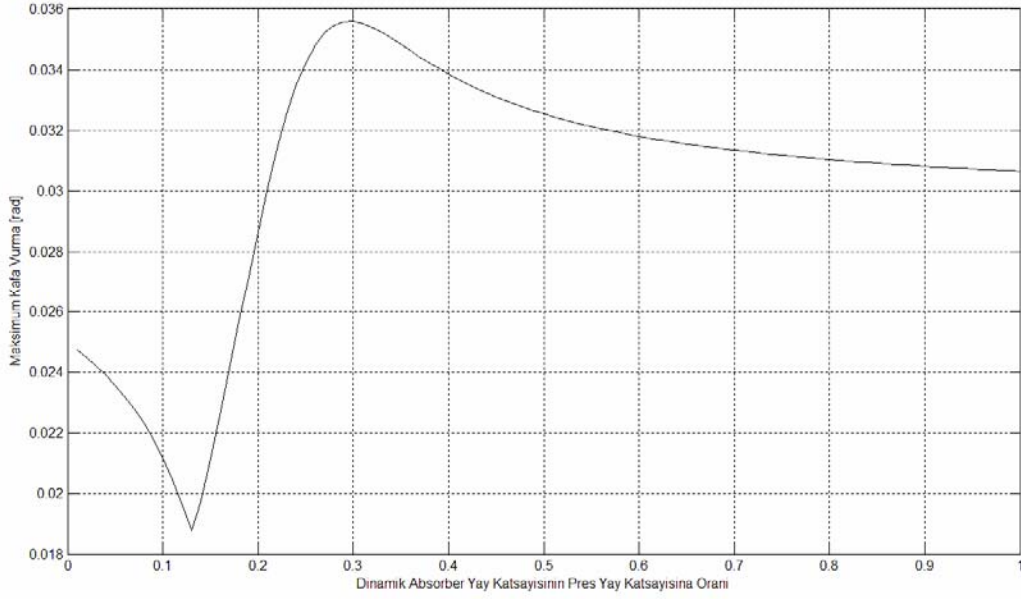
Şekil 11.13 Değişik dinamik absorber konumlarının (z eksen) pres genişliğine oranları ile m ana kütesinin zemine etki eden maksimum kuvvet cevaplarının değişimi

$$(m_a = m/10, L_{1a} = 0,1 L_1, k_a = k/10, c_a = c/10)$$



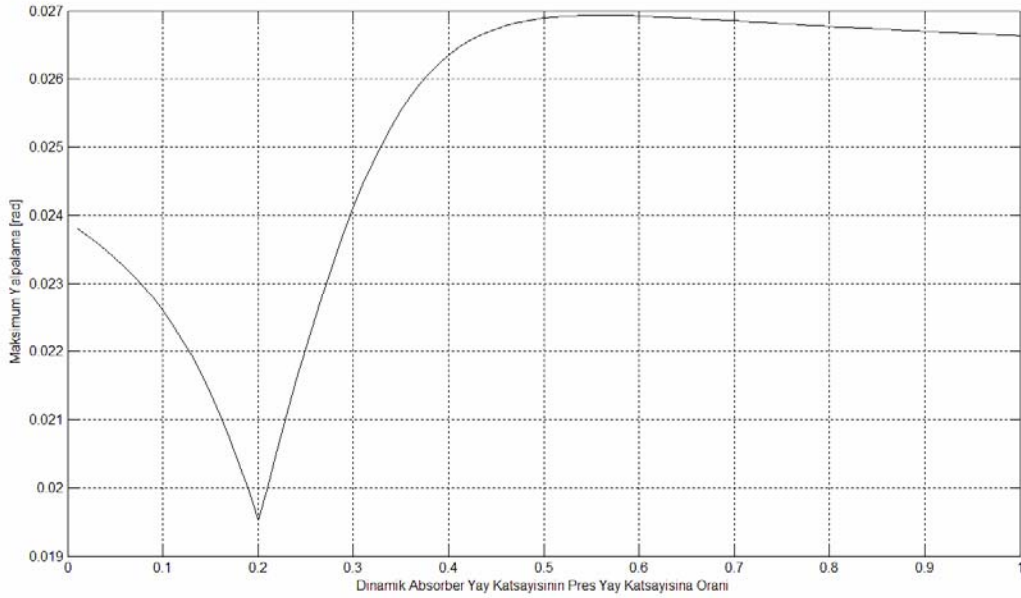
Şekil 11.14 Değişik dinamik absorber yay katsayılarının pres yay katsayısına oranları ile m ana kütesinin maksimum doğrusal yer değiştirme cevaplarının değişimi

$$(m_a = m/10, L_{1a} = 0,1 L_1, L_{2a} = 0,1 T_e, c_a = c/10)$$



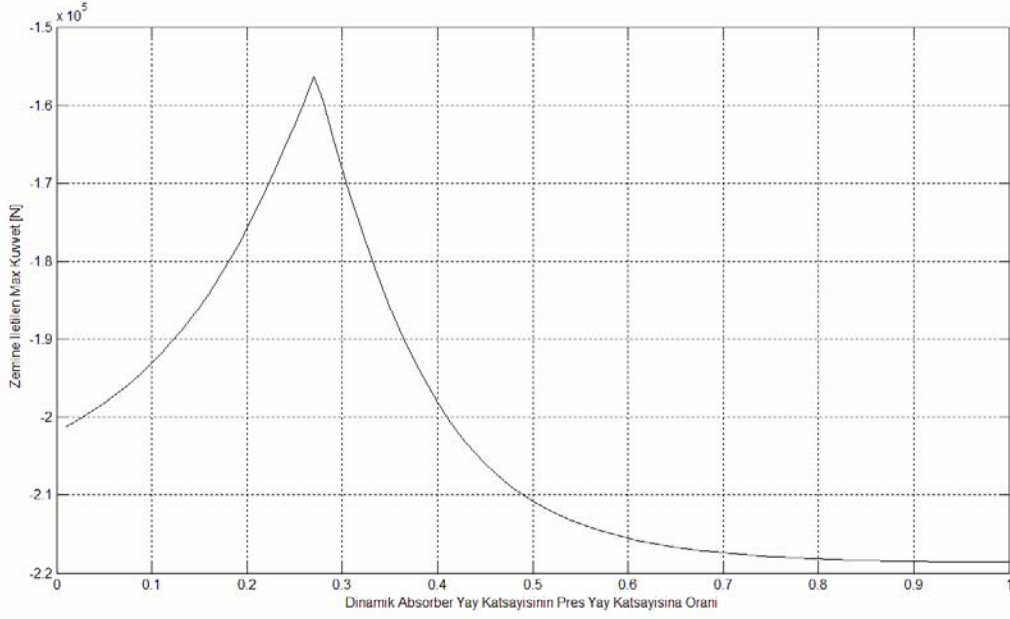
Şekil 11.15 Değişik dinamik absorber yay katsayılarının pres yay katsayısına oranları ile m ana kütleinin maksimum kafa vurma hareketi cevaplarının değişimi

$$(m_a = m/10, L_{1a} = 0,1 L_1, L_{2a} = 0,1 T_e, c_a = c/10)$$



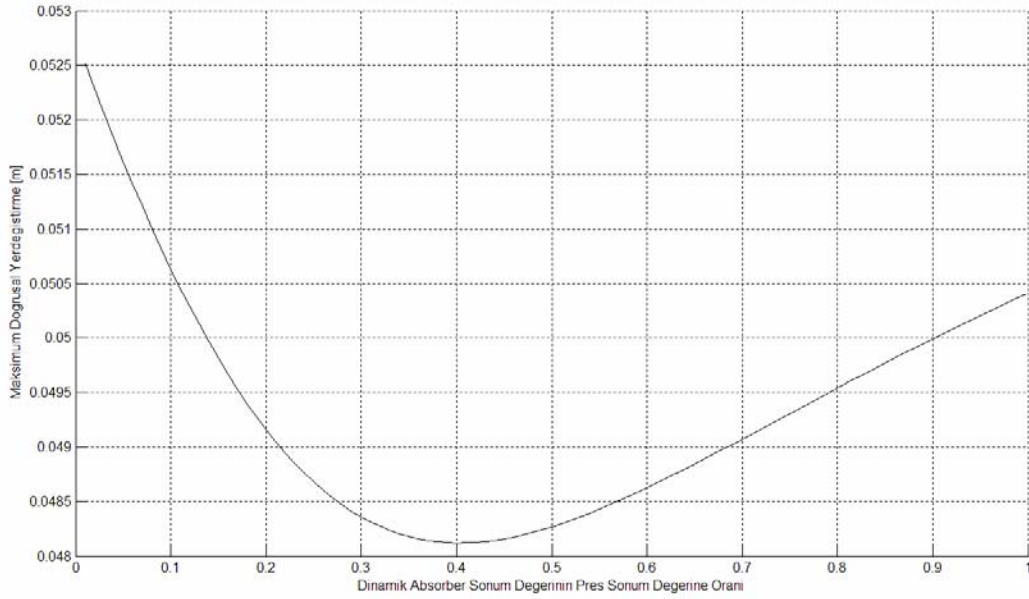
Şekil 11.16 Değişik dinamik absorber yay katsayılarının pres yay katsayısına oranları ile m ana kütleinin maksimum yalpalama hareketi cevaplarının değişimi

$$(m_a = m/10, L_{1a} = 0,1 L_1, L_{2a} = 0,1 T_e, c_a = c/10)$$



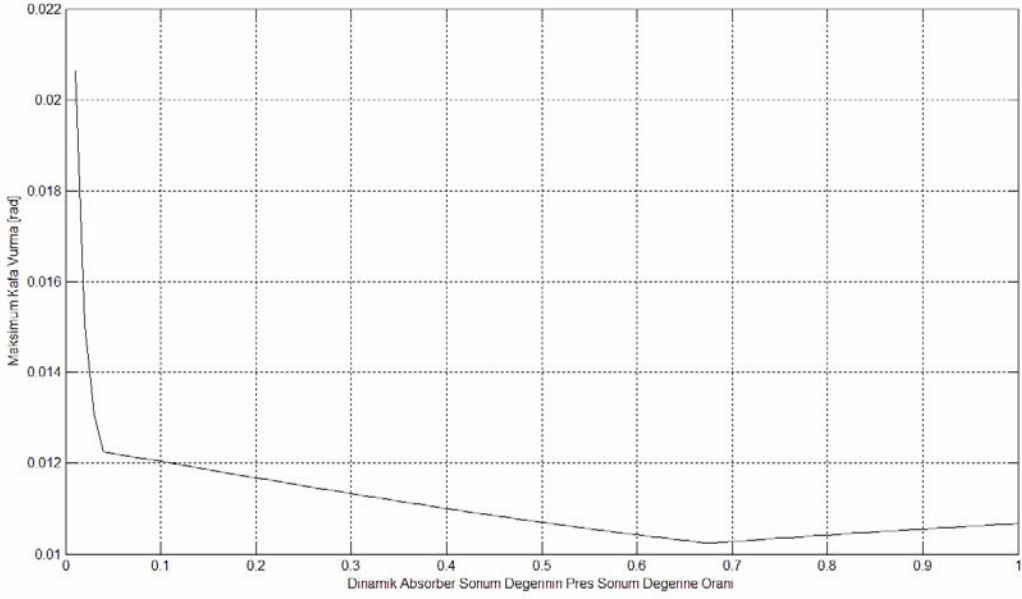
Şekil 11.17 Değişik dinamik absorber yay katsayılarının pres yay katsayısına oranları ile m ana kütleinin zemine etki eden maksimum kuvvet cevaplarının değişimi

$$(m_a = m/10, L_{1a} = 0,1 L_1, L_{2a} = 0,1 T_e, c_a = c/10)$$



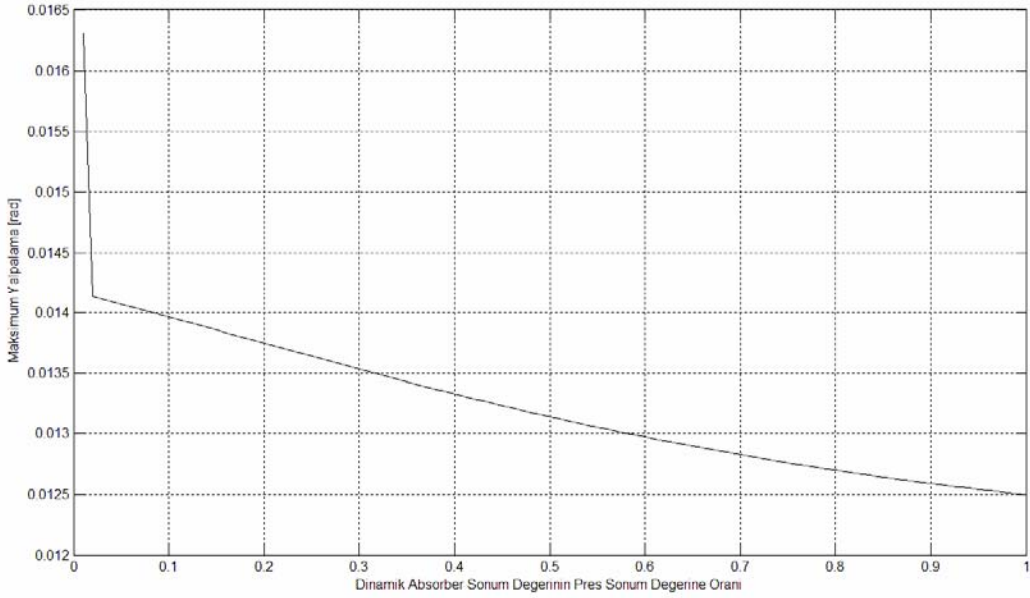
Şekil 11.18 Değişik dinamik absorber sönüm değerlerinin pres sönüm değerine oranları ile m ana kütleinin maksimum doğrusal yer değiştirmenin değişimi

$$(m_a = m/10, L_{1a} = 0,1 L_1, L_{2a} = 0,1 T_e, k_a = k/10)$$



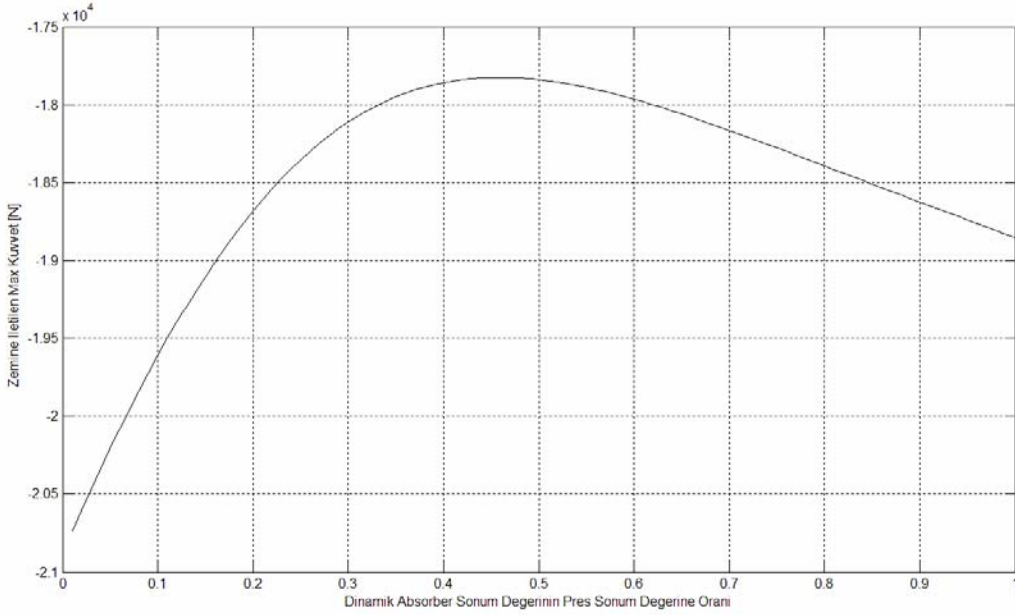
Şekil 11.19 Değişik dinamik absorber sönüm değerlerinin pres sönüm değerine oranları ile ana kütle sisteminin maksimum kafa vurma hareketi cevaplarının değişimi

$$(m_a = m/10, L_{1a} = 0,1 L_1, L_{2a} = 0,1 L_2, T_e, k_a = k/10)$$



Şekil 11.20 Değişik dinamik absorber sönüm değerlerinin pres sönüm değerine oranları ile ana kütle sisteminin maksimum yalıpalama hareketi cevaplarının değişimi

$$(m_a = m/10, L_{1a} = 0,1 L_1, L_{2a} = 0,1 L_2, T_e, k_a = k/10)$$



Şekil 11.21 Değişik dinamik absorber sönüm değerlerinin pres sönüm değerine oranları ile m ana kütle sinin zemine etki eden maksimum kuvvet cevaplarının değişimi

$$(m_a = m/10, L_{1a} = 0,1 L_1, L_{2a} = 0,1 T_e, k_a = k/10)$$

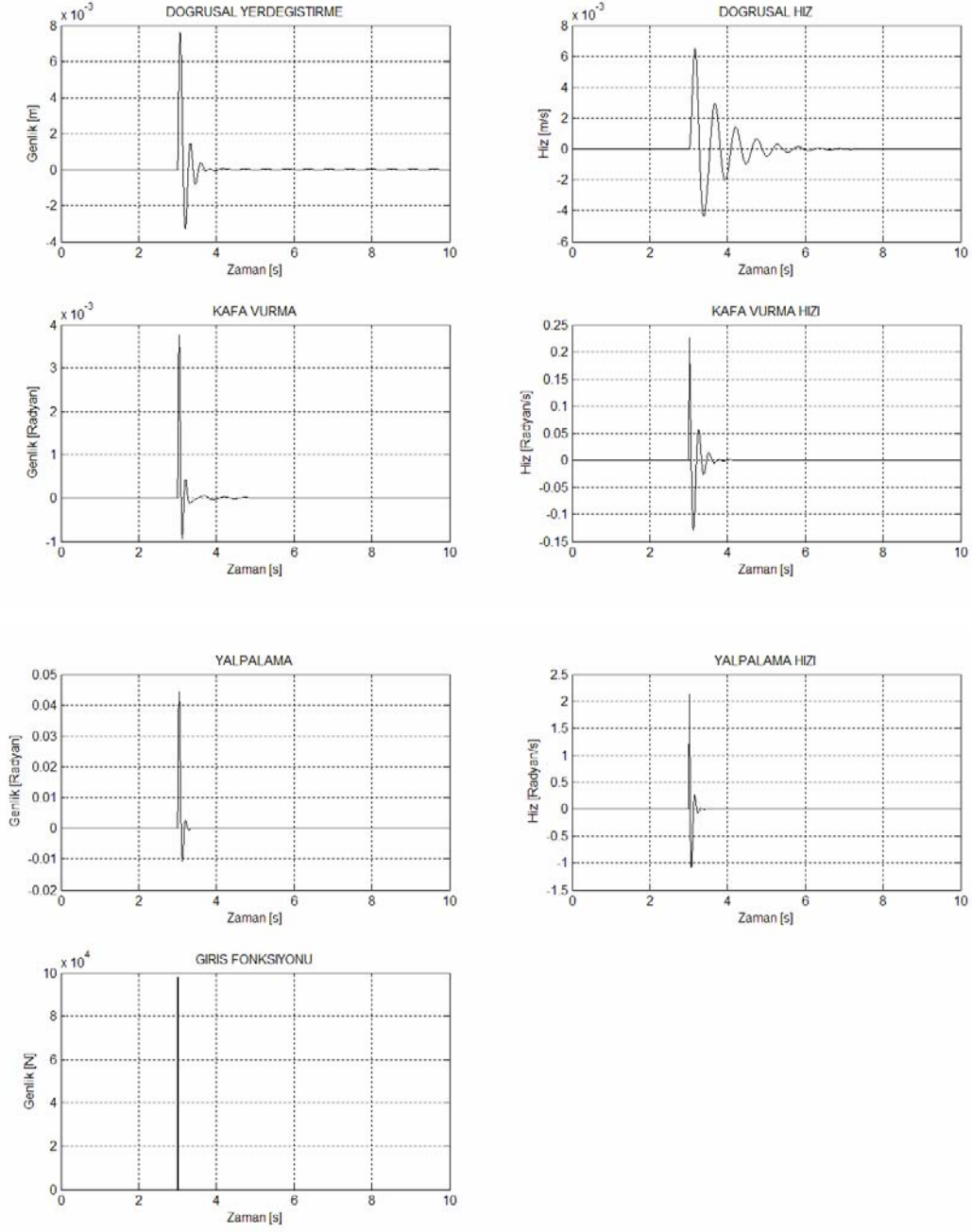
Yukarıdaki şekillerde dinamik absorber değişkenlerine göre sistem davranışları gösterilmektedir. Bu şekiller incelendiğinde dinamik absorber kütlesi ( $m_a$ )'nın artışında ilk anda ani bir artış olmakla birlikte daha büyük ( $m_a$ ) değerlerinde sistemin yer değiştirmeleri azalmaktadır. Zemine etki eden kuvvette de benzer bir durum söz konusudur.

Dinamik absorberin konumunun değişmesinde ise yalpalama ve kafa vurma hareketlerine zıt yönlü tesir etmektedir. Dinamik absorberin x eksenindeki konum değişikliğinde kafa vurma hareketi artmakta iken yalpalama hareketi azalmaktadır. Dinamik absorberin z yönünde konum değişikliğinde ise yalpalama hareketi artmakta kafa vurma hareketi azalmaktadır. Zemine etki eden kuvvete ve düşey yer değiştirmeye bakıldığında dinamik absorber pres ağırlık merkezinden uzaklaştıkça düşey yer değiştirme azalmakta, zemine etki eden kuvvet ise azalmaktadır.

Dinamik absorber yay katsayısının değişimlerinde ise dinamik absorber yay katsayısı ( $k_a$ )'nın artışına bağlı olarak hareket ve zemine etki eden kuvvet diyagramlarında ilk anda bir dip yapmakta daha sonra artışa geçmektedirler.

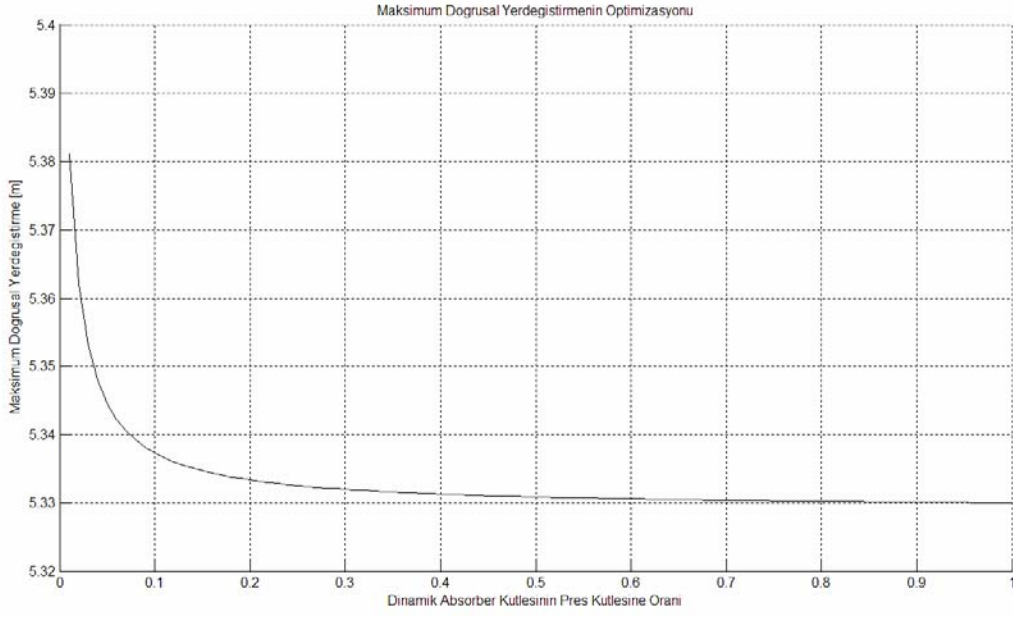
Dinamik absorber sönüm değerleri incelendiğinde kafa vurma ve yalpalama hareketleri dinamik absorber sönüm değeri arttıkça azalmaktadır. Düşey yer değiştirme ve zemine etki eden kuvvet ise dinamik absorber sönüm değeri bir dip noktasına kadar azalmakta daha sonra yeniden artmaya başlamaktadır.

Şekiller incelendiğinde  $m_a = m/10, L_{1a} = 0,1 L_1, L_{2a} = 0,1 L_2, k_a = k/10$  ve  $c_a = c/10$  değerlerinin sistem için uygun değerler olarak kabul edilebilir. Bu değerler için durum uzay analizi yapılırsa aşığıdaki sonuçlar elde edilir.



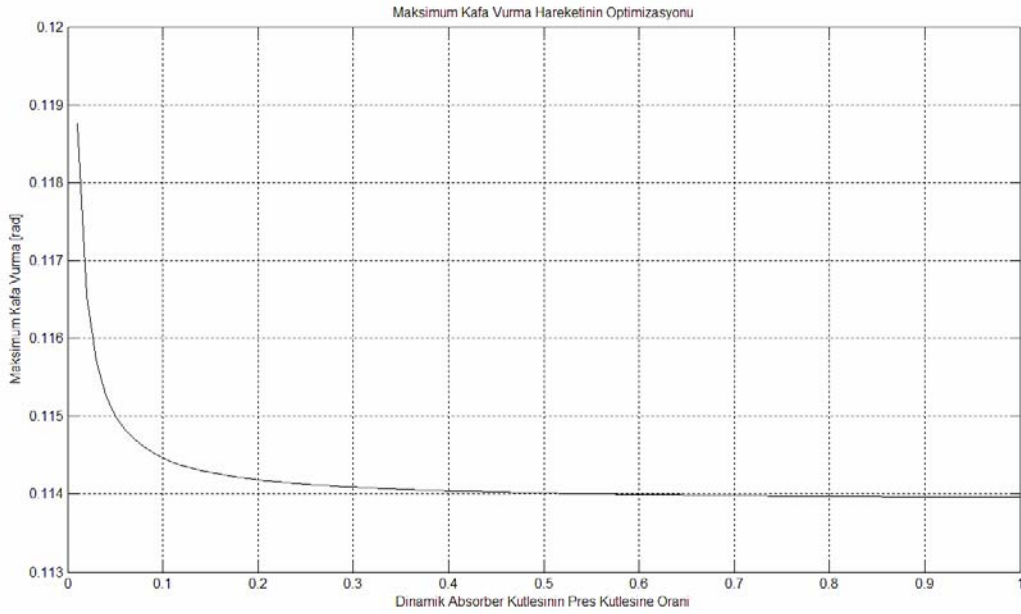
Şekil 11.22 Sistemin durum uzay analizi cevapları  
 $(m_a = m/10, L_{1a} = 0,1 L_1, L_{2a} = 0,1 T_e, k_a = k/10$  ve  $c_a = c/10)$

Durum uzay analizi ile elde edilen cevaplar kullanılarak elde edilen optimizasyon cevaplarının diyagramları aşağıda verilmiştir.



