

**T.C.
ERCIYES ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ESNEK UZUVLU VE EKLEM BOŞLUKLU DÜZLEMSEL
KRANK-BİYEL MEKANİZMASININ KİNEMATİK,
DİNAMİK ANALİZİ VE TİTREŞİM KARAKTERİSTİĞİNİN
İNCELENMESİ**

**Tezi Hazırlayan
Mustafa YILDIZ**

**Tezi Yöneten
Prof. Dr. İbrahim UZMAY**

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Yüksek Lisans Tezi**

**TEMMUZ 2010
KAYSERİ**

Prof. Dr. İbrahim UZMAY danışmanlığında **Mustafa YILDIZ** tarafından hazırlanan “**Esnek Uzunlu ve Eklem Boşluklu Düzlemsel Krank-Biyel Mekanizmasının Kinematik, Dinamik Analizi ve Titreşim Karakteristiğinin İncelenmesi**” adlı bu çalışma, jürimiz tarafından Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalında **Yüksek Lisans** tezi olarak kabul edilmiştir.

05.07.2010

JÜRİ:**Prof. Dr.
İbrahim UZMAY**

Başkan :

Prof. Dr. Şahin YILDIRIM

Üye :

Üye : **Doç. Dr. Zeynep Gül APALAK****ONAY:**

Bu tezin kabulü, Enstitü Yönetim Kurulunun **06/07/2010** tarih ve **2010/22-10** sayılı kararı ile onaylanmıştır.

06/07/2010**N. Ayyıldız**
Prof. Dr. Nusret AYYILDIZ**Enstitü Müdürü**

TEŞEKKÜR

“Esnek Uzunlu ve Eklem Boşluklu Düzlemsel Krank-Biyel Mekanizmasının Kinematik, Dinamik Analizi ve Titreşim Karakteristiğinin İncelenmesi” konulu yüksek lisans tez çalışmasının belirlenmesinde, yürütülmesinde ve sonuçlarının değerlendirilmesinde bilgi ve desteğini esirgemeyen değerli hocam Prof. Dr. İbrahim UZMAY’a teşekkür ederim. Burslu olarak okumamı sağlayan ve ömrüm boyunca desteğini unutmayacağım TÜBİTAK’a, deneysel sistemin kurulumu için vermiş oldukları maddi destekten dolayı Erciyes Üniversitesi Araştırma Projeleri Birimine’ne, tez süresince bilgi ve yardımlarını esirgemeyen Yrd. Doç.Dr. Selçuk ERKAYA’a, bana vermiş oldukları manevi destekten dolayı sevdiklerime ve aileme teşekkür ederim.

**ESNEK UZUVLU VE EKLEM BOŞLUKLU DÜZLEMSEL KRANK-BİYEL
MEKANİZMASININ KİNEMATİK, DİNAMİK ANALİZİ VE TİTREŞİM
KARAKTERİSTİĞİNİN İNCELENMESİ**

Mustafa YILDIZ

**Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü
Yüksek Lisans Tezi, Temmuz 2010
Tez Danışmanı: Prof. Dr. İbrahim UZMAY**

ÖZET

Bu çalışmada, eklem boşluklu ve esnek uzuvlu krank-biyel mekanizmasının kinematik ve dinamik analizi gerçekleştirilmiş ve eklem boşluğundan kaynaklanan titreşimler; teorik, deneysel ve nümerik olarak incelenmiştir. Eklem boşluğu; kütsüz, sanal bir uzuv olarak modellenmiştir. Bu sanal uzvun sisteme getirdiği ilave serbestlikler, Lagrange denklemi ile tanımlanmıştır. Yapılan analizler sonucu, krank-biyel mekanizmasının dönen ve öteleme yapan kütlelerinin dengelenmesi sağlanmıştır. Mekanizmanın dengelenmiş ve dengelenmemiş halleri için teorik ve deneysel çalışma gerçekleştirilmiştir. Deneysel sistemde kullanılan mekanizmaların iki eklemde yapay boşluklar oluşturulmuştur. Ayrıca, mekanizmaların dinamik karakterini tanımlayan sarsma kuvveti ve momentinin, eklem boşluğundan nasıl etkilendiği araştırılmıştır. Aynı zamanda mekanizmaların biyel uzvunun geometrik ölçüleri (özellikle kalınlığı) değiştirilerek, uzuv esnekliğinin, mekanizmada oluşan darbe kuvvetlerini sönümlemesi ve bunun neticesinde yatak titreşimlerine etkisi ADAMS programı üzerinde analiz edilmiştir ve deneysel olarak incelenmiştir. Sonuçta; eklem boşluğunun etkisi, eklem boşluklu sistemlerde dengelemenin ve uzuv esnekliğinin mekanizmanın kinematik ve dinamik davranışlarına etkisi araştırılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Krank-biyel mekanizması, esnek uzuv, kinematik ve dinamik analiz, titreşim.

**KINEMATIC AND DYNAMIC ANALYSIS AND EXAMINING OF VIBRATION
CHARACTERISTICS OF A PLANAR SLIDER-CRANK MECHANISM WITH
LINK FLEXIBILITY AND JOINT CLEARANCE**

Mustafa YILDIZ

Erciyes University, Graduate School of Natural and Applied Sciences

M.Sc. Thesis, July 2010

Thesis Supervisor: Prof. Dr. İbrahim UZMAY

ABSTRACT

In this study, kinematics and dynamics of a slider-crank mechanism with link flexibility and joint clearance have been implemented and effects of vibration caused joint clearance on mechanism have also been investigated as numerical, theoretical and experimental. Joint clearance is modelled as a virtual massless link and the lagrange's equation is used to define the additional motion freedoms arising from that clearance. As a result of analysis, the optimum balance of translating and rolling links of slider-Crank mechanism is provided. Theoretical and experimental studies are carried out for balanced and unbalanced states of the mechanism. Artificial clearances at two joints of mechanisms are constituted for the experimental test rig. It is also explained how the joint clearances affect the shaking force and its moment on the mechanisms. While changing geometrical dimensions (especially thickness) of the connecting rod of mechanisms, the damping effect of link flexibility on contact forces and bearing vibrations have been analyzed by using ADAMS software they also have been examined experimentally. As a result, the effects of joint clearance and link flexibility on kinematic and dynamic behaviours of the system, and also the balancing of the systems with joint clearance have been analysed in detail.

Keywords: Slider-crank mechanism, link flexibility, kinematic and dynamic analysis, vibration.

İÇİNDEKİLER

KABUL VE ONAY.....	i
TEŞEKKÜR.....	ii
ÖZET.....	iii
ABSTRACT.....	iv
TABLolar LİSTESİ.....	viii
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	ix
SEMBOLLER LİSTESİ.....	xiv
1. BÖLÜM	
GİRİŞ.....	1
1.1. Giriş.....	1
1.2. Konunun Önemi.....	1
1.3. Tezin Amacı.....	2
2. BÖLÜM	
LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	4
2.1. Giriş.....	4
2.2. Eklem Boşluğu ve Uzun Esnekliği ile İlgili Yapılmış Çalışmalar.....	4
3. BÖLÜM	
KRANK-BİYEL MEKANİZMASININ KİNEMATİK ANALİZİ ve EKLEM BOŞLUĞU MODELİ.....	8
3.1. Giriş.....	8
3.2. Eklem Boşluksuz Krank-Biyel Mekanizmasının Kinematik Analiz.....	8
3.3. Eklem Boşluğu Modeli.....	11
3.4. Eklem Boşluğu Vektörünün Hareket Analizi.....	12
3.5. Eklem Boşluklu Krank-Biyel Mekanizmasının Kinematik Analizi.....	14
3.6. Eklem Boşluksuz ve Boşluklu Krank-Biyel Mekanizmasının Kinematik Analiz Sonuçları ve Değerlendirmeleri.....	17
4. BÖLÜM	
KRANK-BİYEL MEKANİZMASININ DENGELENMESİ VE DİNAMİK KUVVET ANALİZİ.....	26
4.1. Giriş.....	26
4.2. Krank-Biyel Mekanizmasının Dengelenmesi.....	26

4.2.1. Dönen ve Öteleme Yapan Kütlelerin Karşı Ağırlık İlave Edilerek Dengelenmesi.....	26
4.2.2. Düzlemsel Krank-Biyel Mekanizmasında Dönen Kütleler	27
4.2.3. Düzlemsel Krank-Biyel Mekanizmasında Öteleme Yapan Kütleler.....	28
4.3. Eklem Boşluksuz Dinamik Kuvvet Analizi.....	33
4.3.1. Eklem Boşluksuz Dengelenmemiş ve Dengelenmiş Krank-Biyel Mekanizmasının Dinamik Kuvvet Analizi (Matris Metodu).....	33
4.4. Eklem Boşluk Dinamik Kuvvet Analizi.....	37
4.4.1. Eklem Boşluklu Dengelenmemiş ve Dengelenmiş Krank-Biyel Mekanizmasının Dinamik Kuvvet Analizi.....	37
4.5. Mekanizmaların Dinamik Analiz Sonuçları ve Değerlendirmeleri	45
5. BÖLÜM	
ESNEK UZUVLU VE EKLEM BOŞLUKLU KRANK-BİYEL KRANK-BİYEL MEKANİZMASININ KİNEMATİK VE DİNAMİK ANALİZLERİ.....	52
5.1. Giriş.....	52
5.2. Eklem Bölgesindeki Temasın Nümerik Olarak Tanımlanması.....	52
5.3. Dengelenmemiş ve Dengelenmiş Krank-Biyel Mekanizmalarının Kinematik ve Dinamik Analiz Sonuçları ve Değerlendirmeleri.....	55
6. BÖLÜM	
DENEYSEL ÇALIŞMA.....	69
6.1. Giriş.....	69
6.2. Deneysel Sistem ve Elemanları.....	69
6.3. Titreşim Ölçümü.....	70
6.4. Deneysel Sonuçlar ve Değerlendirmeler.....	72
6.4.1. Titreşim Sonuçları.....	72
7. BÖLÜM	
SONUÇLAR ve ÖNERİLER.....	77
7.1. Giriş.....	77
7.2. Kinematik Analiz Sonuçları ve Değerlendirmeler.....	77
7.3. Dinamik Kuvvet Analiz Sonuçları ve Değerlendirmeler.....	78
7.4. Deneysel Sonuçlar ve Değerlendirmeler.....	85
7.5. Öneriler.....	86
KAYNAKLAR.....	88

EKLER.....	91
ÖZGEÇMİŞ.....	112

TABLÖLAR LİSTESİ

Tablo 3.1 Krank-biyel mekanizmasının kinematik parametreleri.....	9
Tablo 4.1 Dengelenmemiş krank-biyel mekanizmasının dinamik parametreleri.....	45
Tablo 4.2 Dengelenmiş krank-biyel mekanizmasının dinamik parametreleri.....	45

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 3.1. Eklem boşluksuz krank-biyel mekanizmasının şematik görünümü (a)	
Mekanizmanın vektör çevrimi (b)	9
Şekil 3.2. Boşluklu döner eklem	11
Şekil 3.3. Eklem boşluklu krank-biyel mekanizmasının şematik görünümü (a),	
Mekanizmanın vektör çevrimi (b)	14
Şekil 3.4. Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve eklem merkezlerinin x doğrultusundaki konumu	17
Şekil 3.5. Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve eklem merkezlerinin y doğrultusundaki konumu	18
Şekil 3.6. Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve eklem merkezlerinin x doğrultusundaki hızı	18
Şekil 3.7. Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve eklem merkezlerinin y doğrultusundaki hızı	19
Şekil 3.8. Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve eklem merkezlerinin x doğrultusundaki ivmesi	19
Şekil 3.9. Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve eklem merkezlerinin y doğrultusundaki ivmesi	20
Şekil 3.10. Krank-biyel mekanizmasında eklem boşluk vektörü açısıl konumunun değişimi (Nümerik)	21
Şekil 3.11. Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklem merkezlerinin x doğrultusundaki konumu (Nümerik)	22
Şekil 3.12. Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklem merkezlerinin y doğrultusundaki konumu (Nümerik)	22
Şekil 3.13. Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklem merkezlerinin x doğrultusundaki hızı (Nümerik)	23
Şekil 3.14. Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklem merkezlerinin y doğrultusundaki hızı (Nümerik)	23
Şekil 3.15. Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklem merkezlerinin x doğrultusundaki ivmesi (Nümerik)	24
Şekil 3.16. Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklem merkezlerinin y doğrultusundaki ivmesi (Nümerik)	24

Şekil 4.1. Krank-biyel mekanizmasında mafsal noktalarına kütle indirgenmesi	27
Şekil 4.2. Krank-biyel mekanizmasının karşı ağırlıkla dengelenmesi	31
Şekil 4.3. Dengelenmemiş krank-biyel mekanizmasının eklem kuvvetlerinin şematik sunumu	33
Şekil 4.4. Dengelenmiş krank-biyel mekanizmasının eklem kuvvetlerinin şematik sunumu	34
Şekil 4.5. Eklem kuvveti doğrultusu (a), eklem boşluklu dengelenmemiş krank-biyel mekanizmasında kuvvetlerin şematik gösterimi (b)	38
Şekil 4.6. Eklem boşluklu dengelenmiş krank-biyel mekanizmasında kuvvetlerin şematik gösterimi	38
Şekil 4.7. Eklem boşluksuz dengelenmemiş krank-biyel mekanizmasındaki eklem kuvvetleri	46
Şekil 4.8. Eklem boşluksuz dengelenmiş krank-biyel mekanizmasındaki eklem kuvvetleri	47
Şekil 4.9. Eklem boşluksuz dengelenmemiş krank-biyel mekanizmasının ana yatağındaki sarsma kuvveti ve momenti	48
Şekil 4.10. Eklem boşluksuz dengelenmiş krank-biyel mekanizmasının ana yatağındaki sarsma kuvveti ve momenti	48
Şekil 4.11. Eklem boşluklu dengelenmemiş krank-biyel mekanizmasının ana yatağındaki sarsma kuvveti ve momenti (Nümerik)	49
Şekil 4.12. Eklem boşluklu dengelenmiş krank-biyel mekanizmasının ana yatağındaki sarsma kuvveti ve momenti (Nümerik)	50
Şekil 5.1. Eşdeğer boşluk uzvu (a), Boşluklu döner eklem(b)	52
Şekil 5.2. Darbe fonksiyonunun şematik gösterimi	53
Şekil 5.3. Eklem boşluklu dengelenmemiş mekanizma uzuvlarının kütle merkezleri ve boşluklu eklem merkezlerinin x doğrultusundaki konumları (ADAMS)	55
Şekil 5.4. Eklem boşluklu dengelenmemiş mekanizma uzuvlarının kütle merkezleri ve boşluklu eklem merkezlerinin y doğrultusundaki konumları (ADAMS)	56
Şekil 5.5. Eklem boşluklu dengelenmemiş mekanizma uzuvlarının kütle merkezleri ve boşluklu eklem merkezlerinin x doğrultusundaki hızları (ADAMS)	56

Şekil 5.6. Eklem boşluklu dengelenmemiş mekanizma uzuvlarının kütle merkezleri ve boşluklu eklem merkezlerinin y doğrultusundaki hızları (ADAMS)	57
Şekil 5.7. Eklem boşluklu dengelenmemiş mekanizma uzuvlarının kütle merkezleri ve boşluklu eklem merkezlerinin x doğrultusundaki ivmeleri (ADAMS)	58
Şekil 5.8. Eklem boşluklu dengelenmemiş mekanizma uzuvlarının kütle merkezleri ve boşluklu eklem merkezlerinin y doğrultusundaki ivmeleri (ADAMS)	58
Şekil 5.9. Eklem boşluklu dengelenmemiş krank-biyel mekanizmasındaki eklem kuvvetleri (ADAMS)	59
Şekil 5.10. Eklem boşluklu dengelenmiş mekanizma uzuvlarının kütle merkezleri ve boşluklu eklem merkezlerinin x doğrultusundaki konumları (ADAMS)	60
Şekil 5.11. Eklem boşluklu dengelenmiş mekanizma uzuvlarının kütle merkezleri ve boşluklu eklem merkezlerinin y doğrultusundaki konumları (ADAMS)	60
Şekil 5.12. Eklem boşluklu dengelenmiş mekanizma uzuvlarının kütle merkezleri ve boşluklu eklem merkezlerinin x doğrultusundaki hızları (ADAMS)	61
Şekil 5.13. Eklem boşluklu dengelenmiş mekanizma uzuvlarının kütle merkezleri ve boşluklu eklem merkezlerinin y doğrultusundaki hızları (ADAMS)	61
Şekil 5.14 Eklem boşluklu dengelenmiş mekanizma uzuvlarının kütle merkezleri ve boşluklu eklem merkezlerinin x doğrultusundaki ivmeleri (ADAMS)	62
Şekil 5.15 Eklem boşluklu dengelenmiş mekanizma uzuvlarının kütle merkezleri ve boşluklu eklem merkezlerinin y doğrultusundaki ivmeleri (ADAMS)	62
Şekil 5.16. Eklem boşluklu dengelenmiş krank-biyel mekanizmasındaki eklem kuvvetleri (ADAMS)	63
Şekil 5.17. Eklem boşluklu dengelenmemiş krank-biyel mekanizmasının tahrik momenti (rijit ve esnek uzuvlu biyel)	64
Şekil 5.18. Eklem boşluklu dengelenmemiş krank-biyel mekanizmasındaki eklem kuvvetleri (rijit ve esnek uzuvlu biyel)	65
Şekil 5.19. Eklem boşluklu dengelenmiş krank-biyel mekanizmasındaki eklem kuvvetleri (rijit ve esnek uzuvlu biyel)	66

Şekil 5.20. Eklem boşluklu dengelenmiş krank-biyel mekanizmasının tahrik momenti (rijit ve esnek uzunlu biyel)	67
Şekil 6.1. Deneysel test sistemi	70
Şekil 6.2. Krank-biyel mekanizmasının bazı uzuvlarının görünümü	70
Şekil 6.3. Deneysel sistem üzerinde ivmeölçer yerleşiminin görünümü	71
Şekil 6.4. Deneysel sistemdeki titreşim ölçümünün blok diyagramı	72
Şekil 6.5. 1 mm eklem boşluklu dengelenmemiş krank-biyel mekanizmasının 200 d/d çalışma hızında yataklarındaki titreşim değerleri (biyel uzvu 15mm et kalınlığında)	73
Şekil 6.6. 1 mm eklem boşluklu dengelenmiş krank-biyel mekanizmasının 200 d/d çalışma hızında yataklarındaki titreşim değerleri (biyel uzvu 15mm et kalınlığında)	74
Şekil 6.7. 1 mm eklem boşluklu dengelenmemiş krank-biyel mekanizmasının 200 d/d çalışma hızında yataklarındaki titreşim değerleri (biyel uzvu 5mm et kalınlığında)	74
Şekil 6.8. 1 mm eklem boşluklu dengelenmemiş krank-biyel mekanizmasının 200 d/d çalışma hızında yataklarındaki titreşim değerleri (biyel uzvu 5mm et kalınlığında)	75
Şekil 7.1. Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklem merkezlerinin y doğrultusundaki ivmesi (Nümerik)	78
Şekil 7.2. Eklem boşluklu dengelenmemiş krank-biyel mekanizmasının ana yatağındaki sarsma kuvveti ve momenti (Nümerik)	79
Şekil 7.3. Eklem boşluklu dengelenmiş krank-biyel mekanizmasının ana yatağındaki sarsma kuvveti ve momenti (Nümerik)	80
Şekil 7.4. Eklem boşluklu dengelenmemiş mekanizma uzuvlarının kütle merkezleri ve boşluklu eklem merkezlerinin x doğrultusundaki ivmeleri (ADAMS)	81
Şekil 7.5. Eklem boşluklu dengelenmemiş mekanizma uzuvlarının kütle merkezleri ve boşluklu eklem merkezlerinin y doğrultusundaki ivmeleri (ADAMS)	81
Şekil 7.6. Eklem boşluklu dengelenmiş mekanizma uzuvlarının kütle merkezleri ve boşluklu eklem merkezlerinin x doğrultusundaki ivmeleri (ADAMS)	82
Şekil 7.7. Eklem boşluklu dengelenmiş mekanizma uzuvlarının kütle merkezleri	

ve boşluklu eklem merkezlerinin y doğrultusundaki ivmeleri (ADAMS)	82
Şekil 7.8.Eklem boşluklu dengelenmemiş krank-biyel mekanizmasındaki eklem kuvvetleri (ADAMS)	83
Şekil 7.9. Eklem boşluklu dengelenmiş krank-biyel mekanizmasındaki eklem kuvvetleri (ADAMS)	84
Şekil 7.10. Biyel uzvunun 15 mm et kalınlığında olması durumu için dengelenmemiş ve dengelenmiş krank-biyel mekanizmalarının titreşim karakteristiklerinin karşılaştırılması	85
Şekil 7.11. Biyel uzvunun 5 mm et kalınlığında olması durumu için dengelenmemiş ve dengelenmiş krank-biyel mekanizmalarının titreşim karakteristiklerinin karşılaştırılması	86

SEMBOLLER LİSTESİ

M	: Moment
F_{ij}	: i. uzvun j. uzva uyguladığı kuvvet
m_i	: i. uzvun kütlesi
I_{Gi}	: i. uzvun kütleli atalet momenti
L_i	: i. uzvun boyu
θ_{il}	: i. uzvun açısal hızı
G_i	: i. uzvun ağırlık merkezi
g	: Yerçekimi ivmesi
ω_{il}	: i. uzvun açısal hızı
r_j	: Boşluk uzvunun eşdeğer boyu
r_B	: Yatak yarıçapı
r_J	: Mil yarıçapı
γ_j	: Boşluk vektörünün açısal konumu
$\dot{\bullet}$	: İlgili parametrenin hızı
$\ddot{\bullet}$	: İlgili parametrenin ivmesi

1. BÖLÜM

GİRİŞ

1.1. Giriş

Her mekanizmanın makine içerisinde kendi görevini eksiksiz ve emniyetli bir şekilde yerine getirmesi mekanizma tasarımının temelini oluşturur. Bu kapsamda mekanizmanın her bir uzuv için malzeme seçimi, mafsallarda kullanılacak yatak tipi ve çapları çok önemlidir. Ayrıca kullanılan malzemenin mekanik sistemde meydana getireceği etkiler ve istenmeyen durumların belirlenmesi istenilen tasarımın yapılmasına yardımcı olur.

İçten yanmalı motorların temel tahrik mekanizması olan krank-biyel mekanizmasının dengelenmesi işleminde dönen ve öteleme yapan kütlelerin, uzuv esnekliğinin mekanik sistemde meydana getirdiği davranışların incelenmesiyle bu konuda istenilen tasarımın belirlenmesine yardımcı olacaktır. Yapılan çalışmalar neticesinde eklem boşluğundan dolayı sistemde meydana gelecek titreşim karakteristiği incelenmiş olacak, aynı zamanda sistemin dengelenmesi ve esneklik gibi olgulardan sistemin titreşim karakteristiğinin nasıl etkilendiği belirlenmeye çalışılacaktır. Böylelikle mekanik sistemlerde çoğunlukla istenmeyen titreşim karakteristiğinin, sistem dengesi, eklem boşluğu ve sistemdeki esneklik gibi olgulardan yararlanarak istenilen tasarımın yapılmasına imkan verecektir.

1.2. Konunun Önemi

Genellikle imalat ve montaj hatalarından kaynaklanan veya belirli bir çalışma periyodu sonucu aşınmaya bağlı olarak mekanizmanın bağlantı noktalarında eklem boşlukları

ortaya çıkmaktadır. Bu boşluklar mekanizmanın istenilen değerlerden sapmasına neden olur. Bu sapma mekanizmanın herhangi bir noktasının yörüngesinin istenilen değerleri vermemesi olarak ifade edilebilir. Mekanizma uzuvlarının bağlantı noktasındaki eklem boşluklarının hareket karakteristiğine bağlı olarak sistemin kinematik ve dinamik karakteristikleri önemli ölçüde değişmekte ve bunun sonucu olarak titreşim, gürültü ve hızlı aşınma gibi istenmeyen durumların ortaya çıkmasına sebep olmaktadır.[15]

Mekanizma uzuvları eklemlerde birbirlerine temas kuvvetleri uygularlar ve bu kuvvetlerin vektörel doğrultusu ve şiddeti, eklem boşluğundan dolayı anlık olarak değişim göstermektedir. Aynı zamanda mekanizmada her bir eklem boşluğu, ilave serbestlikler oluşturmaktadır. Bu serbestlikler mekanizmanın hareketinde kararsızlıklara sebep olur. Ayrıca eklem bölgesindeki toleransların, öngörülen değerleri aşması durumunda ortaya çıkan ve önemli bir eklem karakteristiği olan eklem boşlukları, mekanizmaların dinamik kararlılıkları ve performansları üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Bununla birlikte eklem boşluklarından dolayı oluşan darbe kuvvetleri, sistemin titreşim değerlerinin artmasına ve sistemin kararlılığının bozulmasına ve makine parçalarının ömürlerinin azalmasına sebep olmaktadır.

1.3. Tezin Amacı

Bu çalışmada eklem boşluklu ve esnek uzuvlu krank-biyel mekanizmasının kinematik ve dinamik analizleri gerçekleştirilmiştir. Yapılan analizler neticesinde elde edilen değerler dikkate alınarak mekanizmanın dönen ve öteleme yapan kütlelerin dengelenmesine çalışılmıştır. Teorik olarak gerçekleştirilen analizlere ilaveten, bilgisayar destekli nümerik analiz ile deneysel çalışma da yapılmıştır. Mekanizmanın dengelenmemiş ve dengelenmiş halleri için aynı devirlerde çalışma gerçekleştirilmiş, dengesizliğin bir çıktısı olarak değerlendirilen yatak titreşimlerinin ölçümü gerçekleştirilmiştir. Mekanizmanın biyel kolunun geometrik ölçüleri (özellikle kalınlığı) değiştirilerek, sistemin gerçek çalışma şartlarında mevcut olan uzuv esnekliğinin mekanizmanın kinematik ve dinamik çıktılarına etkileri irdelenmiştir.

Böylelikle mekanik sistemlerde çoğunlukla istenmeyen bir çıktı olan titreşim karakteristiğinin, sistemin dengesi, eklem boşluğu ve sistemdeki esneklik gibi olgularda olgulardan nasıl etkilendiği konusundaki detaylı bilgilere ulaşılmıştır.

Bu çalışmanın yapılmasıyla; içten yanmalı motorların temel tahrik mekanizması olan krank-biyel mekanizmasındaki dengelemenin, mekanizmanın yatak titreşim karakteristiğı üzerine etkileri belirlenmiştir, aynı zamanda uzuv esnekliğinin mekanizmanın titreşim karakteristiğinde oluşturacağı değışim izlenmiştir. Dengeleme işleminde dönen ve öteleme yapan kütlelerin, sistemin titreşim karakteristiğine etkileri detaylı olarak sergilenmiştir. Mekanik sistemlerde mevcut eklem boşluklarının, mekanik sistemin davranışına etkileri detaylı olarak irdelenmiştir.

2. BÖLÜM

LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

2.1. Giriş

Son zamanlarda mekanizmaların analizleri ve tasarımı üzerinde kapsamlı çalışmalar yapılmıştır. Yapılan çalışmalar esasında mekanizmaların eklem bölgelerinde meydana gelen eklem boşluklarının mekanizmada oluşturduğu etkiler belirlenmeye çalışılmış ve bunun ışığında mekanizmanın hareket karakteristiğinde ortaya çıkan etkiler ortaya konmuştur.

Mekanizmaların gerçek çalışma şartlarındaki eklem boşluğu ve esneklik gibi faktörlerin etkilerinin araştırılması ve bunlardan kaynaklanan olumsuzlukların tanımlanması amacıyla yapılan çalışmalardan bazıları aşağıda verilmektedir.

2.2. Eklem Boşluğu ve Uzun Esnekliği ile İlgili Yapılmış Çalışmalar

Furuhashi ve ark. [1-3], mafsallık boşluklarının olduğu dört-çubuk mekanizmasını referans alarak, bu boşlukların mekanizmanın dinamiği üzerine etkilerini araştırmıştır. Mekanizma uzuvlarının ve mafsalların rijit kabul edildiği bu çalışmalarda mafsallık boşluklarının matematiksel modeli etrafında açıklanmış olup, giriş açısına göre değişimi grafiksel olarak sunulmuştur. Mafsallık boşlukları modellenirken, mafsaldaki pim ve yatak arasında, hareket boyunca sürekli temasın olduğu dikkate alınmıştır. Aynı çalışma grubu [4] daha önceki benzer çalışmalardan yararlanarak krank-bağlayıcı ve bağlayıcı-izleyici mafsallık bağlantılarındaki boşlukların, mekanizmadaki sarsma kuvveti üzerine etkilerini, boşluk değerlerinin, sistemin çalışma hızının ve uzuv kütlelerinin mafsallık kuvvetleri üzerindeki etkilerini, mafsallık noktasında oluşan kuvvet ile boşluk açısının doğrultusunun karşılaştırılmasını ve sürekli temas modelinin uygulanabilirliğini araştırmışlardır. Sürekli temasın, boşluk değerinin küçük olduğu durumlarda ve tahrik

uzvuna yakın olan mafsallarda pim ile yatak arasında daha da geçerli olduğunu ifade etmişlerdir.

Flores ve ark. [5] mafsalsal bölgesinde kuru sürtünmesiz ve sürtünmeli temas ile viskoz yağlamanın mevcut olduğu temas durumunda, mafsalsal boşluklu mekanik sistemlerin dinamik analizi için bir prosedür sunmuşlardır. Biyel-piston mafsalsal bağlantısında boşluk bulunan ve bütün uzuvları rijit kabul edilen krank-biyel mekanizmasının incelendiği bu çalışmada belirtilen üç durumun reaksiyon kuvveti ve çıkış torku üzerindeki etkileri, ideal mafsalsal dikkate alınmasıyla elde edilen grafiklerle karşılaştırılarak sunulmuştur.

Feng ve ark. [6], mafsalsal boşluklarının mevcut olduğu dört-çubuk mekanizmasının tasarımı için bir optimizasyon metodu sunmuştur. Mafsalsal boşlukları, kütsesiz uzuv olarak dikkate alınmış ve bu uzuvların açısal konumları için gerekli modelleme Lagrange denklemiyle sağlanmışır. Mafsalsal noktalarındaki kuvvetlerin vektörel değışimlerinin kontrol altına alınması yani atalet kuvvetlerindeki ani değışimlerin minimize edilmesi için mekanizmadaki uzuv parametreleri optimize edilmiştir. Optimize edilmiş uzuv parametrelerine göre, uzvun yeniden şekillendirilmesi (kütle dağılımının yeniden düzenlenmesi) için yeni bir metot önerilmiştir.

Bengisu ve ark. [7], mafsalsal boşluklarının mevcut olduğu dört-çubuk mekanizmasını referans alarak bu boşlukların mekanizmanın dinamiği üzerine etkilerini teorik ve deneysel olarak incelemiştir.

Chunmei ve ark. [8], bağlayıcı-izleyici mafsalsal bağlantısında boşluk bulunan 4 çubuk mekanizmasında, uzuvların elastik özelliklerini de dikkate alarak mekanizmanın dinamik davranışını incelemişlerdir. Mafsalsal boşluğunun modellenmesi ve uzuvların elastik davranışının irdelenmesi için gerekli olan açısal yer değıştirme, hız, ivme ve kuvvet değeri, uzuvları rijit kabul edilen ve mafsalsal boşluğu olmayan eşdeğer mekanizmanın analizinden elde edilmiştir. Bunun sonucunda bulunan gerek atalet gerekse tahrik kuvvetleri, elastik uzuvlu ve mafsalsal boşluklu sisteme adapte edilerek mekanizmanın dinamik davranışı irdelenmiştir. Mekanizmada bağlayıcı uzuv elastik olarak modellenmiş ve bu model basit mesnetli kiriş ile eşleştirilmiştir.

Rao [9], elastik uzuvlu ve döner eklemlerinde boşluk bulunan krank-biyel mekanizmasının analizini gerçekleştirmiştir. Piston perno merkezindeki boşluğun dikkate alınmadığı bu çalışmada, krank açısına bağlı olarak pistonun pozisyonu ve bütün boşluklar arasında bir eşitlik oluşturulmuştur.

Stoenescu ve Marghitu [10] düzlemsel, rijit uzuvlu krank-biyel mekanizmasını referans almışlar ve piston perno merkezinde boşluk bulunan mekanizmanın dinamik davranışını incelemişlerdir. Yaptıkları çalışmada mekanizmanın mafsallı boşluksuz tipinde, sistemin hareketinde periyodiklik gözlenmiş olmasına rağmen, boşluklu mekanizma tipinde ise periyodik olmayan daha karmaşık bir sistem cevabı gözlemlenmiştir. Bu durumun özellikle krankın yüksek hızlarında gerçekleştiği ifade edilmiştir.

Khemili ve Romdhane [11], eklem boşluklu bir krank-biyel mekanizmasının dinamik analizini hem deneysel hem de bilgisayar ortamında ADAMS programında gerçekleştirilmiştir. Yaptığı çalışmada boşluklu eklem bölgesindeki temasın tanımı için darbe fonksiyonu benimsenmiştir. Yaptıkları çalışmada eklem boşluğunun mekanizmanın dinamik cevabını önemli ölçüde etkilediğini göstermişlerdir. Rijit ve esnek uzuvlu olarak mekanizmanın analizinden elde edilen sonuçlar karşılaştırıldığında, uzuv esnekliği ile mekanizmadaki darbe etkisinin önemli oranda sönümlendiği görülmüştür.

Erkaya ve Uzmay [12-16], eklem boşluklu farklı mekanizmaların kinematik analizlerini incelemiştir. Eklem boşluğundan kaynaklanan, özellikle mekanizmanın yörüngesi ve iletim açısında sapmalar olarak ortaya çıkan olumsuzlukların azaltılması için optimizasyon tekniklerinden yararlanmıştır. Ayrıca, eklem boşluklu dört-çubuk mekanizmasının kinematik ve dinamik analizleri gerçekleştirilmiş ve mekanizmanın ana yataklarında, eklem boşluğundan kaynaklanan titreşim analizleri araştırılmıştır. Uzuv esnekliğinin; mekanizmada oluşan darbe kuvvetlerini sönümlemesi ve bunun neticesinde yatak titreşimine etkisi, ADAMS programı üzerinde analiz edilmiştir.

Osman ve ark.[18], kam ve izleyici yataklarındaki boşlukların dikkate alındığı ve esas itibarıyla bu boşlukların doğrultularının ve onların türevlerinin hareket denklemlerinin oluşturulmasını kapsayan bir çalışma gerçekleştirilmiştir.

Dubowsky[19], düzlemsel mekanizmalarda eklem boşluğu etkisini krank-biyel mekanizmasını örnek alarak incelemiştir. Krank ile biyel arasındaki boşluklu eklemlerin dikkate alındığı bu çalışmada, bağlantı noktasındaki boşluklu eklemlerin dikkate alındığı bu çalışmada, bağlantı noktasında darbe modeli esas alınmış ve sistemin analizi bu çerçevede gerçekleştirilmiştir.

Schwab ve ark.[20], piston perno merkezinde 0.5 mm'lik eklem boşluğu bulunan krank-biyel mekanizmasının dinamik davranışlarını incelemiştir. Mekanik sistem ayrıca hem rijit hem de esnek olarak incelenmiş ve boşluklu kısımda mil ve yatak arasındaki en yüksek temas kuvvetinin doğru tanımlanması için bir yöntem önerilmiştir. Ayrıca, eklem bölgesinde yağlamanın temas kuvvetindeki uç değeri nasıl etkilediği irdelenmiş ve sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Koshy [21], yapılan çalışmada piston ve perno merkezinde boşluk bulunan krank-biyel mekanizmasının kinematik ve dinamik analizleri gerçekleştirilmiştir. Ayrıca ADAMS programında nümerik analiz gerçekleştirilmiş ve ilaveten deneysel çalışma yapılarak farklı temas türleri araştırılmıştır.

Bing ve Ye [22], eklem boşluklu buhar türbin valfinin dinamik analizini gerçekleştirmiştir. İmalat toleranslarından kaynaklanan eklem boşluğu etkisi ile yüksek sıcaklıktaki buharın ısı etkisi birlikte düşünülmüştür. Düşük ve yüksek sıcaklıklarda eklem bölgesinde sürtünme etkisi detaylıca irdelenmiş, yatak ile valf mili arasındaki sıkışma ve kayma problemlerine yönelik bir takım tasarım önerileri getirilmiştir.

Tsai ve Lai [23], eklem boşluğuna sahip çok uzuvlu mekanizmaların hata analizlerine yönelik olarak genelleştirilmiş bir metot sunmuştur. Ayrıca yapılan çalışmada eklem boşluğu kütsüz sanal uzuv olarak düşünülmüş ve bu uzuvdan kaynaklanan ilave serbestlikleri modellemek için eşdeğer kinematik çiftler kullanılmıştır. Bunun yanı sıra eklem boşluklu mekanizmanın pozisyon hataları, ideal eklemlili mekanizmayla karşılaştırılmıştır.

3. BÖLÜM

KRANK-BİYEL MEKANİZMASININ KİNEMATİK ANALİZİ ve EKLEM BOŞLUĞU MODELİ

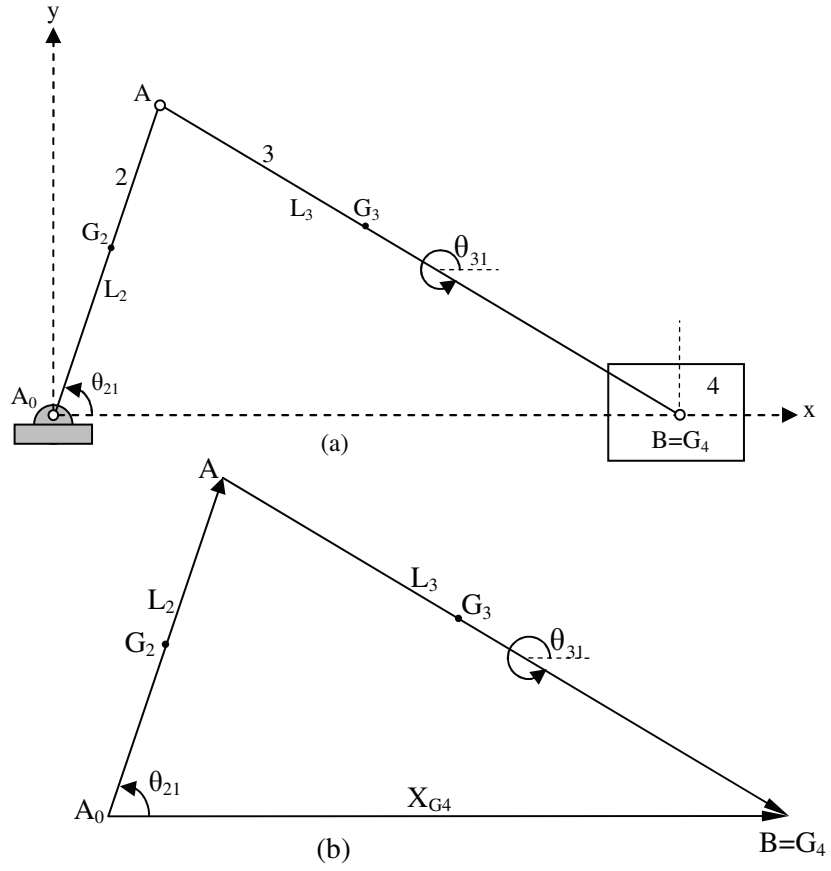
3.1. Giriş

Herhangi bir mekanizmayı oluşturan uzuvların konum, hız ve ivmelerini belirlemek için yapılan çalışmaya kinematik analiz denir. Başka bir ifade ile hareketli uzuv üzerindeki herhangi bir noktanın konum, hız ve ivmesinin, tahrik uzvunun kinematik karakterine bağlı olarak belirlenmesidir. Kinematik analizin yapılabilmesi için mekanizmanın bütün uzuv boyutlarına ilişkin parametrelerin bilinmesi gerekmektedir [15].

Bu bölümde; eklem boşluğu modeli tanımlanmasıyla, boşluğu karakterize eden konum vektörü tanımlanmıştır ve mekanizma kinematiğine etkileri araştırılmıştır. Bu konuda yapılan araştırmalarda, eklem boşluksuz krank-biyel mekanizmasında krankın kütle merkezi, A noktası, biyelin kütle merkezi, B noktası (pistonun kütle merkezi)'nın kinematik analizleri gerçekleştirilmiştir. Bunlara ilaveten eklem boşluklu krank-biyel mekanizmasında ise A^1 noktası ve B^1 noktasının kinematik analizleri gerçekleştirilmiştir.

3.2. Eklem Boşluksuz Krank-Biyel Mekanizmasının Kinematik Analiz

Eklem boşluksuz krank-biyel mekanizmasının kinematik analizi, giriş uzvunun konum değişkenine bağlı olarak, mekanizmanın tahrik uzvu olarak kabul edilen krank mili eksenine göre uzuvların ağırlık merkezleri ve bağ noktaları konumları, hızları ve ivmelerinin tanımlanmasından oluşur. Eklem boşluksuz krank-biyel mekanizmasının şematik görünümü Şekil 3.1'de, mekanizmaya ait kinematik parametreler ise Tablo 3.1 verilmiştir.



Şekil 3.1. Eklem boşluksuz krank-biyel mekanizmasının şematik görünümü (a)
Mekanizmanın vektör çevrimi (b)

Tablo 3.1 Krank-biyel mekanizmasının kinematik parametreleri

Parametre	Tanım	Değer
L_2 (mm)	Krank yarıçapı	150
L_3 (mm)	Biyel boyu	564

Şekil 3.1 (b)'de verilen vektör çevriminden yararlanılarak mekanizma uzuvlarının konum ifadeleri aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

$$\begin{bmatrix} x_{G2} \\ y_{G2} \end{bmatrix} = \overline{A_o G_2} \begin{bmatrix} \cos \theta_{21} \\ \sin \theta_{21} \end{bmatrix} \quad (3.1)$$

$$\begin{bmatrix} x_A \\ y_A \end{bmatrix} = L_2 \begin{bmatrix} \cos \theta_{21} \\ \sin \theta_{21} \end{bmatrix} \quad (3.2)$$

$$\begin{bmatrix} x_{G3} \\ y_{G3} \end{bmatrix} = L_2 \begin{bmatrix} \cos \theta_{21} \\ \sin \theta_{21} \end{bmatrix} + \overline{AG_3} \begin{bmatrix} \cos \theta_{31} \\ \sin \theta_{31} \end{bmatrix} \quad (3.3)$$

$$\begin{bmatrix} x_{G4} \\ y_{G4} \end{bmatrix} = L_2 \begin{bmatrix} \cos \theta_{21} \\ \sin \theta_{21} \end{bmatrix} + L_3 \begin{bmatrix} \cos \theta_{31} \\ \sin \theta_{31} \end{bmatrix} \quad (3.4)$$

Burada L_2 ve L_3 değerleri sırasıyla krank yarıçapını ve biyel boyunu ifade etmektedir. θ_{31} ise biyel kolunun x eksenine göre açısal konumudur ve θ_{21} açısının fonksiyonu olarak tanımlanabilir.

$$\theta_{31} = \sin^{-1} \left[-\frac{L_2 \sin \theta_{21}}{L_3} \right] \quad (3.5)$$

Krankın sabit açısal hızla (düzgün dönme) tahrik edilmesinden dolayı bu noktalara ait hız ve ivme değerleri, zincir türev kuralına göre tanımlanabilir. İlgili denklemlerin kısmi türev olmasının nedeni; kısmi türevin çok değişkenli bir işlevin, sadece ilgili değişkeni sabit değilken alınan türevinin olmasıdır.

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_{G2} \\ \dot{y}_{G2} \end{bmatrix} = \omega_{21} \frac{\partial}{\partial \theta_{21}} \left\{ \overline{AG_2} \begin{bmatrix} \cos \theta_{21} \\ \sin \theta_{21} \end{bmatrix} \right\} \quad (3.6)$$

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_A \\ \dot{y}_A \end{bmatrix} = \omega_{21} \frac{\partial}{\partial \theta_{21}} \left\{ L_2 \begin{bmatrix} \cos \theta_{21} \\ \sin \theta_{21} \end{bmatrix} \right\} \quad (3.7)$$

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_{G3} \\ \dot{y}_{G3} \end{bmatrix} = \omega_{21} \frac{\partial}{\partial \theta_{21}} \left\{ L_2 \begin{bmatrix} \cos \theta_{21} \\ \sin \theta_{21} \end{bmatrix} + \overline{AG_3} \begin{bmatrix} \cos \theta_{31} \\ \sin \theta_{31} \end{bmatrix} \right\} \quad (3.8)$$

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_{G4} \\ \dot{y}_{G4} \end{bmatrix} = \omega_{21} \frac{\partial}{\partial \theta_{21}} \left\{ L_2 \begin{bmatrix} \cos \theta_{21} \\ \sin \theta_{21} \end{bmatrix} + L_3 \begin{bmatrix} \cos \theta_{31} \\ \sin \theta_{31} \end{bmatrix} \right\} \quad (3.9)$$

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}_{G2} \\ \ddot{y}_{G2} \end{bmatrix} = \omega_{21}^2 \frac{\partial^2}{\partial \theta_{21}^2} \left\{ \overline{A_o G_2} \begin{bmatrix} \cos \theta_{21} \\ \sin \theta_{21} \end{bmatrix} \right\} \quad (3.10)$$

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}_A \\ \ddot{y}_A \end{bmatrix} = \omega_{21}^2 \frac{\partial^2}{\partial \theta_{21}^2} \left\{ L_2 \begin{bmatrix} \cos \theta_{21} \\ \sin \theta_{21} \end{bmatrix} \right\} \quad (3.11)$$

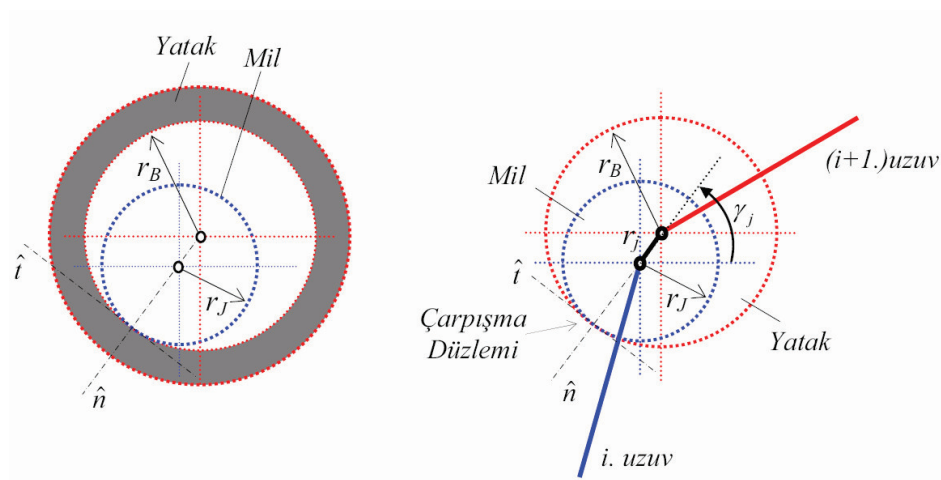
$$\begin{bmatrix} \ddot{x}_{G3} \\ \ddot{y}_{G3} \end{bmatrix} = \omega_{21}^2 \frac{\partial^2}{\partial \theta_{21}^2} \left\{ L_2 \begin{bmatrix} \cos \theta_{21} \\ \sin \theta_{21} \end{bmatrix} + \overline{AG_3} \begin{bmatrix} \cos \theta_{31} \\ \sin \theta_{31} \end{bmatrix} \right\} \quad (3.12)$$

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}_{G4} \\ \ddot{y}_{G4} \end{bmatrix} = \omega_{21}^2 \frac{\partial^2}{\partial \theta_{21}^2} \left\{ L_2 \begin{bmatrix} \cos \theta_{21} \\ \sin \theta_{21} \end{bmatrix} + L_3 \begin{bmatrix} \cos \theta_{31} \\ \sin \theta_{31} \end{bmatrix} \right\} \quad (3.13)$$

Burada ω_{21} , krankın açısal hızını ifade etmektedir.

