T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

X-Y ESNEK MEKANİZMA TEMELLİ TİTREŞİM SÖNÜMLEYİCİ TASARIMI

Haydar ERDEM

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Makine Teorisi ve Kontrol Programı

Danışman

Doç. Dr. Cihan DEMİR

Temmuz, 2024

T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

X-Y ESNEK MEKANİZMA TEMELLİ TİTREŞİM SÖNÜMLEYİCİ TASARIMI

Haydar ERDEM tarafından hazırlanan tez çalışması 06.06.2024 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Sistem teorisi ve Kontrol Programı **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Doç. Dr. Cihan DEMİR
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Cihan DEMİR, Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Semih SEZER, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Doç. Dr. Osman BULUT, Üye
İstanbul Teknik Üniversitesi _____

Danışmanım Doç. Dr. Cihan DEMİR sorumluluğunda tarafımca hazırlanan "X-Y Esnek Mekanizma Temelli Titreşim Sönümleyici Tasarımı" başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Haydar ERDEM

İmza

Aileme

ve

eşime

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans tezi çalışması boyunca bilgi ve tecrübesiyle yol gösteren, zamanından feragat ederek testlerle ilgilenen, fedakarlıklarda bulunan sayın Doç. Dr. Cihan DEMİR hocama şükranlarımı sunarım. Sayın Öğr. Gör. Gül ERGÜN hocama yardımları ve katkıları için teşekkür ederim. Ve son olarak lisans eğitiminde tanışıp çok erken yaşta kaybettiğim tek dostum rahmetli Emre Orak'ı hayırla yad etmek, ona olan vefamı bu şekilde göstermek isterim.

Haydar ERDEM

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR v
SİMGE LİSTESİ viii
KISALTMA LİSTESİ ix
ŞEKİL LİSTESİ x
TABLO LİSTESİ xiii
ÖZET xv
ABSTRACT xvii
1 GİRİŞ 19
1.1 Titreşimin Tanımı, Önemi ve Etkileri 19
1.1.1 Literatür 19
1.1.2 Esnek Mekanizma Tanımı ve Bazı Örnekler 23
1.1.3 Esnek Mekanizmalar ve Doğa 26
2 TASARIM 28
2.1 Parametreler 30
2.1.1 Esnek Mekanizma Yapısı 34
2.1.2 İç Mekanizma 36
2.1.3 PLA Elastiklik Modülü Hesapları 37
2.1.4 Doğal Frekans Hesapları (ANSYS) 41
2.1.5 Doğal Frekans Hesapları (Darbe Testi) 46
2.1.6 Deneysel ve ANSYS Doğal Frekans Karşılaştırma 51
2.2 Rijitlik Katsayısı Hesapları 54
2.2.1 Sonlu Elemanlar Metoduyla Rijitlik Hesabı 74
2.2.2 Mukavemet Formülleriyle Rijitlik Hesabı 83
2.2.3 Yapay Sinir Ağları 85
3 TAM MEKANİZMA 89
3.1 Dış Mekanizma 89
3.1.1 Y-Y Ekseni İçin Deneysel ve Ansys ile Rijitlik Hesapları 90
3.1.2 Sonlu Elemanlar Metoduyla Hesaplama 92
3.1.3 Mukavemet Formülüne Göre Rijitlik Hesabı 94
3.1.4 Esnek Mekanizmanın Kirişe Uygulanması 95
3.1.5 Tam Mekanizma Doğal Frekans Değerleri 96
3.1.6 Çelik Kiriş Deneysel Frekans Hesapları 99

3.1.7 Çelik Kirişin Nümerik Metodla Frekans Hesabı 99
3.1.8 Çelik Kiriş Ansys ile Frekans Hesabı 101
3.1.9 Esnek Mekanizma Uygulaması 101
3.1.10 Harmonik Kuvvetin İki Farklı Noktaya Uygulanması 106
4 SONUÇ **112**
KAYNAKÇA **114**
A EK **117**
B EK **120**
TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR **122**

SİMGE LİSTESİ

F	Kuvvet [N]
I	Alan Atalet Momenti [mm^4]
E	Elastiklik Modülü [MPa]
L	Uzunluk [mm]
b	Kiriş Genişliği [mm]
h	Yay Kalınlığı [mm]
f	Frekans [Hz]
ρ	Özkütle [gr/cm^3]
K	Yay Rijitlik Katsayısı (N/mm)
A	Kesit Alanı [mm^2]
N_{ix}	X Ekseninde Etkiyen i. Kuvvet [N]
Q_{iy}	Y Ekseninde Etkiyen i. Kuvvet [N]
M_{iz}	Z Ekseninde Etkiyen i. Moment [Nmm]
u_{ix}	X Ekseninde Oluşan Yer Değiştirme [mm]
u_{iy}	Y Ekseninde Oluşan Yer Değiştirme [mm]
φ_{iz}	Z Ekseninde Oluşan Açısal Dönme [rad]
a_i	i. Kiriş İçin Katsayı [N/m]
b_i	i. Kiriş İçin Katsayı [N/m]
K_{ind}	İndirgenmiş Matris

KISALTMA LİSTESİ

YSA	Yapay Sinir ağları

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 İlk uyumlu mekanizma tasarımları arasında antik yay ve Leonardo da Vinci'nin birçok uyumlu mekanizma tasarımı yer almaktadır **24**

Şekil 1.2 Leonardo Da Vinci'nin esnek mancınık taslağı [15] **25**

Şekil 1.3 Tek eksenli çapraz esnek pivot, Bendix Corporation esnek pivot ve yük hücresi [15] **25**

Şekil 1.4 Wright kardeşler, sürekli insan uçuşu için uçaklarının kontrolünü sağlamak amacıyla kanat eğrilmesini kullandılar [26] **26**

Şekil 1.5 Mikro ivme ölçer esnek mekanizmalar **26**

Şekil 1.6 Doğada esnekliğin kullanımı (Arı kanatları örneği) [15] **27**

Şekil 2.1 Stockbridge damper **28**

Şekil 2.2 Sönümsüz dinamik titreşim absorberi **30**

Şekil 2.3 Mekanizmayı etkileyen parametreler **31**

Şekil 2.4 Kuvvet ve sınır şartları **31**

Şekil 2.5 PLA malzeme mekanik özellikleri **32**

Şekil 2.6 Esnek mekanizma modeli **34**

Şekil 2.7 Esnek mekanizma x-y modeli **34**

Şekil 2.8 X-x ekseni için kütle ve yaylar **35**

Şekil 2.9 Y-y ekseni için kütle ve yaylar **35**

Şekil 2.10 Mekanizmanın tam kesiti **36**

Şekil 2.11 Esnek mekanizma iç sistem (x-x ekseni) **37**

Şekil 2.12 Ankastre kiriş, tekil yük durumunda sehim [19] **37**

Şekil 2.13 Kirişte meydana gelen sehimin ölçümü **38**

Şekil 2.14 Ansys ile doğal frekans hesapları **42**

Şekil 2.15 Mavi PLA E=3100 MPa birinci mod şekli **43**

Şekil 2.16 Mavi PLA E=3100 MPa ikinci mod şekli **44**

Şekil 2.17 Mavi PLA E=3100 MPa üçüncü mod şekli **44**

Şekil 2.18 Mavi PLA E=3100 MPa dördüncü mod şekli **45**

Şekil 2.19 Mavi PLA E=3100 MPa beşinci mod şekli **45**

Şekil 2.20 Mavi PLA E=3100 MPa altıncı mod şekli **46**

Şekil 2.21 Şeffaf mekanizma ve piezo sensör **47**

Şekil 2.22 Pembe mekanizma ve piezo sensör **47**

Şekil 2.23 Mavi mekanizma ve piezo sensör **48**

Şekil 2.24 Darbe testi doğal frekans grafikleri (kırmızı) **48**

Şekil 2.25 Darbe testi doğal frekans grafikleri (mavi) **49**

Şekil 2.26 Darbe testi doğal frekans grafikleri (şeffaf) **49**
Şekil 2.27 Darbe testi doğal frekans grafikleri (pembe)..... **50**
Şekil 2.28 Pembe birinci mod şekli **52**
Şekil 2.29 Pembe altıncı mod şekli **52**
Şekil 2.30 Yer değiştirmenin ölçüldüğü kenar **55**
Şekil 2.31 Kuvvet-yer değiştirme deneyi örnek resim **55**
Şekil 2.32 E=3500 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme grafiği 1 (ANSYS)..... **57**
Şekil 2.33 E=3500 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme grafiği 2 (ANSYS)..... **58**
Şekil 2.34 E=3500 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme grafiği 3 (ANSYS)..... **59**
Şekil 2.35 E=3500 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme grafiği 4 (ANSYS)..... **60**
Şekil 2.36 E=2340 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme grafiği (deney) **61**
Şekil 2.37 E=2340 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme grafiği (Ansys)..... **62**
Şekil 2.38 E=3200 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme grafiği (deney) **63**
Şekil 2.39 E=3200 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme grafiği (ANSYS)..... **64**
Şekil 2.40 E=1642 MPa, t=10 mm kuvvet-yerdeğiştirme grafiği (deney) **66**
Şekil 2.41 E=1642 MPa, t=8 mm kuvvet-yerdeğiştirme grafiği (deney) **66**
Şekil 2.42 E=1642 MPa, t=5 mm kuvvet-yerdeğiştirme grafiği (deney) **67**
Şekil 2.43 E=1642 MPa, t=10 mm kuvvet-yerdeğiştirme grafiği (ANSYS) **69**
Şekil 2.44 E=1642 MPa, t=8 mm kuvvet-yerdeğiştirme grafiği (ANSYS) **69**
Şekil 2.45 E=1642 MPa, t=5 mm kuvvet-yerdeğiştirme grafiği (ANSYS) **70**
Şekil 2.46 E=2060 MPa, t=10 mm kuvvet-yerdeğiştirme grafiği (ANSYS) **71**
Şekil 2.47 E=3100 MPa, t=10 mm kuvvet-yerdeğiştirme grafiği (ANSYS) **72**
Şekil 2.48 E=2070 MPa, t=10 mm kuvvet-yerdeğiştirme grafiği (ANSYS) **73**
Şekil 2.49 Mekanizma düğüm noktaları..... **74**
Şekil 2.50 İç mekanizma düğüm noktalarına gelen yer değişimleri..... **74**
Şekil 2.51 Normal kuvvet uygulandığında x-y düzleminde eğilme: a) yük parametreleri, b) deformasyon parametreleri [20] **75**
Şekil 2.52 Birleşik yük tipi durum değişkenleri [20] **76**
Şekil 2.53 28x28 indirgenmiş rijitlik matrisi..... **79**
Şekil 2.54 5 N kuvvet karşılığı yer değiştirme **79**
Şekil 2.55 10 N kuvvet karşılığı yer değiştirme **80**
Şekil 2.56 15 N kuvvet karşılığı yer değiştirme **80**
Şekil 2.57 20 N kuvvet karşılığı yer değiştirme **81**
Şekil 2.58 E=3200 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme grafiği (deney) **82**
Şekil 2.59 E=3200 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme grafiği (sonlu elemanlar) **82**

Şekil 2.60 Katlanmış kirişin bileşenleri [21] **83**
Şekil 2.61 Mukavemet formülasyonu [21] **83**
Şekil 2.62 Yapay sinir ağı şeması **86**
Şekil 2.63 YSA model özeti **86**
Şekil 2.64 Regresyon değerleri **86**
Şekil 2.65 YSA eğitim sonuçları **87**
Şekil 3.1 Y-Y ekseninde çalışan yaylar **89**
Şekil 3.2 E=3100 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme grafiği (ANSYS) **90**
Şekil 3.3 E=3100 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme grafiği (Deney) **91**
Şekil 3.4 Dış mekanizma düğüm noktalarına gelen yer değişimleri **92**
Şekil 3.5 8x8 indirgenmiş rijitlik matrisi **93**
Şekil 3.6 E=3100 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme grafiği (sonlu elemanlar) **94**
Şekil 3.7 Basit bir yaprak kirişte kuvvet ve yerdeğiştirme [2] **94**
Şekil 3.8 Tam mekanizma **96**
Şekil 3.9 Tam mekanizma birinci mod şekli **97**
Şekil 3.10 Tam mekanizma ikinci mod şekli **97**
Şekil 3.11 Tam mekanizma üçüncü mod şekli **98**
Şekil 3.12 Sürtünmesiz yatak (frictionless support) tanımlanan yüzeyler **98**
Şekil 3.13 Sabit-serbest uçlu bir kirişin doğal frekans ve mod şekilleri [22] **100**
Şekil 3.14 Ansys ile elde edilen frekanslar **101**
Şekil 3.15 Sabit-serbest uçlu 356 mm uzunluğunda kirişin birinci modu **102**
Şekil 3.16 Mekanizma bağlı kirişin frekans değerleri **102**
Şekil 3.17 Mekanizma bağlı kirişin frekans cevabı **103**
Şekil 3.18 Mekanizma bağlı kirişin frekans genlik grafiği **104**
Şekil 3.19 Kirişe uygulanan harmonik kuvvet **105**
Şekil 3.20 Mekanizma bağlı kirişe uygulanan harmonik kuvvet **105**
Şekil 3.21 89 mm mesafeden etkiyen kuvvet **107**
Şekil 3.22 Karşılık gelen (89 mm'de) yerdeğiştirme **108**
Şekil 3.23 Mekanizma bağlı kiriş ve kuvvet 89 mm mesafe **108**
Şekil 3.24 89 mm mesafe mekanizma bağlı kirişteki yerdeğiştirme **109**
Şekil 3.25 267 mm mesafeden etkiyen kuvvet **109**
Şekil 3.26 Karşılık gelen (267 mm'de) yerdeğiştirme **110**
Şekil 3.27 Mekanizma bağlı kiriş ve kuvvet 267 mm mesafe **110**
Şekil 3.28 267 mm mesafe mekanizma bağlı kirişteki yerdeğiştirme **111**

TABLO LİSTESİ

Tablo 2.1 Farklı parametreler altında sistemin davranışı **33**
Tablo 2.2 Mavi renkli PLA için E değeri (3) (%100 dolu) **39**
Tablo 2.3 Şeffaf ve pembe renkli PLA için E değerleri (%100 dolu) **40**
Tablo 2.4 Kırmızı renkli PLA için E değeri (%100 dolu) **40**
Tablo 2.5 Gri renkli PLA için E değeri **41**
Tablo 2.6 Deney yoluyla elde edilen E değerleri **41**
Tablo 2.7 İç mekanizma doğal frekans değerleri (Gri) **42**
Tablo 2.8 İç mekanizma doğal frekans değerleri **43**
Tablo 2.9 İç mekanizma darbe testi (Kırmızı, E=1642 MPa, ρ=1,2246 g/cm^3) ... **48**
Tablo 2.10 İç mekanizma darbe testi (Mavi, E=3100 MPa, ρ=1,1051 g/cm^3) **49**
Tablo 2.11 İç mekanizma darbe testi (Şeffaf, E=2070 MPa, ρ=1,0554 g/cm^3) **49**
Tablo 2.12 İç mekanizma darbe testi (Pembe, E=2060 MPa, ρ=1,0852 g/cm^3) ... **50**
Tablo 2.13 İç mekanizma toplu test sonuçları **51**
Tablo 2.14 Doğal frekanslar kırmızı PLA **53**
Tablo 2.15 Doğal frekanslar mavi PLA **53**
Tablo 2.16 Doğal frekanslar şeffaf PLA **54**
Tablo 2.17 Doğal frekanslar pembe PLA **54**
Tablo 2.18 E=3500 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme değerleri (ANSYS) **56**
Tablo 2.19 E=3500 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme değerleri 1 (ANSYS) **57**
Tablo 2.20 E=3500 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme değerleri 2 (ANSYS) **58**
Tablo 2.21 E=3500 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme değerleri 3 (ANSYS) **59**
Tablo 2.22 E=3500 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme değerleri 4 (ANSYS) **60**
Tablo 2.23 E=2340 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme değerleri (deney) **61**
Tablo 2.24 E=2340 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme değerleri (Ansys) **62**
Tablo 2.25 E=3200 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme değerleri (deney) **63**
Tablo 2.26 E=3200 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme değerleri (ANSYS) **64**
Tablo 2.27 E=1642 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme değerleri (deney) **65**
Tablo 2.28 E=1642 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme değerleri (ANSYS) **68**
Tablo 2.29 E=2060 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme değerleri (ANSYS) **71**
Tablo 2.30 E=3100 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme değerleri (ANSYS) **72**
Tablo 2.31 E=2070 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme değerleri (ANSYS) **73**
Tablo 2.32 Düğüm noktaları **75**

Tablo 2.33 Durum değişkenlerinin a, b katsayılarıyla ifadesi **76**
Tablo 2.34 22-18 ve 17-21 elemanları için durum değişkenleri **77**
Tablo 2.35 18-19 ve 17-20 elemanları için durum değişkenleri **77**
Tablo 2.36 19-15 ve 16-20 elemanları için durum değişkenleri **77**
Tablo 2.37 15-14 ve 16-13 elemanları için durum değişkenleri **78**
Tablo 2.38 21-0 elemanı için durum değişkenleri **78**
Tablo 2.39 0-22 elemanı için durum değişkenleri **78**
Tablo 2.40 Deney-sonlu elemanlar kuvvet-yer değiştirme değerleri **81**
Tablo 2.41 E=3200 MPa mekanizmanın ölçüleri **84**
Tablo 2.42 Yay katsayıları **85**
Tablo 2.43 YSA'ya tanıtılan faktörler **85**
Tablo 2.44 Matlab-ANSYS-deney karşılaştırma tablosu **88**
Tablo 3.1 E=3100 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme değerleri (ANSYS) **90**
Tablo 3.2 E=3100 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme değerleri (Deney) **91**
Tablo 3.3 E=3100 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme değerleri (Deney) **93**
Tablo 3.4 E=3100 MPa PLA yay katsayıları **95**
Tablo 3.5 Tam mekanizma doğal frekans değerleri (Ansys) **96**
Tablo 3.6 Mekanizma doğal frekans değerleri (Ansys sadece x-x) **99**
Tablo 3.7 Kiriş ve mekanizma bağlı kirişlerin frekansları **99**
Tablo 3.8 356 mm çelik kirişin frekans değerleri (Ansys) 101
Tablo 3.9 Mekanizma bağlı kirişin frekans değerleri (Ansys) **103**
Tablo 3.10 Mekanizma bağlı kirişin frekans ve genlik değerleri **104**
Tablo 3.11 Kiriş harmonik analiz yerdeğiştirme değeri **105**
Tablo 3.12 Mekanizma bağlı kiriş harmonik analiz yerdeğiştirme değeri **106**
Tablo 3.13 Mekanizma bağlı kiriş harmonik analiz yerdeğiştirme değerleri **106**
Tablo 3.14 Mekanizma bağlı kiriş harmonik analiz yerdeğiştirme değerleri (farklı noktalardan etkiyen kuvvet) **107**

ÖZET

X-Y ESNEK MEKANİZMA TEMELLİ TİTREŞİM SÖNÜMLEYİCİ TASARIMI

Haydar ERDEM

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Makine Teorisi ve Kontrol Programı

Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Doç. Dr. Cihan DEMİR

Bu çalışmada dinamik titreşim sönümleyici sistemlerine alternatif olarak bir "Esnek Mekanizma" tasarlanmıştır. Mekanizmanın doğal frekans değerleri deneysel ve sonlu elemanlar programı yardımıyla incelenmiştir. Yay katsayısı hesaplamaları deneysel, sonlu elemanlar formülasyonları, katlanmış kiriş mukavemet formülleri ve Ansys programı ile yapılmıştır. Esnek mekanizmanın kuvvet-yerdeğiştirme değerleri elastiklik modülü farklı olan PLA malzemeler üzerinden deneysel ve Ansys programıyla elde edilmiş, Matlab yardımıyla Yapay Sinir Ağları (YSA) modülü eğitilmiş ve ara değerlerin bulunabilirliği araştırılmıştır. Bir sistemde meydana gelebilecek tehlikeli rezonans bölgelerine ait frekansların önerilen mekanizma ile sönümlenebilirliği, dinamik absorber olarak kullanılma kapasitesi araştırılmıştır. Bu amaçla esnek mekanizmanın doğal frekansına denk gelecek şekilde çelik bir kirişin doğal frekans analizi yapılmıştır. Mekanizma kiriş üzerine sabitlenmiş ve sisteme uygulanan harmonik titreşimi kirişin üzerinden aldığı, böylece sistemi rezonanstan koruduğu gösterilmiştir. Çalışması yapılan mekanizmanın alternatif bir titreşim sönümleyici olacağı düşünülmektedir.

Anahtar Kelimeler: Esnek Mekanizma, Dinamik Absorber, Yapay Sinir Ağları, Yay Katsayısı, Sonlu Elemanlar, Katlanmış Kiriş.

ABSTRACT

X-Y FLEXIBLE MECHANISM BASED VIBRATION DAMPER DESIGN

Haydar ERDEM

Department of Mechanical Engineering

Machine Theory and Control Program

Master of Science Thesis

Supervisor: Assoc. Dr. Cihan DEMİR

In this study, a "Flexible Mechanism" was designed as an alternative to dynamic vibration damper systems. The natural frequency values of the mechanism were examined experimentally and with the help of finite element programs. Spring coefficient calculations were made using experimental, finite element formulations, folded beam strength formulas and Ansys program. The force-displacement values of the flexible mechanism were obtained experimentally and with the Ansys program on PLA materials with different elastic modulus, the Artificial Neural Networks (ANN) module was trained with the help of Matlab and the availability of intermediate values was investigated. The dampening of frequencies belonging to dangerous resonance regions that may occur in a system with the proposed mechanism and its capacity to be used as a dynamic absorber were investigated. For this purpose, a natural frequency analysis of a steel beam was performed to coincide with the natural frequency of the flexible mechanism. The mechanism is fixed on the beam and it has been shown that it absorbs the harmonic vibration applied to the system from the beam, thus protecting the system from resonance. It is thought that the mechanism under study will be an alternative vibration damper.

Keywords: Flexible Mechanism, Dynamic Absorber, Artificial Neural Networks, Spring Coefficient, Finite Elements, Folded Beam.

1
GİRİŞ

1.1 Titreşimin Tanımı, Önemi ve Etkileri

Herhangi bir sistemin denge konumu etrafında yaptığı salınımlara "Titreşim" adı verilir ve genlik ile frekans değerleri birlikte anılır. Genlik sistemin denge noktasından olan maksimum uzaklığı belirtir, frekans ise bir saniyede meydana gelen salınım sayısıdır.

Doğası gereği hareketin olduğu yerde titreşimin de olması kaçınılmazdır. Bir köprüden geçen otomobiller, şiddetli esen rüzgar köprü üzerinde titreşim oluştururlar. İçten yanmalı motorlar gibi hareket eden tüm sistemler titreşim oluştururlar ve çoğunlukla sisteme zarar verirler. Sisteme zarar verme sebebiyle titreşimin kontrol edilmesi istenir ve bunun için endüstriler kurulmuş, malzeme ve cihazlar geliştirilmiştir. Titreşim ölçeğinin en üst ucunda deprem nedeniyle oluşan titreşim açık ara en yıkıcı olanıdır, en alt uçta ise bir makinenin yarattığı titreşim örnek verilebilir. [24]

İnsan sağlığı açısından bir örnek; işi gereği elleri sürekli titreşime maruz kalan kişilerde görülen "beyaz parmak" sendromudur. Bunun sebebi uzun süreli titreşim kaynaklı damar ve sinir hasarıdır. Başka bir örnek olarak pres makineleri çalışanları gösterilebilir. Makinenin kesme anında çıkardığı yüksek ses sadece operatörde değil, yakınlarında bulunan kişilerde de uzun vadede duyma sorunlarına ve hatta sinirli olma, gergin hissetme gibi psikolojik sıkıntılara sebebiyet verebilir ve sağlıkla ilgili bu örnekler çoğaltılabilir. [24]

1.1.1 Literatür

Le Chau ve diğerleri, [1] iki öteleme ve bir dönme dahil olmak üzere üç serbestlik derecesine ulaşmak için yusufçuk kanadından esinlenen yeni bir uyumlu eklem (compliant joint) önermektedir. Uyumlu eklem paralel yapıya sahip altı adet doğrusal olmayan eğriden oluşmaktadır. Önerilen mafsal deformasyon kapasitesini arttırmak için ince duvarlı bir yapıdadır. Analitik model kurularak rijitlik ve yerdeğiştirme tanımlanmıştır. Sonuçta önerilen uyumlu eklemin y eksenindeki yerdeğiştirmesinin dairesel çentikli menteşe ve dikdörtgen esnek menteşeye göre

sırasıyla %43,5 ve %5,95 oranında arttığı gösterilmiştir. X eksenindeki yerdeğiştirmesinin ise geleneksel menteşelere göre sırasıyla 58,57 kat ve 51,25 kat daha büyük olduğu belirlenmiştir. Ayrıca açısal yerdeğiştirme her iki geleneksel menteşeden sırasıyla 82,5 kat ve 66 kat daha fazladır.

Xu, [2] kompakt bir yapıya sahip olan ve 10 mm'den daha büyük bir hareket aralığına sahip olan yeni bir paralel kinematik XY mikro konumlandırma sisteminin mekanizma tasarımı için çok aşamalı bileşik paralelkenar esnek mekanizma önermiştir.

Wong ve diğerleri, [3] çalışmada Mikro-Elektro Mekanik Sistem (MEMS) ivmeölçerinde yuvarlak katlanmış bir askı kirişi için rijitlik sabiti ve etkin kütlenin geçerli denklemleri türetilmiş ve çözülmüştür. Rijitlik sabiti, gerinim enerjisi ve Castigliano'nun yer değiştirme teoremi ile belirlenirken, etkin kütle Rayleigh prensibi ile belirlenir. Rijitlik sabiti ve etkin kütle, bileşenlere göre ayrı ayrı çözülür ve daha sonra süperpozisyon yöntemi kullanılarak birleştirilir. Türetilmiş denklemlerle elde edilen sonuçlar, çeşitli kalınlık değerleri için sonlu elemanlar sonuçlarıyla karşılaştırıldığında oldukça uyumludur. Bu yazıda türetilen yönetim denklemleri, MEMS ivmeölçerinin doğal frekanslarını ve hassasiyetini tahmin etmek için kullanılabilir.

Awtar, [4] sırasıyla geleneksel paralelkenar ve çift paralelkenar eğme tasarımlarında yatak yönü hata hareketi ve yatak yönü sertliği ile ilgili sınırlamaların üstesinden gelen iki yeni tek eksenli eğme mekanizması tasarımı önermiştir.

Tekeş ve diğerleri, [5] çalışmalarında uyumlu, katlanmış bir kiriş mekanizması tarafından tahrik edilen bir kaydırıcı-krank mekanizmasının kontrolünü incelenmiştir. Burada, bir kuvvet aktüatörü tarafından tahrik edilen, mikro boyutlarda esnek katlanmış kiriş mekanizmasının kontrolü incelenmektedir. Mekanizmanın kinematik sentezi, matematiksel olarak kesin doğrusal olmayan Elastica teorisi kullanılarak incelenmiştir. Büyük sapmalı sabit esnek kirişin, tek kollu kirişin ve tam katlanmış kiriş mekanizmasının (çift kollu mekanizma) eşdeğer sertliği hesaplanmış ve tam mekanizma sertliği, doğrusal olmayan uzatılamaz tam kiriş teorisi çözümüne eğri uydurulan bir polinom fonksiyonu ile temsil edilmiştir. Mekanizmanın dinamik tepkisi, doğrusal olmayan hareket denkleminin Runge-

Kutta yöntemleri kullanılarak sayısal olarak çözülmesiyle elde edilmiştir. Çalışmanın vurgusu, fonksiyon üretimi için doğrusal olmayan sertlik (büyük sapmalara sahip) içeren uyumlu mekanizmaların kontrolü konusuna yapılmıştır.

Qiu ve diğerleri, [6] helezon yay teorisine ve özelliklerine dayanarak, değişken hatveli bir dizi katlanmış esnek mekanizma biriminden oluşan bir hatveli katlanmış esnek mekanizma menteşesi önermiştir. Deformasyonun artmasıyla, değişken katılık(stiffness) amacına ulaşmak için farklı adım segmentleri temas ettirilir. Menteşe yapısının örnek bir tasarımı verildikten sonra, eşdeğer yay sabitinin teorik bir hesaplama modeli buna göre türetilmiştir. Menteşenin sertlik özellikleri hem teorik hesaplama hem de sonlu elemanlar analizi (FEA) yoluyla tartışılmış ve analiz edilmiştir. Sonuçlar, menteşenin sertliğinin değişken olduğunu ve teorik hesaplama sonuçlarının FEA sonuçlarıyla iyi bir şekilde eşleştiğini göstermiştir. Ayrıca, farklı hatvelerin gerilme üzerindeki etkisi ve gerilme değişimlerinin eğilimi de analiz edilmiştir.

Awtar ve diğerleri, [7], kiriş tasarımında eğilme kirişinin önemli bir kısıtlama elemanı olduğundan bahsederek; bir kirişteki kuvvet dengesi koşullarından kaynaklanan doğrusal olmayan özellikler, bir kısıtlama elemanı olarak özelliklerini önemli ölçüde etkiler. Sonuç olarak, kiriş tabanlı eğme mekanizmaları, elastik ortalamadan yararlanırken hareket aralığı, doğruluk ve sertlik açısından performans ödünleşimlerinden muzdariptir. Bu makalede, kirişlerdeki yük sertleşmesi ve elastokinematik doğrusal olmama etkilerini yakalayan basit ancak doğru yaklaşımlar sunulmaktadır. Bir tasarımcının sıkıcı sayısal veya hesaplama yöntemlerine başvurmadan kiriş tabanlı eğilme mekanizmalarının hareketlilik, aşırı kısıtlama, sertlik değişimi ve hata hareketleri gibi performans özelliklerini parametrik olarak tahmin etmesini sağlayan genel bir analitik çerçeve geliştirilmiştir. Etkinliklerini göstermek için, bu yaklaşımlar ve analiz yaklaşımı, birkaç önemli kiriş tabanlı eğilme kısıtlama modülünün kuvvet-yer değiştirme ilişkilerinin türetilmesinde kullanılmış ve sonuçlar sonlu eleman analizi kullanılarak doğrulanmıştır. Şekil ve geometrideki değişimlerin etkileri de analitik olarak ölçülmüştür.

Midha ve diğerleri, [8] uygun bir sözde rijit cisim modelinin (pseudo rigid body model) oluşturabileceği uyumlu mekanizmaların sınır konumlarını belirlemek için bir metod önermektedir.

Xu, [9] makalesinde, santimetre aralığına ve kompakt boyuta sahip yeni bir esnek paralel kinematik hassas konumlandırma tablasının tasarımını ve geliştirilmesini sunmaktadır. Tabla mekanizması, ayrıştırılmış ve modüler bir yapı elde etmek için esnek yaprak yaylar kullanılarak tasarlanmıştır. Yapısal parametreler, üretim toleransı göz önünde bulundurularak menzili, sertliği, rezonans frekansını ve taşıma kapasitesi özelliklerini garanti edecek şekilde dikkatle tasarlanmıştır. Parametrik tasarım, her çalışma ekseninde 20 mm'nin üzerinde ulaşılabilir hareket aralığını ortaya çıkaran sonlu elemanlar analizi yapılarak doğrulandı. Ayrıca, sırasıyla iki voice coil motor ve lazer yer değiştirme sensörleri tarafından çalıştırılan ve algılanan bir prototip XY tablası üretildi. Deneysel sonuçlar, tablanın 11 mm x 11 mm'nin üzerinde bir çalışma alanıyla konumlanabildiğini göstermektedir. Çalışma alanının düzlemsel boyuta oranının daha geniş olması, mevcut çalışmalara göre daha kompakttır. Hem statik hem de dinamik testler, iki eksen arasında küçük bir karışma sergiliyor, bu da iyi ayrıştırılmış bir hareket özelliğine işaret ediyor. Uygulanan geri bildirim kontrolü, mikrometre altı çözünürlük ve doğrulukla hassas bir konumlandırma sağlar. Kontrol bant genişliği ve yükün sahne performansları üzerindeki etkileri de deneysel olarak incelenmiştir.

Irmak, [10] hastaların hareket kabiliyetini artırmak amaçlı kendi kendine hizalanan robot destekli dış iskelet sunmuş, dizin ergonomik hareketlerini sağlamak için bir esnek mekanizma önermiş, böylece birden fazla parçadan oluşan mekanizmalarda baş gösteren sürtünme problemlerini elimine etmişlerdir.

Thomas ve diğerleri, [11] esnek mekanizmaların cerrahi müdahalelerde uygulanmasını gözden geçirmiş, cerrahi cihazların geliştirilmesinde önemli olan kavramsal tasarım ve sentez, analiz, malzemeler, imalat, çalıştırma hususlarında incelemeler yapmışlardır. Ayrıca esnek mekanizmaları kullanan cerrahi cihazların kapsamı ve beklentileri de tartışılmıştır.

Liu ve Zhang, [12] nanolitografi, yarı iletken muayenesi, nano cihazların karakterizasyonu alanlarında kullanılan esnek mekanizmaların parazitik rotasyon hareketini önlemek için yeni bir tasarım metodolojisi önermiştir. Parazit rotasyonunu ortadan kaldırmak için eksenel katılığı (stiffness) arttırmak yerine eksenel kuvvetin katılığın merkezinden (stiffness) geçmesini sağlayan bir esnek mekanizma önermiştir.

Köprü gibi yapılar açısından düşünülürse en bilindik örnek 1940 yılında gerçekleşen ABD'nin Washington eyaletinde bulunan Tacoma Narrows köprüsünün yıkılması olayıdır.

Wang ve diğerleri, [13] yalnızca alt ve üst yüzeylere eklenen 24 adet gerinim ölçere (strain gage) sahip H köprü amplifikasyon mekanizmalarından oluşan ve ayar bağlantılarının altı tam Wheatstone köprüsü oluşturduğu 6 eksenli bir kuvvet tork sensörü önermiştir.

Titreşimin rahatsız edici, konfor bozucu, hasar verici ve yıkıcı kapasitesinin olduğu uzun zamandır bilinmektedir ve bu titreşimlerin ya tamamen giderilmesi ya da kabul edilebilir sınırlara indirilmesi gerekir. [24] Makine, cihaz, ulaşım araçları gibi titreşim üreten ve bina, köprü gibi titreşime maruz kalan sistemlerin titreşimini sınırlandırmak için aktif, yarı aktif ve pasif sönümleme sistemleri vardır. Örneğin sismik izolatörler, raylı sistemler, dinamik sönümleyiciler.

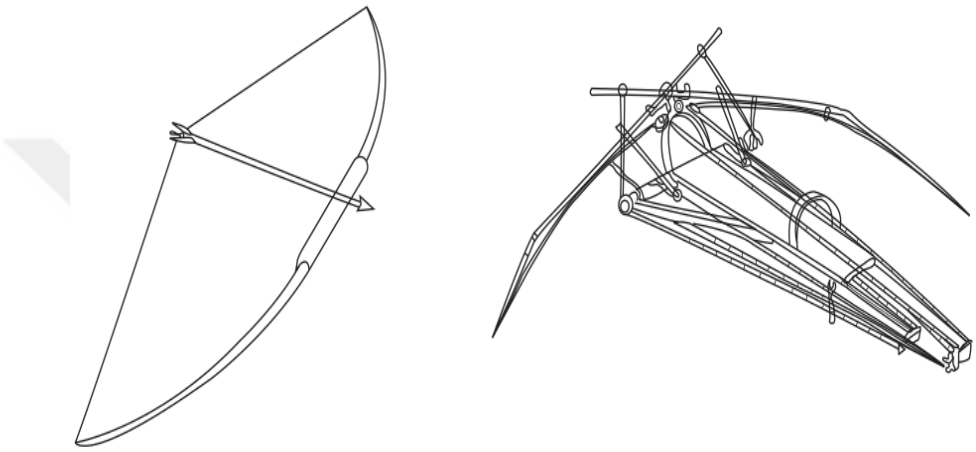
Köprü yapılarında kullanılan çelik halatlar taşıyıcı görevi görürler ve araçların geçişi sırasında dinamik kuvvetlerin etkisi altında kalırlar. Bu dinamik etkiler yapının doğal frekans değerleri ile çakışırsa titreşim genliği sürekli artar ve bir noktada köprünün hasar görmesine veya tamamen yıkılmasına neden olabilir. Bunun engellenmesi için örneğin pasif titreşim sönümleyicileri (Stock Bridge Damper) kullanılmaktadır. Böylece köprü titreşime girmeden pasif sönümleyiciler titreşime girecek ve yapı zarar görmemiş olacaktır.

