

ESNEK MEKANİZMALARIN TASARLANMASI VE KONTROLÜ

DOKTORA TEZİ

Ayşe TEKEŞ

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Makina Mühendisliği Programı

EYLÜL 2012

ESNEK MEKANİZMALARIN TASARLANMASI VE KONTROLÜ

DOKTORA TEZİ

Ayşe TEKEŞ
(503062002)

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Makina Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Mehmet Salih DOKUZ

EYLÜL 2012

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503062002 numaralı Doktora Öğrencisi **Ayşe TEKEŞ**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı **“ESNEK MEKANİZMALARIN TASARLANMASI VE KONTROLÜ”** başlıklı tezini aşağıdaki imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Doç. Dr. Mehmet Salih DOKUZ**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Doç. Dr. Bilin Aksun GÜVENÇ**
Okan Üniversitesi

Prof. Dr. Elbrus CAFEROV
İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Levent TRABZON
İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Serdar BARIŞ
İstanbul Üniversitesi

Teslim Tarihi : **Ağustos 2012**
Savunma Tarihi : **Eylül 2012**

Ümit SÖNMEZ hocama,

ÖNSÖZ

Doktora süresince beni her konuda destekleyen ve 2012'nin başında ani kalp krizi sonucu vefat eden çok değerli hocam Y. Doç. Dr. Ümit Sönmez'e çok teşekkür ederim. Değerli hocam zamanının çoğunu öğrencilerine adayan ülkemiz için çok değerli bir bilim adamıydı. Hocamın vefatından sonra değerli önerileri ve desteğinden dolayı değerli danışmanım Doç. Dr. M. Salih Dokuz hocama çok teşekkür ederim.

Tez çalışmam süresince tez izleme komitemde bulunarak benden değerli fikirlerini esirgemeyen sevgili hocalarım Doç. Dr. Bilin Aksun Güvenç ve Prof. Dr. Elbrous M. Jafarov hocalarıma çok teşekkür ederim.

Doktora çalışmalarımızda laboratuarda yaptığımız çalışmalar boyunca bizden desteğini esirgemeyen değerli hocam Prof. Dr. Levent Güvenç'e teşekkür ederim. Doktorada kaybettiğim değerli danışmanımdan sonra yaşadığım sıkıntılarda benden desteğini esirgemeyen ve sürekli olumlu yönde tavsiyelerde bulunan sevgili hocalarım Prof.Dr. Metin Gürgöze, Doç. Dr. Levent Trabzon, Doç. Dr. Bilin Aksun Güvenç ve Pof.Dr. Hasan Güneş hocalarıma teşekkür ederim. Doktora çalışmamda bana her konuda destek veren sevgili arkadaşım Tolga Emirler'e çok teşekkür ederim.

Çalışmalarım boyunca benim her türlü sıkıntıda yanımda olan ve beni koşulsuz ve sonuna kadar destekleyen sevgili eşim Coşkun Tekeş'e sonsuz teşekkür ederim. Her konudaki desteklerinden dolayı sevgili anneme, ablam Gülten Kanat ve kardeşim Ayhan Topoğlu'na teşekkür ederim.

Tez süresince bana moral veren oğullarım Yusuf Efe ve Akif Eren'e çok teşekkür ederim.

Son olarak bu çalışmanın yapılmasında bana yardımları olan fakat isimlerini sayamadığım diğer hocalarıma ve arkadaşlarıma da teşekkürü bir borç bilirim.

Eylül 2012

Ayşe TEKEŞ
(Makina Yüksek Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR.....	xi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xv
SEMBOL LİSTESİ.....	xix
ÖZET	xxi
SUMMARY	xxiii
1. GİRİŞ	1
1.1 Mekanizma Tanımı	1
1.2 Mekanizmalar için Temel Kavramlar	2
1.3 Esnek Mekanizma Tanımı	3
1.4 Tezin Ana Hatları.....	4
2. ESNEK MEKANİZMALAR	7
2.1 Esnek Mekanizma Tanımı	7
2.2 Esnek Mekanizmaların Avantajları.....	9
2.3 Esnek Mekanizmaların Dezavantajları	10
2.4 Malzeme Seçimi	10
2.4.1 Metaller.....	12
2.4.2 Plastikler	13
2.4.3 Polipropilen	14
2.5 Esnek Mekanizma Tasarımı.....	14
2.5.1 Eşlenik rijit Gövde Modeli	16
2.5.2 FEM Analizi	16
2.5.3 Elastika Teorisi	16
2.5.4 Literatür Taraması.....	17
3. ESNEK MEKANİZMALARIN YÜKSEK ESNEME ANALİZİ.....	23
3.1 Eliptik İntegral Çözümü	23
3.2 Esnek Paralel Kol Mekanizması	27
3.2.1 FEM Analizi	28
3.2.2 Teorik ve Deneysel Yük Esneme Eğrilerinin Kıyaslanması.....	31
3.2.3 Esnek Paralel Kol Mekanizmasının Kontrollü Simülasyon Modelinin Doğruluğunun İspatlanması.....	34
4. ESNEK ÇİFT KOL MEKANİZMASININ TASARLANMASI VE DURUM GERİ BESLEMELİ KONTROLÜ.....	37
4.1 Çift Kol Mekanizmasının Eşdeğer Sertliğinin Bulunması	39

4.2 Esnek Paralel Çift Kol Mekanizmasıyla Hareket Ettirilen Krank Biyel Mekanizmasının Modellenmesi.....	41
4.3 Mekanizmanın Kontrolü.....	43
4.3.1 Durum Geri Beslemesi İle Lineerleştirme.....	44
4.3.2 Mekanizmanın Yörünge Kontrolü.....	46
4.3.2.1 Kontrol Kuralının Geliştirilmesi.....	46
4.3.2.2 Esnek Çift Kol Mekanizmasının Tasarlanması.....	47
4.3.2.3 Durum I.....	48
4.3.2.4 Durum II	53
4.4 Eğilme Kırılması İçin Gerilme Hesabı.....	53
4.5 Mekanizmanın Kullanım Alanları.....	55
5. ESNEK 5 KOL MEKANİZMASI TASARIMI VE KONTROLÜ	59
5.1 Esnek (Compliant) 5 Kol Mekanizmasının Analizi	62
5.2 Mekanizmanın Uç Noktasının Düz Çizgi ve Daireyi Takibi.....	67
5.3 Mekanizmanın Yörünge Kontrolü.....	72
5.3.1 Referans Yörünge Belirlenmesi	72
5.3.2 Referans Torkların Elde Edilmesi.....	74
5.3.3 Mekanizmanın Yörünge Kontrolü.....	74
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	79
6.1 Sonuçların Değerlendirilmesi.....	79
6.2 Gelecekte Yapılabilecek Çalışmalar	80
KAYNAKLAR.....	83
EKLER	87
EK A. ANKASTRE KİRİŞİN ELASTİKA TEORİSİ İLE ÇÖZÜMÜ İÇİN YAZILAN MATLAB PAROGRAMI.....	89
EK B. ESNEK 5 KOL MEKANİZMASININ REFERANS AÇILARINI HESAPLAYAN MATLAB PROGRAMI.....	93
ÖZGEÇMİŞ	96

KISALTMALAR

PRBM	: Pseudo Rigid Body Model
MEMS	: Micro Electro Mechanical Systems
FEM	: Finite Element Method
MP	: Metacarpal-Phalangeal

ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 2.1: Bazı malzemelerin akma dayanımları ve elastiklik modülleri.	12
Çizelge 3.1: Deney setinde kullanılan esnek çubuğa ait özellikler.....	33
Çizelge 4.1: Esnek süspansiyon mekanizmasının boyutları ve özellikleri.	47

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Şekil 1.1 : Pistonlu motor.....	1
Şekil 1.2 : Basit rijit mekanizma örnekleri.	2
Şekil 2.1 : Sıçrama tahtası ve esnek ankastre kiriş.	8
Şekil 2.2 : Tamamen esnek 4 çubuk mekanizması.....	9
Şekil 2.3 : Kısmen esnek krank biyel mekanizması.	9
Şekil 2.4 : Manyetik kuvvet sürücüsüyle hareket ettirilen yazıcı kafası	20
Şekil 2.5 : (a) İlk durumu düz (b) İlk durumu yay haline getirilmiş takip çubuğuna sahip kısmen esnek bekleme mekanizmaları.....	21
Şekil 3.1 : Uç noktasına kuvvet etkimiş tek ucu mesnetli kiriş.	24
Şekil 3.2 : Dikey kuvvet altındaki ankastre kirişin yük esneme eğrisi.	26
Şekil 3.3 : Yüksek esneme teorisine göre elde edilmiş yük esneme eğrileri.	26
Şekil 3.4 : Ucundan kuvvet etkileyen ankastre kirişin yüksek deformasyon şekilleri.....	27
Şekil 3.5 : Artan kuvvet etkisi altındaki paralel kol mekanizmasının yörünge şekilleri.....	28
Şekil 3.6 : Ankastre kiriş, kol kirişi ve paralel kol mekanizması.....	29
Şekil 3.7 : FEM modeli.....	29
Şekil 3.8 : Paralel kol mekanizmasında sağ ve sol kollara etkileyen eksenel kuvvetler.....	30
Şekil 3.9 : Rijit Kütlenin Dönme Miktarı.	30
Şekil 3.10 : Paralel kol mekanizmasındaki sağ ve sol kirişlerin yük esneme eğrileri.	31
Şekil 3.11 : Fem analizi ve elastika teorisinden elde edilen sonuçlar.	31
Şekil 3.12 : Üretilmesi planlanan esnek paralel kol mekanizmasının prototip modeli.	32
Şekil 3.13 : Deney setinden esnek paralel kol mekanizmasına ait yük esneme eğrisi.....	32
Şekil 3.14 : Deney sonucundaki gürültünün minimize edilmesi için tasarlanan filtre modeli.....	33
Şekil 3.15 : Filtreden geçirilen deney datası ve teorik yük esneme eğrileri.	33
Şekil 3.16 : Üretilen Esnek paralel kol mekanizmasının prototipi ve sensörler. ..	35
Şekil 3.17 : Bekleme hareketi yapan mekanizmayı itiren kuvvet.....	35
Şekil 3.18 : Doğrudan alınan kuvvet ve konum datalarından elde edilen sonuç. .	36
Şekil 3.19 : Konum ve kuvvet filtereden geçirilerek elde edilen sonuç.....	36
Şekil 4.1 : Esnek paralel çift kol mekanizmasıyla sürülen krank biyel mekanizması.	37
Şekil 4.2 : Manyetik sürücüsüyle hareket ettirilen az esneyen paralel kol mekanizması	38

Şekil 4.3	: Görsel amaçlı üretilen makro esnek çift kol mekanizması.....	38
Şekil 4.4	: Esnek süspansiyon mekanizmasının üst kısmı (yarısı).....	39
Şekil 4.5	: Tek ucu serbest kırıktan tüm paralel kol mekanizmasına geçiş.	40
Şekil 4.6	: Ankastre kırı, tek kol ve de tüm çift kol mekanizmasına ait hesaplanan yük-esneme eğrileri.	41
Şekil 4.7	: Tek serbestlik dereceli kütle-sönüm-yay elemanı.	42
Şekil 4.8	: Krank biyel mekanizması.	42
Şekil 4.9	: Bekleme hareketini tanımlayan parametreler.	48
Şekil 4.10	: Referans yörüngenin Matlab Simulink modeli.....	49
Şekil 4.11	: Durum I için hareketli biyelin referans yörüngesi.....	49
Şekil 4.12	: Durum I için referans krank açısı.	50
Şekil 4.13	: Ankastre kırı, normalize yük esneme eğrisi.....	50
Şekil 4.14	: Kontrollü esnek süspansiyon mekanizmasının Matlab Simulink modeli.	52
Şekil 4.15	: I. Durum için esnek süspansiyon mekanizmasının yörünge kontrolünde elde edilen sonuçlar.	54
Şekil 4.16	: Krank kolu $r=100 \mu m$ için belirlenen referans yörüngeler.....	54
Şekil 4.17	: İkinci durum için kontrollü sistemden elde edilen model sonuçları..	55
Şekil 4.18	: Valf kontrol armatürünün bir kısmı (Nitu ve diğerleri).	56
Şekil 4.19	: Elektromanyetik sürücü (Nitu ve diğerleri).	56
Şekil 4.20	: Yanmalı motorlarda yakıt girişini sağlayan valf hareket mekanizması.	57
Şekil 4.21	: Tarak sürücüyle hareket ettirilen esnek çift kol mekanizmasının MEMs tasarımı.....	57
Şekil 5.1	: Michigan Üniversitesi'nde yapılan esnek 5 kol mekanizması (haptic device).....	60
Şekil 5.2	: Esnek (compliant) 5 kol mekanizması.....	63
Şekil 5.3	: Esnek 5 kol mekanizmasının rijit eşlenik gövde modeli (PBRM). ...	64
Şekil 5.4	: Esnek 5 kol mekanizmasındaki kolların serbest cisim diyagramları.	65
Şekil 5.5	: Esnek 5 kol mekanizmasının vektör kapalı formu.	66
Şekil 5.6	: Matlab modelinde gömülü programda yazılan A matrisi.	68
Şekil 5.7	: Mekanizmanın uç noktasının düz çizgi ve daireyi takibi için Matlab Simulink'te hazırlanan model.....	70
Şekil 5.8	: Esnek 5 kol mekanizmasının uç noktasının konumu ve referans yörünge ile çıkış arasındaki hata.....	71
Şekil 5.9	: Mekanizmanın uç noktasının daire çizibilmesi için taban kollara uygulanması gereken referans torklar.	71
Şekil 5.10	: Esnek 5 kol mekanizmasının uç noktasının konumu ve referans yörünge ile çıkış arasındaki hata.....	71
Şekil 5.11	: Mekanizmanın uç noktasının düz çizgiyi takibi için taban kollara uygulanması gereken referans torklar.	72
Şekil 5.12	: Resim dosyası formatındaki bir imzanın Matlab'da tekrar elde edilmesi.	73
Şekil 5.13	: Kolların referans açı değerleri.	73
Şekil 5.14	: Mekanizmanın uç noktasına istenen imzayı çizdirebilecek referans torklar için Matlab'da hazırlanan simülasyon modeli.	74

Şekil 5.15	: İkinci kola uygulanması gereken referans tork.....	75
Şekil 5.16	: Dördüncü kola uygulanması gereken referans tork.	75
Şekil 5.17	: Esnek 5 kol mekanizmasının referans yörüngeyi çizmesini sağlayan kontrol modeli.	76
Şekil 5.18	: Esnek 5 kol mekanizmasının kontrollü model çıkışı.....	77
Şekil 5.19	: Esnek 5 kol mekanizmasının yörünge takip hatası.....	78
Şekil 6.1	: Düzlemsel yayların endüstriyel valflede kullanımı	80
Şekil 6.2	: Esnek lamina emergent mekanizma	81
Şekil 6.3	: Döner selonoidle hareket ettirilen CHEQR mekanizması	81
Şekil 6.4	: Doğrusal hareket eden esnek karbon nanotüplü mekanizma.....	82

SEMBOL LİSTESİ

δ	: Kirişin serbest ucundaki eğilme
F	: Kirişe uygulanan kuvvet
L	: Kiriş uzunluğu
E	: Elastiklik modülü
I	: Eylemsizlik momenti
h	: Yükseklik
b	: Genişlik
σ	: Gerilme
S_y	: Eğilme gerilmesi
σ_y	: Eğilme açısı
δ_y	: Kirişin yatay yöndeki yer değiştirme miktarı
δ_x	: Kirişin dikey yöndeki yer değiştirme miktarı
$F(k)$	: Birinci tür tam eliptik integral
$F(k, \theta_1)$	: Birinci tür eksik eliptik integral
M	: Kütle
f, g	: Tanımlı vektörler
h	: Sonsuz kere türevi alınabilen fonksiyon
u, v	: Kontrol girişi
L_f, L_g	: Lie türevleri
y	: Sistem cevabı
e	: Hata
X	: Zamana bağlı konum grafiği ve türevleri
τ	: Tork
K_P	: Orantısal kontrol katsayısı
K_D	: Türevsel kontrol katsayısı

ESNEK MEKANİZMALARIN TASARLANMASI VE KONTROLÜ

ÖZET

Bu tezde literatürde analizi yapılmamış olan iki farklı esnek mekanizma tasarımı ve kontrolü çalışması yapılmıştır.

Mekanizmalardan ilki bekleme hareketi yapması istenen esnek çift kol mekanizmasıdır. Esnek çift kol mekanizmasıyla rijit krank biyel mekanizması hareket ettirilmektedir. Esnek çift kol mekanizması mikro ve makro seviyede üretilebilir. Mekanizmanın kinematik analizi Elastika teorisi ile elde edilmiştir. Büyük şekil değiştirmelerine maruz esnek kirişlerin yük-esneme eğrileri ankastre kiriş, tek kol ve tüm çift kol için hesaplanmış ve yük-esneme eğrisi bir polinomla ifade edilmiştir. Mekanizmanın dinamik cevabı doğrusal olmayan hareket denklemlerinin Runge Kutta metodu kullanılarak elde edilmiştir. Mekanizma lineer olmayan yay karakteristiğine sahip yay içerdiğinden hareket denklemi tüm durumlar için durum geri beslemesi ile doğrusallaştırılmıştır. Durum geri beslemesi ile doğrusallaştırılmış sisteme PD kontrolcüsü uygulanmıştır. İstenen referans hareketin gerçekleştirilebilmesi için kontrol katsayıları uygun şekilde ayarlanmıştır.

İkinci mekanizma tamamen esnek 5 koldan oluşan bir mekanizmasıdır. İki serbestlik dereceli esnek beş kol mekanizmasının uç noktası istenen farklı hareketleri çizecek şekilde tasarlanmış ve kontrol edilmiştir. Mekanizma beş rijit kol ve çok esneyen beş esnek mafsaldan oluşmaktadır. Mekanizma taban kollarına uygulanan torklarla hareket ettirilmektedir. Mekanizmanın matematik modeli sistemin konum değişimini yöneten vektörel denklemler ve rijit kollara ait hareket denklemleri kullanılarak elde edilmiştir. Taban kollara uygulanan torklarla hareket ettirilen mekanizmanın dinamik cevabı Runge Kutta metodu ile bulunmuştur. Mekanizmanın rijit eşlenik gövde modelinde, yüksek esneme özelliğine sahip kısa esnek mafsallar yerine aynı karakteristiğe sahip burulma yayı kullanılmıştır. Mekanizmanın istenen herhangi bir yörüngeyi takibi için PD kontrol kuralı kullanılmış ve en uygun katsayılar seçilmiştir.

DESIGN AND CONTROL OF COMPLIANT MECHANISMS

SUMMARY

The concept of compliant mechanisms started with the challenge to exploit the flexibility of linkages for beneficial purposes. Instead of avoiding linkage flexibility problems of mechanisms, employing the flexibility itself for beneficial purposes can lead to some advantages over rigid body mechanisms. Compliant mechanisms can exploit the flexibility of its components for the creation of motion, which can be very difficult and expensive to mimic by rigid body mechanisms.

Compliant mechanisms gain their mobility from the flexibility of its segments. Compliant mechanisms consist of at least one flexible member along with the conventional rigid links. The mobility of the compliant mechanisms is achieved not only due to relative movements of the joints, but also due to relative deflection of the flexible links. Using traditional rigid links and elastic joints, a compliant mechanism design might be achieved. A compliant mechanism is called fully or partially compliant depending on the existing of traditional links and joints.

There are certain advantages to use the compliant mechanisms. Among these, the low production cost and the output precision can be considered the most significant ones. Compliant joints have certain disadvantages such as a decreased fatigue life and increased geometric stress concentration factor. The use of flexible members can make a mechanism comparatively lighter, thus enhancing its use in applications requiring low weight. The design of a compliant mechanism is more complicated than the design of a rigid mechanism as it requires large deflection analysis, consideration of the stored strain energy and the solution of transcendental loop closure equations.

It is common in compliant mechanism design to explore the flexible member deflection to its outmost limit, thus requiring a large deflection analysis. The large deflection analysis of compliant mechanisms might be achieved using one of the three methods of; 1) using a Pseudo Rigid Body Model, 2) using a nonlinear FEM software package, and 3) using the Elastica theory. These methods are summarized as follows:

A compliant mechanism might be modeled with a Pseudo Rigid Body Model (PRBM), which is a rigid body equivalent of the flexible linkage having equivalent torsional springs at its joints. PRBM makes the compliant mechanism analysis relatively easier. Compliant mechanisms are usually designed for simple motion requirements and the trial and the error method are commonly used to design novel compliant mechanisms. Once a desired designed is found, the structural properties of a compliant mechanism might be checked and revised according to the required load and flexible beam maximum bending stress.

Another efficient analysis tool of compliant mechanisms is to use nonlinear FEM. Numerical techniques for large deflection analysis of structures are available in the literature. These techniques address geometric and material nonlinearities of

structures. Most of these techniques use Finite Element Methods (FEMs) of different kinds. There are mainly two kinds of incremental nonlinear FEMs considering geometric nonlinearities, the total Lagrangian and the updated Lagrangian methods. Material nonlinearities have also been considered in compliant mechanism design.

Elastica theory is another commonly used compliant mechanism analysis tool. Elastica theory provides a closed form of the solution. In other words, the functional solution relation between the applied load and the deflection cannot be expressed explicitly in the form of $y = y(x)$. The mathematical exact equations need to be solved first to express such explicit $y = y(x)$ relationship, then the exact solution might be represented by an accurate polynomial. The only disadvantage of the Elastica theory is that its application is restricted to simple geometries and simple loading conditions. Therefore compliant mechanism designs that can be investigated using the Elastica theory consist of simple flexible members and simple loading conditions.

The design and control of compliant double arm mechanism and compliant five bar mechanism are investigated in this thesis. A compliant folded beam (double arm) compliant mechanism design is investigated both kinematically and dynamically. This mechanism consists of eight flexible arms, two rigid side arms, two rigid cranks, and a rigid coupler (a shuttle), actuated by a comb drive. First, the load deflection behavior of the parallel arms is obtained by using the cantilever beam's large deflection results. The nonlinear spring rate of this member (a fixed-free beam) is found using the inextensible Elastica theory. Then, the spring rates of the arm beam and the complete mechanism are calculated. Finally, the calculated nonlinear spring rate of the complete mechanism is used to obtain the equation of motion of the whole system.

The dynamic simulation of the compliant parallel arm mechanism is studied using numerical simulation procedures considering the desired force actuation coming from a comb drive unit. The simulation results of the compliant double arm mechanism have been obtained by including the translational inertia of the rigid coupler (the shuttle). The relation between the compliant double arm mechanism and the crank angle is derived by its geometry alone since the crank is assumed to be massless (its mass is quite small comparing to the shuttle). Load deflection characteristics of the flexible beams are represented by polynomial curve fits (obtained from nonlinear inextensible exact beam theory) that are then used as the nonlinear stiffness characteristics in the lumped parameter model.

The compliant folded beam mechanism might be used as an indexing or a dwell mechanism if its rigid shuttle can be positioned at the desired locations at specified times and kept there for the specified durations. In this investigation, only the desired motion control is studied. It should be noted that the dwell motion is one of the many possible function generations that can be achieved with the trajectory control of this mechanism. This is also demonstrated by choosing several different functions at the non-dwell part of the motion. The magnetically actuated parallel arm mechanism with a control law is well suited for use as a function generator. If a desired velocity is achieved at a specified output location, the rigid coupler might be used as a punch mechanism.

Even though local PID controllers are well suited for position control, they might cause an overshoot of the response. Overshoot is an undesired behavior in some applications. Simultaneous local control loops result in overall delays. Trajectory tracking is required in high-speed applications. In practice, the system dynamics

performance depends on several different variables. If a variable under question is measurable, it can be used to characterize the system response or to tune the controller parameters .

The mechanical system model concerning the equation of motion is nonlinear due to the nonlinear behavior of the elastic members modeled by higher order polynomials. In order to design linear controllers, a linear model of the system has to be obtained. A linear model is obtained by linearizing the nonlinear governing equations of motion about the operating point. This method will work best when the generated functions have the same amplitude as that of the operating point. An alternative method is to linearize the actual system behavior by feedback cancellation of the nonlinearities in feedback linearization. The feedback linearization method has superiority to the operating point linearization of the model, because it linearizes the system for the whole range of input variables instead of working with a linear model of a nonlinear system that is only accurate in the vicinity of the operating point. The feedback linearization system is found suitable for the compliant mechanism control due to its nonlinear stiffness function. Several examples, designs are presented and introduced where the proposed method may find application areas in both macro and micro dimensions.

The second mechanism is the compliant five bar mechanism. In this part of the thesis, a compliant five bar mechanism consists of large deflecting compliant joints is investigated kinematically by using vector loop closures and dynamically by applying torques at the base links. The particular design and the control problem is new to the compliant mechanism literature. The particular compliant five bar mechanism consists of flexible links and two motors to actuate the base links. Vector closure loop techniques are used to derive mathematical model of the system. First, equivalent Pseudo Rigid Body Model (PRBM) of the compliant five bar mechanism is obtained. PRBM is composed of the rigid links which have the same load deflection characteristics with the fully compliant mechanism and the torsional springs attached between the links. The significant point of finding the equivalent PRB model is equivalent spring constant of the mechanism is supposed to have the same characteristic with the compliant mechanism. Then the kinematic and, the dynamic analysis are investigated by using vector loop closures. The first and the second derivative of the loop closure equations results in the velocity and the acceleration relations of the mechanism.

The control problem for this system is achieved by inverting the relationship between the input and the output to find what an action is required to have the desired output. So how much effort required for the actuators of the mechanism to follow the desired trajectory by changing the input-output relation is investigated. Mechanism Mathematical Model is generated using MATLAB Simulink software. Two types of simulation performed: The first one running the motor with constant speed following either a straight line or a closed path (a circle). The second one is following a complicated path with a variable speed. A signature is chosen as a complicated path for the compliant five-bar mechanism end effector to follow.

The desired trajectory is obtained by actuating the base links with constant angular velocity either running the motors with different directions so the mid joint could follow a straight path or running the motors with the same direction. After that both motors required torques are estimated. Finally the mechanism mid-elastic joint, the tip

control is investigated to follow a desired trajectory. A line, a closed circular path and a signature path are defined as the tip trajectory of the compliant five bar mechanism. These trajectories are achieved using a PD control law. The PD control the coefficients are tuned until the desired motion is obtained.

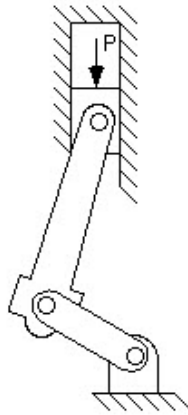
1. GİRİŞ

Tezin bu kısmında mekanizmalarla ilgili temel tanımlar ve tezde yapılan çalışmalarla ilgili genel bilgi verilmiştir.

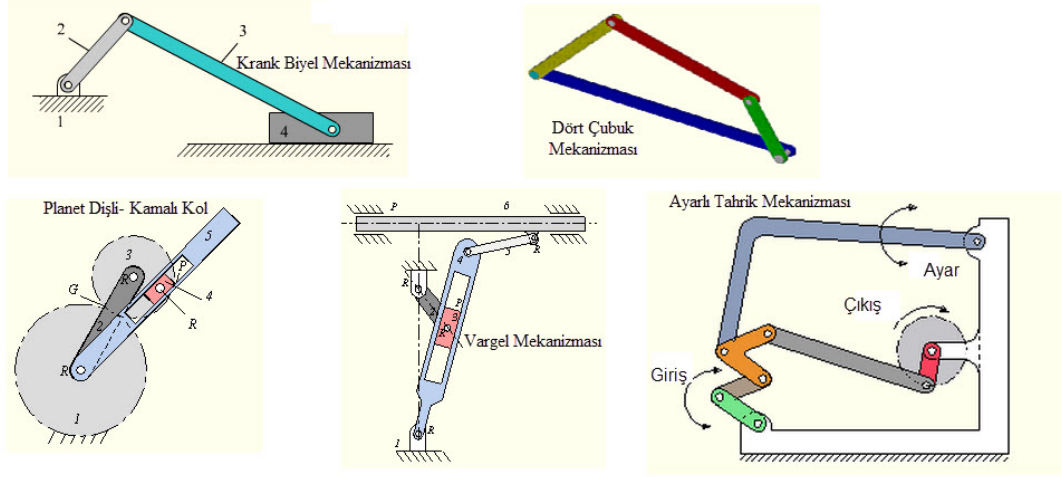
1.1 Mekanizma Tanımı

Mekanizma ve makina arasında en önemli fark bir makinanın belirli bir amaç için üretilmiş olmasıdır. Buna karşın mekanizma daha geneldir ve çok farklı makinalarda kullanılıyor olabilir. Makinalar temel olarak yaptıkları iş için incelenirken, mekanizmalar kullanım alanına bakılmadan incelenerek farklı uygulamalarda benzer mekanizmalar için de geçerli olabilecek sonuçlar çıkarılmaya çalışılır. Mekanizma, kendisini inceleyerek makina yapısını analiz ve sentez edebileceğimiz bir idealleştirilmiş sistemdir. Oysa makina gerçek (reel) bir sistemi ifade eder [1].

Mekanizma; kuvvet ve hareket iletimi için kullanılabilen cisimlerin mafsallarla birleştirildiği sistem olarak tanımlanabilir. Genellikle bu iletimler rijid uzuvlarla sağlanır. Şekil 1.1'deki pistonlu motor için başlangıçtan günümüze kadar kullanılan mekanizma basit ve güvenilir krank-biyel mekanizmasıdır. Mekanizmaya doğrusal bir kuvvet etkidiğinde çıkışta dönme hareketi oluşur [2].



Şekil 1.1: Pistonlu motor.



Şekil 1.2: Basit rijit mekanizma örnekleri [1].

Mekanizma dendiğinde akla ilk rijit mekanizmalar gelmektedir. Şekil 1.2’de en basit rijit mekanizma örnekleri görülmektedir.

1.2 Mekanizmalar için Temel Kavramlar

Mekanizmaların en önemli özelliğinin sistemde bulunan rijit cisimler olmayıp, bu cisimleri birleştiren mafsallı veya kinematik çift olarak tanımlanan bağlantılar olduğu anlaşılmıştır. Mafsallarda oluşan hareket serbestlikleri ve bu hareket serbestliklerinden kaynaklanan cisimlerin birbirlerine göre bağıl hareketleri, bir mekanizmayı diğerinden ayıran özelliklerdir.

Kinematik eleman, bir rijit cisim diğer bir rijit cisme, birbirlerine göre bağıl hareket yapabilecek şekilde bağlamak için kullanılan rijit cisim kısmına denir. Bağlanan cisimler arasında mutlaka bağıl hareket olması şarttır ve iki cisim arasında olası bağıl hareket belirli yönlerde sınırlanacaktır.

Kinematik çift veya mafsallı, iki rijit cisim üzerinde bulunan kinematik elemanların yan yana getirilmesinden oluşan bağlantıdır. Bir mekanizmada kullanılan kinematik çift çeşitleri ve bu kinematik çiftlerin mekanizma içinde dağılımı, mekanizmanın temel özelliklerini tanımlar. Kinematik çiftler değişik şekillerde sınıflandırılabilirler.

Kapalı kinematik çiftlerde iki kinematik eleman arasında temas, mekanizmanın tüm hareketi süresince mevcuttur. Açık kinematik çiftlerde kinematik elemanlar hareketin tümü boyunca temas etmeyebilirler ve bu temas kontrol edilebilir. Kapalı kinematik çiftlerde eğer temas bir kuvvetten dolayı ise bu tür kinematik çiftler kuvvet kapalı

olarak adlandırılır. Kinematik çiftlerin geometrik şekillerinden dolayı aralarında devamlı temas sağlanıyor ise, bu tür kinematik çiftler şekil kapalı olarak adlandırılır. Şekil kapalı kinematik çiftlerde bir kinematik eleman diğerini sarar.

Kapalı kinematik çiftler ayrıca temas şekline göre basit veya yüksek kinematik çift olarak sınıflandırılabilir. Basit kinematik çiftlerde kinematik elemanlar bir yüzey boyunca temas ederler. Bu durumda temas noktasındaki gerilmeler daha düşük olur. Yüksek kinematik çiftlerde ise temas, geometrik olarak bir nokta veya bir çizgi üzerindedir [1].

1.3 Esnek Mekanizma Tanımı

Rijit mekanizmalarda hareket ve kuvvet iletiminin rijit uzuvlarla sağlanması yüksek hassasiyet gerektiren uygulamalar için bir problem teşkil etmektedir. Bağlantılar arasındaki boşluklar, sürtünmeler, aşınmalar vb. nedenler yüzünden bu tür mekanizmaların hassas uygulamalarda kullanımları zorlaşmıştır.

Mekanizmalar yapılarına göre rijit mekanizmalar ve esnek mekanizmalar şeklinde iki sınıfa ayrılırlar. Esnek mekanizmalar da rijit mekanizmalar gibi hareket, kuvvet veya enerji iletimi ya da dönüşümü sağlarlar. rijit mekanizmalardan farkı ise esnek mekanizmalar hareketliliğini sadece oynar eklemlerin yer değişiminden değil aynı zamanda esnek elemanlarının da yer değişiminden sağlar. Genel anlamda mekanizmaların rijit gövde hareketine karşı esnek mekanizmalar, istenilen hareketi elastik deformasyona uğratarak ileten mekanizmalardır [3]. Esnek mekanizma tanımı, elastik elemanların yalnızca bir yay gibi kullanıldığı dizaynları kapsar. Elastik şekil değiştirmeler yoluyla elde edilen hareket en az mekanik karmaşıya karşılık en geniş kuvvet-yerdeğiştirme imkanı sunar. Gerçek yaşam koşullarında, elastik deformasyon, rijit mekanizmalarda bile kaçınılmazdır. Parça sayısının az olması, parçalardan çoğunun esnek olduğu varsayılırsa, esnek mekanizmaların hafif olmasını sağlar. rijit gövde eklemlerinin azaltılması sürtünmenin, aşınmanın ve gürültünün azalmasını sağlar. Esnek mekanizmalardaki bükülebilme özelliği, mekanizmanın aşırı yükleri yapısal yetersizlik göstermeden karşılayabilmesini sağlar [4].

