

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**MEKANİZMALARIN SONLU ELEMANLAR  
YÖNTEMİYLE DİNAMİK ANALİZİ**

Makine Mühendisi Sabri İLKSÖZ

**FBE Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Makine Teorisi ve Kontrol Programında  
Hazırlanan**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Cihan DEMİR**

**İSTANBUL, 2008**

# İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ .....	iii
ŞEKİL LİSTESİ .....	iv
ÇİZELGE LİSTESİ .....	viii
ÖNSÖZ .....	ix
ÖZET .....	x
ABSTRACT .....	xi
1. GİRİŞ .....	1
1.1 Mekanizmalar ve Makineler Arasındaki Farklar .....	1
1.2 Dört Çubuk Mekanizması .....	1
1.2.1 Grasshof teoremi .....	2
1.2.2 Kollu şahmerdanlar .....	3
1.3 Krank-Biyel Mekanizması .....	3
1.4 Literatür Değerlendirmesi .....	4
2. DÜZLEMSEL HAREKETTE ELASTİK ELEMAN .....	8
2.1 Kiriş Eleman İçin Şekil Fonksiyonları .....	11
2.2 Rijitlik ve Kütle Matrislerinin Bulunması .....	13
2.3 Dönüşüm Matrisi .....	17
2.4 Üç Çubuk Mekanizması İçin Sistem Matrislerinin Bulunması .....	19
2.5 Rijit Cisim İvmesi .....	20
2.6 Krank-Biyel Mekanizması İçin Sistem Matrislerinin Bulunması .....	22
3. SAYISAL YÖNTEM .....	26
3.1 Adams Programı .....	26
3.2 Üç Çubuk Mekanizmasının Uygulaması .....	27
3.3 Kollu Şahmerdan Uygulaması .....	31
3.3.1 Değişik kütle durumları için kollu şahmerdanın analizi .....	36
3.3.2 Değişik izleyici boyu durumları için kollu şahmerdanın analizi .....	56
4. SONUÇLAR .....	71
KAYNAKLAR .....	72
ÖZGEÇMİŞ .....	73

## SİMGE LİSTESİ

$X_A$	A noktasının OXY global koordinatlarında X ekseninde orjine olan uzaklığı
$X_{A'}$	A' noktasının OXY global koordinatlarında X ekseninde orjine olan uzaklığı
$Y_A$	A noktasının OXY global koordinatlarında Y ekseninde orjine olan uzaklığı
$Y_{A'}$	A' noktasının OXY global koordinatlarında Y ekseninde orjine olan uzaklığı
$x_A$	A noktasının Oxy lokal koordinatlarında x ekseninde orjine olan uzaklığı
$x_{A'}$	A' noktasının Oxy lokal koordinatlarında x ekseninde orjine olan uzaklığı
$y_A$	A noktasının Oxy lokal koordinatlarında y ekseninde orjine olan uzaklığı
$y_{A'}$	A' noktasının Oxy lokal koordinatlarında y ekseninde orjine olan uzaklığı
$\theta$	Dönme açısı
$\theta_{A'}$	A' noktasının dönme açısı
$\varphi_j$	Şekil fonksiyonları
m	Kütle
E	Elastisite modülü
I	Atalet momenti
A	Kesit alanı
T	Kinetik enerji
U	Potansiyel enerji
$w(\bar{x}, t)$	Boyuna yer değiştirme fonksiyonu
$v(\bar{x}, t)$	Enine yer değiştirme fonksiyonu
$[\bar{m}]$	Kütle matrisi
$[\bar{k}]$	Rijitlik matrisi
$[R]$	Dönüşüm matrisi
$\omega_j$	Açısal hız vektörü
$\alpha_j$	Açısal ivme vektörü
$\rho$	Yoğunluk
g	Yerçekimi ivmesi

## ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 Kollu şahmerdanlar (a-basit tip, b-eksantrikli) .....	3
Şekil 1.2 Krank-biyel mekanizması.....	4
Şekil 2.1 Sabit ve döndürülmüş koordinat sistemlerine ait genelleştirilmiş yer değiştirmeleri gösteren rijit-cisim ve elastik deformasyon konfigürasyonu .....	8
Şekil 2.2 Lokal ve global koordinatlarda kiriş elemanın genelleştirilmiş yer değiştirmeleri...	17
Şekil 2.3 Eleman lokal koordinatlarının gösterilişi .....	19
Şekil 2.4 Elastik biyelli krank-biyel mekanizması .....	22
Şekil 3.1 Elastik biyelli üç çubuk mekanizması .....	28
Şekil 3.2 Elastik biyelli üç çubuk mekanizmasında 1. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi.....	29
Şekil 3.3 Elastik biyelli üç çubuk mekanizmasında 2. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi.....	29
Şekil 3.4 Elastik biyelli üç çubuk mekanizmasında 3. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi.....	30
Şekil 3.5 Elastik biyelli üç çubuk mekanizmasında 7. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi.....	30
Şekil 3.6 Biyelin izleyiciye orta noktasından bağlandığı elastik biyelli üç çubuk mekanizması	31
Şekil 3.7 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 0 kg olan çekiç-kol mekanizmasındaki açılara göre eşdeğer gerilme değişimi .....	32
Şekil 3.8 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 0 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 1. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi.....	33
Şekil 3.9 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 0 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 2. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi.....	33
Şekil 3.10 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 0 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 3. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi.....	34
Şekil 3.11 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 0 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 7. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi.....	34
Şekil 3.12 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 0 kg olan çekiç-kol mekanizmasındaki açılara göre oluşan mod şekilleri .....	35
Şekil 3.13 Elastik biyelli çekiç mekanizması .....	36
Şekil 3.14 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 5 kg olan çekiç-kol mekanizmasındaki açılara göre eşdeğer gerilme değişimi .....	37
Şekil 3.15 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 5 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 1. mod için	

krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi .....	38
Şekil 3.16 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 5 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 2. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi .....	38
Şekil 3.17 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 5 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 3. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi .....	39
Şekil 3.18 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 5 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 7. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi .....	39
Şekil 3.19 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 5 kg olan çekiç-kol mekanizmasındaki açılara göre oluşan mod şekilleri .....	40
Şekil 3.20 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 10 kg olan çekiç-kol mekanizmasındaki açılara göre eşdeğer gerilme değişimi .....	41
Şekil 3.21 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 10 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 1. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi .....	42
Şekil 3.22 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 10 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 2. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi .....	43
Şekil 3.23 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 10 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 3. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi .....	43
Şekil 3.24 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 10 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 7. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi .....	44
Şekil 3.25 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 10 kg olan çekiç-kol mekanizmasındaki açılara göre oluşan mod şekilleri .....	45
Şekil 3.26 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 15 kg olan çekiç-kol mekanizmasındaki açılara göre eşdeğer gerilme değişimi .....	46
Şekil 3.27 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 15 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 1. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi .....	47
Şekil 3.28 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 15 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 2. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi .....	48
Şekil 3.29 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 15 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 3. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi .....	48
Şekil 3.30 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 15 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 7. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi .....	49
Şekil 3.31 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 15 kg olan çekiç-kol mekanizmasındaki açılara göre oluşan mod şekilleri .....	50
Şekil 3.32 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 20 kg olan çekiç-kol mekanizmasındaki açılara göre eşdeğer gerilme değişimi .....	51

Şekil 3.33 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 20 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 1. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi .....	52
Şekil 3.34 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 20 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 2. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi .....	53
Şekil 3.35 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 20 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 3. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi .....	53
Şekil 3.36 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 20 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 7. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi .....	54
Şekil 3.37 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 20 kg olan çekiç-kol mekanizmasındaki açılara göre oluşan mod şekilleri .....	55
Şekil 3.38 İzleyici uzunluğu 1250 mm, izleyici ucuna asılan kütle ağırlığı 10 kg olan elastik biyelli çekiç mekanizması.....	56
Şekil 3.39 Biyel kolu 1250 mm çekiç kütlesi 10 kg olan çekiç-kol mekanizmasındaki açılara göre eşdeğer gerilme değişimi .....	57
Şekil 3.40 İzleyici kolu 1250 mm çekiç kütlesi 10 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 1. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi .....	58
Şekil 3.41 İzleyici kolu 1250 mm çekiç kütlesi 10 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 2. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi .....	58
Şekil 3.42 İzleyici kolu 1250 mm çekiç kütlesi 10 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 3. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi .....	59
Şekil 3.43 İzleyici kolu 1250 mm çekiç kütlesi 10 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 7. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi .....	59
Şekil 3.44 Biyel kolu 1250 mm çekiç kütlesi 10 kg olan çekiç-kol mekanizmasındaki açılara göre oluşan mod şekilleri .....	60
Şekil 3.45 İzleyici uzunluğu 1500 mm, izleyici ucuna asılan kütle ağırlığı 10 kg olan elastik biyelli çekiç mekanizması.....	61
Şekil 3.46 Biyel kolu 1500 mm çekiç kütlesi 10 kg olan çekiç-kol mekanizmasındaki açılara göre eşdeğer gerilme değişimi .....	62
Şekil 3.47 İzleyici kolu 1500 mm çekiç kütlesi 10 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 1. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi .....	63
Şekil 3.48 İzleyici kolu 1500 mm çekiç kütlesi 10 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 2. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi .....	63
Şekil 3.49 İzleyici kolu 1500 mm çekiç kütlesi 10 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 3. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi .....	64
Şekil 3.50 İzleyici kolu 1500 mm çekiç kütlesi 10 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 7. mod	

için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi .....	64
Şekil 3.51 Biyel kolu 1500 mm çekiç kütlesi 10 kg olan çekiç-kol mekanizmasındaki açılara göre oluşan mod şekilleri .....	65
Şekil 3.52 İzleyici uzunluğu 1750 mm, izleyici ucuna asılan kütle ağırlığı 10 kg olan elastik biyelli çekiç mekanizması.....	66
Şekil 3.53 Biyel kolu 1750 mm çekiç kütlesi 10 kg olan çekiç-kol mekanizmasındaki açılara göre eşdeğer gerilme değişimi .....	66
Şekil 3.54 İzleyici kolu 1750 mm çekiç kütlesi 10 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 1. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi .....	67
Şekil 3.55 İzleyici kolu 1750 mm çekiç kütlesi 10 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 2. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi .....	68
Şekil 3.56 İzleyici kolu 1750 mm çekiç kütlesi 10 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 3. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi .....	68
Şekil 3.57 İzleyici kolu 1750 mm çekiç kütlesi 10 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 7. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi .....	69
Şekil 3.58 Biyel kolu 1750 mm çekiç kütlesi 10 kg olan çekiç-kol mekanizmasındaki açılara göre oluşan mod şekilleri .....	70

## ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 3.1 $36^\circ$ dönüş için elde edilen doğal frekans değerleri .....	28
Çizelge 3.2 $L=2000$ mm $m=0$ kg, $72^\circ$ dönüş için elde edilen doğal frekans değerleri .....	32
Çizelge 3.3 $L=2000$ mm $m=5$ kg, $72^\circ$ dönüş için elde edilen doğal frekans değerleri .....	37
Çizelge 3.4 $L=2000$ mm $m=10$ kg, $72^\circ$ dönüş için elde edilen doğal frekans değerleri .....	42
Çizelge 3.5 $L=2000$ mm $m=15$ kg, $72^\circ$ dönüş için elde edilen doğal frekans değerleri .....	47
Çizelge 3.6 $L=2000$ mm $m=20$ kg, $72^\circ$ dönüş için elde edilen doğal frekans değerleri .....	52
Çizelge 3.7 $144^\circ$ dönüşte $L=2000$ mm ve farklı kütle durumları için elde edilen doğal frekans değerleri .....	56
Çizelge 3.8 $L=1250$ mm $m=10$ kg, $72^\circ$ dönüş için elde edilen doğal frekans değerleri .....	57
Çizelge 3.9 $L=1500$ mm $m=10$ kg, $72^\circ$ dönüş için elde edilen doğal frekans değerleri .....	62
Çizelge 3.10 $L=1750$ mm $m=10$ kg, $72^\circ$ dönüş için elde edilen doğal frekans değerleri .....	67
Çizelge 3.11 $144^\circ$ dönüşte $m=10$ kg ve farklı izleyici boyları için elde edilen doğal frekans değerleri .....	70

## ÖNSÖZ

Hazırlamış olduğum bu tezde emeği geçen saygı değer hocam tez danışmanım Yrd. Doç. Dr. Cihan Demir'e yardımlarından dolayı öncelikle teşekkür etmek isterim. Bu süreçte her zaman yanımda olan aileme, üzerimde çok hakkı olan geçen sene kaybettiğimiz babaanneme, yardımlarını eksik etmeyen arkadaşlarım Hüseyin Akın ve Arş. Gör. Onur Alpay'a, son olarak yine yardımları ve varlığıyla desteğini eksik etmeyen sevgili Gülşah Çiler Tozoğlu'na teşekkürlerimi sunarım.

# MEKANİZMALARIN SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİYLE DİNAMİK ANALİZİ

## ÖZET

Bu çalışmada üç çubuk mekanizmalarından elastik biyelli krank-biyel mekanizmaları ağırlıklı olarak incelenmiştir. Öncelikle mekanizma hareketinde biyelin elastik olmasından dolayı meydana gelen deformasyon sonucu biyelin uç noktalarında oluşan yer değiştirmelerden faydalanarak hız ve ivme denklemleri elde edilmiştir. Lagrange denklemleri yardımıyla rijitlik ve kütle matrisleri bulunmuştur. Teorik olarak bu denklemlerin elde edilmesinden sonra ADAMS bilgisayar programı yardımıyla önce üç çubuk mekanizması daha sonra çekiç-kol mekanizması üzerinde analizler yapılmıştır. Bu mekanizmaların hareketleri sırasında doğal frekanslarında ve mod şekillerinde olan değişimler incelenmiş ve gerilme analizleri yapılmıştır.

Sonuç olarak çekiç-kol mekanizması üzerinde çalışılırken izleyici uzunlukları ve çekiç kütlesi değiştirilerek analiz yapılmış ve oluşan farklılıklar karşılaştırılmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Dört çubuk mekanizmaları, elastik biyel, dinamik analiz, sonlu elemanlar yöntemi, mod şekli.

# **DYNAMIC ANALYSIS OF MECHANISMS WITH FINITE ELEMENTS METHOD**

## **ABSTRACT**

In this study, crank-coupler mechanisms with elastic coupler are investigated mainly in three bar mechanisms. First of all, velocity and acceleration equations are obtained by using the displacement which occurs as a result of deformation that occurs from elasticity of coupler in mechanism transaction. Lagrange equations are used to obtain stiffness and mass matrices. After obtaining these equations theoretically, three bar mechanism and hammer-bar mechanism are analysed by using ADAMS software. Under effects of the variation of bar length and head mass, mode shapes, natural frequencies and stresses are investigated.

In conclusion, during the investigation of hammer-bar mechanism, analysis is made by changing follower lengths and hammer masses and occurring differences are compared.

**Keywords:** Four-bar mechanisms, elastic coupler, dynamic analysis, finite elements method, mode shape.

## 1. GİRİŞ

Genel olarak bir makinenin dinamik analizinde uzuvlar arasında hareket iletimi ya da kuvvet iletimi incelenir. Bu işlemlere göre bu katı cisimlerin birbirlerine bağlanarak oluşturduğu uzuvlar topluluğuna farklı isimler vermek, genelde olmasa dahi, yapılan işlevin tanımlanmasında kolaylık sağlamaktadır. Eğer bu katı cisimler topluluğunun analizinde hareket iletimi, yer değiştirme-hız-ivme, söz konusu ise bu katı cisimlerin birbirlerine mafsallanarak oluşturduğu düzeneğe mekanizma adı verilir.

### 1.1 Mekanizmalar ve Makineler Arasındaki Farklar

Makineler belirli bir amaç için tasarlanmış mekanizmalar bütünüdür. Mekanizmalar makinelerin özel fonksiyonlarını oluşturur. Makineler tasarlanmış bir amaç için özeldir, buna karşın mekanizmalar yapıları itibariyle geneldirler ve aynı mekanizma pek çok makinede kullanılabilir.

Mekanizma ve makine arasında en önemli fark bir makinenin belirli bir amaç için üretilmiş olmasıdır. Buna karşın mekanizma daha geneldir ve çok farklı makinelerde kullanılıyor olabilir. Makineler temel olarak yaptıkları iş için incelenirken, mekanizmalar kullanım alanına bakılmadan incelenerek farklı uygulamalarda benzer mekanizmalar için de geçerli olabilecek sonuçlar çıkarılmaya çalışılır.

Mekanizma, kendisini inceleyerek makine yapısını analiz ve sentez edebileceğimiz bir idealleştirilmiş sistemdir. Oysa makine gerçek bir sistemi ifade eder.

Makinelerde ayrıca hidrolik kuvvet iletim kısımları, yay gibi rijit olmayan elemanlar ve bilhassa son yıllarda çok görülen elektronik kontrol elemanları bulunabilir.

### 1.2 Dört Çubuk Mekanizması

Dört uzuvlu veya dört çubuklu mekanizmalar hareketli en basit mekanizmalardan biridir. Dört tane hareketli koldan oluşan bu mekanizmada kolların her biri diğer ikisine bir mafsal ile bağlanarak kapalı bir sistem oluştururlar. Dört çubuklu mekanizmalar, makine mühendisliğinde ve makine tasarımında çok görülen bir mekanizmadır. Eğer mafsallardaki hareket serbestliği birinci derecedense, yani dönme hareketi bir düzlemle sınırlı ise, bu sistemlere düzlemsel dört çubuklu mekanizmalar denir ve bu sistemlerin konumu, sadece iki kolun pozisyonu ile belirlenebilir. Dört uzuvlu mekanizmalarda genellikle bir kol hiç hareket etmez. Zemin kolu diye adlandırılan bu kol bazen sabit kol veya sabit uzuv diye de

adlandırılabilir. Zemin kolunun konumu her zaman sabit olduğu için, dört kollu bir mekanizmanın konumunu belirlemek için, hareketli kollardan birinin konumunu bilmek yeterlidir.

### 1.2.1 Grasshof teoremi

Bir mekanizmanın tipi uzuv boyutları ile değişmez ise de hareket özellikleri tabii ki uzuv boyutlarına bağlıdır. Bir dört-çubuk mekanizmasında hareket özellikleri uzuv boyutlarının birbirlerine göre oranı ile belirlenecektir. Sabit uzva döner mafsallarla bağlı uzuvlar iki değişik hareket yapabilir.

Uzuv, sabit uzva göre tam bir dönme yapabilir. Bu tip uzva krank denir.

Uzuv belirli bir açısal aralıkta salınım yapabilir. Bu tip uzva sarkaç denir. Sabit uzva bağlı kolların krank veya sarkaç olmasına göre hareket açısından üç değişik dört-çubuk mekanizması oluşacaktır.

- i) Sabit uzva bağlı iki uzuvda tam bir dönme yapabilir. Bu tipte dört-çubuk mekanizmasına "çift-krank " veya "çift-kol" denir.
- ii) Sabit uzva bağlı iki uzuv da sadece salınım yapabilir. Bu tipte dört-çubuk mekanizmasına "çift-sarkaç" denir.
- iii) k) Sabit uzva bağlı uzuvlardan birisi tam bir dönme yaparken, diğer uzuv salınım yapabilir. Bu tipte dört-çubuk mekanizmasına "kol-sarkaç" denir.

Dört-çubuk mekanizmasının hareket açısından değişik bu dört tipi uzuv boyutlarına bağlıdır. Grasshof teoremi (veya Grasshof kuralı) uzuv boyutlarına bağlı olarak bu değişik dört-çubuk mekanizmasını şu şekilde belirler:

Bir dört uzuvlu dört döner mafsallı zincirde:

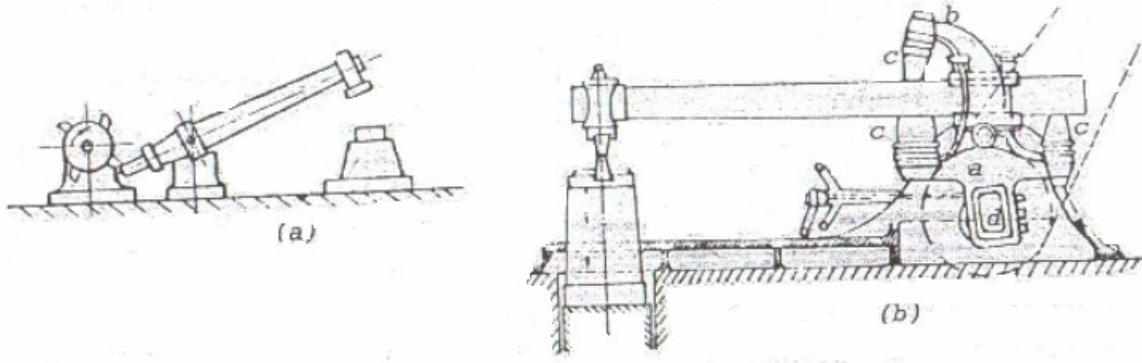
$l$  = en uzun uzvun uzuv boyutu

$s$  = en kısa uzvun uzuv boyutu

$p, q$  = diğer uzuvların uzuv boyutları

Uzuv boyutları mafsalları arasında kalan mesafedir. Bu tanıma göre  $l + s < p + q$  olmalıdır. İleriki bölümlerde yapılan uygulamalarda bu özellikten faydalanılmıştır. Üzerinde çalışılan mekanizma bu şarta göre analiz oluşturulup analizi yapılmıştır.

### 1.2.2 Kollu şahmerdanlar



Şekil 1.1 Kollu şahmerdanlar (a-basit tip, b-eksantrikli)

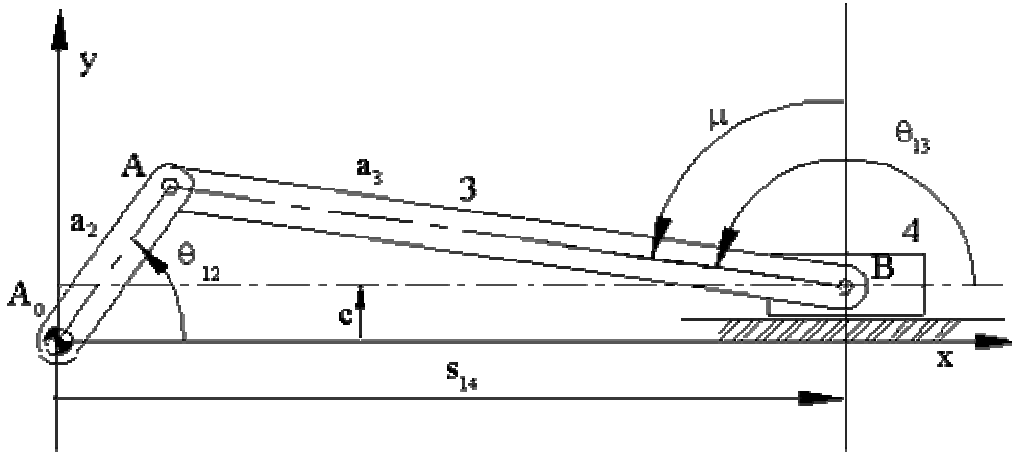
Kollu şahmerdanlar en eski ve vuruş sayısının yüksekliği (200-400 darbe/dakika) dolayısıyla bugün de hala kullanılan şahmerdanlardır. Özellikle çabuk soğuyan ve ince parçalar için elverişli olup kursu 200-300 mm, çekiç ağırlığı 100 kg'a kadar olan, 0,5-1,5 beygir gücünde şahmerdanlardır. Bu tip şahmerdanda çekiç ağızının paralelliği kolun ayarı ile mümkündür. Bu da oldukça güç olduğundan parça yüksekliklerinin sık sık değişmemesi gerekmektedir. Bu şahmerdanların gelişmiş tipi eksantrikli olanlarıdır. Şekilde b çerçevesi içindeki eksantrik mekanizması çekiç kolunu hareket ettirmektedir. Kauçuk tamponlar da hem sistemi darbelerden korumakta, hem de esneyerek vuruş şiddetini arttırmaktadır. Vuruş şiddeti devir sayısına bağlı olduğundan, bu tip şahmerdanlar ile ya sık ve ağır ya da seyrek ve hafif vuruşlar yapılabilir.

Yaptığımız bu tez çalışmasında uygulama kısmında analizleri yapılan çekiç-kol mekanizması yapı itibariyle kollu şahmerdanlarla benzerlik göstermektedir.

### 1.3 Krank-Biyel Mekanizması

Makina tasarımında yoğun bir şekilde kullanılan bir başka mekanizma da krank-biyel mekanizmasıdır. Genel olarak bir dönme hareketini bir öteleme hareketine çevirmek için kullanıldığı gibi bir öteleme hareketini dönme hareketine çevirmek için de kullanılabilir. Şekilde krank-biyel mekanizması, değişken açıları ve boyutları tanımlayan sabit parametreleri görülmektedir. Dört-çubuk mekanizmasında olduğu gibi, ölü konumlar krank ile biyelin aynı doğru üzerinde olduğu konumlardır. Krankın tam bir dönmesi için c eksantrikliğinin biyel ile krank uzunluklarının farkından az ve krankın en kısa uzuv boyutu olması gerekir. (yani  $c < (a_3 - a_2)$  ve  $a_3 > a_2$  olmalıdır). Uygulama kısmında elastik biyelli krank-biyel mekanizması ile ilgili

çalışılmıştır.



Şekil 1.2 Krank-biyel mekanizması

#### 1.4 Literatür Değerlendirmesi

Teknolojinin gelişmesi ve insanoğlunun ihtiyaçlarının artmasıyla daha hızlı, daha güçlü fakat bir o kadar da hafif makineler yapma gereği oluşmuştur. Bu, gerçekleştirilmeye çalışılırken karşılaşılan en büyük engel makinelerin istenmeyen elastik davranışlar göstermesidir. Bu nedenle, bu hedefe yönelik kuramsal çalışmalar arasında elastik uzuvlu makinelerin dinamiği konusundaki araştırmalar önemli bir yer tutar.

Özellikle krank biyel mekanizmalarında biyel kolunun elastik olması sistemin hareketi açısından büyük fayda sağlamaktadır. Biyel kolunun rijit kabul edilmesi bu mekanizmaların özellikle yüksek hızlarda çalıştıkları durumlarda, biyel, krank ve izleyici arasında kaldığından çoğu dönme açısında, zorlanmalara ve deformasyonlara sebep olduğu görülmüştür. Bu sebepten dolayı biyel kolu elastik alınarak, bu sistemler üzerinde yapılan çalışmalarda meydana gelebilecek olası problemler minimize edilmiş olur. Bu da sistem analizlerin daha sağlıklı yapıp doğru kararlar verilmesini sağlamıştır. Elastik uzuvlu mekanizmalar hakkında yapılmış olan çalışmalar aşağıda verilmiştir.

Turhan (1995) Elastik biyelli dört çubuk ve kayan-krank mekanizmalarının dinamik kararlılığı hakkında bir çalışma yapmıştır.

Bu sistemlerle ilgili hareketlerin doğrusal kısmi diferansiyel denklemlerini elde etmiş ve Galerkin metodunu kullanarak birtakım Hill denklemlerine indirgemıştır. Ayrıca Floquet teorisini kararlılığın sınırlarının belirlenmesinde kullanmıştır. Daha sonra bu mekanizmalarla

ilgili yapılmış örnekler için bulunan kararlılık değerlerini grafiksel olarak incelemiştir.

Elastik biyelli kayan-krank ve dört çubuk mekanizmalarının dinamik kararlılığının analizi hakkında yapmış olduğu çalışma bu mekanizmaların incelenmesinde kullanılabilir. Ayrıca mekanizmaların maruz kalabileceği dış etkenlere göre davranışı hakkında da faydalı bir çalışmadır.

Zhang, Xu (2004) esnek dört çubuklu kol-sarkaç mekanizmasının periyodik elastik hareketinin kararlılığı hakkında çalışma yapmışlardır.

Bu çalışmada, hareketin kararlılığı, Liapunov Kararlılık teoreminin 1. yaklaşımı kullanılarak analiz edilmiştir. Kararlılığın öngörümü için bir prosedür sunulmuştur. Kararlılık üzerine deneysel araştırma yapılmıştır. Mekanizmanın biyel üst yüzey orta noktasının gerilme tepkileri, krankın birkaç açısız hızı için ölçülmüştür. Biyelin bu açısız hızlar için periyodik elastik hareketinin kararlılığı gerilme tepkilerine dayanarak saptanmıştır.

Deneysel olarak sağlanan sonuçlar ile analitik sonuçlar bağdaştırılmıştır. Sonuç olarak yapılan bu çalışmada mekanizmanın periyodik elastik hareketinin kararlılık analizinin doğru olduğu görülmüştür.

Karkoub ve Yigit (1999) esnek biyelli dört çubuk mekanizmasının titreşim kontrolünü incelemiştir.

Dört çubuk mekanizması için dinamik modelleme ve kontrolcü dizaynı üzerine çalışılmıştır. Hareketin tam bağlantılı nonlinear denklemleri, zorlanmış Lagrange yaklaşımı ile elde edilmiştir. Elde edilen diferansiyel denklemler sistem tepkisini elde etmek için sayısal olarak çözülmüştür. Farklı kontrolcülerin dizaynını kolaylaştıran bir doğrusal dinamik model oluşturulmuştur. Denkleştirme denklemlerinin tam bağlanmış doğası, giriş linkinden yalnız elastik hareketin kontrolünü kolaylaştırır. Basit bir PD kontrolcü lineerize modele dayanarak dizayn edilir. Bu kazançlar daha sonra, istenen tepkiyi sağlamak için asıl model kullanılarak ayarlanır. Meydana gelen kontrolcü esnek linkin titreşimlerini bastırmakta bunun yanında sert gövde hareketinin kontrolünde etkili olması için gösterilir.

Makwana ve Gupta (1998) düzlemsel dört çubuklu bağlantı ile krank üzerinde olası hız düzensizliğinin elastik biyel tepkisinin matematiksel modelleme ile çözümü hakkında çalışmışlardır.

Krank hızında olası bir düzensizliğe izin veren dört çubuklu bağlantı elastik biyelinin tepkisini öngörmek için bir prosedür sunulmuştur. Tepki, Hamilton Prensibi ve Kantorovitch

metodu uygulayarak sağlanan Mathieu-Hill denklemleriyle tanımlanmıştır. Bunlar, sayısal integrasyonun RKM metodu ile çözülmüştür. Krank eylemsizliğinin biyel tepkisi üzerine etkisi çalışılmıştır.

Krank hızı düzensizliğinin artırılmış gerilmeleri yükselttiği bu yüzden krank eylemsizliği ile kontrol edilmesi gerektiği sonucuna varılmıştır.

Makwana, Gupta ve Raghu (1990) elastik biyel içeren düzlemsel dört ubuklu kol-sarkaç mekanizması içinde biyelinin elastodinamik davranışını öngörmek için sürekli kütle modeli konusunda çalışmışlardır.

Bu çalışmada, elastik biyel içeren fiziksel sönümlü, dengesiz düzlemsel dört ubuklu bağlantının elastodinamik davranışını öngörmek için bir prosedür oluşturmaya çalışılmıştır.

Temel formülasyon, hareketin diferansiyel denklemleri ve üzerinde son yük olan veya biyel üzerinde son yüklü veya son yüksüz durumun elastodinamik davranışı için limitli şartları sağlamada Euler-Bernoulli kiriş teorisi ile uygulanmıştır.

Çözülmüş Hill denklemini sağlamak için Hamilton integrali ve Kantorovich metodu kullanılmıştır. Mathieu-Hill denkleminin çözümleri Runge--Kutta-Merson metodu ile yapılmıştır. Varsayılan modların tekniği, biyelin bağlantısının saptırmasının modellenmesi için kullanılmıştır. Yük sayıcı/son yük etkileri kolayca bu analize dahil edilebilir. Bu durum bağlantının yüksek hız dengelemesi için önemlidir.

Balasubramonian, Raghavacharyulu (1987) elastik biyelli dört çubuğun titreşim tepkisi konusunda çalışma yapmışlardır.

Bu çalışmada, elastik bağlantılı mekanizmaların dinamik davranışıyla ilgili literatürün özet bir gözden geçirmesini sunmuşlardır. Aynı zamanda, enerji metodunu kullanarak ve biyele sürekli kütle modeli gibi davranarak elastik biyelin dinamik tepkisinin hareket denkleminin gözden geçirmesi sunulmuştur. Giriş ve çıkış bağlantıları rijit ve ayrı ayrı kuvvet dengelendirmesi ile ele alınmıştır.

Sonuçta oluşan diferansiyel denklem Runge-Kutta-Merson metodu ile çözülmüş ve doğrusallaştırılmıştır. Elde edilen sonuçlar grafik formlarında sunulmuş ve yorumlanmıştır.