1.1.2 Esnek Mekanizma Tanımı ve Bazı Örnekler

Bir cisim yapması gereken şeyi yapmak için eğiliyorsa/bükülüyorsa, o zaman esnektir/uyumludur. Bükülmesine izin veren esneklik aynı zamanda yararlı bir şeyi başarmasına yardımcı oluyorsa, o zaman esnek/uyumlu bir mekanizmadır. [14] Ürünlerde uyumlu mekanizmalar kullanma fikri giderek yaygınlaşmakta, ancak geleneksel olarak tasarımcılar hareket eden bir makineye ihtiyaç duyduklarında, genellikle menteşelerle (menteşe üzerindeki bir kapı veya aks üzerindeki bir tekerlek gibi) veya kayar bağlantılarla bağlanan çok sert veya katı parçalar kullanırlar. Ancak doğaya baktığımızda, eklemlerle birbirine bağlanan sert parçalardan tamamen farklı bir fikir görürüz - doğadaki çoğu hareketli şey sert

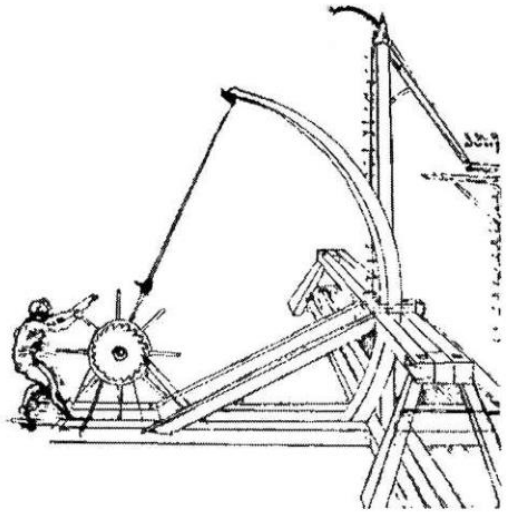
yerine çok esnektir ve hareketin meydana gelmesi esnek parçaların eğilmesinden/bükülmesinden ileri gelir. [25]

Bazı ilk insan yapımı makinelerin uyumlu mekanizmalar olması ilginçtir. O zamanlar doğaya daha yakın olduğumuz için mi? Binlerce yıllık geçmişi olan esnek mekanizmalara bir örnek yaydır (Şekil 1.1). Antik yaylar kemik, tahta ve tendondan oluşan bir bileşik kullanılarak yapılıyordu ve okun itilmesi için açığa çıkacak enerjiyi depolamak için uzuvlarının esnekliğini kullanıyorlardı. Leonardo da Vinci'nin çizimlerini görmek ve birçok esnek mekanizmayı görmek ilginçtir. [27]



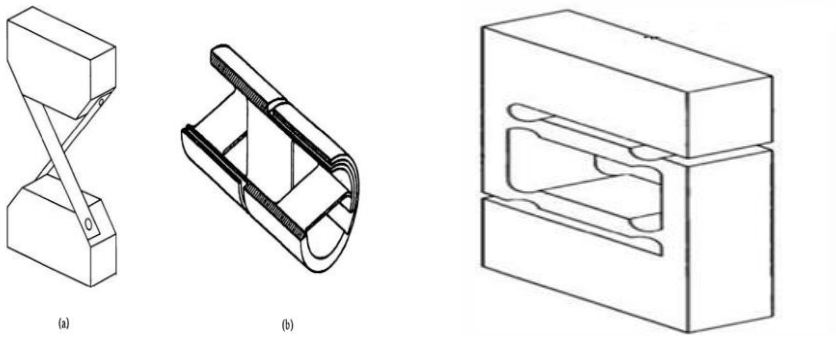
Şekil 1.1 İlk uyumlu mekanizma tasarımları arasında antik yay ve Leonardo da Vinci'nin birçok uyumlu mekanizma tasarımı yer almaktadır

Mancınıklar, Yunanlılar tarafından M.Ö. dördüncü yüzyıl gibi erken bir tarihte kullanılan uyumlu elemanların erken kullanımına bir başka örnektir. İlk mancınıklar, enerji depolamak için saptırılan ve daha sonra bir mermiyi itmek için serbest bırakılan ahşap elemanlardan yapılmıştır. Şekil ’de Leonarda Da Vinci tarafından çizilen esnek bir mancınık taslağı gösterilmiştir. [15]



Şekil 1.2 Leonardo Da Vinci'nin esnek mancınık taslağı [15]

Dönen bağlantıların hareketini simüle etmek için esnek elemanlar da kullanılmıştır. Örneğin kitap kapaklarının esnek menteşeleri, istenen hareketi elde etmek için malzeme bileşiminin ve kalınlığının istenen bükülme noktasında değiştirilmesiyle yapılmıştır. Diğer uygulamalar için bu tür bir hareketi elde etmek amacıyla yirminci yüzyılın başlarında başka yöntemler geliştirildi. Tek eksenli çapraz esnek pivot ve Bendix Corporation'ın esnek (Free-Flex) pivotları bunlara örnektir. Esnek veya hareketli menteşelerin kullanımı, enjeksiyonla kalıplanmış plastiklerden üretilen ürünlerde özellikle önemli olmuştur. Esnek elemanlar ayrıca ölçüm cihazlarında yaygın olarak kullanılmaktadır. Örnekler arasında kuvvet ölçümü için yüksek doğruluklu yük hücreleri ve basınç ölçümü için Bourdon tüpleri yer alır. [15]



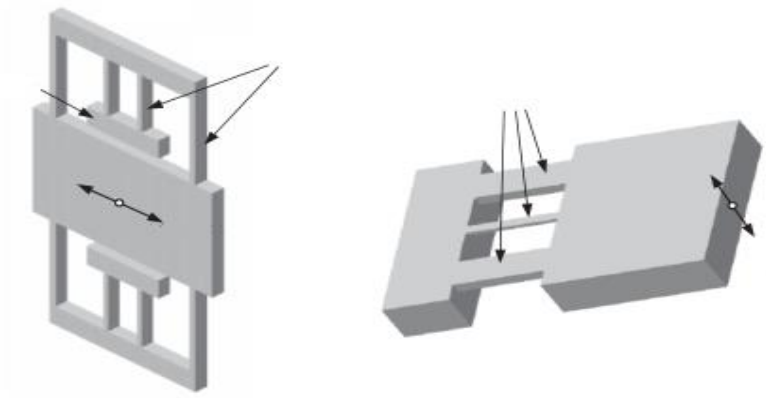
Şekil 1.3 Tek eksenli çapraz esnek pivot, Bendix Corporation esnek pivot ve yük hücresi [15]

Mühendisliğin en büyük başarılarından biri olan sürekli insan uçuşu bile, Wright kardeşlerin ilk uçaklarının kontrolünü sağlamak için kanat eğrilmesini kullanmasıyla uyumlu bir mekanizmayla başladı. [25]



Şekil 1.4 Wright kardeşler, sürekli insan uçuşu için uçaklarının kontrolünü sağlamak amacıyla kanat eğrilmesini kullandılar [26]

Esnek mekanizmalar kullanılarak mikro cihazlarda mikro ivme ölçümü için kullanılan ivme ölçer örneğinin şematik gösterimi aşağıdaki şekilde verilmiştir. [16]

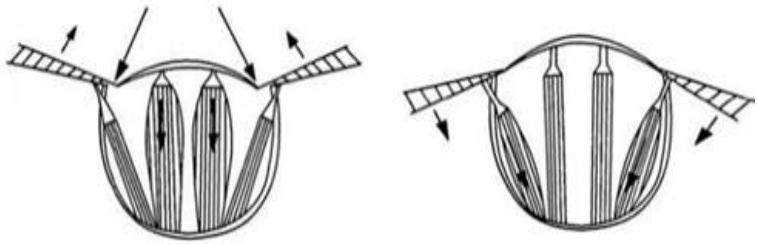


Şekil 1.5 Mikro ivme ölçer esnek mekanizmalar

1.1.3 Esnek Mekanizmalar ve Doğa

İnsanlar ve doğa mekanik tasarımda farklı felsefeye sahiptir. Rijit, katı (stiffness) malzemeler (sert ve dayanıklı anlamında) insanlar tarafından genellikle tercih edilir. Hareket edebilmesi gereken cihazlar, harekete izin verecek şekilde bir araya getirilmiş çok sayıda sert yapıdan (örneğin, kapı menteşeleri, bağlantılar ve

makaralı rulmanlar) yapılmıştır. Bununla birlikte, katılık (stiffness) ve mukavemet (strength) aynı şeyler değildir; sertlik bir şeyin yük altında ne kadar esnediğinin bir ölçüsüdür; mukavemet ise bir cismin arızalanmadan önce ne kadar yüke dayanılabileceğidir. İnsanların eğilimlerine rağmen hem esnek hem de güçlü şeyler yapmak mümkündür. Doğa, ihtiyaç duyulan yerde sert yapıları (ağaç gövdeleri, kemikler, dişler ve pençeler) kullanır ancak çoğunlukla canlı organizmaların esnekliğine güvenir. Arı ve kuş kanatları, ağaç dalları, yaprak sapları, balıkların esnek vücutları, tek hücreli organizmalar esnekliği kendi avantajları için kullanan canlılara birkaç örnektir. Doğa aynı zamanda büyüyebilen canlı yaşamlar oluştururken montaj yapma gibi bir gereksinimi yoktur. Doğa ile insan tasarımı arasındaki karşıtlık, insanlar doğanın ürünlerinden birini değiştirmeye çalıştığında kolaylıkla fark edilebilir. Örneğin, insan kalp kapağı, milyarlarca döngüyü arıza olmadan sürdürme kapasitesine sahip, uyumlu (compliant-esnek anlamında), tek yönlü bir kapaktır. Bununla birlikte, mevcut yapay kalp kapakçıklarının çoğu, hareket elde etmek için pim bağlantılarına sahip bir dizi sert parçayı kullanır. Ayrıca nispeten kısa ömürlüdürler, kan akışında zorluklara neden olurlar ve sıklıkla kan hücrelerine zarar verirler. [15]

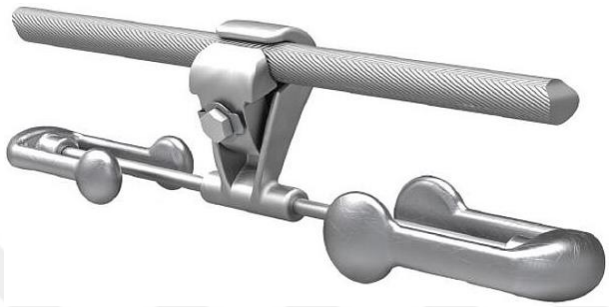


Şekil 1.6 Doğada esnekliğin kullanımı (Arı kanatları örneği) [15]

Kalbiniz, siz doğmadan önce çalışmaya başlayan ve hayatınız boyunca her gün, her gün çalışacak olan muhteşem bir uyum mekanizmasıdır. Arı kanatlarını, fil hortumlarını, yılan balıklarını, deniz yosununu, dikenleri ve çiçeklerin açmasını düşünün; bunların hepsi uyumlu mekanizmalardan meydana gelmiştir. Diziniz veya dirseğiniz gibi bu bükülme davranışının istisnası gibi görünen doğal hareketler bile işlerini yapmak için kıkırdak, tendon ve kasları kullanır. Doğada çok kompakt makineler yapma olanağını görüyoruz; bir sivrisinek kendi navigasyon, kontrol, enerji toplama ve üreme sistemlerini taşırken uçabilir. [14]

2
TASARIM

Titreşim sönümleyici mekanizmalardan biri olan Stockbridge damperleri elektrik hatları, köprülerde kullanılan çelik halatlar, yüksek bacalar vb. sistemlerde rüzgar nedeniyle oluşan titreşim genliğini azaltmak ve hattaki yorulma riskini ortadan kaldırmak için yaygın olarak kullanılırlar. [28]



Şekil 2.1 Stockbridge damper

Taşıyıcı çelik halatlar veya kirişlerde meydana gelecek yatay veya düşey salınımlar uygun bağlantı ile sönümlenmiş olacaktır. Yukarıdaki şekilde bağlı olan mekanizma düşey yönde hareket serbestisine sahiptir. Dolayısıyla bu yönde meydana gelecek titreşimleri sönümleyebilecekken yatay yönde oluşacak titreşimleri sönümleme imkanı olmayacaktır. Eğer yatay yönde titreşim sönümlenmesi isteniyorsa şekildeki sistemin doksan derece dönmesi gerekecektir. Hem yatay hem de dikeyde aynı anda sönümleme istenirse bu mekanizmadan ikisi birbirine dik olacak şekilde sisteme monte edilebilir.

Hem x-x hem de y-y ekseninde aynı anda sönümleme yapabilmek işin püf noktasıdır. 3d yazıcıların yaygınlaşması, plastiğin kolay şekillendirilebilmesi, pahalı enjeksiyon sistemlerine gerek duyulmaması sayesinde x-y eksenlerinde titreşim sönümleyici bir mekanizma üretilebilir.

Dinamik titreşim absorberinin matematiksel modellenmesinin anlatımı ve mekanizmanın bu temel üzerine inşa edilmesi bu bölümde anlatılmıştır.

Dinamik titreşim absorberi, istenmeyen titreşimi azaltmak veya ortadan kaldırmak için kullanılan mekanik bir cihazdır. Titreşimden korunması gereken ana (veya orijinal) kütleye bağlı başka bir kütle ve yaydan oluşur. Böylece ana kütle ve ona bağlı soğurucu kütle iki serbestlik dereceli bir sistem oluşturur, dolayısıyla titreşim

absorberi iki doğal frekansa sahip olacaktır. Titreşim absorberi, sabit hızda çalışan makinelerde yaygın olarak kullanılır, çünkü titreşim absorberi belirli bir frekansa ayarlıdır ve yalnızca dar bir frekans bandında etkilidir. Titreşim absorberinin yaygın uygulamaları arasında zımpara makineleri, testereler ve sıkıştırıcılar gibi pistonlu aletler ve sabit hızda çalışan (minimum yakıt tüketimi için) büyük pistonlu içten yanmalı motorlar yer alır. Bu sistemlerde titreşim absorberi, karşılıklı kuvvetlerin dengelenmesine yardımcı olur. Titreşim absorberi olmadığında dengesiz karşılıklı kuvvetler cihazın tutulmasını veya kontrol edilmesini imkansız hale getirebilir. Titreşim absorberleri aynı zamanda yüksek gerilim iletim hatlarında da kullanılır.[17]

Bir makine veya sistem, uyarılma frekansı makinenin veya sistemin doğal frekansıyla neredeyse çakışan bir kuvvetin etkisine maruz kalırsa aşırı titreşim yaşayabilir. Bu gibi durumlarda, makinenin veya sistemin titreşimi, başka bir yay-kütle sistemi olan bir titreşim nötrleştirici veya dinamik titreşim sönümleyici kullanılarak azaltılabilir. Dinamik titreşim sönümleyici, ortaya çıkan sistemin doğal frekansları uyarma frekansından uzakta olacak şekilde tasarlanmıştır. [17]

m_2 yardımcı kütlesini m_1 kütleli bir makineye bir yay vasıtasıyla bağladığımızda ortaya çıkan iki serbestlik dereceli sistem Şekil 2.4'te gösterildiği gibi görünecektir. m_1 ve m_2 kütlelerinin hareket denklemleri,

$$m1\ddot{x1} + k1x1 + k2(x1 - x2) = F_0 \sin(wt) \tag{2.1}$$

$$m2\ddot{x2} + k2(x2 - x1) = 0 \tag{2.2}$$

Harmonik çözüm varsayımı ile,

$$x_j(t) = X_j \, sin \, wt \, , \qquad j = 1, 2 \tag{2.3}$$

m_1 ve m_2 kütlelerinin kararlı durum genliklerini şu şekilde elde edebiliriz

$$X_1 = \frac{(k_2 - m_2w^2)F_0}{(k_1 + k_2 - m_1w^2)(k_2 - m_2w^2) - k_2{}^2} \tag{2.4}$$

$$X_2 = \frac{k_2 F_0}{(k_1 + k_2 - m_1 w^2)(k_2 - m_2 w^2) - {k_2}^2} \tag{2.5}$$

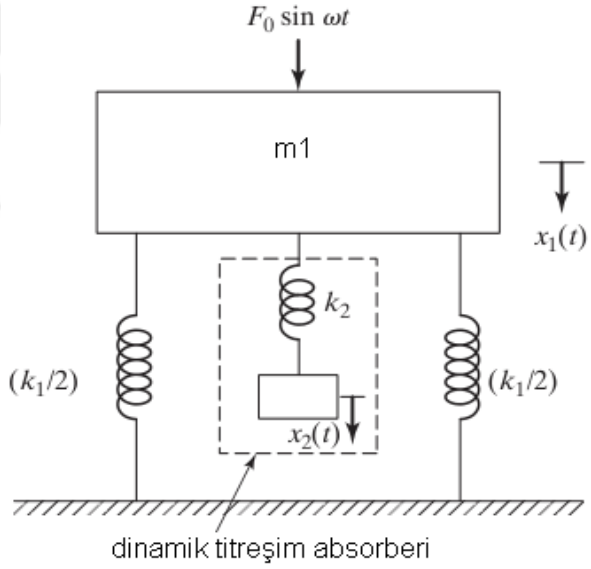
Makinenin genliğini sıfır yapmak için 2.4 denkleminin payının sıfıra eşitlenmesi gerekir. Böylece 2.6 numaralı denklem elde edilir.

$$w^2 = \frac{k_2}{m_2} \tag{2.6}$$

Makine dinamik absorberin eklenmesinden önce rezonansa yakın çalışıyorsa ve absorberin doğal frekansı bu değere denk gelecek şekilde tasarlandıysa

$$w^2 = {w_1}^2 = \frac{k_1}{m_1} = \frac{k_2}{m_2} \tag{2.7}$$

makine orijinal rezonans frekansında çalışırken titreşim genliği sıfır olacaktır.

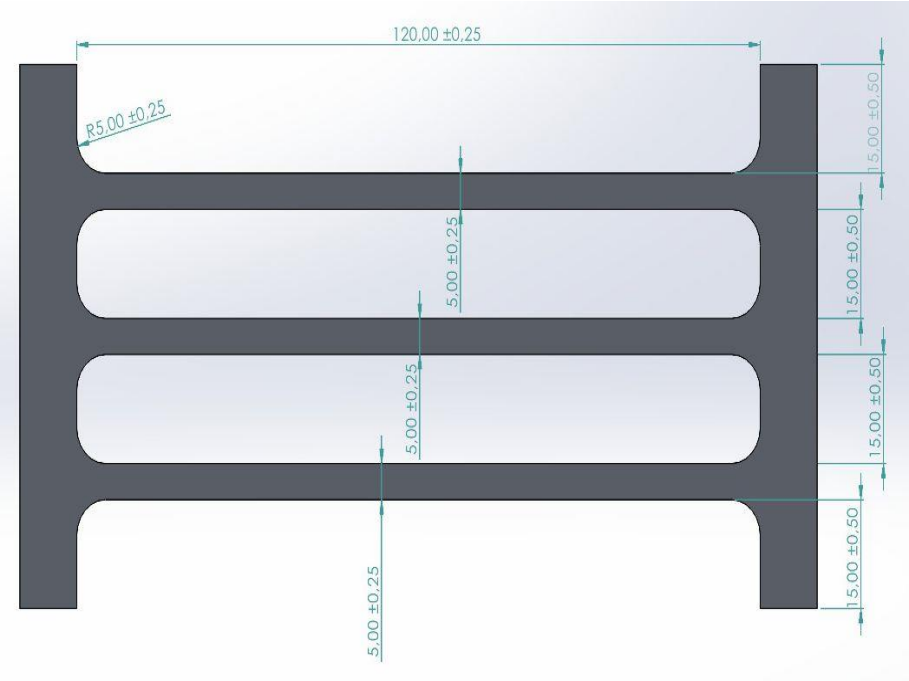


Şekil 2.2 Sönümsüz dinamik titreşim absorberi

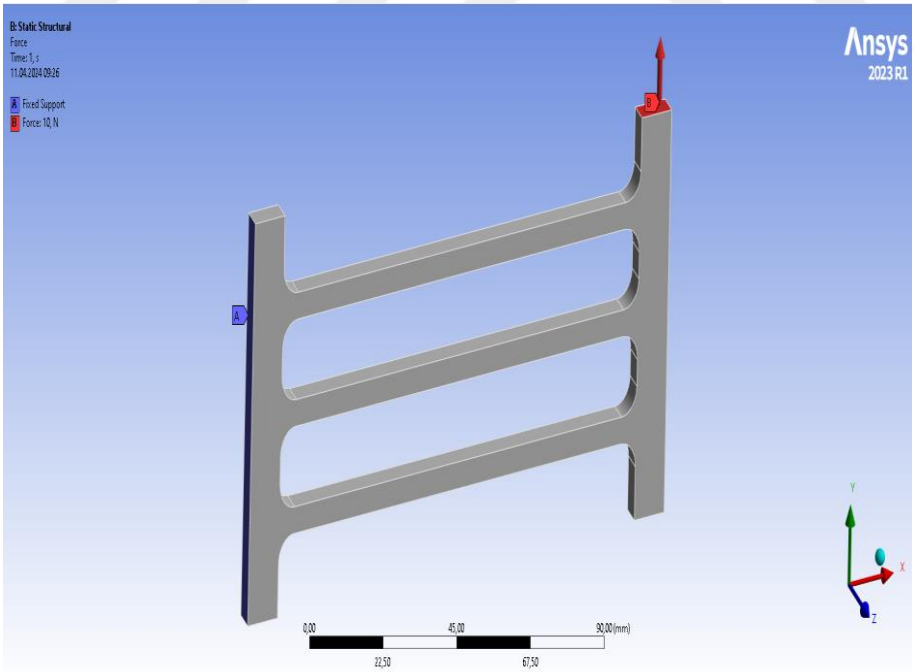
2.1 Parametreler

Mekanizma 3D yazıcı yardımıyla üretilecektir. Statik ve dinamik analiz sonuçlarına etki edecek geometrik formların etkisini görebilmek için ilk olarak basit bir sistem üzerinden değerlendirmeler yapılmıştır. Şekil 2.3'de görüleceği üzere yarıçaplar, yay kalınlıkları, yaylar arası mesafe ve yay uzunluğu Solidworks ile parametrik olarak tanımlanmış ve sistemin kuvvet uygulandığında nasıl cevap vereceği

ANSYS yardımıyla araştırılmıştır. Kuvvet 10 N değerinde tekil yüktür, kuvvetin uygulandığı yüzey Şekil 2.4'de gösterilmiştir.



Şekil 2.3 Mekanizmayı etkileyen parametreler



Şekil 2.4 Kuvvet ve sınır şartları

Properties of Outline Row 10: PLA

	A	B	C
1	Property	Value	Unit
2	Density	1252	kg m^-3
3	Isotropic Elasticity		
4	Derive from	Young's Modulus and Poisson's Ratio	
5	Young's Modulus	3,5E+09	Pa
6	Poisson's Ratio	0,36	
7	Bulk Modulus	4,1667E+09	Pa
8	Shear Modulus	1,2868E+09	Pa
9	Tensile Yield Strength	2,5E+07	Pa
10	Tensile Ultimate Strength	3,3E+07	Pa

Şekil 2.5 PLA malzeme mekanik özellikleri

Buna göre Tablo 2.1'deki sonuçlar elde edilmiştir. Burada değişen parametreler ilk sütunda verilmiş, diğer parametreler aynı kalmıştır.

Tablo 2.1 Farklı parametreler altında sistemin davranışı

	Deformasyon (Y Ekseni) [mm]		Eşdeğer Gerilme - Von Mises [Mpa]	
Yay Kalınlığı (mm)	**Maksimum**	**Ortalama**	**Maksimum**	**Ortalama**
5	2,5652	1,2645	10,8948	1,6708
7	1,0104	0,4968	6,0096	0,9826
9	0,5143	0,2502	3,8748	0,6628

	Deformasyon (Y Ekseni) [mm]		Eşdeğer Gerilme - Von Mises [Mpa]	
Yarıçap (mm)	**Maksimum**	**Ortalama**	**Maksimum**	**Ortalama**
5	2,5652	1,2645	10,8948	1,6708
6	2,4698	1,2114	10,5136	1,6184
7	2,3752	1,1671	10,1914	1,6003

	Deformasyon (Y Ekseni) [mm]		Eşdeğer Gerilme - Von Mises [Mpa]	
Aralık (İki Yay Arası Mesafe)	**Maksimum**	**Ortalama**	**Maksimum**	**Ortalama**
15	2,5652	1,2645	10,8948	1,6708
18	2,5514	1,2594	10,7641	1,561
22	2,542	1,2566	10,642	1,4624

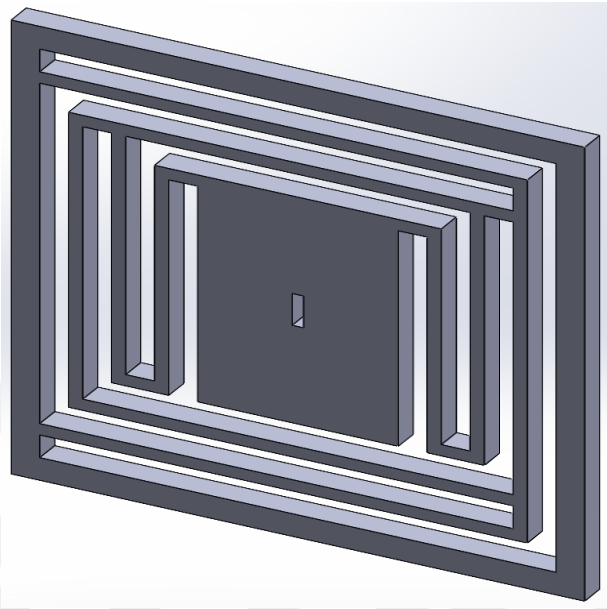
	Deformasyon (Y Ekseni) [mm]		Eşdeğer Gerilme - Von Mises [Mpa]	
Yay Uzunluğu	**Maksimum**	**Ortalama**	**Maksimum**	**Ortalama**
120	2,5652	1,2645	10,8948	1,6708
110	1,9692	0,974	9,9269	1,4812
100	1,4739	0,729	8,9587	1,3015

Bu tabloya göre aşağıdaki sonuçları maddeler halinde yazabiliriz:

- Yay kalınlığı arttıkça Deformasyon ve Eşdeğer gerilme azalmıştır.
- Radius değeri arttıkça Deformasyon ve Eşdeğer gerilme azalmıştır.
- Aralık değeri arttıkça Deformasyon ve Eşdeğer gerilme azalmıştır.
- Yay uzunluğu arttıkça Deformasyon ve Eşdeğer gerilme artmıştır.

2.1.1 Esnek Mekanizma Yapısı

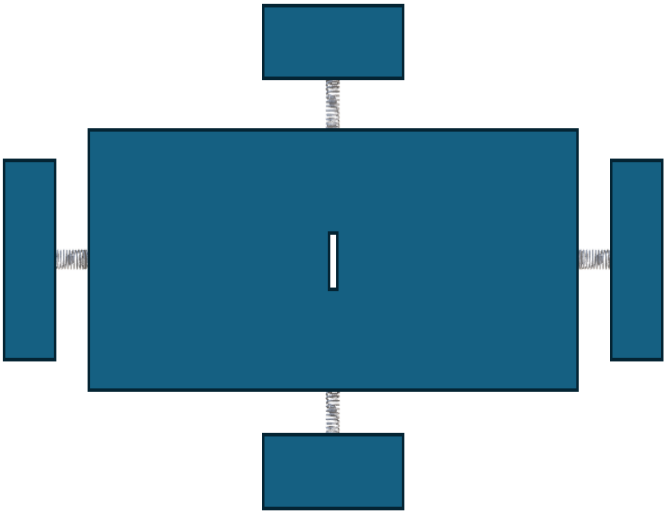
Yukarıdaki açıklanan temel prensipler dahilinde x-x ve y-y eksenlerinde titreşim sönümleyici olarak çalışması istenen esnek mekanizma, aşağıda gösterildiği gibi tasarlanmıştır.



Şekil 2.6 Esnek mekanizma modeli

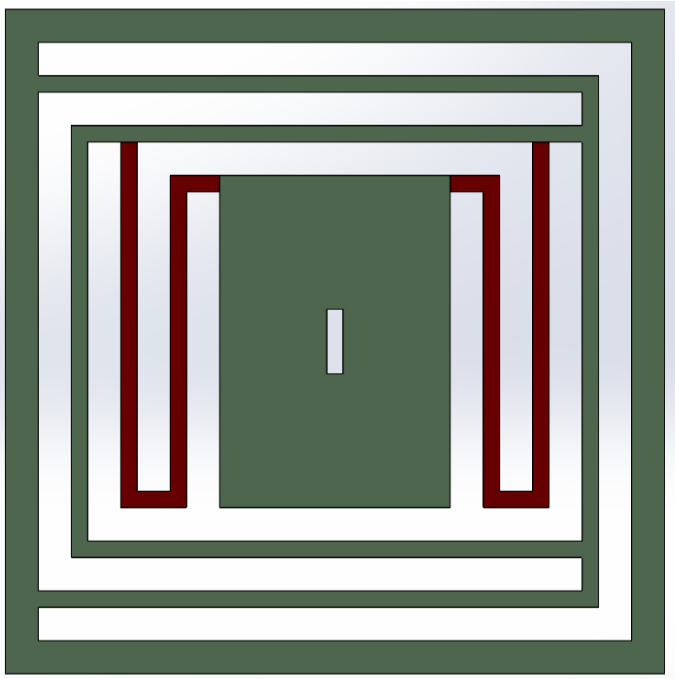
Sistem iç ve dış diye adlandırılabilecek iki kısımdan oluşmaktadır. İç kısım x-x ekseninde çalışırken, dış kısım ise y-y ekseninde çalışmaktadır.

Esnek mekanizmanın yay kütle ile şematik gösterimi Şekil 2.2'de bahsedilen sisteme benzer şekilde aşağıdaki gibi olmuştur.



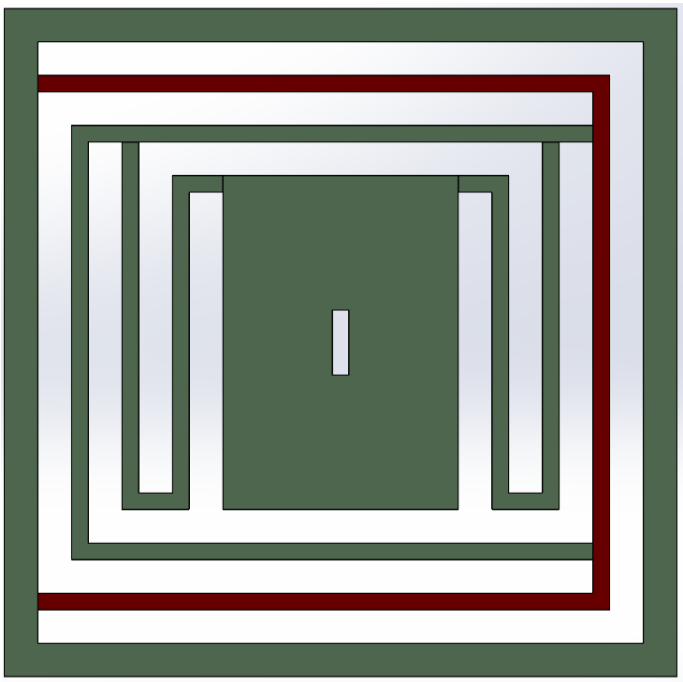
Şekil 2.7 Esnek mekanizma x-y modeli

Aşağıdaki şekilde gösterildiği gibi kırmızı renkli katlanmış yaylar x-x ekseninde çalışacak, yeşil renkli gövde ise şekil 2.2'de gösterilen m_2 kütlesine denk gelecektir.



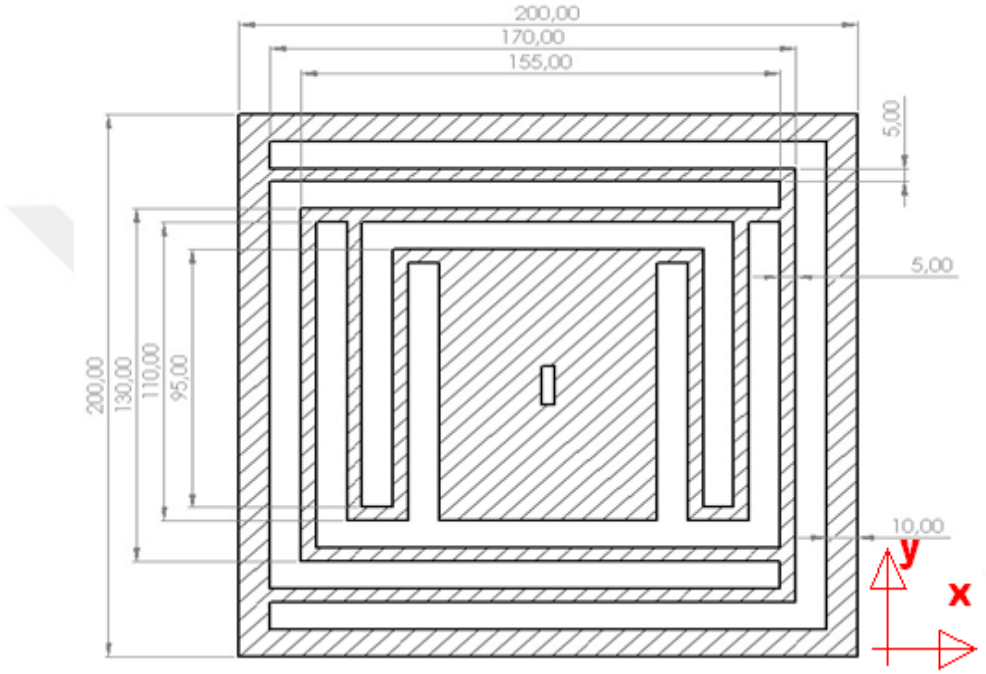
Şekil 2.8 X-x ekseni için kütle ve yaylar

Y-y ekseninde çalışacak yaylar ise aşağıdaki şekilde gösterilmiştir. Buna göre kırmızı renkler yayları gösterirken, yeşil renkli gövde şekil 2.2'de gösterilen m_2 kütlesine denk gelecektir.



Şekil 2.9 Y-y ekseni için kütle ve yaylar

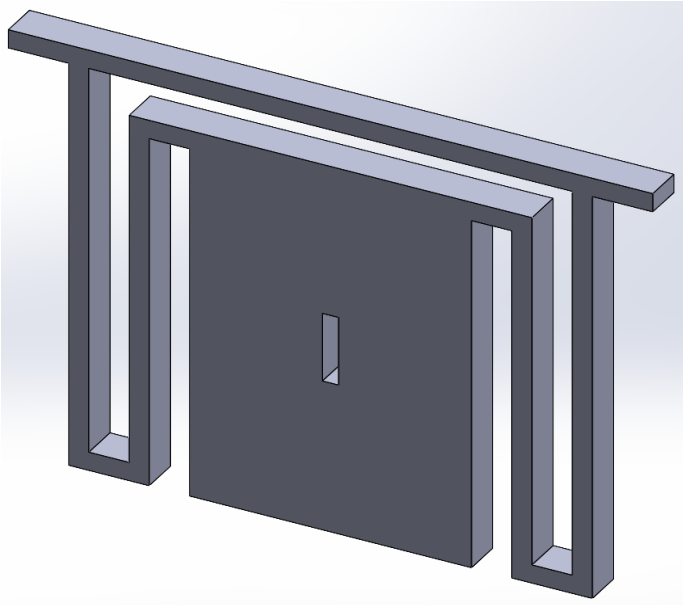
Malzeme tipi değişmemek üzere (plastik, Poli Laktik Asit, PLA) mekanizmayı etkileyen en önemli faktörlerden Elastiklik Modülü ile ilgili şu hatırlatmayı yapmak gereklidir: Üretici firmalardan elde edilen malzemelerin Elastiklik Modülü değerleri birbirinden farklılık göstermektedir. Literatürde 3500 MPa değerinde olduğu belirtilen PLA malzemelerin bazı ortalama E değerleri; 1642 MPa – 2060 MPa- 2070 MPa – 2340 MPa- 3100 MPa – 3200 MPa deneyler yapılarak hesaplanmıştır.



Şekil 2.10 Mekanizmanın tam kesiti

2.1.2 İç Mekanizma

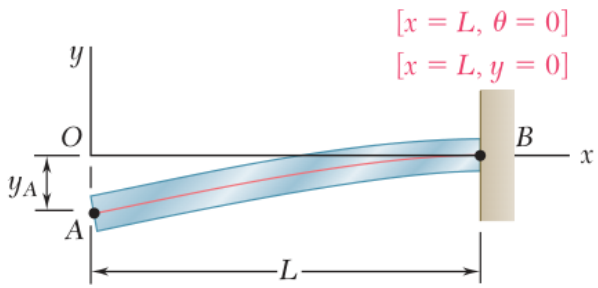
Mekanizmanın tam halinden önce iç kısımda kalan ve x-x ekseninde titreşimine izin verilen "İç Mekanizma" diye adlandırdığımız kısım incelenmeye çalışılmıştır. Daha sonrasında mekanizmanın tamamının nasıl bir davranış gösterdiği araştırılmıştır.



Şekil 2.11 Esnek mekanizma iç sistem (x-x ekseni)

2.1.3 PLA Elastiklik Modülü Hesapları

Burada sayısal değerleri vermeden önce tekrar hatırlatmak gerekir; üreticilerden temin edilen PLA filamentlerin elastiklik modülü değerleri birbirini tutmamaktadır. Aynı üreticinin farklı renkteki PLA filamentleri farklı E değerleri verebilmektedir. Literatürde [18] E=3500 MPa olarak belirtilen değer elimizdeki malzemelerde farklıdır. Elastiklik modülü değerini çekme deney testi ile elde etmemiz mümkün değildi. Bu yüzden mukavemet konularından "Tekil yük altında meydana gelen sehim" formülasyonuyla [19] elimizdeki malzemelerin E değerleri hesaplanmıştır.



Şekil 2.12 Ankastre kiriş, tekil yük durumunda sehim [19]

$$y_A = -\frac{FL^3}{3EI}\,[19] \tag{2.8}$$

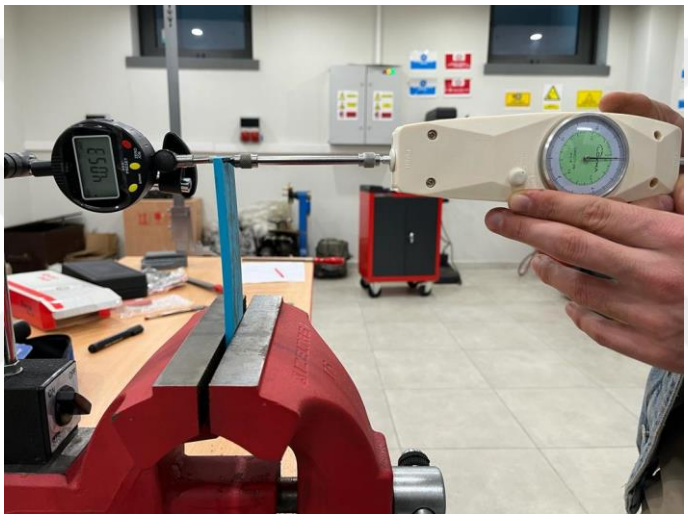
F Kuvvet [N]

I Alan atalet momenti [mm^4]

E Elastiklik modülü [MPa]

L Kiriş uzunluğu [mm]

Buna göre mevcut filamentlerden numuneler üretilmiş (6x40x130 - 8x40x130 - 10x40x130), ankastre kiriş olarak mengeneye bağlanmış, dinamometre ve dijital komparatör yardımıyla sehim miktarı ölçülmüştür. Sonrasında (2.8) numaralı denklem yardımıyla bilinmeyen E sayısı hesaplanmış ve ortalama bir değer alınmıştır.



Şekil 2.13 Kirişte meydana gelen sehimin ölçümü

Tablo 2.2 Mavi renkli PLA için E değeri (3) (%100 dolu)

L=	111 mm	Mavi PLA %100 Dolu	L=	111 mm		L=	111 mm	
b=	40 mm		b=	40 mm		b=	40 mm	
h=	**6 mm**		h=	**8 mm**		h=	10 mm	
I=	720 mm^4		I=	1706,7 mm^4		I=	3333,33 mm^4	
Kuvvet (N)	Delta (mm)	E (MPa)	Kuvvet (N)	Delta (mm)	E (MPa)	Kuvvet (N)	Delta (mm)	E (MPa)
1	0,225	2814	1	0,084	3179	1	0,048	2926
2	0,413	3066	2	0,159	3359	2	0,087	3229
3	0,618	3073	3	0,249	3218	3	0,133	3169
4	0,859	2948	4	0,336	3179	4	0,174	3229
5	1,061	2983	5	0,437	3056	5	0,218	3222
10	2,063	3069	10	0,864	3091	10	0,435	3229
15	3,039	3125	15	1,295	3094	15	0,677	3112
20	4,053	3124	20	1,746	3059	20	0,889	3160
Ortalama E=		*3025*	Ortalama E=		*3154*	Ortalama E=		*3160*

Toplam Ortalama E=	*3113*

Yukarıdaki tablolardan hesap edilen ortalama elastiklik modülü mavi renk PLA için E=3100 MPa olarak belirlenmiştir.

Tablo 2.3 Şeffaf ve pembe renkli PLA için E değerleri (%100 dolu)

L=	115 mm	Şeffaf PLA %100 Dolu	L=	115 mm	Pembe PLA %100 Dolu
b=	40 mm		b=	40 mm	
h=	10 mm		h=	10 mm	
I=	3333,33 mm^4		I=	3333,33 mm^4	
Kuvvet (N)	Delta (mm)	E (MPa)	Kuvvet (N)	Delta (mm)	E (MPa)
1	0,073	2083,39	1	0,074	2055,236486
2	0,151	2014,4	2	0,156	1949,839744
3	0,221	2064,54	3	0,225	2027,833333
4	0,287	2119,69	4	0,303	2007,755776
5	0,37	2055,24	5	0,367	2072,036785
10	0,73	2083,39	10	0,723	2103,561549
15	1,108	2058,95	15	1,068	2136,060393
20	1,463	2079,12	20	1,409	2158,800568
Ortalama E=		*2069,84*	Ortalama E=		*2063,890579*

Tablolardan hesap edilen ortalama elastiklik modülü şeffaf PLA için E=2070 MPa, pembe PLA için E=2060 MPa olarak belirlenmiştir.

