

**TOBB EKONOMİ VE TEKNOLOJİ ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**NEGATİF POISSON ORANINA SAHİP KAFES YAPILARDA GEOMETRİK  
PARAMETRELERİN TİTREŞİM YALITIMINA ETKİSİNİN NUMERİK VE  
DENEYSEL İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Ali Merih KARADEMİR**

**Makina Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Tez Danışmanı: Dr. Öğr. Üyesi Recep Muhammet GÖRGÜLÜARSLAN**

**NİSAN 2021**



Fen Bilimleri Enstitüsü Onayı

**Prof. Dr. Osman EROĞUL**  
Müdür

Bu tezin Yüksek Lisans derecesinin tüm gereksinimlerini sağladığını onaylarım.

**Prof. Dr. Murat Kadri AKTAŞ**  
Anabilim Dalı Başkanı

TOBB ETÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 181511010 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Ali Merih KARADEMİR**'in ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı **“NEGATİF POISSON ORANINA SAHİP KAFES YAPILARDA GEOMETRİK PARAMETRELERİN TİTREŞİM YALITIMINA ETKİSİNİN NUMERİK VE DENEYSEL İNCELENMESİ”** başlıklı tezi **21.04.2021** tarihinde aşağıda imzaları olan jüri tarafından kabul edilmiştir.

**Tez Danışmanı :** **Dr. Öğr.Üyesi**  
**Recep Muhammet GÖRGÜLÜARSLAN**  
TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi

**Jüri Üyeleri :** **Doç. Dr Hakkı Özgür ÜNVER (Başkan)**  
TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi

**Doç. Dr.Mehmet Bülent Özer**  
Orta Doğu Teknik Üniversitesi



## TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, alıntı yapılan kaynaklara eksiksiz atıf yapıldığını, referansların tam olarak belirtildiğini ve ayrıca bu tezin TOBB ETÜ Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlandığını bildiririm.

Ali Merih KARADEMİR



## ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

Negatif Poisson Oranına Sahip Kafes Yapılarda Geometrik Parametrelerin Titreşim

Yalıtımına Etkisinin Numerik ve Deneysel İncelenmesi

Ali Merih Karademir

TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Recep Muhammet Görgülüarslan

Tarih: Nisan 2021

Kafes yapılar, çubuk, plaka veya matematiksel yüzey elemanların farklı kombinasyonlarda dizilimleri ile farklı mekanik davranışlara sahip olan yapılardır. Düşük ağırlıkta yüksek mukavemet sağlaması ve bunun yanında oldukça iyi enerji emme ve ısı yalıtım özelliklerine sahip olması, bu yapıların literatürde önemli ölçüde dikkat çekmesini sağlamıştır. Günümüzde bu yapılar havacılık, denizcilik, otomotiv ve inşaat endüstrilerinde geniş ölçüde kullanılmaktadır.

Kafes yapıların, elemanların farklı dizilimleri ile, farklı şekillerde tasarlanabilir olması, bu yapıların farklı amaçlarda kullanılmasına zemin hazırlamıştır. Bunlardan birisi, bu yapıların titreşim yalıtma işlemlerinde kullanılmasıdır. Örneğin, zemine doğrudan bağlanan bir makinenin, ağırlığı ve dengesizliği sebebiyle zemine uyguladığı harmonik kuvveti azaltmak için esnek bir malzeme olarak kullanılabilir. Bu konu ile ilgili çeşitli çalışmalar yapılmış olmasına rağmen bu çalışmalarda kullanılan kafes yapılar pozitif Poisson oranına sahiptir. Farklı olarak, negatif Poisson oranına sahip olan kafes yapılar da tasarlanabilmektedir. Bu yapılar, geleneksel yapıların aksine aksenal çekme kuvvetleri altında hacmi büyüyen ve aksenal basma

kuvvetleri altında hacmi azalan yapılardır. Negatif Poisson oranına sahip yapıların, geleneksel yapılara göre sahip olduğu yüksek kesme direnci, girinti direnci, burkulma direnci, kırılma dayanımı enerji ve ses emme kabiliyeti gibi avantajları, bu yapılar için tıp ve tekstil gibi alanlarda farklı potansiyel kullanım alanları oluşturmuştur.

Ayrıca günümüzde, negatif Poisson oranına sahip yapıların basma ve bükülme özelliklerine yönelik çalışmalar olmasına rağmen, titreşim yalıtımına etkisini inceleyen çalışmalar henüz yapılmamıştır.

Bu tez çalışmasında, bahsedilen boşluğu gidermek amacıyla, negatif Poisson oranına sahip kafes yapıların titreşim yalıtma performansı incelenmiştir. İlk olarak performansının karşılaştırılacağı pozitif Poisson oranına sahip kafes yapılar literatürden seçilmiş, ardından negatif Poisson oranına sahip yapıların bir türü olan girintili petek (öksetik) yapı kullanılarak literatürden seçilen kafes yapılar ile eş hacme sahip kafes yapılar oluşturulmuştur. Bu aşamada, kafes yapıyı oluşturmada kullanılacak geometrik parametreler de belirlenmiştir. Karşılaştırmanın ardından, belirlenen geometrik parametrelerin, yapının titreşim yalıtım performansına olan etkisini görmek amacıyla farklı parametre kombinasyonlarına sahip kafes yapılar oluşturulmuş ve sonlu elemanlar analizi ile doğal frekans, rijitlik ve maksimum gerilme değerleri hesaplanmıştır. Daha sonra, eklemeli imalat yöntemlerinden biri olan malzeme ekstrüzyonu yöntemi ile üretilen numunelere darbe çekici yardımıyla titreşim testleri yapılarak analizlerden elde edilen sonuçlar doğrulanmıştır. Son olarak, titreşim yalıtımı için kullanılacak farklı geometrik parametrelere sahip kafes yapılar için bir tasarım uzayı oluşturulmuştur. Bu çalışmada, tasarım ve analiz adımlarında ticari sonlu elemanlar analiz programı ABAQUS kullanılmış ve tasarlanan bu yapılar ARTIBOYUT A0 3D YAZICI' da üretilmiştir. Titreşim testlerinde, yapının titreştirilmesi ve bu titreşim altındaki ivmelenmesinin ölçülmesi için sırasıyla PCB darbe çekici ve ivmeölçer; elde edilen sinyallerin verilere dönüştürülmesi için LabVIEW yazılımı kullanılmıştır. Bu raporda, tasarım, analiz, üretim ve deney aşamaları hakkında bilgiler detaylı olarak sunulmuştur.

**Anahtar Kelimeler:** Titreşim yalıtımı, Kafes yapılar, Negatif Poisson oranı, Sonlu elemanlar analizi, Doğal frekans, Eklemeli imalat.



## **ABSTRACT**

Master of Science

### **ANALYSIS OF THE EFFECT OF GEOMETRICAL PARAMETERS TO VIBRATION ISOLATION IN LATTICE STRUCTURES WITH NEGATIVE POISSON'S RATIO**

Ali Merih Karademir

TOBB University of Economics and Technology  
Institute of Natural and Applied Sciences  
Mechanical Engineering Science Programme

Supervisor: Asst. Prof. Recep Muhammet Görgülüarslan

Date: April 2021

Lattice structures are structures that have different mechanical behaviors depending on different combinations of strut, plate, or mathematical surface elements. By providing high strength in low weight and having good energy absorption, they draw attention in the literature. Recently, these structures are widely used in aerospace, marine, automotive, and construction industries.

The possibility of designing different lattice structures by changing the configuration of elements leads up to different usage areas. One of these areas is to use these structures for vibration isolation operations. For example, they can be used as a resilient member in order to reduce the harmonic force caused by the mass and unbalance of a machine mounted on the floor. Although there are several studies about this subject, lattice structures used in these studies have positive Poisson's ratio. Other than these conventional ones, lattice structures with negative Poisson's ratio can also be designed. These structures, unlike the conventional ones, expand under axial tensile

loads and shrink under axial compressive loads. This behavior of the lattice structures with negative Poisson's ratio provides high shear, indentation, buckling, and fracture resistances and energy and sound absorption capabilities. These capabilities provide for them different potential usage areas from the medical to textile industries.

Although there are studies about structures with negative Poisson ratio, these studies are about compression and bending properties of these structures and there have not been any studies about their vibration isolation properties yet.

In this thesis study, in order to fill this gap, vibration isolation properties of lattice structures that have negative Poisson's ratio are investigated. First of all, for performance comparison, lattice structures with positive Poisson's ratio are chosen from the literature. Then, the re-entrant honeycomb (auxetic) lattice structures, which are one of the lattice structures that have negative Poisson's ratio, are modeled such that they have the same volume as the lattice structures chosen from the literature. The design parameters, which are used to generate lattice structures, are also defined in this step. After the performances are compared, in order to observe the effect of design parameters on vibration isolation performance, auxetic lattice structures with different parameter combinations are modeled and their natural frequency, stiffness, and maximum stress values are calculated by finite element analysis (FEA). Then, specimens are produced by the fused deposition modeling (FDM) technique which is one of the additive manufacturing techniques. Modal tests are done by using a impulse hammer to validate the results calculated by FEA. Finally, in order to use in vibration isolation operations, auxetic lattice structures with different geometric parameter values and vibration isolation properties are modeled and a design space is generated. In this study, ABAQUS software is used for the design and FEA steps. Then, the modeled structures are produced by using ARTIBOYUT A0 3D Printer. In the modal tests, a PCB impulse hammer is used to excite the specimen. A PCB accelerometer is used to measure the acceleration under vibration. To convert the signals into the data, LabVIEW software is used. In this thesis, the design, analysis, production and experiment steps are explained in detail.

**Keywords:** Vibration isolation, Lattice structures, Negative Poisson's ratio, Finite element analysis, Natural frequency, Additive manufacturing.

## TEŞEKKÜR

Çalışmalarımın her aşamasında değerli bilgi ve deneyimleri ile beni yönlendiren, çalışmalarımda yardıma ihtiyacım olduğunda mutlaka bana kıymetli zamanını ayırıp sabırla ve ilgiyle bana yardımcı olmak için elinden geleni yapan tez danışmanım ve kıymetli hocam Dr. Öğr. Üyesi Recep Muhammet GÖRGÜLÜARSLAN 'a,

Değerli bilgi ve deneyimleri ile çalışmalarımaya yaptıkları kıymetli öneriler ile çalışmamı son haline getirmeme yardımcı olan kıymetli hocalarım Doç. Dr Hakkı Özgür ÜNVER ve Doç. Dr.Mehmet Bülent ÖZER'e,

Laboratuvar çalışmalarımda, ne zaman yardıma ihtiyacım olsa bana zamanlarını ayıran ve yardımcı olan arkadaşlarım TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü öğrencisi Olgun Utku GÜNGÖR'e ve TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü asistanı Batıhan ŞENER'e,

Tez sürecimde, her türlü desteğiyle yanımda olan benim için yeri çok farklı olan, canım dostum ve kardeşim Deniz BARAN'a,

Karşılıksız sevgi, emek ve fedakârlıkları ile her zaman yanımda olan, maddi ve manevi desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen, her daim arkamda duran sevgili annem Ayla KARADEMİR ve babam Hasan KARADEMİR'e, en içten teşekkürlerimi sunuyorum.



## İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
<b>ÖZET</b> .....	<b>vii</b>
<b>ABSTRACT</b> .....	<b>ix</b>
<b>TEŞEKKÜR</b> .....	<b>xi</b>
<b>İÇİNDEKİLER</b> .....	<b>xiii</b>
<b>ŞEKİL LİSTESİ</b> .....	<b>xv</b>
<b>ÇİZELGE LİSTESİ</b> .....	<b>xix</b>
<b>KISALTMALAR</b> .....	<b>xxi</b>
<b>SEMBOL LİSTESİ</b> .....	<b>xxiii</b>
<b>1. GİRİŞ</b> .....	<b>1</b>
<b>2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI</b> .....	<b>5</b>
2.1 Titreşim Kontrolü.....	5
2.1.1 Titreşim Yalıtımı.....	6
2.2 Kafes Yapıların Titreşim Performansı.....	9
2.3 Negatif Poisson Oranına Sahip (Öksetik) Yapılar.....	15
2.4 Kafes Yapıların Değişen Tasarım Parametrelerindeki Mekanik Davranışı.....	18
<b>3. KAFES YAPILARIN MODELLENMESİ</b> .....	<b>23</b>
3.1 Pozitif Poisson Oranına Sahip Kafes Yapıların Seçilmesi ve Modellenmesi.....	23
3.2 Negatif Poisson Oranına Sahip Kafes Yapının Modellenmesi.....	24
3.2.1 Tasarım Parametrelerinin Belirlenmesi.....	24
3.2.2 Modelleme İçin Kullanılacak Kodun Oluşturulması.....	25
3.2.3 Pozitif Poisson Oranına Sahip Yapılar ile Eş Yoğunlukta Öksetik Yapılar.....	27
3.2.4 Parametrik Çalışma.....	29
3.2.4.1 Duyarlılık Analizi.....	29
3.2.4.2 Modifiye Edilmiş Öksetik Yapılar.....	32
<b>4. İZLENEN YÖNTEM</b> .....	<b>39</b>
4.1 Sonlu Elemanlar Analizi.....	40
4.1.1 Analiz Koşullarının Tanımlanması.....	40
4.1.1.1 Modal Analiz.....	41
4.1.1.2 Statik Yük Altında Basma Analizi.....	42
4.1.1.3 Kararlı Durum Dinamiği Analizi.....	44
4.1.2 Modellerin ve Analiz Yöntemlerinin Doğrulanması.....	44
4.1.2.1 Modal Analiz Doğrulanması.....	45
4.1.2.2 Basma Analizi Doğrulanması.....	46
4.1.3 Performans Karşılaştırması.....	47
4.1.4 Tasarım Uzayının Analizi.....	48
4.2 Numunelerin Üretimi.....	48
4.3 Titreşim Deneyi.....	50
4.3.1 Titreşim Özelliklerinin Hesaplanması.....	52
<b>5. ELDE EDİLEN SONUÇLAR VE TARTIŞMA</b> .....	<b>55</b>
5.1 Sonlu Elemanlar Analizleri Sonuçları.....	55

## Sayfa

5.1.1 Analiz Yöntemlerini Doğrulama Sonuçları.....	55
5.1.1.1 Modal Analiz Doğrulama Sonuçları.....	55
5.1.1.2 Basma Analizi Doğrulama Sonuçları.....	56
5.1.2 Ağ örgüsü Yakınsama Analizi.....	57
5.1.3 Parametrik Çalışma Sonuçları.....	58
5.1.4 Performans Karşılaştırması Sonuçları.....	60
5.2 Deney Sonuçları.....	64
5.3 Tasarım Uzayından Elde Edilen Sonuçlar.....	67
<b>6. SONUÇ VE DEĞERLENDİRME.....</b>	<b>73</b>
<b>KAYNAKLAR.....</b>	<b>77</b>
<b>EKLER.....</b>	<b>81</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ.....</b>	<b>103</b>



## ŞEKİL LİSTESİ

### Sayfa

Şekil 1.1: Kafes yapıların literatürdeki örnekleri.....	1
Şekil 1.2: Negatif Poisson oranına sahip kafes yapıların mekanik davranışları.....	2
Şekil 2.1: Titreşim yalıtımı.....	6
Şekil 2.2: (a) Sönümsüz yay bağlantıları, (b) sönümlü yay bağlantıları, (c) pnömatik kauçuk bağlantılar.....	6
Şekil 2.3: İletim oranı ve frekans oranı ilişkisi.....	8
Şekil 2.4: Syam vd.'nin farklı düğüm ve çubuk eleman kombinasyonları ile ürettiği kafes yapı birim hücreleri.....	10
Şekil 2.5: Syam vd.'nin (a) titreşim deney düzeneği, (b) basma deney düzeneği.....	10
Şekil 2.6: Azmi vd.'nin (a) HMK modeli, (b) kullandığı çubuk çapları ve elde edilen sonuçlar.....	11
Şekil 2.7: Azmi vd.'nin (a) basma deney düzeneği, (b) titreşim deney düzeneği.....	11
Şekil 2.8: Sortino vd.'nin kullandığı YHMKZ birim hücresi.....	12
Şekil 2.9: Sortino vd.'nin titreşim deney düzeneği.....	12
Şekil 2.10: An vd.'nin tasarladığı meta-kirişe sahip bir kafes yapı.....	13
Şekil 2.11: Wei vd. kullandığı Kelvin kafes yapı.....	14
Şekil 2.12: Andresen vd.'nin kullandığı kafes yapılar.....	14
Şekil 2.13: (a) Pozitif Poisson oranına sahip malzemeler, (b) sıfır Poisson oranına sahip malzemeler (c) negatif poisson oranına sahip malzemeler.....	15
Şekil 2.14: Öksetik malzemelerin 4 ana grubu.....	16
Şekil 2.15: Hücresel öksetik yapılara örnekler.....	17
Şekil 2.16: Öksetik yapıların kullanımına yönelik çalışmalar.....	17
Şekil 2.17: Kagome birim hücresi tasarım parametreleri.....	18
Şekil 2.18: Portela vd.'nin kullandığı (a) dairesel, (b) kare, (c) yıldız düğüm elemanlar.....	19
Şekil 2.19: Portela vd.'nin kullandığı (a) octahedron, (b) tetrakaidekahedron hücrelere sahip kafes yapılar.....	19
Şekil 2.20: Yang vd.'nin kullandığı öksetik yapının tasarım parametreleri.....	20
Şekil 2.21: Yang vd.'nin öksetik yapıya uyguladığı yük.....	21
Şekil 2.22: Yang vd.'nin öksetik yapıya ikinci bir ekseninde uyguladığı yük.....	21
Şekil 3.1: ABAQUS ortamında oluşturulmuş (a) Model-1 (HMK) kafes yapısı, (b) Model-3 kafes yapısı.....	24
Şekil 3.2: Öksetik yapı birim hücresi ve tasarım parametreleri.....	25
Şekil 3.3: Birim hücrenin aynalamak üzere oluşturulan bölümü.....	26
Şekil 3.4: (a) Alt sınırlar ile, (b) üst sınırlar ile oluşturulan öksetik yapı hücreleri. (c) Sınırların dışında oluşturulan ve çakışmanın gözlemlendiği öksetik yapı hücresi örneği.....	30
Şekil 3.5: Çalışmada (a) düğüm ve (b) çubuk elemanlar için kullanılan geometriler...33	
Şekil 3.6: (a) Kıvrımlı öksetik yapı ve (b) dalgalı öksetik yapı birim hücrelerinin aynalamak üzere oluşturulan bölümleri.....	35
Şekil 4.1: Akış şeması.....	39

Şekil 4.2: İkinci dereceden üçgen elemanlar ile ağ örgüsü atama.....	41
Şekil 4.3: Modal analiz sınır koşulları.....	42
Şekil 4.4: Ağ örgüsü noktaları ile tanımlanan set.....	43
Şekil 4.5: Referans noktası.....	43
Şekil 4.6: Yüzeydeki tüm noktaların referans noktasında birleştirilmesi (Coupling constraint).....	44
Şekil 4.7: Denzik'in kullandığı HMK birim hücresinin ABAQUS modeli.....	46
Şekil 4.8: ARTIBOYUT A0 3D YAZICI.....	49
Şekil 4.9: Numunelerin CURA modeli.....	50
Şekil 4.10: Üretilen numuneler.....	50
Şekil 4.11: Titreşim deney düzeneği.....	51
Şekil 4.12: Örnek yer değiştirme-zaman grafiği.....	52
Şekil 5.1: (a) ABAQUS sonlu elemanlar analizi sonucu elde edilen mod biçimi, (b) Syam vd.'nin elde ettiği mod biçimi.....	56
Şekil 5.2: Ağ örgüsü yakınsama analizi grafiği.....	58
Şekil 5.3: Mod 1'deki frekans için duyarlılık analizi sonuç grafiği.....	60
Şekil 5.4: (a) Numune 1, (b) numune2 ve (c) numune 3 için deneylerden elde edilen ivme-zaman grafikleri.....	65
Şekil Ek.1: Model-1 için kararlı durum dinamiği analizi sonucu elde edilen yer değiştirme-frekans grafiği.....	81
Şekil Ek.2: Model-1 ile eş yoğunluktaki, düğüm elemansız öksetik yapı için kararlı durum dinamiği analizi sonucu elde edilen yer değiştirme-frekans grafiği.....	81
Şekil Ek.3: Model-1 ile eş yoğunluktaki, düğüm elemanlı öksetik yapı için kararlı durum dinamiği analizi sonucu elde edilen yer değiştirme-frekans grafiği.....	82
Şekil Ek.4: Model-3 için kararlı durum dinamiği analizi sonucu elde edilen yer değiştirme-frekans grafiği.....	82
Şekil Ek.5: Model-3 ile eş yoğunluktaki, düğüm elemansız öksetik yapı için kararlı durum dinamiği analizi sonucu elde edilen yer değiştirme-frekans grafiği.....	83
Şekil Ek.6: Model-3 ile eş yoğunluktaki, düğüm elemanlı öksetik yapı için kararlı durum dinamiği analizi sonucu elde edilen yer değiştirme-frekans grafiği.....	83
Şekil Ek.7: Küresel düğüm ve karesel çubuğa sahip normal öksetik yapıların doğal frekans sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey.....	84
Şekil Ek.8: Küresel düğüm ve silindirik çubuğa sahip normal öksetik yapıların doğal frekans sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey.....	84
Şekil Ek.9: Kübik düğüm ve karesel çubuğa sahip normal öksetik yapıların doğal frekans sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey.....	85
Şekil Ek.10: Kübik düğüm ve silindirik çubuğa sahip normal öksetik yapıların doğal frekans sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey.....	85
Şekil Ek.11: Silindirik düğüm ve karesel çubuğa sahip normal öksetik yapıların doğal frekans sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey.....	86
Şekil Ek.12: Silindirik düğüm ve silindirik çubuğa sahip normal öksetik yapıların doğal frekans sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey.....	86



Şekil Ek.13: Küresel düğüm ve karesel çubuğa sahip kıvrımlı öksetik yapıların doğal frekans sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey.....	87
Şekil Ek.14: Küresel düğüm ve silindirik çubuğa sahip kıvrımlı öksetik yapıların doğal frekans sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey.....	87
Şekil Ek.15: Kübik düğüm ve karesel çubuğa sahip kıvrımlı öksetik yapıların doğal frekans sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey.....	88
Şekil Ek.16: Kübik düğüm ve silindirik çubuğa sahip kıvrımlı öksetik yapıların doğal frekans sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey.....	88
Şekil Ek.17: Silindirik düğüm ve karesel çubuğa sahip kıvrımlı öksetik yapıların doğal frekans sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey.....	89
Şekil Ek.18: Silindirik düğüm ve silindirik çubuğa sahip kıvrımlı öksetik yapıların doğal frekans sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey.....	89
Şekil Ek.19: Küresel düğüm ve karesel çubuğa sahip dalgalı öksetik yapıların doğal frekans sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey.....	90
Şekil Ek.20: Küresel düğüm ve silindirik çubuğa sahip dalgalı öksetik yapıların doğal frekans sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey.....	90
Şekil Ek.21: Kübik düğüm ve karesel çubuğa sahip dalgalı öksetik yapıların doğal frekans sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey.....	91
Şekil Ek.22: Kübik düğüm ve silindirik çubuğa sahip dalgalı öksetik yapıların doğal frekans sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey.....	91
Şekil Ek.23: Silindirik düğüm ve karesel çubuğa sahip dalgalı öksetik yapıların doğal frekans sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey.....	92
Şekil Ek.24: Silindirik düğüm ve silindirik çubuğa sahip dalgalı öksetik yapıların doğal frekans sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey.....	92
Şekil Ek.25: Küresel düğüm ve karesel çubuğa sahip normal öksetik yapıların rijitlik sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey.....	93
Şekil Ek.26: Küresel düğüm ve silindirik çubuğa sahip normal öksetik yapıların rijitlik sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey.....	93
Şekil Ek.27: Kübik düğüm ve karesel çubuğa sahip normal öksetik yapıların rijitlik sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey.....	94
Şekil Ek.28: Kübik düğüm ve silindirik çubuğa sahip normal öksetik yapıların rijitlik sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey.....	94
Şekil Ek.29: Silindirik düğüm ve karesel çubuğa sahip normal öksetik yapıların doğal frekans rijitlik sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey.....	95
Şekil Ek.30: Silindirik düğüm ve silindirik çubuğa sahip normal öksetik yapıların rijitlik sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey.....	95
Şekil Ek.31: Küresel düğüm ve karesel çubuğa sahip kıvrımlı öksetik yapıların rijitlik sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey.....	96
Şekil Ek.32: Küresel düğüm ve silindirik çubuğa sahip kıvrımlı öksetik yapıların rijitlik sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey.....	96
Şekil Ek.33: Kübik düğüm ve karesel çubuğa sahip kıvrımlı öksetik yapıların rijitlik sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey.....	97
Şekil Ek.34: Kübik düğüm ve silindirik çubuğa sahip kıvrımlı öksetik yapıların rijitlik sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey.....	97
Şekil Ek.35: Silindirik düğüm ve karesel çubuğa sahip kıvrımlı öksetik yapıların rijitlik sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey.....	98

Şekil Ek.36: Silindirik düğüm ve silindirik çubuğa sahip kıvrımlı öksetik yapıların rijitlik sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey.....	98
Şekil Ek.37: Küresel düğüm ve karesel çubuğa sahip dalgalı öksetik yapıların rijitlik sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey.....	99
Şekil Ek.38: Küresel düğüm ve silindirik çubuğa sahip dalgalı öksetik yapıların rijitlik sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey.....	99
Şekil Ek.39: Kübik düğüm ve karesel çubuğa sahip dalgalı öksetik yapıların rijitlik sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey.....	100
Şekil Ek 40: Kübik düğüm ve silindirik çubuğa sahip dalgalı öksetik yapıların rijitlik sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey.....	100
Şekil Ek.41: Silindirik düğüm ve karesel çubuğa sahip dalgalı öksetik yapıların rijitlik sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey.....	101
Şekil Ek.42: Silindirik düğüm ve silindirik çubuğa sahip dalgalı öksetik yapıların rijitlik sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey.....	101



## ÇİZELGE LİSTESİ

### Sayfa

Çizelge 3.1: Model-1 ve Model-3'ün hacim değerleri.....	27
Çizelge 3.2: Eş göreceli yoğunluğa sahip, düğüm elemanlı öksetik yapıların boyutları.....	28
Çizelge 3.3: Eş yoğunluğa sahip, düğüm elemansız öksetik yapıların boyutları.....	28
Çizelge 3.4: Tasarım parametreleri için alt ve üst sınırlar.....	29
Çizelge 3.5: FFD ile oluşturulan kombinasyonlar.....	31
Çizelge 3.6: Kıvrımlı ve dalgalı öksetik yapılar için alt ve üst tasarım parametreleri...	36
Çizelge 3.7: Öksetik yapı kombinasyonları.....	37
Çizelge 4.1: PLA malzeme özellikleri.....	41
Çizelge 4.2: Nylon-12 malzeme özellikleri.....	45
Çizelge 4.3: EOS MS1 çeliğinin malzeme özellikleri.....	46
Çizelge 4.4: Üretilecek öksetik yapı numunesinin birim hücre boyutları.....	49
Çizelge 4.5: Numuneler için üretim parametreleri.....	49
Çizelge 4.6: PCB darbe çekici teknik özellikleri.....	51
Çizelge 4.7: PCB ivmeölçer teknik özellikleri.....	51
Çizelge 5.1: Syam vd. ile doğal frekans sonuçlarının karşılaştırılması.....	56
Çizelge 5.2: Denzik ile rijitlik sonuçlarının karşılaştırılması.....	57
Çizelge 5.3: Ağ örgüsü yakınsama analizi tablosu.....	58
Çizelge 5.4: FFD ile oluşturulan kombinasyonlar.....	59
Çizelge 5.5: Model-1 yapı ve öksetik yapıların sonuçlarının karşılaştırılması.....	61
Çizelge 5.6: Model-3 ve öksetik yapıların karşılaştırılması.....	61
Çizelge 5.7: Model-1 ve öksetik kafes yapıların sahip olduğu iletim oranı sonuçları.....	63
Çizelge 5.8: Model-3 ve öksetik kafes yapıların sahip olduğu iletim oranı sonuçları.....	63
Çizelge 5.9: Model-1 ve öksetik kafes yapıların yük taşıma kapasitelerinin karşılaştırılması.....	66
Çizelge 5.10: Model-3 ve öksetik kafes yapıların yük taşıma kapasitelerinin karşılaştırılması.....	67
Çizelge 5.11: Deney ve analizden alınan doğal frekans sonuçlarının karşılaştırılması.....	68
Çizelge 5.12: Normal öksetik yapılar için kombinasyonların oluşturulacağı parametre Değerleri.....	68
Çizelge 5.13: Kıvrımlı ve dalgalı öksetik yapılar için kombinasyonların oluşturulacağı parametre değerleri.....	69
Çizelge 5.14: Normal öksetik yapı için oluşturulan 25 kombinasyon.....	70
Çizelge 5.15: Kıvrımlı ve dalgalı öksetik yapı için oluşturulan 25 kombinasyon....	71
Çizelge 5.16: Aynı veya yakın yoğunlukta farklı çubuk kesit geometrisine sahip normal öksetik yapıların frekanslarının karşılaştırılması.....	72
Çizelge 5.17: Aynı veya yakın yoğunlukta farklı düğüm eleman geometrisine sahip normal öksetik yapıların frekanslarının karşılaştırılması.....	72



## KISALTMALAR

<b>HMK</b>	: Hacim Merkezli Kübik
<b>YMK</b>	: Yüzey Merkezli Kübik
<b>ABS</b>	: Akrilonitril Bütadien Stiren
<b>YHMKZ</b>	: Dik ekseninde (Z-ekseni) ubuk elemana sahip Yüzey ve Hacim Merkezli Kübik
<b>FFD</b>	: Full Factorial Design
<b>PLA</b>	: Polilaktik Asit
<b>DC</b>	: Direct Current
<b>STL</b>	: Stereolitografi





## SEMBOL LİSTESİ

Bu çalışmada kullanılmış olan simgeler açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklama
$a$	$H_{IS}$ 'in $\theta$ 'ya bağlı dikey eksendeki komponenti
$b$	$H_{VS}/2$ 'den $a$ çıkarıldığında kalan uzunluk
$c$	$H_{IS}$ 'in $\theta$ 'ya bağlı yatay eksendeki komponenti
$d$	Maksimum yer değiştirme
$e$	Etki katsayısı
$F$	Uygulanan basma kuvveti
$F_0$	Periyodik kuvvetin büyüklüğü
$F_t$	Zemine aktarılan kuvvetin büyüklüğü
$\{F\}$	Kuvvet matrisi
$H_{cb}$	Kübik düğümün bir kenar uzunluğu
$H_{cy}$	Silindirik düğümün yüksekliği
$H_{IS}$	Eğimli çubuk uzunluğu
$H_{VS}$	Dikey çubuk uzunluğu
$k$	Rijitlik
$[K]$	Rijitlik matrisi

$L_1$	Yatay eksenindeki birim hücre boyutu
$L_2$	Dikey eksenindeki birim hücre boyutu
$[M]$	Kütle matrisi
$N$	Düğüm eleman
$P$	Plaka boyutu
$r$	Frekans oranı
$r_N$	Düğüm eleman yarıçapı
$r_F$	Yuvarlatma yarıçapı
$S$	Çubuk eleman
$t_n$	$n$ 'inci tepe noktasına karşılık gelen süre
$T$	Periyod
$T_f$	İletim oranı
$T_s$	Çubuk kalınlığı
$\{U\}$	Yer değiştirme matrisi
$V_{cb}$	Kübik düğüm elemanın hacmi
$V_{cy}$	Silindirik düğüm elemanın hacmi
$V_L$	Kafes yapı birim hücresinin hacmi
$V_S$	Kafes yapı birim hücresinin ile eş hacimdeki katının hacmi
$V_{sp}$	Küresel düğüm elemanın hacmi
$w$	Açısal frekans
$w_{max\_avg}$	Bir parametrenin üst sınırında elde edilen frekans değerlerinin ortalaması
$w_{min\_avg}$	Bir parametrenin alt sınırında elde edilen frekans değerlerinin ortalaması



$f_n$	Doğal frekans
$w_{y\_max}$	y'inci parametre için st sınırdada elde edilen frekans değeri
$w_{y\_min}$	y'inci parametre için alt sınırdada elde edilen frekans değeri
$\theta$	Girinti açısı
$\rho$	Göreceli yoğunluk
$\{\phi\}$	Özvektör matrisi

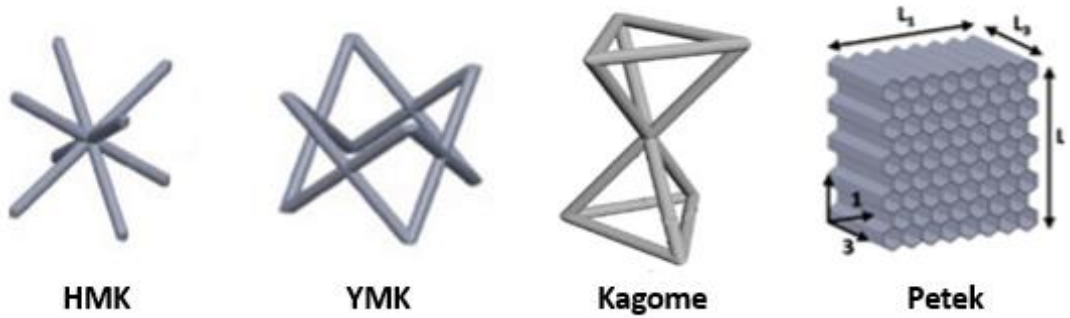




## 1. GİRİŞ

Eklemeli imalat yöntemlerindeki son gelişmeler, neredeyse her geometriye sahip yapıların üretilmesini mümkün kılmış ve bu durum, daha karmaşık geometrilere sahip tasarımların oluşturulmasına zemin hazırlamıştır. Eklemeli imalattaki bu gelişmelerden faydalanan yapılardan birisi de kafes yapılarıdır. Kafes yapıları, uygulanacak kuvvete göre, malzemenin en çok ihtiyaç duyulan yerlerde biriktirilmesi ile elde edilen yapılarıdır. Günümüzde havacılık, denizcilik, otomotiv ve inşaat endüstrilerinde kullanılmakta olan bu yapılar, düşük ağırlıkta yüksek dayanıma sahip olmalarının yanı sıra enerji emme ve termal özellikleri ile literatürde oldukça dikkat çekmektedir.

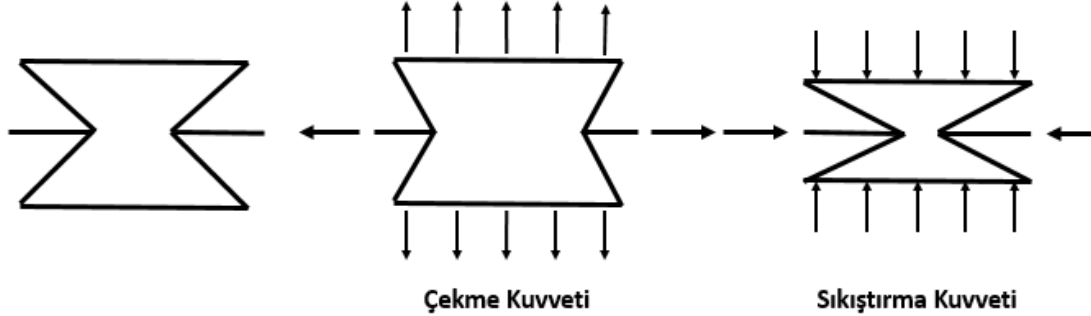
Kafes yapıları çubuk, levha ve matematiksel yüzey elemanlarından oluşur. Bu elemanların farklı kombinasyonları, kafes yapılarının farklı mekanik özellikler kazanmasını sağlar. Bu şekilde oluşturulan kafes yapılarının literatürdeki en yaygın örnekleri Şekil 1.1’de gösterilen hacim merkezli kübik (HMK), yüzey merkezli kübik (YMK), kagome ve petek yapılarıdır.



Şekil 1.1: Kafes yapılarının literatürdeki örnekleri.

Son zamanlarda, araştırmacılar farklı türde kafes yapıları üzerinde çalışmaktadır. Bu yapılar, negatif Poisson oranına sahip olup, pozitif Poisson oranına sahip geleneksel kafes yapılarından farklı olarak Şekil 1.2’de görüldüğü üzere çekme yükleri altında genişleme ve basma yükleri altında küçülme davranışı gösteren yapılarıdır. “Öksetik yapılar” olarak da bilinen bu yapılar genellikle petek yapılarına genetik algoritmalar ve sonlu elemanlar yöntemleri ile özel topolojiler kazandırılarak oluşturulurlar. Bu

yapıların sahip oldukları kayma, girinti ve kırılma dirençleri ve enerji ve ses emme kabiliyetleri, bu yapılara tıp, tekstil ve koruyucu ekipman gibi potansiyel uygulama alanları sağlar [1].



Şekil 1.2: Negatif Poisson oranına sahip kafes yapıların mekanik davranışları.

Kafes yapıların ihtiyaca göre tasarlanarak farklı mekanik özelliklere sahip olabilmeleri, bu yapıların birçok farklı alanda kullanılabilir olmasını sağlamıştır. Son zamanlarda üzerinde çalışılan kullanım alanlarından birisi de kafes yapıların titreşim yalıtımında kullanılmasıdır. Titreşim yalıtımı, titreşimin istenmeyen etkilerinin azaltılması işlemidir ve titreşen kütle ile titreşim kaynağı arasına konulan esnek elemanlar ile sağlanır [2]. Literatürde, buralardaki esnek elemanların yerini alacak kafes yapılar üzerine çalışmalar yapılmaktadır. Farklı tasarım özelliklerine sahip kafes yapıların titreşim performansı ile ilgili çalışmalar mevcut olmasına rağmen bu çalışmalarda incelenen yapılar pozitif Poisson oranına sahiptir. Yapılan literatür araştırmasında, negatif Poisson oranına sahip kafes yapıların genellikle statik yükler altındaki performansının incelendiği; fakat titreşim yalıtımı performansını inceleyen çalışmaların bulunmadığı ortaya çıkmıştır. Statik yükleme altında yapılan çalışmalar, girinti açısının artması ve bununla beraber artan negatif Poisson oranı özelliklerinin, yapının kesme modülünü pozitif Poisson oranına sahip kafes yapılara göre büyük ölçüde arttırdığını göstermiştir. Frekans, rijitliğin baskın olduğu bir özellik olduğundan ve bu çalışmalarda negatif Poisson oranı olan kafes yapıların eğilme rijitliğinin arttığı gözlemlendiğinden, bu yapıların düşük kesme frekansı gerektiren durumlarda avantajlı olabileceği görülmüştür [3].

Bu tez çalışmasında, yukarıda bahsedildiği gibi literatürde negatif Poisson oranına sahip olan kafes yapıların titreşim yalıtım performansı üzerine çalışmaların olmaması boşluğunu gidermek amacıyla, negatif Poisson oranına sahip olan kafes yapılarda değişen tasarım parametrelerinin titreşim yalıtım performansına etkileri önce sonlu

elemanlar yöntemi ile nümerik olarak incelenmiştir. Ardından, buradan elde edilen sonuçların doğrulanması için, bir eklemeli imalat yöntemi olan malzeme ekstrüzyonu yöntemi ile numuneler üretilmiş ve bu numunelere titreşim testi yapılmıştır. Elde edilen ve doğrulanan bu verilere göre uygun tasarım parametre kombinasyonlarını içeren bir tasarım uzayı oluşturulmuştur. Çalışmada, negatif Poisson oranına sahip olan kafes yapıların yaygın örneklerinden girintili petek yapı kullanılmıştır ve raporda kısaca “öksetik yapı” olarak ifade edilmiştir. Kafes yapıların modellenmesi ve sonlu elemanlar analizleri, ticari sonlu elemanlar programı ABAQUS kullanılarak yapılmıştır. Oluşturulan modellerin üretiminde ARTIBOYUT A0 3D YAZICI kullanılmıştır. Titreşim deneylerinde PCB model darbe çekici ve ivmeölçerin yanında deney sonuçlarının alınması için LabVIEW yazılımı kullanılmıştır.

Altı bölümden oluşan bu tez çalışmasının ikinci bölümünde, titreşim yalıtımı, kafes yapılarda titreşim performansının incelendiği çalışmalar, negatif Poisson oranına sahip kafes yapılar ve kafes yapılarda tasarım parametrelerinin mekanik özelliklere etkilerini içeren literatür çalışmaları hakkında bilgi verilecektir. Üçüncü bölümde, çalışmada kullanılan kafes yapılar ve bu yapıların modellenmesi hakkında bilgi verilecektir. Dördüncü bölümde, belirlenen tasarım parametrelerine bağlı olarak oluşturulan modeller ile yapılan nümerik analizler ve deneyler açıklanacaktır. Beşinci bölümde, elde edilen sonuçlar ve tartışmalar verilecek olup, altıncı bölümde çalışma genelinde yapılanlar ve elde edilen veriler özetlenerek çalışma sonuçlandırılacaktır.



## 2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

### 2.1. Titreşim Kontrolü

Titreşim, belirli zaman aralıklarında, bir kütlenin belirli bir mesafede yapmış olduğu periyodik hareketlerdir [4]. Birçok ana işleticide, motorlardaki tasarım veya imalattaki hatalar sebebiyle yapıda oluşan dengesizlikler titreşimsel problemlere sebep olur. Bu titreşimsel problemler, yapıların ve makine parçalarının periyodik kuvvetlere maruz kalmaları sebebiyle yorulmaya ve sonuçta hasara uğramalarına sebep olur. Ayrıca, vida ve dişli gibi makine parçalarında daha hızlı aşınmaya, vidalarda gevşemelere ve metal kesme işlemlerinde yüzey pürüzlülüğüne sebep olur [2].

