

T.C.
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



**SÖNÜMLEYİCİ PARÇACIK YERLEŞTİRİLMİŞ SANDVIÇ
YAPILARIN DİNAMİĞİ VE TİTREŞİM ÖZELLİKLERİNİN
İNCELENMESİ**

Osman Yiğit

Doktora Tezi

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Makina Teorisi ve Dinamiği Bilim Dalı

TEMMUZ 2023

T.C.
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Doktora Tezi

**SÖNÜMLEYİCİ PARÇACIK YERLEŞTİRİLMİŞ SANDVIÇ
YAPILARIN DİNAMİĞİ VE TİTREŞİM ÖZELLİKLERİNİN
İNCELENMESİ**

Tez Yazarı
Osman YİĞİD

Danışman
Prof. Dr. Orhan ÇAKAR

TEMMUZ 2023
ELAZIĞ

T.C.
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Doktora Tezi

Başlığı:	Sönümleyici Parçacık Yerleştirilmiş Sandviç Yapıların Dinamiği ve Titreşim Özelliklerinin İncelenmesi
Yazarı:	Osman YİĞİD
İlk Teslim Tarihi:	12.06.2023
Savunma Tarihi:	11.07.2023

TEZ ONAYI

Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına göre hazırlanan bu tez aşağıda imzaları bulunan jüri üyeleri tarafından değerlendirilmiş ve akademik dinleyicilere açık yapılan savunma sonucunda OYBİRLİĞİ ile kabul edilmiştir.

Danışman:	Prof. Dr. Orhan ÇAKAR Fırat Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi	<i>İmza</i> Onayladım
Başkan:	Prof. Dr. Vahit MERMERTAŞ İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi	Onayladım
Üye:	Prof. Dr. Mete Onur KAMAN Fırat Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi	Onayladım
Üye:	Prof. Dr. Oğuz YAKUT Fırat Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi	Onayladım
Üye:	Prof. Dr. Gökhan BULUT Haliç Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi	Onayladım

Bu tez, Enstitü Yönetim Kurulunun/...../20..... tarihli toplantısında tescillenmiştir.

İmza
Prof. Dr. Burhan ERGEN
Enstitü Müdürü

BEYAN

Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım “Sönümleyici Parçacık Yerleştirilmiş Sandviç Yapıların Dinamiği ve Titreşim Özelliklerinin İncelenmesi” Başlıklı Doktora Tezimin içindeki bütün bilgilerin doğru olduğunu, bilgilerin üretilmesi ve sunulmasında bilimsel etik kurallarına uygun davrandığımı, kullandığım bütün kaynakları atıf yaparak belirttiğimi, maddi ve manevi desteği olan tüm kurum/kuruluş ve kişileri belirttiğimi, burada sunduğum veri ve bilgileri unvan almak amacıyla daha önce hiçbir şekilde kullanmadığımı beyan ederim.

11.07.2023

Osman YİĞİD



ÖNSÖZ

Katmanlı yapılar mühendislik alanlarında giderek önem kazanmaktadır. Bu yapılar sayesinde malzemelerin tek başına sahip olmadığı özellikler elde edilebilmektedir. Bu yapılar hafif olmalarına rağmen mukavemet değerleri oldukça fazladır. Diğer taraftan, bu yapılar doğal olarak düşük sönüm kabiliyetine sahiptir. Bir yapı doğal frekans(lar)ında tahrik edildiğinde titreşim genliği aşırı artmakta, bu durum yapıya zarar verebilmektedir. Bu tez çalışmasında, bal peteği katmanlı yapıların titreşim genliğini azaltmak için ayırık elemanlar yönteminden faydalanmıştır. Parçacıkların birbiri ve hücre yüzeyi ile teması Hertz temas modeli ve Coulomb sürtünme modeli ile belirlenmiştir. Farklı dolum oranı, titreşim genliği gibi parametrelerle yapının frekans tepki fonksiyonları elde edilmiş ve yapının titreşim genliğinin başarı bir şekilde azaltıldığı gözlemlenmiştir.

Bu tez çalışmasında, Fırat Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinasyon Birimi (FÜBAP) tarafından desteklenen, yürütücülüğü F.Ü. Teknoloji Fakültesi öğretim üyesi Prof. Dr. İbrahim TÜRKOĞLU tarafından yapılan, ADEP.22.06 numaralı proje kapsamında temin edilen iş istasyonu kullanılmıştır.

Bu tez çalışmasının meydana gelmesinde, bilgi ve tecrübelerini benden esirgemeyen, her zaman gücünü ve enerjisini yanımda hissettiğim, değerli hocam F.Ü. Mühendislik Fakültesi öğretim üyesi Prof. Dr. Orhan ÇAKAR'a sonsuz teşekkürlerimi ve saygılarımı sunarım. Ayrıca tez çalışmalarım süresince her zaman yanımda olan, sıkıntı ve mutluluklara beraber katlandığım eşime ve aileme de teşekkürlerimi sunarım.

Osman YİĞİD
ELAZIĞ, 2023

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖNSÖZ.....	iv
İÇİNDEKİLER	v
ÖZET	vi
ABSTRACT	vii
ŞEKİLLER LİSTESİ	viii
TABLOLAR LİSTESİ	xii
EKLER LİSTESİ	xiii
SİMGELER	xiv
KISALTMALAR	xvi
1. GİRİŞ	1
1.1. Tezin Amacı	3
1.2. Tezin Kapsamı.....	4
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	6
3. ÇUBUKLARIN TİTREŞİMİ	13
3.1. Çubukların Eğilme Titreşim Hareketi	14
3.2. Dönen Bir Konsol Kirişin Titreşim Analizi.....	17
3.3. Frekans Tepki Fonksiyonları	21
3.4. Modal Analiz	23
4. TEMAS MEKANİĞİ.....	26
4.1. Hertz Elastik Temas Modeli	27
4.2. Elastik cisimlerin teması.....	28
4.3. Temas Kuvvetleri	32
4.4. Ayrık Elemanlar Yöntemi	34
5. PARÇACIK SÖNÜMLEYİCİLİ TEK SERBESTLİK DERECELİ SİSTEMLER.....	39
5.1. Dikdörtgen Prizması Hücreli Yapıda PDS'nin Etkisi.....	42
5.2. Silindirik Hücreli Yapıda PDS'nin Etkisi.....	54
5.3. Altıgen Prizması Hücreli Yapıda PDS'nin Etkisi.....	58
6. PARÇACIK SÖNÜMLEYİCİLİ BAL PETEĞİ KATMANLI YAPILAR.....	64
6.1. Doluluk Oranının Ankastre-Serbest Çubuğun Sönümüne Etkisi.....	75
6.2. Kütle Oranının Ankastre-Serbest Çubuğun Sönümüne Etkisi	79
6.3. Sabit Kütleli Doluluk Oranının Ankastre-Serbest Çubuğun Sönümüne Etkisi.....	81
6.4. Tahrik Genliğinin Ankastre-Serbest Çubuğun Sönümüne Etkisi	82
7. PARÇACIK SÖNÜMLEYİCİLİ DÖNEN BAL PETEĞİ KATMANLI YAPILAR.....	85
7.1. Doluluk Oranı ve Dönme Hızının Dönen Konsol Kirişin Sönümüne Etkisi	91
8. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	97
KAYNAKLAR.....	100
EKLER	106
ÖZGEÇMİŞ	

ÖZET

Sönümleyici Parçacık Yerleştirilmiş Sandviç Yapıların Dinamiği ve Titreşim Özelliklerinin İncelenmesi

Osman YİĞİD

Doktora Tezi

Fırat Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Temmuz 2023, Sayfa: xvi + 105

Bilgisayar teknolojilerinin gelişmesiyle daha önce imkânsız veya zor olan mühendislik analiz ve simülasyonları daha kolay hale gelmiştir. Bu amaçla geliştirilen araçlardan birisi de çok sayıda küçük boyutlu parçacıktan oluşan süreksiz malzemelerin simülasyonuna izin veren, sayısal bir modelleme tekniği olan ayırık elemanlar yöntemi'dir. Bu yöntem, sistemdeki her bir parçacığı katı elastik bir cisim olarak modelleyerek küçük bir zaman adımında her parçacığın konumunu ve hızını hesaplamak için Newton'un ikinci yasasını kullanır. Parçacıklar birbiri ve yüzeylerle çarpıştığında elastik deformasyona uğrayarak hafifçe üst üste binerler ve bu örtüşme, her bir parçacığı bir yay gibi ele alarak temas kuvvetlerini hesaplamak için kullanılır.

Bu tez kapsamında ayırık elemanlar yöntemi kullanarak zeminden tahrikli tek eksenli hareket eden farklı geometride hücrelere sahip yapıların titreşim analizi yapılmıştır. Farklı parçacık sayısı, hücre boyutları gibi parametrelerin yapının sönümü üzerindeki etkileri incelenmiştir. Daha sonra Euler-Bernoulli teorisi ile modellenen ankastre-serbest sınır şartlarına sahip sürekli bal peteği katmanlı çubuğun titreşim analizi Matlab® paket programı yardımıyla yapılmıştır. Katmanlı çubuğun modal parametreleri Ansys® APDL paket programından elde edilmiştir. Çubuğun uç kısmından belirli bir bölge sönümleyici parçacık yerleştirmek için belirlenmiştir. Çubuk uygun noktasından rastgele tahrik kuvveti ile tahrik edilerek frekans tepki fonksiyonu hesaplanmıştır. Parçacıkların çubuğun sönümü üzerindeki etkisini hesaplamak için ilk 4 titreşim modu yeterli sayılmıştır. En son aşamada ise sabit bir eksen etrafında dönen ankastre-serbest sınır şartlarında kabul edilen katmanlı çubuğun parçacıklı titreşim analizi yapılmıştır. Farklı dönme hızlarının titreşim genliğine etkisi incelenmiştir.

Çalışmanın sonucunda parçacıkların yapının titreşim genliğini önemli ölçüde azalttığı gözlemlenmiştir. Parçacıkların genel yerine yerel konumlara yerleştirilmesi ile doğal frekans(lar)ı çok az değişime uğramaktadır.

Anahtar Kelimeler: Ayırık elemanlar yöntemi, Hertz temas modeli, parçacık sönümleme

ABSTRACT

Investigation of Dynamics and Vibration Properties of Sandwich Structures filled with Particle Damper

Osman YİĞİD

Ph.D. Thesis

Fırat University
Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

July 2023, Pages: xvi + 105

With the development of computer technologies, engineering analysis and simulations, which were impossible or difficult before, have become easier. One of the tools developed for this purpose is the discrete element method, which is a numerical modeling technique that allows the simulation of discontinuous materials consisting of many small particles. This method uses Newton's second law to calculate the position and velocity of each particle in a minor step by modeling each particle in the system as a rigid body. When particles collide with each other and with surfaces, they undergo elastic deformation and overlap slightly, and this overlap is used to calculate contact forces, treating each particle like a spring.

In this thesis, vibration analysis of the structures with cells of different geometries moving on a horizontal axis excited from the base was carried out using the discrete element method. The effects of parameters such as different particle numbers and cell sizes on the damping of the structure were investigated. Then, vibration analysis of continuous honeycomb layered beam with fixed-free boundary conditions modeled using Euler-Bernoulli theory was done with the help of Matlab® package program. The modal parameters of the layered beam were obtained from the Ansys® APDL package program. A specific region from the end of the beam is designated to place the particle dampers. The frequency response function was calculated by exciting the beam from its appropriate point with a random input force. The first four vibration modes are considered sufficient to calculate the effect of the particles on the damping of the beam. In the last stage, vibration analysis of the layered beam, which is assumed having fixed-free boundary conditions and rotates around a fixed hub, was carried out. The effect of different rotational speeds on vibration amplitude was investigated.

As a result, it was observed that the impact particles significantly reduced the vibration amplitude of the structure. By placing the particles in local rather than general positions, their natural frequency changes very little.

Keywords: Discrete element method, Hertz contact model, particle damping

ŞEKİLLER LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1.	Geleneksel darbe sönümleyiciler a) Darbe sönümleyici, b) Çok üniteli darbe sönümleyici c) Parçacık sönümleyici d) Çok üniteli parçacık sönümleyici	7
Şekil 2.2.	Balpeteği sandviç panel	11
Şekil 3.1.	Euler-Bernoulli çubuğunun eğilme şekil değişimi.....	15
Şekil 3.2.	Ankastre-serbest sınır şartlarındaki çubuğun ilk dört titreşim modu	16
Şekil 3.3.	Bir göbek etrafında dönen konsol kiriş modeli	17
Şekil 4.1.	Temas mekaniği modelleri.....	27
Şekil 4.2.	İki elastik cismin teması ve deformasyonu	27
Şekil 4.3.	İki parçacığın çarpışma modeli	28
Şekil 4.4.	Temas noktasının hız bileşenleri.....	29
Şekil 4.5.	Üç noktası bilinen bir düzlem	30
Şekil 4.6.	3B uzayda düzlem grafiği	30
Şekil 4.7.	Parçacık-düzlem temas modeli	31
Şekil 4.8.	İki katı cismin temas modeli ve oluşan kuvvetler [103].	32
Şekil 4.9.	A parçacığına etki eden toplam kuvvetler.....	34
Şekil 4.10.	Parçacık darbe sönümleyici mekanik modeli.....	35
Şekil 4.11.	Ayrık elemanlar yöntemi simülasyon algoritması akış şeması.	38
Şekil 5.1.	Zeminden tahrikli sistem ve dinamik modeli.....	39
Şekil 5.2.	İki farklı tahrik frekansı için yapının yerdeğiştirme cevabı.	41
Şekil 5.3.	Zeminden harmonik olarak tahrik edilen sistemin frekans-titreşim genliği grafiği (b=1 mm).41	
Şekil 5.4.	a) Dikdörtgen prizması hücreli parçacık sönümleyicili sistem ve b) Dinamik modeli	42
Şekil 5.5.	Yüzey temas kuvvetleri ve eşdeğer modeli.....	42
Şekil 5.6.	Dikdörtgen prizması yüzeyleri, bu yüzeylere ait düzlem denklemleri ve normal birim vektörler.....	43
Şekil 5.7.	Parçacıkların yüzeylerle temasından kaynaklanan kuvvetler.....	44
Şekil 5.8.	F_p 'nin zaman adımına bağlı değişimi.....	44
Şekil 5.9.	Farklı zaman adımı için PDS'li sistemde oluşan temas kuvveti F_p a) $\Delta t=1e-5$ sn b) $\Delta t=1e-6$ sn	45
Şekil 5.10.	Parçacıkların (a) birbiriyle ve (b) yüzeylerle temas modeli	45
Şekil 5.11.	Farklı doluluk oranlarına sahip hücrelerdeki parçacıkların başlangıç konumları (a) 90 parça (b) 180 parça (c) 270 parça.....	48
Şekil 5.12.	Parçacık sönümleyicili sistemin yerdeğiştirme cevabı a) 90 parçacık b)180 parçacık.	49

Şekil 5.13.	90 adet parçacık yerleştirilmiş sistemde oluşan F_p yüzey temas kuvveti.	49
Şekil 5.14.	Farklı doluluk oranlarına bağlı dikdörtgen prizması hücreli yapının frekans cevabı.....	50
Şekil 5.15.	a) Dikdörtgen prizmalı yapının parçacık sayısı-genlik eğrisi. b) Parçacık sayısı optimize edilmiş dikdörtgen prizması hücreli yapının frekans-titreşim cevabı	51
Şekil 5.16.	Dikdörtgen prizması hücreli yapının yüksekliğinin yapının titreşim genliği üzerindeki etkisi, ($\lambda=0.083$, $L=50$ mm, $W=50$ mm).....	51
Şekil 5.17.	Dikdörtgen prizması hücreli yapının eninin yapının titreşim genliği üzerindeki etkisi, ($\lambda=0.083$, $L=50$ mm, $H=30$ mm)	52
Şekil 5.18.	Dikdörtgen prizması hücreli yapının uzunluğunun yapının titreşim genliği üzerindeki etkisi, ($\lambda=0.083$, $W=50$ mm, $H=30$ mm)	52
Şekil 5.19.	Optimum boyutlardaki dikdörtgen prizmalı hücrenin PDS'li frekans titreşim genliği ($\lambda=0.083$)	52
Şekil 5.20.	38x38x58 boyutlarındaki dikdörtgen prizmalı hücrenin PDS'li frekans titreşim genliği	53
Şekil 5.21.	Parçacıkların davranışı ($b=1$ mm, $L=W=50$ mm, $H=30$ mm) a) $f=11.5$ Hz, 90 adet parçacık, b) $f=11.3$ Hz, 180 adet parçacık	53
Şekil 5.22.	a) Silindirik hücreli parçacık sönümleyicili sistem ve b) Dinamik modeli	54
Şekil 5.23.	Silindirik hücre yüzeyleri ve bu yüzeylere ait düzlem denklemleri.	54
Şekil 5.24.	Silindirik hücrenin yan yüzeyine ait normal vektör.	54
Şekil 5.25.	Yay sabiti (K_n)'nin silindirik hücre yarıçapına bağlı değişimi, $r=3$ mm [29].	55
Şekil 5.26.	Farklı doluluk oranlarına sahip silindirik hücrelerdeki parçacıkların başlangıç konumları (a) 90 parça (b) 180 parça (c) 270 parça.	56
Şekil 5.27.	180 adet parçacık yerleştirilmiş sistemin yerdeğiştirme cevabı.	56
Şekil 5.28.	180 adet parçacık yerleştirilmiş sistemde oluşan F_p yüzey temas kuvveti.	56
Şekil 5.29.	Farklı doluluk oranlarına bağlı silindirik hücreli yapının frekans titreşim cevabı ($r=3$ mm)... ..	57
Şekil 5.30.	Farklı doluluk oranlarına ve parçacık yarıçapına bağlı silindirik hücreli yapının frekans titreşim cevabı: (a) $r=4.5$ mm), (b) $r=6.0$ mm.....	58
Şekil 5.31.	Altıgen prizması hücreli parçacık sönümleyicili sistem ve dinamik modeli.....	58
Şekil 5.32.	Altıgen prizması yüzeyleri ve bu yüzeylere ait düzlem denklemleri.	59
Şekil 5.33.	Altıgen hücrenin yüzeylerine ait normal birim vektörler $[a;b;c]$	59
Şekil 5.34.	Farklı doluluk oranlarına sahip altıgen prizmalı hücrelerdeki parçacıkların başlangıç konumları (a) 90 parça (b) 180 parça (c) 270 parça.	59
Şekil 5.35.	90 adet parçacık yerleştirilmiş sistemin yerdeğiştirme cevabı.	60
Şekil 5.36.	90 adet parçacık yerleştirilmiş sistemde oluşan F_p yüzey temas kuvveti.	60
Şekil 5.37.	Farklı doluluk oranlarına bağlı altıgen prizması hücreli yapının frekans titreşim cevabı	61
Şekil 5.38.	Farklı tahrik genliğine bağlı altıgen prizmalı yapının frekans titreşim cevabı ($r=3$ mm, Doluluk oranı=%50)	62

Şekil 5.39.	Parçacıkların davranışı ($R=H=30\text{mm}$, 180 parçacık, $f=11.3\text{ Hz}$) a) $b=1.0\text{ mm}$, b) $b=1.5\text{ mm}$, c) $b=2.0\text{ mm}$,.....	62
Şekil 5.40.	Parçacıkların davranışı ($R=H=30\text{mm}$, 90 parçacık, $f=11.2\text{ Hz}$, $t=14.50, 14.51, 14.52, 14.53, 1.54$) a) $b=1.0\text{ mm}$, b) $b=1.5\text{ mm}$, c) $b=2.0\text{ mm}$	63
Şekil 6.1.	Bal peteği katmanlı yapı	64
Şekil 6.2.	Bal peteği yapısının enkesiti	65
Şekil 6.3.	Bal peteği katmanlı yapısının SE modeli.....	65
Şekil 6.4.	Gelişigüzel tahrik kuvveti	67
Şekil 6.5.	Tahrik noktasına göre ankastre-serbest çubuğun uç kısmının ivmesi	67
Şekil 6.6.	Ankastre-serbest çubuğun ilk 4 mod biçimi	67
Şekil 6.7.	Ankastre-serbest çubuğun uç kısmının akselerans FTF grafiği	68
Şekil 6.8.	PDS'li çubuk modeli.....	69
Şekil 6.9.	(a) PDS'li hücre ve yüzeyleri (b) deformasyona uğramış hücre	70
Şekil 6.10.	Sürekli sistemler için ayrık elemanlar yöntemi simulasyon algoritması akış şeması.....	74
Şekil 6.11.	Çubuğun uç kısmının yerdeğiştirme cevabı, tahrik kuvveti 10 N	74
Şekil 6.12.	Çubuğun uç kısmının yerdeğiştirme cevabı, tahrik kuvveti 56.2 N	75
Şekil 6.13.	İki farklı dolum oranı için meydana gelen yüzey temas kuvvetleri	75
Şekil 6.14.	Her bir hücresinde 6 parçacık bulunan PDS'li ankastre-serbest çubuğun akselerans FTF'si. 76	76
Şekil 6.15.	Farklı doluluk oranındaki PDS'li ankastre-serbest çubuğun akselerans FTF'si.	76
Şekil 6.16.	Dolum oranının ankastre-serbest çubuğun FTF'si üzerindeki etkisi.....	78
Şekil 6.17.	Farklı doluluk oranları için ankastre-serbest çubuğun akselerans titreşim genliği ve değişimi79	79
Şekil 6.18.	Kütle oranının ankastre-serbest çubuğun genliğine etkisi.....	80
Şekil 6.19.	Farklı kütle oranları için ankastre-serbest çubuğun akselerans titreşim genliği ve değişimi ...	81
Şekil 6.20.	Sabit kütleli yoğunluk oranının ankastre-serbest çubuğun genliğine etkisi.	82
Şekil 6.21.	Yoğunluğu 2 katına çıkartılmış 15 adet parçacığın iki farklı zaman dilimindeki davranışları. 82	82
Şekil 6.22.	Tahrik genliğinin ankastre-serbest çubuğun titreşim genliğine etkisi.....	83
Şekil 6.23.	Sönümleyici parçacıkların anlık görüntüleri: a) tahrik genliği (rms) 3.2 N , b) tahrik genliği (rms) 32 N , c) tahrik genliği (rms) 56.2 N	84
Şekil 7.1.	Bal peteği katmanlı dönen çubuk.....	85
Şekil 7.2.	PDS'li dönen çubuk modeli	87
Şekil 7.3.	Farklı dönme hızları için konsol çubuğun uç kısmının transfer fonksiyonu	87
Şekil 7.4.	(a) Deformasyona uğramış dönen hücre, (b) Dönen hücrede meydana gelen temas kuvveti ..	88
Şekil 7.5.	Dönen çubuk için ayrık elemanlar yöntemi simulasyon algoritması akış şeması	89
Şekil 7.6.	Çubuğun uç kısmının ivme cevabı, tahrik kuvveti 10 N , $\theta=5\text{ rad/sn}$	90

Şekil 7.7.	Çubuğun uç kısmının ivme cevabı, tahrik kuvveti 10 N, $\theta=50$ rad/sn.....	91
Şekil 7.8.	İki farklı dönme hızı için konsol çubukta meydana gelen yüzey temas kuvvetleri a) $\theta=5$ rad/s, b) $\theta=50$ rad/s.....	91
Şekil 7.9.	Farklı dolum oranının konsol çubuğun FTF'si üzerindeki etkisi ($\theta=5$ rad/s).	92
Şekil 7.10.	Farklı doluluk oranları için dönen çubuğun akselerans titreşim genliği ve değişimi ($\theta=5$ rad/s)	93
Şekil 7.11.	Farklı dolum oranının çubuğun FTF'si üzerindeki etkisi ($\theta=50$ rad/s).....	94
Şekil 7.12.	Farklı doluluk oranları için dönen çubuğun akselerans titreşim genliği ve değişimi ($\theta=50$ rad/s)	95
Şekil 7.13.	Sabit hızla dönen konsol kiriş üzerindeki parçacıkların davranışı (10 parçacık) a) $\theta=5$ rad/s, b) $\theta=50$ rad/s.....	96



TABLolar LİSTESİ

	Sayfa
Tablo 5.1. Sistemim mekanik özellikleri	40
Tablo 5.2. Sönümleyici parçacıkların fiziksel ve mekanik özellikleri [29].....	43
Tablo 5.3. Farklı doluluk oranlarına bağlı dikdörtgen prizması hücreli yapının doğal frekans ve titreşim genliği değişimi	50
Tablo 5.4. Farklı doluluk oranlarına bağlı silindirik hücreli yapının doğal frekans ve titreşim genliği değişimi ($r=3$ mm)	57
Tablo 5.5. Farklı parçacık yarıçaplarına bağlı silindirik hücreli yapının titreşim genliği değişimi.....	58
Tablo 5.6. Farklı doluluk oranlarına bağlı altıgen prizması hücreli yapının doğal frekans ve titreşim genliği değişimi	61
Tablo 6.1. Bal peteği yüzey levhaları ile çekirdek yapısının malzeme özellikleri [78].	64
Tablo 6.2. Katmanlı çubuğun doğal frekanslarının karşılaştırılması.....	66
Tablo 6.3. Sönümleyici parçacıkların malzeme ve fiziksel özellikleri [78].	68
Tablo 6.4. Farklı doluluk oranlarına göre çubuğun doğal frekanslarının değişimi	77
Tablo 6.5. Farklı doluluk oranlarına göre çubuğun sönüm oranları değişimi	77
Tablo 6.6. Farklı doluluk oranları için ankastre-serbest çubuğun titreşim genliği [g/N]	78
Tablo 6.7. Farklı kütle oranlarına göre ankastre-serbest çubuğun doğal frekansları.....	80
Tablo 6.8. Kütle oranlarına göre ankastre-serbest çubuğun akselerans genliği	80
Tablo 6.9. Yoğunluk oranlarına göre ankastre-serbest çubuğun akselerans genliği	82
Tablo 7.1. Dönme hızına bağlı olarak konsol çubuğun doğal frekansları.	86
Tablo 7.2. Farklı doluluk oranlarına göre çubuğun doğal frekansları değişimi ($\theta=5$ rad/s)	93
Tablo 7.3. Farklı doluluk oranlarına göre çubuğun titreşim genliği [g/N], ($\theta=5$ rad/s)	93
Tablo 7.4. Farklı doluluk oranlarına göre çubuğun doğal frekansları değişimi ($\theta=50$ rad/s)	95
Tablo 7.5. Farklı doluluk oranlarına göre çubuğun titreşim genliği [g/N], ($\theta=50$ rad/s)	95

EKLER LİSTESİ

	Sayfa
Ek- 1: Dikdörtgen Prizmalı TSD'li PDS'li Sistemin Analizi İçin Yazılan Program Kodları	106
Ek- 2: Ankastre-Serbest Çubuğun PDS'li Analizi İçin Yazılan Program Kodları.....	113



SİMGELER

b	: Tahrik genliği
$[C]$	: Sönüm matrisi
c_n	: Sönüm sabiti
d_d	: Düzleme olan dik uzaklık
E	: Elastisite modülü
$E_{eş}$	: Eşdeğer elastisite modülü
e_n	: Geri getirme katsayısı
F	: Zamandan bağımsız kuvvet
f	: Frekans
$f(t)$	: Zamana bağlı kuvvet
F_n	: Normal temas kuvveti
$f_q(t)$	: Modal kuvvet vektörü
$F(t)$	: Teğetsel temas kuvveti
g	: Yer çekimi ivmesi
G	: Kayma modülü
I	: Kütleli atalet momenti
$[K]$	: Katılık matrisi
k	: Yay katsayısı
k_n	: Modal katılık
k_n	: Hertz yay sabiti
L	: Uzunluk
$[M]$	: Kütle matrisi
M	: Moment
m	: Kütle
$m_{eş}$	: Eşdeğer kütle
m_n	: Modal kütle
n	: Mod sayısı
$\vec{n}$	: Normal birim vektör
q	: Genelleştirilmiş koordinat
R	: Konum vektörü
r	: Yarıçap
$r_{eş}$	: Eşdeğer yarıçap
s	: Laplace operatörü
t	: Zaman
$\vec{t}$	: Teğetsel birim vektör
u	: Zemin tahrik kuvveti
V	: Doğrusal hız
$w(x,t)$	: Zamana bağımlı enine yerdeğiştirme
x, y, z	: Kartezyen koordinatlar
$[\alpha]$	: Frekans tepki fonksiyonu matrisi
$[\psi]$	: Mod şekil vektörü
$\{\phi\}$	: Kütleye göre normalize edilmiş şekil vektörü
α	: Çarpışma sönümleme katsayısı
ζ	: Sönüm oranı
λ	: Öz değer

μ	: Sürtünme katsayısı
ρ	: Yoğunluk
ϕ	: Faz açısı
ϕ_{ij}	: Uzaysal fonksiyon
ω_n	: n'yinci doğal frekans
δ	: Girinti miktarı
$\dot{\delta}$	: Temas noktası bağıl hız
$\dot{\theta}$	: Dönme tahrik hızı
ν	: Poisson oranı
ω	: Açısal hız



KISALTMALAR

AEY	: Ayrık elemanlar yöntemi
FTF	: Frekans Tepki Fonksiyonu
PDS	: Parçacık Darbe Sönümleme
PID	: Particle Impact Damping
PU	: Poliüretan
PVC	: Polyvinyl klorid
SE	: Sonlu elemanlar
TSD	: Tek serbestlik dereceli



1. GİRİŞ

Günümüz mühendislik alanlarındaki problemlerin en önemlisi titreşimdir. Titreşim, fiziksel bir sistemin denge konumu etrafında yaptığı tekrarlı hareketlerdir. Titreşim bazı durumlarda istenen bir hareket olmasına rağmen çoğu zaman istenmeyen bir olgudur ve dinamik yükler altında kendiliğinden oluşabilmektedir. Titreşimin en tehlikeli hali yapının doğal frekanslarından biri ile tahrik frekansının çakışması halinde meydana gelen rezonans durumudur. Rezonansa giren makine elemanları yüksek genlikte titreşimler yapmaktadır. Bu durum makine elemanlarında hasar ve kırılmalara sebep olmaktadır. Uzun süreli titreşime maruz kalan makine elemanları yorularak çalışma ömrü kısalır. Titreşimle beraber ortaya çıkan bir diğer problem de çalışma ortamını olumsuz etkileyen gürültüdür. Özetle, titreşim hareketi sistemin performansını zayıflatmakta, güvenli bir şekilde çalışmasına engel olmakta ve maliyetini artırmaktadır. Endüstride kullanılan birçok yapı elemanının dinamik yükler altında nasıl bir davranış gösterdiğinin bilinmesi sistemin güvenli bir şekilde çalışabilmesi açısından oldukça önemlidir. Sistemin cevabının bilinmesi, titreşimleri yok etmek veya seviyesini indirmek için kullanılabilir. Sistem davranışı üzerindeki titreşim kaynağının olumsuz etkilerini azaltmak için uygulanan birçok aktif ve pasif titreşim kontrol yöntemleri vardır. Sönüm kabiliyeti yüksek malzemeler ile titreşim yalıtımı, ayarlı titreşim yutucular ve dinamik titreşim yutucular pasif titreşim yutuculardan bazılarıdır. Pasif titreşim yutucular dışarıdan güç gereksinimi duymazlar, bakım istemezler. Aktif titreşim yutucular hidrolik, pnömatik, piezo-elektrik gibi uyarıcılara, sensörlere ve kontrol algoritmalarına gerek duyar, daha maliyetlidirler.

Kompozit katmanlı malzemeler günümüz modern dünyasında yüksek dirençlilik gerektiren ağırlık hassasiyeti olan hava, uzay ve gemi yapılarında yaygın olarak kullanılmaktadır. Yeni malzemelerin, üretim tekniklerinin ve güncel uygulama alanlarının ortaya çıkmasıyla birlikte, kompozit malzemeler mühendisliğin en ilgi çekici alanlarından biri haline gelmiştir. Bir kompozit malzeme, iki veya daha fazla malzemenin, kendisini oluşturan malzemelerin özelliklerinin benzersiz bir kombinasyonunu vermek üzere birleştirilmesiyle üretilir. Kompozitler hiçbir bileşenin sahip olmadığı bazı nitelikleri sergileyebilmektedirler. Bu yapılar sayesinde mukavemet, rijitlik, korozyon direnci, aşınma direnci, yorulma ömrü vs. gibi malzeme özellikleri iyileştirilebilmektedir.

Bal peteği katmanlı yapılar özel bir katmanlı kompozit türüdür ve geniş kabul ve kullanıma ulaşan ilk kompozit yapı biçimlerinden biridir. Hemen hemen tüm ticari uçaklar ve helikopterler ve neredeyse tüm askeri hava ve uzay araçları sektörü bu malzemeleri yaygın olarak kullanırlar. Hava ve uzay araçlarının yanı sıra, otomobil ve kara taşıtı endüstrisinde, rüzgâr panellerinde, askeri gemi iç aksamaları, küçük tekne ve yatlar ve üretim parçalarının imalatında yaygın olarak kullanılmaktadır [1]. Bu yapılar, yüksek rijitliğe sahip ince alt ve üst tabakaların düşük yoğunluklu

gözenekli çekirdek adı verilen hücresel yapının üzerine yapıştırılmasıyla elde edilmektedir. Yüzey tabakalarının birincil işlevi aksenal, eğilme ve düzlem içi kayma yükünü taşımaktır. Çekirdek, tabakalara dik yönde etki eden yüklere dayanacak kadar sağlam olmalı ve yüzey tabakalarının birbiri üzerinde kaymasını önlemek için kesme yönünde yeterince sert olmalıdır. Alt ve üst tabakalar ile aradaki çekirdek yapı alüminyum veya kompozit malzemelerden olabilmektedir. Yapıştırıcı katman, kayma ve çekme gerilimlerini taşıyabilecek epoxy gibi kuvvetli yapıştırıcılardan meydana gelmektedir. Bu yapılar belirli statik ve dinamik şartlar altında çalışabilecek şekilde tasarlanırlar. Gerçek çalışma ortamında bu yapılar çok farklı dinamik yükler altında kalabilmektedirler. Bu yapıların mekanik özelliklerinin iyileştirilmesi için birçok yöntem kullanılmaktadır. Bu yapıların kütle ve direngenlik gibi dinamik özellikleri uygun malzeme ve gözenekli hücreler seçilerek istenilen değerlerde elde edilebilmektedir. Bu panellerde zayıf olan yapışma direncini artırmak için gözenekli yapı poliüretan (PU) köpük ile doldurulabilmektedir. Ancak bu dolgu yapının dinamik özelliklerini de büyük ölçüde değiştirmektedir. Bal peteği gibi gözenekli katmanlı yapılar hafif ve doğası gereği düşük sönümleme özelliği sergilerler. Bu yapılarda titreşim büyük bir sorun teşkil etmektedir. Rezonans halinde titreşim genliği oldukça artmakta hatta yapıyı kararsız hale getirebilmektedir. Bu da sisteme ciddi zararlar vererek büyük maddi ve manevi kayıplara neden olabilmektedir.

Katmanlı yapılarda titreşim probleminden kaçınmak için, son zamanlarda araştırmacıların üzerinde çalıştığı, maliyet, zaman ve uygulanabilirlik açısından birçok avantaj sağlayan Darbe Sönümleme (Impact Damping) yönteminin kullanılması dikkat çekmektedir. Bu yöntemde katmanlı panellerin boş hücrelerinin içerisine katı parçacık(lar) eklenerek pasif olarak sönümleme performansının iyileştirilebilir olduğu bildirilmiştir. Bu teknikle sistemdeki titreşim enerjisi çarpma ve sürtünme yoluyla ısı, elastik dalga, ses vb. olarak dağıtılır. Darbe sönümleme tekniği, ya sönümleyici parçacık yerleştirilmiş taşıyıcı muhafazanın ana yapıya monte edilmesiyle ya da ana yapı üzerinde uygun delik açılarak yerleştirilmesiyle elde edilir. Geleneksel olarak, bu teknikte tek bir küresel kütle ya iki tapa arasında ya da bir oyuk içerisinde hareket eder. Bu yöntemin hem teorik hem de deneysel olarak yapısal tepki üzerindeki etkisi kapsamlı bir şekilde çalışılmıştır. Kütle oranı, açıklık, malzeme, parçacık boyutu, tahrik titreşiminin frekansı ve genliği gibi parametrelerin yapının kararlılık ve doğrusal olmayan davranışına etkileri incelenmiştir. Böyle bir sistemde çarpma kuvveti çok büyüktür ve yüzey aşınmasının yanı sıra sistemde şok ve gürültüye sebep olmaktadır. Birden çok, küçük boyutlu ve elastik taneciklerin kullanılması çarpma yükünü ve yapı üzerindeki gürültü gibi istenmeyen etkileri azaltabilir. Bir tek iri parça yerine tanecikli çok sayıda parçacıkların kullanıldığı bu yöntem Parçacık Darbe Sönümleme (PDS) denir. PDS kurulumu kolay, çevreye duyarsız, düşük maliyetli ve geniş sıcaklık ve frekans bant aralığında etkilidir ve en önemlisi sistemin yapısal özelliklerini çok az değiştirmektedir. Viskoz damperlerin özellikle yüksek ve düşük sıcaklıklarda farklı özellik göstermelerinden dolayı bu yönüyle PDS'ler

özellikle zor şartlar altındaki geleneksel viskoz ve viskoelastik damperlerin yerini alabilir. PDS'ler binalarda rüzgâra ve depreme karşı, türbin kanatlarında, takım tezgâhlarında, uzay mekiklerinde, uzay yapılarında titreşimin azaltılmasında başarılı bir şekilde uygulanmıştır. PDS'de enerji yitimi oldukça nonlinear ve ağırlıklı olarak ana yapının parametrelerine bağlıdır. Parçacıkların boyut, şekil, sayı, malzemesi, açıklığın geometrisi ve malzemesi, kütle oranı, yapısal moda nispeten PDS'nin konumu ve tahrik kuvvetinin seviyesi sistemin yapısını önemli ölçüde etkilemektedir.

Literatür incelendiğinde parçacık sönümleme yönteminin bal peteği katmanlı yapılara uygulandığı sınırlı çalışma mevcuttur. Bu tez çalışmasında, PDS'nin tek serbestlik dereceli sistemlerde sönüm üzerindeki etkisi ispatlandıktan sonra bal peteği yapılı çubuklarda etkinliği incelenmiştir. AEY kullanılarak tanecikli parçacıkların taşıyıcı ana yapı ile birlikte matematiksel modeli elde edilmiştir. Tek serbestlik dereceli ve ankastre-serbest sınır şartlarındaki çubuğun dinamik yükler altındaki davranışı incelenmiştir. Dikdörtgen, silindirik ve altıgen prizması (bal peteği) şeklinde hücrelere sahip tek serbestlik dereceli sistemlere sönümleyici elastik parçacıklar yerleştirilerek ana yapının davranışı üzerindeki özellikle rezonans frekansındaki titreşim davranışı analitik ve sayısal olarak incelenmiştir. Bal peteği yapılı çubuğun PDS'li titreşim cevabı parçacık sayısı, tahrik kuvveti gibi parametrelere bağlı olarak analiz edilmiştir.

Dönen sistemlerde hem dönmeden hem de dış etkenlerden dolayı titreşim meydana gelebilmektedir. Böyle yapılarda titreşimi azaltmak için çoğu aktif kontrol olmak üzere çeşitli yöntemler uygulanmaktadır. Son yıllarda PDS yönteminin dönen çubuklara uygulandığı birkaç deneysel çalışma vardır. Bu tez kapsamında sabit bir eksen etrafında dönen ankastre-serbest sınır şartlarındaki bal peteği gözenekli katmanlı çubuğun AEY ile titreşim analizi yapılmıştır. Sönümleyici parçacıkların dönen çubuğun titreşimine etkisi incelenmiştir. Dönen çubukların AEY ile analitik incelenmesi ilk defa bu tezde uygulanmıştır. Bu şekilde, dönen sandviç çubuk sistemlerinde titreşim problemlerinin çözümüne katkı sağlanması hedeflenmiştir.

1.1. Tezin Amacı

Katmanlı malzemelerin kullanım alanları gün geçtikçe artmaktadır. Bu malzemeler birçok üstün özelliklere sahip olmasına rağmen sönüm kabiliyetleri çok düşüktür. Bu çalışmada bal peteği katmanlı yapının yapısal karakteristiğini çok az etkileyecek şekilde içerisine sönümleyici parçacıklar yerleştirilerek sönüm kapasitelerinin iyileştirilmesi amaçlanmaktadır. Ana yapının hareket denklemi parçacıkların hareketi ile beraber ayırık elemanlar yöntemi kullanılarak modellenmiştir. Parçacıkların birbiri ve düzlemlerle temasından kaynaklanan temas kuvvetleri Hertz temas modeli ve Coulomb sürtünme modeli yardımıyla elde edilmiştir. Hücre geometrisi, boyutları, parçacık sayısı, malzemesi, tahrik frekansının genliği ve frekansı gibi parametrelerin ana yapının titreşim genliği üzerindeki etkisi analiz edilmiştir.

Karmaşık sistemlerin analizinde, geliştirilen bilgisayar analiz yazılımları mühendislere büyük bir zaman ve hız kazandırmıştır. Analitik ve deneysel çalışmaların olumsuzlukları bu şekilde azaltılabilmektedir. Gelişmiş analiz programları uygun kullanıldığı takdirde gerek tek başına, gerekse analitik ve deneysel çalışmalara destek olarak bilimsel çalışmalarda da büyük kolaylık sağlamaktadır. Bu sebeple bu tezdeki tasarım ve analiz çalışmaları ağırlıklı olarak bilgisayar destekli paket programları (Matlab, ANSYS vs.) kullanılarak yapılmıştır.

1.2. Tezin Kapsamı

Mekanik sistemlerde sönüm, titreşimleri sınırlayarak sistemi koruyan ve titreşimin istenmediği durumlarda varlığı gerekli bir faktördür. Sönümün az olduğu sistemler özellikle rezonans frekans(lar)ında dış tahriğe maruz kalırlarsa genlikleri aşırı artmaktadır. Bu durum bazı istenmeyen durumlara sebep olabilmektedir. Titreşimi azaltmak için geliştirilen pasif yöntemlerden biri parçacık darbe sönümleme tekniğidir. Bu yöntem endüstrinin birçok alanında yaygın olarak kullanılan katmanlı yapılar için oldukça elverişlidir. Bal peteği gibi katmanlı bir yapı hafif olmasına rağmen yük dayanımı oldukça fazladır. Ağırlık/mukavemet oranı yüksek olmasına rağmen sönüm kabiliyetleri düşüktür. Bu yapıların karakteristik özelliklerini fazla etkilemeden bölgesel konumlarına sönümleyici parçacıklar yerleştirilerek titreşim genlikleri azaltılabilmektedir. Bu amaçla, bu çalışmada aşağıdaki çalışmalar yapılmıştır:

- i. Tanecikli elastik parçacıkların yerleştirildiği hücre geometrisi (dörtgen, silindir, altıgen gibi) ve ölçülerinin tek serbestlik dereceli sistemlerin titreşim genliğine etkisi incelenmiştir.
- ii. Parçacık darbe sönümleyicili bal peteği katmanlı yapıların matematiksel modelleri oluşturulmuştur.
- iii. Farklı malzeme, geometrik boyut ve sayıdaki parçacıkların sistemin dinamik karakteristikleri üzerindeki etkisini,
- iv. Parçacık darbe sönümleme yöntemi dönen konsol kirişler için güncellenmiş ve farklı dönme hızları için çubuğun genliği üzerindeki etkisi incelenmiştir.

Bu tez çalışmasında, ilk aşamada tek serbestlik dereceli zeminden tahrikli yatay hareket eden bir yapı üzerinde parçacık darbe sönümleme yönteminin etkinliği incelenmiştir. Daha sonra ankastre-serbest sınır şartlarındaki bal peteği katmanlı çubuğun parçacık sönümlemeli titreşim analizi yapılmıştır. Parçacık darbe sönümleme yöntemi sayısal olarak ilk defa bu çalışmada sabit bir eksen etrafında dönen çubuklara uygulanmıştır.

Bölüm 2’de, mühendislik uygulamalarında parçacık darbe sönümlemesi kapsamında günümüze kadar bu alanda yapılmış bazı önemli akademik çalışmalara yer verilmiştir. Bu yöntemin başarılı bir şekilde uygulandığı bazı çalışmalar ve uygulamalar özetlenmiştir. Bölüm 3’de tez çalışmasıyla yakından alakalı olan ve çalışmaların temelini oluşturan bazı temel bilgiler verilmiştir.

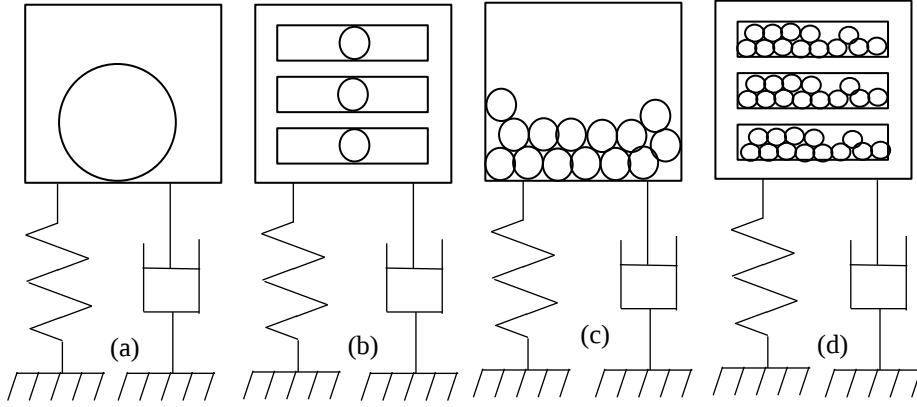
Fiziksel sistemlerin titreşimle olan ilişkisi, hareket denklemleri, frekans tepki fonksiyonları ve modal analiz yöntemleri ve uygulamaları ile ilgili çok kısa bilgiler verilmiştir. Bölüm 4'te parçacık darbe sönümleme yönteminin temelini oluşturan ayırık elemanlar yöntemi ele alınmıştır. Parçacıkların teması, bu temastan doğan temas kuvvetlerinin nasıl hesaplanması gerektiği ifade edilmiştir. Bölüm 5'te, adı geçen yöntemin geçerliliğini gösterebilmek için Matlab® programı kullanılarak tek serbestlik dereceli sistemlerde sayısal benzetim çalışmaları yapılmıştır. Farklı geometrik hücreli yapılarda yöntemin sistemin titreşim genliğine etkisi incelenmiştir. Bölüm 6'da yöntem katmanlı sürekli sistemler üzerinde sayısal olarak irdelenmiştir. Parça sayısının, boyutunun, tahrik frekansının sönüme etkisi karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Bölüm 7'de yöntem sabit bir eksen etrafında sabit hızla dönen katmanlı çubuk için sayısal benzetim çalışmaları yapılmıştır. Dönme hızının titreşim genliğine etkisi grafiklerle sunulmuştur. Bölüm 8'de, tüm tez çalışması kapsamında yapılan çalışmalar ve elde edilen sonuçlar yorumlanarak özetlenmiş ve bu konuda bundan sonra yapılabilecek bazı çalışmalar ve öneriler sunulmuştur.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Bu çalışmanın temel konusu parçacık darbe sönümlemesi olduğu için bu bölümde bu alanda bugüne kadar yapılmış bazı literatür çalışmaları özetlenmiştir.

Günümüzde pasif kontrol [2, 3], aktif kontrol [4, 5], yarı aktif kontrol [6, 7] ve hibrit kontrolü [8, 9] içeren yapısal titreşim kontrolü yaklaşımları deprem ve rüzgâr direnci gibi alanlarda hayati bir rol oynamaktadır. Bu yöntemlerden pasif kontrol teknolojisi geniş bir kabul görmektedir. Aralarında sismik izolasyon [10, 11] viskoz sönümleyiciler [12], viskoelastik sönümleyiciler [13], metal sönümleyiciler [14], sürtünme sönümleyicileri [15], ayarlı sıvı sönümleyiciler [16, 17] ve ayarlı kütle sönümleyicileri [18–21] gibi birçok başarılı örnek mevcuttur. Bununla birlikte, lamine kauçuk mesnet gibi sismik izolasyon teknikleri, izolasyon mesnetinin aşırı yatay yer değiştirmesi nedeniyle faya yakın depremlerde etkinliğini kaybedebilir. Viskoelastik malzemeler sıcaklığa duyarlıdır ve bu nedenle aşırı yüksek veya düşük sıcaklıklarda etkinliklerini kaybetme ve bozulma eğilimi gösterirler. Sürtünme sönümleyicileri yüksek sıcaklıktaki ortamlara (türbin kanatları gibi) uyum sağlasa da performansları, etkileşim halindeki iki nesnenin temasının karmaşıklık derecesi ile yakından ilişkilidir. Bu nedenle, yüzey durumunun değişmesi nedeniyle etkinlikleri azalacaktır. Ayrıca, çeşitli dinamik hareket türleri altında, malzeme özellikleri bozulma eğilimi gösterir ve yorulma etkilerine neden olur. Ayarlı sıvı damperler, sızıntı problemleri ve zorlu ortamlarda (aşırı sıcaklık gibi) uygulamanın zorluğu ile karşı karşıyadır. Ayarlı kütle sönümleyicileri, rezonans frekansı civarında küçük bir aralıkta etkilidir ve çalışma koşullarına duyarlıdır [22]. Pasif bir sönümleme yöntem olan darbe sönümleme teknolojisi özel avantajları nedeniyle, havacılık, uzay ve makine endüstrisinde geniş bir uygulama yelpazesi ve iyi bir gelişme potansiyeline sahiptir.

Sönümleyici parçacık olarak tek bir katı parçacığı içeren darbe sönümleyiciler çarpışma işlemi sırasında yüksek gürültü seviyelerine ve önemli darbe kuvvetlerine neden olur ve belirli parametrelerdeki (tahrik genliği ve eski haline getirme katsayısı gibi) değişime duyarlı hale gelme eğilimindedir. Parçacık sönümleme kavramının doğuşu, Paget [23]'in türbin kanatlarının titreşim sönümleme problemini incelediği ve bu sırada darbe sönümleyiciyi icat ettiği 1937 yılına dayanır. Daha sonra, 1945'te Lieber ve Jensen [24], darbe sönümleyici biçimine dönüşen mekanik sistemlerin titreşimini ortadan kaldırmak için bir boş hücrenin iki duvarı arasında hareket eden bir kütle kullanma kavramını önerdiler. Tek parçacık darbe sönümleyicideki çeşitli kusurlar nedeniyle, daha fazla alanda uygulanması ve geliştirilmesi sınırlıdır. Bu nedenle, sonraki araştırmacılar, tek parçacığı eşdeğer toplam kütleyle sahip, çok sayıda daha küçük parçacıkla değiştirmiş ve böylece parçacık sönümleyici kavramı doğmuştur.



Şekil 2.1. Geleneksel darbe sönümleyiciler a) Darbe sönümleyici, b) Çok üniteli darbe sönümleyici c) Parçacık sönümleyici d) Çok üniteli parçacık sönümleyici

Parçacık sayısı ve ünite başına parçacık temelinde, geleneksel parçacık sönümleyiciler Şekil 2.1'de gösterildiği gibi dört ana gruba ayrılırlar: darbe sönümleyici [24], çok üniteli darbe sönümleyici [25, 26], parçacık sönümleyici [27, 28] ve çok üniteli parçacık sönümleyici [29, 30]. Parçacık sönümleyici tipinin geliştirilmesi ve evrimi, geleneksel tek parçalı sönümleyici tasarım kavramı düşüncesini geri plana atmış ve devamında çok taneli parçacık sönümleyicilerin geliştirilmesi için sağlam bir temel oluşturmuştur.

Çok üniteli darbe sönümleyiciler, darbe sönümleyicilerin devamında gelişmiştir. 1969'da Masri [26], sayısal simülasyon ve deneylerle doğrulanan, harmonik olarak uyarılmış tek serbestlik dereceli sisteme bağlı çok üniteli bir darbe sönümleyicinin karalı durum hareketi için kesin çözümünü elde etmiştir. Eşdeğer toplam kütleyle sahip darbe sönümleyici ile karşılaştırıldığında, titreşimi ve özellikle sönümleyicinin çarpma işlemi sırasında oluşan gürültüyü azaltmak açısından, uygun şekilde tasarlanmış çok üniteli darbe sönümleyicilerin daha etkili olduğunu bulmuştur. Parçacık sönümleyicinin araştırmacıların dikkatini çekmesi, Araki [27]'nin tek bir parçacık içeren geleneksel darbe sönümleyicinin yerine tanecikli malzeme kullandığı 1985 yılına dayanmaktadır. Basit harmonik tahrik altında tek serbestlik dereceli sistemin titreşimini azaltmak için bu tür darbe sönümleyicinin etkinliğini inceledi ve kütle oranı ve hücre boşluğunun sönümleyicinin performansı üzerindeki etkisini belirledi. 1991 yılında Panossian [31], istenen herhangi bir mod için maksimum sönümleme sağlayacak şekilde titreşimli yapı üzerindeki uygun konumlarda küçük oyuklar açarak ve içerisine parçacıklar yerleştirerek alüminyum kiriş üzerinde modal deneyler yapmıştır. Parçacık darbe sönümleme yönteminin kirişin titreşim genliğini azaltmada başarılı olduğunu belirlemiştir. Çok üniteli parçacık sönümleyici ilk olarak 2005 yılında Saeki [29] tarafından ortaya atılmıştır. Parçacık sönümleyicinin sönümleme performansının hücre boşluğunun boyutuna bağlı olduğunu bulmuştur. Pratik tasarım açısından optimum boşluk boyutunun çok büyük olması, aşırı boşluğa

yol açacak ve sönümleme performansı üzerinde olumsuz etkileri olan parçacıklar ile duvar arasındaki etkili çarpışma sayısını azaltacaktır. Bu nedenle Saeki, hücre boşluğunu uygun sayıda çok sayıda küçük boşluğa ayırmış ve boşlukların sayısının ve boyutunun sönümleme performansı üzerindeki etkisini incelemiştir.

Etkili bir pasif titreşim önleme teknolojisi olan parçacık sönümleme özellikle havacılık, savunma, uzay gibi alanlarda gün geçtikçe daha fazla önem kazanmaktadır. Parçacık sönümleme teknolojisi, ana yapının titreşim cevabını azaltmak için birden fazla metal, tungsten, seramik, karbür veya diğer küçük tanecikli parçacıkların titreşimli yapının boşluklarına veya titreşimli yapı üzerindeki muhafazalara yerleştirildiği bir yardımcı kütle tipi titreşim yutucudur [31, 32]. Titreşim yapan ana yapının kinetik enerjisi parçacık-parçacık ve parçacık-duvar arasında meydana gelen elastik olmayan çarpışmaların ve sürtünme kayıplarının birleşik etkileri yoluyla önemli ölçüde yutulur ve ana yapıda önemli ölçüde sönüm oluşturur [33–36]. Parçacık sönümleme teknolojisi basitliği, makul maliyeti, dayanıklılığı ve sıcaklığa duyarsızlığı nedeniyle yaygın olarak kullanılmaktadır. Çalışma sıcaklığının parçacıkların metal erime noktasının altında kalması şartıyla, verimli bir şekilde çalışmayı sürdürebilir. Tungsten tozu gibi yüksek erime sıcaklığına sahip malzemeler yaklaşık 2.000°C gibi yüksek sıcaklıklara dayanabilir. Ayrıca, uygun şekilde tasarlanmış parçacık sönümleyiciler, geniş bir frekans aralığında etkili olabilir [31, 37–39]. Az bakım gerektiren parçacık sönümleyiciler, diğer sönümleme yöntemlerinin uygun veya verimli olmadığı yüksek sıcaklık, şiddetli soğuk ve yağ kirliliği gibi uzun süreli zorlu ortamlarda kullanım için de uygundur. Geleneksel pasif sönümleme teknolojisiyle karşılaştırıldığında, parçacık sönümleme teknolojisi, ana yapının kütlelerinde veya sertliğinde önemli değişikliklere neden olmadan uygulanabilir veya monte edilebilir [29, 40].

Bu titreşim azaltma teknolojisi, havacılık, uzay ve makine endüstrisinde yaygın olarak kullanılmaktadır ve birçok türde endüstriyel uygulama alanı mevcuttur. Örneğin kesme aletlerinin [41], uzay mekiğindeki motor türbin sisteminin [31, 42] ve anten yapılarının [43, 44] titreşimini azaltmada kullanılmaktadır. Ayrıca parçacık sönümleme teknolojisi rüzgâr türbinleri [45], enerji nakil kuleleri [46, 47] ve deniz altı isale hatları [48, 49] gibi yaşam hattı mühendisliğindeki titreşim ve gürültü kontrolünde de üstünlüğünü göstermiştir. Mekanik malzeme ablasyonu için cerrahi ve dişçilik aletlerinin performansı için büyük bir sorun olan titreşimlerin etkisini azaltmak için birkaç makale yürütüldüğünü belirtmekte fayda vardır [50]. Parçacık sönümleme teknolojisinin mükemmel titreşim azaltma performansı sağlayabildiği gözlemlenmiştir. Ancak, oldukça doğrusal olmayan özellikleri [51, 52] nedeniyle titreşim sönümleme mekanizması tam olarak anlaşılamamış ve kapsamlı bir optimum tasarım yöntemi şu ana kadar oluşturulamamıştır [39].

Parçacık darbe sönümlemesinde enerji yitimi oldukça nonlineer ve ağırlıklı olarak ana yapının parametrelerine bağlıdır. Parçacıkların boyut, şekil, sayı, malzemesi, hücre boşluğunun geometrisi ve malzemesi, kütle oranı, yapısal moda nispeten parçacıkların konumu ve tahrik

kuvvetinin seviyesi sistemin yapısını önemli ölçüde etkilemektedir. Tüm bu parametreleri kapsayan bir model geliştirmek oldukça zordur. Bu amaçla literatürde parçacıkların ana yapı ile birlikte hareketini incelemek için geliştirilen mevcut teknikler aşağıda özetlenmiştir:

a) Çok fazlı akış metodu [53]: Sönümleyici katı parçacıkların hareketi gazların hareketine benzetilir. Gazlardaki sürüklenme kuvveti, parçacıkların temasından kaynaklanan viskoz sönüm ve Coulomb sürtünme kuvvetine eşdeğer kabul edilerek parçacık sönümleyicilerini incelemek ve modellemek için kullanılmıştır.

b) Tek serbestlik dereceli (TSD) kütle-yay-sönüm modeli [34, 54]: Parçacık sönümleme etkisi, ana yapıya eşdeğer direngenlik, viskoz sönüm ve kütleden oluşan TSD'li bir titreşim yutucu bağlanmış gibi kabul edilir ve modellenir.

c) Ayrık elemanlar yöntemi (AEY): Yapıdaki her bir parçanın hareketini ve temas noktalarını izleyerek parçacıkların birbiriyle ve çevreleyen yüzeylerle olan çarpışmasından kaynaklanan sönümlemeyi tahmin eder. Cundall ve Strack [55]'in kılavuz niteliğindeki çalışmasından sonra farklı yükler ve sınır şartları altındaki parçacıkların dinamik davranışını analiz etmek için kullanılan bir araç haline gelmiştir.

Parçacık sönümlemenin teorik analiz ve sayısal simülasyonunun zorluğuna rağmen birçok bilim insanı parçacık sönümleme konusunda kapsamlı deneysel çalışmalar sayesinde parçacık sönümünün teorik analizini gerçekleştirmiştir. Sadek ve ark. [56, 57], yerçekiminin darbe sönümleyici üzerindeki etkisini incelemiş ve sönümleyicinin sıfır yerçekimi ortamında daha iyi etkiye sahip olduğu sonucuna varmışlardır. Cempel ve Lotz [58], bir hücreye parçacıklar doldurarak titreşim sönümlemesini incelemişler ve darbe sönümlemesinde enerji yitiminin yalnızca parçacıkların birbiri ile çarpışmasına bağlı olmadığını, aynı zamanda dış çarpışmayla da (parçacıklar ile hücre duvarı arasındaki temas) ilgili olduğunu bildirmişlerdir. Ayrıca sürtünme de darbe sönümlemesinde enerji yitimini etkileyen bir faktördür. Hollkamp ve Gordon [38] metal ve seramik parçacıkları sönümleyici cisimler olarak kullanmış ve bunları yapısal boşluklara yerleştirmiştir. Ana yapı titreştiğinde, titreşim enerjisinin parçacıklar arasındaki çarpışmalarla azaltılabileceği sonucuna varmışlardır. Xu ve ark.'nın araştırması [59] yapının uzunluğu boyunca gerinimi tarafından meydana getirilen kayma sürtünmesinin sönümlemeye katkısına odaklanmıştır. Deneysel sonuçlar, parçacık sönümleyicilerin geniş bir frekans aralığında önemli ek sönümleme sağlayabildiğini ve darbe, sürtünme ve kayma mekanizmaları hesaba katıldığında, çoklu parçacıklar kullanılarak optimum sönümlemenin elde edilebileceğini göstermişlerdir.