Tablo 2.4 Kırmızı renkli PLA için E değeri (%100 dolu)

L=	82 mm	Kırmızı PLA %100 Dolu	L=	82 mm	Kırmızı PLA %100 Dolu
b=	31 mm		b=	31 mm	
h=	5 mm		h=	8 mm	
I=	322,9167 mm^4		I=	1322,67 mm^4	
Kuvvet (N)	Delta (mm)	E (MPa)	Kuvvet (N)	Delta (mm)	E (MPa)
1	0,425	*1339,18603*	1	0,075	*1785,75605*
2	0,714	*1594,26909*	2	0,163	*1643,33379*
3	1,085	*1573,69787*	3	0,249	*1613,63498*
4	1,352	*1683,88777*	4	0,339	*1580,31509*
5	1,73	*1644,95394*	5	0,41	*1633,31346*
10	3,313	*1717,94164*	10	0,817	*1639,31094*
15	4,863	*1755,56467*	15	1,197	*1678,34215*
20	6,458	*1762,63259*	20	1,634	*1639,31094*
Ortalama E=		*1634,0167*	Ortalama E=		*1651,66467*

Toplam Ortalama E=	*1642,84069*

Kırmızı renkli %100 dolu PLA için elde edilen değer E=1642 MPa olarak belirlenmiştir.

Tablo 2.5 Gri renkli PLA için E değeri

L=	116 mm	Gri PLA %100 Dolu	L=	100 mm	Gri PLA %50 Dolu
b=	20 mm		b=	20 mm	
h=	5 mm		h=	5 mm	
I=	208,34 mm^4		I=	208,34 mm^4	
Kuvvet (N)	Delta (mm)	E (MPa)	Kuvvet (N)	Delta (mm)	E (MPa)
1	0,738	3384,06	1	0,672	2380,95
2	1,686	2962,55	2	1,318	2427,92
3	2,405	3115,3	3	2,035	2358,72
4	3,141	3180,43	4	2,732	2342,61
5	4,016	3109,35	5	3,44	2325,58
10	7,99	3125,7	10	7,176	2229,65
15	12,136	3086,81	15	10,693	2244,46
20	12,72	3926,78	20	13,021	2457,57
Ortalama E=		*3236,4*	Ortalama E=		*2345,9*

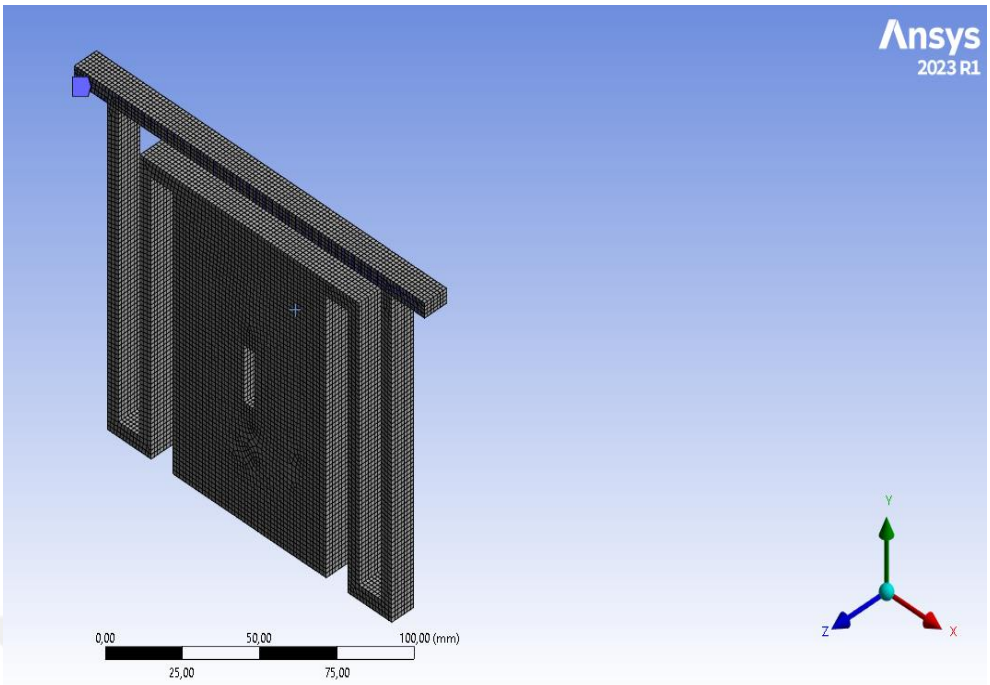
Gri renkli %100 dolu PLA için elde edilen değer E=3200 MPa, %50 dolu PLA için elde edilen değer E=2340 MPa olmuştur.

Tablo 2.6 Deney yoluyla elde edilen E değerleri

PLA	**E (MPa)**
Kırmızı (%100 dolu)	1642
Mavi (%100 dolu)	3100
Gri (%100-%50 dolu)	3200-2340
Şeffaf (%100 dolu)	2070
Pembe (%100 dolu)	2060

2.1.4 Doğal Frekans Hesapları (ANSYS)

ANSYS programı yardımıyla önceden mekanik özellikleri tanımlanmış katı model üzerinde iki yüzey sabitlenerek (fixed support) (mengene çenelerinde sabitleme) mekanizmanın doğal frekensları hesaplatılmıştır. Analiz ayarlarında Damped seçeneği pasif durumdadır.



Şekil 2.14 Ansys ile doğal frekans hesapları

Tablo 2.7 gri renkli malzemelerin doğal frekanslarını göstermektedir.

Tablo 2.7 İç mekanizma doğal frekans değerleri (Gri)

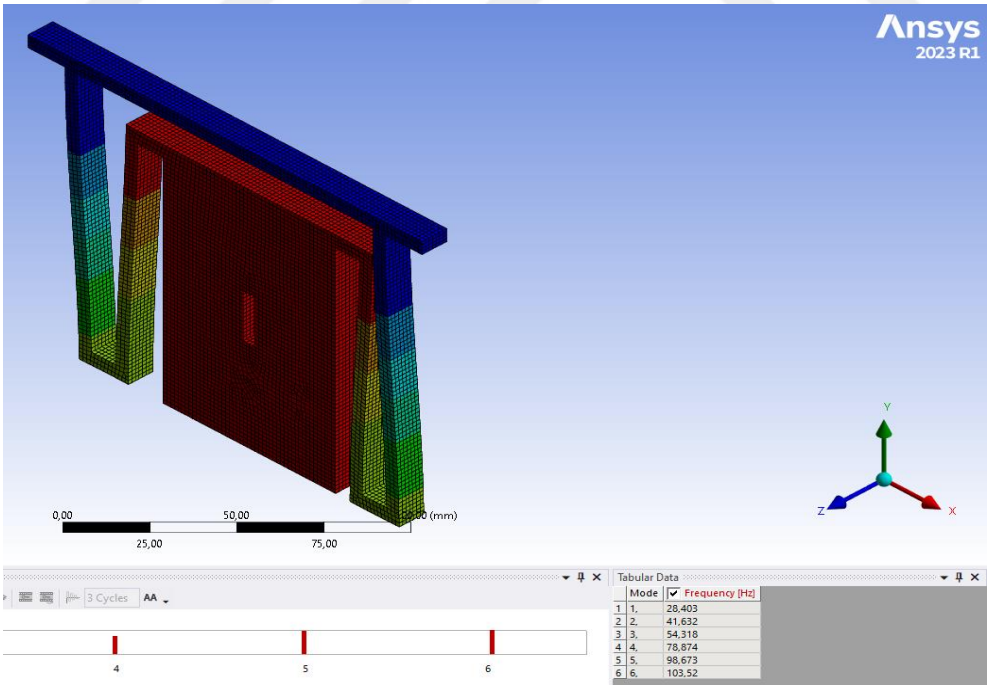
Kalınlık		20 mm	
Düğüm Sayısı		291.443	
Eleman Sayısı		63.644	
Serbestlik Dereceleri		865.527	
Gri E=3200 MPa		Gri E=2340 MPa	
ρ=1,0305 g/cm^3		ρ=0,707 g/cm^3	
ANSYS		ANSYS	
MOD	Frekans(Hz)	***MOD***	Frekans(Hz)
1	30,039	***1***	31,012
2	62,164	***2***	64,178
3	83,252	***3***	85,949
4	93,681	***4***	96,716
5	104,44	***5***	107,82
6	152,36	***6***	157,29

Diğer renkli malzemelerin doğal frekansları aşağıdaki **Tablo 2.8**' da bulunmaktadır.

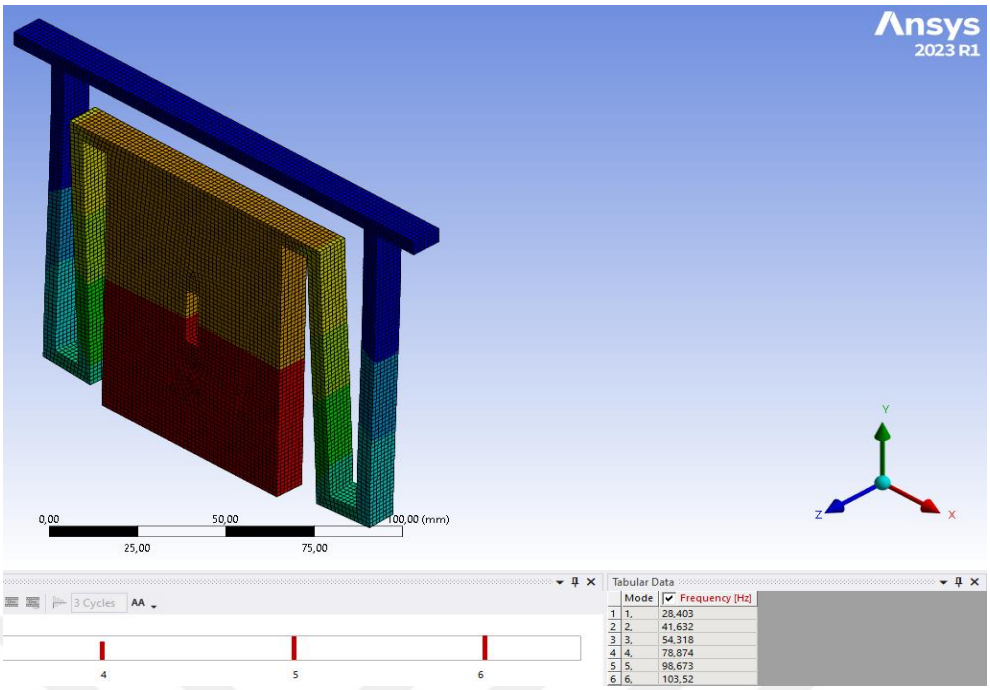
Tablo 2.8 İç mekanizma doğal frekans değerleri

Kalınlık		10 mm					
Düğüm Sayısı		150338					
Eleman Sayısı		31115					
Serbestlik Dereceleri		442212					
Kırmızı E=1642 MPa		Mavi E=3100 MPa		Şeffaf E=2070 MPa		Pembe E=2060 MPa	
ρ=1,2246 g/cm^3		ρ=1,1051 g/cm^3		ρ=1,0554 g/cm^3		ρ=1,0852 g/cm^3	
ANSYS		ANSYS		ANSYS		ANSYS	
MOD	Frekans(Hz)	*MOD*	Frekans(Hz)	*MOD*	Frekans(Hz)	*MOD*	Frekans(Hz)
1	19,637	*1*	28,403	*1*	23,75	*1*	19,421
2	28,783	*2*	41,632	*2*	34,812	*2*	28,467
3	37,554	*3*	54,318	*3*	45,42	*3*	37,141
4	54,531	*4*	78,874	*4*	65,952	*4*	53,931
5	68,219	*5*	98,673	*5*	82,508	*5*	67,469
6	71,569	*6*	103,52	*6*	86,559	*6*	70,782

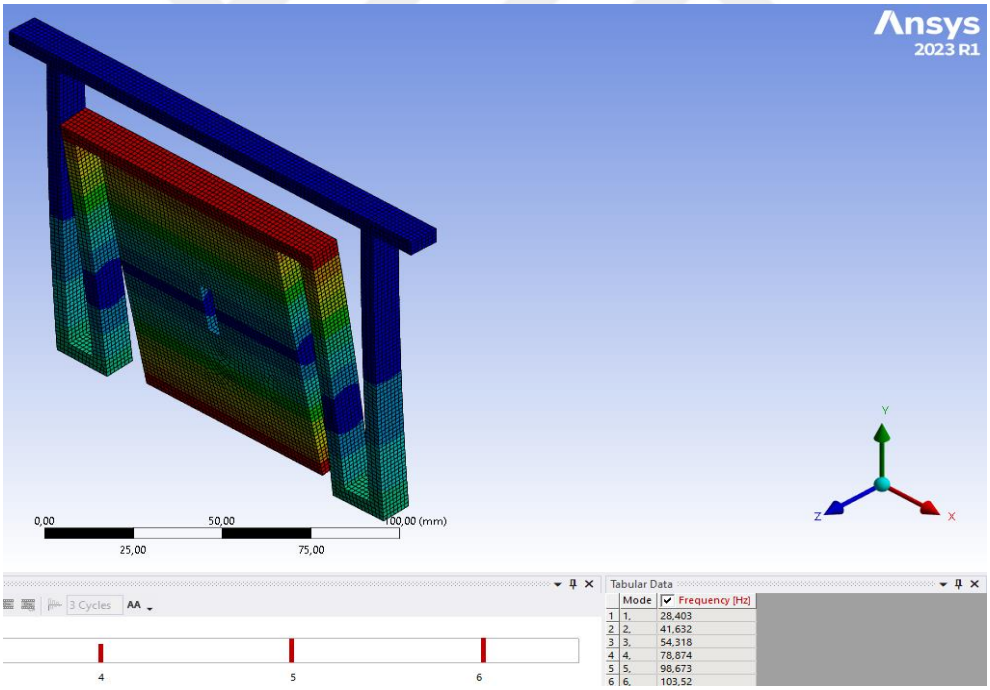
Aşağıdaki şekillerde mavi renkli iç mekanizmanın mod şekilleri örnek olarak eklenmiştir.



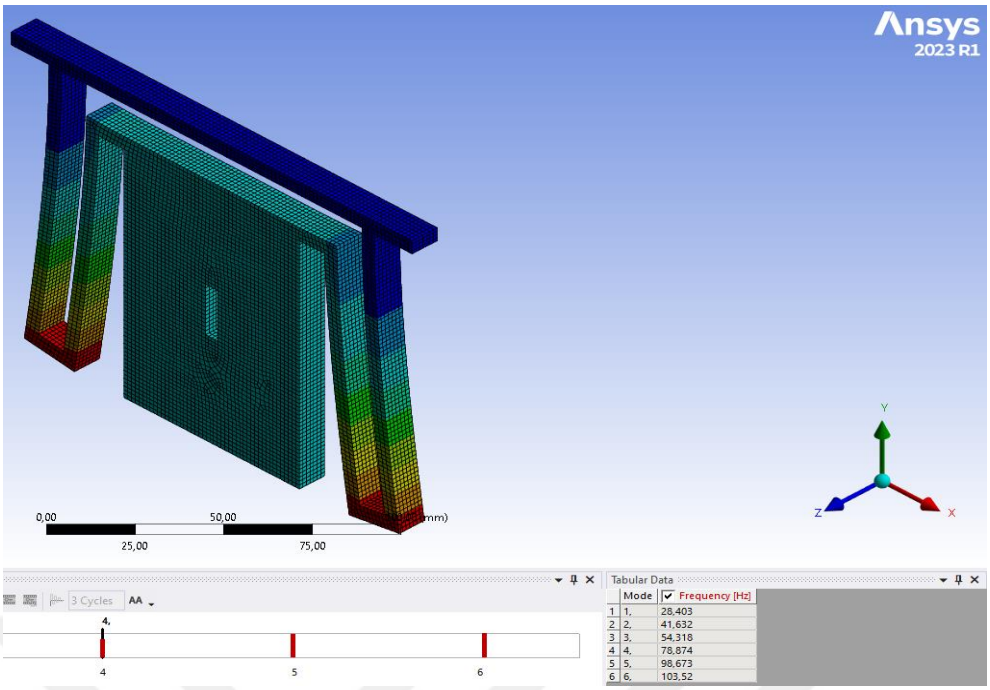
Şekil 2.15 Mavi PLA E=3100 MPa birinci mod şekli



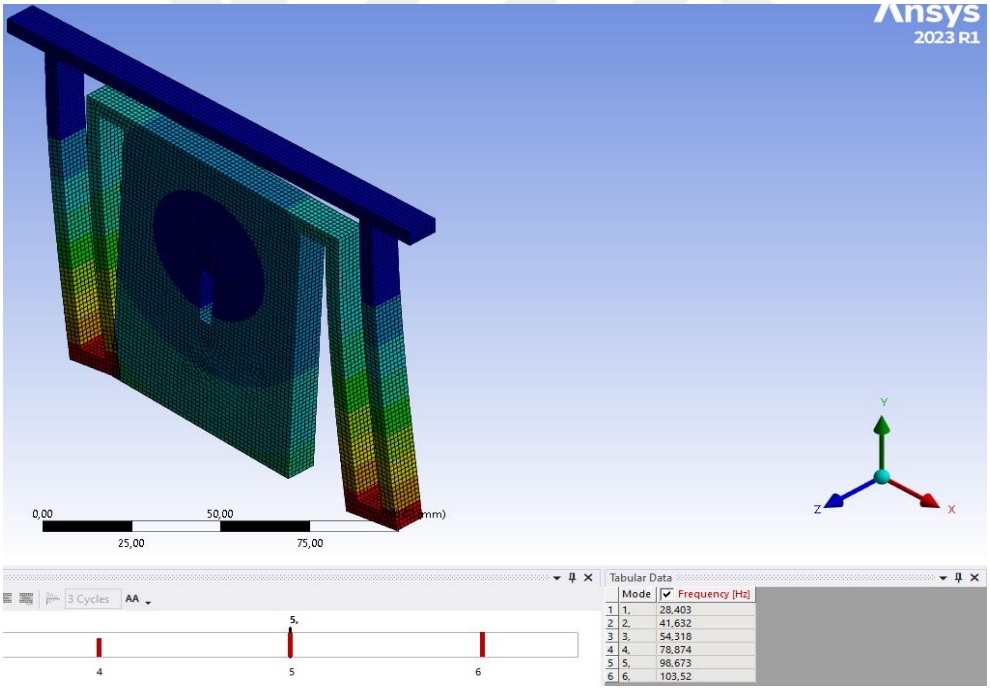
Şekil 2.16 Mavi PLA E=3100 MPa ikinci mod şekli



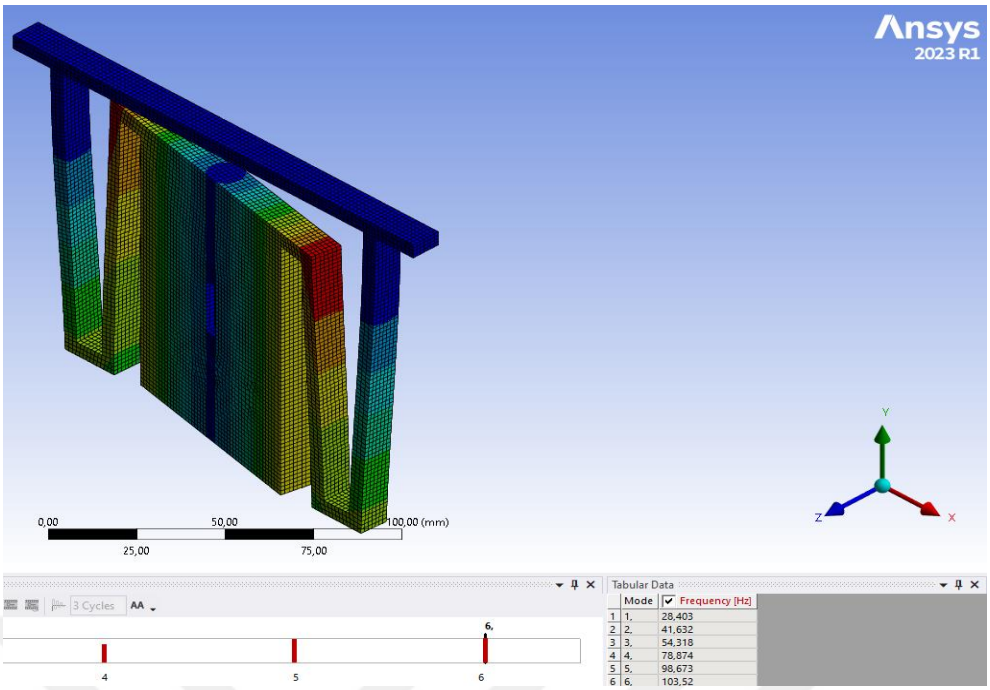
Şekil 2.17 Mavi PLA E=3100 MPa üçüncü mod şekli



Şekil 2.18 Mavi PLA E=3100 MPa dördüncü mod şekli



Şekil 2.19 Mavi PLA E=3100 MPa beşinci mod şekli

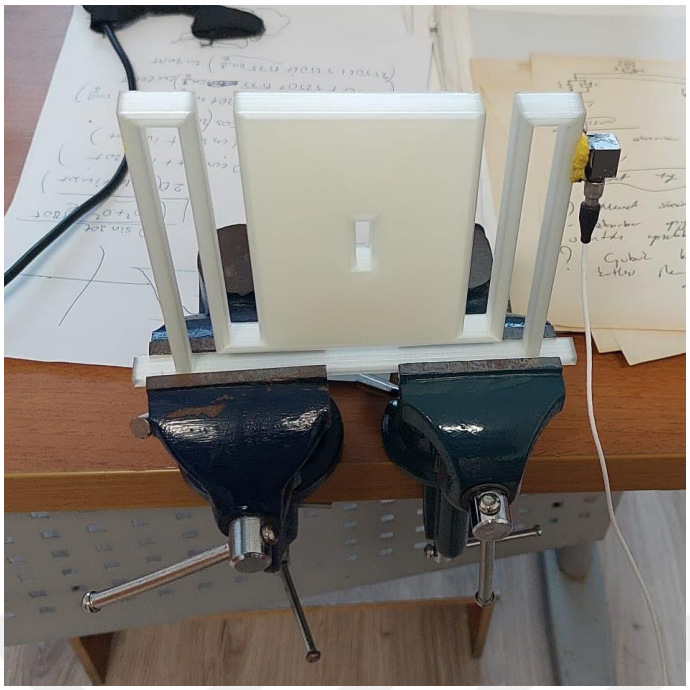


Şekil 2.20 Mavi PLA E=3100 MPa altıncı mod şekli

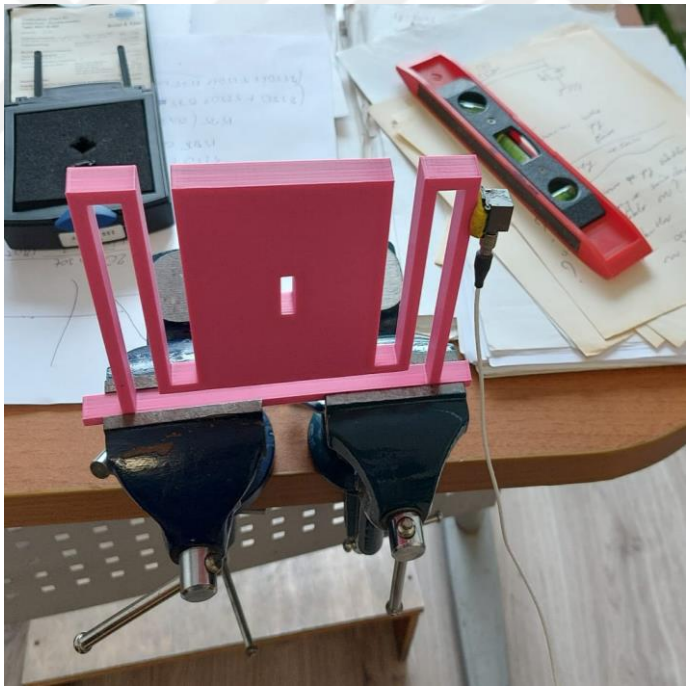
2.1.5 Doğal Frekans Hesapları (Darbe Testi)

Çekiç darbe deneyi ile elde edilmiş frekans değerleri bu bölümde tablolar halinde sunulmuştur. Test yapılırken mekanizmaya uygulanan darbe tam anlamıyla x-x ekseni boyunca olmalıdır, aksi taktirde mekanizma diğer eksenlerde de salınım gösterecek ve frekans değerleri örtüşmeyecektir.

Ölçüm yapabilmek için mekanizma iki adet mengenenin çenelerine ve piezo elektrik sensör mekanizmanın bir kenarına sabitlenmiştir. Cihazın çekici ile sensörün karşı tarafına denk gelen yüzeyinden darbe vurulmuş ve frekans değerleri elde edilmiştir.



Şekil 2.21 Şeffaf mekanizma ve piezo sensör



Şekil 2.22 Pembe mekanizma ve piezo sensör

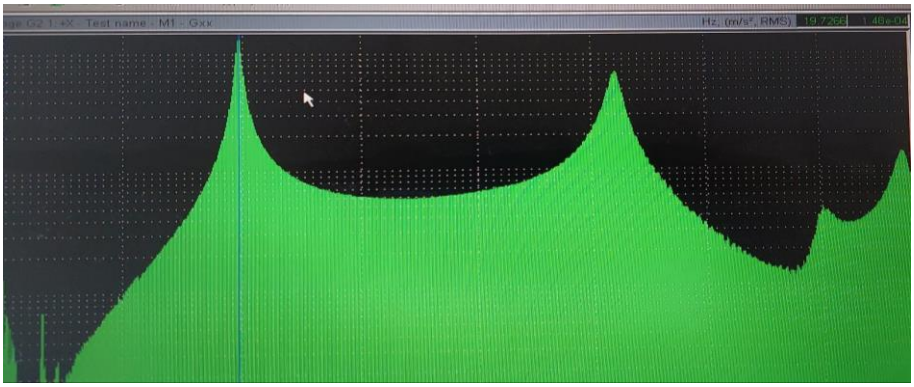


Şekil 2.23 Mavi mekanizma ve piezo sensör

Elde edilen değerler **Tablo 2.9** ile **Tablo 2.12** arasında gösterilmiş, toplu halde **Tablo 2.13**'de; doğal frekans grafikleri ise **Şekil 2.24** ile **Şekil 2.27** arasında verilmiştir.

Tablo 2.9 İç mekanizma darbe testi (Kırmızı, E=1642 MPa, ρ=1,2246 g/cm^3)

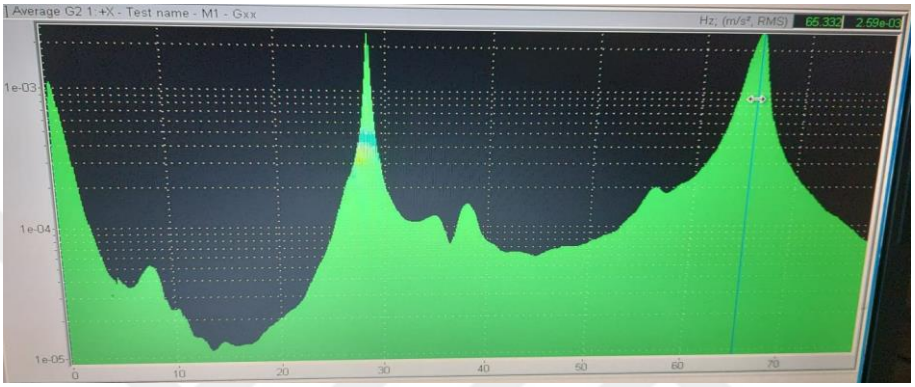
MOD	Frekans(Hz)
1	19,7266
2	52,1484
3	70,3125
4	77,4414



Şekil 2.24 Darbe testi doğal frekans grafikleri (kırmızı)

Tablo 2.10 İç mekanizma darbe testi (Mavi, E=3100 MPa, ρ=1,1051 g/cm^3)

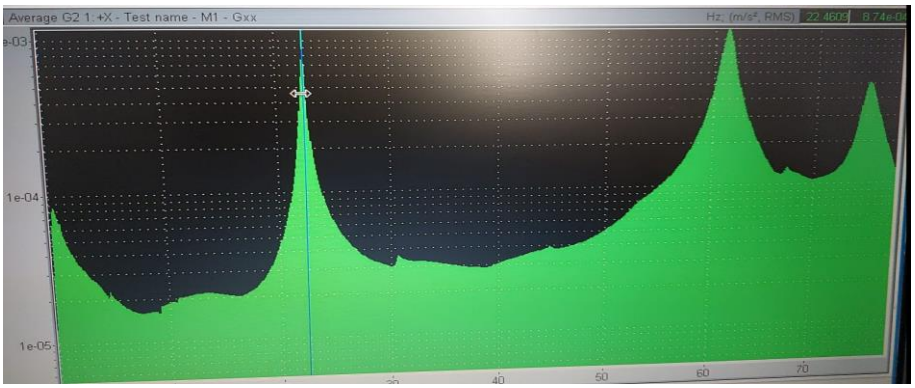
MOD	Frekans(Hz)
1	0,390625
2	8,10547
3	28,418
4	37,9883
5	65,332



Şekil 2.25 Darbe testi doğal frekans grafikleri (mavi)

Tablo 2.11 İç mekanizma darbe testi (Şeffaf, E=2070 MPa, ρ=1,0554 g/cm^3)

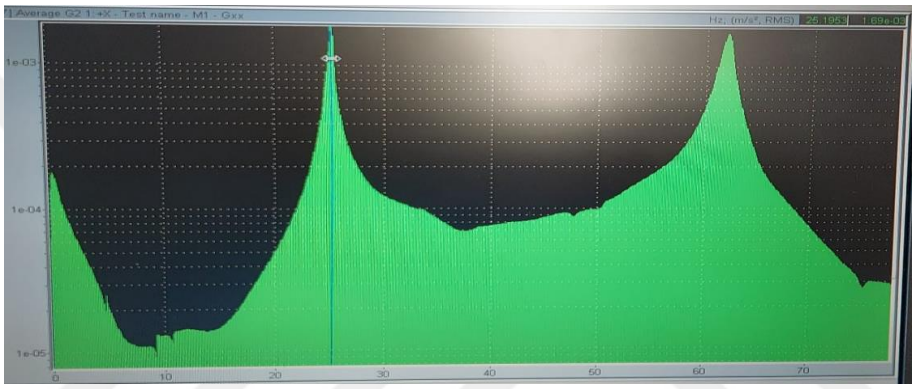
MOD	Frekans(Hz)
1	22,4609
2	61,3281
3	75,1953



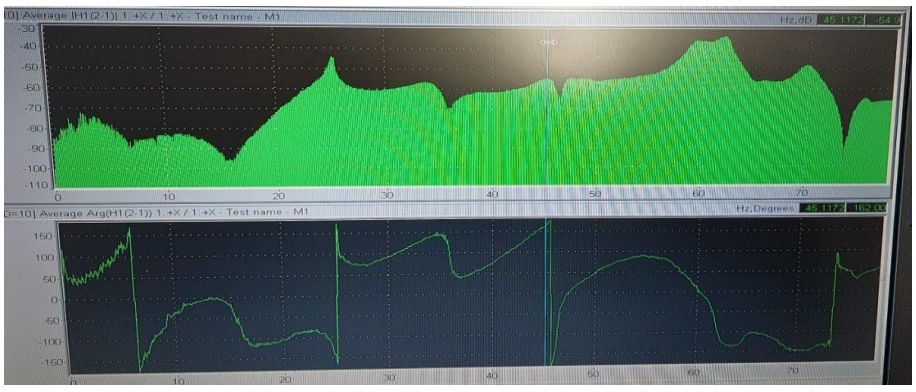
Şekil 2.26 Darbe testi doğal frekans grafikleri (şeffaf)

Tablo 2.12 İç mekanizma darbe testi (Pembe, E=2060 MPa, ρ=1,0852 g/cm^3)

MOD	Frekans(Hz)	***MOD***	Frekans(Hz)
1	25,1953	***7***	69,7266
2	25,293	***8***	75,6836
3	33,9844	***9***	
4	45,1172	***10***	
5	61,9141	***11***	
6	62,0117	***12***	



Şekil 2.27 Darbe testi doğal frekans grafikleri (pembe)



Şekil 2.26 Darbe testi doğal frekans grafikleri (pembe) (devamı)

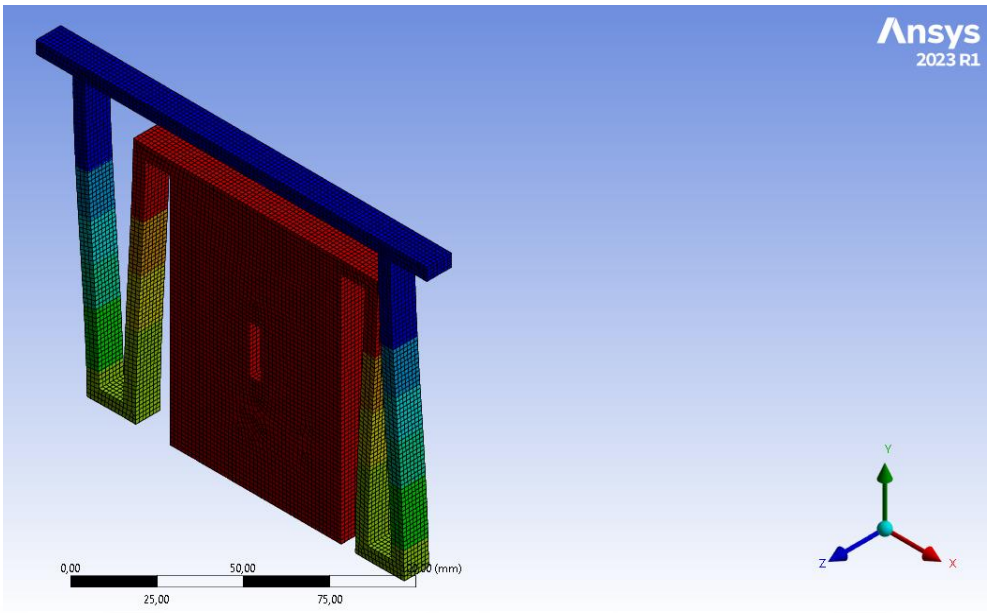
Tablo 2.13 İç mekanizma toplu test sonuçları

Kalınlık		10 mm					
Kırmızı E=1642 MPa		Mavi E=3100 MPa		Şeffaf E=2070 MPa		Pembe E=2060 MPa	
ρ=1,2246 g/cm^3		ρ=1,1051 g/cm^3		ρ=1,0554 g/cm^3		ρ=1,0852 g/cm^3	
MOD	Frekans(Hz)	*MOD*	Frekans(Hz)	*MOD*	Frekans(Hz)	*MOD*	Frekans(Hz)
1	19,7266	*1*	0,390625	*1*	22,4609	*1*	25,1953
2	52,1484	*2*	8,10547	*2*	61,3281	*2*	25,293
3	70,3125	*3*	28,418	*3*	75,1953	*3*	33,9844
4	77,4414	*4*	37,9883	*4*		*4*	45,1172
5		*5*	65,332	*5*		*5*	61,9141
6		*6*		*6*		*6*	62,0117
						7	69,7266
						8	75,6836

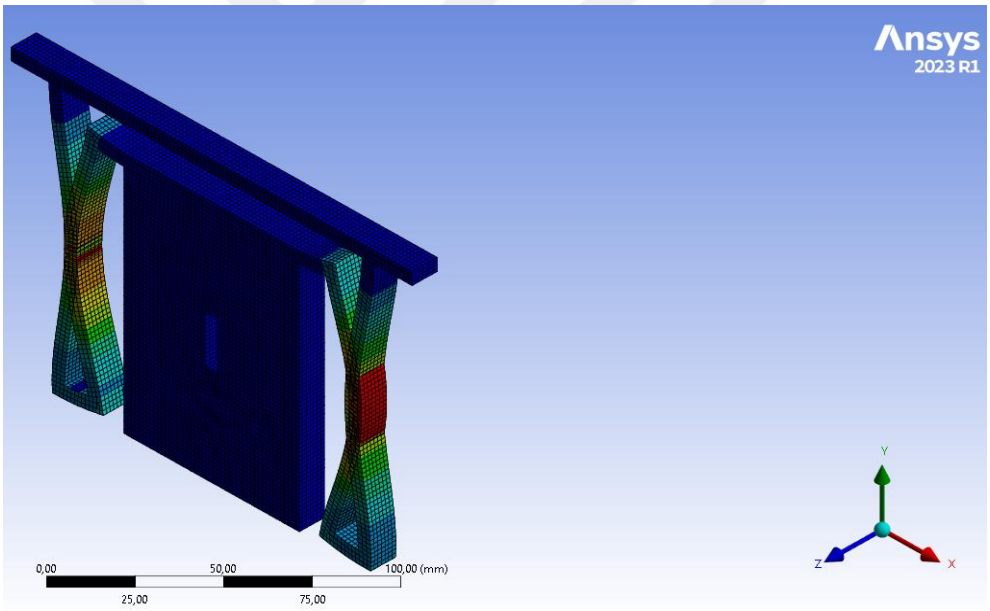
2.1.6 Deneysel ve ANSYS Doğal Frekans Karşılaştırma

Elde edilmiş tüm değerler **Tablo 2.14** ile **Tablo 2.17** arasında verilmiştir. Ansys ile elde edilen değerlerden ilki olan soldaki tabloda mekanizma mengeneye bağlı gibi tanımlanmış ve tüm eksenlerde serbest iken deney yapılarak değerler elde edilmiştir. Ansys ile elde edilen ikinci değerlerde ise mekanizmanın geniş yüzeylerine ayrıca (fazladan) frictionless suppport (sürtünmesiz yatak) tanımlanmıştır, böylece sadece x-x ekseninde titreşim frekansları elde edilmiştir.

Aşağıdaki örnek mod şekillerinde görüldüğü üzere deneyde kullanılan sensörün bağlı olduğu yer ile mekanizmanın iç kısımlarında meydana gelen titreşimlerin ölçülebilmesi imkanı yoktur. Bu yüzden bazı frekanslar birbirleri ile örtüşmüş bazıları örtüşmemiştir.



