

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**MİKRO ESNEK BAĞLANTILI KUVVET ARTIMI
MEKANİZMALARININ TASARIMI VE SENTEZİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Ahmet Ekrem SARI**

Anabilim Dalı : Mekatronik Mühendisliği

Programı : Mekatronik Mühendisliği

HAZİRAN 2009

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**MİKRO ESNEK BAĞLANTILI KUVVET ARTIMI
MEKANİZMALARININ TASARIMI VE SENTEZİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Ahmet Ekrem SARI
(518051002)**

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 28 Nisan 2009

Tezin Savunulduğu Tarih : 05 Haziran 2009

**Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Ümit SÖNMEZ (İTÜ)
Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Levent GÜVENÇ (İTÜ)
Doç. Dr. Levent TRABZON (İTÜ)**

HAZİRAN 2009

ÖNSÖZ

Bu çalışmada 1 ve 2 kademeli mikro kuvvet artımı mekanizmaları hem rijit olarak hem de esnek bağlantılı olarak modellenerek hem statik kuvvetler hem de dinamik kuvvetler uygulanarak analizi yapılmıştır. Bunun için Matlab, Simulink ve Ansys programlarından faydalanılmıştır.

Bu tez çalışması ile mikro boyuttaki mekanizmalarla çıkış kuvvetinin arttırılabileceği gösterilmiştir. Bunda, kullanılan esnek girişlerin büyük önemi vardır. Beni bu konuda çalışmaya sevk eden, bilgi ve tecrübeleri ile bana yol gösteren, yardımlarını esirgemeyen çok değerli hocam Yrd. Doç. Dr. Ümit SÖNMEZ'e teşekkürlerimi sunarım. Tez çalışmam sırasında emeği geçen çok sevdiğim dostlarıma, haklarını hiçbir zaman ödeyemeyeceğim sevgili Anneme ve Babama ve Kardeşlerime, bugüne kadar üzerimde emeği olan tüm öğretmenlerime teşekkürü bir borç bilirim.

Haziran 2009

Ahmet Ekrem SARI

Makine Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	iii
İÇİNDEKİLER	v
KISALTMALAR	vii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	ix
ŞEKİL LİSTESİ.....	xi
SEMBOL LİSTESİ	xvii
ÖZET.....	xix
SUMMARY	xxi
1. GİRİŞ	1
1.1 Mekanizma Nedir?	1
1.2 Esnek Mekanizma Nedir?	1
1.3 Esneklik ve Rijitlik.....	3
1.4 Esnek Mekanizmaların Avantajları	5
1.5 Esnek Mekanizmaların Dezavantajları.....	9
1.6 Tarihsel Geçmiş.....	9
1.7 Esnek Mekanizmalar ve Esnek Yapılar.....	10
1.8 Terminoloji.....	11
1.8.1 Bağlantı Çubuğu Tanımı	11
1.8.2 Parça Tanımı	12
1.8.3 Parça ve Bağlantı Çubuğu Karakteristikleri.....	12
1.9 Doğrusal Olan ve Doğrusal Olmayan Eğilmeler.....	13
1.10 Günümüze Kadar Yapılmış Çalışmalar.....	14
2. 1 KADEMELİ MİKRO RİJİT KUVVET ARTIMI MEKANİZMASININ STATİK VE DİNAMİK ANALİZİ	57
2.1 Amaç	57
2.2 1 Kademeli Mikro Rijit Kuvvet Artımı Mekanizmasının Statik Analizi	57
2.2.1 Statik kuvvet denklemlerinin çıkartılması	57
2.2.2 Denklemlerin çözdürülmesi ve sonuçlar	60
2.3 1 Kademeli Mikro Rijit Kuvvet Artımı Mekanizmasının Dinamik Simülasyonu.....	61
2.3.1 Denklemlerinin çıkartılması.....	61
2.3.2 Denklemlerin çözdürülmesi ve sonuçlar	66
3. 2 KADEMELİ MİKRO RİJİT KUVVET ARTIMI MEKANİZMASININ STATİK VE DİNAMİK ANALİZİ	73
3.1 Amaç	73
3.2 2 Kademeli Mikro Rijit Kuvvet Artımı Mekanizmasının Statik Analizi	73
3.2.1 Statik kuvvet denklemlerinin çıkartılması	73
3.2.2 Denklemlerin çözülmesi ve sonuç	79
3.3 2 Kademeli Mikro Rijit Kuvvet Artımı Mekanizmasının Dinamik Simülasyonu.....	82

3.3.1 Denklemlerin çıkartılması	82
3.3.2 Denklemlerin çözdürülmesi ve sonuçlar	91
4. 1 VE 2 KADEMELİ MİKRO ESNEK BAĞLANTILI KUVVET ARTIMI	
MEKANİZMALARIYLA İLGİLİ STATİK VE DİNAMİK ANALİZLER	101
4.1 Amaç.....	101
4.2 Esnek Kollu Mekanizma	101
4.3 Doğrusal Olmayan Yapılar.....	102
4.3.1 Eğrisellik çeşitleri.....	102
4.3.2 Geometrik Eğrisellik	103
4.3.3 Malzeme Eğriselliği	103
4.4 Ansys'e Giriş	104
4.5 ANSYS ARAYÜZÜ	107
4.6 Çözüm Kontrol Ayarının Yapılması	109
4.7 1 Kademeli Mikro Esnek Bağlantılı Kuvvet Artımı Mekanizmasının	
ANSYS 'de Statik Analizi.....	111
4.8 2 Kademeli Mikro Esnek Bağlantılı Kuvvet Artımı Mekanizmasının	
ANSYS 'de Statik Analizi.....	116
4.9 1 Kademeli Mikro Esnek Bağlantılı Kuvvet Artımı Mekanizmasının	
ANSYS 'de Dinamik Analizi	121
4.10 2 Kademeli Mikro Esnek Bağlantılı Kuvvet Artımı Mekanizmasının	
ANSYS 'de Dinamik Analizi	125
5. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	131
KAYNAKLAR.....	133
EKLER.....	137
ÖZGEÇMİŞ.....	151

KISALTMALAR

DFA	: Design for Assembly
DFNA	: Design for No Assembly
PRBM	: Pseudo Rigid Body Model
MEMS	: Mikro Elektro Mekanik Sistemler
SEM	: Scanning Electron Microscope
FEA	: Finite Element Analysis
SUMMIT-V	: The Sandia Ultra-planar, Multi-level MEMS Technology 5
SIMP	: Stochastic Interpolation and Modelling Program
SLP	: Sequential Linear Programming
MMA	: Method of Moving Asymptotes
OC	: Optimality Criteria
CAD	: Computer-Aided Design
PZT	: Piezoceramic
FEM	: Finite Element Method
INSTAR	: Inertially Stabilized Rifle
PVDF	: Polyvinylidene Fluoride
SOI	: Silicon-on-insulator
EAP	: Electroactive Polymers
SMA	: Shape Memory Alloy
GA	: Geometric Advantage
ME	: Mechanical Efficiency
MA	: Mechanical Advantage
DRIE	: Deep Reactive Ion Etching
CMA	: Compliant Mechanical Amplifier

ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 4.1 : Ansys Dosya Tipleri.....	108
Çizelge A.1 : 1 Kademeli Mekanizmanın Matlab'den alınmış verileri.....	139
Çizelge B.1 : 2 Kademeli Mekanizmanın Matlab'den alınmış verileri.....	142
Çizelge C.1 : ANSYS'den alınmış veriler.....	145
Çizelge C.2 : ANSYS'den alınmış veriler.....	147
Çizelge C.3 : ANSYS'den alınmış veriler.....	149

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Rijid mekanizma örnekleri: (a) ileri geri işleyen motor parçası, ve (b) visa kavraması.	1
Şekil 1.2 : Esnek mekanizma örnekleri: (a) yiv mekanizması ve (b) paralel-kavrama mekanizması	2
Şekil 1.3 : Tamamen esnek 4 kollu esnek mekanizma	3
Şekil 1.4 : (a) Esnek yiv mekanizması ve (b) ona ait rijid gövde modeli.....	7
Şekil 1.5 : Esnek metal kalıp kavraması.....	8
Şekil 1.6 : Yüksek doğruluklu esnek mekanizma.....	8
Şekil 1.7 : Bilinen esnek aletler. Bir dosya klipsi, kağıt klipsi, sırt çantası kilidi, kirpik kıvrımcı, ve tırnak makası	8
Şekil 1.8 : Gevşek, gergin ve kullanıma hazır haldeki okulu yay	10
Şekil 1.9 : Üye karakteristikleri: (a) parça karakteristiği, (b) kol karakteristiği.....	13
Şekil 1.10 : a) Geleneksel rijit silecek kanadı, esnek silecek kanadı ile karşılaştırılmıştır. b) Esnek silecek kanadı.....	15
Şekil 1.11 : Yığın esneklik ile mikro esnek dört kollu mekanizma.....	16
Şekil 1.12 : Dağıtım esneklik ile mikro esnek kıvrırma mekanizması	16
Şekil 1.13 : Esnek tabanlı harekete geçirme sistemi (strok amplifikatörü ile kısa strok tarak sürücüsü) şu anda kullanılan tarak sürücülerden oldukça küçüktür.	16
Şekil 1.14 : Strok çoğaltan ile birleştirilmiş elektrostatik aktuatör birim alan başına kuvveti 220 kat arttırmıştır.	17
Şekil 1.15 : (a) Mikro iğne ile entegre edilmiş kuvvet sensörünün (b) Üstte indeks tarama ve altta skala taramanın (c) dikey boşluk görünümünün (2 µm) SEM görüntüleri	18
Şekil 1.16 : 8 esnek Robert mekanizmasının son biçimi, özel mekanizma oluşturmak için yapılandırılmıştır	18
Şekil 1.17 : Son tasarımın katı 3D modeli : Üst nitrid tabakası gösterilmiştir.	19
Şekil 1.18 : Optik mikroskopik resim, rezonansta mevcut aygıtın çıkış kırımları tarafından sürülerek oluşturduğu bulanık örtüyü göstermektedir.	20
Şekil 1.19 : Klasik dönme mafsalları ile amplifikatör mekanizmasının şematığı	21
Şekil 1.20 : Mafsallarda dairesel bükülebilir menteşeler ile amplifikatör mekanizmasının şematığı	21
Şekil 1.21 : Mafsallarda bükülebilir menteşeler ile amplifikatör mekanizmasının çeyrek modeli ve sonlu eleman ağı	21
Şekil 1.22 : Doğrusal harekete geçirme ile bükülgen tabanlı düzlemsel esnek mekanizma	22
Şekil 1.23 : Esnek gerilme aktuatörü	22
Şekil 1.24 : Esnek Amplifikatörün Kavramsal Tasarımı.....	23
Şekil 1.25 : (a) Katı Model, (b) ayrıntılı FEM, ve (c) prototip, GA = 9.63, ME = 37%	23
Şekil 1.26 : Pasif elemanlar, negatif sonuç olarak çıkan eleman gerilmeleri ile elemanların yerine geçmiştir.	25

Şekil 1.27 : INSTAR (INertially STAbilized Rifle - Eylemsizlikle Sabitleştirilmiş Tüfek) tasarım problemi.....	25
Şekil 1.28 : (A) Titreşimli ivme ölçer (B) Optimize edilmiş esnek amplifikatörü içeren alt sistem (C) Simetriden dolayı titreşimli ivme ölçerin sadece yarısı analiz edilmiştir	26
Şekil 1.29 : Amplifikatör mekanizması olarak rijit dirsek sistemi	27
Şekil 1.30 : Amplifikatörü içeren şekil 1(B) ‘nin döndürülmüş tasarım alanı (A) Dikey yer değiştirmeleri önlemek için giriş kuvvetinde bir destek uygulanmıştır. (B) Giriş portunda dönmeleri önlemek için giriş kuvveti etrafına daha fazla destek eklenmiştir	27
Şekil 1.31 : Tek dokunma sensörü için 2-boyutlu sonlu eleman modeli	28
Şekil 1.32 : ANSYS ‘de modellenmiş birleştirilmiş tek sensör.....	28
Şekil 1.33 : Problem Tanımlama	29
Şekil 1.34 : Pozitif ve negatif yönde değiştirilmiş mekanik amplifikatör	30
Şekil 1.35 : Son Prototip	30
Şekil 1.36 : DeneySEL Düzenek: (a) Serbest dönme (b) Engellenmiş Kuvvet	30
Şekil 1.37 : SOI teknolojisi sayesinde üretilmiş 2-kademeli mikro kaldırıcı mekanizması ile titreşimli ivme ölçerin SEM ‘i : (a) Tanıtma, (b) 2-kademeli mikro kaldırıcı mekanizması	31
Şekil 1.38 : Titreşimli ivme ölçerde 2-kademeli mikro kaldırıcı mekanizmasının şematiği	32
Şekil 1.39 : 3 çeşit mikro kaldırıcın sınıflandırılması: (i) giriş ve çıkış arasında yatan pivot ile ilk çeşit; (ii) pivot ve giriş arasında yerleştirilmiş çıkış ile ikinci çeşit; (iii) pivot ve çıkış arasında yatan giriş ile üçüncü çeşit.....	33
Şekil 1.40 : Yüklemeden sonra, iki-kademeli mikro kaldırıcıta giriş eğilmelerinin şematiği. İlk kademe olarak ilk ve ikinci kademe olarak ikinci çeşit mikro kaldırıcı içerir.....	34
Şekil 1.41 : Titreşimli çıkış mikro ivme ölçerinde bileşenlerin düzeni : deneme kütleleri, 2 rezonatör, ve deneme kütlelerinin atalet kuvvetini arttırmak için 4 simetrik tek-kademe ikinci-çeşit mikro kaldırıcı mekanizması....	34
Şekil 1.42 : Mikro-esnek amplifikatör cihazının 3D modeli	36
Şekil 1.43 : Burkulma Kirişi Hareket Amplifikatörünün Şematiği	37
Şekil 1.44 : Statik deneysel düzenek	37
Şekil 1.45 : Topoloji sentezlenmiş kuvvet-çevirici mekanizmaları. Sol : Doğrusal sonlu eleman analizi kullanarak optimize edilmiş ve sağ : doğrusal olmayan sonlu eleman analizi kullanarak optimize edilmiş.....	39
Şekil 1.46 : Lazer mikro-işleme yer değişikliği çevirci	39
Şekil 1.47 : (a) Yüklemeden önce ve sonra ikinci çeşit mikro kaldırıcı; (b) yükleme altındaki mikro kaldırıcın fiziksel modeli	41
Şekil 1.48 : n adet belirlenmiş görev konumlarına ulaşmak için rijit-gövde 4-kollunun sentezi	42
Şekil 1.49 : n adet belirlenmiş denge konumlarına ulaşmak için esnek 4-kollunun sentezi	43
Şekil 1.50 : Prototip	44
Şekil 1.51 : Prototip	44
Şekil 1.52 : Problem tanımlamaları ve son sonuç : (a) Boyut ve şekil optimizasyonu için problem tanımlamaları. (b) Konik giriş elemanları ve şekildeki değişiklikleri gösteren optimize edilmiş sonuç.....	46
Şekil 1.53 : Bir-süre-devam-eden-yer değiştirme-mikro işlemiş amplifikatörün şematiği.....	47

Şekil 1.54 : Kavramsal tasarımların prototipleri (soldan sağa)	48
Şekil 1.55 : Eş değer rijit gövde mekanizmaları.....	48
Şekil 1.56 : Uyarlanabilir esnek sistemin vizyonu. Belirlenmiş tasarım uzayı, dış yükleme koşulları ve istenen mekanik görev ile başlangıç, gömülmüş ve dağıtılmış aktuatörler ve sensörler ile bütünüyle-esnek sistem sentezlenmesi araştırılmıştır	50
Şekil 1.57 : Çifte-Aktuatör Simetrik Hareket Amplifikatörü. $d_{\text{çıkış}}=29.1$ mm. $d_{\text{giriş}}=0.5$ mm / aktuatör. Kesikli çizgiler deforme olmuş yapıyı temsil eder. Sol : Matlab optimizasyon sonuçları. Sağ : ANSYS doğrusal olmayan sonlu eleman analizi	50
Şekil 1.58 : Yer değiştirme amplifikasyonu için çift simetrik 4-kollu topolojiler.....	51
Şekil 1.59 : Yer değiştirme amplifikasyonu için simetrik 5-kollu topolojiler.....	51
Şekil 1.60 : Çift simetrik 4-kollu topolojiye dayanan CMA	52
Şekil 1.61 : Tasarlanmış CMAların farklı profilleri	52
Şekil 1.62 : CMA 'nın prototipi.....	52
Şekil 1.63 : Bütünüyle-esnek kuvvet veya yer değiştirme büyüten mekanizmanın parametrelerle ifade edilmiş modeli	53
Şekil 1.64 : 10 N/m lik çıkış rijitliği kullanılan çıkış kuvvetinin maksimize edilmesi için en uygun tasarım	54
Şekil 1.65 : 10 N/m lik çıkış rijitliği için geometrik avantajın maksimize edilmesi için en uygun tasarım	54
Şekil 2.1 : Tek Kademeli Mikro Rijit Kuvvet Artımı Mekanizması	57
Şekil 2.2 : 2 numaralı çubuğun kapalı cisim diyagramı	58
Şekil 2.3 : R_{32} kolunun gösterimi	58
Şekil 2.4 : R_{12} kolunun gösterimi	58
Şekil 2.5 : 3 numaralı kolun serbest cisim diyagramı.....	59
Şekil 2.6 : R_{23} kolunun gösterimi.....	59
Şekil 2.7 : R_{43} kolunun gösterimi	59
Şekil 2.8 : Kayıcı bloğun serbest cisim diyagramı	60
Şekil 2.9 : Amplifikasyon faktörünün açığa göre değişimi	61
Şekil 2.10 : 1 Kademeli Mikro Rijit Kuvvet Artımı Mekanizması	62
Şekil 2.11 : Vektör Döngü Denklemi İçin Gösterim	64
Şekil 2.12 : Kütle merkezi ivmeleri için görünüm	65
Şekil 2.13 : Giriş Kuvvetinin Zamana Bağlı Olarak Değişen Genliğinin Grafiği.....	67
Şekil 2.14 : Çıkış kuvvetinin zamana göre değişimi	68
Şekil 2.15 : Tutarlılık Hatası.....	68
Şekil 2.16 : Zamana bağlı olarak değişen R_1 uzunluğunun grafiği.....	69
Şekil 2.17 : Açılarının zamana göre değişimi grafiği	70
Şekil 2.18 : Giriş ve çıkış kuvvetlerinin aynı grafikte gösterilmesi	70
Şekil 2.19 : k_{amp} amplifikasyon faktörünün zamana göre değişimi grafiği	71
Şekil 2.20 : Simulinkte oluşturulan model	72
Şekil 3.1 : 2 Kademeli Mikro Rijit Kuvvet Artımı Mekanizması	74
Şekil 3.2 : 2 numaralı çubuğun serbest cisim diyagramı	74
Şekil 3.3 : R_{52} moment kolunun gösterimi	75
Şekil 3.4 : R_{12} moment kolunun gösterimi	75
Şekil 3.5 : 3 numaralı çubuğun serbest cisim diyagramı	75
Şekil 3.6 : R_{23} moment kolunun gösterimi	76
Şekil 3.7 : R_{43} moment kolunun gösterimi	76
Şekil 3.8 : 5 numaralı çubuğun serbest cisim diyagramı	76
Şekil 3.9 : R_{65} moment kolunun gösterimi	77

Şekil 3.10 : R_{25} moment kolunun gösterimi.....	77
Şekil 3.11 : 6 numaralı çubuğun serbest cisim diyagramı	78
Şekil 3.12 : R_{b6} moment kolunun gösterimi	78
Şekil 3.13 : R_{56} moment kolunun gösterimi	78
Şekil 3.14 : Kayıcı Bloğun Serbest Cisim Diyagramı	79
Şekil 3.15 : Açıya bağlı olarak değişen kuvvet amplifikasyonu.....	80
Şekil 3.16 : Açıya bağlı olarak değişen kuvvet amplifikasyonu.....	81
Şekil 3.17 : Açıya bağlı olarak değişen kuvvet amplifikasyonu.....	81
Şekil 3.18 : 1 ve 2 kademeli mekanizmaların kuvvet amplifikasyonları.....	82
Şekil 3.19 : 2 kademeli mikro rijit kuvvet artımı mekanizması.....	83
Şekil 3.20 : 1. vektör döngü denklemi için gösterim	86
Şekil 3.21 : 2. vektör döngü denklemi için gösterim	87
Şekil 3.22 : 1. kütle merkezi ivmeleri için görünüm	89
Şekil 3.23 : 2. kütle merkezi ivmeleri için gösterim.....	90
Şekil 3.24 : Giriş Kuvvetinin Zamana Bağlı Olarak Değişen Genliğinin Grafiği.....	92
Şekil 3.25 : Çıkış kuvvetinin zamana göre değişimi	93
Şekil 3.26 : Tutarlılık Hatası.....	93
Şekil 3.27 : Zamana bağlı olarak değişen R_1 uzunluğunun grafiği.....	94
Şekil 3.28 : Açılarının zamana göre değişimi grafiği	95
Şekil 3.29 : θ_5 açısının zamana göre değişimi	95
Şekil 3.30 : θ_6 açısının zamana göre değişimi	96
Şekil 3.31 : Giriş ve çıkış kuvvetleri aynı grafikte gösterilmiştir.....	97
Şekil 3.32 : k_{amp} amplifikasyon faktörünün zamana göre değişimi grafiği	97
Şekil 3.33 : Simulinkte oluşturulan model.....	99
Şekil 4.1 : Çözüm kontrol ayarını gösteren şekil.....	109
Şekil 4.2 : 1 Kademeli Mikro Esnek Bağlantılı Kuvvet Artımı Mekanizması	111
Şekil 4.3 : Dikdörtgen profil. Burada H yükseklik, B kalınlıktır.....	112
Şekil 4.4 : Tek kademeli mekanizmanın 3-boyutlu görünümü.....	112
Şekil 4.5 : Mekanizmanın yakından görünümü	113
Şekil 4.6 : Tek kademeli mekanizmaya kuvvet uygulandıktan sonraki şekil değişikliği.....	113
Şekil 4.7 : Yer değişikliği – kuvvet grafiği.....	114
Şekil 4.8 : $F_{GİRİŞ}$ - $F_{ÇIKIŞ}$ Grafiği.....	115
Şekil 4.9 : k_{AMP} değerinin zamana göre değişimi	115
Şekil 4.10 : 2 Kademeli Mikro Esnek Bağlantılı Kuvvet Artımı Mekanizması	116
Şekil 4.11 : Mekanizmanın 3 boyutlu görünümü.	117
Şekil 4.12 : Mekanizmanın yakından görünümü.....	117
Şekil 4.13 : İki kademeli mekanizmaya kuvvet uygulandıktan sonraki şekil değişikliği.....	118
Şekil 4.14 : Yer değişikliği – kuvvet grafiği.....	119
Şekil 4.15 : $F_{GİRİŞ}$ - $F_{ÇIKIŞ}$ Grafiği.....	120
Şekil 4.16 : k_{AMP} değerinin zamana göre değişimi	120
Şekil 4.17 : F_{giris} kuvvetinin denklem olarak girilmesi.....	122
Şekil 4.18 : Tek kademeli mekanizmanın şekli	122
Şekil 4.19 : Giriş kuvvetinin zamana göre değişimi.....	123
Şekil 4.20 : Çıkış kuvvetinin zamana göre değişimi.	123
Şekil 4.21 : Giriş ve çıkış kuvvetinin aynı grafik üzerinde gösterilmesi.....	124
Şekil 4.22 : Amplifikasyon faktörünün zamana göre değişimi	124
Şekil 4.23 : 2 kademeli mekanizmanın şekli.	125
Şekil 4.24 : Giriş kuvvetinin zamana göre değişimi	126

Şekil 4.25 : Çıkış kuvvetinin zamana göre değişimi	126
Şekil 4.26 : Giriş kuvveti ve çıkış kuvveti aynı grafikte gösterilmiştir.	127
Şekil 4.27 : Amplikasyon faktörünün zamana göre değişimi.....	127
Şekil 4.28 : Giriş kuvvetinin zamana göre değişimi.....	129
Şekil 4.29 : Çıkış kuvvetinin zamana göre değişimi.	129
Şekil 4.30 : Giriş kuvveti ve çıkış kuvveti aynı grafikte gösterilmiştir.	130
Şekil 4.31 : Amplifikasyon Faktörünün Zamana Göre Değişimi	130
Şekil 5.1 : Esnek girişlerin paralel bağlanması.....	132

SEMBOL LİSTESİ

$F_{ij,x}$	: i çubuğunun (veya yer) j çubuğuna (veya yer) x yönünde uyguladığı kuvvet
$F_{ij,y}$	: i çubuğunun (veya yer) j çubuğuna (veya yer) y yönünde uyguladığı kuvvet
R_x	: Moment kolunun x bileşeni
R_y	: Moment kolunun y bileşeni
θ_i	: Açı
M_i	: Moment
$A_{ci,x}$	: i kolunun x yönündeki kütle merkezi ivmesi
$A_{ci,y}$	: i kolunun y yönündeki kütle merkezi ivmesi
I_i	: Eylemsizlik momenti
α_i	: Açısal ivme
w_i	: Açısal hız
$\dot{r}_i$	: Ötelenme hızı
$\ddot{r}_i$	: Ötelenme ivmesi
k	: Yay katsayısı
V	: Hacim
b	: Kalınlık
h	: Yükseklik
L	: Çubuk uzunluğu
d	: Yoğunluk
m	: Kütle
E	: Elastisite modülü
k_{amp}	: Amplifikasyon faktörü
ε_{ij}	: Birim şekil değişikliği
$[K]$	: Rijitlik matrisi
U	: Yer değişikliği

MİKRO ESNEK BAĞLANTILI KUVVET ARTIMI MEKANİZMALARININ TASARIMI VE SENTEZİ

ÖZET

Mekanizmalar hareket, kuvvet veya enerji iletecek şekilde tasarlanmış direngen cisim topluluklarıdır. Birçok mekanizma bu iletimleri gerçekleştirebilmek için rijit bağlantılardan oluşur. Ancak bu bağlantılar hareket iletimlerinde yüksek hassaslık gerektiren uygulamalarda sorun oluşturmaya başlamıştır. Bağlantılar arasındaki boşluklar, sürtünmeler, aşınmalar vb. nedenler yüzünden bu tür mekanizmaların hassas uygulamalarda kullanımları zorlaşmıştır. Bu yüzden esnek bağlantılı mekanizmalar geliştirilmiştir. Bu mekanizmalar tek parçadan oluşan mekanizmalardır. Yani ara bağlantı elemanları yoktur. Hareket, literatürde “flexure” adı verilen inceltilmiş, geometrisinin ve malzemesinin izin verdiği kadar eğilebilen kirişlerle, eğriliklerle aktarılmaktadır.

Esnek bağlantılı mekanizmalar yüksek hassaslık gerektiren sistemlerde çok yaygın olarak kullanılmaktadır. Çünkü bu tip mekanizmalar yüksek çözünürlülük, sürtünmesiz, düzgün ve sürekli hareket sağlar. Bu tip mekanizmalar aynı zamanda diğer yüksek hassasiyet kazandıran mekanizmalardan maliyeti daha düşük olan sistemlerdir. Bu tip mekanizmaların temel fikri hareketi sağlamak için ilave bağlantı elemanları kullanmamaları, istenilen hareketi esnek elemanların eğilmesiyle sağlamalarıdır.

Bu çalışmada önce 1 ve 2 kademeli mikro rijit kuvvet artımı mekanizmalarının hesaplamaları ve analizi yapılmıştır. Burada matlab ve simulink programlarından yararlanılmıştır. Hem statik analiz hem de dinamik analiz yapılmıştır. Statik analiz sonuçlarında 2 kademeli mekanizmanın kuvvet artımı özelliğinin daha fazla olduğu görülmüştür. Dinamik analiz sonuçlarında ise 1 kademeli mekanizmanın düşük kuvvetlerde daha iyi sonuç verdiği görülmüştür fakat 2 kademeli mekanizmanın daha yüksek kuvvetlerde de sonuç verdiği görülmüştür.

Daha sonra 1 ve 2 kademeli mikro esnek bağlantılı kuvvet artımı mekanizmanın statik ve dinamik analizi yapılmıştır. Burada ansys programından faydalanılmıştır. Yine statik analiz sonuçlarında 2 kademeli mekanizmanın daha yüksek kuvvet artımı özelliği olduğu görülmüştür fakat dinamik analiz sonuçlarında ise 1 kademeli mekanizmanın kuvvet artım özelliğinin daha yüksek olduğu görülmüştür. Bu durum düşük kuvvetler için geçerlidir. Yine 1 kademeli mekanizma daha yüksek kuvvetlere dayanmamaktadır. Bu yüzden 2 kademeli mekanizmanın kullanılması daha uygundur. Ayrıca, ansys çalışmalarında 1 ve 2 kademeli mekanizmaya aynı kuvvet girişi uygulandığında 1 kademeli mekanizmada daha büyük şekil değişimi olduğu görülmüştür. Bu da 2 kademeli mekanizma kullanmanın daha doğru olduğunu gösteren bir durumdur.

DESIGN AND SYNTHESIS OF MICRO COMPLIANT FORCE AMPLIFIER MECHANISMS

SUMMARY

Mechanisms are mechanical devices that are used to transfer motion, force or energy in a mechanical system. Most of the mechanisms consist of rigid links that connected to each other by using proper joints to give the desired motion or to transfer the desired force or energy. Especially rotational joints are used to transfer motion. In the high precision mechanisms, these joints begin to make troubles to the system like backlash, friction etc. So, another type of joint is developed for these high precision mechanisms. These joints are called flexure hinges. Flexures are the thin members that give the relative rotation between two rigid links through bending of the elastic materials.

Compliant mechanisms are widely used in high precision systems, because they provide high resolution, frictionless, smooth and continuous motion. These kinds of mechanisms are also cheaper than the other types of high precision mechanisms. The main idea of this kind of mechanism is that no additional joints are used for creating the motion, the deflection of the flexible elements are used to create the desired motion.

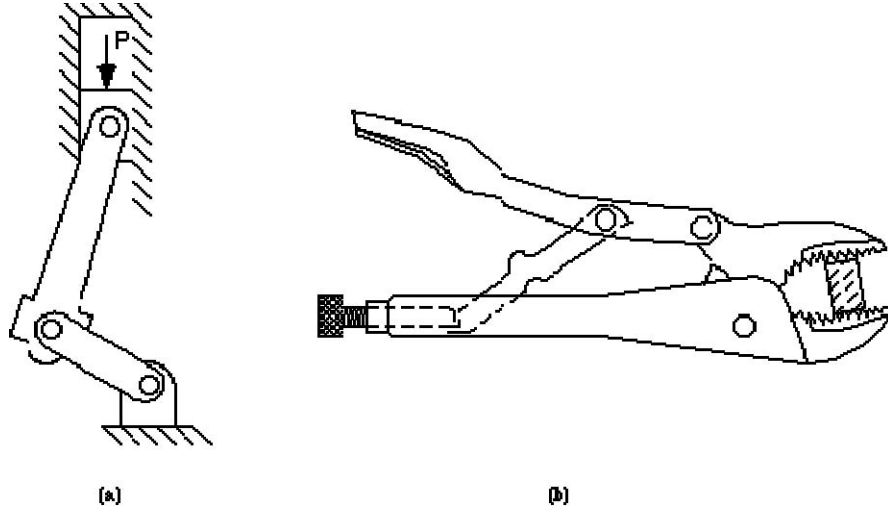
In this study, firstly one and two stage micro rigid force amplifier mechanism equation are found and their analysis are done. Matlab and Simulink programs are used. Both static analysis and dynamic analysis are done. In static analysis results, it can be seen that two stage mechanism has a higher amplification factor than one stage mechanism. In dynamic analysis results, it can be seen that one stage mechanism has a higher amplification factor than two stage mechanism at lower forces but 2 stage mechanism can give responses at higher forces, too.

Then, one and two stage micro compliant force amplifier mechanism's static and dynamic analysis is done. Ansys program is used. Like the rigid mechanisms, in static analysis, it can be seen that two stage mechanism has a higher amplification factor than one stage mechanism but in dynamic analysis, one stage mechanism has a higher amplification factor than two stage mechanism. This situation is for only low forces. One stage mechanism can't give responses at higher forces. So, using two stage mechanism is more suitable. Additionally, in Ansys studies it can be seen that, when same input forces is amplified both one and two stage mechanism, one stage mechanism has a higher displacement than two stage mechanism. So this situation also shows that using two stage mechanism is more accurate.

1. GİRİŞ

1.1 Mekanizma Nedir?

Mekanizma; hareket, kuvvet ya da enerji iletimi veya transferini sağlayan mekanik bir alettir. Şekil 1.1a’da gösterilen ileri geri işleyen motor örnek olarak gösterilebilir. Lineer olarak verilen giriş, çıkışta döner harekete dönüştürülür ve giriş kuvveti de çıkışta torka dönüştürülür. Diğer bir örnek de Şekil 1.1b’de gösterilen visa kavramasıdır. Bu mekanizmada enerji girişten çıkışa iletilmektedir. Sürtünmeden kaynaklanan kayıplar ihmal edilirse, giriş ve çıkış arasındaki enerjini korunacağından çıkıştaki kuvvet girişteki kuvvetten daha büyük olabilir; fakat çıkıştaki yer değişimi girişteki yer değişiminden de daha az olur [1].

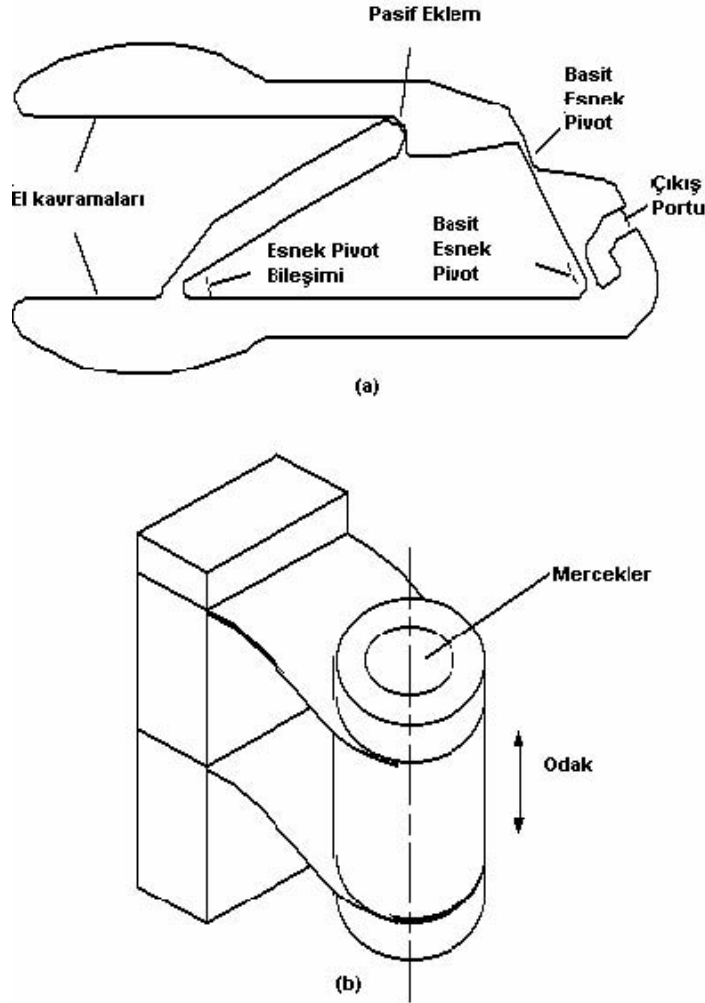


Şekil 1.1 : Rijid mekanizma örnekleri: (a) ileri geri işleyen motor parçası, ve (b) visa kavraması [1].

1.2 Esnek Mekanizma Nedir?

Mekanizmanın tanımı kısaca yapıldıktan sonra “esnek mekanizma nedir?” sorusunun cevabı irdelendiğinde; esnek mekanizmalar da rijit mekanizmalar gibi hareket, kuvvet veya enerji iletimi ya da dönüşümü sağlarlar. Rijit kol mekanizmalarından farkı ise esnek mekanizmalar hareketliliğini sadece oynar eklemlerin yer değişiminden değil aynı zamanda esnek

elemanlarının da yer değişiminden sağlar [2]. Kısacası, esnek mekanizmalar hareketliliğini üyelerinin esnekliği yardımı ile sağlar [3] .

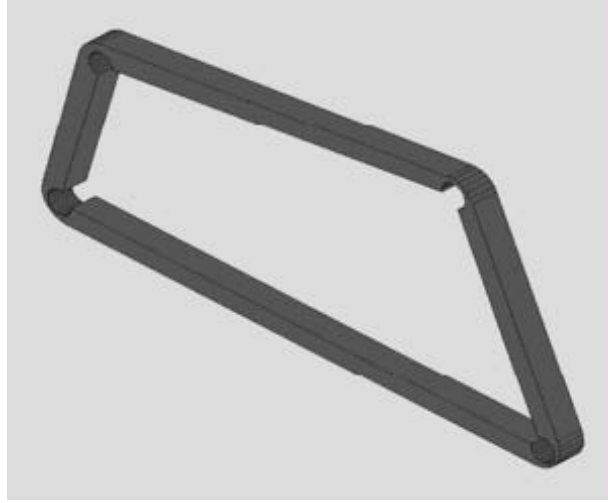


Şekil 1.2 : Esnek mekanizma örnekleri: (a) yiv mekanizması ve (b) paralel-kavrama mekanizması [1].

Şekil 1.2.a’da örnek bir esnek yiv mekanizması görülmektedir. Tıpkı visa kavramasında olduğu gibi yiv mekanizmasında da giriş kuvveti çıkış portuna iletilmektedir. Tek fark ise enerjinin bir kısmının gerinme enerjisi olarak esnek üyelerce depolanmasıdır. Belirtilmesi gereken önemli bir nokta, eğer bu alet tamamen rijit olsaydı hareketliliği olmayacaktı ve bundan dolayı bir yapı olarak nitelendirilecekti. Şekil 1.2.b’de gösterilen paralel guiding mekanizmasında da merceğin odaklanması için esnek elemanlara ihtiyaç duyulmuştur [1] .

Bir esnek mekanizmanın tamamen veya kısmen esnek olması mekanizmada geleneksel kol ve eklemlerin olup olmamasına bağlıdır. Şekil 1.3’de tamamen esnek,

dört kollu mekanizma görülmektedir. Tamamen esnek mekanizmaların, parçalarının montajlanmasına ihtiyacı yoktur [4] .



Şekil 1.3 : Tamamen esnek 4 kollu esnek mekanizma [3].

1.3 Esneklik ve Rijitlik

Doğada var olan nesnelerin dizaynı ile insanların dizaynı arasında birçok fark vardır. Bu farklardan biri ‘üretim’ yollarıdır. Doğal nesneler monte edilerek üretilmemişlerdir, bunun yerine tek bir parça halinde oluşturulmuşlardır. Bu üretim şekli şüphesiz yeni bir parçanın oluşturulmasında en iyi üretim yoludur. Buna karşılık, mühendisler, ayrı ayrı üretilen farklı parçaları monte ederek imal yolu kullanırlar. Doğadaki gibi tek parça üretim şekline sahip bir üretim yolu bulunmamaktadır. Buna rağmen doğada bulunan nesneleri taklit etme şansına sahibiz. Tamamını olmasa da bazı mekanizmalar montajsız, tek parça halinde üretilbilirler.

Doğada bulunan nesnelerin yaratılışlarıyla insanların üretimleri arasındaki en önemli fark, tamamen doğada yaratılan şeylerin biyolojik olarak büyümeleri değildir. En önemli fark, en azından bazı ölçülerce, farklı dizayn parametreleridir. Geleneksel olarak mühendislikte üretilen parçaların rijit ve sağlam olması istenir. Doğada ise bunun yanı sıra sağlam ve esnek olarak üretilir. Sertlik ve sağlamlık diyebileceğimiz mukavim olma aynı anlama gelmezler. Sertlik; bir şeyin yük altında ne kadar eğildiğinin, hareket ettiğinin ölçüsüdür. Mukavimlik ise eğilmenin olabilmesi için ne kadar kuvvete ihtiyaç olduğunun ölçüsüdür. Esnek ve mukavim şeyler yapmak mümkündür. Doğa hareket edebilen mekanizma çeşitleri ile sınırlandırılmıştır çünkü

mekanizma bütün olarak birleştirilmiştir [3]. Esneklikten faydalanılarak kullanılabilir enerjinin yardımcı ve karmaşık hareketlere dönüştürülmesi doğadaki canlı organizmalarda görülebilir. Örnek vermek gerekirse, eğer pirenin bacakları esnek olarak dizayn edilmeseydi, kasları hızla zıplayacak enerjiyi serbest bırakamazdı. Bit kaslarındaki iş enerjisini esnek eklemlerinde depolanan gerinme enerjisine çevirerek daha hızlı açığa çıkmasını sağlamış olur. Birçok böcek kanatlarını çırpabilmek için esnekliğe ihtiyaç duyar [1].

Doğa esnekliği kullanarak gelişmeyi sağlarken mühendislik dünyası geleneksel olarak kendini rijit yapı ve mekanizmalarla sınırlandırmıştır. Esnekliğin ve uyumluluğun gerekli olduğu yerlerde ise rijit elemanlar ve harekete geçiren elemanlar esnekliği simüle etmede kullanılırlar.

Esnekliğin etkileri bilimsel ve mühendislik alanlarında fazlaca kullanılabilirler ve daha fazlası doğayı inceleyerek öğrenilebilir. Tasarımdaki esneklik genellikle daha basit imalata sebep olur ve montaj gereksinimini ortadan kaldırabilir. Elastik deformasyonu tercih edilen efekt olarak kullanmak yeni bir mühendislik uygulaması değildir. Çok eski zamanlarda ok atmak için kullanılan büyük yaylar ve taş atmak için kullanılan sapanlar basit fakat etkileyici örneklerdir. Şampuan şişesinin kapağı gibi günlük ürünlerde de esnek mekanizmalar karşımıza çıkabilir. Bu tarz mekanizmalar kendilerini çevreleyen yapılarla çok iyi entegre edildiklerinden dolayı dışarıdan bakıldığında sanki mekanizma değillermiş gibi görünürler.

Yapılan araştırmalara göre birçok fabrikada toplam üretim maliyetinin yüzde kırk ile ellisini parçaların montaj kısmı tutmaktadır. Bundan dolayı tasarımcılar her zaman parça sayısını azaltarak montaj masrafını aza indirmeyi ve ürün kalitesini geliştirmeyi hedef almaktadırlar. Montajlı tasarım metotları (DFA) parça sayısını azaltarak maliyeti düşürmek ve ürün kalitesini geliştirmek için bulunmuştur. DFA metodunun ana noktalarından biri parça sayısını azaltmak için, eğer parçalar arasında nisbi hareket yoksa, parça birleşimini geliştirmektir. Montajsız üretim metodunda (DFNA) ise eğer parçalar arasında nisbi hareket küçükse, eklemsiz esnek mekanizmalar kullanılarak monolitik aletlerle nisbi hareketli parçalar birleştirilebilir.

Küçük aralıkta nisbi hareketli parça dizaynında DFNA metodu kullanılarak birçok fayda sağlanmış olur. Örnek olarak tel zimba tek parça esnek mekanizma şeklinde dizayn edilebilir. DFA metodundan öğrenilen derslerden biri parça sayısı azaldığında bütünleşmiş dizaynın kompleksliği ve imalatı artmaktadır. Buna rağmen DFNA

metodu, kapılarını imalat masrafının artmasından kaynaklanan potansiyel tehlikelerden kaçınmak suretiyle yeni imalat yöntemlerine açmıştır.

Tek parça üretimin imalat avantajının yanı sıra esnekliğin kullanılmasının başkaca yararları daha vardır. Gerçek yaşam koşullarında, elastik deformasyon, rijid mekanizmalarda bile, kaçınılmazdır. Dizaynda, üretimde, kontrolde ve bakımda ortaya çıkan belirsizlikler ek bir maliyet olarak hesap edilmelidir.

Geleneksel mekanizmaların rijit gövde hareketine karşı esnek mekanizmalar, istenilen hareketi elastik deformasyona uğratarak ileten mekanizmalardır. Esnek mekanizma tanımı, elastik elemanların yalnızca bir yay gibi kullanıldığı dizaynları çevreler. En az mekanik komplekslikle geniş ölçüde kuvvet deformasyon karakteristiklerinin elde edilmesi, hareketin ilk kaynağının elastik deformasyondan kaynaklanması sonucudur.

1.4 Esnek Mekanizmaların Avantajları

Mekanizmalar hareket, kuvvet veya enerji iletecek şekilde tasarlanmış direngen cisim topluluklarıdır. Bir çok mekanizma bu iletimleri gerçekleştirebilmek için rijit bağlantılardan oluşur. Ancak bu bağlantılar hareket iletimlerinde yüksek hassaslık gerektiren uygulamalarda sorun oluşturmaya başlamıştır. Bağlantılar arasındaki boşluklar, sürtünmeler, aşınmalar vb. nedenler yüzünden bu tür mekanizmaların hassas uygulamalarda kullanımları zorlaşmıştır. Bu yüzden esnek bağlantılı mekanizmalar geliştirilmiştir. Bu mekanizmalar tek parçadan oluşan mekanizmalardır. Yani ara bağlantı elemanları yoktur. Hareket, literatürde “flexure” adı verilen inceltilmiş, geometrisinin ve malzemesinin izin verdiği kadar eğilebilen kirişlerle, eğriliklerle aktarılmaktadır. Bu uzuvlar hareketleri sınırlandırılmış rulmanlar olarak da düşünülebilirler[1].

Esnek Bağlantılı mekanizmalar aslında yaşamımızda bir çok alanda da kullanılmaktadır. Cımbızlar, ataçlar, emniyet kemerlerinin kilitleri, tırnak makasları gibi bir çok kullandığımız alet birer Esnek Bağlantılı mekanizmadır[2].

Mikro sistemlerde Esnek Bağlantılı mekanizmalar çokça kullanılmaktadır. Mikro montaj istasyonlarında mikron seviyesindeki parçaları manipule etmek için tasarlanan birçok mikro tutucu da Esnek Bağlantılı mekanizmadır. [3],[4] ve [5] de Esnek Bağlantılı mekanizmalı mikro tutucular tasarlanmıştır.[6]’da tasarlanmış olan

nano konumlandırıcı da nano teknoloji ve optik sensörlerde kullanılmak üzere tasarlanmış bir Esnek Bağlantılı mekanizmadır. Ayrıca bu tür mekanizmalar kullanılarak iki kararlı durumu olan sistemler de elde edilmiştir. Bu tip mekanizmalar mikro [7] ve makro [8] uygulama alanlarında anahtar olarak kullanılmıştır.

Esnek mekanizmalar birçok sebepten dolayı belirli uygulamalarda kullanılırlar. Esnek mekanizmaların avantajları iki kategoride incelenebilir. Bunlar;

1. Maliyet azalması (parça sayısında azalma, montaj zamanında azalma, üretim sürecinde basitlik)
2. Performans artışı (hassasiyetin artması, güvenilirliğin artması, aşınmanın azalması, ağırlığın azalması ve bakımın azalması)

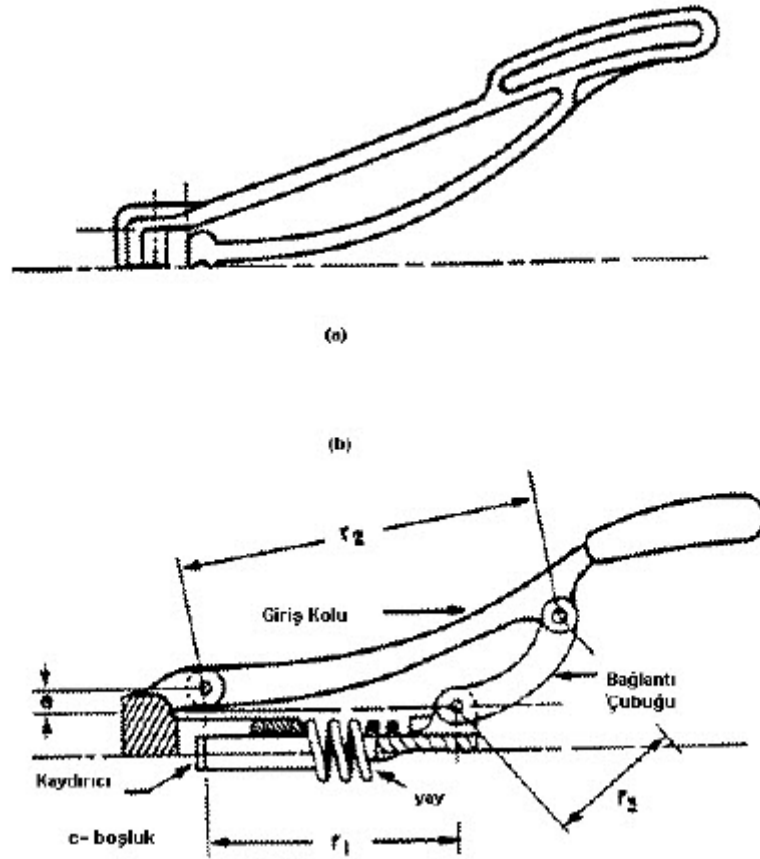
Parça sayısının az olması, parçalardan çoğunun esnek olduğu varsayılırsa, esnek mekanizmaların hafif aletler olmasını sağlar. Rijit gövde eklemlerinin azaltılması sürtünmenin, aşınmanın ve gürültünün azalmasını sağlar. Son olarak esnek mekanizmalardaki bükülebilme özelliğiyle, mekanizma aşırı yükleri yapısal yetersizlik göstermeden soğurabilir [3] .

Rijit gövde elemanlarına nispeten çok daha az parça gereksinimine sahip olması esnek mekanizmaları daha cazip hale getirmiştir. Şekil 1.4’de esnek yiv mekanizması ve rijit gövde modeli gösterilmiştir. Şekilden de görüleceği gibi tamamen esnek olarak üretilen mekanizmadaki parça sayısı rijit olarak üretilen mekanizmaya oranla çok daha azdır. Parça sayısında azalma üretim ve montaj zamanını azaltacağı gibi üretim masrafını da azaltır. Ekleme sayısının azalması mekanizma ağırlığının azalmasına neden olur. Ağırlığın azalması uzay araçlarında kullanılmasını sağlar. Esnek mekanizmaların diğer bir avantajı minyatürleştirilmelerinde kolaylık sağlamalarıdır.

Ayrıca esnek mekanizmalar daha az sayıda oynar eklemlere sahiptir. Bu da aşınmanın ve yağlama gereksiniminin daha az olmasını sağlar. Bu özellik kolay ulaşılamayan veya kötü ortamlarda çalışan mekanizmalar için çok önemli karakteristiklerdir. Kötü ortamlarda çalışan esnek mekanizmaya örnek Şekil 1.5’de gösterilmiştir. Bu basit kavrama aleti proses sırasında bilgisayar çipi gibi metal bir kalıbı herhangi bir kuvvet uygulamadan tutar. Böylelikle metal kalıp birçok kimyasal arasından zarar görmeden taşınır. Ekleme sayısının azalması mekanizma içindeki boşluk miktarını azaltacağından mekanizmanın doğruluğunun artmasını sağlar. Şekil

1.6’da yüksek kesinlikli esnek mekanizmaya bir örnek gösterilmiştir. Hareket birleştirilen parçaların sürtünmesinden ziyade eğilmesinden kaynaklandığından dolayı titreşim ve gürültü azaltılmış olur.

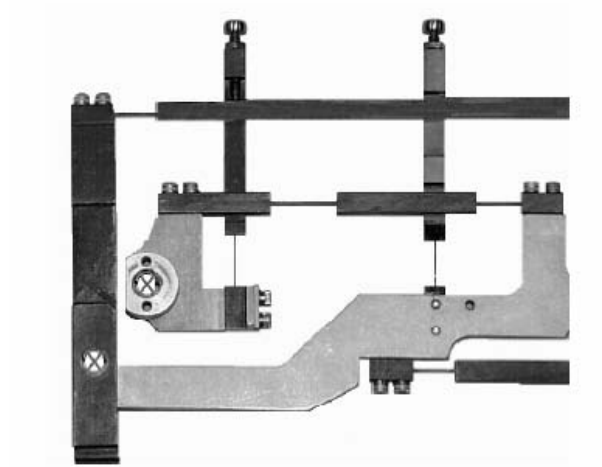
Esnek mekanizmalar esnek üyelerin eğilmesine bağlı olduğundan, enerji esnek üyelerde gerinme enerjisi şeklinde depolanır. Depolanan bu enerji tıpkı yaydaki gerinme enerjisi gibidir ve esnek mekanizma dizaynında bu yay etkisi dahil edilir. O halde, enerji daha sonra serbest bırakılmak veya farklı hareketi gerçeklemek için kolaylıkla depolanır veya dönüştürülür. Bunun en basit örneği yay ve ok sistemidir. Okçu yayı gerdiği anda yayda enerji depolanır ; ve okun serbest bırakılmasıyla gerinme enerjisi kinetik enerjiye dönüştürülmüş olur. Bu tarz enerji depolama karakteristiği, belirli kuvvet-yer değişimi özelliklerine sahip mekanizma tasarımında kullanılabilir. Şekil 1.7’de ise esnek aletlerin en bilinenleri gösterilmiştir [1].



Şekil 1.4 : (a) Esnek yiv mekanizması ve (b) ona ait rijit gövde modeli [1].



Şekil 1.5 : Esnek metal kalıp kavraması [1].



Şekil 1.6 : Yüksek doğruluklu esnek mekanizma [1].



Şekil 1.7 : Bilinen esnek aletler. Bir dosya klipsi, kağıt klipsi, sırt çantası kilidi, kirpik kıvrımcı, ve tırnak makası [1].

1.5 Esnek Mekanizmaların Dezavantajları

Esnek mekanizmaların birçok avantajının yanı sıra bazı uygulamalarda dezavantajları da bulunmaktadır. Belki de en önemli dezavantajı esnek mekanizmaların analizinde ve dizaynında oluşabilecek zorluklardır. Mekanizma analiz ve sentez metotları ve esnek parçaların eğilmesi hakkında bilgi sahip olunması gerekebilir. Esnek mekanizmalarda iki gövdenin birleşiminde bilinmesi gerekenler sadece ikisinin de ayrı ayrı anlaşılması değil, kompleks durumlarda birbirleriyle etkileşimlerinin de bilinmesi gerekir. Birçok esnek çubuk büyük eğilmelere maruz kalacağından lineerleştirilmiş giriş denklemleri geçersiz olur. Bundan dolayı, büyük eğilmeleri hesap edebilmek için lineer olmayan denklemler kullanılmaktadır. Bütün bu zorluklardan dolayı geçmişte birçok esnek mekanizma deneme yanılma yöntemiyle dizayn ediliyordu. Böyle metotlar basit mekanizmalar için kullanılıyordu. Esnek mekanizmaların birçok üstün özellikleri olmasına rağmen analizlerinin rijit mekanizmalara göre daha zor olması kompleks mekanizmalarında tercih edilmesini zorlaştırmaktadır.

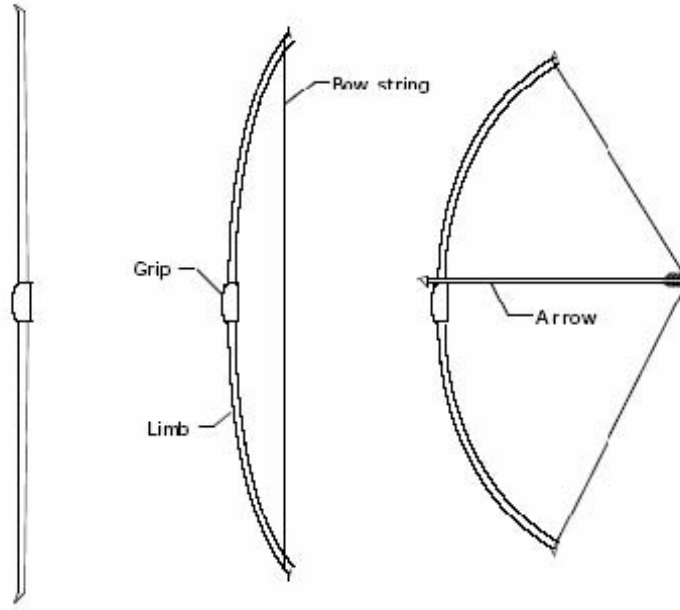
Enerjinin esnek elemanlarca depolanması bir avantaj olarak nitelendirilir. İçinde yay olan mekanizmaları sadeleştirmek, kuvvet-eğilme ilişkisini elde etmek, ve mekanizma tarafından elde edilen ya da iletilen enerjiyi depo etmek için kullanılır. Bununla beraber bazı uygulamalarda esnek elemanlar tarafından enerji depolanması bir dezavantaj olabilir. Örnek vermek gerekirse, eğer bir mekanizmanın fonksiyonu enerjiyi girişten çıkışa iletmekse, enerjinin bir kısmı esnek elemanlarca depolanacağı için tamamı iletilemeyecektir. Bu da bir dezavantaj oluşturacaktır.

Yorulma analizi esnek mekanizmalarda rijit gövde eşlerine nazaran daha önemli bir sorun oluşturmaktadırlar. Çünkü esnek mekanizmalar kullanıldığında, esnek üyeler periyodik olarak yükleneceğinden istenilen fonksiyonları yerine getirebilmesi için gerekli yorulma ömrüne sahip olması gerekir [1].

1.6 Tarihsel Geçmiş

Yaklaşık bin yıldır enerji depolayan ve hareket oluşturan esnek mekanizmalar kullanılmaktadır. Verilebilecek en güzel örnek arkeolojik kazılar sonucu bulunan M.Ö. 8000 yılında kullanılmaya başlanan oklu yaylardır (Şekil 1.8). İlk silah ve de avlanma amacı güden bu yaylar, ilk olarak ağaçtan ya da hayvan eklemlerinden

yapılmıştır. Yayda depolanan gerilme enerjisi, oku fırlatabilecek kinetik enerjiye dönüştürülür. Diğer bir örnek de M.Ö dördüncü yüzyılda ilk defa Yunanlılar tarafından kullanılmaya başlayan sapandır. Enerji depolamak ve bu enerjiyi, taşı fırlatmak için serbest bırakmakta kullanılan sapan da ilk başlarda ağaçtan yapılıyordu.



Şekil 1.8 : Gevşek, gergin ve kullanıma hazır haldeki okulu yay [1].

Esnek mekanizmalar ölçme aletlerinde de yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Örnekleri yüksek kesinlikli şarj pillerine sahip kuvvet ölçme ve basınç ölçmek için kullanılan Bourdon tüplerinde görülmektedir.

Son on yıldır esnek mekanizmaların kullanılarak fonksiyonlarını yerine getiren ürün sayısı artmıştır. Bu, esnek mekanizmaların kullanılabilmesi için daha güçlü ve güvenilir malzemeler geliştirilmesi sonucudur [1].

1.7 Esnek Mekanizmalar ve Esnek Yapılar

Esnek mekanizma ve esnek yapı arasındaki farkı anlayabilmek için esnek, yalnız bir ucu destekli kiriş göz önüne alınabilir. Trampfen buna örnek olarak verilebilir. Trampfendeki dalgıcın atlama hareketiyle oluşan kinetik enerji, kirişte gerinme enerjisine dönüştürülür ve dalgıcın atlamasıyla tekrar kinetik enerjiye dönüşür. Mekanizmanın alet tanımından yola çıkılırsa, enerjiyi bir halden başka bir hale dönüştürme ya da hareket iletimi sağlama, trampfen bir mekanizma olarak

nitelendirilmeye hak kazanır. Bu işlevi yerine getirebilmek için daha kompleks rijit bir gövdeye rijit kollar ve bir yay eklenerek aynı mekanizma elde edilebilir.

Elektrik motorunda fırça ile komütatör arasında kontakt sağlayan, esnek yalnız bir ucu destekli kiriş kullanılabilir. Bu alet işlevini herhangi bir güç ya da kuvvet iletimi olmaksızın sağladığı için esnek yapı olarak sınıflandırılır.

Yukarıda verilen iki örnek de esnek, yalnız bir ucu destekli kirişti; fakat yapı veya mekanizma sınıflandırılmaları işlevlerine bağlı olarak yapılır [1].

1.8 Terminoloji

Rijit gövde mekanizmaları birbirlerine pin ya da sürgülerle mafsallanan kinematik çiftlerle bağlanan rijit kollardan oluşur. Bu elemanlar kolaylıkla ayırt edilebilir ve karakterize edilebilir. Esnek mekanizmalar hareketlerini esnek elemanlarının eğilmesiyle sağladığı için zincir ve eklem bileşenlerini birbirinden ayırmak kolay değildir. Bunu yapabilmek için dizayn ve analiz konusunda kesin bilgiye sahip olunması gerekir [1].