Dış tahrik kuvvetlerinin parçacık sönümlemesi üzerindeki performansı bazı araştırmacılar tarafından araştırılmıştır. Serbest tahrik altında dikey çok parçacıklı bir darbe sönümleyicinin deneysel bir çalışması Trigui ve arkadaşları tarafından yapılmış [60] ve bu çalışmayla boşluk ve tahrik şiddetinin etkisini incelemişlerdir. Jadhav ve ark. [61] tek hücreli ve çok hücreli parçacık sönümleyicilerin sönümleme performansını birçok deneyle karşılaştırmışlardır. Ayrıca, boyutsal

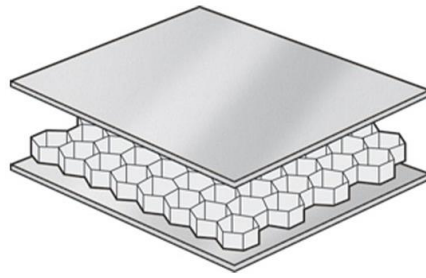
analiz yöntemini kullanarak tek hücreli ve çok hücreli parçacık sönümleyicilerinin modellerini oluşturmuşlar ve bunların uyumluluğunu deneysel çalışmalarla doğrulamışlardır. Rongong ve ark. [51, 62], parçacık sönümleyicilerin genliğe bağlı davranışı üzerine çeşitli deneysel çalışmalar yürütmüştür.

Bazı araştırmacılar, parçacık sönümleyicilerin sistemin titreşimi üzerindeki etkisini parametrik analiz yoluyla incelemişler ve pratik uygulamalar için rehber niteliğinde çalışmalar yapmışlardır. Veluswami ve ark. [63, 64], parçacık sönümleyici içindeki çarpma levhasının kaplaması olarak üç tür malzeme kullanmışlardır. Küçük geri getirme katsayısına sahip yumuşak malzemelerin rezonans frekansında hafif sönümleme sağladığı sonucuna varılmıştır. Yokomichi ve arkadaşları [65] ve Saeki [40], harmonik uyarım altında parçacık sönümleyicinin tepkisini incelemişler ve daha büyük kütleyle sahip sönümleyici parçanın ana yapıya daha fazla sönüm sağlama eğiliminde olduğunu bulmuşlardır. Daha hafif kütleyle sahip sönümleyici parçanın, titreşimin başlangıcında hızlı sönümleme eğiliminde olduğunu ispatlamışlardır. En fazla sönüm sağlayacak şekilde hücre boşluğunu belirlemek üzere optimizasyon çalışması yapmışlardır. Yang [66], parçacık sönümleyicinin sönümleme özelliklerini tahmin etmek için bir dizi tasarım eğrisini özetlemiştir. Li [67], çok serbestlik dereceli bir yapıya bağlı darbe sönümleyicinin özelliklerini incelemek için bir dizi deney yapmıştır. Parçacıkların kütlelerinin arttırılmasının, tüm modlar için ana yapının sönüm kabiliyetini mutlaka iyileştirmediği belirtilmiştir. Parçacık tipi, parçacık konumu ve dolum oranı gibi parçacık sönümleyicilerin çeşitli tasarım parametreleri ile ilgili olarak, Hollkamp ve diğerleri tarafından bir dizi test gerçekleştirilmiştir [38]. Üç katlı çelik çerçeve tamponlu parçacık sönümleyicili [68, 69] ve beş katlı çelik çerçeve parçacık ayarlı kütle sönümleyicili [70] sistemin sarsma masası testleri Lu ve ark. tarafından gerçekleştirilmiştir. Yardımcı kütle oranı ve boşluk açıklığı gibi çeşitli tasarım parametreleri analiz edilmiştir. Sathishkumar ve ark. [71] bir delme çubuğunu farklı metal parçacıklarla doldurmuş ve parçacık boyutu, yoğunluk ve sertlik gibi belirli parçacık parametrelerinin işlenmiş yüzeyin yüzey pürüzlülüğü üzerindeki etkilerini araştırmıştır.

Bal Peteği katmanlı yapıları çok sayıda küçük boşluktan oluştuğundan ve parçacıkların yapı içindeki dağılımı belirlenebildiğinden parçacık sönümleyici alanında büyük umut vaat etmektedirler. Bu nedenle, seçilen bazı titreşim modlarının genliklerini ayrı ayrı azaltmak mümkün olabilmektedir. Son zamanlarda bal Peteği sandviç panellerinin boş hücrelerinin içerisine sönümleyici parçacıklar eklenerek sönümleme performansının iyileştirilebilir olduğu gözlenmiştir [54, 72–74]. Sönümleyici parçacıklarla doldurulmuş bal Peteği sandviç panellerinin sönüm ve tepki davranışıyla alakalı literatürde çok az çalışma vardır [31, 54, 73, 75, 76]. Wang ve Yang [73] lehim toplarıyla doldurulmuş katmanlı bal Peteği yapısını deneysel olarak analiz etmişlerdir. Hücre duvarlarına ve yapışma yüzeylerine zarar vermeden sistemin tepkisinin azaldığını gözlemlemişlerdir. Michon ve ark. [54] viskoelastik toplarla doldurulmuş parçacık sönümleyicinin,

ankastre-serbest katmanlı yapının sönümleme karakteristiği üzerindeki etkisini incelemişler ve deneysel olarak eşdeğer dinamik titreşim yapan sistemin parametrelerini elde etmişlerdir. Bajkowski ve ark. [77], katmanlı bir kirişi farklı şekillerdeki parçacıklarla doldurup, yüksek düzeyde sönüm gerektiğinde keskin parçacıkların tercih edilmesi gerektiğini bildirmişlerdir. Ahmad ve ark. [78] uç kısımları doldurulmuş ankastre bal peteği katmanlı yapının tepki davranışını ayrık elemanlar metodu yardımıyla incelemişlerdir. Parçacıkların birbiriyle ve hücre duvarıyla olan etkileşimini modelleyip deneysel ve matematiksel modelin yakın uyumlu olduğunu bildirmişlerdir. Parçacık sönümlmeli bal peteği katmanlı yapılarının uygulaması ile alakalı literatürde sınırlı çalışma mevcuttur. Koch ve ark. [79] araç karterinin en fazla titreşim yapan parçasının bir kısmını bal peteği sandviç panellerinden imal edip içerisine farklı boyutlarda ve miktarlarda kum tanecikleri yerleştirip titreşim ve ses sönümlemesini başarılı şekilde gerçekleştirmişlerdir.

Katmanlı panellerin çekirdek hücreleri üçgen, kare, eşkenar dörtgen veya altıgen (bal peteği) şeklinde olabilirler. Endüstride en çok talep gören katmanlı yapı bal peteği hücreli katmanlı yapılardır. Bal peteği yapıları metal, ahşap, polimer, seramik ve kompozit gibi farklı materyallerin iki veya daha fazla kombinasyonundan üretilirler. Şekil 2.2’de gösterilen bal peteği yapısının alt ve üst tabakaları izotropik, homojen bir yapıda iken çekirdek yapı altıgen şeklinde hücreli ve ortotropik bir yapıya sahiptir. Bu yapıların özellikle çekirdek kısımlarının SE yöntemi ile birebir modellenmesi oldukça zordur. Bilgisayarda çeşitli mühendislik yazımları ile analiz edilmesi zahmetli ve zaman alıcı olmaktadır. Eleman sayısı, düğüm sayısının artması ile birlikte çözüm süresi de oldukça uzamaktadır. Bal peteği katmanlı yapıların daha basit ve hızlı modellenmesi için birkaç eşdeğer model teorisi bulunmaktadır [80, 81].



Şekil 2.2. Balpeteği sandviç panel

Bal peteği için geliştirilen eşdeğer modeller yaklaşık çözüm vermektedir. Alt-üst plakalar ile çekirdek yapı arasındaki bağlantının kusursuz olduğunu varsaymaktadır. Bu sebeple elde edilen çözümler, gerçek çözümlerden büyük ölçüde sapmalar içerebilir.

Uydu güneş panelleri, rüzgâr türbini kanatları ve helikopter rotorları gibi mekanik yapılar, dönen esnek konsol kirişler olarak modellenebilir. Bu tür yapılar, karmaşık dinamik davranışlara sahip oldukları için modellenmesi oldukça zordur. Bununla birlikte, sistemi dinamik bir rijit-esnek

bağlantı modeline indirgeyen birçok basitleştirilmiş model geliştirilmiştir. Southwell ve Gough 'un [82] ufuk açıcı çalışmasından sonra birçok araştırmacı, sabit bir göbek etrafında dönen konsol kirişin titreşim özelliğini araştırmak için analitik bir takım yöntem geliştirmişlerdir. Son zamanlarda, hibrit koordinat yaklaşımını kullanan yeni bir dinamik modelleme geliştirilmiştir. Bu model ile dönme kaynaklı katılık değişimi de dâhil olmak üzere ankastre yapının lineer hareket denklem seti elde edilebilir [83–87]. Bu yöntem daha basittir ve daha makul dinamik sonuçlar verir. Döner yapılarda ana sorunlardan biri, güç aktarımı ve çevresel etkilerden kaynaklanan titreşimdir. İstenmeyen titreşimi azaltmak için genellikle aktif veya pasif titreşim kontrol yaklaşımları kullanılır. Aktif titreşim kontrol sistemleri, ek güç kaynağı, sensörler, tahrik elemanları vb. gerektirir [88–91]. Bu nedenle bu sistemler maliyetlidir. Öte yandan, pasif titreşim kontrol sistemleri uygun maliyetli ve az bakım gerektirir [92–94]. Son zamanlarda parçacık darbe sönümleme yöntemi ile döner yapıların titreşimini azaltmak amacıyla birkaç akademik çalışma gerçekleştirilmiştir. Daniel [95] döner esnek çelik ankastre-serbest çubuğun uç kısmına sönümleyici parçacıklar taşıyan bir muhafaza yerleştirmiş ve deneysel olarak sönümleyici parçacıkların çubuğun titreşim genliği üzerindeki etkisini incelemiştir. Xia ve ark. [96] bir fren tamburundaki dönme esnasında oluşan titreşim ve gürültüyü kontrol etmek için parçacık sönümleme yöntemini kullanmayı önermişlerdir. Fren tamburundaki parçacık sönümünü modellemek ve hesaplamak için ayırık eleman yöntemine ve sonlu eleman yöntemine dayalı bir hibrit simülasyon algoritması kullanmışlardır.

Yukarıdaki literatür incelendiğinde parçacık darbe sönümleme yönteminin birçok sisteme başarılı bir şekilde uygulandığı anlaşılmaktadır. Bu yöntem döner birkaç sistemde deneysel uygulanmış fakat döner çubuklar için sayısal bir çalışma yapılmamıştır. Bu çalışmada literatüre katkı olarak bir göbek etrafında sabit hızla döner bal peteği katmanlı konsol kirişin parçacık darbe sönümlemeli hareket denklemleri türetilmiş ve titreşim analizi sayısal olarak yapılmıştır.

3. ÇUBUKLARIN TİTREŞİMİ

Titreşim, genel olarak cisimlerin sabit bir referans etrafında yaptığı tekrarlı hareketler olarak ifade edilir. Titreşim hareketi düzgün bir harmonik hareket olabileceği gibi, yapının fiziksel ve mekanik özelliklerine göre rastgele de olabilir. Titreşim bazı durumlarda örneğin titreşimli eleklerde, telli müzik aletlerinde, titreşimli karıştırıcılarda, darbeli delici ve kırıcılarda istenen bir durum olmasına rağmen pek çok durumda istenmeyen bir olgudur. Mekanik sistemlerde gürültü, aşınma, bağlantıların gevşemesi, performans kaybı, konfor kaybı, yorulma ya da kırılma gibi birçok probleme neden olabilmektedir. Titreşim mühendislik tasarımlarının yapısını etkileyen ve her yerde mevcut olan bir olgudur. Mühendislik tasarımları için belirleyici faktörlerden birisidir. Titreşim ister zararlı ister yararlı olsun her iki durumda da titreşimin nasıl ölçüleceği, analiz edileceği ve kontrol edileceği mühendislik için dikkate alınması gereken önemli bir konudur.

Mekanik titreşimler Newton'un klasik mekaniğin temel prensiplerini geliştirdiği ve bunları matematiksel ifadelerle formüle ettiği 17. yüzyılda ortaya çıkmıştır. Daha sonra Euler, Bernoulli, D'Alembert, Lagrange, Rayleigh, Hamilton gibi araştırmacılar tarafından yeni kuramlar geliştirilerek, titreşim yapan yapıların dinamik davranışı araştırılmıştır. Mekanik problemlerinin çözümü için geliştirilen vektörel mekanik, analitik mekanik ve sonlu elemanlar gibi birçok yöntem mevcuttur. Vektörel mekanik yönteminde Newton kanunlarına dayalı kuvvet, yer değiştirme gibi vektörel büyüklükler kullanılır. Bağ kuvvetlerini de içerdiğinden çok serbestlik dereceli sistemler için uygun değildir. Analitik mekanik yönteminde sistemin hareketini ifade etmek için vektörel büyüklükler yerine iş ve kinetik enerji ifadeleri gibi skaler büyüklükler kullanılır. Sistemin iç ve dış bağ kuvvetleri ihmal edilir. Skaler büyüklükler sayesinde sistem her hangi bir koordinat sisteminden bağımsız hale gelir. Karmaşık sistemlerin hareketini çözme ve sistemlerin denge durumlarını analiz etme konusunda güçlü bir araçtır. Analitik mekanik, mekanik problemlerin daha kolay anlaşılmasına, sistemin matematiksel olarak daha kolay modellenmesine ve sistemin hareketini tahmin etmemize yardımcı olan güçlü bir yöntemdir. Sonlu elemanlar yöntemi, karmaşık mühendislik problemlerini analiz etmek ve yaklaşık, kabul edilebilir seviyede çözmek için kullanılan bir sayısal analiz yöntemidir. Bu yöntem, büyük yapıların davranışını daha küçük ve daha yönetilebilir parçalara (elemanlara) böler ve bu elemanlar üzerindeki denklemleri çözerek yapının davranışını tahmin etmeye çalışır. Her bir eleman, matematiksel denklemlerle temsil edilir ve bu denklemler birleştirilerek genel sistem davranışı analiz edilir.

Mühendislik alanlarında yaygın olarak kullanılan pek çok taşıyıcı sistem çubuk ve plak elemanları olarak modellenmektedir. Bu yapılar mühendislik alanında yapısal dinamiklerin analizi için kullanılmaktadır. Çubukların titreşim özellikleri, otomobillerde süspansiyon sistemleri, titreşim önleyici cihazlar ve mekanik titreşim yalıtımı gibi birçok mekanik sistem ve cihazın tasarımında dikkate alınır. Bina veya köprülerin titreşim analizi yapılırken plaklar üzerinde yapılan

çalışmalar, yapıların dayanıklılığını ve titreşime karşı direncini belirlemeye yardımcı olur. Yüksek hızlı trenler, uçaklar veya araçlar gibi yapılar üzerindeki titreşimlerin incelenmesi, tasarımların optimize edilmesi ve dayanıklılığın artırılması plak yaklaşımları ile mümkün olmaktadır.

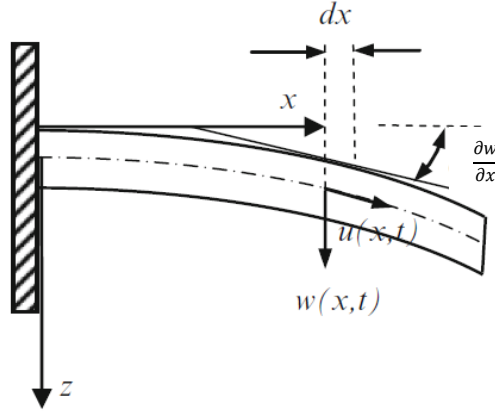
Çubukların titreşim hareketi, bir çubuğun bir noktasının veya bir bölümünün belirli bir frekansta ileri-geri (boyuna titreşim) veya yukarı-aşağı (enine titreşim) hareket etmesidir. Bu hareket genellikle bir başlangıç noktasında başlar ve titreşim modları olarak adlandırılan sistemin yapısına özgü mod biçimlerinde devam eder. Bir çubuğun titreşimi, çubuğun şekline, boyutlarına, sınır şartlarına ve malzemesine bağlı olarak farklılık gösterir. Çubuğun titreşimi, birinci mod veya temel mod olarak adlandırılan en düşük frekanslı titreşim modunda başlar. Diğer modlar, çubuğun şekline ve sınır şartlarına bağlı olarak oluşur. Çubukların titreşim hareketi, matematiksel olarak dalga denklemleri ve titreşim teorisi kullanılarak açıklanabilir. Bu teoriler, çubukların titreşim frekanslarını, modlarını ve titreşim özelliklerini hesaplamak için kullanılır.

Tez çalışmasında ankastre-serbest sınır şartlarında modellenen yapı çubuk olarak ele alınmıştır. Çubukların titreşim davranışının modellenmesi için yaygın olarak kullanılan ve tez çalışması kapsamında faydalanan teorilerden aşağıda kısaca bahsedilmiştir. Bu çalışmada parçacık darbe sönümleme yöntemi eğilme titreşim hareketi yapan çubuklar üzerinde incelenmiştir.

3.1. Çubukların Eğilme Titreşim Hareketi

Çubukların eğilme titreşim hareketi, bir ucu ankastre diğer ucu serbest haldeyken çubuk boyunca gerçekleşen dalgalı harekettir. Dalgalanma, çubuğun eksenine göre doğrusal bir hareket olup, dalga boyu, frekans ve genlik gibi özelliklere sahiptir. Çubukların enine titreşim hareketi, mühendislik alanlarında geniş bir şekilde incelenir ve matematiksel modeller kullanılarak ifade edilir. Euler-Bernoulli çubuk teorisi, birçok mühendislik alanında önemli bir rol oynar. Özellikle yapısal analiz, köprü tasarımı, kirişlerin davranışı, çerçeve sistemleri ve diğer benzer uygulamalarda kullanılır. Bu teori, çubukların tasarımını optimize etmek ve çubukların taşıma kapasitesini belirlemek için kullanılmaktadır.

Euler-Bernoulli çubuk teorisi en basit fakat en çok tercih edilen çubuk teorisidir. İnce ve elastik çubukların davranışını matematiksel olarak analiz etmek için geliştirilmiş bir teoridir. Bu teoride sadece eksenel eğilme hareketi dikkate alınır ve çubukların bu harekete nasıl tepki vereceği tahmin edilir. Çubuğun kesit alanının şekil değişim sonrası aynı kaldığı kabul edilir. Bu varsayımlar çubuğun kesit eninin çubuğun uzunluğuna oranının $1/10$ 'dan az olması durumunda geçerlidir. Çubukların uzunluğu boyunca homojen ve izotropik (her yönde aynı özelliklere sahip) olduğu kabul edilir. Ayrıca, çubukların küçük deformasyonlara maruz kaldığı ve plastik deformasyonların göz ardı edilebileceği varsayılır. Bu teoriye göre, çubuğun enine deformasyonu, eğilme momenti ve kesme kuvveti tarafından belirlenir. Euler-Bernoulli çubuk teorisinde, çubuğun eğilmesine ait davranışı bir diferansiyel denklem olan Euler-Bernoulli denklemiyle temsil edilir.



Şekil 3.1. Euler-Bernoulli çubuğunun eğilme şekil değişimi

Şekil 3.1’de belirtilen ankastre-serbest çubuk için eğilme hareket denklemi ve sınır şartları aşağıda belirtilmiştir.

$$m(x) \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial t^2} + EI \frac{\partial^4 w(x,t)}{\partial x^4} = 0 \quad (\text{Hareket Denklemi}) \quad (3.1)$$

$$EI \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial x^2} \delta \left(\frac{\partial w(x,t)}{\partial x} \right) \Big|_0^L = 0 \text{ ve } EI \frac{\partial^3 w(x,t)}{\partial x^3} \delta w(x,t) \Big|_0^L = 0 \quad (\text{Sınır Şartları}) \quad (3.2)$$

Burada m , E , I , L sırasıyla çubuğun birim uzunluk kütlesini [$m/L=\rho A$], elastisite modülünü, kütleli atalet momentini ve uzunluğunu ifade etmektedir. w çubuğun enine yerdeğiştirmesini, t zamanı, x ise ankastre uca göre eksenel uzaklığı belirtmektedir. Denklem (3.2) dördü $x=0$ ve dördü de $x=L$ de olmak üzere 8 adet sınır şartını ifade etmektedir. Fakat fiziksel sistemler için sınırlarda öteleme, eğim, moment veya kesme kuvvetleri sınır şartları olarak tarif edilebilir. Bir ucu ankastre diğer ucu serbest çubuk için sınır şartları aşağıdaki gibi elde edilir.

$$x = 0 \text{’da} \rightarrow \frac{\partial w(0,t)}{\partial x} = 0 \text{ ve } w(0,t) = 0 \quad (3.3)$$

$$x=L \text{’de} \rightarrow \frac{\partial^2 w(L,t)}{\partial x^2} = 0 \text{ ve } \frac{\partial^3 w(L,t)}{\partial x^3} = 0$$

n mod sayısı olmak üzere ankastre-serbest çubuğun doğal frekansları denklem (3.4) yardımıyla hesaplanabilmektedir.

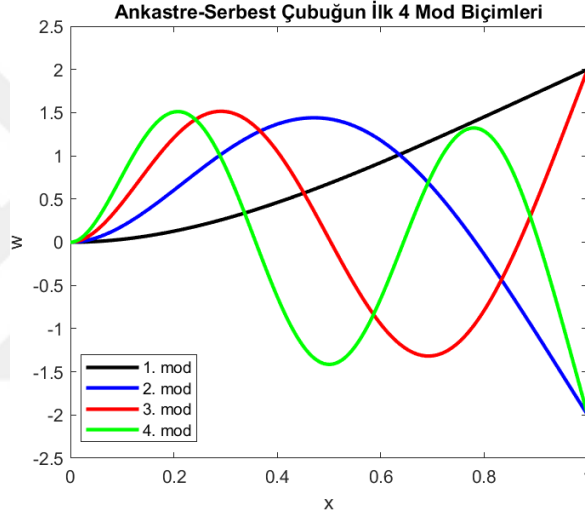
$$\omega_n = \sqrt{\frac{EI}{m}} * \lambda_n^2 \text{ veya } \omega_n = \sqrt{\frac{EI}{mL^4}} * (\lambda_n L)^2 \quad n = 1,2,3, \dots \quad (3.4)$$

Bu denklemde λ_n ’ler ankastre-serbest çubuğun öz değerleridir ve modlarına bağlı olarak;

- $\lambda_1 L = 1.8751$
- $\lambda_2 L = 4.6941$;
- $\lambda_3 L = 7.8548$;
- $\lambda_4 L = 10.9955$;
- ve büyük n'yinci modlar için $\lambda_n L \approx (2n-1)\pi/2$

olarak elde edilir. Ankastre-serbest çubuğun modlarına ait şekil fonksiyonu öz değerlerine bağlı olarak aşağıdaki gibi elde edilebilir.

$$\Phi_n(x) = (\sin(\lambda_n x) - \sinh(\lambda_n x)) + \frac{\cos(\lambda_n L) + \cosh(\lambda_n L)}{\sin(\lambda_n L) - \sinh(\lambda_n L)} (\cos(\lambda_n x) - \cosh(\lambda_n x)) \quad (3.5)$$



Şekil 3.2. Ankastre-serbest sınır şartlarındaki çubuğun ilk dört titreşim modu

Denklem (3.5)'e “n'yinci özfonksiyon” veya “n'yinci titreşim modu (biçimi)” denir. Ankastre-serbest çubuk için $m = L = EI = 1$ için ilk 4 titreşim modu Şekil 3.2'de gösterilmiştir. Böyle bir çubuğun mod biçimleri Denklem (3.5)'te verilen ifade ile hesaplanabileceği gibi Ansys gibi mühendislik programlarından da elde edilebilir.

Ankastre-serbest çubuğun kütle ve katılık matrisleri modların diklik özelliğinden faydalanılarak mod biçimlerine bağlı olarak aşağıdaki ifadelerle hesaplanabilmektedir.

$$\mathbf{M}_{rs} = \int_0^L m \Phi_s \Phi_r(x) dx = \delta_{rs} \quad (r=s=1,2,\dots,n) \quad (3.6)$$

$$\mathbf{K}_{rs} = \int_0^L EI \Phi_s'' \Phi_r'' dx = \omega_r^2 \delta_{rs} \quad (r=s=1,2,\dots,n) \quad (3.7)$$

Burada δ_{rs} Kronecker Delta olarak adlandırılır ve aşağıdaki gibi temsil edilir.

$$\delta_{rs} = \begin{cases} 1 & r = s \\ 0 & r \neq s \end{cases} \quad (3.8)$$

Kütle ve katılıkla orantılı sönüm kabulü yapılırsa çubuğun genel hareket denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir.

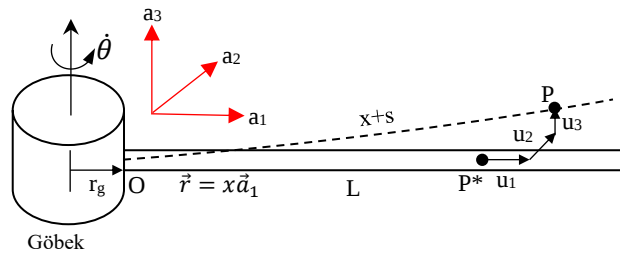
$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{w}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{w}} + \mathbf{K}\mathbf{w} = \mathbf{f}(t) \quad (3.9)$$

Tez kapsamında bal peteği katmanlı ankastre-serbest çubuğun Ansys programında modal analizi yapılarak eğilme öz vektörleri ve öz değerleri elde edilmiştir. Bu veriler sayısal integral alma yöntemi trapez kuralı uygulanarak, Denklem (3.6) ve (3.7) vasıtasıyla kütle ve katılık matrisleri oluşturulmuştur.

3.2. Dönen Bir Konsol Kirişin Titreşim Analizi

Dönen konsol kiriş, mühendislikte bir ucundan sabitlenmiş ve bu sabit uç etrafında serbestçe dönebilen bir kirişi ifade eder. Bu tip kirişler çeşitli mühendislik uygulamalarında kullanılır. Türbin kanatlarının, helikopter rotor kanatlarının, uçak kanatlarının ve uydu antenlerinin tasarımında yaygın olarak dönen konsol kirişlere rastlanılır. Dönen konsol kirişlerin dönme yükleri altındaki eğilme, gerilim dağılımı ve rezonans frekansları gibi dinamik davranışlarını anlamak ve analiz etmek büyük önem arz etmektedir. Bu bilgi, mühendislerin karşılaşacakları yüklere ve çevre koşullarına dayanabilecek yapılar ve bileşenler tasarlamasına olanak tanır. Mühendisler, dönen konsol kirişlerini doğru bir şekilde modelleyip analiz ederek tasarımlarını optimize edebilir, arızaları azaltabilir ve çeşitli mekanik sistemlerin güvenli ve verimli çalışmasını sağlayabilir.

Aşağıda tez kapsamında yararlanılan, dönen konsol çubuğun titreşimine ait hareket denklemlerinin teorisi anlatılmıştır.



Şekil 3.3. Bir göbek etrafında dönen konsol kiriş modeli

Şekil 3.3'te r_g yarıçapındaki göbek etrafında $\dot{\theta}$ açısal hızı ile dönen konsol kiriş gösterilmektedir. Kiriş homojen ve izotropik malzeme özelliklerine sahiptir. Kirişin enkesitindeki

elastik ve merkez eksenleri çakışık, böylece eksantriklikten kaynaklanan etkiler dikkate alınmayacaktır. Kiriş ince bir şekle sahiptir, böylelikle kayma ve döner atalet hareketleri ihmal edilecektir. Kiriş sabit açısal hızda dönen bir göbeğe tutturulmuştur. Bu varsayımlara dayalı konsol kiriş için basitleştirilmiş hareket denklemleri oluşturulabilir. Bununla birlikte, gerekirse modelleme yönteminde daha karmaşık etkiler dâhil edilebilir.

Dönen bir ankastre kirişin dinamik hareket denklemini elde etmek için Kane Metodu [83] kullanılmıştır. Kane metodunun, Newton-Euler ve Lagrange yöntemlerine göre avantajları vardır. Genelleştirilmiş kuvvetlerin kullanılmasıyla, uzuvlar arasındaki etkileşimli ve kısıtlayıcı bağ kuvvetlerinin incelenmesi ihtiyacı ortadan kalkar. Kane Metodu skaler kinetik ve potansiyel enerji fonksiyonlarını kullanmadığından, türev alma problem teşkil etmemektedir. Hızları ve ivmelenmeleri hesaplamak için gereken türev alma, vektörlere dayanan algoritmalar kullanılarak elde edilebilir. Kane Metodu, çok serbestlik dereceli sistemlerin dinamik denklemlerini elde etmek için mükemmel bir araçtır. Bu yöntem, virtüel iş prensibine dayanır ve bir sistemin hareketini tanımlamak için genelleştirilmiş koordinat kümesi ve hız ifadelerini kullanır. Karmaşık mekanik sistemlerin hareket denklemlerini elde etmek için sistematik ve tutarlı bir yaklaşım sağlar. Özellikle robotik manipülatörler, uzay araçları ve biyomekanik sistemler gibi çok gövdeli sistemlerin analizinde ve simülasyonunda yararlı sonuçlar verdiği kanıtlanmıştır. Bu yöntemle bir göbek etrafında dönen konsol kirişin hareket denkleminin elde edilişi aşağıda detaylı anlatılmıştır.

Konsol kirişin elastik deformasyonu $\vec{u}$ olarak gösterilsin. Bu vektör, 3 boyutlu uzayda üç skaler değişkenle ifade edilen üç bileşene ($\vec{u} = u_1\vec{a}_1 + u_2\vec{a}_2 + u_3\vec{a}_3$) sahiptir. Ancak, bu çalışmada, u_1 ($\vec{a}_1$ ekseninde uzama) yerine yay boyundaki değişimi belirten, kartezyen olmayan değişken, s parametresi kullanılmıştır. Bu durumda hareket denklemlerini elde etmek için kartezyen değişkenler u_2 ($\vec{a}_2$ ekseninde eğilme) ve u_3 ($\vec{a}_3$ ekseninde eğilme) ile kartezyen olmayan değişken s 'den oluşan hibrid değişkenler kullanılmıştır. Rayleigh-Ritz varsayılan mod yöntemi bu değişken parametreleri yaklaşık olarak belirlemek için kullanılabilir.

$$s(x, t) = \sum_{j=1}^n \phi_{1j}(x)q_{1j}(t) \quad (3.10)$$

$$u_2(x, t) = \sum_{j=1}^n \phi_{2j}(x)q_{2j}(t) \quad (3.11)$$

$$u_3(x, t) = \sum_{j=1}^n \phi_{3j}(x)q_{3j}(t) \quad (3.12)$$

Burada; ϕ_{1j} , ϕ_{2j} ve ϕ_{3j} uzaysal fonksiyonlardır. Ankastre-serbest kirişin sınır şartlarını sağlayan her türlü fonksiyon kullanılabilir. Genellikle ankastre çubuk için denklem (3.5) ile verilen eşitlik kullanılır. q_j 'ler genelleştirilmiş koordinatlar, n toplam modal koordinat sayısıdır. Sistemin dinamik hareket denklemleri aşağıdaki ifadede elde edilir.

$$F_j + F_j^* = 0 \quad (3.13)$$

Burada; F_j genelleştirilmiş aktif kuvvetler, F_j^* genelleştirilmiş atalet kuvvetleridir. Sürekli sistemler için bu ifadeler aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$F_j = -\frac{\partial U}{\partial q_i} \quad (3.14)$$

$$F_j^* = -\int_0^L \rho \alpha_P \frac{\partial v^P}{\partial \dot{q}_j} dx \quad (3.15)$$

Burada; U gerilme enerjisi, ρ doğrusal kütle yoğunluğu (birim uzunluk başına kütle), α_P P noktasının ivme vektörü, v^P P noktasının hız vektörüdür.

Yukarıda verilen varsayımlara dayanarak, çubuğun gerilme enerjisi eşitlik (3.16)'de verilmiştir.

$$U = \frac{1}{2} \int_0^L EA \left(\frac{\partial s}{\partial x} \right)^2 dx + \frac{1}{2} \int_0^L EI_3 \left(\frac{\partial^2 u_2}{\partial x^2} \right)^2 dx + \frac{1}{2} \int_0^L EI_2 \left(\frac{\partial^2 u_3}{\partial x^2} \right)^2 dx \quad (3.16)$$

Burada; E elastisite modülü, A enkesit alanı, I_2 ve I_3 atalet momentleri, L kirişin deforme olmamış uzunluğunu ifade etmektedir.

Denklem (3.16)'daki ilk terim kirişin eksenel yerdeğiştirmesinden diğer terimler ise enine yer değiştirmesinden kaynaklanan enerjisini ifade etmektedir. Kiriş üzerindeki herhangi bir P noktasının konum, hız ve ivmesi;

$$\vec{r}_p = (r_g + x + u_1) \vec{a}_1 + u_2 \vec{a}_2 + u_3 \vec{a}_3 \quad (3.17)$$

$$\vec{v}_p = (\dot{u}_1 - \dot{\theta} u_2) \vec{a}_1 + (\dot{u}_2 + (r_g + x + u_1) \dot{\theta}) \vec{a}_2 + \dot{u}_3 \vec{a}_3 \quad (3.18)$$

$$\vec{a}_p = (\ddot{u}_1 - 2\dot{\theta} \dot{u}_2 - \dot{\theta}^2 (r_g + x + u_1)) \vec{a}_1 + (\ddot{u}_2 + 2\dot{\theta} \dot{u}_1 - \dot{\theta}^2 u_2) \vec{a}_2 + \ddot{u}_3 \vec{a}_3 \quad (3.19)$$

olarak hesaplanabilir. Burada; $(\dot{})$ hız, $(\ddot{})$ ivmeleri ifade etmektedir.

Bu denklemlerde u_1 ve $\dot{u}_1$ terimleri yer almaktadır. u_1 yerine s genelleştirilmiş koordinat seçildiğinden bu terimlerin u_1 , u_2 , s ve bunların türevleri cinsinden ifade edilmesi gerekir. Yay boyu uzaması ile kartezyen değişkenler arasındaki geometrik ilişki aşağıdaki gibi verilebilir.

$$x + s = \int_0^x \left[\left(1 + \frac{\partial u_1}{\partial \sigma} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_2}{\partial \sigma} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_3}{\partial \sigma} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} d\sigma \quad (3.20)$$

Bu eşitlikteki integral ifadesinin binom açılımı kullanılırsa bu ifade sadeleştirilebilir.

$$s = u_1 + \frac{1}{2} \int_0^x \left[\left(\frac{\partial u_2}{\partial \sigma} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_3}{\partial \sigma} \right)^2 \right] d\sigma + \text{Yüksek Mertebeden Terimler} \quad (3.21)$$

Eşitlik (3.21) doğrusal hareket denklemlerinin türetilmesi için daha uygundur. Bu ifadenin zamana göre türevi alınırsa;

$$\dot{s} = \dot{u}_1 + \int_0^x \left[\left(\frac{\partial \dot{u}_2}{\partial \sigma} \frac{\partial u_2}{\partial \sigma} \right) + \left(\frac{\partial \dot{u}_3}{\partial \sigma} \frac{\partial u_3}{\partial \sigma} \right) \right] d\sigma + \text{Yüksek Mertebeden Terimler} \quad (3.22)$$

halini alır. Bu ifadeler denklem (3.13)'e yerleştirilerek dönen konsol kirişin lineer hareket denklemleri elde edilebilir.

$$\begin{aligned} \sum_{j=1}^n \left[\left(\int_0^L \rho \phi_{1i} \phi_{1j} dx \right) \ddot{q}_{1j} - 2\dot{\theta} \left(\int_0^L \rho \phi_{1i} \phi_{2j} dx \right) \dot{q}_{2j} - \right. \\ \left. \omega^2 \left(\int_0^L \rho \phi_{1i} \phi_{1j} dx \right) q_{1j} + \left(\int_0^L EA \phi'_{1i} \phi'_{1j} dx \right) q_{1j} \right] = \dot{\theta}^2 \int_0^L \rho (r_g + x) \phi_{1i} dx \end{aligned} \quad (3.23a)$$

$$\begin{aligned} \sum_{j=1}^n \left[\left(\int_0^L \rho \phi_{2i} \phi_{2j} dx \right) \ddot{q}_{2j} + 2\dot{\theta} \left(\int_0^L \rho \phi_{2i} \phi_{1j} dx \right) \dot{q}_{1j} - \right. \\ \left. \dot{\theta}^2 \left(\int_0^L \rho \phi_{2i} \phi_{2j} dx \right) q_{2j} + \dot{\theta}^2 \left(\int_0^L \rho (r_g + x) \left(\int_0^x \phi'_{2i} \phi'_{2j} d\sigma \right) dx \right) q_{2j} + \right. \\ \left. \left(\int_0^L EI_3 \phi''_{2i} \phi''_{2j} dx \right) q_{2j} \right] = 0 \end{aligned} \quad (3.23b)$$

$$\begin{aligned} \sum_{j=1}^n \left[\left(\int_0^L \rho \phi_{3i} \phi_{3j} dx \right) \ddot{q}_{3j} + \dot{\theta}^2 \left(\int_0^L \rho (r_g + x) \left(\int_0^x \phi'_{3i} \phi'_{3j} d\sigma \right) dx \right) q_{3j} + \right. \\ \left. \left(\int_0^L EI_2 \phi''_{3i} \phi''_{3j} dx \right) q_{3j} \right] = 0 \end{aligned} \quad (3.23c)$$

Bu hareket denklemleri aşağıdaki gibi yeniden yazılabilir.

$$\sum_{j=1}^n \left[\mathbf{M}_{ij}^{11} \ddot{q}_{1j} + (\mathbf{K}_s - \dot{\theta}^2 \mathbf{M}_{ij}^{11}) q_{1j} - 2\omega \mathbf{M}_{ij}^{12} \ddot{q}_{2j} \right] = \mathbf{P}_{ai} \quad (3.24a)$$

$$\sum_{j=1}^n \left[\mathbf{M}_{ij}^{22} \ddot{q}_{2j} + (\mathbf{K}_{ij}^{B2} + \dot{\theta}^2 (\mathbf{K}_{ij}^{G2} - \mathbf{M}_{ij}^{22})) q_{2j} + 2\dot{\theta} \mathbf{M}_{ij}^{21} \ddot{q}_{1j} \right] = 0 \quad (3.24b)$$

$$\sum_{j=1}^n \left[\mathbf{M}_{ij}^{33} \ddot{q}_{3j} + (\mathbf{K}_{ij}^{B3} + \dot{\theta}^2 \mathbf{K}_{ij}^{G3}) q_{3j} \right] = 0 \quad (3.24c)$$

Burada;

- $\mathbf{M}_{ij}^{ab} = \int_0^L \rho \phi_{ai} \phi_{bj} dx$
- $\mathbf{K}_s = \int_0^L EA \phi'_{1i} \phi'_{1j} dx$
- $\mathbf{K}_{ij}^{B2} = \int_0^L EI_3 \phi''_{2i} \phi''_{2j} dx$

- $K_{ij}^{B3} = \int_0^L EI_2 \phi_{3i}'' \phi_{3j}'' dx$
- $K_{ij}^{Ga} = \int_0^L \rho(r_g + x) \left(\int_0^x \phi_{ai}' \phi_{aj}' d\sigma \right) dx$
- $P_{ai} = \int_0^L \rho(r_g + x) \phi_{ai} dx$

Tez çalışmasında dönen çubuğun sadece düzlem içi (a_2 doğrultusundaki) eğilme titreşimi dikkate alınmıştır. Denklem (3.24b) incelendiğinde bu ifadenin a_1 düzlemiyle bağdaşık olduğu görülmektedir. Bir Euler kirişinin ilk eksenel uzama doğal frekansının, ilk eğilme doğal frekansından çok büyük olması sebebiyle bu ifadedeki $\ddot{q}_{1j}$ 'yi içeren terim ihmal edilerek bu düzlemdeki eğilmesine ait hareket denklemi kütle ve katılık orantılı sönüm varsayımı ile aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$M\ddot{q}_2 + C\dot{q}_2 + Kq_2 = 0 \quad (3.25)$$

Burada,

$$M = \int_0^L \rho \phi_{2i} \phi_{2j} dx$$

$$K = \int_0^L EI_3 \phi_{2i}'' \phi_{2j}'' dx + \dot{\theta}^2 \left[\int_0^L \rho(r_g + x) \left(\int_0^x \phi_{2i}' \phi_{2j}' d\sigma \right) dx - \int_0^L \rho \phi_{2i} \phi_{2j} dx \right]$$

olarak elde edilir. K 'nın ikinci terimi merkezkaç kuvvetinden kaynaklanmaktadır. Bu terim ihmal edilirse çubuk normal ankastre-serbest çubuk problemine dönüşmektedir.

3.3. Frekans Tepki Fonksiyonları

Ayrık fiziksel sistemlerde hareketin çözümü için serbestlik derecesi kadar hareket denklemi elde edilir [97]. Sürekli sistemler ise sonsuz sayıda titreşim modlarından oluşmaktadır. Ancak karmaşık olmayan sürekli sistemlerde çözüm için ilk birkaç titreşim modlarının kombinasyonu çözüm için gayet başarılı sonuçlar vermektedir. Dolayısı ile sürekli sistemlerin titreşim analizinde ilk birkaç mod ele alınır. Sistemlerin hareket denklemleri elde edilirken Newton prensibi, Lagrange fonksiyonu, enerji yöntemleri ve Hamilton gibi varyasyon prensibi tabanlı yaklaşımlar veya sonlu elemanlar yöntemi kullanılabilir. Aşağıda, çok serbestlik dereceli veya ayrıklaştırılmış sürekli bir sisteme ait dış tahrikli hareket denklemi verilmiştir.

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{f(t)\} \quad (3.26)$$

Burada, $[M]$, $[C]$ ve $[K]$ sırasıyla sisteme ait kütle, sönüm ve katılık matrislerini ifade etmektedir. Sistemdeki genelleştirilmiş koordinatlar ya da cevap koordinatları $\{x(t)\}$ ve sisteme etki eden dış kuvvet ise $\{f(t)\}$ ile gösterilmiştir. Bir fiziksel sistemin kütle $[M]$ ve katılık $[K]$ matrisleri sistemin "*uzaysal modeli*" olarak adlandırılır [98]. Denklem (3.26)'da, kuvvet dengesi altındaki sisteme ait, serbestlik derecesi sayısı kadar sabit katsayılı, homojen olmayan adi diferansiyel denklemler bulunmaktadır.

Eşitlik (3.26) ile tanımlanan sistemin serbest titreşim hareketi yapması durumunda, çözümün $\{x(t)\} = \{X\}e^{i\omega t}$ şeklinde harmonik olduğu varsayımı ile analizi yapılabilir. Söz konusu ifadeler sönümsüz hareket denkleminde yerleştirilir ve birkaç ara işlemten sonra aşağıdaki denklem elde edilmektedir

$$(-\omega^2[M] + [K])\{X\} = \{0\} \quad (3.27)$$

Burada $\{X\}$ ifadelerinin sıfırdan farklı değerleri için çözümlerin elde edilebilmesi eşitliğin sol tarafındaki parantez içindeki ifadenin tersinir olmamasını gerektirir. Bu da ancak bu ifadenin determinantının sıfır olmasıyla mümkün olmaktadır.

$$\det(-\omega^2[M] + [K]) = 0 \quad (3.28)$$

Bu determinant ifadesi serbestlik derecesi kadar ω^2 'ye bağlı polinom verir. Sistemin karakteristik denklemi olan bu polinomun çözümünden sistemin doğal frekansları elde edilir. Elde edilen doğal frekanslar denklem (3.27)'ya yerleştirilerek her bir doğal frekans için $\{X\}$ mod biçimleri elde edilir.

Tahrik kuvvetinin de $\{f(t)\} = \{F\}e^{i\omega t}$ şeklinde harmonik olduğu kabul edilir ve denklem (3.26) yeniden düzenlenirse:

$$(-\omega^2[M] + j\omega[C] + [K])\{X\} = \{F\} \quad (3.29)$$

halini alır. Bu denklemin sol tarafındaki parantez içi dinamik direngenlik (Z) olarak adlandırılmaktadır.

Bir sistemin uygulanan tahrik kuvvetine karşılık verdiği cevaba Frekans Tepki Fonksiyonu (FTF) denir ve denklem (3.29) için aşağıdaki gibi ifade edilir [98].

$$\frac{X}{F} = (-\omega^2[M] + j\omega[C] + [K])^{-1} \quad (3.30)$$

Sistemin dinamik direngenliğinin tersi olan ve sistem cevabının yer değiştirme olduğu bu özel FTF formatı dinamik esneklik (Reseptans: Receptance) tipindeki FTF olarak adlandırılmakta ve α ile gösterilmektedir.

$$[\alpha(\omega)] = (-\omega^2[M] + j\omega[C] + [K])^{-1} \quad (3.31)$$

Sistemin reseptans tipindeki FTF'si sistem ile alakalı hem faz hem de genlik bilgilerini içeren karmaşık bir fonksiyondur. Sistem cevabının hız olduğu ($\frac{V}{F} = \omega \frac{X}{F}$) FTF tipine mobilite ve sistem cevabının ivme olduğu ($\frac{A}{F} = \omega^2 \frac{X}{F}$) FTF tipine ise akselarans denmektedir.

3.4. Modal Analiz

Bir önceki bölümde bahsedilen FTF'lerin hesaplanması oldukça zaman alan zahmetli bir yöntemdir. Bu yöntem ile her bir ω değeri için denklem (3.31)'in hesaplanması gerekir. Modal analiz yöntemiyle çok serbestlik dereceli bir sistemin FTF'leri daha hızlı ve verimli bir şekilde elde edilebilmektedir [99]. Bu yöntem ile fiziksel koordinatlardan modal koordinatlara geçiş yapıp serbestlik derecesi kadar ayrık denklemler elde edilerek her mod için ayrı ayrı çözüm yapılabilmektedir. Ayrıca sistemin dinamik özellikleri (doğal frekans, titreşim biçimi, sönüm) kullanılarak FTF'ler daha hızlı bir şekilde hesaplanabilmektedir.

Denklem (3.27)'yi n serbestlik dereceli bir sistem için ele alalım. Sistemin öz vektörleri (mod şekilleri) $\{\psi\}_n$ ve doğal frekansları (öz değerleri) ω_n ile ifade edilecek olursa:

$$(-\omega^2[M] + [K])\{\psi\}_n = \{0\} \quad n = 1, 2, \dots, n \quad (3.32)$$

denklemi elde edilir. n 'yinci modun öz değeri, o moddaki doğal frekansının karesi ($\lambda_n = \omega_n^2$) ile gösterilebilir. Öz vektörler, her bir doğal frekansa karşılık gelen ve modların birbirine göre bağıl yer değiştirmesinden oluşan matristir. Sistemin tüm modlarının toplamı şeklinde sisteme ait modal model oluşturulabilir. Öz değerler ve öz vektörler $n \times n$ boyutunda kare matrisler haline gelir.

$$\begin{bmatrix} \ddots & & \\ & \omega_n^2 & \\ & & \ddots \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \ddots & & \\ & \lambda_n & \\ & & \ddots \end{bmatrix}_{n \times n} \quad (3.33)$$

$$[\psi]_{n \times n} = \begin{bmatrix} \{\psi\}_{11} & \dots & \{\psi\}_{n1} \\ \vdots & \dots & \vdots \\ \{\psi\}_{1n} & \dots & \{\psi\}_{nn} \end{bmatrix}_{n \times n} \quad (3.34)$$

Öz değer ve öz vektör çözümlerinin hesaplanması için bazı sayısal yöntemler mevcuttur. Özellikle serbestlik derecesi artıkça öz değer ve öz vektörlerin hesaplanması zaman alıcı bir iş haline gelmektedir. Modların ortagonallik (diklik) özelliği sistemin analizini büyük ölçüde basitleştirmektedir. Mod şekillerinin ortagonallik özelliğinden faydalanılarak aşağıdaki ifadeler elde edilebilir.

$$[\psi]^T[M][\psi] = \begin{bmatrix} \ddots & & \\ & m_n & \\ & & \ddots \end{bmatrix}, \quad [\psi]^T[K][\psi] = \begin{bmatrix} \ddots & & \\ & k_n & \\ & & \ddots \end{bmatrix} \quad (3.35)$$

Böylece sistemin kütle ve katılık matrisleri, modal kütle (m_n) ve modal katılık (k_n) şeklinde köşegen matris haline gelir. Denklem (3.32) modların ortagonallik özelliği kullanılarak yeniden düzenlenirse:

$$\begin{bmatrix} \ddots & & \\ & \lambda_n & \\ & & \ddots \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \ddots & & \\ & m_n & \\ & & \ddots \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} \ddots & & \\ & k_n & \\ & & \ddots \end{bmatrix} \quad (3.36)$$

halini alır. FTF'lerin hesaplanması sırasında işlemlerde kolaylık olsun diye genellikle öz vektör ifadeleri aşağıdaki gibi kütle ile normalize edilirler.

$$\{\phi\}_n = \frac{1}{\sqrt{m_n}} \{\psi\}_n, \quad [\Phi]_n = \begin{bmatrix} \ddots & & \\ & m_n & \\ & & \ddots \end{bmatrix}^{\frac{1}{2}} [\psi] \quad (3.37)$$

Burada Φ kütleye göre normalize edilmiş öz vektörleri ifade etmektedir. Bu ifadelerle normalizasyon sonucu denklem (3.35)'te verilen ifadeler aşağıdaki gibi basitleştirilebilir.

$$[\Phi]^T [M] [\Phi] = [I], \quad [\Phi]^T [K] [\Phi] = \begin{bmatrix} \ddots & & \\ & \lambda_n & \\ & & \ddots \end{bmatrix} \quad (3.38)$$

$\{x(t)\} = [\Phi] \{q(t)\}$ ilişkisi ve denklem (3.26)'in $[\Phi]^T$ ile çarpılmasıyla, $x(t)$ fiziksel koordinatlardan $q(t)$ modal koordinatlara geçiş yapılabilir.

$$\ddot{q}_n(t) + 2\zeta_n \omega_n \dot{q}_n(t) + \omega_n^2 q_n(t) = f_q(t) \quad (3.39)$$

Burada, ζ_n n 'yinci modal sönüm oranını ifade etmektedir. Bu ifadenin elde edilmesi sönüm katsayısının kütle ve katılık matrisine göre aşağıdaki gibi orantılı olması ile mümkündür.

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K] \quad (3.40)$$

α ve β sabit katsayılardır. Modal sönüm oranı bu ifadelere bağlı olarak aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\xi_n = \frac{\alpha + \beta \omega_n^2}{2\omega_n} \quad (3.41)$$

$f_q(t)$ modal kuvvet vektörüdür ve fiziksel kuvvetle ilişkisi:

$$\{f_q(t)\} = [\Phi]^T \{f(t)\} \quad (3.42)$$

şeklindedir. Sönümsüz bir sistemin reseptans tipindeki FTF matrisi baştan $[\Phi]^T$ ile sondan $[\Phi]$ ile çarpılırsa aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$[\Phi]^T [\alpha(\omega)]^{-1} [\Phi] = [\Phi]^T [-\omega^2 [M] + [K]] [\Phi] \quad (3.43)$$

Denklem (3.38)'deki ifadeler bu denkleme yerleştirilirse aşağıdaki gibi sadeleştirilebilir.

$$[\Phi]^T [\alpha(\omega)]^{-1} [\Phi] = \begin{bmatrix} \ddots & & \\ & (\omega_n^2 - \omega^2) & \\ & & \ddots \end{bmatrix} \quad (3.44)$$

Bu denklem, bazı cebirsel işlemlerden sonra öz vektörlere ve doğal frekanslarına bağlı olarak aşağıdaki halini alır.

$$[\alpha(\omega)] = \Phi \begin{bmatrix} \ddots & & \\ & (\omega_n^2 - \omega^2) & \\ & & \ddots \end{bmatrix}^{-1} \Phi^T \quad (3.45)$$

Reseptans tipindeki FTF matrisinin hesaplanması dinamik direngenlik matrisinin tersinin alınmasını gerektirdiği için zahmetli bir iştir. Ama denklem (3.45)'de köşegen bir matrisin tersinin alınması söz konusudur. Dolayısıyla modal analiz yöntemi FTF'lerin hesaplanması için oldukça avantajlıdır.

i ve j sırasıyla r 'yinci moda ait cevap ve tahrik koordinatları olmak üzere bu iki koordinat için dinamik esneklik tipindeki FTF'ler aşağıdaki gibi n tane modun toplamı şeklinde ifade edilebilir.

$$\alpha_{ij}(\omega) = \sum_{r=1}^n \frac{\Phi_{ir} \Phi_{jr}}{\omega_r^2 - \omega^2} \quad (3.46)$$

Burada Φ_{ir} ve Φ_{jr} sırasıyla r 'yinci modun cevap ve tahrik koordinatlarına ait öz vektörler, ω_r r 'yinci moda ait doğal frekans ve ω tahrik kuvvetinin frekansını ifade etmektedir.

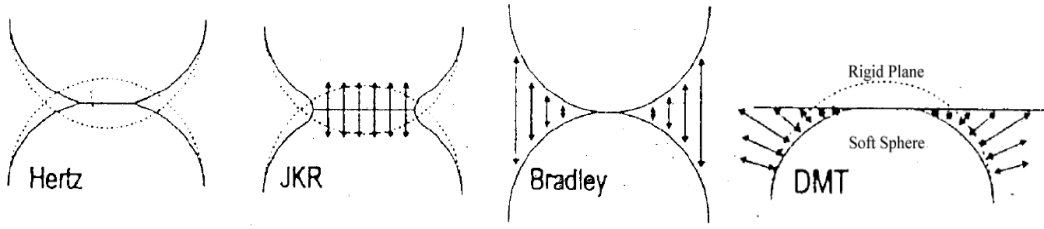
4. TEMAS MEKANİĞİ

Klasik Mekanik (Newton Mekanik), genellikle gerçek dünyadaki nesneleri nokta parçacıklar (ihmal edilebilir boyuttaki nesneler) olarak modeller. Bir nokta parçacığın hareketi, o parçacığın konumu, kütlesi ve ona uygulanan kuvvetler gibi az sayıda parametre tarafından belirlenir.

Temas mekaniği ise yüzey ve geometrik kısıtlamaları dikkate alan nesnelerin kitlesel özellikleriyle ilgilenir. Yerel elastik deformasyon üzerindeki geometrik etkiler, Hertz Elastik Deformasyon Teorisi ile 1880 gibi erken bir tarihte ortaya çıkmıştır [100]. Bu teori Hertz'in, birden çok üst üste yerleştirilmiş merceğin optik özelliklerinin, onları bir arada tutan kuvvetle nasıl değişebileceğini incelerken doğmuştur. Hertz temas gerilimi, iki eğimli yüzey temas ettiğinde ve uygulanan yükler altında hafifçe deforme olduğunda meydana gelen yerel gerilmeleri ifade eder. Normal temas kuvvetinin bir fonksiyonu olarak temas gerilimi, her iki cismin eğrilik yarıçapına ve her iki cismin elastisite modülüne bağlı olarak elde edilir. Başka bir ifadeyle bu teori, bir kürenin bir düzlemle (veya daha genel olarak iki küre arasındaki) dairesel temas alanını, malzemelerin elastik deformasyon özellikleriyle ilişkilendirir. Bu teoride Van der Waals veya temas yapışma (adhesive) etkileşimleri gibi yüzey etkileşimleri ihmal edilir.

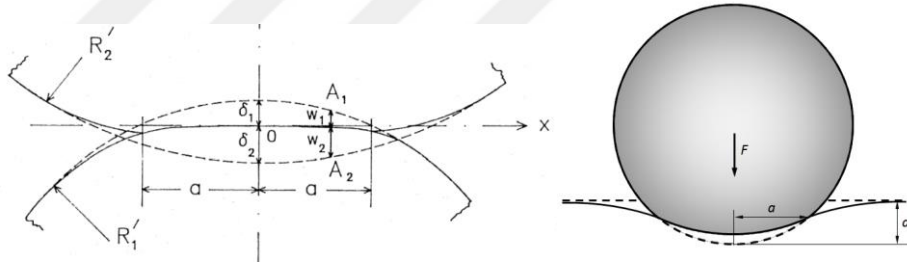
Yaklaşık yüz yıl sonra Johnson, Kendall, Roberts (JKR) tarafından temasın yapışkan olduğu varsayımı ile Hertz teorisi güncellenmiştir [101]. Bu teori, temas alanını elastik malzeme özelliklerinin yanı sıra ara yüzey etkileşim mukavemeti ile ilişkilendirir. Temasın yapışkan özellikte olması nedeniyle, ayrılma rejiminde ve yükün kaldırılması sırasında da temaslar oluşabilir. Hertz teorisi gibi, JKR tarafından önerilen bu çözüm de elastik küresel malzeme temaslarını incelemiştir. Bradley modelinde, çekici etkileşim kuvvetlerinin etkisinden kaynaklanan herhangi bir elastik malzeme deformasyonu ihmal edilir ve temas tamamen Van der Waals modeli ile modellenir. Daha kapsamlı bir teori olan DMT (Derjaguin, Muller, Toporov) teorisi [102], elastik temas rejimi dışında ek bir yüke neden olan Van der Waals etkileşimlerini de dikkate alır. İki yüzey birbirinden ayrılmışsa ve önemli ölçüde uzakta ise, bu teori Bradley modelinin basitleştirilmiş halidir. Bu temas mekaniği modelleri Şekil 4.1'de görsel olarak verilmiştir. Temas mekaniği modelleri ile ilgili ayrıntılı detaylar kaynak [100]'da mevcuttur. Kısaca bu modeller aşağıdaki gibi özetlenebilir.

- Hertz: Temas eden cisimler tamamen elastik kabul edilir.
- JKR: Temas eden cisimler tamamen elastik ve temas bölgesinde yapışma olduğu kabul edilir.
- Bradley: Katı küre-küre teması için tamamen Van der Waals modeli dikkate alınır.
- DMT: Temas eden cisimler tamamen elastik, yapışkan ve Van der Waals modeli dikkate alınır.



Şekil 4.1. Temas mekaniği modelleri

İki elastik katı cisim birbirine temas ettirildiğinde, temas başlangıçta tek bir noktada veya bir çizgi boyunca gerçekleşir. Uygulanan kuvvetin etkisi altında, ilk temas noktalarının çevresinde deforme olurlar, böylece iki cismin boyutlarına kıyasla küçük ama sonlu bir alanda temas ederler (Şekil 4.2). Bu temas alanının şeklini ve artan yük ile boyutunun nasıl değiştiğini, ara yüz boyunca iletilen normal ve teğetsel yüzey kuvvetlerinin büyüklüğünü ve dağılımını tahmin etmek temas mekaniğinin ilgi alanıdır. Ayrıca, her iki katı cisimdeki deformasyon ve gerilme bileşenlerinin temas bölgesi çevresinde hesaplanması önemli konudur.



Şekil 4.2. İki elastik cismin teması ve deformasyonu

Bu tez çalışmasında parçacıkların teması için Hertz temas modeli kullanıldığından bu modelden aşağıda bahsedilmiştir.

4.1. Hertz Elastik Temas Modeli

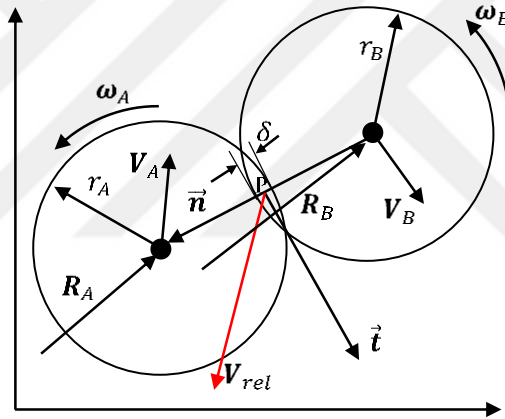
Hertz temas teorisi, mühendisler ve araştırmacılar için birçok kolaylık sağlayan klasik bir temas mekaniği teorisidir. Teorinin türetilmesi nispeten zor olsa da, nihai çözüm, temas noktasındaki etkileşimleri cisimler arasında oluşan gerilime bağlayan bir dizi basit analitik denklem verir. Eliptik, küresel ve silindirik yüzey temasları için Hertz temas denklemleri detaylı tanımlanmıştır. Bu çalışmada sadece küresel yüzey temasları dikkate alınmıştır.