3.3. Eklem Boşluğu Modeli

Mekanizma uzuvlarının bağlantı noktalarındaki eklem boşlukları neredeyse kaçınılmaz bir durumdur. Bu boşluklar mekanizma elemanlarının birbirlerine göre bağıl hareket yapmalarını sağlar ve aynı zamanda mekanizma elemanlarının birbirleriyle montajına izin verir. Düzlemsel döner eklemlerde eklem boşluğu Şekil 3.2’de görüldüğü gibi mil ve yatak arasındaki mesafe olarak tanımlanabilir [15].



Şekil 3.2. Boşluklu döner eklem [15]

Mil ile yatağın iç yüzeyi arasında temas sağlayıncaya kadar yatak içerisinde milin serbest hareketi mevcuttur. Mil ile yatak arasında temasın gerçekleştiği noktada normal ve teğetsel kuvvetler meydana gelir. Eğer sistemde sürtünme ihmal edilir ise bu eklem boşluğu doğrultusu, mil ve yatak arasındaki temasın normali doğrultusundadır. Eklem bölgesinde mil ve yatak arasında üç hareket tipi mevcuttur. Bunlar serbest hareket, darbe ve sürekli temastır. Serbest harekette mil, yatak yüzeyi ile temasta olmaksızın hareket etmektedir. Diğer bir hareket tipi olan darbe ise serbest hareketin bitiminde oluşmaktadır. Son oluşan hareket tipi ise sürekli temastır. Bu durum için mil ve yatak arasında sürekli temas söz konusudur [15]. Mil ve yatak arasındaki sürekli temasa, serbest harekete veya bağıl nüfuziyete bağlı olarak eklem boşluğu değeri, hareket süresince vektörel değişim göstermektedir. Genel olarak mekanizmanın hareket karakteristiğinde yol alma ve durma dönemlerinde serbest hareket ve darbe tipi hareketler meydana gelir. Mekanizmanın genel karakteristiğini yansıtan kararlı çalışma bölgesinde ise mil ile yatak arasında sürekli temas söz konusudur. Bu temas modeli dikkate alınırsa, mekanizma uzuvlarının bağlantı noktalarındaki eklem boşluğu, kütsüz sanal bir uzuv olarak modellenebilir. Bu sanal uzvun boyu; eklem bölgesindeki mil ve yatak yarıçapları arasındaki farka eşdeğerdir ve aşağıdaki gibi verilebilir.

$$r_j = r_B - r_J \quad (3.14)$$

Burada r_j ; eşdeğer eklem boşluğunu, r_B ; yatak yarıçapını ve r_J ise mil yarıçapını ifade etmektedir. Eklem boşluğundan dolayı milin merkezinin yatağın merkezine göre bağıl hareketi mevcuttur. Böylelikle her bir eklem boşluğu, ilave serbestlikler oluşturmaktadır. Burada ilave serbestlikten kasıt mil merkezinin yatak merkezine göre yatay ve dikey eksenlerdeki bağıl yer değiştirmesidir. Bu serbestlikler mekanizmanın hareketinde kararsızlıklara sebep olur.

3.4. Eklem Boşluğu Vektörünün Hareket Analizi

Eklem boşluk vektörünün açısal konum değişim karakteristiğinin tanımlanması için Lagrange denkleminden yararlanılmıştır. Sistemde sönümün olmadığı, enerjinin korunduğu kabulü yapılırsa, eklem boşluk vektörünün açısal konum değişim

karakteristiği için ilgili hareket denklemi ve açılımları temel halde aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial KE}{\partial \dot{\gamma}_j} - \frac{\partial KE}{\partial \gamma_j} + \frac{\partial PE}{\partial \gamma_j} = 0 \quad (3.15)$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \frac{\partial KE}{\partial \dot{\gamma}_j} = & m_i \left[\ddot{x}_{Gi} \frac{\partial \dot{x}_{Gi}}{\partial \dot{\gamma}_j} + \dot{x}_{Gi} \left(\omega_{21} \frac{\partial^2 \dot{x}_{Gi}}{\partial \theta_{21} \partial \dot{\gamma}_j} + \dot{\gamma}_k \frac{\partial^2 \dot{x}_{Gi}}{\partial \gamma_k \partial \dot{\gamma}_j} \right) \right] \\ & + m_i \left[\ddot{y}_{Gi} \frac{\partial \dot{y}_{Gi}}{\partial \dot{\gamma}_j} + \dot{y}_{Gi} \left(\omega_{21} \frac{\partial^2 \dot{y}_{Gi}}{\partial \theta_{21} \partial \dot{\gamma}_j} + \dot{\gamma}_k \frac{\partial^2 \dot{y}_{Gi}}{\partial \gamma_k \partial \dot{\gamma}_j} \right) \right] \\ & + I_{Gi} \left[\ddot{\theta}_i \frac{\partial \dot{\theta}_i}{\partial \dot{\gamma}_j} + \dot{\theta}_i \left(\omega_{21} \frac{\partial^2 \dot{\theta}_i}{\partial \theta_{21} \partial \dot{\gamma}_j} + \dot{\gamma}_k \frac{\partial^2 \dot{\theta}_i}{\partial \gamma_k \partial \dot{\gamma}_j} \right) \right] \quad (k \neq j) \quad (3.16) \end{aligned}$$

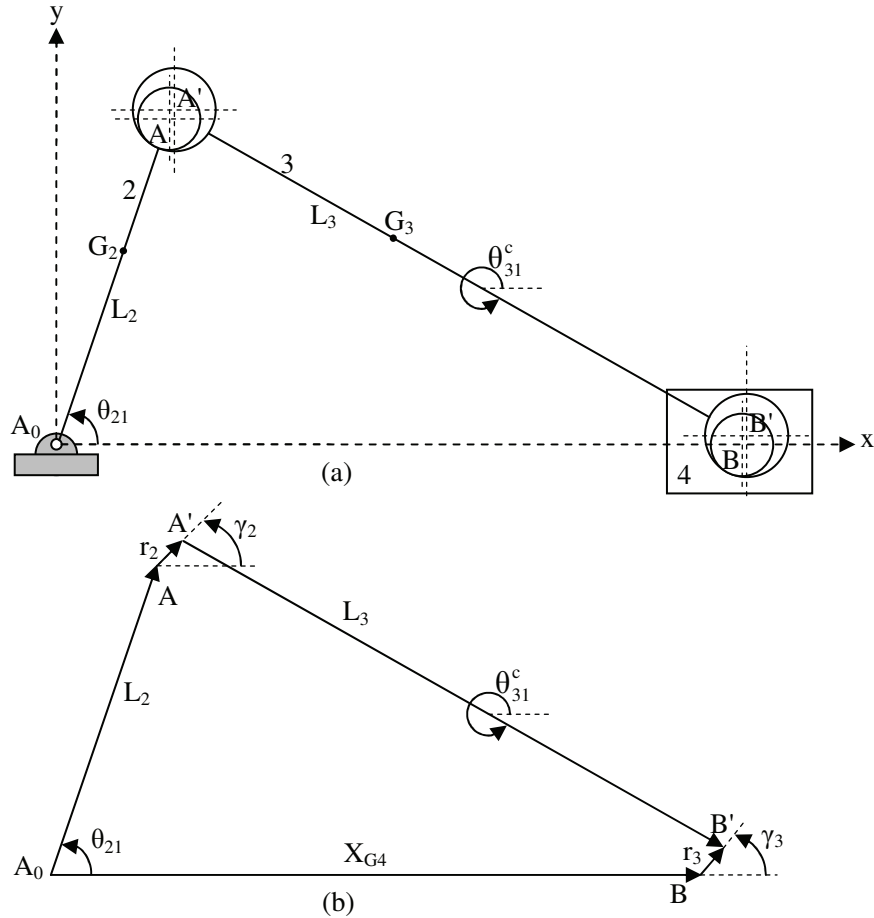
$$\frac{\partial KE}{\partial \gamma_j} = m_i \left(\dot{x}_{Gi} \frac{\partial \dot{x}_{Gi}}{\partial \gamma_j} + \dot{y}_{Gi} \frac{\partial \dot{y}_{Gi}}{\partial \gamma_j} \right) + I_{Gi} \dot{\theta}_i \frac{\partial \dot{\theta}_i}{\partial \gamma_j} \quad (3.17)$$

$$\frac{\partial PE}{\partial \gamma_j} = m_i g \frac{\partial y_{Gi}}{\partial \gamma_j} \quad (3.18)$$

Denklemin çözümüyle; eklem boşluğundan kaynaklanan ilave serbestliği tanımlayan γ_j ve onun türevleri, mekanizmanın giriş uzvunun açısal konumunu tanımlayan ve değeri bilinen θ_{21} 'in fonksiyonu olarak elde edilebilir (Eklem boşluğundan dolayı θ_{21} 'in değerinden küçük sapmalar ihmal edilmiştir). Böylece; mekanizmanın analizinin gerçekleştirilmesi için gerekli olan ilave kısıtlayıcılar, boşluğun hareket karakteristiğinin mekanizmanın başlıca serbestliğini karakterize eden θ_{21} 'in fonksiyonu olarak tanımlanmasıyla sağlanmış olur. Elde edilen sonuç denklemindeki γ_j ve türevlerinin bulunması için nümerik yöntemlerden yararlanılabilir. Denklemin çözümü, genetik algoritma tekniğinde uygun kısıtlayıcılar eşliğinde elde edilebilir. Ayrıca, deneysel çalışmada kullanılan sensörlerden yararlanarak γ_j ve türevlerinin deneysel olarak da elde edilmesi mümkündür. [15]

3.5. Eklem Boşluklu Krank-Biyel Mekanizmasının Kinematik Analizi

Krank-biyel ve biyel-piston bağlantı eklemlerinin boşluklu olarak modellendiği krank-biyel mekanizması Şekil 3.3 'de verilmiştir. Eklem boşluklu krank-biyel mekanizmasının kinematik analizinde sırasıyla krankın kütle merkezi, A noktası, A' noktası, biyelin kütle merkezi, B' noktası ve B noktasın(pistonun kütle merkezi)'nin kinematik analizleri gerçekleştirilmiştir. Eklem bölgesinde mil ve yatak yarıçapları sırasıyla 7 ve 8 mm olarak belirlenmiştir. Böylelikle uzuv bağlantı noktalarında 1 mm'lik boşluk oluşmaktadır. Literatürdeki mevcut çalışmalarda bu değer 0,05-2,5 mm aralığında dikkate alınmıştır. Krank-biyel mekanizması için seçilen bu boşluk değeri, gerçek sistemlerdeki ve bu konuyla ilgili daha önce yapılan çalışmalardaki değerler ile örtüşmektedir. [5,7,11,15].



Şekil 3.3. Eklem boşluklu krank-biyel mekanizmasının şematik görünümü (a), Mekanizmanın vektör çevrimi (b)

Mekanizmanın vektör çevriminden yararlanılarak, uzuvların kütle merkezleri ile boşluklu eklemlerdeki mil ve yatak merkezlerinin konum ifadeleri aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

$$\begin{bmatrix} x_{G2}^c \\ y_{G2}^c \end{bmatrix} = \overline{A_o G_2} \begin{bmatrix} \cos \theta_{21} \\ \sin \theta_{21} \end{bmatrix} \quad (3.19)$$

$$\begin{bmatrix} x_A^c \\ y_A^c \end{bmatrix} = L_2 \begin{bmatrix} \cos \theta_{21} \\ \sin \theta_{21} \end{bmatrix} \quad (3.20)$$

$$\begin{bmatrix} x_{A'}^c \\ y_{A'}^c \end{bmatrix} = L_2 \begin{bmatrix} \cos \theta_{21} \\ \sin \theta_{21} \end{bmatrix} + r_2 \begin{bmatrix} \cos \gamma_2 \\ \sin \gamma_2 \end{bmatrix} \quad (3.21)$$

$$\begin{bmatrix} x_{G3}^c \\ y_{G3}^c \end{bmatrix} = L_2 \begin{bmatrix} \cos \theta_{21} \\ \sin \theta_{21} \end{bmatrix} + r_2 \begin{bmatrix} \cos \gamma_2 \\ \sin \gamma_2 \end{bmatrix} + \overline{A' G_3} \begin{bmatrix} \cos \theta_{31}^c \\ \sin \theta_{31}^c \end{bmatrix} \quad (3.22)$$

$$\begin{bmatrix} x_{B'}^c \\ y_{B'}^c \end{bmatrix} = L_2 \begin{bmatrix} \cos \theta_{21} \\ \sin \theta_{21} \end{bmatrix} + r_2 \begin{bmatrix} \cos \gamma_2 \\ \sin \gamma_2 \end{bmatrix} + L_3 \begin{bmatrix} \cos \theta_{31}^c \\ \sin \theta_{31}^c \end{bmatrix} \quad (3.23)$$

$$\begin{bmatrix} x_{G4}^c \\ y_{G4}^c \end{bmatrix} = L_2 \begin{bmatrix} \cos \theta_{21} \\ \sin \theta_{21} \end{bmatrix} + r_2 \begin{bmatrix} \cos \gamma_2 \\ \sin \gamma_2 \end{bmatrix} + L_3 \begin{bmatrix} \cos \theta_{31}^c \\ \sin \theta_{31}^c \end{bmatrix} + r_3 \begin{bmatrix} \cos(\gamma_3 + \pi) \\ \sin(\gamma_3 + \pi) \end{bmatrix} \quad (3.24)$$

Burada c, eklem boşluklu ifadeler için kullanılan bir indistir. r_2 ve r_3 değerleri sırasıyla krank-biyel ve biyel-piston eklemlerindeki boşluktan kaynaklanan sanal uzuvların boyunu ifade etmektedir. γ_2 ve γ_3 ise bu sanal uzuvların, sabit uzva göre açısal konumlarını tanımlamaktadır. θ_{31}^c , biyelin sabit uzva göre açısal konumudur ve aşağıdaki gibi verilebilir.

$$\theta_{31}^c = \sin^{-1} \left[-\frac{L_2 \sin \theta_{21} + r_2 \sin \gamma_2 + r_3 \sin(\gamma_3 + \pi)}{L_3} \right] \quad (3.25)$$

İlgili hız ve ivme ifadeleri; mekanizma için tanımlanan konum ifadelerinin, (3.26) ve (3.27) nolu denklemlerde yerine yazılması ve türevlenmesi sonucunda elde edilebilir [1-3].

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_{Gi}^c \\ \dot{y}_{Gi}^c \end{bmatrix} = \omega_{21} \begin{bmatrix} \frac{\partial x_{Gi}^c}{\partial \theta_{21}} \\ \frac{\partial y_{Gi}^c}{\partial \theta_{21}} \end{bmatrix} + \sum_{j=2}^3 \dot{\gamma}_j \begin{bmatrix} \frac{\partial x_{Gi}^c}{\partial \theta_j} \\ \frac{\partial y_{Gi}^c}{\partial \theta_j} \end{bmatrix} \quad (3.26)$$

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \ddot{x}_{Gi}^c \\ \ddot{y}_{Gi}^c \end{bmatrix} &= \alpha_{21} \begin{bmatrix} \frac{\partial x_{Gi}^c}{\partial \theta_{21}} \\ \frac{\partial y_{Gi}^c}{\partial \theta_{21}} \end{bmatrix} + \omega_{21}^2 \begin{bmatrix} \frac{\partial^2 x_{Gi}^c}{\partial \theta_{21}^2} \\ \frac{\partial^2 y_{Gi}^c}{\partial \theta_{21}^2} \end{bmatrix} + 2\omega_{21} \sum_{j=2}^3 \dot{\gamma}_j \begin{bmatrix} \frac{\partial^2 x_{Gi}^c}{\partial \theta_{21} \partial \gamma_j} \\ \frac{\partial^2 y_{Gi}^c}{\partial \theta_{21} \partial \gamma_j} \end{bmatrix} + \sum_{j=2}^3 \ddot{\gamma}_j \begin{bmatrix} \frac{\partial x_{Gi}^c}{\partial \gamma_j} \\ \frac{\partial y_{Gi}^c}{\partial \gamma_j} \end{bmatrix} \\ &+ \sum_{j=2}^3 \dot{\gamma}_j^2 \begin{bmatrix} \frac{\partial^2 x_{Gi}^c}{\partial \gamma_j^2} \\ \frac{\partial^2 y_{Gi}^c}{\partial \gamma_j^2} \end{bmatrix} + \sum_{j=2}^3 \sum_{k=2}^3 \dot{\gamma}_j \dot{\gamma}_k \begin{bmatrix} \frac{\partial^2 x_{Gi}^c}{\partial \gamma_j \partial \gamma_k} \\ \frac{\partial^2 y_{Gi}^c}{\partial \gamma_j \partial \gamma_k} \end{bmatrix} \quad (k \neq j) \end{aligned} \quad (3.27)$$

Burada α_{21} ; giriş uzvunun açısal ivmesidir (Düzgün dönmeden dolayı $\alpha_{21}=0$). i indisi; mekanizmanın hareketli uzuvlarını, j ise boşluklu eklemleri tanımlamaktadır. $\dot{\bullet}$ ve $\ddot{\bullet}$ ifadeleri, ilgili büyüklüklerin hızını ve ivmesini karakterize etmektedir. Benzer şekilde θ_{31}^c ifadesinin zamana göre türevi ise aşağıda tanımlanmıştır.

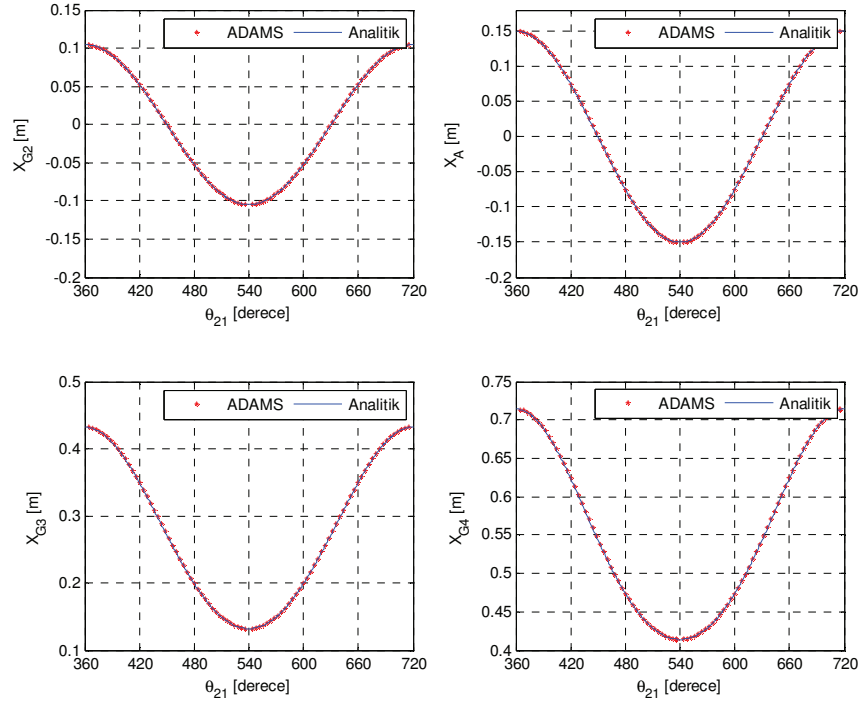
$$\dot{\theta}_{31}^c = \omega_{21} \frac{\partial \theta_{31}^c}{\partial \theta_{21}} + \sum_{j=2}^3 \dot{\gamma}_j \frac{\partial \theta_{31}^c}{\partial \gamma_j} \quad (3.28)$$

$$\ddot{\theta}_{31}^c = \alpha_{21} \frac{\partial \theta_{31}^c}{\partial \theta_{21}} + \omega_{21}^2 \frac{\partial^2 \theta_{31}^c}{\partial \theta_{21}^2} + 2\omega_{21} \sum_{j=2}^3 \dot{\gamma}_j \frac{\partial^2 \theta_{31}^c}{\partial \theta_{21} \partial \gamma_j} + \sum_{j=2}^3 \ddot{\gamma}_j \frac{\partial \theta_{31}^c}{\partial \gamma_j} \quad (3.29)$$

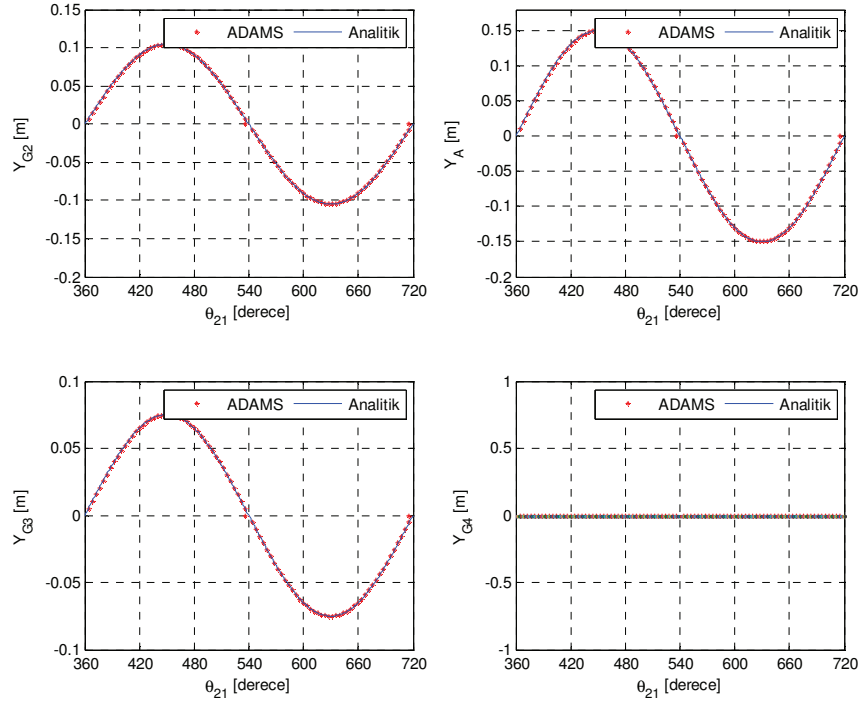
$$+ \sum_{j=2}^3 \dot{\gamma}_j^2 \frac{\partial^2 \theta_{31}^c}{\partial \gamma_j^2} + \sum_{j=2}^3 \sum_{k=2}^3 \dot{\gamma}_j \dot{\gamma}_k \frac{\partial^2 \theta_{31}^c}{\partial \gamma_j \partial \gamma_k} \quad (k \neq j) \quad (3.30)$$

3.6. Eklem Boşluksuz ve Boşluklu Krank-Biyel Mekanizmasının Kinematik Analiz Sonuçları ve Değerlendirmeleri

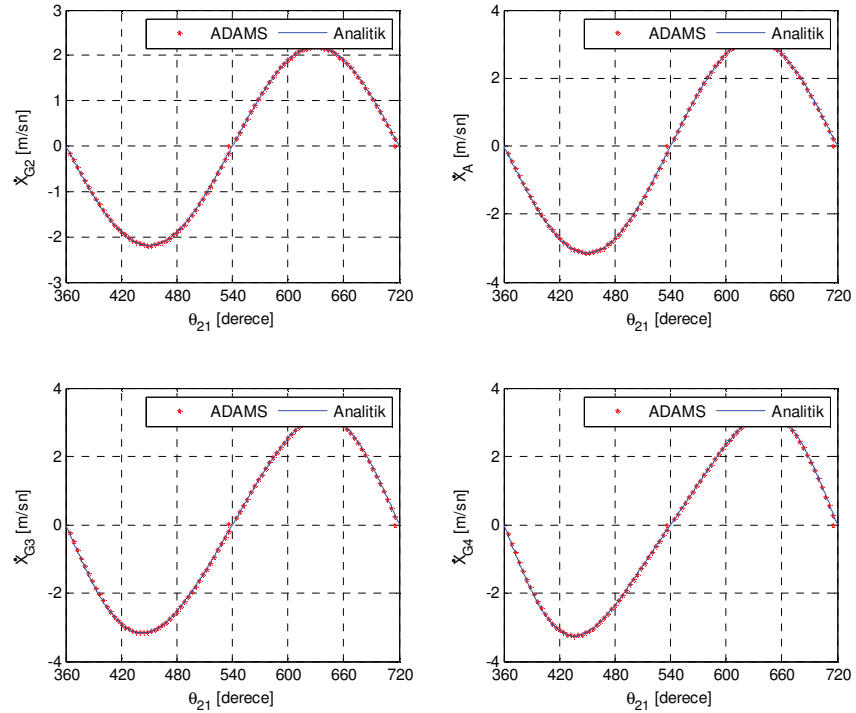
Klasik krank-biyel mekanizmasında giriş uzvunun 200 d/d sabit hızla dönmesi sonucu analitik ve bilgisayar destekli kinematik analiz sonuçları Şekil 3.4-3.9 arasında verilmiştir.



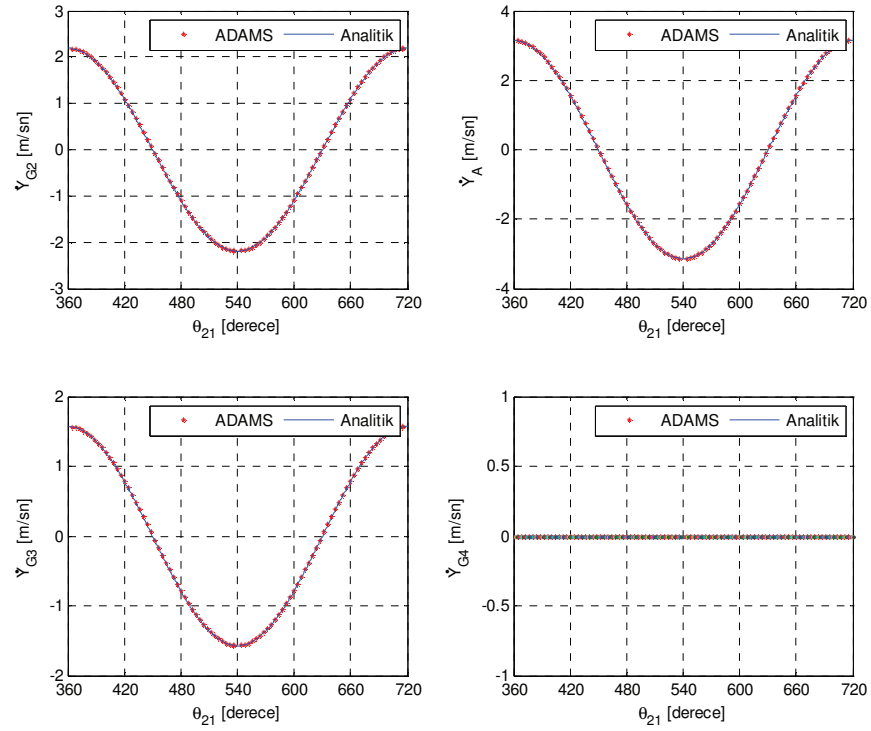
Şekil 3.4. Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve eklem merkezlerinin x doğrultusundaki konumu



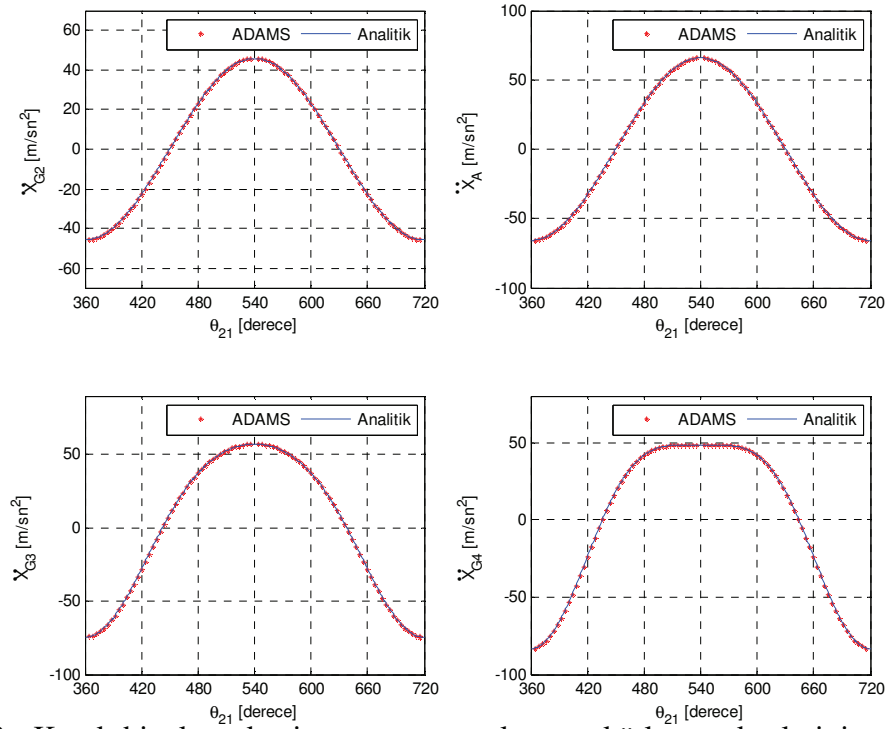
Şekil 3.5. Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve eklemlerinin y doğrultusundaki konumu



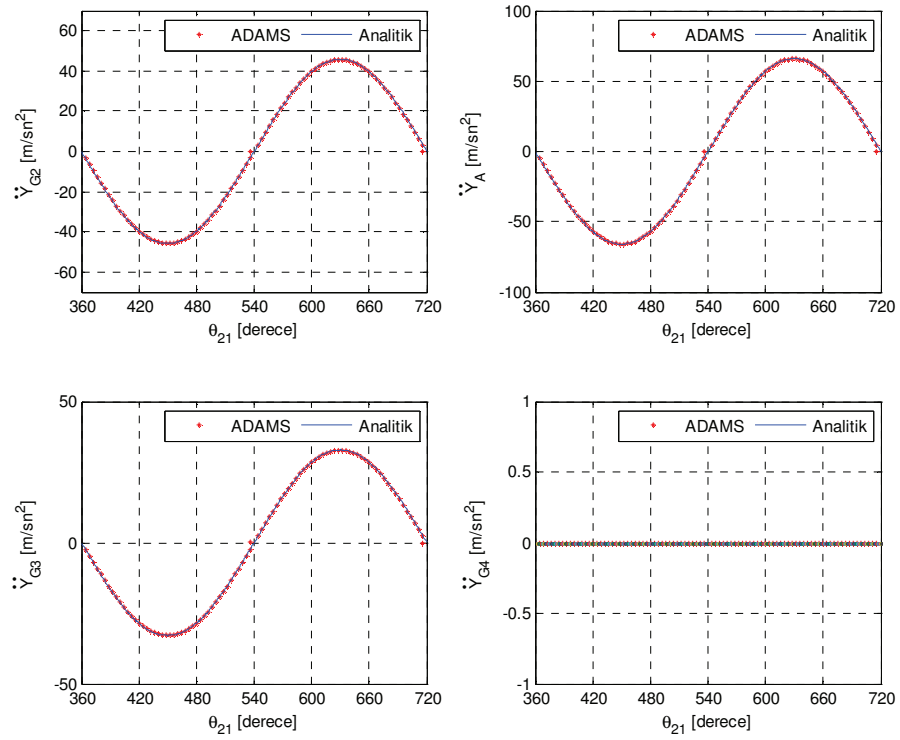
Şekil 3.6. Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve eklemlerinin x doğrultusundaki hızı



Şekil 3.7. Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve eklemlerinin y doğrultusundaki hızı



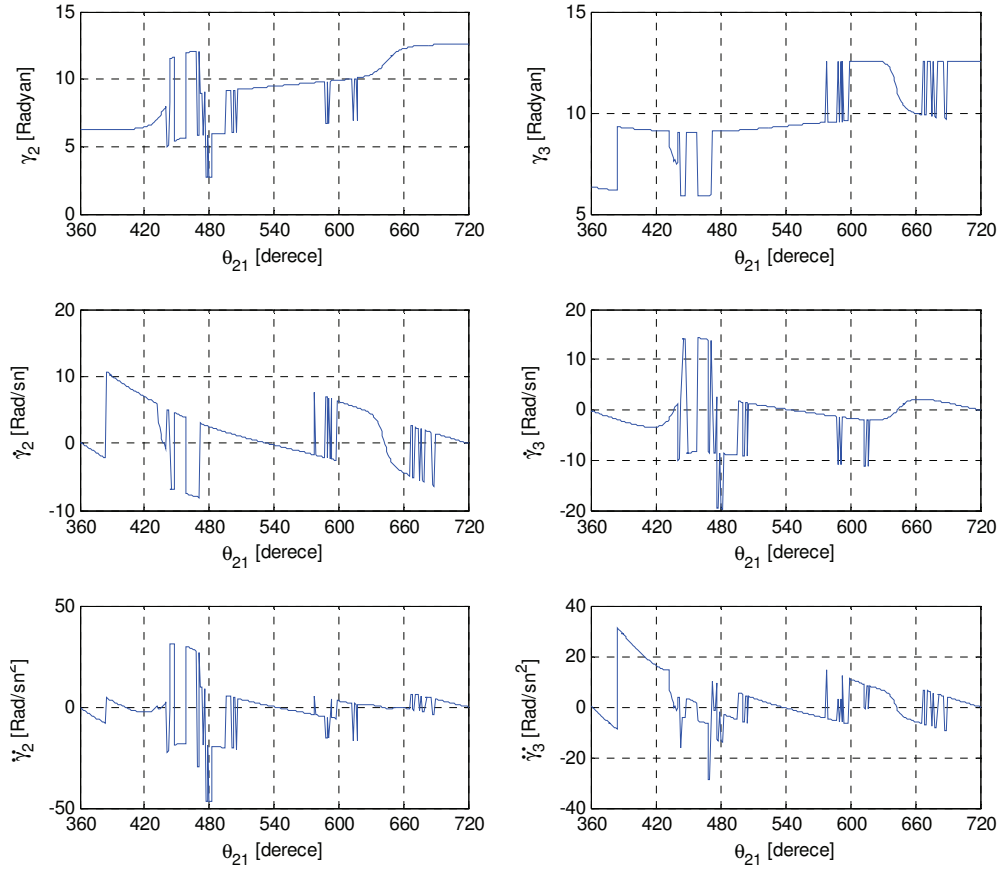
Şekil 3.8. Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve eklemlerinin x doğrultusundaki ivmesi



Şekil 3.9. Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve eklemlerinin y doğrultusundaki ivmesi

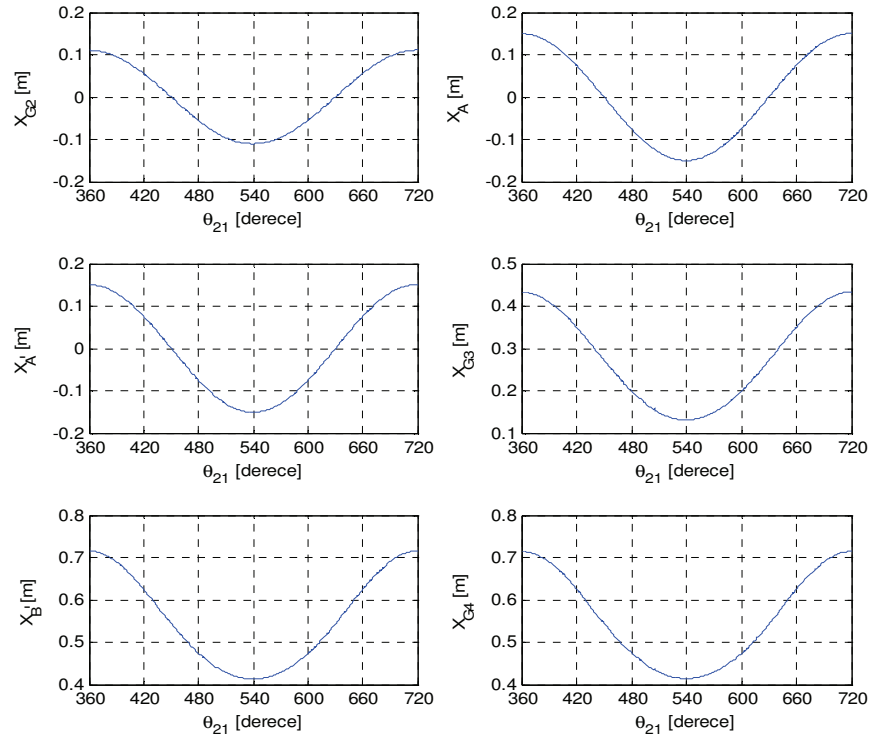
Krank-biyel mekanizması için elde edilen grafiklerden görüldüğü gibi analitik ve bilgisayar destekli simülasyon (ADAMS programı) sonuçları birbirini ile tamamen örtüşmektedir.

Nümerik çözüm sonucu elde edilen eklemler boşluk vektörlerinin açısal konum değişimleri, Şekil 3.10’da sunulmuştur. Açısal konum, eğri karakteristiği açısından literatürdeki benzer çalışmalar ile uyum göstermektedir. [2,6,15]

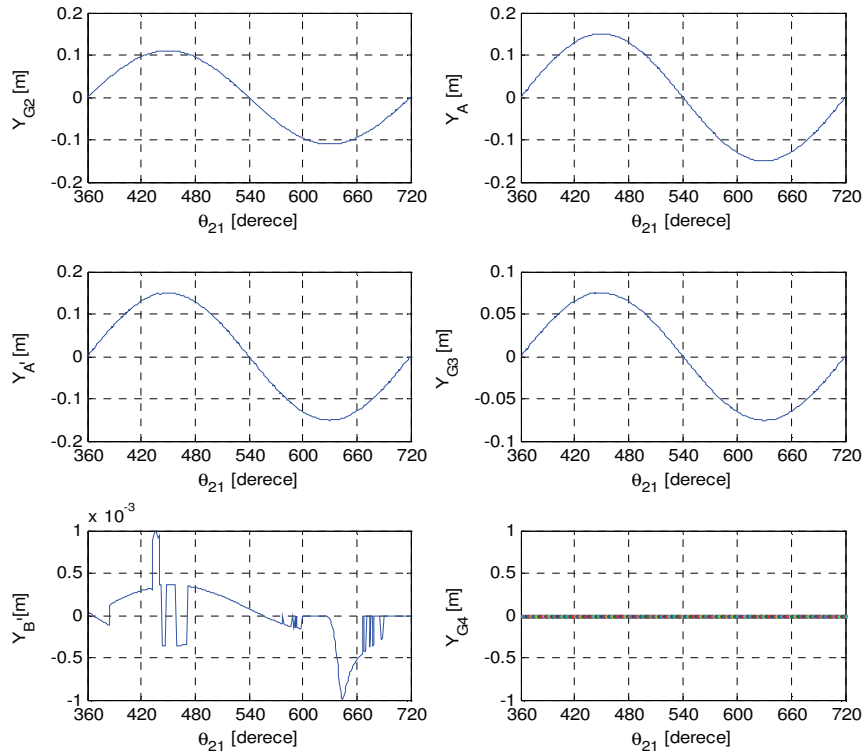


Şekil 3.10. Krank-biyel mekanizmasında eklem boşluk vektörü açısal konumunun değişimi (Nümerik)

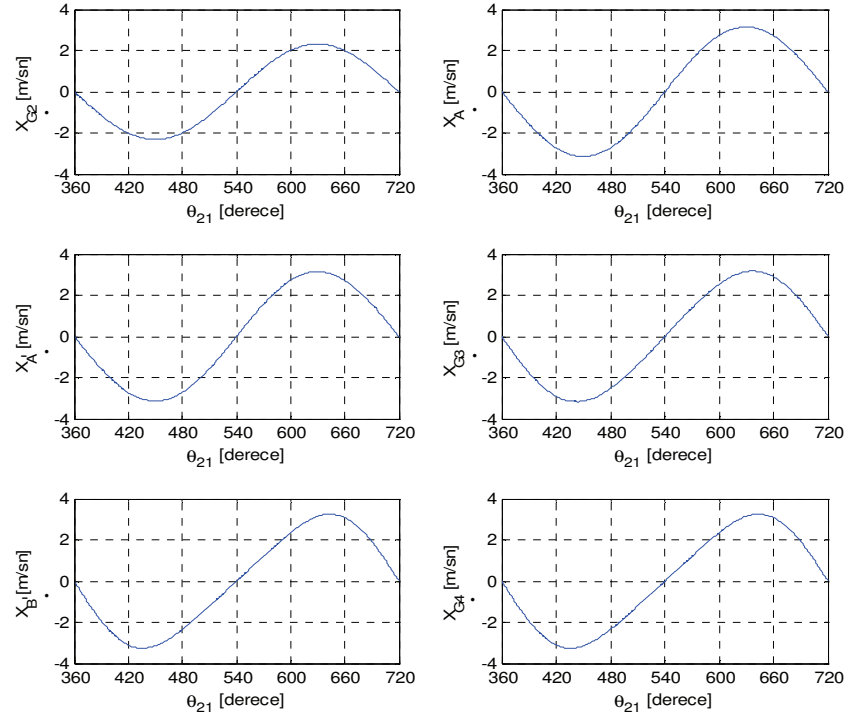
Nümerik çözüm yöntemiyle belirlenen eklem boşluğu vektörünün açısal karakteristiklerinin kullanılması sonucunda krank-biyel mekanizması için eklem boşluklu kinematik analiz sonuçları Şekil 3.11-3.16 arasında verilmiştir.



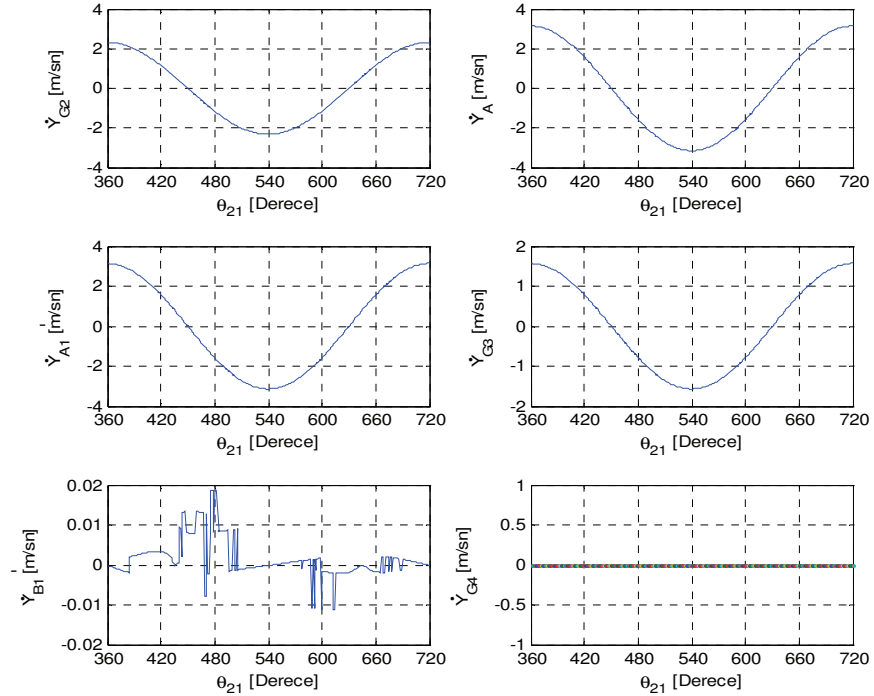
Şekil 3.11. Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklem merkezlerinin x doğrultusundaki konumu (Nümerik)



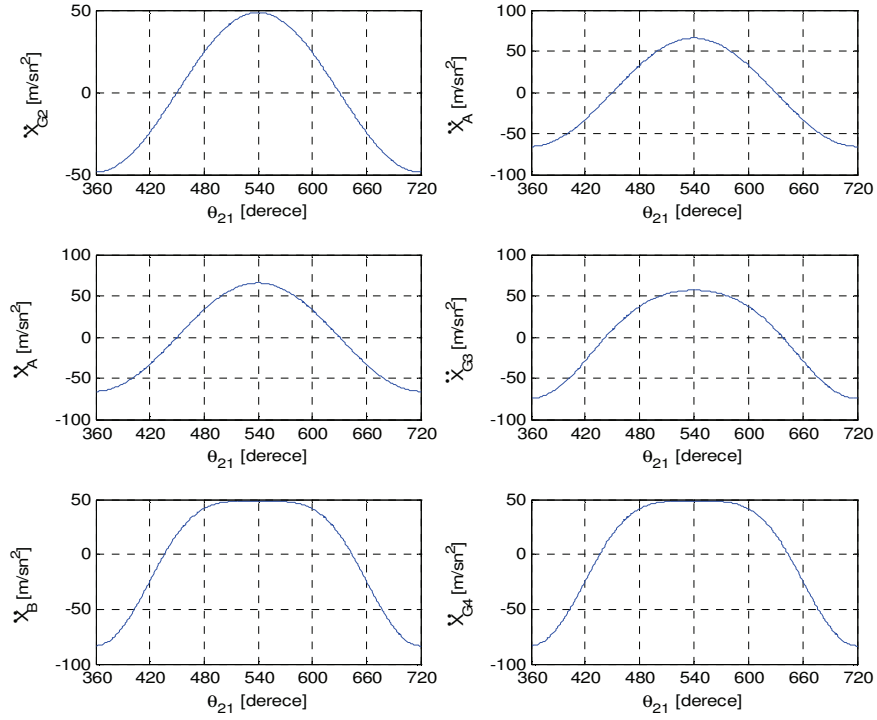
Şekil 3.12. Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklem merkezlerinin y doğrultusundaki konumu (Nümerik)



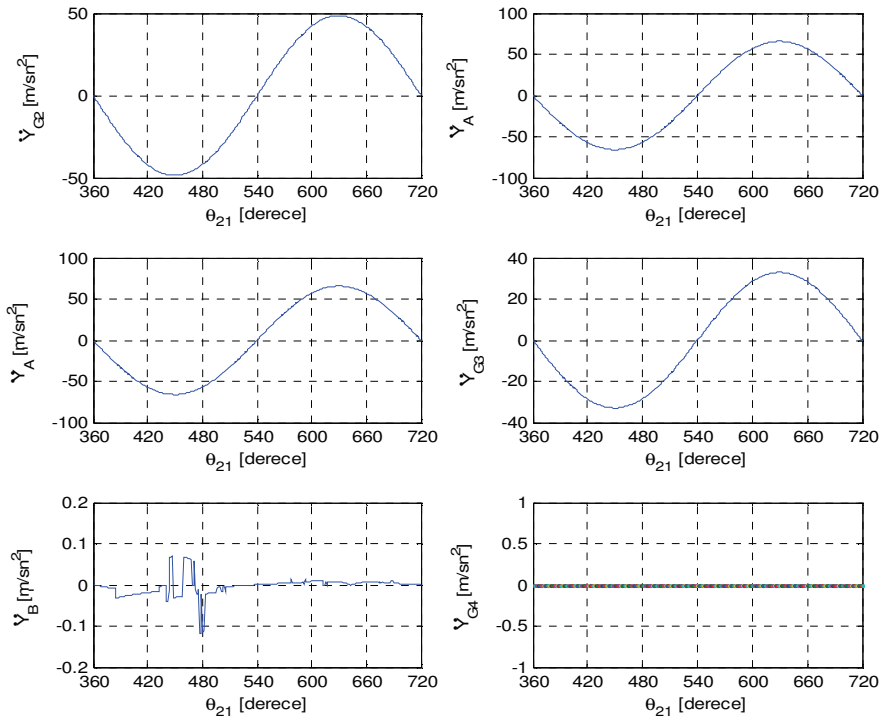
Şekil 3.13. Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklemler merkezlerinin x doğrultusundaki hızı (Nümerik)



Şekil 3.14. Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklemler merkezlerinin y doğrultusundaki hızı (Nümerik)



Şekil 3.15. Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklem merkezlerinin x doğrultusundaki ivmesi (Nümerik)



Şekil 3.16. Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklem merkezlerinin y doğrultusundaki ivmesi (Nümerik)

Eklem boşluksuz ve boşluklu krank-biyel mekanizmasının kinematik analiz sonuçlarının elde edilmesinde, mekanizmanın genel karakteristiğini yansıtan kararlı çalışma bölgesi referans alınmıştır.[15] İlgili grafiklerden elde edilen sonuçlar değerlendirildiği takdirde eklem boşluğunun mekanizmanın kinematiğinde değişime sebep olduğu açıkça gözlenebilir. Bu değişim; kinematik eğri karakteristiklerinin tamamen değişmesi olarak algılanmamalıdır. Mevcut eğri karakteristiği üzerinde uç noktalar şeklinde düşünülmelidir. Bu; eklem boşluklu mekanizmanın biyel küçük başı merkezindeki B' noktasının, B noktasından farklı bir karakter sergilemesinden de görülmektedir. Şekillerden görüleceği üzere ivme değerlerinde meydana gelen sapmalar, eklem boşluğunun mekanizmanın kinematiğine etkisini açıkça göstermektedir.