Khulief (1992) sonlu elemanlar yöntemiyle elastik mekanizmaların analizini incelemiştir. Çoklu gövde esnek mekanik sistemlerin dinamik analizine ilgi artmıştır. Bazı sistemler yayılmalı yapıların boşluklarını doldurmak için robot manipulatörlerle yüksek hızlı esnek

mekanizmalar arasındadır. Bu sistemlerin ortak gereksinimi yüksek duyarlılık ve yüksek konumlandırma doğrulama talebidir. Bazı sistemlerden yeterli performansı sağlamak için sistemlerin dinamik davranışı, eylemsizlik bağlaşımı sistem dizaynında önem taşımaktadır.

Dinamik davranış karışık referans kümesi ve lokal elastik koordinatları kapsayan bir nonlineer dinamik model ile tarif edilir..

Sonlu eleman metodu, lokal elastik koordinatlarını başka sonlu nodal koordinatla setir veya kesik model koordinatlarıyla tarif etmek için kullanılır. Model koordinatlarının gerçekçi kümesi bununla birlikte bileşen rotasyonunun sonucu oluşan merkezkaçlı güç alanını açıklamalıdır. Dinamiksel indüklenen gerilme etkisi, ve alakalı model değişimleri elastik bileşenlerin yüksek hızlarda dönmesi için anlamlı bulunmuştur. Sayısal sonuçlar dönen esnek elemanların dinamik tepkileri üzerinde bazı model değişimlerinin etkisini ölçmek için sunulmuştur. Nodal ve modal koordinatları destekleyen sonuçlar arasında yapılan karşılaştırmalar da eklenmiştir.

Xianmin, Hongzhao ve Yunwen (1996) yüksek hızlı esnek bağlantı mekanizmaları için sonlu eleman analizi konusunda çalışmışlardır. Bu çalışmada, yüksek hızlı düzlemsel elastik mekanizma sistemleri için hareketin genelleştirilmiş denklemlerini, sonlu dinamik eleman teorisini desteklemektedir. Kesik deformasyon etkisini ve dönme eylemsizliğinin momentini içeren düzlemsel frame elemanının dinamik şekil fonksiyonları oluşturulmuştur. Etkili bir kapalı form etkileşimli modelleme çözümü önerilmiş ve çözüm metodunun uyum şartı sunulmuştur.

Bazı deneysel mekanizmaların sayısal çözüm sonuçları göstermiştir ki; sunulan analiz metoduyla sağlanan simulasyon ve çözüm, deneysel data ile geleneksel sonlu eleman metoduyla elde edilene göre daha iyi uyuşmaktadır.



KONUM:

$$\dot{X}_{A'} = \dot{X}_A + u_1 \cos\theta - u_2 \sin\theta \quad (2.1)$$

$$\dot{Y}_{A'} = \dot{Y}_A + u_1 \sin\theta + u_2 \cos\theta \quad (2.2)$$

$$\dot{\theta}_{A'} = \dot{\theta} + u_3 \quad (2.3)$$

Bu denklemlerin zamana göre türevini alarak hız ve ivmeyi elde edebiliriz.

HIZ:

$$\dot{\dot{X}}_{A'} = \dot{\dot{X}}_A + \dot{u}_1 \cos\theta - u_1 \dot{\theta} \cdot \sin\theta - \dot{u}_2 \sin\theta - u_2 \dot{\theta} \cdot \cos\theta \quad (2.4)$$

$$\dot{\dot{Y}}_{A'} = \dot{\dot{Y}}_A + \dot{u}_1 \sin\theta + u_1 \dot{\theta} \cdot \cos\theta + \dot{u}_2 \cos\theta - u_2 \dot{\theta} \cdot \sin\theta \quad (2.5)$$

$$\dot{\dot{\theta}}_{A'} = \dot{\dot{\theta}} + \dot{u}_3 \quad (2.6)$$

İVME:

$$\ddot{\dot{X}}_{A'} = \ddot{\dot{X}}_A + \ddot{u}_1 \cos\theta - 2\dot{u}_1 \dot{\theta} \cdot \sin\theta - u_1 \dot{\theta}^2 \cos\theta - u_1 \ddot{\theta} \cdot \sin\theta - \ddot{u}_2 \sin\theta \quad (2.7)$$

$$- 2\dot{u}_2 \dot{\theta} \cdot \cos\theta + u_2 \dot{\theta}^2 \cdot \sin\theta - u_2 \ddot{\theta} \cdot \cos\theta$$

$$\ddot{\dot{Y}}_{A'} = \ddot{\dot{Y}}_A + \ddot{u}_1 \sin\theta + 2\dot{u}_1 \dot{\theta} \cdot \cos\theta - u_1 \dot{\theta}^2 \sin\theta + u_1 \ddot{\theta} \cdot \cos\theta + \ddot{u}_2 \cos\theta \quad (2.8)$$

$$- 2\dot{u}_2 \dot{\theta} \cdot \sin\theta - u_2 \dot{\theta}^2 \cdot \cos\theta - u_2 \ddot{\theta} \cdot \sin\theta$$

$$\ddot{\dot{\theta}}_{A'} = \ddot{\dot{\theta}} + \ddot{u}_3 \quad (2.9)$$

Sabit OXY global koordinat sistemine uyan bu kesin ivmeler şu denklemler yardımıyla, Oxy lokal koordinat sisteminde ifade edilebilir.

$$\ddot{\dot{x}}_{A'} = \ddot{\dot{X}}_{A'} \cos\theta + \ddot{\dot{Y}}_{A'} \sin\theta \quad (2.10)$$

$$\ddot{\dot{y}}_{A'} = -\ddot{\dot{X}}_{A'} \sin\theta + \ddot{\dot{Y}}_{A'} \cos\theta \quad (2.11)$$

$$\ddot{\dot{\theta}}_{A'} = \ddot{\dot{\theta}} + \ddot{u}_3 \quad (2.12)$$

$\ddot{x}_{A'} = (\ddot{r}_{A'})_x$  ve  $\ddot{y}_{A'} = (\ddot{r}_{A'})_y$  olarak alınırsa (2.7), (2.8), (2.9) ve (2.10), (2.11), (2.12) denklemleri düzenlenip basitleştirilebilir;

$$\ddot{x}_{A'} = \ddot{x}_A + \ddot{u}_1 - u_1 \dot{\theta}^2 - 2\dot{u}_2 \dot{\theta} - u_2 \ddot{\theta} \quad (2.13)$$

$$\ddot{y}_{A'} = \ddot{y}_A + \ddot{u}_2 - u_2 \dot{\theta}^2 + 2\dot{u}_1 \dot{\theta} + u_1 \ddot{\theta} \quad (2.14)$$

$$\ddot{\theta}_{A'} = \ddot{\theta} + \ddot{u}_3 \quad (2.15)$$

(2.13), (2.14), (2.15) denklemleri A noktasının Oxy lokal koordinatlarındaki ivme denklemleridir. Benzer olarak B noktası da;

$$\ddot{x}_{B'} = \ddot{x}_B + \ddot{u}_4 - u_4 \dot{\theta}^2 - 2\dot{u}_5 \dot{\theta} - u_5 \ddot{\theta} \quad (2.16)$$

$$\ddot{y}_{B'} = \ddot{y}_B + \ddot{u}_5 - u_5 \dot{\theta}^2 + 2\dot{u}_4 \dot{\theta} + u_4 \ddot{\theta} \quad (2.17)$$

$$\ddot{\theta}_{B'} = \ddot{\theta} + \ddot{u}_6 \quad (2.18)$$

$\ddot{x}_A, \ddot{y}_A, \ddot{x}_B, \ddot{y}_B, \dot{\theta}, \ddot{\theta}$  kinematik nicelikleri cismin rijit haldeki hareketini tanımlar. OXY global koordinatlarında yazarsak;

$$\ddot{x}_A = \ddot{X}_A \cdot \cos\theta + \ddot{Y}_A \cdot \sin\theta \quad (2.19)$$

$$\ddot{y}_A = -\ddot{X}_A \cdot \sin\theta + \ddot{Y}_A \cdot \cos\theta \quad (2.20)$$

Aşağıdaki sütun vektörlerini tanımlayalım.

$$\{\ddot{u}_{ai}\} = \begin{bmatrix} \ddot{x}_{A'} \\ \ddot{y}_{A'} \\ \ddot{\theta}_{A'} \\ \ddot{x}_{B'} \\ \ddot{y}_{B'} \\ \ddot{\theta}_{B'} \end{bmatrix} \quad (2.21)$$

$$\{\ddot{u}_{ri}\} = \begin{bmatrix} \ddot{x}_A \\ \ddot{y}_A \\ \ddot{\theta}_A \\ \ddot{x}_B \\ \ddot{y}_B \\ \ddot{\theta}_B \end{bmatrix} \quad (2.22)$$

$i=1,2,\dots,6$

(2.13), (2.14), (2.15) , (2.16), (2.17), (2.18), (2.19), (2.20), (2.21) ve (2.22) denklemleri düzenlenirse;

$$\begin{pmatrix} \ddot{u}_{a1} \\ \ddot{u}_{a2} \\ \ddot{u}_{a3} \\ \ddot{u}_{a4} \\ \ddot{u}_{a5} \\ \ddot{u}_{a6} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \ddot{u}_{r1} + \ddot{u}_1 - u_1 \dot{\theta}^2 - 2\dot{u}_2 \dot{\theta} - u_2 \ddot{\theta} \\ \ddot{u}_{r2} + \ddot{u}_2 - u_2 \dot{\theta}^2 + 2\dot{u}_1 \dot{\theta} + u_1 \ddot{\theta} \\ \ddot{u}_{r3} + \ddot{u}_3 + 0 + 0 + 0 \\ \ddot{u}_{r4} + \ddot{u}_4 - u_4 \dot{\theta}^2 - 2\dot{u}_5 \dot{\theta} - u_5 \ddot{\theta} \\ \ddot{u}_{r5} + \ddot{u}_5 - u_5 \dot{\theta}^2 + 2\dot{u}_4 \dot{\theta} + u_4 \ddot{\theta} \\ \ddot{u}_{r6} + \ddot{u}_6 + 0 + 0 + 0 \end{pmatrix} \quad (2.23)$$

(2.23) denklemi şu şekilde yeniden yazılabilir;

$$\{\ddot{u}_a\} = \{\ddot{u}_r\} + \{\ddot{u}\} + \{a_n\} + \{a_c\} + \{a_t\} \quad (2.24)$$

Bu denklemdeki terimler soldan sağa mutlak ivme, rijit cisim ivmesi, genelleştirilmiş bağıl ivme, normal ivme, Coriolis ivmesi ve teğet ivmesidir. Basit ivme terimleri (2.7), (2.8), (2.9) denklemleriyle OXY global koordinatlarında düzleminde ifade edilebilir. Son üç vektör ise rijit cisim ve elastik hareketin birleştirilmiş terimleridir.

(2.24) denklemdeki normal, Coriolis ve teğet ivmeleri ihmal edilebilir. Eğer tasarımcı bu ihmalleri yapıyorsa son haldeki yer değiştirmeyi, hızı ve ivmeyi kontrol etmelidir. (2.24) denklemini yeniden düzenlersek;

$$\{\ddot{u}_a\} = \{\ddot{u}_r\} + \{\ddot{u}\} \quad (2.25)$$

Basit olarak şu şekilde gösterilebilir;

$$\{\dot{u}_a\} = \{\dot{u}_r\} + \{\dot{u}\} \quad (2.26)$$

## 2.1 Kiriş Eleman İçin Şekil Fonksiyonları

Şekil fonksiyonları hareketi ifade etmek için kullanılmakta olup hareket eğilme ve boyuna yer değiştirmelerin toplamı olarak düşünülebilir.

$\varphi_j(\bar{x})(j=1,\dots,6)$   $\varphi_j$  = şekil fonksiyonları

$$\varphi_1(\bar{x}) = 1 - \frac{\bar{x}}{L} \quad (2.27)$$

$$\varphi_2(\bar{x}) = 3\left(\frac{L-\bar{x}}{L}\right)^2 - 2\left(\frac{L-\bar{x}}{L}\right)^3 \quad (2.28)$$

$$\varphi_3(\bar{x}) = \bar{x}\left(\frac{L-\bar{x}}{L}\right)^2 \quad (2.29)$$

$$\varphi_4(\bar{x}) = \frac{\bar{x}}{L} \quad (2.30)$$

$$\varphi_5(\bar{x}) = 3\left(\frac{\bar{x}}{L}\right)^2 - 2\left(\frac{\bar{x}}{L}\right)^3 \quad (2.31)$$

$$\varphi_6(\bar{x}) = -(L-\bar{x})\left(\frac{\bar{x}}{L}\right)^2 \quad (2.32)$$

$A\bar{x}\bar{y}$  düzleminde  $\bar{y}$  eksenini boyunca olan yer değiştirme

$$w(\bar{x}, t) = \varphi_2(\bar{x})u_2(t) + \varphi_3(\bar{x})u_3(t) + \varphi_5(\bar{x})u_5(t) + \varphi_6(\bar{x})u_6(t) \quad (2.33)$$

Eksenel yer değiştirme

$$v(\bar{x}, t) = \varphi_1(\bar{x})u_1(t) + \varphi_4(\bar{x})u_4(t) \quad (2.34)$$

Lagrange denklemi

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{u}_i}\right) - \frac{\partial T}{\partial u_i} + \frac{\partial U}{\partial u_i} = Q_i \quad i = 1, 2, \dots, 6 \quad (2.35)$$

Kinetik Enerji;

$$T = \frac{1}{2} \int_0^L m(\bar{x}) \dot{w}_a(\bar{x}, t)^2 d\bar{x} + \frac{1}{2} \int_0^L m(\bar{x}) \dot{v}_a(\bar{x}, t)^2 d\bar{x} \quad (2.36)$$

$$\dot{w}(\bar{x}, t) = \varphi_2(\bar{x})\dot{u}_{a2}(t) + \varphi_3(\bar{x})\dot{u}_{a3}(t) + \varphi_5(\bar{x})\dot{u}_{a5}(t) + \varphi_6(\bar{x})\dot{u}_{a6}(t) \quad (2.37)$$

$$\dot{v}_a(\bar{x}, t) = \varphi_1(\bar{x})\dot{u}_{a1}(t) + \varphi_4(\bar{x})\dot{u}_{a4}(t) \quad (2.38)$$

Potansiyel Enerji;

$$U = \frac{1}{2} \int_0^L EI(\bar{x}) \left(\frac{\partial^2 w(\bar{x}, t)}{\partial \bar{x}^2}\right)^2 d\bar{x} + \frac{1}{2} \int_0^L EA(\bar{x}) \left(\frac{\partial v(\bar{x}, t)}{\partial \bar{x}}\right)^2 d\bar{x} \quad (2.39)$$

## 2.2 Rijitlik ve Kütle Matrislerinin Bulunması

$$\mathbf{v} = \left(1 - \frac{\bar{x}}{L}\right) \mathbf{u}_1 + \frac{\bar{x}}{L} \mathbf{u}_4 \quad (2.40)$$

$$\dot{\mathbf{v}} = \left(1 - \frac{\bar{x}}{L}\right) \dot{\mathbf{u}}_1 + \frac{\bar{x}}{L} \dot{\mathbf{u}}_4 \quad (2.41)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{w} = & \left(1 - \frac{3}{L^2} \bar{x}^2 + \frac{2}{L^3} \bar{x}^3\right) \cdot \mathbf{u}_2 + \left(\bar{x} - \frac{2}{L} \bar{x}^2 + \frac{1}{L^2} \bar{x}^3\right) \cdot \mathbf{u}_3 + \\ & \left(\frac{3}{L^2} \bar{x}^2 - \frac{2}{L^3} \bar{x}^3\right) \cdot \mathbf{u}_5 + \left(-\frac{\bar{x}^2}{L} + \frac{\bar{x}^3}{L^2}\right) \cdot \mathbf{u}_6 \end{aligned} \quad (2.42)$$

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{w}} = & \left(1 - \frac{3}{L^2} \bar{x}^2 + \frac{2}{L^3} \bar{x}^3\right) \cdot \dot{\mathbf{u}}_2 + \left(\bar{x} - \frac{2}{L} \bar{x}^2 + \frac{1}{L^2} \bar{x}^3\right) \cdot \dot{\mathbf{u}}_3 + \\ & \left(\frac{3}{L^2} \bar{x}^2 - \frac{2}{L^3} \bar{x}^3\right) \cdot \dot{\mathbf{u}}_5 + \left(-\frac{\bar{x}^2}{L} + \frac{\bar{x}^3}{L^2}\right) \cdot \dot{\mathbf{u}}_6 \end{aligned} \quad (2.43)$$

Kinetik Enerji denklemini hatırlarsak;

$$\mathbf{T} = \frac{1}{2} \int_0^L m(\bar{x}) \dot{\mathbf{w}}_a(\bar{x}, t)^2 d\bar{x} + \frac{1}{2} \int_0^L m(\bar{x}) \dot{\mathbf{v}}_a(\bar{x}, t)^2 d\bar{x} \quad (2.36)$$

Bu denklemin iki terimini ayrı ayrı ele alalım:

$$\mathbf{T} = \mathbf{T}_1 + \mathbf{T}_2 \quad (2.44)$$

$$\mathbf{T}_1 = \frac{1}{2} \int_0^L m(\bar{x}) (\dot{\mathbf{w}}_a(\bar{x}, t))^2 d\bar{x} \quad (2.45)$$

$$\mathbf{T}_2 = \frac{1}{2} \int_0^L m(\bar{x}) \dot{\mathbf{v}}_a(\bar{x}, t)^2 d\bar{x} \quad (2.46)$$

(2.45) denkleminde işlem yaparsak;

$$\mathbf{T}_1 = m(\bar{x}) \left[ \begin{aligned} & \frac{13}{420} L^2 \dot{\mathbf{u}}_3 \dot{\mathbf{u}}_5 + \frac{11}{210} L^2 \dot{\mathbf{u}}_2 \dot{\mathbf{u}}_3 + \frac{1}{210} L^3 \dot{\mathbf{u}}_3^2 + \frac{13}{70} L \dot{\mathbf{u}}_5^2 + \frac{1}{210} L^3 \dot{\mathbf{u}}_6^2 + \\ & \frac{9}{70} L \dot{\mathbf{u}}_2 \dot{\mathbf{u}}_5 - \frac{13}{420} L^2 \dot{\mathbf{u}}_2 \dot{\mathbf{u}}_6 - \frac{11}{210} L^2 \dot{\mathbf{u}}_5 \dot{\mathbf{u}}_6 - \frac{1}{140} L^3 \dot{\mathbf{u}}_3 \dot{\mathbf{u}}_6 + \frac{13}{70} L \dot{\mathbf{u}}_2^2 \end{aligned} \right] \quad (2.47)$$

(2.46) denkleminde işlem yaparsak;

$$T_2 = \frac{1}{6} m(\bar{x}) L (\dot{u}_1^2 + \dot{u}_4 \cdot \dot{u}_1 + \dot{u}_4^2) \quad (2.48)$$

$$T = T_1 + T_2$$

$$T = m(\bar{x}) \left[ \begin{array}{l} \frac{13}{420} L^2 \dot{u}_3 \dot{u}_5 + \frac{11}{210} L^2 \dot{u}_2 \dot{u}_3 + \frac{1}{210} L^3 \dot{u}_3^2 + \frac{13}{70} L \dot{u}_5^2 + \frac{1}{210} L^3 \dot{u}_6^2 + \\ \frac{9}{70} L \dot{u}_2 \dot{u}_5 - \frac{13}{420} L^2 \dot{u}_2 \dot{u}_6 - \frac{11}{210} L^2 \dot{u}_3 \dot{u}_6 - \frac{1}{140} L^3 \dot{u}_3 \dot{u}_6 + \\ \frac{13}{70} L \dot{u}_2^2 + \frac{1}{6} L (\dot{u}_1^2 + \dot{u}_4 \cdot \dot{u}_1 + \dot{u}_4^2) \end{array} \right] \quad (2.49)$$

Potansiyel Enerji denklemini hatırlarsak;

$$U = \frac{1}{2} \int_0^L EI(\bar{x}) \left( \frac{\partial^2 w(\bar{x}, t)}{\partial \bar{x}^2} \right)^2 d\bar{x} + \frac{1}{2} \int_0^L EA(\bar{x}) \left( \frac{\partial v(\bar{x}, t)}{\partial \bar{x}} \right)^2 d\bar{x} \quad (2.39)$$

Bu denklemin iki terimini ayrı ayrı ele alalım:

$$U = U_1 + U_2 \quad (2.50)$$

$$U_1 = \frac{1}{2} \int_0^L EI(\bar{x}) \left( \frac{\partial^2 w(\bar{x}, t)}{\partial \bar{x}^2} \right)^2 d\bar{x} \quad (2.51)$$

$$U_2 = \frac{1}{2} \int_0^L EA(\bar{x}) \left( \frac{\partial v(\bar{x}, t)}{\partial \bar{x}} \right)^2 d\bar{x} \quad (2.52)$$

(2.51) denkleminde işlem yaparsak;

$$U_1 = \left( \begin{array}{l} \frac{6EI}{L^3} u_5^2 - \frac{6EI}{L^2} u_5 u_6 - \frac{12EI}{L^3} u_5 u_2 - \frac{6EI}{L^2} u_5 u_3 + \frac{6EI}{L^2} u_2 u_6 + \\ \frac{6EI}{L^3} u_2^2 + \frac{2EI}{L} u_3 u_6 + \frac{2EI}{L} u_6^2 + \frac{2EI}{L} u_3^2 + \frac{6EI}{L^2} u_2 u_3 \end{array} \right) \quad (2.53)$$

(2.52) denkleminde işlem yaparsak;

$$U_2 = \frac{1}{2} \frac{EA(u_1^2 - 2u_1 u_4 + u_4^2)}{L} \quad (2.54)$$

$$U = U_1 + U_2$$

$$U = \left[ \begin{array}{l} \frac{6EI}{L^3} u_5^2 - \frac{6EI}{L^2} u_5 u_6 - \frac{12EI}{L^3} u_5 u_2 - \frac{6EI}{L^2} u_5 u_3 + \frac{6EI}{L^2} u_2 u_6 + \\ \frac{6EI}{L^3} u_2^2 + \frac{2EI}{L} u_3 u_6 + \frac{2EI}{L} u_6^2 + \frac{2EI}{L} u_3^2 + \frac{6EI}{L^2} u_2 u_3 + \\ \frac{1}{2} \frac{EA}{L} (u_1^2 - 2u_1 u_4 + u_4^2) \end{array} \right] \quad (2.55)$$

Lagrange denklemleri:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{u}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial u_i} + \frac{\partial U}{\partial u_i} = Q_i \quad (2.56)$$

1. satır için;

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{u}_1} \right) = \frac{mL}{6} (2\ddot{u}_1 + \ddot{u}_4) \quad (2.57)$$

$$\frac{\partial T}{\partial u_1} = 0 \quad (2.58)$$

$$\frac{\partial U}{\partial u_1} = \frac{1}{2} \frac{EA}{L} (2 \cdot u_1 - 2 \cdot u_4) \quad (2.59)$$

2. satır için;

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{u}_2} \right) = mL \frac{13}{35} \ddot{u}_2 + mL^2 \frac{11}{210} \ddot{u}_3 + mL \frac{9}{70} \ddot{u}_5 - mL^2 \frac{13}{420} \ddot{u}_6 \quad (2.60)$$

$$\frac{\partial T}{\partial u_2} = 0 \quad (2.61)$$

$$\frac{\partial U}{\partial u_2} = \frac{12EI}{L^3} u_2 + \frac{6EI}{L^2} u_3 - \frac{12EI}{L^3} u_5 + \frac{6EI}{L^2} u_6 \quad (2.62)$$

3. satır için;

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{u}_3} \right) = mL^2 \frac{11}{210} \ddot{u}_2 + mL^3 \frac{1}{105} \ddot{u}_3 + mL^2 \frac{13}{420} \ddot{u}_5 - mL^3 \frac{1}{140} \ddot{u}_6 \quad (2.63)$$

$$\frac{\partial T}{\partial u_3} = 0 \quad (2.64)$$

$$\frac{\partial U}{\partial u_3} = \frac{6EI}{L^2}u_2 + \frac{4EI}{L}u_3 - \frac{6EI}{L^2}u_5 + \frac{2EI}{L}u_6 \quad (2.65)$$

4. satır için;

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial \Gamma}{\partial \dot{u}_4} \right) = \frac{mL}{6} (\ddot{u}_1 + 2\ddot{u}_4) \quad (2.66)$$

$$\frac{\partial \Gamma}{\partial u_4} = 0 \quad (2.67)$$

$$\frac{\partial U}{\partial u_4} = \frac{1}{2} \frac{EA}{L} (-2 \cdot u_1 + 2 \cdot u_4) \quad (2.68)$$

5. satır için;

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial \Gamma}{\partial \dot{u}_5} \right) = mL \frac{9}{70} \ddot{u}_2 + mL^2 \frac{13}{420} \ddot{u}_3 + mL \frac{13}{35} \ddot{u}_5 - mL^2 \frac{11}{210} \ddot{u}_6 \quad (2.69)$$

$$\frac{\partial \Gamma}{\partial u_5} = 0 \quad (2.70)$$

$$\frac{\partial U}{\partial u_5} = -\frac{12EI}{L^3}u_2 - \frac{6EI}{L^2}u_3 + \frac{12EI}{L^3}u_5 - \frac{6EI}{L^2}u_6 \quad (2.71)$$

6. satır için;

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial \Gamma}{\partial \dot{u}_6} \right) = -mL^2 \frac{13}{420} \ddot{u}_2 - mL^3 \frac{1}{140} \ddot{u}_3 - mL^2 \frac{11}{210} \ddot{u}_5 - mL^3 \frac{1}{105} \ddot{u}_6 \quad (2.72)$$

$$\frac{\partial \Gamma}{\partial u_6} = 0 \quad (2.73)$$

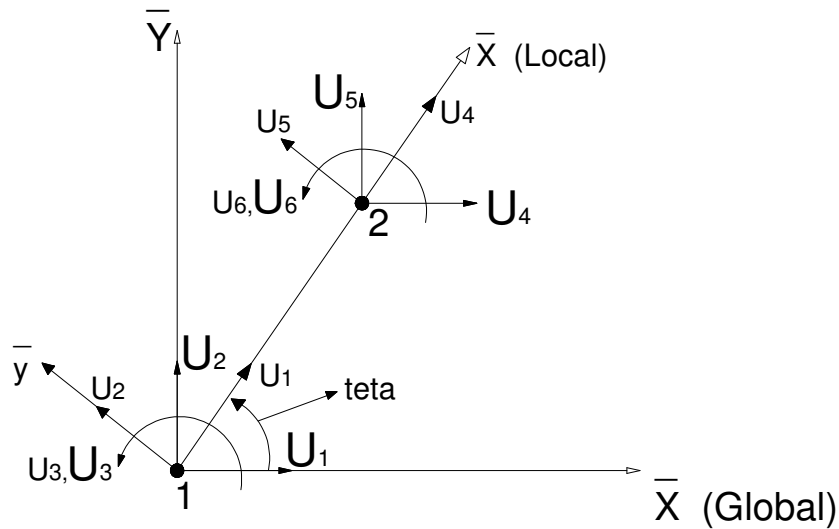
$$\frac{\partial U}{\partial u_6} = \frac{6EI}{L^2}u_2 + \frac{2EI}{L}u_3 - \frac{6EI}{L^2}u_5 + \frac{4EI}{L}u_6 \quad (2.74)$$

$$[\bar{m}] = \rho AL \begin{bmatrix} \frac{1}{3} & 0 & 0 & \frac{1}{6} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{13}{35} & \frac{11L}{210} & 0 & \frac{9}{70} & -\frac{13L}{420} \\ 0 & \frac{11L}{210} & \frac{L^2}{105} & 0 & \frac{13L}{420} & -\frac{L^2}{140} \\ \frac{1}{6} & 0 & 0 & \frac{1}{3} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{9}{70} & \frac{13L}{420} & 0 & \frac{13}{35} & -\frac{11L}{210} \\ 0 & -\frac{13L}{420} & -\frac{L^2}{140} & 0 & -\frac{11L}{210} & \frac{L^2}{105} \end{bmatrix} \quad (2.75)$$

$$[\bar{k}] = \begin{bmatrix} \frac{EA}{L} & 0 & 0 & -\frac{EA}{L} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{12EI}{L^3} & \frac{6EI}{L^2} & 0 & -\frac{12EI}{L^3} & \frac{6EI}{L^2} \\ 0 & \frac{6EI}{L^2} & \frac{4EI}{L} & 0 & -\frac{6EI}{L^2} & \frac{2EI}{L} \\ -\frac{EA}{L} & 0 & 0 & \frac{EA}{L} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{12EI}{L^3} & -\frac{6EI}{L^2} & 0 & \frac{12EI}{L^3} & -\frac{6EI}{L^2} \\ 0 & \frac{6EI}{L^2} & \frac{2EI}{L} & 0 & -\frac{6EI}{L^2} & \frac{4EI}{L} \end{bmatrix} \quad (2.76)$$

$$[\bar{m}]\{\ddot{u}_a(t)\} + [\bar{k}]\{u(t)\} = \{\bar{Q}\} \quad (2.77)$$

### 2.3 Dönüşüm Matrisi



Şekil 2.2 Lokal ve global koordinatlarda kiriş elemanın genelleştirilmiş yer değiştirmeleri

1 noktasında;

$$u_1 = U_1 \cos\theta + U_2 \sin\theta \quad (2.78)$$

$$u_2 = -U_1 \sin\theta + U_2 \cos\theta \quad (2.79)$$

$$u_3 = U_3 \quad (2.80)$$

2 noktasında;

$$u_4 = U_4 \cos\theta + U_5 \sin\theta \quad (2.81)$$

$$u_5 = -U_4 \sin\theta + U_5 \cos\theta \quad (2.82)$$

$$u_6 = U_6 \quad (2.83)$$

Bu iki denklem matris formda ifade edilebilir.  $\lambda \equiv \cos\theta$  ve  $\mu \equiv \sin\theta$

$$[\mathbf{R}] = \begin{bmatrix} \lambda & \mu & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\mu & \lambda & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \lambda & \mu & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\mu & \lambda & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \Rightarrow \text{Dönüşüm Matrisi} \quad (2.84)$$

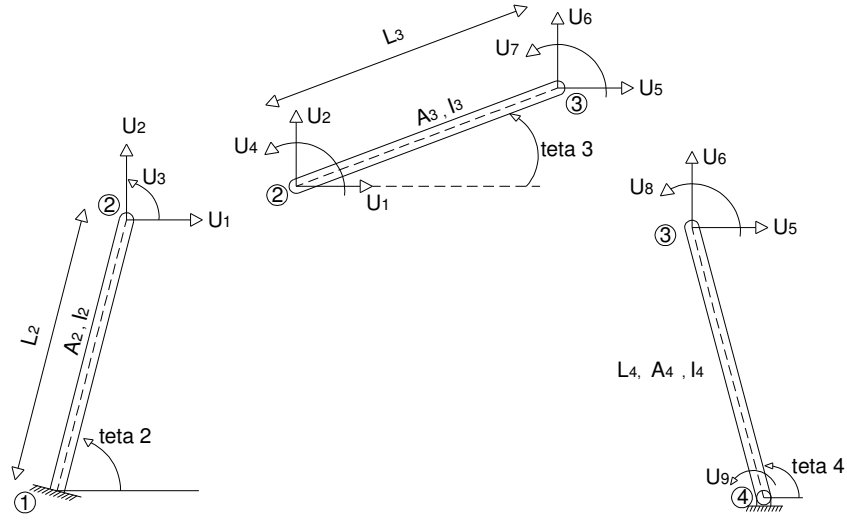
$$\{\mathbf{u}\} = [\mathbf{R}]\{\mathbf{U}\} \quad \{\dot{\mathbf{u}}_a\} = [\mathbf{R}]\{\dot{\mathbf{U}}_a\}$$

$$\{\dot{\mathbf{u}}\} = [\mathbf{R}]\{\dot{\mathbf{U}}\} \quad \{\ddot{\mathbf{u}}_a\} = [\mathbf{R}]\{\ddot{\mathbf{U}}_a\} \quad (2.85)$$

$$\{\ddot{\mathbf{u}}\} = [\mathbf{R}]\{\ddot{\mathbf{U}}\}$$

$$\{\dot{\mathbf{U}}_{ai}\} = \begin{Bmatrix} \dot{X}_{A'} \\ \dot{Y}_{A'} \\ \dot{\theta}_{A'} \\ \dot{X}_{B'} \\ \dot{Y}_{B'} \\ \dot{\theta}_{B'} \end{Bmatrix}, \quad \{\ddot{\mathbf{U}}_{ai}\} = \begin{Bmatrix} \ddot{X}_{A'} \\ \ddot{Y}_{A'} \\ \ddot{\theta}_{A'} \\ \ddot{X}_{B'} \\ \ddot{Y}_{B'} \\ \ddot{\theta}_{B'} \end{Bmatrix}, \quad i = 1, \dots, 6 \quad (2.86)$$