Hertz temas modelinde her yüzeyin hem mikro hem de makro ölçekte topografik olarak pürüzsüz olduğu kabul edilir. Mikro ölçekte bu durum, süreksiz temasa veya temas gerilmelerinde yerel değişimlere yol açabilecek küçük yüzey düzensizliklerinin yokluğu veya dikkate alınmaması

anlamına gelir. Makro ölçekte ise, yüzey profilleri, temas bölgesindeki ikinci türevlerine kadar sürekli olduğu kabul edilir. Ayrıca bu modelde cisimlerin birbirine yapışması ve aralarında bağ oluşturması dikkate alınmamaktadır. Temas alanı uygulanan kuvvete ve cisimlerin geometrisine bağlıdır. Elastik cisimlerin teması sonrası bir miktar deformasyona uğradığı kabul edilir. Bu varsayımlara dayalı küresel cisim temasları için temas kuvvetlerini elde etmek üzere geliştirilen Hertz temas modeli aşağıda açıklanmıştır.

4.2. Elastik cisimlerin teması

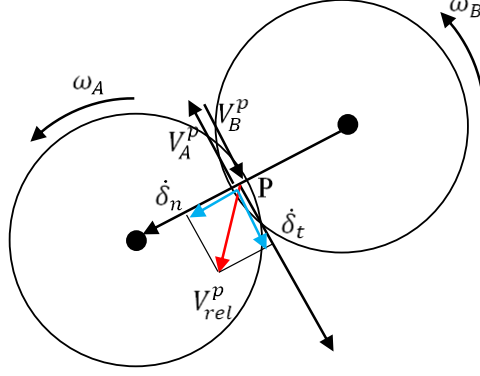
Şekil 4.3'te gösterildiği gibi iki küresel elastik katı cisim birbirine temas ettiğinde uygulanan kuvvete oranla parçacıklar elastik deformasyona maruz kalırlar. Bir miktar birbirine binerler. Cisimlerin üst üste binmesine girinti miktarı adı verilmektedir ve şekilde (δ) harfi ile gösterilmiştir. Cisimlerin temas halinde olması durumunda girinti miktarı aşağıdaki formül ile hesaplanabilir.



Şekil 4.3. İki parçacığın çarpışma modeli

$$\delta = (r_A + r_B) - |R_A - R_B| \quad (4.1)$$

Burada, r_A , r_B A ve B parçacığının yarıçapı, R_A ve R_B sırasıyla A ve B parçacıklarının ağırlık merkezlerinin referans noktasına göre konum vektörüdür. Kalın yazı tipi ile verilen terimler vektörleri belirtmektedir. $|R_A - R_B|$ ifadesi $(R_A - R_B)$ vektörünün normudur. δ 'nın sıfırdan büyük olması halinde parçacıklar arasında temas gerçekleşmiştir demektir. Parçacıkların konumu hücre boşluğunun merkezi referans alınarak elde edilebilir. A parçacığının hızı V_A , B parçacığının hızı V_B olsun. Hertz temas mekaniğinde temas kuvvetleri bağıl hızlar kullanılarak hesaplanır. Dolayısıyla, B parçacığının A parçacığına göre bağıl hızı $V_{B/A} = V_{rel} = V_B - V_A$ ile hesaplanır. Parçacıkların açısal hızları (ω_A , ω_B) da hesaba katılırsa (Şekil 4.4) temas noktasının bağıl hızı aşağıdaki gibi hesaplanabilir.



Şekil 4.4. Temas noktasının hız bileşenleri.

$$\mathbf{V}_{rel}^p = \mathbf{V}_{rel} + (r_A \boldsymbol{\omega}_A + r_B \boldsymbol{\omega}_B) \times \vec{n} \quad (4.2)$$

Temas noktasının bağıl hızının normal $\vec{n}$ düzlemine izdüşümünü hesaplamak için skaler çarpım kullanılabilir.

$$\delta_n = \mathbf{V}_{rel}^p \cdot \vec{n} \quad (4.3)$$

δ_n temas noktasının bağıl hızının normal düzlem bileşenidir. $\vec{n}$ ve $\vec{t}$ sırasıyla B cisminin merkezinden A cisminin merkezine doğru birim vektör ve bu vektöre dik birim vektörü ifade etmektedir. Temas noktasının bağıl hızının teğetsel düzlem bileşeni (δ_t) aşağıdaki gibi vektörel elde edilebilir.

$$\vec{\delta}_t = \mathbf{V}_{rel}^p - (\mathbf{V}_{rel}^p \cdot \vec{n}) \vec{n} \quad (4.4)$$

B parçacığının merkezinden A parçacığının merkezine doğru olan normal birim vektör;

$$\vec{n} = \frac{\mathbf{R}_A - \mathbf{R}_B}{|\mathbf{R}_A - \mathbf{R}_B|} \quad (4.5)$$

ile hesaplanır. Temas noktasının bağıl hızının teğetsel düzlem bileşeni denklem (4.4)'ün normu alınarak ve teğetsel birim vektörü ise normalize edilmesi ile bulunabilir.

$$\vec{t} = \frac{\vec{\delta}_t}{|\vec{\delta}_t|} \quad (4.6)$$

Parçacıkların hücre yüzeyi ile temasını hesaplayabilmek için yüzey denklemlerine ihtiyaç vardır. Şekil 4.5'te herhangi bir üç noktası bilinen bir düzlem verilmiştir. Bu noktalardan herhangi biri referans alınarak bu noktadan diğer iki noktaya olan vektörler aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$PQ = Q - P = (x_2 - x_1, y_2 - y_1, z_2 - z_1) \quad (4.7)$$

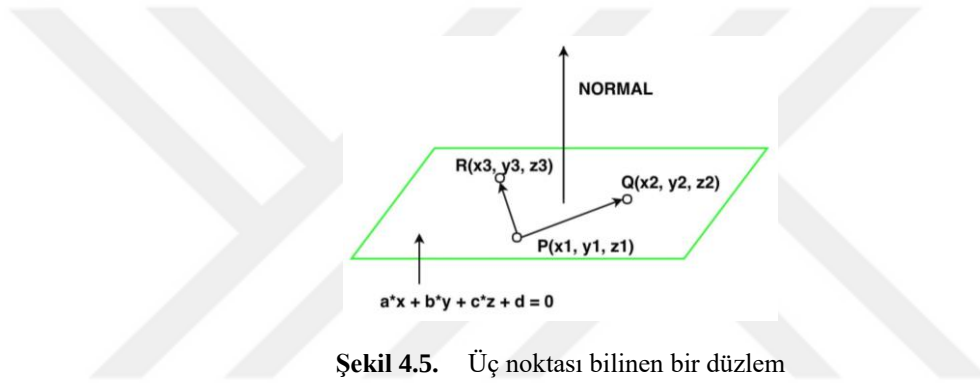
$$PR = R - P = (x_3 - x_1, y_3 - y_1, z_3 - z_1)$$

Aynı düzlem üzerinde bulunan bu iki vektörün vektörel çarpımı bu düzleme dik vektörü verecektir.

$$PQ \times PR = (b_1c_2 - b_2c_1, a_2c_1 - a_1c_2, a_1b_2 - b_1a_2) \quad (4.8)$$

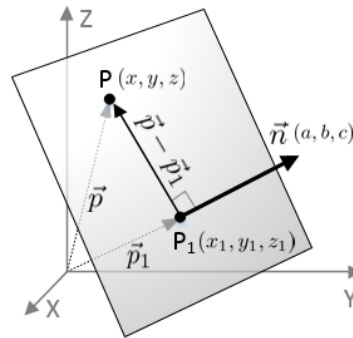
Sonuç olarak, bu yüzeye dik vektör ($\vec{n}$) aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\vec{n} = (a, b, c) \quad (4.9)$$



Şekil 4.5. Üç noktası bilinen bir düzlem

3 boyutlu uzayda bir düzlemin denklemi normal vektör (düzleme dik) ve düzlem üzerinde bilinen bir nokta ile tanımlanır. Bir düzlemin normal vektörü $\vec{n}$ ve düzlemdeki bilinen noktası P_1 olsun (Şekil 4.6). Düzlem üzerindeki herhangi bir noktayı P olarak kabul edelim. Düzlem üzerinde bulunan P_1 'den P 'ye bağlanan bir vektör tanımlayabiliriz.



Şekil 4.6. 3B uzayda düzlem grafiği

$$P - P_1 = (x - x_1, y - y_1, z - z_1) \quad (4.10)$$

Bu düzlemdaki $\mathbf{P} - \mathbf{P}_1$ vektörü ile $\vec{n}$ normal vektörü birbirine dik olduğundan, bu iki vektörün skaler çarpımı 0 olmalıdır.

$$\vec{n} \cdot (\mathbf{P} - \mathbf{P}_1) = 0 \quad (4.11)$$

Skaler çarpım neticesinde aşağıdaki eşitliliği elde edilir.

$$\begin{aligned}(a, b, c) \cdot (x - x_1, y - y_1, z - z_1) &= 0 \\ a(x - x_1) + b(y - y_1) + c(z - z_1) &= 0\end{aligned}\tag{4.12}$$

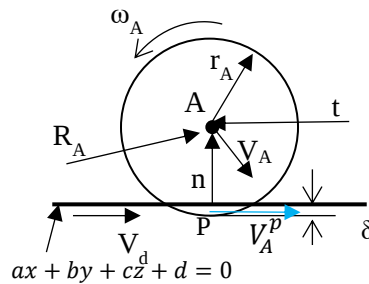
$$ax + by + cz - (ax_1 + by_1 + cz_1) = 0$$

Eğer eşitlik (4.12)'deki sabit olan kısım $d = -(ax_1 + by_1 + cz_1)$ olarak tanımlanırsa üç boyutlu uzayda düzlem denklemi aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$ax + by + cz + d = 0 \tag{4.13}$$

$\vec{n}$ normal vektör normleştirilirse (birim vektör), o zaman düzlem denkleminin sabit terimi d referans noktasından uzaklık olur. Dolayısı ile $\mathbf{A}(x_A, y_A, z_A)$ parçacığının yukarıda ifade edilen düzleme olan dik uzaklığı aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

$$d_d = \frac{ax_A + by_A + cz_A + d}{\sqrt{a^2 + b^2 + c^2}} \quad (4.14)$$



Şekil 4.7. Parçacık-düzlem temas modeli

Bir A cisminin düzlemle temas modeli Şekil 4.7’de gösterilmiştir. A cisminin düzlem ile teması halinde girinti miktarı aşağıdaki formül ile hesaplanabilir.

$$\delta = (r_A - d_d) \quad (4.15)$$

Düzlemin V_d hızıyla doğrusal hareket ettiği varsayımı ile düzlemin A parçacığına göre bağlı hızı $\mathbf{V}_{d/A} = \mathbf{V}_{bağlı} = \mathbf{V}_d - \mathbf{V}_A$ ile hesaplanır. Düzlem üzerindeki temas noktasından A cisminin merkezine doğru olan birim vektör denklem (4.14) yardımıyla hesaplanabilir.

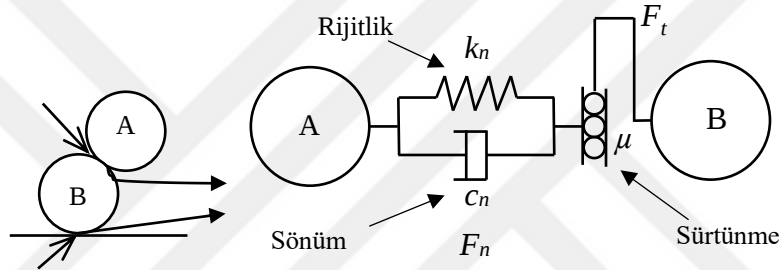
$$\vec{n} = \frac{ai+bj+ck}{\sqrt{a^2+b^2+c^2}} \quad (4.16)$$

Temas noktasının hızını hesaplamak için A parçacığının açısal dönmesi de dâhil edilir.

$$\mathbf{V}_{rel}^p = \mathbf{V}_{d/A} + (r_A \boldsymbol{\omega}_A) \times \vec{n} \quad (4.17)$$

Temas noktasının normal düzleme iz düşümü Denklem (4.3), teğetsel izdüşümü Denklem (4.4) ve teğetsel birim vektörü Denklem (4.6) ile hesaplanır.

4.3. Temas Kuvvetleri



Şekil 4.8. İki katı cismin temas modeli ve oluşan kuvvetler [103].

İki katı cismin teması esnasında ortaya çıkan kuvvetler Şekil 4.8'de gösterildiği gibi normal ve teğetsel kuvvetler olarak iki bileşene ayrılır. Normal kuvvetler parçacıklarda ötelemeye, teğetsel kuvvetler ise açısal dönmeye sebep olmaktadır. Hertz temas teorisinde, temas kuvvetinin normal bileşeni, temas eden cisimlerin malzeme ve geometrik özelliklerine bağlı olarak yay ve sönüm kuvveti olarak modellenmektedir. Teğetsel kuvvet ise Coulomb sürtünme kuvveti olarak modellenebilmektedir. Bölüm 4.1'de bahsedilen varsayımlar sonucu bu kuvvetler aşağıdaki formüllerle ifade edilmişlerdir.

$$\mathbf{F}_n = \left(k_n \delta^{\frac{3}{2}} + c_n \delta^{\frac{1}{4}} \dot{\delta}^n \right) \vec{n} \quad (4.18)$$

$$\mathbf{F}_t = \mu \mathbf{F}_n \frac{\dot{\delta}^t}{|\dot{\delta}^t|} \quad (4.19)$$

Burada; $\mathbf{F}_n$ normal doğrultuda oluşan kuvvet, k_n Hertz yay sabiti, δ girinti miktarı, c_n sönüm sabiti, $\dot{\delta}^n$, $\dot{\delta}^t$ sırasıyla parçacıkların bağıl hızının normal ve teğetsel vektöre izdüşümüdür. $\vec{n}$ B parçacığının merkezinden A parçacığının merkezine doğru olan birim vektör, μ sürtünme katsayısını ifade etmektedir. Normal kuvvetin ilk terimi yay kuvveti ikinci terimi ise sönüm kuvveti

olarak modellenmiştir. Hertz yay sabiti (k_n) cisimlerin mekanik ve fiziksel özelliklerine bağlıdır ve temas eden iki küresel elastik cisim için aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$k_n = \frac{4}{3} \sqrt{r_{e\varnothing}} E_{e\varnothing} \quad (4.20)$$

Burada; $r_{e\varnothing}$ cisimlerin eşdeğer yarıçapı ve $E_{e\varnothing}$ eşdeğer elastisite modülü olup aşağıdaki gibi hesaplanır.

İki Küresel Cisim	Küresel Cisim –Düz Düzlem
$r_{e\varnothing} = \frac{r_A * r_B}{r_A + r_B}$	$r_{e\varnothing} = r_A$
$E_{e\varnothing} = \frac{E_A E_B}{(1 - \nu_A^2) E_B + (1 - \nu_B^2) E_A}$	$E_{e\varnothing} = \frac{E_A E_d}{(1 - \nu_A^2) E_d + (1 - \nu_d^2) E_A}$

(4.21)

Burada ν Poisson oranıdır ve alt indis d düzlemi simgelemektedir. c_n sönüm sabiti de cisimlerin mekanik ve fiziksel özelliklerine bağlı olmakla beraber k_n 'nin fonksiyonu olarak aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$c_n = \alpha \sqrt{m_{e\varnothing} k_n} \quad (4.22)$$

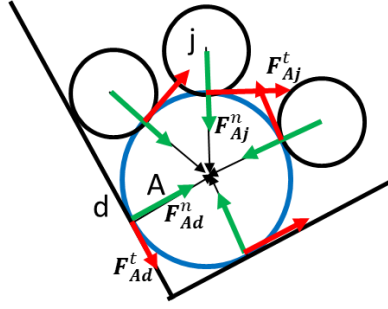
Burada $m_{e\varnothing}$ eşdeğer kütle olup aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$m_{e\varnothing} = \frac{m_A m_B}{m_A + m_B} \quad \text{veya cisim-düz düzlem teması için} \quad m_{e\varnothing} = m_A \quad (4.23)$$

α çarpışma sönümleme katsayısı olarak ifade edilir ve geri getirme (restitution) katsayısına (e_n) bağlıdır. Geri getirme katsayısı çarpışmanın esnekliği hakkında bilgi veren cismin malzemesine özgü bir terimdir. Cismin çarpışma sonrası hızının çarpışma öncesi hızına oranıdır. Başka bir ifade ile çarpışma esnasındaki kinetik enerjinin ne kadarının işe dönüştürüldüğüdür. 0 ile 1 arasında bir değerdir. Çarpışma öteleme kinetik enerjisinin dönme kinetik enerjisine, plastik deformasyona ve ısıya dönüştürülmesi nedeniyle bu değer neredeyse her zaman birden küçüktür. 1 olması durumunda temas tamamen elastiktir, diğer durumlarda elastik olmayan temas durumu söz konusudur.

$$\alpha = -\ln(e_n) \sqrt{\frac{5}{\ln(e_n)^2 + \pi^2}} \quad (4.24)$$

Şekil 4.9'da gösterildiği gibi her bir cisim aynı anda birden fazla cisim ve çevreleyen düzlemle temas edebilir. A cisminin n_1 adet cisim ve n_2 adet düzlem ile temas halinde olduğu durumda bu cisme etkiyen toplam kuvvetler ve momentler aşağıdaki gibi ifade edilir.



Şekil 4.9. A parçacığına etki eden toplam kuvvetler.

$$\mathbf{F}_A = \sum_{j=1}^{n_1} \mathbf{F}_{Aj}^n + \sum_{d=1}^{n_2} \mathbf{F}_{Ad}^n \quad (4.25)$$

$$\mathbf{T}_A = -\sum_{j=1}^{n_1} \mathbf{r}_A \vec{\mathbf{n}}_{Aj} \times \mathbf{F}_{Aj}^t - \sum_{d=1}^{n_2} \mathbf{r}_A \vec{\mathbf{n}}_{Ad} \times \mathbf{F}_{Ad}^t \quad (4.26)$$

Burada, $\mathbf{F}_{Aj}^n, \mathbf{F}_{Aj}^t$ A cisminin j cismi ile ve $\mathbf{F}_{Ad}^n, \mathbf{F}_{Ad}^t$ A cisminin d düzlemi ile temasından doğan normal ve teğetsel kuvvetleri; $\vec{\mathbf{n}}_{Aj}$ j cismi ile A cisminin merkezleri arasındaki ve $\vec{\mathbf{n}}_{Ad}$ d düzlemi ile A cisminin merkezi arasındaki birim vektörü ifade etmektedir.

4.4. Ayırık Elemanlar Yöntemi

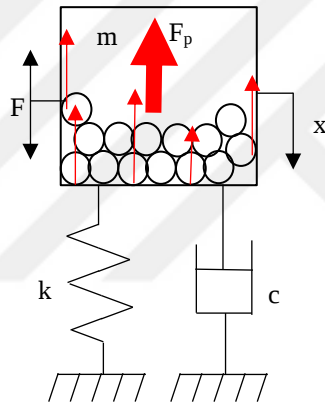
Sürekli ortamlar yaklaşımında, tanecikli maddenin temel davranışı, genellikle kuvvet, stres gibi mekanik alan değişkenlerini ilişkilendiren diferansiyel denklemler biçiminde ifade edilen fizik yasaları tarafından tanımlanır. Bir maddenin bu yaklaşımla modellenmesi, maddenin sürekli olduğu ve kapladığı alanı tamamen doldurduğu varsayımıyla mümkündür. Sonuç olarak, bireysel parçacıkların davranışı göz ardı edilir. Ortaya çıkan hareket denklemleri analitik veya sonlu elemanlar yöntemi gibi sayısal olarak çözülür.

Sürekli ortamlar yaklaşımının aksine, ayırık ortamlar yaklaşımı her bir parçacığı ayrı bir varlık olarak modeller ve tanecikli malzemeyi parçacıkların idealize edilmiş bir birleşimi olarak temsil eder. Genel sistem davranışı, bireysel parçacık etkileşimlerinden kaynaklanır. Ayırık ortamlar yaklaşımı, granüler ölçekte meydana gelen olayları araştırmak ve parçacıkların toplu davranışını simüle etmek için çok uygun bir yöntemdir.

Ayrık elemanlar yöntemi (discrete element method - DEM) Cundall ve Strack [55] tarafından geliştirilmiş, çok sayıda küçük parçacığın hareketini ve bu hareketin etkisini hesaplamak için kullanılan bir sayısal yöntemdir. Bilgi işlem teknolojisindeki ilerlemeler ve gelişmiş sayısal algoritmalarla bilgisayarlarda çok sayıdaki parçacığı sayısal olarak simüle etmek mümkün hale gelmiştir. Günümüzde AEY, özellikle granüler akışlar, toz mekaniği ve kaya mekaniği olmak üzere

AEY, çok çeşitli taneli akış ve kaya mekaniği hareketlerini simüle etmek için kullanılabilir. Fiziksel deneylere nazaran taneli parçacıkların hareketinin mikro dinamiklerinin daha ayrıntılı bir şekilde incelenmesine izin verir. Tanecikli bir ortamda oluşturulan kuvvet ağları, AEY kullanılarak görselleştirilebilir. Küçük ve çok parçacıklı deneylerde bu tür ölçümler neredeyse imkânsızdır.

AEY'nin teorisi tek serbestlik dereceli bir sistem üzerinde aşağıda anlatılmıştır.



Parçacık sönümleyicinin sönümleme mekanizması, temel olarak parçacıklar arasındaki enerji yitimi ve parçacıklar ile ana yapı arasındaki darbe enerjisi dağılımını kapsar. Şekil 4.10'da gösterilen tek serbestlik dereceli bir sistemdeki parçacıkların hücre düzlemleri ile temasından kaynaklanan kuvvetlerin hareket doğrultusunda tekil kuvvetler olduğu kabul edilmektedir. n düzlem ile temas eden parçacık sayısı olmak üzere sistemdeki toplam eşdeğer temas kuvveti bu temas kuvvetlerinin bileşkesi olarak elde edilir.

F_p hareket doğrultusundaki toplam bileşke temas kuvvetidir. Şekil 4.10’da gösterilen sistemin hareket denklemi temas kuvveti varlığında aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F + F_p \quad (4.28)$$

m , c , k sırasıyla sistemin kütle (parçacıkların kütlesi dahil değil), sönüm ve katılık değerleridir, F ise sisteme etkiyen tahrik kuvvetini ifade etmektedir. Bu denklemin çözümü ile sönümleyici parçacıkların sistemin titreşim genliği üzerindeki etkisi incelenebilir.

Ana sistemin hareketini ayrıntılı olarak analiz etmek için tüm parçacıkların hareketi dikkate alınmalıdır. Bir parçacığının üç boyutlu uzaydaki hareketi, yerçekim etkisi g de dikkate alınarak aşağıda verilen denklemlerle ifade edilebilir. Parçacığın dönmesi

$$T_A = I\alpha \quad (4.29)$$

denklemleri ile hesaplanır. T_A parçacık üzerine etki eden bileşke temas momenti, I parçacığın kütsel atalet momenti, α ise açısal ivmesidir. Parçacığın öteleme hareketi için ise aşağıdaki formül kullanılır.

$$ma = F_g + F_A \quad (4.30)$$

a parçacığın ivmesi, ($F_g = -mg$) parçacık üzerine etki eden bileşke yerçekimi kuvveti, F_A ise A parçacığına etki eden parçacık-parçacık ve/veya parçacık-düzlem arasındaki bileşke temas kuvvetleridir. İvmeler, parçacık hızlarını ve konumlarını güncellemek için belirli bir zaman adımında sayısal olarak aşağıdaki gibi integre edilebilir.

$$x(t + \Delta t) = x(t) + V(t)\Delta t \quad \text{ve} \quad \theta(t + \Delta t) = \theta(t) + \omega(t)\Delta t \quad (4.31a)$$

$$V(t + \Delta t) = V(t) + a(t)\Delta t \quad \text{ve} \quad \omega(t + \Delta t) = \omega(t) + \alpha(t)\Delta t \quad (4.31b)$$

Burada, x parçacık konumu, θ açısal konumu, V hızı, α açısal ivmesi, Δt ise zaman adımdır. AEY'de parçacıkların hareketini hesaplamak için yaygın olarak kullanılan bir yöntem de Verlet İntegrali yöntemidir. Verlet integrali, Newton'un hareket denklemlerini integre etmek için kullanılan sayısal bir yöntemdir [106]. Moleküler dinamik simülasyonlarında ve bilgisayar grafiklerinde parçacıkların yörüngelerini hesaplamak için sıklıkla kullanılır. Verlet integrali, oldukça iyi bir sayısal kararlılıkla birinci mertbe adi diferansiyel denklemlerin çözümünü daha az hesaplama maliyeti ile çözer. Verlet integrali yönteminde kullanılan algoritma aşağıda verilmiştir.

1. Yarım zaman adımında parçacığın hızı hesaplanır.

$$V\left(t + \frac{1}{2}\Delta t\right) = V(t) + \frac{1}{2}a(t)\Delta t \quad \text{ve} \quad \omega\left(t + \frac{1}{2}\Delta t\right) = \omega(t) + \frac{1}{2}\alpha(t)\Delta t \quad (4.32)$$

2. Yarım zaman adımında bulunan hız ifadesi kullanılarak parçacığın konumu hesaplanır.

$$x(t + \Delta t) = x(t) + V\left(t + \frac{1}{2}\Delta t\right)\Delta t \text{ ve } \theta(t + \Delta t) = \theta(t) + \omega\left(t + \frac{1}{2}\Delta t\right)\Delta t \quad (4.33)$$

3. Hesaplanan konum ve hız bilgileri kullanılarak parçacıkların hareketi analiz edilir. Denklemler (4.29) ve (4.30) yardımıyla ivmeler $a(t + \Delta t)$ hesaplanır.

4. Son olarak parçacığın tam zaman adımındaki hızı hesaplanır.

$$V(t + \Delta t) = V\left(t + \frac{1}{2}\Delta t\right) + \frac{1}{2}a(t + \Delta t)\Delta t \text{ ve} \quad (4.34)$$

$$\omega(t + \Delta t) = \omega\left(t + \frac{1}{2}\Delta t\right) + \frac{1}{2}\alpha(t + \Delta t)\Delta t$$

Parçacıkların birbiri veya düzlem ile çarpışmasından kaynaklanan kuvvetlerin doğru hesaplanabilmesi ve gerçeğe yakın sonuçlar elde edilebilmesi için zaman aralığının dikkatli seçilmesi gerekir. Zaman adımı (Δt)'nin seçimi, AEY simülasyonlarında kritik öneme sahiptir. Gerçekçi olmayan yüksek kuvvetlerle sonuçlanan aşırı üst üste binmeleri önlemek için yeterince küçük seçilmelidir. Uygun zaman adımı (Rayleigh zaman adımı), Rayleigh yüzey dalgası yayılma hızından yaklaşık olarak hesaplanabilir. Rayleigh Zaman Sabiti formülü aşağıdaki gibi hesaplanır.

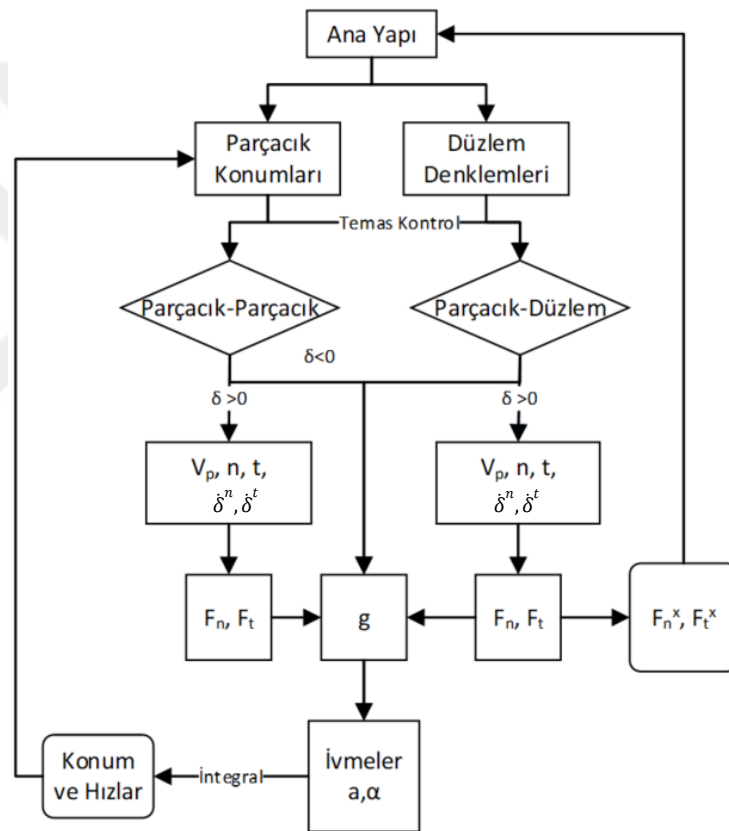
$$T_R = \pi r \sqrt{\frac{\rho}{G}} \quad (4.35)$$

Burada, T_R Rayleigh zaman sabiti, r parçacık yarıçapı, ρ parçacık yoğunluğu ve G parçacık kayma modülüdür. Gerçekçi kuvvet iletim hızlarını sağlamak ve sayısal istikrarsızlığı önlemek için genellikle zaman aralığı bu değer %10 ile %30'u arasında bir değer seçilir ($0.1T_R < \Delta t < 0.3T_R$). AEY'de zaman adımı malzeme özelliklerine bağlı olarak 10^{-4} ile 10^{-6} saniye aralığında olabilmektedir.

Şekil 4.11'de akış şeması verilen, AEY ile analiz edilen bir parçacık sönümleyicili sistemin titreşim cevabı hesaplanırken şu aşamalar takip edilir:

1. İlk olarak, parçacıkların başlangıç konumları belirlenir. İstenen sayıda parçacık yapı içerisindeki boşluğa rastgele yerleştirilir. Ana yapı ve parçacıklar serbest düşmeye maruz bırakılarak belirli bir süre analiz yapılır ve parçacıkların kararlı konuma geçmesi beklenir. Parçacıkların kararlı konumları kaydedilerek daha sonraki analizler için kullanılır.
2. Ana yapının hareket denklemi başlangıç şartlarına göre hesaplanarak konum ve hızları elde edilir. Parçacık-parçacık ve parçacık-düzlem arası temas olup olmadığı kontrol edilir. $\delta > 0$ ise temas oluşmaktadır ve parçacığa etki eden temas kuvveti denklem (4.18) ve (4.19)'den hesaplanabilirken, $\delta \leq 0$ ise temas kuvveti oluşmayacaktır.

3. Eğer parçacığa etki eden birden çok temas kuvvetleri varsa toplam parçacık-parçacık temas kuvvetleri Denklem (4.25) ve (4.26) ve toplam parçacık-düzlem temas kuvveti Denklem (4.27) kullanılarak hesaplanır.
4. Parçacığın hareket denklem (4.29) ve (4.30) ile elde edilir.
5. Parçacıkların konumları Denklem (4.31) ile güncellenir.
6. 1-4 adımları sistemdeki tüm parçacıklar için tek tek gerçekleştirilir.
7. Ana sistemin hareket denklemi (denklem (4.28)) F_p temas kuvveti dâhil edilerek çözülür.
8. Bu işlemler döngü halinde analiz süresince tekrarlanarak ana yapının yerdeğiştirme cevabı elde edilir.



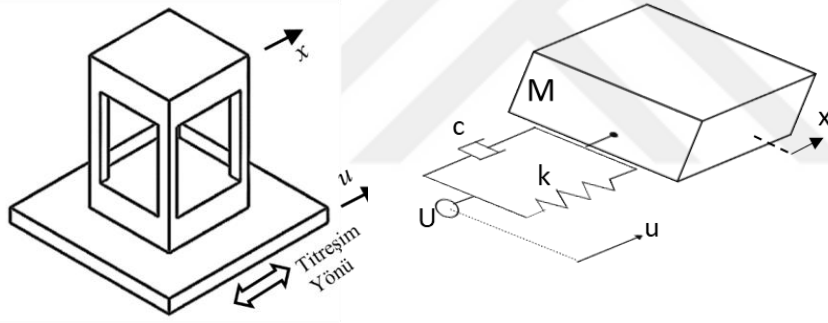
Şekil 4.11. Ayırık elemanlar yöntemi simülasyon algoritması akış şeması.

Bölüm 5-6-7’de ayırık elemanlar yönteminin uygulandığı çeşitli sayısal benzetim çalışmaları yapılmıştır. Bölüm 5’te AEY’nin tek serbestlik dereceli dikdörtgen, silindirik, bal peteği şeklindeki hücrelere sahip yapılar üzerindeki etkisi incelenmiştir. Bölüm 6’da yöntem bal peteği katmanlı ankastre-serbest sınır şartlarındaki çubuk üzerinde, bölüm 7’de ise bal peteği katmanlı ankastre-serbest sınır şartlarındaki dönen çubuk üzerinde sayısal uygulamalar gerçekleştirilmiştir.

5. PARÇACIK SÖNÜMLEYİCİLİ TEK SERBESTLİK DERECELİ SİSTEMLER

Bu bölümde yatay doğrultuda hareket eden (diğer doğrultularda hareketi kısıtlanmış) tek serbestlik dereceli yapılar ele alınmıştır. Yapı üzerinde çeşitli geometrilerde parçacıkların yerleştirileceği hücreler bulunmaktadır. Yapı harmonik olarak tahrik edilerek boş hücreli ve parçacık sönümlemeli frekans titreşim cevabı sayısal olarak elde edilmiştir. Parçacık sayısı, hücre boyutu, tahrik genliği gibi parametrelerin yapının titreşim genliği üzerindeki etkisi incelenmiştir. Analiz ve simülasyonlar için Matlab yazılımı kullanılmıştır. Bu amaçla birçok program ve alt programlar hazırlanmıştır.

Analiz için kullanılan tek serbestlik dereceli sistem Şekil 5.1’de verilmiştir. Yapı dört yaprak yay üzerinde duran eşdeğer kütlesi M , sönüm katsayısı c ve yay katsayısı k ’dır. Sistem zeminden harmonik u hareketi ile tahrik edilmekte ve yalnızca x yönünde hareket etmektedir. Bu sistemin hareket denklemi matematiksel olarak aşağıdaki gibi ifade edilir.



Şekil 5.1. Zeminden tahrikli sistem ve dinamik modeli

$$M\ddot{x} + c(\dot{x} - \dot{u}) + k(x - u) = 0 \quad (5.1)$$

b genliği ve ω tahrik frekansı olmak üzere $u = b \sin(\omega t)$ ile ifade edilen harmonik bir harekettir. Bu ifade ve türevi yukarıdaki denkleme yerleştirilirse;

$$M\ddot{x} + c\dot{x} + kx = kb \sin(\omega t) + cb\omega \cos(\omega t) \quad (5.2)$$

denklemi elde edilir. Bu ifaden anlaşılacağı üzere zeminden harmonik olarak tahrik edilen sistem, zorlanmış titreşim problemine dönüşmektedir. Bu ifade aşağıdaki gibi yeniden düzenlenebilir.

$$M\ddot{x} + c\dot{x} + kx = u_z \quad (5.3)$$

Burada $u_z = \mathbb{R} \sin(\omega t - \vartheta)$ olarak tanımlanmıştır. Bu ifadedeki parametreler yapının özelliklerine ve zemin hareketine bağlı olarak;

$$\mathbb{R} = b\sqrt{k^2 + (c\omega)^2} \quad \text{ve} \quad \vartheta = \tan^{-1}\left(\frac{-c\omega}{k}\right) \quad (5.4)$$

şeklinde hesaplanmaktadır. Sonuç olarak, zemin hareketi genliği $\mathbb{R}$ ve faz açısı ϑ olan harmonik bir eşdeğer kuvvete dönüşür. Denklem (5.3)'ün sıfır başlangıç şartları için kararlı durum cevabı;

$$x(t) = \frac{\mathbb{R}}{\sqrt{(k-m\omega)^2 + (c\omega)^2}} \sin(\omega t - \vartheta - \phi) \quad (5.5)$$

olarak yazılabilir. ϕ faz açısı olup aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\phi = \tan^{-1}\left(\frac{c\omega}{k-m\omega^2}\right) \quad (5.6)$$

Sistemin cevabı aşağıdaki gibi de yazılabilir.

$$x(t) = \mathbb{X} \sin(\omega t - \Phi) \quad (5.7)$$

Burada;

$$\mathbb{X} = \frac{b\sqrt{k^2 + (c\omega)^2}}{\sqrt{(k-m\omega)^2 + (c\omega)^2}} \quad \text{ve} \quad \tan\Phi = \frac{mc\omega^3}{k(k-m\omega^2) + (c\omega)^2} \quad (5.8)$$

olarak hesaplanır.

Tablo 5.1. Sistemim mekanik özellikleri

Parametre	Değer
M [kg]	0.293
c [Ns/m]	0.116
k [N/m]	1602.7

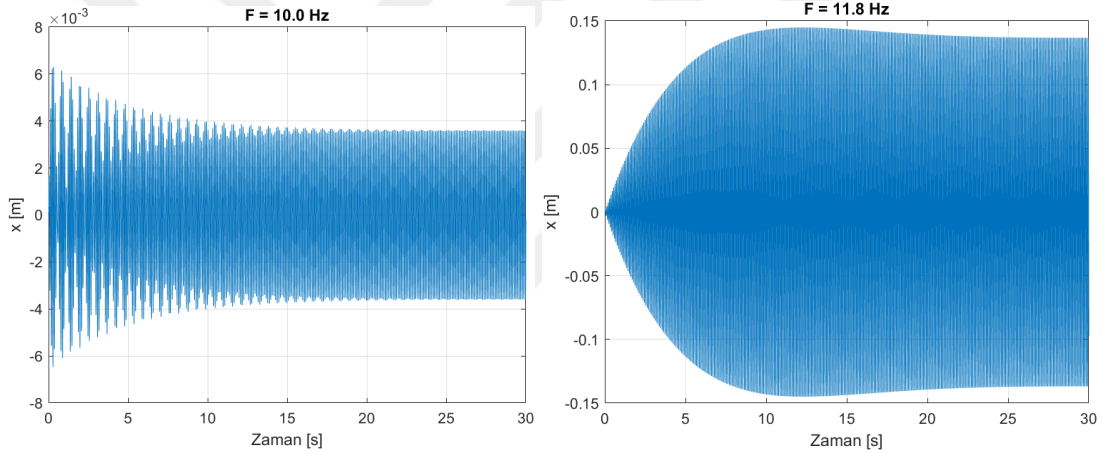
Bu sistemin analizlerde kullanılacak eşdeğer mekanik özellikleri Tablo 5.1'de verilmiştir. Tek serbestlik dereceli sistemin doğal frekansı kısaca $\omega_n = \sqrt{k/M}$ ifadesi ile elde edilebilir. Bu sistemin doğal frekansı yaklaşık olarak 11.8 Hz'e denk gelmektedir. Eğer bu sistem bu frekansta tahrik edilirse titreşim genliği aşırı artacaktır.

Bu tek serbestlik dereceli sistem durum-uzay matrisine aşağıdaki gibi indirgenebilir.

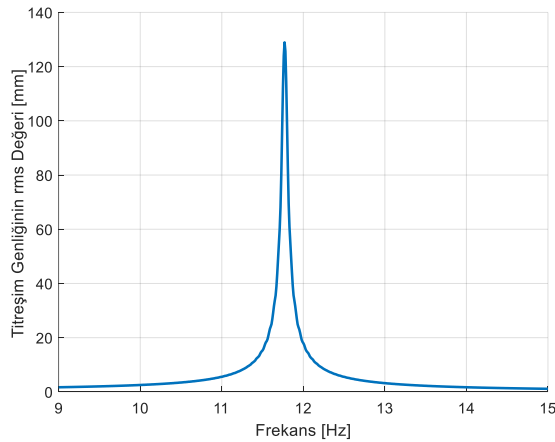
$$\begin{aligned} \dot{z} &= \mathbf{A}z + \mathbf{B}u_z \\ y &= \mathbf{C}z \end{aligned} \quad (5.9)$$

$$z = \{x, \dot{x}\}^T \text{ şeklinde durum değişkenleri, } A = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -k/M & -c/M \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} 0 \\ 1/M \end{bmatrix}, C = [1 \ 0]$$

olması durumunda sistemin çıktısı (y) olarak yapının yerdeğiştirmesi elde edilmektedir. Sistem b=1 mm tahrik genliği ile 30 s boyunca 9-15 Hz arasında 0.01 frekans adımıyla Runge-Kutta yöntemi ile çözülmüştür. Zaman adımı 10^{-6} sn olarak belirlemiştir. Her frekans değerinde hareket denkleminin çözümleriyle sistemin titreşim genliği elde edilmiştir. Yapının sadece hareket doğrultusunda öteleme hareketi yaptığı varsayılmış, yapının dönmesi ihmal edilmiştir. Zemin tahrik frekansı F=10.0 ve 11.8 Hz iken yapının yerdeğiştirme cevabı şekil 5.2’de verilmiştir. Yapı yaklaşık 25 sn de kararlı duruma geçmektedir. Sistem kararlı duruma geldikten sonra maksimum genliğinin rms (ortalama karekök, harmonik hareket için = genlik/ $\sqrt{2}$) değeri hesaplanarak şekil 5.3 çizilmiştir. Bu grafikten açıkça görüldüğü gibi rezonans halinde sistemin genliği aşırı artmaktadır.

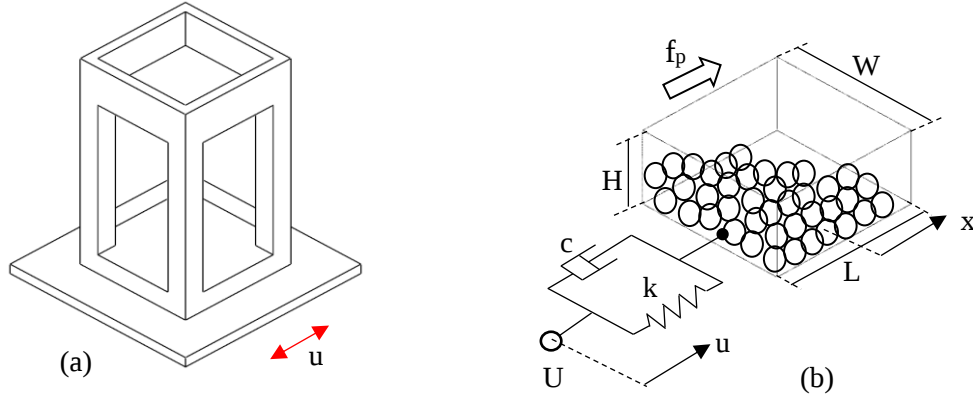


şekil 5.2. İki farklı tahrik frekansı için yapının yerdeğiştirme cevabı.



şekil 5.3. Zeminden harmonik olarak tahrik edilen sistemin frekans-titreşim genliği grafiği (b=1 mm).

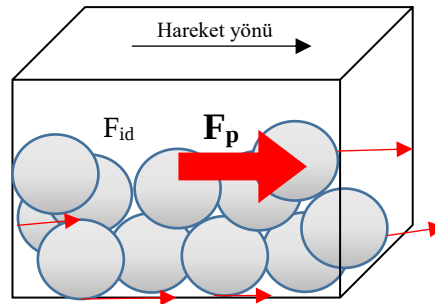
5.1. Dikdörtgen Prizması Hücreli Yapıda PDS'nin Etkisi



Şekil 5.4. a) Dikdörtgen prizması hücreli parçacık sönümleyicili sistem ve b) Dinamik modeli

Yukarıda matematiksel modeli oluşturulan sistemin rezonans çevresindeki titreşim genliğini sönümleyici parçacıklar kullanarak azaltmak için Şekil 5.4'te gösterildiği gibi üzerinde dikdörtgen prizması şeklinde hücre açılarak bu hücrelerin içerisine çok sayıda parçacık yerleştirilmiştir. Bu hücrenin eni $W=50$ mm, boyu $L=50$ mm ve yüksekliği $H=30$ mm'dir. Sistemin mekanik özelliklerinin değişmediği varsayılmıştır. Sistemin hareketi ile parçacıklar hücre duvarlarına çarparak temas kuvvetlerini oluşturur. Sönüme katkı sağlayan kuvvetler sadece sistemin hareket doğrultusunda olan bileşkesidir. Hareket doğrultusundaki bütün yüzey temas kuvvetlerinin bileşkesi Şekil 5.5'te gösterildiği gibi hücre merkezine etki eden bir tekil eşdeğer kuvvet (F_p) olarak modellenmiştir. Bu durumda denklem (5.1) aşağıdaki gibi yeniden düzenlenebilir.

$$\begin{aligned} M\ddot{x} + c(\dot{x} - \dot{u}) + k(x - u) &= F_p \text{ veya} \\ M\ddot{x} + c\dot{x} + kx &= \dot{u}_z + F_p \end{aligned} \quad (5.10)$$



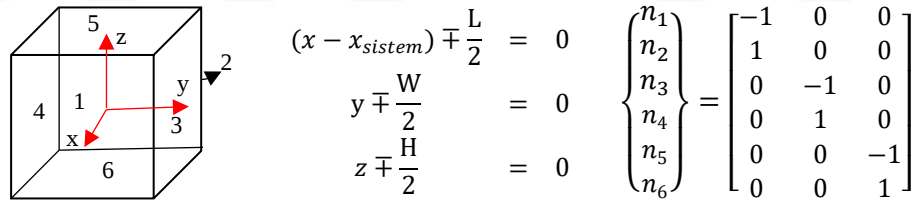
Şekil 5.5. Yüzey temas kuvvetleri ve eşdeğer modeli

Sönümleyici parçacık olarak akrilikten üretilmiş homojen küresel toplar seçilmiş ve bu topların fiziksel ve mekanik özellikleri Tablo 5.2’de verilmiştir. Saeki [29] aynı ağırlıktaki akrilik parçacıkların kurşun ve çelik parçacıklara nazaran sönüm veriminin daha iyi olduğunu bildirmiştir.

Tablo 5.2. Sönümleyici parçacıkların fiziksel ve mekanik özellikleri [29].

Parametre	Değer
Yarıçap (m)	0.003
Yoğunluk (kg/m ³)	1190
Kayma modülü (Pa)	0.125x10 ⁹
Sürtünme Katsayısı (μ)	0.52
Sönüm Katsayısı (α)	0.077
Hertz Yay Katsayısı (N/m ^{3/2})	
Parçacık-Parçacık (K_n)	1.0x10 ⁷
Parçacık-Düzlem (K_n)	1.3x10 ⁷

Dikdörtgen prizması 6 adet yüzeye sahip ve bu yüzeylere ait düzlem denklemleri ile normal birim vektörler (düzlemden parçacık merkezlerine dik) hücre merkezi referans alınarak Şekil 5.6’da verilmiştir.

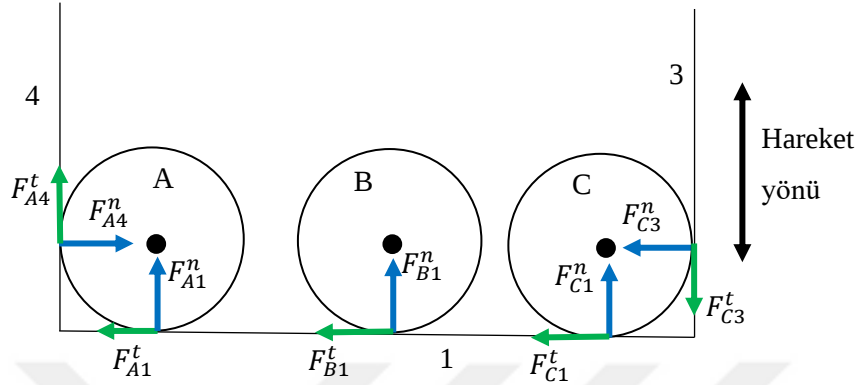


Şekil 5.6. Dikdörtgen prizması yüzeyleri, bu yüzeylere ait düzlem denklemleri ve normal birim vektörler.

Hücre merkezi referans noktası olmak üzere, x_{sistem} yapının yer değiştirmesini ifade etmektedir ve denklem (5.10)’un çözümü ile elde edilir. x yönünde hareket olduğu için sadece bu doğrultuda referans noktası kayacaktır.

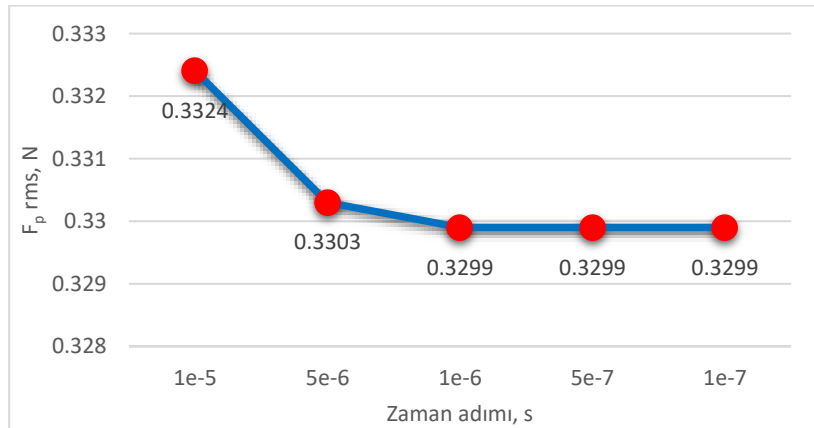
Parçacıkların başlangıç konumlarını belirlemek için hücre içerisine istenen sayıda parçacık yerleştirilerek serbest düşmeye maruz bırakılmışlardır. 10 sn’lik bir analiz sonucunda parçacıklar kararlı konuma erişmişlerdir. n hücreye yerleştirilmiş parçacık sayısı olmak üzere parçacıkların bu konumları $[x;y;z]_{3 \times n}$ şeklinde vektörel kaydedilerek daha sonraki analizler için kullanılmıştır. Parçacıkların başlangıç hız, ivme, açısal konum, açısal hız ve açısal ivme değerleri sıfır olarak alınmıştır. Zaman adımı Denklem (4.35) kullanılarak 5×10^{-6} sn olarak belirlenmiştir. Durum-uzay modeli ile tanımlanan ana yapının hareket denklemi Matlab programında çözülerek, sistemin çıktısı olarak konum (x) ve hız ($\dot{x}$) ifadeleri elde edilmiştir. Yapının hareketi sonrası parçacıkların birbiri

ve hücre yüzeyleri ile temasları kontrol edilerek etkileşimleri halinde Bölüm 3'te detayları verilen temas kuvvetleri, parçacıkların ivmeleri ve açısal ivmeleri hesaplanmıştır. Parçacıkların ivmelerinin zamana göre integrali alınarak konum ve hız ifadeleri güncellenmiştir.

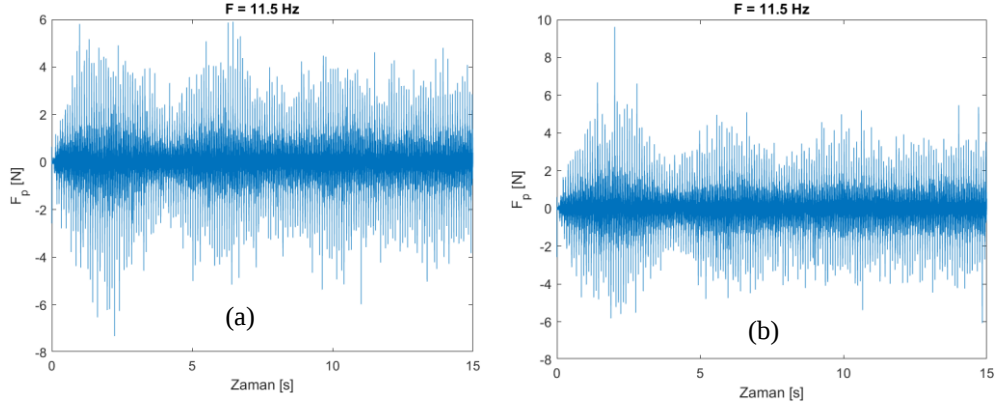


Şekil 5.7. Parçacıkların yüzeylerle temasından kaynaklanan kuvvetler.

F_p hesaplanırken sadece parçacıkların hücre yüzeyleri ile teması dikkate alınır. Şekil 5.7'de gösterildiği gibi A, B, C parçacıkları 1, 3 ve 4 nolu yüzeylerle temas ediyor olsun. Bütün temas noktalarında normal ve teğetsel temas kuvvetleri oluşacaktır. Bu temas kuvvetlerinden hareket yönünde olanlar toplanarak ($F_p = F_{A4}^t + F_{A1}^n + F_{B1}^n + F_{C1}^n + F_{C3}^t$) ana yapıya etki eden kuvvet bulunur.



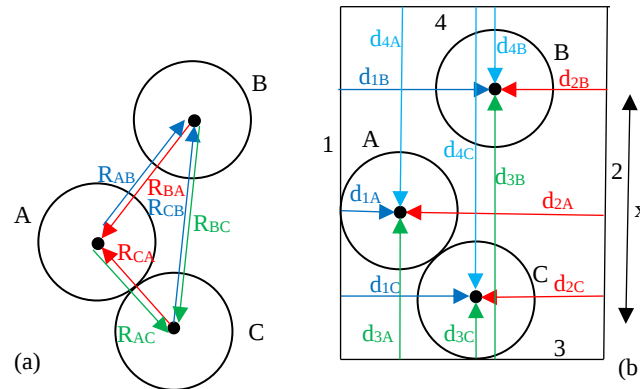
Şekil 5.8. F_p 'nin zaman adımına bağlı değişimi.



Şekil 5.9. Farklı zaman adımı için PDS'li sistemde oluşan temas kuvveti F_p a) $\Delta t=1e-5$ sn b) $\Delta t=1e-6$ sn

20x12x16 (LxWxH) boyutlarındaki dikdörtgenel hücreye 30 adet yarıçapı 2 mm olan parçacıklar yerleştirilerek genişliği 1 mm ve frekansı 11.5 Hz olan zemin hareketi ile tahrik edilmiştir. Zaman adımı 10^{-5} ile 10^{-7} sn arasında seçilerek her bir zaman adımında yapının cevabı ve yüzeylerle olan toplam temas kuvveti elde edilmiştir. Yüzeylerle olan toplam temas kuvveti F_p 'nin rms değeri hesaplanarak zaman adımına göre değişimi Şekil 5.8'de verilmiştir. Zaman adımı $\Delta t=10^{-5}$ ve 10^{-6} sn için elde edilen F_p kuvveti Şekil 5.9'da verilmiştir. Zaman adımı 10^{-5} sn'den daha büyük seçilmesi durumunda aşırı temas kuvvetleri meydana gelmiş ve parçacıklar hücrelerden ayrılmışlardır. Parçacıkların hücreden ayrılması durumunda analiz sonlandırılmıştır. Zaman adımı 5×10^{-6} sn'den sonra F_p değişmemekte fakat çözüm süresi hayli uzamaktadır. Bu sebeple zamandan kazanmak için zaman adımı 5×10^{-6} sn seçilmiştir.

Ayrık elemanlar yöntemi parçacıkların hareketini modellemek için kullanılmıştır. Parçacıkların ve ana yapının hareketi aşağıdaki süreçler takip edilerek analiz edilmiştir.



Şekil 5.10. Parçacıkların (a) birbiriyle ve (b) yüzeylerle temas modeli

- $M\ddot{x} + c\dot{x} + kx = u_z + F_p$ denklemi çözülerek x ve $\dot{x}$ elde edilir.
- Temas problemi iki başlık altında analiz edilir.

1. Parçacık-parçacık teması

- Sistemdeki bütün parçacıkların ağırlık merkezleri arasındaki vektörler hesaplanır. Şekil 5.10.a'da verilen 3 parçacıktan A parçacığı için

$$\mathbf{R}_{BA} = \mathbf{R}_A - \mathbf{R}_B = [(x_A - x_B), (y_A - y_B), (z_A - z_B)] \text{ ifadesiyle hesaplanır.}$$

- Parçacıkların yarıçapları toplanır.

$$r_{toplama} = r_A + r_B = 2r \text{ (yarıçapları aynı).}$$

- Merkezler arası vektörlerin normu alınarak

$$(r_{AB} = \sqrt{(x_B - x_A)^2 + (y_B - y_A)^2 + (z_B - z_A)^2}) \text{ parçacıklar arası mesafe bulunur.}$$

- Temas

$$\delta_{AB} = 2r - r_{AB} \text{ ifadesi ile kontrol edilir.}$$

- Temas varsa $2r - r_{AB} > 0$ ise parçacıklar arası normal birim vektör hesaplanır.

$$\vec{n}_{AB} = \frac{[(x_B - x_A), (y_B - y_A), (z_B - z_A)]}{r_{AB}}$$

- Temas noktası bağıl hızı hesaplanır

$$\mathbf{V}_{rel}^p = \mathbf{V}_B - \mathbf{V}_A = [(V_B^x - V_A^x), (V_B^y - V_A^y), (V_B^z - V_A^z)]$$

- Parçacıkların dönme hızları da hesaba katılırsa

$$\mathbf{V}^p = \mathbf{V}_{rel}^p + (r_A \boldsymbol{\omega}_A + r_B \boldsymbol{\omega}_B) \times \vec{n}_{AB} \text{ olarak elde edilir.}$$

- Normal düzleme teğet düzlem vektörel elde edilir.

$$\mathbf{R}_{BA}^t = \mathbf{V}^p - (\mathbf{V}^p \cdot \vec{n}_{AB}) \vec{n}_{AB}$$

- Teğetsel birim vektör bu ifadenin normu alınarak hesaplanır.

$$\vec{t}_{AB} = \frac{\mathbf{R}_{BA}^t}{|\mathbf{R}_{BA}^t|}$$

- Birim vektörler elde edildikten sonra temas noktasının hızının bu birim vektörlere iz düşümü skaler çarpım ile hesaplanır.

$$\delta_{AB}^n = \mathbf{V}^p \cdot \vec{n}_{AB} \text{ ve } \delta_{AB}^t = \mathbf{V}^p \cdot \vec{t}_{AB}$$

- Bu işlemler $\mathbf{R}_{AC}$, $\mathbf{R}_{BA}$, $\mathbf{R}_{BC}$, $\mathbf{R}_{CA}$ ve $\mathbf{R}_{CB}$ için tekrarlanır. Parçacık-parçacık teması bütün sistemlerde aynı şekilde hesaplanır.

2. Parçacık-düzlem teması

- Sistemdeki bütün yüzeylerden parçacıkların ağırlık merkezlerine olan uzaklıklar hesaplanır. Şekil 5.10.b'de A parçacığı için

$$d_{1A} = \frac{a_1 x_A + b_1 y_A + c_1 z_A + d_1}{\sqrt{a_1^2 + b_1^2 + c_1^2}}$$

$$d_{2A} = \frac{a_2 x_A + b_2 y_A + c_2 z_A + d_2}{\sqrt{a_2^2 + b_2^2 + c_2^2}}$$

$$d_{3A} = \frac{a_3 x_A + b_3 y_A + c_3 z_A + (d_3 - x)}{\sqrt{a_3^2 + b_3^2 + c_3^2}} \text{ (x yönünde hareket var)}$$

$$d_{4A} = \frac{a_4 x_A + b_4 y_A + c_4 z_A + (d_4 - x)}{\sqrt{a_4^2 + b_4^2 + c_4^2}} \text{ (x yönünde hareket var) olarak hesaplanır.}$$

- Bütün yüzeylerle temas

$$\delta_{1A} = r_A - \sum_i^4 d_{iA} \text{ ifadesi ile kontrol edilir.}$$

- Temas varsa $r_A - d_{1A} > 0$ ise temas noktasının bağıl hızı hesaplanır. Düzlem parçacık arası normal birim vektörler Şekil 5.6'da verilmiştir.

$$\mathbf{V}_{rel}^p = \dot{\mathbf{x}} - \mathbf{V}_A = [(\dot{x} - V_A^x), (0 - V_A^y), (0 - V_A^z)]$$

- Parçacıkların dönme hızları da hesaba katılırsa

$$\mathbf{V}^p = \mathbf{V}_{rel}^p + (r_A \boldsymbol{\omega}_A) \times \overline{\mathbf{n}}_1 \text{ olarak elde edilir.}$$

- Normal düzleme teğet düzlem vektörel elde edilir.

$$\mathbf{R}_{1A}^t = \mathbf{V}^p - (\mathbf{V}^p \cdot \overline{\mathbf{n}}_1) \overline{\mathbf{n}}_1$$

- Teğetsel birim vektör bu ifadenin normu alınarak hesaplanır

$$\overline{\mathbf{t}}_1 = \frac{\mathbf{R}_{1A}^t}{|\mathbf{R}_{1A}^t|}$$

- Birim vektörler elde edildikten sonra temas noktasının hızının bu birim vektörlere iz düşümü skaler çarpım ile hesaplanır.

$$\delta_1^n = \mathbf{V}^p \cdot \overline{\mathbf{n}}_1 \text{ ve } \delta_1^t = \mathbf{V}^p \cdot \overline{\mathbf{t}}_1$$

- Bu işlemler **B** ve **C** parçacıkları için tekrarlanır. Düzlem-parçacık teması sistemden sisteme farklılık göstermektedir. Parçacık yerleştirilmiş hücrenin geometrisine ve yaptığı harekete bağlıdır.

