

ESNEK UZAYSAL MEKANİZMALARIN TASARIMI VE SONLU ELEMENLAR YÖNTEMİ İLE ANALİZİ

Bu Tez 111M154No'lu TÜBİTAK Projesi

Kapsamında Tamamlanmıştır

DESIGN AND ANALYSIS OF COMPLIANT SPATIAL MECHANISIMS USING FINITE ELEMENT METHOD

GÖKTUĞ BURAK ÇALIK

Doç. Dr. Volkan PARLAKTAŞ

Tez Danışmanı

Hacettepe Üniversitesi

Lisansüstü Eğitim – Öğretim ve Sınav Yönetmeliğinin

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı için Öngördüğü

YÜKSEK LİSANS TEZİ

olarak hazırlanmıştır.

2014

GÖKTUĞ BURAK ÇALIK'ın hazırladığı “**ESNEK UZAYSAL MEKANİZMALARIN TASARIMI VE SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE ANALİZİ**” adlı bu çalışma aşağıdaki jüri tarafından **MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Bora YILDIRIM

Başkan(Üye)

.....

Doç. Dr. Volkan PARLAKTAŞ

Üye (Danışman)

.....

Doç. Dr. Yiğit KARPAT

Üye

.....

Bu tez Hacettepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tarafından **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak onaylanmıştır.

Prof. Dr. Fatma SEVİN DÜZ

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

Aileme, kardeşime ve Berfu'ma ithafen...

ETİK

Hacettepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmasında;

- tez içerisindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir iftira yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

31/03/2014

ÖZET

ESNEK UZAYSAL MEKANİZMALARIN TASARIMI VE SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE ANALİZİ

GÖKTUĞ BURAK ÇALIK

Yüksek Lisans, Makine Mühendisliği Bölümü

Tez Danışmanı: Doç. Dr. VOLKAN PARLAKTAŞ

Eş Danışman: Doç. Dr. Engin TANIK

Mart 2014, 162 Sayfa

Esnek mekanizmalar son yıllarda çok önem kazanmıştır ve çeşitli avantajlarından dolayı pratikte birçok uygulaması mevcuttur. Ancak düzlem dışı harekete sahip üç boyutlu esnek mekanizmalar konusunda literatürde çok az çalışma bulunmaktadır. Bu tez içerisinde çalışılan mekanizmalar daha önce literatürde yer almamış tamamen özgün mekanizmalardır. Bu çalışmada sahte-rijit-cisim metodu ile link boyları belirlenen esnek mekanizmaların analizi sonlu elemanlar yöntemi ile yapılmıştır. Mekanizmaların hareketi sonucu esnek parçalar üzerinde oluşan reaksiyon kuvvetleri, reaksiyon momentleri, gerilmeler ve deformasyonlar sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak tespit edilmiştir. Mekanizmalar ANSYS Workbench 14.5 versiyonu ile 3 boyutlu olarak lineer olmayan hesaplama yöntemi kullanılarak çözdürülmüştür. Bu projedeki mekanizmaların tasarımlarında kullanılan yöntem literatürde “Pseudo Rigid Body Model” ya da kısaca “PRBM” olarak adlandırılmaktadır. Teorik modellerin sonuçları öncelikle sonlu elemanlar yöntemi (ANSYS programı ile) kullanılarak kontrol edilmiştir. Üretilen prototip mekanizmalardan yapılan ölçümler ile oluşturulan teorik yaklaşımın sonuçları karşılaştırılmış ve önerilen analiz-tasarım metodunun doğruluğu ispatlanmıştır.

Anahtar Kelimeler: esnek mekanizmalar, sonlu elemanlar metodu, sahte rijit cisim metodu, ANSYS, lineersizlik, esnek mekanizma analizi, esnek mekanizma modelleme, dört çubuk mekanizması, kızak kol mekanizması

ABSTRACT

INVESTIGATION OF COMPLIANT MECHANISMS BY USING FINITE ELEMENT METHOD

GÖKTUĞ BURAK ÇALIK

Master of Science, Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. VOLKAN PARLAKTAŞ

Co-Adviser: Assoc. Prof. Dr. Engin TANIK

March 2014, 162 Page

Compliant mechanisms have recently been come into prominence and have been used very often in practical applications owing to their various advantages. Nevertheless there are very few studies and data in the literature regarding the spatial compliant mechanisms which can generate out-of-plane motions. The compliant mechanisms described in this thesis focus on entirely distinct and unique mechanisms which have never been addressed in the literature before. In this study analysis of the compliant mechanisms whose lengths are determined by the pseudo-rigid-body model are carried out with the finite element method (FEM). Reaction forces, reaction moments, stress and deformations that occur on flexible segments as a result of the motion of the mechanisms are identified by the finite element method. Mechanisms have been solved in 3-D with ANSYS Workbench version 14.5 using the non-linear calculation method. The method used in the design of the mechanisms in this project is called "Pseudo Rigid Body Model" (PRBM). First the results of the theoretical models have been checked using the finite element method (with ANSYS software). The suggested analysis-design method has been checked by comparing the measurements made on the produced prototype mechanisms and the results of the theoretical approach.

Keywords: compliant mechanisms, finite element method, pseudo-rigid-body method, ANSYS, non-linearity, analysis of compliant mechanisms, compliant mechanism modeling, four bar mechanism, slider crank mechanism

TEŐEKKÖR

Tez çalıőmamın, yűksek lisansımın her aőamasında yakın ilgi ve desteęini gűrdűğűm; çalıőmalarımın yűnlendirilmesi ve sonuçlandırılmasında bűyűk emeęi geçen tez danıőmanım sayın Doç. Dr. Volkan PARLAKTAŐ'a ve Doç. Dr. Engin TANIK'a, ihtiyaç duyduęum her anımda desteęini esirgemeyen aileme ve Berfu DEMİRAę'a, esnek mekanizmalar konusunda yaptıęı çalıőmalar ve deęerli paylaőımları sebebiyle Gaye KAPLAN'a ve Raőit KARAKUŐ'a, destekleri ve motivasyonları sebebiyle iő arkadaşlarım Nahit BABAARSLAN ve Turan SOYÖZEN'e içtenlikle teőekkűrlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR	iii
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	vii
1. GİRİŞ.....	1
1.1. Amaç	2
2. LİTERATÜR ÖZETİ	4
3. ESNEK MEKANİZMALARIN TANIMI	5
3.1. Esnek Mekanizmaların Avantajları	6
3.2. Esnek Mekanizmaların Dezavantajları.....	8
3.3. Sahte- Rijit- Cisim Modeli	9
3.3.1. Kısa Boylu Esnek Mafsallar	11
3.3.2. Aktif ve Pasif Kuvvetler	17
3.3.3. Gerilmeler	18
3.3.4. Serbest Ucuna Kuvvet Uygulanan Ankastre Kiriş (Sabit Mesnetli)	18
3.3.5. Karakteristik Yarıçap Faktörü	20
3.3.6. Kiriş Ucunun Koordinatları	21
3.3.7. Açısal Deformasyon Yaklaşımı	21
3.3.8. Katılık Katsayısı	21
3.3.9. Burulma Yayı Sabiti	22
3.3.10. Gerilmeler	23
3.4. Serbest Ucuna Moment Uygulanan Kiriş	23
3.5. Başlangıçta Kavisli Ankastre Kiriş	24
3.6. Başlangıçta Kavisli Ankastre Kirişte Gerilmeler	27
3.7. Esnek Mafsalların Tasarımı	27
4. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ ÇÖZÜM METODU.....	31
4.1. Yazılımlardaki Tipik Sonlu Elemanlar Prosedürü	36
4.2. Üç Boyutlu Katı Cisim Eşitlikleri.....	37
4.2.1. Bünye Denklemleri (Constitutive Equations).....	39
4.3. Yer Değiştirme İnterpolasyonu	40

4.4. Sonlu Elemanlar Eşitliklerinin Lokal Koordinat Sistemindeki Formasyonu.....	42
4.5. Koordinat Dönüşümü	43
4.6. Global Sonlu Elemanlar Eşitliklerinin Birleştirilmesi	44
4.7. Global Sonlu Elemanlar Eşitliklerinin Çözümü.....	44
4.8. Statik Analiz.....	45
5. ANSYS PROGRAMINDA RİJİT CİSİMLERİN ÇOKLU CİSİM ANALİZLERİ.....	45
5.1. Katı Cismin Tanımlanması.....	45
5.1.1. Çoklu Cisim Parçaların Mafsallar İle Bağlanması	46
5.1.2. MPC184 Elemanı Tanımı (Multipoint Constraint Element);	47
5.1.3. MPC184-Uzuv/Kiriş Çoklu Sınırlama Elemanı: Rijit Uzuv veya Rijit Kiriş.....	48
5.1.4. Direk Eleme Metodu	48
5.1.5. Lagrange Çarpanı Metodu;.....	48
5.1.6. Lineer Olmayan Davranış	49
5.1.6.1. Lineer ve Lineer Olmama Durumları.....	50
5.1.6.2. Geometri Doğrusalsızlığı Durumu.....	52
5.1.6.3. Malzeme Doğrusalsızlığı Durumu.....	52
5.1.6.4. Kontak Doğrusalsızlığı Durumu	53
5.1.6.5. Doğrusal Olmayan Çözümlerin, Lineer Çözümler ile Çözülmesi.....	55
5.1.7. ANSYS' de Kontak Problemlerinin Çözümü	58
5.1.7.1. Yakınsama Kriteri	61
6. TAMAMEN ESNEK UZAYSAL DÖRT-ÇUBUK MEKANİZMASI.....	61
6.1. Uzaysal Dört Çubuk Mekanizmasının (RSSR) Kinematik Analizi	61
6.2. Tamamen Esnek Uzaysal Dört Çubuk Mekanizması ve PRBM'si	64
6.3. Esnek Mafsalların Bükülme Tespiti.....	64
6.4. Çok Eksenli Esnek Mafsalların Toplam Burulma Açısının Tespiti.....	69
6.5. Sonlu Elemanlar Yöntemi İle Esnek Mekanizmaların Analizi.....	73
6.6. Örnek.....	75
6.7. Tamamen Esnek Uzaysal Dört Çubuk Mekanizması Analiz Akış Şeması	78
6.7.1. Sınır Koşulları ve Ağ Örgüsü	84
6.7.2. SOLID 185 Elemanı Tanımı	84
6.7.3. Analiz Yöntemi ve Sonuçlar.....	86
6.7.4. Modelin Yakınsama Grafiği	88
6.8. Tamamen Esnek Uzaysal Dört-Çubuk Mekanizması Prototip Üretimi ve Deneyi.....	88

7. TEK PARÇA UZAYSAL KRANK-BİYEL MEKANİZMASI.....	92
7.1. Uzaysal Krank-Biyel Mekanizmasının (RSSP) Kinematik Analizi	92
7.2. Tek Parça Uzaysal Krank-Biyel Mekanizması ve PRBM'si.....	92
7.3. Esnek Mafsalların Bükülme Tespiti.....	93
7.4. Çok Eksenli Esnek Mafsalların Toplam Burulma Açısının Tespiti.....	96
7.5. Örnek.....	99
7.6. Tek Parça Uzaysal Krank-Biyel Mekanizması Analizi Akış Şeması.....	102
7.6.1. Sınır Koşulları ve Ağ Örgüsü	108
7.6.2. Analiz Yöntemi ve Sonuçlar	110
7.6.3. Modelin Yakınsama Grafiği.....	112
7.7. Tek Parça Uzaysal Krank-Biyel Mekanizması Prototip Üretimi ve Deneyi.....	113
8. YORULMA TESTİ.....	115
9. KISITSIZ ESNEK BEŞ ÇUBUK MEKANİZMASININ ANALİZ VE TASARIMI	119
9.1. Mekanizmanın Analizi.....	120
9.2. Örnek.....	122
9.3. Sonuç	124
9.4. Kısıtsız Esnek Beş-Çubuk Mekanizması Analiz Akış Şeması	126
9.4.1. Analiz Sonuçları.....	135
9.4.2. Yakınsama Grafikleri	139
10. SONUÇLAR.....	142
KAYNAKLAR.....	145
ÖZGEÇMİŞ	148

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

λ	:	ortamın serbestlik derecesi
θ	:	genel açı ölçüsü gösterimi
δ_x	:	x eksenine boyunca sehim
E	:	elastik modül
σ	:	gerilim (stres)
σ_y	:	malzeme akma sınırı
M	:	moment
θ_0	:	kiriş ucu açısı
\emptyset	:	esneyen giriş uç kuvveti açısı
\emptyset	:	esnemeyen giriş açısı
n	:	kiriş ucu kuvveti, x-eksenine bileşeni katsayısı
K	:	yay sabiti
γ^*	:	karakteristik yarıçap faktörü
K_θ	:	katılık sabiti katsayısı
T	:	tork
ρ	:	eğri giriş karakteristik yarıçap faktörü
γ	:	aktarma açısı
F_f	:	sürtünme kuvveti
l	:	esnek kısmın boyu
L	:	rijit kısmın boyu
w	:	kiriş genişliği
h	:	kiriş yüksekliği
C_θ	:	parametrik açı sabiti
F_t	:	kuvvetin teğetsel bileşeni
a	:	başlangıç giriş koordinati
b	:	başlangıç giriş koordinati
n_f	:	düğüm noktasındaki serbestlik derecesi sayısı

k_e	:	direngenlik matrisi
U	:	yer değiştirme
K^T	:	teğetsel direngenlik

Kisaltmalar

DOF	:	serbestlik derecesi
S.C.D	:	serbest cisim diyagramı
$h*b*l$:	sırasıyla parça yüksekliği*genişliği*uzunluğu
MPC	:	çoklu nokta sınırlaması
SEM	:	sonlu elemanlar metodu
PRBM	:	sahte rijit cisim modeli (pseudo rigid body model)

1. GİRİŞ

Hareketin bir kısmını ya da tamamını esnek kısımlar sayesinde (mafsal yerine) yapabilen mekanizmalar esnek mekanizmalar olarak tanımlanmıştır. Esnek mekanizmalar tek parça (tamamen mafsalsız) ya da birden çok parçadan oluşabilir. Esnek mekanizmalar malzeme alanındaki gelişmeler ve matematik modelleme konusundaki ilerlemelerle son yıllarda çok önem kazanmıştır.

Ancak ülkemizde bu alandaki çalışmalar son derece kısıtlıdır. Çok önemli avantajlara sahip bu tip mekanizmalar ve uygulamaları üzerine yapılan araştırmaların artmasının çok faydalı olduğu düşünülmektedir. Hacettepe Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünde esnek mekanizmalar üzerine bir araştırma grubu ve laboratuvar kurulmuştur. Bu grup esnek uzaysal mekanizma tasarımında çok önemli çalışmalar yapmakta ve daha önce hiç yapılmamış, düzlem dışı hareketlere sahip, esnek uzaysal mekanizmaların tasarımını yapmaktadır. Literatürde araştırma grubunun yayınları dışında düzlem dışı hareketlere sahip esnek uzaysal mekanizmalar konusundaki çalışmalar oldukça azdır.

Esnek mekanizmaların kinematik hesaplamaları için bazı teoriler geliştirilmiştir. Bu teoriler esnek mekanizmanın tasarımı sırasında, tasarımcıya farklı geometrik konfigürasyonların hızlı bir şekilde tasarımı ve analizine fırsat vermektedir. Ancak detaylı tasarım aşamasında uzuvlardaki yüksek deformasyon nedeni ile bu teorilerde kullanılan lineer kiriş eşitlikleri, özellikle kompleks geometrilere kullanılması zordur ve hata oranı artmaktadır. Bu nedenle, yüksek deformasyonun neden olduğu geometrik doğrusalsızlıklar, lineer olmayan eşitlikler ile çözülmelidir.

Ele alınan ilk mekanizma tamamen esnek uzaysal dört çubuk mekanizmasıdır. Bu mekanizmada tüm mafsallar esnek mafsal olduğu için tek parçadır. Bu tip mekanizmaların genelleştirilmiş tasarımı ve analizi için bir teorik çalışma yapılmıştır. Teorik model sonlu elemanlar yöntemi ve ANSYS programı kullanılarak kontrol edilmiş ardından gerçek bir mekanizma üretilip sonuçlar karşılaştırılarak teorik modelin doğruluğu ispatlanmıştır. Tez kapsamında ele alınan ikinci mekanizma ise esnek uzaysal krank-biyel mekanizmasıdır. Bu mekanizmada kızak hariç tüm mafsallar esnektir yani mekanizma tek parçadır.

Tasarım ve analiz için bir teorik çalışma yapılmış, sonlu elemanlar yöntemi ve ANSYS programı kullanılarak kontrol edilmiş ardından gerçek bir mekanizma üretilip sonuçlar karşılaştırılmış ve teorik modelin doğruluğu ispatlanmıştır. Tez kapsamında analiz edilen diğer bir mekanizma kısıtsız esnek beş-çubuk mekanizmasıdır. Bu mekanizma diğer esnek mekanizmalardan farklı olarak modellenmiş ve analiz edilmiştir. Bu çalışmaya benzer bir uygulama literatürde bulunmamak ile birlikte önemli bir kaynak oluşturması beklenmektedir.

Uzaydaki eksenler arasında hareket ve kuvvet iletimi makine tasarımında çok önemlidir, bu sebepten uzaysal mekanizmaların esnek versiyonlarının da çok sayıda uygulama alanı bulacağına inanılmaktadır.

1.1. Amaç

Bu tezin amacı, esnek mekanizmaların sonlu elemanlar yöntemi ile çözülebilmesine yönelik bir metodoloji oluşturmaktır. Bu metodoloji önce düzlemsel, sonra uzaysal mekanizmalar için geliştirilmiştir. Sahte rijit cisim metodu ile ön tasarımları yapılan esnek mekanizmaların, sonlu elemanlar yöntemi ile lineer olmayan çözüm metotları kullanılarak çözdürülmüş ve elde edilen sonuçların sahte rijit cisim metodundaki sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Analizlerde ANSYS Workbench 14.5 programı kullanılmıştır. Oluşturulan metodoloji özetle Şekil 1.1'deki akış şemasında gösterilmiştir.



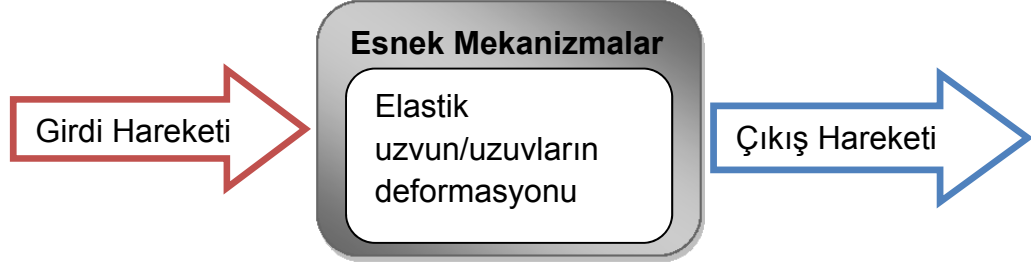
Şekil 1.1. Analiz Akış Şeması [1]

2. LİTERATÜR ÖZETİ

Hareketin bir kısmını ya da tamamını esnek kısımlar ile (mafsal yerine) yapabilen mekanizmalar esnek mekanizmalar olarak tanımlanmıştır [2]. Bu tip mekanizmaların; düşük maliyet, az parça sayısı, hafiflik, yağlanmaya gerek duymaması, aşınma, boşluk ve ses problemi olmaması (mafsal olmaması ya da mafsal sayısının çok az olmasından dolayı) gibi önemli avantajları bulunmaktadır. Bu tip mekanizmaların diğer bir avantajı ise deforme oldukça elastik enerji depoladıkları için yaya gerek olmadan orijinal pozisyonlarına geri dönmesidir. Esnek mekanizmalar tek parça (tamamen mafsalsız) ya da birden çok parçadan oluşabilir [3]. Bu rapordaki mekanizmaların tasarımlarında kullanılacak yöntem kısa boylu esnek mafsallar yöntemi ile esnek mekanizma tasarımı için geliştirilmiş olan metottur [2,4]. Bu metot literatürde “Pseudo Rigid Body Model” ya da kısaca “PRBM” olarak adlandırılmıştır. PRBM tekniği kısaca mekanizmada esnek segmentlerin olduğu kısımları, eşdeğer olarak rijit mafsal ve burulma yayı kullanarak modelleme olarak açıklanabilir. Farklı tiplerde esnek mafsalların tasarımı ve analizi ile ilgili detaylı çalışmalar yapılmıştır [5,6,7]. Düzlemsel esnek mekanizmalarla ilgili yayınlar üzerine çok sayıda çalışma yapılmıştır [8,9]. Bunun yanı sıra literatürde düzlem dışı hareketlere sahip esnek uzaysal mekanizmalar konusunda günümüze kadar yapılmış çalışmalar oldukça kısıtlıdır. [10,11,12,13].

3. ESNEK MEKANİZMALARIN TANIMI

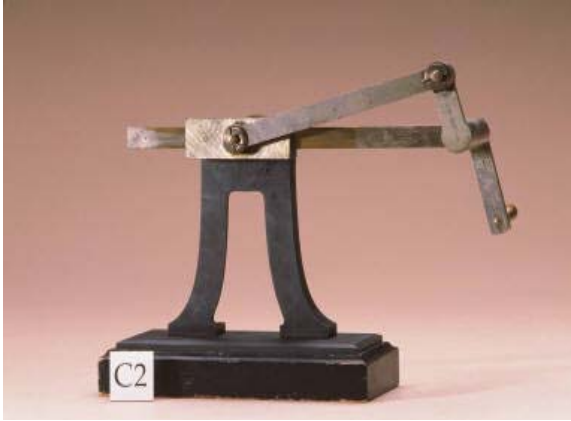
Esnek mekanizmalar, bir giriş kuvvetini, momenti veya deplasmanı, cismin elastik deformasyonunu kullanarak aktaran mekanizmalardır. Esnek mekanizmaların enerji akışı Şekil 3.1’de gösterilmiştir.



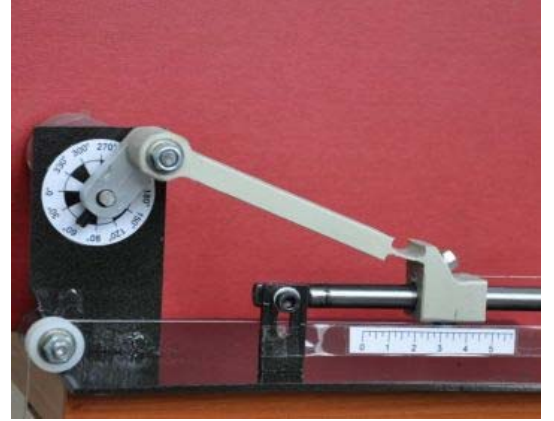
Şekil 3.1. Esnek mekanizmalarda enerji akışı [1]

Mekanizmalar; kuvveti veya enerjiyi transfer eden, harekete dönüştüren mekanik sistemlerdir. Geleneksel rijit-cisim mekanizmaları, hareketli mafsallara bağlı, esnemeyen katı bağlantılardan oluşur.

Rijit cisim mekanizmalarına örnek olarak kol-kızak mekanizmasının temsili resmi Şekil 3.2(a)’da gösterilmiştir. Kol-kızak mekanizmasının esnek mekanizma karşılığı Şekil 3.2(b)’de gösterilmiştir.



(a)

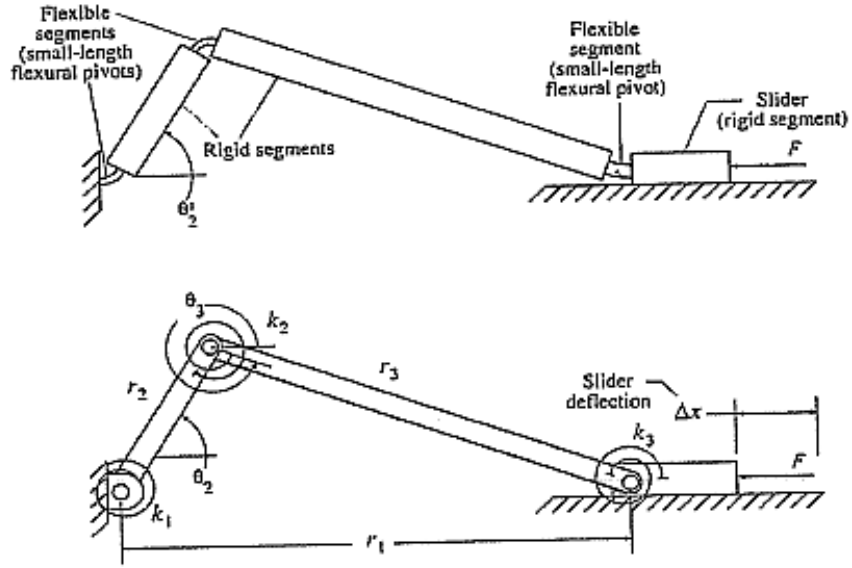


(b)

Şekil 3.2. (a) Rijit kol- kızak mekanizması

b) Esnek kol-kızak mekanizması [9]

Şekil 3.3’de kısa boylu esnek mafsallı bir esnek kol-kızak mekanizması ve onun sahte rijit cisim modeli gösterilmiştir.



Şekil 3.3. Esnek kol-kızak mekanizması ve sahte rijit cisim modeli [4]

Esnek mekanizmalar, tamamen esnek mafsallardan oluşabileceği gibi, esnek veya rijit mafsallar bir arada kullanılabilirlerdir.

3.1. Esnek Mekanizmaların Avantajları

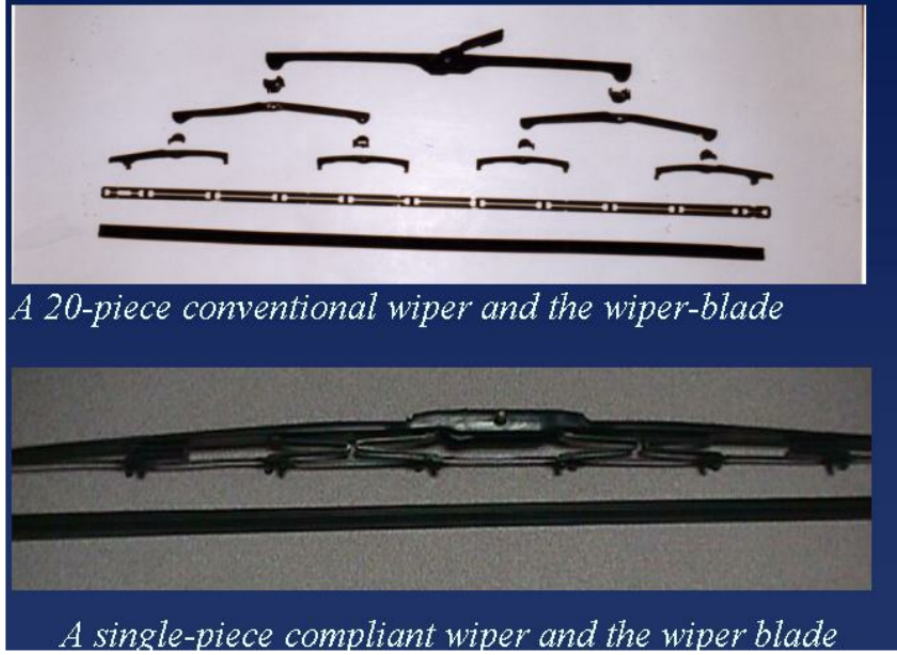
Üretim endüstrisinin büyük bir çoğunluğunda montaj giderleri, toplam üretim giderlerin %50'sinden, işçilik giderlerinin ise %40'ından daha fazlaya mal olmaktadır [14].

- Esnek mekanizmaların en önemli avantajlarının başında kompleks mekanizmalardaki parça sayısının azalması gelmektedir.



Şekil 3.4. Rijit ve esnek dolma kalem mekanizması [15]

- Bazı parçalar enjeksiyon kalıpları ile tek parça olarak üretilmektedir.
- Parça sayısındaki azalma, üretimi basitleştirebilmekte, üretim ve montaj zamanını ve maliyetlerini azaltmaktadır.

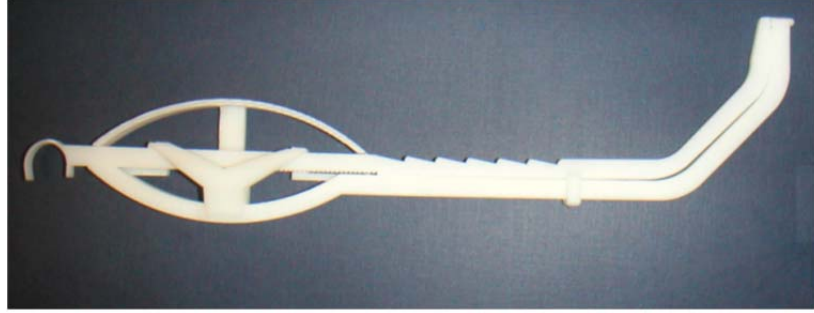


Şekil 3.5. Rijit ve eşleniği esnek silecek mekanizması [14]

- Esnek mekanizmalar daha az sayıda hareketli mafsallı bağlantıya sahiptirler. Bunun sonucu olarak daha az aşınma meydana gelmekte ve daha az yağlama gerekliliği duymaktadırlar. Ulaşması ve bakım yapması güç olan yerlerde çalışan mekanizmalar için bu özellikler oldukça önemlidir.
- Ayrıca mafsallı bağlantı sayısındaki azalma, mafsallar arasındaki boşlukları ortadan kaldırdığı için mekanizmanın daha hassas çalışmasını sağlamaktadır. Bu özellik sayesinde esnek mekanizmalar hassas toleranslardaki cihaz tasarımlarında sıklıkla kullanılmaktadırlar.
- Hareketin kısa zaman içerisinde olması gerektiği durumlar için en uygun çözüm yöntemlerinden biridirler.
- Esnek mekanizmalar sessiz çalışırlar.



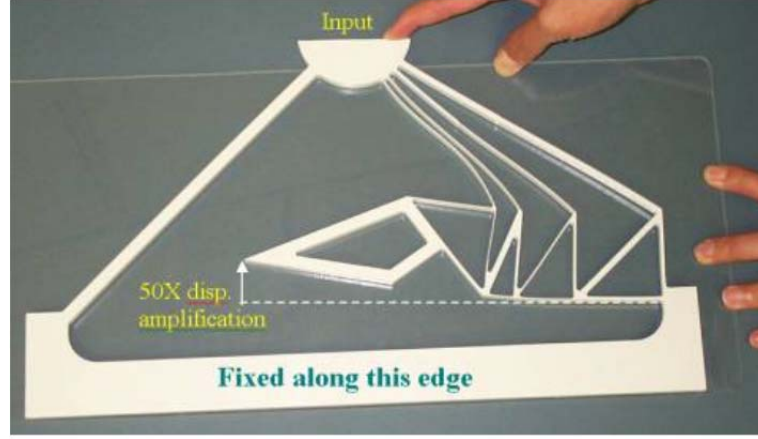
Şekil 3.6. Pens rijit-cisim-modeli [16]



Şekil 3.7. Pens esnek mekanizma modeli [16]

3.2. Esnek Mekanizmaların Dezavantajları

- Esnek parçalar yüksek deformasyona uğradıkları için, lineer kiriş eşitlikleri kullanılamaz. Yüksek deformasyonun neden olduğu geometrik doğrusalsızlıklar, lineer olmayan eşitlikler ile çözümlenmelidir. Bu zorluklar nedeni ile esnek mekanizmalar genelde deneme ve hata yaklaşımları ile tasarlanmaktadır.
- Lineer olmayan modellerin çözümündeki sıkıntılar nedeni ile metotlar sadece basit işlerdeki sistemlerin tasarımında kullanılabilir. Esnek mekanizmaların tasarımı ve analizi için geliştirilmiş olan metotlar vardır.
- Her ne kadar teoriler geliştirilmiş olsa da, esnek mekanizmaların analizi ve tasarımı rijit mekanizmalara göre daha zordur (*Bkz. Şekil 3.8*)



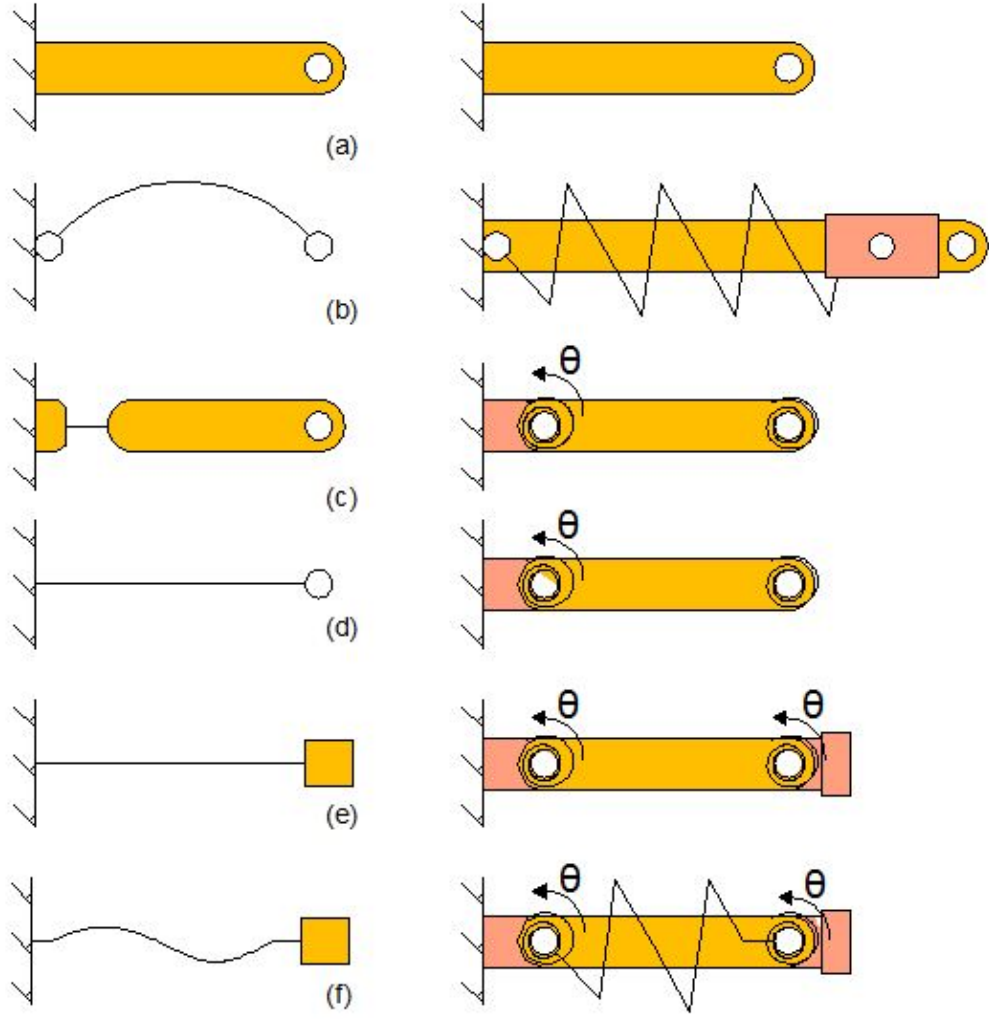
Şekil 3.8. Kompleks bir esnek mekanizma [17]

3.3. Sahte- Rijit- Cisim Modeli

Sahte-rijit-cisim modeli esnek mekanizmaların analizini ve tasarımını basitleştirmek için kullanılan bir yöntemdir. Metot; esnek mekanizmaların, iyi bilinen rijit cisimlerin kinematik analiz metotlarına benzetimi prensibine dayanır.

Analizlerde, kinematik hareketler ve gerilmeler sahte-rijit-cisim modeli vasıtasıyla hızlıca ve verimli bir şekilde saptanabilmektedir. İlk tasarım aşamalarında, sahte-rijit-cisim modeli spesifik tasarım hedeflerini karşılamak için farklı denemeleri, hızlı ve verimli bir şekilde uygulamaya olanak tanımaktadır. Amacına uygun bir ön tasarım yapıldıktan sonra, model daha sonraki aşamada daha detaylı lineer olmayan sonlu elemanlar analizleri ile iyileştirilebilmektedir. Sahte-rijit-cisim modeli kullanılarak oluşturulan tasarım metotlarındaki gelişmeler önemli bir araştırma konusudur.

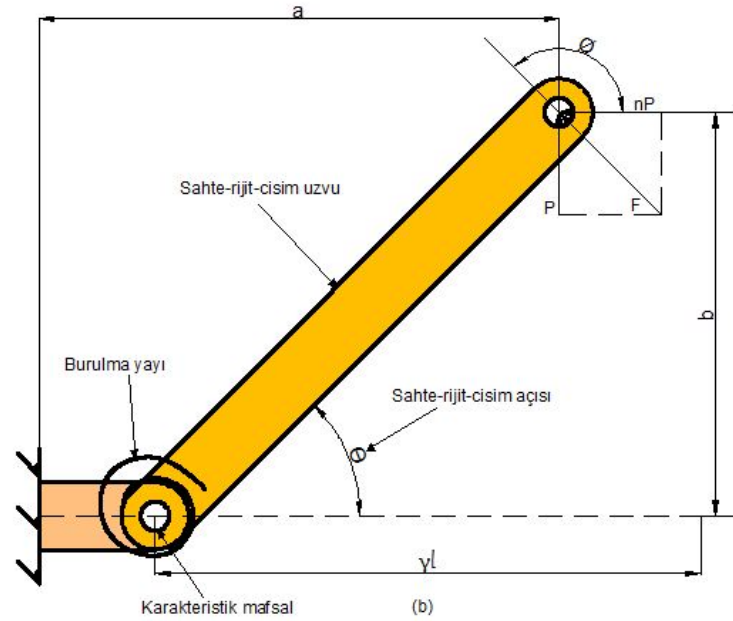
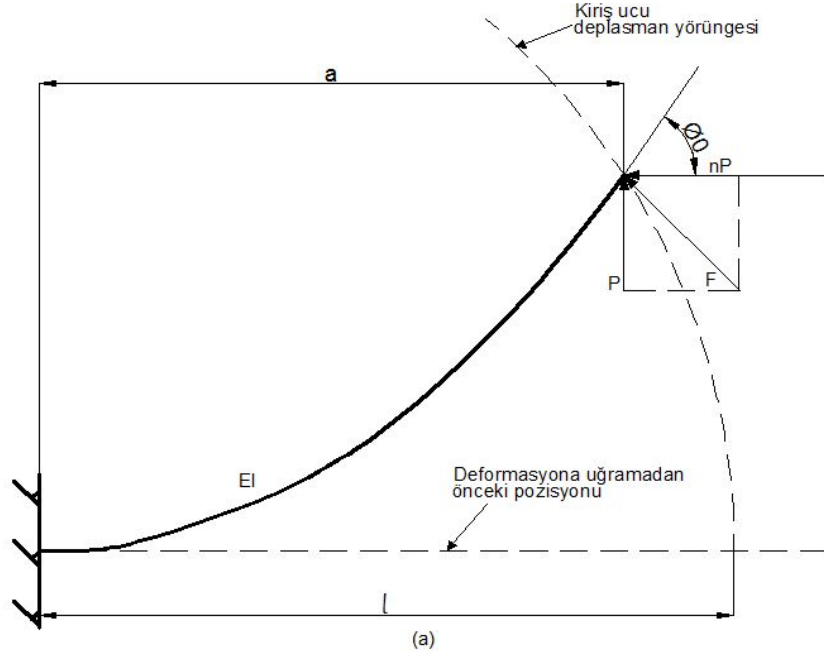
Sahte-rijit-cisim modeli, her esnek parça için bir deformasyon yolunu (yörüngesini) ve kuvvet – deformasyon ilişkisini ön görmektedir. Hareket, birbirine pimli bağlantı ile bağlanmış rijit parçalar ile modellenir. Esnek kısmın hassas olarak kuvvet-deformasyon arasındaki ilişkisini tanımlayabilmek için burulma yayları sisteme eklenmektedir. Tüm sahte-rijit-cisim modellerinin kilit noktası, pimli bağlantının nerede olacağı ve yay sabitinin hangi değer alınacağıının belirlenmesidir [4].



Şekil 3.9. Esnek mekanizmaların sahte-rijit-cisim modelleri

Howell ve Midha [2] lineer malzeme özelliklerine sahip başlangıçta düz ve esnek bir parçanın deplasman yaklaşımını geliştirmek için kapalı-form eliptik-integral çözümler kullanmışlardır. Şekil 3.10'da bu şekilde bir eleman ve onun sahte-rijit-cisim modeli görülmektedir. Model, yer değiştirmeyi temsil etmek için birbirine karakteristik mesnet ile bağlı iki adet rijit kinematik elemandan oluşmaktadır. Bir burulma yayı, kiriş direngenliğini ve uygulanan kuvvete karşı direnci simgelemek adına modele eklenmektedir. Bu model, uygulanan bir uç yükü için kirişin deformasyon eğrisine uymaktadır.

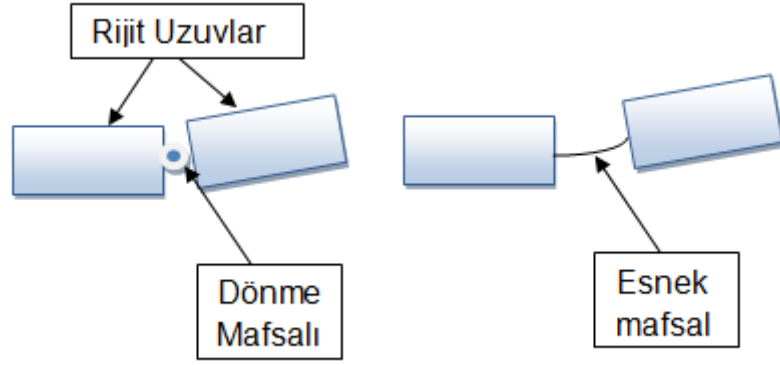
Karakteristik mesnetin yeri "karakteristik yarıçap faktörü" ile ifade edilir ve γ işareti ile gösteriler. Bu faktör, mesnetin bulunduğu yerdeki kiriş boyunun bir oranını temsil etmektedir ve γ bir kez belirlendikten sonra, deformasyon yolu (yörüngesi) θ "sahte-rijit-cisim açısı" ile parametrize edilebilmektedir [4].



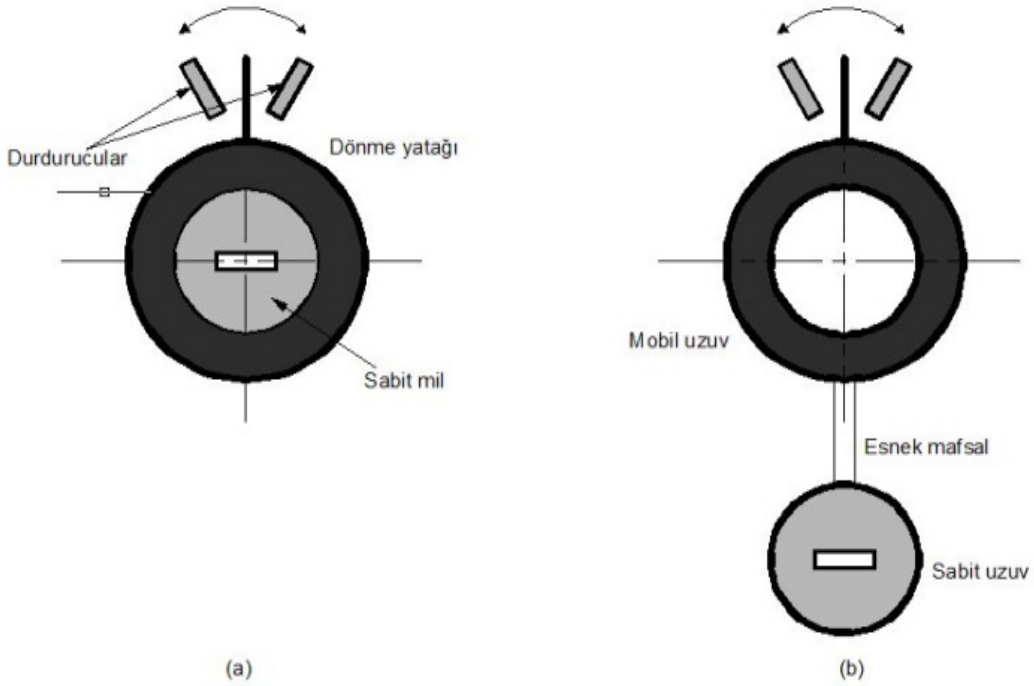
Şekil 3.10. Bir esnek mekanizma ve onun sahte-rijit-cisim modeli [4]

3.3.1. Kısa Boylu Esnek Mafsallar

Kısa boylu esnek bir mafsalsal iki rijit parça arasında esneyerek göreceli dönme hareketi sağlayan elemanlardır. Şekil 3.11'de standart döner mafsalsal bağlantısı ile esnek bir mafsalsalın karşılaştırılması gösterilmiştir. Bir eksenli esnek mafsalsalın yapısal olarak karşılığı kısıtlı dönme yeteneğine sahip bir rulman gibi düşünülebilir [5].



Şekil 3.11. Dönme mafsali ile esnek mafsali karşılaştırılması [5]



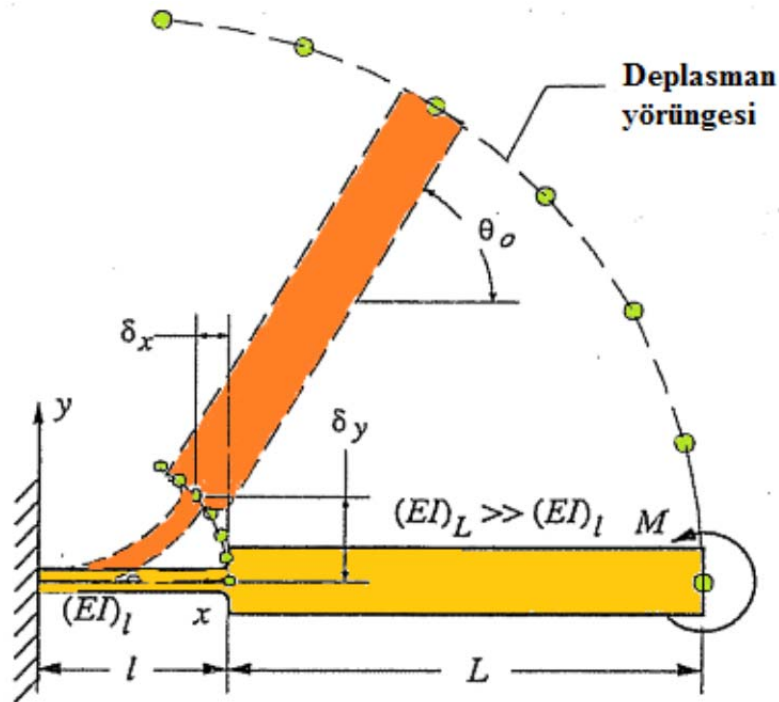
Şekil 3.12. Rulman ile esnek mafsali benzerliği (a) klasik rulman ile sağlanmış eş merkezli dönme (b) esnek bir mafsali ile sağlanmış farklı merkezli dönme [5]

Esnek parçaların boyları, rijit parça boylarına göre daha küçüktürler. Esnek parçalar, merkezlerinde kinematik mafsallar varmış gibi modellenirler. Eleman direngenliklerini tanımlayabilmek adına da burulma yayları kullanılmaktadır. Bu metodun hassasiyeti göreceli olarak esnek parçaların boyları arttıkça azalır. Bu nedenle daha uzun esnek mesnetler içeren, esnek mekanizmalar için farklı bir yaklaşıma ihtiyaç duyulmaktadır. Yukarıda bahsedilen konu ile ilgili aşağıda bir grup basit esnek elemanın sahte-rijit-cisim modeli gösterilmiştir [5].

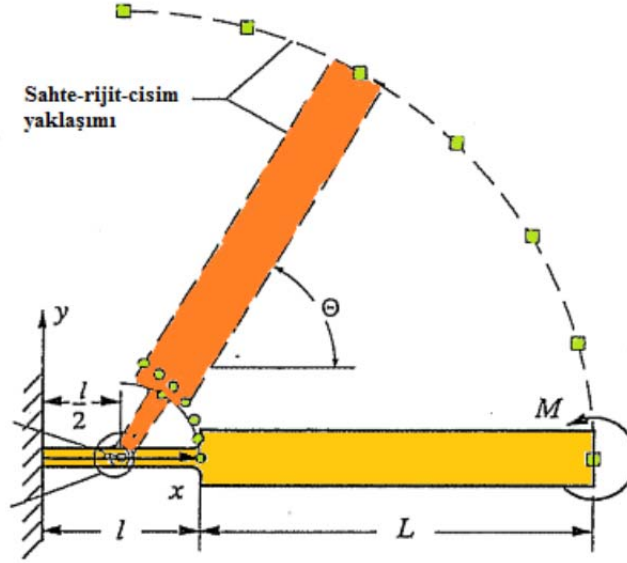
Esnek mafsalların bazı dezavantajları şu şekilde belirtilebilir;

- Bir esnek mafsal kısıtlı dönme yeteneğine sahiptir.
- Esnek mafsalın deformasyonu komplekstir. Eksenel kesme, eğilme ve burulma yüklerine maruz kalabilmektedir.
- Dönme merkezi rölatif dönme boyunca sabit değildir. Kombine yüklemelerde, hareket halinde dönme merkezi yer değiştirmektedir.
- Esnek mafsallar sıcaklık farklılıklarına oldukça duyarlıdır. Bu nedenle termal genişmelerden dolayı ölçüleri değişir. Bunun sonucu da orijinal değerlerde sapmalara neden olmaktadır [5].

Şekil 3.13'deki kiriş iki farklı kesitten oluşmaktadır. Bir tanesi kısa ve esnek diğeri ise daha uzun ve rijit kısımdır. Eğer kısa parçanın uzun kısımdan kayda değer şekilde daha kısa ve daha esnek olduğu varsayılır ise bu parça kısa boylu esnek pivot olarak adlandırılmaktadır. Genelde rijit kısmın boyu (L) esnek kısmın boyundan (l) 10 kat veya daha fazla büyüktür [3].



Şekil 3.13. Serbest ucuna moment uygulanan kiriş [4]



Şekil 3.14. Serbest ucuna moment uygulanan kirişin sahte-rijit-cisim modeli [4]

$$L \gg l, (EI)_L \gg (EI)_l \quad (3.1)$$

Ucuna moment uygulanmış basit bir kirişte sehim eşitliği:

$$\theta_0 = \frac{M_0 l}{EI} \quad (3.2)$$

$$\frac{\delta_y}{l} = \frac{1 - \cos \theta_0}{\theta_0} \quad (3.3)$$

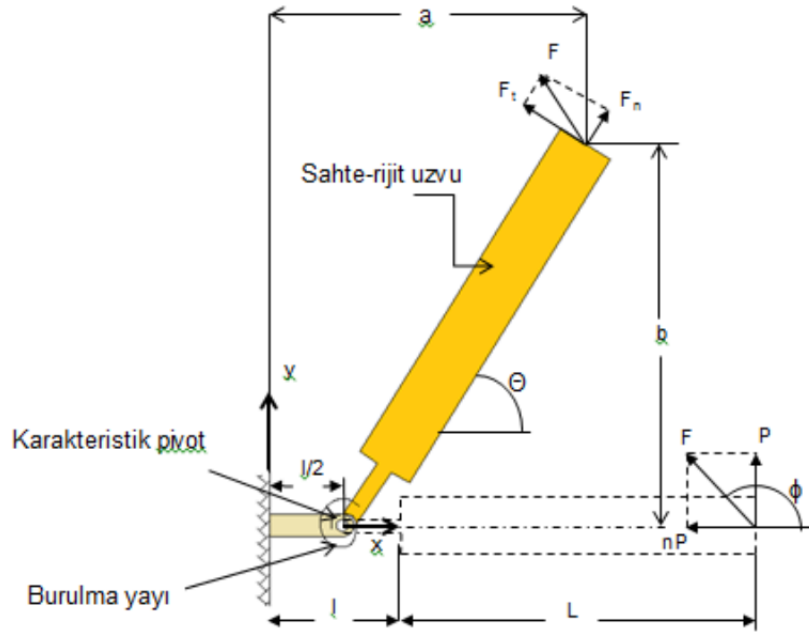
$$\frac{\delta_x}{l} = 1 - \frac{\sin \theta_0}{\theta_0} \quad (3.4)$$

şeklinde yazılabilir.

Denklemler, kısa boylu esnek mafsallar için basit bir sahte-rijit-cisim modeli tanımlanabilmesinde kullanılmaktadır. Esnek kısım rijit parçaya oranla çok kısa olduğu için, sistemin hareketi bir pim ile bağlanmış iki rijit parça gibi modellenebilmektedir ve bu bağlantı karakteristik mafsal olarak tanımlanmaktadır.

Deformasyon esnek kısımda meydana geldiği için karakteristik mafsalın esnek uzun tam ortasında yer aldığı varsayılır. Bu sebep ile esnek kısım boyunca hemen hemen her nokta karakteristik mafsal için kabul edilebilir bir konum tanımlanmaktadır. Merkez noktası kolaylık sağlamak için kullanılmaktadır.

Sahte-rijit-elemanının düzlem ile yaptığı açı, “sahte-rijit-cisim açısı” olarak ifade edilir [3].



Şekil 3.15. Ucundan kuvvet uygulanmış bir kısa boylu esnek mafsalin sahte-rijit-cisim modeli [4]

$$\theta = \theta_0 \text{ (Kısa boylu esnek mafsallar için)} \quad (3.5)$$

Kiriş ucundaki x ve y koordinatları (a ve b uzunlukları) için şu şekilde bir yaklaşım yapılabilir:

$$a = \frac{1}{2} + \left(L + \frac{1}{2}\right) \cos \theta \quad (3.6)$$

$$b = \left(L + \frac{1}{2}\right) \sin \theta \quad (3.7)$$

veya boyutsuz formda yazılırsa:

$$\frac{a}{l} = \frac{1}{2} + \left(\frac{L}{l} + \frac{1}{2}\right) \cos \theta \quad (3.8)$$

ve

$$\frac{b}{l} = \left(\frac{L}{l} + \frac{1}{2}\right) \sin \theta \quad (3.9)$$

olur.

Burulma yayını, θ açısı boyunca deforme etmek için gerekli tork;

$$T = K\theta \quad (3.10)$$

Yay sabiti (K), temel kiriş teorileri ile bulunabilir. Ucunda moment uygulanan basit bir kiriş için deplasman açısı:

$$\theta_0 = \frac{Ml}{(EI)_1} \quad (3.11)$$

Eşitlikte moment (M) çekilirse:

$$M = \frac{(EI)_1}{l} \theta_0 \quad (3.12)$$

3.11 ve 3.12 eşitlikleri karşılaştırılırsa, daha önceki $M = T$ ve $\theta = \theta_0$ eşitlikleri ile K yay sabiti ;

$$K = \frac{(EI)_1}{l} \quad (3.13)$$

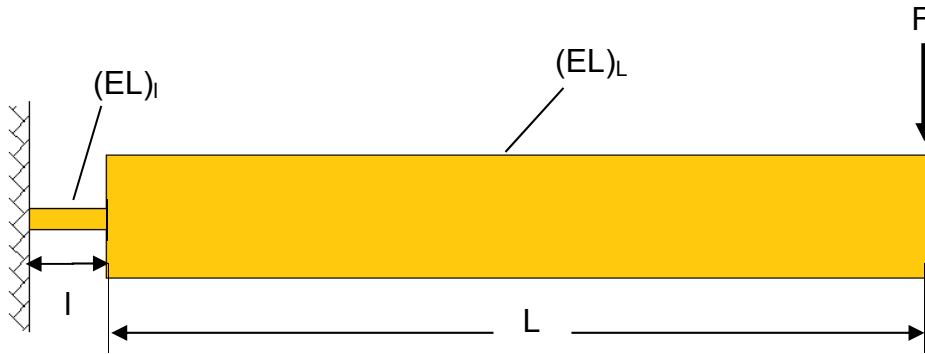
elde edilmektedir.