## 2.4 Üç Çubuk Mekanizması İçin Sistem Matrislerinin Bulunması



Şekil 2.3 Eleman lokal koordinatlarının gösterilişi

$$\mathbf{T}_1 = \frac{1}{2} \begin{Bmatrix} \dot{U}_{a1} \\ \dot{U}_{a2} \\ \dot{U}_{a3} \end{Bmatrix}^T \begin{bmatrix} m_{11}^1 & m_{12}^1 & m_{13}^1 \\ m_{21}^1 & m_{22}^1 & m_{23}^1 \\ m_{31}^1 & m_{32}^1 & m_{33}^1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{U}_{a1} \\ \dot{U}_{a2} \\ \dot{U}_{a3} \end{Bmatrix} \quad (2.87)$$

$$\mathbf{T}_2 = \frac{1}{2} \begin{Bmatrix} \dot{U}_{a1} \\ \dot{U}_{a2} \\ \dot{U}_{a3} \\ \dot{U}_{a4} \\ \dot{U}_{a5} \\ \dot{U}_{a6} \\ \dot{U}_{a7} \end{Bmatrix}^T \begin{bmatrix} m_{11}^2 & m_{12}^2 & 0 & m_{14}^2 & m_{15}^2 & m_{16}^2 & m_{17}^2 \\ m_{21}^2 & m_{22}^2 & 0 & m_{24}^2 & m_{25}^2 & m_{26}^2 & m_{27}^2 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ m_{41}^2 & m_{42}^2 & 0 & m_{44}^2 & m_{45}^2 & m_{46}^2 & m_{47}^2 \\ m_{51}^2 & m_{52}^2 & 0 & m_{54}^2 & m_{55}^2 & m_{56}^2 & m_{57}^2 \\ m_{61}^2 & m_{62}^2 & 0 & m_{64}^2 & m_{65}^2 & m_{66}^2 & m_{67}^2 \\ m_{71}^2 & m_{72}^2 & 0 & m_{74}^2 & m_{75}^2 & m_{76}^2 & m_{77}^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{U}_{a1} \\ \dot{U}_{a2} \\ \dot{U}_{a3} \\ \dot{U}_{a4} \\ \dot{U}_{a5} \\ \dot{U}_{a6} \\ \dot{U}_{a7} \end{Bmatrix} \quad (2.88)$$

$$\mathbf{T}_3 = \frac{1}{2} \begin{Bmatrix} \dot{U}_{a1} \\ \dot{U}_{a2} \\ \dot{U}_{a3} \\ \dot{U}_{a4} \\ \dot{U}_{a5} \\ \dot{U}_{a6} \\ \dot{U}_{a7} \\ \dot{U}_{a8} \\ \dot{U}_{a9} \end{Bmatrix}^T \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_{55}^3 & m_{56}^3 & 0 & m_{58}^3 & m_{59}^3 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_{65}^3 & m_{66}^3 & 0 & m_{68}^3 & m_{69}^3 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_{85}^3 & m_{86}^3 & 0 & m_{88}^3 & m_{89}^3 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_{95}^3 & m_{96}^3 & 0 & m_{98}^3 & m_{99}^3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{U}_{a1} \\ \dot{U}_{a2} \\ \dot{U}_{a3} \\ \dot{U}_{a4} \\ \dot{U}_{a5} \\ \dot{U}_{a6} \\ \dot{U}_{a7} \\ \dot{U}_{a8} \\ \dot{U}_{a9} \end{Bmatrix} \quad (2.89)$$

$$T = \begin{Bmatrix} \dot{U}_{a1} \\ \dot{U}_{a2} \\ \dot{U}_{a3} \\ \dot{U}_{a4} \\ \dot{U}_{a5} \\ \dot{U}_{a6} \\ \dot{U}_{a7} \\ \dot{U}_{a8} \\ \dot{U}_{a9} \end{Bmatrix}^T \begin{bmatrix} m^1_{11} + m^2_{11} & m^1_{12} + m^2_{12} & m^1_{13} & m^2_{14} & m^2_{15} & m^2_{16} & m^2_{17} & 0 & 0 \\ m^1_{21} + m^2_{21} & m^1_{22} + m^2_{22} & m^1_{23} & m^2_{24} & m^2_{25} & m^2_{26} & m^2_{27} & 0 & 0 \\ m^1_{31} & m^1_{32} & m^1_{33} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ m^2_{41} & m^2_{42} & 0 & m^2_{44} & m^2_{45} & m^2_{46} & m^2_{47} & 0 & 0 \\ m^2_{51} & m^2_{52} & 0 & m^2_{54} & m^2_{55} + m^3_{55} & m^2_{56} + m^3_{56} & m^2_{57} & m^3_{58} & m^3_{59} \\ m^2_{61} & m^2_{62} & 0 & m^2_{64} & m^2_{65} + m^3_{65} & m^2_{66} + m^3_{66} & m^2_{67} & m^3_{68} & m^3_{69} \\ m^2_{71} & m^2_{72} & 0 & m^2_{74} & m^2_{75} & m^2_{76} & m^2_{77} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m^3_{85} & m^3_{86} & 0 & m^3_{88} & m^3_{89} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m^3_{95} & m^3_{96} & 0 & m^3_{98} & m^3_{99} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{U}_{a1} \\ \dot{U}_{a2} \\ \dot{U}_{a3} \\ \dot{U}_{a4} \\ \dot{U}_{a5} \\ \dot{U}_{a6} \\ \dot{U}_{a7} \\ \dot{U}_{a8} \\ \dot{U}_{a9} \end{Bmatrix} \quad (2.90)$$

$$U = \begin{Bmatrix} \dot{U}_{a1} \\ \dot{U}_{a2} \\ \dot{U}_{a3} \\ \dot{U}_{a4} \\ \dot{U}_{a5} \\ \dot{U}_{a6} \\ \dot{U}_{a7} \\ \dot{U}_{a8} \\ \dot{U}_{a9} \end{Bmatrix}^T \begin{bmatrix} k^1_{11} + k^2_{11} & k^1_{12} + k^2_{12} & k^1_{13} & k^2_{14} & k^2_{15} & k^2_{16} & k^2_{17} & 0 & 0 \\ k^1_{21} + k^2_{21} & k^1_{22} + k^2_{22} & k^1_{23} & k^2_{24} & k^2_{25} & k^2_{26} & k^2_{27} & 0 & 0 \\ k^1_{31} & k^1_{32} & k^1_{33} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ k^2_{41} & k^2_{42} & 0 & k^2_{44} & k^2_{45} & k^2_{46} & k^2_{47} & 0 & 0 \\ k^2_{51} & k^2_{52} & 0 & k^2_{54} & k^2_{55} + k^3_{55} & k^2_{56} + k^3_{56} & k^2_{57} & k^3_{58} & k^3_{59} \\ k^2_{61} & k^2_{62} & 0 & k^2_{64} & k^2_{65} + k^3_{65} & k^2_{66} + k^3_{66} & k^2_{67} & k^3_{68} & k^3_{69} \\ k^2_{71} & k^2_{72} & 0 & k^2_{74} & k^2_{75} & k^2_{76} & k^2_{77} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & k^3_{85} & k^3_{86} & 0 & k^3_{88} & k^3_{89} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & k^3_{95} & k^3_{96} & 0 & k^3_{98} & k^3_{99} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{U}_{a1} \\ \dot{U}_{a2} \\ \dot{U}_{a3} \\ \dot{U}_{a4} \\ \dot{U}_{a5} \\ \dot{U}_{a6} \\ \dot{U}_{a7} \\ \dot{U}_{a8} \\ \dot{U}_{a9} \end{Bmatrix} \quad (2.91)$$

## 2.5 Rijit Cisim İvmesi

$\{\ddot{U}_a\} = \{\ddot{U}_r\} + \{\ddot{U}\}$  denklemindeki genelleştirilmiş rijit cisim ivme vektörünü belirlemek için bir bilgisayar programlama metodu mevcuttur.

Sistemdeki açısal hız ve ivme vektörleri;

$$\omega_3 = -\frac{L_2}{L_3} \omega_2 \frac{\sin(\theta_4 - \theta_2)}{\sin(\theta_4 - \theta_3)} \quad (2.92)$$

$$\omega_4 = -\frac{L_2}{L_4} \omega_2 \frac{\sin(\theta_3 - \theta_2)}{\sin(\theta_4 - \theta_3)} \quad (2.93)$$

$$\alpha_3 = \frac{-L_2 \alpha_2 \sin(\theta_4 - \theta_2) + L_2 \omega_2^2 \cos(\theta_4 - \theta_2) + L_3 \omega_3^2 \cos(\theta_4 - \theta_3) - L_4 \omega_4^2}{L_3 \sin(\theta_4 - \theta_3)} \quad (2.94)$$

$$\alpha_4 = \frac{-L_2 \alpha_2 \sin(\theta_3 - \theta_2) + L_2 \omega_2^2 \cos(\theta_3 - \theta_2) - L_4 \omega_4^2 \cos(\theta_3 - \theta_4) + L_3 \omega_3^2}{L_4 \sin(\theta_4 - \theta_3)} g \quad (2.95)$$

Maple programında işlem yapılarak rijit cisim ivmeleri bulunmuştur.

$$U_{r1} = L_2 \cdot \text{Cos}\theta_2 \quad (2.96)$$

$$\ddot{U}_{r1} = -L_2 \cdot \text{Cos}\theta_2 \cdot \omega_2^2 - L_2 \cdot \text{Sin}\theta_2 \cdot \alpha_2 \quad (2.97)$$

$$U_{r2} = L_2 \cdot \text{Sin}\theta_2 \quad (2.98)$$

$$\ddot{U}_{r2} = -L_2 \cdot \text{Sin}\theta_2 \cdot \omega_2^2 + L_2 \cdot \text{Cos}\theta_2 \cdot \alpha_2 \quad (2.99)$$

$$U_{r3} = \theta_2 \quad (2.100)$$

$$\ddot{U}_{r3} = \alpha_2 \quad (2.101)$$

$$U_{r4} = \theta_3 \quad (2.102)$$

$$\ddot{U}_{r4} = \alpha_3 \quad (2.103)$$

$$U_{r5} = L_3 \cdot \text{Cos}\theta_3 \quad (2.104)$$

$$\ddot{U}_{r5} = -L_3 \cdot \text{Cos}\theta_3 \cdot \omega_3^2 - L_3 \cdot \text{Sin}\theta_3 \cdot \alpha_3 \quad (2.105)$$

$$U_{r6} = L_3 \cdot \text{Sin}\theta_3 \quad (2.106)$$

$$\ddot{U}_{r6} = -L_3 \cdot \text{Sin}\theta_3 \cdot \omega_3^2 + L_3 \cdot \text{Cos}\theta_3 \cdot \alpha_3 \quad (2.107)$$

$$U_{r7} = \theta_3 \quad (2.108)$$

$$\ddot{U}_{r7} = \alpha_3 \quad (2.109)$$

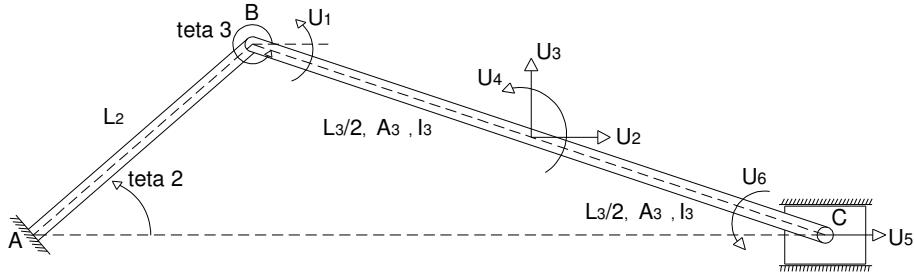
$$U_{r8} = \theta_4 \quad (2.110)$$

$$\ddot{U}_{r8} = \alpha_4 \quad (2.111)$$

$$U_{r9} = \theta_4 \quad (2.112)$$

$$\ddot{U}_{r9} = \alpha_4 \quad (2.113)$$

## 2.6 Krank-Biyel Mekanizması İçin Sistem Matrislerinin Bulunması



Şekil 2.4 Elastik biyelli krank-biyel mekanizması

(2.75) ve (2.84) denklemlerini hatırlarsak;

$$[R^T] = \begin{bmatrix} \lambda & -\mu & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \mu & \lambda & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \lambda & -\mu & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \mu & \lambda & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.114)$$

$$R^T \cdot [M] \cdot R = m_{\text{global}} \quad (2.115)$$

$$= \rho AL \begin{bmatrix} \lambda & -\mu & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \mu & \lambda & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \lambda & -\mu & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \mu & \lambda & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{1}{3} & 0 & 0 & \frac{1}{6} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{13}{35} & \frac{11L}{210} & 0 & \frac{9}{70} & -\frac{13L}{420} \\ 0 & \frac{11L}{210} & \frac{L^2}{105} & 0 & \frac{13L}{420} & -\frac{L^2}{140} \\ \frac{1}{6} & 0 & 0 & \frac{1}{3} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{9}{70} & \frac{13L}{420} & 0 & \frac{13}{35} & -\frac{11L}{210} \\ 0 & -\frac{13L}{420} & -\frac{L^2}{140} & 0 & -\frac{11L}{210} & \frac{L^2}{105} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \lambda & \mu & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\mu & \lambda & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \lambda & \mu & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\mu & \lambda & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$= \rho AL \begin{bmatrix} \frac{1}{3}\lambda^2 + \frac{13}{35}\mu^2 & -\frac{4}{105}\lambda\mu & -\frac{11}{210}\mu L & \frac{1}{6}\lambda^2 + \frac{9}{70}\mu^2 & \frac{4}{105}\lambda\mu & \frac{13}{420}\mu L \\ -\frac{4}{105}\lambda\mu & \frac{1}{3}\mu^2 + \frac{13}{35}\lambda^2 & \frac{11}{210}\lambda L & \frac{4}{105}\lambda\mu & \frac{1}{6}\mu^2 + \frac{9}{70}\lambda^2 & -\frac{13}{420}\lambda L \\ -\frac{11}{210}\mu L & \frac{11}{210}\lambda L & \frac{1}{105}L^2 & -\frac{13}{420}\mu L & \frac{13}{420}\lambda L & -\frac{1}{140}L^2 \\ \frac{1}{6}\lambda^2 + \frac{9}{70}\mu^2 & \frac{4}{105}\lambda\mu & -\frac{13}{420}\mu L & \frac{1}{3}\lambda^2 + \frac{13}{35}\mu^2 & -\frac{4}{105}\lambda\mu & \frac{11}{210}\mu L \\ \frac{4}{105}\lambda\mu & \frac{1}{6}\mu^2 + \frac{9}{70}\lambda^2 & \frac{13}{420}\lambda L & -\frac{4}{105}\lambda\mu & \frac{1}{3}\mu^2 + \frac{13}{35}\lambda^2 & -\frac{11}{210}\lambda L \\ \frac{13}{420}\mu L & -\frac{13}{420}\lambda L & -\frac{1}{140}L^2 & \frac{11}{210}\mu L & -\frac{11}{210}\lambda L & \frac{1}{105}L^2 \end{bmatrix} \quad (2.116)$$

Şekil 2.1'i hatırlarsak;

Şekil 2.4'deki  $L_3$  çubuğunu iki parça halinde ele alırsak, ilk parçadan 1, 2, 3, 4, 5, 6 yer değiştirmeleri, ikinci parçadan ise 4, 5, 6, 7, 8, 9 yer değiştirmeleri elde edilir. Bunlar  $9 \times 9$ 'luk bir matris oluşturur. Bu  $9 \times 9$ 'luk matrisi yukarıdaki şekildeki yer değiştirmelerle karşılaştırdığımızda 3, 4, 5, 6, 7 ve 9 nolu yer değiştirmelerin soruda bulunduğunu belirleriz. Bunlar ayrı olarak yazıldığında  $6 \times 6$ 'lık bir matris oluştururlar.

$$m_{\text{sistem}} = \begin{bmatrix} - & - & - & - & - & - & - & - & - \\ - & - & - & - & - & - & - & - & - \\ - & - & \frac{1}{105}L^2 & -\frac{13}{420}\mu L & \frac{13}{420}\lambda L & -\frac{1}{140}L^2 & 0 & - & 0 \\ - & - & -\frac{13}{420}\mu L & \frac{2}{3}\lambda^2 + \frac{26}{35}\mu^2 & -\frac{8}{105}\lambda\mu & 0 & \frac{1}{6}\lambda^2 + \frac{9}{70}\mu^2 & - & \frac{13}{420}\mu L \\ - & - & \frac{13}{420}\lambda L & -\frac{8}{105}\lambda\mu & \frac{2}{3}\mu^2 + \frac{26}{35}\lambda^2 & 0 & \frac{4}{105}\lambda\mu & - & -\frac{13}{420}\lambda L \\ - & - & -\frac{1}{140}L^2 & 0 & 0 & \frac{2}{105}L^2 & -\frac{13}{420}\mu L & - & -\frac{1}{140}L^2 \\ - & - & 0 & \frac{1}{6}\lambda^2 + \frac{9}{70}\mu^2 & \frac{4}{105}\lambda\mu & -\frac{13}{420}\mu L & \frac{1}{3}\lambda^2 + \frac{13}{35}\mu^2 & - & \frac{11}{210}\mu L \\ - & - & - & - & - & - & - & - & - \\ - & - & 0 & \frac{13}{420}\mu L & -\frac{13}{420}\lambda L & -\frac{1}{140}L^2 & \frac{11}{210}\mu L & - & \frac{1}{105}L^2 \end{bmatrix} \quad (2.117)$$

(2.76), (2.84) denklemlerini hatırlarsak;

$$\mathbf{R}^T \cdot [\mathbf{k}] \cdot \mathbf{R} = \mathbf{k}_{\text{global}} \quad (2.118)$$

$$= \begin{bmatrix} \lambda & -\mu & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \mu & \lambda & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \lambda & -\mu & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \mu & \lambda & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{EA}{L} & 0 & 0 & -\frac{EA}{L} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{12EI}{L^3} & \frac{6EI}{L^2} & 0 & -\frac{12EI}{L^3} & \frac{6EI}{L^2} \\ 0 & \frac{6EI}{L^2} & \frac{4EI}{L} & 0 & -\frac{6EI}{L^2} & \frac{2EI}{L} \\ -\frac{EA}{L} & 0 & 0 & \frac{EA}{L} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{12EI}{L^3} & -\frac{6EI}{L^2} & 0 & \frac{12EI}{L^3} & -\frac{6EI}{L^2} \\ 0 & \frac{6EI}{L^2} & \frac{2EI}{L} & 0 & -\frac{6EI}{L^2} & \frac{4EI}{L} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \lambda & \mu & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\mu & \lambda & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \lambda & \mu & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\mu & \lambda & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$= \begin{bmatrix} \frac{EA}{L} \lambda^2 + \frac{12EI}{L^3} \mu^2 & \frac{EA}{L} \lambda \mu - \frac{12EI}{L^3} \mu \lambda & -\frac{6EI}{L^2} \mu & -\frac{EA}{L} \lambda^2 + \frac{12EI}{L^3} \mu^2 & -\frac{EA}{L} \lambda \mu + \frac{12EI}{L^3} \mu \lambda & -\frac{6EI}{L^2} \mu \\ \frac{EA}{L} \lambda \mu - \frac{12EI}{L^3} \mu \lambda & \frac{EA}{L} \mu^2 + \frac{12EI}{L^3} \lambda^2 & \frac{6EI}{L^2} \lambda & -\frac{EA}{L} \lambda \mu + \frac{12EI}{L^3} \mu \lambda & -\frac{EA}{L} \mu^2 - \frac{12EI}{L^3} \lambda^2 & \frac{6EI}{L^2} \lambda \\ -\frac{6EI}{L^2} \mu & \frac{6EI}{L^2} \lambda & \frac{4EI}{L} & \frac{6EI}{L^2} \mu & -\frac{6EI}{L^2} \lambda & \frac{2EI}{L} \\ -\frac{EA}{L} \lambda^2 - \frac{12EI}{L^3} \mu^2 & -\frac{EA}{L} \lambda \mu + \frac{12EI}{L^3} \mu \lambda & \frac{6EI}{L^2} \mu & \frac{EA}{L} \lambda^2 + \frac{12EI}{L^3} \mu^2 & \frac{EA}{L} \lambda \mu - \frac{12EI}{L^3} \mu \lambda & \frac{6EI}{L^2} \mu \\ -\frac{EA}{L} \lambda \mu + \frac{12EI}{L^3} \mu \lambda & -\frac{EA}{L} \mu^2 - \frac{12EI}{L^3} \lambda^2 & \frac{6EI}{L^2} \lambda & \frac{EA}{L} \lambda \mu - \frac{12EI}{L^3} \mu \lambda & \frac{EA}{L} \mu^2 + \frac{12EI}{L^3} \lambda^2 & \frac{6EI}{L^2} \lambda \\ -\frac{6EI}{L^2} \mu & \frac{6EI}{L^2} \lambda & \frac{2EI}{L} & \frac{6EI}{L^2} \mu & \frac{6EI}{L^2} \lambda & \frac{4EI}{L} \end{bmatrix} \quad (2.118)$$

$$k_{\text{sistem}} = \begin{bmatrix} - & - & - & - & - & - & - & - & - & - \\ - & - & - & - & - & - & - & - & - & - \\ - & - & \frac{4EI}{L} & \frac{6EI}{L^2} \mu & -\frac{6EI}{L^2} \lambda & \frac{2EI}{L} & 0 & - & 0 & - \\ - & - & \frac{6EI}{L^2} \mu & \frac{2EA}{L} \lambda^2 + \frac{24EI}{L^3} \mu^2 & \frac{EA}{L} \lambda + \frac{EA}{L} \lambda \mu - \frac{24EI}{L^3} \mu \lambda & 0 & -\frac{EA}{L} \lambda^2 + \frac{12EI}{L^3} \mu^2 & - & -\frac{6EI}{L^2} \mu & - \\ - & - & \frac{6EI}{L^2} \lambda & \frac{2EA}{L} \lambda \mu - \frac{24EI}{L^3} \mu \lambda & \frac{2EA}{L} \mu^2 + \frac{24EI}{L^3} \lambda^2 & \frac{12EI}{L^2} \lambda & -\frac{EA}{L} \lambda \mu + \frac{12EI}{L^3} \mu \lambda & - & \frac{6EI}{L^2} \lambda & - \\ - & - & \frac{2EI}{L} & \frac{6EI}{L^2} \mu - \frac{6EI}{L^2} \mu & \frac{6EI}{L^2} \lambda - \frac{6EI}{L^2} \lambda & \frac{8EI}{L} & \frac{6EI}{L^2} \mu & - & \frac{2EI}{L} & - \\ - & - & 0 & -\frac{EA}{L} \lambda^2 - \frac{12EI}{L^3} \mu^2 & -\frac{EA}{L} \lambda \mu + \frac{12EI}{L^3} \mu \lambda & \frac{6EI}{L^2} \mu & \frac{EA}{L} \lambda^2 + \frac{12EI}{L^3} \mu^2 & - & \frac{6EI}{L^2} \mu & - \\ - & - & - & - & - & - & - & - & - & - \\ - & - & 0 & -\frac{6EI}{L^2} \mu & \frac{6EI}{L^2} \lambda & \frac{2EI}{L} & \frac{6EI}{L^2} \mu & - & \frac{4EI}{L} & - \end{bmatrix} \quad (2.119)$$

Rijit cisim ivmelerinin elde edilmesi;

$$U_{r1} = \theta_3 \quad (2.120)$$

$$\ddot{U}_{r1} = \frac{d}{dt} \left( \frac{d}{dt} \theta_3 \right) = \frac{d^2}{dt^2} \theta_3 = \alpha_3 \quad (2.121)$$

$$U_{r2} = L_2 \cdot \text{Cos}\theta_2 + \frac{L_3}{2} \text{Sin}\theta_3 \quad (2.122)$$

$$\ddot{U}_{r2} = -L_2 (\text{Cos}\theta_2 \cdot \omega_2^2 + \text{Sin}\theta_2 \cdot \alpha_2) - \frac{L_3}{2} (\text{Cos}\theta_3 \cdot \omega_3^2 + \text{Sin}\theta_3 \cdot \alpha_3) \quad (2.123)$$

$$U_{r3} = L_2 \cdot \text{Sin}\theta_2 + \frac{L_3}{2} \text{Cos}\theta_3 \quad (2.124)$$

$$\ddot{U}_{r3} = -L_2 (\text{Sin}\theta_2 \cdot \omega_2^2 - \text{Cos}\theta_2 \cdot \alpha_2) - \frac{L_3}{2} (\text{Sin}\theta_3 \cdot \omega_3^2 - \text{Cos}\theta_3 \cdot \alpha_3) \quad (2.125)$$

$$U_{r4} = \theta_3 \quad (2.126)$$

$$\ddot{U}_{r4} = \alpha_3 \quad (2.127)$$

$$U_{r5} = L_2 \cdot \text{Cos}\theta_2 + L_3 \cdot \text{Sin}\theta_3 \quad (2.128)$$

$$\ddot{U}_{r5} = -L_2 (\text{Cos}\theta_2 \cdot \omega_2^2 + \text{Sin}\theta_2 \cdot \alpha_2) - L_3 (\text{Cos}\theta_3 \cdot \omega_3^2 + \text{Sin}\theta_3 \cdot \alpha_3) \quad (2.129)$$

$$U_{r6} = \theta_3 \quad (2.130)$$

$$\ddot{U}_{r6} = \alpha_3 \quad (2.131)$$

$$\{\ddot{U}_r\} = \begin{Bmatrix} \ddot{U}_{r1} \\ \ddot{U}_{r2} \\ \ddot{U}_{r3} \\ \ddot{U}_{r4} \\ \ddot{U}_{r5} \\ \ddot{U}_{r6} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \alpha_3 \\ -L_2 (\text{Cos}\theta_2 \cdot \omega_2^2 + \text{Sin}\theta_2 \cdot \alpha_2) - \frac{L_3}{2} (\text{Cos}\theta_3 \cdot \omega_3^2 + \text{Sin}\theta_3 \cdot \alpha_3) \\ -L_2 (\text{Sin}\theta_2 \cdot \omega_2^2 - \text{Cos}\theta_2 \cdot \alpha_2) - \frac{L_3}{2} (\text{Sin}\theta_3 \cdot \omega_3^2 - \text{Cos}\theta_3 \cdot \alpha_3) \\ \alpha_3 \\ -L_2 (\text{Cos}\theta_2 \cdot \omega_2^2 + \text{Sin}\theta_2 \cdot \alpha_2) - L_3 (\text{Cos}\theta_3 \cdot \omega_3^2 + \text{Sin}\theta_3 \cdot \alpha_3) \\ \alpha_3 \end{Bmatrix} \quad (2.132)$$

### 3. SAYISAL YÖNTEM

Bu bölümde, ikinci bölümde elde edilen rijitlik ve kütle matrislerini hazır olarak kullanan MSC.ADAMS programı tercih edilmiştir. Bu programdan faydalanarak oluşturulan çeşitli sistemler üzerindeki analizler yapılmıştır. Bu sistemler üç çubuk mekanizmasının değişik versiyonlarıdır. Bu bilgisayar programı yardımıyla oluşturulan sistemlerin biyelleri elastik alınarak sistem davranışları incelenmiştir. Modlara göre oluşan doğal frekansların analizi yapılmıştır. Ayrıca sistemin hareketine göre değişen gerilme analizi de yine bilgisayar programı yardımıyla yapılarak farklı sistemlerdeki gerilmeler incelenmiştir.

#### 3.1 Adams Programı

MSC.ADAMS mekanik sistemlerin simülasyonunu yapan bir yazılımdır. MSC.ADAMS sistemlerin titreşim davranışını analiz eder, kuvvetleri ve ivmeleri hesaplar, kompleks sistemlerin hareketini belirler. MSC.ADAMS programını kullanarak tasarladığınız mekanik sistemi, pahalı prototipler yapmadan ve birçok test gerçekleştirilmeden, simüle edebilir, anlayabilir ve performansını ölçebilirsiniz.

İmalatçılar, bu mekanik sistem simülasyonu programına endüstrilere özel ürünleri de ekleyerek, kendi endüstrilerine özel bilgilere ulaşabilirler, mühendislik süreçleri için uygun hale getirilmiş şablonlardan yararlanabilirler ve gerçeğe uygun sanal prototipler geliştirerek kritik tasarım kararları alabilirler.

Avantajları:

- Daha güvenli bir test ortamında çalışarak, test sürecinizi daha iyi kontrol edebilir, ekipman yetersizliklerinden dolayı ortaya çıkacak veri kaybının önleyebilirsiniz.
- Ürün geliştirme sürecinin her aşamasında ulaşacağınız yeni bilgiler ile riskinizi azaltabilirsiniz.
- Fiziksel prototip testlerine kıyasla, dizayn değişikliklerinizi daha hızlı ve düşük maliyetli analiz edebilirsiniz.
- Birçok tasarımı inceleyip sistem davranışını optimize ederek kaliteyi arttırabilirsiniz.
- Fiziksel ekipmanları değiştirmeden, test düzeneğini modifiye etmeden, kolayca değişik analizler yapabilirsiniz.

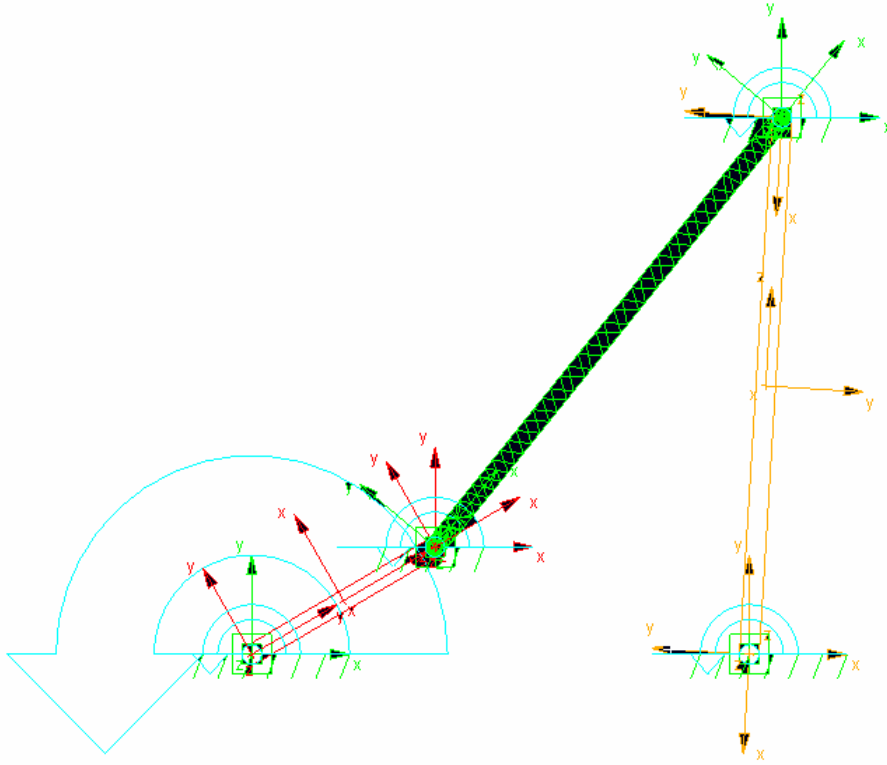
#### Uygulama Alanları:

- Uçak imalatçılarına, uçuş güvenliğini arttırmak için, uçuş kontrol tasarımlarını anlamaları ve uyum konularında yardımcı olur.
- Taşıt dinamiği simülasyonları, gürültü ve dayanıklılık testleri sayesinde otomotiv imalatçılarının araç geliştirme sürelerini kısaltmalarına destek olur.
- Makine üreticilerine mevcut tasarımlarının geliştirilmesi için yardımcı olur.

### 3.2 Üç Çubuk Mekanizmasının Uygulaması

Bu kısımda ele alınan üç çubuk mekanizması ADAMS programında irdelenmiştir. Çubuklar soldan sağa sırasıyla krank(crank), biyel(coupler) ve izleyici(follower)'dir. Mekanizmadaki biyel kolu elastiktir. Şekilde görülen bu üç çubuk mekanizmasının 36'şar derece döndürülerek ilk konumuna gelmesi sağlanmıştır.

İlk olarak 36 derece döndürdüğümüzdeki modlarda meydana gelen doğal frekans değerleri verilmiştir. Daha sonra her dönüşte açı değişimlerine göre oluşan doğal frekans değerleri bulunarak 1. 2. 3. ve 7. mod için bulunan bu değerler grafik halinde sunulmuştur. Bu modlardaki doğal frekanslar incelendiğinde kritik modun 7. mod olduğu belirlenmiştir. Çünkü 7. moddaki doğal frekanslardaki değişim diğer modlara göre büyük bir aralıkta seyretmektedir. Diğer modlarda bulunan frekans değerlerinin ise hemen hemen aynı olduğu görülmüştür.