4. BÖLÜM

KRANK-BİYEL MEKANİZMASININ DENGELENMESİ VE DİNAMİK KUVVET ANALİZİ

4.1. Giriş

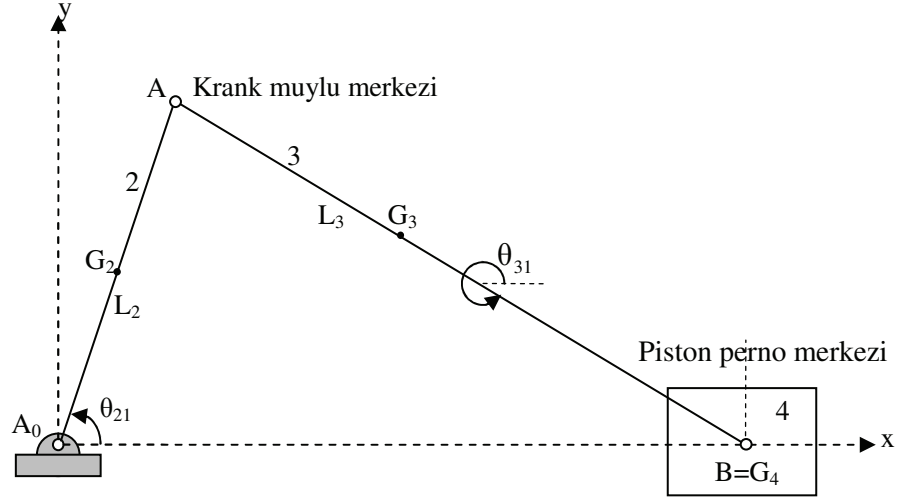
Krank-biyel mekanizmasında klasik dengeleme usullerinden biri karşı ağırlık ile dengelemedir. İlgili mekanizmada dönme ve öteleme yapan kütlelerden kaynaklanan atalet kuvvetlerinin, krank çıkıntısına bir balans kütlesi ekleyerek dengelenmesi sağlanmıştır. Aynı zamanda krank-biyel mekanizmasının dengelenmemiş ve dengelenmiş halleri için dinamik analizler gerçekleştirilmiştir. Mekanizma uzuvlarının ivmelenmesinden dolayı, vektörel olarak ivmenin doğrultusuna zıt yönde atalet kuvvetleri veya diğer bir ifadeyle dinamik kuvvetler meydana gelir. Mekanizma uzvunun dinamik olarak dengede olabilmesi için üzerine etki eden tüm kuvvetler ve bunların momentlerinin vektörel toplamlarının ayrı ayrı sıfıra eşit olması gerekmektedir. Bu bölümde; dengelenmemiş ve dengelenmiş haller için eklem boşluksuz-boşluklu krank-biyel mekanizmasının dinamik analizi gerçekleştirilmiştir. Eklem boşluksuz krank-biyel mekanizmasının dinamik analizinde matris metodu, eklem boşluklu krank-biyel mekanizmasının dinamik analizinde ise süperpozisyon metodu kullanılmıştır.

4.2. Krank-Biyel Mekanizmasının Dengelenmesi

4.2.1. Dönen ve Öteleme Yapan Kütlelerin Karşı Ağırlık İlave Edilerek Dengelenmesi

Düzlemsel krank-biyel mekanizmasının dengelenmesi işleminde karşı ağırlıkla dengeleme metodu kullanılmıştır. Karşı ağırlık ise krank mili yatağına simetrik olarak belirli bir balans kütlesi uygulamakla gerçekleştirilir. Bu amaçla; mekanizmada dönen ve öteleme yapan kütlelerden kaynaklanan atalet kuvvetleri, krank çıkıntılarına karşı ağırlıklar

ekleyerek dengelenebilir [17]. Şekil 4.1’de kütle indirgemesi yapılacak mafsal noktaları gösterilmektedir.



Şekil 4.1. Krank-biyel mekanizmasında mafsal noktalarına kütle indirgenmesi

Şekil 4.1’de krank- biyel mekanizmasında krank mıyılı merkezi olarak tanımlanan A (dönme) noktasında ve piston perno merkezi olarak tanımlanan B (öteleme) noktasında indirgenmiş kütlelerin atalet kuvvetleri dengelenmesi gereken büyüklüklerdir. Dolayısıyla A noktasındaki kütle değeri, krank ve biyel kollarının bu noktaya indirgenmiş kütlelerinden ibarettir. B noktasındaki kütle değeri ise biyel kolunun bu noktaya indirgenmiş kütlesi ve pistonun kütlesinden oluşur.

4.2.2. Düzlemsel Krank-Biyel Mekanizmasında Dönen Kütleler

A noktasındaki toplam dönme kütlesi, krank ve biyel kollarının bu noktaya indirgenmiş kütlelerinden oluşur ve aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

Krank kolunun A noktasına indirgenmiş kütlesi;

$$^*m_2^A = \left[\frac{I_{G2}}{AG_2 L_2} \right] \quad (4.1)$$

Biyel kolunun A noktasına indirgenmiş kütlesi;

$${}^*m_3^A = \left[\frac{I_{G3}}{\overline{AG_3} L_3} \right] \quad (4.2)$$

A noktasına indirgenmiş kütlelerin toplam değeri ise aşağıdaki gibi elde edilebilir.

$${}^*m_A = {}^*m_2^A + {}^*m_3^A \Rightarrow {}^*m_A = \left[\frac{I_{G2}}{\overline{AG_2} L_2} \right] + \left[\frac{I_{G3}}{\overline{AG_3} L_3} \right] \quad (4.3)$$

(4.3) ifadesinde;

$\overline{AG_2}$: Krank kolu ağırlık merkezinin, krank muylu merkezine uzaklığı

$\overline{AG_3}$: Biyel kolu ağırlık merkezinin, krank muylu merkezine uzaklığı

I_{G2} : Krank uzvunun kütlelesel atalet momenti

I_{G3} : Biyel uzvunun kütlelesel atalet momenti

*m_A : Tam dönme hareketi yapan A noktasına indirgenmiş kütlelerin toplam değeri

4.2.3. Düzlemsel Krank-Biyel Mekanizmasında Öteleme Yapan Kütleler

Doğrusal öteleme yapan B noktasındaki öteleme yapan kütle değeri ise biyel kolunun bu noktaya indirgenmiş kütlesi ve pistonun kütesinden oluşur.

Biyel kolunun B noktasına indirgenmiş kütlesi;

$${}^*m_3^B = \left[\frac{I_{G3}}{\overline{BG_3} L_3} \right] \quad (4.4)$$

Pistonun toplam kütlesi ise;

$${}^*m_4^B = m_4 + m_{per} + m_{seg} \quad (4.5)$$

$${}^*m_4^B = m_4 \text{ (piston kütesine göre diğer kütlelerin ihmal edilmesi halinde)}$$

B noktasındaki sadece doğrusal öteleme yapan kütlelerin toplam değeri ise aşağıdaki gibi elde edilebilir.

$${}^*m_B = {}^*m_3^B + {}^*m_4^B \Rightarrow {}^*m_B = \left[\frac{I_{G3}}{BG_3 L_3} \right] + m_4 \quad (4.6)$$

(4.6) ifadesinde ise;

$\overline{BG_3}$: Biyel kolu ağırlık merkezinin, piston perno merkezine uzaklığı

*m_B : Doğrusal öteleme hareketi yapan B noktasında indirgenmiş toplam kütle değeri

Krank mili sabit açısal hızla ($\omega_{21} = \text{sabit}$) döndüğü için bu uzvun açısal ivmesi (α_{21}) sıfırdır. Dolayısıyla A noktasındaki ivme ifadesi, bu noktanın normal ivmesinden kaynaklanmaktadır. Yani bu noktanın teğetsel ivme değeri sıfırdır. Bu noktadaki kütlelerin atalet etkisi ise merkezkaç kuvvetinden oluşur ve bu kuvvet vektörel olarak normal ivmenin tersi yönündedir. Bu kuvvet aşağıda ifade edilmiştir.

$$\alpha_{21} = \frac{d\omega_{21}}{dt} \Rightarrow \alpha_{21} = 0 \quad (4.7)$$

$${}^*\mathbf{F}_A = {}^*m_A a_A^n = {}^*m_A L_2 \omega_{21}^2 \quad (4.8)$$

*F_A kuvvetinin x ve y doğrultusundaki bileşenleri ise aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$${}^*\mathbf{F}_{Ax} = {}^*m_A L_2 \omega_{21}^2 \cos(\theta_{21}) \mathbf{i} \quad (4.9)$$

$${}^*\mathbf{F}_{Ay} = {}^*m_A L_2 \omega_{21}^2 \sin(\theta_{21}) \mathbf{j} \quad (4.10)$$

Burada ${}^*F_{Ax}$ ve ${}^*F_{Ay}$ krank milin merkezine indirgenmiş tam dönme yapan kütlelerin atalet kuvveti bileşenleridir.

Doğrusal öteleme yapan kütlelerin atalet kuvveti ise pistonun ivmesi ile öteleme yapan kütlelerin çarpımına eşittir ve aşağıdaki gibi gösterilebilir.

$${}^*\mathbf{F}_B = {}^*m_B \ddot{x}_B \quad (4.11)$$

Burada B noktası doğrusal öteleme hareketi yapan bir nokta olup, bu noktanın ivmesinin tayin edilmesi gerekmektedir.

$$x_B = AoA \cdot \cos(\theta_{21}) + AB \cdot \cos(\beta) \quad (4.12)$$

$$\sin(\beta) = \frac{AoA}{AB} \cdot \sin(\theta_{21}) \quad (4.13)$$

$$\cos(\beta) = \sqrt{1 - \sin^2(\beta)}$$

$$\cos(\beta) = \left[1 - \left(\frac{AoA}{AB} \cdot \sin(\theta_{21}) \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\cos(\beta) = 1 - \frac{1}{2} \left(\frac{AoA}{AB} \cdot \sin(\theta_{21}) \right)^2 - \frac{1}{8} \left(\frac{AoA}{AB} \cdot \sin(\theta_{21}) \right)^4$$

Üst arttıkça terimle küçüldüğünden, sadece ilk iki terim alınarak;

$$x_B = AoA \cdot \cos(\theta_{21}) + AB \cdot \left[1 - \frac{1}{2} \cdot \frac{AoA^2}{AB^2} \cdot \sin^2(\theta_{21}) \right] \quad (4.14)$$

x_B nin türevinin alınmasıyla hız ifadesi;

$$\dot{x}_B = -AoA \cdot \sin(\theta_{21}) \cdot \dot{\theta}_{21} - \frac{1}{2} \cdot \frac{AoA^2}{AB^2} \cdot 2 \cdot \sin(\theta_{21}) \cdot \cos(\theta_{21}) \cdot \dot{\theta}_{21} \quad (4.15)$$

$$\frac{d\theta_{21}}{dt} = \omega_{21} \quad (\omega_{21} = \text{sabit}, \dot{\omega}_{21} = 0)$$

$$\dot{x}_B = -AoA \cdot \omega_{21} \cdot \sin(\theta_{21}) - \frac{1}{2} \cdot \frac{AoA^2 \cdot \omega_{21}}{AB} \cdot \sin(2\theta_{21})$$

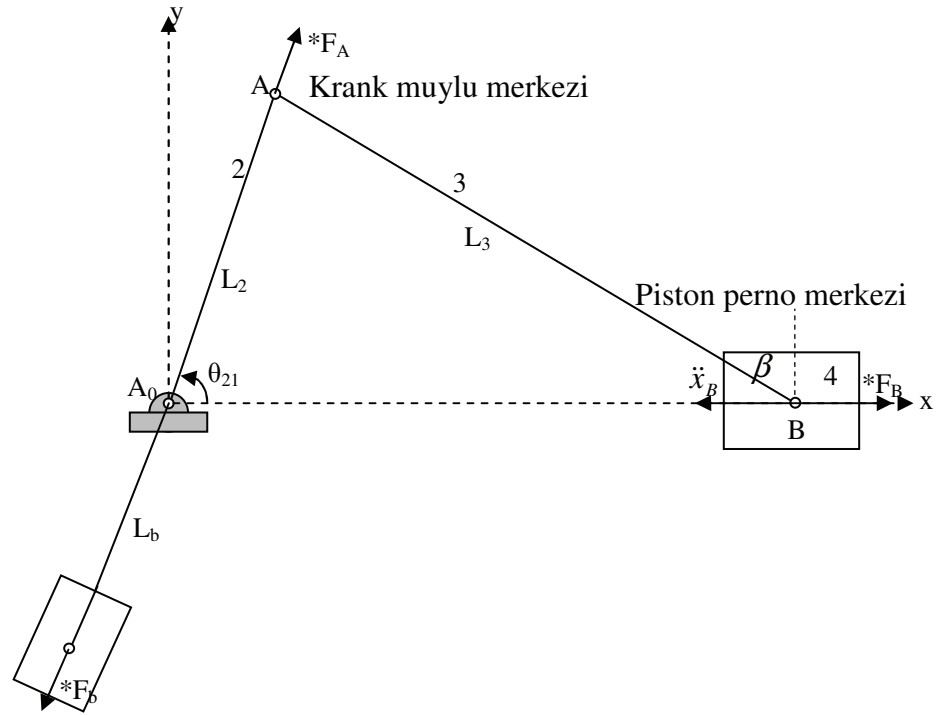
$\dot{x}_B$ nin türevinin alınmasıyla ivme ifadesi;

$$\ddot{x}_B = -AoA \cdot \omega_{21}^2 \cdot \cos(\theta_{21}) - \frac{AoA^2 \cdot \omega_{21}^2}{AB} \cdot \cos(2\theta_{21}) \quad (4.16)$$

*F_A ve *F_B atalet kuvvetleri, krank biyel mekanizmasında dengelenmesi gereken büyüklerdir. Bu kuvvetlerin x ve y doğrultusundaki bileşenlerinin toplamı aşağıdaki gibidir.

$$\sum ^*F_x = ^*m_A L_2 \omega_{21}^2 \cos(\theta_{21}) \mathbf{i} + ^*m_B \ddot{x}_B \mathbf{i} \quad (4.17)$$

$$\sum ^*F_y = ^*m_A L_2 \omega_{21}^2 \sin(\theta_{21}) \mathbf{j} \quad (4.18)$$



Şekil 4.2. Krank-biyel mekanizmasının karşı ağırlıkla dengelenmesi

Sadece tam dönme yapan kütlelerin dengelenmesi isteniyorsa krank mili çıkıntısına ilave edilen kütlede oluşan balans kuvveti (*F_b) ile tam dönme yapan kütlelerin atalet kuvveti (*F_A)'nın toplamının sıfıra eşit olması gerekmektedir. Bu kuvvetler için aşağıdaki ifade yazılabilir.

$${}^*F_A + {}^*F_b = 0 \quad (4.19)$$

(4.19) ifadesindeki *F_A kuvveti, vektörel olarak normal ivme ile zıt yöndedir ve bu kuvvet şu şekilde ifade edilir.

$${}^*F_A = m_A L_2 \omega_{21}^2 \quad (4.20)$$

Aynı ifadedeki *F_b kuvveti ise aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$${}^*F_b = m_b L_b \omega_{21}^2 \quad (4.21)$$

(4.20) ve (4.21) ifadeleri, (4.19) ifadesinde yerine koyulursa denklemin son hali ve ilave edilmesi gereken kütle değeri aşağıdaki gibi olur.

$${}^*m_A L_2 \omega_{21}^2 = {}^*m_b L_b \omega_{21}^2 \quad (4.22)$$

$$m_b = \frac{m_A L_2}{L_b} \quad (4.23)$$

(4.23) ifadesindeki L_b değeri, krank mili çıkıntılarına ilave edilmesi gereken kütlenin, krank mili eksenine göre konumunu ifade etmektedir.

Eğer tam dönme ve öteleme yapan kütlelerin dengelenmesi isteniyorsa krank mili çıkıntısına ilave edilen kütlede oluşan balans kuvveti (${}^*\mathbf{F}_b$) ile tam dönme yapan kütlelerin atalet kuvveti (${}^*\mathbf{F}_A$)'nın ve öteleme yapan kütlelerin atalet kuvveti (${}^*\mathbf{F}_B$) toplamının sıfıra eşit olması gerekmektedir. Bu kuvvetler için aşağıdaki ifade yazılabilir.

$${}^*\mathbf{F}_A + {}^*\mathbf{F}_B + {}^*\mathbf{F}_b = 0 \quad (4.24)$$

Bu kuvvetler aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$${}^*\mathbf{F}_A = {}^*m_A L_2 \omega_{21}^2 \quad (4.25)$$

$${}^*\mathbf{F}_B = {}^*m_B \ddot{x}_B \quad (4.26)$$

$${}^*\mathbf{F}_b = {}^*m_b L_b \omega_{21}^2 \quad (4.27)$$

Burada B noktası doğrusal öteleme hareketi yapan bir nokta olup, bu noktanın ivmesinin tayin edilmesi gerekmektedir.

(4.20),(4.21) ve (4.22) ifadeleri, (4.29) ifadesinde yerine koyulursa denklemin son hali ve ilave edilmesi gereken kütle değeri aşağıdaki gibi olur.

$${}^*m_A L_2 \omega_{21}^2 + {}^*m_B \ddot{x}_B = {}^*m_b L_b \omega_{21}^2 \quad (4.28)$$

$$m_b = \frac{m_A L_2 \omega_{21}^2 + m_B \ddot{x}_B}{L_b \omega_{21}^2} \quad (4.29)$$

Literatürde m_b balans kütesinin alabileceği çeşitli değerler şu şekildedir.

$$m_b = m_A \quad (4.30)$$

$$m_b = m_A + \frac{1}{2} m_B \quad (4.31)$$

$$m_b = m_A + \frac{2}{3} m_B \quad (4.32)$$

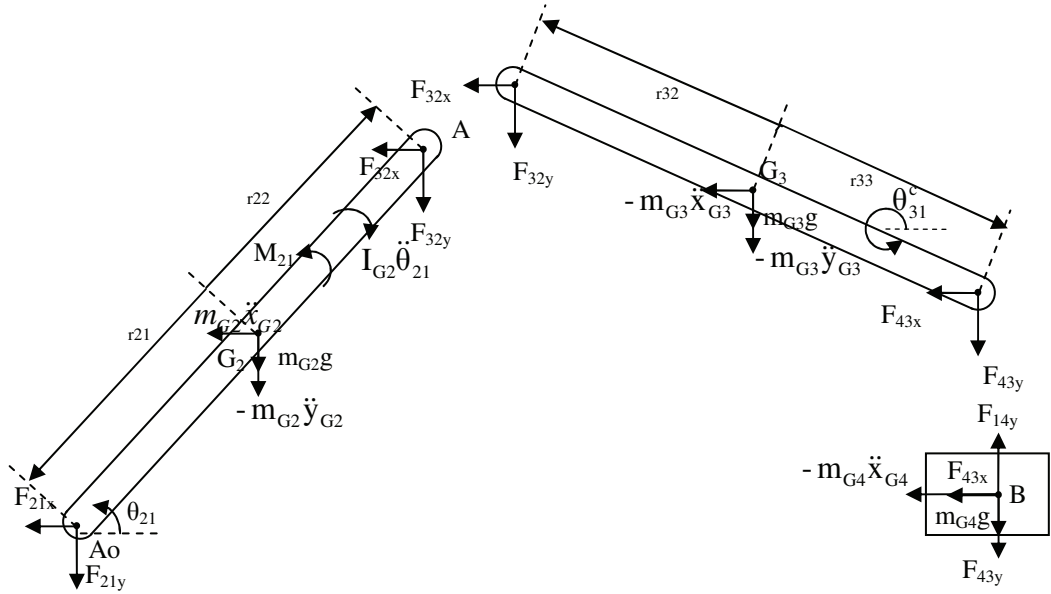
$$m_b = m_A + m_B \quad (4.33)$$

Yapılan çalışmalarda m_b değeri dönen kütlelerin tamamı ve öteleme yapan kütlelerin $2/3$ 'ün toplamı olarak kabul edilmiş gerekli balans kütlesi imalatı yaptırılmıştır. Balans kütlesi sabit olduğu için L_b değeri tasarımın izin verdiği aralıklarda belirlenerek deneysel çalışma yapılmıştır.

4.3. Eklem Boşluksuz Dinamik Kuvvet Analizi

4.3.1. Eklem Boşluksuz Dengelenmemiş ve Dengelenmiş Krank-Biyel Mekanizmasının Dinamik Kuvvet Analizi

Eklem boşluksuz dengelenmemiş ve dengelenmiş krank-biyel mekanizmasında eklem kuvvetlerinin şematik görünümü Şekil 4.3 ve Şekil 4.4'de verilmiştir. Krank-biyel mekanizmasının eklem kuvvetleri, mekanizmanın giriş uzvuna etki eden moment ve uzuvların ataleti etkisiyle, uzuvların denge şartlarından elde edilebilir.



Şekil 4.3. Dengelenmemiş krank-biyel mekanizmasının eklem kuvvetlerinin şematik sunumu

Mekanizma uzuvları için moment denge şartları ise bu kuvvetlerden yararlanılarak aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

$$\mathbf{r}_{22} \otimes \mathbf{F}_{32} - \mathbf{r}_{21} \otimes \mathbf{F}_{21} + \mathbf{M}_{21} = I_{G2} \ddot{\theta}_{21} \quad (4.42)$$

$$\mathbf{r}_{33} \otimes \mathbf{F}_{43} - \mathbf{r}_{32} \otimes \mathbf{F}_{32} = I_{G3} \ddot{\theta}_{31} \quad (4.43)$$

(4.42) ve (4.43) denklemlerindeki $\mathbf{r}_{21}$, $\mathbf{r}_{22}$, $\mathbf{r}_{32}$ ve $\mathbf{r}_{33}$ ifadeleri; ilgili uzuvların kütle merkezleri ile eklemleri arasındaki yer vektörleridir. Dengelenmemiş krank-biyel mekanizması için bu ifadeler aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

$$\mathbf{r}_{21_x} = \overline{A_o G_2} \cos(\theta_{21} + \pi) \mathbf{i} \quad (4.44)$$

$$\mathbf{r}_{21_y} = \overline{A_o G_2} \sin(\theta_{21} + \pi) \mathbf{j}$$

$$\mathbf{r}_{22_x} = \overline{A G_2} \cos(\theta_{21}) \mathbf{i} \quad (4.45)$$

$$\mathbf{r}_{22_y} = \overline{A G_2} \sin(\theta_{21}) \mathbf{j}$$

$$\mathbf{r}_{32_x} = \overline{A G_3} \cos(\theta_{31} - \pi) \mathbf{i} \quad (4.46)$$

$$\mathbf{r}_{32_y} = \overline{A G_3} \sin(\theta_{31} - \pi) \mathbf{j}$$

$$\mathbf{r}_{33_x} = \overline{B G_3} \cos(\theta_{31}) \mathbf{i} \quad (4.47)$$

$$\mathbf{r}_{33_y} = \overline{B G_3} \sin(\theta_{31}) \mathbf{j}$$

(4.42) ve (4.43) denklemlerinin nihai şekli aşağıdaki gibi düzenlenebilir.

$$\mathbf{r}_{22_x} \otimes \mathbf{F}_{32_y} - \mathbf{r}_{22_y} \otimes \mathbf{F}_{32_x} - \mathbf{r}_{21_x} \otimes \mathbf{F}_{21_y} + \mathbf{r}_{21_y} \otimes \mathbf{F}_{21_x} + \mathbf{M}_{21} = I_{G2} \ddot{\theta}_{21} \quad (4.48)$$

$$\mathbf{r}_{33_x} \otimes \mathbf{F}_{43_y} - \mathbf{r}_{33_y} \otimes \mathbf{F}_{43_x} - \mathbf{r}_{32_x} \otimes \mathbf{F}_{32_y} + \mathbf{r}_{32_y} \otimes \mathbf{F}_{32_x} = I_{G3} \ddot{\theta}_{31} \quad (4.49)$$

(4.36)-(4.41) arasındaki denklemler ile (4.48) ve (4.49) denklemlerinin matris formunda ifadesi ise aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\begin{vmatrix} -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ r_{21_y} & -r_{21_x} & -r_{22_y} & r_{22_x} & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & r_{32_y} & -r_{32_x} & -r_{33_y} & r_{33_x} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 1 & 0 \end{vmatrix} \begin{vmatrix} F_{21_x} \\ F_{21_y} \\ F_{32_x} \\ F_{32_y} \\ F_{43_x} \\ F_{43_y} \\ F_{14_y} \\ M_{21} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} m_2 \ddot{x}_{G2} \\ m_2 \ddot{y}_{G2} + m_2 g \\ I_{G2} \ddot{\theta}_{21} \\ m_3 \ddot{x}_{G3} \\ m_3 \ddot{y}_{G3} + m_3 g \\ I_{G3} \ddot{\theta}_{31} \\ m_4 \ddot{x}_{G4} \\ m_4 \ddot{y}_{G4} + m_4 g \end{vmatrix} \quad (4.50)$$

(4.50) ifadesini aşağıdaki gibi simgelersek;

$$A = \begin{vmatrix} -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ r_{21_y} & -r_{21_x} & -r_{22_y} & r_{22_x} & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & r_{32_y} & -r_{32_x} & -r_{33_y} & r_{33_x} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 1 & 0 \end{vmatrix}$$

$$B = \begin{vmatrix} F_{21_x} \\ F_{21_y} \\ F_{32_x} \\ F_{32_y} \\ F_{43_x} \\ F_{43_y} \\ F_{14_y} \\ M_{21} \end{vmatrix} \quad C = \begin{vmatrix} m_2 \ddot{x}_{G2} \\ m_2 \ddot{y}_{G2} + m_2 g \\ I_{G2} \ddot{\theta}_{21} \\ m_3 \ddot{x}_{G3} \\ m_3 \ddot{y}_{G3} + m_3 g \\ I_{G3} \ddot{\theta}_{31} \\ m_4 \ddot{x}_{G4} \\ m_4 \ddot{y}_{G4} + m_4 g \end{vmatrix}$$

(4.50) denkleminde B matrisinde bilinmeyen kuvvet değerleri, A^{-1} ile eşitliğin her iki tarafının soldan çarpımı neticesinde elde edilir [15].

Dengelenmiş krank-biyel mekanizmasında sadece $\mathbf{r}_{21}$ yer vektörünün doğrultusu değişmektedir ve diğer denklemler dengelenmemiş krank-biyel mekanizması ile aynıdır.

$$\mathbf{r}_{21_x} = \overline{A_o G_2} \cos(\theta_{21}) \mathbf{i} \quad (4.51)$$

$$\mathbf{r}_{21_y} = \overline{A_o G_2} \sin(\theta_{21}) \mathbf{j}$$

Krank-biyel mekanizmasının ana yataklarındaki kuvvetlerin bileşenlerinin toplamı (sarsma kuvveti) ve bunların tahrik uzvuna göre momenti (sarsma momenti) ise (4.52) ve (4.53) denklemlerinde verilmiştir.

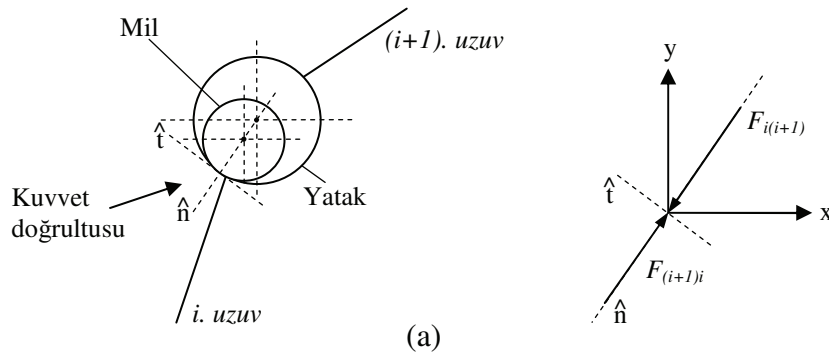
$$\begin{aligned} \sum \mathbf{F}_{sh_x} &= \mathbf{F}_{21_x} \\ \sum \mathbf{F}_{sh_y} &= \mathbf{F}_{21_y} + \mathbf{F}_{41_y} \end{aligned} \quad (4.52)$$

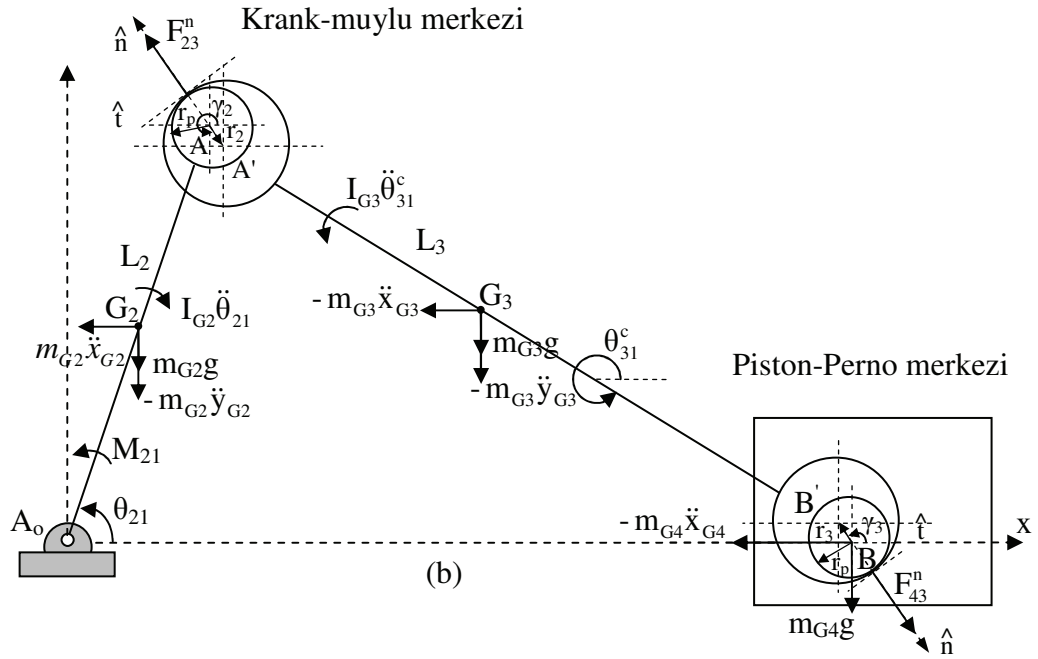
$$\sum \mathbf{M}_{sh} = \mathbf{x}_B \otimes \mathbf{F}_{41_y} \quad (4.53)$$

4.4. Eklem Boşluk Dinamik Kuvvet Analizi

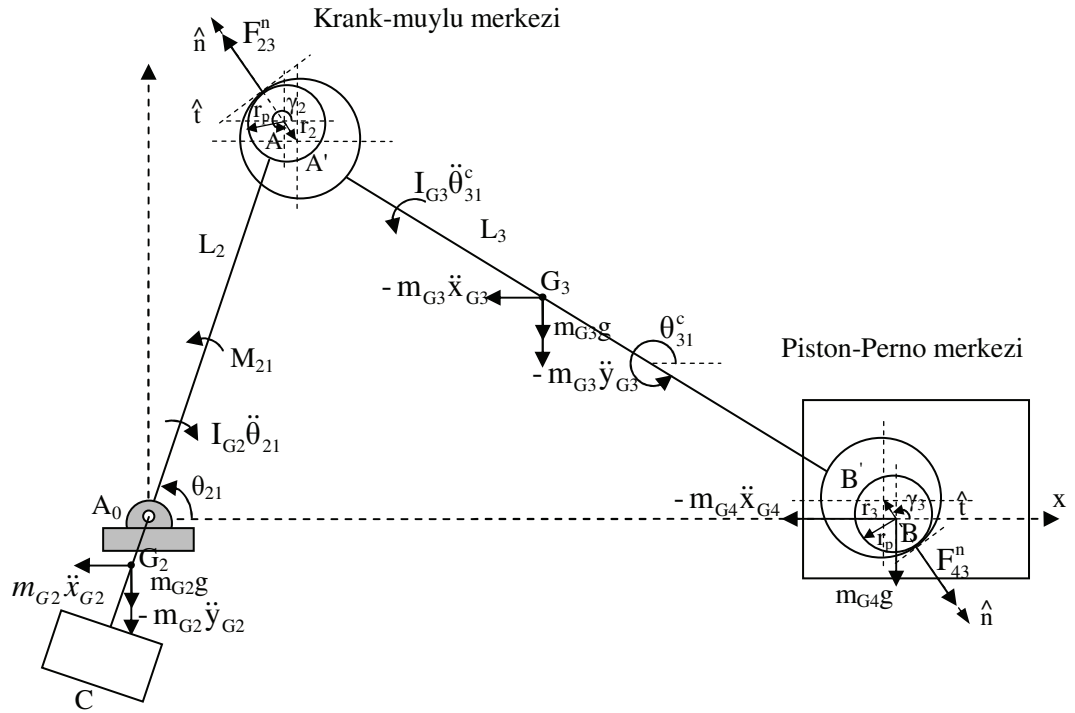
4.4.1. Eklem Boşluklu Dengelenmemiş ve Dengelenmiş Krank-Biyel Mekanizmasının Dinamik Kuvvet Analizi

Eklem boşluklu dengelenmemiş ve dengelenmiş krank-biyel mekanizmasının dinamik analizinde, süperpozisyon metodundan yararlanılmıştır. Burada; krankın kütle merkezi, A noktası, A' noktası, biyelin kütle merkezi, B' noktası ve B noktasına (pistonun kütle merkezi) dinamik olarak indirgenmiş kütlelerin ve giriş momentinin etkileri bağımsız olarak incelenecektir. Eklem bölgesinde mil ve yatak arasında, boşluktan dolayı fiziksel bir bağ bulunmadığı için, bu noktaların atalet etkisi ayrı ayrı incelenmiştir. Sonuçta, ilgili noktadaki kuvvetlerin elde edilmesi için bileşke kuvvetten yararlanılacaktır. Eklem boşluklu dengelenmemiş ve dengelenmiş krank-biyel mekanizmasındaki kuvvetlerin şematik görünümü Şekil 4.5 ve Şekil 4.6'da görülmektedir.





Şekil 4.5. Eklemler kuvveti doğrultusu (a), eklemler boşluklu dengelenmemiş krank-biyel mekanizmasında kuvvetlerin şematik gösterimi (b)



Şekil 4.6. Eklemler boşluklu dengelenmiş krank-biyel mekanizmasında kuvvetlerin şematik gösterimi

Dinamik denge şartını ifade eden denklemlerden yararlanılarak krank-biyel mekanizmasındaki eklem kuvvetlerinin büyüklükleri bulunabilir. Bu denklemler aşağıda belirlenmiştir.

$$\mathbf{F}_{i(i+1)_x} + \mathbf{F}_{(i+2)(i+1)_x} + (-m_{(i+1)}\ddot{\mathbf{x}}_{G(i+1)}) = 0 \quad (4.54)$$

$$\mathbf{F}_{i(i+1)_y} + \mathbf{F}_{(i+2)(i+1)_y} + (-m_{(i+1)}\ddot{\mathbf{y}}_{G(i+1)} - m_{(i+1)}\mathbf{g}) = 0 \quad (4.55)$$

$$\sum \mathbf{M}_{G(i+1)} - I_{G(i+1)}\ddot{\theta}_{(i+1)} = 0 \quad (4.56)$$

Eklem boşluklu dengelenmemiş ve dengelenmiş krank-biyel mekanizmasının dinamik analizine yönelik denklemler Ekler kısmında verilmiştir. Burada eklem boşluklu dengelenmemiş krank-biyel mekanizmasındaki sarma kuvvetleri, yani krankın ana yatağındaki kuvvetler ve piston ile ana gövde arasındaki yatak kuvvetlerinin tanımı yapılacaktır. Bu amaçla; giriş momenti etkisiyle ilgili bölgelerde oluşan kuvvetler, (4.57) (4.59)nolu ifadelerdeki gibi verilebilir.

$$\mathbf{F}_{21_x}^i = - \frac{\mathbf{M}_{21}^i \cos(\gamma_2 - \pi)}{\begin{bmatrix} \sin(\gamma_2 - \pi) [L_2 \cos \theta_{21} + r_p \cos(\gamma_2 - \pi)] \\ -\cos(\gamma_2 - \pi) [L_2 \sin \theta_{21} + r_p \sin(\gamma_2 - \pi)] \end{bmatrix}} \mathbf{i} \quad (4.57)$$

$$\mathbf{F}_{21_y}^i = - \frac{\mathbf{M}_{21}^i \sin(\gamma_2 - \pi)}{\begin{bmatrix} \sin(\gamma_2 - \pi) [L_2 \cos \theta_{21} + r_p \cos(\gamma_2 - \pi)] \\ -\cos(\gamma_2 - \pi) [L_2 \sin \theta_{21} + r_p \sin(\gamma_2 - \pi)] \end{bmatrix}} \mathbf{j} \quad (4.58)$$

$$\mathbf{F}_{41_y}^i = \frac{\mathbf{M}_{21}^i \sin(\gamma_3 - \pi)}{\begin{bmatrix} \sin(\gamma_2 - \pi) [L_2 \cos \theta_{21} + r_p \cos(\gamma_2 - \pi)] \\ -\cos(\gamma_2 - \pi) [L_2 \sin \theta_{21} + r_p \sin(\gamma_2 - \pi)] \end{bmatrix}} \mathbf{j} \quad (4.59)$$

Krankın kütle merkezinin ataleti etkisiyle ilgili sarsma kuvvetleri, (4.60)-(4.62) nolu denklemlerde tanımlanmıştır.

$$\mathbf{F}_{21_x}^u = \frac{\begin{bmatrix} (-m_{G2}\ddot{\mathbf{x}}_{G2})\overline{A_o G_2} \sin \theta_{21} - (-I_{G2}\ddot{\theta}_{21}) \\ -[(-m_{G2}\ddot{\mathbf{y}}_{G2}) + (-m_{G2}\mathbf{g})]\overline{A_o G_2} \cos \theta_{21} \end{bmatrix} \cos(\gamma_2)}{\begin{bmatrix} \sin(\gamma_2)[L_2 \cos \theta_{21} + r_p \cos(\gamma_2 - \pi)] \\ -\cos(\gamma_2)[L_2 \sin \theta_{21} + r_p \sin(\gamma_2 - \pi)] \end{bmatrix}} \mathbf{i} \quad (4.60)$$

$$+ (-m_{G2}\ddot{\mathbf{x}}_{G2}) \mathbf{i}$$

$$\mathbf{F}_{21_y}^u = \frac{\begin{bmatrix} (-m_{G2}\ddot{\mathbf{x}}_{G2})\overline{A_o G_2} \sin \theta_{21} - (-I_{G2}\ddot{\theta}_{21}) \\ -[(-m_{G2}\ddot{\mathbf{y}}_{G2}) + (-m_{G2}\mathbf{g})]\overline{A_o G_2} \cos \theta_{21} \end{bmatrix} \sin(\gamma_2)}{\begin{bmatrix} \sin(\gamma_2)[L_2 \cos \theta_{21} + r_p \cos(\gamma_2 - \pi)] \\ -\cos(\gamma_2)[L_2 \sin \theta_{21} + r_p \sin(\gamma_2 - \pi)] \end{bmatrix}} \mathbf{j} \quad (4.61)$$

$$+ (m_{G2}\ddot{\mathbf{y}}_{G2}) \mathbf{j} + (-m_{G2}\mathbf{g}) \mathbf{j}$$

$$\mathbf{F}_{41_y}^u = - \frac{\begin{bmatrix} (-m_{G2}\ddot{\mathbf{x}}_{G2})\overline{A_o G_2} \sin \theta_{21} - (-I_{G2}\ddot{\theta}_{21}) \\ -[(-m_{G2}\ddot{\mathbf{y}}_{G2}) + (-m_{G2}\mathbf{g})]\overline{A_o G_2} \cos \theta_{21} \end{bmatrix} \sin(\gamma_3 + \pi)}{\begin{bmatrix} \sin(\gamma_2)[L_2 \cos \theta_{21} + r_p \cos(\gamma_2 - \pi)] \\ -\cos(\gamma_2)[L_2 \sin \theta_{21} + r_p \sin(\gamma_2 - \pi)] \end{bmatrix}} \mathbf{j} \quad (4.62)$$

(4.63)-(4.65) arasındaki ifadelerde, A noktasına indirgenen kütlelerin ataleti etkisiyle oluşan sarsma kuvvetleri sunulmaktadır.

$$\mathbf{F}_{21_x}^u = \frac{\begin{bmatrix} (-m_A\ddot{\mathbf{x}}_A) L_2 \sin \theta_{21} \\ -[(-m_A\ddot{\mathbf{y}}_A) + (-m_A\mathbf{g})] L_2 \cos \theta_{21} \end{bmatrix} \cos(\gamma_2)}{\begin{bmatrix} \sin(\gamma_2)[L_2 \cos \theta_{21} + r_p \cos(\gamma_2 - \pi)] \\ -\cos(\gamma_2)[L_2 \sin \theta_{21} + r_p \sin(\gamma_2 - \pi)] \end{bmatrix}} \mathbf{i} \quad (4.63)$$

$$+ (-m_A\ddot{\mathbf{x}}_A) \mathbf{i}$$

$$\mathbf{F}_{21_y}^u = \frac{\begin{bmatrix} (-m_A\ddot{\mathbf{x}}_A) L_2 \sin \theta_{21} \\ -[(-m_A\ddot{\mathbf{y}}_A) + (-m_A\mathbf{g})] L_2 \cos \theta_{21} \end{bmatrix} \sin(\gamma_2)}{\begin{bmatrix} \sin(\gamma_2)[L_2 \cos \theta_{21} + r_p \cos(\gamma_2 - \pi)] \\ -\cos(\gamma_2)[L_2 \sin \theta_{21} + r_p \sin(\gamma_2 - \pi)] \end{bmatrix}} \mathbf{j} \quad (4.64)$$

$$+ (-m_A\ddot{\mathbf{y}}_A) \mathbf{j} + (-m_A\mathbf{g}) \mathbf{j}$$

$$\mathbf{F}_{41_y}^{\text{III}} = - \frac{\begin{bmatrix} (-m_A \ddot{\mathbf{x}}_A) L_2 \sin \theta_{21} \\ - [(-m_A \ddot{\mathbf{y}}_A) + (-m_A \mathbf{g})] L_2 \cos \theta_{21} \end{bmatrix} \sin(\gamma_3 + \pi)}{\begin{bmatrix} \sin(\gamma_2) [L_2 \cos \theta_{21} + r_p \cos(\gamma_2 - \pi)] \\ - \cos(\gamma_2) [L_2 \sin \theta_{21} + r_p \sin(\gamma_2 - \pi)] \end{bmatrix}} \mathbf{j} \quad (4.65)$$

Biyelin kütle merkezinin ataleti etkisiyle ilgili sarsma kuvvetleri, (4.66)-(4.68) arasında tanımlanmıştır.