Şekil 2.28 Pembe birinci mod şekli



Şekil 2.29 Pembe altıncı mod şekli

Ayrıca deneysel ve sonlu elemanlar yöntemlerinden elde edilen doğal frekansların değerleri arasındaki farkların olası sebepleri şunlardır:

- Malzeme özelliklerinin tam olarak belirlenememesi, aynı üreticinin farklı renkteki ürünlerinden farklı elastiklik modülü değerleri elde edilmesi
- 3d yazıcılarda üretilen malzemeler her ne kadar %100 doluluk ayarı ile üretilmiş olsa da çok sayıda tarama yönleri seçenekleri olduğu için (zig zag,

hexagonal, lineer vd.) ve bu algoritmaların nasıl olduğu bilinmediği için mekanizmanın izotrop olmaması ihtimali

- Mekanizma enjeksiyon kalıplarındaki gibi yüksek basınçla çelik kalıpların boşluğuna gönderilmeden eklemeli imalat yöntemiyle üretildiği için yapısal düzensizliklerin bulunması. Bunlardan bazıları şöyledir; üst kısımlarda eriyen filamentin dışarı akması, tabla yüzeyinden az veya çok ayrılmalar, filamentin nemlenmiş olması, kimyasal kompozisyon vb.
- 3d yazıcıda olası boşluklar, malzeme içerisinde olası boşluklar
- Sınır şartlarının sadece düşey ve yatay yönde hareketi sağlayacak şekilde olmaması
- Bağlaşık hareketlerin frekans değerlerini etkilemesi, dolayısıyla doğrusal olmayan hareketlerin baskın olması

Tablo 2.14 Doğal frekanslar kırmızı PLA

Kırmızı PLA, E=1642 MPa, ρ=1,2246 g/cm^3

ANSYS		DARBE TESTİ		ANSYS Sadece x-x	
MOD	Frekans(Hz)	MOD	Frekans(Hz)	MOD	Frekans(Hz)
1	19,637	1	19,7266	1	20,872
2	28,783	2	52,1484	2	58,114
3	37,554	3	70,3125	3	72,671
4	54,531	4	77,4414	4	182,5
5	68,219	5		5	217,19
6	71,569	6		6	513,19

Tablo 2.15 Doğal frekanslar mavi PLA

Mavi PLA, E=3100 MPa, ρ=1,1051 g/cm^3

ANSYS		DARBE TESTİ		ANSYS Sadece x-x	
MOD	Frekans(Hz)	MOD	Frekans(Hz)	MOD	Frekans(Hz)
1	28,403	1	0,390625	1	30,19
2	41,632	2	8,10547	2	84,057
3	54,318	3	28,418	3	105,11
4	78,874	4	37,9883	4	263,97
5	98,673	5	65,332	5	314,14
6	103,52	6		6	742,29

Tablo 2.16 Doğal frekanslar şeffaf PLA

Şeffaf PLA, E=2070 MPa, ρ=1,0554 g/cm^3

ANSYS		DARBE TESTİ		ANSYS Sadece x-x	
MOD	Frekans(Hz)	MOD	Frekans(Hz)	MOD	Frekans(Hz)
1	23,75	1	22,4609	1	25,244
2	34,812	2	61,3281	2	70,286
3	45,42	3	75,1953	3	87,891
4	65,952	4		4	220,73
5	82,508	5		5	262,68
6	86,559	6		6	620,68

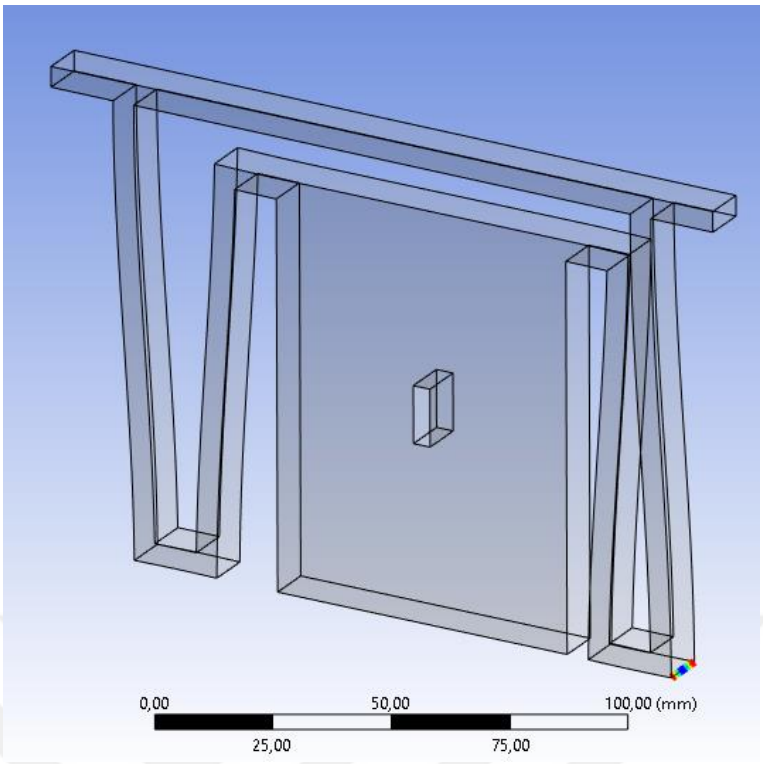
Tablo 2.17 Doğal frekanslar pembe PLA

Pembe PLA, E=2060 MPa, ρ=1,0852 g/cm^3

ANSYS		DARBE TESTİ		ANSYS Sadece x-x	
MOD	Frekans(Hz)	MOD	Frekans(Hz)	MOD	Frekans(Hz)
1	19,421	1	25,1953	1	20,643
2	28,467	2	25,293	2	57,475
3	37,141	3	33,9844	3	71,871
4	53,931	4	45,1172	4	180,5
5	67,469	5	61,9141	5	214,8
6	70,782	6	62,0117	6	507,55
7	123,56	7	69,7266	7	510,13

2.2 Rijitlik Katsayısı Hesapları

Esnek mekanizmanın ortasında bulunan boşluğa rijit DKP sac yardımıyla kuvvet uygulanması ve karşılığında **Şekil 2.30**'de gösterilen sağ alttaki ucun denge noktasından ne kadar uzaklaştığı deney yoluyla, ANSYS yardımıyla ve sonlu elemanlar metoduyla hesaplanmıştır. Buradan elde edilen verilerle sistemin x-x ekseni boyunca sahip olduğu rijitlik katsayısı elde edilmiştir.



Şekil 2.30 Yer değiştirmenin ölçüldüğü kenar



Şekil 2.31 Kuvvet-yer değiştirme deneyi örnek resim

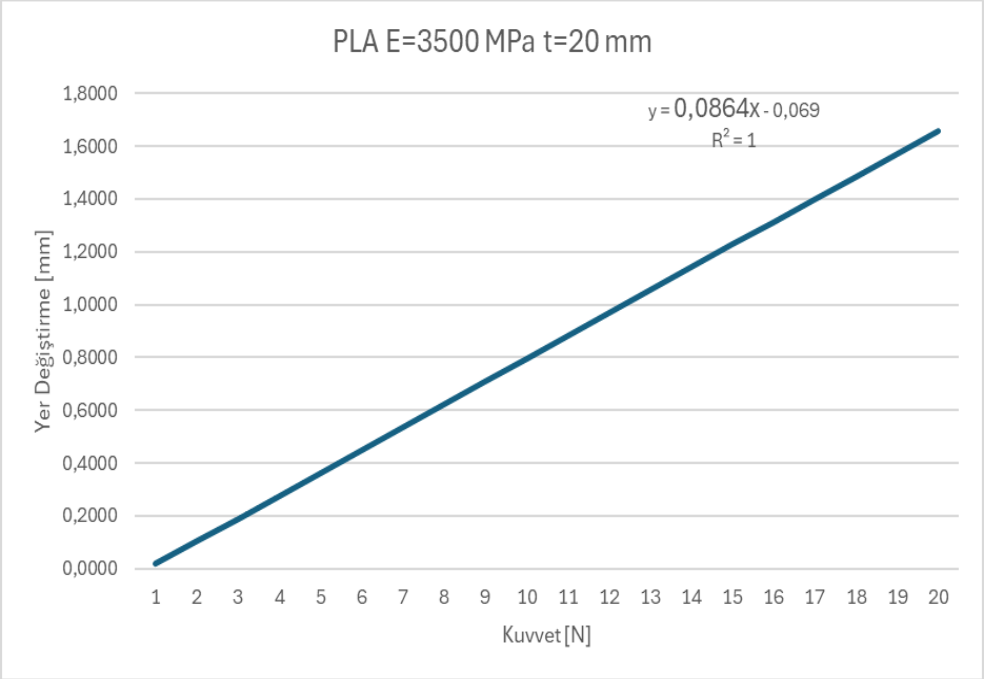
Tablo 2.18 E=3500 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme değerleri (ANSYS)

ANSYS

E=	3500 MPa	3500 MPa	3500 MPa	3500 MPa
Yay Kalınlığı	20 mm	10 mm	8 mm	5 mm
Kuvvet (N)	**Yerdeğiştirme (mm)**	**Yerdeğiştirme (mm)**	**Yerdeğiştirme (mm)**	**Yerdeğiştirme (mm)**
1	0,0174	0,1025	0,1449	0,2716
2	0,1038	0,2745	0,3595	0,6127
3	0,1901	0,4466	0,5740	0,9539
4	0,2765	0,6186	0,7886	1,2951
5	0,3629	0,7907	1,0031	1,6363
6	0,4492	0,9627	1,2177	1,9775
7	0,5356	1,1347	1,4322	2,3187
8	0,6220	1,3068	1,6468	2,6598
9	0,7083	1,4788	1,8614	3,0010
10	0,7947	1,6509	2,0759	3,3422
11	0,8811	1,8229	2,2905	3,6834
12	0,9674	1,9950	2,5050	4,0246
13	1,0538	2,1670	2,7196	4,3658
14	1,1402	2,3391	2,9341	4,7070
15	1,2265	2,5111	3,1487	5,0481
16	1,3129	2,6831	3,3632	5,3893
17	1,3993	2,8552	3,5778	5,7305
18	1,4856	3,0272	3,7923	6,0717
19	1,5720	3,1993	4,0069	6,4129
20	1,6584	3,3713	4,2215	6,7541

Tablo 2.19 E=3500 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme değerleri 1 (ANSYS)

ANSYS			
E=	3500 MPa		
Yay Kalınlığı	20 mm		
Kuvvet (N)	**Yerdeğiştirme (mm)**		
1	0,0174	**11**	0,8811
2	0,1038	**12**	0,9674
3	0,1901	**13**	1,0538
4	0,2765	**14**	1,1402
5	0,3629	**15**	1,2265
6	0,4492	**16**	1,3129
7	0,5356	**17**	1,3993
8	0,6220	**18**	1,4856
9	0,7083	**19**	1,5720
10	0,7947	**20**	1,6584



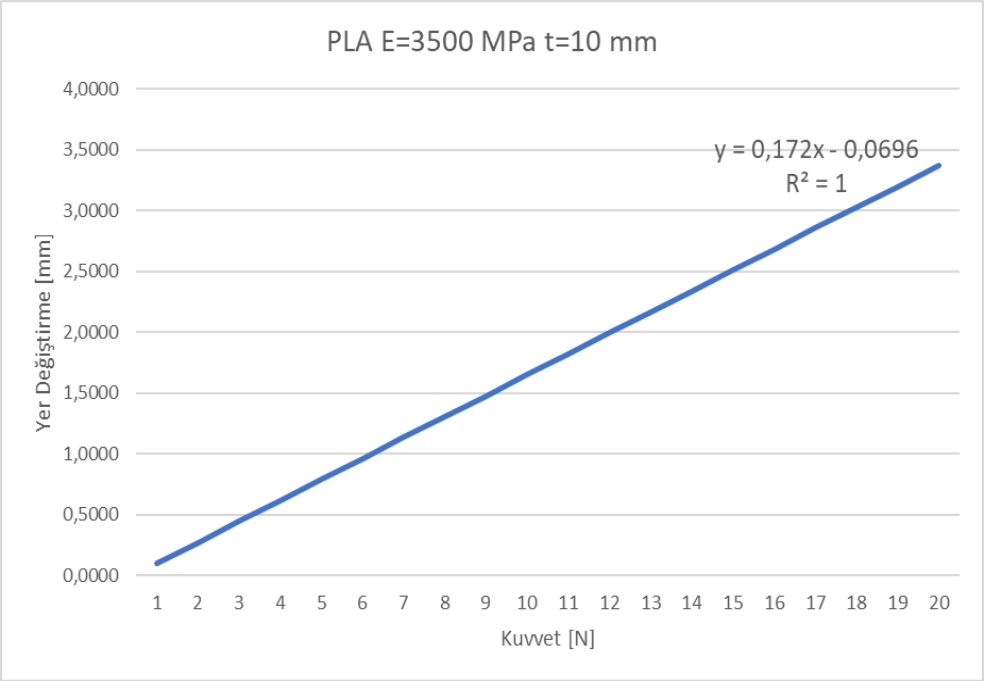
Şekil 2.32 E=3500 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme grafiği 1 (ANSYS)

$$K = \frac{1}{0{,}0864} \tag{2.9}$$

$$K = 11{,}5740\ N/mm \tag{2.10}$$

Tablo 2.20 E=3500 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme değerleri 2 (ANSYS)

ANSYS			
E=	3500 MPa		
Yay Kalınlığı	10 mm		
Kuvvet (N)	**Yerdeğiştirme (mm)**		
1	0,1025	**11**	1,8229
2	0,2745	**12**	1,9950
3	0,4466	**13**	2,1670
4	0,6186	**14**	2,3391
5	0,7907	**15**	2,5111
6	0,9627	**16**	2,6831
7	1,1347	**17**	2,8552
8	1,3068	**18**	3,0272
9	1,4788	**19**	3,1993
10	1,6509	**20**	3,3713



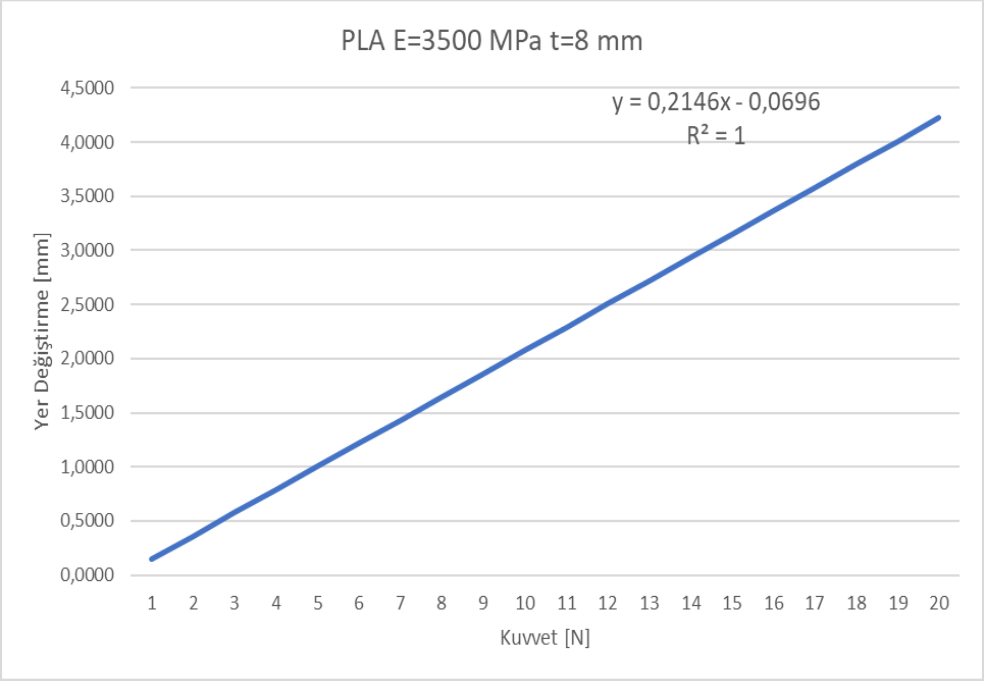
Şekil 2.33 E=3500 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme grafiği 2 (ANSYS)

$$K = \frac{1}{0{,}172} \tag{2.11}$$

$$K = 5{,}8139\ N/mm \tag{2.12}$$

Tablo 2.21 E=3500 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme değerleri 3 (ANSYS)

ANSYS			
E=	3500 MPa		
Yay Kalınlığı	8 mm		
Kuvvet (N)	**Yerdeğiştirme (mm)**		
1	0,1449	**11**	2,2905
2	0,3595	**12**	2,505
3	0,574	**13**	2,7196
4	0,7886	**14**	2,9341
5	1,0031	**15**	3,1487
6	1,2177	**16**	3,3632
7	1,4322	**17**	3,5778
8	1,6468	**18**	3,7923
9	1,8614	**19**	4,0069
10	2,0759	**20**	4,2215



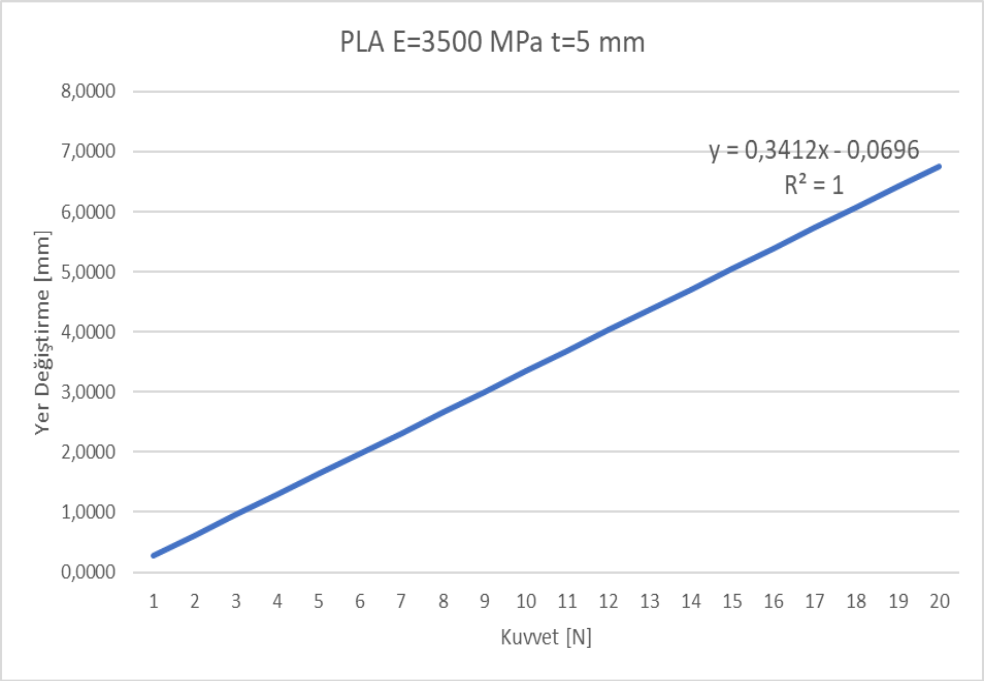
Şekil 2.34 E=3500 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme grafiği 3 (ANSYS)

$$K = \frac{1}{0{,}2146} \tag{2.13}$$

$$K = 4{,}6598\ N/mm \tag{2.14}$$

Tablo 2.22 E=3500 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme değerleri 4 (ANSYS)

ANSYS			
E=	3500 MPa		
Yay Kalınlığı	5 mm		
Kuvvet (N)	**Yerdeğiştirme (mm)**		
1	0,2716	**11**	3,6834
2	0,6127	**12**	4,0246
3	0,9539	**13**	4,3658
4	1,2951	**14**	4,7070
5	1,6363	**15**	5,0481
6	1,9775	**16**	5,3893
7	2,3187	**17**	5,7305
8	2,6598	**18**	6,0717
9	3,0010	**19**	6,4129
10	3,3422	**20**	6,7541



Şekil 2.35 E=3500 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme grafiği 4 (ANSYS)

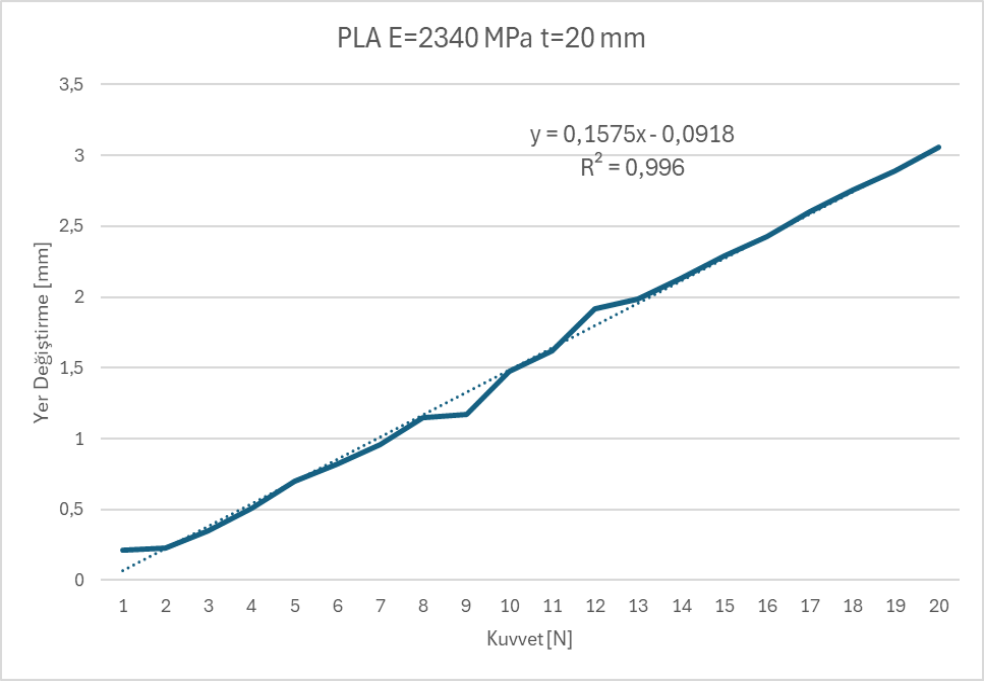
$$K = \frac{1}{0{,}3412} \tag{2.15}$$

$$K = 2{,}9308\ N/mm \tag{2.16}$$

Tablo 2.23 E=2340 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme değerleri (deney)

E=	2340 MPa		
Yay Kalınlığı	20 mm		
Kuvvet (N)	**Yerdeğiştirme (mm)**		
1	0,209	**11**	1,62
2	0,225	**12**	1,919
3	0,352	**13**	1,983
4	0,512	**14**	2,127
5	0,703	**15**	2,288
6	0,822	**16**	2,423
7	0,962	**17**	2,605
8	1,145	**18**	2,753
9	1,172	**19**	2,894
10	1,477	**20**	3,055

Bu değerlere göre elde edilecek olan grafiğin eğimi aşağıda verilmiştir, x değişkeninin önündeki katsayının çarpmaya göre tersi (1/katsayı) bize rijitlik değerini verecektir. Buna göre K değeri 6,3492 N/mm olarak bulunur.



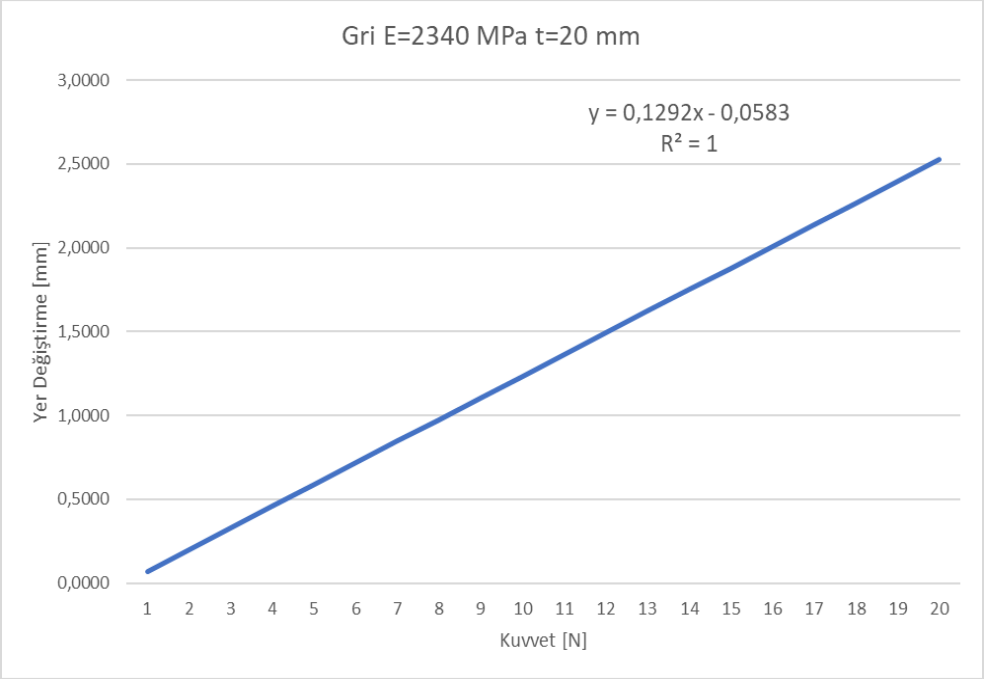
Şekil 2.36 E=2340 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme grafiği (deney)

$$K = \frac{1}{0{,}1575} \tag{2.17}$$

$$K = 6{,}3492\ N/mm \tag{2.18}$$

Tablo 2.24 E=2340 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme değerleri (Ansys)

E=	2340 MPa		
Yay Kalınlığı	20 mm		
Kuvvet (N)	**Yerdeğiştirme (mm)**		
1	0,0709	**11**	1,3627
2	0,2001	**12**	1,4919
3	0,3293	**13**	1,6211
4	0,4585	**14**	1,7503
5	0,5877	**15**	1,8795
6	0,7168	**16**	2,0086
7	0,8460	**17**	2,1378
8	0,9752	**18**	2,2670
9	1,1044	**19**	2,3962
10	1,2336	**20**	2,5254



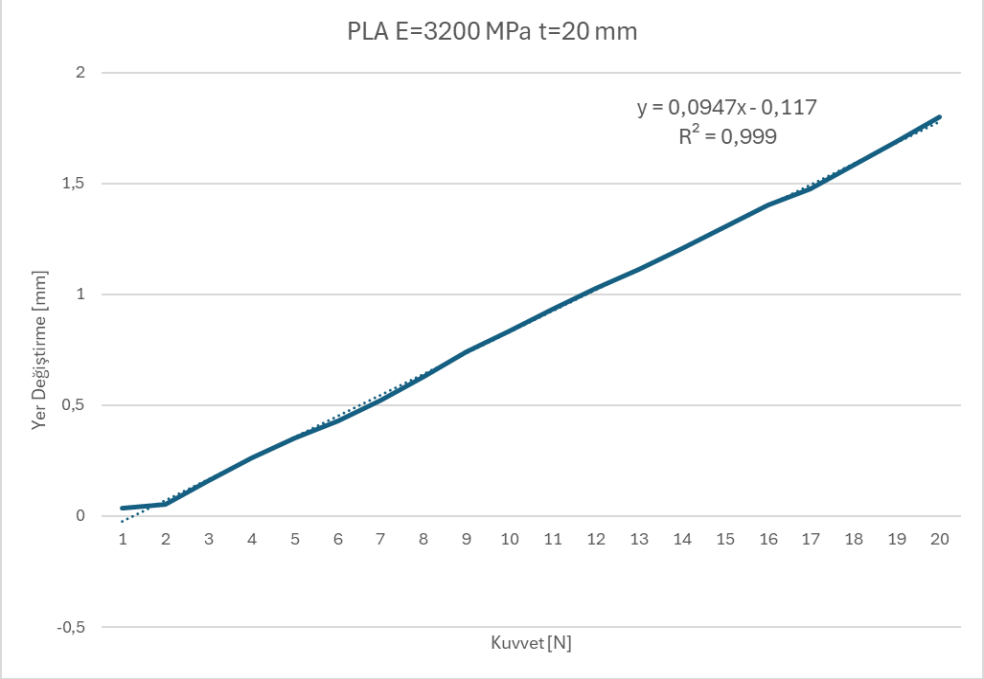
Şekil 2.37 E=2340 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme grafiği (Ansys)

$$K = \frac{1}{0{,}1292} \tag{2.19}$$

$$K = 7{,}7399\ N/mm \tag{2.20}$$

Tablo 2.25 E=3200 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme değerleri (deney)

DENEY			
E=	3200 MPa		
Yay Kalınlığı	20 mm		
Kuvvet (N)	**Yerdeğiştirme (mm)**		
1	0,036	**10**	0,834
2	0,053	**11**	0,933
3	0,159	**12**	1,027
4	0,264	**13**	1,114
5	0,354	**14**	1,205
6	0,429	**15**	1,304
7	0,524	**16**	1,402
8	0,628	**17**	1,475
9	0,74	**18**	1,584
10	0,834	**19**	1,687
11	0,933	**20**	1,801



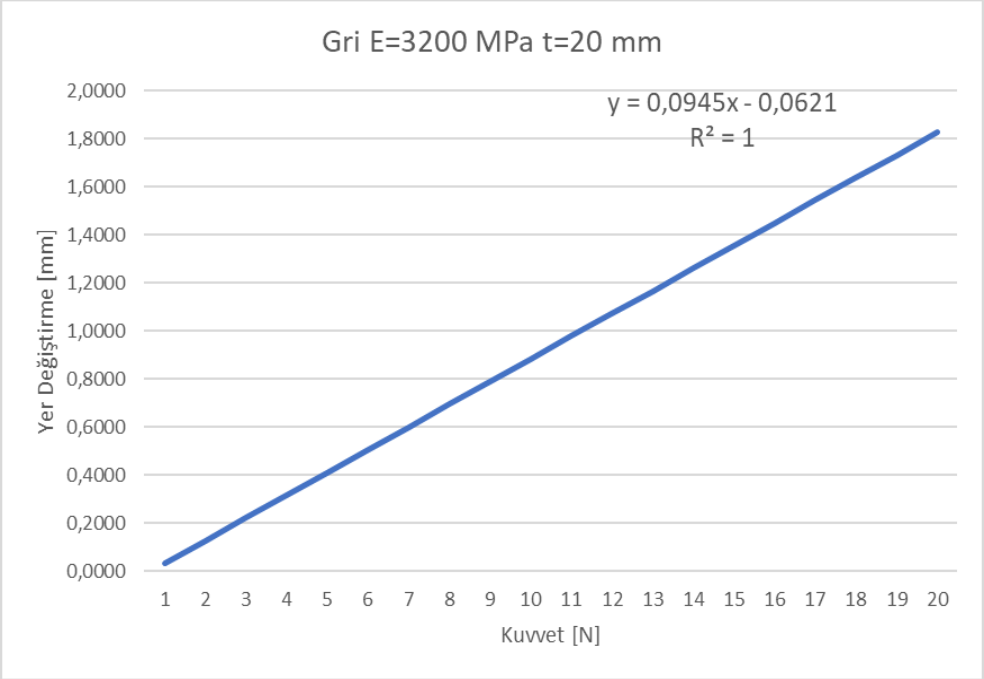
Şekil 2.38 E=3200 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme grafiği (deney)

$$K = \frac{1}{0{,}0947} \tag{2.21}$$

$$K = 10{,}5596\ N/mm \tag{2.22}$$

Tablo 2.26 E=3200 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme değerleri (ANSYS)

ANSYS			
E=	3200 MPa		
Yay Kalınlığı	20 mm		
Kuvvet (N)	**Yerdeğiştirme (mm)**		
1	0,0324	**11**	0,9770
2	0,1268	**12**	1,0715
3	0,2213	**13**	1,1659
4	0,3158	**14**	1,2604
5	0,4102	**15**	1,3549
6	0,5047	**16**	1,4493
7	0,5992	**17**	1,5438
8	0,6936	**18**	1,6383
9	0,7881	**19**	1,7327
10	0,8826	**20**	1,8272



Şekil 2.39 E=3200 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme grafiği (ANSYS)

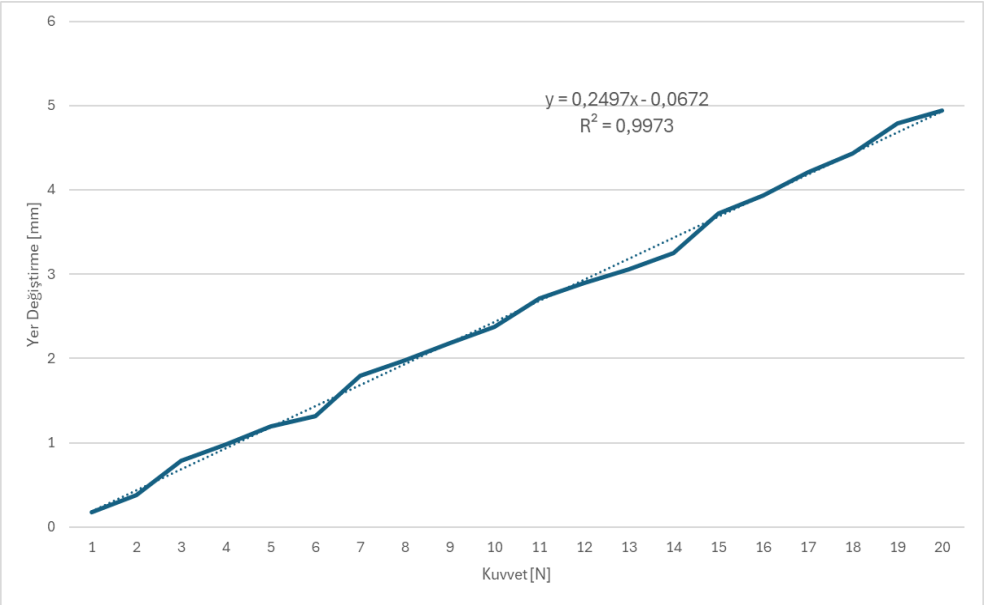
$$K = \frac{1}{0{,}0945} \tag{2.23}$$

$$K = 10{,}5820\ N/mm \tag{2.24}$$

Tablo 2.27 E=1642 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme değerleri (deney)

	DENEY		
E=	1642 MPa	1642 MPa	1642 MPa
Yay Kalınlığı	10 mm	8 mm	5 mm
Kuvvet (N)	**Yerdeğiştirme (mm)**	**Yerdeğiştirme (mm)**	**Yerdeğiştirme (mm)**
1	*0,175*	0,161	0,073
2	*0,384*	0,347	0,449
3	*0,783*	0,758	0,898
4	*0,975*	1,009	1,24
5	*1,191*	1,383	1,843
6	*1,314*	1,786	2,128
7	*1,795*	2,173	2,723
8	*1,98*	2,589	3,102
9	*2,185*	2,889	3,889
10	*2,376*	2,855	4,085
11	*2,713*	3,011	4,418
12	*2,891*	3,192	5,015
13	*3,053*	3,71	5,069
14	*3,25*	3,973	5,099
15	*3,718*	4,188	5,109
16	*3,933*	4,536	5,138
17	*4,205*	4,901	5,15
18	*4,434*	5,126	5,158
19	*4,791*	5,205	5,164
20	*4,944*	5,205	5,185

Yukarıdaki tablodan 10 mm kalınlığındaki mekanizma için K değeri;

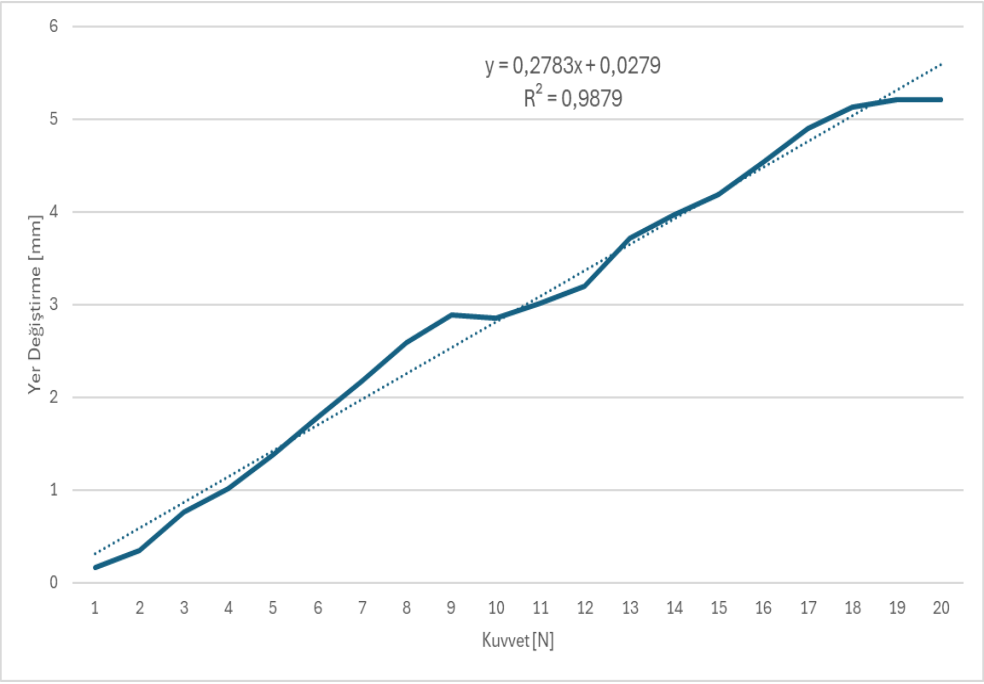


Şekil 2.40 E=1642 MPa, t=10 mm kuvvet-yerdeğiştirme grafiği (deney)

$$K = \frac{1}{0{,}2497} \tag{2.25}$$

$$K = 4{,}0048\ N/mm \tag{2.26}$$

8 mm kalınlık için K değeri;

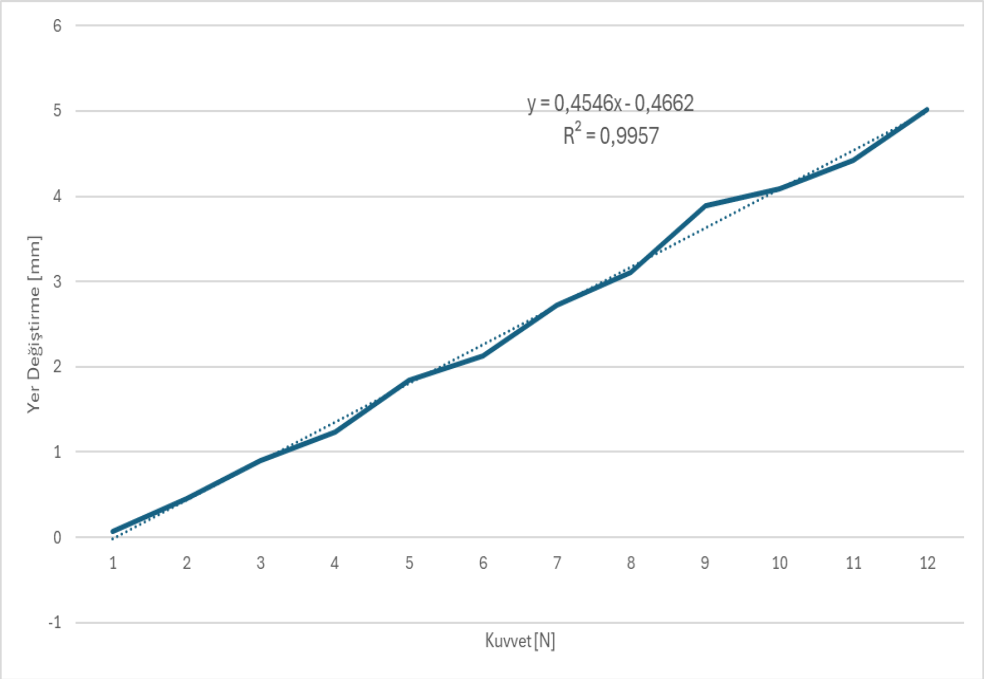


Şekil 2.41 E=1642 MPa, t=8 mm kuvvet-yerdeğiştirme grafiği (deney)

$$K = \frac{1}{0{,}2783} \tag{2.27}$$

$$K = 3{,}5932\ N/mm \tag{2.28}$$

5 mm kalınlık için ilk oniki değer kabul edilmiştir, aksi taktirde R kare değeri 0,8818 gibi bir değere düşmektedir.