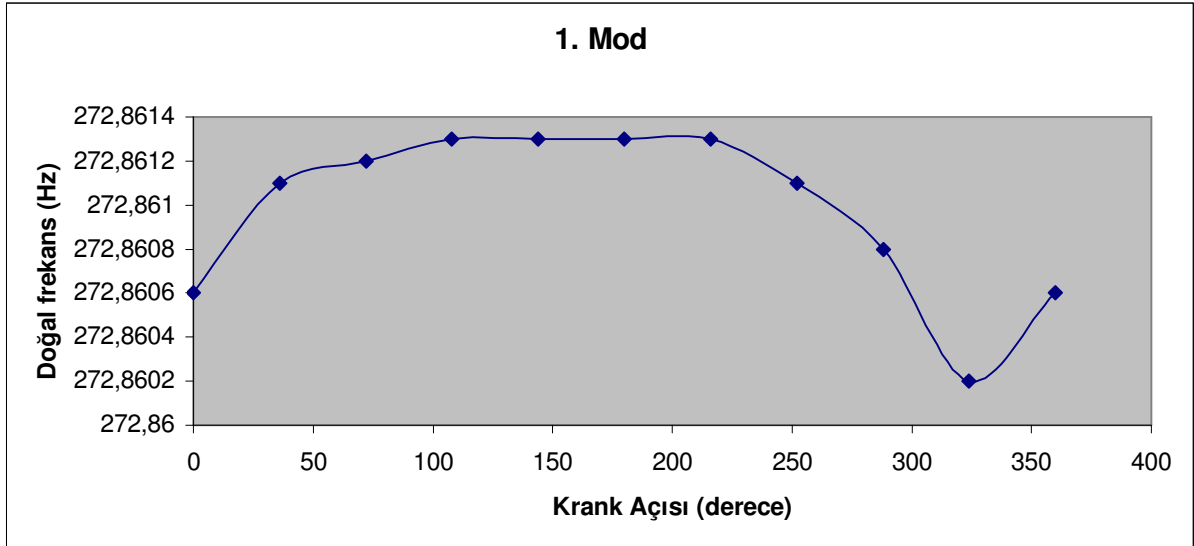
Şekil 3.1 Elastik biyelli üç çubuk mekanizması

Krank kolunu 36 derece döndürdüğümüzde elastik olan biyel kolunda modlara göre oluşan doğal frekans değerleri aşağıdaki çizelgede sunulmuştur.

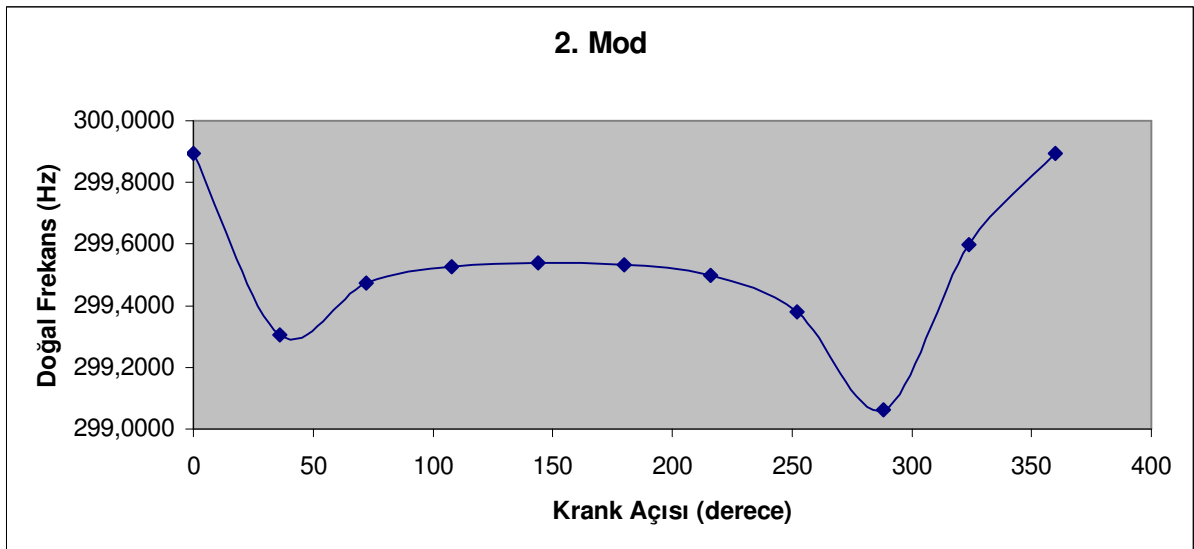
Çizelge 3.1 36° dönüş için elde edilen doğal frekans değerleri

Mod Numarası	Doğal Frekans
1	272,861
2	299,306
3	755,595
4	1200,503
5	1467,325
6	2440,521
7	2847,907
8	6086,166
9	1249,674

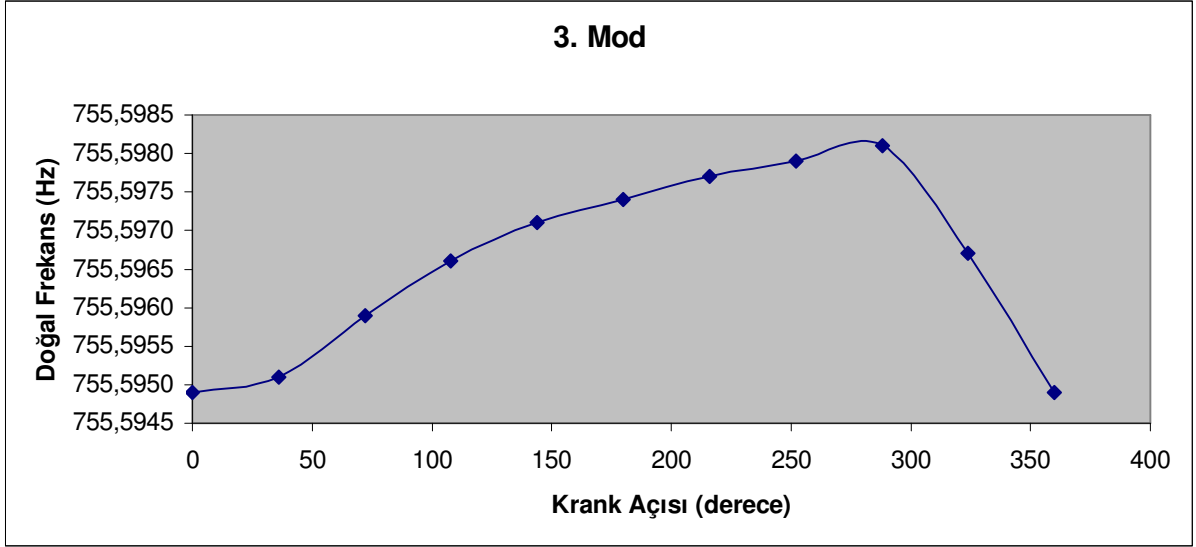
Aşağıda elde edilen grafikler modlara göre her 36° döndürdüğümüzdeki açı değişimindeki doğal frekans değişimini vermektedir. Bu grafiklerde de görüldüğü gibi en büyük değişim kritik mod olarak belirleyebileceğimiz 7. modda meydana gelmiştir.



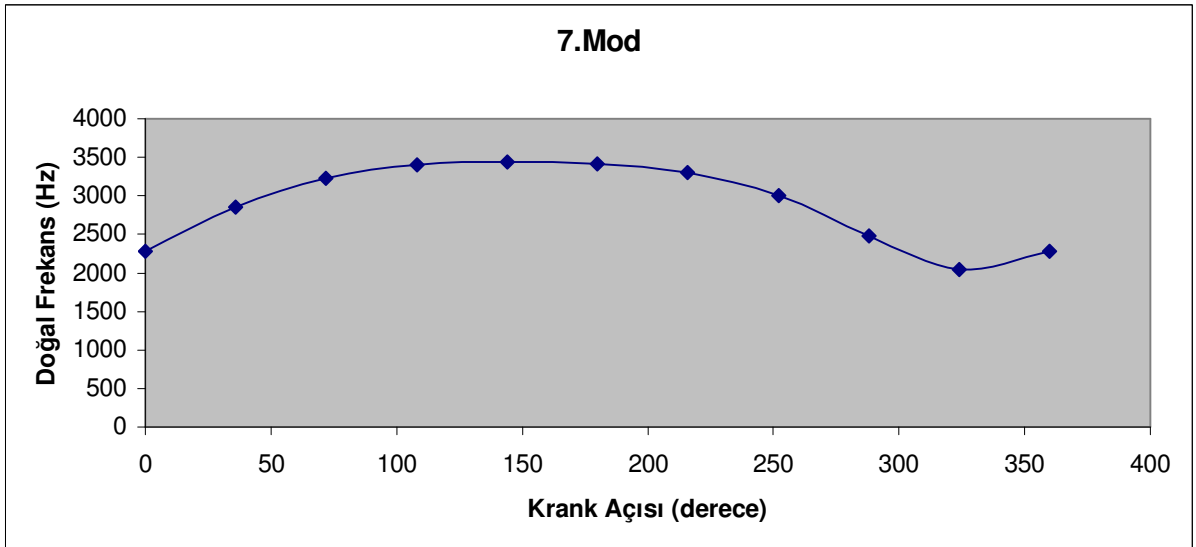
Şekil 3.2 Elastik biyelli üç çubuk mekanizmasında 1. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi



Şekil 3.3 Elastik biyelli üç çubuk mekanizmasında 2. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi



Şekil 3.4 Elastik biyelli üç çubuk mekanizmasında 3. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi

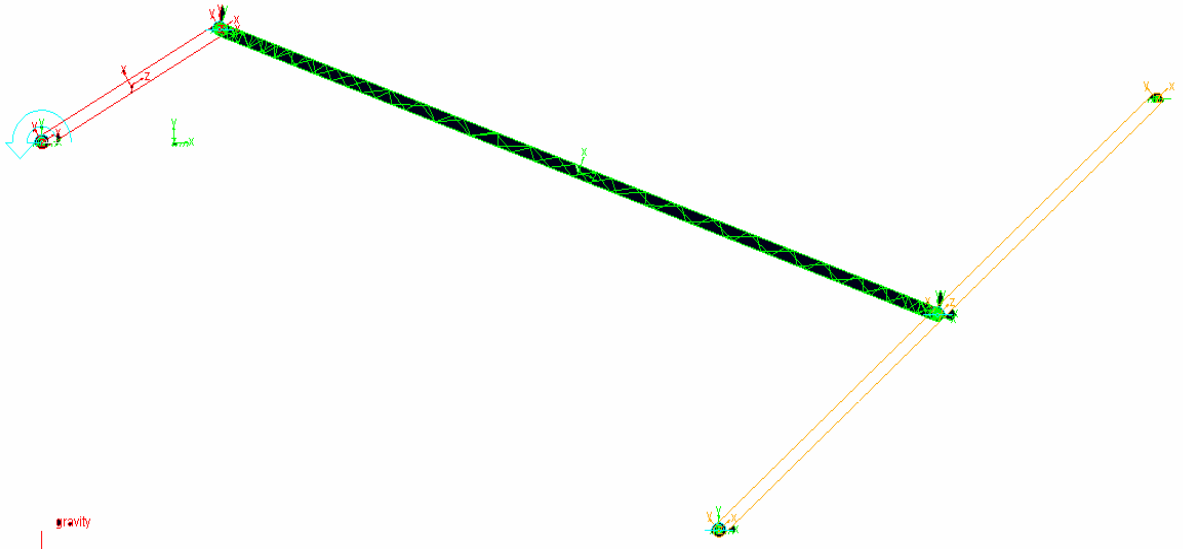


Şekil 3.5 Elastik biyelli üç çubuk mekanizmasında 7. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi

### 3.3 Kollu Şahmerdan Uygulaması

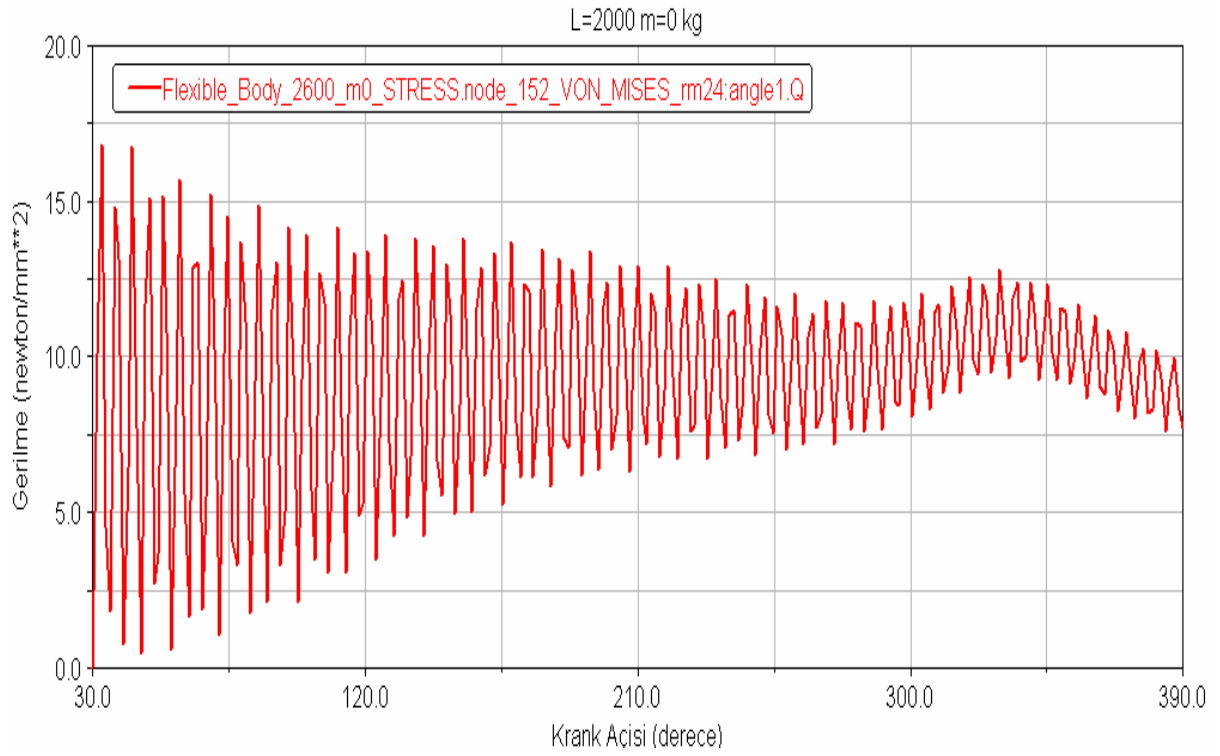
Giriş kısmında kollu şahmerdanlardan bahsedilmiştir. Bu bölümde oluşturulan mekanizmalarda kütle ya da boy değiştirilerek analiz yapılmıştır. Farklı durumlar için bulunan sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Bu örnekte biyel kolu izleyiciye orta noktasından bağlanmıştır. Krank uzunluğu 700 mm, biyel uzunluğu 2600 mm, izleyici uzunluğu ise 2000 mm olarak alınmıştır. İlk konumda krank açısı  $30^\circ$  derecede konumlandırılmıştır.



Şekil 3.6 Biyelin izleyiciye orta noktasından bağlandığı elastik biyelli üç çubuk mekanizması

Krank koluna bağlanan motorla bu sistem  $72^\circ$ 'şer derece döndürülmüş, bu hareket esnasında sistemde meydana gelen gerilme analizi bulunmuştur. Bu grafik aşağıdaki gibidir. Grafikte bahsedilen L izleyici uzunluğu olarak verilmektedir. m kütle ağırlığını göstermektedir. Daha sonra izleyicinin ucuna bağlanacak kütle ağırlığı bu örnekte alınmadığından  $m=0$  olarak gösterilmiştir.



Şekil 3.7 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 0 kg olan çekiç-kol mekanizmasındaki açılara göre eşdeğer gerilme değişimi

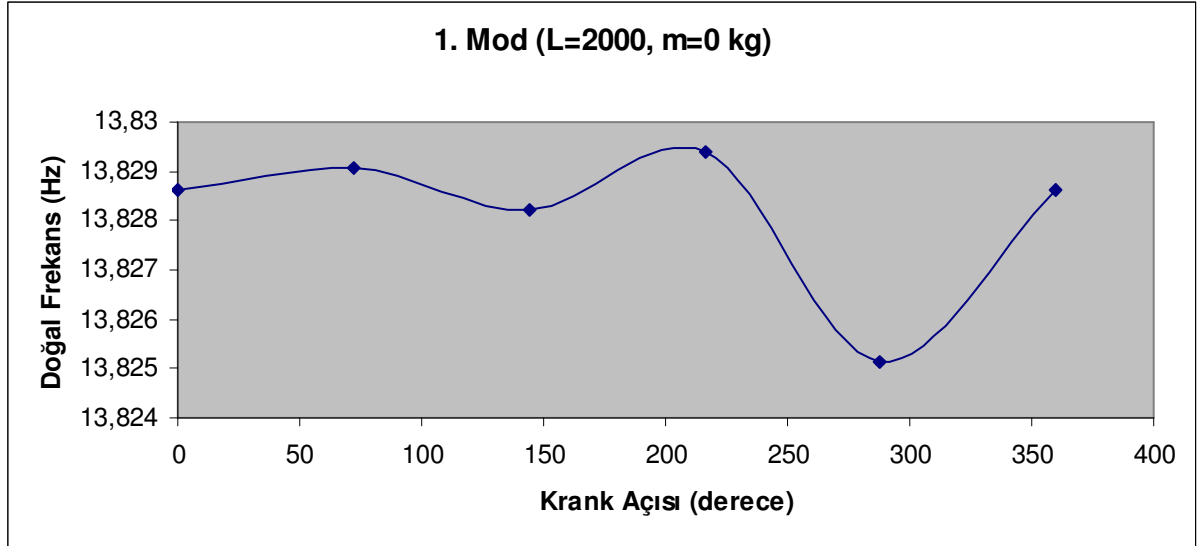
Maksimum gerilme = 16,8371 MPa olarak bulunmuştur.

Krank kolunu 72 derece döndürdüğümüzde elastik olan biyel kolunda modlara göre oluşan doğal frekans değerleri aşağıdaki çizelgede sunulmuştur.

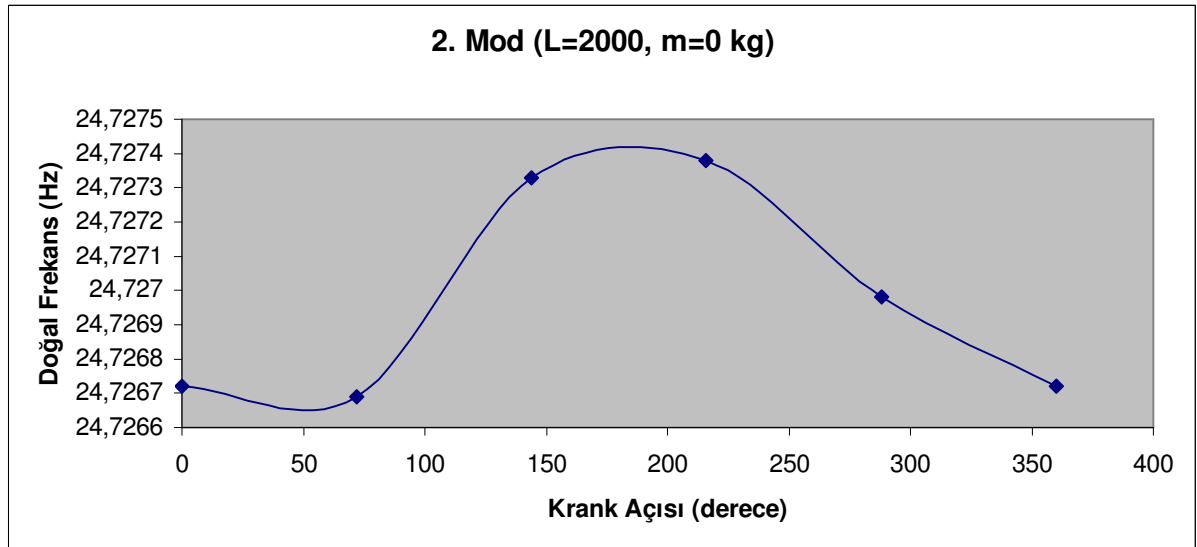
Çizelge 3.2 L=2000 mm m=0 kg, 72° dönüş için elde edilen doğal frekans değerleri

Mod Numarası	Doğal Frekans
1	13,82907
2	24,72669
3	55,52994
4	70,98862
5	125,7187
6	143,7018
7	235,1961
8	362,5332
9	616,9685

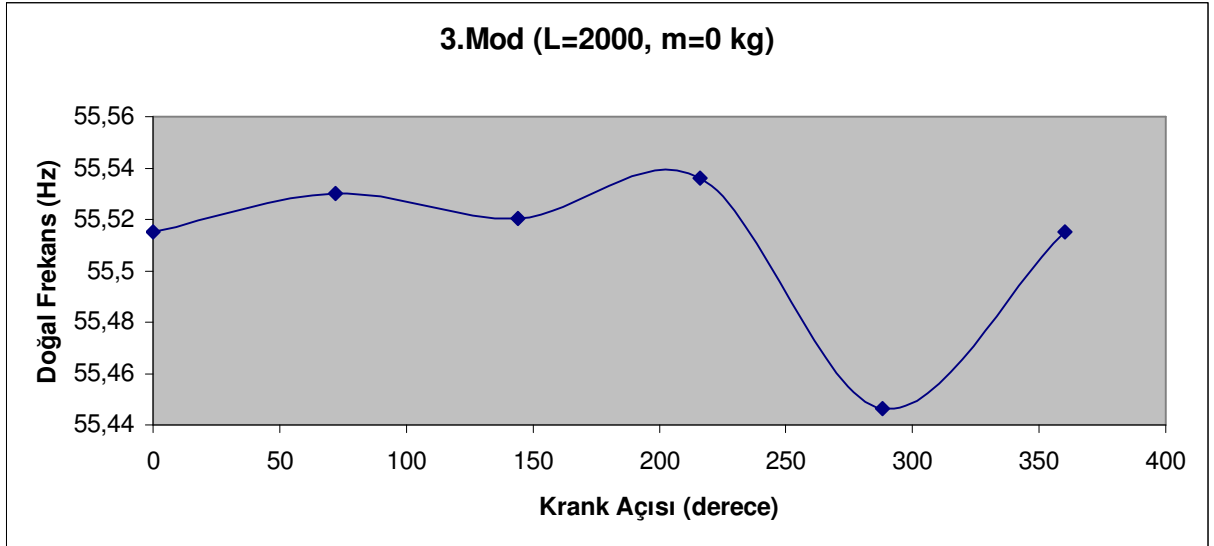
Aşağıda elde edilen grafikler modlara göre her 72° döndürdüğümüzdeki açı değişimlerindeki doğal frekans değişimini vermektedir.



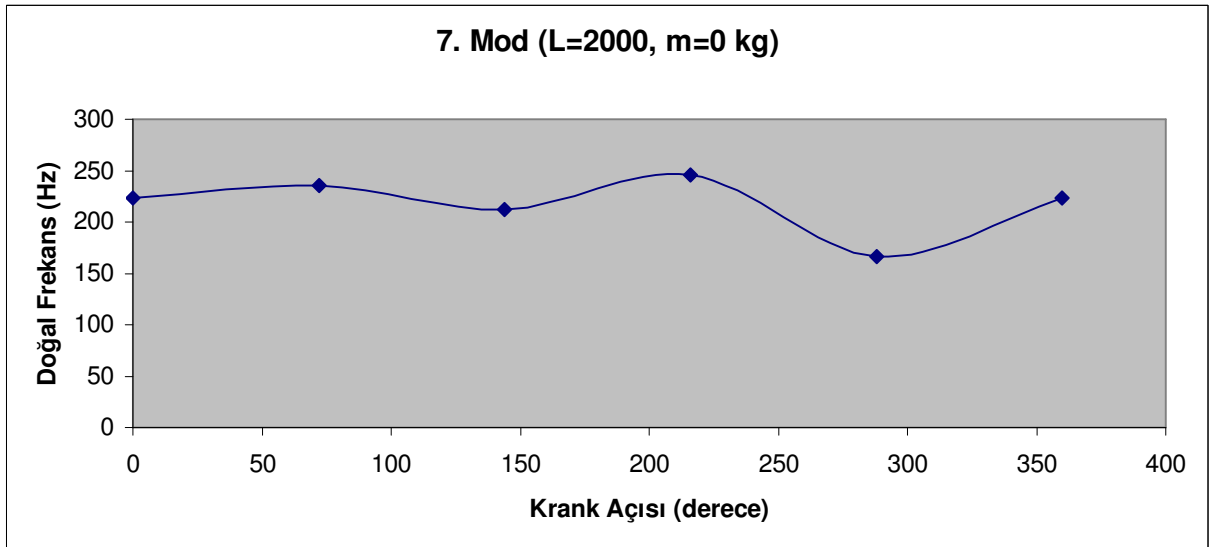
Şekil 3.8 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 0 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 1. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi



Şekil 3.9 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 0 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 2. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi

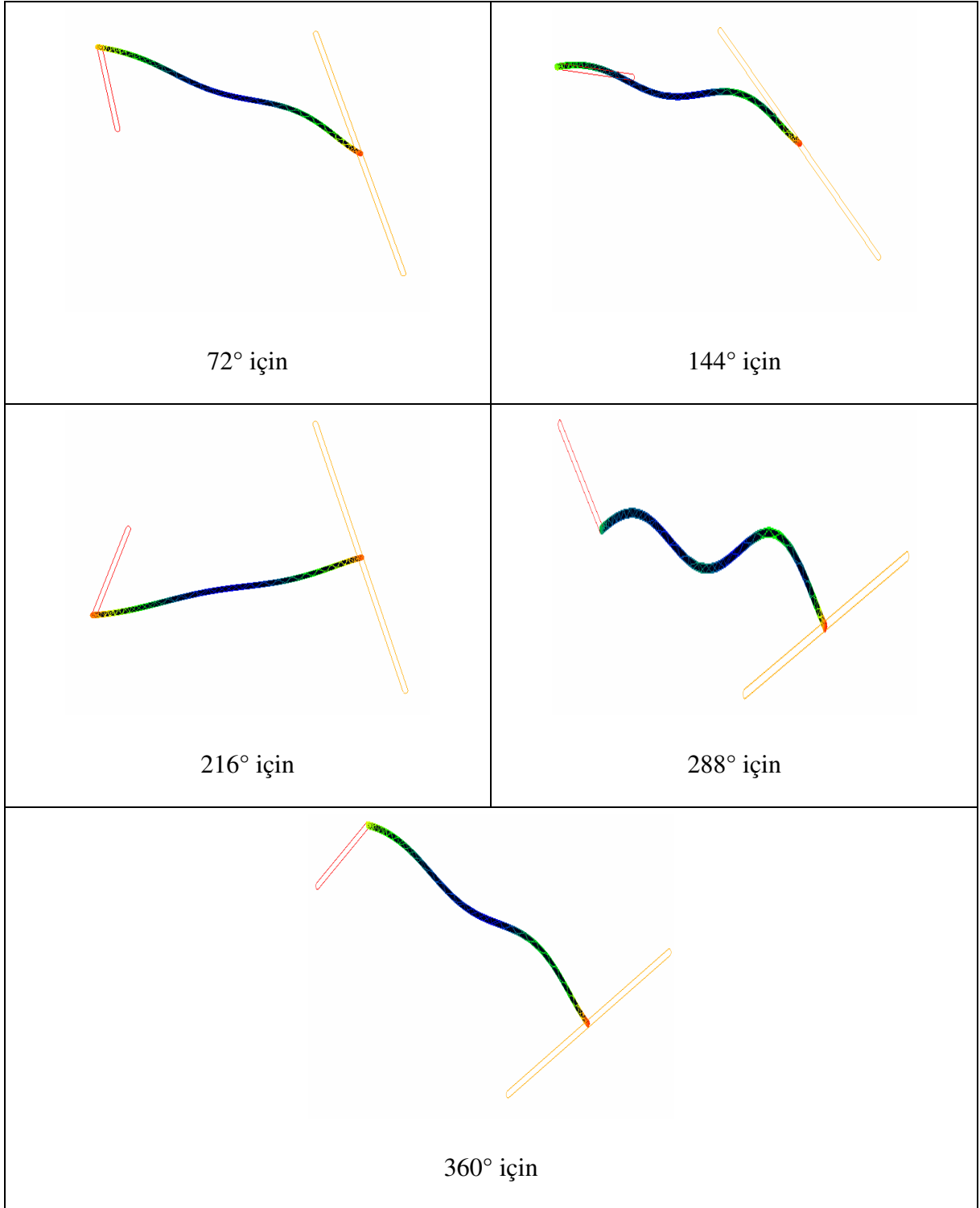


Şekil 3.10 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 0 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 3. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi



Şekil 3.11 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 0 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 7. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi

Her 72° derece dönüşte biyelin 7. modunda aldığı şekiller aşağıda verilmiştir.

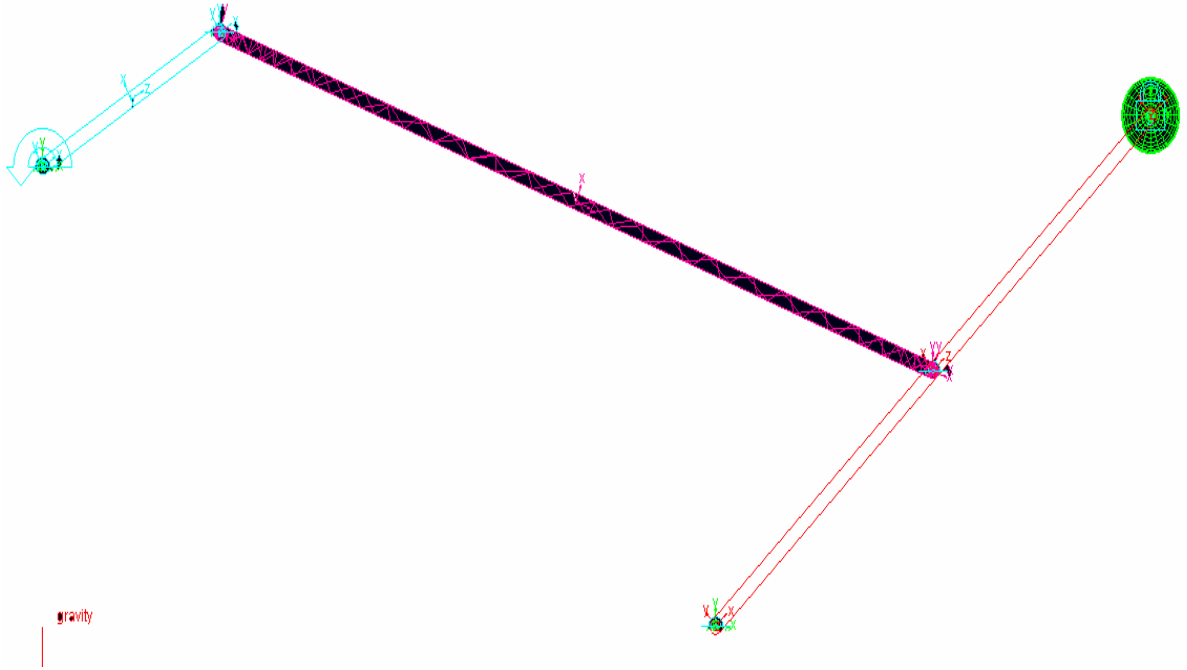


Şekil 3.12 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 0 kg olan çekiç-kol mekanizmasındaki açılara göre oluşan mod şekilleri

### 3.3.1 Değişik kütle durumları için kollu şahmerdanın analizi

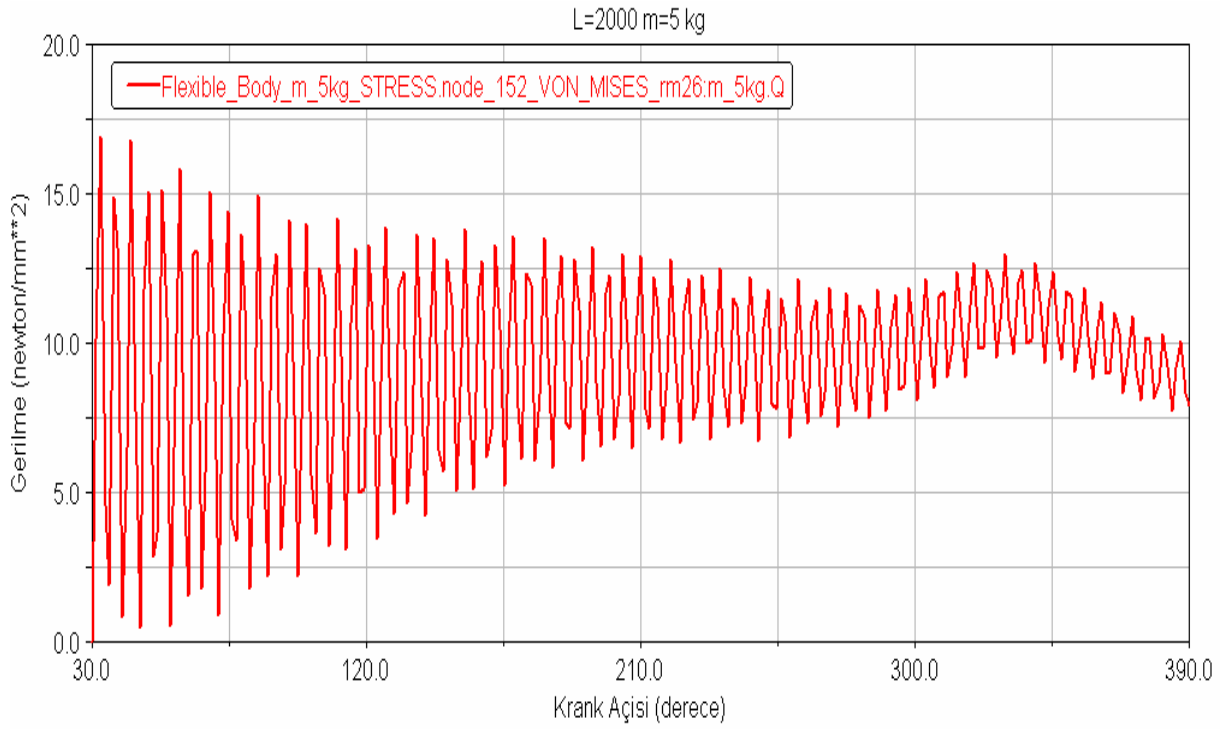
$L=2000$  mm,  $m=5$  kg olma durumu;

Bu örnekte izleyicinin ucuna bir kütle asılmıştır. İlk olarak 5 kg'lık bir kütle seçilmiştir. Buradaki amacımız sisteme bir kütle eklendiğinde sistemde bir değişiklik meydana gelip gelmediğini irdelemektir. Yine L biyel uzunluğu 2000 mm'dir.