$$\mathbf{F}_{21_x}^{\text{IV}} = \frac{\begin{bmatrix} -(-m_{G3} \ddot{\mathbf{x}}_{G3}) [\overline{A'G_3} \sin(\theta_{31}^c - \pi) + (r_2 + r_p) \sin(\gamma_2 - \pi) - (-I_{G3} \ddot{\theta}_{31}^c)] \\ + [(-m_{G3} \ddot{\mathbf{y}}_{G3}) + (-m_{G3} \mathbf{g})] [\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c - \pi) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi)] \end{bmatrix} \cos(\gamma_3)}{\begin{bmatrix} \cos(\gamma_3) [\overline{A'G_3} \sin(\theta_{31}^c - \pi) + (r_2 + r_p) \sin(\gamma_2 - \pi)] \\ - \sin(\gamma_3) [\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c - \pi) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi)] \\ - \cos(\gamma_3) [\overline{B'G_3} \sin \theta_{31}^c + (r_3 + r_p) \sin(\gamma_3 + \pi)] \\ + \sin(\gamma_3) [\overline{B'G_3} \cos \theta_{31}^c + (r_3 + r_p) \cos(\gamma_3 + \pi)] \end{bmatrix}} \mathbf{i} \quad (4.66)$$

$$+ (-m_{G3} \ddot{\mathbf{x}}_{G3}) \mathbf{i}$$

$$\mathbf{F}_{21_y}^{\text{IV}} = \frac{\begin{bmatrix} -(-m_{G3} \ddot{\mathbf{x}}_{G3}) [\overline{A'G_3} \sin(\theta_{31}^c - \pi) + (r_2 + r_p) \sin(\gamma_2 - \pi) - (-I_{G3} \ddot{\theta}_{31}^c)] \\ + [(-m_{G3} \ddot{\mathbf{y}}_{G3}) + (-m_{G3} \mathbf{g})] [\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c - \pi) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi)] \end{bmatrix} \sin(\gamma_3)}{\begin{bmatrix} \cos(\gamma_3) [\overline{A'G_3} \sin(\theta_{31}^c - \pi) + (r_2 + r_p) \sin(\gamma_2 - \pi)] \\ - \sin(\gamma_3) [\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c - \pi) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi)] \\ - \cos(\gamma_3) [\overline{B'G_3} \sin \theta_{31}^c + (r_3 + r_p) \sin(\gamma_3 + \pi)] \\ + \sin(\gamma_3) [\overline{B'G_3} \cos \theta_{31}^c + (r_3 + r_p) \cos(\gamma_3 + \pi)] \end{bmatrix}} \mathbf{j} \quad (4.67)$$

$$+ (-m_{G3} \ddot{\mathbf{y}}_{G3}) \mathbf{j} + (-m_{G3} g) \mathbf{j}$$

$$\mathbf{F}_{41_y}^{\text{IV}} = - \frac{\begin{bmatrix} -(-m_{G3} \ddot{\mathbf{x}}_{G3}) [\overline{A'G_3} \sin(\theta_{31}^c - \pi) + (r_2 + r_p) \sin(\gamma_2 - \pi) - (-I_{G3} \ddot{\theta}_{31}^c)] \\ + [(-m_{G3} \ddot{\mathbf{y}}_{G3}) + (-m_{G3} \mathbf{g})] [\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c - \pi) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi)] \end{bmatrix} \sin(\gamma_3)}{\begin{bmatrix} \cos(\gamma_3) [\overline{A'G_3} \sin(\theta_{31}^c - \pi) + (r_2 + r_p) \sin(\gamma_2 - \pi)] \\ - \sin(\gamma_3) [\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c - \pi) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi)] \\ - \cos(\gamma_3) [\overline{B'G_3} \sin \theta_{31}^c + (r_3 + r_p) \sin(\gamma_3 + \pi)] \\ + \sin(\gamma_3) [\overline{B'G_3} \cos \theta_{31}^c + (r_3 + r_p) \cos(\gamma_3 + \pi)] \end{bmatrix}} \mathbf{j} \quad (4.68)$$

A' noktasına indirgenen kütle ataleti etkisiyle ilgili sarsma kuvvetlerinin tanımı ise (4.69)-(4.71) nolu ifadelerde sunulmuştur.

$$\begin{aligned}
\mathbf{F}_{21_x}^v = & \frac{\left[\begin{aligned} & -(-m_{A'}\ddot{\mathbf{x}}_{A'})[\overline{A'G_3} \sin(\theta_{31}^c - \pi) + (r_2 + r_p) \sin(\gamma_2 - \pi)] \\ & + [(-m_{A'}\ddot{\mathbf{y}}_{A'}) + (-m_{A'}\mathbf{g})][\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c - \pi) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi)] \\ & + (-m_{A'}\ddot{\mathbf{x}}_{A'})\overline{A'G_3} \sin(\theta_{31}^c - \pi) \\ & - [(-m_{A'}\ddot{\mathbf{y}}_{A'}) + (-m_{A'}\mathbf{g})]\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c - \pi) \end{aligned} \right] \cos(\gamma_3)}{\left[\begin{aligned} & \cos(\gamma_3)[\overline{A'G_3} \sin(\theta_{31}^c - \pi) + (r_2 + r_p) \sin(\gamma_2 - \pi)] \\ & - \sin(\gamma_3)[\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c - \pi) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi)] \\ & - \cos(\gamma_3)[\overline{B'G_3} \sin \theta_{31}^c + (r_3 + r_p) \sin(\gamma_3 + \pi)] \\ & + \sin(\gamma_3)[\overline{B'G_3} \cos \theta_{31}^c + (r_3 + r_p) \cos(\gamma_3 + \pi)] \end{aligned} \right]} \mathbf{i} \quad (4.69) \\
& + (-m_{A'}\ddot{\mathbf{x}}_{A'}) \mathbf{i}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\mathbf{F}_{21_y}^v = & \frac{\left[\begin{aligned} & -(-m_{A'}\ddot{\mathbf{x}}_{A'})[\overline{A'G_3} \sin(\theta_{31}^c - \pi) + (r_2 + r_p) \sin(\gamma_2 - \pi)] \\ & + [(-m_{A'}\ddot{\mathbf{y}}_{A'}) + (-m_{A'}\mathbf{g})][\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c - \pi) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi)] \\ & + (-m_{A'}\ddot{\mathbf{x}}_{A'})\overline{A'G_3} \sin(\theta_{31}^c - \pi) \\ & - [(-m_{A'}\ddot{\mathbf{y}}_{A'}) + (-m_{A'}\mathbf{g})]\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c - \pi) \end{aligned} \right] \sin(\gamma_3)}{\left[\begin{aligned} & \cos(\gamma_3)[\overline{A'G_3} \sin(\theta_{31}^c - \pi) + (r_2 + r_p) \sin(\gamma_2 - \pi)] \\ & - \sin(\gamma_3)[\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c - \pi) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi)] \\ & - \cos(\gamma_3)[\overline{B'G_3} \sin \theta_{31}^c + (r_3 + r_p) \sin(\gamma_3 + \pi)] \\ & + \sin(\gamma_3)[\overline{B'G_3} \cos \theta_{31}^c + (r_3 + r_p) \cos(\gamma_3 + \pi)] \end{aligned} \right]} \mathbf{j} \quad (4.70) \\
& + (-m_{A'}\ddot{\mathbf{y}}_{A'}) \mathbf{j} + (-m_{A'}\mathbf{g}) \mathbf{j}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\mathbf{F}_{41_y}^v = & - \frac{\left[\begin{aligned} & -(-m_{A'}\ddot{\mathbf{x}}_{A'})[\overline{A'G_3} \sin(\theta_{31}^c - \pi) + (r_2 + r_p) \sin(\gamma_2 - \pi)] \\ & + [(-m_{A'}\ddot{\mathbf{y}}_{A'}) + (-m_{A'}\mathbf{g})][\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c - \pi) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi)] \\ & + (-m_{A'}\ddot{\mathbf{x}}_{A'})\overline{A'G_3} \sin(\theta_{31}^c - \pi) \\ & - [(-m_{A'}\ddot{\mathbf{y}}_{A'}) + (-m_{A'}\mathbf{g})]\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c - \pi) \end{aligned} \right] \sin(\gamma_3)}{\left[\begin{aligned} & \cos(\gamma_3)[\overline{A'G_3} \sin(\theta_{31}^c - \pi) + (r_2 + r_p) \sin(\gamma_2 - \pi)] \\ & - \sin(\gamma_3)[\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c - \pi) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi)] \\ & - \cos(\gamma_3)[\overline{B'G_3} \sin \theta_{31}^c + (r_3 + r_p) \sin(\gamma_3 + \pi)] \\ & + \sin(\gamma_3)[\overline{B'G_3} \cos \theta_{31}^c + (r_3 + r_p) \cos(\gamma_3 + \pi)] \end{aligned} \right]} \mathbf{j} \quad (4.71)
\end{aligned}$$

B' noktasına indirgenen kütlelerin ataleti etkisiyle oluşan sarsma kuvvetleri, (4.72)-(4.74) ifadelerinde tanımlanmıştır.

$$\mathbf{F}_{21_x}^v = \frac{\begin{bmatrix} -(-m_{B'}\ddot{\mathbf{x}}_{B'})[\overline{A'G_3}\sin(\theta_{31}^c - \pi) + (r_2 + r_p)\sin(\gamma_2 - \pi)] \\ + [(-m_{B'}\ddot{\mathbf{y}}_{B'}) + (-m_{B'}\mathbf{g})][\overline{A'G_3}\cos(\theta_{31}^c - \pi) + (r_2 + r_p)\cos(\gamma_2 - \pi)] \\ + (-m_{B'}\ddot{\mathbf{x}}_{B'})\overline{B'G_3}\sin\theta_{31}^c \\ - [(-m_{B'}\ddot{\mathbf{y}}_{B'}) + (-m_{B'}\mathbf{g})]\overline{B'G_3}\cos\theta_{31}^c \end{bmatrix} \cos(\gamma_3)}{\begin{bmatrix} \cos(\gamma_3)[\overline{A'G_3}\sin(\theta_{31}^c - \pi) + (r_2 + r_p)\sin(\gamma_2 - \pi)] \\ - \sin(\gamma_3)[\overline{A'G_3}\cos(\theta_{31}^c - \pi) + (r_2 + r_p)\cos(\gamma_2 - \pi)] \\ - \cos(\gamma_3)[\overline{B'G_3}\sin\theta_{31}^c + (r_3 + r_p)\sin(\gamma_3 + \pi)] \\ + \sin(\gamma_3)[\overline{B'G_3}\cos\theta_{31}^c + (r_3 + r_p)\cos(\gamma_3 + \pi)] \end{bmatrix}} \mathbf{i} \quad (4.72)$$

$$+ (-m_{B'}\ddot{\mathbf{x}}_{B'}) \mathbf{i}$$

$$\mathbf{F}_{21_y}^v = \frac{\begin{bmatrix} -(-m_{B'}\ddot{\mathbf{x}}_{B'})[\overline{A'G_3}\sin(\theta_{31}^c - \pi) + (r_2 + r_p)\sin(\gamma_2 - \pi)] \\ + [(-m_{B'}\ddot{\mathbf{y}}_{B'}) + (-m_{B'}\mathbf{g})][\overline{A'G_3}\cos(\theta_{31}^c - \pi) + (r_2 + r_p)\cos(\gamma_2 - \pi)] \\ + (-m_{B'}\ddot{\mathbf{x}}_{B'})\overline{B'G_3}\sin\theta_{31}^c \\ - [(-m_{B'}\ddot{\mathbf{y}}_{B'}) + (-m_{B'}\mathbf{g})]\overline{B'G_3}\cos\theta_{31}^c \end{bmatrix} \sin(\gamma_3)}{\begin{bmatrix} \cos(\gamma_3)[\overline{A'G_3}\sin(\theta_{31}^c - \pi) + (r_2 + r_p)\sin(\gamma_2 - \pi)] \\ - \sin(\gamma_3)[\overline{A'G_3}\cos(\theta_{31}^c - \pi) + (r_2 + r_p)\cos(\gamma_2 - \pi)] \\ - \cos(\gamma_3)[\overline{B'G_3}\sin\theta_{31}^c + (r_3 + r_p)\sin(\gamma_3 + \pi)] \\ + \sin(\gamma_3)[\overline{B'G_3}\cos\theta_{31}^c + (r_3 + r_p)\cos(\gamma_3 + \pi)] \end{bmatrix}} \mathbf{j} \quad (4.73)$$

$$+ (-m_{B'}\ddot{\mathbf{y}}_{B'}) \mathbf{j} + (-m_{B'}\mathbf{g}) \mathbf{j}$$

$$\mathbf{F}_{41_y}^v = - \frac{\begin{bmatrix} -(-m_{B'}\ddot{\mathbf{x}}_{B'})[\overline{A'G_3}\sin(\theta_{31}^c - \pi) + (r_2 + r_p)\sin(\gamma_2 - \pi)] \\ + [(-m_{B'}\ddot{\mathbf{y}}_{B'}) + (-m_{B'}\mathbf{g})][\overline{A'G_3}\cos(\theta_{31}^c - \pi) + (r_2 + r_p)\cos(\gamma_2 - \pi)] \\ + (-m_{B'}\ddot{\mathbf{x}}_{B'})\overline{B'G_3}\sin\theta_{31}^c \\ - [(-m_{B'}\ddot{\mathbf{y}}_{B'}) + (-m_{B'}\mathbf{g})]\overline{B'G_3}\cos\theta_{31}^c \end{bmatrix} \sin(\gamma_3)}{\begin{bmatrix} \cos(\gamma_3)[\overline{A'G_3}\sin(\theta_{31}^c - \pi) + (r_2 + r_p)\sin(\gamma_2 - \pi)] \\ - \sin(\gamma_3)[\overline{A'G_3}\cos(\theta_{31}^c - \pi) + (r_2 + r_p)\cos(\gamma_2 - \pi)] \\ - \cos(\gamma_3)[\overline{B'G_3}\sin\theta_{31}^c + (r_3 + r_p)\sin(\gamma_3 + \pi)] \\ + \sin(\gamma_3)[\overline{B'G_3}\cos\theta_{31}^c + (r_3 + r_p)\cos(\gamma_3 + \pi)] \end{bmatrix}} \mathbf{j} \quad (4.74)$$

Son olarak, B noktasındaki kütlenin ataleti etkisiyle oluşan sarsma kuvvetleri ise (4.75)-(4.77) denklemleri arasında verilmektedir.

$$\mathbf{F}_{21_x}^{vu} = \frac{-(-m_B \ddot{\mathbf{x}}_B)}{\cos(\gamma_3)} \cos(\gamma_2 - \pi) \mathbf{i} \quad (4.75)$$

$$\mathbf{F}_{21_x}^{vu} = \frac{-(-m_B \ddot{\mathbf{x}}_B)}{\cos(\gamma_3)} \sin(\gamma_2 - \pi) \mathbf{j} \quad (4.76)$$

$$\mathbf{F}_{41_y}^{vu} = -(-m_B \ddot{\mathbf{x}}_B) \tan(\gamma_3) \mathbf{j} + (-m_B \mathbf{g}) \mathbf{j} \quad (4.77)$$

Eklem boşluklu dengelenmiş krank-biyel mekanizmasında bu ifadelere ilaveten, C noktasındaki kütlein ataleti etkisiyle oluşan sarsma kuvvetleri ise (4.78)-(4.80) denklemleri arasında verilmektedir.

$$\mathbf{F}_{21_x}^{vu} = \frac{\begin{bmatrix} (-m_C \ddot{x}_C) A_o C \sin \theta_{21} \\ -[(-m_C \ddot{y}_C) + (-m_C g)] A_o C \cos \theta_{21} \end{bmatrix}}{\begin{bmatrix} \sin(\gamma_2) [L_2 \cos \theta_{21} + r_p \cos(\gamma_2 - \pi)] \\ -\cos(\gamma_2) [L_2 \sin \theta_{21} + r_p \sin(\gamma_2 - \pi)] \end{bmatrix}} \cos(\gamma_2) \mathbf{i} \quad (4.78)$$

$$+ (-m_C \ddot{x}_C) \mathbf{i}$$

$$\mathbf{F}_{21_y}^{vu} = \frac{\begin{bmatrix} (-m_C \ddot{x}_C) A_o C \sin \theta_{21} \\ -[(-m_C \ddot{y}_C) + (-m_C g)] A_o C \cos \theta_{21} \end{bmatrix}}{\begin{bmatrix} \sin(\gamma_2) [L_2 \cos \theta_{21} + r_p \cos(\gamma_2 - \pi)] \\ -\cos(\gamma_2) [L_2 \sin \theta_{21} + r_p \sin(\gamma_2 - \pi)] \end{bmatrix}} \sin(\gamma_2) \mathbf{j} \quad (4.79)$$

$$+ (-m_C \ddot{y}_C) \mathbf{j} + (-m_C g) \mathbf{j}$$

$$\mathbf{F}_{41_y}^{vu} = \frac{\begin{bmatrix} (-m_C \ddot{x}_C) A_o C \sin \theta_{21} \\ -[(-m_C \ddot{y}_C) + (-m_C g)] A_o C \cos \theta_{21} \end{bmatrix}}{\begin{bmatrix} \sin(\gamma_2) [L_2 \cos \theta_{21} + r_p \cos(\gamma_2 - \pi)] \\ -\cos(\gamma_2) [L_2 \sin \theta_{21} + r_p \sin(\gamma_2 - \pi)] \end{bmatrix}} \sin(\gamma_3 + \pi) \mathbf{j} \quad (4.80)$$

Krank ana yatağındaki toplam kuvvetler,

$$\sum \mathbf{F}_{21_x} = \mathbf{F}_{21_x}^I + \mathbf{F}_{21_x}^{II} + \mathbf{F}_{21_x}^{III} + \mathbf{F}_{21_x}^{IV} + \mathbf{F}_{21_x}^V + \mathbf{F}_{21_x}^{VI} + \mathbf{F}_{21_x}^{vu} + \mathbf{F}_{21_x}^{vuu} \quad (4.81)$$

$$\sum \mathbf{F}_{21_y} = \mathbf{F}_{21_y}^I + \mathbf{F}_{21_y}^{II} + \mathbf{F}_{21_y}^{III} + \mathbf{F}_{21_y}^{IV} + \mathbf{F}_{21_y}^V + \mathbf{F}_{21_y}^{VI} + \mathbf{F}_{21_y}^{vu} + \mathbf{F}_{21_y}^{vuu} \quad (4.82)$$

ve piston ile ana gövde arasındaki yataktaki toplam kuvvet,

$$\sum \mathbf{F}_{41_y} = \mathbf{F}_{41_y}^I + \mathbf{F}_{41_y}^{II} + \mathbf{F}_{41_y}^{III} + \mathbf{F}_{41_y}^{IV} + \mathbf{F}_{41_y}^V + \mathbf{F}_{41_y}^{VI} + \mathbf{F}_{41_y}^{VII} + \mathbf{F}_{41_y}^{VIII} \quad (4.83)$$

olarak tanımlanabilir. Mekanizmadaki toplam sarsma kuvveti ve sarsma momenti ise (4.79) ve (4.80) nolu denklemlerde verilmiştir.

$$\begin{aligned} \sum \mathbf{F}_{sh_x} &= \sum \mathbf{F}_{21_x} \\ \sum \mathbf{F}_{sh_y} &= \sum \mathbf{F}_{21_y} + \sum \mathbf{F}_{41_y} \end{aligned} \quad (4.84)$$

$$\sum \mathbf{M}_{sh} = \mathbf{x}_B \otimes \sum \mathbf{F}_{41_y} \quad (4.85)$$

4.5. Mekanizmaların Dinamik Analiz Sonuçları ve Değerlendirmeleri

Sürtünmenin ihmal edilmesi ve giriş uzvunun 200 d/d ile dönmesi sonucu dengelenmemiş ve dengelenmiş krank-biyel mekanizmasının dinamik analizleri gerçekleştirilmiştir. Analizleri gerçekleştirilen mekanizmaların dinamik parametreleri Tablo 4.1 ve 4.2’de verilmiştir.

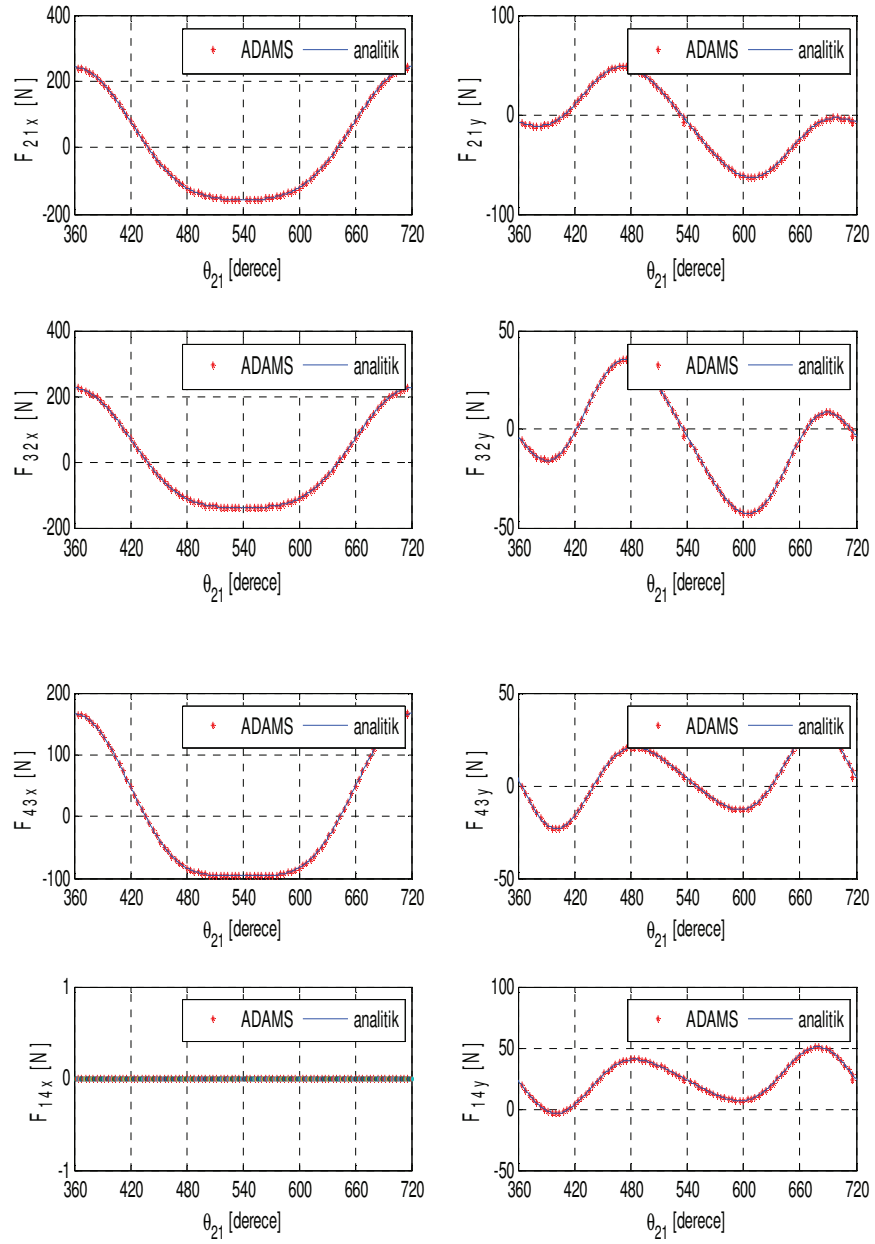
Tablo 4.1. Dengelenmemiş krank-biyel mekanizmasının dinamik parametreleri

Parametre	Tanım	Değer
m_2 (kg)	Krank uzvunun kütlesi	0.3916
m_3 (kg)	Biyel uzvunun kütlesi	0.7733
m_4 (kg)	Piston uzvunun kütlesi	1.9970
I_{G2} (kgm ²)	Krank uzvunun kütleli atalet momenti	0.0012
I_{G3} (kgm ²)	Biyel uzvunun kütleli atalet momenti	0.0248
I_{G4} (kgm ²)	Piston uzvunun kütleli atalet momenti	0.0019

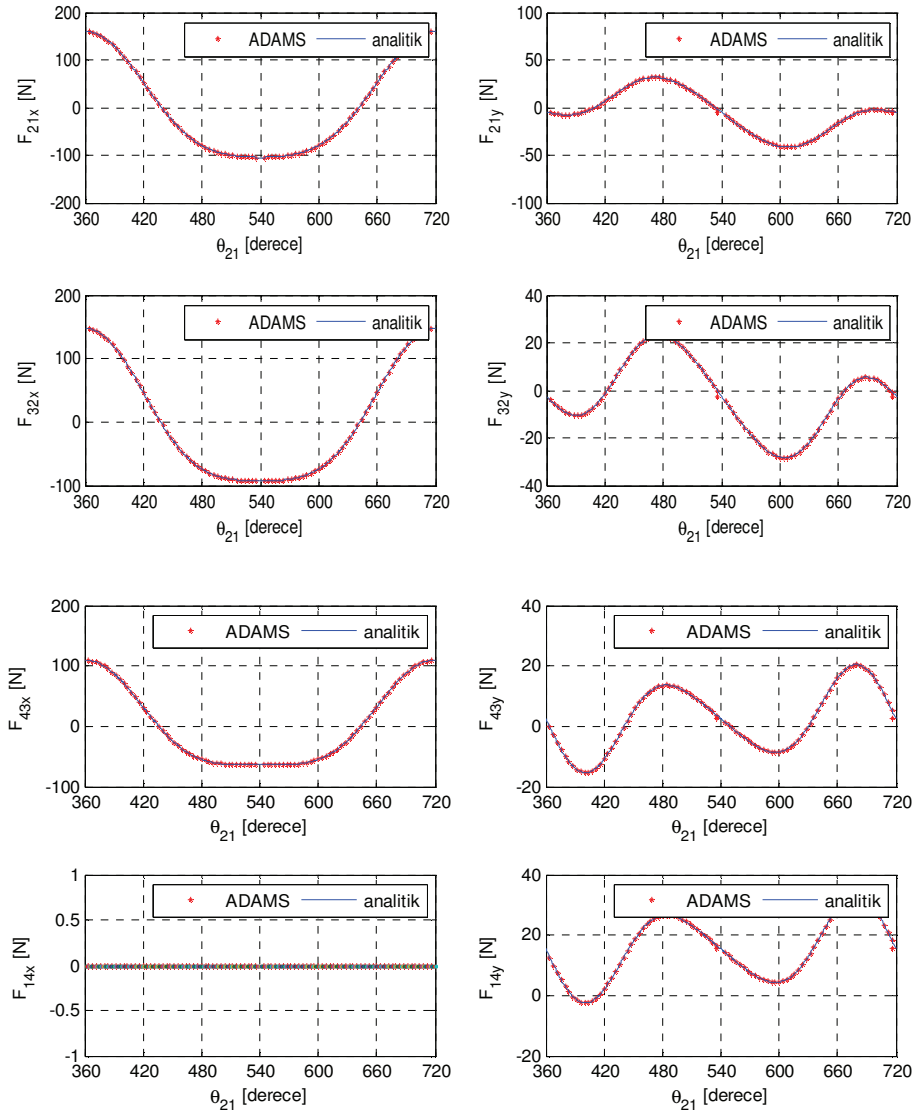
Tablo 4.2. Dengelenmiş krank-biyel mekanizmasının dinamik parametreleri

Parametre	Tanım	Değer
m_2 (kg)	Krank uzvunun kütlesi	2.5218
m_3 (kg)	Biyel uzvunun kütlesi	0.7733
m_4 (kg)	Piston uzvunun kütlesi	1.9970
I_{G2} (kgm ²)	Krank uzvunun kütleli atalet momenti	0.0230
I_{G3} (kgm ²)	Biyel uzvunun kütleli atalet momenti	0.0248
I_{G4} (kgm ²)	Piston uzvunun kütleli atalet momenti	0.0019

Mekanizmaların analizinden elde edilen eklem kuvvetleri Şekil 4.7-4.8’de verilmiştir.



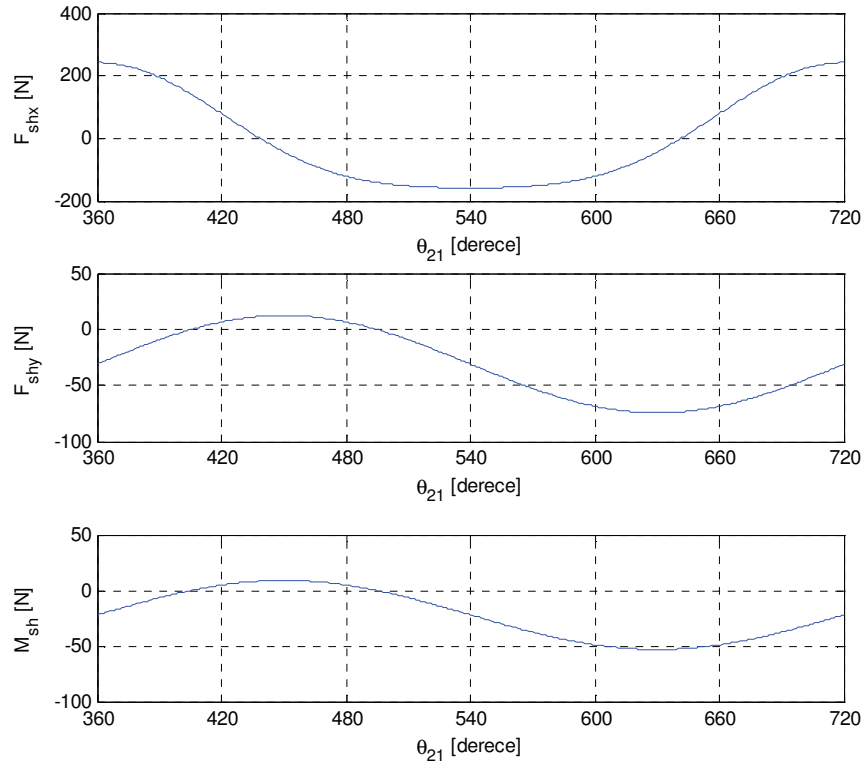
Şekil 4.7. Eklem boşluksuz dengelenmemiş krank-biyel mekanizmasındaki eklem kuvvetleri



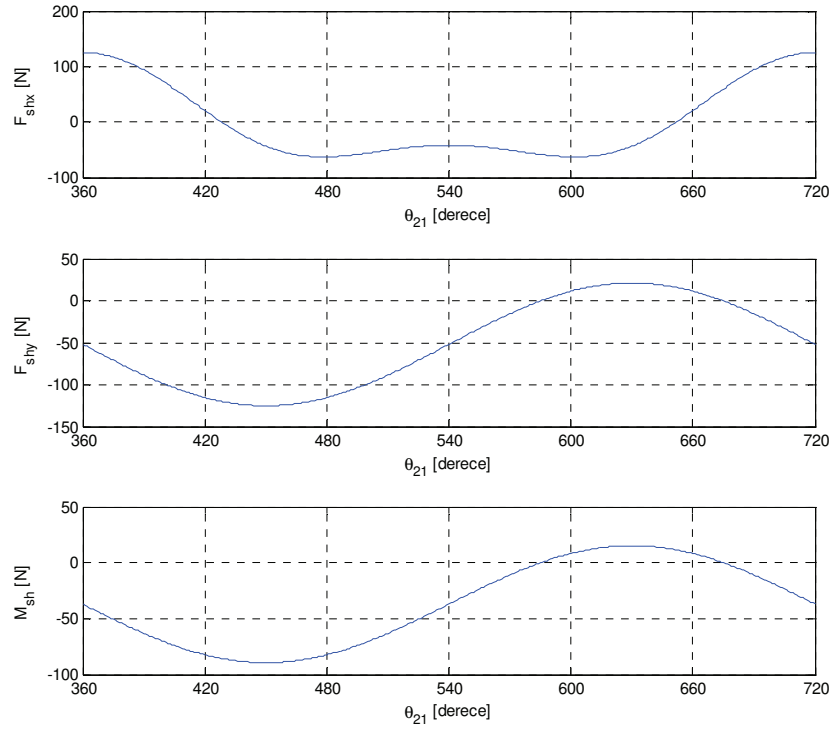
Şekil 4.8. Eklemler boşluksuz dengelenmiş krank-biyel mekanizmasındaki eklemler kuvvetleri

Şekillerden görüleceği üzere eklemler boşluksuz dengelenmemiş ve dengelenmiş krank-biyel mekanizmasının analitik ve bilgisayar destekli simülasyon sonuçları, karakteristik olarak tamamen birbirlerine benzemektedir. Aynı zamanda ilgili şekillerden görüleceği üzere dengelenmemiş krank-biyel mekanizmasının eklemler bölgesindeki kuvvet bileşenleri, dengelenmiş krank-biyel mekanizmasının eklemler bölgesindeki kuvvet bileşenlerinden daha yüksek seviyededir. Dengeleme işleminin yapılmasıyla krank ana yatağındaki eklemler kuvvetleri önemli oranda azalmıştır. Bu oran %65 seviyelerindedir.

Her iki mekanizmanın sarsma kuvvetleri ve tahrik uzvu ana yatağına göre elde edilen sarsma momentleri ise Şekil 4.9-4.10'da verilmiştir.

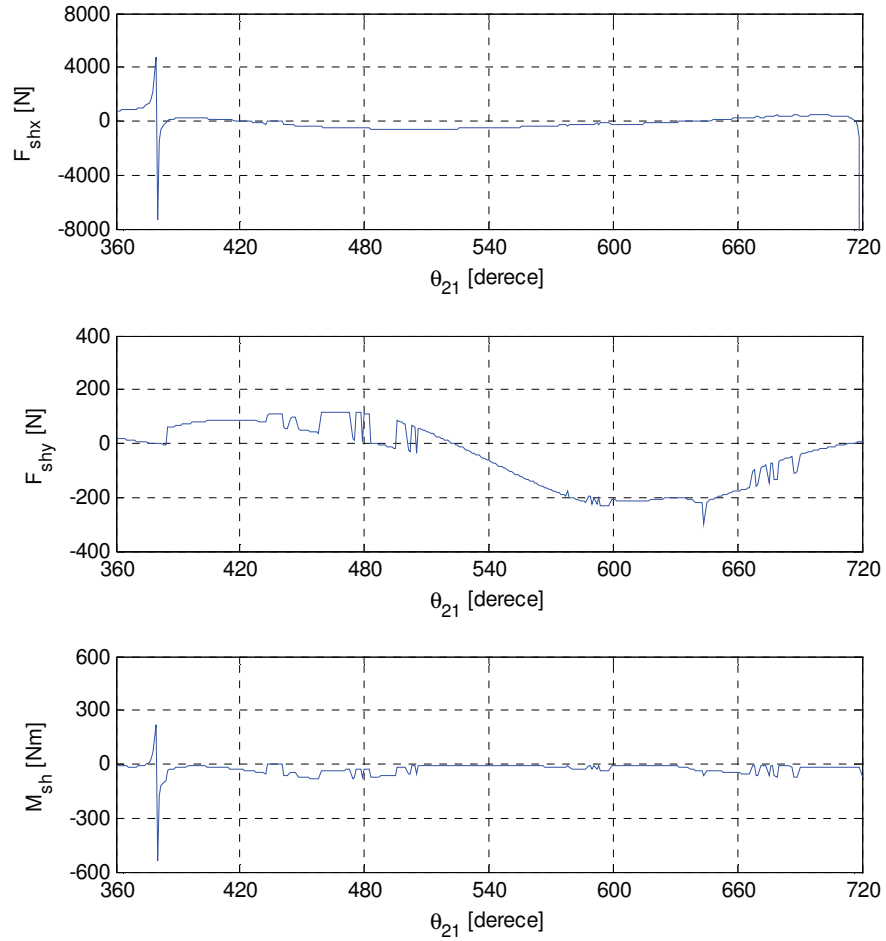


Şekil 4.9. Eklem boşluksuz dengelenmemiş krank-biyel mekanizmasının ana yatağındaki sarsma kuvveti ve momenti

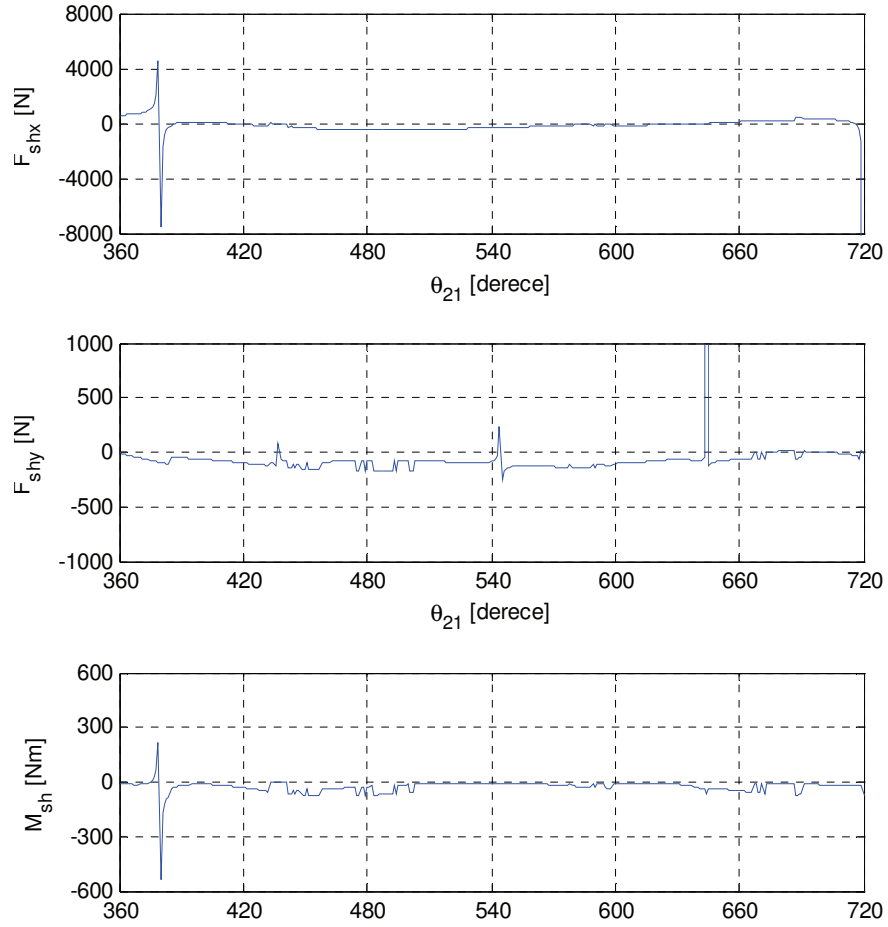


Şekil 4.10. Eklem boşluksuz dengelenmiş krank-biyel mekanizmasının ana yatağındaki sarsma kuvveti ve momenti

Nümerik olarak elde edilen eklem boşluk vektörünün açısal konum değişim karakteristiğinin kullanılması neticesinde, eklem boşluklu dengelenmemiş ve dengelenmiş krank-biyel mekanizmasının ana yataklarındaki sarsma kuvveti ve sarsma momenti değerleri Şekil 4.11-4.12’de verilmiştir.



Şekil 4.11. Eklem boşluklu dengelenmemiş krank-biyel mekanizmasının ana yatağındaki sarsma kuvveti ve momenti (Nümerik)



Şekil 4.12. Eklem boşluklu dengelenmiş krank-biyel mekanizmasının ana yatağındaki sarsma kuvveti ve momenti (Nümerik)

Şekillerden görüleceği üzere, eklem boşluğundan kaynaklanan, mekanizma uzuvlarının ivme analizinde de belirgin olarak hissedilen değişimler, mekanizmanın dinamik analizinde de sınır değerler oluşturmaktadır. Bu sonuç; mekanizmanın çalışması esnasında titreşim ve gürültüye sebep olmaktadır. İlgili şekiller incelendiği takdirde, dengelenmemiş ve dengelenmiş krank-biyel mekanizmasının kuvvet ve moment değerlerinde uç değerler mevcuttur. Eklem boşluklu dengelenmemiş krank-biyel mekanizmasındaki bu kuvvet ve moment değerlerindeki uç değerler, eklem boşluklu dengelenmiş krank-biyel mekanizmasındaki kuvvet ve moment değerlerinden daha fazla seviyededir. Bu değerler sonsuz küçük zaman aralıklarında meydana gelmekte ve bazen 10^3 N seviyelerine ulaşmaktadır. Ortaya çıkan uç değerlerden dolayı dengelenmemiş krank-biyel mekanizmasında meydana gelecek titreşim ve gürültü değerlerinin, dengelenmiş krank-biyel mekanizmasından daha fazla olacağı aşikârdır. Aynı şekilde

ortaya çıkan bu anlık uç değerler, mekanizmanın boşluksuz tipine nazaran boşluklu tipinde titreşim ve gürültülü çalışmaya sebep olmaktadır.

Her iki mekanizma için boşluksuz dinamik kuvvet analizinden elde edilen sonuçlar daha düzgün eğri karakteristiğine sahip iken, boşluklu analizinden elde edilen sonuçlarda sonsuz küçük zaman aralığında uç noktalara rastlanmaktadır.

5. BÖLÜM

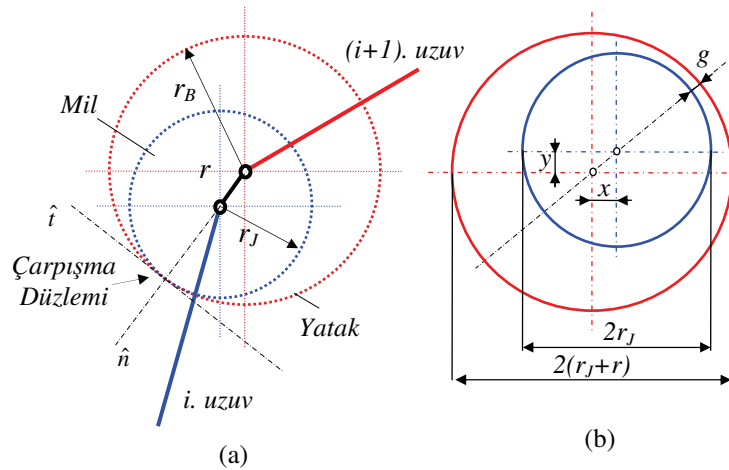
EKLEM BOŞLUKLU ve ESNEK UZUVLU MODEL MEKANİZMANIN NÜMERİK ANALİZ ve SİMÜLASYONU

5.1. Giriş

Bu bölümde, esnek uzuvlu ve eklem boşluklu krank-biyel mekanizmasının kinematik ve dinamik analizleri gerçekleştirilmiştir. Ayrıca, mekanizma uzuvlarının birbirlerine göre döner eklemler ile bağlandığı kabul edilmiştir. Yapılan çalışmada biyel uzvu 5 mm et kalınlığında imal edilmiş olup, bu uzvun esnek olarak modellenmesi ADAMS programında yapılmıştır. Simülasyon adımı 0.001 [s] olarak tanımlanmış ve ilgili sonuçlar, mekanizmanın kararlı çalışma bölgesi için elde edilmiştir.

5.2. Eklem Bölgesindeki Temasın Nümerik Olarak Tanımlanması

ADAMS yazılımında mil ve yatak arasında temasın tanımlanmasında, darbe fonksiyonu esasına dayalı temas metodu kullanılmıştır ve belirlenen değerler programa aktarılmıştır.



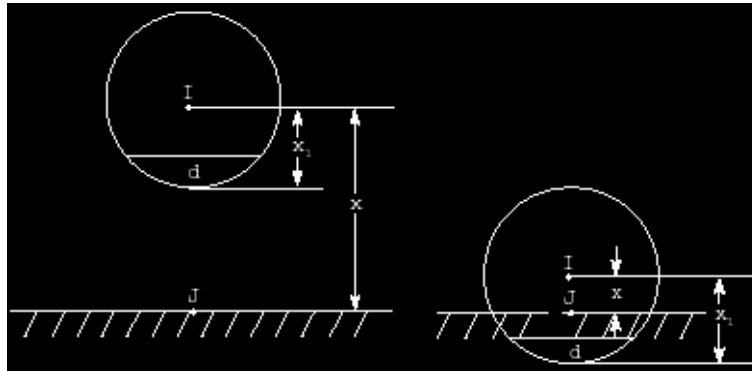
Şekil 5.1. Eşdeğer boşluk uzvu (a), Boşluklu döner eklem(b) [16]

Eklem boşluğu; Şekil 5.1.(a)'da görüldüğü üzere mil ve yatak yarıçapları arasındaki fark olarak dikkate alınmış ve kütesiz sanal uzuv olarak modellenmiştir. Mil ve yatak arasında sürtünmenin ihmal edilmesi hali için eklem boşluğu vektörünün doğrultusu, çarpışma düzleminde normal doğrultu ile çakışıktır. Eklem bölgesinde mil ve yatak arasında sürekli temas gerçekleştiği durum için boşluk vektörünün büyüklüğü, mil ve yatak yarıçapları arasındaki mesafeye eşdeğerdir. Fakat eklem bölgesinde mil ve yatak arasında temasın gerçekleşmediği durumlarda veya malzemelerin elastik karakteristiğine bağlı olarak hasıl olan bağıl nüfuziyet durumlarında boşluk vektörünün büyüklüğü değişkendir. Eklem boşluğuna ve eksenlerdeki bağıl yer değiştirmelere bağlı olarak, eklem bölgesindeki hareket tanımını veren ifade aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

$$g = r - \sqrt{x^2 + y^2} \leq 0 \quad (5.1)$$

Şekil 5.1 (b)'de görüldüğü üzere $g > 0$ durumu için; mil ve yatak arasında temas yoktur. $g < 0$ durumu için; bağıl nüfuziyet vardır.

Eklem bölgesinde mil ve yatak arasında temas sağlandığında, eklem kuvveti hasıl olur. Sürtünme ihmal edilirse bu kuvvetin doğrultusu, çarpışma düzleminin normal doğrultusu ile çakışıktır. Darbe fonksiyonu için açıklayıcı bir uygulama, Şekil 5.2'de şematik olarak sunulmuştur.