- Parçacık-parçacık teması durumunda temas kuvvetleri

$$\mathbf{F}_n^{AB} = \left(k_n \delta_{AB}^{\frac{3}{2}} + c_n \delta_{AB}^{\frac{1}{4}} \delta_{AB}^n \right) \overline{\mathbf{n}}_{AB}$$

$$\mathbf{F}_t^{AB} = \mu \mathbf{F}_n^{AB} \frac{\overline{\mathbf{t}}_{AB}}{|\overline{\mathbf{t}}_{AB}|}$$

- Parçacık-düzlem teması durumunda temas kuvvetleri

$$\mathbf{F}_n^{1A} = \left(k_n \delta_{1A}^{\frac{3}{2}} + c_n \delta_{1A}^{\frac{1}{4}} \delta_{1A}^n \right) \overline{\mathbf{n}}_1$$

$$\mathbf{F}_t^{1A} = \mu \mathbf{F}_n^{1A} \frac{\delta_1^t}{|\delta_1^t|}$$

- Ana yapı x doğrultusunda hareket ettiği için $\mathbf{F}_n^{1A}$ ve $\mathbf{F}_t^{1A}$ 'nın x bileşkesi F_p kuvvetini hesaplamak için kullanılır.
- A parçacığına etki eden bütün normal temas kuvvetleri $\mathbf{F}_A$ ve teğetsel kuvvetler $\mathbf{T}_A$ ($\mathbf{T}_A = \mathbf{r}_A \overline{\mathbf{n}}_{AB} \times \mathbf{F}_t^{AB}$ ve $\mathbf{T}_A = \mathbf{r}_A \overline{\mathbf{n}}_1 \times \mathbf{F}_t^{1A}$) olarak elde edilir. Newton'un ikinci yasası gereği yerçekimi ($g = -9.81 \hat{k} \text{ m/s}^2$) de eklenirse A parçacığının ivme ve açısal ivmesi aşağıdaki formüllerle hesaplanır.

$$\mathbf{F}_A + m\mathbf{g} = m\mathbf{a}$$

$$T_A = I\alpha$$

- Elde edilen ivmelerin aşağıdaki gibi sayısal integrali alınarak

$$V(t + \Delta t) = V(t) + a(t)\Delta t, \quad \omega(t + \Delta t) = \omega(t) + \alpha(t)\Delta t$$

$$x(t + \Delta t) = x(t) + V(t)\Delta t, \quad \theta(t + \Delta t) = \theta(t) + \omega(t)\Delta t$$

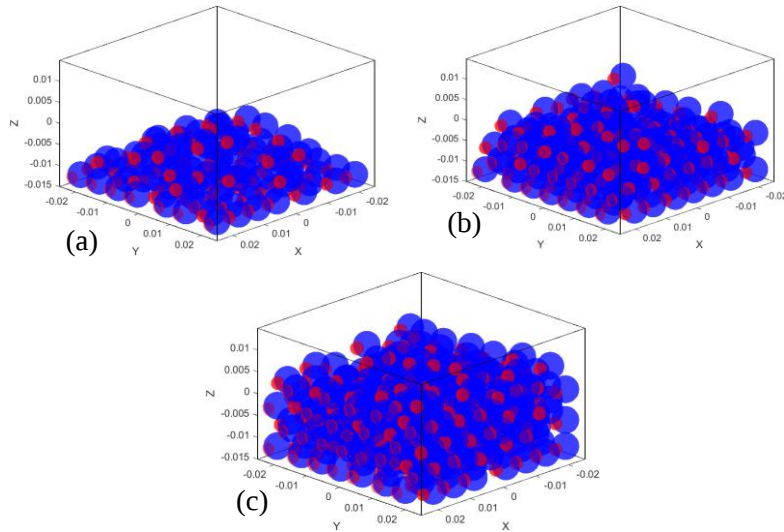
A parçacığının hız, konum, açısal hız ve açısal konum ifadeleri güncellenir. A parçacığının üç boyutlu uzayda hareketini tanımlamak için 3 öteleme ve 3 dönme olmak üzere toplam 6 adet denklem kullanılır. n tane parçacıktan oluşan sistemde $6n$ adet parçacıkların ve 1 adet ana yapının olmak üzere $6n+1$ adet hareket denklemi elde edilerek çözüm yapılır.

- Bu işlemler her bir zaman adımında sistemdeki bütün parçacıklar ve düzlemler için gerçekleştirilir ve döngü halinde analiz yapılır.

Boyutları 50x50x30 (LxWxH) mm olan hücre içerisine 3 mm yarıçapındaki parçacıklardan yaklaşık 360 tane yerleştirildiğinde %100 doluluk oranına sahip olmaktadır. Çeşitli doluluk oranlarında parçacıklar hücreye yerleştirilerek parçacıkların yapının sönümüne etkisi incelenmiştir. Üç durum göz önüne alınmıştır.

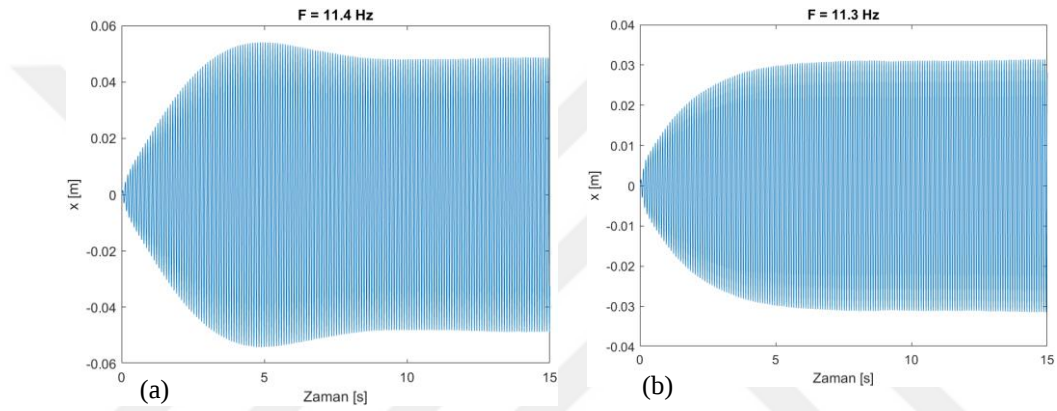
- 90 parça (%25 doluluk oranı)
- 180 parça (%50 doluluk oranı)
- 270 parça (%75 doluluk oranı)

Doluluk oranı hücreye yerleştirilen parça sayısının hücrenin alacağı toplam parçacık sayısına oranıdır. Yukarıdaki verilen adet kadar parçacıklar rastgele hücreye yerleştirilerek sistem serbest titreşime maruz bırakılmıştır. Belirli bir süre sonra sistem kararlı konuma geçince parçacıkların konumları kaydedilerek sonraki analizler için başlangıç konum değerleri olarak kullanılmıştır. Şekil 5.11’de bu doluluk oranlarına sahip dikdörtgen prizmalı hücrelerdeki parçacıkların kararlı durumları verilmiştir.

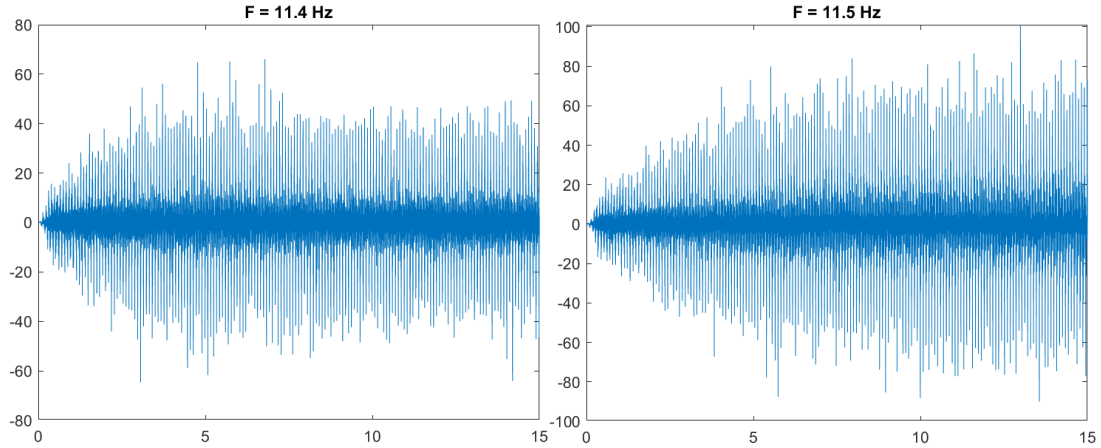


Şekil 5.11. Farklı doluluk oranlarına sahip hücrelerdeki parçacıkların başlangıç konumları (a) 90 parça (b) 180 parça (c) 270 parça.

Ana yapının hareketi parçacıkların hareketleri ile birlikte 15 sn süresince 5×10^{-6} sn adım aralığı ile çözülmüştür. Zaman adımı Rayleigh zaman sabiti ile tespit edilmiştir. Parçacıkların mikro boyutta temasını yakalamak için gayet uygundur. Daha küçük alınması çözüm süresini oldukça uzatmakta ve büyük alınması durumunda ise fazla temas problemi ile birlikte aşırı temas kuvvetler meydana gelmekte ve parçacıklar hücreden ayrılabilir. 90 ve 180 adet sönümleyici parçacık yerleştirilmiş yapının, zemin hareket genliği $b=1$ mm ve frekansı 11.4 ve 11.3 Hz için yerdeğiştirme cevabı Şekil 5.12’de verilmiştir. İki durumda da ana yapı yaklaşık 10 sn’de kararlı konuma geçmektedir. Kararlı konuma geçtiği andan itibaren yapının cevabının karekök ortalama (rms) değeri hesaplanmıştır.



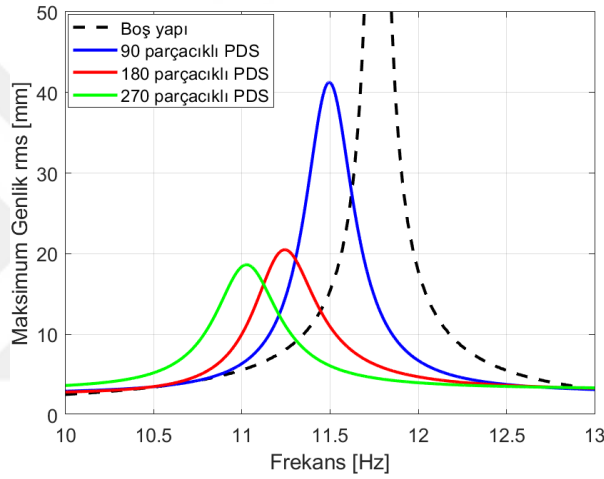
Şekil 5.12. Parçacık sönümleyicili sistemin yerdeğiştirme cevabı a) 90 parçacık b) 180 parçacık.



Şekil 5.13. 90 adet parçacık yerleştirilmiş sistemde oluşan F_p yüzey temas kuvveti.

Şekil 5.13’te 90 adet parçacık yerleştirilmiş sistemde hareket doğrultusunda oluşan yüzey temas kuvveti iki farklı tahrik frekansı için verilmiştir. Rezonans frekansında parçacıklar daha hareketli olduğundan 11.5 Hz tahrik frekansında oluşan yüzey temas kuvveti daha büyüktür.

Yapı üzerindeki hücreye sırasıyla 90, 180, 270 adet 3 mm yarıçapında sönümleyici parçacıklar yerleştirilerek yapı zeminden $b=1$ mm genlikte 10 s boyunca tahrik edilerek kararlı durum titreşim cevabı (yer değiştirmesi) rms olarak elde edilmiştir. 10 ile 13 Hz aralığında 0.2 Hz adımında her üç durum için yapının frekans cevabı elde edilerek Şekil 5.14'te verilmiştir. Yapının titreşim genliği granüler parçacıkların varlığında rezonans bölgesinde önemli ölçüde azalmıştır. Doluluk oranı artıkça yapının titreşim genliği azalmaktadır. Doluluk oranı %50 iken, doluluk oranı %25'e nazaran titreşim genliği daha fazla azalmaktadır. Doluluk oranı %50 den sonra genlikteki değişim daha az olmaktadır. Eklenen her bir parça sistemin kütlesini artırmaktadır. Bu nedenle doluluk oranı artıkça yapının doğal frekansları azalmaktadır. Yapının doğal frekans ve genlik değişimleri karşılaştırmalı olarak Tablo 5.3'te verilmiştir.

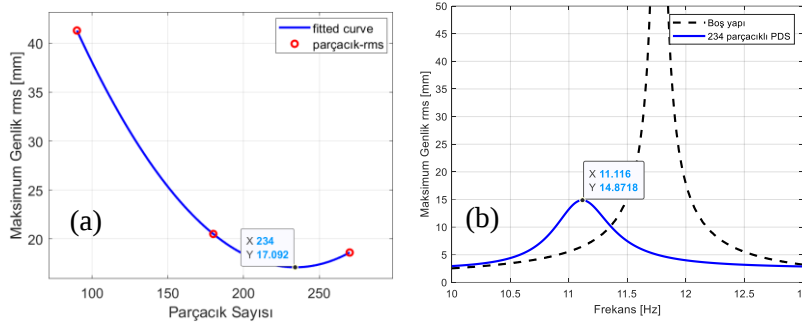


Şekil 5.14. Farklı doluluk oranlarına bağlı dikdörtgen prizması hücreli yapının frekans cevabı

Tablo 5.3. Farklı doluluk oranlarına bağlı dikdörtgen prizması hücreli yapının doğal frekans ve titreşim genliği değişimi

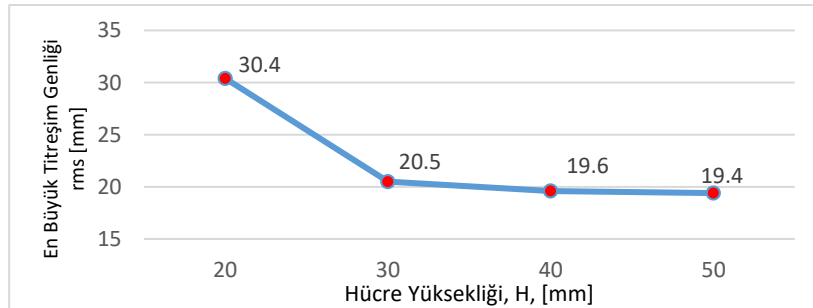
	Doluluk Oranı						
	0%	25%	%Değişim	50%	%Değişim	75%	%Değişim
Doğal Frekans, Hz	11.77	11.5	-2.29%	11.3	-3.99%	11	-6.54%
En Büyük Genlik, mm	129.0	41.3	-67.98%	20.5	-84.11%	18.6	-85.58%

Bu boyutlardaki dikdörtgen prizması için optimum parçacık sayısını bulmak için elde edilen veriler kullanılarak parçacık sayısı-en büyük genlik grafiği oluşturulmuştur. Veriler Şekil 5.15.a'da gösterildiği gibi 2. derecen bir polinom eğrisi oluşturmaktadır. Bu eğrinin en küçük değeri parçacık sayısı 234 iken gerçekleşmektedir. Bu durumda doluluk oranı %65 olmaktadır. Bu sayıdaki parçacık yerleştirilmiş PDS'li yapının titreşim frekans genliği Şekil 5.15.b'de verilmiştir. Bu durumda yapının rezonans genliği rms cinsinden 14.9 mm'ye kadar düşmüştür.

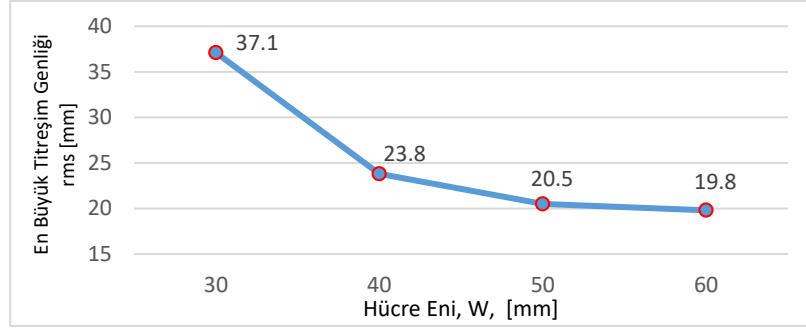


Şekil 5.15. a) Dikdörtgen prizmalı yapının parçacık sayısı-genlik eğrisi. b) Parçacık sayısı optimize edilmiş dikdörtgen prizması hücreli yapının frekans-titreşim cevabı

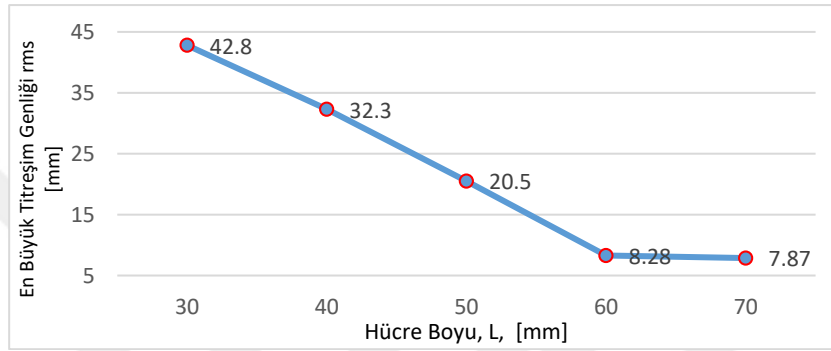
Dikdörtgen hücreli yapı için optimum boyutları bulmak için doluluk oranı %50 (180 parçacık) olan durum ele alınmıştır. Diğer bütün parametreler sabit kalmak şartıyla sadece hücrenin boyutları değiştirilmiştir. Burada belirtmek gerekir ki hücrenin boyutları değiştiği için doluluk oranları da değişmektedir. Bu durumda hacim yüzdesini değil de ağırlık yüzdesini kullanmak daha makul olmaktadır. Dolayısıyla hücre boyutları değiştiğinde yapının kütlesi aynı kaldığı varsayılmıştır. 3 mm yarıçapındaki her bir parçacığın kütlesi yaklaşık 0.135 gr gelmektedir. Doluluk oranlarını ağırlık referans alınarak ifade edilirse, 180 adet sönümleyici parçacık için $\lambda=0.083$ olmaktadır. λ eklenen toplam parçacıkların kütlesinin sistemin kütlesine oranıdır. $\lambda=0.083$ olmak koşuluyla farkı hücre boyutları için yapının frekans titreşim cevabı 10 ile 13 Hz aralığında elde edilmiştir. Her durumda yapının en büyük genliği hesaplanarak Şekil 5.16-5.17-5.18’de grafikler halinde verilmiştir. Her durumda sadece hücrenin bir boyutu değiştirilmiş diğer boyutlar sabit tutulmuştur. Grafiklerden anlaşılabacağı üzere belirli bir noktadan sonra genlikteki değişim yatay hale gelmektedir. Dikdörtgensel hücre için optimum boyutlar 40x40x60 mm (HxWxL) olarak belirlenmiştir. Bu boyuttaki hücreye sahip yapının PDS’li titreşim cevabı Şekil 5.19’da verilmiştir. Bu durumda $\lambda=0.083$ iken yapının en büyük genliği yaklaşık 8.2 mm (-%93.8) ye kadar düşmüştür.



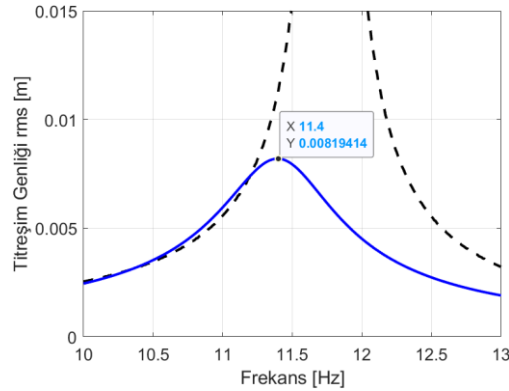
Şekil 5.16. Dikdörtgen prizması hücreli yapının yüksekliğinin yapının titreşim genliği üzerindeki etkisi, ($\lambda=0.083$, L=50 mm, W=50 mm)



Şekil 5.17. Dikdörtgen prizması hücreli yapının eninin yapının titreşim genliği üzerindeki etkisi, ($\lambda=0.083$, $L=50$ mm, $H=30$ mm)



Şekil 5.18. Dikdörtgen prizması hücreli yapının uzunluğunun yapının titreşim genliği üzerindeki etkisi, ($\lambda=0.083$, $W=50$ mm, $H=30$ mm)

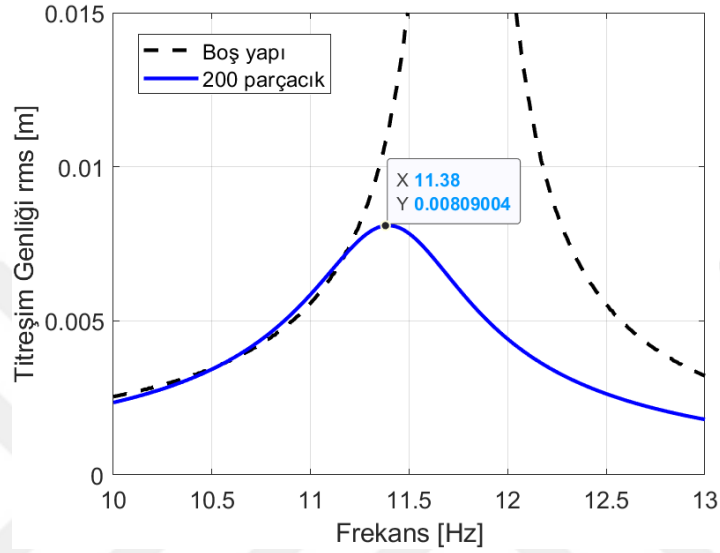


Şekil 5.19. Optimum boyutlardaki dikdörtgen prizmalı hücrenin PDS'li frekans titreşim genliği ($\lambda=0.083$)

Saeki [40] 38x38x58 (HxWxL) mm boyutlarındaki yapının PDS'li analizini deneysel ve analitik yapmıştır. Doluluk oranını $\lambda=0.092$ (200 adet sönümleyici parçacık) olarak seçmesi durumunda PDS'li yapının en büyük titreşim genliğinin yaklaşık 8.1 mm'ye kadar düştüğünü bildirmiştir.

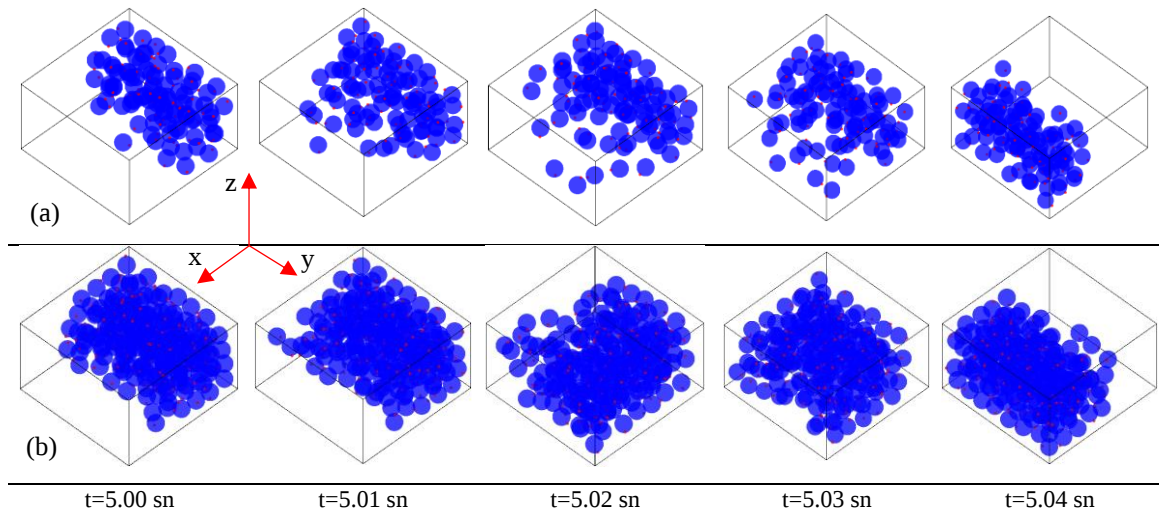
Bu tez çalışmasında önerilen yöntemin ve oluşturulan bilgisayar programının doğruluğunu ispatlamak için Saeki'nin çalışması ile kıyaslama yapılmıştır. 38x38x58 (HxWxL) mm boyutlarındaki dikdörtgen prizması hücrenin içerisine yarıçapı 3 mm olan 200 adet parçacık

yerleştirilerek 9-15 Hz aralığında her 0.2 Hz frekans değerinde 15 sn boyunca analiz yapılmıştır. Şekil 5.20’de verildiği gibi bu aralıktaki rezonans genliğinin rms değeri yaklaşık 8.1 mm olarak elde edilmiştir. Bu değer Saeki’nin elde ettiği değerin aynısıdır. Sonuç olarak PDS’li yapının titreşim analizini incelemek için oluşturulan çözüm programının doğru sonuçlar verdiği söylenebilir.



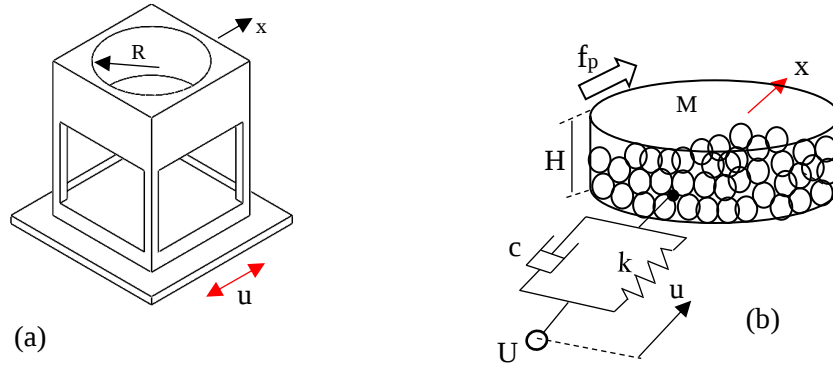
Şekil 5.20. 38x38x58 boyutlarındaki dikdörtgen prizmalı hücrenin PDS’li frekans titreşim genliği

Şekil 5.21’de hücreye yerleştirilmiş 90 ve 180 adet parçacığın küçük bir zaman dilimindeki davranışları verilmiştir. Bu grafik açıkça gösteriyor ki zaman geçtikçe sönümleyici parçacıklar hücrenin iki ucu arasında hareket etmektedir.



Şekil 5.21. Parçacıkların davranışı (b=1 mm, L=W=50mm, H=30 mm) a) $f=11.5$ Hz, 90 adet parçacık, b) $f=11.3$ Hz, 180 adet parçacık

5.2. Silindirik Hücreli Yapıda PDS'nin Etkisi

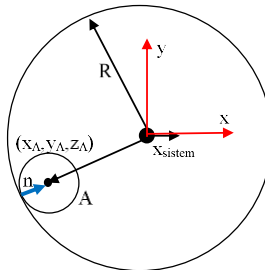


Şekil 5.22. a) Silindirik hücreli parçacık sönümleyicili sistem ve b) Dinamik modeli

Şekil 5.22’de yarıçapı R ve yüksekliği H olan silindirik hücreye sahip PDS’li sistem verilmiştir. Boyutları R=30 mm ve H=30 mm olarak seçilmiştir. Yapı bir önceki bölümde belirtilen şartlarda tahrik edilmiş ve aynı dolum oranları için yapının frekans titreşim genlik değerleri belirlenmiştir. Bir önceki bölümde verilen AEY analizi bu geometrik hücreye sahip yapı içinde geçerlidir. Sadece hücre yüzeyleri ve bu yüzeylere ait düzlem denklemleri ile normal birim vektörler değişmektedir. Silindirik hücre 3 adet yüzeye (alt, üst ve yanal) sahip ve bu yüzeylere ait düzlem denklemleri hücre merkezi referans alınarak Şekil 5.23’te verilmiştir.

$$\begin{aligned} z + \frac{H}{2} &= 0 \\ z - \frac{H}{2} &= 0 \\ \sqrt{(x - x_{sistem})^2 + y^2} - R &= 0 \end{aligned}$$

Şekil 5.23. Silindirik hücre yüzeyleri ve bu yüzeylere ait düzlem denklemleri.



Şekil 5.24. Silindirik hücrenin yan yüzeyine ait normal vektör.

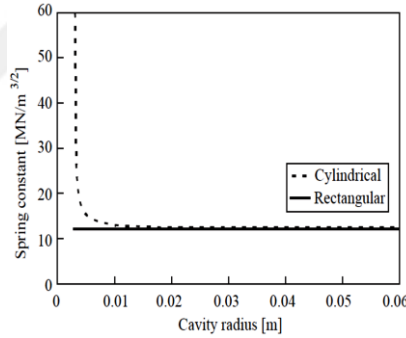
Silindirik hücrenin alt ve üst yüzeylerine ait normal birim vektörler $\begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -1 \end{bmatrix}$ olarak verilmiştir. Şekil 5.24'te üstten görünüşü verilen silindirik hücrenin yan yüzeyinin normal birim vektörü daima daire merkezine doğrudur ve;

$$\vec{n}_3 = \frac{-x+x_{sistem}, -y, 0}{\sqrt{(-x+x_{sistem})^2+(-y)^2}}$$

olarak elde edilebilir. A parçacığının yan yüzeye olan dik uzaklığı

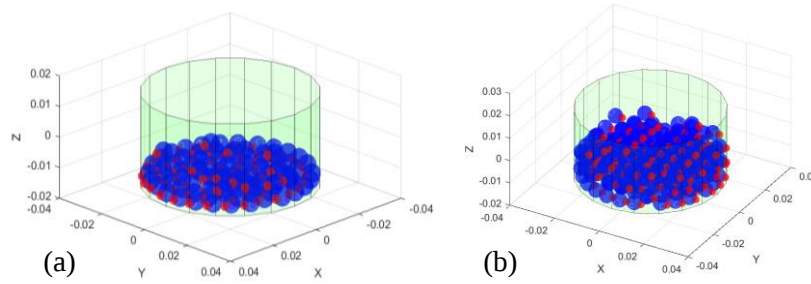
$$\delta_{3A} = \left| \sqrt{(x_A - x_{sistem})^2 + y_A^2} - R \right| \text{ formülü ile hesaplanır.}$$

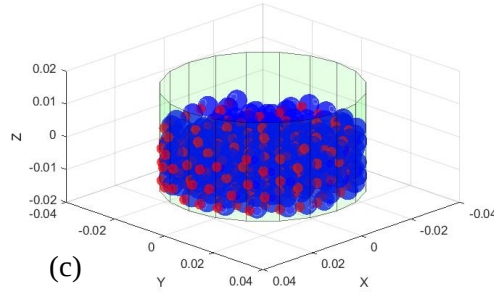
Denklem (4.20) ile hesaplanan yay sabiti küresel-küresel veya küresel-düz düzlem arasında gerçekleşen temas için geçerli olduğu belirtilmişti. Şekil 5.25'te yay sabitinin dairesel yüzeylerde daire yarıçapına bağlı olarak nasıl değiştiği kesikli çizgi ile gösterilmiştir. Düz çizgi ise düz yüzeyler için yay sabitini vermektedir. Düz yüzeylerde yay sabiti sabit iken, dairesel yüzeylerde küçük yarıçaplarda çok büyük ve değişken olmasına rağmen belli bir yarıçaptan sonra sabitlenmektedir. Bu grafikten anlaşılacağı üzere daire yarıçapı 0.02 m den büyük olması durumunda dairesel yüzeyler düz yüzeyler olarak kabul edilebilir.



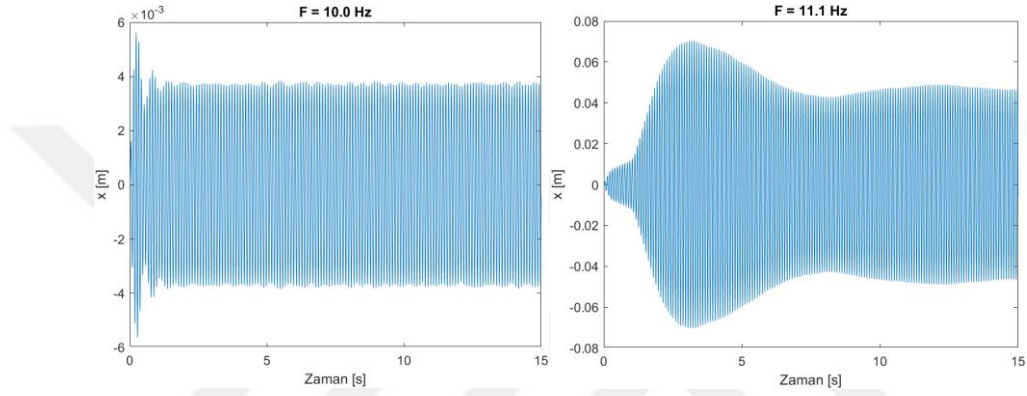
Şekil 5.25. Yay sabiti (K_n)'nin silindirik hücre yarıçapına bağlı değişimi, $r=3$ mm [29].

Şekil 5.26'da farklı doluluk oranlarına sahip silindirik hücrelerdeki parçacıkların kararlı başlangıç konumları verilmiştir.

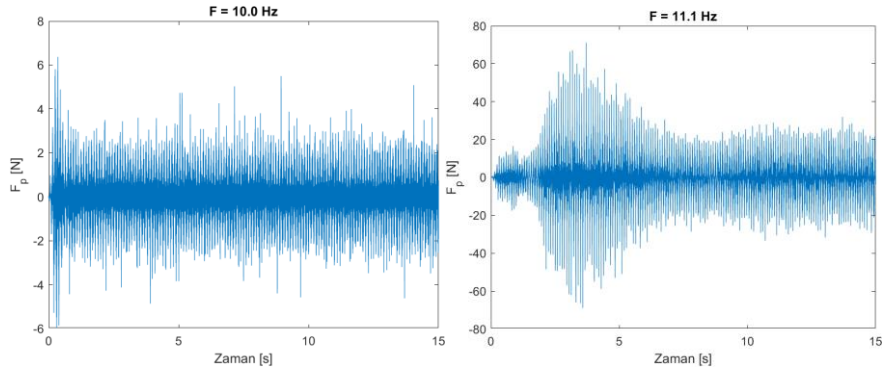




Şekil 5.26. Farklı doluluk oranlarına sahip silindirik hücrelerdeki parçacıkların başlangıç konumları (a) 90 parça (b) 180 parça (c) 270 parça.



Şekil 5.27. 180 adet parçacık yerleştirilmiş sistemin yerdeğiştirme cevabı.

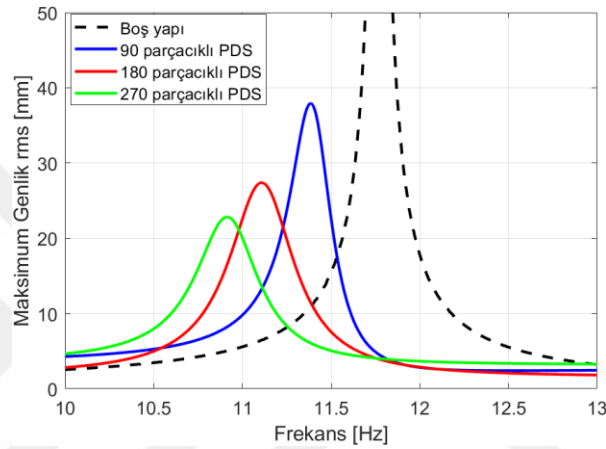


Şekil 5.28. 180 adet parçacık yerleştirilmiş sistemde oluşan F_p yüzey temas kuvveti.

Ana yapının hareketi parçacıkların hareketleri ile birlikte 15 sn süresince 5×10^{-6} sn adım aralığı ile çözülmüştür. 180 adet sönümleyici parçacık yerleştirilmiş yapının, zemin hareket genliği $b=1$ mm ve frekansı 10.0 ve 11.1 Hz için yerdeğiştirme cevabı Şekil 5.27’de verilmiştir. İlk durumda ana yapı çok hızlı kararlı konuma geçerken rezonans bölgesinde yaklaşık 10 sn’de kararlı konuma geçmektedir. Kararlı konuma geçtiği andan itibaren yapının cevabının karekök ortalama (rms) değeri hesaplanmıştır. Şekil 5.28’de 180 adet parçacık yerleştirilmiş sistemde hareket doğrultusunda oluşan yüzey temas kuvveti iki farklı tahrik frekansı için verilmiştir. Rezonans frekansında parçacıklar daha hareketli olduğundan 11.1 Hz tahrik frekansında oluşan yüzey temas

kuvveti daha büyüktür. Bu grafiklerden anlaşılacağı üzere yapının yerdeğiştirme cevabı ile oluşan yüzey temas kuvvetleri benzer eğilim göstermektedir.

Titreşim genliği $b=1$ mm olacak şekilde 10 ile 13 Hz aralığındaki her üç doluluk oranı için yapının frekans cevabı Şekil 5.29’da verilmiştir. PDS’li yapının titreşim genliği rezonans bölgesinde önemli ölçüde azalmıştır. Doluluk oranı arttıkça yapının titreşim genliği doğrusal olarak azalmaktadır. Eklenen her bir parça sistemin kütesini artırdığından doluluk oranı arttıkça yapının doğal frekansları azalmaktadır. Yapının doğal frekans ve genlik değişimleri karşılaştırmalı olarak Tablo 5.4’te verilmiştir.



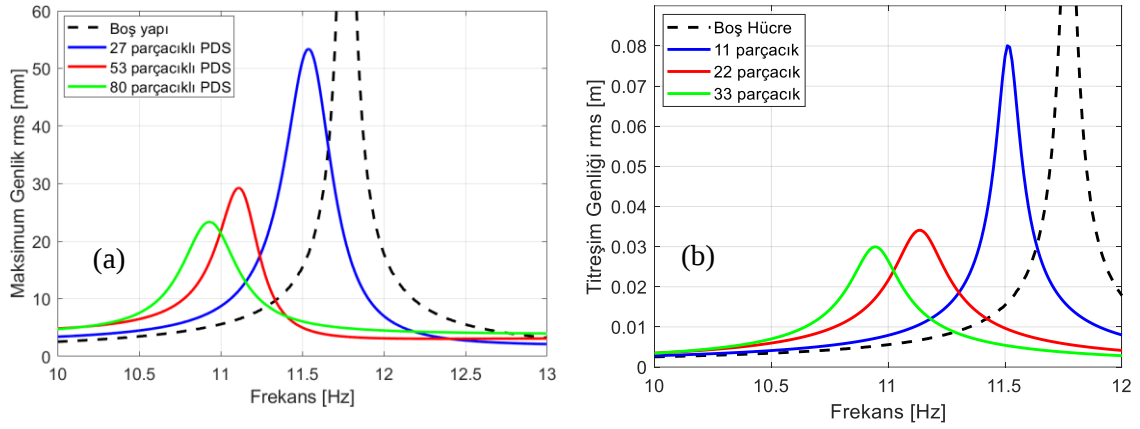
Şekil 5.29. Farklı doluluk oranlarına bağlı silindirik hücreli yapının frekans titreşim cevabı ($r=3$ mm)

Tablo 5.4. Farklı doluluk oranlarına bağlı silindirik hücreli yapının doğal frekans ve titreşim genliği değişimi ($r=3$ mm)

	Doluluk Oranı						
	0%	25%	%Değişim	50%	%Değişim	75%	%Değişim
Doğal Frekans, Hz	11.77	11.4	-3.14%	11.1	-5.69%	10.9	-7.39%
En Büyük Genlik, mm	129.0	37.9	-70.62%	27.4	-78.76%	22.8	-82.33%

3 mm yarıçapındaki her bir sönümleyici parçacığın kütlesi yaklaşık 0.135 gr gelmektedir. Doluluk oranları ağırlık referans alınarak ifade edilirse 90, 180 ve 270 adet parçacık için sırasıyla $\lambda=0.042$, 0.083, 0.107 olmaktadır. Bu oran sabit kalacak şekilde yarıçapı 4.5 mm ve 6.0 mm olan sönümleyici parçacıklar kullanılarak sistemin genliğinin parçacık yarıçapına göre değişimi incelenmiştir. Sonuçlar Şekil 5.30’da ve Tablo 5.5’te verilmiştir. Sabit λ oranları için parçacık yarıçapı artırıldıkça parçacık sayısı azalmaktadır. Bu durumda hücre yüzeyi ile temas eden parçacık sayısı azalmakta ve yüzeyler ile temas daha az gerçekleşmektedir. Böylece parçacıkların yapının sönümü üzerindeki etkisi azalmaktadır. Yüksek dolum oranlarında parçacıkların hareketi kısıtlanmakta, parçacıklar tekil kütle gibi hareket etme eğilimindedir. Bu sebepten yüksek dolum

oranlarında parçacıkların boyutunun önemi çok azdır. Her durumda doluluk oranı artıkcı sistemin genliği azalmaktadır.

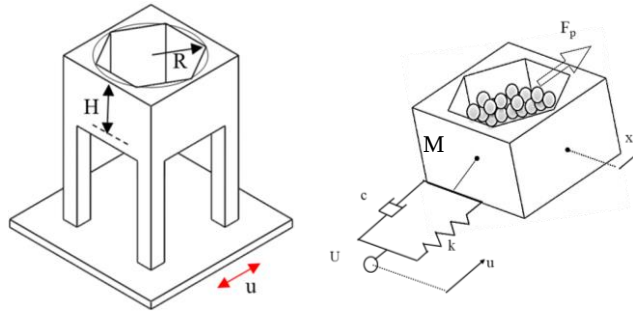


Şekil 5.30. Farklı doluluk oranlarına ve parçacık yarıçapına bağlı silindirik hücreli yapının frekans titreşim cevabı: (a) $r=4.5$ mm), (b) $r=6.0$ mm

Tablo 5.5. Farklı parçacık yarıçaplarına bağlı silindirik hücreli yapının titreşim genliği değişimi

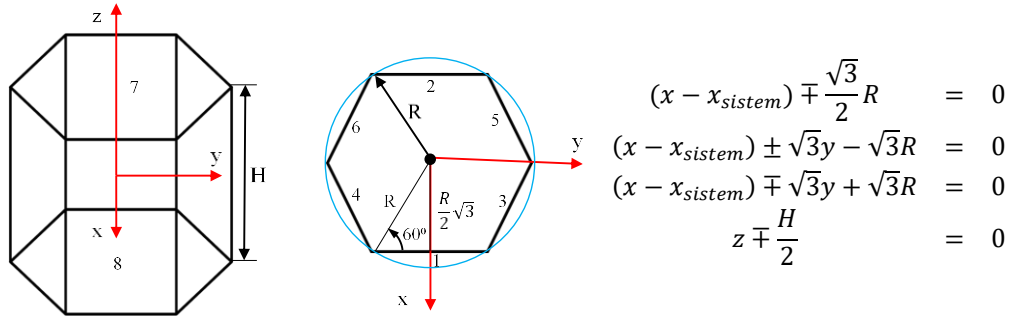
En Büyük Genlik	Doluluk Oranı						
	$\lambda=0$	$\lambda=0.042$	%Değişim	$\lambda=0.083$	%Değişim	$\lambda=0.107$	%Değişim
r=3.0 mm	129	37.9	-70.62%	27.4	-78.76%	22.8	-82.33%
r=4.5 mm	129	53.4	-58.60%	29.3	-77.29%	23.4	-81.86%
r=6.0 mm	129	80.01	-37.98%	34.1	-73.57%	30	-76.74%

5.3. Altıgen Prizması Hücreli Yapıda PDS'nin Etkisi

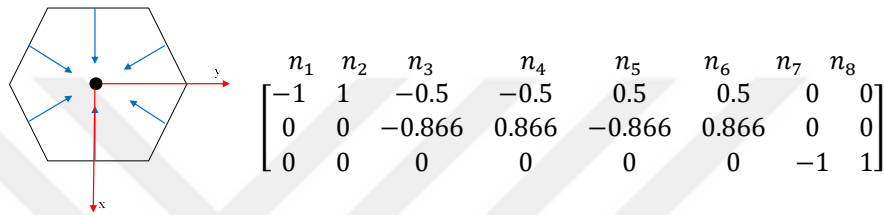


Şekil 5.31. Altıgen prizması hücreli parçacık sönümleyicili sistem ve dinamik modeli

Şekil 5.31'de yüksekliği H ve çevresel yarıçapı R olan ve üzerinde düzgün altıgen prizması şeklinde boşluk açılmış PDS'li sistem verilmiştir. Boyutları $H=30$ mm ve $R=30$ mm olarak belirlenmiştir. Yapı Bölüm 5.1'de belirtilen mekanik özelliklere sahip ve aynı şartlar altında tahrik edilmiş ve aynı dolum oranları için yapının frekans titreşim genlik değerleri belirlenmiştir. Altıgen prizması 8 adet yüzeye sahip ve bu yüzeylere ait düzlem denklemleri hücre merkezi referans alınarak Şekil 5.32'de ve normal birim vektörler Şekil 5.33'te verilmiştir.

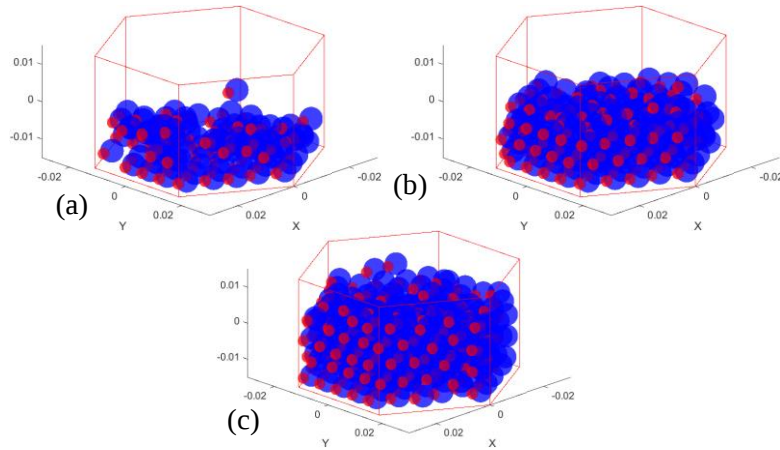


Şekil 5.32. Altıgen prizması yüzeyleri ve bu yüzeylere ait düzlem denklemleri.



Şekil 5.33. Altıgen hücrenin yüzeylerine ait normal birim vektörler [a;b;c].

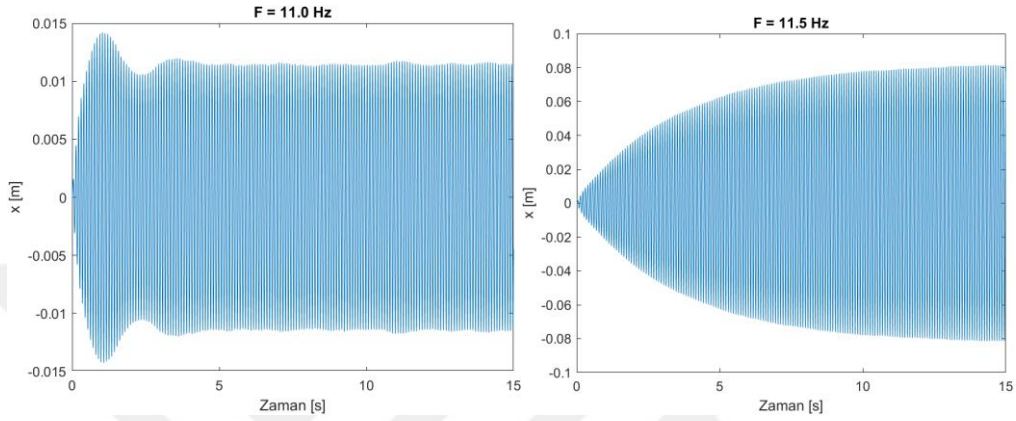
Şekil 5.34'te farklı doluluk oranlarına sahip altıgen prizmalı hücrelerdeki parçacıkların kararlı konumları verilmiştir.



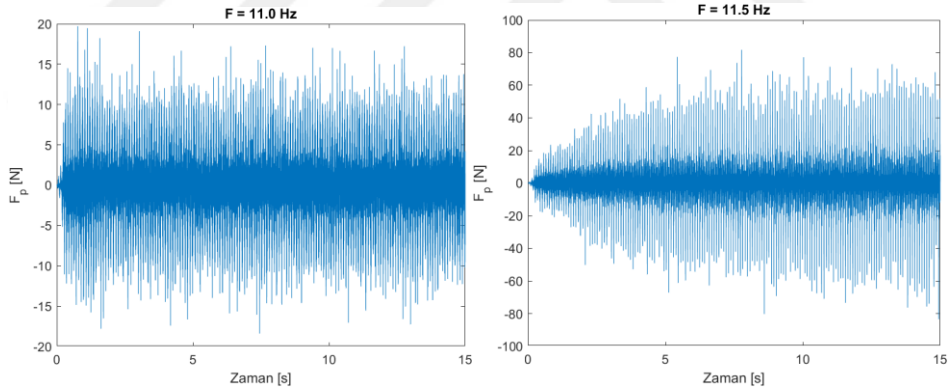
Şekil 5.34. Farklı doluluk oranlarına sahip altıgen prizmalı hücrelerdeki parçacıkların başlangıç konumları (a) 90 parça (b) 180 parça (c) 270 parça.

Ana yapının hareketi parçacıkların hareketleri ile birlikte 15 sn süresince 5×10^{-6} sn adım aralığı ile çözülmüştür. 90 adet sönümleyici parçacık yerleştirilmiş yapının, zemin hareket genliği $b=1$ mm ve frekansı 11.0 ve 11.5 Hz için yerdeğiştirme cevabı Şekil 5.35'te verilmiştir. İlk durumda ana yapı çok hızlı kararlı konuma geçerken rezonans bölgesinde yaklaşık 13 sn'de kararlı konuma geçmektedir. Kararlı konuma geçtiği andan itibaren yapının cevabının karekök ortalama

(rms) değeri hesaplanmıştır. Şekil 5.36'da 90 adet parçacık yerleştirilmiş sistemde hareket doğrultusunda oluşan yüzey temas kuvveti iki farklı tahrik frekansı için verilmiştir. Rezonans frekansında parçacıklar daha hareketli olduğundan 11.5 Hz tahrik frekansında oluşan yüzey temas kuvveti daha büyüktür. Bu grafiklerden anlaşılacağı üzere yapının yerdeğiştirme cevabı ile oluşan yüzey temas kuvvetleri benzer eğilim göstermektedir.

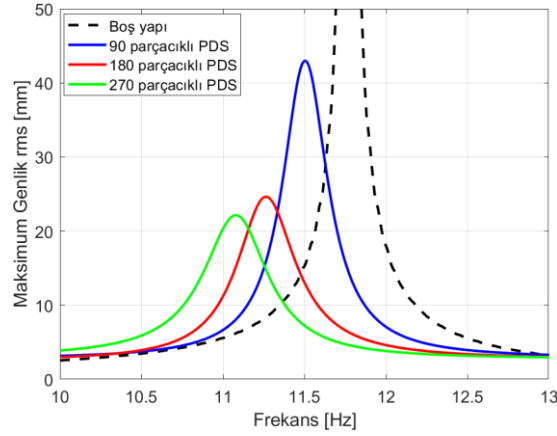


Şekil 5.35. 90 adet parçacık yerleştirilmiş sistemin yerdeğiştirme cevabı.



Şekil 5.36. 90 adet parçacık yerleştirilmiş sistemde oluşan F_p yüzey temas kuvveti.

Yapı titreşim genliği $b=1$ mm olacak şekilde 10 ile 13 Hz aralığında her üç doluluk oranı için analiz edilerek yapının elde edilen frekans cevabı Şekil 5.37'de verilmiştir. PDS'li yapının titreşim genliği rezonans bölgesinde önemli ölçüde azaldığı görülmektedir. Doluluk oranı artıkça yapının titreşim genliği azalmaktadır. Eklenen her bir parça sistemin kütesini artırdığından doluluk oranı artıkça yapının doğal frekansları azalmaktadır. Yapının doğal frekans ve genlik değişimleri karşılaştırmalı olarak Tablo 5.6'da verilmiştir.

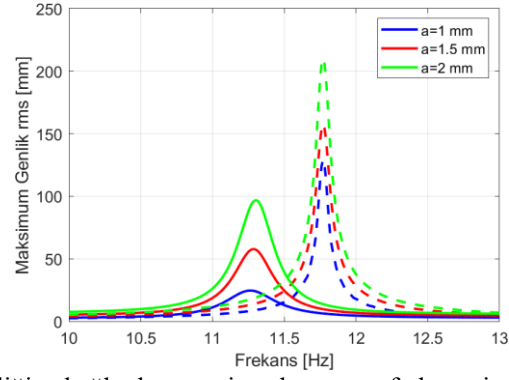


Şekil 5.37. Farklı doluluk oranlarına bağlı altıgen prizması hücreli yapının frekans titreşim cevabı

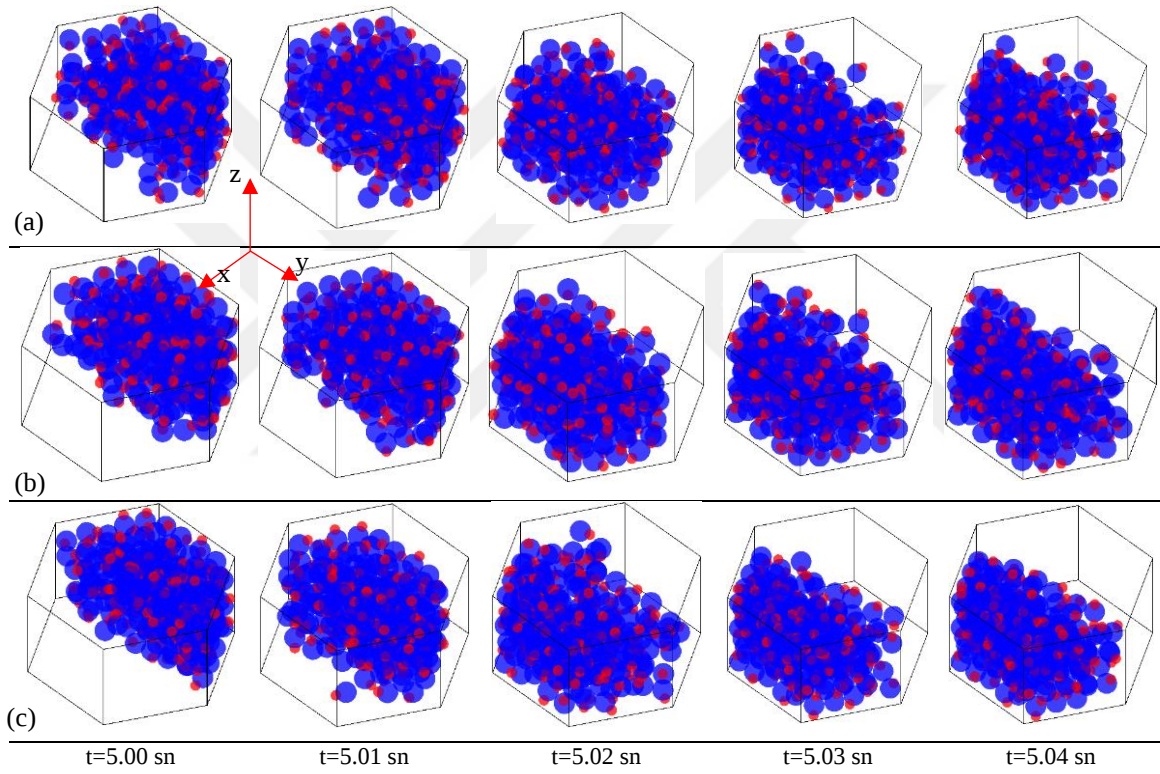
Tablo 5.6. Farklı doluluk oranlarına bağlı altıgen prizması hücreli yapının doğal frekans ve titreşim genliği değişimi

	Doluluk Oranı						
	0%	25%	%Değişim	50%	%Değişim	75%	%Değişim
Doğal Frekans, Hz	11.77	11.5	-2.29%	11.3	-3.99%	11.1	-5.69%
En Büyük Genlik, mm	129.0	42.6	-66.98%	24.6	-80.93%	22.2	-82.79%

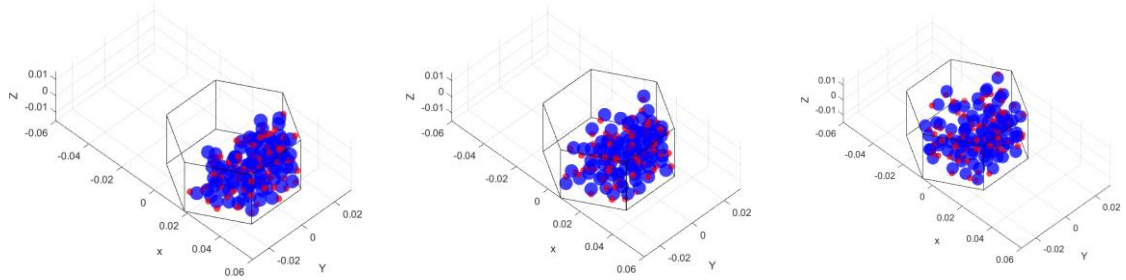
Doluluk oranı %50 olduğu durumda bütün parametreler sabit kalacak şekilde farklı tahrik genliklerinde sönümleyici parçacıkların yapının titreşim genliğine etkisi incelenmiştir. Zemin titreşim genliği $b=1, 1.5$ ve 2 mm olacak şekilde seçilmiştir. Üç durum için yapının frekans titreşim grafiği karşılaştırmalı olarak Şekil 5.38’de verilmiştir. Tahrik genliği artıkça yapının cevabı da artmaktadır. Şekil 5.38’de kesikli çizgiler ile gösterilenler parçacıksız sistemin farklı tahrik genlikleri için titreşim cevabıdır. Düz çizgilerle belirtilenler %50 doluluk oranındaki farklı tahrik genlikleri için titreşim cevabıdır. Şekil 5.39’da farklı tahrik genliği için parçacıkların belirli zaman dilimindeki davranışları verilmiştir. Her durumda yapının doğal frekansı aynı kaldığı için parçacıklar aynı zaman diliminde hücrenin karşılıklı iki kenarları arasında hareket etmektedir. Şekil 5.40’da 90 adet parçacığın farklı tahrik genliklerindeki davranışı verilmiştir. Parçacıklar aynı zaman diliminde düşük tahrik frekansında daha az mesafe kat ederken yüksek tahrik genliğinde daha fazla mesafe kat etmektedir.