Şekil 3.13 Elastik biyelli çekiç mekanizması

Sistem 72'şer derece döndürülmüş ve bu hareket esnasında gerilme analizi yapılmıştır. Açı değişimine göre oluşan grafik şu şekilde bulunmuştur.



Şekil 3.14 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 5 kg olan çekiç-kol mekanizmasındaki açılara göre eşdeğer gerilme değişimi

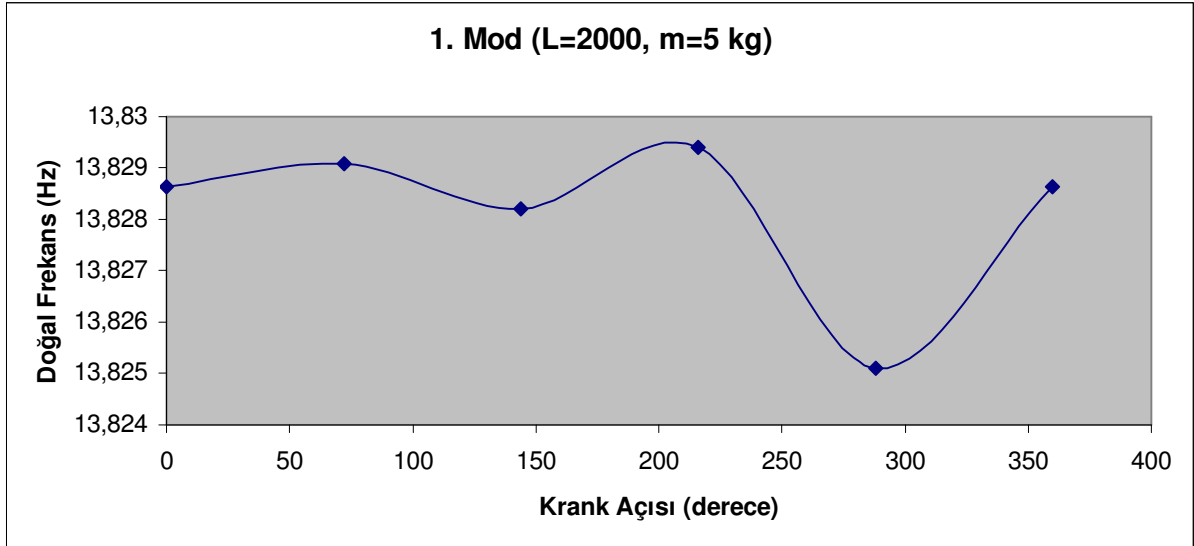
Maksimum gerilme = 16,8982 MPa olarak bulunmuştur.

Krank kolunu 72 derece döndürdüğümüzde elastik olan biyel kolunda modlara göre oluşan doğal frekans değerleri aşağıdaki çizelgede sunulmuştur.

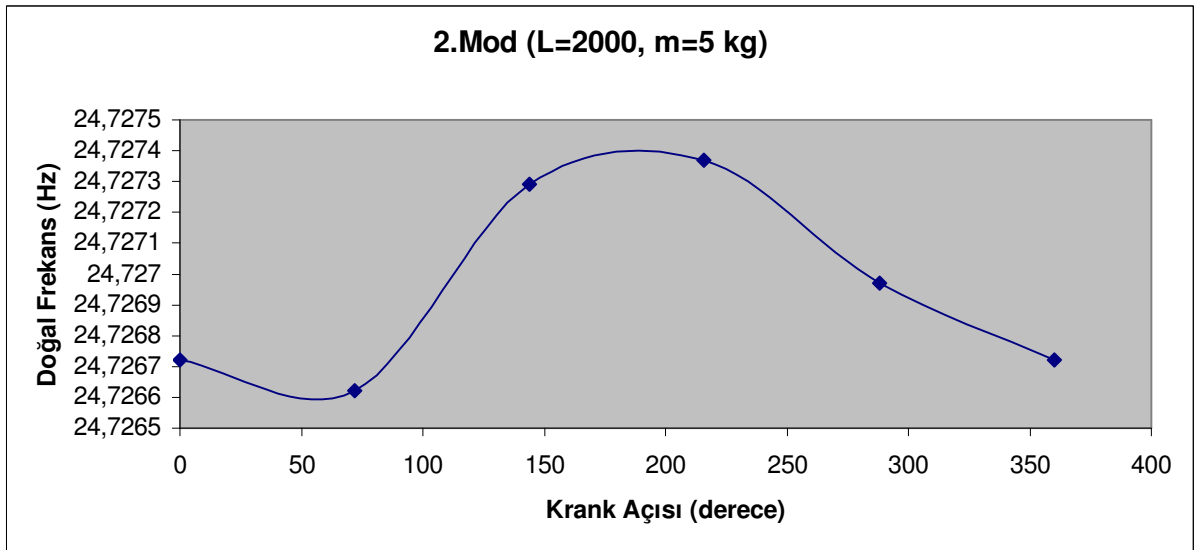
Çizelge 3.3 L=2000 mm m=5 kg, 72° dönüş için elde edilen doğal frekans değerleri

Mod Numarası	Doğal Frekans
1	13,82908
2	24,72662
3	55,52965
4	70,98837
5	125,7103
6	143,6983
7	197,7700
8	362,3749
9	616,8184

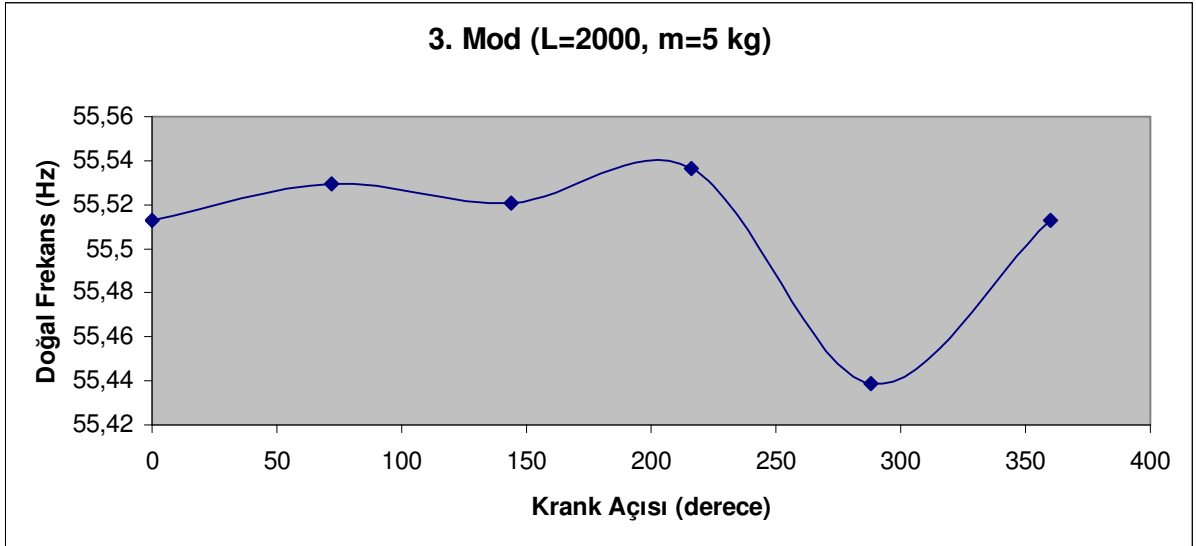
Aşağıda elde edilen grafikler modlara göre her 72° döndürdüğümüzdeki açı değişimlerindeki doğal frekans değişimini vermektedir.



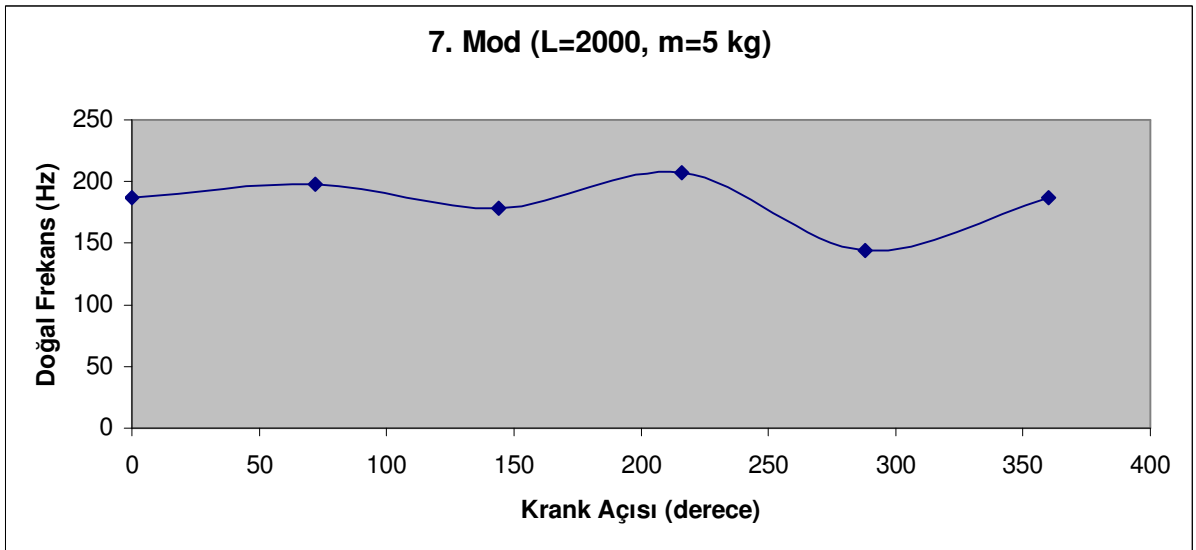
Şekil 3.15 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 5 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 1. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi



Şekil 3.16 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 5 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 2. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi

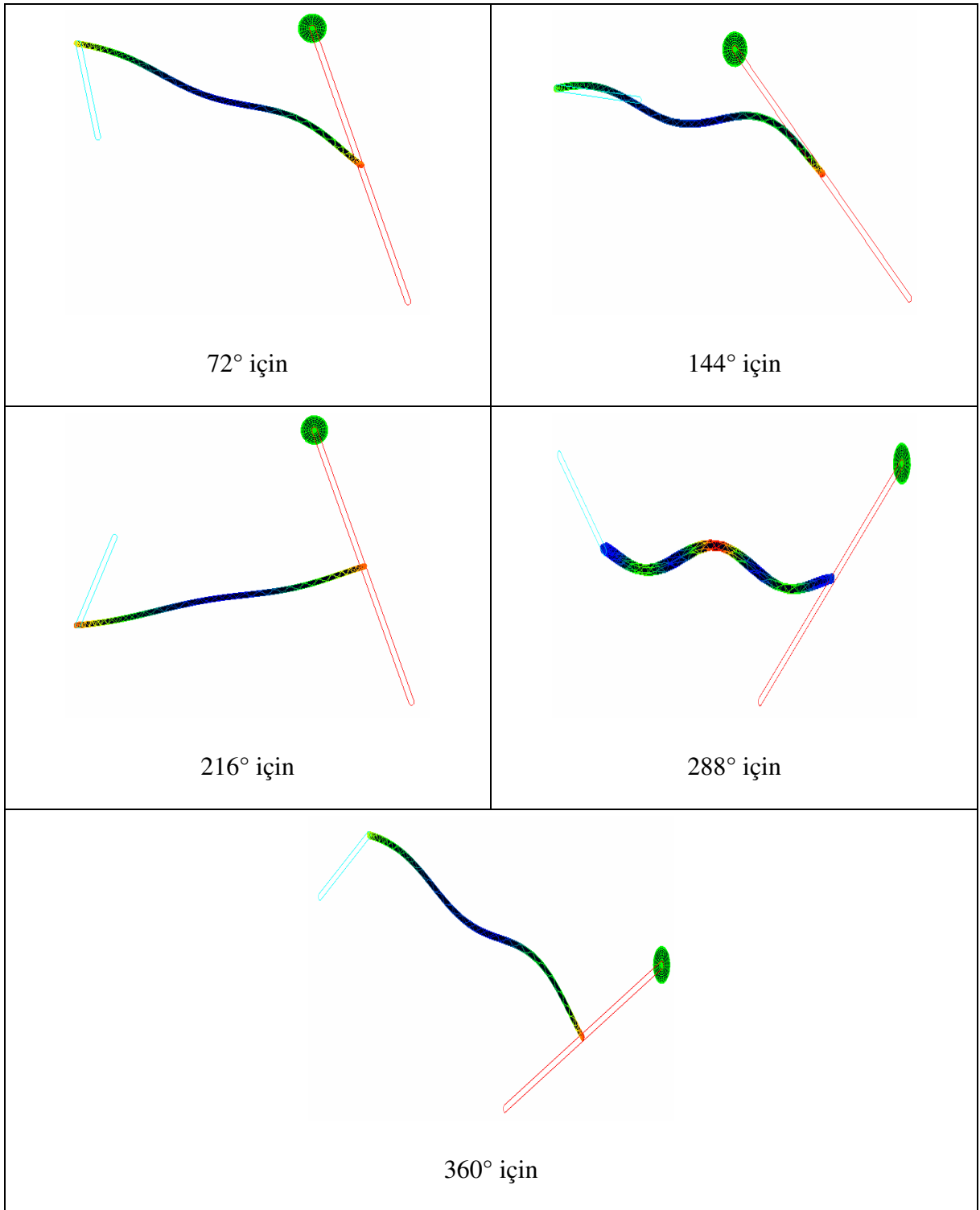


Şekil 3.17 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 5 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 3. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi



Şekil 3.18 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 5 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 7. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi

Her 72° derece dönüşte biyelin 7. modunda aldığı şekiller aşağıda verilmiştir.

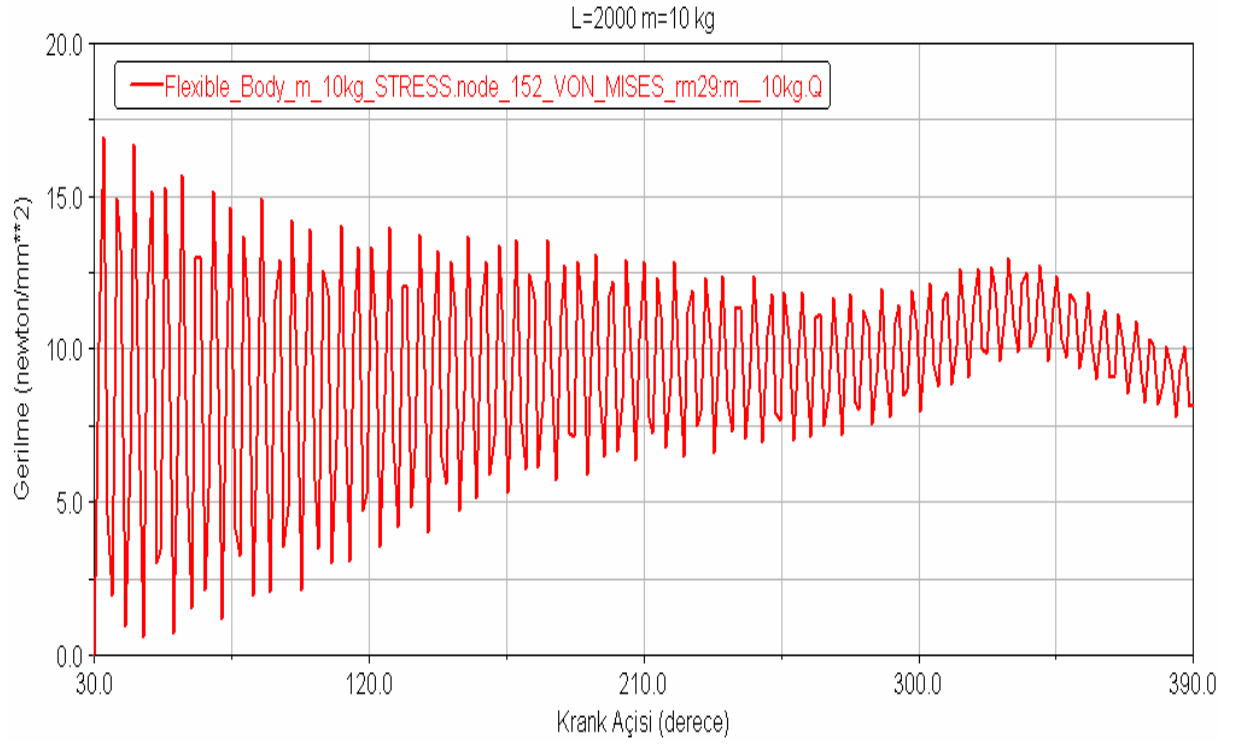


Şekil 3.19 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 5 kg olan çekiç-kol mekanizmasındaki açılara göre oluşan mod şekilleri

L=2000 mm, m=10 kg olma durumu;

Bu örnekte izleyici ucuna asılan kütle nin ağırlığı 2 katına çıkarılarak sistem üzerinde oluşturacağı etki incelenmiştir.

Sistem 72'şer derece döndürülmüş ve bu hareket esnasında gerilme analizi yapılmıştır. Açı değişimine göre oluşan grafik şu şekilde bulunmuştur.



Şekil 3.20 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 10 kg olan çekiç-kol mekanizmasındaki açılara göre eşdeğer gerilme değişimi

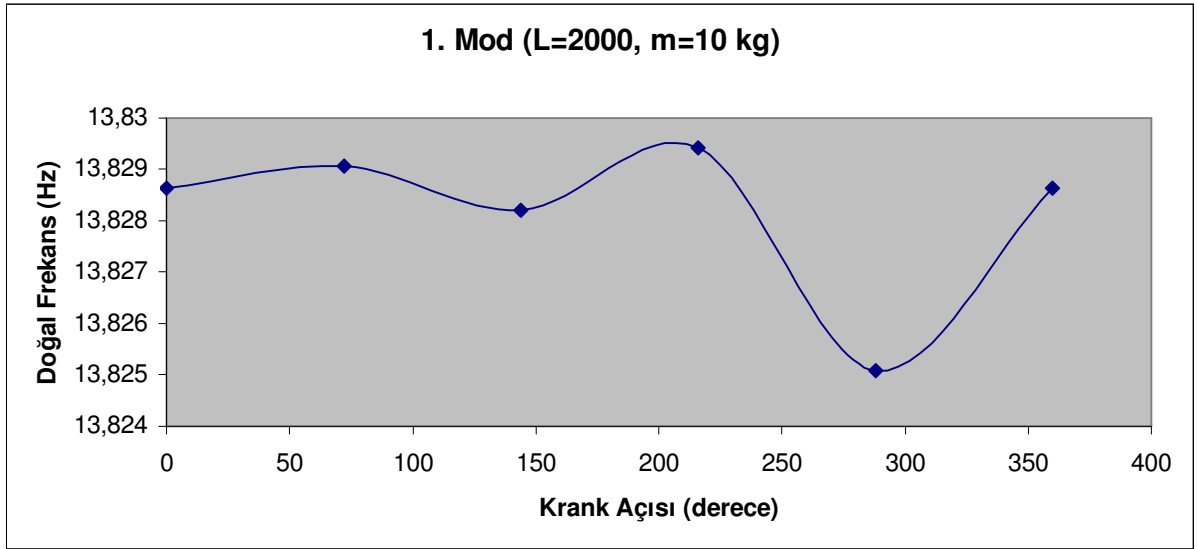
Maksimum gerilme = 16,9307 MPa olarak bulunmuştur.

Krank kolunu 72 derece döndürdüğümüzde elastik olan biyel kolunda modlara göre oluşan doğal frekans değerleri aşağıdaki çizelgede sunulmuştur.

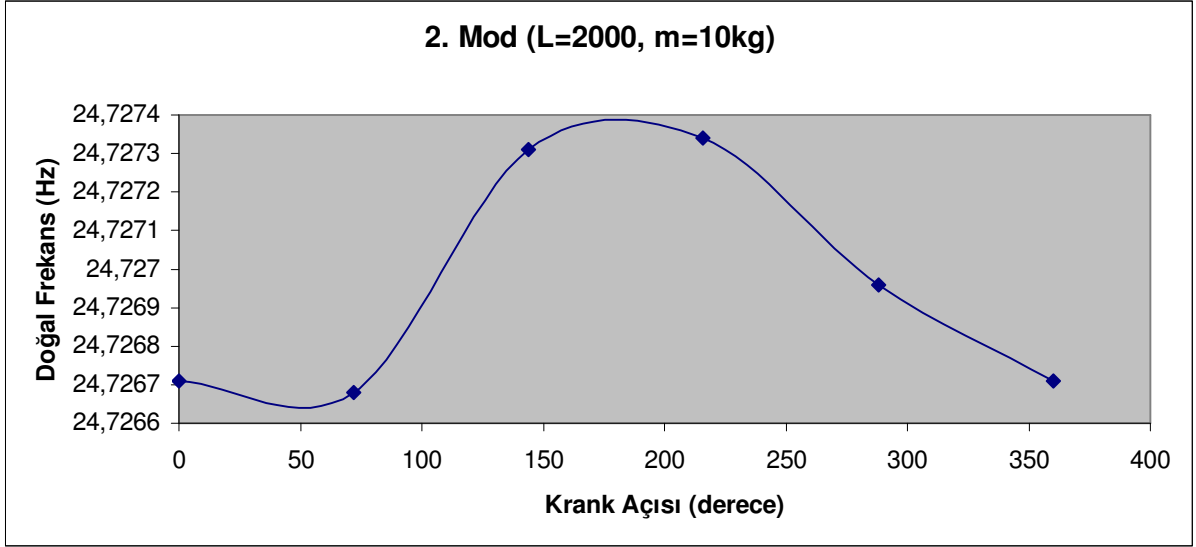
Çizelge 3.4 L=2000 mm m=10 kg, 72° dönüş için elde edilen doğal frekans değerleri

Mod Numarası	Doğal Frekans
1	13,82907
2	24,72668
3	55,52983
4	70,98815
5	125,6981
6	143,6931
7	174,0621
8	362,2980
9	616,7451

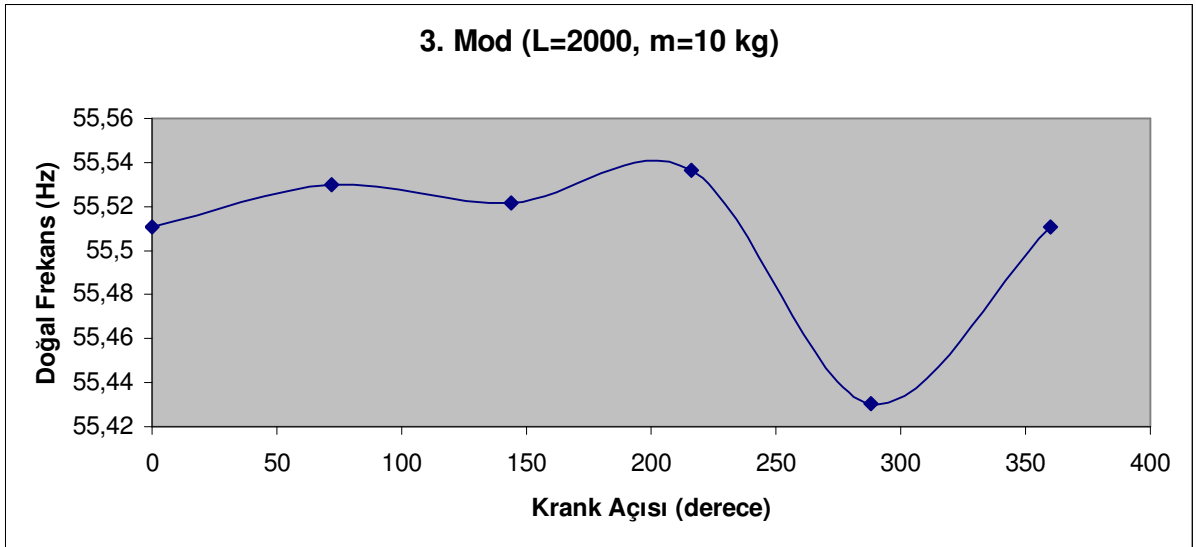
Aşağıda elde edilen grafikler modlara göre her 72° döndürdüğümüzdeki açı değişimindeki doğal frekans değişimini vermektedir.



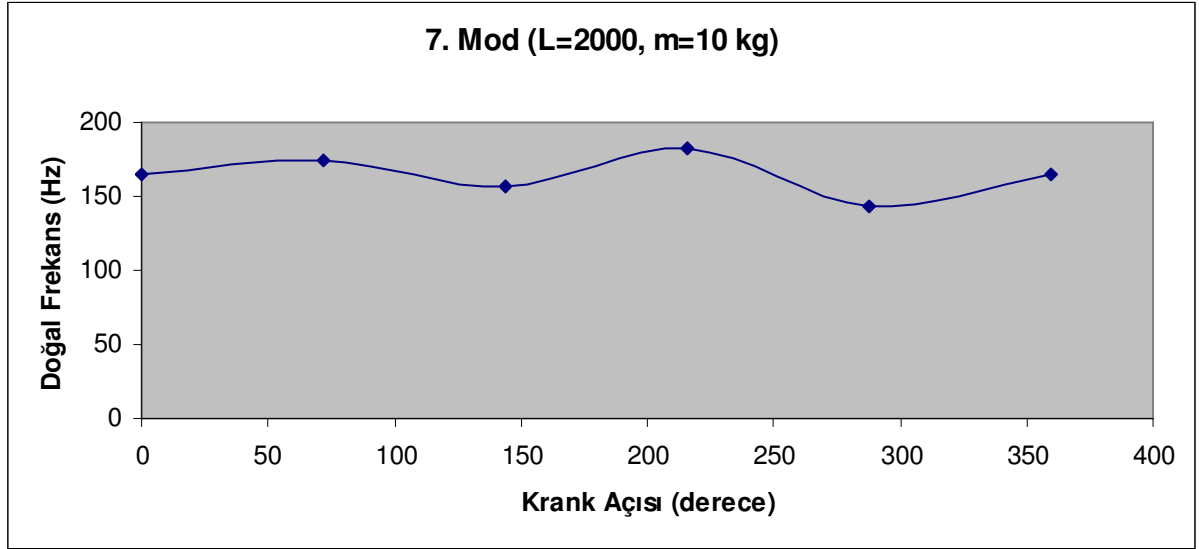
Şekil 3.21 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 10 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 1. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi



Şekil 3.22 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 10 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 2. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi

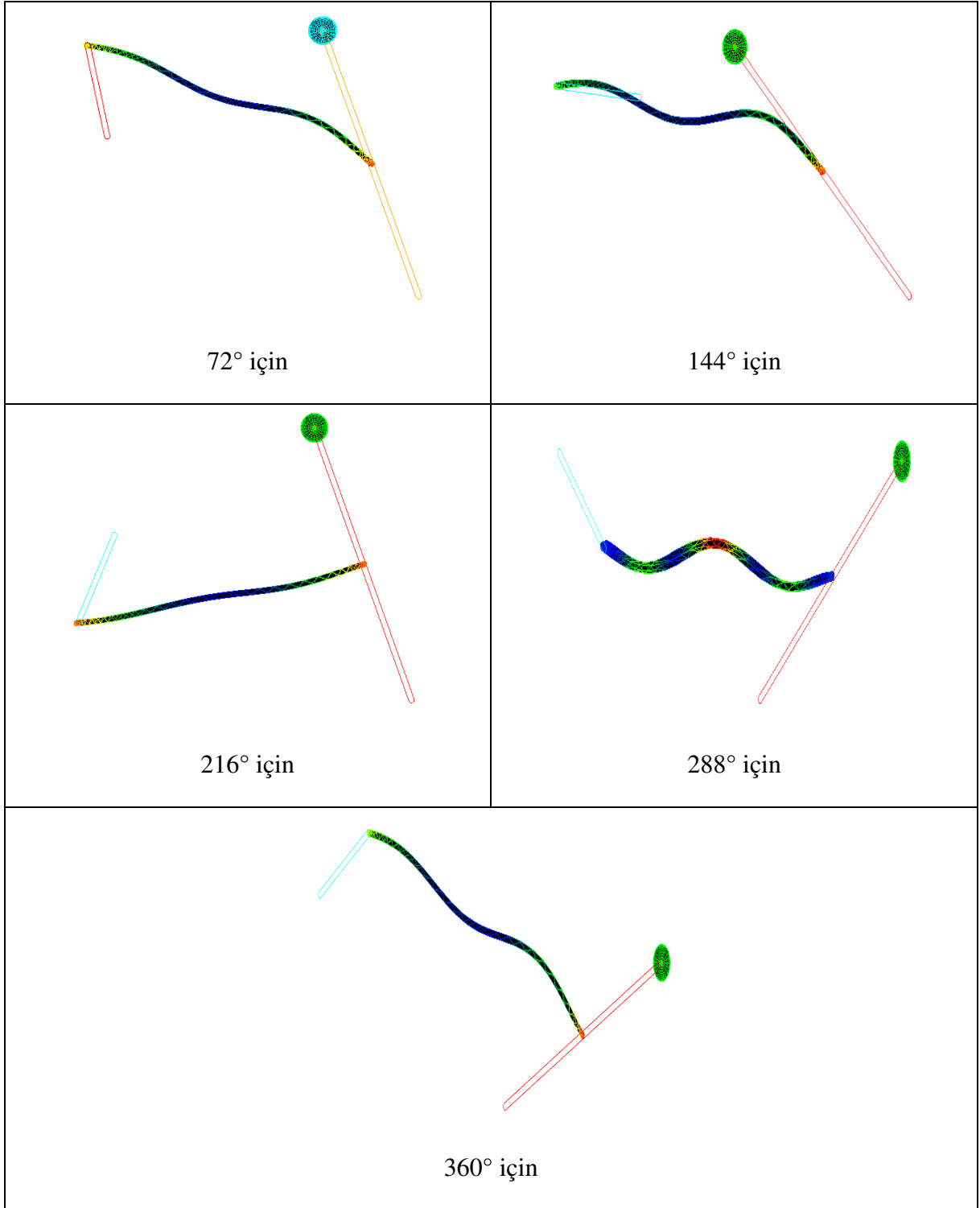


Şekil 3.23 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 10 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 3. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi



Şekil 3.24 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 10 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 7. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi

Her 72° derece dönüşte biyelin 7. modunda aldığı şekiller aşağıda verilmiştir.