Kısa boylu esnek mafsalların doğası, çoğu uygulamada eğilme yüklemesinin baskın olduğu varsayımını garanti eder. Bunun sebebi Şekil 3.16'da gösterilmiştir ki burada kiriş serbest ucundaki dikey yükleme uygulanmıştır. Esnek uzuv dibindeki reaksiyon momentleri:

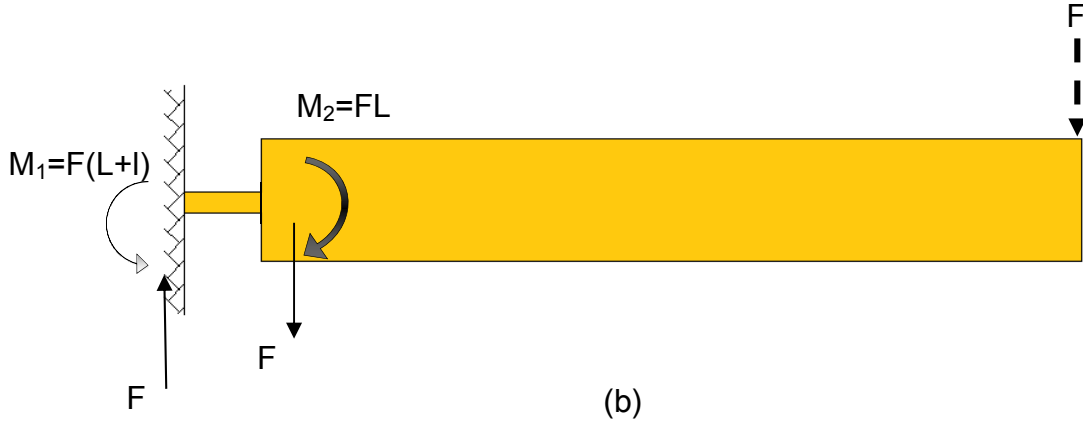
$$M_1 = F(L+l) \text{ ve } M_2 = FL \quad (3.14)$$

Saf moment yüklemesi için:

$$\frac{M_1}{M_2} = 1 \quad (3.15)$$



(a)



Şekil 3.16. Serbest ucuna kuvvet uygulanan iki parçalı kiriş

Şekil 3.16'da gösterilen kısa boylu esnek mafsal için, küçük deformasyon kabulü ile,

$$\frac{M_1}{M_2} = 1 + \frac{l}{L} \quad (\text{kiriş serbest ucunda kuvvet uygulandığı durum}) \quad (3.16)$$

şeklinde yazılabilir.

L boylu l uzunluğundan çok büyük olduğundan dolayı ($L \gg l$), 3.15 ve 3.16 eşitlikleri oranları yaklaşık olarak aynıdır. Sahte-rijit-cisim modelinde burulma yayı üzerindeki tork (T), esnek uzvun ortasındaki momente eşittir.

3.3.2. Aktif ve Pasif Kuvvetler

Şekil 3.16'da kısa boylu esnek mafsalı ve serbest ucunda kuvvet uygulanmış bir ankastre kiriş gösterilmiştir. Kuvveti tanımlayabilmek için hem kuvvetin büyüklüğü hem de yönü bilinmelidir. Şekilde görülen \emptyset açısı dikey bileşen (P) ve yatay bileşen (nP)'nin fonksiyonu olarak tanımlanabilir. Bu kuvvet, kirişin deformasyonundan bağımsız olarak aynı açıda kalır. Bu durumda,

$$F = P\sqrt{n^2 + 1} \quad (3.17)$$

$$\emptyset = \text{atan} \frac{1}{-n} \quad (3.18)$$

Kiriş uç noktasının sehim yörüngesi boyunca kuvveti bileşenleri şeklinde görmek (normal ve teğetsel yönde) daha kullanışlı olmaktadır.

Yörüngeye paralel olan teğetsel kuvvet (sahte-rijit-uzvu eksenine dik olan), (F_t), burulma yayında momente neden olmaktadır (Bkz. Şekil 3.17) [4].

$$T = F_t \left(L + \frac{1}{2} \right) \quad (3.19)$$

Yörüngeye paralel olan kuvvet (F_n), deformasyona katkısı olmadığı için pasif kuvvet olarak tanımlanır. Eğer uygulanan kuvvetin açısı kiriş deplasmanı boyunca aynı kalırsa, aktif ve pasif kuvvetler deformasyon boyunca değişir.

Bileşke kuvvet sahte-rijit-uzvun deformasyonuna katkıda bulunduğu için, aktif kuvvet olarak adlandırılmaktadır.

Aktif kuvvet:

$$F_t = F \sin(\varnothing - \theta) \quad (3.20)$$

Eğer F dikey ise ($\varnothing = \pi/2$ de olduğu gibi) ,

$$F_t = F \cos \theta \quad (3.21)$$

olur.

3.3.3. Gerilmeler

Serbest ucundan kuvvet uygulanan bir ankastre kirişte, en yüksek gerilme (σ_{maks}), sabit mesnet ucunda oluşur. Maksimum büyüklük, kirişin eğilme yönüne ve uygulanan kuvvetin yönüne bağlı olarak, kirişin alt ve üst kısmında oluşur [4]. Şekil 3.17'de gösterilen kiriş için, en yüksek moment (M_{maks}), şu şekilde ifade edilmektedir.

$$M_{maks} = Pa + nPb \quad (3.22)$$

“c” tarafsız eksenden olan uzaklık olmak üzere, kiriş üst ve alt yüzeyindeki gerilmeler:

$$\sigma_{maks} = \frac{-(Pa+nPb)c}{I} - \frac{nP}{A} \quad (3.23)$$

$$\sigma_{maks} = \frac{(Pa+nPb)c}{I} - \frac{nP}{A} \quad (3.24)$$

Genişliği w ve yüksekliği h olan bir kiriş için gerilmeler;

$$\sigma_{üst} = \frac{-6(Pa+nPb)c}{wh^2} - \frac{nP}{wh} \quad (3.25)$$

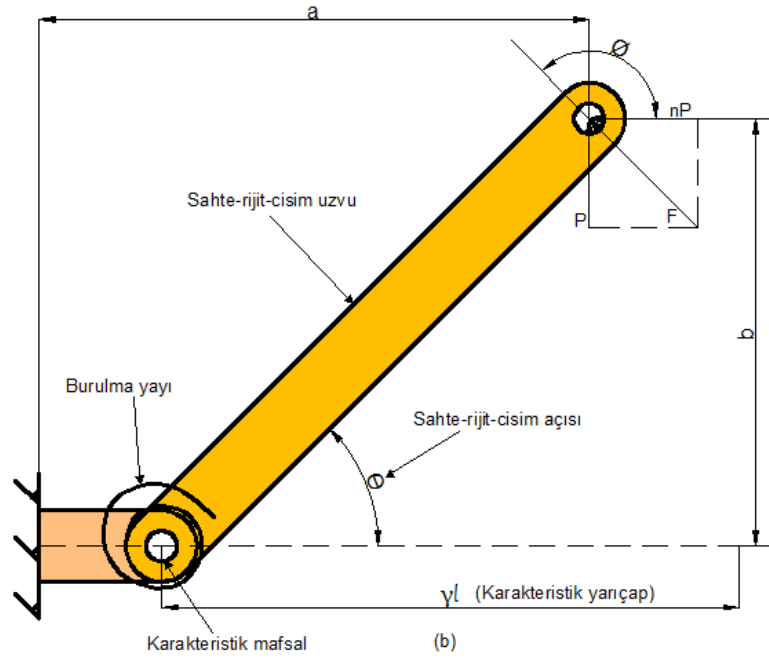
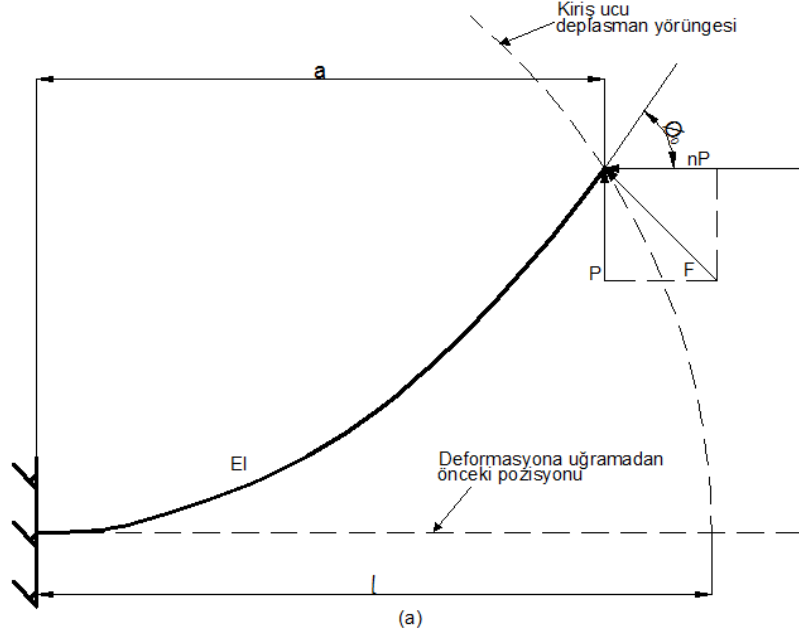
$$\sigma_{alt} = \frac{6(Pa+nPb)c}{wh^2} - \frac{nP}{wh} \quad (3.26)$$

şekilde yazılmaktadır [4].

3.3.4. Serbest Ucuna Kuvvet Uygulanan Ankastre Kiriş (Sabit Mesnetli)

Sabit kesit alanı ve lineer malzeme özelliklerine sahip bir ankastre kiriş incelendiğinde (Bkz. Şekil 3.17);

Eğer deplasman fazla ise, lineer kiriş sehim eşitliklerinin dışına çıkılabilir. Bu durumda eliptik integral çözümleri veya lineer olmayan sonlu elemanlar analizleri kullanılması gerekmektedir.



Şekil 3.17. (a) Serbest ucundan kuvvet uygulanmış ankastre kiriş, (b) onun sahte-rijit-cisim modeli [4]

Aşırı deformasyon eliptik-integral eşitlikleri, serbest ucuna kuvvet uygulanan bir ankastre kiriş için, serbest ucun yaklaşık dairesel bir yörüngeyi takip ettiğini göstermektedir. Bu fikir, kirişin deplasman yörüngesi için parametrik yaklaşımlar geliştirmekte kullanılmaktadır [4].

Yaklaşık dairesel bir yörüngede deplase olan bir aşırı deformasyon kirişinin sahte-rijit-cisim modeli, kiriş boyunca bir mafsalda bağlanmış iki adet rijit uzuv ile modellenabilir (*Bkz. Şekil 3.17.(b)*). Burulma yayı, kiriş deplasman direncini temsil etmektedir. Sahte-rijit-cisim karakteristik mafsalının yeri, karakteristik yarıçap faktörü ile deforme olmadan önceki esnek kiriş boyunun çarpımından elde edilir [4].

Yukarıdaki bahsedilen sahte-rijit-cisim yaklaşımı deplasman yörüngesini parametrize etmekte kullanılır. Sahte-rijit-cisim açısı (Θ), sahte-rijit-cisim uzvu ile deformasyona uğramadan önceki pozisyonu arasındaki açıdır [4].

Kirişin sehim x ve y koordinatları, a ve b dir. P kuvvetinin dikey bileşeni, eksenel kuvvet nP (burada n'nin pozitif değeri deformasyona uğramamış kirişte basmaya çalışan kuvveti temsil etmektedir) ve F toplam kuvvet ise:

$$F = P\sqrt{n^2 + 1} \quad (3.27)$$

yazılır. ϕ , bu kuvvetin açısıdır ve

$$\phi = \text{atan} \frac{1}{-n} \quad (3.28)$$

şeklinde ifade edilir [3].

3.3.5. Karakteristik Yarıçap Faktörü

Karakteristik yarıçap faktörü (γ), deformasyondaki kabul edilebilir en yüksek yüzde hatanın tanımlanması ile bulunabilir. Eşitlikler sonunda kuvvetin yatay bileşeni ile karakteristik yarıçap faktörü arasındaki elde edilen ilişki:

$$\gamma = \begin{cases} 0.841655 - 0.0067807n + 0.000438n^2 & (0.5 < n < 10.0) \\ (0.852144 - 0.0182867n) & (-1.8316 < n < 0.5) \\ (0.912364 + 0.0145928n) & (-5 < n < -1.8316) \end{cases} \quad (3.29)$$

3.3.6. Kiriş Ucunun Koordinatları

Deformasyona uğramış kirişin uç koordinatları, sahte-rijit-cisim açısının (Θ), bir fonksiyonu olarak yazılabilir.

$$\frac{a}{l} = 1 - \gamma(1 - \cos\Theta) \quad (3.30)$$

$$\frac{b}{l} = \gamma \sin\Theta \quad (3.31)$$

3.3.7. Açısal Deformasyon Yaklaşımı

θ_0 ve Θ arasındaki nerdeyse doğrusal olan ilişki:

$$\theta_0 = c_\theta \Theta \quad (3.32)$$

Denklemdaki c_θ , parametrik açı sabitidir.

3.3.8. Katılık Katsayısı

Kirişin deformasyona karşı gösterdiği direnç, katılık katsayısı adı verilen boyutsuz burulma yayı sabiti (K_θ) ile modellenenir. Sahte-rijit-cisim modelinin geometrik ve malzeme özellikleri, yay sabitinin değerini belirlemek için kullanılmaktadır [4].

Kiriş ucuna etki eden toplam kuvvet, F :

$$F = \sqrt{P^2 + (nP)^2} = \eta P \quad (3.33)$$

ve

$$\eta = \sqrt{1 + n^2} \quad (3.34)$$

yazılır.

Kuvvetin teğetsel bileşeni, F_t ;

$$F_t = F \sin(\phi - \Theta) = \eta P (\phi - \Theta) \quad (3.35)$$

Kuvvet boyutsuz hale getirilirse;

$$(\alpha^2)_t = \frac{F_t l^2}{EI} \quad (3.36)$$

elde edilir.

Sahte-rijit-cisim açısı aşağıdaki formül kullanılarak hesaplanmaktadır.

$$\Theta = \text{atan} \frac{b}{a-l(1-\gamma)} \quad (3.37)$$

Kuvvet ve deformasyon arasındaki eşitlik;

$$(\alpha^2)_t = K_\theta \theta \quad (3.38)$$

Eşitlik basit görünse de, tüm kinematik model için aynı doğrulukta olamayabilir, limitlerinin farkında olmak gerekmektedir.

$$K_\theta = 3.024112 + 0.121290n + 0.003169n^2 \quad (-5 < n \leq -2.5)$$

$$K_\theta = 1.967647 - 2.616021n - 3.738166n^2 - 2.649437n^3 - 0.891906n^4 - 0.11.3063n^5 \quad (-2.5 < n \leq -1)$$

$$K_\theta = 2.654855 - 0.509896 \times 10^{-1}n + 0.126749 \times 10^{-1}n^2 - 0.142039 \times 10^{-2}n^3 + 0.584525 \times 10^{-4}n^4 \quad (-1 < n \leq -10)$$

(3.39)

Sahte-rijit-cisim açısı aralığı;

$$\theta = \theta_{\max} \approx 0.7 \tanh^{-1} \frac{1}{-n} = 0.7\theta \quad (-5.0 < n < 10) \quad (3.40)$$

K_θ en yüksek ve en küçük değeri, geniş aralıklı yükleme için sadece 0,3 kadar değişmektedir. Bu, sabit bir K_θ yaklaşımına müsaade eder. Ortalama K_θ değeri hesaplanırsa;

$$K_{\theta \text{ave}} = \frac{\int_{n_1}^{n_2} K_\theta}{\int_{n_1}^{n_2} dn} \quad (3.41)$$

3.3.9. Burulma Yayı Sabiti

Daha önce de bahsedildiği üzere F kuvvetinin yatay bileşeni, kirişin deformasyonuna neden olur. Pimli bağlantıdaki dönme momenti (T), burulma yayı sabiti ile deformasyon açısının çarpımına eşittir [3].

$$T = K\theta \quad (3.42)$$

Bu moment kuvvetin, kuvvet kolu ile (sahte-rijit-uzvu) çarpımı şeklinde de yazılabilmektedir.

$$T = F_t \gamma l \quad (3.43)$$

Bu iki eşitlikten;

$$F_t = \frac{K\theta}{\gamma l} \quad (3.44)$$

$$K = \gamma K_\theta \frac{EI}{l} \quad (3.45)$$

eşitliklerine ulaşılabilir.

3.3.10. Gerilmeler

Ankastre bir kirişte en yüksek gerilme sabit mesnet bölgesinde oluşmaktadır. En yüksek moment, M_{ort} :

$$M_{ort} = Pa + nPb \quad (3.46)$$

Kiriş üst ve alt yüzeyinde oluşan gerilmeler:

$$\sigma_{üst} = \frac{-(Pa+nPb)c}{I} - \frac{nP}{A} \quad (3.47)$$

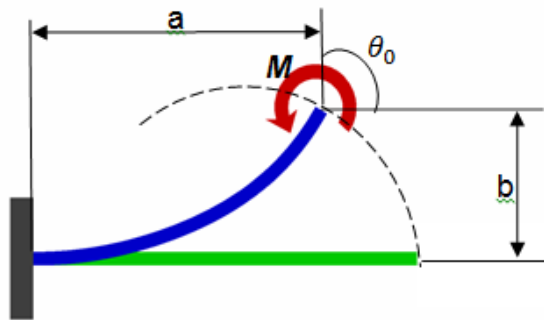
$$\sigma_{alt} = \frac{(Pa+nPb)c}{I} - \frac{nP}{A} \quad (3.48)$$

Çizelge 3.1 Bazı n değerlerine karşılık gelen katsayılar [4]

n	γ^*	$\theta_{max}(\gamma^*)$	c_θ	K_θ	$\theta_{max}(K_\theta)$
0	0.8517	64.3	1.238	2.67	58.5
2	0.8276	108.9	1.2511	2.60	69
5	0.8192	121.4	1.2557	2.56	67.5
-0.5	0.8612	47.7	1.2348	2.70	44.4
-3	0.8669	16	1.2119	2.69	12.9

3.4. Serbest Ucuna Moment Uygulanan Kiriş

Serbest ucuna kuvvet uygulanan ankastre kirişte uygulanan yöntemle benzer bir yöntem, serbest ucuna moment uygulanan kiriş için sahte-rijit-cisim modelini elde etmek üzere kullanılabilir (Bkz. Şekil 3.18) [4].



Şekil 3.18. Serbest ucuna moment uygulanan kiriş [18]

$$a = l[1 - 0.7346(1 - \cos\theta)] \quad (3.49)$$

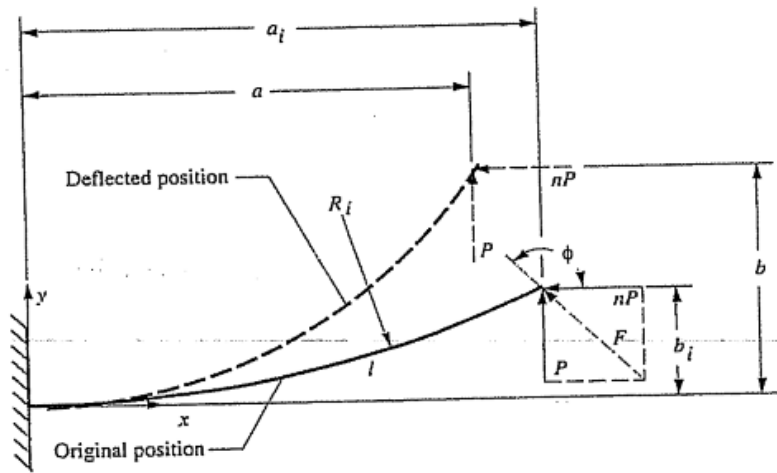
$$b = 0.7346l \sin\theta \quad (3.50)$$

$$\sigma_{\max} = \frac{Mc}{I} \quad (3.51)$$

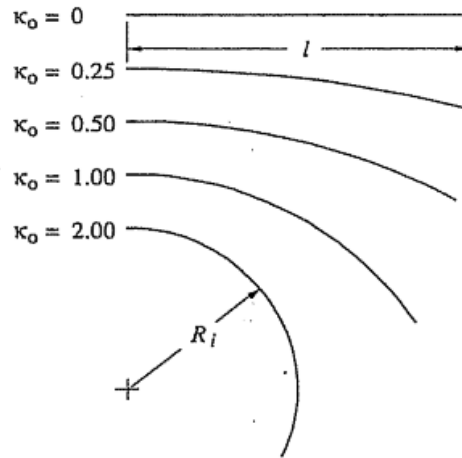
$$K = c_{\theta} \frac{EI}{l} \quad (3.52)$$

3.5. Başlangıçta Kavisli Ankastre Kiriş

Şekil 3.19'da gösterilen kiriş R_i ile ifade edilen yarıçapta bir başlangıç kavisine sahiptir. Bu şekilde bir kirişin uzunluğu, boyutsuz κ_0 parametresi ile ilişkilendirilebilir.

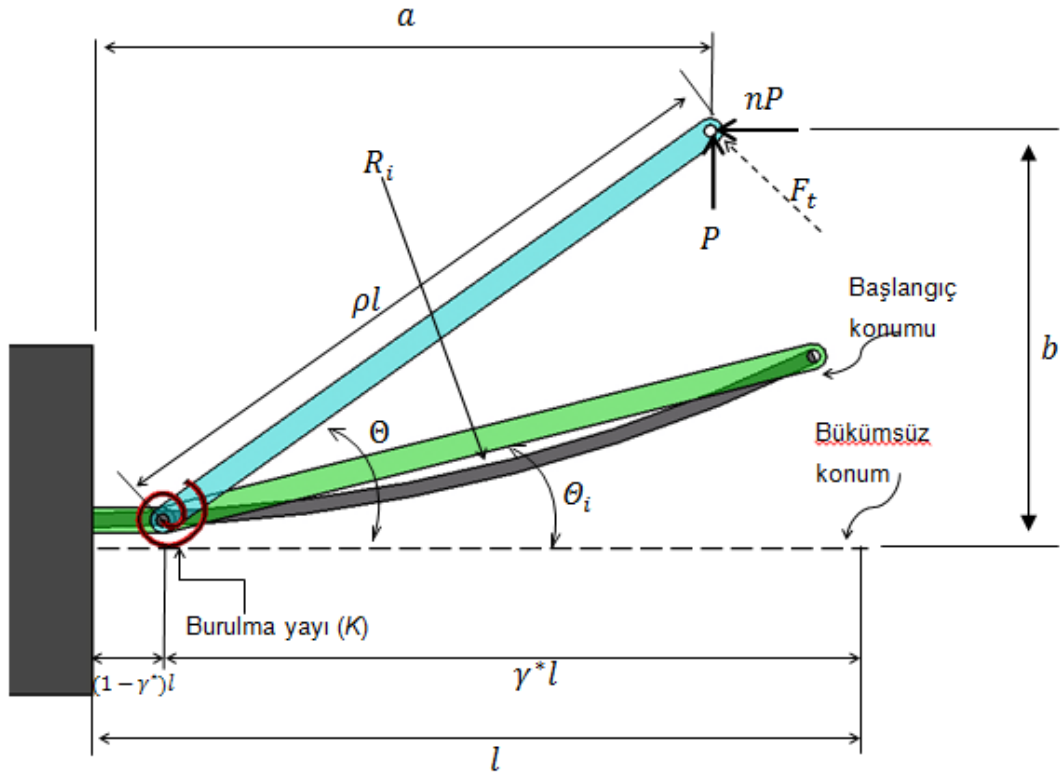


Şekil 3.19. Esnek, başlangıçta kavisli ankastre kiriş [4]



Şekil 3.20. Farklı κ_0 değerleri için kiriş şekilleri [4]

$$\kappa_0 = \frac{1}{R_i} \quad (3.53)$$



Şekil 3.21. Başlangıçta kavisli bir kirişin sahte-rijit-cisim modeli, serbest uçundan yüklenmiş ankastre kiriş [18]

Esnek mekanizmalar konusunda çalışırken zaman zaman önceden belli bir yarıçapta bükülmüş kirişlerin deformasyonlarını incelemek gerekebilir. Bu durumda yine sahte rijit yapıdan faydalanılarak bir hesap yöntemi geliştirilebilir [18].

i alt indisi başlangıç durumunu ifade etmek üzere:

$$\theta_i = \text{atan} \frac{b_i}{a_i - l(1 - \gamma^*)} \quad (3.54)$$

Daha önceki konularda bahsedilen düz ankastre kirişlerde, sahte rijit yapının karakterize edilmesi için γ^* değeri kullanılmaktaydı. Başlangıçta kavisli olan kirişler için γ^* 'nın bir fonksiyonu olmak üzere yeni bir karakteristik yarıçap faktörüne (ρ) ihtiyaç vardır [3]:

$$\rho = \left\{ \left[\frac{a_i}{l} - (1 - \gamma^*) \right]^2 + \left(\frac{b_i}{l} \right)^2 \right\}^{1/2} \quad (3.55)$$

Denklemdaki a_i ve b_i başlangıç durumunda kiriş ucunun koordinatlarıdır.

$$\frac{a_i}{l} = \frac{1}{\kappa_0} \sin \kappa_0 \quad (3.56)$$

$$\frac{b_i}{l} = \frac{1}{\kappa_0} (1 - \cos \kappa_0) \quad (3.57)$$

Kiriş ucunun deformasyon yörüngesi, sahte-rijit-cisim modeli yaklaşımı ile:

$$\frac{a}{l} = 1 - \gamma^* + \rho \cos \theta \quad (3.58)$$

$$\frac{b}{l} = \rho \sin \theta \quad (3.59)$$

ifade edilir.

Sistemin ucuna etkiyen teğetsel kuvvet $\phi = \text{atan} \frac{1}{-n}$ olmak üzere:

$$F_t = F \sin(\phi - \theta) \quad (3.60)$$

Karakteristik pivotta oluşan burulma:

$$T = \rho l F_t \quad (3.61)$$

Burulma, açısız yer değiştirme ve K yay sabiti cinsinden ifade edilebilir.

$$T = K(\theta - \theta_i) \quad (3.62)$$

Denklemler birleştirildiğinde K yay sabiti:

$$K = \rho K_\theta \frac{EI}{l} \quad (3.63)$$

olarak elde edilir.

Çizelge 3.2. Farklı K_0 değerleri için γ , K_0 ve ρ değerleri [4]

κ_0	γ^*	ρ	K_0
0,00	0,85	0,850	2,65
0,01	0,84	0,840	2,64
0,25	0,83	0,829	2,56
0,50	0,81	0,808	2,52
1,00	0,81	0,797	2,60
1,50	0,80	0,775	2,80
2,00	0,79	0,749	2,99

3.6. Başlangıçta Kavisli Ankastre Kirişte Gerilmeler

En yüksek gerilme sabit mesnette oluşmaktadır [4].

$$\sigma_{\max} = \mp \frac{P(a+nb)c}{I} - \frac{nP}{A} \quad (3.64)$$

3.7. Esnek Mafsalların Tasarımı

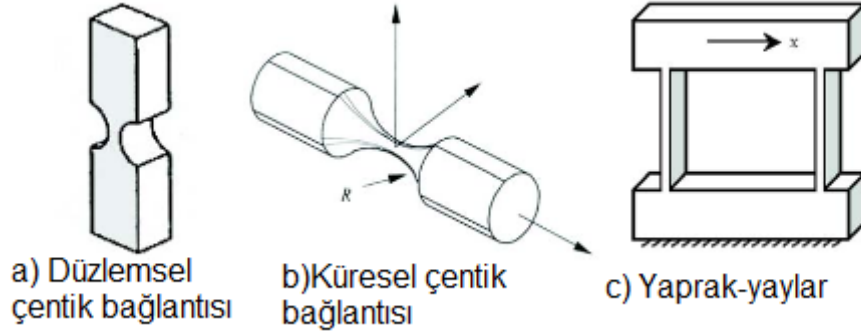
Esnek mafsallar, rijit mafsallarda meydana gelen sürtünme, boşluk ve aşınma gibi sakıncalı durumların üstesinden gelmekte ve yapıları itibari ile mikro hassasiyet düzeyinde çalışabilmektedirler. Bu hassasiyet birçok mikro, nano ve biyo-uygulamaları için önemli olmaktadır [19].

Esnek mafsalların tasarımında dikkat edilmesi gereken en önemli 4 kriter aşağıda açıklanmıştır.

Hareket Aralığı: Tüm esnek uzuvlar, eşlenikleri olan rijit uzuvlara kıyasla sonlu hareket aralığına sahiptirler. Esnek bağlantının hareket aralığı, kullanılan malzemenin müsaade edilen gerilme ve gerinim değerleri ile sınırlıdır. Akma gerilmesine ulaşıldığında, elastik deformasyon plastik deformasyona dönüşmektedir. Bu nedenle, esnek mekanizmanın hareket aralığı, hem malzeme özelliklerine hem de esnek mafsal kesit alanına bağlı olmaktadır.

Eksen Kayması: Sınırlı hareket aralığına ek olarak çoğu esnek mafsal eksen kayması olarak tanımlanan belirsiz bir harekete maruz kalırlar. Özellikle çentik tipi eklemler için, dönme merkezi hareket boyunca sabit kalmamaktadır. Öteleme hareketinden kaynaklanan bükülme nedeni ile, doğrusal hareket ekseninde kayda

değer sapmalar olabilir. Örneğin, bir basit dört-kol yaprak yay mekanizması eğrisel hareket eder (Bkz. 3.22.(c)) [19].

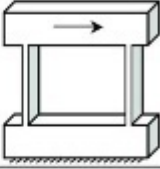
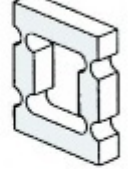
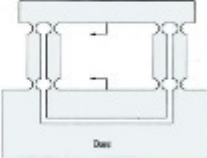
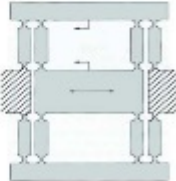
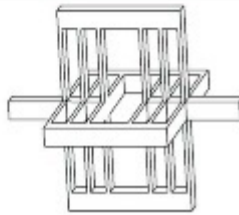


Şekil 3.22. Temel esnek bağlantı elemanları [19]

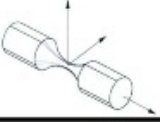
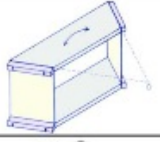
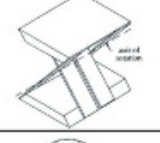
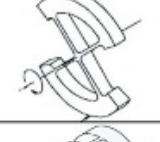
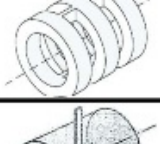
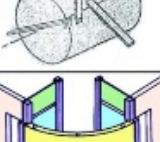
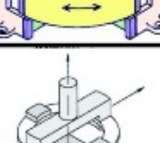
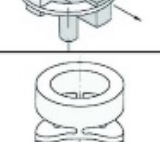
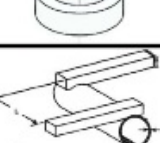
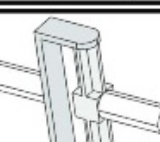

Kapalı Eksen Direngenliği: Çoğu esnek mafsalları istenilen yönde tasarıma uyumlu hareket ederken, diğer yönlerde daha az dönme ve öteleme direngenliğini sahiptirler. Etkili bir esnek bağlantı için, kapalı-eksenin direngenliğinin aksel direngenliği oranının büyüklüğü anahtar bir karakteristik özelliktir [19].

Gerilme Konsantrasyonu: Birçok çentik tipi bağlantıda deformasyonun meydana geldiği kısımdaki kesit alanı ana yapıya göre daha düşüktür. Düşürülmüş kesit alanının şekline bağlı olarak, mafsallar yüksek gerilme yığılmasına maruz kalırlar. Bu nedenle düşük yorulma ömrüne sahip olurlar (Bkz. Şekil 3.23.(a) ve Şekil 3.23.(b)).

Esnek mafsalların bu dört önemli tasarım kriteri üzerinden kıyaslamaları Şekil 3.23 ve Şekil 3.24'de gösterilmiştir.

		Hareket Aralığı	Eksen Kayması	Gerilme Konsantrasyonu	Kapalı Eksen Direngenliği
(a)		0	-	0	0
(b)		-	-	-	0
(c)		-	0	-	0
(d)		-	+	-	0
(e)		+	+	+	+

Şekil 3.23. Esnek öteleme bağlantılarının kıyaslanması
(-: zayıf, 0: normal, +:iyi) [19]

		Hareket Aralığı	Eksen Kayması	Gerilme Konsantrasyonu	Kapalı Eksen Direngenliği
(a)		-	-	-	-
(b)		0	-	+	-
(c)		+	-	+	-
(d)		-	-	0	-
(e)		-	0	-	0
(f)		-	+	0	-
(g)		+	+	+	-
(h)		-	+	-	-
(i)		-	0	-	-
(j)		+	0	+	+
(k)		+	+	+	+

Şekil 3.24. Esnek dönme mafsalları kıyaslaması

(-: zayıf, 0: normal, +:iyi) [19]

4. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ ÇÖZÜM METODU

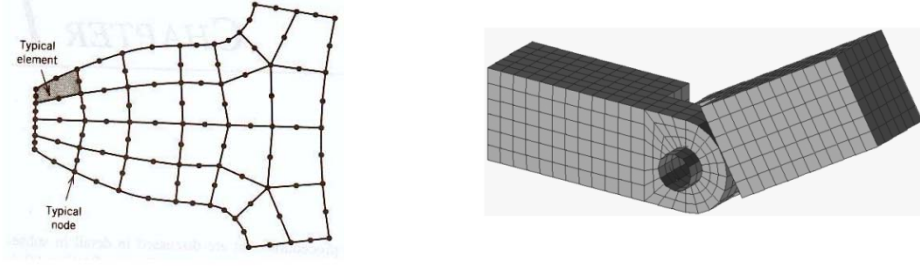
Sonlu elemanlar metodu kompleks makine, inşaat ve havacılık mühendisliği gibi mühendislik dallarında karşılaşılan elastikiyet, yapısal analiz, termal analizler, akış analizleri ve elektromanyetik gibi farklı disiplinlerdeki problemlerin çözümü için geliştirilmiştir bir yöntemdir. Sonlu elemanlar yönteminin temel yaklaşımı; sıcaklık, basınç, gerilme veya deplasman gibi herhangi bir sürekli büyüklüğün küçük ve sürekli parçaların birleşmesi ile oluşan bir modele dönüştürülmesidir. Sonlu elemanlar yönteminde yapı, davranışı daha önce belirlenmiş olan birçok elemana bölünür. Elemanlar "düğüm" adı verilen noktalarda tekrar birleştirilerek denklem takımları elde edilir.

Elemanlar uygun biçimde seçilmeli ve problemin yapısına uygun olarak yerleştirilmelidir. Değişkenin ani değişim gösterdiği yerlerde elemanlar küçük seçilmelidir. Uygun elemanlar seçmek kadar bu elemanları ve onların düğüm noktalarını uygun numaralamak da önemlidir. Sonlu elemanlara ayırma işleminden sonra, ifade edilmek istenen büyüklüğün bölge içerisinde değişimini gösteren bir enterpolasyon fonksiyonu belirlenir. Fonksiyon gerçeğe ne kadar yakın seçilirse çözümdeki yakınsaklık da o kadar iyi olur.

Sonlu elemanlar yöntemiyle, katı mekaniği, sıvı mekaniği, akustik, elektro manyetizma, biyomekanik, ısı transferi gibi alanlardaki problemler çözülebilir. Ayrıca:

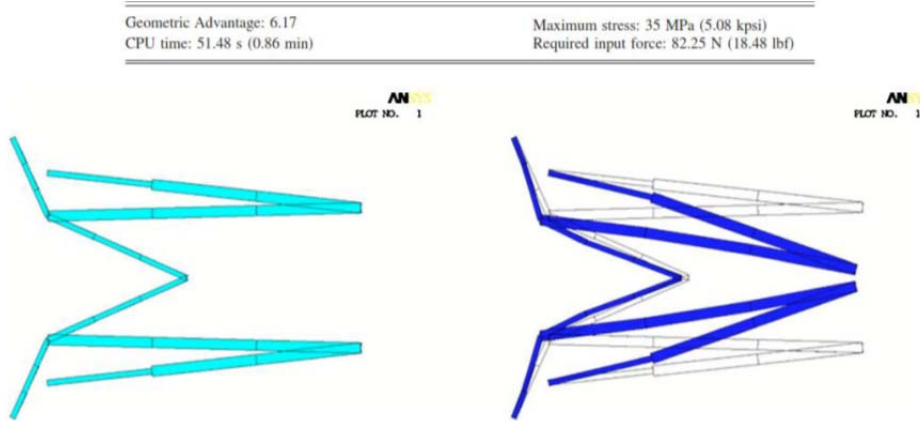
- Karmaşık sınır koşullarına sahip sistemlere,
- Düzgün olmayan geometriye sahip sistemlere,
- Kararlı hal, zamana bağlı ve özdeğer problemlerine,
- Lineer ve lineer olmayan problemlere,

uygulanabilmektedir.



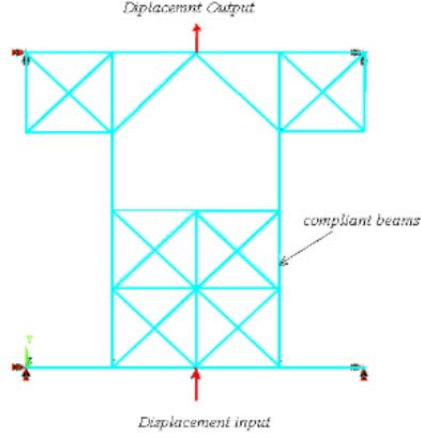
Şekil 4.1. Ağ örgüsü ve düğüm noktaları [20]

Kerr-Jia Lu ve Sridhar Kota [21], bir esnek kısaç mekanizmasının topoloji ve boyutsal sentezini ayırık optimizasyon yöntemini kullanarak gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarının önemli bir adımı olan “yapının deformasyonun incelenmesi” kısmı, sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak elde edilmiştir. Ancak hesaplama zamanını düşürmek adına analizler lineer olarak çözdürülmüştür. Gerçek uygulamalarda lineer olmayan çözüm yöntemlerinin kullanılmasını önermişlerdir (Bkz. Şekil 4.2).

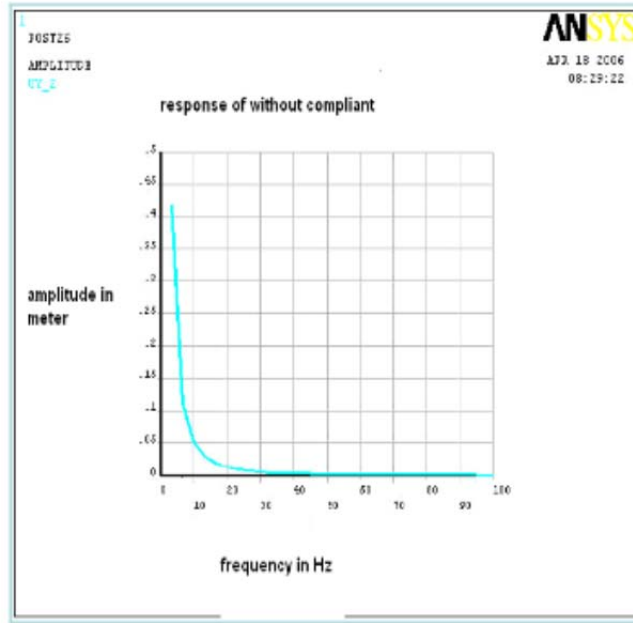


Şekil 4.2 Pasif ve aktif durumdaki kısaçın sonlu elemanlar analizleri [21]

V.Vijayan ve T.Karthikeyann [22], çalışmalarında esnek mekanizmaların düşük frekans aralığındaki aktif titreşim izolasyonu kabiliyetlerine değinmişlerdir. Tasarladıkları esnek mekanizmanın analizlerinde sonlu elemanlar yöntemini kullanmışlardır. Lineer olarak çözülen eşitlikler sonucunda esnek mekanizmaların iyi bir titreşim izolatörü olduklarını vurgulamışlardır (Bkz. Şekil 4.3, Şekil 4.4).

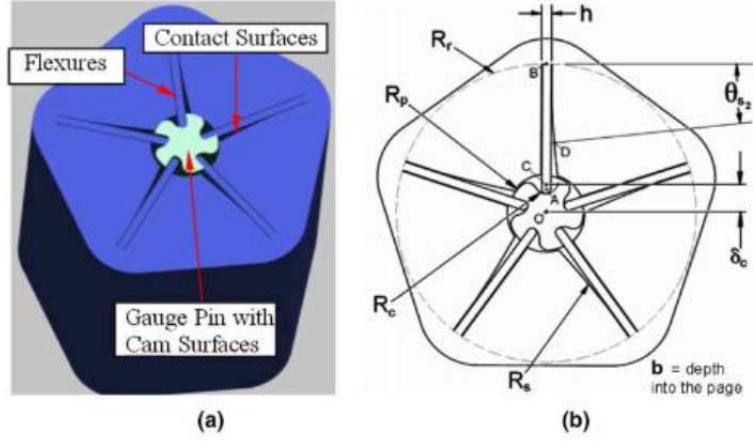


Şekil 4.3 Esnek mekanizmanın sonlu elemanlar modeli [22]

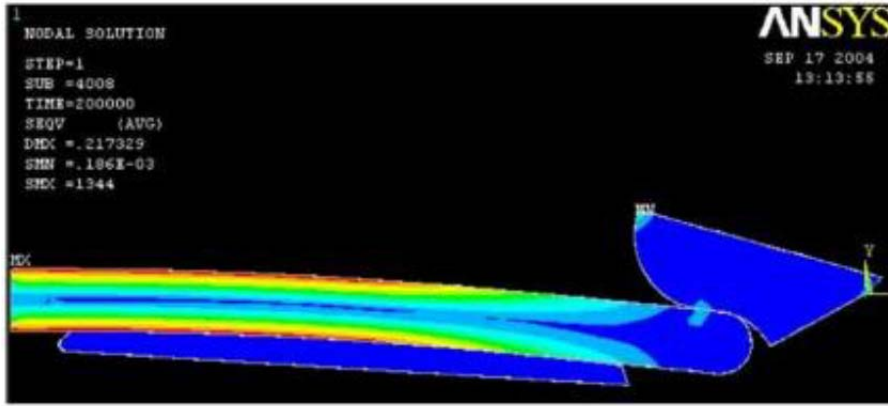


Şekil 4.4 Frekans – genlik grafiği [22]

Cannon R.J. ve Howell L.L. [21], bir rulman ve bir yaydan oluşan düzlemsel bir mekanizmanın fonksiyonlarını yerine getirebilecek esnek bir kontak-destekli küresel mafsal için (CCAR) sahte-rijit-cisim metoduna göre analitik hesaplamalar yapmışlar ve sonuçların doğruluğunu 2-boyutlu sonlu elemanlar analizleri ile kontrol etmişlerdir. Elde ettikleri sonuçlar ile sahte-rijit-cisim metodu ile elde edilen değerlerin oldukça yakın olduğunu (%5.4) tespit etmişlerdir. Ancak analizlerin yapılışı ile ilgili detaylı bir bilgi makalede yer almamaktadır.

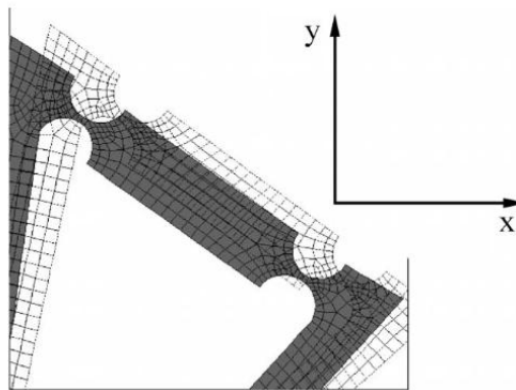


Şekil 4.5 (a) CCAR mafsal tasarımı (b) tasarım parametreleri [23]



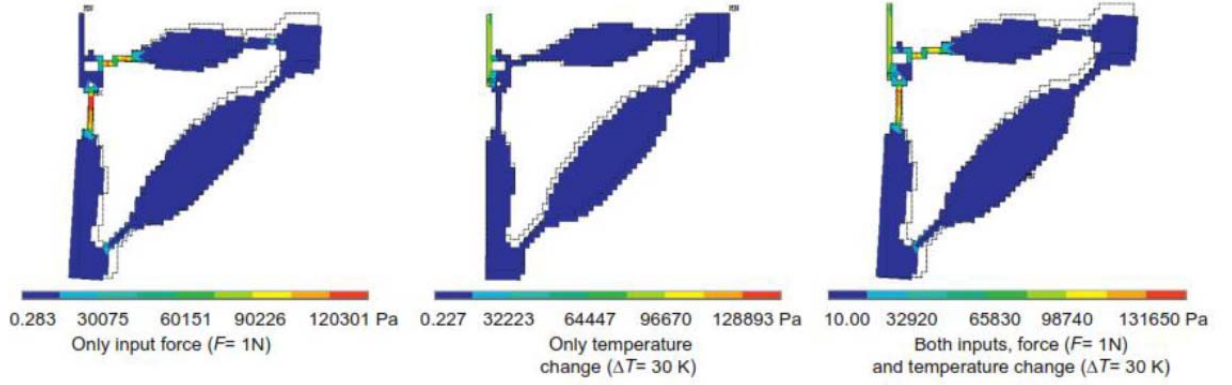
Şekil 4.6 Kontak elemanı sonlu elemanlar modeli [23]

Nenad T. Pavlovic T.N. ve Pavlovic D.N. [24], tasarladıkları esnek paralel-kılavuz mekanizması için mekanizmanın pozisyon analizlerinde ANSYS programını kullanarak 2-boyutlu model üzerinden sonlu elemanlar analizleri çalışmaları yapmışlardır. Analizlerde kullanılan eleman tipleri, ağ örgüsü, analiz ayarları vs. bahsedilmemiştir.



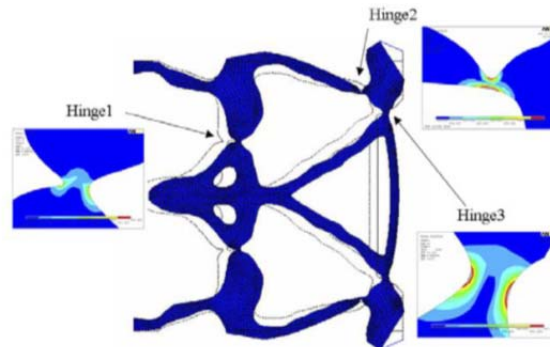
Şekil 4.7 Esnek mafsallardaki yer değiştirme [24]

Rubio W.M., Silva N.C.E., Nishiwaki S. [25], termal genleşme ve topoloji optimizasyonu dikkate alınarak esnek mekanizmaların tasarlanması konulu makalelerinde ısı genleşmenin mekanizma esnek mafsalları üzerinde yarattığı etkileri sonlu elemanlar metodu ile incelemiştir. Analizleri çoklu-fizik uygulaması şeklinde yalnız yük, yalnız sıcaklık, sıcaklık ve yük aynı anda olacak şekilde farklı durumlar için gerçekleştirmişlerdir.



Şekil 4.8 Termal genleşme etkisini içeren eşdeğer gerilmeler [25]

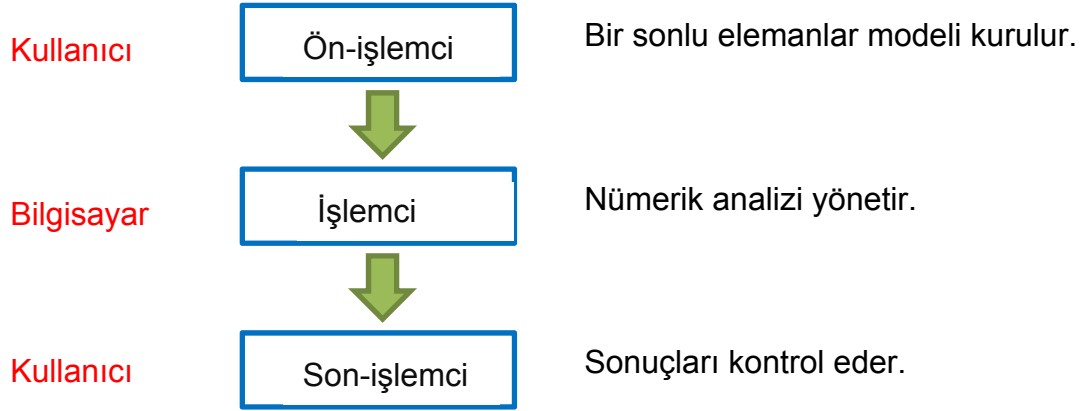
Jang W.-G., Kim J.K., Kim Y.Y., [26], topoloji ve şekil optimizasyonu ile esnek bir mikro elektro-mekanik mekanizmasında yüklemeler sonucu oluşan gerilme dağılımını sonlu elemanlar yöntemi ile incelemiştir. Esnek mafsallar üzerinde oluşan gerilmeler için hem lineer hem de lineer olmayan çözümler kullanılmış, lineer olmayan çözüm sonucu elde edilen gerilmelerin %3.4- %2.8 oranında azaldığı belirtilmiştir.



Şekil 4.9 Eş değer gerilme dağılımı [26]

4.1. Yazılımlardaki Tipik Sonlu Elemanlar Prosedürü

Prosedür aşağıdaki basamaklardan oluşmaktadır.

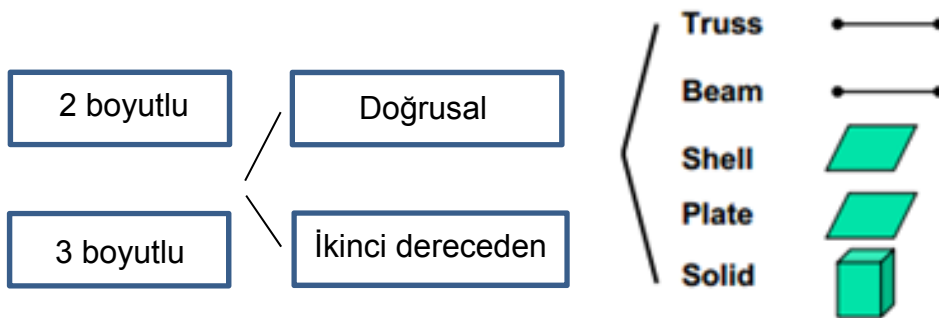


Ön işlemci olarak tanımlanan kullanıcı çözdürmek istediği problem ile ilgili;

- Statik yapısal analiz
- Şekilsel (Modal) analiz
- Zamana bağlı dinamik analiz
- Burkulma analizi
- Kontak
- Termal analiz

analiz modüllerinden birini seçer.

Daha sonrasında elindeki modele uygun eleman tipini belirler.

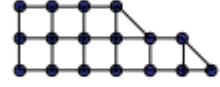


Malzeme özelliklerini tanımlar. (Elastisite modülü, poisson oranı, yoğunluk, vs.)

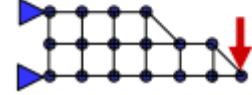
Düğüm noktalarını oluşturur.



Düğüm noktalarını bağlayarak elemanları oluşturur.

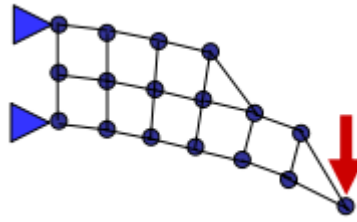


Sınır koşullarını ve yüklemeleri uygular.



İşlemci, tanımlanan sınır koşullarına göre problemi çözer (Bkz. Şekil 4.10).

Son işlemci ise yer değiştirmeler, gerilmeler, gerinimler, doğal frekanslar, sıcaklık ve zaman geçmişi gibi sonuçların görüntülendiği kısımdır.



Şekil 4.10. Sonlu elemanlar metodu çözümü

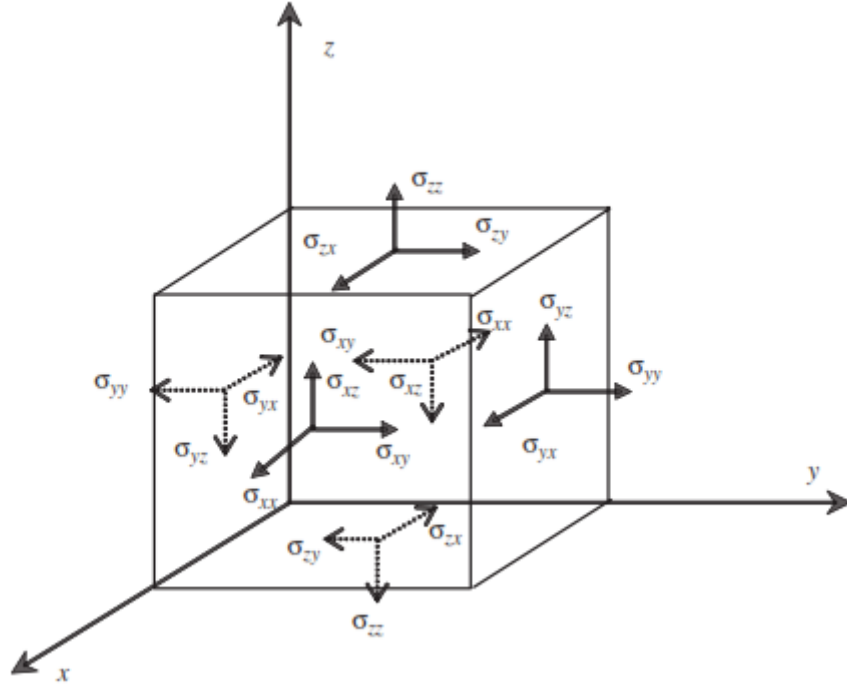
4.2. Üç Boyutlu Katı Cisim Eşitlikleri

Katı cismin herhangi bir noktasındaki son derece küçük bir kübik hacim alındığında, yüzeydeki gerilme bileşenleri Şekil 4.11'de gösterildiği gibi olmaktadır.

Her yüzeyde, normal gerilme bileşenleri ve iki tane de kayma gerilmesi bileşenleri mevcuttur. Merkez eksene göre kuvvetlerin oluşturduğu momentler denge durumunda olduğundan:

$$\sigma_{xy} = \sigma_{yx} ; \sigma_{xz} = \sigma_{zx} ; \sigma_{yz} = \sigma_{zy} \quad (4.1)$$

şeklinde yazılabilmektedir.