Esnek mekanizmaların birçok avantajının yanı sıra bazı uygulamalarda dezavantajları da bulunmaktadır. Belki de en önemli dezavantajı esnek mekanizmaların analizinde ve

tasarımında oluşabilecek zorluklardır. Bu tür mekanizmaların tasarımı, mekanizma analiz ve sentez metotları ve esnek parçaların eğilmesi hakkında bilgi sahip olmayı gerektirir. İki esnek elemanın birleştirilmesi halinde, bunların ayrı ayrı değerlendirilmesine ek olarak, etkileşimlerinin de hesaba katılması gerekir. Birçok esnek çubuk büyük eğilmelere maruz kalacağından doğrusallaştırılmış giriş denklemleri geçersiz olur. Bundan dolayı, bu tür elemanlar için doğrusal olmayan denklemler kullanılmaktadır. Bütün bu zorluklardan dolayı geçmişte birçok esnek mekanizma deneme yanılma yöntemiyle tasarlanmıştır. Bu ise tasarımların basit mekanizmalarla kısıtlı kalmasına sebep olmuştur. Esnek mekanizmaların birçok üstün özellikleri olmasına rağmen analizlerinin rijit mekanizmalara göre daha zor olması kompleks mekanizmaların tasarlanmasını zorlaştırmaktadır [2].

1.4 Tezin Ana Hatları

Tezin bundan sonraki kısmı şu şekilde tasarlanmıştır:

Bölüm 2’de esnek mekanizmalarla ilgili daha detaylı bilgi verilmiştir. Esnek mekanizma tanımı yapıldıktan sonra esnek mekanizmayı rijit mekanizmalardan üstün ve zor kılan özellikleri irdelenmiş, hangi malzemelerin esnek mekanizmalarda elverişli olduğu anlatılmıştır. Esnek mekanizmaların analizinde hangi metodların kullanılabileceği detaylı bir şekilde anlatılmıştır. Literatür taraması bu kısımda verilmiştir.

Bölüm 3’de esnek mekanizmaların yüksek esneme durumundaki yük esneme değerleri için esnek mekanizmaların analizinde kullanılan metodlardan biri olan Elastika teorisi detaylı olarak anlatılmıştır. Teorinin daha iyi anlaşılabilmesi için esnek paralel kol mekanizmasının yük esneme eğrisinin dinamik modellemede nasıl kullanıldığı gösterilmiştir. Ayrıca bu kısımda örnek mekanizmanın yük esneme eğrisinin teorik, sonlu elemanlar metodu ve deneysel sonuçları karşılaştırılmıştır.

Bölüm 4’de esnek süspansiyon mekanizması tasarımı ve kontrolü incelenmiştir. Tarak sürücüsüyle hareket ettirilen esnek çift kol mekanizmasına bağlı krank biyel mekanizmasının tasarımı ve biyelin istenen yörüngeyi takibini sağlayacak kontrolcü hakkında detaylı bilgi verilmiştir.

Bölüm 5’de tamamen esnek 5 kol mekanizması tasarlanmış ve mekanizmanın düz çizgi ve daireyi takibini sağlayacak tasarımların nasıl olması gerektiği bulunmuştur. Sonrasında mekanizmanın istenen yörüngeyi takibi gerekli kontrol kuralı geliştirilerek sağlanmıştır.

Bölüm 6’da tüm tezde yapılan çalışmaların sonuçları değerlendirilmiş ve gelecekte yapılabilecek esnek mekanizma tasarım ve kontrolü hakkında kısaca bilgi verilmiştir.

2. ESNEK MEKANİZMALAR

Tezin bu kısmında esnek mekanizmalarla ilgili genel tanımlara yer verilmiştir. Esnek mekanizmalarla ilgili şu ana kadar yapılmış çalışmalar ve analiz metodları sunulmuştur.

2.1 Esnek Mekanizma Tanımı

Esnek mekanizmalar hareketlerini kollarının ve mesnetlerinin esnek olması sayesinde yaparlar. Diğer bir deyişle eğer bu kollar esnek olmasaydı esnek mekanizmaların hareket serbestlikleri sıfır olabilirdi. Esnek mekanizmalar, literatürde çok da eski olmayan ve sürekli kendi içinde yeniliklerin olduğu bir çalışma alanına sahiptir. Esnek mekanizma tasarımı ve analizi çalışmaları 1960'ların başında başlamıştır. Esnek elemanların mekanizmalara sağladığı avantajların birçok uygulama alanında kullanılabilmesi yeni birçok çalışmanın yapılmasına olanak sağlamaktadır. Özellikle 2000'li yıllarda tek parça olarak üretilebilmelerinden, hassas cevap verebilmelerinden ve ayrıca MEMS üretimine de çok yatkın olmalarından dolayı bu mekanizmalar oldukça popüler olmuşlardır.

Geleneksel olarak mühendislikte üretilen parçaların rijit ve sağlam olması istenir. Doğada ise sağlamlığın yanı sıra esneklik de önemlidir. Sertlik ve sağlamlık diyebileceğimiz mukavim olma aynı anlama gelmezler. Sertlik; bir şeyin yük altında ne kadar şekil değiştirdiğinin bir ölçüsü iken, mukavimlik ise şekil değiştirmenin olabilmesi için ne kadar kuvvete ihtiyaç olduğunun bir göstergesidir. Hem esnek hem de mukavim şeyler yapmak mümkündür [4]. Esneklikten faydalanılarak enerjinin karmaşık hareketlere dönüştürülmesi doğadaki canlı organizmalarda sıklıkla görülmektedir. Örnek vermek gerekirse, eğer pirenin bacakları esnek olarak dizayn edilmeseydi, kasları hızla zıplamasını sağlayan enerjiyi serbest bırakamazdı. Birçok böcek kanatlarını çırpabilmek için esnekliğe ihtiyaç duyar [2].

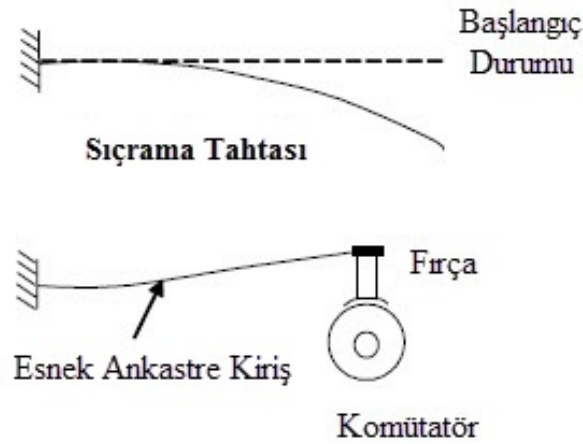
Doğa esnekliği kullanarak gelişmeyi sağlarken mühendislik dünyası geleneksel olarak kendini rijit yapı ve mekanizmalarla sınırlandırmıştır. Esnekliğin ve uyumluluğun

gerekli olduğu yerlerde ise rijit elemanlar ve hareketli parçalar esnekliği simüle etmede kullanılırlar.

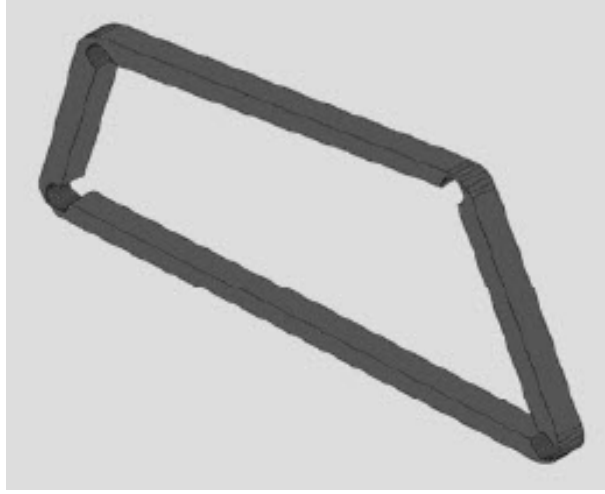
Esnekliğin etkileri bilimsel ve mühendislik alanlarında sıklıkla kullanılır ve daha fazla kullanım alanı doğayı inceleyerek öğrenilebilir. Tasarımdaki esneklik genellikle daha basit imalata sebep olur ve montaj gereksinimini ortadan kaldırabilir. Elastik deformasyonu tercih edilen efekt olarak kullanmak 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.

Esnek mekanizmaların önemli özelliklerinden biri aynı konfigürasyonun mekanizma ya da yapı olarak kullanılabilmesidir. Esnek bir yapı ihtiyacı olan yerde rijit gövdeli bir mekanizma kullanma zorunluluğunu ortadan kaldırır. Franke'nin mekanizma tanımına göre mekanizma içerisinde enerji iletimi veya dönüşümü yapılır [5]. Bu tanımdan yola çıkarak Şekil 2.1'deki örnekte sıçrama tahtası ve ankastre kiriş aynı esnek yapıya sahip olmalarına rağmen işlevleri farklıdır. Yüzücünün zıplamasıyla sıçrama tahtasındaki enerji tekrar yüzücüye iletiildiğinden esnek ankastre kiriş bir mekanizmadır. Oysa ikinci durumda sadece fırçayı tuttuğundan esnek bir yapı halini alır.

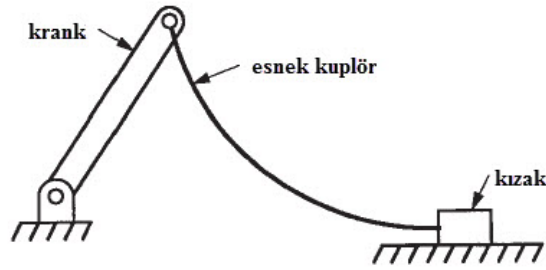
Bir esnek mekanizmanın tamamen veya kısmen esnek olması mekanizmada rijit kol ve mafsalların bulunmasına bağlıdır. Tamamen esnek mekanizmanın montaj gereksinimi yoktur ve tek parçada üretilebilirler (Şekil 2.2) . Kısmen esnek mekanizmada ise hem esnek elemanlar hem de rijit elemanlar bulunur (Şekil 2.3).



Şekil 2.1: Sıçrama tahtası ve esnek ankastre kiriş.



Şekil 2.2: Tamamen esnek 4 çubuk mekanizması.



Şekil 2.3: Kısmen esnek krank biyel mekanizması.

2.2 Esnek Mekanizmaların Avantajları

Esnek mekanizmaların avantajları iki kategoride incelenebilir. Birinci kategori maliyetin düşmesi ikincisi ise performans artışıdır. Esnek mekanizmaların avantajları maddeler halinde yazılırsa:

- Rijit gövde elemanlarına nisbeten çok daha az parça gereksinimine sahiptir. Böylece mekanizmanın imalatı ve montajı kolaylaşır ve dolayısıyla maliyet düşer.
- 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 bir karakteristiktir.
- Tek bir parçadan üretilebilmeleri, bu mekanizmanın daha hassas çalışmasını, daha hafif olmasını sağlamaktadır.
- Eklemler sayısının azalması mekanizma içindeki boşluk miktarını azaltacağından mekanizmanın hassasiyeti artar.

- Parça sayısının azalması esnek mekanizmaların MEMS imalat teknikleri kullanılarak mikro boyutta üretilebilmelerinde büyük kolaylık sağlar [2].

2.3 Esnek Mekanizmaların Dezavantajları

Esnek mekanizmaların birçok avantajının yanı sıra bazı uygulamalarda dezavantajları da bulunmaktadır. Esnek mekanizmalarda en önemli sorun mekanizmanın analiz ve tasarımında karşımıza çıkar. Mekanizma analiz ve tasarım metodları ve esnek parçaların eğilmesi hakkında bilgi sahibi olunması gerekir. İki esnek elamanın birleştirilmesi halinde bunlar arasındaki etkileşimlerin de hesaba katılması gerekir. Birçok esnek çubuk yüksek eğilmeye maruz kalacağından lineerleştirilmiş kiriş denklemleri geçersiz olur. Bundan dolayı, yüksek eğilmeleri hesap edebilmek için nonlinear denklemler kullanılmaktadır. Bütün bu zorluklardan dolayı geçmişte birçok esnek mekanizma deneme yanılma yöntemiyle tasarlanmıştır. Esnek mekanizmaların üstün özelliklerine rağmen analizlerinin rijit mekanizmalara göre daha zor olması kompleks mekanizmaların tercih edilmesini zorlaştırmaktadır.

Enerjinin esnek elemanlarca depolanması bir avantaj olarak nitelendirilir. 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 mekanizmalara 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 [2].

2.4 Malzeme Seçimi

Esnek mekanizmalar tasarlanırken değişik malzemeler kullanılabilir. Mekanizmaların uygulama alanlarına göre kendine has malzeme seçim kriteri olsa da seçim aşamasında belirli kurallara dikkat edilir. Esnek kirişteki maksimum eğilme mekanizmanın geometrisine ve malzeme özelliklerine bağlıdır.

Malzeme bilgisi için bazı terimler tanımlanabilir. Gerilme (stress), bir malzemeye uygulanan yükün yüklenmeye maruz kalan kesit alanına oranıdır. Benzer olarak birim şekil değiştirme (strain) de bir cisimde gerilme etkisiyle oluşan şekil değişiminin cismin orjinal boyutuna oranıdır. Gerilme normal, kayma (shear) veya burulma (torsional) türlerine göre deformasyonlar oluşturur. Gerilme doğrudan ölçülmez ama oluşan deformasyon ölçümleri ile hesaplanır.

Süneklik bir malzemenin kalıcı şekil değiştirme kabiliyetidir. Sünekliğin aksine gevrek malzemeler fazla şekil değiştirmeden kuvvete dik bir ayrılma noktası ile koparlar. Sünek malzemelerde belirgin önemli bir yerel kalıcı şekil değişimi oluşur [6]. Eğer aşırı gerilmeye maruz geometriye sahip değillerse gevrek malzemeler de esnek mekanizma tasarımında kullanılabilirler.

Çok küçük şekil değişimine maruz parçalardan oluşan klasik mekanizmaların aksine, esnek mekanizmalarda kullanılan malzemelerin şekil değiştirme karakteristiklerinin en iyi olması istenir. Malzeme özellikleri ve geometri değiştirilerek daha esnek yapılar elde edilebilir. Elastiklik modülü, malzemeye sonradan katılan alaşım elementlerinden ya da ısı işlemlerden etkilenmez. Malzemeler ısı işleme tabi tutulduklarında akma dayanımı artabilir ve böylece malzeme daha kırılğan hale gelir. Malzeme yüzeyindeki pürüzler, çatlaklar, çentikler, pislikler ve boşluklar malzeme özelliklerini önemli ölçüde etkiler. Aşağıdaki çizelgede değişik malzemelere ait Elastiklik Modülleri ve akma dayanımları bulunmaktadır [2].

Çizelge 2.1: Bazı malzemelerin akma dayanımları ve elastiklik modülleri.

Malzeme	E[Mpsi (GPa)]	S _y [kpsi (GPa)]	(S _y /E) · 1000
Çelik (1010 sıcak çekilmiş)	30 (207)	26 (179)	0,87
Çelik (4140 Q&T@400)	30 (207)	238 (1641)	7,9
Alüminyum (1100 ısıtılmış)	10,4 (71,7)	5 (34)	0,48
Alüminyum (7075 ısı işlem)	10,4 (71,7)	73 (503)	7,0
Titanyum (Ti-35A ısıtılmış)	16,5 (114)	30 (207)	1,8
Titanyum (Ti-13 ısı işlem)	16,5 (114)	170 (1170)	10
Berilyum bakır (CA170)	18,5 (128)	170 (1170)	9,2
Polikristal Silikon	24,5 (169)	135 (930)	5,5
Polietilen (HDPE)	0,2 (1,4)	4 (28)	20
Naylon (tip 66)	0,4 (2,8)	8 (55)	20
Polipropilen	0,2 (1,4)	5 (34)	25
Kevlar (%82) epoksida	12 (86)	220 (1517)	18
E-cam (%73,3) epoksida	8,1 (56)	238 (1640)	29

2.4.1 Metaller

Çelik, paslanmaz çelik, alüminyum, titanyum ve diğer metaller esnek mekanizmalarda aşağıda sıralanan özelliklerinden dolayı tercih edilirler:

- Dayanımları yüksektir
- Kolay şekillendirilebilirler
- Toklukları yüksektir yani kırılma eğilimleri düşüktür
- Yüksek elektrik ve ısı iletkenlikleri vardır
- Malzeme özellikleri tahmin edilebilir (hassasiyet gerektiren uygulamalarda önemlidir)
- Yüksek sıcaklıkta performansları iyidir
- Malzeme ömrü uzundur
- Kötü koşullarda kullanılabilir.

Yukarıda sıralanan özelliklerinin yanı sıra bazı dezavantajlar da mevcuttur:

- Malzemenin kendisi pahalıdır

- Malzemenin şekillendirme ve üretim masrafı fazladır
- Montaj gereksinimi vardır
- Yoğunluğu yüksektir
- Birçok polimerle kıyaslandığında akma dayanımı/Elastiklik modülü oranı düşüktür [2].

2.4.2 Plastikler

Günlük yaşantımızda ucuz ve kullanışlı birçok plastik malzeme (polimer) ile karşılaşırız. Üretim masraflarının düşük olması ve S_y/E özelliklerinin iyi olması plastikleri tercih edilir hale getirmiştir. Plastikleri esnek mekanizmlarda tercih edilebilir hale getiren karakteristik özellikleri şöyledir:

- Plastikler sünek, hafif ve ucuz malzemelerdir
- İkincil bağlar içeren türleri kolay şekillendirilebilir
- Yoğunluğu azdır
- Montaj gereksinimi azaltılabilir
- Elektriği izole ederler
- Seri üretimde maliyetin düşük olması
- Yüksek S_y/E oranına sahip olması

Dezavantajları ise,

- Düşük sıcaklıkta bile yumuşar ve erirler
- Yapılarındaki bağların karakteri nedeniyle dayanımları düşüktür
- Mekanik özellikleri değişkendir
- Bazı ortamlarda malzeme özelliği bozulur
- Tüketiciler plastikleri kalitesiz ve ucuz malzeme olarak görürler
- Bazı plastiklerin nonlinear elastik malzeme özellikleri vardır [2].

2.4.3 Polipropilen

Polipropilen birçok nedenden dolayı esnek mekanizmalarda genellikle tercih edilen polimer çeşididir. Bu nedenler maddelenirse;

- S_y/E oranının çok yüksek olması
- Polipropilenin kolaylıkla elde edilebilir olması
- Ucuz olması
- İşlenmesinin kolay olması
- Yoğunluğunun düşük olması
- Sünek olması
- Akma sırasında çok kötü sonuçlar doğurmamasıdır.

Mafsalların sürekli yüksek gerilmeye maruz kalmaları ve polipropilen malzemenin buna dayanabilmesi, polipropileni popüler kılmıştır. Buna rağmen bazı durumlarda polipropilen mazleme kullanmak sakıncalı olabilir. Sürünme, sıcaklık aralığının sınırlı olması ve kimyasal direnci bazı kısıtlamaları da beraberinde getirir [2].

2.5 Esnek Mekanizma Tasarımı

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

Lineer olmayan yapısal durum ikiye ayrılır: Malzeme davranışının nonlinear olması veya geometrik yapının lineer ilişkilerde ifade edilememesi. Gerilmenin birim şekil değiştirmeyeyle doğru orantılı olmadığı durumlarda, Hooke kuralının geçersiz olmasıyla

malzemeden kaynaklanan nonlinear bir durum ortaya çıkar. Bu durumla örneğin plastisite, nonlinear elastisite, hiperelastisite ve sürünme incelemelerinde karşılaşırız.

Geometrik açıdan nonlinearlık ise, şekil değiştirmelerin problemin doğal yapısını değiştirdiği durumlarda ortaya çıkar. Büyük eğilme, gerilme sertleşmesi ve büyük zorlanma durumları geometrik nonlinearlık doğuran tipik örneklerdir. Eğer zorlanma alan ve kalınlık gibi geometrik özelliklerde belirgin değişikliklere sebep oluyorsa zorlanmadan kaynaklanan nonlinearlık söz konusudur. Gerilme sertleşmesi ise, malzeme sertliğinin şekil değişiminin bir fonksiyonu olduğu durumlarda ortaya çıkar. Fazla eğilmeden kaynaklanan geometrik nonlinearlık esnek mekanizmalarda geniş ölçüde karşılaşılan bir durumdur. Büyük eğilme analizlerinde, birim şekil değiştirme küçük varsayılır ama bütünde eğilme fazladır.

Nonlinear analizlerde yükün korunumlu olup olmadığı önemlidir. Korunumlu bir problemde en büyük eğilme uygulanan yükün değişimlerinden bağımsızdır. Korunumlu sistemin potansiyel enerjisi sadece son eğilmeye bağlıdır, eğilme esnasında takip edilen yola bağlı değildir. Bu bilgi, çözüm metodunun yakınsama karakteristiklerini geliştirebilecek şekilde yükü arttırarak, korunabilir sistemlerin analizini basitleştirmede kullanılır. Geometrik nonlinearlık durumu ve nonlinear elastisite korunumlu problemlere örnek teşkil eder. Eğer sistemin enerjisi takip edilen yola bağlıysa, bu durumda problem korunumlu olmayan tiptendir ve analizler yükün gerçek yoluna uygun olacak şekilde tasarlanmalıdır. Esnek mekanizmalar çoğunlukla büyük elastik eğilmelere maruz korunumlu elemanlar ihtiva ederler.

Esnek mekanizma tasarımında esnek uzuvların en fazla ne kadar esneyeceklerinin hesaplanması gerekir. Genellikle esnek mekanizmalar yüksek esnemeye uğradıklarından geometrik eğrisellik oluşur. Bu da mekanizmanın analizinde bazı zorluklar getirir. Esnek mekanizmaların yüksek esneme analizi 3 farklı yolla elde edilebilir:

1. Eşlenik rijit gövde modeli (Pseudo Rigid Body Model)
2. Nonlinear FEM analizi
3. Elastika teorisi

2.5.1 Eşlenik rijit Gövde Modeli

Esnek mekanizmalar, mekanizmayı temsil eden rijit eşlenik gövde modeli ile modellenenirler. Yüksek esnemeye sahip sistemlerin analizinde kolaylık sağlanmış olur. rijit gövde modelinde, mekanizmanın esnek uzuvlarının olduğu kolların mafsallarına aynı kuvvet esneme karakteristiğine sahip burulma yayları eklenir [7] Böylece eşlenik rijit gövde modeliyle esnek mekanizma analizi daha anlaşılır ve basit hale getirilir [2]. Esnek mekanizmalar genellikle basit hareket oluşumları için kullanıldığından deneme yanılma metoduyla tasarlanırlar. Doğru tasarım bulunduktan sonra mekanizmadan beklenen performans ve esnek kirişin maksimum gerilme eğilmesi kontrol edilir [8].

2.5.2 FEM Analizi

Diğer bir etkili metod da FEM analizidir. Literatürde yüksek esneme analiziyle ilgili sayısal teknikler bulunmaktadır. Bu tekniklerde esnek yapılardaki geometrik ve malzeme özellikleri tanımlanır. Birçok teknikte Sonlu Elemanlar metodu (FEM) kullanılır. Nonlinear geometriyi hesaba dahil eden iki FEM metodu vardır: Bunlar toplam Lagrange [9] ve güncellenmiş Lagrange [10, 11] metodlarıdır. Esnek mekanizmalarda nonlinear malzeme kullanımı da söz konusudur. Jung ve Gea topoloji optimizasyon yöntemiyle esnek mekanizma tasarımı yapmışlardır [12]

2.5.3 Elastika Teorisi

Elastika teorisi esnek mekanizma analizinde kullanılan bir diğer metoddur. Elastika teorisi ile kapalı formda bir çözüm elde edilir. Yüksek esnemede uygulanan kuvvet ve esneme arasında $y = y(x)$ şeklinde bir ifade geçerli olmaz. Geçerli ifadeyi bulmak için kati (exact) matematik denklemlerinin çözülmesi gerekir [13]. Daha sonra elde edilen çözüm bir polinomla temsil edilebilir. Elastika teorisinin tek dezavantajı basit geometri ve yükleme gibi uygulamalarla sınırlı oluşudur. Bundan dolayı basit esnek mekanizma tasarımlarında Elastika teorisi kullanılabilir.

2.5.4 Literatür Taraması

1960'lardan günümüze kadar esnek mekanizma çalışmaları yapılmaktadır. Her geçen gün uygulama alanları genişlemektedir. Esnek mekanizmalar literatürde çok da rastlanmayan ve yeni bir araştırma konusu sayılır. Esnek mekanizma dendiğinde akla ilk olarak "Esnek Mekanizmalar" kitabının yazarı Prof. Dr. Larry Howell gelmektedir. Esnek mekanizmalarla ilgili en ileri seviyedeki çalışmalar Utah'ta Brigham Young Üniversitesi'ndeki esnek mekanizmalar laboratuvarında yapılmaktadır. Prof. Dr. Larry Howell esnek mekanizmalarla ilgili en fazla çalışmalar yapan kişidir ve laboratuvar çalışanlarıyla her geçen gün daha da karmaşık esnek mekanizma çalışmaları yapmaktadırlar. Literatürde esnek mekanizmalarla ilgili en fazla çalışmalar bu laboratuvarda geliştirilmektedir.

Michigan Üniversitesi'nde Prof.Dr. Shridar Kota da laboratuvarında esnek mekanizma konusunda çalışmalar yapmaktadır.

2012'nin başlarında kaybettiğimiz çok değerli hocam Yrd. Doç. Dr. Ümit Sönmez gerek İTÜ'de, gerekse ders vermek amacıyla gittiği Amerikan Sharjah Üniversitesi'nde esnek mekanizmalarla ilgili geniş çaplı deney ve çalışmalar yapmıştır.

Literatürde geçmişten günümüze kadar esnek mekanizmalarla ilgili yapılan çalışmalar aşağıdaki gibi özetlenebilir:

Saxena ve S.N. Kramer (1998), esnek mekanizmalarda uç kısımlara kuvvet ve moment etkidiğinde, oluşacak büyük eğilmeyi belirleyecek basit ve kesin bir metod geliştirmişlerdir. Kuvvet ve momentin etkisiyle kirişin eğilmesini, Euler-Bernoulli denklemlerini oluşturarak hesap ettikten sonra esnek kirişi sembolize etmek için kullanılan burulmuş yayın katsayısını tespit etmişlerdir [14]. Yay katsayısını hesap etmek için en küçük kareler yöntemini kullanmışlardır. Eğilme denklemlerinin çözümünde ise Gauss-Chebyshev kuadratik formüllerinden yararlanmışlardır. Bu yöntem eliptik integral çözümlerinden daha kolaydır ve daha kesin çözümler içerir.

Howell ve Midha (1996), esnek mekanizmaların analiz ve sentezi için kapalı çevrim teorisini geliştirmişlerdir. Çalışmalarında esnek mekanizmaların sentezi için iki yöntem kullanmışlardır: Biri rijit gövde yerdeğişiminin ve diğeri de esnekliğin kullanılarak sentez yapılmasıdır. PRBM (Pseudo Rigid Body Model) yöntemi

geliştirilmiş ve rijit gövde yerdeğişimi sentezi yapılmıştır. Ayrıca PRBM kavramı kullanılarak kapalı çevrim sentezi geliştirilmiştir [15].

Jensen, Howell, ve Salmon (1998), iki kollu, düzlemsel, iki kararlı duruma sahip esnek mikro mekanizmaların dizaynı için yöntem geliştirmişlerdir. Bu tarz mekanizmalar MEMS için ideal mekanizmalardır. Modelin tekrarlanabilirliği ve kesinliğini geliştirebilmek için mekanizma ve alt tabaka arasındaki sürtünmenin azaltılmasında kullanılan metodları incelemişlerdir [16].

Veijola ve diğ. (2000), çalışmalarını harmonik denge metodunu kullanarak elektrostatik olarak çalıştırılan mikromekanik rezonatörlerin büyük yerdeğişimlerinin modellenmesi ve simülasyonu konusunda yapmışlardır. Elektrostatik olarak çalıştırılan mikromekanik rezonatörlerdeki nonlineerlikler elektrik devre simülasyonlarıyla tasarlanmıştır. Rezonatörler için modeller nonlineer voltaj kontrollü elektrik devresi ve şarj kaynakları yapılarak basit eşdeğer elektrik devreleriyle kurulmuştur. RF-simülasyon programı APLAC kullanılarak harmonik denge metoduyla simülasyonlar yapılmıştır. Kapasitif transduserden kaynaklanan yay gevşemesi etkileri ve rezonatörün üçüncü dereceden yay katsayısından kaynaklanan yay sertleşmesi etkileri simülasyonlarla gösterilmiştir [17].

Kimball ve Tsai (2002), çalışmalarını esnek kirişlere etkiyen rastgele yüklerin simülasyonu ile ilgili yapmışlardır. Esnek mekanizmaların analizi, büyük elastik yerdeğişimleri ile daha da belirgen hale gelen geometrik nonlineerlik yüzünden komplike hale gelir. Bu tarz büyük elastik yerdeğişimlerinin doğru bir şekilde modellenebilmesi için PRBM (pseudo rigid body model) kullanılır. Çalışmalarında tek ucu mesnetli, uç noktasından kuvvet etkirken, aynı zamanda eğilmeye neden olan bir moment kirişe uygulanmıştır. Bu, diğer çalışmalardan biraz daha farklı bir model ortaya çıkarmıştır. Büyük yerdeğişimleri için Euler Bernoulli denklemleri eliptik integrallerle çözülmüştür. Eliptik integraller büküm noktası tesbiti için kullanılmıştır. Kirişin uç noktasındaki yerdeğişimi daha önceki modellerden elde edilen farklı parametreleme ile değiştirilmiştir. Böylelikle yerdeğişimi yolunu basitleştirerek, tek serbestlik dereceli modelin oluşturulmasını sağlamıştır. Optimizasyon, kirişin yerdeğişimine ve sertliğine en uygun PRBM'in bulunması için kullanılmıştır. Bu model, diğer modellerle birleştirilip başka yükleme koşulları için geliştirilerek,

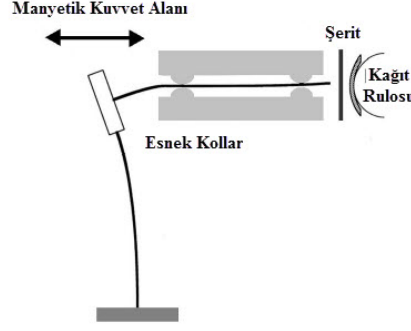
herhangi bir yükleme koşulu durumunda kolaylıkla esnek mekanizmaların analizi için kullanılabilir [18].

Saggere ve Kota (2001), esnek-parça hareket üretimi için düzlemsel, dört kollu esnek mekanizmaların sentezi üzerinde çalışmışlardır. Bağlayıcı elemanı esnek parça olan esnek-parça hareketini meydana getirmeye çalışmışlardır. Bu tarz mekanizmaların adaptif yapılarda potansiyel uygulama alanları mevcuttur. Çözümü, literatürde o zamana kadar kullanılmamış ters bir elastik problem içermektedir. Bu ters problem, rijit parçaların sentezinde kullanılan kapalı çevrim denkleminin esnek parçalara uyarlanmış ve daha sonra optimizasyon şemasındaki elastik denge denkleminiyle birleştirilerek çözülmüştür [19].

Yuve ve diğ. (2005), rijit gövde modeli gibi davranan esnek mekanizmaların dinamik modellenmesi üzerine çalışmalar yapmışlardır. Dinamik denge ilkesine dayanılarak, rijit gövde gibi davranan bir yapı kullanılmış esnek mekanizmalar için yeni bir model geliştirmişlerdir. Genel, düzlemsel esnek mekanizma dinamik denklemleri türetilmiştir. Esnek mekanizmanın doğal frekansını elde etmişlerdir [20].

Jensen ve Howell (2003), dönel eklemler ve dört kol kullanılarak modellenen esnek mekanizmaların iki kararlı durumu üzerine çalışmalar yapmışlardır. İki kararlı duruma sahip mekanizmalı makineler, herhangi bir güç gereksini olmadan iki ayrı konumda sabit durabilmektedirler. Valflerde, kavramalarda ve anahtarlarda uygulama alanına sahiptirler. Mekanik olarak iki kararlı duruma sahip olma, enerjinin depolanması ve serbest bırakılmasının, yaylarda olduğu gibi, bir sonucudur. Kararlı durum, depolanan enerjinin minimum olmasıyla oluşur. Esnek mekanizmalar bu davranışı başarmak için harika bir yol sunmaktadırlar. Aynı esnek elemanda, hareket ve enerji depolanması birleştirildiğinde iki kararlı durum gerçekleşir. Birçok mikro-elektro mekanik (MEMs) sistemlerin iki kararlı davranışının avantajlarından dolayı bu tip sistemlere olan ilgi son zamanlarda artmıştır. İki kararlı duruma sahip esnek veya rijit gövde gibi davranan mekanizmaların genellikle hem enerji depolanması hem de hareket gereksinimi eş zamanlı olarak düşünülmelidir. Jensen ve Howell, teori geliştirerek işlemi basitleştirip iki kararlı davranışı elde etmişlerdir [21].

Esnek mekanizmaların dinamiğiyle ilgili çalışmalar 1990'ların başında başlamıştır. Snyder ve Wilson (1998), ucunda yük taşıyan tek parça esnek bir robot kolu



Şekil 2.4: Manyetik kuvvet sürücüyle hareket ettirilen yazıcı kafası [26].

tasarlamışlardır. Rampa şeklinde artan yükleme durumundaki sistemin nonlinear hareket denklemlerini çıkartmış ve simüle etmişlerdir [22].

Nahvi (1991), geometrik nonlinearlığı hesaba katan sonlu elemanlar metodunu kullanarak tek bir esnek koldan oluşan esnek mekanizmanın statik ve dinamik davranışını incelemiştir [23]. Lyon ve diğ. (1999) esnek mekanizmaların birinci mod frekanslarını hesaplayabilecek bir rijit gövde modeli geliştirmişlerdir. Elde ettikleri sonuçları deneysel verilerle ispatlamışlardır [24].

Boyle ve diğ. (2003), esnek kirişlerin çok esneme durumunda bile sabit çıkış veren esnek sabit kuvvet robot kolunun tasarımı ve analizini yapmışlardır. Mekanizmanın rijit eşlenik gövde modelini bularak esnek elemanların yüksek esneme durumundaki dinamik modelini elde etmişlerdir [25].