1.8.1 Bağlantı Çubuğu Tanımı

Bir ya da daha fazla kinematik çift yüzeylerinin bölünmeden bağlanmasına bağlantı çubuğu denir. Dönel mafsallar ve prizmatik mafsallar kinematik çiftler için örnek oluştururlar. Mekanizmayı mafsallarından sökerek geriye kalan kollar sayıldığında bağlantı çubukları tanımlanabilir.

Eğer bildiğimiz mafsallar bağlantı oluşturulmamışsa bu tarz mekanizmalara “tümüyle esnek mekanizma” denir. Çünkü mekanizmanın bütün hareketi esnek elemanların eğilmesiyle olur. Bir ya da daha fazla kinematik çift içeren esnek mekanizmalara ise “kısmi esnek mekanizmalar” denir.

Rijit linklerde, eklemler arasındaki mesafe sabittir ve kuvvet uygulanıp uygulanmamasına bakılmaksızın, bağlantı çubuğunun şekli önem arz etmez. Esnek linklerde ise durum farklıdır. Esnek kolun ne kadar hareket edeceği; çubuğun geometrisine, konumuna, ve ne kadar kuvvet uygulandığına bağlıdır. Bu farktan dolayı esnek çubuk yapısal ve işlevsel tipiyle beraber tanımlanır.

Yapısal tipi dışarıdan herhangi bir kuvvet etkilediği zaman belirlenir ve rijid kolların tanımlanmasıyla aynıdır. 2 mil mafsallı rijit bir kol “ikili kol” olarak

tanımlanır. 3 ya da 4 mil mafsallı rijit kollar ise “üçlü” veya “dörtlü kol” olarak tanımlanır. 2 mil mafsallı esnek mekanizmalar da ikili kolla aynı yapıya sahip olduğundan bunlara “yapısal ikili kol” denir ve diğerleri için de benzer durum söz konusudur.

Bir kolun işlevsel tipinde ise yapısal tipi ve pseudo kol sayısı birlikte ele alınır. Yürek mafsallı, esnek parçaya yük uygulandığı zaman ortaya çıkar. Esnek kola mafsalların dışında herhangi bir yerden kuvvet uygulandığı zaman davranışı çarpıcı bir şekilde değişir. Yapısal ikili kola, mafsallar üzerine kuvvet ya da moment etkiğinde kol için “işlevsel ikili kol” denilir. 3 mafsallı esnek kola yapısal üçlü denildiği gibi eğer kuvvet ya da moment mafsallar üzerinden etkiyorsa “işlevsel üçlü kol” adını alır. Aynı şey dörtlü link için de geçerlidir. İkili mafsallı birleşimine sahip bir kolda kuvvet esnek parça üzerine etkiyorsa bu kol “yapısal ikili” ve “işlevsel üçlü”dür. Bunun nedeni de kuvvetten dolayı eklenen yürek mafsalıdır [1].

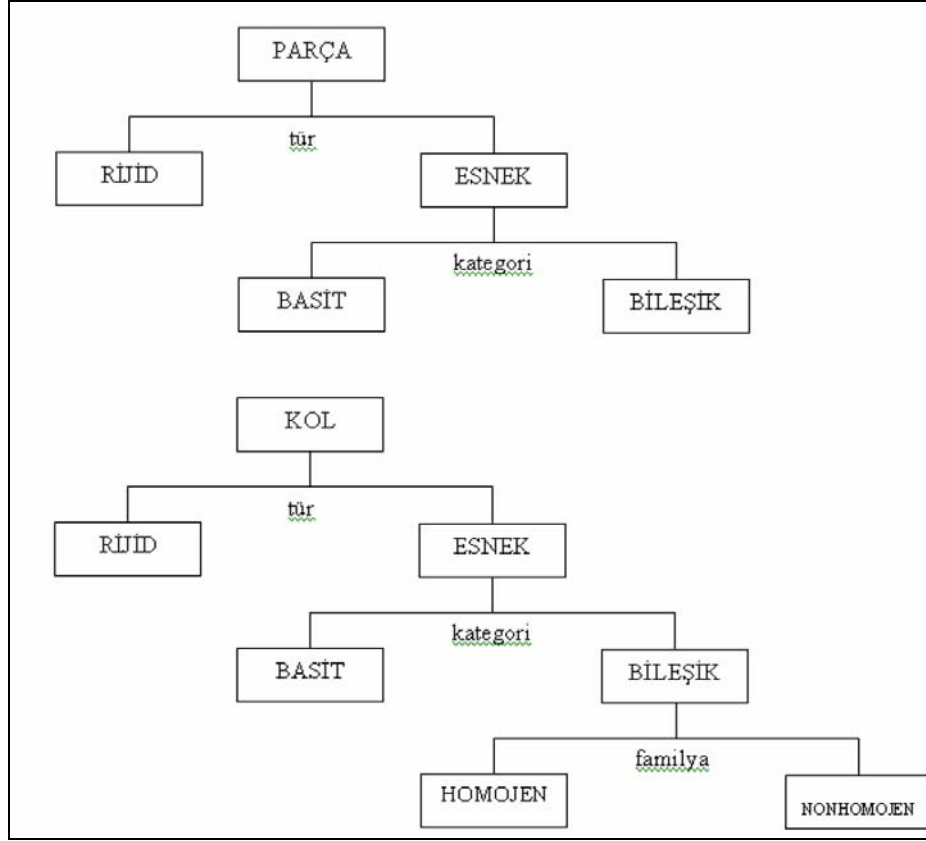
1.8.2 Parça Tanımı

Daha önce verilen bağlantı çubuğu tanımı rijit gövde kinematiğiyle ne kadar uyumlu olsa da esnek kol için yeterli bir tanımlamaya sahip değildir. Esnek kol üzerine etkiyen kuvvet ya da moment çubuk üzerinde deformasyona sebep olacağından mekanizmanın hareketini de etkiler. Deformasyonu etkileyen bağlantı çubuğunun karakteristikleri; kesit alan özellikleri, malzeme özellikleri, uygulanan yük ve yer değişiminin miktar ve yer değişimini de kapsar. Bundan dolayı esnek bir kol, ilaveten parçalarla karakterize edilir.

Bir kol, bir ya da daha fazla parçadan oluşabilir. Parçalar arasındaki farklılık karar verme konusudur ve yapı, fonksiyon, veya mekanizmanın yüklenmesine bağlıdır. Malzemedeki süreksizlik ve geometrik özellikler, parça bitiş noktalarını temsil eder [1].

1.8.3 Parça ve Bağlantı Çubuğu Karakteristikleri

Her parçanın ve kolun karakteristikleri ayrı ayrı tanımlanabilir. Bir parça rijit ya da esnek olabilir. Buna parçanın türü denir. Ayrıca esnek parça da kendi içinde bölümlere ayrılır: basit ya da bileşik. Buna da parçanın kategorisi denir. Basit parça; düzdür, sabit malzeme özelliğine ve sabit kesit alanına sahiptir. Bu özelliklerin dışındaki tüm parçalar bileşiktir.



Şekil 1.9 : Üye karakteristikleri: (a) parça karakteristiği, (b) kol karakteristiği [1].

Bir kol; bir ya da daha fazla parçadan oluşabilir, rijit ya da esnek olabilir. Rijit bir kolun daha fazla kategoride incelenmesine gerek yoktur. Esnek bir kol ise basit ya da bileşik olabilir. Bileşik bir kol da homojen veya homojen olmayabilir. Bu onun familyasını belirler. Homojen bir link ya tamamen rijit parçalardan oluşur ya da tamamen esnek parçalardan oluşur. Bundan dolayı, rijit kollar ve basit esnek kollar homojen linkler için özel durum oluştururlar. Homojen olmayan kollar ise rijit ve esnek parçalardan ikisini de içerir [1].

1.9 Doğrusal Olan ve Doğrusal Olmayan Eğilmeler

Birçok eğilme analizinde eğilmenin yapının ebatlarına nazaran çok küçük olduğu, malzemenin elastik olduğu ve gerilmenin gerinmeyle doğru orantılı olduğu varsayılır. Bu varsayımlar, denklemleri doğrusallaştırırken sadeleştirmede etkilidir. Birçok yapısal uygulamada; eğilme küçüktür, gerilme elastik sınırın altındadır, ve doğrusal denklemler kullanıldığında doğru sonuçlar elde edilir. Buna rağmen yapısal doğrusal olmayan durumlar da mevcuttur ve bu varsayımlar geçersiz kabul edilir. Bu durumda doğrusal olmayan bir analiz metodu geliştirilmelidir.

Yapısal doğrusal olmama ikiye ayrılır: malzemenin doğrusal olmaması ve geometrinin doğrusal olmaması. Gerilmenin gerinmeyle doğru orantılı olmadığı durumlarda, Hooke kuralının geçersiz olması, malzemeden kaynaklanan doğrusal olmama ortaya çıkar. Malzemeden kaynaklanan doğrusal olmamaya örnek olarak plastisite, lineer olmayan elastiklik, hiperelastiklik, ve sürünme verilebilir.

Geometrik doğrusal olmama ise, eğilmenin problemin niteliğini değiştirdiği durumlarda ortaya çıkar. Geometrik doğrusal olmamaya örnek olarak büyük eğilme, gerilme sertleşmesi ve büyük gerilme gösterilebilir. Eğer gerinme geometride alan ve kalınlık gibi belirgin değişikliklere sebep oluyorsa gerilmenin büyük olmasından kaynaklanan doğrusal olmama nazara alınmalıdır. Yapının sertliği eğilmenin bir fonksiyonu olduğu zaman gerilme sertleşmesi oluşur.

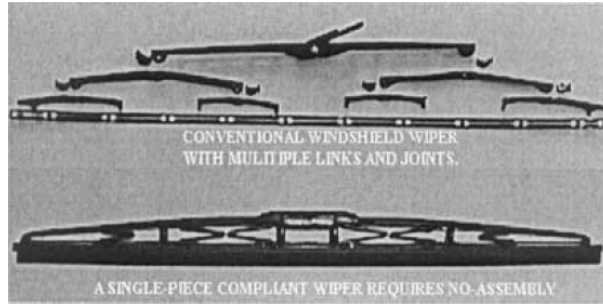
Fazla eğilmeden kaynaklanan geometrik doğrusal olmama esnek mekanizmalarda geniş ölçüde karşılaşılan bir durumdur. Büyük eğilme analizlerinde, gerinme küçük varsayılır ama bütünde eğilme fazladır.

Doğrusal olmayan analizlerde yükün korunabilir olup olmadığının tespit edilmesi önemlidir. Korunma problemi, son eğilmenin yükün derecesinden ve artışından bağımsız olmasıdır. Korunabilir sistemin potansiyel enerjisi sadece son eğilmeye bağlıdır, o eğilmenin elde edilme yoluna bağlı değildir. Bu bilgi, çözüm metodunun yaklaşım karakteristiklerini geliştirebilecek şekilde yükü arttırarak, korunabilir sistemlerin analizini basitleştirmede kullanılır. Geometrik doğrusal olmama ve doğrusal olmayan elastiklik korunabilir problemlere örnek teşkil eder. Eğer sistemin enerjisi takip edilen yola bağlıysa, plastisite ve sürünme gibi, analizler asıl yükün takip ettiği yola uyacak şekilde tasarlanmalıdır. Esnek mekanizmalar genellikle büyük eğilmeye maruz kalan, korunabilir, elastik eğilen mekanizmalardır.

1.10 Günümüze Kadar Yapılmış Çalışmalar

SRIDHAR KOTA, JINYONG JOO, ZHE LI, STEVEN M. RODGERS ve JEFF SNIEGOWSKI, bükülgen çubuklar kullanan (Şekil 1.12) güvenilirliği, performansı ve üretilebilmesini kolaylaştırmayı artırmak için mafsallı olmayan (ne pim ne de bükülgen mafsallı) dağıtımli esneklik ile esnek mekanizmalar tasarlamışlardır. Esnek mekanizmalar, geleneksel mekanizmaların mafsallı rijit gövde hareketlerinin aksine elastik deformasyonlara maruz kalarak istenen hareketi ileten tek-parçalı esnek yapılardır. Esneklik tasarım olarak mafsalsız, montaj gerektirmeyen (Şekil 1.10) tek parçalı

mekanik aygıttır ve özellikle küçük menzilli hareket olan uygulamalar uygundur. Şekil 1.10 da gösterilen esnek cam sileceği montaj gerekmediğini gösteren bir örnektir. Esnek silecek kanadı bir tek adımda, büyük oranda üretim maliyetlerini düşürerek üretilebilir. Geleneksel bükülgen mekanizmalar Şekil 1.11 de gösterilen nispeten esnemez çubukları bağlayan bükülgen mafsallar kullanır. Azaltılmış yorulma ömrü, yüksek gerilme toplanması ve üretimde zorluk bükülgen mafsalların bazı dezavantajlarıdır. Dağıtımlı esnek mekanizmalar esnekliğini, az alanda yoğun esneme yerine malzeme devamlılığının şeklinden ve topolojisinden dolayı sağlar. Ayrıca, MEMS uygulamaları için tasarlanmış, üretilmiş ve test edilmiş esnek strok amplifikasyon mekanizması da şekil 1.13 ve 1.14 de gösterilmiştir[4].

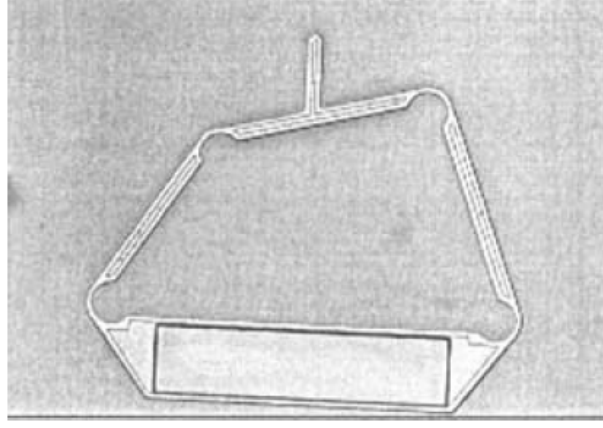


a)

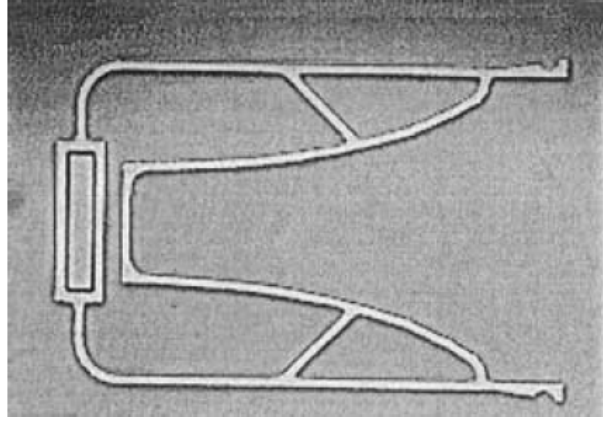


b)

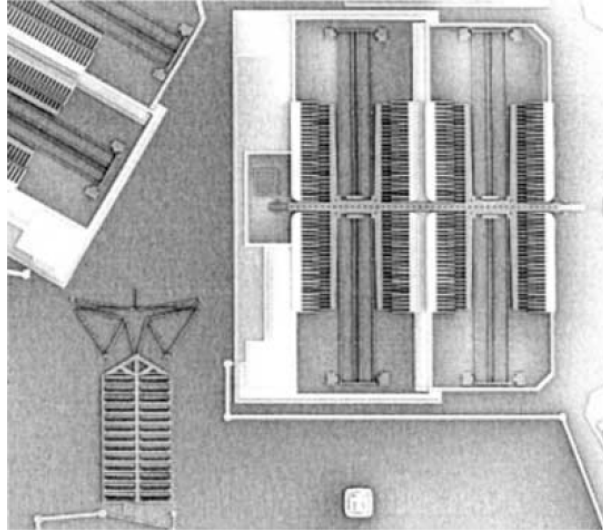
Şekil 1.10 : a) Geleneksel rijit silecek kanadı, esnek silecek kanadı ile karşılaştırılmıştır. b) Esnek silecek kanadı.



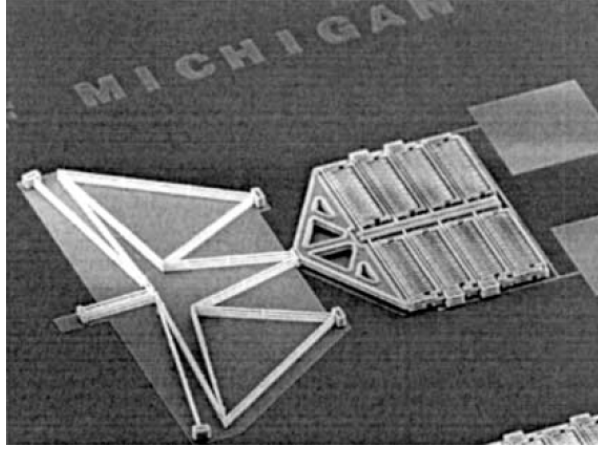
Şekil 1.11 : Yığın esneklik ile mikro esnek dört kollu mekanizma



Şekil 1.12 : Dağıtımlı esneklik ile mikro esnek kıvrırma mekanizması



Şekil 1.13 : Esnek tabanlı harekete geçirme sistemi (strok amplifikatörü ile kısa strok tarak sürücüsü) şu anda kullanılan tarak sürücülerden oldukça küçüktür.



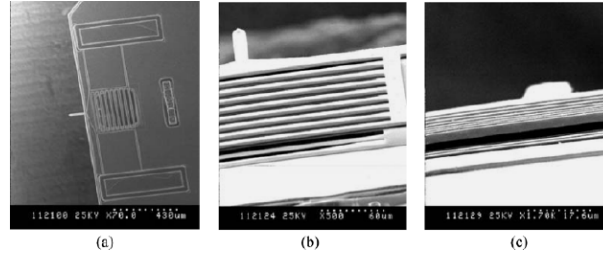
Şekil 1.14 : Strok çoğaltan ile birleştirilmiş elektrostatik aktuatör birim alan başına kuvveti 220 kat arttırmıştır.

Gustavo A. Roman ve Gloria J. Wiens, yüzey mikro makine optik kuvvet sensörünün performansını artıran bir yaklaşımla mekanizma keşfetmişlerdir. Şekil 1.15 de bu mekanizmanın SEM görüntüleri gösterilmiştir. Hücre manipülasyonu ve mikroiğne enjeksiyonu için uygun çözünürlükte olan kapasitif yüzey mikro makine kuvvet sensörleri olmasına rağmen dinamik menzilden ve doğrusallıktan ödün verirler. Tam tersi, optik tabalı kuvvet sensörleri istenilen çözünürlüğü sağlarlar ve benzer kapasitif sensörlerle kıyaslandıklarında daha geniş algılama menzili sağlarlar. Buna ilaveten, optik girişim ölçüm (küçük hareket veya mesafeleri iki ışının çarpışmasıyla ölçen alet) hassasiyet ve doğrusallık gibi zıt tasarım parametrelerini birbirinden ayıran bir algılama metodu sağlar. Optik girişim ölçüm ile ilgili mevcut sorun optik sensörlerin çalışmasında halen kullanılan geniş kapalı yongadır. Buna rağmen yüzey mikro makine mikrofonlarına algılama yongası üzerine yerleştirilebilen kapalı yonga bileşenlerin uygulanabilmesi amacıyla yenilikçi teknikler uygulanmaktadır. Benzer bu teknikler algılama metotlarındaki benzerliklerden dolayı bu çalışmadan bahsedilen kuvvet sensörüne de kolayca çevrilebilir.

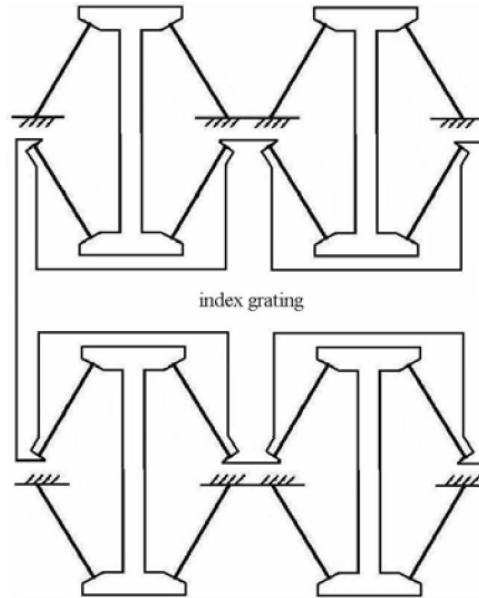
Robert mekanizması olarak bilinen, diğer bir anlamı cihazın yapısal olarak desteklendiği özel bir mekanizma tanıtılarak yeni bir tasarım olarak sunulmuştur. Yeni tasarımın gerçekleştirdiği, eş değer esnek mekanizma kullanmayı başarmasıdır. Şekil 1.16 da 8 esnek Robert mekanizmasının son hali görülmektedir. Öncelikle, esnek tasarımı modellemek için PRBM (Pseudo Rijit Gövde Modeli) denklemleri analitik kümesi geliştirilmiştir. Daha doğru model daha sonra FEA metotları kullanılarak yapılacaktır. Esnek Robert Mekanizmasının geometrik parametreleri sonra optimize edilerek doğrusallık ve hassasiyeti geliştirilmiş bir sensör elde

edilecektir. Sonuç olarak, kuvvet sensörü basit yapısal destekleyici plan kullanan benzer optik sensöre göre daha yüksek hassasiyet, geniş dinamik menzil ve yüksek doğrusallık sağlar. MEMS sensörlerinin performansını artırmak için kullanılan mekanizma yaklaşımının verimliliğini göstermişlerdir. Şekil 1.17 de bu tasarımın 3D modeli görülmektedir. Beklenen etki, biyomedikal deneylerin geliştirilmesi ve yaşam kalitesinin arttıran daha ileri araştırmalara yardım etmektir.

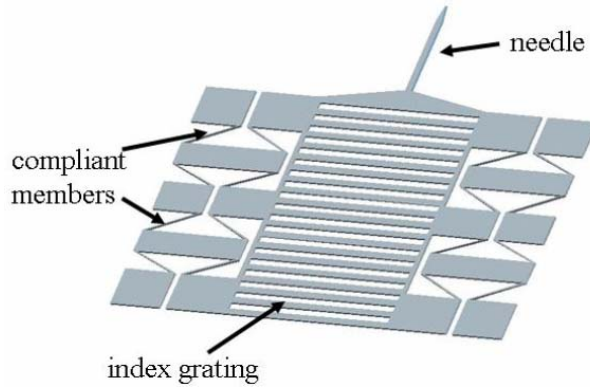
Sensör, giriş yer değiştirmelerinin sebep olduğu kuvvetleri çözen optik kırınım algılama planı kullanır. Doğrusal hareket ve kuvvet karakteristikleri sebebiyle Robert Mekanizması seçilmiştir. Bu mekanizma seri ve paralel birleştirilerek istenilen özelliklerdeki başka mekanizmaya dönüşebilir[9].



Şekil 1.15 : (a) Mikro iğne ile entegre edilmiş kuvvet sensörünün
(b) Üstte indeks tarama ve altta skala taramanın
(c) Dikey boşluk görünümünün (2 μm) SEM görüntüleri

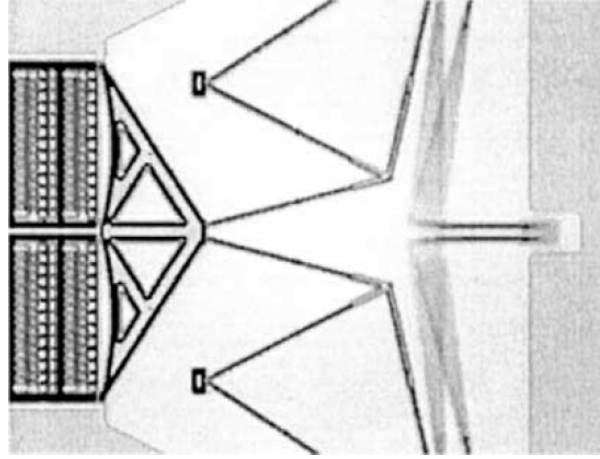


Şekil 1.16 : 8 esnek Robert mekanizmasının son biçimi, özel mekanizma oluşturmak için yapılandırılmıştır.



Şekil 1.17 : Son tasarımın katı 3D modeli : Üst nitrid tabakası gösterilmiştir.

Sridhar Kota, Joel Hetrick, Zhe Li, Steve Rodgers ve Thomas Krygowski, MEMS uygulamalarına uyan yeni sınıf esnek strok amplifikasyon mekanizması tasarlamış, üretmiş ve göstermişlerdir. SUMMIT-V olarak bilinen Sandia'nın 5. seviye ileri yüzey mikro makine teknolojisiyle üretilmiştir. Bu bilgisayar tarafından üretilmiş yapılar üretim süreci ile son derece uyumlu tasarımlar için yüksek çalışma ve alan verimliliği sağlar (Şekil 1.18). Bu kombinasyonun tüm sistem rezonansı 26.9 kHz 'dir. Toplam çıkış yer değiştirmesi yaklaşık olarak 20 μm 'dir. Yüksek büyütme, giriş yer değiştirmesini tam olarak belirlemek için gereklidir. Gerçek cihazlar son yayım süreci esnasında yüzey adezyon kuvvetlerine karşı çok iyi randıman, sağlamlık, dayanıklılık ve direnç gösterir. Bir cihaz açık yorulma olmadan 10^{10} döngüden daha fazla rezonansa 20- μm çıkış yerdeğiştirmesi ile sürülebilir. Burada esnek strok amplifikasyon sistemlerinin tasarlanması ve analiz edilmesi için kullanılan tek yöntem üzerine odaklanılmıştır. Buna rağmen aynı yaklaşım MEMS teknolojisi içinde üretim için çoğu diğer esnek yapıların tasarımında da kullanılabilir. Tasarımda esneklik mafsalsız, montaj gerektirmeyen, tek parçalı mekanik aygıt yaratımına yol göstermiştir.

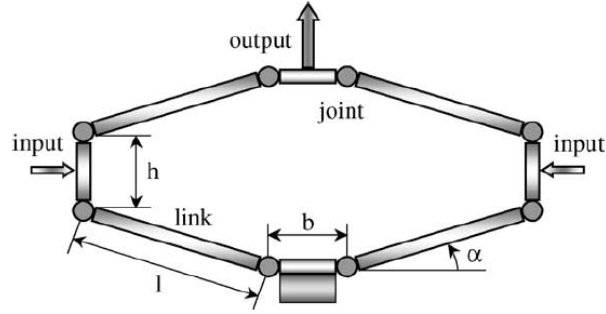


Şekil 1.18 : Optik mikroskopik resim, rezonansta mevcut aygıtın çıkış kırışları tarafından sürülerek oluşturduğu bulanık örtüyü göstermektedir.

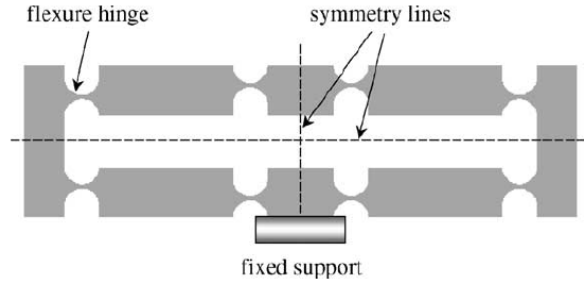
Esnek mekanizmalar MEMS uygulamaları için mikro mekanik yapıların tasarımında önemli rol oynamaktadır. Bu tek parçalı mekanik yapılar esnek mekanik fonksiyonları sağlamak için ve günümüzdeki mikro makine işleme süreçlerindeki kısıtlamalar ile üretilmek için tasarlanmıştır. Doğrusal elastik modellere dayanarak, kinematik ve statik rijitlik şartlarını karşılamak için esnek mekanizmaların sentezinin metotları geliştirilmiştir. Günümüz için geliştirilen tasarım metotları, hareket/kuvvet amplifikasyonu, statik şekil değişikliği ve çoklu giriş/çıkış kuvvet-yerdeğiştirme gibi çeşitli uygulamalar için mikro mekanizma tasarımları sağlar[10].

Nicolae Lobontiu ve Ephraim Garcia, tek eksenli bükülebilir menteşe ile düzlemsel esnek mekanizmaların yer değiştirme ve rijitlik hesaplamaları için bir analitik metot formülleştirmişlerdir. Şekil 1.19 da klasik dönme mafsalları ile amplifikatörün şekli görülmektedir. Bu işlem gerilme enerjisi ve Castigliano yer değiştirme teoremi üzerine dayanmaktadır ve esnek mekanizmanın diğer geometrik ve malzeme özellikleri ile birlikte her hangi analitik olarak tanımlanmış menteşenin tanımlanmış esnekliğini kapsayan kapalı biçim denklemler üretmiştir. Yer değiştirme amplifikasyonu, giriş rijitliği ve çıkış rijitliği hesaplamaları herhangi seri esnek mekanizma için basitçe gerçekleştirilebilir. Simetrik olarak kenarlara radyus atılan veya dairesel bükülebilir menteşeler içeren yükseltici esnek mekanizma sınıfı burada özellikle anlatılmıştır. Şekil 1.20 de mafsallarda dairesel bükülebilir menteşeler ile amplifikatörün şematığı ve şekil 1.21 de çeyrek modeli ve sonlu eleman ağı görülmektedir. Matematik modele dayanarak mekanizma performansının parametrik çalışması gerçekleştirilmiştir ve bu bükülebilir tabanlı esnek mekanizmaların performansını büyüten tasarım vektörünü belirleyen Kuhn-Tucker koşulların ve

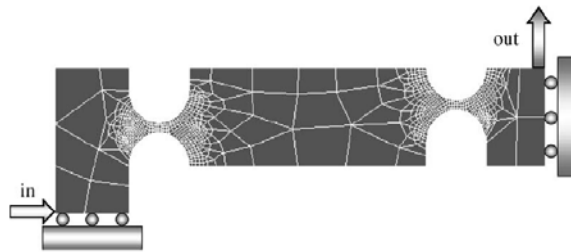
Lagrange çarpanlarına dayanarak optimizasyon prosedürü önerilmiştir. Bağımsız sonlu eleman simülasyonu analitik model öngörüsünü doğrulamıştır. Prosedür geneldir, bükülmenin profilinin analitik eğrilerle tanımlanması şartıyla ilgili esnekliler vasıtasıyla her hangi tek-eksenli bükülebilir mesnet modeli içine birleştirmeye olanak verir. Şekil 1.22 de doğrusal harekete geçirme ile bükülgen tabanlı düzlemsel esnek mekanizma görülmektedir[11].



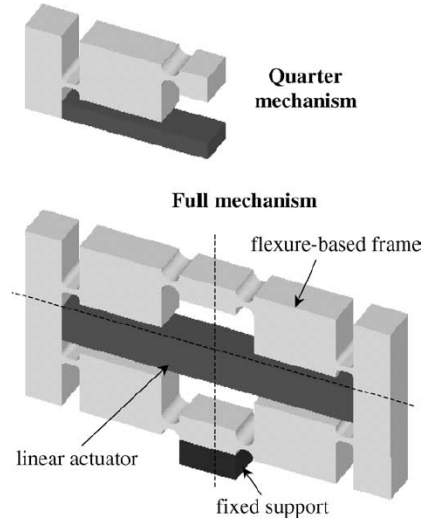
Şekil 1.19 : Klasik dönme mafsalları ile amplifikatör mekanizmasının şematığı



Şekil 1.20 : Mafsallarda dairesel bükülebilir menteşeler ile amplifikatör mekanizmasının şematığı

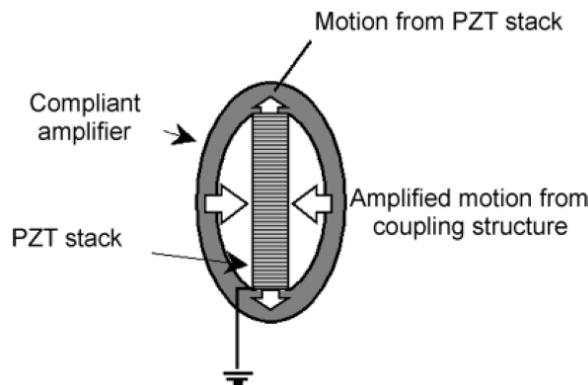


Şekil 1.21 : Mafsallarda bükülebilir menteşeler ile amplifikatör mekanizmasının çeyrek modeli ve sonlu eleman ağı

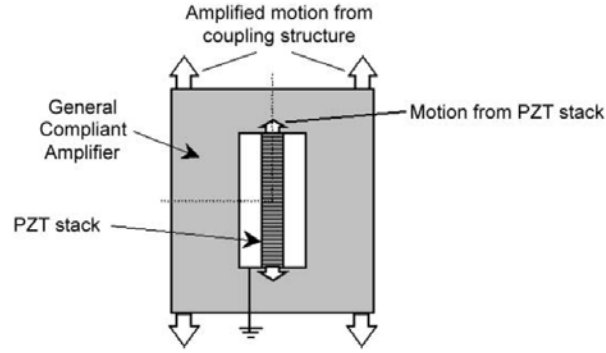


Şekil 1.22 : Doğrusal harekete geçirme ile bükülgen tabanlı düzlemsel esnek mekanizma

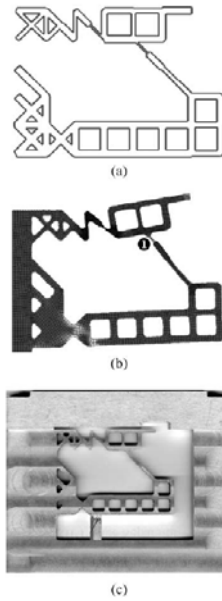
S. Canfield and M. Frecker, piezoelektrik aktuatörler için esnek mekanizmaların yer değişimi yükseltiminin tasarımı için topoloji optimizasyonu yaklaşımı kullanarak bir metot geliştirmişlerdir. Genel strok amplifikasyonu veya mekanizmanın geometrik avantajı ve mekanizmanın genel mekanik verimi hedeflenen fonksiyonlar olarak düşünülmüştür. Bu hedeflenen fonksiyonların maksimizasyonu 2 farklı çözüm metodu olan Sıralı Doğrusal Programlama ve En İyi Kriter Metodu kullanılarak yapılır. Temel topoloji optimizasyonu problemi formülasyonları ve çözüm metotları üzerine odaklanılmıştır. İki formülasyon ve çözüm metotları için hesaplama zamanı ve mekanizma performansının kıyaslanması ile tanımlanan metot tasarım örneklerinde gösterilmiştir. Topoloji optimizasyonu sonuçlarının otomatik olarak katı CAD modeline çevrilmesini sağlayan bir prosedür geliştirilmiştir. Prototip tasarımı, kavramın kanıtı olarak yardımcı olması için üretilmiştir.



Şekil 1.23 : Esnek gerilme aktuatörü



Şekil 1.24 : Esnek Amplifikatörün Kavramsal Tasarımı



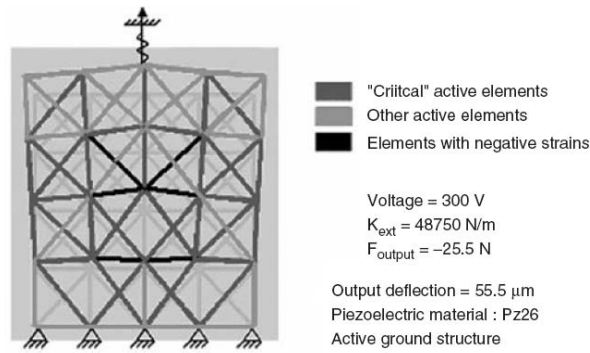
Şekil 1.25 : (a) Katı Model, (b) ayrıntılı FEM, ve (c) prototip, $GA = 9.63$, $ME = 37\%$

Açıklanan topoloji optimizasyonu metodu PZT (Piezoseramik) küme aktuatörleri için esnek mekanik amplifikatörler tasarlamak için kullanılmıştır. Bu metot aktuatör tasarımcısının kümeden çıkış konumuna 90 derece kuvvet aktarımıyla sınırlanmış genel esnek gerilme amplifikatörlerinin aksine küme aktuatörünün çıkış konumuna herhangi istenen yönde kuvvet ve hareket aktarmasını gerçekleştirmesi yeteneğini sağlar. Şekil 1.23 de esnek gerilme aktuatörü ve şekil 1.24 de esnek amplifikatörün kavramsal tasarımı görülmektedir. Ayrıca, topoloji tasarım prosedürü, özel veya çeşitli yolları deneyen tasarım metotlarından ziyade ya amplifikasyon ya da verim açısından en iyi amplifikatörleri tasarlamayı sağlamaktadır. Sunulan sonuçlar hem geometrik avantaj hem de mekanik verim hedeflenen fonksiyonları esnek amplifikatörler için fonksiyonel topolojiler sağlanmasını göstermektedir, çözüm

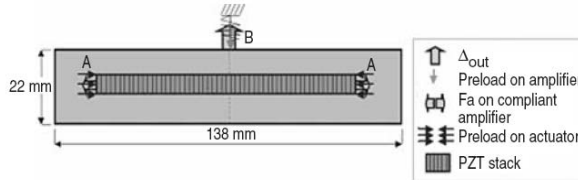
olması ve tek olması garanti edilmemesine rağmen. Sıralı Doğrusal Programlama Metodu tarafından bulunan üstün en uygun durum çeşitli yerel en uygun durum varlığını gösteren rastgele başlangıç noktası üretir. Ayrıca, çözüm metodu seçimi, En İyi Kriter Metodu tarafından bulunana yerel en uygun durum ile gösterildiği gibi çözümü etkileyebilir. En İyi Kriter Metodunun Sıralı Doğrusal Programlama Metodundan daha hızlı yakınsama sağlamasına rağmen, sonuçların çok fazla problem bağımlı bulunmasından dolayı bir çözüm metodunun diğeri üzerine performans bakımından hiç bir genel tercihi iddia edilmemiştir. Yüksek strok amplifikasyonu ve/veya yüksek mekanik verim rastgele üretilen başlama noktalarının grubu kullanılarak elde edilir.

Sunulan yaklaşım, hedeflenen fonksiyonların büyüklüğü üzerinde direkt kontrol olmadığı için genel olarak kısıtlıdır. Geometrik avantajın maksimuma çıkarılmasına rağmen, optimizasyon prosedürü için büyüklüğü üzerinden direkt kontrolü yoktur. Verilmiş giriş-çıkış ihtiyaçları grubu için hiçbir biçimde strok amplifikasyonunun gerçekleştirilmesi mümkün değildir, örnek olarak geometrik avantajın en iyi değeri 1 den küçük olabilir. Benzer biçimde, mekanik verimi maksimuma çıkarırken en iyileyci, bir çözüme yakınsamaya yönelir. Burada hem mekanik avantaj hem de geometrik avantaj mümkün mertebe 1 e yakındır, maksimum mekanik verim ile sonuçlanmaktadır. Buna rağmen sonuçlanan mekanik verimin büyüklüğü üzerinde hiçbir kontrol yoktur. Belirlenmiş geometrik avantaja bağlı mekanik verimi maksimuma çıkaran alternatif formülasyon araştırılmıştır fakat gerekli geometrik avantaja ulaşabilmek için basitçe ölçeklenen üye ölçüleri ile maksimum geometrik avantaj formülasyonuna topolojik olarak benzer olan çözümleri yakınsamaya yönelmiştir. Şekil 1.25 de katı model, ayrıntılı FEM ve prototip görülmektedir. Sunulan yaklaşımın ek sınırlamaları, esnek mekanizma amplifikatörünün topolojisi, piezoelektrik küme sabit giriş kuvveti sağladığı varsayarak saptanmıştır. Buna rağmen, en verimli amplifikatör piezoelektrik malzemesinin rijitliği ile benzer rijitlikte olanı olarak yaygın olarak bilinir. Topoloji optimizasyon prosedürü içinde bütün rijitliğin direkt kontrolü zordur, fakat sonraki optimizasyon prosedürü içinde esnek mekanizmanın rijitliğini yazmak mümkündür. Burada topoloji, önerme olarak tanımlanmıştır ve ayrı elemanlar yazılmış rijitliği sağlamak için boyutlandırılmıştır[12].

Smita Bharti ve Mary Frecker, çıkış noktasında maksimum eğilme ve kuvvet elde etmek için piezoelektrik harekete geçirme ile esnek mekanizmaları tasarlamak için bir yöntem bilimden bahsetmişlerdir. Odak noktası, çok yönlü piezoelektrik aktuatörler ile esnek mekanizma tasarımı üzerinedir. Esnek mekanizma içindeki aktuatörlerin sayısı, boyutu ve konumu maksimum çıkış eğilmesi için en uygun hale getirilmiştir. Tahmin edilen sonuçlar, önceden belirlenmiş konumda çok yönlü en uygun şekilde yerleştirilmiş aktuatörler ile esnek mekanizmalar tek aktuatör yerleştirilmişlere göre üstün olduğunu göstermektedir. Şekil 1.26 da pasif elemanlar ve şekil 1.27 de instar tasarım problemi görülmektedir.



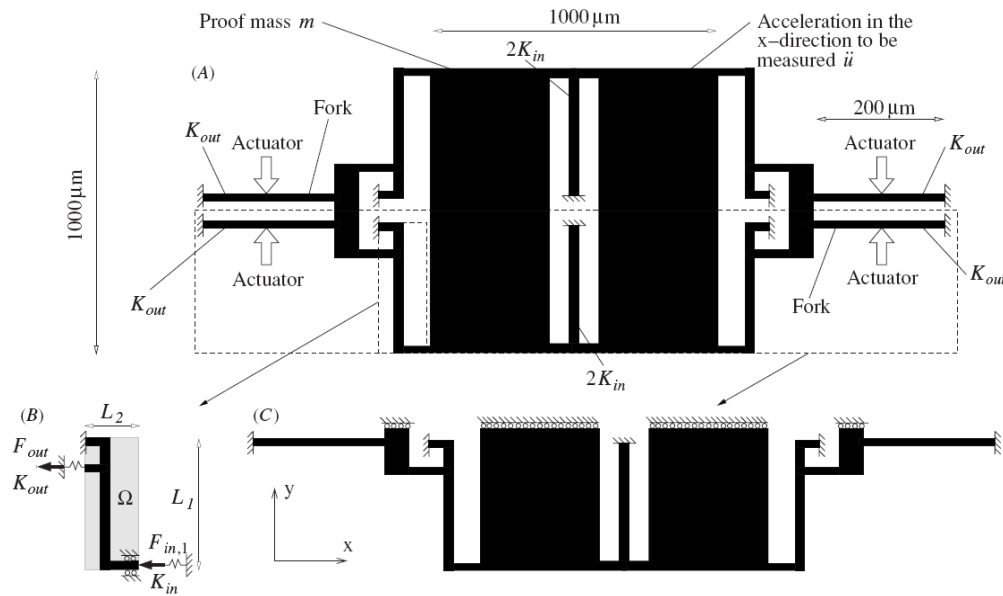
Şekil 1.26 : Pasif elemanlar, negatif sonuç olarak çıkan eleman gerilmeleri ile elemanların yerine geçmiştir.



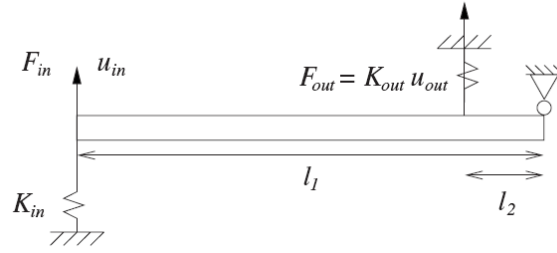
Şekil 1.27 : INSTAR (INertially STabilized Rifle - Eylemsizlikle Sabitleştirilmiş Tüfek) tasarım problemi

Sonuç olarak çıkan eleman gerilmelerine dayanarak aktiften pasife çevirmek için strateji, yüksek çıkış eğilmesi ve kuvveti ile sonuçlanmıştır, bu onu yüksek kuvvet ve eğilmeler gerçekleştiğinde uygulamalarda tek aktuatör kullanımına göre çekici bir alternatif yapmaktadır. Farklı hacim sınırlamalarının uygulanmasının etkisi çalışılmıştır fakat bir eğilim görülememiştir. Tek aktuatör topoloji çözümüyle karşılaştırıldığında çok yönlü aktuatörlerin kullanılması, son topolojinin elde edilmesinde çok daha karmaşık ve açıklaması daha zordur[13].

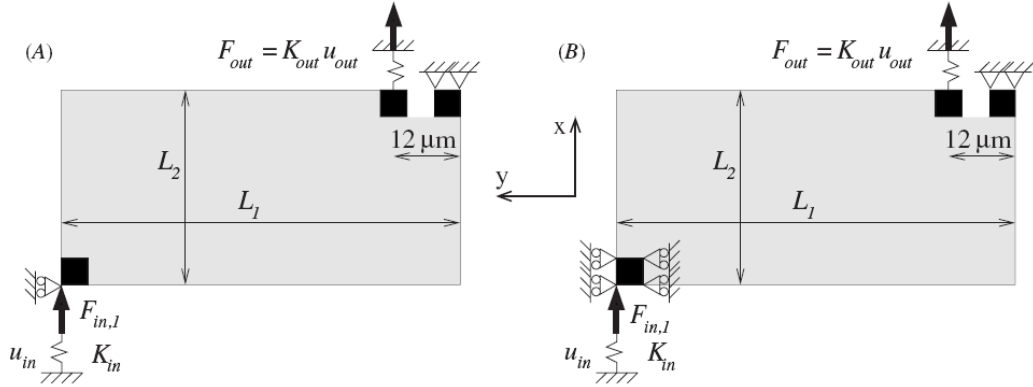
Claus B. W. Pedersen ve Ashwin A. Seshia, yüzey makine titreşimli ivme ölçerleri içinde esnek kuvvet amplifikatörünün optimizasyonu ile ilgilenmişlerdir. Gürültü tabanı ve ölçek çarpanını içeren değerlerin şekilleri kuvvet amplifikatör mekanizmasının kazancına ciddi olarak bağlıdır ve bundan dolayı kuvvet amplifikatör mekanizmasının optimizasyonu gereklidir. Optimizasyon, üretim prosesi ve aygıt geometrisinden etkilenen sınırlamalar tarafından zorlanmıştır. Bu çalışmadaki kuvvet amplifikatör mekanizmaları ilk olarak süreklilik topolojisi optimizasyonu kullanılarak tasarlanmıştır. Topoloji optimizasyonunun sonuçları, tasarım uzayının boyutlarına, çıkış ve giriş rijitliklerine ve sınır koşullarına çok bağlı olduğu görülmüştür. Teknolojik sınırlamalardan dolayı topoloji optimizasyonu sonuçları, daha ileri şekil ve boyut optimizasyonu için kullanılan kiriş eleman modellerine çevrilmiştir. Tek-kademe kuvvet amplifikasyonu faktörü 100 den büyüktür, optimizasyon prosesi sonuçlarından elde edilmiştir. Şekil 1.28 de titreşimli ivme ölçer, şekil 1.29 da amplifikatör için rijit dirsek sistemi ve şekil 1.30 da amplifikatörün dönüştürülmüş tasarımı görülmektedir.



Şekil 1.28 : (A) Titreşimli ivme ölçer (B) Optimize edilmiş esnek amplifikatörü içeren alt sistem (C) Simetriden dolayı titreşimli ivme ölçerin sadece yarısı analiz edilmiştir.



Şekil 1.29 : Amplifikatör mekanizması olarak rijit dirsek sistemi

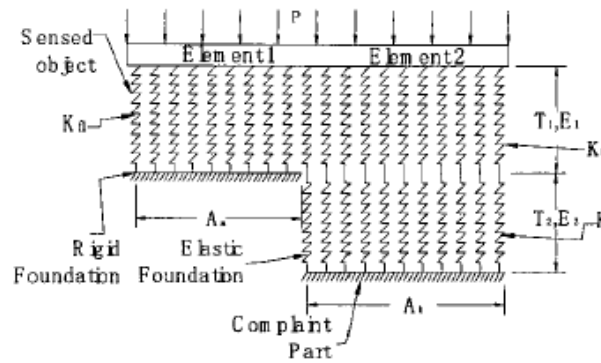


Şekil 1.30 : Amplifikatörü içeren şekil 1(B) 'nin döndürülmüş tasarım alanı
(A) Dikey yer değiştirmeleri önlemek için giriş kuvvetinde bir destek uygulanmıştır. (B) Giriş portunda dönmeleri önlemek için giriş kuvveti etrafına daha fazla destek eklenmiştir.

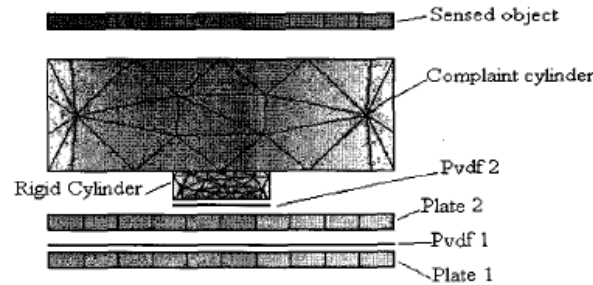
Topoloji optimizasyonu tabanlı yaklaşım eylemsiz sensör uygulamaları içinde mikro makine kuvvet amplifikatörlerinin tasarımı için kullanılmıştır. Optimizasyon üzerinde geometrik (tasarım bölge alanı) ve mekanik parametrelere (giriş/çıkış rijitliği, sistem öz frekansları, destekler) bağımlılık çalışılmıştır[14].

Singh, H., Sedaghati, R., ve Dargahi, J., temas nesnesinin esnekliğini ölçebilen bir prototip PVDF (Poliviniliden Florür) endoskopiye ait diş benzeri dokunma sensörünün sonlu eleman analizi ve deneysel çalışması hakkında rapor hazırlamışlardır. Günümüzde endoskopiye ait kavrayıcılar kaygan dokuları yakalamak için diş-benzeri tasarlanmaktadır. Buna rağmen, dokunun esnekliğini ölçmek için dokunma sensörüyle donatılmamışlardır. Dokunma sensörü, rijit ve esnek silindirik elemanlardan oluşmaktadır. Algılanan nesnelerin esnekliğinin belirlenmesi, sensörün esnek ve rijit elemanlarının üzerindeki nesne/doku temasının bağıl deformasyonuna dayanmaktadır. Rijit silindir ve plaka arasına ve 2 temel plaka arasında sıkıştırılan PVDF film rijit eleman üzerinde uygulanmış kuvveti ve sensör üzerinde uygulanmış toplam kuvveti ayrı ayrı ölçmek için kullanılır. Sonlu eleman metodu kullanılarak rijit ve esnek elemanlar katı ve elastik temeller olarak ayrı ayrı

modellenirler. Kuvvet değişimi için elde edilen verinin algılanan nesnenin çeşitli elastiklik modülü için grafiği çizilmiştir. Sensörlerin sırası toplam kuvvetin ölçümünün metoduna dayanan 2 farklı biçim için de tasarlanmıştır. Bir biçime göre, toplam kuvvet genel temel plakalar kullanarak algılanan nesnenin üzerinden ölçülür ve diğer biçime göre ise farklı temel plakalar dizilişi kullanılarak ölçülür. Bunlar göstermiştir ki, iyi uyuşma sonlu eleman sonuçları ve deneysel veriler arasında var olmaktadır. Sensör yüksek kuvvet hassasiyeti ve iyi doğrusallık sergilemektedir. Şekil 1.31 de tek dokunma sensörü için sonlu eleman modeli ve şekil 1.32 de birleştirilmiş tek sensör görülmektedir.



Şekil 1.31 : Tek dokunma sensörü için 2-boyutlu sonlu eleman modeli

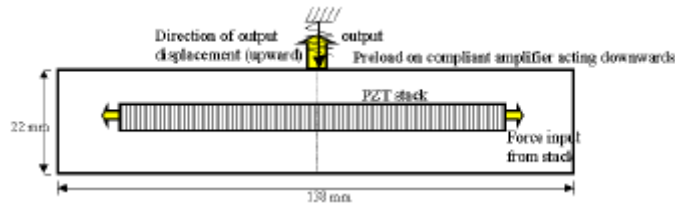


Şekil 1.32 : ANSYS 'de modellenmiş birleştirilmiş tek sensör

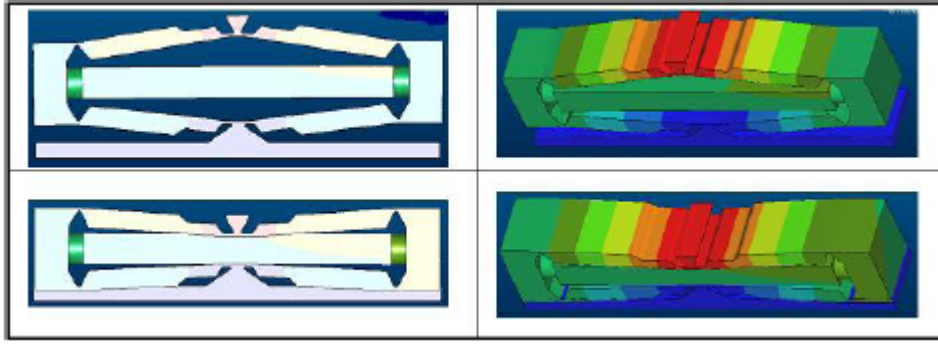
2D sonlu eleman modeli, dokunma sensörünün performansının çalışabilmesi için sunulmuştur ve sonuçlar ANSYS ile geliştirilen 3D model ve deneyler ile karşılaştırılmıştır. Özel dikkat, nesne arka plakası ve sensör arka plakasının sıralaması için deney kurulumu sırasında alınmalıdır. Dokunma sensörleri, endoskopiye ait kavrayıcılar üzerinde kullanılabilir, bundan dolayı sıkı ölçüm ve yüksek keskinlik önemlidir. Bütün sonuçlar, geniş ölçek aygıtı üzerinden alınmıştır. Bu sensörü endoskopiye ait kavrayıcılar için entegre edebilmek için küçültmek gerekmektedir. Küçültme, algılanan nesnenin deformasyonunu ve kesme etkisini

azaltır. Sıralama problemi küçültülen köpük içinde az zorlu olarak gözüktür. Ya büyük ya da küçük sistem, endoskopiye ait kavrayıcıdan algılanan nesnenin kaymasından dolayı sensör yüzeyi üzerinde geniş kesme kuvveti tarafından zarar görür. Sonlu eleman analizinde temasla algılanan nesne doğrusal izotropik malzeme gibi davranır. Buna rağmen endoskopiye ait karşılaşılan doku visko-elastik davranış ile doğrusal olmayan malzemedir. Burada gerilme oranı önemli bir konudur[15].

Smita Bharti ve Mary I. Frecker, pratik olan uygulamalar için kümenin ve sonuç topolojisi üzerinde yapısal özelliklerin ve nicel performans üzerine odaklanma ile çıkış strokunun etkilerini çalışmışlardır. Esnek mekanik amplifikatörler, PZT aktuatörleri gibi küçük hareketleri yükseltmek için sıkça kullanılırlar, çünkü pim-mafsallı mekanizmalarda çoğunlukla meydana gelen yer değiştirme kayıplarına maruz kalmazlar, Onların en iyi tasarımı, aktuatör performansını maksimuma çıkarmaya göre ayarlayandır. Önceki çalışmalarında, tasarım bölgesinin boyutu ve PZT aktuatörünün konumunun önceden tanımlandığı bir topoloji optimizasyon metodolojisi geliştirmek üzerine odaklanmışlardır. Sonuç olarak çıkan çözüm maksimuma çıkartılmış strok amplifikasyonudur. Motive edici örnek, aktuatör tasarım problemidir. Burada $\pm 400 \mu\text{m}$ strok ve 45 N kuvvet gerekmektedir. Problem, topoloji tasarım metodolojisi kullanılarak çözülmüştür ve sonuçlar sonlu eleman analizi kullanılarak doğrulanıp elde edilmiştir. Şekil 1.33 de problem tanımlanmıştır ve şekil 1.34 de mekanik amplifikatör görülmektedir. Çıkış yer değiştirmesinin büyüklüğünün, esnek mekanik amplifikatör üzerinde ön yüklemeye, amplifikatör ve aktuatör malzemesine, katı modele çevrilirken topoloji yorumuna ve uygulanan voltajın büyüklüğüne son derece hassas olduğu gösterilmiştir. PZT kümesinin asimetrik yerleşiminin, çoklu kümelerin ve arttırılmış küme uzunluğunun sonuç olarak ortaya çıkan yer değiştirme üzerindeki etkilerinden söz edilmiştir.



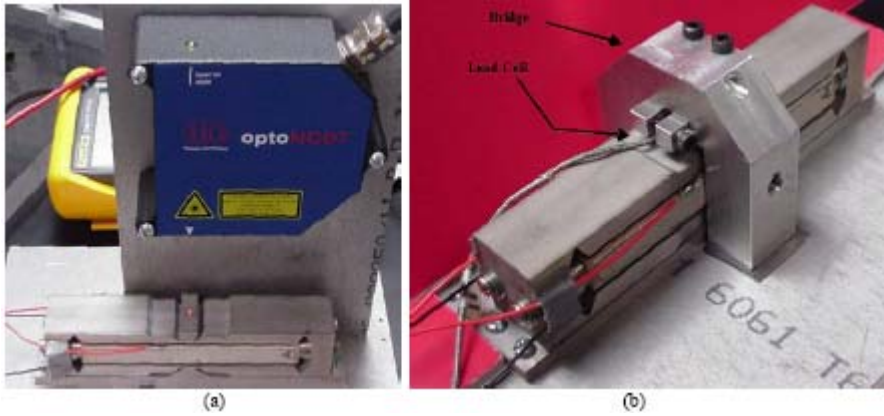
Şekil 1.33 : Problem Tanımlama



Şekil 1.34 : Pozitif ve negatif yönde değiştirilmiş mekanik amplifikatör



Şekil 1.35 : Son Prototip

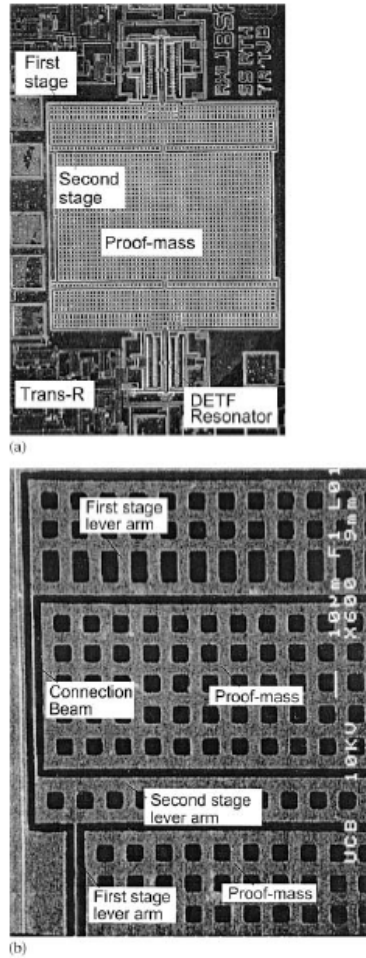


Şekil 1.36 : Deneysel Düzenek: (a) Serbest dönme (b) Engellenmiş Kuvvet

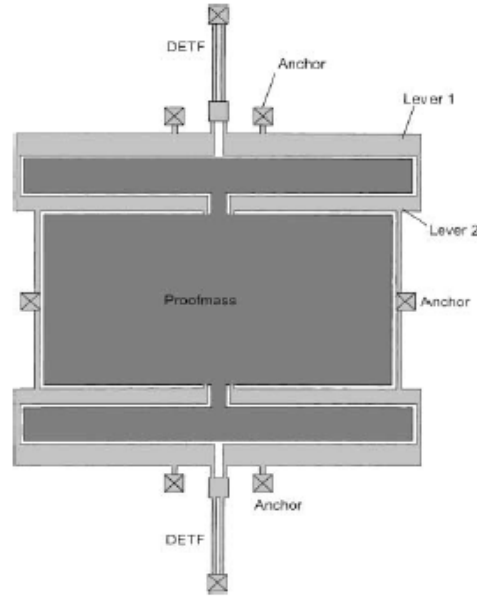
INSTAR tasarım problemi için, kümenin simetrik yerleşimin asimetric yerleşiminden daha iyi sonuçlar verdiğini ve 2 benzer küme içerenin az faydası olduğu gösterildi. Olası aktif ve pasif malzemeler için komple çalışma yapılmıştır. Şekil 1.35 de son prototip ve şekil 1.36 da deneysel düzenek görülmektedir. Sonlu eleman modeli, prototip aktuatörünün performansının ön görülenin de üzerinde olduğunu gösteriyor fakat bu prototip hala tasarım ihtiyaçlarını geçmelidir[16].