Şekil 5.2. Darbe fonksiyonunun şematik gösterimi

ADAMS/Solver, $g \leq 0$ olduğu anda darbe fonksiyonunu etkinleştirmekte; konum, hız ivme ve kuvvet gibi kinematik ve dinamik cevaplarda süreklilik sağlamaktadır. Temas

bölgesindeki normal kuvvet F_N ; rijitlik ve sönüm olmak üzere iki bileşene sahiptir. Rijitlik; bağıl nüfuziyetin ($\delta = -g$) bir fonksiyonudur. Sönüm ise bağıl nüfuziyet hızının ($\dot{\delta} = -\dot{g}$) bir fonksiyonudur.

$$F_N = \begin{cases} K\delta^n + STEP(\delta, 0, 0, d_{\max}, C_{\max}) \frac{d\delta}{dt}, & \delta > 0 \\ 0, & \delta \leq 0 \end{cases} \quad (5.2)$$

Burada $d_{\max}$; maksimum sönüm katsayısı $C_{\max}$ 'ın uygulanması için penetrasyon sınırlarını belirleyen pozitif reel bir değerdir. Sayısal olarak bu 0,01 seviyelerindedir. Genelleştirilmiş rijitlik katsayısı K , temas yüzeyinin malzeme ve geometrik özelliklerine bağlıdır. Sürtünmesiz Hertz temas kuvveti için iki yüzey arasındaki metalik temas katsayısı $n=3/2$ olarak alınmalıdır. Rijitlik katsayısı K , aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

$$K = \frac{4}{3\pi(h_i + h_j)} \left(\frac{R_i R_j}{R_i + R_j} \right)^{1/2} \quad (5.3)$$

h_i ve h_j gibi malzeme karakteristikleri ise aşağıdaki gibi verilebilir

$$h_k = \frac{1 - \nu_k^2}{\pi E_k} \quad (k=i, j) \quad (5.4)$$

ν_k ve E_k gibi değişkenler, poisson oranı ve elastiklik modülünü tanımlamaktadır

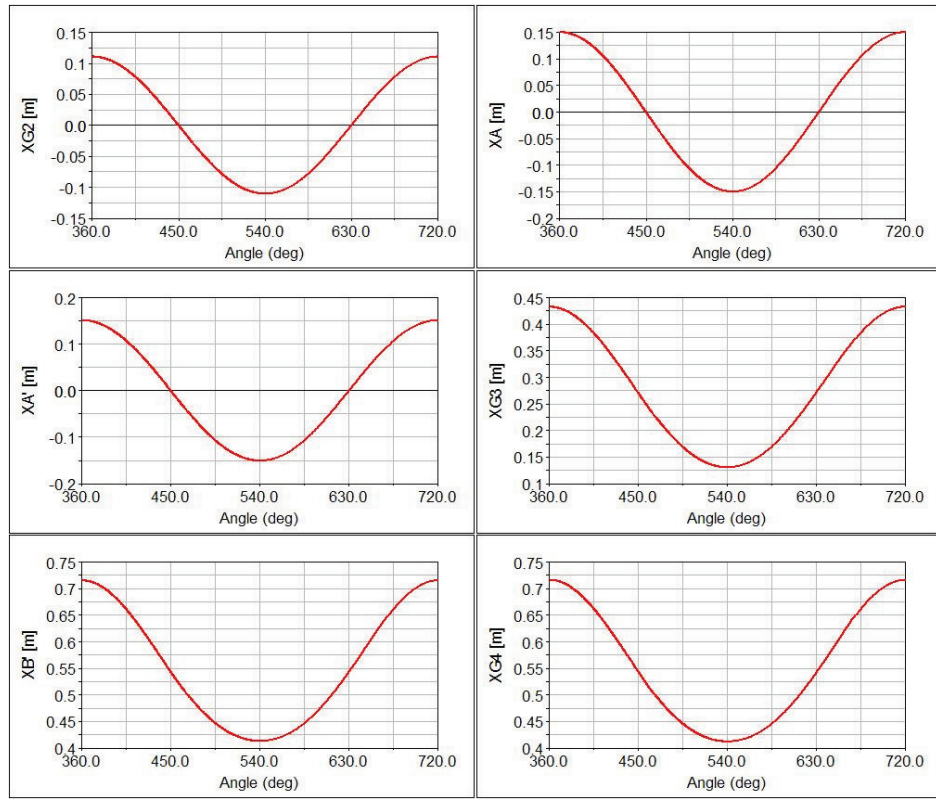
Anlık sönüm katsayısı ise bağıl penetrasyonun kübik ifadesi olarak aşağıdaki gibi verilebilir.

$$STEP(\delta, 0, 0, d_{\max}, C_{\max}) = \begin{cases} 0, & \delta \leq 0 \\ C_{\max} \left(\frac{\delta}{d_{\max}} \right)^2 \left(3 - 2 \frac{\delta}{d_{\max}} \right), & 0 < \delta < d_{\max} \\ C_{\max}, & \delta \geq d_{\max} \end{cases} \quad (5.5)$$

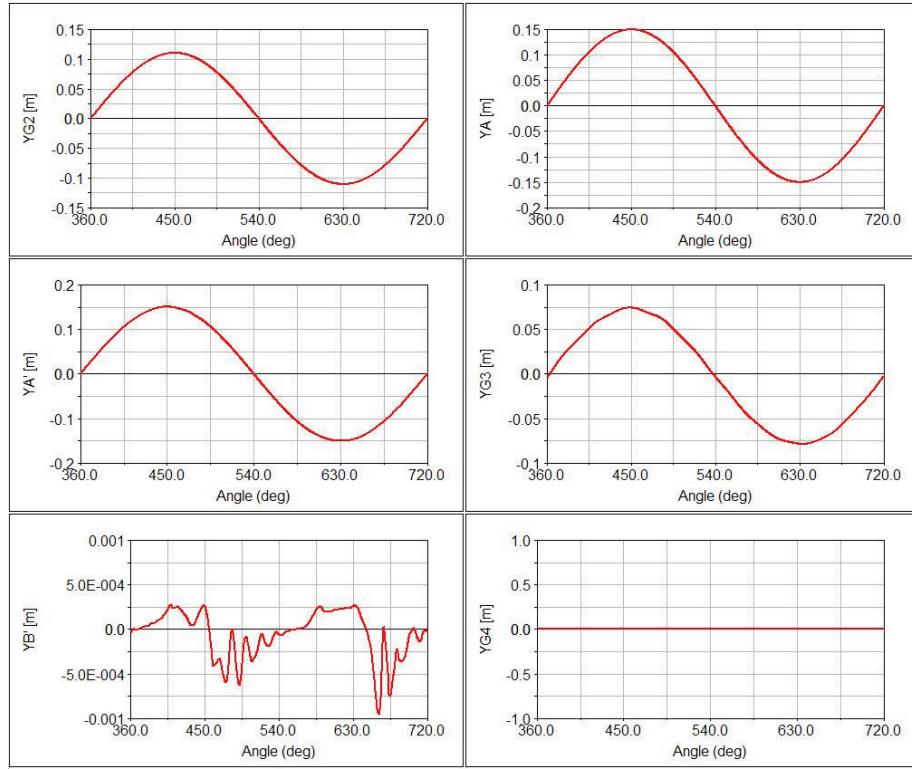
Temastaki malzemelerin sönüm karakteristiklerinin tam manasıyla yansıtılması için, sönüm değerinin doğru ve tam manasıyla tanımlanması ve programa aktarılması gerekmektedir. Simülasyonda; sönüm katsayısı ($5.9205 \cdot 10^4 \text{N/mm}^2$), literatürdeki benzer çalışmalardan yararlanılarak rijitlik katsayısının, %10'u olarak tanımlanmıştır ve programa aktarılmıştır. [16]

5.3. Dengelenmemiş ve Dengelenmiş Krank-Biyel Mekanizmalarının Kinematik ve Dinamik Analiz Sonuçları ve Değerlendirmeleri

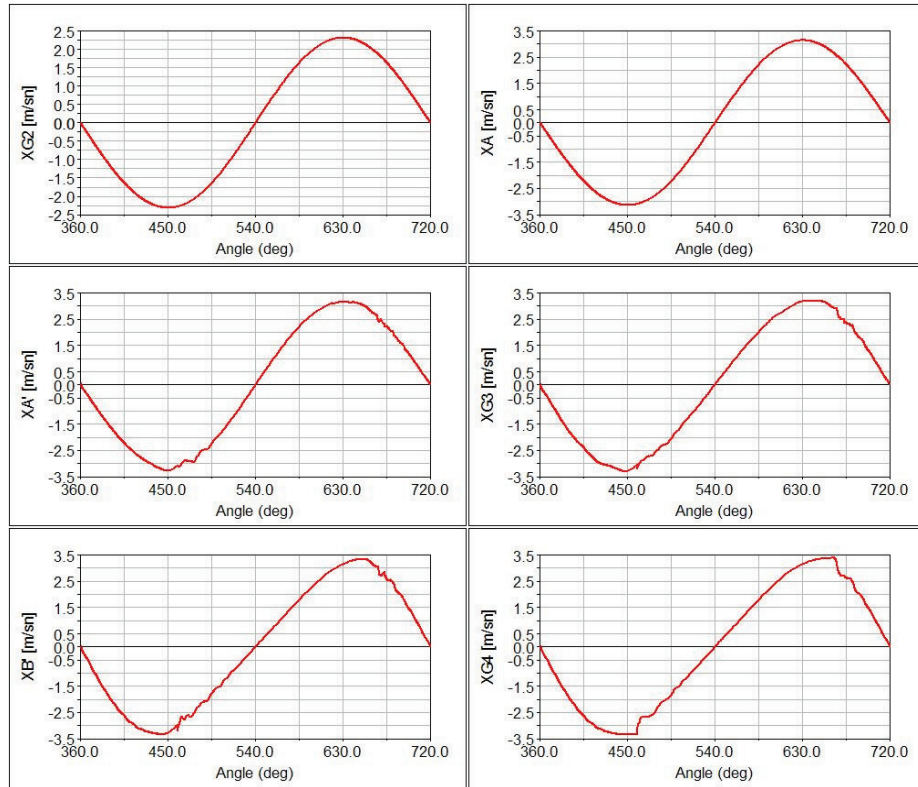
Krank mıyılı ve piston perno merkezlerinde 1 mm eklem boşluğu bulunan krank-biyel mekanizmasının dengelenmemiş ve dengelenmiş halleri, biyel uzvunun esnek olarak modellenmesiyle kinematik ve dinamik açıdan incelenmiştir. Mekanizmalarda giriş uzvunun 200 d/d sabit hızda dönmesi sonucu, bilgisayar destekli (ADAMS) programından elde edilen kinematik ve dinamik analiz sonuçları Şekil 5.3-5.16 arasında verilmiştir.



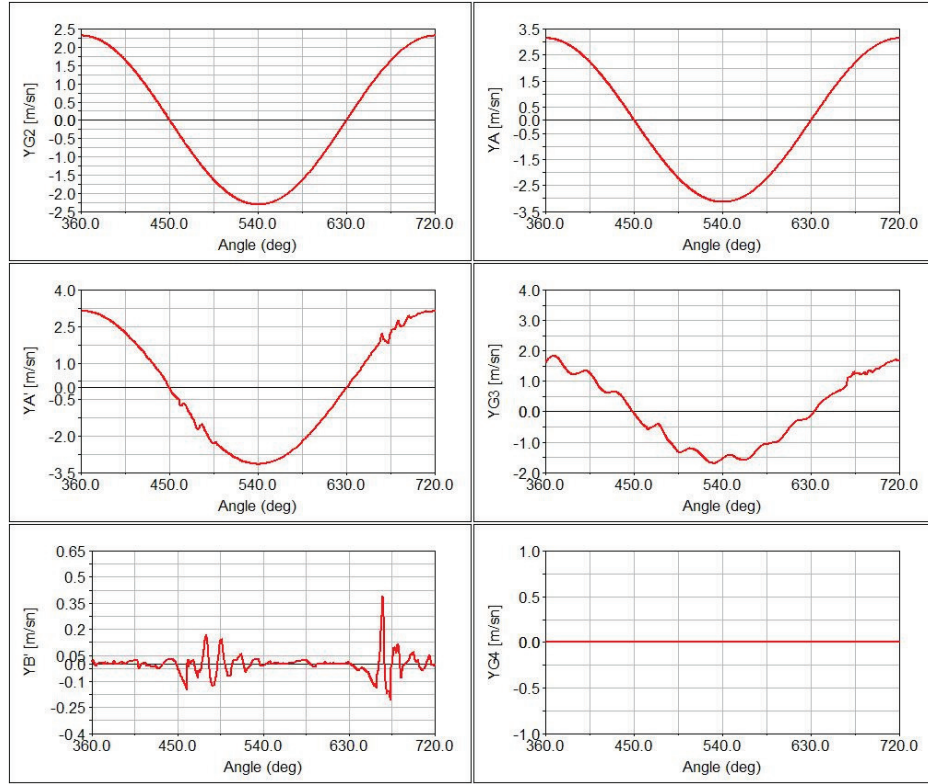
Şekil 5.3. Eklem boşluklu dengelenmemiş mekanizma uzuvlarının kütle merkezleri ve boşluklu eklem merkezlerinin x doğrultusundaki konumları (ADAMS)



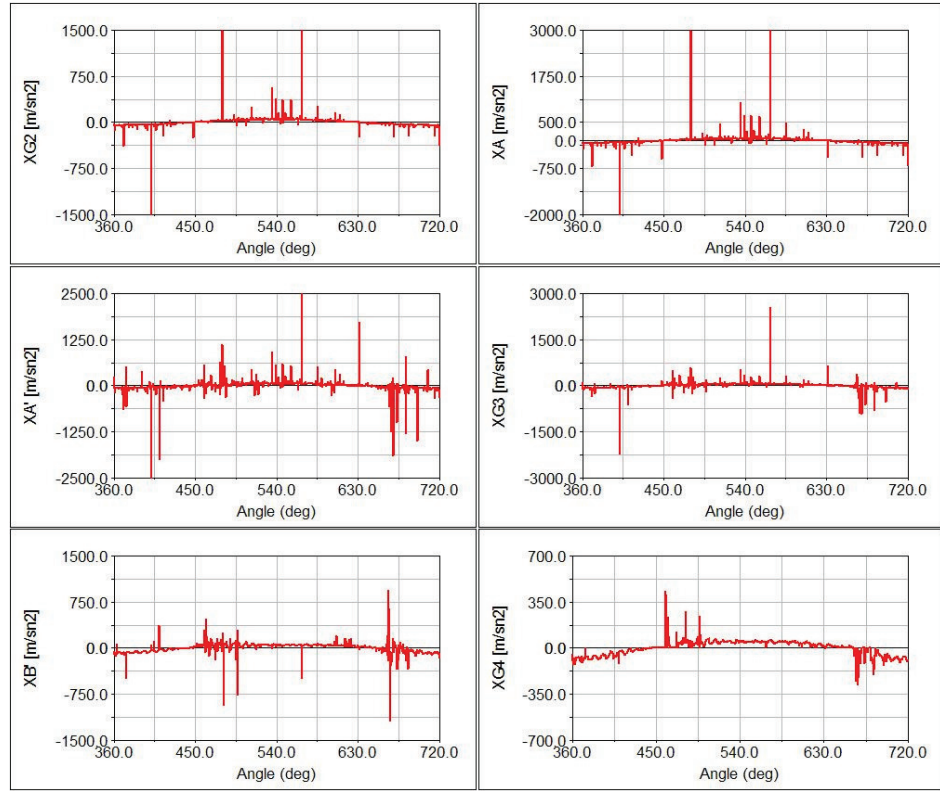
Şekil 5.4. Eklemler boşluklu dengelenmemiş mekanizma uzuvlarının kütle merkezleri ve boşluklu eklemler merkezlerinin y doğrultusundaki konumları (ADAMS)



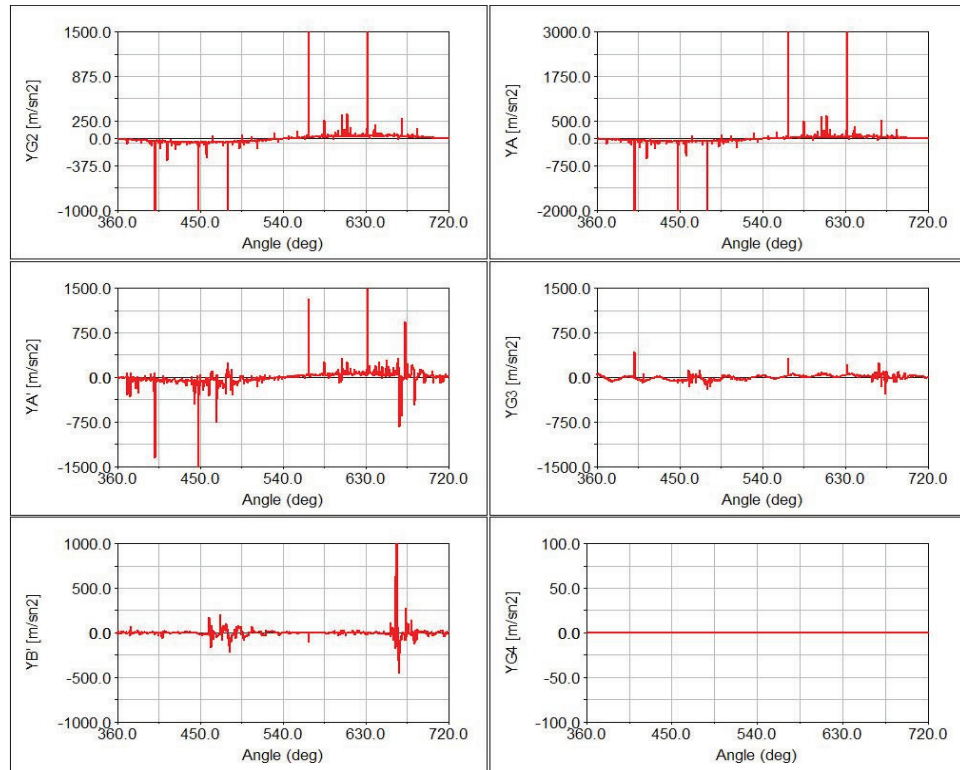
Şekil 5.5. Eklemler boşluklu dengelenmemiş mekanizma uzuvlarının kütle merkezleri ve boşluklu eklemler merkezlerinin x doğrultusundaki hızları (ADAMS)



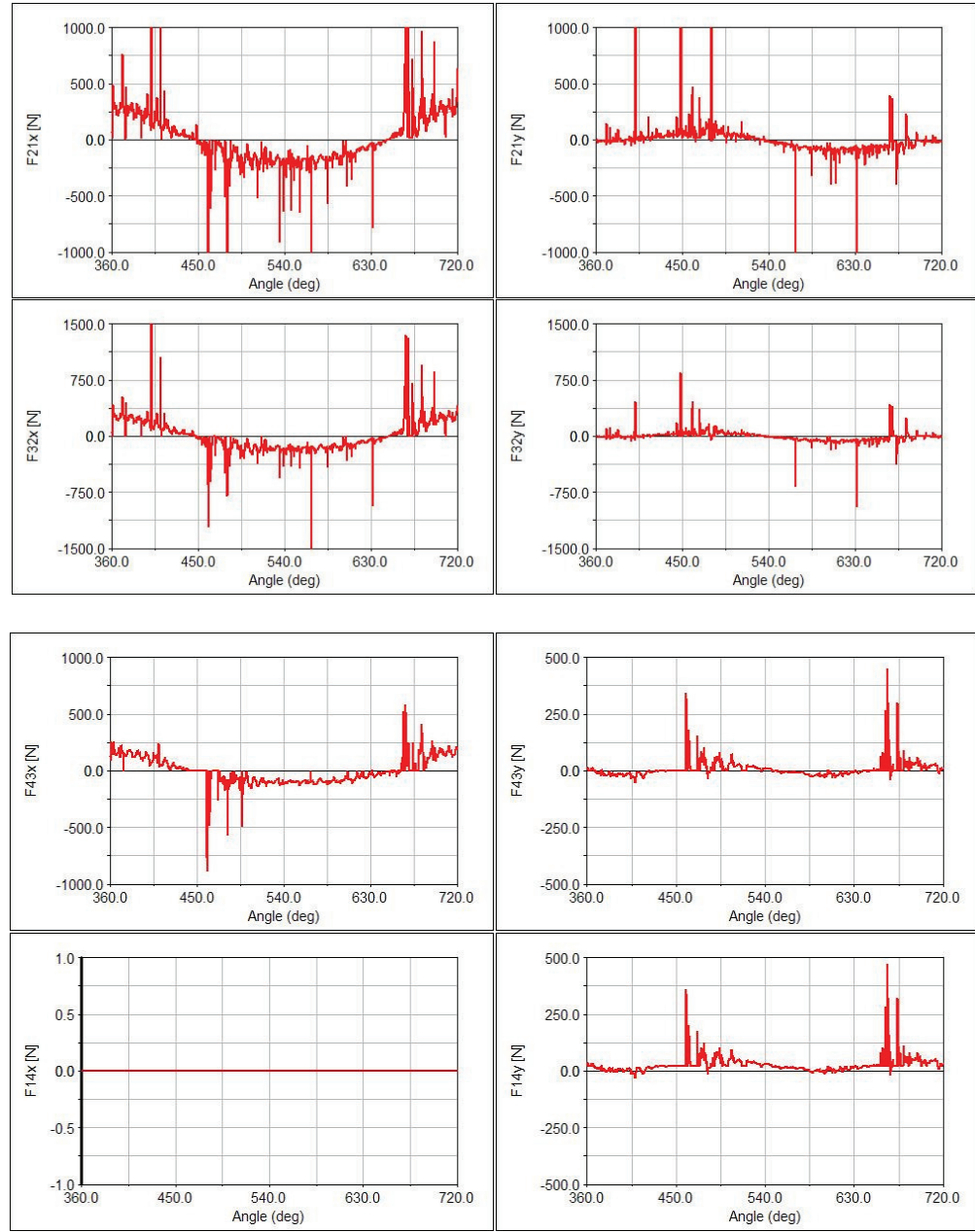
Şekil 5.6. Eklem boşluklu dengelenmemiş mekanizma uzuvlarının kütle merkezleri ve boşluklu eklem merkezlerinin y doğrultusundaki hızları (ADAMS)



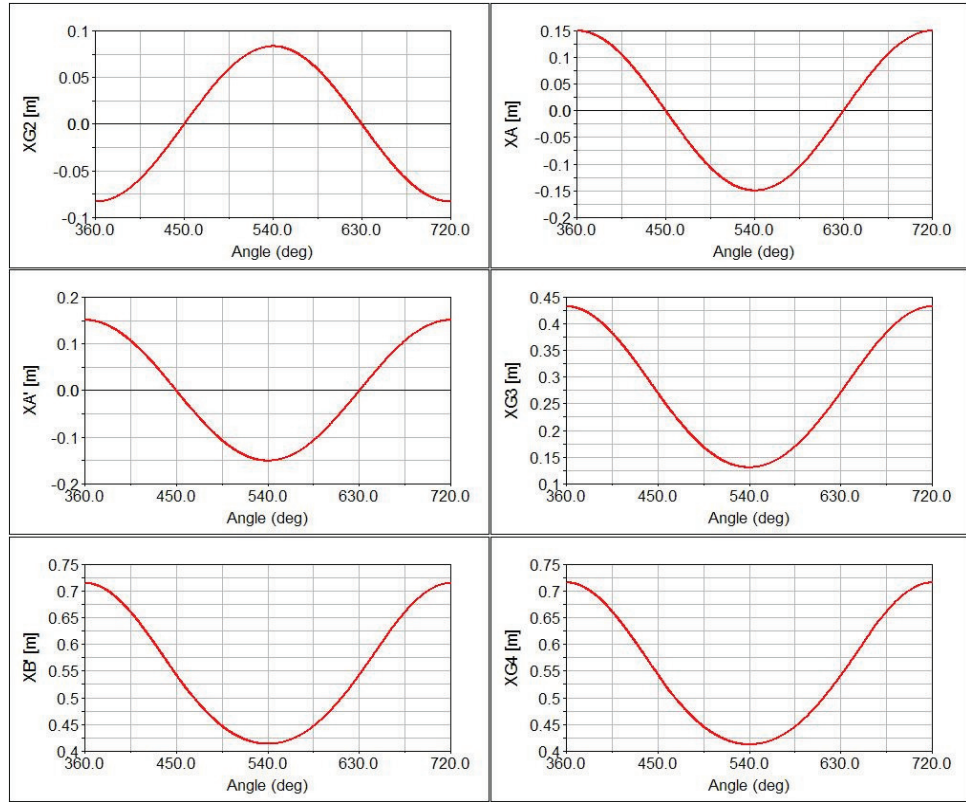
Şekil 5.7. Eklemler boşluklu dengelenmemiş mekanizma uzuvlarının kütle merkezleri ve boşluklu eklemler merkezlerinin x doğrultusundaki ivmeleri (ADAMS)



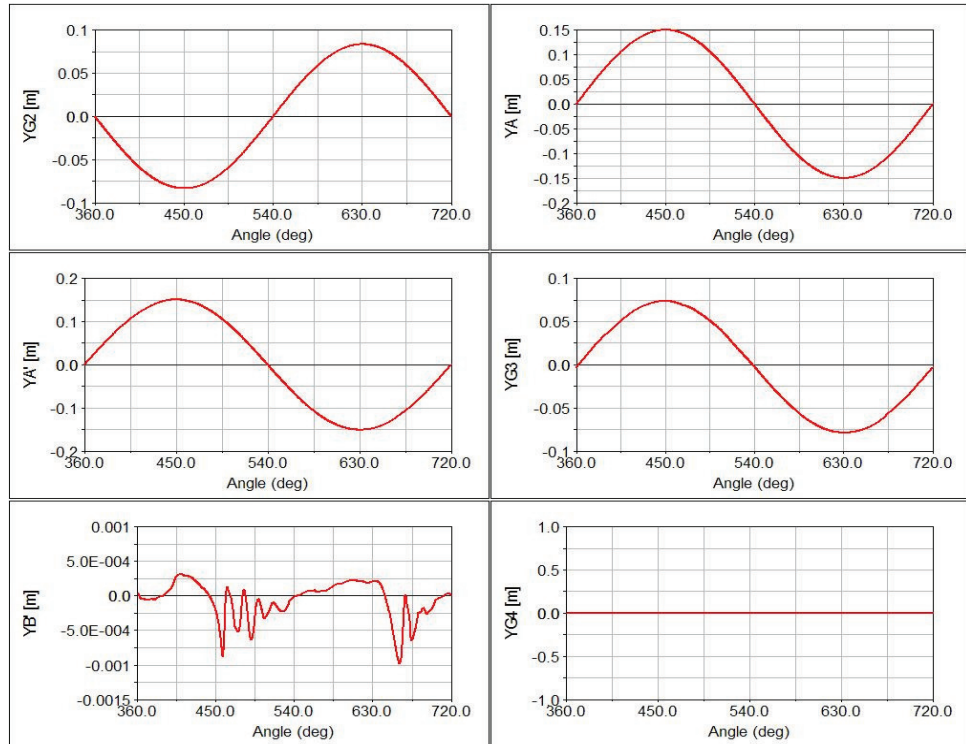
Şekil 5.8. Eklemler boşluklu dengelenmemiş mekanizma uzuvlarının kütle merkezleri ve boşluklu eklemler merkezlerinin y doğrultusundaki ivmeleri (ADAMS)



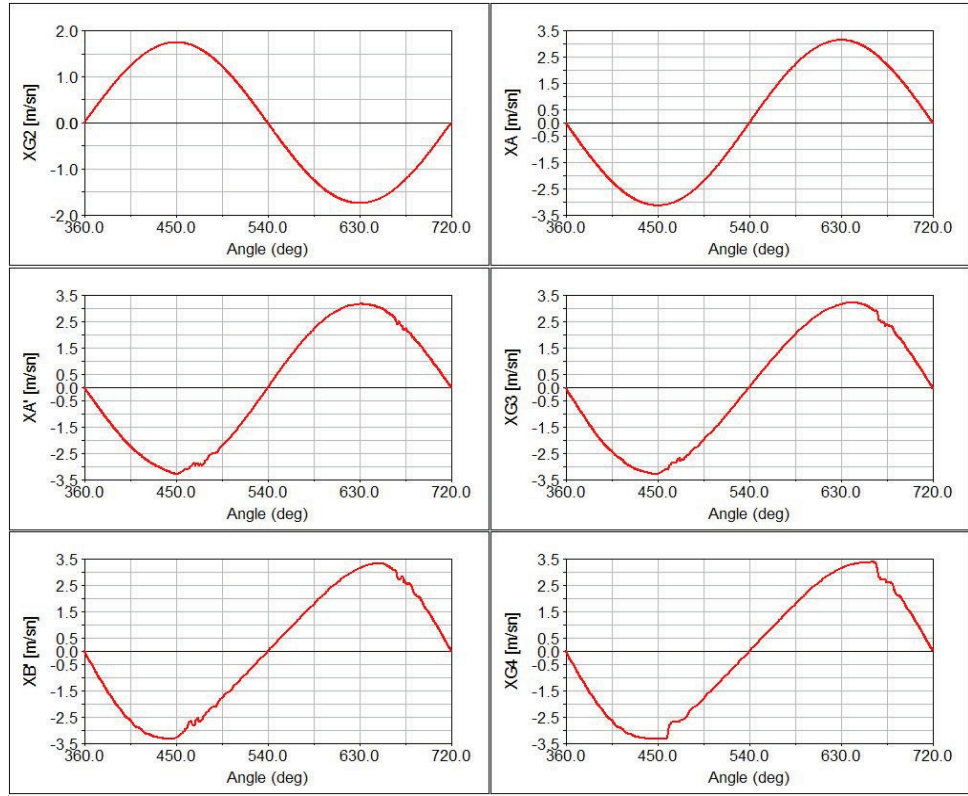
Şekil 5.9.Eklem boşluklu dengelenmemiş krank-biyel mekanizmasındaki eklem kuvvetleri (ADAMS)



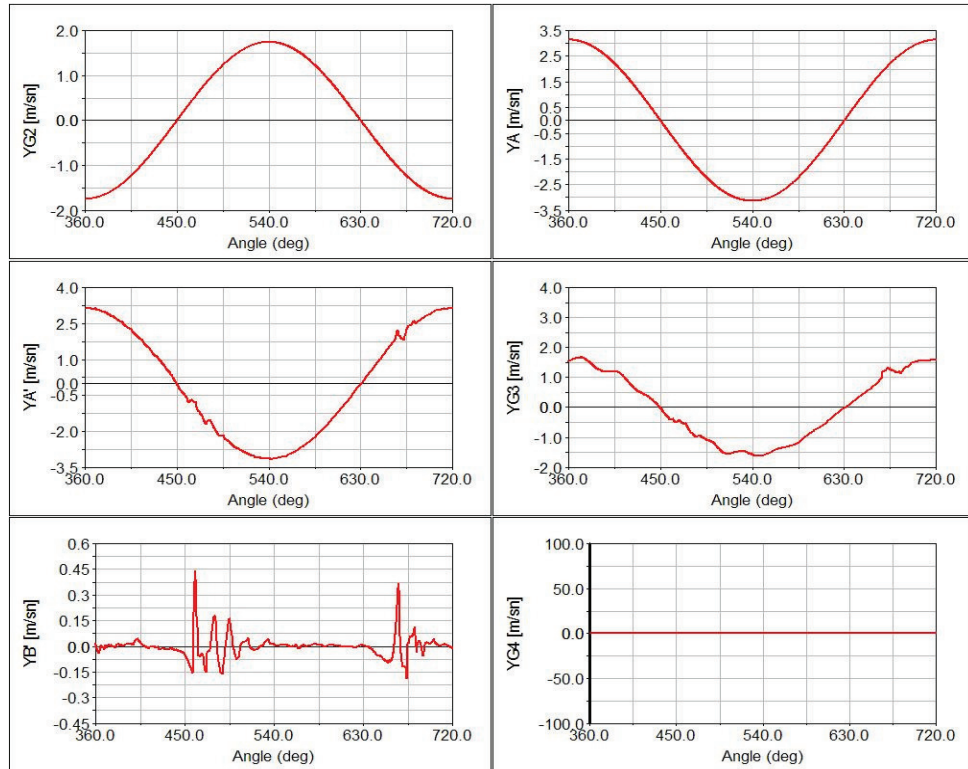
Şekil 5.10. Eklem boşluklu dengelenmiş mekanizma uzuvlarının kütle merkezleri ve boşluklu eklem merkezlerinin x doğrultusundaki konumları (ADAMS)



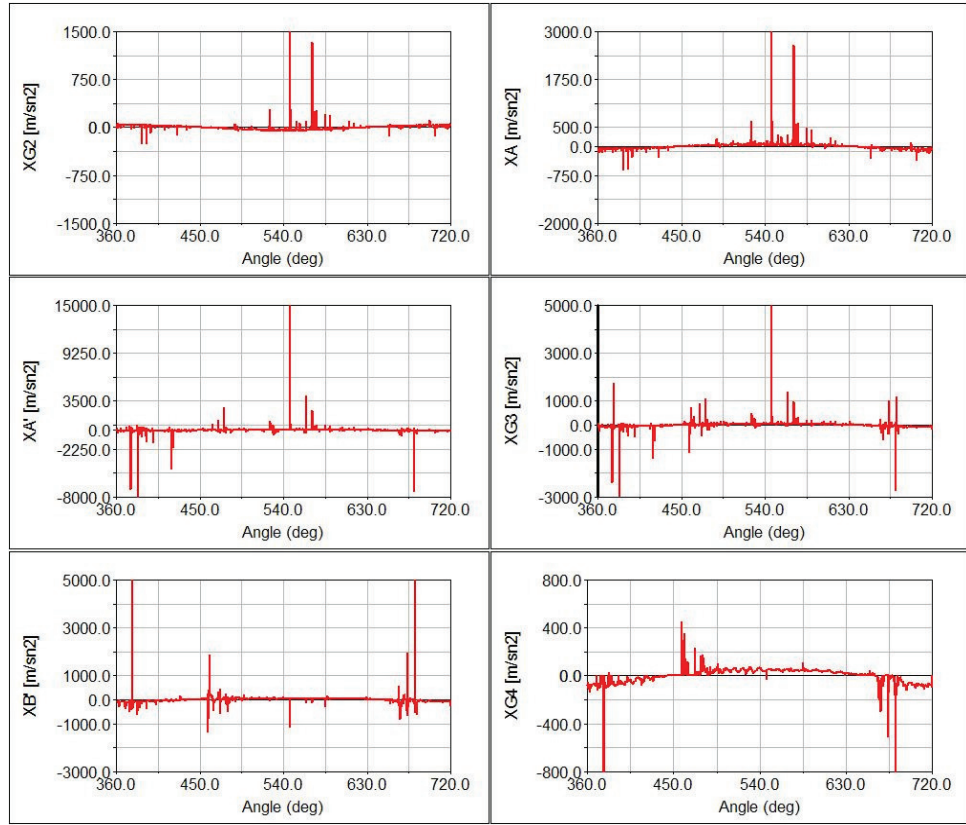
Şekil 5.11. Eklem boşluklu dengelenmiş mekanizma uzuvlarının kütle merkezleri ve boşluklu eklem merkezlerinin y doğrultusundaki konumları (ADAMS)



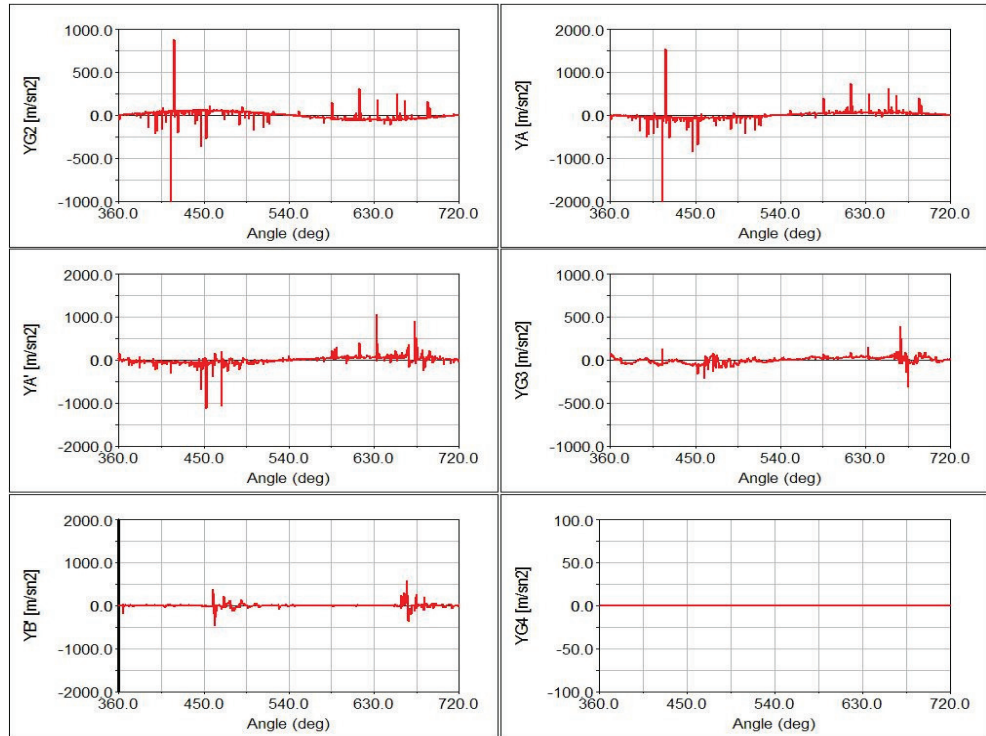
Şekil 5.12. Eklem boşluklu dengelenmiş mekanizma uzuvlarının kütle merkezleri ve boşluklu eklem merkezlerinin x doğrultusundaki hızları (ADAMS)



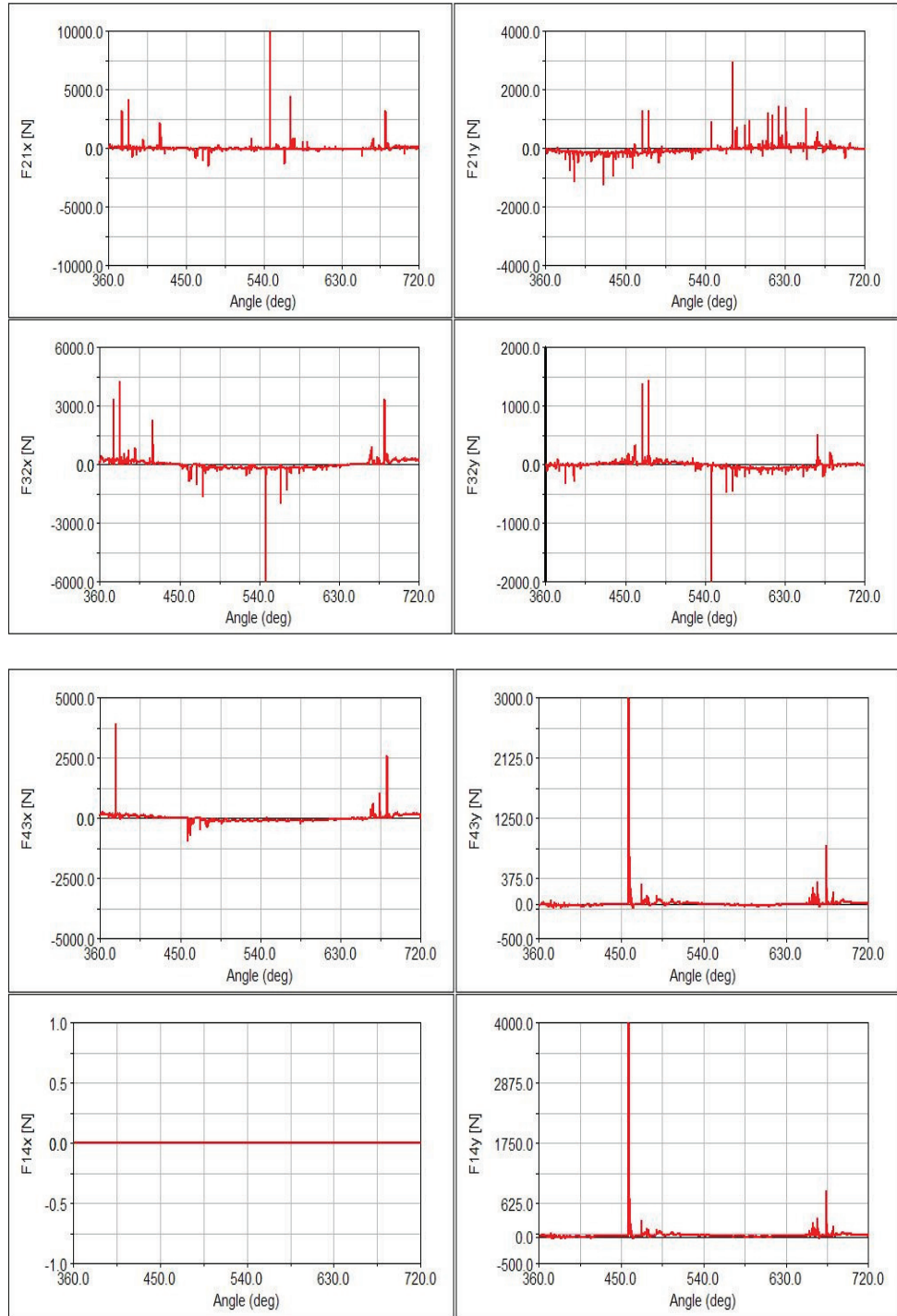
Şekil 5.13. Eklem boşluklu dengelenmiş mekanizma uzuvlarının kütle merkezleri ve boşluklu eklem merkezlerinin y doğrultusundaki hızları (ADAMS)



Şekil 5.14 Eklemler boşluklu dengelenmiş mekanizma uzuvlarının kütle merkezleri ve boşluklu eklemler merkezlerinin x doğrultusundaki ivmeleri (ADAMS)

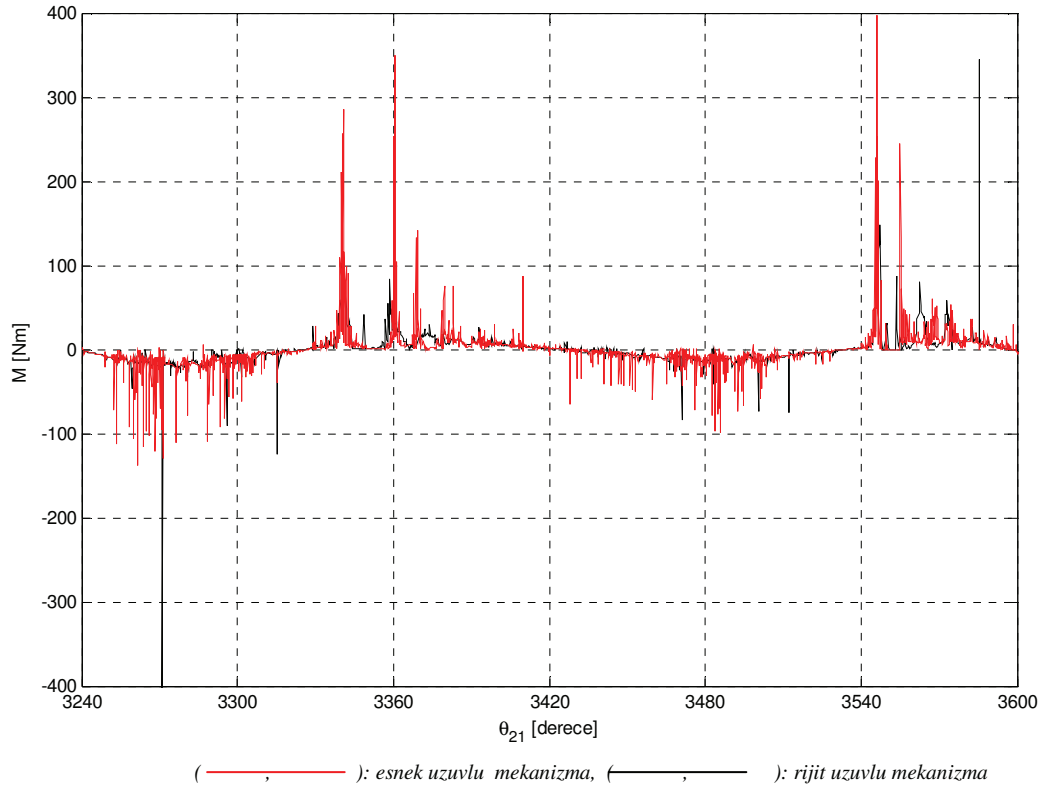


Şekil 5.15 Eklemler boşluklu dengelenmiş mekanizma uzuvlarının kütle merkezleri ve boşluklu eklemler merkezlerinin y doğrultusundaki ivmeleri (ADAMS)

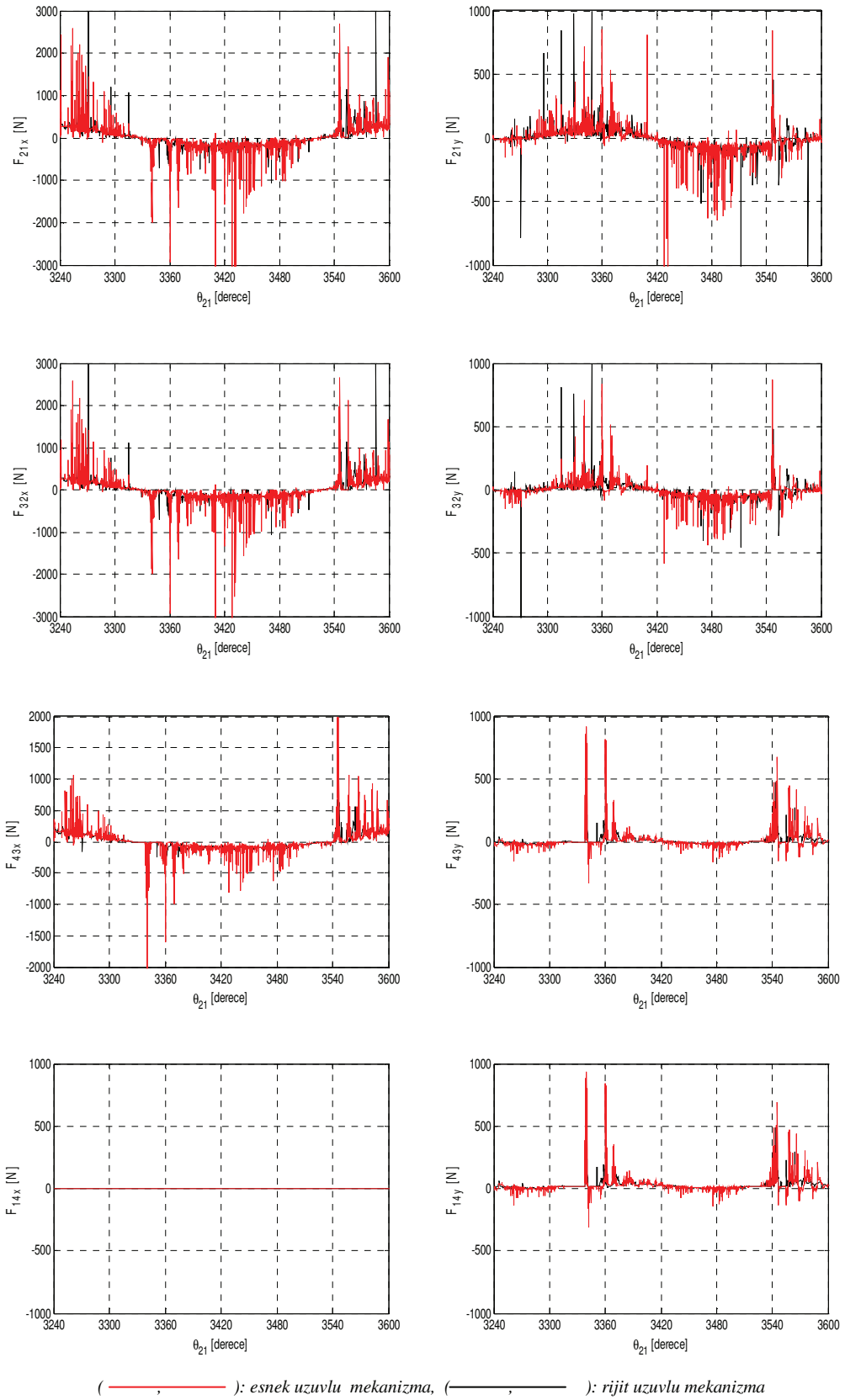


Şekil 5.16.Eklem boşluklu dengelenmiş krank-biyel mekanizmasındaki eklem kuvvetleri (ADAMS)

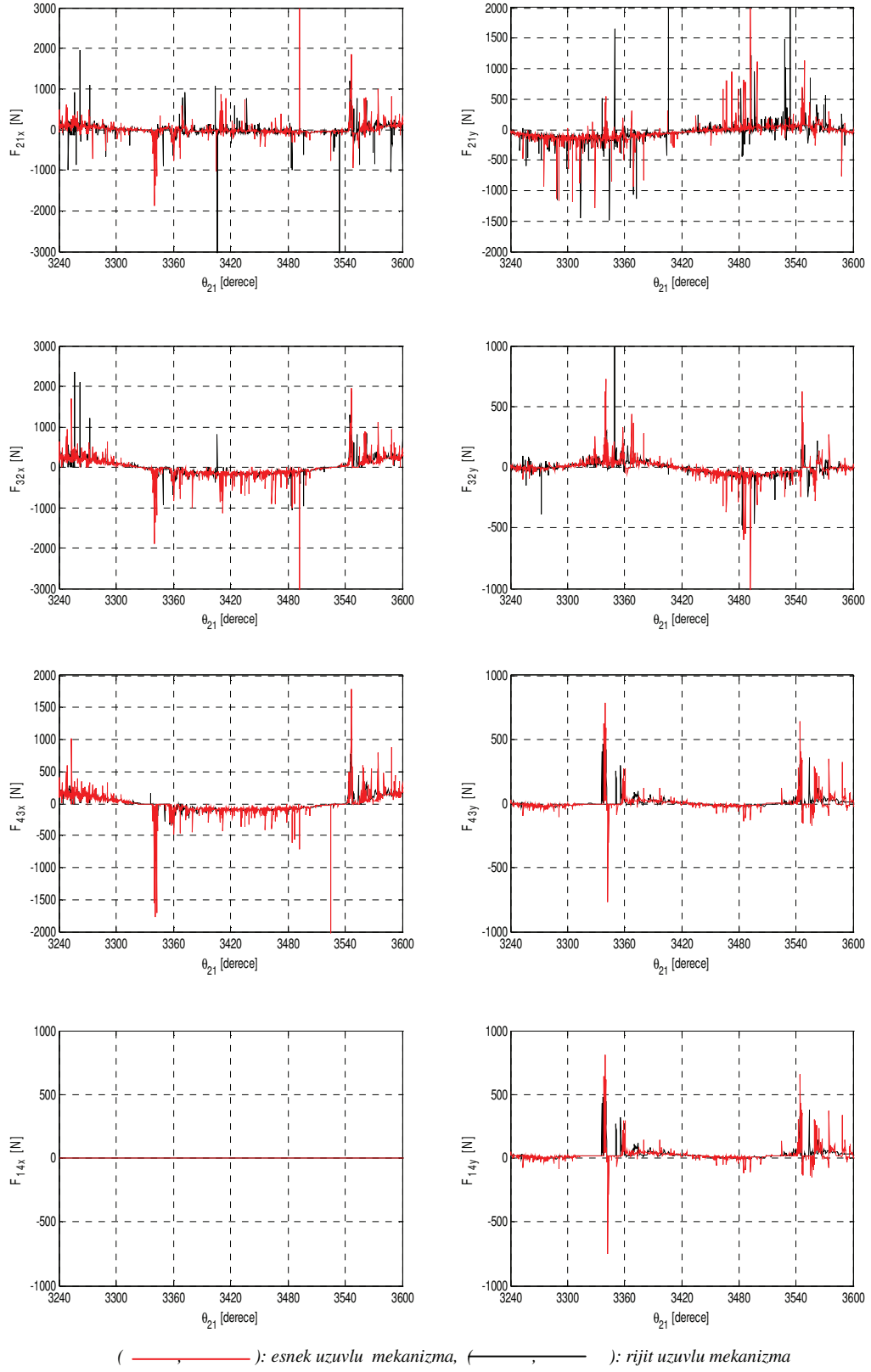
İlgili şekillerden görüleceği üzere eklem boşluklu esnek mekanizmaların ivme karakteristiği oldukça komplekstir. Ayrıca eklem boşluklu esnek uzuvlu mekanizmanın ivme bileşenlerinde anlık uç değerler meydana gelmektedir. Bunlar etkisini eklem kuvvetlerinde bariz şekilde göstermektedir. Ana yataklarda ve eklem bölgesinde ortaya çıkan kuvvetler ve tahrik momenti, dengelenmemiş ve dengelenmiş hal için biyel uzvunun rijit ve esnek olması hali için karşılaştırılmıştır. Şekil (5.17-5.20).