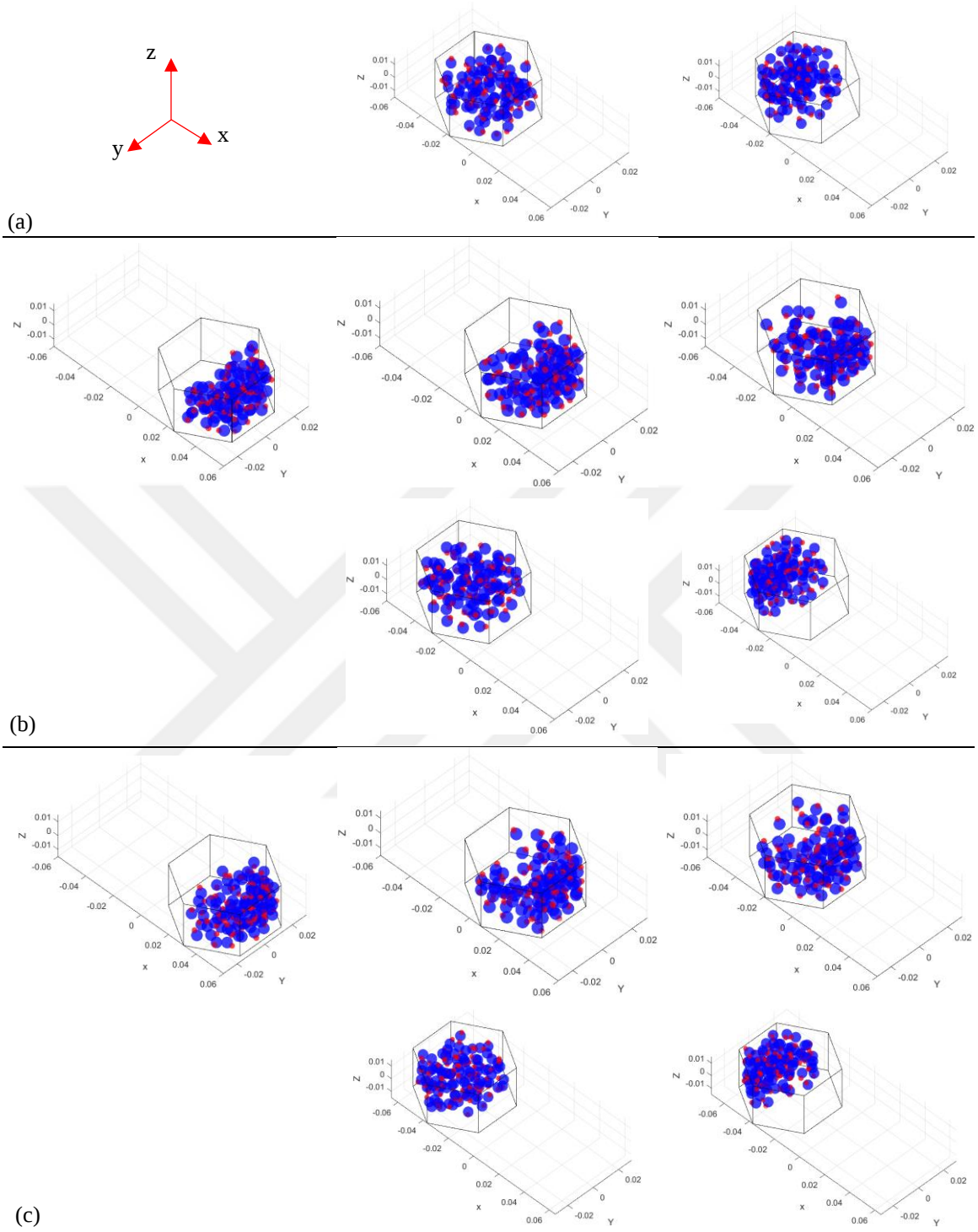


Şekil 5.38. Farklı tahrik genliğine bağlı altıgen prizmalı yapının frekans titreşim cevabı ($r=3$ mm, Doluluk oranı=%50)



Şekil 5.39. Parçacıkların davranışı ($R=H=30$ mm, 180 parçacık, $f=11.3$ Hz) a) $b=1.0$ mm, b) $b=1.5$ mm, c) $b=2.0$ mm,

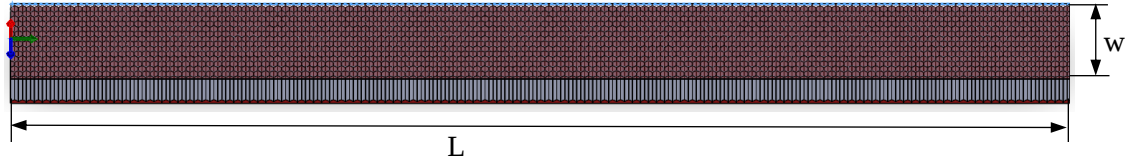




Şekil 5.40. Parçacıkların davranışı ($R=H=30\text{mm}$, 90 parçacık, $f=11.2\text{ Hz}$, $t=14.50, 14.51, 14.52, 14.53, 1.54$) a) $b=1.0\text{ mm}$, b) $b=1.5\text{ mm}$, c) $b=2.0\text{ mm}$.

6. PARÇACIK SÖNÜMLEYİCİLİ BAL PETEĞİ KATMANLI YAPILAR

Bu bölümde, AEY'nin performansı sürekli çubuklar üzerinde bazı sayısal uygulamalar ile incelenmiştir. Çubuk olarak alt, üst plakalar ile gözenekli çekirdekten oluşan bal peteği kompozit yapı ele alınmıştır. Bu yapılar parçacık darbe sönümleme yönteminin uygulanması için oldukça elverişlidirler. Çubuğun en fazla titreşim yapan uç bölgelerinde 50 mm içeriden seçilen 64 adet boşluğa sönümleyici parçacıklar yerleştirilmiştir. Bütün hücrelerin yerine belirli hücrelere yerleştirmekteki amaç çubuğun dinamik özelliklerini fazla etkilememekten kaçınmak içindir. Çubuk ankastre-serbest sınır şartlarında modellenmiş ve ankastre ucuna yakın bir konumdan gelişigüzel titreşimle tahrik edilmiştir. Çubuğun zorlamalı hareket denkleminde uç kısmının ivme değeri hesaplanarak cevap ve tahrik noktası arasındaki FTF'si elde edilmiştir. Farklı dolum oranı, malzeme, tahrik frekansı gibi parametreler için çubuğun FTF grafikleri elde edilmiş ve sönümleyici parçacıkların sönüm üzerindeki etkisi incelenmiştir. Bu grafikler parçacıksız çubuğun FTF'si ile karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Konsol çubuğun PDS'li titreşim analizi ve simülasyonu için Matlab ve Ansys programları kullanılmış ve bu amaçla birçok program hazırlanmıştır.

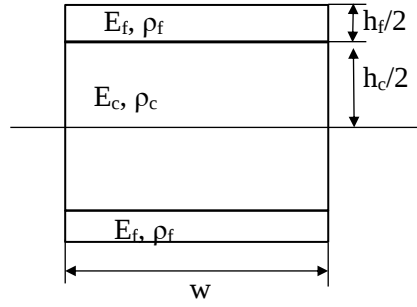


Şekil 6.1. Bal peteği katmanlı yapı

Analiz için ele alınan bal peteği katmanlı yapı tamamen alüminyumdan oluşmaktadır. Şekil 6.1'de gösterildiği gibi çubuk narinlik oranını ($L/w > 10$) sağlayacak şekilde boyu $L=850$ mm, eni $w=80$ mm ve kalınlığı $h=26.4$ mm olarak seçilmiştir. Alt ve üst levhaların kalınlığı 0.5 mm ve çekirdek yapı kalınlığı 25.4 mm'dir. Çekirdek yapı düzgün altıgen hücrelidir. İzotropik alt-üst levhalar ile ortotropik çekirdek yapının malzeme ve fiziksel özellikleri Tablo 6.1'de verilmiştir.

Tablo 6.1. Bal peteği yüzey levhaları ile çekirdek yapısının malzeme özellikleri [78].

Özellik	Alt-Üst Levha	Çekirdek
Yoğunluk, kg/m^3	2800	32
Elastisite Modülü, N/m^2	72×10^9	$E_{xx}=E_{yy}=E_{zz}=10 \times 10^3$
Poisson Oranı	0.33	$\nu_{xy}=\nu_{yz}=\nu_{xz}=0.3$
Kayma Modülü, N/m^2	-	$G_{xy}=1000$
		$G_{yz}=0.89 \times 10^8$
		$G_{xz}=0.89 \times 10^8$
Altıgen Çevresel Daire Çapı, mm		6



Şekil 6.2. Bal peteği yapısının enkesiti

Şekil 6.2’de bal peteği katmanlı çubuğun enkesiti verilmiştir. Katmanlar simetrik olduğu için yapının nötr eksenini kaymayacaktır. Katmanlı çubuğun eşdeğer doğrusal kütle yoğunluğu:

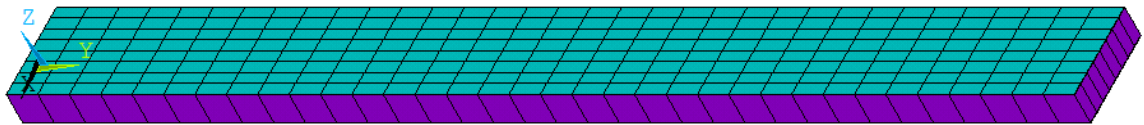
$$m_{eş} = \rho_c b h_c + 2\rho_f b h_f \quad (6.1)$$

formülü ile $m_{eş}=0.289$ kg/m olarak hesaplanmıştır. Bu denklemde c ve f alt indisleri sırasıyla çekirdek yapıyı ve yüzey plakalarını temsil etmektedir. Yapının enkesiti dikdörtgensel olduğu için atalet momenti:

$$I = \frac{wh^3}{12} + why_n^2 \quad (6.2)$$

formülü ile hesaplanır. Bu ifadede y_n katmanın nötr eksenden uzaklığını ifade etmektedir. Kompozit yapının eşdeğer EI değeri aşağıdaki formülle $EI_{eş}=966$ Nm² olarak bulunmuştur.

$$EI_{eş} = E_c I_c + 2E_f I_f \quad (6.3)$$



Şekil 6.3. Bal peteği katmanlı yapısının SE modeli.

Tablo 6.1’de verilen değerler kullanılarak kompozit çubuk Şekil 6.3’te gösterildiği gibi Ansys APDL programında 4 düğümlü Shell 181 elemanı olarak katmanlı modellenmiştir. Shell 181, kompozit kabukların veya sandviç yapının modellenmesi için katmanlı uygulamalar için kullanılabilir. Çubuk eninden 5 mm ve boyundan 25 mm mesafeden mesh yapılmış olup toplam 544 sonlu elemandan oluşmaktadır. Ankastre-serbest sınır şartlarında modal analizi yapılarak doğal frekansları ve kütle ile normalize edilmiş mod biçimleri (eğilme yerdeğiştirme ve

eğimine ait) elde edilmiştir. Çubuğun ilk 4 doğal frekansı denklem (3.4) yardımıyla analitik ve Ansys APDL programı ile SE yöntemi kullanılarak elde edilmiş ve Tablo 6.2’de referans ile karşılaştırmalı verilmiştir. İlk eğilme doğal frekansları birbirine yakın iken yüksek frekanslarda fark açılmaktadır. Ansys sonuçları referansa daha yakın olduğundan sonraki hesaplamalarda Ansys APDL programından alınan veriler kullanılacaktır.

Tablo 6.2. Katmanlı çubuğun doğal frekanslarının karşılaştırılması.

Doğal Frekans [Hz]	Ref[78]	Analitik	Ansys APDL	Sönüm Oranı[78]
1. Eğilme Frekansı	44.8	44.8	44.2	0.014
2. Eğilme Frekansı	240.1	280.6	253.3	0.016
3. Eğilme Frekansı	576.6	785.8	633.5	0.011
4. Eğilme Frekansı	860.8	1539.8	1093.9	0.017

Zorlamalı titreşime maruz kalan bir çubuğun genel hareket denklemi aşağıdaki gibi türetilir.

$$[M]\ddot{w} + [C]\dot{w} + [K]w = f^e \quad (6.4)$$

Burada, f^e dış tahrik kuvvetidir. Ansys APDL programında katmanlı çubuğun yapılan modal analiz sonucu doğal frekansları ve öz vektörleri elde edilmiştir. Öz vektörler kütleye göre normalize edilmiştir. Ansys verileri kullanılarak çubuğun hareket denklemi fiziksel düzlemde modal düzleme aşağıdaki parametre değişimi ile dönüştürülebilir.

$$w = \psi_i q_i \quad (6.5)$$

Burada, ψ kütle ile normalize edilmiş öz vektör, q ise modal parametredir. Rayleigh orantılı sönüm kabulü ve modların diklik özelliği uygulanarak;

$$[\psi]^T [M] [\psi] = \begin{bmatrix} \ddots & & \\ & 1 & \\ & & \ddots \end{bmatrix}, [\psi]^T [K] [\psi] = \begin{bmatrix} \ddots & & \\ & \omega_n & \\ & & \ddots \end{bmatrix}, [\psi]^T [C] [\psi] = \begin{bmatrix} \ddots & & \\ & 2\zeta_n \omega_n & \\ & & \ddots \end{bmatrix}$$

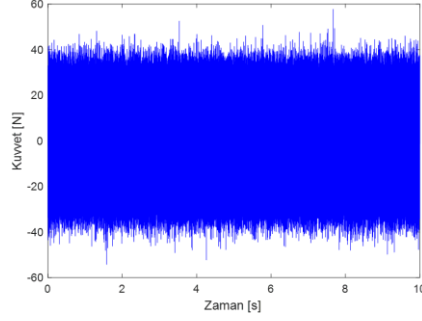
çubuğun SE hareket denklemi modal düzlemde aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\ddot{q}_i + 2\zeta_i \omega_i \dot{q}_i + \omega_i^2 q_i = \psi_i^T (y_e) f^e \quad (i=1,2,\dots,n) \quad (6.6)$$

ω doğal frekans, ζ modal sönüm oranıdır. $\psi_i^T (y_e)$ tahrik kuvvetinin uygulandığı noktanın öz vektörünü ifade etmektedir. Bu denklem ile titreşim modları ayrıklaştırılmış oldu ve her biri tek serbestlik dereceli olarak dikkate alınabilir.

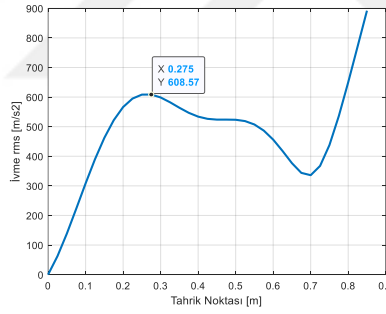
Tahrik kuvveti olarak ilgilenilen frekans aralığında (ilk 4 doğal frekans bandını içeren) gelişigüzel Gauss titreşimi üretilmiştir. Geniş band aralığında üretilmesinin sebebi çubuğu bu

aralıktaki tüm frekanslarda tahrik ederek düzgün FTF grafiği elde etmektir. Tahrik kuvvetinin rms değeri 10 N olacak şekilde belirlenmiş ve Şekil 6.4'te 10 sn'lik kısmı verilmiştir.

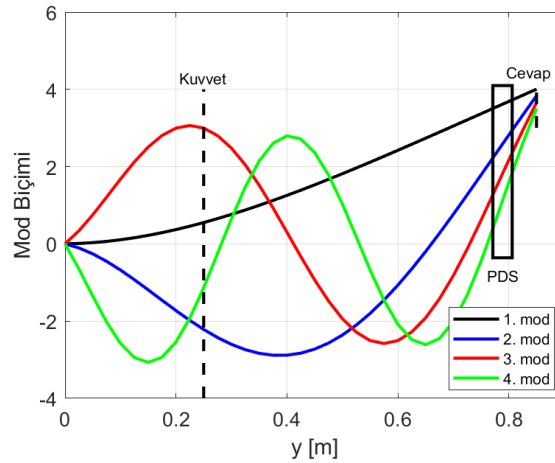


Şekil 6.4. Gelişigüzel tahrik kuvveti

Bu tahrik kuvveti ile çubuk uzunluğu boyunca tahrik edilerek uç kısmının ivmesinin rms değerleri hesaplanmıştır. Elde edilen veriler Şekil 6.5'te verilmiştir. Ankastre ucuna yakın en fazla titreşim oluşturacak konum belirlenmiştir. Sonraki analizlerde çubuk ankastre ucundan $y=275$ mm mesafesinden tahrik edilmiştir.



Şekil 6.5. Tahrik noktasına göre ankastre-serbest çubuğun uç kısmının ivmesi

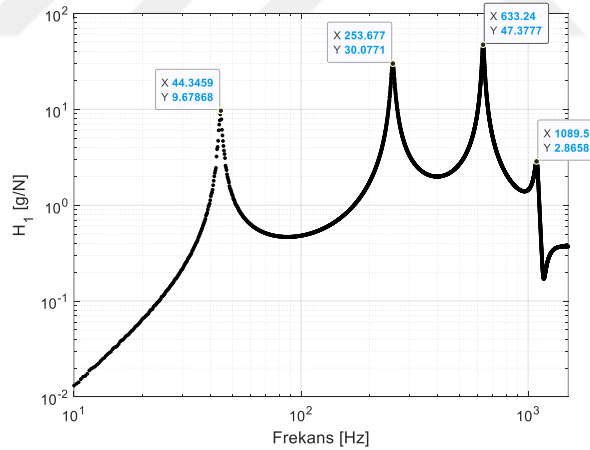


Şekil 6.6. Ankastre-serbest çubuğun ilk 4 mod biçimi

Ankastre-serbest çubuğun ilk 4 mod biçimi Şekil 6.6'da verilmiştir. Kuvvet uygulama noktası çubuğun hiçbir düğüm noktasına denk gelmemektedir. 4. titreşim modunun düğüm noktasına çok yakın fakat bu modun titreşim genliği üzerinde etkisi az olduğu için bu konumdan tahrik edildiğinde daha yüksek genlik elde edilebilmektedir. Çubuğun hareket denklemi çözülerek ivmesi elde edilmiştir. Cevap noktası çubuğun uç kısmıdır. Bu cevap ve tahrik noktaları arasındaki FTF'sini elde etmek için H_1 tahmincisi kullanılmıştır. H_1 tahmincisi giriş sinyalinde hiç gürültü olmadığını varsayan bir FTF sinyal tahmincisidir. H_1 transfer fonksiyonu, giriş (tahrik kuvveti) sinyalinin çıkış (ivme) sinyali ile çapraz - güç spektral yoğunluğunun, giriş (tahrik kuvveti) sinyalinin otomatik güç spektral yoğunluğuna oranı olarak tanımlanmaktadır.

$$H_1 = \frac{F \cdot \bar{W}}{F \cdot \bar{F}} = \frac{\bar{W}}{\bar{F}} \quad (6.7)$$

Burada F tahrik kuvvetinin, $\bar{W}$ ivmenin güç spektral yoğunluğudur. $\bar{F}$, F 'nin karmaşık eşleniğini ($\cdot$) ise skaler çarpımı ifade etmektedir. Tahrik kuvvetinin ve cevap noktası ivmesinin güç spektral yoğunluğu Hanning pencerelemesi uygulanarak %50 örtüşme koşullarında Welch yöntemi ile elde edilmiştir. Çubuğun elde edilen FTF grafiği Şekil 6.7'de verilmiştir. Titreşim genlik birimi olarak g (ivme/9.81) m/s^2 kullanılmıştır.

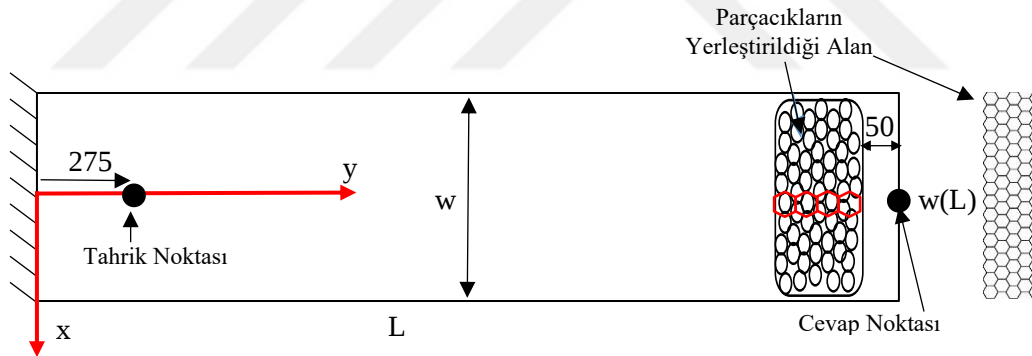


Şekil 6.7. Ankastre-serbest çubuğun uç kısmının akselarans FTF grafiği

Tablo 6.3. Sönümleyici parçacıkların malzeme ve fiziksel özellikleri [78].

Özellik	Değer
Yarıçap, mm	1.25
Yoğunluk, kg/m ³	1180
Elastisite Modülü, Pa	2.0 x 10 ⁹
Poisson oranı	0.35
Sürtünme katsayısı, (akrilik-akrilik)	0.52
(alüminyum-akrilik)	0.45
Geri getirme (restitution) katsayısı	0.9

Çubuğun bal peteği şeklindeki belirli hücrelerine çok sayıda küçük boyutlu sönümleyici parçacıklar yerleştirilerek sönüm özelliği iyileştirilecektir. Sönümleyici parçacıklar olarak özellikleri Tablo 6.3'te verilen akrilik toprak tercih edilmiştir. Zaman adımı Rayleigh zaman sabiti formülüne göre 10^{-6} sn olarak belirlenmiştir. Parçacıkların kararlı başlangıç konumları için hücre içerisine yerleştirilen parçacıklar serbest düşmeye maruz bırakılmışlardır. 10 sn sonunda parçacıklar sabit konuma geçmişlerdir. Parçacıkların bu konumları kaydedilerek daha sonraki analizler için kullanılmıştır. Bütün analiz 10 sn boyunca yapılmış ve ana yapının titreşim cevabı elde edilmiştir. Çubuğun titreşim hareketiyle birlikte parçacıklar birbirleri ve hücre duvarı ile etkileşime girecektir. Parçacıkların etkileşimi AEY ile hesaplanmıştır. Bu yöntemde sistemdeki her bir parçacığın anlık hareketi takip edilir. Böylece parçacıkların birbiri ve hücre duvarları ile olan teması belirlenir. Temas esnasında normal doğrultuda oluşan kuvvetleri hesaplamak için Hertz doğrusal olmayan temas modeli kullanılacaktır. Teğetsel doğrultuda ki temas kuvvetini hesaplamak için Coulomb kuru sürtünme kuvveti yeterince makul sonuçlar vermektedir. Bu modelde parçacıklar elastik varsayılır ve temas ilk olarak noktasal başlar sonra uygulanan kuvvetin şiddetine göre yüzey haline gelir. Bu durum depolanan elastik enerjinin parçacıkları birbirine doğru iten kuvveti yenmesine kadar devam eder. Bu noktadan sonra parçacıklar birbirinden uzaklaşmaya başlar.

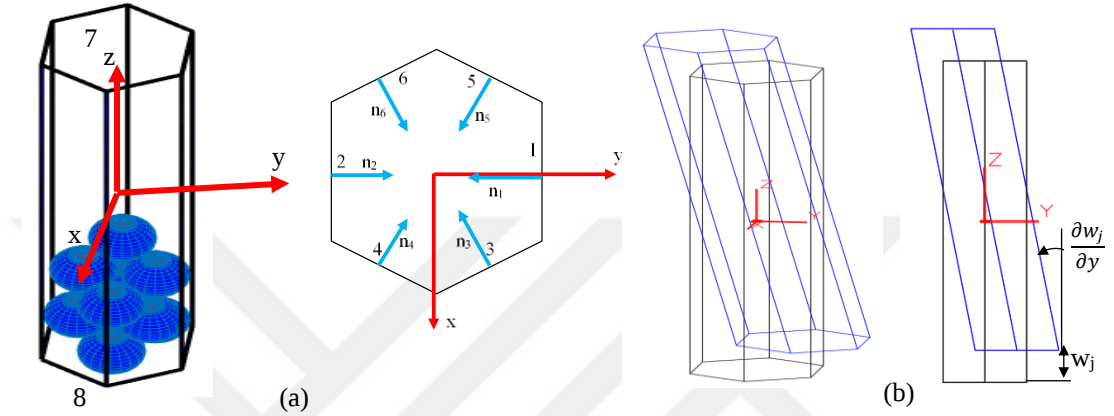


Şekil 6.8. PDS'li çubuk modeli

Şekil 6.5'te açıkça gözüktüğü üzere çubuğun en fazla titreşim yapan kısmı serbest uç kısımlarıdır. Dolayısıyla serbest uç kısmından 50 mm içeriden 64 tane (4 sıra y, 16 sıra x doğrultusunda) hücre parçacıkları yerleştirmek için seçilmiştir (Şekil 6.8). Parçacık yerleştirmek için belirli bir alanın seçilmesi sistemin dinamiğini çok az etkilemektedir. Bir hücre toplam 33 tane 1.25 mm yarıçapında parçacık alabilmektedir. Belirlenen hücelere tam dolu halinde yaklaşık 2100 adet parçacık yerleştirilebilir. Uygun konumlarına sönümleyici parçacık yerleştirilmiş çubuğun genel hareket denklemi aşağıdaki gibi güncellenebilir.

$$\ddot{q}_i + 2\zeta_i \omega_i \dot{q}_i + \omega_i^2 q_i = \psi_i^T(y_e) f^e + \sum_{j=1}^N \psi_i^T(y_j) f_j^d \quad (6.8)$$

Burada N parçacık yerleştirilmiş hücre sayısı olmak üzere $\psi_i^T(y_j)$ ve f_j^d sırasıyla j hücre merkezinin öz vektörü ve bu hücredeki bileşke temas kuvvetini ifade etmektedir. j hücresinin konumları $y_j=0.7818, 0.7870, 0.7922, 0.7974$ mm dir.



Şekil 6.9. (a) PDS’li hücre ve yüzeyleri (b) deformasyona uğramış hücre

Yüzey tabakalarının deformasyon sonrası z düzleminde ötelendiği ve xy düzlemine paralel kaldığı varsayılmıştır. Yan yüzeyler z düzleminde öteleme ve x düzlemine göre dönme yapmaktadır (Şekil 6.9.b). Altıgen prizması toplam 8 yüzeye sahiptir. Bu yüzeyler Şekil 6.9.a’da verildiği gibi numaralandırılmıştır. Bu yüzeylere ait düzlem denklemleri deformasyon sonrası ankastre uç referans alınarak aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\begin{aligned} y + \frac{\partial w_j}{\partial y} z - y_j - \frac{\sqrt{3}}{2} R &= 0 \\ y + \frac{\partial w_j}{\partial y} z - y_j + \frac{\sqrt{3}}{2} R &= 0 \\ \sqrt{3}x + y + \frac{\partial w_j}{\partial y} z - y_j - \sqrt{3}R &= 0 \\ -\sqrt{3}x + y + \frac{\partial w_j}{\partial y} z - y_j + \sqrt{3}R &= 0 \\ -\sqrt{3}x + y + \frac{\partial w_j}{\partial y} z - y_j - \sqrt{3}R &= 0 \\ \sqrt{3}x + y + \frac{\partial w_j}{\partial y} z - y_j + \sqrt{3}R &= 0 \\ z - \frac{H}{2} - w_j &= 0 \\ z + \frac{H}{2} + w_j &= 0 \end{aligned} \quad (6.9)$$

Burada R ve H sırasıyla altıgen hücrenin çevresel yarıçapı ve yüksekliğidir. y_j j hücresinin ankastre uca göre konumunu, w_j ve $\frac{\partial w_j}{\partial y}$ sırasıyla j hücresinin yer değiştirmesi ve eğimini ifade etmektedir. w_j ve $\frac{\partial w_j}{\partial y}$ ifadeleri denklem (6.8)'in çözümünden $w_j = \sum_{i=1}^n \psi_i(y_j)q_i(y_t)$ ve $\frac{\partial w_j}{\partial y} = \sum_{i=1}^n \frac{\partial \psi_i(y_j)}{\partial y} q_i(y_t)$ şeklinde elde edilmektedir. Benzer şekilde j hücresinin hızı $\dot{w}_j = \sum_{i=1}^n \psi_i(y_j)\dot{q}_i(y_t)$ ifadesinden elde edilir.

$\mathbf{n}$ yukarıda belirtilen yüzeylere dik birim vektörlerdir ve aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\vec{n} = \frac{\langle a, b, c \rangle}{\sqrt{a^2 + b^2 + c^2}} \quad (6.10)$$

A parçacığının düzlemlere olan dik uzaklığı $d_d = \frac{ax_A + by_A + cz_A + d}{\sqrt{a^2 + b^2 + c^2}}$ formülü ile hesaplanır. Düzlemlerle temas $\delta = (r_A - d_d)$ formülü ile kontrol edilir. Düzlem temas noktasının bağıl hızı $\mathbf{V}^p = \dot{\mathbf{w}}_j - \mathbf{V}_A + (r_A \boldsymbol{\omega}_A) \times \vec{n}$ ile hesaplanır. Temas noktasının teğetsel bileşeni vektörel elde edilir. Temas noktası bağıl hızının normal ve teğetsel düzlemlere göre izdüşümü hesaplanır. Elde edilen sonuçlar kullanılarak temas kuvvetleri hesaplanır. Çubuğun titreşimine etki eden temas kuvvetleri hesaplanırken 8 nolu alt yüzeye dik bileşkeleri alınır ve toplanır.

Çubuğun titreşim cevabını ayrık elemanlar yöntemi ile incelerken Şekil 6.10'da verilen akış şeması takip edilmiştir.

- Her bir zaman adımında çubuğun hareket denklemi çözülür. Çubuğun hareketini ifade etmek için ilk dört modu yeterli kabul edilmiştir. $\ddot{q}_i + 2\zeta_i \omega_i \dot{q}_i + \omega_i^2 q_i = \psi_i^T(y_e) f^e + \sum_{j=1}^N \psi_i^T(y_j) f_j^d$ denklemi çözülerek q ve $\dot{q}$ elde edilir.

- Parçacık yerleştirilmiş hücrelerin yerdeğiştirme, eğim ve hızları hesaplanır.

$$w_j = \sum_{i=1}^n \psi_i(y_j)q_i(y_t), \quad \frac{\partial w_j}{\partial y} = \sum_{i=1}^n \frac{\partial \psi_i(y_j)}{\partial y} q_i(y_t), \quad \dot{w}_j = \sum_{i=1}^n \psi_i(y_j)\dot{q}_i(y_t)$$

- Çubuğun hareketi neticesinde parçacık-parçacık ve parçacık-düzlem temasları kontrol edilir. Kontrol işlemi her bir zaman adımında her bir parçacık ve düzlem için ayrı ayrı yapılır. Temas problemi iki başlık altında analiz edilir.

1. Parçacık-parçacık teması

- Sistemdeki bütün parçacıkların ağırlık merkezleri arasındaki vektörler hesaplanır.

A ile B parçacıkları için

$$\mathbf{R}_{BA} = \mathbf{R}_A - \mathbf{R}_B = [(x_A - x_B), (y_A - y_B), (z_A - z_B)] \text{ ifadesiyle hesaplanır.}$$

- Parçacıkların yarıçapları toplanır.

$$r_{toplama} = r_A + r_B = 2r \text{ (yarıçapları aynı).}$$

- Merkezler arası vektörlerin normu alınarak

$(r_{AB} = \sqrt{(x_B - x_A)^2 + (y_B - y_A)^2 + (z_B - z_A)^2})$ parçacıklar arası mesafe bulunur.

- Temas

$\delta_{AB} = 2r - r_{AB}$ ifadesi ile kontrol edilir.

- Temas varsa $2r - r_{AB} > 0$ ise parçacıklar arası normal birim vektör hesaplanır.

$$\vec{n}_{AB} = \frac{[(x_B - x_A), (y_B - y_A), (z_B - z_A)]}{r_{AB}}$$

- Temas noktası bağıl hızı hesaplanır

$$\mathbf{V}_{rel}^p = \mathbf{V}_B - \mathbf{V}_A = [(V_B^x - V_A^x), (V_B^y - V_A^y), (V_B^z - V_A^z)]$$

- Temas noktasında parçacıkların dönme hızları da etkilidir.

$$\mathbf{V}^p = \mathbf{V}_{rel}^p + (r_A \boldsymbol{\omega}_A + r_B \boldsymbol{\omega}_B) \times \vec{n}_{AB} \text{ olarak elde edilir.}$$

- Normal düzleme teğet düzlem vektörel elde edilir.

$$\mathbf{R}_{BA}^t = \mathbf{V}^p - (\mathbf{V}^p \cdot \vec{n}_{AB}) \vec{n}_{AB}$$

- Teğetsel birim vektör bu ifadenin normu alınarak hesaplanır.

$$\vec{t}_{AB} = \frac{\mathbf{R}_{BA}^t}{|\mathbf{R}_{BA}^t|}$$

- Birim vektörler elde edildikten sonra temas noktasının hızının bu birim vektörlere iz düşümü skaler çarpım ile hesaplanır.

$$\delta_{AB}^n = \mathbf{V}^p \cdot \vec{n}_{AB} \text{ ve } \delta_{AB}^t = \mathbf{V}^p \cdot \vec{t}_{AB}$$

- Bu işlemler sistemdeki her bir hücre ve bütün parçacıklar için tekrarlanır.

2. Parçacık-düzlem teması

- Sistemdeki bütün yüzeylerden parçacıkların ağırlık merkezlerine olan uzaklıklar hesaplanır. Denklem (6.9)'da verilen eşitlikler kullanılarak yüzey denklemleri güncellenir. A parçacığı için tüm yüzeylere olan dik uzaklığı

$$d_{1A} = \frac{a_1 x_A + b_1 y_A + c_1 z_A + d_1}{\sqrt{a_1^2 + b_1^2 + c_1^2}}$$

$$d_{2A} = \frac{a_2 x_A + b_2 y_A + c_2 z_A + d_2}{\sqrt{a_2^2 + b_2^2 + c_2^2}}$$

⋮

$$d_{8A} = \frac{a_8 x_A + b_8 y_A + c_8 z_A + d_8}{\sqrt{a_8^2 + b_8^2 + c_8^2}} \text{ olarak hesaplanır.}$$

- Bütün yüzeylerle temas

$$\delta_{1A} = r_A - \sum_i^8 d_{iA} \text{ ifadesi ile kontrol edilir.}$$

- Temas varsa $r_A - d_{1A} > 0$ ise temas noktasının bağıl hızı hesaplanır. Hücre yüzeyleri z ekseninde hareket etmektedir.

$$\mathbf{V}_{rel}^p = \dot{\mathbf{w}}_j - \mathbf{V}_A = [(0 - V_A^x), (0 - V_A^y), (\dot{w}_j - V_A^z)]$$

- Temas noktası hızı için parçacıkların dönme hızları da hesaba katılır

$$\mathbf{V}^p = \mathbf{V}_{rel}^p + (r_A \boldsymbol{\omega}_A) \times \vec{\mathbf{n}}_1 \text{ olarak elde edilir.}$$

- Temas noktasındaki normal düzleme teğet düzlem vektörel elde edilir.

$$\mathbf{R}_{1A}^t = \mathbf{V}^p - (\mathbf{V}^p \cdot \vec{\mathbf{n}}_1) \vec{\mathbf{n}}_1$$

- Teğetsel birim vektör bu ifadenin normu alınarak hesaplanır

$$\vec{\mathbf{t}}_1 = \frac{\mathbf{R}_{1A}^t}{|\mathbf{R}_{1A}^t|}$$

- Birim vektörler elde edildikten sonra temas noktasının hızının bu birim vektörlere iz düşümü skaler çarpım ile hesaplanır.

$$\delta_1^n = \mathbf{V}^p \cdot \vec{\mathbf{n}}_1 \text{ ve } \delta_1^t = \mathbf{V}^p \cdot \vec{\mathbf{t}}_1$$

- Bu işlemler sistemdeki her bir hücre için ayrı ayrı hesaplanır.

- Parçacık-parçacık teması durumunda temas kuvvetleri

$$\mathbf{F}_n^{AB} = \left(k_n \delta_{AB}^{\frac{3}{2}} + c_n \delta_{AB}^{\frac{1}{4}} \delta_{AB}^n \right) \vec{\mathbf{n}}_{AB}$$

$$\mathbf{F}_t^{AB} = \mu \mathbf{F}_n^{AB} \frac{\vec{\mathbf{t}}_{AB}}{|\vec{\mathbf{t}}_{AB}|}$$

- Parçacık-düzlem teması durumunda temas kuvvetleri

$$\mathbf{F}_n^{1A} = \left(k_n \delta_{1A}^{\frac{3}{2}} + c_n \delta_{1A}^{\frac{1}{4}} \delta_1^n \right) \vec{\mathbf{n}}_1$$

$$\mathbf{F}_t^{1A} = \mu \mathbf{F}_n^{1A} \frac{\delta_1^t}{|\delta_1^t|}$$

- Çubuk z doğrultusunda hareket ettiği için $\mathbf{F}_n^{1A}$ ve $\mathbf{F}_t^{1A}$ 'nın z bileşkesi F_p kuvvetini hesaplamak için kullanılır. Bütün düzlemlerle etkileşim halinde olan parçacıkların hareket yönündeki bileşenleri toplanarak çubuğa hücre merkezinde etki ettiği varsayılan bileşke temas kuvveti elde edilir.

- A parçacığına etki eden bütün normal temas kuvvetleri $\mathbf{F}_A$ ve teğetsel kuvvetler $\mathbf{T}_A$ ($\mathbf{T}_A = \mathbf{r}_A \vec{\mathbf{n}}_{AB} \times \mathbf{F}_t^{AB}$ ve $\mathbf{T}_A = \mathbf{r}_A \vec{\mathbf{n}}_1 \times \mathbf{F}_t^{1A}$) olarak elde edilir. Newton'un ikinci yasası gereği yerçekimi ($g = -9.81 \vec{k} \text{ m/s}^2$) de eklenirse A parçacığının ivme ve açısal ivmesi aşağıdaki formüllerle hesaplanır.

$$\mathbf{F}_A + m\mathbf{g} = m\mathbf{a}$$

$$\mathbf{T}_A = I\boldsymbol{\alpha}$$

- Elde edilen ivmelerin aşağıdaki gibi sayısal integrali alınarak

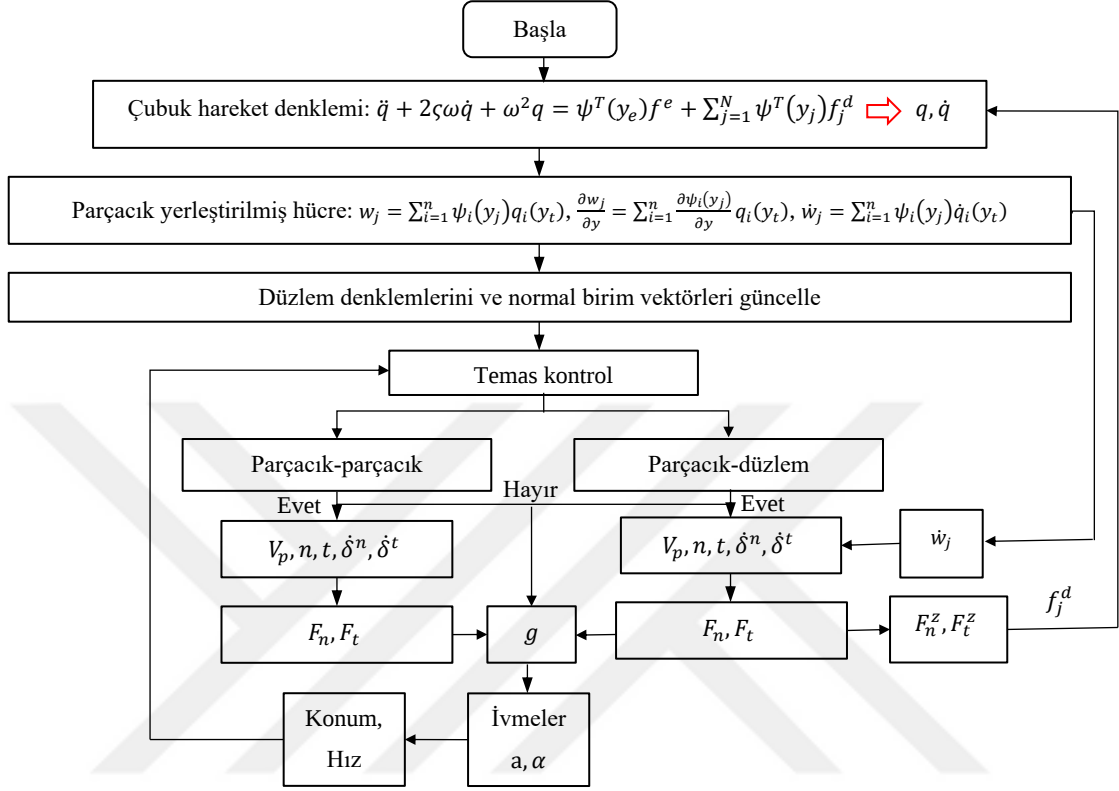
$$V(t + \Delta t) = V(t) + a(t)\Delta t, \quad \omega(t + \Delta t) = \omega(t) + \alpha(t)\Delta t$$

$$x(t + \Delta t) = x(t) + V(t)\Delta t, \quad \theta(t + \Delta t) = \theta(t) + \omega(t)\Delta t$$

A parçacığının hız, konum, açısal hız ve açısal konum ifadeleri güncellenir.

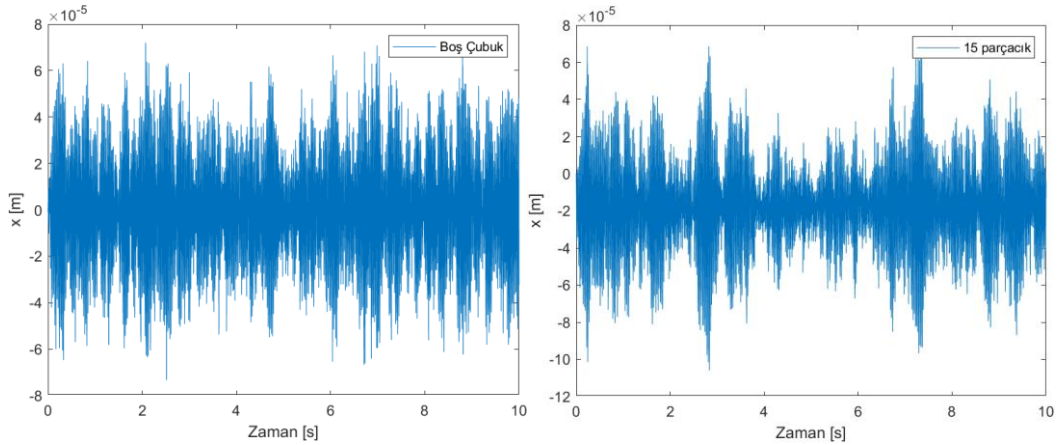
- Bu işlemler her bir zaman adımında sistemdeki bütün parçacıklar, düzlemler ve hücreler için gerçekleştirilir ve döngü halinde analiz yapılır. Analiz sonucunda çubuğun uç

kısımının yerdeğiştirme ve ivme değerleri elde edilir. İvme ifadelerinin H_1 transfer fonksiyonu hesaplanarak akselerans FTF'si elde edilir.

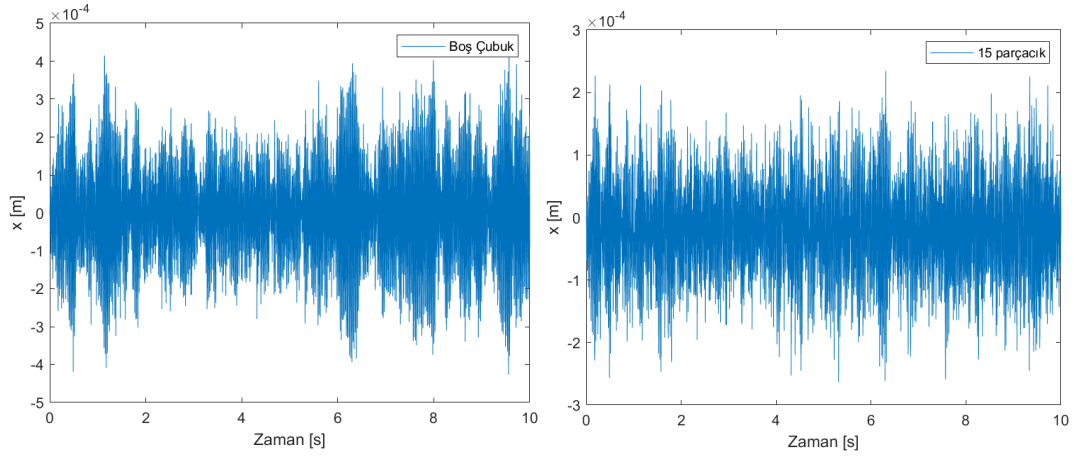


Şekil 6.10. Sürekli sistemler için ayrıık elemanlar yöntemi simülasyon algoritması akış şeması

Şekil 6.11’de seçilen her bir hücresine 15 adet parçacık yerleştirilmiş çubuğun tahrik genliği 10 N iken uç kısmının yerdeğiştirme cevabı boş çubuk ile kıyaslamalı verilmiştir. Şekil 6.12’de ise 15 adet parçacık yerleştirilmiş çubuğun tahrik genliği 56.2 N iken uç kısmının yerdeğiştirme cevabı boş çubuk ile kıyaslamalı verilmiştir. Her iki durumda çubuğun uç kısmının genliğinin azaldığı söylenebilir.

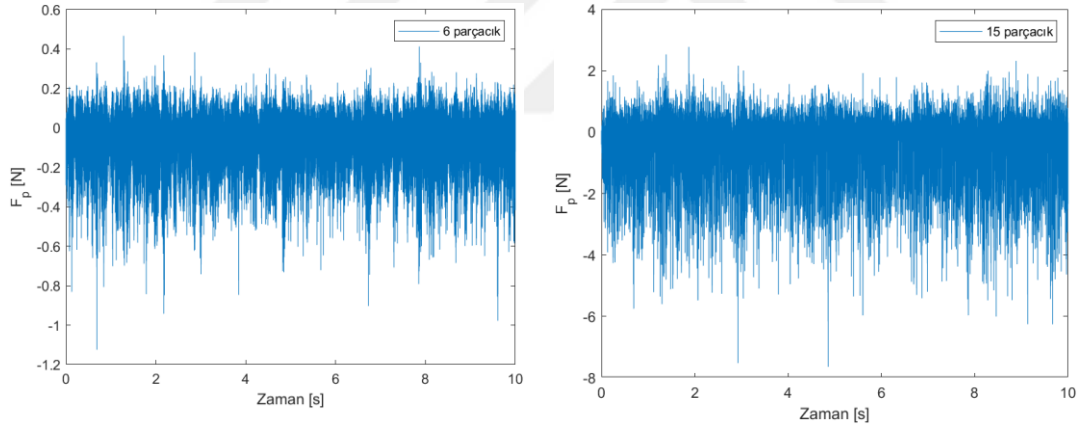


Şekil 6.11. Çubuğun uç kısmının yerdeğiştirme cevabı, tahrik kuvveti 10 N



Şekil 6.12. Çubuğun uç kısmının yerdeğiştirme cevabı, tahrik kuvveti 56.2 N

Şekil 6.13'te seçilen her bir hücre sine 6 ve 15 adet parçacık yerleştirilmiş çubuğun tahrik genliği 10 N iken yüzeylerle hareket doğrultusunda $y_j = 0.7974$ mm hücresinde meydana gelen temas kuvveti verilmiştir. Ana yapıyla en fazla etkileşim alt yüzeyle olduğu için aşağı yönlü temas kuvveti daha fazladır.

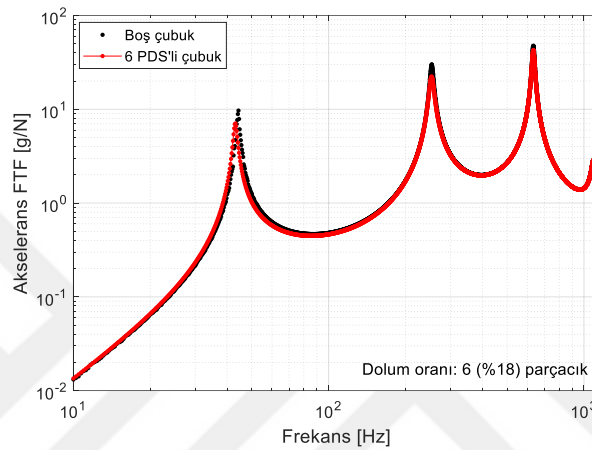


Şekil 6.13. İki farklı doluluk oranı için meydana gelen yüzey temas kuvvetleri

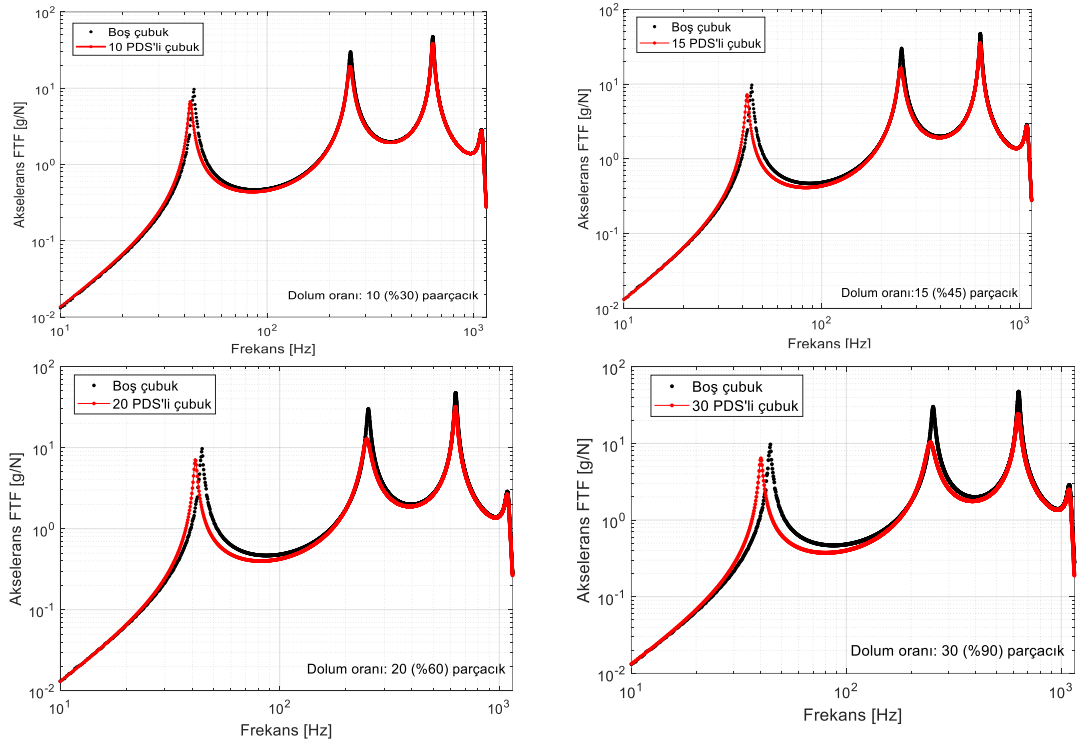
6.1. Doluluk Oranının Ankastre-Serbest Çubuğun Sönümüne Etkisi

Geleneksel tabiri ile doluluk oranı, parçacıkların hacminin hücrenin toplam hacmine oranı olarak tanımlanır. Fakat PDS'li sistemlerde doluluk oranı hücreye yerleştirilen parçacıkların sayısının hücrenin alacağı toplam parçacık sayısına veya hücreye yerleştirilen parçacıkların ağırlığının sistemin toplam ağırlığına oranı olarak ifade edilir. Farklı doluluk oranları için PDS'li çubuğun sayısal analizi yapılmıştır. Parçacıksız boş çubuk için kullanılan parametreler aynı kalmak koşuluyla çubuğun hareket denklemi çözülerek konum ve ivme değerleri elde edilmiştir. Sonuçlar grafik ve tablo olarak aşağıda verilmiştir. İlk olarak çubuğun uç kısmında belirlenen 64 tane (16

adet x, 4 adet y yönünde) hücreye 6'şar adet toplam 384 adet sönümleyici parçacık yerleştirilmiştir. 6 parçacık için doluluk oranı yaklaşık %18 olmaktadır. 6 parçacıklı PDS'li sistemin akselerans FTF'si Şekil 6.14'te verilmiştir. Daha sonra her bir hücreye sırasıyla 10'ar (toplam 640 adet parçacık, doluluk oranı %30), 15'şer (toplam 960 adet parçacık, doluluk oranı %45), 20'şer (toplam 1280 adet parçacık, doluluk oranı %60) ve 30'ar (toplam 1920 adet parçacık, doluluk oranı %90) sönümleyicili parçacık yerleştirilerek analiz yapılmıştır. Sonuçlar Şekil 6.15'te grafik olarak verilmiştir.



Şekil 6.14. Her bir hücrede 6 parçacık bulunan PDS'li ankastre-serbest çubuğun akselerans FTF'si.



Şekil 6.15. Farklı doluluk oranındaki PDS'li ankastre-serbest çubuğun akselerans FTF'si.

Farklı doluluk oranları için ankastre-serbest çubuğun doğal frekansları değişimi Tablo 6.4'te belirtilmiştir. Doluluk oranına bağlı olarak çubuğun bütün doğal frekansları azalmaktadır. En fazla doğal frekans değişimi birinci titreşim modunda gerçekleşmektedir. İkinci ve üçüncü titreşim modlarında doğal frekansları doluluk oranlarına bağlı olarak az miktarda azalmaktadır. Dördüncü titreşim modunda doğal frekansları doluluk oranlarına bağlı olarak neredeyse değişmemektedir. Parçacıklar birinci titreşim modunda daha aktif iken dördüncü titreşim modunda çok az aktif oldukları anlaşılmaktadır.

Tablo 6.4. Farklı doluluk oranlarına göre çubuğun doğal frekanslarının değişimi

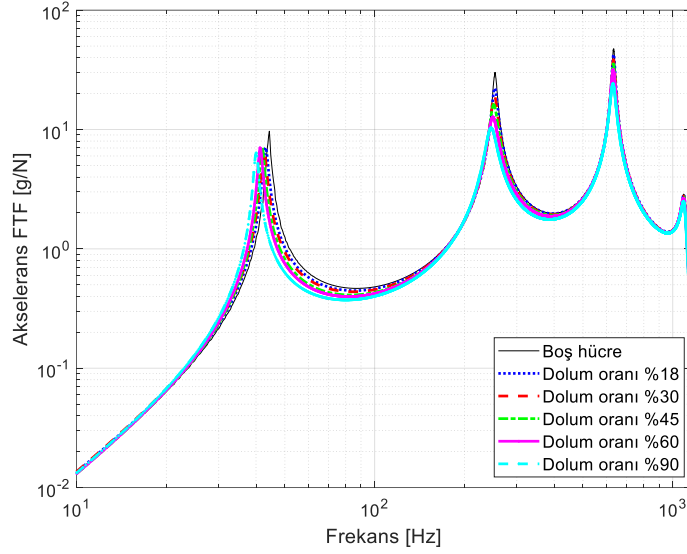
	%0	%18	%değişim	%30	%değişim	%45	%değişim	%60	%değişim	%90	%değişim
1. mod	44.2	43.1	-2.49%	42.5	-3.85%	41.9	-5.20%	41.3	-6.56%	40	-9.50%
2. mod	253.3	252.9	-0.16%	251.9	-0.55%	250.8	-0.99%	249	-1.70%	245.6	-3.04%
3. mod	633.5	633.4	-0.02%	632.8	-0.11%	632.1	-0.22%	631.6	-0.30%	630.3	-0.51%
4. mod	1093.9	1093.9	0.00%	1093.6	-0.03%	1093.6	-0.03%	1092.9	-0.09%	1093.6	-0.03%

Yarım güç bant genişliği yöntemi [107] yapının frekans tepki fonksiyonundan modal sönüm oranını tahmin etmek için kullanılmıştır. Farklı doluluk oranlarına göre çubuğun sönüm oranları değişimi Tablo 6.5'te verilmiştir. En fazla sönüm yitimi ikinci ve en az sönüm yitimi dördüncü titreşim modunda gerçekleşmektedir. Birinci titreşim modunda az dolum oranlarında sönüm katsayısı değişimi daha fazla iken yüksek dolum oranlarında daha azdır. Diğer titreşim modlarında doluluk oranlarına bağlı olarak sönüm katsayısı artmaktadır.

Tablo 6.5. Farklı doluluk oranlarına göre çubuğun sönüm oranları değişimi

Doluluk oranı	%0	18%	% değişim	30%	% değişim	45%	% değişim	60%	% değişim	90%	% değişim
1. mod	0.014	0.0182	30%	0.0189	35%	0.0164	17%	0.0162	16%	0.017	21%
2. mod	0.016	0.0211	32%	0.0239	49%	0.028	75%	0.035	119%	0.0407	154%
3. mod	0.011	0.0123	12%	0.0134	22%	0.0144	31%	0.016	45%	0.0206	87%
4. mod	0.017	0.017	0%	0.0175	3%	0.0178	5%	0.0184	8%	0.0189	11%

Doluluk oranının ankastre-serbest çubuğun FTF'si üzerindeki etkisi Şekil 6.16'da karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

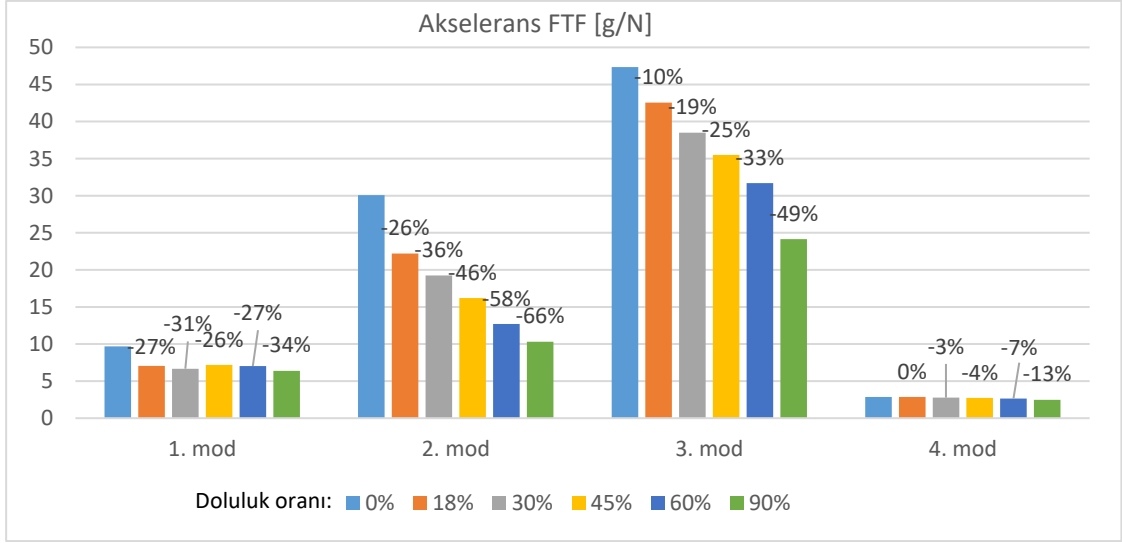


Şekil 6.16. Dolum oranının ankastre-serbest çubuğun FTF'si üzerindeki etkisi.

Farklı doluluk oranları için ankastre-serbest çubuğun ilk 4 eğilme titreşim moduna ait akselerans titreşim genliği Tablo 6.6'da ve parçacıksız ankastre-serbest çubuğun FTF'si ile kıyaslaması da Şekil 6.17'de verilmiştir. Şekil 6.17'de çubuk grafik üzerindeki % ile ifade edilen değerler genliğin boş çubuğun genliğine göre yüzdesel değişimidir. Doluluk oranı arttıkça eklenen sönümleyicili parçacıkların sayısı ve kütlesi de artmaktadır. İlk titreşim modunda doluluk oranı %30'a kadar titreşim genliği azalmakta, %45 iken bir önceki doluluk oranına göre bir miktar artmakta sonra tekrar düşmektedir. Birinci titreşim modunda doluluk oranı %30 iken parçacıkların daha aktif olduğu anlaşılmaktadır. İkinci ve üçüncü titreşim modlarında titreşim genlikleri doluluk oranlarına bağlı olarak doğrusal azalmaktadır. Dördüncü titreşim modunda titreşim genliği çok az değişmektedir.