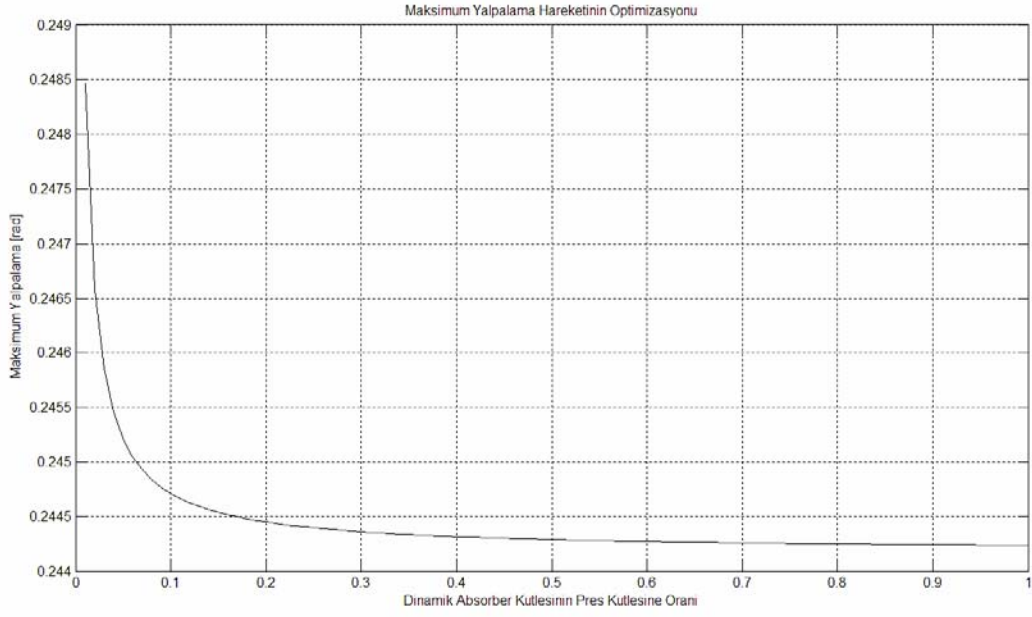
Şekil 11.23 Değişik dinamik absorber kütlesinin m ana kütlesine oranları ile m ana kütlesinin maksimum yalpalama hareketi cevaplarının değişimi

$$(L_{1a} = 0,1 L_1, L_{2a} = 0,1 T_e, k_a = k/10, c_a = c/10)$$



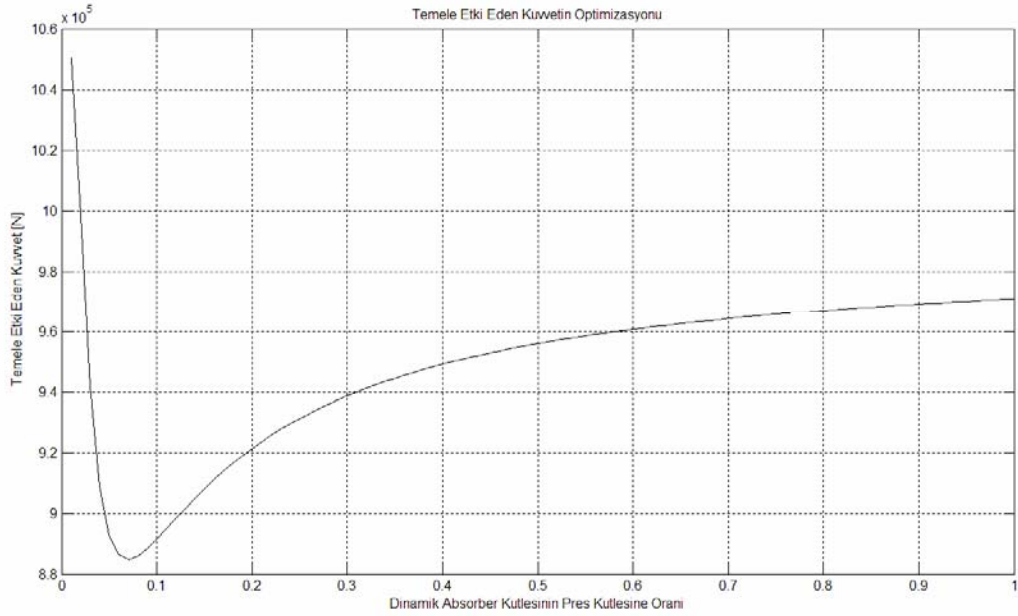
Şekil 11.24 Değişik dinamik absorber kütlesinin m ana kütlesine oranları ile m ana kütlesinin maksimum kafa vurma hareketi cevaplarının değişimi

$$(L_{1a} = 0,1 L_1, L_{2a} = 0,1 T_e, k_a = k/10, c_a = c/10)$$



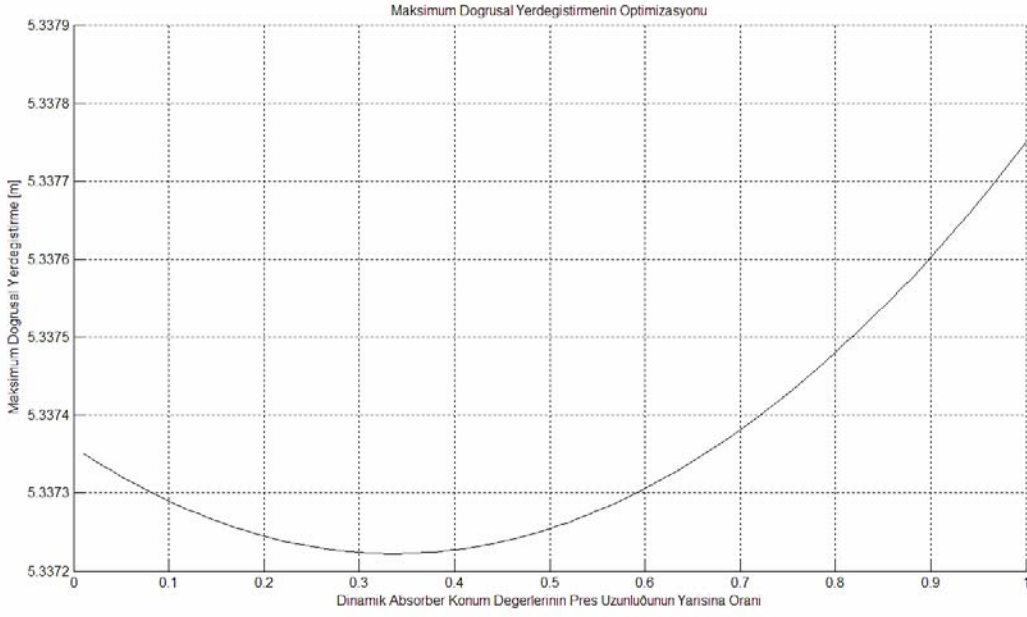
Şekil 11.25 Değişik dinamik absorber kütlesinin m ana kütlesine oranları ile m ana kütlesinin maksimum yalpalama hareketi cevaplarının değişimi

$$(L_{1a} = 0,1 L_1, L_{2a} = 0,1 T_e, k_a = k/10, c_a = c/10)$$



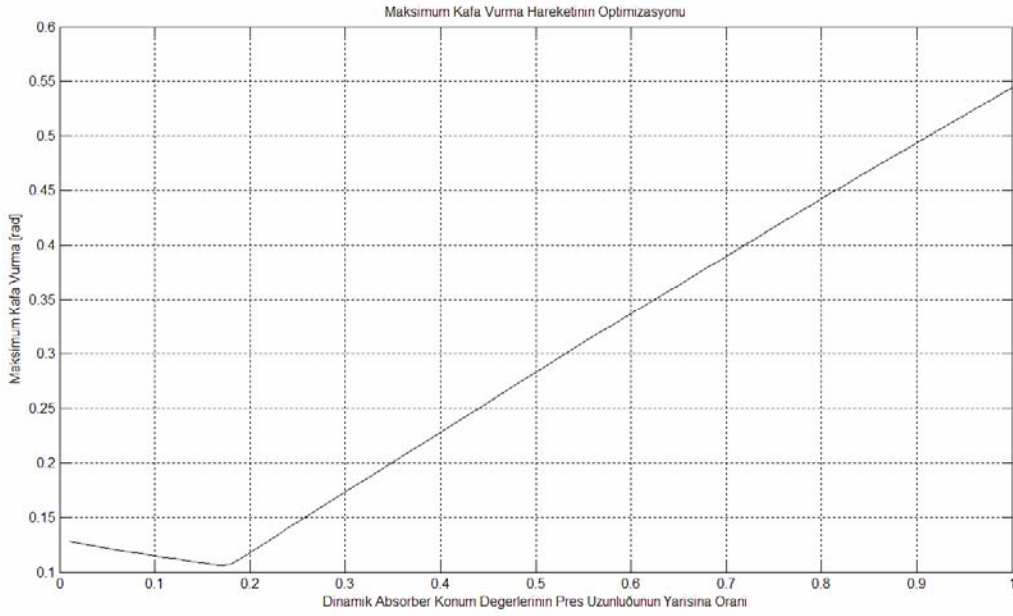
Şekil 11.26 Değişik dinamik absorber kütlesinin m ana kütlesine oranları ile m ana kütlesinin zemine etki eden maksimum kuvvet cevaplarının değişimi

$$(L_{1a} = 0,1 L_1, L_{2a} = 0,1 T_e, k_a = k/10, c_a = c/10)$$



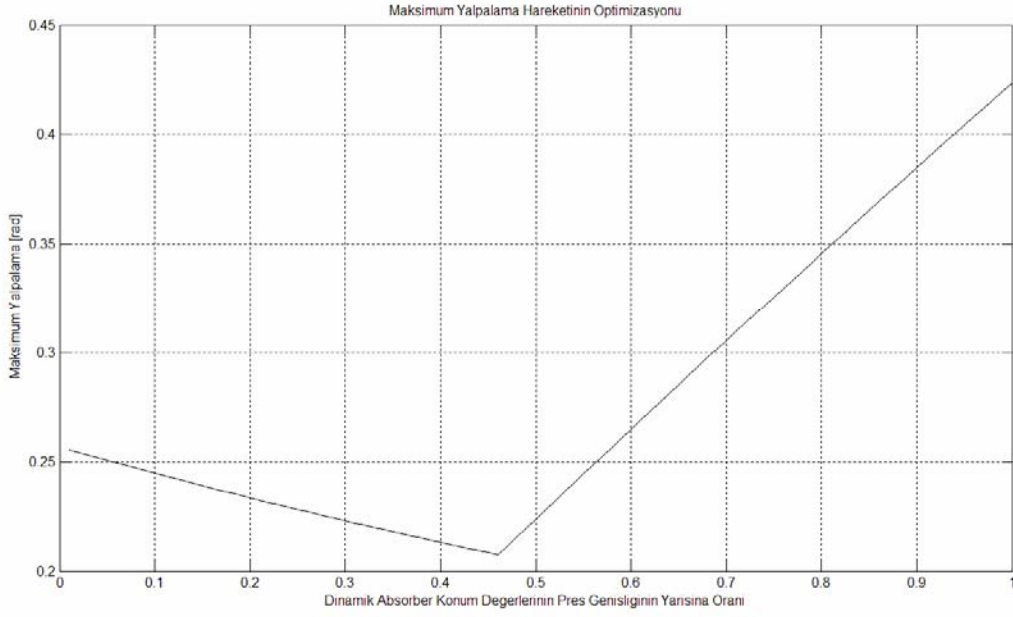
Şekil 11.27 Değişik dinamik absorber konumlarının (x eksenini) pres uzunluğuna oranları ile ana kütle için maksimum doğrusal yer değiştirme cevaplarının değişimi

$$(m_a = m/10, L_{2a} = 0,1 T_e, k_a = k/10, c_a = c/10)$$



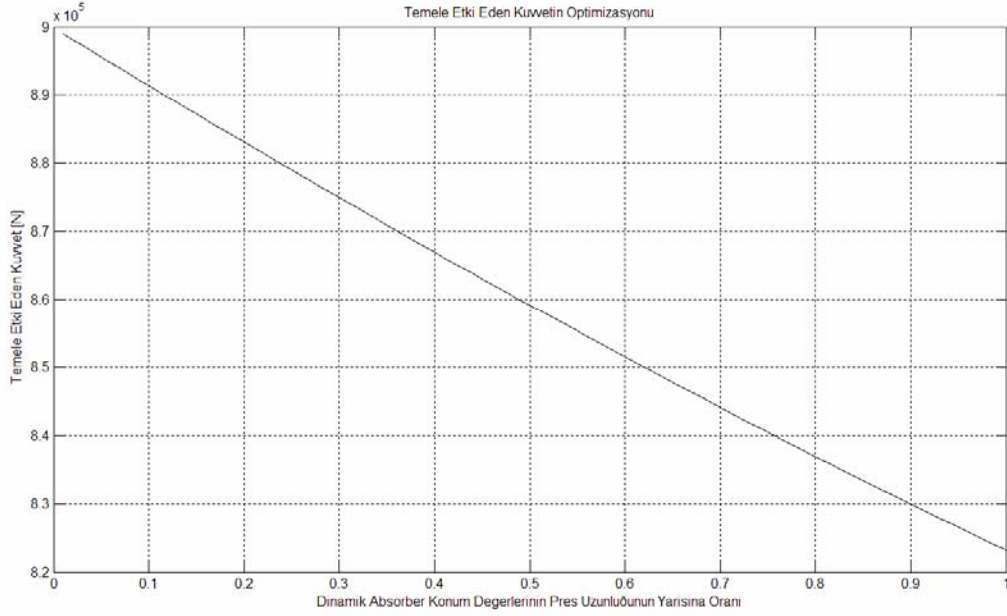
Şekil 11.28 Değişik dinamik absorber konumlarının (x eksenini) pres uzunluğuna oranları ile ana kütle için maksimum kafa vurma hareketi cevaplarının değişimi

$$(m_a = m/10, L_{2a} = 0,1 T_e, k_a = k/10, c_a = c/10)$$



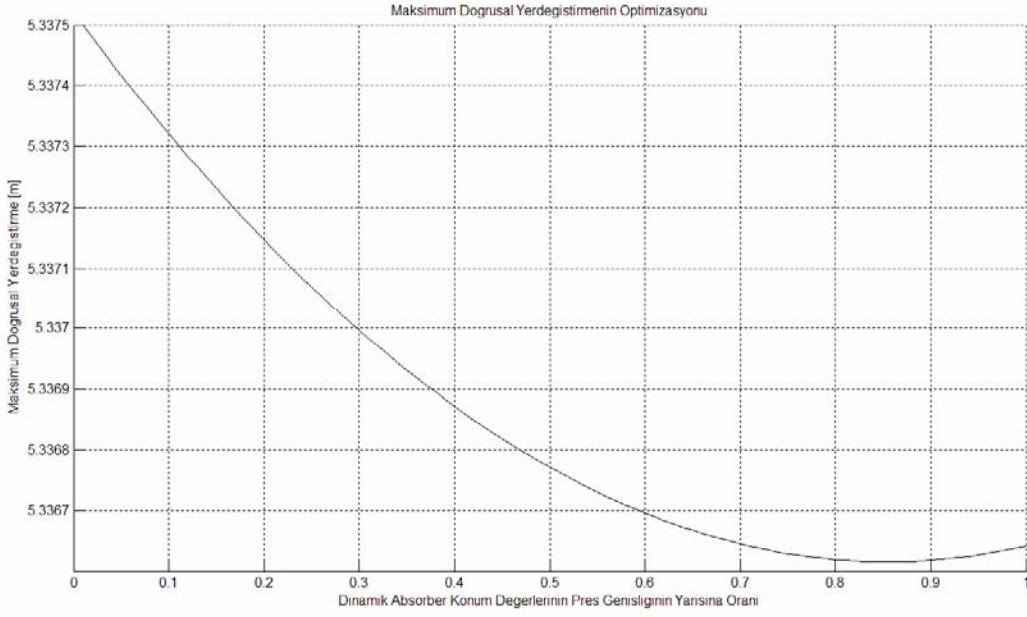
Şekil 11.29 Değişik dinamik absorber konumlarının (x eksen) pres uzunluğuna oranları ile m ana kütleinin maksimum yalpalama hareketi cevaplarının değişimi

$$(m_a = m/10, L_{2a} = 0,1 T_e, k_a = k/10, c_a = c/10)$$



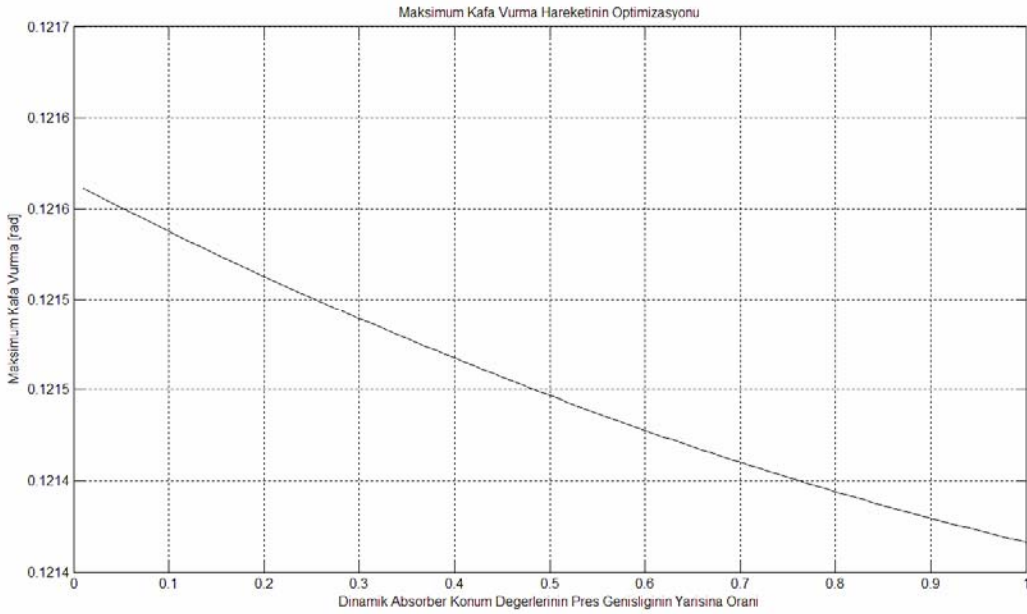
Şekil 11.30 Değişik dinamik absorber konumlarının (x eksen) pres uzunluğuna oranları ile m ana kütleinin zemine etki eden maksimum kuvvet cevaplarının değişimi

$$(m_a = m/10, L_{2a} = 0,1 T_e, k_a = k/10, c_a = c/10)$$



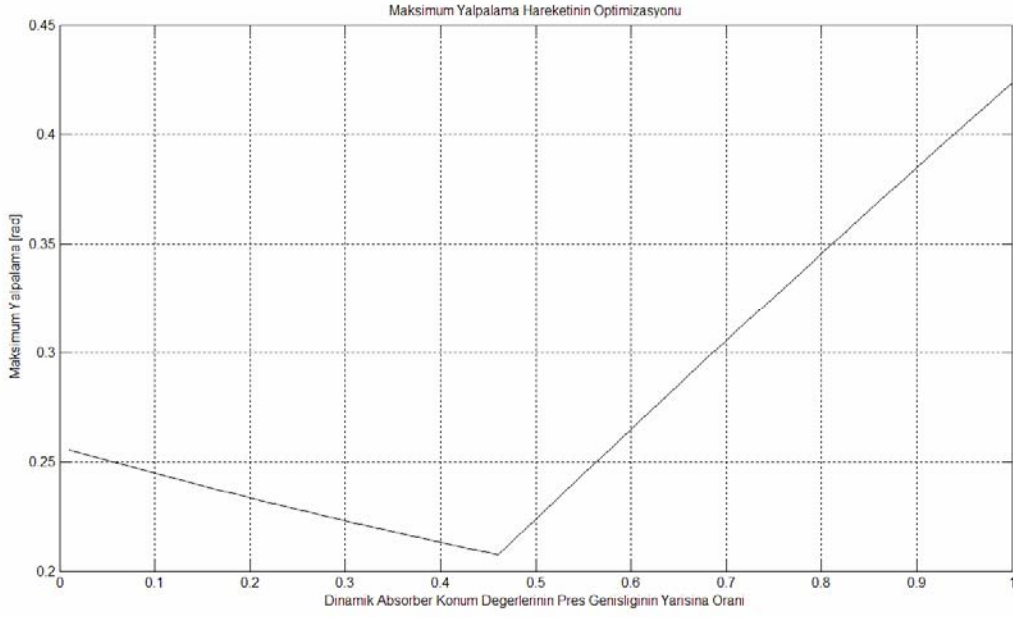
Şekil 11.31 Değişik dinamik absorber konumlarının (z eksen) pres genişliğine oranları ile ana kütle için maksimum doğrusal yer değiştirme cevaplarının değişimi

$$(m_a = m/10, L_{1a} = 0,1 L_1, k_a = k/10, c_a = c/10)$$



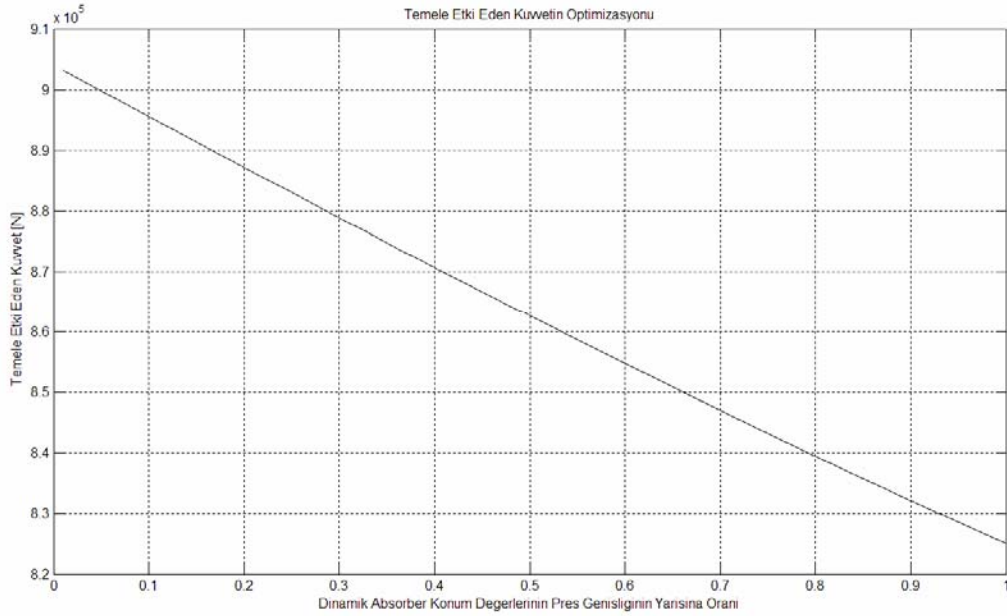
Şekil 11.32 Değişik dinamik absorber konumlarının (z eksen) pres genişliğine oranları ile ana kütle için maksimum kafa vurma hareketi cevaplarının değişimi

$$(m_a = m/10, L_{1a} = 0,1 L_1, k_a = k/10, c_a = c/10)$$



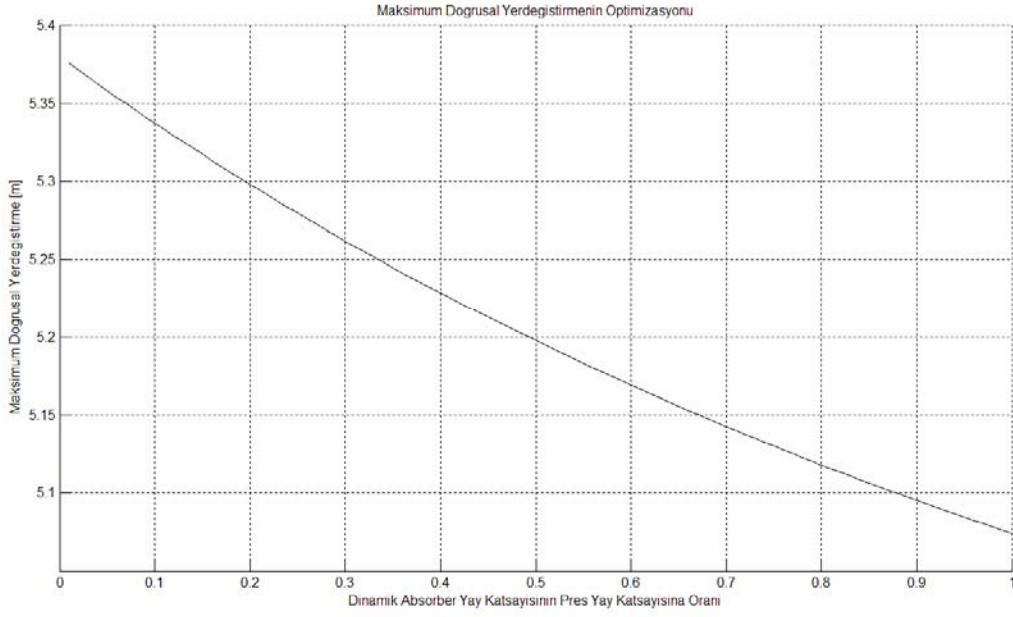
Şekil 11.33 Değişik dinamik absorber konumlarının (z eksen) pres genişliğine oranları ile ana kütle için maksimum yalpalama hareketi cevaplarının değişimi

$$(m_a = m/10, L_{1a} = 0,1 L_1, k_a = k/10, c_a = c/10)$$



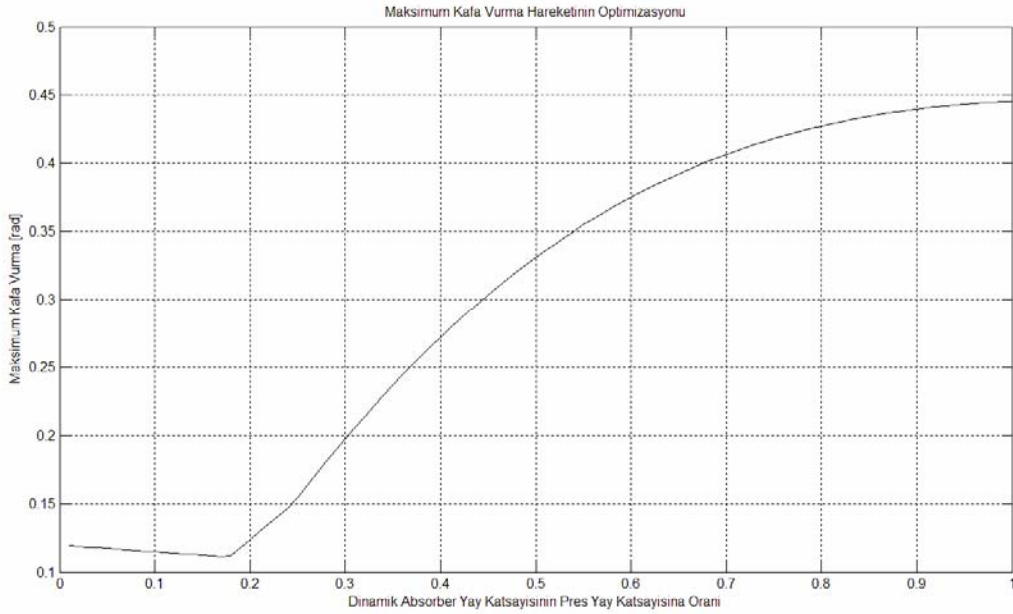
Şekil 11.34 Değişik dinamik absorber konumlarının (z eksen) pres genişliğine oranları ile ana kütle için zemine etki eden maksimum kuvvet cevaplarının değişimi

$$(m_a = m/10, L_{1a} = 0,1 L_1, k_a = k/10, c_a = c/10)$$



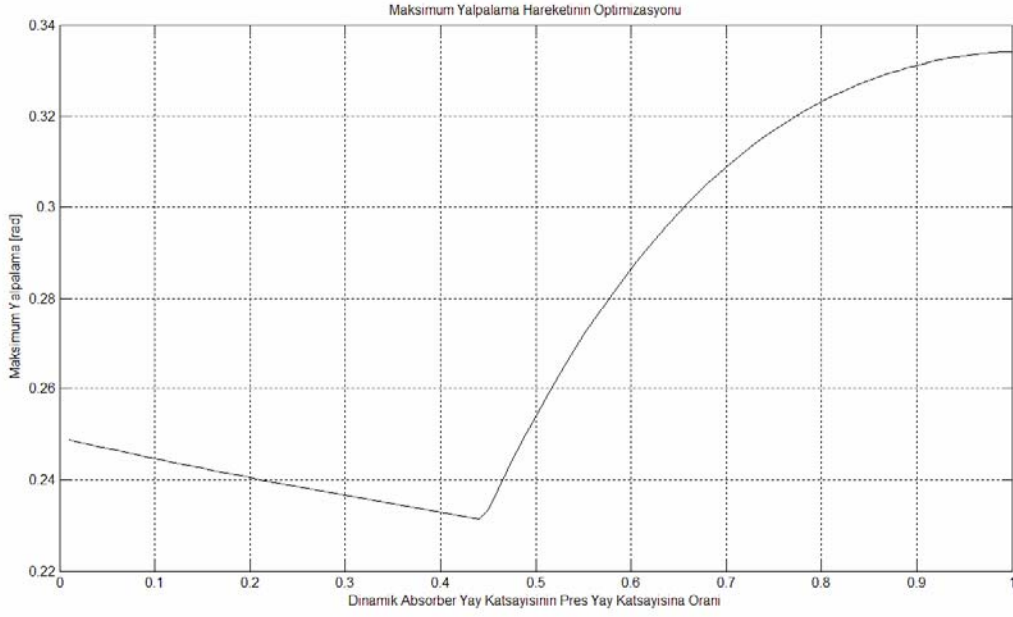
Şekil 11.35 Değişik dinamik absorber yay katsayılarının pres yay katsayısına oranları ile m ana kütleinin maksimum doğrusal yer değiştirme cevaplarının değişimi

$$(m_a = m/10, L_{1a} = 0,1 L_1, L_{2a} = 0,1 T_e, c_a = c/10)$$



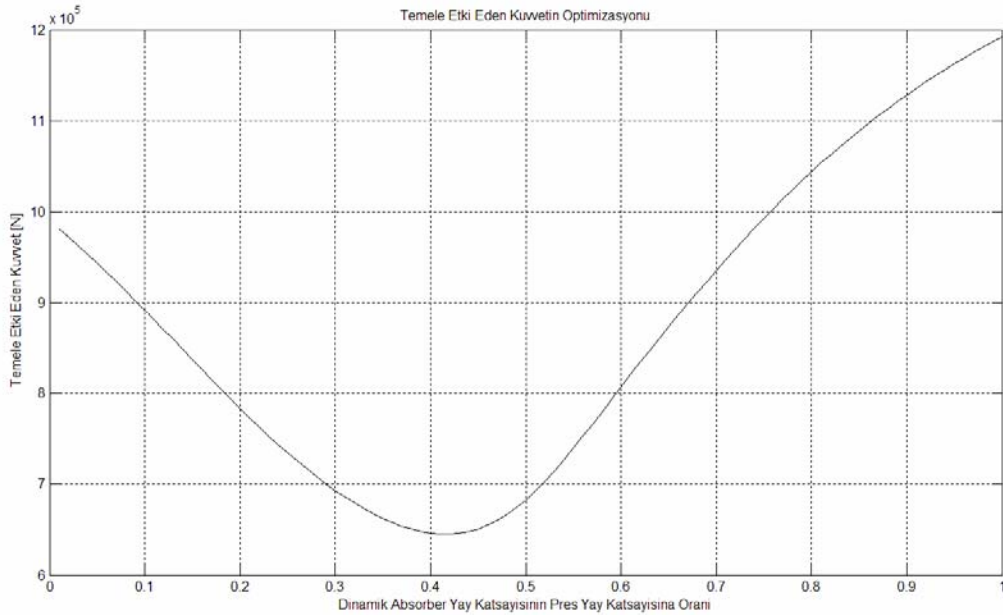
Şekil 11.36 Değişik dinamik absorber yay katsayılarının pres yay katsayısına oranları ile m ana kütleinin maksimum kafa vurma hareketi cevaplarının değişimi

$$(m_a = m/10, L_{1a} = 0,1 L_1, L_{2a} = 0,1 T_e, c_a = c/10)$$



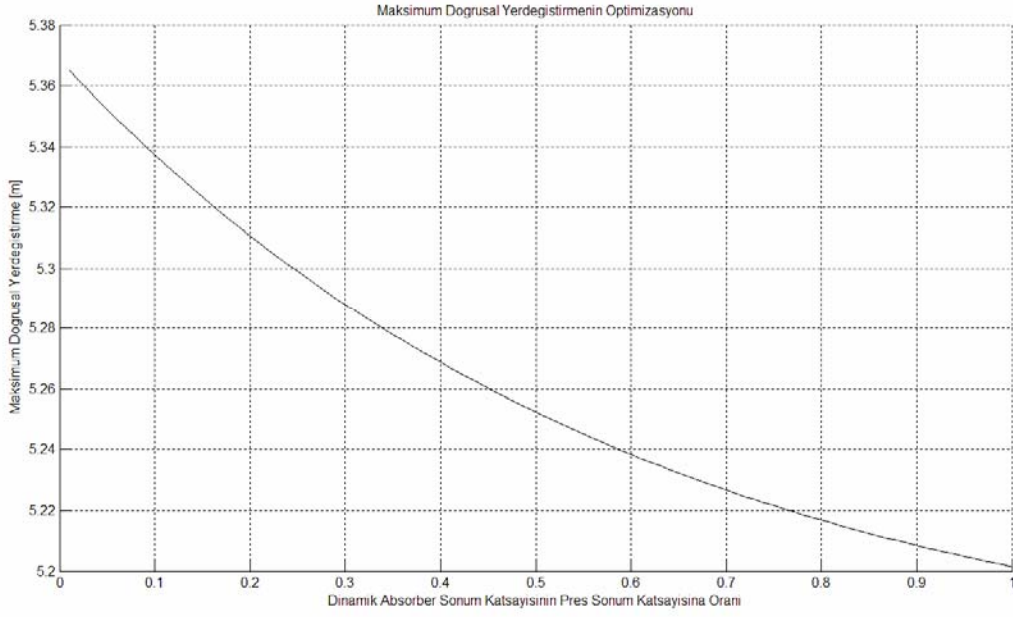
Şekil 11.37 Değişik dinamik absorber yay katsayılarının pres yay katsayısına oranları ile m ana kütleinin maksimum yalpalama hareketi cevaplarının değişimi

$$(m_a = m/10, L_{1a} = 0,1 L_1, L_{2a} = 0,1 T_e, c_a = c/10)$$



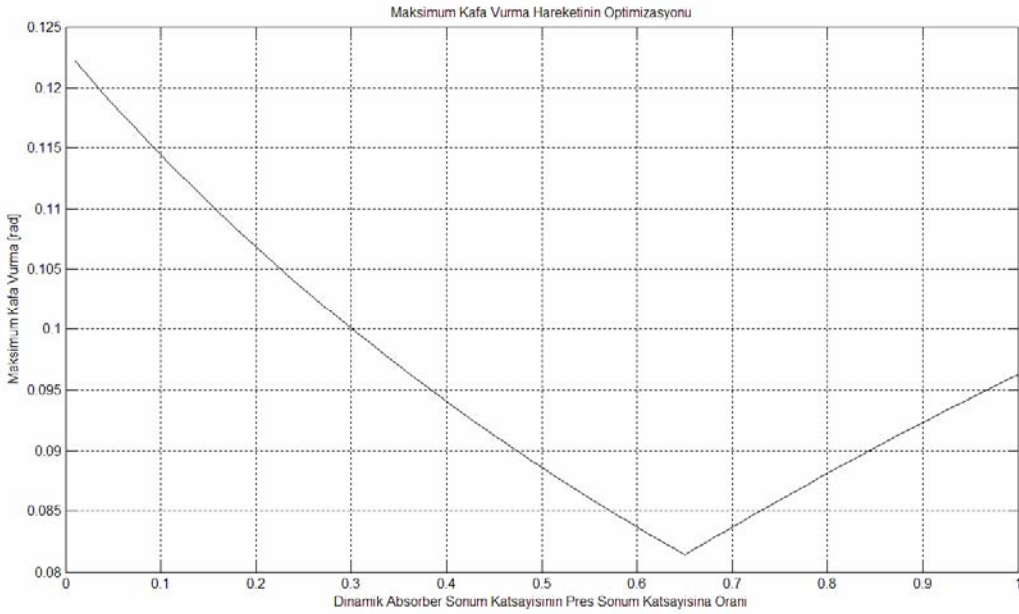
Şekil 11.38 Değişik dinamik absorber yay katsayılarının pres yay katsayısına oranları ile m ana kütleinin zemine etki eden maksimum kuvvet cevaplarının değişimi