Manyetik sürücüyle mekanizmaları hareket ettirme çoğunlukla hassas cihazlarda kullanılır. Örnek vermek gerekirse yazı makinasının şeridine bastırmak için yazıcının mafsallı hareket ettirilir. Şekil 2.4’de görülen esnek yazıcı mekanizmasının esnek koluna tutturulan parçaya manyetik bir kuvvet etkimektedir. Bu elemanın sahip olduğu kinetik enerji yazı makinasının şeridindeki mürekkebin kağıda basılmasını sağlamaktadır [26].

Tekes ve diğ. (2010), istenen manyetik bir kuvvetle hareket ettirilen esnek paralel kol mekanizmasının istenen bekleme hareketini izlemesini sağlayacak yörünge kontrolü çalışması yapmışlardır. Bu çalışma literatürde bizim bilğimiz dahilinde esnek mekanizma kontrolüyle ilgili yapılan ilk çalışmadır [27].

Esnek mekanizma kontrolü ve esnek manipülatör kontrolüyle ilgili yapılan son çalışmalar bundan sonraki paragraflarda sunulmuştur. Mikrocerrahide kullanılan esnek

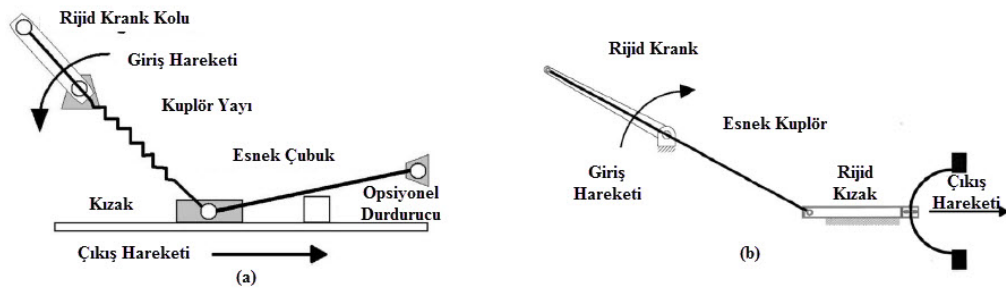
mikro manipülatör tasarımı, modellenmesi ve kontrolü çalışması yapılmıştır. Tek parça esnek manipülatör esnek döner mafsallara sahiptir. Mikro manipülatörün matematik modeli oluşturulmuş ve konum kontrolü çalışması yapılmıştır [28].

NASA Goddard (2008) tarafından esnek kablo mekanizması tasarlanmış ve üretilmiştir. Bu mekanizma ile robot kolların ve kolun uç noktasının yeterli esneklikle sapma olmadan herhangi bir eksende dönme hareketi yapabilmesi ve her yöne hareket edebilmesi sağlanmaktadır [29].

3 serbestlik derecesine haiz $2 \times 2 \times 2 \text{ cm}^3$ çalışma alanında hareket edebilen esnek mekanizma tabanlı manipülatör kolu tasarlanmıştır. Bu manipülatör tasarımı bilinen esnek mekanizma tasarımlarından daha iyi yapısal özelliklere sahiptir [30].

Yumuşak esnek parmak modüllü bir robot eli tasarlanmış ve üretilmiştir. Parmak modülünde insan vücuduna uyumlu hale gelmesi için parmağın uç noktasında iki farklı elastik eleman ve metacarpal-phalangeal (MP) mafsalı kullanılmıştır. Yapılan deneylerle parmak modülünün karakteristiği ve performansı test edilmiştir [31].

Sonmez (2007), burkulmuş çubuk ve yaylar kullanarak bekleme hareketi yapabilen iki farklı kısmi esnek mekanizma tasarımı ve modellemesi yapmıştır (Şekil 2.5). Elastika teorisi kullanılarak iki ucu mafsallanmış kirişin yük esneme karakteristiği elde edilmiştir. Mekanizmaların konum analizini vektörel denklemler yardımıyla elde etmiştir [32].



Şekil 2.5: (a) İlk durumu düz (b) İlk durumu yay haline getirilmiş takip çubuğuna sahip kısmen esnek bekleme mekanizmaları.

3. ESNEK MEKANİZMALARIN YÜKSEK ESNEME ANALİZİ

Bu kısımda tek ucu mesnetli kirişe dik bir kuvvet uygulandığında kirişteki esneme miktarı eliptik integral çözüm metodu ile bulunacaktır. Konunun anlaşılabilmesi için esnek paralel kol mekanizmasının eliptik integral çözümü, FEM analizi ve deney sonuçlarıyla elde edilen yük-esneme değerleri karşılaştırılmıştır. Ayrıca yüksek esneme analizinden elde edilen sonuçlar mekanizmanın hareket denklemlerinin elde edilmesinde kullanılmıştır.

3.1 Eliptik İntegral Çözümü

Esnek mekanizmaları diğer mekanizmalardan üstün kılan özellik hareketlerinin bir kısmının esnek elemanlarının şekil değiştirmesiyle oluşmasıdır. Bir çok basit mekanizma için esneme ihmal edilecek düzeyde olduğundan esneme ve hareket analizinde klasik doğrusal kiriş teorisi kullanılır. Esnek mekanizmalar için çoğunlukla esneme ihmal edilemeyecek düzeydedir. Bu sebepten esnek mekanizmalar için küçük esneme varsayımını kabul eden doğrusal kiriş denklemleri geçerli olmaz.

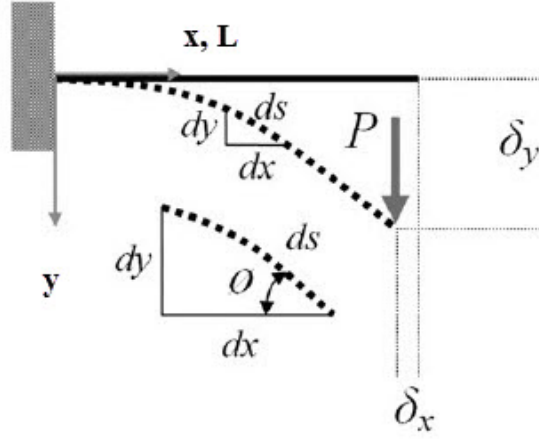
Yüksek esneme analizi çalışmaları Jacob Bernoulli ile başlamıştır. Bernoulli, kirişin herhangi bir noktadaki eğriliğinin o noktadaki eğilme momentiyle doğru orantılı olduğunu göstermiştir. Euler Elastika problemlerine değişik çözümler üretmiştir. Esneme çok fazla olduğunda kirişin eğriliği tahmin edilemez. Bundan sonrası için eliptik integral ve fonksiyonlarını içeren lineer olmayan diferansiyel denklemler kullanılır [33].

Tek ucu mesnetli kirişin yüksek esneme analizi Bishop (1945) ve Frisch-Fay (1962) tarafından da araştırılmıştır [34, 35].

Şekil 3.1’de gösterilen düşey P kuvveti altındaki tek ucu mesnetli kirişin uç noktasının yatay yerdeğişiminin δ_x , düşey yerdeğişiminin ise δ_y olduğunu kabul edelim.

Bernoulli-Euler moment eğilme bağıntısı

$$-EI\phi_{,s} = -P(L - x - \delta_x) \quad (3.1)$$



Şekil 3.1: Uç noktasına kuvvet etkimiş tek ucu mesnetli kiriş.

şeklinde. EI kirişin eğilme rijitliği, ϕ kiriş açısı, $\phi_{,s} = d\phi/ds$ ise kirişin eğilme miktarıdır. Yukarıdaki denklemin türevi alınır ve denklemde $\frac{dx}{ds} = \cos \phi$ ve $\frac{dy}{ds} = \sin \phi$ yazılırsa

$$-EI\phi_{,ss} = -P(L/EI)\cos \phi = -\alpha^2 \cos \phi \quad (3.2)$$

elde edilir. Burada $\sqrt{\frac{PL}{EI}}$ şeklinde tanımlanmıştır. Bu bağıntı $\phi_{,s}$ ile çarpılır ve integrali alınarak sınır koşulları olan $s = L$, $\phi = \phi_1$ ve ankastre mesnet için $\phi_{,s} = 0$ denklemde yerine konulduğunda

$$-\phi_{,s} = \sqrt{2}(\sin(\phi_1) - \sin(\phi))^2 \quad (3.3)$$

ifadesi elde edilir. (3.3)'den ϕ_1 'e ulaşılamayacağından nötr ekseninde herhangi bir eğilme olmayacağından

$$\sqrt{2}\alpha L = \int [\sin(\phi_1) - \sin(\phi)]^{1/2} d\phi \quad (3.4)$$

yazılır. $1 + \sin \phi = (1 + \sin \phi_1) \sin^2 \theta = 2k^2 \sin^2 \theta$ olan yeni bir θ değişkeni tanımlanarak (3.4) yeniden düzenlendiğinde (3.5) elde edilir.

$$L\phi = \int (1 - k^2 \sin^2 \theta)^{1/2} d\theta \quad (3.5)$$

Eliptik integral tanımı kullanılarak (3.5) yeniden düzenlenirse

$$L\alpha = F(k) - F(k, \theta_1) \quad (3.6)$$

formuna ulaşılır.

Burada $F(k)$ ve $F(k, \theta_1)$ ise sırasıyla birinci tür tam (complete) ve tam olmayan (incomplete) eliptik integrallerdir ve $\sin \theta_1 = 1/\sqrt{2}k$ ilişkisi geçerlidir. Kirişin δ_y

düşey esnemesini hesaplamak için

$$(w, \phi)(\phi, s) = (w, s) = \sin \phi \quad (3.7)$$

denklemini ve (3.3) integral bağıntısı kullanılarak (3.8)'e ulaşılır.

$$\delta_y = \int dw = (1/\sqrt{2}\alpha) \int \frac{\sin \phi}{\sqrt{\sin \phi_1 - \sin \phi}} d\phi \quad (3.8)$$

(3.8), θ cinsinden ifade edilirse

$$\delta_y/L = (1/L\alpha) \int \frac{2k^2 \sin^2 \theta^{-1}}{\sqrt{1 - k^2 \sin^2 \theta}} d\theta \quad (3.9)$$

ifadesi elde edilir. Yukarıdaki denklem eliptik integraller cinsinden yazılırsa

$$\delta_y/L = (1/L\alpha)[F(k) - F(k, \theta_1) - 2E(k) + 2E(k, \theta_1)] \quad (3.10)$$

bulunur. Burada $E(k)$ ve $E(k, \theta_1)$ ikinci tür tam ve tam olmayan eliptik integrallerdir. Kirişin uç noktasının δ_x yer değiştirmesini hesaplamak için (3.1) ve (3.3) denklemlerinde $x = \phi = 0$ bağıntısı (3.1)'de yerine konulduğunda

$$(1 - \delta_x)/L = (\sqrt{2}/\alpha L)(\sin \phi_1)^{1/2} \quad (3.11)$$

elde edilmiş olur.

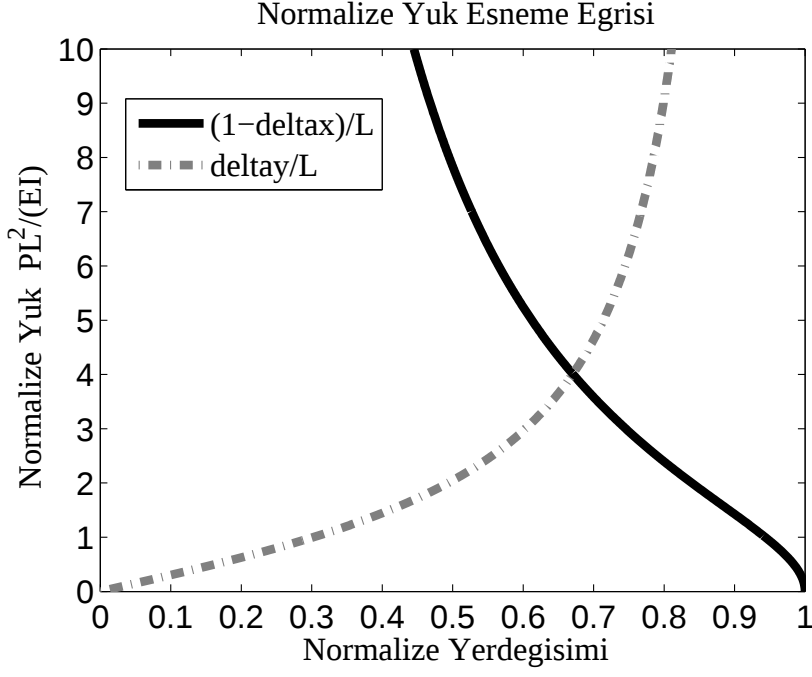
Doğrusal olmayan bu denklemler tek ucundan mesnetlenmiş ve uç noktasına P kuvveti etkileyen bir çubuğun uç noktasındaki δ_x ve δ_y yer değiştirmelerinin kapalı formlarıdır. Bu denklemler Newton-Raphson metoduyla sayısal olarak çözülür.

Ek A'da yazılan programla normalize edilmiş yük- (PL^2/EI) normalize edilmiş δ_x , δ_y yer değiştirmelerine ait grafik Şekil 3.2'de gösterilmiştir.

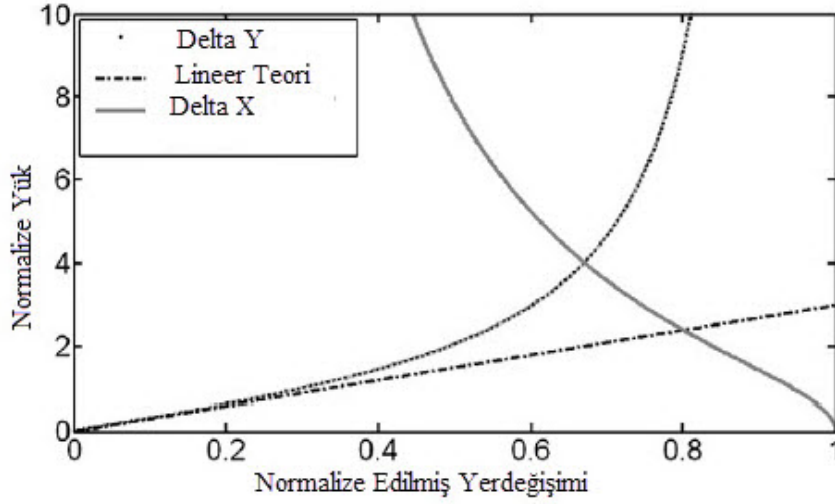
Lineer teoriye göre ankastre kirişin dikey yöndeki yerdeğişimi $\delta_y = PL^3/(3EI)$ 'dir. Dikey yöndeki yerdeğişimi lineer teoriye göre çözülür ve grafikler üst üste çizdirildiğinde normalize edilmiş esneme miktarının $\delta_y/L = 0,18$ 'e kadar aynı olduğu Şekil 3.2'de gösterilmiştir.

Tek ucu serbest ankastre kirişin yük altında esnemiş şekillerini elde edebilmek için aşağıdaki integralin üst limiti kirişin (x, y) noktalarına göre değiştirilir.

$$\int_{altlimit}^{ustlimit} \frac{d\theta}{\sqrt{1 - k^2 \sin^2 \theta}} \quad (3.12)$$



Şekil 3.2: Dikey kuvvet altındaki ankastre kirişin yük esneme eğrisi.



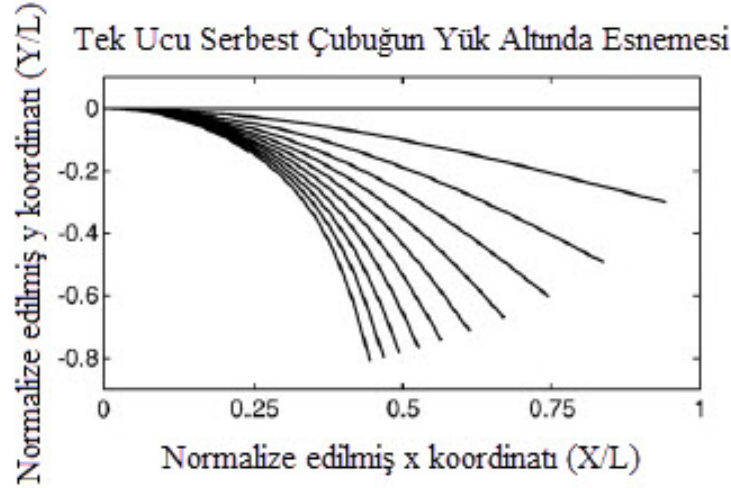
Şekil 3.3: Yüksek esneme teorisine göre elde edilmiş yük esneme eğrileri.

Esnek kirişin uç noktasının esnemesinde, alt ve üst sınırlar sırasıyla $\theta_{altlimit}$ ve $\theta_{ustlimit}$ şeklinde tanımlanabilir. Kirişin sabit ucunda $\phi = 0$ ve serbest ucunda $\phi = \phi_1$ olacağından

$$\begin{aligned}\theta_{altlimit} &= \sin^{-1}\left(\frac{1}{\sqrt{2k}}\right) \\ \theta_{ustlimit} &= \pi/2\end{aligned}\tag{3.13}$$

'dir. Elastika Teorisine göre elde edilen koordinatlar

$$\begin{aligned}y_{elastica} &= [F(k, \theta) - F(k, \theta_{low}) - 2E(k, \theta) + 2E(k, \theta_{low})]/\alpha \\ x_{elastica} &= h[\cos(\theta_{low}) - \cos \theta]\end{aligned}\tag{3.14}$$



Şekil 3.4: Ucundan kuvvet etkileyen ankastre kirişin yüksek deformasyon şekilleri.

ve $h = 2k/\alpha$ 'dır. Ucundan kuvvet etkileyen ankastre kirişin deforme olmuş şekli Şekil 3.4'de gösterilmiştir.

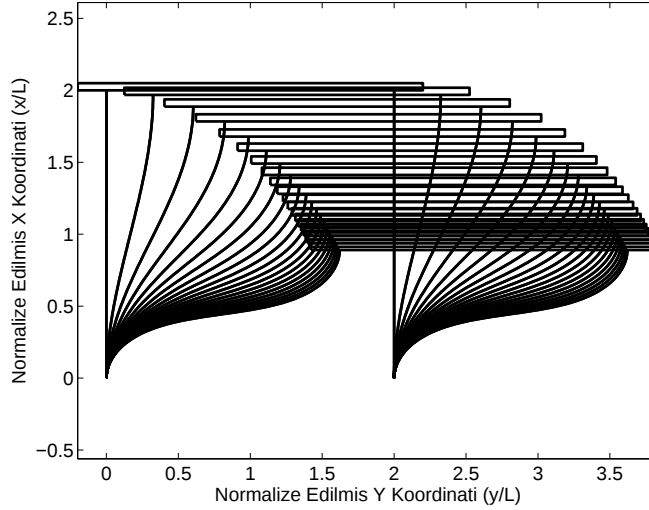
Yukarıda detaylı anlatılan Elastika teoreminin çözümü için Matlab'da yazılan program **Ek A'da** bulunmaktadır.

Esnek çubukların yüksek deformasyon şekilleri FEM analizi veya Elastika Teorisi ile elde edilebilir. Mekanizmanın tasarımında elde edilen bu şekiller yardımıyla mekanizmanın ne kadar esneyeceği hakkında görsel anlamda bilgi sahibi olunur. Esnek mekanizmaların yük-esneme bilgisi ile mekanizmanın hareket denklemlerine ait bilgiler edinilebilir.

Konunun daha iyi anlaşılabilmesi için esnek bir mekanizma olan esnek paralel kol mekanizma tasarım ve kontrol örneği incelenecektir.

3.2 Esnek Paralel Kol Mekanizması

Elastik kirişin yük esneme eğrisinin deneysel verilerini elde etmek için daha önce Tekes ve diğ. (2010) tarafından teorik analizi yapılan "esnek paralel kol mekanizmasının kontrolü" çalışmasındaki esnek paralel kol mekanizmasının prototipi üretilmiştir. Esnek paralel kol mekanizmasıyla ilgili olarak mekanizmanın yük-esneme eğrisi Elastika teorisiyle elde edilmiş, buna bağlı olarak mekanizmanın hareket denklemi ikinci dereceden kütle-yay-sönüm modeline dönüştürülmüş ve son olarak mekanizmanın amaçlanan bekleme hareketini sağlaması için yörünge kontrolü



Şekil 3.5: Artan kuvvet etkisi altındaki paralel kol mekanizmasının yörünge şekilleri.

çalışması yapılmıştır [27]. Esnek paralel kol mekanizmasının kuvvet altında zamanla nasıl yerdeğiştireceği Şekil 3.5’de gösterilmiştir.

Esnek paralel kol mekanizmasında esnek bir çubuğa ait yük-esneme eğrisi Şekil 3.2’deki gibi Elastika Teorisiyle elde edilmiştir. Bundan sonraki çalışmalar sırasıyla

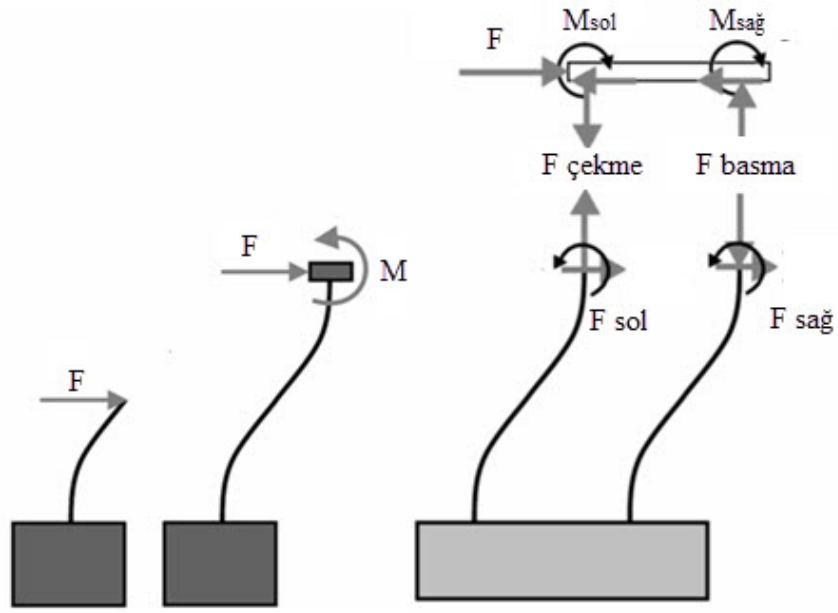
- i. Yük esneme eğrisinin FEM ile analiz edilmesi
- ii. Elastika teorisiyle elde edilen yük esneme eğrilerinin deney sonuçlarıyla kıyaslanması
- iii. Mekanizmanın hareket denklemlerinden oluşan kontrollü simülasyon modelinin doğruluğunun araştırılması

şeklinde olacaktır.

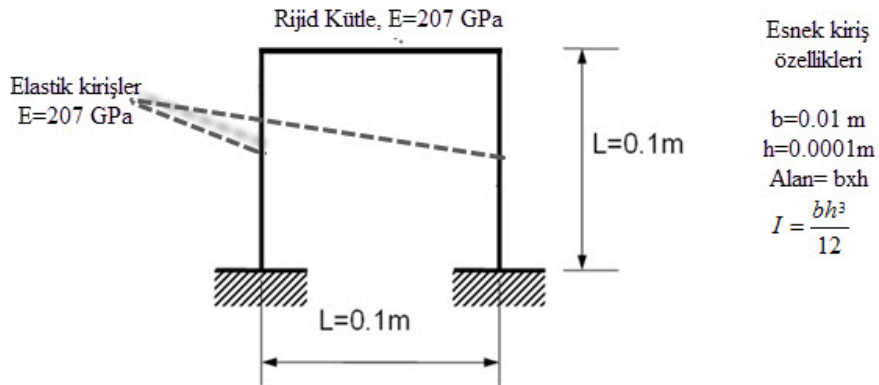
3.2.1 FEM Analizi

Esnek paralel kolun eğrisel yük esneme ilişkisi geometrik eğrisel FEM analizi ile elde edilecektir.

Tek kol kirişin uç kısmının eğilmemesi için ucuna moment etkimesi gerekir (Şekil 3.6). Paralel kol mekanizması tasarlanırken iki kol rijit bir kütleye bağlanmıştır. Rijit kütle sağa doğru hareket ettiğinde kütlenin yere paralel hareket edebilmesi için statik denge kuralından sağ kolda basma sol kolda ise çekme kuvveti oluşur. FEM analizi yapılan



Şekil 3.6: Ankastre kiriş, kol kirişi ve paralel kol mekanizması.



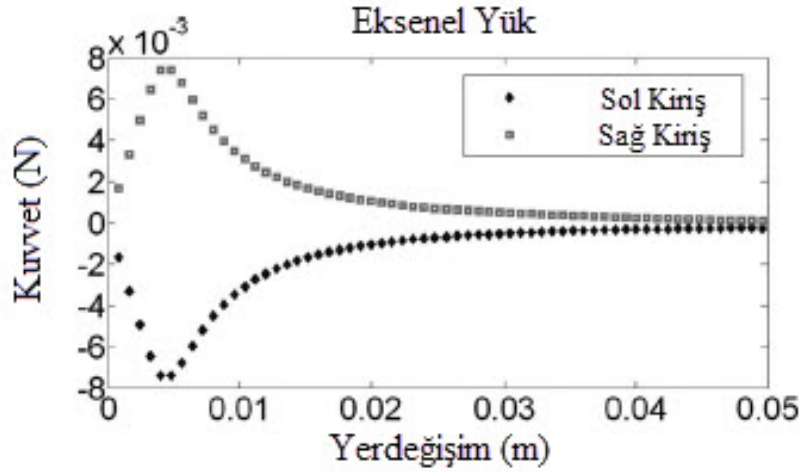
Şekil 3.7: FEM modeli.

model ve özellikleri Şekil 3.7’de gösterilmiştir. Modelde kütle rijit seçilmiştir. Rijit kütlelerin orta noktasının yatay-düşey yerdeğişimi ve z eksenini etrafındaki dönmesi giriş olarak belirlenmiştir. Elastik çubukların rijit kütleyle bağlandıkları noktalardan tepki kuvvetleri ölçülmüştür. Şekil 3.8-3.11’de sırasıyla:

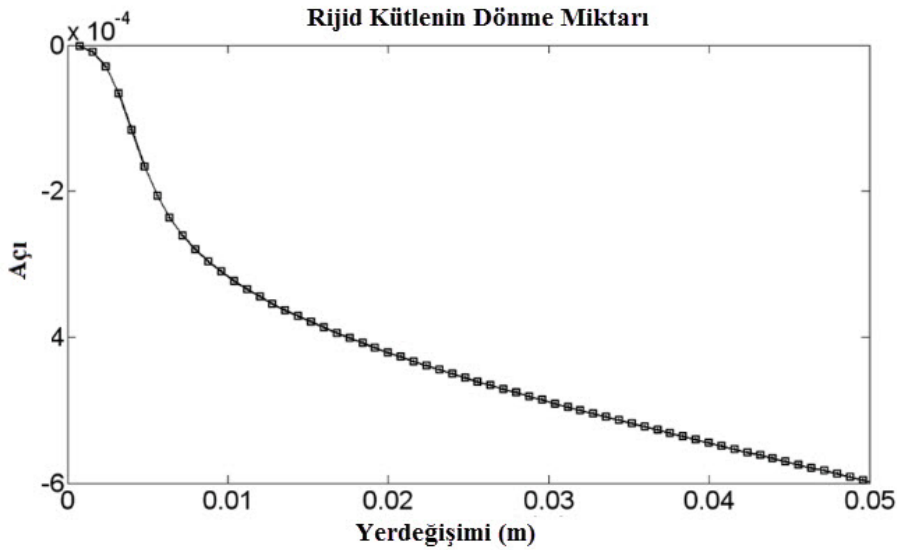
- Düşey kuvvet etkisindeki ankastre kirişin yük-esneme ilişkisi Elastika teorisinden elde edilmiştir. Elastika teorisinin yaklaşımına göre kirişlerde eksenel yük yoktur. Bu durum her iki kol için ayrı ayrı elde edilen FEM analiziyle de Şekil 3.8’deki sonuçlarla ispatlanmıştır.

- Rijit kütlenin orta noktasının ne kadar döndüğü Şekil 3.9’da görülmektedir. Esnek paralel kol mekanizmasında amaç mekanizmanın yere paralel hareket etmesidir. Grafikte görüldüğü üzere kütle eğilmemiştir.
- FEM analizinden sağ ve sol kirişler için ayrı ayrı çekme ve basma kuvvetleri elde edilir (Şekil 3.10).
- Elastika teorisi ve FEM analizinden elde edilen yük-esneme grafiklerinin karşılaştırılmıştır (Şekil 3.11).

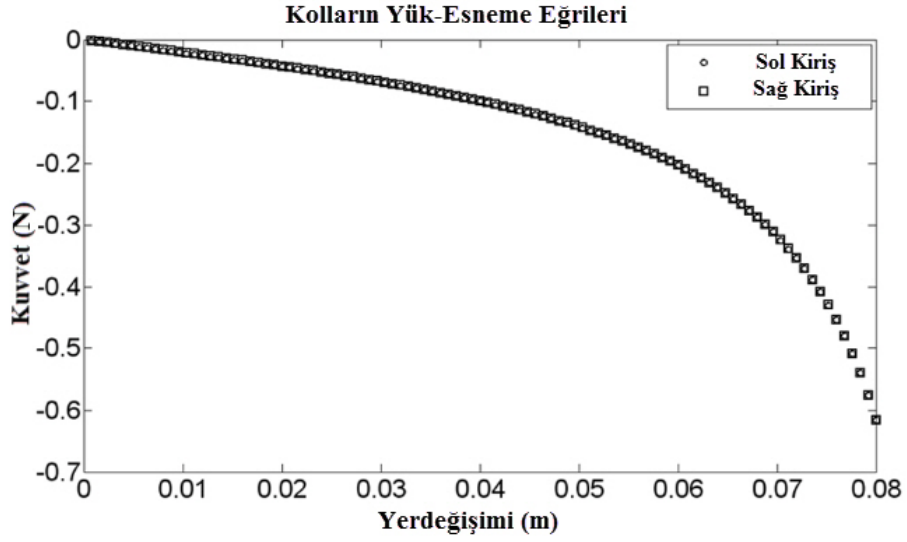
Şekil 3.11’de FEM analizi ve Elastika teorisinden elde edilen yük-esneme eğrileri hemen hemen aynı sonuçları vermiştir. Bu durumda teorik sonuç FEM analiziyle ispat



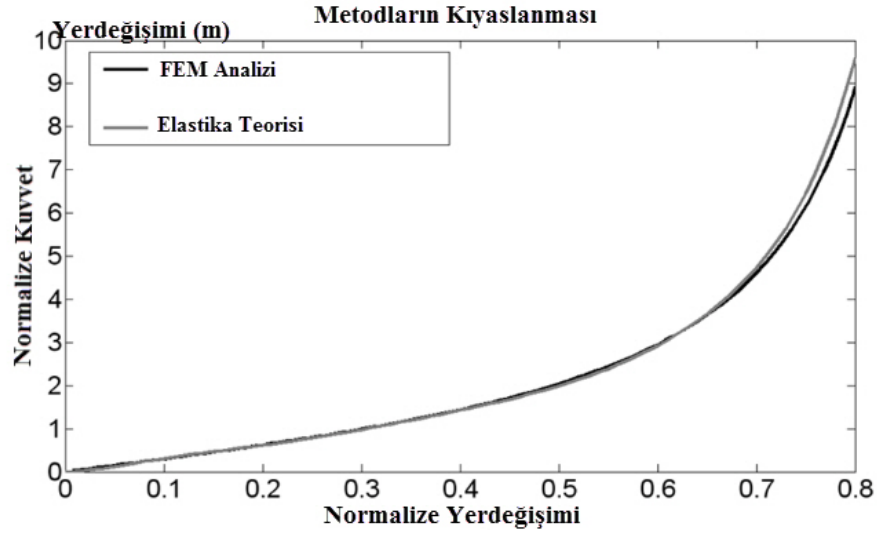
Şekil 3.8: Paralel kol mekanizmasında sağ ve sol kollara etkiyen eksenel kuvvetler.



Şekil 3.9: Rijit Kütlenin Dönme Miktarı.



Şekil 3.10: Paralel kol mekanizmasındaki sağ ve sol kirişlerin yük esneme eğrileri.



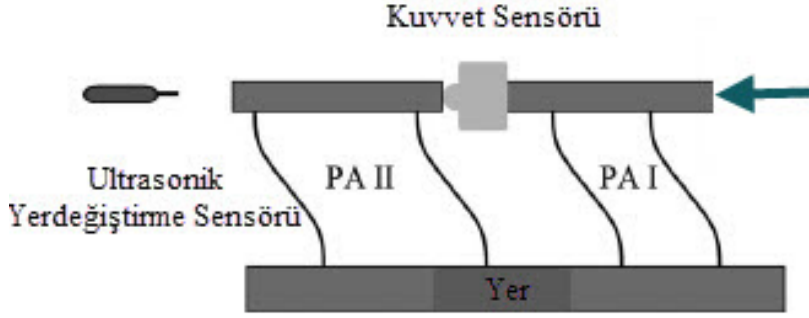
Şekil 3.11: Fem analizi ve elastika teorisinden elde edilen sonuçlar.

edilmiş olur. Bir sonraki bölümde teorik yük-esneme eğrisi imal edilen esnek paralel kol mekanizmasından deneysel olarak elde edilmiştir.

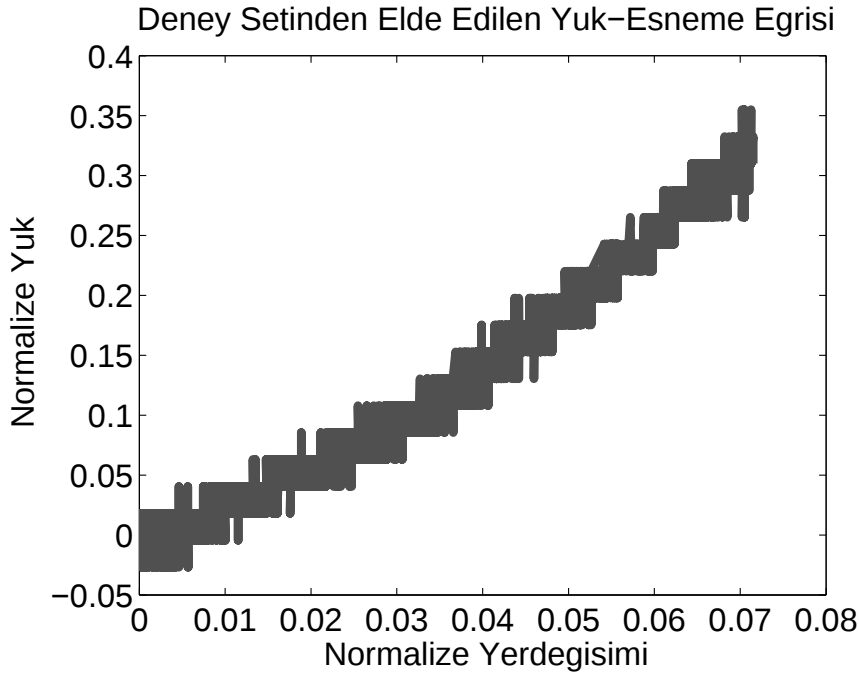
3.2.2 Teorik ve Deneysel Yük Esneme Eğrilerinin Kıyaslanması

Deneysel sonuçları kıyaslanacak olan mekanizma Şekil 3.12'deki gibi tasarlanmıştır. Sistemden yük esneme verilerini alabilmek için ultrasonik mesafe sensörü ve kuvvet sensörü mekanizma deney setinde ilgili yerlere şekildeki gibi yerleştirilir.