X.-P.S. Su ve H.S. Yang, kuvvet amplifikasyonu için hem analitik hem de FEM yaklaşımları ile titreşimli çıkış mikro ivme ölçerinde 2 kademeli mikro kaldırma mekanizmasının tasarımını, analizini ve optimizasyonunu sunmuşlardır. Esnek mikro kaldırma mekanizmaları, mikro elektro mekanik sistemlerde (MEMS) giriş kuvvet/yer

değiştirmesini bir çıkışa aktararak mekanik/geometrik avantajları gerçekleştirmek için kullanılırlar. Mikro kaldıraçların çoklu kademelerini birlikte kümeleyerek, bileşik mikro kaldıraç mekanizması yüksek amplifikasyon faktörüyle elde edilmiş olur. 2 kademeli mekanizmanın esnekliğinin istenen amplifikasyon etkisinin sağlamak için her kademe için uygun olarak dağıtılmasına ihtiyaç vardır. Şekil 1.37 de SEM görüntüleri ve şekil 1.38 de 2-kademeli mikro kaldıraç mekanizmasının şematiği vardır.



Şekil 1.37 : SOI teknolojisi sayesinde üretilmiş 2-kademeli mikro kaldıraç mekanizması ile titreşimli ivme ölçerin SEM 'i :
(a) Tanıtma, (b) 2-kademeli mikro kaldıraç mekanizması

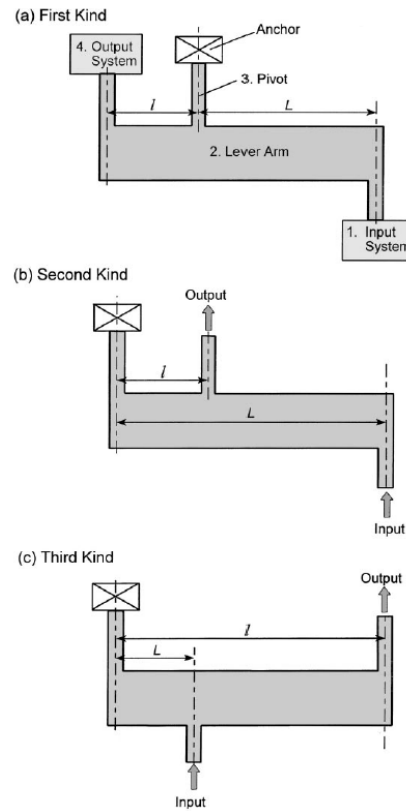


Şekil 1.38 : Titreşimli ivme ölçerde 2-kademeli mikro kaldırıcı mekanizmasının şematiği

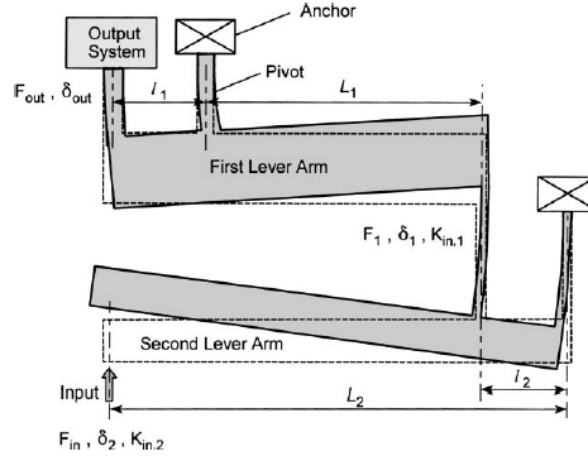
2 kademeli mikro kaldırıcının, A , amplifikasyon faktörü, her mikro kaldırıcı kademesinin amplifikasyon faktörlerinin çarpılmasıyla yaklaşık olarak bulunur, aşağı akım mikro kaldırıcı kademesi için çıkış olarak davranan yukarı akım mikro kaldırıcı kademesi ile 2 kademeli mikro kaldırıcı için etkin bir şekilde kuvveti büyütmek için, 2 mikro kaldırıcı arasındaki esnekliğin düzgün olarak dağıtılması gereklidir. Daha spesifik, çıkış sistemine (mikro kaldırıcı 1) yakın olan mikro kaldırıcı kademesinin eksenel yay sabiti, çıkış sistemine (mikro kaldırıcı 2) bağlanmış olan mikro kaldırıcı kademesininkinden önemli şekilde daha büyüktür. Mikro kaldırıcı 2 deki bağlantı ve pivot girişlerin mümkün olduğu kadar dar ve uzun olması gerekmektedir ve mikro kaldırıcı 1 dekiler daha geniş ve daha kısa olmalıdır. Yapı kalınlığının mekanizmanın amplifikasyon faktörü üzerine hiçbir etkisi yoktur, daha kalın yapı ile daha sağlamlığa sahip olunur[17].

Xiao-Ping S. Su ve Henry S. Yang, tek kademe ve çok kademe mikro kaldırıcıları içeren esnek mikro kaldırıcı mekanizmalarının tasarım teorisi ve sentezini sunmuşlardır. Esnek mikro kaldırıcı mekanizması, mikro elektro mekanik sistemlerde (MEMS) kuvvet veya yer değişimini arttırmak gibi mekanik veya geometrik avantajlara ulaşabilmek için girişi çıkışa aktaran mekanik amplifikatör olarak kullanılırlar. Mikro üretim teknolojileri tarafından sınırlamalar, bir mikro kaldırıcı mekanizmasına elastik deformasyon sayesinde mekanik şekil değiştirmeyi elde etmek için eş düzlemler tarafından biçim verilir. Tek kademe mikro kaldırıcı

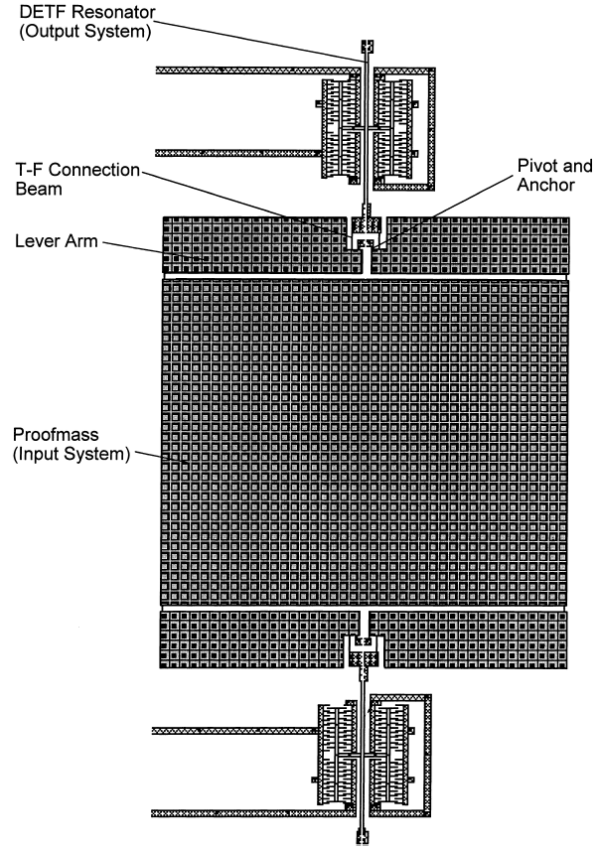
mekanizmasının analizi, çok kademe mikro kaldırma mekanizması için yapı bloğu gibi olarak sunulmuştur. 2 ve diğer çok kademeli mikro kaldırma mekanizmaları ile, esneklik-uyuma teorisi bitişik mikro kaldırma kademeleri arası bulunmuştur ve daha belirli bir biçimde, mikro kaldırma kademeleri girişten çıkışa doğru git gide daha sert hale gelir. Ayrıca hesaplanmışlar, verilen çıkış sistemi için maksimum amplifikasyon faktörü ve en uygun sayıda mikro kaldırma kademesidir. 2 kademeli mikro kaldırma mekanizması ile titreşimli ivme ölçer, silikon üzeri yalıtkan MEMS prosesi çalışması tarafından tasarlanmış ve üretilmiştir.



Şekil 1.39 : 3 çeşit mikro kaldırıcın sınıflandırılması: (i) giriş ve çıkış arasında yatan pivot ile ilk çeşit; (ii) pivot ve giriş arasında yerleştirilmiş çıkış ile ikinci çeşit; (iii) pivot ve çıkış arasında yatan giriş ile üçüncü çeşit.



Şekil 1.40 : Yüklemeden sonra, iki-kademeli mikro kaldıraçta giriş eğilmelerinin şematiği. İlk kademe olarak ilk ve ikinci kademe olarak ikinci çeşit mikro kaldıraç içerir.



Şekil 1.41 : Titreşimli çıkış mikro ivme ölçerinde bileşenlerin düzeni : deneme kütleleri, 2 rezonatör, ve deneme kütlelerinin atalet kuvvetini arttırmak için 4 simetrik tek-kademe ikinci-çeşit mikro kaldıraç mekanizması.

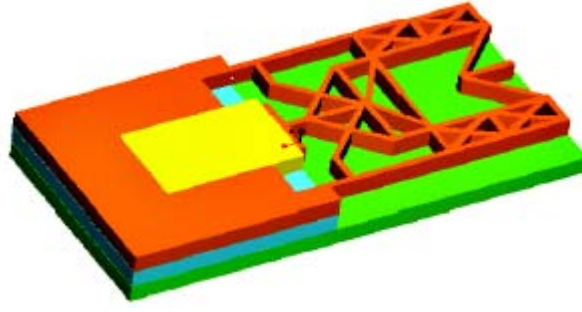
Esnek mikro kaldıraç mekanizmalarının tasarımı, tek kademeli mikro kaldıraç ile baz eleman gibi sunulmuştur. Amplifikasyon faktörü, çıkış yay sabitine son derece bağlıdır (Yüksek eksenel yay sabiti ve düşük dönel yay sabiti istenir). Şekil 1.39 da

mikro kaldırıcı sınıflandırması, şekil 1.40 da iki-kademeli mikro kaldırıcıta giriş eğilmelerinin şematiği ve şekil 1.41 de titreşimli çıkış mikro ivme ölçerinde bileşenlerin düzeni görülmektedir.

2 kademeli mikro kaldırıcı mekanizmaları için, çıkış eksenel yay sabiti, kuvvet-amplifikasyon etkisi sağlayabilmek için ilk kademe mikro kaldırıcı(çıkışa yakın olan) için yeterince yüksek olması gereklidir. İlk kademe mikro kaldırıcının giriş yay sabiti, amplifikasyon etkisini sağlayabilmek için ikinci kademe mikro kaldırıcı için yeterince yüksek olması gereklidir.

Titreşimli çıkış ivme ölçeri tasarlamak için, en uygun sayıda mikro kaldırıcı kademesi 2-3 'tür. Çok fazla mikro kaldırıcı kademesi seri olarak bağlandığında, esneklik uyumunun sağlanması çok zordur. Titreşimli ivme ölçer için tasarlanan 2 kademeli mikro kaldırıcı atalet kuvvetini artırır ve ivme ölçer hassasiyetini artırır[18].

Shyh-Chour Huang ve Guh-Jyhjei Lan, geniş kuvvet ve esnek amplifikatör mekanizması tasarlamak için en uygun esnek mekanizma topolojisi ve PZT mikro aktuatörü kullanan yeni bir yoldan bahsetmektedirler. Mikro aktuatör cihazlarının genel özeti, çıkış kuvveti ve çıkış yer değiştirmesi arasında ortaya çıkan ters oran ilişkisidir. Mekanizma PZT mikro aktuatörünü giriş olarak ve çıkış yer değiştirmesini arttırmak için esnek mekanizmadan faydalanarak kullanır. Bu çalışma 3000 μm uzunluğunda, 2000 μm genişliğinde, 500 μm kalınlığında PZT mikro aktuatörü kullanır ve farklı uygulanmış voltajları, giriş genişliği ve kalınlık ile mikro aktuatörün farklı performanslarını analiz eder. Çalışma da, esnek amplifikatör tasarım alanı 4000 μm x 5000 μm , kalınlık 500 μm olarak tanımlanmıştır ve farklı optimizasyon parametreleri için etkiler tartışılmıştır. Harekete geçiren giriş, yaklaşık 6000 μN çıkış kuvvetini yer değiştirme amplifikatörünü harekete geçiren bir PZT mikro aktuatördür ve böylece mikro esnek amplifikatör, 2 voltaj uygulanınca, yaklaşık 28 μm çıkış yer değişikliği sağlayabiliyor ve 730 μN kuvvet üretir ve çıkış yay sabiti $K = 150 \text{ N/m}$ olunca. Şekil 1.42 de mikro-esnek amplifikatörün 3D modeli görülmektedir.

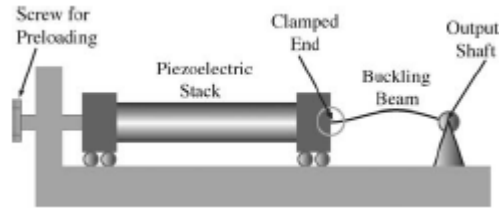


Şekil 1.42 : Mikro-esnek amplifikatör cihazının 3D modeli

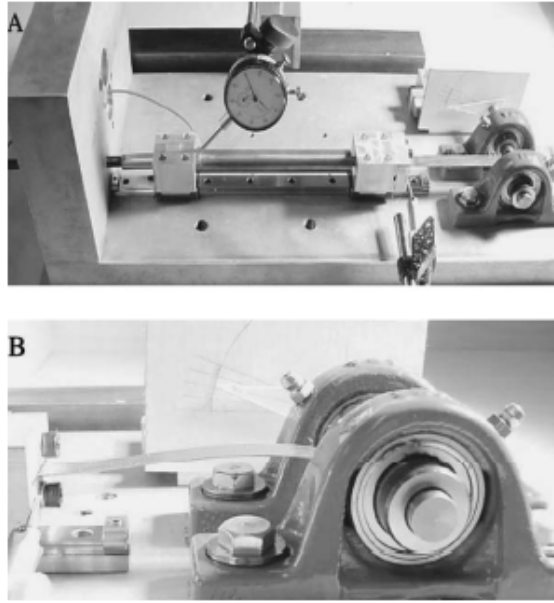
Bu cihazın, kolay sürülebilme, en uygun yapı ve MEMS üretimi için uygunluk gibi avantajları bulunmaktadır. Topoloji optimizasyon probleminde bulunan çoğu parametre çıkış kapısı yay sabiti, tasarım alanının kalınlığı ve malzeme sınırlamaları gibi topoloji optimizasyonu sonucuna etki eder. Esnek mekanizma, mikro üretimdeki zorlukları azaltmak için mafsalları değiştiren esnekliği kullanır. Esnek mekanizma SU-8 fotorezist kullanır[19].

JIE JIANG ve ERIC MOCKENSTURM, aksenal olarak sürülen burkulma kirişi kullanan hareket amplifikatöründen bahsetmişlerdir. Bu bölümde tasarım ve deneylerden bahsetmişlerdir. Büyük kuvvet ve küçük yer değişikliği üreten piezo elektrik kümeler gibi aktif malzemeler için, hareket amplifikasyon mekanizmaları sıklıkla gereklidir – sadece yer değişikliği için basitçe kuvvet işi yapmak değil aynı zamanda, esnek yapı sayesinde aktarılan çıkış işini arttırmaktır. Burada, küçük doğrusal yer değişikliklerinden büyük dönüşler elde etmek için yeni konsept (piezo elektrik küme tarafından üretilen) sunulmuş ve analiz edilmiştir. Konsept, aksenal sürülen burkulma kirişinin elastik (burkulma) ve dinamik dengesizliklerini kullanır. Burkulma kirişinin uç koşullarının en uygun tasarımı Euler elastik teorisi kullanılarak sistemin statik analizinden belirlenmiştir. Bu analiz deneysel yöntemle doğrulanmıştır. Küme ile sürülen, ön-basınçlı PZT küme (140 mm uzunluk, 10 mm çap) ve ince çelik kiriş (60 mm x 12 mm x 0.508 mm) içeren burkulma kiriş prototip aktuatörü oluşturulmuştur. Burkulma kirişi, PZT küme harekete geçirmeyi sağlarken, hareket amplifikatörü gibi görev yapar. Deneysel düzenek, ölçme aletleri ve metot, kiriş ön-yükleme koşulları, ve tahrik bu makale de tam olarak açıklanmıştır. 3 adet ön-yükleme seviyesi ve 3 adet küme sürme genlikleri için sistemin frekans cevapları elde edilmiştir. 16 ° tepeden tepeye dönüşün maksimumu, küme 325 V genlikte ve 39 Hz frekansta sürülürken ölçülmüştür. Kiriş ön yükleme etkileri ayrıca

alışılmıştır. Şekil 1.43 de burkulma kirişı hareket amplifikatörünün şematığı ve şekil 1.44 de statik deneysel düzenek görölmektedir.



Şekil 1.43 : Burkulma Kirişı Hareket Amplifikatörünün Şematığı



Şekil 1.44 : Statik deneysel düzenek

Alt-harmonik bölgelerin ve ön-yükleme etkilerinin detayları ayrıca çalışılmıştır. Deneysel testler vasıtasıyla, bu araştırma önerilmiş küme-sürücü burkulma kirişı aktuatörünün kolay inşa edilebilir, uygulanabilir hareket amplifikasyon mekanizması olduğunu gösterir. Ayrıca not edilmelidir ki, burkulma kirişini hareket amplifikatörü gibi kullanmak küme-sürücü harekete geçirmeyi sınırlamaz. Elektro aktif polimerler (EAP) veya şekil hafıza alaşım (SMA) telleri kirişı bükme için ayrıca kullanılabilir. Bu aktuatör için tasarım kılavuzu geliştirmek için, eksenel olarak sürülen burkulma kirişinin teorik dinamik cevabı bu çalışmanın Bölüm II ‘sinde sunulmuştur[20].

JIE JIANG ve ERIC MOCKENSTURM, piezo elektrik küme tarafından üretilen küçük doğrusal yer değıştirmelerden büyük dönüşler elde etmek için kullanılan hareket amplifikatörünün doğrusal olmayan davranışını çalışmışlardır. Bu II. Bölüm de modelleme ve analizden bahsetmişlerdir. Hareket amplifikatörü eksenel olarak

sürülen burkulma kirişinin elastik (burkulma) ve dinamik dengesizliklerini kullanır. Amplifikatörün pim bağlantılı ucunda geniş döner atalet sürmesinden ve işlevsel frekansın kirişin titreşimli frekanslarına göre düşük olmasından dolayı, burkulma kirişinin kütlesi ve PZT kümesinin dinamiği ihmal edilmiştir ve sistem tek serbestlik dereceli doğrusal olmayan sistem olarak modellenmiştir. Kiriş basitçe giriş ucu üzerinde ön görülmüş yer değiştirmeye sahip doğrusal olmayan dönel yay gibi ve çıkış ucuna etki eden atalet kuvveti tarafından üretilen moment gibi davranır. Kütleye uygulanan moment böylece kiriş ucu yer değiştirmesinin ve kütle dönmesinin fonksiyonu olmuştur. Sistem, bu nedenle temel uyarılmış, yay-kütle osilatörü (titreşim oluşturan alet) gibi basitçe modellenmiştir. Yükleme ve geometrik eksikliklerin kapsaması, cevabın bu eksikliklerden özellikle duyarlı olmadığını gösterir. İdeal burkulma kiriş amplifikatörü için parametre çalışmaları farklı uygulamalar için hareket amplifikatörünün tasarımını geliştirmek ve en uygun çalışma koşullarını bulmak için yönlendirme sağlamak için yürütülmüştür.

Amplifikatör, yapı statik çalışma da sadece büyük amplifikasyonuna sahip değil aynı zamanda dinamik çalışmada daha büyük hareket amplifikasyonuna sahiptir. 3 farklı ön yükleme seviyesi (sonra-bükülme, geçişme ve ön-bükülme) ve 3 farklı küme sürme genlikleri için sistemin frekans cevabı deneysel olarak elde edilmiştir. Kiriş geçiş bölgesinde ön yüklenildiğinde, alt-harmonik cevapları gözlemlenmiştir.

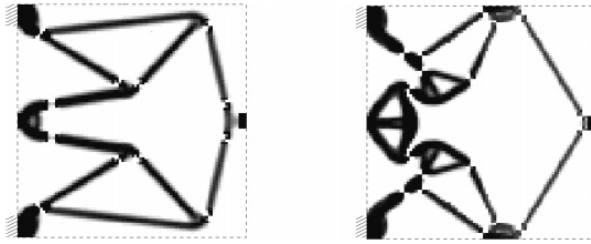
Aktuatör yapısının basit tek serbestlik dereceli doğrusal olmayan kiriş-yay modeli aslına uygun olduğunu onaylayarak deneysel sonuçları bir yüksek dereceye öngörür. Bu analitik modelde burulmayla ilgili kiriş-yay ile ilişkilendirilmiş moment çok-değerlendirilmiş cevap karakteristikleri sergiler. Bu kiriş-yay modelini kullanan parametre çalışmaları daha büyük amplifikasyon elde etmek için aşağıdaki tasarım kılavuzlarını gerektirir.

- Eğer periyot-1 hareketi tüm sürülen ilgili frekans menzili üzerinde gerekirse, daha yüksek sürülen genliklerine aynı sönümlenme için daha yüksek ön-yükleme seviyeleri gerekir.
- Sönümlemeyi arttırmak periyot-1 hareketinin meydana geldiği bölgeler için genişler, fakat periyot-1 hareketi çıkışının maksimumunu azaltır.

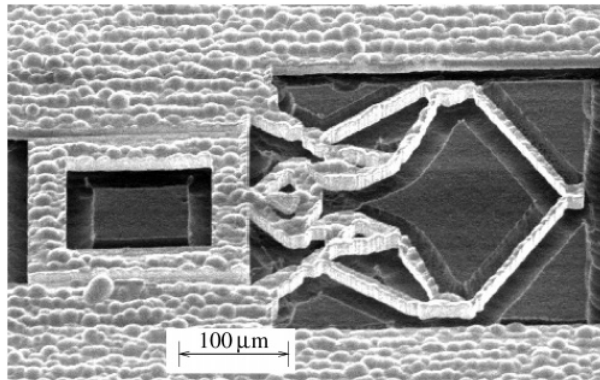
- Periyot-1 hareketini maksimuma çıkarmak için, ön-yüklem seviyesi düzeltilmiş sürülen genlik için mümkün olduğunca küçük olmalıdır, rezonans frekansı, aynı sürülen genlik için ön-yüklem seviyesi düşünce, düşer.

- Son olarak, sürülen genliğin arttırılması için aynı ön-yüklem seviyesi için sürülen frekansta düşmeyi gerektirir. Kiriş boyutları ve profili, çoğu uygulamanın çalışma ihtiyaçlarını karşılamak için uyum hale getirilebilir[21].

Claus B. W. Pedersen, Thomas Buhl ve Ole Sigmund, büyük-yer değiştirme esnek mekanizmaları için bir sentez aracı gibi topoloji optimizasyonunun kullanımını açıklamaktadır. Büyük-yer değiştirme mekanizmalarının sentezi için hedeflenen fonksiyon yol-üreten esnek mekanizmalar için bir formülasyon ile birlikte sunulmuştur. Esnek mekanizmaların cevapları toplam Lagrange sonlu eleman formülasyonu kullanılarak modellenir, hassasiyet analizi eklenik metodu kullanılarak gerçekleştirilir ve optimizasyon problemi hareket eden asimptotların metodu kullanılarak çözülür. Bazı sayısal problemleri atlayan prosedürler tartışılmıştır.



Şekil 1.45 : Topoloji sentezlenmiş kuvvet-çevirici mekanizmaları. Sol : Doğrusal sonlu eleman analizi kullanarak optimize edilmiş ve sağ : doğrusal olmayan sonlu eleman analizi kullanarak optimize edilmiş.



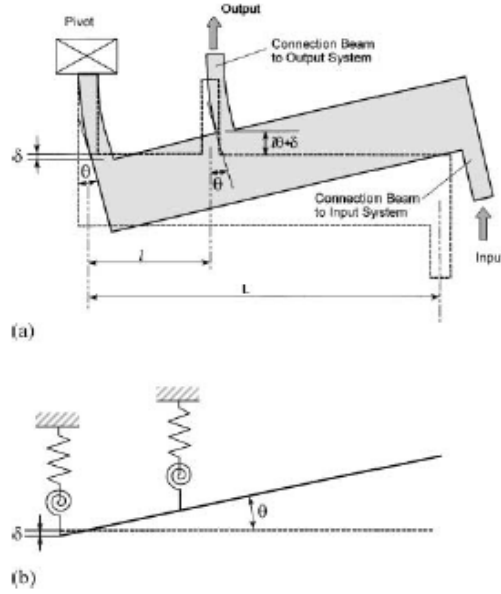
Şekil 1.46 : Lazer mikro-işleme yer değişikliği çevirici

Doğrusal olmayan sonlu eleman analizinin esnek mekanizmaların topoloji sentezinde çok önemli olduğu gösterilmiştir. Çıkış performansındaki kazancın, doğrusal analize nazaran doğrusal olmayan analiz kullanıldığında 2.5 faktör kadar daha yüksek olduğunu örnekler gösterir. Ayrıca, topoloji optimizasyon metodunun karmaşık yol-üretici esnek mekanizmanın üretimi için sentez aracı olarak kullanılabileceği gösterilmiştir. Doğrusal analize nazaran doğrusal olmayan analiz için hesaplanan zamandaki artma önemlidir. Halbuki doğrusal analiz ile optimizasyon hızlı işlem birimi (güzel ayırıştırma için) üzerinde birkaç saat kadar sürmektedir, doğrusal olmayan analiz ile aynı problem birkaç gün hesaplama zamanı sürer. Sayısal zamanı azaltmak için yollar araştırılmıştır. Bir fikir, doğrusal analiz kullanarak tasarlamaya başlamak ve belirli sayıda iterasyondan sonra doğrusal olmayan analizi uygulamaktır.

Son olarak, yazılım termal olarak ve elektro termal olarak uyarılan yapıları içerecek şekilde genişletilmiştir. Burada sunulan mekanizma topolojileri oldukça basit ve çok son-işleme olmadan üretilebilir. Basitlik, başlıca sonuçlanan topolojilerde küçük detayları eleyen ağ-bağımsızlığı filtresi uygulanmasından dolayıdır. Mikro cihazların üretimi lazer mikro-işleme kullanılarak gerçekleştirilir. Çevre grafiğini çizme programı ile, 1 μm çözünürlükte bit eşlem topoloji optimizasyon programının çıkışından elde edilir. Bit işlem dosyası lazer-mikro-işleme yazılımına direkt olarak aktarılır. Bu yolla, prototip üretilip test edilecektir. Şekil 1.45 (sağ) den en iyi şekilde kullanılan topolojiyle ilgili lazer mikro-işlenmiş aktuatör Şekil 1.46 da gösterilmiştir[22].

X.-P.S. Su ve H.S. Yang, titreşimli ivme ölçerde çıkış sistemi olarak çift-uçlu ayarlama çatalı ile tasarım sorunlarını adreslemek için tek-kademeli esnek mikro kaldırıcı mekanizmasının analizi ve optimizasyonunu sunmuşlardır. Mikro kaldırıcı mekanizmaların, mekanik ve geometrik avantajları gerçekleştirebilmek için imkan dahilinde Mikro-Elektro-Mekanik-Sistemlerde (MEMS) geniş uygulamaları vardır. Mikro-üretim teknolojisi tarafından sınırlamalar, mikro kaldırıcı mekanizmalarına düzlemsel dirsekler tarafından biçim verilmiştir ve esnek mekanizmalar olarak adlandırılmıştır. Çıkış sisteminin eksenel ve dönel yay sabitleri önemli şekilde amplifikasyon faktörünü etkiler ve maksimum kuvvet amplifikasyonuna ulaşmak için bir dayanağına (yüksek eksenel yay sabiti ve düşük dönel yay sabiti ile istenir) uymasına ihtiyaç vardır. Bu esneklik-uyma teorisi hem tek-kademeli hem de

çok kademeli mikro-kaldıraç mekanizmalarının tasarımı için çok önemlidir. Şekil 1.47 de ikinci çeşit mikro kaldıraç görülmektedir.



Şekil 1.47 : (a) Yüklemeden önce ve sonra ikinci çeşit mikro kaldıraç; (b) yükleme altındaki mikro kaldıraçın fiziksel modeli

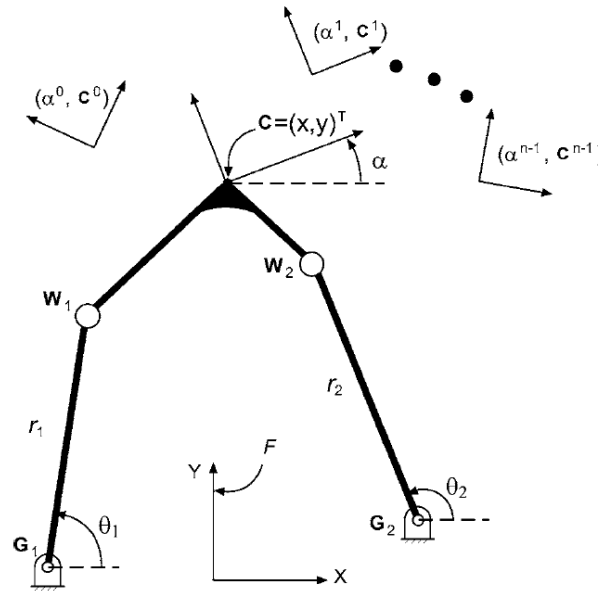
Esnek mikro kaldıraç mekanizmasının tasarımı için bir analitik model geliştirilmiştir. A, kuvvet amplifikasyon faktörünün, genel formülasyonu, tek kademeli mikro kaldıraçta türetilmiştir. Amplifikasyon faktörü sadece ideal kaldıraç oranı (L/l), dayanağın geometrisine değil aynı zamanda çıkış sisteminin eksenel ve bükme yat sabitlerine bağlıdır.

Mikro kaldıraç mekanizma tasarımında anlayış sağlamak için, A^* , “amplifikasyon katsayısı” denen bir terim, (i) pivot ve çıkış sisteminin bükme yay sabitlerinin toplamı ve (ii) pivot ve çıkış sisteminin eksenel yay sabitlerinin çarpımına göre tersinin toplamının sonucu olarak tanımlanmıştır. Amplifikasyon faktörü artarken, amplifikasyon katsayısı azalır. Pivot ve çıkış sisteminin eksenel ve bükme yay sabitleri arasında, amplifikasyon katsayısı ve amplifikasyon faktörü üzerinde daha etkili olan daha geniş bükme yay sabiti ve daha küçük eksenel yay sabiti vardır.

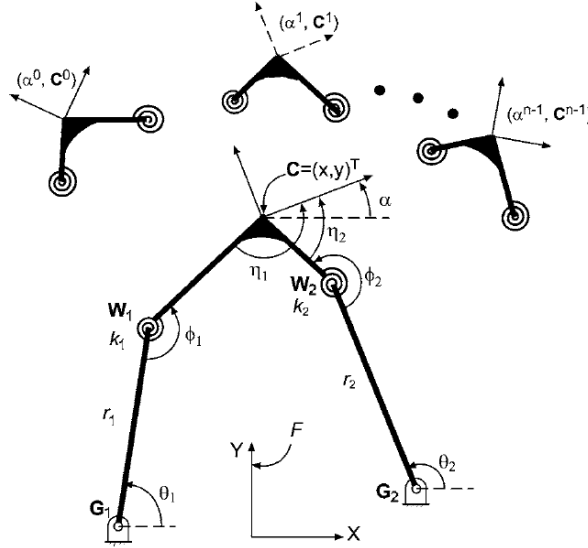
Titreşimli ivme ölçerde tek kademeli mikro kaldıraç mekanizmasının tasarım ve optimizasyonu hem analitik hem de FEM yaklaşımlarıyla sunulmuştur. Güzel uyumlar, bu farklı metotların arasından elde edilmiştir.

Tek-kademeli mikro kaldıraç mekanizması bileşik mikro kaldıraç tasarımında temel elemandır. Titreşimli-çıkış-mikro-ivme ölçerinin ötesinde mikro elektro mekanik sistemlerde yararlı olan önemli bir yapı bloğudur[23].

Hai-Jun Su ve J. Michael McCarthy, düzlemde 3 belirlenmiş denge konfigürasyonu ile bir esnek 4-kollu eklem için sentez denklemlerini formüle etmiş ve çözmüşlerdir. Rijit-gövde mekanizmalarına gelince kinematik sentez denklemleri, tasarım denklemlerini biçimlendirmek için eğilme pivotlarında denge zorlamaları ile birleştirilmiştir. Bu denklemler, sinüs ve kosinüs fonksiyonları kullanılan denge denklemlerinde mafsalsal açısı değişkenleri modellenerek basitleştirilmiştir. Polinom hopotopisinin sürmesi, Newton-Raphson tekniği kullanılarak düzeltilen bu tasarım denklemlerini karşılayan tasarım adaylarının tümü hesaplanarak uygulanır. Sayısal örnek, 8 gerçek örnekten elde edilen hopotopi çözücüsünün olduğu tasarım metodolojisini göstermektedir. Bunlardan 2 tanesi 2 kararlı ve 1 kararsız denge durumunu sağlar ve bundan sonra, 2 durumlu esnek mekanizma prototipi olarak kullanılabilir. Şekil 1.48 de rijit-gövde 4-kollunun sentezi ve şekil 1.49 da esnek 4-kollunun sentezi görülmektedir.



Şekil 1.48 : n adet belirlenmiş görev konumlarına ulaşmak için rijit-gövde 4-kollunun sentezi

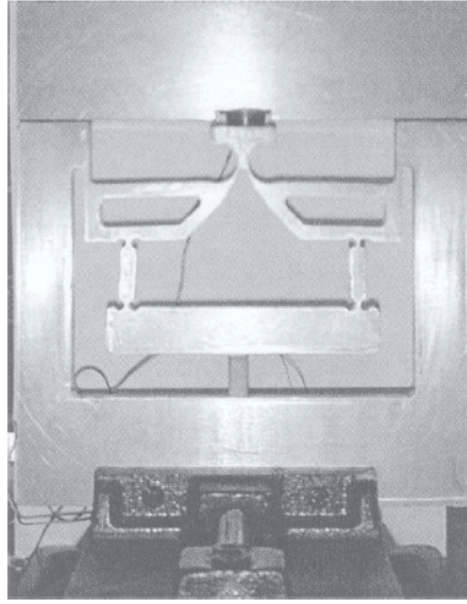


Şekil 1.49 : n adet belirlenmiş denge konumlarına ulaşmak için esnek 4-kollunun sentezi

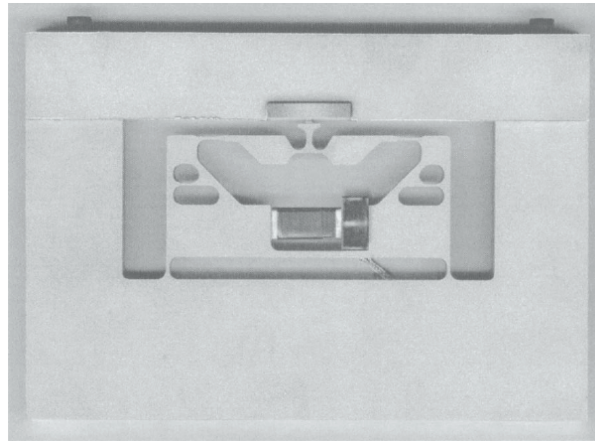
Burada 2 topraklanmış rijit gövde mafsalları ve 2 sabit olmayan bükülgen mafsallar ile esnek 4-kollu eklemin denge konumu sentezinin yeni formülasyonu sunulmuştur. Bu dizinin mafsallarında doğrusal tork yer değiştirme fonksiyonları polinom hopotopi çözücüsü kullanarak tasarım ve denge denklemlerinin çözümünü sağlayan harmonik formül tarafından yaklaşık olarak değerlendirilmiştir. Newton-Raphson düzeltme rutini bu yaklaşımın etkilerini uzaklaştırmak için kullanılmıştır. Sonuç, belirlenmiş denge konfigürasyonları ile esnek mekanizmaların tasarlama yeteneğidir. Metodoloji, bu tasarımın tam ters statik analiz ile birleştirilen çözümlerin arasında bilinen bir tasarımın sağlanması sayesinde doğrulanmıştır[24].

MARY FRECKER ve SHAWN CANFIELD, katı model üreterek en uygun topoloji çözümü kullanmasını ve sonuçta oluşan tek parça esnek mekanik amplifikatörlerin ayrıntılı tasarım ve analizi sayesinde aktuatör performansının geliştirilmesini çalışmışlardır. Optimizasyon metodu, piezo seramik küme aktuatörleri için esnek mekanik amplifikatörlerin tasarımı için geliştirilmiştir. Topoloji optimizasyon metot yaklaşımı amacın strok amplifikasyonunun maksimuma çıkarıldığı yerde kullanılır ve sonuçlar güzel algoritma yakınsaması ve güzel mekanizma performansı gösterir. Amplifikasyon ve aktuatörün mekanik avantajı üzerinde çeşitli bükülme menteşe konfigürasyonları ve diğer tasarım parametrelerinin etkisinin çalışması gerçekleştirilmiştir. Geniş strok amplifikasyonu ile başka aktuatör optimizasyon algoritmasına rastgele başlangıç noktalarının grubu kullanılarak tasarlanmıştır.

Prototip aktuatörleri üretilmiştir ve deneysel onaylamaların sonuçları sunulmuştur. Şekil 1.50 ve 1.51 de prototipler görülmektedir.



Şekil 1.50 : Prototip



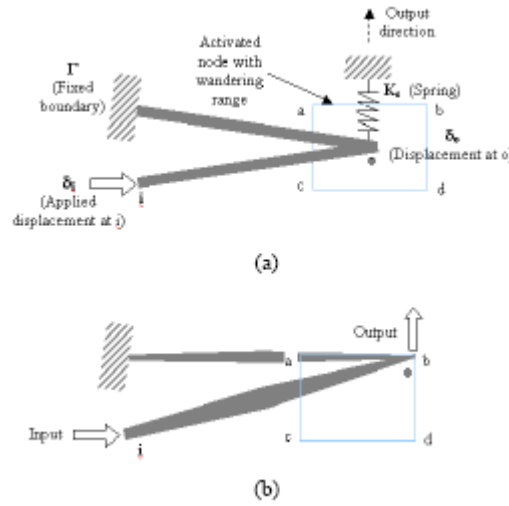
Şekil 1.51 : Prototip

Burada açıklanan topoloji optimizasyon metodu, PZT kümeler gibi aktif malzemeler için mekanik amplifikatörlerin tasarımı için sistematik metot ile aktuatör tasarımcıları sağlar. Esnek amplifikatörler, fiziksel ölçü veya diğer sınırlamalardan dolayı esnek gerilim aktuatörü veya kaldıraç sistemin çalışmadığı yerdeki uygulamalar için tasarlanmıştır. Bu metot, herhangi şekil veya ölçü tasarım alanında tamamıyla geneldir ve kümeden aktuatör çıkışına kuvvet ve hareket iletiminin kombinasyonu öngörülebilir. Topoloji optimizasyon metodu sınırlıdır, buna rağmen, GA ‘nın maksimuma çıkarılmasında büyüklük üzerinden hiçbir direkt kontrol

yoktur. Buna ilaveten, çözüm bulunması garanti edilmez. Bazı problemler için, geniş strok amplifikasyonu ile bir çözüm elde edilmesi mümkün olmayabilir. Bu yaklaşımının ileri sınırlamaları, sabit giriş kuvveti sağlayan PZT kümesinin ve rijitlik eşleşmesi konusunun hala düşünülmesi gerektiğini farz ederek açıklayan esnek mekanizma amplifikatörünün topolojisidir. Topoloji optimizasyon işleminde tam rijitliğin direkt kontrolü zordur fakat takip eden optimizasyon işleminde esnek mekanizmanın rijitliğini belirlemek mümkündür. Burada topoloji bir önsel tanımlar ve bireysel elemanlar belirlenmiş rijitliğe ulaşmak için büyüklüğüne göre ayrılmıştır.

2 örnek sunulmuştur. Burada en uygun topoloji tek parça esnek mekanizma amplifikatörüne çevrilmiştir. İlk örnekte, GA topoloji değiştirme dışında tasarımın çeşitli ayırım parametrelerini değiştirme ve bükülgen mesnetleri birleştirme sayesinde geliştirilir. Alüminyum prototipin test edilmesi, strok amplifikasyonunun tahmin edilmiş ve ölçülmüş değerleri arasında güzel uyuma gösterir fakat kuvvet iletiminin tahmininde kötü uyuma vardır. Bu, çerçeveleme ayaklarında kayıplara ve PZT küme tarafından sağlanan kuvvetin zayıf tahminine sebep olmaktadır. İkinci örnekte, optimizasyon algoritmasında rastgele başlama noktaları grubu kullanılması sayesinde elde edilerek yüksek GA ile en uygun topoloji sunulmuştur. Alüminyum prototipin test edilmesi PZT küme kuvvetinin direkt olarak ölçülerek ikinci yükleme hücresinin birleştirilmesinden dolayı kuvvet iletiminde iyi uyuma gösterir. Strok amplifikasyonunda kötü uyuma, ayrıntılı sonlu eleman modelinde yakalanamayan çerçeveleme ayağında kayıplara bağlanır[25].

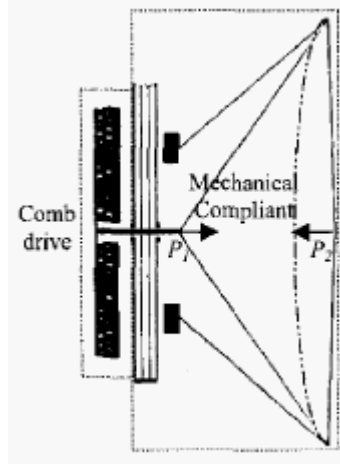
Jinyong Joo, Sridhar Kota ve Noboru Kikuchi, konik kiriş elemanları kullanılan esnek mekanizmaların boyut ve şekil optimizasyonu için doğrusal olmayan formülasyon sunmuşlardır. Burada, boyut her çubuğun kesit alanını anlatmaktadır ve şekil (veya geometri) düğümlerin konumunu anlatmaktadır. Doğrusal ve doğrusal olmayan formülasyonlara dayanan tasarımlar bir strok amplifikasyon mekanizma örneği kullanılarak karşılaştırılmıştır. Ayrıca, esnek mekanizmanın ölçeklendirme etkisi incelenmiştir. Şekil 1 de problem tanımlamaları ve sonuç görülmektedir.



Şekil 1.52 : Problem tanımlamaları ve son sonuç : (a) Boyut ve şekil optimizasyonu için problem tanımlamaları. (b) Konik kiriş elemanları ve şekildeki değişiklikleri gösteren optimize edilmiş sonuç.

Burada, geometrik doğrusal olmama durumu düşünülerek boyut ve şekil sentezi metodolojisi konik kiriş elemanları kullanılarak gösterilmiştir. Strok amplifikatör örneği, doğrusal olmayan sentez sonucunun sadece %75'e ulaşan doğrusal sentezden sonra mekanizmanın GA 'sını gösterir. Tasarımların boyut ve şekli uygulanan kuvvet veya yer değiştirme değıştikçe değışir. Burada ayrıca, kuvvet-yer değıştirme ilişkisinde tek düze olmayan davranış ile tasarlanan esnek mekanizmaya uygulanan ölçeklendirme kuralları da gösterilmiştir[26].

Li, J., Liu, Z.S., Lu, C., Zhang, Q.X. ve Liu, A.Q., büyük oran ile bir süre devam eden mikro işlenmiş yer değıştirme amplifikatörü tasarlamış, simule etmiş, üretmiş ve karakterize etmişlerdir. Çatallanma etkisinin sonucu olarak büyük yer değıştirme oranı ve bir süre devam eden çıkış ile mikro mekanik amplifikatör burada rapor edilmiştir. Büyük çıkış yer değıştirmesi çatallanma etkisi sayesinde bir süre devam eden çıkışın gerçekleştiği esnek konfigürasyonun elastik deformasyonu boyunca küçük giriş hareketinin büyütülmesi sayesinde gerçekleştirilir. Esnek mikro yapıların konfigürasyonu çatallanma etkisi vasıtasıyla 100. kat'a kadar yer değıştirme büyütümü ve bir süre devam etmenin sonuçları ile analiz edilmiştir. Bunun gibi amplifikatör, giriş yer değıştirme 54.2 olan yer değıştirme oranlı ile sadece 0.96 μm iken 52.0 μm çıkış yer değıştirmesini gösteren derin tepkin iyon aşındırma (DRIE) işlemi çalıştırılarak üretilmiştir. Bundan sonra, çıkış yer değıştirmesi çatallanma etkisinden dolayı kararlı devam eder. Şekil 1.53 de amplifikatörün şematığı görülmektedir.

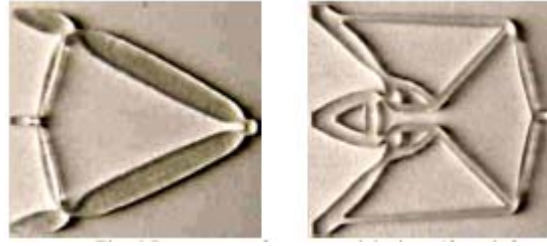


Şekil 1.53 : Bir-süre-devam-eden-yer değiştirme-mikro işlenmiş amplifikatörün şematığı.

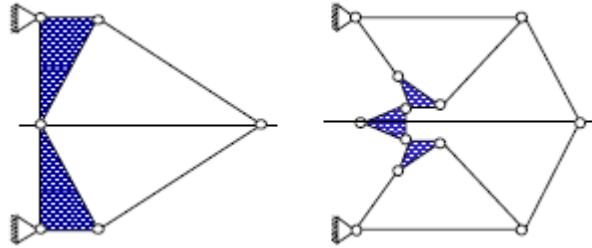
Esnek yapı, x-yönü boyunca 6 simetrik kirişten oluşmaktadır. Teorik model, en uygun tasarımı türetmek için oluşturulmuş ve kullanılmıştır. Bu analiz, esnek yapıların elastik deformasyonu sayesinde büyük yer değiştirme oranını gerçekleştiren önerilmiş yapıyı gösterir. Çatallanma etkisi kendi-mandallı kararlı çıkış yer değişmesini elde etmek için kullanılır. Deneysel sonuçlar, analitik ve sayısal simülasyon sonuçları ile iyi uyumuştur. Bundan sonra, büyük yer değiştirme oranı ile bir süre devam eden mikro işlenmiş amplifikatör, verimli yer değiştirme amplifikasyonu ve kararlı çıkış büyük yer değiştirmesi sağlayan çoğu uygulama da kullanılabilir[27].

Jiaguang Liu, Yibao Chen ve Zhen Luo, topoloji optimizasyon planları kullanan mikro aktuatör için tek parça esnek mekanizmaların tasarımını yapmışlardır. Burada, mikro-esnek mekanizmalar mikro-sistemlerde piezo elektrik malzemeler ile genel olarak birleştirilmiş mikro-aktuatörlerin mekanik parçalarını işaret etmektedir. Tek parça esnek mekanizmaların tasarımı için yeni çoklu-hedeflenen programlama metodolojisi optimizasyon hedefleri olarak düşünülen her iki mekanik esneklik ve yapısal rijitliğin olduğu topoloji optimizasyon planları kullanılması sayesinde sunulmuştur. Bu yolla geliştirilen esnek mekanizmalar sadece istenen çıkış yer değiştirmesini sağlamaz aynı zamanda yeterli rijitliği de sağlar. Bunları iş parçasını tutarken reaksiyon kuvvetine direnmek ve onun şeklini korumak için yapar. SIMP enterpolasyon planı, ayrıklaştırılmış değişkenlerin geniş miktarı ile asıl optimizasyon problemini rahatlatmak için tanıtılmıştır, malzeme modülü ve sözde-eleman yoğunlukları arasındaki bağımlılığı göstermek için uygulanmıştır. Buna ilaveten,

yoğunluk süzen yaklaşım, sonuçta oluşan mekanizmalarda dama tahtaları, ağ-bağımlılığı ve tek-düğüm bağlanmış menteşeler gibi sayısal teknikleri önlemek için sunulmuştur. Sıralı tümsek programlama metotlarının sınıflandırıldığı hareket eden asimptotların metodu optimizasyon problemini çözmek için uygulanmıştır. Burada sunulan metotların onaylanması bir karakteristik uygulama sayesinde doğrulanmıştır. Şekil 1.54 de prototipler ve şekil 1.55 de eş değer rijit gövde mekanizmaları görülmektedir.



Şekil 1.54 : Kavramsal tasarımların prototipleri (soldan sağa)



Şekil 1.55 : Eş değer rijit gövde mekanizmaları

Yeni çoklu-hedeflenen topoloji optimizasyonu formülasyonu kullanan esnek mekanizmaların tasarımı görüşülmüştür. Önerilen formülasyonda ortak enerjiyi maksimuma çıkaran ve ortalama esnekliği minimuma indiren 2 hedef düşünülmüştür. Buna rağmen, tek-düğüm bağlantılı menteşelerin hala açık konu olduğu ve beklentinin daha verimli planlar olduğu ve önerilen süzme yaklaşımının sadece bir dereceye kadar tek-düğüm bağlantılı menteşelerin geliştirilmesi için yararlı olduğu vurgulanmalıdır. SIMP enterpolasyon planı ve MMA metodu çoklu-hedeflenen topoloji optimizasyonunu çözer. Açıklayıcı örnek, önerilen metotların verimini ve onayını gösterir[28].

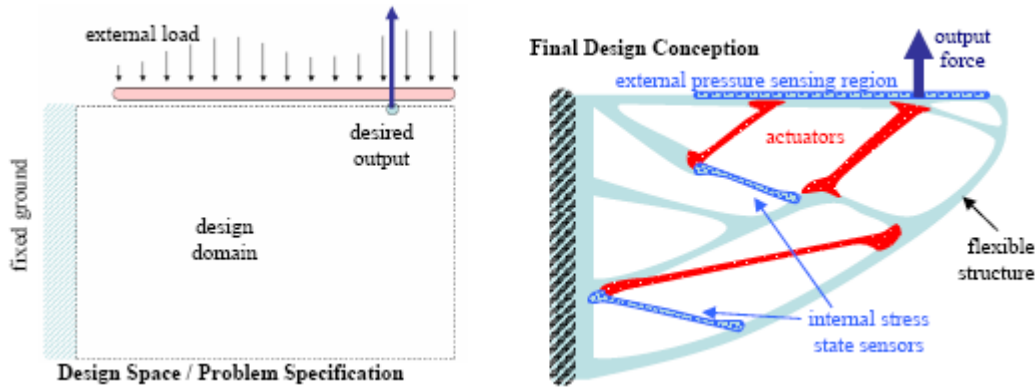
G. Arunkumar ve P. S. S. Srinivasan, esnek mekanizmanın çeşitli avantajlarını ve esnek mekanizmaların tasarımındaki bazı zorlukları ve topoloji optimizasyonu yaklaşımı kullanılarak geliştirilen piezo elektrik aktuatörün yer değiştirme amplifikasyonu için esnek mekanizma tasarlanmasını araştırmışlardır. Esnek

mekanizmalar, kararlılık, sağlamlık ve onların birimleştirilmiş yapısı sayesinde verilen üretimin kolaylığından dolayı aktif araştırmanın odağıdır. Buna rağmen, bu mekanizmalar için sistematik tasarım tekniklerinin geliştirilmesinde önemli gelişmelere karşın, halen esnek mekanizmalar, rijit gövde mekanizmalarının kolayca gerçekleştirilebildiği belirli kinematik görevleri gerçekleştirmeyi yapamaz. Mekanizmanın geometrik avantajının genel strok amplifikasyonu ve mekanizmanın genel mekanik verimi hedeflenen fonksiyonlar olarak düşünülmüştür. Bu hedeflerin maksimizasyonu 2 farklı çözüm metodu, sıralı doğrusal programlama ve en iyilik kriter metodu kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

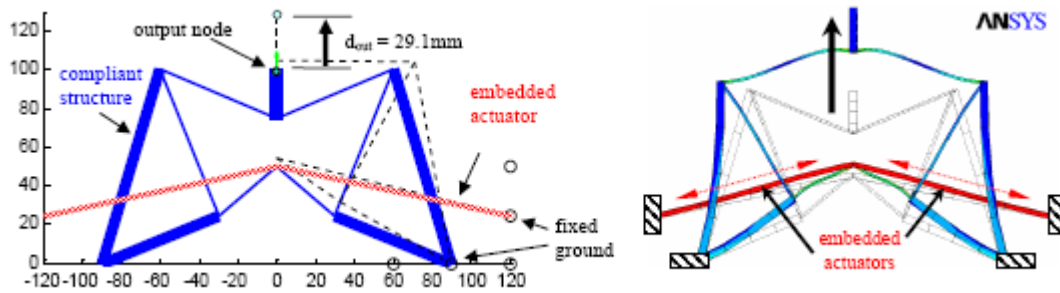
Fonksiyonel özelliklere dayanan problem formülasyonları esnek mekanizmanın topoloji sentezi için başarıyla gösterilmiştir. GA ve ME 'de, fonksiyonel özelliklerden 1 'i hedeflenen fonksiyon olarak tanımlanmıştır. Hacim ve yer değiştirme üzerinde gerçekçi sınırlamalar topolojinin geometrisini kısıtlayarak ortaya çıkmıştır. Burada açıklanan topoloji optimizasyon metodu PZT kümeleri gibi olan aktif malzemeler için mekanik amplifikatörlerin tasarımı için sistematik metot ile aktuatör tasarımcıları sağlamaktadır. Bu metot her hangi şekil ve boyut tasarım alanı ve küme aktuatör çıkışından kuvvet veya hareket aktarmasının her hangi kombinasyonunu ön görebildiğinden tamamıyla geneldir. Çıkış yönünü değiştirmek mümkündür[29].

Brian Trease ve Sridhar Kota, esnek aktif yapı dahilinde dağılmış çalıştırma ve algılama için algoritmik çerçeve kurma amacıyla çalışmalar yapmışlardır. Esnek sistemin tasarımı için bir çerçeve sunulmuştur, örnek olarak gömme aktuatörler ve gömme sensörler ile esnek mekanizmanın eş zamanlı tasarımı. Metotlar, çeşitli ağırlık ve performans sınırlamalarına cevap verirken maksimum enerji verimi ve uyarlanabilir performans için en uygun yapısal topoloji ve aktuatörlerin ve sensörlerin yerleşimini eş zamanlı birleştirmektedir. Metodolojinin içerdiği ana özellikleri (1) konum, yönelim ve aktuatörlerin boyutunun eş zamanlı optimizasyonu, esnek aktarım topolojisi ile aynı anda meydana gelir ve (2) esnek sistem tasarımında kontrolün öneminden ve onların uygulanmasından ileri gelen kontrol edilebilirlik ve gözlenebilirliğin kavramlarıdır. Genetik algoritmaları, bağlanabilirlik için grafik araştırmalarını, çoklu yük olaylarını içeren kullanılan metotlar doğrusal sonlu eleman analizi ile uygulanır. Aktuatörler hem kuvvet üretici hem de yapısal esnek elemanlar gibi modellenir, optimizasyonda topoloji değişkenlerini de içerir. Sonuçlar çeşitli

çalışmalar için sağlanmıştır, içerdikleri : (1) Esnek amplifikatör için eş zamanlı aktuatör yerleştirme ve topoloji tasarımı ve (2) 3 kontrol edilen çıkış ağları ile şekil değiştirme uçak kanadı gösterimi. Bu metot için esas, her aktuatör için içeren tek sistem cevabına değinen yapısal ortogonallığın kavramıdır. Son olarak, kontrol edilebilirlik probleminden sonuçlar algılama için gözlenebilirlik için benzeşen genişlemeyi hareket ettirmek ve açıklamak için kullanılır. Şekil 1.56 da uyarlanabilir esnek sistemin vizyonu ve şekil 1.57 de çifte-aktuatör simetrik hareket amplifikatörü görülmektedir[30].



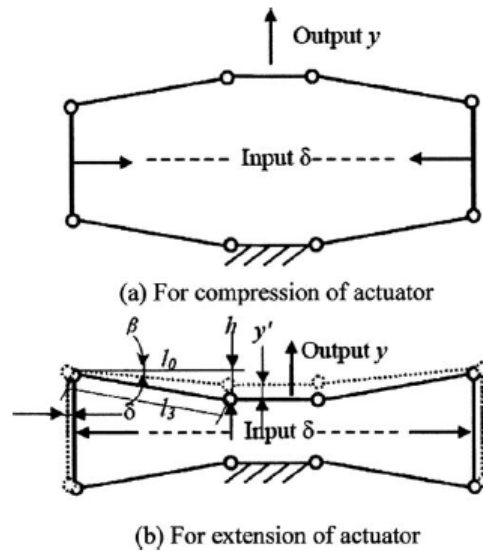
Şekil 1.56 : Uyarlanabilir esnek sistemin vizyonu. Belirlenmiş tasarım uzayı, dış yükleme koşulları ve istenen mekanik görev ile başlangıç, gömülmüş ve dağıtılmış aktuatörler ve sensörler ile bütünüyle-esnek sistem sentezlenmesi araştırılmıştır.



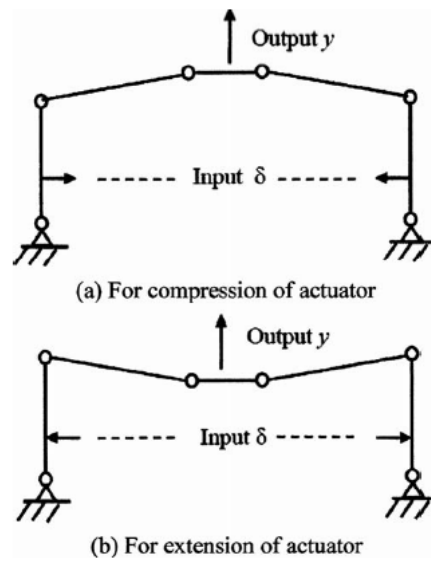
Şekil 1.57 : Çifte-Aktuatör Simetrik Hareket Amplifikatörü. $d_{\text{çıkış}}=29.1$ mm. $d_{\text{giriş}}=0.5$ mm / aktuatör. Kesikli çizgiler deforme olmuş yapıyı temsil eder. Sol : Matlab optimizasyon sonuçları. Sağ : ANSYS doğrusal olmayan sonlu eleman analizi

P. R. Ouyang, W. J. Zhang ve M. M. Gupta, yer değiştirme amplifikasyonu için simetrik 5-kollu yapıya dayanan yeni bir topoloji sunmuşlardır ve bir esnek mekanizma, amplifikatör için uygulanmıştır. Mekanik amplifikatör önemli bir cihazdır. Piezo elektrik aktuatör ile birlikte yüksek çözünürlük ve uzun menzil ile hareket gerçekleştirilir. Kısaca, yeni mekanik amplifikatör, esnek mekanik

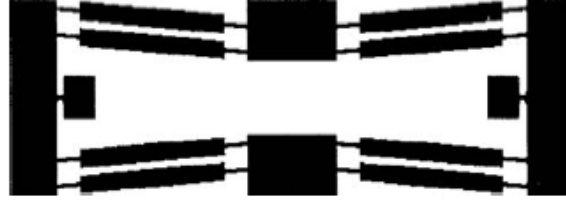
amplifikatör (CMA) olarak anılmıştır. Sunulan CMA, topoloji açısından mevcut CMAlara karşı olarak büyük amplifikasyon oranı ve yüksek doğal frekans gerçekleştirmektedir. Sonlu eleman metodu ile ayrıntılı analiz, kenarlarına radyus atılmış menteşeler kullanan çift simetrik kiriş 5-kollu yapının, 4-kollu topolojiye dayanan karşıtıyla karşılaştırıldığında iyi performans sağladığını ayrıca gösterir. Son olarak, deneyler teorik analizin bazı onaylamaları vermesi için yönetilmektedir. Şekil 1.58 de çift simetrik 4-kollu topolojiler, şekil 1.59 da simetrik 5-kollu topolojiler, şekil 1.60 da CMA, şekil 1.61 de farklı CMA prototipleri ve şekil 1.62 de CMA prototipi görülmektedir.