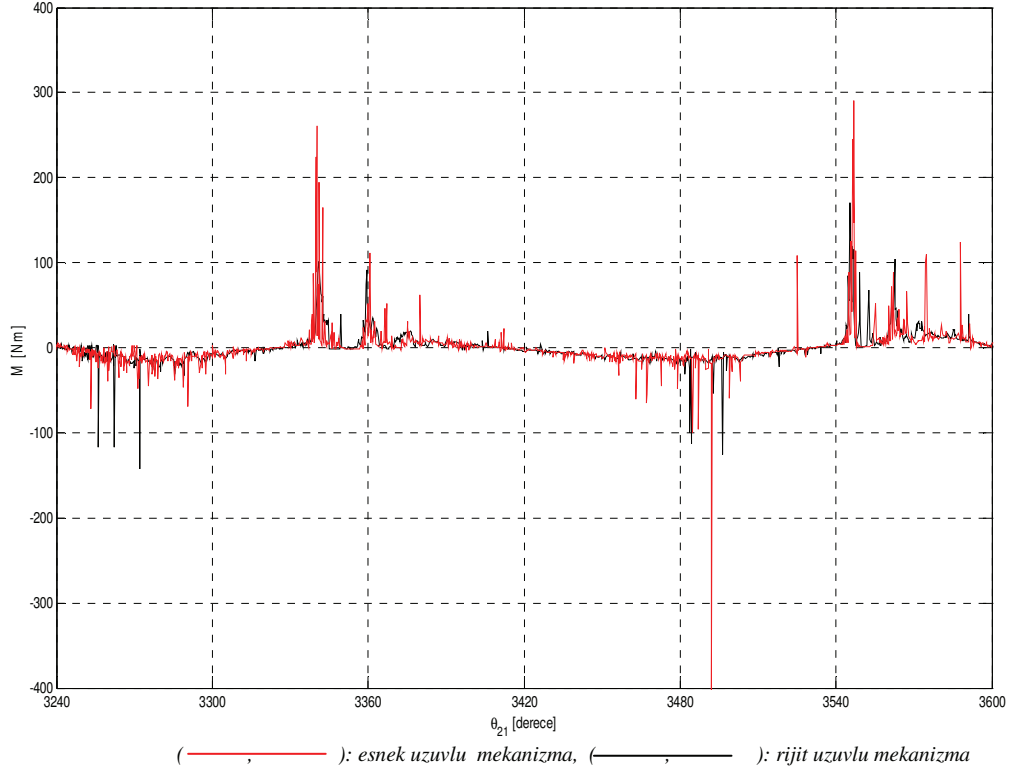
Şekil 5.17 Eklem boşluklu dengelenmemiş krank-biyel mekanizmasının tahrik momenti



Şekil 5.18.Eklem boşluklu dengelenmemiş krank-biyel mekanizmasındaki eklem kuvvetleri



Şekil 5.19.Eklemler boşluklu dengelenmiş krank-biyel mekanizmasındaki eklemler kuvvetleri



Şekil 5.20.Eklem boşluklu dengelenmiş krank-biyel mekanizmasının tahrik momenti

İlgili kuvvet şekillerinden görüldüğü üzere mekanizmanın bir periyodu süresince sınır değerler mevcuttur. Bunlar; çok küçük zaman aralıklarında darbe kuvvetlerinin yansımasıdır. Boşluklu esnek mekanizma boşluklu rijit mekanizmaya göre daha fazla uç değere sahiptir. Kuvvetlerin x ve y bileşenleri incelendiğinde boşluklu esnek mekanizmadaki bu değerlerin 10^4 N seviyelerine çıktığı görülebilir. Boşluklu rijit mekanizmada ise bu değerler daha düşük seviyelerdedir. Bu sonuç; rijit uzvun, kuvvet piklerini sönümlemede önemli bir etkiye sahip olduğunu göstermektedir.

Mekanizmaların tahrik momenti incelendiğinde; iki ekleminde boşluk bulunan esnek uzuvlu mekanizmanın tahrik momentindeki sınır değerler, eşdeğeri fakat rijit uzuvlu mekanizmanın tahrik momentindeki sınır değerlere göre daha yüksek seviyededir. Aradaki bu fark; uzuv esnekliğinin bu konuda negatif yansıması olarak değerlendirilebilir.

Rijit uzuvlu dengelenmemiş ve dengelenmemiş krank-biyel mekanizmasının kuvvet şekilleri incelendiği taktirde, rijit uzuvlu dengelenmemiş krank-biyel mekanizmasının

krank ana yatağındaki kuvvet bileşenlerinin, dengelenmiş krank-biyel mekanizmasının krank ana yatağındaki kuvvet bileşenlerine göre daha fazla uç değere sahiptir. Aynı şekilde esnek uzuvlu krank-biyel mekanizmasının dengelenmemiş hali, dengelenmiş haline göre daha fazla sayıda uç değere sahiptir. İlgili şekillerden anlaşılaçağı üzere rijitlik ve dengelemenin, mekanizmada ortaya çıkan bu uç değeri sönümlemede önemli katkılarının olduğı görülmüştür.

6. BÖLÜM

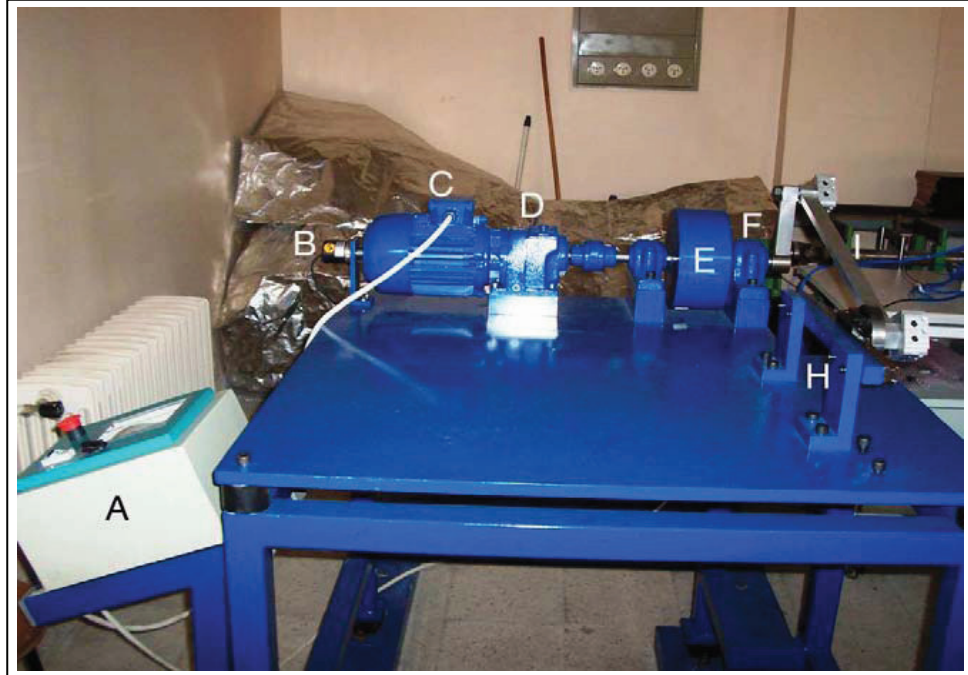
DENEYSEL ÇALIŞMA

6.1. Giriş

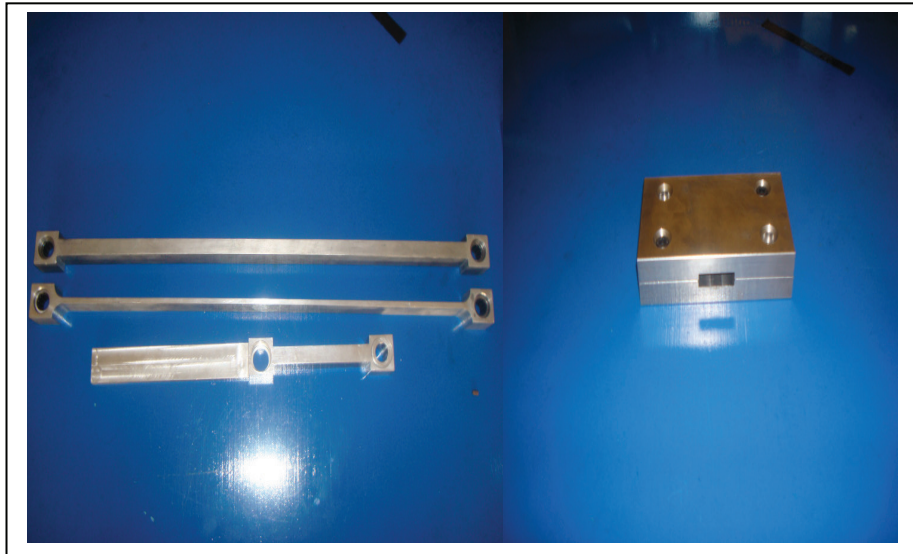
Eklem boşluklu-boşluksuz, dengelenmemiş ve dengelenmiş krank-biyel mekanizmasının gerçek çalışma şartlarındaki davranışlarının değerlendirilmesi oldukça önemlidir. Yapılan çalışmalarda her iki mekanizma alüminyum malzemeden imal edilmiş olup, sadece dengelemede kullanılan parça ve piston çeliktir. Burada mekanizmaların 200 d/d çalışma hızında ve biyel uzvunun sırasıyla 15mm ve 5mm et kalınlığında olması durumunda, eklem boşluklu ve boşluksuz mekanizmaların titreşim karakteristikleri analiz edilmiştir.

6.2. Deneysel Sistem ve Elemanları

Deneysel sistemin görünüşü Şekil 6.1’de verilmiştir. Mevcut sistem üzerinde 0-50 Hz çalışma aralığındaki frekans değiştiricisi A ile gösterilmiştir. Mekanizmada giriş uzvu açısal konumunun tanımlanması amacıyla kullanılan 1900 pulse değerine sahip enkoder ise B gösterilmektedir. C ve D sırasıyla 1,5 Kw AC elektrik motorunu ve redüktör sistemini simgelemektedir. E; özellikle eklem boşluklu mekanizmada sergilenen davranıştan dolayı ortaya çıkan dönme düzgünlüğünü minimuma indirmek için kullanılan volanı tanımlamaktadır. F ve H; mekanizmaların bağlandığı ana yatakları göstermektedir. I ise sisteme bağlanmış olan krank-biyel mekanizmasının simgelemektedir. Krank-biyel mekanizmasının bazı uzuvlarının görünümü Şekil 6.2’de verilmiştir.



Şekil 6.1. Deneysel test sistemi



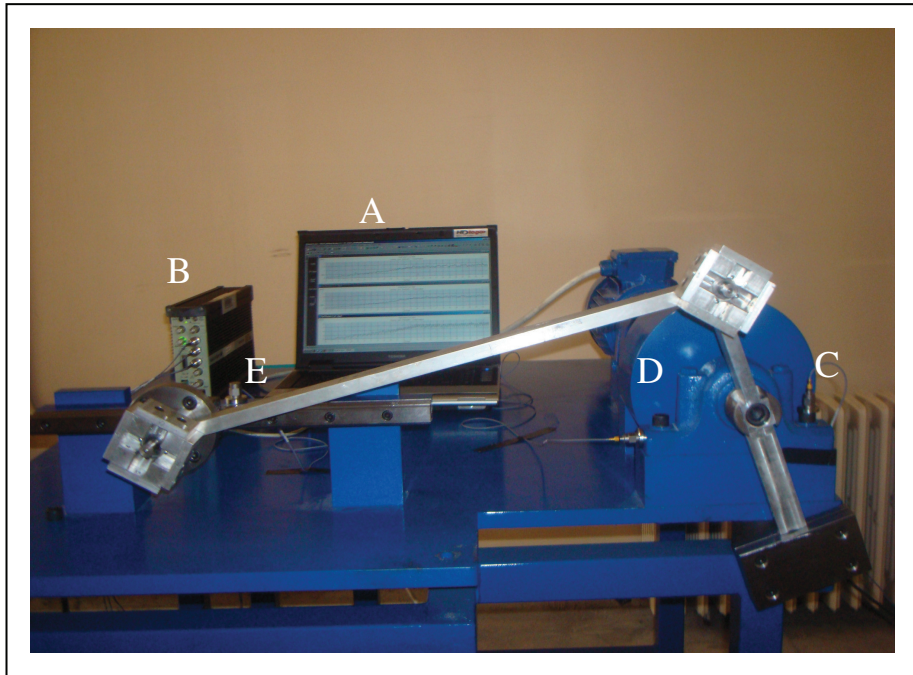
Şekil 6.2. Krank-biyel mekanizmasının bazı uzuvlarının görünümü

6.3. Titreşim Ölçümü

Deneysel sistemde, eklem boşluğundan kaynaklanan titreşim değerlerinin belirlenmesi için sistemde üç noktaya ivmeölçerler yerleştirilmiş olup, mekanizmaların titreşim değerleri 200 d/d çalışma hızında araştırılmıştır. Şekil 6.3’de gösterilen krank-biyel

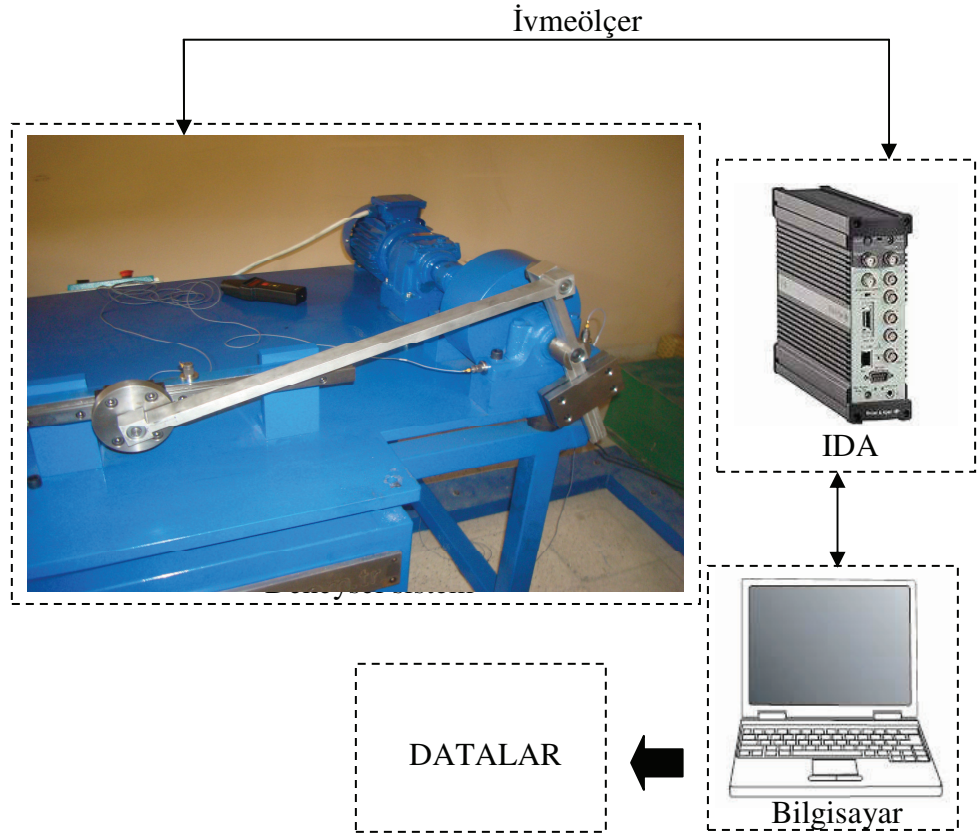
mekanizması için birinci ivmeölçer (C), krank ana yatağında düşey eksen (y eksen) doğrultusundaki titreşimleri, ikinci ivmeölçer (D) ise aynı yatak bölgesinde yatay eksen (x eksen) doğrultusundaki titreşimleri algılanmaktadır. Üçüncü ivmeölçer (E), piston-sabit uzuv yatağında düşey eksen (y eksen) doğrultusundaki titreşimleri algılamaktadır. Bilgisayar ve veri toplama sistemi sırasıyla A ve B ile gösterilmiştir.

Şekil 6.3’de verilen deneysel sistemden titreşim ölçümü için kullanılan düzeneğin blok diyagramı ise Şekil 6.4’de verilmiştir.



Şekil 6.3. Deneysel sistem üzerinde ivmeölçer yerleşiminin görünümü

Deneysel sistemden titreşim ölçümü, sistemin çalışmaya başlamasından itibaren ilk 30 saniyelik kısım için gerçekleştirilmiştir. Ölçümde kullanılan veri toplama ünitesinin (IDA) veri aktarma hızı kanal başına 25,6 kHz düzeyindedir. 5 kanaldan eşzamanlı olarak data alabilen IDA, Brüel & Kjaer PULSE-3560B modelidir. Kullanılan ivmeölçerler, tek eksende ölçüm yapma kabiliyetine sahiptir ve bunlar Brüel & Kjaer 4514 tipi genel amaçlı ölçüm yapabilen sensörlerdir. Ölçüm esnasındaki titreşim değerleri, anlık olarak bilgisayar ekranından takip edilebilmektedir..



Şekil 6.4. Deneysel sistemdeki titreşim ölçümünün blok diyagramı

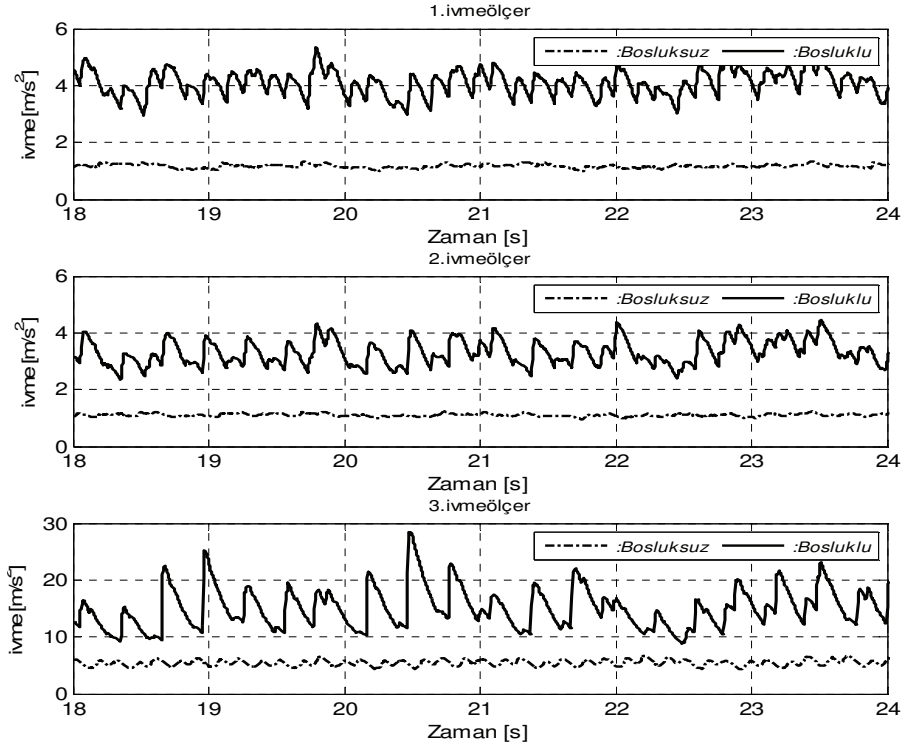
6.4. Deneysel Sonuçlar ve Değerlendirmeler

Deneysel çalışma esnasında her iki mekanizmanın biyel uzvunun et kalınlığının 15 mm ve 5 mm olması durumunda ve 200 d/d'lık çalışma hızlarında analizi gerçekleştirilmiştir. Her iki eklemindeki boşluk değerinin 1 mm olması durumuna göre titreşim sonuçları elde edilmiştir. Titreşim ölçümü ilk 30 saniyelik çalışma için elde edilmiş olsa dahi burada irdelenecek aralık, sistemin kararlı çalışmaya başladığı kısımdır. Bu aralık ise ilk 15 saniyeden sonraki süredir.

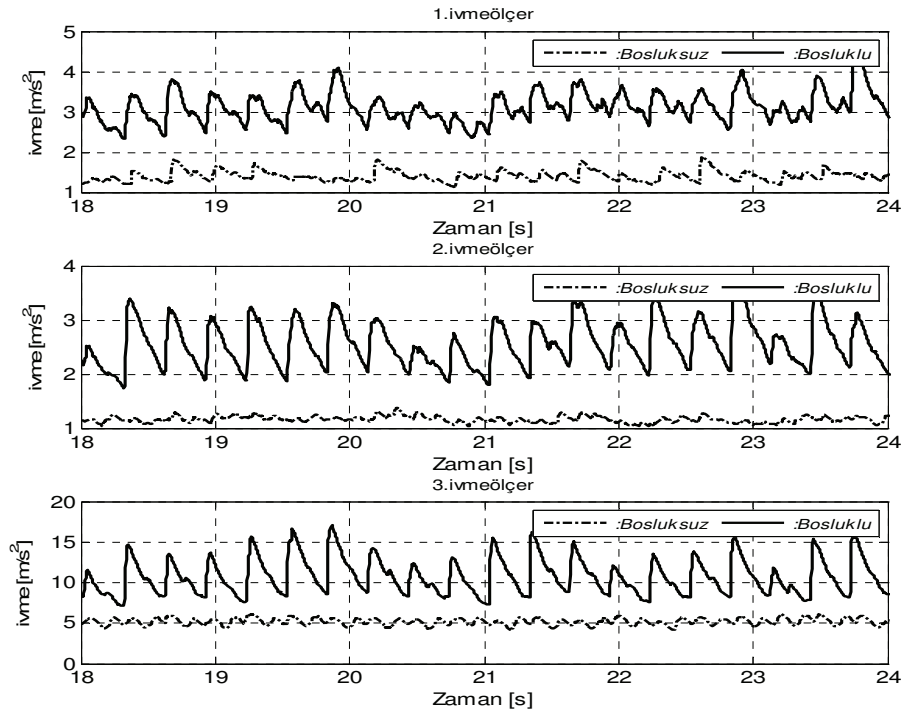
6.4.1. Titreşim Sonuçları

Krank-biyel mekanizmasında birinci ivmeölçer; krank ana yatağındaki y doğrultusundaki titreşimi, ikinci ivmeölçer ise aynı yataktaki x doğrultusundaki titreşimi algılamaktadır. Üçüncü ivmeölçer ise piston ile ana gövde arasındaki yatağın y

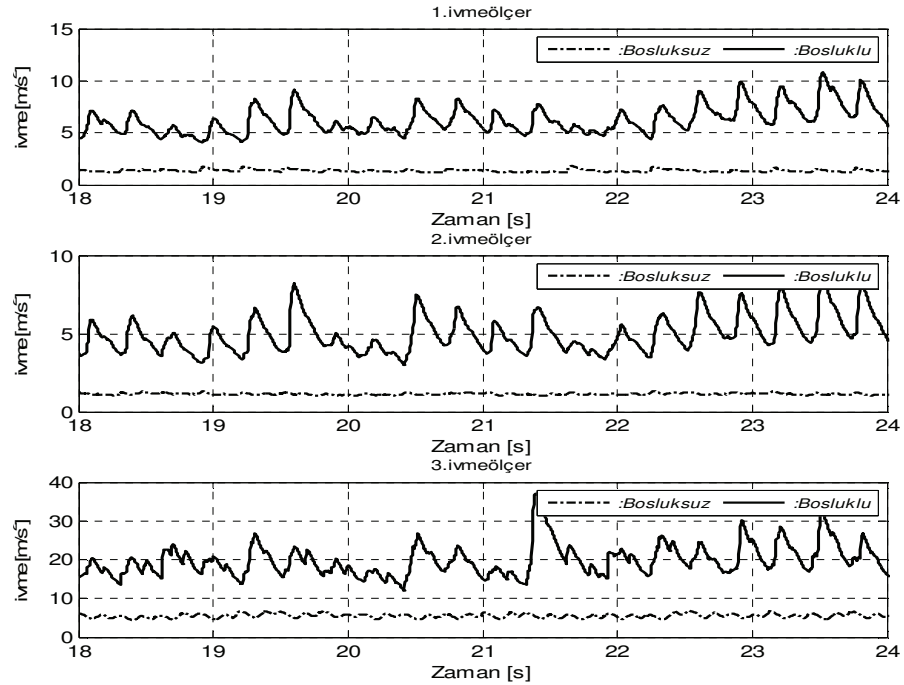
doğrultusundaki titreşimi tanımlamada kullanılmıştır. Her iki mekanizmanın 200 d/d çalışma hızında titreşim değerleri Şekil 6.5-6.8 arasında verilmiştir.



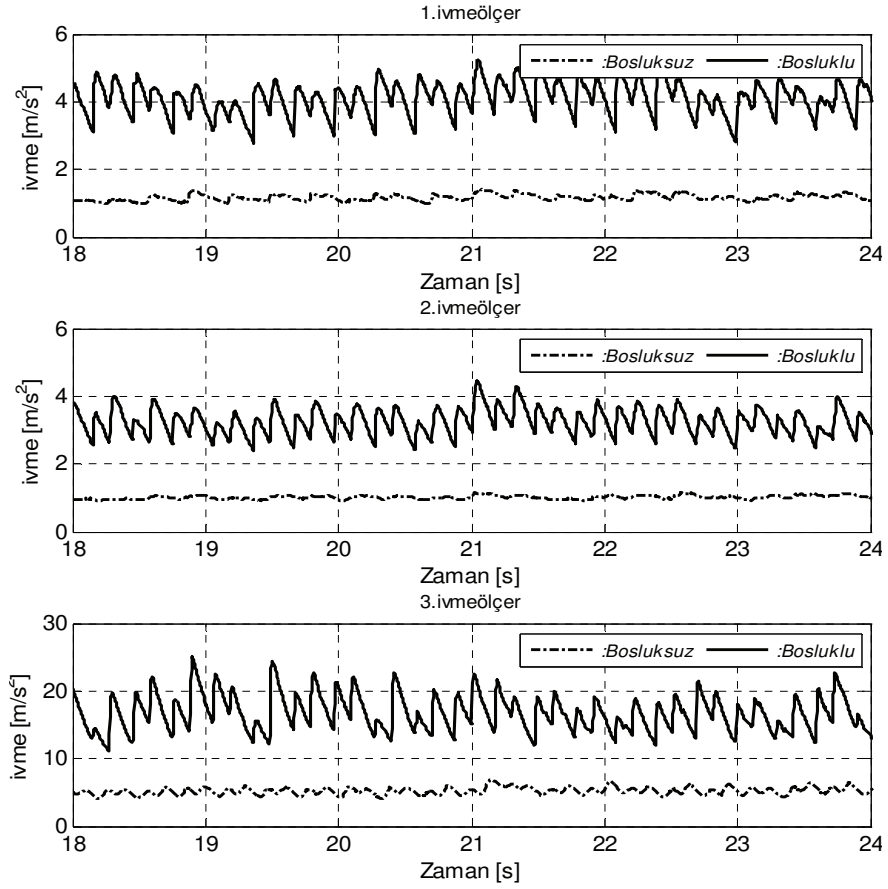
Şekil 6.5. 1 mm eklem boşluklu dengelenmemiş krank-biyel mekanizmasının 200 d/d çalışma hızında yataklarındaki titreşim değerleri (biyel uzvu 15mm et kalınlığında)



Şekil 6.6. 1 mm eklem boşluklu dengelenmiş krank-biyel mekanizmasının 200 d/d çalışma hızında yataklarındaki titreşim değerleri (biyel uzvu 15mm et kalınlığında)



Şekil 6.7. 1 mm eklem boşluklu dengelenmemiş krank-biyel mekanizmasının 200 d/d çalışma hızında yataklarındaki titreşim değerleri (biyel uzvu 5mm et kalınlığında)



Şekil 6.8. 1 mm eklem boşluklu dengelenmiş krank-biyel mekanizmasının 200 d/d çalışma hızında yataklarındaki titreşim değerleri (biyel uzvu 5mm et kalınlığında)

İlgili şekillerden görüleceği üzere, boşluklu mekanizmanın titreşim değerleri boşluksuz mekanizmaya göre oldukça yüksektir. Boşluklu mekanizmadaki titreşim değerleri, yaklaşık periyodik davranış sergilemektedir. Bu; mekanizmanın çalışması esnasında boşluklu eklem bölgesinde yapılan sürekli temas kabulünün geçerliliğini işaret etmektedir. Beklenildiği gibi, eklem boşluğundan kaynaklanan darbeli çalışma, sistemdeki titreşimi önemli ölçüde artırmaktadır. Biyel uzununun 15 mm et kalınlığında olması durumunda; eklem boşluklu dengelenmemiş krank-biyel mekanizmasının titreşim karakteristik değerleri, eklem boşluklu dengelenmiş krank-biyel mekanizmasının titreşim karakteristik değerlerinden daha fazladır. Aynı şekilde biyel uzununun 5 mm et kalınlığında olması durumunda da eklem boşluklu dengelenmemiş krank-biyel mekanizmasının dengelenmiş haline göre titreşim karakteristiği daha

fazladır. Sonuç olarak dengeleme ve esneklik faktörünün titreşim karakteristiğine etkisi açık bir şekilde görülmektedir.

7. BÖLÜM

SONUÇLAR ve ÖNERİLER

7.1. Giriş

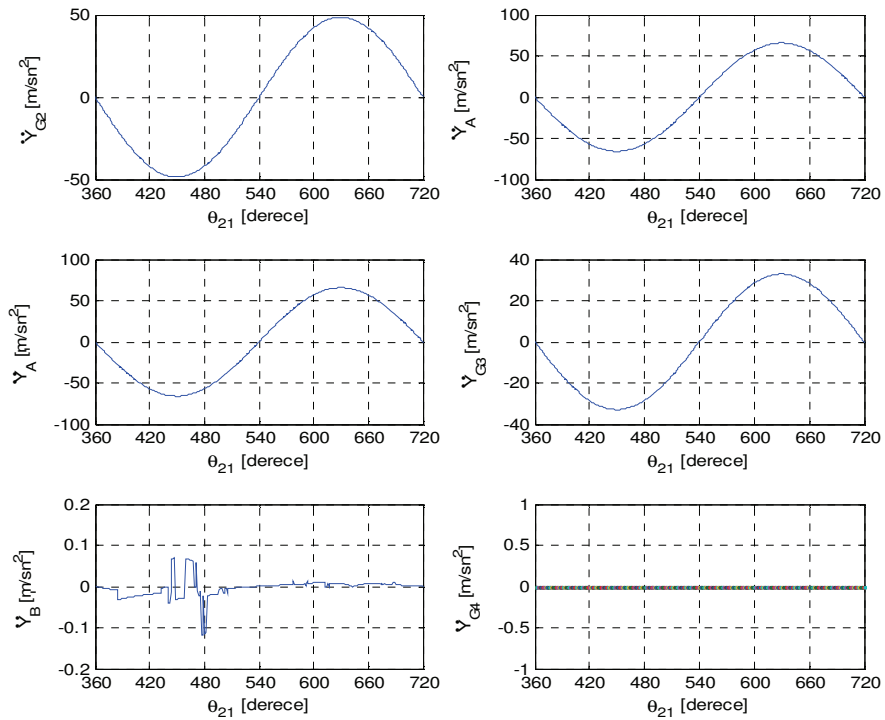
Bu tez çalışması kapsamında, dengelenmemiş ve dengelenmiş krank-biyel mekanizmalarının eklem bölgesindeki mevcut boşlukların, biyel uzvunun et kalınlığının 15 mm olması durumu için, mekanizmaların kinematiği ve dinamiği üzerine etkileri analitik, nümerik(ADAMS) ve deneysel olarak araştırılmıştır. Aynı zamanda biyel uzvunun 5 mm et kalınlığında olması durumu için, biyel uzvu ADAMS programında esnek olarak modellenmiş, mekanizmaların kinematik ve dinamik analizleri bu programda araştırılmıştır. Ayrıca mekanizmaların dinamik karakterini tanımlayan sarsma kuvvetleri ve bunların momentinin, eklem boşluğundan nasıl etkilendiği ortaya konmuştur. Mekanizmaların bağıl hareketli iki ekleminde, literatürdeki eklem boşluklarının limitleri arasında kalacak şekilde yapay boşluklar oluşturulmuştur. Mekanizmaların 200 d/d çalışma hızında sergiledikleri titreşim karakteristikleri, mekanizma üzerinde üç farklı noktadan deneysel olarak elde edilmiştir.

Böylelikle mekanik sistemlerde çoğunlukla istenmeyen bir çıktı olan titreşim karakteristiğinin, sistemin dengesi, eklem boşluğu ve sistemdeki esneklik gibi olgulardan nasıl etkilendiği konusundaki detaylı bilgilere ulaşılmıştır.

7.2. Kinematik Analiz Sonuçları ve Değerlendirmeler

Klasik krank-biyel mekanizmasının boşluksuz tipinin analitik ve bilgisayar simülasyonundan elde edilen analiz sonuçları, Bölüm 3’de verildiği üzere tamamen birbirini ile örtüşmektedir. Nümerik çözüm sonucu elde edilen eklem boşluk vektörünün açısallık konum değişim karakteristiklerinin tanımlanması sonrası gerçekleştirilen

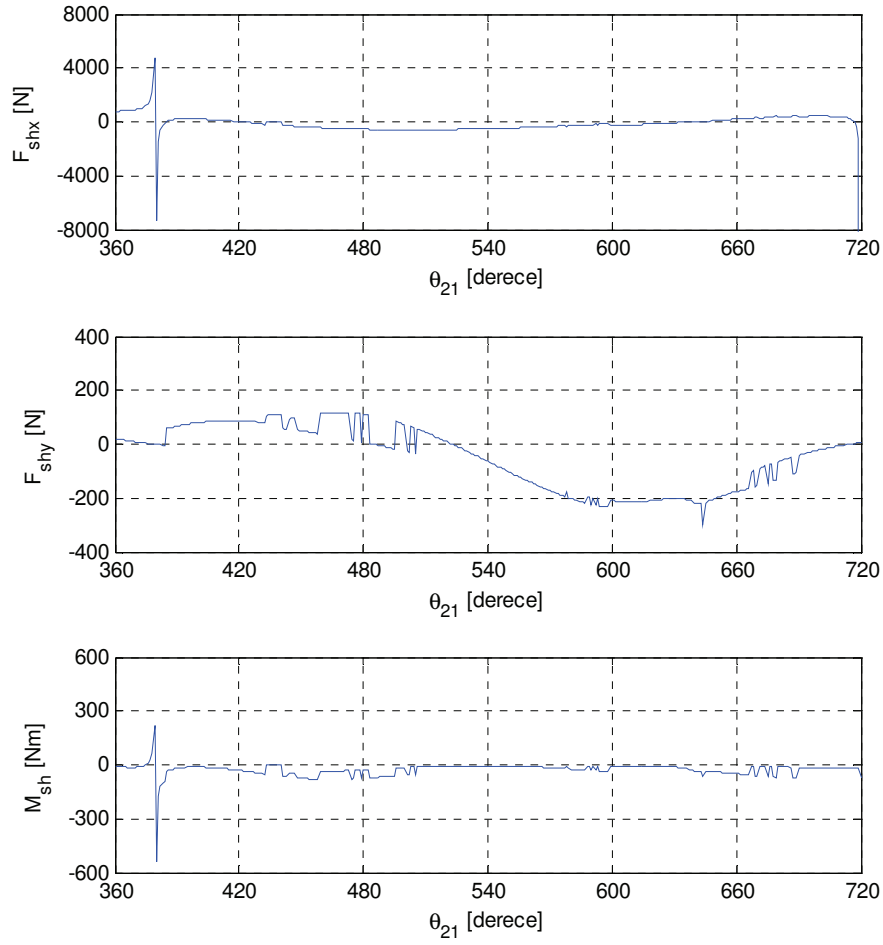
kinematik analiz sonuçlarında sapmalar özellikle ivme değerlerinde uç noktaların oluşmasına neden olmaktadır. Bu durum ilgili şekilde görüleceği üzere; eklem boşluklu mekanizmanın biyel küçükbaşı merkezindeki B¹ noktasının, B noktasından farklı bir karakter sergilemesinden de bariz şekilde görülmektedir. Şekillerden görüleceği üzere ivme değerlerinde meydana gelen sapmalar, eklem boşluğunun mekanizmanın kinematiğine etkisini açıkça göstermektedir. Bu sistemin sarsma kuvvetleri ve sarsma momenti grafiklerinde belirgin olarak ortaya çıkmaktadır. (Şekil 7.1)



Şekil 7.1. Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklem merkezlerinin y doğrultusundaki ivmesi (Nümerik)

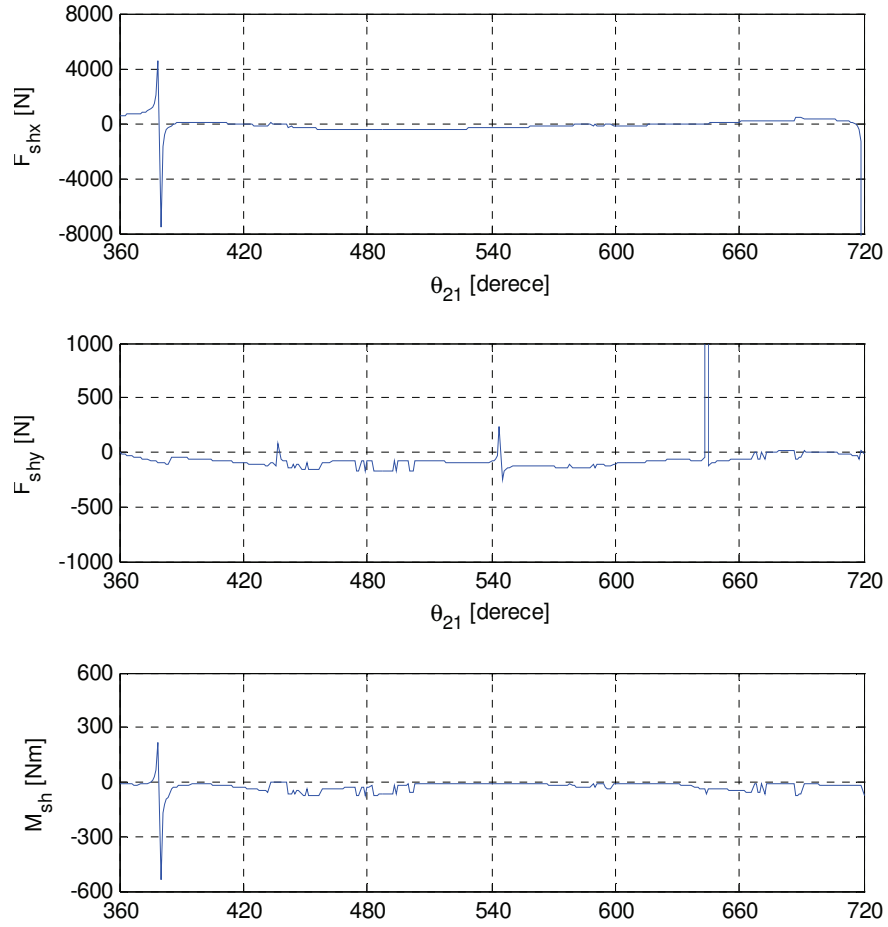
7.3. Dinamik Kuvvet Analiz Sonuçları ve Değerlendirmeler

Eklem boşluksuz mekanizmaların analitik ve nümerik dinamik kuvvet analiz sonuçları, Bölüm4’de verildiği üzere tamamen birbiri ile örtüşmektedir. Nümerik çözüm sonucu elde edilen eklem boşluk vektörünün açısal konum değişim karakteristiklerinin tanımlanması sonrası gerçekleştirilen sarsma kuvvetleri ve sarsma momenti analiz sonuçlarında çok küçük zaman aralıklarında meydana gelen darbe etkilerine rastlanmaktadır. (Şekil 7.2-7.3) Bu; eklem boşluğunun kinematik özelliklerinin, mekanizmaların dinamik davranışı üzerine etkileri olarak algılanabilir.



Şekil 7.2. Eklem boşluklu dengelenmemiş krank-biyel mekanizmasının ana yatağındaki sarsma kuvveti ve momenti (Nümerik)

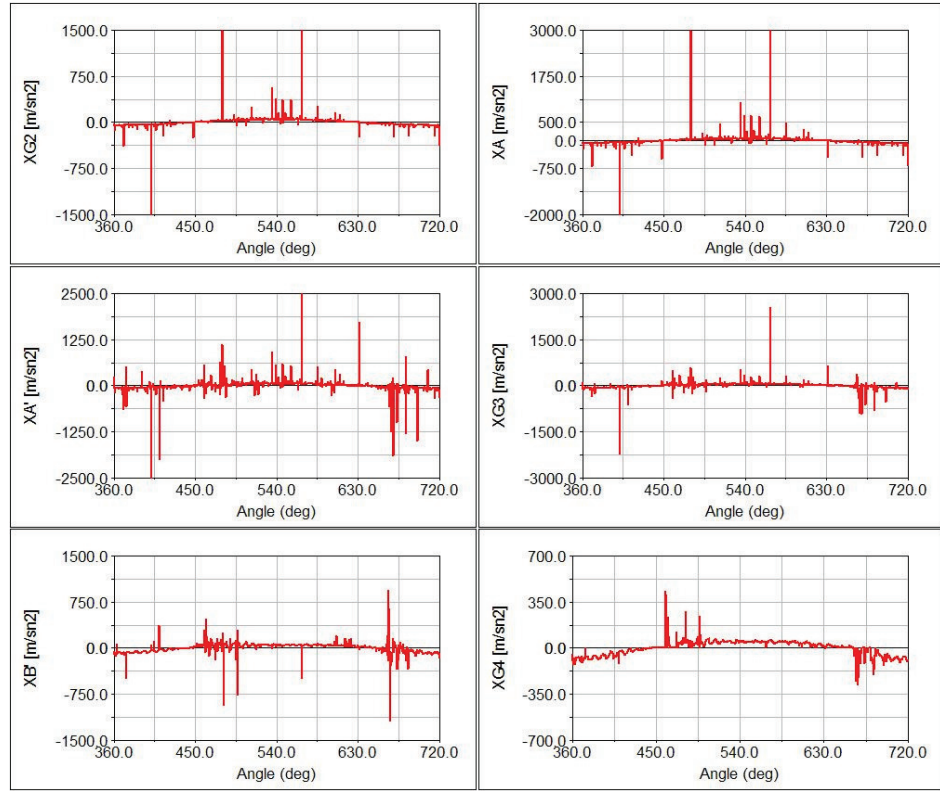
İlgili şekillerden görüldüğü üzere, mekanizma uzuvlarının ivme analizlerinde, eklem boşluğundan dolayı sınır değerler mevcuttur. Bu sınır değerler bazen 10^3 N değerlerinde olmakta ve hatta bu değeri aşmaktadır. Bu sonuçta mekanizmanın titreşimli ve gürültülü çalışmasına sebep olmaktadır. Aynı zamanda şekiller incelendiğinde, eklem boşluklu dengelenmemiş krank-biyel mekanizmasındaki sarsma kuvvet ve moment değerlerindeki uç değerler, eklem boşluklu dengelenmiş krank-biyel mekanizmasındaki sarsma kuvvet ve moment değerlerinden daha fazladır. Burada meydana gelen uç değerler sonsuz küçük zaman aralığında meydana geldiği unutulmamalıdır.