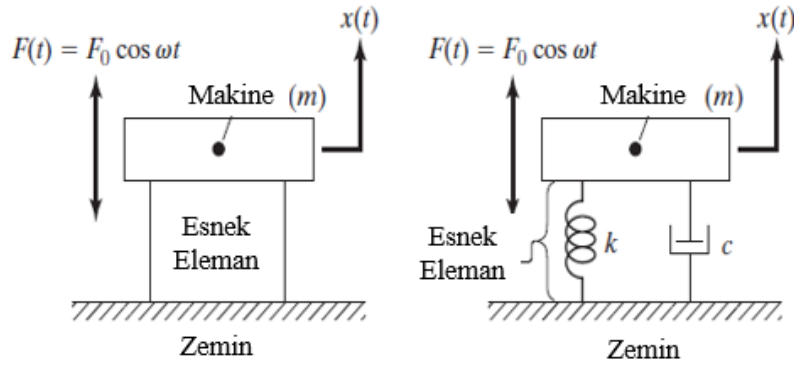
Titreşimde “doğal frekans” ve “rezonans” dikkat edilmesi gereken terimlerdir. Doğal frekans, statik denge halindeki bir yapının, bir kuvvet ile uyarılması durumunda kendi kütle ve rijitliğine bağlı olarak titreştiği frekanstır. Rezonans, bir yapının doğal frekansı ile bir titreşim kaynağının aynı zaman diliminde aynı frekansta olması durumudur ve yapılarda aşırı sapma ve kırılmaya sebep olur. Titreşime sebep olan dinamik kuvvetleri ortadan kaldırmak mümkün olmasa da bu kuvvetlerin etkileri kontrol altına alınabilir ve yapının rezonanstan minimum etkiyle çıkması sağlanabilir. Titreşim etkilerinin azaltılması için uygulanan bazı önemli yöntemler şunlardır [2]:

- Bir sistemin, kütle ve, çoğunlukla, rijitliklerini değiştirerek doğal frekanslarını kontrol etmek ve uygulanan titreşim ile rezonansa girmesinden kaçınmasını sağlamak,
- Sönümlenme veya enerji dağıtımı ile titreşime karşı aşırı tepki vermesini önlemek,
- Titreşim emiciler veya ikincil kütle etkisizleştiriciler ile sistemin tepkisini azaltmak.

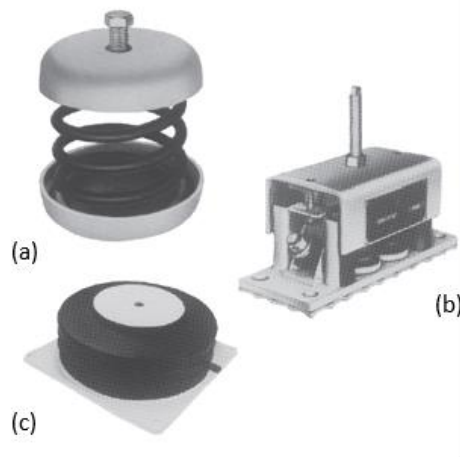
Bu yöntemlerin yanında, bu tez çalışmasının da odak noktası olan “titreşim yalıtımı” ile de bir uçtan bir uca iletilen uyarıcı kuvvetlerin iletilme miktarları azaltılarak titreşim kontrol edilebilir.

### 2.1.1. Titreşim Yalıtımı

Titreşim yalıtımı, Şekil 2.1’de görüldüğü gibi, titreşen kütle ( $m$ ) ile titreşim kaynağı arasına bir “esnek eleman (yalıtıcı)” konularak sistem üzerindeki titreşim etkilerinin azaltılmasıdır. Burada, esnek elemanın hem elastiklik hem de sönümleyicilik özelliklerine sahip olduğu varsayılır ve bu eleman,  $k$  sabitli bir yay ve  $c$  sabitli bir amortisör ile temsil edilir. Şekil 2.2’de gösterilen sönümlü ve sönümsüz yay bağlantıları ve pnömatik kauçuk bağlantılar, titreşim yalıtımında elemanlara örnektir.



Şekil 2.1: Titreşim yalıtımı [2]



Şekil 2.2: (a) Sönümsüz yay bağlantıları, (b) sönümlü yay bağlantıları, (c) pnömatik kauçuk bağlantılar. [2]



Titreşim yalıtımında, “iletim oranı” yalıtımın ne kadar etkili olduğunun göstergesidir [5]. İletim oranı, aktarılan kuvvetin ( $F_t$ ), uygulanan kuvvete ( $F_0$ ) oranı şeklinde tanımlanır. Örneğin, daha önce Şekil 2.1’de gösterilen sistemde, makinenin ( $m$ ) çalışma anında uyguladığı harmonik kuvvet Eşitlik (2.1)’deki gibi, hareket denklemi ise Eşitlik (2.2) ile aşağıdaki gibi verilir [2]:

$$F(t) = F_0 \cos wt \quad (2.1)$$

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_0 \cos wt \quad (2.2)$$

Burada sistem hem geçici çözüm hem de kararlı durum çözümüne sahiptir. Ancak, sistemin serbest titreşimini temsil eden geçici çözüm zamanla sönümlenme sebebiyle tükeneceğinden, geriye sisteme uygulanan harmonik kuvveti temsil eden kararlı durum çözümü kalır. Yukarıdaki sistemin kararlı durum çözümü Eşitlik (2.3)’teki şekildedir [2]:

$$x(t) = X \cos(wt - \emptyset) \quad (2.3)$$

Burada, genlik ( $X$ ) ve faz açısı ( $\emptyset$ ) sırasıyla Eşitlik (2.4) ve (2.5)’teki gibi ifade edilir [2]:

$$X = \frac{F_0}{\sqrt{(k - mw^2)^2 + w^2 c^2}} \quad (2.4)$$

$$\emptyset = \tan^{-1} \left( \frac{wc}{k - mw^2} \right) \quad (2.5)$$

Yay ve amörtisör tarafından zemine aktarılan kuvvet Eşitlik (2.6)’da verilmiştir [2]:

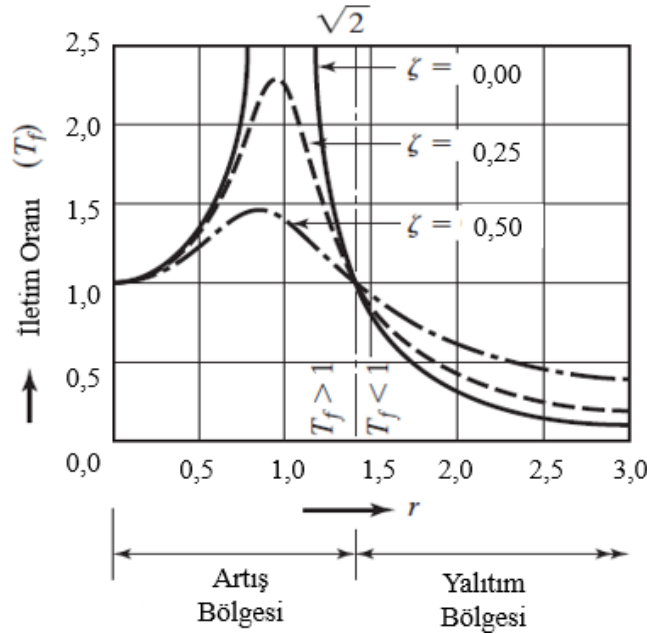
$$F_t(t) = kx(t) + c\dot{x}(t) = kX \cos(wt - \emptyset) - cwX \sin(wt - \emptyset) \quad (2.6)$$

Sonuçta, iletilen bu kuvvetin büyüklüğü ( $F_T$ ) Eşitlik (2.7) ile hesaplanıp buradan yalıtıcının iletim oranı ( $T_f$ ) Eşitlik (2.8)'teki gibi tanımlanır [2]:

$$F_T = \sqrt{(kx)^2 + (c\dot{x})^2} = X\sqrt{k^2 + w^2c^2} = \frac{F_0\sqrt{k^2 + w^2c^2}}{\sqrt{(k - mw^2)^2 + w^2c^2}} \quad (2.7)$$

$$T_f = \frac{F_T}{F_0} = \sqrt{\frac{k^2 + w^2c^2}{(k - mw^2)^2 + w^2c^2}} = \sqrt{\frac{1 + (2\zeta r)^2}{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (2.8)$$

Burada  $r$ , uyarım frekansı ( $w$ ) ve sistemin doğal frekansının ( $w_n$ ) oranıdır ve iletim oranı ile arasında Şekil 2.3'teki grafikte gösterilen bir ilişki vardır. Bu grafiğe göre, bir sistemde titreşim yalıtımının sağlanması için uyarım frekansının sistemin doğal frekansının  $\sqrt{2}$  katından büyük olması gerekir. Bu durumda, iletim oranı değeri 1'den küçük olacak ( $T_f < 1$ ) ve sistem yalıtım bölgesine girerek titreşime karşı yalıtım sağlanacaktır. Aksi takdirde, iletim oranı 1'den büyük değerlere ulaşır ( $T_f > 1$ ) artış bölgesine girecektir. Bu da, sistemin yalıtım sağlayamamasına ve düşük sönümleme oranlarında ( $\zeta$ ) sistemin titreşim kaynaklı hasara uğramasına sebep olacaktır.



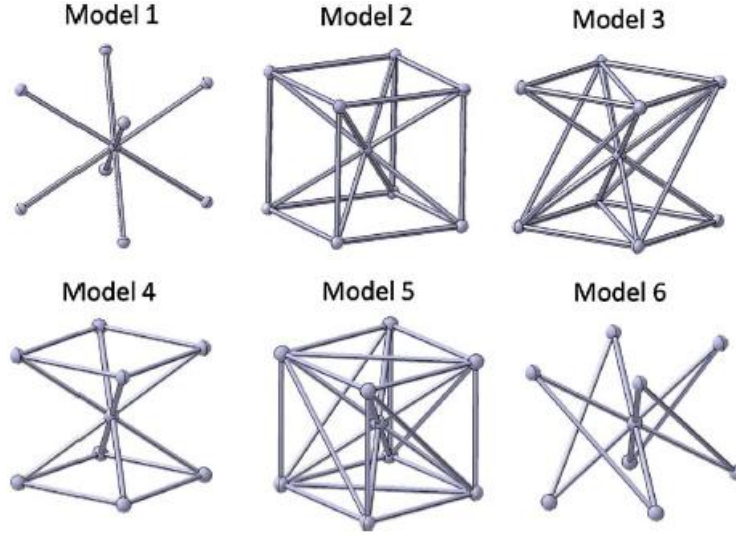
Şekil 2.3: İletim oranı ve frekans oranı ilişkisi. [2]

Bunun yanında sönümlenme oranının ( $\zeta$ ) küçülmesi de titreşim yalıtım performansını arttıracaktır. Ancak, örneğin, bir makine çalışmaya başlarken veya duracakken rezonansa gireceğinden buradaki etkinin azaltılması için belli bir oranda sönümlenme gereklidir [2].

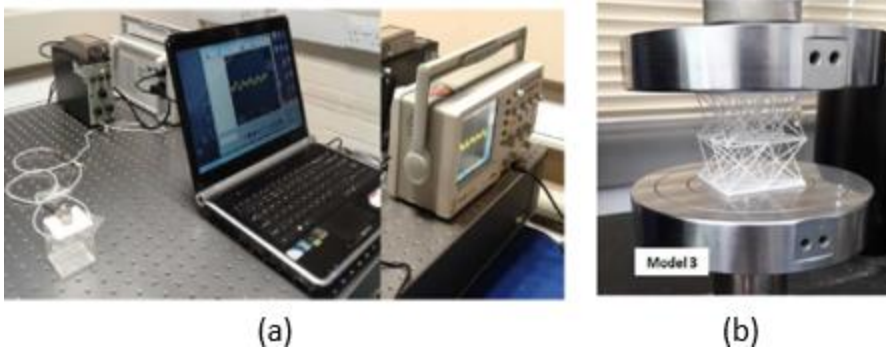
## 2.2. Kafes Yapıların Titreşim Performansı

Kafes yapılar, yüksek rijitlik ve dayanım/ağırlık oranındaki üstünlükleri sebebiyle hem hafif hem yük taşıyabilen yapılar olarak geleneksel katı yapıların yerini gittikçe doldurmaktadır. Ancak, çubuk elemanlardan oluşan kafes yapılar yüksek rijitlikleri sebebiyle bazı istisnalar haricinde titreşime karşı daha hassas olabilirler [6]. Ancak genellikle periyodik yapılar olmaları ve istenen özelliklere göre tasarlanabiliyor olmaları, titreşim performansları üzerine çalışmalar yapılmasına olanak sağlamıştır.

Bu konu ile ilgili olarak, Syam vd. [7], farklı çubuk eleman kombinasyonlarına sahip, Şekil 2.4'te gösterilen 6 adet kafes yapı modeli oluşturmuştur. Ardından, farklı çubuk eleman dizilimlerinin titreşim yalıtım performansını nasıl etkilediğini ve yapının titreşim yalıtım işlemini gerçekleştirirken yapısal bütünlüğünü koruyup koruyamadığını ilk olarak sonlu elemanlar yöntemi kullanarak incelemiştir. Ardından, oluşturduğu modelleri Nylon-12 malzemesi ile, eklemeli imalat yöntemlerinden birisi olan seçici lazer ergitme yöntemini kullanarak üretmiştir. Bu numuneler üzerinde Şekil 2.5'deki gibi titreşim ve basma deneyleri yaparak aralarında en iyi performansı gösteren yapıyı belirlemişlerdir.

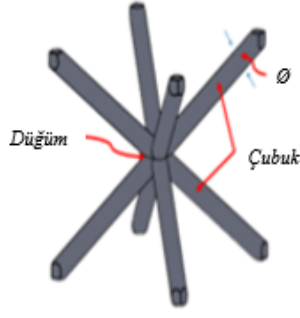


Şekil 2.4: Syam vd.'nin farklı düğüm ve çubuk eleman kombinasyonları ile ürettiği kafes yapı birim hücreleri. [7]



Şekil 2.5: Syam vd.'nin (a) titreşim deney düzeneği, (b) basma deney düzeneği. [7]

Azmi vd. [8], değişen çubuk eleman çaplarında, kafes yapıların statik ve dinamik davranışlarını incelemiştir. Bunun için, Şekil 2.6'daki 3 farklı çapa sahip olan HMK kafes yapı malzeme ekstrüzyonu yöntemi ile ABS malzemesi kullanılarak üretilmiştir. Ardından, Şekil 2.7'deki gibi basma deneyi ile statik, sarsıcı kullanılarak yapılan titreşim deneyi ile de yapının dinamik özelliklerini incelemiştir. Sonuçta, çubuk elemanlardaki çap artışının, yapının basma dayanımını önemli ölçüde arttırdığı görülmüştür. Bunun yanında, çap artışı ile, yapının doğal frekansının arttığı görülmüştür.

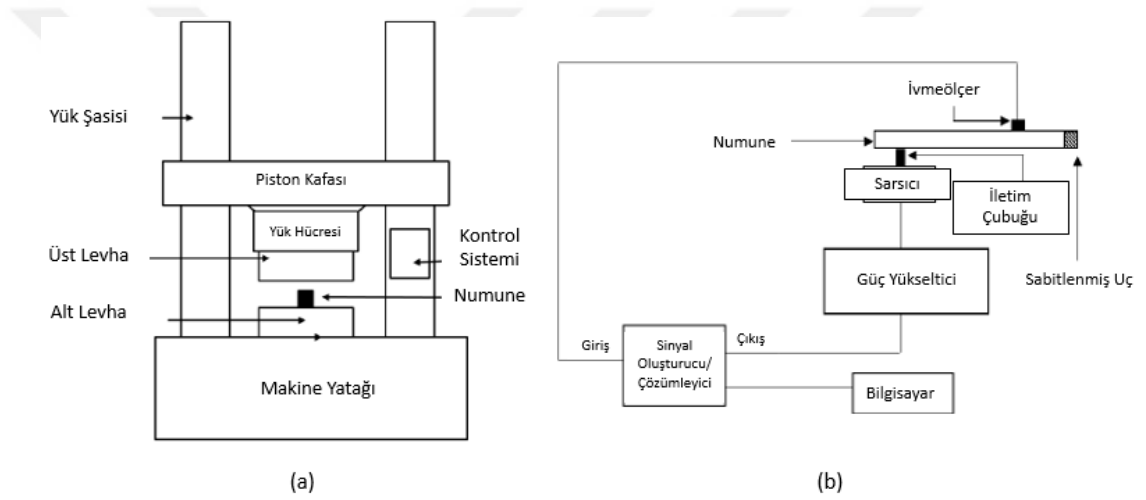


(a)

Çubuk Çapı (mm)	Kütle (g)	Young Modülü (MPa)	Doğal Frekans (Hz)			
			1. Mod	2. Mod	3. Mod	4. Mod
1,2	7,89	3,30	116	169	393	432
1,4	11,63	8,25	150	225	494	557
1,6	16,73	10,76	225	344	772	913

(b)

Şekil 2.6: Azmi vd.'nin (a) HMK modeli, (b) kullandığı çubuk çapları ve elde edilen sonuçlar. [8]



(a)

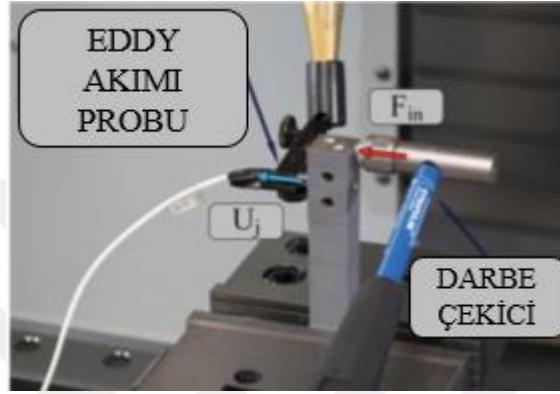
(b)

Şekil 2.7: Azmi vd.'nin (a) basma deney düzeneği, (b) titreşim deney düzeneği. [8]

Sortino vd. [9], robotik uygulamalarında büyük potansiyeli olan kafes yapıların dinamik özelliklerini gözlemlemişlerdir. Bunun için, eşdeğer rijitlikte olacak şekilde farklı çubuk çapları, hücre boyutu ve sayısına sahip, Şekil 2.8'de birim hücresi gösterilen, dik eksende (z-ekseni) çubuk elemana sahip yüzey ve hacim merkezli kübik (YHMKZ) kafes yapılar modellenmiş ve seçici lazer eğitme yöntemi ile alüminyumdan üretilen bu yapılara darbe çekici ile Şekil 2.9'daki gibi titreşim testi uygulanmıştır. Sonuçta, kafes yapıların, karşılaştırmada kullanılmış olan referans katı modele göre daha üstün sönümlenme özelliklere sahip olduğu görülmüştür.

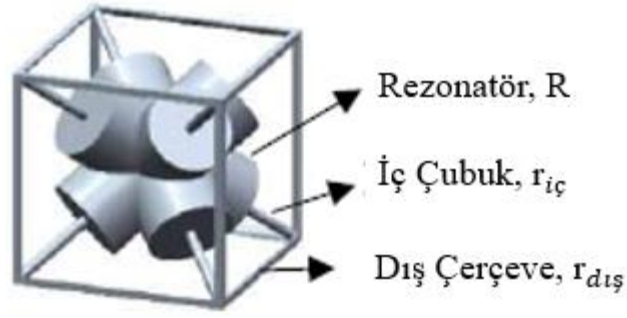


Şekil 2.8: Sortino vd.'nin kullandığı YHMKZ birim hücresi. [9]



Şekil 2.9: Sortino vd.'nin titreşim deney düzeneği. [9]

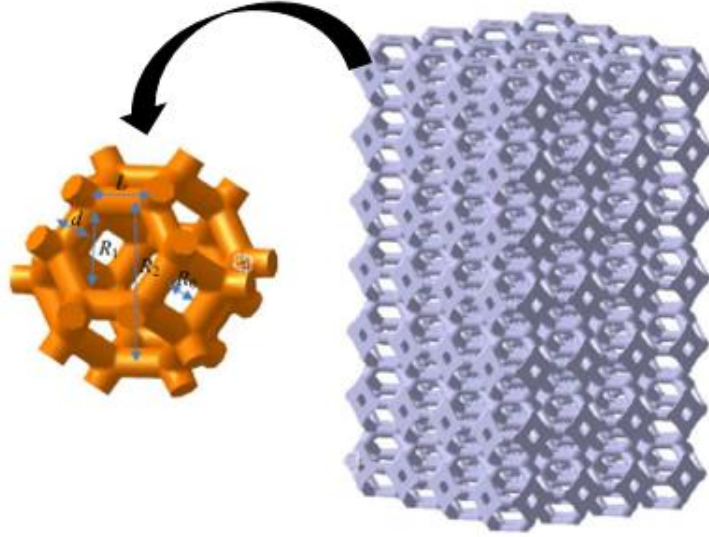
An vd. [6] kafes yapılarda hem titreşim yalıtma performansı hem de yük taşıma kapasitesi yüksek olan, meta-kirişe sahip bir kafes yapı tasarlamıştır. Bu yapılar geleneksel HMK kafes yapının iç kısmına değişen kalınlıkta bir alt yapı eklenerek oluşturulmuştur. Yapının birim hücresi Şekil 2.10'da gösterilmiştir. Bu yapıdaki rezonatör denilen bu alt yapıların, kuşak aralığı denilen ve titreşim dalgalarının geçemediği frekans aralıkları oluşturarak titreşim yalıtımı sağlaması hedeflenmiştir. Yapılan sonlu elemanlar analizi ve deneyler sonucunda, bu yapıların kuşak aralıkları oluşturduğu ve bu aralıklarda titreşimin diğer tarafa iletilmesini engelleyerek titreşim yalıtımı sağladığı doğrulanmıştır. Ayrıca, bu kafes yapıların dış kısmındaki çubuk elemanların kalınlıklarının artırılarak yük taşıma kapasitesinin de arttırılabildiği görülmüştür. Yapılar, seçmeli lazerli sinterleme yöntemi ile, ışığa duyarlı reçine kullanılarak üretilmiştir.



Şekil 2.10: An vd.'nin tasarladığı meta-kirişe sahip bir kafes yapı [6].

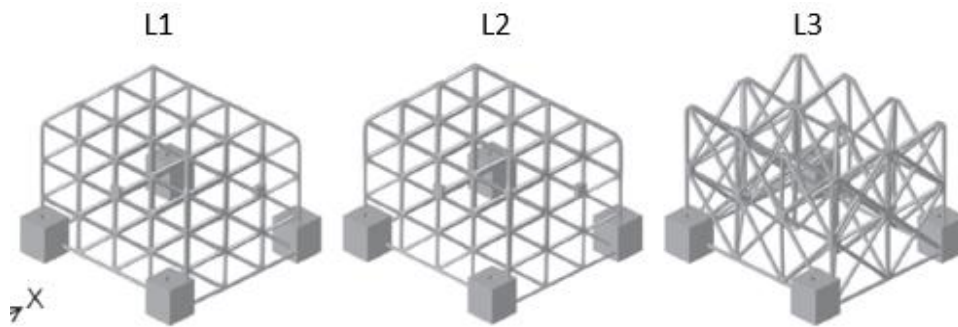
Kafes yapıların titreşime karşı olan hassasiyetini giderebilmek için Wang vd. [10], viskoelastik malzeme doldurma yöntemi ile kafes yapının optimum yapısal ve titreşimsel özelliklere sahip olmasını hedeflemişlerdir. Bu amaçla, ilk olarak kagome kafes yapı modeli seçkili lazerli sinterleme yöntemi ile Nylon PA6 kullanılarak oluşturulmuş ve viskoelastik malzeme olarak poliüretan ile doldurulmuştur. Ardından kafes yapının poliüretan ile doldurulmadan önceki hali ile doldurulmuş hibrit halinin sonlu elemanlar analizi ve titreşim deneyleri yapılarak doğal frekans ve genlik değerleri elde edilmiş ve karşılaştırılmıştır. Sonuçta, geleneksel kagome ile karşılaştırıldığında, bu hibrit yapının genliğinin 18,19 dB kadar daha az olduğu görülmüştür.

Wei vd. [11], kafes yapılarda porozitenin titreşim özelliklerine etkisini gözlemlemişlerdir. Bunun için, Şekil 2.11'deki gibi kelvin birim hücrelerine sahip 2 farklı grup metalik kafes yapılar üretilmiştir. Birinci grup aynı çubuk çapı ve farklı porozite yüzdesine sahipken, ikinci grup farklı çubuk çapı ve aynı porozite yüzdesine sahiptir. Bu yapılar, ilk olarak bilgisayar ortamında modellenerek sonlu elemanlar yöntemi ile doğal frekans değerleri elde edilmiştir. Ardından, bu modeller üretilip darbe çekici ile titreşim deneyleri gerçekleştirilerek doğal frekans ve sönümlenme oranı değerleri elde edilmiştir. Sonuçta, farklı porozite yüzdeleri, yapının rijitlik ve kütlelerinde büyük değişimlere sebep olduğundan doğal frekansında da aynı etkilere sebep olur. Bunun yanında, gözenekli yapıların, katı yapılara kıyasla 10 kata kadar daha fazla sönümlenme oranına sahip olduğu görülmüştür.



Şekil 2.11: Wei vd. kullandığı Kelvin kafes yapı [11].

Andresen vd. [12], düzensiz kafes yapılar kullanarak yapının temel doğal frekansını arttırmayı ve bu şekilde yapının dış titreşimler altında rezonansa girmesini önlemeyi hedeflemektedir. Yapısal düzensizliğin etkisini görmek amacıyla Şekil 2.12'deki gibi 3 kafes yapı grubu oluşturulmuştur. Bunlardan L1 sabit kesit alanına sahip düzenli kafes yapılar, L2 düzensiz kesit alana sahip düzenli kafes yapılar ve L3 ise düzensiz kesit alana sahip düzensiz kafes yapılarıdır. Bu yapılar ile yapılan sonlu elemanlar analizi ve deneyler sonucunda, aynı kütleye sahip düzenli ve düzensiz yapılar kıyaslanmış ve düzensiz yapıların temel doğal frekansında düzenli yapılara göre %58'lik artış gözlemlenmiştir.



Şekil 2.12: Andresen vd.'nin kullandığı kafes yapılar [12]. L1: sabit kesit alanına sahip düzenli kafes yapı, L2: düzensiz kesit alana sahip düzenli kafes yapı, L3: düzensiz kesit alana sahip düzensiz kafes yapı



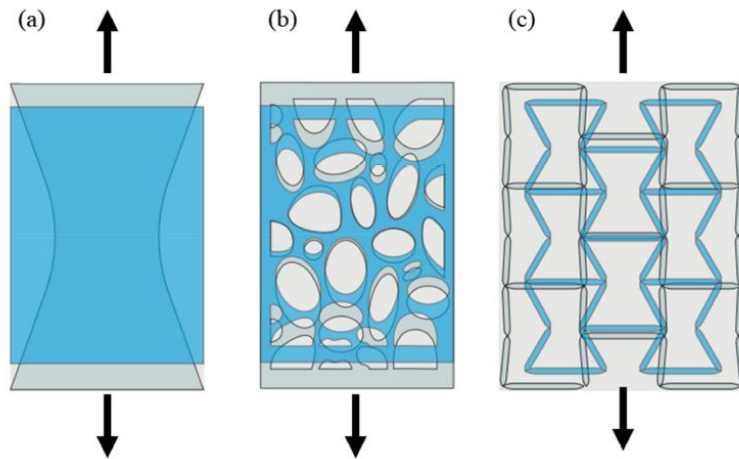
### 2.3. Negatif Poisson Oranına Sahip (Öksetik) Yapılar

Poisson oranı, adını Siméon Denis Poisson'dan (1787-1840) almış olan ve bir malzemenin, basma yüklerine dik yöndeki genişleme ve çekme yüklerine dik yöndeki daralma özelliklerini tanımlayan bir özelliktir [1]. İzotropik malzemelerin elastik özellikleri, Poisson oranı ( $\nu$ ) da dahil olmak üzere dört ana mekanik özellik olan Young modülü ( $E$ ), kesme modülü ( $G$ ), hacim modülünün ( $K$ ) ikisi ile ifade edilebilir. Bu özellikler arasındaki ilişki Eşitlik (2.9) ve (2.10)'daki formüller ile açıklanabilir [13]:

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (2.9)$$

$$K = \frac{E}{3(1-2\nu)} \quad (2.10)$$

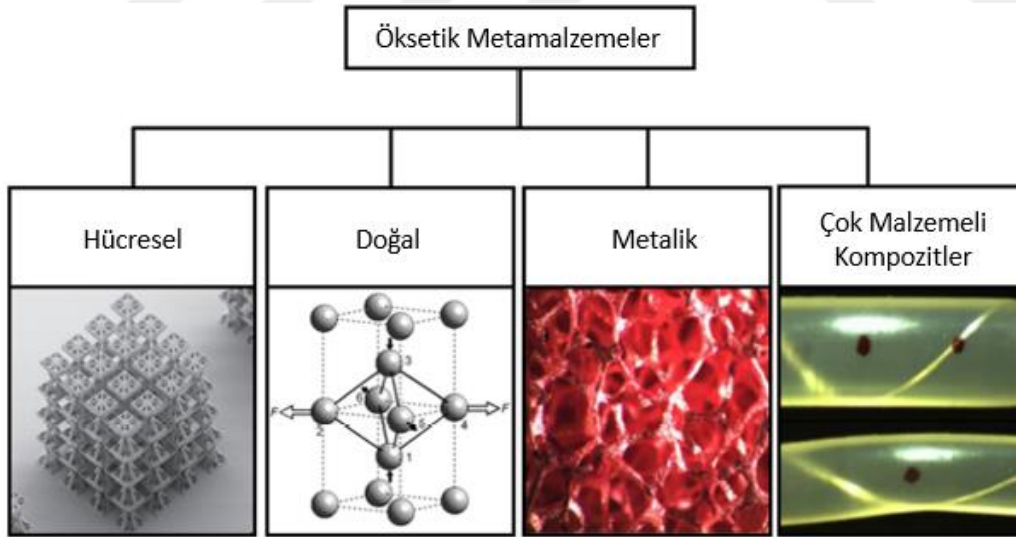
Bu formüllere göre, Young, kesme ve hacim modüllerinin pozitif olması gerektiğinden yola çıkarak, bir malzeme için Poisson oranı -1 ve +0.5 arasında değişiklik gösterebilir [14]. Malzemeler iç geometrilerine bağlı olarak, Şekil 2.13'te görüldüğü gibi pozitif, sıfır ve negatif Poisson oranına sahip malzemeler olarak sınıflandırılır.



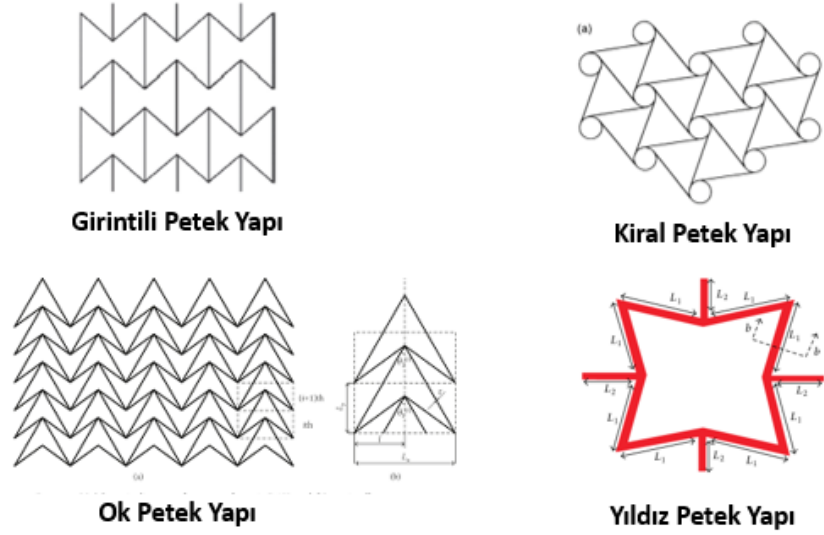
Şekil 2.13: (a) Pozitif Poisson oranına sahip malzemeler, (b) sıfır Poisson oranına sahip malzemeler (c) negatif Poisson oranına sahip malzemeler [14]. Gri renkle gösterilenler malzemenin yükleme öncesi durumu, mavi renkle gösterilenler, malzemenin yükleme sonrası durumudur.

Bunlardan, negatif Poisson oranına sahip olan yapılar alışılmamış mekanik özellikleri ile literatürde oldukça dikkat çekmektedir. “Öksetik” yapılar olarak da bilinen bu yapılar, geleneksel yapılardan farklı olarak basma yükleri altında bu yüklere dik yönde daralmaya uğrayan, çekme yükleri altında ise yine bu yüklere dik yönde genişlemeye uğrayan yapılardır. Bu yapıların sahip olduğu farklı deformasyon şekli, onların kesme direnci, iz direnci, kırılma direnci ve daha iyi enerji emme performansı gibi birçok istenilen mekanik özelliğe sahip olmasını sağlamıştır [1,14].

Öksetik yapılar, iç yapıları ve kullandıkları malzemelere göre Şekil 2.14’te görüldüğü üzere hücresel, doğal, metalik ve çok malzemeli kompozitler olarak 4 sınıfa ayrılırlar. Günümüzde, bilinen neredeyse bütün öksetik yapılar, gözenekli köpükler veya belirli bir amaç için tasarlanmış girintili yapılara sahip, hücresel metamalzemelerdir. Girintili yapılar, genellikle altıgensel hücrelerin dönüştürülmesi ile oluşturulur. Bu şekilde oluşturulan hücrelerin çubuklarındaki eğilme ve aksel deformasyonlar, bu girintili yapılardaki öksetik davranıştan sorumludur [14]. Şekil 2.15’te gösterilen girintili, kiral, yıldız ve ok petek yapılar hücresel öksetik yapılara örnektir.

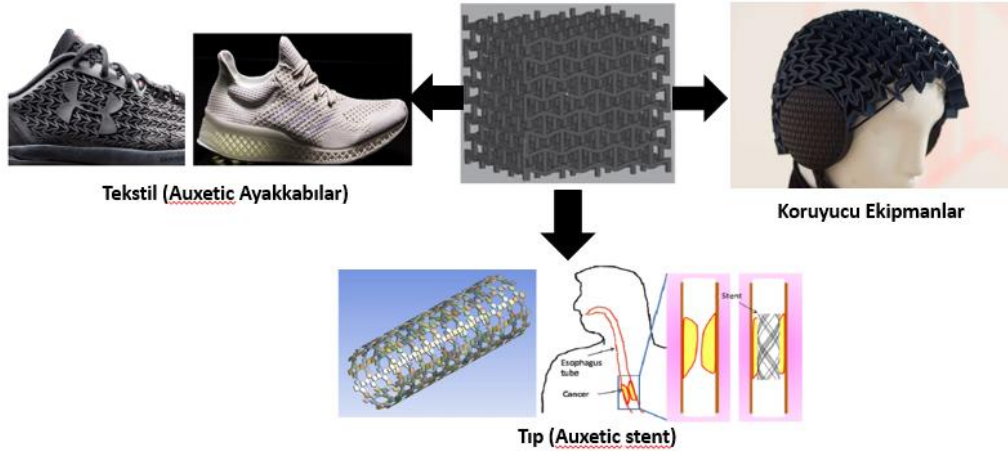


Şekil 2.14: Öksetik malzemelerin 4 ana grubu. [14]



Şekil 2.15: Hüresel öksetik yapılara örnekler.

Öksetik yapıların alışılmamış davranışları, bu yapılara çeşitli kullanım alanları oluşturmuştur. Mukavemet, kırılma dayanımı ve enerji emiş özellikleri bu kullanım alanlarının belirlenmesinde önemli olmuştur. Günümüzde, Şekil 2.16’da görüldüğü gibi öksetik yapıların sağlık, tekstil ve savunma gibi sektörlerde kullanımına yönelik çalışmalar yapılmıştır.

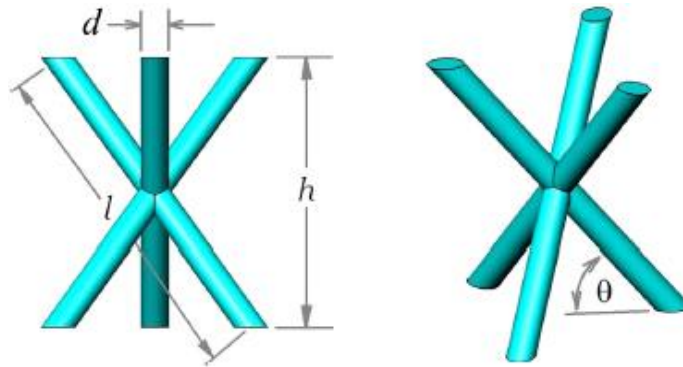


Şekil 2.16: Öksetik yapıların kullanımına yönelik çalışmalar.

## 2.4. Kafes Yapıların Değişen Tasarım Parametrelerindeki Mekanik Davranışı

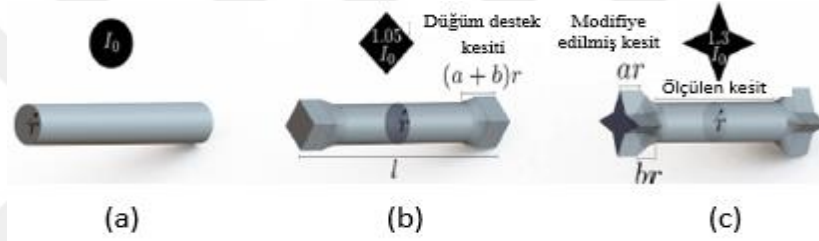
Çubuk ve düğüm elemanlardan oluşan kafes yapılarda, bu elemanların farklı dizilim kombinasyonları, yapının farklı mekanik davranışlara sahip olmasını sağlar. Bunun yanında, tek bir kombinasyon için belirlenen farklı tasarım parametreleri ve bunlardaki sayısal veya geometrik değişimler de kafes yapının çeşitli yükler altında nasıl davrandığını etkiler. Literatürde, bu konu ile ilgili pozitif Poisson oranına sahip kafes yapıların yanında negatif Poisson oranına sahip olan kafes yapılar üzerinde de yapılan çalışmalar mevcuttur.

Ullah vd. [15], kagome kafes yapıların değişen tasarım parametrelerinde basma ve kesme yükleri altındaki performansını incelemiştir. Kagome hücresi için, Şekil 2.17'de gösterildiği gibi, kiriş çapı ( $d$ ), kafes yapının iç açısı ( $\theta$ ), kiriş uzunluğu ( $l$ ) ve hücre yüksekliği ( $h$ ) olmak üzere 4 adet tasarım parametresi belirlenmiştir. Kiriş uzunluğu, kiriş çapı ve açığa bağımlı bir değişken olup hücre yüksekliği 11,5mm'de sabit tutulmuştur. 2 kiriş çapı ( $d = 0,6$  mm ve 1,2 mm) ve 3 iç açı değeri ( $\theta = 50^\circ, 55^\circ$  ve  $60^\circ$ ) için 6 adet numune konfigürasyonu oluşturulmuştur. Basma ve kesme yükleri altında yapılan nümerik analizlerin ardından, Ti-6Al-4V malzemesi ile seçici lazer ergitme yöntemi kullanılarak her konfigürasyon için 3 adet numune üretilmiş ve bu numuneler ile basma ve kesme deneyleri yapılarak sonuçlar doğrulanmıştır. Çalışma sonucunda, artan kiriş çapının basma ve kesme yüklerine dayanım ve rijitliği artırdığı; yapının kesme altında en iyi performansı göstermesi için açının  $45^\circ$ 'ye, basma altındaki en iyi performansı göstermesi için ise  $60^\circ$ 'ye yakın olması gerektiği görülmüştür.

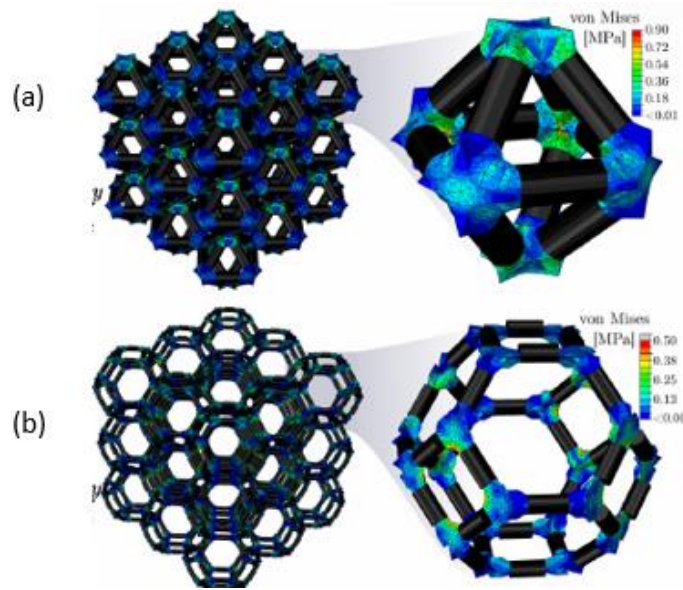


Şekil 2.17: Kagome birim hücresi tasarım parametreleri. [15]

Portela vd. [16], düğüm eleman geometrisinin kafes yapının rijitliğine etkisini incelemişlerdir. Bunun için, sabit kesit alanına sahip silindirik çubuk elemanlar için Şekil 2.18'deki gibi dairesel, kare ve yıldız olmak üzere 3 farklı geometriye sahip düğüm eleman tasarlanmıştır. Tasarlanan bu düğüm elemanlar ve silindirik çubuk elemanlar ile Şekil 2.19'daki octahedron ve tetrakaidecahedron hücrelere sahip kafes yapılara rijitliğinin ölçülmesi için ilk olarak sonlu elemanlar analizi yapılmıştır. Ardından, bu yapılar mikro ve mili ölçekte üretilerek üzerlerinde aksenal basma testleri uygulanmıştır. Mikrokafe yapılar iki foton litografi yöntemi kullanılarak IP-Dip fotorezist malzemesinden, mili ölçekli kafes yapılar ise 3 boyutlu dijital ışık işleme yöntemi kullanılarak PR-48 polimer reçinesinden üretilmiştir. Sonuçta, yıldız düğüm elemanına sahip kafes yapılarda rijitliğin en yüksek olduğu ve bunu sırasıyla kare ve dairesel düğüm elemanların takip ettiği görülmüştür.