Şekil 4.11. Sonsuz küçük bir küpte 6 bağımsız serbestlik gerilme bileşenleri [20]

Gerinim, her birim uzunluktaki yer değiştirme olarak tanımlanır ve yer değiştirmelerin türevi ile elde edilebilmektedir.

$$\epsilon_{xx} = \frac{\delta u}{\delta x}; \epsilon_{yy} = \frac{\delta v}{\delta y}; \epsilon_{zz} = \frac{\delta w}{\delta z}; \quad (4.2)$$

$$\epsilon_{xy} = \frac{\delta u}{\delta y} + \frac{\delta v}{\delta x}; \epsilon_{xz} = \frac{\delta u}{\delta z} + \frac{\delta w}{\delta x}; \epsilon_{yz} = \frac{\delta v}{\delta z} + \frac{\delta w}{\delta y}$$

Eşitliklerdeki u, v ve w, x, y ve z eksenlerindeki yer değiştirmelerdir. Denklem 4.2'deki altı gerinim-yer değiştirme ilişkisi matris şeklinde de yazılabilir.

$$\epsilon = LU \quad (4.3)$$

U yer değiştirme vektörüdür.

$$U = \begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix} \quad (4.4)$$

L Denklem 4.5'den elde edilen parçalı diferansiyel operatörü matrisidir.

$$L = \begin{bmatrix} \frac{\delta}{\delta_x} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\delta}{\delta_y} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\delta}{\delta_z} \\ 0 & \frac{\delta}{\delta_z} & \frac{\delta}{\delta_y} \\ \frac{\delta}{\delta_z} & 0 & \frac{\delta}{\delta_x} \\ \frac{\delta}{\delta_y} & \frac{\delta}{\delta_x} & 0 \end{bmatrix} \quad (4.5)$$

4.2.1. Bünye Denklemleri (Constitutive Equations)

Hooke kanunu olarak da bilinen bünye denklemleri, katı cismin malzeme özelliklerindeki gerilme ve gerinim arasındaki ilişkiyi vermektedir [20].

$$\sigma = c\varepsilon \quad (4.6)$$

c, deneysel yöntemlerle elde edilen, malzeme özelliğine bağlı sabitlerin bir matrisidir.

$$\begin{Bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \sigma_{zz} \\ \sigma_{yz} \\ \sigma_{xz} \\ \sigma_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & c_{13} & c_{14} & c_{15} & c_{16} \\ & c_{22} & c_{23} & c_{24} & c_{25} & c_{26} \\ & & c_{33} & c_{34} & c_{35} & c_{36} \\ & & & c_{44} & c_{45} & c_{46} \\ & & & & c_{55} & c_{56} \\ & & & & & c_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{yy} \\ \varepsilon_{zz} \\ \varepsilon_{yz} \\ \varepsilon_{xz} \\ \varepsilon_{xy} \end{Bmatrix} \quad (4.7)$$

Anizotropik malzemelerde 21 adet bağımsız c_{ij} malzeme sabiti mevcuttur. İzotropik malzemeler de ise:

$$c = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & c_{12} & 0 & 0 & 0 \\ & c_{11} & c_{12} & 0 & 0 & 0 \\ & & c_{11} & 0 & 0 & 0 \\ & & & (c_{11} - c_{12})/2 & 0 & 0 \\ sy. & & & & (c_{11} - c_{12})/2 & 0 \\ & & & & & (c_{11} - c_{12})/2 \end{bmatrix} \quad (4.8)$$

$$c_{11} = \frac{E(1-\nu)}{(1-2\nu)(1+\nu)}; c_{12} = \frac{E\nu}{(1-2\nu)(1+\nu)}; \frac{c_{11}-c_{12}}{2} = G \quad (4.9)$$

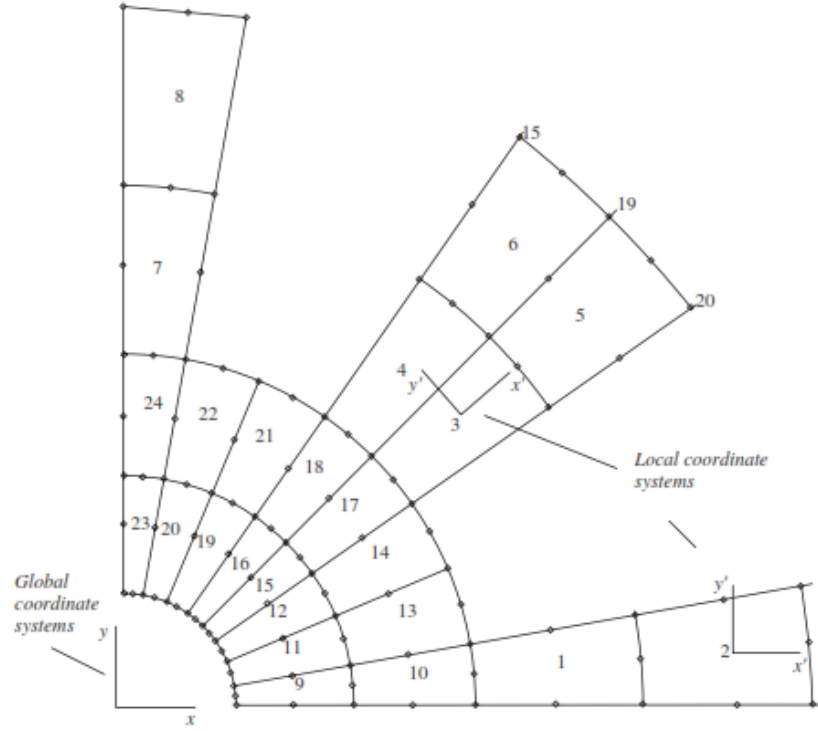
Denklem 4.9' da E, ν ve G sırası ile, malzemenin elastisite modülü, poisson oranı ve kayma modülüdür.

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (4.10)$$

Yukardaki denklemlerde de görüldüğü üzere izotropik bir malzeme için, üç sabitten ikisi bilindiğinde bilinmeyen sabit tespit edilebilmektedir.

4.3. Yer Değiştirme İnterpolasyonu

Sonlu elemanlar formülasyonu bir koordinat sistem tabanlıdır. Elemanların sonlu elemanlar eşitlikleri oluşturulurken, uygun bir lokal koordinat sistemi kullanılır. Bu koordinat sistemi eleman için tüm yapı için tanımlanan “global” koordinat sistemi referans alınarak oluşturulur (Bkz Şekil 4.12)



Şekil 4.12. Lokal ve global koordinat sistemi [20]

Bir eleman üzerinde tanımlanan lokal koordinat sistemi esas alınarak, elemanın içindeki yer değiştirme, elemanın düğüm noktalarındaki yer değiştirmelerin kullanıldığı basit polinom interpolasyonları ile tahmin edilir.

$$U^h(x, y, z) = \sum_{i=1}^{n_d} N_i(x, y, z) d_i = N(x, y, z) d_e \quad (4.11)$$

Denklemden h üst simgesi yaklaşımı temsil eder, n_d elemanı şekillendiren düğüm noktalarının sayısı ve d_i ise i ' inci düğüm noktasındaki hesaplanması istenen yer değiştirme miktarıdır.

$$d_i = \begin{cases} d_1 \\ d_2 \\ \vdots \\ d_{n_f} \end{cases} \begin{array}{l} \longrightarrow \text{ yer değiştirme bileşeni 1} \\ \longrightarrow \text{ yer değiştirme bileşeni 2} \\ \longrightarrow \text{ yer değiştirme bileşeni } n_f \end{array} \quad (4.12)$$

n_f düğüm noktasındaki serbestlik derecesi sayısıdır. Üç boyutlu katılar için, $n_f = 3$ dür.

$$d_i = \begin{cases} u_i \\ v_i \\ w_i \end{cases} \begin{array}{l} \longrightarrow \text{ x yönündeki yer değiştirme} \\ \longrightarrow \text{ y yönündeki yer değiştirme} \\ \longrightarrow \text{ z yönündeki yer değiştirme} \end{array} \quad (4.13)$$

Yer değiştirme bileşeni aynı zamanda yapının dönme yönündeki yer değiştirmelerini de içermektedir. Tüm eleman için toplam yer değiştirme vektörüdür d_e vektörüdür.

$$d_e = \begin{cases} d_1 \\ d_2 \\ \vdots \\ d_{n_d} \end{cases} \begin{array}{l} \longrightarrow \text{ düğüm noktası 1' deki yer değiştirmeler} \\ \longrightarrow \text{ düğüm noktası 2' deki yer değiştirmeler} \\ \longrightarrow \text{ düğüm noktası } n_f \text{ 'deki yer değiştirmeler} \end{array} \quad (4.14)$$

Bu nedenle, tüm elemanın toplam serbestlik derecesi ($n_d \times n_f$) olmaktadır.

Denklemin 4.11'deki N , elemandaki düğüm noktalarının koordinatlara göre yer değiştirme biçimlerini belirleyebilmek için önceden tanımlanmış olan şekil fonksiyonlarının bir matrisidir.

$$N(x, y, z) = [N_1(x, y, z) \quad N_2(x, y, z) \quad \dots \quad N_{n_d}(x, y, z)] \quad (4.15)$$

\downarrow
 1. düğüm
noktası için

\downarrow
 2. düğüm
noktası için

\downarrow
 n. düğüm
noktası için

N_i düzenlenirse:

$$\mathbf{N}_i = \begin{bmatrix} N_{i1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & N_{i2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \ddots & 0 \\ 0 & 0 & 0 & N_{inf} \end{bmatrix} \quad (4.16)$$

Üç boyutlu katılar için, $n_f = 3$ ve $N_{i1} = N_{i2} = N_{i3}$ dür. Bir düğüm noktasındaki tüm yer değiştirme bileşenleri için aynı şekil fonksiyonunu kullanmak şart değildir. Öteleme ve dönme hareketleri için ayrı ayrı şekil fonksiyonları kullanılabilir.

Yukarıda tanımlanan yöntem “*yer değiştirme metodu*” olarak bilinmektedir. Sonlu elemanlar yaklaşımlarında gerilmeleri tanımlayabilmek için kullanılan farklı yaklaşımlar da mevcuttur [20].

4.4. Sonlu Elemanlar Eşitliklerinin Lokal Koordinat Sistemindeki Formasyonu

Şekil fonksiyonları tanımlanan bir eleman için düğüm noktalarının interpolasyon denklemi ve gerinim-yer değiştirme denklemi, gerinim enerjisi eşitliğinde yerine konulursa:

$$\Pi = \frac{1}{2} \int_{V_e} \varepsilon^T c \varepsilon dV = \frac{1}{2} \int_{V_e} d_e^T B^T c B d_e dV = \frac{1}{2} d_e^T \left(\int_{V_e} B^T c B dV \right) d_e \quad (4.17)$$

elde edilir.

B, gerinim matrisi olarak tanımlanmaktadır.

$$B = LN \quad (4.18)$$

L, farklı problemler için tanımlanan diferansiyel operatörüdür.

Dirençlilik matrisi :

$$k_e = \int_{V_e} B^T c B dV \quad (4.19)$$

olarak formülize edilir.

Denklem 4.17 tekrar yazılırsa:

$$\Pi = \frac{1}{2} d_e^T k_e d_e \quad (4.20)$$

elde edilmiş olur. Dirençlilik matrisi, k_e , simetriktir.

Sistemin toplam kinetik enerji aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$T = \frac{1}{2} \int_{V_e} \rho \dot{U}^T \dot{U} dV = \frac{1}{2} \int_{V_e} \rho \dot{d}_e^T N^T N \dot{d}_e dV = \frac{1}{2} \dot{d}_e^T \left(\int_{V_e} \rho N^T N dV \right) \dot{d}_e \quad (4.21)$$

Kütle matrisi:

$$m_e = \int_{V_e} \rho N^T N dV \quad (4.22)$$

Kinetik enerji denkleminde yerine yazılırsa:

$$T = \frac{1}{2} \dot{d}_e^T m_e \dot{d}_e \quad (4.23)$$

elde edilmiş olur.

Dış kuvvetlerin yaptığı iş aşağıdaki denklemle ifade edilir.

$$W_f = \int_{V_e} d_e^T N^T f_b dV + \int_{S_e} d_e^T N^T f_s dV = d_e^T \left(\int_{V_e} N^T f_b dV \right) + d_e^T \left(\int_{S_e} N^T f_s dV \right) \quad (4.24)$$

$$F_b = \int_{V_e} N^T f_b dV \quad (4.25)$$

ve

$$F_s = \int_{S_e} N^T f_s dS \quad (4.26)$$

F_b ve F_s kuvvetleri, elemanın düğüm noktalarında etki eden ve bir elemana etki eden tüm dış kuvvetlerin toplamına eşit olan reaksiyon kuvvetleridir.

İş denklemi tekrar yazılırsa :

$$W_f = d_e^T F_b + d_e^T F_s$$

elde edilir.

Eşitlikler Lagrangian fonksiyonunda yazıldığında ve Hamilton prensibi kullanıldığında aşağıdaki forma ulaşılmaktadır [20].

$$k_e d_e + m_e \ddot{d}_e = f_e \quad (4.27)$$

Denklem 4.27, direngenlik matrisi (k_e), kütle matrisi (m_e) ve elemanın düğüm noktalarına etki eden toplam dış kuvvetlerin vektörel toplamı (f_e) olan bir elemanın, sonlu elemanlar eşitliğini göstermektedir.

4.5. Koordinat Dönüşümü

Denklem 4.27, bir elemanda lokal koordinat sistemi baz alınarak oluşturulmuştur. Genelde, yapı farklı konumlardaki birçok elemana bölünerek oluşturulmaktadır

(Bkz. Şekil 4.12). Tüm eleman eşitliklerini global sistem eşitlikleri formunda birleştirmek için, tüm yapı için tanımlanmış olan global koordinat sistemi referans alınarak bir koordinat dönüşümü yapılmalıdır [20].

Koordinat dönüşümü, lokal koordinat sistemi tabanlı yer değiştirme vektörü (d_e) ve aynı eleman için global koordinat sistemi tabanlı yer değiştirme vektörü (D_e) arasındaki ilişkiyi ifade etmektedir.

$$d_e = TD_e \quad (4.28)$$

Dönüşüm matrisi (T), kuvvetin lokal ve global koordinat sistemi dönüşümü için de uygulanabilmektedir.

$$f_e = TF_e \quad (4.29)$$

F_e , global koordinat sisteminde i düğüm noktasındaki kuvvet vektörünü simgeler.

Denklem 4.28 ve 4.29, global koordinat sistemi tabanlı eleman denkleminde yerine yazılırsa:

$$K_e D_e + M_e \ddot{D}_e = F_e \quad (4.30)$$

elde edilir.

4.6. Global Sonlu Elemanlar Eşitliklerinin Birleştirilmesi

Her eleman için sonlu elemanlar eşitlikleri global sonlu elemanlar sistemi eşitlikleri formunda birleştirilebilir.

$$KD + M\ddot{D} = F \quad (4.31)$$

K, global direngenlik matrisi, M, global kütle matrisi, D, tüm düğüm noktalarındaki tüm yer değiştirmelerin bir vektörü ve F ise tüm düğüm noktalarındaki eşdeğer kuvvet vektörlerinin bir bileşke vektörüdür [20].

4.7. Global Sonlu Elemanlar Eşitliklerinin Çözümü

Global sonlu elemanlar eşitliklerini çözerek, düğüm noktalarındaki yer değiştirmeler hesaplanabilmektedir. Bundan sonra herhangi bir elemandaki gerinim ve gerilmeler yukardaki eşitlikler kullanarak elde edilebilmektedir [20].

4.8. Statik Analiz

Statik analizlerde Denklem 4.31'de verilen kütle matrisine ihtiyaç duyulmadığı için, statik sistem eşitlikleri aşağıdaki formu alır.

$$K D = F \quad (4.32)$$

Ufak sistemlerde bu matris, için Gauss elemesi ve LU ayrıştırması metodu sıklıkla kullanılmaktadır. Büyük sistemler için ise iteratif çözüm yöntemleri uygulanmaktadır [20].

5. ANSYS PROGRAMINDA RİJİT CİSİMLERİN ÇOKLU CİSİM ANALİZLERİ

Rijit cisimler, çoklu cisim uygulamalarının nümerik çözümlerinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Bir rijit cisim diğer rijit cisimlere mafsal elemanları ile bağlanabilir. Ayrıca hem katı hem de esnek uzuvların olduğu mekanizmalarda da, bir katı cisim ile bir esnek cisim mafsallarla bağlanabilir [27].

Rijitlik, malzemenin kuvvet altında şekil değiştirmeye karşı gösterdiği direnç olarak tanımlanır. Esnekliğin tersi olarak düşünülebilir.

Dirençlilik ise, malzeme özelliklerinin ve malzeme geometrisinin (elastisite modülü, kesit ataleti gibi) bir fonksiyonudur. Verilen bir yük altında malzemenin ne kadar deformasyona uğradığını tanımlamak için kullanılmaktadır.

Bir sonlu elemanlar modelinde, üzerlerindeki gerilme dağılımının ve dalga yayılımının kritik olmadığı, deformasyona uğramayan (katı) parçalar, rijit cisim olarak tanımlanabilir. Bu gibi durumlarda esnek parçalar yerine rijit cisimlerin kullanılması, hesaplamalardaki dosya boyutunu ve çözüm süresini azalttığı için avantajlı olmaktadır. Rijit cisme bağlı olan elemanların ortak iç kuvvetleri ve dirençlilikleri yoktur. Rijit cismin hareketi, pilot düğüm noktasındaki 6 serbestlik derecesi ile tanımlanır [27].

5.1. Katı Cismin Tanımlanması

Bir katı cisim ANSYS' de hedef düğüm noktaları (rijit cisim düğüm noktaları) ve tek bir pilot düğüm noktası içerir. Rijit cismin hareketi, rijit cismin geometrisi, kütle ve

dönme ataleti hesaba katılarak, pilot düğüm noktasındaki serbestlik derecesi ile kontrol edilir.

Birçok uygulamada, rijit cisimler ayrıştırılmış sonlu elemanlar ile başlar. Rijit cisim; katı, kabuk veya kiriş elemanları (temel eleman olarak adlandırılırlar) ile ayrıştırılmış ağ örgüsü olarak tanımlanabilir.

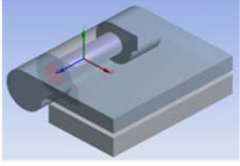
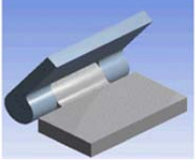
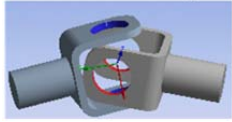

5.1.1. Çoklu Cisim Parçaların Mafsallar İle Bağlanması

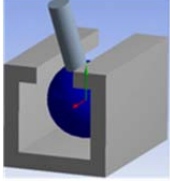
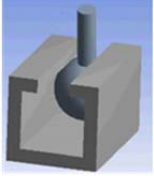
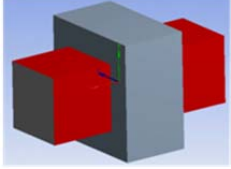
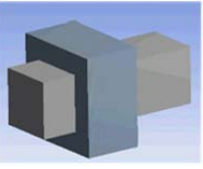
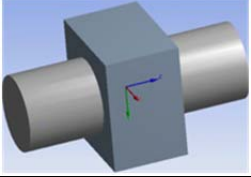
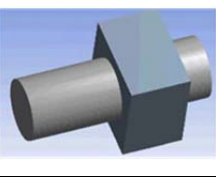
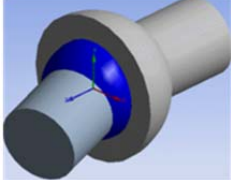
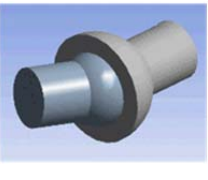
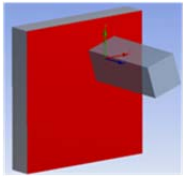
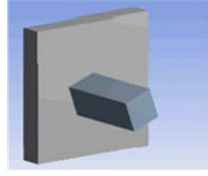
MPC184 eleman ailesi, bir katı cisim mekanizmasında esnek ve rijit parçaları birbirine bağlamak için kullanılır.

Bir MPC184 elemanı 6 serbestlik dereceli 2 eleman ile tanımlanmaktadır. İki düğüm noktası arasındaki bağıl hareket 6 bağıl serbestlik derecesi ile karakterize edilmektedir. Uygulamaya bağlı olarak bu 6 bağıl serbestlik derecesinin bir veya birkaçında uygun kinematik sınırlamalar uygulanarak farklı çeşitlerde bağlantı elemanları kullanılabilir. (Bkz. Çizelge 5.1)

Örneğin bir döner bağlantıda, 3 bağıl yer değiştirme serbestliği ve 2 bağıl dönme serbestliği sınırlandırılmıştır. Sadece bir bağıl dönme serbestliğinde harekete müsaade edilmektedir.

Çizelge 5.1. ANSYS' de kullanılan bağlantı şekilleri ve serbestlik dereceleri [27]

İsim	Hareket		Serbestlik Dereceleri					
			UX	UY	UZ	ROT X	ROT Y	ROT Z
Döner Bağlantı			X	X	X	X	X	✓
Üniversal Bağlantı			X	X	X	✓	X	✓

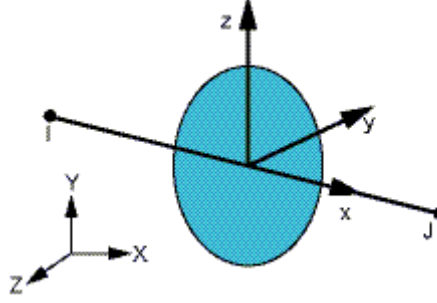
Küre-Silindir Bağlantısı			X	X	✓	✓	✓	✓
Kayar Bağlantı			X	X	✓	X	X	X
Silindirik Bağlantı			X	X	✓	X	X	✓
Küre Bağlantı			X	X	X	✓	✓	✓
Düzlem Bağlantı			✓	✓	X	X	X	✓

5.1.2. MPC184 Elemanı Tanımı (Multipoint Constraint Element);

MPC184 çoklu nokta sınırlamalarında kullanılan genel bir elemandır. İki düğüm noktası arasında kinematik sınırlamaları uygular. Bu elemanlar, “kısıtlama elemanları” (rijit uzuvlar, rijit kirişler vs.) ve “bağlantı elemanları” (döner bağlantı, küresel bağlantı vs.) olarak ayrılırlar. Kısıtlamalar, düğüm noktaları arasındaki eşit yer değiştirmeler kadar kolay olabileceği gibi esnek ve rijit parçalar arasında belirlenmiş hareketlerin olduğu daha kompleks şekillerde de olabilir. Örneğin bir mekanizmayı oluşturan sabit ve hareketli parçalar arasında dönme ve kayma bağlantılarının beraber kullanıldığı durum gibi. Yapının rijit parçaları MPC184 uzuv/kiriş elemanları ile modellenebilirken, hareket eden parçalar ise herhangi bir MPC184 elemanı ile bağlanabilir [27].

5.1.3. MPC184-Uzuv/Kiriş Çoklu Sınırlama Elemanı: Rijit Uzuv veya Rijit Kiriş

MPC184 rigid “link/beam” elemanı, iki deforme edilebilir cisim arasındaki rijit kısıtlamada veya kuvvet ve moment aktarımı sağlayan rijit parçalarda kullanılabilir. Bu eleman, lineer, aşırı dönme ve/veya lineer olmayan yüksek gerinme uygulamaları için oldukça uygundur.



Şekil 5.1. MPC 184 Uzuv/kiriş elemanı geometrisi [27]

Kinematik sınırlamalar, aşağıda detayları açıklanan “Direk Eleme Metodu” ve “Lagrange Çarpanı Metodu” kullanılarak uygulanmaktadır.

5.1.4. Direk Eleme Metodu

Bu metotta kinematik sınırlamalar, oluşturulan sınır eşitlikleri ile tanımlanır. Eşitliklerde, bağımlı bir düğüm noktasının serbestlik dereceleri bağımsız olan bir düğüm noktasının lehine elenir.

- Bağılı serbestlik dereceleri elendiği için kuvvetler ve momentler eleman çıktı tablosunda yer almaz. Bununla beraber, global reaksiyon kuvvetleri bağımsız düğüm noktalarından okunabilir.
- Direk eleme metodu, bağımlı düğüm noktalarındaki serbestlik derecelerinin elenebildiği durumlarda kullanılmalıdır. Bu sayede problem boyutu ve çözüm süreleri düşer.

5.1.5. Lagrange Çarpanı Metodu;

Lagrange çarpanı metodunda, kinematik sınırlamalarda Lagrange çarpanı kullanılır. Bu yöntemde, tüm serbestlik dereceleri korunur.

- Lagrange çarpanı metodu, direk eleme metodunun kullanılmadığı veya uygun olmadığı durumlarda kullanılmalıdır.

- Kuvvetler ve momentler eleman çıktı tablosundan okunabilir.
- Ek çözüm değişkenleri nedeni ile problem boyutundaki ve çözüm süresindeki uzama Lagrange çarpanı metodunun dezavantajıdır.
- ANSYS de MPC184 rijit link/kiriş elemanları için direk eleme metodu veya Lagrange çarpanı metodu kullanılabilir. Diğer tüm MPC184 elemanı seçeneklerinde Lagrange çarpanı metodunu kullanır.
- Bağlantı elemanlarındaki kinematik sınırlamalara Lagrange çarpanı metodu uygulanır. Bu metot uygulandığı için, kısıtlayıcı kuvvetlerin çıkış bilgileri elde edilebilir. .

5.1.6. Lineer Olmayan Davranış

1600'lü yıllarda Robert Hooke'un keşfettiği kuvvet ve yer değiştirme arasındaki basit ilişki Hooke's Kanunu olarak adlandırılır:

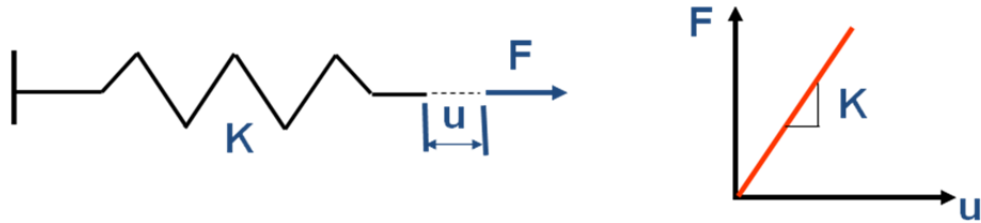
$$F=K.u$$

olarak gösterilmektedir.

K : Yapısal direngenliğini

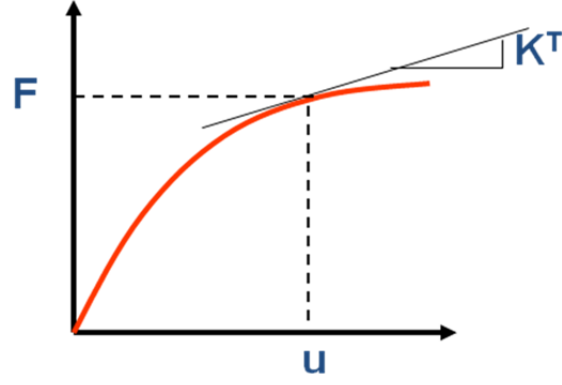
U : Yer değiştirmeyi simgelemektedir.

Lineer bir yapının, lineer eşitliklere uyması gerekir.



Şekil 5.2. Kuvvet ve yer değiştirme arasındaki ilişki [27]

Lineer yapılar, lineer matris cebirinde oldukları için sonlu elemanlar analizlerinde çözümleri daha kolaydır. Ancak birçok yapı, kuvvet ve yer değiştirme arasındaki ilişki lineer eşitliklere uymamaktadırlar.



Şekil 5.3. Lineer olmayan durum için kuvvet yer değiştirme ilişkisi [27]

Yukardaki grafikte gösterildiği üzere, direngenlik sabit değil uygulanan kuvvetin bir fonksiyonu halindedir. K^T (teğetsel direngenlik)

Bir yapıda yükleme direngenlikte kayda değer değişikliklere neden oluyorsa, bu yapı doğrusal değildir.

Direngenliğin değişmesindeki tipik nedenler;

- Elastik limitlerin uzağındaki gerinimler (plastisite)
- Büyük deformasyonlar , (Şekil 5.4'de gösterilen oltada olduğu gibi)
- Değişen durumlar (iki eleman arasındaki kontak)



Şekil 5.4. Lineer olmayan duruma örnekler [27]

5.1.6.1. Lineer ve Lineer Olmama Durumları

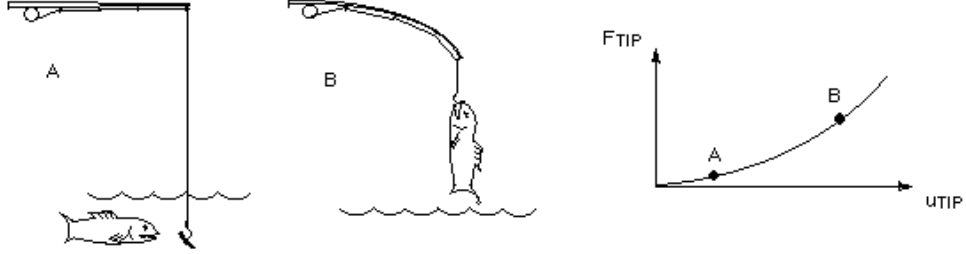
Lineer ve lineer olmayan problemlerin özellikleri ve farklılıkları Çizelge 5.2'de belirtilmiştir.

Çizelge 5.2. Lineer ve lineer olmayan problemlerin özellikleri [1,27]

Özellik	Lineer Problemler	Lineer Olmayan Problemler
Yük - Yer değiştirme ilişkisi	Yer değiştirme- kuvvet arasındaki ilişki doğrusaldır.	Yer değiştirme-kuvvet arasındaki ilişki doğrusal değildir.
Gerilme - Gerinim ilişkisi	Gerilme ve gerinim arasında doğrusal bir ilişki vardır.	Malzeme doğrusalsızlığı olan problemlerde, gerilme-gerinim ilişkisi genelde gerilme, gerinim ve/veya zamanın doğrusal olmayan bir fonksiyonudur.
Yer değiştirmenin büyüklüğü	Yer değiştirmeden dolayı geometrideki değişikliklerinin ihmal edilecek kadar küçük olduğu varsayılır, ve deforme olmadan önceki durum her zaman referans durum olarak kullanılır.	Yer değiştirme küçük değildir. Bu nedenle güncellenmiş bir referans durumuna ihtiyaç vardır.
Malzeme özellikleri	Lineer elastik malzeme özelliklerinin elde etmek genelde kolaydır.	Lineer olmayan malzeme özelliklerini elde etmek zor olabilir ve ek deneysel testler gerekebilir.
Çevrilebilirlik (Reversibility)	Yapının davranışı dış yüklerin kaldırılması ile tamamen düzelebilir.	Dış yüklerin kaldırılması sonrası, son durum ilk durumdan farklı olabilir.
Sınır koşulları	Sınır koşulları analiz boyunca değişmeden kalır.	Sınır koşulları değişebilir. (örnek; kontak alanındaki bir değişme).
Yükleme sıralaması	Yükleme sırası önemli değildir. Son durum yük geçmişinden etkilenmez.	Yapının davranışı yük geçmişine bağlı olabilir.
İterasyonlar ve artırımlar	Yük iterasyonsuz olarak tek bir adımda uygulanır.	Her yük artırımında denge şartının sağlandığından emin olabilmek için, yük genelde ufak artırımlara bölünerek iterasyonlar yapılır.
Hesaplama süresi	Lineer olmayan problemler ile karşılaştırıldığında çözüm süreleri daha kısadır.	Yük artırımları ve iterasyonlar için birçok çözüm adımları gerektiğinden çözüm süreleri yüksektir.
Çözümlerin sağlamlığı	Kullanıcı etkileşimi olmadan bir çözüm kolayca elde edilebilir.	Zor lineer olmayan problemlerde, FE kodları yakınsamada başarısız olabilir, kullanıcı etkileşimi gerekir.
Sonuçların kullanılması	Gerektiğinde süperpozisyon ve ölçeklendirme yöntemleri ile çözümler, çarpanlarına ayrılabilir ve birleştirilebilirler.	Çözümlerin çarpanlarına ayrılması ve ölçeklendirilmesi mümkün değildir.
Gerilim/gerinim başlangıç durumu	Gerilim ve/veya gerinim başlangıç durumu önemli değildir.	Gerilim ve/veya gerinim başlangıç durumu genelde malzeme doğrusalsızlığı problemleri için gereklidir.

5.1.6.2. Geometri Doğrusalsızlığı Durumu

Eğer bir yapı yüksek deformasyona maruz kalıyorsa, bunun sebebi yapının geometrisi olabilir.



Şekil 5.5. Geometrik doğrusalsızlık [27]

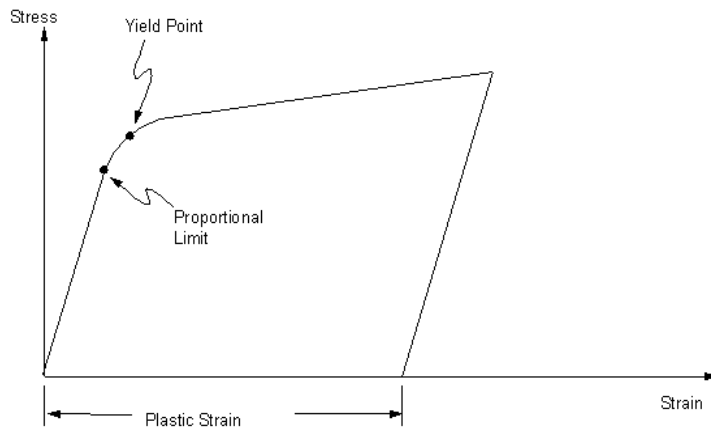
Fiziksel kaynak: Gerilme-yer değiştirme ve denge denklemleri kurulurken, yapı deformasyona uğradığında oluşan geometri değişimleri dikkate alınır.

Elastisitenin klasik lineer teorisinde gerilmeler, $\sigma_{ij} = \sigma_{ij}$ şeklindedir. Fakat geometrik lineersizlik düşünüldüğünde bu durum doğru değildir.

Uygulamalar: Havacılıktaki narin yapılar, inşaat ve makine mühendisliği uygulamaları, kablolar veya şişebilir zarlar gibi gergin yapılar, metal ve plastik şekillendirme ve tüm tiplerdeki denge analizleridir.

5.1.6.3. Malzeme Doğrusalsızlığı Durumu

Lineer olmayan gerilme-gerinim ilişkisi, Şekil 5.6'da gösterilmiştir.



Şekil 5.6. Gerilme gerinim grafiği [27]

- Zamandan bağımsız davranış, plastisite gibi.

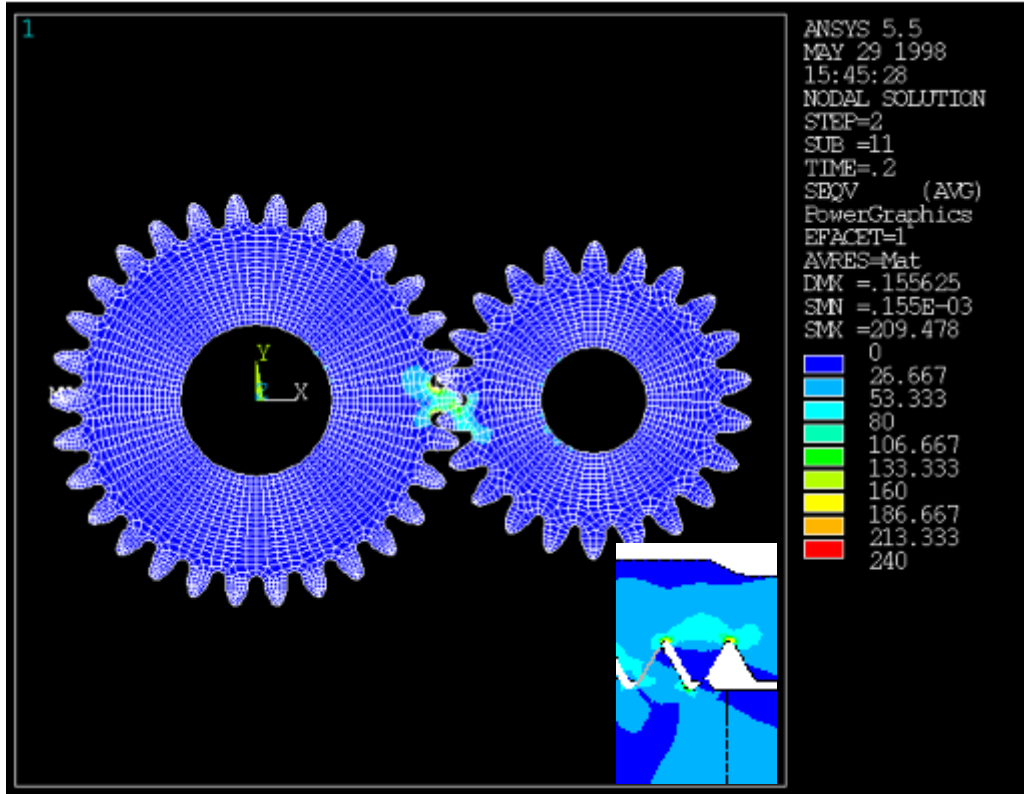
- Zamandan bağımlı davranış, sünme gibi.
- Viskoelastik / viskoplastik davranış, plastisite ve sünmenin eş zamanlı olduğu durum gibi.

Fiziksel kaynak: Malzeme davranışı o anki deformasyon durumuna ve deformasyonun muhtemel eski geçmişine bağlıdır. Diğer temel değişkenleri (ön gerilme, sıcaklık, zaman, nem, elektromanyetik alanlar vs.) kapsayabilir.

Uygulamaları: Lineer olmayan elastisite, plastisite, viskoelastisite, sünme veya elastik olmayan vb.

5.1.6.4. Kontak Doğrusalsızlığı Durumu

Değişen durum doğrusalsızlığı, parçalar birbirine kontak ile temas ederken veya ayrılırken direngenlikteki ani değişikliklerden dolayı oluşabilir.



Şekil 5.7. Kontak lineersizliği durumu [27]

Kuvvet Sınır Koşulu Doğrusalsızlığı :

Fiziksel kaynak: Uygulanan kuvvetler deformasyona bağlıdır.

Uygulamalar: En önemli mühendislik uygulamaları, akışkanların basınç yükleri ile ilgilidir. Bu durum su altındaki hidrostatik yükler, aerodinamik ve hidrodinamik yüklerdir (rüzgâr yükleri, dalga yükleri, sürtünme kuvvetleri). Bazı havacılık uygulamalarında görülmektedir.

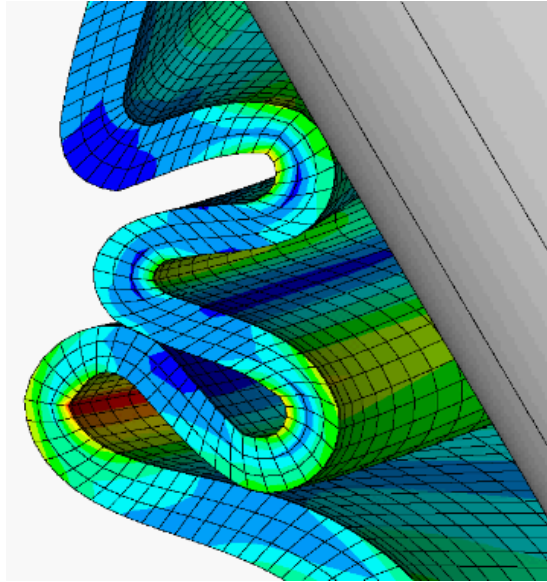
Yer Değiştirme Sınır Koşulu Doğrusalsızlığı:

Fiziksel kaynak: Yer değiştirme sınır koşulları yapının deformasyonuna bağlıdır.

Uygulamaları: En önemli uygulama alanı kontak problemleridir. Örneğin; dinamikteki kontak-çarpma durumu. Serbest sınır problemlerinin daha genel bir örneğine ait olan yapısal olmayan uygulama problemleri: Buzun erimesi, faz değişimleri, gözenekli yapıdaki akış vs. gibi örnekler çoğaltılabilir. Gerekli sınır koşullarının tanımlanması çözüm prosesi için önemlidir.

Matematiksel kaynak: Kontak problemleri için, ön görülen içsel yer değiştirmelere bağlı yer değiştirmeler. Serbest sınır problemlerinde daha karmaşık durumlar oluşmaktadır.

Bazı durumlarda bu üç doğrusalsızlık aynı anda da gerçekleşebilmektedir (*Bkz. Şekil 5.8*).



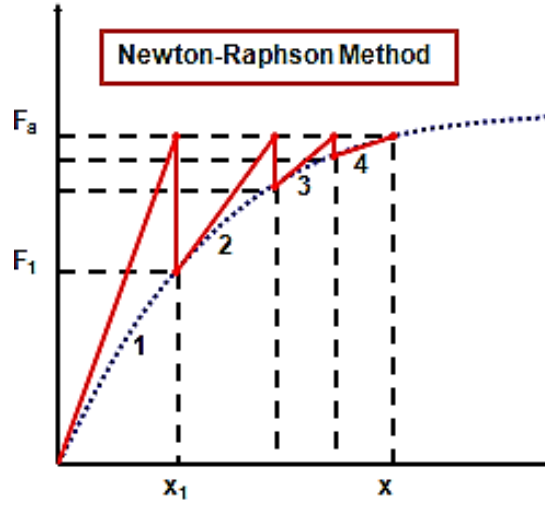
Şekil 5.8. Doğrusalsızlıklar (Körük) [27]

Yukardaki körük örneğinde, lineer olmayan geometri (yüksek gerinim, yüksek deformasyon), lineer olmayan malzeme (kauçuk), değişen durum doğrusalsızlığı (kontak) durumları ile karşılaşılmaktadır.

5.1.6.5. Doğrusal Olmayan Çözümlerin, Lineer Çözümler ile Çözülmesi

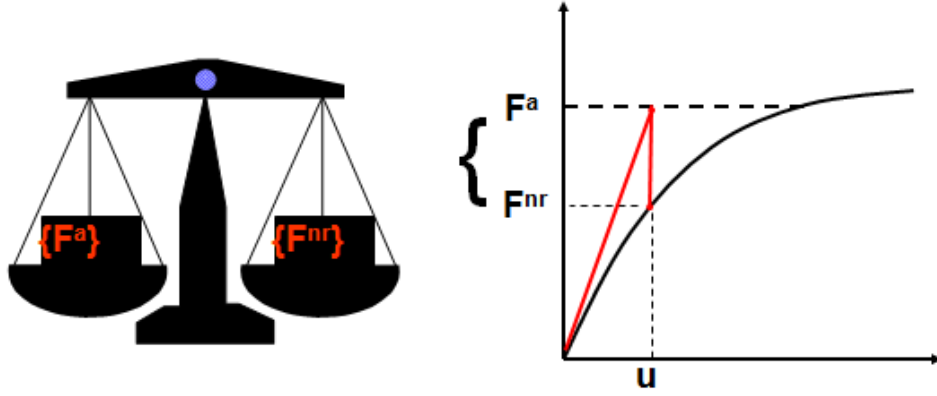
Lineer olmayan analizlerde, tepki lineer eşitlikler ile doğrudan tahmin edilememektedir. Bununla beraber, lineer yaklaşımlar iteratif çözümler kullanılarak analiz edilebilmektedir. ANSYS bu iterasyonlar için Newton-Raphson iteratif çözüm metodunu kullanmaktadır.

Yükleme ve yer değiştirme arasındaki gerçek ilişki (mavi kesik çizgi ile gösterilen) önceden bilinmemektedir. Bir doğrusal yaklaşımlar serisi (düzeltmeler ile) gerçekleştirilir. Newton-Raphson metodunun basit bir açıklaması Şekil 5.9'da gösterilmiştir (kırmızı renkteki çizgi ile gösterilen).



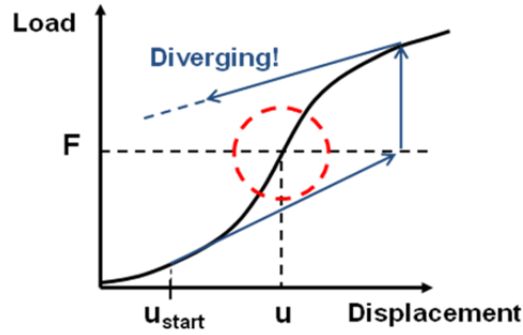
Şekil 5.9. Newton-Raphson Metodu [27]

Newton-Raphson metodunda, toplam F_a yüklemesi birinci iterasyonda uygulanır. x_1 sonucu elde edilir. Yer değiştirmelerden, iç kuvvetler hesaplanır. Eğer $F_a \neq F_1$ ise, sistem dengede değildir demektir. Bu nedenle, mevcut koşullar esas alınarak yeni bir direngenlik matrisi (kırmızı çizginin eğimi) hesaplanır. $F_a - F_1$ arasındaki fark, denge dışı veya diğer bir tabirle artık kuvvetlerdir. Artık kuvvetler, yapıdaki kuvvet dengesizliğinin bir ölçüsüdür ve bir çözümün yakınsanabilmesi için yeterince ufak olmalıdır.

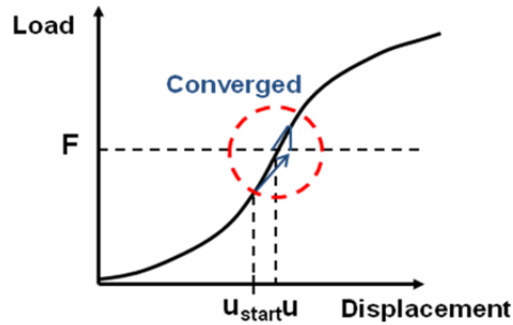


Şekil 5.10. İç ve dış kuvvet dengeleri [27]

Bu proses $F_a = F_i$ olana kadar tekrarlanır. Yukarıda Şekil 5.9'da gösterilen örnekte 4. iterasyon sonunda sistem denge durumuna geçmiştir ve çözüm yakınsanmıştır. Newton-Raphson metodu, her koşul için yakınsamayı garanti etmez. Eğer başlangıç konfigürasyonları yakınsaklık yarıçapının içinde ise yakınsayabilir.

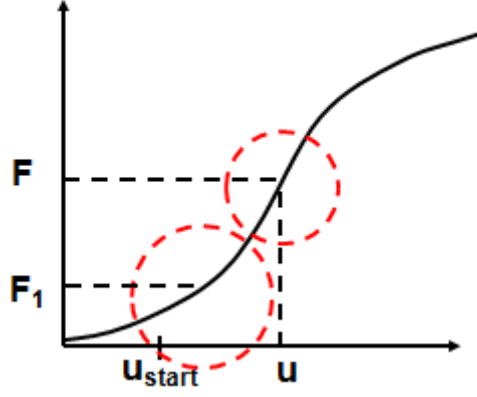


Şekil 5.11. Yakınsaklık yarıçapı dışında başlangıç [27]

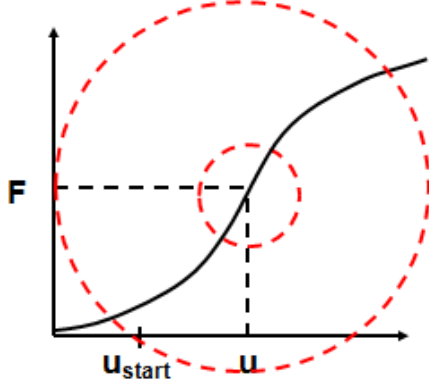


Şekil 5.12. Yakınsaklık yarıçapı içinde başlangıç [27]

Aşağıda bahsedilen iki teknik bir yakınsanmış çözüm elde etmek için uygulanabilir.



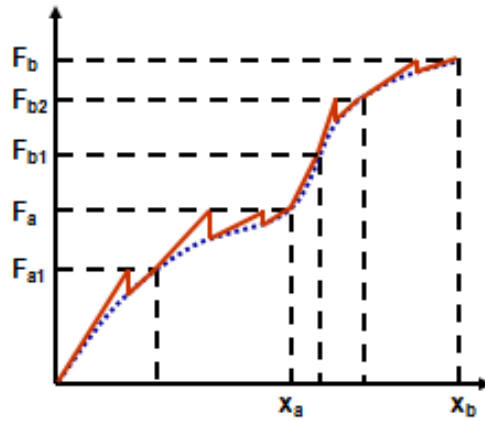
Şekil 5.13. Adım adım yükleme uygulaması [27]



Şekil 5.14. Yakınsama-geliştirme araçlarının kullanımı ile yakınsama yarıçapının büyütülmesi [27]

Genel bir kural olarak, ani boyutsal değişimler yakınsama zorluklarına neden olmaktadır. Yüklerin nasıl yönetileceği de oldukça önem arz etmektedir.

Ana yükleme, alt yükleme adımlarına ayrılabilir. Şekil 5.15'de örnek F_a ve F_b kuvvetleri yükleme adımları gösterilmiştir.

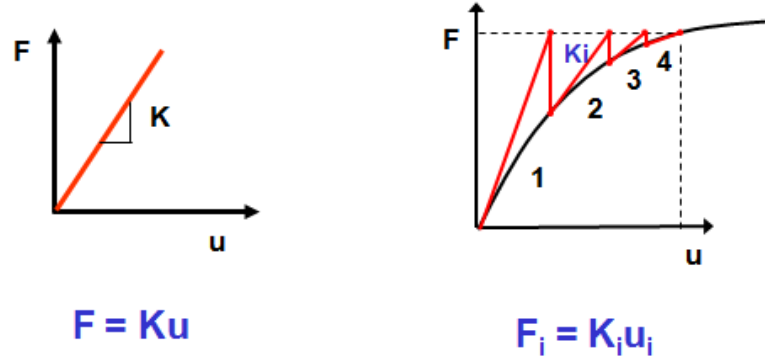


Şekil 5.15. F_a ve F_b yüklemeleri [27]

Kompleks tepkiler yüzünden, yükleri artırımlı uygulamak gerekebilir. Örneğin F_{a1} , F_a kuvvetinin %50 si kadardır. F_{a1} yakınsandıktan sonra, F_a kuvveti uygulanır. Şekil 5.15'de F_a , 2 alt adım, F_b ise 3 alt adımdan oluşmaktadır [27].

Denge iterasyonları, bir yakınsanmış alt adım elde etmek için düzeltici çözümlerdir. Şekil 5.16'daki örnekte, noktalı çizgiler arasındaki iterasyonlar, denge iterasyonlarını göstermektedir.

Lineer olmayan bir çözümün lineer çözümden farkı, çoklu matris çözümleri uygulanmasıdır. Lineer statikte matris denklem çözücüsü ile sadece tek sefer çözüm gerekir. Lineer olmayan ise her iterasyonda yeni bir sonuç elde eder. (Bkz. Şekil 5.16)



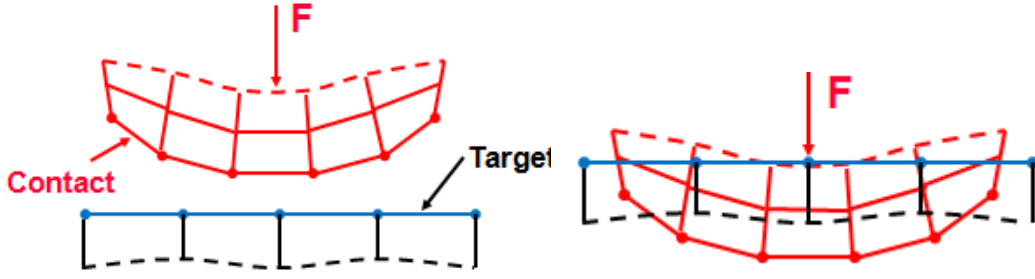
Şekil 5.16. Lineer ve lineer olmayan denge iterasyonları [27]

5.1.7. ANSYS' de Kontak Problemlerinin Çözümü

İki ayrı yüzey birbirine dokunduğu zaman, karşılıklı teğet olurlar. Fiziksel olarak, kontakta olan yüzeyler şu karakteristiklere sahiptirler.

- Birbirleri içine geçmezler.
- Basma normal kuvvetlerini ve teğetsel sürtünme kuvvetlerini iletebilirler.
- Çekme normal kuvvetini ise genelde iletmezler. Bu nedenle birbirlerinden ayrılmakta serbesttirler.
- Kontak, bir değişen durum doğrusalsızlığıdır. Parçalar dokunuyor veya ayrılmış iken, sistemin direngenliği kontak durumuna bağlıdır.

Fiziksel temas eden parçalar birbirlerini içine geçmezler. Bir kontak bölgesinde uyumluluğun sağlanması için program yüzeylerin penetrasyonunu önlemek için iki kontak yüzeyi arasında bir ilişki kurar. ANSYS, kontak ara yüzünde uyumluluğu sağlamak için farklı kontak formülasyonlarını sunmaktadır [27].

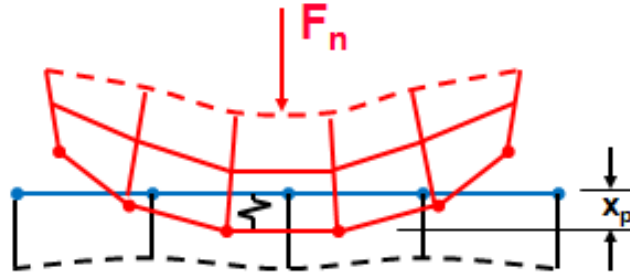


Şekil 5.17. Penetrasyon ve kontak kuvveti [27].

Kontak uyumluluğu sağlanmadığında, iç içe geçmeler meydana gelir.

Yüzeylerin lineer olmayan katı cisim kontakları için, Pure Penalty veya Artırılmış Lagrange formülizasyonları kullanılabilir.

- Her ikisi de penalty- tabanlı kontak formülüdür.
- Sonlu bir kontak kuvveti F_{normal} ve kontak direngenliği k_{normal} olarak tanımlanır. Daha yüksek kontak direngenliği, daha düşük penetrasyon $x_{penetrasyon}$, anlamına gelir.
- Sonsuz bir k_{normal} için, sıfır penetrasyon elde edilir. Bu nümerik olarak penalty metodu ile mümkün olmamakla beraber, $x_{penetrasyon}$ ihmal edilebilir derecede küçük olduğu durumda, çözüm sonuçları doğrudur.



Şekil 5.18. x_p Penetrasyon ve kontak kuvveti [27]

Pure Penalty ve Artırılmış Lagrange metodu arasındaki ana fark, ikinci metodun kontak kuvvetini (kontak basıncı) artırmasıdır. Ekstra λ terimi nedeni ile, artırılmış Lagrange metodu, kontak direngenliğinin (k_{normal}) büyüklüğü için daha az hassastır.

Pure Penalty: $F_{normal} = k_{normal} x_{penetration}$

Augmented Lagrange: $F_{normal} = k_{normal} x_{penetration} + \lambda$

Diğer bir seçenek ise "Lagrange Çarpanı Formülizasyonu" dur. Normal Lagrange Formülizasyonu kontak uyumluluğunu tatmin edebilmek için bir ekstra serbestlik

derecesi ekler (kontakt basıncı). Sonuç olarak, kontakt kuvvetini, kontakt direngenliği ve penetrasyon gibi yeniden çözmek yerine, bir ekstra serbestlik derecesi için çözer. $F_{normal} = DOF$

- Baskı serbestlik derecesi ile sıfır veya sıfıra yakın penetrasyona zorlar.
- Normal kontakt direngenliğine ihtiyaç duymaz.
- Direkt çözücülere gerek duyar.

İki yüzey arasındaki bağı ve ayrılma olmayan özel kontakt tiplerinde, “Çoklu Nokta Sınırlaması (MPC) Formülasyonu” uygun olmaktadır.

- MPC metodu, kontakt yüzeyleri arasındaki deplasmanı bağlamak için iç sınır eşitlikleri ekler.
- Bu yaklaşım, Penalty tabanlı veya Lagrange çarpanı tabanlı değildir. Bağlı kontakt yüzeyleri bölgesini ilişkilendirmek için kullanılan direk ve etkili bir yoldur.
- Yüksek deformasyon etkisi, MPC tabanlı bağı-kontakt (bonded-contact) ile desteklenebilir.