Tablo 6.6. Farklı doluluk oranları için ankastre-serbest çubuğun titreşim genliği [g/N]

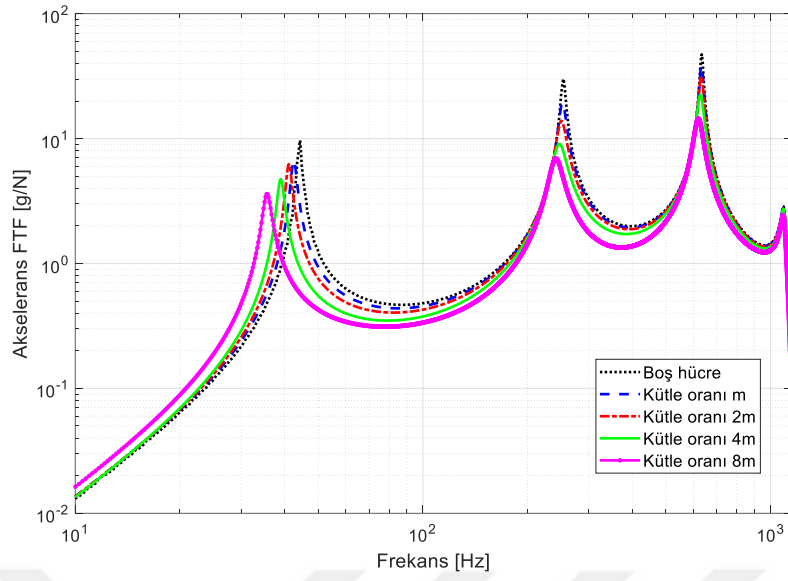
Doluluk oranı	%0	%18	%30	%45	%60	%90
1. titreşim modu	9.68	7.06	6.67	7.18	7.03	6.39
2. titreşim modu	30.08	22.20	19.24	16.19	12.71	10.31
3. titreşim modu	47.34	42.55	38.49	35.50	31.69	24.15
4. titreşim modu	2.86	2.86	2.77	2.74	2.65	2.48



Şekil 6.17. Farklı doluluk oranları için ankastre-serbest çubuğun akselerans titreşim genliği ve değişimi

6.2. Kütle Oranının Ankastre-Serbest Çubuğun Sönümüne Etkisi

PDS'li sistemlerde kütle oranı, hücrelere yerleştirilen sönümleyicili parçacıkların toplam kütesinin çubuğun toplam kütesine oranı olarak tanımlanmaktadır. Katmanlı çubuğun toplam eşdeğer kütlesi 0.250 kg ve 1.25 mm yarıçapındaki akrilik bir topun kütlesi ($m_p = \frac{4}{3}\pi r_p^3 \rho_p$) yaklaşık 9.65×10^{-6} kg'dır. Belirlenen her bir hücreye 10 adet sönümleyicili parçacık yerleştirildiği zaman kütle oranı yaklaşık 0.025 olmaktadır. Kütle oranı 0.025 ile 0.200 arasında değiştirilerek kütle oranının ankastre-serbest çubuğun FTF'si üzerindeki etkisi incelenmiştir. Kütle oranının etkisini incelemek için sadece sönümleyici parçacıkların yoğunluğu artırılmış (2x, 4x, 8x) diğer bütün parametreler aynı kalmıştır. Yani aynı fiziksel özelliklerde farklı malzemelerden yapılmış parçacıkların etkisi olarak düşünülebilir. Yoğunluktaki değişiklik parça sayısının dolayısıyla doluluk oranının sabit kalması demektir. Sonuç olarak, transfer fonksiyonunda gözlemlenen değişimler sadece kütle oranındaki değişime bağlanabilir. Kütle oranının ankastre-serbest çubuğun akselerans FTF'si üzerindeki etkisi Şekil 6.18 ve Tablo 6.7'de verilmiştir. Artan kütle oranına bağlı olarak çubuğun ilk 3 doğal frekansları doğrusal azalmaktadır. Dördüncü titreşim modundaki değişim ihmal edilecek kadar küçüktür. Kütle oranlarına bağlı olarak çubuğun ilk 4 modu için akselerans titreşim genliği Tablo 6.8 ve Şekil 6.19'da verilmiştir. Benzer şekilde ankastre-serbest çubuğun rezonans titreşim genliği ilk 3 titreşim modu için doğrusal azalmaktadır. Dördüncü titreşim modu için genlik çok az etkilenmektedir. Aynı fiziksel özellikteki sönümleyici parçacıklardan kütlesi ağır olan yapının sönümünün azaltılmasında daha etkilidir.



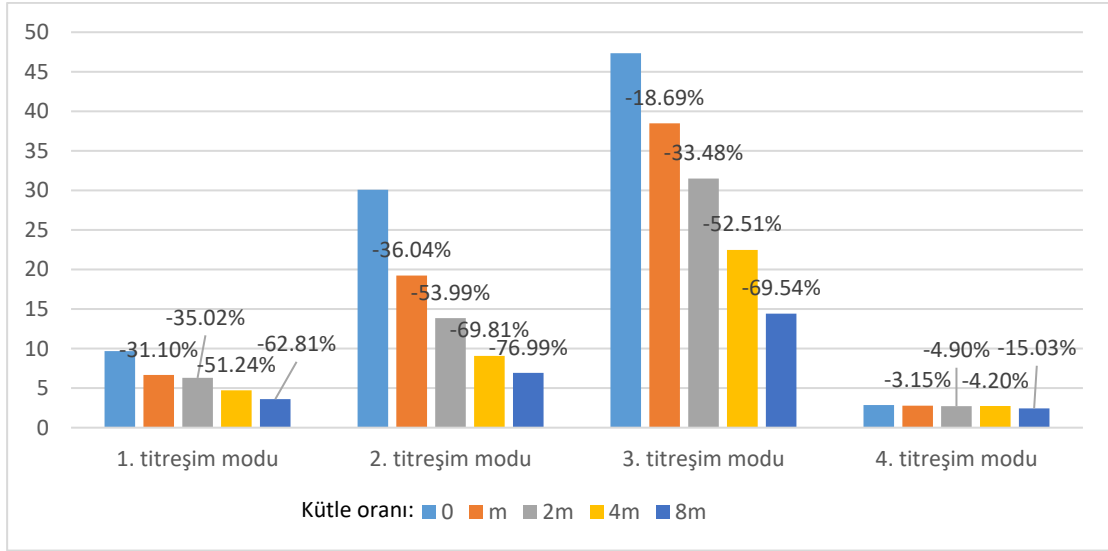
Şekil 6.18. Kütle oranının ankastre-serbest çubuğun genliğine etkisi.

Tablo 6.7. Farklı kütle oranlarına göre ankastre-serbest çubuğun doğal frekansları

Kütle oranı	1. mod	2. mod	3. mod	4. mod
0	44.2	253.3	633.5	1093.9
0.025 (m)	42.5	251.9	632.8	1093.6
0.05 (2m)	41.2	250.0	631.7	1093.9
0.1 (4m)	39.0	246.5	628.5	1093.5
0.2 (8m)	35.6	240.9	620.2	1092.3

Tablo 6.8. Kütle oranlarına göre ankastre-serbest çubuğun akselerans genliği

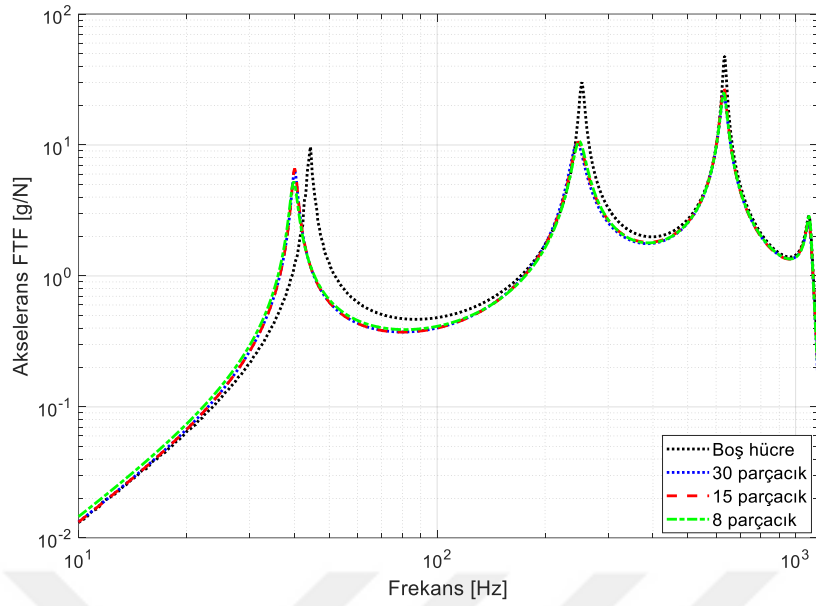
Kütle oranı	0	m	2m	4m	8m
1. titreşim modu	9.68	6.67	6.29	4.72	3.6
2. titreşim modu	30.08	19.24	13.84	9.08	6.92
3. titreşim modu	47.34	38.49	31.49	22.48	14.42
4. titreşim modu	2.86	2.77	2.72	2.74	2.43



Şekil 6.19. Farklı kütle oranları için ankastre-serbest çubuğun akselerans titreşim genliği ve değişimi

6.3. Sabit Kütleli Doluluk Oranının Ankastre-Serbest Çubuğun Sönümüne Etkisi

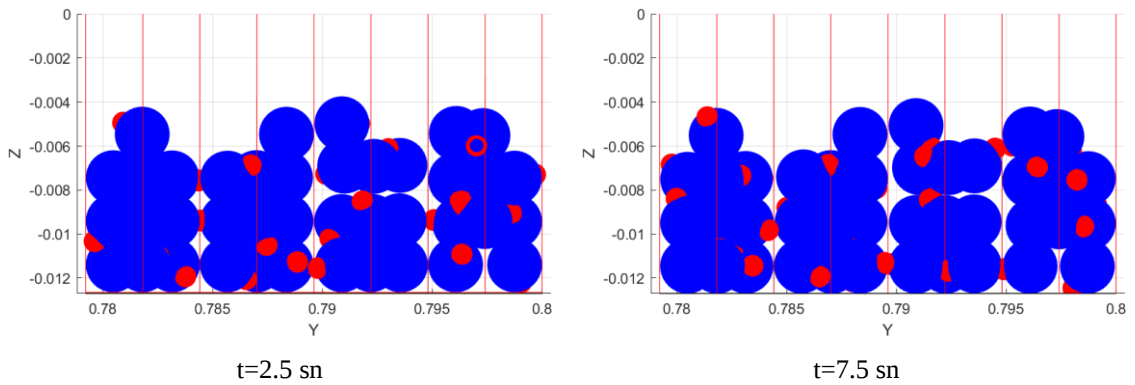
Sabit kütleli doluluk oranının çubuğun FTF'si üzerindeki etkisini incelemek için sönümleyici parçacığın yoğunluğu hariç diğer bütün parametreler sabit tutulmuştur. Parçacığın yoğunluğu değiştirilince kütlesi değişmiş oldu. Parçacıkların toplam kütlelerini sabit tutmak için yarıçapı sabit kalmak koşulu ile parçacık sayısı değiştirilmiştir. Dolayısı ile hücre doluluk oranı değişmiş oldu. 3 durum dikkate alınmıştır. Yarıçapı 1.25 mm ve yoğunluğu 1180 kg/m³ olan ve her bir hücreesine 30 adet akrilik top yerleştirilmiş PDS'li sistem referans alınmıştır. Yoğunluğu 2 katı olan parçacıklardan yaklaşık 15 adet ve yoğunluğu 4 katı olan parçacıklardan yaklaşık 8 adet her bir hücreye yerleştirilirse toplam parçacık kütlesi aynı olmaktadır. Her durumda çubuk rms değeri 10 N'luk gelişigüzel kuvvetle tahrik edilmiştir. Bu durumlar için ankastre-serbest çubuğun transfer fonksiyonu grafiği Şekil 6.20 ve akselerans genliği Tablo 6.9'da verilmiştir. Kütle oranı sabit kaldığı için 3 durum için doğal frekansları hemen hemen aynı kalmaktadır. Akselerans genlikleri çok az miktarda değişmektedir. Şekil 6.21'de yoğunluğu iki katına çıkartılmış her bir hücresinde 15 adet parçacık bulunan hücrenin iki farklı zaman dilimindeki davranışı verilmiştir. Grafikten anlaşılacağı üzere rms değeri 10 N olan tahrik kuvveti hücreleri çok az hareket ettirmektedir. Parçacıklar hemen hemen bir bütün halinde kalmaktadır. Bu sonuçlardan, belirtilen koşullarda parçacıkların katmanlı bal peteği yapısının sönümü üzerindeki verimliliğini etkileyen en önemli parametrenin parçacıkların toplam kütlesi olduğu anlaşılmaktadır.



Şekil 6.20. Sabit kütleli yoğunluk oranının ankastre-serbest çubuğun genliğine etkisi.

Tablo 6.9. Yoğunluk oranlarına göre ankastre-serbest çubuğun akselerans genliği

Yoğunluk oranı	0	ρ	%değişim	2 ρ	%değişim	4 ρ	%değişim
1. titreşim modu	9.68	6.39	-34%	6.61	-32%	5.25	-46%
2. titreşim modu	30.08	10.31	-66%	10.50	-65%	10.65	-65%
3. titreşim modu	47.34	24.15	-49%	27.37	-42%	24.87	-47%
4. titreşim modu	2.86	2.48	-13%	2.61	-9%	2.85	0%

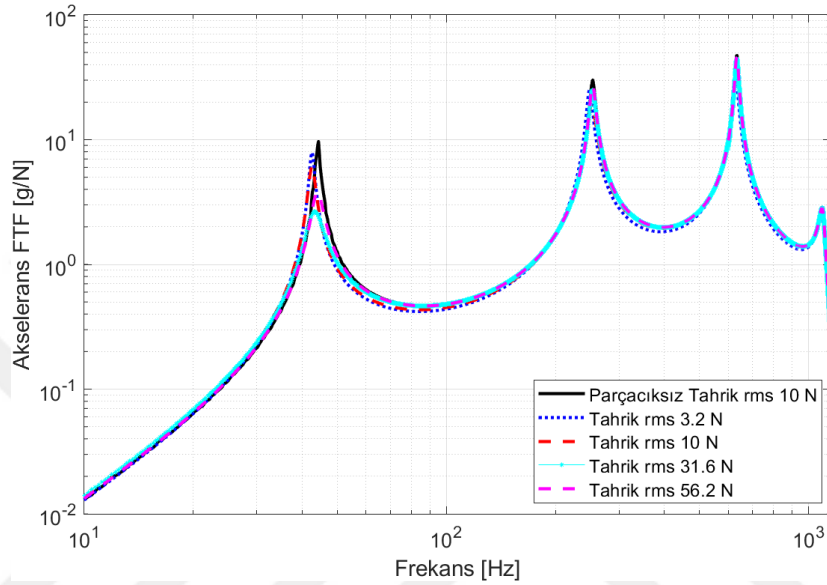


Şekil 6.21. Yoğunluğu 2 katına çıkartılmış 15 adet parçacığın iki farklı zaman dilimindeki davranışları.

6.4. Tahrik Genliğinin Ankastre-Serbest Çubuğun Sönümüne Etkisi

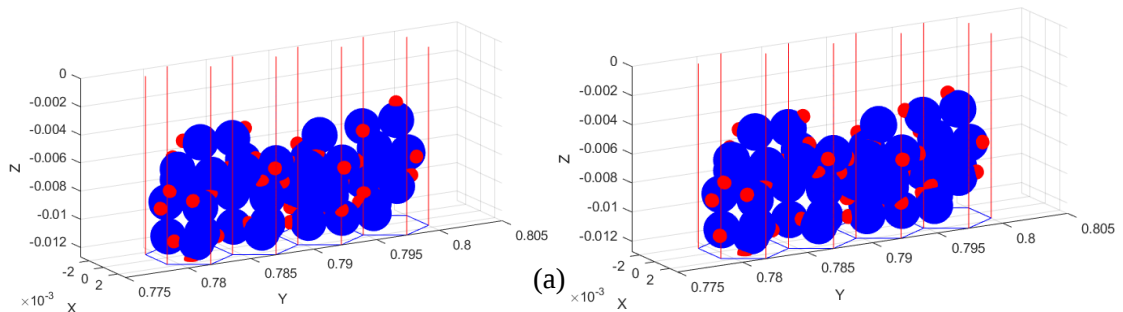
Tahrik sinyalinin genlik düzeyinin ankastre-serbest çubuğun titreşim genliği üzerindeki davranışını incelemek için, gelişigüzel giriş sinyalinin rms (karekök ortalama) değeri, aynı bant genişliğini koruyarak, 3.2, 10.0, 31.6 ve 56.2 N olmak üzere dört durum dikkate alınmıştır. Diğer

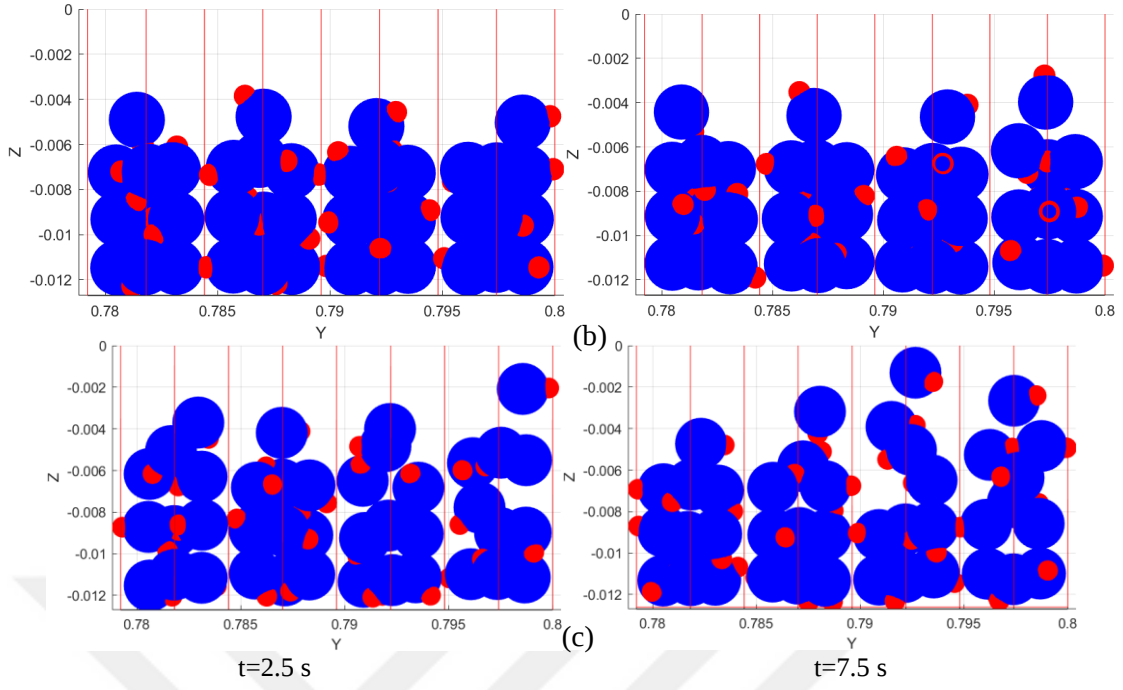
tüm parametreler sabit tutulmuştur. Ankastre-serbest çubuğun her bir hücrelerine 10'ar adet parçacık yerleştirilerek elde edilen FTF grafiği Şekil 6.22'de verilmiştir. Tüm modlarda rezonans zirvesinde bir azalma meydana gelmiştir. En fazla genlik azalması 1. titreşim modunda gerçekleşmektedir. Bu titreşim modunda en fazla enerji yitimi tahrik frekansının rms değeri 31.6 N iken meydana gelmektedir. Diğer titreşim modlarında genlik farkı çok azdır.



Şekil 6.22. Tahrik genliğinin ankastre-serbest çubuğun titreşim genliğine etkisi

Dört konumda hücrelere yerleştirilmiş parçacıkların iki farklı zaman adımındaki anlık görüntüleri Şekil 6.23'te gösterilmektedir. 3.2 N rms tahrik sinyali için parçacıklar çok az hareket etmektedir. Parçacıkların çoğu yüzeylerle temas halindedir. Sönümleme en fazla alt yüzeye temastan kaynaklanmaktadır. 32 N rms tahrik sinyalinde parçacıklar bir bütün halinde hareket etmekte ve bir miktar alt yüzeyden ayrılmaktadır. 56.2 N rms tahrik sinyali için parçacıkların bir kısmının üst yüzeye çarpmadan hücre içerisinde boşlukta kaldığı görülmektedir. Sonuç olarak, hücre yüzeyleri ile etkileşim daha azdır ve dolayısıyla sönümleyici parçacıkların modal kütleye katkısı az olduğundan frekans kayması da ihmal edilebilir hale gelmektedir.



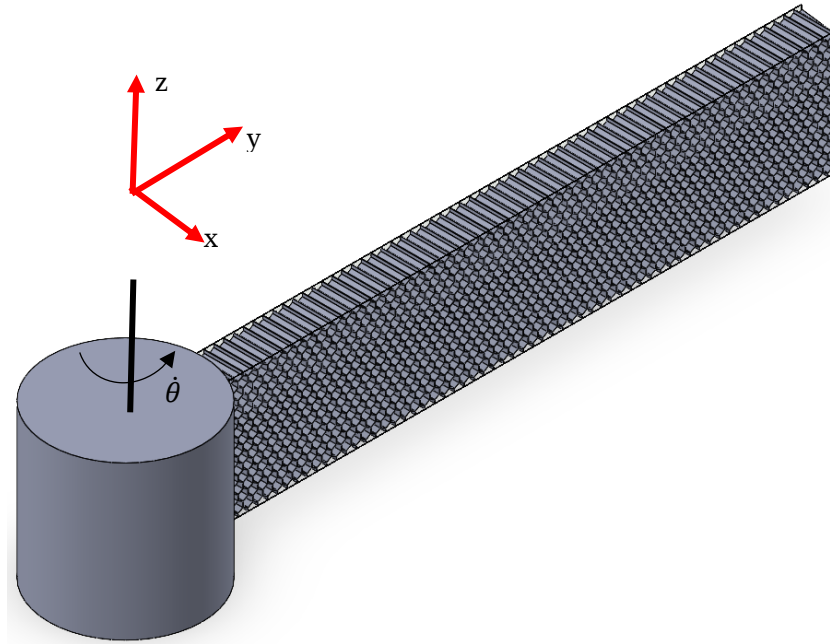


Şekil 6.23. Sönümleyici parçacıkların anlık görüntüleri: a) tahrik genliği (rms) 3.2 N, b) tahrik genliği (rms) 32 N, c) tahrik genliği (rms) 56.2 N.

7. PARÇACIK SÖNÜMLEYİCİLİ DÖNEN BAL PETEĞİ KATMANLI YAPILAR

Bu bölümde, PDS yönteminin dönen kompozit konsol çubuklar üzerindeki verimliliğinin incelenmesi için bazı sayısal uygulamalar yapılmıştır. Çubuk bal peteği şeklinde gözenekli hücrelere sahip katmanlı yapıdadır. Çubuk sabit açısal hızla dönmekte ve sadece bir eksenle titreşim hareketi yaptığı kabul edilmiştir. Çubuğun kalınlığının, boyuna oranla oldukça küçük olduğu varsayılmıştır. Böylece dönme ataleti ve kayma şekil değiştirme etkileri ihmal edilmiştir. Sabit kesitli, belirli bölgelerine sönümleyici parçacık yerleştirilmiş dönen konsol çubuğun düzlem içi eğilme (x doğrultusunda) titreşimleri incelenmiştir. Yapının hareket denklemi analitik olarak elde edilmiştir. Çubuğun en fazla titreşim yapan uç bölgelerinde seçilen bazı hücrelerine sönümleyici parçacıklar yerleştirilmiştir. Ankastre ucuna yakın bir konumdan gelişigüzel titreşimle tahrik edilmiştir. Dönen konsol çubuğun zorlamalı hareket denkleminde uç kısmının ivme değeri hesaplanarak cevap ve tahrik noktası arasındaki FTF'si elde edilmiştir. Farklı dolum oranı, malzeme, tahrik frekansı gibi parametreler için çubuğun FTF grafikleri elde edilmiş ve sönümleyici parçacıkların sönüm üzerindeki etkisi incelenmiştir. Bu grafikler parçacıksız çubuğun FTF'si ile karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Konsol çubuğun PDS'li titreşim analizi ve simülasyonu için Matlab programı kullanılmış ve bu amaçla birçok program hazırlanmıştır.

Şekil 7.1'de bir göbeğe sabitlenmiş katmanlı çubuk verilmiştir. Bu çubuk göbek etrafında dönen ankastre-serbest sınır şartlarına sahip olarak modellenebilmektedir.



Şekil 7.1. Bal peteği katmanlı dönen çubuk

Sabit bir eksen etrafında dönen konsol çubuğun kütle ve katılık matrislerinin aşağıdaki gibi hesaplanabildiği daha önce ifade edilmişti.

$$M = \int_0^L (\rho A)_{eq} \varphi^T \varphi dy \quad (7.1)$$

$$K = \int_0^L (EI)_{eq} \varphi''^T \varphi'' dy + \dot{\theta}^2 \left[\int_0^L (\rho A)_{eq} (r_g + y) \left(\int_0^y \varphi'^T \varphi' d\sigma \right) dy - \int_0^L (\rho A)_{eq} \varphi^T \varphi dy \right] \quad (7.2)$$

Burada, r_g göbek yarıçapıdır. Bu katmanlı çubuk için kütle ve katılık orantılı sönüm kabulü yapılırsa, hareket denklemi aşağıdaki gibi modal koordinatlarda ifade edilir.

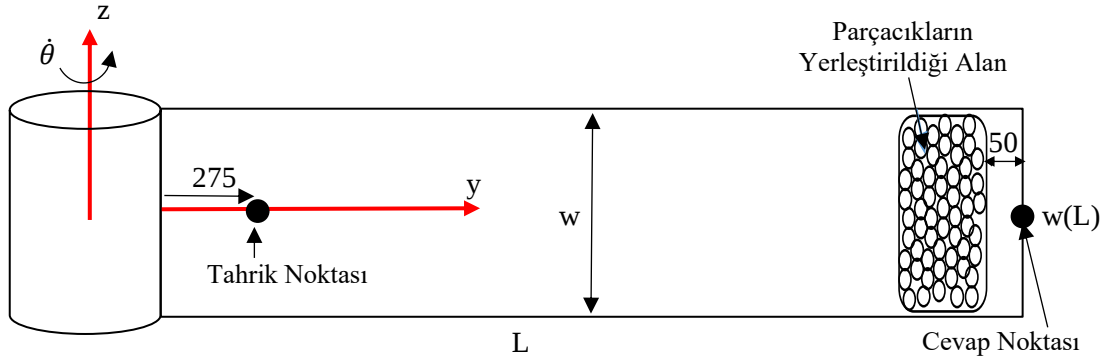
$$\ddot{q}_i + 2\zeta_i \omega_i \dot{q}_i + \omega_i^2 q_i = \psi_i^T(y_e) f^e + \sum_{j=1}^n (\psi_i^T(y_j) f_j^d) \quad (7.3)$$

Bir önceki bölümde özellikleri verilen bal peteği katmanlı çubuk ele alınmıştır. Göbek yarıçapı $r_g=100$ mm olarak belirlenmiştir. Bu şartlar altında parçacıksız sistemin dönme hızına bağlı olarak elde edilen doğal frekansları Tablo 7.1’de verilmiştir.

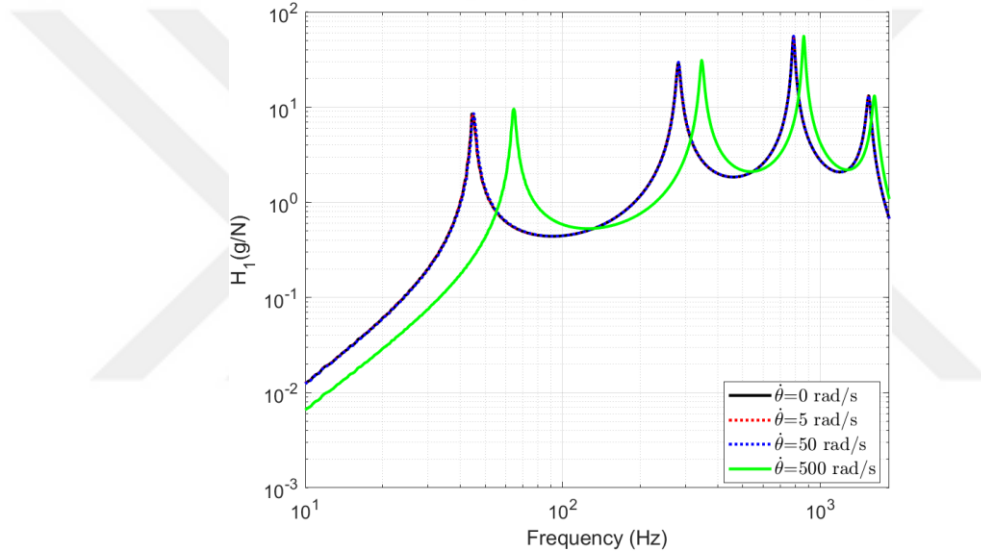
Tablo 7.1. Dönme hızına bağlı olarak konsol çubuğun doğal frekansları.

Doğal Frekans [Hz]	Dönme Hızı $\dot{\theta}$ (rad/s)			
	0	5	50	500
1. Eğilme Frekansı	44.8	44.9	45.1	66.3
2. Eğilme Frekansı	280.6	280.7	281.4	346.3
3. Eğilme Frekansı	785.8	785.9	786.6	861.9
4. Eğilme Frekansı	1539.8	1540.0	1540.7	1622.3

PDS’li dönen çubuk modeli Şekil 7.2’de verilmiştir. Bir önceki bölümde konsol çubuk için belirtilen durumlar dönen çubuk içinde geçerlidir. Çubuk ankastre ucundan 275 mm mesafeden rms değeri 10 N olan gelişigüzel Gauss titreşimi ile tahrik edilmiştir. Farklı dönme hızları için ($\dot{\theta} = [0, 5, 50, 500]$ rad/s) çubuğun uç kısmının H_1 transfer fonksiyonu Şekil 7.3’te verilmiştir. Dönen çubuğun doğal frekansları dönme hızının karesi ile orantılı olduğundan düşük dönme hızlarında doğal frekanslarda değişim az iken yüksek dönme hızlarında oldukça fazladır.

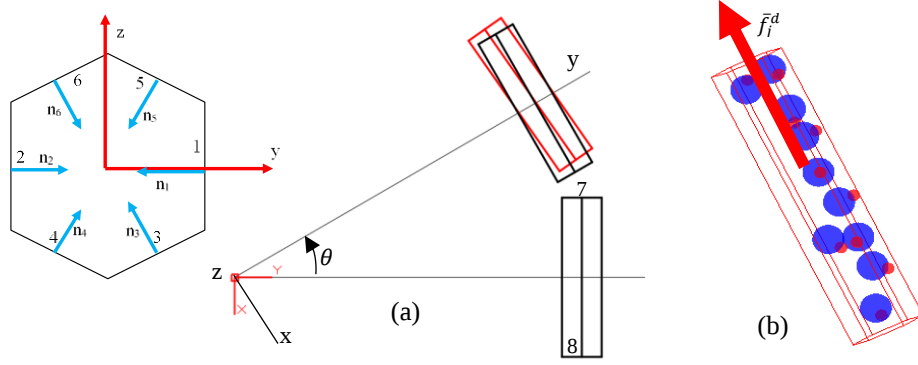


Şekil 7.2. PDS'li dönen çubuk modeli



Şekil 7.3. Farklı dönme hızları için konsol çubuğun uç kısmının transfer fonksiyonu

Şekil 7.2'de gösterildiği gibi çubuğun uç kısmından 50 mm içeriden 64 tane hücre (4 adet y doğrultusunda 16 adet z doğrultusunda) sönümleyici parçacık yerleştirmek için seçilmiştir. Özellikleri Tablo 6.3'te verilen akrilik parçacıklar kullanılmıştır. Titreşime maruz kalan hücrelerin yüzey tabakalarının YZ düzlemine paralel kalacak şekilde X doğrultusunda öteleme yaptığı, yan yüzeylerinin ise X de öteleme ve Z eksenine göre dönme hareketi yaptığı varsayılmıştır. Daha sonra bu yapı göbeğin dönmesine bağlı olarak θ açısı ile Z eksenini etrafında dönmektedir (Şekil 7.4.a). Dönen hücre içerisinde meydana gelen tüm temas kuvvetlerinin toplamı alt yüzeye dik tekil bir kuvvet olarak modellenmiştir (Şekil 7.4.b).



Şekil 7.4. (a) Deformasyona uğramış dönen hücre, (b) Döner hücrede meydana gelen temas kuvveti

Şekil 7.4.a’da XYZ ve xyz koordinatları sırasıyla sabit ve referans koordinat sistemi olarak tanımlanmıştır. Altıgen hücrenin xyz referans düzlemine göre düzlem denklemleri ankastre uca göre aşağıda verilmiştir.

$$P_{xyz} = \begin{bmatrix} \frac{\partial w_j}{\partial y} & 1 & 0 \\ \frac{\partial w_j}{\partial y} & 1 & 0 \\ \frac{\partial w_j}{\partial y} & 1 & \sqrt{3} \\ \frac{\partial w_j}{\partial y} & 1 & -\sqrt{3} \\ \frac{\partial w_j}{\partial y} & 1 & -\sqrt{3} \\ \frac{\partial w_j}{\partial y} & 1 & -\sqrt{3} \\ \frac{\partial w_j}{\partial y} & 1 & \sqrt{3} \\ 1 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \\ z \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} -y_j - \frac{\sqrt{3}}{2}R \\ -y_j + \frac{\sqrt{3}}{2}R \\ -y_j - \sqrt{3}R \\ -y_j + \sqrt{3}R \\ -y_j - \sqrt{3}R \\ -y_j + \sqrt{3}R \\ -w_j - \frac{h}{2} \\ -w_j + \frac{h}{2} \end{bmatrix} = 0 \quad (7.4)$$

Burada R ve H sırasıyla altıgen hücrenin çevresel yarıçapı ve yüksekliğidir. y_j j hücresinin ankastre uca göre konumunu, w_j ve $\frac{\partial w_j}{\partial y}$ sırasıyla j hücresinin titreşim kaynaklı yer değiştirmesi ve eğimini ifade etmektedir. w_j ve $\frac{\partial w_j}{\partial y}$ ifadeleri hareket denkleminin çözümünden $w_j = \sum_{i=1}^n \psi_i(y_j)q_i(y_t)$ ve $\frac{\partial w_j}{\partial y} = \sum_{i=1}^n \frac{\partial \psi_i(y_j)}{\partial y} q_i(y_t)$ şeklinde elde edilmektedir. Benzer şekilde j hücresinin titreşim kaynaklı hızı $\dot{w}_j = \sum_{i=1}^n \psi_i(y_j)\dot{q}_i(y_t)$ ifadesi ile elde edilir.

Çubuk Z eksenini etrafında döndüğü için R_z dönme matrisi aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

$$R_z = \begin{bmatrix} \cos(\theta) & -\sin(\theta) & 0 \\ \sin(\theta) & \cos(\theta) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (7.5)$$

θ göbeğin açısal yer değiştirmesidir. t süre olmak üzere; $\theta = t * \dot{\theta}$ formülü ile hesaplanır. Hücre duvarlarının sabit koordinat sistemine göre düzlem denklemleri aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

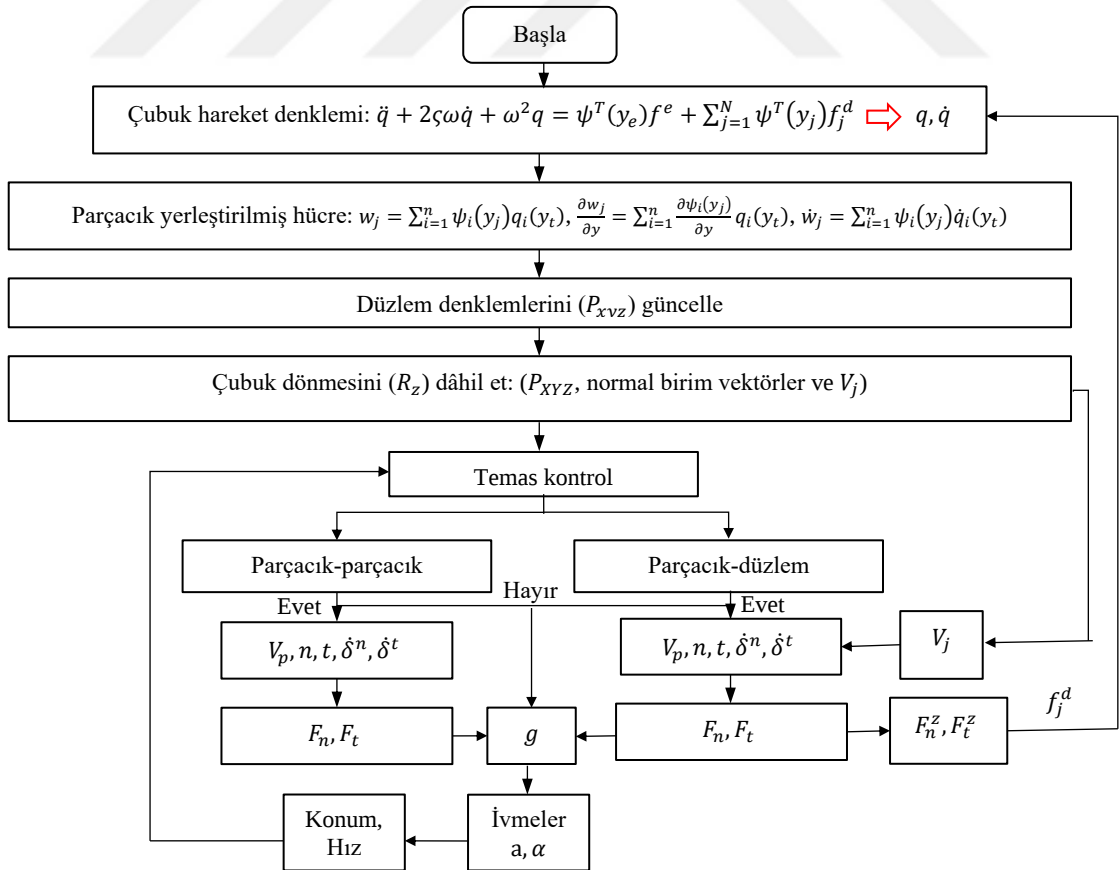
$$P_{XYZ} = R_Z \times P_{xyz}(a; b; c) + d = AX + BY + CZ + D = 0 \quad (7.6)$$

j hücre merkezinin hem titreşimden hem de dönmeden kaynaklanan doğrusal hızı aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$V_j = iy_j\dot{\theta}e^{i\theta} - \dot{w}_j\sin\theta + i\dot{w}_j\cos\theta \quad (7.7)$$

Burada $i = \sqrt{-1}$, y_j j hücre merkezinin ankastre uca göre konumu, $\dot{w}_j$ j hücresinin doğrusal hızını ifade etmektedir. V_j karmaşık sayı olmak üzere gerçel kısmı temas noktasının hızının y bileşenini sanal kısmı ise x bileşenini vermektedir. Dolayısı ile temas noktasının bağlı hızı, i yüzey ile temas eden parçacık olmak üzere $V_{bağlı} = V_j - V_i + (r_A\omega_A) \times \vec{n}$ ile hesaplanır. Hücre yüzeylerine ait birim vektörler P_{XYZ} yüzeylerine dik olan vektörlerdir ve aşağıdaki gibi hesaplanır.

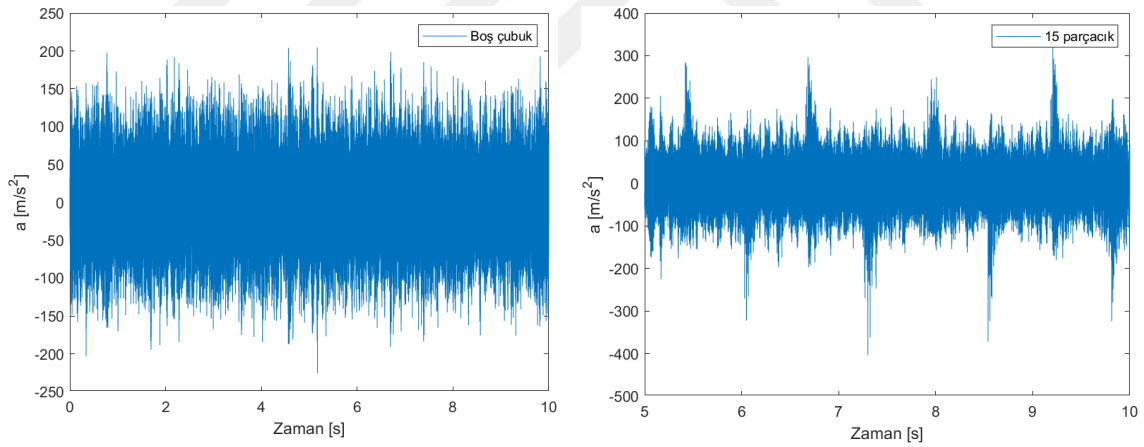
$$\vec{n} = \frac{\langle a, b, c \rangle}{\sqrt{a^2 + b^2 + c^2}} \quad (7.8)$$



Şekil 7.5. Dönen çubuk için ayrık elemanlar yöntemi simülasyon algoritması akış şeması

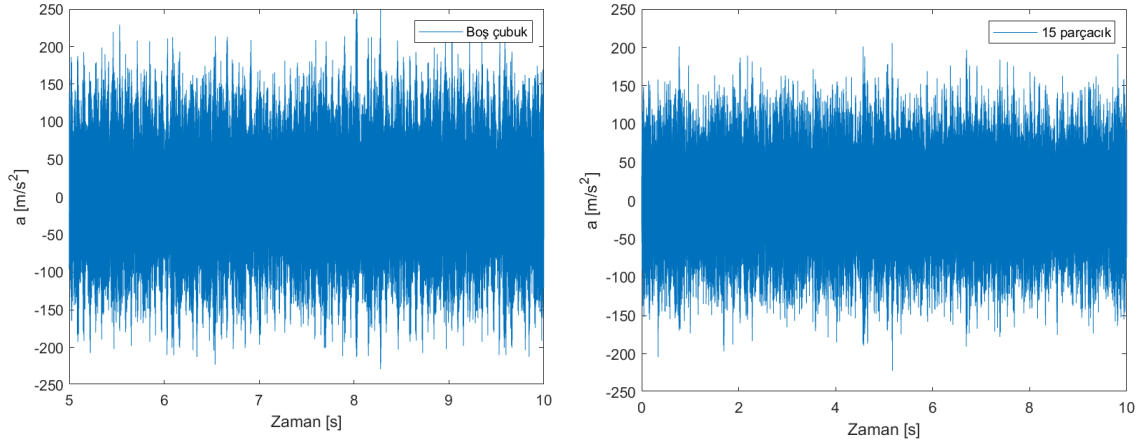
Dönen çubuğun titreşim hareketini ayırık elemanlar yöntemi ile incelerken Şekil 7.5'te verilen akış şeması takip edilmiştir.

Her bir zaman adımında çubuğun hareket denklemi çözülür. Çubuğun hareketini ifade etmek için ilk dört modu yeterli kabul edilmiştir. Parçacık yerleştirilmiş hücrelerin yerdeğiştirme, eğilme ve hızları hesaplanır. Bu sonuçlara göre hücre yüzey denklemleri referans düzleme göre elde edilir. Çubuğun dönmesi dikkate alınarak düzlem denklemleri sabit düzleme göre güncellenir. Çubuğun hareketi neticesinde parçacık-parçacık ve parçacık-düzlem temasları kontrol edilir. Kontrol işlemi her bir zaman adımında her bir parçacık, düzlem ve hücre için ayrı ayrı yapılır. Temas gerçekleşmişse bağıl hızlar, normal, teğetsel vektörler hesaplanır. Bağıl hızın normal ve teğetsel düzleme izdüşümü skaler çarpımla elde edilir. Her bir parçacığa etki eden temas kuvvetleri bulunarak parçacıkların ivmeleri hesaplanır. İvmelerin integrali alınarak parçacıkların konum ve hızları güncellenir. Düzlemlerle temas gerçekleşmişse temas edilen düzlemin hem titreşimden hem de dönmekten kaynaklı hızı ve temas noktalarında oluşan normal ve teğetsel kuvvetlerin hareket yönündeki bileşeni hesaplanır. Bütün düzlemlerle etkileşim halinde olan parçacıkların hareket yönündeki bileşenleri toplanarak çubuğa hücre merkezinde etki ettiği varsayılan bileşke kuvvet elde edilir. Bu işlemler döngü halinde analiz süresince yapılır.



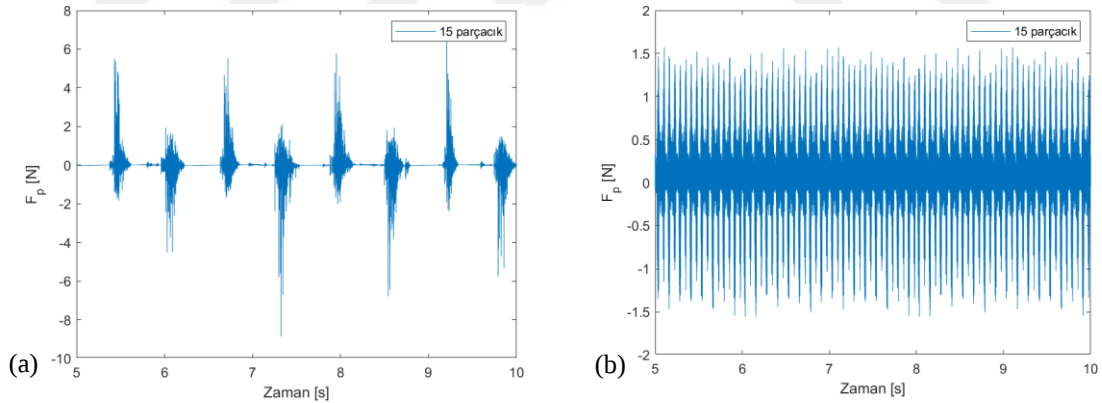
Şekil 7.6. Çubuğun uç kısmının ivme cevabı, tahrik kuvveti 10 N, $\dot{\theta}=5$ rad/sn

Şekil 7.6'da seçilen her bir hücre sine 15 adet parçacık yerleştirilmiş çubuğun tahrik genliği 10 N ve dönme hızı 5 rad/s iken uç kısmının ivme cevabı boş çubuk ile kıyaslamalı verilmiştir. Şekil 7.7'de ise 15 adet parçacık yerleştirilmiş çubuğun tahrik genliği 10 N ve dönme hızı 50 rad/s iken uç kısmının ivme cevabı boş çubuk ile kıyaslamalı verilmiştir. Her iki durumda çubuğun uç kısmının ivme genliğinin azaldığı söylenebilir. Düşük dönme hızında genlikteki azalma daha fazladır.



Şekil 7.7. Çubuğun uç kısmının ivme cevabı, tahrik kuvveti 10 N, $\dot{\theta}=50$ rad/sn

Şekil 7.8’de seçilen her bir hücre sine 15 adet parçacık yerleştirilmiş çubuğun tahrik genliği 10 N iken yüzeylerle hareket doğrultusunda $y_j = 0.7974$ mm hücre sine meydana gelen temas kuvveti iki farklı dönme hızı için verilmiştir. Ana yapıyla en fazla etkileşim alt ve üst yüzeylerle olduğu için bu yüzeylerle oluşan temas kuvvetleri daha fazladır. Şekildeki hareket yönünde oluşan temas kuvvetlerindeki zirveler alt ve üst yüzeylerle etkileşimde olduğu durumlardır. Zirve noktaları düşük dönme hızında daha yüksek olduğu görünmektedir.

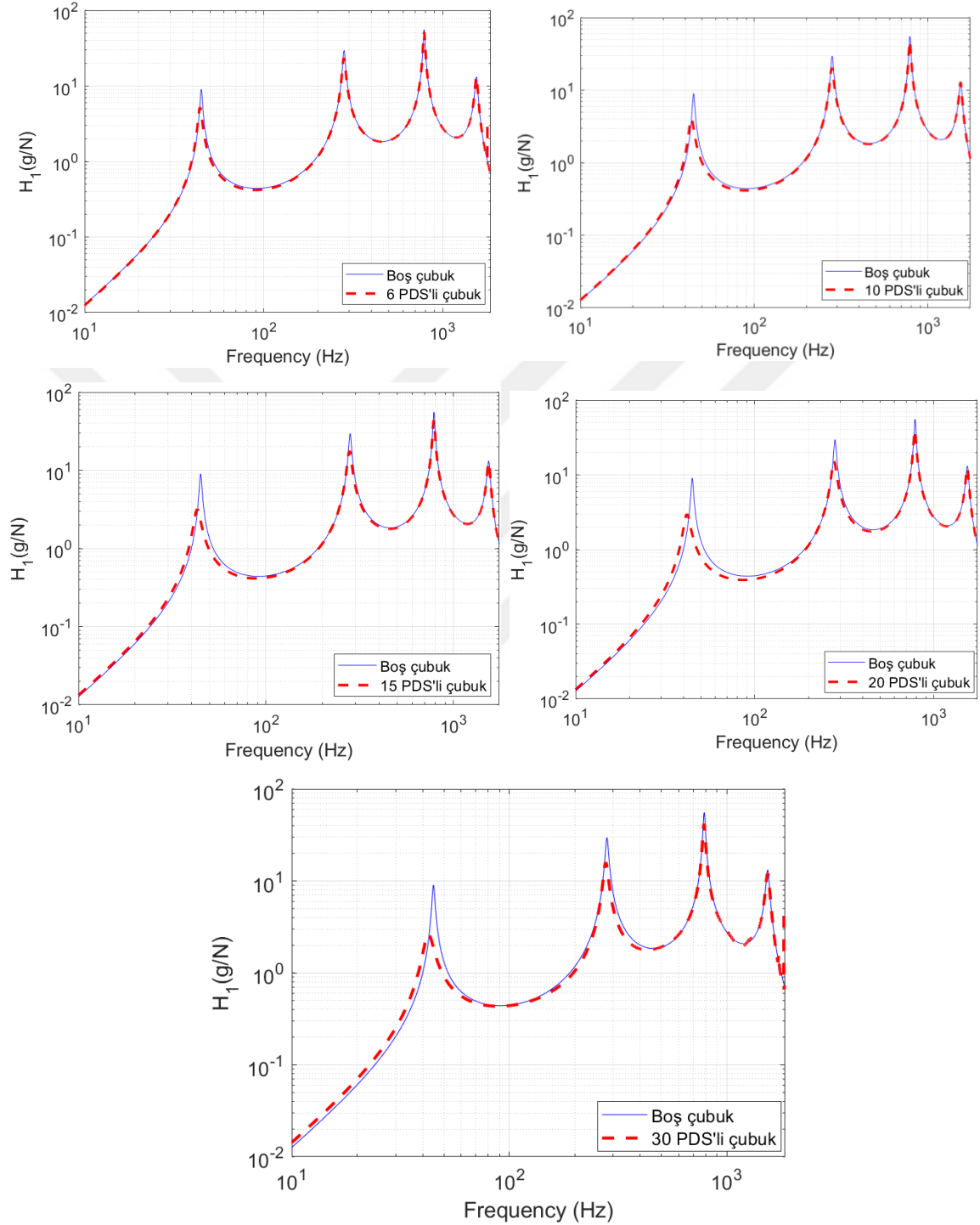


Şekil 7.8. İki farklı dönme hızı için konsol çubukta meydana gelen yüzey temas kuvvetleri a) $\dot{\theta}=5$ rad/s, b) $\dot{\theta}=50$ rad/s

7.1. Doluluk Oranı ve Dönme Hızının Dönen Konsol Kirişin Sönümüne Etkisi

Bir göbek etrafında sabit hızla dönen çubuğun uç noktasının akselerans cevabı farklı doluluk oranları için incelenmiştir. Doluluk oranları %18 (6 adet parçacık), %30 (10 adet parçacık), %45 (15 adet parçacık), %60 (20 adet parçacık) ve %90 (30 adet parçacık) olarak seçilmiştir. Açısal hız için iki durum ele alınmıştır: 5 rad/s ve 50 rad/s. Dönme hızının 5 rad/s olması durumunda farklı

doluluk oranları için çubuğun uç kısmının FTF grafiği Şekil 7.9’da verilmiştir. Konsol çubuğun doğal frekansları değişimi ise Tablo 7.2’de verilmiştir.



Şekil 7.9. Farklı dolum oranının konsol çubuğun FTF’si üzerindeki etkisi ($\dot{\theta}=5$ rad/s).

Dönen çubuğun doğal frekansları sönümleyici parçacıkların miktarına bağlı olarak çok az değişmektedir. En fazla değişim 1. doğal frekansında olmaktadır. Diğer 3 doğal frekansları dolum

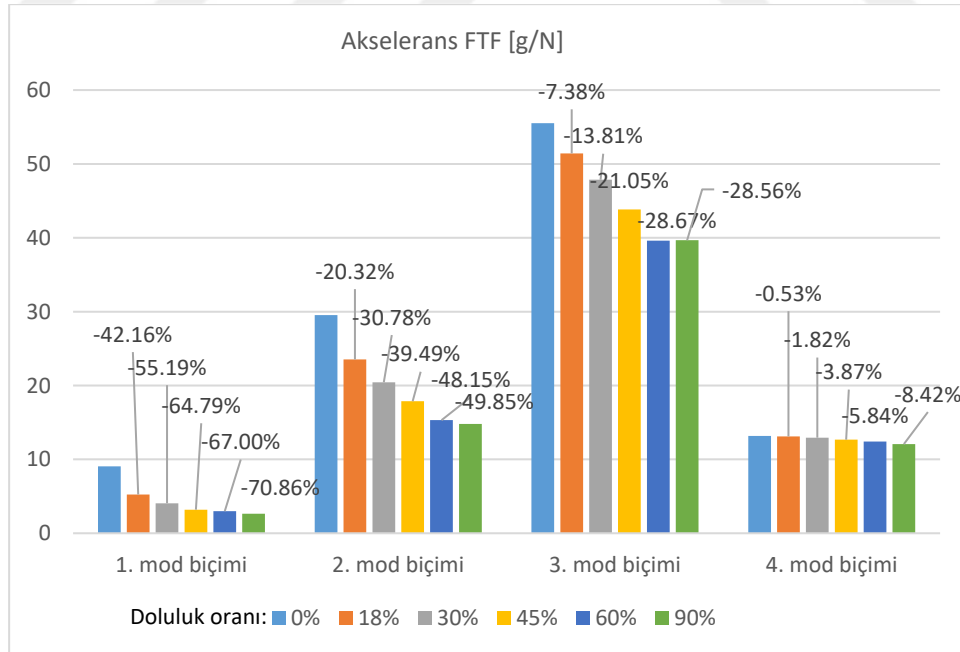
oranına bağılı olarak %1'in altında değişmektedir. Gbk dnme hızı 5 rad/s iken farklı doluluk oranlarına bağılı olarak dnen buğun u kısmının titreşim genliği Tablo 7.3 ve şekil 7.10'da karşılaştırılmal olarak verilmiştir. İlk  titreşim modlarında buğun genliği dolum oranına bağılı olarak doğrusal azalmaktadır. 4. titreşim modunda genlikteki değişim dolum oranına bağılı olarak ok az seviyededir.

Tablo 7.2. Farklı doluluk oranlarına gre buğun doğal frekansları değişimi ($\dot{\theta}=5$ rad/s)

	%0	%18	%değişim	%30	%değişim	%45	%değişim	%60	%değişim	%90	%değişim
1. mod	44.9	44.1	-1.78%	43.5	-3.12%	42.9	-4.45%	41.8	-6.90%	42.4	-5.57%
2. mod	280.7	280.1	-0.21%	279.4	-0.46%	278.4	-0.82%	276.9	-1.35%	276.1	-1.64%
3. mod	785.9	785.6	-0.04%	785.2	-0.09%	784.4	-0.19%	783.5	-0.31%	782.9	-0.38%
4. mod	1540.0	1539.7	-0.02%	1539.5	-0.03%	1539.1	-0.06%	1538.9	-0.07%	1538.6	-0.09%

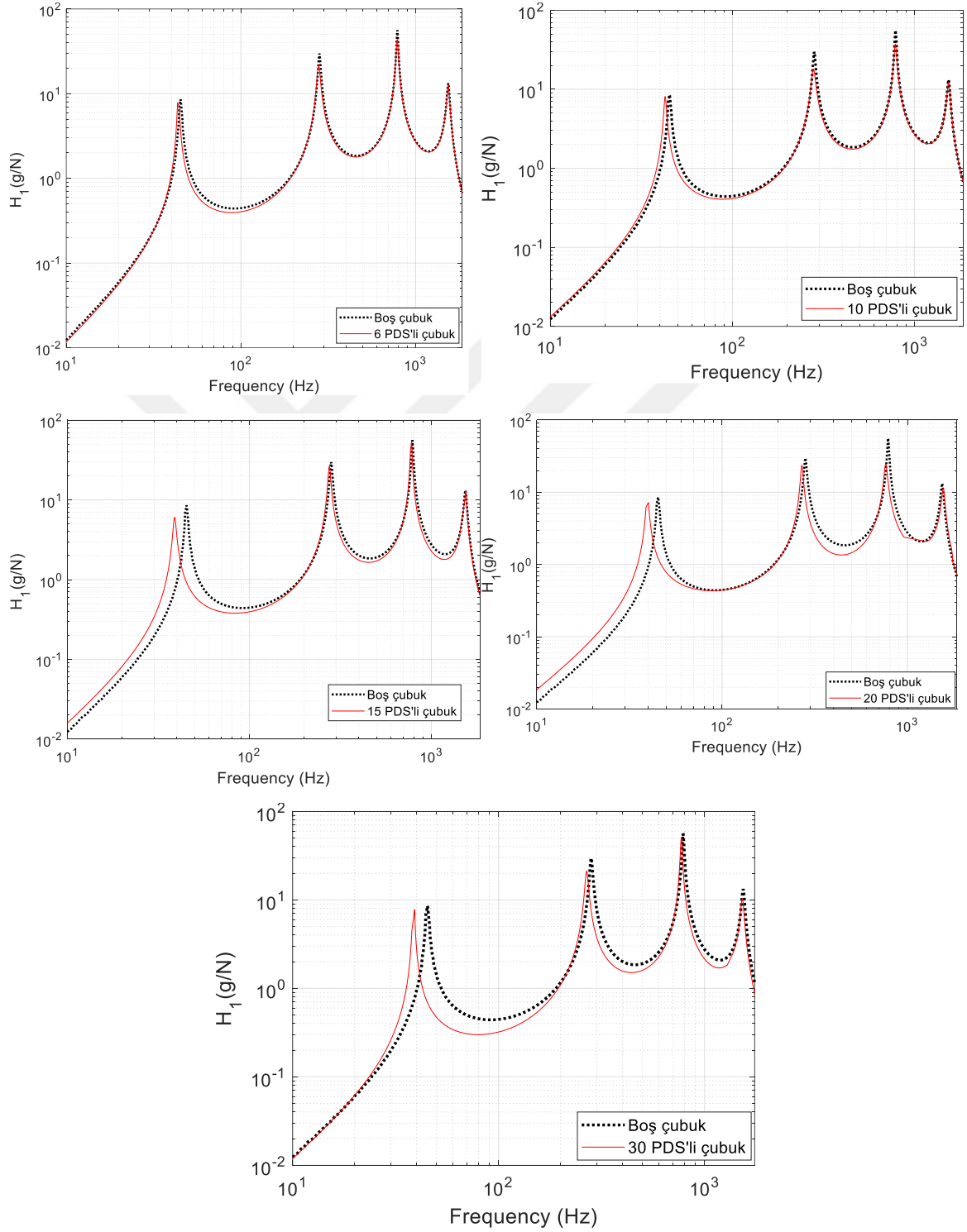
Tablo 7.3. Farklı doluluk oranlarına gre buğun titreşim genliği [g/N], ($\dot{\theta}=5$ rad/s)

	%0	18%	%değişim	30%	%değişim	45%	%değişim	60%	%değişim	90%	%değişim
1. mod	9.06	5.24	-42.16%	4.06	-55.19%	3.19	-64.79%	2.99	-67.00%	2.64	-70.86%
2. mod	29.53	23.53	-20.32%	20.44	-30.78%	17.87	-39.49%	15.31	-48.15%	14.81	-49.85%
3. mod	55.53	51.43	-7.38%	47.86	-13.81%	43.84	-21.05%	39.61	-28.67%	39.67	-28.56%
4. mod	13.18	13.11	-0.53%	12.94	-1.82%	12.67	-3.87%	12.41	-5.84%	12.07	-8.42%



şekil 7.10. Farklı doluluk oranları iin dnen buğun akselerans titreşim genliği ve değişimi ($\dot{\theta}=5$ rad/s)

Çubuğun açısal hızının 50 rad/s olması durumunda farklı doluluk oranları için çubuğun uç kısmının FTF grafiği Şekil 7.11’de verilmiştir. Çubuğun doğal frekansları değişimi ise Tablo 7.4’te verilmiştir.