İlk olarak sağdaki yani birinci paralel kol mekanizması plastik şekil değişimi olmayacak şekilde elle ittirilir. Kuvvet bilgisi iki paralel kol mekanizması arasına yerleştirilen kuvvet sensöründen, yerdeğişim miktarı ise ultrasonik yerdeğiştirme



Şekil 3.12: Üretilmesi planlanan esnek paralel kol mekanizmasının prototip modeli.



Şekil 3.13: Deney setinden esnek paralel kol mekanizmasına ait yük esneme eğrisi.

sensöründen alınır. Sensörler yardımıyla elde edilen deneysel yük esneme eğrisi Şekil 3.13'de görülmektedir.

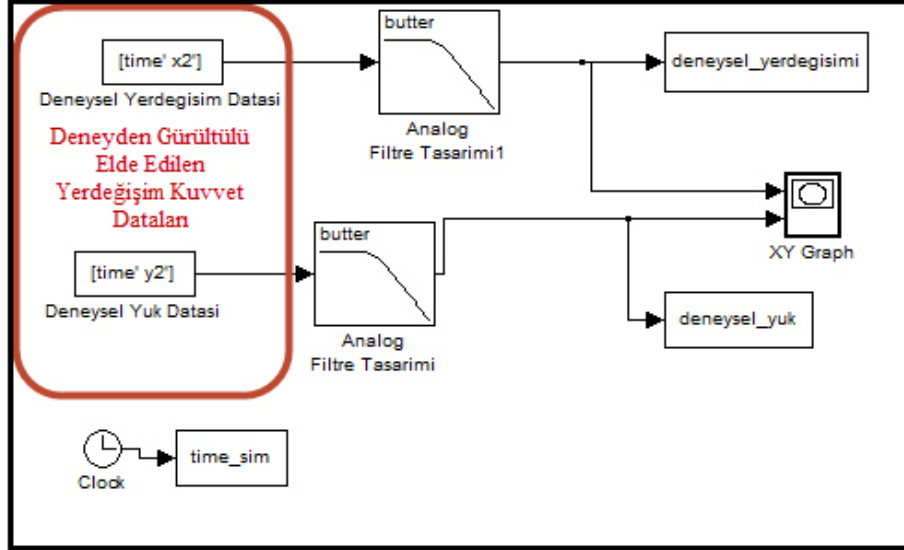
Sensörlerdeki gürültü etkisi Matlab'da Butterworth alçak geçiren filtreden geçirilerek minimize edilir (Şekil 3.14).

Deneyde kullanılan esnek çubuğa ait özellikler Çizelge 3.1'de verilmiştir. Gürültü etkisi, tasarlanan filtre ile minimize edilerek teorik ve deneysel sonuçlar Şekil 3.15'deki gibi üstüste çizdirildiğinde iki sonucun aynı olduğu görülür.

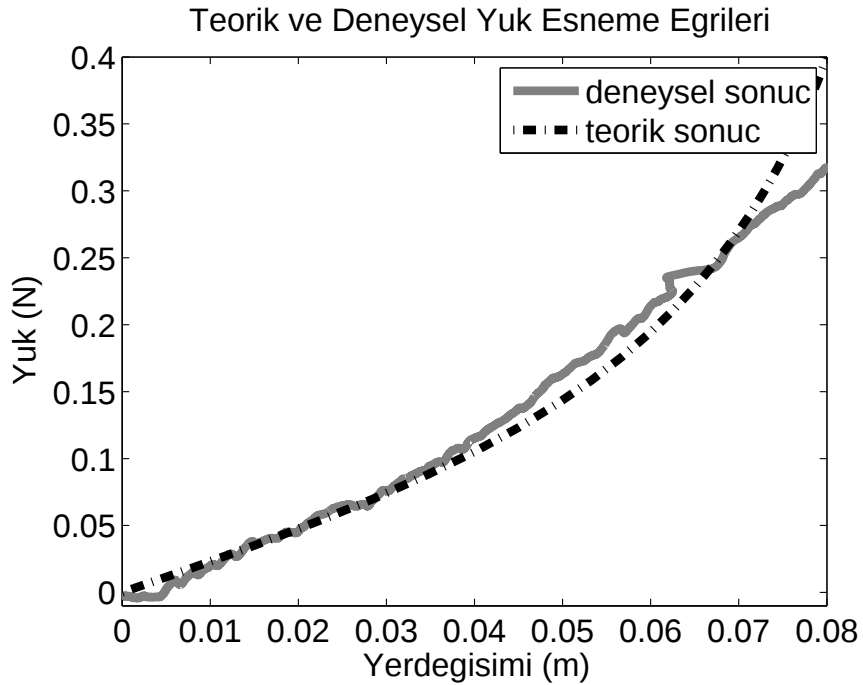
Böylece mekanizmadaki esnek çubukların Elastika teorisiyle elde edilen yük-esneme eğrilerinin doğruluğu gerçek verilerle de ispat edilmiş olur.

Çizelge 3.1: Deney setinde kullanılan esnek çubuğa ait özellikler.

Mekanizma Parçaları	Özellikleri
Esnek kol A	11,5cm
E (Elastiklik modülü)	$2,07 \cdot 10^{11} N/m^2$
$I = \frac{bh^3}{12}$	$5,624 \cdot 10^{-15} m^4$
Kiriş kesiti	$2 \cdot 10^{-2} \times 1,5 \cdot 10^{-4} m$



Şekil 3.14: Deney sonucundaki gürültünün minimize edilmesi için tasarlanan filtre modeli.



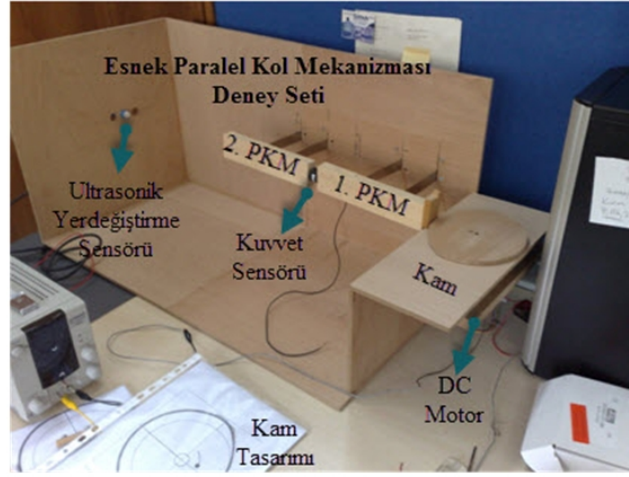
Şekil 3.15: Filtreden geçirilen deney datası ve teorik yük esneme eğrileri.

3.2.3 Esnek Paralel Kol Mekanizmasının Kontrollü Simülasyon Modelinin Doğruluğunun İspatlanması

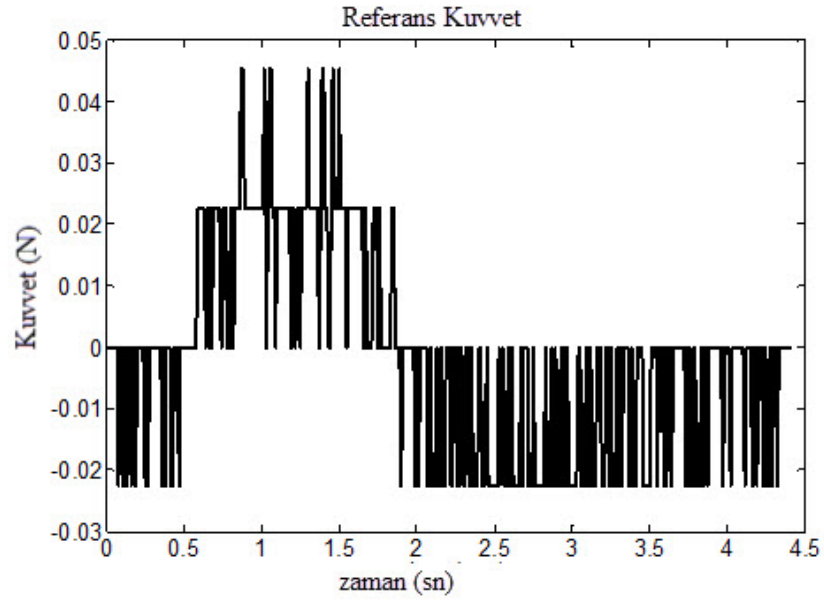
Buradaki amaç, daha önce Tekes ve diğ. (2010) tarafından incelenen manyetik kontrollü teorik modelin doğruluğunu test etmektir. Uç noktasına kuvvet etkileyen ankastre kirişin yük-esneme grafiği Elastika teorisi kullanılarak teorik olarak Şekil 3.2'deki gibi elde edilmişti. Önceki çalışmada [27] esnek paralel kol mekanizmasının hareketini sağlayan manyetik kuvvetin kontrolü sağlanmıştı. Mekanizmanın yörünge kontrolünde referans yörüngenin konum, hız ve ivme bilgileri kullanılarak rijit kütleyi yere paralel hareket ettirecek referans kuvvet bilgisi elde edilir. Kontrollü simülasyon modelinin doğruluğunu araştırmak üzere Şekil 3.16'daki gibi bir deney seti hazırlanır. Mekanizma manyetik kuvvetle değil istenen yerdeğişimi ve beklemeyi yapabilecek DC motorla döndürülen bir kam ile hareket ettirilecektir (Şekil 3.17). Kamla birbirlerine hafifçe değen iki paralel kol mekanizmasının yerdeğişimi sağlanır. Deney setinde iki paralel kol mekanizması kullanılarak asıl hareketi incelen ikinci paralel kol mekanizmasına uygulanacak moment etkisi ve DC motordan kaynaklanan titreşim etkisi ortadan kaldırılmış olur. Deneyde kamın hareket ettirdiği birinci paralel kol mekanizması ikinci paralel kol mekanizmasını iter. Bu esnada ikinci paralel kol mekanizmasına ne kadar kuvvet uygulandığı bilgisi birinci mekanizmaya kuvvet sensörü bağlanarak elde edilir. İki paralel kol mekanizması arasındaki sürtünmenin kuvvet sensöründen alınacak veriyi etkilememesi için arada pürüzsüz bir yüzey kullanılması gerekmektedir.

Kuvvet altında yörüngesi incelenen ikinci paralel kol mekanizmasının yerdeğişim miktarı ve türevleri (hız, ivme) ultrasonik mesafe sensöründen sayısal olarak elde edilir. Modelin doğruluğu iki yolla test edilebilir. Birinci yöntemde deneydeki yörünge bilgisi (konum, hız, ivme) modele referans yörünge gibi girilip modelden elde edilen toplam kuvvet, kuvvet sensöründe okunan kuvvet datasıyla karşılaştırılır. İkinci yöntemde ise, makaledeki referans yörüngeyi gerçekleştirecek kam mekanizmasıyla sistemi hareket ettirmek ve kuvvet sensöründen elde edilen referans kuvveti kontrollü simülasyon modeline referans giriş şeklinde uygulayarak model çıkışını incelemektir. Burada ikinci metod uygulanacaktır.

Mekanizma kamla hareket ettirilerek mekanizmanın ne kadar hareket ettiği ve uygulanan kuvvet bilgileri sensörlerden okunur (Şekil 3.17). Bekleme hareketi



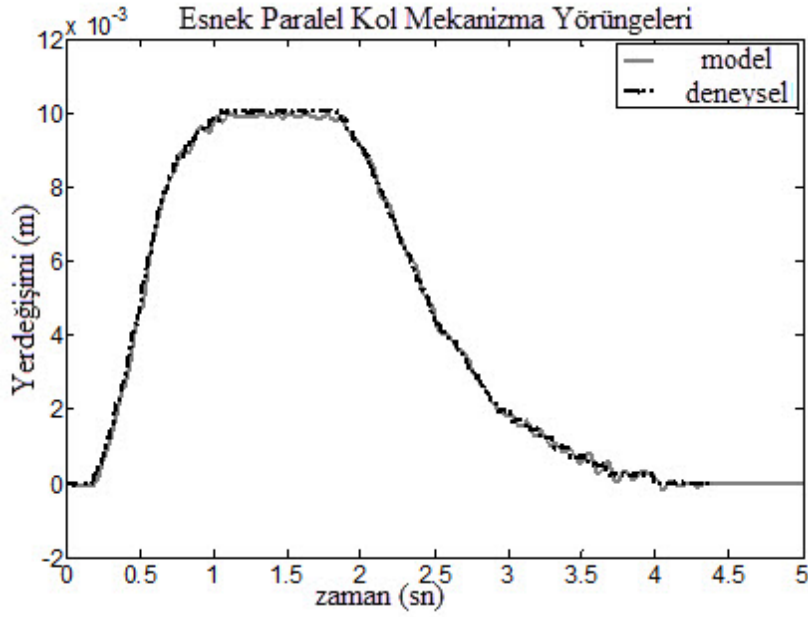
Şekil 3.16: Üretilen Esnek paralel kol mekanizmasının prototipi ve sensörler.



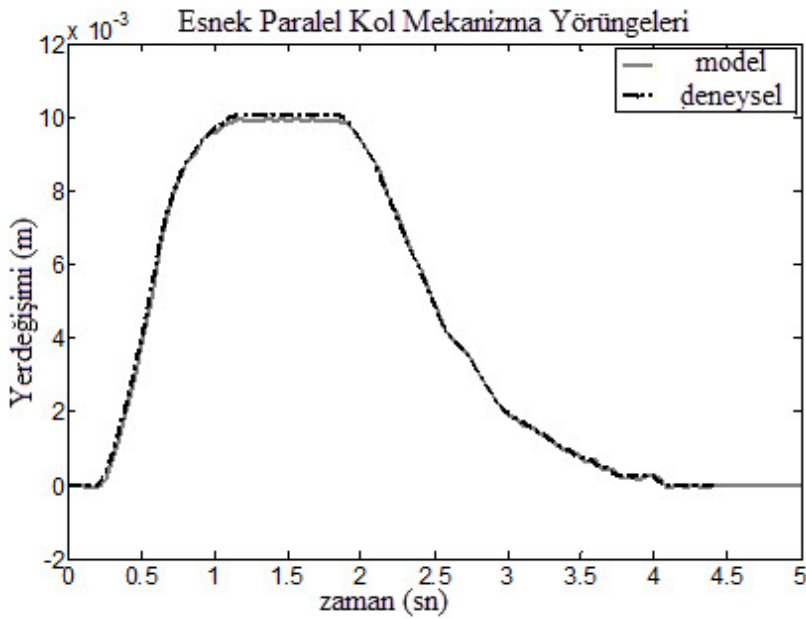
Şekil 3.17: Bekleme hareketi yapan mekanizmayı ittiren kuvvet.

sırasında kuvvet sensöründen alınan veri kontrollü lineer olmayan modelin kuvvet girişi haline getirilmiştir. Ayrıca modelde referans olarak alınan konum ve hız verileri deney tesisatından elde edilen veriler kullanılarak hazırlanmıştır. Modelde ilk olarak gerçek veriler filtrelenmeden alınmış (Şekil 3.18) ve daha sonra filtrelenmiş

datalar kullanılarak sonuçlar gözlemlenmiştir (Şekil 3.19). Bu modelden elde edilen yörünge bilgisi deney tesisatındakilerle kıyaslandığında sonuçların birbiri üzerine tamamen oturduğu gözlenmiştir. Esnek paralel kol mekanizmasının modellenmesinde kullanılan yük-esneme eğrisinin ve de yörünge çalışma noktası civarında doğrusallaştırılan modele uygulanan yörünge-kuvvet modelinin doğruluğu yapılan deneyler ile de ispat edilmiş olur. Bu mekanizma paralel kolları hareket ettirecek manyetik kuvvetin genlik ve frekansını ölçmek amaçlı da tasarlanabilir.



Şekil 3.18: Doğrudan alınan kuvvet ve konum datalarından elde edilen sonuç.

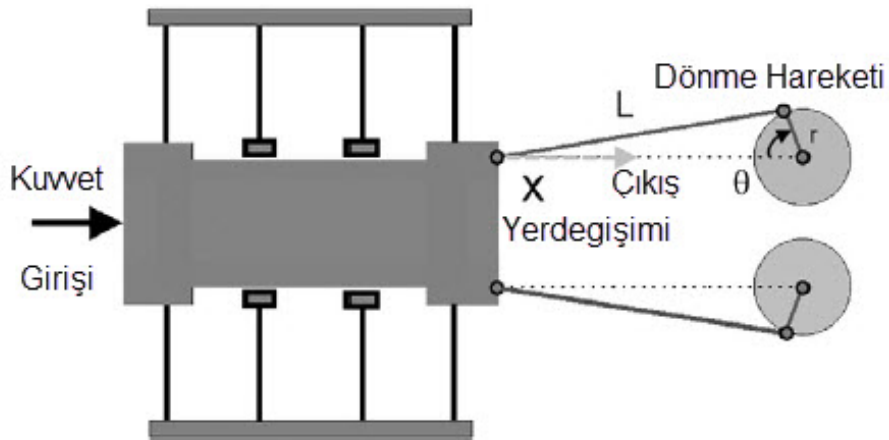


Şekil 3.19: Konum ve kuvvet filtereden geçirilerek elde edilen sonuç.

4. ESNEK ÇİFT KOL MEKANİZMASININ TASARLANMASI VE DURUM GERİ BESLEMELİ KONTROLÜ

Tarak sürücüyle hareket ettirilen esnek çift kol mekanizması 8 esnek kol, 2 rijit kol ve 2 rijit krank kolundan oluşmaktadır (Şekil 4.1). Esnek paralel kollara ait yük-esneme eğrileri tek ucu ankastre kirişin yük-esneme davranışı kullanılarak elde edilmiştir. Ankastre kiriş lineer davranmayan bir yay gibi kabul edilerek bir yay katsayısı tanımı yapılabilir. Daha sonra tek kola ait yük-esneme ilişkisini veren yay katsayısı bütün mekanizma için genelleştirilebilir. Bunun sonucunda da bütün mekanizmanın esnekliğini sembolize eden bir yay katsayısı bulunur ve mekanizmanın hareket denklemleri elde edilir.

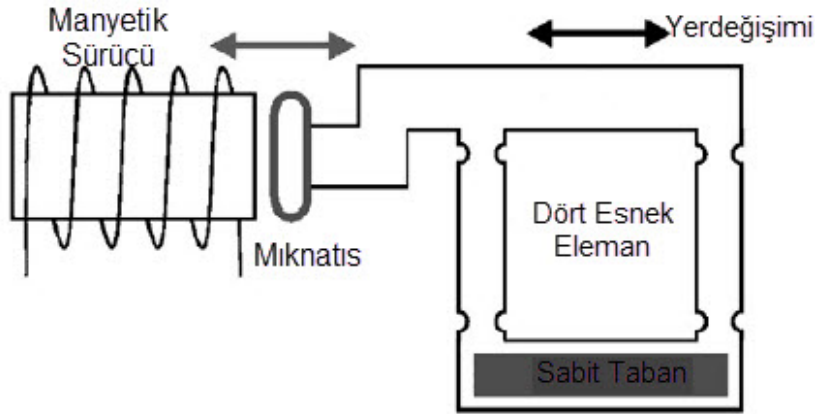
Tarak sürücüyle hareketi sağlanan esnek çift kol mekanizmasının dinamik simülasyonu rijit bağlantı kolunun ataleti eklenerek sayısal simülasyonlarla bulunur. Esnek çift kol mekanizmasının düzlemsel yerdeğişimi ve krank açısı arasındaki ilişki geometrik olarak elde edilir. Esnek elemanların Elastika teorisiyle bulunan yük-esneme karakteristiklerine en uygun polinom uydurulur. Buradaki katsayılar krank biyel mekanizmasının hareket denklemleri için yazılan kütle-sönüm-yay modelinde kullanılacak olan yay katsayılarıdır.



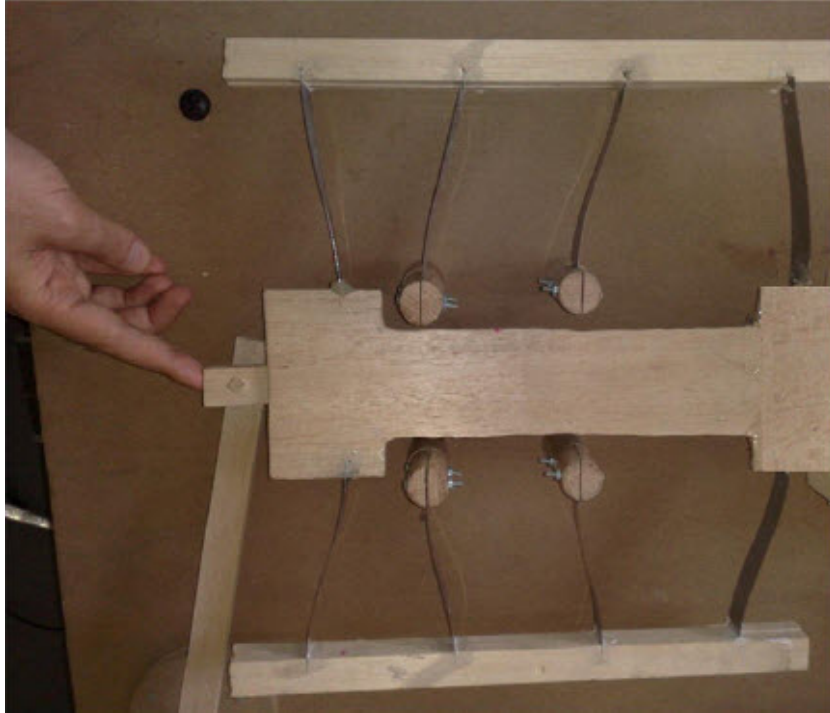
Şekil 4.1: Esnek paralel çift kol mekanizmasıyla sürülen krank biyel mekanizması.

Smith ve diğ. (1994) yaptığı çalışmada manyetik bir sürücüyle hareketi sağlanan az esneyen bir paralel kol mekanizması Şekil 4.2’de gösterilmiştir. Bu bölümde ise yüksek esneme değerlerine sahip mikro düzeydeki bir çift kol mekanizması incelenmektedir. Mekanizmanın istenen yörüngeyi izleyecek şekilde kontrol edilmesi ise çalışmayı daha anlamlı kılmaktadır. [36]. Mikro düzeydeki tasarımı ve hareketi incelenen esnek çift kol mekanizmasının görsel amaçlı makro düzeydeki protipi Şekil 4.3’de görüldüğü gibi üretilmiştir.

Mekanizmanın analizi için sırasıyla



Şekil 4.2: Manyetik sürücüyle hareket ettirilen az esneyen paralel kol mekanizması [36].

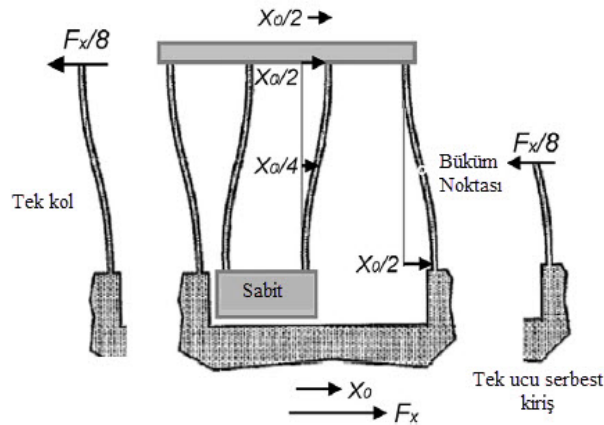


Şekil 4.3: Görsel amaçlı üretilen makro esnek çift kol mekanizması.

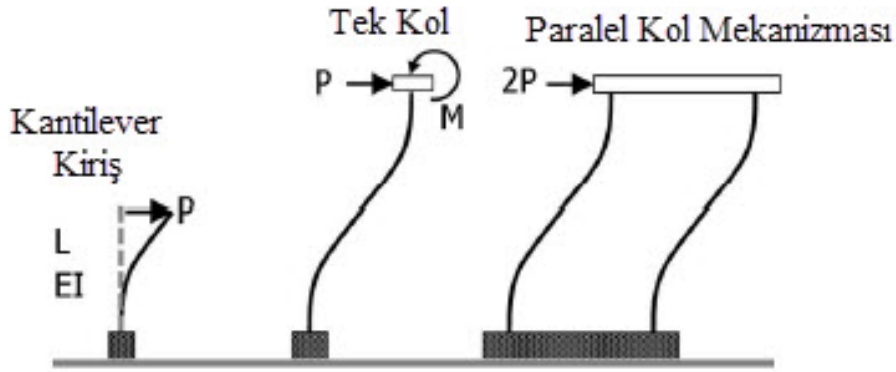
1. Tüm mekanizma için yük esneme eğrilerinin bulunması
 2. Esnek paralel çift kol mekanizmasıyla sürülen krank biyel mekanizmasının kütle-sönüm-yay modelinin yazılması
 3. Mekanizmanın durum geri beslemeli kontrolü
- çalışmaları yapılmıştır.

4.1 Çift Kol Mekanizmasının Eşdeğer Sertliğinin Bulunması

Ankastre kirişe ait normalize edilmiş yük-esneme eğrileri bir önceki bölümde elde edilmişti. Tek kırıştan hareketle toplam kol ve de tüm mekanizma için yük esneme eğrisi elde edilecektir. Şekil 4.4’de süspansiyon mekanizmasının yarısını temsil eden tek ucu serbest kırış, toplam kol ve de tüm mekanizma gösterilmiştir. Mikro düzeydeki yaylar mekanizmanın performansını arttırmak için genel olarak bükülmüş olarak imal edilirler. Bundan dolayı her yayın yay katsayısı ayrı hesaplanmalıdır. Normalize edilmiş δ_x ve δ_y değerleri yayın kendi karakteristik değerleri hesaba katılarak öncelikle tek ucu serbest kırış için bulunmalı sonrasında ise tüm mekanizmaya uygulanmalıdır. Şekil 4.4’ün daha iyi anlaşılabilmesi için daha basit bir mekanizma olan paralel kol mekanizması Şekil 4.5’te gösterilmiştir. Şekil 4.5’de gösterilen paralel kol mekanizması için tek ucu serbest kırışın kuvvet fonksiyonunun $f(u)$, tek kolun fonksiyonunun $p(v)$ ve tüm çift kol mekanizmasının fonksiyonunun $q(z)$ olduğu



Şekil 4.4: Esnek süspansiyon mekanizmasının üst kısmı (yarısı).



Şekil 4.5: Tek ucu serbest kirişten tüm paralel kol mekanizmasına geçiş.

varsayıldığında aralarında ilişki

$$\begin{aligned} p(v) &= f(u = \frac{v}{2}) \\ q(z) &= 2p(v) \end{aligned} \quad (4.1)$$

'dır. Burada $u = U/L_{kiris}$, $v = V/L_{kiris}$ ve $z = Z/L_{kol}$ olacak şekilde normalize edilmiş yerdeğişimleri tanımlanırsa yukarıdaki ilişki kullanılarak esnek paralel kol mekanizması için yük esneme bağıntısı aşağıdaki şekilde elde edilir.

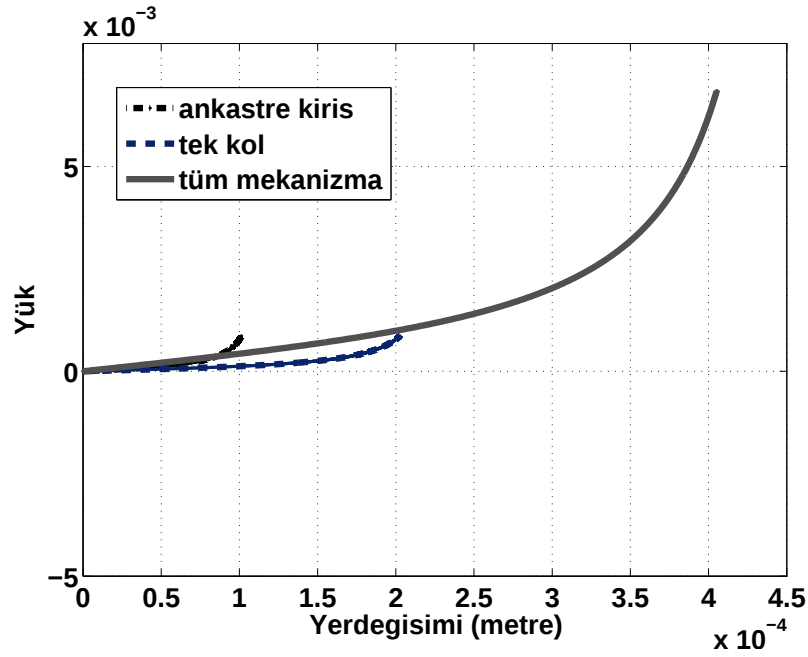
$$p = \frac{FL_{kiris}^2}{EI} = p(v) = \frac{p_1 v}{0,125v^3 + 0,25q_1 v^2 + 0,5q_2 v + q_3} \quad (4.2)$$

Yukarıdaki denklem tüm mekanizma için modifiye edildiğinde normalize değerler kullanılarak

$$q = \frac{FL_{kol}^2}{EI} = q(z) = \frac{8p_1 z}{z^3 + q_1 z^2 + q_2 z + q_3} \quad (4.3)$$

yazılır.

Bir önceki bölümde ucundan kuvvet etkileyen çubuğun normalize yük esneme eğrişi elde edilmişti. Eğriye uydurulan kesirli fonksiyon aşağıdaki gibi denormalize edilerek mekanizma için gerçek değerler elde edilir. Çift kol mekanizması için normalize yük-esneme değerlerinden tüm mekanizmaya geçiş sırasında yerdeğiştirme ve yük



Şekil 4.6: Ankastre kiriş, tek kol ve de tüm çift kol mekanizmasına ait hesaplanan yük-esneme eğrileri.

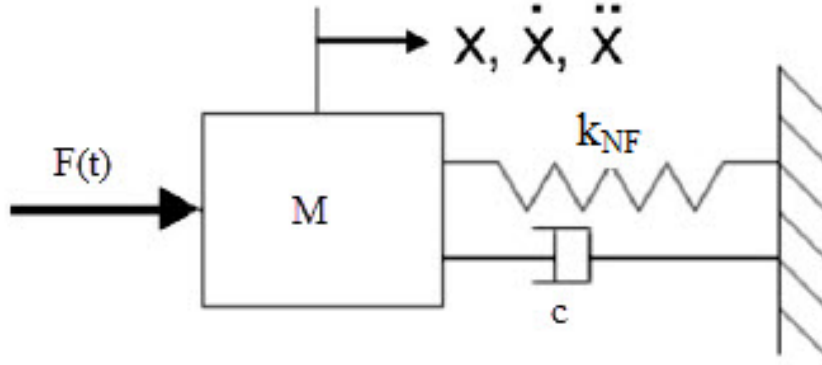
ifadeleri ise aşağıdaki gibi bulunur.

$$\begin{aligned}
 Yerdegisimi_{TumMekanizma} &= \delta_y \cdot L \cdot 4 \\
 Yuk_{TumMekanizma} &= \frac{EI}{L^2} \cdot y_{knormalize} \cdot 8 \\
 f &= \frac{27050u}{u^3 - 13470u^2 + 3321u + 8347} \\
 v &= 4 \cdot L_{kiris} \cdot u \\
 p &= \frac{8EI}{L_{kiris}^2} \frac{27050v}{v^3 - 13470v^2 + 3321v + 8347} \\
 p &= \frac{3,4272 \cdot 10^{-7}u}{1,25 \cdot 10^{-10} \cdot u^3 - 0,0034u^2 + 1,6605u + 8347} \\
 p &= \frac{2781,8u}{u^3 - 2,72 \cdot 10^7u^2 + 1,3284 \cdot 10^{10}u + 6,6776 \cdot 10^{13}}
 \end{aligned} \tag{4.4}$$

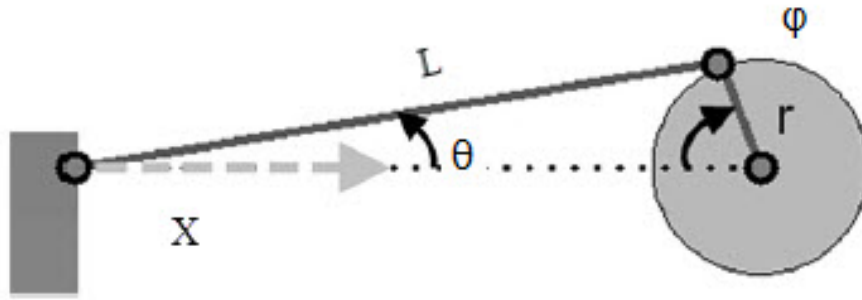
1. Durum için yukarıdaki denklemlerden ankastre kiriş, tek kol kirişi ve de tüm mekanizma için elde edilen yük-esneme eğrileri Şekil 4.6'da gösterilmiştir.

4.2 Esnek Paralel Çift Kol Mekanizmasıyla Hareket Ettirilen Krank Biyel Mekanizmasının Modellenmesi

Esnek paralel çift kol mekanizması tek serbestlik derecesine haizdir ve bilinen klasik kütle-sönüm-yay elemanlarıyla modellenebilir (Şekil 4.7). Sistemdeki elastikliği sembolize eden yay katsayısı için bir önceki bölümde tüm mekanizma için hesaplanan



Şekil 4.7: Tek serbestlik dereceli kütle-sönüm-yay elemanı.