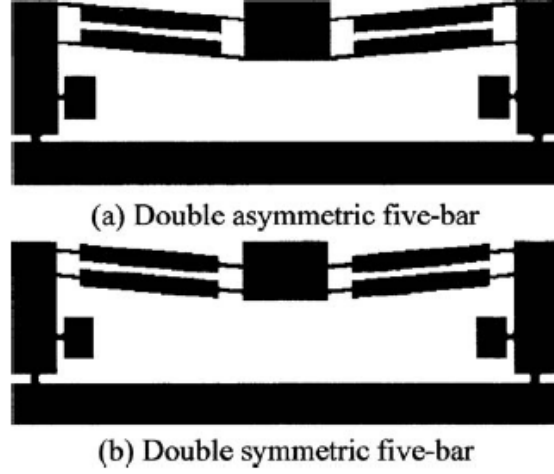
Şekil 1.58 : Yer değiştirme amplifikasyonu için çift simetrik 4-kollu topolojiler



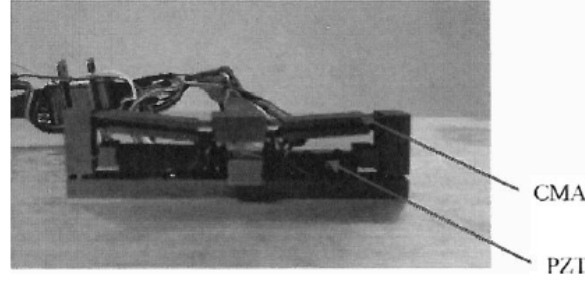
Şekil 1.59 : Yer değiştirme amplifikasyonu için simetrik 5-kollu topolojiler



Şekil 1.60 : Çift simetrik 4-kollu topolojiye dayanan CMA



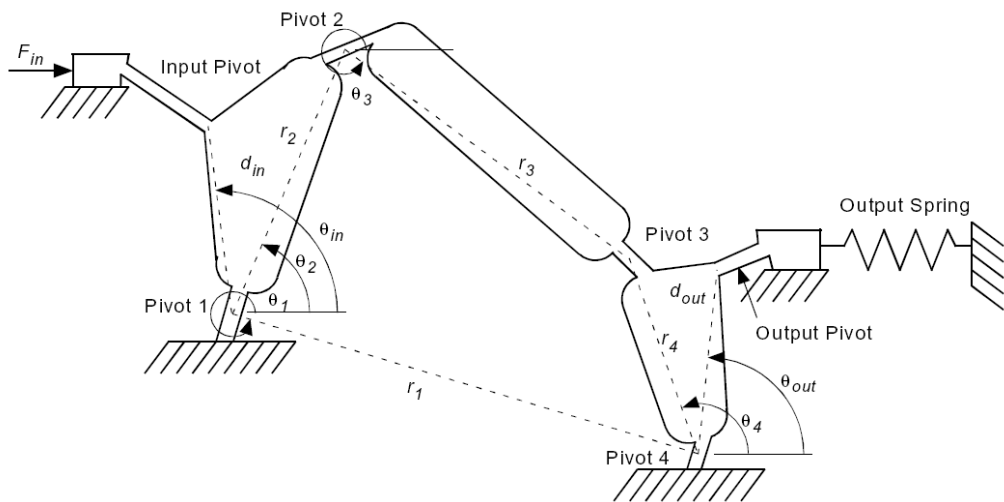
Şekil 1.61 : Tasarlanmış CMAların farklı profilleri



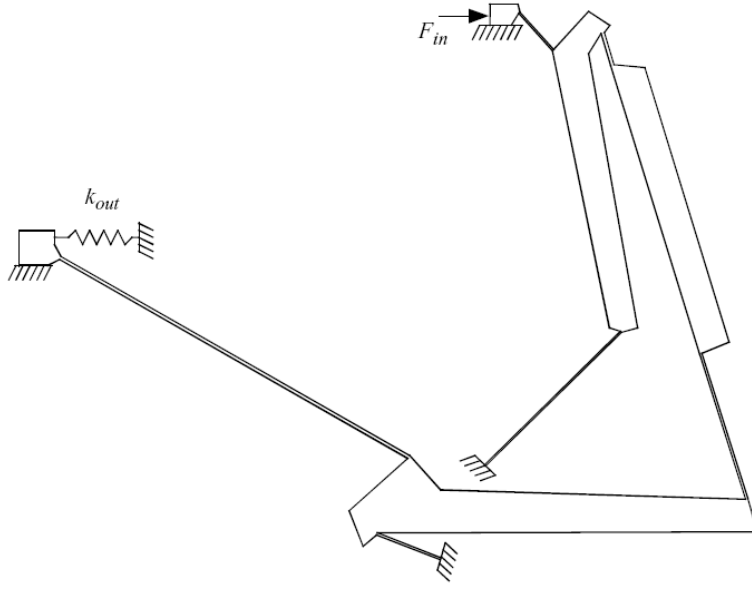
Şekil 1.62 : CMA 'nın prototipi

Sonlu eleman analizi yer değiştirme amplifikasyonu ve farklı esnek mekanik amplifikatörlerin dinamik davranışını çalışmak için kullanılmıştır. CMA prototipi yapılmıştır ve statik ve dinamik testleri gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar, çift simetrik kiriş 5-kollu yapının, çift simetrik 4-kollu yapıdan daha yüksek yer değiştirme amplifikasyon oranı ve doğal frekansı olduğunu gösterir. 2 tasarım parametresi, başlangıç yüksekliği ve bükülgen menteşenin kalınlığının, sistemin amplifikasyon oranı ve doğal frekansı üzerinde önemli etkileri olduğu bulunmuştur[31].

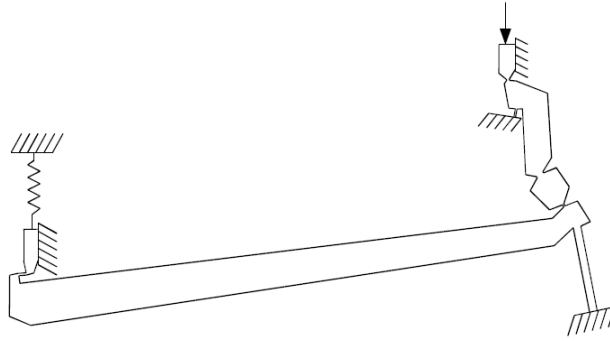
Parkinson, M.B., Jensen, B.D., ve Kurabayashi, K., mafsallar yerine esnek parçalar ile 4-kollu mekanizmaya dayanan cihaz topolojisi sunmuşlardır. Çoğu MEMS uygulamalarında, aktuatör veya güç çeviricinin kuvvet veya yer değiştirmesini büyütmek istenilen bir durumdur. Kuvvet veya mekanik avantajı büyüten cihazlar bu duruma tipik olarak yer değiştirme ve geometrik avantajı pahasına ulaşırlar. Aynı şekilde, geometrik avantajı büyüten cihazlarda bu mekanik avantajı pahasına yaparlar. Sonlu eleman analizi ve optimizasyon, çeşitli yükleme koşulları için kuvvet/yer değiştirme değiş tokuşunu ölçen çözümlerin bir Pareto dizisi geliştirmek için kullanılmıştır. Bu koşullara bağlı olarak, bu cihaz 23.7 'ye kadar kuvvet girişlerini ve 588 'e kadar yer değiştirme girişlerini çarpabilir, ivme ölçer veya gerilme-test sistemleri gibi kuvvet güç çevirici yanı sıra termal veya piezo elektrik harekete geçirmede kullanımına izin verilir. 2 amacın (mekanik ve geometrik avantaj) çoklu kriter optimizasyon probleminde ayrı ayrıdan ziyade birlikte düşünülmesi ile bu tasarımların verimi artmıştır. Şekil 1.63 de mekanizmanın parametrelerle ifade edilmiş modeli görülmektedir. Şekil 1.64 de 10 N/m lik çıkış rijitliği kullanılan çıkış kuvvetinin maksimize edilmesi için en uygun tasarım görülmektedir. Burada amplifikasyon faktörü (Mekanik Avantaj) 6.25 ve geometrik avantaj 0.114 dür. Şekil 1.65 de 10 N/m lik çıkış rijitliği için geometrik avantajın maksimize edilmesi için en uygun tasarım görülmektedir. Burada geometrik avantaj 30.27 ve mekanik avantaj 0.009342 dir.



Şekil 1.63 : Bütünyle-esnek kuvvet veya yer değiştirme büyüten mekanizmanın parametrelerle ifade edilmiş modeli



Şekil 1.64 : 10 N/m lik çıkış rijitliği kullanılan çıkış kuvvetinin maksimize edilmesi için en uygun tasarım



Şekil 1.65 : 10 N/m lik çıkış rijitliği için geometrik avantajın maksimize edilmesi için en uygun tasarım

Sonuçlar, tek Pareto en uygun tasarımının çıkış yükünün boyutuna bağlı olarak çok farklı davrandığını gösterir. Bu nedenle, tasarım optimizasyonu, her problemin giriş ve çıkış yüklerine esnek mekanizmayı uyarlamak için farklı tasarım problemlerinde ayrı ayrı gerçekleştirilmiştir. Burada sunulan sonuçlar, çıkış rijitliğinin çok farklı değerleri için verilen mekanizma topolojisi için mümkün olan mekanik ve geometrik avantajının değerlerini göstermektedir. Her Pareto dizisi, ön görülmüş topolojinin çıkış yüklerinin geniş menzili üzerinde iyi çalıştığını gösteren, ideal $1/x$ eğrisi yakınındaki davranışını gösterir.

Ayrıca sonuçlar, düşük çıkış rijitliği ile cihazların geometrik avantajı, yüksek çıkış rijitliği ile olan tasarımlardan daha yükseğe yöneldiğini göstermektedir. Aksine, mekanik avantaj, rijit çıkış direnci ile tasarımlar için büyüktür. Bunun sebebi zayıf

ıkış yayı rijit yaya göre daha kolay dönerken, rijit çıkış yayı zayıf çıkış yayına göre daha hızlı kuvvet üretir. Bu davranış, bir uzak mesafeye taşınması gereken küçük çıkış yükü olduğu takdirde geniş çıkış yükü ve yer değiştirme amplifikasyon ile istenen durumlarda genel olarak istenen kuvvet amplifikasyonu olduğunda tasarım için avantajlıdır.

Giriş ve çıkış enerjisine bağlı olan Pareto-en iyi tasarımların verimi ayrıca çalışılmıştır. Genel olarak, zayıf çıkış yaylarında enerji depolama için gereken geniş dönmelere bağlı zayıf çıkış rijitliği ile tasarımlar çok düşük verime sahiptir. Bu geniş dönmelerin esnek mekanizmayı döndürmek için kullanılan giriş enerjisinin daha fazlasına ihtiyaı vardır. Ayrıca, çalışılan her Pareto dizisi (her k_{out} değerinde) yalnız mekanik veya geometrik avantajı maksimize eden tasarımlar için verimin giderek incelmesini gösterir. Hem mekanik hem de geometrik avantajı çeşitli ağırlıklar için genişletilebilir konu olduğu çoklu kriter optimizasyonu için verim artmıştır. Bunun için, verilen tasarım problemi için, ya geometrik ya da mekanik avantaj sadece verim pahasına genel olarak geliştirilebilir[32].

2. 1 KADEMELİ MİKRO RİJİT KUVVET ARTIMI MEKANİZMASININ STATİK VE DİNAMİK ANALİZİ

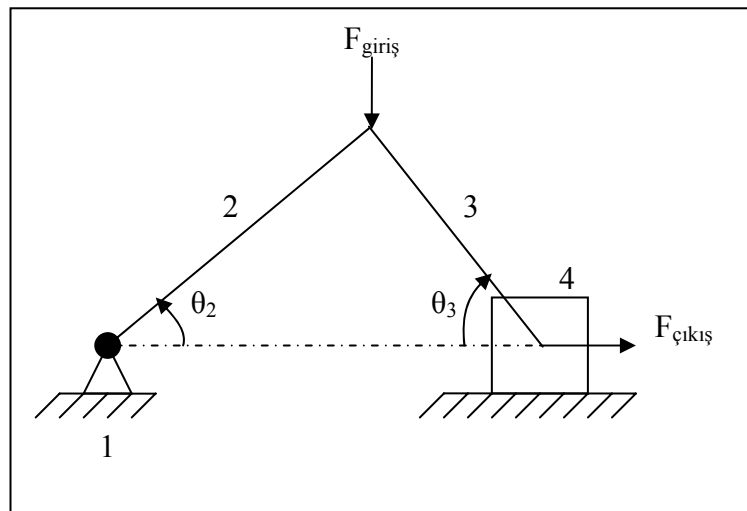
2.1 Amaç

Bu bölümde tek kademeli rijit kuvvet artımı mekanizmasının statik ve dinamik analizi yapılmıştır. Öncelikle statik kuvvet denklemleri çıkartılmıştır. Daha sonra matlab programı yardımıyla çıkış kuvveti ile giriş kuvveti arasındaki orana bakılmıştır. Bu orana amplifikasyon faktörü deniyor.

2.2 1 Kademeli Mikro Rijit Kuvvet Artımı Mekanizmasının Statik Analizi

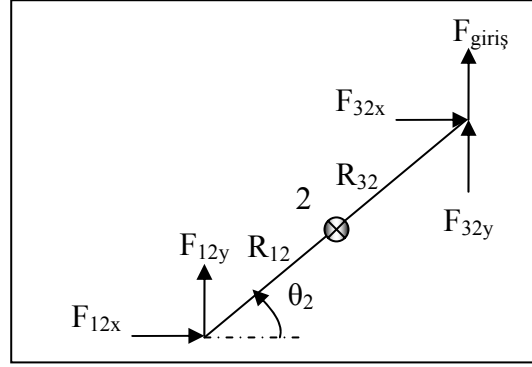
2.2.1 Statik kuvvet denklemlerinin çıkartılması

Makine tasarımında yoğun bir şekilde kullanılan bir başka mekanizmada krank-biyel mekanizmasıdır. Genel olarak bir dönme hareketini bir öteleme hareketine çevirmek için kullanıldığı gibi bir öteleme hareketini dönme hareketine çevirmek içinde kullanılabilir. Şekil 2.1 de tek kademeli mikro rijit kuvvet artımı mekanizması görülmektedir. Krank-biyel mekanizmasına benzemektedir.



Şekil 2.1 : Tek Kademeli Mikro Rijit Kuvvet Artımı Mekanizması

Çubukların tek tek serbest cisim diyagramı yardımıyla kuvvet denklemleri çıkartılacaktır. Bütün kuvvet yönleri + yönde alınmıştır[33]. Şekil 2.2 de 2 numaralı çubuğun serbest cisim diyagramı görülmektedir. Bu çubuk için denklemler çıkartılmıştır (2.1, 2.2, 2.3) ve şekil 2.3 ve şekil 2.4 de moment kolları gösterilmiş ve x ve y yönündeki moment kol eşitlikleri çıkartılmıştır (2.4, 2.5).

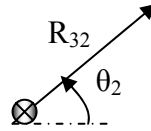


Şekil 2.2 : 2 numaralı çubuğun kapalı cisim diyagramı[33].

$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow F_{12x} + F_{32x} = 0 \quad (2.1)$$

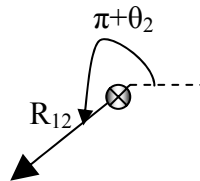
$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow F_{12y} + F_{32y} + F_{giriş} = 0 \quad (2.2)$$

$$\Sigma M_z = 0 \rightarrow (R_{12x} * F_{12y} - R_{12y} * F_{12x}) + (R_{32x} * F_{32y} - R_{32y} * F_{32x}) + R_{32x} * F_{giriş} = 0 \quad (2.3)$$



Şekil 2.3 : R₃₂ kolunun gösterimi

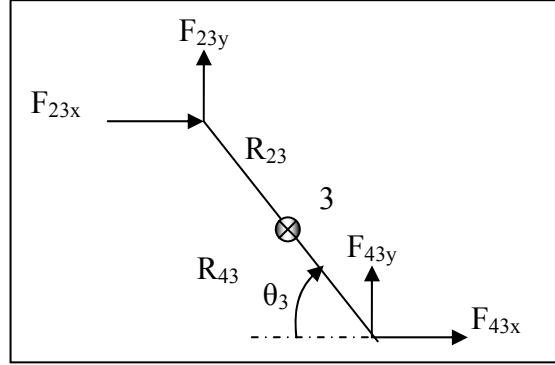
$$R_{32x} = \frac{R_2}{2} * \cos\theta_2 \quad R_{32y} = \frac{R_2}{2} * \sin\theta_2 \quad (2.4)$$



Şekil 2.4 : R₁₂ kolunun gösterimi

$$R_{12x} = \frac{R_2}{2} * \cos(\pi + \theta_2) \quad R_{12y} = \frac{R_2}{2} * \sin(\pi + \theta_2) \quad (2.5)$$

Şekil 2.5 de 3 numaralı çubuğun serbest cisim diyagramı görülmektedir. Bu çubuk için denklemler çıkartılmıştır (2.6, 2.7, 2.8) ve şekil 2.6 ve şekil 2.7 de moment kolları gösterilmiş ve x ve y yönündeki moment kol eşitlikleri çıkartılmıştır(2.9, 2.10).

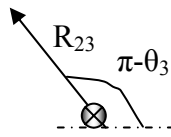


Şekil 2.5 : 3 numaralı kolun serbest cisim diyagramı

$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow F_{23x} + F_{43x} = 0 \quad (2.6)$$

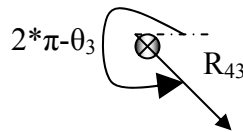
$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow F_{23y} + F_{43y} = 0 \quad (2.7)$$

$$\Sigma M_z = 0 \rightarrow (R_{23x} * F_{23y} - R_{23y} * F_{23x}) + (R_{43x} * F_{43y} - R_{43y} * F_{43x}) = 0 \quad (2.8)$$



Şekil 2.6 : R₂₃ kolunun gösterimi

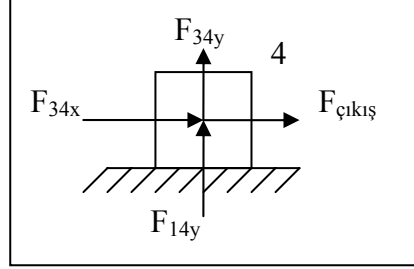
$$R_{23x} = \frac{R_3}{2} * \cos(\pi - \theta_3) \quad R_{23y} = \frac{R_3}{2} * \sin(\pi - \theta_3) \quad (2.9)$$



Şekil 2.7 : R₄₃ kolunun gösterimi

$$R_{43x} = \frac{R_3}{2} * \cos(2 * \pi - \theta_3) \quad R_{43y} = \frac{R_3}{2} * \sin(2 * \pi - \theta_3) \quad (2.10)$$

Şekil 2.8 de kayıcı bloğun serbest cisim diyagramı görülmektedir. Bu çubuk için denklemler çıkartılmıştır (2.11, 2.12).



Şekil 2.8 : Kayıcı bloğun serbest cisim diyagramı

$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow F_{34x} + F_{\text{çıkış}} = 0 \quad (2.11)$$

$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow F_{14y} + F_{34y} = 0 \quad (2.12)$$

Serbest cisim diyagramlarından 8 adet denklem çıkartılmıştır. 4 adet denklemde kuvvet eşitliği denklemlerinden gelecektir (2.13, 2.14, 2.15, 2.16).

$$F_{32x} + F_{23x} = 0 \quad (2.13)$$

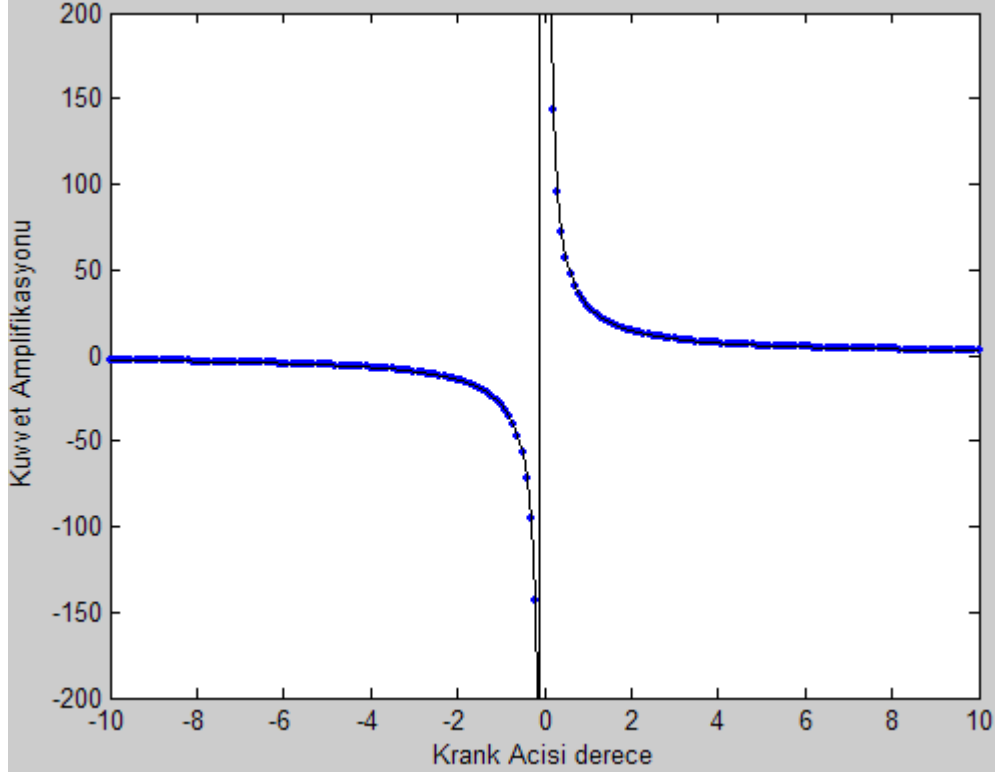
$$F_{32y} + F_{23y} = 0 \quad (2.14)$$

$$F_{43x} + F_{34x} = 0 \quad (2.15)$$

$$F_{43y} + F_{34y} = 0 \quad (2.16)$$

2.2.2 Denklemlerin çözdürülmesi ve sonuçlar

Toplam 12 bilinmeyen vardır ve 12 denklem çıkartılmıştır. Matlab yardımıyla bütün kuvvetler bulunmuştur. Amacımız kuvvet amplifikasyon değerini artırmaktır. Kuvvet amplifikasyon değeri = $F_{\text{çıkış}} / F_{\text{giriş}}$ oranıdır. Öncelikle tek kademeli bir sistemde kuvvet amplifikasyon değeri incelenmiştir.



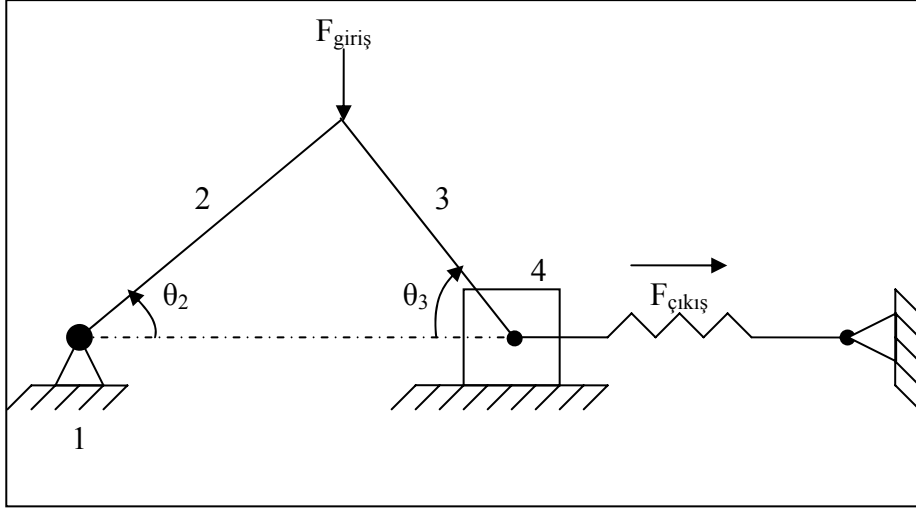
Şekil 2.9 : Amplifikasyon faktörünün açıya göre değişimi

Şekil 2.9 da görüldüğü üzere krank açısı 0 dereceye yaklaşınca kuvvet amplifikasyonu sonsuza gitmektedir. Açı ne kadar küçük olursa çıkış kuvveti o kadar artmış olacaktır.

2.3 1 Kademeli Mikro Rijit Kuvvet Artımı Mekanizmasının Dinamik Simülasyonu

2.3.1 Denklemlerinin çıkartılması

Dinamik simülasyonda da kuvvet denklemlerinden faydalanılmıştır fakat denklemlerde eşitliğin sağ tarafı artık 0 'a eşit değildir (2.17, 2.18, 2.19) ve kayıcı bloğun yanına bir yay eklenmiştir ve yay kuvveti de denkleme dahil edilmiştir. Kuvvet denklemlerinden 12 adet denklem çıkartılacaktır. Şekil 2.10 da 1 kademeli mikro rijit kuvvet artımı mekanizmasının dinamik analiz için oluşturulmuş modeli görülmektedir.



Şekil 2.10 : 1 Kademeli Mikro Rijit Kuvvet Artımı Mekanizması

$$\Sigma F_x = M_i \cdot A_{ci,x} \quad (2.17)$$

$$\Sigma F_y = M_i \cdot A_{ci,y} \quad (2.18)$$

$$\Sigma M_z = I_i \cdot \alpha_i \quad (2.19)$$

Burada, M kütle, A ivme, I kütle momenti, α açısal ivmedir, $\ddot{r}_i$ ivmedir[33].

2 numaralı krankın kuvvet denklemleri çıkartılmıştır (2.20, 2.21, 2.22).

$$\Sigma F_x = M_2 \cdot A_{c2,x} \rightarrow F_{12x} + F_{32x} - M_2 \cdot A_{c2,x} = 0 \quad (2.20)$$

$$\Sigma F_y = M_2 \cdot A_{c2,y} \rightarrow F_{12y} + F_{32y} - M_2 \cdot A_{c2,y} = -F_{giriş} \quad (2.21)$$

$$\Sigma M_z = I_{20} \cdot \alpha_2 \rightarrow (R_{12x} \cdot F_{12y} - R_{12y} \cdot F_{12x}) + (R_{32x} \cdot F_{32y} - R_{32y} \cdot F_{32x}) - I_{20} \cdot \alpha_2 = -R_{32x} \cdot F_{giriş} \quad (2.22)$$

3 numaralı biyelin kuvvet denklemleri çıkartılmıştır (2.23, 2.24, 2.25).

$$\Sigma F_x = M_3 \cdot A_{c3,x} \rightarrow F_{23x} + F_{43x} - M_3 \cdot A_{c3,x} = 0 \quad (2.23)$$

$$\Sigma F_y = M_3 \cdot A_{c3,y} \rightarrow F_{23y} + F_{43y} - M_3 \cdot A_{c3,y} = 0 \quad (2.24)$$

$$\Sigma M_z = I_{30} \cdot \alpha_3 \rightarrow (R_{23x} \cdot F_{23y} - R_{23y} \cdot F_{23x}) + (R_{43x} \cdot F_{43y} - R_{43y} \cdot F_{43x}) - I_{30} \cdot \alpha_3 = 0 \quad (2.25)$$

4 numaralı kayıcı bloğun kuvvet denklemleri (yay etkisi de dahil edilmiştir) çıkartılmıştır (2.26, 2.27).

$$\Sigma F_x = M_4 * \ddot{r}_1 \rightarrow F_{34x} - k*(x - x_0) = M_4 * \ddot{r}_1 \quad (2.26)$$

$$F_{34x} - M_4 * \ddot{r}_1 = k*(x - x_0) \quad (2.26a)$$

$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow F_{14y} + F_{34y} = 0 \quad (2.27)$$

4 adet denklemde kuvvet eşitliği denklemlerinden gelecektir (2.28, 2.29, 2.30, 2.31).

$$F_{32x} + F_{23x} = 0 \quad (2.28)$$

$$F_{32y} + F_{23y} = 0 \quad (2.29)$$

$$F_{43x} + F_{34x} = 0 \quad (2.30)$$

$$F_{43y} + F_{34y} = 0 \quad (2.31)$$

Moment kol denklemleri (2.32, 2.33, 2.34, 2.35) çıkartılmıştır.

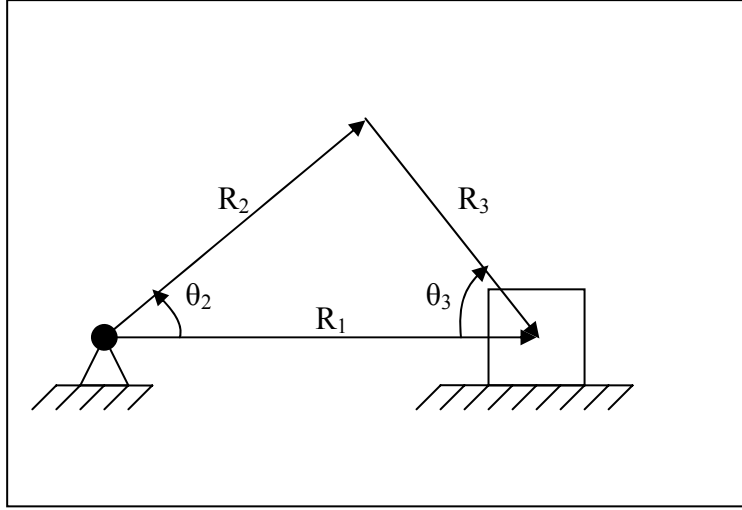
$$R_{32x} = \frac{R_2}{2} * \cos\theta_2 \quad R_{32y} = \frac{R_2}{2} * \sin\theta_2 \quad (2.32)$$

$$R_{12x} = \frac{R_2}{2} * \cos(\pi + \theta_2) \quad R_{12y} = \frac{R_2}{2} * \sin(\pi + \theta_2) \quad (2.33)$$

$$R_{23x} = \frac{R_3}{2} * \cos(\pi - \theta_3) \quad R_{23y} = \frac{R_3}{2} * \sin(\pi - \theta_3) \quad (2.34)$$

$$R_{43x} = \frac{R_3}{2} * \cos(2 * \pi - \theta_3) \quad R_{43y} = \frac{R_3}{2} * \sin(2 * \pi - \theta_3) \quad (2.35)$$

Vektör Döngü Denklemlerinden 2 adet denklem çıkartılacaktır[33]. Şekil 2.11 de vektör döngü denklemi için oluşturulmuş şekil görülmektedir.



Şekil 2.11 : Vektör Döngü Denklemi İçin Gösterim

1 kademeli mikro rijit kuvvet artımı mekanizması için vektör döngü denklemi :

$$R_2 + R_3 = R_1 \quad (2.36)$$

X ve Y koordinatlarına göre düzenlenirse :

$$r_2 \cos \theta_2 + r_3 \cos \theta_3 = r_1 \quad (2.37)$$

$$r_2 \sin \theta_2 - r_3 \sin \theta_3 = 0 \quad (2.38)$$

Bu denklemlerin (2.37, 2.38) zamana göre türevini alınca :

$$-r_2 \omega_2 \sin \theta_2 - r_3 \omega_3 \sin \theta_3 = \dot{r}_1 \quad (2.39)$$

$$r_2 \omega_2 \cos \theta_2 - r_3 \omega_3 \cos \theta_3 = 0 \quad (2.40)$$

Bu denklemlerin de (2.39, 2.40) bir kez daha türevi alınıyor. Vektör Döngü Denklemlerinin zamana göre 2. türevi :

$$-r_2 \alpha_2 \sin \theta_2 - r_2 \omega_2^2 \cos \theta_2 - r_3 \alpha_3 \sin \theta_3 - r_3 \omega_3^2 \cos \theta_3 = \ddot{r}_1 \quad (2.41)$$

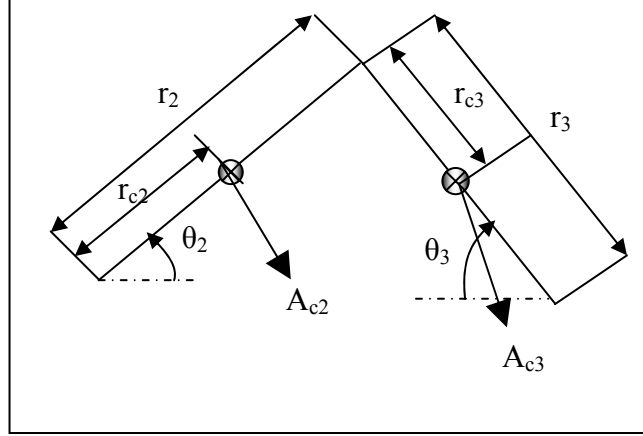
$$r_2 \alpha_2 \cos \theta_2 - r_2 \omega_2^2 \sin \theta_2 - r_3 \alpha_3 \cos \theta_3 + r_3 \omega_3^2 \sin \theta_3 = 0 \quad (2.42)$$

Sabit terimleri denklemlerin öbür tarafına atarak denklemler (2.43, 2.44) son halini alır.

$$\ddot{r}_1 + r_2 \alpha_2 \sin \theta_2 + r_3 \alpha_3 \sin \theta_3 = -r_2 w_2^2 \cos \theta_2 - r_3 w_3^2 \cos \theta_3 \quad (2.43)$$

$$r_2 \alpha_2 \cos \theta_2 - r_3 \alpha_3 \cos \theta_3 = r_2 w_2^2 \sin \theta_2 - r_3 w_3^2 \sin \theta_3 \quad (2.44)$$

Kütle merkezi ivmelerinden 4 adet denklem çıkartılacaktır[33]. Şekil 2.12 de bu denklemler için oluşturulmuş görünüm görülmektedir.



Şekil 2.12 : Kütle merkezi ivmeleri için görünüm

$$A_{c2} = \ddot{R}_{c2} \quad (2.45)$$

$$A_{c3} = \ddot{R}_2 + \ddot{R}_{c3} \quad (2.46)$$

Bu 4 denklem (2.47, 2.48, 2.49, 2.50) kuvvet denklemlerinde gereken kolların kütle merkezinin ivme bileşenleri ile mekanizmanın kinematik durumunu göstermektedir (kol yer değiştirmesi, hızı ve ivmeleri) [33].

Önceki denklemlerde de olduğu gibi bu denklemlerde x ve y yönlerindeki skaler denklemler grubu olarak gösterilebilirler.

$$A_{c2,x} = -r_{c2} \alpha_2 \sin \theta_2 - r_{c2} w_2^2 \cos \theta_2 \quad (2.47)$$

$$A_{c2,y} = r_{c2} \alpha_2 \cos \theta_2 - r_{c2} w_2^2 \sin \theta_2 \quad (2.48)$$

$$A_{c3,x} = -r_2 \alpha_2 \sin \theta_2 - r_2 w_2^2 \cos \theta_2 - r_{c3} \alpha_3 \sin \theta_3 - r_{c3} w_3^2 \cos \theta_3 \quad (2.49)$$

$$A_{c3,y} = r_2 \alpha_2 \cos \theta_2 - r_2 w_2^2 \sin \theta_2 + r_{c3} \alpha_3 \cos \theta_3 - r_{c3} w_3^2 \sin \theta_3 \quad (2.50)$$

Bu 4 denklemde (2.47, 2.48, 2.49, 2.50) sabitler bir tarafa bilinmeyenler bir tarafa atılarak aşağıdaki hali (2.51, 2.52, 2.53, 2.54) alırlar :

$$r_{c2} * \alpha_2 * \sin\theta_2 + A_{c2,x} = - r_{c2} * w_2^2 * \cos\theta_2 \quad (2.51)$$

$$- r_{c2} * \alpha_2 * \cos\theta_2 + A_{c2,y} = - r_{c2} * w_2^2 * \sin\theta_2 \quad (2.52)$$

$$r_2 * \alpha_2 * \sin\theta_2 + r_{c3} * \alpha_3 * \sin\theta_3 + A_{c3,x} = - r_2 * w_2^2 * \cos\theta_2 - r_{c3} * w_3^2 * \cos\theta_3 \quad (2.53)$$

$$- r_2 * \alpha_2 * \cos\theta_2 - r_{c3} * \alpha_3 * \cos\theta_3 + A_{c3,y} = - r_2 * w_2^2 * \sin\theta_2 - r_{c3} * w_3^2 * \sin\theta_3 \quad (2.54)$$

2.3.2 Denklemlerin çözdürülmesi ve sonuçlar

Toplam 18 denklem çıkartılmıştır ve 18 bilinmeyen vardır. Bunlar matlab programında yazılarak simulinke aktarılmıştır.

2 ve 3 numaralı çubuğun boyu $L = 300 \mu\text{m}$ olarak seçilmiştir. Ağırlık merkezi çubukların tam orta noktası olarak seçilmiştir. Çubukların kütesinin belirlenmesi gerekmektedir. Bunun için çubuk kalınlığı $b=10 \mu\text{m}$ ve çubuk yüksekliği $h= 8 \mu\text{m}$ olarak alınmıştır.

Çubuğun hacmi $V = b * h * L = 2.4 * 10^{-8} \text{ cm}^3$ olarak bulunmuştur.

Poli-silisyum (çok kristalli yapı) yoğunluğu $d = 2.33 \text{ g/cm}^3$ 'tür [34].

Çubuğun kütlesi (2.55) :

$$\begin{aligned} m &= d * V = 2.33 \text{ g/cm}^3 * 2.4 * 10^{-8} \text{ cm}^3 = 5.592 * 10^{-8} \text{ gr} \\ &= 5.592 * 10^{-11} \text{ kg} \end{aligned} \quad (2.55)$$

Ayrıca çubukların kütle atalet momentlerinin de bulunması gerekmektedir.

Kütle atalet momenti (2.56) :

$$\begin{aligned} I_{20} = I_{30} &= m * L^2 / 12 = 5.592 * 10^{-11} \text{ kg} * (300 * 10^{-6} \text{ m})^2 / 12 \\ &= 4.194 * 10^{-19} \text{ kg} * \text{m}^2 \end{aligned} \quad (2.56)$$

Ayrıca simulasyonda tutarlılık hatası da incelenmiştir[33].

$$R_1 - R_2 - R_3 = 0 \quad (2.57)$$

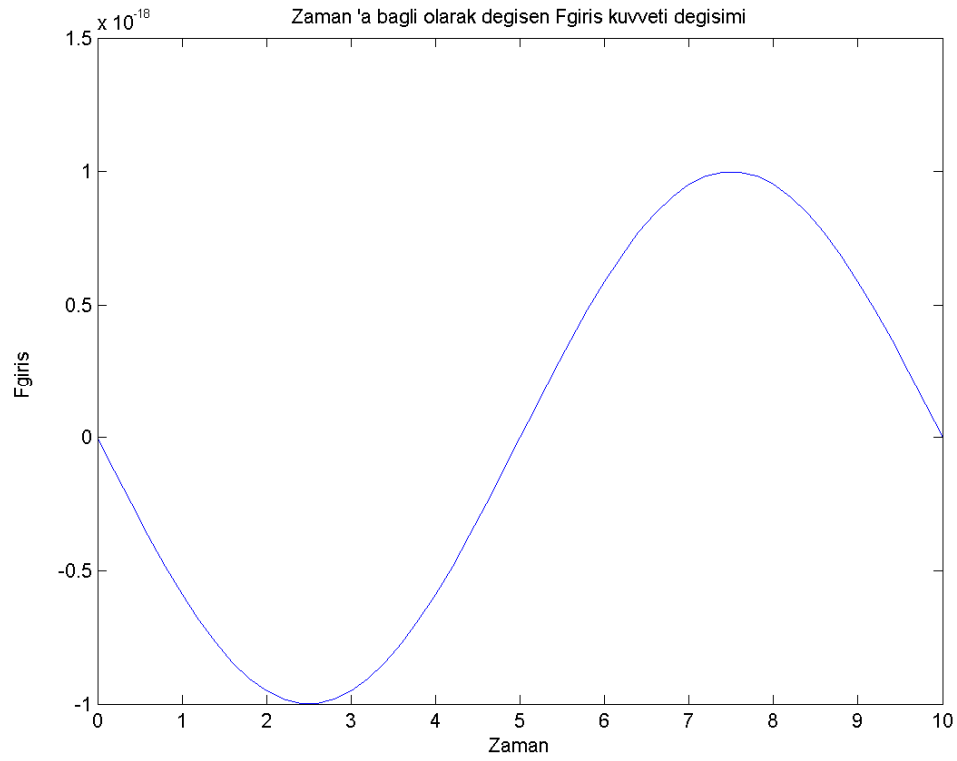
$$E = R_1 - R_2 - R_3 \quad (2.57a)$$

Burada (2.57a) E, tutarlılık hatasıdır.

Simulinkte giriş kuvveti olarak sinüsoidal kuvvet uygulanmıştır. Kuvvetin genliği 10^{-18} N ve frekansı $2\pi/10$ rad/saniye 'dir.

Başlangıç koşulu olarak $\theta_2=\theta_3=10^\circ$, $R_1=R_2*\cos 10+R_3*\cos 10= 590.8846518*10^{-6}$ m ve $w_2=w_3=\dot{r}_1=0$ alınmıştır.

k yay katsayısı 10^{-8} N/m olarak alınmıştır.

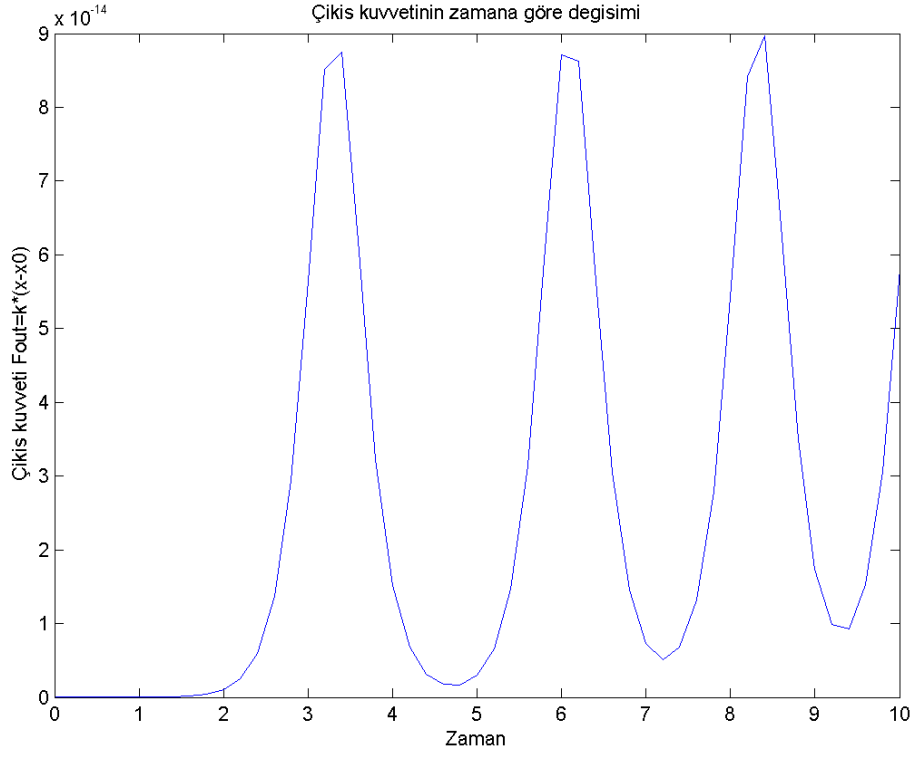


Şekil 2.13 : Giriş Kuvvetinin Zamana Bağlı Olarak Değişen Genliğinin Grafiği

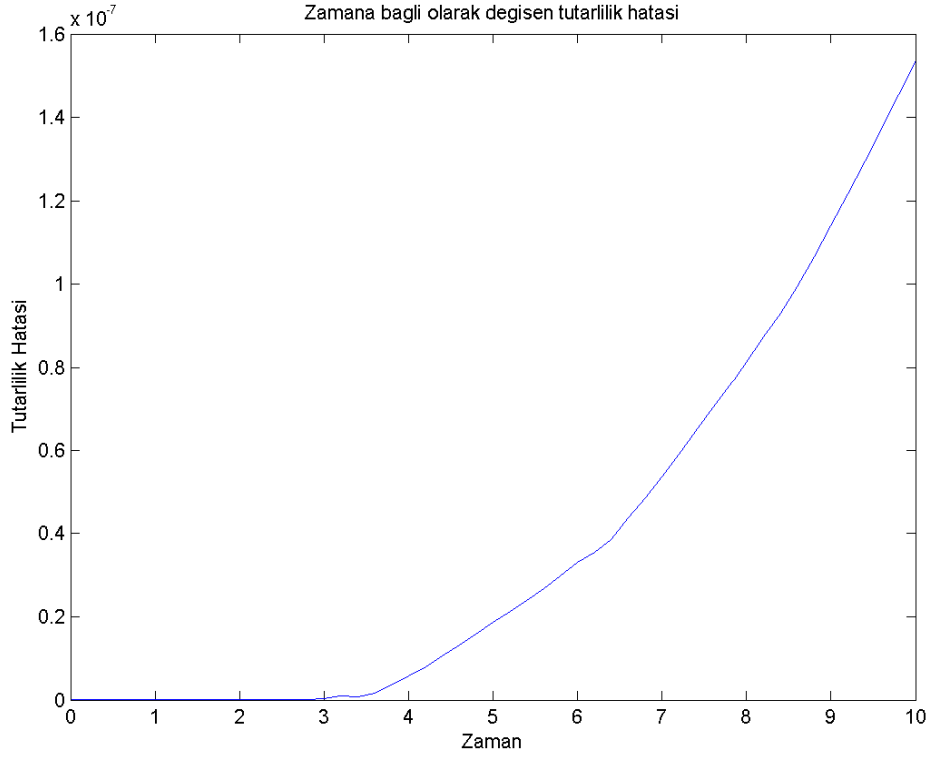
Şekil 2.13 de giriş kuvvetinin 10 saniye süresinde uyguladığı kuvvet görülmektedir.

Şekil 2.14 de çıkış kuvvetinin zamana göre değişimi görülmektedir.

Şekil 2.15 de tutarlılık hatası görülmektedir.



Şekil 2.14 : Çıkış kuvvetinin zamana göre değişimi



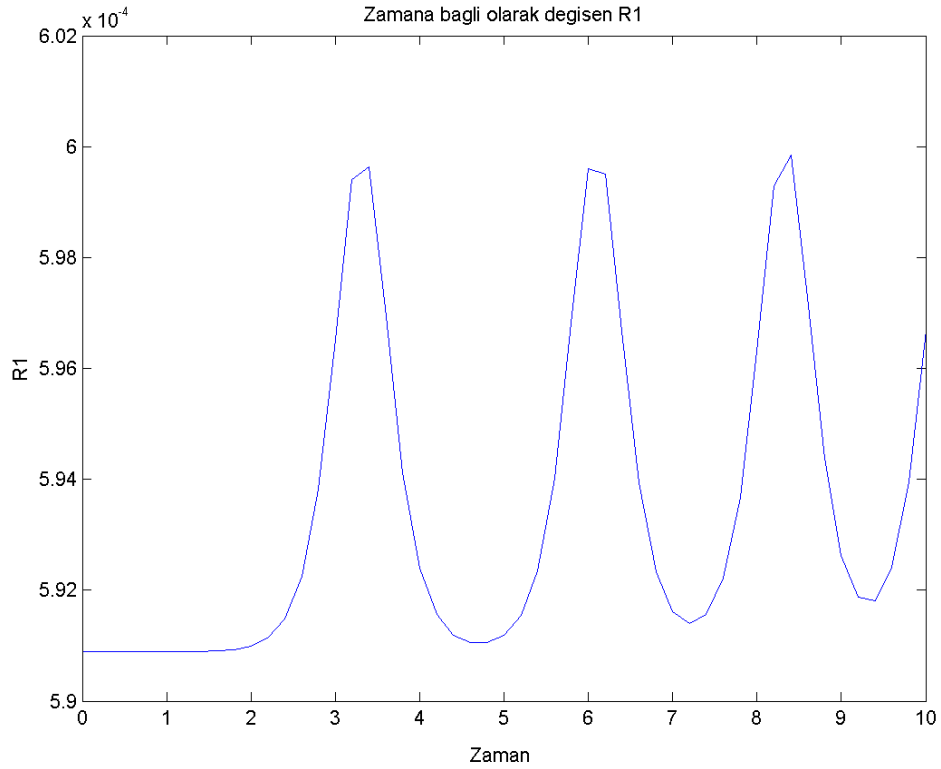
Şekil 2.15 : Tutarlılık Hatası

Şekil 2.16 da zamana bağlı olarak değişen R1 uzunluğunun grafiği görülmektedir. Dikkat edilirse r_1 600 μm yi geçmemektedir. Bunun sebebi r_1 ve r_2 nin 0 derece konumunda iken r_1 in en fazla 600 μm olmasıdır. Bu da analizin doğru yapıldığını gösteren unsurlardandır.

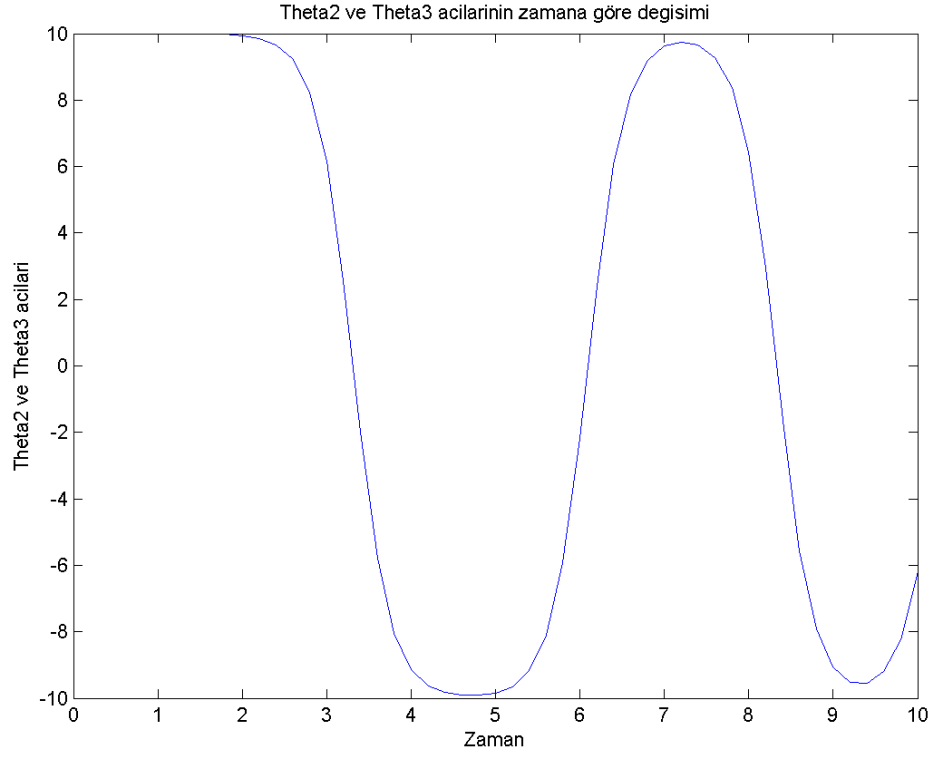
Şekil 2.17 de açıların zamana göre değişimi grafiği görülmektedir. Burada θ_2 ve θ_3 -10° ila $+10^\circ$ arasında değişmektedir.

Şekil 2.18 de giriş kuvveti ve çıkış kuvveti aynı grafikte gösterilmiştir. Bunun yapılmasının amacı amplifikasyon faktöründe görülen grafiği daha iyi açıklayabilmek içindir. Amplifikasyon faktörü grafiğinde 5 ve 10. saniyelerde amplifikasyon faktörü sonsuza gidiyor gibi görülmektedir. Fakat şekil 2.18 den daha iyi anlaşılacağı üzere aslında burada giriş kuvveti 0 olmaktadır bu yüzden böyle bir görünüm almaktadır. Ayrıca çıkış kuvveti büyük olduğu için bu grafikte 10^{-4} kat kadar küçültülmüştür.

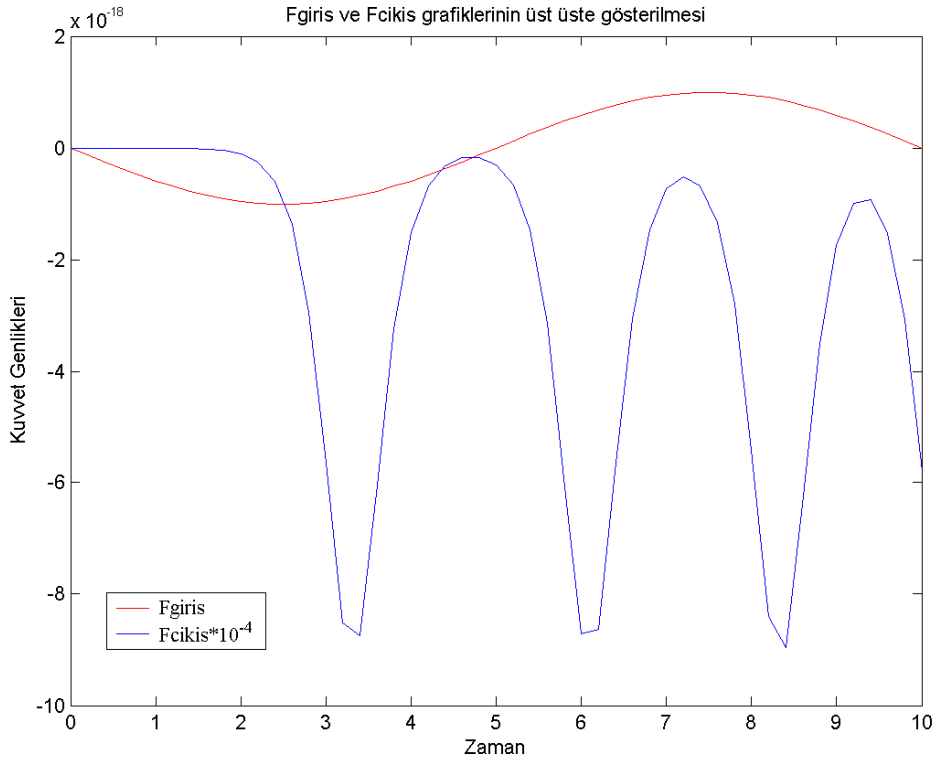
Şekil 2.19 de zamana bağlı olarak değişen amplifikasyon faktörü görülmektedir. Burada giriş kuvveti sinuzoidal girildiği için değişkenlik göstermektedir.



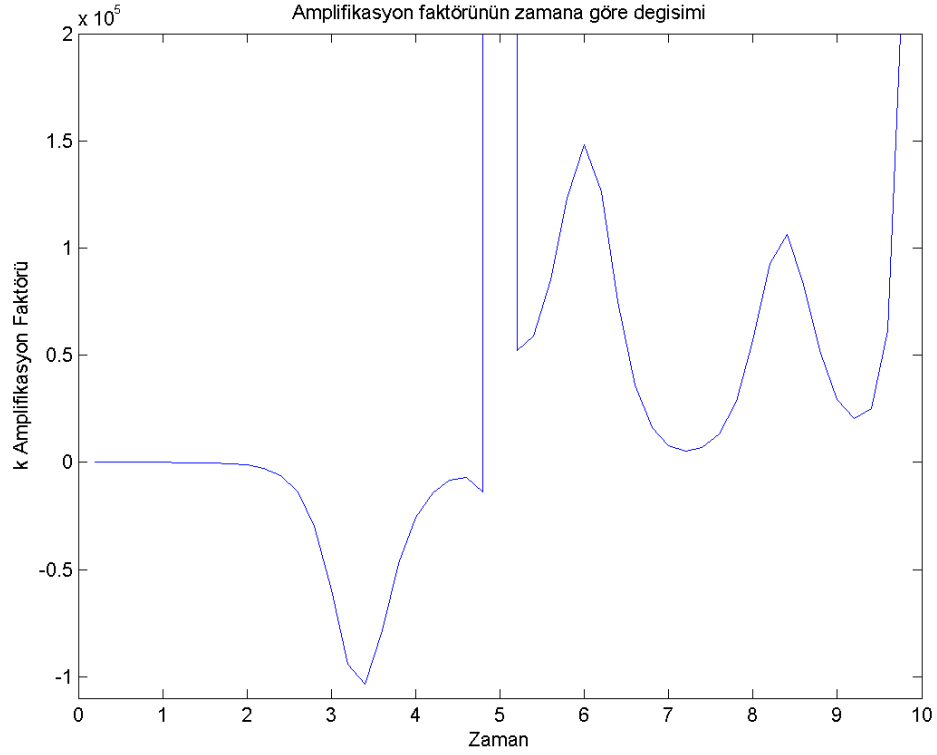
Şekil 2.16 : Zamana bağlı olarak değişen R1 uzunluğunun grafiği



Şekil 2.17 : Açıların zamana göre değişimi grafiği



Şekil 2.18 : Giriş ve çıkış kuvvetlerinin aynı grafikte gösterilmesi



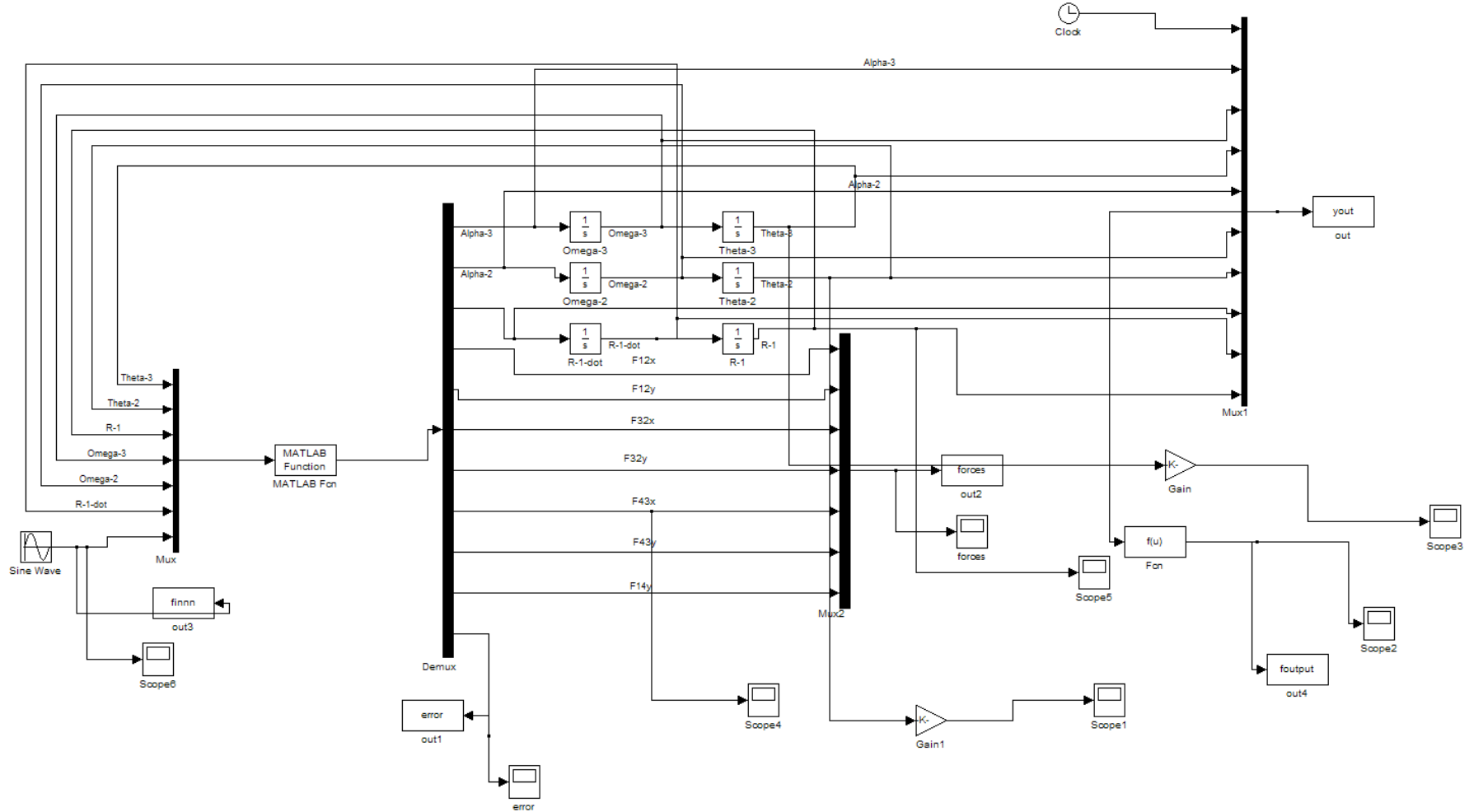
Şekil 2.19 : k_{amp} amplifikasyon faktörünün zamana göre değişimi grafiği

Şekil 2.20 da simulinkte oluşturulan modeli görebilirsiniz.

Çizelge A.1 de matlab simulink yardımıyla oluşturulmuş modelimizden alınmış veriler görülmektedir. Burada zaman, $f_{giriş}$, θ_2 , θ_3 , r_1 , hata, f_{cikis} ve k_{amp} değerleri görülmektedir.

Amplifikasyon faktörü değişimi bir çok etmene bağlıdır.

Çok küçük kuvvetler için tek kademeli mekanizmanın amplifikasyon faktörünün yüksek olduğu görülmektedir. Çok daha fazla kuvvet girişi ihtiyacı gerektiği durumlarda tek kademeli mekanizmayla çalışmak mümkün olmayacaktır.