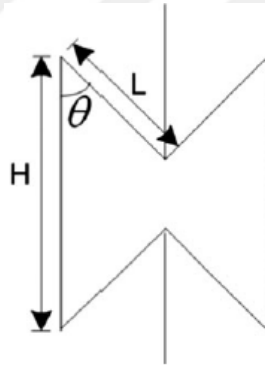


Şekil 2.18: Portela vd.'nin kullandığı (a) dairesel, (b) kare, (c) yıldız düğüm elemanlar.

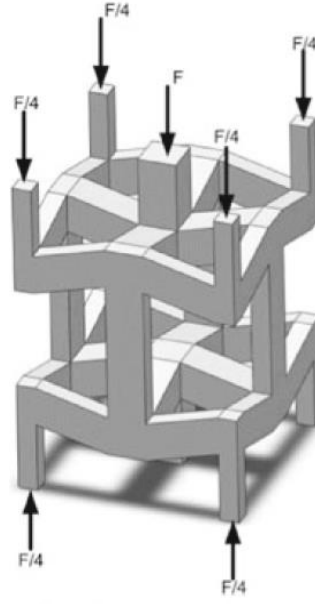


Şekil 2.19: Portela vd.'nin kullandığı (a) octahedron, (b) tetrakaidecahedron hücrelere sahip kafes yapılar. [16]

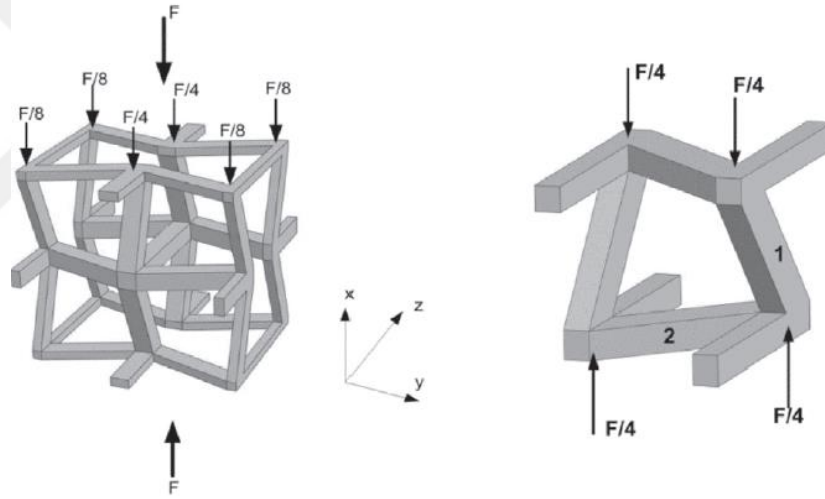
Negatif Poisson oranına sahip olan kafes yapılar ile ilgili olarak Yang vd. [17] 2013'te parametrik bir çalışma yapmıştır. Burada, 4 ana tasarım parametresi olarak Şekil 2.20'de gösterildiği üzere dik çubuk eleman uzunluğu ( $H$ ), girintili çubuk eleman uzunluğu ( $L$ ), girinti açısı ( $\theta$ ) ve kare çubuk eleman kesit kalınlığı ( $t$ ) kullanılmıştır. Bu parametreler ile oluşturulan kafes yapılara y-ekseninde Şekil 2.21'deki gibi basma yükleri uygulanmış ve Poisson oranı, akma dayanımı ve hasar dayanımı gibi özelliklerin geometrik parametreler ile beraber nasıl değiştiği incelenmiştir. Malzeme olarak Ti-6Al-4V kullanılmış olup kafes yapının performansı ilk olarak sonlu elemanlar analizi ile incelenmiştir. Ardından, elektron ışını ile eritme yöntemi ile üretilen numuneler üzerinde yapılan deneyler ile analiz sonuçları doğrulanmıştır. Sonuçta, negatif Poisson oranına sahip kafes yapıların mekanik özelliklerinin geometrik parametrelerde yapılacak değişim ile istenildiği gibi ayarlanabildiği görülmüştür. 2015'te, bu çalışmaya ek olarak Yang vd. [18], farklı geometrik parametrelere sahip negatif Poisson oranına sahip kafes yapıya bu sefer iki farklı ekseninde Şekil 2.22'de görüldüğü gibi basma yükleri uygulamış ve mekanik özelliklerin değişimini incelemiştir.



Şekil 2.20: Yang vd.'nin kullandığı öksetik yapının tasarım parametreleri. [17]



Şekil 2.21: Yang vd.'nin öksetik yapıya uyguladığı yük. [17]



Şekil 2.22: Yang vd.'nin öksetik yapıya ikinci bir ekseninde uyguladığı yük. [18]

Bu bölümde verilen literatür araştırmasından da görüleceği gibi, negatif Poisson oranına sahip kafes yapıların titreşim yalıtımına etkisini inceleyen çalışmaların bulunmadığı ortaya çıkmıştır. Ayrıca, bu çalışmada modellerinden faydalandığımız Syam vd. [7]'nin pozitif Poisson oranına sahip kafes yapılar üzerinde yaptığı çalışmaya bakıldığında, kullandıkları kafes yapıların aynı yoğunlukta olmadığı ve bu durumun da elde edilen temel doğal frekans sonuçlarında etkili olabileceği düşünülmektedir. Ek olarak, farklı düğüm eleman geometrilerinin titreşim yalıtımına etkisi de literatürde incelenmemiştir. Literatürdeki bu boşluğu doldurmak amacıyla, bu tez çalışmasında, negatif Poisson oranına sahip öksetik yapı için farklı geometrik

parametre ve düğüm noktası geometrilerinin titreşim yalıtımına etkisi incelenmiştir. Bunun yanında, eş yoğunlukta negatif ve pozitif Poisson oranına sahip modeller ile titreşim performans karşılaştırması yapılmıştır.



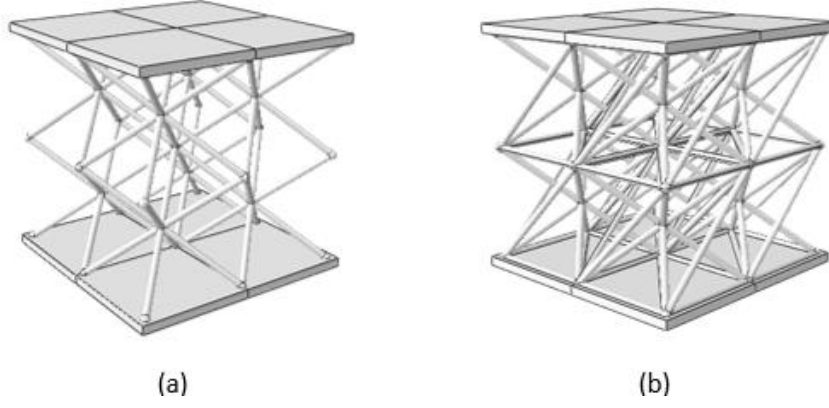


### 3. KAFES YAPILARIN MODELLENMESİ

#### 3.1 Pozitif Poisson Oranına Sahip Kafes Yapıların Seçilmesi ve Modellenmesi

Bu çalışmanın odak noktası olan negatif Poisson oranına sahip kafes yapıların titreşim yalıtım performansının karşılaştırılması amacıyla, literatürde üzerinde daha önce titreşim yalıtımına yönelik çalışılmış olan pozitif Poisson oranına sahip kafes yapılar seçilmiştir. Yapılan literatür taraması sonucunda, Syam vd. [7] çalışmalarında kullanmış olduğu Şekil 2.4'te gösterilen 6 adet modelden "Model-1" olarak verilen HMK yapı ve bu yapıya çubuk elemanların eklenmesi ile elde ettikleri bir başka kafes yapı modeli olan "Model-3" performans karşılaştırmasında kullanılacaklardır. Bu iki yapıdan Model-1 ile verilen HMK'nın seçilme sebebi, oluşturulan modeller arasında en düşük temel doğal frekansa sahip olması ve bu sebeple titreşim yalıtma potansiyelinin yüksek olması; Model-3'ün seçilme sebebi ise titreşim yalıtımı sağlarken taşınan kütleden kaynaklanan yükü taşıyabiliyor olmasıdır.

Seçilen bu modellerin analizleri, Syam vd. [7] çalışmasında ANSYS kullanılarak yapılmıştır. Ancak, bu tez çalışmasında kullanılan analiz programı ABAQUS olduğu için analiz sonuçlarını doğrulamak amacıyla modeller burada tekrar modellenmiştir. Syam ve diğerlerinin makalesine göre, her iki yapı da 1,5mm'lik çapa sahip çubuk elemanlara ve 2mm çapta düğüm elemanlara sahip olacak şekilde 25x25x25mm'lik birim hücre boyutlarında üretilmiştir. Ardından, 2x2x2 birim hücre diziliminden oluşan ve toplamda 50x50x50mm boyutlarına sahip kafes yapılar oluşturulmuştur. Son olarak, yapının alt ve üst yüzeyine, deney aşamasında kolaylık sağlama adına 2mm kalınlığa sahip plakalar yerleştirilmiştir. Sonuçta, Şekil 3.1(a) ve (b)'de görüldüğü gibi, yapıların ABAQUS ortamında modelleri elde edilmiştir.



Şekil 3.1: ABAQUS ortamında oluşturulmuş (a) Model-1 (HMK) kafes yapısı, (b) Model-3 kafes yapısı

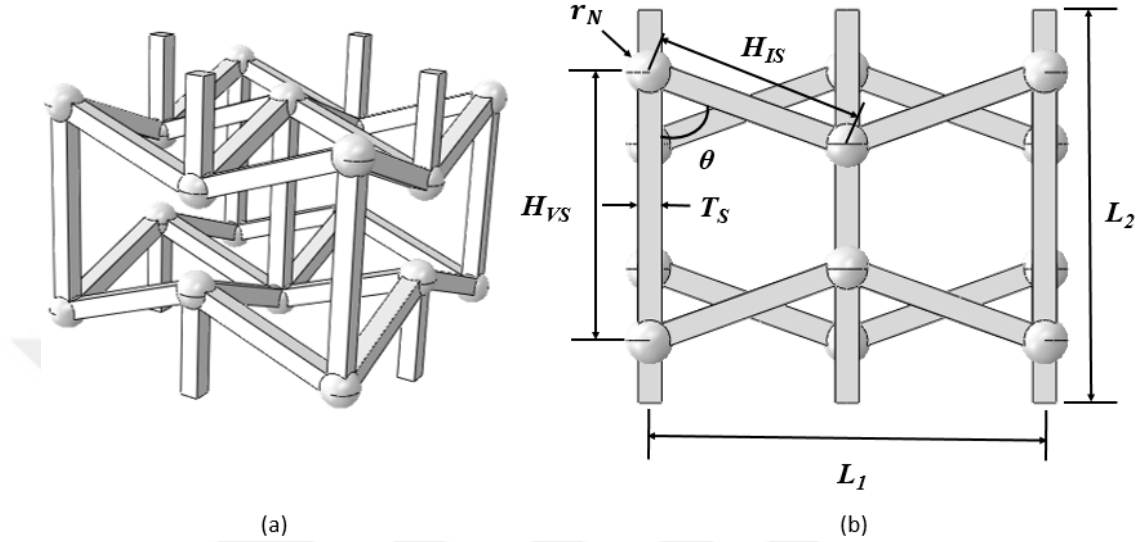
### 3.2 Negatif Poisson Oranına Sahip Kafes Yapının Modellenmesi

Bu çalışma için, negatif Poisson oranına sahip olan kafes yapıların literatürdeki en yaygın örneklerinden biri olan “girintili petek”, bu raporda kısaltma amacıyla kullanılacak adıyla “öksetik” yapı, seçilmiştir. Bu yapının seçilme sebebi, diğer hücresel öksetik yapı türlerinden farklı olarak birim hücrenin 2 ekseninde genişletilerek 3 boyut kazandırılabilmesidir [19]. Bu yapı ile modellemeye başlamadan önce, yapının tasarım parametreleri belirlenmiştir. Ardından, önceki bölümde seçilmiş yapılar ile titreşim yalıtma performansı için bir karşılaştırma yapabilmek için bu yapılarla eş yoğunluğa sahip öksetik yapılar oluşturulmuştur. Son olarak da her bir tasarım parametresindeki farklı değerler için öksetik yapı modelleri oluşturulmuştur. Bu çalışmada modellenen bütün yapılar 2x2x2 birim hücre dizilimine sahiptir. Bu modellerin kolayca parametrik şekilde oluşturulması amacıyla, belirlenen tasarım parametreleri kullanılarak ABAQUS’te çalıştırılacak bir Phyton kodu oluşturulmuştur.

#### 3.2.1 Tasarım Parametrelerinin Belirlenmesi

Öksetik yapılar ile ilgili yapılan çalışmalara göre [17, 18, 19] bu birim hücrelerin 4 ana tasarım parametresi üzerinde yoğunlaşmıştır. Bu parametrelerde çubuk elemanlar “S”, düğüm elemanlar ise “N” ile sembol edilmektedir. Bunlar, Şekil 3.2’de gösterildiği gibi çubuk kalınlığı ( $T_s$ ), girinti açısı ( $\theta$ ), dikey çubuk uzunluğu ( $H_{VS}$ ) ve eğimli çubuk uzunluğudur ( $H_{IS}$ ). Bunun yanında, yatay ve dikey eksenindeki birim hücre

boyutları (sırasıyla  $L_1$  ve  $L_2$ ) da bağımlı parametre olarak bu çalışmada kullanılmıştır. Syam vd. [7] sonuçları ile karşılaştırılacak çubuk elemanlar  $T_s$  kalınlıklara sahip kare profillerden oluşturulmuştur. Buna ek olarak düğüm noktaları da  $r_N$  yarıçapına sahip olacak şekilde, bağımlı bir parametre olarak modele eklenmiştir.

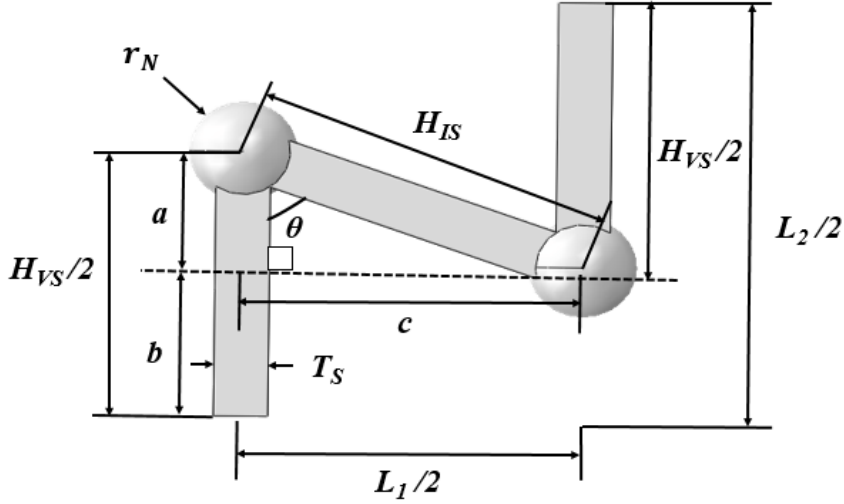


Şekil 3.2: Öksetik yapı birim hücresi ve tasarım parametreleri.

Bu çalışmada, ana tasarım parametrelerinin yanında, literatürde kafes yapıların rijitliği üzerindeki etkileri üzerinde yapılan çalışmalardan yola çıkarak [16], düğüm ve çubuk eleman geometrilerinin yapının titreşim performansını nasıl etkilediği de incelenmiştir.

### 3.2.2 Modelleme İçin Kullanılacak Kodun Oluşturulması

Öksetik yapılar, birçok çubuk elemanın farklı açılarla birleşimi ile oluşan, tek tek modellemesi zor ve çok zaman alan bir geometriye sahiptir. Bu zaman kaybını minimuma indirmek için, ABAQUS ile çalışacak, PHYTON dili ile yazılmış bir kod oluşturulmuştur. Bu kod, çubuk kalınlığı ( $T_s$ ), girinti açısı ( $\theta$ ), dikey çubuk uzunluğunun yarısı ( $H_{VS}/2$ ) ve eğimli çubuk uzunluğu ( $H_{IS}$ ) değerleri girilerek bu değerlere bağlı parametrelerin belirlenen denklemler ile hesaplanması sonucu birim hücrenin ilk olarak Şekil 3.3'teki gibi küçük bir kısmını oluşturur. Ardından, oluşturulan bu kısmın “aynalama” komutu ile simetrisini alarak ilk olarak bir birim hücreyi oluşturur.



Şekil 3.3: Birim hücrenin aynalamak üzere oluşturulan bölümü.

Şekildeki yapının elde edilmesinde, ana parametrelere bağımlı olan parametreler Eşitlikler (3.1-3.5) ile hesaplanmıştır:

$$r_N = T_S \quad (3.1)$$

$$a = H_{IS} \cos \theta \quad (3.2)$$

$$b = \frac{H_{VS}}{2} - (H_{IS} \cos \theta) \quad (3.3)$$

$$L1 = 2c \quad (3.4)$$

$$L2 = \left( 4 \frac{H_{VS}}{2} \right) - (2a) \quad (3.5)$$

Burada,  $r_N$  düğüm elemanın sahip olduğu yarıçap olup, dikey ve eğimli çubuk elemanların kesişim bölgesini tamamen doldurabilmesi için, değeri çubuk kalınlığına eşitlenmiştir.  $a$ , eğimli çubuk uzunluğunun ( $H_{IS}$ ) eğim açısına ( $\theta$ ) bağlı dikey eksendeki komponentidir.  $b$ , dikey çubuk uzunluğunun yarısının ( $H_{VS}/2$ ),  $a$  uzunluğu çıkarıldığında kalan değeridir.  $c$  ise eğimli çubuk uzunluğunun ( $H_{IS}$ ) eğim açısına ( $\theta$ ) bağlı yatay eksendeki komponentidir.  $a$  ve  $c$  komponentleri kafes yapının yatay ve dikey hücre boyutları  $L1$  ve  $L2$ 'nin hesaplanmasında rol oynarlar. Modellerin

oluşturulması için kullanılan kodlar EK1: ABAQUS Modelleme Kodları CD'sinde verilmiştir.

### 3.2.3 Pozitif Poisson Oranına Sahip Yapılar ile Eş Yoğunlukta Öksetik Yapılar

Şekil 3.1'de gösterilen Model-1 ve Model-3 ile karşılaştırma yapılabilmesi için, bu modeller ile eş göreceli yoğunlukta, 25x25x25mm'lik birim hücre boyutlarında ve hem düğüm elemana sahip olan hem de düğüm elemanı olmayan öksetik kafes yapılar modellenmiştir. İlk olarak, ABAQUS'te, Syam vd. [7] çalışmasında verilen parametreler ile modellenen Model-1 ve Model-3 yapılarının birim hücrelerinin hacimleri hesaplanmıştır. Bunun için, "Tools" menüsünden "Query" seçilerek burada "Mass Properties" ile hacim değerleri elde edilmiştir. Model-1 ve Model-3'ün hacim değerleri Çizelge 3.1'de verilmiştir.

Çizelge 3.1: Model-1 ve Model-3'ün hacim değerleri.

	Hacim (mm <sup>3</sup> )
Model-1	319,38
Model-3	999,07

Ardından, eş göreceli yoğunlukta öksetik yapı birim hücresi oluşturmak için Model-1 ve Model-3'ün Çizelge 3.1'te gösterilen, ABAQUS'ten elde edilmiş birim hücre hacimleri ( $V_L$ ), bu birim hücreler ile eş hacme sahip olan içi dolu bir katının hacmine ( $V_S$ ) Eşitlik (3.6)'da gösterildiği gibi bölünmüştür.

$$\rho = \frac{V_L}{V_S} \quad (3.6)$$

Burada, kafes yapı birim hücrelerinin boyutları 25x25x25mm olduğundan  $V_S$ , bu boyutlardaki bir küpün hacmi olan 15625 mm<sup>3</sup>'e eşitlenmiştir. Elde edilen göreceli

yoğunluk değeri ( $\rho$ ), öksetik yapı birim hücresindeki çubuk ve düğüm elemanların hacimleri toplamının yine 25x25x25mm'lik küpün hacmine bölümüne eşitlenmiştir. Sonuçta, Model-1 ve Model-3 ile eş göreceli yoğunluğa sahip öksetik yapı birim hücrelerini modellemeyi sağlayacak çubuk ve düğüm eleman boyutları elde edilmiş ve oluşturulan koda elde edilen değerler girilerek modeller oluşturulmuştur. Düğüm elemanlı ve düğüm elemansız birim hücrelerin boyutları sırasıyla Çizelge 3.2 ve Çizelge 3.3'te verilmiştir.

Çizelge 3.2: Eş göreceli yoğunluğa sahip, düğüm elemanlı öksetik yapıların boyutları.

	$T_s$ (mm)	$H_{VS} / 2$ (mm)	$H_{IS}$ (mm)	$r_N$ (mm)
<b>Model-1</b>	0,805	8,53	13,3	0,794
<b>Model-3</b>	1,42	8,53	13,3	1,38

Çizelge 3.3: Eş yoğunluğa sahip, düğüm elemansız öksetik yapıların boyutları.

	$T_s$ (mm)	$H_{VS} / 2$ (mm)	$H_{IS}$ (mm)
<b>Model-1</b>	0,85	8,87	13,3
<b>Model-3</b>	1,55	9,18	13,3

Hesaplanan kesit boyutları ile oluşturulan düğüm elemanlı ve düğüm elemansız öksetik yapı modelleri ile Model-1 ve Model-3'ün analiz sonuçları, Bölüm 5.1.4'te verilmiştir ve performansları incelenmiştir. Performansı Model-1 ve Model-3 ile karşılaştırılan öksetik yapılar için tasarım parametrelerindeki değişimin yapının performansına etkileri incelemek adına, parametrik çalışma yapılmıştır. Bir sonraki

bölümde, bu çalışmada kullanılacak parametrelerin etkilerinin belirlenmesi için yapılan duyarlılık analizi ve burada kullanılacak parametrelerin alt ve üst sınırları hakkında bilgi verilmiştir.

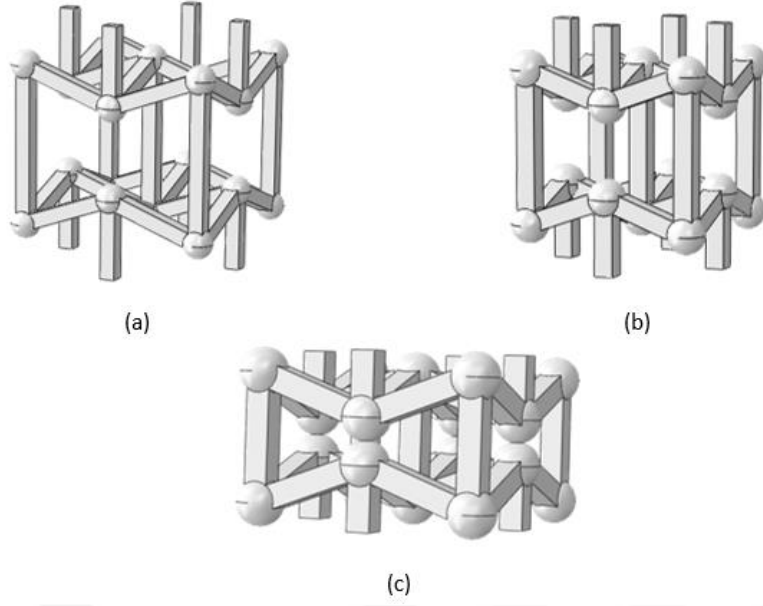
### 3.2.4 Parametrik Çalışma

#### 3.2.4.1 Duyarlılık Analizi

Belirlenen tasarım parametreleri ile modellemeye geçmeden önce, hangi ana parametrelerin yapının doğal frekansında nasıl bir etkiye sahip olduğunu görmek amacıyla bir “duyarlılık analizi” yapılmıştır. Bunun için, ilk olarak ana tasarım parametreleri olan çubuk kalınlığı ( $T_S$ ), girinti açısı ( $\theta$ ), dikey çubuk uzunluğunun yarısı ( $H_{VS}/2$ ) ve eğimli çubuk uzunluğu ( $H_{IS}$ ) için alt ve üst sınırlar oluşturulmuştur. Bu sınırlar, üretim aşamasında karşılaşılabilecek kısıtlamalar ve girintili bölgelerdeki düğüm noktalarının çakışabilme ihtimali göz önünde bulundurularak belirlenmiştir. Buna göre, öksetik yapı hücresinin parametreleri için belirlenen alt ve üst sınırlar Çizelge 3.4’te verilmiştir. Bunun yanında, Şekil 3.4’te alt ve üst sınırlarda oluşturulmuş öksetik yapılar ile girintili bölgelerdeki çakışmanın görüldüğü birim hücre örneği verilmiştir. Burada koyu renkli olarak yazılan parametre, sınırların dışından seçilmiştir.

Çizelge 3.4: Tasarım parametreleri için alt ve üst sınırlar.

	$T_S$ (mm)	$H_{VS} /2$ (mm)	$H_{IS}$ (mm)	$\theta$ (°)
<b>Alt Sınır</b>	1,5	8	10	70
<b>Üst Sınır</b>	3	12	14	80



Şekil 3.4: (a) Alt sınırlar ile, (b) üst sınırlar ile oluşturulan öksetik yapı hücreleri. (c) Sınırların dışında oluşturulan ve çakışmanın gözlemlendiği öksetik yapı hücresi örneği. Çakışmanın olduğu birim hücre boyutları:  $T_s = 3\text{mm}$ ,  $H_{vs}/2 = 8\text{mm}$ ,  $H_{ts} = 15\text{mm}$ ,  $\theta = 70^\circ$ .

Belirlenen sınırlar ile duyarlılık analizine başlamak için ilk olarak bu parametreler ile farklı kombinasyonlara sahip yapılar oluşturulmalı ve deneyler yapılmalıdır. Deneylerin yapılacağı bu kombinasyonların belirlenmesi için deney tasarım yöntemleri kullanılır. Bu yöntemler genel olarak tam faktöriyel, kesirli faktöriyel ve yanıt yüzey tasarım yöntemleri olarak sınıflandırılabilir. Bu gruptan kesirli faktöriyel ve yanıt yüzey tasarım yöntemleri, tam faktöriyel tasarıma göre daha az sayıda deney ile tasarım uzayını mümkün olduğunca kapsamaya çalışırlar. Bu durum, tasarım uzayında keşfedilmeyen bölgeler kalmasına sebep olabilir. Ancak tam faktöriyel deney tasarımı yöntemi (Full factorial design - FFD), belirlenen parametreler arasındaki tüm etkileşimleri verebilmektedir ve bu sebeple, bu çalışmada gerekli kombinasyonların oluşturulması ve deneyler yapılması için kullanılmıştır.

Buna göre, belirlenen sınırlar ile FFD kullanılarak, farklı kombinasyonlara sahip yapılar oluşturulmuş ve sonraki bölümde detaylı olarak anlatılacak şekilde sonlu elemanlar yöntemi ile temel doğal frekansları hesaplanmıştır. Burada, ana tasarım parametre sayımız 4 ve sınırlarımız sadece alt ve üst olmak üzere 2 düzeyde olduğu için olduğu için toplamda  $2^4 = 16$  adet tasarım kombinasyonu oluşturulmuştur. Bu kombinasyonlar Çizelge 3.5'te gösterilmiştir.



Çizelge 3.5: FFD ile oluşturulan kombinasyonlar.

<b>Analiz</b>	<b><math>T_S</math> (mm)</b>	<b><math>\theta</math> (°)</b>	<b><math>H_{VS}/2</math> (mm)</b>	<b><math>H_{IS}</math> (mm)</b>
<b>1</b>	1,5	70	8	10
<b>2</b>	3	70	8	10
<b>3</b>	1,5	80	8	10
<b>4</b>	3	80	8	10
<b>5</b>	1,5	70	10	10
<b>6</b>	3	70	10	10
<b>7</b>	1,5	80	10	10
<b>8</b>	3	80	10	10
<b>9</b>	1,5	70	8	14
<b>10</b>	3	70	8	14
<b>11</b>	1,5	80	8	14
<b>12</b>	3	80	8	14
<b>13</b>	1,5	70	10	14
<b>14</b>	3	70	10	14
<b>15</b>	1,5	80	10	14
<b>16</b>	3	80	10	14

İlk olarak, bu kombinasyonu oluşturan her bir parametrenin üst ve alt değerleri için elde edilen frekans sonuçlarının ortalaması Eşitlik (3.7) ve (3.8)'deki gibi alınır:

$$w_{\max\_avg} = \frac{\sum_{y=1}^z w_{y\_max}}{p} \quad (3.7)$$

$$w_{\min\_avg} = \frac{\sum_{y=1}^z w_{y\_min}}{s} \quad (3.8)$$

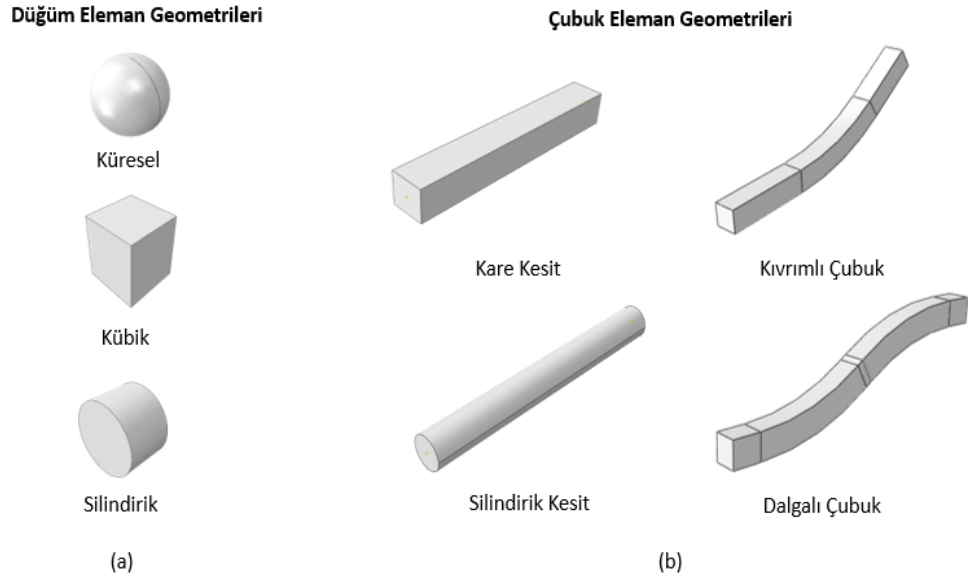
Burada,  $w_{\max\_avg}$  ve  $w_{\min\_avg}$ , sırasıyla bir parametrenin üst ve alt sınırlarında elde edilen frekans değerlerinin ortalamasıdır. Ortalamayı hesaplariken kullanılan  $w_{y\_max}$  ve  $w_{y\_min}$ , n'inci parametre için üst ve alt sınırlarda elde edilen frekans değerini ifade ederken  $p$  ve  $s$  toplam üst sınır ve alt sınır sayısını ifade etmektedir. Eşitlik (3.7) ve (3.8) ile her bir parametre için hesaplanan ortalamalar kullanılarak yine her bir parametre için Eşitlik(3.9) kullanılarak etki katsayıları ( $e$ ) hesaplanır:

$$e = \frac{(w_{\max\_avg} - w_{\min\_avg})}{2} \quad (3.9)$$

Hesaplanan etki katsayıları ile hangi parametrenin sonuçlara ne şekilde ve ne kadar etki ettiği belirlenir. Buna göre, Çizelge 3.5'teki kombinasyonlar ile elde edilen frekans değerleri ve bu değerler ile Eşitlikler (3.7-3.9) kullanılarak yapılan duyarlılık analizi sonuçları Bölüm 5.1.3'de verilmiştir.

### 3.2.4.2 Modifiye Edilmiş Öksetik Yapılar

Ana tasarım parametrelerinin yanında, çubuk ve düğüm elemanların geometrik yapılarındaki değişimin kafes yapılarıdaki performansa etkisinin incelenmesi için öksetik yapılarda bazı modifikasyonlar yapılmıştır. Düğüm elemanlar için Şekil 3.5(a)'da gösterildiği gibi küresel, kübik ve silindirik geometriler seçilmiştir. Çubuk elemanlar için ise Şekil 3.5(b)'de görülen karesel ve silindirik kesit alanların yanında kıvrımlı ve dalgalı geometriler kullanılmıştır.



Şekil 3.5: Çalışmada (a) düğüm ve (b) çubuk elemanlar için kullanılan geometriler.

Kıvrımlı ve dalgalı çubuklar için de kare ve silindirik kesite sahip modeller oluşturulmuştur.

Bu modellerin de ABAQUS'te modellenebilmesi amacıyla önceki bölümlerde açıklandığı gibi bir kod oluşturulmuştur. Bu kodlarda önceki koda ek olarak, çubuk ve düğüm elemanlara temsili olarak verilen değerler ile bu elemanların geometrileri de istenildiği gibi değiştirilebilir. Bu kodda, çubuk elemanlar "S", düğüm elemanlar ise "N" ile sembol edilmektedir. S değişkeni için 1 değeri girildiğinde kod, öksetik yapıyı karesel, 2 değeri girildiğinde ise silindirik geometriye sahip çubuk elemanlardan oluşturmaktadır. Benzer şekilde, N değişkenine 1 değeri girildiğinde küresel, 2 değeri girildiğinde kübik, 3 değeri girildiğinde ise silindirik düğüm elemanlar oluşturulur. Bu çubuk ve düğüm eleman kombinasyonlarından küre düğüm ve kare çubuk elemanlar, öksetik yapıların ana kombinasyonları olup diğer kombinasyonlar buradan türetilmiştir. Kübik ve silindirik düğüm elemanların boyutları da küresel düğüm ile aynı hacme sahip olacak şekilde hesaplanmıştır. İlk olarak Eşitlikler (3.10-3.13)'te düğüm elemanların hacimleri verilmiştir.

$$V_{sp} = \frac{4}{3} \pi r_N^3 \quad (3.10)$$

$$V_{cb} = H_{cb}^3 \quad (3.11)$$

$$V_{cy} = \pi r_N^2 H_{cy} \quad (3.12)$$

Burada  $V_{sp}$ ,  $V_{cb}$  ve  $V_{cy}$  sırasıyla küresel, kübik ve silindirik düğüm elemanların hacmi olup  $r_N$  hem küresel hem de silindirik düğüm elemanın yarıçaplarıdır. Eşitlik (3.1)'de bahsedildiği gibi değeri, çubuk kalınlığına ( $T_S$ ) eşittir.  $H_{cb}$  ve  $H_{cy}$  ise sırasıyla kübik düğümün bir kenar uzunluğu ve silindirik düğümün yüksekliğidir ve değerleri bilinmemektedir. Bu değişkenler tanımlandıktan sonra kübik ve silindirik düğüm elemanların hacimleri, küresel düğümün hacmine eşitlenerek  $H_{cb}$  ve  $H_{cy}$  değerleri Eşitlik (3.13, 3.14)'teki gibi hesaplanmıştır:

$$H_{cb} = r_N \sqrt[3]{\frac{4}{3}\pi} \quad (3.13)$$

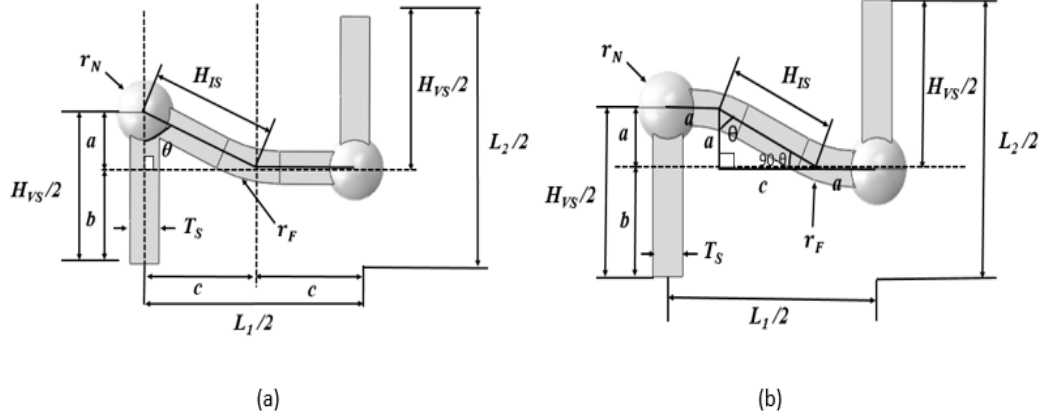
$$H_{cy} = \frac{4}{3} r_N \quad (3.14)$$

Çubuk elemanlara bakıldığında ise, kıvrımlı ve dalgalı çubuk elemana sahip kafes yapılar için, önceki kod ile karşılaştırıldığında bazı bağımlı parametrelerin formülasyonlarında farklılıklar mevcuttur. Farklılık gösteren formülasyonlar Eşitlik (3.15-3.17)'de, buralara karşılık gelen parametreler Şekil 3.6'da verilmiştir. Buna ek olarak, bu yapılardaki kıvrımlı ve dalgalı çubuk geometrileri için yuvarlatma yarıçapları ( $r_F$ ) eklenmiş ve sırasıyla dikey çubuk ( $H_{VS}$ ) ve eğimli çubuk ( $H_{IS}$ ) uzunluklarına eşitlenmiştir.

$$c = H_{IS} \cos \theta \quad (3.15)$$

$$Ll_{kıvrımlı} = 4c \quad (3.16)$$

$$Ll_{dalgalı} = (4a) + (2c) \quad (3.17)$$



Şekil 3.6: (a) Kıvrımlı öksetik yapı ve (b) dalgalı öksetik yapı birim hücrelerinin aynalamak üzere oluşturulan bölümleri.

Burada,  $c$ , eğimli çubuk uzunluğunun eğim açısına ( $\theta$ ) bağlı yatay eksendeki komponentidir. Bu parametrenin formülasyonu kıvrımlı ve dalgalı yapı için aynıdır. Bunun yanında,  $L1_{kıvrımlı}$  ve  $L1_{dalgalı}$ , kıvrımlı ve dalgalı yapıların yatay eksendeki birim hücre uzunluklarıdır. Son olarak,  $a$  parametresi, bütün yapılarda eğimli çubuğun açığa bağlı dikey komponenti olup dalgalı öksetiklerde dalgalılık özelliğinin daha iyi verilebilmesi için yatay eksendeki birim hücre uzunluğuna dahil edilmiştir.

Bu yapılar ile  $2 \times 2 \times 2$  birim hücre dizilimine sahip kafes yapılar oluşturulup, yapılacak deneylerde kolaylık sağlaması amacıyla 2 mm kalınlıktaki plakalar yapının alt ve üst yüzeyine yerleştirilmiştir. Oluşturulacak olan plakanın boyutları kafes yapının boyutuna göre değişkenlik gösterecektir. Plaka boyutları ( $P$ ), Syam vd.[7]'nin Model-1 ve Model-3'ünde kullanılan 54mm'lik plaka ve 50mm'lik  $2 \times 2 \times 2$  birim hücreli kafes yapı boyutu arasındaki doğru orantıdan yola çıkılarak, Eşitlik (3.18) ile şu şekilde formülize edilmiştir:

$$P = \frac{(2L1 + T_S)54}{50} \quad (3.18)$$

Burada  $(2L1 + T_S)$ ,  $2 \times 2 \times 2$  birim hücreli kafes yapı boyutunun tasarım parametreleri ile ifadesidir.