Şekil 2.42 E=1642 MPa, t=5 mm kuvvet-yerdeğiştirme grafiği (deney)

$$K = \frac{1}{0{,}4546} \tag{2.29}$$

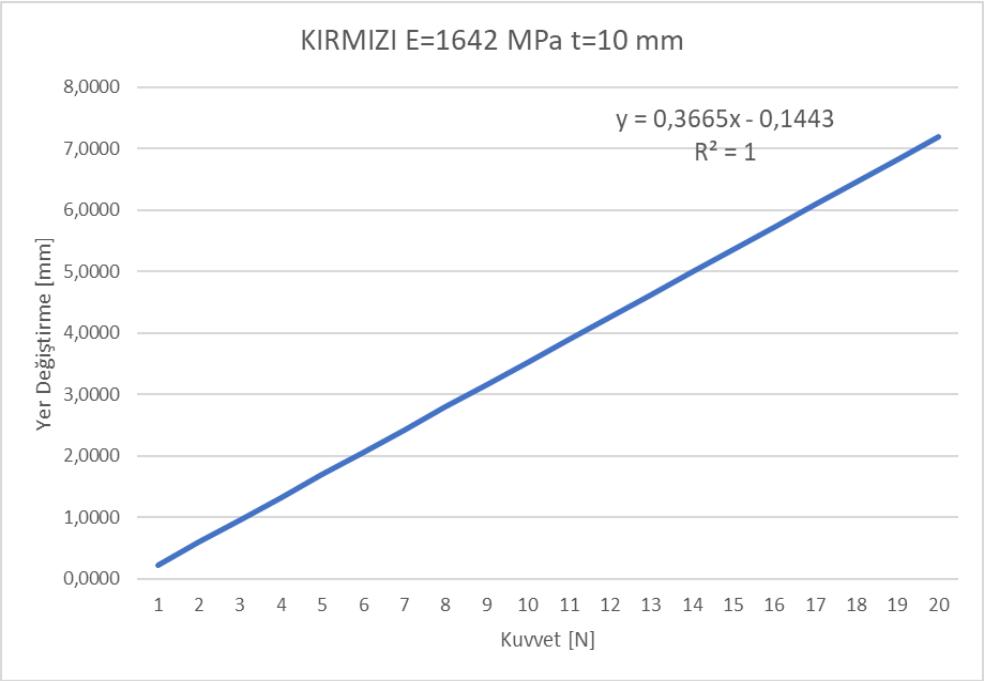
$$K = 2{,}1997\ N/mm \tag{2.30}$$

Tablo 2.28 E=1642 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme değerleri (ANSYS)

ANSYS

E=	1642 MPa	1642 MPa	1642 MPa
Yay Kalınlığı	10 mm	8 mm	5 mm
Kuvvet (N)	**Yerdeğiştirme (mm)**	**Yerdeğiştirme (mm)**	**Yerdeğiştirme (mm)**
1	0,2222	0,3126	0,5824
2	0,5887	0,7697	1,3093
3	0,9552	1,2268	2,0361
4	1,3218	1,6838	2,7630
5	1,6883	2,1409	3,4899
6	2,0548	2,5979	4,2167
7	2,4213	3,0550	4,9436
8	2,7878	3,5121	5,6704
9	3,1543	3,9691	6,3973
10	3,5208	4,4262	7,1241
11	3,8873	4,8833	7,8510
12	4,2538	5,3403	8,5779
13	4,6203	5,7974	9,3047
14	4,9868	6,2544	10,0320
15	5,3533	6,7115	10,7580
16	5,7198	7,1686	11,4850
17	6,0864	7,6256	12,2120
18	6,4529	8,0827	12,9390
19	6,8194	8,5397	13,6660
20	7,1859	8,9968	14,3930

Yukarıdaki tablodan 10 mm kalınlığındaki mekanizma için K değeri;

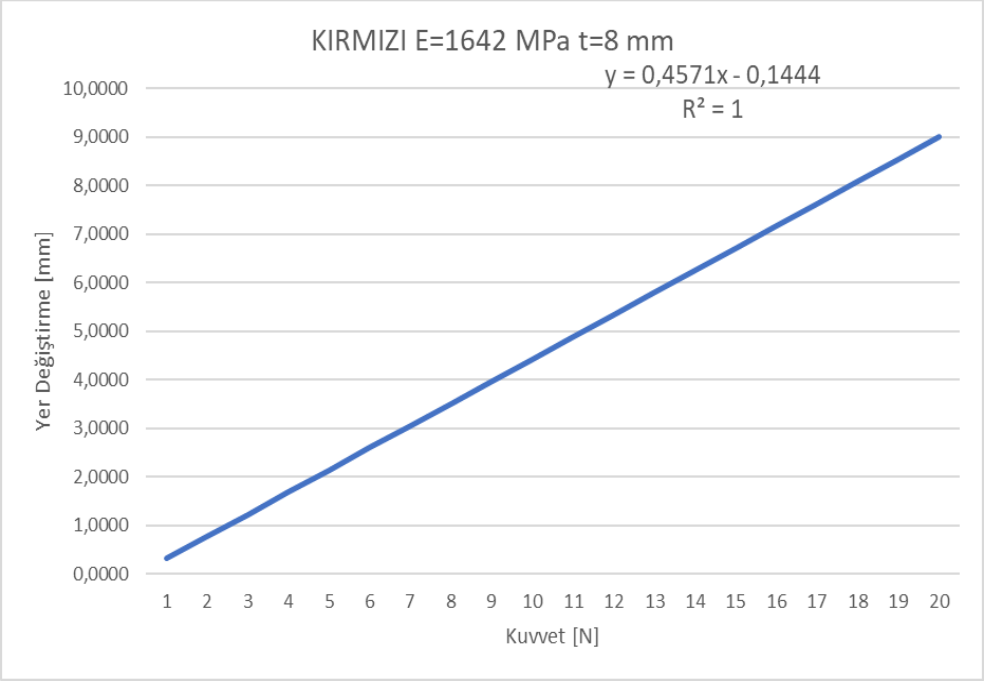


Şekil 2.43 E=1642 MPa, t=10 mm kuvvet-yerdeğiştirme grafiği (ANSYS)

$$K = \frac{1}{0{,}3665} \tag{2.31}$$

$$K = 2{,}7285\ N/mm \tag{2.32}$$

8 mm kalınlık için K değeri;

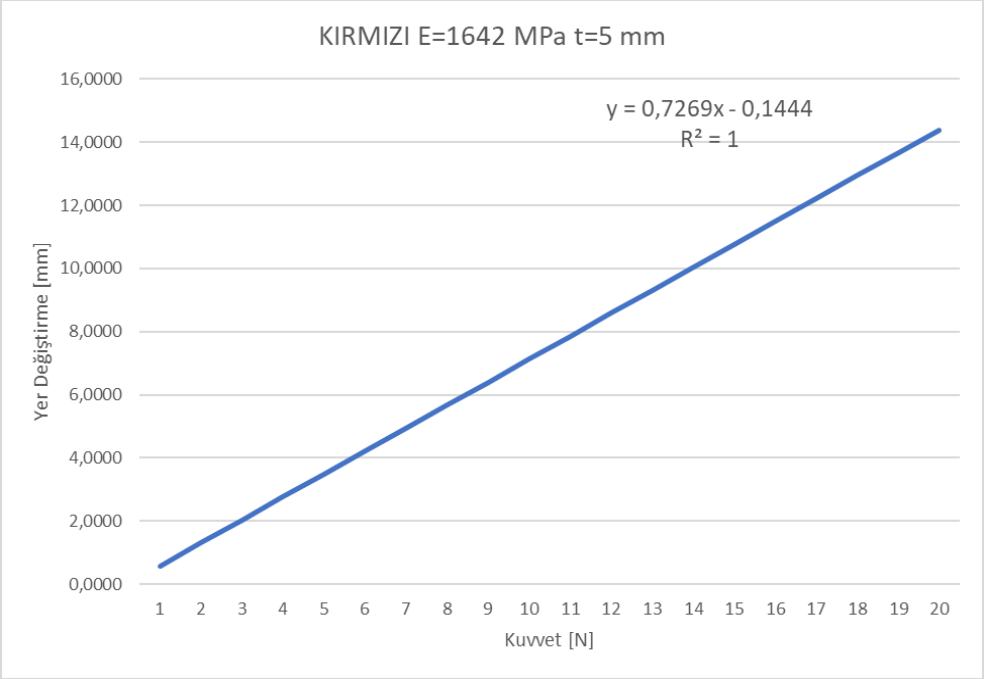


Şekil 2.44 E=1642 MPa, t=8 mm kuvvet-yerdeğiştirme grafiği (ANSYS)

$$K = \frac{1}{0{,}4571} \tag{2.33}$$

$$K = 2{,}1877\ N/mm \tag{2.34}$$

5 mm kalınlık için K değeri;



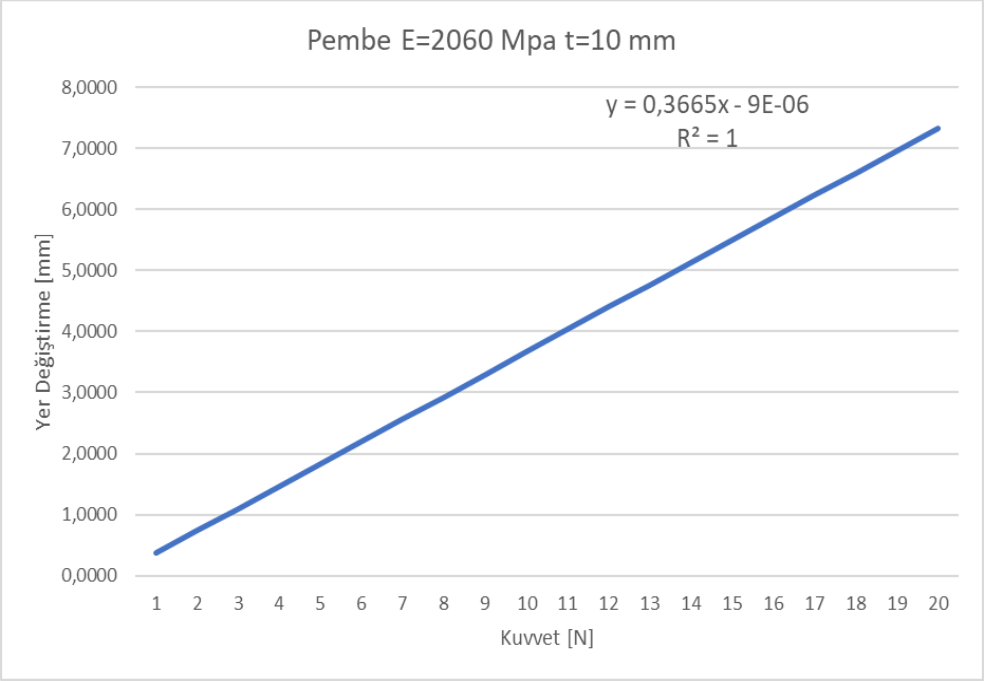
Şekil 2.45 E=1642 MPa, t=5 mm kuvvet-yerdeğiştirme grafiği (ANSYS)

$$K = \frac{1}{0{,}7269} \tag{2.35}$$

$$K = 1{,}3757\ N/mm \tag{2.36}$$

Tablo 2.29 E=2060 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme değerleri (ANSYS)

ANSYS			
E=	2060 MPa		
Yay Kalınlığı	10 mm		
Kuvvet (N)	**Yerdeğiştirme (mm)**		
1	0,3665	**11**	4,0316
2	0,7330	**12**	4,3981
3	1,0995	**13**	4,7646
4	1,4660	**14**	5,1311
5	1,8325	**15**	5,4976
6	2,1990	**16**	5,8641
7	2,5656	**17**	6,2306
8	2,9321	**18**	6,5971
9	3,2986	**19**	6,9637
10	3,6651	**20**	7,3302



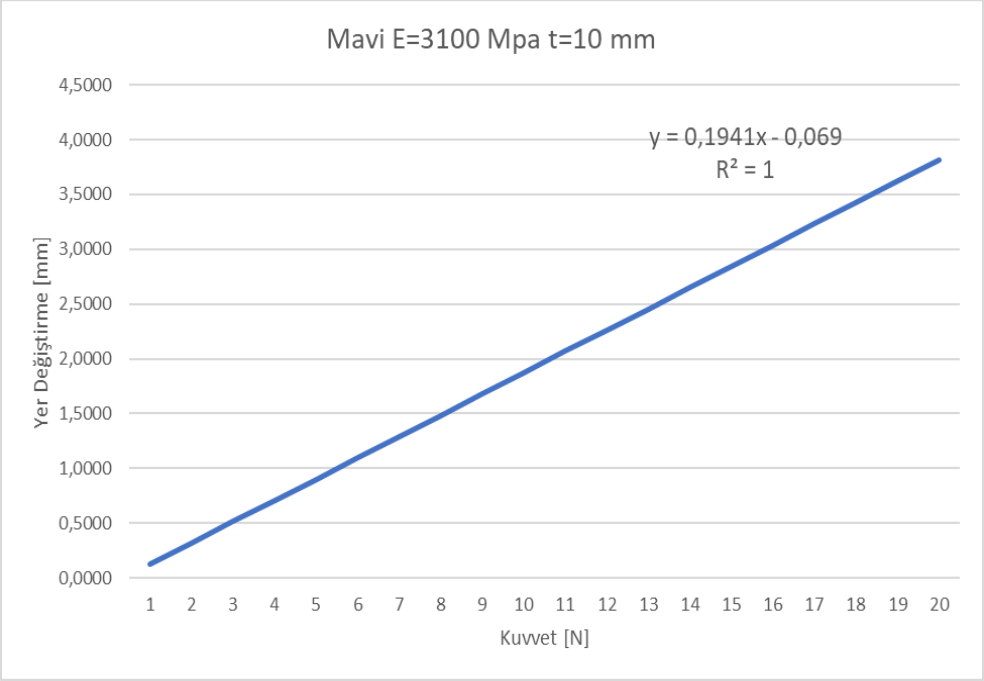
Şekil 2.46 E=2060 MPa, t=10 mm kuvvet-yerdeğiştirme grafiği (ANSYS)

$$K = \frac{1}{0{,}3665} \tag{2.37}$$

$$K = 2{,}7285\ N/mm \tag{2.38}$$

Tablo 2.30 E=3100 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme değerleri (ANSYS)

ANSYS			
E=	3100 MPa		
Yay Kalınlığı	10 mm		
Kuvvet (N)	**Yerdeğiştirme (mm)**		
1	0,1252	**11**	2,0665
2	0,3193	**12**	2,2606
3	0,5134	**13**	2,4547
4	0,7076	**14**	2,6489
5	0,9017	**15**	2,8430
6	1,0958	**16**	3,0371
7	1,2900	**17**	3,2313
8	1,4841	**18**	3,4254
9	1,6782	**19**	3,6195
10	1,8723	**20**	3,8137



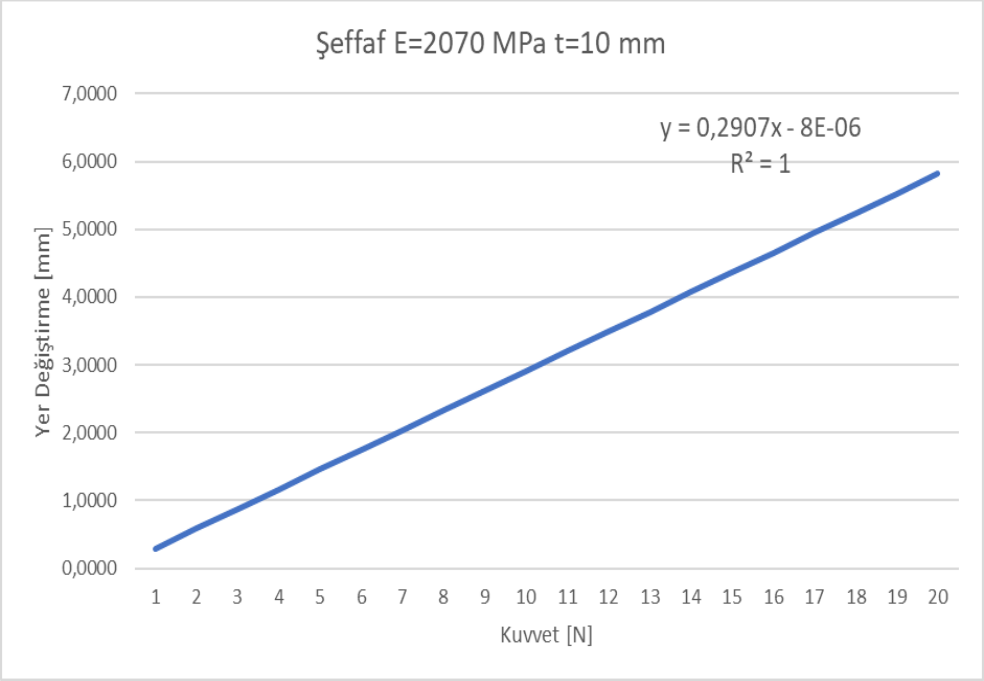
Şekil 2.47 E=3100 MPa, t=10 mm kuvvet-yerdeğiştirme grafiği (ANSYS)

$$K = \frac{1}{0{,}1941} \tag{2.39}$$

$$K = 5{,}1519\ N/mm \tag{2.40}$$

Tablo 2.31 E=2070 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme değerleri (ANSYS)

ANSYS			
E=	2070 MPa		
Yay Kalınlığı	10 mm		
Kuvvet (N)	**Yerdeğiştirme (mm)**		
1	0,2907	**11**	3,1980
2	0,5815	**12**	3,4887
3	0,8722	**13**	3,7795
4	1,1629	**14**	4,0702
5	1,4536	**15**	4,3609
6	1,7444	**16**	4,6516
7	2,0351	**17**	4,9424
8	2,3258	**18**	5,2331
9	2,6165	**19**	5,5238
10	2,9073	**20**	5,8146



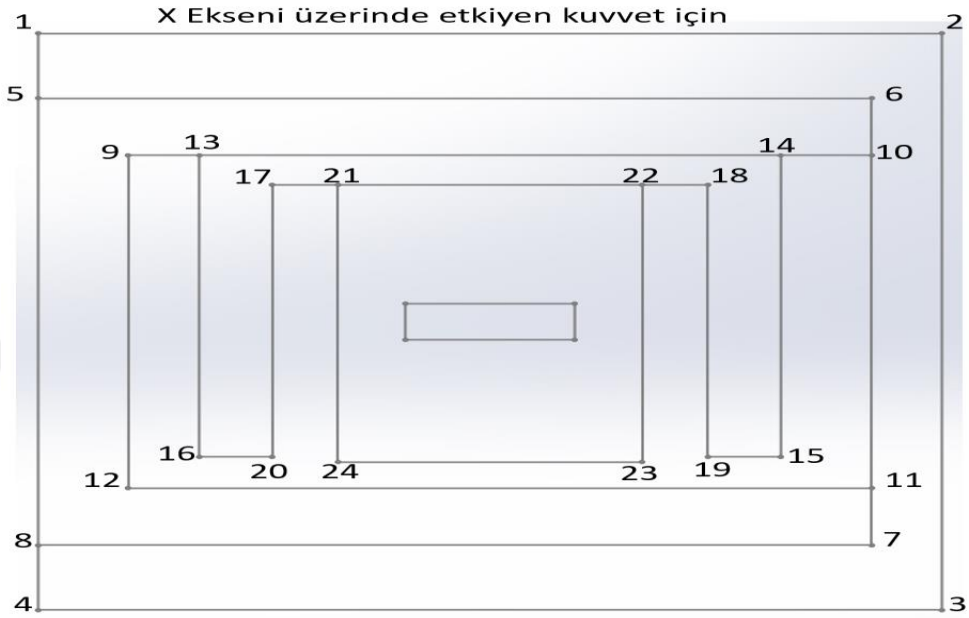
Şekil 2.48 E=2070 MPa, t=10 mm kuvvet-yerdeğiştirme grafiği (ANSYS)

$$K = \frac{1}{0{,}2907} \tag{2.41}$$

$$K = 3{,}4399\ N/mm \tag{2.42}$$

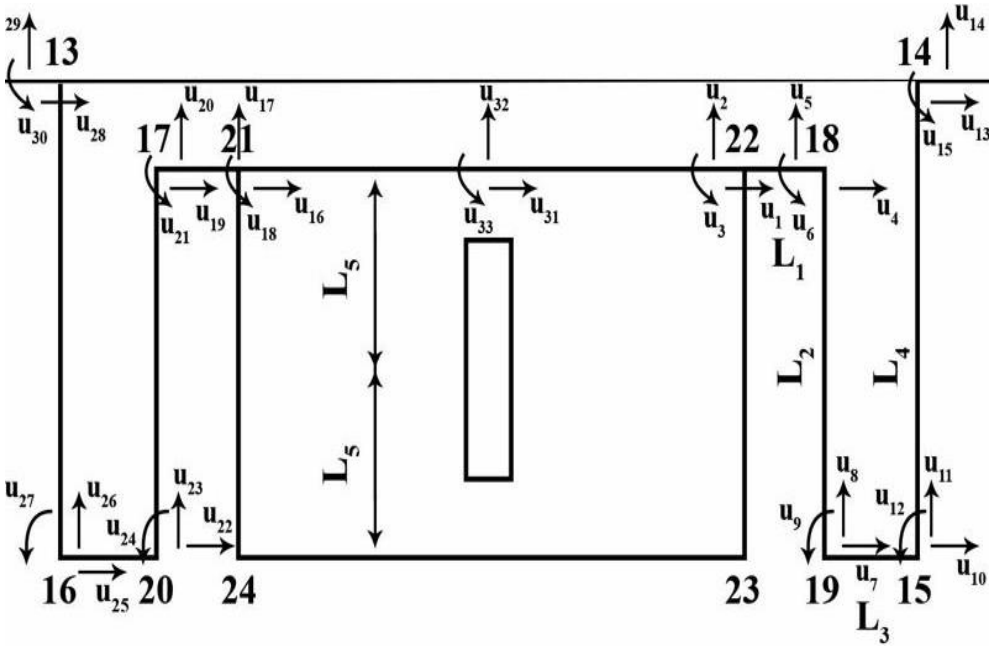
2.2.1 Sonlu Elemanlar Metoduyla Rijitlik Hesabı

Esnek mekanizmanın tam kesiti Şekil 2.5 ‘de gösterilmişti. Buna göre sol üst köşeden başlanarak saat yönünde olmak üzere 1’den 24’e kadar düğüm noktaları numaralandırılmış (Şekil 2.31) ve sonlu elemanlar metodu uygulanmıştır.



Şekil 2.49 Mekanizma düğüm noktaları

Bu düğüm noktalarının üzerine denk gelecek şekilde x ve y ekseninde öteleme yer değişimi, z ekseni etrafında ise açısal dönme tanımlaması yapılmıştır.



Şekil 2.50 İç mekanizma düğüm noktalarına gelen yer değişimleri

Tablo 2.32 Düğüm noktaları

Düğüm Noktası					
	22	***18***	***19***	***15***	***14***
x	u1	u4	u7	u10	u13
y	u2	u5	u8	u11	u14
z	u3	u6	u9	u12	u15

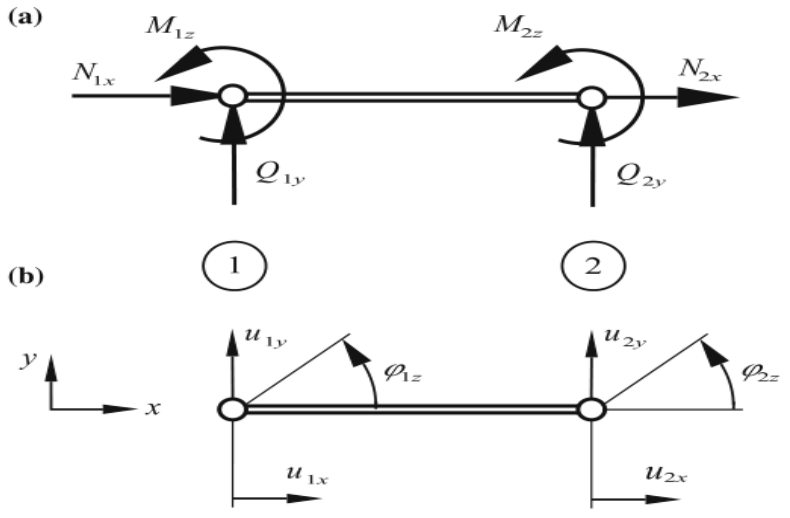
Tablo 2.32 Düğüm noktaları (devamı)

Düğüm Noktası					
	21	***17***	***20***	***16***	***13***
x	u16	u19	u22	u25	u28
y	u17	u20	u23	u26	u29
z	u18	u21	u24	u27	u30

Tablo 2.32 Düğüm noktaları (devamı)

	D.N.
	0
x	u31
y	u32
z	u33

Normal kuvvet parçasına sahip eğilen kiriş için iki temel yük tipi olan eğilme ve gerilme birleştirilmelidir. Ilk olarak x-y düzlemindeki eğilmenin tanımlanması gerekir. Birleşik yük tiplerinin durum değişkenleri şekilde gösterilmiştir.



Şekil 2.51 Normal kuvvet uygulandığında x-y düzleminde eğilme: a) yük parametreleri, b) deformasyon parametreleri [20]

$$\begin{bmatrix} N_{1x} \\ Q_{1y} \\ M_{1z} \\ N_{2x} \\ Q_{2y} \\ M_{2z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{EA}{L} & 0 & 0 & -\frac{EA}{L} & 0 & 0 \\ 0 & 12\frac{EI_z}{L^3} & 6\frac{EI_z}{L^2} & 0 & -12\frac{EI_z}{L^3} & 6\frac{EI_z}{L^2} \\ 0 & 6\frac{EI_z}{L^2} & 4\frac{EI_z}{L} & 0 & -6\frac{EI_z}{L^2} & 2\frac{EI_z}{L} \\ -\frac{EA}{L} & 0 & 0 & \frac{EA}{L} & 0 & 0 \\ 0 & -12\frac{EI_z}{L^3} & -6\frac{EI_z}{L^2} & 0 & 12\frac{EI_z}{L^3} & -6\frac{EI_z}{L^2} \\ 0 & 6\frac{EI_z}{L^2} & 2\frac{EI_z}{L} & 0 & -6\frac{EI_z}{L^2} & 4\frac{EI_z}{L} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_{1x} \\ u_{1y} \\ \varphi_{1z} \\ u_{2x} \\ u_{2y} \\ \varphi_{2z} \end{bmatrix}$$

Şekil 2.52 Birleşik yük tipi durum değişkenleri [20]

Şekilde 22-18 elemanı için düğüm noktaları yer değişimini göstermeden önce aşağıdaki formülleri tanımlayarak matrisi basit hale getirelim. Matrisin içindeki ortak değişkenleri şu şekilde tanımlayalım:

$$a = \frac{E \times A}{L} \tag{2.43}$$

$$b = \frac{E \times I}{L^3} \tag{2.44}$$

E: Elastiklik modülü

A: Kesit alanı

I: Alan atalet momenti

L_i: (i) numaralı kiriş uzunluğu

a_i: (i) numaralı kiriş için katsayı

b_i: (i) numaralı kiriş için katsayı

Tablo 2.33 Durum değişkenlerinin a, b katsayılarıyla ifadesi

N_{1x}	a	0	0	-a	0	0	u_{1x}
Q_{1y}	0	12b	6bL	0	-12b	6bL	u_{1y}
M_{1z}	0	6bL	$4bL^2$	0	-6bL	$2bL^2$	φ_{1z}
N_{2x}	-a	0	0	a	0	0	u_{2x}
Q_{2y}	0	-12b	-6bL	0	12b	-6bL	u_{2y}
M_{2z}	0	6bL	$2bL^2$	0	-6bL	$4bL^2$	φ_{2z}

22-18 ve simetriği olan 17-21 elemanları için,

Tablo 2.34 22-18 ve 17-21 elemanları için durum değişkenleri

u_1	u_2	u_3	u_4	u_5	u_6	
a_1	0	0	-a1	0	0	u_1
0	$12b_1$	$6b_1L_1$	0	$-12b_1$	$6b_1L_1$	u_2
0	$6b_1L_1$	$4b_1L_1^2$	0	$-6b_1L_1$	$2b_1L_1^2$	u_3
$-a_1$	0	0	a_1	0	0	u_4
0	$-12b_1$	$-6b_1L_1$	0	$12b_1$	$-6b_1L_1$	u_5
0	$6b_1L_1$	$2b_1L_1^2$	0	$-6b_1L_1$	$4b_1L_1^2$	u_6

Tablo 2.35 18-19 ve 17-20 elemanları için durum değişkenleri

u_4	u_5	u_6	u_7	u_8	u_9	
a_2	0	0	$-a_2$	0	0	u_4
0	$12b_2$	$6b_2L_2$	0	$-12b_2$	$6b_2L_2$	u_5
0	$6b_2L_2$	$4b_2L_2^2$	0	$-6b_2L_2$	$2b_2L_2^2$	u_6
-a2	0	0	a_2	0	0	u_7
0	$-12b_2$	$-6b_2L_2$	0	$12b_2$	$-6b_2L_2$	u_8
0	$6b_2L_2$	$2b_2L_2^2$	0	$-6b_2L_2$	$4b_2L_2^2$	u_9

Tablo 2.36 19-15 ve 16-20 elemanları için durum değişkenleri

u_7	u_8	u_9	u_{10}	u_{11}	u_{12}	
a_3	0	0	$-a_3$	0	0	u_7
0	$12b_3$	$6b_3L_3$	0	$-12b_3$	$6b_3L_3$	u_8
0	$6b_3L_3$	$4b_3L_3^2$	0	$-6b_3L_3$	$2b_3L_3^2$	u_9
$-a_3$	0	0	a_3	0	0	u_{10}
0	$-12b_3$	$-6b_3L_3$	0	$12b_3$	$-6b_3L_3$	u_{11}
0	$6b_3L_3$	$2b_3L_3^2$	0	$-6b_3L_3$	$4b_3L_3^2$	u_{12}

Tablo 2.37 15-14 ve 16-13 elemanları için durum değişkenleri

u_{10}	u_{11}	u_{12}	u_{13}	u_{14}	u_{15}	
a_4	0	0	$-a_4$	0	0	u_{10}
0	$12b_4$	$6b_4L_4$	0	$-12b_4$	$6b_4L_4$	u_{11}
0	$6b_4L_4$	$4b_4L_4^2$	0	$-6b_4L_4$	$2b_4L_4^2$	u_{12}
$-a_4$	0	0	a_4	0	0	u_{13}
0	$-12b_4$	$-6b_4L_4$	0	$12b_4$	$-6b_4L_4$	u_{14}
0	$6b_4L_4$	$2b_4L_4^2$	0	$-6b_4L_4$	$4b_4L_4^2$	u_{15}

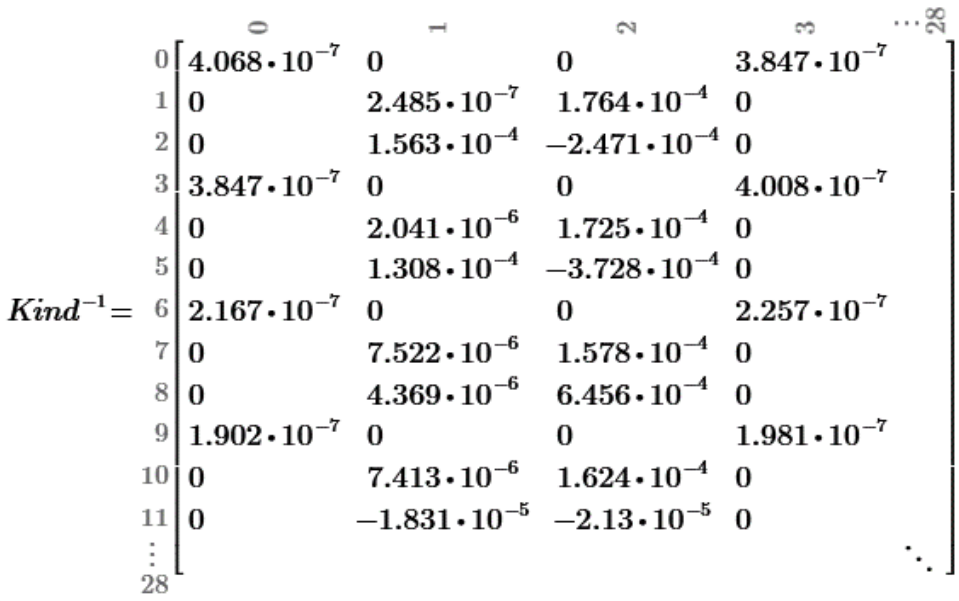
Tablo 2.38 21-0 elemanı için durum değişkenleri

u_{16}	u_{17}	u_{18}	u_{31}	u_{32}	u_{33}	
a_5	0	0	$-a_5$	0	0	u_{16}
0	$12b_5$	$6b_5L_5$	0	$-12b_5$	$6b_5L_5$	u_{17}
0	$6b_5L_5$	$4b_5L_5^2$	0	$-6b_5L_5$	$2b_5L_5^2$	u_{18}
$-a_5$	0	0	a_5	0	0	u_{31}
0	$-12b_5$	$-6b_5L_5$	0	$12b_5$	$-6b_5L_5$	u_{32}
0	$6b_5L_5$	$2b_5L_5^2$	0	$-6b_5L_1$	$4b_5L_5^2$	u_{33}

Tablo 2.39 0-22 elemanı için durum değişkenleri

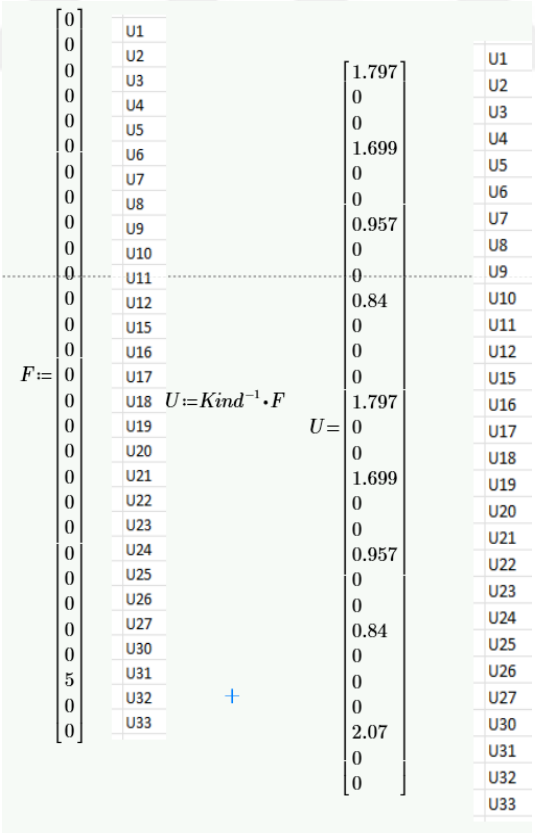
u_{31}	u_{32}	u_{33}	u_1	u_2	u_3	
a_5	0	0	$-a_5$	0	0	u_{31}
0	$12b_5$	$6b_5L_5$	0	$-12b_5$	$6b_5L_5$	u_{32}
0	$6b_5L_5$	$4b_5L_5^2$	0	$-6b_5L_5$	$2b_5L_5^2$	u_{33}
$-a_5$	0	0	a_5	0	0	u_1
0	$-12b_5$	$-6b_5L_5$	0	$12b_5$	$-6b_5L_5$	u_2
0	$6b_5L_5$	$2b_5L_5^2$	0	$-6b_5L_1$	$4b_5L_5^2$	u_3

Bütün durum değişkenlerini düzenlersek K rijitlik matrisini elde edebiliriz, 13. ve 14. düğüm noktalarında sadece z ekseninde dönme hareketi olduğu kabul edilmişti, böylece indirgenmiş matris elde edilir. Fakat matris çok büyük olduğu için bir kısmı Şekil 2.42'de gösterilmiştir. K rijitlik matrisinin tamamı için Ek-B incelenebilir.

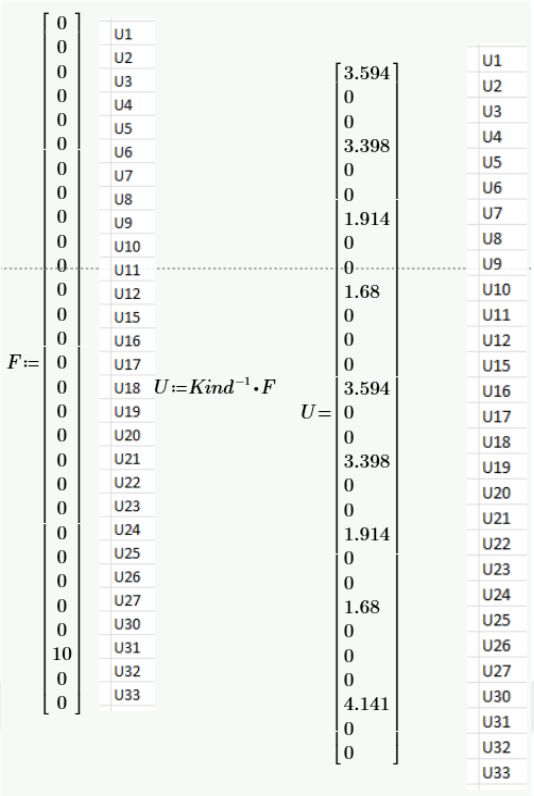


Şekil 2.53 28x28 indirgenmiş rijitlik matrisi

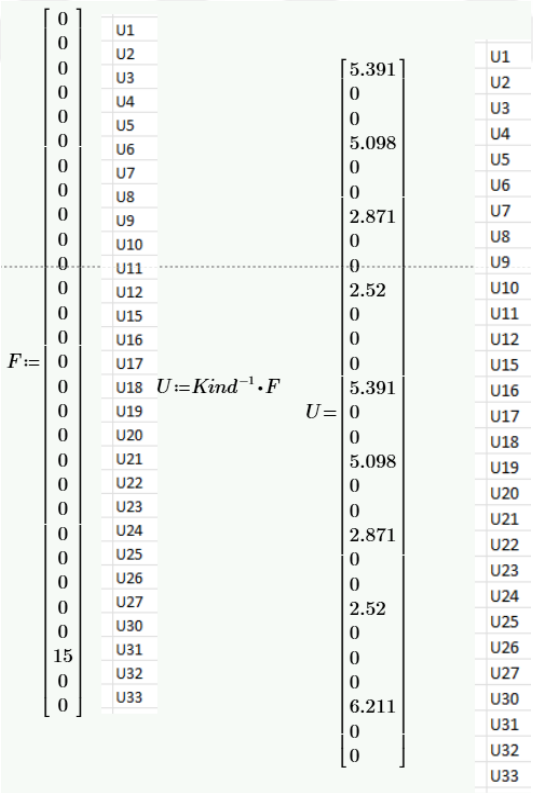
Mekanizmanın 0 numaralı düğüm noktasına denk gelen (u_{31}) yere sırasıyla 5 N, 10 N, 15 N ve 20 Newton'luk kuvvet uygularsak çıkış aldığımız (u_{10}) yer değiştirmesine karşılık gelen değerler aşağıdaki şekillerde gösterilmiştir. Bu değerler E=3200 MPa gri renkli malzeme tanımıyla elde edilmiştir.