Şekil 4.8: Krank biyel mekanizması.

yük-esneme eğrisine uydurulan kesirli bir fonksiyon kullanılmıştır. Lineer olmayan fonksiyon k_{NF} şeklinde sembolize edilmiştir. Tüm sistem gözönüne alındığında amaç, çift kol mekanizmasının oluşturduğu lineer hareketi dönme hareketini dönüştürmektir. Lineer hareket esnek çift kol mekanizmasını hareket ettirerek elde edilirken döner hareket, krank biyel mekanizmasını çift kol mekanizmasındaki esnek elemanların bağlı olduğu kütleyle birleştirmek suretiyle elde edilir (Şekil 4.8). Krank ve rijit kolun kütleleri esnek elemanların bağlı bulunduğu kütleyle oranla çok küçük olduğundan ihmal edilebilir. Krank açısı ve biyelin konumu arasındaki ilişki Şekil 4.8'den görüldüğü üzere

$$x = r \cos(\theta) + L \cos(\phi) = r \cos(\theta) + \sqrt{L^2 - r^2 \sin^2 \theta} - x_0 \quad (4.5)$$

bağıntısı ile ifade edilir. Krank açısının çemberin her çeyreğindeki değerinin bilinmesi gerekeceğinden krank açısının kosinüs ve sinüs değerleri de hesaplanmalıdır.

$$\begin{aligned} \cos \theta &= \frac{r^2 + x^2 - l^2}{2r} \\ \sin \theta &= \sqrt{r^2 - \left(\frac{r^2 + x^2 - l^2}{2xr}\right)^2} \end{aligned} \quad (4.6)$$

4.3 Mekanizmanın Kontrolü

İzin verilen herhangi ilk durum koşulları ve mümkün olan herhangi bir dinamik davranış için, bir sistemin kontrolü, sistemin istenilen dinamik davranışa en yakın dinamik davranışı gerçekleştirmeye zorlanması ile olur. Takip ve izleme en temel kontrol amaçlarıdır. Esnek mekanizmaların ve kontrolcülerinin genellikle lineer olmamaları kontrol sistemleri için lineer olmayan takip probleminin ne kadar önemli olduğunu gösterir [37].

Esnek çift kol mekanizması, mekiğin istenilen zamanda istenilen yerde konumlanmasına ve bekleme hareketi yapmasına bağlı olarak indeksleme veya bekleme mekanizması olarak kullanılabilir. Bu çalışmada sadece istenen hareketi sağlayacak kontrol araştırması yapılmıştır. Bekleme hareketi bu mekanizmanın gerçekleştirebileceği hareketlerden sadece biridir. Beklemenin dışında birçok hareket fonksiyonu da tanımlanabilir. Manyetik olarak tahrik edilen esnek paralel kol mekanizmasının kontrolüyle istenen hareket fonksiyonu oluşturulabilir. Sistemin hız kontrolü de sağlandığında rijit kuplör baskı mekanizması olarak da kullanılabilir. Eğilmiş çubuk kullanılan esnek krank biyel mekanizmasında hız kontrolü ile ilgili bir çalışma Demirel ve diğ. (2008) tarafından yapılmıştır. [38]

Birçok konum kontrollü uygulamalarında yerel kontrolcü olarak PID kontrolcülerini uygun olur. Yüksek hız gerektiren uygulamalarda sistemin yörünge takibi becerisine sahip olması beklenir [39].

Yüksek derece polinomlarla modellenen esnek elemanlar davranış karakteristiklerinin nonlineer olmasından dolayı bulundukları mekanik sistemlerin hareket denklemleri de lineer olmaz. Bu durumda sistemin kontrolünde lineer kontrolcü kullanılamaz. Lineer kontrolcü kullanabilmek için sistemin hareket denklemlerinin lineerleştirilmesi gerekir. Akla gelen ilk yöntem sistemi belirli çalışma noktaları için lineerleştirmektir. Sistemden istenen davranış, çalışma noktasıyla aynı genliğe sahip ise bu yöntem kullanılabilir. Bu yöntemde çalışma noktası dışına çıkılamaz. Sistemi her durumda lineerleştirecek diğer bir yöntem ise durum geri beslemesi ile sistemi tümüyle lineer hale getirmektir. Geri beslemeli lineerleştirme metodu kullanılarak sistem sadece istenen bir çalışma noktası için lineerleştirilmektense çalışılabileceği tüm

durumlar için lineerleştirilmiş olur [40]. Mekanizma her konum değişiminde farklı bir yay katsayısına sahip olacağından, sistem kazanç ölçekli (gain scheduling) kontrol ile kontrol edilmek yerine sistem öncelikle durum beslemeli linearizasyon ile lineerleştirilmiş, daha sonra ise yörünge kontrolü uygulanmıştır.

4.3.1 Durum Geri Beslemesi İle Lineerleştirme

Tek girişli tek çıkışlı sistemlerde, lineer olmayan sistemler

$$\begin{aligned}\dot{x} &= f(x) + g(x)u \\ y &= h(x)\end{aligned}\tag{4.7}$$

şeklinde ifade edilirler. Burada $x \in \mathfrak{R}^n$, f ve g , $\mathfrak{R}^n$ 'de tanımlı düzgün (smooth) vektörleri, h ise sonsuz kere türevi alınabilen bir eğrisel fonksiyonu temsil etmektedir.

Zamana göre türevi alınan y , aşağıdaki gibi formüle edilir

$$\begin{aligned}\dot{y} &= \frac{\partial h(x)}{\partial x} f(x) + \frac{\partial h(x)}{\partial x} g(x)u \\ &= L_f h(x) + L_g h(x)u\end{aligned}\tag{4.8}$$

$L_f h(x) = \mathfrak{R}^n \rightarrow \mathfrak{R}$ ve $L_g h(x) = \mathfrak{R}^n \rightarrow \mathfrak{R}$ olmak üzere sırasıyla h 'nin f ve g 'ye göre Lie türevlerinin yerine kullanılmaktadır. Bundan dolayı $L_f h(x)f$ vektör alanı akışı boyunca h 'deki değişim hızını veren bir fonksiyondur. Aynı şey $L_g h(x)f$ için de geçerlidir.

1. $|L_g h(x)| > \delta_1, \forall x \in U$ ise

$$u = \frac{1}{L_g h(x)} \left[-L_f h(x) + v \right]\tag{4.9}$$

olur. Yeni giriş v 'den çıkış y 'ye birinci dereceden lineer sistem tanımlanması $\dot{y} = v$ gibidir.

2. $L_g h(x) = 0, \forall x \in U$ ise denklem (4.9)'un ikinci kez türevi alındığında

$$\ddot{y} = L_f^2 h(x) + L_g L_f h(x)u\tag{4.10}$$

elde edilir.

3. $|L_g L_f h(x)| > \delta_2, \forall x \in U$ ise kontrol kuralı

$$u = \frac{1}{L_g L_f h(x)} \left[-L_f^2 h(x) + v \right]\tag{4.11}$$

seklini alır. Sonuç olarak $\ddot{y} = v$ şeklinde girişi v çıkışı ise y olan ikinci mertebe lineer bir sisteme ulaşılır.

Yukarıdaki ifadeyi genelleştirmek gerekirse $i = 0, 1, 2, \dots, n$ olmak üzere $|L_g L_f^i h(x)| = 0$ ise $|L_g L_f^{y-1}| > \delta y$ ifadesini gerçekleyen en küçük tamsayısı olsun. Bu durumda kontrol kuralı

$$u = \frac{1}{L_g L_f^{y-1} h(x)} \left[-L_f^n h(x) + v \right] \quad (4.12)$$

olur. Yukarıdaki denklem girişi v çıkışı y olan n . mertebe lineer sistemi sembolize eder [40].

Esnek çift kol mekanizmasındaki mekiğin konum ve hızı durum değişkeni $x = \begin{bmatrix} x_1(konum) \\ x_2(hiz) \end{bmatrix}$ ve sistem çıkışı ise $y = [x_1(konum)]$ olacak şekilde seçilir. Bir önceki bölümde durum geri beslemeli lineerleştirmede kullanılan notasyonlara uygun olarak sistem

$$f(x) = \begin{bmatrix} x_2 \\ -\frac{k_{NF}(x_1)}{m} \end{bmatrix}, g(x) = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{m} \end{bmatrix}, h(x) = x_1 \quad (4.13)$$

şeklinde yazılır. Burada amaç sistem durum değişkenlerini geri besleyerek sistemi lineer hale getirmektir. İstenen giriş çıkış ilişkisi elde edilinceye kadar çıkış fonksiyonunun türevi alınır. Birinci Lie türevi

$$\dot{y} = \frac{\partial h(x)}{\partial x} f(x) + \frac{\partial h(x)}{\partial x} g(x) = L_f h(x) + L_g h(x) u \Rightarrow \dot{y} = x_2 \quad (4.14)$$

Çıkış denkleminde u girişi bulunmadığından ikinci kez Lie türevi alınır

$$\begin{aligned} \ddot{y} &= L_f^2 h(x) + L_g L_f h(x) u \\ v &= \ddot{y} \end{aligned} \quad (4.15)$$

$$u = \frac{1}{L_g L_f h(x)} [\ddot{y} - L_f^2 h(x)] = \frac{1}{1/m} \left[\frac{k_{NF}(x)}{m} + v \right]$$

Çıkış denkleminde u girişi bulunduğundan daha fazla türev almaya gerek yoktur. Yukarıdaki denklemde v sanal (synthetic) giriştir. Esnek çift kol mekanizmasında esnek kolları temsil eden yaylar lineer olmayan yay katsayısına sahip olduğundan krank açılarının yörünge kontrolü durum geri beslemeli lineerleştirme ile gerçekleştirilir. Durum geri beslemesi ile sistem lineerleştirildikten sonra PD ana kontrolcüsü ile sistem kontrol edilir. Sistem çıkışının sistemden beklenen davranışı gösterecek uygun PD kontrol katsayıları bulunur. Burada amaç mekanizmanın bekleme hareketi yapabilmesidir. Mekanizmayı hedeflenen bekleme hareketini yapmaya zorlayacak kontrol kuralı şu şekilde yazılabilir:

$$v = K_P(x_{des} - x) + K_D(\dot{x}_{des} - \dot{x}) = K_P e(t) + K_D \dot{e}(t) \quad (4.16)$$

Yukarıdaki denklemde KP ve KD sırasıyla yazılan kontrol kuralındaki orantısal ve türevsel kontrol katsayılarıdır.

4.3.2 Mekanizmanın Yörünge Kontrolü

4.3.2.1 Kontrol Kuralının Geliştirilmesi

Mekanizmada çok esneyen esnek elemanlar kullanıldığından mekanizmanın hareketini tanımlayan kütle-yay-sönüm modelindeki yay katsayıları lineer değildi. Bir önceki bölümde sistem modeli durum geri beslemesi ile tamamen lineer hale getirilmiş olmaktadır. Mekanizma artık lineer bir sistem gibi davranacağından lineer bir kontrolcü ile de yörünge kontrolü sağlanacaktır.

Yörünge kontrolünde amaç sistemin istenen yörüngeyi en iyi şekilde takip etmesidir. O halde sistem hatası minimize edilmeye çalışılır. Sistemin konum, hız ve ivme hataları sırasıyla

$$\begin{aligned} e &= y_{referans}(t) - y(t) \\ \dot{e} &= \dot{y}_{referans}(t) - \dot{y}(t) \\ \ddot{e} &= \ddot{y}_{referans}(t) - \ddot{y}(t) \end{aligned} \quad (4.17)$$

şeklindedir. Giriş fonksiyonu ise

$$u = \ddot{y} - \alpha_1(\dot{y}_r - \dot{y}) - \alpha_2(y_r - y) \quad (4.18)$$

bağıntısıyla verilir. Kapalı sistemin karakteristik denkleminde yörünge hatası

$$\ddot{e} + \alpha_1\dot{e} + \alpha_2e = 0 \quad (4.19)$$

ile bulunur. Sistemin üstel kararlı olması için karakteristik denklem köklerinin kompleks düzlemin sol yarı bölgesinde olması gerekir. Sistemin başlangıç şartları sıfır kabul edilerek yukarıdaki denklem köklerinin sol yarı düzlemde olması durumunda yörünge hatası zamanla sıfırlanır. Matlab Simulinkte esnek çift kol mekanizmasıyla sürülen krank biyel mekanizması ve yörünge kontrolü modellenmiştir. Dinamik cevabı kontrol edilmek istenen esnek mekanizmanın Matlab simülasyon modelinde denklem (4.15) esas alınarak sistem tüm durumlar için lineerleştirilir. Eğrisel kütle-yay-sönüm modelinde giriş kuvvet, çıkış ise konumdur. Durum geri beslemesiyle bu durum değişir. Yeni giriş; sistemin takip etmesini istediğimiz yörünge, çıkış ise yine konum olur. Yörünge hatasını kabul edilebilir kılan kontrolcü katsayıları deneme yanılma

metoduyla bulunur. Modelden elde edilen konum ise mekanizmanın geometrisinden faydalanılarak krank açısına dönüştürülür.

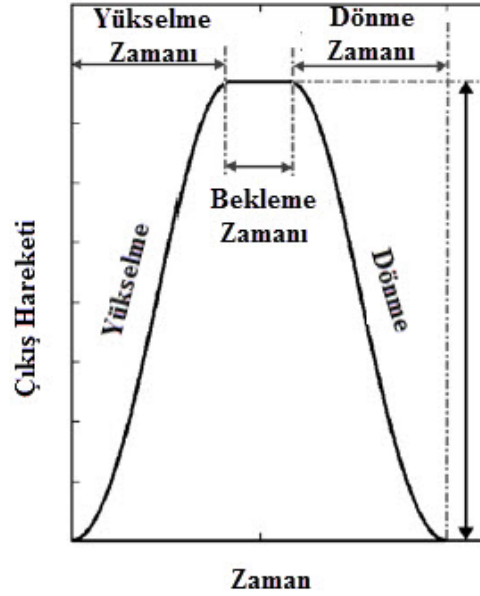
4.3.2.2 Esnek Çift Kol Mekanizmasının Tasarlanması

Bu kısımda ilk olarak tasarlanan esnek çift kol mekanizmasının boyutları verilecek daha sonra ise mekanizmadan beklenen 2 farklı yörünge tanımlanacaktır. Mekanizma esnek elemanların yük-esneme eğrisindeki nonlinear bölgede hareket ettirilecekse veya mekanizmanın aynı anda farklı hareketler yapması isteniyorsa daha önce elde edilen yük-esneme grafiğine göre farklı yay katsayıları kullanılmalıdır. Bu yaklaşımla her durum için ayrı yay katsayılarını hesaba katan katsayı tablosu hazırlanmalıdır. Bu yaklaşımdansa sistemi her durum için lineerleştiren durum geri beslemeli lineerleştirme metodu kullanılmıştır. Sistemde kontrol edilen kuvvet mikro düzeydeki tarak mekanizması veya makro düzeydeki bir manyetik sürücünden elde edilir. Çizelge 4.1’de tasarlanan esnek çift kol mekanizmasının mikro düzeydeki boyutları ve özellikleri verilmiştir. Bu özellikler [2]’deki örnek bir mekanizmayla aynı ölçülerdedir. Esnek çubukların kesit alanı, MEMS çubuk üretiminde esnek mekanizmalarda sıklıkla kullanılan tek kat $2\ \mu m$, iki kat $3,5\ \mu m$ ve üç kat $4,5\ \mu m$ ölçülerine göre seçilmiştir. Bu çubuklar gerektiği takdirde uygun üretim yöntemleri ile farklı kalınlıklarda üretilebilir. Rijit hareketli gövdenin ağırlığı ise esnek çubukların taşıyabileceği sınırlar gözönüne alınarak belirlenmiştir. Krank biyel mekanizmasının r ve L ölçüleri esnek çubukların maksimum uzamasına olanak verecek şekilde belirlenmiştir.

Bekleme hareketi bu çalışmada mekanizmadan istenen bir davranıştır. Bekleme hareketi herhangi bir kuvvet veya hareket girişine karşın çıkışta hiçbir hareketin gözlenmemesidir. Bekleme hareketi 4 parametreden oluşur: yükselme zamanı,

Çizelge 4.1: Esnek süspansiyon mekanizmasının boyutları ve özellikleri.

Mekanizma Parçaları	Boyutları ve Özellikleri
Esnek kol uzunluğu	$250\ \mu m$
Biyel kütlesi	$4,025 \cdot 10^{12} kg$
Kiriş kesiti	$(3\ \mu m - 1\ \mu m) \times 3,5\ \mu m$ (I. Durum ve II. Durum)
$I = \frac{bh^3}{12}$	$7,1458 \cdot 10^{-24} m^4$
E (Elastiklik modülü)	$1,4 \cdot 10^{11} N/m^2$ (poli-silisyum)
r (Krank Kolu)	I. Durum: $40\ \mu m$, II. Durum: $100\ \mu m$



Şekil 4.9: Bekleme hareketini tanımlayan parametreler.

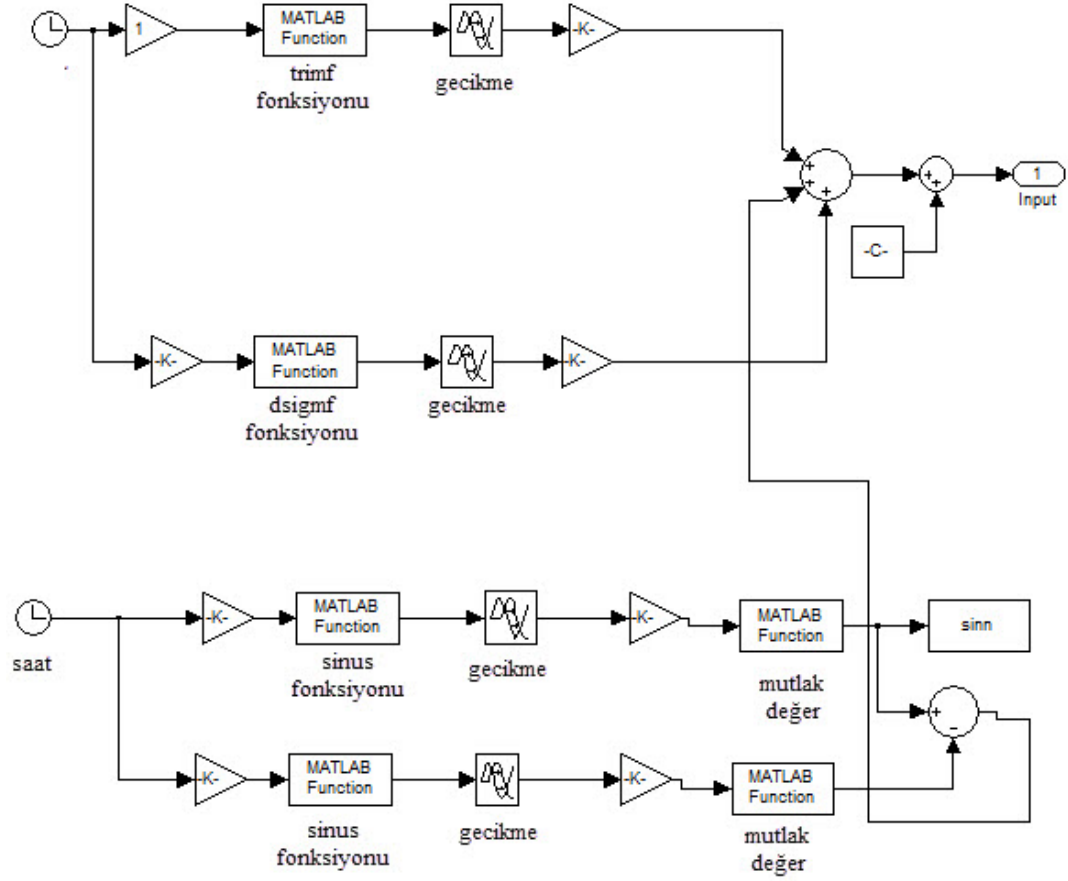
bekleme zamanı, geri dönüş zamanı ve yükselme/dönme. Örnek bir bekleme hareketi Şekil 4.9’da gösterildiği gibidir. Mekanizmadan beklenen, iki farklı hedef yörüngenin takip edilebilmesidir. I. Durumda mekanizmanın elastik deformasyon bölgesinde $\pm 70 \mu m$, II. Durumda ise $\pm 190 \mu m$ esnemesi istenmektedir. Biyelin $\pm 70 \mu m$ ve $\pm 190 \mu m$ esnemesi durumunda elastik çubuklarda sırasıyla 864 MPa ve 830 MPa maksimum eğilme gerilmesi oluşur.

4.3.2.3 Durum I

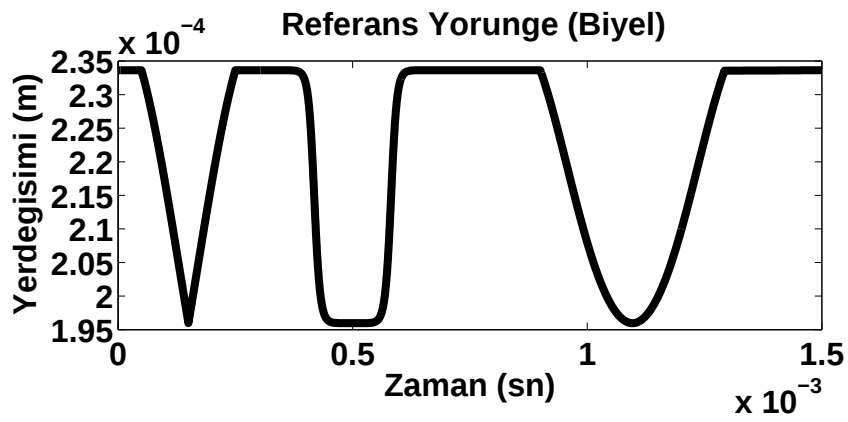
Mekanizmanın ilk olarak aynı genlikte fakat farklı hareket fonksiyonlarını takip etmesi istenmektedir. Hedeflenen yörünge Matlab Simulink modelde gerekli fonksiyonlar ve gecikmelerle aşağıdaki gibi hazırlanır (Şekil 4.10-4.12). I. Durumda biyel maksimum $37,72 \mu m$ hareket etmektedir. Biyelin $37,72 \mu m$ ’lik hareketi ankastre kirişin $9,42 \mu m$ esneme miktarına tekabül eder. Kirişin yerdeğişimi normalize edildiğinde

$$\frac{x_{dikeyesneme}}{L_{kiris}} = \frac{9,42 \cdot 10^{-6}}{1,25 \cdot 10^{-4}} = 0,0754 \quad (4.20)$$

esneme miktarı bulunmuş olur. Şekil 4.13’deki normalize yük-esneme eğrisinde 0,018’e kadar eğrinin lineer davrandığı görülür. Şekilde de görüldüğü gibi hareket alanımız esnek elemanların lineer hareket ettiği bölgededir. Esnek süspansiyon mekanizmasının durum geri beslemeli lineerleştirilmesiyle referans yörüngeyi takip



Şekil 4.10: Referans yörüngenin Matlab Simulink modeli.



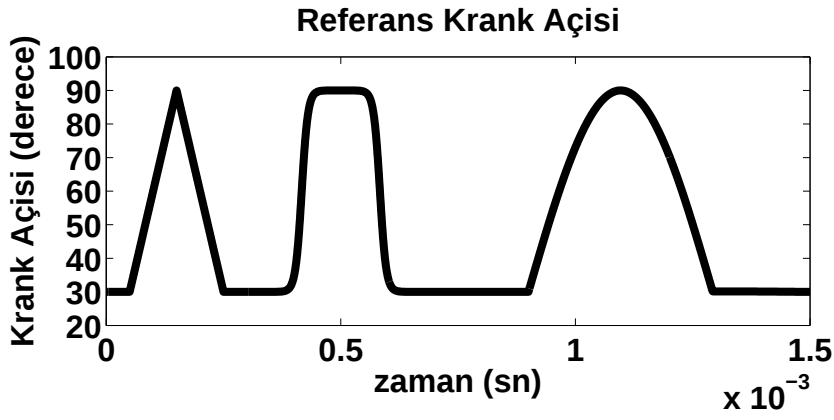
Şekil 4.11: Durum I için hareketli biyelin referans yörüngesi.

etmesini sağlayacak yörünge kontrollü modeli Matlab Simulink'den elde edilir. Modelde sırasıyla;

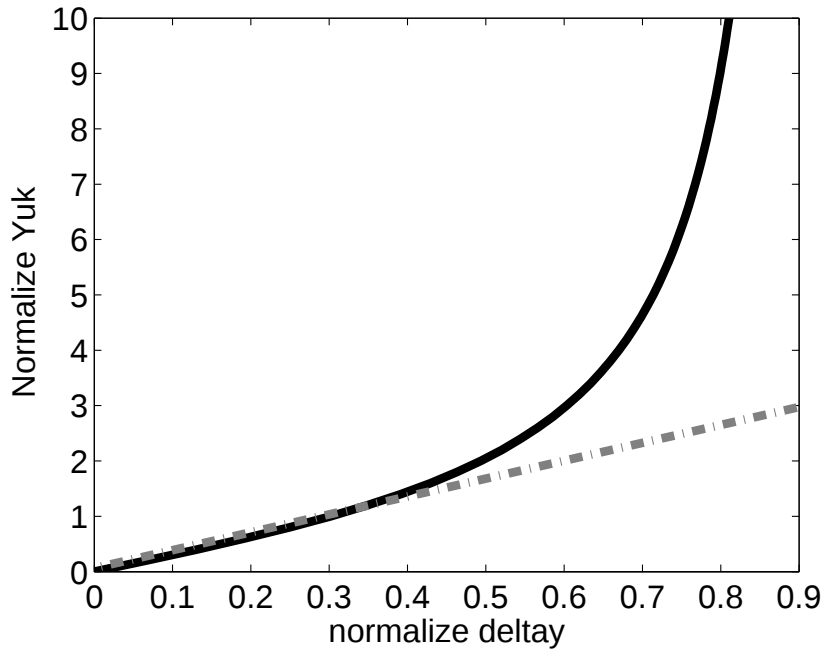
- i. Referans yörüngeler tasarlanır.
- ii. Referans yörünge ile krank açısının izlemesi gereken yörünge kastedildiğinden ilgili formülle referans krank açısı referans biyel açısına

$$f(x) = r \cos \theta + \sqrt{L^2 - r^2 \sin^2 \theta} \quad (4.21)$$

formülü ile dönüştürülür.



Şekil 4.12: Durum I için referans krank açısı.



Şekil 4.13: Ankastre kirişin normalize yük esneme eğrisi.

iii. Hata kontrolcüye beslenerek kontrol edilmeye çalışılır (min. hata elde edilir)

$$v = K_P(x_{referans} - x_{cikis}) + K_D(\dot{x}_{referans} - \dot{x}_{cikis}) \quad (4.22)$$

iv. Durum geri beslemeli lineerleştirme ile sistem tamamen lineerleştirilir:

$$u = vm + k_{NF}(x) \quad (4.23)$$

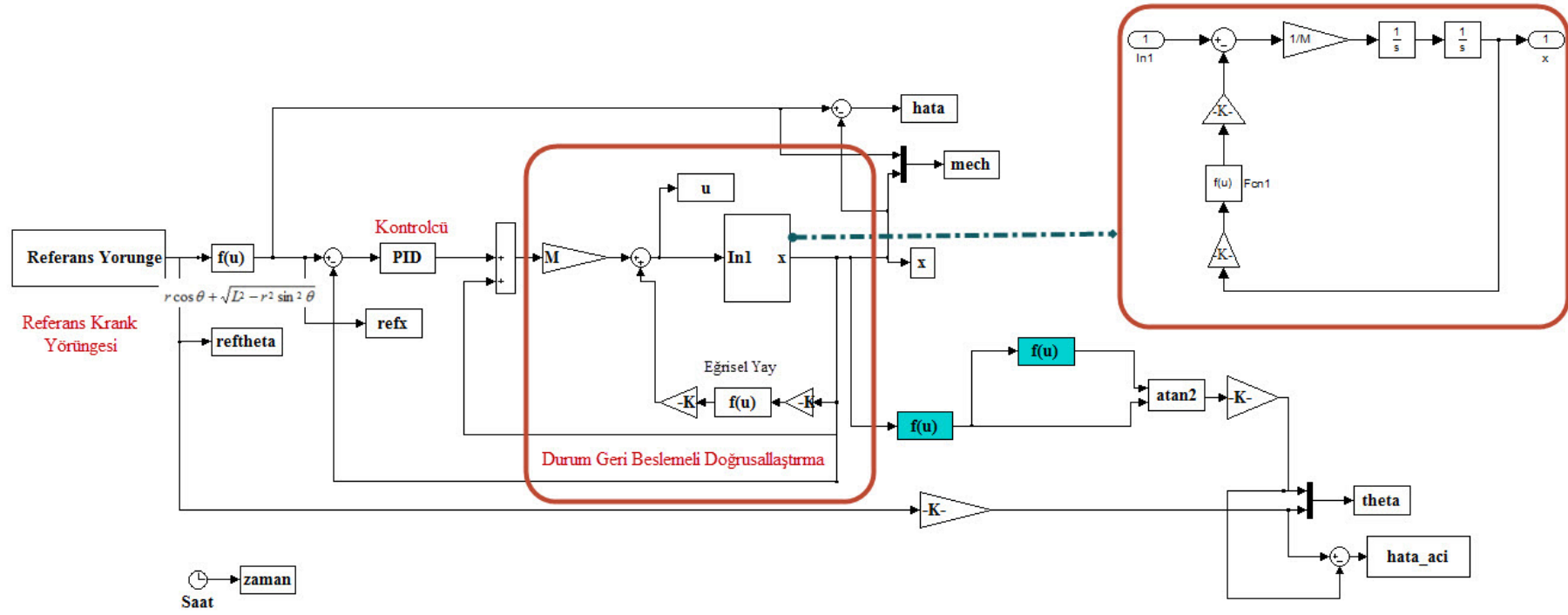
$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= \frac{1}{M}(-Cx_2 - k_{NF} + u) \end{aligned} \quad (4.24)$$

yazılarak biyelin zamanla yerdeğişim ve hızı elde edilir.

v. Biyelin konumu-krank açısı ilişkisi mekanizmasının geometrisinden bulunur:

$$\begin{aligned} \cos \theta &= \frac{r^2 + x^2 - l^2}{2rx} \\ \sin \theta &= \sqrt{r^2 - \left(\frac{r^2 + x^2 - l^2}{2rx}\right)^2} \\ \theta &= \text{atan}\left(\frac{r^2 + x^2 - l^2}{2rx}, \sqrt{r^2 - x^2}\right) \end{aligned} \quad (4.25)$$

Esnek süspansiyon çift kol mekanizmasının referans yörüngeleri izlemesini sağlayacak durum geri beslemeli kontrollü modeli yukarıdaki sıralamaya uygun olarak Matlab Simulink'te hazırlanır (Şekil 4.14) PD kontrolcüsüyle kontrol edilen esnek süspansiyon mekanizmasının yörünge kontrolü için hazırlanan modelden elde edilen sonuçlar Şekil 4.15'de gösterilmiştir. Aşağıdaki şekillerden de görüldüğü gibi krank; referans krank açısını bekleme durumunda 0 hatayla, diğer durumlarda da maksimum 0,5° hatayla takip etmektedir. Biyel, elastik çubukların lineer hareket ettiği alanda hareket ettiğinden durum geri beslemeli lineerleştirmek yerine bekleme hareketini yaptığı yerdeğişim miktarı çalışma noktası olarak seçilebilir. Sistemi çalışma noktasında lineerleştirdikten sonra Laplace Dönüşümü alınarak sistemin kütle-yay-sönüm elemanlarından oluşan ikinci dereceden transfer fonksiyonu elde edilir.



Şekil 4.14: Kontrollü esnek süspansiyon mekanizmasının Matlab Simulink modeli.

4.3.2.4 Durum II

Mekanizmanın farklı genlikteki üç bekleme hareketi yapması istenmektedir. I. durumdan farklı olarak krank kolu (r) 100 μm 'dir. Referans olarak belirlenen biyel konumu ve referans açıları Şekil 4.16'de gösterilmiştir. Referans yörüngede biyel maksimum 179,5 μm kadar hareket etmiştir. O halde kiriş dörtte bir oranında hareket etmiştir. Düşey kuvvet altındaki kirişin düşey yöndeki normalize esneme miktarı ise

$$\frac{x_{deyesneme}}{L_{kiris}} = \frac{44,87 \cdot 10^{-6}}{1,25 \cdot 10^{-4}} = 0,3590 \quad (4.26)$$

değerine sahiptir. Bu değer Şekil 4.13'de de görüldüğü gibi eğrisel yük-esneme bölgesidir. Durum I'dekinin aksine, referans yörünge farklı bölgelerde bekleme hareketi yaptığından sistemin hareketini tanımlayan hareket denklemi tek bir çalışma noktası civarında lineerleştirilemez. Durum II için durum geri beslemeli lineerleştirme kaçınılmazdır. Bu kısımda durum geri beslemeli lineerleştirme yerine, sistemi elde edilecek 3 ayrı lineer model için, kontrol edecek kazanç ölçekli kontrolcü de kullanılabilirdi. Fakat durum geri beslemeli kontrolle lineer olmayan sistem lineer hale getirilerek büyük bir kolaylık sağlanmış olur. Durum geri beslemesi ile lineerleştiren sistemin yörünge kontrolü uygulandığında elde edilen sonuçlar Şekil 4.17'de gösterilmiştir.