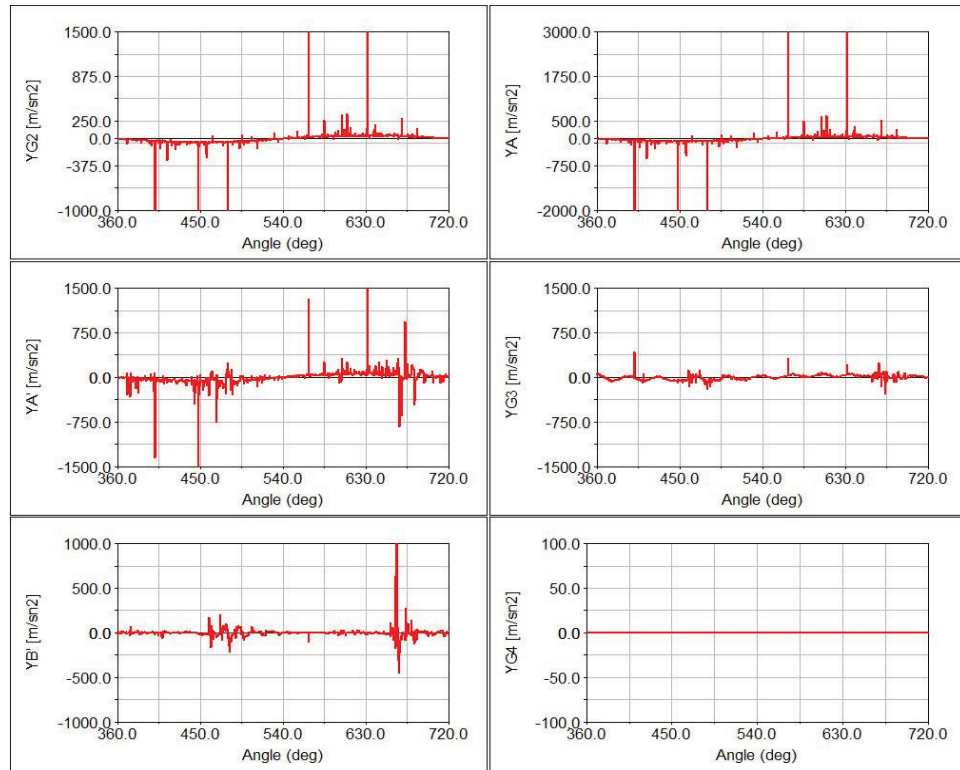
Şekil 7.3. Eklem boşluklu dengelenmiş krank-biyel mekanizmasının ana yatağındaki sarsma kuvveti ve momenti (Nümerik)

7.4 Esnek Uzunlu Model Mekanizmaların Kinematik ve Dinamik Analiz Sonuçları ve Değerlendirmeler

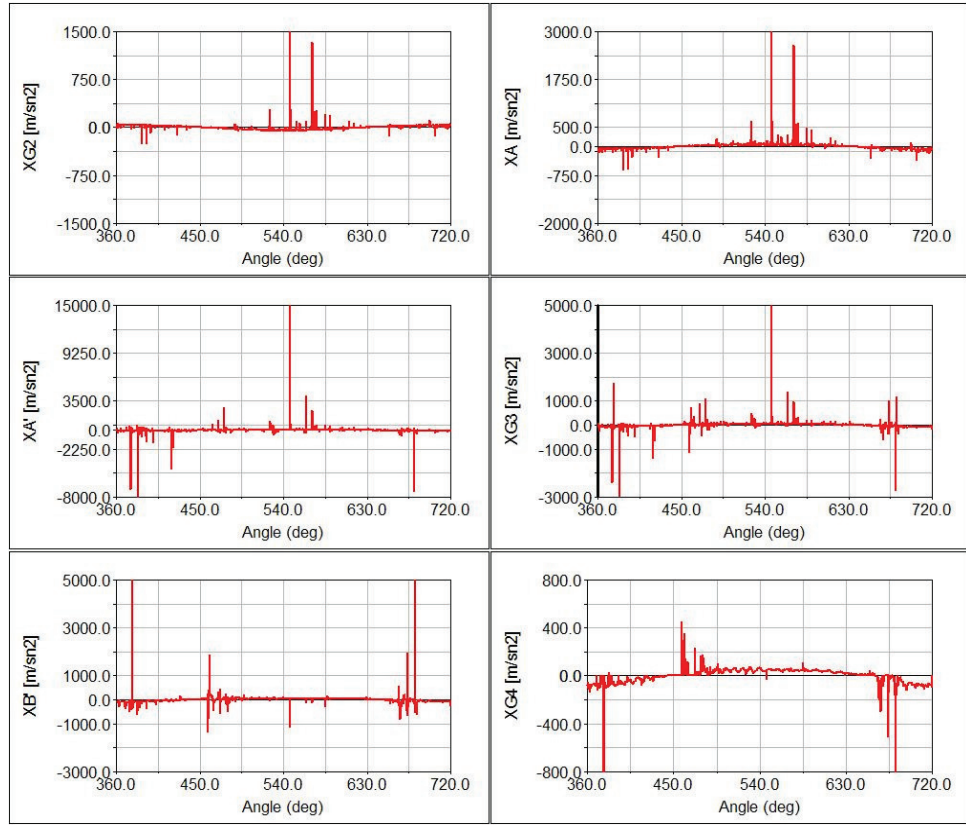
Eklem boşluklu dengelenmemiş ve dengelenmiş model mekanizmalarının giriş uzvunun 200 d/dk sabit hızla dönmesi sonucu, bilgisayar destekli (ADAMS) programından elde edilen kinematik ve dinamik analiz sonuçları Bölüm 5'te verilmiştir. Burada biyel uzvu 5 mm et kalınlığında alınmış ve modellenmesi ADAMS programında yapılmıştır. Model mekanizmaların dengelenmemiş ve dengelenmiş hallerinde çok küçük zaman aralıklarında ivme değerlerinde uç noktalar meydana gelmektedir. Bu uç noktalar her iki mekanizmanın da titreşimli çalışmasına neden olmaktadır. Şekiller incelendiği takdirde eklem boşluklu dengelenmemiş krank-biyel mekanizmasındaki ivme değerleri, dengelenmiş hale göre daha fazladır. (Şekil 7.4-7.7) Bu etkisi dinamik karakteristikte etkisi göstermektedir ve krank ana yatağındaki ve eklem bölgelerinde ortaya çıkan kuvvetler dengelenmiş mekanizmaya göre daha fazladır.



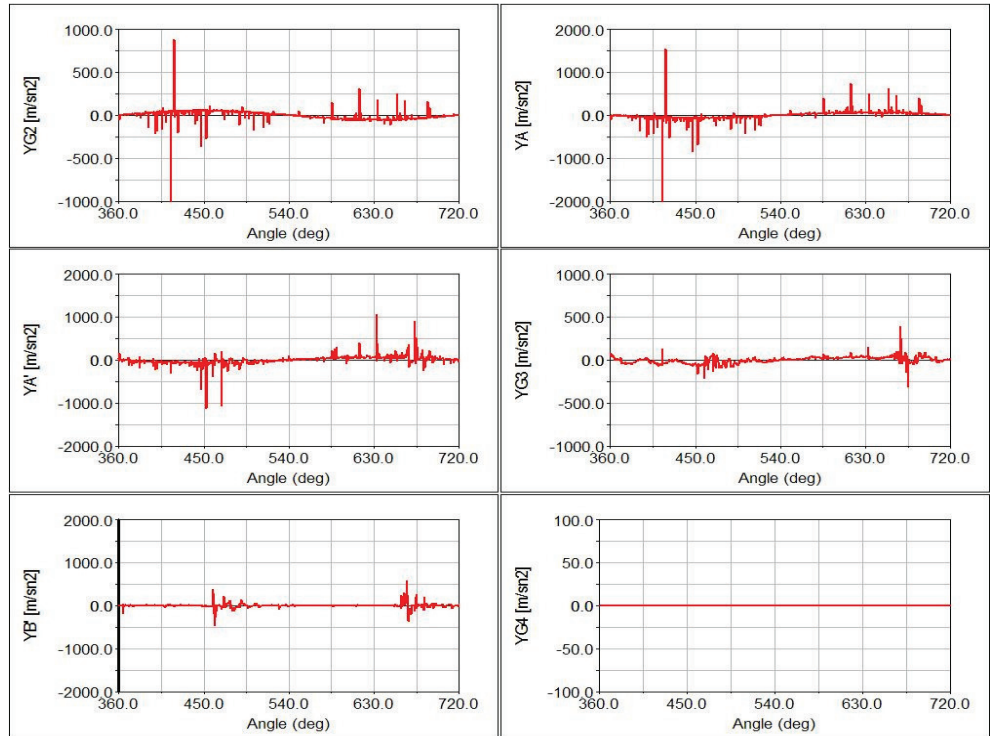
Şekil 7.4. Eklemler boşluklu dengelenmemiş mekanizma uzuvlarının kütle merkezleri ve boşluklu eklemler merkezlerinin x doğrultusundaki ivmeleri (ADAMS)



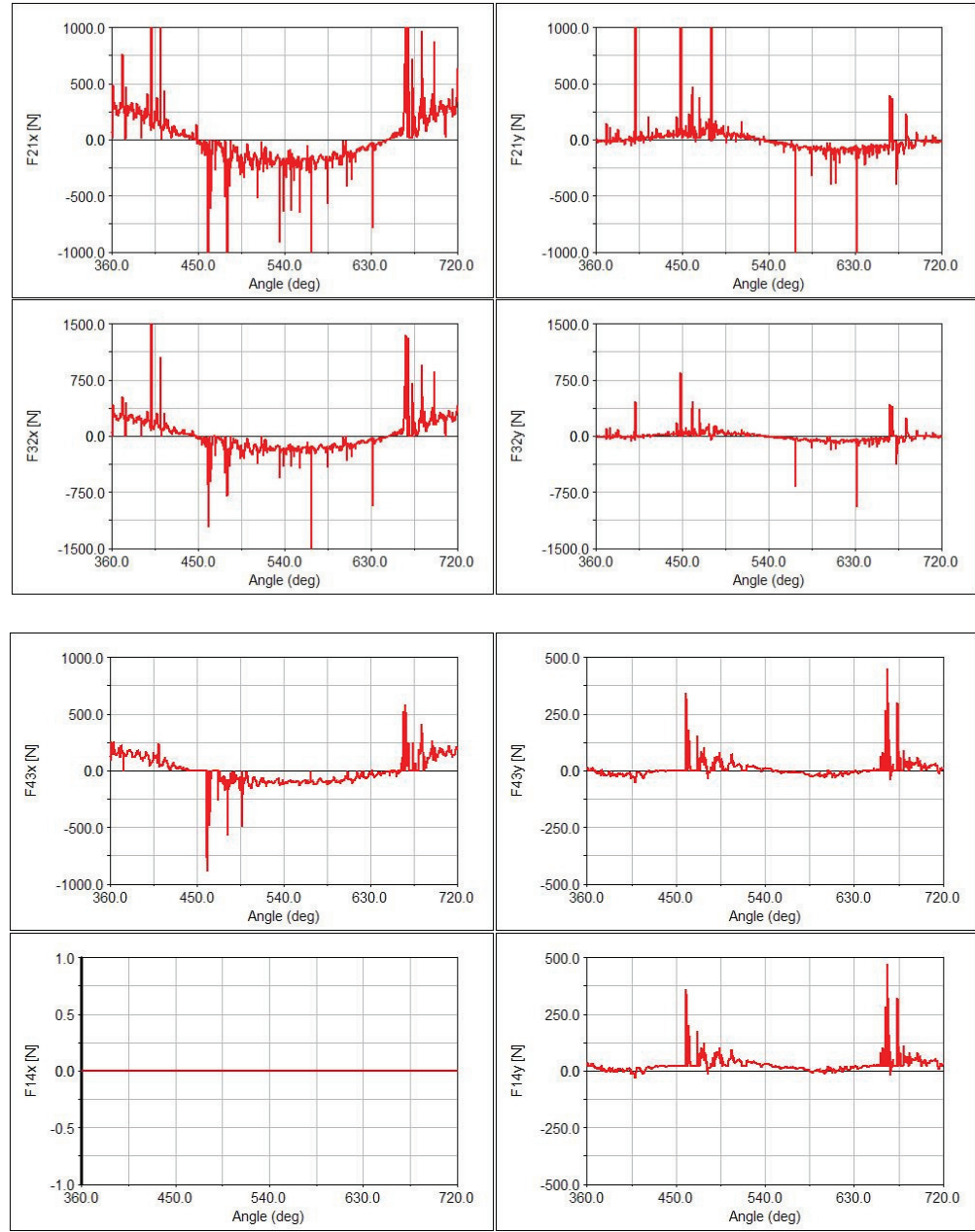
Şekil 7.5. Eklemler boşluklu dengelenmemiş mekanizma uzuvlarının kütle merkezleri ve boşluklu eklemler merkezlerinin y doğrultusundaki ivmeleri (ADAMS)



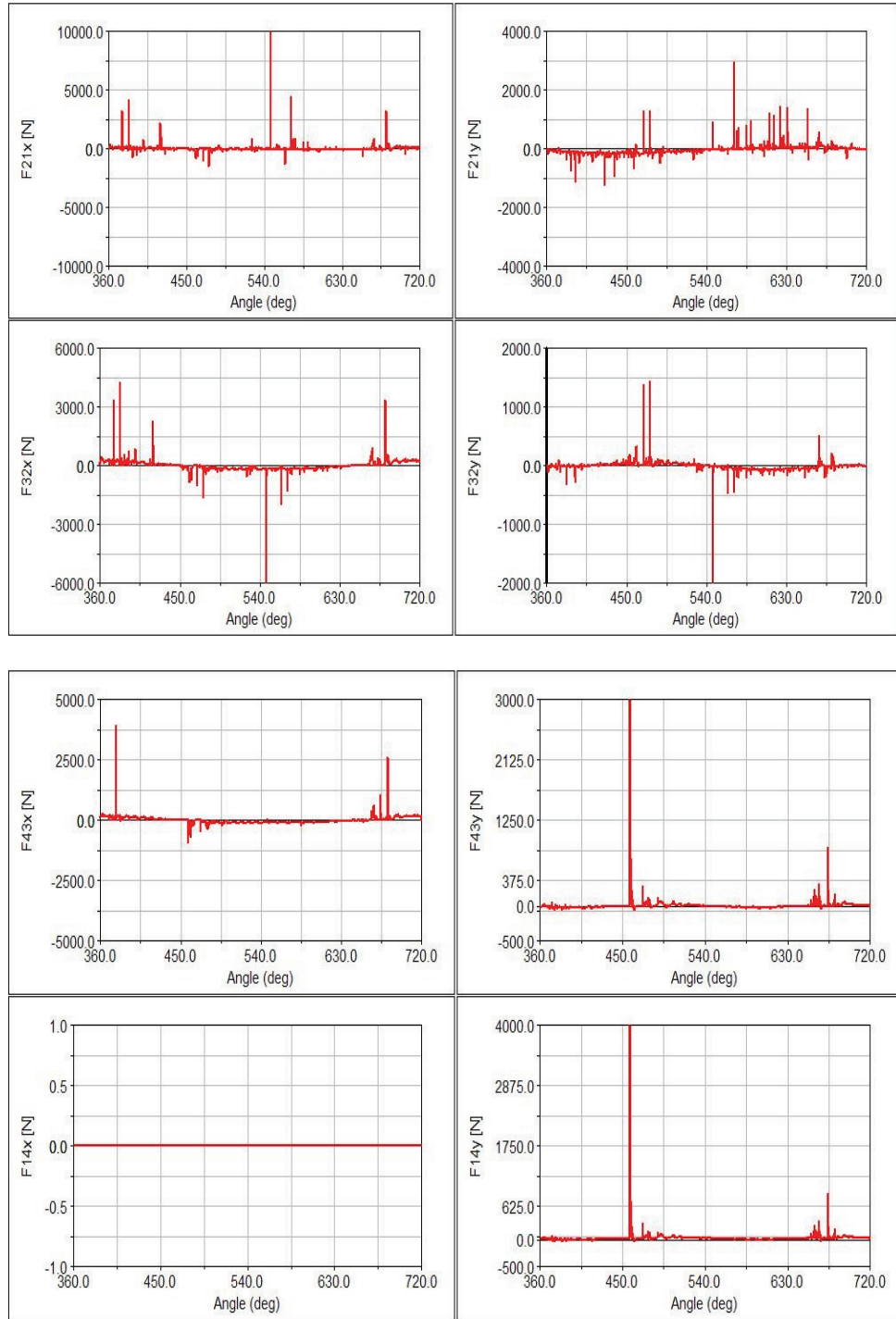
Şekil 7.6. Eklem boşluklu dengelenmiş mekanizma uzuvlarının kütle merkezleri ve boşluklu eklem merkezlerinin x doğrultusundaki ivmeleri (ADAMS)



Şekil 7.7. Eklem boşluklu dengelenmiş mekanizma uzuvlarının kütle merkezleri ve boşluklu eklem merkezlerinin y doğrultusundaki ivmeleri (ADAMS)



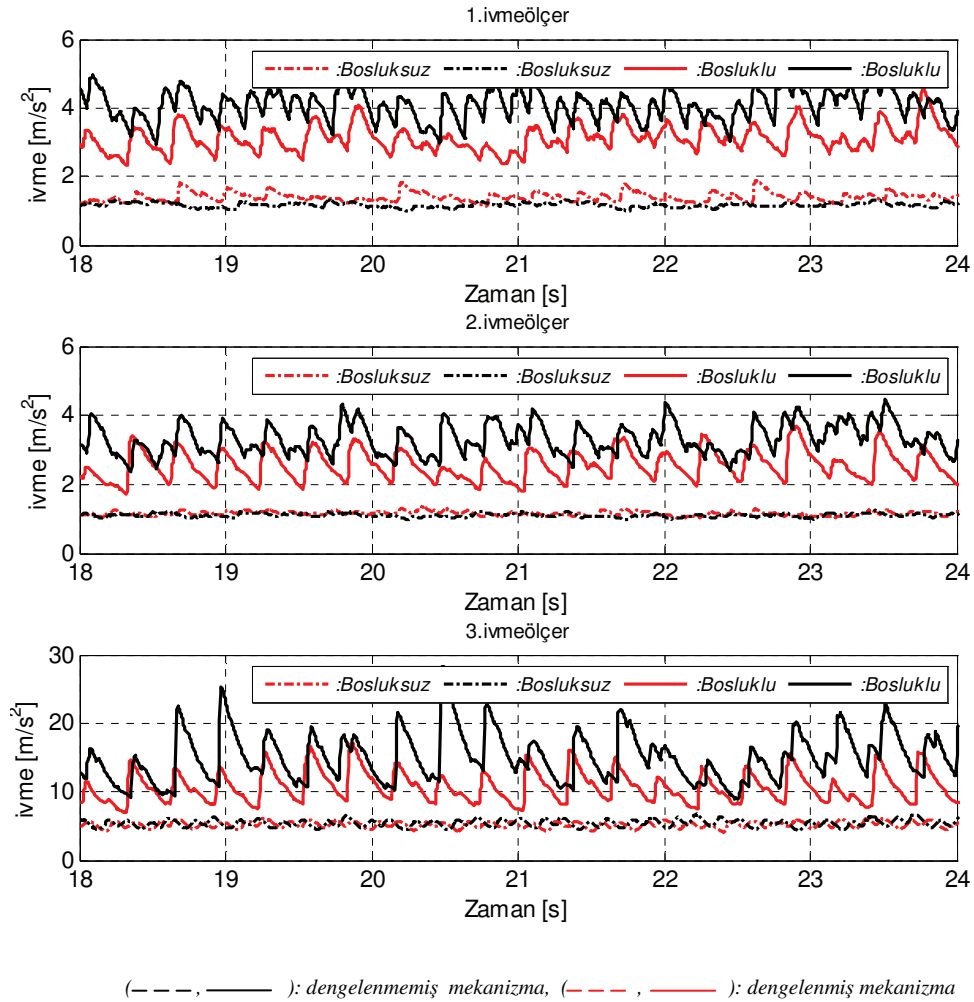
Şekil 7.8.Eklem boşluklu dengelenmemiş krank-biyel mekanizmasındaki eklem kuvvetleri (ADAMS)



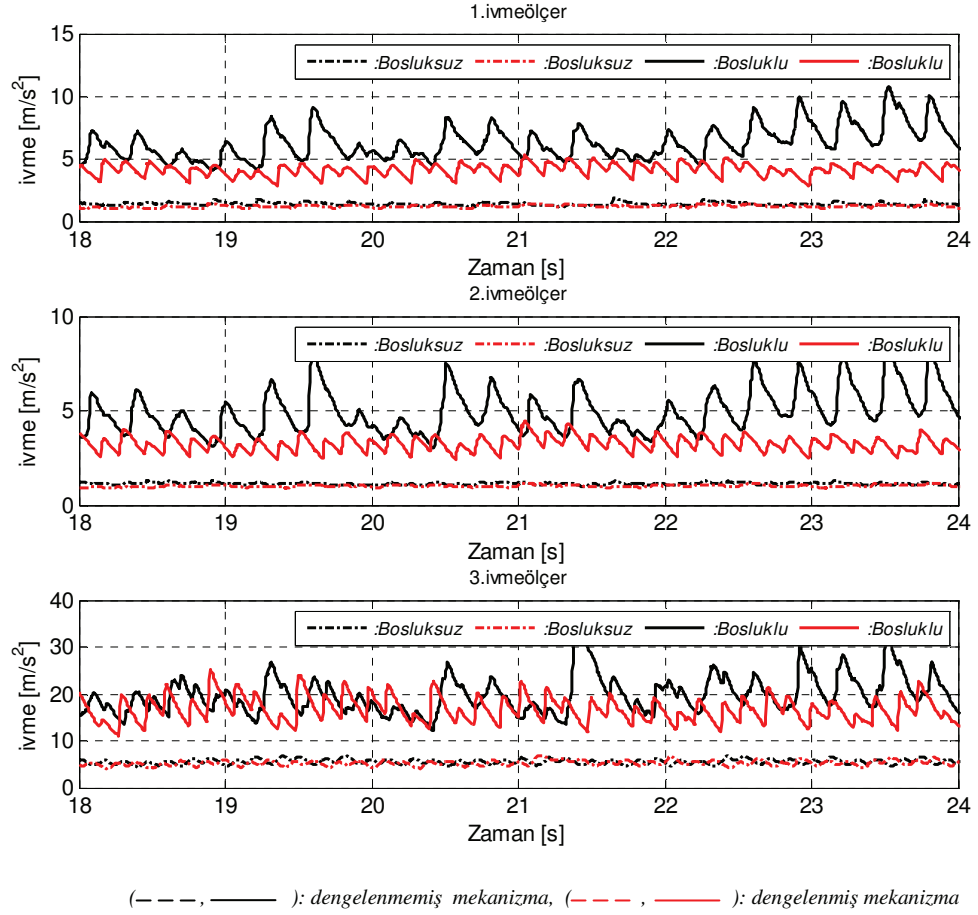
Şekil 7.9. Eklem boşluklu dengelenmiş krank-biyel mekanizmasındaki eklem kuvvetleri (ADAMS)

7.4. Deneysel Sonuçlar ve Değerlendirmeler

Deneysel sistemde krank-biyel mekanizmasının dengelenmiş ve dengelenmemiş hali için eklem boşluklu mekanizmaların titreşim karakteristikleri, boşluksuz mekanizmalardan elde edilen titreşim karakteristiklerine göre oldukça fazladır. Boşluklu mekanizmalardan elde edilen titreşimler, genel olarak periyodik bir davranış göstermektedir. Bu tespit; eklem bölgesindeki mil ve yatak arasında, mekanizmanın kararlı çalışma bölgesinde kabul edilen sürekli temas modunun büyük ölçüde gerçekleştiğinin göstergesidir. Biyel uzununun et kalınlığının sırasıyla 15 mm ve 5 mm olması durumunda titreşim karakteristikleri dengelenmemiş ve dengelenmiş haller için karşılaştırılmıştır.(Şekil 7.10.-7.11.)



Şekil 7.10. Biyel uzununun 15 mm et kalınlığında olması durumu için dengelenmemiş ve dengelenmiş krank-biyel mekanizmalarının titreşim karakteristiklerinin karşılaştırılması



Şekil 7.11. Biyel uzvunun 5 mm et kalınlığında olması durumu için dengelenmemiş ve dengelenmiş krank-biyel mekanizmalarının titreşim karakteristiklerinin karşılaştırılması

İlgili şekillerden görüleceği üzere, eklem boşluklu dengelenmiş krank-biyel mekanizmasının titreşim karakteristik değerleri, eklem boşluklu dengelenmemiş krank-biyel mekanizmasının titreşim karakteristik değerlerinden daha azdır. Eklem boşluklu ve boşluksuz mekanizmalar arasında titreşim değerlerinin farklı olmasının ana sebebi, boşluklu mekanizmalarda eklem bölgesinde hasil olan ve dinamik kuvvet analiz grafiklerinde de kendisini gösteren anlık uç değerlerdir.

7.5. Öneriler

Yapılan tez çalışmasında, mekanizmaların çalışma hızı 200 d/d olarak belirlenmiştir. Mekanizmaların daha farklı hızlarda çalıştırılması sonucu ilgili değerlere ulaşılabilir. Aynı şekilde eklem bölgelerinde oluşturulan boşluk (1mm), literatürdeki benzer

alışmalara dayanarak daha kk boşluk değeri oluşturularak sistemdeki davranışlar analiz edilebilir.

Eklem bölgesinde mil ile yatak arasında sürekli temas kabulü yapılmıştır. Mekanizmanın kararlı çalışma bölgesi için bu kabul, literatürdeki benzer çalışmalarda da mevcuttur. Bunun yerine; eklem bölgesinde sanal boşluk uzununun değerinin sabit kabul edilmeyip (mil ve yatak yarıçapları arasındaki mesafeye eşdeğer kabul edilmemesi) lineer değişiminin belirlenmesi ve bu değişimin giriş uzununun açısal konumuna göre fonksiyonel olarak tanımlanmasıyla kinematik ve dinamik analizlerin tekrarlanması sağlanabilir.

Yapılan alışma esnasında dengelemede dönen kütlelerin tamamı ve öteleme yapan kütlelerin $2/3$ baz alınmıştır. Bunun yanında sadece dönen kütlelerin dengelenmesi amacıyla ilgili değerlere ulaşılabilir. Aynı zamanda dönen ve öteleme yapan kütlelerin tamamının dengelenmesi ile ilgili ifadelere ulaşılabilir.

KAYNAKLAR

1. Furuhashi, T., Morita, N., Matsuura, M., Research on Dynamics of Four-Bar Linkage with Clearances at Turning Pairs (1st Report, General Theory of Continuous Contact Model), Japanese Society of Mechanical Engineers (JSME), 21(153), 518-523, 1978.
2. Morita, N., Furuhashi, T., Matsuura, M., Research on Dynamics of Four-Bar Linkage with Clearances at Turning Pairs (2nd Report, Analysis of Crank-Level Mechanism with Clearance at Joint of Crank and Coupler Using Continuous Contact Model), Japanese Society of Mechanical Engineers (JSME Furuhashi, T., Morita, N., Matsuura, M., Research on Dynamics of Four-Bar Linkage with Clearances), 21(158), 1284-1291, 1978.
3. Morita, N., Furuhashi, T., Matsuura, M., Research on Dynamics of Four-Bar Linkage with Clearances at Turning Pairs (3rd Report, Analysis of Crank-Level Mechanism with Clearance at Joint of Coupler and Lever Using Continuous Contact Model), Japanese Society of Mechanical Engineers (JSME), 21(158), 1292-1298, 1978.
4. Furuhashi, T., Morita, N., Matsuura, M., Research on Dynamics of Four-Bar Linkage with Clearances at Turning Pairs (4th Report, Force Acting at Joints of Crank-Lever Mechanism), Japanese Society of Mechanical Engineers (JSME), 21(158), 1299-1305, 1978.
5. Flores, P., Ambrosio, J., Vlaro, J.C.P., Lankarani, H.M., Koshy, C.S., A Study on Dynamics of Mechanical Systems Including Joints with Clearance and Lubrication, Mechanism and Machine Theory, 41, 247-261, 2006.
6. Feng, B., Morita, N., Torii, T., A New Optimization Method for Dynamic Design of Planar Linkage with Clearances at Joints-Optimizing the Mass Distribution of Links to Reduce the Change of Joint Forces, Transactions of the ASME, Journal of Mechanical Design, 124: 68-73, 2002.

7. Bengisu, M.T., Hidayetoğlu, T., Akay, A., A theoretical and experimental investigation of contact loss in the clearances of a four-bar mechanism, ASME J. Mech. Transm. Autom. Des. 108, 237-244, 1986
8. Chunmei, J., Yang, Q., Ling, F., Ling, Z., The Non-Linear Dynamic Behavior of Elastic Linkage Mechanism with Clearances, Journal of Sound and Vibration, 249(2), 213-226, 2002.
9. Rao, A.C., An Accurate Analysis of Slider-Crank Mechanism, Journal of Institution of Engineers (India), Mechanical Engineering Division, 58ME, 177-180, 1978.
10. Stoenescu, E.D. Marghitu, B.D., Dynamic analysis of a planar rigid-link mechanism with rotating slider joint and clearance, Letter to the Editor, Journal of Sound and Vibration, 266, 394-404, 2003.
11. Khemili, I., Romdhane, L., Dynamic analysis of a flexible slider-crank mechanism with clearance, European Journal of Mechanics A/Solids, 27(5), 882-898, 2008.
12. Erkaya, S., Uzmay, İ., "Determining link parameters using genetic algorithm in mechanisms with joint clearance". Mechanism and Machine Theory, 44, 222-234, 2009.
13. Erkaya, S., Uzmay, İ., "A neural-genetic (NN-GA) approach for optimising mechanisms having joints with clearance". Multibody System Dynamics, 20, 69-83, 2008.
14. Erkaya, S., Uzmay, İ., "Optimization of transmission angle for slider-crank mechanism with joint clearances". Structural and Multidisciplinary Optimization, 2009
15. Erkaya, S., "Eklem boşluklu mekanizmalar için gürbüz tasarım yaklaşımları". Doktora tezi, Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 2009.
16. Erkaya, S., Uzmay, İ., "Eklem boşluğu ve uzuv esnekliğinin mekanizmaların kinematiğine ve dinamiğine etkisi" 14. Ulusal Makine Teorisi Sempozyumu(UMTS2009), s.511-520, 2-4 Temmuz 2009, Güzelyurt-KKTC

17. Söylemez, E., Mekanizma Tekniği, Birsen Yayınevi, İstanbul, 2000.
18. Osman, M.O.M., Bahgat, B.M., "Dynamic Analysis of a Cam Mechanism with Bearing Clearances", Mechanism and Machine Theory, Vol.22, 1987, 303-314.
19. Dubowsky, S., On Predicting the Dynamic Effects of Clearances in Planar Mechanisms, Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Industry, 96(1), 317-323, 1974
20. Schwab, A.L., Meijaard, J.P., Meijers, P., A comparison of revolute joint clearance models in the dynamic analysis of rigid and elastic mechanical systems, Mechanism and Machine Theory, 37, 895-913, 2002.
21. Koshy, C.s., Characterization of mechanical systems with real joints and flexible links, Ph.D.Thesis, College of Engineering and the faculty of the Graduate School of Wichita State University, USA, 2006
22. Bing, S., Ye, J., Dynamic analysis of the reheat-stop-valve mechanism with revolute clearance joint in consideration of thermal effect, Mechanism and Machine Theory, (In Press)
23. Tsai, M.J., Lai, T.S., Accuracy analysis of a multi-loop linkage with joint clearances, Mechanism and Machine Theory, (In Press)

EK-1

TAHRİK MOMENTİNİN ANALİTİK OLARAK TANIMLANMASI

Mekanizmanın giriş uzvunun sabit açısal hızda dönmesi için gerekli tahrik momenti, Lagrange denkleminde elde edilebilir. (EK-1.1)

$$\frac{d}{dt} \frac{dKE}{d\dot{q}} - \frac{dKE}{dq} + \frac{dPE}{dq} = M_{21} \quad (q = \theta_{21}) \quad (\text{EK-1.1})$$

Kinetik ve Potansiyel enerji denklemleri aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

$$KE = \frac{1}{2} m_i (\dot{x}_{Gi}^2 + \dot{y}_{Gi}^2) + \frac{1}{2} I_{Gi} \dot{\theta}_{i1}^2 \quad (\text{EK-1.2})$$

$$PE = m_i g y_{Gi} \quad (\text{EK-1.3})$$

Her iki denklemde i , mekanizmada hareketli uzuvları nitelemektedir. Mekanizma, tek serbestlik dereceli olduğu için bütün değişkenler θ_{21} 'nin fonksiyonu olarak ifade edilebilir.

$$KE = \frac{1}{2} m_i \left(\overbrace{\left(\frac{dx_{Gi}}{d\theta_{21}} \frac{d\theta_{21}}{dt} \right)^2}^{\dot{x}_{Gi}^2} + \overbrace{\left(\frac{dy_{Gi}}{d\theta_{21}} \frac{d\theta_{21}}{dt} \right)^2}^{\dot{y}_{Gi}^2} \right) + \frac{1}{2} I_{Gi} \overbrace{\left(\frac{d\theta_{i1}}{d\theta_{21}} \frac{d\theta_{21}}{dt} \right)^2}^{\dot{\theta}_{i1}^2} \quad (\text{EK-1.4})$$

Kinetik enerji denklemi aşağıdaki şekle dönüşmektedir.

$$KE = \frac{1}{2} m_i \dot{\theta}_{21}^2 \left(\left(\frac{dx_{Gi}}{d\theta_{21}} \right)^2 + \left(\frac{dy_{Gi}}{d\theta_{21}} \right)^2 \right) + \frac{1}{2} I_{Gi} \dot{\theta}_{21}^2 \left(\frac{d\theta_{i1}}{d\theta_{21}} \right)^2 \quad (\text{EK-1.5})$$

(EK-1.5) ve (EK-1.3) nolu denklemler, (EK-1.1) nolu genel denklem için düzenlenir ise

$$\frac{d}{dt} \frac{dKE}{d\dot{\theta}_{21}} = \frac{d}{dt} \frac{d}{d\dot{\theta}_{21}} \left[\frac{1}{2} m_i \dot{\theta}_{21}^2 \left(\left(\frac{dx_{Gi}}{d\theta_{21}} \right)^2 + \left(\frac{dy_{Gi}}{d\theta_{21}} \right)^2 \right) + \frac{1}{2} I_{Gi} \dot{\theta}_{21}^2 \left(\frac{d\theta_{i1}}{d\theta_{21}} \right)^2 \right] \quad (\text{EK-1.6})$$

zincir kuralı ile yani;

$$\frac{d}{dt} = \frac{d}{d\theta_{21}} \frac{d\theta_{21}}{dt} \Rightarrow \frac{d}{dt} = \dot{\theta}_{21} \frac{d}{d\theta_{21}}$$

ifadesinden yararlanılarak (EK-1.6) nolu denklemin zamana göre türev ifadesi aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

$$\frac{d}{dt} \frac{dKE}{d\dot{\theta}_{21}} = \dot{\theta}_{21} \frac{d}{d\theta_{21}} \left[m_i \dot{\theta}_{21} \left(\left(\frac{dx_{Gi}}{d\theta_{21}} \right)^2 + \left(\frac{dy_{Gi}}{d\theta_{21}} \right)^2 \right) + I_{Gi} \dot{\theta}_{21} \left(\frac{d\theta_{i1}}{d\theta_{21}} \right)^2 \right] \quad (\text{EK-1.7})$$

Sonuç olarak Lagrange denkleminde ilk terimin nihai açılımı aşağıdaki gibi verilebilir.

$$\frac{d}{dt} \frac{dKE}{d\dot{\theta}_{21}} = m_i \dot{\theta}_{21}^2 \left[\frac{d}{d\theta_{21}} \left(\frac{dx_{Gi}}{d\theta_{21}} \right)^2 + \frac{d}{d\theta_{21}} \left(\frac{dy_{Gi}}{d\theta_{21}} \right)^2 \right] + I_{Gi} \dot{\theta}_{21}^2 \frac{d}{d\theta_{21}} \left(\frac{d\theta_{i1}}{d\theta_{21}} \right)^2 \quad (\text{EK-1.8})$$

Benzer şekilde Lagrange denkleminin ikinci ve üçüncü terimlerinin nihai açılımları ise aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\frac{dKE}{d\theta_{21}} = \frac{1}{2} m_i \dot{\theta}_{21}^2 \left[\frac{d}{d\theta_{21}} \left(\frac{dx_{Gi}}{d\theta_{21}} \right)^2 + \frac{d}{d\theta_{21}} \left(\frac{dy_{Gi}}{d\theta_{21}} \right)^2 \right] + \frac{1}{2} I_{Gi} \dot{\theta}_{21}^2 \frac{d}{d\theta_{21}} \left(\frac{d\theta_{i1}}{d\theta_{21}} \right)^2 \quad (\text{EK-1.9})$$

$$\frac{dPE}{d\theta_{21}} = m_i g \frac{dy_{Gi}}{d\theta_{21}} \quad (\text{EK-1.10})$$

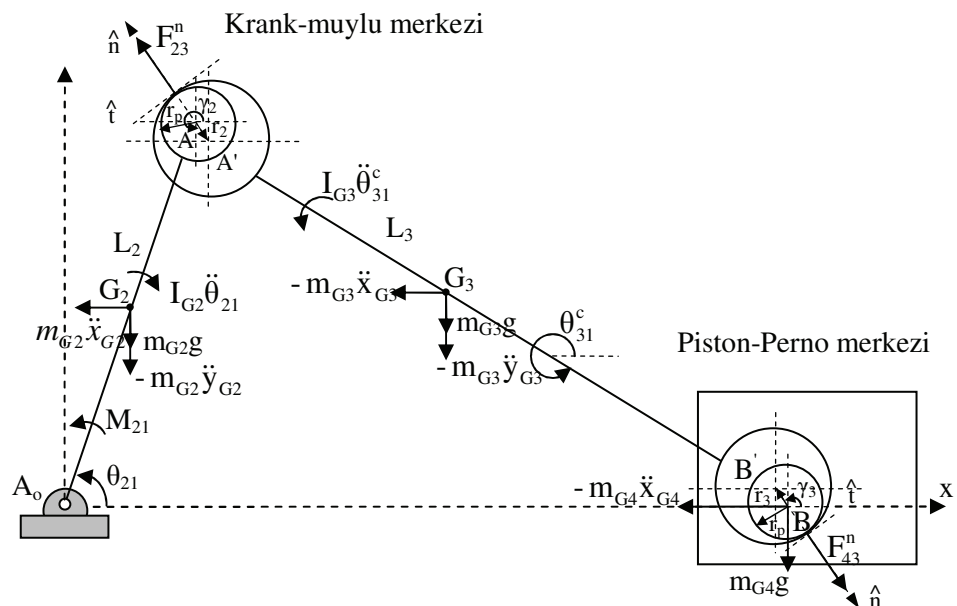
(EK-1.8), (EK-1.9) ve (EK-1.10) nolu denklemlerin (EK-1.1) nolu denklemde yerine yazılması neticesinde, sistemin giriş uzvunun istenilen açısal hızda sabit olarak hareket etmesi için gerekli tahrik momenti tanımlanmış olur.

EK-2

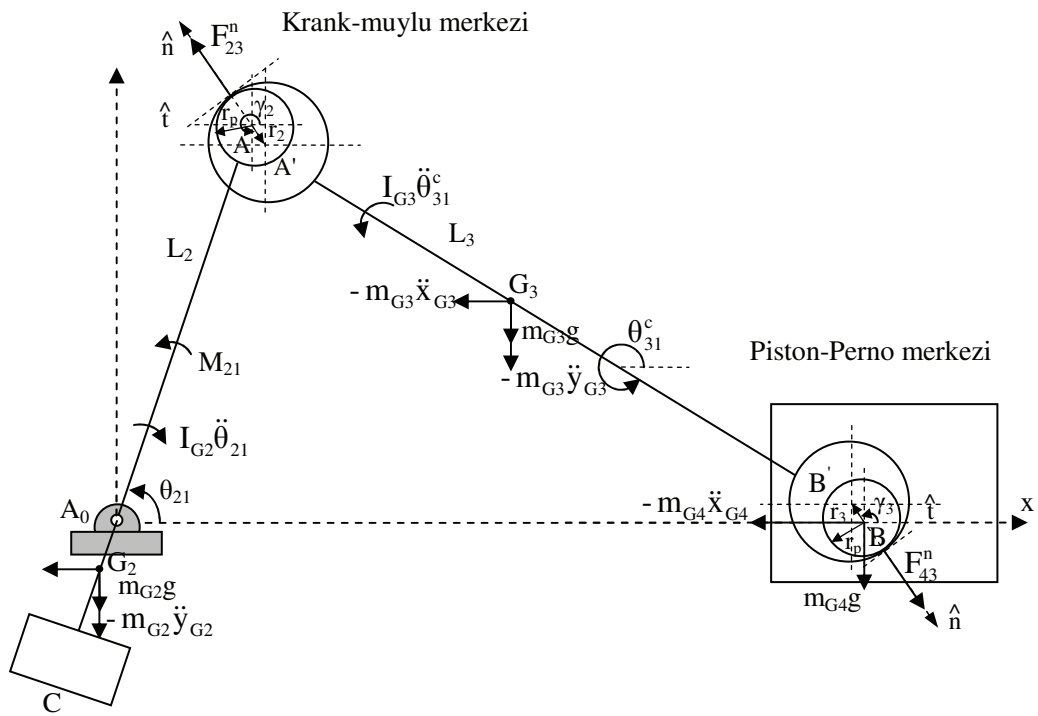
EKLEM BOŞLUKLU MEKANİZMALARIN DİNAMİK ANALİZİ

A - Eklem boşluklu, dengelememiş ve dengelenmiş krank-biyel mekanizmasının dinamik analizi

Eklem boşluklu her iki mekanizmanın dinamik analizinde, Bölüm 4’de belirtildiği gibi süperpozisyon metodundan yararlanılmıştır. Burada; krankın kütle merkezi, A noktası, A’ noktası, biyelin kütle merkezi, B’ noktası ve B noktasına (pistonun kütle merkezi) dinamik olarak indirgenmiş kütlelerin ve giriş momentinin etkileri bağımsız olarak incelenecektir. Eklem bölgesinde mil ve yatak arasında, boşluktan dolayı fiziksel bir bağ bulunmadığı için, bu noktaların atalet etkisi ayrı ayrı incelenmiştir. Sonuçta, ilgili noktadaki kuvvetlerin elde edilmesi için bileşke kuvvetten yararlanılacaktır. İlgili mekanizmaların eklem bölgesindeki temas kuvvetlerinin şematik sunumu Şekil EK-2.1-2.2’de görülmektedir.