Şekil 7.11. Farklı dolum oranının çubuğun FTF’si üzerindeki etkisi ($\dot{\theta}=50$ rad/s).

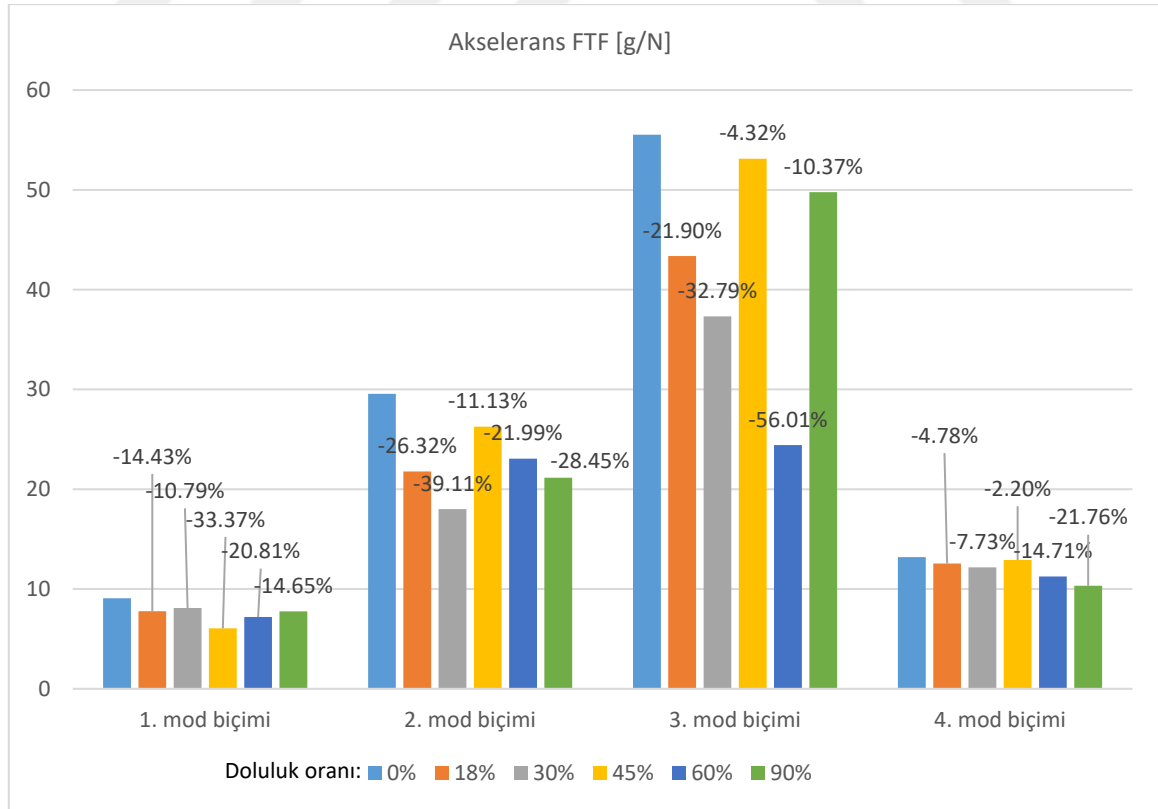
50 rad/s hızla dönen çubuğun doğal frekansları sönümleyici parçacıkların miktarına bağlı olarak en fazla 1. titreşim modunda değişmektedir. Diğer 3 doğal frekansları dolum oranına bağlı olarak çok az değişmektedir. Dolum oranı arttıkça çubuğun doğal frekansları azalmaktadır. Çubuğun dönme hızı 50 rad/s iken farklı doluluk oranlarına bağlı olarak dönen çubuğun uç kısmının titreşim genliği Tablo 7.5 ve Şekil 7.12’de karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

Tablo 7.4. Farklı doluluk oranlarına göre çubuğun doğal frekansları değişimi ($\dot{\theta}=50$ rad/s)

	0%	18%	%değişim	30%	%değişim	45%	%değişim	60%	%değişim	90%	%değişim
1. mod	45.1	43.8	-2.88%	42.7	-5.32%	38.8	-13.97%	39.5	-12.42%	38.7	-14.19%
2. mod	281.4	278.5	-1.03%	278.5	-1.03%	274.9	-2.31%	269.4	-4.26%	267.5	-4.94%
3. mod	786.6	785.3	-0.17%	785.1	-0.19%	775.1	-1.46%	763.5	-2.94%	771	-1.98%
4. mod	1540.7	1539.9	-0.05%	1540.5	-0.01%	1540.2	-0.03%	1540	-0.05%	1525.9	-0.96%

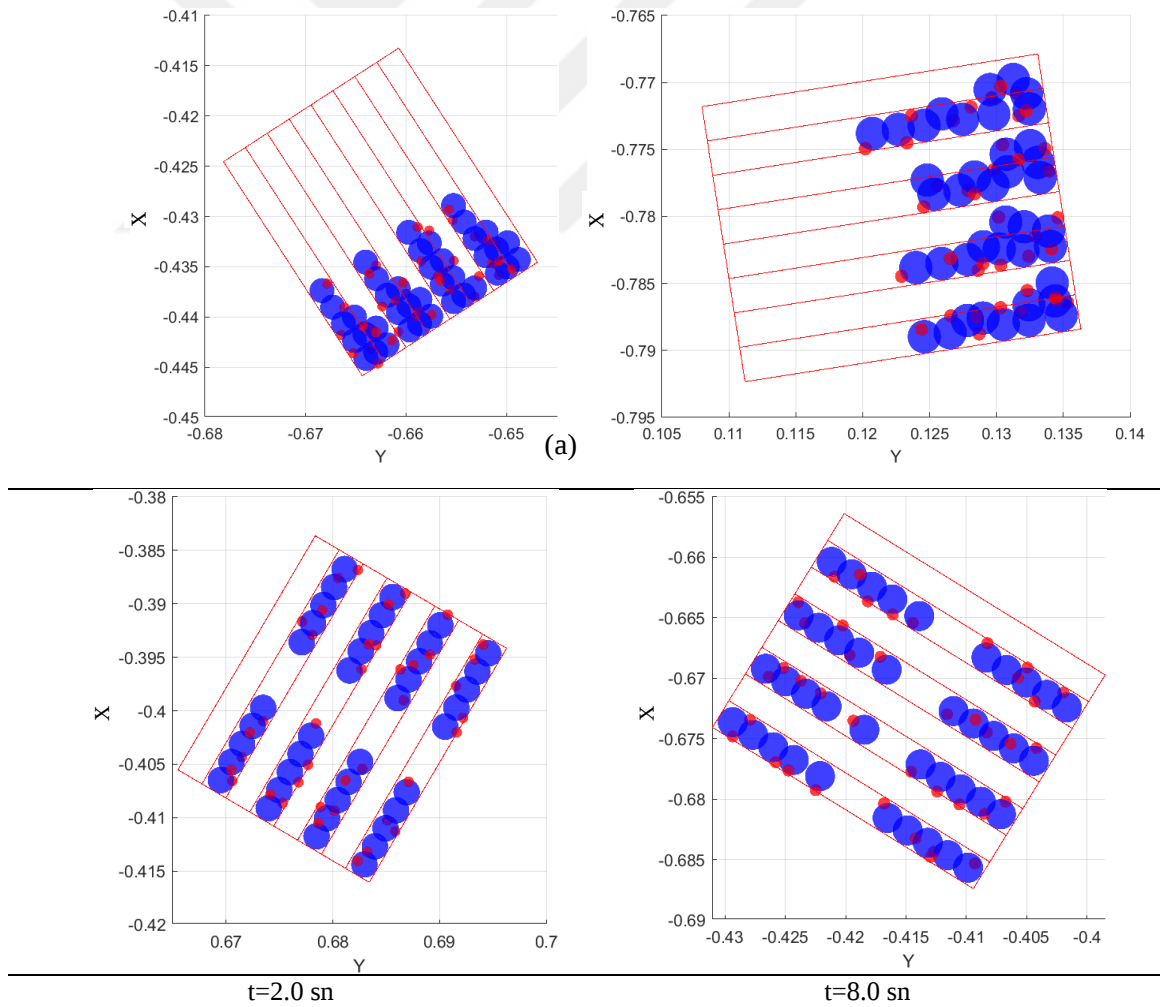
Tablo 7.5. Farklı doluluk oranlarına göre çubuğun titreşim genliği [g/N], ($\dot{\theta}=50$ rad/s)

	0%	18%	%değişim	30%	%değişim	45%	%değişim	60%	%değişim	90%	%değişim
1. mod	9.08	7.77	-14.43%	8.1	-10.79%	6.05	-33.37%	7.19	-20.81%	7.75	-14.65%
2. mod	29.56	21.78	-26.32%	18	-39.11%	26.27	-11.13%	23.06	-21.99%	21.15	-28.45%
3. mod	55.53	43.37	-21.90%	37.32	-32.79%	53.13	-4.32%	24.43	-56.01%	49.77	-10.37%
4. mod	13.19	12.56	-4.78%	12.17	-7.73%	12.9	-2.20%	11.25	-14.71%	10.32	-21.76%



Şekil 7.12. Farklı doluluk oranları için dönen çubuğun akselerans titreşim genliği ve değişimi ($\dot{\theta}=50$ rad/s)

Göbeğin dönmesinden kaynaklı merkezkaç kuvveti parçacıkları iç duvarda dönme ekseninden uzağa doğru iter. Bu nedenle, enerji dağılımı kanunu dönmeyen çubuk ile aynı olmayabilir çünkü enerji dağılımının elastik olmayan çarpışma ve sürtünme ile dağılımı değişecektir. Sabit durumda enerji elastik olmayan çarpışma ile dağılırken, dönme durumunda ana hareket yuvarlanma sürtünmesi olacaktır. Bundan dolayı dönen sistemlerde çarpışma sönümlemesinin yalnızca küçük bir etkiye sahip olduğu ve sürtünmenin PDS'nin performansındaki ana itici güç olduğu söylenebilir. Şekil 7.13'te parçacıkların iki dönme hızında farklı zaman dilimlerindeki davranışları verilmiştir. Düşük dönme hızında parçacıklar hücrenin iki ucu arasında hareket ederken bazen boşlukta kalabilmektedir. Yüksek dönme hızında ise daima karşı duvar üzerinde kaymakta ve sürekli temas olmaktadır. Bu yüzden düşük dönme hızında doğal frekanslardaki değişim yüksek dönme hızına göre daha azdır. Düşük dönme hızında çubuğun enerjisi hem çarpma hem sürtünme yoluyla emilirken, yüksek dönme hızında sürtünme daha etkilidir. Bu sebepten düşük dönme hızlarında genlikteki düşüş daha fazladır.



Şekil 7.13. Sabit hızla dönen konsol giriş üzerindeki parçacıkların davranışı (10 parçacık) a) $\dot{\theta} = 5 \text{ rad/s}$, b) $\dot{\theta} = 50 \text{ rad/s}$

8. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu tez çalışması kapsamında, sisteme küçük boyutlu tanecikli parçacıklar ekleyerek mekanik sistemlerdeki titreşimleri ve salınımları sönümlemek veya azaltmak için kullanılan bir teknik olan parçacık darbe sönümleme yönteminin bazı mühendislik yapılarında verimliliği araştırılmıştır. Bu yöntemde sistemdeki her bir parçacığın hareketi taşıyıcı yapının hareket denklemi ile çok küçük bir zaman adımında hesaplanarak temas ve temas kuvvetleri tayin edilir. Sistemde enerji, parçacıkların hücre yüzeylerine çarpması ve sürtünmesi yoluyla yutulur. Temas kuvvetinin normal bileşeni Hertz doğrusal olmayan temas modeli, teğetsel bileşeni ise Coulomb sürtünme yasaları yardımıyla modellenmiştir. Enerji yutumunu etkileyen parçacık sayısı, boyutu, malzemesi, hücre geometrisi, tahrik kuvveti gibi birçok parametre vardır. Her birini içeren bir optimizasyon yapmak çok zordur. Bu açıdan, bu yöntemde optimizasyon bir parametre hariç diğerlerini sabit tutarak değişken parametre için yapılabilir. Bu yöntem tek serbestlik dereceli sistemler için kullanılabildiği gibi, sürekli sistemler için de kullanılabilmektedir.

Parçacık darbe sönümlemesi zeminden harmonik olarak tahrik edilen, yatay tek bir yönde hareket eden sistemlere uygulanmıştır. Üç farklı geometrik şekilli hücrelere sahip yapılar ele alınmıştır: silindirik, dikdörtgen prizması ve altıgen prizması. Yapının hareket denklemi parçacıkların hareketi ile beraber çözülerek titreşim genliği karakök ortalama cinsinden elde edilmiştir. Her yapı aynı mekanik ve malzeme özelliklerine sahip olarak belirlenmiştir. Üç farklı dolum oranları için titreşim genlikleri karşılaştırılmıştır. Granüler parçacıkların varlığında yapının sönümü etkili bir şekilde iyileştirilmiştir. Yerleştirilen parça sayısına bağlı olarak yapıların titreşim genliklerinin rezonans bölgesinde önemli ölçüde azaldığı gözlemlenmiştir. Eklenen her bir parça sistemin toplam kütesini artırdığı için doğal frekansları azalmaktadır. Sabit kütle oranlarında daha büyük boyutlarda parçacık kullanmak çarpışma sayısının azalması anlamına gelmektedir. Bu durumda yapıdan enerji yutumu küçük boyutlu parçacıklara göre daha az olmaktadır. Sabit kütle oranında dikdörtgen prizmalı hücrenin boyutlarını değiştirerek optimum hücre boyutu belirlenmiştir. Parçacık sayısı ile rezonans genliği grafiğinin ikinci dereceden bir polinom ile ifade edilebildiği belirlenmiştir. Yaklaşık dolum oranı %65'e kadar sistemin rezonans genliği düşerken bu noktadan sonra etkisi azalmaktadır. Fazla doluluk oranlarında parçacıklar bir bütün halinde hareket etme eğilimindedir. Bu yüzden hücre duvarları ile daha az şiddetli çarpışma olmakta ve yapının sönümüne daha az katkı sağlamaktalar.

Mühendislik uygulamalarında gün geçtikçe kullanım alanları artan bal peteği katmanlı yapıların, parçacık darbe sönümleme yönteminin uygulaması için oldukça elverişli ve pratik olduğu söylenebilir. Bu yapılar sönüm kabiliyetini iyileştirmek için parçacıkların yerleştirileceği gerekli boşluklara sahiptir. Bu çalışmada, bal peteği katmanlı yapılarda parçacık darbe sönümleme yöntemi ile titreşim genliğinin nasıl etkilendiği sayısal olarak incelenmiştir. Çubuğun modal parametreleri

Ansys® APDL programından elde edilmiştir. Ankastre-serbest sınır şartlarındaki çubuk en fazla titreşime sebep olacak şekilde ankastre ucuna yakın yerden gelişigüzel titreşim ile tahrik edilmiştir. Çubuğun dinamik özelliklerini fazla etkilememek için çubuğun en fazla titreşim hareketi yapan uç kısmından bir bölge parçacıkların yerleştirilmesi için belirlenmiştir. Ankastre çubuğun hareket denklemi parçacıkların hareketi ile beraber Matlab® programında çözülerek çubuğun uç kısmının FTF'si elde edilmiştir. Konsol çubuğun ilk 4 eğilme titreşim modal verileri çubuk dinamiğini temsil etmek için yeterli kabul edilmiştir. Farklı doluluk oranı, farklı kütle oranı, farklı tahrik frekansı gibi parametrelerin çubuğun titreşim genliğine etkisi belirlenmiştir. Doluluk oranına bağlı olarak çubuğun rezonans genlikleri farklı titreşim modları için farklı oranlarda başarılı şekilde azalmıştır. İlk üç titreşim modunda genlikler hemen hemen doğrusal azalmakta iken dördüncü titreşim modunda genlik değişimi çok az olmaktadır. Doluluk oranı artıkça çubuğun doğal frekansları azalmaktadır. En fazla değişim birinci titreşim modunda doluluk oranına bağlı olarak %2.5 ile %9.5 arasında bulunmuştur. Diğer modlarda, 2. titreşim modunun yüksek dolum oranları hariç doğal frekans değişimi hemen hemen %1'in altındadır. İncelenen katmanlı yapıda %30 doluluk oranında aynı yarıçap fakat farklı kütlelerdeki sönümleyici parçacıklardan kütlesi ağır olanlar daha fazla sistemden enerji Emilimi sağlamaktadırlar. Tahrik kuvvetinin rms değeri 10 N olduğu durumda parçacıkların toplam kütlesi sabit kalmak koşuluyla aynı yarıçap fakat farklı yoğunluklarda parçacıkların yapının sönümü üzerinde etkisi hemen hemen aynıdır. Beklendiği gibi, artan yoğunlukla birlikte sabit kütle oranında çubuğun rezonans frekanslarında kayma gerçekleşmemiştir. Hücre alanlarının çok küçük olduğu ve parçacıkların hareketinin hücre yüzeyleri tarafından ziyadesiyle kısıtlandığı bir bal peteği katmanlı yapı için frekans kaymasının yalnızca eklenen kütle ile ilgili olduğu sonucuna varılabilir. Tahrik kuvvetinin genliği düşük olması halinde parçacıkların hemen hemen bir bütün halinde hareket ettiği, birbirinden uzaklaşmadığı, yüksek tahrik genliğinde ise birbirinden ve hücre yüzeylerinden ayrılabilirdiği görsel olarak belirlenmiştir.

Yatay hareket eden tek serbestlik dereceli ve katmanlı ankastre-serbest sınır şartlarındaki sürekli sistemlerde parçacık darbe sönümleme yönteminin doğruluğu ve verimliliği teyit edildikten sonra yöntem benzer şekilde bir göbek etrafında dönen ankastre-serbest çubuğa uygulanacak şekilde geliştirilmiştir. Çubuğun parçacıklarla birlikte matematiksel modeli oluşturulmuştur. Parçacık darbe sönümleme yöntemi sayısal olarak ilk defa bu çalışmada dönen çubuklara uygulanmıştır. Çubuk hem dönmeden hem de dış tahrikten dolayı titreşim hareketi yapmaktadır. Çubuk bal peteği katmanlı yapıda olup sabit açısal hız ile dönmektedir. Bu çubuğun parçacık darbe sönümlemeli titreşim cevabı farklı dönme hızları için incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar tablo ve grafiklerle sunulmuştur. Dönen çubuklarda parçacıkların hareketini etkileyen en önemli faktör dönme hızıdır. Bu sebeple düşük (5 rad/s) ve yüksek (50 rad/s) sabit hızla dönen katmanlı konsol çubukta farklı dolum oranları için çubuğun titreşim analizi yapılmıştır. Dönme durumunda

merkezkaç kuvvetleri etkili olmaktadır. Dönmeyen yapıda sistemden enerji elastik olmayan çarpışma ve sürtünme ile uzaklaştırılırken dönme halinde yuvarlanma sürtünmesi aktif rol oynamaktadır. Düşük dönme hızlarında merkezkaç kuvveti zayıf olduğundan parçacıklar hücrenin iki ucu arasında hareket edebilmektedir. Yüksek dönme hızlarında bu kuvvet baskın olmakta ve parçacıkları karşı duvara doğru itmektedir.

PDS'li sürekli sistemlerde titreşim genliği parametrelere bağlı olarak farklı modlarda farklı oranda azalmaktadır. Parçacık darbe sönümlemenin yapının dinamiğini fazla etkilemeden sürekli sistemlerde titreşim genliğinin azaltılmasında etkili bir şekilde kullanılabileceği sayısal olarak ispatlanmıştır. Yapılan sayısal benzetim çalışmalarının verildiği tablo ve grafikler incelendiğinde sunulan yöntemin yapıların rezonans titreşim genliğini indirgeme çalışmalarında kullanılabileceği söylenebilir. Bu amaçla hazırlanan bilgisayar programı tanecikli parçacıkların hareketini analiz etmede ve temas kuvvetlerinin hesaplanmasında gayet başarılı sonuçlar vermektedir.

Tez kapsamında hedeflenen amaçlara ulaşmakla birlikte halen yapılması ve devam ettirilmesi gereken bazı çalışmalar vardır. Bunlar aşağıda maddeler halinde özetlenmeye çalışılmıştır:

- Sunulan yöntemin gerçek sistemler üzerinde doğrulanabilmesi için bazı deneysel çalışmalar yapılabilir.
- Daha fazla parametrenin dâhil edildiği bir optimizasyon çalışması başka bir araştırma konusu olabilir.
- Dönen çubukların deneysel analizi hem zor hem de yüksek bütçeli olduğundan bu çalışma esnasında yapılamamıştır. Parçacık darbe sönümleme yönteminin sönüm üzerindeki etkisi gerçek bir dönen yapıda deneysel incelenebilir.
- Parçacık sayısına bağlı olarak analiz süresi çok uzun sürmektedir. Analiz süresini azaltmak için yeni yöntemler geliştirilebilir.
- Geliştirilen yöntemler için hazırlanan bilgisayar programları MATLAB'da hazırlanmış birçok alt programdan oluşmaktadır. Bu durum son kullanıcıların programı anlayabilmelerini ve kullanabilmelerini oldukça zorlaştırmaktadır. Bu nedenle öncelikle geliştirilen programların pratikte kullanılmasını sağlamak amacıyla kullanıcı dostu olan bir ara yüz geliştirilebilir. Bunun için yapılan çalışmalar devam etmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] Marshall, A.C. (1998). Sandwich Construction, *Handbook of Composites*, ss. 254–290, Springer, Boston, MA, Boston, MA
- [2] Casado, C.M., Díaz, I.M., De Sebastián, J., Poncela, A. V., Lorenzana, A. (2013). Implementation of Passive and Active Vibration Control on an In-Service Footbridge, *Structural Control and Health Monitoring*, 20(1)
- [3] Parulekar, Y.M., Reddy, G.R. (2009). Passive Response Control Systems for Seismic Response Reduction: A State-of-the-Art Review, *International Journal of Structural Stability and Dynamics*, 9(1)
- [4] Hudson, E.J., Reynolds, P. (2014). Implications of Structural Design on the Effectiveness of Active Vibration Control of Floor Structures, *Structural Control and Health Monitoring*, 21(5)
- [5] Sun, Z., Li, B., Dyke, S.J., Lu, C., Linderman, L. (2016). Benchmark Problem in Active Structural Control with Wireless Sensor Network, *Structural Control and Health Monitoring*, 23(1)
- [6] Alqado, T.E., Nikolakopoulos, G. (2016). Posicast Control of Structures Using MR Dampers, *Structural Control and Health Monitoring*, 23(8)
- [7] Hashemi, S.M.A., Kazemi, H.H., Karamodin, A. (2016). Localized Genetically Optimized Wavelet Neural Network for Semi-Active Control of Buildings Subjected to Earthquake, *Structural Control and Health Monitoring*, 23(8)
- [8] Lin, P.Y., Roschke, P.N., Loh, C.H. (2007). Hybrid Base-Isolation with Magnetorheological Damper and Fuzzy Control, *Structural Control and Health Monitoring*, 14(3)
- [9] Li, L., Song, G., Ou, J. (2011). Hybrid Active Mass Damper (AMD) Vibration Suppression of Nonlinear High-Rise Structure Using Fuzzy Logic Control Algorithm under Earthquake Excitations, *Structural Control and Health Monitoring*, 18(6)
- [10] Xiong, W., Zhang, S.J., Jiang, L.Z., Li, Y.Z. (2017). Introduction of the Convex Friction System (CFS) for Seismic Isolation, *Structural Control and Health Monitoring*, 24(1)
- [11] Fiore, A., Marano, G.C., Natale, M.G. (2016). Theoretical Prediction of the Dynamic Behavior of Rolling-Ball Rubber-Layer Isolation Systems, *Structural Control and Health Monitoring*, 23(9)
- [12] Halperin, I., Ribakov, Y., Agranovich, G. (2016). Optimal Viscous Dampers Gains for Structures Subjected to Earthquakes, *Structural Control and Health Monitoring*, 23(3)
- [13] Tubaldi, E. (2015). Dynamic Behavior of Adjacent Buildings Connected by Linear Viscous/Viscoelastic Dampers, *Structural Control and Health Monitoring*, 22(8)
- [14] Foti, D., Diaferio, M., Nobile, R. (2013). Dynamic Behavior of New Aluminum-Steel Energy Dissipating Devices, *Structural Control and Health Monitoring*, 20(7)
- [15] Miguel, L.F.F., Miguel, L.F.F., Lopez, R.H. (2014). Robust Design Optimization of Friction Dampers for Structural Response Control, *Structural Control and Health Monitoring*, 21(9)
- [16] Wang, J.T., Gui, Y., Zhu, F., Jin, F., Zhou, M.X. (2016). Real-Time Hybrid Simulation of Multi-Story Structures Installed with Tuned Liquid Damper, *Structural Control and Health Monitoring*, 23(7)
- [17] Rozas, L., Boroschek, R.L., Tamburrino, A., Rojas, M. (2016). A Bidirectional Tuned Liquid Column Damper for Reducing the Seismic Response of Buildings, *Structural Control and Health Monitoring*, 23(4)

- [18] Miguel, L.F.F., Lopez, R.H., Miguel, L.F.F., Torii, A.J. (2016). A Novel Approach to the Optimum Design of MTMDs under Seismic Excitations, *Structural Control and Health Monitoring*, 23(11)
- [19] Lu, Z., Chen, X., Li, X., Li, P. (2017). Optimization and Application of Multiple Tuned Mass Dampers in the Vibration Control of Pedestrian Bridges, *Structural Engineering and Mechanics*, 62(1)
- [20] Miranda, J.C. (2016). Discussion of System Intrinsic Parameters of Tuned Mass Dampers Used for Seismic Response Reduction, *Structural Control and Health Monitoring*, 23(2)
- [21] Rath, A.K., Chakraborty, A. (2017). Reliability-Based Performance Optimization of TMD for Vibration Control of Structures with Uncertainty in Parameters and Excitation, *Structural Control and Health Monitoring*, 24(1)
- [22] Lu, Z., Wang, D., Li, P. (2014). Comparison Study of Vibration Control Effects between Suspended Tuned Mass Damper and Particle Damper, *Shock and Vibration*, 2014
- [23] Paget A. L. (1937). Vibration in Steam Turbine Buckets and Damping by Impacts, *Engineering*, 143, ss. 305–307
- [24] Lieber, P., Jensen D. P. (1945). An Acceleration Damper: Development, Design, and Some Applications, *Transactions of the American Society of Mechanical Engineers*, 67(7), ss. 523–530
- [25] Nayeri, R.D., Masri, S.F., Caffrey, J.P. (2007). Studies of the Performance of Multi-Unit Impact Dampers under Stochastic Excitation, *Journal of Vibration and Acoustics, Transactions of the ASME*, 129(2)
- [26] Masri, S.F. (1969). Analytical and Experimental Studies of Multiple-Unit Impact Dampers, *The Journal of the Acoustical Society of America*, 45(5), ss. 1117
- [27] Araki, Y., Yokomichi, I., Jinnouchi, Y. (1986). Impact Damper with Granular Materials (4th Report, Frequency Response in a Horizontal System), *Bulletin of the JSME*, 29(258)
- [28] Papalou, A., Masri, S.F. (1996). Performance of Particle Dampers Under Random Excitation, *Journal of Vibration and Acoustics*, 118(4), ss. 614–621
- [29] Saeki, M. (2005). Analytical Study of Multi-Particle Damping, *Journal of Sound and Vibration*, 281(3–5), ss. 1133–1144
- [30] Masri, S.F. (1970). Periodic Excitation of Multiple-Unit Impact Dampers, *Journal of the Engineering Mechanics Division*, 96(6)
- [31] Panossian, H. V. (1992). Structural Damping Enhancement via Non-Obstructive Particle Damping Technique, *Journal of Vibration and Acoustics, Transactions of the ASME*, 114(1), ss. 101–105
- [32] Fricke, J.R. (2000). Lodengraf Damping - an Advanced Vibration Damping Technology, *S V Sound and Vibration*, 34(7)
- [33] Fang, X., Tang, J., Luo, H. (2007). Granular Damping Analysis Using an Improved Discrete Element Approach, *Journal of Sound and Vibration*, 308(1–2)
- [34] Liu, W., Tomlinson, G.R., Rongong, J.A. (2005). The Dynamic Characterisation of Disk Geometry Particle Dampers, *Journal of Sound and Vibration*, 280(3–5), ss. 849–861
- [35] Wong, C.X., Daniel, M.C., Rongong, J.A. (2009). Energy Dissipation Prediction of Particle Dampers, *Journal of Sound and Vibration*, 319(1–2), ss. 91–118
- [36] Mao, K., Wang, M.Y., Xu, Z.Z., Chen, T. (2004). Simulation and Characterization of Particle Damping in Transient Vibrations, *Journal of Vibration and Acoustics, Transactions of the ASME*, 126(2), ss. 202–211

- [37] Friend, R.D., Kinra, V.K. (2000). Particle Impact Damping, *Journal of Sound and Vibration*, 233(1), ss. 93–118
- [38] Hollkamp, J.J., Gordon, R.W., Hollkamp, J.J., Gordon, R.W. (1998). Experiments with Particle Damping, *SPIE*, 3327, ss. 2–12
- [39] Fowler, B.L., Flint, E.M., Olson, S.E. (2000). Effectiveness and Predictability of Particle Damping, *Smart Structures and Materials 2000: Damping and Isolation*, 3989, ss. 356–367
- [40] Saeki, M. (2002). Impact Damping with Granular Materials in a Horizontally Vibrating System, *Journal of Sound and Vibration*, 251(1), ss. 153–161
- [41] Aiba, T., Murata, R., Henmi, N., Nakamura, Y. (1995). An Investigation on Variable-Attractive-Force Impact Damper and Application for Controlling Cutting Vibration in Milling Process, *Seimitsu Kogaku Kaishi/Journal of the Japan Society for Precision Engineering*, 61(1)
- [42] Moore, J.J., Palazzolo, A.B., Gadangi, R., Nale, T.A., Klusman, S.A., Brown, G. V., Kascak, A.F. (1995). A Forced Response Analysis and Application of Impact Dampers to Rotordynamic Vibration Suppression in a Cryogenic Environment, *Journal of Vibration and Acoustics, Transactions of the ASME*, 117(3), ss. 300–310
- [43] Simonian, S.S. (1995). Particle Beam Damper, *Proc. SPIE 2445, Smart Structures and Materials 1995: Passive Damping*, 2445(310),
- [44] Rocke, R.D., Masri, S.F. (1969). Application of a Single-Unit Impact Damper to an Antenna Structure, *Shock and Vibration Bulletin*, 39(1)
- [45] Chen, J., Georgakis, C.T. (2013). Tuned Rolling-Ball Dampers for Vibration Control in Wind Turbines, *Journal of Sound and Vibration*, 332(21)
- [46] Tian, L., Gai, X. (2015). Wind-Induced Vibration Control of Power Transmission Tower Using Pounding Tuned Mass Damper, *Journal of Vibroengineering*, 17(7)
- [47] Zhang, P., Song, G., Li, H.-N., Lin, Y.-X. (2013). Seismic Control of Power Transmission Tower Using Pounding TMD, *Journal of Engineering Mechanics*, 139(10), ss. 1395–1406
- [48] Zhang, P., Li, L., Patil, D., Singla, M., Li, H.N., Mo, Y.L., Song, G. (2015). Parametric Study of Pounding Tuned Mass Damper for Subsea Jumpers, *Smart Materials and Structures*, 25(1)
- [49] Li, H., Zhang, P., Song, G., Patil, D., Mo, Y. (2015). Robustness Study of the Pounding Tuned Mass Damper for Vibration Control of Subsea Jumpers, *Smart Materials and Structures*, 24(9)
- [50] Heckel, M., Sack, A., Kollmer, J.E., Pöschel, T. (2012). Granular Dampers for the Reduction of Vibrations of an Oscillatory Saw, *Physica A: Statistical Mechanics and Its Applications*, 391(19)
- [51] Wong, C., Rongong, J. (2009). Control of Particle Damper Nonlinearity, *AIAA Journal*, 47(4)
- [52] Sánchez, M., Manuel Carlevaro, C. (2013). Nonlinear Dynamic Analysis of an Optimal Particle Damper, *Journal of Sound and Vibration*, 332(8)
- [53] Wu, C.J., Liao, W.H., Wang, M.Y. (2004). Modeling of Granular Particle Damping Using Multiphase Flow Theory of Gas-Particle, *Journal of Vibration and Acoustics, Transactions of the ASME*, 126(2), ss. 196–201
- [54] Michon, G., Almajid, A., Aridon, G. (2013). Soft Hollow Particle Damping Identification in Honeycomb Structures, *Journal of Sound and Vibration*, 332(3), ss. 536–544
- [55] Cundall, P.A., Strack, O.D.L. (1979). A Discrete Numerical Model for Granular Assemblies, *Geotechnique*, 29(1), ss. 47–65
- [56] Sadek, M.M., Mills, B. (1970). Effect of Gravity on the Performance of an Impact Damper: Part 1. Steady-State Motion, *Journal of Mechanical Engineering Science*, 12(4)

- [57] Sadek, M.M., Williams, C.J.H. (1970). Effect of Gravity on the Performance of an Impact Damper: Part 2. Stability of Vibrational Modes, *Journal of Mechanical Engineering Science*, 12(4)
- [58] Cempel, C., Lotz, G. (1993). Efficiency of Vibrational Energy Dissipation by Moving Shot, *Journal of Structural Engineering*, 119(9)
- [59] Xu, Z., Wang, M.Y., Chen, T. (2005). Particle Damping for Passive Vibration Suppression: Numerical Modelling and Experimental Investigation, *Journal of Sound and Vibration*, 279(3–5), ss. 1097–1120
- [60] Trigui, M., Foltete, E., Abbes, M.S., Fakhfakh, T., Bouhaddi, N., Haddar, M. (2009). An Experimental Study of a Multi-Particle Impact Damper, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 223(9)
- [61] Jadhav, T.A., Awasare, P.J. (2016). Enhancement of Particle Damping Effectiveness Using Multiple Cell Enclosure, *Journal of Vibration and Control*, 22(6), ss. 1516–1525
- [62] Wong, C., Rongong, J. (2009). Control of Particle Damper Nonlinearity, *AIAA Journal*, 47(4)
- [63] Veluswami, M.A., Crossley, F.R.E. (1975). Multiple Impacts of a Ball between Two Plates: Part 1: Some Experimental Observations, *Journal of Manufacturing Science and Engineering, Transactions of the ASME*, 97(3), ss. 820–827
- [64] Veluswami, M.A., Crossley, F.R.E., Horvay, G. (1975). Multiple Impacts of a Ball between Two Plates: Part 2: Mathematical Modelling, *Journal of Manufacturing Science and Engineering, Transactions of the ASME*, 97(3), ss. 828–835
- [65] Yokomichi, I., Araki, Y., Jinnouchi, Y., Inoue, J. (1996). Impact Damper With Granular Materials for Multibody System, *Journal of Pressure Vessel Technology*, 118(1), ss. 95–103
- [66] Yang, M.Y., Lesieutre, G.A., Hambric, S.A., Koopmann, G.H. (2005). Development of a Design Curve for Particle Impact Dampers, *Noise Control Engineering Journal*, 53(1), ss. 5–13
- [67] Li, K., Darby, A.P. (2006). Experiments on the Effect of an Impact Damper on a Multiple-Degree-of-Freedom System, *Journal of Vibration and Control*, 12(5), ss. 445–464
- [68] Lu, Z., Lu, X., Lu, W., Masri, S.F. (2012). Shaking Table Test of the Effects of Multi-Unit Particle Dampers Attached to an MDOF System under Earthquake Excitation, *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, 41(5), ss. 987–1000
- [69] Lu, Z., Lu, X., Lu, W., Masri, S.F. (2012). Experimental Studies of the Effects of Buffered Particle Dampers Attached to a Multi-Degree-of-Freedom System under Dynamic Loads, *Journal of Sound and Vibration*, 331(9), ss. 2007–2022
- [70] Lu, Z., Chen, X., Zhang, D., Dai, K. (2017). Experimental and Analytical Study on the Performance of Particle Tuned Mass Dampers under Seismic Excitation, *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, 46(5), ss. 697–714
- [71] Sathishkumar, B., Mohanasundaram, K.M., Kumar, M.S. (2014). Impact of Particle Damping Parameters on Surface Roughness of Bored Surface, *Arabian Journal for Science and Engineering*, 39(10), ss. 7327–7334
- [72] Hagop Panossian (2005). Apparatus and Method for Aircraft Cabin Noise Attenuation via Non-Obstructive Particle Damping, U.S. Patent Application No. 10/795,707
- [73] Wang, B., Yang, M. (2000). Damping of Honeycomb Sandwich Beams, *Journal of Materials Processing Technology*, 105(1), ss. 67–72
- [74] Panossian, H. (2008). Non-Obstructive Particle Damping: New Experiences and Capabilities, *Proceedings of the 49th AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structure, Structural Dynamics and Materials Conference*,

- [75] Panossian, H. V., Ehrgott, R. (2007). Non-Obstructive Particle Damping (NOPD) Treatment Optimization for Composite Honeycomb Panels, *Collection of Technical Papers - AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics and Materials Conference*, 4, ss. 4209–4218,
- [76] Panossian, H., Kovac, B., Ruckl, R. (2004). Composite Honeycomb Treatment via Non-Obstructive Particle Damping (NOPD), *Collection of Technical Papers - AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics and Materials Conference*, 3, ss. 1959–1964,
- [77] Bajkowski, J.M., Dyniewicz, B., Bajer, C.I. (2015). Damping Properties of a Beam with Vacuum-Packed Granular Damper, *Journal of Sound and Vibration*, 341
- [78] Ahmad, N., Ranganath, R., Ghosal, A. (2017). Modeling and Experimental Study of a Honeycomb Beam Filled with Damping Particles, *Journal of Sound and Vibration*, 391, ss. 20–34
- [79] Koch, S., Duvigneau, F., Orszulik, R., Gabbert, U., Woschke, E. (2017). Partial Filling of a Honeycomb Structure by Granular Materials for Vibration and Noise Reduction, *Journal of Sound and Vibration*, 393, ss. 30–40
- [80] Gibson, L.J., Ashby, M.F. (2014). *Cellular Solids: Structure and Properties*, 2nd ed., Cambridge University Press, Cambridge
- [81] Xia, L.-J., Jin, X.-D., Wang, Y.-B. (2001). The Equivalent Analysis of Honeycomb Sandwich Plates for Satellite Structure, *J Shanghai Jiao Tong Univ*, 37(7), ss. 999–1001
- [82] Southwell, R., Gough, F. (1921). The Free Transverse Vibration of Airscrew Blade, *British A.R.C. Reports and Memoranda*, (766)
- [83] Kane, T.R., Ryan, R.R., Banerjee, A.K. (1987). Dynamics of a Cantilever Beam Attached to a Moving Base, *Journal of Guidance, Control, and Dynamics*, 10(2)
- [84] Yoo, H.H., Ryan, R.R., Scott, R.A. (1995). Dynamics of Flexible Beams Undergoing Overall Motions, *Journal of Sound and Vibration*, 181(2), ss. 261–278
- [85] Yoo, H.H., Shin, S.H. (1998). Vibration Analysis of Rotating Cantilever Beams, *Journal of Sound and Vibration*, 212(5), ss. 807–828
- [86] Hoa, S. V. (1979). Vibration of a Rotating Beam with Tip Mass, *Journal of Sound and Vibration*, 67(3), ss. 369–381
- [87] Yong-Feng, Y., Yan-Lin, W., Hu, C., Min-Juan, W. (2016). Dynamic Modeling and Response of a Rotating Cantilever Beam with a Concentrated Mass, *Shock and Vibration*, 2016
- [88] Sayyad, F.B., Gadhave, N.D. (2014). Variable Stiffness Type Magnetic Vibration Absorber to Control the Vibration of Beam Structure, *JVC/Journal of Vibration and Control*, 20(13), ss. 1960–1966
- [89] Saad, M.S., Jamaluddin, H., Darus, I.Z.M. (2015). Active Vibration Control of a Flexible Beam Using System Identification and Controller Tuning by Evolutionary Algorithm, *JVC/Journal of Vibration and Control*, 21(10), ss. 2027–2042
- [90] Parameswaran, A.P., Gangadharan, K. (2015). Parametric Modeling and FPGA Based Real Time Active Vibration Control of a Piezoelectric Laminate Cantilever Beam at Resonance, *JVC/Journal of Vibration and Control*, 21(14), ss. 2881–2895
- [91] Nojournian, M.A., Vatankeh, R., Salarieh, H. (2016). Vibration Suppression of a Strain Gradient Microscale Beam Via an Adaptive Lyapunov Control Strategy, *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Transactions of the ASME*, 138(3)
- [92] Austruy, J., Gandhi, F., Lieven, N. (2012). Rotor Vibration Reduction Using an Embedded Spanwise Absorber, *Journal of the American Helicopter Society*, 57(2)

- [93] DeValve, C., Pitchumani, R. (2014). Analysis of Vibration Damping in a Rotating Composite Beam with Embedded Carbon Nanotubes, *Composite Structures*, 110(1), ss. 289–296
- [94] Lv, P., Prothin, S., Mohd-Zawawi, F., Benard, E., Morlier, J., Moschetta, J.M. (2015). Performance Improvement of Small-Scale Rotors by Passive Blade Twist Control, *Journal of Fluids and Structures*, 55, ss. 25–41
- [95] Els, D.N.J. (2011). Damping of Rotating Beams with Particle Dampers: Experimental Analysis, *AIAA Journal*, 49(10)
- [96] Xia, Z., Liu, X., Shan, Y. (2011). Application of Particle Damping for Vibration Attenuation in Brake Drum, *International Journal of Vehicle Noise and Vibration*, 7(2), ss. 178–194
- [97] Inman, D.J. (2014). *Engineering Vibrations 4th Edition*,
- [98] Ewins, D.J. (1984). *Modal Testing: Theory and Practice* (Mechanical Engineering Research Studies), Research Studies Press Ltd.
- [99] Singiresu S. Rao (2017). *Mechanical Vibrations in SI Units*, 6th ed., Pearson
- [100] Johnson, K.L. (1985). *Contact Mechanics*, Cambridge University Press
- [101] Johnson, K.L., Kendall, K., Roberts, A.D. (1971). Surface Energy and the Contact of Elastic Solids, *Proceedings of the Royal Society of London. A. Mathematical and Physical Sciences*, 324(1558)
- [102] Derjaguin, B. V., Muller, V.M., Toporov, Y.P. (1975). Effect of Contact Deformations on the Adhesion of Particles, *Journal of Colloid And Interface Science*, 53(2)
- [103] Pittam, J.T., Khan, H. [Online]. Available: <http://demlateralearthpressure.weebly.com/contact-models.html>
- [104] Mao, K., Wang, M.Y., Xu, Z., Chen, T. (2004). DEM Simulation of Particle Damping, *Powder Technology*, 142(2–3), ss. 154–165
- [105] Lu, Z., Lu, X., Jiang, H., Masri, S.F. (2014). Discrete Element Method Simulation and Experimental Validation of Particle Damper System, *Engineering Computations (Swansea, Wales)*, 31(4)
- [106] Verlet, L. (1967). Computer “Experiments” on Classical Fluids. I. Thermodynamical Properties of Lennard-Jones Molecules, *Physical Review*, 159(1), ss. 98
- [107] Wijker, J. (2004). *Mechanical Vibrations in Spacecraft Design*, 1st Edition., Springer–Verlag, Berlin

1 EKLER

2 EK- 1: DİKDÖRTGEN PRİZMALI TSD'Lİ PDS'Lİ SİSTEMİN ANALİZİ İÇİN 3 YAZILAN PROGRAM KODLARI

```
4 % Dikdörtgen prizmalı parçacık sönümleyicili sistemin analizini yapar.  
5 % Parçacıkların başlangıç konumları daha önceden belirlenmiş ve kaydedilmiştir.  
6 tic % Analiz süresini verir  
7 clear; clc; close all;  
8 ts = 5e-6; % zaman adımı  
9 sure = 15; % analiz süresi  
10 tspan = 0:ts:sure;  
11 m = 0.293; % kütle, m  
12 c = 0.116; % sönüm katsayısı, Ns/m  
13 k = 1602.7; % yay katsayısı, N/m  
14 b = 1e-3; % zemin tahrik genliği  
15 f_zemin = 11.5; % zemin tahrik frekansı, Hz  
16 h_L = 50e-3; % hücre boyu, m  
17 h_w = 50e-3; % hücre eni, m  
18 h_h = 30e-3; % hücre yüksekliği, m  
19 % çözüm için durum-uzay matrisleri  
20 L = length(tspan);  
21 Ac = [0 1;-k/m -c/m];  
22 A = expm(Ac*ts);  
23 Bc = [0;1/m];  
24 B = Ac\((A-eye(2))*Bc);  
25 C = [1 0;0 1];  
26 % Zemin tahrik hareketi  
27 R = b*sqrt(k^2+(c*2*pi*f_zemin)^2);  
28 alpha = atan(-c*2*pi*f_zemin/k);  
29 u = R*sin(2*pi*f_zemin*tspan-alpha); % harmonik zemin hareketi  
30 %% Başlangın Parametreleri  
31 anim.cizim = 1; % Sonuçları grafiğe dökmek için 1 aksi halde 0  
32 anim.kaydet = 0; % Sonuçları kaydetmek için 1 aksi halde 0  
33 anim.adim = ts; %s İterasyon Zaman Adımı  
34 anim.alan = [-0.1 0.1 -h_w/2 h_w/2 -h_h/2 h_h/2]; % Animasyon Görüntü Alanı  
35 anim.data_adim = 1000; % Dataların kaydedilme aralığı  
36 anim.kaydet_dosya = 'Sonuclar'; % Sonuçların Kaydedileceği Dosya Adı  
37 anim.g = [0; 0; -9.81]; %m/s2 Yerçekim ivmesi [g_x g_y g_z]  
38 %Parçacık Malzeme Özellikleri  
39 E = 0.34e9; % Pa Elastisite Modülü  
40 v = 0.35; % Poisson's oranı  
41 e = 0.9; % Restitution (eski haline gelme) katsayısı  
42 G = E./(2*(1+v)); % Pa Kayma modülü  
43 rho = 1190; % kg/m3 Yoğunluk  
44 mu = [0.52; 0.52]; % Sürtünme Katsayısı, [parçacık-parçacık parçacık-düzlem]  
45 %Duvar Malzeme Özellikleri  
46 E_d = 0.3e9;  
47 v_d = 0.31;  
48 G_d = E_d./(2*(1+v_d));  
49 duvar.dir=[-1 1 0 0 0;0 0 -1 1 0 0;0 0 0 0 -1 1]; % Düzlemden parçaya doğru birim vektörler  
50 duvar.konum = [h_L/2 -h_L/2; % Hücre merkezine göre duvarların konumu [d1_x d2_x;d3_y d4_y;d5_z  
51 d6_z]  
52 h_w/2 -h_w/2;  
53 h_h/2 -h_h/2];  
54 duvar.denklem = [1 0 0 -h_L/2; % Duvarlara ait düzlem denklemleri ax+by+cz+d [a b c d]
```

```

55     1 0 0 h_L/2;
56     0 1 0 -h_w/2;
57     0 1 0 h_w/2;
58     0 0 1 -h_h/2;
59     0 0 1 h_h/2];
60     duvar.denklem2 = duvar.denklem; % Güncellenecek düzlem denklemleri
61     duvar.malz = ones(1,length(duvar.denklem)); % Duvar malzemeleri aynı. Farklı malzeme atanabilir
62     %Parçacık dizilimleri ve başlangıç konumları
63     load("StableKonum90r3.mat"); %Parçacıkların Başlangıç Konumları
64     parca.konum = konum; % [x_0;y_0;z_0]
65     parcaN = size(parca.konum,2); % Parçacık sayısı
66     parca.id = 1:parcaN; % Parçacık Dizilimleri [1 2 3 .... parcaN]
67     parca.r = 3e-3.*ones(1,parcaN); % Parçacıkların yarıçapları
68     parca.hiz = zeros(3,parcaN); % Parçacıkların başlangıç hızları [V_x;V_y;V_z]
69     parca.ivme = zeros(3,parcaN); % Parçacıkların başlangıç ivmeleri [a_x;a_y;a_z]
70     parca.theta = zeros(3,parcaN); % Parçacıkların başlangıç açısal konumları [theta_x;theta_y;theta_z]
71     parca.acisal_hiz = zeros(3,parcaN); % Parçacıkların başlangıç açısal hızları [omega_x;omega_y;omega_z]
72     parca.acisal_ivme = zeros(3,parcaN); % Parçacıkların başlangıç açısal ivmeleri [alpha_x;alpha_y;alpha_z]
73     parca.malz = ones(1,parcaN); % Parçacık malzemeleri aynı
74     clear konum
75     if anim.kaydet == 1 % Sonuçlar kaydedilecekse t_0 anındaki parametrelerini kaydeder
76         mkdir(anim.kaydet_dosya); % Sonuçlar Dosyası Oluşturulur
77         delete(strcat(anim.kaydet_dosya,'/*.mat')); % Sonuçlar dosyası içerisindeki dosyaları siler
78         %1:zaman 2:parçacık numarası 3:yarıçap 4:konum_x 5:konum_y 6:konum_z 7:hiz_x 8:hiz_y
79         %9:hiz_y 10:açısal_hiz_x 11:açısal_hiz_y 12:açısal_hiz_z 13:theta_x
80         %14:theta_y 15:theta_z 16:KE 17:PE 18:RE
81         data = [zeros(parcaN,1) parca.id' parca.r' parca.konum(1,:) parca.konum(2,:) parca.konum(3,:)
82 parca.hiz(1,:) parca.hiz(2,:) parca.hiz(3,:) ...
83 parca.acisal_hiz(1,:) parca.acisal_hiz(2,:) parca.acisal_hiz(3,:) parca.theta(1,:) parca.theta(2,:)
84 parca.theta(3,:) zeros(parcaN,1) zeros(parcaN,1) zeros(parcaN,1)];
85         save(strcat(anim.kaydet_dosya,'/0.mat'),'data');
86     end
87     duvar.x = [0;0]; % Yapının başlangıç konum ve hızı [x;dx/dt] sadece x yönünde hareket var
88     if anim.cizim == 1 % Grafik çizer
89         h = figure(1);
90         anim_parca_kare(parca,duvar,anim.alan,h);
91     end
92     parca.m = (4/3)*pi()*parca.r.^3.*rho(parca.malz); % Parçacık kütleleri
93     parca.I = (2/5)*parca.m.*parca.r.^2; % Parça Atalet (Eylemsizlik) Momentleri
94     parca.alpha = -log(e(parca.malz)).*sqrt(5./(log(e(parca.malz)).^2+pi^2)); % Çarpışma sönümlleme katsayısı
95     parca.E = E(parca.malz); % Herbir parçacığın elastisite modülü
96     parca.v2 = v(parca.malz).^2; % Herbir parçacığın Poisson oranı karesi
97     parca.mu = mu(:,parca.malz); % Herbir parçacığın sürtünme katsayısı
98     duvar.E = E_d(duvar.malz); % Herbir düzlemin elastisite modülü
99     duvar.v2 = v_d(duvar.malz).^2; % Herbir düzlemin Poisson oranı karesi
100    T_R = pi()*parca.r(1).*sqrt(rho/G); % zaman adımını kontrol eder
101    if anim.adim<0.1*max(T_R) || anim.adim>0.3*min(T_R)
102        error('Rayleigh Zaman aralığı Şartını Sağlamıyor!!! "Adim" şu aralıkta olmalı %e and
103 %e',0.1*max(T_R),0.3*min(T_R));
104    end
105    x_box = zeros(2,length(tspan)); % sistemin cevap matrisi [x;dx/dt]
106    Fx = zeros(1,L); % sisteme etki eden temas kuvveti matrisi
107    x2 = [0;0]; % çözüm başlangıç şartları
108    % Yapının hareket denkleminin çözümü
109    for k = 1:L
110        x_box(:,k) = C*x2;
111        duvar.x = x_box(:,k);
112        [Fx(k), parca, duvar] = DEM_kare_analiz(anim,parca,duvar,tspan(k),k);
113        x2 = A*x2 + B*(u(k)+Fx(k));

```

```

114 end
115 toc
116 function [Fx, parca, duvar] = DEM_kare_analiz(anim,parca,duvar,t,k)
117 %ilk kullanıma hazırlama
118 dt_a = anim.adim;
119 dt_a2 = 0.5*anim.adim; % yarım zaman adımı
120 eski_hiz = parca.hiz;
121 eski_acisal_hiz = parca.acisal_hiz;
122 parca.hiz = parca.hiz+dt_a2*parca.ivme; % yarım zaman adımında hızı hesapla
123 parca.acisal_hiz = parca.acisal_hiz+dt_a2*parca.acisal_ivme; % yarım zaman adımında açısız hızı hesapla
124 parca.konum = parca.konum+eski_hiz*dt_a+0.5*parca.ivme*dt_a^2; % yarım zaman adımında konum
125 hesapla
126 parca.theta = parca.theta+eski_acisal_hiz*dt_a+0.5*parca.acisal_ivme*dt_a^2; % yarım zaman adımında
127 açısız konum hesapla
128 alan_disi = find(parca.konum(1,:)<anim.alan(1) | parca.konum(1,:)>anim.alan(2) | ...
129 parca.konum(2,:)<anim.alan(3) | parca.konum(2,:)>anim.alan(4) | ...
130 parca.konum(3,:)<anim.alan(5) | parca.konum(3,:)>anim.alan(6)); % parçacıkların çalışma alanı dışına
131 çıkmasını kontrol eder
132 if ~isempty(alan_disi)
133 error('%d Nolu Parça Alan Dışı!!!', parca.id(alan_disi(1)));
134 end
135 [temas_parca,temas_duvar] = temas_tespit(parca,duvar); % Teması belirler
136 [parca.ivme,parca.acisal_ivme,Fx]= HertzTemasModel(parca,temas_parca,temas_duvar,anim.g,duvar); %
137 Temas kuvvetlerini ve ivmeleri hesaplar
138 parca.hiz = parca.hiz+dt_a2*parca.ivme; % Parçacıkların hızını güncelle
139 parca.acisal_hiz = parca.acisal_hiz+dt_a2*parca.acisal_ivme; % Parçacıkların açısız hızını güncelle
140 if rem(k,anim.data_adim)==0
141 if anim.kaydet == 1
142 n_parca = length(parca.id);
143 KE = 0.5*parca.m.*(parca.hiz(1,:).^2+parca.hiz(2,:).^2+parca.hiz(3,:).^2); % parçacıkların kinetik enerjisi
144 PE = parca.konum(3,:)*anim.g(3,1).*parca.m; % parçacıkların potansiyel enerjisi
145 RE = 0.5*parca.I.*sum(parca.acisal_hiz.^2); % parçacıkların dönme enerjisi
146 data = [t*ones(n_parca,1) parca.id' parca.r' parca.konum(1,:)' parca.konum(2,:)' parca.konum(3,:)'
147 parca.hiz(1,:)' parca.hiz(2,:)' parca.hiz(3,:)' ...
148 parca.acisal_hiz(1,:)' parca.acisal_hiz(2,:)' parca.acisal_hiz(3,:)' parca.theta(1,:)' parca.theta(2,:)'
149 parca.theta(3,:)' KE' PE' RE'];
150 save(strcat(anim.kaydet_dosya,'/',num2str(t),'.mat'),'data'); % verileri dosyaya kaydet
151 end
152 if anim.cizim == 1 % sonuçları çiz
153 h = figure(1);
154 anim_parca_kare(parca,duvar,anim.alan,h);
155 end
156 end
157 end
158 % temas kuvvetlerini ve ivmeleri hesaplar
159 function [ivme, acisal_ivme, Fx] = HertzTemasModel(parca,temas_parca,temas_duvar,g,duvar)
160 ivme = zeros(3,length(parca.id));
161 acisal_ivme = zeros(3,length(parca.id));
162 Fx = 0;
163 if ~isempty(temas_parca{1})
164 for i = 1:length(temas_parca)
165 eleman = temas_parca{i}.eleman;
166 iid = temas_parca{i}.id;
167 igirinti_n = temas_parca{i}.girinti_n;
168 irel_v_n = temas_parca{i}.rel_v_n;
169 irel_v_t = temas_parca{i}.rel_v_t;
170 igirinti_n_dir = temas_parca{i}.girinti_n_dir;
171 igirinti_t_dir = temas_parca{i}.girinti_t_dir;
172 r_eq = parca.r(iid)*parca.r(eleman)./(parca.r(iid)+parca.r(eleman));

```

```

173 E_eq = parca.E(iid)*parca.E(eleman)./(parca.E(iid)*(1-parca.v2(eleman))+parca.E(eleman)*(1-
174 parca.v2(iid)));
175 m_eq = parca.m(iid)*parca.m(eleman)./(parca.m(iid)+parca.m(eleman));
176 K1 = 4/3*sqrt(r_eq).*E_eq; % Hertz yay sabiti
177 Fn = [K1.*igirinti_n.^(3/2).*igirinti_n_dir(1,:); ...
178 K1.*igirinti_n.^(3/2).*igirinti_n_dir(2,:); ...
179 K1.*igirinti_n.^(3/2).*igirinti_n_dir(3,:)];
180 K2 = parca.alpha(eleman).*sqrt(m_eq.*K1).*igirinti_n.^(1/4).*irel_v_n;
181 Fnd = [K2.*igirinti_n_dir(1,:); K2.*igirinti_n_dir(2,:); K2.*igirinti_n_dir(3,:)];
182 Fn_v = Fn+Fnd;
183 Fn_net = [sum(Fn(1,:)+Fnd(1,:)); sum(Fn(2,:)+Fnd(2,:)); sum(Fn(3,:)+Fnd(3,:))];
184 ivme(:,eleman) = round(Fn_net./parca.m(eleman),4);
185 Ft_net = parca.mu(1,eleman).*sqrt(sum(Fn_v.^2)).*sign(irel_v_t);
186 Ft_net = Ft_net.*igirinti_t_dir;
187 M = cross(-igirinti_n_dir,Ft_net);
188 M = [sum(M(1,:));sum(M(2,:));sum(M(3,:))];
189 acisal_ivme(:,eleman) = M*parca.r(eleman)/parca.I(eleman);
190 end
191 end
192 if ~isempty(temas_duvar{1})
193 for i = 1:length(temas_duvar)
194 eleman = temas_duvar{i}.eleman;
195 iid = temas_duvar{i}.iid;
196 igirinti_n = temas_duvar{i}.girinti_n;
197 irel_v_n = temas_duvar{i}.rel_v_n;
198 irel_v_t = temas_duvar{i}.rel_v_t;
199 igirinti_n_dir = temas_duvar{i}.girinti_n_dir;
200 igirinti_t_dir = temas_duvar{i}.girinti_t_dir;
201 r_eq = parca.r(eleman);
202 E_eq = duvar.E(iid)*parca.E(eleman)./(duvar.E(iid)*(1-parca.v2(eleman))+parca.E(eleman)*(1-
203 duvar.v2(iid)));
204 m_eq = parca.m(eleman);
205 K1 = 4/3*E_eq.*sqrt(r_eq);
206 Fn = [K1.*igirinti_n.^(3/2).*igirinti_n_dir(1,:); ...
207 K1.*igirinti_n.^(3/2).*igirinti_n_dir(2,:); ...
208 K1.*igirinti_n.^(3/2).*igirinti_n_dir(3,:)];
209 K2 = parca.alpha(eleman).*sqrt(m_eq.*K1).*igirinti_n.^(1/4).*irel_v_n;
210 Fnd = [K2.*igirinti_n_dir(1,:); ...
211 K2.*igirinti_n_dir(2,:); ...
212 K2.*igirinti_n_dir(3,:)];
213 Fn_v = Fn+Fnd;
214 Fn_net = [sum(Fn(1,:)+Fnd(1,:)); ...
215 sum(Fn(2,:)+Fnd(2,:)); ...
216 sum(Fn(3,:)+Fnd(3,:))];
217 ivme(:,eleman) = round(ivme(:,eleman)+Fn_net./parca.m(eleman),4);
218 Ft = parca.mu(2,eleman).*sqrt(sum(Fn_v.^2)).*sign(irel_v_t);
219 Ft_v = Ft.*igirinti_t_dir;
220 Ft_net = sum(Ft_v,2);
221 M = cross(-igirinti_n_dir,Ft_v);
222 M = [sum(M(1,:));sum(M(2,:));sum(M(3,:))];
223 acisal_ivme(:,eleman) = acisal_ivme(:,eleman)+M*parca.r(eleman)/parca.I(eleman);
224 Fx = Fx-Fn_net(1)-Ft_net(1); % yüzeylerle temas kuvvetinin x bileşkesi
225 end
226 end
227 ivme = [ivme(1,:)+g(1,:); ivme(2,:)+g(2,:); ivme(3,:)+g(3,:)]; % yerçekim ivmesini ekle
228 end
229 %% Parçacıkların birbirleriyle ve duvarla etkileşimini hesaplar
230 function [temas_parca, temas_duvar] = temas_tespit(parca,duvar)
231 n_parca = length(parca.id); % parça sayısı