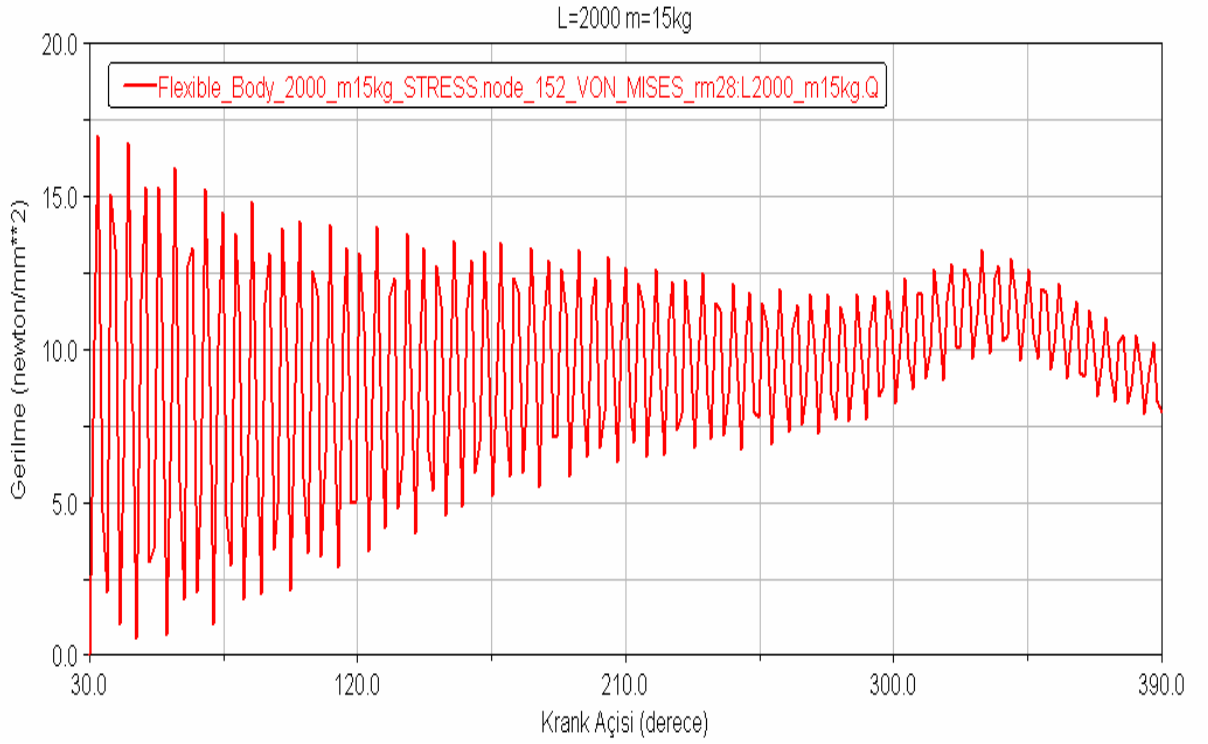


Şekil 3.25 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 10 kg olan çekiç-kol mekanizmasındaki açılara göre oluşan mod şekilleri

$L=2000$  mm,  $m=15$  kg olma durumu;

Bu örnekte izleyici ucuna asılan kütle nin ağırlığı 15 kg olarak alınmıştır. Sistem üzerinde oluşturacağı etki incelenmiştir.

Sistem 72'şer derece döndürülmüş ve bu hareket esnasında gerilme analizi yapılmıştır. Açı değişimine göre oluşan grafik şu şekilde bulunmuştur.



Şekil 3.26 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 15 kg olan çekiç-kol mekanizmasındaki açılara göre eşdeğer gerilme değişimi

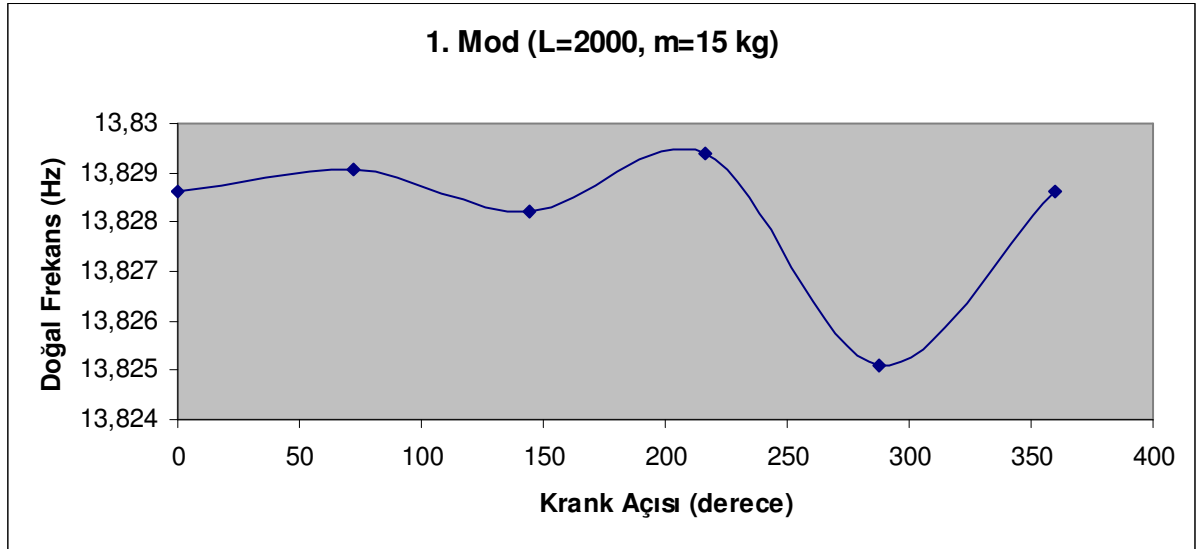
Maksimum gerilme = 16,9737 MPa olarak bulunmuştur.

Krank kolunu 72 derece döndürdüğümüzde elastik olan biyel kolunda modlara göre oluşan doğal frekans değerleri aşağıdaki çizelgede sunulmuştur.

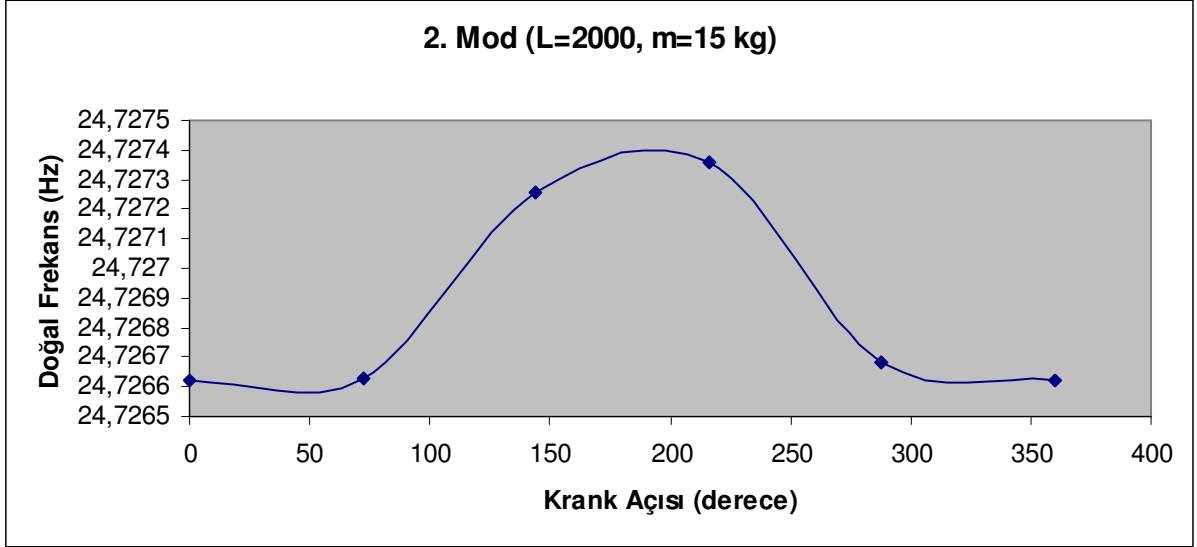
Çizelge 3.5 L=2000 mm m=15 kg, 72° dönüş için elde edilen doğal frekans değerleri

Mod Numarası	Doğal Frekans
1	13,82908
2	24,72663
3	55,52970
4	70,98792
5	125,6788
6	143,6772
7	157,2692
8	362,2529
9	616,7009

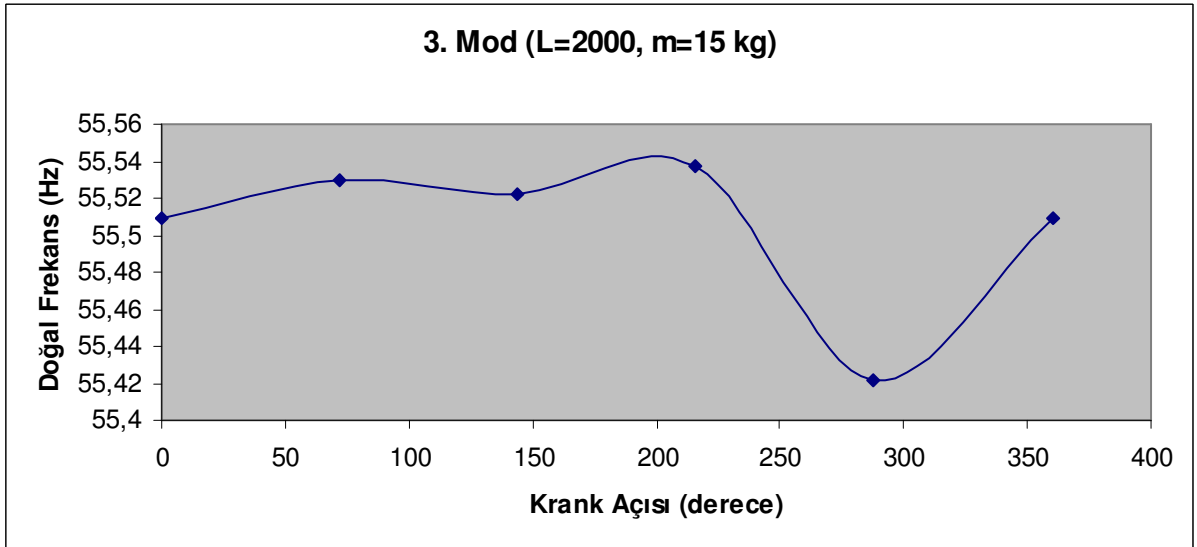
Aşağıda elde edilen grafikler modlara göre her 72° döndürdüğümüzdeki açı değişimindeki doğal frekans değişimini vermektedir.



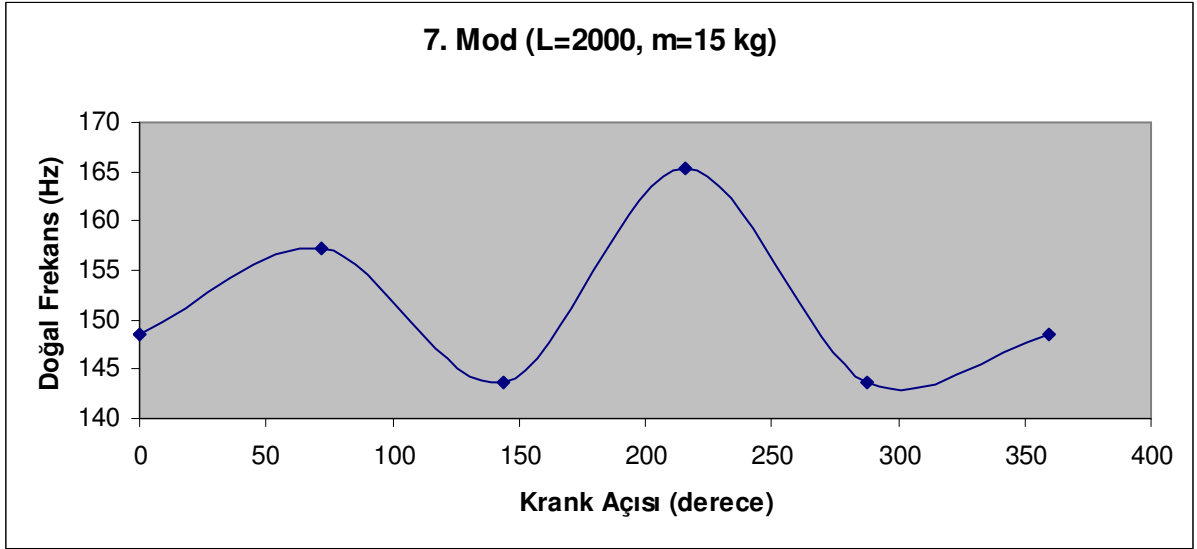
Şekil 3.27 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 15 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 1. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi



Şekil 3.28 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 15 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 2. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi

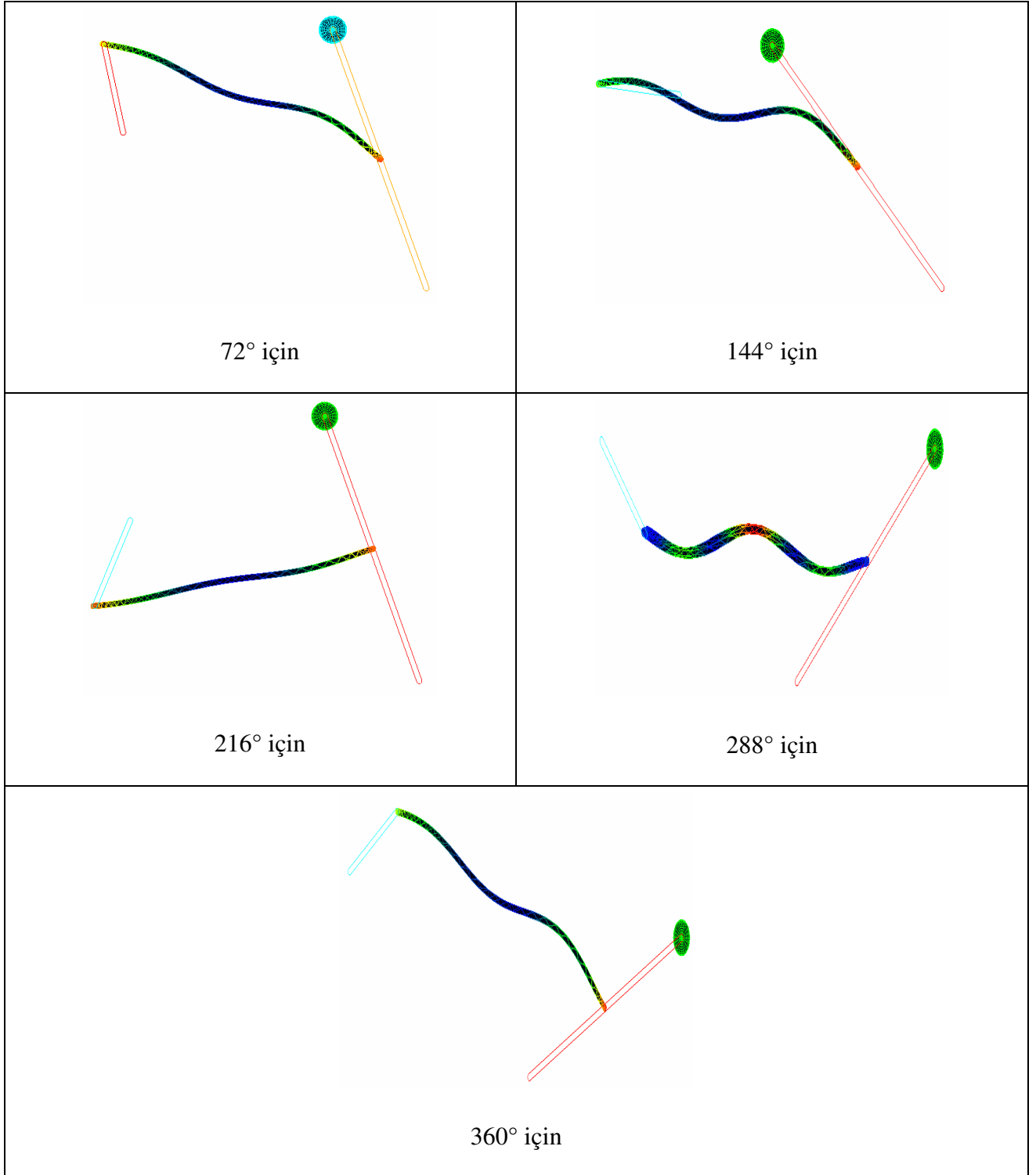


Şekil 3.29 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 15 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 3. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi



Şekil 3.30 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 15 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 7. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi

Her  $72^\circ$  derece dönüşte biyelin 7. modunda aldığı şekiller aşağıda verilmiştir.

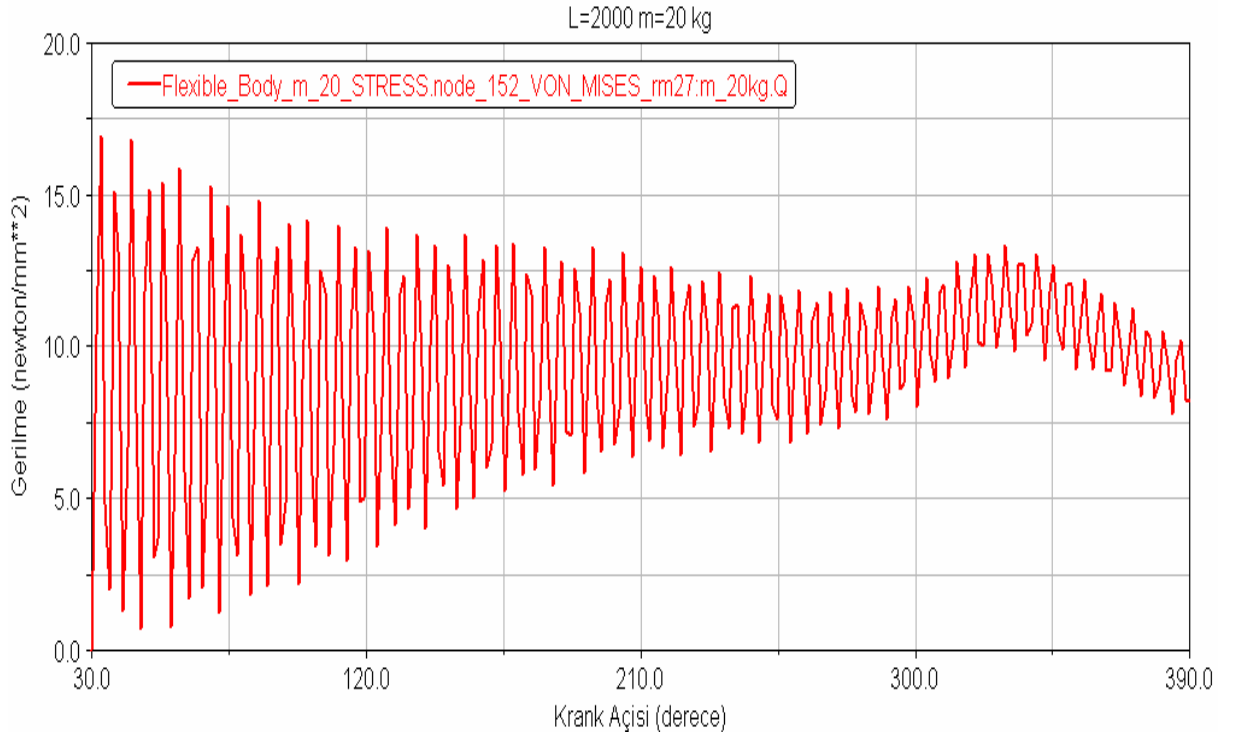


Şekil 3.31 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 15 kg olan çekiç-kol mekanizmasındaki açılara göre oluşan mod şekilleri

$L=2000$  mm,  $m=20$  kg olma durumu;

Bu örnekte izleyici ucuna asılan kütle nin ağırlığı 20 kg olarak alınmıştır. Sistem üzerinde oluşturacağı etki incelenmiştir.

Sistem 72'şer derece döndürülmüş ve bu hareket esnasında gerilme analizi yapılmıştır. Açı değişimine göre oluşan grafik şu şekilde bulunmuştur.



Şekil 3.32 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 20 kg olan çekiç-kol mekanizmasındaki açılara göre eşdeğer gerilme değişimi

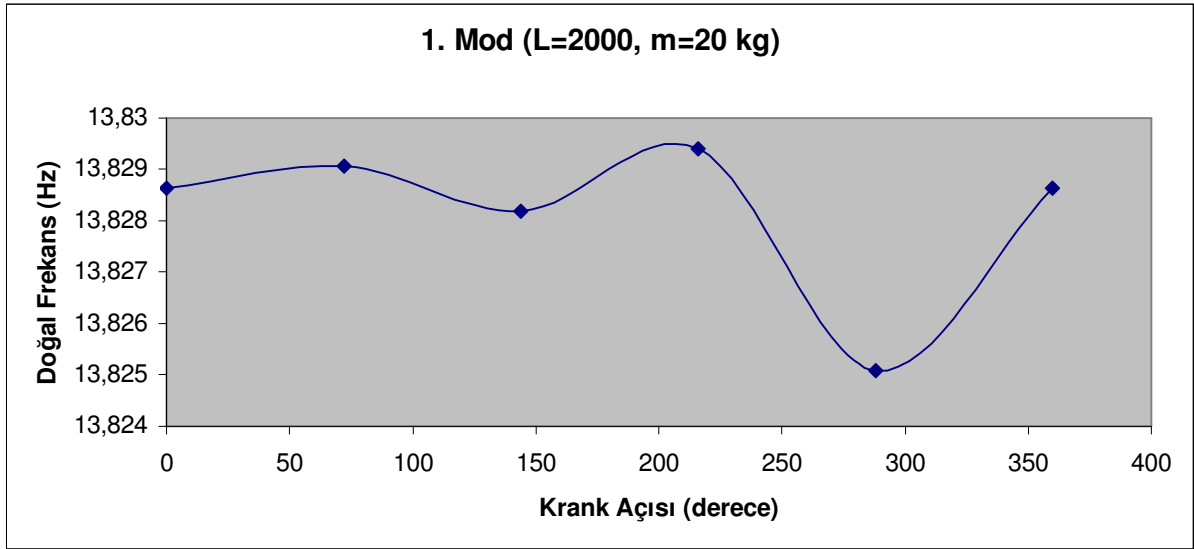
Maksimum gerilme = 16,9588 MPa olarak bulunmuştur.

Krank kolunu 72 derece döndürdüğümüzde elastik olan biyel kolunda modlara göre oluşan doğal frekans değerleri aşağıdaki çizelgede sunulmuştur.

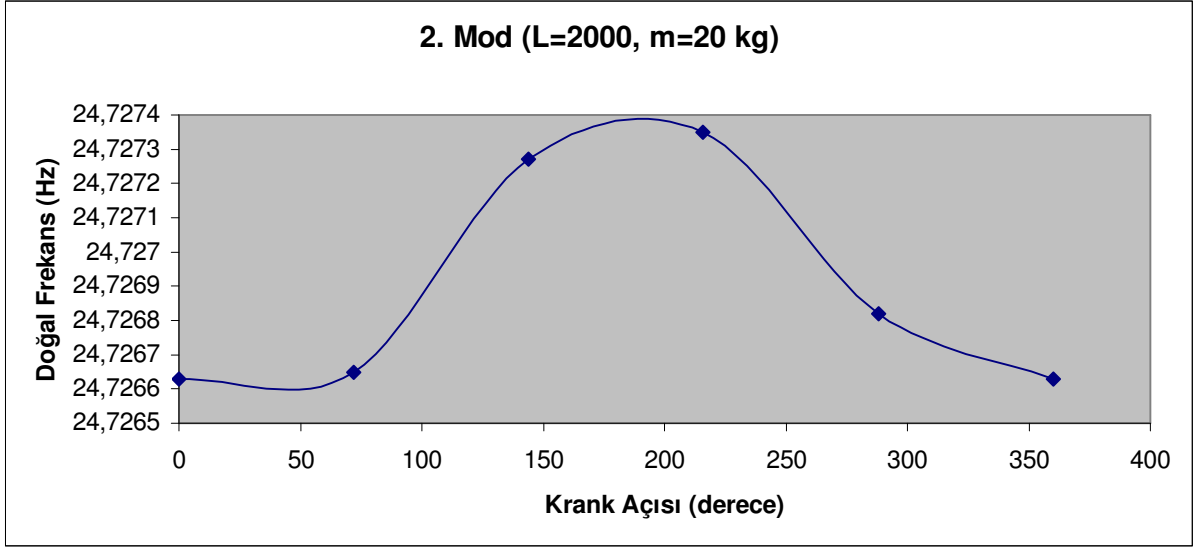
Çizelge 3.6 L=2000 mm m=20 kg, 72° dönüş için elde edilen doğal frekans değerleri

Mod Numarası	Doğal Frekans
1	13,82908
2	24,72663
3	55,52970
4	70,98792
5	125,6788
6	143,6772
7	157,2692
8	362,2529
9	616,7009

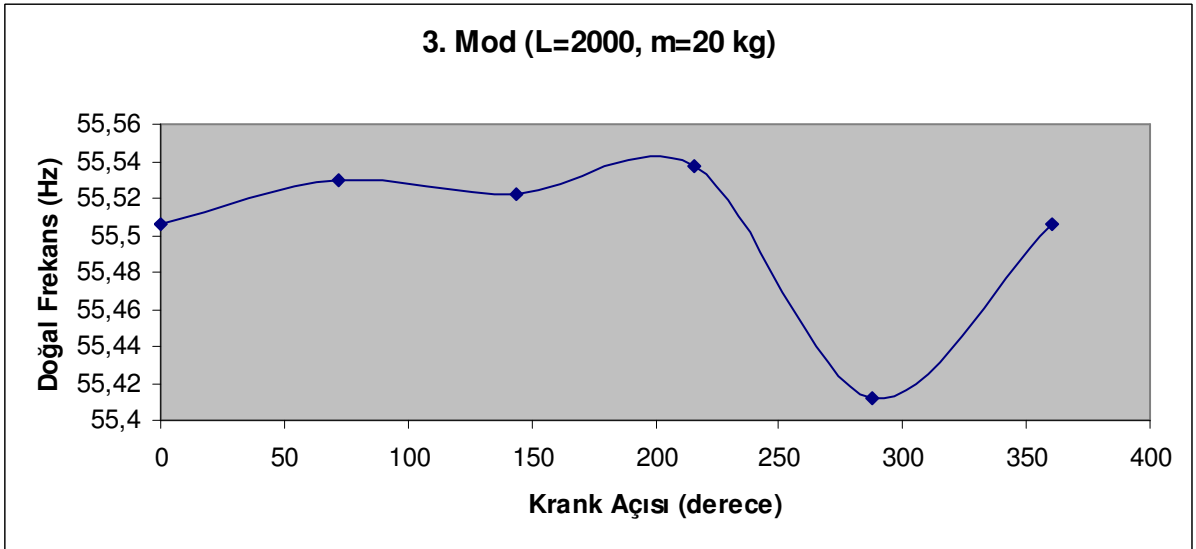
Aşağıda elde edilen grafikler modlara göre her 72° döndürdüğümüzdeki açı değişimlerindeki doğal frekans değişimini vermektedir.



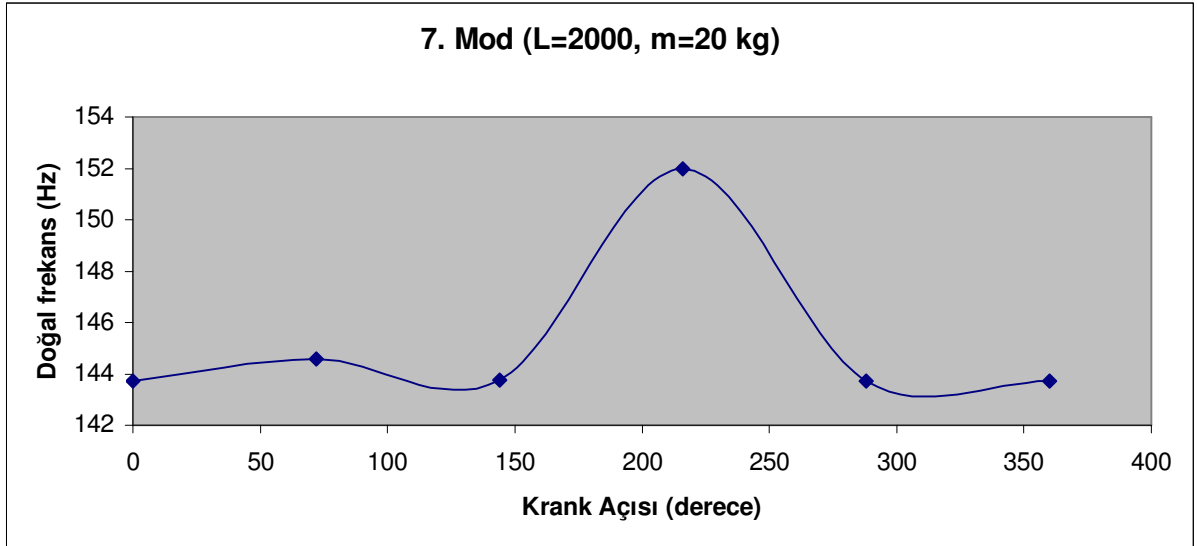
Şekil 3.33 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 20 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 1. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi



Şekil 3.34 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 20 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 2. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi

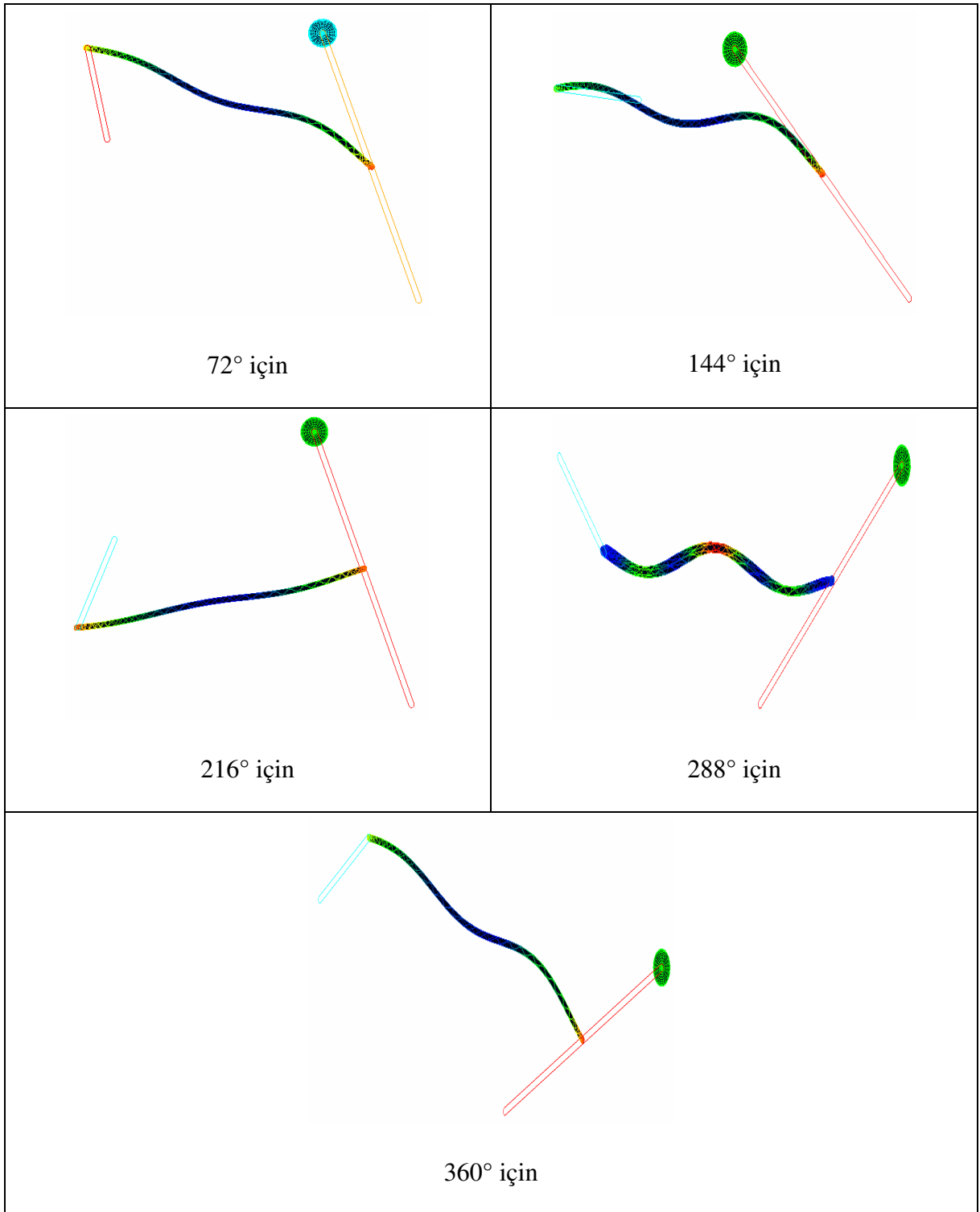


Şekil 3.35 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 20 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 3. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi



Şekil 3.36 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 20 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 7. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi

Her 72° derece dönüşte biyelin 7. modunda aldığı şekiller aşağıda verilmiştir.