Şekil EK-2.1. Eklem boşluklu dengelenmemiş krank-biyel mekanizmasında kuvvetlerin şematik gösterimi



Şekil EK-2.2. Eklem boşluklu dengelenmiş krank-biyel mekanizmasında kuvvetlerin şematik gösterimi

I) Giriş momenti (M_{21}) etkisiyle mekanizma uzuvlarının dinamik analizi:

Ao noktasına göre moment denge şartı;

$$\mathbf{M}_{21}'\mathbf{k} = [L_2 \sin \theta_{21} + r_p \sin(\gamma_2 - \pi)]\mathbf{j} \otimes \mathbf{F}_{23_x}'\mathbf{i} + [L_2 \cos \theta_{21} + r_p \cos(\gamma_2 - \pi)]\mathbf{i} \otimes \mathbf{F}_{23_y}'\mathbf{j} \quad (\text{EK-2.1})$$

Krank muylu merkezindeki temas kuvvetinin x ve y bileşenleri;

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{23_x}^1 &= \mathbf{F}_{23}^{n-1} \cos(\gamma_2 - \pi) \mathbf{i} \\ \mathbf{F}_{23_y}^1 &= \mathbf{F}_{23}^{n-1} \sin(\gamma_2 - \pi) \mathbf{j}\end{aligned}\tag{EK-2.2}$$

$$\begin{aligned} \mathbf{M}_{21}^{\mathbf{I}} = & -\mathbf{F}_{23}^{\mathbf{n-1}} \cos(\gamma_2 - \pi) [L_2 \sin \theta_{21} + r_p \sin(\gamma_2 - \pi)] \\ & + \mathbf{F}_{23}^{\mathbf{n-1}} \sin(\gamma_2 - \pi) [L_2 \cos \theta_{21} + r_p \cos(\gamma_2 - \pi)] \end{aligned} \quad (\text{EK-2.3})$$

Krank muylu merkezindeki kuvvet;

$$\mathbf{F}_{23}^{n-1} = \frac{\mathbf{M}_{21}^1}{\begin{bmatrix} \sin(\gamma_2 - \pi)[L_2 \cos \theta_{21} + r_p \cos(\gamma_2 - \pi)] \\ -\cos(\gamma_2 - \pi)[L_2 \sin \theta_{21} + r_p \sin(\gamma_2 - \pi)] \end{bmatrix}} \quad (\text{EK-2.4})$$

$$\mathbf{F}_{32_x}^1 = -\mathbf{F}_{23_x}^1 \quad (\text{EK-2.5})$$

$$\mathbf{F}_{32_y}^1 = -\mathbf{F}_{23_y}^1$$

$$\mathbf{F}_{12_x}^1 = -\mathbf{F}_{32_x}^1 \quad (\text{EK-2.6})$$

$$\mathbf{F}_{12_y}^1 = -\mathbf{F}_{32_y}^1$$

$$\mathbf{F}_{21_x}^1 = -\mathbf{F}_{12_x}^1 \quad (\text{EK-2.7})$$

$$\mathbf{F}_{21_y}^1 = -\mathbf{F}_{12_y}^1$$

Biyelin denge şartından;

$$\mathbf{F}_{43}^{n-1} + \mathbf{F}_{23}^{n-1} = 0 \Rightarrow \mathbf{F}_{43}^{n-1} = -\mathbf{F}_{23}^{n-1}$$

Piston perno merkezindeki temas kuvvetinin x ve y bileşenleri;

$$\mathbf{F}_{43_x}^1 = \mathbf{F}_{43}^{n-1} \cos(\gamma_3 + \pi) \mathbf{i} \quad (\text{EK-2.8})$$

$$\mathbf{F}_{43_y}^1 = \mathbf{F}_{43}^{n-1} \sin(\gamma_3 + \pi) \mathbf{j}$$

$$\mathbf{F}_{34_x}^1 = -\mathbf{F}_{43_x}^1 \quad (\text{EK-2.9})$$

$$\mathbf{F}_{34_y}^1 = -\mathbf{F}_{43_y}^1$$

$$\mathbf{F}_{14_x}^1 = -\mathbf{F}_{34_x}^1 \quad (\text{EK-2.10})$$

$$\mathbf{F}_{14_y}^1 = -\mathbf{F}_{34_y}^1$$

$$\mathbf{F}_{41_x}^1 = -\mathbf{F}_{14_x}^1 \quad (\text{EK-2.11})$$

$$\mathbf{F}_{41_y}^1 = -\mathbf{F}_{14_y}^1$$

II) Krankın kütle merkezinin ataleti etkisiyle mekanizma uzuvlarının dinamik analizi:

Krankın dinamik denge şartı;

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{12_x}^u + \mathbf{F}_{32_x}^u + (-m_{G2}\ddot{\mathbf{x}}_{G2}) &= 0 \\ \mathbf{F}_{12_y}^u + \mathbf{F}_{32_y}^u + (-m_{G2}\ddot{\mathbf{y}}_{G2}) + (-m_{G2}\mathbf{g}) &= 0 \\ \sum \mathbf{M}_{A_0} + (-I_{G2}\ddot{\theta}_{21}) &= 0 \end{aligned} \quad (\text{EK-2.12})$$

Krank muylu merkezindeki temas kuvvetinin x ve y bileşenleri;

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{32_x}^u &= \mathbf{F}_{32}^{n-u} \cos(\gamma_2) \mathbf{i} \\ \mathbf{F}_{32_y}^u &= \mathbf{F}_{32}^{n-u} \sin(\gamma_2) \mathbf{j} \end{aligned} \quad (\text{EK-2.13})$$

Krank ana yatağındaki kuvvet;

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{12_x}^u &= -\mathbf{F}_{32_x}^u - (-m_{G2}\ddot{\mathbf{x}}_{G2}) \\ \mathbf{F}_{12_y}^u &= -\mathbf{F}_{32_y}^u - (-m_{G2}\ddot{\mathbf{y}}_{G2}) - (-m_{G2}\mathbf{g}) \end{aligned} \quad (\text{EK-2.14})$$

Ao noktasına göre moment denge şartı;

$$\begin{aligned} &[L_2 \sin \theta_{21} + r_p \sin(\gamma_2 - \pi)] \mathbf{j} \otimes \mathbf{F}_{32_x}^u \mathbf{i} + [L_2 \cos \theta_{21} + r_p \cos(\gamma_2 - \pi)] \mathbf{i} \otimes \mathbf{F}_{32_y}^u \mathbf{j} \\ &+ \overline{A_o G_2} \sin \theta_{21} \mathbf{j} \otimes (-m_{G2}\ddot{\mathbf{x}}_{G2}) \mathbf{i} \\ &+ \overline{A_o G_2} \cos \theta_{21} \mathbf{i} + [(-m_{G2}\ddot{\mathbf{y}}_{G2}) + (-m_{G2}\mathbf{g})] \mathbf{j} + (-I_{G2}\ddot{\theta}_{21}) \mathbf{k} = 0 \end{aligned} \quad (\text{EK-2.15})$$

Krank muylu merkezindeki kuvvet;

$$\mathbf{F}_{32}^{n-u} = \frac{\begin{bmatrix} (-m_{G2}\ddot{\mathbf{x}}_{G2}) \overline{A_o G_2} \sin \theta_{21} \\ -[(-m_{G2}\ddot{\mathbf{y}}_{G2}) + (-m_{G2}\mathbf{g})] \overline{A_o G_2} \cos \theta_{21} - (-I_{G2}\ddot{\theta}_{21}) \end{bmatrix}}{\begin{bmatrix} \sin(\gamma_2) [L_2 \cos \theta_{21} + r_p \cos(\gamma_2 - \pi)] \\ -\cos(\gamma_2) [L_2 \sin \theta_{21} + r_p \sin(\gamma_2 - \pi)] \end{bmatrix}} \quad (\text{EK-2.16})$$

Uzuvların denge şartından;

$$\mathbf{F}_{21_x}^u = -\mathbf{F}_{12_x}^u \quad (\text{EK-2.17})$$

$$\mathbf{F}_{21_y}^u = -\mathbf{F}_{12_y}^u$$

$$\mathbf{F}_{23_y}^u = -\mathbf{F}_{32_y}^u \quad (\text{EK-2.18})$$

$$\mathbf{F}_{23_x}^u = -\mathbf{F}_{32_x}^u$$

Biyelin denge şartından;

$$\mathbf{F}_{43}^{n-u} + \mathbf{F}_{23}^{n-u} = 0 \Rightarrow \mathbf{F}_{43}^{n-u} = -\mathbf{F}_{23}^{n-u}$$

Piston perno merkezindeki temas kuvvetinin x ve y bileşenleri;

$$\mathbf{F}_{43_x}^u = \mathbf{F}_{43}^{n-u} \cos(\gamma_3 + \pi) \mathbf{i} \quad (\text{EK-2.19})$$

$$\mathbf{F}_{43_y}^u = \mathbf{F}_{43}^{n-u} \sin(\gamma_3 + \pi) \mathbf{j}$$

$$\mathbf{F}_{34_x}^u = -\mathbf{F}_{43_x}^u \quad (\text{EK-2.20})$$

$$\mathbf{F}_{34_y}^u = -\mathbf{F}_{43_y}^u$$

$$\mathbf{F}_{14_x}^u = -\mathbf{F}_{34_x}^u \quad (\text{EK-4.21})$$

$$\mathbf{F}_{14_y}^u = -\mathbf{F}_{34_y}^u$$

$$\mathbf{F}_{41_x}^u = -\mathbf{F}_{14_x}^u \quad (\text{EK-2.22})$$

$$\mathbf{F}_{41_y}^u = -\mathbf{F}_{14_y}^u$$

III) A noktasının ataleti etkisiyle mekanizma uzuvlarının dinamik analizi:

Krankın dinamik denge şartı;

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{12_x}^u + \mathbf{F}_{32_x}^u + (-m_A \ddot{\mathbf{x}}_A) &= 0 \\ \mathbf{F}_{12_y}^u + \mathbf{F}_{32_y}^u + (-m_A \ddot{\mathbf{y}}_A) + (-m_A \mathbf{g}) &= 0 \\ \sum \mathbf{M}_{A_0} &= 0 \end{aligned} \quad (\text{EK-2.23})$$

Krank muylu merkezindeki temas kuvvetinin x ve y bileşenleri;

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{32_x}^{\text{III}} &= \mathbf{F}_{32}^{\text{n-III}} \cos(\gamma_2) \mathbf{i} \\ \mathbf{F}_{32_y}^{\text{III}} &= \mathbf{F}_{32}^{\text{n-III}} \sin(\gamma_2) \mathbf{j}\end{aligned}\quad (\text{EK-2.24})$$

Krank ana yatağındaki kuvvetin bileşenleri;

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{12_x}^{\text{III}} &= -\mathbf{F}_{32_x}^{\text{III}} - (-m_A \ddot{\mathbf{x}}_A) \\ \mathbf{F}_{12_y}^{\text{III}} &= -\mathbf{F}_{32_y}^{\text{III}} - (-m_A \ddot{\mathbf{y}}_A) - (-m_A \mathbf{g})\end{aligned}\quad (\text{EK-2.25})$$

Ao noktasına göre moment denge şartı;

$$\begin{aligned}& -\mathbf{F}_{32}^{\text{n-III}} \cos(\gamma_2) [L_2 \sin \theta_{21} + r_p \sin(\gamma_2 - \pi)] \mathbf{k} \\ & + \mathbf{F}_{32}^{\text{n-III}} \sin(\gamma_2) [L_2 \cos \theta_{21} + r_p \cos(\gamma_2 - \pi)] \mathbf{k} \\ & - (-m_A \ddot{\mathbf{x}}_A) L_2 \sin \theta_{21} \mathbf{k} + [(-m_A \ddot{\mathbf{y}}_A) + (-m_A \mathbf{g})] L_2 \cos \theta_{21} \mathbf{k} = 0\end{aligned}\quad (\text{EK-2.26})$$

Krank muylu merkezindeki temas kuvveti;

$$\mathbf{F}_{32}^{\text{n-III}} = \frac{\begin{bmatrix} (-m_A \ddot{\mathbf{x}}_A) L_2 \sin \theta_{21} \\ -[(-m_A \ddot{\mathbf{y}}_A) + (-m_A \mathbf{g})] L_2 \cos \theta_{21} \end{bmatrix}}{\begin{bmatrix} \sin(\gamma_2) [L_2 \cos \theta_{21} + r_p \cos(\gamma_2 - \pi)] \\ -\cos(\gamma_2) [L_2 \sin \theta_{21} + r_p \sin(\gamma_2 - \pi)] \end{bmatrix}}\quad (\text{EK-2.27})$$

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{21_x}^{\text{III}} &= -\mathbf{F}_{12_x}^{\text{III}} \\ \mathbf{F}_{21_y}^{\text{III}} &= -\mathbf{F}_{12_y}^{\text{III}}\end{aligned}\quad (\text{EK-2.28})$$

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{23_x}^{\text{III}} &= -\mathbf{F}_{32_x}^{\text{III}} \\ \mathbf{F}_{23_y}^{\text{III}} &= -\mathbf{F}_{32_y}^{\text{III}}\end{aligned}\quad (\text{EK-2.29})$$

Biyelin denge şartından;

$$\mathbf{F}_{43}^{\text{n-III}} + \mathbf{F}_{23}^{\text{n-III}} = \mathbf{0} \Rightarrow \mathbf{F}_{43}^{\text{n-III}} = -\mathbf{F}_{23}^{\text{n-III}}$$

Piston perno merkezindeki temas kuvvetinin x ve y bileşenleri;

$$\mathbf{F}_{43_x}^{\text{III}} = \mathbf{F}_{43}^{\text{n-III}} \cos(\gamma_3 + \pi) \mathbf{i} \quad (\text{EK-2.30})$$

$$\mathbf{F}_{43_y}^{\text{III}} = \mathbf{F}_{43}^{\text{n-III}} \sin(\gamma_3 + \pi) \mathbf{j}$$

$$\mathbf{F}_{34_x}^{\text{III}} = -\mathbf{F}_{43_x}^{\text{III}} \quad (\text{EK-2.31})$$

$$\mathbf{F}_{34_y}^{\text{III}} = -\mathbf{F}_{43_y}^{\text{III}}$$

$$\mathbf{F}_{14_x}^{\text{III}} = -\mathbf{F}_{34_x}^{\text{III}} \quad (\text{EK-2.32})$$

$$\mathbf{F}_{14_y}^{\text{III}} = -\mathbf{F}_{34_y}^{\text{III}}$$

$$\mathbf{F}_{41_x}^{\text{III}} = -\mathbf{F}_{14_x}^{\text{III}} \quad (\text{EK-2.33})$$

$$\mathbf{F}_{41_y}^{\text{III}} = -\mathbf{F}_{14_y}^{\text{III}}$$

IV) Biyelin kütle merkezinin ataleti etkisiyle mekanizma uzuvlarının dinamik analizi:

Biyelin dinamik denge şartından;

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{23_x}^{\text{IV}} + \mathbf{F}_{43_x}^{\text{IV}} + (-m_{G3}\ddot{\mathbf{x}}_{G3}) &= 0 \\ \mathbf{F}_{23_y}^{\text{IV}} + \mathbf{F}_{43_y}^{\text{IV}} + (-m_{G3}\ddot{\mathbf{y}}_{G3}) + (-m_{G3}\mathbf{g}) &= 0 \\ \sum \mathbf{M}_{G3} + (-I_{G3}\ddot{\theta}_{31}^c) &= 0 \end{aligned} \quad (\text{EK-2.34})$$

Piston perno merkezindeki temas kuvvetinin x ve y bileşenleri;

$$\mathbf{F}_{43_x}^{\text{IV}} = \mathbf{F}_{43}^{\text{n-IV}} \cos(\gamma_3) \mathbf{i} \quad (\text{EK-2.35})$$

$$\mathbf{F}_{43_y}^{\text{IV}} = \mathbf{F}_{43}^{\text{n-IV}} \sin(\gamma_3) \mathbf{j}$$

Krank muylu merkezindeki temas kuvvetinin x ve y bileşenleri;

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{23_x}^{\text{IV}} &= -\mathbf{F}_{43_x}^{\text{IV}} - (-m_{G3}\ddot{\mathbf{x}}_{G3}) \\ \mathbf{F}_{23_y}^{\text{IV}} &= -\mathbf{F}_{43_y}^{\text{IV}} - (-m_{G3}\ddot{\mathbf{y}}_{G3}) - (-m_{G3}\mathbf{g}) \end{aligned} \quad (\text{EK-2.36})$$

G_3 noktasına göre moment denge şartı;

$$\begin{aligned}
& \left[\overline{A'G_3} \sin(\theta_{31}^c - \pi) + (r_2 + r_p) \sin(\gamma_2 - \pi) \right] \mathbf{j} \otimes \mathbf{F}_{23_x}^{\text{iv}} \mathbf{i} \\
& + \left[\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c - \pi) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi) \right] \mathbf{i} \otimes \mathbf{F}_{23_y}^{\text{iv}} \mathbf{j} \\
& + \left[\overline{B'G_3} \sin \theta_{31}^c + (r_3 + r_p) \sin(\gamma_3 + \pi) \right] \mathbf{j} \otimes \mathbf{F}_{43_x}^{\text{iv}} \mathbf{i} \\
& + \left[\overline{B'G_3} \cos \theta_{31}^c + (r_3 + r_p) \cos(\gamma_3 + \pi) \right] \mathbf{i} \otimes \mathbf{F}_{43_y}^{\text{iv}} \mathbf{j} + (-I_{G_3} \ddot{\theta}_{31}^c) \mathbf{k} = 0
\end{aligned} \tag{EK-2.37}$$

Piston perno merkezindeki temas kuvveti;

$$\mathbf{F}_{43}^{\text{n-iv}} = \frac{\begin{bmatrix} -(-m_{G_3} \ddot{\mathbf{x}}_{G_3}) \left[\overline{A'G_3} \sin(\theta_{31}^c - \pi) + (r_2 + r_p) \sin(\gamma_2 - \pi) - (-I_{G_3} \ddot{\theta}_{31}^c) \right] \\ + [(-m_{G_3} \ddot{\mathbf{y}}_{G_3}) + (-m_{G_3} \mathbf{g})] \left[\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c - \pi) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi) \right] \end{bmatrix}}{\begin{bmatrix} \cos(\gamma_3) \left[\overline{A'G_3} \sin(\theta_{31}^c - \pi) + (r_2 + r_p) \sin(\gamma_2 - \pi) \right] \\ - \sin(\gamma_3) \left[\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c - \pi) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi) \right] \\ - \cos(\gamma_3) \left[\overline{B'G_3} \sin \theta_{31}^c + (r_3 + r_p) \sin(\gamma_3 + \pi) \right] \\ + \sin(\gamma_3) \left[\overline{B'G_3} \cos \theta_{31}^c + (r_3 + r_p) \cos(\gamma_3 + \pi) \right] \end{bmatrix}} \tag{EK-2.38}$$

Uzuvların denge şartından;

$$\mathbf{F}_{32_x}^{\text{iv}} = -\mathbf{F}_{23_x}^{\text{iv}} \tag{EK-2.39}$$

$$\mathbf{F}_{32_y}^{\text{iv}} = -\mathbf{F}_{23_y}^{\text{iv}}$$

$$\mathbf{F}_{12_x}^{\text{iv}} = -\mathbf{F}_{32_x}^{\text{iv}} \tag{EK-2.40}$$

$$\mathbf{F}_{12_y}^{\text{iv}} = -\mathbf{F}_{32_y}^{\text{iv}}$$

$$\mathbf{F}_{21_x}^{\text{iv}} = -\mathbf{F}_{12_x}^{\text{iv}} \tag{EK-2.41}$$

$$\mathbf{F}_{21_y}^{\text{iv}} = -\mathbf{F}_{12_y}^{\text{iv}}$$

$$\mathbf{F}_{34_x}^{\text{iv}} = -\mathbf{F}_{43_x}^{\text{iv}} \tag{EK-2.42}$$

$$\mathbf{F}_{34_y}^{\text{iv}} = -\mathbf{F}_{43_y}^{\text{iv}}$$

$$\mathbf{F}_{14_x}^{\text{iv}} = -\mathbf{F}_{34_x}^{\text{iv}} \tag{EK-2.43}$$

$$\mathbf{F}_{14_y}^{\text{iv}} = -\mathbf{F}_{34_y}^{\text{iv}}$$

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{41_x}^{iv} &= -\mathbf{F}_{14_x}^{iv} \\ \mathbf{F}_{41_y}^{iv} &= -\mathbf{F}_{14_y}^{iv}\end{aligned}\quad (\text{EK-2.44})$$

V) A' noktasının ataleti etkisiyle mekanizma uzuvlarının dinamik analizi:

Biyelin dinamik denge şartından;

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{23_x}^v + \mathbf{F}_{43_x}^v + (-m_{A'}\ddot{\mathbf{x}}_{A'}) &= 0 \\ \mathbf{F}_{23_y}^v + \mathbf{F}_{43_y}^v + (-m_{A'}\ddot{\mathbf{y}}_{A'}) + (-m_{A'}\mathbf{g}) &= 0 \\ \sum \mathbf{M}_{G_3} &= 0\end{aligned}\quad (\text{EK-2.45})$$

Piston perno merkezindeki temas kuvvetinin x ve y bileşenleri;

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{43_x}^v &= \mathbf{F}_{43}^{n-v} \cos(\gamma_3) \mathbf{i} \\ \mathbf{F}_{43_y}^v &= \mathbf{F}_{43}^{n-v} \sin(\gamma_3) \mathbf{j}\end{aligned}\quad (\text{EK-2.46})$$

Krank muylu merkezindeki temas kuvvetinin x ve y bileşenleri;

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{23_x}^v &= -\mathbf{F}_{43_x}^v - (-m_{A'}\ddot{\mathbf{x}}_{A'}) \\ \mathbf{F}_{23_y}^v &= -\mathbf{F}_{43_y}^v - (-m_{A'}\ddot{\mathbf{y}}_{A'}) - (-m_{A'}g)\end{aligned}\quad (\text{EK-2.47})$$

G_3 noktasına göre moment denge şartı;

$$\begin{aligned}& \left[\overline{A'G_3} \sin(\theta_{31}^c - \pi) + (r_2 + r_p) \sin(\gamma_2 - \pi) \right] \mathbf{j} \otimes \mathbf{F}_{23_x}^v \mathbf{i} \\ & + \left[\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c - \pi) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi) \right] \mathbf{i} \otimes \mathbf{F}_{23_y}^v \mathbf{j} \\ & + \overline{A'G_3} \sin(\theta_{31}^c - \pi) \mathbf{j} \otimes (-m_{A'}\ddot{\mathbf{x}}_{A'}) \mathbf{i} \\ & + \overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c - \pi) \mathbf{i} \otimes [(-m_{A'}\ddot{\mathbf{y}}_{A'}) + (-m_{A'}\mathbf{g})] \mathbf{j} \\ & + \left[\overline{B'G_3} \sin \theta_{31}^c + (r_3 + r_p) \sin(\gamma_3 + \pi) \right] \mathbf{j} \otimes \mathbf{F}_{43_x}^v \mathbf{i} \\ & + \left[\overline{B'G_3} \cos \theta_{31}^c + (r_3 + r_p) \cos(\gamma_3 + \pi) \right] \mathbf{i} \otimes \mathbf{F}_{43_y}^v \mathbf{j} = 0\end{aligned}\quad (\text{EK-2.48})$$

Piston perno merkezindeki temas kuvveti;

$$\mathbf{F}_{43}^{n-v} = \frac{\begin{bmatrix} -(-m_A \ddot{\mathbf{x}}_{A'}) [\overline{A'G_3} \sin(\theta_{31}^c - \pi) + (r_2 + r_p) \sin(\gamma_2 - \pi)] \\ + [(-m_A \ddot{\mathbf{y}}_{A'}) + (-m_A \mathbf{g})] [\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c - \pi) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi)] \\ + (-m_A \ddot{\mathbf{x}}_{A'}) \overline{A'G_3} \sin(\theta_{31}^c - \pi) \\ - [(-m_A \ddot{\mathbf{y}}_{A'}) + (-m_A \mathbf{g})] \overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c - \pi) \end{bmatrix}}{\begin{bmatrix} \cos(\gamma_3) [\overline{A'G_3} \sin(\theta_{31}^c - \pi) + (r_2 + r_p) \sin(\gamma_2 - \pi)] \\ - \sin(\gamma_3) [\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c - \pi) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi)] \\ - \cos(\gamma_3) [\overline{B'G_3} \sin \theta_{31}^c + (r_3 + r_p) \sin(\gamma_3 + \pi)] \\ + \sin(\gamma_3) [\overline{B'G_3} \cos \theta_{31}^c + (r_3 + r_p) \cos(\gamma_3 + \pi)] \end{bmatrix}} \quad (\text{EK-2.49})$$

Uzuvların denge şartından;

$$\mathbf{F}_{32_x}^v = -\mathbf{F}_{23_x}^v \quad (\text{EK-2.50})$$

$$\mathbf{F}_{32_y}^v = -\mathbf{F}_{23_y}^v$$

$$\mathbf{F}_{12_x}^v = -\mathbf{F}_{32_x}^v \quad (\text{EK-2.51})$$

$$\mathbf{F}_{12_y}^v = -\mathbf{F}_{32_y}^v$$

$$\mathbf{F}_{21_x}^v = -\mathbf{F}_{12_x}^v \quad (\text{EK-2.52})$$

$$\mathbf{F}_{21_y}^v = -\mathbf{F}_{12_y}^v$$

$$\mathbf{F}_{34_x}^v = -\mathbf{F}_{43_x}^v \quad (\text{EK-2.53})$$

$$\mathbf{F}_{34_y}^v = -\mathbf{F}_{43_y}^v$$

$$\mathbf{F}_{14_x}^v = -\mathbf{F}_{34_x}^v \quad (\text{EK-2.54})$$

$$\mathbf{F}_{14_y}^v = -\mathbf{F}_{34_y}^v$$

$$\mathbf{F}_{41_x}^v = -\mathbf{F}_{14_x}^v \quad (\text{EK-2.55})$$

$$\mathbf{F}_{41_y}^v = -\mathbf{F}_{14_y}^v$$

VI) B' noktasının ataleti etkisiyle mekanizma uzuvlarının dinamik analizi:

Biyelin dinamik denge şartından;

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{23_x}^v + \mathbf{F}_{43_x}^v + (-m_B \ddot{\mathbf{x}}_{B'}) &= 0 \\ \mathbf{F}_{23_y}^v + \mathbf{F}_{43_y}^v + (-m_B \ddot{\mathbf{y}}_{B'}) + (-m_B \mathbf{g}) &= 0 \end{aligned} \quad (\text{EK-2.56})$$

$$\sum \mathbf{M}_{G3} = 0$$

Piston perno merkezindeki temas kuvvetinin x ve y bileşenleri;

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{43_x}^{v_i} &= \mathbf{F}_{43}^{n-v_i} \cos(\gamma_3) \mathbf{i} \\ \mathbf{F}_{43_y}^{v_i} &= \mathbf{F}_{43}^{n-v_i} \sin(\gamma_3) \mathbf{j}\end{aligned}\quad (\text{EK-2.57})$$

Krank muylu merkezindeki temas kuvvetinin x ve y bileşenleri;

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{23_x}^{v_i} &= -\mathbf{F}_{43_x}^{v_i} - (-m_{B'} \ddot{\mathbf{x}}_{B'}) \\ \mathbf{F}_{23_y}^{v_i} &= -\mathbf{F}_{43_y}^{v_i} - (-m_{B'} \ddot{\mathbf{y}}_{B'}) - (-m_{B'} \mathbf{g})\end{aligned}\quad (\text{EK-2.58})$$

G_3 noktasına göre moment denge şartı;

$$\begin{aligned}& \left[\overline{A'G_3} \sin(\theta_{31}^c - \pi) + (r_2 + r_p) \sin(\gamma_2 - \pi) \right] \mathbf{j} \otimes \mathbf{F}_{23_x}^{v_i} \mathbf{i} \\ & + \left[\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c - \pi) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi) \right] \mathbf{i} \otimes \mathbf{F}_{23_y}^{v_i} \mathbf{j} \\ & + \overline{B'G_3} \sin \theta_{31}^c \mathbf{j} \otimes (-m_{B'} \ddot{\mathbf{x}}_{B'}) \mathbf{i} \\ & + \overline{B'G_3} \cos \theta_{31}^c \mathbf{i} \otimes [(-m_{B'} \ddot{\mathbf{y}}_{B'}) + (-m_{B'} \mathbf{g})] \mathbf{j} \\ & + \left[\overline{B'G_3} \sin \theta_{31}^c + (r_3 + r_p) \sin(\gamma_3 + \pi) \right] \mathbf{j} \otimes \mathbf{F}_{43_x}^{v_i} \mathbf{i} \\ & + \left[\overline{B'G_3} \cos \theta_{31}^c + (r_3 + r_p) \cos(\gamma_3 + \pi) \right] \mathbf{i} \otimes \mathbf{F}_{43_y}^{v_i} \mathbf{j} = 0\end{aligned}\quad (\text{EK-2.59})$$

Piston perno merkezindeki temas kuvveti;

$$\mathbf{F}_{43}^{n-v_i} = \frac{\begin{bmatrix} -(-m_{B'} \ddot{\mathbf{x}}_{B'}) \left[\overline{A'G_3} \sin(\theta_{31}^c - \pi) + (r_2 + r_p) \sin(\gamma_2 - \pi) \right] \\ + [(-m_{B'} \ddot{\mathbf{y}}_{B'}) + (-m_{B'} \mathbf{g})] \left[\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c - \pi) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi) \right] \\ + (-m_{B'} \ddot{\mathbf{x}}_{B'}) \overline{B'G_3} \sin \theta_{31}^c \\ - [(-m_{B'} \ddot{\mathbf{y}}_{B'}) + (-m_{B'} \mathbf{g})] \overline{B'G_3} \cos \theta_{31}^c \end{bmatrix}}{\begin{bmatrix} \cos(\gamma_3) \left[\overline{A'G_3} \sin(\theta_{31}^c - \pi) + (r_2 + r_p) \sin(\gamma_2 - \pi) \right] \\ - \sin(\gamma_3) \left[\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c - \pi) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi) \right] \\ - \cos(\gamma_3) \left[\overline{B'G_3} \sin \theta_{31}^c + (r_3 + r_p) \sin(\gamma_3 + \pi) \right] \\ + \sin(\gamma_3) \left[\overline{B'G_3} \cos \theta_{31}^c + (r_3 + r_p) \cos(\gamma_3 + \pi) \right] \end{bmatrix}}\quad (\text{EK-2.60})$$

Uzuvların denge şartından;

$$\mathbf{F}_{32_x}^{vi} = -\mathbf{F}_{23_x}^{vi} \quad (\text{EK-2.61})$$

$$\mathbf{F}_{32_y}^{vi} = -\mathbf{F}_{23_y}^{vi}$$

$$\mathbf{F}_{12_x}^{vi} = -\mathbf{F}_{32_x}^{vi} \quad (\text{EK-2.62})$$

$$\mathbf{F}_{12_y}^{vi} = -\mathbf{F}_{32_y}^{vi}$$

$$\mathbf{F}_{21_x}^{vi} = -\mathbf{F}_{12_x}^{vi} \quad (\text{EK-2.63})$$

$$\mathbf{F}_{21_y}^{vi} = -\mathbf{F}_{12_y}^{vi}$$

$$\mathbf{F}_{34_x}^{vi} = -\mathbf{F}_{43_x}^{vi} \quad (\text{EK-2.64})$$

$$\mathbf{F}_{34_y}^{vi} = -\mathbf{F}_{43_y}^{vi}$$

$$\mathbf{F}_{14_x}^{vi} = -\mathbf{F}_{34_x}^{vi} \quad (\text{EK-2.65})$$

$$\mathbf{F}_{14_y}^{vi} = -\mathbf{F}_{34_y}^{vi}$$

$$\mathbf{F}_{41_x}^{vi} = -\mathbf{F}_{14_x}^{vi} \quad (\text{EK-2.66})$$

$$\mathbf{F}_{41_y}^{vi} = -\mathbf{F}_{14_y}^{vi}$$

VII) B noktasının ataleti etkisiyle mekanizma uzuvlarının dinamik analizi:

Piston uzvunun dinamik denge şartından;

$$\mathbf{F}_{34_x}^{vu} + (-m_B \ddot{\mathbf{x}}_B) = 0 \quad (\text{EK-2.67})$$

$$\mathbf{F}_{14_y}^{vu} + \mathbf{F}_{34_y}^{vu} + (-m_B \mathbf{g}) = 0$$

Piston perno merkezindeki temas kuvvetinin x ve y bileşenleri;

$$\mathbf{F}_{34_x}^{vu} = \mathbf{F}_{34}^{n-vu} \cos(\gamma_3) \mathbf{i} \quad (\text{EK-2.68})$$

$$\mathbf{F}_{34_y}^{vu} = \mathbf{F}_{34}^{n-vu} \sin(\gamma_3) \mathbf{j}$$

$$\mathbf{F}_{34}^{n-vu} = \frac{-(-m_B \ddot{\mathbf{x}}_B)}{\cos(\gamma_3)} \quad (\text{EK-2.69})$$

$$\mathbf{F}_{14_y}^{vu} = -[\mathbf{F}_{34}^{n-vu} \sin(\gamma_3)] - (-m_B \mathbf{g}) \quad (\text{EK-2.70})$$

Uzuvların denge şartından;

$$\mathbf{F}_{43_x}^{vu} = -\mathbf{F}_{34_x}^{vu} \quad (\text{EK-2.71})$$

$$\mathbf{F}_{43_y}^{vu} = -\mathbf{F}_{34_y}^{vu}$$

$$\mathbf{F}_{41_y}^{vu} = -\mathbf{F}_{14_y}^{vu} \quad (\text{EK-2.72})$$

Biyelin denge şartından;

$$\mathbf{F}_{23}^{n-vu} + \mathbf{F}_{43}^{n-vu} = \mathbf{0} \Rightarrow \mathbf{F}_{23}^{n-vu} = -\mathbf{F}_{43}^{n-vu} \quad (\text{EK-2.73})$$

Krank muylu merkezindeki temas kuvvetinin x ve y bileşenleri;

$$\mathbf{F}_{23_x}^{vu} = \mathbf{F}_{23}^{n-vu} \cos(\gamma_2 - \pi) \mathbf{i} \quad (\text{EK-2.74})$$

$$\mathbf{F}_{23_y}^{vu} = \mathbf{F}_{23}^{n-vu} \sin(\gamma_2 - \pi) \mathbf{j}$$

Uzuvların denge şartından;

$$\mathbf{F}_{32_x}^{vu} = -\mathbf{F}_{23_x}^{vu} \quad (\text{EK-2.75})$$

$$\mathbf{F}_{32_y}^{vu} = -\mathbf{F}_{23_y}^{vu}$$

$$\mathbf{F}_{12_x}^{vu} = -\mathbf{F}_{32_x}^{vu} \quad (\text{EK-2.76})$$

$$\mathbf{F}_{12_y}^{vu} = -\mathbf{F}_{32_y}^{vu}$$

$$\mathbf{F}_{21_x}^{vu} = -\mathbf{F}_{12_x}^{vu} \quad (\text{EK-2.77})$$

$$\mathbf{F}_{21_y}^{vu} = -\mathbf{F}_{12_y}^{vu}$$

Eklem boşluklu, dengelenmiş krank-biyel mekanizmasının dinamik analizinde ise yukarıdaki ifadeler ek olarak C noktasının dinamik olarak indirgenmiş kütlelerinin ve bu noktanın atalet etkisi incelenmelidir.

VIII) C noktasının ataleti etkisiyle mekanizma uzuvlarının dinamik analizi:

Krankın dinamik denge şartı;

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{12_x}^{viii} + \mathbf{F}_{32_x}^{viii} + (-m_c \ddot{\mathbf{x}}_C) &= 0 \\ \mathbf{F}_{12_y}^{viii} + \mathbf{F}_{32_y}^{viii} + (-m_c \ddot{\mathbf{y}}_C) + (-m_c \mathbf{g}) &= 0 \\ \sum \mathbf{M}_{A_o} &= 0 \end{aligned} \quad (\text{EK-2.78})$$

Krank muylu merkezindeki temas kuvvetinin x ve y bileşenleri;

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{32_x}^{viii} &= \mathbf{F}_{32}^{n-viii} \cos(\gamma_2) \mathbf{i} \\ \mathbf{F}_{32_y}^{viii} &= \mathbf{F}_{32}^{n-viii} \sin(\gamma_2) \mathbf{j} \end{aligned} \quad (\text{EK-2.79})$$

Krank ana yatağındaki kuvvetin bileşenleri;

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{12_x}^{viii} &= -\mathbf{F}_{32_x}^{viii} - (-m_c \ddot{\mathbf{x}}_C) \\ \mathbf{F}_{12_y}^{viii} &= -\mathbf{F}_{32_y}^{viii} - (-m_c \ddot{\mathbf{y}}_C) - (-m_c \mathbf{g}) \end{aligned} \quad (\text{EK-2.80})$$

Ao noktasına göre moment denge şartı;

$$\begin{aligned} & -\mathbf{F}_{32}^{n-viii} \cos(\gamma_2) [L_2 \sin \theta_{21} + r_p \sin(\gamma_2 - \pi)] \mathbf{k} \\ & + \mathbf{F}_{32}^{n-viii} \sin(\gamma_2) [L_2 \cos \theta_{21} + r_p \cos(\gamma_2 - \pi)] \mathbf{k} \\ & - (-m_c \ddot{\mathbf{x}}_C) A_o C \sin \theta_{21} \mathbf{k} + [(-m_c \ddot{\mathbf{y}}_C) + (-m_c \mathbf{g})] A_o C \cos \theta_{21} \mathbf{k} = 0 \end{aligned} \quad (\text{EK-2.81})$$

Krank muylu merkezindeki temas kuvveti;

$$\mathbf{F}_{32}^{n-viii} = \frac{\begin{bmatrix} (-m_c \ddot{\mathbf{x}}_C) A_o C \sin \theta_{21} \\ -[(-m_c \ddot{\mathbf{y}}_C) + (-m_c \mathbf{g})] A_o C \cos \theta_{21} \end{bmatrix}}{\begin{bmatrix} \sin(\gamma_2) [L_2 \cos \theta_{21} + r_p \cos(\gamma_2 - \pi)] \\ -\cos(\gamma_2) [L_2 \sin \theta_{21} + r_p \sin(\gamma_2 - \pi)] \end{bmatrix}} \quad (\text{EK-2.82})$$

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{21_x}^{viii} &= -\mathbf{F}_{12_x}^{viii} \\ \mathbf{F}_{21_y}^{viii} &= -\mathbf{F}_{12_y}^{viii} \end{aligned} \quad (\text{EK-2.83})$$

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{23_x}^{viii} &= -\mathbf{F}_{32_x}^{viii} \\ \mathbf{F}_{23_y}^{viii} &= -\mathbf{F}_{32_y}^{viii} \end{aligned} \quad (\text{EK-2.84})$$

Biyelin denge şartından;

$$\mathbf{F}_{43}^{n-viii} + \mathbf{F}_{23}^{n-viii} = \mathbf{0} \Rightarrow \mathbf{F}_{43}^{n-viii} = -\mathbf{F}_{23}^{n-viii}$$

Piston perno merkezindeki temas kuvvetinin x ve y bileşenleri;

$$\mathbf{F}_{43_x}^{viii} = \mathbf{F}_{43}^{n-viii} \cos(\gamma_3 + \pi) \mathbf{i} \quad (\text{EK-2.85})$$

$$\mathbf{F}_{43_y}^{viii} = \mathbf{F}_{43}^{n-viii} \sin(\gamma_3 + \pi) \mathbf{j}$$

$$\mathbf{F}_{34_x}^{viii} = -\mathbf{F}_{43_x}^{viii} \quad (\text{EK-2.86})$$

$$\mathbf{F}_{34_y}^{viii} = -\mathbf{F}_{43_y}^{viii}$$

$$\mathbf{F}_{14_x}^{viii} = -\mathbf{F}_{34_x}^{viii} \quad (\text{EK-2.87})$$

$$\mathbf{F}_{14_y}^{viii} = -\mathbf{F}_{34_y}^{viii}$$

$$\mathbf{F}_{41_x}^{viii} = -\mathbf{F}_{14_x}^{viii} \quad (\text{EK-2.88})$$

$$\mathbf{F}_{41_y}^{viii} = -\mathbf{F}_{14_y}^{viii}$$

EK-3

EKLEM KUVVETİNİN ANALİTİK OLARAK GÖSTERİMİ

Bölüm 4'te belirtilen eklem kuvvetlerinin analitik olarak gösterilmesinden matlab programından yararlanılmıştır. Dengelenmemiş ve dengelenmiş hal için F_{43x} kuvvetinin analitik olarak değerleri aşağıda verilmiştir.

Dengelenmemiş hal için eklem bölgesindeki F_{43x} kuvvetinin analitik değeri aşağıdaki gibi bulunmuştur.

$F_{43x}=[166.3434;166.3033;166.1828;165.982;165.7012;165.3404;164.8999;164.38;163.781;163.1033;162.3473;161.5135;160.6025;159.6147;158.551;157.4118;156.1981;154.9105;153.5499;152.1172;150.6133;149.0393;147.396;145.6846;143.9063;142.0622;140.1535;138.1815;136.1476;134.0529;131.8991;129.6875;127.4195;125.0968;122.721;120.2935;117.8161;115.2905;112.7184;110.1016;107.4418;104.7409;102.0008;99.2234;96.4105;93.5642;90.6864;87.7792;84.8445;81.8844;78.9009;75.8962;72.8724;69.8315;66.7756;63.707;60.6276;57.5397;54.4453;51.3467;48.2458;45.1449;42.046;38.9512;35.8626;32.7823;29.7122;26.6544;23.6108;20.5834;17.5742;14.5849;11.6175;8.6738;5.7554;2.8641;0.0016;-2.8305;-5.6306;-8.3973;-11.1291;-13.8246;-16.4825;-19.1014;-21.6802;-24.2178;-26.7131;-29.165;-31.5727;-33.9352;-36.2517;-38.5216;-40.7441;-42.9186;-45.0447;-47.1219;-49.1498;-51.128;-53.0564;-54.9347;-56.7629;-58.5409;-60.2687;-61.9464;-63.5742;-65.1522;-66.6806;-68.16;-69.5905;-70.9726;-72.3069;-73.5938;-74.8338;-76.0277;-77.176;-78.2796;-79.339;-80.3551;-81.3286;-82.2605;-83.1515;-84.0026;-84.8146;-85.5886;-86.3253;-87.0259;-87.6912;-88.3223;-88.9202;-89.4858;-90.0202;-90.5244;-90.9995;-91.4464;-91.8661;-92.2597;-92.6282;-92.9725;-93.2937;-93.5927;-93.8706;-94.1283;-94.3666;-94.5866;-94.7892;-94.9753;-95.1457;-95.3013;-95.443;-95.5715;-95.6878;-95.7925;-95.8864;-95.9702;-96.0448;-96.1106;-96.1685;-96.2191;-96.263;-96.3007;-96.3329;-96.36;-96.3827;-96.4013;-96.4164;-96.4283;-96.4376;-96.4445;-96.4495;-96.4529;-96.4549;-96.4559;-96.4562;-96.4558;-96.4551;-96.4542;-96.4533;-96.4525;-96.4518;-96.4514;-96.4512;-96.4514;-96.4518;-96.4525;-96.4533;-96.4542;-96.4551;-96.4558;-96.4562;-96.4559;-96.4549;-96.4529;-96.4495;-96.4445;-96.4376;-96.4283;-96.4164;-96.4013;-96.3827;-96.36;-96.3329;-96.3007;-96.263;-96.2191;-96.1685;-96.1106;-96.0448;-95.9702;-95.8864;-95.7925;-95.6878;-95.5715;-95.443;-95.3013;-95.1457;-94.9753;-94.7892;-94.5866;-94.3666;-94.1283;-93.8706;-93.5927;-93.2937;-92.9725;-92.6282;-92.2597;-91.8661;-91.4464;-90.9995;-90.5244;-90.0202;-89.4858;-88.9202;-88.3223;-87.6912;-87.0259;-86.3253;-85.5886;-84.8146;-84.0026;-83.1515;-82.2605;-81.3286;-80.3551;-79.339;-78.2796;-77.176;-76.0277;-$

74.8338;-73.5938;-72.3069;-70.9726;-69.5905;-68.16;-66.6806;-65.1522;-
63.5742;-61.9464;-60.2687;-58.5409;-56.7629;-54.9347;-53.0564;-
51.128;-49.1498;-47.1219;-45.0447;-42.9186;-40.7441;-38.5216;-
36.2517;-33.9352;-31.5727;-29.165;-26.7131;-24.2178;-21.6802;-
19.1014;-16.4825;-13.8246;-11.1291;-8.3973;-5.6306;-
2.8305;0.0016;2.8641;5.7554;8.6738;11.6175;14.5849;17.5742;20.5834;23.
6108;26.6544;29.7122;32.7823;35.8626;38.9512;42.046;45.1449;48.2458;51.
3467;54.4453;57.5397;60.6276;63.707;66.7756;69.8315;72.8724;75.8962;7
8.9009;81.8844;84.8445;87.7792;90.6864;93.5642;96.4105;99.2234;102.000
8;104.7409;107.4418;110.1016;112.7184;115.2905;117.8161;120.2935;122.7
21;125.0968;127.4195;129.6875;131.8991;134.0529;136.1476;138.1815;140.
1535;142.0622;143.9063;145.6846;147.396;149.0393;150.6133;152.1172;153
.5499;154.9105;156.1981;157.4118;158.551;159.6147;160.6025;161.5135;16
2.3473;163.1033;163.781;164.38;164.8999;165.3404;165.7012;165.982;166.
1828;166.3033;166.3434;];

Dengelenmiş hal için eklem bölgesindeki F_{43x} kuvvetinin analitik değeri ise aşağıdaki gibidir.

$F_{43x}=[109.7866;109.7602;109.6806;109.5481;109.3628;109.1247;108.8339;1$
08.4908;108.0955;107.6482;107.1492;106.5989;105.9976;105.3457;104.6437
;103.8918;103.0907;102.2409;101.3429;100.3974;99.4048;98.3659;97.2814;
96.1518;94.9782;93.7611;92.5013;91.1998;89.8574;88.4749;87.0534;85.593
8;84.0969;82.5639;80.9959;79.3937;77.7586;76.0917;74.3941;72.6671;70.9
116;69.129;67.3205;65.4874;63.6309;61.7524;59.853;57.9343;55.9974;54.0
437;52.0746;50.0915;48.0958;46.0888;44.0719;42.0466;40.0142;37.9762;35
.9339;33.8888;31.8422;29.7956;27.7504;25.7078;23.6693;21.6363;19.6101;
17.5919;15.5831;13.585;11.599;9.626;7.6676;5.7247;3.7986;1.8903;0.0011
;-1.8681;-3.7162;-5.5422;-7.3452;-9.1242;-10.8784;-12.6069;-14.3089;-
15.9837;-17.6306;-19.2489;-20.838;-22.3972;-23.9261;-25.4243;-
26.8911;-28.3263;-29.7295;-31.1005;-32.4389;-33.7445;-35.0172;-
36.2569;-37.4635;-38.637;-39.7773;-40.8846;-41.959;-43.0005;-44.0092;-
44.9856;-45.9297;-46.8419;-47.7226;-48.5719;-49.3903;-50.1783;-
50.9362;-51.6645;-52.3637;-53.0344;-53.6769;-54.2919;-54.88;-55.4417;-
55.9776;-56.4885;-56.9747;-57.4371;-57.8762;-58.2927;-58.6873;-
59.0606;-59.4133;-59.7461;-60.0597;-60.3546;-60.6316;-60.8914;-
61.1346;-61.3619;-61.5738;-61.7712;-61.9546;-62.1247;-62.282;-
62.4272;-62.5609;-62.6837;-62.7962;-62.8989;-62.9924;-63.0772;-
63.1539;-63.2231;-63.285;-63.3403;-63.3896;-63.433;-63.4712;-63.5046;-
63.5336;-63.5585;-63.5797;-63.5976;-63.6126;-63.6249;-63.6348;-
63.6427;-63.6488;-63.6534;-63.6567;-63.6589;-63.6602;-63.6609;-
63.6611;-63.6608;-63.6604;-63.6598;-63.6592;-63.6586;-63.6582;-
63.6579;-63.6578;-63.6579;-63.6582;-63.6586;-63.6592;-63.6598;-
63.6604;-63.6608;-63.6611;-63.6609;-63.6602;-63.6589;-63.6567;-
63.6534;-63.6488;-63.6427;-63.6348;-63.6249;-63.6126;-63.5976;-
63.5797;-63.5585;-63.5336;-63.5046;-63.4712;-63.433;-63.3896;-
63.3403;-63.285;-63.2231;-63.1539;-63.0772;-62.9924;-62.8989;-
62.7962;-62.6837;-62.5609;-62.4272;-62.282;-62.1247;-61.9546;-
61.7712;-61.5738;-61.3619;-61.1346;-60.8914;-60.6316;-60.3546;-
60.0597;-59.7461;-59.4133;-59.0606;-58.6873;-58.2927;-57.8762;-
57.4371;-56.9747;-56.4885;-55.9776;-55.4417;-54.88;-54.2919;-53.6769;-
53.0344;-52.3637;-51.6645;-50.9362;-50.1783;-49.3903;-48.5719;-
47.7226;-46.8419;-45.9297;-44.9856;-44.0092;-43.0005;-41.959;-
40.8846;-39.7773;-38.637;-37.4635;-36.2569;-35.0172;-33.7445;-
32.4389;-31.1005;-29.7295;-28.3263;-26.8911;-25.4243;-23.9261;-
22.3972;-20.838;-19.2489;-17.6306;-15.9837;-14.3089;-12.6069;-
10.8784;-9.1242;-7.3452;-5.5422;-3.7162;-
1.8681;0.0011;1.8903;3.7986;5.7247;7.6676;9.626;11.599;13.585;15.5831;
17.5919;19.6101;21.6363;23.6693;25.7078;27.7504;29.7956;31.8422;33.888

8;35.9339;37.9762;40.0142;42.0466;44.0719;46.0888;48.0958;50.0915;52.0746;54.0437;55.9974;57.9343;59.853;61.7524;63.6309;65.4874;67.3205;69.129;70.9116;72.6671;74.3941;76.0917;77.7586;79.3937;80.9959;82.5639;84.0969;85.5938;87.0534;88.4749;89.8574;91.1998;92.5013;93.7611;94.9782;96.1518;97.2814;98.3659;99.4048;100.3974;101.3429;102.2409;103.0907;103.8918;104.6437;105.3457;105.9976;106.5989;107.1492;107.6482;108.0955;108.4908;108.8339;109.1247;109.3628;109.5481;109.6806;109.7602;109.7866;]

İlgili analitik çözümlerde görüldüğü gibi eklem bölgesindeki kuvvetin dengeleme işlemi ile önemli oranda azaldığı görülmüştür. Bu oran yaklaşık olarak %65 seviyelerindedir.

ÖZGEÇMİŞ

Mustafa YILDIZ, 09-11-1984 tarihinde İstanbul'da doğdu. İlk ve orta öğrenimini İstanbul'da Mustafa İtri ilköğretim okulunda tamamladı ve İnönü Endüstri Meslek Lisesi Elektrik bölümünden yüksek derece ile mezun oldu. 2002 yılında Erciyes Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde okumaya hak kazandı. 2002-2003 öğretim yılında aynı üniversitede bir sene İngilizce hazırlık okudu. 2006-2007 öğretim yılında Makine Mühendisliği Bölümü'nden birincilik ile mezun oldu. 2007-2008 öğretim yılında Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans eğitimine başladı.

Adres : Murat Mah. Cumhuriyet Cad. Ediz Sok. No:10
34150 Bayrampaşa/İSTANBUL

Tel : (0 544) 422 95 19
: (0 537) 899 13 07

E-mail : knightmystar@hotmail.com