$$(m_a = m/10, L_{1a} = 0,1 L_1, L_{2a} = 0,1 T_e, c_a = c/10)$$



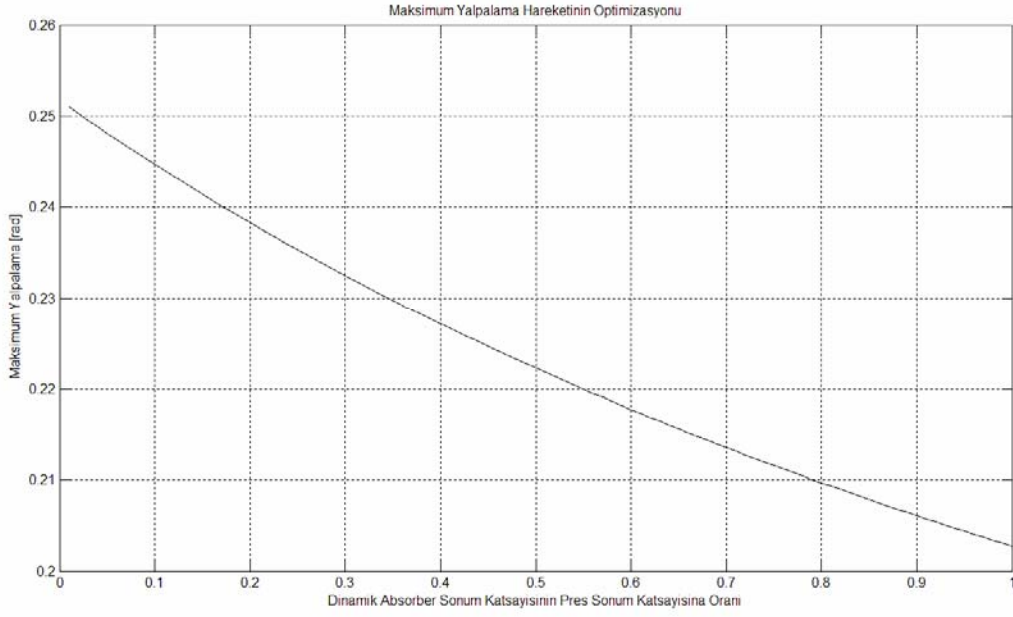
Şekil 11.39 Değişik dinamik absorber sönüm değerlerinin pres sönüm değerine oranları ile m ana kütleinin maksimum doğrusal yer değiştirme cevaplarının değişimi

$$(m_a = m/10, L_{1a} = 0,1 L_1, L_{2a} = 0,1 L_2, T_e, k_a = k/10)$$



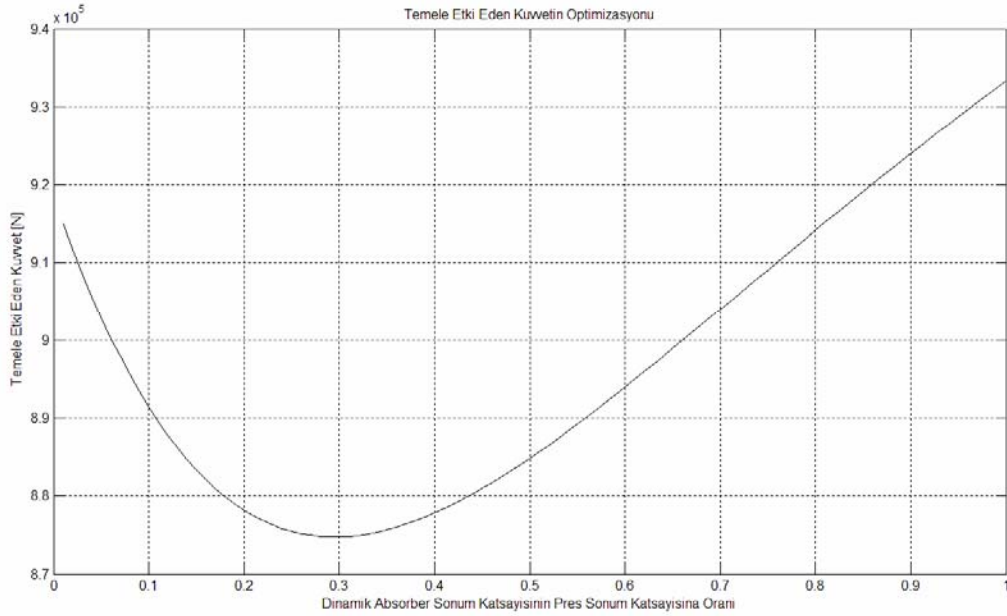
Şekil 11.40 Değişik dinamik absorber sönüm değerlerinin pres sönüm değerine oranları ile m ana kütleinin maksimum kafa vurma hareketi cevaplarının değişimi

$$(m_a = m/10, L_{1a} = 0,1 L_1, L_{2a} = 0,1 L_2, T_e, k_a = k/10)$$



Şekil 11.41 Değişik dinamik absorber sönüm değerlerinin pres sönüm değerine oranları ile m ana kütleinin maksimum yalpalama hareketi cevaplarının değişimi

$$(m_a = m/10, L_{1a} = 0,1 L_1, L_{2a} = 0,1 T_e, k_a = k/10)$$

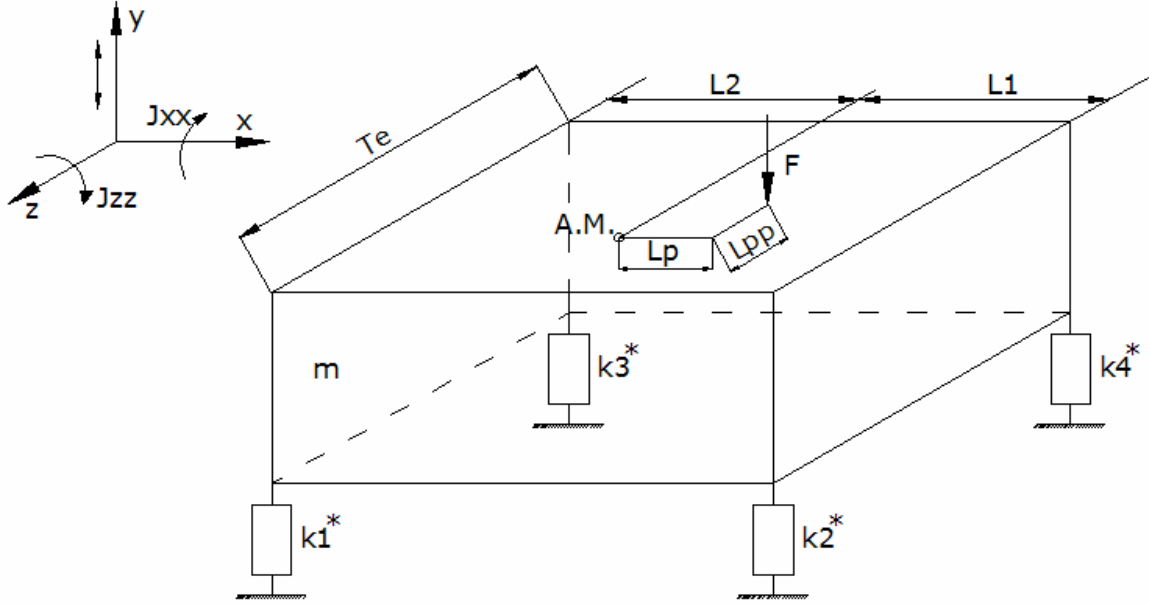


Şekil 11.42 Değişik dinamik absorber sönüm değerlerinin pres sönüm değerine oranları ile m ana kütleinin zemine etki eden maksimum kuvvet cevaplarının değişimi

$$(m_a = m/10, L_{1a} = 0,1 L_1, L_{2a} = 0,1 T_e, k_a = k/10)$$

## 12 HİSTERETİK SÖNÜMLEME SİSTEMİNİN UYGULAMASI

Pres gövdesi rijit kabul edilmiştir. Sistemi tahrik eden  $F(t)$  kuvveti ise sistem ile  $90^\circ$  açı yaptığı kabul edilmiştir.



Şekil 12.1 Histeretik sönümleme sistemi ile titreşim izolasyonu modellenmesi

Şekil 13.1’de görülen  $k^*$  ifadesinin  $k$  karşılığı aşağıdaki gibidir.

$$k^* = k(1 + i\eta) \quad (12.1)$$

(12.1) denklemi ise sönüm değeri  $c$  yönünden aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\begin{aligned} k^* &= k + i\eta k = k + ic \\ c &= \eta k \end{aligned} \quad (12.2)$$

Bulunan  $k$  ve  $c$  değerleri için kinetik, potansiyel ve sönüm enerjisi denklemleri ise;

$$E_k = \frac{1}{2} m \dot{x}_1^2 + \frac{1}{2} J_{zz} \dot{\theta}_2^2 + \frac{1}{2} J_{xx} \dot{\theta}_3^2 \quad (12.3)$$

$$\begin{aligned} E_p &= \frac{1}{2} k_1 \left( x_1 + L_2 \theta_2 - \frac{T_e}{2} \theta_3 \right)^2 + \frac{1}{2} k_2 \left( x_1 - L_1 \theta_2 - \frac{T_e}{2} \theta_3 \right)^2 + \frac{1}{2} k_3 \left( x_1 + L_2 \theta_2 + \frac{T_e}{2} \theta_3 \right)^2 + \\ &+ \frac{1}{2} k_4 \left( x_1 - L_1 \theta_2 + \frac{T_e}{2} \theta_3 \right)^2 \end{aligned} \quad (12.4)$$

$$\begin{aligned}
E_D = & \frac{1}{2} \eta k_1 \left( \dot{x}_1 + L_2 \dot{\theta}_2 - \frac{T_e}{2} \dot{\theta}_3 \right)^2 + \frac{1}{2} \eta k_2 \left( \dot{x}_1 - L_1 \dot{\theta}_2 - \frac{T_e}{2} \dot{\theta}_3 \right)^2 + \frac{1}{2} \eta k_3 \left( \dot{x}_1 + L_2 \dot{\theta}_2 + \frac{T_e}{2} \dot{\theta}_3 \right)^2 + \\
& + \frac{1}{2} \eta k_4 \left( \dot{x}_1 - L_1 \dot{\theta}_2 + \frac{T_e}{2} \dot{\theta}_3 \right)^2
\end{aligned} \tag{12.5}$$

(12.3), (12.4) ve (12.5) no'lu denklemlerin genelleştirilmiş koordinatlara göre türevleri alınır.

Kinetik enerjiden elde edilecek ifadeler;

$$\frac{\partial E_k}{\partial x_1} = 0 \tag{12.6}$$

$$\frac{\partial E_k}{\partial \theta_2} = 0 \tag{12.7}$$

$$\frac{\partial E_k}{\partial \theta_3} = 0 \tag{12.8}$$

$$\frac{\partial E_k}{\partial \dot{x}_1} = m \dot{x}_1 \tag{12.9}$$

$$\frac{\partial E_k}{\partial \dot{\theta}_2} = J_{zz} \dot{\theta}_2 \tag{12.10}$$

$$\frac{\partial E_k}{\partial \dot{\theta}_3} = J_{xx} \dot{\theta}_3 \tag{12.11}$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_k}{\partial \dot{x}_1} \right) = m \ddot{x}_1 \tag{12.12}$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_k}{\partial \dot{\theta}_2} \right) = J_{zz} \ddot{\theta}_2 \tag{12.13}$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_k}{\partial \dot{\theta}_3} \right) = J_{xx} \ddot{\theta}_3 \tag{12.14}$$

Potansiyel enerjiden elde edilecek ifadeler;

$$\begin{aligned}\frac{\partial E_p}{\partial x_1} &= k_1 \left( x_1 + L_2 \theta_2 - \frac{T_e}{2} \theta_3 \right) + k_2 \left( x_1 - L_1 \theta_2 - \frac{T_e}{2} \theta_3 \right) + k_3 \left( x_1 + L_2 \theta_2 + \frac{T_e}{2} \theta_3 \right) + \\ &+ k_4 \left( x_1 - L_1 \theta_2 + \frac{T_e}{2} \theta_3 \right)\end{aligned}\quad (12.15)$$

$$\begin{aligned}\frac{\partial E_p}{\partial \theta_2} &= k_1 L_2 \left( x_1 + L_2 \theta_2 - \frac{T_e}{2} \theta_3 \right) - k_2 L_1 \left( x_1 - L_1 \theta_2 - \frac{T_e}{2} \theta_3 \right) + k_3 L_2 \left( x_1 + L_2 \theta_2 + \frac{T_e}{2} \theta_3 \right) - \\ &- k_4 L_1 \left( x_1 - L_1 \theta_2 + \frac{T_e}{2} \theta_3 \right)\end{aligned}\quad (12.16)$$

$$\begin{aligned}\frac{\partial E_p}{\partial \theta_3} &= -k_1 \frac{T_e}{2} \left( x_1 + L_2 \theta_2 - \frac{T_e}{2} \theta_3 \right) - k_2 \frac{T_e}{2} \left( x_1 - L_1 \theta_2 - \frac{T_e}{2} \theta_3 \right) + k_3 \frac{T_e}{2} \left( x_1 + L_2 \theta_2 + \frac{T_e}{2} \theta_3 \right) + \\ &+ k_4 \frac{T_e}{2} \left( x_1 - L_1 \theta_2 + \frac{T_e}{2} \theta_3 \right)\end{aligned}\quad (12.17)$$

(12.15), (12.16) ve (12.17) ifadelerinde  $x_1$ ,  $\theta_2$  ve  $\theta_3$  parantezlerine alınıp denklemler yeniden düzenlenir ise;

$$\begin{aligned}\frac{\partial E_p}{\partial x_1} &= x_1 (k_1 + k_2 + k_3 + k_4) + \theta_2 (k_1 L_2 - k_2 L_1 + k_3 L_2 - k_4 L_1) + \\ &+ \theta_3 \frac{T_e}{2} (-k_1 - k_2 + k_3 + k_4)\end{aligned}\quad (12.18)$$

$$\begin{aligned}\frac{\partial E_p}{\partial \theta_2} &= x_1 (k_1 L_2 - k_2 L_1 + k_3 L_2 - k_4 L_1) + \theta_2 (k_1 L_2^2 + k_2 L_1^2 + k_3 L_2^2 + k_4 L_1^2) + \\ &+ \theta_3 \frac{T_e}{2} (-k_1 L_2 + k_2 L_1 + k_3 L_2 - k_4 L_1)\end{aligned}\quad (12.19)$$

$$\begin{aligned}\frac{\partial E_p}{\partial \theta_3} &= x_1 \frac{T_e}{2} (-k_1 - k_2 + k_3 + k_4) + \theta_2 \frac{T_e}{2} (-k_1 L_2 + k_2 L_1 + k_3 L_2 - k_4 L_1) + \\ &+ \theta_3 \frac{T_e^2}{4} (k_1 + k_2 + k_3 + k_4)\end{aligned}\quad (12.20)$$

Sönüm enerjisinden elde edilen ifadeler;

$$\begin{aligned} \frac{\partial E_D}{\partial \dot{x}_1} &= \eta k_1 \left( \dot{x}_1 + L_2 \dot{\theta}_2 - \frac{T_e}{2} \dot{\theta}_3 \right) + \eta k_2 \left( \dot{x}_1 - L_1 \dot{\theta}_2 - \frac{T_e}{2} \dot{\theta}_3 \right) + \eta k_3 \left( \dot{x}_1 + L_2 \dot{\theta}_2 + \frac{T_e}{2} \dot{\theta}_3 \right) + \\ &+ \eta k_4 \left( \dot{x}_1 - L_1 \dot{\theta}_2 + \frac{T_e}{2} \dot{\theta}_3 \right) \end{aligned} \quad (12.21)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial E_D}{\partial \dot{\theta}_2} &= \eta k_1 L_2 \left( \dot{x}_1 + L_2 \dot{\theta}_2 - \frac{T_e}{2} \dot{\theta}_3 \right) - \eta k_2 L_1 \left( \dot{x}_1 - L_1 \dot{\theta}_2 - \frac{T_e}{2} \dot{\theta}_3 \right) + \eta k_3 L_2 \left( \dot{x}_1 + L_2 \dot{\theta}_2 + \frac{T_e}{2} \dot{\theta}_3 \right) - \\ &- \eta k_4 L_1 \left( \dot{x}_1 - L_1 \dot{\theta}_2 + \frac{T_e}{2} \dot{\theta}_3 \right) \end{aligned} \quad (12.22)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial E_D}{\partial \dot{\theta}_3} &= -\eta k_1 \frac{T_e}{2} \left( \dot{x}_1 + L_2 \dot{\theta}_2 - \frac{T_e}{2} \dot{\theta}_3 \right) - \eta k_2 \frac{T_e}{2} \left( \dot{x}_1 - L_1 \dot{\theta}_2 - \frac{T_e}{2} \dot{\theta}_3 \right) + \eta k_3 \frac{T_e}{2} \left( \dot{x}_1 + L_2 \dot{\theta}_2 + \frac{T_e}{2} \dot{\theta}_3 \right) + \\ &+ \eta k_4 \frac{T_e}{2} \left( \dot{x}_1 - L_1 \dot{\theta}_2 + \frac{T_e}{2} \dot{\theta}_3 \right) \end{aligned} \quad (12.23)$$

(12.21), (12.22) ve (12.23) ifadelerinde  $x_1$ ,  $\theta_2$  ve  $\theta_3$  parantezlerine alınıp denklemler yeniden düzenlenir ise;

$$\begin{aligned} \frac{\partial E_D}{\partial \dot{x}_1} &= \dot{x}_1 (\eta k_1 + \eta k_2 + \eta k_3 + \eta k_4) + \dot{\theta}_2 (\eta k_1 L_2 - \eta k_2 L_1 + \eta k_3 L_2 - \eta k_4 L_1) + \\ &+ \dot{\theta}_3 \frac{T_e}{2} (-\eta k_1 - \eta k_2 + \eta k_3 + \eta k_4) \end{aligned} \quad (12.24)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial E_D}{\partial \dot{\theta}_2} &= \dot{x}_1 (\eta k_1 L_2 - \eta k_2 L_1 + \eta k_3 L_2 - \eta k_4 L_1) + \dot{\theta}_2 (\eta k_1 L_2^2 + \eta k_2 L_1^2 + \eta k_3 L_2^2 + \eta k_4 L_1^2) + \\ &+ \dot{\theta}_3 \frac{T_e}{2} (-\eta k_1 L_2 + \eta k_2 L_1 + \eta k_3 L_2 - \eta k_4 L_1) \end{aligned} \quad (12.25)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial E_D}{\partial \dot{\theta}_3} &= \dot{x}_1 \frac{T_e}{2} (-\eta k_1 - \eta k_2 + \eta k_3 + \eta k_4) + \dot{\theta}_2 \frac{T_e}{2} (-\eta k_1 L_2 + \eta k_2 L_1 + \eta k_3 L_2 - \eta k_4 L_1) + \\ &+ \dot{\theta}_3 \frac{T_e^2}{4} (\eta k_1 + \eta k_2 + \eta k_3 + \eta k_4) \end{aligned} \quad (12.26)$$

### 12.1 Durum Uzayı İle Yapılan Analiz

Yukarıda bulunan denklemleri durum uzay (state-space) sisteminde yazıp sistemi MATLAB tabanında analiz edilecektir.

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F$$

$$\dot{x} = AAx + BBu$$

$$y = CCx + DDu$$

Burada A, B, C, D, matrislerinin elde edilmeleri gerekir. Sistemde gürültü sıfır kabul edildiği için D=0 alınacaktır.

$$x_2 = \dot{x}_1 \quad \theta_4 = \dot{\theta}_2 \quad \theta_5 = \dot{\theta}_3$$

$$d_1 = \frac{1}{m} \quad d_2 = \frac{1}{J_{ZZ}} \quad d_3 = \frac{1}{J_{XX}}$$

$$\dot{x}_2 = \frac{1}{m} \begin{bmatrix} -(k_1 + k_2 + k_3 + k_4)x - (k_1L_2 - k_2L_1 + k_3L_2 - k_4L_1)\theta_2 - \\ -(-k_1 - k_2 + k_3 + k_4)\frac{T_e}{2}\theta_3 - (k_1 + k_2 + k_3 + k_4)\eta\dot{x} - \\ -(k_1L_2 + k_2L_1 + k_3L_2 - k_4L_1)\eta\dot{\theta}_2 - (-k_1 - k_2 + k_3 + k_4)\frac{T_e}{2}\eta\dot{\theta}_3 + F(t) \end{bmatrix} \quad (12.27)$$

$$\dot{\theta}_4 = \frac{1}{J_{ZZ}} \begin{bmatrix} -(k_1L_2 - k_2L_1 + k_3L_2 - k_4L_1)x - (k_1L_2^2 + k_2L_1^2 + k_3L_2^2 + k_4L_1^2)\theta_2 - \\ -(k_1L_2 + k_2L_1 + k_3L_2 - k_4L_1)\frac{T_e}{2}\theta_3 - (k_1L_2 - k_2L_1 + k_3L_2 - k_4L_1)\eta\dot{x} - \\ -(k_1L_2^2 + k_2L_1^2 + k_3L_2^2 + k_4L_1^2)\eta\dot{\theta}_2 - (k_1L_2 + k_2L_1 + k_3L_2 - k_4L_1)\frac{T_e}{2}\eta\dot{\theta}_3 + F(t) \times L_p \end{bmatrix} \quad (12.28)$$

$$\dot{\theta}_5 = \frac{1}{J_{XX}} \left[ \begin{aligned} & -(-k_1 - k_2 + k_3 + k_4) \frac{T_e}{2} x - (k_1 L_2 + k_2 L_1 + k_3 L_2 - k_4 L_1) \frac{T_e}{2} \theta_2 - \\ & -(-k_1 - k_2 + k_3 + k_4) \frac{T_e^2}{4} \theta_3 - (k_1 - k_2 + k_3 + k_4) \frac{T_e}{2} \eta \dot{x} - \\ & -(-k_1 L_2 + k_2 L_1 + k_3 L_2 + k_4 L_1) \frac{T_e}{2} \eta \dot{\theta}_2 - (k_1 + k_2 + k_3 + k_4) \frac{T_e^2}{4} \eta \dot{\theta}_3 + F(t) \times L_{pp} \end{aligned} \right] \quad (12.29)$$

$$AA = \begin{bmatrix} AA_{1,1} & AA_{1,2} & AA_{1,3} & AA_{1,4} & AA_{1,5} & AA_{1,6} \\ AA_{2,1} & AA_{2,2} & AA_{2,3} & AA_{2,4} & AA_{2,5} & AA_{2,6} \\ AA_{3,1} & AA_{3,2} & AA_{3,3} & AA_{3,4} & AA_{3,5} & AA_{3,6} \\ AA_{4,1} & AA_{4,2} & AA_{4,3} & AA_{4,4} & AA_{4,5} & AA_{4,6} \\ AA_{5,1} & AA_{5,2} & AA_{5,3} & AA_{5,4} & AA_{5,5} & AA_{5,6} \\ AA_{6,1} & AA_{6,2} & AA_{6,3} & AA_{6,4} & AA_{6,5} & AA_{6,6} \end{bmatrix} \quad (12.30)$$

$$AA_{1,1} = 0 \quad (12.31)$$

$$AA_{1,2} = 0 \quad (12.32)$$

$$AA_{1,3} = 0 \quad (12.33)$$

$$AA_{1,4} = 1 \quad (12.34)$$

$$AA_{1,5} = 0 \quad (12.35)$$

$$AA_{1,6} = 0 \quad (12.36)$$

$$AA_{2,1} = 0 \quad (12.37)$$

$$AA_{2,2} = 0 \quad (12.38)$$

$$AA_{2,3} = 0 \quad (12.39)$$

$$AA_{2,4} = 0 \quad (12.40)$$

$$AA_{2,5} = 1 \quad (12.41)$$

$$AA_{2,6} = 0 \quad (12.42)$$

$$AA_{3,1} = 0 \quad (12.43)$$

$$AA_{3,2} = 0 \quad (12.44)$$

$$AA_{3,3} = 0 \quad (12.45)$$

$$AA_{3,4} = 0 \quad (12.46)$$

$$AA_{3,5} = 0 \quad (12.47)$$

$$AA_{3,6} = 1 \quad (12.48)$$

$$AA_{4,1} = -d_1(k_1 + k_2 + k_3 + k_4) \quad (12.49)$$

$$AA_{4,2} = -d_1(k_1L_2 - k_2L_1 + k_3L_2 - k_4L_1) \quad (12.50)$$

$$AA_{4,3} = -d_1(-k_1 - k_2 + k_3 + k_4) \frac{T_e}{2} \quad (12.51)$$

$$AA_{4,4} = -d_1\eta(k_1 + k_2 + k_3 + k_4) \quad (12.52)$$

$$AA_{4,5} = -d_1\eta(k_1L_2 + k_2L_1 + k_3L_2 - k_4L_1) \quad (12.53)$$

$$AA_{4,6} = -d_1\eta(-k_1 - k_2 + k_3 + k_4) \frac{T_e}{2} \quad (12.54)$$

$$AA_{5,1} = -d_2(k_1L_2 - k_2L_1 + k_3L_2 - k_4L_1) \quad (12.55)$$

$$AA_{5,2} = -d_2(k_1L_2^2 + k_2L_1^2 + k_3L_2^2 + k_4L_1^2) \quad (12.56)$$

$$AA_{5,3} = -d_2(k_1L_2 + k_2L_1 + k_3L_2 - k_4L_1) \frac{T_e}{2} \quad (12.57)$$

$$AA_{5,4} = -d_2\eta(k_1L_2 - k_2L_1 + k_3L_2 - k_4L_1) \quad (12.58)$$

$$AA_{5,5} = -d_2\eta(k_1L_2^2 + k_2L_1^2 + k_3L_2^2 + k_4L_1^2) \quad (12.59)$$

$$AA_{5,6} = -d_2\eta(k_1L_2 + k_2L_1 + k_3L_2 - k_4L_1) \frac{T_e}{2} \quad (12.60)$$

$$AA_{6,1} = -d_3(-k_1 - k_2 + k_3 + k_4) \frac{T_e}{2} \quad (12.61)$$

$$AA_{6,2} = -d_3(k_1L_2 + k_2L_1 + k_3L_2 - k_4L_1) \frac{T_e}{2} \quad (12.62)$$

$$AA_{6,3} = -d_3(-k_1 - k_2 + k_3 + k_4) \frac{T_e^2}{4} \quad (12.63)$$

$$AA_{6,4} = -d_3\eta(k_1 - k_2 + k_3 + k_4) \frac{T_e}{2} \quad (12.64)$$

$$AA_{6,5} = -d_3\eta(-k_1L_2 + k_2L_1 + k_3L_2 + k_4L_1) \frac{T_e}{2} \quad (12.65)$$

$$AA_{6,6} = -d_3\eta(k_1 + k_2 + k_3 + k_4) \frac{T_e^2}{4} \quad (12.66)$$

$$BB = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1/m \\ L_p / J_{zz} \\ L_{pp} / J_{xx} \end{bmatrix} u = F(t) \quad (12.67)$$

$$CC = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (12.68)$$

Bütün değerleri kontrol etmek amacıyla CC matrisi 6x6 birim matrisi seğilmiştir. Spesifik olarak inceleme yapılırsa bu matris kuultulebilir.

## 12.2 Frekans Analizi

$$[M]\ddot{x} + [C]\dot{x} + [K]x = [F] \quad (12.69)$$

Daha önce elde ettiğimiz denklemlerin çözümleri ile aşağıdaki matrisler elde edilir.

$$[M] = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 \\ 0 & J_{ZZ} & 0 \\ 0 & 0 & J_{XX} \end{bmatrix} \quad (12.70)$$

$$[C] = \begin{bmatrix} \eta(k_1+k_2+k_3+k_4) & \eta(k_1L_2-k_2L_1+k_3L_2-k_4L_1) & \frac{T_e}{2}\eta(-k_1-k_2+k_3+k_4) \\ \eta(k_1L_2-k_2L_1+k_3L_2-k_4L_1) & \eta(k_1L_2^2+k_2L_1^2+k_3L_2^2+k_4L_1^2) & \frac{T_e}{2}\eta(-k_1L_2+k_2L_1+k_3L_2-k_4L_1) \\ \frac{T_e}{2}\eta(-k_1-k_2+k_3+k_4) & \frac{T_e}{2}\eta(-k_1L_2+k_2L_1+k_3L_2-k_4L_1) & \frac{T_e^2}{4}\eta(k_1+k_2+k_3+k_4) \end{bmatrix} \quad (12.71)$$

$$[K] = \begin{bmatrix} (k_1+k_2+k_3+k_4) & (k_1L_2-k_2L_1+k_3L_2-k_4L_1) & \frac{T_e}{2}(-k_1-k_2+k_3+k_4) \\ (k_1L_2-k_2L_1+k_3L_2-k_4L_1) & (k_1L_2^2+k_2L_1^2+k_3L_2^2+k_4L_1^2) & \frac{T_e}{2}(-k_1L_2+k_2L_1+k_3L_2-k_4L_1) \\ \frac{T_e}{2}(-k_1-k_2+k_3+k_4) & \frac{T_e}{2}(-k_1L_2+k_2L_1+k_3L_2-k_4L_1) & \frac{T_e^2}{4}(k_1+k_2+k_3+k_4) \end{bmatrix} \quad (12.72)$$

Sistemin frekans domaininde analiz yapılırken tahrik fonksiyonu aşağıdaki gibi alınmıştır.

$$[F] = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ f \\ f \times L_p \\ f \times L_{pp} \end{bmatrix} \quad (12.73)$$

X hareket fonksiyonunu ise;

$$x_i = X_{is} \sin(\omega t) + X_{ic} \cos(\omega t) \quad (12.74)$$

şeklinde ifade edilmiştir.

(11.31) no'lu denklem uygun formlarda denklemlerde yerine yazılıp düzenlemeler yapılırsa;

$$X = [Y]^{-1} F \quad (12.75)$$

şeklinde çözüm elde edilir.

$$[Y] = \begin{bmatrix} -\omega^2 [M] + [K] & -\omega [C] \\ \omega [C] & -\omega^2 [M] + [K] \end{bmatrix} \quad (12.76)$$

$x_i$  genlikleri aşağıda formda elde edilir.

$$X_i = \begin{bmatrix} X_{is} \\ X_{ic} \end{bmatrix} \quad (12.77)$$

Elde edilen  $x_{is}$  ve  $x_{ic}$  değerlerinden her frekans değeri için maksimum yer değiştirme

$$X = \sqrt{X_{is}^2 + X_{ic}^2} \quad (12.78)$$

olarak elde edilir.