Şekil 3.37 Biyel kolu 2000 mm çekiç kütlesi 20 kg olan çekiç-kol mekanizmasındaki açılara göre oluşan mod şekilleri

Yapılan bu analizler sonucu bulunan doğal frekans değerleri aşağıdaki tabloda karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

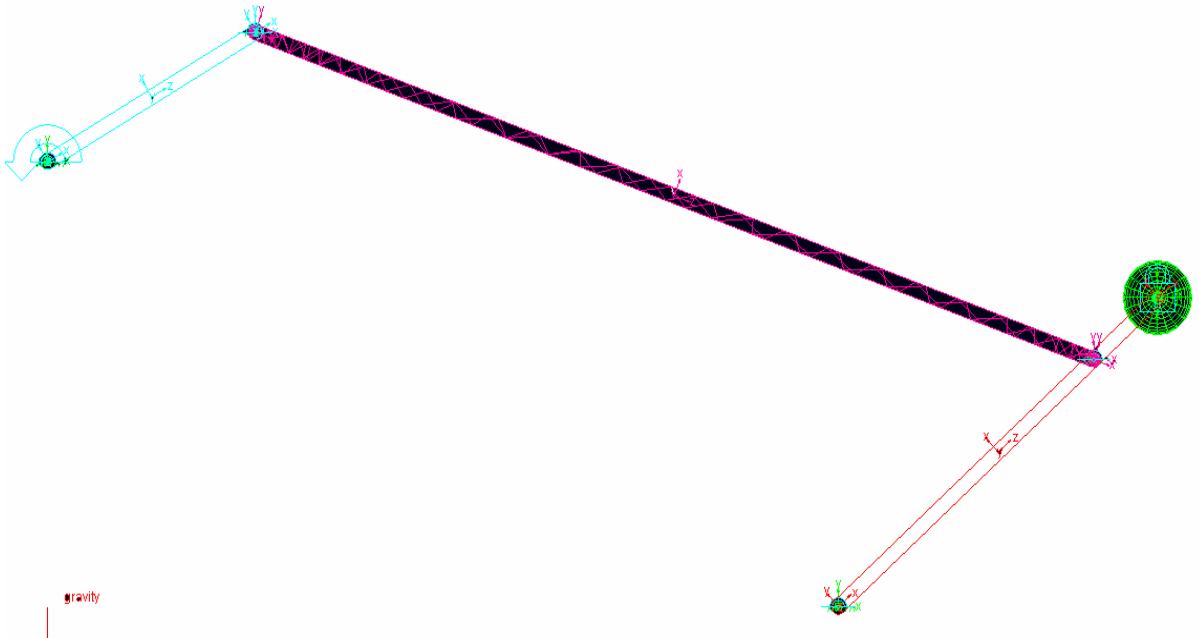
Çizelge 3.7 144° dönüşte L=2000 mm ve farklı kütle durumları için elde edilen doğal frekans değerleri

Mod Numarası	m = 0 kg	m = 5 kg	m = 10 kg	m = 15 kg	m = 20 kg
1	13,82821	13,82820	13,82820	13,82820	13,82819
2	24,72733	24,72729	24,72731	24,72726	24,72727
3	55,52030	55,52079	55,52157	55,52201	55,52242
4	70,99055	70,99114	70,99156	70,99203	70,99249
5	125,60740	125,56320	125,48660	125,32830	124,97870
6	143,71530	143,70870	143,69100	141,15250	129,90180
7	212,59880	177,98340	156,34000	143,70630	142,74040
8	363,21780	362,80730	362,61280	362,50090	362,42920
9	617,56870	617,22170	617,04880	616,94500	616,87610

### 3.3.2 Değişik izleyici boyu durumları için kollu şahmerdanın analizi

L=1250 mm, m=10 kg olma durumu;

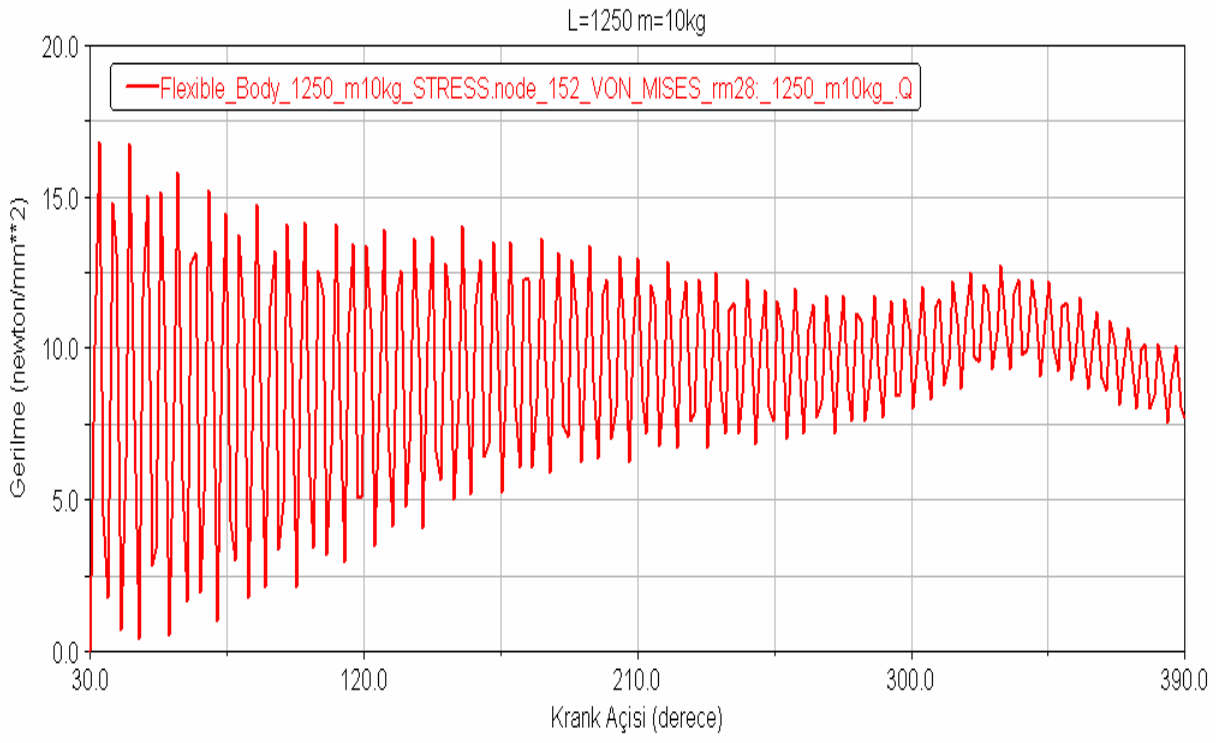
Bu örnekte izleyici ucuna asılan kütle ağırlığı 10 kg, izleyici uzunluğu ise kısaltılarak 1250 mm olarak alınmıştır. Bu yeni sistem için izleyici uzunluğunun 2000 mm olduğu durumdaki yapılan analizler tekrar edilmiştir.



Şekil 3.38 İzleyici uzunluğu 1250 mm, izleyici ucuna asılan kütle ağırlığı 10 kg olan elastik biyelli çekiç mekanizması

Sistem 72°şer derece döndürülmüş ve bu hareket esnasında gerilme analizi yapılmıştır. Açı

değişimine göre oluşan grafik şu şekilde bulunmuştur.



Şekil 3.39 Biyel kolu 1250 mm çekiç kütlesi 10 kg olan çekiç-kol mekanizmasındaki açılara göre eşdeğer gerilme değişimi

Maksimum gerilme = 16,8035 MPa olarak bulunmuştur.

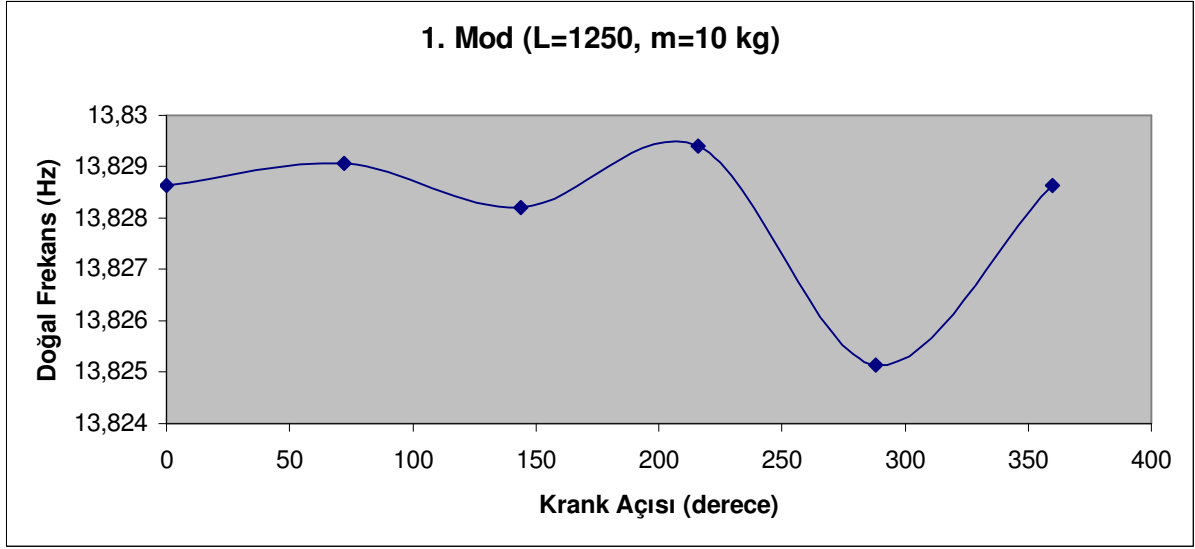
Krank kolunu 72 derece döndürdüğümüzde elastik olan biyel kolunda modlara göre oluşan doğal frekans değerleri aşağıdaki çizelgede sunulmuştur.

Çizelge 3.8 L=1250 mm m=10 kg, 72° dönüş için elde edilen doğal frekans değerleri

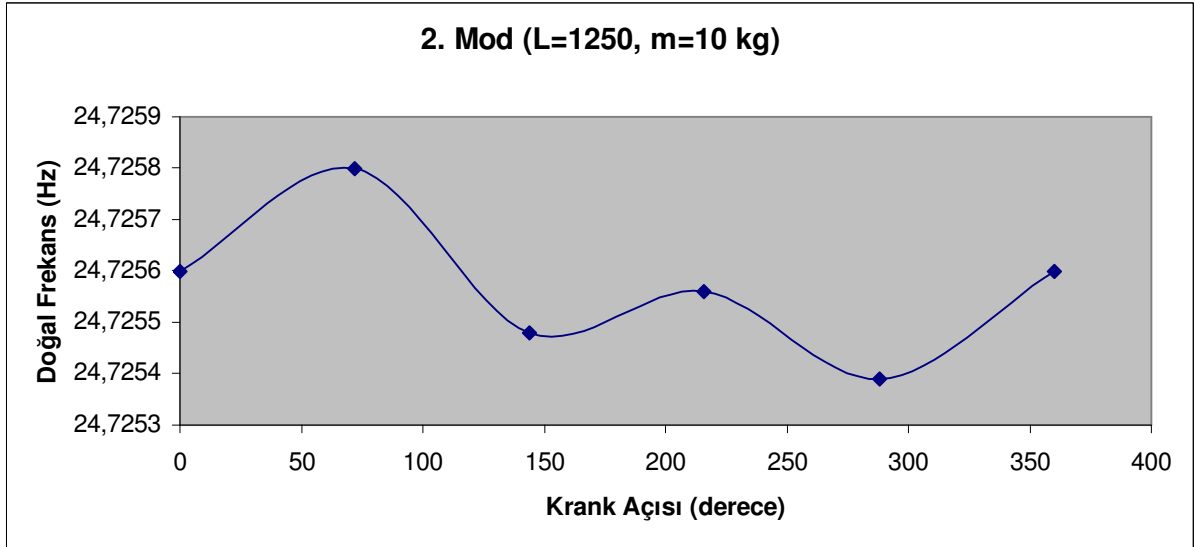
Mod Numarası	Doğal Frekans
1	13,82907
2	24,72580
3	55,52998
4	70,99101
5	125,7230
6	143,7005
7	276,6102
8	362,6984
9	617,1917

Aşağıda elde edilen grafikler modlara göre her 72° döndürdüğümüzdeki açı değişimlerindeki

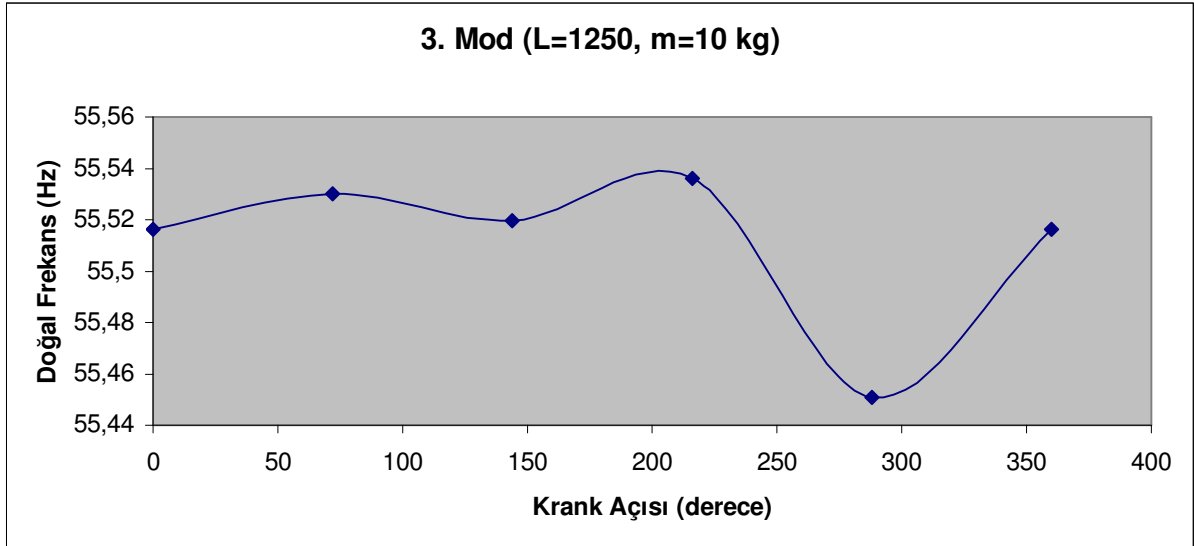
doğal frekans değişimini vermektedir.



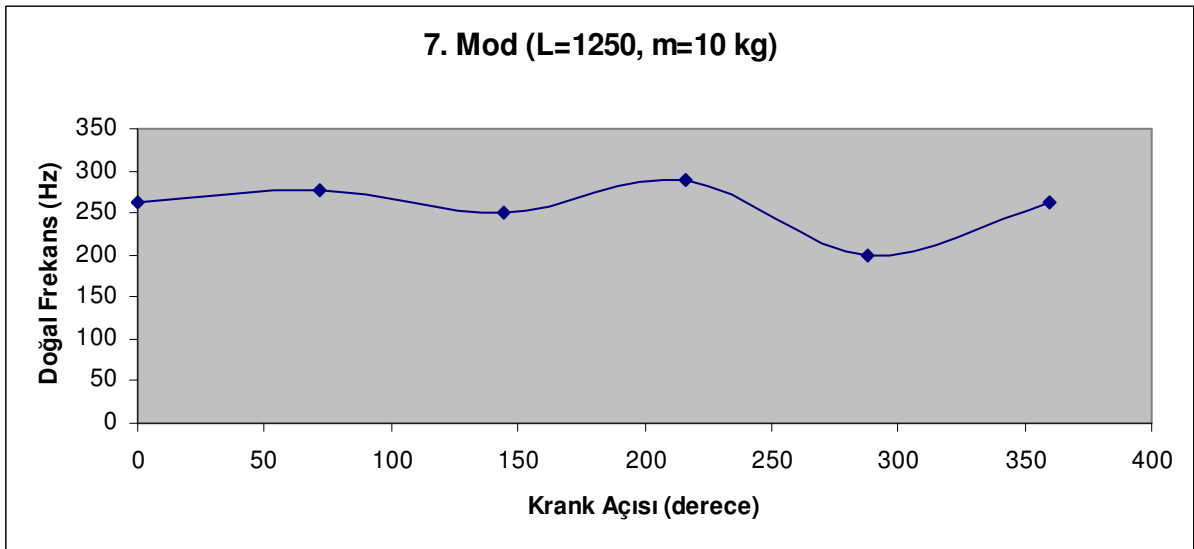
Şekil 3.40 İzleyici kolu 1250 mm çekiç kütlesi 10 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 1. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi



Şekil 3.41 İzleyici kolu 1250 mm çekiç kütlesi 10 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 2. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi

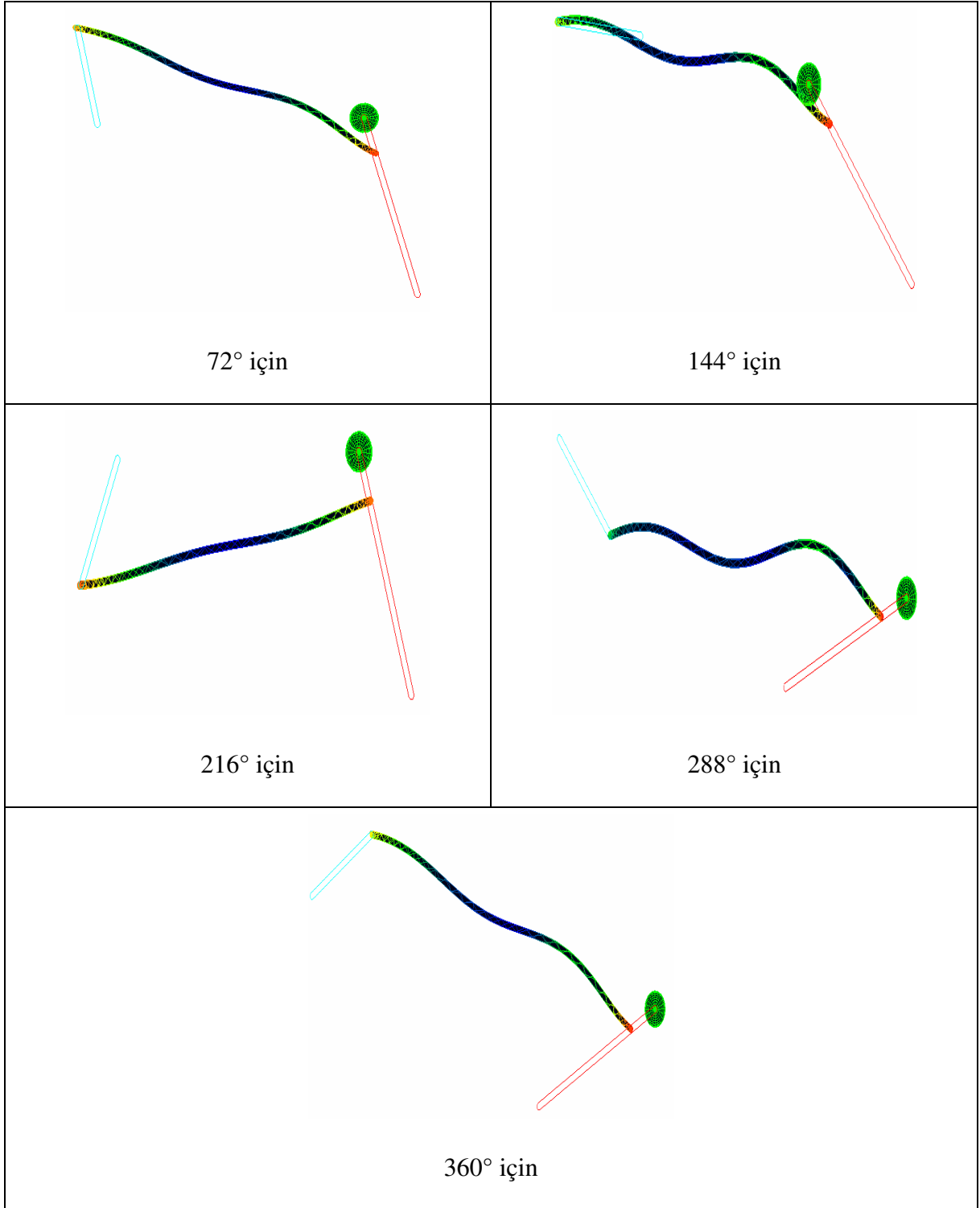


Şekil 3.42 İzleyici kolu 1250 mm çekiç kütlesi 10 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 3. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi



Şekil 3.43 İzleyici kolu 1250 mm çekiç kütlesi 10 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 7. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi

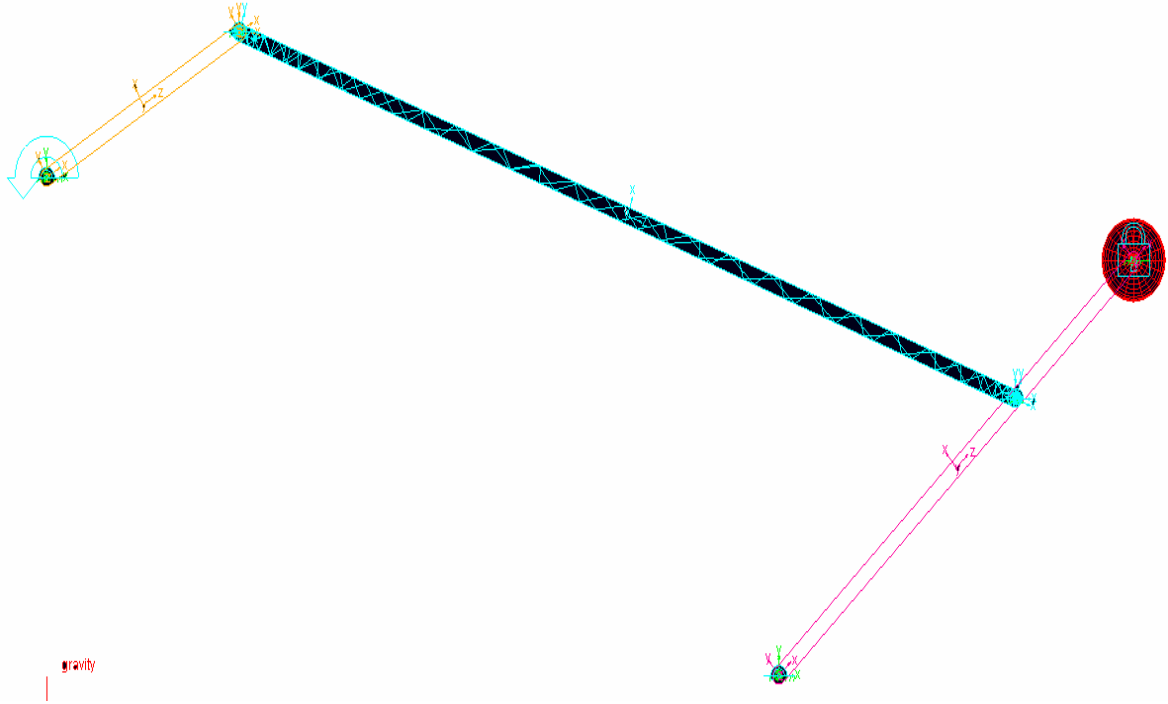
Her 72° derece dönüşte biyelin 7. modunda aldığı şekiller aşağıda verilmiştir.



Şekil 3.44 Biyel kolu 1250 mm çekiç kütlesi 10 kg olan çekiç-kol mekanizmasındaki açılara göre oluşan mod şekilleri

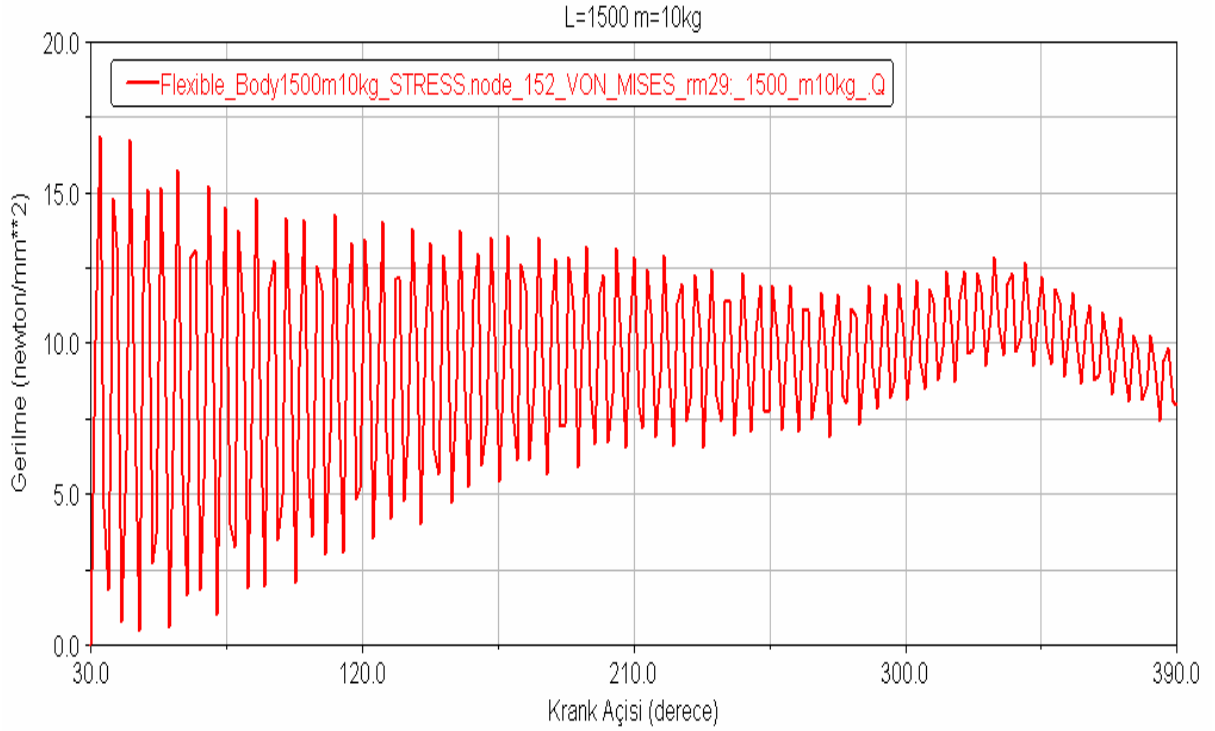
$L=1500$  mm,  $m=10$  kg olma durumu;

Bu örnekte izleyici ucuna asılan kütle ağırlığı 10 kg, izleyici uzunluğu ise arttırılarak 1500 mm olarak alınmıştır. Sistem üzerinde oluşturacağı etki incelenmiştir.



Şekil 3.45 İzleyici uzunluğu 1500 mm, izleyici ucuna asılan kütle ağırlığı 10 kg olan elastik biyelli çekiç mekanizması

Sistem 72'şer derece döndürülmüş ve bu hareket esnasında gerilme analizi yapılmıştır. Açı değişimine göre oluşan grafik şu şekilde bulunmuştur.



Şekil 3.46 Biyel kolu 1500 mm çekiç kütlesi 10 kg olan çekiç-kol mekanizmasındaki açılara göre eşdeğer gerilme değişimi

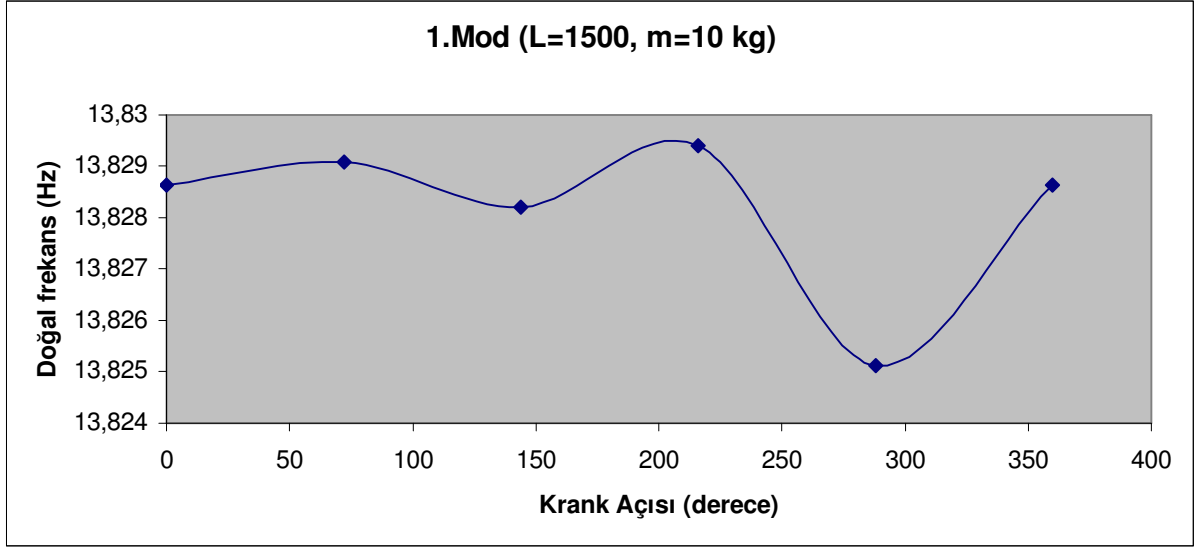
Maksimum gerilme = 16,8465 MPa olarak bulunmuştur.

Krank kolunu 72 derece döndürdüğümüzde elastik olan biyel kolunda modlara göre oluşan doğal frekans değerleri aşağıdaki çizelgede sunulmuştur.

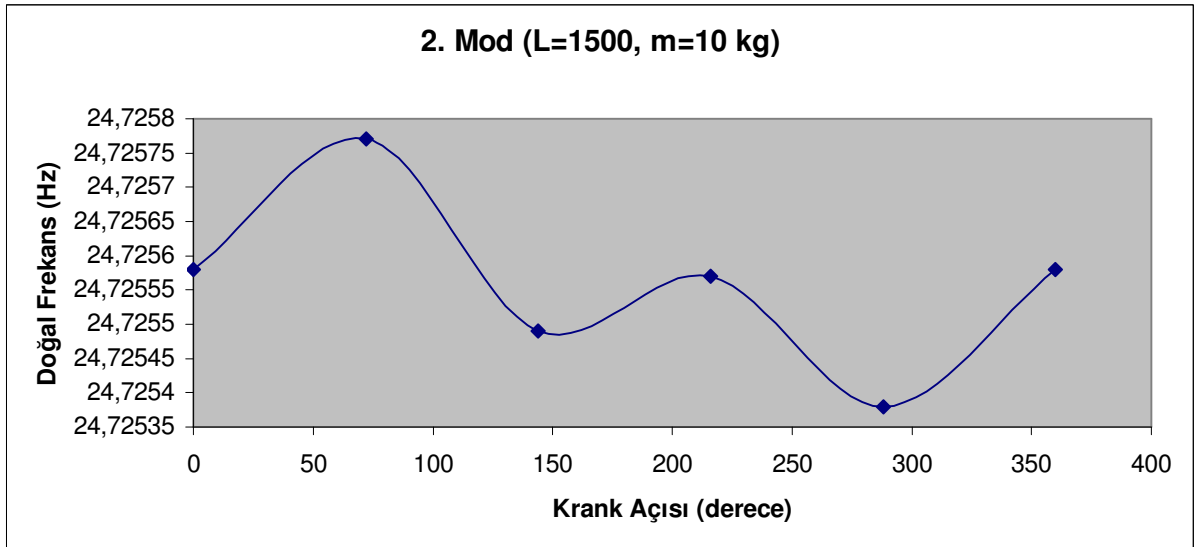
Çizelge 3.9 L=1500 mm m=10 kg, 72° dönüş için elde edilen doğal frekans değerleri

Mod Numarası	Doğal Frekans
1	13,82908
2	24,72577
3	55,52968
4	70,99066
5	125,7186
6	143,6992
7	234,4613
8	362,5289
9	616,9645

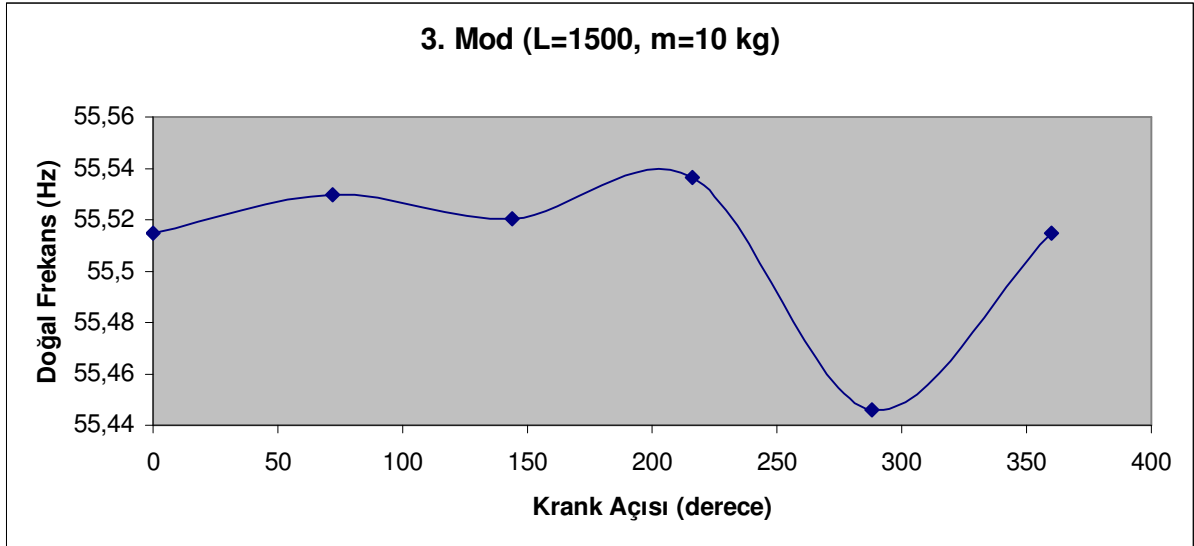
Aşağıda elde edilen grafikler modlara göre her 72° döndürdüğümüzdeki açı değişimlerindeki doğal frekans değişimini vermektedir.