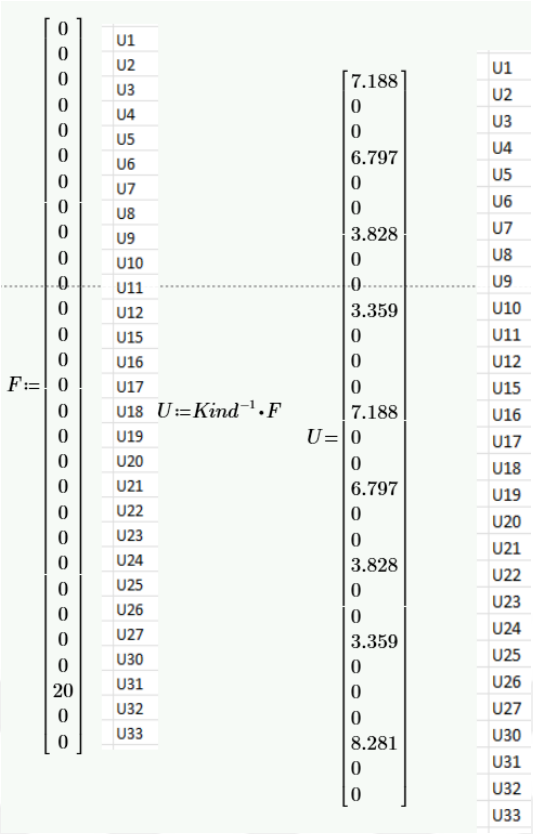
Şekil 2.54 5 N kuvvet karşılığı yer değiştirme



Şekil 2.55 10 N kuvvet karşılığı yer değiştirme



Şekil 2.56 15 N kuvvet karşılığı yer değiştirme

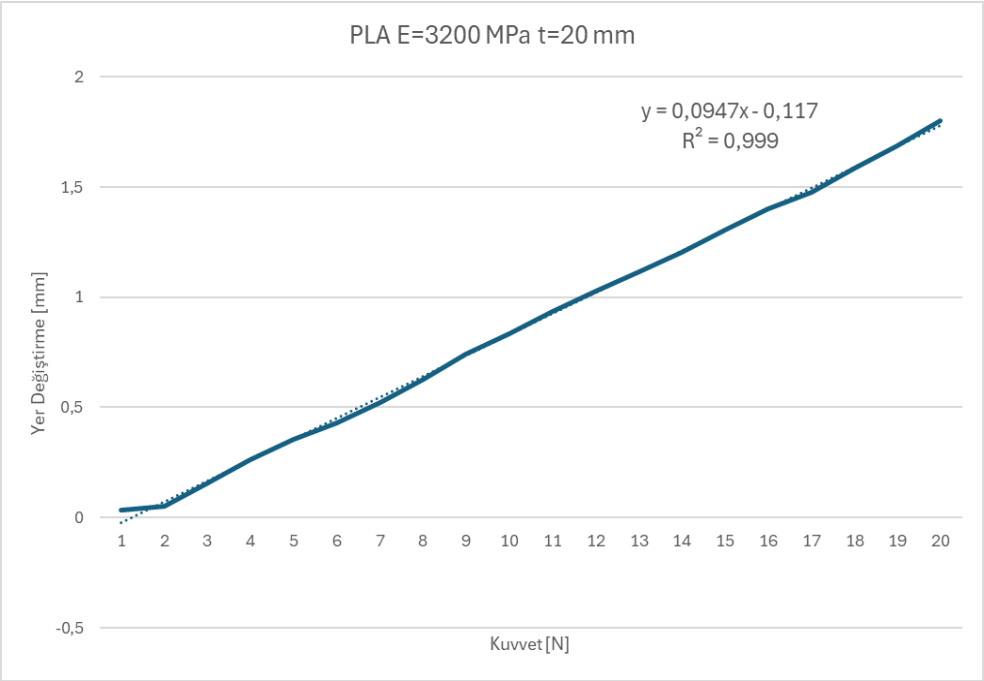


Şekil 2.57 20 N kuvvet karşılığı yer değiştirme

Tablo 2.40 Deney-sonlu elemanlar kuvvet-yer değiştirme değerleri

N	Deney	Sonlu Elemanlar	N	Deney	Sonlu Elemanlar
1	0,0360	0,168	***11***	0,9330	1,848
2	0,0530	0,336	***12***	1,0270	2,016
3	0,1590	0,504	***13***	1,1140	2,184
4	0,2640	0,672	***14***	1,2050	2,352
5	0,3540	0,84	***15***	1,3040	2,52
6	0,4290	1,008	***16***	1,4020	2,688
7	0,5240	1,176	***17***	1,4750	2,855
8	0,6280	1,344	***18***	1,5840	3,023
9	0,7400	1,512	***19***	1,6870	3,191
10	0,8340	1,68	***20***	1,8010	3,359

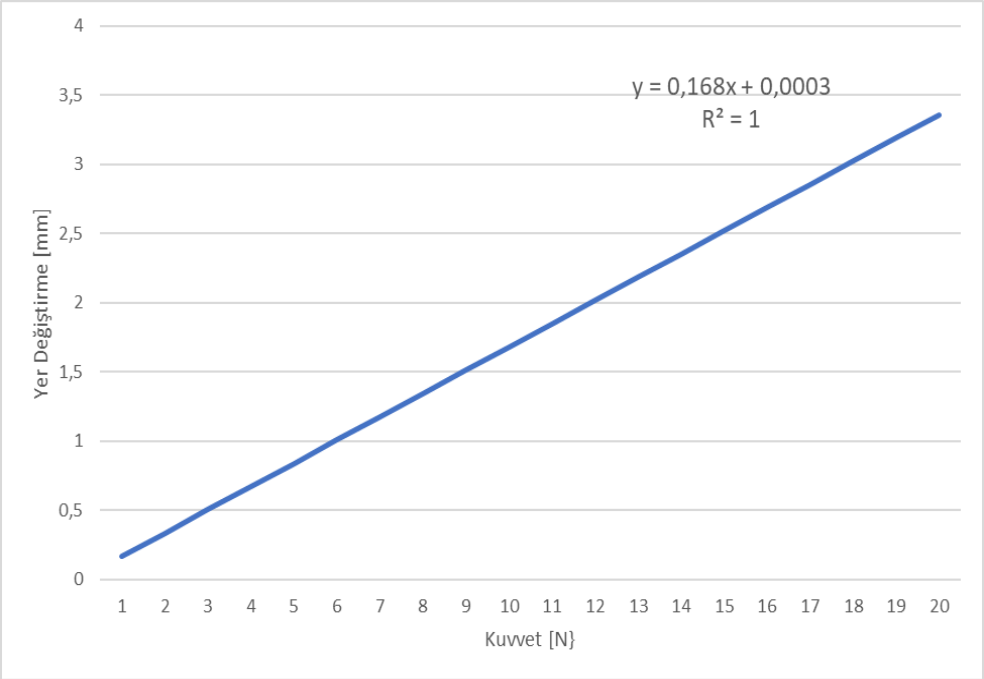
Buradan elde edilen rijitlik değerleri ise,



Şekil 2.58 E=3200 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme grafiği (deney)

$$K = \frac{1}{0{,}0947} \tag{2.45}$$

$$K = 10{,}5596\ N/mm \tag{2.46}$$



Şekil 2.59 E=3200 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme grafiği (sonlu elemanlar)

$$K = \frac{1}{0{,}168} \tag{2.47}$$

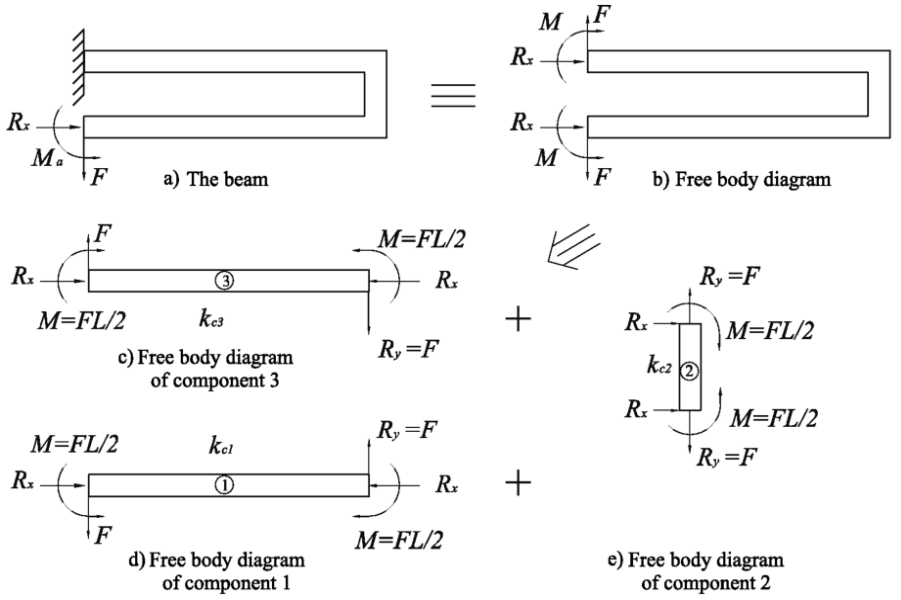
$$K = \ 5{,}9523\ N/mm \tag{2.48}$$

$$K = \frac{10{,}5596}{5{,}9523} = 1{,}7740 \tag{2.49}$$

Bu değerlere göre sonlu elemanlar yöntemiyle elde edilen değerle deneyden elde edilen değerler arasında 1,774 oranı vardır.

2.2.2 Mukavemet Formülleriyle Rijitlik Hesabı

Bu bölümde katlanmış kirişlerde kullanılan analitik formülasyonlar [21] yardımıyla mekanizmanın yay katsayısı hesaplanacaktır. Şekil 2.59'da a) sınır koşullarıyla birlikte kiriş modeli, b) serbest cisim diyagramı gösterilmektedir.



Şekil 2.60 Katlanmış kirişin bileşenleri [21]

$$\begin{aligned}\frac{1}{k_e} &= \frac{1}{2}\left(\frac{L^3}{12EI}\right) + \frac{1}{2}\left[\frac{6}{5}\frac{(1+\mu)\,L}{bdE}\right] + \frac{1}{4}\left(\frac{L_{c2}}{EA_{c2}}\right) + \frac{1}{4}\left(-\frac{LL_{c2}^2}{4EI_{c2}}\right) \\ &= \frac{L^3}{24EI} + \frac{3}{5}\frac{(1+\mu)\,L}{bdE} + \frac{L_{c2}}{4EA_{c2r}} - \frac{LL_{c2}^2}{16EI_{c2}} \\ &= \frac{1}{Et}\left(\frac{L^3}{2w^3} + \frac{3\,(1+\mu)\,L}{5w} + \frac{L_{c2}}{4w_{c2}} - \frac{3LL_{c2}^2}{4w_{c2}^3}\right).\end{aligned} \tag{2.50}$$

Şekil 2.61 Mukavemet formülasyonu [21]

Yukarıdaki (2.50) formülde katlanmış kiriş için L uzunluğu iki kiriş için de aynıdır. Bizim çalıştığımız mekanizmada ise kiriş uzunlukları farklıdır. Dolayısıyla formül aşağıdaki gibi düzenlenecektir.

$$\frac{1}{k_e} = \left(\frac{{L_1}^3}{12EI}\right) + \left(\frac{{L_2}^3}{12EI}\right) + \left(\frac{6}{5}\frac{(1+\mu)L_1}{bdE}\right) + \left(\frac{6}{5}\frac{(1+\mu)L_2}{bdE}\right) + \left(\frac{L_{c2}}{EA_{c2}}\right) + \left(-\frac{L_1 L_{c2}}{4EI_{c2}}\right) \quad (2.51)$$

Tablo 2.41 E=3200 MPa mekanizmanın ölçüleri

L_1=	95	mm
L_2=	105	mm
E=	3200	MPa
I=	208,33	mm^4
μ=	0,36	Poisson oranı
b=	5	mm
d=	20	mm
L_{c2}=	20	mm
A_{c2}=	100	mm^2
I_{c2}=	208,33	mm^4

Tabloda gösterilen değerler kullanılarak elde edilen değer,

$$K = 8{,}4314\ N/mm \quad (2.52)$$

olmuştur.

Son olarak deney, Ansys, sonlu elemanlar ve mukavemet formülleriyle elde edilen rijitlik değerleri Tablo 2.42'de gösterilmiştir.

Tablo 2.42 Yay katsayıları

E (MPa)	Yay Kal. (mm)	DENEY	ANSYS	ANSYS Large Def.	Mukavemet Formülleri	Sonlu Elemanlar
1642	10	4,0048	2,7285	2,6788	2,1632	1,5274
	8	3,5932	2,1877	2,145	1,7305	1,2219
	5	2,1997	1,3757	1,3461	1,0816	0,7637
3500	20	-	11,574	11,5075	9,2219	6,5104
	10	-	5,814	5,7604	4,6110	3,2552
	8	-	4,6598	4,6125	3,6888	2,6048
	5	-	2,9308	2,8935	2,3055	1,6278
3200	20	*10,5596*	*10,582*	*10,5152*	*8,4314*	5,9523
2340	20	6,3492	7,7399	7,6805	6,1655	4,3535
2060	10	3,3875	2,7285	2,7019	2,7139	1,9164
2070	10	3,4602	3,4399	3,4118	2,7270	1,9257
3100	10	5,2714	5,1519	5,102	4,0840	2,8835

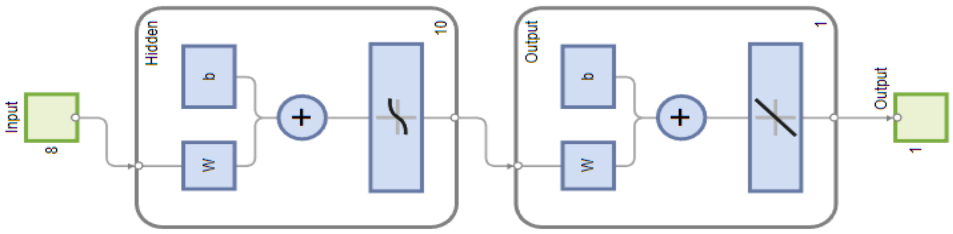
2.2.3 Yapay Sinir Ağları

Şimdiye kadar elde edilen kuvvet-yerdeğiştirme verileri MATLAB programında yapay sinir ağları uygulamasına girilmiştir. Bu verilerin öğrenilmesi işlemi yapılmş ve sonrasında istediğimiz ara değerler için hangi sonuçları verdiğine bakılmıştır.

Tablo 2.43 YSA'ya tanıtılan faktörler

Yay Kalınlık	E (Mpa)	A(mm^2)	L1(mm)	L2(mm)	L3(mm)	L4(mm)	Kuvvet (N)	Yerdeğiştirme (mm)

Tablodan görüleceği üzere; Elastiklik modülü, yay kalınlığı, kesit alanı, yay uzunlukları ve sisteme etkiyen kuvvet programa tanıtılmış ve giriş olarak verilmiştir. Daha önce belirtildiği gibi şimdiye kadar ANSYS ve Deney yoluyla elde edilen tüm değerler giriş olarak verilmiştir. Çıkış olarak Yerdeğiştirme değerleri verilmiş ve YSA eğitilmiştir.



Şekil 2.62 Yapay sinir ağı şeması

Model Summary

Train a neural network to map predictors to continuous responses.

Data

Predictors: input - [392x8 double]
Responses: output - [392x1 double]

input: double array of 392 observations with 8 features.
output: double array of 392 observations with 1 features.

Algorithm

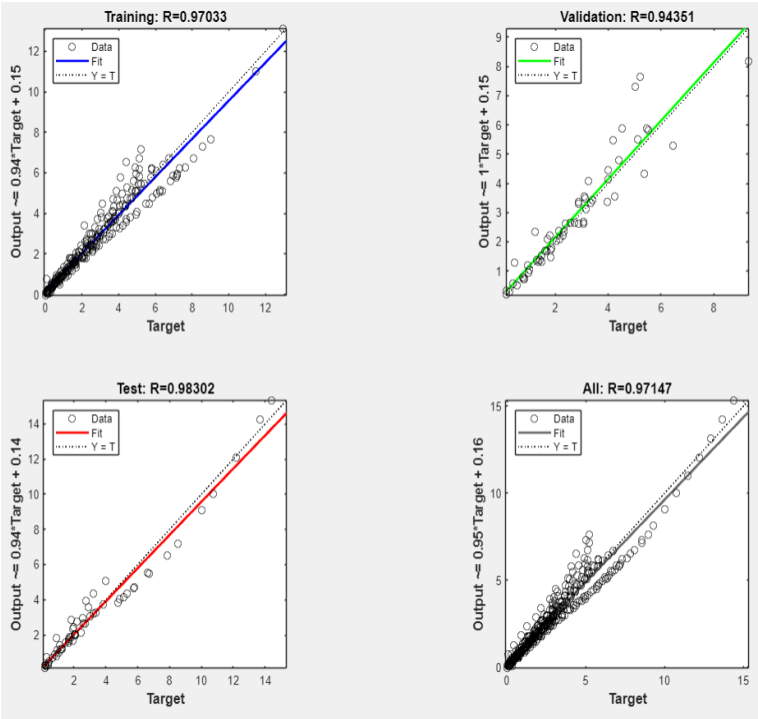
Data division: Random
Training algorithm: Levenberg-Marquardt
Performance: Mean squared error

Training Results

Training start time: 21-Feb-2024 18:02:39
Layer size: 10

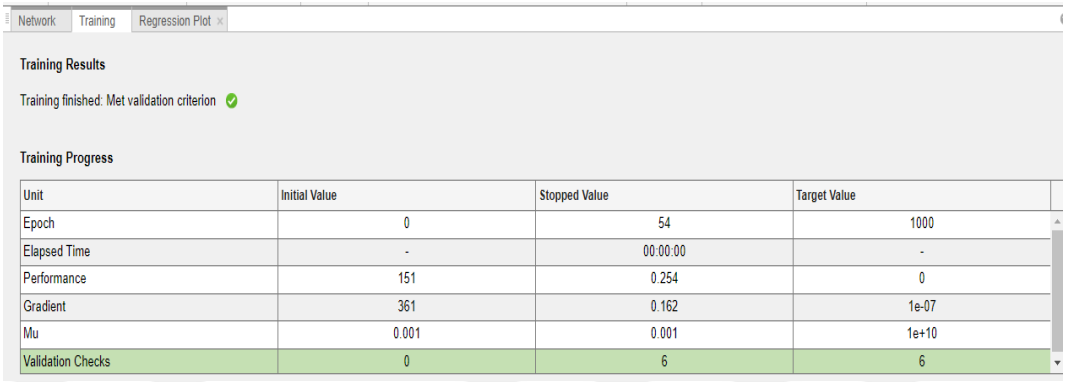
	Observations	MSE	R
Training	274	0.2569	0.9703
Validation	59	0.4139	0.9435
Test	59	0.3885	0.9830

Şekil 2.63 YSA model özeti



Şekil 2.64 Regresyon değerleri

Program istatistiksel olarak % 97,147 lik bir güvenirlikle analizin yapıldığını belirtmiştir. Burada güvenirliği azaltan faktörün yapılan deneylerden elde edilen verilerin ANSYS'ten elde edilen veriler kadar tutarlı olmamasından olduğu düşünülmektedir.



Unit	Initial Value	Stopped Value	Target Value
Epoch	0	54	1000
Elapsed Time	-	00:00:00	-
Performance	151	0.254	0
Gradient	361	0.162	1e-07
Mu	0.001	0.001	1e+10
Validation Checks	0	6	6

Şekil 2.65 YSA eğitim sonuçları

Programın kodları Ek A'da verilmiştir. Ondördüncü satırda bulunan x1=[…] matrisi YSA'ya tanıtılan faktörler tablosundaki sıraya göre istenilen değerler verilerek cevabın çıktısı alınabilir. Bazı örnekler **Tablo 2.44**'de verilmiştir.

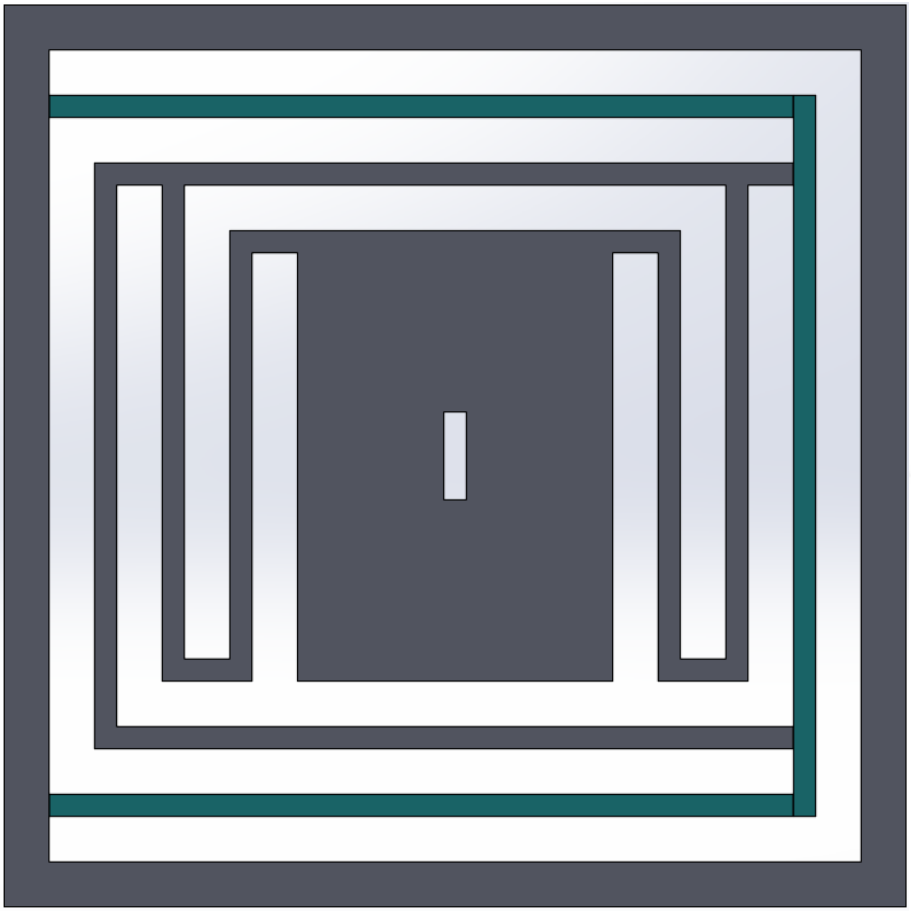
Tablo 2.44 Matlab-ANSYS-deney karşılaştırma tablosu

Yay Kalınlık	E (Mpa)	A(mm^2)	Kuvvet (N)	Yerdeğiştirme (mm) MATLAB	Yerdeğiştirme (mm) ANSYS	Yerdeğiştirme (mm) DENEY
10	1642	50	5	1,4854	1,6883	*1,191*
10	1642	50	10	3,0197	3,5208	*2,376*
10	1642	50	15	4,3394	5,3533	*3,718*
10	1642	50	20	5,9499	7,1859	*4,944*
8	1642	40	5	1,7863	2,1409	1,383
8	1642	40	10	3,7049	4,4262	2,855
8	1642	40	15	5,4657	6,7115	4,188
8	1642	40	20	7,6376	8,9968	5,205
20	3200	100	5	0,4238	0,4102	0,354
20	3200	100	10	0,8642	0,8826	0,834
20	3200	100	15	1,3072	1,3549	1,304
20	3200	100	20	1,8647	1,8272	1,801
20	2340	100	5	0,6105	0,5877	0,703
20	2340	100	10	1,327	1,2336	1,477
20	2340	100	15	2,0993	1,8795	2,288
20	2340	100	20	2,6897	2,5254	3,055
10	3100	50	5	0,9424	0,9017	0,923
10	3100	50	10	1,8659	1,8723	1,735
10	3100	50	15	2,8503	2,8430	2,785
10	3100	50	20	3,7168	3,8137	3,817
10	2060	50	5	1,4663	1,8325	1,173
10	2060	50	10	3,0101	3,6651	2,505
10	2060	50	15	4,4583	5,4976	4,014
10	2060	50	20	6,2371	7,3302	5,775
10	2070	50	5	1,4196	1,4536	1,118
10	2070	50	10	2,9494	2,9073	2,551
10	2070	50	15	4,3932	4,3609	4,044
10	2070	50	20	6,1737	5,8146	5,143

3
TAM MEKANİZMA

3.1 Dış Mekanizma

Bu bölümde esnek mekanizmanın y-y ekseni üzerindeki rijitlik katsayısının hesaplamaları yapılmıştır. Şekil 3.1 ‘de yatay eksendeki renkli yaylar düşey eksende oluşan titreşimlerde aktif olacaktır. Dolayısıyla malzeme özelliklerine bağlı olarak daha önce yapıldığı gibi hesaplamalar yapılmıştır.



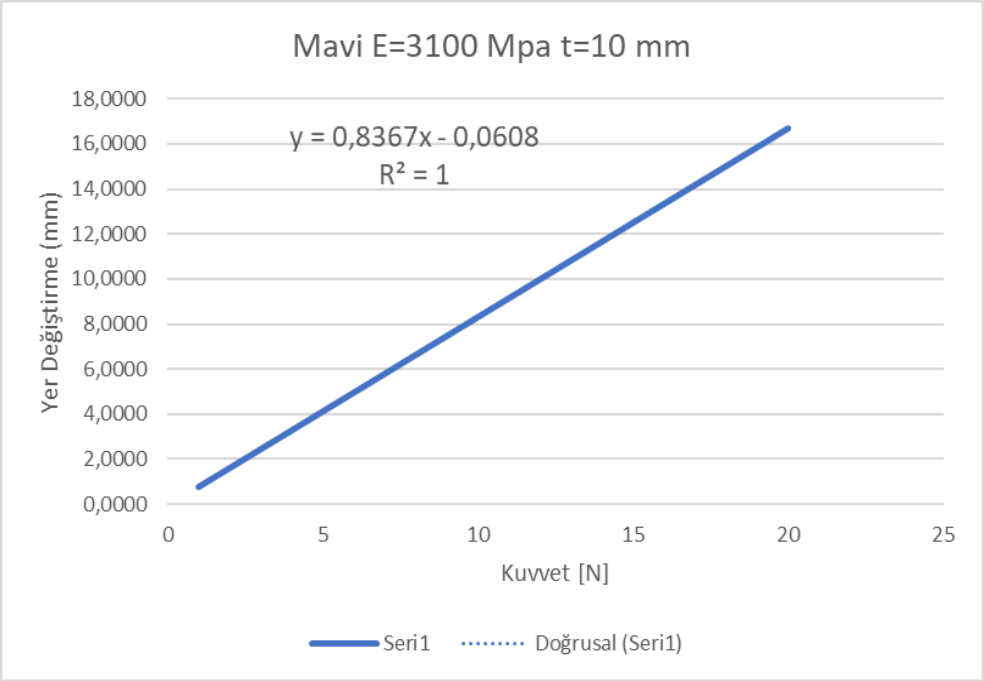
Şekil 3.1 Y-Y ekseninde çalışan yaylar

3.1.1 Y-Y Ekseni İçin Deneysel ve Ansys ile Rijitlik Hesapları

Ansys, sonlu elemanlar ve deney yoluyla elde edilen sonuçlar aşağıdaki tablolarda verilmiştir.

Tablo 3.1 E=3100 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme değerleri (ANSYS)

ANSYS			
E=	3100 MPa		
Yay Kalınlığı	10 mm		
Kuvvet (N)	**Yerdeğiştirme (mm)**		
1	0,7760	***11***	9,1432
2	1,6127	***12***	9,9799
3	2,4494	***13***	10,8170
4	3,2861	***14***	11,6530
5	4,1228	***15***	12,4900
6	4,9596	***16***	13,3270
7	5,7963	***17***	14,1640
8	6,6330	***18***	15,0000
9	7,4697	***19***	15,8370
10	8,3065	***20***	16,6740



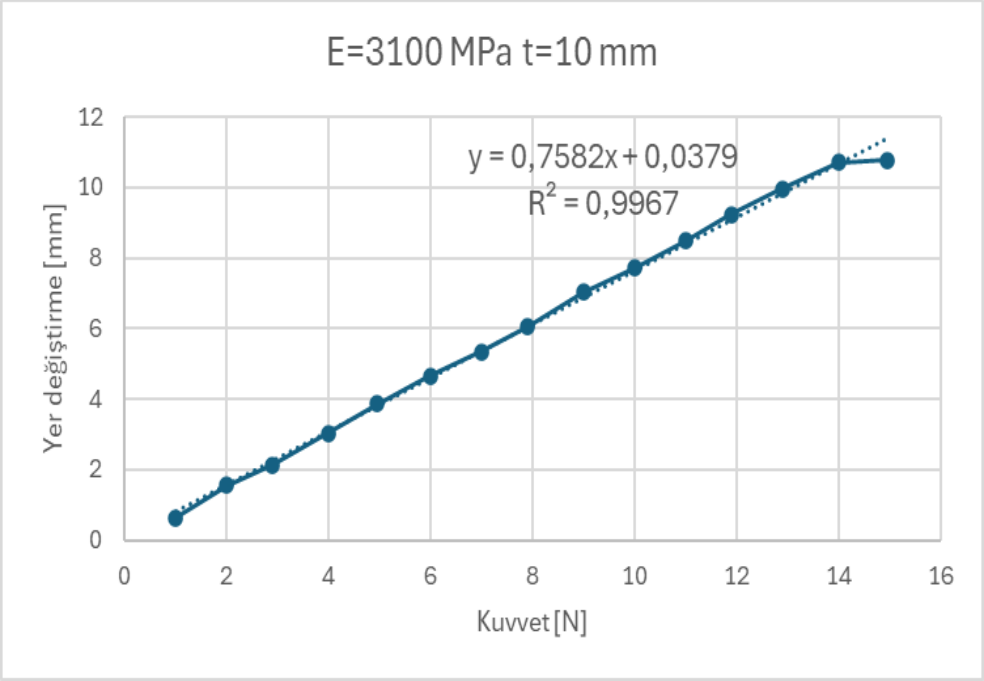
Şekil 3.2 E=3100 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme grafiği (ANSYS)

$$K = \frac{1}{0{,}8367} \tag{3.1}$$

$$K = 1{,}1952\ N/mm \tag{3.2}$$

Tablo 3.2 E=3100 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme değerleri (Deney)

DENEY			
E=	3100 MPa		
Yay Kalınlığı	10 mm		
Kuvvet (N)	**Yerdeğiştirme (mm)**		
1	0,6270	**9**	7,0290
2	1,5470	**10**	7,7240
2,9	2,1250	**11**	8,4950
4	3,0190	**11,9**	9,2430
4,95	3,8730	**12,9**	9,9640
6	4,6540	**14**	10,7150
7	5,3360	**14,95**	10,7750
7,9	6,0450		



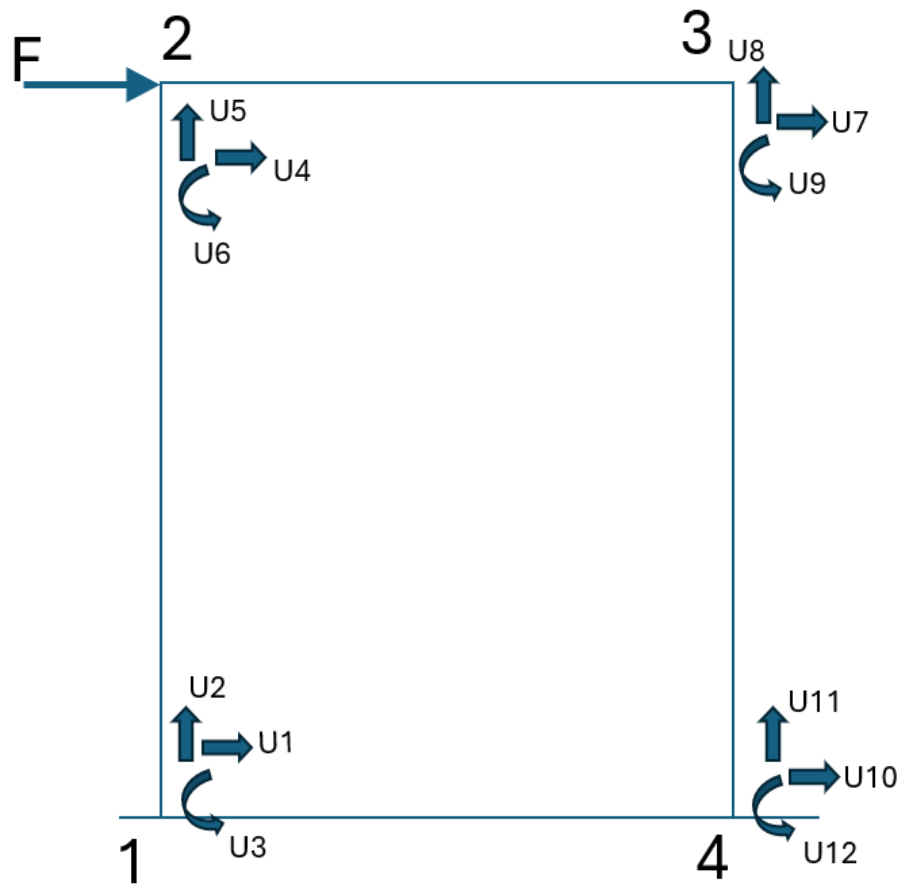
Şekil 3.3 E=3100 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme grafiği (Deney)

$$K = \frac{1}{0{,}7582} \tag{3.3}$$

$$K = 1{,}3190\ N/mm \tag{3.4}$$

3.1.2 Sonlu Elemanlar Metoduyla Hesaplama

Dış mekanizma düğüm noktaları ve bu düğüm noktalarına karşılık gelen x,y eksenindeki öteleme; z ekseni etrafında açısal yer değişimi aşağıdaki şekilde gösterilmiştir. 2 noktasından kuvvet uygulanmış, 3 noktasından ise ölçüm alınmışır. U1, U2, U10, U11 öteleme hareketleri olmadığı kabul edilerek oluşturulan matriste ilgili satır ve sütunlar silinmiş, sadece dönme hareketi tanımlanmıştır.



Şekil 3.4 Dış mekanizma düğüm noktalarına gelen yer değişimleri

Elde edilen K matrisi;

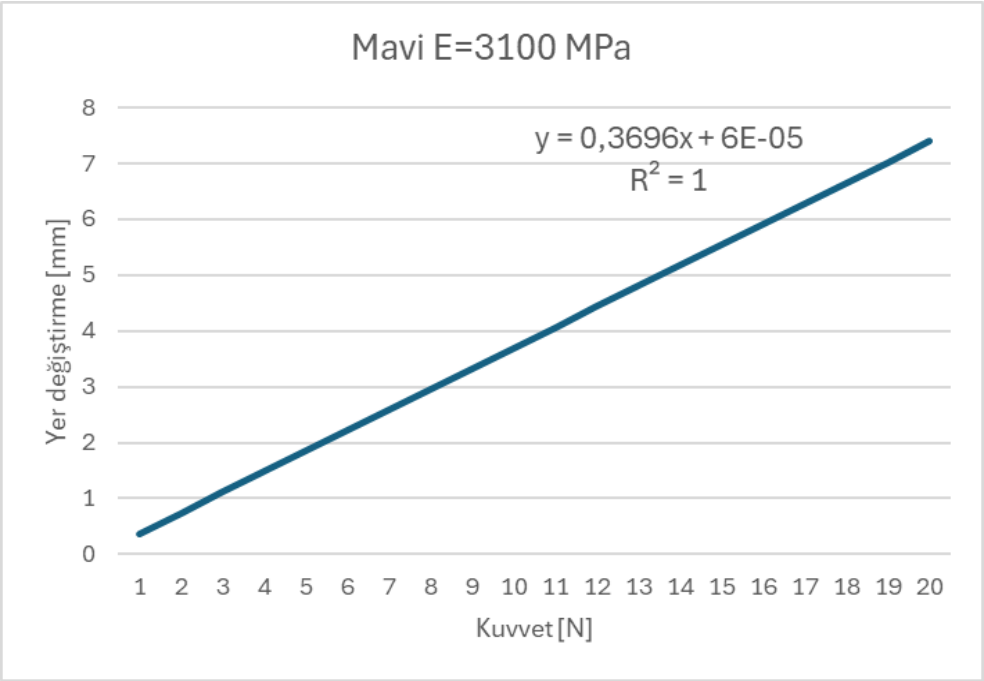
$$Kind^{-1} = \begin{bmatrix} 3.001 \cdot 10^5 & 0 & 1.793 \cdot 10^4 & -1.96 \cdot 10^4 & 0 & 9.663 \cdot 10^3 & -6.512 \cdot 10^4 & -5.397 \cdot 10^4 \\ 0 & 0.711 & 0 & 0 & 0.37 & 0 & 0 & 0 \\ 1.793 \cdot 10^4 & 0 & 2.244 \cdot 10^3 & 4.326 \cdot 10^3 & 0 & 1.578 \cdot 10^3 & -8.943 \cdot 10^3 & -9.663 \cdot 10^3 \\ -1.96 \cdot 10^4 & 0 & 4.326 \cdot 10^3 & 1.167 \cdot 10^5 & 0 & 8.943 \cdot 10^3 & -2.995 \cdot 10^4 & -6.512 \cdot 10^4 \\ 0 & 0.37 & 0 & 0 & 0.711 & 0 & 0 & 0 \\ 9.663 \cdot 10^3 & 0 & 1.578 \cdot 10^3 & 8.943 \cdot 10^3 & 0 & 2.244 \cdot 10^3 & -4.326 \cdot 10^3 & -1.793 \cdot 10^4 \\ -6.512 \cdot 10^4 & 0 & -8.943 \cdot 10^3 & -2.995 \cdot 10^4 & 0 & -4.326 \cdot 10^3 & 1.167 \cdot 10^5 & -1.96 \cdot 10^4 \\ -5.397 \cdot 10^4 & 0 & -9.663 \cdot 10^3 & -6.512 \cdot 10^4 & 0 & -1.793 \cdot 10^4 & -1.96 \cdot 10^4 & 3.001 \cdot 10^5 \end{bmatrix}$$

Şekil 3.5 8x8 indirgenmiş rijitlik matrisi

Mekanizmanın 2 numaralı düğüm noktasına denk gelen (u_4) yere 1-20 Newton arası kuvvetler uygulanmış ve çıkış aldığımız (u_7) yer değiştirmesine karşılık gelen değerler aşağıda verilmiştir.

Tablo 3.3 E=3100 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme değerleri (Deney)

SONLU ELEMANLAR			
E=	3100 MPa		
Yay Kalınlığı	10 mm		
Kuvvet (N)	**Yerdeğiştirme (mm)**		
1	0,3700	**11**	4,0660
2	0,7390	**12**	4,4350
3	1,1090	**13**	4,8050
4	1,4780	**14**	5,1740
5	1,8480	**15**	5,5440
6	2,2180	**16**	5,9140
7	2,5870	**17**	6,2830
8	2,9570	**18**	6,6530
9	3,3260	**19**	7,0220
10	3,6960	**20**	7,3920



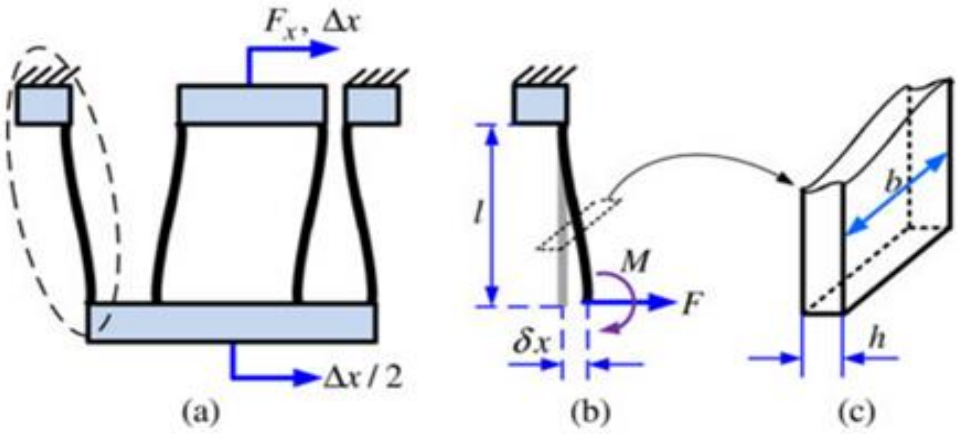
Şekil 3.6 E=3100 MPa PLA kuvvet-yerdeğiştirme grafiği (sonlu elemanlar)

$$K = \frac{1}{0{,}3696} \tag{3.5}$$

$$K = 2{,}7056\ N/mm \tag{3.6}$$

3.1.3 Mukavemet Formülüne Göre Rijitlik Hesabı

Paralelkenar yay elemanlarında kullanılan formülasyonlara göre yay katsayısı bu bölümde hesaplanmıştır. Buna göre tek bir kirişin kuvvet-yer değiştirme ilişkisi aşağıdaki gibi basitleştirilebilir.