4.4 Eğilme Kırılması İçin Gerilme Hesabı

Bu kısımda esnek kirişte esneme sırasında oluşan gerilme analizi yapılacaktır. Esnek kiriş daha fazla esnedikçe eğilme şekli değişir. Kirişin ankastre ucunda maksimum gerilme oluşur. Eğrisel esneme sırasında oluşan eğilme gerilmesi

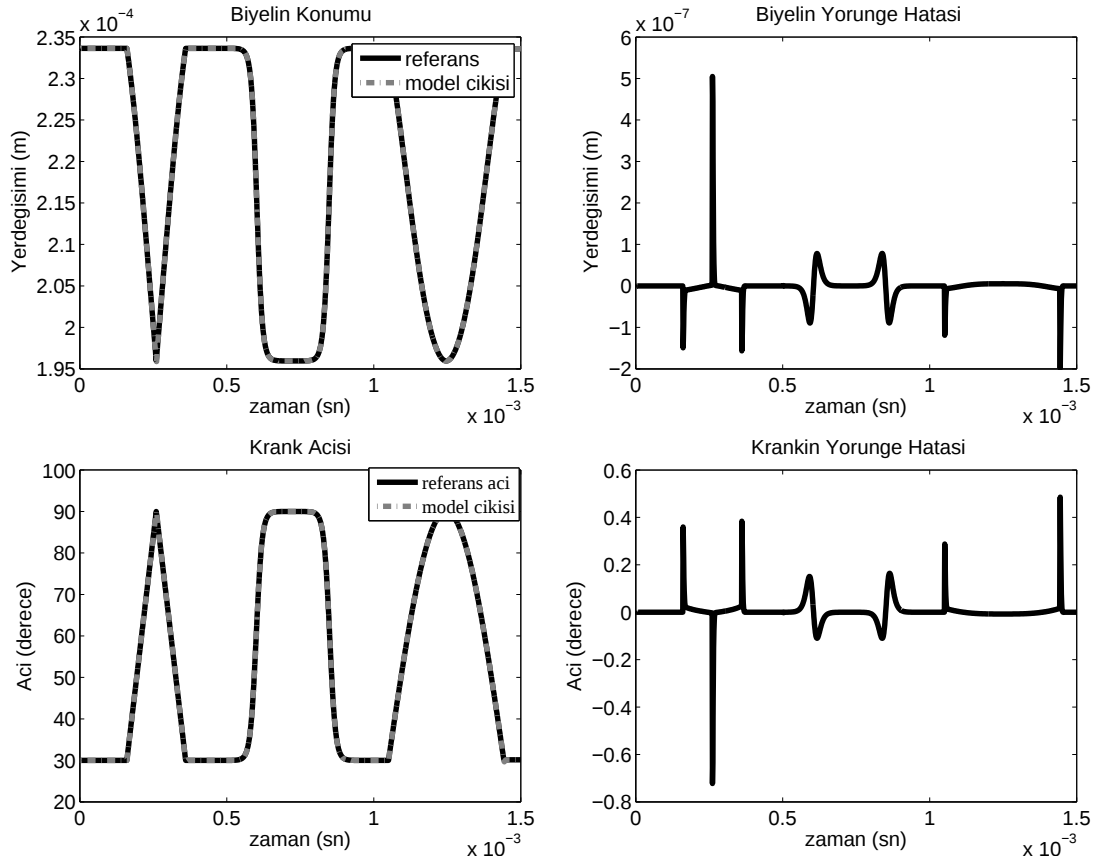
$$\sigma_e = \frac{M}{I}y = \frac{6P(L - \delta_x)}{bh^2} \quad (4.27)$$

şeklindedir. İlgilendiğimiz kiriş düşey olduğundan yatay kuvvet altındaki dik kirişin normalize yük esneme eğrisinden P kuvveti ve δ_y esneme miktarı bulunur. Lineer teoriye göre ankastre kirişin uç noktasının eğilme miktarı

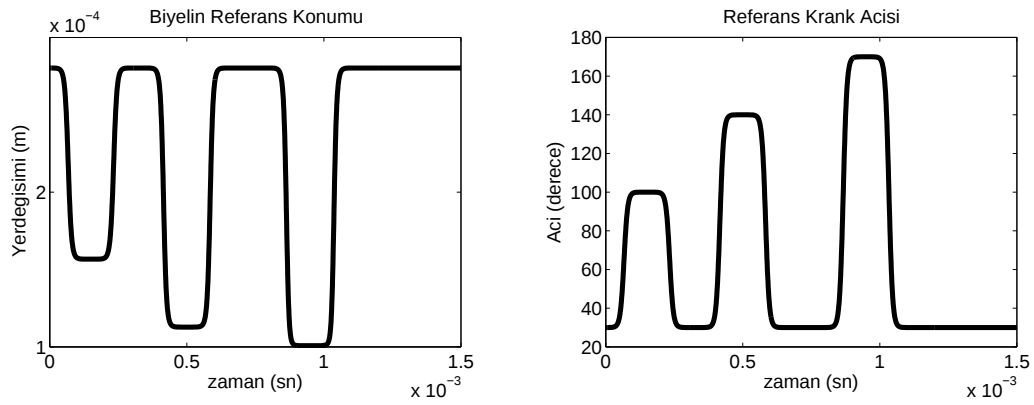
$$\delta_y = \frac{6PL^3}{3EI} \quad (4.28)$$

formülü ile verilir. Gerilme formülünde δ_x yerine δ_y yazılırsa eğilme gerilmesi

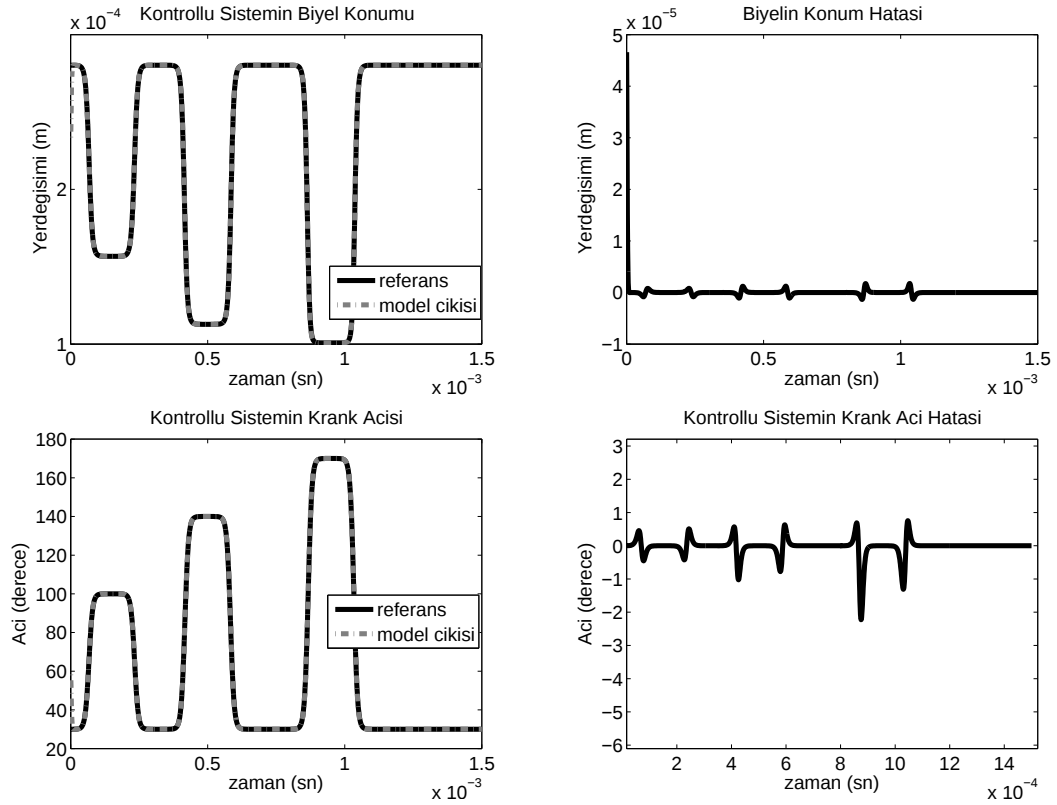
$$\sigma_e = \frac{3Eh\sigma_x}{2L^2} \quad (4.29)$$



Şekil 4.15: I. Durum için esnek süspansiyon mekanizmasının yörünge kontrolünde elde edilen sonuçlar.



Şekil 4.16: Krank kolu $r=100 \mu m$ için belirlenen referans yörüngeler.



Şekil 4.17: İkinci durum için kontrollü sistemden elde edilen model sonuçları.

halini alır. Daha önce de belirtildiği gibi esnek kiriş polisilikon malzemeden seçildiğinden polisilikon malzemenin akma dayanımı 930 MPa'dır. I. Durum ve II. Durum için maksimum akma dayanımları 462,33 MPa ve 778,05 MPa olup polisilikonun maksimum akma dayanımından düşüktür.

4.5 Mekanizmanın Kullanım Alanları

Kontrollü esnek çift kol mekanizması farklı alanlarda kullanılabilir. Örnek vermek gerekirse esnek çift kol mekanizması mikro veya makro düzeydeki yanmalı motorlarda yakıt girişini valfin kapağını açıp kapatmak suretiyle kontrol edebilir.

Literatürde elektromanyetik sürülen kam mekanizma çalışmaları mevcuttur. Nitü ve diğerleri elektrikle sürülen ve elektronik kontrolü sağlanan termal motorlardaki yakıt dağıtım sisteminin klasik subap mekanizması için bir alternatif olarak sunmuşlardır (Şekil 4.18) [41].

Şekil 4.18'de gösterilen mekanizma valfi eski konumuna döndürecek ters yönde 2 lineer yaya sahiptir. Bu çalışmada valfin istenilen zamanda istenilen dinamik

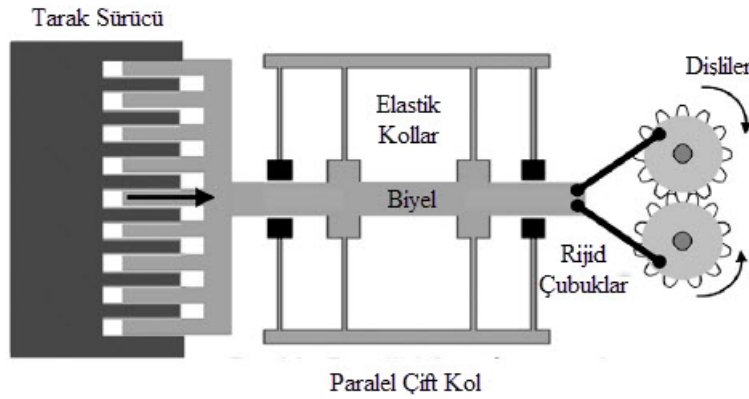
performansı gerçekleştirecek elektromanyetik olarak tahrik edilen sistem tasarımı, modeli ve deneyi yapılmıştır.

Esnek çift kol mekanizması, valfiin kontrolünde kullanılan klasik kam mekanizmasına bir alternatif olabilir. Şekil 4.19'deki lineer yaylar ve bağlantıları yerine tek parça esnek mil ve valf taşıma kolu kullanılabilir. Benzer bir mekanizma esnek mekanizma prensibine göre Şekil 4.20'deki gibi 3 boyutlu olarak tasarlanmış ve deneysel olarak gerçekleştirilmiştir yapılmıştır. Süspansiyon vazifesi gören esnek mekanizma üç paralel çift kol mekanizmasına sahiptir [42].

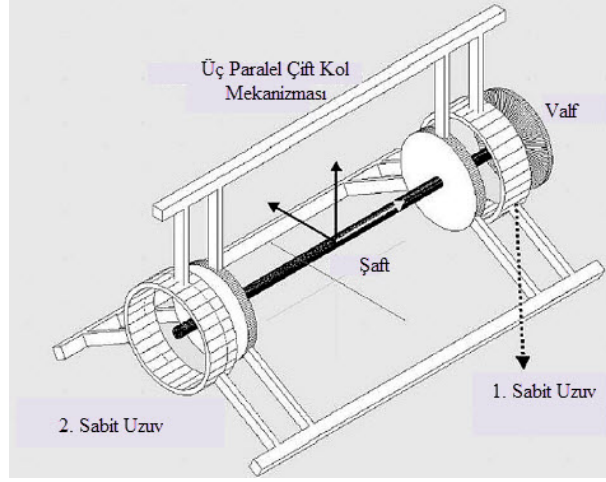
Yukarıdaki mekanizma ile varolan çizgi mekanizmalarından daha az talaş çıkaran ve daha düzgün sonuç veren bir mekanizma üretilmiştir. Şekil 4.20'deki mekanizma lineer bobinle de tahrik edilebilir. Lineer bobin, pistondaki aksel hareketin itme ve çekme etkisiyle, elektrik enerjisini mekanik güce dönüştürür. Gövdede bulunan bobin elektrik akımıyla beslenir. Düşük kuvvet ve uzun süreli kullanılmaya müsait ilgili paralel kol valf sürpansiyon mekanizmasını çalıştırabilecek lineer bobin özel



Şekil 4.18: Valf kontrol armatürünün bir kısmı (Nitu ve diğerleri).

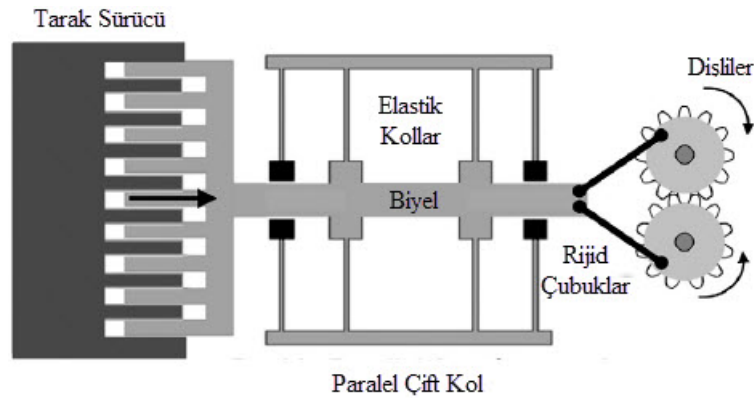


Şekil 4.19: Elektromanyetik sürücü (Nitu ve diğerleri).



Şekil 4.20: Yanmalı motorlarda yakıt girişini sağlayan valf hareket mekanizması.

olarak tasarlanabilir. Böylece mekanizma istenilen zamanda istenilen konumda olacak şekilde valfi açar veya kapatır. Paralel çift kol mekanizmasındaki mil eksenini zamanla değişmediğinden valf taşıma kumanda kutulu bobinle sürülebilir. Paralel çift kol mekanizması mikro düzeydeki tarak sürücüler için süspansiyon görevi görürler. Şekil 4.21’de görüldüğü gibi yere göre paralel ve de lineer hareket eden biyele 2 rijit kol bağlanarak lineer hareket döner harekete dönüştürülür. Tarak sürücünün oluşturduğu kuvvet kontrol edilerek istenen giriş (farklı yükselme açıları ve periyodları) elde edilir. Bu mekanizma akışkan kapaklarını açıp kapamada, farklı elektrik devrelerinin birbirlerine bağlanmasında ve güvenlik amaçlı mekanik şifre anahtarı gibi kullanım alanı bulabilir.



Şekil 4.21: Tarak sürücüyle hareket ettirilen esnek çift kol mekanizmasının MEMs tasarımı.

5. ESNEK 5 KOL MEKANİZMASI TASARIMI VE KONTROLÜ

Literatürde rijit elemanlardan oluşan mekanizmalar hakkında gerekli teoriler tamamıyla geliştirilmiş olup, en yaygın bir girişli rijit mekanizma 4 çubuk mekanizması ve benzer şekilde en yaygın iki girişli mekanizma 5 çubuk mekanizmasıdır. Ayrıca 5 çubuk mekanizmasına robotik konusunda iki tane düzlemsel R-R (revolute-revolute) (döner-döner) robotun ortak olarak bir cismi taşıması probleminde rastlanır. Bizim burada tasarlayacağımız mekanizma *mesnetleri çok esneyebilen 5 çubuk mekanizması* ve literatürde bu konuda sadece [43]'de sunulan tasarıma rastlanmıştır. Bu tasarım kol kaslarının geliştirilmesi için kullanılmıştır. Tezin bu bölümünde farklı bir esnek (compliant) 5 çubuk tasarımı yörünge kontrolü amacıyla tasarlanacaktır.

Literatürde çok esneyen mekanizmaların kontrolü konusunda bir çalışmaya rastlanmamıştır. Bu konuda yapılan çalışmalar daha ziyade lineer esneme teorisinin kullanıldığı ve nano hassasiyet konusunda olan çalışmalardır. Çok esneyen mekanizmaların kontrolü konusuna literatürde 2005 yılına kadar rastlanılmamaktadır. Literatürde bu alandaki çalışmalar henüz çok fazla olmadığı için bu konuda katkıda bulunabilecek alan oldukça fazladır.

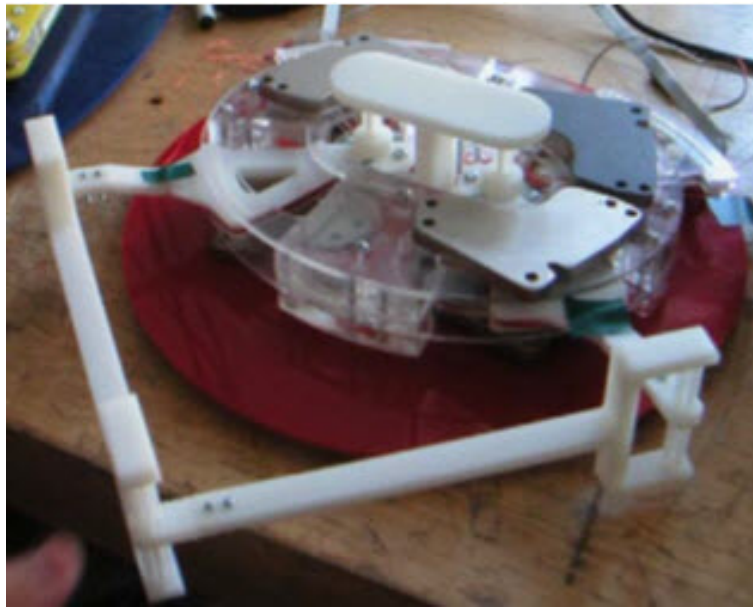
Rijit 5 çubuk mekanizması kullanılarak hibrid mekanizması ve duyu (haptic) cihazı yapılabilir. Aynı zamanda robotik ve cerrahi uygulamalarda rijit beş kol mekanizmaları kullanılmaktadır. Connor ve diğ. (1995) tabandaki kollarından biri DC motorla diğeri programlanabilir bir servo motor ile hareket ettirilen rijit, hibrid bir beş kol mekanizmanın analizini yapmışlardır. Araştırmalarında optimal kol uzunlularını genetik algoritması kullanarak bulmuşlardır [44].

Cheng ve diğ. (2001) sabit hızlı ve servo motorla sürülen iki serbestlik derecesine haiz hibrid beş kol mekanizmasının kinematik çözümü ve yörünge kontrol çalışması yapmışlardır [45]. Lee ve diğerleri gereğinden fazla sürülen beş çubuk mekanizmasının uç noktasını PD kontrolcüsü ile deneysel olarak kontrol etmişlerdir [46].

Lineer ve lineer olmayan sistemlerin kontrolü çalışmaları her zaman geniş araştırma alanına sahip olmuştur. Sistem kontrolünde her geçen gün yeni çalışma alanları ortaya çıkmaktadır. Plamondon ve Nahon denizaltının kontrolünü "Floquet Teorisi" ile kontrol etmişlerdir. [47]. Araştırmalarından elde ettikleri sonuca göre denizaltının matematik modeli çıkarıldığı takdirde bilinen PD kontrolcüsü yerine floquet teorisi kullanılarak uygulanan yörünge kontrolü hem deneysel hem de teorik sonuçları itibariyle bilinen PD kontrolcüsünden daha iyi sonuç vermektedir. Floquet teorisinin üstünlüklerinden biri kontrol parametrelerinin ayarlanmasına gerek olmamasıdır.

Bellakehal ve diğ. (2011) paralel robot manipülatörünün uç noktası ve etkileyen kuvvetleri de hesaba katarak paralel kuvvet-görünüm kontrolünü geliştirmişlerdir [48].

Kısmen esnek mekanizma tasarımı ve kontrol çalışmalarına literatürde rastlanmaktadır. Gillespie ve diğ. (2008) "cTouch" adını verdikleri esnek beş kol mekanizması tasarlamışlardır (Şekil 5.1). Mekanizma ses bobini ile tahrik edilmektedir. Esnek mafsalların sertlik katsayılarını transdüser, açısal enkoder ve bir jig ile deneysel elde etmişlerdir. Böylelikle esnek mafsallarda depolanan torklar kaydedilebilir hale gelir. Mekanizmanın ataleti sarkaç deneyiyle bulunmuştur. Sistemin sönüm katsayısı sistemin frekans cevabına ikinci mertebeden bir transfer fonksiyonu uydurarak elde edilir. Esnek mafsallarda depolanan torklar model tabanlı kontrolcüyle kontrol edilmiştir [43]. Tezin bu kısmında tasarlanan mekanizma bu mekanizmadan kullanım alanı ve parçalarının farklılığıyla ayrılır.



Şekil 5.1: Michigan Üniversitesi'nde yapılan esnek 5 kol mekanizması (haptic device).

Esnek beş kol mekanizması ilerideki çalışmalarda model helikopterlerin yalpa disklerinin kontrolünde kullanılabilir. Bu durumda mekanizmanın 3 boyutlu olarak tasarlanması gerekir.

Burada tasarlanacak çok esneyen 5 kollu mekanizma literatürdekileri aynı isme sahip mekanizmalardan farklıdır. Literatürde bulunan 5 kollu esnek mekanizmalar küçük esnemeler bölgesinde çalışan mekanizmalardır ve nano hassasiyete sahip aletlerin geliştirilmesi için genelde mikro seviyede imal edilmiş ve kullanılmıştır. Bu çalışmada simülasyonlar makro seviyede çok esneyen mekanizmalar için yapılacaktır.

Mekanizma tamamen esnek elemanlardan oluştuğu için literatür açısından yeni bir tasarımıdır. Tasarımı ve kontrolü yapılan esnek 5 kol mekanizması çalışmasında sırasıyla

1. Esnek beş çubuk mekanizmasının PRBM (Pseudo rigid Body Model) eşleniği bulunur. Bu esnek mekanizma ile aynı kinematik davranışı gösteren ve aynı yük esneme karakteristiğine sahip rijit bir mekanizma ve eklemlerindeki burulma yaylarından oluşur.
2. Kinematik ve dinamik analiz için gerekli vektörel denklemleri yazılıp; buradan birinci ve ikinci türev alınarak hız ve ivme bağlantıları bulunur. Burada önemli bir husus da (dikkat edilmesi gereken nokta) PRBM metodunun eşlenik yay katsayısının ilgili mekanizmayı doğru olarak temsil edecek yük esneme eğrilerine sahip olmasıdır.
3. Eğer yukarıda bahsedilen modellemeler doğru olarak yapılırsa konu standart yörünge izleme problemine dönüşür ki bu literatürde oldukça sık olarak irdelenmiş bir konudur. Bu çalışmanın literatüre diğer bir katkısı da burada anlatılan metodolojinin düzlemsel herhangi bir çok esnek mekanizmaya uygulanabilir olmasıdır. Ayrıca bir mekanizmanın ve rijit eşleniğinin nasıl bulunacağı ve bunun standart yörünge takibi konusuna nasıl uygulanacağını gösterilmesidir. Tasarımının yanısıra kontrol problemi içermesi esnek mekanizma çalışmaları için yeni bir araştırma konusudur.

5.1 Esnek (Compliant) 5 Kol Mekanizmasının Analizi

Mekanizmanın matematik modelinin oluşturulmasında izlenen adımlar şu şekildedir:

- Tasarlanan esnek beş çubuk mekanizmasının PRBM eşleniği bulunur. PRBM modeli, kolları tamamen esnek mekanizma ile aynı kinematik davranışı gösteren ve aynı yük esneme karakteristiğine sahip rijit bir mekanizma ve eklemlerindeki burulma yaylarından oluşur.
- Kinematik ve dinamik analiz için gerekli vektörel denklemleri yazılır ve birinci ve ikinci türevleri ile hız ve ivme bağlantıları elde edilir.
- Denklemler $[A][x] = [B]$ formatı haline getirilerek bilinmeyenler $x = [A]^{-1}[B]$ şeklinde çözülür.

Eşlenik gövde modeli esnek mekanizmaların analiz ve tasarımını kolaylaştırmaktadır. Esnek kirişler doğrusal olmayan esnemeye uğradıklarından aynı özelliklere sahip yay modelleri kullanılarak mekanizmadaki esneklik sembolize edilir. Tasarımı, analizi ve kontrol çalışması yapılan kolları tamamen esnek 5 kol mekanizması Şekil 5.2’de gösterilmiştir. Mekanizmanın analizinde kolaylık sağlayan rijit eşlenik gövde modeli ise Şekil 5.3’de verilmiştir.

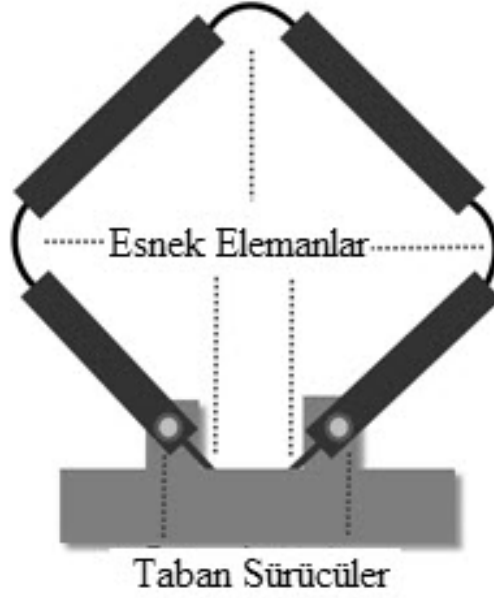
Matematik model esnek mekanizmanın rijit eşlenik gövde modeline kolların birleşme noktalarında yay elemanı eklenerek elde edilir. Mekanizma uzuvları bağlantı noktalarından ayrıştırıldığında $L \gg l$ ise yani esnek olan kısım rijit kısımdan çok küçükse bu durumda kirişteki esnekliği sembolize edecek yay katsayısı

$$K = \frac{EI}{l} \quad (5.1)$$

şeklinde dir. Burada E , esnek elemanın elastiklik modülü, I esnek elemanın atalet momenti ve l ise esnek elemanın uzunluğudur. Mekanizmanın dinamik denklemlerinin elde edilmesinde kullanılacak torklar ise

$$\tau = -\frac{EI}{l}(\theta - \theta_0) \quad (5.2)$$

bağıntısıyla verilir. θ , kirişin burulma açısı ve θ_0 ise yayın burulmadan önceki ilk açılal konumudur. Sistemi oluşturan parçalar için yazılabilecek hareket denklemleri



Şekil 5.2: Esnek (compliant) 5 kol mekanizması.

aşağıda verilmektedir.

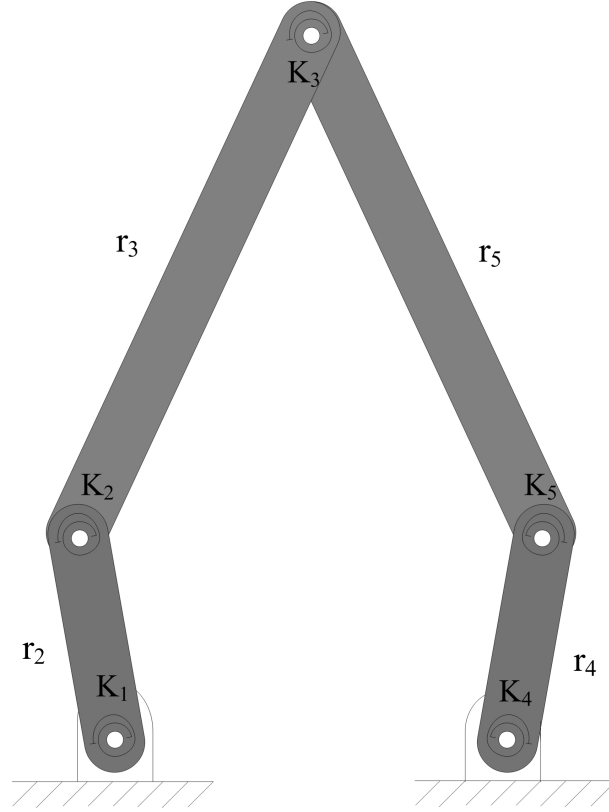
$$\begin{aligned}\Sigma F_x &= ma_x \\ \Sigma F_y &= ma_y \\ \Sigma M &= I_m \alpha\end{aligned}\tag{5.3}$$

Burada I_m cismin kütle merkezine göre yazılan kütle sel atalet momneti ve α ise cismin açısal ivmesidir. Mekanizmanın çözümü için başka denklemlere de ihtiyaç duyulur. Bu denklemler ise kapalı form vektör denklemleridir. Hareket denklemlerinden Şekil 5.4’de görülen kollara ait denklemler sırasıyla aşağıdaki gibi yazılabilir. 2. kola ait denklemler

$$\begin{aligned}F_{32x} + F_{12x} &= m_2 a_{c2x} \\ F_{32y} + F_{12y} &= m_2 a_{c2y} \\ F_{12x} r_{c2} \sin \theta_2 + F_{12y} r_{c2} \cos(\pi - \theta_2) - F_{32y} r_{c2} \cos(\pi - \theta_2) - F_{32x} r_{c2} \sin(\pi - \theta_2) \\ &+ \tau_2 = I_2 \alpha_2 - (M_1 + M_2)\end{aligned}\tag{5.4}$$

3. kola ait denklemler

$$\begin{aligned}F_{53x} - F_{32x} &= m_3 a_{c3x} \\ F_{53y} - F_{32y} &= m_3 a_{c3y} \\ -F_{53x} r_{c3} \sin \theta_3 + F_{53y} r_{c3} \cos \theta_3 + F_{32y} r_{c3} \cos \theta_3 \\ &- F_{32x} r_{c3} \sin \theta_3 = I_3 \alpha_3 + (M_2 + M_3)\end{aligned}\tag{5.5}$$



Şekil 5.3: Esnek 5 kol mekanizmasının rijit eşlenik gövde modeli (PBRM).

5. kola ait denklemler

$$F_{45x} - F_{53x} = m_5 a_{c5x}$$

$$F_{45y} - F_{53y} = m_5 a_{c5y}$$

$$F_{45y} r_{c5} \cos(\pi - \theta_5) + F_{45x} r_{c5} \sin \theta_5 + F_{53y} r_{c5} \cos(\pi - \theta_5) + F_{53x} r_{c5} \sin \theta_5 = I_5 \alpha_5 - (M_3 + M_5) \quad (5.6)$$

4. kola ait denklemler

$$F_{14x} - F_{45x} = m_4 a_{c4x}$$

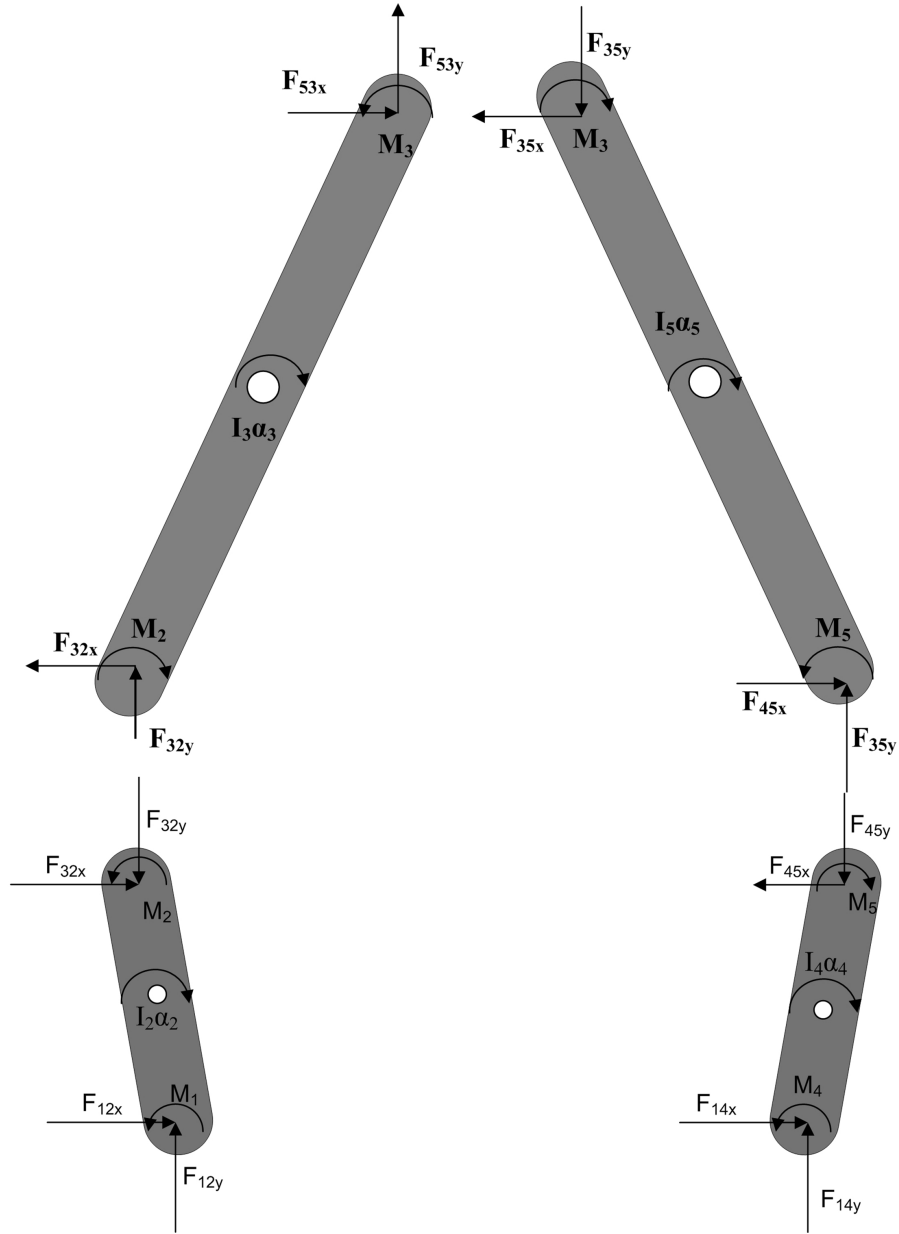
$$F_{14y} - F_{45y} = m_4 a_{c4y}$$

$$-F_{14y} r_{c4} \cos \theta_2 + F_{14x} r_{c4} \sin \theta_4 - F_{45y} r_{c4} \cos \theta_4 + F_{45x} r_{c4} \sin \theta_4 + \tau_4 = I_4 \alpha_4 + (M_5 - M_4) \quad (5.7)$$

Esnek 5 kol mekanizması için konum bağıntıları aşağıdaki gibi formüle edilir:

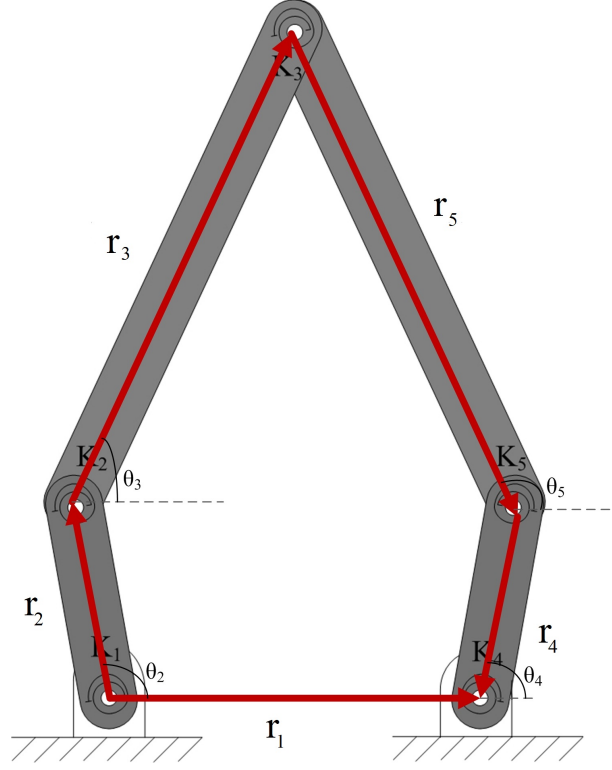
$$\begin{aligned} r_2 \cos \theta_2 + r_3 \cos \theta_3 + r_5 \cos(\pi + \theta_5) + r_4 \cos(\pi + \theta_4) &= r_1 \\ r_2 \sin \theta_2 + r_3 \sin \theta_3 + r_5 \sin(\pi + \theta_5) + r_4 \sin(\pi + \theta_4) &= 0 \end{aligned} \quad (5.8)$$

Yerdeğiştirme vektörlerinin birinci ve ikinci türevlerinden kolların kütle merkezlerinin hız ve ivmeleri elde edilir.