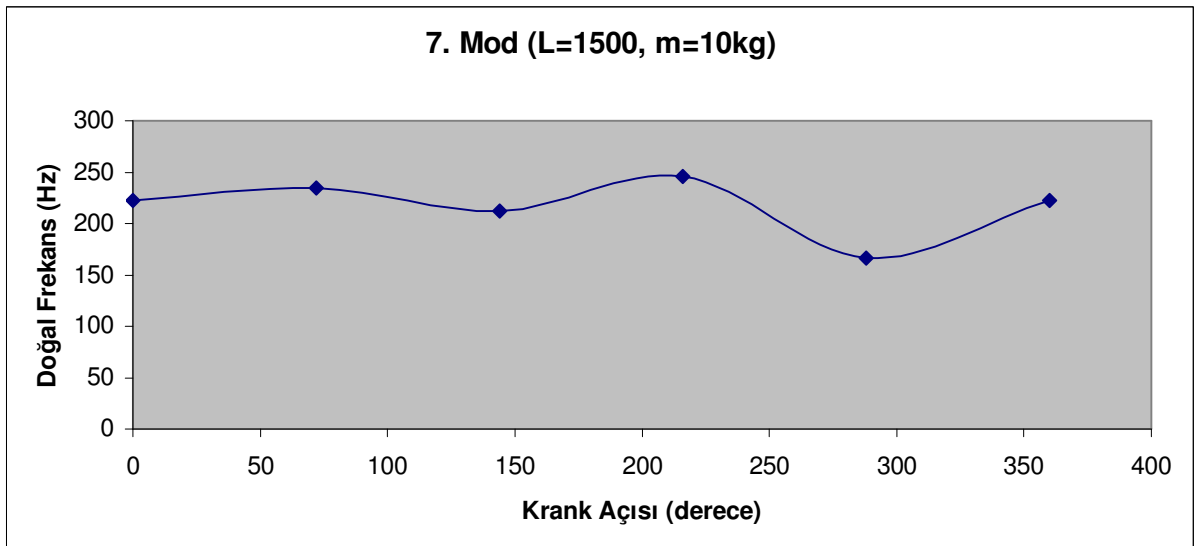
Şekil 3.47 İzleyici kolu 1500 mm çekiç kütlesi 10 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 1. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi



Şekil 3.48 İzleyici kolu 1500 mm çekiç kütlesi 10 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 2. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi

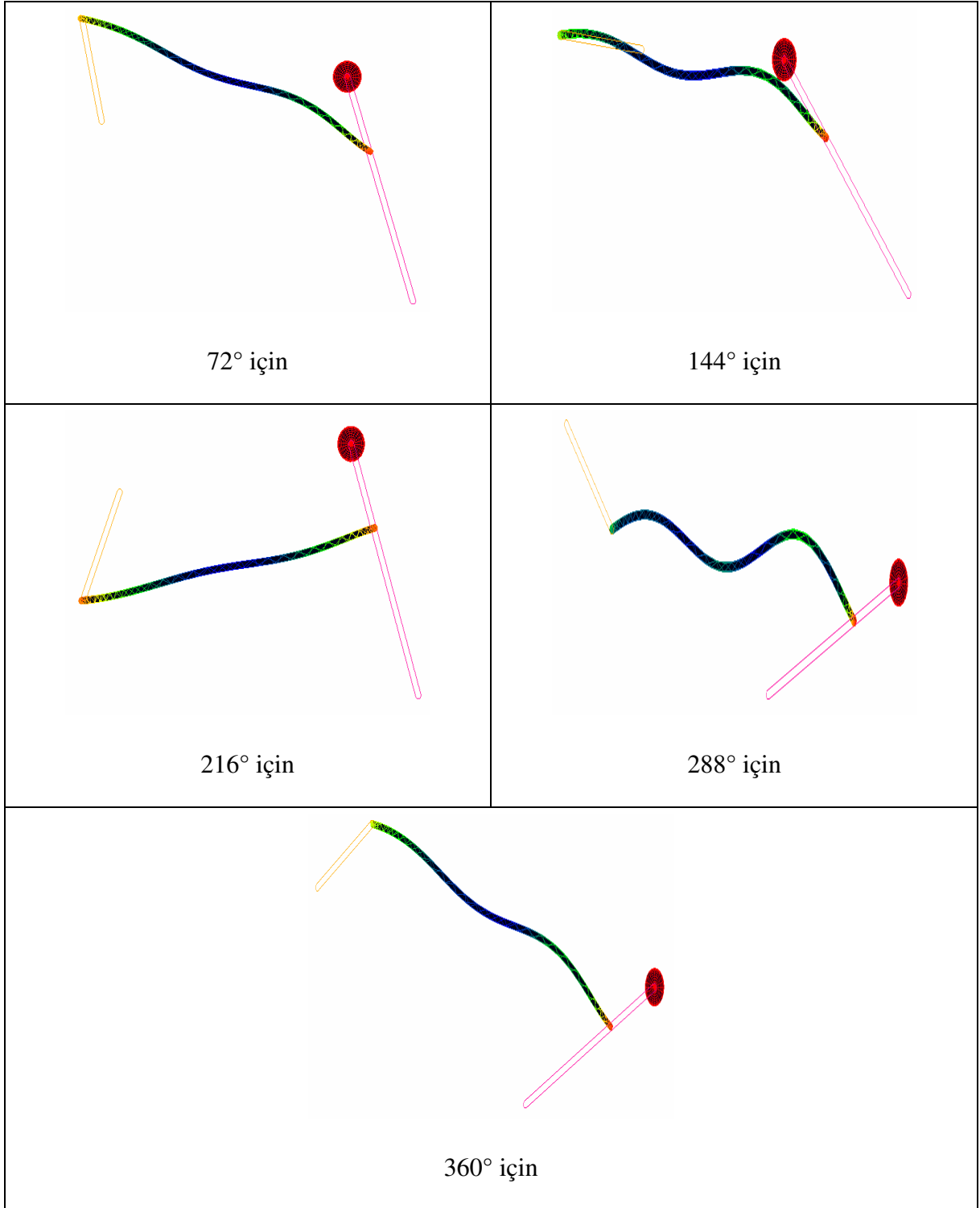


Şekil 3.49 İzleyici kolu 1500 mm çekiç kütlesi 10 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 3. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi



Şekil 3.50 İzleyici kolu 1500 mm çekiç kütlesi 10 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 7. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi

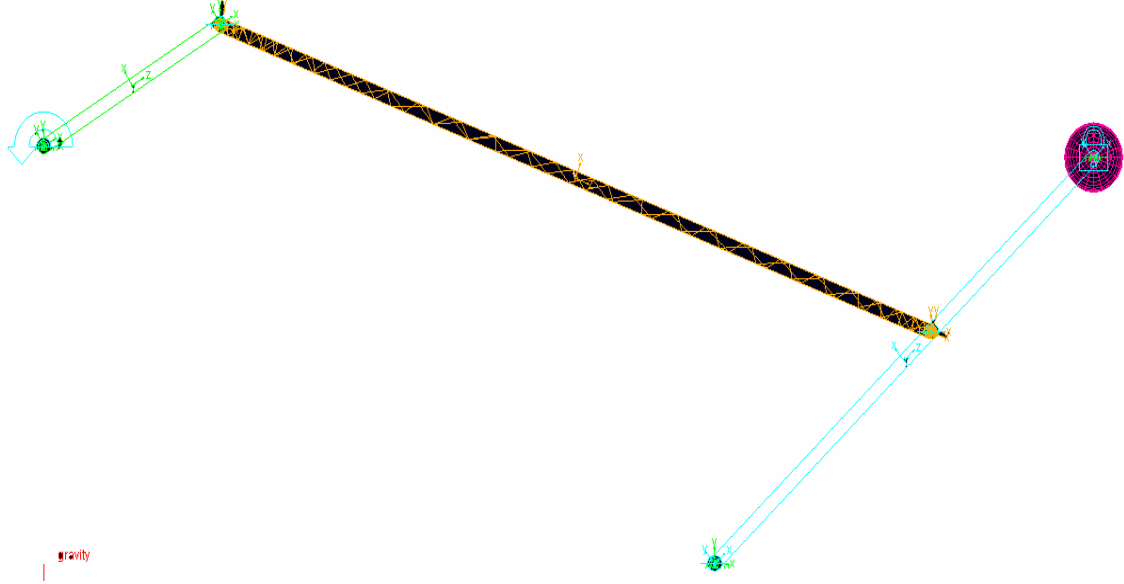
Her 72° derece dönüşte biyelin 7. modunda aldığı şekiller aşağıda verilmiştir.



Şekil 3.51 Biyel kolu 1500 mm çekiç kütlesi 10 kg olan çekiç-kol mekanizmasındaki açılara göre oluşan mod şekilleri

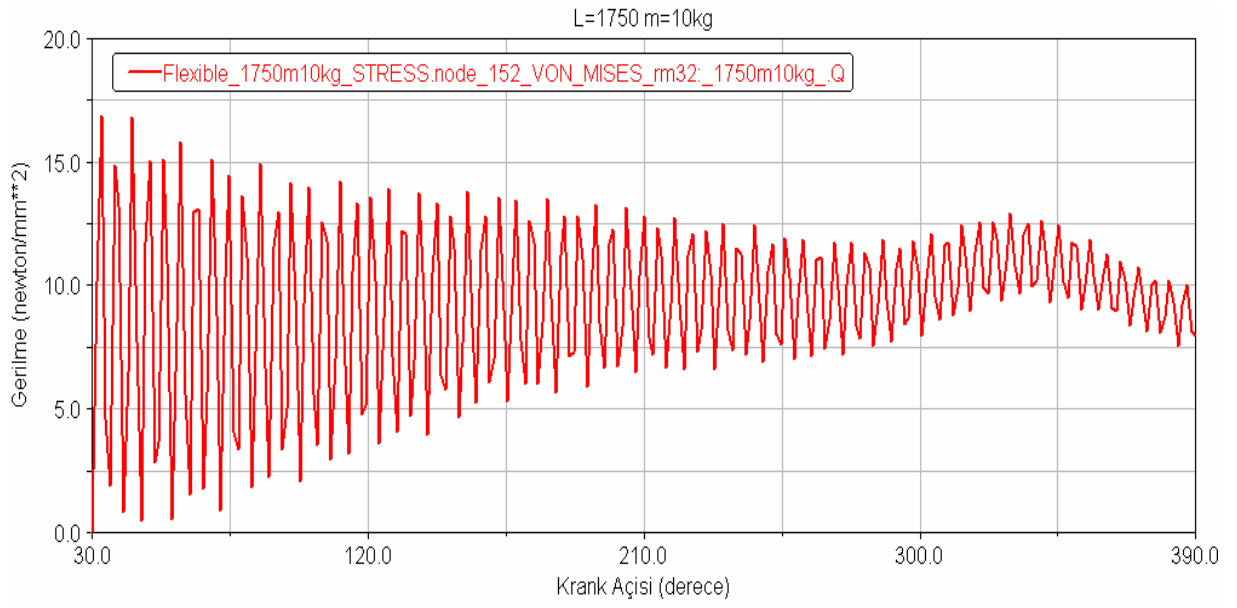
$L=1750$  mm,  $m=10$  kg olma durumu;

Bu örnekte izleyici ucuna asılan kütle ağırlığı 10 kg, izleyici uzunluğu ise arttırılarak 1750 mm olarak alınmıştır. Sistem üzerinde oluşturacağı etki incelenmiştir.



Şekil 3.52 İzleyici uzunluğu 1750 mm, izleyici ucuna asılan kütle ağırlığı 10 kg olan elastik biyelli çekiç mekanizması

Sistem 72'şer derece döndürülmüş ve bu hareket esnasında gerilme analizi yapılmıştır. Açı değişimine göre oluşan grafik şu şekilde bulunmuştur.



Şekil 3.53 Biyel kolu 1750 mm çekiç kütlesi 10 kg olan çekiç-kol mekanizmasındaki açılara göre eşdeğer gerilme değişimi

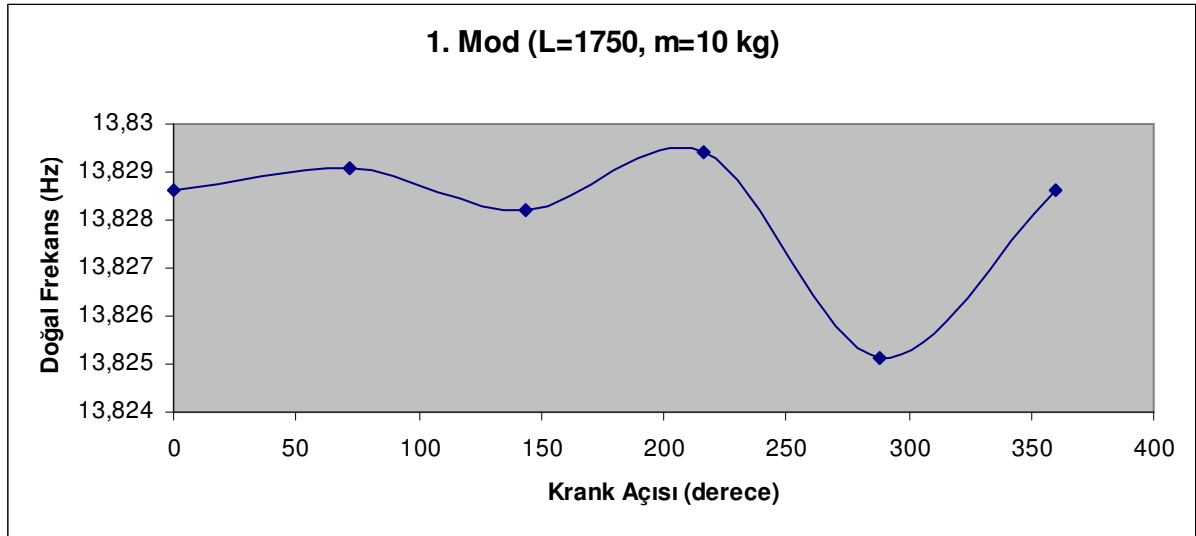
Maksimum gerilme = 16,8997 MPa olarak bulunmuştur.

Krank kolunu 72 derece döndürdüğümüzde elastik olan biyel kolunda modlara göre oluşan doğal frekans değerleri aşağıdaki çizelgede sunulmuştur.

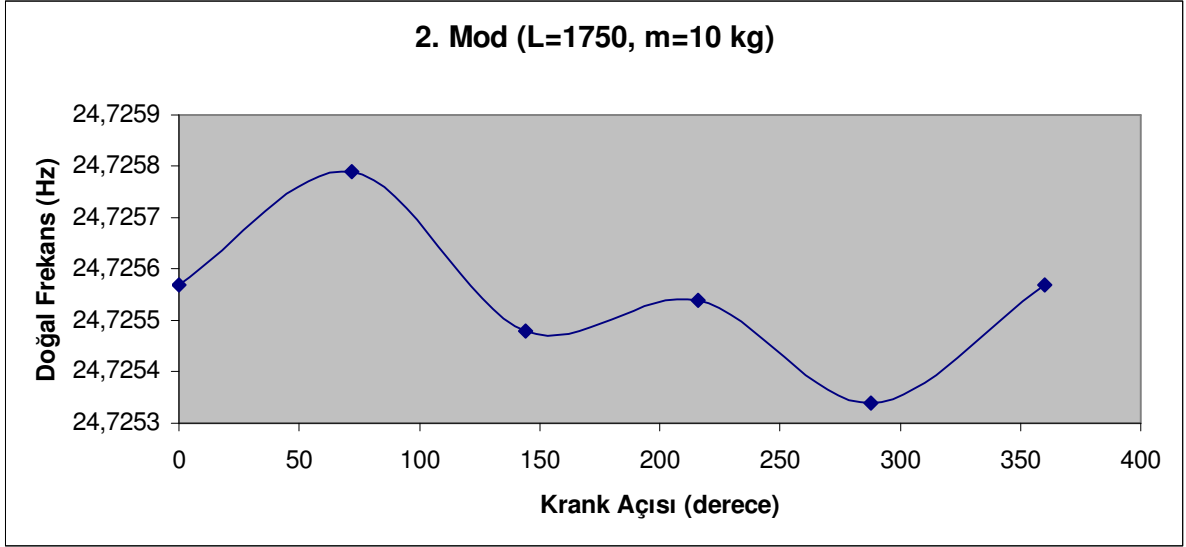
Çizelge 3.10 L=1750 mm m=10 kg, 72° dönüş için elde edilen doğal frekans değerleri

Mod Numarası	Doğal Frekans
1	13,82907
2	24,72579
3	55,52971
4	70,99061
5	125,7113
6	143,6965
7	200,8822
8	362,3878
9	616,8295

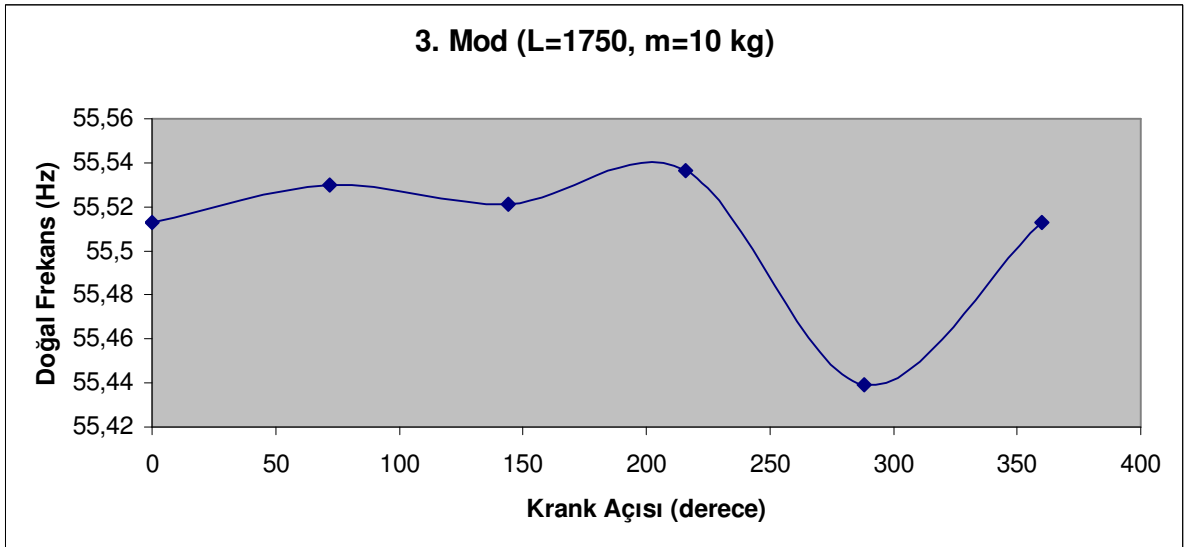
Aşağıda elde edilen grafikler modlara göre her 72° döndürdüğümüzdeki açı değişimlerindeki doğal frekans değişimini vermektedir.



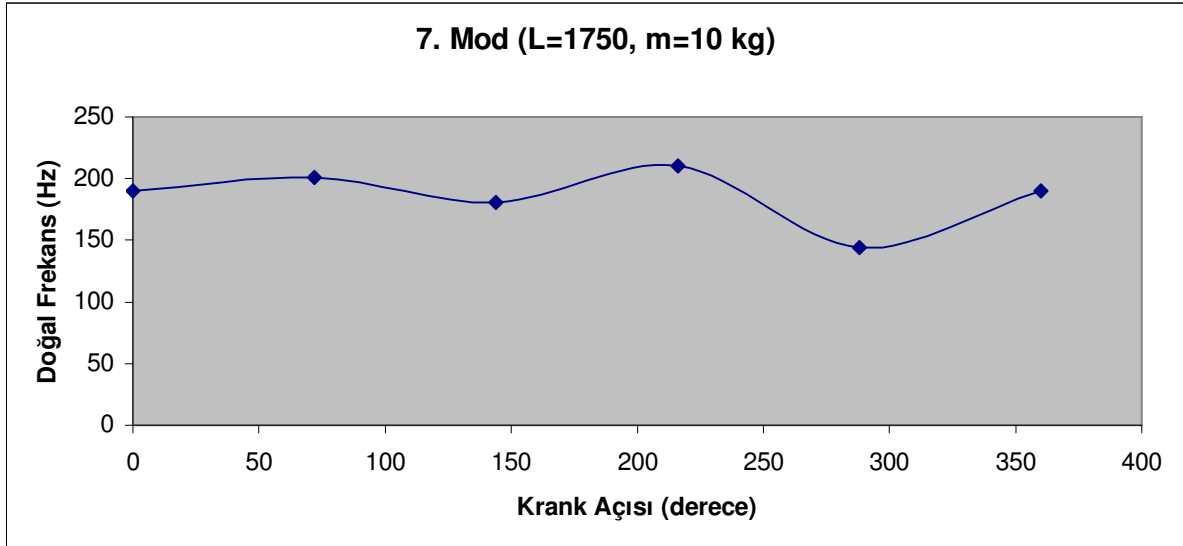
Şekil 3.54 İzleyici kolu 1750 mm çekiç kütlesi 10 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 1. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi



Şekil 3.55 İzleyici kolu 1750 mm çekiç kütlesi 10 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 2. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi

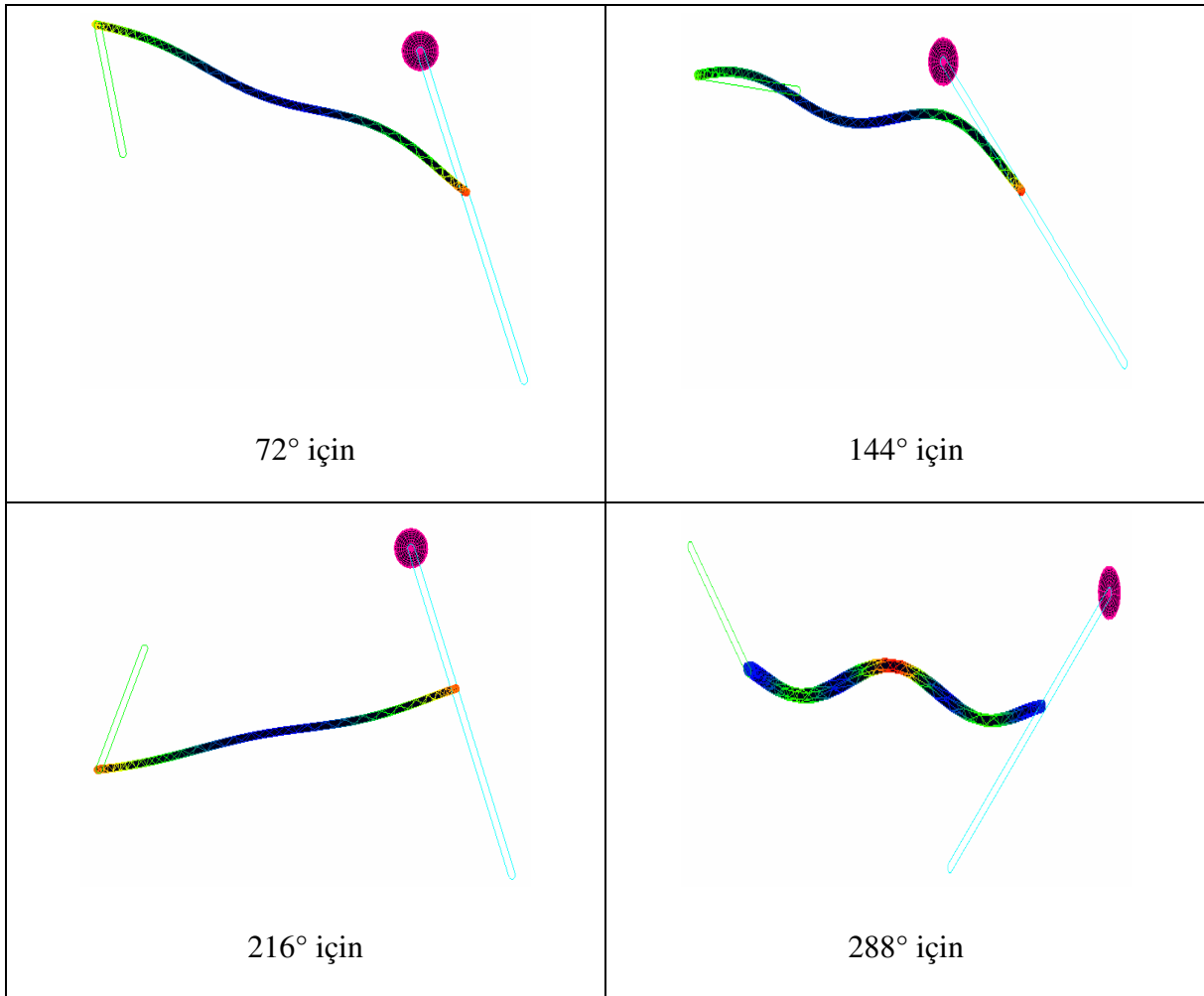


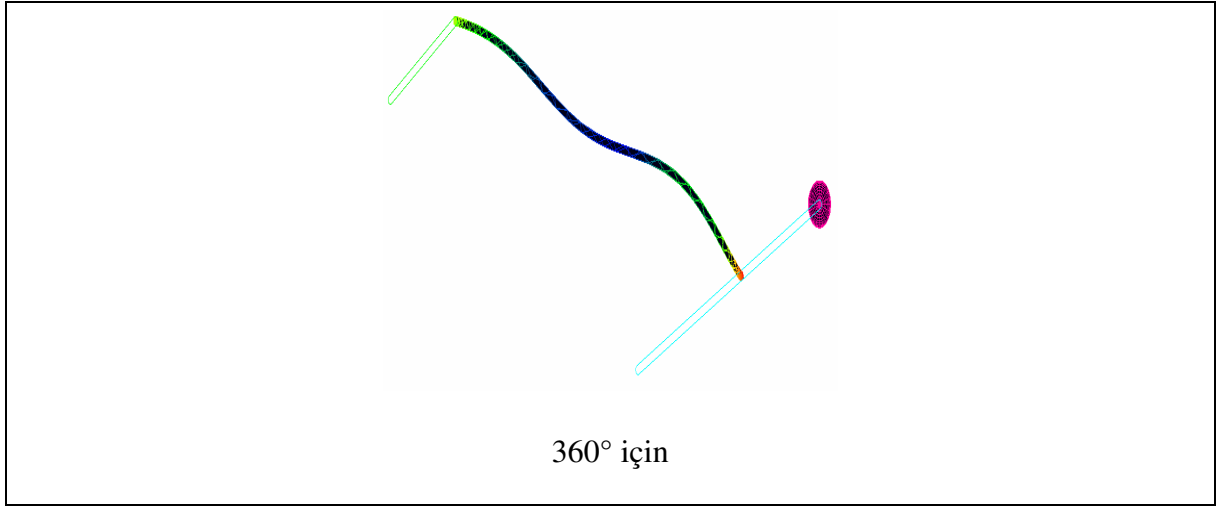
Şekil 3.56 İzleyici kolu 1750 mm çekiç kütlesi 10 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 3. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi



Şekil 3.57 İzleyici kolu 1750 mm çekiç kütlesi 10 kg olan çekiç-kol mekanizmasında 7. mod için krank açısına göre oluşan doğal frekans değerlerinin değişimi

Her 72° derece dönüşte biyelin 7. modunda aldığı şekiller aşağıda verilmiştir.





Şekil 3.58 Biyel kolu 1750 mm çekiç kütlesi 10 kg olan çekiç-kol mekanizmasındaki açılara göre oluşan mod şekilleri

Yapılan bu analizler sonucu bulunan doğal frekans değerleri aşağıdaki tabloda karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

Çizelge 3.11 144° dönüşte  $m=10$  kg ve farklı izleyici boyları için elde edilen doğal frekans değerleri

Mod Numarası	L = 1250 mm	L = 1500 mm	L = 1750 mm	L = 2000 mm
1	13,82821	13,82820	13,82820	13,82820
2	24,72548	24,72549	24,72548	24,72731
3	55,51956	55,52051	55,52099	55,52157
4	70,99460	70,99540	70,99584	70,99156
5	125,62760	125,60690	125,56900	125,48660
6	143,71200	143,70980	143,70480	143,69100
7	251,49180	211,91430	180,84580	156,34000
8	363,80820	363,20970	362,83760	362,61280
9	618,08090	617,56080	617,24690	617,04880

#### 4. SONUÇLAR

Yapılmış olan bu çalışmalarda, her farklı durum için kol üzerindeki gerilme dinamik olarak incelenmiştir. Gerilme genliğinin açığa bağlı olarak sürekli azaldığı ancak ortalama gerilme değerinin  $340^\circ$ 'de az da olsa artarak, ortalama  $10 \text{ N/mm}^2$  değerini aldığı gözlemlenmiştir. Gerilme genliğinin azalmasının sebebi esnek biyelin kendi iç sönümüdür.

Yine bu farklı durumlar için yapılan doğal frekans analizlerinde ise, doğal frekansta açığa bağlı olarak en yüksek değişimin 7. eğilme modunda gerçekleştiği gözlemlenmiştir. Özellikle  $216^\circ$  krank açısında doğal frekansın maksimum değeri aldığı görülmüştür. Bu açıda maksimum değeri almasının sebebi, izleyicinin hareket yönünün kranka göre bu açıda değişmesinden kaynaklanmaktadır. Biyel bu pozisyonda krank ve izleyicinin arasında hareket olarak zorlanmaktadır.

Ayrıca izleyici boyunun  $L=2000$  mm alınarak sabit kaldığı çekiç kütesinin değiştiği durumlarda, kritik mod kabul ettiğimiz 7. eğilme modundaki doğal frekans değerlerinin çekiç kütesinin artmasıyla azaldığı görülmüştür (Çizelge 3.7).

Çekiç kütesinin  $m=10$  kg alınarak sabit kaldığı fakat izleyici uzunluğunun değiştiği durumlarda ise izleyici uzunluğu büyüdükçe 7. eğilme modundaki doğal frekans değerlerinin azaldığı sonucuna ulaşılmıştır (Çizelge 3.11).

Genel olarak sistem ele alındığında, izleyici olarak ele alınan çubuk kısım boy ve kütle olarak değiştirildiğinde biyeye rijitliği artırıcı veya azaltıcı olarak etki etmektedir. Bu da biyelin doğal frekanslarında genel olarak çok etkili olmamaktadır. Bu etki 7. doğal frekansta daha net görülmektedir.

**KAYNAKLAR**

- Balasubramonian, A., Raghavacharyulu, E., (1987), "Vibratory Response of an Elastic Coupler of a Four-bar Linkage", *Mechanism and Machine Theory*, 22, 153-158
- Karkoub, M., Yigit, A.S., (1999), "Vibration Control of a Four-bar Mechanism with a Flexible Coupler Link", *Journal of Sound and Vibration*, 222, 171-189
- Khulief, Y.A., (1992), "On the Finite Element Dynamic Analysis of Flexible Mechanisms", *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 97, 23-32
- Makwana, K.C., Gupta, K.N., (1998), "On Mathematical Modelling for the Elastic Coupler Response of a Planar Four-bar Linkage with Possible Speed Perturbation at Crank", *Mechanism and Machine Theory*, 33, 1105-1115
- Makwana, K.C., Gupta, K.N., Raghu, E., (1990), "A Continuous Mass Model for Predicting the Elastodynamic Behaviour of Rocker in a Planar Four-bar Crank-rocker Mechanism having Elastic Coupler and Rocker" *Mathematical and Computer Modelling*, 14, 1002-1007
- Sandor, G.N., Erdman, A.G., (1984), "Advanced Mechanism Design: Analysis and Synthesis", 2, 486-516
- Söylemez, E., (2000), "Mekanizma Tekniği", [www.me.metu.edu.tr/eres/mekanizma.htm](http://www.me.metu.edu.tr/eres/mekanizma.htm)
- Turhan, Ö., (1995), "Dynamic Stability of Four-bar and Slider-crank Mechanisms with Elastic Coupler", *Mechanism and Machine Theory*, 30, 871-882
- Xianmin, Z., Hongzhao, L., Yunwen, S., (1996), "Finite Dynamic Element Analysis for High-speed Flexible Linkage Mechanisms", *Computers & Structures*, 60, 787-796
- Yurci, M.E., (1989), "Talaşsız Şekil Verme", Yıldız Teknik Üniversitesi
- Zhang, J.F., Xu, Q.Y., (2004), "Research on Stability of Periodic Elastic Motion of a Flexible Four Bar Crank Rocker Mechanism", *Journal of Sound and Vibration*, 274, 39-51

**ÖZGEÇMİŞ**

Doğum tarihi 23.02.1983

Doğum yeri Bursa

Lise 1994-2001 Şükrü Şankaya Anadolu Lisesi

Lisans 2001-2005 İstanbul Üniversitesi Mühendislik Fakültesi  
Makine Mühendisliği Bölümü

Yüksek Lisans 2005- Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makine Müh. Anabilim Dalı, Makine Teorisi ve  
Kontrol Programı

**Çalıştığı kurum**

2007-Devam Isı-su İnşaat Tesisat Taahhüt San. ve Tic. Ltd Şti.