### 12.3 Sayısal Sonuçlar

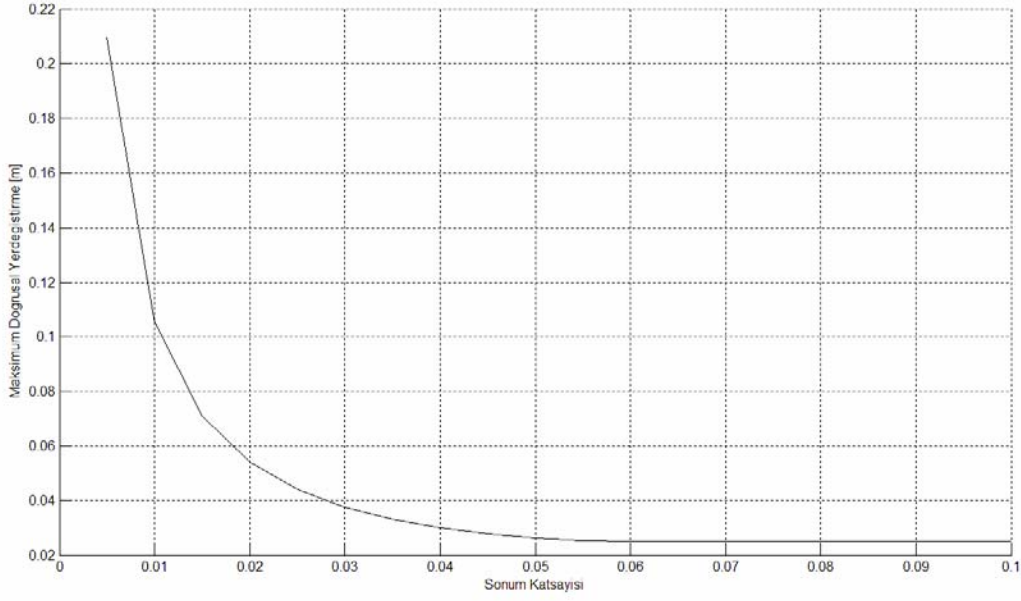
Bir eksantrik prese ait özellikler pres imalatçısı firmadan alındı. Alınan değerler kullanılarak yukarıda çıkarılan denklemlerde yerlerine konularak sistemin davranışı incelenmiştir. Aşağıda sistem hakkında bilinen değerler listelenmiştir.

$$\begin{array}{lll}
 m = 700 \text{ kg} & J_{xx} = 56.92 \text{ kgm}^2 & J_{zz} = 33.70 \text{ kgm}^2 \\
 F = 98100 \text{ N} & T_e = 0.98 \text{ m} & L_{pp} = 0.10 \text{ m} \\
 L_1 = 0.375 \text{ m} & L_2 = 0.375 \text{ m} & L_p = 0.05 \text{ m}
 \end{array}$$

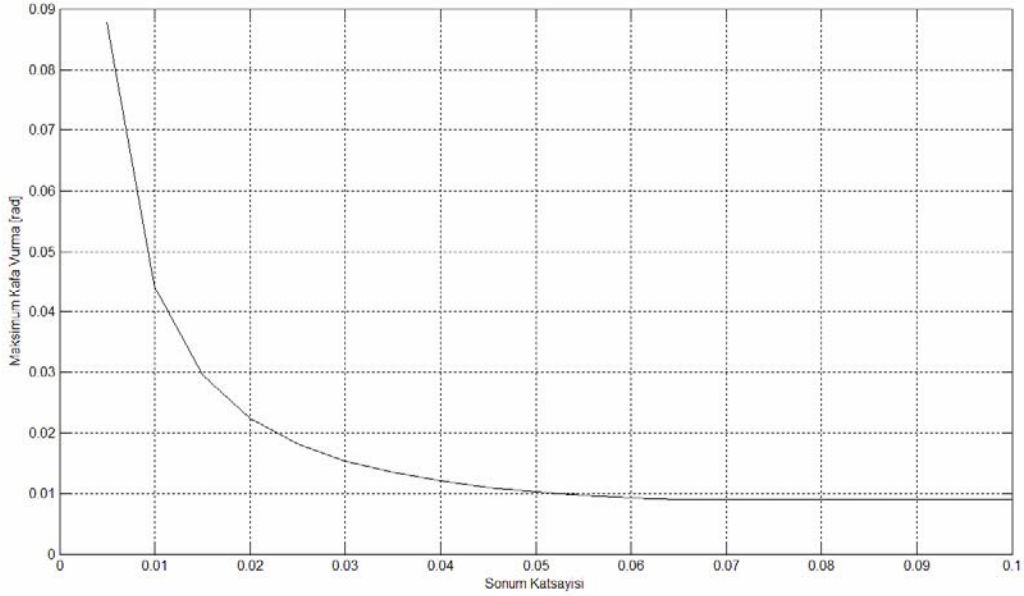
Bu sistemde  $k$  ve  $\eta$  değerlerinin değişimlerinin sisteme etkileri incelenecektir. Bu incelemeye başlayabilmek için önemli izolasyon malzemelerinin  $\eta$  değerleri aşağıdaki çizelgede verilmiştir.

Çizelge 12.1 Çeşitli izolasyon malzemelerine ait sönüm katsayıları

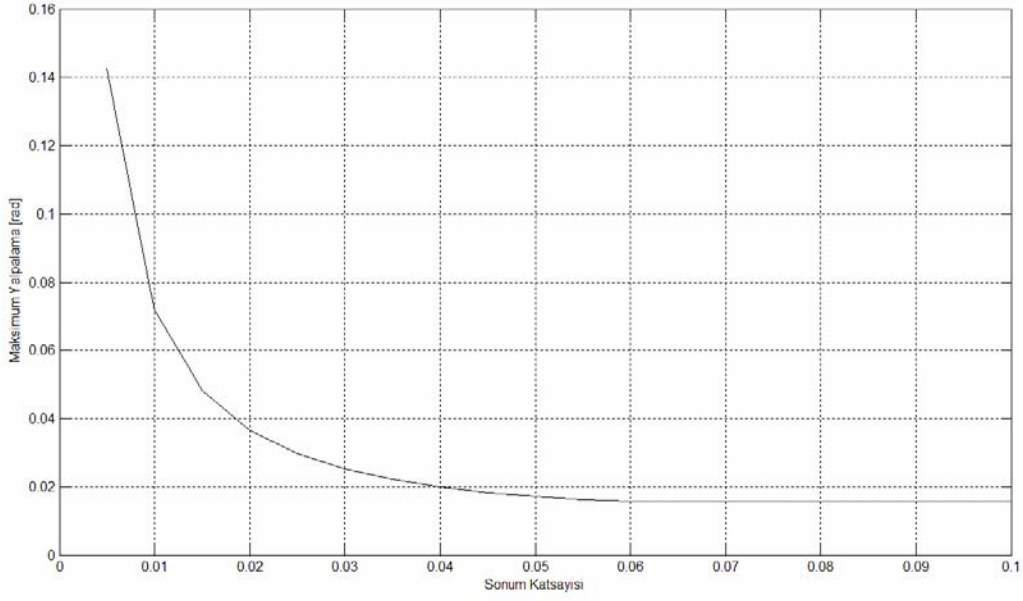
<u>İzolasyon Malzemesi</u>	<u>Sönüm Katsayısı (<math>\eta</math>)</u>
Çelik yay	0.005
Doğal lastik	0.05
Neopren	0.05
Sürtünme sönümlü yaylar	0.33
Metal	0.12
Hava sönüm	0.17
Keçe ve mantar	0.06



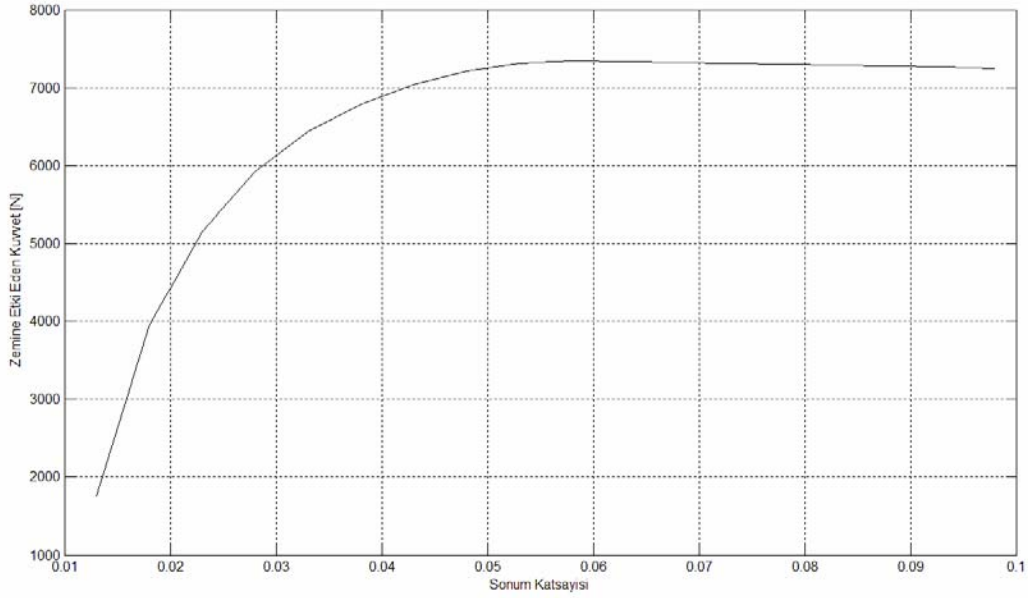
Şekil 12.2 Değişik sönüm katsayısı değerleri için  $m$  ana kütleinin maksimum doğrusal yer değişme cevaplarının değişimi ( $k = 100000 \text{ N/m}$ )



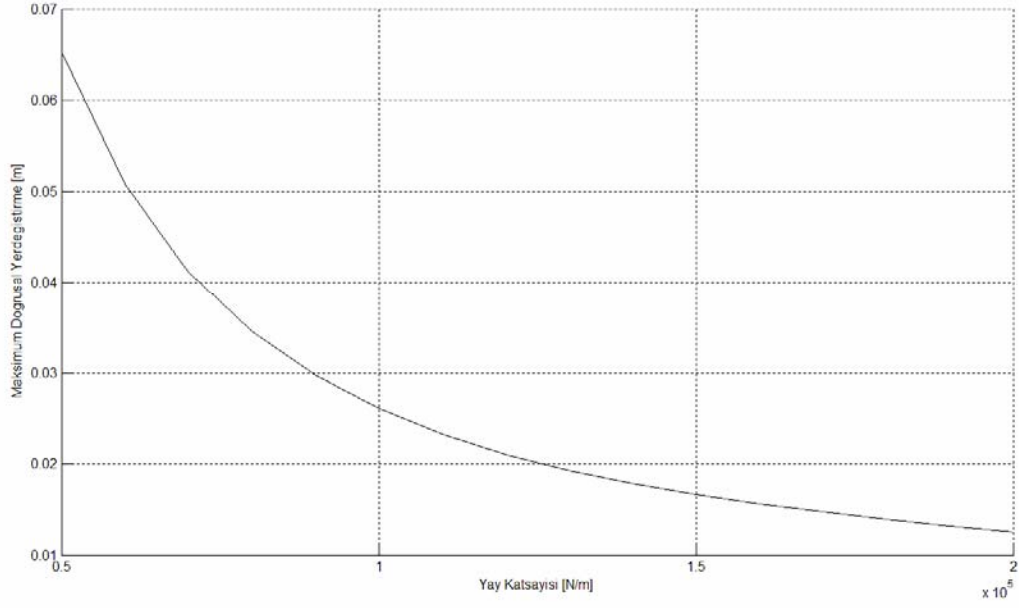
Şekil 12.3 Değişik sönüm katsayısı değerleri için  $m$  ana kütleinin maksimum kafa vurma hareketi cevaplarının değişimi ( $k = 100000 \text{ N/m}$ )



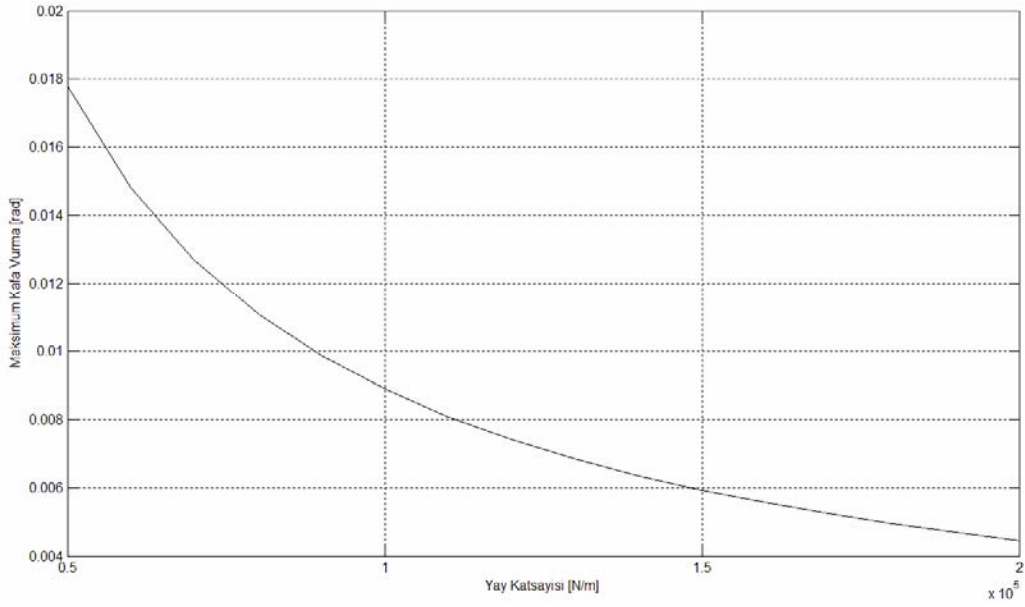
Şekil 12.4 Değişik sönüm katsayısı değerleri için  $m$  ana kütesinin maksimum yalpalama hareketi cevaplarının değişimi ( $k = 100000 \text{ N/m}$ )



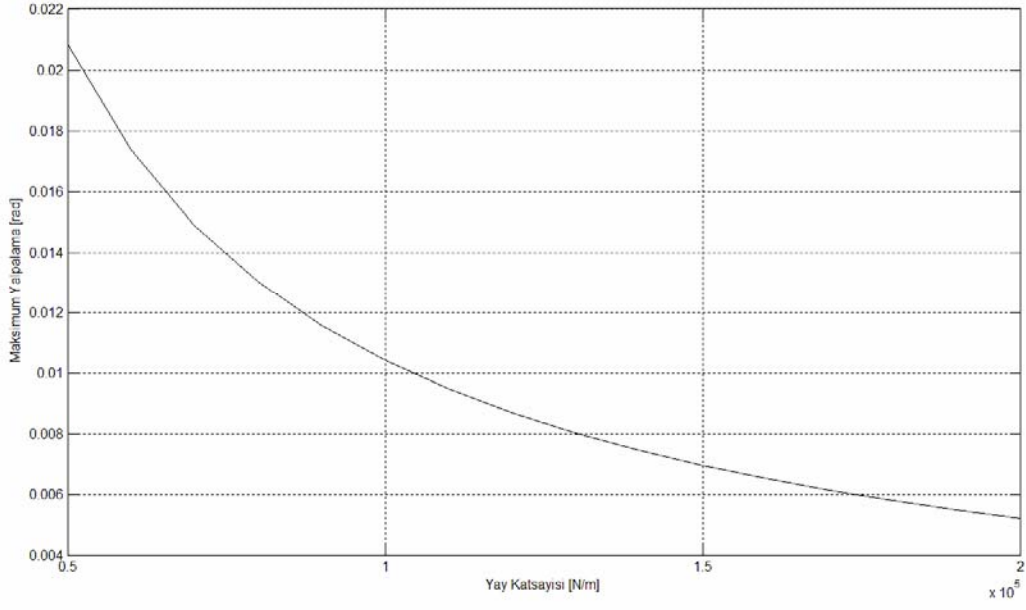
Şekil 12.5 Değişik sönüm katsayısı değerleri için  $m$  ana kütesinin zemine etki eden maksimum kuvvet cevaplarının değişimi ( $k = 100000 \text{ N/m}$ )



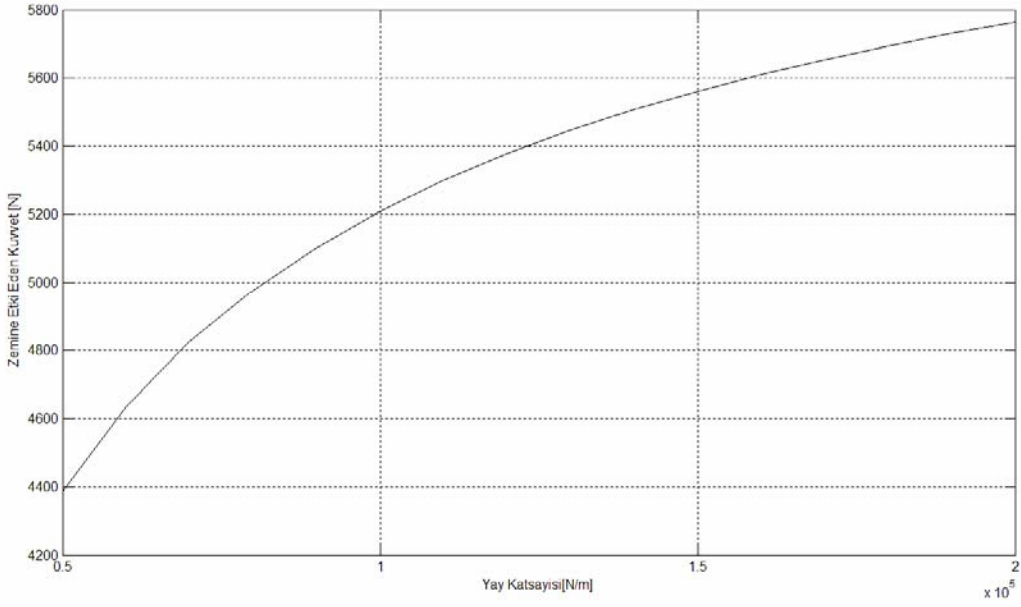
Şekil 12.6 Değişik yay katsayısı değerleri için m ana kütleinin maksimum doğrusal yer değişme cevaplarının değişimi ( $\eta = 0.05$ )



Şekil 12.7 Değişik yay katsayısı değerleri için m ana kütleinin maksimum kafa vurma hareketi cevaplarının değişimi ( $\eta = 0.05$ )



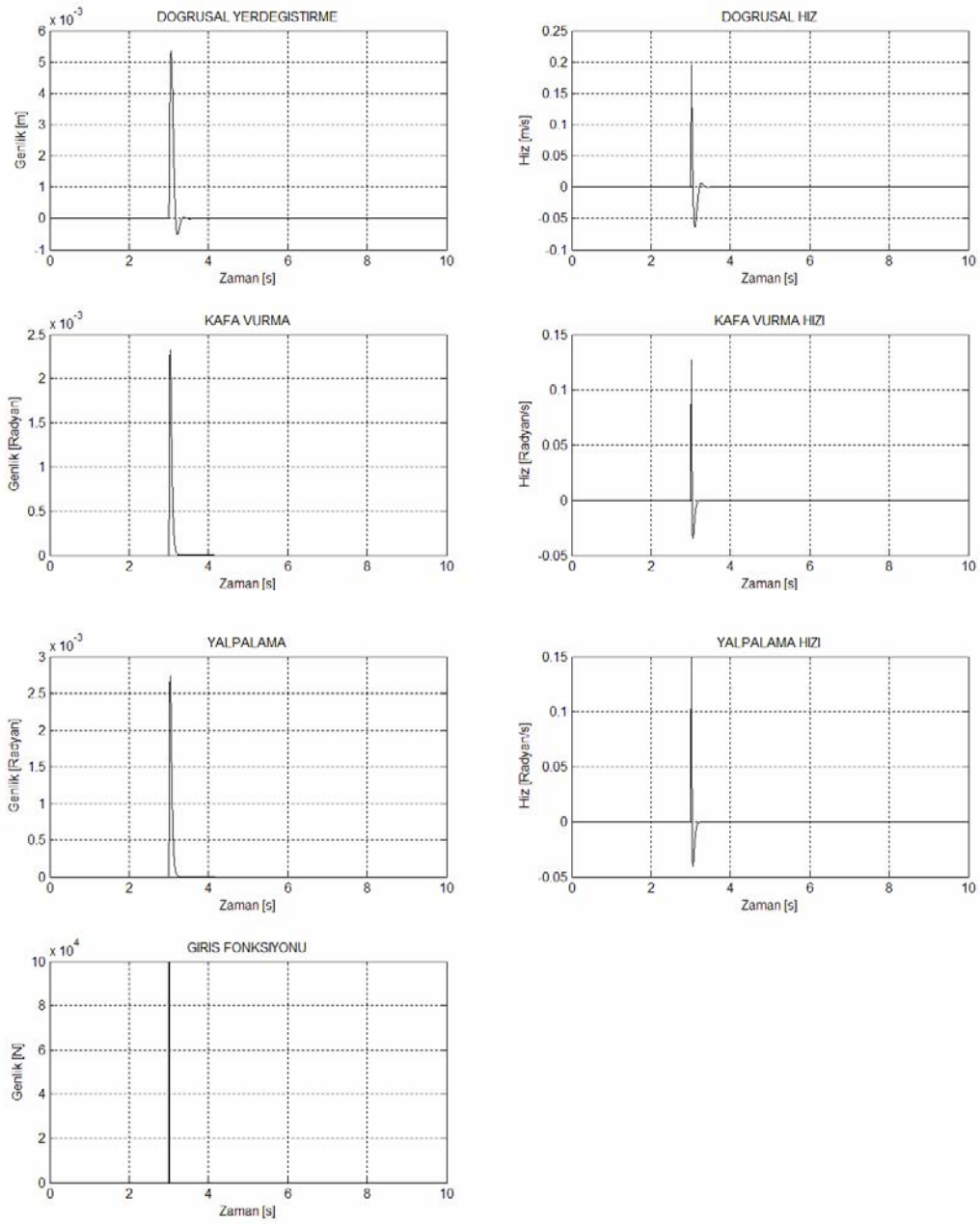
Şekil 12.8 Değişik yay katsayısı değerleri için m ana kütesinin maksimum yalpalama hareketi cevaplarının değişimi ( $\eta = 0.05$ )



Şekil 12.9 Değişik yay katsayısı değerleri için m ana kütesinin zemine etki eden maksimum kuvvet cevaplarının değişimi ( $\eta = 0.05$ )

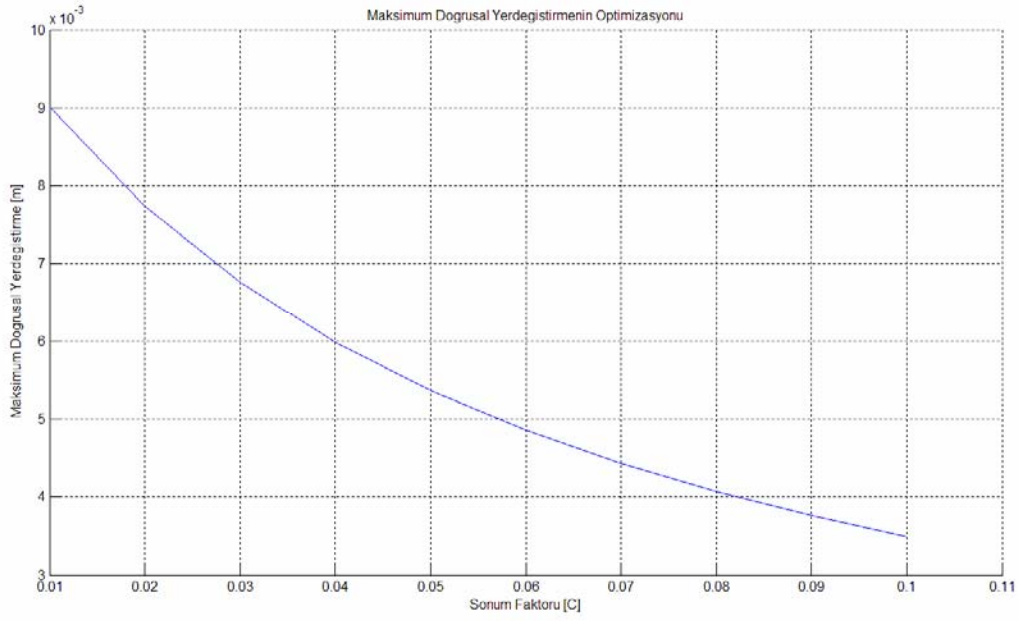
Yukarıdaki şekillerde histeretik sönümlemedeki değişkenlere göre sistemin davranışları görülmektedir.  $k$  ve  $\eta$  değerlerinin artışına bağlı olarak sistem hareketlerinde azalmakta ve zemine etki eden kuvvet ise artmaktadır Aralarında zıt bir ilişki vardır.

Şekiller incelendiğinde  $k = 100000 \text{ N/m}$  ve  $\eta = 0.05$  değerlerinin sistem için uygun değerler olarak kabul edilebilir. Bu değerler için durum uzay analizi yapılırsa aşağıdaki sonuçlar elde edilir.

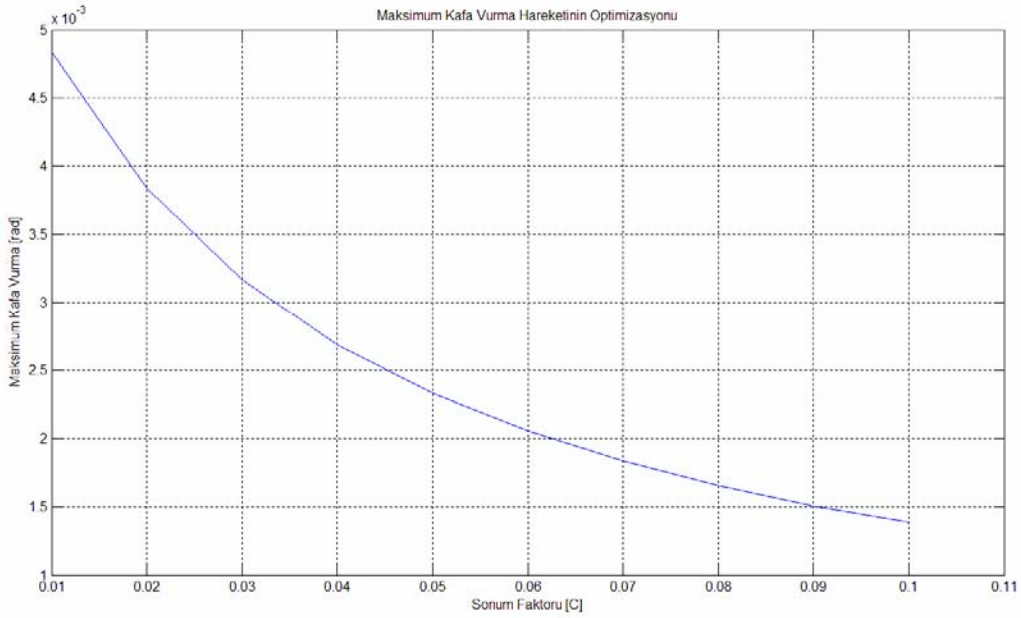


Şekil 12.10 Sistemin durum uzay analizi cevapları ( $k = 100000 \text{ N/m}$  ve  $\eta = 0.05$ )

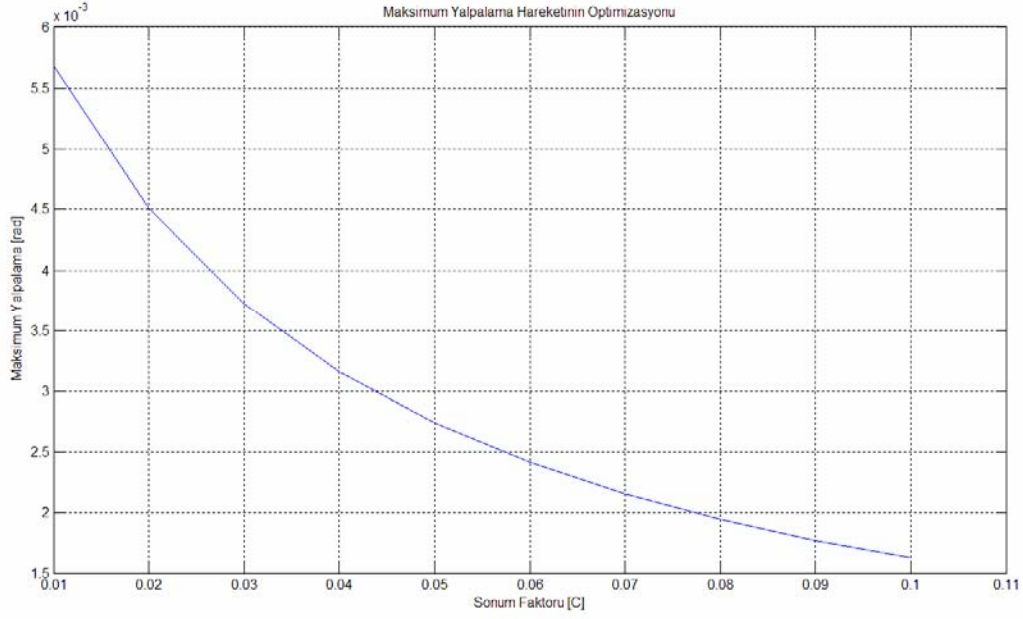
Durum uzay analizi ile elde edilen cevaplar kullanılarak elde edilen optimizasyon cevaplarının diyagramları aşağıda verilmiştir.