Çizelge 5.3. Kontakt formülasyonları karşılaştırma tablosu [1,27]

Pure Penalty		Augmented Lagrange		Normal Lagrange		MPC	
+	İyi yakınsama davranışı (birkaç eşitlik iterasyonu)	-	Penetrasyonun fazla olduğu durumlarda ek eşitlik iterasyonları gerekebilir	-	Titreşimin olduğu durumlarda, ek eşitlik iterasyonları gerekebilir	+	İyi yakınsama davranışı (birkaç eşitlik iterasyonu)
-	Kontakt direngenliği seçimi, hassas	-	Kontakt direngenliği seçimi, daha az hassas	+	Kontakt direngenliği seçimine gerek yok	+	Kontakt direngenliği seçimine gerek yok
-	Kontakt penetrasyonu gerçekleşir ve kontrol edilemez	-	Kontakt penetrasyonu gerçekleşir fakat bir miktar kontrol edilebilir	+	Genelde, penetrasyon sıfıra yakındır	+	Penetrasyon yoktur.
+	Tüm kontakt davranışları için uygundur	+	Tüm kontakt davranışları için uygundur	+	Tüm kontakt davranışları için uygundur	-	Sadece Bağı(bonded) ve ayrılma olmayan (No separation) kontakt davranışına uygundur

+	Hem iteratif hem de direk çözümler kullanılabilir	+	Hem iteratif hem de direk çözümler kullanılabilir	-	Sadece direk çözümler kullanılabilir	+	Hem iteratif hem de direk çözümler kullanılabilir
+	Simetrik ve asimetric kontaklar mevcuttur	+	Simetrik ve asimetric kontaklar mevcuttur		Sadece asimetric kontak mevcuttur		Sadece asimetric kontak mevcuttur
+	Birleşme noktalarında kontak tesbiti	+	Birleşme noktalarında kontak tesbiti		Düğüm noktalarında kontak tespiti		Düğüm noktalarında kontak tespiti

5.1.7.1. Yakınsama Kriteri

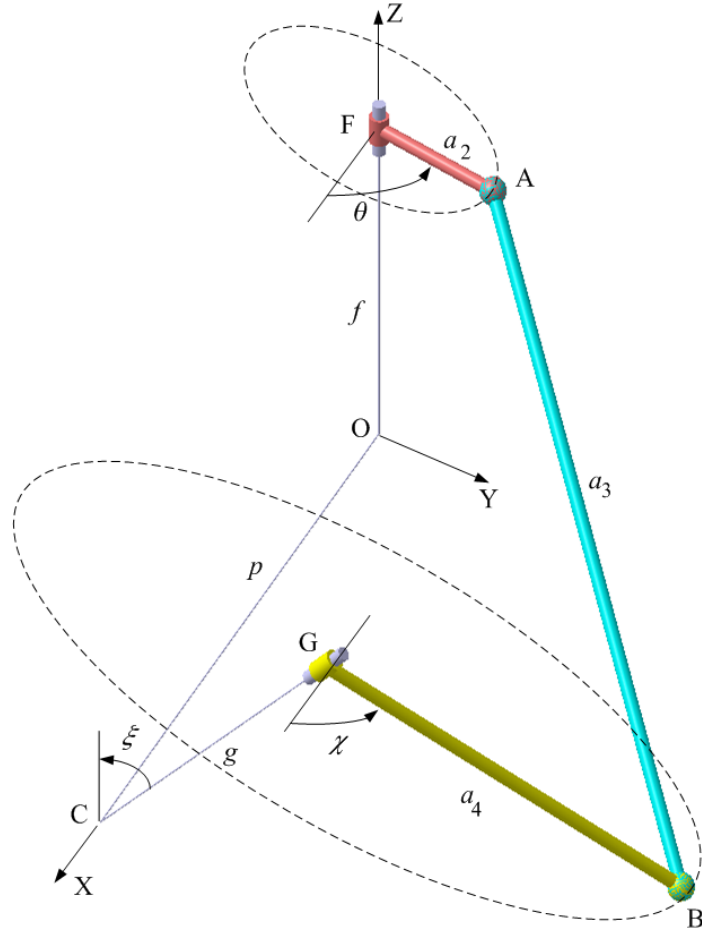
Nümerik çözüm tekniklerini uygularken, tabiatında var olan zorluklarla karşılaşılması muhtemeldir. Her iterasyon eşitliğindeki artık kuvvetler sifıra yakın olsa da, yakınsama toleransının özgün tanımlanması önemlidir.

ANSYS programı çözümün başında atadığı yakınsama kriterini denge eşitlikleri iterasyonları sonuçları ile karşılaştırır. Denge eşitlikleri iterasyonlarını yakınsama kriterini yakalayana kadar devam ettirir [27].

6. TAMAMEN ESNEK UZAYSAL DÖRT-ÇUBUK MEKANİZMASI

6.1. Uzaysal Dört Çubuk Mekanizmasının (RSSR) Kinematik Analizi

PRBM yöntemini kullanabilmek için öncelikle esnek olmayan uzaysal dört çubuk mekanizmasının analizi gereklidir. Şekil 6.1'de en genel haliyle gösterilmiş olan RSSR mekanizmasının serbestlik derecesi ikidir. RSSR mekanizması bir eksenindeki rotasyonu diğer herhangi bir eksenindeki rotasyona çevirir. İkinci serbestlik ise (eğer engellenmezse) biyel uzvunun (uzuv 3) kendi eksenini etrafındaki dönüşüdür.



Şekil 6.1. RSSR mekanizması

Şekil 6.1'e göre, a_2 = giriş krankı uzunluğu (uzuv 2), a_3 = biyel uzunluğu (uzuv 3), a_4 = çıkış krankı uzunluğu (uzuv 4), $p = |OC|$ döner çiftler arasındaki ortak dikme uzunluğu, $f = |OF|$ = ortak dikme ayağından giriş krankının çizdiği çemberin merkezine olan uzunluk, $g = |CG|$ = ortak dikme ayağından çıkış krankının çizdiği çemberin merkezine olan uzunluk, θ = pozitif x-ekseninden saatin ters yönünde ölçülen krank açısı (sağ el kuralına göre, OF etrafında ölçülür), ξ = döner çift eksenleri arasındaki açı (sağ el kuralına göre pozitif x-ekseni etrafında çıkış ekseninden giriş eksenine doğru ölçülür), χ = çıkış uzvunun açısal yer değişimi pozitif x-ekseninden saatin ters yönünde sağ el kuralına göre CG etrafında ölçülür.

RSSR mekanizmasının krank açıları arasındaki örtük bağıntı Denklem 6.1'deki gibi elde edilir.

$$p_1 - p_2 \cos \theta + p_3 \cos \chi - p_4 \cos \theta \cos \chi - p_5 \sin \theta + p_6 \sin \chi - p_7 \sin \theta \sin \chi = 0 \quad (6.1)$$

burada,

$$p_1 = p^2 + a_2^2 - a_3^2 + a_4^2 + f^2 + g^2 - 2fg \cos \xi$$

$$p_2 = 2pa_2$$

$$p_3 = 2pa_4$$

$$p_4 = 2a_2a_4$$

$$p_5 = 2ga_2 \sin \xi$$

$$p_6 = 2fa_4 \sin \xi$$

$$p_7 = 2a_2a_4 \cos \xi$$

Denklem 6.1 kullanılarak çıkış krankı açısı, giriş krankı açısının belirtik bir denklemi olarak elde edilir.

$$\chi = 2 \tan^{-1} \left(\frac{C \pm \sqrt{C^2 - A^2 + B^2}}{A+B} \right) \quad (6.2)$$

burada,

$$A = p_1 - p_2 \cos \theta - p_5 \sin \theta,$$

$$B = p_4 \cos \theta - p_3,$$

$$C = p_7 \sin \theta - p_6$$

Artı, eksi işareti mekanizmanın iki farklı şekilde bağlanabileceğini göstermektedir.

Biyel uzvu vektör olarak aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\overrightarrow{AB} = a_3 \overrightarrow{e_{a3}}$$

Biyel üzerindeki birim vektör Denklem 6.3'deki gibi yazılır:

$$\overrightarrow{e_{a3}} = l \vec{i} + m \vec{j} + n \vec{k} \quad (6.3)$$

burada l , m , n doğrultu kosinüsleridir ve aşağıdaki gibi bulunur:

$$l = \frac{p + a_4 \cos \chi - a_2 \cos \theta}{a_3}$$

$$m = \frac{g \sin \xi + a_4 \sin \chi \cos \xi - a_2 \sin \theta}{a_3}$$

$$n = \frac{g \cos \xi - a_4 \sin \chi \sin \xi - f}{a_3}$$

Çıkış krankı üzerindeki birim vektör Denklem 6.4'teki gibi yazılır:

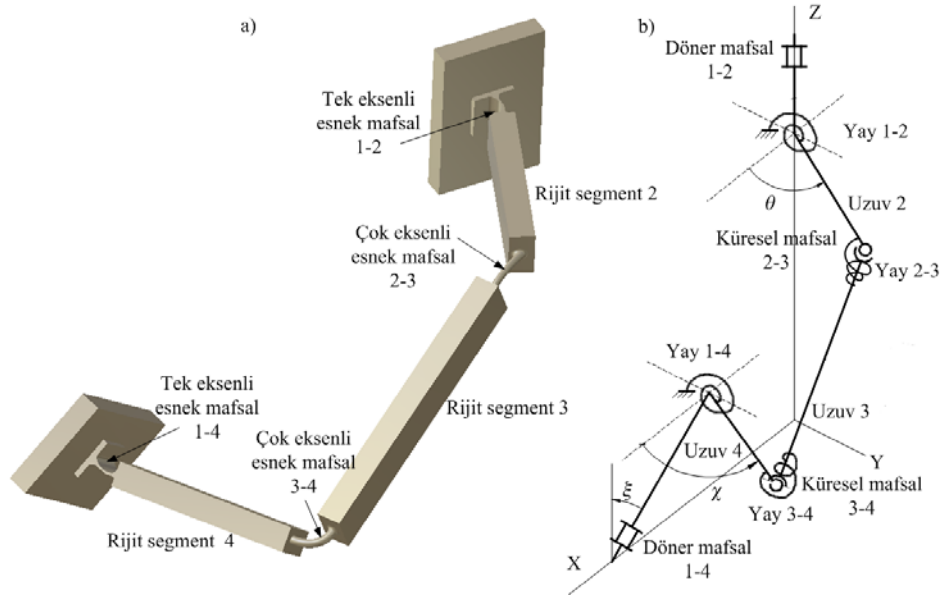
$$\overrightarrow{e_{a4}} = \cos \chi \vec{i} + \sin \chi \cos \xi \vec{j} - \sin \chi \sin \xi \vec{k} \quad (6.4)$$

Giriş krankı üzerindeki birim vektör Denklem 6.5'teki gibi yazılır:

$$\overrightarrow{e_{a2}} = \cos \theta \vec{i} + \sin \theta \vec{j} \quad (6.5)$$

6.2. Tamamen Esnek Uzaysal Dört Çubuk Mekanizması ve PRBM'si

Tamamen esnek uzaysal dört çubuk mekanizması ve PRBM'si Şekil 6.2'de görülmektedir. Esnek mekanizmalarda, kinematik çift barındırmayanlar "tamamen" esnek olarak adlandırılır ve bunların uzuv sayısı sıfır olarak kabul edilir. Şekil 6.2'deki mekanizma da buna bir örnektir. Bu tip mekanizmalar aslında bir yapıdır (structure). Bu mekanizmalar tek parçadan imal edilebilir ve montaj gerektirmediğinden avantajlıdır.



Şekil 6.2. Tamamen esnek uzaysal dört-çubuk mekanizması ve PRBM'si

6.3. Esnek Mafsalların Bükülme Tespiti

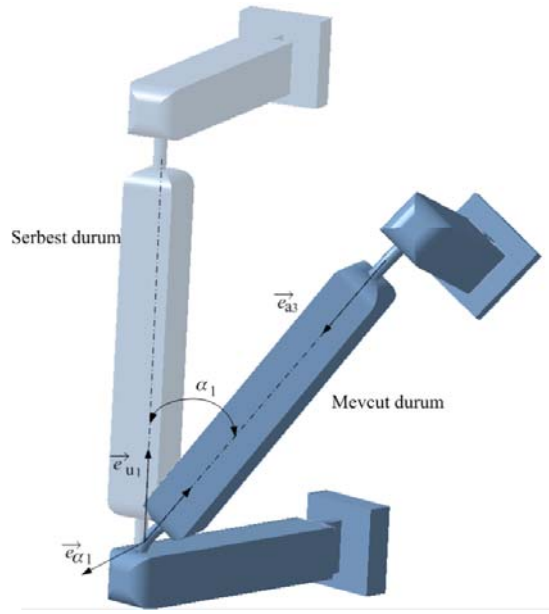
Esnek mafsallarının dönüşünün belirlenmesi esnek mekanizma tasarımındaki en önemli kriterlerden biridir. Çünkü oluşacak gerilmeler deformasyonla orantılıdır. Çok eksenli esnek mafsalların dönüş değerinin elde edilmesi tek eksenli mafsallara göre çok daha zordur. Tamamen esnek uzaysal dört çubuk mekanizmasında çok eksenli esnek mafsalları dönüşü bükülme (bending) ve burulma (twist) şeklindedir. Bu kısımda esnek mafsalların bükülmesi tespit edilmiştir. Daha önce yapılan çalışmada [13] esnek mafsalları 3-4'ün bükülmesi her krank pozisyonu için bulunmuştur. Öncelikle esnek mafsalları 3-4'ün bükülmesinin nasıl bulunduğu anlatılacak, ardından esnek mafsalları 2-3'ün bükülmesi benzer bir yaklaşımla bulunacak, son olarak tek eksenli esnek mafsalların bükülmesi belirlenmiştir.

Şekil 6.3'de mekanizmanın 1-2 esnek mafsalinın bağlandığı yerden sökülmüş (serbest durum) ve takılmış durumu (mevcut durum) görülmektedir. Burada \vec{e}_{α_1} çok eksenli esnek mafsalin bükülme eksenini üzerindeki birim vektördür. α_1 ise bükülme açısıdır ve şöyle tanımlanabilir:

$$\cos \alpha_1 = \vec{e}_{u_1} \cdot (-\vec{e}_{a_3}) \quad (6.6)$$

Matris şeklinde ise:

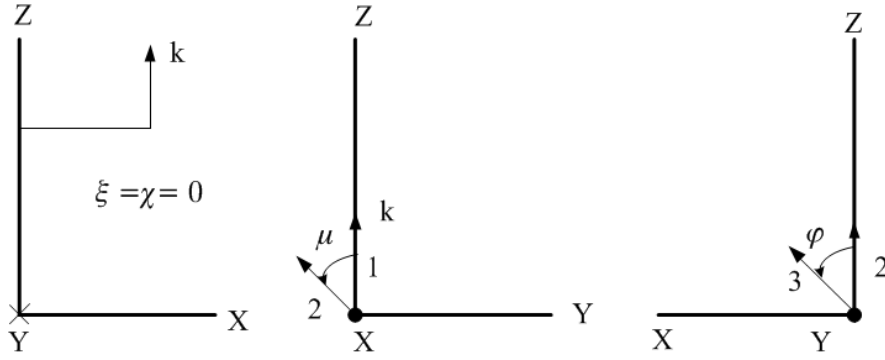
$$\alpha_1 = \cos^{-1}(-[\vec{e}_{u_1}]^T [\vec{e}_{a_3}]) \quad (6.7)$$



Şekil 6.3. Esnek mafsallı mekanizmanın bağlandığı yerden sökülmüş ve takılmış durumu

Burada, \vec{e}_{u_1} rijit segment-3'ün serbest durumu (deforme olmamış hali) üzerindeki birim vektördür ve tasarım için bir optimizasyon parametresidir. \vec{e}_{u_1} 'in belirlenmesi için uygulanan prosedür şu şekildedir: ξ ve χ 'in sıfıra eşit olduğu hayali bir durumda \vec{k} birim vektörü rijit segment-4 üzerinde olsun (Bkz. Şekil 6.4). Amaç bu birim vektörü rijit segment-3'ün serbest durumu üzerindeki birim vektöre dönüştürmektir.

Öncelikle \vec{k} birim vektörü x-ekseni etrafında saatin ters yönünde μ açısı kadar ardından meydana gelen vektör y-ekseni etrafında saatin ters yönünde φ açısı kadar Euler rotasyonları kullanılarak çevrilir. Burada μ ve φ çok eksenli esnek mafsallı mekanizmanın üretim durumunu belirleyen tasarım parametreleridir. Limitleri $-180 \leq \mu \leq 180$ ve $0 \leq \varphi \leq 360$ aralıklarındadır.



Şekil 6.4. Esnek mafsalsız 3-4'ün deforme olmamış halinin bulunması

Dolayısıyla $[A_1]$ vektörü aşağıdaki gibi elde edilir:

$$[A_1] = \begin{bmatrix} \sin \varphi \cos \mu \\ -\sin \mu \\ \cos \varphi \cos \mu \end{bmatrix} \quad (6.8)$$

Döner çift eksenleri arasında ξ açısı olduğu için $[A_1]$ vektörü x-ekseni etrafında saat yönünde ξ açısı kadar döndürülür.

$$[B_1] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \xi & \sin \xi \\ 0 & -\sin \xi & \cos \xi \end{bmatrix} [A_1] \quad (6.9)$$

$$[B_1] = \begin{bmatrix} \sin \varphi \cos \mu \\ -\sin \mu \cos \xi + \sin \xi \cos \varphi \cos \mu \\ \sin \mu \sin \xi + \cos \xi \cos \varphi \cos \mu \end{bmatrix} \quad (6.10)$$

Rijit segment-3'ün serbest durumu üzerindeki birim vektör her krank pozisyonu için bulunmalıdır. Bu sebeple önce rijit segment-4'ün dönüş ekseninin (CG) transformasyon matrisi bulunmalıdır. Bu matris:

$$[C] = \begin{bmatrix} \cos \chi & -\cos \xi \sin \chi & \sin \xi \sin \chi \\ \cos \xi \sin \chi & \sin^2 \xi + \cos^2 \xi \cos \chi & \sin \xi \cos \xi (1 - \cos \chi) \\ -\sin \xi \sin \chi & \sin \xi \cos \xi (1 - \cos \chi) & \cos^2 \xi + \sin^2 \xi \cos \chi \end{bmatrix} \quad (6.11)$$

Ardından rijit segment-3'ün serbest durumu üzerindeki birim vektör her krank pozisyonu için bulunur:

$$[\vec{e}_{u1}] = [C][B_1] \quad (6.11)$$

$[\vec{e}_{u1}]$ bulunduğuna göre Denklem 6.7'den α_1 i buluruz.

Ayrıca çok eksenli esnek mafsalsın bükülme eksenini üzerindeki birim vektörü de bulabiliriz.

$$\vec{e}_{\alpha 1} = \frac{\vec{e}_{u1} \times \vec{e}_{a3}}{|\vec{e}_{u1} \times \vec{e}_{a3}|} \quad (6.12)$$

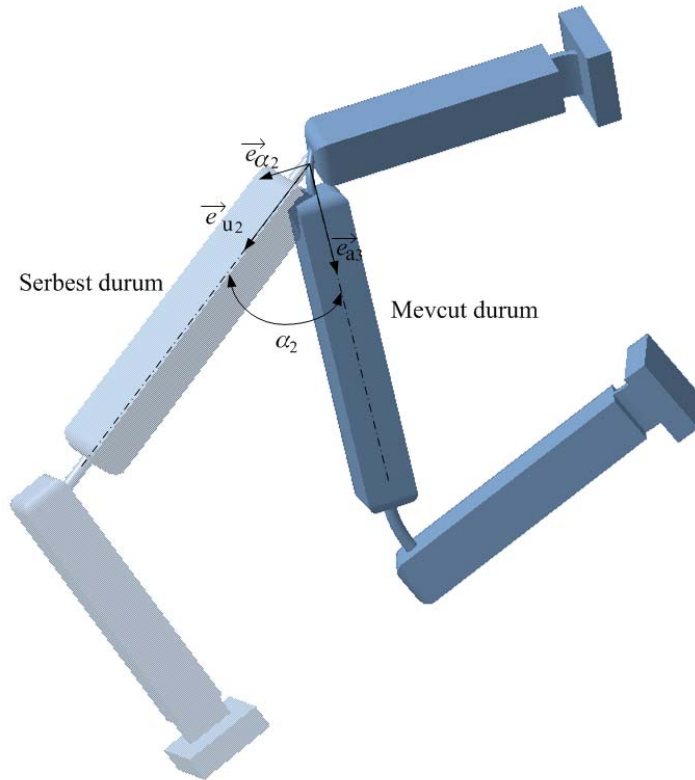
Bu çalışmada esnek mafsals 2-3'ün bükülmesi de her krank pozisyonu için bulunmuştur. Şekil 6.5'de mekanizmanın 1-4 esnek mafsalsının bağlandığı yerden sökülmüş ve takılmış durumu görülmektedir. Burada $\vec{e}_{\alpha 2}$ çok eksenli esnek mafsalsın bükülme eksenini üzerindeki birim vektördür. α_2 ise bükülme açısıdır ve şöyle tanımlanabilir:

$$\cos \alpha_2 = \vec{e}_{u2} \cdot \vec{e}_{a3} \quad (6.13)$$

Matris şeklinde ise:

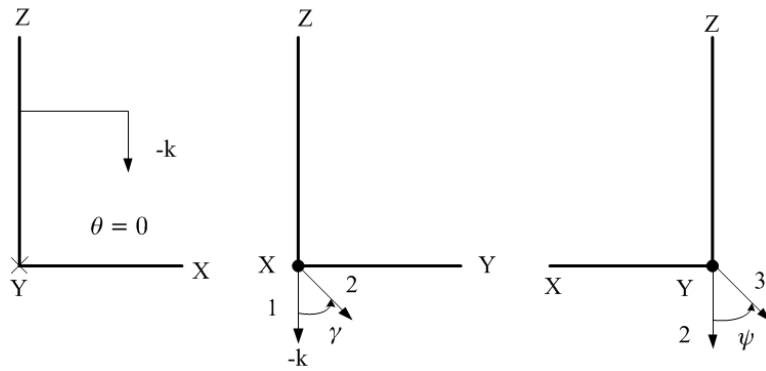
$$\alpha_2 = \cos^{-1}([\vec{e}_{u2}]^T [\vec{e}_{a3}]) \quad (6.14)$$

Burada, \vec{e}_{u2} rijit segment-3'ün serbest durumu (deforme olmamış hali) üzerindeki birim vektördür ve tasarım için bir optimizasyon parametresidir.



Şekil 6.5. Esnek mafsals 1-4'ün bağlandığı yerden sökülmüş ve takılmış durumu

\vec{e}_{u2} 'in belirlenmesi için uygulanan prosedür şu şekildedir: θ 'nın sıfıra eşit olduğu hayali bir durumda $-\vec{k}$ birim vektörünü rijit segment-2 üzerine yerleştirelim (Bkz. Şekil 6.6). Amaç bu birim vektörü rijit segment-3'ün serbest durumu üzerindeki birim vektöre dönüştürmektir. Öncelikle $-\vec{k}$ birim vektörü x-ekseni etrafında saatin ters yönünde γ açısı kadar ardından meydana gelen vektör y-ekseni etrafında saatin ters yönünde ψ açısı kadar Euler rotasyonları kullanılarak çevrilir. Burada γ ve ψ çok eksenli esnek mafsalın üretim durumunu belirleyen tasarım parametreleridir. Limitleri $-180 \leq \gamma \leq 180$ ve $0 \leq \psi \leq 360$ aralıklarındadır.



Şekil 6.6. Esnek mafsal 2-3'ün deforme olmamış halinin bulunması

Dolayısıyla $[A_2]$ vektörü aşağıdaki gibi elde edilir:

$$[A_2] = \begin{bmatrix} \cos\psi & 0 & \sin\psi \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin\psi & 0 & \cos\psi \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\gamma & -\sin\gamma \\ 0 & \sin\gamma & \cos\gamma \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \end{bmatrix}$$

$$[A_2] = \begin{bmatrix} -\sin\psi \cos\gamma \\ \sin\gamma \\ -\cos\psi \cos\gamma \end{bmatrix} \quad (6.15)$$

Daha sonra $[A_2]$ vektörü z-ekseni etrafında saatin ters yönünde θ kadar döndürülür.

$$[B_2] = \begin{bmatrix} \cos\theta & -\sin\theta & 0 \\ \sin\theta & \cos\theta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} [A_2] \quad (6.16)$$

$[\vec{e}_{u2}]$ vektörü krankın her pozisyonu için $[B_2]$ vektörüne eşittir.

$$[\vec{e}_{u2}] = [B_2] = \begin{bmatrix} -\cos \theta \sin \psi \cos \gamma - \sin \theta \sin \gamma \\ -\sin \theta \sin \psi \cos \gamma + \cos \theta \sin \gamma \\ -\cos \psi \cos \gamma \end{bmatrix} \quad (6.17)$$

$[\vec{e}_{u2}]$ bulunduğuna göre Denklem 6.14'ten α_2 'yi buluruz.

Ayrıca çok eksenli esnek mafsallın bükülme eksenini üzerindeki birim vektörü de bulabiliriz.

$$\vec{e}_{\alpha 2} = \frac{\vec{e}_{u2} \times \vec{e}_{a3}}{|\vec{e}_{u2} \times \vec{e}_{a3}|} \quad (6.18)$$

Tek eksenli esnek mafsallar üzerindeki burulma esnek mafsalların yüksekliği yeterince büyük alınınca ihmal edilebilir seviyededir. Dolayısıyla tek eksenli esnek mafsalların ağırlıklı olarak bükülmeye maruz kaldığı varsayılmıştır. Daha önceki çalışmalarımızdan edindiğimiz tecrübe bu varsayımın doğru olduğunu göstermektedir. Esnek mafsall 1-2 ve 1-4'ün bükülmeleri sırasıyla Denklem 6.19-20 deki gibidir.

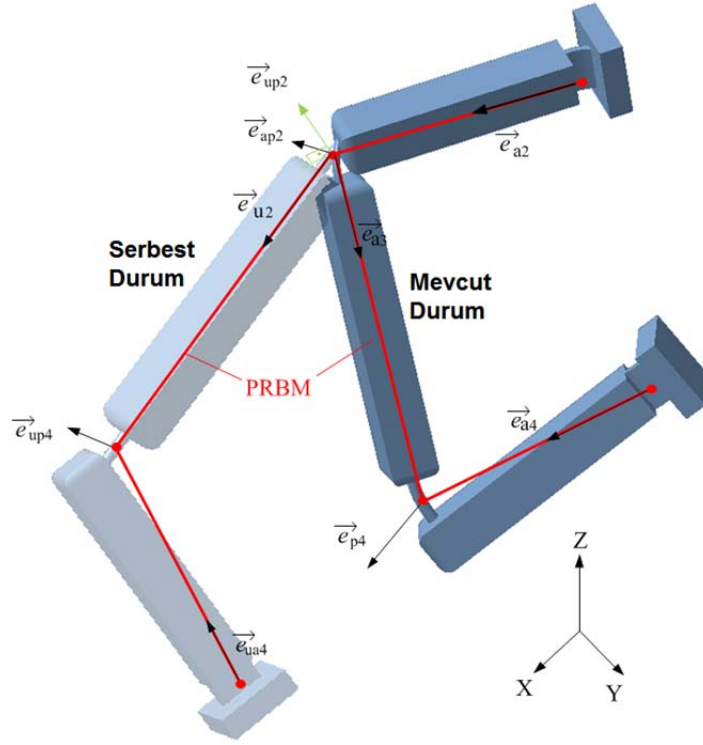
$$\theta_T = (\theta - c_{12}) \quad (6.19)$$

$$\chi_T = (\chi - c_{14}) \quad (6.20)$$

Burada c_{ij} , i ve j segmentleri arasındaki ilk açıdır.

6.4. Çok Eksenli Esnek Mafsalların Toplam Burulma Açısının Tespiti

Şekil 6.7'de görülen tamamen esnek uzaysal dört-çubuk mekanizmasında 1-4 esnek mafsallı bağlandığı yerden söküldüğünde serbest durum elde edilir. Bu durum şekilde şeffaf olarak gösterilmiştir. Serbest durumda esnek mafsallar 2-3, 3-4 ve 1-4'ün hiçbir deformasyonu yoktur.



Şekil 6.7. Çok eksenli esnek mafsalların toplam burulma açısının tespiti

Kısım 6.3 'te çok eksenli esnek mafsalların bükülmeleri tespit edilmiştir. Ancak çok eksenli esnek mafsalların tamamen esnek dört-çubuk mekanizmasında burulmalarının ihmal edilmesi mümkün değildir. Zira kranklar arasında ihmal edilemeyecek rotasyon farkları mevcut olabilir. Bu da rijit segment-3'ün kendi eksenine etrafında dönüşüyle olur. Bu dönüş çok eksenli esnek mafsalların geometrilerine bağlı olarak aralarında paylaşılır. Bu aşamada kuvvet analizine ve/veya mafsalların geometrilerine bağlı kalmamak için iki mafsalın toplam burulması tespit edilecektir. Toplam burulma açısını bulmak için aşağıdaki izlek uygulanabilir.

Rijit segment-2 üzerindeki birim vektör Denklem 6.5'ten bilinmektedir. Serbest durumdaki rijit segment-3 eksenini yani \vec{e}_{u2} Denklem 6.17'den bilinmektedir. Önce rijit segment-2 üzerindeki birim vektör \vec{e}_{a2} , serbest durumdaki rijit segment-3 eksenini yani \vec{e}_{u2} etrafında 90° döndürülür ve \vec{e}_{ap2} birim vektörü elde edilir.

$$[\vec{e}_{ap2}] = [R][\vec{e}_{a2}] \quad (6.21)$$

Burada;

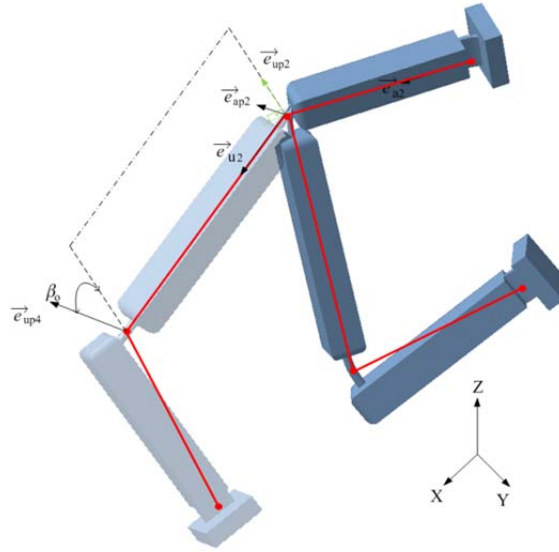
$$[R] =$$

$$\begin{bmatrix} \cos \pi/2 + e_{u2x}^2 (1 - \cos \pi/2) & e_{u2x}e_{u2y}(1 - \cos \pi/2) - e_{u2z} \sin \pi/2 & e_{u2x}e_{u2z}(1 - \cos \pi/2) + e_{u2y} \sin \pi/2 \\ e_{u2x}e_{u2y}(1 - \cos \pi/2) + e_{u2z} \sin \pi/2 & \cos \pi/2 + e_{u2y}^2 (1 - \cos \pi/2) & e_{u2z}e_{u2y}(1 - \cos \pi/2) - e_{u2x} \sin \pi/2 \\ e_{u2x}e_{u2z}(1 - \cos \pi/2) - e_{u2y} \sin \pi/2 & e_{u2z}e_{u2y}(1 - \cos \pi/2) + e_{u2x} \sin \pi/2 & \cos \pi/2 + e_{u2z}^2 (1 - \cos \pi/2) \end{bmatrix}$$

$$\vec{e}_{u2} = e_{u2x}\vec{i} + e_{u2y}\vec{j} + e_{u2z}\vec{k}$$

Şekil 6.8'de görüldüğü üzere \vec{e}_{u2} ye ve \vec{e}_{ap2} ye dik bir birim vektör \vec{e}_{up2} olsun. Bu \vec{e}_{up2} birim vektörünü Şekil 6.7'de görüldüğü gibi rijit segment-2 üzerinde konumlandıralım. Yani \vec{e}_{up2} vektörü çok eksenli esnek mafsalsal 2-3'ün rijit segment-2 ile birleştiği kesittedir. \vec{e}_{up2} Denklem 7.22'deki gibi bulunur.

$$[\vec{e}_{up2}] = \frac{[\vec{e}_{ap2}] \times [\vec{e}_{u2}]}{|\vec{e}_{ap2} \times \vec{e}_{u2}|} \quad (6.22)$$



Şekil 6.8. Serbest durumda \vec{e}_{up2} ile \vec{e}_{u2} vektörlerinin oluşturduğu düzlem

Serbest durumda \vec{e}_{up2} ile \vec{e}_{u2} vektörlerinin oluşturduğu düzlem Şekil 6.8'de görülmektedir. \vec{e}_{up2} vektörünü \vec{e}_{u2} etrafında β_0 açısı kadar sağ el kuralına göre döndürerek \vec{e}_{up4} birim vektörünü elde ederiz. \vec{e}_{up4} birim vektörü çok eksenli esnek mafsalsal 3-4'ün rijit segment-4 ile birleştiği kesittedir. \vec{e}_{up4} aşağıdaki gibi bulunabilir.

$$[\vec{e}_{up4}] = [R][\vec{e}_{up2}] \quad (6.23)$$

Burada;

$$[R] =$$

$$\begin{bmatrix} \cos \beta_0 + e_{u2x}^2 (1 - \cos \beta_0) & e_{u2x}e_{u2y}(1 - \cos \beta_0) - e_{u2z} \sin \beta_0 & e_{u2x}e_{u2z}(1 - \cos \beta_0) + e_{u2y} \sin \beta_0 \\ e_{u2x}e_{u2y}(1 - \cos \beta_0) + e_{u2z} \sin \beta_0 & \cos \beta_0 + e_{u2y}^2 (1 - \cos \beta_0) & e_{u2z}e_{u2y}(1 - \cos \beta_0) - e_{u2x} \sin \beta_0 \\ e_{u2x}e_{u2z}(1 - \cos \beta_0) - e_{u2y} \sin \beta_0 & e_{u2z}e_{u2y}(1 - \cos \beta_0) + e_{u2x} \sin \beta_0 & \cos \beta_0 + e_{u2z}^2 (1 - \cos \beta_0) \end{bmatrix}$$

$$\vec{e}_{u2} = e_{u2x}\vec{i} + e_{u2y}\vec{j} + e_{u2z}\vec{k}$$

Varsayalım ki \vec{e}_{up4} vektörü rijit segment-3 ve rijit segment-4'ün serbest hallerinin (\vec{e}_{u2} ile \vec{e}_{ua4}) oluşturduğu düzlem üzerinde olsun. Böylece, β_0 açısı ile rijit segment-4'ün rijit segment-2'nin serbest haline göre bağlı konumunu belirlemiş olmaktadır. Bu aşamada mekanizmayı üretmek için gerekli açılar belirlenmiştir.

Şimdi \vec{e}_{u2} ile \vec{e}_{ua4} ün oluşturduğu düzleme dik bir birim vektör olan \vec{e}_{upu} 'yu elde edelim.

$$\vec{e}_{upu} = [\vec{e}_{up4}] \times [\vec{e}_{u2}] \quad (6.24)$$

Sonrasında \vec{e}_{up4} vektörünü \vec{e}_{upu} vektörü etrafında φ kadar döndürelim ve \vec{e}_{ua4} 'ü bulalım.

$$[\vec{e}_{ua4}] = [R][\vec{e}_{up4}]$$

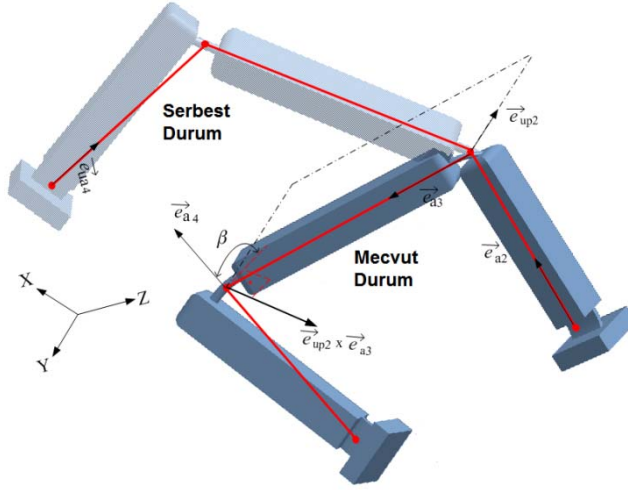
Burada,

$$[R] =$$

$$\begin{bmatrix} \cos \varphi + e_{upux}^2 (1 - \cos \varphi) & e_{upux}e_{upuy}(1 - \cos \varphi) - e_{upuz} \sin \varphi & e_{upux}e_{upuz}(1 - \cos \varphi) + e_{upuy} \sin \varphi \\ e_{upux}e_{upuy}(1 - \cos \varphi) + e_{upuz} \sin \varphi & \cos \varphi + e_{upuy}^2 (1 - \cos \varphi) & e_{upuz}e_{upuy}(1 - \cos \varphi) - e_{upux} \sin \varphi \\ e_{upux}e_{upuz}(1 - \cos \varphi) - e_{upuy} \sin \varphi & e_{upuz}e_{upuy}(1 - \cos \varphi) + e_{upux} \sin \varphi & \cos \varphi + e_{upuz}^2 (1 - \cos \varphi) \end{bmatrix}$$

$$\vec{e}_{upu} = e_{upux}\vec{i} + e_{upuy}\vec{j} + e_{upuz}\vec{k}$$

Rijit segment-4 üzerindeki birim vektör \vec{e}_{a4} Denklem 6.4'ten bilinmektedir. Şekil 6.9'da mevcut durumda \vec{e}_{up2} ile \vec{e}_{a3} vektörlerinin oluşturduğu düzlem görülmektedir. \vec{e}_{up2} ile \vec{e}_{a3} vektörleri mevcut durumdaki krank açısına göre bulunmuştur. Bu durumda \vec{e}_{a4} vektörü ile \vec{e}_{up2} ile \vec{e}_{a3} vektörlerinin oluşturduğu düzlem arasındaki açı burulma açısını verir. Burulma açısını bulmak için önce \vec{e}_{up2} ile \vec{e}_{a3} vektörlerinin oluşturduğu düzleme dik bir birim vektör bulunur. Bulunan dik birim vektörle \vec{e}_{a4} vektörü arasındaki açının dik açıdan farkı bize burulma açısını Denklem 6.25'teki gibi verir.



Şekil 6.9. Mecmut durumda \vec{e}_{up2} ile \vec{e}_{a3} vektörlerinin oluşturduğu düzlem

$$\beta = \cos^{-1} \left\{ \frac{\vec{e}_{a4} \cdot (\vec{e}_{up2} \times \vec{e}_{a3})}{|\vec{e}_{up2} \times \vec{e}_{a3}|} \right\} - \frac{\pi}{2} \quad (6.25)$$

Üretim için belirlenen β_0 açısı da hesaba katılarak toplam burulma açısı bulunur.

$$\beta_T = \beta - \beta_0 \quad (6.26)$$

6.5. Sonlu Elemanlar Yöntemi İle Esnek Mekanizmaların Analizi

Esnek mekanizmalar ile yapılan çalışmalarda elde edilen modellerin sonlu elemanlar yöntemi ile analiz edilmesi az bilinen ve uygulaması zor bir çalışmadır. Tez ve proje kapsamında yaptığımız çalışmalarda teorik hesaplar sonucunda boyutlarını belirlediğimiz mekanizmaların sonlu elemanlar yöntemi ile analizlerini gerçekleştirmek için uygun metotlar bulmak gerekmektedir. Bu amaçla öncelikle uygun program araştırılmıştır. Araştırmalarımız sonucunda en uygun programın Ansys olduğu belirlenmiştir.

Ansys piyasada yaygın olarak kullanılan analiz programlarından birisidir. Sonlu elemanlar yönteminin kullanıldığı program ileri düzey çözüm seçenekleri ve kontak algoritmalarını içermesinin yanı sıra, oldukça geniş lineer olmayan, explicit ve implicit çözüm seçenekleri ile çeşitli alanlarda analiz yapılabilmesine olanak sağlar. Ansys programı Catia, Proengineer vb. çizim programlarında elde edilen katı modelleri analiz etme olanağı sağlamaktadır. Bu programın çok önemli bir avantajı da gerçek uygulamalarda iyileştirme deneylerinde harcanacak maliyetten tasarrufu mümkün kılmasıdır.

Ansys Workbench ile analizlere ilk olarak elimizde bulunan ve sonuçları hem analitik olarak hem de deneyler ile test edilen mekanizmalar ile başlanmıştır.

Uygun kontak tanımlamaları, çözüm yolları ve mesh yapısına bağlı olarak analiz süresi ve analizlerin doğruluğu hakkında fikir sahibi olunmuştur. Esnek mekanizmaların daha öncesinde ülkemizde herhangi bir program ile analizinin yapılmamış olması ve bu konuda yetkin kişilerin azlığından dolayı kendi yöntemlerimiz belirlenmiştir. Geçen zaman içerisinde bu konuda yetkinliğimiz artmıştır. Bu duruma bağlı olarak teorik hesaplar ile daha önce geliştirilen mekanizmaların sonuçlarını kısa sürede kontrol edebilecek duruma gelinmiştir. Birçok farklı metot ve kontak tanımlamaları ile en doğru sonuca ulaşılmaktadır.

Ansys programı içerisinde "Static Structural" analiz modülü esnek mekanizma analizleri için en uygun modüldür. Bu modül ile mekanizmaların hareketliliği sağlanarak istenilen sonuçlar okunabilir. Catia veya diğer CAD programlarında gerçekleştirilen çizimleri öncelikle analiz edilecek mekanizmanın kritik yerleri üzerinde durulacak şekilde düzenlemek gereklidir. Aksi durumlarda analiz süresi mesh elemanlarının çokluğu nedeniyle çok uzun sürede tamamlanabilir. Gerilmelerin yüksek olduğu bölgeler bilindiğinden bu kısımlar kendi içerisinde modellenmelidir. Keskin veya çok yüzeyli bölgeler düzeltilerek gerilme yığılması veya gerilmelerin noktasal olarak belirli bölgelerde çıkması engellenmelidir. Geometri üzerinde yapılan düzenlemelerin sonucunda model kısmına geçilerek analiz gerçekleştirilebilir. Belirli bölgeler rijit, belirli bölgelerin esnek yapıda olduğundan, doğru kontak tanımlamaları yapılmalıdır. Rijit ve esnek parçaların birlikte temas halinde olduğu analizlerde asimetrik kontak tanımlamaları uygundur. Ansys içerisinde bulunan kontak algoritmaları (Pure penalty, Mpc vb.) doğru seçilerek bu tür analizler gerçekleştirilebilir. Esnek çözümler ve rijit çözümlerin birlikte yapılarak doğru sonucun her ikisinde de kontrol edilmesi gerekebilir. Geometrinin birçok parçaya ayrılarak kontak sayısının artırılması hem analiz süresini uzatır hem de kontak algoritmalarında olan küçük hataların analizi etkilemesine yol açabilir.

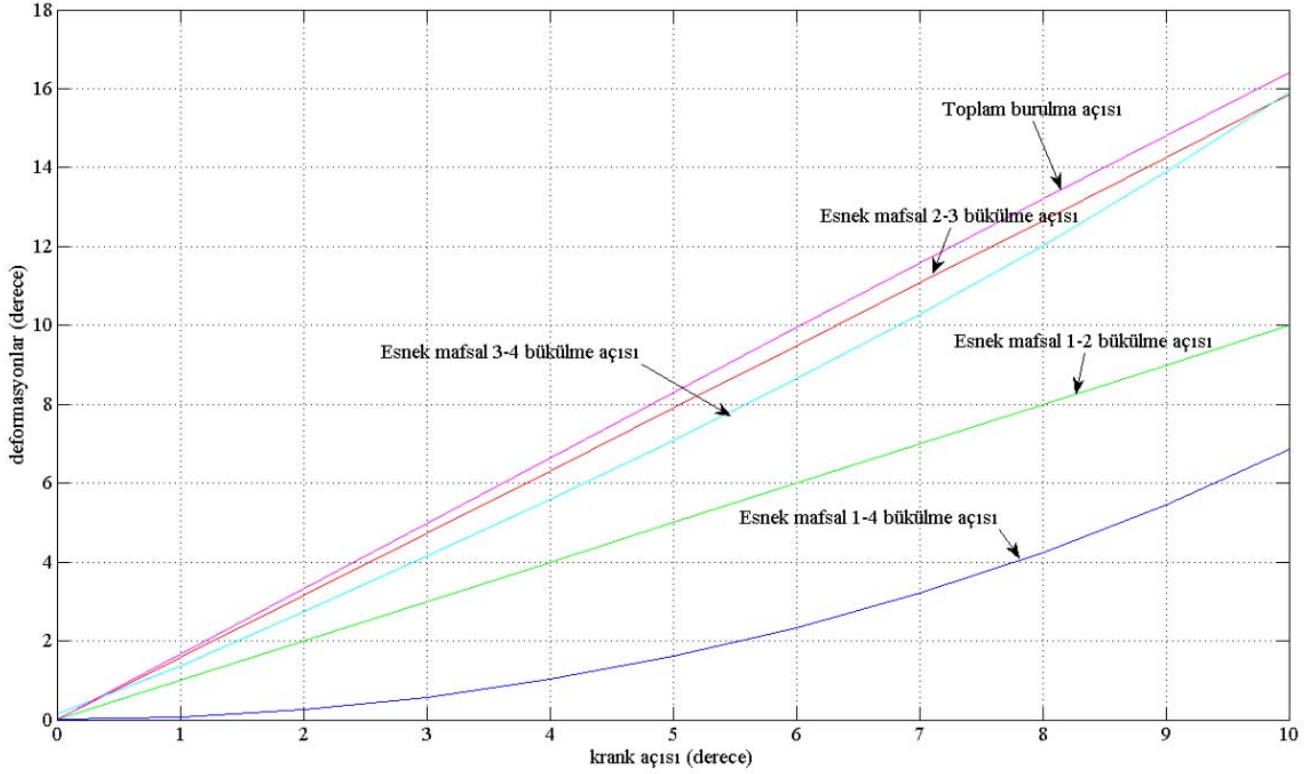
Esnek mekanizmaların analizinde en önemli nokta bu analizlerin nonlineer gerçekleştirilme zorunluluğudur. Ansys ile lineer çözümlere ulaşmak kolaydır. Ancak nonlineer çözümler için en ufak detay önemlidir. Esnek mekanizmaların yapısı ve malzeme özelliklerinden dolayı bu gereklidir. Bazı basit mekanizmalar için ilk olarak lineer çözümler yapılarak mekanizmaya verilen kontak tanımlamalarının doğruluğu test edilebilir. Ancak analizlerden tam ve doğru sonuçlar almak için nonlineer analiz gerçekleştirilmelidir.

Analizlerde dikkat edilmesi gereken diğ er bir nokta ağ (mesh) yapısıdır. Çok yoğun mesh atmak doğru sonuç verebilmesine rağmen analiz süresini uzatabilir. Bu doğrultuda analizi yapılacak mekanizmanın doğru modellenmesi ve kritik bölgelerine yoğun mesh atılması gereklidir. Mesh yapısı keskin veya çok dağ ınık olan mekanizmaların analizi gerçekleşmez. Diğ er bir nokta mekanizma uzuvlarının gerekli olmayan yerlerde tek parça olarak tanımlanmasıdır. Bu sayede farklı uzuvlardaki mesh yapıları birbirini takip eder ve analizin doğru ve kısa zamanda gerçekleşmesi beklenir.

Doğ ru tanımlamaların yapıldığı mekanizma için daha sonrasında gerekli hareketlerin doğru noktalardan verilmesi gereklidir. Hareketin verildiğ i eksen burada en önemli noktadır. Ayrıca hareketi verirken mekanizmanın diğ er yönlerde yapacağı hareketler düşünülerek gerekli kısıtlamalar verilmelidir.

6.6. Örnek

Öncelikle sezgisel optimizasyon yöntemi ile esnek mekanizmanın PRBM'sinin uzuv boyutları bulunur. Bu optimizasyonda bükülmelerin ve burulmanın düşük değ erlerde tutularak verilen krank açısına yakın bir çıkış açısı elde edilmek istenmiştir. Oluş an gerilmelerin yüksek olmaması için deformasyonların düşük olması gerekir. Aynı zamanda pratikte uygulaması olan bir mekanizma olması için de çıkış açısının çok düşük olmaması gerekir. Düzlemden başlattığımız bir mekanizma simetrik olacağı için krankın saat yönü ve saatin ters yönü dönüşlerinde mekanizma aynı hareketi yapar. Dolayısıyla iki kat yüksek bir çıkış açısı değ eri elde edilir. Daha açık anlatmak gerekirse Şekil 6.10'da krank açısı 0 ile 10° arasında gösterilmiştir. Krank 0 ile -10° arasında çalışırken de mekanizma aynı hareketin simetriğini yapar. Şekil 6.10'da görüldüğü gibi çıkıştaki salınım açısı, yani esnek mafsal 1-4'ün bükülmesi 7° dir. Dolayısıyla örnekteki mekanizmada krankın 20° dönüşü için çıkışta 14° salınım elde edilir. x-z düzleminden serbest konumdayken harekete başlayan bir mekanizma tasarlanmıştır ve PRBM'sinin uzuv boyutları bir çok denemeden sonra şu şekilde belirlenmiştir: $p = 100$ mm, $f = 100$ mm, $g = 0$, $a_2 = 100$ mm, $a_3 = 73.5$ mm, $a_4 = 32.5$ mm ve $\xi = 90^\circ$.



Şekil 6.10. Esnek mafsalların deformasyonları

Tek parça olan mekanizmanın üretim konumunu gösteren tüm açılar tasarım için optimizasyon parametresidir. Bu örnekte mekanizma düzlemde serbest konumdan başlayacağı için, μ , φ , γ ve ψ açıları mekanizmanın başlangıçtaki geometrisinden ve Euler rotasyonlarına uygun olacak şekilde hesap edilir, değerleri ise $\mu = 137.7^\circ$, $\varphi = -90^\circ$, $\gamma = 0$, $\psi = -12.6^\circ$ dir. Diğer bir üretim açısı olan β_0 da serbest parametredir. Bu örnekte mekanizma düzlemde serbest konumdan başlayacağı için $\beta_0 = 0$ 'dır. Tek eksenli esnek mafsalların ilk açısı da yine mekanizma serbest konumdan başlayacağı için $c_{12} = c_{14} = 0$ olacaktır.

Şekil 6.10'da krank açısına karşılık gelen bükülme ve burulma değerleri görülmektedir. Yeşil görülen eğri, Denklem 6.19'dan bulunan tek eksenli esnek mafsal 1-2 nin bükülme açısını gösterir. Dikkat edilirse bu eğri aynı zamanda krank açısına denk geldiği için lineer artmaktadır. Mavi görülen eğri, Denklem 6.20'den bulunan tek eksenli esnek mafsal 1-4 ün bükülme açısını gösterir. Bu eğride yukarıda da belirttiğimiz gibi aynı zamanda çıkış salınım açısını vermektedir. Kırmızı görülen eğri, Denklem 6.14'ten bulunan çok eksenli esnek mafsal 2-3'ün bükülme açısını gösterir. Turkuaz görülen eğri, Denklem 6.7'den bulunan çok eksenli esnek mafsal 3-4'ün bükülme açısını gösterir. Bükülme

açılarının maksimum değerleri 16° 'nin altındadır. Mor görülen eğri, Denklem 6.26'dan bulunan çok eksenli esnek mafsalların toplam burulma açısını gösterir. Daha önce de belirtildiği gibi burulma çok eksenli esnek mafsalların geometrilerine bağlı olarak aralarında paylaşılır. Bu aşamada kuvvet analizine ve/veya mafsalların geometrilerine bağlı kalmamak için iki mafsalın toplam burulması tespit edilmiştir.

Esnek mafsallar şu şekilde boyutlandırılır; Çok eksenli esnek mafsalların efektif boyu $l = 9$ mm, dairesel kesitin çapı ise $d = 1.5$ mm seçilmiştir. Tek eksenli esnek mafsal 1-2'nin efektif boyu $l = 7$ mm, genişliği $t = 1.5$ mm, yüksekliği ise $w = 10$ mm seçilmiştir. Tek eksenli esnek mafsal 1-4'nin efektif boyu $l = 4.5$ mm, genişliği $t = 1.5$ mm, yüksekliği ise $w = 10$ mm seçilmiştir.

6.7. Tamamen Esnek Uzaysal Dört Çubuk Mekanizması Analiz Akış Şeması

Sahte- rijit-cisim metodu ile analitik olarak hesaplamaları yapılan tamamen esnek uzaysal dört-çubuk mekanizmasının sonlu elemanlar yöntemi ile analizi aşağıda açıklanan sıralama ve detaylar ışığında gerçekleştirilmiştir. Diğer yapılan bütün analizlerde benzer prosedür takip edilmiştir.

Analiz şeklinin belirlenmesi (Statik, Dinamik, Termal vs.) :

- Static Structural
- Static Structural (ABAQUS) (Beta)
- Static Structural (Samcef)
- Steady-State Thermal
- Steady-State Thermal (ABAQUS) (Beta)
- Steady-State Thermal (Samcef) (Beta)
- Thermal-Electric



Malzeme özelliklerinin girilmesi (Engineering Data):

Engineering Data kütüphanesinde birçok malzeme için malzeme özellikleri mevcuttur. Gerektiği durumlarda yeni malzemeler eklenebilir.

	A	B	C	D	
1	Contents of Engineering Data	source		Description	
2	Material				
3	Structural Steel			Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1	
Click here to add a new material					
Properties of Outline Row 3: Structural Steel					
	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Density	7850	kg m ⁻³		
3	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion				
4	Coefficient of Thermal Expansion	1,2E-05	C ⁻¹		
5	Reference Temperature	22	C		
6	Isotropic Elasticity				
7	Derive from	Young's M...			
8	Young's Modulus	2E+11	Pa		
9	Poisson's Ratio	0,3			
10	Bulk Modulus	1,6667E+11	Pa		
11	Shear Modulus	7,6923E+10	Pa		
12	Alternating Stress Mean Stress	Tabular			
13	Interpolation	Log-Log			
14	Scale	1			
15	Offset	0	Pa		
16	Strain-Life Parameters				
17	Display Curve Type	Strain-Life			
18	Strength Coefficient	9,2E+08	Pa		
19	Strength Exponent	-0,106			
20	Ductility Coefficient	0,713			



Outline of Schematic A2: Engineering Data				
	A	B	C	D
1	Contents of Engineering Data		source	Description
2	Material			
3	PP			
4	Structural Steel			Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1
*	Click here to add a new material			

Polipropilen malzemenin Ansys içerisinde tanımlanması bu şekilde yapılmıştır. PP olarak tanımlanan malzemenin özellikleri aşağıda belirtildiği gibidir.

Properties of Outline Row 3: PP					
	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Density	9,5E-07	kg mm ⁻³		
3	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion				
4	Coefficient of Thermal Expansion	0,00023	C ⁻¹		
5	Reference Temperature	22	C		
6	Isotropic Elasticity				
7	Derive from	Young's Modulus and P...			
8	Young's Modulus	1300	MPa		
9	Poisson's Ratio	0,4			
10	Bulk Modulus	2,1667E+09	Pa		
11	Shear Modulus	4,6429E+08	Pa		
12	Tensile Yield Strength	25	MPa		
13	Compressive Yield Strength	0	Pa		
14	Tensile Ultimate Strength	33	MPa		
15	Compressive Ultimate Strength	0	psi		



C	
1	Static Structural
2	Engineering Data ✓
3	Geometry ✓
4	Model ✓
5	Setup ✓
6	Solution ✓
7	Results ✓

Modelin ANSYS Workbench Design Modeler modülünde analize hazır hale getirilmesi (Gereksiz parçaların silinmesi, bozuk yüzeylerin düzeltilmesi, gereksiz deliklerin kapatılması, düzgün ağ örgüsü oluşturmaya yönelik yüzey düzeltmeleri vs.)

Analizi yapılan modelde, çizilen cad geometri mafsall kısımlarından kesilerek analiz ve ağ yapısının basitleştirilmesi uygulaması yapılmıştır. Bu sayede bizim önem verdiğimiz esnek mafsallarda oluşan gerilme ve deformasyonu daha iyi gözlemek adına, bu kısımlara daha yoğun ağ örgüsü oluşturulmuştur. Model tamamen esnek olarak modellenmiştir.