```

```

232 parca_temas_adet = 0;
233 duvar_temas_adet = 0;
234 temas_parca = cell(1,1);
235 temas_duvar = cell(1,1);
236 for i = 1:n_parca
237 d = sqrt((parca.konum(1,:)-parca.konum(1,i)).^2+(parca.konum(2,:)-
238 parca.konum(2,i)).^2+(parca.konum(3,:)-parca.konum(3,i)).^2);
239 % parçacıkların i parçacığına olan uzaklıkları
240 sum_r = parca.r+parca.r(i);
241 d(i) = inf;
242 cakisma = sum_r-d; % Temas halinde positif olur.
243 temas_kontrol = cakisma>0;
244 if sum(temas_kontrol)>0
245 parca_temas_adet = parca_temas_adet+1;
246 temas_parca{parca_temas_adet}.eleman = i; % Temas eden parça
247 temas_parca{parca_temas_adet}.id = parca.id(temas_kontrol); % Temas edilen parça
248 temas_parca{parca_temas_adet}.girinti_n = cakisma(temas_kontrol); % Parçacıkların temas miktarı
249 temas_parca{parca_temas_adet}.girinti_n_dir = [(parca.konum(1,i)-
250 parca.konum(1,temas_kontrol))./d(temas_kontrol); ...
251 (parca.konum(2,i)-parca.konum(2,temas_kontrol))./d(temas_kontrol); ...
252 (parca.konum(3,i)-parca.konum(3,temas_kontrol))./d(temas_kontrol)]; % Birim vektor ri-rj
253 hiz_rel = [parca.hiz(1,temas_kontrol)-parca.hiz(1,i); ... % Temas eden parçacıkların kütle merkezinin bağlı
254 hızı [Vji_x;Vji_y]
255 parca.hiz(2,temas_kontrol)-parca.hiz(2,i); ...
256 parca.hiz(3,temas_kontrol)-parca.hiz(3,i)];
257 sign_rot = cross(temas_parca{parca_temas_adet}.girinti_n_dir,hiz_rel);
258 sign_rot = sign(sign_rot);
259 sign_rot(sign_rot==0) = 1;
260 temas_parca{parca_temas_adet}.rel_v_n =
261 temas_parca{parca_temas_adet}.girinti_n_dir(1,:).*hiz_rel(1,:)+temas_parca{parca_temas_adet}.girinti_n_
262 dir(2,:).*hiz_rel(2,:) ...
263 +temas_parca{parca_temas_adet}.girinti_n_dir(3,:).*hiz_rel(3,:);
264 hiz_rel2 = sign_rot.*hiz_rel;
265 V_control =
266 parca.r(temas_kontrol).*[parca.acisal_hiz(2,temas_kontrol).*temas_parca{parca_temas_adet}.girinti_n_dir
267 (3,:)-parca.acisal_hiz(3,temas_kontrol).*temas_parca{parca_temas_adet}.girinti_n_dir(2,:);...
268 -parca.acisal_hiz(1,temas_kontrol).*temas_parca{parca_temas_adet}.girinti_n_dir(3,:);
269 +parca.acisal_hiz(3,temas_kontrol).*temas_parca{parca_temas_adet}.girinti_n_dir(1,:);...
270 parca.acisal_hiz(1,temas_kontrol).*temas_parca{parca_temas_adet}.girinti_n_dir(2,:)-
271 parca.acisal_hiz(2,temas_kontrol).*temas_parca{parca_temas_adet}.girinti_n_dir(1,:)];
272 V_i = -parca.r(i).*[parca.acisal_hiz(2,i).*temas_parca{parca_temas_adet}.girinti_n_dir(3,:)-
273 parca.acisal_hiz(3,i).*temas_parca{parca_temas_adet}.girinti_n_dir(2,:);...
274 -parca.acisal_hiz(1,i).*temas_parca{parca_temas_adet}.girinti_n_dir(3,:);
275 +parca.acisal_hiz(3,i).*temas_parca{parca_temas_adet}.girinti_n_dir(1,:);...
276 parca.acisal_hiz(1,i).*temas_parca{parca_temas_adet}.girinti_n_dir(2,:)-
277 parca.acisal_hiz(2,i).*temas_parca{parca_temas_adet}.girinti_n_dir(1,:)];
278 V_temas = hiz_rel2+V_control-V_i;
279 rel_v_t=V_temas-
280 dot(V_temas,temas_parca{parca_temas_adet}.girinti_n_dir).*temas_parca{parca_temas_adet}.girinti_n_dir;
281 r;
282 temas_parca{parca_temas_adet}.girinti_t_dir=rel_v_t./norm(rel_v_t);
283 temas_parca{parca_temas_adet}.girinti_t_dir(isnan(temas_parca{parca_temas_adet}.girinti_t_dir))=0;
284 V_temas = hiz_rel+V_control-V_i;
285 temas_parca{parca_temas_adet}.rel_v_t =
286 temas_parca{parca_temas_adet}.girinti_t_dir(1,:).*V_temas(1,:)+temas_parca{parca_temas_adet}.girinti_t_
287 _dir(2,:).*V_temas(2,:) ...
288 +temas_parca{parca_temas_adet}.girinti_t_dir(3,:).*V_temas(3,:);
289 end
290 duvar.denklem2(1:2,4) = duvar.denklem(1:2,4)-duvar.x(1); % düzlem denklemlerini güncelle

```

```

291 B = duvar.denklem2(:,1).*parca.konum(1,i)+duvar.denklem2(:,2).*parca.konum(2,i)+ ...
292 duvar.denklem2(:,3).*parca.konum(3,i)+duvar.denklem2(:,4);
293 K = sqrt(duvar.denklem2(:,1).^2+duvar.denklem2(:,2).^2+duvar.denklem2(:,3).^2);
294 d_duvar = (B./K)';
295 d_duvar = abs(d_duvar);
296 girinti_duvar = parca.r(i)-d_duvar;
297 kontrol_duvar = girinti_duvar>0;
298 if sum(kontrol_duvar)>0
299     duvar_temas_adet = duvar_temas_adet+1;
300     temas_duvar{duvar_temas_adet}.eleman = i;
301     temas_duvar{duvar_temas_adet}.id = find(kontrol_duvar == 1);
302     temas_duvar{duvar_temas_adet}.girinti_n = girinti_duvar(kontrol_duvar);
303     temas_duvar{duvar_temas_adet}.girinti_n_dir = duvar.dir(:,kontrol_duvar);
304     hiz_rel = [duvar.x(2);0;0]-parca.hiz(:,i);
305     sign_rot =
306     cross(temas_duvar{duvar_temas_adet}.girinti_n_dir, repmat(hiz_rel,1,size(temas_duvar{duvar_temas_adet}
307     }.girinti_n_dir,2)));
308     sign_rot = sign(sign_rot);
309     sign_rot(sign_rot==0) = 1;
310     temas_duvar{duvar_temas_adet}.rel_v_n =
311     temas_duvar{duvar_temas_adet}.girinti_n_dir(1,:).*hiz_rel(1,:)...
312     +temas_duvar{duvar_temas_adet}.girinti_n_dir(2,:).*hiz_rel(2,:) ...
313     +temas_duvar{duvar_temas_adet}.girinti_n_dir(3,:).*hiz_rel(3,:);
314     hiz_rel2 = sign_rot.*repmat(hiz_rel,1,size(temas_duvar{duvar_temas_adet}.girinti_n_dir,2));
315     V_i = -parca.r(i).*[parca.acisal_hiz(2,i).*temas_duvar{duvar_temas_adet}.girinti_n_dir(3,:)-
316     parca.acisal_hiz(3,i).*temas_duvar{duvar_temas_adet}.girinti_n_dir(2,:);...
317     -
318     parca.acisal_hiz(1,i).*temas_duvar{duvar_temas_adet}.girinti_n_dir(3,:)+parca.acisal_hiz(3,i).*temas_duvar{duvar_temas_adet}.girinti_n_dir(1,:);...
319     parca.acisal_hiz(1,i).*temas_duvar{duvar_temas_adet}.girinti_n_dir(2,:)-
320     parca.acisal_hiz(2,i).*temas_duvar{duvar_temas_adet}.girinti_n_dir(1,:)];
321     V_temas = hiz_rel2-V_i;
322     rel_v_t=V_temas-
323     dot(V_temas,temas_duvar{duvar_temas_adet}.girinti_n_dir).*temas_duvar{duvar_temas_adet}.girinti_n_dir;
324     temas_duvar{duvar_temas_adet}.girinti_t_dir=rel_v_t./norm(rel_v_t);
325     temas_duvar{duvar_temas_adet}.girinti_t_dir(isnan(temas_duvar{duvar_temas_adet}.girinti_t_dir))=0;
326     V_temas = hiz_rel-V_i;
327     temas_duvar{duvar_temas_adet}.rel_v_t =
328     temas_duvar{duvar_temas_adet}.girinti_t_dir(1,:).*V_temas(1,:)+temas_duvar{duvar_temas_adet}.girinti_
329     t_dir(2,:).*V_temas(2,:) ...
330     +temas_duvar{duvar_temas_adet}.girinti_t_dir(3,:).*V_temas(3,:);
331     end
332     end
333     end
334     %%
335     function anim_parca_kare(parca,duvar,alan,h)
336     % dikdörtgensel hücre ve parçacıkları çizer.
337     figure(h);
338     set(h,'visible','off');
339     clf;
340     hold on;
341     axis(alan);
342     daspect([1 1 1]);
343     view(45,20)
344     % Hücre merkezine göre duvarların konumunu güncelle
345     duvar.konum(1,:) = duvar.konum(1,:)+duvar.x(1); % duvarlar sadece x yönünde ötelenir
346     % Hücre duvarlarını çiz

```

```

349 plot3(ones(1,5)*duvar.konum(1,1),[duvar.konum(2,2) duvar.konum(2,1) duvar.konum(2,1)
350 duvar.konum(2,2) duvar.konum(2,2)],[duvar.konum(3,2) duvar.konum(3,2) duvar.konum(3,1)
351 duvar.konum(3,1) duvar.konum(3,2)], 'k')
352 plot3(ones(1,5)*duvar.konum(1,2),[duvar.konum(2,2) duvar.konum(2,1) duvar.konum(2,1)
353 duvar.konum(2,2) duvar.konum(2,2)],[duvar.konum(3,2) duvar.konum(3,2) duvar.konum(3,1)
354 duvar.konum(3,1) duvar.konum(3,2)], 'k')
355 plot3([duvar.konum(1,1) duvar.konum(1,2) duvar.konum(1,2) duvar.konum(1,1)
356 duvar.konum(1,1)],ones(1,5)*duvar.konum(2,1),[duvar.konum(3,2) duvar.konum(3,2) duvar.konum(3,1)
357 duvar.konum(3,1) duvar.konum(3,2)], 'k')
358 plot3([duvar.konum(1,1) duvar.konum(1,2) duvar.konum(1,2) duvar.konum(1,1)
359 duvar.konum(1,1)],ones(1,5)*duvar.konum(2,2),[duvar.konum(3,2) duvar.konum(3,2) duvar.konum(3,1)
360 duvar.konum(3,1) duvar.konum(3,2)], 'k')
361 % Parçacıkları çiz
362 for i = 1:length(parca.id)
363 kure(parca.konum(:,i),parca.r(i),[0 0.4470 0.7410]); % parçacıkları çizer
364 xyz= konum3D(parca.theta(:,i),parca.konum(:,i),parca.r(i));
365 kure(xyz,1e-3,[1 0 0]); % parçacıkların dönmeleri anlaşılсын diye kırmızı küreleri çizer
366 end
367 xlabel("X")
368 ylabel("Y")
369 zlabel("Z")
370 grid
371 set(h,'visible','on');
372 hold off
373 end
374 %%
375 function H=kure(merkez,radius,renk)
376 % merkezi ve yarıçapı verilen küre çizer
377 [xu,yu,zu] = sphere;
378 x = xu*radius + merkez(1);
379 y = yu*radius + merkez(2);
380 z = zu*radius + merkez(3);
381 H = surf(x,y,z);
382 set(H,'FaceColor',renk, 'FaceAlpha','1','FaceLighting','gouraud','EdgeColor','none')
383 End
384 %%
385 function xyz= konum3D(aci,konum,r)
386 % Parçacıkların açısal dönmelerine bağlı olarak dönmesi hesaplar.
387 % R=[RotZ*RotY*RotX]*V
388 R = [cos(aci(3,1)) -sin(aci(3,1)) 0;
389 sin(aci(3,1)) cos(aci(3,1)) 0;
390 0 0 1] ...
391 *[cos(aci(2,1)) 0 sin(aci(2,1));
392 0 1 0;
393 -sin(aci(2,1)) 0 cos(aci(2,1))] ...
394 *[1 0 0;
395 0 cos(aci(1,1)) -sin(aci(1,1));
396 0 sin(aci(1,1)) cos(aci(1,1))];
397 P0 = r.*R*[1;0;0];
398 xyz = konum+P0;
399 end
400

```

1 EK- 2: ANKASTRE-SERBEST ÇUBUĞUN PDS'Lİ ANALİZİ İÇİN YAZILAN 2 PROGRAM KODLARI

```

3 %% Ankastre-serbest çubuğun analizini yapar
4 clear;clc;close all
5 tic
6 % Çubuğun özellikleri
7 L_beam = 850e-3; % [m] Çubuğun uzunluğu
8 w_beam = 80e-3; % [m] Çubuğun eni
9 t_beam = 25.4e-3; % [m] Çubuğun yüksekliği
10 load shell_80x850x25.mat % ankastre çubuk ansys datalarını yükler
11 fn = shell_80x850x25.f; % Doğal frekanslar [Hz]
12 wn = 2*pi*fn; % Doğal frekanslar [rad/sn]
13 Lin = shell_80x850x25.phiZ(:,1); % Düğüm noktaları
14 phiZ = shell_80x850x25.phiZ(:,2:end); % Yerdeğiştirme öz vektörleri
15 phiRotX = shell_80x850x25.phiRotX; % Eğim öz vektörleri
16 n = size(phiZ,2); % Mod sayısı
17 zeta = [0.014 0.016 0.011 0.017]; % Sönüm oranları
18 M = eye(n); % Kütle matrisi
19 K = diag(wn.^2); % Katılık matrisi
20 C = diag(2*zeta.*wn); % Sönüm matrisi
21 anim.cizim = 1; % Sonuçları çizdirmek için 1 aksi halde 0
22 anim.kaydet = 0; % Sonuçları kaydetmek için 1 aksi halde 0
23 anim.data_adim = 1000; % Dataların kaydedilme aralığı
24 ts = 1e-6; % Zaman adımı
25 sure = 10; % Toplam süre
26 %Başlangın Parametreleri
27 malz.L = L_beam;
28 malz.t = t_beam;
29 malz.w = w_beam;
30 anim.sure = sure; % [s] Animasyon Süresi
31 anim.adim = ts; % [s] İterasyon Zaman Aralığı
32 anim.alan = [-(malz.w+0.01) malz.w+0.01 -(malz.L+0.01) malz.L+0.01 -(malz.L+0.01) malz.L+0.01];%
33 Animasyon Görüntü Alanı [min(x) max(x) min(y) max(y)]
34 anim.kaydet_dosya = 'Sonuclar'; % Sonuçların Kaydedileceği Dosya Adı
35 anim.g = [0;0;-9.81]; %m/s2 Yerçekim ivmesi [g_x g_y g_z]
36 %Parçacık Malzeme Özellikleri
37 malz.E = 2e9; % [Pa] Elastisite Modülü
38 malz.v = 0.35; % Poisson's oranı
39 malz.e = 0.9; % Restitution (eski haline gelme) katsayısı
40 malz.G = malz.E./(2*(1+malz.v)); % [Pa] Kayma modülü
41 malz.rho = 1180; % [kg/m3] Yoğunluk
42 malz.mu = [0.52; 0.45]; % Sürtünme Katsayısı, [parçacık-parçacık parçacık-düzlem]
43 %Duvar
44 duvar.E = 72e9;
45 duvar.v = 0.33;
46 duvar.G = duvar.E./(2*(1+duvar.v));
47 duvar.cell_t = t_beam; % Hücre yüksekliği
48 duvar.cell_R = 3e-3; % Altıgen çevresel adaire yarıçapı
49 duvar.konumO = [malz.w/2 malz.w/2 malz.w/2 malz.w/2 -malz.w/2 -malz.w/2 -malz.w/2 -malz.w/2; %
50 Çubuk duvar konum
51 0 malz.L malz.L 0 0 malz.L malz.L 0;
52 -malz.t/2 -malz.t/2 malz.t/2 malz.t/2 -malz.t/2 -malz.t/2 malz.t/2 malz.t/2];
53 duvar.cell_C = 800e-3-[sqrt(3)/2*duvar.cell_R 3*sqrt(3)/2*duvar.cell_R 5*sqrt(3)/2*duvar.cell_R
54 7*sqrt(3)/2*duvar.cell_R]; % Parçacık yerleştirilmiş hücre konumları
55 % duvar.cell_C = 800e-3-sqrt(3)/2*duvar.cell_R;
56 cellN = size(duvar.cell_C,2); % y doğrultusundaki hücre sayısı

```

```

57 for i=1:cellN
58     duvar.konumC(:,i) = [duvar.cell_R/2 -duvar.cell_R/2 -duvar.cell_R/2 duvar.cell_R/2 -duvar.cell_R -
59     duvar.cell_R/2 -duvar.cell_R/2 -duvar.cell_R duvar.cell_R/2 duvar.cell_R duvar.cell_R duvar.cell_R/2;
60     duvar.cell_C(i)+sqrt(3)/2*duvar.cell_R duvar.cell_C(i)+sqrt(3)/2*duvar.cell_R
61     duvar.cell_C(i)+sqrt(3)/2*duvar.cell_R duvar.cell_C(i)+sqrt(3)/2*duvar.cell_R duvar.cell_C(i)
62     duvar.cell_C(i)-sqrt(3)/2*duvar.cell_R duvar.cell_C(i)-sqrt(3)/2*duvar.cell_R duvar.cell_C(i)
63     duvar.cell_C(i)-sqrt(3)/2*duvar.cell_R duvar.cell_C(i) duvar.cell_C(i) duvar.cell_C(i)-
64     sqrt(3)/2*duvar.cell_R;
65     -duvar.cell_t/2 -duvar.cell_t/2 duvar.cell_t/2 duvar.cell_t/2 -duvar.cell_t/2 -duvar.cell_t/2
66     duvar.cell_t/2 duvar.cell_t/2 -duvar.cell_t/2 -duvar.cell_t/2 duvar.cell_t/2 duvar.cell_t/2];
67     duvar.denklemlC(:,i) = [0 1 0 -duvar.cell_C(i)-duvar.cell_R*sqrt(3)/2;
68     0 1 0 -duvar.cell_C(i)+duvar.cell_R*sqrt(3)/2;
69     sqrt(3) 1 0 -duvar.cell_C(i)-sqrt(3)*duvar.cell_R;
70     -sqrt(3) 1 0 -duvar.cell_C(i)+sqrt(3)*duvar.cell_R;
71     -sqrt(3) 1 0 -duvar.cell_C(i)-sqrt(3)*duvar.cell_R;
72     sqrt(3) 1 0 -duvar.cell_C(i)+sqrt(3)*duvar.cell_R;
73     0 0 1 -duvar.cell_t/2;
74     0 0 1 duvar.cell_t/2]; % Duvarlara ait düzlem denklemleri ax+by+cz+d [a b c d]
75     duvar.dir(:,i) = [0,0,-sqrt(3)/2,-sqrt(3)/2,sqrt(3)/2,sqrt(3)/2,0,0;-1,1,-0.5,0.5,-0.5,0.5,0,0;0,0,0,0,0,-1,1];
76 % Düzlemden parçaya doğru birim vektörler
77 end
78 duvar.malz = ones(1,length(duvar.denklemlC)); % Duvar malzemeleri aynı
79 load('stablekonum15_c4.mat'); %Parçacıkların Başlangıç Konumları
80 parca.konum = Konum; % [x_0;y_0;z_0]
81 parcaN = size(parca.konum,2); % Parçacık sayısı
82 parca.id = 1:parcaN; % Parçacık Dizilimleri [1 2 3 .... parcaN]
83 parca.r = 1.25e-3.*ones(1,parcaN); % Parçacıkların yarıçapı
84 parca.hiz = zeros(3,parcaN,cellN); % Parçacıkların Başlangıç Hızları [V_x;V_y;V_z]
85 parca.ivme = zeros(3,parcaN,cellN); % Parçacıkların Başlangıç İvmeleri [a_x;a_y;a_z]
86 parca.theta = zeros(3,parcaN,cellN); % Parçacıkların Başlangıç Dönme Açılımları [theta_x;theta_y;theta_z]
87 parca.acisal_hiz = zeros(3,parcaN,cellN); % Parçacıkların Başlangıç Açısal Hızları
88 [omega_x;omega_y;omega_z]
89 parca.acisal_ivme = zeros(3,parcaN,cellN); % Parçacıkların Başlangıç Açısal İvmeleri
90 [alpha_x;alpha_y;alpha_z]
91 parca.malz = ones(1,parcaN); % Parçacık malzemeleri aynı
92 clear Konum
93 if anim.kaydet == 1
94     mkdir(anim.kaydet_dosya); % Sonuçlar Dosyası Oluşturulur
95     delete(strcat(anim.kaydet_dosya,'/*.mat')); % Sonuçlar dosyası içerisindeki veriler silinir
96     %1:zaman 2:parçacık numarası 3:yarıçap 4:konum_x 5:konum_y 6:konum_z 7:hiz_x 8:hiz_y
97     %9:hiz_y 10:açısal_hiz_x 11:açısal_hiz_y 12:açısal_hiz_z 13:theta_x
98     %14:theta_y 15:theta_z 16:KE 17:PE 18:RE
99     data = [zeros(parcaN*cellN,1) (1:parcaN*cellN)' parca.r(1).*ones(parcaN*cellN,1) parca.konum(1,:)'
100     parca.konum(2,:) parca.konum(3,:) parca.hiz(1,:) parca.hiz(2,:) parca.hiz(3,:) ...
101     parca.acisal_hiz(1,:) parca.acisal_hiz(2,:) parca.acisal_hiz(3,:) parca.theta(1,:) parca.theta(2,:)
102     parca.theta(3,:) zeros(parcaN*cellN,1) zeros(parcaN*cellN,1) zeros(parcaN*cellN,1)];
103     save(strcat(anim.kaydet_dosya,'/0.mat'),'data'); % Başlangıç parametrelerinin kaydedilmesi
104 end
105 if anim.cizim == 1
106     h = figure(1);
107     duvar.konum = duvar.konumO; % Çubuk konum
108     duvar.konum2 = duvar.konumC; % Hücre konum (Dönme ve titreşim)
109     duvar.konum3 = duvar.konumC; % Hücre konum (Sadece dönme)
110     anim_HC(parca,duvar,anim.alan,h);
111 end
112 parca.m = (4/3)*pi()*parca.r.^3.*malz.rho(parca.malz); % Parçacık kütleleri
113 parca.I = (2/5)*parca.m.*parca.r.^2; % Parça Atalet (Eylemsizlik) Momentleri
114 parca.alpha = -log(malz.e(parca.malz)).*sqrt(5./(log(malz.e(parca.malz)).^2+pi^2)); % Çarpışma
115 sönümlleme katsayısı

```

```

116 parca.E = malz.E(parca.malz); % Herbir parçacığın elastisite modülü
117 parca.v2 = malz.v(parca.malz).^2; % Herbir parçacığın Poisson oranı karesi
118 parca.mu = malz.mu(:,parca.malz); % Herbir parçacığın sürtünme katsayısı
119 duvar.E = duvar.E(duvar.malz); % Herbir düzlemin elastisite modülü
120 duvar.v2 = duvar.v(duvar.malz).^2; % Herbir düzlemin Poisson oranı karesi
121 T_R = pi()*parca.r.*sqrt(malz.rho(parca.malz)./malz.G); % zaman adımını kontrol eder
122 if anim.adim<0.1*max(T_R) || anim.adim>0.3*min(T_R)
123     error('Rayleigh Zaman aralığı Şartını Sağlamıyor!!! "Adim" şu aralıkta olmalı %e and
124     %e',0.1*max(T_R),0.3*min(T_R));
125 end
126 x = 275e-3; % Kuvvet uygulama konumu
127 ind = Lin == x;
128 Fe = phiZ(ind,:); % Kuvvet uygulama noktası öz vektörü
129 x = duvar.cell_C'; % Hücre ağırlık merkezi konumu
130 for j=1:cellN
131     for i=1:n
132         P = InterX([Lin';phiZ(:,i)'],[x(j) x(j);-max(phiZ(:,i)) max(phiZ(:,i))]);
133         Prot = InterX([Lin';phiRotX(:,i)'],[x(j) x(j);-max(phiRotX(:,i)) max(phiRotX(:,i))]);
134         phi_c(i,j) = P(2); % Hücre ağırlık merkezi yerdeğiştirme öz vektörü
135         phi_c_s(i,j) = Prot(2); % Hücre ağırlık merkezi eğim öz vektörü
136     end
137 end
138 t = 0:ts:sure; % Çözüm aralığı
139 len_t = length(t);
140 load('U_10rms_10s.mat'); % Tahrik kuvveti
141 q = zeros(2*n,len_t); % Genelleştirilmiş koordinatlar (displacement)
142 q0 = zeros(1,2*n); % Başlangıç şartları
143 q_a = zeros(n,len_t); % Genelleştirilmiş koordinatlar (acceleration)
144 Fz = zeros(cellN,len_t); % Herbir hücre için parçacık bileşke temas kuvveti
145 Cq = eye(2*n); % Çıktılar (Konum ve hızlar)
146 % çözüm için durum-uzay matrisleri
147 Ac = [zeros(n) eye(n);-M\K -M\C];
148 A = expm(Ac*ts);
149 Bc = [zeros(n,1);M\Fe];
150 B = Ac\((A-eye(2*n))*Bc);
151 Bc2 = [zeros(n,size(phi_c,2)); M\phi_c];
152 B2 = Ac\((A-eye(2*n))*Bc2);
153 C2 = [-M\K -M\C]; % Çıktılar (İvmeler)
154 for k = 1:len_t
155     q(:,k) = Cq*q0;
156     wc = zeros(1,cellN); % Hücre yerdeğiştirme
157     ws = zeros(1,cellN); % Hücre eğim
158     wv = zeros(1,cellN); % Hücre hız
159     for i = 1:n
160         wc = wc+phi_c(i,:).*q(i,k); % Hücre yerdeğiştirme
161         ws = ws+phi_c_s(i,:).*q(i,k); % Hücre eğim
162         wv = wv+phi_c(i,:).*q(n+i,k); % Hücre hız
163     end
164     duvar.hiz = wv; % Hücre yüzeyleri hızı z yönünde
165     for i=1:cellN
166         duvar.denkleMC(:,i) = [0 1 ws(i) -duvar.cell_C(i)-duvar.cell_R*sqrt(3)/2;
167         0 1 ws(i) -duvar.cell_C(i)+duvar.cell_R*sqrt(3)/2;
168         sqrt(3) 1 ws(i) -duvar.cell_C(i)-sqrt(3)*duvar.cell_R;
169         -sqrt(3) 1 ws(i) -duvar.cell_C(i)+sqrt(3)*duvar.cell_R;
170         -sqrt(3) 1 ws(i) -duvar.cell_C(i)-sqrt(3)*duvar.cell_R;
171         sqrt(3) 1 ws(i) -duvar.cell_C(i)+sqrt(3)*duvar.cell_R;
172         0 0 1 -duvar.cell_t/2-wc(i);
173         0 0 1 duvar.cell_t/2-wc(i)]; % Hücre duvar denklemini güncelle
174         duvar.dir(:,i) = [0 0 -sqrt(3) -sqrt(3) sqrt(3) sqrt(3) 0 0];

```

```

175     -1 1 -1 1 -1 1 0 0;
176     -ws(i) ws(i) -ws(i) ws(i) -ws(i) ws(i) -1 1];
177     duvar.dir(:,i) = duvar.dir(:,i)./vecnorm(duvar.dir(:,i)); % Hücre normal birim vektörleri güncelle
178     if rem(k,anim.data_adim)==0
179         duvar.konum2(:,i) = duvar.konumC(:,i)+wc(i).*[0;0;1]; % Yerdeğiştirme
180         duvar.konum2(:,[1 2 5 6 9 10],i) = duvar.konum2(:,[1 2 5 6 9 10],i)+duvar.cell_t/2*ws(i).*[0;1;0];
181     % Dönme
182         duvar.konum2(:,[3 4 7 8 11 12],i) = duvar.konum2(:,[3 4 7 8 11 12],i)-duvar.cell_t/2*ws(i).*[0;1;0];
183     % Dönme
184     end
185     end
186     [Fz(:,k), parca, duvar] = DEM_HC(anim,parca,duvar,t(k),k); % Temas kuvvetini hesapla, parçacık
187     konumlarını güncelle
188     q0 = A*q0 + B*U(k) + 16*sum(B2.*Fz(:,k)',2);
189     q(:,k) = Cq*q0; % Yerde iştirme
190     q_a(:,k) = C2*q0+M\Fe.*U(k)+16*sum(M\phi_c.*Fz(:,k)',2); % İvme
191 end
192 toc
193 save("q_p15_10rms_10s.mat",'q')
194 save("Fz_p15_10rms_10s.mat",'Fz')
195 sendEmail
196 %% Ayrık Elemanlar Yöntemi
197 function [Fz, parca, duvar] = DEM_HC(anim,parca,duvar,t,k)
198 %Verlet İntegrasyonu - Parçacıkların y r ngelerini hesaplamak için Verlet Time Integration yöntemi
199 kullanıldı
200 % 1. Calculate v(t+0.5dt)
201 % 2. Calculate x(t+dt)
202 % 3. Calculate a(t+dt)
203 % 4. Calculate v(t+dt)
204 dt_a = anim.adim;
205 dt_a2 = 0.5*anim.adim;
206 eski_hiz = parca.hiz;
207 eski_acisal_hiz = parca.acisal_hiz;
208 parca.hiz = parca.hiz+dt_a2.*parca.ivme;
209 parca.acisal_hiz = parca.acisal_hiz+dt_a2.*parca.acisal_ivme;
210 parca.konum = parca.konum+eski_hiz.*dt_a+0.5.*parca.ivme.*dt_a^2;
211 parca.theta = parca.theta+eski_acisal_hiz.*dt_a+0.5.*parca.acisal_ivme.*dt_a^2;
212 alan_disi = find(parca.konum(1,:)<anim.alan(1) | parca.konum(1,:)>anim.alan(2) | ...
213     parca.konum(2,:)<anim.alan(3) | parca.konum(2,:)>anim.alan(4) | ...
214     parca.konum(3,:)<anim.alan(5) | parca.konum(3,:)>anim.alan(6));
215 if ~isempty(alan_disi)
216     error('%d Nolu Parça Alan Dışı!!!', parca.id(alan_disi));
217 end
218 [temas_parca, temas_duvar] = temas_tespit(parca,duvar);
219 [parca.ivme, parca.acisal_ivme, Fz] = HertzTemasModel(parca,temas_parca,temas_duvar,anim.g,duvar);
220 parca.hiz = parca.hiz+dt_a2.*parca.ivme;
221 parca.acisal_hiz = parca.acisal_hiz+dt_a2.*parca.acisal_ivme;
222 if rem(k,anim.data_adim)==0
223     if anim.kaydet == 1
224         parcaN = length(parca.id);
225         cellN = size(duvar.cell_C,2);
226         KE =
227         0.5*parca.m(1).*ones(1,parcaN*cellN).*(parca.hiz(1,:).^2+parca.hiz(2,:).^2+parca.hiz(3,:).^2);
228         PE = parca.konum(3,:).*anim.g(3,1).*parca.m(1).*ones(1,parcaN*cellN);
229         RE = 0.5*parca.I(1).*ones(1,parcaN*cellN).*reshape(sum(parca.acisal_hiz.^2),[1 parcaN*cellN]);
230         data = [t*ones(parcaN*cellN,1) (1:parcaN*cellN)' parca.r(1).*ones(parcaN*cellN,1)
231             parca.konum(1,:)' parca.konum(2,:)' parca.konum(3,:)' parca.hiz(1,:)' parca.hiz(2,:)' parca.hiz(3,:)' ...
232             parca.acisal_hiz(1,:)' parca.acisal_hiz(2,:)' parca.acisal_hiz(3,:)' parca.theta(1,:)' parca.theta(2,:)'
233             parca.theta(3,:)' KE' PE' RE'];

```

```

234         save(strcat(anim.kaydet_dosya,'/',num2str(t),'.mat'),'data');
235     end
236     if anim.cizim == 1
237         h = figure(1);
238         anim_HC(parca,duvar,anim.alan,h);
239     end
240 end
241 end
242 %%
243 function [ivme, acisal_ivme, Fz] = HertzTemasModel(parca,temas_parca,temas_duvar,g,duvar)
244 ivme = zeros(3,length(parca.id),size(parca.konum,3));
245 acisal_ivme = zeros(3,length(parca.id),size(parca.konum,3));
246 Fz = zeros(1,size(parca.konum,3));
247 for k=1:size(parca.konum,3)
248     if ~isempty(temas_parca{k})
249         for i = 1:sum(~cellfun('isempty',temas_parca(k,:)))
250             eleman = temas_parca{k,i}.eleman;
251             iid = temas_parca{k,i}.iid;
252             igirinti_n = temas_parca{k,i}.girinti_n;
253             irel_v_n = temas_parca{k,i}.rel_v_n;
254             irel_v_t = temas_parca{k,i}.rel_v_t;
255             igirinti_n_dir = temas_parca{k,i}.girinti_n_dir;
256             igirinti_t_dir = temas_parca{k,i}.girinti_t_dir;
257             r_eq = parca.r(iid)*parca.r(eleman)./(parca.r(iid)+parca.r(eleman));
258             E_eq = parca.E(iid)*parca.E(eleman)./(parca.E(iid)*(1-parca.v2(eleman))+parca.E(eleman)*(1-
259 parca.v2(iid)));
260             m_eq = parca.m(iid)*parca.m(eleman)./(parca.m(iid)+parca.m(eleman));
261             K1 = 4/3*sqrt(r_eq).*E_eq; % Hertz Sabiti
262             Fn = [K1.*igirinti_n.^(3/2).*igirinti_n_dir(1,:); ...
263                 K1.*igirinti_n.^(3/2).*igirinti_n_dir(2,:); ...
264                 K1.*igirinti_n.^(3/2).*igirinti_n_dir(3,:)];
265             K2 = parca.alpha(eleman).*sqrt(m_eq.*K1).*igirinti_n.^(1/4).*irel_v_n;
266             Fnd = [K2.*igirinti_n_dir(1,:); K2.*igirinti_n_dir(2,:); K2.*igirinti_n_dir(3,:)];
267             Fn_v = Fn+Fnd;
268             Fn_net = [sum(Fn(1,:)+Fnd(1,:)); sum(Fn(2,:)+Fnd(2,:)); sum(Fn(3,:)+Fnd(3,:))];
269             ivme(:,eleman,k) = round((Fn_net./parca.m(eleman)));
270             Ft_net = parca.mu(1,eleman).*sqrt(sum(Fn_v.^2)).*sign(irel_v_t);
271             Ft_net = Ft_net.*igirinti_t_dir;
272             M = cross(-igirinti_n_dir,Ft_net);
273             M = [sum(M(1,:));sum(M(2,:));sum(M(3,:))];
274             acisal_ivme(:,eleman,k) = M*parca.r(eleman)/parca.I(eleman);
275         end
276     end
277     if ~isempty(temas_duvar{k})
278         for i = 1:sum(~cellfun('isempty',temas_duvar(k,:)))
279             eleman = temas_duvar{k,i}.eleman;
280             iid = temas_duvar{k,i}.iid;
281             igirinti_n = temas_duvar{k,i}.girinti_n;
282             irel_v_n = temas_duvar{k,i}.rel_v_n;
283             irel_v_t = temas_duvar{k,i}.rel_v_t;
284             igirinti_n_dir = temas_duvar{k,i}.girinti_n_dir;
285             igirinti_t_dir = temas_duvar{k,i}.girinti_t_dir;
286             r_eq = parca.r(eleman);
287             E_eq = duvar.E(iid)*parca.E(eleman)./(duvar.E(iid)*(1-parca.v2(eleman))+parca.E(eleman)*(1-
288 duvar.v2(iid)));
289             m_eq = parca.m(eleman);
290             K1 = 4/3*E_eq.*sqrt(r_eq);
291             Fn = [K1.*igirinti_n.^(3/2).*igirinti_n_dir(1,:); ...
292                 K1.*igirinti_n.^(3/2).*igirinti_n_dir(2,:); ...

```

```

293     K1.*igirinti_n.^(3/2).*igirinti_n_dir(3,:));
294     K2 = parca.alpha(eleman).*sqrt(m_eq.*K1).*igirinti_n.^(1/4).*irel_v_n;
295     Fnd = [K2.*igirinti_n_dir(1,:); ...
296           K2.*igirinti_n_dir(2,:); ...
297           K2.*igirinti_n_dir(3,:)];
298     Fn_v = Fn+Fnd;
299     Fn_net = sum(Fn_v,2);
300     ivme(:,eleman,k) = round(ivme(:,eleman,k)+Fn_net./parca.m(eleman));
301     Ft = parca.mu(2,eleman).*sqrt(sum(Fn_v.^2)).*sign(irel_v_t);
302     Ft_v = Ft.*igirinti_t_dir;
303     Ft_net = sum(Ft_v,2);
304     M = cross(-igirinti_n_dir,Ft_v);
305     M = [sum(M(1,:));sum(M(2,:));sum(M(3,:))];
306     acisal_ivme(:,eleman,k) = acisal_ivme(:,eleman,k)+M*parca.r(eleman)/parca.I(eleman);
307     Fz(k) = Fz(k)-Fn_net(3)-Ft_net(3);
308 end
309 end
310 end
311 ivme = [ivme(1,:)+g(1,:); ivme(2,:)+g(2,:); ivme(3,:)+g(3,:)];
312 end
313 %% Parçacıkların birbirleriyle ve duvarla etkileşimini hesaplar
314 function [temas_parca, temas_duvar] = temas_tespit(parca,duvar)
315 n_parca = length(parca.id);
316 temas_parca = cell(size(parca.konum,3),1);
317 temas_duvar = cell(size(parca.konum,3),1);
318 for k=1:size(parca.konum,3)
319     parca_temas_adet = 0;
320     duvar_temas_adet = 0;
321     for i = 1:n_parca
322         d = sqrt((parca.konum(1,:,k)-parca.konum(1,i,k)).^2+(parca.konum(2,:,k)-
323 parca.konum(2,i,k)).^2+(parca.konum(3,:,k)-parca.konum(3,i,k)).^2);
324         % parçacıkların i parçacığına olan uzaklıkları
325         sum_r = parca.r+parca.r(i);
326         d(i) = inf;
327         cakisma = sum_r-d; % Temas halinde positif olur.
328         control = cakisma>0;
329         if sum(control)>0
330             parca_temas_adet = parca_temas_adet+1;
331             temas_parca{k,parca_temas_adet}.eleman = i; % Temas eden parça
332             temas_parca{k,parca_temas_adet}.id = parca.id(control); % Temas edilen parça
333             temas_parca{k,parca_temas_adet}.girinti_n = cakisma(control); % Parçacıkların temas miktarı
334             temas_parca{k,parca_temas_adet}.girinti_n_dir = [(parca.konum(1,i,k)-
335 parca.konum(1,control,k))./d(control); ...
336 (parca.konum(2,i,k)-parca.konum(2,control,k))./d(control); ...
337 (parca.konum(3,i,k)-parca.konum(3,control,k))./d(control)]; % Birim vektor ri-rj
338             hiz_rel = [parca.hiz(1,control,k)-parca.hiz(1,i,k); ... % Temas eden parçacıkların kütle merkezinin
339 bağıl hızı [Vji_x;Vji_y]
340 parca.hiz(2,control,k)-parca.hiz(2,i,k); ...
341 parca.hiz(3,control,k)-parca.hiz(3,i,k)];
342             sign_rot = cross(temas_parca{k,parca_temas_adet}.girinti_n_dir,hiz_rel);
343             sign_rot = sign(sign_rot);
344             sign_rot(sign_rot==0) = 1;
345             temas_parca{k,parca_temas_adet}.rel_v_n =
346 temas_parca{k,parca_temas_adet}.girinti_n_dir(1,:).*hiz_rel(1,:)+temas_parca{k,parca_temas_adet}.girinti
347 _n_dir(2,:).*hiz_rel(2,:) ...
348 +temas_parca{k,parca_temas_adet}.girinti_n_dir(3,:).*hiz_rel(3,:);
349             hiz_rel2 = sign_rot.*hiz_rel;

```

```

350     V_control =
351     parca.r(control).*[parca.acisal_hiz(2,control,k).*temas_parca{k,parca_temas_adet}.girinti_n_dir(3,:)-
352     parca.acisal_hiz(3,control,k).*temas_parca{k,parca_temas_adet}.girinti_n_dir(2,:);...
353     -parca.acisal_hiz(1,control,k).*temas_parca{k,parca_temas_adet}.girinti_n_dir(3,:)-
354     +parca.acisal_hiz(3,control,k).*temas_parca{k,parca_temas_adet}.girinti_n_dir(1,:);...
355     parca.acisal_hiz(1,control,k).*temas_parca{k,parca_temas_adet}.girinti_n_dir(2,:)-
356     parca.acisal_hiz(2,control,k).*temas_parca{k,parca_temas_adet}.girinti_n_dir(1,:)];
357     V_i = -parca.r(i).*[parca.acisal_hiz(2,i,k).*temas_parca{k,parca_temas_adet}.girinti_n_dir(3,:)-
358     parca.acisal_hiz(3,i,k).*temas_parca{k,parca_temas_adet}.girinti_n_dir(2,:);...
359     -parca.acisal_hiz(1,i,k).*temas_parca{k,parca_temas_adet}.girinti_n_dir(3,:)-
360     +parca.acisal_hiz(3,i,k).*temas_parca{k,parca_temas_adet}.girinti_n_dir(1,:);...
361     parca.acisal_hiz(1,i,k).*temas_parca{k,parca_temas_adet}.girinti_n_dir(2,:)-
362     parca.acisal_hiz(2,i,k).*temas_parca{k,parca_temas_adet}.girinti_n_dir(1,:)];
363     V_temas = hiz_rel2+V_control-V_i;
364     rel_v_t=V_temas-
365     dot(V_temas,temas_parca{k,parca_temas_adet}.girinti_n_dir).*temas_parca{k,parca_temas_adet}.girinti_
366     n_dir;
367     temas_parca{k,parca_temas_adet}.girinti_t_dir=rel_v_t./norm(rel_v_t);
368
369     temas_parca{k,parca_temas_adet}.girinti_t_dir(isnan(temas_parca{k,parca_temas_adet}.girinti_t_dir))=0;
370     V_temas = hiz_rel+V_control-V_i;
371     temas_parca{k,parca_temas_adet}.rel_v_t =
372     temas_parca{k,parca_temas_adet}.girinti_t_dir(1,:).*V_temas(1,:)+temas_parca{k,parca_temas_adet}.giri
373     ti_t_dir(2,:).*V_temas(2,:) ...
374     +temas_parca{k,parca_temas_adet}.girinti_t_dir(3,:).*V_temas(3,:);
375     end
376     B = duvar.denklemC(:,1,k).*parca.konum(1,i,k)+duvar.denklemC(:,2,k).*parca.konum(2,i,k)+ ...
377     duvar.denklemC(:,3,k).*parca.konum(3,i,k)+duvar.denklemC(:,4,k);
378     K = sqrt(duvar.denklemC(:,1,k).^2+duvar.denklemC(:,2,k).^2+duvar.denklemC(:,3,k).^2);
379     d_duvar = (B./K);
380     d_duvar = abs(d_duvar);
381     girinti_duvar = parca.r(i)-d_duvar;
382     control_duvar = girinti_duvar>0;
383     if sum(control_duvar)>0
384         duvar_temas_adet = duvar_temas_adet+1;
385         temas_duvar{k,duvar_temas_adet}.eleman = i;
386         temas_duvar{k,duvar_temas_adet}.id = find(control_duvar == 1);
387         temas_duvar{k,duvar_temas_adet}.girinti_n = girinti_duvar(control_duvar);
388         temas_duvar{k,duvar_temas_adet}.girinti_n_dir = duvar.dir(:,control_duvar,k);
389         hiz_rel = [0;0;duvar.hiz(k)]-parca.hiz(:,i,k); % relative velocity
390         sign_rot =
391         cross(temas_duvar{k,duvar_temas_adet}.girinti_n_dir, repmat(hiz_rel,1,size(temas_duvar{k,duvar_temas_a
392         det}.girinti_n_dir,2)));
393         sign_rot = sign(sign_rot);
394         sign_rot(sign_rot==0) = 1;
395         temas_duvar{k,duvar_temas_adet}.rel_v_n =
396         temas_duvar{k,duvar_temas_adet}.girinti_n_dir(1,:).*hiz_rel(1,:)+...
397         +temas_duvar{k,duvar_temas_adet}.girinti_n_dir(2,:).*hiz_rel(2,:) ...
398         +temas_duvar{k,duvar_temas_adet}.girinti_n_dir(3,:).*hiz_rel(3,:);
399         hiz_rel2 = sign_rot.*repmat(hiz_rel,1,size(temas_duvar{k,duvar_temas_adet}.girinti_n_dir,2));
400         V_i = -parca.r(i).*[parca.acisal_hiz(2,i,k).*temas_duvar{k,duvar_temas_adet}.girinti_n_dir(3,:)-
401         parca.acisal_hiz(3,i,k).*temas_duvar{k,duvar_temas_adet}.girinti_n_dir(2,:);...
402         -parca.acisal_hiz(1,i,k).*temas_duvar{k,duvar_temas_adet}.girinti_n_dir(3,:)-
403         +parca.acisal_hiz(3,i,k).*temas_duvar{k,duvar_temas_adet}.girinti_n_dir(1,:);...
404         parca.acisal_hiz(1,i,k).*temas_duvar{k,duvar_temas_adet}.girinti_n_dir(2,:)-
405         parca.acisal_hiz(2,i,k).*temas_duvar{k,duvar_temas_adet}.girinti_n_dir(1,:)];
406         V_temas = hiz_rel2-V_i;

```

```

407     rel_v_t=V_temas-
408     dot(V_temas,temas_duvar{k,duvar_temas_adet}.girinti_n_dir).*temas_duvar{k,duvar_temas_adet}.girinti_
409     n_dir;
410     temas_duvar{k,duvar_temas_adet}.girinti_t_dir=rel_v_t./norm(rel_v_t);
411     temas_duvar{k,duvar_temas_adet}.girinti_t_dir(isnan(temas_duvar{k,duvar_temas_adet}.girinti_t_dir))=0;
412     V_temas = hiz_rel-V_i;
413     temas_duvar{k,duvar_temas_adet}.rel_v_t =
414     temas_duvar{k,duvar_temas_adet}.girinti_t_dir(1,:).*V_temas(1,:)+temas_duvar{k,duvar_temas_adet}.giri
415     nti_t_dir(2,:).*V_temas(2,:) ...
416     +temas_duvar{k,duvar_temas_adet}.girinti_t_dir(3,:).*V_temas(3,:);
417     end
418 end
419 end
420 end
421 %%
422 function anim_HC(parca,duvar,alan,h)
423 figure(h);
424 set(h,'visible','off');
425 clf;
426 axis off
427 % axis(alan);
428 daspect([1 1 1]);
429 view(90,0)
430 hold on;
431 for i=1:size(duvar.konum2,3)
432 %   plot3(duvar.konum3(1,[1:4,1],i),duvar.konum3(2,[1:4,1],i),duvar.konum3(3,[1:4,1],i),'b');
433 %   plot3(duvar.konum3(1,[5:8,5],i),duvar.konum3(2,[5:8,5],i),duvar.konum3(3,[5:8,5],i),'b');
434 %   plot3(duvar.konum3(1,[9:12,9],i),duvar.konum3(2,[9:12,9],i),duvar.konum3(3,[9:12,9],i),'b');
435 %
436 plot3(duvar.konum3(1,[1,10,11,4,1],i),duvar.konum3(2,[1,10,11,4,1],i),duvar.konum3(3,[1,10,11,4,1],i),'b')
437 ;
438 %
439 plot3(duvar.konum3(1,[6,9,12,7,6],i),duvar.konum3(2,[6,9,12,7,6],i),duvar.konum3(3,[6,9,12,7,6],i),'b');
440 %   plot3(duvar.konum3(1,[2,5,8,3,2],i),duvar.konum3(2,[2,5,8,3,2],i),duvar.konum3(3,[2,5,8,3,2],i),'b');
441   plot3(duvar.konumC(1,[1:4,1],i),duvar.konumC(2,[1:4,1],i),duvar.konumC(3,[1:4,1],i),'b');
442   plot3(duvar.konumC(1,[5:8,5],i),duvar.konumC(2,[5:8,5],i),duvar.konumC(3,[5:8,5],i),'b');
443   plot3(duvar.konumC(1,[9:12,9],i),duvar.konumC(2,[9:12,9],i),duvar.konumC(3,[9:12,9],i),'b');
444
445 plot3(duvar.konumC(1,[1,10,11,4,1],i),duvar.konumC(2,[1,10,11,4,1],i),duvar.konumC(3,[1,10,11,4,1],i),'b
446 ');
447
448 plot3(duvar.konumC(1,[6,9,12,7,6],i),duvar.konumC(2,[6,9,12,7,6],i),duvar.konumC(3,[6,9,12,7,6],i),'b');
449   plot3(duvar.konumC(1,[2,5,8,3,2],i),duvar.konumC(2,[2,5,8,3,2],i),duvar.konumC(3,[2,5,8,3,2],i),'b');
450   plot3(duvar.konum2(1,[1:4,1],i),duvar.konum2(2,[1:4,1],i),duvar.konum2(3,[1:4,1],i),'r');
451   plot3(duvar.konum2(1,[5:8,5],i),duvar.konum2(2,[5:8,5],i),duvar.konum2(3,[5:8,5],i),'r');
452   plot3(duvar.konum2(1,[9:12,9],i),duvar.konum2(2,[9:12,9],i),duvar.konum2(3,[9:12,9],i),'r');
453
454 plot3(duvar.konum2(1,[1,10,11,4,1],i),duvar.konum2(2,[1,10,11,4,1],i),duvar.konum2(3,[1,10,11,4,1],i),'r');
455   plot3(duvar.konum2(1,[6,9,12,7,6],i),duvar.konum2(2,[6,9,12,7,6],i),duvar.konum2(3,[6,9,12,7,6],i),'r');
456   plot3(duvar.konum2(1,[2,5,8,3,2],i),duvar.konum2(2,[2,5,8,3,2],i),duvar.konum2(3,[2,5,8,3,2],i),'r');
457   for j = 1:length(parca.id)
458       kure(parca.konum(:,j,i),parca.r(j),[0 0 1]);
459       xyz= konum3D(parca.theta(:,j,i),parca.konum(:,j,i),parca.r(j));
460       kure(xyz',5e-4,[1 0 0]);
461   end
462 end
463 % xlabel("X")
464 % ylabel("Y")
465 % pause(0.001);

```

```

466 set(h,'visible','on');
467 end
468 %%
469 function P = InterX(L1,varargin)
470 %INTERX interpolasyon yöntemiyle gerekli noktaları bulur
471 narginchk(1,2);
472 if nargin == 1
473     L2 = L1;
474     x1 = L1(1,:); x2 = L2(1,:);
475     y1 = L1(2,:); y2 = L2(2,:);
476     dx1 = diff(x1); dy1 = diff(y1);
477     dx2 = diff(x2); dy2 = diff(y2);
478     S1 = dx1.*y1(1:end-1) - dy1.*x1(1:end-1);
479     S2 = dx2.*y2(1:end-1) - dy2.*x2(1:end-1);
480     C1 = D(dx1.*y2-dy1.*x2,S1)<0;
481     C2 = (D((y1.*dx2-(x1.*dy2))',S2')<0)';
482 else
483     L2 = varargin{1};
484     x1 = L1(1,:); x2 = L2(1,:);
485     y1 = L1(2,:); y2 = L2(2,:);
486     dx1 = diff(x1); dy1 = diff(y1);
487     dx2 = diff(x2); dy2 = diff(y2);
488     S1 = dx1.*y1(1:end-1) - dy1.*x1(1:end-1);
489     S2 = dx2.*y2(1:end-1) - dy2.*x2(1:end-1);
490     C1 = D(dx1.*y2-dy1.*x2,S1)<=0;
491     C2 = (D((y1.*dx2-(x1.*dy2))',S2')<=0)';
492 end
493 [i,j] = find(C1 & C2);
494 if isempty(i),P = zeros(2,0);return; end
495 i=i'; dx2=dx2'; dy2=dy2'; S2 = S2';
496 L = dy2(j).*dx1(i) - dy1(i).*dx2(j);
497 i = i(L~=0); j=j(L~=0); L=L(L~=0);
498 P = unique([dx2(j).*S1(i) - dx1(i).*S2(j), ...
499     dy2(j).*S1(i) - dy1(i).*S2(j)]./[L L],'rows');
500 function u = D(x,y)
501     u = (x(:,1:end-1)-y).*(x(:,2:end)-y);
502 end
503 end
504 %% Çubuk FTF hesaplar
505 tic
506 clear;clc;close all
507 L_beam = 850e-3; % [m] Çubuk uzunluğu
508 w_beam = 80e-3; % [m] Çubuk eni
509 t_beam = 25.4e-3; % [m] Çubuk yüksekliği
510 load shell_80x850x25.mat
511 fn = shell_80x850x25.f;
512 wn = 2*pi*fn;
513 Lin = shell_80x850x25.phiZ(:,1);
514 phiZ = shell_80x850x25.phiZ(:,2:end);
515 phiRotX = shell_80x850x25.phiRotX;
516 n = size(phiZ,2);
517 zeta = [0.014 0.016 0.011 0.017];
518 M = eye(n);
519 K = diag(wn.^2);
520 Z = diag(2*zeta.*wn);
521 t_son = 10; % sn
522 tsam = 1e-6;
523 Wt = 0:tsam:t_son; % Çözüm aralığı
524 % U = wgn(1,length(Wt),35); %10, 20, 30, 35

```

```

525 % rms(U)
526 % plot(Wt,U)
527 load('U_10rms_10s.mat');
528 x = 0.850; % Uç konum
529 ind = Lin == x;
530 W_uc = phiZ(ind,:); % Cevap Noktası öz vektör
531 x = 275e-3; % Kuvvet uygulama noktası öz vektör
532 ind = Lin == x;
533 Fe = phiZ(ind,:); % Kuvvet Noktası şekil fonksiyonu
534 q0 = zeros(1,2*n); % Başlangıç şartları
535 q_0 = zeros(n,length(Wt)); % Konum
536 q_a = zeros(n,length(Wt)); % İvme
537 % C = eye(2*n);
538 C = [diag(ones(1,n)) zeros(n)]; % sadece yerdeğiştirme
539 Ac = [zeros(n) eye(n); -M\K -M\Z];
540 A = expm(Ac*tsam);
541 Bc = [zeros(n,1); M\Fe];
542 B = Ac\((A-eye(2*n))*Bc);
543 C2 = [-M\K -M\Z]; % sadece ivme
544 for k = 1:length(Wt)
545     q0 = A*q0 + B*U(k);
546     q_0(:,k) = C*q0;
547     q_a(:,k) = C2*q0 + M\Fe.*U(k);
548 end
549 wL_acc = 0; % Uç ivme
550 for k=1:n
551     wL_acc = wL_acc + W_uc(k).*q_a(k,:); % Tip Displacement
552 end
553 % figure
554 % plot(Wt,wL_acc)
555 N = length(U);
556 wind = hann(round(N/4));
557 Fs = 1/tsam;
558 [H1,ft] = tfestimate(U,wL_acc,wind,[],[],Fs);
559 figure
560 loglog(ft,abs(H1)./9.81,'k')
561 grid
562 xlabel('Frekans [Hz]')
563 ylabel('Akselerans FTF [g/N]')
564 xlim([10 1150])
565 %%
566 load(pwd+"\q_p15_10rms_10s.mat") % çubuk datalarını yükle
567 wL2 = 0;
568 for k=1:n
569     wL2 = wL2 + W_uc(k).*q(k,:); % Uç yerdeğiştirme
570 end
571 % plot(Wt,wL2)
572 wind = hann(round(N/4));
573 [H1_f,ft] = tfestimate(U,wL2,wind,[],[],Fs);
574 f10 = find(abs(ft-1150)<.11)
575 ft = ft(10:f10,:);
576 H1_f = (H1_f(10:f10,:));
577 hold on
578 loglog(ft,abs(H1_f).*(2*pi.*ft).^2./9.81,'b')
579 % legend('Boş çubuk','15 PDS"li çubuk')
580

```

ÖZGEÇMİŞ

Osman YİĞİD

[Redacted Section Header]

[Redacted]	[Redacted]
[Redacted]	[Redacted]
[Redacted]	[Redacted]
[Redacted]	[Redacted]
[Redacted]	[Redacted]
[Redacted]	[Redacted]
[Redacted]	[Redacted]

[Redacted Section Header]

[Redacted]	[Redacted]
[Redacted]	[Redacted]

[Redacted Section Header]

[Redacted]	[Redacted]
	[Redacted]
	[Redacted]
	[Redacted]
[Redacted]	[Redacted]
	[Redacted]
[Redacted]	[Redacted]

[Redacted Section Header]

[Redacted]	[Redacted]
[Redacted]	[Redacted]
[Redacted]	[Redacted]

AKADEMİK FAALİYETLER

Makaleler:

1. Kalkan, N., Yigid, O. (2016). Mühendislik Problemlerinde Boyut Analizi ve Buckingham Pi Teoremi'nin Önemi, *Sinop Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi*, 1(1), ss. 1–6
2. Hüseyinoğlu, M., Şen, M., Yigid, O., Çakar, O. (2019). Dynamic Analysis Of Uniform And Non-Uniform Cross-Section Cantilever Sandwich Beams, *European Journal of Technique (EJT)*, 9(2), ss. 286–297
3. Yigid, O., Çakar, O. (2019). Parçacık Darbesi ile Titreşim Sönümlleme Üzerine Bir Çalışma, *Konya Journal of Engineering Sciences*, 7(Özel Sayı), ss. 875–886

4. Şen, M., Yigid, O., Çakar, O. (2023). FRF Based Structural Modification Of A Mechanical System By Adding Masses And Utilizing The Grey Wolf Optimization Technique, *Turkish Journal of Science and Technology*, 18(1), ss. 1–10
5. Kara, S.E., Yiğid, O., Şen, M., Hüseyinoğlu, M. (2023). Model Predictive Trajectory Tracking Control of 2 DoFs SCARA Robot under External Force Acting to the Tip along the Trajectory, *Dicle Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Mühendislik Dergisi*, 14(2), ss. 325–332
6. Yiğid, O., Şen, M. (2023). Optimum Design and Control of a Quick-Return Mechanism Used in a Jewelry Welding Powder Production Machine, *European Journal of Technique (EJT)*, 13(1), ss. 61–67

Bildiriler:

1. Yigid, O., Çakar, O. (2019). Parçacık Darbesi Ile Titreşim Sönümlleme Üzerine Bir Çalışma, 19. Ulusal Makine Teorisi Sempozyumu-UMTS2019, ss. 337–344, İskenderun
2. Şen, M., Çakar, O., Yigid, O. (2022). Dynamic Analysis Of A Dual Rotor System, VI-International European Conference on Interdisciplinary Scientific Research, ss. 1448–1546, Bucharest, Romania
3. Şen, M., Çakar, O., Yigid, O. (2022). Model Reduction And Dynamic Analysis Of A Rotor System, VI-International European Conference on Interdisciplinary Scientific Research, ss. 317–329, Bucharest, Romania
4. Yigid, O., Çakar, O. (2022). Analytical Study Of A Horizontally Vibrating System Filled With Particle Dampers, 2nd International Congress on Modern Sciences, ss. 903–911, Tashkent, Uzbekistan