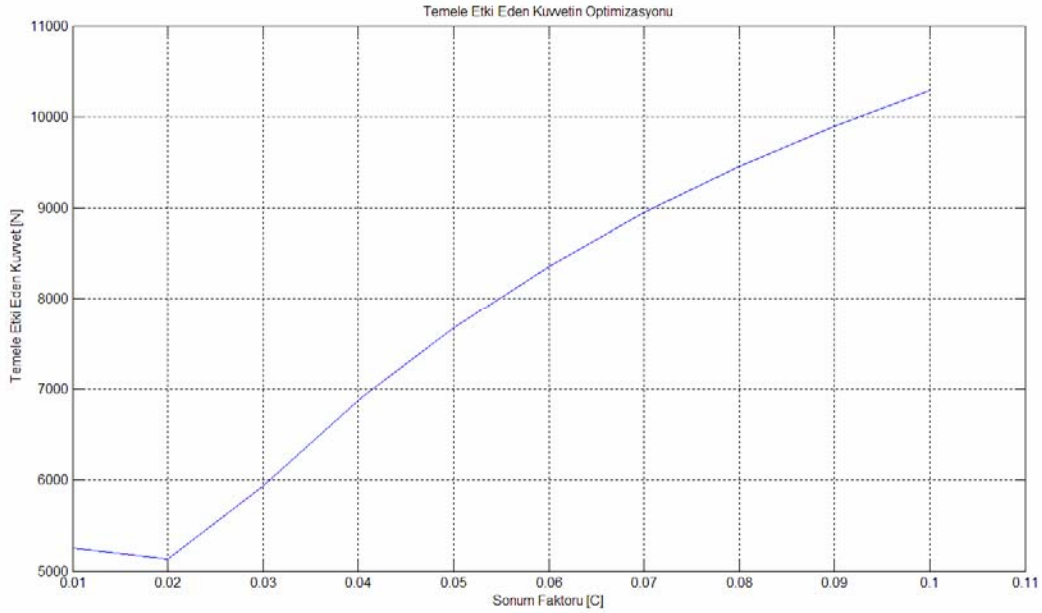
Şekil 12.11 Değişik sönüm katsayısı değerleri için m ana kütesinin maksimum doğrusal yer değışme cevaplarının değışimi ( $k = 100000 \text{ N} / m$ )



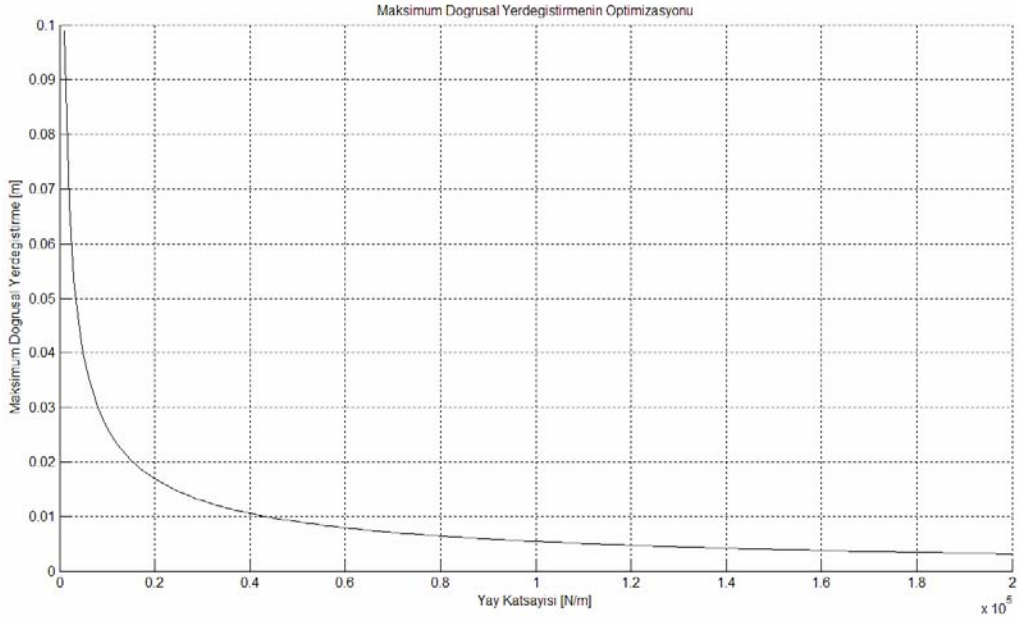
Şekil 12.12 Değişik sönüm katsayısı değerleri için m ana kütesinin maksimum kafa vurma hareketi cevaplarının değışimi ( $k = 100000 \text{ N} / m$ )



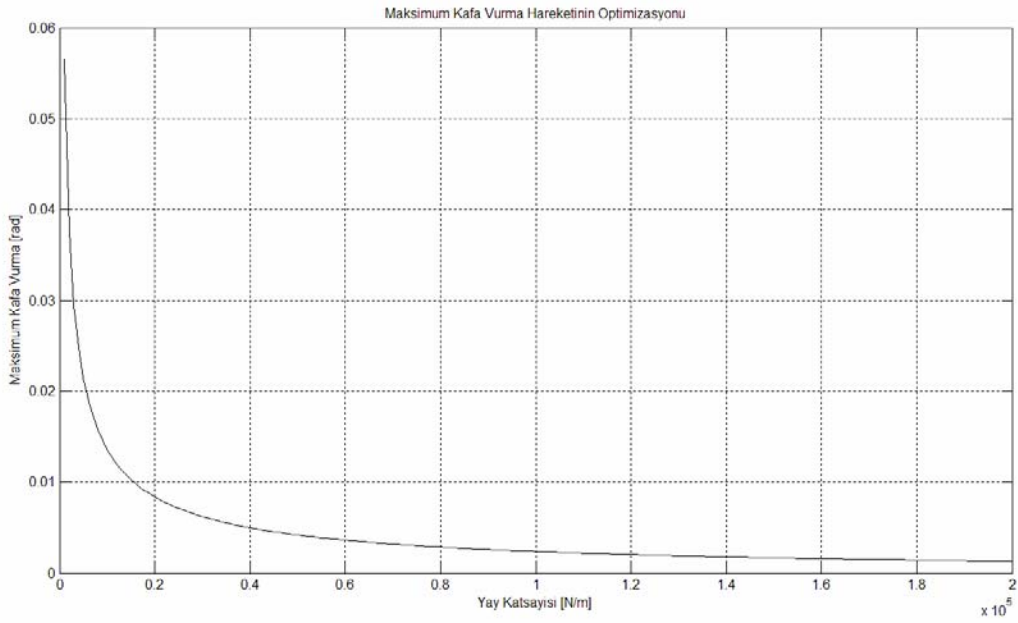
Şekil 12.13 Değişik sönüm katsayısı değerleri için m ana kütleinin maksimum yalpalama hareketi cevaplarının değişimi ( $k = 100000 \text{ N/m}$ )



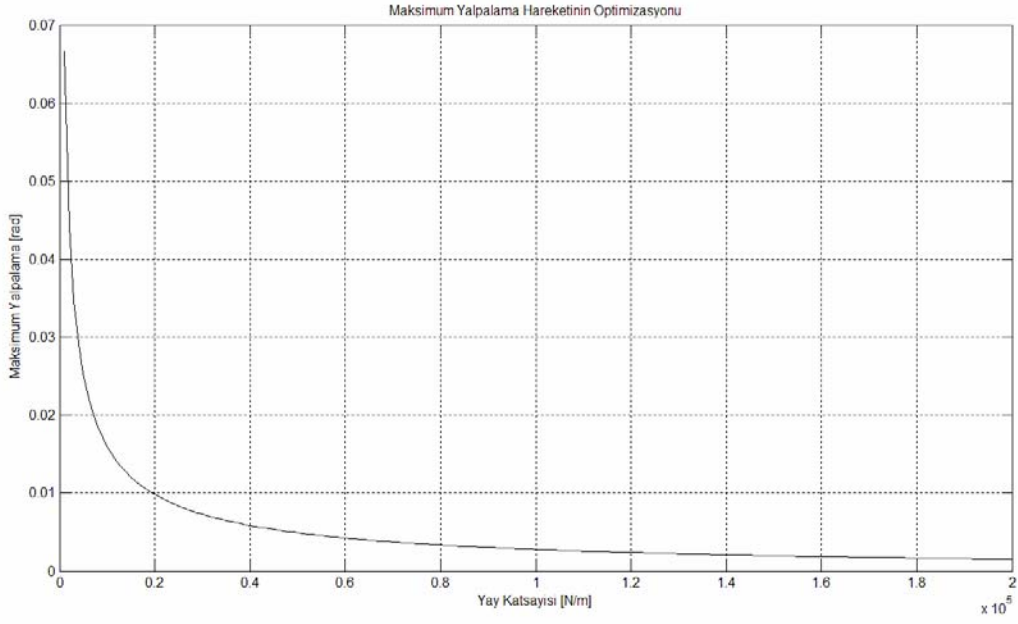
Şekil 12.14 Değişik sönüm katsayısı değerleri için m ana kütleinin zemine etki eden maksimum kuvvet cevaplarının değişimi ( $k = 100000 \text{ N/m}$ )



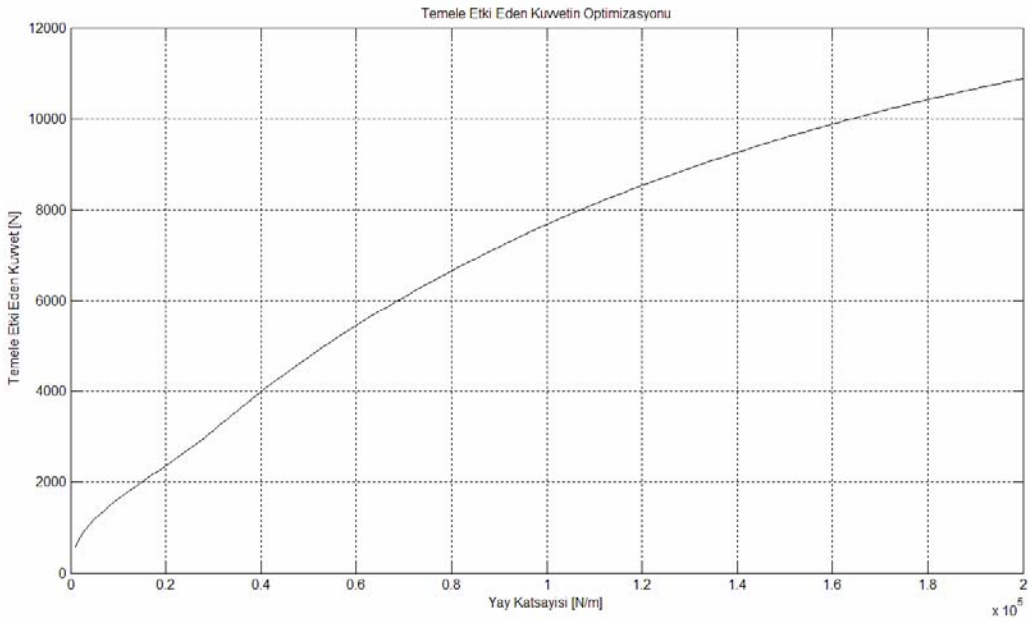
Şekil 12.15 Değişik yay katsayısı değerleri için m ana kütleinin maksimum doğrusal yer değişme cevaplarının değişimi ( $\eta = 0.05$ )



Şekil 12.16 Değişik yay katsayısı değerleri için m ana kütleinin maksimum kafa vurma hareketi cevaplarının değişimi ( $\eta = 0.05$ )



Şekil 12.17 Değişik yay katsayısı değerleri için m ana kütesinin maksimum yalpalama hareketi cevaplarının değişimi ( $\eta = 0.05$ )



Şekil 12.18 Değişik yay katsayısı değerleri için m ana kütesinin zemine etki eden maksimum kuvvet cevaplarının değişimi ( $\eta = 0.05$ )

### 13 COULOMB SÜRTÜNMESİNİN TİTREŞİM İZOLASYON SİSTEMİNE ETKİSİ

Coulomb sürtünmesinin titreşim izolasyon sistemine eklenmesi ile yeni oluşacak durum;

$$[M]\ddot{x} + [C]\dot{x} + [K]x = [F] - \mu[N]\text{sgn}(\dot{x}) \quad (13.1)$$

haline gelir.

Bu ifadede görüldüğü gibi sürtünme kuvveti normal yük ve sistemin hızı ile ilişkilidir. Bu sistemde  $F < \mu N$  halinde ise pres gövdesi hareket etmez.

Bu sistemde hız ifadeleri bilinmediği için sistem Runge – Kutta metodu ile çözülmüştür.

#### 13.1 Runge – Kutta Metodu

Runge – Kutta metodunun kullanılmasının amacı kendi kendine başlaması ve iyi sonuçlar vermesidir. Runge – Kutta metodunda ikinci dereceden diferansiyel denklemleri iki adet birinci dereceden diferansiyel denklem ile ifade edilir. Bir örnek verecek olursak;

$$\ddot{x} = \frac{1}{m}[f(t) - kx - c\dot{x}] = F(x, \dot{x}, t) \quad (13.2)$$

şeklinde ifade edilir.  $\dot{x} = y$  kabulü yapılırsa aşağıdaki iki birinci dereceden diferansiyel denklem elde edilir.

$$\begin{aligned} \dot{x} &= y \\ \dot{y} &= F(x, y, t) \end{aligned} \quad (13.3)$$

$x$  ve  $y$  ifadelerini  $x_i$  ve  $y_i$  komşuluğunda ve zaman artımını  $h = \Delta t$  olarak Taylor serilerini yazarsak;

$$\begin{aligned} x &= x_i + \left(\frac{dx}{dt}\right)_i h + \left(\frac{d^2x}{dt^2}\right)_i \frac{h^2}{2} + \dots \\ y &= y_i + \left(\frac{dy}{dt}\right)_i h + \left(\frac{d^2y}{dt^2}\right)_i \frac{h^2}{2} + \dots \end{aligned} \quad (13.4)$$

Bu ifadelerde yüksek türevli değerler sistemde çok fazla bir değişiklik yapmadığı için sadece birinci dereceden türevli değer sisteme alınır.

$$\begin{aligned}
 x &= x_i + \left( \frac{dx}{dt} \right)_{iau} h \\
 y &= y_i + \left( \frac{dy}{dt} \right)_{iau} h
 \end{aligned}
 \tag{13.5}$$

Simpson kuralı kullanır ise sistemdeki averaj aşağıdaki gibi olur.

$$\left( \frac{dx}{dt} \right)_{iau} = \frac{1}{6} \left[ \left( \frac{dx}{dt} \right)_{ti} + 4 \left( \frac{dx}{dt} \right)_{ti+h/2} + \left( \frac{dx}{dt} \right)_{ti+h} \right]
 \tag{13.6}$$

Runge – Kutta metodu ile aşağıdaki tablo yardımıyla değerler bulunur.

Çizelge 13.1 Runge – Kutta hesaplama tablosu

$t$	$x$	$y = \dot{x}$	$f = \dot{y} = \ddot{x}$
$T_1 = t_i$	$X_1 = x_i$	$Y_1 = y_i$	$F_1 = f(T_1, X_1, Y_1)$
$T_2 = t_i + \frac{h}{2}$	$X_2 = x_i + Y_1 \frac{h}{2}$	$Y_2 = y_i + F_1 \frac{h}{2}$	$F_2 = f(T_2, X_2, Y_2)$
$T_3 = t_i + h$	$X_3 = x_i + Y_2 h$	$Y_3 = y_i + F_2 h$	$F_3 = f(T_3, X_3, Y_3)$

Çizelge 13.1'deki değerler aşağıdaki denklemlerde yazılıp sonuç bulunur.

$$x_{i+1} = x_i + \frac{h}{6} (Y_1 + 4Y_2 + Y_3)
 \tag{13.7}$$

$$y_{i+1} = x_i + \frac{h}{6} (F_1 + 4F_2 + F_3)
 \tag{13.8}$$

### 13.2 Runge – Kutta Yönteminin Uygulanması

(10.32), (10.33) ve (10.34) no'lu  $[M]$ ,  $[K]$  ve  $[C]$  matrisleri bu sistemde de kullanılacaktır.

Başlangıç durumundaki durumu  $X_b$  ve  $\dot{X}_b$  matrisleri ile ifade edilir.

$$X_b = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad \dot{X}_b = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (13.9)$$

Noktasal hız değerleri mesnet noktalarına göre aşağıdaki formülde gösterildiği gibi bulunur.

İlk başta hız olarak  $\dot{X}_b$  alınacağı için değerler sıfır bulunur ama diğer adımlarda hız değişim göstermektedir.

$$v_1 = \dot{x}(1,1) + L_p \times \dot{x}(2,1) + L_{pp} \times \dot{x}(3,1) \quad (13.10)$$

$$v_2 = \dot{x}(1,1) - L_p \times \dot{x}(2,1) - L_{pp} \times \dot{x}(3,1) \quad (13.11)$$

$$v_3 = \dot{x}(1,1) + L_p \times \dot{x}(2,1) - L_{pp} \times \dot{x}(3,1) \quad (13.12)$$

$$v_4 = \dot{x}(1,1) - L_p \times \dot{x}(2,1) + L_{pp} \times \dot{x}(3,1) \quad (13.13)$$

Toplam kuvvet ( $F_t$ ) bulunan hız değerlerine göre hesaplanır.

$$[F_t] = \begin{bmatrix} F_{tx} \\ F_{t\theta_2} \\ F_{t\theta_3} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F - (\mu N \operatorname{sgn}(v_1) + \mu N \operatorname{sgn}(v_2) + \mu N \operatorname{sgn}(v_2) + \mu N \operatorname{sgn}(v_2)) \\ F \times L_p \\ F \times L_{pp} \end{bmatrix} \quad (13.14)$$

Bulunan toplam kuvvet değerinden sonra yeni sistemimiz aşağıdaki gibi olur.

$$\ddot{x} = \frac{1}{[M]} \times [-[C]\dot{x} - [K]x + [F_t]] \quad (13.15)$$

Runge Kutta metodu adımları aşağıda tatbik edilmiştir.

$$\begin{aligned} I_1 &= h \times \dot{x} \\ \dot{I}_1 &= f(\ddot{x}, h \times x, h \times \dot{x}) \end{aligned} \quad (13.16)$$

$$I_2 = \dot{x} + h \times \frac{\dot{I}_1}{2} \quad (13.17)$$

$$\dot{I}_2 = f\left(\ddot{x}, x + \left(h \times \frac{I_1}{2}\right), \dot{x} + \left(h \times \frac{\dot{I}_1}{2}\right)\right)$$

$$I_3 = \dot{x} + h \times (2\dot{I}_2 - \dot{I}_1) \quad (13.18)$$

$$\dot{I}_3 = f\left(\ddot{x}, x + (h \times (2I_2 - I_1)), \dot{x} + (h \times (2\dot{I}_2 - \dot{I}_1))\right)$$

Bulunan bu değerlerden  $x$  ve  $\dot{x}$  değerleri hesaplanır.

$$x = x_0 + \frac{1}{6}(I_1 + 4I_2 + 2I_3) \quad (13.20)$$

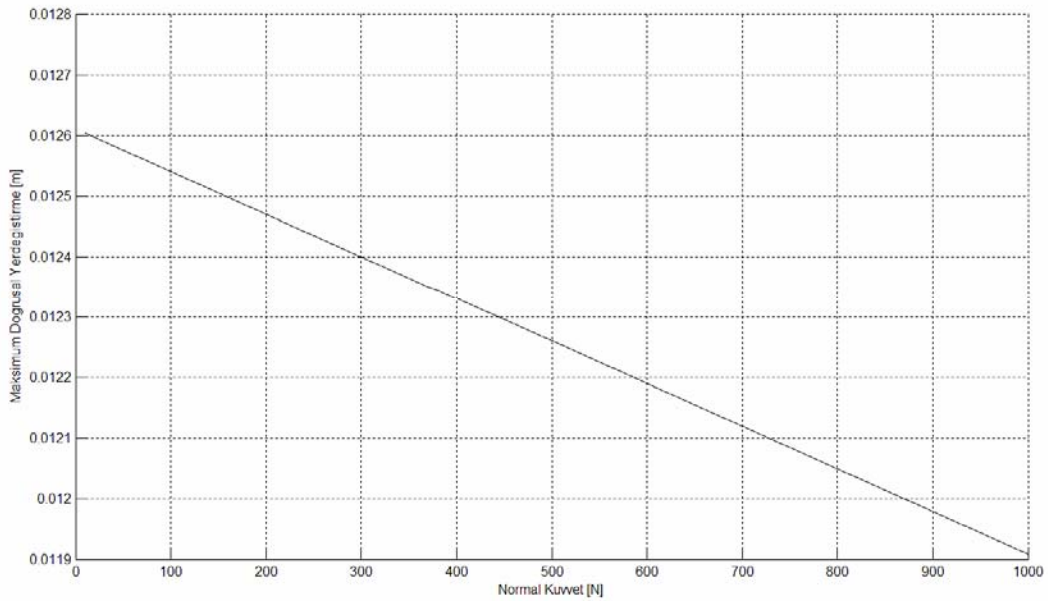
$$\dot{x} = \dot{x}_0 + \frac{1}{6}(\dot{I}_1 + 4\dot{I}_2 + \dot{I}_3) \quad (13.21)$$

### 13.3 Sayısal Sonuçlar

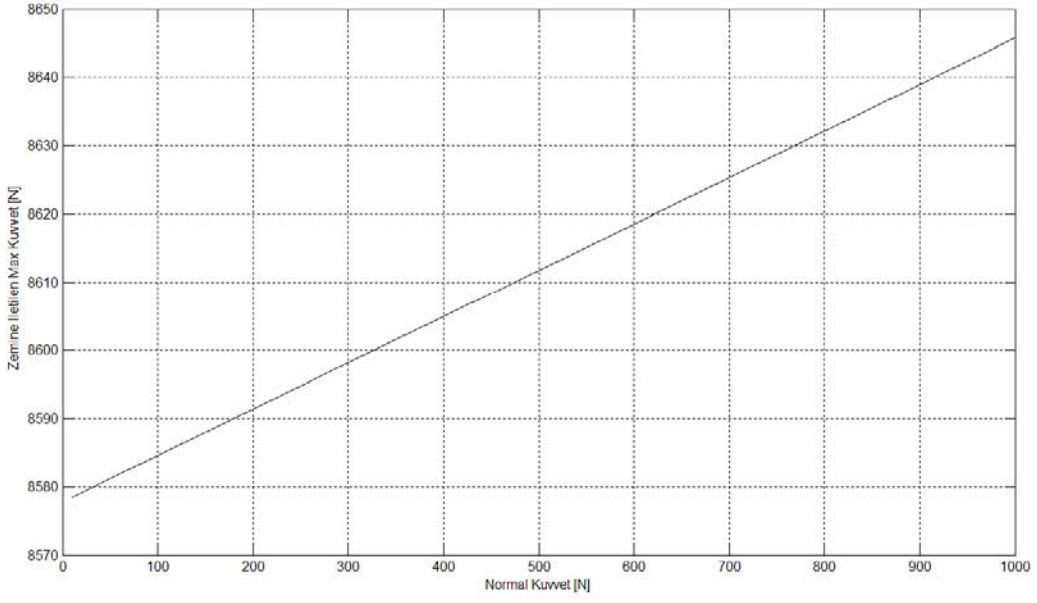
Bir eksantrik prese ait özellikler pres imalatçısı firmadan alındı. Alınan değerler kullanılarak yukarıda çıkarılan denklemlerde yerlerine konularak sistemin davranışı incelenmiştir. Aşağıda sistem hakkında bilinen değerler listelenmiştir.

$$\begin{array}{lll}
 m = 700 \text{ kg} & J_{xx} = 56.92 \text{ kgm}^2 & J_{zz} = 33.70 \text{ kgm}^2 \\
 F = 98100 \text{ N} & k_1 = k_2 = k_3 = k_4 = 100000 \text{ N/m} & c_1 = c_2 = c_3 = c_4 = 2000 \text{ Ns/m} \\
 L_1 = 0.375 \text{ m} & L_2 = 0.375 \text{ m} & T_e = 0.98 \text{ m} \\
 L_p = 0.05 \text{ m} & L_{pp} = 0.10 \text{ m} & 
 \end{array}$$

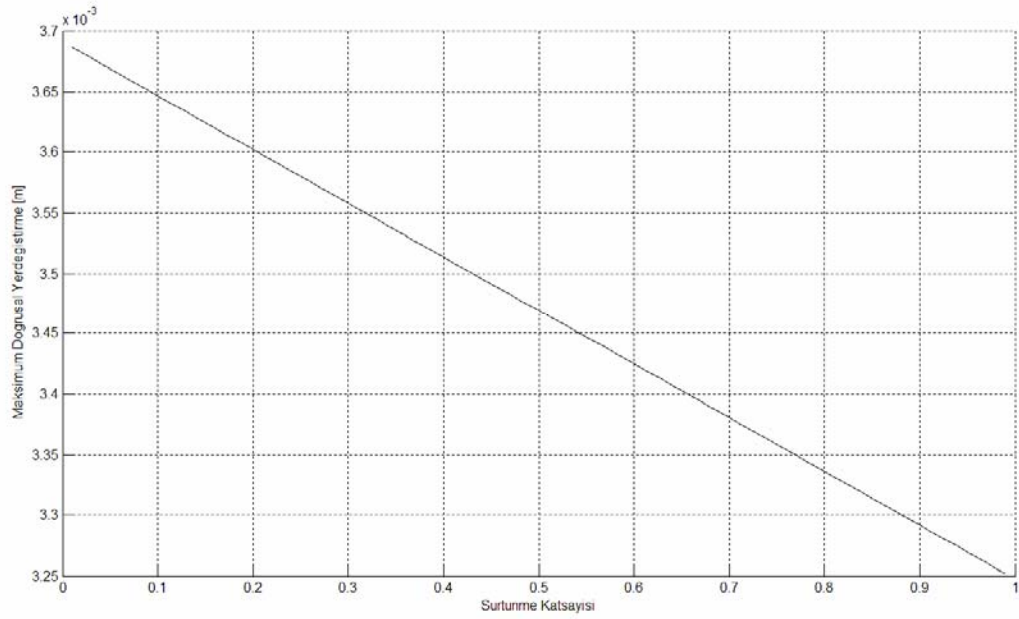
Bu sistemde  $N$  ve  $\mu$  değerlerinin değişimlerinin sisteme etkileri incelenecektir.



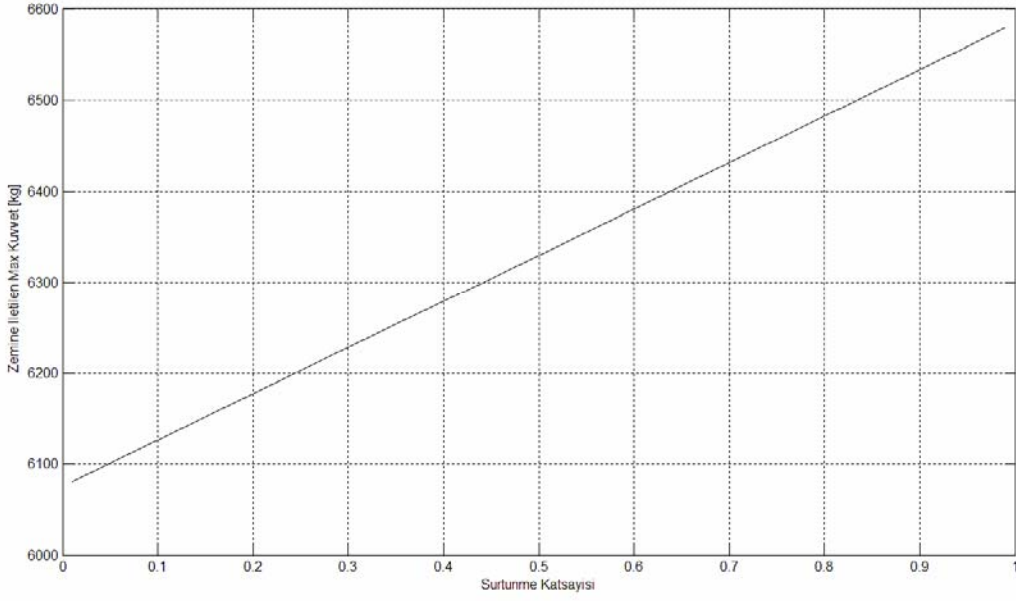
şekil 13.1 Değişik normal kuvvet değerleri için m ana kütlesinin maksimum doğrusal yer değiştirme cevaplarının değişimi ( $\mu = 0.1$ )



Şekil 13.2 Değişik normal kuvvet değerleri için m ana kütesinin zemine etki eden maksimum kuvvet cevaplarının değişimi ( $\mu = 0.1$ )



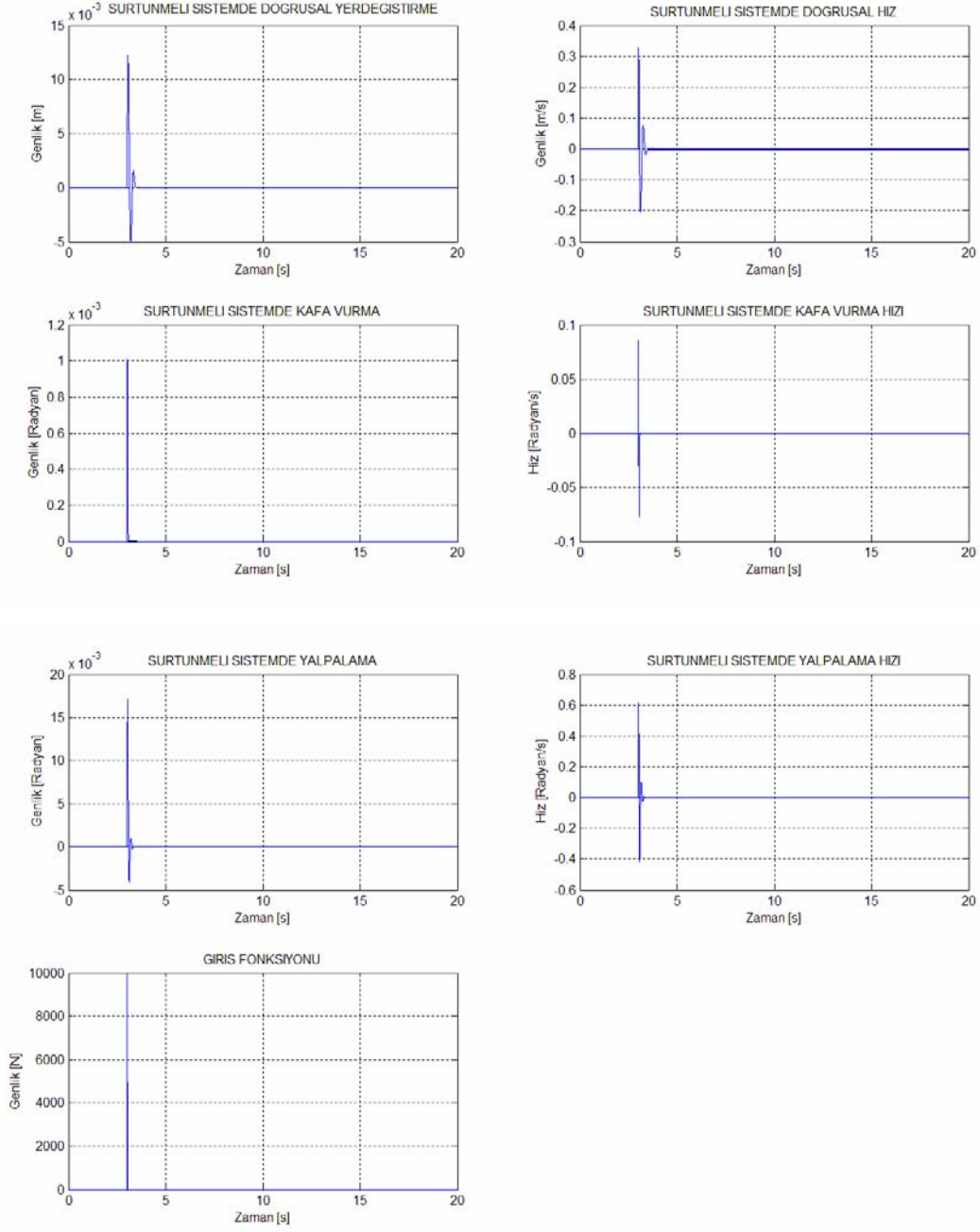
Şekil 13.3 Değişik sürtünme katsayısı değerleri için m ana kütesinin maksimum doğrusal yer değiştirme cevaplarının değişimi ( $N = 500 N$ )



Şekil 13.4 Değişik sürtünme katsayısı değerleri için  $m$  ana kütleinin zemine etki eden maksimum kuvvet cevaplarının değişimi ( $N = 500 N$ )

Yukarıdaki diyagramlar incelendiğinde  $N$  ve  $\mu$  değerlerinin artması ile birlikte sistemin yaptığı düşey doğrusal yer değiştirmenin azaldığını buna karşın zemine etki eden kuvvetin arttığı görülmektedir. Her iki değişkende sürtünme kuvvetinin ters yönde sisteme etki yaptığı için bu sonuç ile karşılaşılır.