Tree Outline	
+	Aç Uzaysal Esnek Dört Çubuk Mekanizması
-	XZPlane
-	YZPlane
-	ZZPlane
-	Import1
-	Slice1
-	Plane4
-	Plane5
-	Plane6
-	Plane7
-	Plane8
-	Slice3
-	Slice4
-	Slice5
-	Slice6
-	Slice8
-	Plane9
-	Slice12
-	Merge6
-	Merge7
-	Merge8
-	Merge9
-	Merge11
-	Plane10
-	Slice13
-	Slice14
-	Slice15
-	Slice16
-	Slice17
-	7 Parts, 13 Bodies

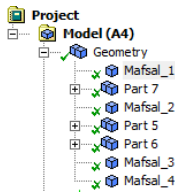


Analiz kısmına geçilmesi :

C	
1	Static Structural
2	Engineering Data ✓
3	Geometry ✓
4	Model ✓
5	Setup ✓
6	Solution ✓
7	Results ✓



Malzeme özelliklerinin atanması



Material	
Assignment	PP
Nonlinear Effects	Yes
Thermal Strain Effects	Yes

NOT: Engineering data da analizde kullanılacak elemanlar seçilmiş olmalıdır. Tanımlanan malzeme bu kısımda parçalara atanır. Geometri altındaki isimler bir önceki adımda mafsalların parçalanıp ayrılması sonrası verilen isimlerdir. Mafsallar ayrı modellendiği için mafsal geometrileri ayrı, diğer kısımlar ise kendi içlerinde farklı 'part body' olarak görünmektedir.

Parça malzeme özelliklerinin atanması:

Details of "Mafsal_1"	
Graphics Properties	
Definition	
<input type="checkbox"/> Suppressed	No
Stiffness Behavior	Flexible
Coordinate System	Default Coordinate System
Reference Temperature	By Environment

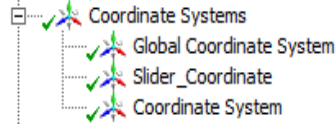


Definition	
<input type="checkbox"/> Suppressed	No
Stiffness Behavior	Flexible
Coordinate System	Default Coordinate System
Reference Temperat...	By Environment

NOT: Tüm parçalar esnek olarak modellendiğinde sonuçların analitik hesaplara daha yakın çıktığı görülmüştür. Bu sebep ile analiz içerisinde tüm parçalar esnek olarak modellenmiştir. Aynı analiz rigid olarak da çözdürülerek sonuçlar kıyaslanmıştır.



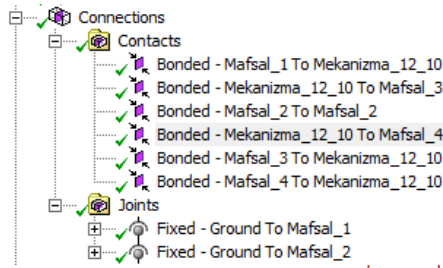
Hareketin veya kuvvetin tanımı için ek koordinat sistemi oluşturulması :



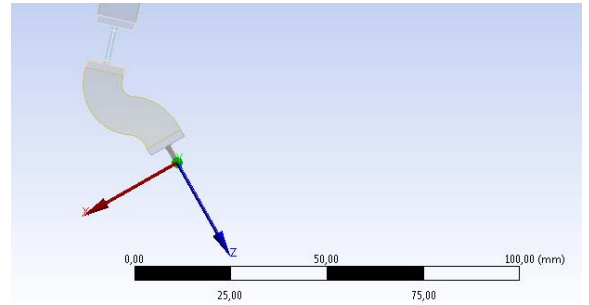
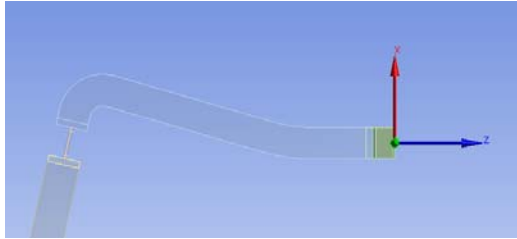
NOT: Koordinat sistemleri hareketi doğru vermek veya analiz sonuçlarını belirli bir koordinat sisteminden okumak için oluşturulur. Modelde verilen hareketlerin özellikle tek eksenli mafsallardan verildiği durumlarda, hareketin mafsalın orta noktasından uygulanmasına dikkat edilmelidir.



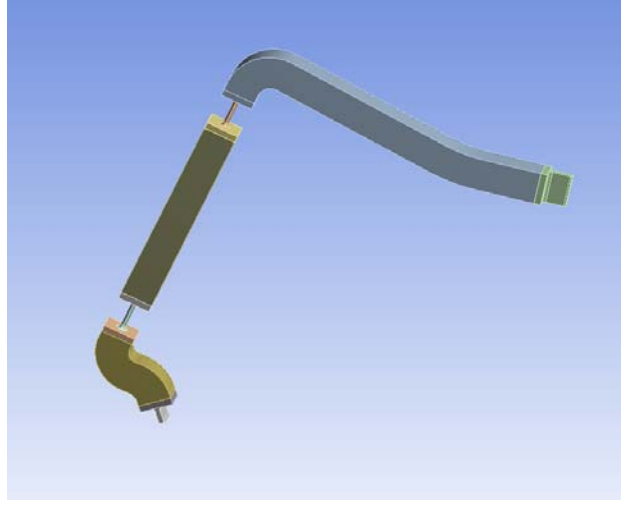
Parçalar arası kontak ve mafsal tanımlamalarının yapılması:



Details of "Bonded - Mekanizma_12_10 To Mafsal_4"	
Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Contact	1 Face
Target	1 Face
Contact Bodies	Mekanizma_12_10
Target Bodies	Mafsal_4
Definition	
Type	Bonded
Scope Mode	Automatic
Behavior	Program Controlled
Trim Contact	Program Controlled
Trim Tolerance	0,44486 mm
Suppressed	No



Details of "Fixed - Ground To Mafsal_1"	
Definition	
Connection Type	Body-Ground
Type	Fixed
Suppressed	No
Reference	
Coordinate System	Reference Coordinate System
Mobile	
Scoping Method	Geometry Selection
Scope	1 Face
Body	Mafsal_1
Initial Position	Unchanged
Behavior	Rigid
Pinball Region	All



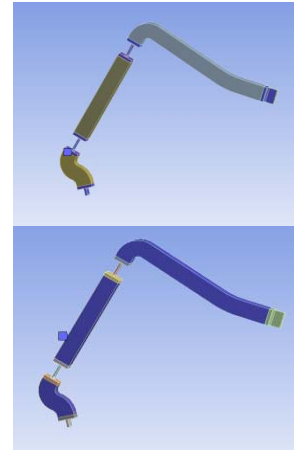
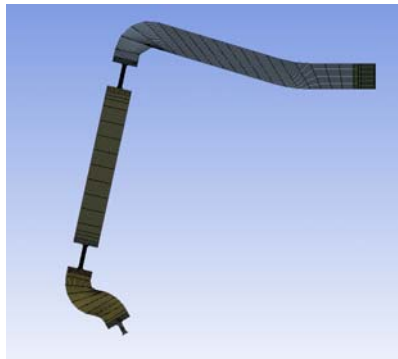
NOT: Kontak formülasyonları geometride ayrılan parçaların yüzeyleri arasında yapılmıştır. Modelde görüldüğü ve yukarıda gösterildiği gibi mekanizma iki ayrı açık uçundan sabitlenerek(fixed joint) sınır koşulları belirlenmiştir.



Ağ örgüsünün oluşturulması(Mesh) :



Statistics	
<input type="checkbox"/> Nodes	33714
<input type="checkbox"/> Elements	28200
<input checked="" type="checkbox"/> Mesh Metric	None



Definition	
Suppressed	No
Type	Element Size
<input type="checkbox"/> Element Size	0,5 mm

Type	Element Size
<input type="checkbox"/> Element Size	6, mm

İlk verilen 'body sizing' ayrılan mafsallara uygulanmış ve küçük boyutlu mesh yapısı oluşturulmuştur.(En üst resimde seçilen parçalar)

Son olarak verilen 'body sizing 2' diğer kısımlara uygulanmış ve daha büyük boyutlu ağ yapısı oluşturulmuştur.

Yapıya 'sweep method' ağ yapısı uygulanabilmiştir. Oluşturulan ağ yapısı şekilde görüldüğü gibidir. Çok eksenli esnek mafsallarda düzgün ağ yapısı kurulmuş diğer kısımlarda ise ağ elemanları bazı noktalarda bozulmuştur.

Analiz Ayarlarının yapılması :

Details of "Analysis Settings"	
Step Controls	
Number Of Steps	1,
Current Step Number	1,
Step End Time	1, s
Auto Time Stepping	On
Define By	Time
Initial Time Step	1,e-002 s
Minimum Time Step	1,e-003 s
Maximum Time Step	1, s
Solver Controls	
Solver Type	Program Controlled
Weak Springs	Program Controlled
Large Deflection	On
Inertia Relief	Off
Restart Controls	
Nonlinear Controls	
Output Controls	
Analysis Data Management	
Visibility	

Lineer olmayan analizlerde 'time step' kısımları el ile ayarlanmalıdır.

Makul değerler girilerek analiz süresinin çok uzun olmaması sağlanmalıdır.

Lineer olmayan çözüm yöntemi bu kısımdan devreye sokulur.

Gerçekleştirilen analizde ayarlanan değerler yukarıda görüldüğü şekildedir.



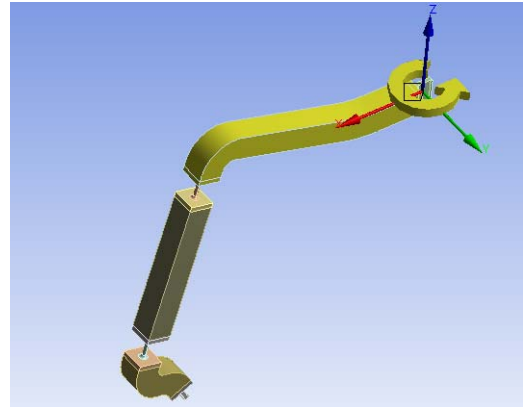
Yükleme koşullarının belirlenmesi :

Static Structural (A5)
Analysis Settings
Remote Displacement

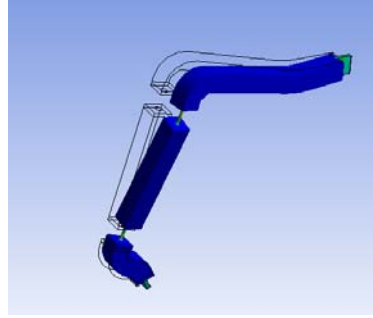
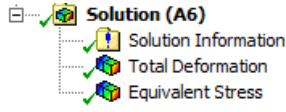
Details of "Remote Displacement"	
Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	14 Faces
Coordinate System	Coordinate System
<input type="checkbox"/> X Coordinate	1,1156e-007 mm
<input type="checkbox"/> Y Coordinate	0,75 mm
<input type="checkbox"/> Z Coordinate	-5,359e-004 mm
Location	Click to Change
Definition	
Type	Remote Displacement
<input type="checkbox"/> X Component	0, mm (ramped)
Y Component	Free
<input type="checkbox"/> Z Component	0, mm (ramped)
<input type="checkbox"/> Rotation X	0, ° (ramped)
<input type="checkbox"/> Rotation Y	0, ° (ramped)
<input type="checkbox"/> Rotation Z	10, ° (ramped)
Suppressed	No
Behavior	Deformable
Advanced	

NOT: Uygulanacak hareketin 'Remote Displacement' komutu ile verilmesinin sebebi; dönme hareketinin yüzeylere uygulanmak istenmesidir. Ayrıca bu komut ile atılan koordinat sistemi seçilebilir.

Rotational Velocity
Pressure
Hydrostatic Pressure
Force
Remote Force
Bearing Load
Bolt Pretension
Moment
Line Pressure
Thermal Condition
Joint Load
Fluid Solid Interface
Fixed Support
Displacement
Remote Displacement
Frictionless Support
Compression Only Support
Cylindrical Support
Elastic Support

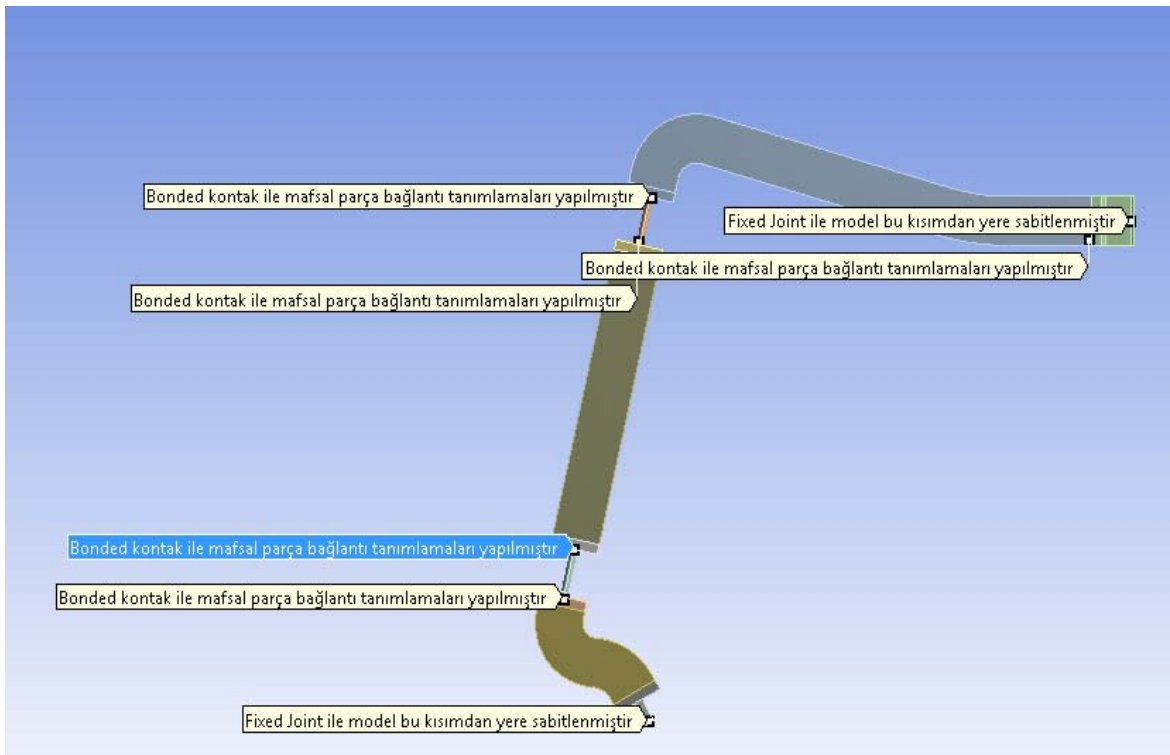


Analizin çözdürülmesi ve istenilen sonuçların elde edilmesi:



NOT: Çözüm kısmında elde edilmek istenen veriler seçilerek sonuçlar kontrol edilebilir.

6.7.1. Sınır Koşulları ve Ağ Örgüsü



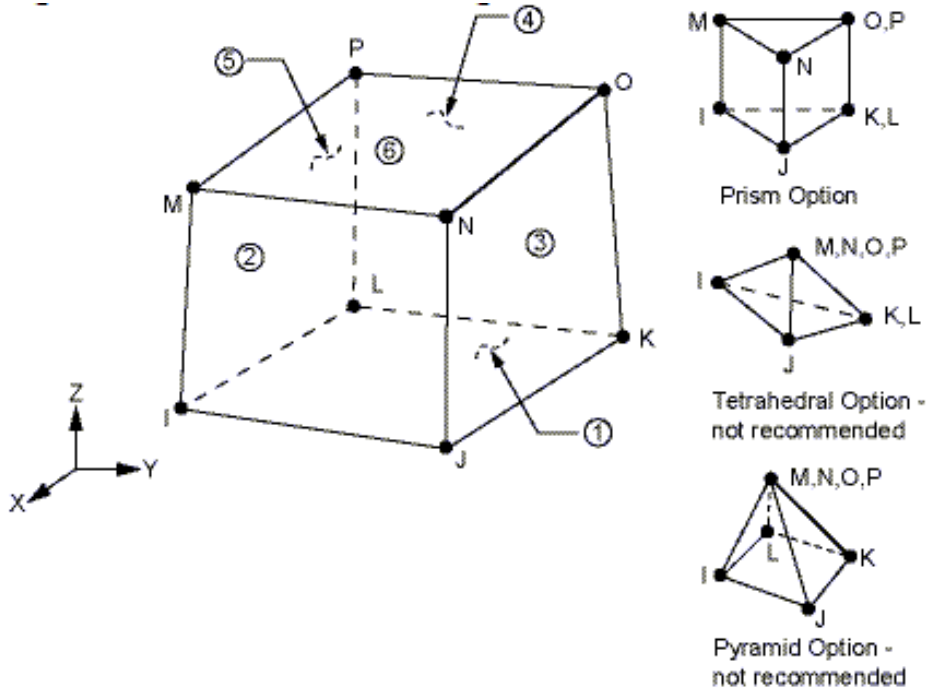
Şekil 6. 11. Tamamen esnek uzaysal dört çubuk mekanizması analizi sınır koşulları

Sonlu elemanlar modeli, ANSYS yazılımı içerisinde mevcut olan SOLID 185 yapısal ikinci dereceden eleman tipi ile oluşturulmuştur. Toplam eleman sayısı 28.200 ve düğüm noktası sayısı 33.714 olarak hesaplanmıştır.

6.7.2. SOLID 185 Elemanı Tanımı

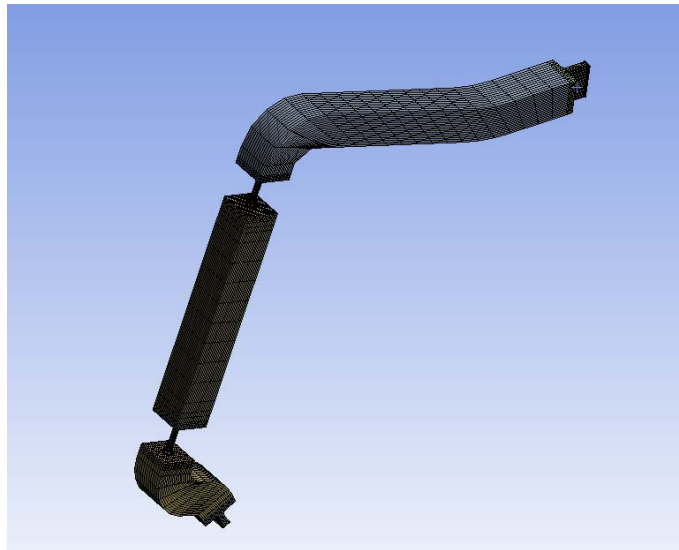
SOLID 185 elemanı 3 boyutlu katı yapıların modellenmesinde kullanılan bir eleman tipidir. Üçer serbestlik derecesi bulunan dokuz adet düğüm noktası ve

ortotropik malzeme özellikleri ile tanımlanmaktadır. Eleman, plastisite, hiperelastisite, gerilme sertleşmesi, sünme, yüksek deformasyon ve yüksek gerinim kapasitesine sahiptir. Düzensiz bölgelerde kullanıldığı zaman prizmatik, dörtyüzlü ve piramit şekillerini alması avantaj sağlamaktadır.



Şekil 6.12. SOLID 185 elemanı

Modelin ağ örgüsü aşağıda belirtilen şekildedir.



Şekil 6.13. Tamamen esnek uzaysal dört çubuk mekanizması ağ yapısı

Bu yapılan çalışmalara ek olarak Mesh butonu altında bazı değişiklikler yapılmıştır.

Advanced	
Shape Checking	Standard Mechanical
Element Midside Nodes	Dropped
Straight Sided Elements	
Number of Retries	Default (4)
Extra Retries For Assem...	Yes
Rigid Body Behavior	Dimensionally Reduced
Mesh Morphing	Disabled

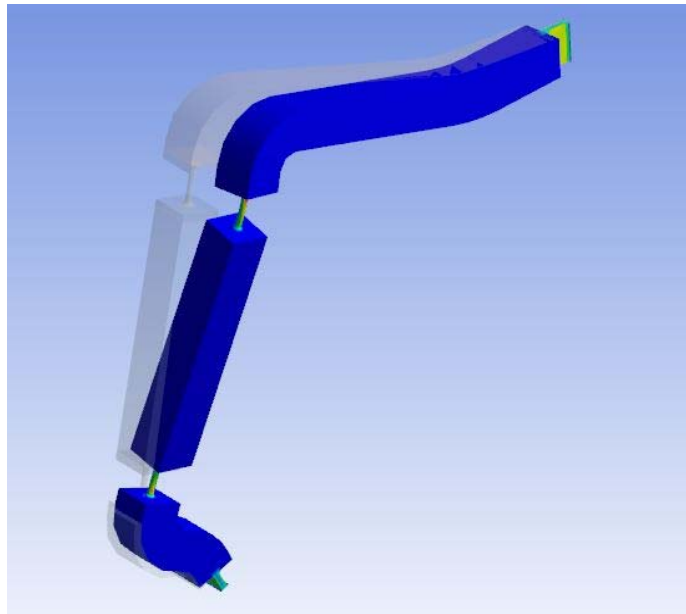
Şekil 6.14. Değişen ağ yapısı(mesh) detayları

Elemanlar arasında ortada oluşan düğüm noktalarının kaldırılması istenerek, ağ yapısında bulunan düğüm noktası ve eleman sayısı azaltılmıştır. Bunun sonucunda analiz süresi kısalmış ve elde edilen sonuçlarda büyük farklılıklara rastlanmamıştır.

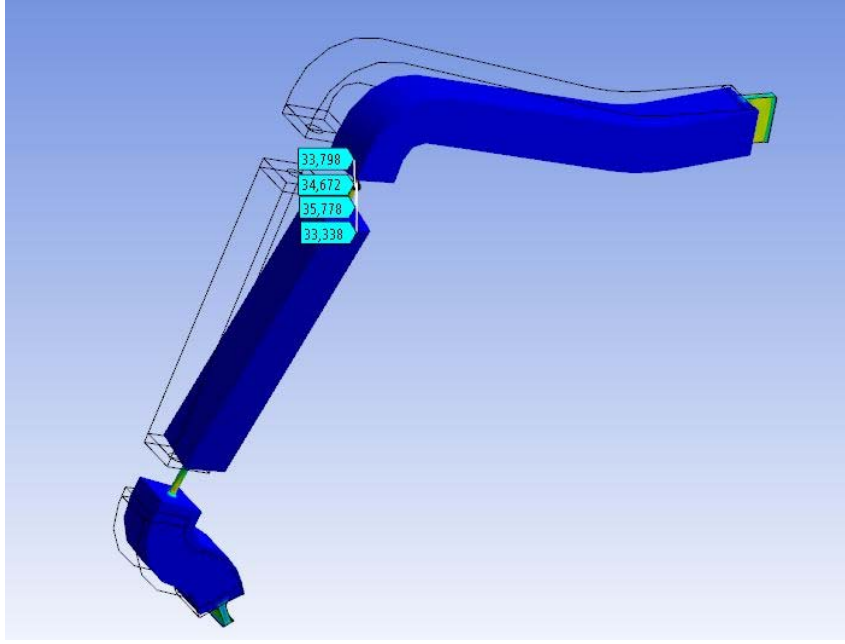
6.7.3. Analiz Yöntemi ve Sonuçlar

Yapılan sonlu elemanlar analizi sonuçları aşağıda görülmektedir. Şekil 6.15'de mekanizmanın ilk ve son konumu görülmektedir. Krankın 10° hareketine karşılık çıkışın 7° olduğu, kullanılan ANSYS programı ile de ölçülmüştür. Ayrıca çok eksenli esnek mafsalların bükülmeleri CATIA programı ile kontrol edilmiş ve doğru olduğu görülmüştür.

Analiz sonucunda esnek mafsallarda oluşan gerilmeler ve kızığın yer değiştirmesi aşağıda gösterilmiştir. Probe komutu ile farklı noktalardan değerler alınmıştır.



Şekil 6.15. Mekanizmanın ilk ve son konumu

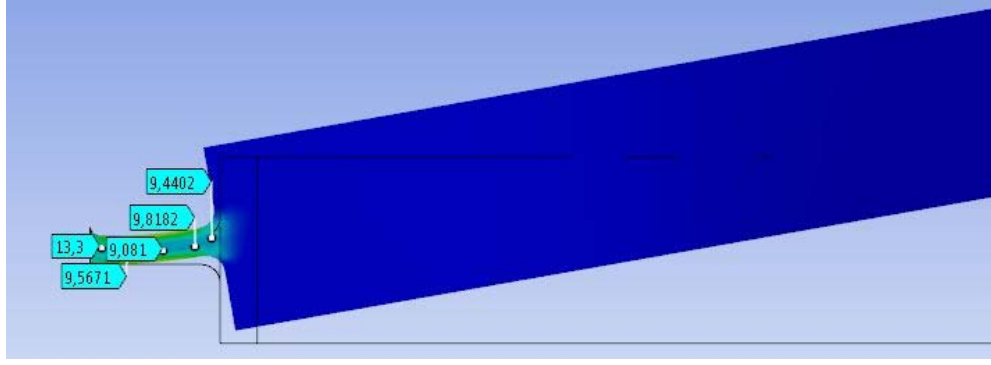


Şekil 6.16. Çok eksenli esnek mafsals 2-3 de oluşan gerilmeler

En yüksek gerilmeler beklendiği gibi çok eksenli esnek mafsallarda meydana gelmiştir. Çünkü bu mafsallarda hem daha fazla bükülme hem de burulma meydana gelmektedir. Şekil 6.16'da çok eksenli esnek mafsals 2-3 de oluşan gerilmeler görülmektedir. En yüksek gerilme değerleri bu mafsalsda oluşmuştur. Şekil 6.17'de esnek mafsals 3-4 ve 1-4 de oluşan gerilmeler görülmektedir. Şekil 6.18'de ise esnek mafsals 1-2 de oluşan gerilmeler görülmektedir.



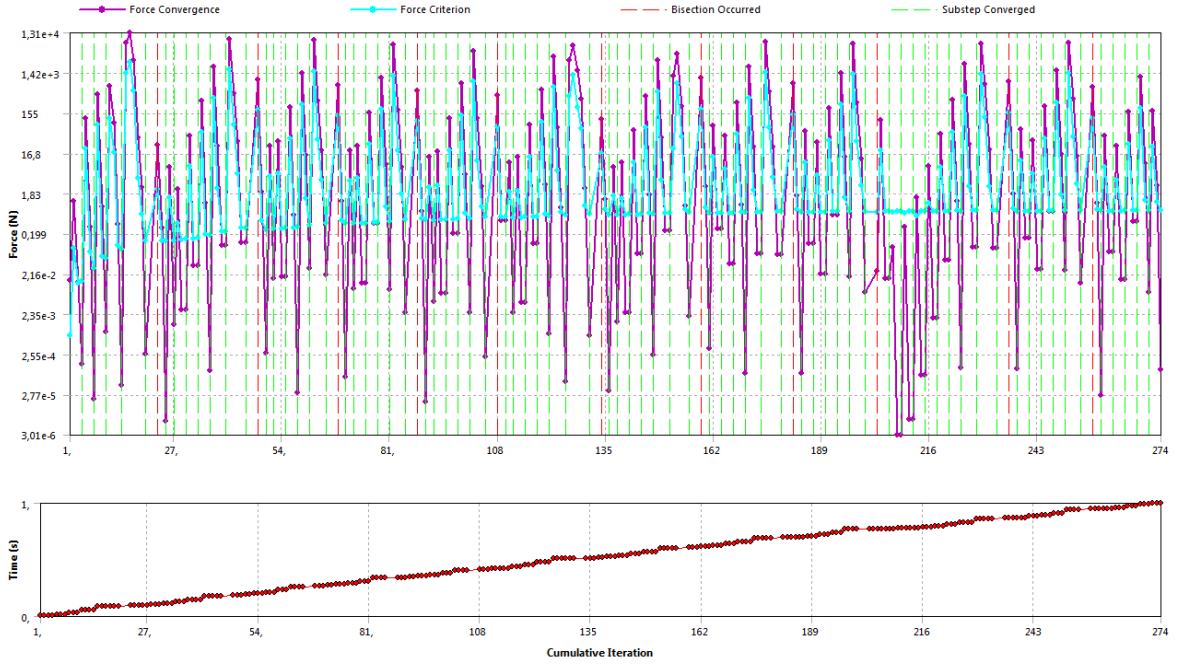
Şekil 6.17. Esnek mafsals 3-4 ve 1-4 de oluşan gerilmeler



Şekil 6.18. Esnek mafsıl 1-2 de oluşan gerilmeler

6.7.4. Modelin Yakınsama Grafiği

Gerçekleştirilen lineer olmayan analiz yaklaşık 274 iterasyon sonucunda gerçekleşmiştir. Analizin yakınsama grafiği Şekil 6.19'da gösterildiği gibidir.



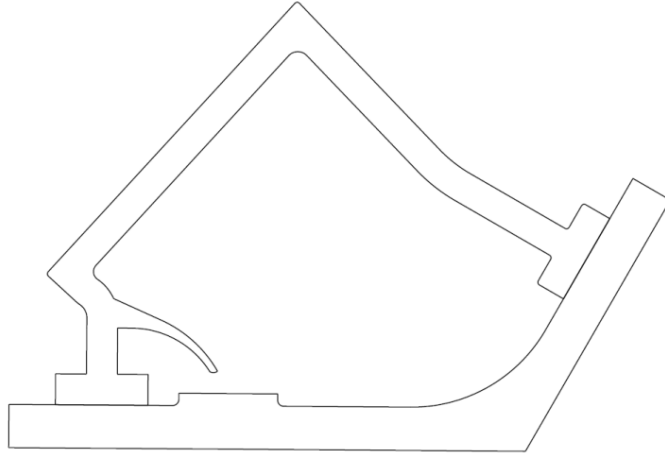
Şekil 6.19. Tamamen Esnek Uzaysal Dört Çubuk Mekanizması Analiz Yakınsama Grafiği

6.8. Tamamen Esnek Uzaysal Dört-Çubuk Mekanizması Prototip Üretimi ve Deneyi

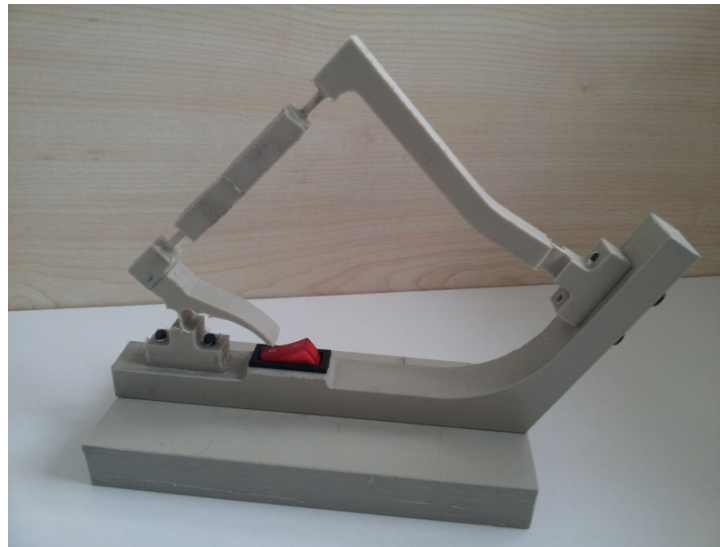
Örnekte boyutlandırılan, teorik sonuçları bulunan ve ANSYS ile analizleri yapılan mekanizmanın prototip üretimi için talaşlı imalat yöntemi kullanılmıştır. Mekanizmanın bu üretim şekline uygun olacak şekilde yeniden katı modeli ve

teknik çizimi oluşturulmuştur. Geometri oluşturulurken üretim esnasında tezgâha bağlama yöntemi göz önüne alınmıştır. Önce polipropilen plaka 3 eksenli CNC freze ile esnek uzuvlar olmayacak şekilde kesilmiştir. Daha sonra torna ile çok eksenli esnek mafsallar, freze ile tek eksenli esnek mafsallar üretilmiştir. Aslında bu tip mekanizmalar için en uygun üretim yöntemi plastik enjeksiyon metodudur. Ancak bu tip bir makine kurumumuzda mevcut değildir. Ayrıca plastik enjeksiyon yöntemi için bir kalıp gerekmektedir, kalıp üretmek için de talaşlı imalat yöntemi kullanmak gerekir. Dolayısıyla plastik enjeksiyon yöntemi seri üretim için uygun olmakla beraber, prototip üretiminde maliyeti arttırmaktadır.

Farklı eksenlerde güç aktarımını göstermek amacıyla sabit uzuv üzerine bir anahtar takılmış, buna temas etmesi için de çıkış koluna Şekil 6.20'de görüldüğü gibi bir çıkıntı eklenmiştir (ilgili mp4 dosyası eklenmiştir).



Şekil 6.20. Çıkış koluna yapılan eklenti

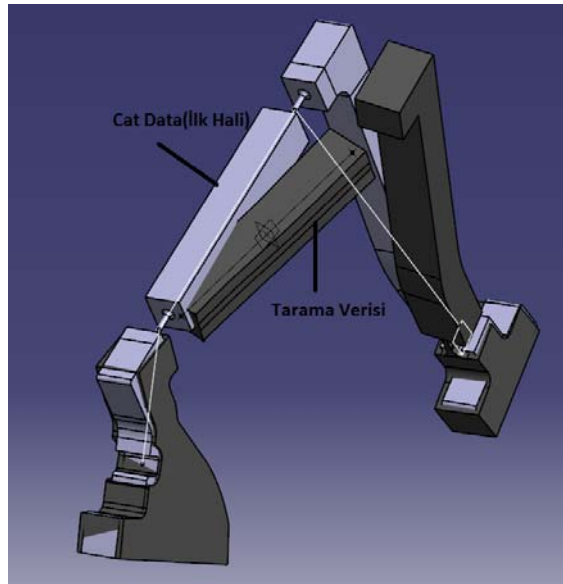


Şekil 6.21. Üretilen prototip mekanizma

Üretilen mekanizma Şekil 6.21'de görülmektedir. Mekanizmanın çalışma esnasındaki burulma açısının analitik yaklaşımdaki değerleriyle kıyaslanması için optik bir CMM cihazında taramıştır (Bkz. Şekil 6.22). Düz bir yüzey üzerine sabitlenen mekanizmanın, giriş koluna 10° dönüş hareketi verilmiştir. Bu konumunda sabitlenerek, taraması yapılan mekanizma daha sonra yüzey düzenlemesi için bilgisayar ortamına alınmıştır. Tarama verisinden elde edilen sonuçları, CAD verisine çevirme işlemleri yapılmıştır. Veri, ölçüm yapmak amacıyla mekanizmanın serbest konumunda çizildiği dosya üzerine yerleştirilmiştir. İlk konumu ve 10° hareket verildikten sonraki konumu arasında oluşan burulma açısını hesaplamak için parçalar tek eksenli esnek mafsalların merkezleri üzerinden hizalanarak üst üste bindirilmiştir (Bkz. Şekil 6.23).

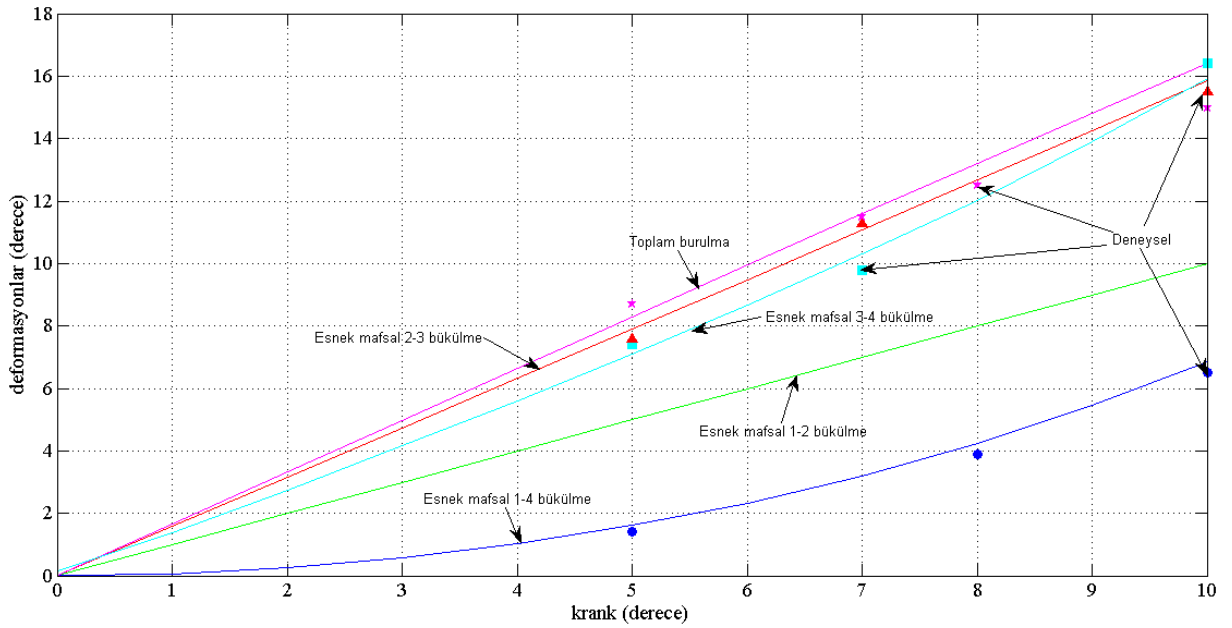


Şekil 6.22. CMM cihazı



Şekil 6.23. Mekanizmanın serbest ve krank açısı 10° iken konumları

Yapılan ölçümler sırasında burulma açısı alt ve üst bölgeler için ayrı ayrı okunmuştur. Kısım 6.4'de anlatıldığı gibi burulma açısı çok eksenli esnek mafsalların geometrilerine bağlı olarak aralarında paylaşılmaktadır ve teorik yöntemle iki mafsalın toplam burulması tespit edilmiştir. Alt bölgede meydana gelen burulma açısı 8.3°'dir. Üst bölgede okunan burulma açısı ise 4.64°'dir. Dolayısıyla toplam burulma açısı 13° olarak belirlenmiştir. Bu ölçüm teorik yaklaşımla bulunan toplam burulma açısı olan 16.3°'ye yakındır. Analitik metotla hesaplanan değerle deney sonucu ölçülen değer farklı olmasının sebebi klasik üretimde meydana gelen boyut farklılıklarıdır. Üretimle çizim arasındaki boyut farklılıklarını daha aza indirmek için bu mekanizmanın iki kat büyütülmüş halinin üretilmesine karar verilmiştir. Üretilen bu mekanizma üzerinde çeşitli krank açıları (esnek mafsal 1-2'nin bükülme açısı) esnek mafsallarda bükülme ve burulma açısı ölçümleri yapılmıştır. Öngörüldüğü gibi hata oranları azalmıştır. Yapılan bu ölçümler (daire, dikdörtgen, üçgen ve yıldız sembollerle gösterilmiştir) Şekil 6.24'de görüldüğü gibi teorik değerlere oldukça yakındır.



Şekil 6.24. Esnek mafsalların teorik ve deneysel deformasyonları

Ele alınan ilk mekanizma olan tamamen esnek uzaysal dört-çubuk mekanizmasının tasarım ve analiz metotları oluşturulmuştur. Uzayda en genel haliyle oluşturulan mekanizmanın tüm esnek mafsallarının bükülme/burulma değerleri analitik olarak bulunmuştur. Bu yöntemler kullanılarak bir kod yazılmıştır.

Oluşturulan teorik yaklaşımın sonuçları sonlu elemanlar yöntemi (Ansys ile nonlinear esnek mekanizma analizleri) ile kontrol edilmiş ve makul gerilmeler elde edilmiştir. Üretilen mekanizma üzerinden yapılan bükülme ve burulma açısı ölçümleri ile analitik sonuçlar karşılaştırılmış ve yakın değerler elde edilmiştir.

7. TEK PARÇA UZAYSAL KRANK-BİYEL MEKANİZMASI

7.1. Uzaysal Krank-Biyel Mekanizmasının (RSSP) Kinematik Analizi

Daha önce elde edilmiş denklem kalıplarına [1] ek olarak gerekli olan iki adet kinematik denklem aşağıdaki gibi bulunur.

Çıkış uzvu üzerindeki birim vektör Denklem 7.1'deki gibi yazılır:

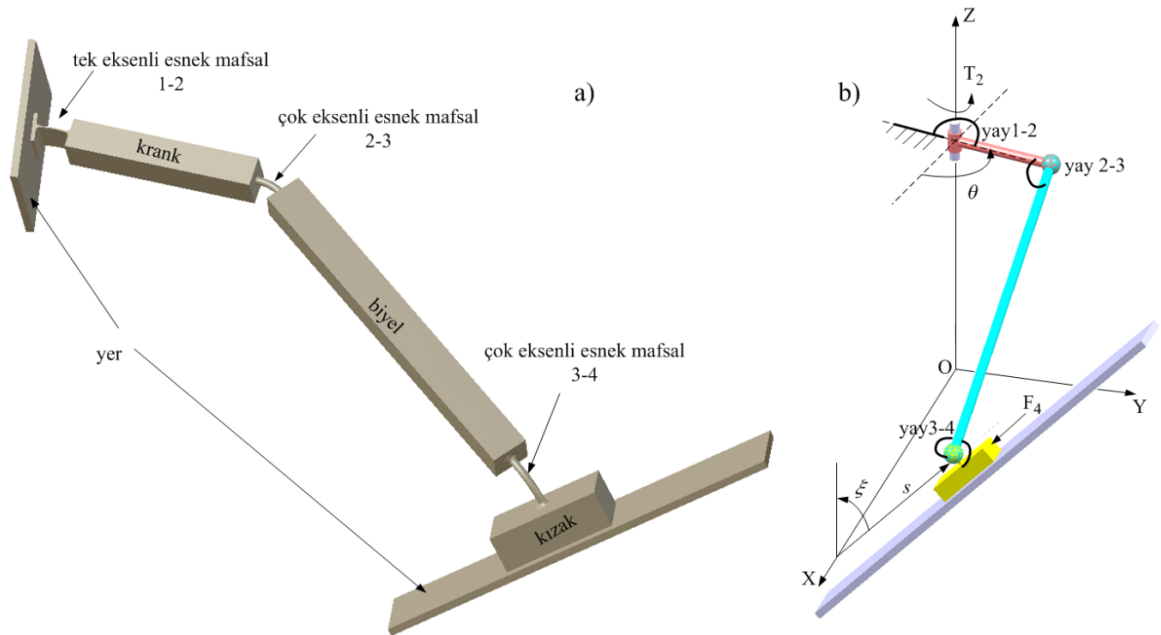
$$\vec{e}_s = \sin \xi \vec{j} + \cos \xi \vec{k} \quad (7.1)$$

Giriş krankı üzerindeki birim vektör Denklem 7.2'deki gibi yazılır:

$$\vec{e}_{a2} = \cos \theta \vec{i} + \sin \theta \vec{j} \quad (7.2)$$

7.2. Tek Parça Uzaysal Krank-Biyel Mekanizması ve PRBM'si

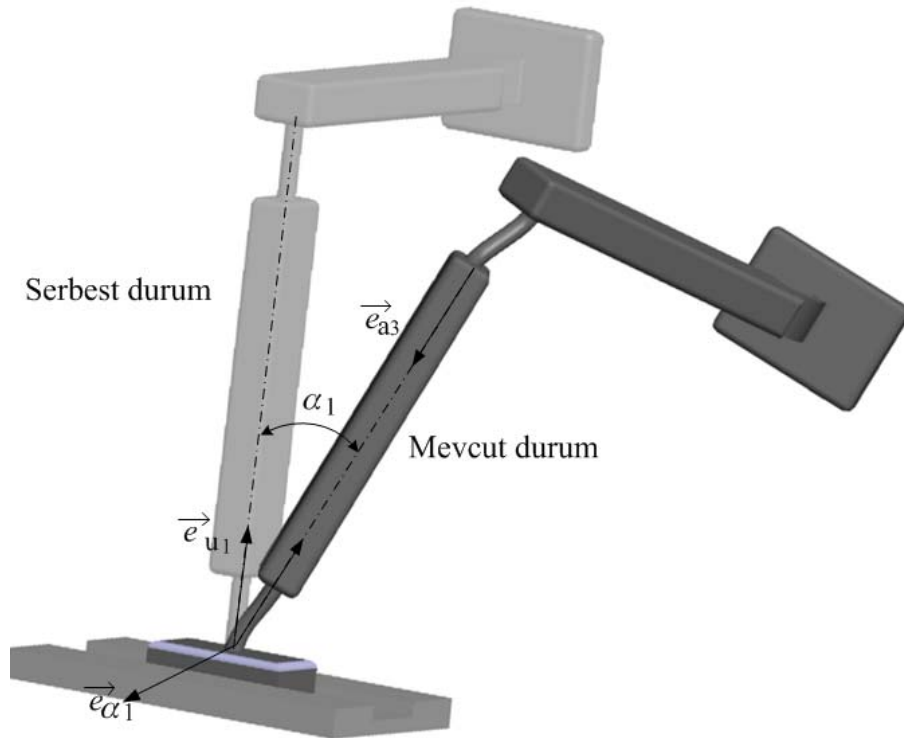
Tek parça uzaysal krank-biyel mekanizması ve PRBM'si Şekil 7.1'de görülmektedir. Bu tip mekanizmalar aslında bir yapıdır (structure). Bu mekanizmalar kızak ve yer arasındaki kayar mafsalları hariç tek parçadan imal edilebilir ve sadece bir yerde montaj gerektirdiğinden avantajlıdır.



Şekil 7.1. Tek parça uzaysal krank-biyel mekanizması ve PRBM'si

7.3. Esnek Mafsalların Bükülme Tespiti

Esnek mafsallarının dönüşünün belirlenmesi esnek mekanizma tasarımındaki en önemli kriterlerden biridir. Çünkü oluşacak gerilmeler deformasyonla orantılıdır. Çok eksenli esnek mafsalların dönüş değerinin elde edilmesi tek eksenli mafsallara göre çok daha zordur. Tek parça uzaysal krank-biyel mekanizmasında çok eksenli esnek mafsalin dönüşü bükülme (bending) ve burulma (twist) şeklindedir. Bu kısımda esnek mafsalların bükülmesi tespit edilecektir. Esnek mafsal 3-4'ün bükülmesi her krank pozisyonu için bulunmuştur [1]. Şekil 7.2'de mekanizmanın 1-2 esnek mafsalinin bağlandığı yerden sökülmüş (serbest durum) ve takılmış durumu (mevcut durum) görülmektedir. Burada \vec{e}_{α_1} çok eksenli esnek mafsalin bükülme eksenindeki birim vektördür, α_1 bükülme açısıdır, \vec{e}_{u_1} ise rijit segment-3'ün serbest durumu (deforme olmamış hali) üzerindeki birim vektördür. Bu kısımda önce esnek mafsal 2-3'ün bükülmesi bulunacak, son olarak tek eksenli esnek mafsalin bükülmesi belirlenecektir.



Şekil 7.2. Esnek mafsal 1-2'nin bağlandığı yerden sökülmüş ve takılmış durumu

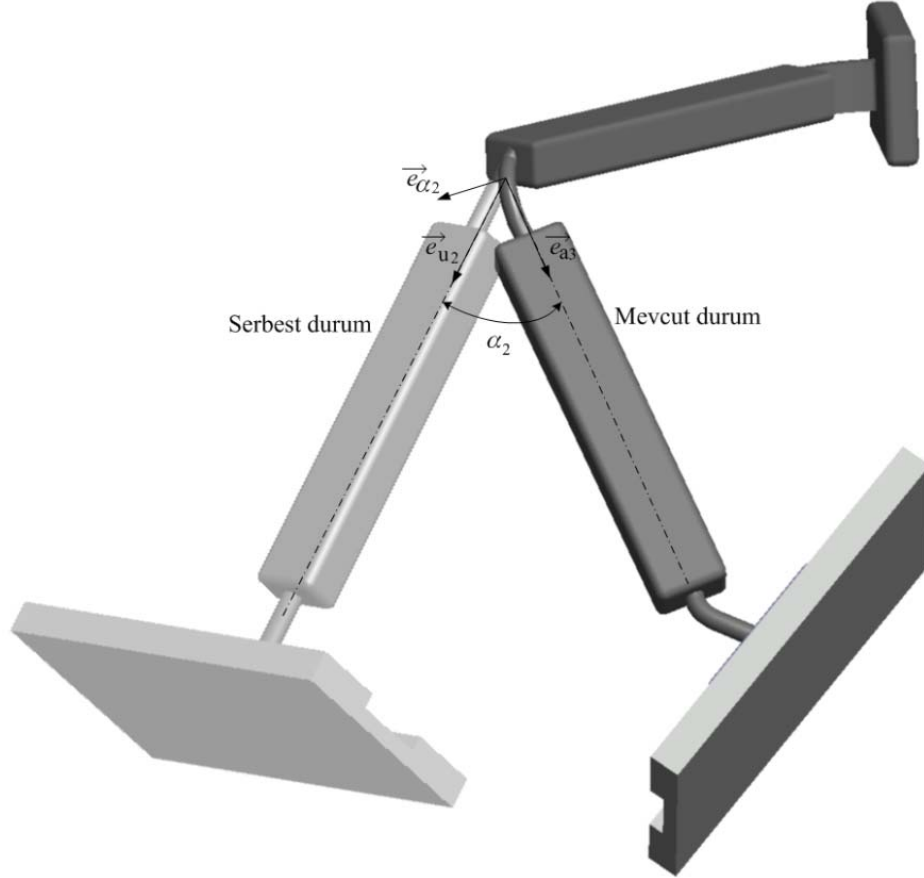
Şekil 7.3'de mekanizmanın kızığının bağlandığı yerden sökülmüş ve takılmış durumu görülmektedir. Burada \vec{e}_{α_2} çok eksenli esnek mafsalin bükülme eksenindeki birim vektördür. α_2 ise bükülme açısıdır ve şöyle tanımlanabilir:

$$\cos \alpha_2 = \overrightarrow{e_{u2}} \cdot \overrightarrow{e_{a3}} \quad (7.3)$$

Matris şeklinde ise:

$$\alpha_2 = \cos^{-1}([\overrightarrow{e_{u2}}]^T [\overrightarrow{e_{a3}}]) \quad (7.4)$$

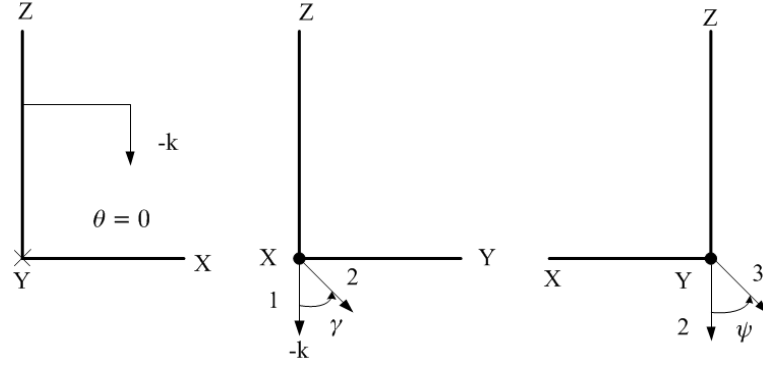
Burada, $\overrightarrow{e_{u2}}$ rijit segment-3'ün serbest durumu (deforme olmamış hali) üzerindeki birim vektördür ve tasarım için bir optimizasyon parametresidir.



Şekil 7.3. Kızağın bağlandığı yerden sökülmüş ve takılmış durumu

$\overrightarrow{e_{u2}}$ 'in belirlenmesi için uygulanan prosedür şu şekildedir: θ 'nın 90° eşit olduğu hayali bir durumda $-\vec{k}$ birim vektörünü rijit segment 2 üzerine yerleştirelim (Bkz. Şekil 7.4). Amaç bu birim vektörü rijit segment-3'ün serbest durumu üzerindeki birim vektöre dönüştürmektir.

Öncelikle $-\vec{k}$ birim vektörü x-ekseni etrafında saatin ters yönünde γ açısı kadar ardından meydana gelen vektör y-ekseni etrafında saatin ters yönünde ψ açısı kadar Euler rotasyonları kullanılarak çevrilir. Burada γ ve ψ çok eksenli esnek mafsalın üretim durumunu belirleyen tasarım parametreleridir. Limitleri $-180^\circ \leq \gamma \leq 180^\circ$ and $0^\circ \leq \psi \leq 360^\circ$ aralıklarındadır.



Şekil 7.4. Esnek mafsallı 2-3'ün deforme olmamış halinin bulunması

Dolayısıyla $[A_2]$ vektörü aşağıdaki gibi elde edilir:

$$[A_2] = \begin{bmatrix} -\sin \psi \cos \gamma \\ \sin \gamma \\ -\cos \psi \cos \gamma \end{bmatrix} \quad (7.5)$$

Daha sonra $[A_2]$ vektörü z-ekseni etrafında saatin ters yönünde $\theta = \theta_i - \pi/2$ kadar döndürülür ($\theta_i = \pi/2$).

$$[B_2] = \begin{bmatrix} \cos \theta & -\sin \theta & 0 \\ \sin \theta & \cos \theta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} [A_2] \quad (7.6)$$

$[\vec{e}_{u2}]$ vektörü krankın her pozisyonu için $[B_2]$ vektörüne eşittir.

$$[\vec{e}_{u2}] = [B_2] = \begin{bmatrix} -\cos \theta \sin \psi \cos \gamma - \sin \theta \sin \gamma \\ -\sin \theta \sin \psi \cos \gamma + \cos \theta \sin \gamma \\ -\cos \psi \cos \gamma \end{bmatrix} \quad (7.7)$$

$[\vec{e}_{u2}]$ bulunduğuna göre Denklem 8.4'den α_2 'yi buluruz.

Ayrıca çok eksenli esnek mafsallı bükülme eksenindeki birim vektörü de bulabiliriz.

$$\vec{e}_{\alpha 2} = \frac{\vec{e}_{u2} \times \vec{e}_{a3}}{|\vec{e}_{u2} \times \vec{e}_{a3}|} \quad (7.8)$$

Tek eksenli esnek mafsallı üzerindeki burulma esnek mafsalların yüksekliği yeterince büyük alınınca ihmal edilebilir seviyededir. Dolayısıyla tek eksenli esnek mafsallı ağırlıklı olarak bükülmeye maruz kaldığı varsayılmıştır. Daha önceki

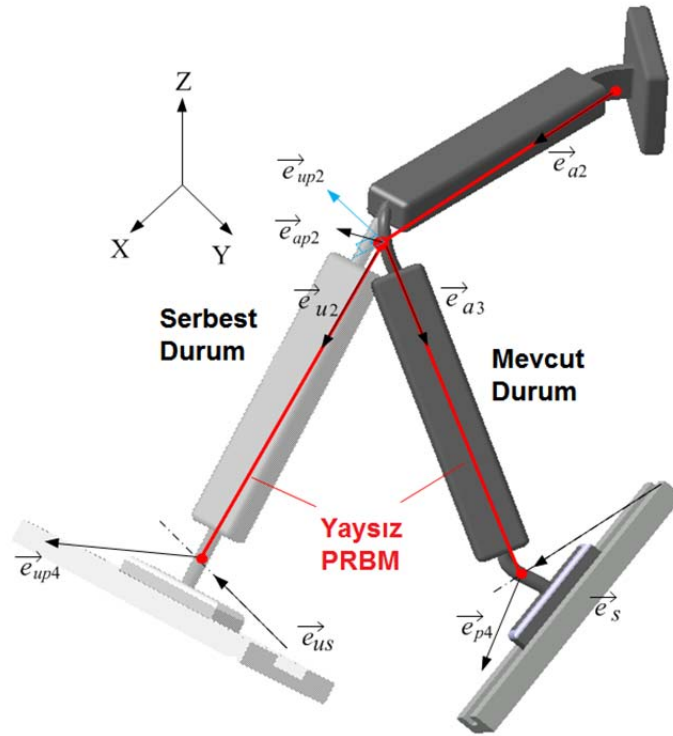
çalışmalarımızdan edindiğimiz tecrübe bu varsayımın doğru olduğunu göstermektedir. Esnek mafsal 1-2 nin bükülmesi Denklem 7.9'daki gibidir.

$$\theta_T = (\theta - c_{12}) \quad (7.9)$$

Burada c_{12} , 1 ve 2 rijit segmentleri arasındaki ilk açıdır.