Şekil 5.4: Esnek 5 kol mekanizmasındaki kolların serbest cisim diyagramları.

$$\begin{aligned}
 a_{c2x} &= -r_{c2} \cos \theta_2 \omega_2^2 - r_{c2} \sin \theta_2 \alpha_2 \\
 a_{c2y} &= -r_{c2} \sin \theta_2 \omega_2^2 + r_{c2} \cos \theta_2 \alpha_2 \\
 a_{c3x} &= -r_2 \cos \theta_2 \omega_2^2 - r_2 \sin \theta_2 \alpha_2 - r_{c3} \cos \theta_3 \omega_3^2 - r_{c3} \sin \theta_3 \alpha_3 \\
 a_{c3y} &= -r_2 \sin \theta_2 \omega_2^2 + r_2 \cos \theta_2 \alpha_2 - r_{c3} \sin \theta_3 \omega_3^2 + r_{c3} \cos \theta_3 \alpha_3 \\
 a_{c5x} &= -r_4 \cos \theta_4 \omega_4^2 - r_4 \sin \theta_4 \alpha_4 - r_{c5} \cos \theta_5 \omega_5^2 - r_{c5} \sin \theta_5 \alpha_5 \\
 a_{c5y} &= -r_4 \sin \theta_4 \omega_4^2 + r_4 \cos \theta_4 \alpha_4 - r_{c5} \sin \theta_5 \omega_5^2 + r_{c5} \cos \theta_5 \alpha_5 \\
 a_{c4x} &= -r_{c4} \cos \theta_4 \omega_4^2 - r_{c4} \sin \theta_4 \alpha_4 \\
 a_{c4y} &= -r_{c4} \sin \theta_4 \omega_4^2 + r_{c4} \cos \theta_4 \alpha_4
 \end{aligned} \tag{5.9}$$



Şekil 5.5: Esnek 5 kol mekanizmasının vektör kapalı formu.

$$\begin{aligned}
 & -r_2 \cos \theta_2 \omega_2^2 - r_2 \sin \theta_2 \alpha_2 - r_3 \cos \theta_3 \omega_3^2 - r_3 \sin \theta_3 \alpha_3 - r_5 \cos(\pi + \theta_5) \omega_5^2 \\
 & - r_5 \sin(\pi + \theta_5) \alpha_5 - r_4 \cos(\pi + \theta_4) \omega_4^2 - r_4 \sin(\pi + \theta_4) \alpha_4 = 0
 \end{aligned} \tag{5.10}$$

$$\begin{aligned}
 & -r_2 \sin \theta_2 \omega_2^2 + r_2 \cos \theta_2 \alpha_2 - r_3 \sin \theta_3 \omega_3^2 + r_3 \cos \theta_3 \alpha_3 - r_5 \sin(\pi + \theta_5) \omega_5^2 \\
 & + r_5 \cos(\pi + \theta_5) \alpha_5 - r_4 \sin(\pi + \theta_4) \omega_4^2 + r_4 \cos(\pi + \theta_4) \alpha_4 = 0
 \end{aligned} \tag{5.11}$$

Mekanizmanın analizi için bütün denklemler elde edildikten sonra bu denklemler $[A][x] = [B]$ formatında yazılır. Burada A ve B matrisi mekanizmanın bilinen değişkenlerinden, x ise bilinmeyenlerden oluşan bir vektördür. Amaç Matlab Simulink'te hazırlanacak modelde mekanizmanın uç noktasının hareketini incelemektir. Kollara etkiyen iç kuvvetler, kolların uç noktalarının düzlemsel ivmeleri ve taban kolların açısal ivmeleri A ve B matrisleri için "Embedded Matlab Function" içine yazılarak bulunur.

Esnek 5 kol mekanizması tasarlanırken mekanizmanın uç noktasının düz çizgiyi, daireyi ve resim dosyası formatındaki herhangi bir imzayı takip etmesi amaçlanmıştır.

5.2 Mekanizmanın Uç Noktasının Düz Çizgi ve Daireyi Takibi

Mekanizmanın uç noktasının sabit açısal hızla takip etmesi gereken düz çizgi ve daire hareketi için iki ayrı simülasyon modeli oluşturulur. Birinci modelde taban kollar sabit açısal açısal hızda döndürülür ve çıkışta taban kollara etkimesi gereken referans torklar elde edilir. İkinci modelde ise giriş ve çıkış değişkenleri değiştirilerek yeni bir model hazırlanır. Bu modelde giriş referans torklardır ve çıkış ise mekanizmanın kollarının açısal ivme değerleridir. Mekanizmanın ilk olarak iki farklı yörüngeyi takibi istenmektedir. Durum 1: Mekanizmanın taban kollara ters yönde, sabit açısal hızda döndürüldüğünde mekanizmanın uç noktası düz bir çizgi izler. Bu durumda başlangıç şartları $\theta_{20} = 160^\circ$, $\theta_{30} = 37.3412^\circ$, $\theta_{50} = 46.0761^\circ$, $\theta_{40} = 20^\circ$ 'dir. Durum 2: Mekanizmanın taban kolları aynı yönde, sabit açısal hızda döndürüldüğünde mekanizmanın uç noktası bir daire çizer. Mekanizmanın başlangıç konumu $\theta_{20} = 180^\circ$, $\theta_{30} = 45^\circ$, $\theta_{50} = 135^\circ$, $\theta_{40} = 0^\circ$ şeklinde değiştirilir.

Mekanizmanın uç noktasının istenen yörüngeyi gerçekleştirmesi için referans torklar bulunmalıdır. Mekanizmanın simülasyon modelinde $[x] = [A]^{-1}[B]$ yazılarak mekanizmanın bilinmeyenleri elde edilebilir. Birinci durumdaki amaç referans torkların bulunması olduğundan simülasyon modelinde mekanizmanın analizinde yazılan tüm denklemlerde giriş ve çıkışlar uygun şekilde ayarlanarak A matrisi (Şekil 5.6), x ve B vektörü aşağıdaki gibi elde edilir. Temel matematik model oluşturulduktan sonra taban kollara etkiyen momentler matematik modelin girişi, çıkışı ise uç noktaların konumları, hızları ve ivmeleri olacak şekilde değiştirilir.

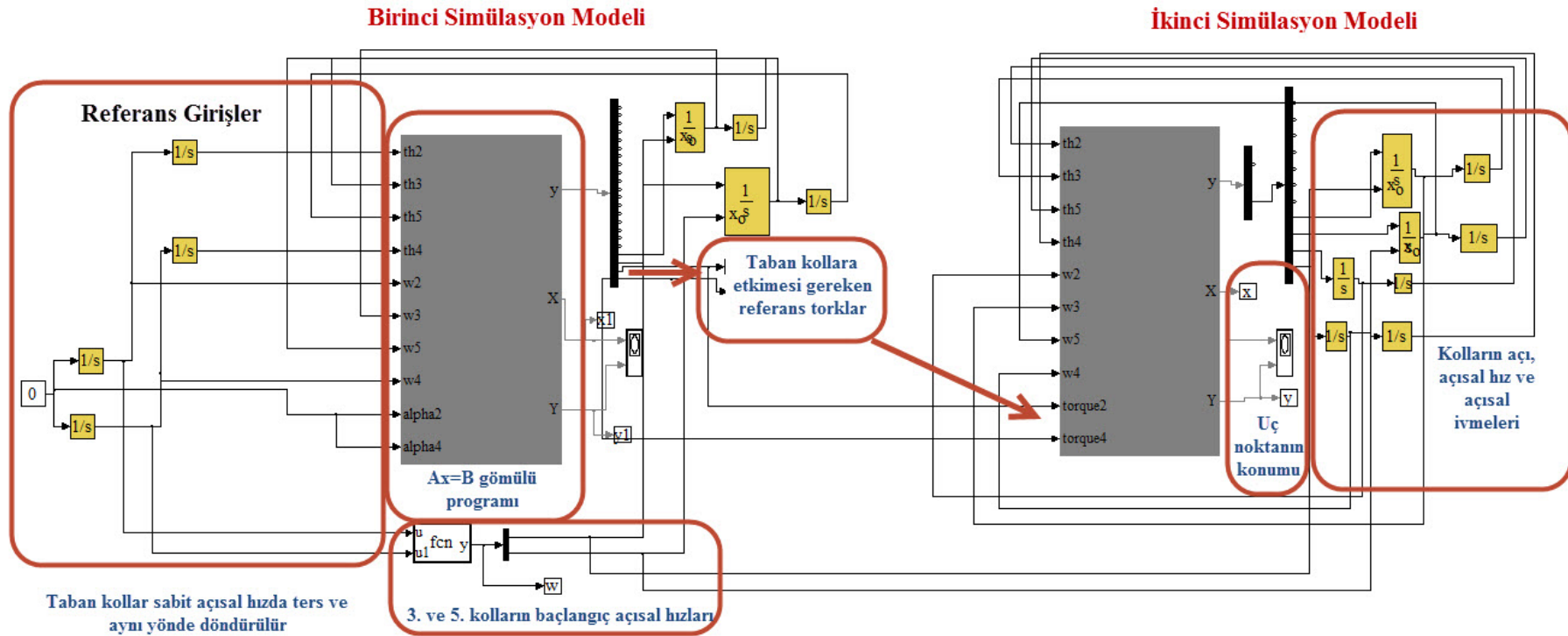
Bu kısımdaki araştırma konusu mekanizmanın istenen cevabı verebilmesi için giriş-çıkış arasındaki ilişkinin değiştirilerek ne kadarlık bir etki uygulanması gerektiğinin bulunmasıdır.

$$[B] = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ I_2 \alpha_2 - (M_1 + M_2) \\ M_2 + M_3 \\ -(M_3 + M_5) \\ I_4 \alpha_4 + (M_5 - M_4) \\ -r_{c2} \cos \theta_2 \omega_2^2 - r_{c2} \sin \theta_2 \alpha_2 \\ -r_{c2} \sin \theta_2 \omega_2^2 + r_{c2} \cos \theta_2 \alpha_2 \\ -r_2 \cos \theta_2 \omega_2^2 - r_2 \sin \theta_2 \alpha_2 - r_{c3} \cos \theta_3 \omega_3^2 \\ -r_2 \sin \theta_2 \omega_2^2 + r_2 \cos \theta_2 \alpha_2 - r_{c3} \sin \theta_3 \omega_3^2 \\ -r_4 \cos \theta_4 \omega_4^2 - r_4 \sin \theta_4 \alpha_4 - r_{c5} \cos \theta_5 \omega_5^2 \\ -r_4 \sin \theta_4 \omega_4^2 + r_4 \cos \theta_4 \alpha_4 - r_{c5} \sin \theta_5 \omega_5^2 \\ -r_{c4} \cos \theta_4 \omega_4^2 - r_{c4} \sin \theta_4 \alpha_4 \\ -r_{c4} \sin \theta_4 \omega_4^2 + r_{c4} \cos \theta_4 \alpha_4 \\ K_1 \\ K_2 \end{bmatrix} \quad (5.12)$$

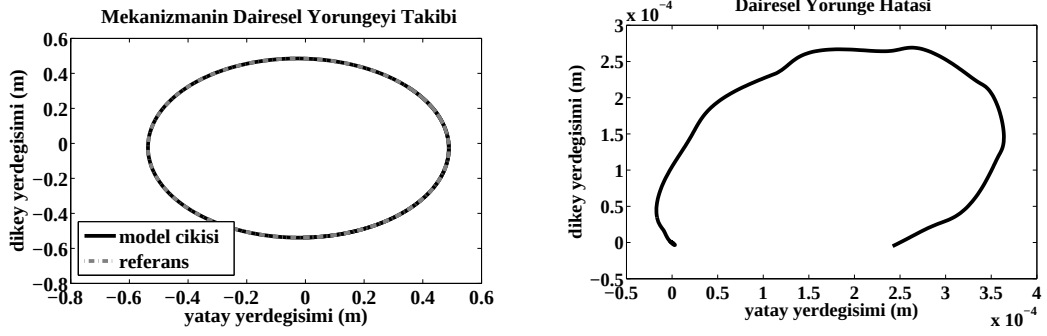
$$K_1 = -r_2 \cos \theta_2 \omega_2^2 - r_2 \sin \theta_2 \alpha_2 - r_3 \cos \theta_3 \omega_3^2 \\ -r_5 \cos(\pi + \theta_5) \omega_5^2 - r_4 \cos(\pi + \theta_4) \omega_4^2 - r_4 \sin(\pi + \theta_4) \alpha_4 \\ K_2 = -r_2 \sin \theta_2 \omega_2^2 + r_2 \cos \theta_2 \alpha_2 - r_3 \sin \theta_3 \omega_3^2 \\ -r_5 \sin(\pi + \theta_5) \omega_5^2 - r_4 \sin(\pi + \theta_4) \omega_4^2 + r_4 \cos(\pi + \theta_4) \alpha_4$$

$$[x] = [F_{12x} \ F_{12y} \ F_{32x} \ F_{32y} \ F_{53x} \ F_{53y} \ F_{45x} \ F_{45y} \ F_{14x} \ F_{14y} \ a_{c2x} \ a_{c2y} \ a_{c3x} \ a_{c3y} \\ a_{c5x} \ a_{c5y} \ a_{c4x} \ a_{c4y} \ \alpha_3 \ \alpha_5 \ \tau_2 \ \tau_4]^{-1} \quad (5.13)$$

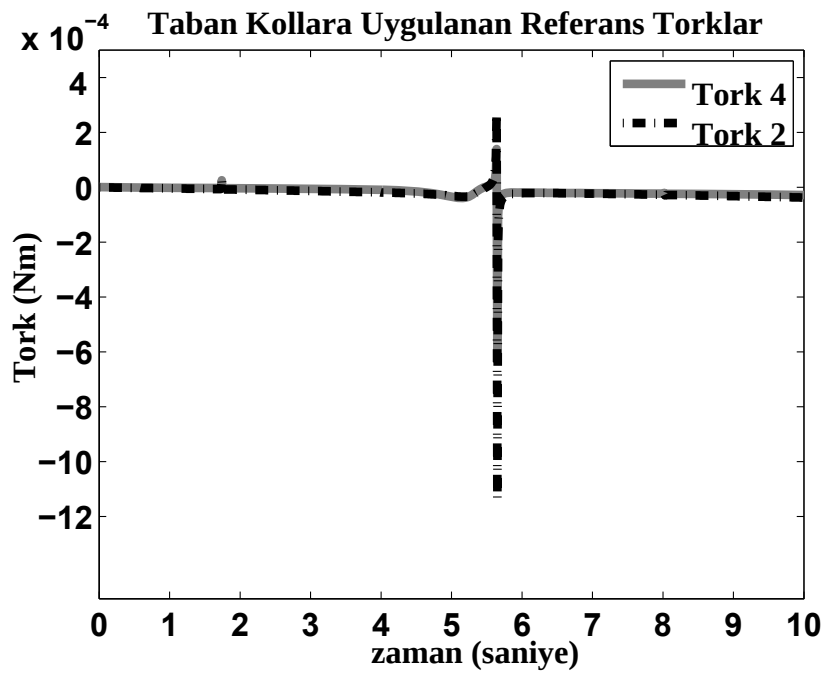
Matlab Simulink'te hazırlanan model Şekil 5.7'deki gibidir. Birinci modelde kollar sırasıyla sabit açısal hızda ters yönde ve aynı yönde döndürülmüş ve çıkışta bulunan referans torklar ikinci modelde giriş olarak uygulanmıştır. Modelden elde edilen sonuçlar Şekil 5.8-5.11'de gösterilmiştir.



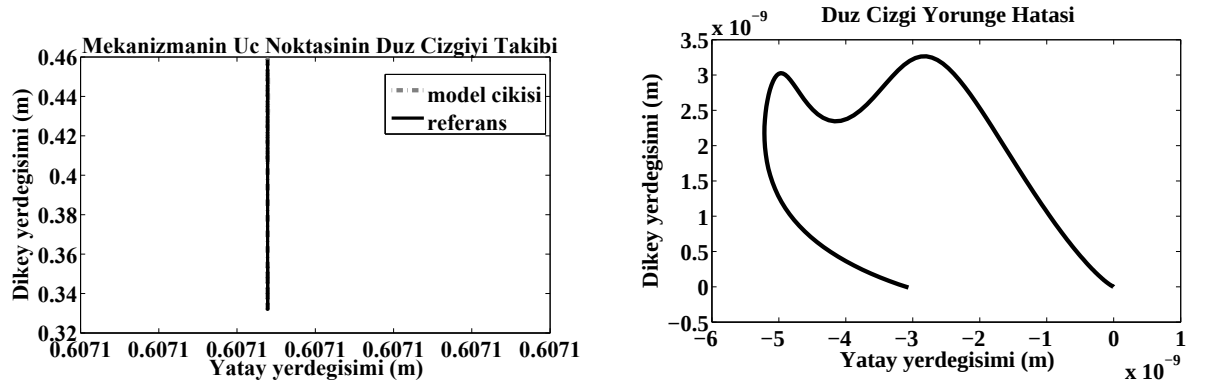
Şekil 5.7: Mekanizmanın uç noktasının düz çizgi ve daireyi takibi için Matlab Simulink'te hazırlanan model.



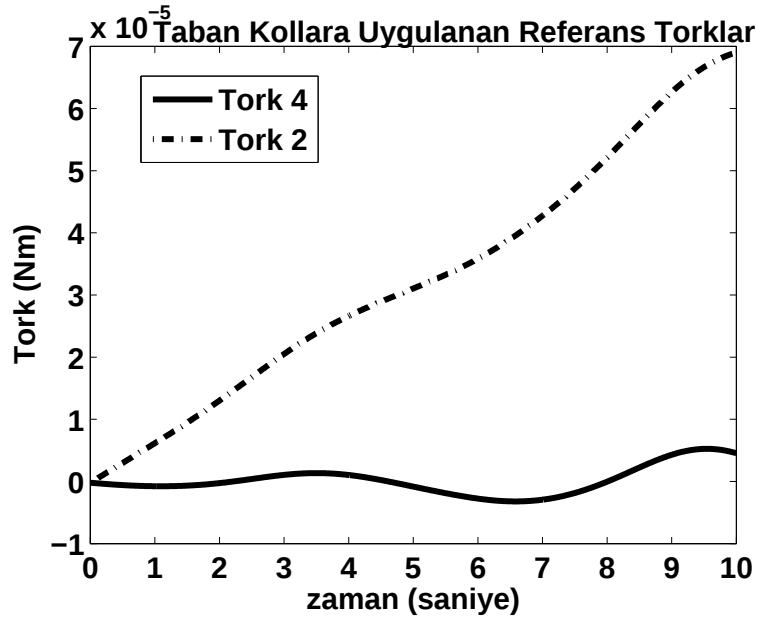
Şekil 5.8: Esnek 5 kol mekanizmasının uç noktasının konumu ve referans yörünge ile çıkış arasındaki hata.



Şekil 5.9: Mekanizmanın uç noktasının daire çizebilmesi için taban kollara uygulanması gereken referans torklar.



Şekil 5.10: Esnek 5 kol mekanizmasının uç noktasının konumu ve referans yörünge ile çıkış arasındaki hata.



Şekil 5.11: Mekanizmanın uç noktasının düz çizgiyi takibi için taban kollara uygulanması gereken referans torklar.

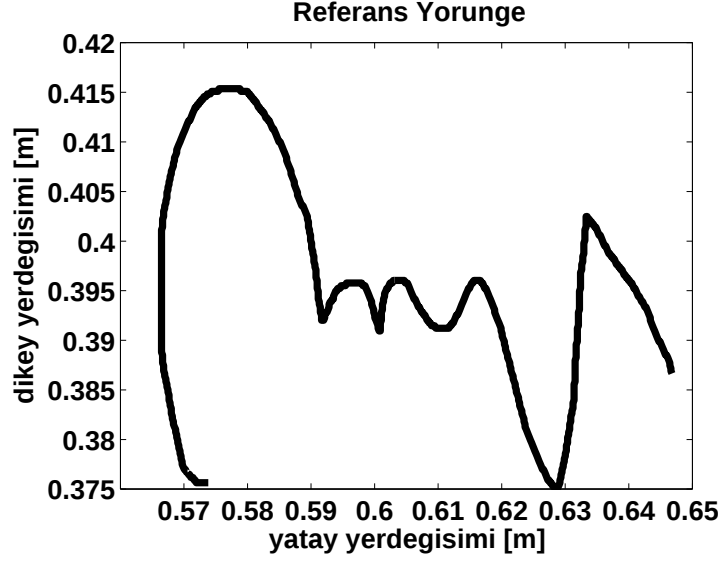
5.3 Mekanizmanın Yörünge Kontrolü

Bu kısımda kolları tamamen esnek elemanlardan oluşan 5 kol mekanizmasının çizebileceği sınırlar içinde referans olarak belirlenen bir imzayı çizmesi konusu araştırılmıştır. Resim dosyası formatındaki bir imza Matlab'da okunacak hale getirilerek mekanizmanın sınırları içine yerleştirildikten sonra mekanizmanın uç noktasının imzayı takibi için gerekli torklar birinci modelden elde edilerek ikinci modele giriş olarak uygulanan torkların imzayı takibi istenmektedir. Bu sistem için kontrol problemi, mekanizmanın istenen cevabı verebilmesi için giriş-çıkış arasındaki ilişkinin değiştirilerek ne kadarlık bir etki uygulanması gerektiğinin bulunmasıdır. İstenen yörüngeyi gerçeklemek için klasik PD kontrolcüsü tasarlanarak uygun P ve D katsayıları deneme-yanılma yoluyla iyileştirilerek en iyi sonuç elde edilir.

5.3.1 Referans Yörünge Belirlenmesi

Yörüngede tasarımında amaç; mekanizmanın sınırları içine çizilebilen bir imzanın takip edilmesidir. Öncelikle resim dosyası halindeki bir imza, Matlab'da okunarak anlamlı kısımlar vektör haline getirilmiştir.

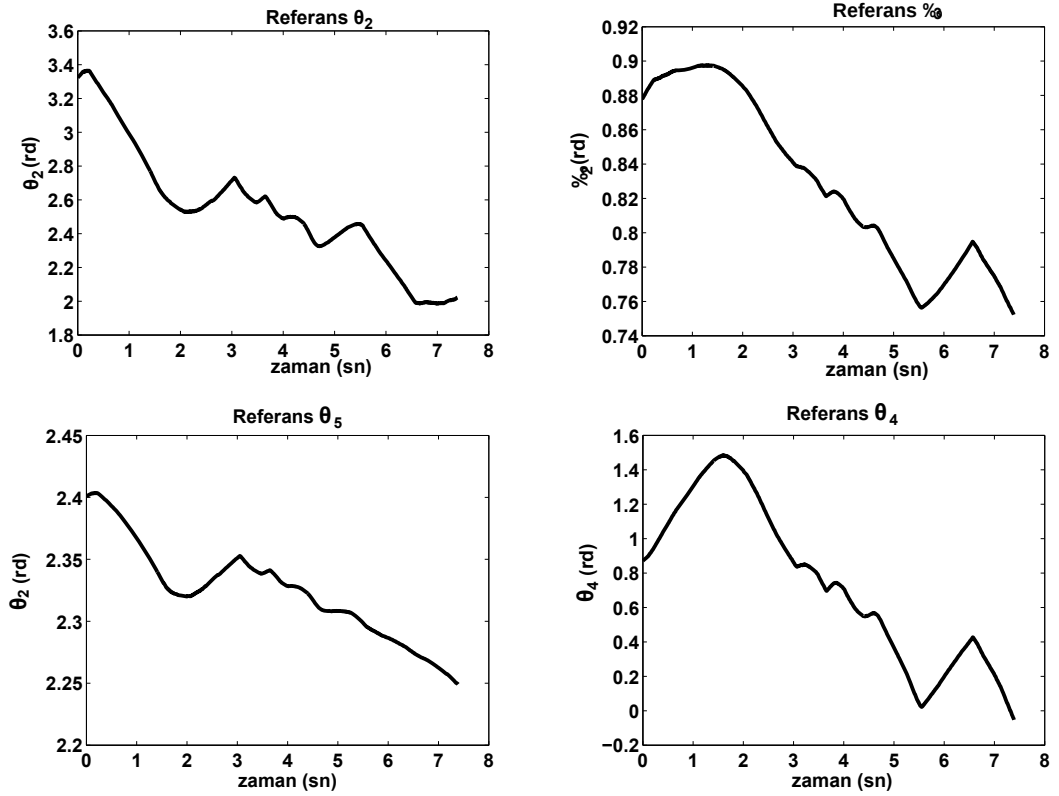
Bunun için **Ek B**'deki gibi Matlab'da bir program yazılmıştır. Bu programda herhangi bir resim içindeki imzanın koordinatları alınmış olur. Daha sonra imza, istediğimiz



Şekil 5.12: Resim dosyası formatındaki bir imzanın Matlab’da tekrar elde edilmesi.

noktaya ölçeklendirme yapılarak getirilebilir. Bu mekanizma için belirlenen referans yörünge Şekil 5.12’de görüldüğü gibi belirlenmiştir.

Bundan sonraki aşamada; mekanizmanın istenilen imzayı takip etmesini sağlayacak referans θ_2 , θ_3 , θ_4 ve θ_5 değerlerini elde etmemizi sağlayacak **Ek B**’deki

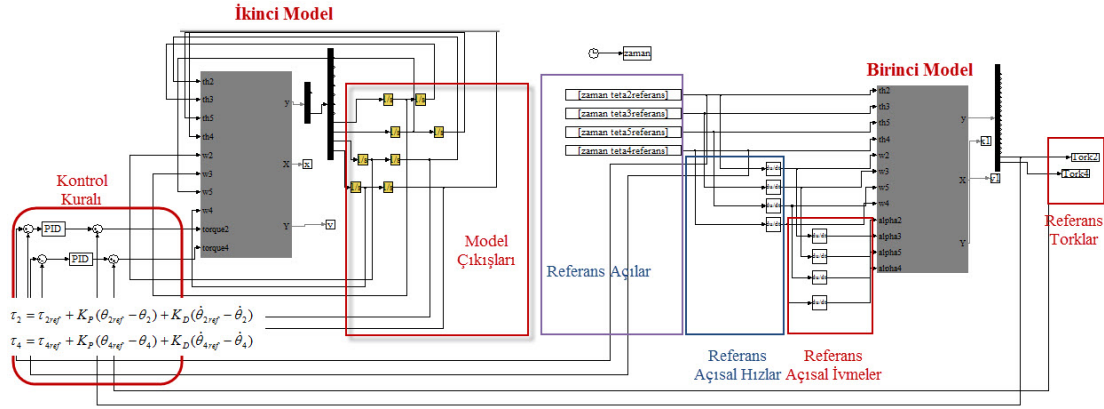


Şekil 5.13: Kolların referans açısı değerleri.

program yazılır. Programdan elde edilen referans açılar Şekil 5.13’de gösterilmiştir. Referans açı değerlerinin simülasyon modeline referans giriş olarak uygulanması için programdan referans değerler okunarak kaydedilir.

5.3.2 Referans Torkların Elde Edilmesi

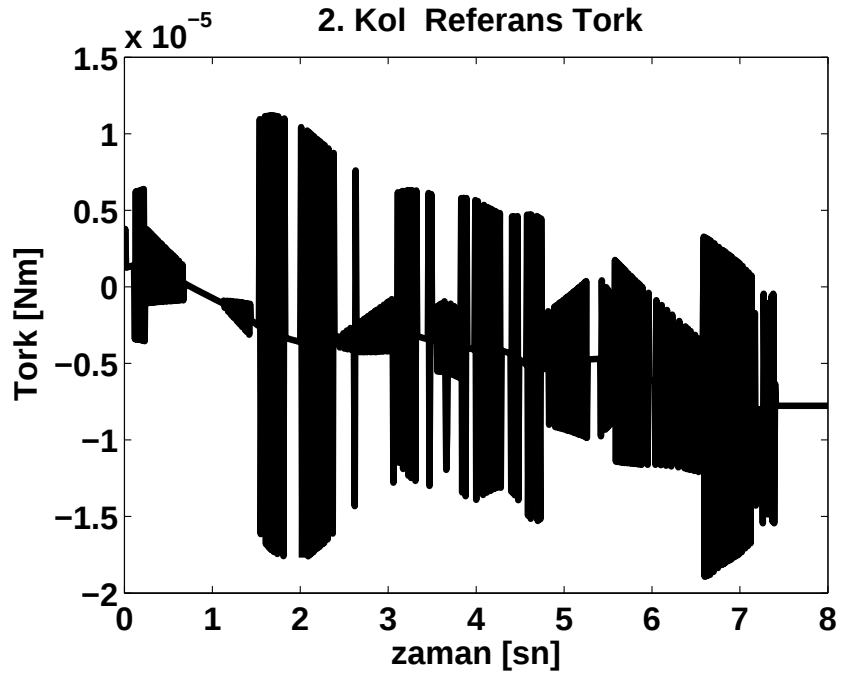
Mekanizmanın uç noktasına istenen imzayı çizdirebilecek referans torkların bulunabilmesi için sistem girişleri $\theta_2, \theta_3, \theta_5, \theta_4, \omega_2, \omega_3, \omega_5, \omega_4, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_5, \alpha_4$ olur. Çıkışları yukarıdaki bölümlerde açıklanan bağ kuvvetleri (10 tane), eşlenik rijit gövde modelinde rijit kabul edilen kolların orta noktalarının ivmeleri (8 tane) ve referans torklar τ_2, τ_4 şeklinde modelde gerekli düzenlemeler yapılır. Matlab’da hazırlanan model ve modelden elde edilen referans torklar sırasıyla Şekil 5.14-5.16’daki gibidir.



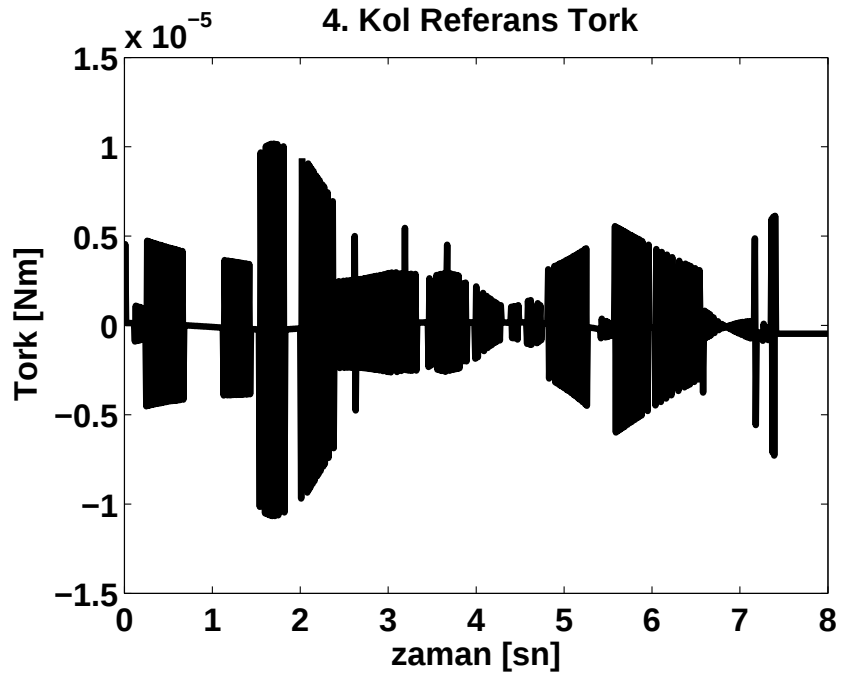
Şekil 5.14: Mekanizmanın uç noktasına istenen imzayı çizdirebilecek referans torklar için Matlab’da hazırlanan simülasyon modeli.