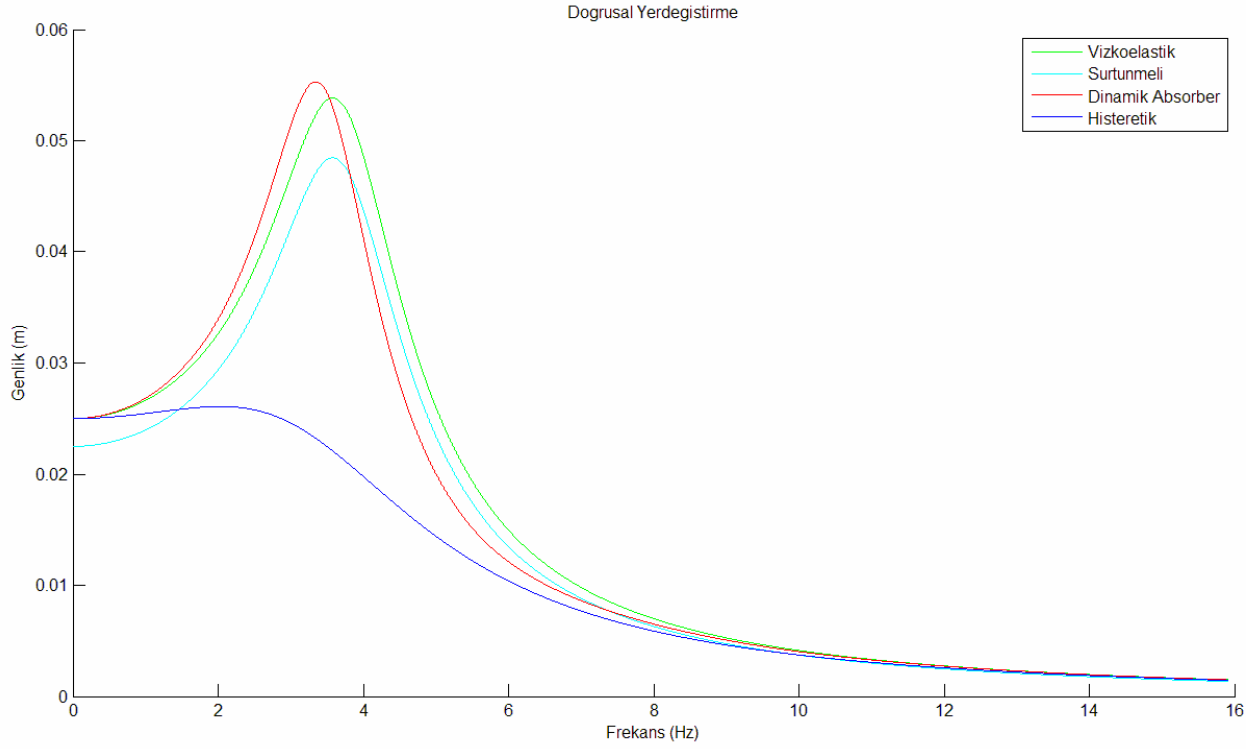
Aşağıdaki diyagramlarda sistem cevapları ( $N = 500 N$  ve  $\mu = 0,1$ ) değerleri için verilmiştir.



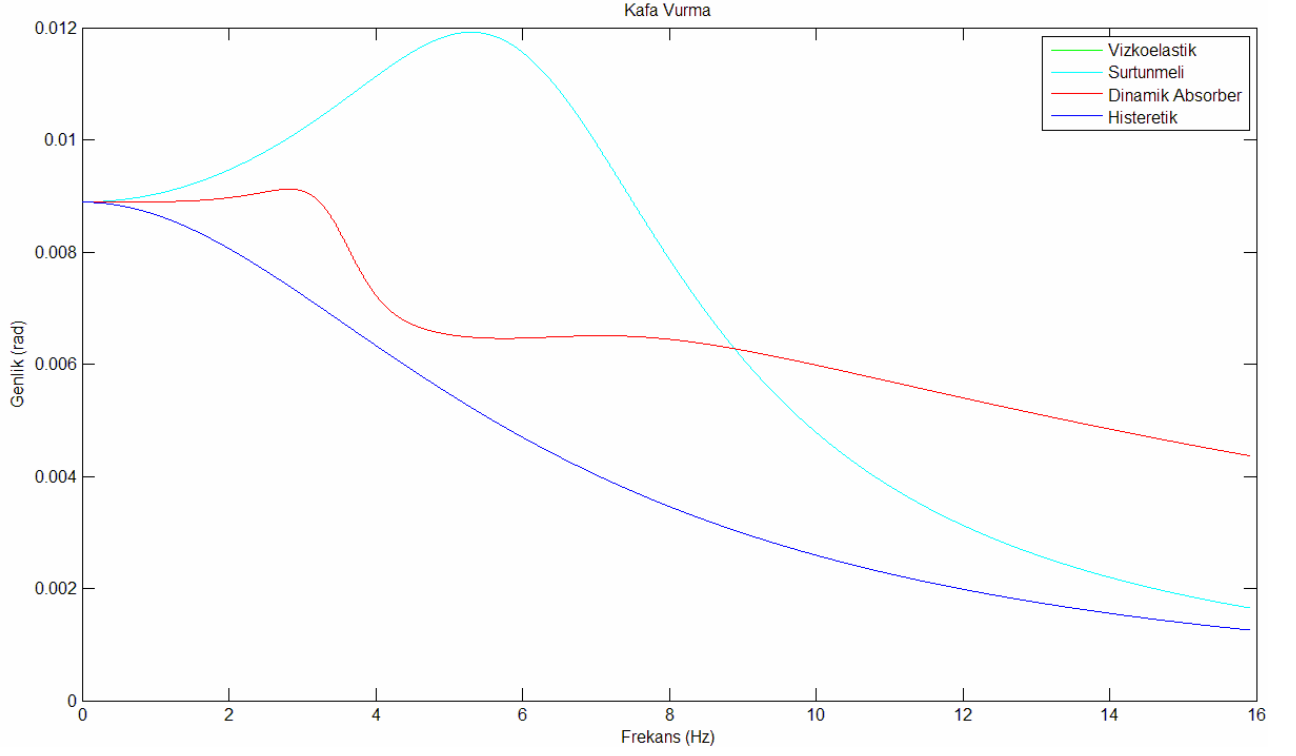
Şekil 13.5 ( $N = 500 \text{ N}$  ve  $\mu = 0,1$ ) değerleri için sistem cevapları

## 14 GENEL DEĞERLENDİRME

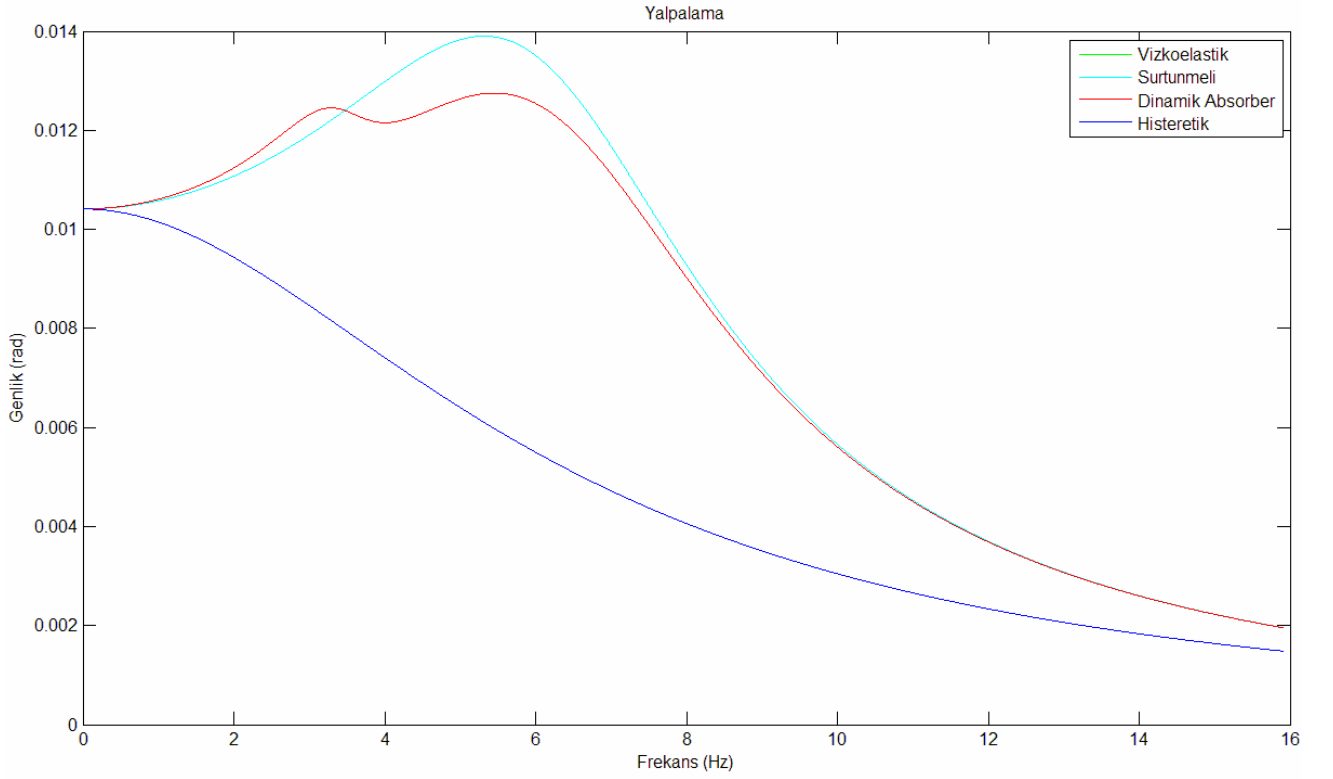
Dört farklı titreşim izolasyon yönteminin frekans analizi ile karşılaştırılması yapılmıştır. Bu analiz yapılırken daha önce belirlediğimiz değerler kullanılmıştır.



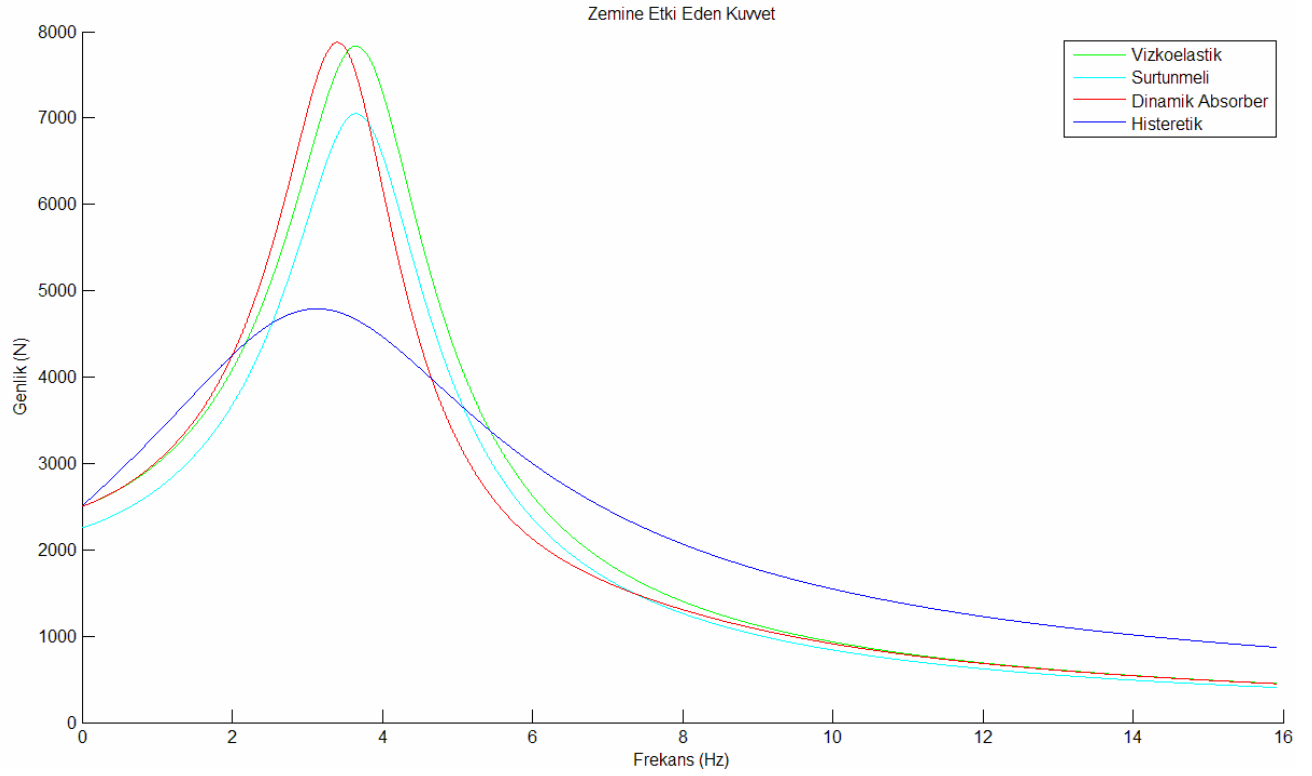
Şekil 14.1 Dört farklı izolasyon sisteminde doğrusal yer değıştirme cevaplarının frekans analizi ile karşılaştırılması



Şekil 14.2 Dört farklı izolasyon sisteminde kafa vurma hareketi cevaplarının frekans analizi ile karşılaştırılması



Şekil 14.3 Dört farklı izolasyon sisteminde yalpalama hareketi cevaplarının frekans analizi ile karşılaştırılması



Şekil 14.4 Dört farklı izolasyon sisteminde zemine etki eden kuvvet cevaplarının frekans analizi ile karşılaştırılması

Yukarıdaki diyagramlar incelendiğinde yaptığımız kabuller altında histeretik izolasyon sisteminin bu uygulamada en uygun titreşim kontrol yöntemi olduğu anlaşılmaktadır. Yanlış bu durum başka kabuller yapılması durumunda veya başka eksantrik preslerde değişiklik gösterebilir. Histeretik titreşim kontrolü her eksantrik pres için en uygun titreşim kontrol yöntemi olmayabilir.

Coulomb sürtünmesinin yalnızca doğrusal yer değiştirme için formülasyona dahil edildiği için kafa vurma ve yalpalama hareketi cevaplarında vizkoelastik titreşim kontrolü cevabı ile coulomb sürtünmesi cevabı çakışık durumdadır.

**KAYNAKLAR**

Arıcı A. A., (1984), “Dinamik Absorberlerde Titreşim Kontrolü”, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, İstanbul.

Bakşiyev I., Ertaş H. A. (2003), “Makinaların Güç ve Hareket İletim Mekanizmalarının Lineer Hareket Denklemleri”, 11. Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu Bildirisi.

Calio I., Marletta M. (2003), “Passive Control of the Seismic Rocking Response of Art Objects”, Engineering Structures 25 (2003) 1009–1018.

Çiftkaya M. A., (1986), “İmalat Makinalarında Temel Titreşimlerin İzolasyon Etüdü”, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul.

Demir C., (2003), “Altı Tahrikli (6x6) Askeri Bir Aracın Silah Atış Pozisyonlarında ve Arazide Seyir Halinde Dinamik Durumunun İncelenmesi”, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, İstanbul.

Demir C., (2004), “Altı Tekerlekli Taşıtın Deneysel ve Pratik Olarak Frekans Analizi, Dinamik Absorber Uygulaması”, Havacılık ve Uzay Teknolojileri Dergisi Cilt:1 Sayı:4 27-40.

Demir C., Tahralı N., (2005), “Altı Tekerlekli Taşıtın Dinamik Analizi”, Havacılık ve Uzay Teknolojileri Dergisi Cilt:2 Sayı:2 1-14.

Erdoğan S., (2000), “Titreşim – Görüntü Denetimi ve Gereç Seçimi”, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul.

Gerb GmbH, (2000), “Vibration Isolation Systems” Gerb GmbH,, 13407 Berlin Germany

Karayel D., (1996), “Takım Tezgahı Titreşimleri ve Tasarım Açısından Yapı Dinamiğinin Tezgah Parametrelerine Etkisi”, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, İstanbul.

Mead D. J., (2000), “Passive Vibration Control”, John Wiley and Sons Ltd., West Sussex England

Morgül Ö. K., (1984), “Süspansiyon Sistem Dizaynı ve Titreşim Kontrolü”, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul.

Nashif A. D., Jones D. I. G., Henderson J. P., (1985), “Vibration Damping”, John Wiley and Sons Ltd., West Sussex England

Pavlou E. A., (1999), “Dynamic Analysis of Systems with Hysteretic Damping”, Rice University, Yüksek Lisans Tezi, Houston Texas.

Rivin E. I., (1999), “Stiffness and Damping in Mechanical Design” Marcel Dekker, Inc., New York

Sivrioğlu S., (1988), “Malzeme Sönümünün Titreşimler Üzerine Etkisinin İncelenmesi”, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul.

**INTERNET KAYNAKLARI**

- [1] [www.gerb.com](http://www.gerb.com)
- [2] [www.sciencedirect.com](http://www.sciencedirect.com)
- [3] [www.wikipedia.com](http://www.wikipedia.com)

**EKLER**

- Ek 1 Dabe giriş fonksiyonu (Matlab M-file)
- Ek 2 Vizkoelastik sönümleme sisteminin yay katsayısına göre optimizasyonun frekans analizi (Matlab M-file)
- Ek 3 Vizkoelastik sönümleme sisteminin sönüm değerine göre optimizasyonun frekans analizi (Matlab M-file)
- Ek 4 Vizkoelastik sönümleme sisteminin durum uzay analizi (Matlab M-file)
- Ek 5 Dinamik absorber sisteminin dinamik absorber kütesine göre optimizasyonunun frekans analizi (Matlab M-file)
- Ek 6 Dinamik absorber sisteminin dinamik absorberin yerdeğiştirmesine (x eksen) göre optimizasyonunun frekans analizi (Matlab M-file)
- Ek 7 Dinamik absorber sisteminin dinamik absorberin yerdeğiştirmesine (z eksen) göre optimizasyonunun frekans analizi (Matlab M-file)
- Ek 8 Dinamik absorber sisteminin dinamik absorberin yay katsayısına göre optimizasyonunun frekans analizi (Matlab M-file)
- Ek 9 Dinamik absorber sisteminin dinamik absorberin sönüm değerine göre optimizasyonunun frekans analizi (Matlab M-file)
- Ek 10 Dinamik absorber sisteminin durum uzay analizi (Matlab M-file)
- Ek 11 Histeretik sönümleme sisteminin sönüm katsayısına göre optimizasyonunun frekans analizi (Matlab M-file)
- Ek 12 Histeretik sönümleme sisteminin yay katsayısına göre optimizasyonunun frekans analizi (Matlab M-file)
- Ek 13 Histeretik sönümleme sisteminin durum uzay analizi (Matlab M-file)
- Ek 14 Coulomb sürtünmesinin eklenmesi ile oluşan sistemin normal kuvvete göre optimizasyon analizi (Matlab M-file)
- Ek 15 Coulomb sürtünmesinin eklenmesi ile oluşan sistemin sürtünme katsayısına göre optimizasyon analizi (Matlab M-file)
- Ek 16 Coulomb sürtünmesinin eklenmesi ile oluşan sistemin ek Matlab M-file'ı
- Ek 17 TSE'nin titreşim hakkında yayımladığı standartlar

**Ek 1** Darbe Giriş Fonksiyonu (Matlab M-file)

```
clc
clear
global u1
u1=[];
F=98100; %Kuvvet birimi N olarak alınmıştır.
zaman=0; %Zaman birimi s olarak alınmıştır.
for t=0:0.0001:2.9999;
zaman=zaman+1;
u1(zaman,1)=0;
end
for t=3:0.0001:3.018;
zaman=zaman+1;
u1(zaman,1)=F;
end
for t=3.0181:0.0001:10;
zaman=zaman+1;
u1(zaman,1)=0;
end
```

**Ek 2** Vizkoelastik sönümlleme sisteminin yay katsayısına göre optimizasyonun frekans analizi (Matlab M-file)

```

clear
clc
m=700;
Jxx=56.92;
Jzz=33.70;
xxmax=[];
tt2max=[];
tt3max=[];
Fxxmax=[];
sayk=0;
for k=100:100:200000;
sayk=sayk+1;
k1=k;
k2=k;
k3=k;
k4=k;
c=2000;
c1=c;
c2=c;
c3=c;
c4=c;
L1=0.375;
L2=0.375;
Te=0.98;
Lpres=0.05;
LLpres=0.10;
Fxmax=[];
xmax=[];
teta2max=[];
teta3max=[];
sayici=0;
for w=0:0.01:80;
    sayici = sayici + 1;
K=[];
K(1,1)=k1+k2+k3+k4;
K(2,2)=k1*(L2^2)+k2*(L1^2)+k3*(L2^2)+k4*(L1^2);
K(3,3)=k1*(Te^2/4)+k2*(Te^2/4)+k3*(Te^2/4)+k4*(Te^2/4);
K(2,1)=-k1*L2+k2*(L1)-k3*L2+k4*(L1);
K(1,2)=-k1*L2+k2*(L1)-k3*L2+k4*(L1);
K(3,1)=-k1*(Te/2)-k2*(Te/2)+k3*(Te/2)+k4*(Te/2);
K(1,3)=-k1*(Te/2)-k2*(Te/2)+k3*(Te/2)+k4*(Te/2);
K(2,3)=k1*(Te/2)*L2-k2*(Te/2)*(L1)-k3*(Te/2)*L2+k4*(Te/2)*(L1);
K(3,2)=k1*(Te/2)*L2-k2*(Te/2)*(L1)-k3*(Te/2)*L2+k4*(Te/2)*(L1);
C=[];
C(1,1)=c1+c2+c3+c4;
C(2,2)=c1*(L2^2)+c2*(L1^2)+c3*(L2^2)+c4*(L1^2);

```

```

C(3,3)=c1*(Te^2/4)+c2*(Te^2/4)+c3*(Te^2/4)+c4*(Te^2/4);
C(1,2)=-c1*L2+c2*L1-c3*L2+c4*L1;
C(2,1)=-c1*L2+c2*L1-c3*L2+c4*L1;
C(1,3)=-c1*(Te/2)-c2*(Te/2)+c3*(Te/2)+c4*(Te/2);
C(3,1)=-c1*(Te/2)-c2*(Te/2)+c3*(Te/2)+c4*(Te/2);
C(2,3)=c1*(Te/2)*L2-c2*(Te/2)*L1-c3*(Te/2)*L2+c4*(Te/2)*L1;
C(3,2)=c1*(Te/2)*L2-c2*(Te/2)*L1-c3*(Te/2)*L2+c4*(Te/2)*L2;
M=[ m 0 0 ;0 Jzz 0 ;0 0 Jxx ];
A=[(K-M*w^2) -w*C
     w*C (K-M*w^2) ];
F=98100;
F1=[0;0;0;F;F*Lpres;F*LLpres];
B1=inv(A)*F1;
B=abs(B1);
xmax(sayici,1)= sqrt((B(1,1)^2)+(B(4,1)^2));
teta2max(sayici,1)= sqrt((B(2,1)^2)+(B(5,1)^2));
teta3max(sayici,1)= sqrt((B(3,1)^2)+(B(6,1)^2));
amax=4*(k+(w*c));
Fxmax(sayici,1)=xmax(sayici,1)*amax;
end
xxmax(sayk,1)=max(xmax);
tt2max(sayk,1)=max(teta2max);
tt3max(sayk,1)=max(teta3max);
Fxxmax(sayk,1)=max(Fxmax);
end
k=100:100:200000;
hold on
figure(1)
plot(k,xxmax,'black'),xlabel('Yay Katsayisi [N/m]')
ylabel('Maksimum Dogrusal Yerdegistirme [m]'),grid on
hold off
hold on
figure(2)
plot(k,tt2max,'black'),xlabel('Yay Katsayisi [N/m]')
ylabel('Maksimum Kafa Vurma [rad]'),grid on
hold off
hold on
figure(3)
plot(k,tt3max,'black'),xlabel('Yay Katsayisi [N/m]')
ylabel('Maksimum Yalpalama [rad]'),grid on
hold off
hold on
figure(4)
plot(k,Fxxmax,'black'),xlabel('Yay Katsayisi [N/m]')
ylabel('Zemine Iletilen Max Kuvvet [N]'),grid on
hold off

```

**Ek 3** Vizkoelastik sönümlenme sisteminin sönüm değerine göre optimizasyonun frekans analizi (Matlab M-file)

```

clear
clc
m=700;
Jxx=56.92;
Jzz=33.70;
k=100000;
k1=k;
k2=k;
k3=k;
k4=k;
xxmax=[];
tt2max=[];
tt3max=[];
Fxxmax=[];
sayc=0;
for c=10:10:4000;
sayc=sayc+1;
c1=c;
c2=c;
c3=c;
c4=c;
L1=0.375;
L2=0.375;
Te=0.98;
Lpres=0.05;
LLpres=0.10;
Fxmax=[];
xmax=[];
teta2max=[];
teta3max=[];
sayici=0;
for w=0:0.01:80;
sayici=sayici+1;
K=[];
K(1,1)=k1+k2+k3+k4;
K(2,2)=k1*(L2^2)+k2*(L1^2)+k3*(L2^2)+k4*(L1^2);
K(3,3)=k1*(Te^2/4)+k2*(Te^2/4)+k3*(Te^2/4)+k4*(Te^2/4);
K(2,1)=-k1*L2+k2*(L1)-k3*L2+k4*(L1);
K(1,2)=-k1*L2+k2*(L1)-k3*L2+k4*(L1);
K(3,1)=-k1*(Te/2)-k2*(Te/2)+k3*(Te/2)+k4*(Te/2);
K(1,3)=-k1*(Te/2)-k2*(Te/2)+k3*(Te/2)+k4*(Te/2);
K(2,3)=k1*(Te/2)*L2-k2*(Te/2)*(L1)-k3*(Te/2)*L2+k4*(Te/2)*(L1);
K(3,2)=k1*(Te/2)*L2-k2*(Te/2)*(L1)-k3*(Te/2)*L2+k4*(Te/2)*(L1);
C=[];
C(1,1)=c1+c2+c3+c4;

```

```

C(2,2)=c1*(L2^2)+c2*(L1^2)+c3*(L2^2)+c4*(L1^2) ;
C(3,3)=c1*(Te^2/4)+c2*(Te^2/4)+c3*(Te^2/4)+c4*(Te^2/4);
C(1,2)=-c1*L2+c2*L1-c3*L2+c4*L1;
C(2,1)=-c1*L2+c2*L1-c3*L2+c4*L1;
C(1,3)=-c1*(Te/2)-c2*(Te/2)+c3*(Te/2)+c4*(Te/2);
C(3,1)=-c1*(Te/2)-c2*(Te/2)+c3*(Te/2)+c4*(Te/2);
C(2,3)=c1*(Te/2)*L2-c2*(Te/2)*L1-c3*(Te/2)*L2+c4*(Te/2)*L1;
C(3,2)=c1*(Te/2)*L2-c2*(Te/2)*L1-c3*(Te/2)*L2+c4*(Te/2)*L2;
M=[ m 0 0 ;0 Jzz 0 ;0 0 Jxx ];
A=[(K-M*w^2) -w*C
    w*C (K-M*w^2) ];
F=98100;
F1=[0;0;0;F;F*Lpres;F*LLpres];
B=inv(A)*F1;
B1=abs(B1);
xmax(sayici,1)= sqrt((B(1,1)^2)+(B(4,1)^2));
teta2max(sayici,1)= sqrt((B(2,1)^2)+(B(5,1)^2));
teta3max(sayici,1)= sqrt((B(3,1)^2)+(B(6,1)^2));
amax=4*(k+(w*c));
Fxmax(sayici,1)=xmax(sayici,1)*amax;
end
xmax1=abs(xmax);
teta2max1=abs(teta2max);
teta3max1=abs(teta3max);
Fxmax1=abs(Fxmax);
xxmax(sayc,1)=max(xmax1);
tt2max(sayc,1)=max(teta2max1);
tt3max(sayc,1)=max(teta3max1);
Fxxmax(sayc,1)=max(Fxmax1);
end
c=10:10:4000;
hold on
figure(1)
plot(c,xxmax,'black'),xlabel('Sonum Degeri N/m')
ylabel('Maksimum Dogrusal Yerdegistirme [m]'),grid on
hold off
hold on
figure(2)
plot(c,tt2max,'black'),xlabel('Sonum Degeri [Ns/m]')
ylabel('Maksimum Kafa Vurma [rad]'),grid on
hold off
hold on
figure(3)
plot(c,tt3max,'black'),xlabel('Sonum Degeri [Ns/m]')
ylabel('Maksimum Yalpalama [rad]'),grid on
hold off
hold on
figure(4)
plot(c,Fxxmax,'black'),xlabel('Sonum Degeri [Ns/m]')
ylabel('Zemine Iletilen Max Kuvvet [N]'),grid on

```

hold off

**Ek 4** Vizkoelastik sönümlleme sisteminin durum uzay analizi (Matlab M-file)

```

clc
m=700;
Jxx=56.92;
Jzz=33.70;
k=100000;
k1=k;
k2=k;
k3=k;
k4=k;
c=2000;
c1=c;
c2=c;
c3=c;
c4=c;
L2=0.375;
L3=0.375;
Te=0.980;
Lpres=0.05;
LLpres=0.10;
Z=zeros(3);
I=eye(3);
M=[m 0 0;0 Jzz 0;0 0 Jxx ];
K=[];
C=[];
K(1,1)=k1+k2+k3+k4;
K(2,2)=k1*(L3^2)+k2*(L2^2)+k3*(L3^2)+k4*(L2^2);
K(3,3)=k1*(Te^2/4)+k2*(Te^2/4)+k3*(Te^2/4)+k4*(Te^2/4);
K(2,1)=-k1*L3+k2*(L2)-k3*L3+k4*(L2);
K(1,2)=-k1*L3+k2*(L2)-k3*L3+k4*(L2);
K(3,1)=-k1*(Te/2)-k2*(Te/2)+k3*(Te/2)+k4*(Te/2);
K(1,3)=-k1*(Te/2)-k2*(Te/2)+k3*(Te/2)+k4*(Te/2);
K(2,3)=k1*(Te/2)*L3-k2*(Te/2)*(L2)-k3*(Te/2)*L3+k4*(Te/2)*(L2);
K(3,2)=k1*(Te/2)*L3-k2*(Te/2)*(L2)-k3*(Te/2)*L3+k4*(Te/2)*(L2);
C(1,1)=c1+c2+c3+c4;
C(2,2)=c1*(L3^2)+c2*(L2^2)+c3*(L3^2)+c4*(L2^2) ;
C(3,3)=c1*(Te^2/4)+c2*(Te^2/4)+c3*(Te^2/4)+c4*(Te^2/4);
C(1,2)=-c1*L3+c2*L2-c3*L3+c4*L2;
C(2,1)=-c1*L3+c2*L2-c3*L3+c4*L2;
C(1,3)=-c1*(Te/2)-c2*(Te/2)+c3*(Te/2)+c4*(Te/2);
C(3,1)=-c1*(Te/2)-c2*(Te/2)+c3*(Te/2)+c4*(Te/2);
C(2,3)=c1*(Te/2)*L3-c2*(Te/2)*L2-c3*(Te/2)*L3+c4*(Te/2)*L2;
C(3,2)=c1*(Te/2)*L3-c2*(Te/2)*L2-c3*(Te/2)*L3+c4*(Te/2)*L2;
A=[ Z I
    inv(M)*-K inv(M)*-C ];
Z1=zeros(3,12);

```

```

C=eye(6);
D=zeros(6,1);
B=[0;0;0;1/m;Lpres/Jzz;LLpres/Jxx];
sys=ss(A,B,C,D);
t=0:0.0001:10;
u=[u1];
[y,t]=lsim(sys,u,t);
hold on
figure(1)
subplot(4,2,1),plot(t,y(:,1),'black'),title('DOGRUSAL YERDEGISTIRME')
xlabel('Zaman [s]'),ylabel('Genlik [m]'),grid on ;
subplot(4,2,2),plot(t,y(:,4),'black'),title('DOGRUSAL HIZ'),xlabel('Zaman [s]')
ylabel('Hiz [m/s]'),grid on
subplot(4,2,3),plot(t,y(:,2),'black'),title('KAFKA VURMA'),xlabel('Zaman [s]')
ylabel('Genlik [Radyan]'),grid on;
subplot(4,2,4),plot(t,y(:,5),'black'),title('KAFKA VURMA HIZI'),xlabel('Zaman [s]')
ylabel('Hiz [Radyan/s]'),grid on
subplot(4,2,5),plot(t,y(:,3),'black'),title('YALPALAMA'),xlabel('Zaman [s]')
ylabel('Genlik [Radyan]'),grid on;
subplot(4,2,6),plot(t,y(:,6),'black'),title('YALPALAMA HIZI'),xlabel('Zaman [s]')
ylabel('Hiz [Radyan/s]'),grid on
subplot(4,2,7),plot(t,u,'black'),title('GIRIS FONKSIYONU'),xlabel('Zaman [s]')
ylabel('Genlik [N]'),grid on;
hold off