7.4. Çok Eksenli Esnek Mafsalların Toplam Burulma Açısının Tespiti

Şekil 7.5'te görülen tek parça uzaysal krank-biyel mekanizmasında kızak bağlandığı yerden söküldüğünde serbest durum elde edilir. Bu durum şekilde şeffaf olarak gösterilmiştir. Serbest durumda esnek mafsallar 2-3 ve 3-4'ün hiçbir deformasyonu yoktur.



Şekil 7.5. Çok eksenli esnek mafsalların toplam burulma açısının tespiti

Çok eksenli esnek mafsalların tek parça krank-biyel mekanizmasında burulmalarının ihmal edilmesi mümkün değildir. Çünkü krank ile kızak arasında ihmal edilemeyecek rotasyon farkları mevcut olabilir. Bu da rijit segment-3'ün kendi eksenini etrafında dönüşüyle olur. Bu dönüş çok eksenli esnek mafsalların geometrilerine bağlı olarak aralarında paylaşılır. Bu aşamada kuvvet analizine ve/veya mafsalların geometrilerine bağlı kalmamak için iki mafsalın toplam burulması tespit edilecektir. Toplam burulma açısını bulmak için aşağıdaki method uygulanabilir.

Rijit segment-2 üzerindeki birim vektör Denklem 7.2'den bilinmektedir. Serbest durumdaki rijit segment-3 eksenini yani \vec{e}_{u2} Denklem 7.7'den bilinmektedir. Önce rijit segment-2 üzerindeki birim vektör \vec{e}_{a2} , serbest durumdaki rijit segment-3 eksenini yani \vec{e}_{u2} etrafında 90° döndürülür ve \vec{e}_{ap2} birim vektörü elde edilir.

$$[\vec{e}_{ap2}] = [R][\vec{e}_{a2}] \quad (7.10)$$

Burada;

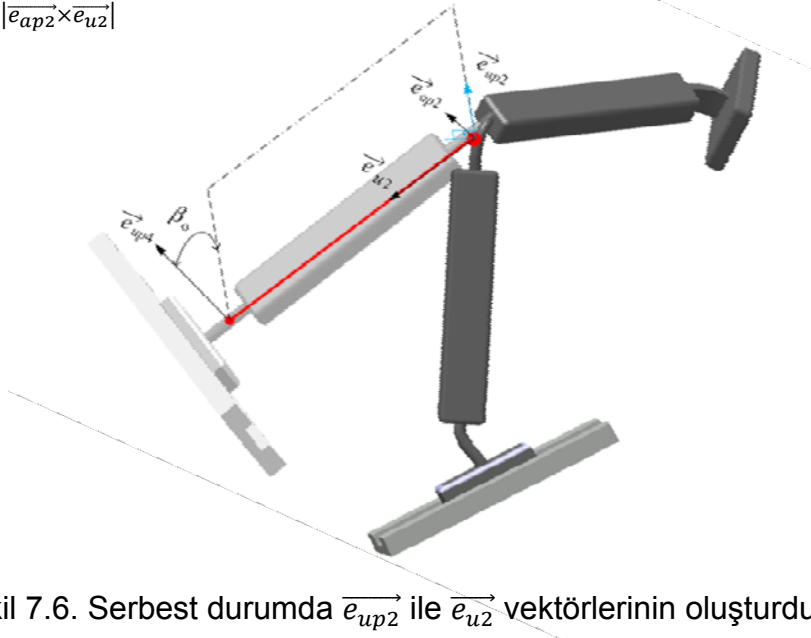
$[R] =$

$$\begin{bmatrix} \cos \pi/2 + e_{u2x}^2 (1 - \cos \pi/2) & e_{u2x}e_{u2y}(1 - \cos \pi/2) - e_{u2z} \sin \pi/2 & e_{u2x}e_{u2z}(1 - \cos \pi/2) + e_{u2y} \sin \pi/2 \\ e_{u2x}e_{u2y}(1 - \cos \pi/2) + e_{u2z} \sin \pi/2 & \cos \pi/2 + e_{u2y}^2 (1 - \cos \pi/2) & e_{u2z}e_{u2y}(1 - \cos \pi/2) - e_{u2x} \sin \pi/2 \\ e_{u2x}e_{u2z}(1 - \cos \pi/2) - e_{u2y} \sin \pi/2 & e_{u2z}e_{u2y}(1 - \cos \pi/2) + e_{u2x} \sin \pi/2 & \cos \pi/2 + e_{u2z}^2 (1 - \cos \pi/2) \end{bmatrix}$$

$$\vec{e}_{u2} = e_{u2x}\vec{i} + e_{u2y}\vec{j} + e_{u2z}\vec{k}$$

Şekil 7.6'da görüldüğü üzere \vec{e}_{u2} ye ve \vec{e}_{ap2} ye dik bir birim vektör \vec{e}_{up2} olsun. Bu \vec{e}_{up2} birim vektörünü Şekil 7.5'te görüldüğü gibi rijit segment-2 üzerinde konumlandıralım. Yani \vec{e}_{up2} vektörü çok eksenli esnek mafsalları 2-3'ün rijit segment-2 ile birleştiği kesittir. \vec{e}_{up2} Denklem 7.11'deki gibi bulunur.

$$[\vec{e}_{up2}] = \frac{[\vec{e}_{ap2}] \times [\vec{e}_{u2}]}{|[\vec{e}_{ap2}] \times [\vec{e}_{u2}]|} \quad (7.11)$$



Şekil 7.6. Serbest durumdaki \vec{e}_{up2} ile \vec{e}_{u2} vektörlerinin oluşturduğu düzlem

Serbest durumdaki \vec{e}_{up2} ile \vec{e}_{u2} vektörlerinin oluşturduğu düzlem Şekil 7.6'da görülmektedir. \vec{e}_{up2} vektörünü \vec{e}_{u2} etrafında β_0 açısı kadar sağ el kuralına göre

döndürerek \vec{e}_{up4} birim vektörünü elde ederiz. \vec{e}_{up4} birim vektörü çok eksenli esnek mafsalsal 3-4'ün rijit segment-4 ile birleştiği kesittir. \vec{e}_{up4} aşağıdaki gibi bulunabilir.

$$[\vec{e}_{up4}] = [R][\vec{e}_{up2}] \quad (7.12)$$

Burada;

$$[R] =$$

$$\begin{bmatrix} \cos \beta_0 + e_{u2x}^2 (1 - \cos \beta_0) & e_{u2x}e_{u2y}(1 - \cos \beta_0) - e_{u2z} \sin \beta_0 & e_{u2x}e_{u2z}(1 - \cos \beta_0) + e_{u2y} \sin \beta_0 \\ e_{u2x}e_{u2y}(1 - \cos \beta_0) + e_{u2z} \sin \beta_0 & \cos \beta_0 + e_{u2y}^2 (1 - \cos \beta_0) & e_{u2z}e_{u2y}(1 - \cos \beta_0) - e_{u2x} \sin \beta_0 \\ e_{u2x}e_{u2z}(1 - \cos \beta_0) - e_{u2y} \sin \beta_0 & e_{u2z}e_{u2y}(1 - \cos \beta_0) + e_{u2x} \sin \beta_0 & \cos \beta_0 + e_{u2z}^2 (1 - \cos \beta_0) \end{bmatrix}$$

$$\vec{e}_{u2} = e_{u2x}\vec{i} + e_{u2y}\vec{j} + e_{u2z}\vec{k}$$

Varsayalım ki \vec{e}_{up4} vektörü rijit segment-3 ve rijit segment-4'ün serbest hallerinin (\vec{e}_{u2} ile \vec{e}_{us}) oluşturduğu düzlem üzerinde olsun. Böylece, β_0 açısı ile rijit segment-4'ün rijit segment-2'nin serbest haline göre bağıl konumunu belirlemiş olmaktadır. Bu aşamada mekanizmayı üretmek için gerekli açılar belirlenmiştir. Şimdi \vec{e}_{u2} ile \vec{e}_{us} in oluşturduğu düzleme dik bir birim vektör olan \vec{e}_{upu} yu elde edelim.

$$\vec{e}_{upu} = [\vec{e}_{up4}] \times [\vec{e}_{u2}] \quad (7.13)$$

Ardından \vec{e}_{up4} vektörünü \vec{e}_{upu} vektörü etrafında φ kadar döndürelim ve \vec{e}_{us} 'i bulalım.

$$[\vec{e}_{us}] = [R][\vec{e}_{up4}]$$

Burada,

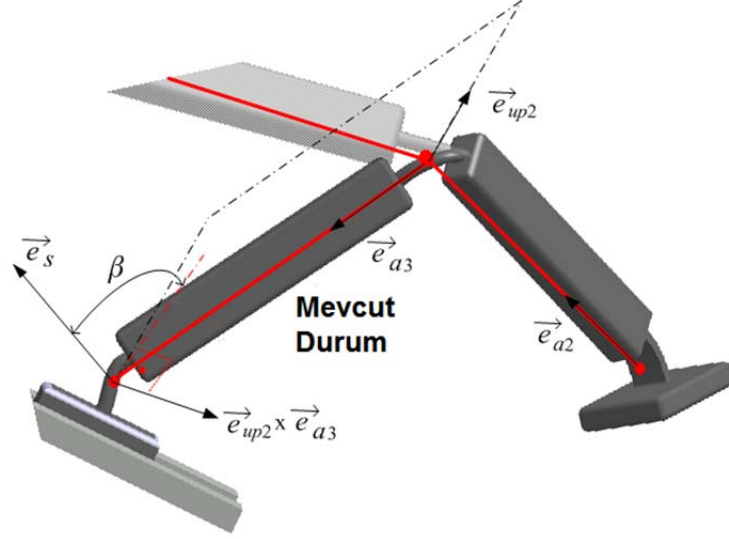
$$[R] =$$

$$\begin{bmatrix} \cos \varphi + e_{upux}^2 (1 - \cos \varphi) & e_{upux}e_{upuy}(1 - \cos \varphi) - e_{upuz} \sin \varphi & e_{upux}e_{upuz}(1 - \cos \varphi) + e_{upuy} \sin \varphi \\ e_{upux}e_{upuy}(1 - \cos \varphi) + e_{upuz} \sin \varphi & \cos \varphi + e_{upuy}^2 (1 - \cos \varphi) & e_{upuz}e_{upuy}(1 - \cos \varphi) - e_{upux} \sin \varphi \\ e_{upux}e_{upuz}(1 - \cos \varphi) - e_{upuy} \sin \varphi & e_{upuz}e_{upuy}(1 - \cos \varphi) + e_{upux} \sin \varphi & \cos \varphi + e_{upuz}^2 (1 - \cos \varphi) \end{bmatrix}$$

$$\vec{e}_{upu} = e_{upux}\vec{i} + e_{upuy}\vec{j} + e_{upuz}\vec{k}$$

Rijit segment-4 üzerindeki birim vektör \vec{e}_s Denklem 7.1'den bilinmektedir. Şekil 7.7'de mevcut durumda \vec{e}_{up2} ile \vec{e}_{a3} vektörlerinin oluşturduğu düzlem görülmektedir. \vec{e}_{up2} ile \vec{e}_{a3} vektörleri mevcut durumdaki krank açısına göre

bulunmuştur. Bu durumda \vec{e}_s vektörü, \vec{e}_{up2} ile \vec{e}_{a3} vektörlerinin oluşturduğu düzlem arasındaki açı burulma açısını verir. Burulma açısını bulmak için önce \vec{e}_{up2} ile \vec{e}_{a3} vektörlerinin oluşturduğu düzleme dik bir birim vektör bulunur. Bulunan dik birim vektörle \vec{e}_s vektörü arasındaki açının dik açıdan farkı bize burulma açısını Denklem 7.14'teki gibi verir.



Şekil 7.7. Mevcut durumda \vec{e}_{up2} ile \vec{e}_{a3} vektörlerinin oluşturduğu düzlem

$$\beta = \cos^{-1} \left\{ \frac{\vec{e}_s \cdot (\vec{e}_{up2} \times \vec{e}_{a3})}{|\vec{e}_{up2} \times \vec{e}_{a3}|} \right\} - \frac{\pi}{2} \quad (7.14)$$

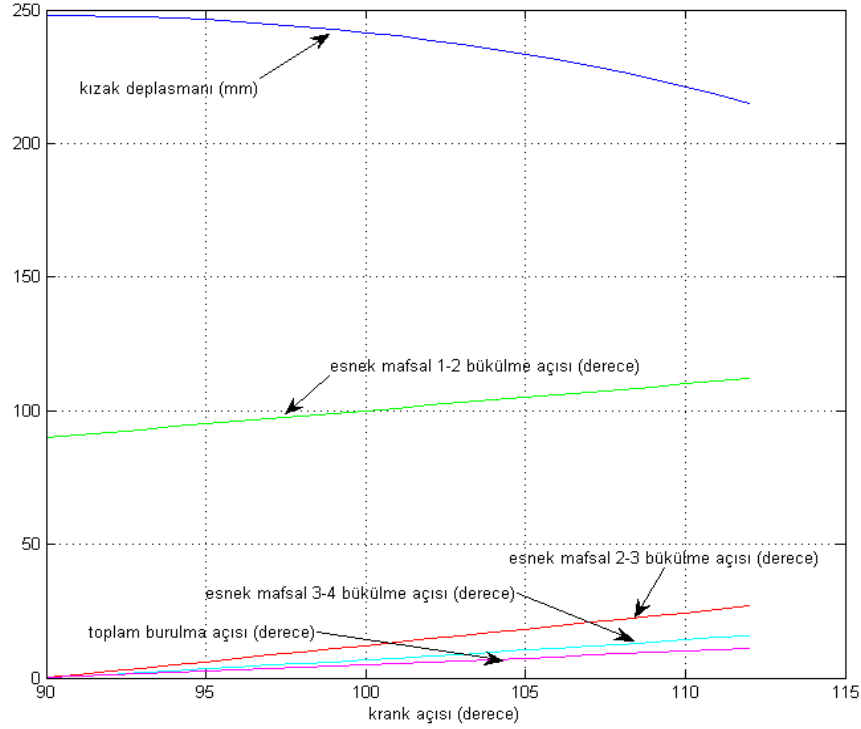
Üretim için belirlenen β_0 açısı da hesaba katılarak toplam burulma açısı bulunur.

$$\beta_T = \beta - \beta_0 \quad (7.15)$$

7.5. Örnek

Öncelikle sezgisel optimizasyon yöntemi ile esnek mekanizmanın PRBM'sinin uzuv boyutları bulunur. Bu optimizasyonda bükülmelerin ve burulmanın düşük değerlerde tutularak verilen krank açısına karşı kayda değer bir kızak deplasmanı istenmiştir. Oluşan gerilmelerin yüksek olmaması için deformasyonların düşük olması gerekir. Aynı zamanda pratikte uygulaması olan bir mekanizma olması için de çıkış deplasmanının çok düşük olmaması gerekir. Düzlemden başlattığımız bir mekanizma simetrik olacağı için krankın saat yönü ve saatin ters yönü dönüşlerinde mekanizma aynı hareketi yapar. Düzlemden (y-z düzlemi) başlattığımız bir mekanizmada serbest konumdaki ilk krank açısı 90° dir.

PRBM'nin uzuv boyutları bir çok denemeden sonra şu şekilde belirlenmiştir: $p = 0$, $f = 210$ mm, $a_2 = 134$ mm, $a_3 = 200$ mm, ve $\xi = 80^\circ$.



Şekil 7.8. Esnek mafsalların deformasyonları

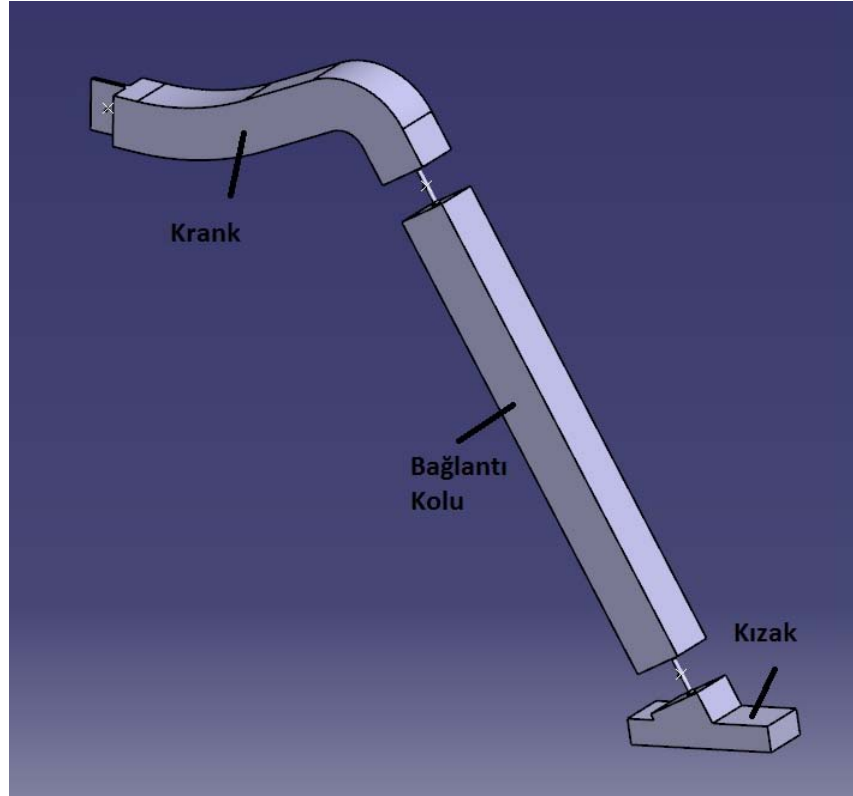
Mekanizmanın üretim konumunu gösteren tüm açılar tasarım için optimizasyon parametresidir. Bu örnekte mekanizma düzlemden serbest konumdan başlayacağı için, μ , φ , γ ve ψ açıları mekanizmanın başlangıçtaki geometrisinden ve Euler rotasyonlarına uygun olacak şekilde hesap edilir, değerleri ise $\mu = 23.4^\circ$, $\varphi = 0$, $\gamma = 33.4^\circ$, $\psi = 0$ dır. Diğer bir üretim açısı olan β_0 da serbest parametredir. Bu örnekte mekanizma düzlemden serbest konumdan başlayacağı için $\beta_0 = 0^\circ$ dır. Tek eksenli esnek mafsalsalın ilk açısı da yine mekanizma serbest konumdan başlayacağı için $c_{12} = 0$ olacaktır.

Şekil 7.8'de krank açısına karşılık gelen bükülme ve burulma değerleri görülmektedir. Yeşil görülen eğri, Denklem 7.9'dan bulunan tek eksenli esnek mafsalsal 1-2 nin bükülme açısını gösterir. Dikkat edilirse bu eğri aynı zamanda krank açısına denk geldiği için lineer artmaktadır. Mavi görülen eğri Denklem 7.2'den bulunan kızak pozisyonunu gösterir. Kırmızı görülen eğri Denklem 7.4'ten bulunan çok eksenli esnek mafsalsal 2-3'ün bükülme açısını gösterir. Turkuaz görülen eğri Denklem 7.5'ten bulunan çok eksenli esnek mafsalsal 3-4'ün bükülme açısını gösterir. Mor görülen eğri Denklem 7.15'den bulunan çok eksenli esnek

mafsalların toplam burulma açısını gösterir. Daha önce belirtildiği gibi burulma çok eksenli esnek mafsalların geometrilerine bağlı olarak aralarında paylaşılır. Bu aşamada kuvvet analizine ve/veya mafsalların geometrilerine bağlı kalmamak için iki mafsalın toplam burulması tespit edilmiştir.

Esnek mafsallar şu şekilde boyutlandırılmıştır; çok eksenli esnek mafsalların efektif boyu $l = 15$ mm, dairesel kesitin çapı ise $d = 2$ mm seçilmiştir. Tek eksenli esnek mafsalın efektif boyu $l = 15$ mm, genişliği $t = 2$ mm, yüksekliği ise $w = 20$ mm seçilmiştir.

Krank açısı 10° iken esnek mafsal 2-3'ün bükülme açısı 12.1° , esnek mafsal 3-4'ün bükülme açısı 6.8° , toplam burulma açısı ise 5° dir. Analizi yapılan mekanizmanın katı modeli Şekil 7.9'da verilmiştir.

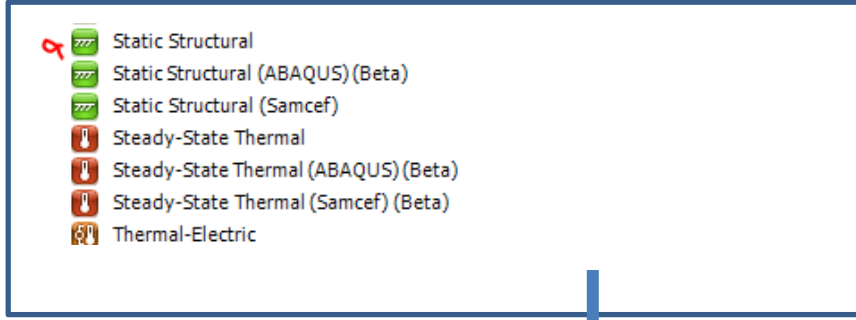


Şekil 7.9. Katı model

7.6. Tek Parça Uzaysal Krank-Biyel Mekanizması Analizi Akış Şeması

Sahte- rijit-cisim metodu ile analitik olarak hesaplamaları yapılan tek parça uzaysal krank-biyel mekanizmasının sonlu elemanlar analizleri aşağıda açıklanan sıralama ve detaylar ışığında gerçekleştirilmiştir.

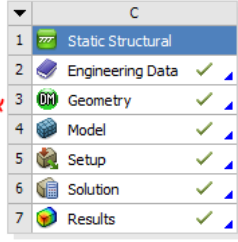
Analiz şeklinin belirlenmesi (Statik, Dinamik, Termal vs.) :



Malzeme özelliklerinin girilmesi (Engineering Data):

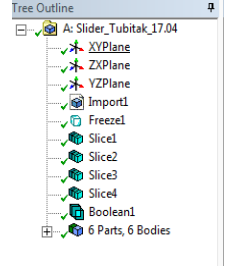
Engineering Data kütüphanesinde birçok malzeme için malzeme özellikleri mevcuttur. Gerekli durumlarda yeni malzemeler eklenebilir.

	A	B	C	D	E
1	Contents of Engineering Data	Source	Description		
2	Material				
3	Structural Steel		Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1		
Click here to add a new material					
Properties of Outline Row 3: Structural Steel					
	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Density	7850	kg m ⁻³		
3	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion				
4	Coefficient of Thermal Expansion	1,2E-05	C ⁻¹		
5	Reference Temperature	22	C		
6	Isotropic Elasticity				
7	Derive from	Young's M...			
8	Young's Modulus	2E+11	Pa		
9	Poisson's Ratio	0,3			
10	Bulk Modulus	1,6667E+11	Pa		
11	Shear Modulus	7,6923E+10	Pa		
12	Alternating Stress Mean Stress	Tabular			
13	Interpolation	Log-Log			
14	Scale	1			
15	Offset	0	Pa		
16	Strain-Life Parameters				
17	Display Curve Type	Strain-Life			
18	Strength Coefficient	9,2E+08	Pa		
19	Strength Exponent	-0,106			
20	Ductility Coefficient	0.213			

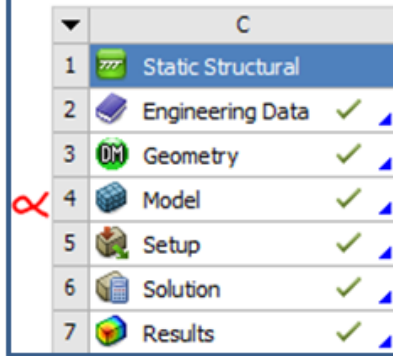


Modelin ANSYS Workbench Design Modeler modülünde analize hazır hale getirilmesi (Gereksiz parçaların silinmesi, bozuk yüzeylerin düzeltilmesi, gereksiz deliklerin kapatılması, düzgün ağ örgüsü oluşturmaya yönelik yüzey düzeltmeleri vs.):

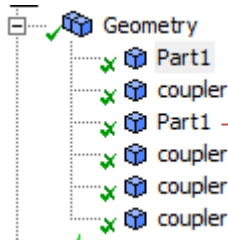
Analizi yapılan modelde, çizilen cad geometri mafsallı kısımlarından kesilerek analiz ve ağ yapısının basitleştirilmesi uygulaması yapılmıştır. Bu sayede bizim önem verdiğimiz esnek mafsallarda oluşan gerilme ve deformasyonu daha iyi gözlemek adına, bu kısımlara daha yoğun ağ örgüsü oluşturulmuştur. Model tamamen esnek olarak modellenmiştir. Ayrıca fazla yüzeyler birleştirilerek(merge) kontak tanımlamalarının düzgün şekilde oluşturulması düşünülmüştür.



Analiz kısmına geçilmesi :



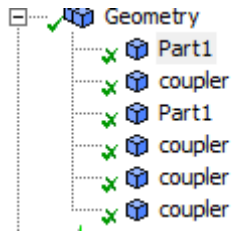
Malzeme özelliklerinin atanması :



Material	
Assignment	PP
Nonlinear Effects	Yes
Thermal Strain Effects	Yes

NOT: Engineering data da analizde kullanılacak elemanlar seçilmiş olmalıdır. Tanımlanan malzeme bu kısımda parçalara atanır. Geometri altındaki isimler bir önceki adımda mafsalların parçalanıp ayrılması sonrası verilen isimlerdir. Mafsallar ayrı modellendiği için 6 farklı parça oluşmuştur.

Parça malzeme özelliklerinin atanması:

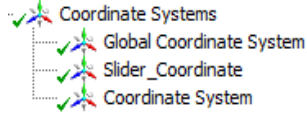


Definition	
<input type="checkbox"/> Suppressed	No
Stiffness Behavior	Flexible
Coordinate System	Default Coordinate System
Reference Temperat...	By Environment

NOT: Tüm parçalar esnek olarak modellendiğinde sonuçların analitik hesaplara daha yakın çıktığı görülmüştür. Bu sebep ile analiz içerisinde tüm parçalar esnek olarak modellenmiştir. Rijit-esnek kontak tanımlamalarından bu sayede vazgeçilerek, analizin daha kısa bir sürede gerçekleşmesi sağlanmıştır.



Hareketin veya kuvvetin tanımı için ek koordinat sistemi oluşturulması :



NOT: Koordinat sistemleri hareketi doğru vermek veya analiz sonuçlarını belirli bir koordinat sisteminden okumak için oluşturulur. Modelde verilen hareketlerin özellikle tek eksenli mafsallardan verildiği durumlarda, hareketin mafsalin orta noktasından uygulanmasına dikkat edilmelidir.



Parçalar arası kontak ve mafsals tanımlamalarının yapılması:

The image displays a CAD software interface with a tree view on the left and two detail panels on the right. The tree view shows a hierarchy of connections: Contacts (Bonded - Part1 To Part1, Bonded - coupler To coupler, Bonded - Part1 To coupler, Bonded - coupler To coupler) and Joints (Fixed - Ground To Part1, General - Ground To coupler). Red arrows point from the tree to the detail panels.

Details of "Boned - Part1 To coupler"

Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Contact	1 Face
Target	1 Face
Contact Bodies	Part1
Target Bodies	coupler

Details of "General - Ground To coupler"

Definition	
Connection Type	Body-Ground
Type	General
Suppressed	No
Translation X	Fixed
Translation Y	Free
Translation Z	Fixed
Rotations	Fix All

Reference

Coordinate System	
Coordinate System	Reference Coordinate System

Mobile

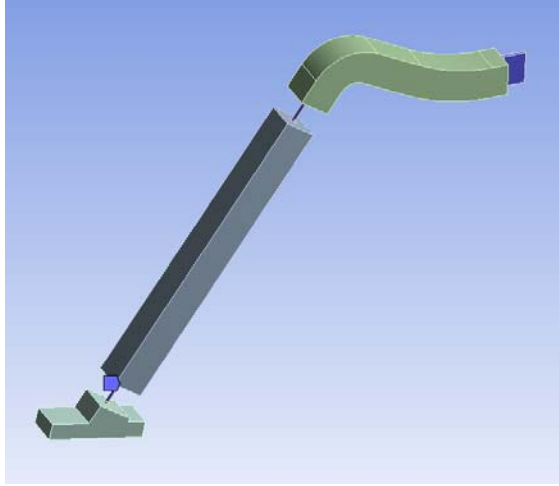
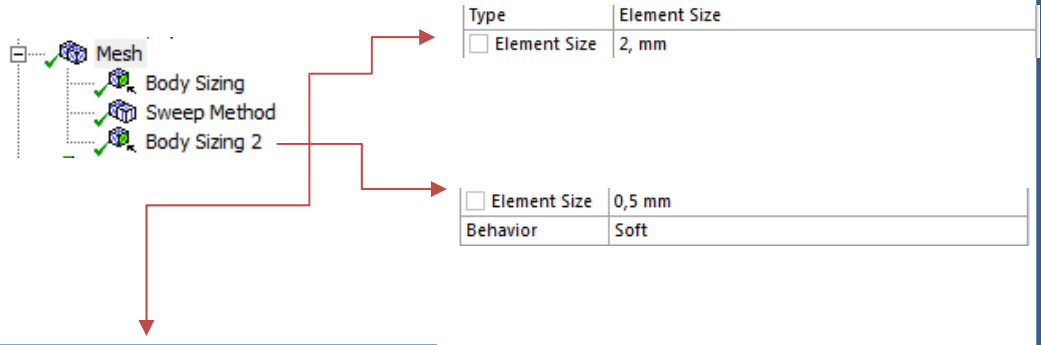
Scoping Method	
Scoping Method	Geometry Selection
Scope	1 Face
Body	coupler
Initial Position	Unchanged
Behavior	Rigid
Pinball Region	All

Stops

Two 3D visualizations are shown. The top one, titled "Fixed - Ground To Part1", shows a coordinate system with X, Y, Z, RX, RY, and RZ axes. The bottom one, titled "General - Ground To coupler", shows a similar coordinate system with X, Y, Z, RX, RY, and RZ axes.

NOT: Kontak formülasyonları geometride ayrılan parçaların yüzeyleri arasında yapılmıştır. Geometride bulunan kızığın altına(yukarıdaki resimde gösterilen), el ile girilen 'general joint' mafsals uygulaması ile hareket kabiliyeti kazandırılmıştır. Bunu uygulayabilmek için bir önceki adımda kızığın altına kendi eksenine dik yönde bir koordinat sistemi oluşturulmuştur.

Ağ örgüsünün oluşturulması(Mesh) :



İlk verilen 'body sizing' ayrılan mafsallara uygulanmış ve küçük boyutlu mesh yapısı oluşturulmuştur. (Resimde seçilen parçalar)

Son olarak verilen 'body sizing 2' diğer kalan kısımlara uygulanmış ve daha büyük boyutlu ağ yapısı oluşturulmuştur.

Bütün yapıya 'sweep method' ağ yapısı uygulanabilmiştir. Oluşturulan ağ yapısı şekilde görüldüğü gibidir.



Analiz Ayarlarının yapılması :

Details of "Analysis Settings"	
Step Controls	
Number Of Steps	1,
Current Step Number	1,
Step End Time	1, s
Auto Time Stepping	On
Define By	Time
Initial Time Step	1,e-002 s
Minimum Time Step	1,e-004 s
Maximum Time Step	0,1 s
Solver Controls	
Solver Type	Program Controlled
Weak Springs	Program Controlled
Large Deflection	On
Inertia Relief	Off
Restart Controls	
Nonlinear Controls	
Output Controls	
Analysis Data Management	
Visibility	

Lineer olmayan analizlerde 'time step' kısımları el ile ayarlanmalıdır.

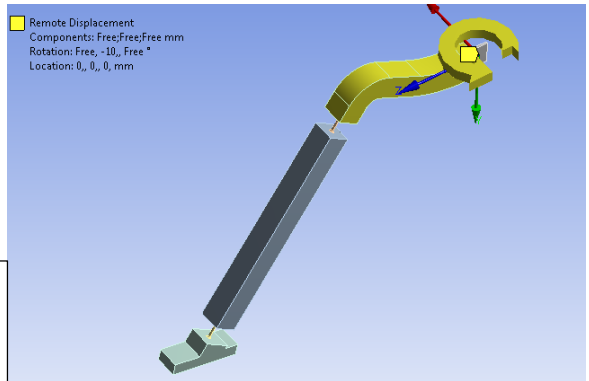
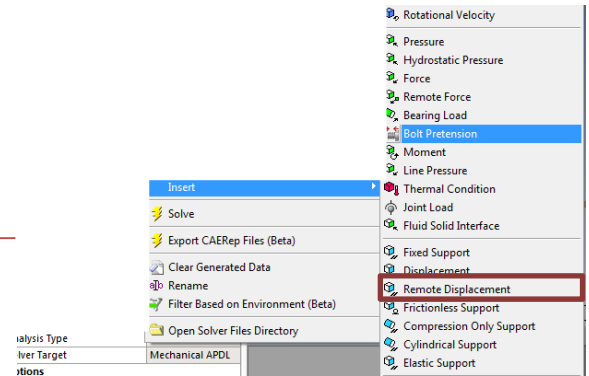
Makul değerler girilerek analiz süresinin çok uzun olmaması sağlanmalıdır.

Lineer olmayan çözüm yöntemi bu kısımdan devreye sokulur.

Yükleme koşullarının belirlenmesi :

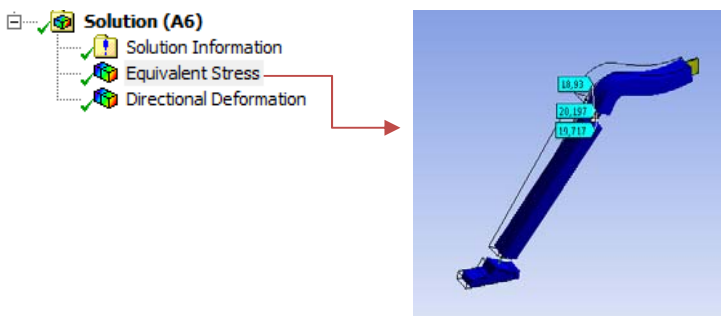
Static Structural (A5)
Analysis Settings
Remote Displacement

Details of "Remote Displacement"	
Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	12 Faces
Coordinate System	
Coordinate System	Coordinate System
<input type="checkbox"/> X Coordinate	0, mm
<input type="checkbox"/> Y Coordinate	0, mm
<input type="checkbox"/> Z Coordinate	0, mm
Location Click to Change	
Definition	
Type	Remote Displacement
X Component	Free
Y Component	Free
Z Component	Free
Rotation X	Free
<input type="checkbox"/> Rotation Y	-10, ° (ramped)
Rotation Z	Free
Suppressed	No
Behavior	Deformable
Advanced	



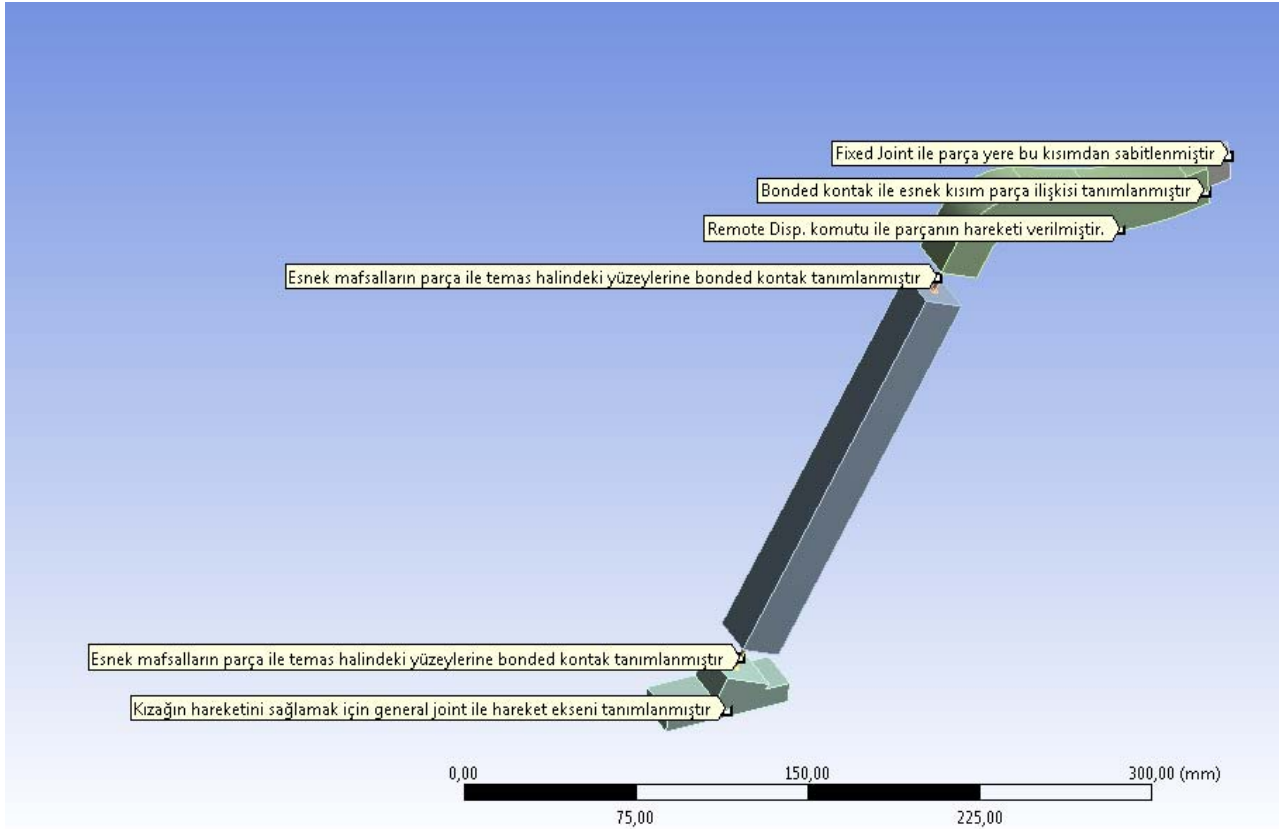
NOT: Uygulanacak hareketin 'Remote Displacement' komutu ile verilmesinin sebebi; dönme hareketinin yüzeylere uygulanmak istenmesidir. Ayrıca bu komut ile atılan koordinat sistemi seçilebilir.

Analizin çözdürülmesi ve istenilen sonuçların elde edilmesi:



NOT: Çözüm kısmında elde edilmek istenen veriler seçilerek sonuçlar kontrol edilebilir.

7.6.1. Sınır Koşulları ve Ağ Örgüsü



Şekil 7.10. Tek parça uzaysal krank-biyel mekanizması analizi sınır koşulları

Sonlu elemanlar modeli, ANSYS yazılımı içerisinde mevcut olan SOLID 185 yapısal ikinci dereceden eleman tipi ile oluşturulmuştur. Toplam eleman sayısı 29.994 ve düğüm noktası sayısı 37.230 olarak hesaplanmıştır.

Modelin ağ örgüsü Şekil 7.11'de belirtilen şekildedir.



Şekil 7.11. Tek parça uzaysal krank-biyel mekanizması ağ yapısı

Yapılan çalışmalara ek olarak Mesh butonu altında, Şekil 7.12’de görülen bazı değişiklikler yapılmıştır.

Advanced	
Shape Checking	Standard Mechanical
Element Midside Nodes	Dropped
Straight Sided Elements	
Number of Retries	Default (4)
Extra Retries For Assem...	Yes
Rigid Body Behavior	Dimensionally Reduced
Mesh Morphing	Disabled

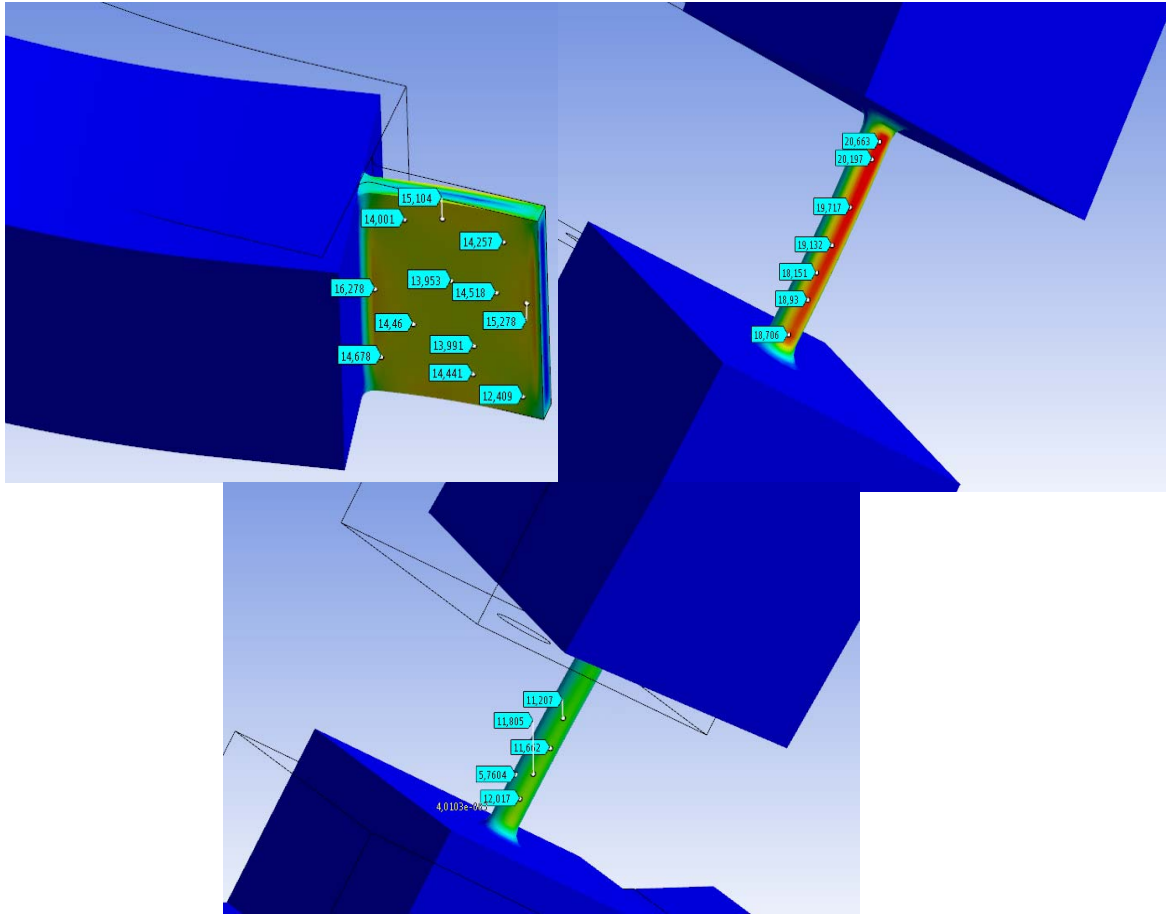
Şekil 7.12. Değişen ağ yapısı(mesh) detayları

Elemanlar arasında ortada oluşan düğüm noktalarının kaldırılması istenerek, ağ yapısında bulunan düğüm noktası ve eleman sayısı azaltılmıştır. Bunun sonucunda analiz süresi kısalmış ve elde edilen sonuçlarda büyük farklılıklara rastlanmamıştır.

7.6.2. Analiz Yöntemi ve Sonuçlar

1-2 esnek mafsallın dibinden sabitlenerek, krank 10° döndürülmüştür. Kısa boylu esnek mafsallarda oluşan gerilemelere ve kızığın yer değiştirilmesine bakılmıştır.

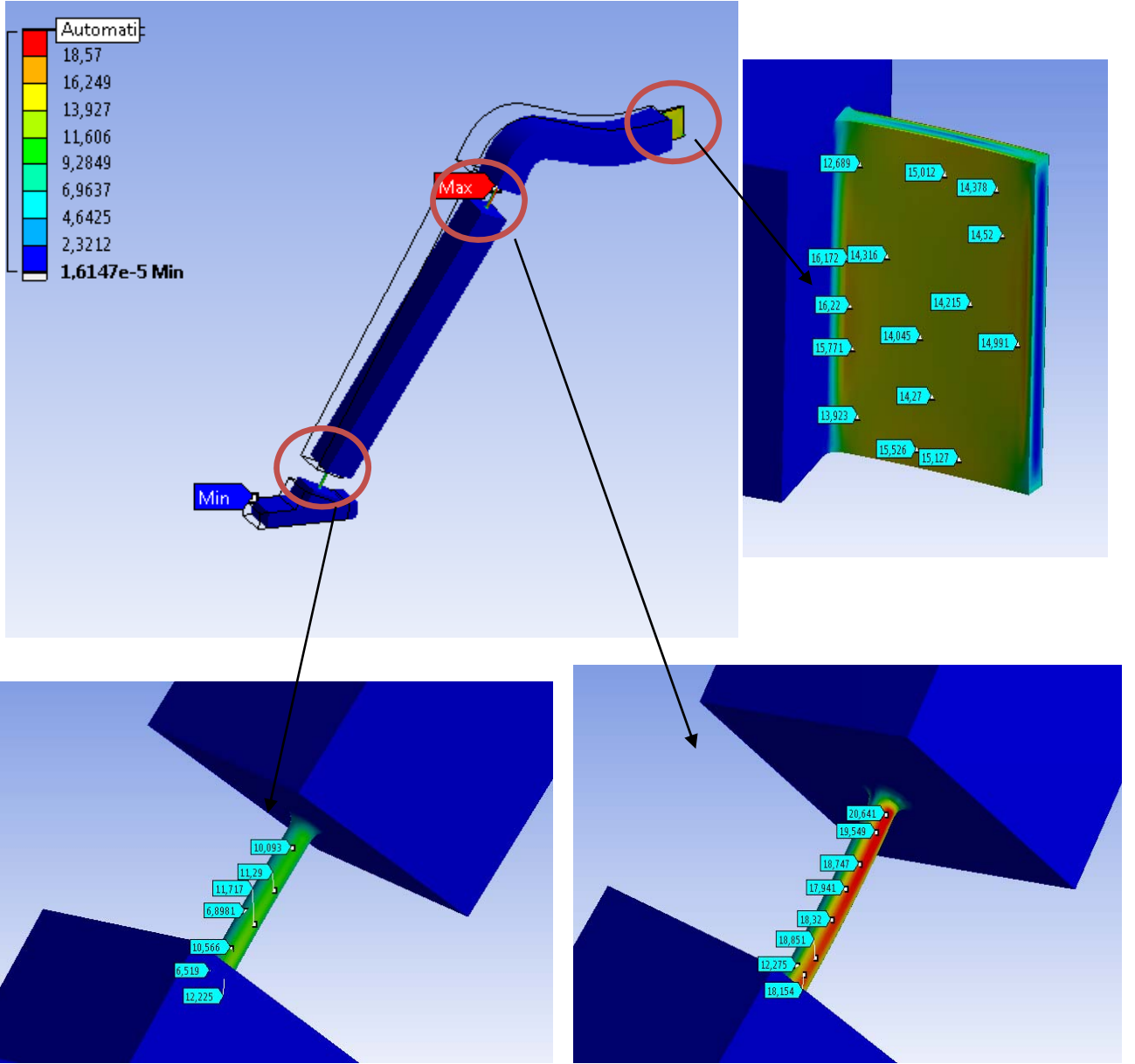
Analiz sonucunda esnek mafsallarda oluşan gerilmeler ve kızığın yer değiştirmesi aşağıda gösterilmiştir. Probe komutu ile farklı noktalardan değerler alınmıştır.



Şekil 7.13. Esnek mafsallarda (sırasıyla 1-2, 2-3, 3-4) oluşan gerilmeler

Krank'a uygulanan dönme sonucunda esnek mafsallar üzerinde oluşan en yüksek eş değer gerilme 20.9 MPa olarak tespit edilmiştir. Bu gerilme beklendiği gibi (en yüksek bükülme buradadır) esnek mafsal 2-3 te oluşmuştur.

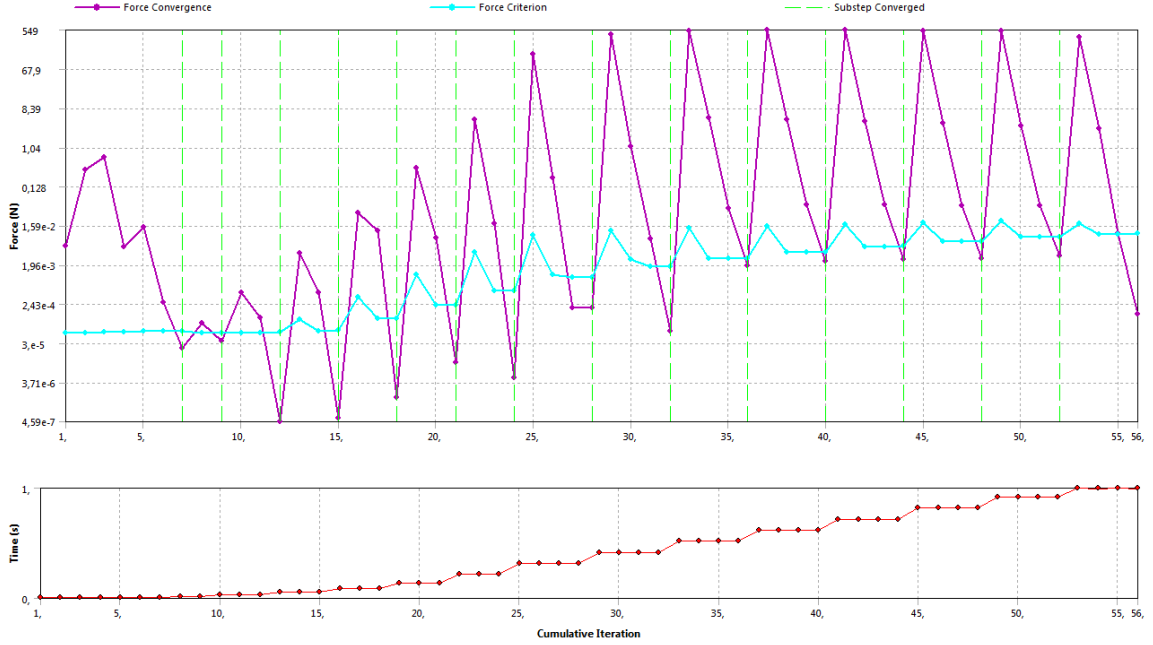
Krankın 10° hareketine karşılık çıkışın 6.5 mm olduğu, kullanılan ANSYS programı ile de ölçülmüştür. Ayrıca çok eksenli esnek mafsalların bükülmeleri CATIA programı ile kontrol edilmiş ve doğru olduğu görülmüştür.



Şekil 7.14. Tek parça uzaysal krank-biyel mekanizmasında oluşan eş değer gerilmeler

7.6.3. Modelin Yakınsama Grafiği

Gerçekleştirilen lineer olmayan analiz yaklaşık 56 iterasyon sonucunda gerçekleşmiştir. Analizin yakınsama grafiği Şekil 7.15'de gösterildiği gibidir.



Şekil 7.15. Tek parça uzaysal krank- biyel mekanizması analiz yakınsama grafiği

Analizi yapılan modelin malzemesi polipropilen'dir. Malzeme özellikleri Ansys Workbench Engineering Data üzerinden gösterilmiştir (Bkz. Şekil 7.16).

Properties of Outline Row 3: PP				
	A	B	C	D E
1	Property	Value	Unit	
2	Density	950	kg m ⁻³	
3	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion			
4	Coefficient of Thermal Expansion	0,00023	C ⁻¹	
5	Reference Temperature	22	C	
6	Isotropic Elasticity			
7	Derive from	Young's Modulus and Poisson's Ratio		
8	Young's Modulus	1,885E+05	psi	
9	Poisson's Ratio	0,42		
10	Bulk Modulus	2,7076E+09	Pa	
11	Shear Modulus	4,5763E+08	Pa	
12	Tensile Yield Strength	2,5E+07	Pa	
13	Compressive Yield Strength	0	Pa	
14	Tensile Ultimate Strength	3,3E+07	Pa	
15	Compressive Ultimate Strength	6500	psi	

Şekil 7.16. Malzeme Özellikleri(Polipropilen)

Ansys içerisinde kısa zamanda doğru bir analiz gerçekleştirebilmek ve düzgün bir ağ örgüsü sağlayabilmek amacıyla Catia'da çizilmiş olan modele, geometrik düzenlemeler yapılmıştır. Esnek mafsalların olduğu kısımlar geometrik olarak kesilerek ağ örgüsünün daha düzgün bir şekilde gerçekleştirilmesine olanak sağlanmıştır. Fazla yüzeyler birleştirilerek kontak tanımlamalarının düzgün şekilde oluşturulması düşünülmüştür. Analizi yapılan esnek mekanizmanın parçalar arasındaki kontak tanımlamaları, bağlantı şekilleri, ağ örgüsü ve uygulanan yükler aşağıda gösterildiği gibidir.

7.7. Tek Parça Uzaysal Krank-Biyel Mekanizması Prototip Üretimi ve Deneyi

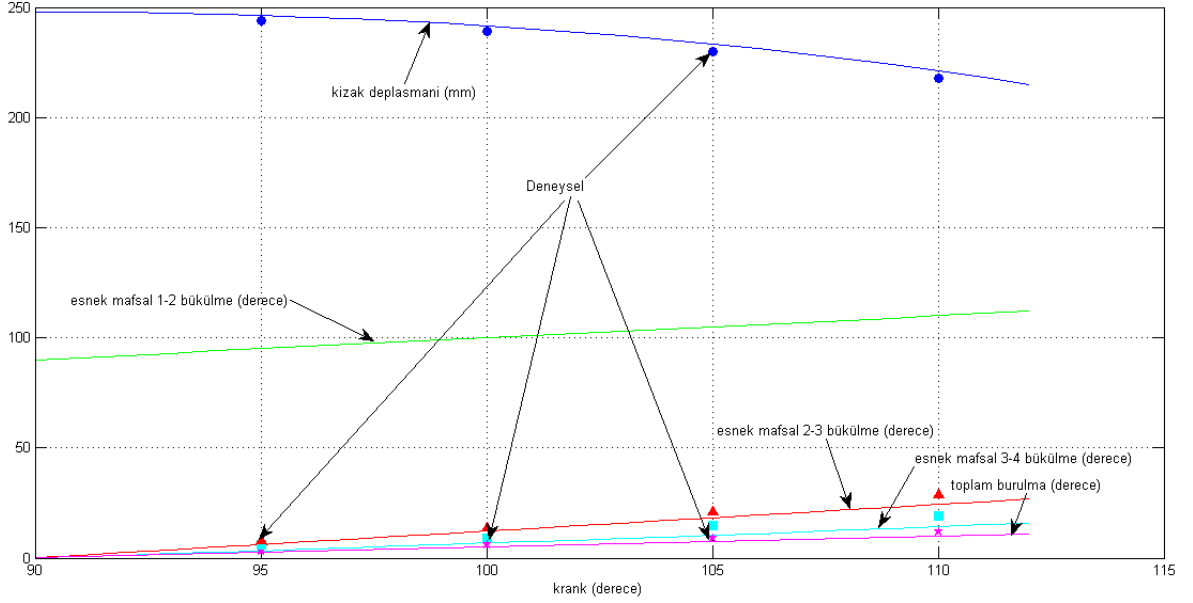
Örnekte boyutlandırılan, teorik sonuçları bulunan ve ANSYS ile gerilim analizi yapılan mekanizmanın prototip üretimi için talaşlı imalat yöntemi kullanılmıştır. Mekanizmanın bu üretim şekline uygun olacak şekilde yeniden katı modeli ve teknik çizimi oluşturulmuştur. Geometri oluşturulurken üretim esnasında tezgaha bağlama yöntemi göz önüne alınmıştır. Önce polipropilen plaka 3 eksenli CNC freze ile esnek uzuvlar olmayacak şekilde kesilmiştir. Daha sonra torna ile çok eksenli esnek mafsallar, freze ile tek eksenli esnek mafsal üretilmiştir. Üretilen mekanizma Şekil 7.17'de görülmektedir.