5.3.3 Mekanizmanın Yörünge Kontrolü

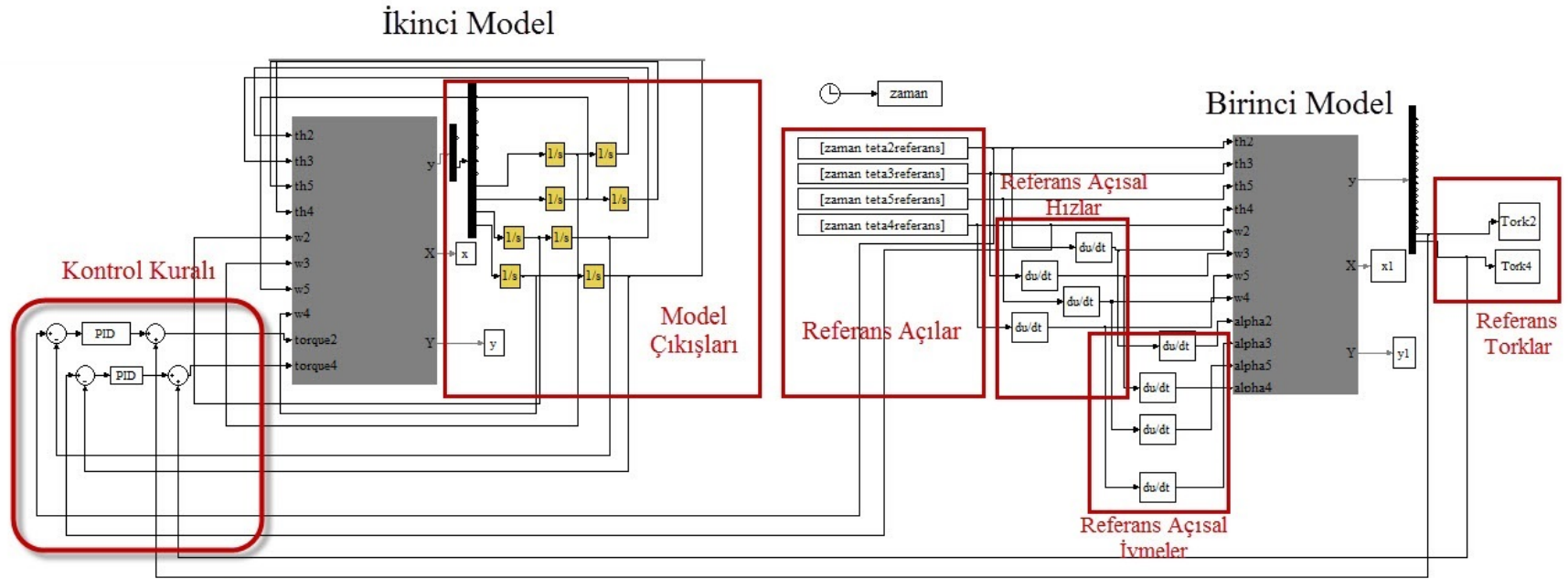
Taban kollara etkimesi gereken referans torklar elde edildikten sonra sırada mekanizmanın yörünge kontrolü vardır. Bunun için Şekil 5.17’de görülen esnek 5 kol mekanizmasının imzayı takibini sağlayacak kontrollü modeli Matlab’da hazırlanmıştır.



Şekil 5.15: İkinci kola uygulanması gereken referans tork.



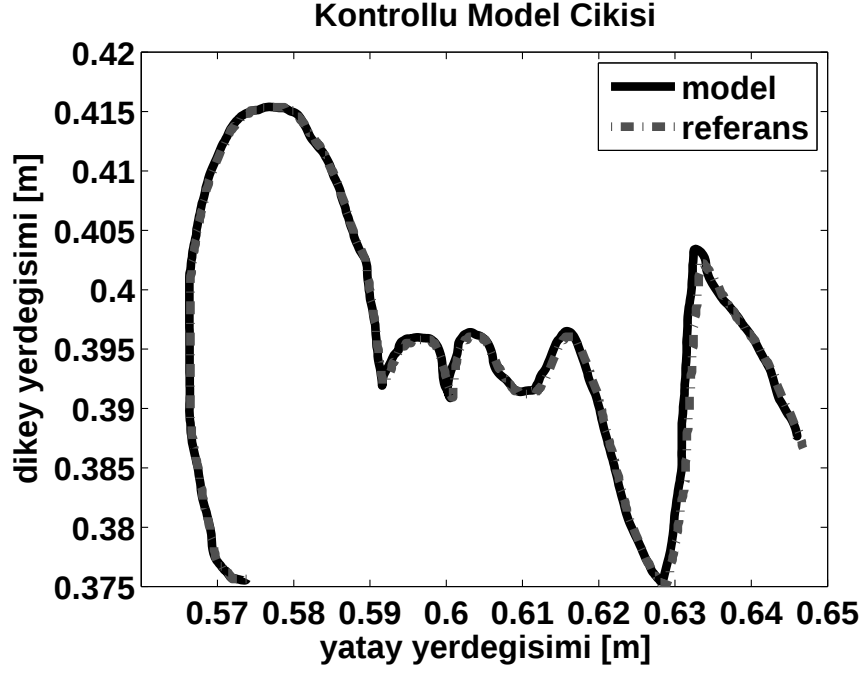
Şekil 5.16: Dördüncü kola uygulanması gereken referans tork.



$$\tau_2 = \tau_{2ref} + K_P (\theta_{2ref} - \theta_2) + K_D (\dot{\theta}_{2ref} - \dot{\theta}_2)$$

$$\tau_4 = \tau_{4ref} + K_P (\theta_{4ref} - \theta_4) + K_D (\dot{\theta}_{4ref} - \dot{\theta}_4)$$

Şekil 5.17: Esnek 5 kol mekanizmasının referans yörüngeyi çizmesini sağlayan kontrol modeli.



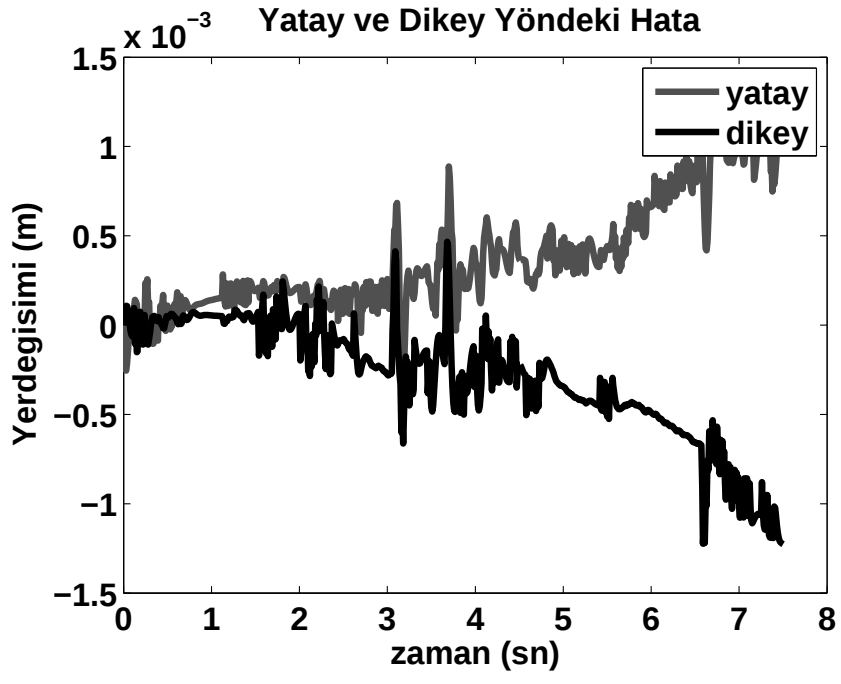
Şekil 5.18: Esnek 5 kol mekanizmasının kontrollü model çıkışı.

Üstte gösterilen birinci modelde daha önce de bahsedildiği gibi referans torklar elde edilir. Daha sonra ikinci modelde giriş Tork, çıkışlar ise kuvvetler, ivmeler ve kol açıları olacak şekilde değiştirilir.

Taban kollara birinci modelden elde edilen 'Hesaplanmış Torklar' ve 'düzeltme katsayıları' eklenerek mekanizmanın istenen davranisi gerçeklemesi sağlanmıştır. Esnek 5 kol mekanizmasının uç noktasının istenen yörüngeyi takip etmesi için gerekli kontrol kuralı şu şekilde yazılır:

$$\begin{aligned}\tau_2 &= \tau_{2ref} + K_P(\theta_{2ref} - \theta_2) + K_D(\dot{\theta}_{2ref} - \dot{\theta}_2) \\ \tau_4 &= \tau_{4ref} + K_P(\theta_{4ref} - \theta_4) + K_D(\dot{\theta}_{4ref} - \dot{\theta}_4)\end{aligned}\tag{5.14}$$

Uygun PD kontrolcü katsayıları ayarlanarak mekanizmanın uç noktasının referans yörüngeyi takibi sağlanır. Modelden elde edilen sonuçlar Şekil 5.18 ve sapma miktarı Şekil 5.19'da gösterilmiştir.



Şekil 5.19: Esnek 5 kol mekanizmasının yörünge takip hatası.

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

6.1 Sonuçların Değerlendirilmesi

Bu tezde esnek mekanizma tasarımı, analizi ve kontrol çalışmaları yapılmıştır. Esnek mekanizmaları rijit mekanizmalardan üstün kılan özelliklerinden ve de kullanım alanlarının gelişen teknolojiyle artmasından dolayı esnek mekanizmalar cazip bir araştırma konusu haline gelmiştir.

Esnek mekanizmaların genellikle yüksek esneme bölgesinde çalışması beklenir. Yüksek esneme analizlerinde ise lineer olmayan denklemler Elastika Teorisi, sonlu elemanlar metodu veya rijit eşlenik gövde modeli kullanılarak bulunabilir. Bu çalışmada ilk iki yöntem örnek olması açısından tasarlanan esnek paralel kol mekanizmasının analizinde kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlar prototipi üretilen esnek paralel kol mekanizmasının yük-esneme sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır.

Tezin sonraki bölümlerinde 2 farklı esnek mekanizma araştırması yapılmıştır. Öncelikle istenilen bekleme yörüngelerini takip edecek esnek paralel çift kol mekanizması tasarlanmış ve kontrol edilmiştir. Mekanizmanın beklenen davranışı sergilemesi için biyelin referans konum, hız ve ivme fonksiyonları sistemin giriş parametreleridir. Biyelin konum, hız ve ivmesi sisteme geri beslenerek durum geri beslemeli lineerleştirme yapılarak krankın istenen beklemeli döner hareketi sağlanmıştır. Sistem içindeki eğrisellik durum geri beslemesi ile tüm durumlar için lineerleştirilir. Makro ve mikro ölçülerde uygulama alanı bulabilecek bu metodla ilgili örnek mekanizma incelenmiştir.

İkinci olarak literatürde şimdiye kadar tasarlanmamış yeni bir mekanizma olan esnek 5 kol mekanizmasıyla ilgili çalışmaları yapılmıştır. Mekanizma makro boyutta tasarlanmış ve belirlenen yörüngelerin takibi sağlanmıştır. Mekanizmanın kinematik ve dinamiği analizi yapılmış ve farklı beklenen davranışlar için Matlab modeli hazırlanmıştır. Mekanizmanın uç noktasının daire ve düz çizgi izlemesi durumunda modelde giriş-çıkış özelliği değiştirilerek referans yörüngeden referans torka geçilerek

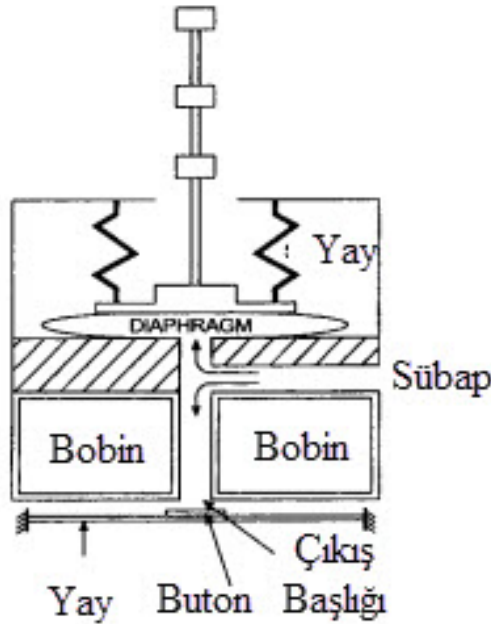
modelin davranışı incelenmiştir. Son olarak ise esnek 5 kol mekanizmasının uç noktasının bir imzayı takibi PD kontrol kuralı geliştirilerek sağlanmıştır. Mekanizmanın uç noktası uygun P ve D katsayıları deneme yanılma metoduyla ayarlanarak mekanizmanın uç noktasının istenen yörüngeyi takibi sağlanmıştır.

Sonuç olarak literatürde bulunmayan iki farklı esnek mekanizma anlamlı sonuçlar elde edilerek tasarlanmış ve kontrol edilmiştir.

6.2 Gelecekte Yapılabilecek Çalışmalar

Esnek mekanizmaların kontrolü çalışmaları hem mikro hem de makro ölçekli esnek mekanizmalar için gerçekleştirilebilir. Bunun için gelecekte kontrolü yapılması planlanan bazı esnek mekanizmalar hakkında aşağıda kısa bilgiler verilmiştir. Şekil 6.1’de gösterilen Parise ve diğ. (2001) ’de tasarladıkları düzlemsel doğrusal hareketli yaylar endüstriyel valflerde kullanılabilir. Bu durumda valflerin konum kontrolü çalışması yapılabilir [49].

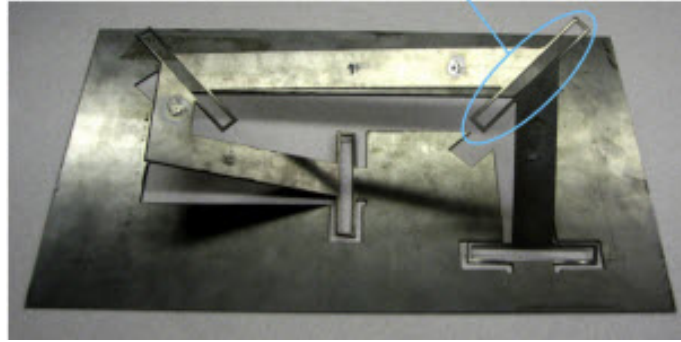
İkinci mekanizma ise henüz çalışmaları çok yeni olan "lamina emergent" (ince levhalar şeklinde tasarlanan bir esnek mekanizma) mekanizmasıdır. Lamina emergent mekanizmalarıyla çok değişik hareketler elde etmek mümkündür (Şekil 6.2). Bu mekanizmalar yeni geliştirildiği için kontrol çalışmaları mevcut değildir [50].



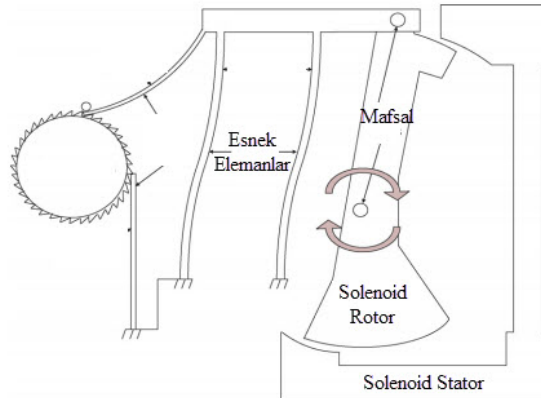
Şekil 6.1: Düzlemsel yayların endüstriyel valflerde kullanımı [49].

Üçüncü mekanizma beş kollu dişli çark mandalı mekanizmasının kontrolü çalışmasıdır (Şekil 6.3). Bu mekanizma bir ucu sabit diğer ucu mafsallı esnek kirişlere sahiptir ve çok hassas uygulamalarda kullanılabilir [51].

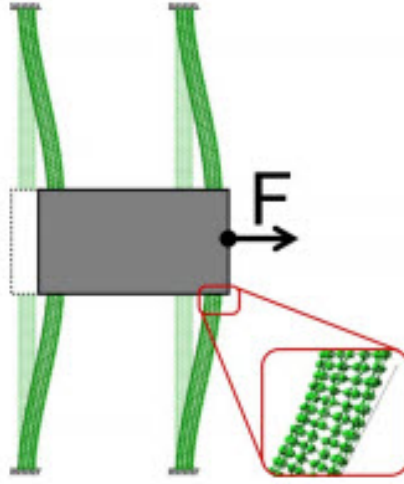
Dördüncü mekanizma ise Şekil 6.4’de bir örneği görülen karbon nanotüp esnek mekanizmalardır [52]. Üretimlerinin çok zor olmasından dolayı tasarımında sadece simülasyonu yapılabilecek bu mekanizmaların kontrolü çalışmaları da literatüre değerli bir katkı sağlayabilir.



Şekil 6.2: Esnek lamina emergent mekanizma [50].



Şekil 6.3: Döner selonoidle hareket ettirilen CHEQR mekanizması [51].



Şekil 6.4: Doğrusal hareket eden esnek karbon nanotüplü mekanizma [52].

KAYNAKLAR

- [1] **Url-1**, <<http://www.me.metu.edu.tr/people/eres/mekanizma.htm>>, ders notu, Alındığı tarih: 25.03.2009.
- [2] **Howell, L.** (2001). *Compliant mechanisms*. New York: Wiley-Interscience.
- [3] **Howell, L. ve Midha, A.** (1994). A method for the design of compliant mechanisms with small-length flexural pivots. *Journal of Mechanical Design*, 116, 280.
- [4] **Ananthasuresh, G. ve Sridhar, K.** (1995). Designing compliant mechanisms. *Mechanical Engineering*, 117(11), 93–96.
- [5] **Olsen, B.**, (2010). *A Design Framework that Employs a Classification Scheme and Library for Compliant Mechanism Design* (Yüksek Lisans Tezi). BYU, Utah, UT.
- [6] **Url-2**, <<http://www2.isikun.edu.tr/personel/ahmet.aran/mal201.pdf>>, ders notu, Alındığı tarih: 25.03.2009.
- [7] **Howell, L.L.** (1993). *A generalized loop-closure theory for the analysis and synthesis of compliant mechanisms* (Doktora Tezi). Purdue University, West Lafayette, IN.
- [8] **Sönmez, Ü., Tutum, C. ve diğerleri** (2008). A compliant bistable mechanism design incorporating elastica buckling beam theory and pseudo-rigid-body model. *Journal of Mechanical Design*, 130, 042304.
- [9] **Bathe, K.** (1996). *Finite element procedures* (Cilt 2). New Jersey: Prentice Hall, Englewood Cliffs.
- [10] **Bathe, K., Ramm, E. ve Wilson, E.** (1975). Finite element formulations for large deformation dynamic analysis. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 9(2), 353–386.
- [11] **Yang, T. ve Saigal, S.** (1984). A simple element for static and dynamic response of beams with material and geometric nonlinearities. *International journal for numerical methods in engineering*, 20(5), 851–867.
- [12] **Jung, D. ve Gea, H.** (2004). Compliant mechanism design with non-linear materials using topology optimization. *International Journal of Mechanics and materials in Design*, 1(2), 157–171.
- [13] **Sonmez, U.** (2007). Compliant MEMS crash sensor designs: the preliminary simulation results. *IEEE Intelligent Vehicles Symposium*, 303–308.

- [14] **Saxena, A. ve Kramer, S.** (1998). A simple and accurate method for determining large deflections in compliant mechanisms subjected to end forces and moments. *Journal of Mechanical Design*, 120, 392.
- [15] **Howell, L. ve Midha, A.** (1996). A loop-closure theory for the analysis and synthesis of compliant mechanisms. *Journal of Mechanical Design*, 118, 121.
- [16] **Jensen, B., Howell, L. ve Salmon, L.** (1998). Introduction of two-link in-plane, bistable compliant MEMS. *Proceeding of the 1998 ASME Design Engineering Technical Conferences, DETC98/MECH-5837*.
- [17] **Veijola, T., Mattila, T., Jaakkola, O., Kiihamaki, J., Lamminmaki, T., Oja, A., Ruokonen, K., Seppa, H., Seppala, P. ve Tittonen, I.** (2000). Large-displacement modelling and simulation of micromechanical electrostatically driven resonators using the harmonic balance method. *IEEE MTT-S International Microwave Symposium Digest.*, 1, 99–102.
- [18] **Kimball, C. ve Tsai, L.** (2002). Modeling of flexural beams subjected to arbitrary end loads. *Journal of Mechanical Design*, 124, 223.
- [19] **Kota, S.** (2001). Synthesis of planar, compliant four-bar mechanisms for compliant-segment motion generation. *Ann Arbor*, 1001, 48109.
- [20] **Yu, Y., Howell, L., Lusk, C., Yue, Y. ve He, M.** (2005). Dynamic modeling of compliant mechanisms based on the pseudo-rigid-body model. *Journal of Mechanical Design*, 127, 760.
- [21] **Jensen, B. ve Howell, L.** (2003). Identification of compliant pseudo-rigid-body four-link mechanism configurations resulting in bistable behavior. *Journal of Mechanical Design*, 125, 701.
- [22] **Wilson, J. ve Snyder, J.** (1988). The elastica with end-load flip-over. *Journal of applied mechanics*, 55, 845.
- [23] **Nahvi, H.** (1991). Static and dynamic analysis of compliant mechanisms containing highly flexible members. *ETD Collection for Purdue University*, AAI9132482.
- [24] **Lyon, S., Erickson, P., Evans, M. ve Howell, L.** (1999). Prediction of the first modal frequency of compliant mechanisms using the pseudo-rigid-body model. *Journal of Mechanical Design*, 121, 309.
- [25] **Boyle, C., Howell, L., Magleby, S. ve Evans, M.** (2003). Dynamic modeling of compliant constant-force compression mechanisms. *Mechanism and machine theory*, 38(12), 1469–1487.
- [26] **Hendriks, F.** (1983). Bounce and chaotic motion in impact print hammers. *IBM Journal of Research and Development*, 27(3), 273–280.
- [27] **Tekeş, A., Sönmez, Ü. ve Güvenç, B.** (2010). Trajectory Control of Compliant Parallel-Arm Mechanisms. *Journal of Mechanical Design*, 132, 011006.

- [28] **Fite, K. ve Goldfarb, M.** (1999). Position control of a compliant mechanism based micromanipulator. *IEEE International Conference on Robotics and Automation*, 3, 2122–2127.
- [29] **Url-3**, <techtransfer.gsfc.nasa.gov/ft_tech_cable_compliant.shtml>, Alındığı tarih: 25.03.2009.
- [30] **Speich, J. ve Goldfarb, M.** (2000). A compliant-mechanism-based three degree-of-freedom manipulator for small-scale manipulation. *Robotica*, 18(01), 95–104.
- [31] **Kajikawa, S.** (2007). Robot hand with soft compliant mechanism for human body care. *Proceedings of the 13th IASTED International Conference on Robotics and Applications*, 376–381.
- [32] **Sönmez, Ü.** (2007). Introduction to compliant long dwell mechanism designs using buckling beams and arcs. *Journal of Mechanical Design*, 129, 831.
- [33] **Euler, L. ve Carathéodory, C.** (1952). *Methodus inveniendi lineas curvas maximi minimive proprietate gaudentes sive solutio problematis isoperimetrici latissimo sensu accepti* (Cilt 1). Basel: Birkhäuser.
- [34] **Bisshopp, K. ve Drucker, D.** (1945). Large deflection of cantilever beams. *Appl. Math*, 3.
- [35] **Frisch-Fay, R.** (1962). *Flexible bars*. Washington DC.: Butterworths.
- [36] **Smith, S., Chetwynd, D. ve Harb, S.** (1994). A simple two-axis ultraprecision actuator. *Review of scientific instruments*, 65(4), 910–917.
- [37] **Grujic, L. ve Tzafestas, S.** (1993). On the tracking problem for nonlinear systems. *Applied control: current trends and modern methodologies*, 83, 325.
- [38] **Demirel, B., Emirler, M., Yörükoğlu, A., Koca, N. ve Sönmez, Ü.** (2008). Compliant Impact Generator for Required Impact and Contact Force. *Proceedings of ASME 2008 International Mechanical Engineering Congress and Exposition (IMECE2008)*, 11, 373–379.
- [39] **Slotine, J. ve Asada, H.** (1992). *Robot analysis and control*. New York: Wiley.
- [40] **Slotine, J., Li, W. ve diğerleri** (1991). *Applied nonlinear control*. New Jersey: Prentice-Hall Englewood Cliffs.
- [41] **Nițu, C., Grănescu, B. ve Nițu, S.** (2005). Application of electromagnetic actuators to a variable distribution system for automobile engines. *Journal of materials processing technology*, 161(1), 253–257.
- [42] **Cannon, B., Lillian, T., Magleby, S., Howell, L. ve Linford, M.** (2005). A compliant end-effector for microscribing. *Precision engineering*, 29(1), 86–94.
- [43] **Gillespie, R., Shin, T., Huang, F. ve Trease, B.** (2008). Automated characterization and compensation for a compliant mechanism haptic device. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 13(1), 136–146.

- [44] **Connor, A., Douglas, S. ve Gilmartin, M.** (1995). The synthesis of hybrid five-bar path generating mechanisms using genetic algorithms. *Genetic Algorithms in Engineering Systems: Innovations and Applications*, 414, 313–318.
- [45] **Cheng, L., Lin, Y., Hou, Z., Tan, M., Huang, J. ve Zhang, W.** (2011). Adaptive Tracking Control of Hybrid Machines: A Closed-Chain Five-Bar Mechanism Case. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 99, 1–9.
- [46] **Lee, S., Yi, B., Kim, S. ve Kwak, Y.** (2001). Control of impact disturbance by redundantly actuated mechanism. *IEEE International Conference on Robotics and Automation*, 4, 3734–3741.
- [47] **Plamondon, N. ve Nahon, M.** (2010). Control of an Underwater Biomimetic Vehicle Using Floquet Theory, *ASME*.
- [48] **Bellakehal, S., Andreff, N., Mezouar, Y. ve Tadjine, M.** (2011). Vision/force control of parallel robots. *Mechanism and Machine Theory*.
- [49] **Parise, J., Howell, L. ve Magleby, S.** (2001). Ortho-planar linear-motion springs. *Mechanism and machine theory*, 36(11), 1281–1299.
- [50] **Wilding, S., Howell, L. ve Magleby, S.** (2011). Spherical lamina emergent mechanisms. *Mechanism and Machine Theory*.
- [51] **Kennedy, J., Howell, L. ve Greenwood, W.** (2007). Compliant high-precision E-quintet ratcheting (CHEQR) mechanism for safety and arming devices. *Precision engineering*, 31(1), 13–21.
- [52] **Howell, L., Dibiasio, C., Cullinan, M., Panas, R. ve Culpepper, M.** (2010). A Pseudo-Rigid-Body Model for Large Deflections of Fixed-Clamped Carbon Nanotubes. *Journal of Mechanisms and Robotics(Transactions of the ASME)*, 2(3).

EKLER

EK A : ANKASTRE KİRİŞİN ELASTİKA TEORİSİ İLE ÇÖZÜMÜ İÇİN
YAZILAN MATLAB PAROGRAMI

EK B : ESNEK 5 KOL MEKANİZMASININ REFERANS AÇILARINI
HESAPLAYAN MATLAB PROGRAMI

EK A. ANKASTRE KİRİŞİN ELASTİKA TEORİSİ İLE ÇÖZÜMÜ İÇİN YAZILAN MATLAB PAROGRAMI

Dikey kuvvet altındaki ankastre kirişin yüksek deformasyon eğrisinin Elastika teorisiyle bulunması için Matlab’da aşağıdaki program yazılmıştır.

Yardımcı program:

```
function q=subfixedfree(p,l,EI,alpha)
dy = p(1);
k = p(2);
q=zeros(2,1);
thetal= asin(1/(sqrt(2)*k));
F1=ellmain(pi/2,k);
F2=ellmain(thetal,k);
E1=el2main(pi/2,k);
E2=el2main(thetal,k);
q(1) = alpha*l - F1 + F2;
q(2) = 1/(alpha*l)*(F1 - F2 - 2*E1 + 2*E2)-dy/l;
```

Ana program:

```
EI = 1;
l = 1;
Plow= 0.0001;
Pupp= 10;
Pinc= (Pupp-Plow)/50;
% solinit=[dy k];
solinit1=[0.001 0.7];
warning off;
options(1)=0;
options(2)=1e-5;
options(3)=1e-5;
options(14)=2500;
ct1 = 0;
for P=Plow:Pinc:Pupp
    ct1=ct1+1
    load(ct1) = P;
    alpha(ct1)= l*sqrt(P/EI);
    X1(:,ct1)=fsolve(@subfixedfree,solinit1,options,EI,l,alpha(ct1));
    dy(ct1)=X1(1,ct1);
    k(ct1)=X1(2,ct1);
    solinit1=[dy(ct1) k(ct1)];
    phil(ct1) = asin(2*k(ct1)^2-1);
    dx(ct1) = (sqrt(2)/(alpha(ct1)*l))*sqrt(sin(phil(ct1)));
end
figure(1),
clf
plot(dy,load,'b.-');hold on;
plot(dx,load,'r.-');
xlabel('Normalized Displacement'),ylabel('Normalized Load');
title('Load-Deflection Curves for a Cantilever Beam');
```

```
legend('dy','dx',0);
zoom on;
```

Aşağıdaki programla esnek paralel kol mekanizmasının yatay P kuvveti etkisinde nasıl bir yerdeğişimi yapacağı görülür.

Yardımcı program:

```
function q=subfixedfreefay(p,l,EI,alpha)
dy = p(1);
k = p(2);
q=zeros(2,1);
philow= asin(1/(sqrt(2)*k));
F1=ellmain(pi/2,k);
F2=ellmain(philow,k);
E1=el2main(pi/2,k);
E2=el2main(philow,k);
q(1) = alpha*l - F1 + F2;
q(2) = 1/(alpha*l)*(F1 - F2 - 2*E1 + 2*E2)-dy/l;
return
```

Ana program:

```
clear all;
close all;
EI = 1;
L = 2;
Plow= 0.0001;
Pupp= 20;
Pinc= (Pupp-Plow)/20;
solinit1=[0.001 0.7];
warning off;
options(1)=0;
options(2)=1e-5;
options(3)=1e-5;
options(14)=2500;
ctl = 0;
for P=Plow:Pinc:Pupp
    ctl=ctl+1;
    load(ctl) = P;
    kload(ctl)= sqrt(P/EI);

    X1(ctl,:)=fsolve('subfixedfreefay',solinit1,options,L,EI,kload(ctl));
    dy(ctl)=X1(ctl,1);
    pmod(ctl)=X1(ctl,2);
    solinit1=[dy(ctl) pmod(ctl)];
    ksi(ctl) = asin(2*pmod(ctl)^2-1);
    dx(ctl) = (sqrt(2)/(kload(ctl)*L))*sqrt(sin(ksi(ctl)));
    philow(ctl)= asin(1/(sqrt(2)*pmod(ctl)));

    [xn,yn]=beamshapesub(philow(ctl),pmod(ctl),L,EI,kload(ctl));
    figure(1);
    plot(yn,xn,'k',yn,xn);
    title('Deflection Shapes of the Fix Free Elastica');
    ylabel('Normalized X Coordinate (x/L)');
    xlabel('Normalized Y Coordinate (y/L)');
    axis equal; hold on;
```

```

plot(yn+2,xn,'k',yn+2,xn);
hold on;
plot(2*yn(51)-yn,2*xn(51)-xn,'k',2*yn(51)-yn,2*xn(51)-xn);
hold on;
plot((2*yn(51)-yn)+2,2*xn(51)-xn,'k',2*yn(51)-yn+2,2*xn(51)-xn);
rectx=[2*yn(51)-0.2,2*yn(51)+2.2, 2*yn(51)+2.2,2*yn(51)-0.2,2*yn(51)-0.2];
recty=[2*xn(51),2*xn(51),2*xn(51)+0.05,2*xn(51)+0.05,2*xn(51)];
hold on;
plot(rectx,recty);
zoom on;

end

figure(2)
clf
plot(dy,load,'b.-');hold on;
plot(dx,load,'r.-');
xlabel('Normalized Displacement'),ylabel('Normalized Load');
title('Load-Deflection Curves for a Cantilever Beam');
legend('dy','dx',0);
zoom on;

```


EK B. ESNEK 5 KOL MEKANİZMASININ REFERANS AÇILARINI HESAPLAYAN MATLAB PROGRAMI

Aşağıdaki programla resim dosyası formatındaki herhangi bir imza Matlab’da vektör haline getirilir.

```
function out = find_sequence(SignF,Ystr,Xstr)
Ydim=size(SignF,1);
Xdim=size(SignF,2);
Yc = Ystr;
Xc = Xstr;
out = [Ystr Xstr];
cnt = Ystr*Xstr;
for p = 1:cnt
    exit = 1;
    for i=(Yc-1):(Yc+1)
        for k=(Xc-1):(Xc+1)
            if (i≠Yc || k≠Xc)
                if (SignF(i,k)==0)
                    if (i≠find(data(1,:)==35) || k≠out(Yout,2))
                        out = [out ; i k];
                        Yc = i;
                        Xc = k;
                        exit = 0;
                        break;
                    end
                end
            end
        end
    end
    if(exit==0)
        break;
    end
    if (exit==1)
        break;
    end;
end
return;
```

Aşağıdaki programla imza takibinde referans açılarının ne olması gerektiği bulunmuştur. Örnek teşkil etmesi açısından sadece 4 ve 5. kolların açısal değerleri için yazılan program aşağıdadır.

```
function q=calc_theta4d(x,hor,ver)
r4=0.05; r5=0.5;
q=zeros(2,1);
theta4=x(1);
theta5=x(2);
% IC's
q(1)=0.6071+r4*cos(theta4)+r5*cos(theta5)-hor;
q(2)= r4*sin(theta4)+r5*sin(theta5)-ver;
```

```

clc
th4initial=0.8704; th5initial=2.4010;
solinit= [th4initial th5initial];
options = optimset('Display','iter','TolFun',1e-50);
ctl=0;
for time=1:0.01:8.39;
    ctl = ctl + 1;
    t(ctl)= time;
    K(ctl,:)=fsolve (@calc_theta4d,solinit,options,hor(ctl),ver(ctl));
    theta4(ctl) = K(ctl,1);
    theta5(ctl) = K(ctl,2);
    % Updating initial conditions
    th4initial = theta4(ctl);
    th5initial = theta5(ctl);
    solinit= [th4initial th5initial];
end
return

```

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Ayşe Tekeş
Doğum Yeri ve Tarihi: İstanbul, 1980
Adres: Gündoğan Sok. Yıldız Apt. No:17/14, Mecidiyeköy/İstanbul
E-Posta: aysetopoglu@gmail.com
Lisans: İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Mühendisliği. 2003
Y. Lisans: İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Mühendisliği. 2006
Yayın ve Patent Listesi:

YAYINLAR/BİLDİRİLER

- Tekes A., Sonmez, A., Guvenc, B.A., 2010: Compliant folded beam suspension mechanism control for rotational dwell function generation using the state feedback linearization scheme *Mechanism and Machine Theory*,45, pp 1924-1941.
- Tekes A., Sonmez, A., Guvenc, B.A., 2010: Trajectory control of compliant parallel arm mechanism *Journal of Mechanical Design, ASME*,132, pp 10006-10014.
- Tekes A., Sonmez, A., Guvenc, B.A., 2006: Task specified control of compliant parallel arm mechanism *ESDA*, pp 373-382.