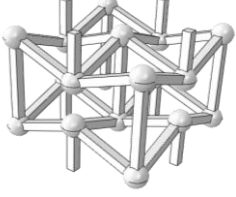
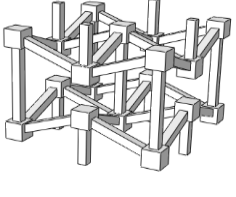
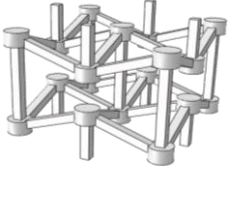
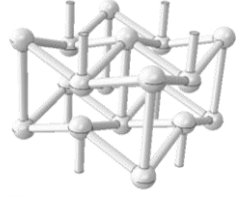
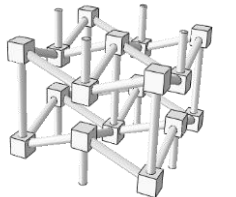
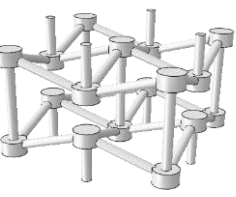
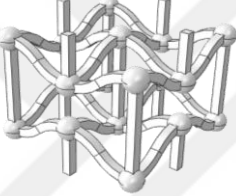
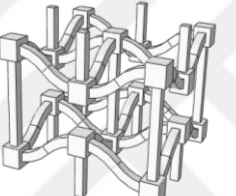
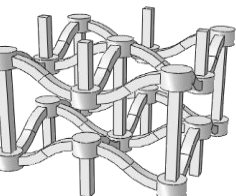
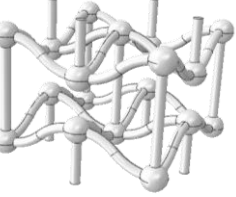
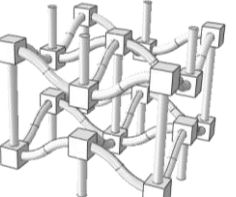
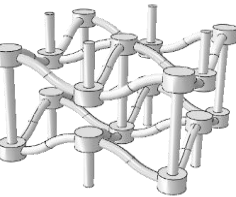
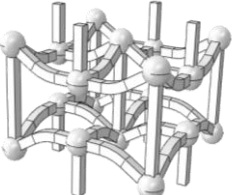
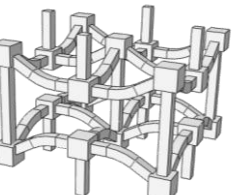
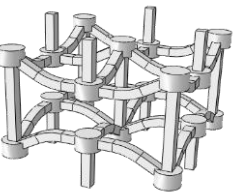
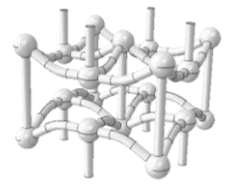
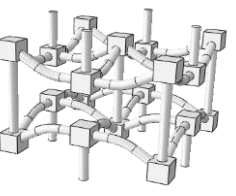
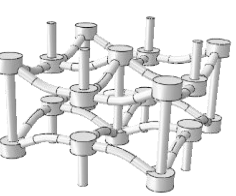
Modifiye edilmiş kafes yapı modelleri için kullanılacak kodlar tamamlandıktan sonra, bu yapılar için alt ve üst sınırlar belirlenmiştir. Bu sınırlar ile birlikte çubuk ve düğüm eleman geometrileri de kombinasyonlara dahil edilerek Bölüm 3.2.4'te bahsedilen FFD yöntemi ile farklı kombinasyonlarda öksetik yapılar için bir tasarım uzayı

oluşturulmuştur. Düz çubuk elemanlar için Çizelge 3.4'teki değerler kullanılmış olup, kıvrımlı ve dalgalı çubuklar için Çizelge 3.6'da gösterilen alt ve üst sınırlar kullanılmıştır. Sonuçta, bu çalışmada kullanılan bütün çubuk ve düğüm eleman geometrilerinden oluşan kıvrımlı petek yapı kombinasyonları Çizelge 3.7'de verilmiştir. Bu yapılar ile yapılan modal analiz ve basma analizi sonuçları Bölüm 5.1.3'te verilmiştir. Bu analizlerin nasıl yapıldığı ile ilgili bilgiler Bölüm 4.1'de verilmiştir.

Çizelge 3.6: Kıvrımlı ve dalgalı öksetik yapılar için alt ve üst tasarım parametreleri.

	$T_s$ (mm)	$H_{VS}$ (mm)	$H_{IS}$ (mm)	$\theta$ (°)
<b>Alt Sınır</b>	1,5	7	6	65
<b>Üst Sınır</b>	3	10	9	75

Çizelge 3.7: Öksetik yapı kombinasyonları.

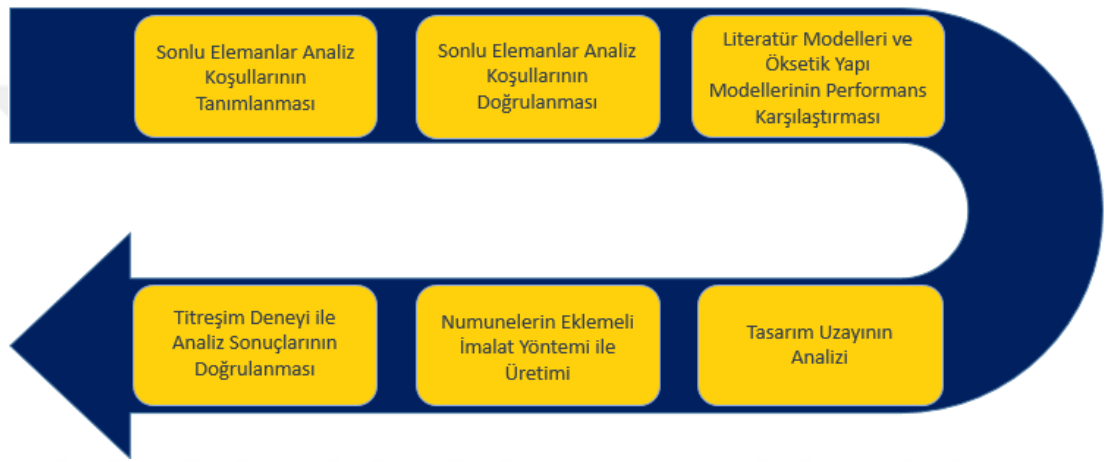
	Küresel Düğüm	Kübik Düğüm	Silindirik Düğüm
Düz Karesele Çubuk			
Düz Silindirik Çubuk			
Dalgalı Karesele Çubuk			
Dalgalı Silindirik Çubuk			
Kıvrımlı Karesele Çubuk			
Kıvrımlı Silindirik Çubuk			





#### 4. İZLENEN YÖNTEM

Bu bölümde, oluşturulan modeller kullanılarak yapılacak olan analiz ve deneyler için izlenecek olan yollar detaylı olarak açıklanmıştır. İzlenen yöntemi genel hatlarıyla göstermek amacıyla, Şekil 4.1'deki gibi bir akış şeması oluşturulmuştur.



Şekil 4.1: Akış şeması

Şekil 4.1'de görüldüğü gibi, ilk olarak, bilgisayar modelleri oluşturulan kafes yapıların sonlu elemanlar analiz koşulları tanımlanarak analiz modelleri oluşturulmuştur. İkinci olarak, bu analizlerin sonuçları literatürde yapılan çalışmaların sonuçları ile karşılaştırılarak analiz koşullarının doğrulanması gerçekleştirilmiştir. Sonrasında, Şekil 4.1'de üçüncü kutucukta belirtildiği gibi, öksetik yapıya sahip kafes yapı modellerinin sonlu eleman analizleri gerçekleştirilerek performansları literatürde incelenen pozitif Poisson oranına sahip kafes yapıların performansları ile karşılaştırılmıştır. Dördüncü olarak, performansı onaylanan öksetik yapılar için, geometrik parametrelerin değerleri paramterik olarak değiştirilerek bir tasarım uzayı oluşturulacak ve tasarım uzayındaki tüm noktalar için sonlu elemanlar analizleri sonuçları elde edilecektir. Sonlu elemanlar analizleri ile ilgili yapılan bütün çalışmalar Bölüm 4.1'de anlatılmıştır.

Ardından, Şekil 4.1’de beşinci kutucukta belirtildiği gibi, belirli numuneler eklemeli imalat yöntemi ile üretilmiştir. Üretimde kullanılan eklemeli imalat yöntemi ve üretim parametreleri hakkında bilgi Bölüm 4.2’de verilmiştir. Son olarak, kafes yapıların titreşim deneyleri gerçekleştirilmiş ve sonlu elemanlar analiz sonuçları doğrulanmıştır. Titreşim deney düzeneği, deneyde kullanılan ekipmanlar ve sonuçların hesaplanmasında kullanılan yöntemler Bölüm 4.3’te verilmiştir.

#### **4.1 Sonlu Elemanlar Analizi**

Titreşim yalıtımı sağlayacak olan bir yapının, yalıtımı sağlamanın yanında üzerindeki yapının ağırlığından kaynaklı yükü de taşıyabilmesi gerekir [7]. Dolayısıyla, bu çalışmada, modellenmiş olan öksetik kafes yapı modellerinin hem doğal frekans ( $f_n$ ) hem de rijitlik ( $k$ ) değerleri sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak ABAQUS programı ile hesaplanmıştır. Bütün öksetik yapılar için aynı analiz aşamaları izlendiği için sadece bir tanesi üzerinden izlenen yol anlatılmıştır. Anlatılan yolun ve ABAQUS’te oluşturulan modellerin doğruluğunu göstermek amacıyla, literatürden alınan kafes yapı modellerinin frekans ve rijitlik sonuçları ve ABAQUS’te aynı modeller ile yapılan analizlerin sonuçları karşılaştırılmıştır. Analiz yöntemi doğrulandıktan sonra, Syam vd. [7]’lerinin kullandığı modellerin doğal frekans ve rijitlik sonuçları ile, bunlar ile aynı yoğunlukta öksetik modeller oluşturularak bir performans karşılaştırması yapılmıştır. Son olarak, farklı tasarım kombinasyonları ile oluşturulan tasarım uzayındaki öksetik yapıların temel doğal frekans ve rijitlik sonuçları hesaplanmıştır.

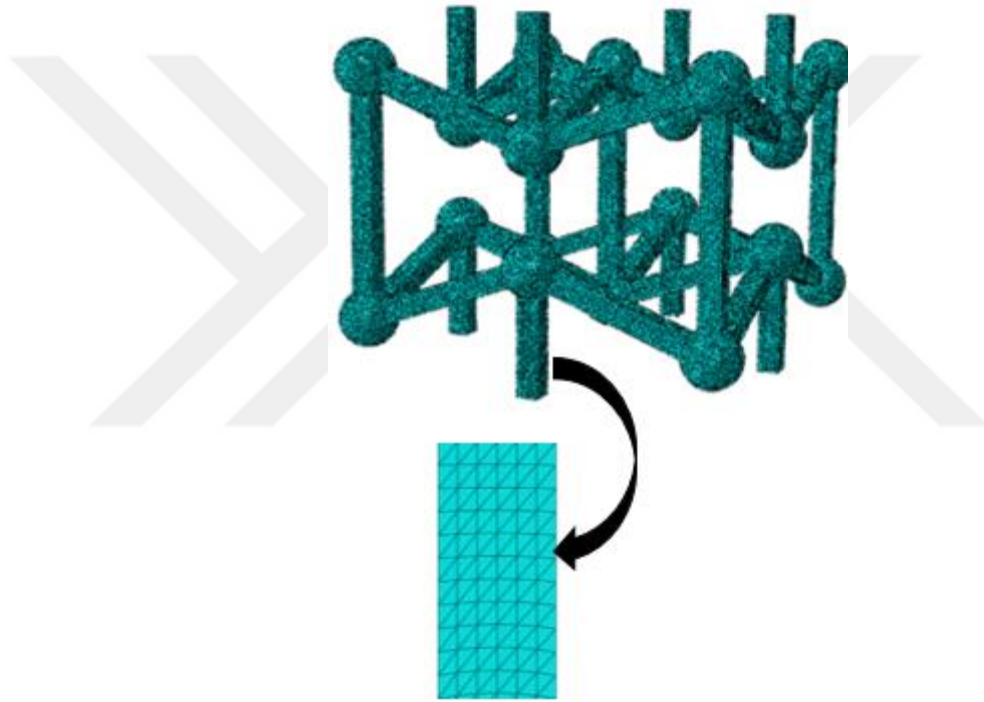
##### **4.1.1 Analiz Koşullarının Tanımlanması**

Bölüm 3’te anlatılan modelleme için oluşturulan kodlarda, ana tasarım parametrelerine belirlenen değerler girildikten sonra bu kod ABAQUS içerisinde çalıştırılmış ve istenilen boyutlara sahip kafes yapılar otomatik olarak oluşturulmuştur. Ardından, malzeme tanımlaması yapılmış ve tanımlanan malzeme kullanılarak homojen katı kesit oluşturulmuştur. Bu şekilde, ABAQUS, analizi yapılacak olan modelin hangi malzemedен yapıldığını anlayıp ona göre sonuçlar verecektir. Malzeme olarak, üretim aşamasında kullanılacağı göz önünde bulundurularak PLA filamentinin özellikleri kullanılmıştır. Bu özellikler Çizelge 4.1’de gösterilmiştir [20].

Çizelge 4.1: PLA malzeme özellikleri [20].

Yoğunluk (kg/m <sup>3</sup> )	Elastik Modül (MPa)	Poisson Oranı
1240	2700	0.38

Tanımlanan malzeme özellikleri ile oluşturulan kesit, kafes yapı modeline atandıktan sonra, modele çözüm ağı yani “ağ örgüsü” atanarak alt elemanlara bölünmüştür. Modelin alt elemanlara bölünmesinde Şekil 4.2’deki gibi ikinci dereceden üçgen elemanlar kullanılmıştır.



Şekil 4.2: İkinci dereceden üçgen elemanlar ile ağ örgüsü atama.

Ağ örgüsü ataması tamamlanan yapılara analiz için sınır ve yükleme koşulları tanımlanmıştır. Burada, titreşim performansını incelemek için modal analiz ve statik yük altında direngenliğini incelemek için basma analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu analizlerde aşağıdaki bölümlerde açıklanan farklı yollar izlenmektedir.

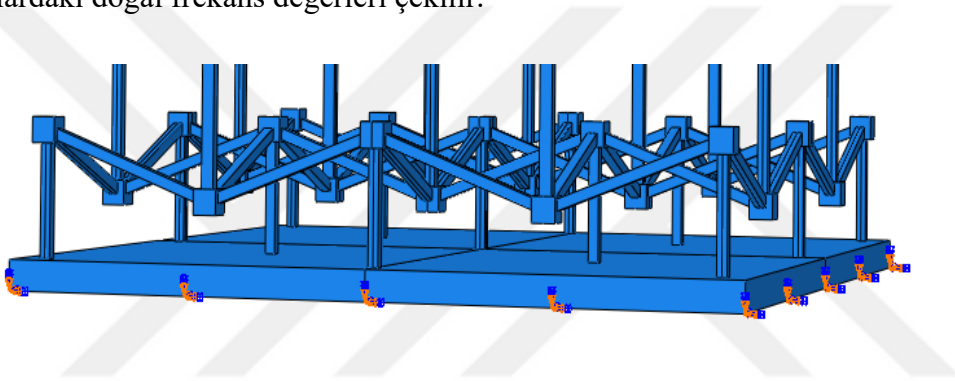
#### 4.1.1.1 Modal Analiz

Modal analiz için kafes yapı modeline ilk olarak sınır koşulları tanımlanmıştır. Modelin alt plakasında 6 serbestlik derecesi yani x, y ve z eksenlerindeki öteleme ve

dönme hareketleri Şekil 4.3'teki gibi kısıtlanmıştır. Ardından, doğal frekansların elde edilmesini sağlayacak koşullar tanımlanmıştır. Burada, ilgilenilen özdeğer sayısı girilerek bu sayı kadar modda, yapının doğal frekans ve mod biçimi bilgileri elde edilebilir. Sonlu elemanlar analizinde, bu bilgilerin elde edilmesinde Eşitlik(4.1)'den yararlanır [21].

$$(-w^2 [M] + [K])\{\phi\} = 0 \quad (4.1)$$

Burada,  $[M]$  kütle matrisi,  $[K]$  rijitlik matrisi,  $w$  açısal frekans ve  $\{\phi\}$  özvektör matrisidir. Yapıya tanımlanan malzeme bilgileri kullanılarak kütle ve rijitlik matrisleri oluşturulur. Bu matrisler ve istenilen özdeğer sayısına bağlı olarak titreşim modları ve bu modlardaki doğal frekans değerleri çekilir.

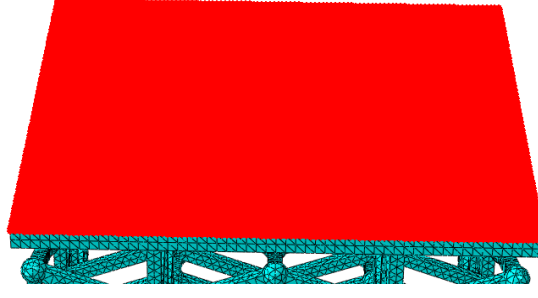


Şekil 4.3: Modal analiz sınır koşulları.

Eğer bir sistem titreştirilirse vereceği tepkide ilk başta bütün frekans modlarının etkisi olacaktır. Ancak, kısa bir süre sonra yüksek frekanslı modlar tamamen sönmüneceği için baskın davranışta sadece en düşük frekansa sahip olan ilk modun etkisi görülecektir. Bu sebeple, tasarım amaçlı çalışmalarda, sistemi tek serbestlik dereceli, sönümlü yay ve kütle sistemi olarak kabul etmek yeterlidir [22]. Dolayısıyla, analizlerde istenilen özdeğer sayısı, ilgilenilen eksenindeki ilk modun doğal frekansı elde edilecek şekilde belirlenmiştir.

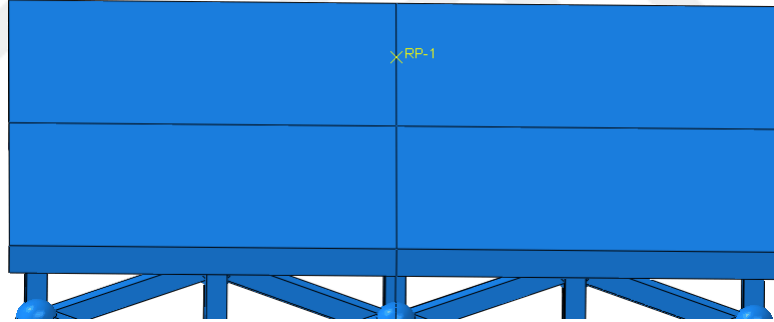
#### 4.1.1.2 Statik Yük Altında Basma Analizi

Basma analizinde, modele ağ örgüsü ataması yapıldıktan sonra, üst plakanın yüzeyindeki ağ örgüsü noktalarından Şekil 4.4'teki kırmızı ile gösterilen kısım gibi bir set oluşturulmuştur. Ardından, önceki bölümde bahsedilen sınır koşulları alt plakaya Şekil 4.3'teki gibi tanımlanmıştır.



Şekil 4.4: Ağ örgüsü noktaları ile tanımlanan set.

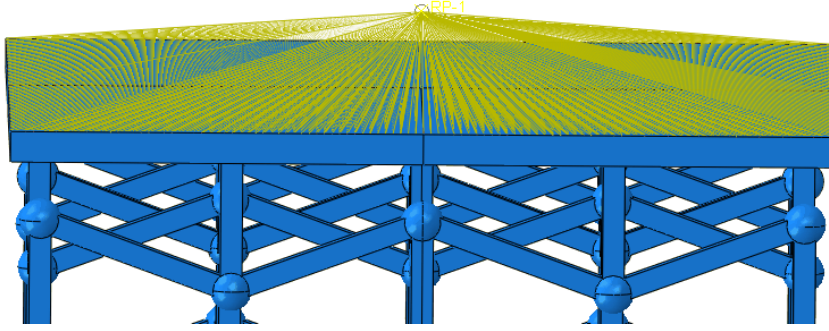
Sınır koşulları tanımlanan modele statik yükleme uygulamak için, ABAQUS üzerinde ilgili analiz türü seçilmiştir. Bu analiz türü ile  $\{F\} = [K]\{U\}$  şeklinde verilen statik yükleme altında sonlu elemanlar analizi gerçekleştirilir. Burada,  $[K]$  ile verilen sonlu elemanlar modelinin global rijitlik matrisidir.  $\{F\}$  ve  $\{U\}$  ile verilenler ise sırasıyla kuvvet ve yer değiştirme vektörleridir. Bu kuvvet vektöründe dışarıdan üst plakaya uygulanan yükleme koşulunu tanımlamak için, yapının üst plakasında ve orta noktadan 5mm yukarıda Şekil 4.5'teki gibi bir referans noktası oluşturulmuştur.



Şekil 4.5: Referans noktası.

Ardından, Şekil 4.4'te verilen üst yüzeydeki noktalar, oluşturulan referans noktasında Şekil 4.6'daki gibi birleştirilmiştir. Bu şekilde, referans noktasından uygulanacak basma kuvvetinin üst plakadaki her bir noktaya dağılması sağlanmıştır. Son olarak yapıya referans noktasından 5N'luk basma kuvveti tanımlanarak model analize hazır hale getirilmiştir. Burada, 5N'luk yük, küçük bir DC motorun ağırlığı (~0,5 kg) göz önünde bulundurularak seçilmiştir [7]. Analiz tamamlandıktan sonra, modelin rijitliği ( $k$ ), uygulanan kuvvet ( $F$ ) ve elde edilen maksimum yer değiştirme değeri ( $d$ ) kullanılarak Eşitlik(4.2) ile hesaplanmıştır.

$$k = \frac{F}{d} \quad (4.2)$$



Şekil 4.6: Yüzeydeki tüm noktaların referans noktasında birleştirilmesi (Coupling constraint).

Rijitliğin yanında, modellerde oluşan maksimum statik gerilmelerin hesaplanması için yine 5N'luk bir yük ile, aynı yollar izlenerek bir basma analizi yapılmıştır.

#### 4.1.1.3 Kararlı Durum Dinamiği Analizi

Kararlı durum dinamiği analiz yöntemi, kafes yapı modellerine belirli frekans aralıklarında uygulanan harmonik kuvvetler altında, bu aralıkta ilgilenilen frekansta, yapıda oluşan maksimum gerilme değerlerinin belirlenmesi ve belirlenen frekans aralığındaki modların belirlenmesi için kullanılan nümerik bir yöntemdir. Bu analiz yöntemi ABAQUS yazılımında “steady state dynamics” adımı tanımlanarak gerçekleştirilmiştir.

Bu analizin yapılması için ilk olarak Bölüm 4.1.1.1’de anlatılmış olan modal analizin tamamlanmış olması gerekir. Ardından, kararlı durum dinamiği analizi için gerekli olan işlem tipi seçilmiş ve 0-1000Hz’lik frekans aralığı ile sönümlenme oranı girilmiştir. Seçilen frekans aralığında kuvvetler uygulanması için, statik yük ile basma analizinde olduğu gibi ağ örgüsü noktalarından oluşturulan set, tanımlanan referans noktasında birleştirilmiş ve referans noktasından 5N’luk kuvvet, 0-1000Hz aralığında frekanslara sahip olacak şekilde uygulanmıştır.

#### 4.1.2 Modellerin ve Analiz Yöntemlerinin Doğrulanması

Öksetik yapıların analizlerine başlamadan önce modellerin doğruluğunu görmek amacıyla, doğal frekans için Syam vd. [7] çalışmasından almış olduğumuz

modellerden Model-1 (yani HMK) kafes yapısı ile “mod analizi” yapılmıştır. Rijitlik için ise, Syam vd. [7] çalışmasındaki basma analizindeki yükleme koşulları çok açık anlatılmamış olduğu için, Denzik’in 2016’da [23] bir HMK birim hücresi üzerinde yapmış olduğu rijitlik analizi üzerinden bir doğrulama çalışması yapılmıştır.

#### 4.1.2.1 Modal Analiz Doğrulanması

Syam vd. [7] çalışmasında Model-1 yapısında doğrulama işleminin gerçekleştirilebilmesi için onların çalışmalarında ANSYS programı üzerinde kullandıkları analiz koşulları, ABAQUS’te oluşturulmuş HMK modele uygulanmıştır. İlk olarak yapıya malzeme tanımlaması yapılmıştır. Malzeme olarak, Syam vd. [7] çalışmasında kullanılan Nylon-12’nin özellikleri kullanılmıştır. Nylon-12’nin malzeme özellikleri Çizelge 4.2’de verilmiştir.

Çizelge 4.2: Nylon-12 malzeme özellikleri [7].

Yoğunluk (kg/m <sup>3</sup> )	Elastik Modül (MPa)	Poisson Oranı	Akma Dayanımı (MPa)
1010	741	0.3	54

Ardından, yapıya ağ örgüsü atama işlemine geçilmiştir. Burada, Syam vd.[7]’nin kullandığı ağ örgüsü sayısı baz alınarak Model-1 ve Model-3 yapılarına 95000-220000 arası elemana bölünecek şekilde ağ örgüsü atanmıştır. Ancak, ağ örgüsü atama işleminde Syam’dan farklı olarak dikdörtgen eleman yerine ikinci dereceden üçgen elemanlar kullanılmıştır. Bunun sebebi, ANSYS’ten farklı olarak ABAQUS’te karmaşık geometriler üzerinde düzgün bir şekilde dikdörtgen ağ örgüsü atılamamasıdır. Ağ örgüsü atama işleminden sonra sınır koşulları tanımlanıp doğal frekans değerinin çekilmesini sağlayacak olan bir “step” tanımlanmıştır.

Sınır koşulu aşamasında alt plakadaki hareket, 6 serbestlik derecesinde kısıtlanmıştır. Step aşamasında ise doğal frekansların çekilmesi için Lanczos algoritması kullanılmış ve sadece birinci moddaki doğal frekans değeri çekilmiştir . Yapılan analizden elde edilen sonuçlar Bölüm 5.1.1.1’de gösterilmiştir.

#### 4.1.2.2 Basma Analizi Doğrulanması

Rijitlik çalışması için, Denizik 'in [23] SOLIDWORKS kullanarak oluşturduğu ve analizini yaptığı HMK birim hücresi Şekil 4.7'deki gibi ABAQUS'te oluşturulmuştur. Birim hücrenin boyutu 10x10x10 mm olup yapının alt ve üst yüzeylerine 0.5mm'lik plakalar yerleştirilmiştir. Modellerde çubuk çapı değeri olarak 1,27, 1,83, 2,30 ve 2,75mm kullanılmıştır.



Şekil 4.7: Denizik'in kullandığı HMK birim hücresinin ABAQUS modeli.

Modeller oluşturulduktan sonra malzeme tanımlaması yapılmıştır. Malzeme olarak EOS MS1 çeliğinin özellikleri kullanılmış olup Denizik'in [23] kullandığı malzeme özellikleri Çizelge 4.3'te verilmiştir.

Çizelge 4.3: EOS MS1 çeliğinin malzeme özellikleri [23].

Elastik Modül (MPa)	Poisson Oranı
180000	0.28

Malzeme özellikleri tanımlandıktan sonra yapıya ağ örgüsü atanmıştır. Denizik [23], çalışmasında 0.858-0.043m m arasında boyutlara sahip elemanlar ile ağ örgüsü atama işlemi yaptığından, ABAQUS'te iki değer ortalaması olan 0.4505mm boyutlarındaki ikinci dereceden üçgen elemanlar kullanılmıştır. Ağ örgüsü atama işlemi tamamlandıktan sonra önceki bölümlerde bahsedildiği gibi üst plakanın yüzeyindeki



ağ örgüsü noktaları ile bir “set” oluşturulmuştur. Ardından, bir referans noktası oluşturularak bu nokta ve oluşturulan set arasında coupling constraint oluşturulmuştur.

Son olarak, sınır ve yükleme koşulları bir step oluşturulup tanımlanmıştır. Yapının alt plakası 6 serbestlik derecesinden kısıtlanmıştır. Üst plakadan 4000N'luk basma kuvveti, tanımlanan referans noktasından uygulanacak şekilde tanımlanmıştır. Yapılan analiz sonucunda, uygulanan kuvveti elde edilen maksimum yer değiştirme değerine bölerek rijitlik hesaplanmıştır. Sonuçta, elde edilen değerler ve Denzik [23]'in elde ettiği sonuçlarla karşılaştırılması Bölüm 5.1.1.2'de verilmiştir.

#### **4.1.3 Performans Karşılaştırması**

Oluşturulmuş olan pozitif ve negatif Poisson oranına sahip kafes yapı modellerinin dikey eksendeki temel doğal frekans ve rijitlik değerleri ile maksimum statik ve dinamik gerilme değerlerinin karşılaştırılması yapılarak hangi yapıların daha iyi titreşim yalıtım ve yük taşıma performansı gösterdiği belirlenmiştir. Bunun için, Model-1 ve Model-3 ile eş yoğunluğa sahip düğüm elemanlı ve düğüm elemansız öksetik yapılar modellenerek Nylon-12'nin malzeme özellikleri tanımlanmıştır. Bu yapılara, modal, basma ve kararlı durum dinamiği analizleri yapılarak sonuçlar karşılaştırılmıştır. Ayrıca, titreşim yalıtım performanslarını karşılaştırmak adına iletim oranları Eşitlik (2.8) ile hesaplanmıştır. İletim oranı hesabı için uyarıcı bir frekans değeri ve sönümlenme oranı gerektiğinden, Syam vd.[7]'nin çalışmalarında da kullandığı, mühendislik uygulamalarında tipik bir frekans olan 400Hz'lik uyarıcı frekans ve Syam vd.[7]'nin çalışmalarında elde ettiği sönümlenme oranı olan 0.2 bu hesaplamada kullanılmıştır. Bu değerler, kararlı durum dinamiği analiz sonuçlarının elde edilmesinde de kullanılmıştır.

Modellerin frekans karşılaştırmaları yapılmadan önce, bu modellerin 400Hz'e en yakın doğal frekansa sahip modları belirlenmiştir. Bunun sebebi, belirlenen uyarıcı frekans altındaki davranışın, uyarıcı frekansa en yakın frekansa sahip mod tarafından belirlenmesidir. Bu modların belirlenmesi ve 400Hz'te yapılarda oluşan gerilme değerlerini belirlemek için Bölüm 4.1.1.3'te açıklanan şekilde kararlı durum dinamiği analizi yapılmıştır.

Dikey eksendeki modun elde edilebilmesi için Bölüm 4.1.1.1'deki adımlar izlenmiş ve istenilen özdeğer sayısı 10 olarak belirlenmiştir. Bu şekilde, oluşturulan modellerin

ilk 10 modu ve bu modlardaki frekans değerleri elde edilmiştir. Daha sonra, elde edilen sonuçlar arasından dikey ekseninde titreşen modlar ve bu modlardaki frekans değerleri alınmıştır. Daha sonra, 400Hz'e yakın olacak şekilde alınan frekans değerleri ile Eşitlik (2.8) kullanılarak iletim oranları hesaplanmıştır.

Doğal frekansın yanında, yapıların statik yükler altındaki dayanımını karşılaştırmak amacıyla Bölüm 4.1.1.2'deki adımlar izlenerek basma analizi yapılmıştır. Burada, 5N'luk yük kullanılarak ise yapılarda, DC motorun ağırlığı altında oluşan maksimum gerilme değerleri ve yapıların rijitlikleri hesaplanmıştır. Gerilme değerleri, analizlerde kullanılan Nylon-12 malzemesinin akma dayanımı ile karşılaştırılarak yapıların bütünlüğünü koruyup koruyamadıkları gözlemlenmiştir. Bölüm 5.1.4'te doğal frekans, rijitlik ve gerilme değerleri için elde edilen sonuçlar ile yapılan performans karşılaştırması verilmiştir.

#### **4.1.4 Tasarım Uzayının Analizi**

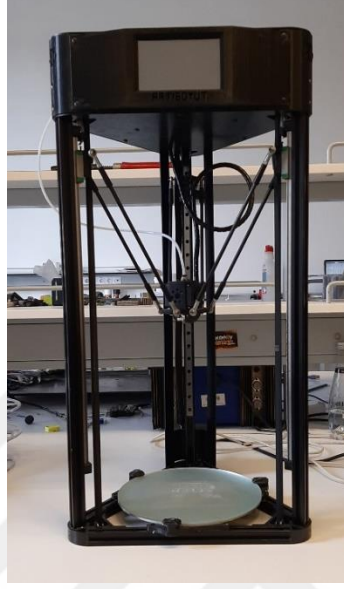
Performans karşılaştırmasından sonra, farklı çubuk ve düğüm eleman kombinasyonlarına sahip kafes yapılar, ana tasarım parametreleri için Bölüm 3.2.4'te belirlenen sınırlar içerisinde tasarlanmıştır. Tasarlanan yapılar için, mod analizi ile ilk moddaki doğal frekanslar ve basma analizi ile rijitlikler hesaplanmıştır. Ardından bu yapıların tasarım parametrelerinin sonuçlara etkisini göstermek için yanıt yüzeyler oluşturulmuş ve Bölüm 5.3'te gösterilmiştir.

#### **4.2 Numunelerin retimi**

Yapılan analizlerin sonuçlarının doğrulanması amacıyla üzerinde deney yapmak üzere, tasarım parametre uzayının içerisinde yer alan ve 50x50x50mm boyutlarında olan öksetik yapı modeli oluşturulup önceki bölümde bahsedilen adımlar izlenerek analizleri yapılmıştır. Tasarım uzayı içerisinden seçilmiş olan öksetik yapı modelinin boyutları izelge 4.4'te verilmiştir. Numuneler, eklemeli imalat yöntemlerinden biri olan malzeme ekstrüzyonu yöntemi kullanılarak üretilmiştir. Malzeme ekstrüzyonu için şekil 4.8'de gösterilen ARTIBOYUT A0 3D YAZICI kullanılmıştır.

Çizelge 4.4: Üretilecek öksetik yapı numunesinin birim hücre boyutları.

$T_s$ (mm)	$H_{VS}$ (mm)	$H_{IS}$ (mm)	$\theta$ (°)
1,5	8,525	13,302	70

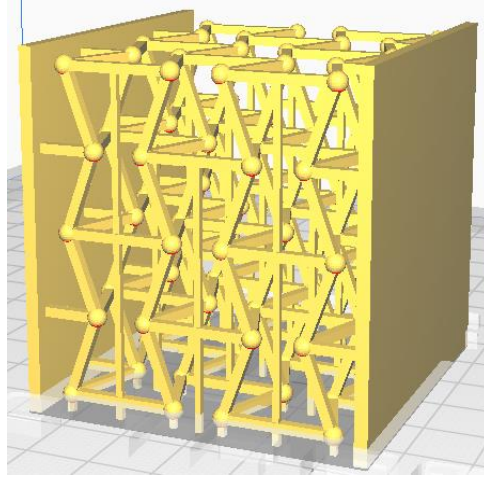


Şekil 4.8: ARTIBOYUT A0 3D YAZICI.

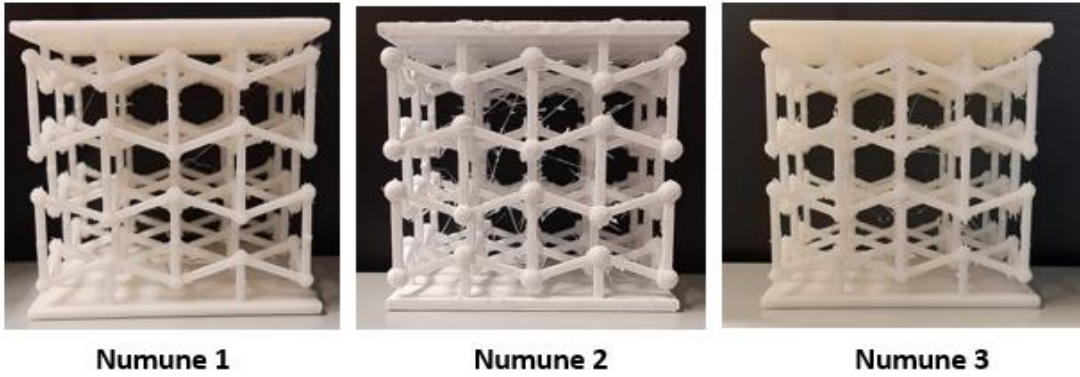
Üretilecek olan yapının katı modeli, ABAQUS'te STL dosyalarına dönüştürülerek Ultimaker CURA programına aktarılmıştır. Burada üretim için gerekli parametreler tanımlanarak kullanılan 3D yazıcıyla uygun şekilde çalışacak bir gcode oluşturulmuştur. Parçaların üretiminde kullanılan parametre değerleri Çizelge 4.5'te verilmiştir. Bunun yanında, üretilecek numunelerin CURA tasarım Şekil 4.9'da, üretilen numuneler Şekil 4.10'da gösterilmiştir.

Çizelge 4.5: Numuneler için üretim parametreleri.

PARAMETRELER	
Katman Kalınlığı (mm)	0.2
Yazdırma Sıcaklığı (°C)	215
Tabla Sıcaklığı (°C)	60
Yazdırma Hızı (mm/s)	50
Doluluk Oranı (%)	%100
Kullanılan Malzeme	PLA+



Şekil 4.9: Numunelerin CURA modeli.



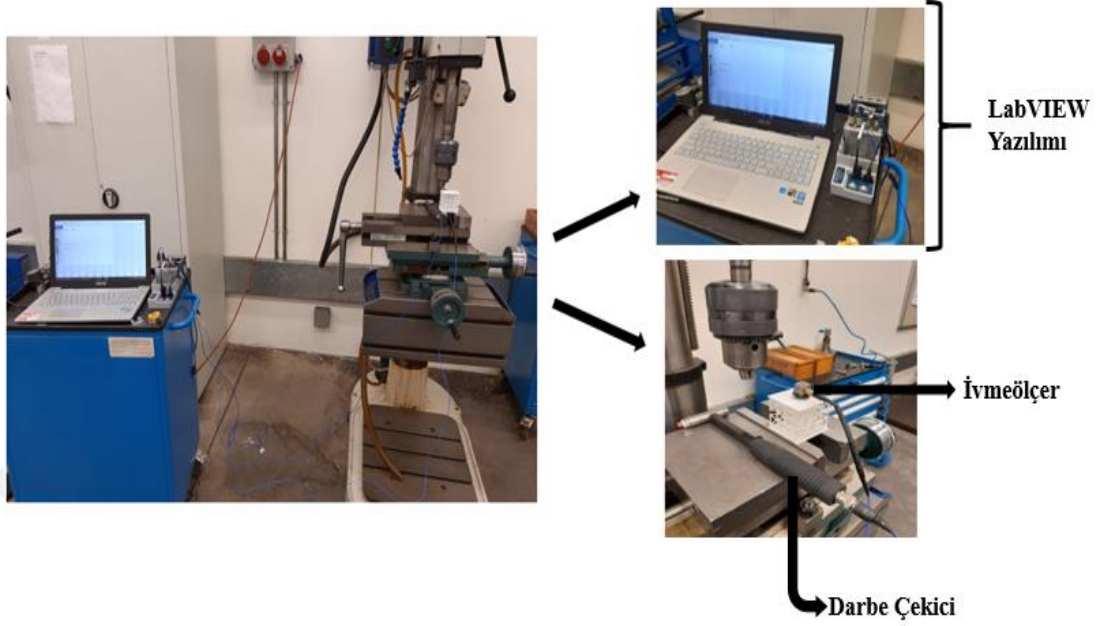
Şekil 4.10: Üretilen numuneler.

### 4.3 Titreşim Deneyi

Üretilen bu numuneler, darbe çekici kullanılarak, analizlerden elde edilen dikey eksendeki temel frekansın sahip olduğu ilk mod biçimini alacak şekilde titreştirilmiştir. Sonuçta, her numuneye yapılan 3 vuruşun ortalamasıyla elde edilen ivme-zaman grafikleri ile numunelerin temel doğal frekans ve sönümlenme oranları hesaplanmıştır.

Üretilen numunelerin deneyleri TOBB ETÜ Teknoloji Merkezi'nde bulunan ekipmanlar ile yapılmıştır. Analizlerdeki sınır koşullarının sağlanması için numuneler alt plakalarından yüzeye yapıştırılarak sabitlenmiştir. Ardından, titreşen yapının ivmelenme miktarını ölçmek amacıyla PCB marka ivmeölçer üst plakaya yapıştırılmış ve PCB darbe çekici ile yapıya uyarıcı darbeler uygulanmıştır. Ölçülen titreşim sinyallerinden ivme-zaman grafiklerinin elde edilmesi için LabVIEW yazılımı

kullanılmıştır. Test düzeneği, Şekil 4.11’de, kullanılan ivmeölçer ve çekicin teknik özellikleri sırasıyla Çizelge 4.6 ve 4.7’de verilmiştir.



Şekil 4.11: Titreşim deney düzeneği

Çizelge 4.6: PCB darbe çekici teknik özellikleri [24].

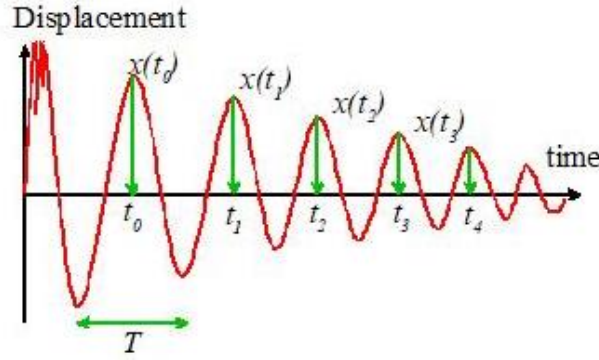
PARAMETRELER	
Hassasiyet (mV/N)	$\pm \%15$ 1,1 mV/N
Ölçüm Aralığı (N)	$\pm 4448$ N
Rezonans Frekansı (kHz)	$\geq 22$ kHz
Uyarı Gerilimi (VDC)	20-30 VDC
Çıkış Gerilimi (VDC)	8-14 VDC
Çalışma Akımı (mA)	2-20 mA
Uç Malzemesi ve Sertliği	Plastik/Orta

Çizelge 4.7: PCB ivmeölçer teknik özellikleri [25].

PARAMETRELER	
Hassasiyet (mV/(m/s <sup>2</sup> ))	10,2
Ölçüm Genişliği (m/s <sup>2</sup> )	490 (max)
Frekans Aralığı (Hz)	2-5000
Doğal Frekans (kHz)	$\geq 25$

### 4.3.1 Titreşim Özelliklerinin Hesaplanması

Serbest titreşim tepkileri kullanılarak doğal frekans ve sönümlenme oranı hesaplamak amacıyla, ivmeölçerden alınan yer değiştirme sonuçları ile Şekil 4.12'deki yer değiştirme-zaman grafiği oluşturulur.