Şekil 3.7 Basit bir yaprak kirişte kuvvet ve yerdeğiştirme [2]

$$\delta_x = \frac{F \times L^3}{12 \times E \times I} \tag{3.7}$$

$$k = \frac{F}{\delta_x} = \frac{12 \times E \times I}{L^3} \tag{3.8}$$

Şekilde 3.4'te görülen 1-2 ve 3-4 çubuklarından oluşan iki adet kirişin eşdeğer rijitliği,

$$k_{eş} = 2 \times k = \frac{24 \times E \times I}{L^3} \tag{3.9}$$

$$E = 3100\ MPa = 3100\ [\frac{N}{mm^2}] \tag{3.10}$$

$$I = \frac{b \times h^3}{12} = \frac{10 \times 5^3}{12}\ [mm^4] \tag{3.11}$$

$$I = 104{,}17\ mm^4 \tag{3.12}$$

$$L = 172{,}50\ mm \tag{3.13}$$

$$k_{eş} = 2 \times k = \frac{24 \times 3100 \times 104{,}17}{172{,}50^3} \tag{3.14}$$

$$k_{eş} = 1{,}51\ [\frac{N}{mm}] \tag{3.15}$$

Tablo 3.4 E=3100 MPa PLA yay katsayıları

E (MPa)	Yay Kalınlığı (mm)	DENEY	ANSYS	Mukavemet Formülleri	Sonlu Elemanlar
3100	10	1,319	1,1952	1,51	2,7056

3.1.4 Esnek Mekanizmanın Kirişe Uygulanması

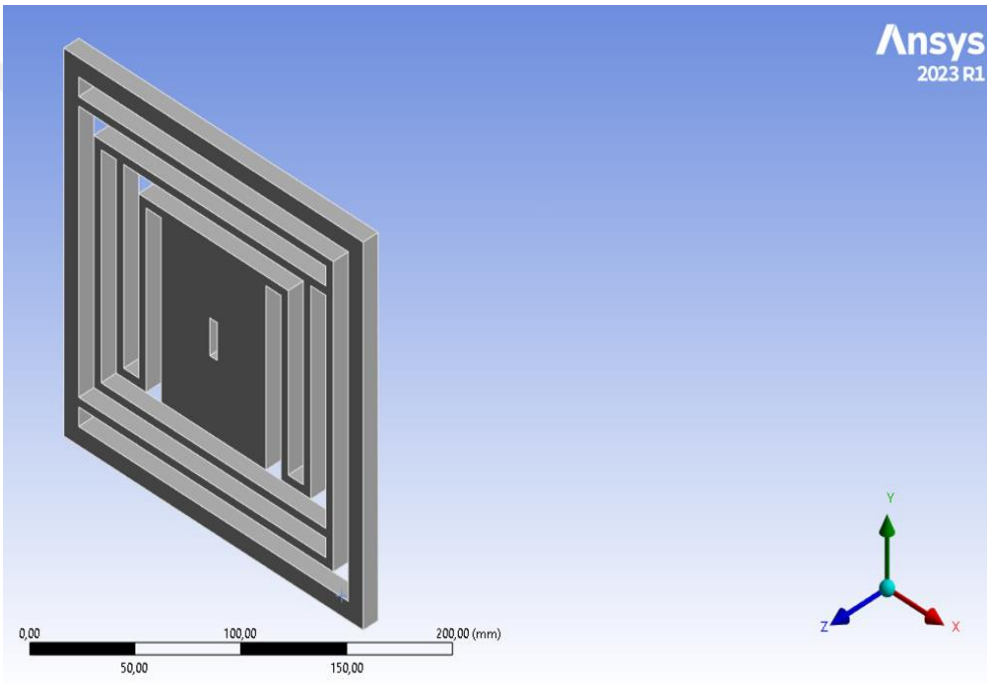
Bu bölümde çelik malzemeden meydana gelen bir kirişin doğal frekansları deneysel, el ile nümerik olarak ve Ansys yardımıyla incelenmiş; ardından elimizde mevcut olan esnek mekanizmanın ilk frekansına denk gelecek şekilde kiriş boyu hesaplanmış ve ilk mod için uygulama yapılmıştır.

3.1.5 Tam Mekanizma Doğal Frekans Değerleri

Ansys yardımıyla elde edilen değerler aşağıdaki tabloda verilmiştir.

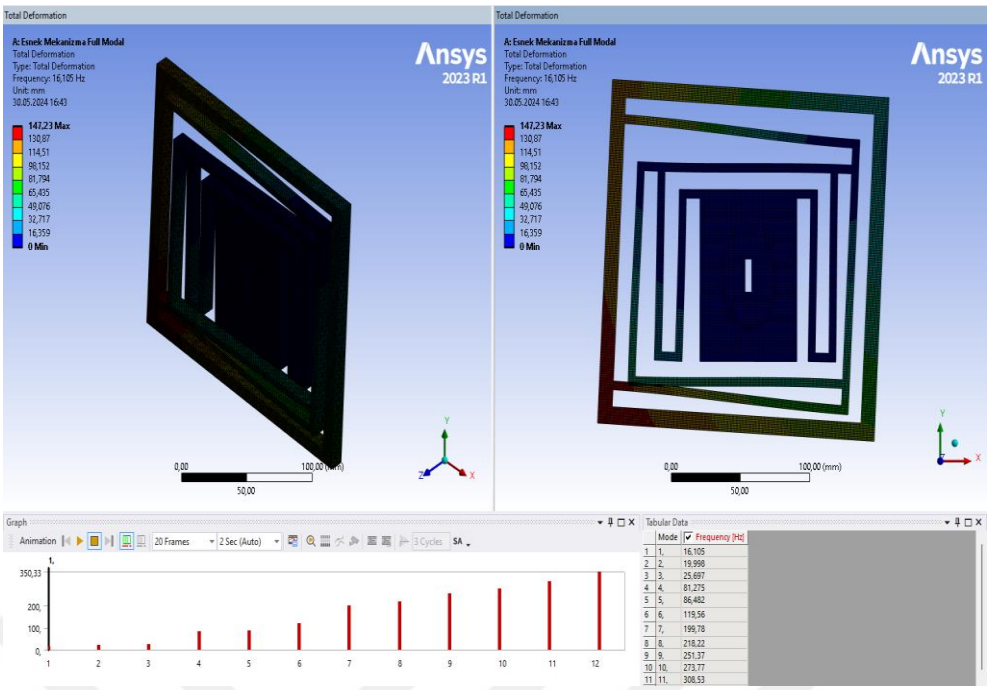
Tablo 3.5 Tam mekanizma doğal frekans değerleri (Ansys)

Mod	Frekans
1	13,234
2	15,084
3	15,408
4	18,732
5	19,163
6	24,052

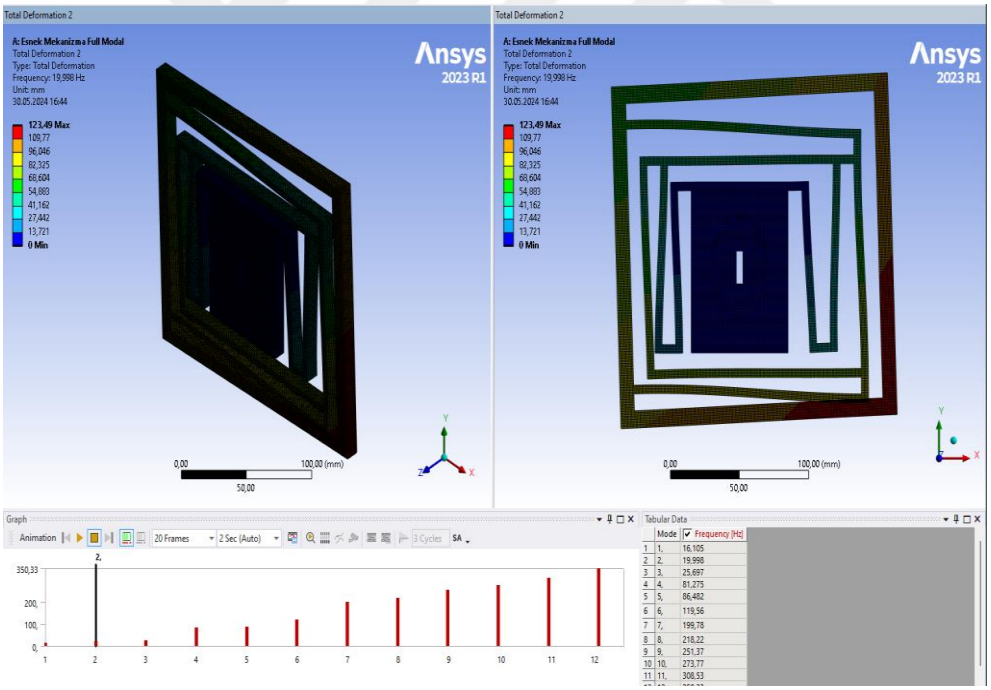


Şekil 3.8 Tam mekanizma

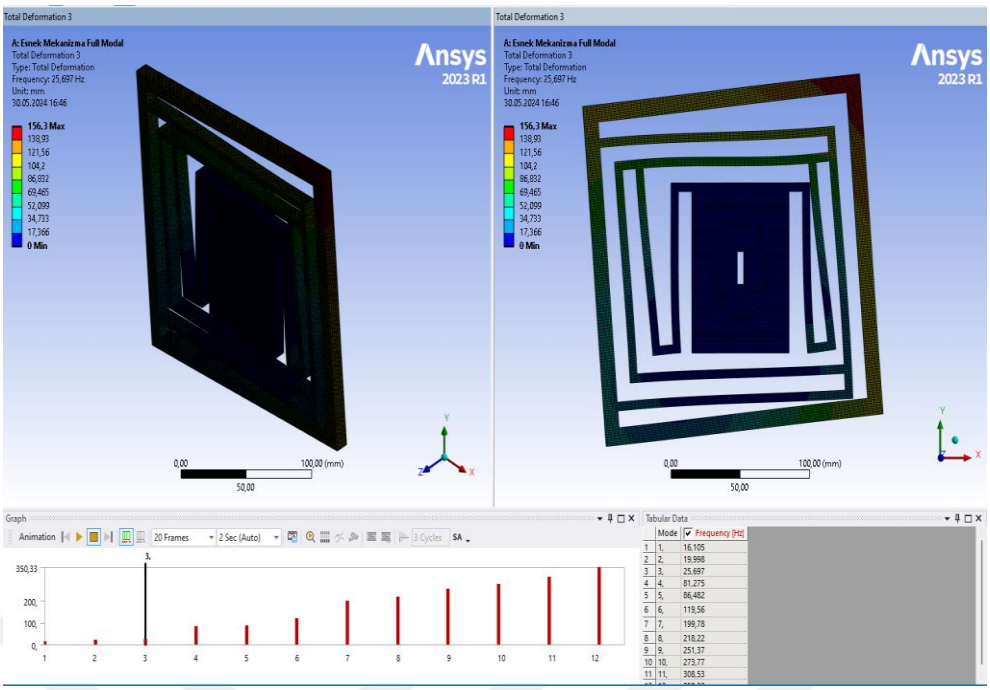
Fakat mekanizmanın kalınlığı yeterli olmadığı için (z ekseni) elde edilen mod şekilleri z ekseninde içine kapanma gibi istenmeyen haller oluşturmuştur.



Şekil 3.9 Tam mekanizma birinci mod şekli

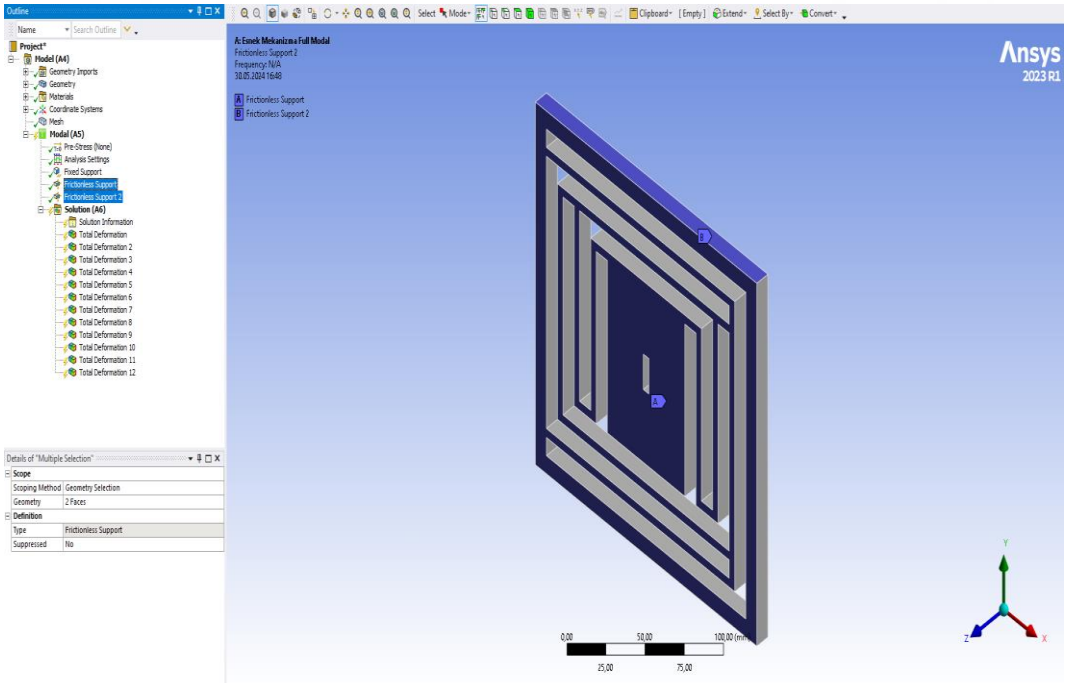


Şekil 3.10 Tam mekanizma ikinci mod şekli



Şekil 3.11 Tam mekanizma üçüncü mod şekli

Dolayısıyla sadece x-x ekseninde hareket serbestliği tanımlayıp doğal frekans analizi yapılmıştır. Bunun için aşağıda gösterilen A ve B yüzeyleri ile bunların simetriği olan karşı düzlemlerinde “frictionless suppport” tanımlanmıştır.



Şekil 3.12 Sürtünmesiz yatak (frictionless support) tanımlanan yüzeyler

Böylece elde edilen frekans değerleri aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Tablo 3.6 Mekanizma doğal frekans değerleri (Ansys sadece x-x)

Mod	Frekans
1	21,088
2	81,041
3	85,418
4	110,18
5	202,65
6	246,82

Buna göre birinci mod olan 21,088 Hz değerine karşılık gelecek kiriş boyu hesaplaması yapılmıştır. Kirişin ucuna sabitlenen mekanizmanın bu frekans değerinde hareketi üzerine alması ve kirişin hareketsiz kalması amaçlanmıştır.

3.1.6 Çelik Kiriş Deneysel Frekans Hesapları

Elimizde mevcut bulunan çelik kirişin doğal frekans değerleri çekiç darbe deneyi ile elde edilmiştir. Ayrıca iç mekanizma ile tam mekanizmanın ayrı ayrı frekans değerleri ile kirişe bağlı mekanizmaların doğal frekans değerleri **Tablo 3.7**'de gösterilmiştir.

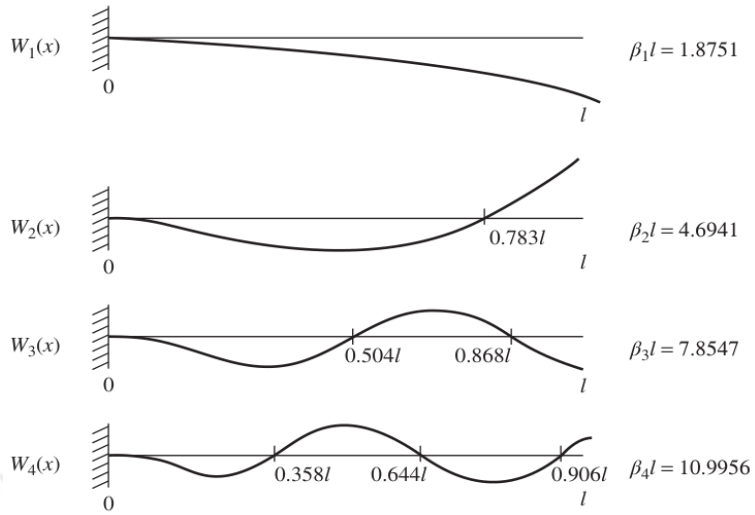
Tablo 3.7 Kiriş ve mekanizma bağlı kirişlerin frekansları

19,00x3,20 Kiriş		X-X Mekanizma	X-Y Mekanizma	Kiriş + X-X Mekanizma	Kiriş + X-Y Mekanizma
Mod	Hertz	Hertz	Hertz	Hertz	Hertz
1	8,83789	4,49219	2,34375	8,83789	7,17773
2	18,5547	9,0332	9,0332	10,3516	15,2344
3	28,125	10,5469	10,5469	20,5566	30,8105
4	38,8184	48,5352	14,209	29,4434	52,5879
5		55,2734	18,8965	41,6992	
6		59,4238	23,0957	52,5879	

3.1.7 Çelik Kirişin Nümerik Metodla Frekans Hesabı

Bir ucu sabit diğer ucu serbest bir kirişin doğal frekans değerleri nümerik metodla yaklaşık olarak hesaplanmış ve tablo halinde gösterilmiştir. Burada elde edilmek istenen değer mekanizmanın sahip olduğu ilk mod olan 21,088 Hz değerine **Tablo 3.6** denk gelecek kiriş uzunluğunun hesaplanmasıdır. Böylece kirişin birinci modu ile mekanizmanın birinci modu çakışmış olacak, kiriş titreşime girmeden

mekanizma titreşime girmiş olacaktır. Kirişte oluşacak zararlı mod böylece sönümlenecektir.



Şekil 3.13 Sabit-serbest uçlu bir kirişin doğal frekans ve mod şekilleri [22]

$$\omega_{\mathrm{n}} = \sqrt{(\beta_{\mathrm{n}} l)^2 \left(\frac{EI}{\rho A L^4}\right)} \left[\frac{rad}{s}\right] \tag{3.16}$$

$$\beta_{\mathrm{n}} l = \frac{(2n-1)\pi}{2} \tag{3.17}$$

$$\beta_{\mathrm{n}} l = 1{,}8751 \tag{3.18}$$

$$E{=}3100\ MPa \tag{3.19}$$

$$I{=}51{,}8827\ mm^4 \tag{3.20}$$

$$\rho{=}7{,}81\ \frac{gr}{cm^3} \tag{3.21}$$

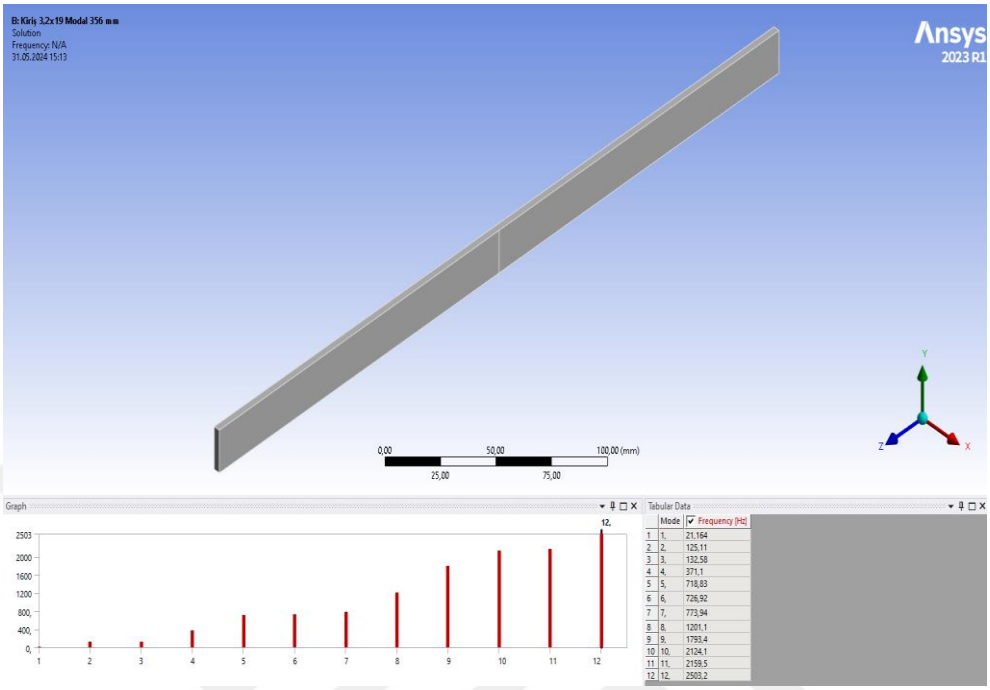
$$A{=}60{,}8\ mm^2 \tag{3.22}$$

$$L = 356\ mm \tag{3.23}$$

Birinci mod için, L kiriş boyu 356 mm değeri 21,088 Hz değerine karşılık gelmiştir.

3.1.8 Çelik Kiriş Ansys ile Frekans Hesabı

Ansys yardımıyla elde edilen frekans değerleri şöyledir.



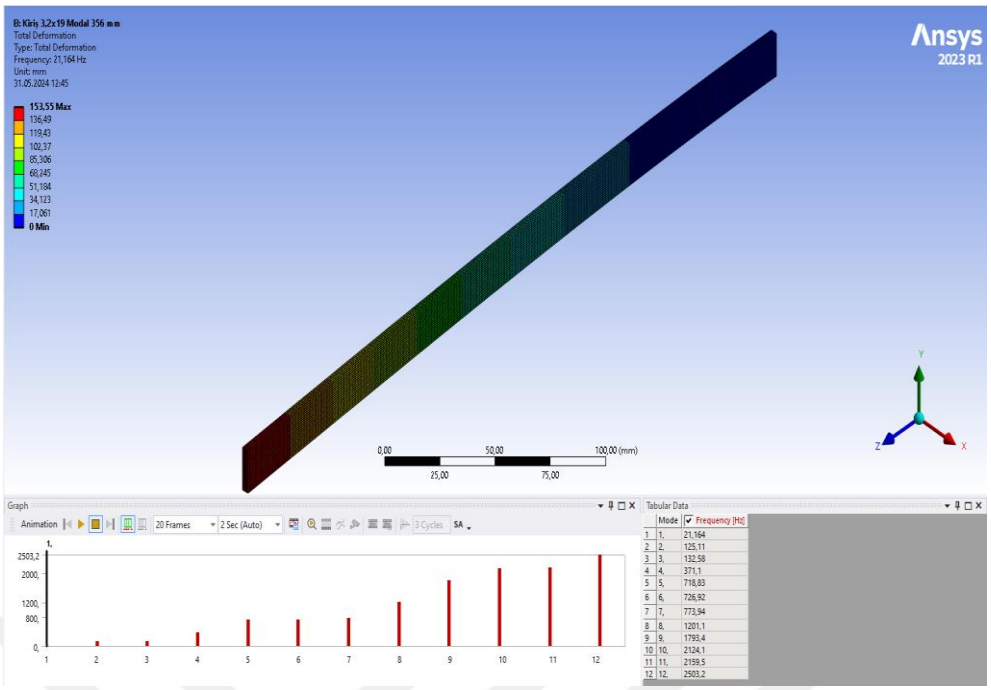
Şekil 3.14 Ansys ile elde edilen frekanslar

Tablo 3.8 356 mm çelik kirişin frekans değerleri (Ansys)

Mod	Frekans	Mod	Frekans
1	21,164	7	773,94
2	125,11	8	1201,1
3	132,58	9	1793,4
4	371,1	10	2124,1
5	718,83	11	2159,5
6	726,92	12	2503,2

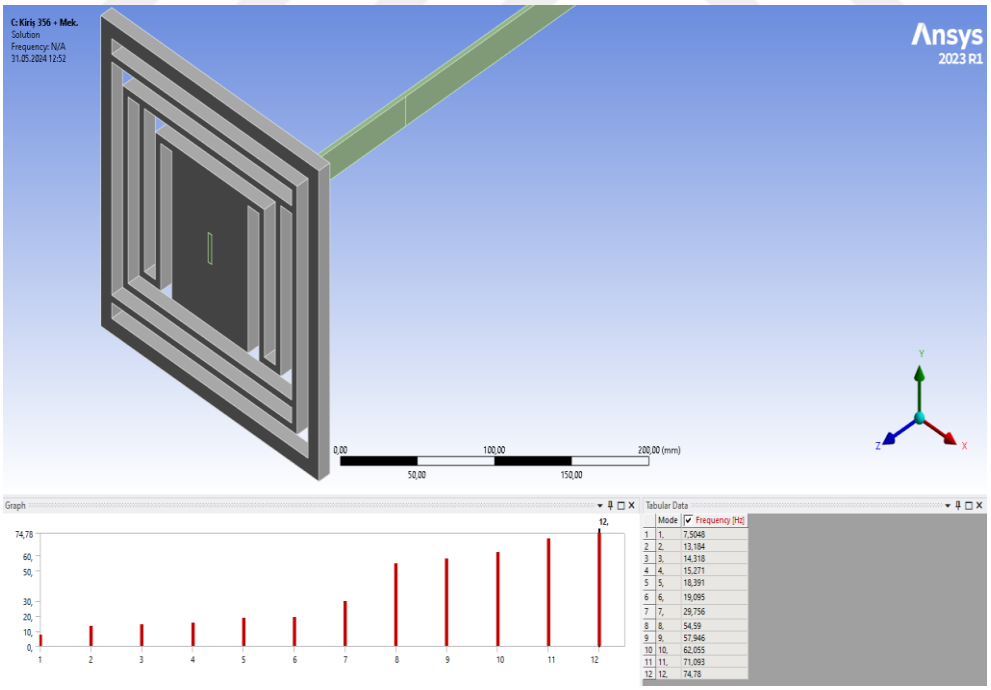
3.1.9 Esnek Mekanizma Uygulaması

Tablo 3.8 den elde edilen ilk frekans 21,164 Hz mekanizmanın ilk değeri olan 21,088 Hz değerine kabul edilir bir yakınlıktadır. Dolayısıyla kirişe uygulaması yapılmış ve sonuçlar gözlemlenmiştir.



Şekil 3.15 Sabit-serbest uçlu 356 mm uzunluğunda kirişin birinci modu

Mekanizma bağlı kirişte meydana gelen doğal frekans değişimleri ise aşağıda gösterilmiştir.

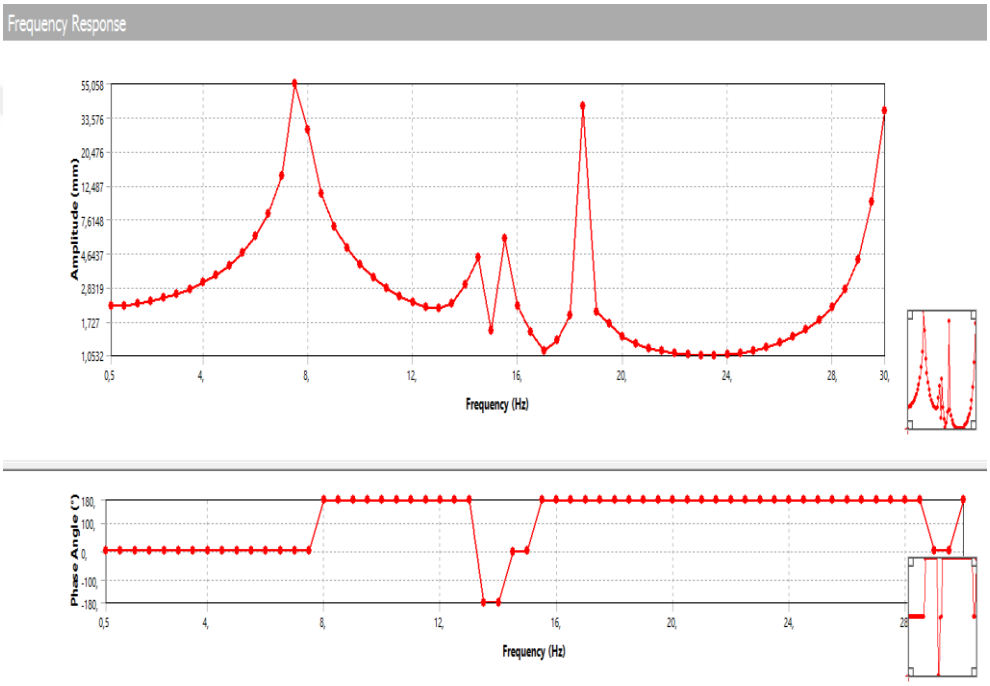


Şekil 3.16 Mekanizma bağlı kirişin frekans değerleri

Tablo 3.9 Mekanizma bağlı kirişin frekans değerleri (Ansys)

Mod	Frekans	Mod	Frekans
1	7,5048	7	29,756
2	13,184	8	54,59
3	14,318	9	57,946
4	15,271	10	62,055
5	18,391	11	71,093
6	19,095	12	74,78

Kirişin orta noktasına denk gelecek şekilde x ekseninde 5 N değerinde kuvvet uygulanmış ve frekans cevabı elde edilmiştir.

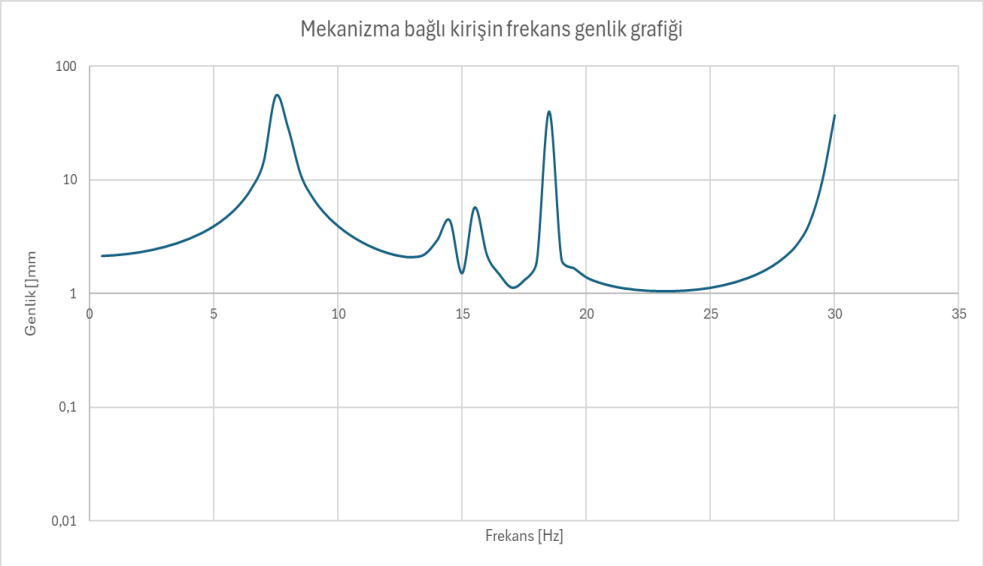


Şekil 3.17 Mekanizma bağlı kirişin frekans cevabı

Tablo 3.10 Mekanizma bağlı kirişin frekans ve genlik değerleri

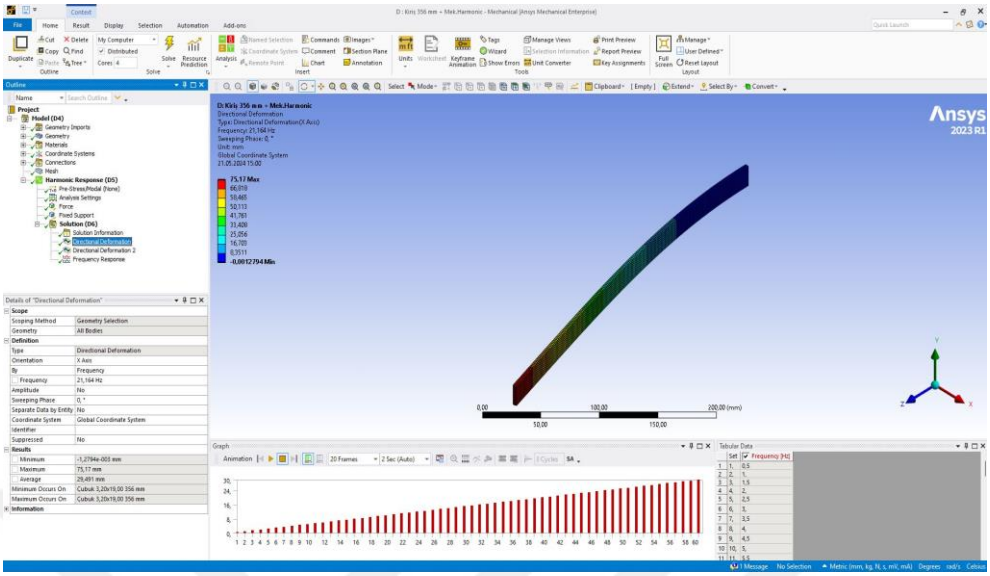
Frekans [Hz]	Genlik [mm]	**Frekans [Hz]**	Genlik [mm]	**Frekans [Hz]**	Genlik [mm]
0,5	2,1506	***10,5***	3,268	***20,5***	1,2571
1	2,1818	***11***	2,8141	***21***	1,1732
1,5	2,2358	***11,5***	2,4988	***21,5***	1,1187
2	2,3156	***12***	2,2821	***22***	1,0834
2,5	2,426	***12,5***	2,1477	***22,5***	1,0623
3	2,5748	***13***	2,1	***23***	1,0532
3,5	2,7735	***13,5***	2,2299	***23,5***	1,0549
4	3,0407	***14***	2,971	***24***	1,0675
4,5	3,407	***14,5***	4,4217	***24,5***	1,0919
5	3,9262	***15***	1,517	***25***	1,1298
5,5	4,7023	***15,5***	5,7337	***25,5***	1,1864
6	5,9641	***16***	2,1825	***26***	1,2655
6,5	8,3313	***16,5***	1,4791	***26,5***	1,3753
7	14,272	***17***	1,1343	***27***	1,5306
7,5	55,058	***17,5***	1,3159	***27,5***	1,7588
8	28,353	***18***	1,9028	***28***	2,1166
8,5	11,141	***18,5***	40,029	***28,5***	2,7421
9	6,9078	***19***	2,0047	***29***	4,267
9,5	5,0085	***19,5***	1,6801	***29,5***	9,867
10	3,9415	***20***	1,3959	***30***	37,032

Buna göre frekans genlik grafiği aşağıdaki gibidir.



Şekil 3.18 Mekanizma bağlı kirişin frekans genlik grafiği

21,164 Hz değerinde kirişe uygulanan kuvvetin meydana getirdiği yerdeğiştirme miktarı aşağıdaki şekilde gösterilmiştir.

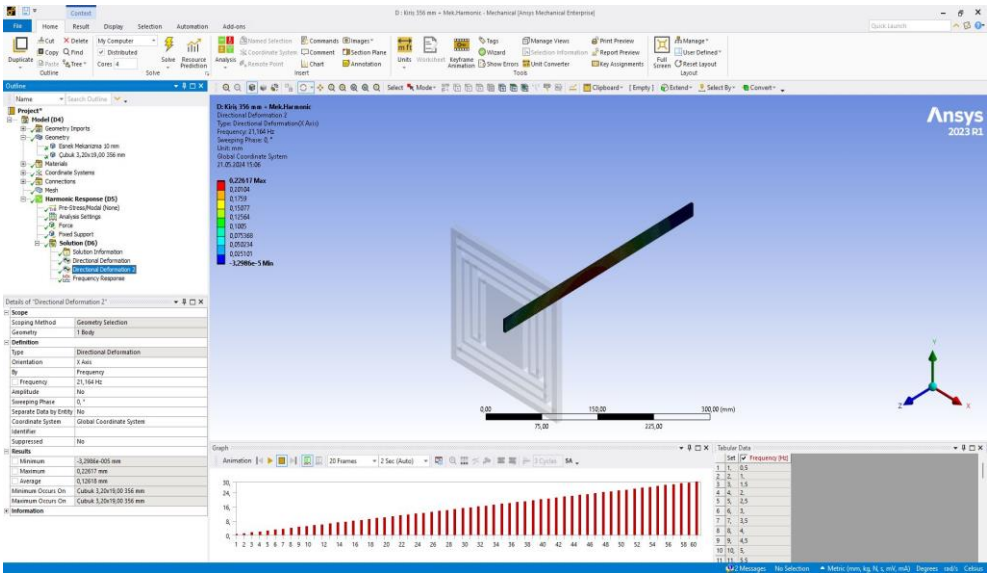


Şekil 3.19 Kirişe uygulanan harmonik kuvvet

Tablo 3.11 Kiriş harmonik analiz yerdeğiştirme değeri

Minimum [mm]	Maksimum [mm]	Ortalama [mm]
-1,2794 e-3	75,17	29,491

Mekanizma kirişe uygulandıktan sonra meydana gelen yerdeğiştirme miktarı aşağıda verilmiştir.



Şekil 3.20 Mekanizma bağlı kirişe uygulanan harmonik kuvvet

Tablo 3.12 Mekanizma bağlı kiriş harmonik analiz yerdeğiştirme değeri

Minimum [mm]	Maksimum [mm]	Ortalama [mm]
-3,2986 e-5	0,22617	0,12618

Böylece tablodan da görüleceği üzere kirişteki maksimum yerdeğiştirme miktarı 75,17 mm iken esnek mekanizma uygulandığında 0,226 mm'ye düşmüştür. Tamamen sıfır olmamasının olası sebepleri ise şunlardır: Mod hesaplamaları yapılırken $\beta_n l = 1{,}8751$ katsayısının yaklaşık olması ve kiriş boyunun 356 mm hesap edilerek küsuratlı kısmının modellenmemesi diyebiliriz.