Şekil 2.20 : Simulinkte oluşturulan model

3. 2 KADEMELİ MİKRO RİJİT KUVVET ARTIMI MEKANİZMASININ STATİK VE DİNAMİK ANALİZİ

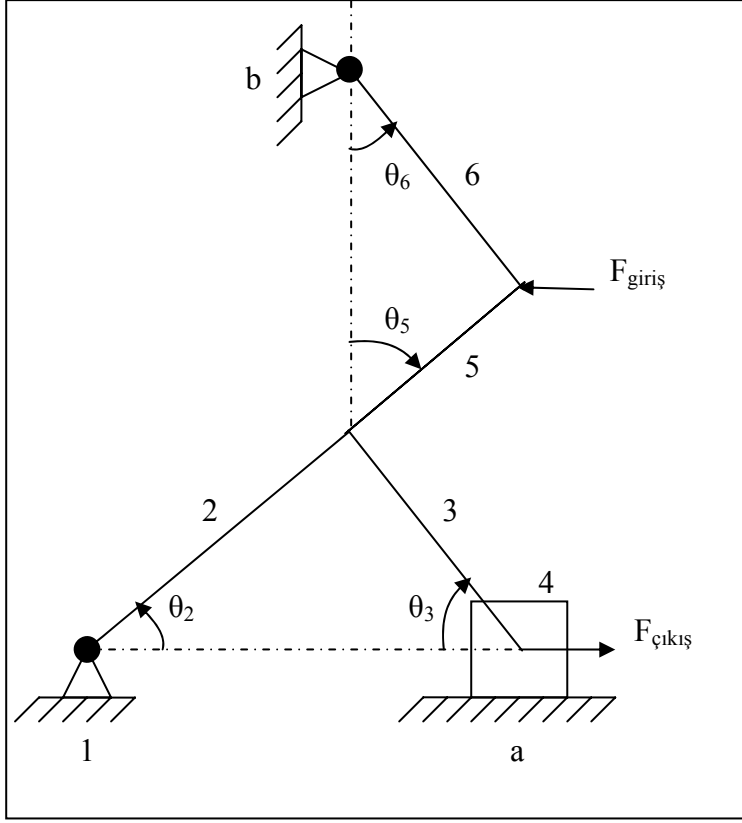
3.1 Amaç

Bu bölümde iki kademeli rijit kuvvet artımı mekanizmasının statik ve dinamik analizi yapılmıştır. Öncelikle statik kuvvet denklemleri çıkartılmıştır. Daha sonra matlab programı yardımıyla çıkış kuvveti ile giriş kuvveti arasındaki orana bakılmıştır. Bu orana amplifikasyon faktörü deniyor. Daha sonra 1 kademeli ve 2 kademeli mekanizma arasındaki amplifikasyon faktörü farkına bakılmıştır.

3.2 2 Kademeli Mikro Rijit Kuvvet Artımı Mekanizmasının Statik Analizi

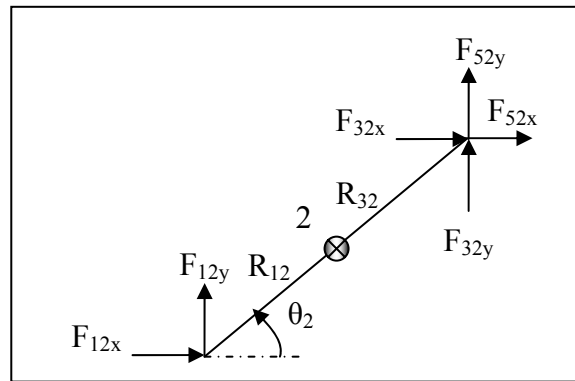
3.2.1 Statik kuvvet denklemlerinin çıkartılması

Şekil 3.1 de iki kademeli mikro rijit kuvvet artımı mekanizması görülmektedir. . 2, 5 ve 3 numaralı kolların bağlandığı yere pim geçirildiği ve 2 numaralı kola kaynak edildiği düşünülmüştür. Bu yüzden 3 ve 5 numaralı kolların birbirlerine etkisi yoktur. Burada önemli olan $F_{\text{çıkış}}$ kuvvetini arttırmaktır. $F_{\text{giriş}}$ kuvveti uygulandığında çıkıştaki kuvvetin ne kadar arttığı incelenecektir. Çubukların tek tek serbest cisim diyagramı yardımıyla kuvvet denklemleri çıkartılacaktır. Bütün kuvvet yönleri + yönde alınmıştır.



Şekil 3.1 : 2 Kademeli Mikro Rijit Kuvvet Artımı Mekanizması

Şekil 3.2 de 2 numaralı çubuğun serbest cisim diyagramı görülmektedir. Bu çubuk için denklemler çıkartılmıştır (3.1, 3.2, 3.3) ve şekil 3.3 ve şekil 3.4 de moment kolları gösterilmiş ve x ve y yönündeki moment kol eşitlikleri çıkartılmıştır (3.5, 3.6).



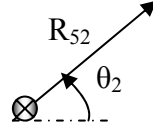
Şekil 3.2 : 2 numaralı çubuğun serbest cisim diyagramı[33].

$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow F_{12x} + F_{32x} + F_{52x} = 0 \quad (3.1)$$

$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow F_{12y} + F_{32y} + F_{52y} = 0 \quad (3.2)$$

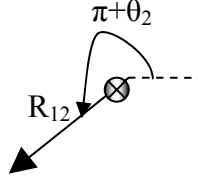
$$\Sigma M_z = 0 \rightarrow (R_{12x} * F_{12y} - R_{12y} * F_{12x}) + (R_{32x} * F_{32y} - R_{32y} * F_{32x}) + (R_{52x} * F_{52y} - R_{52y} * F_{52x}) = 0 \quad (3.3)$$

$$R_{52x} = R_{32x} \quad , \quad R_{52y} = R_{32y} \quad (3.4)$$



Şekil 3.3 : R_{52} moment kolunun gösterimi

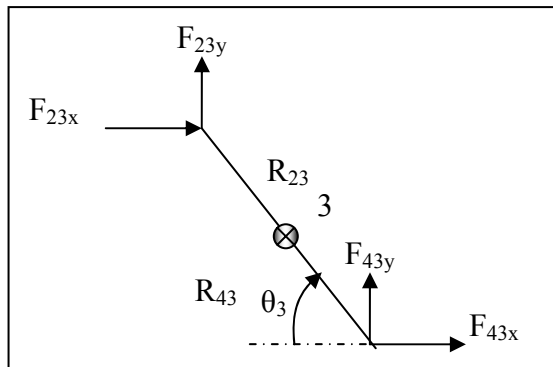
$$R_{52x} = R_{32x} = \frac{R_2}{2} * \cos\theta_2 \quad R_{52y} = R_{32y} = \frac{R_2}{2} * \sin\theta_2 \quad (3.5)$$



Şekil 3.4 : R_{12} moment kolunun gösterimi

$$R_{12x} = \frac{R_2}{2} * \cos(\pi + \theta_2) \quad R_{12y} = \frac{R_2}{2} * \sin(\pi + \theta_2) \quad (3.6)$$

Şekil 3.5 de 3 numaralı çubuğun serbest cisim diyagramı görülmektedir. Bu çubuk için denklemler çıkartılmıştır (3.7, 3.8, 3.9) ve şekil 3.6 ve şekil 3.7 de moment kolları gösterilmiş ve x ve y yönündeki moment kol eşitlikleri çıkartılmıştır(3.10, 3.11).

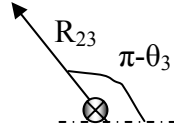


Şekil 3.5 : 3 numaralı çubuğun serbest cisim diyagramı

$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow F_{23x} + F_{43x} = 0 \quad (3.7)$$

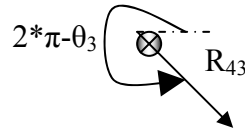
$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow F_{23y} + F_{43y} = 0 \quad (3.8)$$

$$\Sigma M_z = 0 \rightarrow (R_{23x} * F_{23y} - R_{23y} * F_{23x}) + (R_{43x} * F_{43y} - R_{43y} * F_{43x}) = 0 \quad (3.9)$$



Şekil 3.6 : R_{23} moment kolunun gösterimi

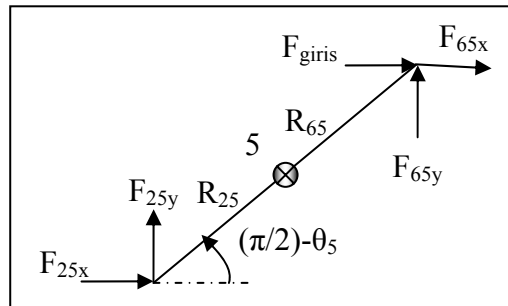
$$R_{23x} = \frac{R_3}{2} * \cos(\pi - \theta_3) \quad R_{23y} = \frac{R_3}{2} * \sin(\pi - \theta_3) \quad (3.10)$$



Şekil 3.7 : R_{43} moment kolunun gösterimi

$$R_{43x} = \frac{R_3}{2} * \cos(2 * \pi - \theta_3) \quad R_{43y} = \frac{R_3}{2} * \sin(2 * \pi - \theta_3) \quad (3.11)$$

Şekil 3.8 de 5 numaralı çubuğun serbest cisim diyagramı görülmektedir. Bu çubuk için denklemler çıkartılmıştır (3.12, 3.13, 3.14) ve şekil 3.9 ve şekil 3.10 da moment kolları gösterilmiş ve x ve y yönündeki moment kol eşitlikleri çıkartılmıştır(3.15, 3.16).

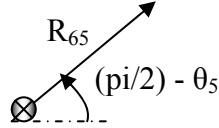


Şekil 3.8 : 5 numaralı çubuğun serbest cisim diyagramı

$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow F_{giriş} + F_{65x} + F_{25x} = 0 \quad (3.12)$$

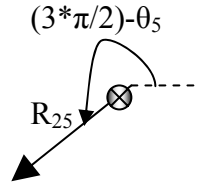
$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow F_{65y} + F_{25y} = 0 \quad (3.13)$$

$$\Sigma M_z = 0 \rightarrow (R_{65x} * F_{65y} - R_{65y} * F_{65x}) + (R_{25x} * F_{25y} - R_{25y} * F_{25x}) - R_{65y} * F_{giriş} = 0 \quad (3.14)$$



Şekil 3.9 : R₆₅ moment kolunun gösterimi

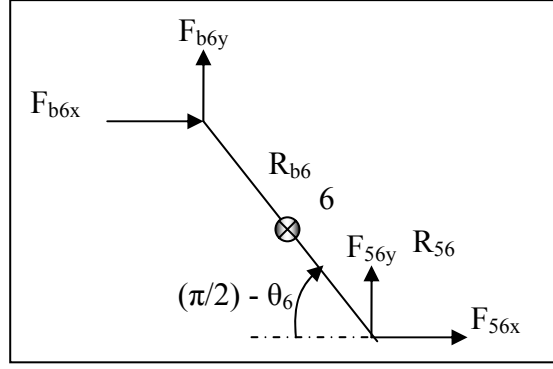
$$R_{65x} = \frac{R_5}{2} * \cos\left(\frac{\pi}{2} - \theta_5\right) \quad R_{65y} = \frac{R_5}{2} * \sin\left(\frac{\pi}{2} - \theta_5\right) \quad (3.15)$$



Şekil 3.10 : R₂₅ moment kolunun gösterimi

$$R_{25x} = \frac{R_5}{2} * \cos\left(\frac{3 * \pi}{2} - \theta_5\right) \quad R_{25y} = \frac{R_5}{2} * \sin\left(\frac{3 * \pi}{2} - \theta_5\right) \quad (3.16)$$

Şekil 3.11 de 6 numaralı çubuğun serbest cisim diyagramı görülmektedir. Bu çubuk için denklemler çıkartılmıştır (3.17, 3.18, 3.19) ve şekil 3.12 ve şekil 3.13 de moment kolları gösterilmiş ve x ve y yönündeki moment kol eşitlikleri çıkartılmıştır(3.20, 3.21).

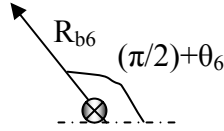


Şekil 3.11 : 6 numaralı çubuğun serbest cisim diyagramı

$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow F_{b6x} + F_{56x} = 0 \quad (3.17)$$

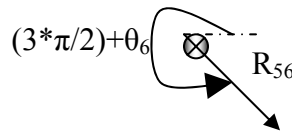
$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow F_{b6y} + F_{56y} = 0 \quad (3.18)$$

$$\Sigma M_z = 0 \rightarrow (R_{b6x} * F_{b6y} - R_{b6y} * F_{b6x}) + (R_{56x} * F_{56y} - R_{56y} * F_{56x}) = 0 \quad (3.19)$$



Şekil 3.12 : R_{b6} moment kolunun gösterimi

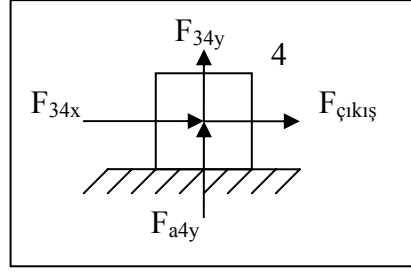
$$R_{b6x} = \frac{R_6}{2} * \cos\left(\frac{\pi}{2} + \theta_6\right) \quad R_{b6y} = \frac{R_6}{2} * \sin\left(\frac{\pi}{2} + \theta_6\right) \quad (3.20)$$



Şekil 3.13 : R_{56} moment kolunun gösterimi

$$R_{56x} = \frac{R_6}{2} * \cos\left(\frac{3*\pi}{2} + \theta_6\right) \quad R_{56y} = \frac{R_6}{2} * \sin\left(\frac{3*\pi}{2} + \theta_6\right) \quad (3.21)$$

Şekil 3.14 de kayıcı bloğun serbest cisim diyagramı görülmektedir. Bu çubuk için denklemler çıkartılmıştır (3.22, 2.23).



Şekil 3.14 : Kayıcı Bloğun Serbest Cisim Diyagramı

$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow F_{34x} + F_{\text{çıkış}} = 0 \quad (3.22)$$

$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow F_{34y} + F_{a4y} = 0 \quad (3.23)$$

Serbest cisim diyagramlarından 14 adet denklem çıkartılmıştır. 8 adet denklemde kuvvet eşitliği denklemlerinden gelecektir (3.24, 3.25, 3.26, 3.27, 3.28, 3.29, 3.30, 3.31).

$$F_{32x} + F_{23x} = 0 \quad (3.24)$$

$$F_{32y} + F_{23y} = 0 \quad (3.25)$$

$$F_{43x} + F_{34x} = 0 \quad (3.26)$$

$$F_{43y} + F_{34y} = 0 \quad (3.27)$$

$$F_{52x} + F_{25x} = 0 \quad (3.28)$$

$$F_{52y} + F_{25y} = 0 \quad (3.29)$$

$$F_{65x} + F_{56x} = 0 \quad (3.30)$$

$$F_{65y} + F_{56y} = 0 \quad (3.31)$$

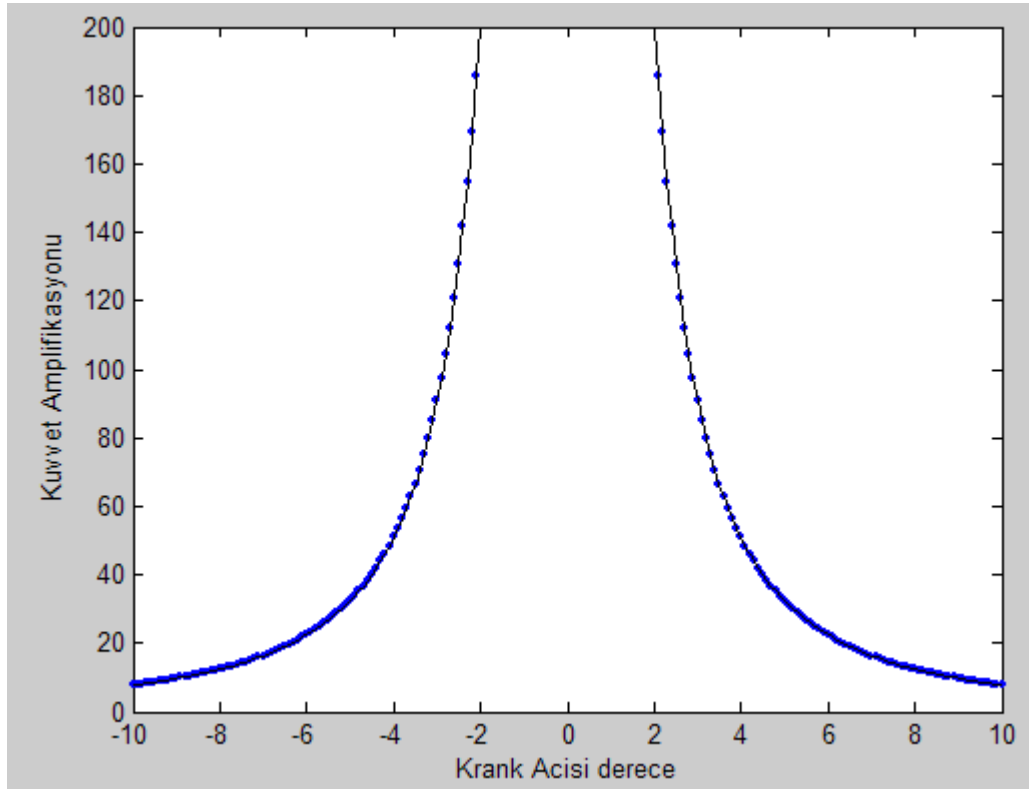
3.2.2 Denklemlerin çözülmesi ve sonuç

Toplam 22 bilinmeyen vardır ve 22 denklem çıkartılmıştır. Matlab yardımıyla bütün kuvvetler bulunmuştur. Amacımız kuvvet amplifikasyon değerini artırmaktır. Kuvvet

amplifikasyon değeri = $F_{\text{çıkış}} / F_{\text{giriş}}$ oranıdır. İki kademeli sistemde kuvvet amplifikasyon değeri incelenmiştir.

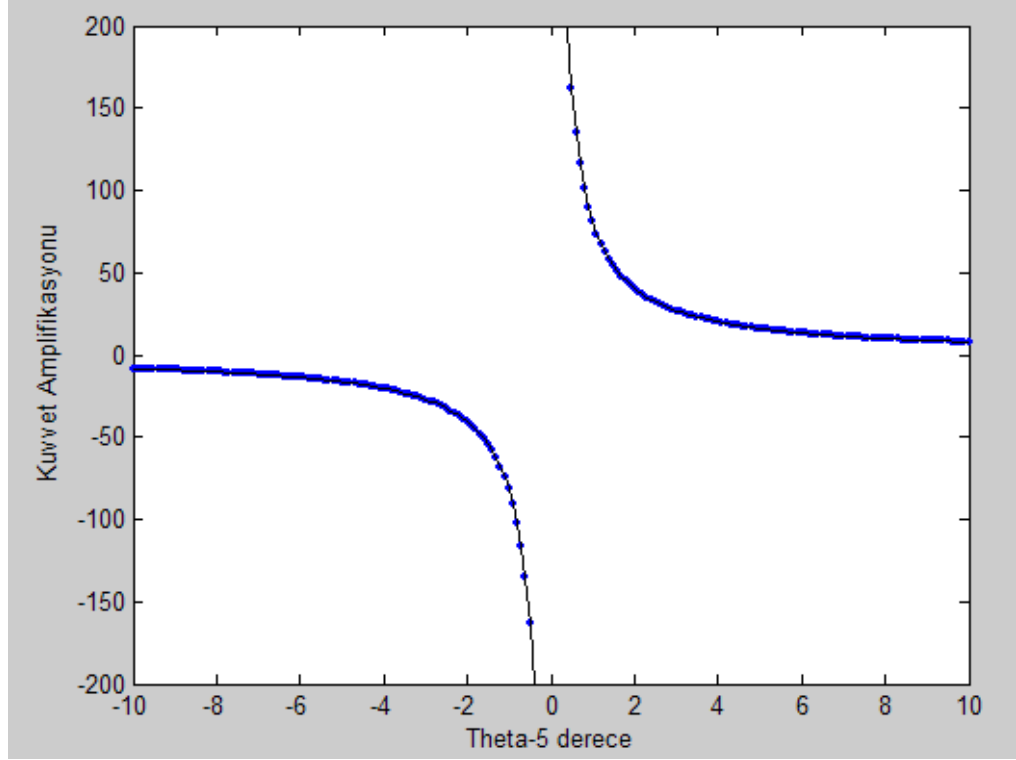
$R_2 = 0.02$; $R_3 = 0.02$; $R_5 = 0.04$; $R_6=0.04$; ve $\theta_2 = \theta_3 = \pi/180$; $\theta_5 = \theta_6 = 10 \cdot \pi/180$ olarak alınınca k amplifikasyon faktörü 80.9769 olarak bulunmuştur. Bununla ilgili olarak matlab de 3 adet grafik elde edilmiştir.

Bunlardan birincisi şekil 3.15 de görülmektedir. Bu şekilde kuvvet amplifikasyonun açığa bağlı olarak nasıl değiştiği görülmektedir. Açı 0 'a yaklaştıkça kuvvet amplifikasyonu sonsuza gidiyor. Açı küçüldükçe daha yüksek çıkış kuvveti elde etmek mümkün. Burada $\theta_2 = \theta_3 = -\pi/18:\pi/1800:\pi/18$; $\theta_5 = \theta_6 = -\pi/18:\pi/1800:\pi/18$ alınmıştır. Yani bütün açılar eşit durumda olduğunda amplifikasyon faktörünün ne olduğuna bakılmıştır.



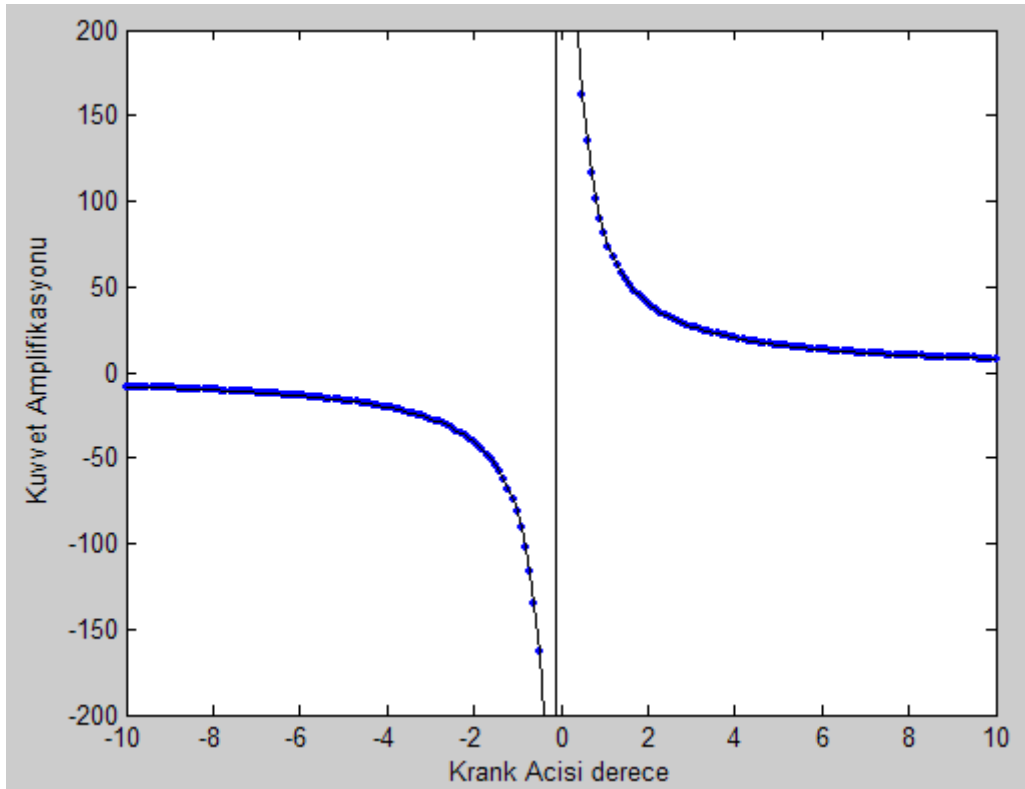
Şekil 3.15 : Açığa bağlı olarak değişen kuvvet amplifikasyonu

Bunlardan ikincisinde $\theta_2 = \theta_3 = 10 \cdot \pi/180$; $\theta_5 = \theta_6 = -\pi/18:\pi/1800:\pi/18$ alınmıştır. Şekil 3.16 da bu koşul için θ_5 değişimine bağlı olarak değişen kuvvet amplifikasyonu görülmektedir. Buradan da görüleceği gibi açı 0 a yaklaştıkça kuvvet amplifikasyonu sonsuza gitmektedir.



Şekil 3.16 : Açıya bağlı olarak değişen kuvvet amplifikasyonu

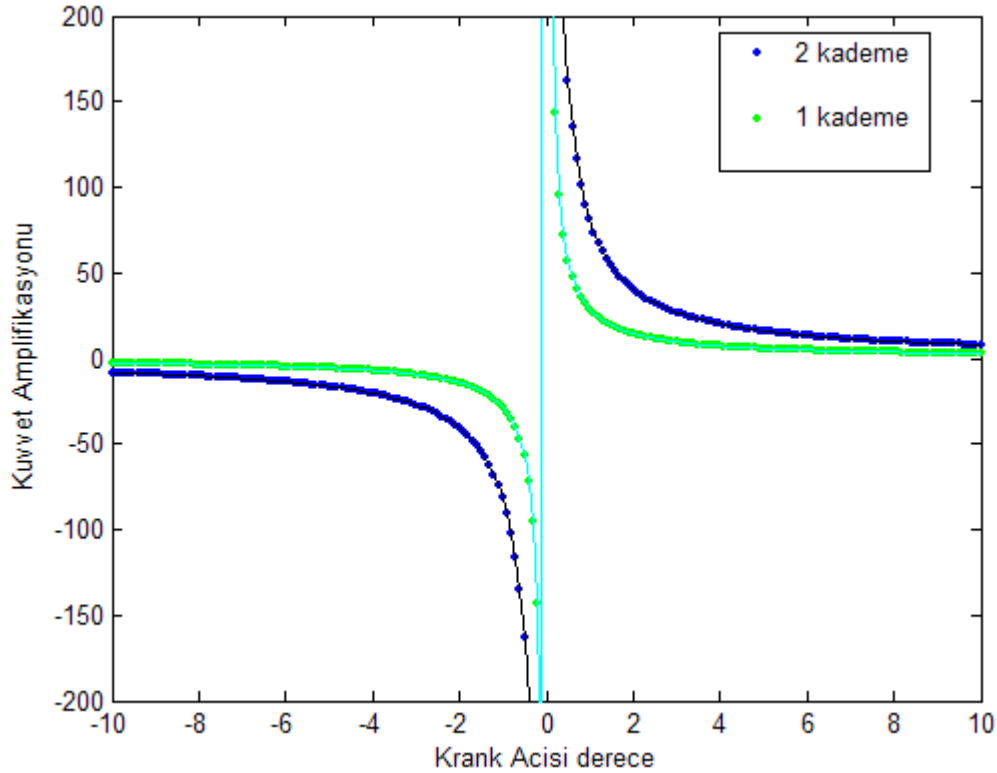
Sonuncu olarak da $\theta_2 = \theta_3 = -\pi/18:\pi/1800:\pi/18$; $\theta_5 = \theta_6 = 10*\pi/180$ alınmıştır. Şekil 3.17 de bu koşul görülmektedir.



Şekil 3.17 : Açıya bağlı olarak değişen kuvvet amplifikasyonu

3 şekilde de görüldüğü üzere açı azaldıkça kuvvet amplifikasyonu sonsuza doğru artmaktadır.

Tek kademeli mekanizma ve çift kademeli mekanizma arasındaki amplifikasyon faktörlerini görebilmek için 2 mekanizma grafiği tek bir grafik üstünde şekil 3.18 de gösterilmiştir. Bu grafikten de anlaşılağı üzere kademe sayısı arttıkça amplifikasyon faktörü artar.

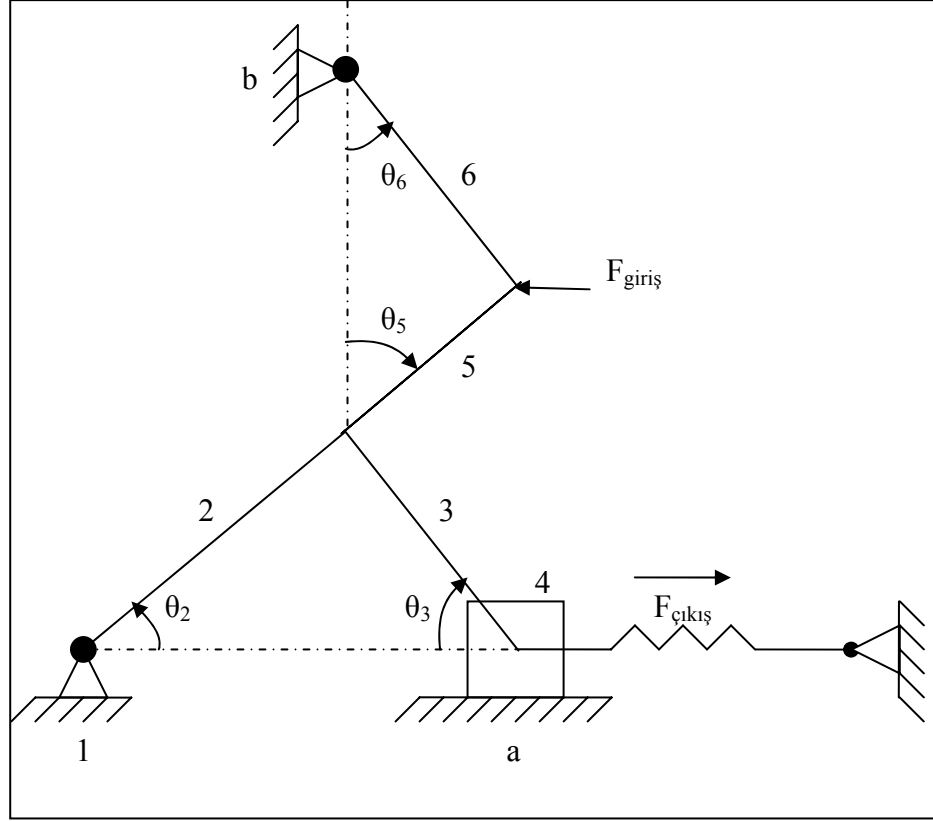


Şekil 3.18 : 1 ve 2 kademeli mekanizmaların kuvvet amplifikasyonları

3.3 2 Kademeli Mikro Rijit Kuvvet Artımı Mekanizmasının Dinamik Simülasyonu

3.3.1 Denklemlerin çıkartılması

Dinamik simülasyonda da kuvvet denklemlerinden faydalanılmıştır fakat denklemlerde eşitliğin sağ tarafı artık 0 'a eşit değildir (3.32, 3.33, 3.34) ve kayıcı bloğun yanına bir yay eklenmiştir ve yay kuvveti de denkleme dahil edilmiştir. Kuvvet denklemlerinden 22 adet denklem çıkartılacaktır. Şekil 3.19 da 2 kademeli mikro rijit kuvvet artımı mekanizmasının dinamik analiz için oluşturulmuş modeli görülmektedir.



Şekil 3.19 : 2 kademeli mikro rijit kuvvet artımı mekanizması

$$\Sigma F_x = M_i \cdot A_{ci,x} \quad (3.32)$$

$$\Sigma F_y = M_i \cdot A_{ci,y} \quad (3.33)$$

$$\Sigma M_z = I_i \cdot \alpha_i \quad (3.34)$$

Burada, M kütle, A ivme, I kütle momenti, α açısal ivmedir, $\ddot{r}_i$ ivmedir[33].

2 numaralı kolun kuvvet denklemleri çıkartılmıştır (3.35, 3.36, 3.37).

$$\Sigma F_x = M_2 \cdot A_{c2,x} \rightarrow F_{12x} + F_{32x} + F_{52x} - M_2 \cdot A_{c2,x} = 0 \quad (3.35)$$

$$\Sigma F_y = M_2 \cdot A_{c2,y} \rightarrow F_{12y} + F_{32y} + F_{52y} - M_2 \cdot A_{c2,y} = 0 \quad (3.36)$$

$$\Sigma M_z = I_{20} \cdot \alpha_2 \rightarrow (R_{12x} \cdot F_{12y} - R_{12y} \cdot F_{12x}) + (R_{32x} \cdot F_{32y} - R_{32y} \cdot F_{32x}) + (R_{52x} \cdot F_{52y} - R_{52y} \cdot F_{52x}) - I_{20} \cdot \alpha_2 = 0 \quad (3.37)$$

3 numaralı kolun kuvvet denklemleri çıkartılmıştır (3.38, 3.39, 3.40).

$$\Sigma F_x = M_3 * A_{c3,x} \rightarrow F_{23x} + F_{43x} - M_3 * A_{c3,x} = 0 \quad (3.38)$$

$$\Sigma F_y = M_3 * A_{c3,y} \rightarrow F_{23y} + F_{43y} - M_3 * A_{c3,y} = 0 \quad (3.39)$$

$$\Sigma M_z = I_{30} * \alpha_3 \rightarrow (R_{23x} * F_{23y} - R_{23y} * F_{23x}) + (R_{43x} * F_{43y} - R_{43y} * F_{43x}) - I_{30} * \alpha_3 = 0 \quad (3.40)$$

5 numaralı kolun kuvvet denklemleri çıkartılmıştır (3.41, 3.42, 3.43).

$$\Sigma F_x = M_5 * A_{c5,x} \rightarrow F_{65x} + F_{25x} - M_5 * A_{c5,x} = -F_{giriş} \quad (3.41)$$

$$\Sigma F_y = M_5 * A_{c5,y} \rightarrow F_{65y} + F_{25y} = 0 \quad (3.42)$$

$$\Sigma M_z = I_{50} * \alpha_5 \rightarrow (R_{65x} * F_{65y} - R_{65y} * F_{65x}) + (R_{25x} * F_{25y} - R_{25y} * F_{25x}) - I_{50} * \alpha_5 = R_{65y} * F_{giriş} \quad (3.43)$$

6 numaralı kolun kuvvet denklemleri çıkartılmıştır (3.44, 3.45, 3.46).

$$\Sigma F_x = M_6 * A_{c6,x} \rightarrow F_{b6x} + F_{56x} - M_6 * A_{c6,x} = 0 \quad (3.44)$$

$$\Sigma F_y = M_6 * A_{c6,y} \rightarrow F_{b6y} + F_{56y} - M_6 * A_{c6,y} = 0 \quad (3.45)$$

$$\Sigma M_z = I_{60} * \alpha_6 \rightarrow (R_{b6x} * F_{b6y} - R_{b6y} * F_{b6x}) + (R_{56x} * F_{56y} - R_{56y} * F_{56x}) - I_{60} * \alpha_6 = 0 \quad (3.46)$$

4 numaralı kayıcı bloğun kuvvet denklemleri (yay etkisi de dahil edilmiştir) çıkartılmıştır (3.47, 3.48).

$$\Sigma F_x = M_4 * \ddot{r}_1 \rightarrow F_{34x} - M_4 * \ddot{r}_1 = k (x - x_0) \quad (3.47)$$

$$\rightarrow F_{34x} - M_4 * \ddot{r}_1 = k (590.8846518 * 10^{-6} - R_l)$$

$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow F_{a4y} + F_{34y} = 0 \quad (3.48)$$

8 adet denklemde kuvvet eşitliği denklemlerinden gelecektir (3.49, 3.50, 3.51, 3.52, 3.53, 3.54, 3.55, 3.56).

$$F_{32x} + F_{23x} = 0 \quad (3.49)$$

$$F_{32y} + F_{23y} = 0 \quad (3.50)$$

$$F_{43x} + F_{34x} = 0 \quad (3.51)$$

$$F_{43y} + F_{34y} = 0 \quad (3.52)$$

$$F_{52x} + F_{25x} = 0 \quad (3.53)$$

$$F_{52y} + F_{25y} = 0 \quad (3.54)$$

$$F_{65x} + F_{56x} = 0 \quad (3.55)$$

$$F_{65y} + F_{56y} = 0 \quad (3.56)$$

Moment kol denklemleri (3.57, 3.58, 3.59, 3.60, 3.61, 3.62, 3.63, 3.64) yazılmıştır.

$$R_{52x} = R_{32x} = \frac{R_2}{2} * \cos\theta_2 \quad R_{52y} = R_{32y} = \frac{R_2}{2} * \sin\theta_2 \quad (3.57)$$

$$R_{12x} = \frac{R_2}{2} * \cos(\pi + \theta_2) \quad R_{12y} = \frac{R_2}{2} * \sin(\pi + \theta_2) \quad (3.58)$$

$$R_{23x} = \frac{R_3}{2} * \cos(\pi - \theta_3) \quad R_{23y} = \frac{R_3}{2} * \sin(\pi - \theta_3) \quad (3.59)$$

$$R_{43x} = \frac{R_3}{2} * \cos(2 * \pi - \theta_3) \quad R_{43y} = \frac{R_3}{2} * \sin(2 * \pi - \theta_3) \quad (3.60)$$

$$R_{65x} = \frac{R_5}{2} * \cos(\frac{\pi}{2} - \theta_5) \quad R_{65y} = \frac{R_5}{2} * \sin(\frac{\pi}{2} - \theta_5) \quad (3.61)$$

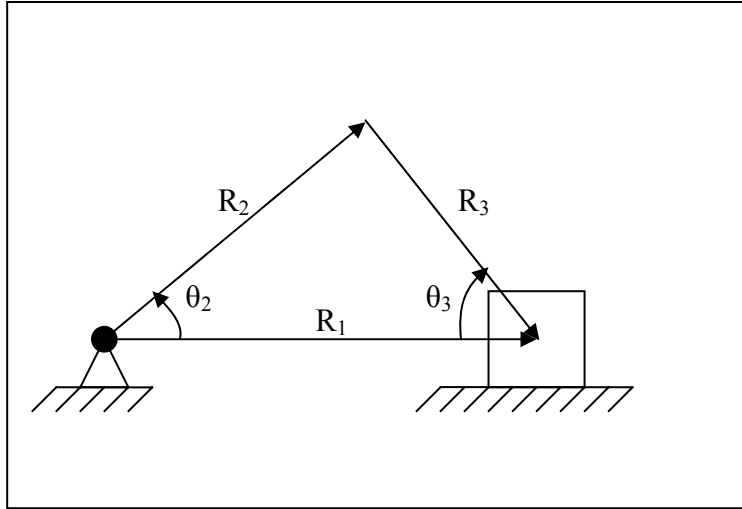
$$R_{b6x} = \frac{R_6}{2} * \cos(\frac{\pi}{2} + \theta_6) \quad R_{b6y} = \frac{R_6}{2} * \sin(\frac{\pi}{2} + \theta_6) \quad (3.62)$$

$$R_{25x} = \frac{R_5}{2} * \cos(\frac{3 * \pi}{2} - \theta_5) \quad R_{25y} = \frac{R_5}{2} * \sin(\frac{3 * \pi}{2} - \theta_5) \quad (3.63)$$

$$R_{56x} = \frac{R_6}{2} * \cos(\frac{3 * \pi}{2} + \theta_6) \quad R_{56y} = \frac{R_6}{2} * \sin(\frac{3 * \pi}{2} + \theta_6) \quad (3.64)$$

22 adet denklem kuvvet denklemlerinden çıkartılmıştır.

Vektör Döngü Denklemlerinden 4 adet denklem çıkartılacaktır[33]. Şekil 3.20 de 1. vektör döngü denklemi için oluşturulmuş şekil görülmektedir. Buradan 2 denklem çıkartılacaktır.



Şekil 3.20 : 1. Vektör döngü denklemi için gösterim

1. vektör döngü denklemi yazılmıştır (3.65).

$$R_2 + R_3 = R_1 \quad (3.65)$$

X ve Y koordinatlarına göre düzenlenirse (3.66, 3.67) :

$$r_2 \cos \theta_2 + r_3 \cos \theta_3 = r_1 \quad (3.66)$$

$$r_2 \sin \theta_2 - r_3 \sin \theta_3 = 0 \quad (3.67)$$

Bu denklemlerin zamana göre türevini alınıyor (3.68, 3.69) :

$$-r_2 \omega_2 \sin \theta_2 - r_3 \omega_3 \sin \theta_3 = \dot{r}_1 \quad (3.68)$$

$$r_2 \omega_2 \cos \theta_2 - r_3 \omega_3 \cos \theta_3 = 0 \quad (3.69)$$

Bir kez daha türevi alınıyor. Vektör Döngü Denklemlerinin zamana göre 2. türevi (3.70, 3.71) :

$$-r_2 \alpha_2 \sin \theta_2 - r_2 w_2^2 \cos \theta_2 - r_3 \alpha_3 \sin \theta_3 - r_3 w_3^2 \cos \theta_3 = \ddot{r}_1 \quad (3.70)$$

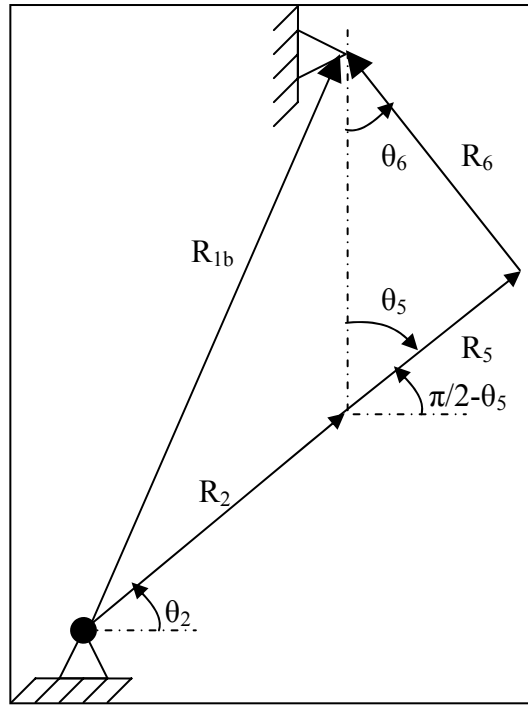
$$r_2 \alpha_2 \cos \theta_2 - r_2 w_2^2 \sin \theta_2 - r_3 \alpha_3 \cos \theta_3 + r_3 w_3^2 \sin \theta_3 = 0 \quad (3.71)$$

Sabit terimler denklemlerin öbür tarafına atılarak, denklemler son halini alır (3.72, 3.73) .

$$\ddot{r}_1 + r_2 \alpha_2 \sin \theta_2 + r_3 \alpha_3 \sin \theta_3 = -r_2 w_2^2 \cos \theta_2 - r_3 w_3^2 \cos \theta_3 \quad (3.72)$$

$$r_2 \alpha_2 \cos \theta_2 - r_3 \alpha_3 \cos \theta_3 = r_2 w_2^2 \sin \theta_2 - r_3 w_3^2 \sin \theta_3 \quad (3.73)$$

Şekil 3.21 de 2. vektör döngü denklemi için oluşturulmuş şekil görülmektedir. Buradan da 2 denklem çıkartılacaktır.



Şekil 3.21 : 2. vektör döngü denklemi için gösterim

2. vektör döngü denklemi yazılmıştır (3.74).

$$R_2 + R_5 + R_6 = R_{1b} \quad (3.74)$$

X ve Y koordinatlarına göre düzenlenirse (3.75) :

$$r_2 \cos \theta_2 + r_5 \cos(\pi/2 - \theta_5) - r_6 \cos \theta_6 = r_{1b} \cos \theta_0 \quad (3.75)$$

$$r_2 \sin \theta_2 + r_5 \sin(\pi/2 - \theta_5) + r_6 \sin \theta_6 = r_{1b} \sin \theta_0 \quad (3.76)$$

R_{1b} 2 sabit mesnet arasında uzaklık olduğu için sabit bir değerdir. Bu yüzden türevleri 0'a eşittir.

R_5 açısına dikkat edilmesi gerekmektedir. Açıyı ölçerken x ekseninden başlanıp ölçülmesi gerekmektedir. Bu yüzden burada alınacak açı $\pi/2 - \theta_5$ 'dir.

Bu denklemlerin zamana göre türevini alınıyor (3.77, 3.78) :

$$-r_2 w_2 \sin \theta_2 - r_5 w_5 \cos \theta_5 + r_6 w_6 \sin \theta_6 = 0 \quad (3.77)$$

$$r_2 w_2 \cos \theta_2 - r_5 w_5 \sin \theta_5 + r_6 w_6 \cos \theta_6 = 0 \quad (3.78)$$

Bir kez daha türevleri alınıyor. 2. Vektör Döngü Denklemlerinin zamana göre 2. türevi (3.79, 3.80) :

$$-r_2 \alpha_2 \sin \theta_2 - r_2 w_2^2 \cos \theta_2 + r_5 \alpha_5 \cos \theta_5 - r_5 w_5^2 \sin \theta_5 + r_6 \alpha_6 \sin \theta_6 + r_6 w_6^2 \cos \theta_6 = 0 \quad (3.79)$$

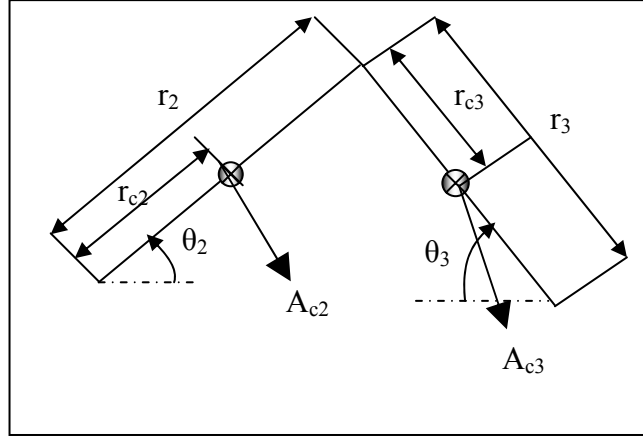
$$r_2 \alpha_2 \cos \theta_2 - r_2 w_2^2 \sin \theta_2 - r_5 \alpha_5 \sin \theta_5 - r_5 w_5^2 \cos \theta_5 + r_6 \alpha_6 \cos \theta_6 - r_6 w_6^2 \sin \theta_6 = 0 \quad (3.80)$$

Sabit terimler denklemlerin öbür tarafına atılarak, denklemler son halini alır (3.81, 3.82).

$$-r_2 \alpha_2 \sin \theta_2 + r_5 \alpha_5 \cos \theta_5 + r_6 \alpha_6 \sin \theta_6 = r_2 w_2^2 \cos \theta_2 + r_5 w_5^2 \sin \theta_5 - r_6 w_6^2 \cos \theta_6 \quad (3.81)$$

$$r_2 \alpha_2 \cos \theta_2 - r_5 \alpha_5 \sin \theta_5 + r_6 \alpha_6 \cos \theta_6 = r_2 w_2^2 \sin \theta_2 + r_5 w_5^2 \cos \theta_5 - r_6 w_6^2 \sin \theta_6 \quad (3.82)$$

Kütle merkezi ivmelerinden 8 adet denklem çıkartılacaktır[33]. Şekil 3.22 de 1. kütle merkezi ivmeleri için oluşturulmuş görünüm görülmektedir.



Şekil 3.22 : 1. kütle merkezi ivmeleri için görünüm

$$A_{c2} = \ddot{R}_{c2} \quad (3.83)$$

$$A_{c3} = \ddot{R}_2 + \ddot{R}_{c3} \quad (3.84)$$

Önceki denklemlerde de olduğu gibi bu denklemlerde x ve y yönlerindeki skaler denklemler grubu olarak gösterilebilirler (3.85, 3.86, 3.87, 3.88).

$$A_{c2,x} = -r_{c2} \cdot \alpha_2 \cdot \sin\theta_2 - r_{c2} \cdot w_2^2 \cdot \cos\theta_2 \quad (3.85)$$

$$A_{c2,y} = r_{c2} \cdot \alpha_2 \cdot \cos\theta_2 - r_{c2} \cdot w_2^2 \cdot \sin\theta_2 \quad (3.86)$$

$$A_{c3,x} = -r_2 \cdot \alpha_2 \cdot \sin\theta_2 - r_2 \cdot w_2^2 \cdot \cos\theta_2 - r_{c3} \cdot \alpha_3 \cdot \sin\theta_3 - r_{c3} \cdot w_3^2 \cdot \cos\theta_3 \quad (3.87)$$

$$A_{c3,y} = r_2 \cdot \alpha_2 \cdot \cos\theta_2 - r_2 \cdot w_2^2 \cdot \sin\theta_2 + r_{c3} \cdot \alpha_3 \cdot \cos\theta_3 - r_{c3} \cdot w_3^2 \cdot \sin\theta_3 \quad (3.88)$$

Bu 4 denklemde sabitler bir tarafa bilinmeyenler bir tarafa atılarak şu şekli alırlar (3.89, 3.90, 3.91, 3.92) :

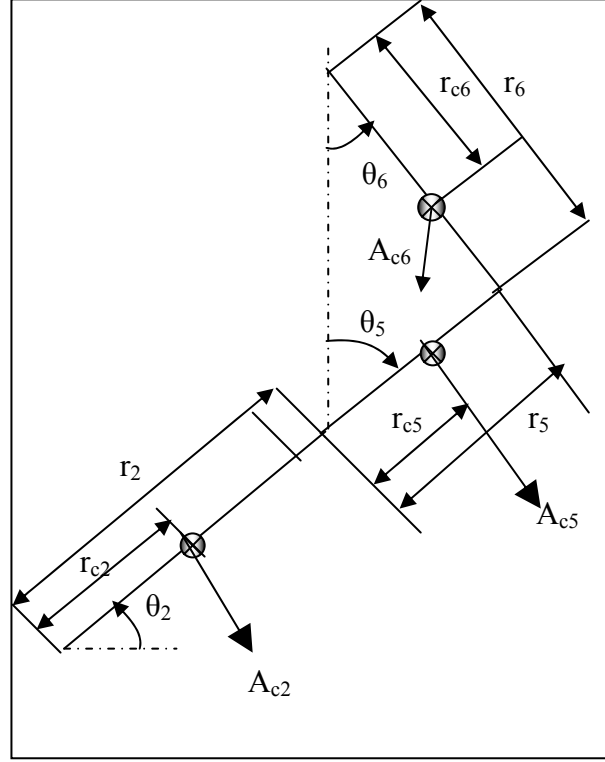
$$r_{c2} \cdot \alpha_2 \cdot \sin\theta_2 + A_{c2,x} = -r_{c2} \cdot w_2^2 \cdot \cos\theta_2 \quad (3.89)$$

$$-r_{c2} \cdot \alpha_2 \cdot \cos\theta_2 + A_{c2,y} = -r_{c2} \cdot w_2^2 \cdot \sin\theta_2 \quad (3.90)$$

$$r_2 \cdot \alpha_2 \cdot \sin\theta_2 + r_{c3} \cdot \alpha_3 \cdot \sin\theta_3 + A_{c3,x} = -r_2 \cdot w_2^2 \cdot \cos\theta_2 - r_{c3} \cdot w_3^2 \cdot \cos\theta_3 \quad (3.91)$$

$$-r_2 \cdot \alpha_2 \cdot \cos\theta_2 - r_{c3} \cdot \alpha_3 \cdot \cos\theta_3 + A_{c3,y} = -r_2 \cdot w_2^2 \cdot \sin\theta_2 - r_{c3} \cdot w_3^2 \cdot \sin\theta_3 \quad (3.92)$$

Şekil 3.23 de 2. kütle merkezi ivmeleri için oluşturulmuş görünüm görülmektedir. Burada 1. kütle merkezi ve 2. kütle merkezinden kasıt mekanizmanın krank-biyele benzeyen kısmına 1. kütle merkezi denmiştir ve mekanizmanın üst kısmını ilgilendiren kısma da 2. kütle merkezi denmiştir. Sadece isimlendirme yapılmıştır.



Şekil 3.23 : 2. kütle merkezi ivmeleri için gösterim

$$A_{c5} = \ddot{R}_2 + \ddot{R}_{c5} \quad (3.93)$$

$$A_{c6} = -\ddot{R}_{c6} \quad (3.94)$$

Önceki denklemlerde de olduğu gibi bu denklemlerde x ve y yönlerindeki skaler denklemler grubu olarak gösterilebilirler (3.95, 3.96, 3.97, 3.98).

$$A_{c5,x} = -r_2 \cdot \alpha_2 \cdot \sin\theta_2 - r_2 \cdot \omega_2^2 \cdot \cos\theta_2 - r_{c5} \cdot \alpha_5 \cdot \sin\theta_5 - r_{c5} \cdot \omega_5^2 \cdot \cos\theta_5 \quad (3.95)$$

$$A_{c5,y} = r_2 \cdot \alpha_2 \cdot \cos\theta_2 - r_2 \cdot \omega_2^2 \cdot \sin\theta_2 + r_{c5} \cdot \alpha_5 \cdot \cos\theta_5 - r_{c5} \cdot \omega_5^2 \cdot \sin\theta_5 \quad (3.96)$$

$$A_{c6,x} = r_{c6} \cdot \alpha_6 \cdot \sin\theta_6 + r_{c6} \cdot \omega_6^2 \cdot \cos\theta_6 \quad (3.97)$$

$$A_{c6,y} = -r_{c6} \cdot \alpha_6 \cdot \cos\theta_6 + r_{c6} \cdot \omega_6^2 \cdot \sin\theta_6 \quad (3.98)$$

Bilinenler bir tarafa bilinmeyenler bir tarafa alınarak denklemler son halini alır (3.99, 3.100, 3.101, 3.102).

$$r_2 \cdot \alpha_2 \cdot \sin \theta_2 + r_{c5} \cdot \alpha_5 \cdot \sin \theta_5 + A_{c5,x} = -r_2 \cdot w_2^2 \cdot \cos \theta_2 - r_{c5} \cdot w_5^2 \cdot \cos \theta_5 \quad (3.99)$$

$$-r_2 \cdot \alpha_2 \cdot \cos \theta_2 - r_{c5} \cdot \alpha_5 \cdot \cos \theta_5 + A_{c5,y} = -r_2 \cdot w_2^2 \cdot \sin \theta_2 - r_{c5} \cdot w_5^2 \cdot \sin \theta_5 \quad (3.100)$$

$$-r_{c6} \cdot \alpha_6 \cdot \sin \theta_6 + A_{c6,x} = r_{c6} \cdot w_6^2 \cdot \cos \theta_6 \quad (3.101)$$

$$r_{c6} \cdot \alpha_6 \cdot \cos \theta_6 + A_{c6,y} = r_{c6} \cdot w_6^2 \cdot \sin \theta_6 \quad (3.102)$$

Bu 8 denklem kuvvet denklemlerinde gereken kolların kütle merkezinin ivme bileşenleri ile mekanizmanın kinematik durumunu göstermektedir (kol yer değiştirmesi, hızı ve ivmeleri)[33].

3.3.2 Denklemlerin çözülmesi ve sonuçlar

Toplam 34 denklem çıkartılmıştır ve 34 bilinmeyen vardır. Bunlar matlab programında yazılarak simulinke aktarılmıştır.

2, 3, 5 ve 6 numaralı çubuğun boyu $L = 300 \mu\text{m}$ olarak seçilmiştir. Ağırlık merkezi çubukların tam orta noktası olarak seçilmiştir. Çubukların kütlelerinin belirlenmesi gerekmektedir. Bunun için gerekenler çubuk kalınlığı $b=10 \mu\text{m}$ ve çubuk yüksekliği $h=8 \mu\text{m}$ olarak alınmıştır.

Çubuğun hacmi $V = b \cdot h \cdot L = 2.4 \cdot 10^{-8} \text{ cm}^3$ olarak bulunmuştur.

Poli-silisyum yoğunluğu $d = 2.33 \text{ g/cm}^3$ tür[34].

Çubuğun kütlesi (3.103) :

$$\begin{aligned} m &= d \cdot V = 2.33 \text{ g/cm}^3 \cdot 2.4 \cdot 10^{-8} \text{ cm}^3 = 5.592 \cdot 10^{-8} \text{ gr} \\ &= 5.592 \cdot 10^{-11} \text{ kg} \end{aligned} \quad (3.103)$$

Ayrıca çubukların kütle atalet momentlerinin bulunması da gerekmektedir.

Kütle atalet momenti (3.104) :

$$\begin{aligned} I_{20} = I_{30} = I_{50} = I_{60} &= m \cdot L^2 / 12 = 5.592 \cdot 10^{-11} \text{ kg} \cdot (300 \cdot 10^{-6} \text{ m})^2 / 12 \\ &= 4.194 \cdot 10^{-19} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \end{aligned} \quad (3.104)$$

Ayrıca simulasyonda tutarlılık hatası da incelenmiştir[33].

$$R_1 - R_2 - R_3 = 0 \quad (3.105)$$

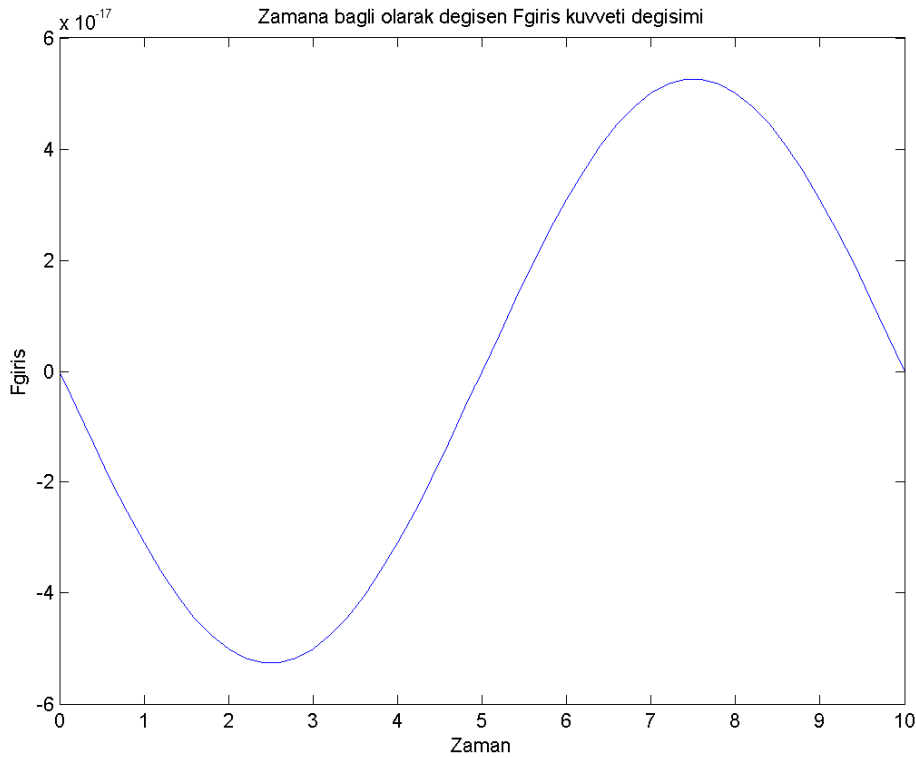
$$E = R_1 - R_2 - R_3 \quad (3.105a)$$

Burada (3.105a) E, tutarlılık hatasıdır.

Simulinkte giriş kuvveti olarak sinüsoidal kuvvet uygulanmıştır. Kuvvetin genliği - $5.27 \cdot 10^{-17}$ N ve frekansı $2\pi/10$ rad/saniye 'dir. Burada kuvvet genliği r_1 maksimum uzunluğa gelebilecek şekilde seçilmiştir.

Başlangıç koşulu olarak $\theta_2 = \theta_3 = \theta_5 = \theta_6 = 10^\circ$, $R_1 = R_2 * \cos 10 + R_3 * \cos 10 = 590.8846518 * 10^{-6}$ m ve $w_2 = w_3 = w_5 = w_6 = \dot{r}_1 = 0$ alınmıştır.

k yay katsayısı $3 \cdot 10^{-11}$ N/m olarak alınmıştır. Bu katsayı da yine r_1 'in maksimum uzunluğa gelebileceği duruma göre seçilmiştir.