Şekil 7.17. Tek parça uzaysal krank-biyel mekanizması prototipi

Üretilen mekanizmanın çalışma esnasındaki bükülme ve burulma açılarının analitik yaklaşımdaki değerleriyle kıyaslanması için optik bir CMM cihazında

taranmıştır. Çeşitli krank açıları (esnek mafsal 1-2'nin bükülme açısı) bükülme, burulma ve kızak deplasmanı ölçümleri yapılmıştır. Yapılan bu ölçümler (daire, üçgen, dikdörtgen ve yıldız sembollerle gösterilmiştir) Şekil 7.18'de görüldüğü gibi teorik değerlere oldukça yakındır.



Şekil 7.18. Esnek mafsalların teorik ve deneysel deformasyonları

Tek parça uzaysal krank-biyel mekanizmasının tasarım ve analiz metotları oluşturulmuştur. Uzayda en genel haliyle oluşturulan mekanizmanın tüm esnek mafsallarının bükülme/ burulma değerleri analitik olarak bulunmuştur. Bu yöntemler kullanılarak bir kod yazılmıştır. Oluşturulan teorik yaklaşımın sonuçları sonlu elemanlar yöntemi ile kontrol edilmiş ve makul gerilmeler elde edilmiştir. Üretilen mekanizma üzerinden yapılan bükülme ve burulma açısı ölçümleri ile analitik sonuçlar karşılaştırılmış ve oldukça yakın değerler elde edilmiştir.

8. YORULMA TESTİ

Esnek mekanizma tasarımında en çok sorulan sorulardan biri mekanizmaların ne kadar dayanacağıdır. Öncelikle belirtmek gerekir ki her mekanizmanın sonsuz ömür olma gibi bir zorunluluğu yoktur. Makine tasarımında her parçanın çalıştığı yere göre değişen makul bir ömre sahip olması gerekir. Ayrıca sanıldığı gibi esnek mekanizmaların ömrü kısa değildir. Bu tip mekanizmaların doğru tasarlandığında oldukça uzun dayanabileceğini göstermek amacıyla son olarak bir yorulma test düzeneği kurulmuş ve seçilen bir mekanizma için yorulma testi yapılmıştır.

Tez kapsamında bir adet esnek krank biyel ve bir adet esnek dört çubuk mekanizması incelenmiş ve deneysel olarak kontrol edilmiştir. Tek parça krank-biyel mekanizmasında rijit bağlantı olan bir adet kızak mevcuttur. Dolayısıyla tamamen esnek dört çubuk mekanizmasında en çok sayıda esnek mafsal bulunmaktadır. Yorulma testi için en çok esnek mafsal bulunduran tipin seçilmesi uygun görülmüştür. Yapılan örnek tasarımlarda en çok bükülme ve burulma dolayısıyla en çok gerilim yine esnek dört çubuk mekanizmasındadır. Bu sebeplerden yorulma testine esnek dört çubuk mekanizmasının maruz bırakılması uygundur. Ayrıca mekanizmaların ve esnek mafsalların yapısal benzerliklerinden ötürü tek parça krank-biyel mekanizmasına yorulma testi yapılmasının anlamı yoktur. Çünkü deformasyon esnek mafsalların bükülmesinden ve burulmasından kaynaklanmaktadır. Mekanizmanın hangi tip olduğunun yorulma açısından önemi yoktur. Tamamen esnek dört çubuk mekanizmasının yorulma testinden çıkan sonuçların bu çalışmadaki diğer tip mekanizmalar içinde geçerli olacağı açıktır.

Yorulma testini gerçekleştirmek için yapılan mekanizma seçiminden sonra bu mekanizmaya uygun bir yorulma test düzeneği araştırılmıştır. Ancak hali hazırda temin edebileceğimiz uygun bir düzenek bulunamamıştır. Bu sebeple bir yorulma test düzeneği tasarlanıp üretilmiştir. Mekanizmanın esnek mafsallarının yorulması için krankın salınım hareketi yapması buna bağlı olarak tüm mafsalların bükülmesi ve/veya burulması gerekir. Bu hareketi sağlayacak en uygun mekanizma esnek mekanizmanın krankına monte edilecek bir dört-çubuk mekanizmasıdır. Krankı bir motora bağlı olan dört çubuk mekanizmasının çıkış kolu belli bir açıda salınım yapar. Bu çıkış kolu uygun bir şekilde esnek mekanizmanın krankına bağlandığı takdirde esnek mekanizmanın tüm mafsallarında bükülme ve/veya burulma elde edilir. Bu projede tasarlanan yorulma mekanizmasının ileride farklı mekanizmaların

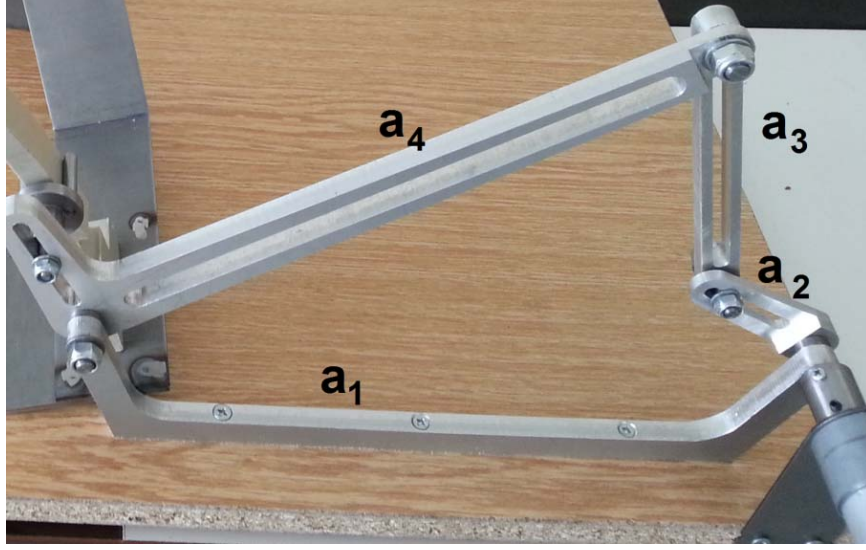
yorulma testinde de kullanımına uygun olması için farklı çıkış salınımları yapan bir dört-çubuk mekanizması tasarlanmıştır. Ayarlanabilir krank boyu olan bir mekanizmanın çıkış kolu farklı açılarda salınım yapar. Bu sayede hem yorulma testi yapılacak esnek mekanizma için hem de ileride yapılacak testlerde tek bir giriş açısına bağlı kalınmayacaktır.

Yapılan kinematik tasarım ve analizler sonucu tasarlanan dört-çubuk mekanizmasının uzuv boyutları şu şekildedir: $a_1 = 300$ mm, $a_3 = 141.3$ mm, $a_4 = 266.6$ mm. Değişken olan krank boyuna karşılık gelen çıkış salınımları ve kuvvet iletim açısının doksan dereceden farkı, Çizelge 8.1'de verilmiştir. Görüldüğü üzere farklı krank uzunlukları için farklı çıkış salınımları uygun kuvvet iletimi ile elde edilmiştir.

Çizelge 8.1. Krank boyuna karşılık gelen çıkış salınımları ve kuvvet iletim açısının doksan dereceden farkı(kiaddf)

a_2	salınım	kiaddf
14	6	7
18,5	8	9
23,3	10	12
27,8	12	13
32,5	14	15
37	16	17
41,7	18	20
46,3	20	22
50,9	22	25

Mekanik tasarımı yapılan ve alüminyumdan üretilen mekanizma Şekil 8.1'de görülmektedir. Bu mekanizma öncelikle bir platforma monte edilmiştir. Mekanizmanın krank mili bir elektrik motoruna, tarafımızca tasarlanıp üretilen bir aparat vasıtası ile kasıtsız çalışacak şekilde monte edilmiştir.



Şekil 8.1. Değişken krank boyuna sahip dört-çubuk mekanizması

Örnek 6.6'da boyutları verilen mekanizma kısım 6.7'de anlatıldığı gibi iki kat büyütülerek üretilmiştir. Serbest halinde üretilen esnek mekanizma belirli olan bir açıyla yere sabitlenmelidir. Ancak yere sabitlerken dört çubuk mekanizmasının çıkış koluna uygun bir şekilde bağlanmalıdır. Bu durum şöyle açıklanır: Esnek mekanizma serbest haldeyken krankın saat yönü ve saatin ters yönü hareketinde simetrik hareket etmekte yani tüm esnek mafsallar iki yöne de aynı açıyla deforme olmaktadır. Dolayısıyla gerilimin genliği artı ve eksi yönde aynı olacak şekilde yorulmaya maruz kalacak şekilde çalışmaktadır. Ancak bunun için dört çubuk mekanizmasının çıkış kolu salınım açısının ortasındayken esnek mekanizmanın krankı serbest konumda olmalıdır. Ayrıca dört çubuk mekanizmasının çıkış kolu ile esnek mekanizmanın krankı eş merkezli dönmelidir. Bunu sağlamak için dört-çubuk mekanizmasının çıkış koluna monte edilecek bir aparat tasarlanıp üretilmiştir (Bkz. Şekil 8.2). Bu aparat esnek mekanizmanın krankı üzerinde aynı zamanda kayarak kasıntı olmadan dönmesini sağlamaktadır. Ayrıca bu durumu sağlayacak açılarda montaj gereklidir. Tüm bu işlemler oldukça hassas ölçümler yapılarak tamamlanmıştır.



Şekil 8.2. Esnek mekanizmanın dört çubuk mekanizmasına bağlanması

Son olarak platforma hareket sensörü ve sayacı monte edilmiş, ardından sistem tahrik edilerek çalıştırılmıştır(Bkz. Şekil 8.3). Esnek mekanizmanın segment 2-3 üzerine yapıştırılan bir metal parça hareket sırasında sensöre yaklaşıp uzaklaşmakta dolayısıyla her turda sayaç bir artmaktadır. En çok deformasyon esnek mafsal 2-3 de olduğu için olası bir kopma bu mafsalda beklenmektedir. Bu sebepten sensör ve metal parça bu bölgeye yerleştirilmiştir. Emniyet katsayısı göz önüne alınarak maksimum von-mises gerilimi 25 MPa'ı geçmeyecek şekilde yorulma testi yapılmıştır. Sonlu elemanlar analizinde buna karşılık gelen krank açısının iki yönde 8° olduğu tespit edilmiştir.



Şekil 8.3. Yorulma test düzeneği

Kurulan yorulma test düzeneğinde bu esnek mekanizma bir buçuk milyon tur çalıştırılmıştır. Esnek mafsallarda kopma olmadığı gibi herhangi bir beyazlaşma, yırtılma gibi deformasyon belirtisi de olmamıştır. Yorulma testinin farklı zamanlarda çekilen film dosyası ekte mevcuttur.

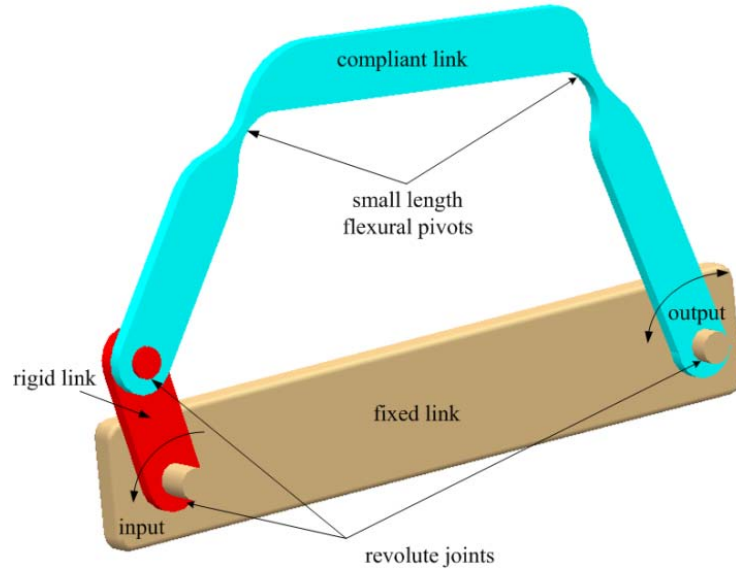
(<http://yunus.hacettepe.edu.tr/~etanik/videos/rssrf/>)

9. KISITSIZ ESNEK BEŞ ÇUBUK MEKANİZMASININ ANALİZ VE TASARIMI

Bu çalışmada kısıtsız esnek bir beş çubuk mekanizmasının analiz ve tasarım prosedürleri sunulmuştur. Analiz, farklı yükleme senaryoları ile gerçekleştirilmiştir. Ölü konuma yönelik bir yaklaştırma yöntemi uygulanmıştır. Sonuçlardan bazıları sonlu elemanlar analizi kullanılarak doğrulanmıştır. Mekanizmalar için genel bir tasarım prosedürü önerilmiştir.

Kısıtsız çoklu serbestlik dereceli mekanizmaların analizi, tek serbestlik dereceli mekanizmalarınki kadar basit değildir. Bu tür mekanizmalar için, kinematik analiz ile birlikte kuvvet analizi de gerçekleştirilmesi gerekmektedir. Dolayısıyla bu mekanizmaların analiz ve tasarımları spesifik bir çıkış-yükleme durumu verilerek gerçekleştirilebilir. Kısıtsız mekanizmalar üzerine yapılan birkaç araştırma bulunmaktadır: Çok bağlantılı mekanik mantık elemanı Söylemez ve Freudenstein tarafından araştırılmıştır [28]. Laliberte ve Gosselin [29] kısıtsız mekanik el'in simülasyonu ve tasarımı üzerine bir çalışma yürütmüşlerdir.

Tanık ve Söylemez [30] ise iki farklı yedi çubuklu kısıtsız mekanizma tipi kullanarak çeşitli mekanizma yapıları için bir sentez prosedürü oluşturmuşlardır.

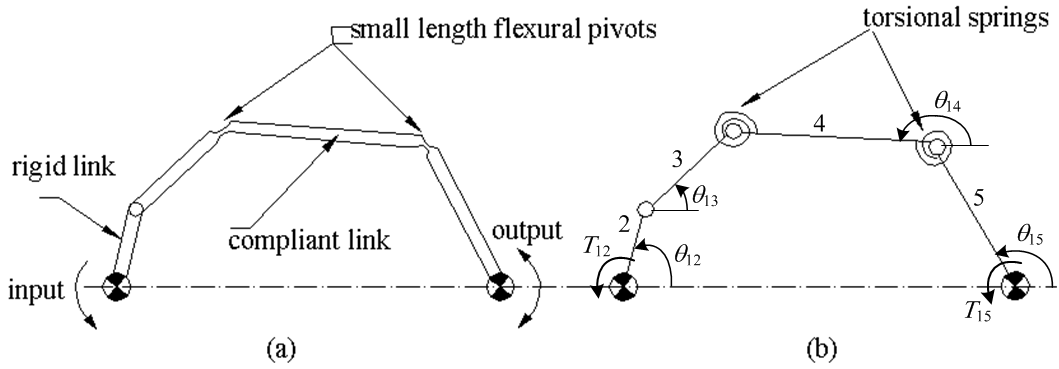


Şekil 9.1. Kısmi esnek beş çubuk mekanizması

Bu çalışmada, önerilen mekanizma Şekil 9.1’de görüldüğü gibi bir esnek link ile iki rijit linkten oluşmaktadır. Mekanizmada rijit kinematik çiftler bulunduğu için, ortaya “kısmi” esnek mekanizma çıkmaktadır. Esnek linkte esnekliği sağlayan iki adet kısa boylu esnek mafsalları bulunmaktadır. Mekanizmanın krank’ta yer alan bir giridi ile çalıştığı varsayılmaktadır; çıkış ise esnek linkin sabit link ile birleştiği rijit segmentte yer almaktadır. Şekil 9.2(b)’de görülen mekanizmanın PRBM’sine göre serbestlik derecesi 2 olarak hesaplanabilir ve yalnızca bir girdisi olduğundan kısıtsızdır.

9.1. Mekanizmanın Analizi

Esnek beş çubuk mekanizmasının analizi, Şekil 9.2(b)’de gösterilen PRBM ile yapılmıştır. PRBM üzerindeki burulma yayları, esnek linkin üzerindeki kısa boylu esnek mafsalların eşlenik sertliğini göstermektedir. Linklerin ağırlığı ihmal edilmiş ve çalışma hızının düşük olduğu kabul edilmiştir. Dolayısıyla bu çalışmadaki tüm analizler statik dengeye göre yapılmıştır.



Şekil 9.2. Esnek beş çubuk mekanizması (a) ve PRBM'si (b)

Mekanizmanın kinematik ve kuvvet analizi, denklemler çözülerek elde edilebilir. Dört pozisyon değişkeninden ikisi biliniyor ise, (serbestlik derecesi iki olan bir mekanizma için iki pozisyon girdisi var ise mekanizma kısıtlanmıştır), T_{15} ve T_{12} kapalı-formdan elde edilebilir, fakat burada lazım olan bu değildir. Çıkış torku T_{15} ile krank açısı θ_{12} biliniyor ise (pratikte en sık karşılaşılan durum), Denklem 7,8,15 ve 16, diğer bilinmeyen parametreler olan teta13, teta14, teta15 ve T_{12} için oldukça doğrusal olmayan bir hale gelir. Bu doğrusal olmayan denklemlerin analitik çözümü ya imkansızdır ya da oldukça zordur. Bu nedenle bu denklemler nümerik olarak çözülmelidir. Bilinen parametreler olan a_2 , a_3 , a_4 , k_{34} , k_{45} , c_{34} ve c_{45} için Çizelge 9.1'de özetlenmiştir [31].

Çizelge 9.1. Esnek beş çubuk mekanizması için muhtemel yükleme durumları

Verilen Değişkenler	Bilinmeyenler	Çözüm Metodu	Kısıtlama
θ_{12} , θ_{15}	θ_{13} , θ_{14} , T_{15} ve T_{12}	Analitik	E
θ_{12} , T_{15}	θ_{13} , θ_{14} , θ_{15} ve T_{12}	Nümerik	H
θ_{12} , T_{12}	θ_{13} , θ_{14} ve T_{15}	Nümerik	H

Çıkış torku T_{15} ve krank açısı θ_{12} verildiğinde şu şekilde bir sıkıntı ortaya çıkmaktadır: Devirli hareket eden mekanizmalarda, çıkış linkindeki yükün değeri ve/veya doğrultusu gidiş ya da dönüş strokunda olmasına göre değişir. Fakat serbestlik derecesi birden fazla olan ve kısıtsız mekanizmaların yüksüz halde kinematiği belirsiz olduğu için, genellikle çıkış linkinin çalışma bölgesi de belirsizdir. Ayrıca, çıkış yükünün değeri de çıkış linkinin salınım aralığını doğrudan

etkileyen bir değişkendir. ıkış linkinin salınım aralığı belirlenmeden, çıkış yüklerini tanımlamak da mümkün olmamaktadır. Dolayısıyla, bu adımda çıkış linkinin hareketini tahmin etmek için bir metoda ihtiyaç vardır.

9.2. rnek

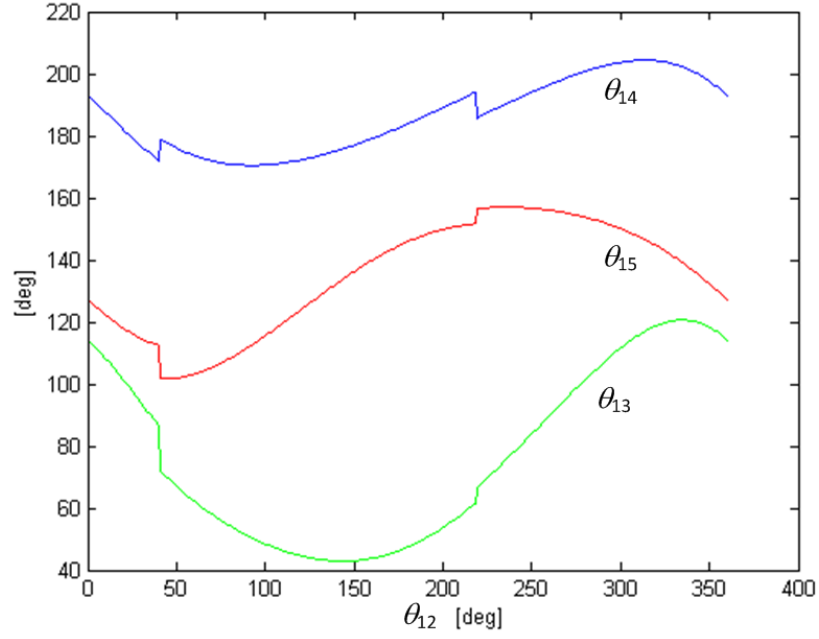
PRBM lleri ve yay parametreleri şu şekilde olan bir esnek beş çubuk mekanizmasını analiz edelim; $a_1 = 150$ mm, $a_2 = 50$, $a_3 = 70$, $a_4 = 70$, $a_5 = 100$, $k_{34} = k_{45} = 72.5$ Nmm/rad ve $c_{34} = 2.5$, $c_{45} = -0.5$. Yükleme duruma aşağıda belirtildiği gibidir [31].

$$\text{If } 0 \leq \theta_{12} - \phi_{16} < \pi, \quad T_{15} = -10\text{Nmm} \quad (\text{reverse - stroke})$$

$$\text{Else,} \quad T_{15} = 100\text{Nmm} \quad (\text{work - stroke})$$

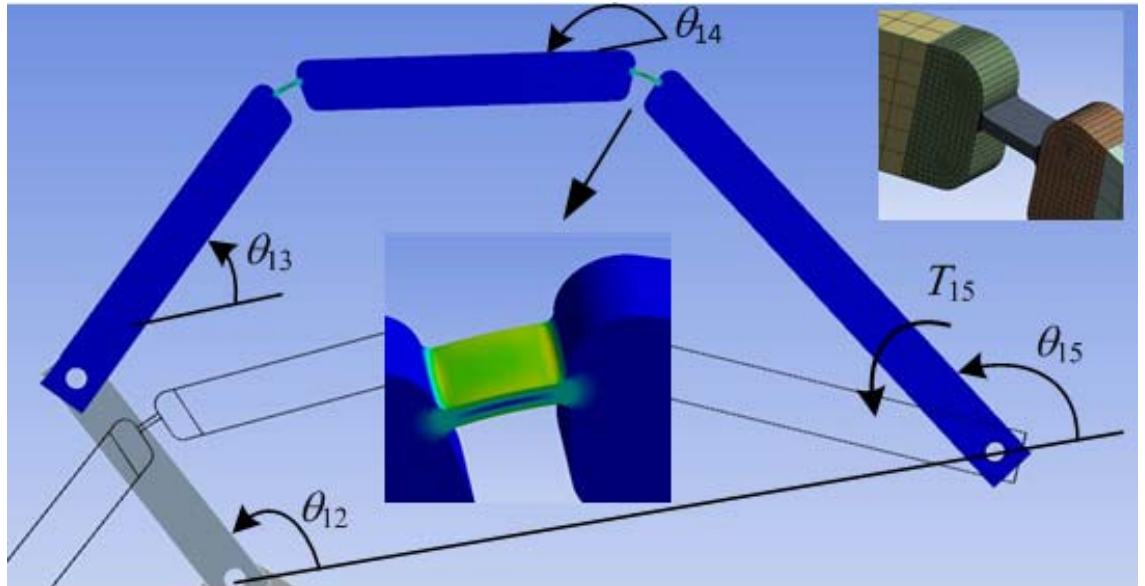
Esnek kısımların kesit alanı 1 mm kalınlığında dikdörtgendir ve efektif uzunlukları 5 mm'dir. Malzeme polipropilendir.

Dikdörtgen kesitli düz bir çubuk için $k = EI/l'$ dir ve gereken yay sabitini sağlamak için esnek kısımların eylemsizlik momentini şu şekilde hesaplayabiliriz: $72.5=1200/l$, $I = 0.302\text{mm}^4$. Sonra, dikdörtgen için $I = wb^3/12$ olduğundan, kesit genişliğini (w) 3.63 mm olarak buluruz. Mekanizmanın kalan kısımları rijit gövde yerleştirme sentezi [4] ile llendirilebilir. şekil 9.3'de $\theta_{12} = 120^\circ$ için gösterilmiştir. Mekanizmanın analizi hem doğrusal olmayan Denklem 7,8,15 ve 16 üzülerek, hem de sonlu elemanlar metodu kullanılarak yapılmıştır. Sonuçlar izelge 9.2'de karşılaştırılmıştır.



Şekil 9.3. θ_{13} , θ_{14} , θ_{15} açılarının θ_{12} 'ye bağlı değişimleri

Şekil 9.3'den de görüldüğü üzere, gidiş strokundan geliş strokuna geçiş anında (ya da tam tersinde) değişen girdi nedeniyle çıkış linkinde meydana gelen ani tork değişimleri, süreksizliklere neden olmaktadır.



Şekil 9.4. $\theta_{12} = 120^\circ$ için SEM ile ölçülendirilmiş mekanizma

Sonlu elemanlar analizinde, "large deflection" modu açılmıştır. Şekil 9.4'de detaylı olarak gösterilen esnek kısım, 9672 adet altıgen eleman ile ağ yapısı uygulanmıştır ve hacmi 370.8 mm^3 'tür. Kalınlık yönündeki kesitinde 70 adet düğüm

noktası vardır ve kesit alanı 3.63 mm^2 'dir. Malzemenin Elastisite Modülü 1200 MPa ve Poisson Oranı 0.42'dir.

Çizelge 9.2. Teorik sonuçlar ile sonlu elemanlar sonuçlarının (kalın yazılmış) karşılaştırılması

θ_{12}	$T_{15}(\text{Nmm})$	θ_{13}	θ_{14}	θ_{15}
0°	100	121.9°/120.1°	191.2°/191.4°	133.1°/131.3°
60°	-10	61.8°/62.3°	173.8°/174°	102.9°/102.9°
120°	-10	44.4°/44.5°	172.5°/172°	123.8°/123.4°
180°	-10	47.2°/47.4°	184°/184°	145.7°/145.6°
240°	100	80.2°/79.7°	187.6°/188.2°	159.6°/159.2°
300°	100	115.8°/114.7°	200.3°/200.9°	153.9°/153.6°

Çizelge 9.2'deki 18 ölçüm noktası için ortalama mutlak hata 0.55 derece olarak hesaplanabilir. Bu değer, PRBM ile sentezlenmiş bir esnek mekanizma için ufak bir hatadır. Bu tahmin yöntemi ile, farklı yük tipleri ve değerlerinde birçok mekanizma analiz edilmiş ve metodun konservatif olduğu gözlemlenmiştir. Bu yaklaşım ayrıca benzer kısıtsız mekanizmalar için de uygulanabilir.

9.3. Sonuç

Bu bölümde, kısıtsız esnek beş çubuk mekanizmasının serbestlik derecesi iki olan PRBM'sinin analizi ve dizaynı gösterilmiştir. Mekanizma kısıtsız olduğu için, kinematik ve kuvvet analizleri bir arada yapılmıştır. Ayrıca, çıkış linki salınım aralığının tahmininde kullanılmak üzere yeni bir yaklaşım tanıtılmıştır. Bu yaklaşım benzer kısıtsız mekanizmalar için de uygulanabilir. Bir örnekte, esnek bir mekanizma ölçülendirilerek sonlu elemanlar metodu ile ve bu çalışmada tanıtılan metod ile analiz edilmiştir. İki metodun sonuçları arasındaki ortalama mutlak hatanın oldukça küçük olduğu gösterilmiştir.








Dizayn tablolarını elde etmek için, boyutsuz yapı ve yük parametreleri gösterilmiştir. Değişken çıkış salınımları istenen durumlarda bu mekanizmanın oldukça kullanışlı olacağı gözlemlenmiştir. Ayrıca, uygun tasarlanması halinde esnek bir beş çubuk mekanizmasının kısıtlanmış bir mekanizmaya oranla giriş linki torkundaki artışın çıkış linkine göre daha az olabileceği gösterilmiştir.

Serbestlik derecesi birden fazla olan bir PRBM farklı alanlarda da kullanılabilir. Esnek linklerin çok uzun olduğu bir esnek mekanizma tasarımımda, serbestlik derecesi bir olan bir PRBM analiz ve tasarım sürecinde ciddi bir hataya sebebiyet verebilir. Başka bir deyişle, bir PRBM'deki link sayısı artırıldıkça, analiz ve tasarım hataları düşürülebilir.

9.4. Kısıtsız Esnek Beş-Çubuk Mekanizması Analiz Akış Şeması








Sahte- rijit-cisim metodu ile analitik olarak hesaplamaları yapılan kısıtsız esnek beş çubuk mekanizmasının sonlu elemanlar yöntemi ile analizi aşağıda açıklanan sıralama ve detaylar ışığında gerçekleştirilmiştir.

Analiz şeklinin belirlenmesi (Statik, Dinamik, Termal vs.) :









-  Static Structural
-  Static Structural (ABAQUS) (Beta)
-  Static Structural (Samcef)
-  Steady-State Thermal
-  Steady-State Thermal (ABAQUS) (Beta)
-  Steady-State Thermal (Samcef) (Beta)
-  Thermal-Electric



Malzeme özelliklerinin girilmesi (Engineering Data):

	C	
1	 Static Structural	
2	 Engineering Data ✓	
3	 Geometry ✓	
4	 Model ✓	
5	 Setup ✓	
6	 Solution ✓	
7	 Results ✓	

Engineering Data kütüphanesinde birçok malzeme için malzeme özellikleri mevcuttur. Gerekli durumlarda yeni malzemeler eklenebilir.

	A	B	C	D	
1	Contents of Engineering Data	source	Description		
2	Material				
3	 Structural Steel			Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1	
*	Click here to add a new material				
Properties of Outline Row 3: Structural Steel					
	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	 Density	7850	kg m ⁻³		
3	 Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion				
4	 Coefficient of Thermal Expansion	1,2E-05	C ⁻¹		
5	 Reference Temperature	22	C		
6	 Isotropic Elasticity				
7	Derive from	Young's M...			
8	Young's Modulus	2E+11	Pa		
9	Poisson's Ratio	0,3			
10	Bulk Modulus	1,6667E+11	Pa		
11	Shear Modulus	7,6923E+10	Pa		
12	 Alternating Stress Mean Stress	Tabular			
13	Interpolation	Log-Log			
14	Scale	1			
15	Offset	0	Pa		
16	 Strain-Life Parameters				
17	Display Curve Type	Strain-Life			
18	Strength Coefficient	9,2E+08	Pa		
19	Strength Exponent	-0,106			
20	Ductility Coefficient	0,213			



Polipropilen malzemenin Ansys içerisine tanımlanması bu şekilde yapılmıştır. PP olarak tanımlanan malzemenin özellikleri aşağıda belirtildiği gibidir.

Outline of Schematic A2: Engineering Data				
	A	B	C	D
1	Contents of Engineering Data		Source	Description
2	Material			
3	PP			
4	Structural Steel			Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1
*	Click here to add a new material			

TABLE 31
PP > Tensile Yield Strength

Tensile Yield Strength MPa
25

TABLE 32
PP > Tensile Ultimate Strength

Tensile Ultimate Strength MPa
35

TABLE 33
PP > Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion

Reference Temperature C
22

TABLE 34
PP > Isotropic Elasticity

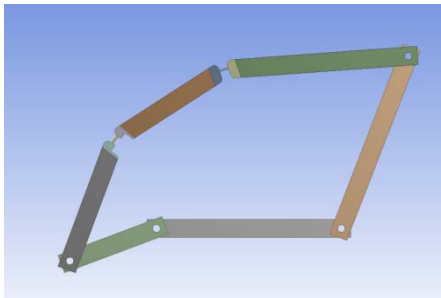
Temperature C	Young's Modulus MPa	Poisson's Ratio	Bulk Modulus MPa	Shear Modulus MPa
1200		0.42	2500	422.54



C	
1	Static Structural
2	Engineering Data ✓
3	Geometry ✓
4	Model ✓
5	Setup ✓
6	Solution ✓
7	Results ✓

Modelin ANSYS Workbench Design Modeler modülünde analize hazır hale getirilmesi (Gereksiz parçaların silinmesi, bozuk yüzeylerin düzeltilmesi, gereksiz deliklerin kapatılması, düzgün ağ örgüsü oluşturmaya yönelik yüzey düzeltmeleri vs.)

✓	Freeze1
✓	Slice1
✓	Slice2
✓	Slice3
✓	Slice4
✓	Boolean1
✓	Merge1
✓	Merge2
✓	Merge3
✓	Merge4
✓	Merge5
✓	Merge6
✓	Merge7
✓	Merge8
✓	Plane4
✓	Plane5
✓	Plane5
✓	Slice6
✓	Plane6
✓	Slice7
✓	Plane7
✓	Slice8
✓	Plane9
✓	Extrude2

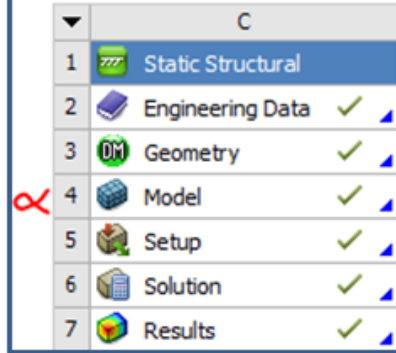


tamamen esnek olarak modellenmiştir.

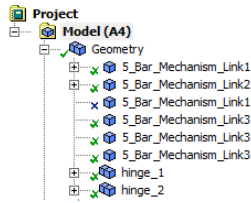
Analizi yapılan modelde, çizilen cad geometri mafsal kısımlarından kesilerek analiz ve ağ yapısının basitleştirilmesi uygulaması yapılmıştır. Bu sayede bizim önem verdiğimiz esnek mafsalarda oluşan gerilme ve deformasyonu daha iyi gözlemek adına, bu kısımlara daha yoğun ağ örgüsü oluşturulmuştur. Model



Analiz kısmına geçilmesi :



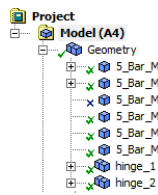
Malzeme özelliklerinin atanması



Material	
Assignment	PP
Nonlinear Effects	Yes
Thermal Strain Effects	Yes

NOT: Engineering data da analizde kullanılacak elemanlar seçilmiş olmalıdır. Tanımlanan malzeme bu kısımda parçalara atanır. Geometri altındaki isimler bir önceki adımda mafsalların parçalanıp ayrılması sonrası verilen isimlerdir. Mafsallar ayrı modellendiği için mafsal geometrileri ayrı diğer kısımlar ise kendi içlerinde farklı 'part body' olarak görünmektedir. Analizde kullanılmayacak bir parça 'supress' edilerek analizden çıkarılmıştır. Böylece ekstra bir linke daha ağ yapısı oluşturulmasından ve zaman artışından kaçınılmıştır.

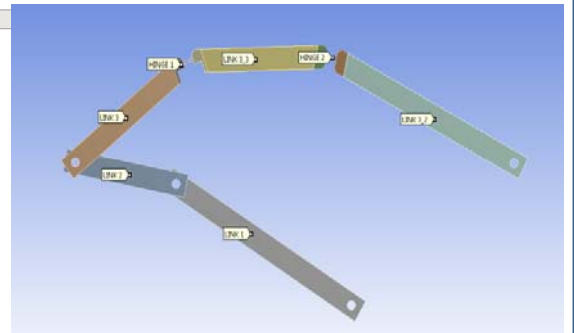
Parça malzeme özelliklerinin atanması:



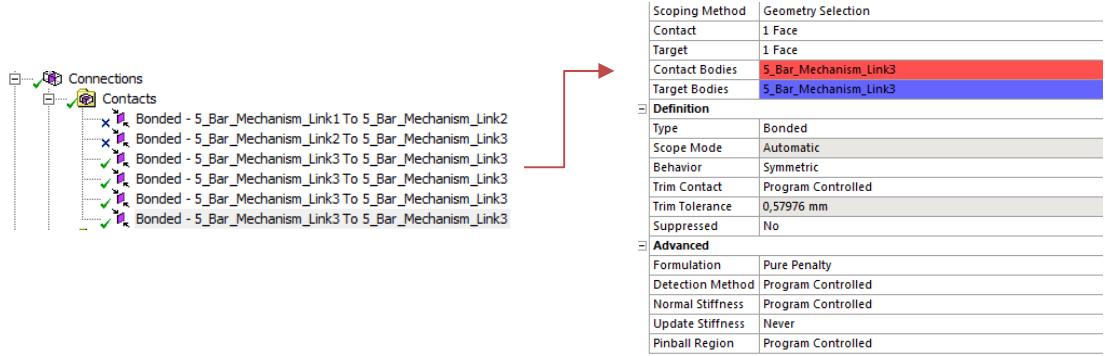
Definition	
Suppressed	No
Stiffness Behavior	Flexible
Coordinate System	Default Coordinate System
Reference Temperat...	By Environment

Details of "5_Bar_Mechanism_Link1"	
Graphics Properties	
Definition	
Suppressed	No
ID (Beta)	17
Stiffness Behavior	Rigid

NOT: Link 1 ve 2 katı diğer parçalar esnek olarak modellendiğinde sonuçların analitik hesaplara daha uzak çıktığı görülmüştür. Link 1 ve 2'de herhangi bir deformasyon olmayacağı bilindiğinden bu kabul yapılmıştır. Aynı analiz tamamen esnek olarak da çözdürülerek sonuçlar kıyaslanmıştır.



Parçalar arası kontak tanımlamalarının yapılması:



Scoping Method	Geometry Selection
Contact	1 Face
Target	1 Face
Contact Bodies	5_Bar_Mechanism_Link3
Target Bodies	5_Bar_Mechanism_Link3

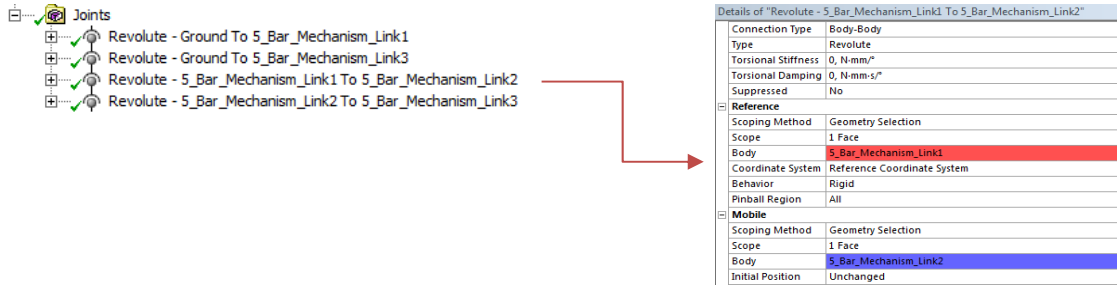
Definition	
Type	Bonded
Scope Mode	Automatic
Behavior	Symmetric
Trim Contact	Program Controlled
Trim Tolerance	0,57976 mm
Suppressed	No

Advanced	
Formulation	Pure Penalty
Detection Method	Program Controlled
Normal Stiffness	Program Controlled
Update Stiffness	Never
Pinball Region	Program Controlled

NOT: Mafsal tanımlamalarıyla verilecek girdilerin olduğu yüzeylerde oluşan otomatik kontak tanımlamaları analizden çıkartılmıştır. Diğer esnek mafsalın olduğu yüzeyler birbirlerine kaynaklı(bonded) olarak tanımlanmıştır.



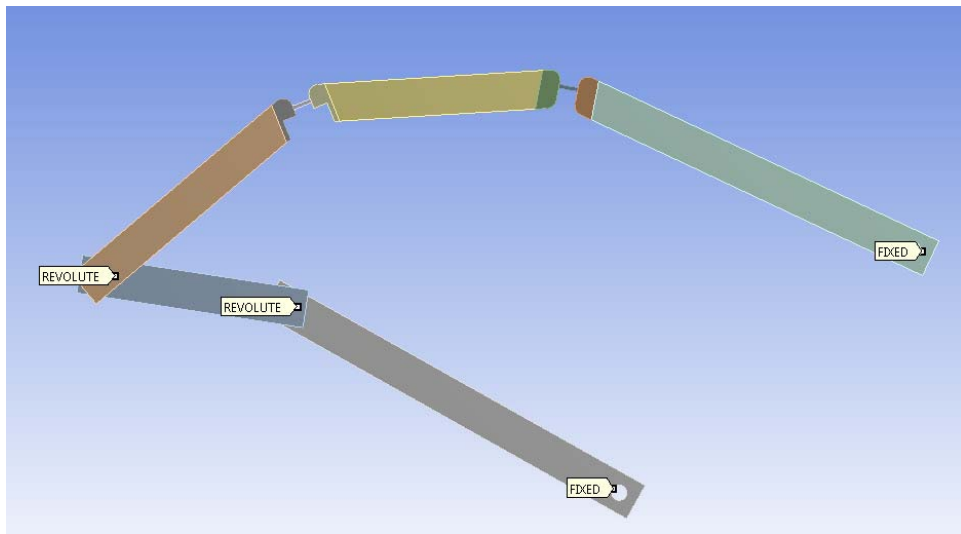
Parçalar arası mafsal tanımlamalarının yapılması:



Details of "Revolute - 5_Bar_Mechanism_Link1 To 5_Bar_Mechanism_Link2"	
Connection Type	Body-Body
Type	Revolute
Torsional Stiffness	0, N-mm/m
Torsional Damping	0, N-mm-s/m
Suppressed	No

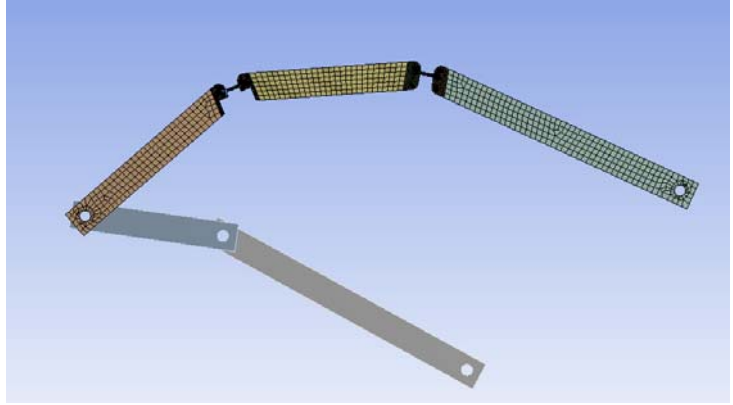
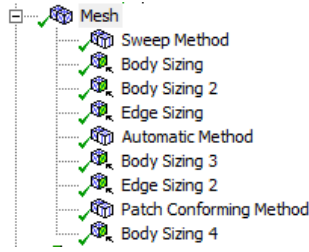
Reference	
Scoping Method	Geometry Selection
Scope	1 Face
Body	5_Bar_Mechanism_Link1
Coordinate System	Reference Coordinate System
Behavior	Rigid
Pinball Region	All

Mobile	
Scoping Method	Geometry Selection
Scope	1 Face
Body	5_Bar_Mechanism_Link2
Initial Position	Unchanged



Mekanizmanın sabit kalıcak (fixed) linki sağlması için yukarıdaki tanımlamalar yapılmıştır. Daha sonra gerekli hareketi sağlması için mafsal bölgelerine gerekli tanımlamalar yapılmıştır. Uzuvlardan hareketli olan belirlenmeli ve mafsal tanımlamaları yapılırken 'mobile' olarak o belirlenen uzvun yüzeyi seçilmelidir. Sabit olarak (Fixed) mafsal tanımlanan yüzeylerde bu önemli değildir.

Ağ örgüsünün oluşturulması:



Yukarıda ağaç yapısında görüldüğü şekilde bir ağ yapısı uygulanmıştır. 'Rigid' olarak tanımlanan linklere ağ yapısı oluşturmaya gerek yoktur. Diğer kısımlarda görüldüğü gibi esnek kısımlarda yoğun ağ yapısı oluşturulmuş, diğer kısımlarda ise o kadar yoğun ağ yapısı uygulanmamıştır.

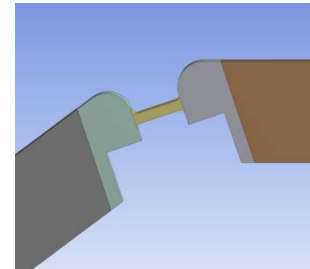
Bu analizde diğer analizlerden farklı olarak 'midside node'lar kullanılmıştır. Bu sayede daha doğru sonuç almak istenmiştir.

Advanced	
Shape Checking	Standard Mechanical
Element Midside Nodes	Program Controlled
Straight Sided Elements	No
Number of Retries	Default (4)
Extra Retries For Assem...	Yes
Rigid Body Behavior	Dimensionally Reduced
Rigid Face Mesh Type	Quad/Tri
Mesh Morphing	Disabled

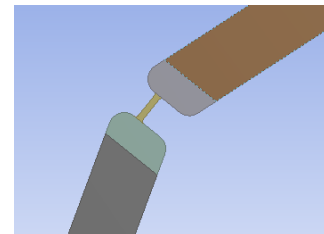
Toplamda kullanılan eleman ve düğüm sayısı aşağıda gösterildiği gibidir.

Statistics	
Nodes	91520
Elements	35457
Mesh Metric	None

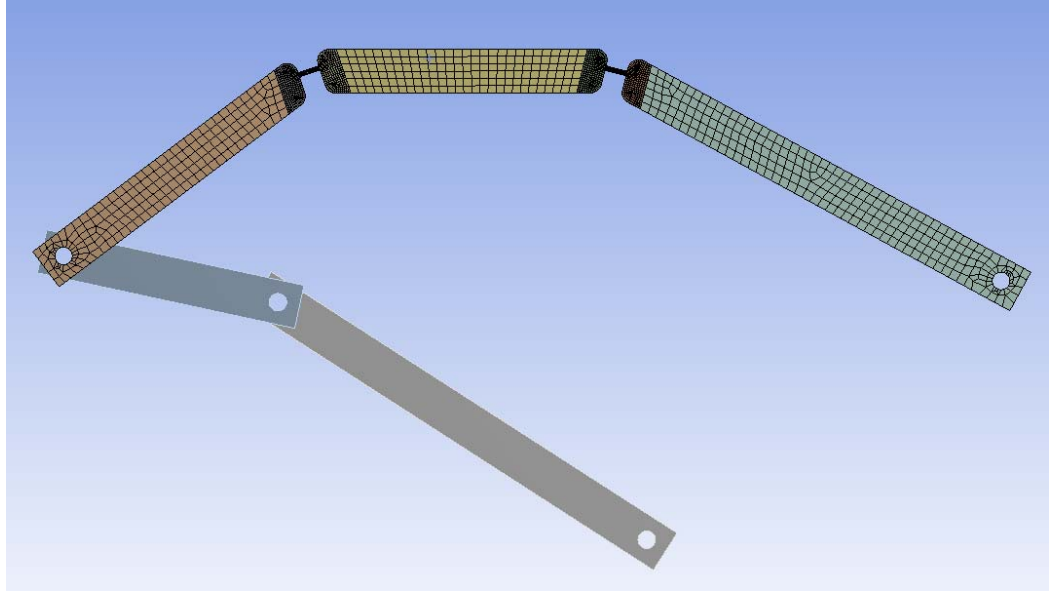
NOT: Bazı geometrilerde hinge_1'in bulunduğu kısımda kesilmiş bir bölge bulunmaktadır. Bunun sebebi 0° değerinde esnek mafsalsın o bölgeden değmesi ve oluşacak deformasyonu engellemesidir.



Diğer açılarda analiz edilen geometrilerde, o bölgede herhangi bir kesilmiş bölge bulunmamaktadır.



Ağ Örgüsünün oluşturulması:



Herhangi bir bölgesi kesilmemiş olarak analiz edilen geometrilerde benzer komutlar kullanılarak yukarıdaki gibi ağ yapısı oluşturulmuştur

Statistics	
<input type="checkbox"/> Nodes	91946
<input type="checkbox"/> Elements	19446
Mesh Metric	None



Analiz Ayarlarının yapılması :

Details of "Analysis Settings"	
Step Controls	
Number Of Steps	3,
Current Step Number	1,
Step End Time	1, s
Auto Time Stepping	On
Define By	Time
Initial Time Step	1,e-002 s
Minimum Time Step	1,e-003 s
Maximum Time Step	1, s
Solver Controls	
Solver Type	Program Controlled
Weak Springs	On
Spring Stiffness	Program Controlled
Large Deflection	On
Inertia Relief	Off

5-Bar analizinde farklı olarak analiz üç farklı adımda gerçekleştirilmiştir. Bu sebeple 'Number of step' değeri '3' olarak seçilmiştir.

'time step' değerleri farklı adımlar için ayrı ayrı girilir.

NOT: Bu analizin önemli yanı 3 farklı adımda gerçekleştirilmesidir. Analizin sağlıklı bir şekilde yürütülebilmesi için 'time step' değerleri uygun olarak seçilmelidir. Çok küçük seçilen adım süreleri analizin çözüm süresini uzatırken, yakınsamanın gerçekleşmesini engelleyebilir. Bu yüzden bu değerler deneyerek bulunabilir. Hissi olarak girilmesi ve çözüm olmaması durumunda hangi adımda sorun çıktığına bakılmalıdır.

Ayrıca analizde lineer olmayan çözüm yönteminin devreye girmesi için 'large deflection' aktif halde olmalıdır.



Analiz Ayarlarının yapılması:

➤ 0° için seçilen analiz ayarları;

Details of "Analysis Settings"	
Step Controls	
Number Of Steps	3,
Current Step Number	1,
Step End Time	1, s
Auto Time Stepping	On
Define By	Time
Initial Time Step	1,e-002 s
Minimum Time Step	1,e-003 s
Maximum Time Step	1, s

Details of "Analysis Settings"	
Step Controls	
Number Of Steps	3,
Current Step Number	2,
Step End Time	2, s
Auto Time Stepping	On
Define By	Time
Carry Over Time Step	Off
Initial Time Step	1,e-003 s
Minimum Time Step	1,e-005 s
Maximum Time Step	1, s

Details of "Analysis Settings"	
Step Controls	
Number Of Steps	3,
Current Step Number	3,
Step End Time	3, s
Auto Time Stepping	On
Define By	Time
Carry Over Time Step	Off
Initial Time Step	0,1 s
Minimum Time Step	1,e-005 s
Maximum Time Step	1, s

➤ 60° için seçilen analiz ayarları;

Details of "Analysis Settings"	
Step Controls	
Number Of Steps	3,
Current Step Number	1,
Step End Time	1, s
Auto Time Stepping	On
Define By	Time
Initial Time Step	1,e-002 s
Minimum Time Step	1,e-003 s
Maximum Time Step	1, s

Details of "Analysis Settings"	
Step Controls	
Number Of Steps	3,
Current Step Number	2,
Step End Time	2, s
Auto Time Stepping	On
Define By	Time
Carry Over Time Step	Off
Initial Time Step	1,e-003 s
Minimum Time Step	1,e-004 s
Maximum Time Step	1, s

Details of "Analysis Settings"	
Step Controls	
Number Of Steps	3,
Current Step Number	3,
Step End Time	3, s
Auto Time Stepping	On
Define By	Time
Carry Over Time Step	Off
Initial Time Step	1,e-002 s
Minimum Time Step	1,e-003 s
Maximum Time Step	1, s

➤ 120° için seçilen analiz ayarları;

Details of "Analysis Settings"	
Step Controls	
Number Of Steps	3,
Current Step Number	1,
Step End Time	1, s
Auto Time Stepping	On
Define By	Time
Initial Time Step	1,e-002 s
Minimum Time Step	1,e-003 s
Maximum Time Step	1, s

Details of "Analysis Settings"	
Step Controls	
Number Of Steps	3,
Current Step Number	2,
Step End Time	2, s
Auto Time Stepping	On
Define By	Time
Carry Over Time Step	Off
Initial Time Step	1,e-003 s
Minimum Time Step	1,e-004 s
Maximum Time Step	1, s

Details of "Analysis Settings"	
Step Controls	
Number Of Steps	3,
Current Step Number	3,
Step End Time	3, s
Auto Time Stepping	On
Define By	Time
Carry Over Time Step	Off
Initial Time Step	1,e-002 s
Minimum Time Step	1,e-003 s
Maximum Time Step	1, s

➤ 180° için seçilen analiz ayarları;

Details of "Analysis Settings"	
Step Controls	
Number Of Steps	3,
Current Step Number	1,
Step End Time	1, s
Auto Time Stepping	On
Define By	Time
Initial Time Step	1,e-002 s
Minimum Time Step	1,e-003 s
Maximum Time Step	1, s

Details of "Analysis Settings"	
Step Controls	
Number Of Steps	3,
Current Step Number	2,
Step End Time	2, s
Auto Time Stepping	On
Define By	Time
Carry Over Time Step	Off
Initial Time Step	1,e-003 s
Minimum Time Step	1,e-004 s
Maximum Time Step	1, s

Details of "Analysis Settings"	
Step Controls	
Number Of Steps	3,
Current Step Number	3,
Step End Time	3, s
Auto Time Stepping	On
Define By	Time
Carry Over Time Step	Off
Initial Time Step	1,e-002 s
Minimum Time Step	1,e-003 s
Maximum Time Step	1, s



Analiz Ayarlarının yapılması :

➤ 240° için seçilen analiz ayarları;

Details of "Analysis Settings"	
Step Controls	
Number Of Steps	3,
Current Step Number	1,
Step End Time	1, s
Auto Time Stepping	On
Define By	Time
Carry Over Time Step	Off
Initial Time Step	1,e-002 s
Minimum Time Step	1,e-003 s
Maximum Time Step	1, s

Details of "Analysis Settings"	
Step Controls	
Number Of Steps	3,
Current Step Number	2,
Step End Time	2, s
Auto Time Stepping	On
Define By	Time
Carry Over Time Step	Off
Initial Time Step	1, e-003 s
Minimum Time Step	1, e-004 s
Maximum Time Step	1, s

Details of "Analysis Settings"	
Step Controls	
Number Of Steps	3,
Current Step Number	3,
Step End Time	3, s
Auto Time Stepping	On
Define By	Time
Carry Over Time Step	Off
Initial Time Step	0,1 s
Minimum Time Step	1, e-006 s
Maximum Time Step	1, s

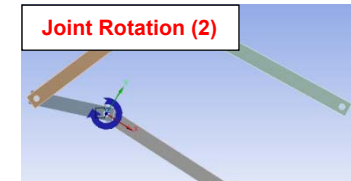
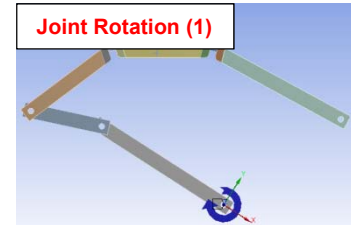
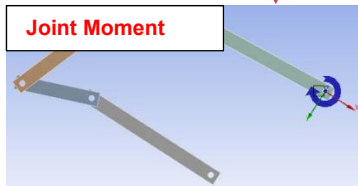
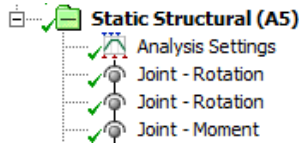
➤ 300° için seçilen analiz ayarları;

Details of "Analysis Settings"	
Step Controls	
Number Of Steps	3,
Current Step Number	1,
Step End Time	1, s
Auto Time Stepping	On
Define By	Time
Carry Over Time Step	Off
Initial Time Step	1, e-002 s
Minimum Time Step	1, e-003 s
Maximum Time Step	1, s

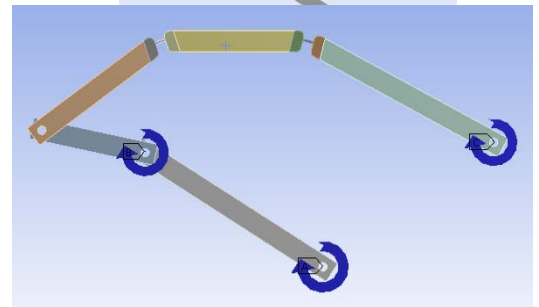
Details of "Analysis Settings"	
Step Controls	
Number Of Steps	3,
Current Step Number	2,
Step End Time	2, s
Auto Time Stepping	On
Define By	Time
Carry Over Time Step	Off
Initial Time Step	1, e-003 s
Minimum Time Step	1, e-004 s
Maximum Time Step	1, s

Details of "Analysis Settings"	
Step Controls	
Number Of Steps	3,
Current Step Number	3,
Step End Time	3, s
Auto Time Stepping	On
Define By	Time
Carry Over Time Step	Off
Initial Time Step	0,1 s
Minimum Time Step	1, e-006 s
Maximum Time Step	1, s

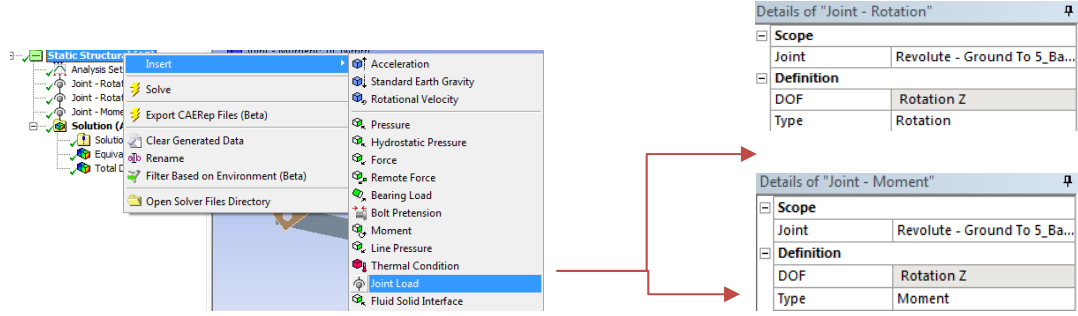
Yükleme koşullarının belirlenmesi :



Uygulanan yüklemeler şekillerde gösterildiği gibidir. Farklı açı değerleri için teorik olarak belirlenen değerler farklı olarak girilmiştir. Ancak yüklemelerin uygulandığı bölgeler aynıdır. Yan tarafta yüklemelerin



Yüklemelerin Ansys içerisinde seçilmesi:



NOT: 'Joint load' komutu ile gerekli girdileri vermek analizın çözümü açısından daha iyi sonuç vermiştir. Farklı komutlar ile bu hareket sağlanabilir ancak analiz karmaşık ve modellemesi zor olduğu için diğer komutlarda denenmiş ve 'joint load' ile verilmesi daha sağlıklı olmuştur.