Şekil 4.12: Örnek yer değiştirme-zaman grafiği. [26]

Burada, uygun görünen bir tepe noktası seçilerek buraya  $t_0$  denilir. Ardından, iki tepe noktası arasında geçen süre yani “periyod ( $T$ )” Eşitlik (4.3) ile hesaplanır [26]. Denklemde  $t_n$ ,  $n$ 'inci tepe noktasına denk gelen süredir.

$$T = \frac{t_n - t_0}{n} \quad (4.3)$$

Bunun yanında,  $t_0$  ve  $t_n$ 'e denk gelen yer değiştirme değerleri  $x(t_0)$  ve  $x(t_n)$  Eşitlik (4.4)'te yerine yazılarak “logaritmik azalma ( $\delta$ )” hesaplanır [26].

$$\delta = \frac{1}{n} \log \left( \frac{x(t_0)}{x(t_n)} \right) \quad (4.4)$$

Sonuçta, hesaplanan periyod ve logaritmik azalma değerleri kullanılarak Eşitlik (4.5, 4.6) ile sırasıyla doğal frekans ( $f_n$ ) ve sönümlenme oranı ( $\zeta$ ) hesaplanır [26].

$$f_n = \frac{1}{T} \quad (4.5)$$

$$\zeta = \frac{\delta}{\sqrt{4\pi^2 + \delta^2}} \quad (4.6)$$

Bu çalışmada kullanılan LabVIEW yazılımda, titreşim ölçümü sonucunda ivme-zaman grafiği alınabilmektedir. Ancak, ivme-zaman grafiklerinde de tepe noktaları, yer değiştirme-zaman grafiğindeki tepe noktaları ile aynı zamanda olduğu için doğal frekans ve sönümleme oranı hesaplamasında aynı yol izlenebilir. Deney sonucunda elde edilen değerler Bölüm 5.2’de verilmiştir.







## **5. ELDE EDİLEN SONUÇLAR VE TARTIŞMA**

### **5.1 Sonlu Elemanlar Analizleri Sonuçları**

#### **5.1.1 Analiz Yöntemlerini Doğrulama Sonuçları**

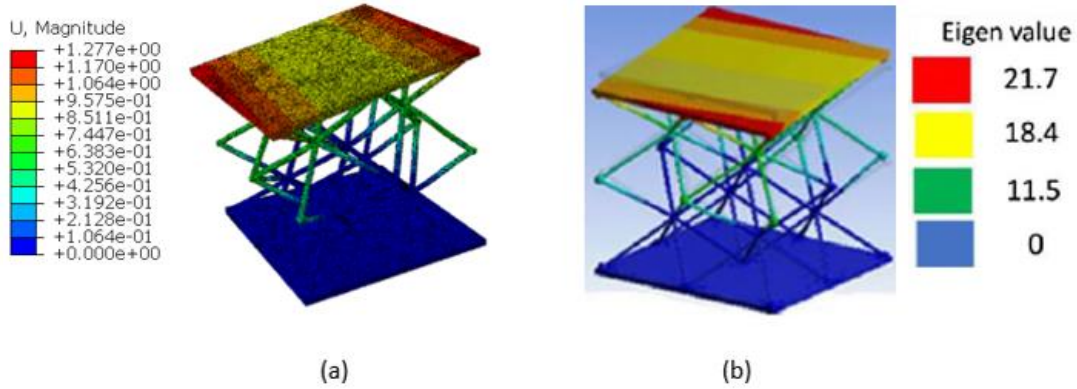
Bu bölümde, önceki bölümde hazırlık aşaması anlatılmış olan sonlu elemanlar analiz yöntem ve modellerinin doğrulanması amacıyla yapılmış analizlerin sonuçları verilmiştir. İlk olarak, ABAQUS'te model analiz ile elde edilen doğal frekans sonuçları ile referans çalışmadaki sonuçlar karşılaştırılmıştır. Daha sonra, statik yükleme altında basma analizi sonuçlarının doğrulanması için ABAQUS'ten alınan yer değiştirme sonuçlarından hesaplanan rijitlik değeri ile referans çalışmadaki sonuçlar karşılaştırılarak kabul edilebilir hata aralıklarında olup olmadıklarına bakılmıştır.

##### **5.1.1.1 Modal Analiz Doğrulama Sonuçları**

Model-1 ile Bölüm 4.1.2.1'te detayları verilen modal analiz sonucunda elde edilen frekans değeri ve Syam vd.'lerinin [7] elde ettiği deney ve analiz sonuçlarının karşılaştırılması Çizelge 5.1'de verilmiştir. Ayrıca analiz sonucunda elde edilen mod biçimi ile Syam vd.'lerinin [7] elde ettiği mod biçimi sırasıyla Şekil 5.1 (a) ve (b)'de verilmiştir. Çizelge 5.1'deki sonuçlara göre, ABAQUS'te yapılmış olan nümerik analiz sonucu ile Syam vd.[7]'nin analiz sonucu arasında %10'luk bir fark bulunmaktadır. Bunun yanında deney sonuçlarında belirlenen 6 Hz'lik hata payının içerisinde kaldığı için ABAQUS analiz sonuçları kabul edilmiştir. Bunun yanında, Şekil 5.1'de de ilk mod davranışlarının birbiriyle benzer çıktığı görülmektedir. Sonuçta, mod analizinden elde edilen sonuçlar, deney üzerinde kabul edilen hata aralıkları içerisinde olduğundan ABAQUS modeli ve analiz yöntemi doğrulanmıştır.

Çizelge 5.1: Syam vd.[7] ile doğal frekans sonuçlarının karşılaştırılması.

	Nümerik Analiz	Syam vd. Analiz	Syam vd. Deney
<b>Doğal Frekans (Hz)</b>	52,540	47,5	50 ± 6



Şekil 5.1: (a) ABAQUS sonlu elemanlar analizi sonucu elde edilen mod biçimi, (b) Syam vd.'nin elde ettiği mod biçimi. Renkler, yer değiştirme miktarlarını gösteriyor olup birimleri mm'dir.

### 5.1.1.2 Basma Analizi Doğrulama Sonuçları

Denzik'in çalışması [23] ile Bölüm 4.1.2.2'te detayları anlatılan statik yükleme altında basma analizlerinden elde edilen yer değiştirme sonuçları ile hesaplanan rijitlik sonuçları, Çizelge 5.2'de gösterilmiştir. Sonuçlar arasındaki yüzde farklar tutarlı ve yaklaşık %5-6 civarında olduğu için bu çalışmadaki ABAQUS modeli ve rijitlik bulma işlemi doğrulanmıştır. Aradaki küçük fark, kullanılan ağ örgüsü ve eleman türünün farklı olmasından kaynaklanabilir.

Çizelge 5.2: Denzik ile rijitlik sonuçlarının karşılaştırılması.

Çubuk Çapı (mm)	Makale Sonuçları (kN/mm)	ABAQUS Analiz Sonuçları (kN/mm)	% Fark
1,27	115,0	109,0	%5
1,83	252,7	239,2	%5
2,30	418,5	394,09	%5
2,75	622,2	580,13	%6

### 5.1.2 Ağ örgüsü Yakınsama Analizi

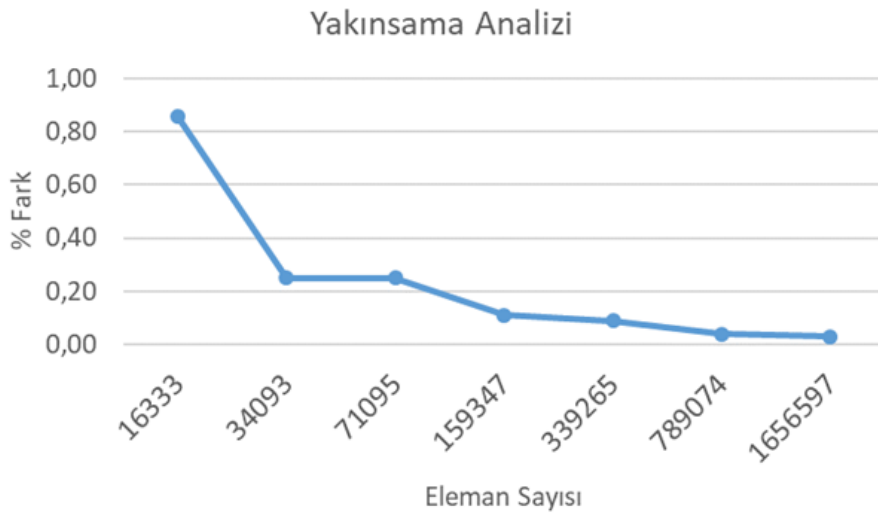
Kullanılan eleman sayısının artması genellikle daha doğru sonuçlar elde edilmesini sağlayabilir. Ancak bu artış, bir yerden sonra analizin maliyetini arttıracığı gibi sonuçlar da belirli bir eleman sayısından sonra fazla değişmeyecektir. Bu sebeple, sonlu elemanlar analizinde hem doğru sonuçlar elde etmek hem de analiz maliyetini minimuma indirmek için gerekli eleman sayısının belirlenmesi amacıyla “ağ örgüsü yakınsama analizi” yapılmıştır. Buna göre, oluşturulan öksetik yapı modeli başta düşük sayıda “ikinci dereceden üçgen eleman”a bölünerek Bölüm 4.1.1.1’de açıklanmış sınır koşulları ve metodlar kullanılarak modelin modal analizi yapılmış, ardından analizi tamamlanan modelin eleman sayısı yaklaşık iki katı kadar artırılarak analizler devam ettirilmiştir. Sıradaki analize geçmeden önce, mevcut analizden elde edilen frekans ( $f_{n+1}$ ) ve daha düşük eleman sayısı ile yapılmış bir önceki analizden elde edilen frekans ( $f_n$ ) değeri arasındaki fark yüzdesi Eşitlik (5.1) ile hesaplanmıştır:

$$\%Fark = \frac{|f_n - f_{n+1}|}{f_n} 100 \quad (5.1)$$

Bu işlem önceki analiz sonucu ile aradaki fark %5’in altına düşene kadar devam etmiştir. Ağ örgüsü yakınsama analizi sonuçları Çizelge 5.3 ve Şekil 5.2’de verilmiştir. Buna göre, öksetik modeller minimum 789074 elemana bölünecek şekilde ağ örgüsü atama işlemi yapılacaktır.

Çizelge 5.3: Ağ örgüsü yakınsama analizi tablosu.

	Eleman Sayısı	Frekans	% Fark
1	16333,00	127,73	0,86
2	34093,00	126,63	0,25
3	71095,00	126,31	0,25
4	159347,00	126,00	0,11
5	339265,00	125,86	0,09
6	789074,00	125,75	0,04
7	1656597,00	125,70	0,03
8	3444929,00	125,66	-



Şekil 5.2: Ağ örgüsü yakınsama analizi grafiği.

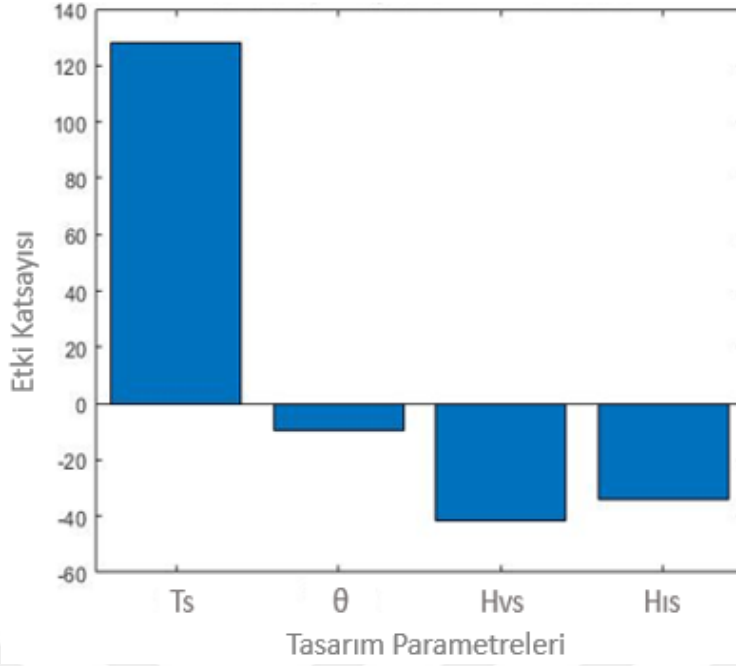
### 5.1.3 Parametrik Çalışma Sonuçları

Öksetik yapı kombinasyonlarını oluşturan her bir parametre için alınan ve Çizelge 5.4'te verilen kombinasyon ve frekans sonuçları kullanılarak Bölüm 3.2.4.1'de bahsedilen yöntem ile etki katsayıları hesaplanmıştır. Bu katsayılar ile Şekil 5.3'teki gibi bir grafik oluşturulmuş ve hangi parametrenin sonuçları ne yönde etkilediği gözlemlenmiştir.

Bu sonuçlara göre, çubuk kalınlığının ( $T_S$ ) yapının doğal frekansını arttırıcı yönde oldukça fazla bir etkisi vardır. Bunun yanında, eğim açısı, dikey ve eğimli çubuk uzunluklarının doğal frekansı azaltıcı etkilerinin bulunduğu görülmektedir. Bu analiz sonucunda, doğal frekansı en az etkileyen parametre eğim açısı olduğundan bundan sonra oluşturulacak tasarım kombinasyonlarında bu parametrenin değeri  $70^\circ$ 'de sabit tutulacaktır.

Çizelge 5.4: FFD ile oluşturulan kombinasyonlar.

Analiz	$T_S$ (mm)	$\theta$ ( $^\circ$ )	$H_{VS} / 2$ (mm)	$H_{IS}$ (mm)	Frekans (Hz)
1	1,5	70	8	10	<b>172,05</b>
2	3	70	8	10	<b>515,73</b>
3	1,5	80	8	10	<b>158,9</b>
4	3	80	8	10	<b>483,26</b>
5	1,5	70	10	10	<b>123,53</b>
6	3	70	10	10	<b>358,72</b>
7	1,5	80	10	10	<b>115,7</b>
8	3	80	10	10	<b>341,49</b>
9	1,5	70	8	14	<b>123,72</b>
10	3	70	8	14	<b>403,34</b>
11	1,5	80	8	14	<b>109,45</b>
12	3	80	8	14	<b>365,14</b>
13	1,5	70	10	14	<b>89,598</b>
14	3	70	10	14	<b>286,65</b>
15	1,5	80	10	14	<b>81,362</b>
16	3	80	10	14	<b>265,8</b>



Şekil 5.3: Mod 1’deki frekans için duyarlılık analizi sonuç grafiği.

#### 5.1.4 Performans Karşılaştırması Sonuçları

Bu bölümde, eş yoğunluğa sahip olan pozitif ve negatif Poisson oranına sahip kafes yapı modellerinin doğal frekans, iletim oranı, rijitlik ve gerilme değerleri Bölüm 4.1.1’de anlatılan yöntemler kullanılarak hesaplanarak karşılaştırılmıştır. Syam vd. [7]’nin çalışmasındaki kafes yapıların sonuçları ile de karşılaştırma yapılacağından, ortak malzeme olarak Syam vd. [7]’de kullanılan Nylon 12 malzeme özellikleri kullanılarak tüm analizler gerçekleştirilmiştir. Bu karşılaştırmalar ile, hangi tür kafes yapıların belirli bir yük altında daha iyi yalıtım performansı sağladığı incelenmiştir.

İlk olarak, yapıların dikey ekseninde 400Hz’e en yakın frekansa sahip oldukları modlar belirlenmiştir. Bu yapılar için kararlı durum dinamiği analizi ile elde edilen yer değiştirme-frekans grafikleri Şekil Ek.1-Şekil Ek.6 arasında verilmiştir. Kararlı durum dinamiği analizinde uygulanan kuvvet harmonik bir kuvvettir. Bu kuvvet matematiksel olarak karmaşık sayı şeklinde ifade edilir ve bir reel ve imajiner kısmı vardır. Ancak bu analizde uygulanan kuvvetin sadece reel kısmı olduğu için, bu kısmı içeren bir yer değiştirme-frekans grafiği elde edilmiştir. Bu grafiklerde yer değiştirmenin sıfıra eşit olduğu noktalar bir modu ve bu moddaki doğal frekansı ifade etmektedir. Grafiklerde görüldüğü üzere, 0-1000Hz’lik frekans aralığında, yapılarda dikey eksenindeki temel doğal frekansları dışında herhangi bir mod bulunmamaktadır.

Bu modlarda, modal analiz sonucunda elde edilen frekans değerleri ve bu değerler kullanılarak Eş. (2.8) ile hesaplanan iletim oranı ( $T_f$ ) değerleri Model-1 ve eş yoğunluktaki düğüm elemanlı ve düğüm elemansız öksetik yapılar için Çizelge 5.5'te, Model-3 ve eş yoğunluktaki düğüm elemanlı ve düğüm elemansız öksetik yapılar için Çizelge 5.6'da verilmiştir. Bu sonuçlara göre, iletim oranlarına bakıldığında, Çizelge 5.5'te verilen Model-1'in iletim oranı olan  $T_f=0,460$  değeri, yalıtım sağlama sınırı olan 1 değerinden küçük olduğu ve dolayısıyla, Şekil 2.3'teki grafiğe göre yalıtım bölgesinde kaldığı için, 400Hz'te yalıtım sağlayabildiği görülmüştür. Diğer yandan, Çizelge 5.6'da gösterildiği gibi, Model-3'ün iletim oranının 1'den büyük çıktığı ( $T_f=1,66$ ) ve Şekil 2.3'te verilen grafiğe göre artış bölgesinde kaldığı için yalıtım sağlayamadığı görülmüştür. Bunun yanında, aynı yoğunluktaki düğüm elemansız ve düğüm elemanlı öksetik yapıların doğal frekanslarının ve iletim oranlarının, Model-1 ve Model-3'e göre daha düşük olduğu Çizelge 5.5 ve 5.6'da görülmektedir. Ek olarak, bu sonuçlarda, öksetik yapılara düğüm elemanların eklenmesinin doğal frekansı ve iletim oranını daha da düşürdüğü görülmüştür. Bu durum, hesaplanan iletim oranları da göz önünde bulundurulduğunda, öksetik yapıların özellikle de düğüm elemana sahip olanların Model-1 ve Model-3'e göre yalıtılabileceği daha geniş bir frekans aralığı olduğunu göstermektedir.

Çizelge 5.5: Model-1 ve öksetik yapıların frekans sonuçlarının karşılaştırılması

	Model-1	Düğüm Elemansız Öksetik Yapı	Düğüm Elemanlı Öksetik Yapı
<b>Doğal Frekans (Hz)</b>	210,18	82,087	74,774
<b>İletim Oranı</b>	0,460	0,0960	0,0853

Çizelge 5.6: Model-3 ve öksetik yapıların frekans sonuçlarının karşılaştırılması

	Model-3	Düğüm Elemansız Öksetik Yapı	Düğüm Elemanlı Öksetik Yapı
<b>Doğal Frekans (Hz)</b>	607,26	244,78	217,11
<b>İletim Oranı</b>	1,66	0,666	0,496

Düğüm elemansız yapılarda, düğüm elemana sahip olan yapılara kıyasla iletim oranının daha yüksek çıkma sebebi, Bölüm 5.1.3'te sonuçları gösterilen ve Şekil 3.6'da kafes yapı üzerinde gösterilen tasarım parametrelerinin titreşim özelliklerine etkisi ile açıklanabilir. Düğüm elemansız yapılar modellenirken, düğüm elemanın sahip olduğu hacim eksikliği  $T_S$  ve  $H_{VS}$  arasında, artış ağırlıklı olarak  $T_S$ 'de olacak şekilde, paylaştırılmıştır.  $H_{VS}$ 'nin artırılma sebebi, sadece dikey ve eğimli çubuk elemanların bitleştirilmesini sağlamaktır. Şekil 5.3'te verilen duyarlılık analizi sonuçlarına göre,  $T_S$ 'nin frekans üzerindeki etkisi diğer parametrelere göre oldukça yüksek ve artırıcı yönde olduğu için, düğüm elemansız yapılarda, bu çalışmada da elde edildiği gibi, iletim oranının daha fazla çıkması beklenir.

Bunun yanında, Çizelge 5.7'de verilen Model-1 ile aynı yoğunlukta olan düğümlü ve düğümsüz öksetik kafes yapıların iletim oranı farkı %11 iken, Çizelge 5.8'de verilen Model-3 ile aynı yoğunlukta olan düğümlü ve düğümsüz öksetik yapıların iletim oranı farkı %25'tir. Görüldüğü gibi Model-3 ile aynı yoğunluğa sahip olan öksetik yapılar için iletim oranı farkı Model-1 ile aynı yoğunluğa sahip olan öksetik yapılar için iletim oranı farkından daha fazladır. Bunun sebebi, Model-3'te daha fazla çubuk eleman olması ve hacminin Model-1'e göre daha fazla olmasıdır. Bu durum, Model-3'ün yoğunluğuna sahip, düğüm elemansız öksetik yapıda  $T_S$  olarak verilen çubuk kalınlığının, Model-3'ün yoğunluğuna sahip, düğüm elemanlı öksetik yapıların çubuk kalınlığına göre %8 artmasına, Model-1'de ise bu farkın %5 kadar olmasına sebep olmuştur. Bu farklardan görüleceği üzere, çubuk kalınlıkları Model-3 ile aynı yoğunluktaki öksetik yapılarda, Model-1 ile aynı yoğunluktaki öksetik yapılara göre %3 daha fazla artmıştır. Şekil 5.3'teki duyarlılık analizinde görüldüğü gibi, çubuk kalınlığı, doğal frekansı, dolayısıyla, iletim oranını en çok etkileyen parametredir. O yüzden, çubuk kalınlığında Model-3 ile aynı yoğunluktaki düğüm elemanlı ve düğüm elemansız öksetik yapılar arasındaki fark arttığı için Model-3 ile aynı yoğunluktaki öksetik kafes yapılarda iletim oranı farkının daha fazla olduğu sonucuna varılmıştır.

Ek olarak, yük taşıma kapasitelerinin incelenmesi için, oluşturulmuş olan bütün kafes yapıların 5N'luk statik yük ile rijitlik ve gerilme değerleri hesaplanmıştır. Bunların yanında, 400Hz'lik frekansa sahip harmonik kuvvet altındaki maksimum gerilme değerlerinin hesaplanması için, 0-1000Hz aralığında 5N yük uygulanan yapıdan elde edilen sonuçlar arasından 400Hz'deki maksimum von Mises gerilme değeri



çekilmiştir. Sonuçlar Model-1 ve eş yoğunluktaki öksetik yapılar için Çizelge 5.7’de, Model-3 ve eş yoğunluktaki öksetik yapılar için Çizelge 5.8’de verilmiştir.

Çizelge 5.7: Model-1 ve öksetik kafes yapıların sahip olduğu rijitlik ve gerilme sonuçları

	Model-1	Düğüm Elemansız Öksetik Yapılar	Düğüm Elemanlı Öksetik Yapılar
<b>Rijitlik (N/m)</b>	25759,92	1804,73	1476,23
<b>Statik Yük Altındaki Maksimum Gerilme (MPa)</b>	4,202	17,33	33,85
<b>400Hz’deki Maksimum Gerilme (MPa)</b>	5,77	2,37	4,03

Çizelge 5.8: Model-3 ve öksetik kafes yapıların sahip olduğu rijitlik ve gerilme sonuçları.

	Model-3	Düğüm Elemansız Öksetik Yapılar	Düğüm Elemanlı Öksetik Yapılar
<b>Rijitlik (N/m)</b>	102627,26	19845,21	14932,06
<b>Statik Yük Altındaki Maksimum Gerilme (MPa)</b>	1,305	2,834	3,651
<b>400Hz’deki Maksimum Gerilme (MPa)</b>	2,31	1,70	1,76

Çizelge 5.7 ve 5.8’deki gerilme değerleri incelendiğinde, hiçbir yapıda oluşan maksimum gerilme değeri Nylon-12’nin akma dayanımı olan 54 MPa’ı geçmemiştir. Bunun yanında, Model-3 ve bu yapıyla eş yoğunluktaki öksetik yapılarla karşılaştırıldığında, Model-1 ve bu yapıyla aynı yoğunluktaki öksetik yapıların statik yük altındaki rijitlik değerleri düşük ve maksimum gerilme değerleri oldukça yüksektir. Bunun sebebi, Model-3’ün Model-1’den daha fazla sayıda çubuk elemana sahip olması ve bu yapıyla aynı yoğunlukta oluşturulan öksetik yapıların, Model-3’ün

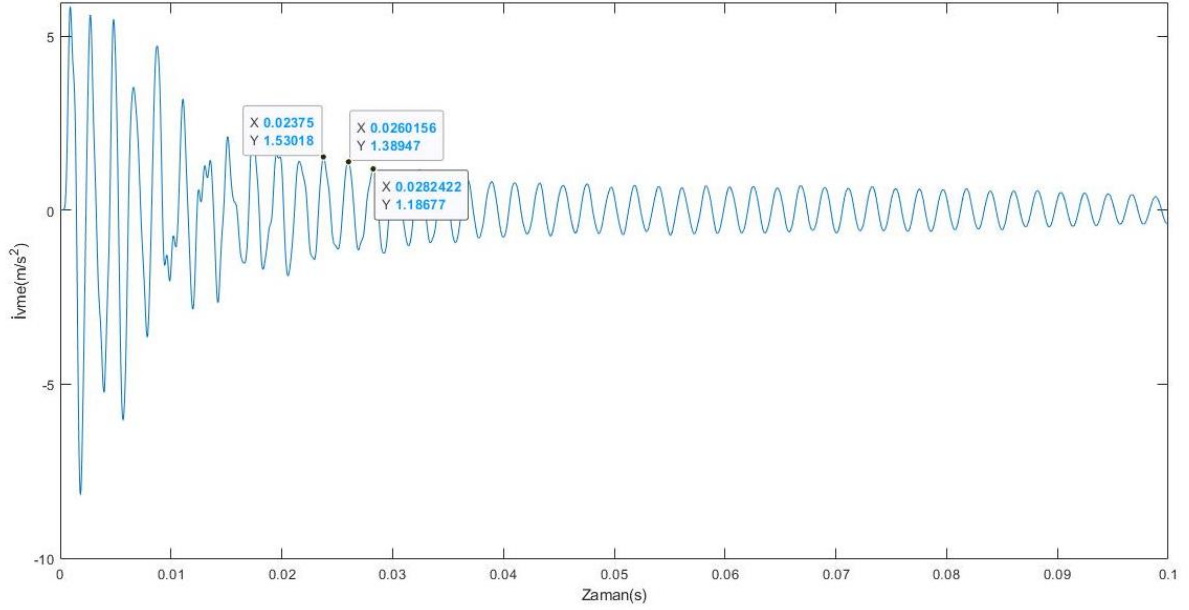
yoğunluğu ile eşdeğer olabilmesi için daha kalın çubuk elemanlarla modellenmesi olarak açıklanabilir. Ayrıca, 400Hz'lik frekanstaki gerilmelere bakıldığında, öksetik yapılarda oluşan gerilmelerin Model-1 ve Model-3'e kıyasla daha düşük olduğu, yani dinamik yüklere karşı olan dayanımlarının daha yüksek olduğu görülmektedir. Ek olarak, Model-1 ve Model-3 ile eş yoğunluktaki öksetik yapılardaki rijitlik ve maksimum gerilme değerlerindeki değişimler Model-1 ve Model-3 ile karşılaştırıldığında, Model-1 ve bu yapıyla eş yoğunluktaki öksetik yapılar arasındaki değişim miktarlarının, Model-3 ve eş yoğunluktaki öksetik yapılar arasındaki değişime göre fazla olduğu görülmektedir. Bunun sebebi, Model-1 ile eş yoğunlukta öksetik yapılar üretilmek istendiğinde, çubuk kalınlığı değerinin Model-1'e göre %43-46 azalmasıdır. Model-3, Model-1'den daha fazla çubuk elemana sahip olduğu için, bu yapıyla aynı yoğunlukta öksetik yapılar oluşturulmak istendiğinde çubuk kalınlıkları %3-5 azalmıştır.

Sonuçta, yükü taşıyabilmeleri ile birlikte, öksetik yapıların Model-1 ve Model-3'e göre çok daha iyi bir titreşim yalıtma performansına ve dinamik dayanıma sahip olduğu görülmüştür. Bunun yanında, aynı yoğunlukta ve kafes yapı boyutunda, bu yapılara eklenen düğüm elemanlar, bu yapıların daha düşük çubuk eleman kalınlıklarına sahip olmasına sebep olmuş ve bu yapıların statik yükler altındaki rijitliğini azaltmak karşılığında titreşim yalıtma performansını da arttırdığı görülmüştür.

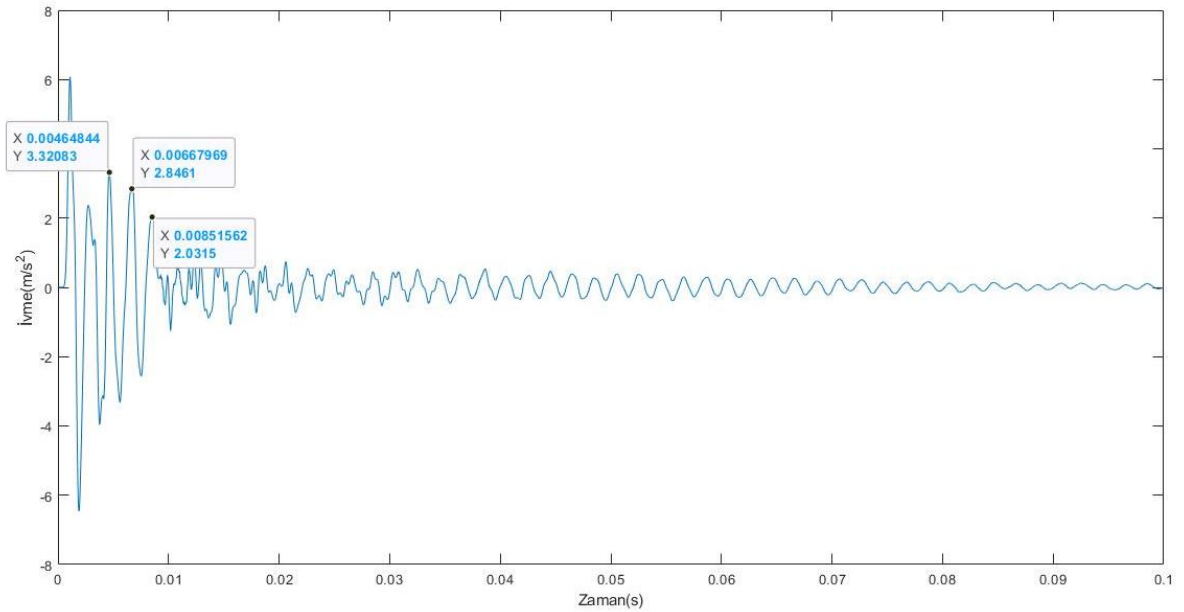
## **5.2 Deneysel Sonuçları**

Bölüm 5.1'de performans karşılaştırmaları için analizlerde, literatür sonuçları ile karşılaştırabilmek için Nylon-12 malzeme kullanılmıştır. Nylon-12 malzemenin, malzeme ekstrüzyonu ile çalışan yazıcıda üretimi başarılı olmadığından, bu bölümde anlatılan deneysel çalışmalarda ise, üretimi mümkün olan PLA malzeme kullanılarak üretilen numuneler ile deneyler gerçekleştirilmiş ve analizler de PLA malzeme özellikleri ile yapılmıştır. Öksetik kafes yapılar ile yapılan analiz sonuçlarının doğrulanması için, malzeme ekstrüzyonu yöntemi kullanılarak üretilen 3 adet 50x50x50mm boyutlarındaki öksetik kafes yapı ile, darbe çekici kullanılarak titreşim deneyleri gerçekleştirilmiştir. Yapılan deneyler sonucunda, LabVIEW yazılımından elde edilmiş ivme-zaman grafiklerinden Bölüm 4.3.1'deki yöntem ile temel doğal frekans sonuçları hesaplanmıştır. Her 3 numune için elde edilen ivme-zaman

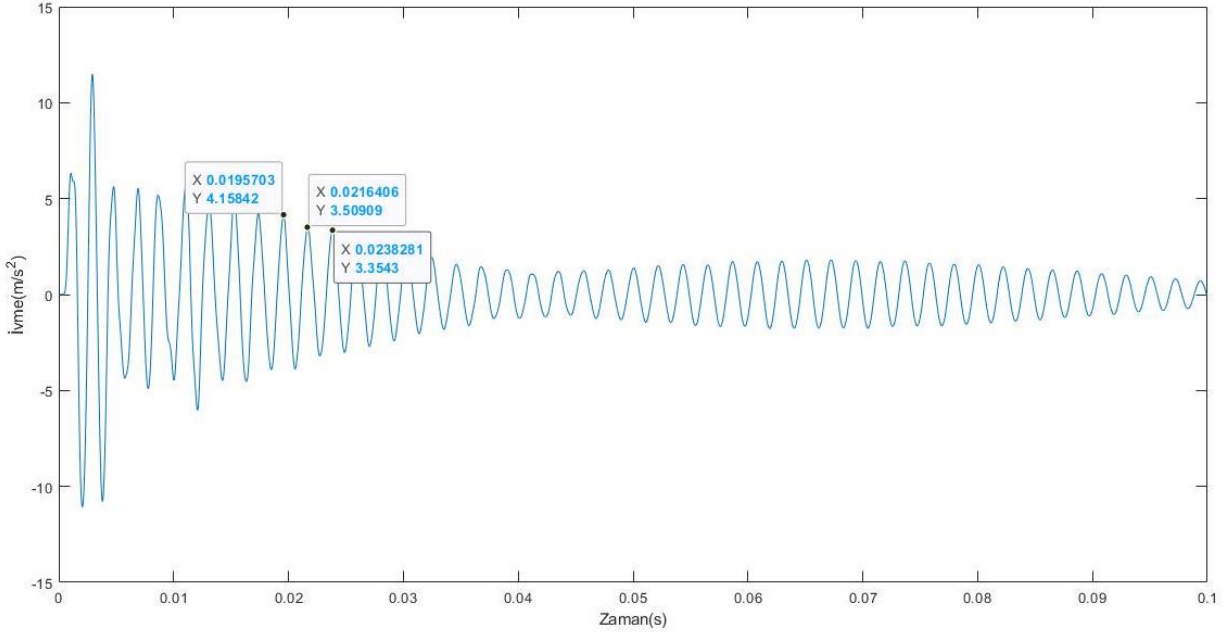
grafikleri, üzerinde seçilen tepe noktaları ile birlikte Şekil 5.4(a), (b) ve (c)'de verilmiştir. Bu tepe noktaları, periyodik salınımın olduğu ve dalga boylarının düzenli olarak azalışa geçtiği bölgelerden seçilmiştir. Bu grafiklerden ve üretilen numunenin ABAQUS modeli ile yapılan analizden elde edilen temel doğal frekans değerleri Çizelge 5.9'da verilmiştir. Bunun yanında PLA ile üretilmiş olan numuneler için sönümlenme oranları Eş. (4.6) ile hesaplanmış ve Çizelge 5.10'da verilmiştir.



(a)



(b)



(c)

Şekil 5.4: Üç numune için deneylerden elde edilen ivme zaman grafikleri (a) Numune 1 için grafik (b) Numune 2 için grafik ve (c) Numune 3 grafik.

Çizelge 5.9: Deney ve analizden elde edilen temel doğal frekans sonuçları

	<b>Deney Doğal Frekans Sonuçları (Hz)</b>	<b>Analiz Doğal Frekans Sonuçları (Hz)</b>	<b>% Fark</b>
<b>Numune 1</b>	445,22	406,79	% 10
<b>Numune 2</b>	517,17		% 27
<b>Numune 3</b>	469,73		% 13

Çizelge 5.9’da görüldüğü gibi deney sonuçları ile analiz sonuçları arasında %10’dan %27’ye kadar değişen farklar görülmüştür. Sonuçlar arasındaki bu farkların sebebi, sonlu elemanlar analizlerinde kullanılan katı modellerde, üretim sırasında meydana gelen katmanların diziliminde meydana gelebilecek düzensizlikler ve gözeneklerin oluşması gibi varyasyonlu yapıların yansıtılamaması olarak gösterilebilir. Deney sonuçlarının kendi arasındaki farklar ise, yine üretim tekniğinden dolayı katmanların diziliminde meydana gelen düzensizlikler ile darbe çekici kullanılarak yapılan

değişken şiddetteki vuruşlar ve/veya numune üzerine bağlanan ivmeölçerin yarattığı ağırlık ile ilişkilendirilebilir. Sonuç olarak, analiz ile elde edilen 406,79 Hz değerindeki doğal frekans sonucu, deneylerden elde edilen sonuçlara yakın çıktığından deney ve analizlerin tutarlı olduğu sonucu çıkarılabilmektedir.

Çizelge 5.10: Deneyden hesaplanan sönümleme oranı sonuçları

	Numune 1	Numune 2	Numune 3
Sönümleme Oranı	0,008785	0,01698	0,007432

Çizelge 5.10’da verilen deneysel sönümleme oranları incelendiğinde PLA malzeme ile üretilen öksetik yapının sönümle oranlarının ( $\zeta$ )  $0.74 \times 10^{-2}$  ile  $1.6 \times 10^{-2}$  aralığında olduğu görülmektedir. Sönümleme oranlarında yüksek değişim olduğu görülmektedir. Bu değişimlerin sebepleri yine bir önceki paragrafta Çizelge 5.9’da verilen sonuçlardaki değişimlerin sebepleri ile açıklanabilir.

### 5.3 Tasarım Uzayından Elde Edilen Sonuçlar

Tasarım uzayı ile yapılan çalışmalarda, değişen parametre değerlerinin doğal frekans ve rijitlik sonuçlarını nasıl değiştirdiği incelenmiş ve karşılaştırılmıştır. Tasarım uzayı oluşturulurken, parametreler arasındaki her bir etkileşimin görülebilmesi için 5-seviyeli FFD yöntemi kullanılmıştır.

Bölüm 5.1.3’teki duyarlılık analizinden alınan sonuçlara göre eğim açısının etkisi çok az olduğu için bu parametre alt sınır değerinde sabit tutulmuştur. Sonuçta kombinasyonlar, çubuk kalınlığı ( $T_s$ ), dikey çubuk uzunluğu ( $H_{vs}$ ) ve eğimli çubuk uzunlukları ( $H_{ls}$ ) ile oluşturulmuştur. Burada, bütün parametrelere, alt ve üst sınır değerleri arasında ve bu değerler de dahil 5 değer yani “seviye” verilmiştir. Alt ve üst sınır değerleri de bu değerlere dahildir. Bu değerler, normal öksetik yapılar için Çizelge 5.11’de, kıvrımlı ve dalgalı öksetik yapılar değerler aynı olup için Çizelge 5.12’de verilmiştir.

Çizelge 5.11: Normal öksetik yapılar için kombinasyonların oluşturulacağı parametre değerleri.

	1	2	3	4	5
$T_S$	1,5	1,88	2,25	2,63	3
$H_{VS}$	8	9	10	11	12
$H_{IS}$	10	11	12	13	14

Çizelge 5.12: Kıvrımlı ve dalgalı öksetik yapılar için kombinasyonların oluşturulacağı parametre değerleri.

	1	2	3	4	5
$T_S$	1,5	1,88	2,25	2,63	3
$H_{VS}$	7	7,75	8,50	9,25	10
$H_{IS}$	6	6,75	7,50	8,25	9

Burada,  $T_S$  ve  $H_{VS}$  değerleri ile  $5^2$ 'den 25 adet kombinasyon elde edilmiştir. Ardından, 25 adet kombinasyona,  $H_{IS}$  'ın 5 değeri eklenmiş ve bir öksetik yapı hücresi için toplamda 125 adet kombinasyon elde edilmiştir. Bu 125 adet kombinasyon, farklı geometriye sahip düğüm ( $N$ ) ve çubuk ( $S$ ) eleman kombinasyonları için oluşturulmuştur. Normal yapılar için oluşturulan ve kullanılan 25 kombinasyon örnek olarak Çizelge 5.13'te, kıvrımlı ve dalgalı yapılar için örnek 25 kombinasyon Çizelge 5.14'te verilmiştir. Bu kombinasyonlarla elde edilen kafes yapıların göreceli yoğunlukları ( $\rho$ ) da Bölüm 3'te verilmiş olan Eşitlik(3.6) kullanılarak hesaplanmış ve yoğunluğun da frekans ve rijitliğe etkileri görülmüştür.

Çizelge 5.13: Normal öksetik yapı için oluşturulan 25 kombinasyon.