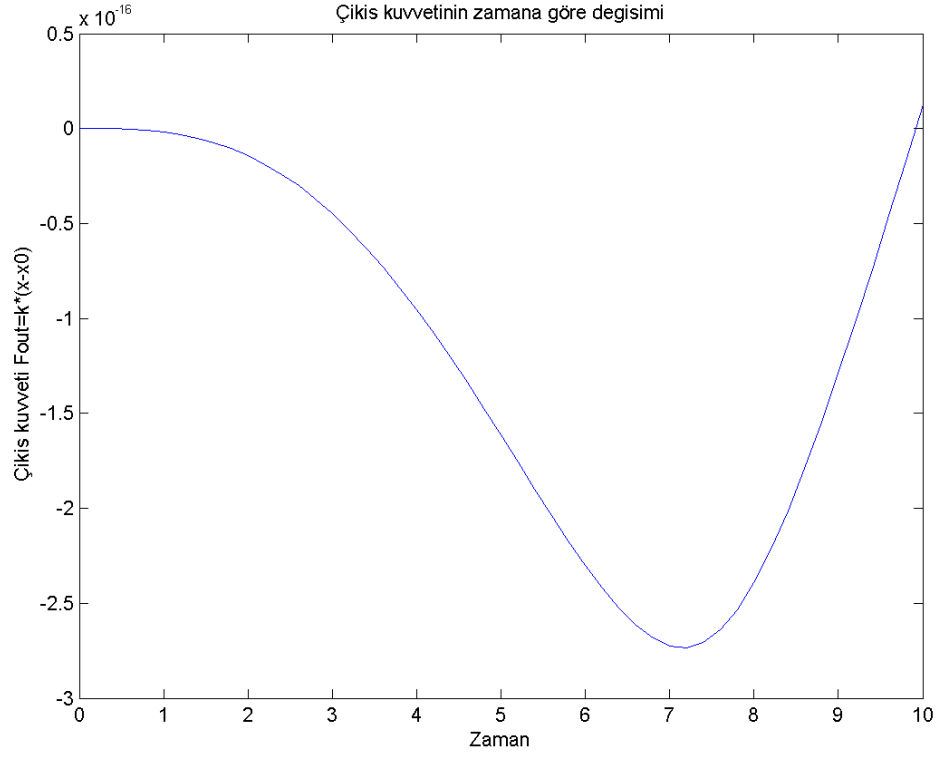


Şekil 3.24 : Giriş Kuvvetinin Zamana Bağlı Olarak Değişen Genliğinin Grafiği

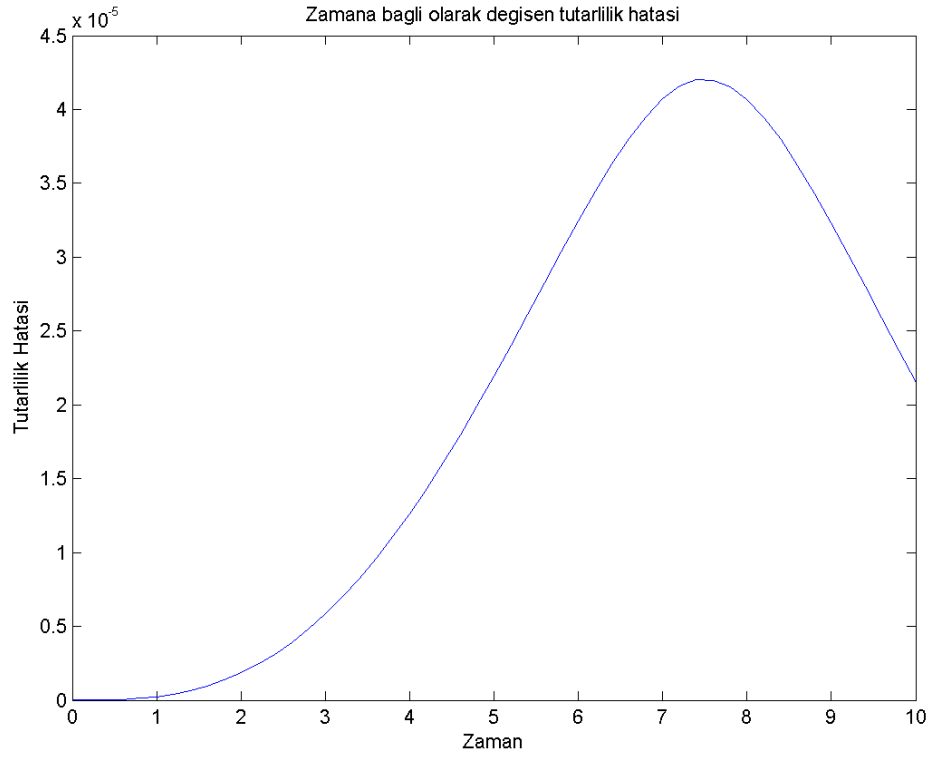
Şekil 3.24 de giriş kuvvetinin 10 saniye süresinde uyguladığı kuvvet görülmektedir.

Şekil 3.25 de çıkış kuvvetinin zamana göre değişimi görülmektedir.

Şekil 3.26 da tutarlılık hatası görülmektedir.



Şekil 3.25 : Çıkış kuvvetinin zamana göre değişimi



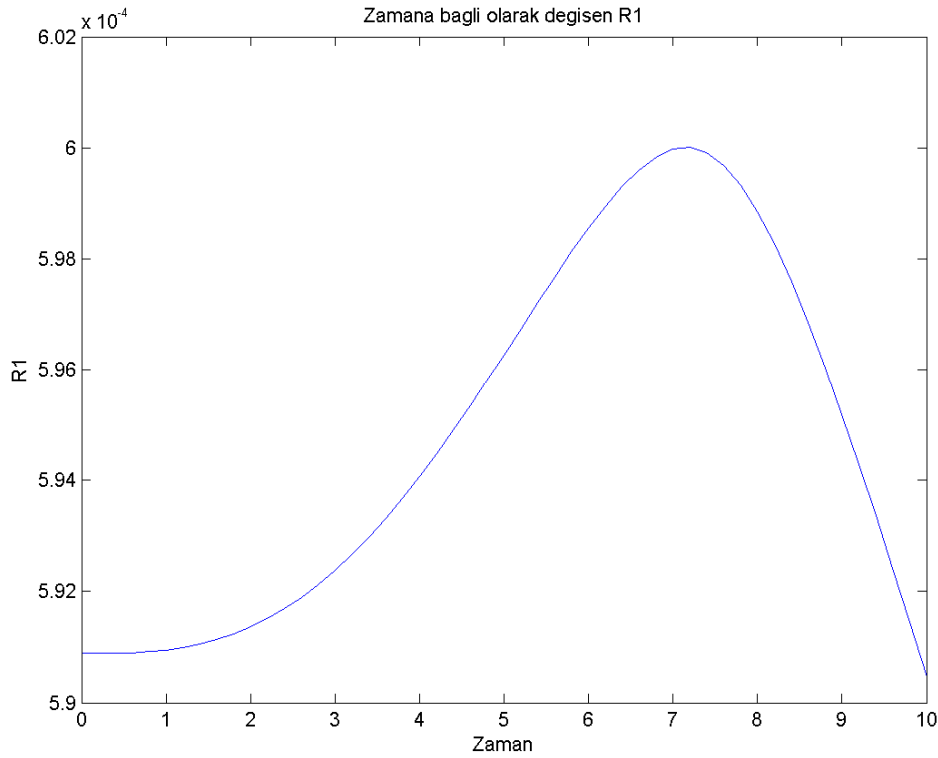
Şekil 3.26 : Tutarlılık Hatası

Şekil 3.26 'daki tutarlılık hatası 10^{-5} ler mertebesinde olduğundan kabul edilebilir mertebededir.

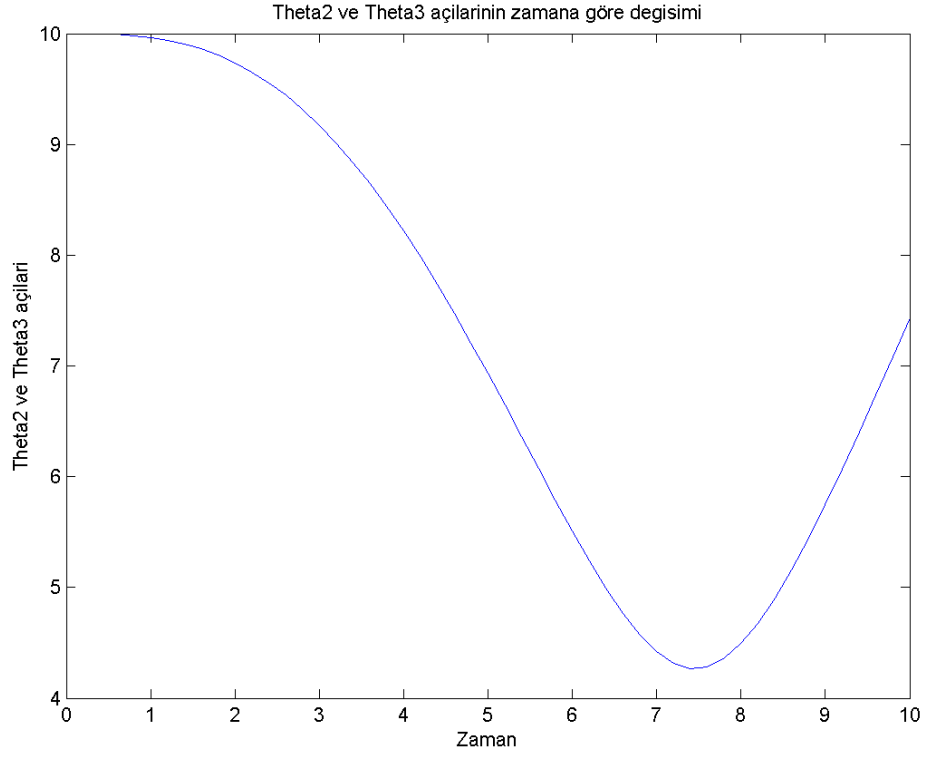
Şekil 3.27 de zamana bağlı olarak değişen R1 uzunluğunun grafiği görülmektedir. Dikkat edilirse r1 600 μm 'yi geçmemektedir. Bunun sebebi r1 ve r2 'nin 0 derece konumunda iken r1 in en fazla 600 μm olmasıdır. Bu da analizin doğru yapıldığını gösteren unsurlardandır.

Şekil 3.28 de θ_2 ve θ_3 açılarının zamana göre değişimi grafiği görülmektedir. Burada θ_2 ve θ_3 4° ila $+10^\circ$ arasında değişmektedir.

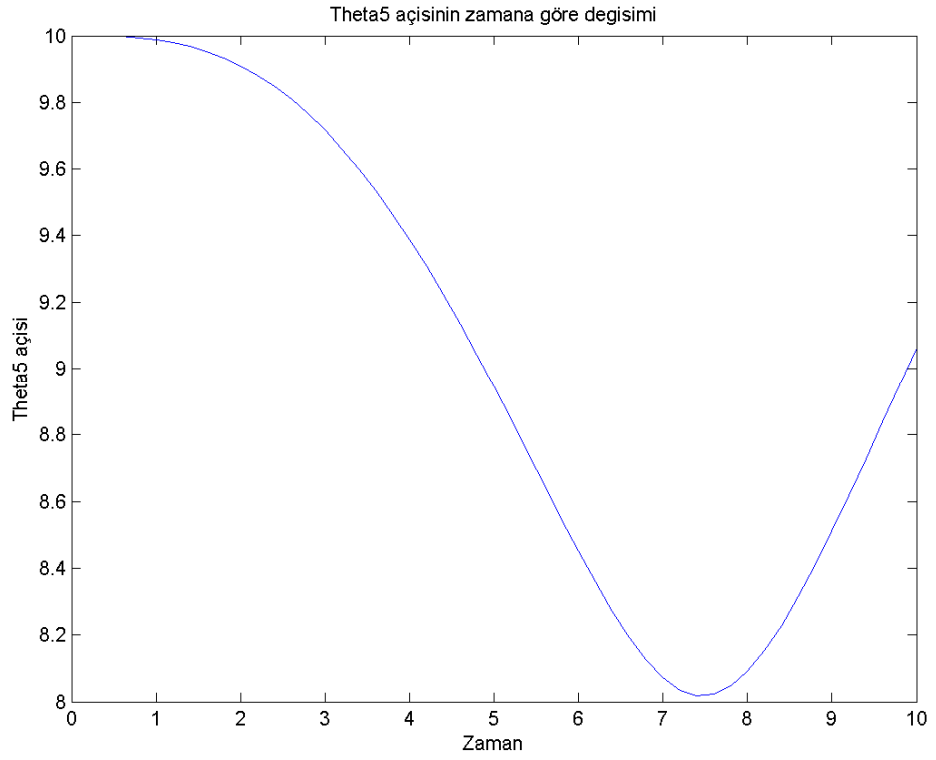
Şekil 3.29 da θ_5 açısının zamana göre değişimi görülmektedir. Burada θ_5 $+8^\circ$ ila $+10^\circ$ arasında değişmektedir.



Şekil 3.27 : Zamana bağlı olarak değişen R1 uzunluğunun grafiği

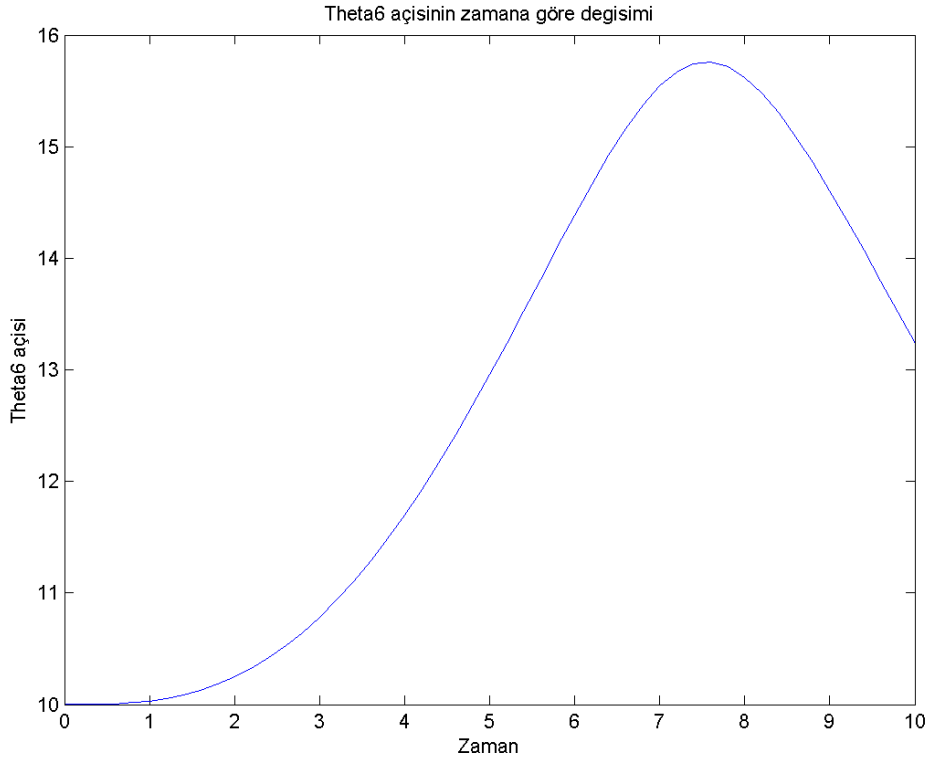


Şekil 3.28 : Açıların zamana göre değişimi grafiği



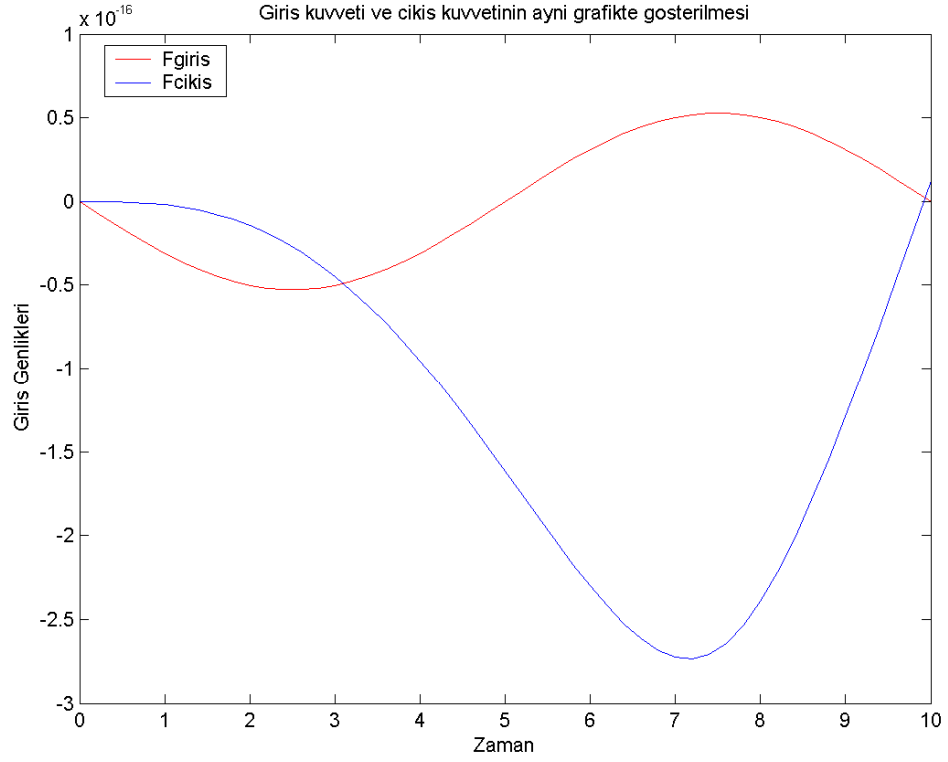
Şekil 3.29 : θ_5 açısının zamana göre değişimi

Şekil 3.30 da θ_6 açısının zamana göre değişimi görülmektedir. Burada θ_6 $+10^\circ$ ila $+16^\circ$ arasında değişmektedir.



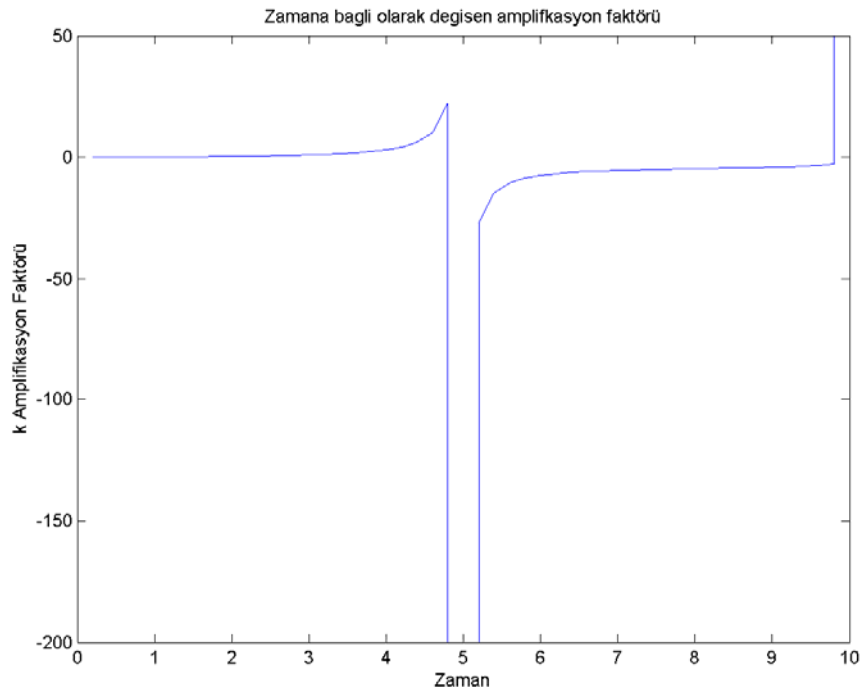
Şekil 3.30 : θ_6 açısının zamana göre değişimi

Şekil 3.31 de giriş ve çıkış kuvvetleri aynı grafik üzerinde gösterilmiştir. Burada yine 1 kademeli mekanizmanın dinamik analizinde anlatıldığı gibi amplifikasyon faktörü grafiğini daha iyi anlayabilmek için bu işlem yapılmıştır. Giriş kuvveti sıfır olduğu durumlarda görüldüğü gibi çıkış kuvveti sonsuza gitmemektedir. Amplifikasyon faktörü çıkış kuvvetinin giriş kuvvetine oranı olduğundan dolayı sonsuza gidiyor gibi görülmektedir. Bu şekil bunun açıklamasını yapmaktadır.



Şekil 3.31 : Giriş ve çıkış kuvvetleri aynı grafikte gösterilmiştir.

Şekil 3.32 de zamana bağlı olarak değişen amplifikasyon faktörü görülmektedir. Burada giriş kuvveti sinüzoidal girildiği için değişkenlik göstermektedir.



Şekil 3.32 : k_{amp} amplifikasyon faktörünün zamana göre değişimi grafiği

Çizelge B.1 de matlab simulink yardımıyla oluşturulmuş modelimizden alınmış veriler görülmektedir. Burada zaman, θ_2 , θ_3 , θ_5 , θ_6 , r_1 , hata, $f_{cıkis}$ ve k_{amp} değerleri görülmektedir.

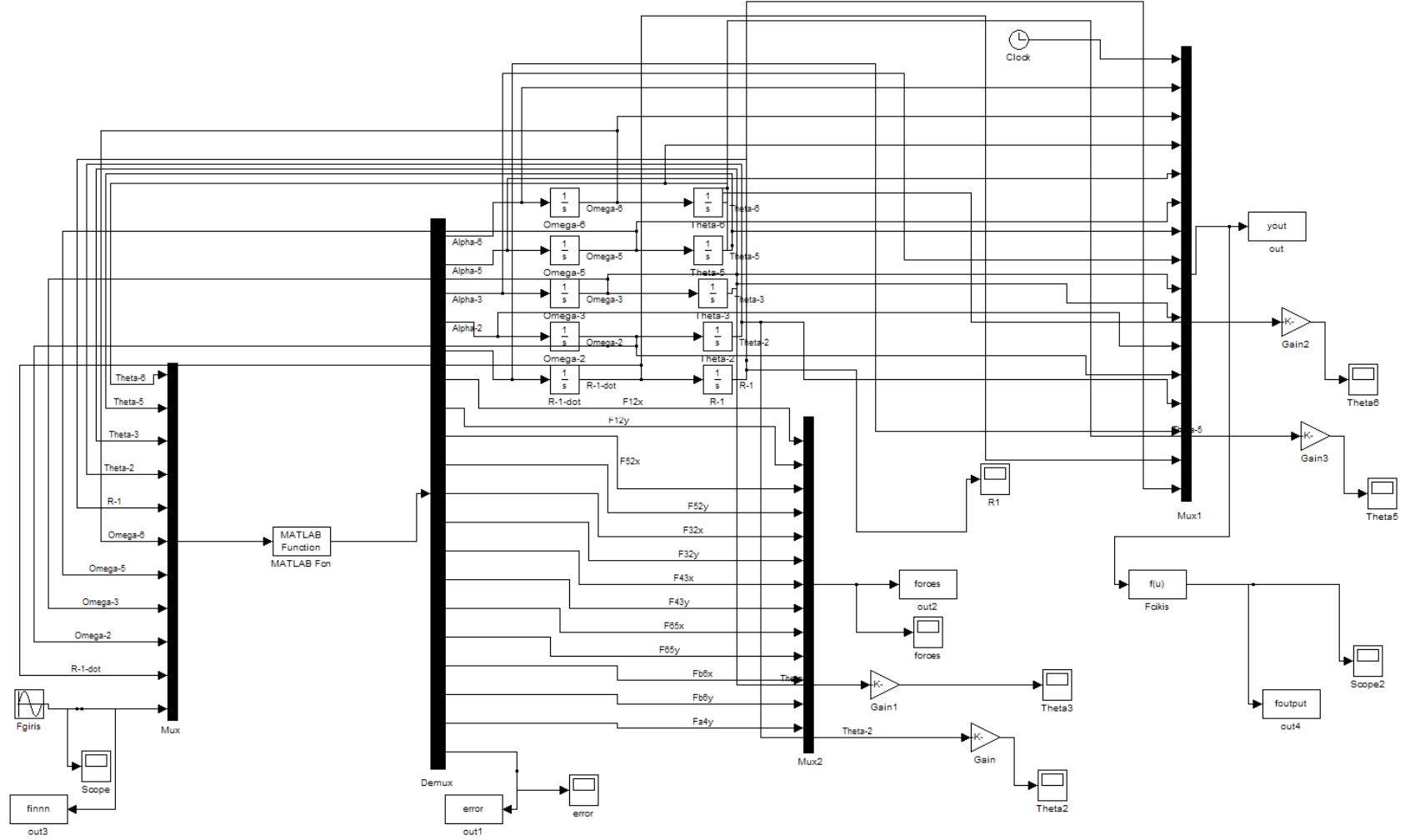
Amplifikasyon faktörünün değişimi bir çok etmene bağlıdır.

Burada tek kademeli ile iki kademeli arasındaki farka bakmak çok doğru değildir.

Dinamik analizlerde tek kademeli mekanizmadan daha çok çıkış kuvveti elde edilebileceği gözükmesine rağmen buradaki bir çok etmenden dolayı iki kademeli mekanizmadan daha fazla çıkış kuvveti elde edileceği aşıkardır. Burada 2 kademeli sisteminde maksimum r_1 uzunluğuna ulaşabileceği kadar kuvvet uygulanması sebebiyle bir ve iki kademeli mekanizmayı karşılaştırmak doğru olmayacaktır. Hem matlab hem de ansys de statik analizlerde bu karşılaştırmayı görmek daha doğrudur. Ayrıca tek kademeli sistemin daha büyük kuvvetler karşısında çalışması mümkün olmamaktadır. Bununla ilgili bir uygulama ileride ansys uygulamalarında gösterilecektir.

Şekil 3.33 de simulinkte oluşturulan modeli görebilirsiniz.

Bu bölümle birlikte matlab uygulamaları sona ermiştir. Bundan sonra ansys de statik ve dinamik uygulamalar yapıp tez sonlandırılacaktır.



Şekil 3.33 : Simulinkte oluşturulan model

4. 1 VE 2 KADEMELİ MİKRO ESNEK BAĞLANTILI KUVVET ARTIMI MEKANİZMALARIYLA İLGİLİ STATİK VE DİNAMİK ANALİZLER

4.1 Amaç

Bu bölümde ansys programı yardımıyla 1 ve 2 kademeli mekanizmalarda statik ve dinamik analizler yapılacaktır. Burada önce esnek kollu mekanizmayla ilgili bilgi verilecektir. Daha sonra doğrusal olmayan yapılardan bahsedilecektir. Ansys'e programına giriş yapılacaktır ve Ansys analizlerinden bahsedilecektir.

4.2 Esnek Kollu Mekanizma

Esnek kollu bir mekanizmaya bir kuvvet uygulandığı zaman mekanizmanın geometrisine ve parçaların kalınlığına bağlı olarak (esnekliğe bağlı olarak) bazı kısımlarda daha fazla deformasyon meydana gelir. Büyük deformasyonlar içeren sistemlerin çözülmesi için (incelenmesi için), bu sistemler geometrik nonlineerliğe sahip olduklarından alışlagelmiş lineer metot sentezlerini kullanmak uygun olmaz [5]. Esnek mekanizmaların sentezi yüksek deformasyonlu kiriş analizi, kinematik hareket ve elastik enerji depolanması gibi etkenlerin göz önüne alınmasını gerektirdiğinden dolayı rijit mekanizmalara göre daha zordur [6]. Buna rağmen, eğer esnek mekanizma eşlenik rijit gövde modeli ile modellenenabilirse çözümü nispeten kolaylaştırılmış olur [5]. Esnek mekanizmalar, genel olarak basit fonksiyon ve hareketin gerekli olduğu sistemlerde kullanılırlar. Esnek mekanizmaların çözümünün zorluğundan dolayı, yenilikçi mekanizmaların tasarlanmasında deneme ve yanılma metodu kullanılabilir [6]. Deneme ve yanılma metodu fazla zaman ve malzeme ihtiyacına neden olmaktadır [16]. Daha önce de belirtildiği gibi esnek mekanizmaların modellenmesi, rijit mekanizma eşleniğinin bulunması ile daha kolay olmaktadır.

Temel olarak, esnek mekanizma yapısının incelenebilmesi için eşlenik bir rijit gövde modeli gibi oluşturulur. Modelde kollar rijit gibi kabul edilir ve denk burulma yayları bu modele eklenir. Analiz denklemleri esnek mekanizma sentezinin

tamamlanması için eşlenik burulma yaylarını içerir. Bu tip sentezlerde rijit gövde mekanizmalarında kullanılan denklemler aynı zamanda psödo gövde modelinde de kullanılmaktadır [6]. Gerilme ve yük ihtiyacına bağlı olarak esnek üyelerin yapısal niteliği (kirişlerin kesit boyutları ve uzunlukları vb.) mekanizmanın tasarımından sonra yeniden seçilebilmektedir. Yüksek deformasyondan kaynaklanan nonlineerlikler birçok metotla çözülebilir. Bunlara örnek olarak, geometrik nonlineerliği kapsayan sonlu elemanlar metodunu ve zincir (chain calculation) metodunu sayabiliriz. Geleneksel bir metot olan ve lineer olmayan diferansiyel denklemlerin çözümünde kullanılan eliptik integraller, bu konuda (kirişlerin çok esnemesi) ilk olarak Euler tarafından kullanılmış ve Elastika teorisi diye adlandırılmıştır. Bu metot kapalı bir çözüm formudur yani kuvvet ile esneme arasındaki fonksiyonel bağıntı matematiksel olarak ifade edilmesine rağmen açık olarak bulunamaz ve denklem sistemin numerik olarak çözülmesine ihtiyaç gösterir . Howell ve diğ., bu metodun kullanımının avantaj ve dezavantajlarını ilgili yayında belirtmektedirler [2]. Elastika teorisinin avantajı matematiksel kesin kapalı form bir çözümünün elde edilebilmesi ve dezavantajı da metodun sadece basit geometriler için uygulanabilir olmasıdır. Matematiksel çözümünün sadece basit geometri ve yükler için uygulanabilmesi bu metot ile incelenebilecek mekanizmaların kapsamını kısıtlı tutar, bu da metodun diğer bir dezavantajıdır.

4.3 Doğrusal Olmayan Yapılar

Deforme olabilen gövde ya da yapıya etki eden yükle, sonuçta ortaya çıkan deformasyon arasındaki bağıntının doğrusal olmaması dört sebeple açıklanabilir:

1. Yapının iki parçası arasındaki etkileşimin deformasyona bağlı olabilmesi,
2. Malzemenin elemanlarının mücade ettiği gerilmenin fazla olabilmesi,
3. Malzemenin gerilme-gerinme ilişkisinin eğrisel olabilmesi,
4. Malzemenin ilk durumuyla kıyas edildiğinde küçümsenemeyecek kadar çok deformasyona uğrayabilmesidir.

4.3.1 Eğrisellik çeşitleri

Yapısal mekanizmalarda eğriselite birçok yolla ortaya çıkabilir. Genelleştirilmiş Hooke kuralı malzeme gerilme-gerinme davranışı eğriselse geçerli olmaz. Bu tip

eğrisellikler malzeme ya da fiziksel eğriselliklerdir. Birçok durumda ise eğrisellik elastik gövdenin deformasyonuna bağlıdır. Büyük deformasyon içeren problemler geometrik eğrisel problemler olarak adlandırılırlar. Elastik malzemedeki deformasyon miktarı aşırı gerinmeye sebep olmayabilir ya da yüksek deformasyonda gerilme oluşturabilir. Bundan dolayı eğrilik deformasyon eğriselliği, deformasyon miktarına bağlı olarak değişir. Bu durum deformasyona bağlı olduğundan geometrik eğrisellik olarak adlandırılır. Geometrik ve fiziksel eğriselliklerin bir arada bulunması da muhtemeldir. Bir sistemde eğrisellik; eğrisel sınır koşulları, eğrisel yay veya kısmi kayma elemanı mevcut olduğunda artabilir. Bilindiği gibi eğrisellikler tarafından yönetilen gövdenin statik ve dinamik çıkışları analitik araştırmaları karmaşık hale getirir. Bunun nedeni de lineer sistemlere uygulanabilen süper pozisyon ilkesinin lineer olmayan sistemlere uygulanamayışındır[35].

4.3.2 Geometrik Eğrisellik

Kirişlerde, levhalarda, ve iskelet gibi deforme olabilen gövdelerin lineer olmayan davranışlarına değinildiğinde, bir taraftan fazla gerinme ve makaslama gerinmesi arasında ilişki olması diğer taraftan bunların eğrisel olması doğrusal olmayan gerinme-yerdeğişimi ilişkisini meydana getirir. Literatürde neredeyse tamamen bu tip eğriselikle ilgili ilgilenebilir. Doğrusal olmayan gerinme-yerdeğişimi ilişkileri neticesinde diferansiyel denklemler eğrisel olarak ortaya çıkarlar. Eğrilme ve yerdeğiştiren elemanlar arasındaki ilişkinin doğrusal kabul edilmesinden dolayı bu durum doğrudur. Diğer bir yönden bakmak gerekirse deforme olabilen elastik gövdenin toplam gerinme enerjisi düşünülür. Bu enerji uzama veya gerilme enerjisi ve bükülme enerjisi şeklinde olur. Uzama enerjisi, normal yerdeğişimi elemanlarının ikinci dereceli denklemlerinden yüksek dereceli eğrisel terimlere sahiptir. Halbuki bükülme enerjisi, yerdeğişimi elemanlarındaki gibi kuadratik kalır. Hareket denklemleri bu enerji denklemleri kullanılarak oluşturulmaya başlandığında eğrisel diferansiyel denklem olarak karşımıza çıkarlar [35].

4.3.3 Malzeme Eğriselliği

Yeni malzemelerle tanışılması ve uygulama alanlarının termik ve mekanik çevrelerden yüksek deformasyona sahip yapısal elemanlara kadar kullanılması, eğrisel analiz tekniklerine karşı ilgi oluşturmuştur. Bu teknikler yüksek hızlı bilgisayarın da kullanılmasıyla malzemedeki kaynaklanan eğriselliğin çözümünün

gerçekleşmesini sağlamıştır. Deformasyon küçük olduğu zaman, problemler sadece malzemeden kaynaklanan eğriselliği içerir. Deformasyon büyük olduğu zaman ise malzeme eğriselliğinin yanı sıra biçim değişikliği ve düzlemsel gerilmeler de probleme dahil edilir.

Malzeme eğriselliği ile ilgili problemler genellikle sonlu elemanlar metodu kullanılarak çözülür. Yapısal mekanizmaların elasto-plastik problemlerinin sonlu elemanlar metodu kullanılarak çözülmesi yaklaşımı bilinen bir yöntemdir[35].

4.4 Ansys'e Giriş

ANSYS yazılımı mühendislerin mukavemet, titreşim, akışkanlar mekaniği ve ısı transferi ile elektromanyetik alanlarında fiziğin tüm disiplinlerinin birbiri ile olan etkileşimini simule etmekte kullanılabilen genel amaçlı bir sonlu elemanlar yazılımıdır. Problemler statik/dinamik yapısal analizler (lineer veya non-lineer), ısı transferi ve akış problemleri ile akustik ve elektro-manyetik problemleri içerir.

Bu sayede gerçekleştirilen testlerin ya da çalışma şartlarının simule edilmesine olanak sağlayan ANSYS, ürünlerin henüz prototipleri üretilmeden sanal ortamda test edilmelerine olanak sağlar. Ayrıca sanal ortamdaki 3 boyutlu simulasyonlar neticesinde yapıların zayıf noktalarının tespiti ve iyileştirilmesi ile ömür hesaplarının gerçekleştirilmesi ve muhtemel problemlerin öngörülmesi mümkün olmaktadır.

ANSYS yazılımı hem dışarıdan CAD datalarını alabilmekte hem de içindeki “preprocessing” imkanları ile geometri oluşturulmasına izin vermektedir. Gene aynı preprocessor içinde hesaplama için gerekli olan sonlu elemanlar modeli yani ağ da oluşturulmaktadır. Yüklerin tanımlanmasından sonra ve gerçekleştirilen analiz neticesinde sonuçlar sayısal ve grafiksel olarak elde edilebilir.

Genel olarak, ANSYS kullanılarak sonlu elemanlar analizleri üç kademede gerçekleştirilir:

1) Preprocessing (Problemin tanımlanması): Preprocessing ana kademeleri aşağıda verildiği gibidir:

- Anahtar nokta/çizgi/alan/hacimlerin tanımlanması
- Eleman tipi ve malzeme/geometri özelliklerinin tanımlanması
- Çizgi / alan / hacimlerin sonlu elemanlara bölünmesi.

2) Solution(Yüklerin ve sınır şartlarının atanması ve çözümün gerçekleştirilmesi):

Bu kademede yükler (noktasal veya basınç) belirlenir, sınır şartları tanımlanır ve sonuçta çözüme gidilir. Yük ve sınır şartları preprocessing kademesinde de tanımlanabilir.

3) Postprocessing(Sonuçların değerlendirilmesi): Bu kademede şunlar yapılabilir:

- a. Düğüm noktası yer değiştirmelerinin listelenmesi
- b. Eleman kuvvet ve momentlerinin izlenmesi
- c. Yer değiştirme çizimleri , gerilme kontur diyagramları

Her hangi bir işleme başlamadan önce analizin planlanması çok önemlidir ve simulasyonun başarısına direk etkisi vardır. Bir sonlu elemanlar analizinin amacı bilinen yükler altında sistem davranışının modellenmesidir. Analizin doğruluk derecesi planlama kademesine oldukça bağlıdır. Her bir işlemcide yapılacaklar aşağıda açıklanmıştır.

Preprocessing kademesi aşağıdakileri içerir:

- **Başlığın belirlenmesi:** Problemin sonraki dönemde rahat erişilebilir olması amacıyla yaptığımız işe bir isim verilmesi diye düşünülebilir. Bu seçenek özellikle aynı temel model üzerinde farklı yükleme seçenekli çözümler gerçekleştirilmesi durumunda çok faydalıdır.

- **Modelin oluşturulması:** Model genellikle 2D veya 3D uzayında uygun birimler (m., mm., inç, vb.) kullanılarak çizilir. Model ANSYS ön işlemcisi kullanılarak oluşturulabileceği gibi başka bir CAD paketinde hazırlanmış bir dosyanın (IGES, STEP gibi) ANSYS ön işlemcisi tarafından okunması ile de sağlanabilir. Modelin oluşturulması esnasında dikkat edilmesi gereken konulardan biri çizimde kullanılan birim ile malzeme özellikleri ve uygulanan yük birimlerinin uyumlu olmasıdır.

Örneğin; model mm olarak çizildi ise, malzeme özellikleri SI birimi ile tanımlandığı şekilde olmalıdır.

- **Eleman tipinin belirlenmesi:** Eleman seçimi modelin geometrisine bağlı olarak 1D, 2D veya 3D olabileceği gibi yapılması düşünülen analizin tipine de bağlıdır (örneğin termal analiz gerçekleştirebilmek için termal eleman kullanımı).

- **Malzeme özelliklerinin girilmesi:** Malzeme özellikleri (elastisite modülü, poisson oranı, yoğunluk ve gerekli olduğunda termal genleşme katsayısı, termal iletkenlik, özgül ısı vb) tanımlamalarının gerçekleştirilmesi.

- **Modelin elemanlara bölünmesi:** Modelin elemanlara bölünmesi işlemi, model sürekliliğinin belirli sayıdaki ayrı parçalara veya diğer bir ifade ile sonlu elemanlara bölünmesidir. Daha çok sayıda eleman genel olarak daha iyi sonuçlar fakat daha uzun analiz zamanı demektir. Modelin elemanlara bölünmesi kullanıcı tarafından tek tek tanımlanarak yapılabileceği gibi ANSYS tarafından uygun seçenekler kullanılarak otomatik olarak da yapılabilir. Kullanıcı tarafından tek tek tanımlayarak elemanlara bölme işlemi uzun ve zor bir işlemken otomatik olarak elemanlara bölme işleminde gerekli tek şey model kenarları boyunca eleman yoğunluğunun veya eleman büyüklüğünün belirlenmesidir. Ayrıca kullanılan elemanın tipine bağlı olarak eleman özelliklerinin de (gerçek sabitler) tanımlanması gerekir.

Solution kademesi aşağıdakileri içerir:

- **Analiz tipinin belirlenmesi:** Çözümde kullanılmak üzere statik, modal, transient gibi analiz tipleri belirlenir.

- **Sınır şartlarının tanımlanması:** Eğer modele bir yük uygulanırsa, model bilgisayarın sanal dünyasında sonsuza kadar ivmelenir. Bu ivmelenme bir sınırlılık veya bir sınır şartı uygulanana kadar devam eder. Yapısal sınır şartları genellikle sıfır yer değiştirme, termal sınır şartları belirlenmiş bir sıcaklık, akışkan sınır şartları için bir basınç olarak tanımlanır. Bir sınır şartı bütün yönlerde (x,y,z) uygulanabileceği gibi yalnızca belirli bir yönde de tanımlanabilir. Sınır şartları düğüm noktalarında, anahtar noktalarda, alan veya çizgilerde tanımlanabilir. Sınır şartı, simetri veya antisimetri tipinde olabilir.

- **Yüklerin uygulanması:** Yüklemeler noktasal bir basınç, gerilme analizlerinde yer değiştirme, termal analizlerde sıcaklık, akışkan analizlerinde hız formunda olabilir. Yükler bir noktaya, bir kenara, bir yüzeye ve hatta toplam cisme uygulanabilir. Yükler model geometrisi ve malzeme özelliklerinde kullanılan birim cinsinden tanımlanmalıdır.

- **Çözüm:** Genel olarak bir sonlu elemanlar çözücüsü üçe ayrılır. Bunlar ön-çözücü, matematik motoru ve son-çözücüdür. Ön-çözücü modeli okur ve modelin matematiksel şekilde formülize eder. Preprocessing kademesinde tanımlanan bütün

parametreler ön-çözücü tarafından kontrol edilir ve herhangi bir şeyin eksik bırakıldığını bulursa matematik motorunun devreye girmesini engeller. Model doğruysa, çözücü devreye girerek eleman direngenlik matrisini oluşturur ve yer değiştirme, basınç gibi sonuçları üreten matematik motorunu çalıştırır. Sonuçlar, son-çözücü tarafından düğüm noktaları için deformasyon miktarı, gerilme, hız gibi değerleri üretir.

Postprocessing kademesi aşağıdakileri içerir:

Bu bölüm; sonuçların okunduğu ve yorumlandığı bölümdür. Sonuçlar; tablo şeklinde, kontur çizimler şeklinde veya cismin deforme olmuş biçiminde sunulabilir. Ayrıca animasyon yardımı ile modelin gerçek davranışı gözler önüne sunabilir. Yapısal tipteki problemlerin sunulmasında kontur grafikler genellikle en etkin yöntem olarak kullanılır.

Postprocessor, x, y, z koordinatlarında hatta koordinat ekseninde belli bir açıdaki gerilme ve birim şekil değiştirmelerin hesaplanmasında kullanılabilir. Etkin gerilme ve birim şekil değiştirme sonuçlarını ile akma gerilme ve şekil değiştirme sonuçlarını da görmek mümkündür. Bunun dışında birim şekil değiştirme enerjisi, plastik şekil değiştirme miktarı da kolaylıkla görsel olarak elde edilebilir.

Sonuç olarak, sonlu elemanlar yöntemi çok güçlü bir yöntemdir. Sonuçlar görsel olarak çok etkileyici bir biçimde kontur grafikler olarak rahatlıkla elde edilebilse de sonuçların kalitesi modelin fiziksel problemi gerçekte ne kadar yansıttığına ve dolayısıyla analizi yapılan modelin kalitesine tamamiyle bağlıdır. Başarılı bir analiz için dikkatli bir planlamanın yapılması zorunluluğu göz ardı edilmemelidir.

4.5 ANSYS ARAYÜZÜ

ANSYS Ara yüzü pencerelerini genel olarak açıklayacak olursak;

1. **Araç (Utility) Menüsü:** ANSYS oturumu süresince kullanılabilir olan dosya kontrolü, seçimler, grafik kontrolleri ve parametreler gibi fonksiyonlar içerir.
2. **Ana (Main) Menü:** Preprocessor, solution, postprocessor ve dizayn optimizieri tarafından organize edilen temel ANSYS fonksiyonlarını içerir. Bu menüde en önemli modelleme komutları bulunur.

3. **Komut Satırı:** Bu pencereden komutların direk olarak girilebilmesine imkan tanınır.

4. **ANSYS Toolbar:** Bu bölüm çok sık olarak kullanılan ANSYS komut ve fonksiyon düğmelerini içerir ve özelleştirilebilir.

5. **Grafik Alan:** Grafiklerin gösterildiği ve grafiksel işaretlemenin yapıldığı yerdir. Bu pencerede modelin oluşturulması esnasında yapının farklı kademelerdeki durumları izlenebilir. Aynı zamanda, analiz sonuçlarının grafiksel olarak verildiği yerdir.

6. **Çıktı Penceresi:** Verilerin listelenmesi gibi programdan çıkan text formatındaki bilgilerin gösterildiği yerdir. Genellikle açılıştan grafiksel kullanıcı ara yüzünün arkasında ortaya çıkar ancak istenirse ön tarafa çekilebilir.

7. **Standard Araç Menüsü:** Sık olarak kullanılan ANSYS komutları düğmelerini içerir.

8. **Analiz Durum Bilgisi:** Grafiksel kullanıcı ara yüzünün alt tarafına yerleşmiştir ve analizin durumu hakkında bilgiler içerir[36].

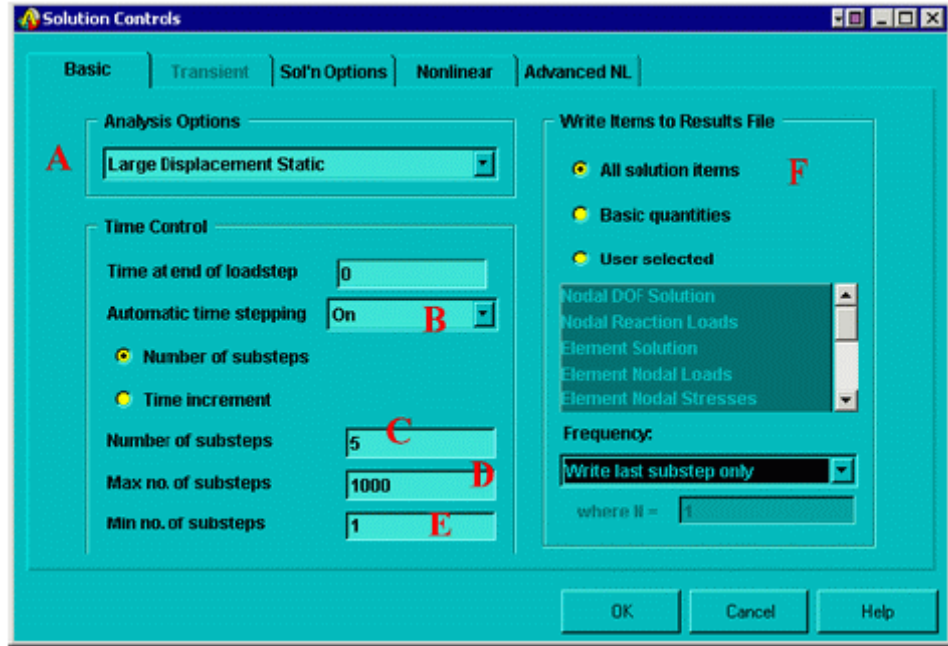
ANSYS DOSYALARI

ANSYS'i çalıştırdığınızda pek çok sayıda dosya oluşturulduğunu görürsünüz. Çizelge 4.1 de ansys dosya tipleri görülmektedir.

Çizelge 4.1 : Ansys Dosya Tipleri

Dosya Adı	Tip	Açıklama
file.db	Binary	Veri tabanı dosyası
file.dbb	Binary	Veri tabanı dosyası yedeği
file.log	ASCII	ANSYS oturumunu süresince kullanılmış komutların listesi
file.err	ASCII	Hata ve uyarı mesajlarının listesi
file.out	ASCII	ANSYS işlemlerinin çıkış listesi
file.rst	Binary	Yapısal veya ikili analiz sonuç dosyası
file.rth	Binary	Termal analiz sonuç dosyası
file.rmg	Binary	Manyetik analiz sonuç dosyası
file.emat	Binary	Eleman matrisleri dosyası

4.6 Çözüm Kontrol Ayarının Yapılması



Şekil 4.1 : Çözüm kontrol ayarını gösteren şekil

Şekil 4.1 de görülen çözüm kontrol ayarındaki maddeler aşağıda incelenmiştir.

A. Doğrusal olmayan analiz için “Large Static Displacements” seçeneği seçilmelidir. (Bu büyük şekil değişikliği etkisinin dahil edilmesini sağlar)

Doğrusal problemlerde şekil değişikliği çok küçük olduğu varsayıldığından birim şekil değişikliği aşağıdaki gibi hesaba dahil edilir[37].

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} * \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_m}{\partial x_i} * \frac{\partial u_m}{\partial x_j} \right) \approx \frac{1}{2} * \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (4.1)$$

Bunun sonucunda tokluk (stiffness) matrisi U yer değiştirmeden bağımsız olur. Doğrusal denklem sistemi doğrudan çözülür.

$$[K] * \{U\} = \{F\} \quad (4.2)$$

Burada [K], U’dan bağımsızdır.

Halbuki doğrusal olmayan problemlerde şekil değişikliklerin çok küçük olduğu varsayımı yapılmaz. Bu durumda birim şekil değişikliği formülü aşağıdaki gibi olur.

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} * \left(\frac{\partial u}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_m}{\partial x_i} * \frac{\partial u_m}{\partial x_j} \right) \quad (4.3)$$

Sonuç olarak tokluk matrisi U dan bağımsız olmaz ve oluşan denklem sistemi doğrudan çözülemez. Sayısal çevrim (İteratif) çözümü gerektirir.

$$[K(\{U\})] * \{U\} = \{F\} \quad (4.4)$$

Burada K, U ‘ya bağımlıdır.

B. “Automatic time stepping” (Otomatik zaman adımı) seçeneğinin açık (on) olduğu durumda, ANSYS’in yükün bölüneceği uygun miktarların belirlmesine yarar. Bu adım miktarının değerini düşürmek daha iyi doğruluk sağlar fakat epey zaman alır. Automatic Time Step özelliği uygun bir denge sağlar. Bu özellik eğer yakınsama sağlanamaz ise geriye dönüp tekrar işleme dönmeyi sağlayan yarıya bölme özelliğini de çalışır hale getirir.

C. Örnek olarak alt-adım sayısı için 5 girilmesi şu anlama gelmektedir. Bu başlangıç alt-adım sayısını, toplam yükün 1/5’i ayarlayacaktır.

Aşağıdaki örnek bu durumu açıklamaktadır: Uygulanan yükün 100 N*cm olduğunu farzedilsin. Eğer otomatik zaman adımlaması (Automatic Time Stepping) kapalı ise, 5 yükleme adımı olacaktır (her biri toplam yükün 5 te bir kadar artarak):

20 N*cm, 40 N*cm, 60 N*cm, 80 N*cm, 100 N*cm

Otomatik zaman adımlaması (Automatic Time Stepping) açık iken, ilk adım miktarı 20 N*cm olacaktır. Ancak, geri kalan alt adımlar bir önceki yüklemeye bağlı olarak malzeme tepkisine göre otomatik olarak belirlenecektir.

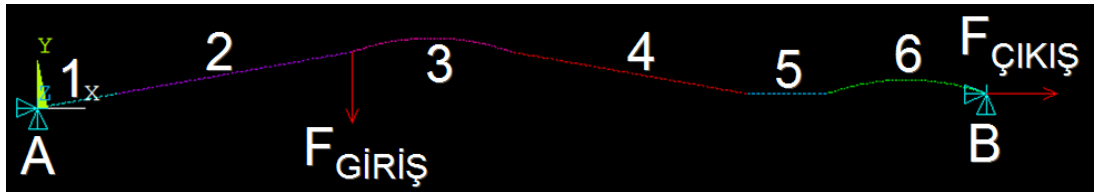
D. Maksimum alt-adım sayısını 1000 olarak girin. Bununla eğer çözüm yakınsamaz ise programın 1000 adım sonra durması sağlanır.

E. Minimum alt-adım sayısı olarak 1 değerini girin.

F. Tüm çözümlerin, sonuç dosyasına yazılmasından emin olun[37].

4.7 1 Kademeli Mikro Esnek Bağlantılı Kuvvet Artımı Mekanizmasının ANSYS 'de Statik Analizi

Tek kademeli mikro esnek bağlantılı kuvvet artımı mekanizmasının ansys yardımıyla statik analizi yapılmıştır. Şekil 4.2 'de mekanizma görülmektedir. Burada A ve B ile gösterilen yerler sabit mesnetlerdir. 2, 4 ve 5 numaralı çubuklar rijit seçilmiştir. 2 ve 4 numaralı çubuk 300 μm ve 5 numaralı çubuk 100 μm ve 1 numaralı esnek kiriş 100 μm ve 3 ve 6 numaralı esnek kiriş 200 μm olarak alınmıştır. 1, 3 ve 6 numaralı kirişler esnek olarak seçilmişlerdir. 3 numaralı esnek kirişin sol ucundan kuvvet uygulanmıştır ve B sabit mesnetinden mekanizmanın reaksiyon kuvvetine bakılmıştır. Bunun yapılmasının amacı amplifikasyon faktörünü görmektir.



Şekil 4.2 : 1 Kademeli Mikro Esnek Bağlantılı Kuvvet Artımı Mekanizması

Ansys de yukarıdaki gibi model oluşturulduktan sonra eleman tipleri seçilmiştir. Burada 2 tip eleman seçilmiştir. 2, 4 ve 5 numaralı çubukları rijit istediğimiz için MPC 184 numaralı rijit eleman seçilmiştir. 1, 3 ve 6 numaralı kirişleri esnek istediğimiz için BEAM 3 numaralı esnek eleman seçilmiştir. Bu eleman 3 serbestlik derecesine sahiptir (X ve Y eksenleri boyunca öteleme Z ekseninde dönme). Bu 3 serbestlik derecesi ile BEAM3 elemanı sadece 2 Boyutlu problemlerde kullanılabilir.

Rijit eleman için gerçek sabitlerin girilmesine gerek yoktur. Fakat esnek elemanlar için gerçek sabitlerin ansys de girilmesi gerekmektedir. Burada 3 değer girilmiştir. Bunlar;

i. Kesit Alanı AREA: $80 \cdot 10^{-12} \text{ m}^2$

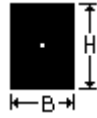
ii. Alan Atalet Momenti IZZ: $b \cdot h^3 / 12 : 426.6 \cdot 10^{-24} \text{ m}^2$

iii. Toplam Kiriş Yüksekliği HEIGHT: $8 \cdot 10^{-6} \text{ m}$

Bu işlem kesit alanı 10 μm x 8 μm olan dikdörtgen katı eleman tanımlar.

Eleman malzeme özelliklerinin de girilmesi gerekmektedir. Malzeme polysilikon olarak seçilmiştir. Poission oranı PRXY 0.22 ve Young (elastiklik) modülü EX 169 GPa ($169 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2$) olarak girilmiştir.

Burada önemli bir husus rijit çubuklar ile esnek kirişlerin profilinin aynı olmadığıdır. Compliant mekanizmaların tanımını yaparken esnekliğin literatürde “flexure” adı verilen inceltilmiş elemanlarla sağlandığını söylemiştik. Bu yüzden iki adet dikdörtgen profil seçilmiştir. Şekil 4.3 de dikdörtgen profilin temsili resmi görülmektedir.

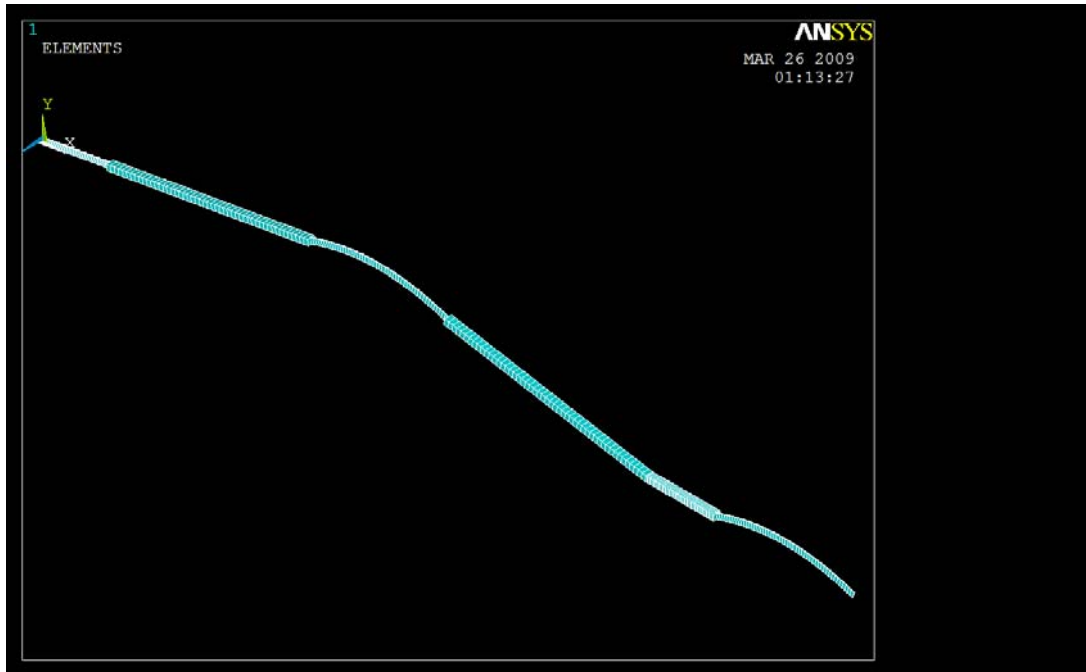


Şekil 4.3 : Dikdörtgen profil. Burada H yükseklik, B kalınlıktır.

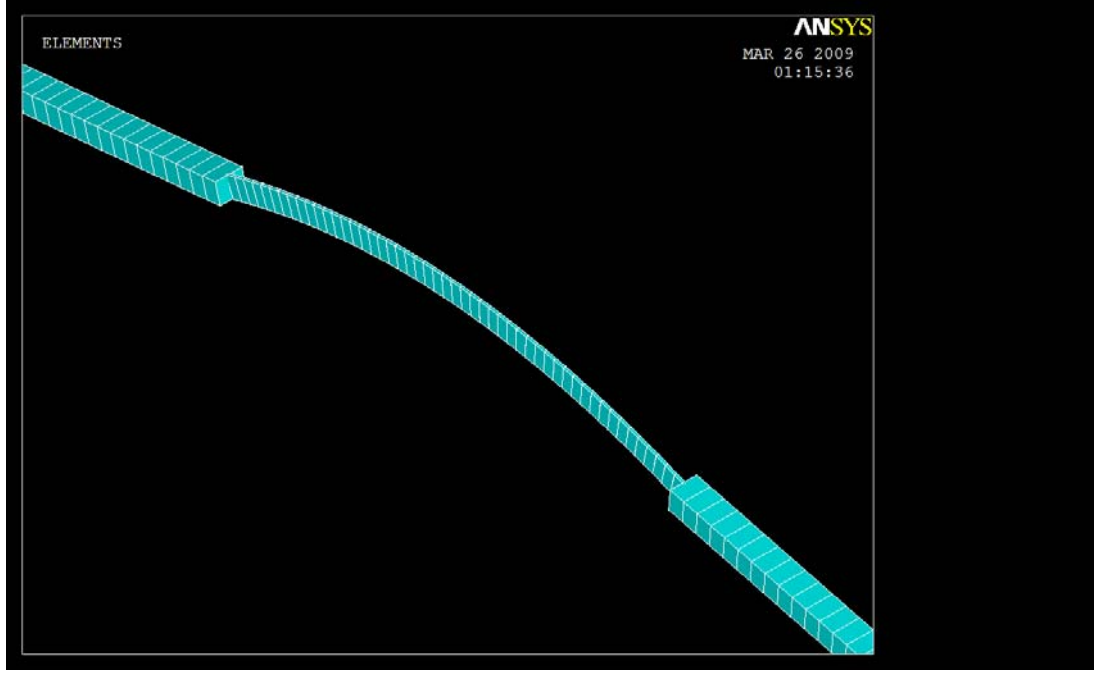
Rijit çubuklar için $B = 10 \cdot 10^{-6} \text{ m}$, $H = 8 \cdot 10^{-6} \text{ m}$ seçilmiştir.

Esnek kirişler için $B = 1 \cdot 10^{-6} \text{ m}$, $H = 8 \cdot 10^{-6} \text{ m}$ seçilmiştir.

Görüldüğü gibi esnek kirişler 10 kat daha ince seçilmiştir. Şekil 4.4 ve şekil 4.5 de mekanizmanın 3 boyutlu hali görülmektedir.