```

**Ek 5** Dinamik absorber sisteminin dinamik absorber kütlesine göre optimizasyonunun frekans analizi (Matlab M-file)

```

clc
clear
m=700;
xxmax=[];
tt2max=[];
tt3max=[];
sayma=0;
for ma=m/100:m/100:m;
sayma=sayma+1
Jxx=56.92;
Jzz=33.70;
k=100000;
k1=k;
k2=k;
k3=k;
k4=k;
ka=k/10;
c=2000;
c1=c;
c2=c;
c3=c;
c4=c;
ca=c/10;
L1=0.375;
L2=0.375;
L1a=0.1;
L2a=0.1;
Te=0.98;
Lpres=0.05;
LLpres=0.10;
xmax=[];
teta2max=[];
teta3max=[];
xabsorbermax=[];
sayici=0;
for w=0:0.01:80;
    sayici = sayici + 1;
K=[];
K(1,1)=k1+k2+k3+k4+ka;
K(2,2)=k1*(L2^2)+k2*(L1^2)+k3*(L2^2)+k4*(L1^2)+ka*(L1a^2);
K(3,3)=k1*(Te^2/4)+k2*(Te^2/4)+k3*(Te^2/4)+k4*(Te^2/4)+ka*(L2a^2);
K(4,4)=ka;

```

```

K(2,1)=k1*L2-k2*L1+k3*L2-k4*L1+ka*L1a;
K(1,2)=k1*L2-k2*L1+k3*L2-k4*L1+ka*L1a;
K(3,1)=-k1*(Te/2)-k2*(Te/2)+k3*(Te/2)+k4*(Te/2)+ka*L2a;
K(1,3)=-k1*(Te/2)-k2*(Te/2)+k3*(Te/2)+k4*(Te/2)+ka*L2a;
K(2,3)=-k1*(Te/2)*L2+k2*(Te/2)*(L1)+k3*(Te/2)*L2-k4*(Te/2)*(L1)+ka*L1a*L2a;
K(3,2)=-k1*(Te/2)*L2+k2*(Te/2)*(L1)+k3*(Te/2)*L2-k4*(Te/2)*(L1)+ka*L1a*L2a;
K(1,4)=-ka;
K(4,1)=-ka;
K(2,4)=-ka*L1a;
K(4,2)=-ka*L1a;
K(3,4)=-ka*L2a;
K(4,3)=-ka*L2a;
C=[];
C(1,1)=c1+c2+c3+c4+ca;
C(2,2)=c1*(L2^2)+c2*(L1^2)+c3*(L2^2)+c4*(L1^2)+ca*(L1a^2);
C(3,3)=c1*(Te^2/4)+c2*(Te^2/4)+c3*(Te^2/4)+c4*(Te^2/4)+ca*(L2a^2);
C(4,4)=ca;
C(1,2)=c1*L2-c2*L1-c2*L2+c4*L1+ca*L1a;
C(2,1)=c1*L2-c2*L1-c2*L2+c4*L1+ca*L1a;
C(1,3)=-c1*(Te/2)-c2*(Te/2)+c3*(Te/2)+c4*(Te/2)+ca*L2a;
C(3,1)=-c1*(Te/2)-c2*(Te/2)+c3*(Te/2)+c4*(Te/2)+ca*L2a;
C(2,3)=-c1*(Te/2)*L2+c2*(Te/2)*L1+c3*(Te/2)*L2-c4*(Te/2)*L1+ca*L1a*L2a;
C(3,2)=-c1*(Te/2)*L2+c2*(Te/2)*L1+c3*(Te/2)*L2-c4*(Te/2)*L1+ca*L1a*L2a;
C(1,4)=-ca;
C(4,1)=-ca;
C(2,4)=-ca*L1a;
C(4,2)=-ca*L1a;
C(3,4)=-ca*L2a;
C(4,3)=-ca*L2a;
M=[m 0 0 0;0 Jzz 0 0;0 0 Jxx 0;0 0 0 ma];
A=[(K-M*w^2) -w*C
    w*C (K-M*w^2)];
F1=98100;
F=[0;0;0;0;F1;F1*Lpres;F1*LLpres;0];
B1=inv(A)*F;
B=abs(B1);
xmax(sayici,1)=sqrt((B(1,1)^2)+(B(5,1)^2));
teta2max(sayici,1)=sqrt((B(2,1)^2)+(B(6,1)^2));
teta3max(sayici,1)=sqrt((B(3,1)^2)+(B(7,1)^2));
xabsorbermax(sayici,1)=sqrt((B(4,1)^2)+(B(8,1)^2));
amax=4*(k+(w*c));
Fxmax(sayici,1)=xmax(sayici,1)*amax;
end
xmax1=abs(xmax);
teta2max1=abs(teta2max);
teta3max1=abs(teta3max);
Fxmax1=abs(Fxmax);
xxmax(sayma,1)=max(xmax1);
tt2max(sayma,1)=max(teta2max1);
tt3max(sayma,1)=max(teta3max1);

```

```
Fxxmax(sayma,1)=max(Fxmax1);
end
ma=0.01:0.01:1;
hold on
figure(1)
plot(ma,xxmax,'black'),xlabel('Dinamik Absorber Kutlesinin Pres Kutlesine Oranı')
ylabel('Maksimum Dogrusal Yerdegistirme [m]'),grid on
hold off
hold on
figure(2)
plot(ma,tt2max,'black'),xlabel('Dinamik Absorber Kutlesinin Pres Kutlesine Oranı')
ylabel('Maksimum Kafa Vurma [rad]'),grid on
hold off
hold on
figure(3)
plot(ma,tt3max,'black'),xlabel('Dinamik Absorber Kutlesinin Pres Kutlesine Oranı')
ylabel('Maksimum Yalpalama [rad]'),grid on
hold off
hold on
figure(4)
plot(ma,Fxxmax,'black'),xlabel('Dinamik Absorber Kutlesinin Pres Kutlesine Oranı')
ylabel('Zemine Iletilen Max Kuvvet [N]'),grid on
hold off
```

**Ek 6** Dinamik absorber sisteminin dinamik absorberin yerdeğiştirmesine (x eksenini) göre optimizasyonunun frekans analizi (Matlab M-file)

```

clear all
clc
m=700;
ma=70;
Jxx=56.92;
Jzz=33.70;
k=100000;
k1=k;
k2=k;
k3=k;
k4=k;
ka=k/10;
c=2000;
c1=c;
c2=c;
c3=c;
c4=c;
ca=c/10;
L1=0.375;
L2=0.375;
Fxxmax=[];
xxmax=[];
tt2max=[];
tt3max=[];
sayL1a=0;
for L1a=L1/100:L1/100:(L1*0.98);
sayL1a=sayL1a+1
L2a=0.1;
Te=0.98;
Lpres=0.05;
LLpres=0.10;
xmax=[];
teta2max=[];
teta3max=[];
Fxmax=[];
sayici=0;
for w=0:0.01:80;
sayici = sayici + 1;
K=[];
K(1,1)=k1+k2+k3+k4+ka;
K(2,2)=k1*(L2^2)+k2*(L1^2)+k3*(L2^2)+k4*(L1^2)+ka*(L1a^2);
K(3,3)=k1*(Te^2/4)+k2*(Te^2/4)+k3*(Te^2/4)+k4*(Te^2/4)+ka*(L2a^2);
K(4,4)=ka;
K(2,1)=k1*L2-k2*L1+k3*L2-k4*L1+ka*L1a;
K(1,2)=k1*L2-k2*L1+k3*L2-k4*L1+ka*L1a;
K(3,1)=-k1*(Te/2)-k2*(Te/2)+k3*(Te/2)+k4*(Te/2)+ka*L2a;

```

```

K(1,3)=-k1*(Te/2)-k2*(Te/2)+k3*(Te/2)+k4*(Te/2)+ka*L2a;
K(2,3)=-k1*(Te/2)*L2+k2*(Te/2)*(L1)+k3*(Te/2)*L2-k4*(Te/2)*(L1)+ka*L1a*L2a;
K(3,2)=-k1*(Te/2)*L2+k2*(Te/2)*(L1)+k3*(Te/2)*L2-k4*(Te/2)*(L1)+ka*L1a*L2a;
K(1,4)=-ka;
K(4,1)=-ka;
K(2,4)=-ka*L1a;
K(4,2)=-ka*L1a;
K(3,4)=-ka*L2a;
K(4,3)=-ka*L2a;
C=[];
C(1,1)=c1+c2+c3+c4+ca;
C(2,2)=c1*(L2^2)+c2*(L1^2)+c3*(L2^2)+c4*(L1^2)+ca*(L1a^2) ;
C(3,3)=c1*(Te^2/4)+c2*(Te^2/4)+c3*(Te^2/4)+c4*(Te^2/4)+ca*(L2a^2);
C(4,4)=ca;
C(1,2)=c1*L2-c2*L1-c2*L2+c4*L1+ca*L1a;
C(2,1)=c1*L2-c2*L1-c2*L2+c4*L1+ca*L1a;
C(1,3)=-c1*(Te/2)-c2*(Te/2)+c3*(Te/2)+c4*(Te/2)+ca*L2a;
C(3,1)=-c1*(Te/2)-c2*(Te/2)+c3*(Te/2)+c4*(Te/2)+ca*L2a;
C(2,3)=-c1*(Te/2)*L2+c2*(Te/2)*L1+c3*(Te/2)*L2-c4*(Te/2)*L1+ca*L1a*L2a;
C(3,2)=-c1*(Te/2)*L2+c2*(Te/2)*L1+c3*(Te/2)*L2-c4*(Te/2)*L1+ca*L1a*L2a;
C(1,4)=-ca;
C(4,1)=-ca;
C(2,4)=-ca*L1a;
C(4,2)=-ca*L1a;
C(3,4)=-ca*L2a;
C(4,3)=-ca*L2a;
M=[m 0 0 0;0 Jzz 0 0;0 0 Jxx 0;0 0 0 ma];
A=[(K-M*w^2) -w*C
    w*C (K-M*w^2)];
F1=98100;
F=[0;0;0;0;F1;F1*Lpres;F1*LLpres;0];
B1=inv(A)*F;
B=abs(B1);
xmax(sayici,1)= sqrt((B(1,1)^2)+(B(5,1)^2));
teta2max(sayici,1)= sqrt((B(2,1)^2)+(B(6,1)^2));
teta3max(sayici,1)= sqrt((B(3,1)^2)+(B(7,1)^2));
xabsorbermax(sayici,1)=sqrt((B(4,1)^2)+(B(8,1)^2));
amax=4*(k+(w*c));
Fxmax(sayici,1)=xmax(sayici,1)*amax;
end
xmax1=abs(xmax);
teta2max1=abs(teta2max);
teta3max1=abs(teta3max);
Fxmax1=abs(Fxmax);
xxmax(sayL1a,1)=max(xmax1);
tt2max(sayL1a,1)=max(teta2max1);
tt3max(sayL1a,1)=max(teta3max1);
Fxxmax(sayL1a,1)=max(Fxmax1);
end
L1a=0.01:0.01:0.98;

```

```
hold on
figure(1)
plot(L1a,xxmax,'black'),xlabel('Dinamik absorberin yer degistirmesinin pres uzunlugunun
yarisina orani')
ylabel('Maksimum Dogrusal Yerdegistirme [m]'),grid on
hold off
hold on
figure(2)
plot(L1a,tt2max,'black'),xlabel('Dinamik absorberin yer degistirmesinin pres uzunlugunun
yarisina orani')
ylabel('Maksimum Kafa Vurma [rad]'),grid on
hold off
hold on
figure(3)
plot(L1a,tt3max,'black'),xlabel('Dinamik absorberin yer degistirmesinin pres uzunlugunun
yarisina orani')
ylabel('Maksimum Yalpalama [rad]'),grid on
hold off
hold on
figure(4)
plot(L1a,Fxxmax,'black'),xlabel('Dinamik absorberin yer degistirmesinin pres uzunlugunun
yarisina orani')
ylabel('Zemine Iletilen Max Kuvvet [N]'),grid on
hold off
```

**Ek 7** Dinamik absorber sisteminin dinamik absorberin yerdeğiştirmesine (z eksenini) göre optimizasyonunun frekans analizi (Matlab M-file)

```

clc
clear all
m=700;
ma=70;
Jxx=56.92;
Jzz=33.70;
k=100000;
k1=k;
k2=k;
k3=k;
k4=k;
ka=k/10;
c=2000;
c1=c;
c2=c;
c3=c;
c4=c;
ca=c/10;
Lpres=0.05;
LLpres=0.10;
L1=0.375;
L2=0.375;
L1a=0.1;
Te=0.98;
Fxxmax=[];
xxmax=[];
tt2max=[];
tt3max=[];
sayL2a=0;
for L2a=Te/200:Te/200:Te/2;
sayL2a=sayL2a+1
Fxmax=[];
xmax=[];
teta2max=[];
teta3max=[];
sayici=0;
for w=0:0.01:80;
sayici = sayici + 1;
K=[];
K(1,1)=k1+k2+k3+k4+ka;
K(2,2)=k1*(L2^2)+k2*(L1^2)+k3*(L2^2)+k4*(L1^2)+ka*(L1a^2);
K(3,3)=k1*(Te^2/4)+k2*(Te^2/4)+k3*(Te^2/4)+k4*(Te^2/4)+ka*(L2a^2);
K(4,4)=ka;
K(2,1)=k1*L2-k2*L1+k3*L2-k4*L1+ka*L1a;
K(1,2)=k1*L2-k2*L1+k3*L2-k4*L1+ka*L1a;
K(3,1)=-k1*(Te/2)-k2*(Te/2)+k3*(Te/2)+k4*(Te/2)+ka*L2a;
K(1,3)=-k1*(Te/2)-k2*(Te/2)+k3*(Te/2)+k4*(Te/2)+ka*L2a;

```

```

K(2,3)=-k1*(Te/2)*L2+k2*(Te/2)*(L1)+k3*(Te/2)*L2-k4*(Te/2)*(L1)+ka*L1a*L2a;
K(3,2)=-k1*(Te/2)*L2+k2*(Te/2)*(L1)+k3*(Te/2)*L2-k4*(Te/2)*(L1)+ka*L1a*L2a;
K(1,4)=-ka;
K(4,1)=-ka;
K(2,4)=-ka*L1a;
K(4,2)=-ka*L1a;
K(3,4)=-ka*L2a;
K(4,3)=-ka*L2a;
C=[];
C(1,1)=c1+c2+c3+c4+ca;
C(2,2)=c1*(L2^2)+c2*(L1^2)+c3*(L2^2)+c4*(L1^2)+ca*(L1a^2);
C(3,3)=c1*(Te^2/4)+c2*(Te^2/4)+c3*(Te^2/4)+c4*(Te^2/4)+ca*(L2a^2);
C(4,4)=ca;
C(1,2)=c1*L2-c2*L1-c2*L2+c4*L1+ca*L1a;
C(2,1)=c1*L2-c2*L1-c2*L2+c4*L1+ca*L1a;
C(1,3)=-c1*(Te/2)-c2*(Te/2)+c3*(Te/2)+c4*(Te/2)+ca*L2a;
C(3,1)=-c1*(Te/2)-c2*(Te/2)+c3*(Te/2)+c4*(Te/2)+ca*L2a;
C(2,3)=-c1*(Te/2)*L2+c2*(Te/2)*L1+c3*(Te/2)*L2-c4*(Te/2)*L1+ca*L1a*L2a;
C(3,2)=-c1*(Te/2)*L2+c2*(Te/2)*L1+c3*(Te/2)*L2-c4*(Te/2)*L1+ca*L1a*L2a;
C(1,4)=-ca;
C(4,1)=-ca;
C(2,4)=-ca*L1a;
C(4,2)=-ca*L1a;
C(3,4)=-ca*L2a;
C(4,3)=-ca*L2a;
M=[m 0 0 0;0 Jzz 0 0;0 0 Jxx 0;0 0 0 ma];
A=[(K-M*w^2) -w*C
    w*C (K-M*w^2)];
F1=98100;
F=[0;0;0;0;F1;F1*Lpres;F1*LLpres;0];
B=inv(A)*F;
xmax(sayici,1)=sqrt((B(1,1)^2)+(B(5,1)^2));
teta2max(sayici,1)=sqrt((B(2,1)^2)+(B(6,1)^2));
teta3max(sayici,1)=sqrt((B(3,1)^2)+(B(7,1)^2));
amax=4*(k+(w*c));
Fxmax(sayici,1)=xmax(sayici,1)*amax;
end
xmax1=abs(xmax);
teta2max1=abs(teta2max);
teta3max1=abs(teta3max);
Fxmax1=abs(Fxmax);
xxmax(sayL2a,1)=max(xmax1);
tt2max(sayL2a,1)=max(teta2max1);
tt3max(sayL2a,1)=max(teta3max1);
Fxxmax(sayL2a,1)=max(Fxmax1);
end
L2a=0.01:0.01:1;
hold on
figure(1)
plot(L2a,xxmax,'black')

```

```
xlabel('Dinamik absorberin yer degistirmesinin pres genisliginin yarisina orani')
ylabel('Maksimum Dogrusal Yerdegistirme [m]'),grid on
hold off
hold on
figure(2)
plot(L2a,tt2max,'black')
xlabel('Dinamik absorberin yer degistirmesinin pres genisliginin yarisina orani')
ylabel('Maksimum Kafa Vurma [rad]'),grid on
hold off
hold on
figure(3)
plot(L2a,tt3max,'black')
xlabel('Dinamik absorberin yer degistirmesinin pres genisliginin yarisina orani')
ylabel('Maksimum Yalpalama [rad]'),grid on
hold off
hold on
figure(4)
plot(L2a,Fxxmax,'black')
xlabel('Dinamik absorberin yer degistirmesinin pres genisliginin yarisina orani')
ylabel('Zemine Iletilen Max Kuvvet [N]'),grid on
hold off
```

**Ek 8** Dinamik absorber sisteminin dinamik absorberin yay katsayısına göre optimizasyonunun frekans analizi (Matlab M-file)

```

clc
clear all
m=700;
ma=70;
Jxx=56.92;
Jzz=33.70;
k=100000;
k1=k;
k2=k;
k3=k;
k4=k;
xxmax=[];
tt2max=[];
tt3max=[];
sayk=0;
for ka=k/100:k/100:k;
sayk=sayk+1
c=2000;
c1=c;
c2=c;
c3=c;
c4=c;
ca=c/10;
L1=0.375;
L2=0.375;
L1a=0.1;
L2a=0.1;
Te=0.98;
Lpres=0.05;
LLpres=0.10;
xmax=[];
teta2max=[];
teta3max=[];
xabsorbermax=[];
Fxmax=[];
sayici=0;
for w=0:0.01:80;
    sayici = sayici + 1;
K=[];
K(1,1)=k1+k2+k3+k4+ka;
K(2,2)=k1*(L2^2)+k2*(L1^2)+k3*(L2^2)+k4*(L1^2)+ka*(L1a^2);
K(3,3)=k1*(Te^2/4)+k2*(Te^2/4)+k3*(Te^2/4)+k4*(Te^2/4)+ka*(L2a^2);
K(4,4)=ka;
K(2,1)=k1*L2-k2*L1+k3*L2-k4*L1+ka*L1a;
K(1,2)=k1*L2-k2*L1+k3*L2-k4*L1+ka*L1a;
K(3,1)=-k1*(Te/2)-k2*(Te/2)+k3*(Te/2)+k4*(Te/2)+ka*L2a;
K(1,3)=-k1*(Te/2)-k2*(Te/2)+k3*(Te/2)+k4*(Te/2)+ka*L2a;

```

```

K(2,3)=-k1*(Te/2)*L2+k2*(Te/2)*(L1)+k3*(Te/2)*L2-k4*(Te/2)*(L1)+ka*L1a*L2a;
K(3,2)=-k1*(Te/2)*L2+k2*(Te/2)*(L1)+k3*(Te/2)*L2-k4*(Te/2)*(L1)+ka*L1a*L2a;
K(1,4)=-ka;
K(4,1)=-ka;
K(2,4)=-ka*L1a;
K(4,2)=-ka*L1a;
K(3,4)=-ka*L2a;
K(4,3)=-ka*L2a;
C=[];
C(1,1)=c1+c2+c3+c4+ca;
C(2,2)=c1*(L2^2)+c2*(L1^2)+c3*(L2^2)+c4*(L1^2)+ca*(L1a^2) ;
C(3,3)=c1*(Te^2/4)+c2*(Te^2/4)+c3*(Te^2/4)+c4*(Te^2/4)+ca*(L2a^2);
C(4,4)=ca;
C(1,2)=c1*L2-c2*L1-c2*L2+c4*L1+ca*L1a;
C(2,1)=c1*L2-c2*L1-c2*L2+c4*L1+ca*L1a;
C(1,3)=-c1*(Te/2)-c2*(Te/2)+c3*(Te/2)+c4*(Te/2)+ca*L2a;
C(3,1)=-c1*(Te/2)-c2*(Te/2)+c3*(Te/2)+c4*(Te/2)+ca*L2a;
C(2,3)=-c1*(Te/2)*L2+c2*(Te/2)*L1+c3*(Te/2)*L2-c4*(Te/2)*L1+ca*L1a*L2a;
C(3,2)=-c1*(Te/2)*L2+c2*(Te/2)*L1+c3*(Te/2)*L2-c4*(Te/2)*L1+ca*L1a*L2a;
C(1,4)=-ca;
C(4,1)=-ca;
C(2,4)=-ca*L1a;
C(4,2)=-ca*L1a;
C(3,4)=-ca*L2a;
C(4,3)=-ca*L2a;
M=[m 0 0 0;0 Jzz 0 0;0 0 Jxx 0;0 0 0 ma];
A=[(K-M*w^2) -w*C
    w*C (K-M*w^2) ];
F1=981000;
F=[0;0;0;0;F1;F1*Lpres;F1*LLpres;0];
B1=inv(A)*F;
B=abs(B1);
xmax(sayici,1)= sqrt((B(1,1)^2)+(B(5,1)^2));
teta2max(sayici,1)= sqrt((B(2,1)^2)+(B(6,1)^2));
teta3max(sayici,1)= sqrt((B(3,1)^2)+(B(7,1)^2));
xabsorbermax(sayici,1)=sqrt((B(4,1)^2)+(B(8,1)^2));
amax=4*(k+(w*c));
Fxmax(sayici,1)=xmax(sayici,1)*amax;
end
xmax1=abs(xmax);
teta2max1=abs(teta2max);
teta3max1=abs(teta3max);
Fxmax1=abs(Fxmax);
xxmax(sayk,1)=max(xmax1);
tt2max(sayk,1)=max(teta2max1);
tt3max(sayk,1)=max(teta3max1);
Fxxmax(sayk,1)=max(Fxmax1);
end
ka=0.01:0.01:1;
hold on

```

```
figure(1)
plot(ka,xxmax,'black')
xlabel('Dinamik Absorber Yay Katsayisinin Pres Yay Katsayisina Oranı')
ylabel('Maksimum Dogrusal Yerdegistirme [m]'),grid on
hold off
hold on
figure(2)
plot(ka,tt2max,'black')
xlabel('Dinamik Absorber Yay Katsayisinin Pres Yay Katsayisina Oranı')
ylabel('Maksimum Kafa Vurma [rad]'),grid on
hold off
hold on
figure(3)
plot(ka,tt3max,'black')
xlabel('Dinamik Absorber Yay Katsayisinin Pres Yay Katsayisina Oranı')
ylabel('Maksimum Yalpalama [rad]'),grid on
hold off
hold on
figure(4)
plot(ka,Fxxmax,'black')
xlabel('Dinamik Absorber Yay Katsayisinin Pres Yay Katsayisina Oranı')
ylabel('Zemine Iletilen Max Kuvvet [N]'),grid on
hold off
```

**Ek 9** Dinamik absorber sisteminin dinamik absorberin sönüm değerine göre optimizasyonunun frekans analizi (Matlab M-file)

```

clc
clear all
m=700;
ma=70;
Jxx=56.92;
Jzz=33.70;
k=100000;
k1=k;
k2=k;
k3=k;
k4=k;
ka=k/10;
c=2000;
c1=c;
c2=c;
c3=c;
c4=c;
Fxxmax=[];
xxmax=[];
tt2max=[];
tt3max=[];
sayc=0
for ca=c/100:c/100:c;
sayc=sayc+1
L1=0.375;
L2=0.375;
L1a=0.1;
L2a=0.1;
Te=0.98;
Lpres=0.05;
LLpres=0.10;
xmax=[];
teta2max=[];
teta3max=[];
xabsorbermax=[];
Fxmax=[];
sayici=0;
for w=0:0.01:80;
    sayici = sayici + 1;
K=[];
K(1,1)=k1+k2+k3+k4+ka;
K(2,2)=k1*(L2^2)+k2*(L1^2)+k3*(L2^2)+k4*(L1^2)+ka*(L1a^2);
K(3,3)=k1*(Te^2/4)+k2*(Te^2/4)+k3*(Te^2/4)+k4*(Te^2/4)+ka*(L2a^2);
K(4,4)=ka;
K(2,1)=k1*L2-k2*L1+k3*L2-k4*L1+ka*L1a;
K(1,2)=k1*L2-k2*L1+k3*L2-k4*L1+ka*L1a;

```

```

K(3,1)=-k1*(Te/2)-k2*(Te/2)+k3*(Te/2)+k4*(Te/2)+ka*L2a;
K(1,3)=-k1*(Te/2)-k2*(Te/2)+k3*(Te/2)+k4*(Te/2)+ka*L2a;
K(2,3)=-k1*(Te/2)*L2+k2*(Te/2)*(L1)+k3*(Te/2)*L2-k4*(Te/2)*(L1)+ka*L1a*L2a;
K(3,2)=-k1*(Te/2)*L2+k2*(Te/2)*(L1)+k3*(Te/2)*L2-k4*(Te/2)*(L1)+ka*L1a*L2a;
K(1,4)=-ka;
K(4,1)=-ka;
K(2,4)=-ka*L1a;
K(4,2)=-ka*L1a;
K(3,4)=-ka*L2a;
K(4,3)=-ka*L2a;
C=[];
C(1,1)=c1+c2+c3+c4+ca;
C(2,2)=c1*(L2^2)+c2*(L1^2)+c3*(L2^2)+c4*(L1^2)+ca*(L1a^2) ;
C(3,3)=c1*(Te^2/4)+c2*(Te^2/4)+c3*(Te^2/4)+c4*(Te^2/4)+ca*(L2a^2);
C(4,4)=ca;
C(1,2)=c1*L2-c2*L1-c2*L2+c4*L1+ca*L1a;
C(2,1)=c1*L2-c2*L1-c2*L2+c4*L1+ca*L1a;
C(1,3)=-c1*(Te/2)-c2*(Te/2)+c3*(Te/2)+c4*(Te/2)+ca*L2a;
C(3,1)=-c1*(Te/2)-c2*(Te/2)+c3*(Te/2)+c4*(Te/2)+ca*L2a;
C(2,3)=-c1*(Te/2)*L2+c2*(Te/2)*L1+c3*(Te/2)*L2-c4*(Te/2)*L1+ca*L1a*L2a;
C(3,2)=-c1*(Te/2)*L2+c2*(Te/2)*L1+c3*(Te/2)*L2-c4*(Te/2)*L1+ca*L1a*L2a;
C(1,4)=-ca;
C(4,1)=-ca;
C(2,4)=-ca*L1a;
C(4,2)=-ca*L1a;
C(3,4)=-ca*L2a;
C(4,3)=-ca*L2a;
M=[m 0 0 0;0 Jzz 0 0;0 0 Jxx 0;0 0 0 ma];
A=[(K-M*w^2) -w*C
    w*C (K-M*w^2) ];
F1=98100;
F=[0;0;0;0;F1;F1*Lpres;F1*LLpres;0];
B1=inv(A)*F;
B=abs(B1);
xmax(sayici,1)=sqrt((B(1,1)^2)+(B(5,1)^2));
teta2max(sayici,1)=sqrt((B(2,1)^2)+(B(6,1)^2));
teta3max(sayici,1)=sqrt((B(3,1)^2)+(B(7,1)^2));
xabsorbermax(sayici,1)=sqrt((B(4,1)^2)+(B(8,1)^2));
amax=4*(k+(w*c));
Fxmax(sayici,1)=xmax(sayici,1)*amax;
end
xmax1=abs(xmax);
teta2max1=abs(teta2max);
teta3max1=abs(teta3max);
Fxmax1=abs(Fxmax);
xxmax(sayc,1)=max(xmax1);
tt2max(sayc,1)=max(teta2max1);
tt3max(sayc,1)=max(teta3max1);
Fxxmax(sayc,1)=max(Fxmax1);
end

```

```
ca=0.01:0.01:1;
hold on
figure(1)
plot(ca,xxmax,'black')
xlabel('Dinamik Absorber Sonum Degerinin Pres Sonum Degerine Orani'),
ylabel('Maksimum Dogrusal Yerdegistirme [m]'),grid on
hold off
hold on
figure(2)
plot(ca,tt2max,'black')
xlabel('Dinamik Absorber Sonum Degerinin Pres Sonum Degerine Orani'),
ylabel('Maksimum Kafa Vurma [rad]'),grid on
hold off
hold on
figure(3)
plot(ca,tt3max,'black')
xlabel('Dinamik Absorber Sonum Degerinin Pres Sonum Degerine Orani'),
ylabel('Maksimum Yalpalama [rad]'),grid on
hold off
hold on
figure(4)
plot(ca,Fxxmax,'black')
xlabel('Dinamik Absorber Sonum Degerinin Pres Sonum Degerine Orani'),
ylabel('Zemine Iletilen Max Kuvvet [N]'),grid on
hold off
```

**Ek 10** Dinamik absorber sisteminin durum uzay analizi (Matlab M-file)

```

clc
m=700;
ma=70;
Jxx=56.92;
Jzz=33.70;
k=100000;
k1=k;
k2=k;
k3=k;
k4=k;
ka=k/10;
c=2000;
c1=c;
c2=c;
c3=c;
c4=c;
ca=c/10;
L1=0.375;
L2=0.375;
L1a=0.10;
L2a=0.10;
Te=0.980;
Lpres=0.05;
LLpres=0.10;
Z=zeros(4);
I=eye(4);
M=[m 0 0 0;0 Jzz 0 0;0 0 Jxx 0;0 0 0 ma];
K=[];
C=[];
K(1,1)=k1+k2+k3+k4+ka;
K(2,2)=k1*(L2^2)+k2*(L1^2)+k3*(L2^2)+k4*(L1^2)+ka*(L1a^2);
K(3,3)=k1*(Te^2/4)+k2*(Te^2/4)+k3*(Te^2/4)+k4*(Te^2/4)+ka*(L2a^2);
K(4,4)=ka;
K(2,1)=k1*L2-k2*L1+k3*L2-k4*L1+ka*L1a;
K(1,2)=k1*L2-k2*L1+k3*L2-k4*L1+ka*L1a;
K(3,1)=-k1*(Te/2)-k2*(Te/2)+k3*(Te/2)+k4*(Te/2)+ka*L2a;
K(1,3)=-k1*(Te/2)-k2*(Te/2)+k3*(Te/2)+k4*(Te/2)+ka*L2a;
K(2,3)=-k1*(Te/2)*L2+k2*(Te/2)*(L1)+k3*(Te/2)*L2-k4*(Te/2)*(L1)+ka*L1a*L2a;
K(3,2)=-k1*(Te/2)*L2+k2*(Te/2)*(L1)+k3*(Te/2)*L2-k4*(Te/2)*(L1)+ka*L1a*L2a;
K(1,4)=-ka;
K(4,1)=-ka;
K(2,4)=-ka*L1a;
K(4,2)=-ka*L1a;
K(3,4)=-ka*L2a;
K(4,3)=-ka*L2a;
C(1,1)=c1+c2+c3+c4+ca;
C(2,2)=c1*(L2^2)+c2*(L1^2)+c3*(L2^2)+c4*(L1^2)+ca*(L1a^2);
C(3,3)=c1*(Te^2/4)+c2*(Te^2/4)+c3*(Te^2/4)+c4*(Te^2/4)+ca*(L2a^2);