Komut içerisinde bulunan 'type' kısmı ile verilen girdinin türünü seçerek değeriyle birlikte yüklemeler tamamlanmıştır. Değer tabular data'dan farklı zamanlar için tek tek girilmelidir.



Yükleme değerleri(Farklı açılar için):

Tabular Data	JOINT-ROTATION(1)	JOINT-ROTATION(2)	JOINT-MOMENT																																																						
0°	<table border="1"> <thead> <tr> <th>Steps</th> <th>Time [s]</th> <th>Rotation [°]</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>1</td><td>1</td><td>0, 0,</td></tr> <tr><td>2</td><td>1</td><td>1, -13,977</td></tr> <tr><td>3</td><td>2</td><td>2, = -13,977</td></tr> <tr><td>4</td><td>3</td><td>3, = -13,977</td></tr> <tr><td>*</td><td></td><td></td></tr> </tbody> </table>	Steps	Time [s]	Rotation [°]	1	1	0, 0,	2	1	1, -13,977	3	2	2, = -13,977	4	3	3, = -13,977	*			<table border="1"> <thead> <tr> <th>Steps</th> <th>Time [s]</th> <th>Rotation [°]</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>1</td><td>1</td><td>0, 0,</td></tr> <tr><td>2</td><td>1</td><td>1, 0,</td></tr> <tr><td>3</td><td>2</td><td>2, -160,29</td></tr> <tr><td>4</td><td>3</td><td>3, -160,29</td></tr> <tr><td>*</td><td></td><td></td></tr> </tbody> </table>	Steps	Time [s]	Rotation [°]	1	1	0, 0,	2	1	1, 0,	3	2	2, -160,29	4	3	3, -160,29	*			<table border="1"> <thead> <tr> <th>Steps</th> <th>Time [s]</th> <th>Moment [N-mm]</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>1</td><td>1</td><td>0, 0,</td></tr> <tr><td>2</td><td>1</td><td>1, -100,</td></tr> <tr><td>3</td><td>2</td><td>2, = -9,0909</td></tr> <tr><td>4</td><td>3</td><td>2,1 0,</td></tr> <tr><td>5</td><td>3</td><td>3, -100,</td></tr> </tbody> </table>	Steps	Time [s]	Moment [N-mm]	1	1	0, 0,	2	1	1, -100,	3	2	2, = -9,0909	4	3	2,1 0,	5	3	3, -100,
Steps	Time [s]	Rotation [°]																																																							
1	1	0, 0,																																																							
2	1	1, -13,977																																																							
3	2	2, = -13,977																																																							
4	3	3, = -13,977																																																							
*																																																									
Steps	Time [s]	Rotation [°]																																																							
1	1	0, 0,																																																							
2	1	1, 0,																																																							
3	2	2, -160,29																																																							
4	3	3, -160,29																																																							
*																																																									
Steps	Time [s]	Moment [N-mm]																																																							
1	1	0, 0,																																																							
2	1	1, -100,																																																							
3	2	2, = -9,0909																																																							
4	3	2,1 0,																																																							
5	3	3, -100,																																																							
60°	<table border="1"> <thead> <tr> <th>Steps</th> <th>Time [s]</th> <th>Rotation [°]</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>1</td><td>1</td><td>0, 0,</td></tr> <tr><td>2</td><td>1</td><td>1, -13,977</td></tr> <tr><td>3</td><td>2</td><td>2, = -13,977</td></tr> <tr><td>4</td><td>3</td><td>3, = -13,977</td></tr> <tr><td>*</td><td></td><td></td></tr> </tbody> </table>	Steps	Time [s]	Rotation [°]	1	1	0, 0,	2	1	1, -13,977	3	2	2, = -13,977	4	3	3, = -13,977	*			<table border="1"> <thead> <tr> <th>Steps</th> <th>Time [s]</th> <th>Rotation [°]</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>1</td><td>1</td><td>0, 0,</td></tr> <tr><td>2</td><td>1</td><td>1, 0,</td></tr> <tr><td>3</td><td>2</td><td>2, -100,29</td></tr> <tr><td>4</td><td>3</td><td>3, -100,29</td></tr> <tr><td>*</td><td></td><td></td></tr> </tbody> </table>	Steps	Time [s]	Rotation [°]	1	1	0, 0,	2	1	1, 0,	3	2	2, -100,29	4	3	3, -100,29	*			<table border="1"> <thead> <tr> <th>Steps</th> <th>Time [s]</th> <th>Moment [N-mm]</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>1</td><td>1</td><td>0, 0,</td></tr> <tr><td>2</td><td>1</td><td>1, 10,</td></tr> <tr><td>3</td><td>2</td><td>2, = 10,</td></tr> <tr><td>4</td><td>3</td><td>2,1 10,</td></tr> <tr><td>5</td><td>3</td><td>3, = 10,</td></tr> </tbody> </table>	Steps	Time [s]	Moment [N-mm]	1	1	0, 0,	2	1	1, 10,	3	2	2, = 10,	4	3	2,1 10,	5	3	3, = 10,
Steps	Time [s]	Rotation [°]																																																							
1	1	0, 0,																																																							
2	1	1, -13,977																																																							
3	2	2, = -13,977																																																							
4	3	3, = -13,977																																																							
*																																																									
Steps	Time [s]	Rotation [°]																																																							
1	1	0, 0,																																																							
2	1	1, 0,																																																							
3	2	2, -100,29																																																							
4	3	3, -100,29																																																							
*																																																									
Steps	Time [s]	Moment [N-mm]																																																							
1	1	0, 0,																																																							
2	1	1, 10,																																																							
3	2	2, = 10,																																																							
4	3	2,1 10,																																																							
5	3	3, = 10,																																																							
120°	<table border="1"> <thead> <tr> <th>Steps</th> <th>Time [s]</th> <th>Rotation [°]</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>1</td><td>1</td><td>0, 0,</td></tr> <tr><td>2</td><td>1</td><td>1, -13,977</td></tr> <tr><td>3</td><td>2</td><td>2, = -13,977</td></tr> <tr><td>4</td><td>3</td><td>3, = -13,977</td></tr> <tr><td>*</td><td></td><td></td></tr> </tbody> </table>	Steps	Time [s]	Rotation [°]	1	1	0, 0,	2	1	1, -13,977	3	2	2, = -13,977	4	3	3, = -13,977	*			<table border="1"> <thead> <tr> <th>Steps</th> <th>Time [s]</th> <th>Rotation [°]</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>1</td><td>1</td><td>0, 0,</td></tr> <tr><td>2</td><td>1</td><td>1, 0,</td></tr> <tr><td>3</td><td>2</td><td>2, -40,289</td></tr> <tr><td>4</td><td>3</td><td>3, -40,289</td></tr> <tr><td>*</td><td></td><td></td></tr> </tbody> </table>	Steps	Time [s]	Rotation [°]	1	1	0, 0,	2	1	1, 0,	3	2	2, -40,289	4	3	3, -40,289	*			<table border="1"> <thead> <tr> <th>Steps</th> <th>Time [s]</th> <th>Moment [N-mm]</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>1</td><td>1</td><td>0, 0,</td></tr> <tr><td>2</td><td>1</td><td>1, -10,</td></tr> <tr><td>3</td><td>2</td><td>2, = 8,1818</td></tr> <tr><td>4</td><td>3</td><td>2,1 10,</td></tr> <tr><td>5</td><td>3</td><td>3, 10,</td></tr> </tbody> </table>	Steps	Time [s]	Moment [N-mm]	1	1	0, 0,	2	1	1, -10,	3	2	2, = 8,1818	4	3	2,1 10,	5	3	3, 10,
Steps	Time [s]	Rotation [°]																																																							
1	1	0, 0,																																																							
2	1	1, -13,977																																																							
3	2	2, = -13,977																																																							
4	3	3, = -13,977																																																							
*																																																									
Steps	Time [s]	Rotation [°]																																																							
1	1	0, 0,																																																							
2	1	1, 0,																																																							
3	2	2, -40,289																																																							
4	3	3, -40,289																																																							
*																																																									
Steps	Time [s]	Moment [N-mm]																																																							
1	1	0, 0,																																																							
2	1	1, -10,																																																							
3	2	2, = 8,1818																																																							
4	3	2,1 10,																																																							
5	3	3, 10,																																																							
180°	<table border="1"> <thead> <tr> <th>Steps</th> <th>Time [s]</th> <th>Rotation [°]</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>1</td><td>1</td><td>0, 0,</td></tr> <tr><td>2</td><td>1</td><td>1, -13,977</td></tr> <tr><td>3</td><td>2</td><td>2, = -13,977</td></tr> <tr><td>4</td><td>3</td><td>3, = -13,977</td></tr> <tr><td>*</td><td></td><td></td></tr> </tbody> </table>	Steps	Time [s]	Rotation [°]	1	1	0, 0,	2	1	1, -13,977	3	2	2, = -13,977	4	3	3, = -13,977	*			<table border="1"> <thead> <tr> <th>Steps</th> <th>Time [s]</th> <th>Rotation [°]</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>1</td><td>1</td><td>0, 0,</td></tr> <tr><td>2</td><td>1</td><td>1, 0,</td></tr> <tr><td>3</td><td>2</td><td>2, 20,289</td></tr> <tr><td>4</td><td>3</td><td>3, 20,289</td></tr> <tr><td>*</td><td></td><td></td></tr> </tbody> </table>	Steps	Time [s]	Rotation [°]	1	1	0, 0,	2	1	1, 0,	3	2	2, 20,289	4	3	3, 20,289	*			<table border="1"> <thead> <tr> <th>Steps</th> <th>Time [s]</th> <th>Moment [N-mm]</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>1</td><td>1</td><td>0, 0,</td></tr> <tr><td>2</td><td>1</td><td>1, 10,</td></tr> <tr><td>3</td><td>2</td><td>2, = 10,</td></tr> <tr><td>4</td><td>3</td><td>2,1 10,</td></tr> <tr><td>5</td><td>3</td><td>3, = 10,</td></tr> </tbody> </table>	Steps	Time [s]	Moment [N-mm]	1	1	0, 0,	2	1	1, 10,	3	2	2, = 10,	4	3	2,1 10,	5	3	3, = 10,
Steps	Time [s]	Rotation [°]																																																							
1	1	0, 0,																																																							
2	1	1, -13,977																																																							
3	2	2, = -13,977																																																							
4	3	3, = -13,977																																																							
*																																																									
Steps	Time [s]	Rotation [°]																																																							
1	1	0, 0,																																																							
2	1	1, 0,																																																							
3	2	2, 20,289																																																							
4	3	3, 20,289																																																							
*																																																									
Steps	Time [s]	Moment [N-mm]																																																							
1	1	0, 0,																																																							
2	1	1, 10,																																																							
3	2	2, = 10,																																																							
4	3	2,1 10,																																																							
5	3	3, = 10,																																																							
240°	<table border="1"> <thead> <tr> <th>Steps</th> <th>Time [s]</th> <th>Rotation [°]</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>1</td><td>1</td><td>0, 0,</td></tr> <tr><td>2</td><td>1</td><td>1, -13,977</td></tr> <tr><td>3</td><td>2</td><td>2, = -13,977</td></tr> <tr><td>4</td><td>3</td><td>3, = -13,977</td></tr> <tr><td>*</td><td></td><td></td></tr> </tbody> </table>	Steps	Time [s]	Rotation [°]	1	1	0, 0,	2	1	1, -13,977	3	2	2, = -13,977	4	3	3, = -13,977	*			<table border="1"> <thead> <tr> <th>Steps</th> <th>Time [s]</th> <th>Rotation [°]</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>1</td><td>1</td><td>0, 0,</td></tr> <tr><td>2</td><td>1</td><td>1, 0,</td></tr> <tr><td>3</td><td>2</td><td>2, 80,289</td></tr> <tr><td>4</td><td>3</td><td>3, 80,289</td></tr> <tr><td>*</td><td></td><td></td></tr> </tbody> </table>	Steps	Time [s]	Rotation [°]	1	1	0, 0,	2	1	1, 0,	3	2	2, 80,289	4	3	3, 80,289	*			<table border="1"> <thead> <tr> <th>Steps</th> <th>Time [s]</th> <th>Moment [N-mm]</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>1</td><td>1</td><td>0, 0,</td></tr> <tr><td>2</td><td>1</td><td>1, -10,</td></tr> <tr><td>3</td><td>2</td><td>2, = -0,90909</td></tr> <tr><td>4</td><td>3</td><td>2,1 0,</td></tr> <tr><td>5</td><td>3</td><td>3, -100,</td></tr> </tbody> </table>	Steps	Time [s]	Moment [N-mm]	1	1	0, 0,	2	1	1, -10,	3	2	2, = -0,90909	4	3	2,1 0,	5	3	3, -100,
Steps	Time [s]	Rotation [°]																																																							
1	1	0, 0,																																																							
2	1	1, -13,977																																																							
3	2	2, = -13,977																																																							
4	3	3, = -13,977																																																							
*																																																									
Steps	Time [s]	Rotation [°]																																																							
1	1	0, 0,																																																							
2	1	1, 0,																																																							
3	2	2, 80,289																																																							
4	3	3, 80,289																																																							
*																																																									
Steps	Time [s]	Moment [N-mm]																																																							
1	1	0, 0,																																																							
2	1	1, -10,																																																							
3	2	2, = -0,90909																																																							
4	3	2,1 0,																																																							
5	3	3, -100,																																																							
300°	<table border="1"> <thead> <tr> <th>Steps</th> <th>Time [s]</th> <th>Rotation [°]</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>1</td><td>1</td><td>0, 0,</td></tr> <tr><td>2</td><td>1</td><td>1, -13,977</td></tr> <tr><td>3</td><td>2</td><td>2, = -13,977</td></tr> <tr><td>4</td><td>3</td><td>3, = -13,977</td></tr> <tr><td>*</td><td></td><td></td></tr> </tbody> </table>	Steps	Time [s]	Rotation [°]	1	1	0, 0,	2	1	1, -13,977	3	2	2, = -13,977	4	3	3, = -13,977	*			<table border="1"> <thead> <tr> <th>Steps</th> <th>Time [s]</th> <th>Rotation [°]</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>1</td><td>1</td><td>0, 0,</td></tr> <tr><td>2</td><td>1</td><td>1, 0,</td></tr> <tr><td>3</td><td>2</td><td>2, 140,29</td></tr> <tr><td>4</td><td>3</td><td>3, 140,29</td></tr> <tr><td>*</td><td></td><td></td></tr> </tbody> </table>	Steps	Time [s]	Rotation [°]	1	1	0, 0,	2	1	1, 0,	3	2	2, 140,29	4	3	3, 140,29	*			<table border="1"> <thead> <tr> <th>Steps</th> <th>Time [s]</th> <th>Moment [N-mm]</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>1</td><td>1</td><td>0, 0,</td></tr> <tr><td>2</td><td>1</td><td>1, -10,</td></tr> <tr><td>3</td><td>2</td><td>2, = -0,90909</td></tr> <tr><td>4</td><td>3</td><td>2,1 0,</td></tr> <tr><td>5</td><td>3</td><td>3, -100,</td></tr> </tbody> </table>	Steps	Time [s]	Moment [N-mm]	1	1	0, 0,	2	1	1, -10,	3	2	2, = -0,90909	4	3	2,1 0,	5	3	3, -100,
Steps	Time [s]	Rotation [°]																																																							
1	1	0, 0,																																																							
2	1	1, -13,977																																																							
3	2	2, = -13,977																																																							
4	3	3, = -13,977																																																							
*																																																									
Steps	Time [s]	Rotation [°]																																																							
1	1	0, 0,																																																							
2	1	1, 0,																																																							
3	2	2, 140,29																																																							
4	3	3, 140,29																																																							
*																																																									
Steps	Time [s]	Moment [N-mm]																																																							
1	1	0, 0,																																																							
2	1	1, -10,																																																							
3	2	2, = -0,90909																																																							
4	3	2,1 0,																																																							
5	3	3, -100,																																																							

Yükleme değerleri verilirken dikkat edilecek noktalar:

Analiz toplam 3 sn'de gerçekleştirilmiştir. Bu yüzden farklı açı değerleri için çözdürülen analizlerde, farklı yüklemeler için ayrı ayrı verilmiştir. Analizin toplamda 3 adımda gerçekleştirilmesine karar verilmiştir. Ancak araya farklı saniye değerleri eklemek(örneğin 2.1 sn) çözülecek adım sayısını arttırmamaktadır. Bu şekilde analizin yakınsaması ve doğru şekilde gerçekleştirilmesi amaçlanmıştır.

Uygulanan ilk dönme hareketi(Rotation1), mekanizmanın ilk konuma gelmesi için verilmiştir. Diğer yüklemeler teorik hesaplamalar sonrasında elde edilen değerlerdir ve her açı değeri için farklılık arz eder.

Moment, ilk saniyeden itibaren mekanizmaya etki etmemektedir.

Bu yüzden moment değeri girilirken aktif olmadığı bölümler seçilerek

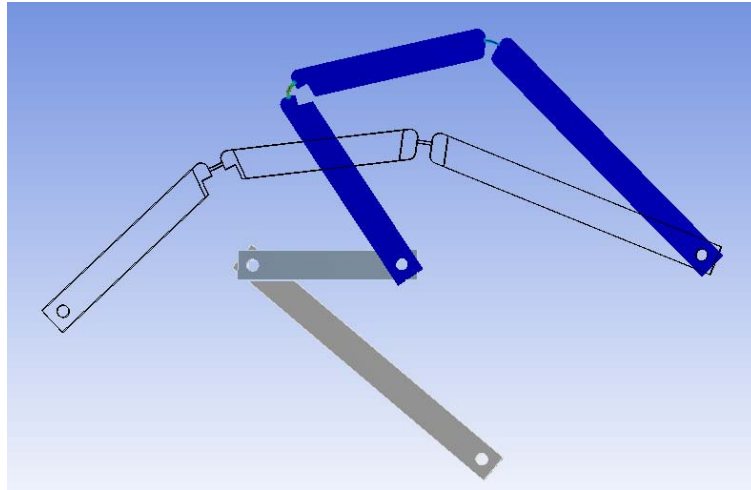
Ansys 'tabular data' üzerinden fare ile sağ tıklanarak 'deactive' hale getirilmelidir. Moment komutunda bulunan grilik bunu anlatmaktadır.

Steps	Time [s]	✓ Moment [N-mm]
1	1	0,
2	1	-10,
3	2	= -0,90909
4	3	0,
5	3	-100,
*		

9.4.1. Analiz Sonuçları

0° için yapılan analiz sonuçları;

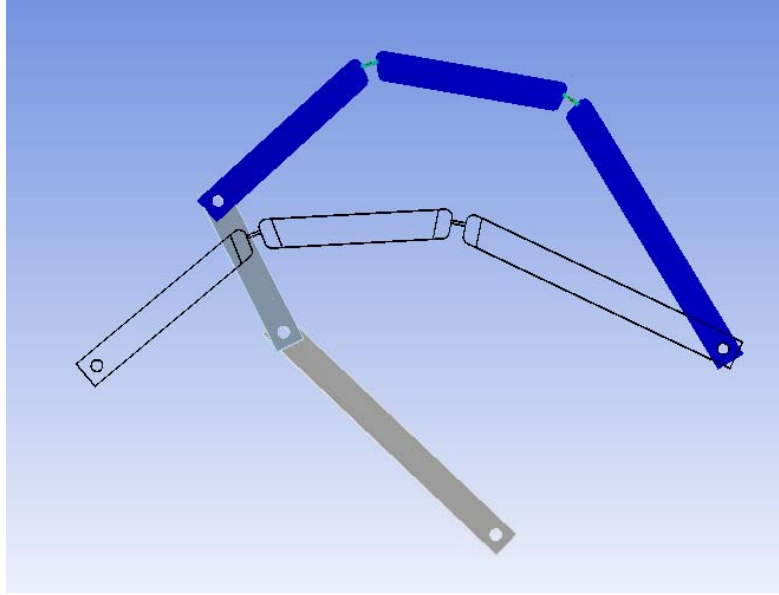
Mekanizma gerekli yüklemelerin verilmesi ile ilk olarak 0° konumuna getirilmiştir. Daha sonra hesaplanan dönme değeri ve moment uygulanarak uzuvların son açıları elde edilmiştir. (Çalışma videosu ekte mevcuttur).



Şekil 9.5. 0° için mekanizmanın ilk ve son konumu

120° için yapılan analiz sonuçları;

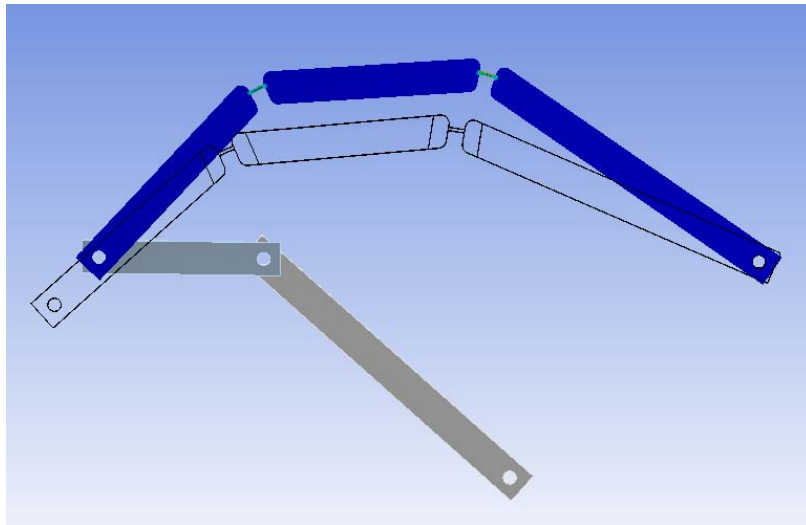
Mekanizma gerekli yüklemelerin verilmesi ile ilk olarak 120° konumuna getirilmiştir. Daha sonra hesaplanan dönme değeri ve moment uygulanarak uzuvların son açıları elde edilmiştir. (Çalışma videosu ekte mevcuttur).



Şekil 9.8. 120° için mekanizmanın ilk ve son konumu

180° için yapılan analiz sonuçları;

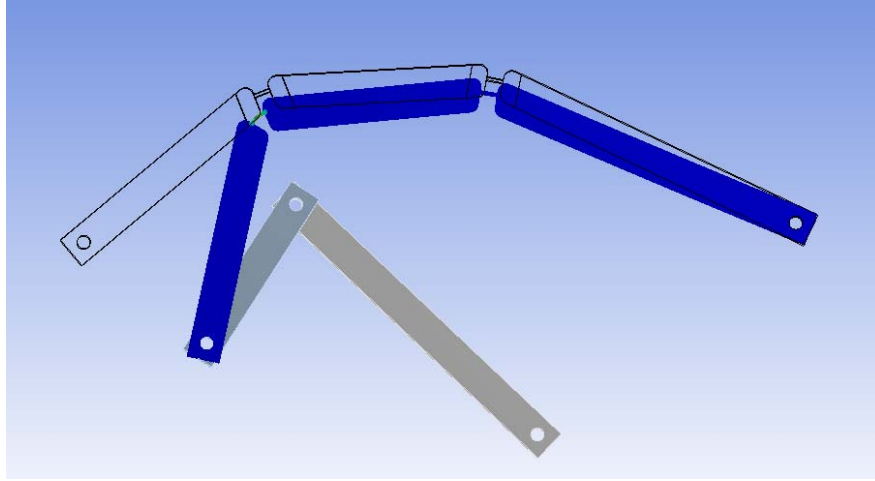
Mekanizma gerekli yüklemelerin verilmesi ile ilk olarak 180° konumuna getirilmiştir. Daha sonra hesaplanan dönme değeri ve moment uygulanarak uzuvların son açıları elde edilmiştir. (Çalışma videosu ekte mevcuttur).



Şekil 9.9. 180° için mekanizmanın ilk ve son konumu

240° için yapılan analiz sonuçları;

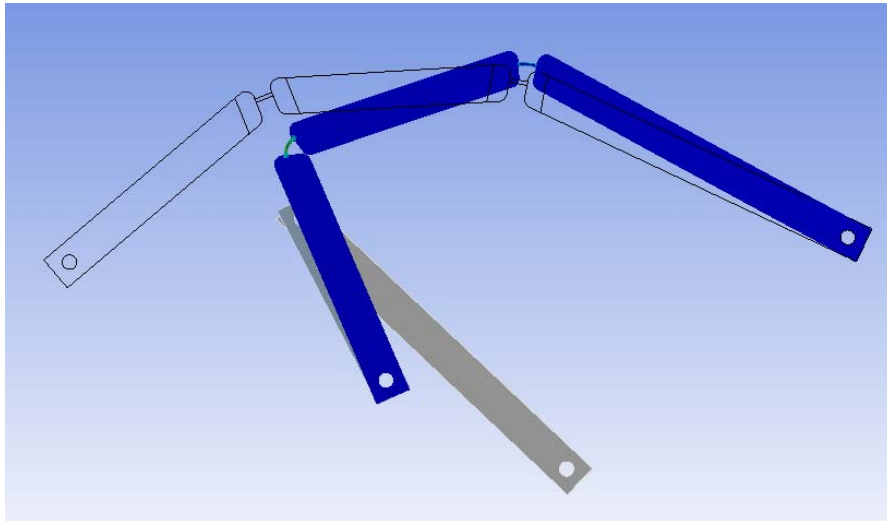
Mekanizma gerekli yüklemelerin verilmesi ile ilk olarak 240° konumuna getirilmiştir. Daha sonra hesaplanan dönme değeri ve moment uygulanarak uzuvların son açıları elde edilmiştir. (Çalışma videosu ekte mevcuttur).



Şekil 9.10. 240° için mekanizmanın ilk ve son konumu

300° için yapılan analiz sonuçları;

Mekanizma gerekli yüklemelerin verilmesi ile ilk olarak 300° konumuna getirilmiştir. Daha sonra hesaplanan dönme değeri ve moment uygulanarak uzuvların son açıları elde edilmiştir. (Çalışma videosu ekte mevcuttur).

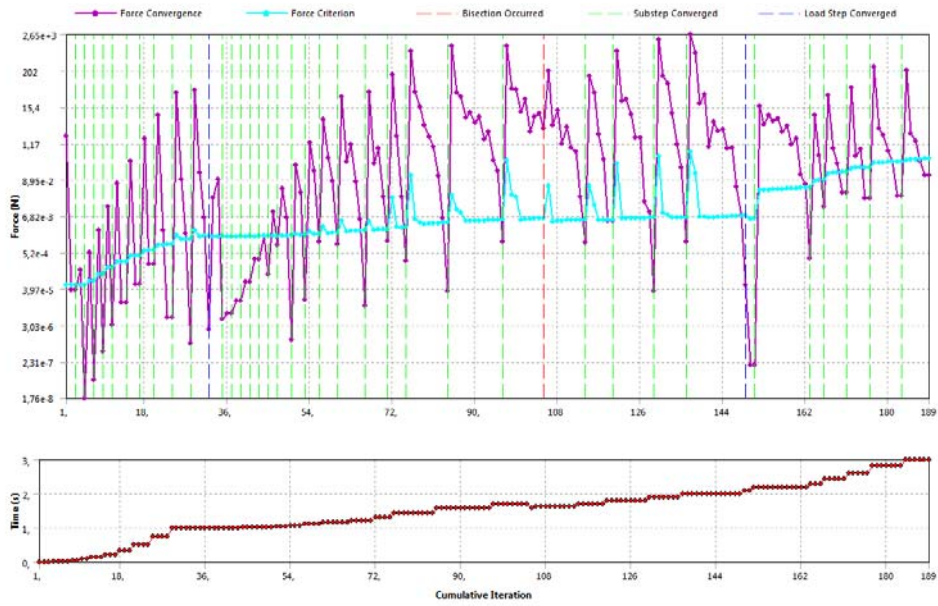


Şekil 9.11 300° için mekanizmanın ilk ve son konumu

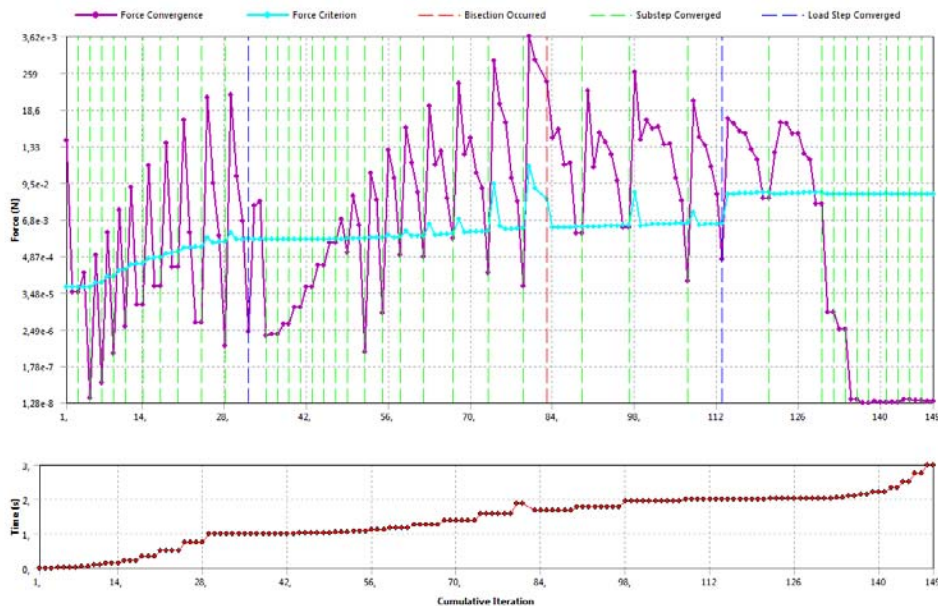
9.4.2. Yakınsama Grafikleri

Gerçekleştirilen analizde farklı açı değerleri için aşağıdaki yakınsama grafikleri elde edilmiştir. Girilen farklı zaman adımlarının etkisi buradan daha rahat görülebilir. Ayrıca analizler gerçekleşirken buradan takip edilerek hangi analizde hangi adımda yakınsama olmadığı anlaşılabilir. Yeni süreler(time step) girilerek analiz çözdürülebilir.

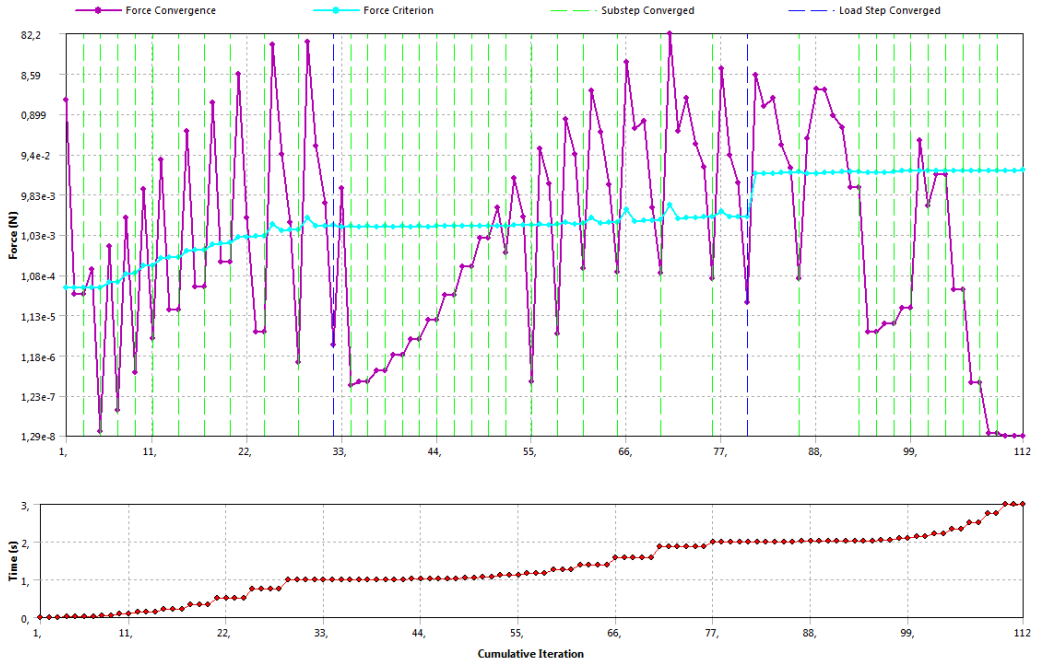
0° için yapılan analiz sonuçları;



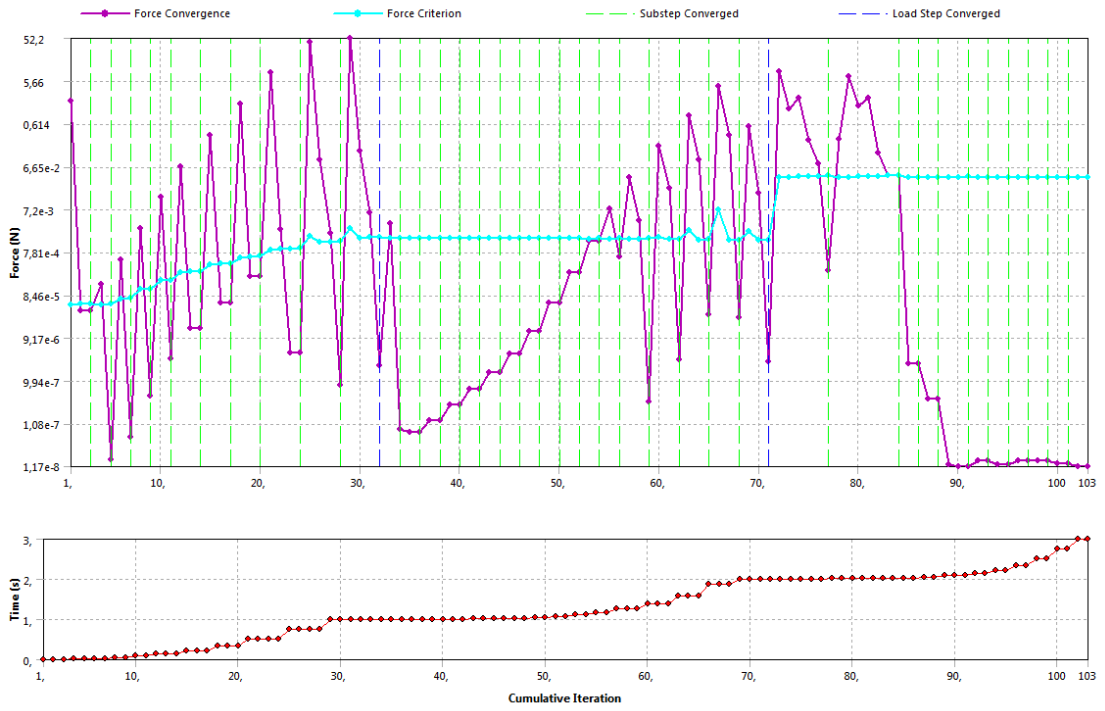
60° için yapılan analiz sonuçları;



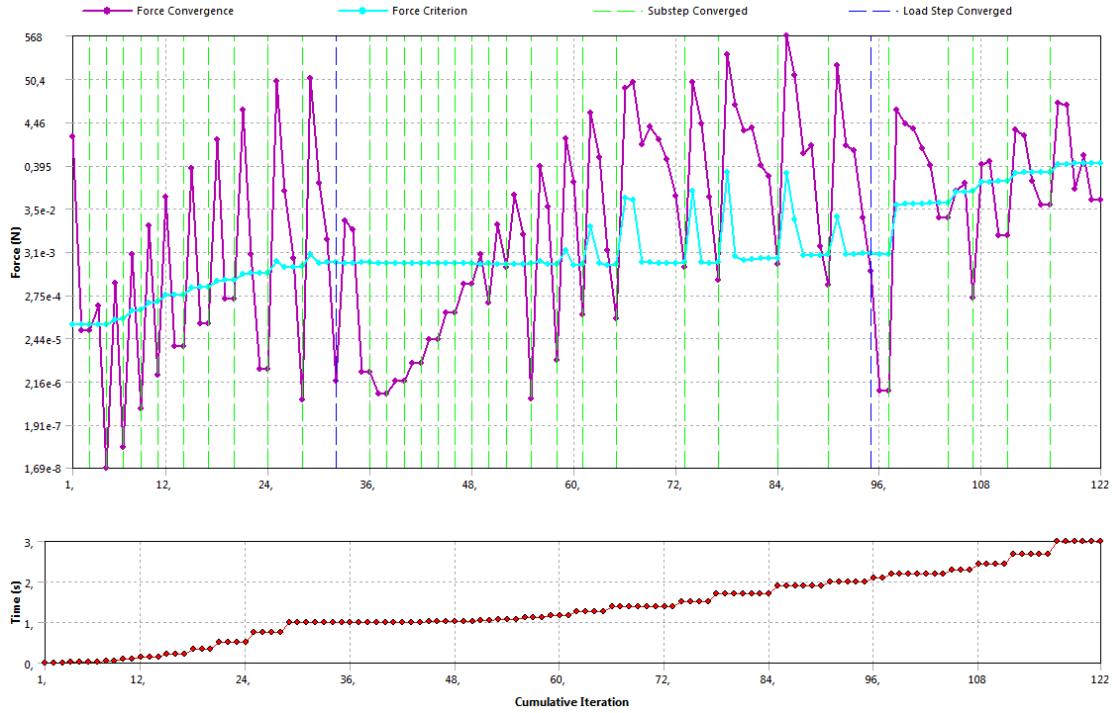
120° için yapılan analiz sonuçları;



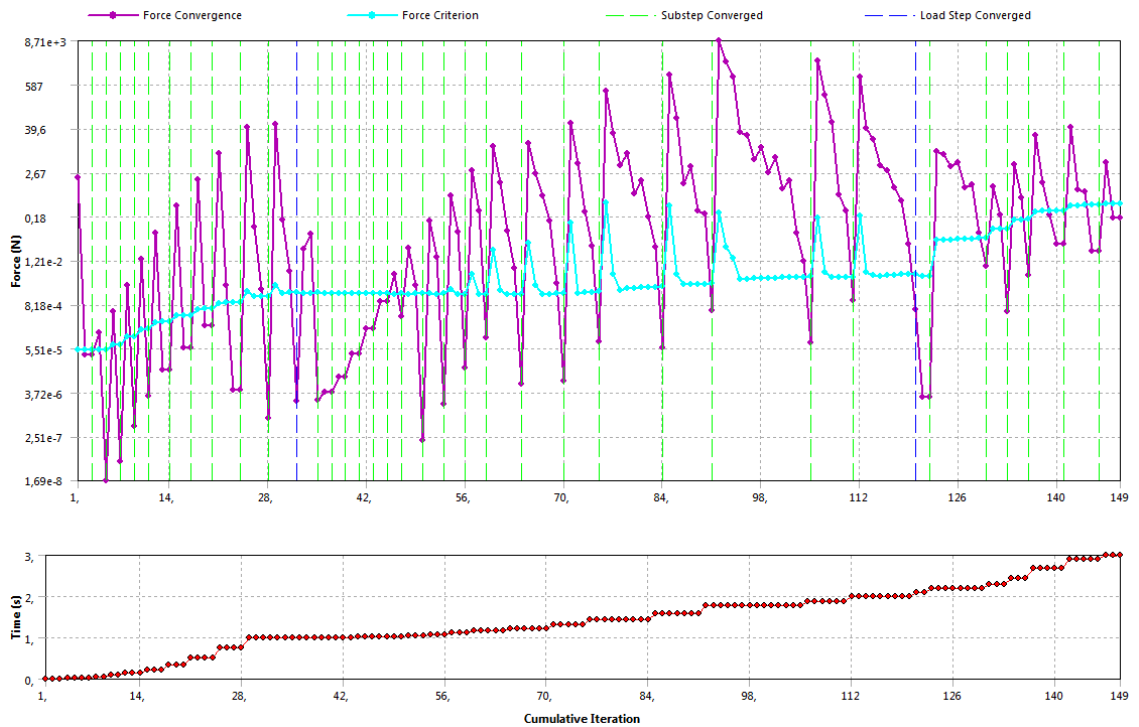
180° için yapılan analiz sonuçları;



240° için yapılan analiz sonuçları;



300° için yapılan analiz sonuçları;



10. SONUÇLAR

Bu çalışmada üç farklı tip esnek mekanizma ele alınmıştır. Literatürde tez danışmanları ve esnek mekanizmalar grubunun yayınları dışında düzlem dışı hareketlere sahip esnek uzaysal mekanizmalar konusundaki çalışmalar oldukça azdır. Bu tez içerisinde çalışılan mekanizmalar daha önce literatürde yer almamış tamamen özgün mekanizmalardır. Uzaysal krank-biyel ve uzaysal dört-çubuk mekanizmalarının esnek karşılıklarıdır.

Ele alınan ilk mekanizma tamamen esnek uzaysal dört çubuk mekanizmasıdır. Bu mekanizmada tüm mafsallar esnek mafsallardır için tek parçadır. Esnek mafsalların bükülme ve burulma açılarının tespiti için teorik model oluşturulmuştur. Bu tip mekanizmaların genelleştirilmiş tasarımı ve analizi için bir matematiksel model geliştirilmiştir. Teorik model ANSYS programı kullanılarak kontrol edilmiştir. Son olarak gerçek mekanizmalar üretilip sonuçlar karşılaştırılarak teorik modelin doğruluğu ispatlanmıştır.

Tez kapsamında incelenen ikinci mekanizma ise yine esnek uzaysal krank-biyel mekanizmasıdır ancak bu mekanizmada kızak hariç tüm mafsallar esnek, yani mekanizma tek parçadır. Tasarım ve analiz için bir teorik çalışma yapılmış, ANSYS programı kullanılarak kontrol edilmiştir. Son olarak gerçek mekanizmalar üretilip sonuçlar karşılaştırılmış ve teorik modelin doğruluğu ispatlanmıştır.

İncelenen üçüncü mekanizma kısıtsız esnek beş çubuk mekanizmasıdır. Doç. Dr. Engin Tanık'ın teorik hesaplamaları sonucu elde ettiği değerler [31], ANSYS programı içerisinde analiz edilerek kontrol edilmiştir. Bu çalışma için uygun analiz metotları geliştirilmiş ve analizin teorik sonuçlara yakınsaması sağlanmıştır. Bu çalışmada geliştirilen metodoloji oldukça önemli olup literatürde örneği olmamaktadır.

Tez kapsamında ele alınan özgün mekanizmaların genelleştirilmiş tasarım yöntemleri PRBM yöntemi kullanılarak matematik modeller oluşturulmuştur. PRBM'nin tanımında da belirtildiği gibi [2], bu yöntem ön tasarım yapmak amaçlı kullanılmaktadır. Tez ve tübitak projesinde önerilen genelleştirilmiş tasarım yöntemleri ile istenen hareketi gerçekleştiren mekanizma ve mafsalları elde edildikten sonra, sonlu elemanlar yöntemi gibi diğer yaklaşımlarla daha detaylı tasarımlara ve boyutlandırmalar yapmak mümkündür. Ancak bu tip

optimizasyonlar yapmadan önce projede önerilen yöntemleri kullanmak bu tip mekanizmaların tasarımında çok önemli kolaylıklar sağlar.

Esnek mekanizmalar ile yapılan çalışmalarda elde edilen modellerin sonlu elemanlar yöntemi ile analiz edilmesi az bilinen ve uygulaması zor bir çalışmadır. Ansys programı içerisinde 'Static Structural' analiz modülü esnek mekanizma analizleri için en uygun modüldür. Bu modül ile mekanizmaların hareketliliği sağlanarak istenilen sonuçlar okunabilir. Gerilmelerin yüksek olduğu bölgeler bilindiğinden bu kısımlar kendi içerisinde modellenmelidir. Keskin veya çok yüzeyle bölgeler düzeltilerek gerilme yığılması veya gerilmelerin noktasal olarak belirli bölgelerde çıkması engellenmelidir. Geometri üzerinde yapılan düzenlemelerin sonucunda model kısmına geçilerek analiz gerçekleştirilebilir. Belirli bölgeler rijit, belirli bölgelerin esnek yapıda olduğundan, doğru kontak tanımlamaları yapılmalıdır. Rijit ve esnek parçaların birlikte temas halinde olduğu analizlerde asimetric kontak tanımlamaları uygundur. Ansys içerisinde bulunan kontak algoritmaları doğru seçilerek bu tür analizler gerçekleştirilebilir. Geometrinin birçok parçaya ayrılarak kontak sayısının artırılması hem analiz süresini uzatır hem de kontak algoritmalarında olan küçük hataların analizi etkilemesine yol açabilir. Esnek mekanizmaların sonlu elemanlar analizinde en önemli nokta bu analizlerin nonlinear gerçekleştirilme zorunluluğudur. Ansys ile lineer çözümlere ulaşmak kolaydır. Ancak nonlinear çözümler için en ufak detay önemlidir. Analizlerde dikkat edilmesi gereken diğer bir nokta ağ yapısıdır. Çok yoğun ağ yapısı oluşturmak doğru sonuç verebilmesine rağmen analiz süresini uzatabilir. Bu doğrultuda analizi yapılacak mekanizmanın doğru modellenmesi ve kritik bölgelerine yoğun ağ yapısı oluşturulması gereklidir. Ağ yapısı keskin veya çok dağınık olan mekanizmaların analizi gerçekleşmez. Diğer bir nokta mekanizma uzuvlarının gerekli olmayan yerlerde tek parça olarak tanımlanmasıdır. Bu sayede farklı uzuvlardaki elemanları birbirini takip eder ve analizin doğru ve kısa zamanda gerçekleşmesi beklenir.

Esnek mekanizma tasarımında en çok sorulan sorulardan biri bunların ne kadar dayanacağıdır. Bu tip mekanizmaların doğru tasarlandığında oldukça uzun dayanabileceğini göstermek amacıyla bu çalışmalarda son olarak bir yorulma test düzeneği tasarlanıp imal edilmiştir. Üretilen mekanizmalardan biri seçilerek yorulma testi yapılmıştır. Bir buçuk milyon tur çalıştırılan mekanizmadaki esnek mafsallarda test sonucu gözle görülen bir deformasyon meydana gelmemiştir.

Dolayısıyla yorulma testinden başarıyla geçmiştir. Kullandığımız malzeme bir polimer olduğundan çeliklerde olduğu gibi bir milyon turu geçen elemana sonsuz ömre sahip demek doğru olmaz. Ancak 1.500.000 tur genel uygulamalar için yeterlidir.

Uzaydaki eksenler arasında hareket ve kuvvet iletimi makine tasarımında çok önemlidir, bu sebepten uzaysal mekanizmaların esnek karşılıklarının çok sayıda uygulama alanı bulacağına inanılmaktadır.

Yapmış olduğumuz çalışmalardan derlenecek makaleleri değerli hocalarımız, SCI kapsamındaki dergilere göndermek üzere düzenlenme ve yazma işlemlerine başlamış bulunmaktadır.

KAYNAKLAR

- [1] Kaplan, G., *Esnek Mekanizmaların Sonlu Elemanlar Yöntemi ile İncelenmesi*, Yüksek Mühendislik Tezi, Hacettepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, **2013**.
- [2] Howell L. L. ve Midha A., A method for the design of compliant mechanisms with small length flexural pivots, *ASME Journal of Mechanical Design*,116(1), 280-290, **1994**.
- [3] Howell L. L., Midha A., Norton T.W., On the nomenclature, classification and abstractions of compliant mechanisms, *ASME Journal of Mechanical Design*,116(1), 270–279, **1994**.
- [4] Howell, L.L., *Compliant Mechanisms*, John Wiley & Sons, Inc., 2-421, **2001**.
- [5] Lobontiu, N., Garcia, E., Two-axis flexure hinges with axially-located and symmetric notches , *Computers and Structures*, 81,1329–1341, **2003**.
- [6] Lobontiu, N., Paine, J.S.N., Design of circular cross-section corner-filletted flexure hinges for threedimensional compliant mechanisms, *ASME Journal of Mechanical Design* 124, 479-484, **2002**.
- [7] Nicolae, L., *Compliant Mechanisms Design of Flexure Hinges*, CRC Press,1-14, **2003**.
- [8] Tanık, E., Söylemez, E., *Analysis and design of a compliant variable stroke mechanism*, *Mechanism and Machine Theory*, 45, 1385–1394, **2010**.
- [9] Tanık, E., *Transmission angle in compliant slider-crank mechanism*, *Mechanism and Machine Theory*, Vol.46 (11), 1623-1632, **2011**.
- [10] Parlaktaş, V., Tanık, E., November, *Partially compliant spatial slider crank mechanism*, *Mechanism and Machine Theory*, Vol.46,1707-1718, **2011**.
- [11] Parlaktaş, V., *Spartial compliant constant force mechanism*, *Mechanism and Machine Theory*, Under Revision, **2013**.
- [12] Tanık, E., Parlaktaş, V., February, *Compliant cardan universal joint*, *Journal of Mechanical Design*, Vol.134, 1-5 s., **2012**.
- [13] Tanık, E., Parlaktaş, V., *A new type of compliant spatial four-bar (RSSR) mechanism*, *Mechanism and Machine Theory*, 46(5), 593–606, **2011**.
- [14] Kota S., Design Laboratory Department of Mechanical Engineering & Applied Mechanics, <http://www.engin.umich.edu/labs/csdl/app.html>, **1999**.
- [15] Lu, J.K., Kim, C., Vehar, C., Plinta, A., Tantanawat, T., *Compliant MechanicalPencil*, http://www.engin.umich.edu/labs/csdl/pplides/compliantpencil_files/v3_document.html, **2004**.

- [16] Kreiner, Z., Vehar, C., The Compliant Hemostat (Vessel Occlusion Device), http://www.engin.umich.edu/labs/csdl/ppslides/hemostat_files/v3_document.html., **2005**.
- [17] Ananthasuresh, G.K., Indian Institute of Science, <http://www.mecheng.iisc.ernet.in/~m2d2/research.php?a=compliantmech.>, **2012**.
- [18] Karakuş, R., *Yeni Tip Esnek Silecek Mekanizması Tasarımı ve Üretimi*, Yüksek Mühendislik Tezi, Hacettepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 1-36, **2012**.
- [19] Trease, B.P., Moon, M.Y., Kota, S., *Journal of Mechanical Design*, Vol. 127, Temmuz, 1-3, **2005**.
- [20] LIU, G.R., Quek, S.S., *Finite Element Method A practical course*, Elsevier Science Ltd., 1-71, **2003**.
- [21] Lu, Jia-K., Kota, S., Topology and Dimensional Synthesis of Compliant Mechanisms Using Discrete Optimization, *Journal of Mechanical Design*, Vol.128., 136, Eylül, **2003**.
- [22] Vijayan, V., Karthiyekan, T., Design and Analysis of Compliant Mechanism for Active Vibration Isolation Using FEA Technique, *International Journal of Recent Trends in Engineering*, Vol.1, No.5., Mayıs, **2006**.
- [23] Howell, L.L., Cannon, J.R., A compliant contact-aided revolute joint, *Elsevier*, 1-12, Ocak, **2005**.
- [24] Pavlovic, N.T, Pavlovic, N.D., Compliant mechanism design for realizing of axial link translation, *Elsevier*, 1-10, **2008**.
- [25] Rubio, W.M., Nishiwaki, S., Silve, N.C.E., Design of compliant mechanisms considering thermal effect compensation and topology optimization, *Elsevier*, 1-8, Haziran, **2010**.
- [26] Jang, W.-G., Kim, J.K., Kim, Y.Y., Integrated topology and shape optimization software for compliant MEMS mechanism design, *Elsevier*, 1-14, Aralık, **2006**.
- [27] ANSYS-Mechanical-Nonlinear 13.0 1st-edition, ANSYS Inc. Lectures, Chapter 00-09., Aralık, **2010**.
- [28] Freudenstein, F., Söylemez, E., *The multiport lever: A mechanical logic element*, J. Engineering Industry, 353-359, **1977**.
- [29] Laliberte, T., Gosselin, C., Simulation and design of underactuated mechanical hands, *Mechanism Machine Theory* 33(3),39-57, **1998**.
- [30] Tanık, E., Söylemez, E., *Variable structure mechanisms design*, Proceedings of the Ninth IFToMM International Symposium on Theory of Machines and Mechanisms, 201-208, **2005**.

- [31] Tanık, E., *Yeni Çeşit Bir Kısmi Esnek Mekanizmanın Dizayn ve Analizi*, Doktora Tezi, ODTÜ, Ankara, **2007**.

ÖZGEÇMİŞ

Kimlik Bilgileri

Adı Soyadı : Göktuğ Burak ÇALIK

Doğum Yeri : ANKARA

Medeni Hali : Bekar

E-posta : gburakcalik@gmail.com

Adresi : Osman Temiz Mah. 1022. Sok. 32/3 Dikmen/ANKARA

Eğitim

Lise : Sokullu Mehmet Paşa Süper Lisesi

Lisans : Selçuk Üniversitesi - Makine Mühendisliği Bölümü

Yüksek Lisans : Hacettepe Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü

Doktora : -

Yabancı Dil ve Düzeyi

İngilizce - İyi

İş Deneyimi

Tübitak 1021 Proje Asistanı(2 Yıl), EVT Motor Makine Mühendisi (1 Yıl)

Deneyim Alanları

Sonlu Elemanlar , Yapısal ve Akış analizleri

Tezden Üretilmiş Projeler ve Bütçesi

111M154 No'lu Tübitak Projesi, Esnek Uzaysal Mekanizmalar – 99.000 TL

Tezden Üretilmiş Yayınlar

-

Tezden Üretilmiş Tebliğ ve/veya Poster Sunumu ile Katıldığı Toplantılar

-