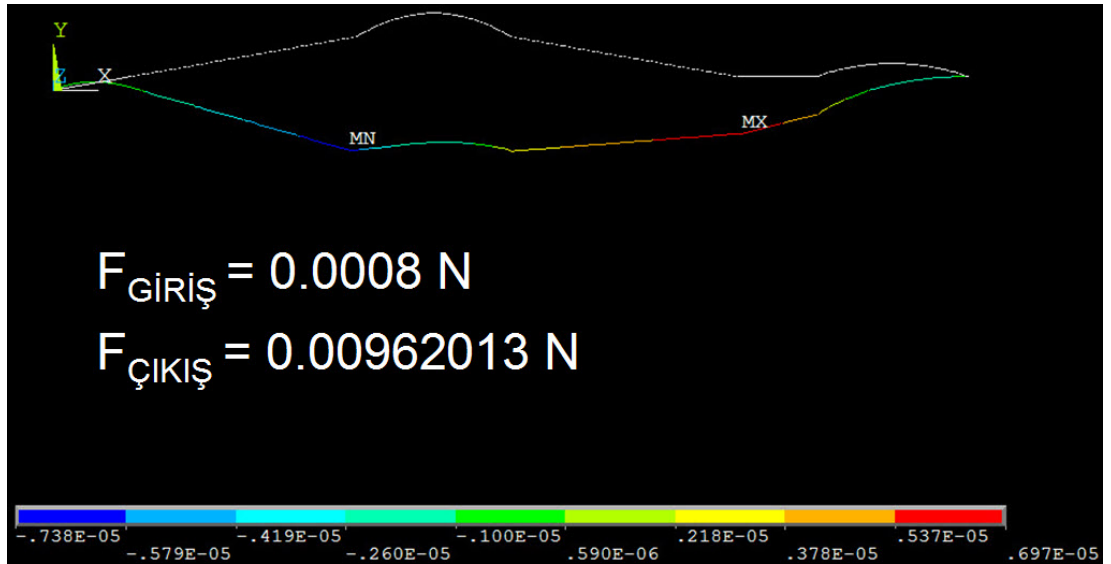
Şekil 4.4 : Tek kademeli mekanizmanın 3-boyutlu görünümü



Şekil 4.5 : Mekanizmanın yakından görünümü

Mekanizma sonlu elemanlara bölünmüştür. Uygulanacak kuvvet ve mesnetler tanımlanacaktır.

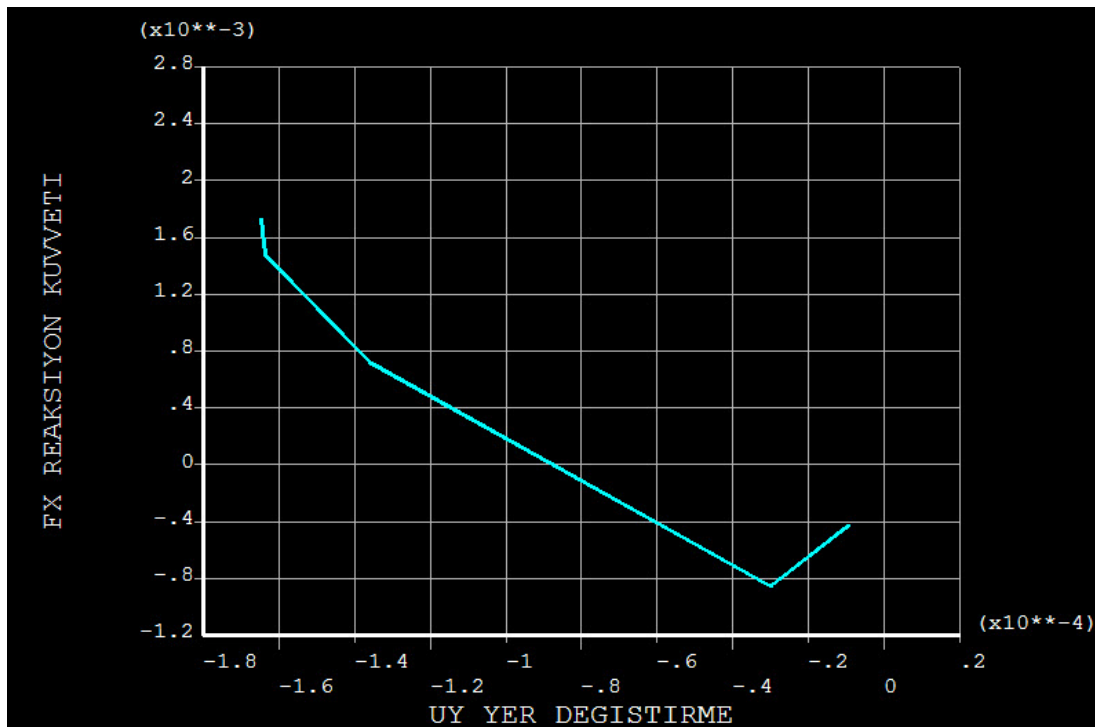
$F_{giriş} = 0.0008$ N olarak $-y$ yönünde uygulanmıştır ve $F_{çıkış}$ kuvvetinin ne kadar arttığına bakılmıştır. Şekil 4.6 da kuvvet uygulandıktan sonraki şekil değişikliği görülmektedir ve çıkış kuvveti değeri görülmektedir.



Şekil 4.6 : Tek kademeli mekanizmaya kuvvet uygulandıktan sonraki şekil değişikliği.

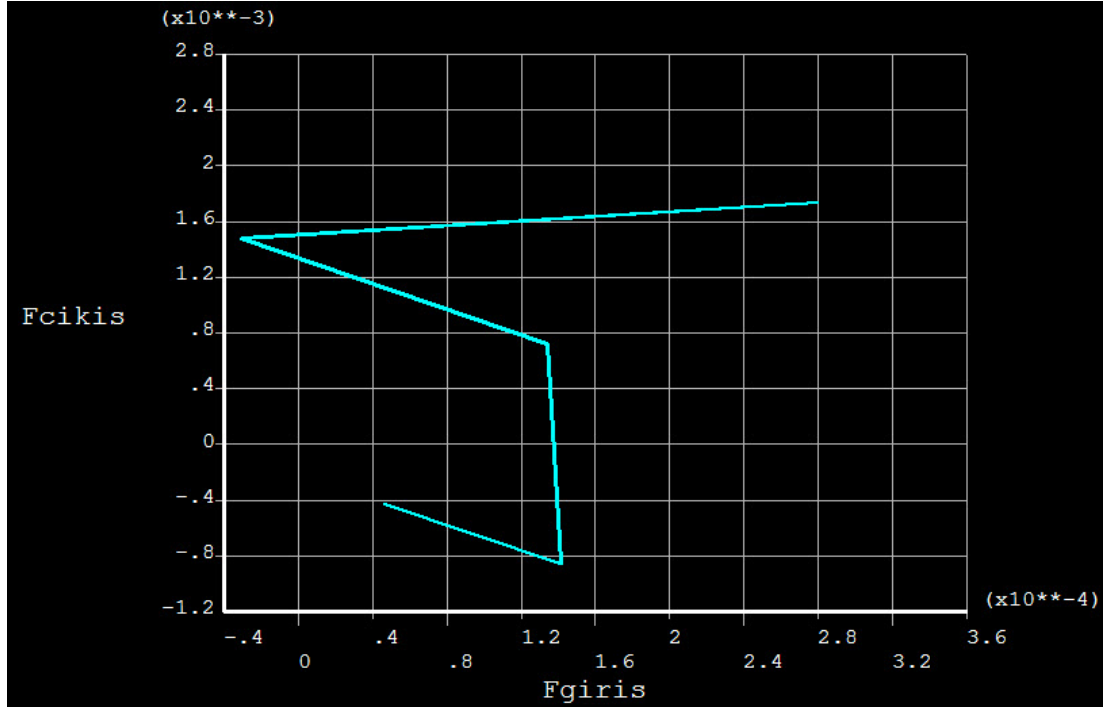
$k_{AMP} = F_{ÇIKIŞ} / F_{GİRİŞ} = 12.0252$ olduğu görülmektedir.

Şekil 4.7 de $F_{GİRİŞ}$ kuvvetinin uygulandığı noktadaki Y yönündeki yer değişikliğine bağlı olarak x yönündeki $F_{ÇIKIŞ}$ reaksiyon kuvvetinin değişimi görülmektedir. Grafiği bakılacak olursa 1 birim yer değişikliğine bağlı olarak yaklaşık olarak 10 birim kuvvet elde edilmektedir. Ayrıca bu şekilde belli bir yer değiştirmeden sonra reaksiyon kuvvetinin çok hızlı bir şekilde arttığı görülmektedir. Burada şekil değişikliği plastik şekil değişikliğine geçmiş demektir. Buradaki kuvvet seçimi 1 kademeli mekanizmanın daha büyük kuvvet girişlerinde çalışamayacağını göstermek için seçilmiştir.

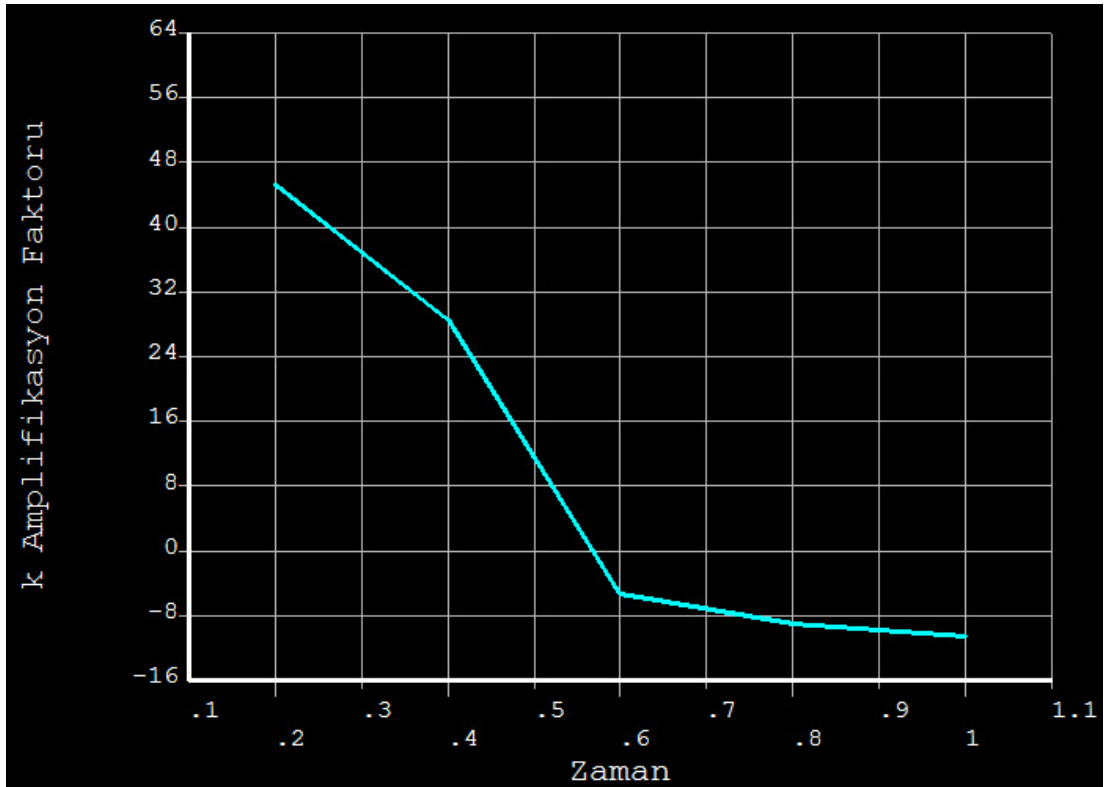


Şekil 4.7 : Yer değişikliği – kuvvet grafiği

Ayrıca $F_{GİRİŞ}$ uygulanan noktadaki elemanın düğümündeki y yönündeki kuvvet değişimine bağlı olarak x yönündeki $F_{ÇIKIŞ}$ reaksiyon kuvvetinin değişimi de şekil 4.8 de görülmektedir. Ansys de uyguladığımız kuvveti tam olarak görmemiz mümkün olamıyor. Bu yüzden kuvvet uyguladığımız noktadaki düğümdeki y yönündeki kuvvet değişimini giriş kuvveti olarak düşünerek şekil 4.9 da zamana bağlı olarak değişen k_{AMP} değeri görülmektedir. Burada sanki dinamik analiz yapıldığı görülmektedir. Fakat ansys 'e girişte anlatıldığı gibi kuvveti 5 adımda uyguladığımız için bu şekilde görülmektedir.



Şekil 4.8 : F_{GİRİŞ} - F_{ÇIKIŞ} Grafiği

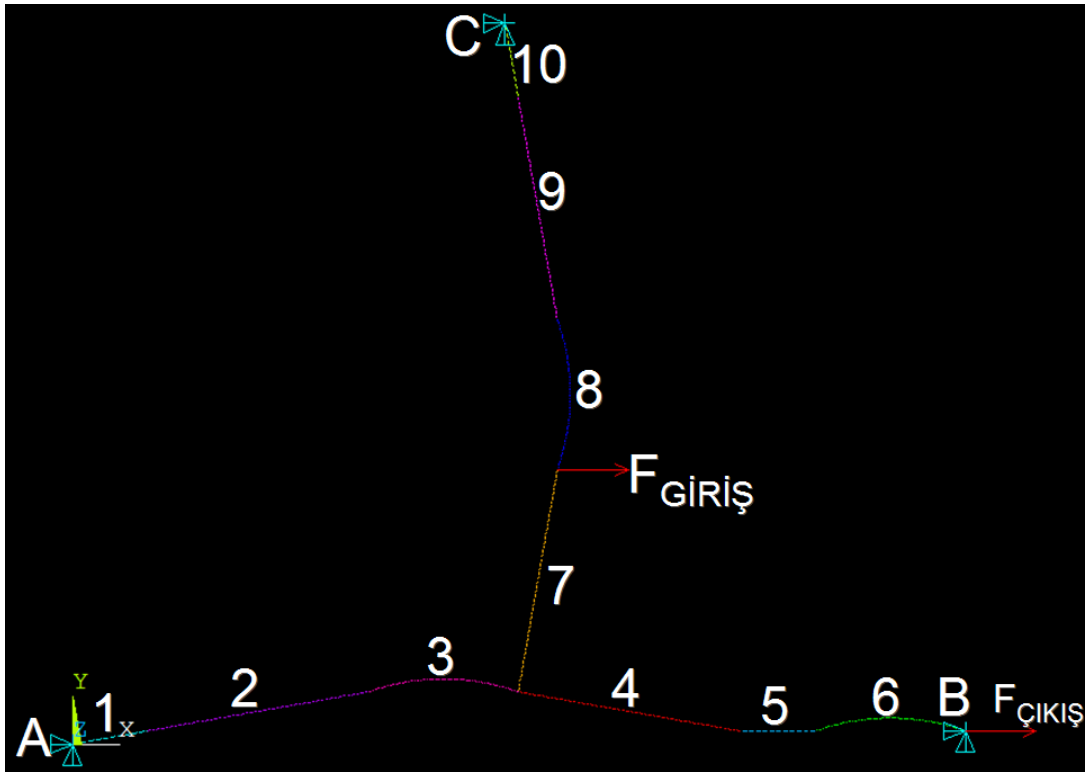


Şekil 4.9 : k_{AMP} değerinin zamana göre değişimi

4.8 2 Kademeli Mikro Esnek Bağlantılı Kuvvet Artımı Mekanizmasının

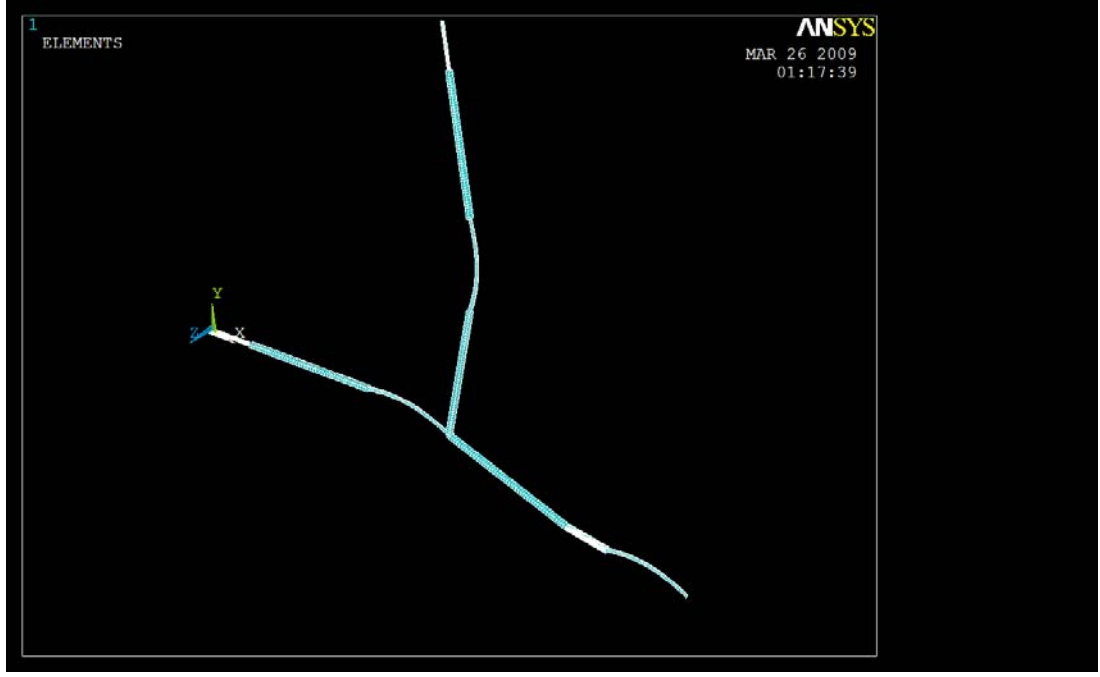
ANSYS 'de Statik Analizi

2 kademeli mikro esnek bağlantılı kuvvet artımı mekanizması şekil 4.10 da görülmektedir. Burada A, B ve C ile gösterilen yerler sabit mesnetlerdir. 2, 4, 5, 7 ve 9 numaralı çubuklar rijit seçilmiştir. 2, 4, 7 ve 9 numaralı çubuklar 300 μm ve 5 numaralı çubuk 100 μm ve 1 ve 10 numaralı esnek kiriş 100 μm ve 3, 6 ve 8 numaralı esnek kiriş 200 μm olarak alınmıştır. 1, 3, 6, 8 ve 10 numaralı kirişler esnek olarak seçilmişlerdir. 8 numaralı esnek kirişin alt ucundan kuvvet +y yönünde uygulanmıştır ve B sabit mesnetinden mekanizmanın reaksiyon kuvvetine bakılmıştır. Bunun yapılmasının amacı amplifikasyon faktörünü görmektir.

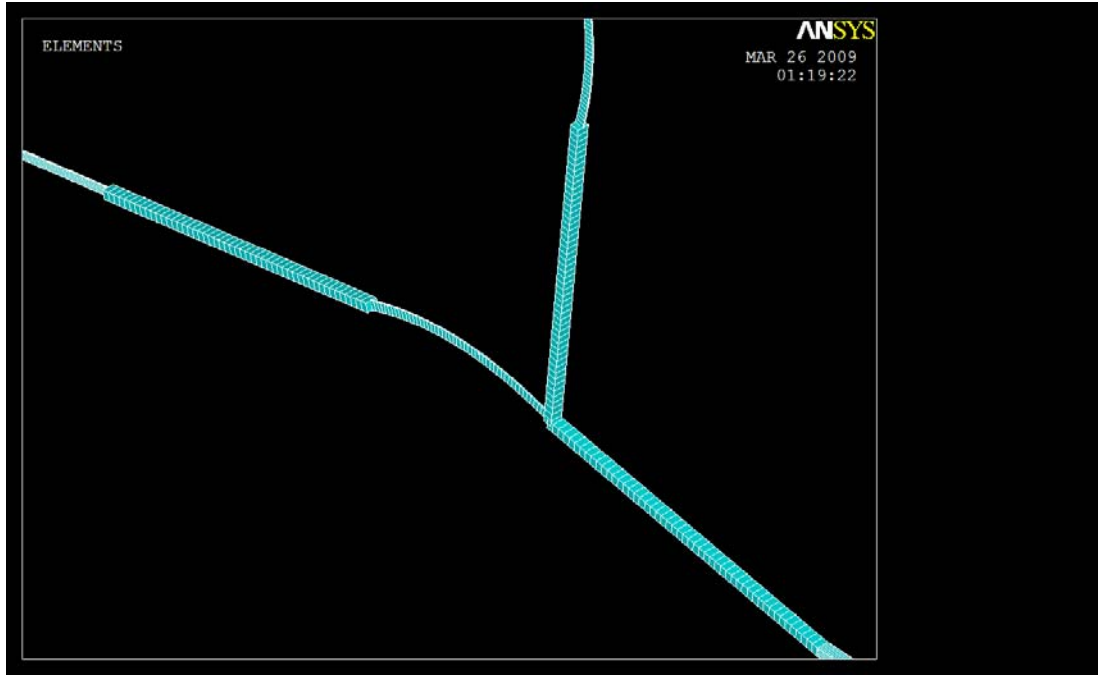


Şekil 4.10 : 2 Kademeli Mikro Esnek Bağlantılı Kuvvet Artımı Mekanizması

Tek kademeli mekanizma da yapılanlar burada da tekrarlanmıştır. Burada tekrardan ele alınmayacaklardır. Şekil 4.11 ve 4.12 de mekanizmanın dikdörtgen profil seçildikten sonraki 3 boyutlu hali görülmektedir.



Şekil 4.11 : Mekanizmanın 3 boyutlu görünümü.

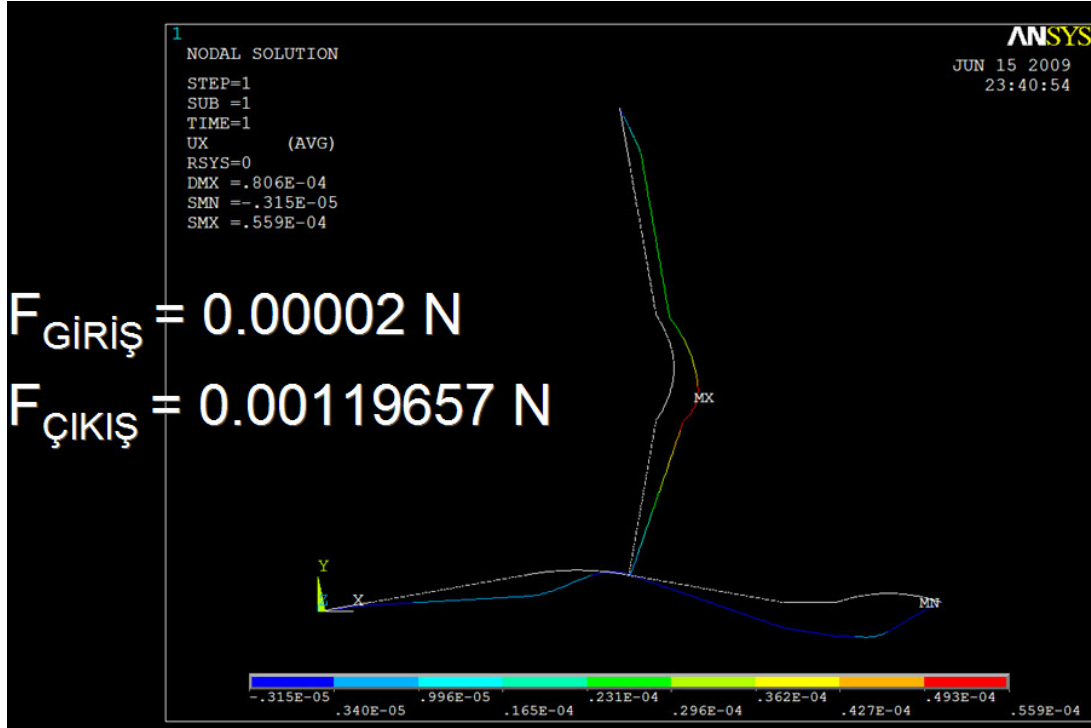


Şekil 4.12 : Mekanizmanın yakından görünümü.

Mekanizma yine sonlu elemanlara bölünmüştür. Uygulanacak kuvvet ve mesnetler tanımlanacaktır.

$F_{giriş} = 0.00002$ N olarak +x yönünde uygulanmıştır ve $F_{çıkış}$ kuvvetinin ne kadar arttığına bakılmıştır. Hem tek kademe de hem 2 kademe de giriş kuvveti yüksek amplifikasyon faktörü verebilecek değerde uygulanmıştır. . Şekil 4.13 de kuvvet

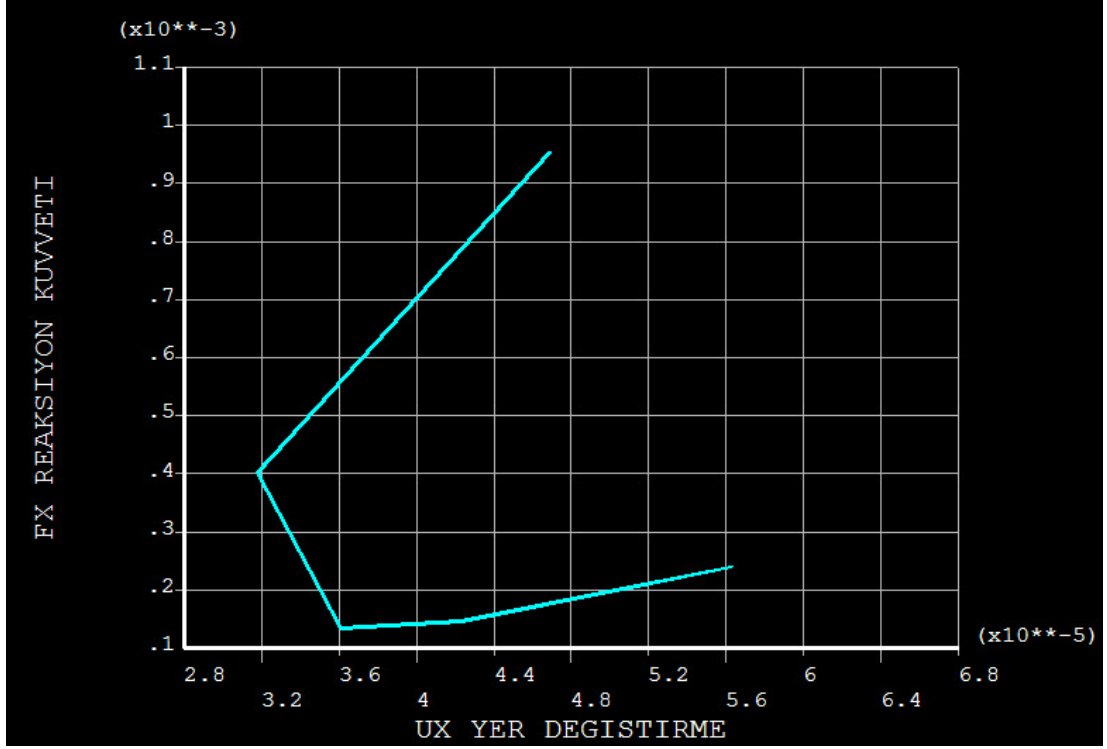
uygulandıktan sonraki şekil değişikliği görülmektedir ve çıkış kuvveti değeri görülmektedir. Aynı kuvvet uygulandığında tek kademeli sistemde daha fazla şekil değişikliği olduğu unutulmamalıdır. 2 kademeli mekanizma daha yüksek kuvvetlere dayanabilmektedir.



Şekil 4.13 : İki kademeli mekanizmaya kuvvet uygulandıktan sonraki şekil değişikliği.

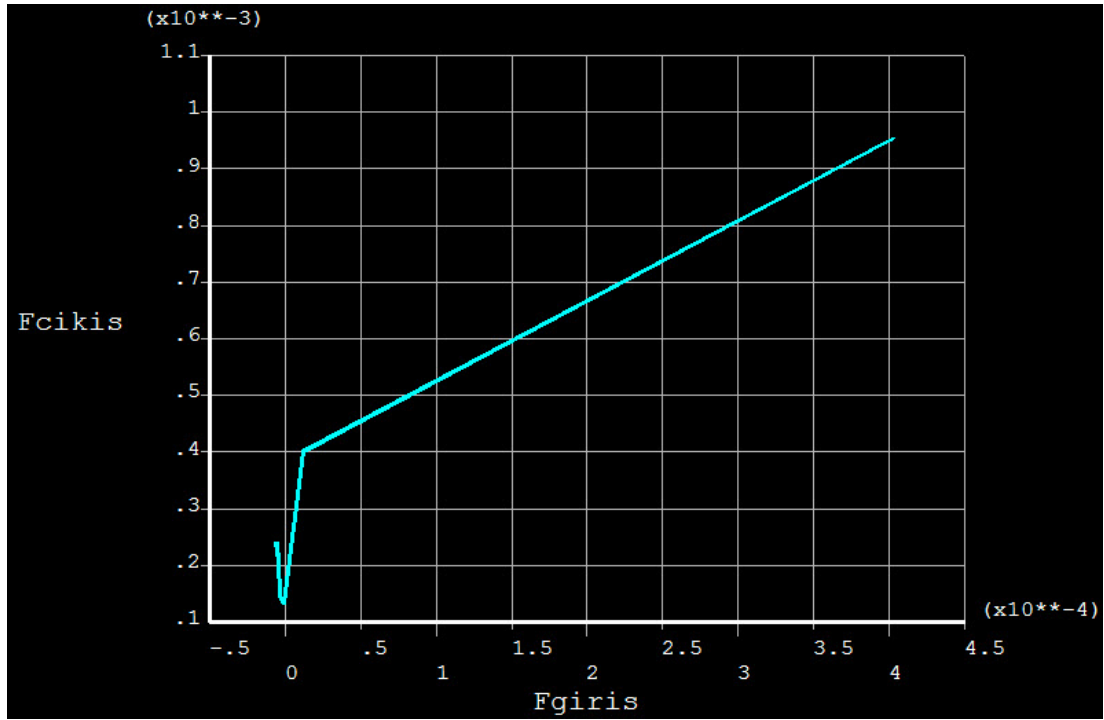
$k_{AMP} = F_{ÇIKIŞ} / F_{GİRİŞ} = 59.8283$ olduğu görülmektedir. Bu sonuçtan da anlaşıyor ki iki kademeli sistem de tek kademeli sisteme göre daha yüksek amplifikasyon faktörü elde etmek mümkün. Bu da kademe sayısı arttıkça çıkış kuvvetini daha fazla yükseltebileceğimiz anlamına gelmektedir.

Şekil 4.14 de $F_{GİRİŞ}$ kuvvetinin uygulandığı noktadaki x yönündeki yer değişikliğine bağlı olarak x yönündeki $F_{ÇIKIŞ}$ reaksiyon kuvvetinin değişimi görülmektedir. Grafiği bakılacak olursa 1 birim yer değişikliğine bağlı olarak yaklaşık olarak 100 birim kuvvet elde edilmektedir.

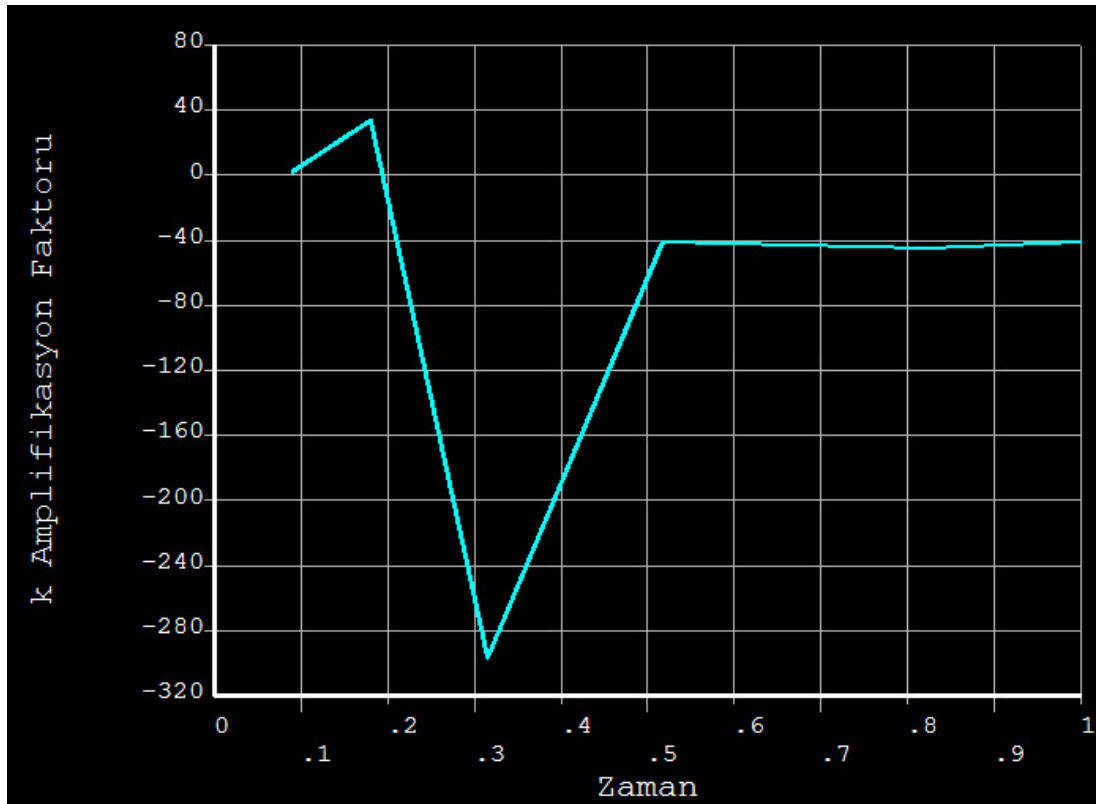


Şekil 4.14 : Yer değişikliği – kuvvet grafiği

Ayrıca $F_{GİRİŞ}$ uygulanan noktadaki elemanın düğümündeki x yönündeki kuvvet değişimine bağlı olarak x yönündeki $F_{ÇIKIŞ}$ reaksiyon kuvvetinin değişimi de şekil 4.15 de görülmektedir. Burada ansys'e kuvveti 5 adımda uygulattığımız için 5 noktayı kendisi birleştirerek bir grafik oluşturmuştur. Ansys de uyguladığımız kuvveti tam olarak görmemiz mümkün olamıyor. Bu yüzden kuvvet uyguladığımız noktadaki düğümdeki x yönündeki kuvvet değişimini giriş kuvveti olarak düşünerek şekil 4.16 da zamana bağlı olarak değişen k_{AMP} değeri görülmektedir. Burada sanki dinamik analiz yapıldığı görülmektedir. Fakat ansys e girişte anlatıldığı gibi kuvveti 5 adımda uyguladığımız için bu şekilde görülmektedir. Bu şekilden de görüleceği gibi 2 kademeli sistemde amplifikasyon faktörü daha fazladır.



Şekil 4.15 : F_{GİRİŞ} - F_{ÇIKIŞ} Grafiği



Şekil 4.16 : k_{AMP} değerinin zamana göre değişimi

4.9 1 Kademeli Mikro Esnek Bağlantılı Kuvvet Artımı Mekanizmasının

ANSYS ‘de Dinamik Analizi

Ansyes de dinamik analiz için transient yani zamana bağılı değışen giriş analizi yapılmıştır. Burada amaç zamana bağılı değışen kuvvetlerde mekanizmanın nasıl cevap verdiğidir.

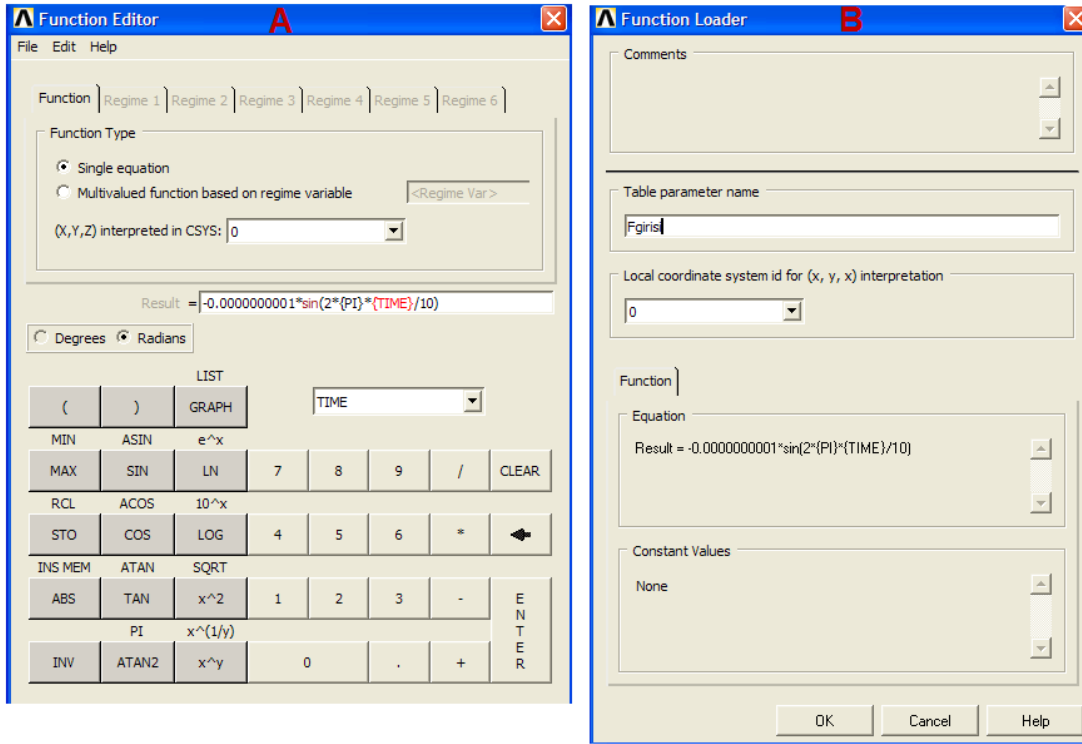
Ansyes de “full method” seçilmiştir çünkü geometrik doğrusal olmayan analiz yapıyoruz.

Hem tek kademeli hem de iki kademeli sistemde giriş olarak rijit modellerde kullanılan sinusoidal kuvvetler kullanılmıştır.

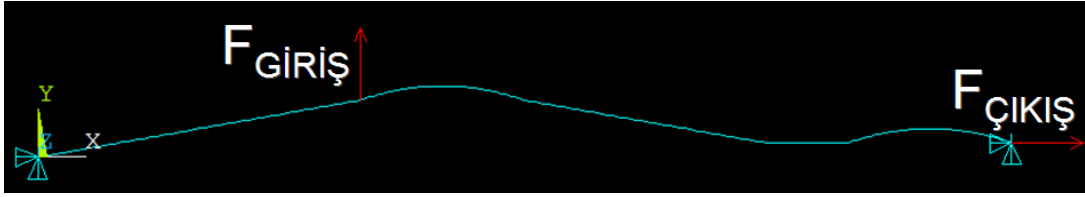
Çözüm kısmından önceki işlemler aynı olduğu için burada tekrardan anlatılmayacaktır.

Burada bir önemli hususta yoğunluğun girilmesinin unutulmaması gerektiğidir. Polisilisyum yoğunluğu 2330 kg/m^3 ‘tür [34]. Burada önce giriş kuvveti olarak matlab’dekinin aynısı uygulanmıştır fakat sonuçlara ansyes doğru bir cevap veremediğı için giriş kuvvet genliğı arttırılmıştır ve 10^{-10} N alınmıştır ve frekansı $2*\pi/10 \text{ rad/saniye}$ ‘dir.

Giriş kuvveti sinusoidal bir kuvvet olduğundan ansyes ‘e bunu tablo yardımıyla, kod yazarak veya denklem oluşturarak girebiliyoruz. Burada en sağlıklı uygulama ansyes’de zamana bağılı değışen denklem oluşturmaktır. Denklem girişi kısmı şekil 4.17 de görölmektedir. Burada A ile işaretli soldaki şekilde istediğimiz denklemi oluşturabiliyoruz. Burada giriş denklemi $-0.0000000001*\sin(2*\{PI\}*\{TIME\}/10)$ olarak yazılmıştır. Böylece giriş kuvveti olarak zamana bağılı olarak değışen sinusoidal kuvvet uygulamamız mümkün olacaktır. B ile işaretli kısımda ise bu denklemi tabloya aktarma kısmı yapılıyor. Kuvvet statik analizde olduğu gibi yine aynı noktadan uygulanmıştır ve yine çıkışa da statik analizdeki aynı noktadan bakılmıştır. Şekil 4.18 de tek kademeli mekanizma şekli görölmektedir.



Şekil 4.17 : Fgiris kuvvetinin denklem olarak girilmesi



Şekil 4.18 : Tek kademeli mekanizmanın şekli

Şekil 4.19 da giriş kuvvetinin zamana göre değişimi görülmektedir.

Şekil 4.20 de çıkış kuvvetinin zamana göre değişimi görülmektedir.

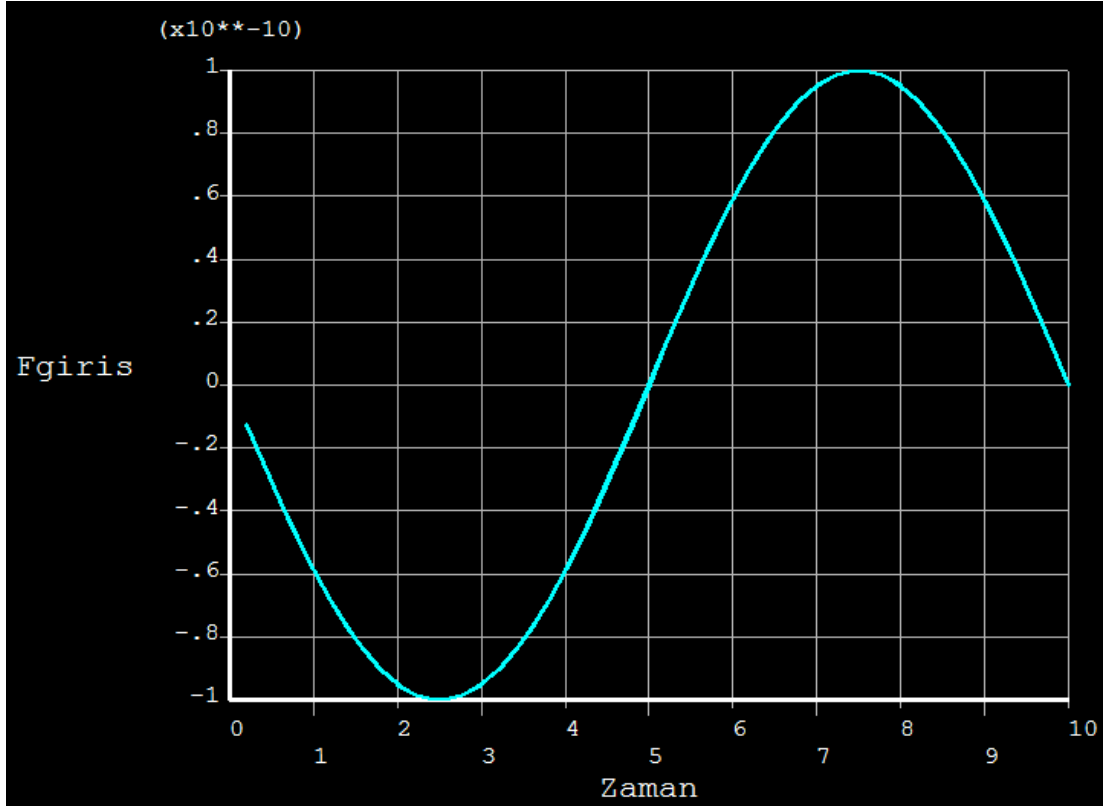
Şekil 4.21 de hem giriş kuvveti hem de çıkış kuvveti aynı grafikte gösterilmiştir.

Şekil 4.22 de k_{amp} amplifikasyon faktörünün zamana göre değişimi görülmektedir.

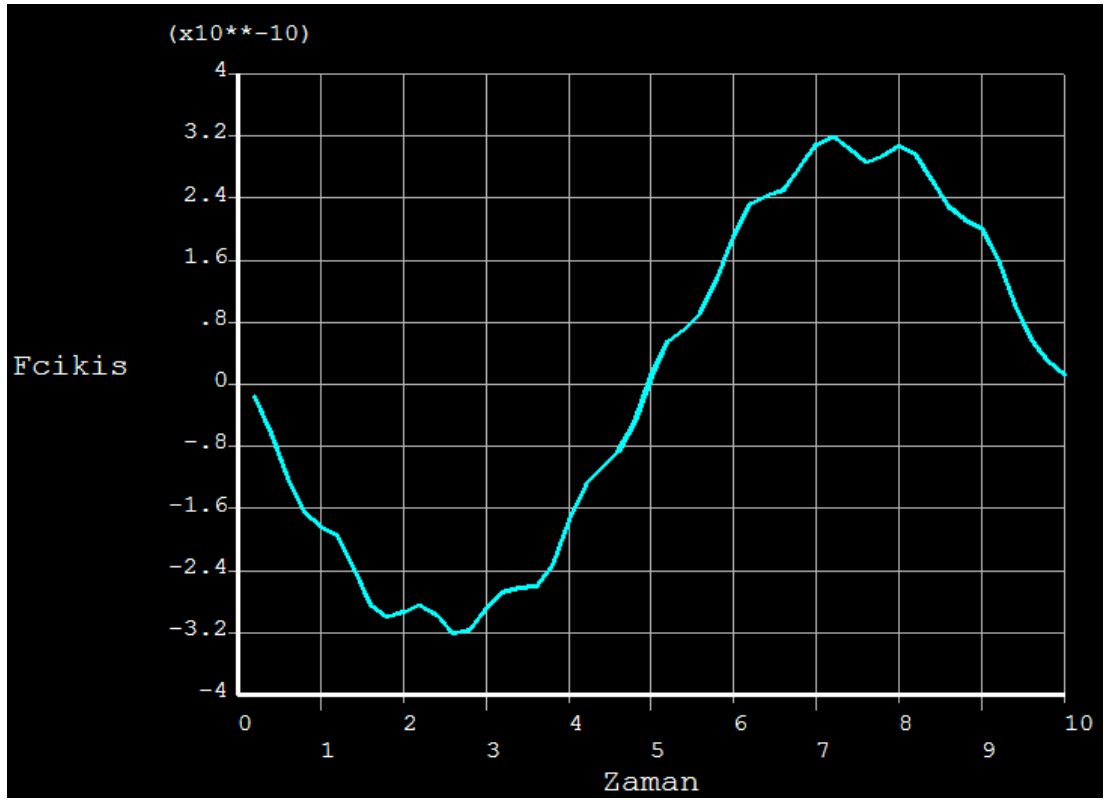
Burada görüldüğü gibi giriş kuvveti çok küçük girilmiştir. Bu mekanizma çok küçük giriş kuvvetlerini 4.5 kat civarında yükseltebiliyor. Fakat daha yüksek kuvvet girişleri için bu mekanizmayı kullanmak mümkün olmamaktadır.

Çizelge C.1 de F_{giris} , F_{cikis} ve k_{amp} değerleri görülmektedir.

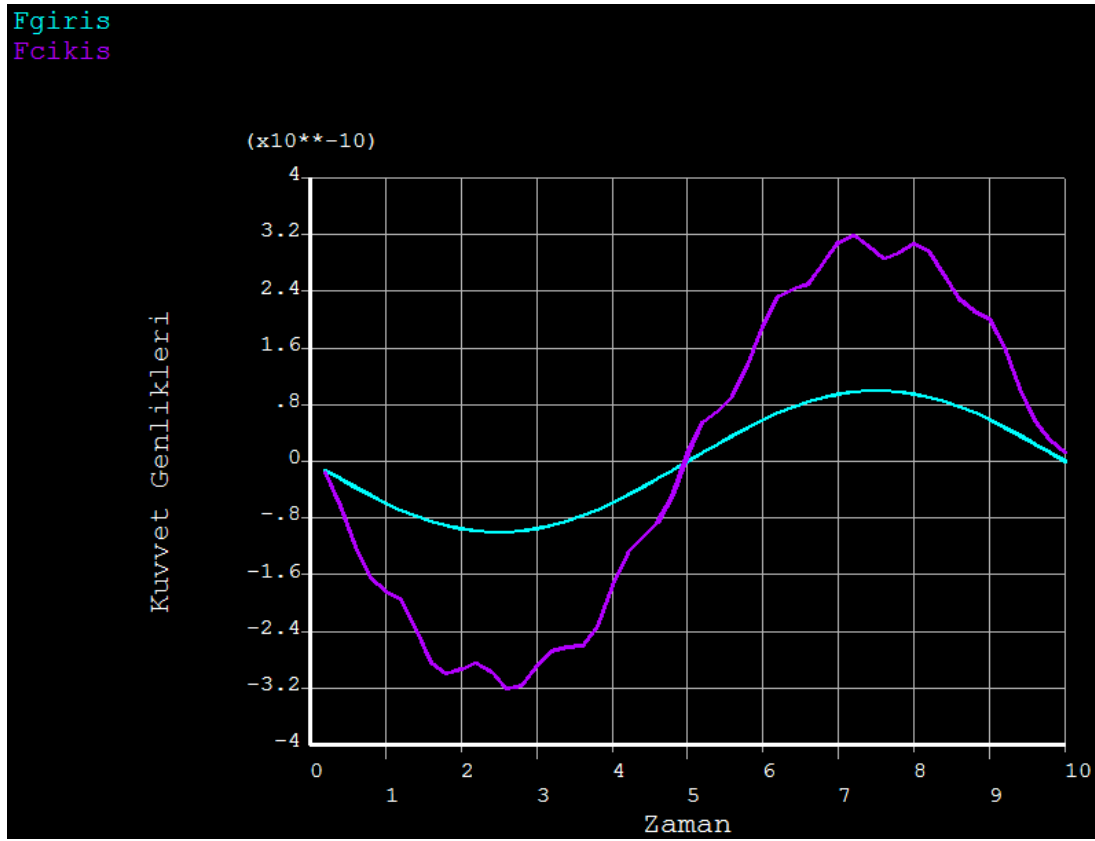
Analizimizde her 0.2 saniye de bir giriş kuvveti değeri değiştirilmiştir. Değişen giriş kuvveti analize 10 saniye süreyle uygulanmıştır.



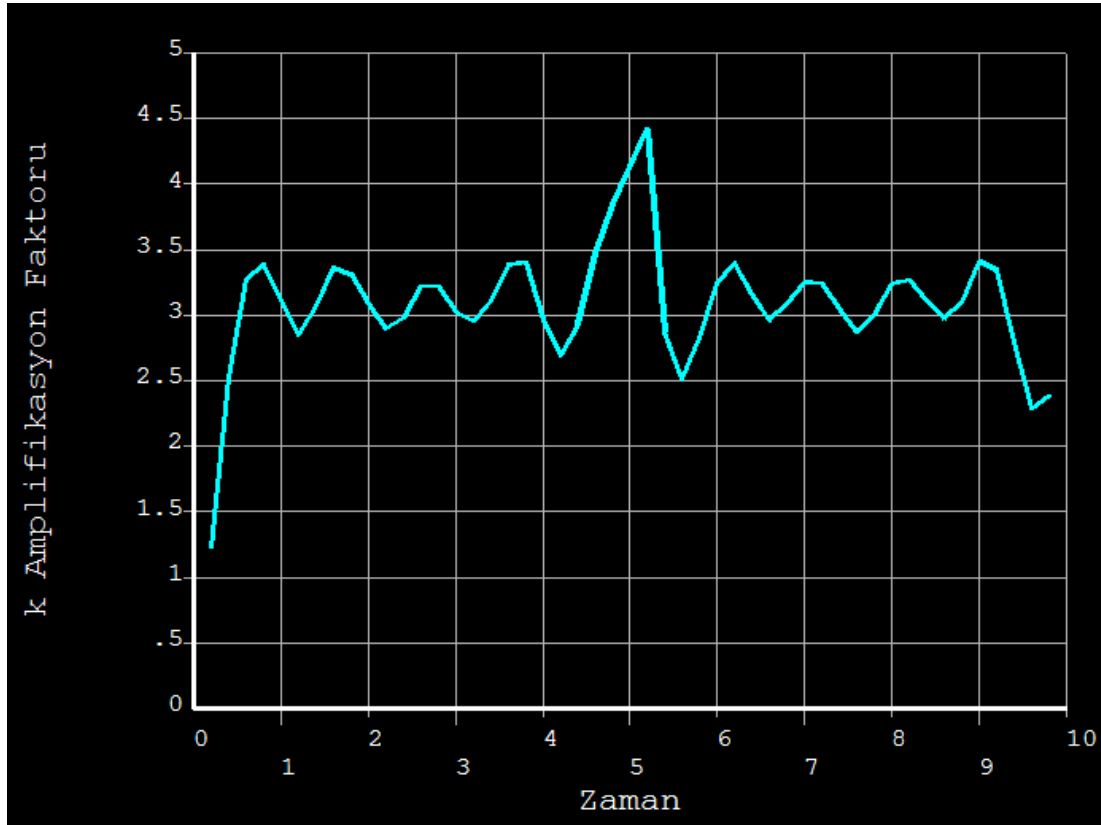
Şekil 4.19 : Giriş kuvvetinin zamana göre değişimi.



Şekil 4.20 : Çıkış kuvvetinin zamana göre değişimi.



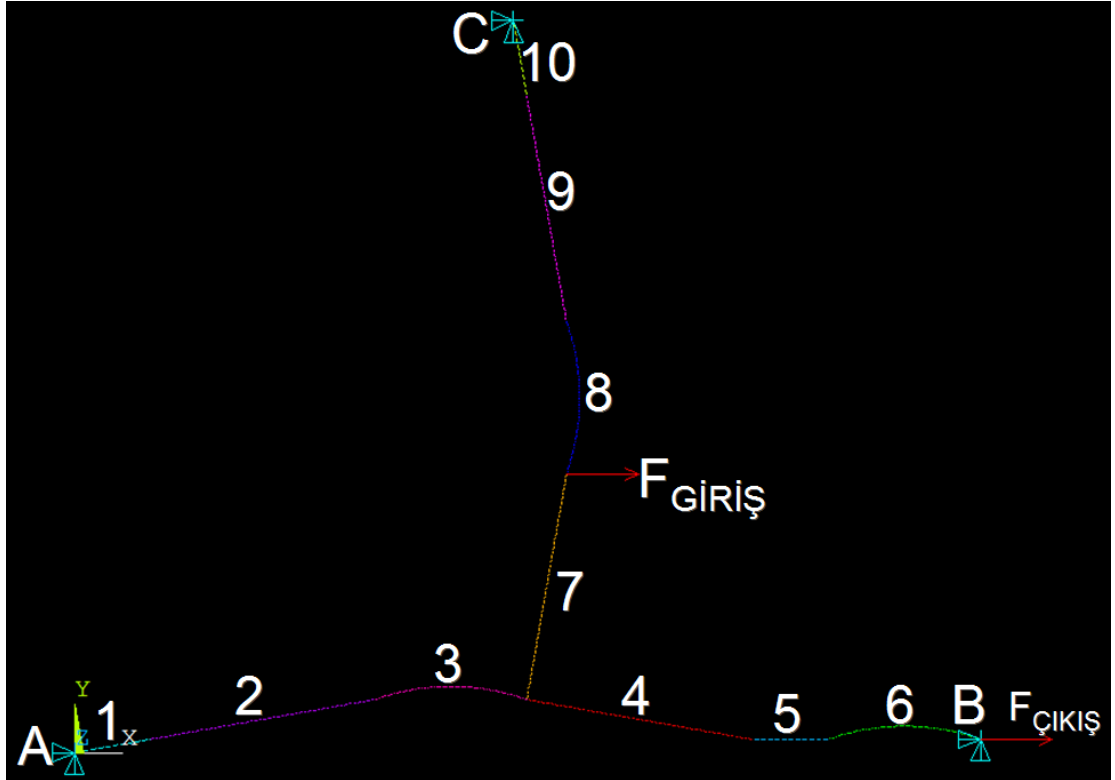
Şekil 4.21 : Giriş ve çıkış kuvvetinin aynı grafik üzerinde gösterilmesi.



Şekil 4.22 : Amplifikasyon faktörünün zamana göre değişimi

4.10 2 Kademeli Mikro Esnek Bağlantılı Kuvvet Artımı Mekanizmasının ANSYS 'de Dinamik Analizi

Tek kademeli sistemin dinamik analizinde anlatılanlar burada da geçerlidir. Yine giriş kuvveti 2 kademeli mekanizmanın statik analizindeki aynı yerden girilmiş ve çıkış da yine 2 kademelideki gibi alınmıştır. Şekil 4.22 de iki kademeli mekanizmanın şekli görülmektedir.



Şekil 4.23 : 2 kademeli mekanizmanın şekli.

Burada da giriş kuvveti denklem vasıtasıyla oluşturulmuştur. Giriş kuvvetinin 2 kademeli rijit mekanizmanın dinamik analizindeki gibi girilmesi düşünülmüştür fakat 1 kademelide olduğu gibi burada da ansys bu kadar küçük kuvvetlere karşı çok düzgün cevaplar verememiştir. Burada giriş kuvvetinin genliği yine 1 kademeli mekanizmada olduğu gibi 10^{-10} N girilmiştir ve frekansı $2 \cdot \pi / 10$ rad/saniye 'dir.

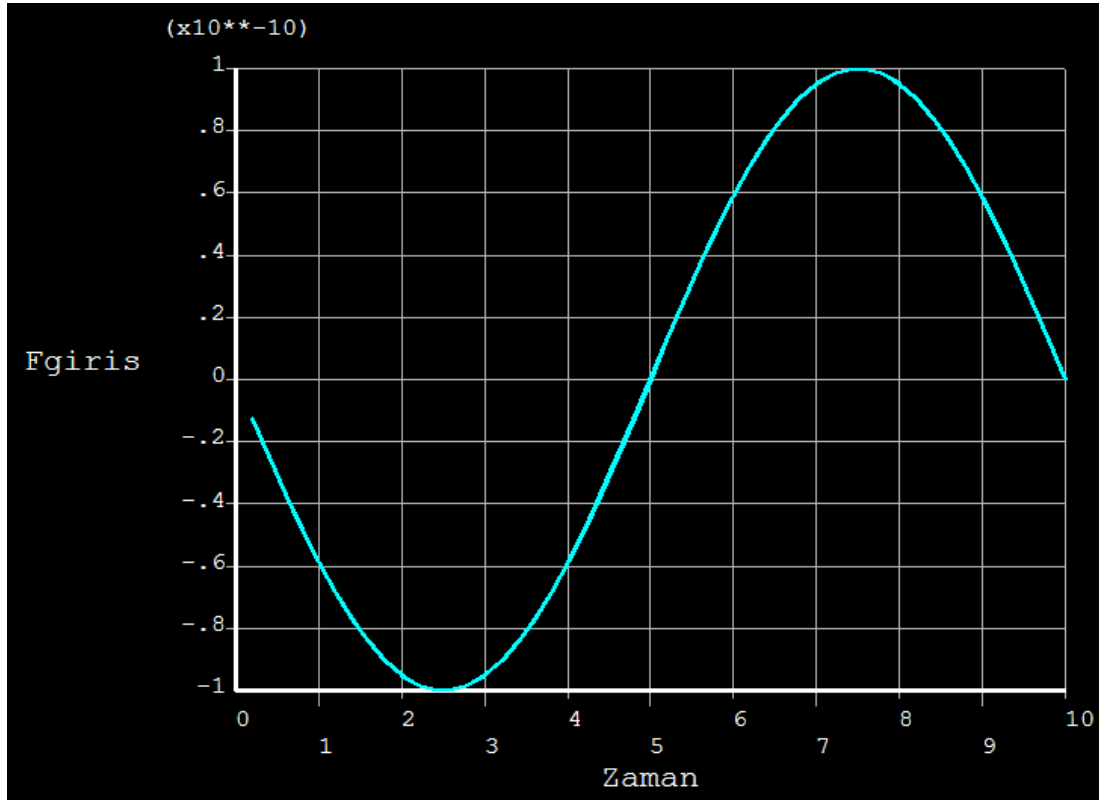
Şekil 4.24 de giriş kuvvetinin zamana göre değişimi görülmektedir.

Şekil 4.25 de çıkış kuvvetinin zamana göre değişimi görülmektedir.