```

```

C(4,4)=ca;
C(1,2)=c1*L2-c2*L1-c2*L2+c4*L1+ca*L1a;
C(2,1)=c1*L2-c2*L1-c2*L2+c4*L1+ca*L1a;
C(1,3)=-c1*(Te/2)-c2*(Te/2)+c3*(Te/2)+c4*(Te/2)+ca*L2a;
C(3,1)=-c1*(Te/2)-c2*(Te/2)+c3*(Te/2)+c4*(Te/2)+ca*L2a;
C(2,3)=-c1*(Te/2)*L2+c2*(Te/2)*L1+c3*(Te/2)*L2-c4*(Te/2)*L1+ca*L1a*L2a;
C(3,2)=-c1*(Te/2)*L2+c2*(Te/2)*L1+c3*(Te/2)*L2-c4*(Te/2)*L1+ca*L1a*L2a;
C(1,4)=-ca;
C(4,1)=-ca;
C(2,4)=-ca*L1a;
C(4,2)=-ca*L1a;
C(3,4)=-ca*L2a;
C(4,3)=-ca*L2a;
A=[ Z I
     inv(M)*-K inv(M)*-C ];
Z1=zeros(3,12);
B=[0;0;0;0;1/m;Lpres/Jzz;LLpres/Jxx;0];
C=eye(8);
D=zeros(8,1);
sys=ss(A,B,C,D);
t=0:0.0001:10;
u=[u1];
[y,t]=lsim(sys,u,t);
hold on
figure(1)
subplot(5,2,1),plot(t,y(:,1),'black'),title('DOGRUSAL YERDEGISTIRME')
xlabel('Zaman [s]'),ylabel('Genlik [m]'),grid on ;
subplot(5,2,2),plot(t,y(:,4),'black'),title('DOGRUSAL HIZ')
xlabel('Zaman [s]'),ylabel('Hiz [m/s]'),grid on
subplot(5,2,3),plot(t,y(:,2),'black'),title('KAFKA VURMA')
xlabel('Zaman [s]'),ylabel('Genlik [Radyan]'),grid on;
subplot(5,2,4),plot(t,y(:,5),'black'),title('KAFKA VURMA HIZI')
xlabel('Zaman [s]'),ylabel('Hiz [Radyan/s]'),grid on
subplot(5,2,5),plot(t,y(:,3),'black'),title('YALPALAMA')
xlabel('Zaman [s]'),ylabel('Genlik [Radyan]'),grid on;
subplot(5,2,6),plot(t,y(:,6),'black'),title('YALPALAMA HIZI')
xlabel('Zaman [s]'),ylabel('Hiz [Radyan/s]'),grid on
subplot(5,2,7),plot(t,y(:,4),'black'),title('DINAMIK ABSORBER YERDEGISTIRMESI')
xlabel('Zaman [s]'),ylabel('Genlik [m]'),grid on;
subplot(5,2,8),plot(t,y(:,8),'black'),title('DINAMIK ABSORBER HIZI')
xlabel('Zaman [s]'),ylabel('Hiz [m/s]'),grid on
subplot(5,2,9),plot(t,u,'black'),title('GIRIS FONKSIYONU')
xlabel('Zaman [s]'),ylabel('Genlik [N]'),grid on;
hold off

```

**Ek 11** Histeretik sönüleme sisteminin sönüm katsayısına göre optimizasyonunun frekans analizi (Matlab M-file)

```

clc
clear
m=700;
Jxx=56.92;
Jzz=33.70;
k=100000;
k1=k;
k2=k;
k3=k;
k4=k;
L2=0.375;
L3=0.375;
Te=0.98;
Lpres=0.05;
LLpres=0.10;
Fxxmax=[];
xxmax=[];
tt2max=[];
tt3max=[];
saynu=0;
for nu=0.005:0.001:0.05;
saynu=saynu+1
xmax=[];
teta2max=[];
teta3max=[];
Fxmax=[];
sayici=0;
for w=0:0.01:80;
sayici=sayici+1;
Ka=[];
Ka(1,1)=k1+k2+k3+k4;
Ka(2,2)=k1*(L3^2)+k2*(L2^2)+k3*(L3^2)+k4*(L2^2);
Ka(3,3)=k1*(Te^2/4)+k2*(Te^2/4)+k3*(Te^2/4)+k4*(Te^2/4);
Ka(2,1)=-k1*L3+k2*(L2)-k3*L3+k4*(L2);
Ka(1,2)=-k1*L3+k2*(L2)-k3*L3+k4*(L2);
Ka(3,1)=-k1*(Te/2)-k2*(Te/2)+k3*(Te/2)+k4*(Te/2);
Ka(1,3)=-k1*(Te/2)-k2*(Te/2)+k3*(Te/2)+k4*(Te/2);
Ka(2,3)=k1*(Te/2)*L3-k2*(Te/2)*(L2)-k3*(Te/2)*L3+k4*(Te/2)*(L2);
Ka(3,2)=k1*(Te/2)*L3-k2*(Te/2)*(L2)-k3*(Te/2)*L3+k4*(Te/2)*(L2);
M=[m 0 0;0 Jzz 0;0 0 Jxx ];
Kb=Ka*(1+i*nu);
Kc=real(Kb);
Kd=imag(Kb);
A=[(Kc-M*w^2) -w*Kd
w*Kd (Kc-M*w^2) ];
F=98100;
F1=[0;0;0;F;F*Lpres;F*LLpres];

```

```

B=inv(A)*F1;
xmax(sayici,1)= sqrt((B(1,1)^2)+(B(4,1)^2));
teta2max(sayici,1)= sqrt((B(2,1)^2)+(B(5,1)^2));
teta3max(sayici,1)= sqrt((B(3,1)^2)+(B(6,1)^2));
Fxmax(sayici,1)=xmax(sayici,1)*(k*(1+nu));
end
xmax1=abs(xmax);
teta2max1= abs(teta2max);
teta3max1=abs(teta3max);
Fxmax1=abs(Fxmax);
xxmax(saynu,1)=max(xmax1);
tt2max(saynu,1)=max(teta2max1);
tt3max(saynu,1)=max(teta3max1);
Fxxmax(saynu,1)=max(Fxmax1);
end
nu=0.005:0.001:0.05;
hold on
figure(1)
plot(nu,xxmax,'black'),xlabel('Sonum Katsayisi')
ylabel('Maksimum Dogrusal Yerdegistirme [m]'),grid on
hold off
hold on
figure(2)
plot(nu,tt2max,'black'),xlabel('Sonum Katsayisi')
ylabel('Maksimum Kafa Vurma [rad]'),grid on
hold off
hold on
figure(3)
plot(nu,tt3max,'black'),xlabel('Sonum Katsayisi')
ylabel('Maksimum Yalpalama [rad]'),grid on
hold off
hold on
figure(4)
plot(nu,Fxxmax,'black'),xlabel('Sonum Katsayisi')
ylabel('Zemine Etki Eden Kuvvet [N]'),grid on
hold off

```

**Ek 12** Histeretik sönümleme sisteminin yay katsayısına göre optimizasyonunun frekans analizi (Matlab M-file)

```

clc
clear
m=700;
Jxx=56.92;
Jzz=33.70;
xxmax=[];
tt2max=[];
tt3max=[];
Fxxmax=[];
sayk=0;
for k=100:100:200000;
sayk=sayk+1;
k1=k;
k2=k;
k3=k;
k4=k;
L2=0.375;
L3=0.375;
Te=0.98;
Lpres=0.05;
LLpres=0.10;
xmax=[];
teta2max=[];
teta3max=[];
Fxmax=[];
sayici=0;
for w=0:0.01:80;
sayici=sayici+1;
Ka=[];
Ka(1,1)=k1+k2+k3+k4;
Ka(2,2)=k1*(L3^2)+k2*(L2^2)+k3*(L3^2)+k4*(L2^2);
Ka(3,3)=k1*(Te^2/4)+k2*(Te^2/4)+k3*(Te^2/4)+k4*(Te^2/4);
Ka(2,1)=-k1*L3+k2*(L2)-k3*L3+k4*(L2);
Ka(1,2)=-k1*L3+k2*(L2)-k3*L3+k4*(L2);
Ka(3,1)=-k1*(Te/2)-k2*(Te/2)+k3*(Te/2)+k4*(Te/2);
Ka(1,3)=-k1*(Te/2)-k2*(Te/2)+k3*(Te/2)+k4*(Te/2);
Ka(2,3)=k1*(Te/2)*L3-k2*(Te/2)*(L2)-k3*(Te/2)*L3+k4*(Te/2)*(L2);
Ka(3,2)=k1*(Te/2)*L3-k2*(Te/2)*(L2)-k3*(Te/2)*L3+k4*(Te/2)*(L2);
M=[m 0 0;0 Jzz 0;0 0 Jxx ];
nu=0.05;
Kb=Ka*(1+i*nu);
Kc=real(Kb);
Kd=imag(Kb);
A=[(Kc-M*w^2) -w*Kd
w*Kd (Kc-M*w^2) ];
F=98100;
F1=[0;0;0;F;F*Lpres;F*LLpres];

```

```

B1=inv(A)*F1;
B=abs(B1);
xmax(sayici,1)= sqrt((B(1,1)^2)+(B(4,1)^2));
teta2max(sayici,1)= sqrt((B(2,1)^2)+(B(5,1)^2));
teta3max(sayici,1)= sqrt((B(3,1)^2)+(B(6,1)^2));
Fxmax(sayici,1)=xmax(sayici,1)*(k*(1+nu));
end
xmax1=abs(xmax);
teta2max1= abs(teta2max);
teta3max1=abs(teta3max);
Fxmax1=abs(Fxmax);
xxmax(sayk,1)=max(xmax1);
tt2max(sayk,1)=max(teta2max1);
tt3max(sayk,1)=max(teta3max1);
Fxxmax(sayk,1)=max(Fxmax1);
end
k=100:100:200000;
hold on
figure(1)
plot(k,xxmax,'black'),xlabel('Yay Katsayisi[N/m]')
ylabel('Maksimum Dogrusal Yerdegistirme [m]'),grid on
hold off
hold on
figure(2)
plot(k,tt2max,'black'),xlabel('Yay Katsayisi[N/m]')
ylabel('Maksimum Kafa Vurma [rad]'),grid on
hold off
hold on
figure(3)
plot(k,tt3max,'black'),xlabel('Yay Katsayisi[N/m]')
ylabel('Maksimum Yalpalama [rad]'),grid on
hold off
hold on
figure(4)
plot(k,Fxxmax,'black'),xlabel('Yay Katsayisi[N/m]')
ylabel('Zemine Etki Eden Kuvvet [N]'),grid on
hold off

```

**Ek 13** Histeretik sönümlenme sisteminin durum uzay analizi (Matlab M-file)

```

clc
m=700;
Jxx=56.92;
Jzz=33.70;
k=100000;
k1=k;
k2=k;
k3=k;
k4=k;
L1=0.375;
L2=0.375;
Te=0.980;
Lpres=0.05;
LLpres=0.10;
Z=zeros(3);
I=eye(3);
M=[m 0 0;0 Jzz 0;0 0 Jxx ];
Ka=[];
Ka(1,1)=k1+k2+k3+k4;
Ka(2,2)=k1*(L1^2)+k2*(L2^2)+k3*(L1^2)+k4*(L2^2);
Ka(3,3)=k1*(Te^2/4)+k2*(Te^2/4)+k3*(Te^2/4)+k4*(Te^2/4);
Ka(2,1)=-k1*L1+k2*(L2)-k3*L1+k4*(L2);
Ka(1,2)=-k1*L1+k2*(L2)-k3*L1+k4*(L2);
Ka(3,1)=-k1*(Te/2)-k2*(Te/2)+k3*(Te/2)+k4*(Te/2);
Ka(1,3)=-k1*(Te/2)-k2*(Te/2)+k3*(Te/2)+k4*(Te/2);
Ka(2,3)=k1*(Te/2)*L1-k2*(Te/2)*(L2)-k3*(Te/2)*L1+k4*(Te/2)*(L2);
Ka(3,2)=k1*(Te/2)*L1-k2*(Te/2)*(L2)-k3*(Te/2)*L1+k4*(Te/2)*(L2);
n=0.05;
Kb=Ka*(1+i*n);
Kc=real(Kb);
Kd=imag(Kb);
A=[ Z I
    inv(M)*-Kc inv(M)*-Kd ];
B=[0;0;0;1/m;Lpres/Jzz;LLpres/Jxx];
C=eye(6);
D=zeros(6,1);
sys=ss(A,B,C,D);
t=0:0.0001:10;
u=[u1];
[y,t]=lsim(sys,u,t);
hold on
figure(1)
subplot(4,2,1),plot(t,y(:,1),'black'),title('DOGRUSAL YERDEGISTIRME')
xlabel('Zaman [s]'),ylabel('Genlik [m]'),grid on ;
subplot(4,2,2),plot(t,y(:,4),'black'),title('DOGRUSAL HIZ')
xlabel('Zaman [s]'),ylabel('Hiz [m/s]'),grid on
subplot(4,2,3),plot(t,y(:,2),'black'),title('KAFA VURMA')
xlabel('Zaman [s]'),ylabel('Genlik [Radyan]'),grid on;

```

```
subplot(4,2,4),plot(t,y(:,5),'black'),title('KAFKA VURMA HIZI')
xlabel('Zaman [s]'),ylabel('Hiz [Radyan/s]'),grid on
subplot(4,2,5),plot(t,y(:,3),'black'),title('YALPALAMA')
xlabel('Zaman [s]'),ylabel('Genlik [Radyan]'),grid on;
subplot(4,2,6),plot(t,y(:,6),'black'),title('YALPALAMA HIZI')
xlabel('Zaman [s]'),ylabel('Hiz [Radyan/s]'),grid on
subplot(4,2,7),plot(t,u,'black'),title('GIRIS FONKSIYONU')
xlabel('Zaman [s]'),ylabel('Genlik [N]'),grid on;
hold off
```

**Ek 14** Coulomb sürtünmesinin eklenmesi ile oluan sistemin normal kuvvete göre optimizasyon analizi (Matlab M-file)

```

clear
global m Jxx Jzz k c Lpres LLpres M C K Force FF sayici mus hiz1 hiz2 hiz3 hiz4 h
h=0.01;
tilk=0;
tson=20;
xb=[0 0 0]';
xbdot=[0 0 0]';
m=700;
Jxx=56.92;
Jzz=33.70;
k=100000;
c=2000;
mus=0.1;
L2=0.375;
L3=0.375;
Te=0.98;
Lpres=0.05;
LLpres=0.1;
Fxxmax=[];
xxmax=[];
sayN=0;
for N=1:1:1000;
sayN=sayN+1
FF=[];
F=[];
x=[];
xdot=[];
say=0;
t=[];
for t=tilk:h:2.99;
say=say+1;
FF(say,1)=0;
end
for t=3:h:3.02;
say=say+1;
FF(say,1)=10000;
end
for t=3.03:h:tson;
say=say+1;
FF(say,1)=0;
end
sayici=0;
for t=tilk:h:tson;
sayici=sayici+1;
if sayici<=1;
x=xb;
xdot=xbdot;

```

```

hiz1=(xdot(1,1)+Lpres*xdot(2,1)+LLpres*xdot(3,1));
hiz2=(xdot(1,1)-Lpres*xdot(2,1)-LLpres*xdot(3,1));
hiz3=(xdot(1,1)+Lpres*xdot(2,1)-LLpres*xdot(3,1));
hiz4=(xdot(1,1)-Lpres*xdot(2,1)+LLpres*xdot(3,1));
Force(1,1)=FF(sayici,1)-mus*N*sign(hiz1)-mus*N*sign(hiz2)+-mus*N*sign(hiz3)+-
mus*N*sign(hiz4);
Force(2,1)=FF(sayici,1)*Lpres;
Force(3,1)=FF(sayici,1)*LLpres;
[I1] = h*xdot;
[I1dot] = h*feval('fon',x,xdot);
[I2] = h*( [xdot]+[I1dot]*(1/2));
[I2dot] = h*feval('fon',x+(I1/2),xdot+I1dot/2);
[I3] = h*(xdot+2*I2dot-I1dot);
[I3dot] = h*feval('fon',x+(2*I2-I1),xdot+2*I2dot-I1dot);
yx=x+(1/6)*(I1+4*I2+I3);
yxdot= xdot+(1/6)*(I1dot+4*I2dot+I3dot);
yyx1(sayici,1)=yx(1,1);
yyx2(sayici,1)=yx(2,1);
yyx3(sayici,1)=yx(3,1);
yyxdot1(sayici,1)=yxdot(1,1);
yyxdot2(sayici,1)=yxdot(2,1);
yyxdot3(sayici,1)=yxdot(3,1);
else
%%%% 1 basamak için kullan    iffff
clear I1 I1dot I2 I2dot I3 I3dot x xdot
x=yx;
xdot=yxdot;
hiz1=(xdot(1,1)+Lpres*xdot(2,1)+LLpres*xdot(3,1));
hiz2=(xdot(1,1)-Lpres*xdot(2,1)-LLpres*xdot(3,1));
hiz3=(xdot(1,1)+Lpres*xdot(2,1)-LLpres*xdot(3,1));
hiz4=(xdot(1,1)-Lpres*xdot(2,1)+LLpres*xdot(3,1));
Force(1,1)=FF(sayici,1)-mus*N*sign(hiz1)-mus*N*sign(hiz2)+-mus*N*sign(hiz3)+-
mus*N*sign(hiz4);
Force(2,1)=FF(sayici,1)*Lpres;
Force(3,1)=FF(sayici,1)*LLpres;
[I1]=h*xdot;
[I1dot]=h*feval('fon',x,xdot);
[I2]=h*(xdot+I1dot/2);
[I2dot]=h*feval('fon',x+(I1/2),xdot+I1dot/2);
[I3]=h*(xdot+2*I2dot-I1dot);
[I3dot]=h*feval('fon',x+(2*I2-I1),xdot+2*I2dot-I1dot);
yx=x+(1/6)*(I1+4*I2+I3);
yxdot= xdot+(1/6)*(I1dot+4*I2dot+I3dot);
yyx1(sayici,1)=yx(1,1);
yyx2(sayici,1)=yx(2,1);
yyx3(sayici,1)=yx(3,1);
yyxdot1(sayici,1)=yxdot(1,1);
yyxdot2(sayici,1)=yxdot(2,1);
yyxdot3(sayici,1)=yxdot(3,1);
end

```

```
end
xmax=abs(yyx1);
xdotmax=abs(yyxdot1);
Fxmax=xmax*k+xdotmax*c;
xxmax(sayN,1)=max(xmax);
Fxxmax(sayN,1)=max(Fxmax);
end
N=1:1:1000;
hold on
figure(1)
plot(N,xxmax,'black'),xlabel('Normal Kuvvet [N]')
ylabel('Maksimum Dogrusal Yerdegistirme [m]'),grid on
hold off
hold on
figure(2)
plot(N,Fxxmax,'black'),xlabel('Normal Kuvvet [N]')
ylabel('Zemine Iletilen Max Kuvvet [N]'),grid on
hold off
```

**Ek 15** Coulomb sürtünmesinin eklenmesi ile oluşan sistemin sürtünme katsayısına göre optimizasyon analizi (Matlab M-file)

```

clear
global m Jxx Jzz k c Lpres LLpres M C K Force FF sayici mus hiz1 hiz2 hiz3 hiz4 h
h=0.01;
tilk=0;
tson=20;
xb=[0 0 0]';
xbdot=[0 0 0]';
m=700;
Jxx=56.92;
Jzz=33.70;
k=100000;
c=2000;
Fxxmax=[];
xxmax=[];
tt2max=[];
tt3max=[];
saymus=0;
for mus=0.01:0.01:0.99;
saymus=saymus+1
L2=0.375;
L3=0.375;
Te=0.98;
Lpres=0.05;
LLpres=0.1;
N=1;
FF=[];
F=[];
x=[];
xdot=[];
say=0;
t=[];
for t=tilk:h:2.99;
say=say+1;
FF(say,1)=0;
end
for t=3:h:3.02;
say=say+1;
FF(say,1)=98100;
end
for t=3.03:h:tson;
say=say+1;
FF(say,1)=0;
end
sayici=0;
for t=tilk:h:tson;
sayici=sayici+1;

```

```

if sayici<=1;
x=xb;
xdot=xbdot;
hiz1=(xdot(1,1)+Lpres*xdot(2,1)+LLpres*xdot(3,1));
hiz2=(xdot(1,1)-Lpres*xdot(2,1)-LLpres*xdot(3,1));
hiz3=(xdot(1,1)+Lpres*xdot(2,1)-LLpres*xdot(3,1));
hiz4=(xdot(1,1)-Lpres*xdot(2,1)+LLpres*xdot(3,1));
Force(1,1)=FF(sayici,1)-mus*N*sign(hiz1)-mus*N*sign(hiz2)+-mus*N*sign(hiz3)+-
mus*N*sign(hiz4);
Force(2,1)=FF(sayici,1)*Lpres;
Force(3,1)=FF(sayici,1)*LLpres;
[I1] = h*xdot;
[I1dot] = h*feval('fon',x,xdot);
[I2] = h*(xdot+[I1dot]*(1/2));
[I2dot] = h*feval('fon',x+(I1/2),xdot+I1dot/2);
[I3] = h*(xdot+2*I2dot-I1dot);
[I3dot] = h*feval('fon',x+(2*I2-I1),xdot+2*I2dot-I1dot);
yx=x+(1/6)*(I1+4*I2+I3);
yxdot= xdot+(1/6)*(I1dot+4*I2dot+I3dot);
yyx1(sayici,1)=yx(1,1);
yyx2(sayici,1)=yx(2,1);
yyx3(sayici,1)=yx(3,1);
yyxdot1(sayici,1)=yxdot(1,1);
yyxdot2(sayici,1)=yxdot(2,1);
yyxdot3(sayici,1)=yxdot(3,1);
else
%%% 1 basamak için kullan   iffff
clear I1 I1dot I2 I2dot I3 I3dot x xdot
x=yx;
xdot=yxdot;
hiz1=(xdot(1,1)+Lpres*xdot(2,1)+LLpres*xdot(3,1));
hiz2=(xdot(1,1)-Lpres*xdot(2,1)-LLpres*xdot(3,1));
hiz3=(xdot(1,1)+Lpres*xdot(2,1)-LLpres*xdot(3,1));
hiz4=(xdot(1,1)-Lpres*xdot(2,1)+LLpres*xdot(3,1));
Force(1,1)=FF(sayici,1)-mus*N*sign(hiz1)-mus*N*sign(hiz2)+-mus*N*sign(hiz3)+-
mus*N*sign(hiz4);
Force(2,1)=FF(sayici,1)*Lpres;
Force(3,1)=FF(sayici,1)*LLpres;
[I1]=h*xdot;
[I1dot]=h*feval('fon',x,xdot);
[I2]=h*(xdot+I1dot/2);
[I2dot]=h*feval('fon',x+(I1/2),xdot+I1dot/2);
[I3]=h*(xdot+2*I2dot-I1dot);
[I3dot]=h*feval('fon',x+(2*I2-I1),xdot+2*I2dot-I1dot);
yx=x+(1/6)*(I1+4*I2+I3);
yxdot= xdot+(1/6)*(I1dot+4*I2dot+I3dot);
yyx1(sayici,1)=yx(1,1);
yyx2(sayici,1)=yx(2,1);
yyx3(sayici,1)=yx(3,1);
yyxdot1(sayici,1)=yxdot(1,1);

```

```
yyxdot2(sayici,1)=yxdot(2,1);
yyxdot3(sayici,1)=yxdot(3,1);
end
end
xmax=abs(yyx1);
xdotmax=abs(yyxdot1);
t2max=abs(yyx2);
t3max=abs(yyx3);
Fxmax=xmax*k+xdotmax*c;
xxmax(saymus,1)=max(xmax);
tt2max(saymus,1)=max(t2max);
tt3max(saymus,1)=max(t3max);
Fxxmax(saymus,1)=max(Fxmax);
end
mus=0.01:0.01:0.99;
hold on
figure(1)
plot(mus,xxmax,'black'),xlabel('Surtunme Katsayisi')
ylabel('Maksimum Dogrusal Yerdegistirme [m]'),grid on
hold off
hold on
figure(2)
plot(mus,Fxxmax,'black'),xlabel('Surtunme Katsayisi')
ylabel('Zemine Iletilen Max Kuvvet [N]'),grid on
hold off
```

**Ek 16** Coulomb sürtünmesinin eklenmesi ile oluşan sistemin ek Matlab M-file'ı

```

function fun=fon(x,xdot)
global m Jxx Jzz k c Lpres LLpres M C K Force FF sayici mus hiz1 hiz2 hiz3 hiz4 h
k1=k;
k2=k;
k3=k;
k4=k;
c1=c;
c2=c;
c3=c;
c4=c;
L2=0.375;
L3=0.375;
Te=0.98;
M=[m 0 0;0 Jzz 0;0 0 Jxx];
K=[];
C=[];
K(1,1)=k1+k2+k3+k4;
K(2,2)=k1*(L3^2)+k2*(L2^2)+k3*(L3^2)+k4*(L2^2);
K(3,3)=k1*(Te^2/4)+k2*(Te^2/4)+k3*(Te^2/4)+k4*(Te^2/4);
K(2,1)=-k1*L3+k2*(L2)-k3*L3+k4*(L2);
K(1,2)=-k1*L3+k2*(L2)-k3*L3+k4*(L2);
K(3,1)=-k1*(Te/2)-k2*(Te/2)+k3*(Te/2)+k4*(Te/2);
K(1,3)=-k1*(Te/2)-k2*(Te/2)+k3*(Te/2)+k4*(Te/2);
K(2,3)=k1*(Te/2)*L3-k2*(Te/2)*(L2)-k3*(Te/2)*L3+k4*(Te/2)*(L2);
K(3,2)=k1*(Te/2)*L3-k2*(Te/2)*(L2)-k3*(Te/2)*L3+k4*(Te/2)*(L2);
C(1,1)=c1+c2+c3+c4;
C(2,2)=c1*(L3^2)+c2*(L2^2)+c3*(L3^2)+c4*(L2^2);
C(3,3)=c1*(Te^2/4)+c2*(Te^2/4)+c3*(Te^2/4)+c4*(Te^2/4);
C(1,2)=-c1*L3+c2*L2-c3*L3+c4*L2;
C(2,1)=-c1*L3+c2*L2-c3*L3+c4*L2;
C(1,3)=-c1*(Te/2)-c2*(Te/2)+c3*(Te/2)+c4*(Te/2);
C(3,1)=-c1*(Te/2)-c2*(Te/2)+c3*(Te/2)+c4*(Te/2);
C(2,3)=c1*(Te/2)*L3-c2*(Te/2)*L2-c3*(Te/2)*L3+c4*(Te/2)*L2;
C(3,2)=c1*(Te/2)*L3-c2*(Te/2)*L2-c3*(Te/2)*L3+c4*(Te/2)*L2;
fun=(M^(-1))*(-C*xdot-K*x+[Force]);

```

**Ek 17** TSE'nin titreşim hakkında yayımladığı standartlar

TS 2774	Titreşim ve Şok - Terimler ve Tarifler
TS 2775	Tüm Vücudun Titreşim Etkisi Altında Kalma Durumunun Değerlendirilmesi İçin Kılavuz
TS 2776	Titreşim ve Şok - İzolatörler - Mekanik İzalasyon Özelliklerinin Belirlenmesi Esnek Sistemlerin Seçimi ve Kullanılması İçin Genel Kurallar
TS 2779	Titreşim ve Şok - Dönen ve Pistonlu Makinalarda Mekanik Titreşim, Titreşim Şiddeti Ölçme Cihazları İçin Aranılan Koşullar
TS 2782	Titreşim ve Şok - Çalıştırma Hızları 10-200 Devir/Saniye Olan Makinelerin Mekanik Titreşimi - Değerlendirme Standardlarını Belirtmek İçin Temel Esaslar
TS 2843	Titreşim ve Şok - Dengeleme - Terimler ve Tarifler
TS 2844	Titreşim ve Şok - Yerinde Dengeleme Cihazı Tanımlama ve Değerlendirme
TS 2873	Titreşim ve Şok - Dengeleme Makineleri Tanımlama ve Değerlendirme
TS 3879	Tarım Traktör ve Makineleri Sürücüsünü Etkileyen Titreşim Deneyleri
TS 3967	Titreşimler- Mil Yüksekliği 80 mm-400 mm Arasında Olan Bazı Döner Elektrik Makinalarının Mekanik Titreşimi- Titreşim Şiddetinin Ölçülmesi ve Değerlendirilmesi
TS 7548	Hızları 10 Devir s-1-200 Devir s-1 Olan Döner Büyük Makinaların Mekanik Titreşimi - Kullanım Yerinde Titreşim Şiddetinin Ölçme ve Değerlendirme Kuralları
TSE CR 1030-1	El Kol Titreşimi-Titreşim Tehlikelerinin Azaltılması Prensipleri - Bölüm 1: Makinenin Tasarımı Vasıtasıyla Alınması Gereken Teknik Tedbirler
TS EN 60034-14	Döner Elektrik Makinaları - Bölüm 14: Mil Yüksekliği 56 Mm Ve Daha Yüksek Olan Bazı Makinalarda Mekanik Titreşim - Titreşimin Ölçülmesi, Değerlendirilmesi Ve Sınırları
TS EN 29052-1	Akustik-Dinamik Katılığın Tayini-Bölüm1 Meskenlerde Esnek Döşeme Altında Kullanılan Malzemeler
TS EN 1032	Mekanik titreşim-Titreşim emisyon değerinin belirlenmesi amacıyla hareketli makinaların deneye tabi tutulması

- TS EN 60068-2-64 Çevre Şartlarına Dayanıklılık Deneyleri Bölüm 2:Deney Metotları  
Deney Fh:Titreşim, Gneş Bant Rastgele (Sayısal Kontrol) ve Kılavuz
- TS EN 60068-2-65 Çevre Şartlarına Dayanıklılık Deneyleri- Bölüm 2-65: Deney  
Metotları- Deney Fg: Titreşim Akustik Olarak Oluşan
- TS EN 60994 Hidrolik Makinalarda Titreşim ve Vuruşların Saha Ölçmeleri İçin  
Kılavuz
- TS EN ISO 8041 Titreşime karşı insan tepkisi – Ölçme düzeneği

**ÖZGEÇMİŞ**

Doğum tarihi 14.07.1982

Doğum yeri Kırıkkale

Lise 1993-2000 Tekirdağ Anadolu Lisesi

Lisans 2000-2005 Yıldız Teknik Üniversitesi  
Makine Mühendisliği Bölümü

Yüksek Lisans 2005- Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makine Müh. Anabilim Dalı, Makine Teorisi ve  
Kontrol Programı

**Çalıştığı kurum**

2006- Türkiye Demiryolu Makinaları Sanayi A. Ş.