<b>Analiz</b>	<b><math>T_s</math> (mm)</b>	<b><math>H_{vs}</math> (mm)</b>	<b><math>H_{Is}</math> (mm)</b>	<b><math>\rho</math></b>	<b>N</b>	<b>S</b>
1	1,50	8,00	10,00	0,0884	1	1
2	1,88	8,00	10,00	0,1356	1	1
3	2,25	8,00	10,00	0,1900	1	1
4	2,63	8,00	10,00	0,2541	1	1
5	3,00	8,00	10,00	0,3237	1	1
6	1,50	9,00	10,00	0,0796	1	1
7	1,88	9,00	10,00	0,1221	1	1
8	2,25	9,00	10,00	0,1711	1	1
9	2,63	9,00	10,00	0,2285	1	1
10	3,00	9,00	10,00	0,2910	1	1
11	1,50	10,00	10,00	0,0730	1	1
12	1,88	10,00	10,00	0,1119	1	1
13	2,25	10,00	10,00	0,1566	1	1
14	2,63	10,00	10,00	0,2091	1	1
15	3,00	10,00	10,00	0,2662	1	1
16	1,50	11,00	10,00	0,0678	1	1
17	1,88	11,00	10,00	0,1039	1	1
18	2,25	11,00	10,00	0,1453	1	1
19	2,63	11,00	10,00	0,1939	1	1
20	3,00	11,00	10,00	0,2467	1	1
21	1,50	12,00	10,00	0,0636	1	1
22	1,88	12,00	10,00	0,0974	1	1
23	2,25	12,00	10,00	0,1362	1	1
24	2,63	12,00	10,00	0,1817	1	1
25	3,00	12,00	10,00	0,2310	1	1

Çizelge 5.14: Kıvrımlı ve dalgalı öksetik yapı için oluşturulan 25 kombinasyon.

Analiz	$T_s$ (mm)	$H_{vs}$ (mm)	$H_{Is}$ (mm)	$\rho$	N	S
1	1,50	7,00	6,00	0,1642	1	1
2	1,88	7,00	6,00	0,1987	1	1
3	2,25	7,00	6,00	0,2391	1	1
4	2,63	7,00	6,00	0,2873	1	1
5	3,00	7,00	6,00	0,3405	1	1
6	1,50	7,75	6,00	0,1468	1	1
7	1,88	7,75	6,00	0,1781	1	1
8	2,25	7,75	6,00	0,2149	1	1
9	2,63	7,75	6,00	0,2587	1	1
10	3,00	7,75	6,00	0,3071	1	1
11	1,50	8,50	6,00	0,1330	1	1
12	1,88	8,50	6,00	0,1619	1	1
13	2,25	8,50	6,00	0,1957	1	1
14	2,63	8,50	6,00	0,2360	1	1
15	3,00	8,50	6,00	0,2806	1	1
16	1,50	9,25	6,00	0,1218	1	1
17	1,88	9,25	6,00	0,1487	1	1
18	2,25	9,25	6,00	0,1801	1	1
19	2,63	9,25	6,00	0,2176	1	1
20	3,00	9,25	6,00	0,2590	1	1
21	1,50	10,00	6,00	0,1125	1	1
22	1,88	10,00	6,00	0,1377	1	1
23	2,25	10,00	6,00	0,1672	1	1
24	2,63	10,00	6,00	0,2024	1	1
25	3,00	10,00	6,00	0,2412	1	1

Bu kombinasyonların ABAQUS'te modelleri oluşturulmuş ve Bölüm 5.1.1'deki eleman sayısı ile modellere ağ örgüsü atanarak Bölüm 4'teki analiz koşulları tanımlanmıştır. Sonuçta, her bir kombinasyondaki model için modal ve basma analizleri yapılarak doğal frekans ve rijitlik değerleri elde edilmiştir.



Elde edilen bu değerler ile, değişen  $H_{IS}$  değerleri için,  $T_S$ ,  $H_{VS}$  ve  $\rho$ 'ye bağlı yanıt yüzeyler oluşturulmuştur. Bu yanıt yüzeyler Şekil Ek.7-Şekil Ek.42 arasında verilmiştir. Bunlardan Şekil Ek.7-Şekil Ek.24 arası yanıt yüzeyler doğal frekans sonuçları için olup, Şekil Ek.25-Şekil Ek.42 arası yanıt yüzeyler rijitlik sonuçları için oluşturulmuştur. Bir yanıt yüzey grafiğinde, birden fazla yanıt yüzey vardır ve her bir yüzey farklı bir  $H_{IS}$  değerini ifade etmektedir. Bu yanıt yüzeylerde, aşağıdan yukarıya gidildikçe  $H_{IS}$  değeri artmaktadır.

Yanıt yüzeylerin hepsinde benzer değişimler görüldüğü için hepsi genel olarak yorumlanmıştır. Yanıt yüzeylerden elde edilen sonuçlara göre, yüksek  $H_{VS}$  değeri ve düşük  $T_S$  değerlerinde, hücre yoğunluğunun azaldığı ve yapıların rijitliğinin azaldığı görülmüştür. Bu kombinasyonlara sahip yapılar, bu sebeple daha düşük doğal frekanslara sahip olmuşlardır. Bunun yanında,  $H_{IS}$  değerlerinin artması da yine hücre yoğunluğu ve rijitliği azaltıcı yönde etkilediği için doğal frekansın azalmasına sebep olmuştur.

Düğüm ve çubuk eleman geometrilerinin etkisini görmek amacıyla eş veya yakın göreceli yoğunlukta olan kombinasyonlar ile karşılaştırmalar yapılmıştır. İlk olarak, Çizelge 5.15 ve 5.16'daki gibi normal öksetik yapılardaki parametre değişimlerinin etkileri incelenmiş, ardından Çizelge 5.17'deki gibi normal, kıvrımlı ve dalgalı öksetik yapılar için karşılaştırma yapılmıştır.

Çizelge 5.15: Aynı veya yakın yoğunlukta farklı çubuk kesit geometrisine sahip normal öksetik yapıların frekans ve rijitliklerinin karşılaştırılması

	<b>N:1, S:1</b> <b>(<math>\rho = 0.1240</math>)</b>	<b>N:1, S:2</b> <b>(<math>\rho = 0.1230</math>)</b>
<b><math>fn</math> (Hz)</b>	232,36	112,91
<b><math>k</math> (N/m)</b>	307314,07	243486,73

Çizelge 5.16: Aynı veya yakın yoğunlukta farklı düğüm eleman geometrisine sahip normal öksetik yapıların frekans ve rijitliklerinin karşılaştırılması

	<b>N:1, S:1</b> ( $\rho = 0.1240$ )	<b>N:2, S:1</b> ( $\rho = 0.1238$ )	<b>N:3, S:1</b> ( $\rho = 0.1231$ )
<b><i>fn</i> (Hz)</b>	232,36	117,32	115,37
<b><i>k</i> (N/m)</b>	307314,07	221827,26	216684,72

Çizelge 5.17: Aynı veya yakın yoğunluklarda farklı tür öksetik yapıların frekans ve rijitliklerinin karşılaştırılması.

	<b>Normal Öksetik</b> ( $\rho = 0.1240$ )	<b>Kıvrımlı Öksetik</b> ( $\rho = 0.1241$ )	<b>Dalgalı Öksetik</b> ( $\rho = 0.1239$ )
<b><i>fn</i> (Hz)</b>	232,36	93,69	121,79
<b><i>k</i> (N/m)</b>	307314,07	40950,04	118483,41

Çizelge 5.15'e bakıldığında, aynı yoğunlukta, silindirik çubuk eleman kullanımının doğal frekansta azalmaya sebep olduğu görülmüştür. Ayrıca Çizelge 5.16'daki düğüm eleman karşılaştırmasına bakıldığında küresel düğüm elemandan silindirik düğüm elemana geçildikçe doğal frekansta bir azalma meydana geldiği gözlemlenmiştir. Bu azalışlarda, aralarında doğru orantı olduğundan, geometri değişimi sonucu yapılarda görülen rijitlik düşüşünün de etkisi vardır.

Çizelge 5.17'ye bakıldığında yakın yoğunluklarda, kıvrımlı öksetik yapıların dalgalı ve normal öksetik yapılara göre, rijitlikte de görülen azalmaya da bağlı olarak, çok daha düşük doğal frekanslara sahip olduğu görülmüştür.

## 6. SONUÇ VE DEĞERLENDİRME

Bu çalışmada, negatif Poisson oranına sahip öksetik yapı olarak adlandırılan kafes yapıların titreşim yalıtma performansları nümerik ve deneysel yöntemler ile incelenmiştir. Sonlu elemanlar yöntemi ve darbe çekici ile yapılan titreşim testleri sonucunda elde edilen doğal frekans değerleri, literatürde titreşim yalıtım performansı gözlemlemek amacıyla üzerinde çalışılmış, pozitif Poisson oranına sahip kafes yapılardan elde edilen bulgular ile karşılaştırılmıştır. Bunun yanında, yapıların rijitlik değerleri ve yapıda oluşan maksimum gerilme miktarları da hesaplanarak yapıların yük taşıma kapasiteleri de karşılaştırılmıştır. Ardından, öksetik kafes yapılar ile parametrik bir çalışma yapılarak, farklı tasarım kombinasyonlarına ve titreşim yalıtım performansına sahip bir tasarım uzayı oluşturulmuştur.

Bu çalışmada elde edilen sonuçlar aşağıda maddeler halinde özetlenmiştir:

- Bu çalışmada titreşim yalıtım performansı hesabı için kullanılan modal analiz ve statik yükleme altında sonlu elemanlar analizi yöntemleri sırasıyla literatürde sunulan Syam vd. [7] ve Denzik [23] çalışmalarındaki kafes yapılar aynı şekilde modellenip analiz sonuçları elde edilerek doğrulanmıştır.
- Doğrulama işleminin ardından tasarım parametreleri belirlenmiş ve her bir parametrenin sonuçlara etkisinin görülmesi için duyarlılık analizi yapılmıştır. Sonuçta, çubuk eleman kalınlığının, en etkin tasarım parametresi olduğu ve doğal frekansı arttırıcı etkisi olduğu görülmüştür. Diğer parametreler doğal frekansı azaltıcı etkiye sahipken, en az etkiye sahip parametrenin girinti açısı olduğu görülmüştür.
- İzlenecek analiz yöntemleri doğrulandıktan ve tasarım parametrelerinin etkinlikleri belirlendikten sonra, literatürde titreşim yalıtım performansı incelenmiş pozitif Poisson oranına sahip yapılar [7] ile aynı yoğunlukta olacak şekilde negatif Poisson oranına sahip öksetik yapıların üç boyutlu katı modelleri oluşturulmuştur. Yapılan modal analizler ile doğal frekans değerleri, 5N'luk statik basma yükü altında sonlu elemanlar analizleri ile rijitlik ve maksimum gerilme değerleri elde edilmiştir. Eş yoğunlukta yapıların doğal

frekansları ve bunlara bağılı olarak 400Hz'deki iletim oranları hesaplanıp karşılaştırıldığında, öksetik yapıların, literatürdeki pozitif Poisson oranına sahip kafes yapılara göre daha düşük doğal frekansa sahip oldukları için daha geniş aralıklarda titreşimi yalıtabilecek kapasitede oldukları görülmüştür.

- Bunun yanında, yapıya eklenen düğüm elemanların, doğal frekansı daha da azaltarak yalıtım kapasitesini daha da arttırdığı görülmüştür. Bu durum, yapıların eş yoğunlukta tutulabilmesi için, düğüm elemanların yapılarıdaki çubuk eleman kalınlığında azalmaya sebep olması ile açıklanabilir. Yapılan duyarlılık analizi de çubuk elemanların yapının doğal frekansı üzerindeki baskın etkisini göstererek bu çıkarımı desteklemektedir. Bu durumun, aynı zamanda statik rijitliği ve oluşan maksimum dinamik gerilmeleri azaltıcı, oluşan maksimum statik gerilmeleri ise arttırıcı yönde etkilediği görülmüştür.
- Öksetik yapıların dayanım olarak başarılı olup olmadığı, kullanılan malzemenin akma dayanımı ile analizlerden elde edilen maksimum gerilme değerlerinin karşılaştırması ile yapıdır. Rijitlikteki azalış olmasına rağmen, maksimum gerilme değerleri malzemenin akma dayanımının altında kaldığından, kafes yapının bütünlüğünün bozulmasına sebep olmadığı sonucuna varılmıştır.

Bu çalışmaların sonucunda, öksetik yapıların yük taşımada yeterli oldukları ve aynı yoğunlukta pozitif Poisson oranına sahip kafes yapılara göre daha düşük doğal frekans ve iletim oranına sahip oldukları görülmüştür. Bu da, öksetik yapıların pozitif Poisson oranına sahip yapılara kıyasla daha iyi bir titreşim yalıtım performansına sahip olduğunu göstermektedir.

- Performans karşılaştırması ile daha iyi bir titreşim yalıtımı sağladığı görülen öksetik yapılar için bir numune modellenmiş ve malzeme ekstrüzyonu yöntemi ile üretilmiştir. Ardından, analiz sonuçlarının doğrulanması için çekiç testi ile, elde edilen numunelerin temel frekans sonuçları elde edilmiştir. Deneylerden elde edilen frekans değerleri ile analiz sonucu karşılaştırılmıştır. Karşılaştırmada deney sonuçlarının kendi içinde ve analiz sonucuyla arasında değişen farklar gözlemlenmiştir. Bu farkların sebebi, malzeme ekstrüzyonu işlemi sırasında meydana gelebilecek katmanlar arası düzensizlikler ve oluşabilecek diğer bozuklukların bilgisayar ortamında oluşturulan katı

modeller ve bunlarla yapılan sonlu elemanlar analizine yansıtılamamasıdır. Bunun yanında, çekiç testindeki vuruşlardaki dengesizlikler ve deney düzeneğinden kaynaklanan sorunlar da elde edilen sonuçları etkilediği sonucuna ulaşılmıştır.

- Deneyleerin ardından, öksetik yapıların geometrik parametre değerlerinin değiştirilmesi ile oluşturulan tasarım uzayındaki modellerin analizleri yapılarak yanıt yüzeyler oluşturulmuş ve tasarım parametrelerinin frekans ve rijitlik sonuçlarına etkileri incelenmiştir. Ayrıca, oluşturulan tasarım uzayındaki yakın yoğunluklara ve farklı parametre özelliklerine sahip yapılar karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırma sonuçlarına göre, değişen çubuk ve düğüm eleman geometrilerinin yapının doğal frekansını azaltıcı etkilere sahip olabildiği ve bu şekilde titreşim yalıtım performansının geliştirilebileceği görülmüştür.

Bu çalışmada yapılan çalışmalarda görülen limitasyonlar ve bunları çözmek için önerilen gelecekte yapılabilecek çalışmalar aşağıda maddeler halinde sunulmuştur:

- Bu tez çalışmasında öksetik yapıların performansı sadece tek eksenenden uygulanan yüklerle altında incelenmiştir. Gelecekte bu çalışmaya ek olarak, öksetik yapıların anizotropik etkilerini gözlemek amacıyla farklı eksenlerden uygulanan titreşim yükleri altında gösterdikleri davranışlar incelenebilir.
- Bu çalışmada incelenen çubuk eleman geometrileri ve düğüm geometrilerinin yanında, daha farklı ve karmaşık düğüm ve çubuk eleman geometrilerinin de titreşim performansına etkisi üzerine çalışmalar yapılabilir.
- Ayrıca, bu çalışmada incelenen öksetik kafes yapılarda, tüm çubuk elemanlar ve düğüm noktaları eşit boyutlara sahip olarak modellenmişlerdir. Her yerde eşit boyutlara sahip öksetik kafes yapılar yerine düzensiz çubuk ve düğüm eleman boyutlarına sahip öksetik kafes yapılar tasarlanarak optimum titreşim ve yük taşıma performansına sahip kafes yapılar elde edilebilir.
- Bu çalışmada kullanılan malzeme ekstrüzyonu yöntemi ile üretilen kafes yapıların çubuk elemanları üzerinde geometrik düzensizliklerin fazla olduğu ve dolayısıyla deney sonuçlarındaki varyasyonun fazla olduğu gözlemlenmiştir. Gelecekte yapılabilecek bu çalışmalardan daha verimli

sonuçların elde edilebilmesi için, öksetik kafes yapıların sahip olduğu karmaşık geometrilerin üretimi sırasında meydana gelebilecek düzensizlikleri en aza indirmek geometrik düzensizliklerin daha az olduğu stereolitografi veya seçmeli lazer sinterleme gibi farklı eklemeli imalat yöntemleri kullanarak üretimler yapılabilir.

- Yapılan titreşim deneylerinde kullanılan eki uçları nispeten yumuşak olduğu için ileri modlardaki frekans sonuçları bu tez çalışmasında elde edilememiştir. Gelecekteki çalışmalarda yapılacak deneylerde, eki testleri için daha sert uçlar kullanılarak daha ileri modlardaki frekans sonuçları da alınarak yapının titreşim özellikleri daha detaylı incelenebilir. Ayrıca, deneylerde darbe ekicine alternatif olarak sarsıcı kullanılarak kullanıcı kaynaklı hata riski en aza indirgenerek daha doğru sonuçlar elde edilebilir.

## KAYNAKLAR

- [1] **X. Ren, R. Das, P. Tran, T. D.Ngo, Y.M. Xie**, (2018). Auxetic metamaterials and structures: a review, *Smart Mater. Struct.*, 27, 38pp.
- [2] **S. S. Rao**, *Mechanical Vibrations Sixth Edition in SI Units*, Pearson Education, University of Miami, (2018).
- [3] **F. Scarpa, G. Tomlinson**, (2000). Theoretical Characteristics of the Vibration of Sandwich Planes with In-Plane Negative Poisson's Ratio Values, *Journal of Sound and Vibration*, 230(1), 45-67.
- [4] **S. Buzluk**, (2001). Mekanik Sistemlerde Titreşim Kontrolü, *TMMOB Makina Mühendisleri Odası Yalıtım Kongresi*, Eskişehir, Türkiye, 23-24-25 Mart.
- [5] **Z. Lu, M.J. Brennan, L. Chen**, (2016). On the transmissibilities of nonlinear vibration isolation system, *Journal of Sound and Vibration*, 375, 28-37.
- [6] **X. An, C. Lai, W. He, H. Fan**, (2019). Three-dimensional meta-truss lattice composite structures with vibration isolation performance, *Extreme Mechanics Letters*, 33.
- [7] **W. P. Syam, W. Jianwei, B. Zhao, I. Maskery, W. Elmadih, R. Leach**, (2018). Design and analysis of strut-based lattice structures for vibration isolation, *Precision Engineering*, 52, 494-506.
- [8] **M.S. Azmi, R. Hasan, R. Ismail, Nur Ameelia Rosli, Mohd Rizal Alkahari**, (2018). Static and dynamic analysis of FDM printed lattice structures for sustainable lightweight material application, *Progress in Industrial Ecology*, 12(3).
- [9] **M. Sortino, G. Totis, F. Scalzo, E. Vaglio**, (2019). Preliminary Investigation of Static and Dynamic Properties of SLM Lattice Structures for Robotic Applications, *Mechanism Design for Robotics*, 260-267.

- [10] **R. Wang, J. Shang, X. Li, Z. Luo, W. Wu**, (2018). Vibration and damping characteristics of 3D printed Kagome lattice with viscoelastic material filling, *Scientific Reports*.
- [11] **Y. Wei, B. Yu, Q. Yang, P. Gao, Z. Miao, J. Cheng, X. Sun**, (2020). Damping behaviors of steel-based Kelvin lattice structures fabricated by indirect additive manufacture combining investment casting, *Smart Mater. Struct.*, 29.
- [12] **S. Andresen, A. Bäger, C. Hamma**, (2020). Eigenfrequency maximisation by using irregular lattice structures, *Journal of Sound and Vibration*, 465.
- [13] **O. Duncan, T. Shepherd, C. Moroney, L. Foster, P. D. Venkatraman, K. Winwood, T. Allen, A. Alderson**, (2018). Review of Auxetic Materials for Sports Applications: Expanding Options in Comfort and Protection, *Appl. Sci.*, 8, 941.
- [14] **P. U. Kelkar, H. S. Kim, K. H. Cho, J. Y. Kwak, C.Y. Kang, H.C. Song**, (2020). Cellular Auxetic Structures for Mechanical Metamaterials: A Review, *Sensors*, 20.
- [15] **I. Ullah, J. Elambasseril, M. Brandt, S. Feih**, (2014). Performance of bio-inspired Kagome truss core structures under compression and shear loading, *Composite Structures*, 118, 294-302.
- [16] **C. M. Portela, J. R. Greer, D. M. Kochmann**, (2018). Impact of node geometry on the effective stiffness of non-slender three-dimensional truss lattice architectures, *Extreme Mechanics Letters*, 22, 138-148.
- [17] **L. Yang, O. Harrysson, H. West, D. Cormier**, (2013). Modeling of uniaxial compression in a 3D periodic re-entrant lattice structure, *J Mater Sci*, 48, 1413-1422.
- [18] **L. Yang, O. Harrysson, H. West, D. Cormier**, (2015). Mechanical properties of 3D re-entrant honeycomb auxetic structures realized via additive manufacturing, *International Journal of Solids and Structures*, 69-70, 475-490.
- [19] **X.T. Wang, B. Wang, X.W. Li, L. Ma**, (2017). Mechanical properties of 3D re-entrant auxetic cellular structures, *International Journal of Mechanical Sciences*, 131-132, 396-407.



- [20] **H. Y. Sarvestani, A.H. Akbarzadeh, H. Niknam, K. Hermenean**, (2018). 3D printed architected polymeric sandwich panels: Energy absorption and structural performance, *Composite Structures*, 200, 886-909.
- [21] <<https://abaqus-docs.mit.edu/2017/English/SIMACAEANLRefMap/simaanl-c-freqextraction.htm#simaanl-c-freqextraction-t-EigenvalueExtraction-sma-topic1>>, alındığı tarih: 12.04.2021.
- [22] <[https://www.brown.edu/Departments/Engineering/Courses/En4/Notes/vibrations\\_mdof/vibrations\\_mdof.htm](https://www.brown.edu/Departments/Engineering/Courses/En4/Notes/vibrations_mdof/vibrations_mdof.htm)>, alındığı tarih: 12.04.2021.
- [23] **Z. D. Denzik (2017)**. *Investigation of lattice structures and analysis of strut geometry* (yüksek lisans tezi). Adres: <https://ir.library.louisville.edu/etd>
- [24] <<https://www.pcb.com/sensors-for-test-measurement/impact-hammers-electrodynamic-shakers/impact-hammers>>, alındığı tarih: 12.04.2021.
- [25] <<https://www.pcb.com/sensors-for-test-measurement/accelerometers/general-purpose/triaxial>>, alındığı tarih: 12.04.2021.
- [26] <<https://www.brown.edu/Departments/Engineering/Courses/En4/Notes/Vibrations/Vibrations.htm#Sect51>>, alındığı tarih: 12.04.2021.
- [27] **F. Vladulescu, D. M. Constantinescu**, (2020). Lattice structure optimization and homogenization through finite element analyses, *Proc IMechE Part L: J Materials: Design and Applications*, 1-13.
- [28] **L. Cheng, X. Liang, E. Belski, X. Wang, J.M. Sietins, S. Ludwick, A. To**, (2018). Natural Frequency Optimization of Variable-Density Additive Manufactured Lattice Structure: Theory and Experimental Validation, *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 140.
- [29] **T. A. Schaedler, W. B. Carter**, (2016). Architected Cellular Materials, *Annu. Rev. Mater. Res.*, 46, 187-210.
- [30] **X. Sun, X. Jing, J. Xu, L. Cheng**, (2014). Vibration isolation via a scissor-like structured platform, *Journal of Sound and Vibration*, 333, 2404-2420.

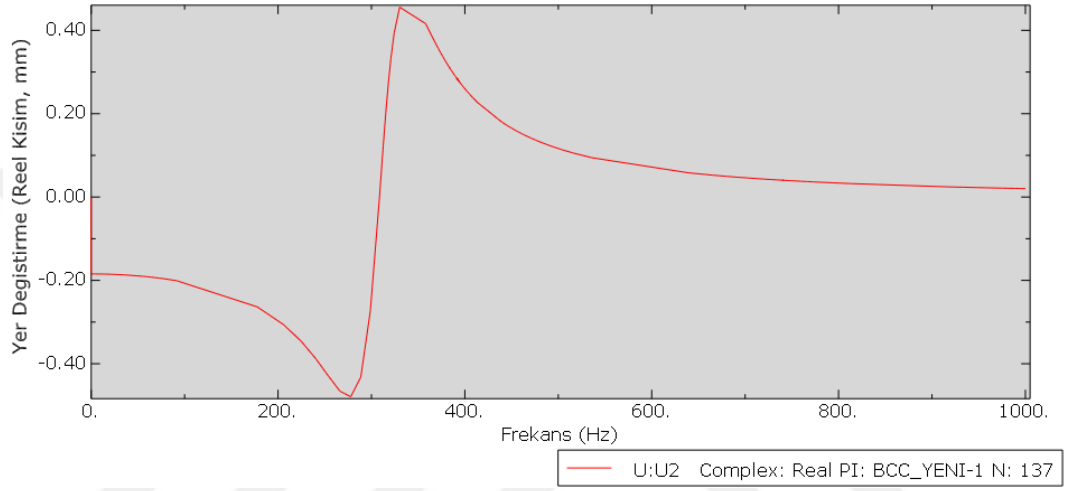
[31] **Z. Lu, D. Gu, H. Ding, W. Lacarbonara, L. Chen**, (2020). Nonlinear vibration isolation via a circular ring, *Mechanical Systems and Signal Processing*, 136.



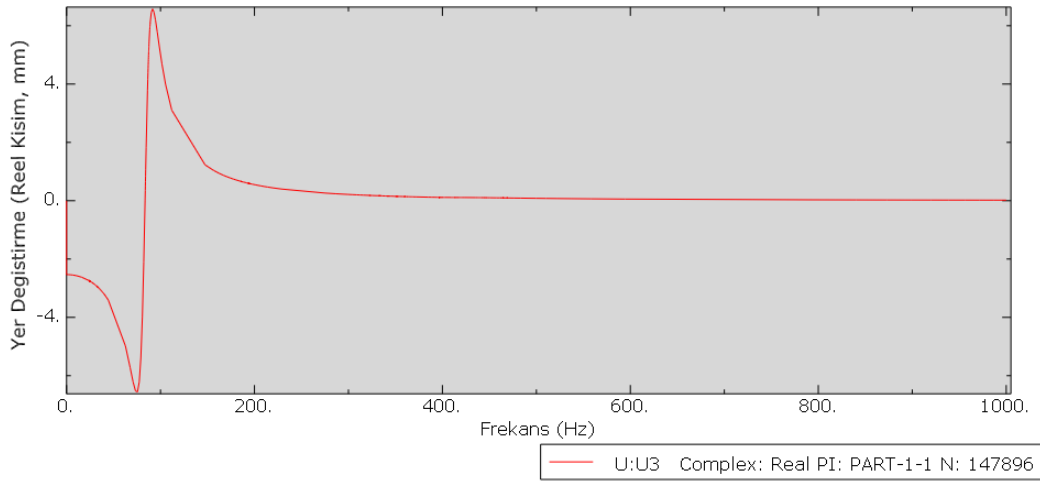
## EKLER

EK1: ABAQUS Modelleme Kodları CD'si

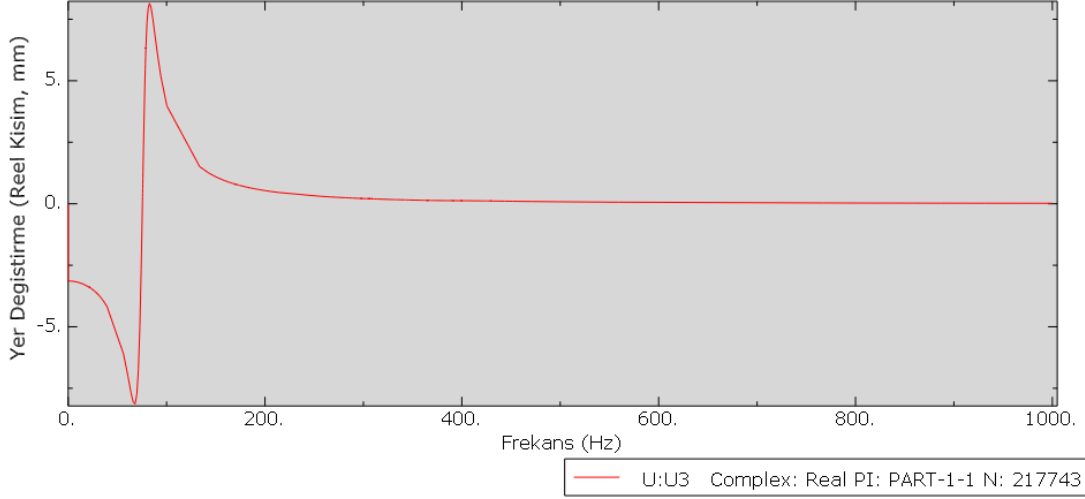
EK2: Sonlu Elemanlar Analizlerinden Elde Edilen Grafikler



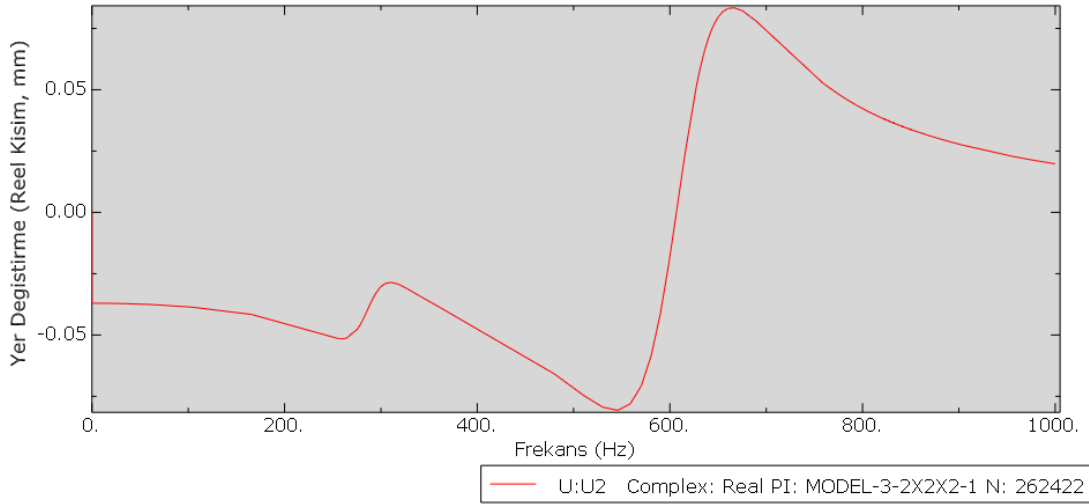
Şekil Ek.1: Model-1 için kararlı durum dinamiği analizi sonucu elde edilen yer değiştirme-frekans grafiği



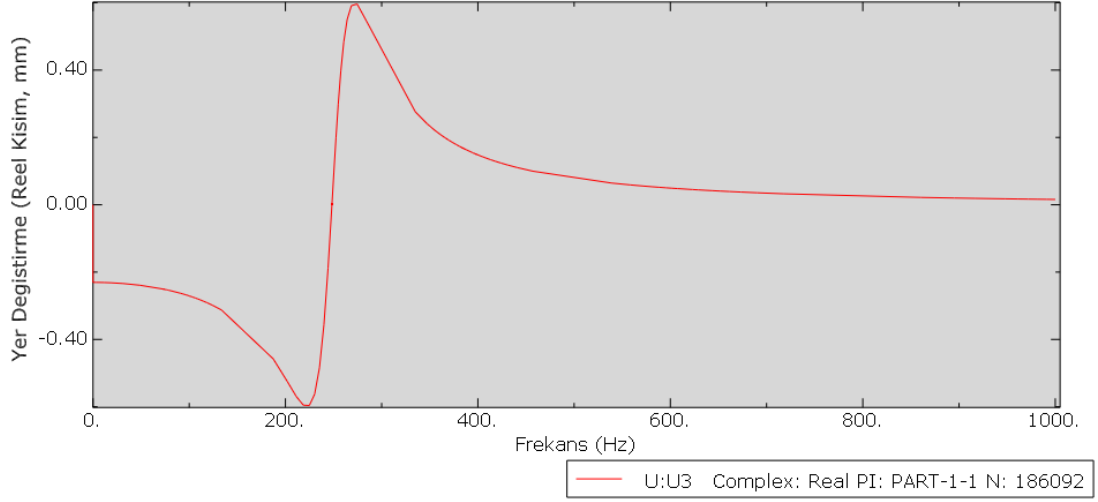
Şekil Ek.2: Model-1 ile eş yoğunluktaki, düğüm elemansız öksetik yapı için kararlı durum dinamiği analizi sonucu elde edilen yer değiştirme-frekans grafiği



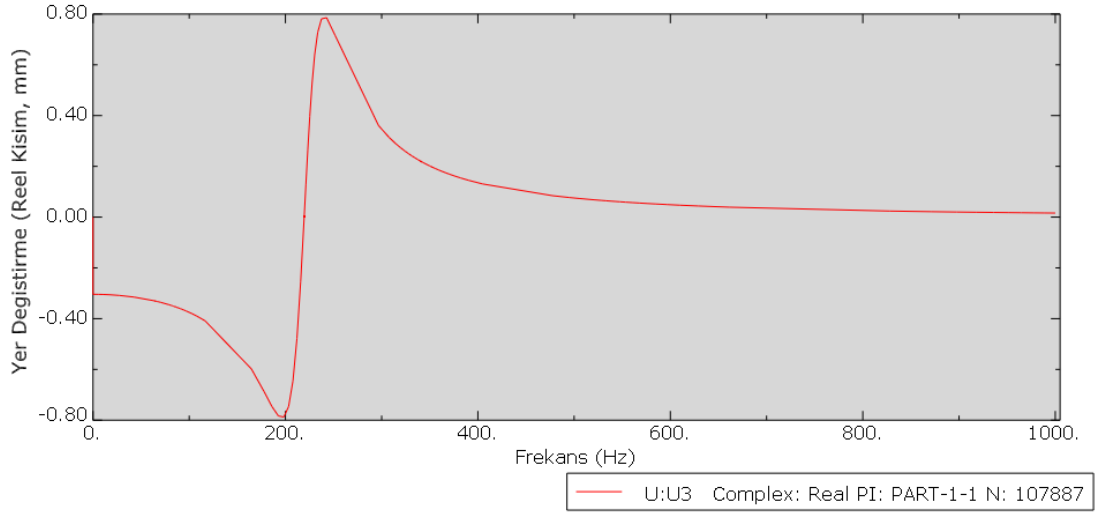
Şekil Ek.3: Model-1 ile eş yoğunluktaki, düğüm elemanlı öksetik yapı için kararlı durum dinamiği analizi sonucu elde edilen yer değiştirme-frekans grafiği



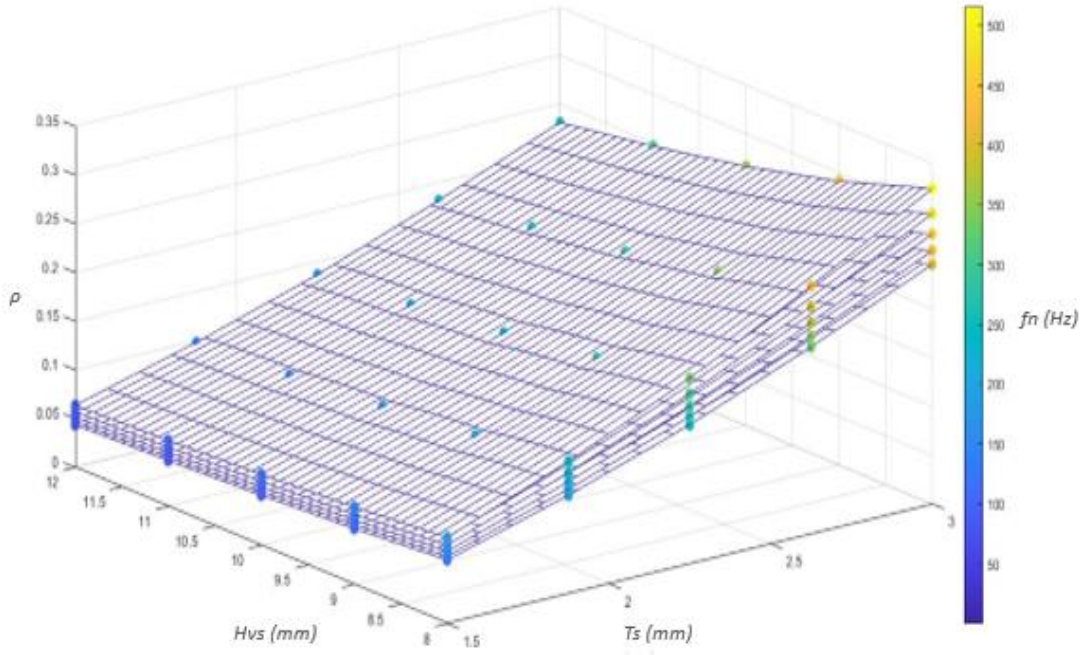
Şekil Ek.4: Model-3 için kararlı durum dinamiği analizi sonucu elde edilen yer değiştirme-frekans grafiği



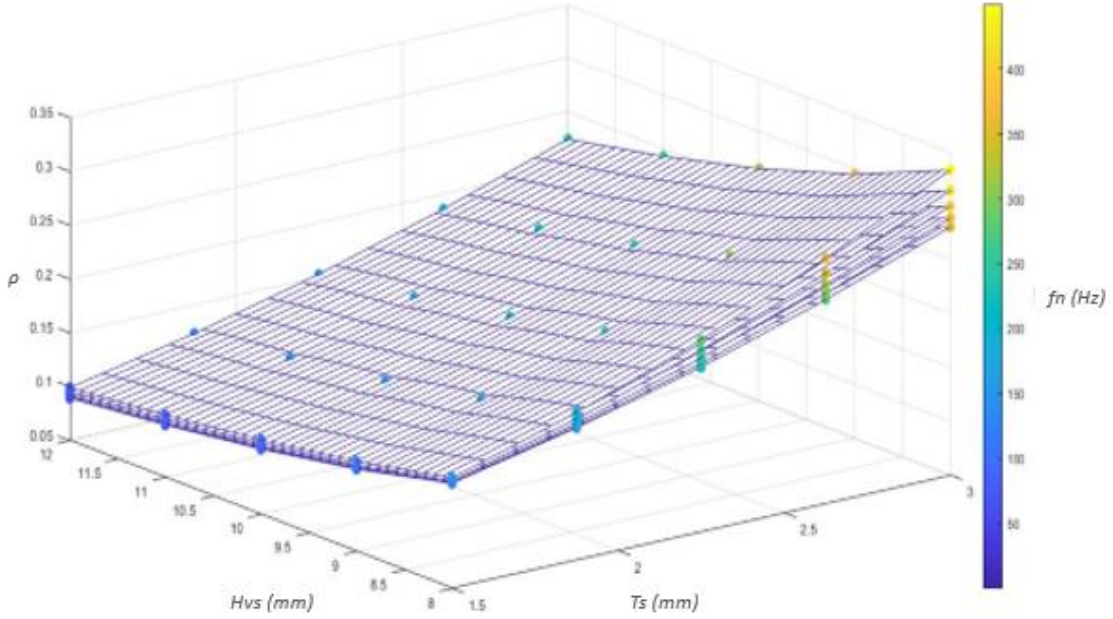
Şekil Ek.5: Model-3 ile eş yoğunluktaki, düğüm elemansız öksetik yapı için kararlı durum dinamiği analizi sonucu elde edilen yer değiştirme-frekans grafiği



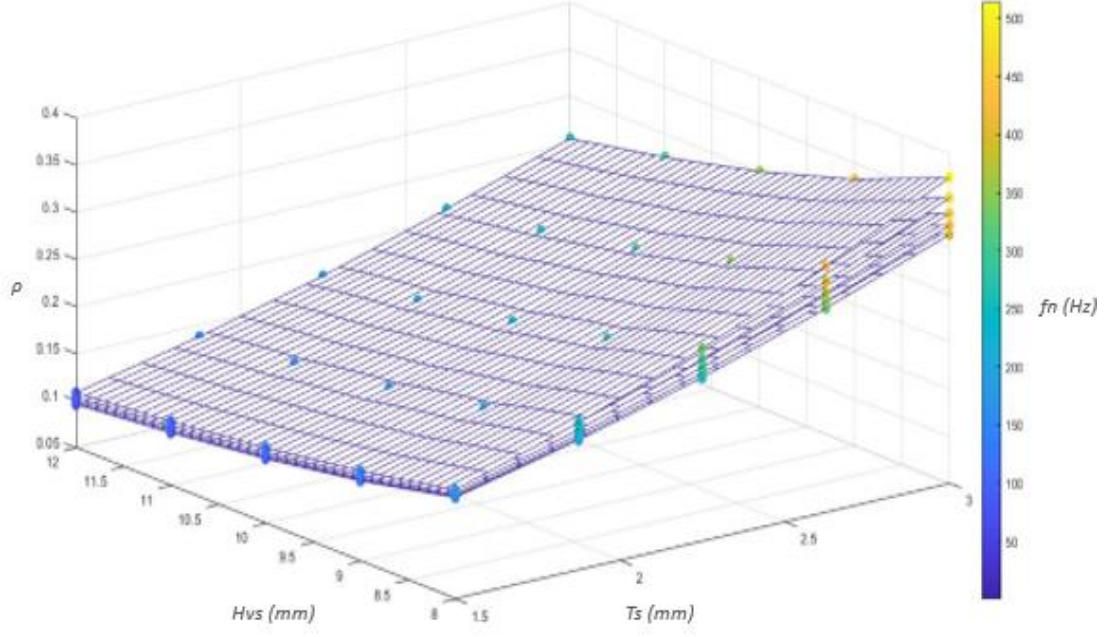
Şekil Ek.6: Model-3 ile eş yoğunluktaki, düğüm elemanlı öksetik yapı için kararlı durum dinamiği analizi sonucu elde edilen yer değiştirme-frekans grafiği



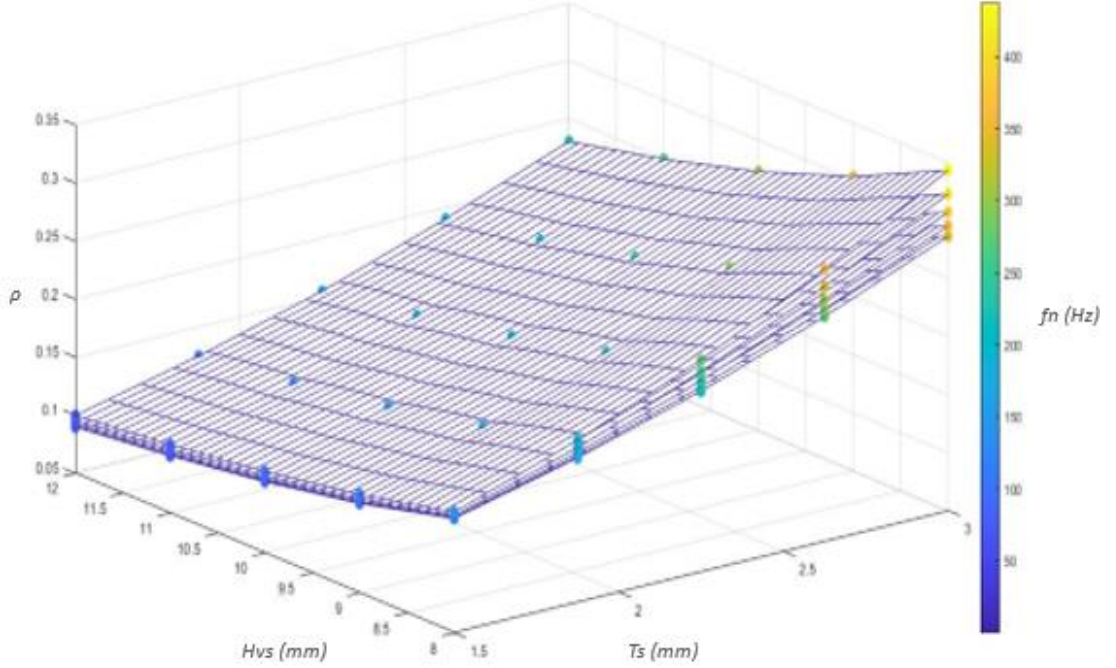
Şekil Ek.7: Küresel düğüm ve karesel çubuğa sahip normal öksetik yapıların doğal frekans sonucu ile oluşturulan yanıt yüzeyi.