Tablo 3.13 Mekanizma bağlı kiriş harmonik analiz yerdeğiştirme değerleri

Sadece Kiriş Harmonik Kuvvet

Minimum [mm]	Maksimum [mm]	Ortalama [mm]
-1,2794 e-3	75,17	29,491

Mekanizma Bağlı Kiriş Harmonik Kuvvet

Minimum [mm]	Maksimum [mm]	Ortalama [mm]
-3,2986 e-5	0,22617	0,12618

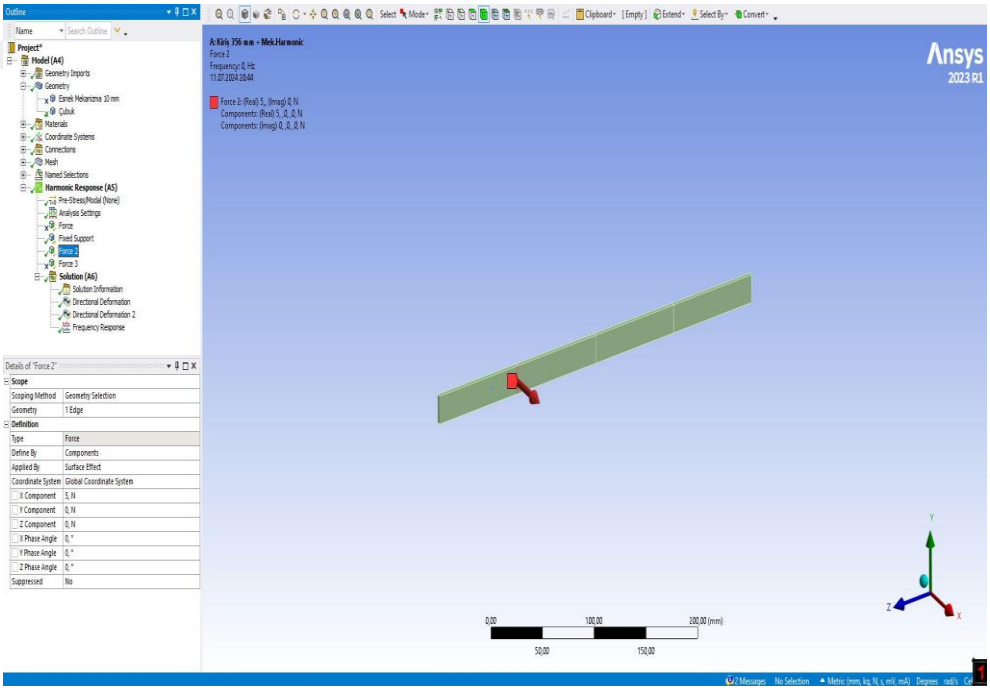
3.1.10 Harmonik Kuvvetin İki Farklı Noktaya Uygulanması

Önceki bölümde harmonik kuvvet kirişin orta noktasına uygulanmış ve sonuçlar irdelenmişti. Bu bölümde ise kuvvetin etkidiği noktanın değişmesi durumunda kirişin yerdeğiştirmesinin ne kadar olacağı araştırılacaktır. Harmonik kuvvetin etkime noktası kirişin tam boyunun 1/4 (89 mm) ve 3/4 (267 mm) mesafesi olarak ele alınmıştır. Buna göre mekanizmaya yakın olan taraftan (89 mm) ve uzak olan taraftan (267 mm) etki eden kuvvetin meydana getirdiği yerdeğiştirmeler aşağıdaki tabloda verilmiştir.

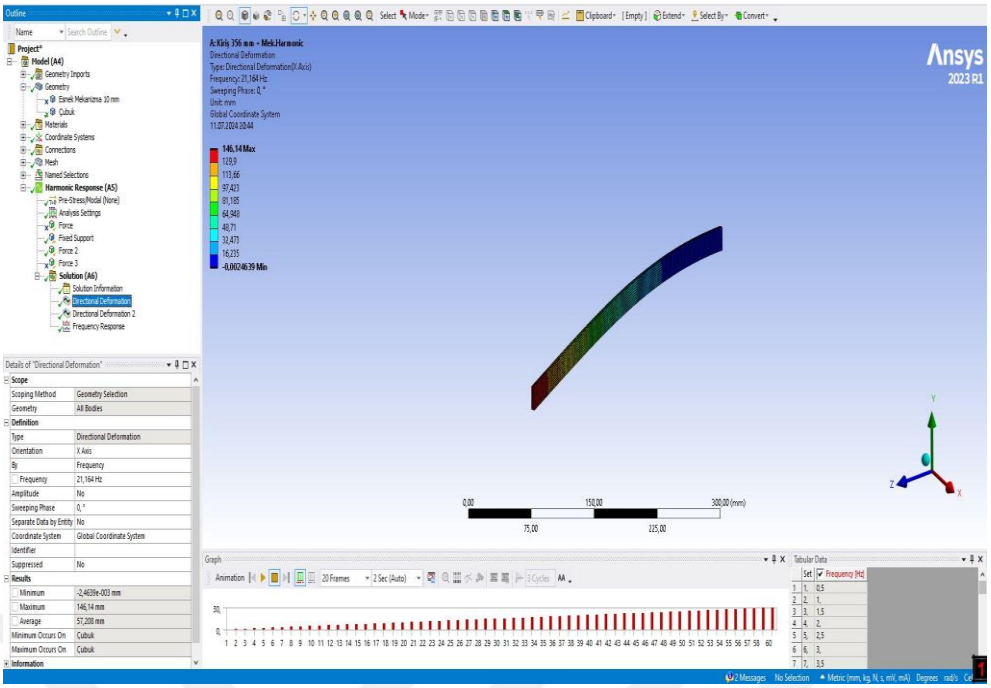
Tablodan görüleceği üzere mekanizmanın bağlı olduğu uçtan 89 mm uzakta olan noktaya (çubuğun boyunun ¼ mesafesi) etkiyen harmonik kuvvetin yerdeğiştirmesi 146,14 mm'den 0,24934 mm'ye düşmüştür. Aynı şekilde ¾ mesafeye denk gelen değerler 21,398 mm'den 0,092596 mm'ye düşmüştür. Dolayısıyla yerdeğiştirme genliklerinin başarılı bir şekilde düşürüldüğü gözlemlenmiştir.

Tablo 3.14 Mekanizma bağlı kiriş harmonik analiz yerdeğiştirme değerleri (farklı noktalardan etkiyen kuvvet)

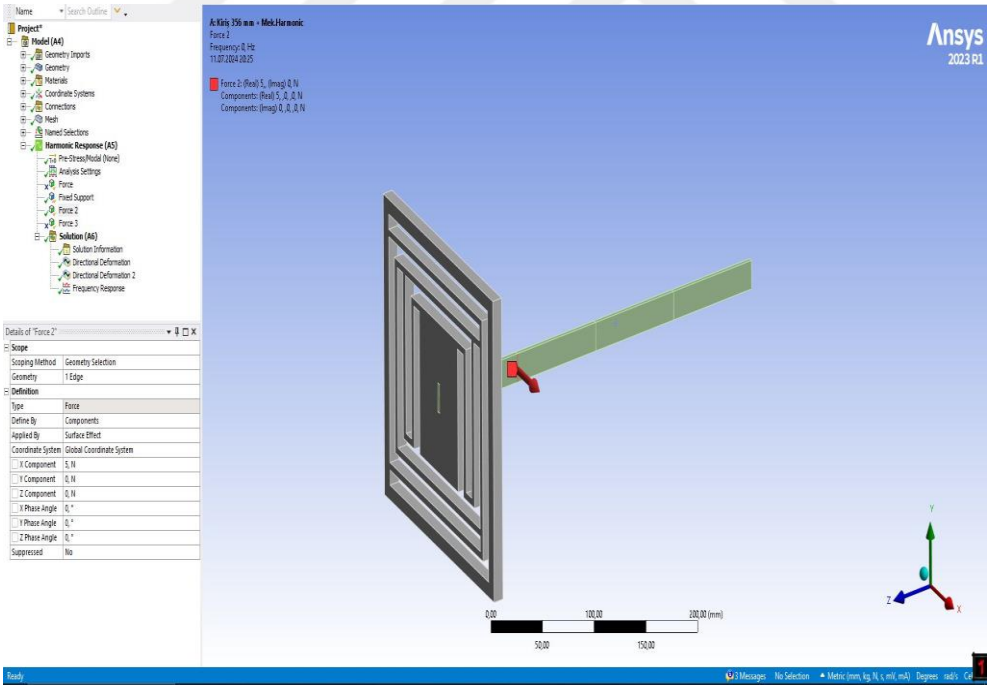
89 mm uzaklığa etkiyen harmonik kuvvet			267 mm uzaklığa etkiyen harmonik kuvvet		
Sadece Kiriş (mm)		Kiriş ve Mekanizma (mm)	Sadece Kiriş (mm)		Kiriş ve Mekanizma (mm)
Maksimum	146,14	0,24934	Maksimum	21,398	9,2596 e-2
Minimum	-2,4639 e-3	-1,2148 e-4	Minimum	-3,7344 e-4	-1,7055 e-5
Ortalama	57,208	0,12974	Ortalama	8,4153	5,5776 e-2



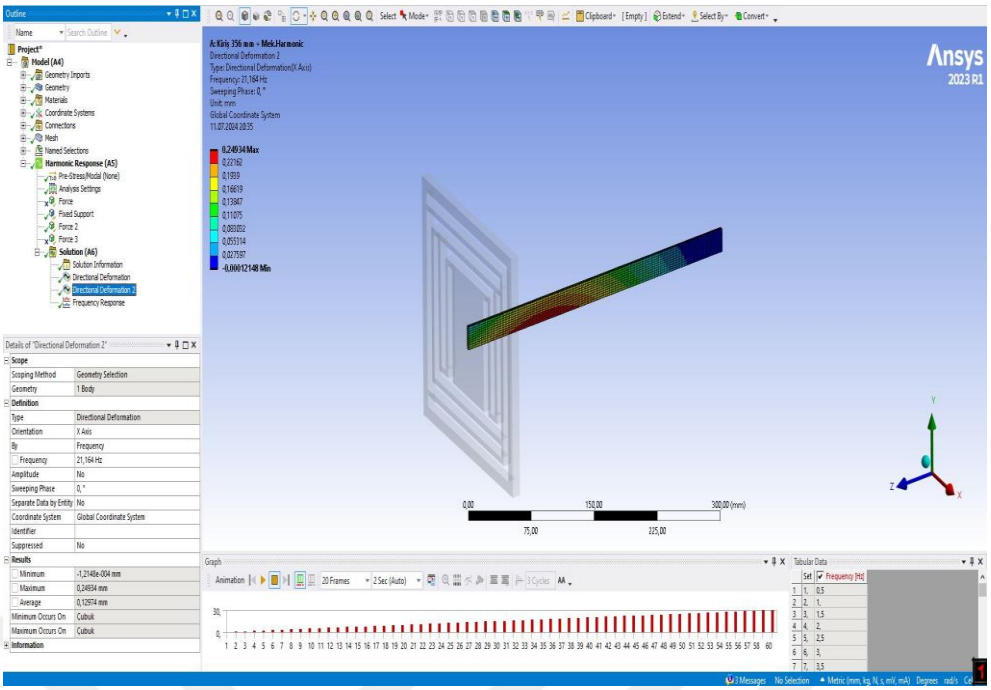
Şekil 3.21 89 mm mesafeden etkiyen kuvvet



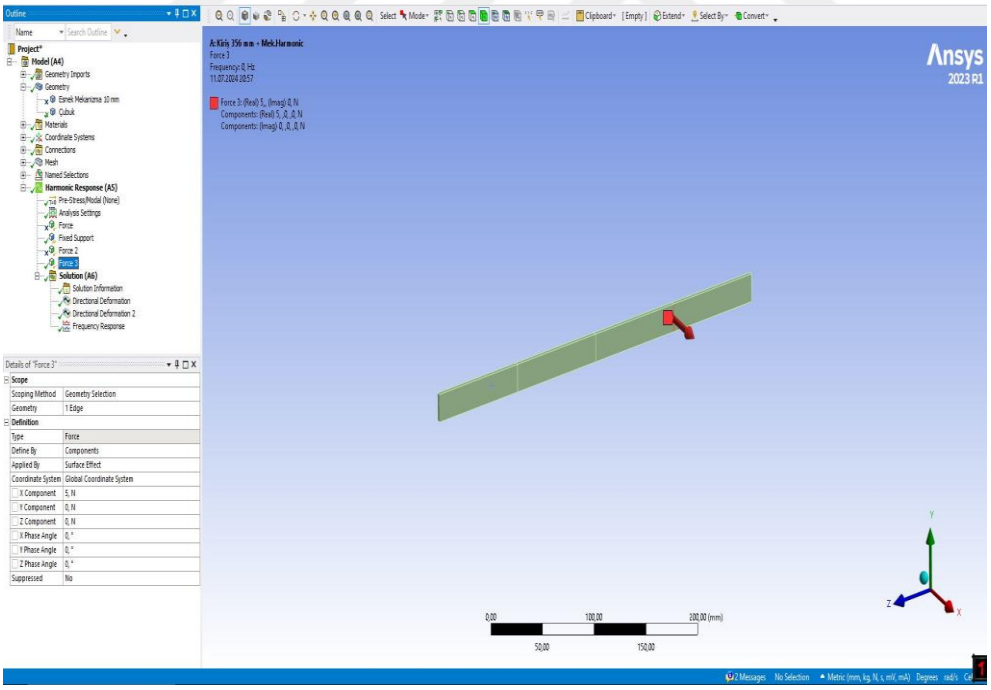
Şekil 3.22 Karşılık gelen (89 mm'de) yerdeğiştirme



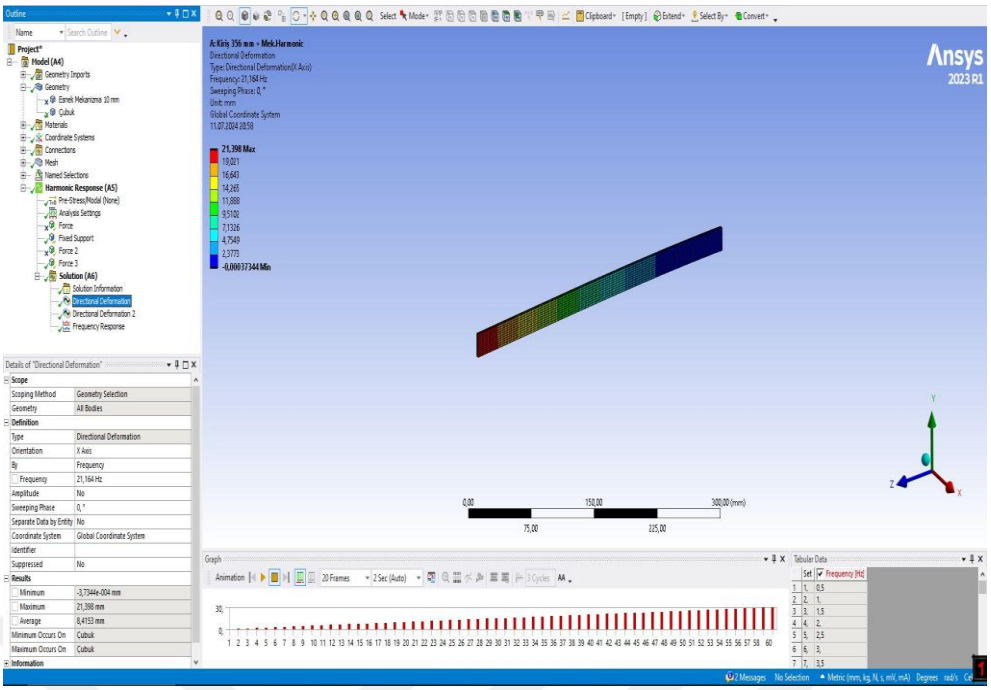
Şekil 3.23 Mekanizma bağlı kiriş ve kuvvet 89 mm mesafe



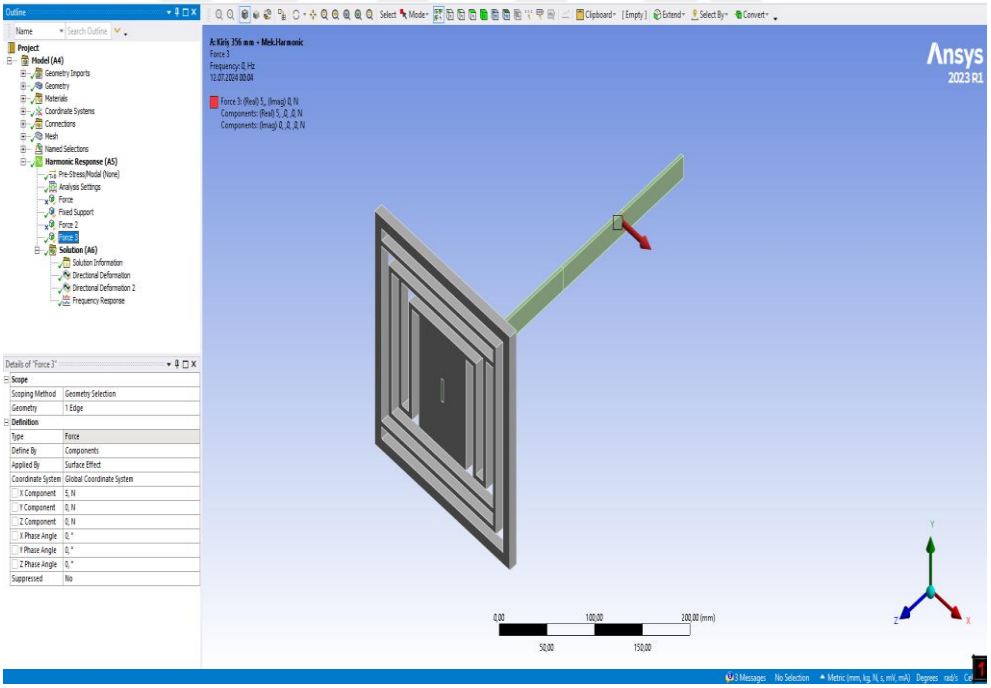
Şekil 3.24 89 mm mesafe mekanizma bağlı kirişteki yerdeğiştirme



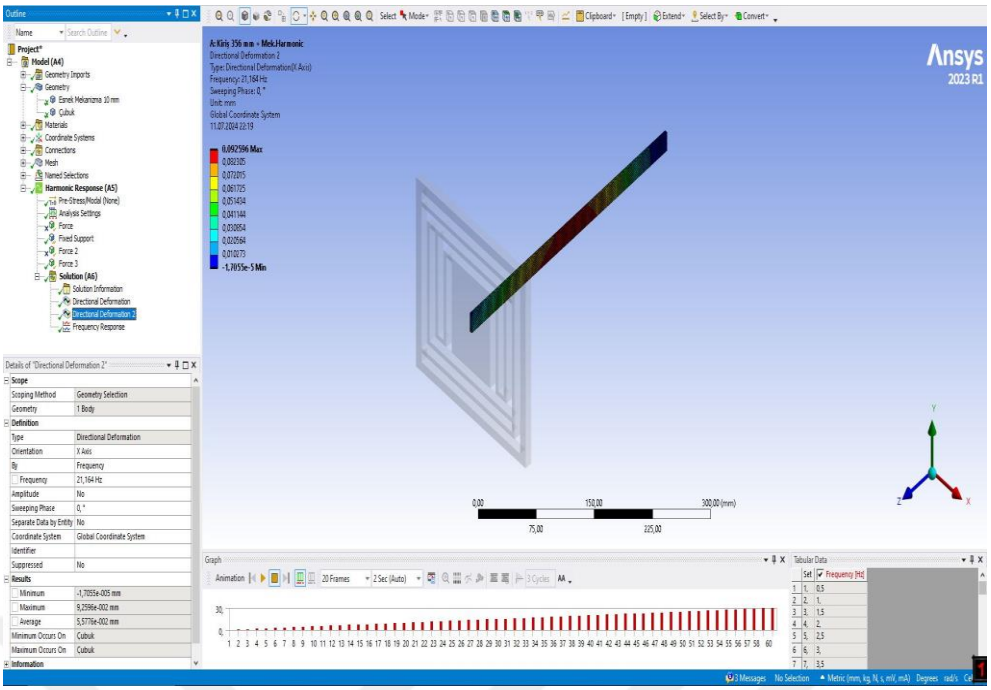
Şekil 3.25 267 mm mesafeden etkiyen kuvvet



Şekil 3.26 Karşılık gelen (267 mm'de) yerdeğiştirme



Şekil 3.27 Mekanizma bağlı kiriş ve kuvvet 267 mm mesafe



Şekil 3.28 267 mm mesafe mekanizma bağlı kirişteki yerdeğiştirme

4
SONUÇ

Tez çalışması kapsamında PLA malzemeden üretilen esnek mekanizmaların elastiklik modülleri deneysel yöntemlerle hesaplanmış, doğal frekans değerleri Ansys ve çekiç darbe test yöntemleri ile araştırılmış ve kıyaslanmış, x-x ekseninde hareket serbestliği olan iç mekanizmanın yay katsayıları Ansys, mukavemet formülleri, sonlu elemanlar yöntemi, deneysel olarak hesaplanmış ve kıyaslanmıştır. Elde edilen tüm kuvvet-yerdeğiştirme değerleri Matlab programında giriş-çıkış olarak tanımlanmış ve Yapay Sinir Ağları eğitilerek %97 lik bir güvenirlikle (R-kare) çıktı alınmıştır. Buna göre istenilen elastiklik modülü, kesit alanı (5 mm(sabit) yay kalınlığı*yükseklik (değişken)), yay uzunlukları ve kuvvet değerleri girilerek mekanizmadan alınacak yerdeğiştirme miktarı hesaplanabilmektedir. YSA'dan elde edilecek çıktıların doğruluğunun yüksek ve gerçeğe yakın olması düşüncesiyle Ansys ve 3d yzıcıyla üretilen malzemelerden deney yoluyla elde edilen sonuçlar kullanılarak YSA eğitilmiş böylece hibrit bir model oluşturulmuştur.

Mekanizmanın y-y eksenindeki yay katsayıları yine Ansys, mukavemet formülleri, sonlu elemanlar yöntemi ve deneysel olarak hesaplanmıştır. Böylece x-y düzleminde yay katsayıları ayrı ayrı elde edilmiştir.

Sadece x-x ekseninde çalışan iç mekanizma ve x-y eksenlerinde çalışan tam mekanizmanın doğal frekansları çekiç darbe yöntemiyle elde edilmiştir.

Çelik kirişin doğal frekansları yine darbe yöntemiyle elde edilmiş ve üzerine bağlanan mekanizmalarla ayrıca deney tekrarlanmıştır. Böylece kiriş, kirişe bağlı x-x iç mekanizma, kirişe bağlı x-y tam mekanizma frekansları da kıyas edilebilmiştir.

Eldeki mevcut esnek mekanizmanın doğal frekans değerine yakın olacak şekilde çelik kirişin hangi uzunluğuna denk geldiği nümerik metodla yaklaşık olarak hesaplanmış ve solidworks ile modellenerek Ansys programında kontrol edilmiştir. Böylece kiriş ve mekanizmanın ilk modları çakışmış ve harmonik bir titreşim durumunda mekanizmanın titreşime girerek kirişin titreşmesinin önüne geçilmiştir.

Daha önce yapılan bir çalışmaya göre [23] esnek mekanizma yedi katlı bir bina modeline uygulama yapılarak Kobe depremi simule edilmiş, bağlantı koşullarının uygun olması durumunda titreşimi azalttığı tespit edilmiştir.

Mekanizmanın yay boyu, radyusların olması, iç doluluk oranı, doluluk oranlarının oluşturulurken hangi yöntemle yapıldığı (zig zag, line, cubic, triangles, con centric vd.) enjeksiyon yöntemiyle üretilmesi ve diğer tasarım parametrelerine değinilmemiştir. Buna göre çok farklı parametreler göz önüne alınarak istenen yay katsayısı ve kütle değerlerinde mekanizmanın üretilebileceği düşünülmektedir. Güvenirliğin artması için yapay sinir ağlarına bahsedilen parametreler ışığında yeni verilerin girilerek eğitilmesi gerekmektedir.

Önerilen mekanizma uygun koşullar sağlandığında ve titreşime girmesi istenmeyen sistemin kritik moduna uyarlandığında ilgili titreşim modunu üzerine alarak sistemin rezonansa girmesini engelleyebilmektedir. Mekanizmanın yay katsayıları, kütlesi, ebatları ve diğer mekanik özellikleri istenildiği zaman değiştirilerek her türlü sistem için istenen frekans değerine denk gelecek şekilde özelleştirilebilir. Böylece istenen frekanslar bastırılabilir ve titreşime girmesi istenmeyen ana makine/sistem rezonansa girmemiş olur. YSA yardımıyla tersine mühendislik yapılarak istenen kütle ve yay katsayısı için istenen mekanik özelliklerin değerleri elde edilebilir. Örneğin farklı bir sistem için hangi elastiklik modülü gerekiyor diye bir sorunun cevabını YSA yardımıyla elde edebilir, buna uygun malzeme seçebiliriz. Veya farklı kütle ve yay değerleri için kalınlık (uzunluk vb.) değerinin bulunması gibi senaryolarda YSA oldukça kolaylık sağlayacaktır.

Son olarak 3d yazıcı yardımıyla üretilen mekanizma yerine plastik enjeksiyon ile üretilen mekanizmaların kullanılması göz önüne alınmalıdır. Plastik enjeksiyon kalıpları ile üretilen malzemeler yüksek basınç ile çelik kalıpların arasına gönderilmekte ve soğutularak katılaşması sağlanmaktadır. Dolayısıyla üretim yönünde her zaman stabil bir doluluk ve hassasiyet sağlanabilmektedir. Fakat kalıp üretiminin maliyetli olması dezavantajdır.

KAYNAKÇA

[1] N. Le Chau, N. T. Tran, ve T.-P. Dao, "A New Compliant Joint with Thin-Wall Structure", *Arab J Sci Eng*, c. 47, sy 12, ss. 15633-15646, Ara. 2022, doi: 10.1007/s13369-022-06665-0.

[2] Q. Xu, "New Flexure Parallel-Kinematic Micropositioning System With Large Workspace", *IEEE Trans. Robot.*, c. 28, sy 2, ss. 478-491, Nis. 2012, doi: 10.1109/TRO.2011.2173853.

[3] W. C. Wong, I. A. Azid, ve B. Y. Majlis, "Theoretical Analysis of Stiffness Constant and Effective Mass for a Round-Folded Beam in MEMS Accelerometer", *SV-JME*, c. 57, sy 06, ss. 517-525, Haz. 2011, doi: 10.5545/sv-jme.2009.151.

[4] S. Awtar, "NOVEL SINGLE-AXIS FLEXURE MECHANISM DESIGNS WITH IMPROVED BEARING STIFFNESS".

[5] A. Tekeş, Ü. Sönmez, ve B. A. Güvenç, "Compliant folded beam suspension mechanism control for rotational dwell function generation using the state feedback linearization scheme", *Mechanism and Machine Theory*, c. 45, sy 12, ss. 1924-1941, Ara. 2010, doi: 10.1016/j.mechmachtheory.2010.07.005.

[6] L. Qiu, Y. Liu, Y. Yu, ve Y. B. Bai, "Design and stiffness analysis of a pitch-varying folded flexure hinge (PFFH)", *Mechanism and Machine Theory*, c. 157, s. 104187, Mar. 2021, doi: 10.1016/j.mechmachtheory.2020.104187.

[7] S. Awtar, A. H. Slocum, ve E. Sevincer, "Characteristics of Beam-Based Flexure Modules", *Journal of Mechanical Design*, c. 129, sy 6, ss. 625-639, Haz. 2007, doi: 10.1115/1.2717231.

[8] A. Midha, L. L. Howell, ve T. W. Norton, "Limit positions of compliant mechanisms using the pseudo-rigid-body model concept", *Mechanism and Machine Theory*, c. 35, sy 1, ss. 99-115, Oca. 2000, doi: 10.1016/S0094-114X(98)00093-7.

[9] Q. Xu, "Design and Development of a Compact Flexure-Based XY Precision Positioning System With Centimeter Range", *IEEE Trans. Ind. Electron.*, c. 61, sy 2, ss. 893-903, Şub. 2014, doi: 10.1109/TIE.2013.2257139.

[10] Ç. Irmak, “Desıgn, Control and User Evaluatıons of a Self-Alıgnıng Knee Exoskeleton”.

[11] T. L. Thomas, V. Kalpathy Venkiteswaran, G. K. Ananthasuresh, ve S. Misra, “Surgical Applications of Compliant Mechanisms: A Review”, *Journal of Mechanisms and Robotics*, c. 13, sy 2, s. 020801, Nis. 2021, doi: 10.1115/1.4049491.

[12] Y. Liu ve Z. Zhang, “A large range compliant XY nano-manipulator with active parasitic rotation rejection”, *Precision Engineering*, c. 72, ss. 640-652, Kas. 2021, doi: 10.1016/j.precisioneng.2021.07.008.

[13] Y.-J. Wang, P.-K. Chi, Y.-H. Lin, T.-F. Lu, ve C.-Y. Sue, “A six-axis force and torque sensor consisting of compliant mechanisms and full-bridge strain gauges”, *Measurement*, c. 226, s. 114151, Şub. 2024, doi: 10.1016/j.measurement.2024.114151.

[14] L. L. Howell, S. P. Magleby, ve B. M. Olsen, Ed., *Handbook of compliant mechanisms*. Chichester, West Sussex, United Kingdom ; Hoboken: John Wiley & Sons, Inc, 2013.

[15] L. L. Howell, “Compliant Mechanisms”.

[16] N. Lobontiu, “Compliant Mechanisms: Design of Flexure Hinges”, *Compliant Mechanisms*.

[17] S. S. Rao, *Mechanical vibrations*, 5th ed. Upper Saddle River, N.J: Prentice Hall, 2011.

[18] S. Farah, D. G. Anderson, ve R. Langer, “Physical and mechanical properties of PLA, and their functions in widespread applications — A comprehensive review”, *Advanced Drug Delivery Reviews*, c. 107, ss. 367-392, Ara. 2016, doi: 10.1016/j.addr.2016.06.012.

[19] F. P. Beer, Ed., *Mechanics of materials*, 6. ed. New York, NY: McGraw-Hill, 2012.

[20] A. Öchsner ve M. Merkel, *One-Dimensional Finite Elements*. Cham: Springer International Publishing, 2018. doi: 10.1007/978-3-319-75145-0.

[21] W. Wai-Chi, A. A. Azid, ve B. Y. Majlis, “Formulation of stiffness constant and effective mass for a folded beam”.

[22] S. S. Rao, *Vibration of continuous systems*, Second edition. Hoboken, NJ: Wiley, 2019.

[23] M. Özbaş ve G. Gafurova, “THE PROCEEDINGS BOOK”.

[24] Mead, D. J., “Passive Vibration Control”, John Wiley and Sons, ISBN 0-471-942-3-0

[25] Vogel, S., Cats’ Paws and Catapults, W.W. Norton & Company, New York, NY, 1998.

[26] Wright, O. and Wright, W., “Flying Machine,” U.S. Patent No. 821,393, May 22, 1906.

[27] Taddei, M. and Zannon, E., Text by Domenico Laurenza, “Leonardo’s Machines: Secrets and Inventions in the Da Vinci Codices”, Giunti Industrie Graiche S.p.A, Firenze, Italia 2005.

[28] Canales, Celia Navarro, A. Lara Lopez, José Colín Venegas, Jesús Razo-García and Luz Antonio Aguilera-Cortés. “Optimal Design of Stockbridge Dampers.” (2008).

A
EK

```
function [y1] = myNeuralNetworkFunction(x1)
%MYNEURALNETWORKFUNCTION neural network simulation function.
%
% Auto-generated by MATLAB, 21-Feb-2024 18:12:34.
%
% [y1] = myNeuralNetworkFunction(x1) takes these arguments:
%   x = Qx8 matrix, input #1
% and returns:
%   y = Qx1 matrix, output #1
% where Q is the number of samples.


x1=[10 2070 50 15 95 15 107.5 15];



%#ok<*RPMT0>

% ===== NEURAL NETWORK CONSTANTS =====

% Input 1
x1_step1.keep = [1 2 3 8];
x1_step2.xoffset = [5;1642;25;1];
x1_step2.gain =
[0.133333333333333;0.00107642626480086;0.0266666666666667;0.105263157
894737];
x1_step2.ymin = -1;

% Layer 1
b1 = [-2.0758621837549249278;-1.8445067681209799115;-
1.565980419365497367;-
1.5353559885744481051;0.75006794010867383626;0.84232257292734924459;-
2.3502497059176779004;0.92230071650890099733;1.8567730350251796523;-
3.8842456060591330491];
IW1_1 = [1.5423813010808968826 1.6672493997111450525 -
0.64057285353145787532 1.0478776316894158338;1.5090356720587385642 -
0.97588161216847035817 -1.5528668278131512182
0.39440138279217012984;0.78113821976109842904 2.0295009731169062484 -
1.6124329767292453486 -0.36145624164283507 44;-0.023613924730024590803
-1.7201140192301935805 2.1799473217555109805 -
0.052651467298485583879;-0.79664381710521536828
2.0163561298107914865 -0.21471377103269573272 -
0.32714706747663285791;1.7619126373083791037 0.78641968416566498945
0.40380908528221598486 -0.11406099317190088183;-1.6549581007660443266
```

```
0.22289916325681866094 -1.2529345830468021639
0.85269331246479240782;0.57182594317235135861 -
0.73689726708021974222 2.152477322049413111 -
2.9410547220483973518;0.44298429954068180292 -0.36531970103945299311
1.417579155092508536 -0.37336830742047416587;-0.18181044867871481996 -
1.6271817240498387402 2.5664232626357579292 -0.94515954803786050853];

% Layer 2
b2 = 0.98477751747818076389;
LW2_1 = [-0.16213378022999985761 1.2207652682668552746 -
0.53495181983092943145 -1.4571519155831951231 -1.0834215074740933815
1.3359784526708251562 -0.58885264150626925872
0.044166160224089957842 -2.6848708547100299526
0.21833654348191550154];

% Output 1
y1_step1.ymin = -1;
y1_step1.gain = 0.139124647197285;
y1_step1.xoffset = 0.017402;

% ===== SIMULATION ========

% Dimensions
Q = size(x1,1); % samples

% Input 1
x1 = x1';
xp1 = removeconstantrows_apply(x1,x1_step1);
xp1 = mapminmax_apply(xp1,x1_step2);

% Layer 1
a1 = tansig_apply(repmat(b1,1,Q) + IW1_1*xp1);

% Layer 2
a2 = repmat(b2,1,Q) + LW2_1*a1;

% Output 1
y1 = mapminmax_reverse(a2,y1_step1);
y1 = y1';
end

% ===== MODULE FUNCTIONS ========

% Map Minimum and Maximum Input Processing Function
function y = mapminmax_apply(x,settings)
y = bsxfun(@minus,x,settings.xoffset);
y = bsxfun(@times,y,settings.gain);
y = bsxfun(@plus,y,settings.ymin);
end
```

```
% Remove Constants Input Processing Function
function y = removeconstantrows_apply(x,settings)
y = x(settings.keep,:);
end

% Sigmoid Symmetric Transfer Function
function a = tansig_apply(n,~)
a = 2 ./ (1 + exp(-2*n)) - 1;
end

% Map Minimum and Maximum Output Reverse-Processing Function
function x = mapminmax_reverse(y,settings)
x = bsxfun(@minus,y,settings.ymin);
x = bsxfun(@rdivide,x,settings.gain);
x = bsxfun(@plus,x,settings.xoffset);
end
```

B
EK

K MATRİSİNİN ELDE EDİLMESİ

Aşağıda 33x33 matris gösterilmeye çalışılmıştır.

$a_i: \frac{EA}{L_i}$

$b_i: \frac{EI}{L_i^3}$

$I: \frac{xh^3}{12}$

h: Yay kalınlığı

x: Mekanizmanın yüksekliği

A: Kesit alanı $[mm^2]$

u1	u2	u3	u4	u5	u6	
a1	0	0	-a1	0	0	u1
0	12b1	6b1L1	0	-12b1	6b1L1	u2
0	6b1L1	4b1L1^2	0	-6b1L1	2b1L1^2	u3
-a1	0	0	a1	0	0	u4
0	-12b1	-6b1L1	0	12b1	-6b1L1	u5
0	6b1L1	2b1L1^2	0	-6b1L1	4b1L1^2	u6

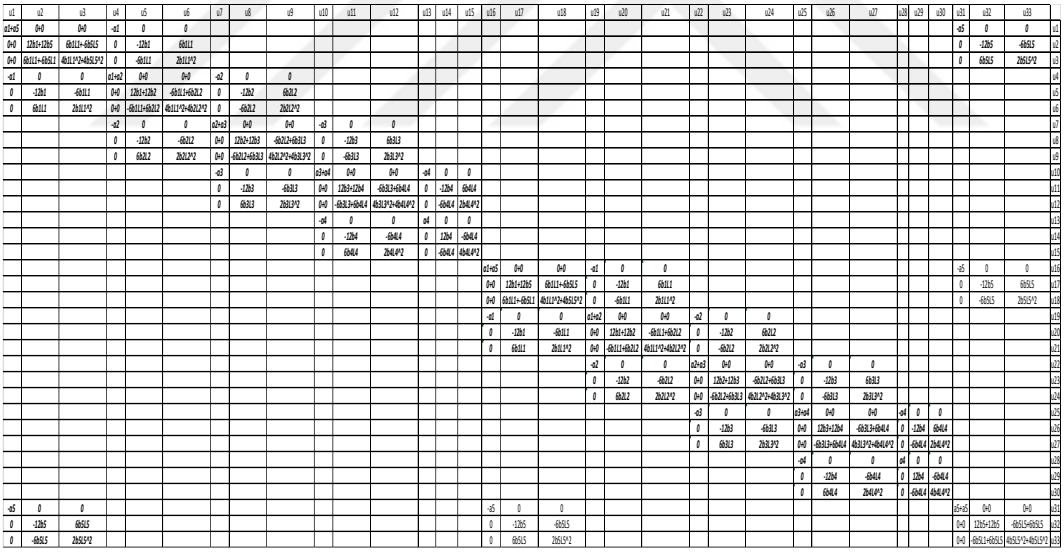
u4	u5	u6	u7	u8	u9	
a2	0	0	-a2	0	0	u4
0	12b2	6b2L2	0	-12b2	6b2L2	u5
0	6b2L2	4b2L2^2	0	-6b2L2	2b2L2^2	u6
-a2	0	0	a2	0	0	u7
0	-12b2	-6b2L2	0	12b2	-6b2L2	u8
0	6b2L2	2b2L2^2	0	-6b2L2	4b2L2^2	u9

u7	u8	u9	u10	u11	u12	
a3	0	0	-a3	0	0	u7
0	12b3	6b3L3	0	-12b3	6b3L3	u8
0	6b3L3	4b3L3^2	0	-6b3L3	2b3L3^2	u9
-a3	0	0	a3	0	0	u10
0	-12b3	-6b3L3	0	12b3	-6b3L3	u11
0	6b3L3	2b3L3^2	0	-6b3L3	4b3L3^2	u12

u10	u11	u12	u13	u14	u15	
a4	0	0	-a4	0	0	u10
0	12b4	6b4L4	0	-12b4	6b4L4	u11
0	6b4L4	4b4L4^2	0	-6b4L4	2b4L4^2	u12
-a4	0	0	a4	0	0	u13
0	-12b4	-6b4L4	0	12b4	-6b4L4	u14
0	6b4L4	2b4L4^2	0	-6b4L4	4b4L4^2	u15

u16	u17	u18	u31	u32	u33	
a5	0	0	-a5	0	0	u16
0	12b5	6b5L5	0	-12b5	6b5L5	u17
0	6b5L5	4b5L5^2	0	-6b5L5	2b5L5^2	u18
-a5	0	0	a5	0	0	u31
0	-12b5	-6b5L5	0	12b5	-6b5L5	u32
0	6b5L5	2b5L5^2	0	-6b5L1	4b5L5^2	u33

u31	u32	u33	u1	u2	u3	
a5	0	0	-a5	0	0	u31
0	12b5	6b5L5	0	-12b5	6b5L5	u32
0	6b5L5	4b5L5^2	0	-6b5L5	2b5L5^2	u33
-a5	0	0	a5	0	0	u1
0	-12b5	-6b5L5	0	12b5	-6b5L5	u2
0	6b5L5	2b5L5^2	0	-6b5L1	4b5L5^2	u3



TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR

Konferans Bildirileri

1. Erdem H., Demir C., (2024), "XY Esnek Mekanizma Temelli Titreşim Sönümleyici Tasarımı", 3. Uluslararası Boğaziçi Bilimsel Çalışmalar Kongresi, 20-21 Ocak 2024, İstanbul-Türkiye, pp.
2. Demir C., Erdem H., Deniz O., Gezer N., "Binalardaki Deprem Titreşimlerini Azaltmaya Yönelik x-y Flexure Mekanizması Tasarımı ve Analizi", 2. Uluslararası Topkapı Bilimsel Araştırmalarda Güncel Gelişmeler Kongresi, 20-21 Ekim 2023, İstanbul-Türkiye, pp.641-661