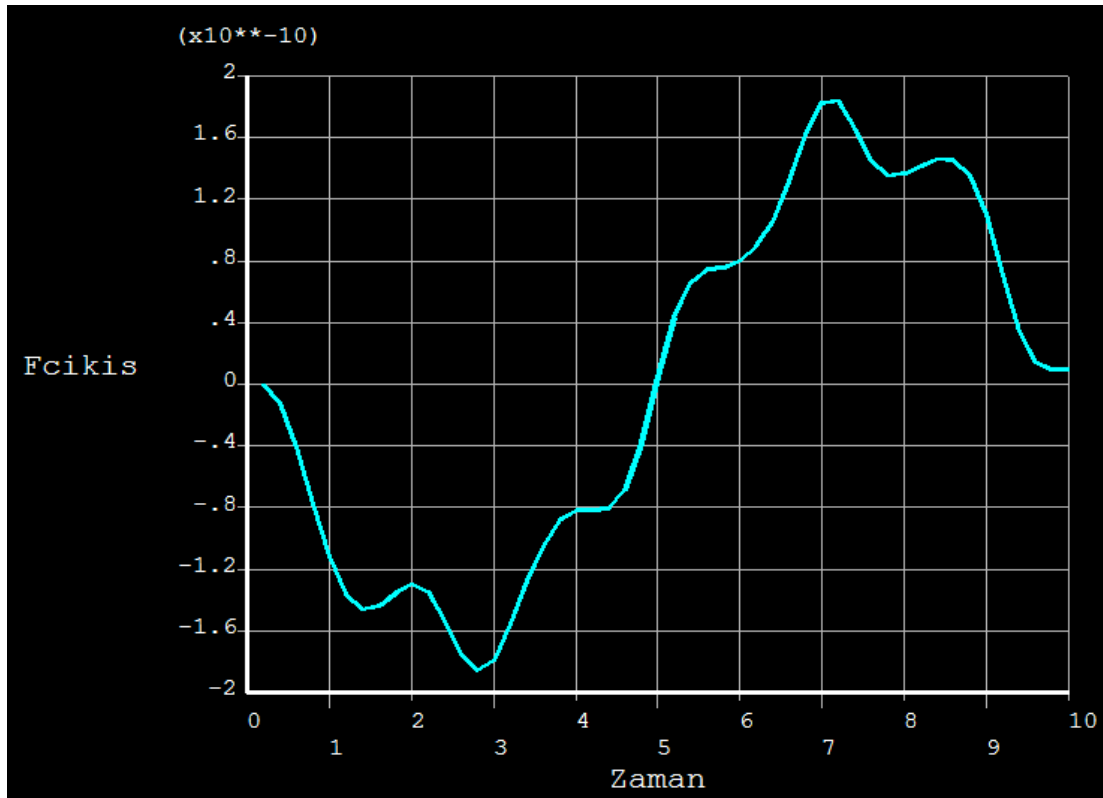
Şekil 4.26 da giriş kuvveti ve çıkış kuvveti aynı grafikte çizilmiştir.

Şekil 4.27 de amplifikasyon faktörünün zamana göre değişimi görülmektedir.

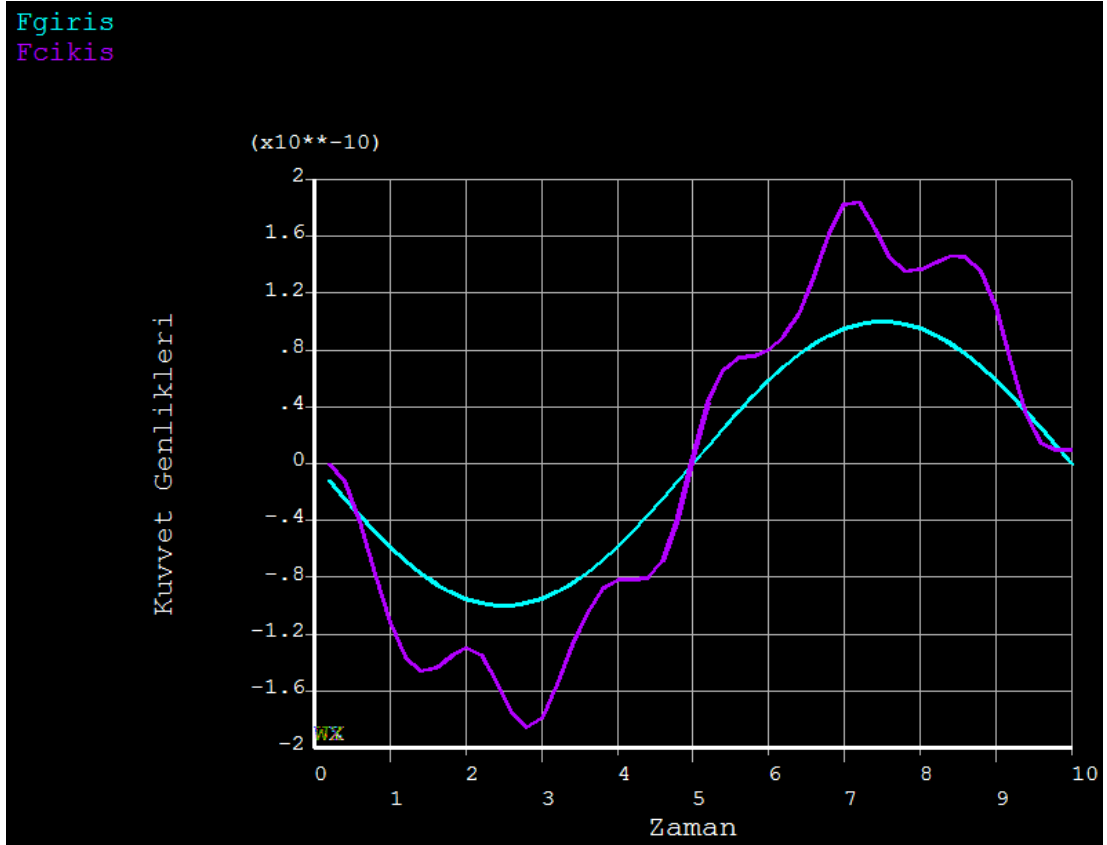
Çizelge C.2 de ansysden alınan veriler görülmektedir.



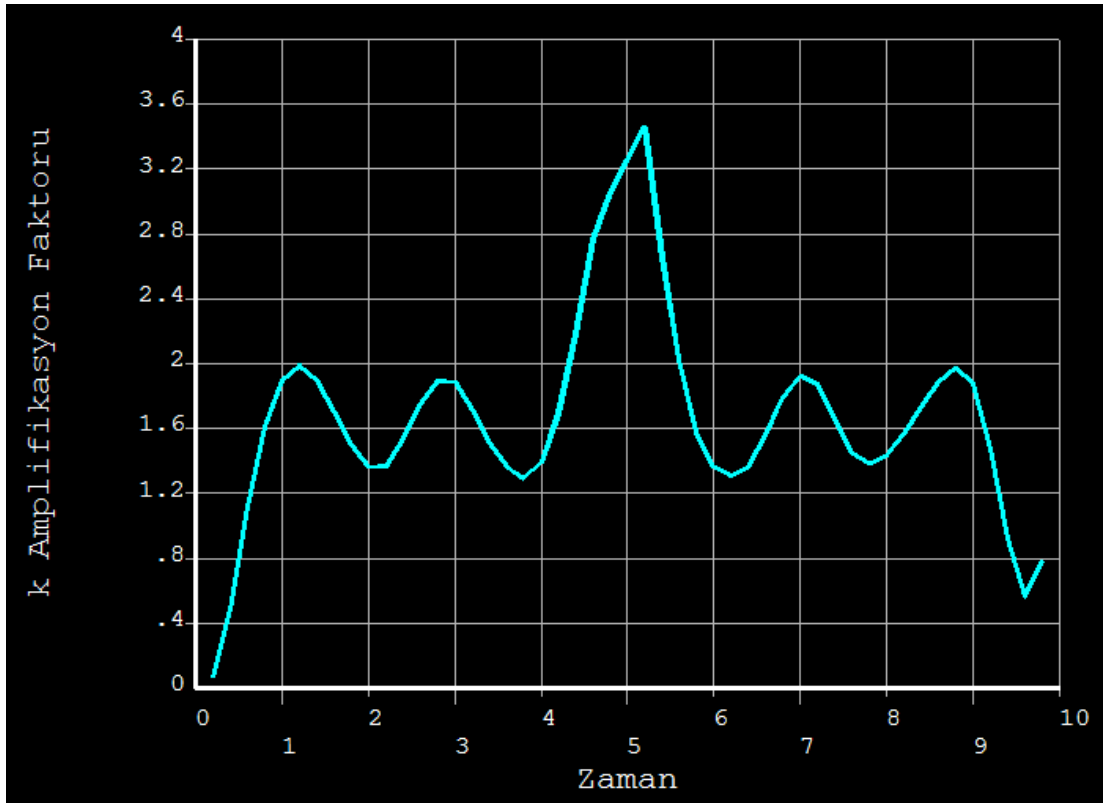
Şekil 4.24 : Giriş kuvvetinin zamana göre değişimi



Şekil 4.25 : Çıkış kuvvetinin zamana göre değişimi



Şekil 4.26 : Giriş kuvveti ve çıkış kuvveti aynı grafikte gösterilmiştir.



Şekil 4.27 : Amplifikasyon faktörünün zamana göre değişimi.

Tek kademeli sistemde amplifikasyon faktörü 4.5 kat kadar iken 2 kademeli sistemde 3.5 kat kadardır. Burada gözüken küçük kuvvet girişleri için tek kademeli mekanizmanın giriş kuvvetini daha çok yükseltebildiğidir. Fakat iki kademeli sistem daha da yüksek kuvvet girişlerine cevap verebilirken tek kademeli sistem daha düşük kuvvet girişlerine cevap verebilmektedir. 1 kademeli mekanizma belli bir kuvvetten sonra yayların plastik deformasyona uğramasından dolayı kullanılamamaktadır. 2 kademeli sistemde de daha da yüksek kuvvet istendiği zaman esnek yayların paralel bağlanması ile bu istek gerçekleştirilebilir. Bu işlem burada ele alınmamıştır. İşlemi açıklamak gerekirse, buradaki iki kademeli sistemde görülen 5 esnek yayda tek olarak bağlanmıştır. Bu esnek yayların her birinin yanına belirli sayıda yay eklenerek yüksek kuvvetlerde bu yayların plastik şekil değişiminin önüne geçilir ve daha yüksek kuvvet girişlerine cevap vermesi sağlanır.

Tek kademeli sistemin çözemediği ama iki kademeli sistemin çözebildiği bir örnek de ele alınmıştır. Burada giriş kuvvetinin genliği 10^{-4} N ve $2\pi/10$ rad/saniye dir.

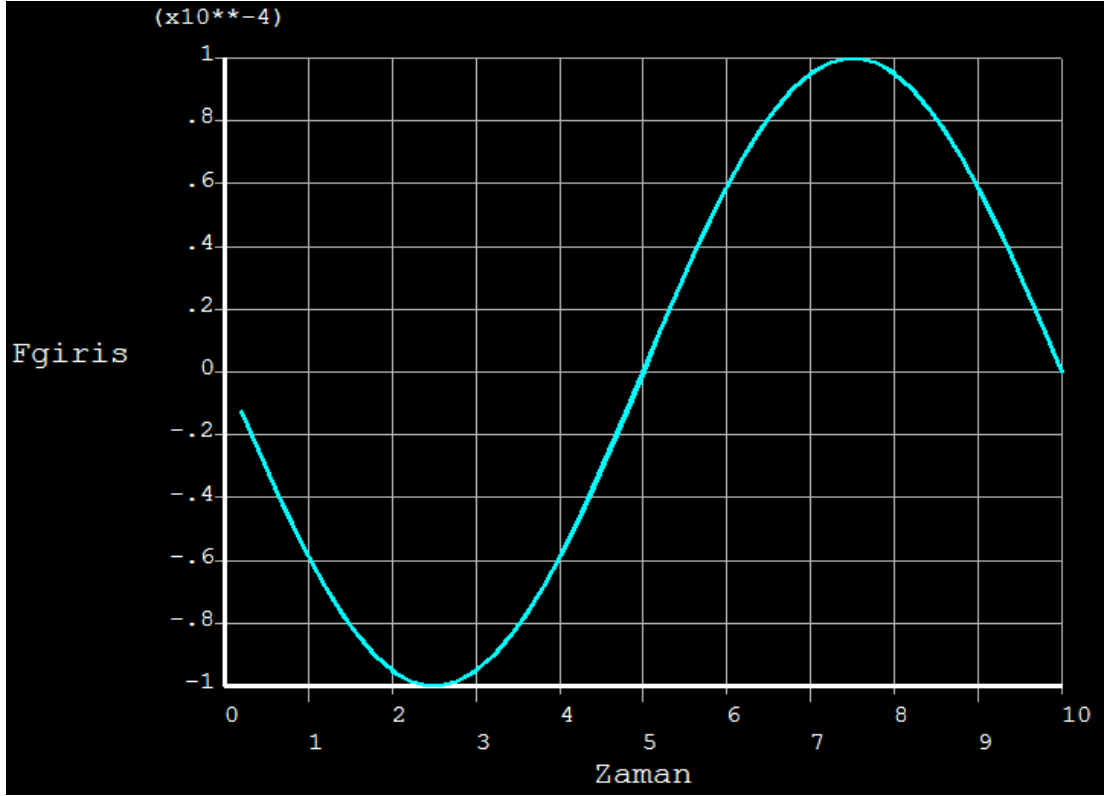
Şekil 4.28 de giriş kuvvetinin zamana göre değişimi görülmektedir.

Şekil 4.29 da çıkış kuvvetinin zamana göre değişimi görülmektedir.

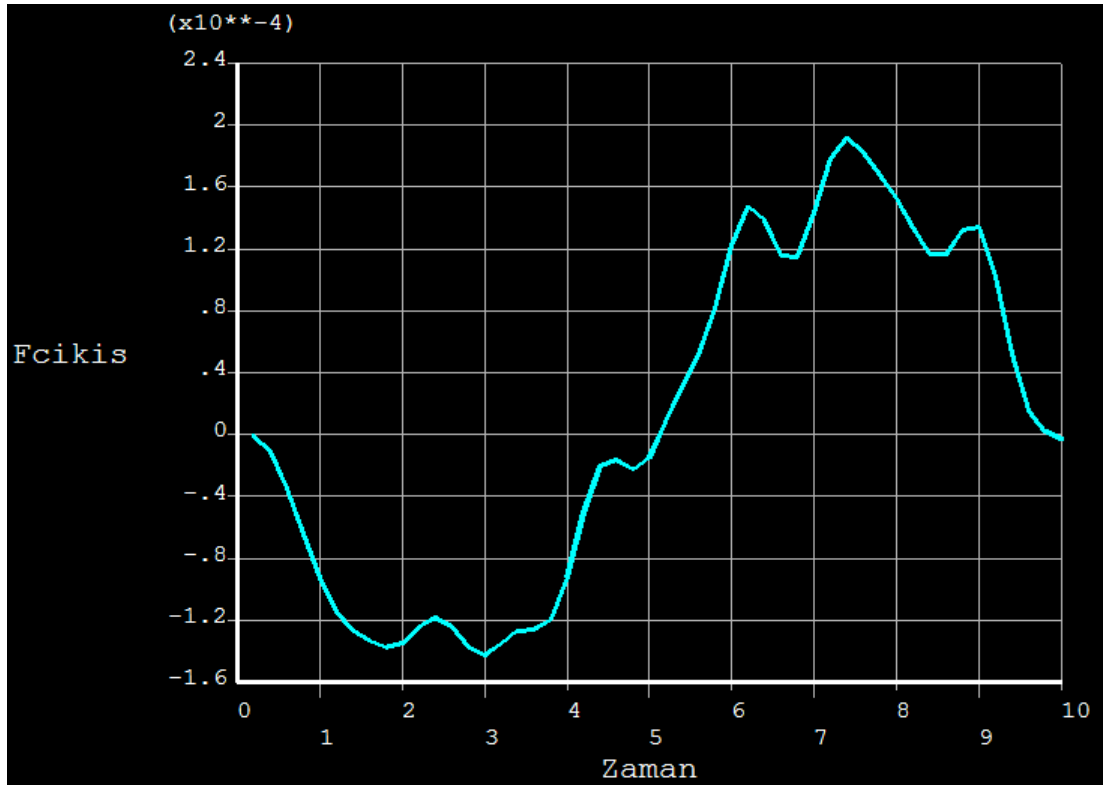
Şekil 4.30 da giriş kuvveti ve çıkış kuvveti aynı grafikte gösterilmiştir.

Şekil 4.31 de amplifikasyon faktörünün zamana göre değişimi görülmektedir. Burada amplifikasyon faktörü 0 ila 2.25 arasında değişmektedir. Giriş kuvvetinin maksimum olduğu noktada çıkış kuvvetini 2 kat kadar arttırabilmiştir. Bundan daha yüksek kuvvetler için daha önceden bahsedildiği gibi paralel esnek yaylar kullanmak gerekmektedir.

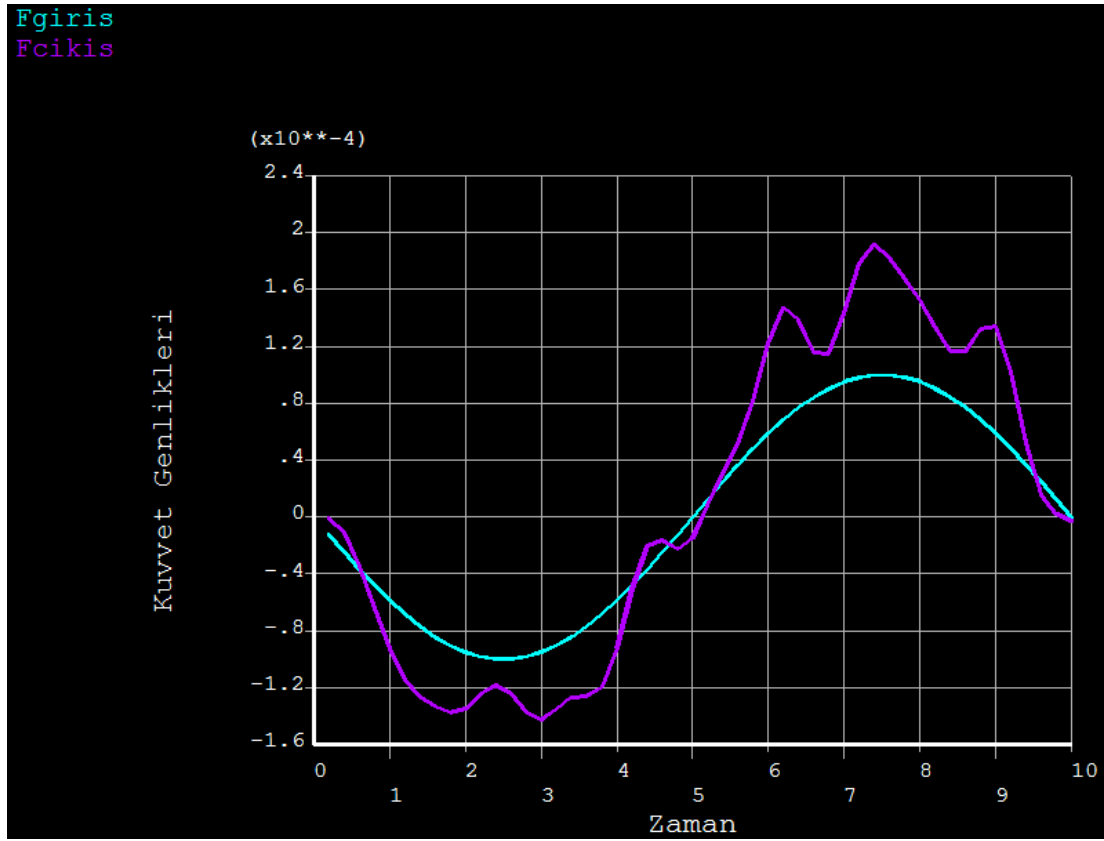
Çizelge C.3 de ansysden alınan veriler görülmektedir. Bu çizelge de zamanla değişen giriş kuvvetine bağlı olarak çıkış kuvvetini görmek mümkündür. Ayrıca amplifikasyon faktörünün de değişimi görülmektedir. Bu son analizle birlikte ansys çalışmaları da sona ermiş bulunmaktadır.



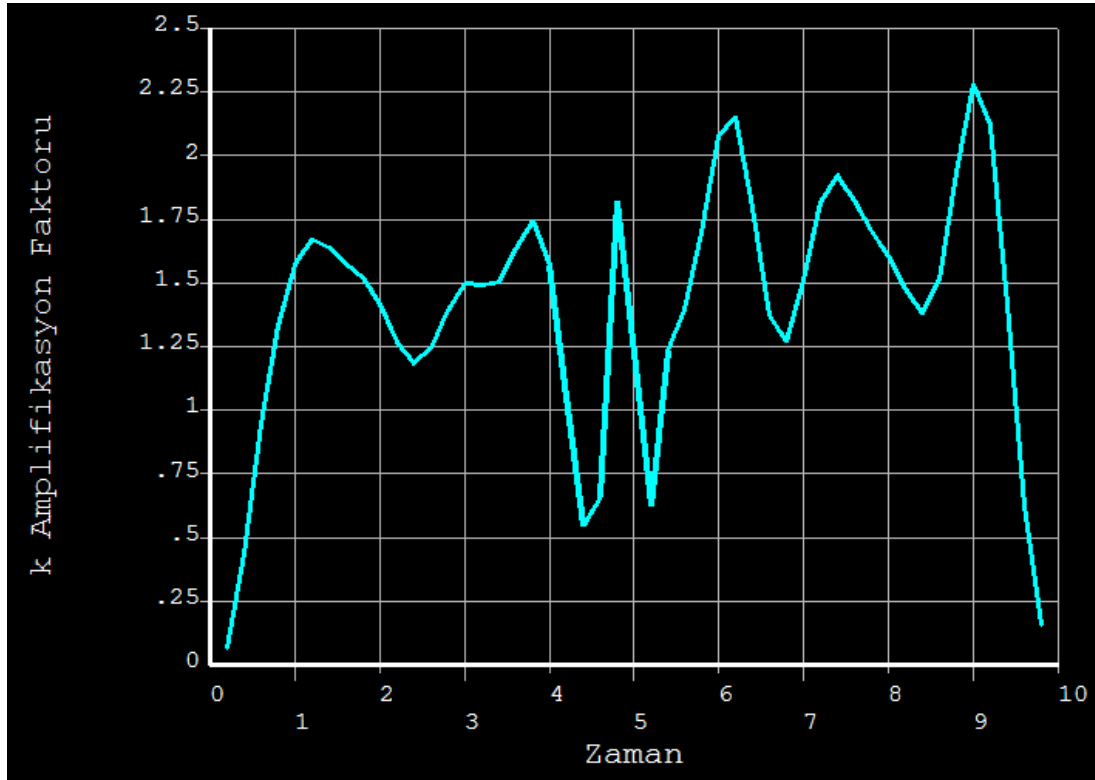
Şekil 4.28 : Giriş kuvvetinin zamana göre değişimi



Şekil 4.29 : Çıkış kuvvetinin zamana göre değişimi.



Şekil 4.30 : Giriş kuvveti ve çıkış kuvveti aynı grafikte gösterilmiştir.



Şekil 4.31 : Amplifikasyon Faktörünün Zamana Göre Değişimi

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu tez de mikron mertebesinde büyüklükte olan 1 ve 2 kademeli kuvvet artımı mekanizmalarının hem rijit modeli hem de esnek bağlantılı modelinin hesaplamaları, analizi ve simülasyonları hem statik hem de dinamik olarak gerçekleştirilmiştir.

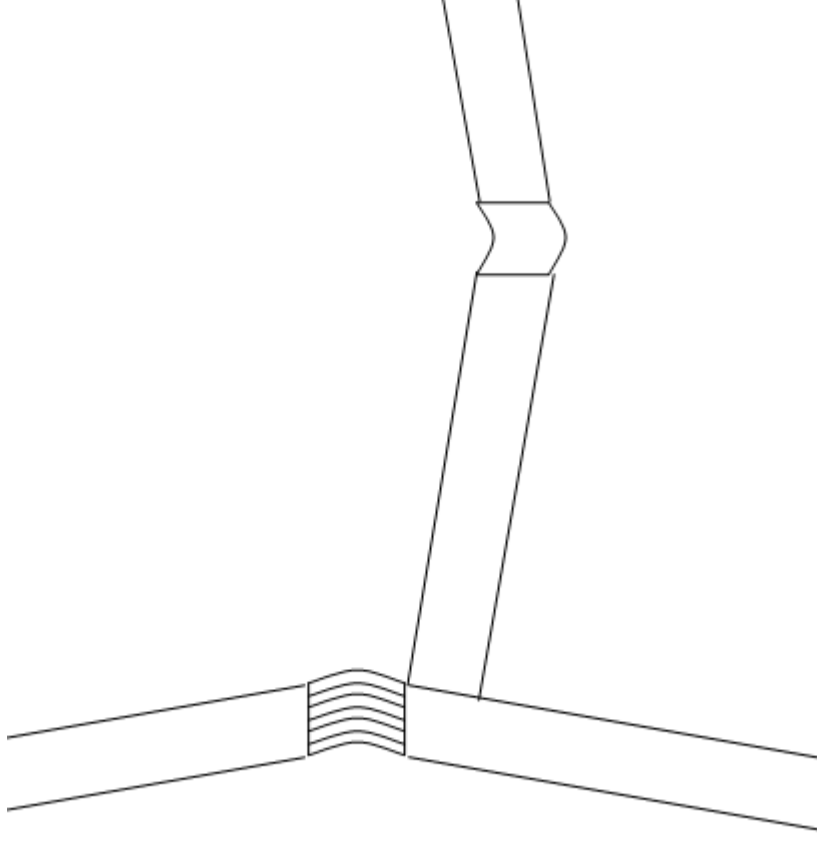
Statik analizler de 2 kademeli sistemin daha yüksek kuvvet amplifikasyonuna sahip olduğu görülmektedir.

Dinamik analizler de 1 kademeli sistemin çok küçük kuvvet girişlerinde 2 kademeli sisteme göre daha yüksek kuvvet amplifikasyonuna sahip olduğu görülmektedir. Fakat 1 kademeli sistem daha yüksek kuvvetlere cevap verememektedir. Bu yüzden 2 kademeli mekanizma kullanılması gerekmektedir.

Analizler de aynı kuvvet uygulamalarında 1 kademeli mekanizma da daha büyük şekil değişikliği meydana geldiği görülmüştür.

2 kademeli mekanizmanın da bu haliyle belli bir kuvvete kadar cevap verebilme yeteneği vardır. Daha yüksek kuvvetler gerektiği durumlarda şekil 5.1 de görüldüğü gibi esnek kirişlerin paralel bağlanması gerekmektedir. Bunun sebebi kuvvet arttıkça esnek kirişlerde meydana gelen şekil değişikliği plastik şekil değişikliğine dönüşmektedir ve giriş kuvveti kesildikten sonra esnek kirişler eski halini alamamaktadırlar. Bunu önlemek amacıyla esnek kirişlerin olduğu bölgelere uygulanan kuvvete cevap verebilecek şekilde esnek kirişler paralel olarak bağlanmalıdır. Şekil 5.1 de örnek olması açısından alt taraftaki esnek kirişin olduğu bölüme 7 adet esnek kiriş paralel olarak bağlanmıştır ve yukarıdaki esnek kirişin olduğu bölüme de 2 adet esnek kiriş paralel olarak bağlanmıştır. Böyle bir mekanizma tek esnek kiriş olan mekanizmaya göre daha yüksek giriş kuvvetlerine cevap verebilmektedir.

Kullanım alanı olarak ivme ölçer veya gerilme-test sistemleri gibi kuvvet güç çevirici yanı sıra termal veya piezo elektrik harekete geçirmede kullanılabilirler.



Şekil 5.1 : Esnek kirişlerin paralel bağlanması.

Bu çalışmanın devamında matlab ve ansys 'in birlikte çalışabileceği bir model oluşturulabilir. Ayrıca esnek yayların paralel bağlandığı mekanizma modellenerek statik ve dinamik analizleri yapılabilir. Esnek bağlantılı mekanizmanın daha doğru bir rijit modeli oluşturulabilir. 2 kademeli mikro esnek bağlantılı mekanizmanın tasarımında bazı değişiklikler yapılarak daha yüksek amplifikasyon oranı vermesi sağlanabilir.

KAYNAKLAR

- [1] **Howell, L.L.**, 2001: Compliant Mechanisms, First Edition, John Wiley, New York.
- [2] **Howell, L.L., Midha, A., and Norton, T.W.**, 1996 : Evaluation of Equivalent Spring Stiffness for Use in a Pseudo-Rigid-Body Model of Large Deflection Compliant Mechanisms, *ASME Journal of Mechanical Design*, Vol. 118.
- [3] **Ananthasuresh, G. K., and Kota, S.**, 1995 : Designing Compliant Mechanisms, *ASME Mechanical Engineering*, pp. 93-96.
- [4] **Kota, S., Joo, J., Li, Z., Rodgers, S.M., and Sniegowski, J.**, 2001 : Design of Compliant Mechanisms: Applications to MEMS, *Analog Integrated Circuits and Signal Processing*, Vol. 29.
- [5] **Saxena, A. and Kramer, S.N.**, 1998: A Simple and Accurate Method for Determining Large Deflections in Compliant Mechanisms Subjected to End Forces and Moments, *Journal of Mechanical Design*, Vol. 120, No. 3, pp. 392-400.
- [6] **Howell, L.L., and Midha, A.**, 1996: A Loop-Closure Theory for the Analysis and Synthesis of Compliant Mechanisms, *ASME Journal of Mechanical Design*, Vol. 118, No. 1, pp. 121-125.
- [7] **Jensen, B.D., Howell, L.L., and Salmon, L.G.**, 1998: Introduction of Two-Link, In-Plane Bistable Compliant MEMS, *Proceedings of the 1998 ASME Design Engineering Technical Conferences, DETC98/MECH-5837*.
- [8] **Veijola, T. Mattila, T. Jaakkola, O. Kiihamaki, J. Lamminmaki, T. Oja, A. Ruokonen, K. Seppa, H. Seppala, P. Tittonen, I.**, 2000: Large-displacement modelling and simulation of micromechanical electrostatically driven resonators using the harmonic balance method, *IEEE MTT-5 Digest*, Vol. 1, pp. 99-102.
- [9] **Gustavo A. Roman and Gloria J. Wiens**, 2007: MEMS Optical Force Sensor Enhancement Via Compliant Mechanism, *Proceedings of the ASME 2007 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference IDETC/CIE 2007 September 4-7, 2007, Las Vegas, Nevada, USA*
- [10] **Sridhar Kota, Joel Hetrick, Zhe Li, Steve Rodgers and Thomas Krygowski**, 2000: Synthesizing high-performance compliant stroke amplification systems for MEMS, *IEEE*.
- [11] **Nicolae Lobontiu and Ephraim Garcia**, 2003: Analytical model of displacement amplification and stiffness optimization for a class of flexure-based compliant mechanisms, *Sibley School of Mechanical*

and Aerospace Engineering, Center for Intelligent Machine Systems, Cornell University, 258 and 224 Upson Hall, Ithaca, NY 14853, USA.

- [12] **S. Canfield and M. Frecker**, 2000: Topology optimization of compliant mechanical amplifiers for piezoelectric actuators, *Struct Multidisc Optim* 20, 269–279 Springer-Verlag.
- [13] **Smita Bharti and Mary Frecker**, 2007: Compliant Mechanical Amplifier Design using Multiple Optimally Placed Actuators, *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*.
- [14] **Claus B WPedersen and Ashwin A Seshia**, 2004: On the optimization of compliant force amplifier mechanisms for surface micromachined resonant accelerometers, *Institute Of Physics Publishing Journal Of Micromechanics And Microengineering*.
- [15] **Singh, H., Sedaghati, R., and Dargahi, J.**, 2003: Experimental and finite element analysis of an endoscopic tooth-like tactile sensor, *IEEE*.
- [16] **Smita Bharti and Mary I. Frecker**, 2002: Topology optimization and detailed finite element modeling of piezoelectric actuators Effect of external loads and detail geometry on actuator Output, *Smart Structures and Materials: Modeling, Signal Processing, and Control*, Vittal S. Rao, Editor.
- [17] **X.-P.S. Su and H.S. Yang**, 2001: Two-stage compliant microleverage mechanism optimization in a resonant accelerometer, *Struct Multidisc Optim* 22, 328–336 Springer-Verlag.
- [18] **Xiao-Ping S. Su and Henry S. Yang**, 2001: Design of compliant microleverage mechanisms, *ELSEVIER Sensors and Actuators*.
- [19] **Shyh-Chour Huang and Guh-Jyhjei Lan**, 2006: Design and Fabrication of Micro-Compliant Amplifier with Topology Optimal Compliant Mechanism Integrated with a Piezoelectric Microactuator, *IEEE*.
- [20] **JIE JIANG and ERIC MOCKENSTURM**, 2006: A Motion Amplifier Using an Axially Driven Buckling Beam I. Design and Experiments, *Springer Nonlinear Dynamics*.
- [21] **JIE JIANG and ERIC MOCKENSTURM**, 2006: A Motion Amplifier Using an Axially Driven Buckling Beam II. Modeling and Analysis, *Springer Nonlinear Dynamics*.
- [22] **Claus B. W. Pedersen, Thomas Buhl and Ole Sigmund**, 2001: Topology synthesis of large-displacement compliant mechanisms, *International Journal For Numerical Methods In Engineering*.
- [23] **X.-P.S. Su and H.S. Yang**, 2001: Single-stage microleverage mechanism optimization in a resonant accelerometer, *Struct Multidisc Optim* 21, 246–252, Springer-Verlag.
- [24] **Hai-Jun Su and J. Michael McCarthy**, 2007: Synthesis of Bistable Compliant Four-Bar Mechanisms Using Polynomial Homotopy, *Contributed by the Mechanisms and Robotics Committee of ASME for publication in the Journal Of Mechanical Design*.

- [25] **MARY FRECKER and SHAWN CANFIELD**, 2000: Optimal Design and Experimental Validation of Compliant Mechanical Amplifiers for Piezoceramic Stack Actuators, *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*.
- [26] **Jinyong Joo, Sridhar Kota and Noboru Kikuchi**, 2001: Large Deformation Behavior Of Compliant Mechanisms, *Proceedings of DETC'01 ASME 2001 Design Engineering Technical Conference and Computers and Information in Engineering Conference Pittsburgh, PA*.
- [27] **Li, J., Liu, Z.S., Lu, C., Zhang, Q.X. and Liu, A.Q.**, 2005: A Self-Limited Large-Displacement-Ratio Micromechanical Amplifier, *The 13th International Conference on Solid-state Sensors, Actuators and Microsystems, Seoul, Korea*.
- [28] **Jianguang Liu, Yibao Chen and Zhen Luo**, 2006: Design of Monolithic Compliant Mechanisms for Microactuator Using Topology Optimization Schemes, *Proceedings of the 6th World Congress on Intelligent Control and Automation, June 21 - 23, 2006, Dalian, China*.
- [29] **G Arunkumar and P S S Srinivasan**, 2006: Design of displacement amplifying compliant mechanisms with integrated strain actuator using topology optimization, *Proc. IMechE Vol. 220 Part C: J. Mechanical Engineering Science*.
- [30] **Brian Trease and Sridhar Kota**, 2007: Adaptive and controllable compliant systems with embedded actuators and sensors, *Active and Passive Smart Structures and Integrated Systems*.
- [31] **P. R. Ouyang, W. J. Zhang and M. M. Gupta**, 2008: A New Compliant Mechanical Amplifier Based on a Symmetric Five-Bar Topology, *Journal of Mechanical Design ASME*.
- [32] **Parkinson, M.B., Jensen, B.D., and Kurabayashi, K.**, 2001: Design Of Compliant Force And Displacement Amplification Micro-Mechanisms, *ASME Design Engineering Technical Conference*.
- [33] **John F. Gardner**, 2001: Simulations Of Machines Using MATLAB and SIMULINK, *Bookware Companion Series*.
- [34] **Danelle M. Tanner, Jeremy A. Walraven, Karen Helgesen, Lloyd W. Irwin, Fredrick Brown, Norman F. Smith, and Nathan Masters**, 2000: MEMS reliability in shock environments, *Presented at IEEE International Reliability Physics Symposium in San Jose, CA*.
- [35] **Ayşe TEKEŞ**, 2006: Esnek Paralel Kol Mekanizmasının Kontrolü, *İstanbul Teknik Üniversitesi, Yüksek Lisans Tezi*.
- [36] **Ersin PENÇE**, 2007: Eğitim Amaçlı ANSYS Paket Programının Tanıtılması, ANSYS Öğretimi ve Uygulama Örnekleri, *Zonguldak Karaelmas Üniversitesi, Lisans Tezi*.
- [37] <http://www.mece.ualberta.ca/tutorials/ansys/IT/NonLinear/NonLinear.html>, alındığı tarih 7.01.2009

EKLER

EK A.1 : 1 Kademeli Mekanizmanın Matlab'den Alınmış Verileri

EK B.1 : 2 Kademeli Mekanizmanın Matlab'den Alınmış Verileri

EK C.1 : Ansys'den Alınmış Veriler

EK C.2 : Ansys'den Alınmış Veriler

EK C.3 : Ansys'den Alınmış Veriler

EK A.1**Çizelge A.1 : 1 Kademeli Mekanizmanın Matlab'den alınmış verileri.**

zaman	fgiris	theta3	theta2	r1	hata	fcikis	kamp
0	0	10	10	5,91E-04	0	0	#SAYI/0!
0,2	-1,25E-19	9,999997496	9,999997496	5,91E-04	0	-4,55414E-20	0,363363
0,4	-2,4869E-19	9,999977658	9,999977658	5,91E-04	2,2E-19	-4,06279E-19	1,633676
0,6	-3,68125E-19	9,999909763	9,999909763	5,91E-04	9,8E-19	-1,64089E-18	4,457436
0,8	-4,81754E-19	9,999725756	9,999725756	5,91E-04	3,47E-18	-4,9869E-18	10,35155
1	-5,87785E-19	9,999266933	9,999266933	5,91E-04	1,681E-17	-1,33299E-17	22,67818
1,2	-6,84547E-19	9,998159328	9,998159328	5,91E-04	8,934E-17	-3,34685E-17	48,89139
1,4	-7,70513E-19	9,995519872	9,995519872	5,91E-04	4,906E-16	-8,14504E-17	105,7092
1,6	-8,44328E-19	9,989262947	9,989262947	5,91E-04	2,72352E-15	-1,95143E-16	231,1224
1,8	-9,04827E-19	9,974466321	9,974466321	5,91E-04	1,51685E-14	-4,63728E-16	512,5044
2	-9,51057E-19	9,939536537	9,939536537	5,91E-04	8,45105E-14	-1,0962E-15	1152,615
2,2	-9,82287E-19	9,857300451	9,857300451	5,91E-04	4,69893E-13	-2,57658E-15	2623,042
2,4	-9,98027E-19	9,664809701	9,664809701	5,91E-04	2,59645E-12	-5,99411E-15	6005,962
2,6	-9,98027E-19	9,220306702	9,220306702	5,92E-04	1,41082E-11	-1,36309E-14	13657,8
2,8	-9,82287E-19	8,226248004	8,226248004	5,94E-04	7,30628E-11	-2,94189E-14	29949,42
3	-9,51057E-19	6,165180594	6,165180594	5,97E-04	3,25654E-10	-5,64552E-14	59360,53
3,2	-9,04827E-19	2,561743309	2,561743309	5,99E-04	9,49606E-10	-8,51668E-14	94124,94
3,4	-8,44328E-19	-2,00187231	-2,00187231	6,00E-04	8,22817E-10	-8,74998E-14	103632,5
3,6	-7,70513E-19	-5,79671703	-5,79671703	5,97E-04	1,59553E-09	-6,04884E-14	78504,07

Çizelge A.1: (Devam) 1 Kademeli Mekanizmanın Matlab’den alınmış verileri.

3,8	-6,84547E-19	-8,03737516	-8,03737516	5,94E-04	3,67655E-09	-3,22527E-14	47115,36
4	-5,87785E-19	-9,13395429	-9,13395429	5,92E-04	5,77584E-09	-1,51307E-14	25741,85
4,2	-4,81754E-19	-9,6257478	-9,6257478	5,92E-04	8,03298E-09	-6,75978E-15	14031,61
4,4	-3,68125E-19	-9,83456939	-9,83456939	5,91E-04	1,05926E-08	-3,08955E-15	8392,669
4,6	-2,4869E-19	-9,91170572	-9,91170572	5,91E-04	1,32498E-08	-1,73106E-15	6960,716
4,8	-1,25333E-19	-9,91457612	-9,91457612	5,91E-04	1,59289E-08	-1,7061E-15	13612,53
5	0	-9,84419844	-9,84419844	5,91E-04	1,86126E-08	-2,99743E-15	#SAYI/0!
5,2	1,25333E-19	-9,64585944	-9,64585944	5,92E-04	2,12991E-08	-6,53991E-15	-52180,2
5,4	2,4869E-19	-9,17316898	-9,17316898	5,92E-04	2,39966E-08	-1,46596E-14	-58947,4
5,6	3,68125E-19	-8,11231918	-8,11231918	5,94E-04	2,67487E-08	-3,1381E-14	-85245,6
5,8	4,81754E-19	-5,92854859	-5,92854859	5,97E-04	2,97166E-08	-5,93595E-14	-123215
6	5,87785E-19	-2,1859294	-2,1859294	6,00E-04	3,30505E-08	-8,71179E-14	-148214
6,2	6,84547E-19	2,393770781	2,393770781	6,00E-04	3,54691E-08	-8,62724E-14	-126028
6,4	7,70513E-19	6,066646796	6,066646796	5,97E-04	3,86108E-08	-5,79374E-14	-75193,3
6,6	8,44328E-19	8,181355903	8,181355903	5,94E-04	4,37039E-08	-3,05261E-14	-36154,3
6,8	9,04827E-19	9,194843394	9,194843394	5,92E-04	4,85907E-08	-1,45433E-14	-16073
7	9,51057E-19	9,623591384	9,623591384	5,92E-04	5,37036E-08	-7,25424E-15	-7627,56
7,2	9,82287E-19	9,74879685	9,74879685	5,91E-04	5,90982E-08	-5,10215E-15	-5194,16
7,4	9,98027E-19	9,658182574	9,658182574	5,92E-04	6,45791E-08	-6,75635E-15	-6769,7
7,6	9,98027E-19	9,284006848	9,284006848	5,92E-04	7,00862E-08	-1,32591E-14	-13285,3
7,8	9,82287E-19	8,372289173	8,372289173	5,94E-04	7,56387E-08	-2,79671E-14	-28471,4
8	9,51057E-19	6,42968922	6,42968922	5,96E-04	8,13704E-08	-5,42273E-14	-57018

Çizelge A.1: (Devam) 1 Kademeli Mekanizmanın Matlab’den alınmış verileri.

8,2	9,04827E-19	2,943010195	2,943010195	5,99E-04	8,749E-08	-8,4115E-14	-92962,5
8,4	8,44328E-19	-1,63291699	-1,63291699	6,00E-04	9,30209E-08	-8,96471E-14	-106176
8,6	7,70513E-19	-5,5667204	-5,5667204	5,97E-04	9,95054E-08	-6,3852E-14	-82869,4
8,8	6,84547E-19	-7,92604748	-7,92604748	5,94E-04	1,06644E-07	-3,49012E-14	-50984,3
9	5,87785E-19	-9,06378516	-9,06378516	5,93E-04	1,14095E-07	-1,73759E-14	-29561,6
9,2	4,81754E-19	-9,51170121	-9,51170121	5,92E-04	1,21635E-07	-9,88107E-15	-20510,6
9,4	3,68125E-19	-9,55012528	-9,55012528	5,92E-04	1,29495E-07	-9,29342E-15	-25245,3
9,6	2,4869E-19	-9,20211906	-9,20211906	5,92E-04	1,37468E-07	-1,53103E-14	-61563,7
9,8	1,25333E-19	-8,23818665	-8,23818665	5,94E-04	1,45514E-07	-3,06943E-14	-244902
10	0	-6,15999686	-6,15999686	5,97E-04	1,5377E-07	-5,80479E-14	#SAYI/0!

EK B.1

Çizelge B.1 : 2 Kademeli Mekanizmanın Matlab’den alınmış verileri.

zaman	fgiris	theta6	theta5	theta3	theta2	r1	hata	fcikis	kamp
0	0	10	10	10	10	0,000590885	0	0	#SAYI/0!
0,2	-6,60506E-18	10,0003	9,9999	9,9997	9,9997	0,000590885	1,96953E-09	-1,53088E-20	0,002318
0,4	-1,3106E-17	10,0021	9,9992	9,9978	9,9978	0,000590889	1,57242E-08	-1,22218E-19	0,009325
0,6	-1,94002E-17	10,0071	9,9974	9,9925	9,9925	0,000590898	5,2893E-08	-4,11083E-19	0,02119
0,8	-2,53884E-17	10,0167	9,9939	9,9822	9,9822	0,000590917	1,24806E-07	-9,69835E-19	0,0382
1	-3,09763E-17	10,0325	9,9882	9,9655	9,9655	0,000590947	2,42365E-07	-1,88289E-18	0,060785
1,2	-3,60756E-17	10,0557	9,9797	9,9408	9,9408	0,000590992	4,15938E-07	-3,23012E-18	0,089537
1,4	-4,0606E-17	10,0877	9,9681	9,9067	9,9067	0,000591054	6,55257E-07	-5,08598E-18	0,125252
1,6	-4,44961E-17	10,1298	9,9528	9,862	9,862	0,000591135	9,6934E-07	-7,51866E-18	0,168974
1,8	-4,76844E-17	10,183	9,9335	9,8055	9,8055	0,000591238	1,36643E-06	-1,05894E-17	0,222072
2	-5,01207E-17	10,2483	9,9098	9,7363	9,7363	0,000591363	1,85391E-06	-1,43516E-17	0,286342
2,2	-5,17665E-17	10,3266	9,8813	9,6533	9,6533	0,000591513	2,43829E-06	-1,88509E-17	0,364152
2,4	-5,2596E-17	10,4187	9,848	9,5559	9,5559	0,000591689	3,12515E-06	-2,41237E-17	0,45866
2,6	-5,2596E-17	10,5251	9,8095	9,4435	9,4435	0,000591891	3,91908E-06	-3,01976E-17	0,574143
2,8	-5,17665E-17	10,6464	9,7656	9,3156	9,3156	0,000592121	4,82367E-06	-3,70906E-17	0,716497
3	-5,01207E-17	10,783	9,7163	9,1719	9,1719	0,000592378	5,84149E-06	-4,48106E-17	0,894055
3,2	-4,76844E-17	10,9351	9,6615	9,0123	9,0123	0,000592663	6,97397E-06	-5,33557E-17	1,118933

Çizelge B.1 : (Devam) 2 Kademeli Mekanizmanın Matlab'den alınmış verileri.

3,4	-4,44961E-17	11,1026	9,6013	8,8369	8,8369	0,000592975	8,22147E-06	-6,27129E-17	1,409402
3,6	-4,0606E-17	11,2856	9,5356	8,6458	8,6459	0,000593313	9,58312E-06	-7,28587E-17	1,794282
3,8	-3,60756E-17	11,4839	9,4647	8,4395	8,4397	0,000593677	1,10568E-05	-8,37583E-17	2,321741
4	-3,09763E-17	11,6969	9,3887	8,2185	8,2188	0,000594063	1,26392E-05	-9,53652E-17	3,078652
4,2	-2,53884E-17	11,9241	9,3078	7,9837	7,9841	0,000594472	1,43254E-05	-1,07621E-16	4,238969
4,4	-1,94002E-17	12,1647	9,2225	7,736	7,7366	0,0005949	1,6109E-05	-1,20453E-16	6,208888
4,6	-1,3106E-17	12,4176	9,1332	7,4766	7,4776	0,000595344	1,79819E-05	-1,33778E-16	10,20744
4,8	-6,60506E-18	12,6817	9,0402	7,207	7,2085	0,000595801	1,99343E-05	-1,47495E-16	22,33065
5	0	12,9552	8,9444	6,929	6,9311	0,000596268	2,19539E-05	-1,61488E-16	#SAYI/0!
5,2	6,60506E-18	13,2364	8,8463	6,6446	6,6475	0,000596739	2,40264E-05	-1,75623E-16	-26,5892
5,4	1,3106E-17	13,523	8,7469	6,3563	6,3602	0,000597209	2,61343E-05	-1,89745E-16	-14,4777
5,6	1,94002E-17	13,8123	8,6471	6,0669	6,0722	0,000597674	2,82569E-05	-2,03672E-16	-10,4985
5,8	2,53884E-17	14,1011	8,5482	5,7798	5,7868	0,000598125	3,03694E-05	-2,17197E-16	-8,55495
6	3,09763E-17	14,3854	8,4515	5,4989	5,5081	0,000598554	3,24425E-05	-2,30073E-16	-7,42739
6,2	3,60756E-17	14,6607	8,3587	5,229	5,2409	0,000598952	3,44408E-05	-2,42013E-16	-6,70848
6,4	4,0606E-17	14,9214	8,2718	4,9756	4,991	0,000599307	3,63223E-05	-2,52674E-16	-6,22257
6,6	4,44961E-17	15,1609	8,1931	4,7455	4,7651	0,000599606	3,80368E-05	-2,61653E-16	-5,88036
6,8	4,76844E-17	15,3715	8,1254	4,5462	4,5711	0,000599834	3,95262E-05	-2,68479E-16	-5,63034
7	5,01207E-17	15,5447	8,0716	4,3864	4,4179	0,000599972	4,07255E-05	-2,72626E-16	-5,43938
7,2	5,17665E-17	15,6716	8,0349	4,2749	4,3143	0,000600003	4,15686E-05	-2,7355E-16	-5,2843
7,4	5,2596E-17	15,7447	8,0178	4,2191	4,2681	0,000599911	4,19986E-05	-2,70785E-16	-5,14839

Çizelge B.1 : (Devam) 2 Kademeli Mekanizmanın Matlab'den alınmış verileri.

7,6	5,2596E-17	15,7598	8,022	4,2235	4,2837	0,000599687	4,19832E-05	-2,64059E-16	-5,02051
7,8	5,17665E-17	15,7169	8,0472	4,2877	4,3611	0,000599331	4,15249E-05	-2,53387E-16	-4,8948
8	5,01207E-17	15,6207	8,0919	4,4073	4,4953	0,000598853	4,06596E-05	-2,39056E-16	-4,76961
8,2	4,76844E-17	15,4784	8,1533	4,575	4,6791	0,000598269	3,94441E-05	-2,21522E-16	-4,64559
8,4	4,44961E-17	15,2983	8,2287	4,7827	4,904	0,000597594	3,79422E-05	-2,01292E-16	-4,52381
8,6	4,0606E-17	15,0882	8,3151	5,0224	5,1621	0,000596846	3,6215E-05	-1,78845E-16	-4,4044
8,8	3,60756E-17	14,855	8,41	5,2875	5,4463	0,000596038	3,43168E-05	-1,54602E-16	-4,2855
9	3,09763E-17	14,6045	8,5114	5,5721	5,7506	0,000595182	3,22944E-05	-1,28916E-16	-4,16176
9,2	2,53884E-17	14,3416	8,6175	5,8713	6,0703	0,000594287	3,01877E-05	-1,0208E-16	-4,02074
9,4	1,94002E-17	14,0702	8,7268	6,1811	6,4011	0,000593363	2,80305E-05	-7,43366E-17	-3,83175
9,6	1,3106E-17	13,7937	8,8381	6,4984	6,7397	0,000592414	2,58527E-05	-4,58847E-17	-3,50105
9,8	6,60506E-18	13,5147	8,9504	6,8204	7,0834	0,000591448	2,36809E-05	-1,68886E-17	-2,55692
10	0	13,2352	9,0629	7,1449	7,43	0,000590467	2,15401E-05	1,25168E-17	#SAYI/0!

EK C.1**Çizelge C.1 : Ansys'den alınmış veriler.**

Zaman	Fgiris	Fcikis	k Amp
0,2	-1,253E-11	-1,539E-11	1,228196
0,4	-2,487E-11	-6,285E-11	2,527041
0,6	-3,681E-11	-1,205E-10	3,273078
0,8	-4,818E-11	-1,632E-10	3,386758
1	-5,878E-11	-1,83E-10	3,113253
1,2	-6,845E-11	-1,953E-10	2,85344
1,4	-7,705E-11	-2,367E-10	3,071927
1,6	-8,443E-11	-2,841E-10	3,364645
1,8	-9,048E-11	-3E-10	3,315849
2	-9,511E-11	-2,937E-10	3,087635
2,2	-9,823E-11	-2,842E-10	2,892976
2,4	-9,98E-11	-2,972E-10	2,977735
2,6	-9,98E-11	-3,214E-10	3,220481
2,8	-9,823E-11	-3,165E-10	3,221938
3	-9,511E-11	-2,881E-10	3,028893
3,2	-9,048E-11	-2,677E-10	2,958897
3,4	-8,443E-11	-2,623E-10	3,107106
3,6	-7,705E-11	-2,607E-10	3,383271
3,8	-6,845E-11	-2,33E-10	3,404207
4	-5,878E-11	-1,744E-10	2,967404
4,2	-4,818E-11	-1,299E-10	2,695953
4,4	-3,681E-11	-1,079E-10	2,930644
4,6	-2,487E-11	-8,631E-11	3,470354
4,8	-1,253E-11	-4,822E-11	3,848292
5	0	1,098E-11	#SAYI/0!
5,2	1,253E-11	5,5408E-11	4,422019
5,4	2,487E-11	7,1437E-11	2,872405
5,6	3,681E-11	9,2525E-11	2,513586
5,8	4,818E-11	1,3612E-10	2,825197

Çizelge C.1 : (Devam) Ansys'den alınmış veriler.

6	5,878E-11	1,9061E-10	3,242736
6,2	6,845E-11	2,3255E-10	3,397297
6,4	7,705E-11	2,436E-10	3,161544
6,6	8,443E-11	2,5008E-10	2,961921
6,8	9,048E-11	2,7951E-10	3,089224
7	9,511E-11	3,0903E-10	3,249164
7,2	9,823E-11	3,1903E-10	3,247827
7,4	9,98E-11	3,0456E-10	3,051743
7,6	9,98E-11	2,8618E-10	2,867515
7,8	9,823E-11	2,9473E-10	3,000397
8	9,511E-11	3,0826E-10	3,241089
8,2	9,048E-11	2,9586E-10	3,269894
8,4	8,443E-11	2,6288E-10	3,113585
8,6	7,705E-11	2,2922E-10	2,974938
8,8	6,845E-11	2,1196E-10	3,096538
9	5,878E-11	2,0042E-10	3,409697
9,2	4,818E-11	1,6139E-10	3,349647
9,4	3,681E-11	1,028E-10	2,792638
9,6	2,487E-11	5,699E-11	2,291512
9,8	1,253E-11	2,9871E-11	2,383974
10	0	1,1971E-11	#SAYI/0!

EK C.2**Çizelge C.2 : Ansys’den alınmış veriler.**

Zaman	Fgiris	Fcikis	k Amp
0,2	-1,253E-11	-8,8677E-13	0,070771
0,4	-2,487E-11	-1,2136E-11	0,487986
0,6	-3,681E-11	-4,1089E-11	1,116243
0,8	-4,818E-11	-7,7654E-11	1,611746
1	-5,878E-11	-1,1144E-10	1,895917
1,2	-6,845E-11	-1,3616E-10	1,989248
1,4	-7,705E-11	-1,4621E-10	1,897612
1,6	-8,443E-11	-1,4392E-10	1,704548
1,8	-9,048E-11	-1,3597E-10	1,502708
2	-9,511E-11	-1,2966E-10	1,363253
2,2	-9,823E-11	-1,3426E-10	1,366813
2,4	-9,98E-11	-1,5348E-10	1,537826
2,6	-9,98E-11	-1,7523E-10	1,755832
2,8	-9,823E-11	-1,862E-10	1,895582
3	-9,511E-11	-1,795E-10	1,887288
3,2	-9,048E-11	-1,5531E-10	1,716545
3,4	-8,443E-11	-1,2767E-10	1,512081
3,6	-7,705E-11	-1,0496E-10	1,362167
3,8	-6,845E-11	-8,8412E-11	1,291623
4	-5,878E-11	-8,1857E-11	1,392594
4,2	-4,818E-11	-8,1679E-11	1,695289
4,4	-3,681E-11	-8,042E-11	2,184738
4,6	-2,487E-11	-6,8777E-11	2,765448
4,8	-1,253E-11	-3,8301E-11	3,056768
5	0	4,9956E-12	#SAYI/0!
5,2	1,253E-11	4,3344E-11	3,459242
5,4	2,487E-11	6,6036E-11	2,655231
5,6	3,681E-11	7,4578E-11	2,026017

Çizelge C.2 : (Devam) Ansys'den alınmış veriler.

5,8	4,818E-11	7,596E-11	1,576577
6	5,878E-11	8,0104E-11	1,362773
6,2	6,845E-11	8,9599E-11	1,308973
6,4	7,705E-11	1,0505E-10	1,363439
6,6	8,443E-11	1,3165E-10	1,559268
6,8	9,048E-11	1,6232E-10	1,793988
7	9,511E-11	1,8282E-10	1,922216
7,2	9,823E-11	1,8389E-10	1,872004
7,4	9,98E-11	1,6592E-10	1,662565
7,6	9,98E-11	1,4495E-10	1,452425
7,8	9,823E-11	1,3559E-10	1,380312
8	9,511E-11	1,3668E-10	1,437031
8,2	9,048E-11	1,4164E-10	1,565429
8,4	8,443E-11	1,4617E-10	1,73128
8,6	7,705E-11	1,4555E-10	1,88902
8,8	6,845E-11	1,3525E-10	1,975836
9	5,878E-11	1,1025E-10	1,875604
9,2	4,818E-11	7,0961E-11	1,472825
9,4	3,681E-11	3,3848E-11	0,919538
9,6	2,487E-11	1,406E-11	0,565332
9,8	1,253E-11	9,7802E-12	0,780544
10	0	9,8902E-12	#SAYI/0!

EK C.3**Çizelge C.3 : Ansys’den alınmış veriler.**

Zaman	Fgiris	Fcikis	k Amp
0,2	-1,253E-05	-8,34248E-07	0,06658
0,4	-2,487E-05	-1,09159E-05	0,4389184
0,6	-3,681E-05	-0,000034878	0,9475143
0,8	-4,818E-05	-6,41766E-05	1,3320174
1	-5,878E-05	-9,24289E-05	1,5724549
1,2	-6,845E-05	-0,000114441	1,6718919
1,4	-7,705E-05	-0,000126588	1,6429332
1,6	-8,443E-05	-0,00013316	1,5771645
1,8	-9,048E-05	-0,000137478	1,5194297
2	-9,511E-05	-0,000134816	1,4174745
2,2	-9,823E-05	-0,000124436	1,266782
2,4	-0,0000998	-0,000118158	1,1839479
2,6	-0,0000998	-0,000124193	1,2444188
2,8	-9,823E-05	-0,000136953	1,3942075
3	-9,511E-05	-0,000142615	1,4994743
3,2	-9,048E-05	-0,000135071	1,4928271
3,4	-8,443E-05	-0,000126851	1,5024399
3,6	-7,705E-05	-0,000126092	1,6364958
3,8	-6,845E-05	-0,000119403	1,7443828
4	-5,878E-05	-9,22291E-05	1,5690558
4,2	-4,818E-05	-5,07451E-05	1,0532399
4,4	-3,681E-05	-2,01972E-05	0,5486879
4,6	-2,487E-05	-1,64268E-05	0,6605066
4,8	-1,253E-05	-2,28389E-05	1,8227374
5	0	-1,48284E-05	#SAYI/0!
5,2	1,253E-05	7,82311E-06	0,6243504
5,4	2,487E-05	0,00003064	1,2320064
5,6	3,681E-05	5,13555E-05	1,3951508

Çizelge C.3 : (Devam) Ansys'den alınmış veriler.

5,8	4,818E-05	0,000081858	1,6990037
6	5,878E-05	0,00012211	2,0774073
6,2	6,845E-05	0,000147312	2,152111
6,4	7,705E-05	0,000138509	1,7976509
6,6	8,443E-05	0,000115841	1,372036
6,8	9,048E-05	0,000115045	1,2714965
7	9,511E-05	0,000143587	1,509694
7,2	9,823E-05	0,000178543	1,8176015
7,4	0,0000998	0,00019188	1,9226453
7,6	0,0000998	0,000182125	1,8248998
7,8	9,823E-05	0,000167575	1,7059452
8	9,511E-05	0,000152602	1,604479
8,2	9,048E-05	0,000133846	1,4792882
8,4	8,443E-05	0,000116648	1,3815942
8,6	7,705E-05	0,000116536	1,5124724
8,8	6,845E-05	0,000132346	1,9334697
9	5,878E-05	0,000134172	2,2826131
9,2	4,818E-05	0,000102115	2,1194479
9,4	3,681E-05	5,20227E-05	1,4132763
9,6	2,487E-05	1,55312E-05	0,6244954
9,8	1,253E-05	1,96387E-06	0,1567334
10	0	-2,83876E-06	#SAYI/0!

ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad: Ahmet Ekrem SARI

Doğum Yeri ve Tarihi: İstanbul / 11.11.1982

Adres: 19 Mayıs Mah., Şelale Sok., Kahramanlar Apt.,
No:1 A, D:32 Sahrayıcedit / Kadıköy / İSTANBUL
34734

Lisans Üniversite: Yıldız Teknik Üniversitesi - Makine Mühendisliği