Şekil Ek.8: Küresel düğüm ve silindirik çubuğa sahip normal öksetik yapıların doğal frekans sonucu ile oluşturulan yanıt yüzeyi

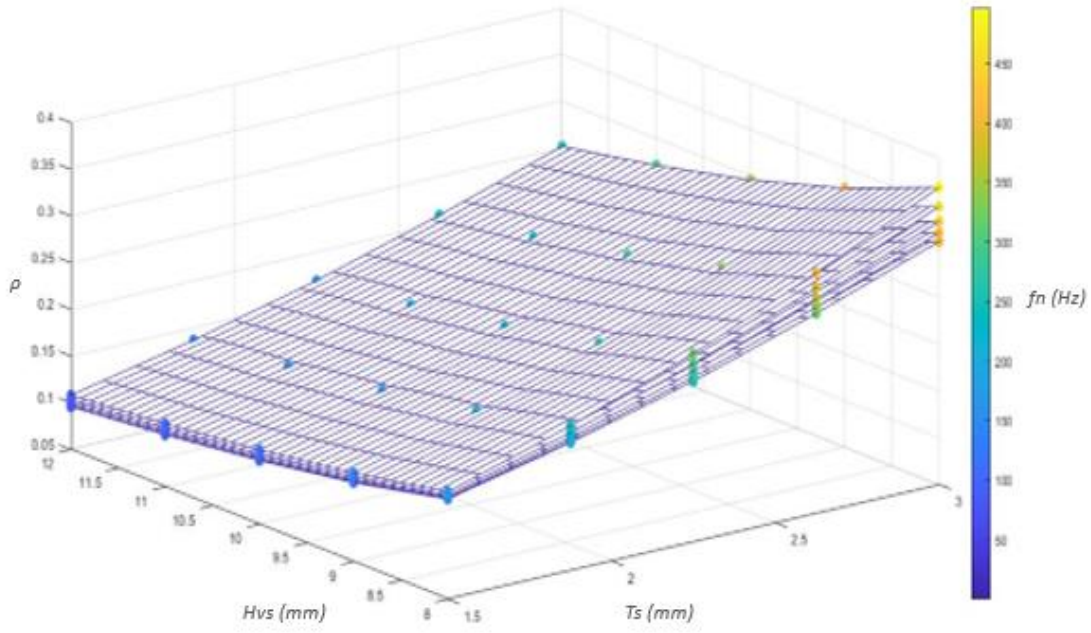


Şekil Ek.9: Kübik düğüm ve karesel çubuğa sahip normal öksetik yapıların doğal frekans sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey

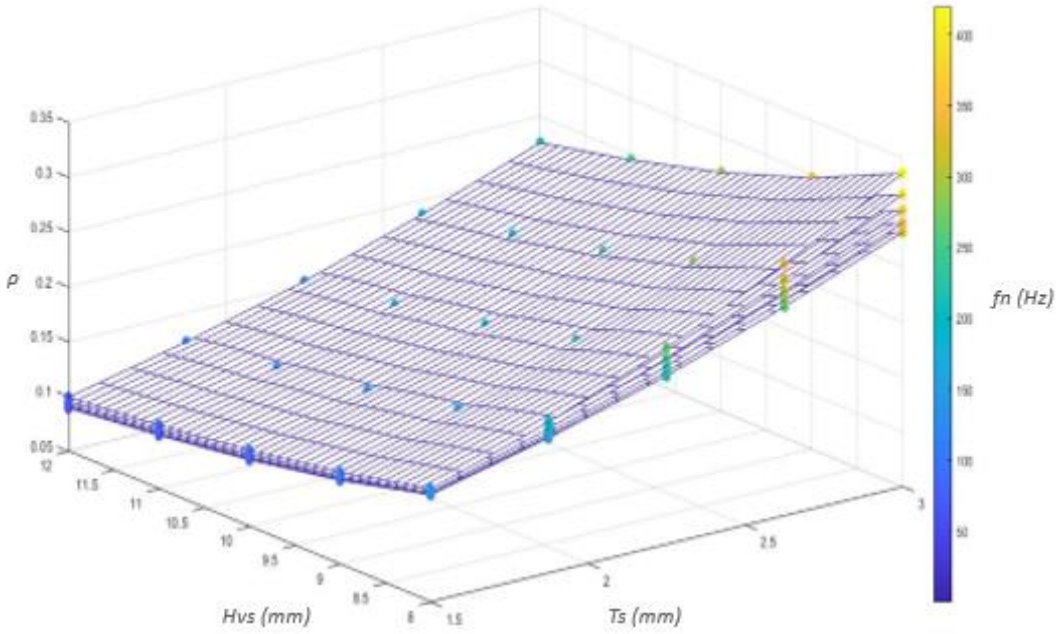


Şekil Ek.10: Kübik düğüm ve silindirik çubuğa sahip normal öksetik yapıların doğal frekans sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey



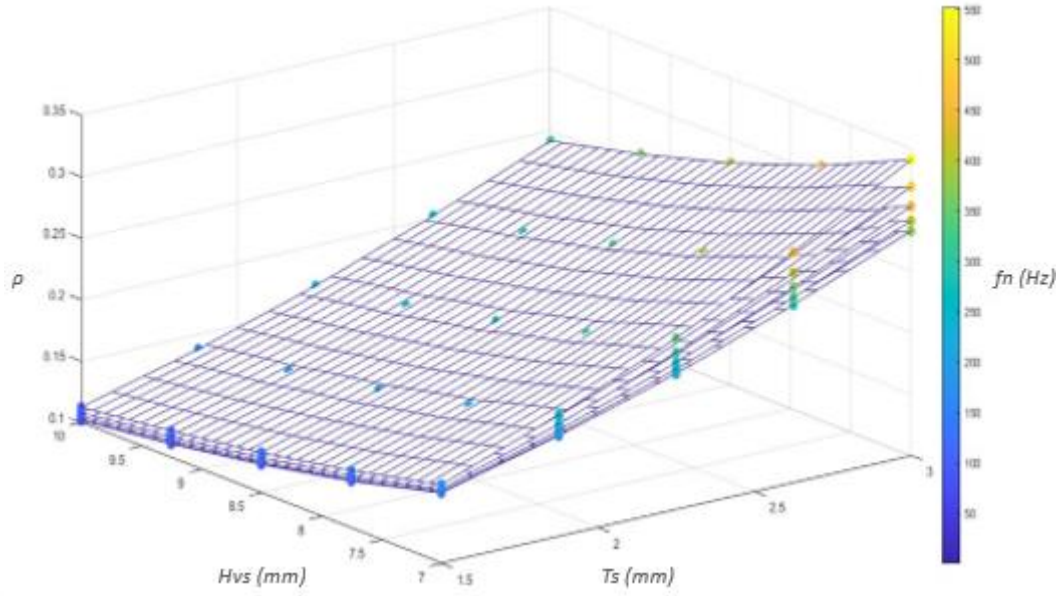


Şekil Ek.11: Silindirik düğüm ve karesel çubuğa sahip normal öksetik yapıların doğal frekans sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey

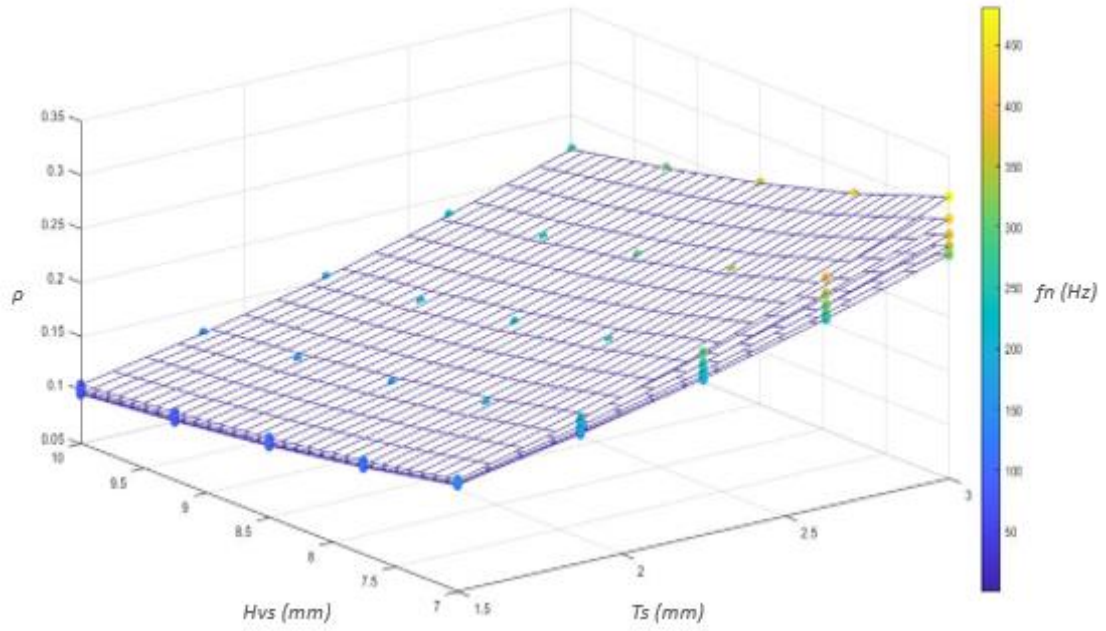


Şekil Ek.12: Silindirik düğüm ve silindirik çubuğa sahip normal öksetik yapıların doğal frekans sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey

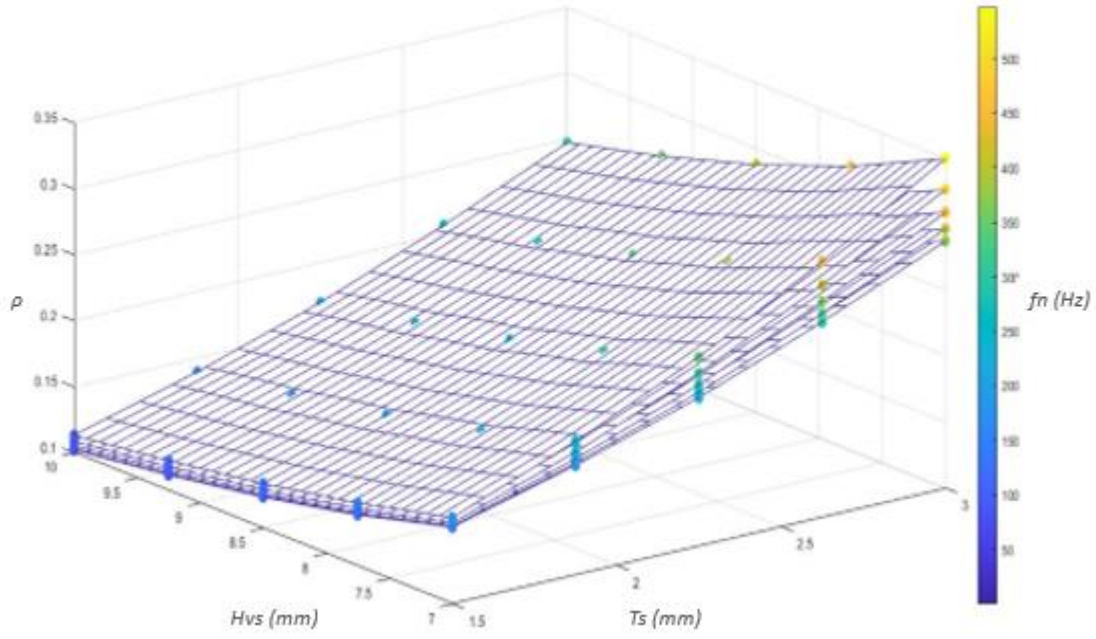




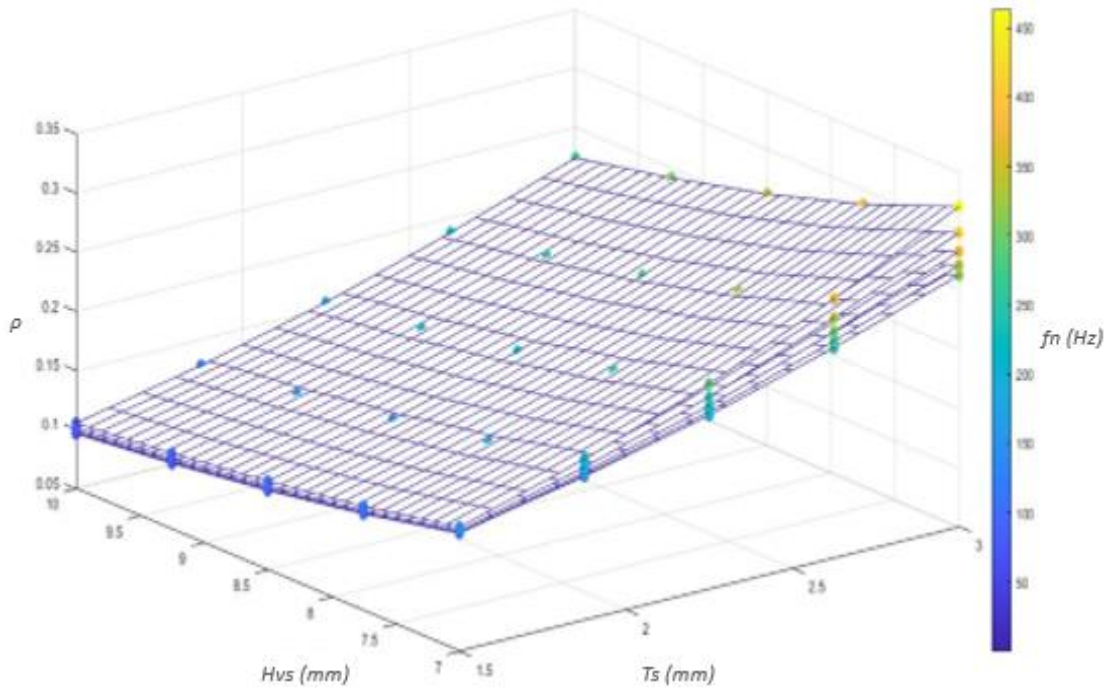
Şekil Ek.13: Küresel düğüm ve karesel çubuğa sahip kıvrımlı öksetik yapıların doğal frekans sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey



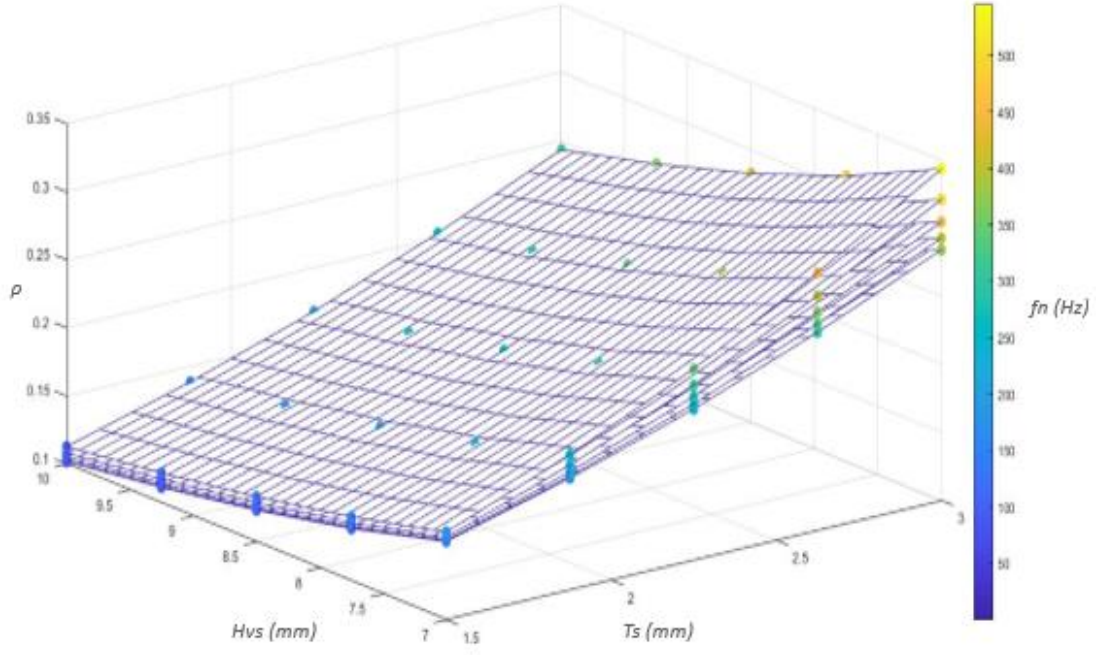
Şekil Ek.14: Küresel düğüm ve silindirik çubuğa sahip kıvrımlı öksetik yapıların doğal frekans sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey



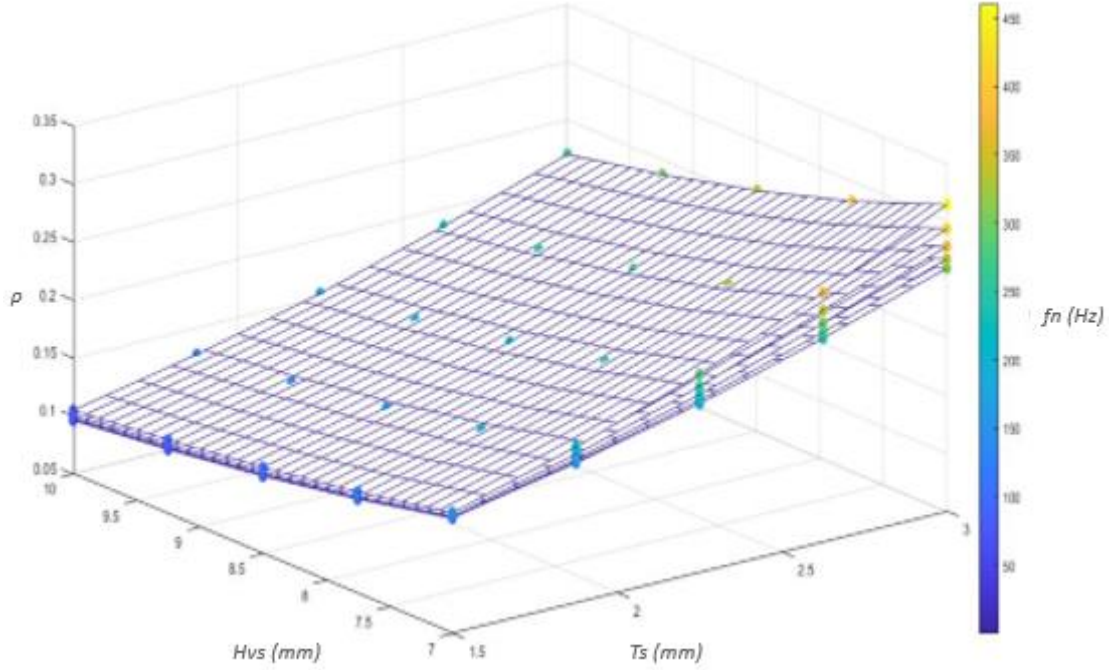
Şekil Ek.15: Kübik düğüm ve karesel çubuğa sahip kıvrımlı öksetik yapıların doğal frekans sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey



Şekil Ek.16: Kübik düğüm ve silindirik çubuğa sahip kıvrımlı öksetik yapıların doğal frekans sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey

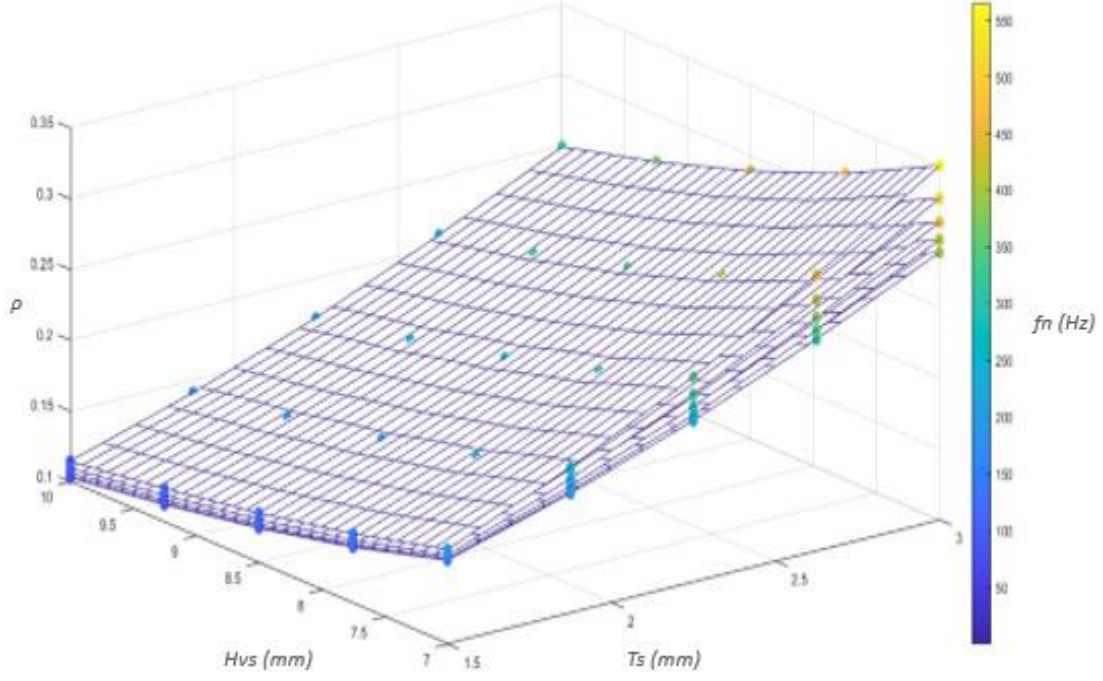


Şekil Ek.17: Silindirik düğüm ve karesel çubuğa sahip kıvrımlı öksetik yapıların doğal frekans sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey

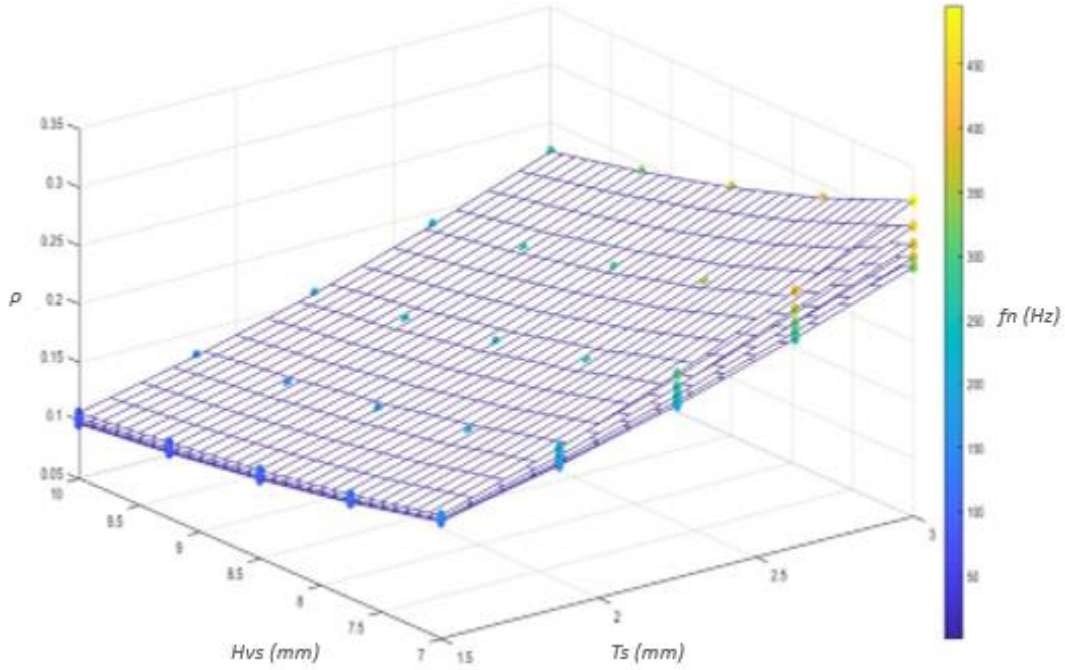


Şekil Ek.18: Silindirik düğüm ve silindirik çubuğa sahip kıvrımlı öksetik yapıların doğal frekans sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey

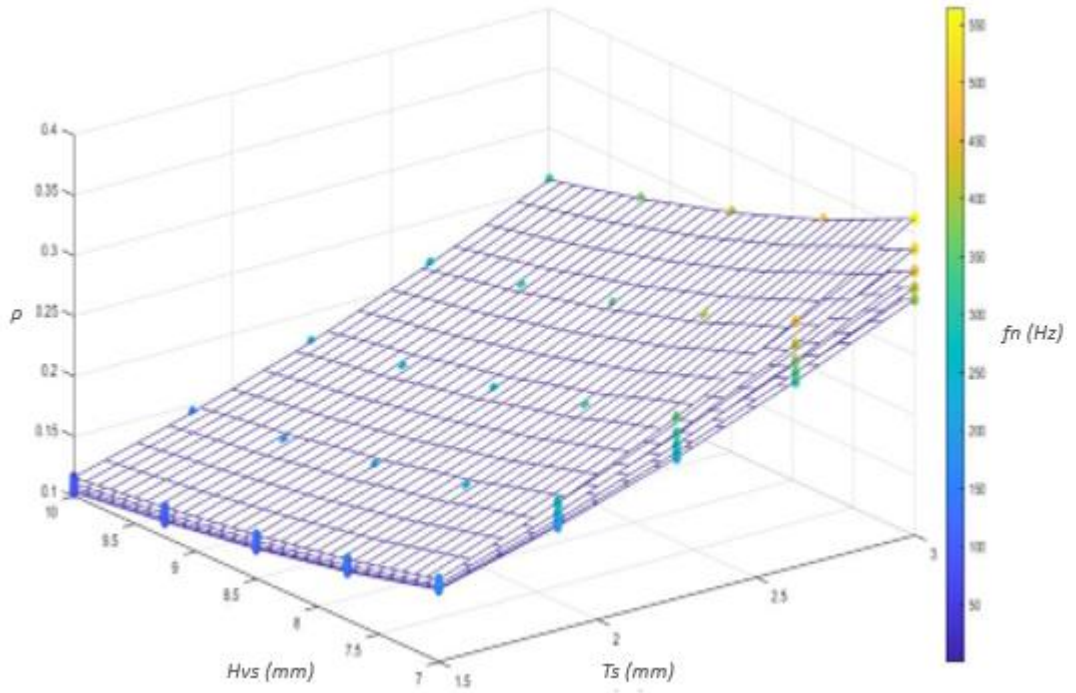




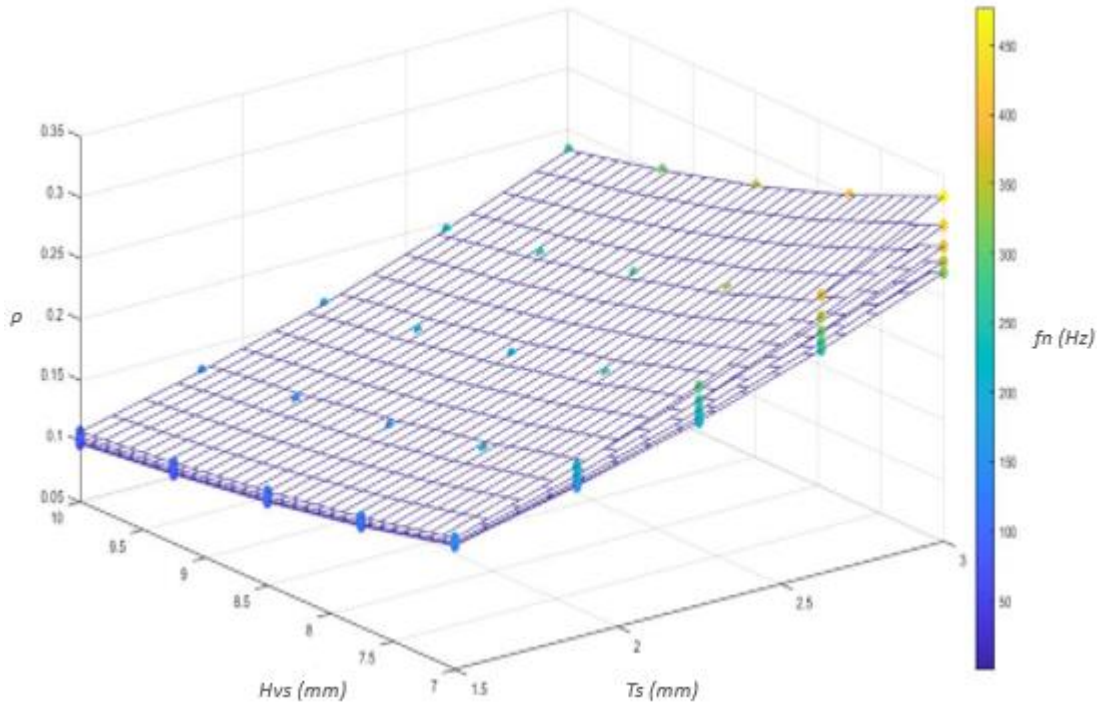
Şekil Ek.19: Küresel düğüm ve karesel çubuğa sahip dalgalı öksetik yapıların doğal frekans sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey



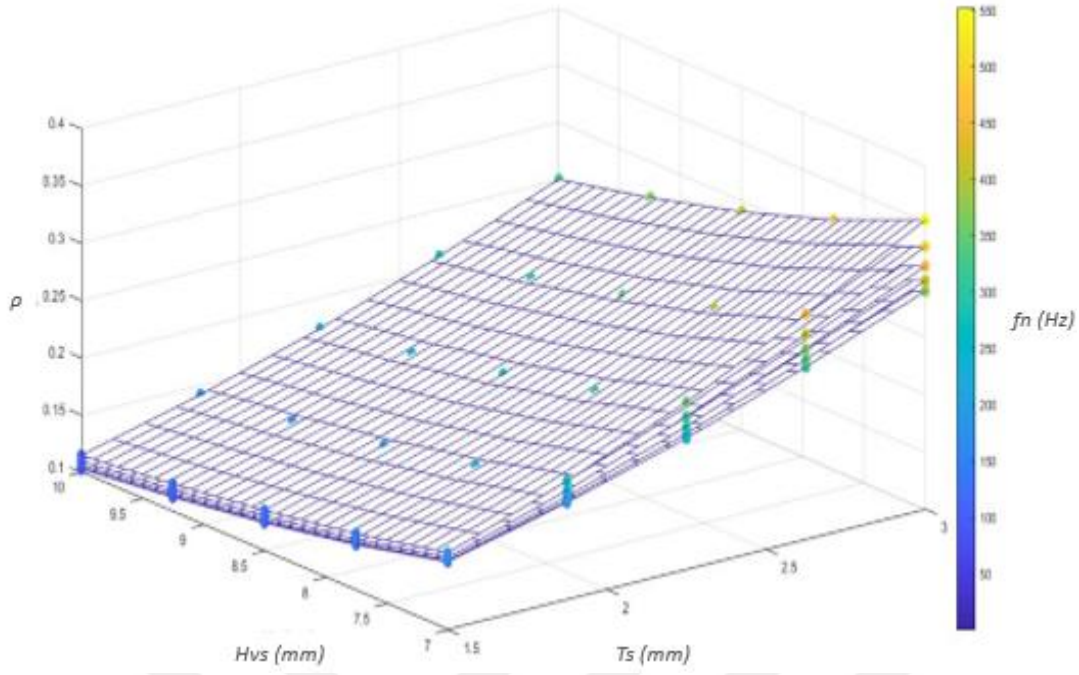
Şekil Ek.20: Küresel düğüm ve silindirik çubuğa sahip dalgalı öksetik yapıların doğal frekans sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey



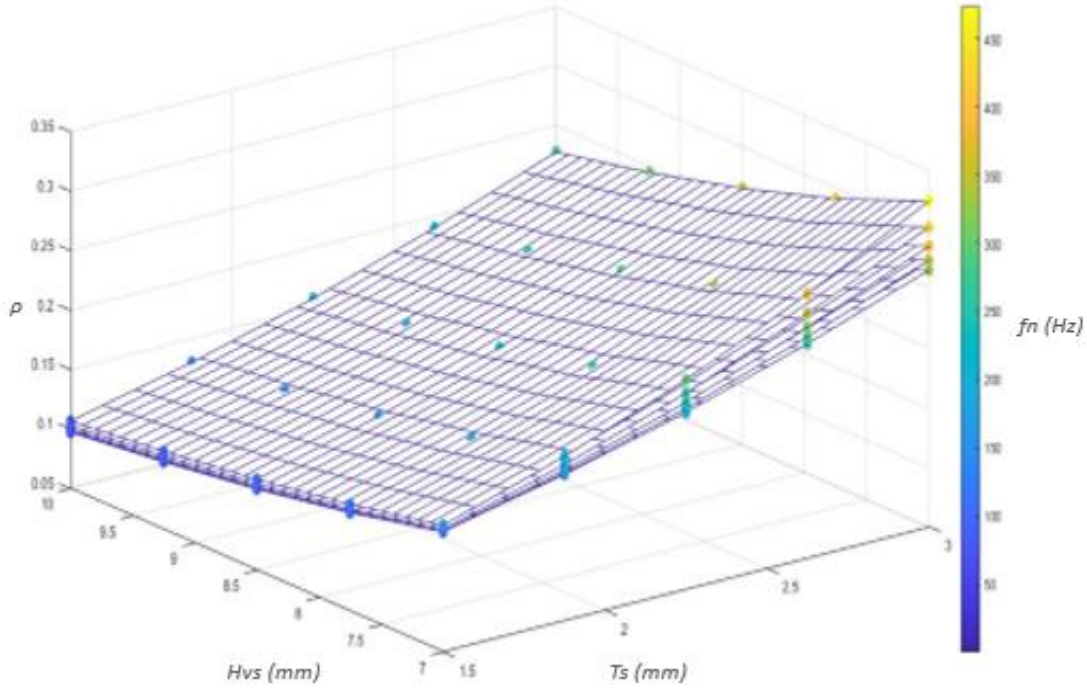
Şekil Ek.21: Kübik düğüm ve karesel çubuğa sahip dalgalı öksetik yapıların doğal frekans sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey



Şekil Ek.22: Kübik düğüm ve silindirik çubuğa sahip dalgalı öksetik yapıların doğal frekans sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey

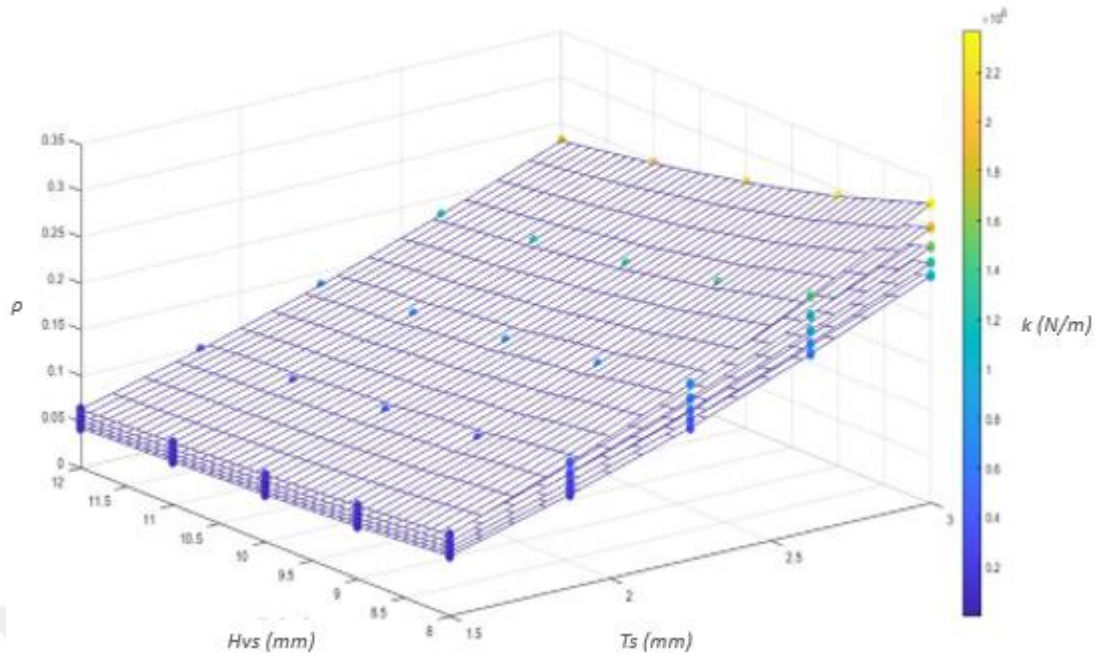


Şekil Ek.23: Silindirik düğüm ve karesel çubuğa sahip dalgali öksetik yapıların doğal frekans sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey

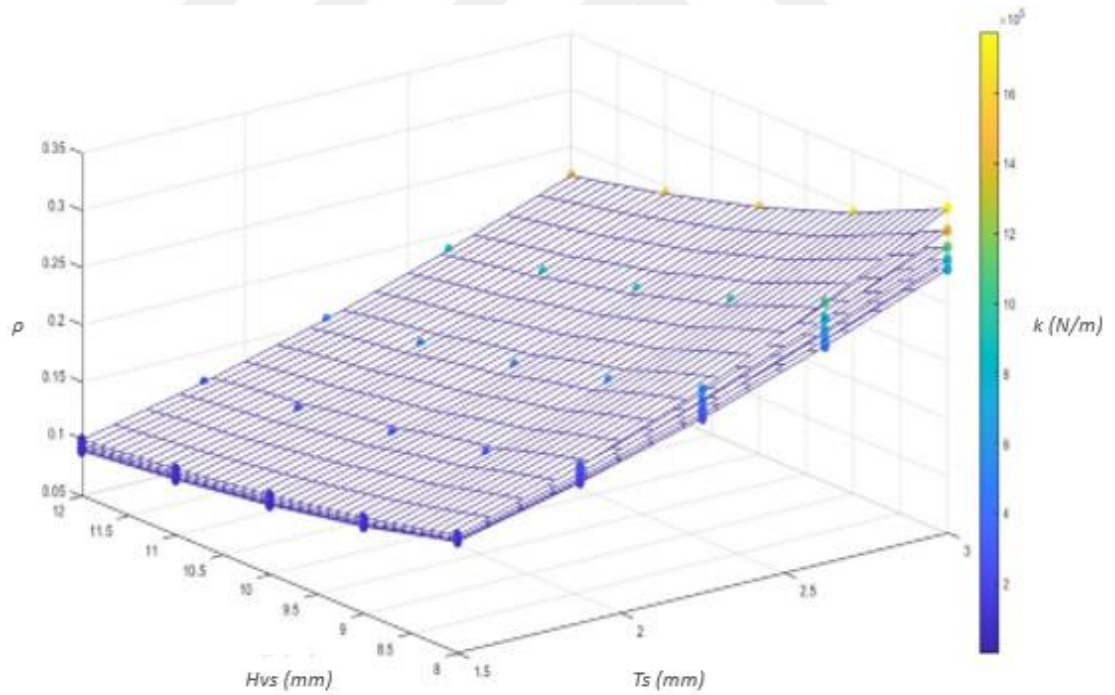


Şekil Ek.24: Silindirik düğüm ve silindirik çubuğa sahip dalgali öksetik yapıların doğal frekans sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey

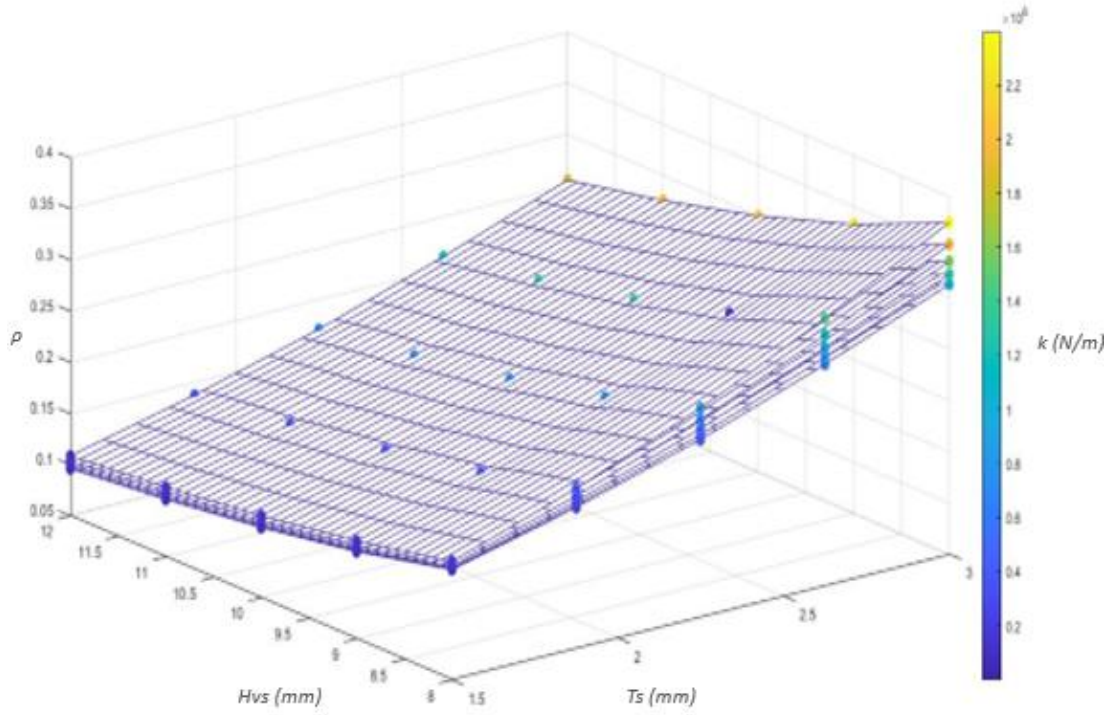




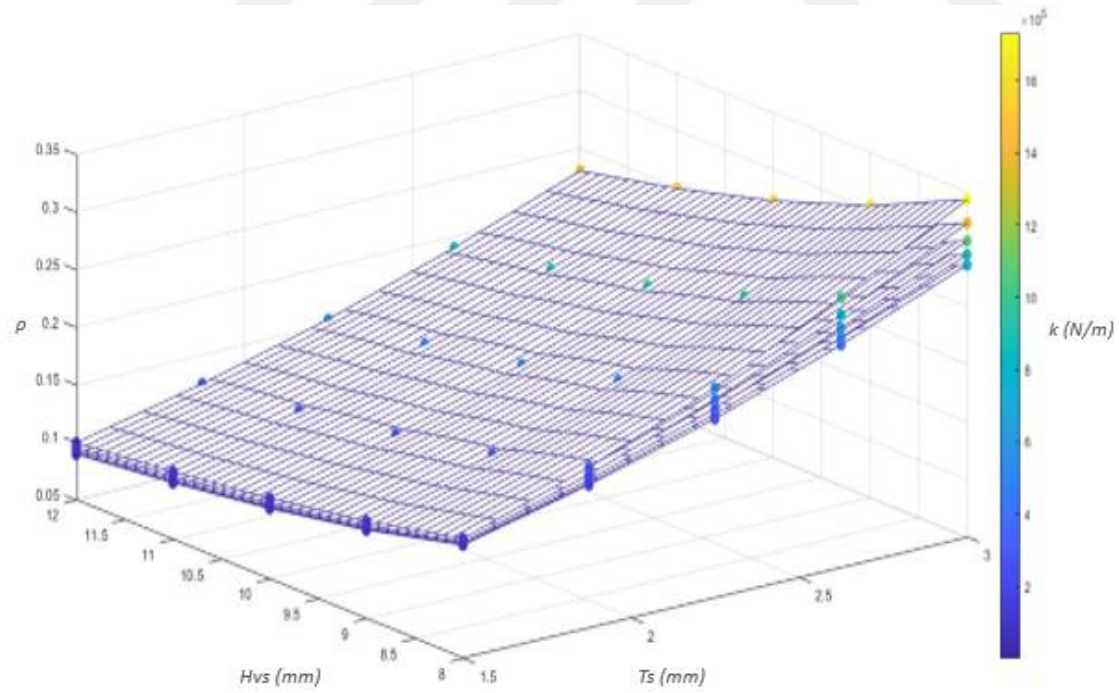
Şekil Ek.25: Küresel düğüm ve karesel çubuğa sahip normal öksetik yapıların rijitlik sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey



Şekil Ek.26: Küresel düğüm ve silindirik çubuğa sahip normal öksetik yapıların rijitlik sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey

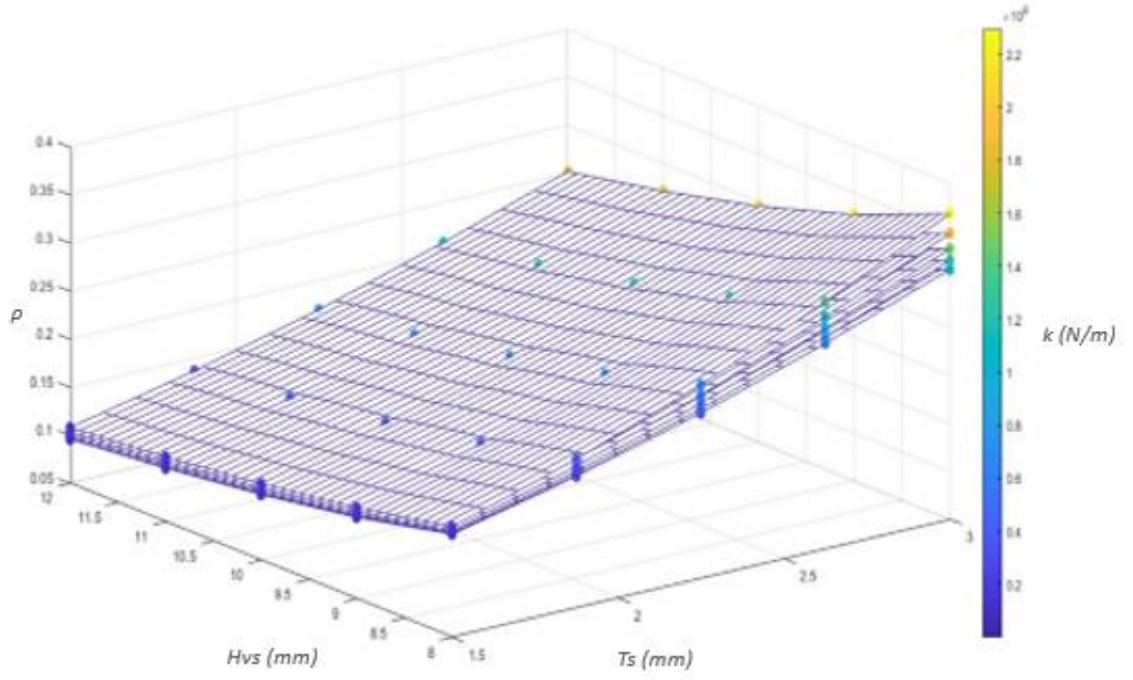


Şekil Ek.27: Kübik düğüm ve karesel çubuğa sahip normal öksetik yapıların rijitlik sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey

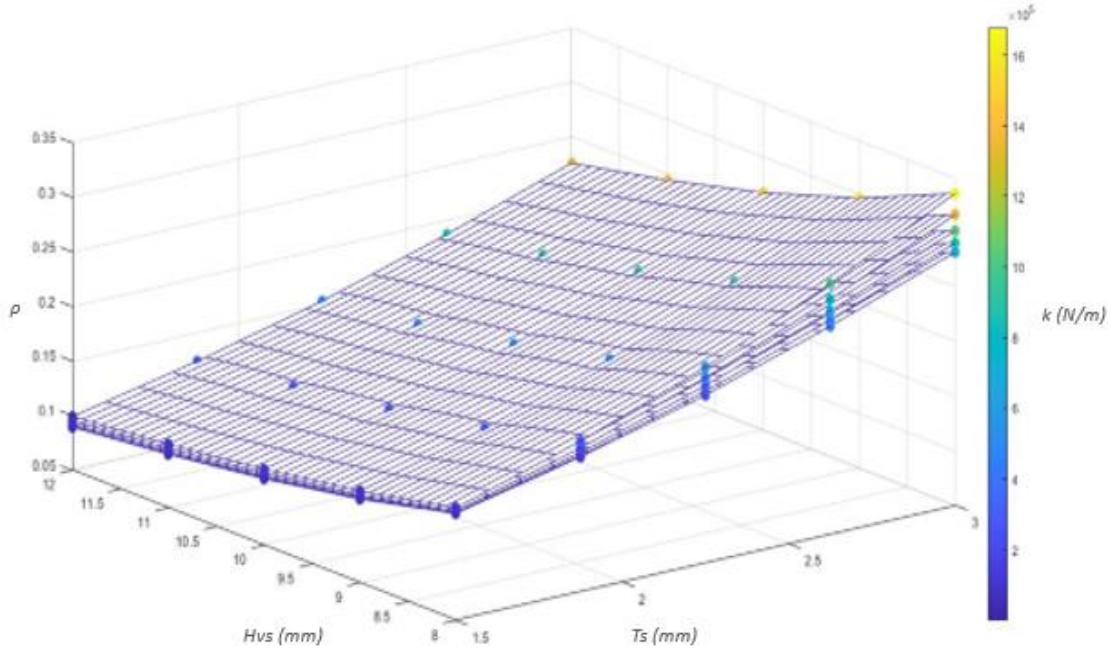


Şekil Ek.28: Kübik düğüm ve silindirik çubuğa sahip normal öksetik yapıların rijitlik sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey

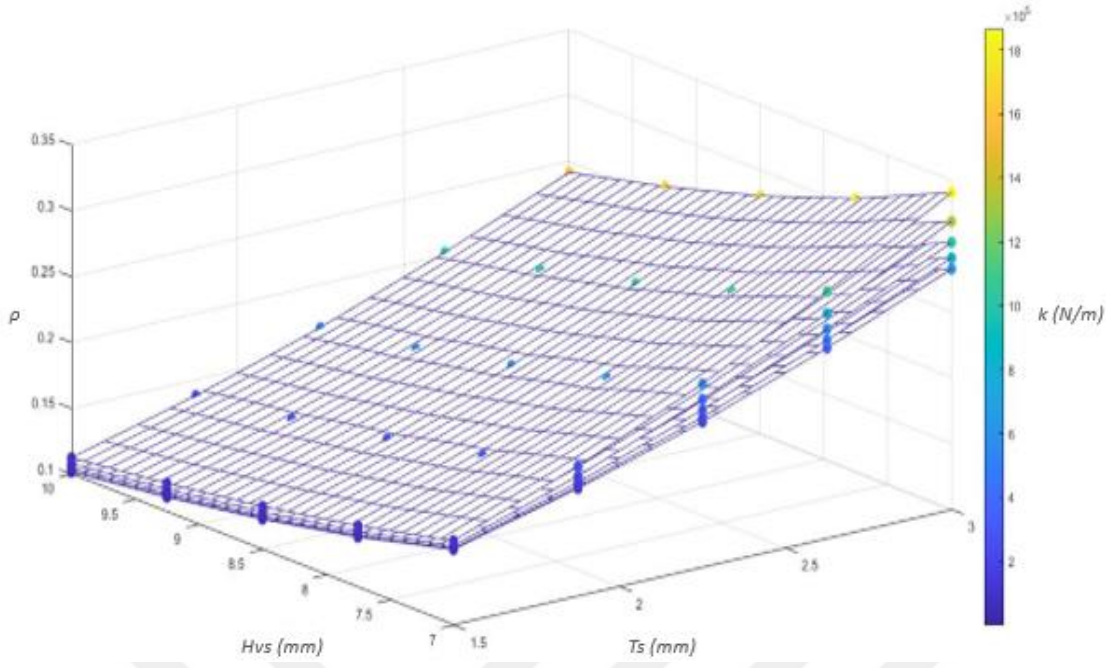




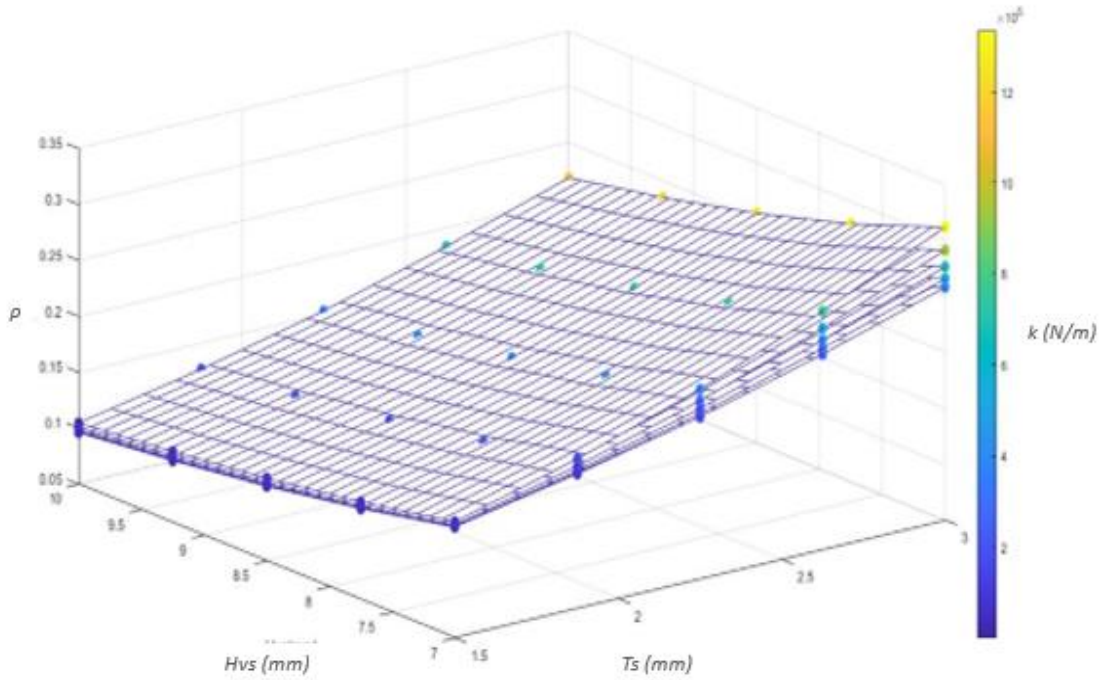
Şekil Ek.29: Silindirik düğüm ve karesel çubuğa sahip normal öksetik yapıların doğal frekans rijitlik sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey



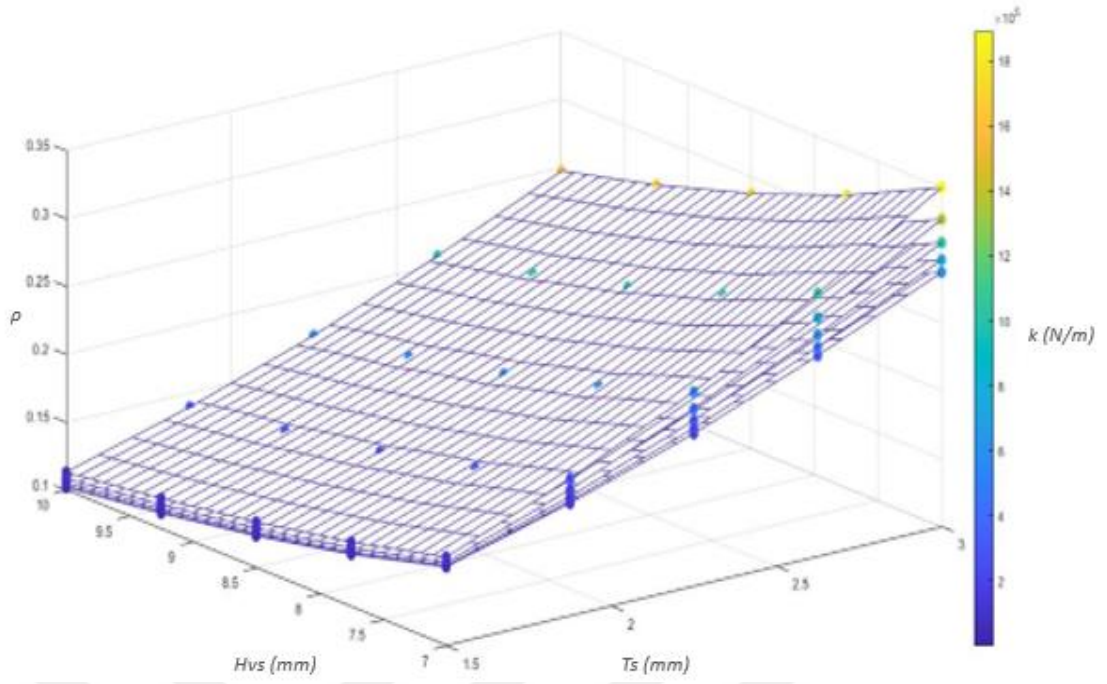
Şekil Ek.30: Silindirik düğüm ve silindirik çubuğa sahip normal öksetik yapıların rijitlik sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey



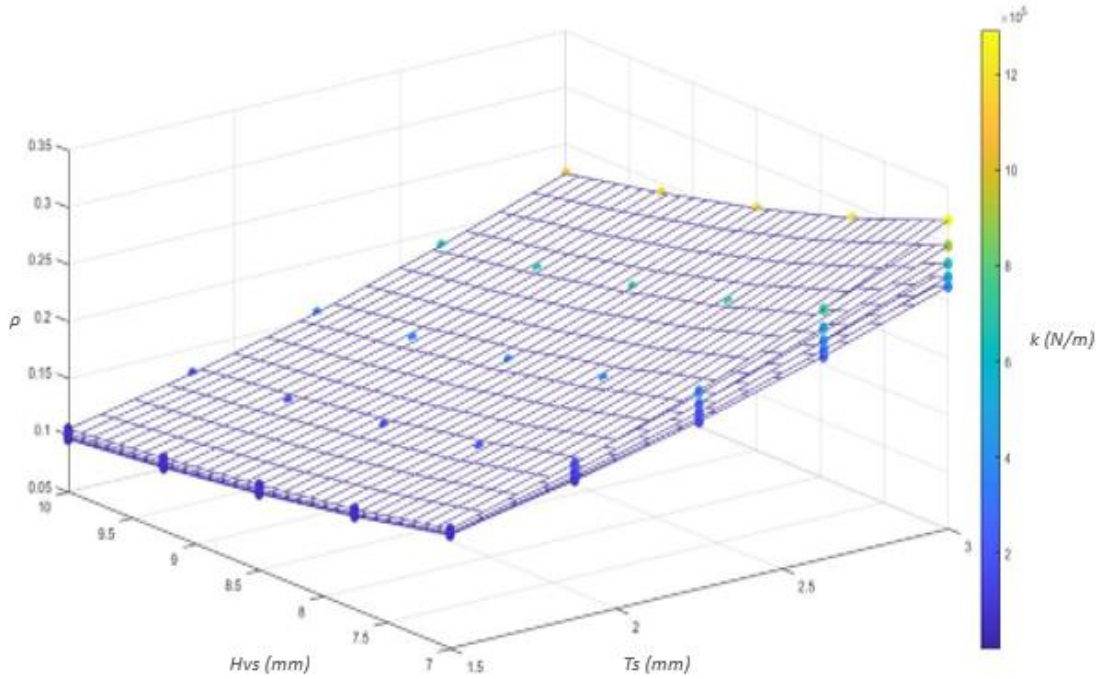
Şekil Ek.31: Küresel düğüm ve karesel çubuğa sahip kıvrımlı öksetik yapıların rijitlik sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey



Şekil Ek.32: Küresel düğüm ve silindirik çubuğa sahip kıvrımlı öksetik yapıların rijitlik sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey

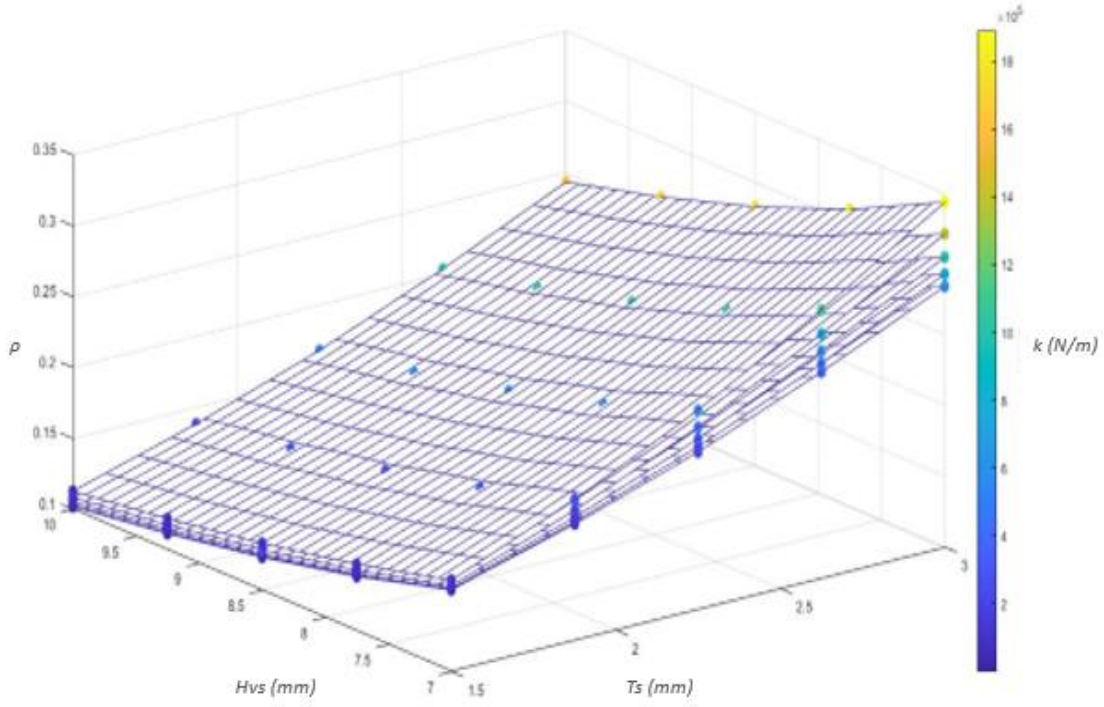


Şekil Ek.33: Kübik düğüm ve karesel çubuğa sahip kıvrımlı öksetik yapıların rijitlik sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey

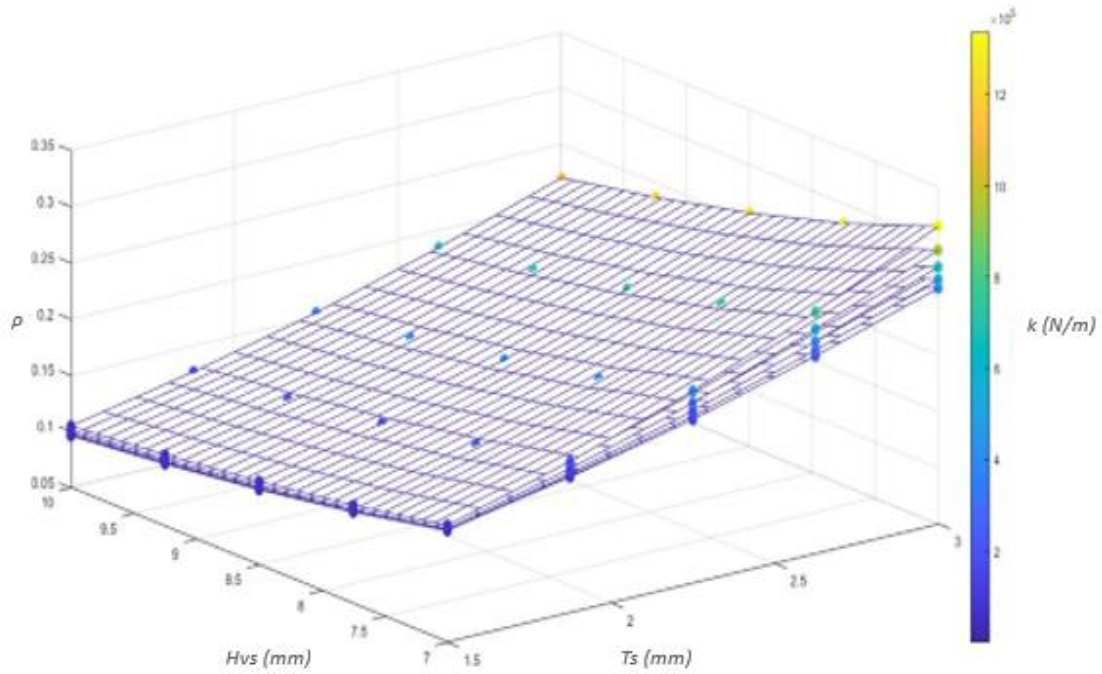


Şekil Ek.34: Kübik düğüm ve silindirik çubuğa sahip kıvrımlı öksetik yapıların rijitlik sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey

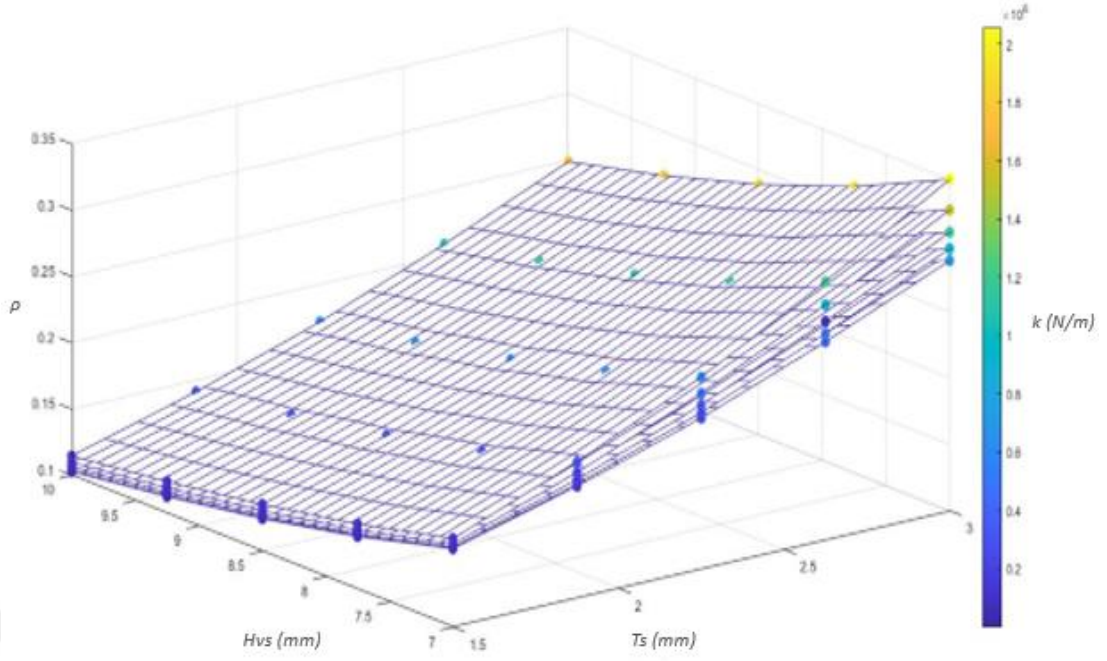




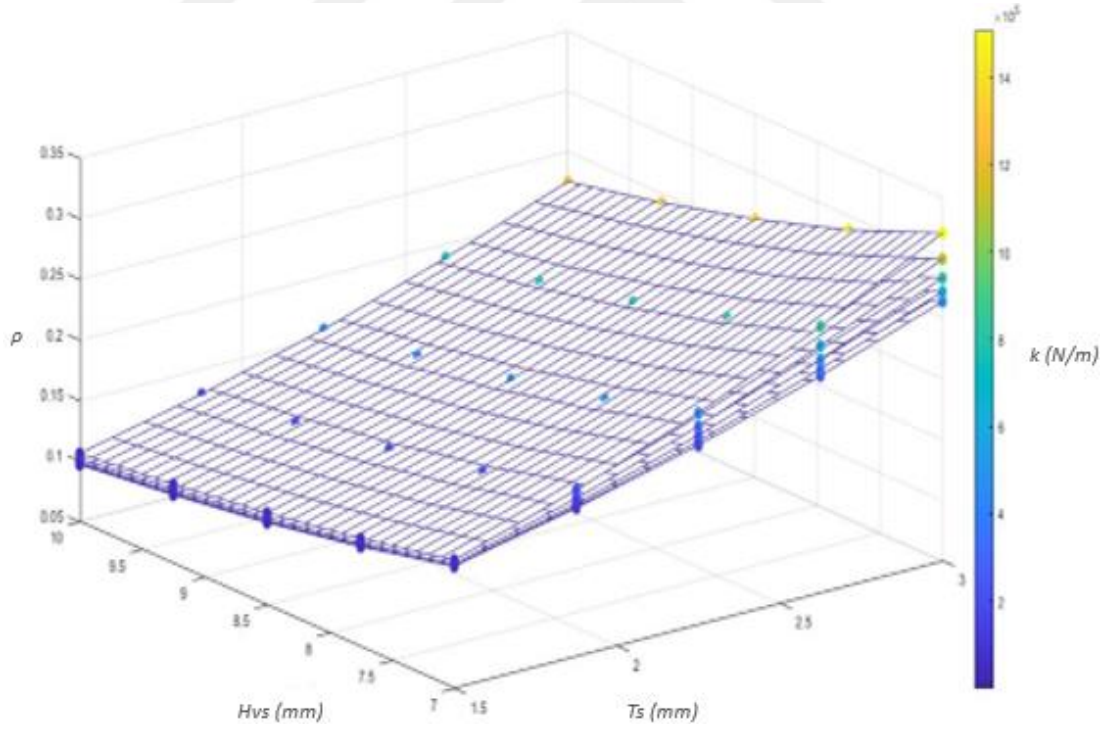
Şekil Ek.35: Silindirik düğüm ve karesel çubuğa sahip kıvrımlı öksetik yapıların rijitlik sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey



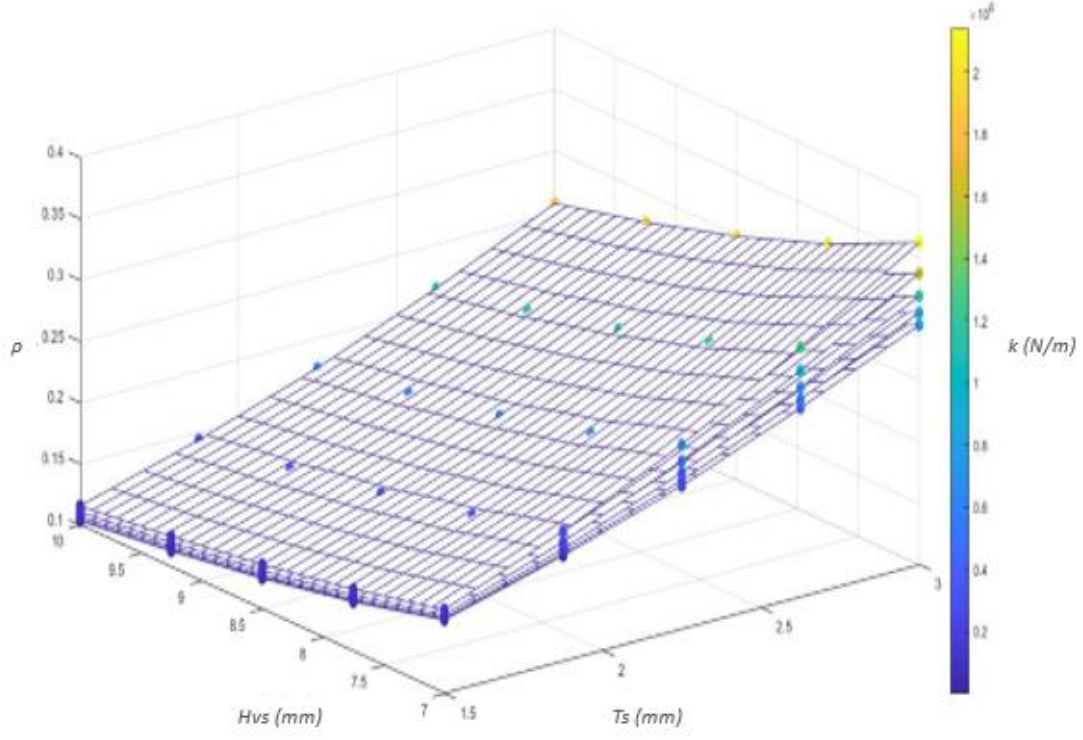
Şekil Ek.36: Silindirik düğüm ve silindirik çubuğa sahip kıvrımlı öksetik yapıların rijitlik sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey



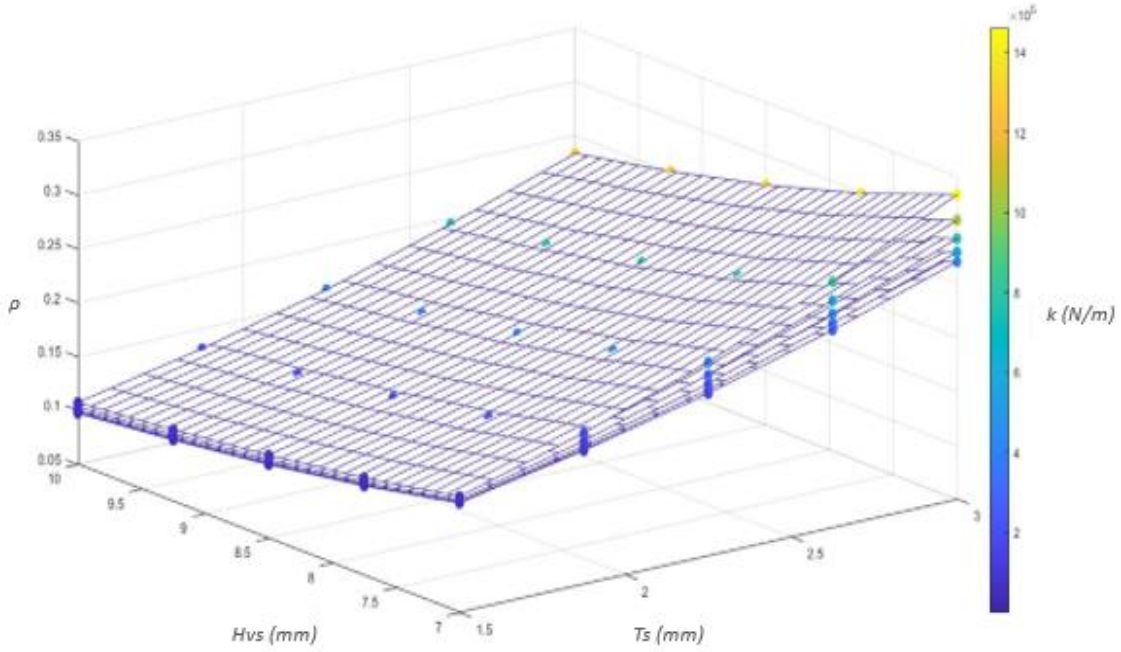
Şekil Ek.37: Küresel düğüm ve karesel çubuğa sahip dalgalı öksetik yapıların rijitlik sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey



Şekil Ek.38: Küresel düğüm ve silindirik çubuğa sahip dalgalı öksetik yapıların rijitlik sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey

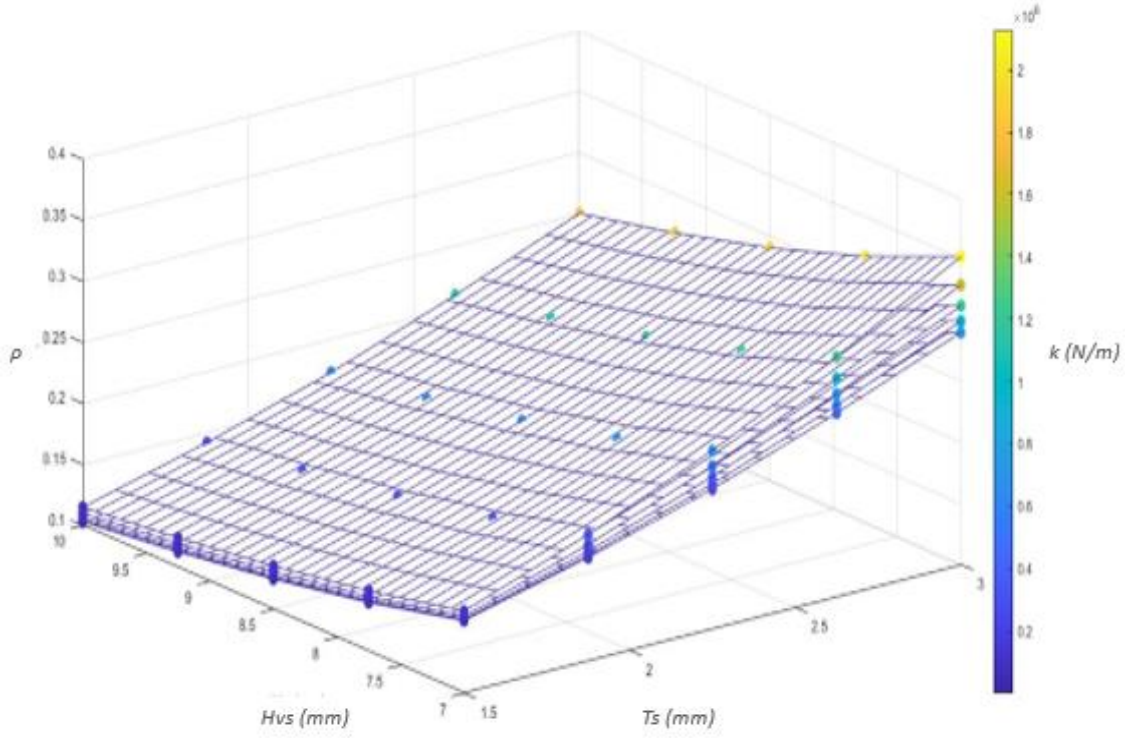


Şekil Ek.39: Kübik düğüm ve karesel çubuğa sahip dalgalı öksetik yapıların rijitlik sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey

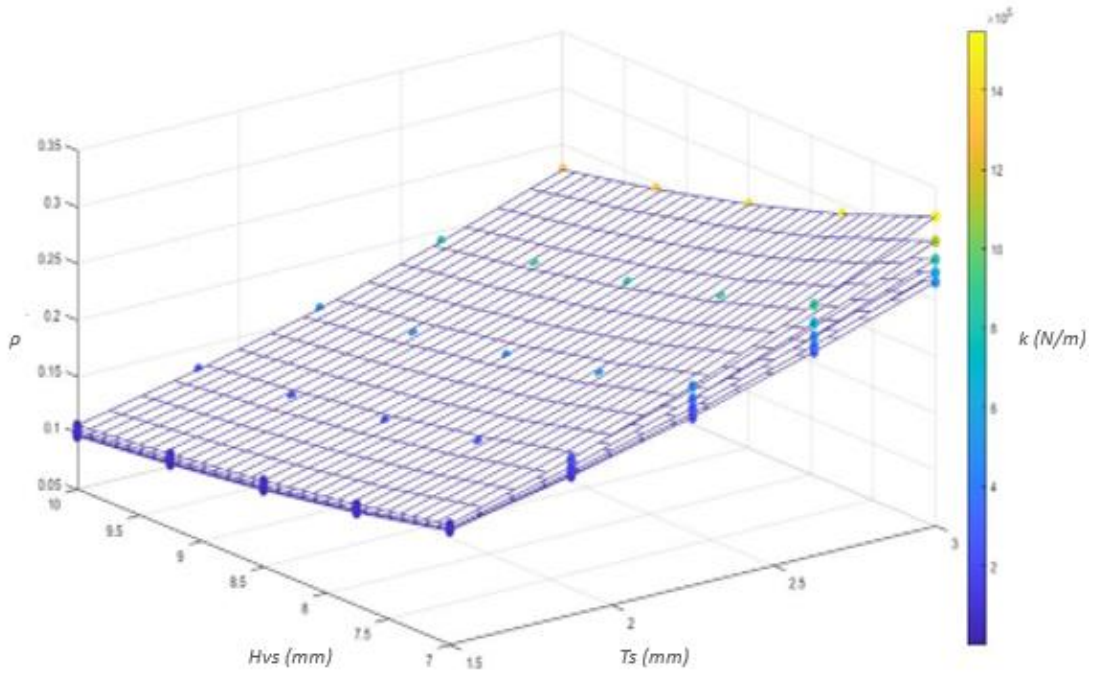


Şekil Ek 40: Kübik düğüm ve silindirik çubuğa sahip dalgalı öksetik yapıların rijitlik sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey





Şekil Ek.41: Silindirik düğüm ve karesel çubuğa sahip dalgalı öksetik yapıların rijitlik sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey



Şekil Ek.42: Silindirik düğüm ve silindirik çubuğa sahip dalgalı öksetik yapıların rijitlik sonucu ile oluşturulan yanıt yüzey